

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BORU EKLEME PARÇLARINDAKİ AKIŞIN ÜÇ BOYUTLU İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makina Mühendisi Tekmile CÜREBAL

**HAZİRAN 2016
TRABZON**



KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

BORU EKLEME PARÇALARINDAKİ AKIŞIN ÜÇ BOYUTLU İNCELENMESİ

Mak. Müh. Tekmile CÜREBAL

Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünce

"MAKİNA YÜKSEK MÜHENDİSİ"

Unvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 10 / 05 / 2016

Tezin Savunma Tarihi : 09 / 06 / 2016

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Ertan BAYDAR

Trabzon 2016

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalında
Tekmile CÜREBAL Tarafından Hazırlanan**

BORU EKLEME PARÇALARINDAKİ AKIŞIN ÜÇ BOYUTLU İNCELENMESİ

başlıklı bu çalışma, Enstitü Yönetim Kurulunun **17 / 05 / 2016** gün ve **1653** sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından yapılan sınavda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

Başkan : Prof. Dr. Ertan BAYDAR

.....

Üye : Doç. Dr. Yücel ÖZMEN

.....

Üye : Doç. Dr. Haydar KÜÇÜK

.....

Prof. Dr. Sadettin KORKMAZ

Enstitü Müdürü

ÖNSÖZ

Son zamanlarda, bilgisayar teknolojisinin gelişmesiyle akış ve ısı transferi problemlerinin analizi için, sayısal yöntem ve algoritmalara dayalı, daha kısa sürede daha ekonomik bir çözüm sunan hesaplamalı akışkanlar dinamiği; deneysel çalışmaların zaman alıcı ve deney düzeneklerinin pahalı olması nedeniyle daha çok tercih edilmektedir. Bu çalışmada, üç farklı dirsek modelindeki akış yapısı ve dirsek modellerinde meydana gelen kayıplar farklı giriş hızları ve farklı akışkanlar için hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile üç boyutlu incelenmiştir.

Öncelikle bu çalışmanın hazırlanmasında beni yönlendiren, yardım ve desteğini esirgemeyendanişman hocam Sayın Prof. Dr. Ertan BAYDAR'a; çalışma boyunca bilgi ve deneyimleri ile yol gösteren Sayın Doç. Dr. Yücel ÖZMEN ve Arş. Gör. Erhan AKSU' ya, hayatımın her alanında en büyük destekçim sevgili eşime, bugünlere ulaşmamdaki emeklerini hiçbir zaman ödeyemeyeceğim değerli ailemeve dostlarıma sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Tekmile CÜREBAL

Trabzon 2016

TEZ ETİK BEYANNAMESİ

Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “Boru Ekleme Parçalarındaki Akışın Üç Boyutlu İncelenmesi” başlıklı bu çalışmayı baştan sona kadar danışmanım Prof. Dr. Ertan BAYDAR’ın sorumluluğunda tamamladığımı, verileri kendim topladığımı, başka kaynaklardan aldığım bilgileri metinde ve kaynakçada eksiksiz olarak gösterdiğimi, çalışma sürecinde bilimsel araştırma ve etik kurallara uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim.09/06/2016

Tekmile CÜREBAL

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ.....	III
TEZ ETİK BEYANNAMESİ.....	IV
İÇİNDEKİLER.....	V
ÖZET	VII
SUMMARY	VIII
ŞEKİLLER DİZİNİ	IX
TABLolar DİZİNİ.....	XI
SEMBOLLER DİZİNİ	XII
1. GENEL BİLGİLER.....	1
1.1. Giriş 1	
1.2. Borular İçinden Akış	1
1.3. Borular İçinden Akışta Basınç Düşüşü ve Yük Kaybı	4
1.3.1. Sürekli Yük Kaybı	4
1.3.1. Yerel Kayıplar	7
1.4. Tezin Amacı, Bilimsel Önemi ve Kapsamı	11
1.5. Literatür Araştırması.....	12
2. YAPILAN ÇALIŞMALAR.....	18
2.1. Akışkan Hareketinin Temel Denklemleri	19
2.2. Türbülans Modelleri	20
2.2.1. Standart ve RNG k- ϵ Türbülans Modeli.....	20
2.2.2. SST k- ω Türbülans Modeli.....	23
2.3. Geometrinin Oluşturulması	26
2.4. Ağ Yapısının Oluşturulması	27
2.5. Başlangıç ve Sınır Şartları	29
2.6. Çözüm Metodu ve Yakınsama	30
3. BULGULAR VE TARTIŞMA.....	31
3.1. Sayısal Modelin Doğrulanması	31
3.2. Basınç Dağılımlarının İncelenmesi	37
3.3. Hız Dağılımlarının İncelenmesi	43
3.4. Yerel Kayıpların İncelenmesi	49
4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	54

4.1. Sonuçlar 54

4.2. neriler 54

5. KAYNAKLAR..... 56

ÖZGEÇMİŐ



Yüksek Lisans Tezi

ÖZET

BORU EKLEME PARÇALARINDAKİ AKIŞIN ÜÇ BOYUTLU İNCELENMESİ

Tekmile CÜREBAL

Karadeniz Teknik Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Prof. Dr. Ertan BAYDAR
2016, 57 Sayfa

Bu çalışmada, hava, doğalgaz ve su olmak üzere üç akışkan için, farklı akış hızlarında ve farklı çaplardaki 90° lik dirseklerdeki türbülanslı akışın üç boyutlu sayısal çözümü yapılmıştır. Geometriye uygun ağ yapısı ICEM CFD ile oluşturulmuş ve çözümler Fluent ticari yazılımı ile yapılmıştır. Çözümlerde standard k-ε, RNG k-ε ve SST k-ω türbülans modelleri denenmiş ve dirsek içi akışın incelenmesinde en uygun türbülans modeli araştırılmıştır. Çalışılan akış şartları için dirseklere ait basınç ve hız dağılımları elde edilmiş ve yerel kayıp katsayıları hesaplanmıştır.

Dirsek içindeki akışın üç boyutlu olarak çözümlenmesinde, SST k-ω türbülans modelinin diğer türbülans modellerine göre, deneysel sonuçlarla daha iyi uyum gösterdiği bulunmuştur. Dirsek yerel kayıp katsayılarının sabit olmadığı, boru çapının büyümesiyle ve akış hızının artmasıyla azaldığı görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, türbülanslı akış, basınç kaybı, yerel kayıp katsayısı, dirsek

Master Thesis

SUMMARY

INVESTIGATION OF THREE DIMENSIONAL FLOW IN PIPE FITTINGS

Tekmile CÜREBAL

Karadeniz Technical University
The Graduate School of Natural and Applied Sciences
Mechanical Engineering Graduate Program
Supervisor: Prof. Ertan BAYDAR
2016, 57 Pages

In this study, three dimensional turbulent flow in 90° elbows with different diameters have been numerically investigated for different stream velocities using air, natural gas and water. Mesh structure convenient with geometry has been constructed with ICEM CFD and the predictions of flow field have been performed with commercial software Fluent. Simulations have been carried out by using Standard k- ϵ , RNG k- ϵ and SST k- ω turbulence models and best turbulent model for flow through elbow has been investigated. For flow conditions studied, pressure and velocity distributions have been obtained and local loss coefficients have been calculated.

It has been found that SST k- ω turbulence model is more consistent with the experimental results when compared to others. The local loss coefficients for elbow flow have not constant value and decreases with increasing pipe diameter and stream velocity.

Key Words:Computational fluid dynamics, Turbulent flow, Pressure loss, Local loss coefficient, elbow

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa No

Şekil 1.1. Boruda hız sınır tabakasının gelişimi (laminer akış).....	2
Şekil 1.2. Düz bir boruda basıncın değişimi.....	2
Şekil 1.3. Gelişmiş akış için, boru kesitindeki hız dağılımı (a) laminer akış, (b) türbülanslı akış.....	4
Şekil 1.4. Yerel kayıp katsayısının tanımı.....	8
Şekil 1.5. Dairesel dirsekte oluşan ikincil akış.....	10
Şekil 1.6. Dirsek kullanıldığı durumdaki kayıp katsayısı.....	11
Şekil 2.1. Modellenen dirsek geometrisinin şematik gösterimi	27
Şekil 2.2. Ağ yoğunluğunun çözüm üzerindeki etkisi a) hız profili, b) basınç dağılımı....	28
Şekil 2.3. Çözüm bölgesinin ağ yapısı	29
Şekil 3.1. İç çapı $D=104$ mm ve eğrilik oranı $R/D=2$ olan 90° dirsek modeli	32
Şekil 3.2. İç çapı $D=104$ mm ve eğrilik oranı $R/D=2$ olan 90° dirsek modeli için 8.7 m/s hava akışındaki basınç katsayıları	33
Şekil 3.3. Dirsekten D ve $0.5D$ önceki konumlarda hesaplanmış hız profilleri a) SST $k-\omega$ türbülans modeli b) RNG $k-\epsilon$ türbülans modeli.....	34
Şekil 3.4. Dirsek içinde 0° , 30° , 45° , 60° , 90° konumlarında hesaplanmış hız profilleri a) SST $k-\omega$ türbülans modeli, b) RNG $k-\epsilon$ türbülans modeli	35
Şekil 3.5. Dirsekten D , $2D$ ve $5D$ sonra hesaplanmış hız profilleri a) SST $k-\omega$ türbülans modeli, b) RNG $k-\epsilon$ türbülans modeli	35
Şekil 3.6. İç çapı $D=10$ mm ve eğrilik oranı $R/D=1$ olan 90° dirsekte su akışı için, SST $k-\omega$ türbülans modeli ile elde edilen kayıp katsayıları	37
Şekil 3.7. DN32 çaplı dirsek için 5 m/s hava akışında, dirseğin iç ve dış duvarları boyunca basınç dağılımı.....	38
Şekil 3.8. Farklı akışkan kullanılması durumunda, dirseğin iç ve dış duvarlarındaki basınç katsayısı dağılımı	39

Şekil 3.9. Farklı çapa sahip dirsek kullanılması durumunda, dirseğin iç ve dış duvarlarındaki basınç dağılımı	40
Şekil 3.10. DN32 çaplı dirsek için 5 m/s hava akışındaki basınç kontur grafiği	41
Şekil 3.11. DN32 çaplı dirsek için 5 m/s doğalgaz akışındaki basınç kontur grafiği.....	42
Şekil 3.12. DN32 çaplı dirsek için 5 m/s su akışındaki basınç kontur grafiği.....	42
Şekil 3.13. Hava, doğalgaz ve su akışında, DN32 çaplı dirsekte, a)dirsekten önceki, b) dirsek içerisindeki, c) dirsekten sonraki hız profilleri	44
Şekil 3.14. DN32 çaplı dirsek için 5 m/s hava akışındaki hız kontur grafiği	46
Şekil 3.15. DN32 çaplı dirsek için 5 m/s doğalgaz akışındaki hız kontur grafiği	47
Şekil 3.16. DN32 çaplı dirsek için 5 m/s su akışındaki hız kontur grafiği	48
Şekil 3.17. DN20, DN25 ve DN32 çaplı dirseklerde oluşan K kayıp katsayısının çalışılan akışkan ve giriş hızlarına göre değişimi	51
Şekil 3.18. Akışkan olarak hava, su ve doğalgaz kullanılması durumunda, K kayıp katsayısının dirsek modeli ve giriş hızına göre değişimi	52

TABLolar DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 1.1. Ticari borular için tavsiye edilen pürüzlülük değerleri	7
Tablo 2.1. Giriş hızlarına denk gelen Reynolds sayıları	30
Tablo 3.1. Dirsek modellerindeki, kullanılan akışkan ve giriş hızlarına göre basınç kaybı değerleri	50
Tablo 3.2. Hesaplanan K değerleri.....	52
Tablo 3.3. Doğalgaz akışında, tavsiye edilen kayıp katsayısı kullanılması durumunda oluşan hata oranları	53

SEMBOLLER DİZİNİ

HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
RANS	: Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes
C_p	: Basınç katsayısı
f	: Darcy sürtünme katsayısı
$h_{K,sürekli}$: Sürekli yük kaybı
$h_{K,yerel}$: Yerel yük kaybı
K	: Kayıp katsayısı
I	: Türbülans Şiddeti
k	: Pürüzlülük yüksekliği
ϵ	: Bağlı pürüzlülük
R	: Eğrilik yarıçapı
D	: Borunun iç çapı
P	: Basınç
Re	: Reynolds sayısı
L	: Boru uzunluğu
$L_{eş}$: Eşdeğer uzunluk
V_{ort}	: Akışın ortalama hızı
u_0	: Serbest akış hızı
x	: Yatay koordinat
y	: Dikey koordinat
z	: Derinlik koordinatı
ρ	: Akışkanın yoğunluğu
k	: Türbülans kinetik enerjisi
ϵ	: Yutulma
ω	: Özgül yutulma
μ	: Akışkanın dinamik viskozitesi
μ_t	: Türbülans viskozitesi
ν	: Akışkanın kinematik viskozitesi

1. GENEL BİLGİLER

1.1. Giriş

Borulardaki akışa her yerde rastlamak mümkündür. Şehir suyunun veya ısıtma ve soğutma için gerekli olan sıcak ve soğuk suyun boru sistemleri ile binalara dağıtılması, petrol ve doğalgazın yine boru sistemleri ile nakledilmesi en temel örneklerdir. Günümüzde, ısıtma ve soğutma sistemleri ile dağıtım şebekelerinde yaygın olarak kullanılmakta olan borular içinden akışa ait problemler yıllardan beri bilimsel araştırmaların konusu olmuş ve hala birçok araştırmacı tarafından teorik, nümerik ve deneysel olarak incelenmektedir.

Boru içinden akışta, akışkanın viskozite etkisi ve katı cidarlarla olan sürtünmesi nedeniyle, genellikle basınç kaybı olarak ifade edilen bir enerji kaybı meydana gelmektedir. Pratikte düz boru kaybı olarak ifade edilen sürekli kayıplarına ilave olarak, dirsek, Te-parçası, redüksiyon ve vana gibi boru ekleme parçaları yerel kayıp olarak adlandırılan bir basınç kaybına neden olmaktadır.

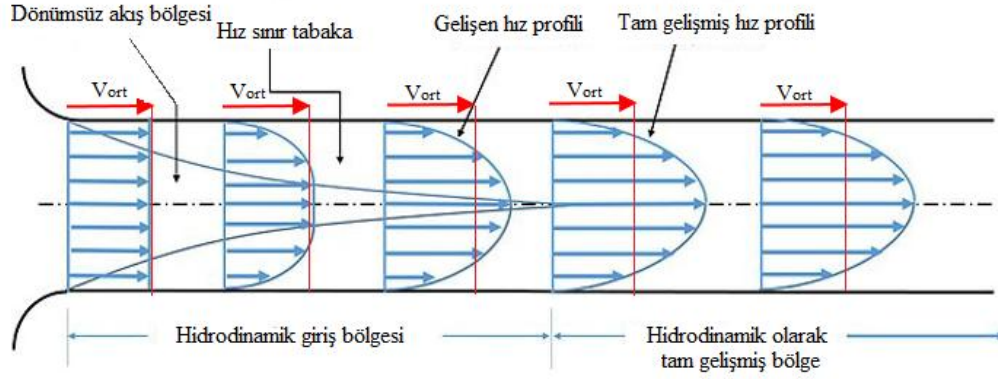
Boru sistemlerinin hesaplanmasında ve projelendirilmesinde, borular ve ekleme parçaları nedeniyle oluşan basınç kayıpları, sistemin standartlara uygun bir tasarım yapılması açısından önemli olmaktadır. Sürekli kayıplarla ilgili büyük oranda doğrulukla hesaplama yapılabilirken, yerel kayıp elemanları ile ilgili kullanılan akışkanın cinsi ve akış hızlarına yönelik ayrıntılı araştırmaların az sayıda olduğu görülmektedir.

Bu çalışmada, üç farklı çapa sahip dirseklerde doğalgaz, hava ve su akışları sayısal olarak üç boyutlu incelenmiş ve pratik uygulamalar için verilmiş kayıp değerlerinin karşılaştırılması yapılmıştır.

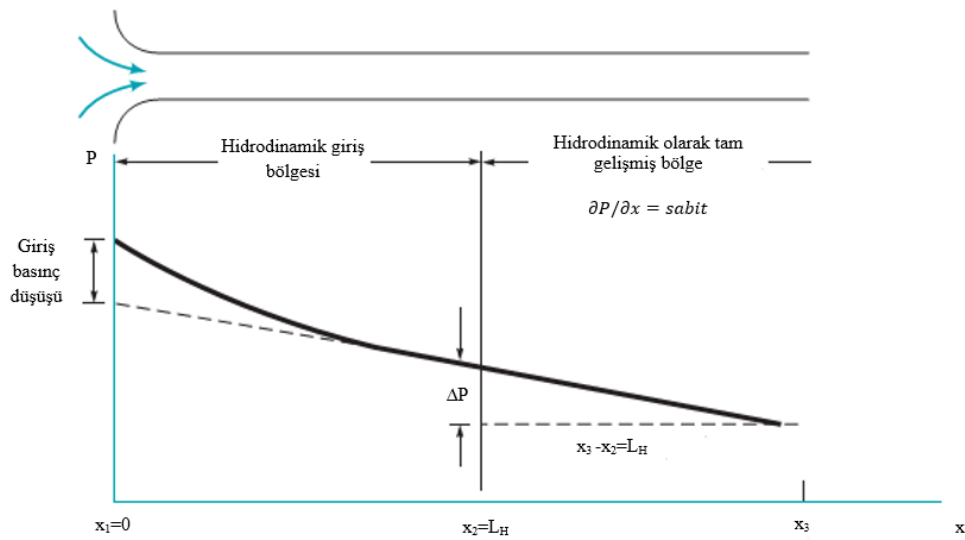
1.2. Borular İçinden Akış

Şekil 1.1’de olduğu gibi, dairesel bir boruya üniform hızla giren bir akışkanın boru cidarı üzerinde hızı sıfırdır. Çeperde hızı sıfır olan bu akışkan tabakası kendisine bitişik akışkan tabakalarını etkiler ve hızlarını yavaşlatır. Boru ekseninde en büyük olan akışkan hızı boru cidarına doğru azalır. Akış boru boyunca ilerledikçe viskoz kuvvetler ve viskoz etkilerin görüldüğü bölge büyür. Bu bölge *hız sınır tabakası* ya da kısaca *sınır tabaka* olarak adlandırılır. Viskoz etkilerin önemsiz olduğu ve radyal yönde hızın sabit kaldığı

bölge ise *dönümsüz akış bölgesidir*. Sınır tabaka kalınlığı, boru eksenine ulaşıncaya kadar akış yönünde artar, sınır tabakalar birleşir ve dönümsüz akış bölgesi kaybolur. Borunun girişinden sınır tabakanın merkez çizgisi ile birleştiği yere kadar olan bölgeye *hidrodinamik giriş bölgesi* ve bu bölgenin uzunluğuna ise *hidrodinamik giriş uzunluğu* (L_H) denir. Bu bölgeden sonra akış tamamen sürtünmelidir ve giriş bölgesinde gelişmekte olan hız profili artık tam olarak gelişmiştir. Hız profilinin sabit kaldığı bu bölge ise *hidrodinamik olarak tam gelişmiş akış* olarak adlandırılır[1]. Şekil 1.2’de gösterildiği gibi, basınç düşüşü hidrodinamik giriş bölgesinde doğrusal olmayan bir değişim gösterir ve buradaki basınç düşüşü daha fazladır. Hidrodinamik olarak tam gelişmiş bölgede ise basınç düşüşü doğrusal olarak azalır.



Şekil 1.1. Boruda hız sınır tabakasının gelişimi (laminer akış) [2].



Şekil 1.2. Düz bir boruda basıncın değişimi [3].

Reynolds sayısı, akış rejiminin laminer, türbülanslı ya da geçiş akışı olduğunu belirten boyutsuz bir sayıdır. Dairesel borular içinden akışta, Reynolds sayısı,

$$Re = \frac{\text{Atalet kuvvetleri}}{\text{Viskoz kuvvetler}} = \frac{V_{ort} D}{\nu} = \frac{\rho V_{ort} D}{\mu} \quad (1.1)$$

olarak ifade edilir. V_{ort} , akışın ortalama hızı; D , borunun iç çapı; ρ , akışkanın yoğunluğu; μ , akışkanın dinamik viskozitesi ve ν , akışkanın kinematik viskozitesidir. $Re \leq 2300$ ise akış laminer, $2300 \leq Re \leq 4000$ ise laminerden türbülansa geçiş ve $Re \geq 4000$ ise akış türbülanslı yapıdadır.

Boyut analizi, Reynolds sayısının giriş uzunluğunu etkileyen tek parametre olduğunu gösterir [4] ve hidrodinamik giriş uzunluğu yaklaşık olarak şu şekildedir:

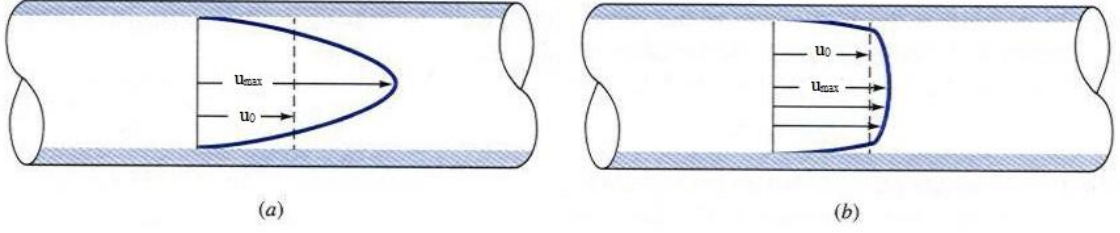
$$L_{h,laminer} \cong 0.05 Re_D \quad \text{Laminer akış} \quad (1.2)$$

$$L_{h,türbülans} = 1.359 Re_D^{1/4} \quad \text{Türbülanslı akış} \quad (1.3)$$

Türbülanslı akışta sınır tabaka daha hızlı büyüdüğü için hidrodinamik giriş uzunluğu laminer akışa göre daha kısadır. Uygulamada karşılaşılan çoğu boru akışında, boru çapının 10 katı bir uzunluktan sonra giriş etkileri önemsiz hale gelir ve hidrodinamik giriş uzunluğu yaklaşık olarak, $L_{h,türbülans} \approx 10D$ alınabilir [1].

Dairesel kesitli borular içinden akışta, hidrodinamik olarak tam gelişmiş bölgedeki hız profili laminer akış için paraboliktir (Şekil 1.3a). Hacimsel şekli bir paraboloid olduğundan bir silindir hacminin yarısıdır, boru eksenindeki en büyük hız ortalama hızın iki katıdır [5]. Türbülanslı akış için hız profili daha yassıdır (Şekil 1.3b). Türbülanslı akış dört bölgeden oluşmaktadır. Çepere yakın çok ince tabaka viskoz veya laminer alt tabakadır. Bu tabaka da hız profili doğrusala çok yakındır. Viskoz alt tabakanın kalınlığı boru çapının %1'inden çok daha küçüktür. Viskoz alt tabakanın yanında türbülans etkilerinin önemli olmaya başladığı fakat akışta viskoz etkilerin hala baskın olduğu bir tampon tabaka vardır. Tampon tabakanın üzerinde ise türbülans etkilerinin daha önem kazandığı fakat hala baskın olmadığı, atalet alt tabakası da denilen örtüşme tabakası (geçiş tabakası) vardır. Bunun da üzerinde türbülans etkilerinin moleküler difüzyon (viskoz)

etkilerini bastırıldığı ve akışın geri kalanını temsil eden dış tabaka (veya türbülans tabakası) vardır[1].



Şekil 1.3. Gelişmiş akış için, boru kesitindeki hız dağılımı: (a) laminer akış, (b) türbülanslı akış[4].

1.3. Borular İçinden Akışta Basınç Düşüşü ve Yük Kaybı

Basınç düşüşü, boru ve kanal içindeki akışlarda incelenmesi ve kontrol altına alınması gerekli bir büyüklüktür. Faydalı enerjinin kaybıdır ve akışı sürdürüebilmek için gereken fan veya pompa gücü ile doğrudan ilgili olduğu için mühendislik problemlerinde önem arz etmektedir. Boru veya kanal içindeki akışlarda boru cidarındaki sürtünmelere ilaveten borulardaki ani genişleme ya da daralma, dirsek, Te-parçası, redüksiyon gibi bağlantı elamanlarının kullanılması akışkanın düzgün akışını kesintiye uğrattığından dolayı akış basınç kaybına uğrar ve kayıplara neden olur. Borular içindeki akışlarda kayıplar, sürekli yük kayıpları ve yerel kayıplardır altında incelenir. Boru sistemlerindeki toplam yük kaybı, sürekli ve yerel kayıpların toplanmasıyla elde edilebilir.

1.3.1. Sürekli Yük Kaybı

Sürekli yük kayıpları, sürtünmelerden kaynaklanmakta ve akış süresince daima mevcut olmaktadır. Dairesel kesitli borular içindeki sürekli yük kaybı,

$$h_{K,sürekli} = f \frac{L V^2}{D 2g} \quad (1.4)$$

şeklindeki Darcy-Weisbach bağıntısı ile ifade edilmektedir. Burada, boyutsuz parametre f , Darcy sürtünme katsayısı ya da sürekli kayıp katsayısı olarak adlandırılır. Sürekli kayıp katsayısı, Reynolds sayısı ve yüzey pürüz yüksekliğinin (k) bir fonksiyonudur:

$$f = F\left(Re_d, \frac{k}{D}\right) \quad (1.5)$$

$\varepsilon=k/D$, bağıl pürüzlülük olarak adlandırılır. Tam gelişmiş akışlar için boru boyunca meydana gelen basınç düşüşü,

$$\Delta P_K = f \frac{L}{D} \frac{\rho V^2}{2} \quad (1.6)$$

basınç kaybı olarak adlandırılır.

Darcy sürtünme katsayısı akışın laminer veya türbülanslı ya da borunun pürüzlü ve pürüzsüz olmasına göre farklılık göstermektedir. Dairesel borudaki tam gelişmiş laminer akışta ($Re < 2300$) sürtünme katsayısı sadece Reynolds sayısı ile,

$$f = \frac{64}{Re} \quad (1.7)$$

şeklinde değişir. Reynolds sayısının 2300 değerinden daha büyük geçiş akışı ve türbülanslı akışta, hem Reynolds sayısına hem de bağıl pürüzlülüğe bağlı olarak değişir. f sürtünme katsayısı Reynolds sayısı ve bağıl pürüzlülüğe göre Moody diyagramından alınabilir ya da deneysel sonuçlardan elde edilmiş literatürde mevcut ampirik bağıntılar kullanılarak da hesaplanabilir.

Colebrook denklemi olarak bilinen aşağıdaki ifade ile f katsayısı hesaplanabilir [1]:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log\left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}}\right) \quad (1.8)$$

Bu bağıntıdan *Moody diyagramı* türetilmiştir. Moody diyagramı boru akışındaki Darcy sürtünme katsayısını, Reynolds sayısı ve bağıl pürüzlülüğün bir fonksiyonu olarak

vermektedir. Yüksek Reynolds sayılarındaki akışlarda ($Re > 10^5$), sürtünme katsayıları Reynolds sayısından bağımsız olarak kabul edilir [1,4, 5, 6].

Colebrook denkleminin çözümü zor olduğundan, buna alternatif olabilecek aşağıdaki bağıntı Haaland tarafından verilmiştir:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} \cong -1,8 \log \left(\frac{6,9}{Re} \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} \right)^{1,11} \right) \quad (1.9)$$

Pürüzsüz borular için Blasius tarafından,

$$f = \frac{0,3164}{Re^{\frac{1}{4}}} \quad Re \leq 100000 \quad (1.10)$$

Konakov tarafından,

$$f = \frac{1}{(1,8 \log Re - 1,5)^2} \quad 4000 \leq Re \leq 10^8 \quad (1.11)$$

ve Prandtl tarafından,

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log(Re\sqrt{f}) - 0,8 \quad (1.12)$$

bağıntıları önerilmektedir. Pürüzlü borular için Round tarafından,

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1,8 \left(\log \frac{Re}{0,135 Re \left(\frac{k}{D} \right) + 6,5} \right) \quad 4000 \leq Re \leq 10^8 \text{ ve } 0 \leq \varepsilon \leq 0,05 \quad (1.13)$$

bağıntısı önerilmiştir.

Ticari borulardaki pürüzlülük değerlerinin belirlenmesi için çok sayıda deney yapılmış ve değişik malzemedeki yapılmış borulardaki pürüzlülük değerleri Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1.1. Ticari borular için tavsiye edilen pürüzlülük değerleri [4].

Malzeme	Durumu	k (mm)	Belirsizlik, %
Çelik	Saç levha, yeni	0.05	±60
	Paslanmaz, yeni	0.002	±50
	Ticari, yeni	0.046	±30
	Perçinli	3.0	±70
	Paslanmış	2.0	±50
Demir	Döküm, yeni	0.26	±50
	Çekme, yeni	0.046	±20
	Galvanizli, yeni	0.15	±40
	Asfalt kaplı döküm	0.12	±50
Pirinç	Çekme, yeni	0.002	±50
Plastik	Çekme	0.0015	±60
Cam	-	Pürüzsüz	
Beton	Pürüzsüzleştirilmiş	0.04	±60
	Kaba	2.0	±50
Lastik	Pürüzsüzleştirilmiş	0.01	±60
Ahşap	Fıçı tahtası	0.5	±40

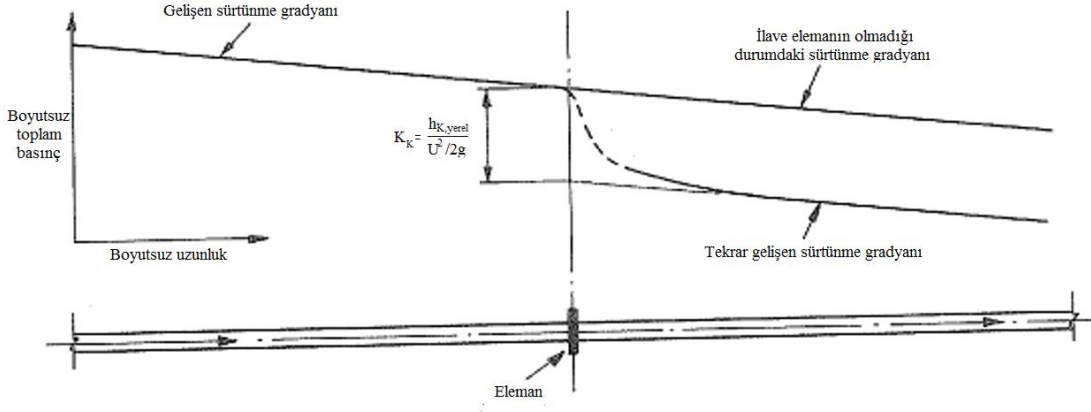
1.3.1. Yerel Kayıplar

Boru sistemleri düz boruların yanı sıra bağlantı elemanlarını da içerir. Bu bağlantı elemanları akış hızının değerini, yönünü değiştirir, akışkanın düzgün akışını kesintiye uğratar ve akışı ayırdıkları, akışın karışmasına yol açtıkları için sürekli yük kayıplarından farklı değerlendirilen ilave kayıplara sebep olurlar. Şekil 1.4, düz bir boruda herhangi bir ilave eleman olmadığı durumda oluşan kayıp ile boruya herhangi bir ilave eleman eklendiği durumda oluşan kaybı göstermektedir. Herhangi bir boru sistemi için, boru boyunca hesaplanan sürekli yük kayıplarına ek olarak:

- Boru girişi veya çıkışı
- Ani genişleme veya daralma
- Kıvrımlar, dirsekler, te'ler ve diğer bağlantı elemanları

- Vanalar, açık veya kısmi kapalı
- Sürekli genişleme veya daralmalar

gibi etkenlerden doğan bu ilave kayıplar *yerel kayıp* olarak adlandırılır[5]. Genelde yerel kayıplar, sürekli yük kayıpları ile kıyaslandıklarında küçük kalsalar dâbâzen bu durumun tersi söz konusu olabilir ve yerel kayıplar çok ciddi basınç düşüşüne sebep olabilirler. Vana ve bağlantı elemanlarındaki akış karmaşık akış olduğu için teorik olarak analizi yerine buradaki kayıplar daha çok deneysel verilere dayanmaktadır ve imalatçılar tarafından ortalama tasarım tahmin değerleri verilmektedir.



Şekil 1.4. Yerel kayıp katsayısının tanımı [6].

Bağlantı elemanlarında meydana gelen kayıpların hesaplanmasında çeşitli yöntemler kullanılabilir. En yaygın ve geniş kullanım “*K faktörü*” yöntemidir [5]. *K* faktörü, yerel kayıpları kayıp katsayısı *K* ile tanımlanmaktadır. Kayıp katsayısı *K* borudaki ilave elemanların yol açtığı ilave tersinmez yük kaybı $h_{K,yerel} = \Delta P / \rho g$ 'nin hız yükü $V^2 / 2g$ 'ye oranı olarak verilir:

Kayıp katsayısı,

$$K = \frac{h_{K,yerel}}{V^2 / 2g} = \frac{\Delta P_K}{\frac{1}{2} \rho V^2} \quad (1.14)$$

Yerel kayıplar ise,

$$h_{K,yerel} = K \frac{V^2}{2g} \quad (1.15)$$

Yerel kayıplar hesaplanırken, bağlantı elemanları bir boruymuş gibi düşünülüp kayıplar eşdeğer uzunluk biçiminde de tanımlanabilir:

$$h_{K,yerel} = K \frac{V^2}{2g} = f \frac{L_{eş}}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (1.16)$$

$$L_{eş} = \frac{KD}{f} \quad (1.17)$$

Burada, $L_{eş}$ eşdeğer uzunluk, D bağlantı elemanının çapı, f ise sürtünme katsayısıdır. Bağlantı elemanın sebep olduğu yerel kayıpların toplam borudaki yük kaybına etkisi, basitçe $L_{eş}$ 'in toplam boru uzunluğuna eklenmesiyle hesaplanabilir. Borulama sistemindeki toplam yük kaybı, sürekli yük kayıpları ve yerel kayıpların toplanmasıyla elde edilir.

$$h_{K,toplam} = h_{K,sürekli} + h_{K,yerel} \quad (1.18)$$

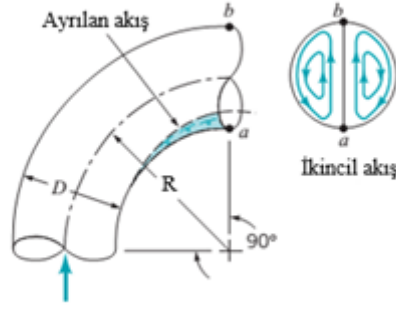
olarak yazılabilir. Eğer borulama sistemi sabit boru çaplı ise,

$$\begin{aligned} h_{K,toplam} &= h_{K,sürekli} + \sum h_{K,yerel} = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} + \sum K \frac{V^2}{2g} \\ &= \frac{V^2}{2g} \left(f \frac{L}{D} + \sum K \right) \end{aligned} \quad (1.19)$$

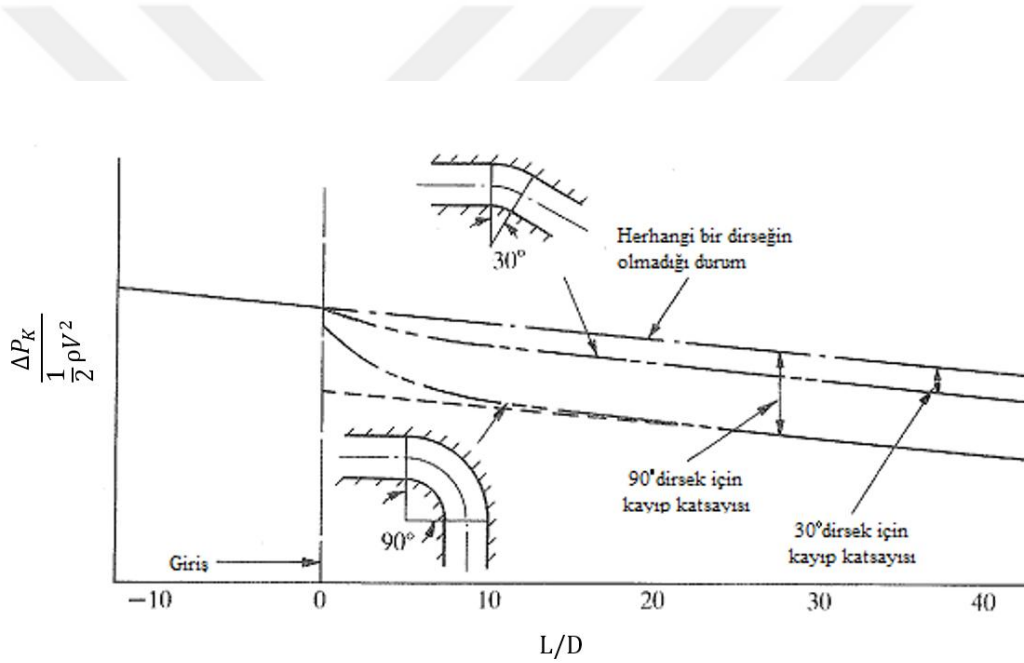
Giriş, çıkış, dönüş, ani ve yavaş kesit değişiklikleri ile vanalar için temsili kayıp katsayıları değerleri literatürde mevcuttur veya imalatçılar tarafından bu kayıp katsayıları kendi tasarımları için tavsiye edilmektedir. Genelde kayıp katsayıları; boru çapı, yüzey pürüzlülüğü, Reynolds sayısı ve tasarım ayrıntıları ile değiştiği için bu değerlerde önemli miktarda belirsizlikler vardır[1].

Boru sistemlerinde kullanılan bağlantı elemanlarından en yaygın kullanılanları dirsek, Te-parçası ve redüksiyondur. Dirsekler, çapta bir değişiklik yapılmadan akış yönünü değiştirmek için kullanılır. Te'ler, ana hattan ayrılan kollar ile akışı kollara ayırırlar. Ayrılan kol ile ana hat çapı aynı veya ayrılan kol daha küçük çapta olabilir. Redüksiyonlar, büyük çaplı borudan küçük çaplı boruya geçiş için kullanılırlar.

Şekil 1.5, sabit D çapına, R eğrilik yarıçapına sahip 90° dirsekteki akışı göstermektedir. Dirsekte, borunun merkezindeki akışın merkezkaç kuvvetinin etkisiyle eğrilik merkezinden dışa doğru itilmesi, dirseğin dış kenarındaki akışkanın ise merkeze doğru çekilmesi ile ikincil akışlar ortaya çıkar. Akışkanın bu hareketi sonucunda dirsek içerisinde simetrik iki girdap oluşur. Bu girdaplar dirsek çıkışında ve dirsek çıkışından sonraki bir miktar boyu uzunluğunca gözlenir. Dirseklerdeki akış; ikincil akış, çeperlerdeki akış ayrılması ve yeniden tutunma ile oluşan akış düzensizlikleri ve girdaplar nedeniyle oldukça karmaşıktır. Dirseklerde toplam kayıp; dirsek eğriliğinden, akıştaki geçiş bölgelerinden ve dirsek uzunluğundan kaynaklı olmak üzere üç nedenden dolayı oluşur. Dirsek eğriliğinden ve akıştaki geçiş bölgelerinden kaynaklı kayıplar yerel kayıplardır. Dirsek uzunluğundan kaynaklı kayıplar ise sürekli kayıplardır. Dirsekteki toplam kayıp hesaplanmak istenildiği zaman bu yerel kayba, dirsek uzunluğundan kaynaklı kayıp da eklenmelidir ya da bu uzunluk dirseğin dahil olduğu boru uzunluğuna eklenmelidir. Dirseklerdeki K_K kayıp katsayısı eğrilik oranı R/D 'nin bir fonksiyonudur. Sabit D çaplı bir dirsekte, eğrilik oranının artması dirsek bükümünün keskinliğini ve kayıp katsayısının değerini azaltır. Şekil 1.6, düz bir boruda dirsek kullanılmadığı, 30° dirsek kullanıldığı ve 90° dirsek kullanıldığı durumlardaki tipik basınç kaybını göstermektedir. 30° dirsek kullanılmasıyla eğrilik oranı artmakta ve dirsek bükümünün keskinliği azalmaktadır. Bu durum kayıp katsayı değerinin azalmasını sağlayacaktır.



Şekil 1.5. Dairesel dirsekte oluşan ikincil akış [3].



Şekil 1.6. Dirsek kullanıldığı durumdaki kayıp katsayısı [6].

1.4. Tezin Amacı, Bilimsel Önemi ve Kapsamı

Borular ve bağlantı elemanları için temsili kayıp katsayıları değerleri sabit bir değer olarak verilmektedir. Ancak, kayıp katsayıları boru çapı, yüzey pürüzlülüğü, Reynolds sayısı ve tasarım ayrıntıları ile değiştiği için bu değerlerde önemli miktarda belirsizlikler vardır ve çoğu uygulamada yüksek Reynolds sayılarında ($Re > 10^5$), kayıp katsayıları

Reynolds sayısından bağımsız olarak kabul edilmektedir. Bu çalışmanın konusu ile ilgili literatür incelendiğinde, değişik geometrilerdeki dirsek içindeki akışa ait hız profillerinin ve dirsek duvarlarındaki basınç dağılımlarının kapsamlı bir şekilde incelendiği gözükmemektedir. Ayrıca, dirseklerdeki hava ve su akışı için kayıp katsayısının Reynolds sayısı ve eğrilik oranı ile değişiminin incelendiği çalışmalar da mevcuttur. Bu çalışmada literatürden farklı olarak, basınç ve hız dağılımlarına ilave olarak, özellikle doğalgaz akışında değişen geometri ve çalışılan akışkan hızına bakılmaksızın TS 7363 (2008) verilerine göre standart olarak verilen K kayıp katsayısının kullanılmasının ne kadar güvenilir olduğu araştırılmıştır. Başta doğalgaz olmak üzere, hava ve su için akışın kararlı, sıkıştırılmaz ve viskoz akış olduğu kabulü ile; beş farklı akış hızında, DN20, DN25 ve DN32 olmak üzere üç farklı çaptaki 90° lik dirseğe ait kayıp katsayıları sayısal olarak belirlenmiştir. Ayrıca, akış boyunca hız ve basınç dağılımları incelenmiştir. Konutlarda kullanılan doğalgaz tesisatında, sistemdeki gürültü ve titreşimi önlemek amacıyla boru içindeki gaz hızının 15 m/s' yi geçmemesi gerektiğinden, çalışmada akış hızları sırasıyla 3, 5, 6, 8 ve 10 m/s olarak seçilmiştir.

Bu çalışma dört bölümden oluşmaktadır. Birinci bölüm, akış rejimleri, dairesel borularda akış, basınç düşüşü ve yük kayıplarını kapsayan genel bilgilerden ve konu ile ilgili kaynak araştırmasından oluşmuştur. Yapılan çalışmaların yer aldığı ikinci bölümde, kullanılan sayısal yöntem, temel denklemler ve türbülans modelleri hakkında bilgi verilmiştir. Üçüncü bölümde, sayısal yöntemden elde edilen bulgular sunulmuş ve standart olarak verilmiş kayıp katsayıları ile karşılaştırılmıştır. Tez çalışmasının dördüncü bölümünde elde edilen sonuçlara yer verilmiş ve ileriye yönelik önerilerde bulunulmuştur.

1.5. Literatür Araştırması

Borular içinden akışlarda meydana gelen kayıplarla ilgili çok sayıda deneysel, sayısal ve analitik çalışmalar mevcuttur. Bağlantı elemanlarını kapsayan ilk çalışmalar öncelikle akış karakteristiğini anlamaya yönelik deneysel olarak yapılmış ve bu çalışmalar sayesinde ampirik bağıntılar elde edilmiştir. Daha sonra, hesaplamalı akışkanlar dinamiği yönteminin de kullanılmaya başlanmasıyla birlikte sayısal çalışmalar yaygınlaşmış ve akış bölgesi için

daha detaylı incelemeler elde edilebilmiştir. Konu ile ilgili yapılmış çalışmalar aşağıda verilmiştir.

Ito[7], 45° , 90° ve 180° 'lik açılarda dairesel kesitli 10 farklı pürüzsüz dirsek içinden türbülanslı akışta meydana gelen basınç kayıplarını ve kayıp katsayılarını su için deneysel olarak incelemiş ve elde ettiği sonuçları daha önceden yapılmış çalışmalarla ve mevcut amprik bağıntıların kullanılmasıyla elde edilen sonuçlarla kıyaslamıştır. Ayrıca, Reynolds sayısının 2×10^5 değeri için eğrilik oranının (R/D), dirsekteki kayıp katsayısına etkisini incelemiştir. 45° ve 90° dirsekte meydana gelen en düşük kayıp katsayısının R/D=5 değerinde, 180° dirsek için R/D=4'te olduğunu belirtmiştir. Kayıp katsayısının sapma açısı ile değişimini incelemiş ve yüksek eğrilik oranı hariç (R/D=58), çalıştığı eğrilik oranları için kayıp katsayısının sapma açısına göre değişimin doğrusal olmadığını göstermiştir.

Spedding ve Benard [8], bükülmüş çeşitli geometriler için elde ettikleri kendi basınç kaybı sonuçlarını da içeren, bükülmüş borular (curved pipe) ve dirsekler için laminer, geçiş ve türbülanslı akış şartlarında yapılan çalışmalarını özetlemişlerdir. Farklı Reynolds sayısı aralığındaki akışta basınç düşümünün hesaplanmasında kullanılan amprik bağıntılarını özetlemişlerdir. Dirseklerde meydana gelen basınç kaybının, akış ayrılmasından dolayı daha önemli olduğunu belirtmişlerdir.

Sudo ve diğ. [9] tarafından yapılan çalışmada, eğrilik oranı R/D=2 olan dairesel kesitli pürüzsüz 90° dirsekteki türbülanslı akışı deneysel olarak incelenmiştir. Akışkan olarak havanın kullanıldığı çalışmada, Reynolds sayısının $6 \cdot 10^5$ değerinde dirseğin değişik kesitlerindeki hız profillerini ve Reynolds gerilmelerinin dağılımlarını kızgın tel anemometresi ile elde etmişlerdir. Elde ettikleri verilerle, birincil akıştaki ayrılmaları ve ikincil akışın yoğunluklarının yorumlamışlardır. Ayrıca, dirsek boyunca statik basınç dağılımlarını basınç katsayısı cinsinden ifade etmişlerdir. Dirsek girişinde akışın dirseğin dış duvarından iç duvara doğru hareket ettiği yani ikincil akışın oluşmaya başladığı ve akışın bu hareketi neticesinde dirsek içerisinde 30° konumunda girdap çiftinin oluştuğunu gözlemlemişlerdir. İkincil akışın etkisini dirsek çıkışında ve dirsek çıkışından sonraki bir miktar boru uzunluğunca gösterdiğini belirtmişler ve çalışmalarında dirsek çıkışından 10D mesafe sonra bile bu etkinin hala devam ettiğini belirtmişlerdir.

90° dirsekte türbülanslı akışta meydana gelen basınç kaybı tahmininin, sürtünme ve akış ayrılması etkilerinden kaynaklanan kompleksliğinden dolayı zor olduğunu belirtilen Crawford ve diğ. [10] sürtünme etkilerinin tahmini ile ilgili modellerin mevcut olduğunu, ancak akış ayrılmasından kaynaklı kayıpların tahmini ile ilgili tam olarak bir model

olmadığını belirtmişlerdir. Sayısal çalışmalarında, akış ayrılmasının etkilerini içeren yeni bir model önermişlerdir. Önerilen yeni modelin literatürde mevcut olan Ito [11]'nin modeline eklenmesiyle; Reynolds sayısının $3 \cdot 10^5$ değerine kadar olan türbülanslı akışlarda, tüm akış için basınç kayıplarının tahmin edilebileceğini göstermişlerdir. Elde ettikleri sonuçları literatürde mevcut olan deneysel verilerle kıyasladıklarında, hata oranının $\%+3$ ve $\%-2$ aralığında olduğunu belirtmişlerdir.

Crawford ve diğ. [12], eğrilik yarıçapı R'nin, boru yarıçapı r' ye oranı olan R/r eğrilik oranının 1.3, 5 ve 20 değerlerinde, üç farklı 90° dirsek modelinde meydana gelen basınç düşüşünü Reynolds sayısının 19800 – $1.26 \cdot 10^5$ aralığında akışkan olarak hava kullanarak deneysel olarak incelemişlerdir. Basınç kayıplarını hem Le/d eşdeğer uzunluk cinsinden hem de K kayıp katsayısı cinsinden araştırmışlardır. En düşük basınç kaybının, eğrilik oranı 5 olan dirsekte oluştuğunu ve eğrilik yarıçapının artmasının duvar sürtünmesinden dolayı kayıpları artırdığını, azalmasının ise muhtemelen akış ayrılmasından kaynaklı daha yüksek kayıplara neden olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca, düşük eğrilik oranı değerleri için akış ayrılmasının baskın oldu akışlarda meydana gelen basınç kayıplarının tahmini için yeni bir denklem önermişlerdir. Bu yeni denklemin, literatürde mevcut olan Ito [7]' nin modeline eklenmesiyle; Reynolds sayısının $4 \cdot 10^3$ - $3 \cdot 10^5$ aralığına kadar olan türbülanslı akışlarda, tüm akış için basınç kayıplarının daha etkin biçimde tahmin edilebileceğini göstermişlerdir. Elde ettikleri bu tahminleri Ito [7]' nin sonuçlarıyla ve kendi deneysel sonuçlarıyla karşılaştırmışlardır.

Yine Crawford ve diğ. [13], eğrilik oranı 1.3,5 ve 20 olan üç dirsek modeli için basınç kayıplarını Fluent ticari yazılımını kullanarak sayısal olarak incelemişlerdir. Sayısal modellemede; Standart k- ϵ , Realizable k- ϵ , k- ω ve Reynolds Gerilime Modeli (RSM) olmak üzere dört farklı türbülans modeli kullanmışlardır. Mevcut deneysel sonuçlarla yaptıkları karşılaştırmadan, eğrilik oranı 5 ve 20 olan dirsek modelleri için en iyi performansı veren türbülans modelinin RSM olduğunu, eğrilik oranı 1.3 olan dirsek için ise sonuçların önemli ölçüde kötüleştiğini belirtmişlerdir. Bunun nedeni olarak, bu dirsek modelindeki akış ayrılmasının, büyük basınç değişimlerini ve yüksek akış çizgisi eğriliğinden kaynaklandığını ifade etmişlerdir. Eğrilik oranı 1.3 olan dirsek modeli için en uygun sonucu, Realizable k- ϵ türbülans modelinin verdiğini belirtmişlerdir.

Mossad ve diğ. [14], keskin köşeli 90° dirsekteki Reynolds sayısının 10^5 değerindeki türbülanslı hava akışını deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Fluent ticari yazılımını kullanarak, k- ϵ Realizable, k- ϵ RNG ve Reynolds Gerilmeleri Modeli olmak

üzere üç farklı türbülans modeli için elde ettikleri üç boyutlu akışa ait hız profili sonuçlarını, Lazer Doppler Anemometresi (LDA) ile elde ettikleri deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlar. Kullanılan türbülans modellerinin hiç birinin deneysel sonuçlar ile bire bir örtüşmediğini ancak uyumlu sonuçlar verdiğini elde etmişlerdir. Dirseğin alt kısmında meydana gelen akış ayrılmasını ve girdapları, Reynolds Gerilme Modelinin daha iyi tahmin ettiğini; dirsek çıkışından sonraki düz boruda ise k-ε türbülans modelinin daha iyi sonuçlar verdiğini belirtmişlerdir.

Bulgurcu ve Özmen [15], piyasada kullanılan bazı sıhhi tesisat elemanlarına ait, farklı akış debilerindeki basınç düşüşünü ve K direnç katsayısını bir firmanın ürettiği deneysel düzeneği ve paket program yardımıyla deneysel olarak hesaplamışlar ve sonuçlarını kuramsal hesaplamalar ile karşılaştırmışlardır. İçlerinde 25 mm lik PPRC tam dirsek, yarım dirsek ve U parçası da bulunan tesisat elemanları için elde ettikleri deneysel sonuçların kuramsal sonuçlardan daha yüksek çıktığını ifade etmişlerdir. Ayrıca, ısıtma ve sıhhi tesisatta daha yaygın olarak kullanılan PPRC borularda cidar kalınlıklarının fazla olması nedeniyle, aynı anma çapına sahip demir borulara göre iç çapları çok düştüğünden dolayı PPRC borularda ki basınç kaybının demir borulara göre 3 kat daha fazla çıktığını belirtmişlerdir.

Lu ve diğ. [16], 100 mm iç çapına sahip dairesel kesitli 90° dirseğin iç ve dış duvarlarındaki boyutsuz basınç dağılımlarını ve dış duvar ile iç duvar arasındaki boyutsuz basınç farkını, Reynolds sayısının ve eğrilik oranının fonksiyonu olarak sayısal incelemiştir. Akışkan olarak su kullanılan bu çalışmada, Reynolds sayısının $1 \cdot 10^6 < Re < 10 \cdot 10^6$ ve eğrilik oranının $1 < R/D < 5$ aralığındaki akışta basınç dağılımları detaylı olarak incelenmiştir. Basınç katsayısının, dirseğin dış duvarında eğrilik oranının artmasıyla azaldığını, iç duvarında ise arttığını ve her ikisinin de eğrilik oranının 3 değerinden sonra neredeyse hiç değişmediğini belirtmişlerdir. Dirseğin dış duvar ile iç duvar arasındaki basınç farkının eğrilik oranının artmasıyla azaldığını ve artan eğrilik oranıyla sabit kalma eğiliminde olduğunu gözlemlemişlerdir. Ayrıca dirseğin iç ve dış duvarındaki boyutsuz basınç değerinin Reynolds sayısının değişiminden hiç etkilenmediğini ifade etmişlerdir. Dirseğin dış duvarındaki basınç katsayısı değerinin dirsek açısının artmasıyla önce arttığını, sonra hemen hemen sabit kaldığı ve daha sonra azaldığını; iç duvarda ise önce azaldığı, sonra arttığı ve sonra tekrar azalıp arttığını gözlemlemişlerdir.

Bostancı ve Ünalın [17], çalışmalarında kesiti 80x80 mm, eğrilik yarıçapı 160 mm olan 90° dirsek modeli için, Fluent 6.1 paket programını kullanarak Reynolds sayısının $4 \cdot 10^4$ değeri içindirsek içindeki hava akışını sayısal olarak incelemiştirlerdir. RNG k- ϵ modeli, SST k- ω modeli ve RSM modeli olmak üzere 3 farklı türbülans modeli kullanarak elde ettikleri hız profillerini literatürde mevcut olan aynı dirsek modeline ait deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Seçilen türbülans modelleri ile elde ettikleri sonuçlarla, referans aldıkları deneysel hız dağılımları arasında genel olarak karakteristik bir benzerliğin mevcut olduğunu, dirsek girişinde tüm türbülans modellerinin deneysel sonuçlarla uyum içerisinde olduğunu ancak, dirsek içinde ilerledikçe uyumun bozulduğunu gözlemlemişlerdir. Dirsek çıkışı ve dirsekten 80 mm sonraki konumlarda deneysel sonuçlara daha yakın sonuçlar veren modelin RNG k- ϵ türbülans modeli olduğunu ve dolayısıyla dirsek ve kanal içi akışların sayısal analizinde en uygun türbülans modelinin bu türbülans modeli olduğunu belirtmişlerdir.

Mazumder [18], Fluent paket programını ve k- ϵ türbülans modelini kullanarak, 12.7 mm çapındaki 90° dirsekteki hava, su akışının ve çift fazlı hava-su akışının HAD analizlerini yapmıştır. 15.24, 30.45 ve 45.72 m/s olmak üzere üç farklı hava hızı ve 0.1, 1.0 ve 10 m/s olmak üzere üç farklı su hızındaki tek fazlı ve çift fazlı akışlardaki basınç düşüşü değerlerini hesaplamışlardır. Basınç düşüşü için elde ettiği sayısal sonuçları, literatürde mevcut olan iki farklı amprik modelle (Chisholm ve Benbella) karşılaştırmış ve sonuçların uyum içerisinde olduğunu göstermiştir. Tek fazlı akış için elde ettiği basınç düşüşü davranışının, çift fazlı akıştaki davranışa benzer olduğunu belirtmiştir.

Yine Mazumder [19], iç çapı 12.7 ve 6.35 mm olan, eğrilik oranı 1.5 ile 3 arasındaki dört farklı 90° dirsekteki farklı hızlara sahip çift fazlı türbülanslı hava su akışının HAD analizlerini incelemiştir. Dirsekteki basınç kaybı için, Fluent paket programını kullanarak elde ettiği sayısal sonuçlarını, kendi deneysel sonuçlarıyla ve Chisholm ve Azzi-Friedel'e ait iki amprik modeli kullanarak elde ettiği teorik sonuçlarla karşılaştırarak, sayısal, deneysel ve teorik sonuçların uyum içerisinde olduğunu ifade etmiştir.

Feng ve diğ. [20], yüksek basınç ve yüksek sıcaklık altında 90° dirsek modeli için basınç dağılımlarını Fluent paket programını kullanarak sayısal olarak incelemiştirlerdir. Öncelikle, ICEM CFD programı ile oluşturdukları mesh yapısıyla, k- ω türbülans modeli kullanarak elde ettikleri basınç dağılımı sonuçlarının doğruluğunu araştırmak için, aynı dirsek modeli için akışkan olarak su kullanıldığı durumda elde ettikleri deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Reynolds sayısının 47000, 141000, 235000 olmak üzere üç farklı

değerinde, dirseğin iç ve dış duvarları için elde ettikleri deneysel ve sayısal sonuçların birbiri ile uyum içinde olduğunu ifade etmişlerdir. Aynı türbülans modelini kullanarak 90° dirsekte akışkan olarak helyum gazı kullanıldığı durumda, dirseğin iç ve dış kenarındaki basınç dağılımlarını sayısal olarak incelemişlerdir. Dirsek girişinden itibaren dış kenarındaki basınç değerlerinde hızlı bir artış, iç kenarında ise keskin bir düşüş olduğunu gözlemlemişlerdir. Dirseğin dış kenarındaki artışın merkezkaç kuvvetten ve iç kenarındaki düşüşün ise özellikle akış ayrılmasından kaynaklandığını ifade etmişlerdir. Ayrıca, helyum akışında dirsek içinde 40° konumunda, dirseğin dış kenarında en yüksek, iç kenarında ise en düşük basınç değerinin oluştuğunu belirtmişlerdir.

Dutta ve Nandi [21], iç çapı 10 mm olan dairesel kesitli 90° dirsek boyunca meydana gelen basınç düşüşünü k- ϵ RNG türbülans modelini kullanarak hava akışı için sayısal olarak üç boyutlu incelemişlerdir. Sayısal modellerinin doğruluğunu ispatlamak için öncelikle, iç çapı 104 mm ve eğrilik yarıçapı 208 mm olan 90° dirsek duvarlarındaki statik basınç dağılımlarını k- ϵ RNG türbülans modeli kullanarak elde etmişler ve sonuçlarını Sudo ve diğ. [9]'nin deneysel sonuçlarıyla karşılaştırmışlardır. Elde ettikleri sayısal sonuçlar ile deneysel sonuçların çok iyi uyum içinde olduğu ve kullandıkları türbülans modelinin kendi dirsek modelleri için uygun olduğu belirtmişlerdir. Ayrıca, iç çapı 10 mm dirsek modeli için, dirsek içinde $0^\circ, 45^\circ$ ve 90° olduğu konumlarda iç ve dış duvarlardaki basınç kayıp katsayısının değişimini Reynolds sayısının $1 \cdot 10^5 < Re < 10 \cdot 10^5$ ve eğrilik oranının $1 < R/D < 5$ aralığı için incelemişlerdir. Reynolds sayısının $3 \cdot 10^5$ değerinden sonra basıncın Reynolds sayısı ile değişmediğini gözlemlemişler. Dirseğin iç duvarındaki basınç değerinin eğrilik oranının artmasıyla arttığını, dış duvarındaki basınç değerinin ise azaldığını ifade etmişlerdir. Düşük eğrilik oranına sahip dirsek modelinde kayıp katsayısının yüksek olduğunu ve eğrilik oranın yüksek değerlerinde ise sabit kalma eğiliminde olduğunu belirtmişlerdir.

2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

Son zamanlarda, bilgisayar teknolojisinin gelişmesiyle akış ve ısı transferi problemlerinin analizi için, sayısal yöntem ve algoritmalara dayalı, daha kısa sürede daha ekonomik bir çözüm sunan hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD); deneysel çalışmaların zaman alıcı ve deney düzeneklerinin pahalı olması nedeniyle daha çok tercih edilmektedir. HAD, akışa ait diferansiyel denklemlerinin belirli sınır koşulları altında cebrik denklemlere dönüştürülmesi ve çözülmesi esasına dayanır. Akış alanının hesaplanmasında kullanılan bütün sayısal yöntemler, akışkanın hareketini ifade eden ikinci dereceden lineer olmayan kısmi diferansiyel bir denklem olan Navier-Stokes denklemlerinin ayrıklaştırılması ve cebirsel denklemlere dönüştürülüp çözülmesine dayalıdır. Bunun için sayısal yöntemlerde sonlu elemanlar (finite element method), sonlu hacim (finite volume method) veya sonlu farklar (finite difference method) yöntemleri kullanılır. Bu yöntemlerin kullanılmasıyla, analitik olarak çözümü mümkün olmayan akış problemlerinin yaklaşık çözümleri yapılmakta ve elde edilen sonuçlar hem sayısal hem de görsel biçimde sunulmaktadır. HAD, daha sonra yapılacak olan deneysel test sayısını azaltarak tasarım ve analiz sürecinin kısaltılmasını da sağlamaktadır. Ayrıca, HAD ile elde edilen sonuçlar deneysel olarak elde edilen sonuçlarla karşılaştırılarak, HAD çözümlerinin doğruluğu ve güvenilirliği denenmektedir. HAD yazılımları ile akış problemlerinin çözümlerine olanak sağlayan birçok ticari paket programlar bulunmaktadır ve bu yazılımlarla modellenen problemin iki ya da üç boyutlu analizleri yapılabilmektedir. Bu çalışma kapsamında, ANSYS 15.0 ticari yazılımı kullanılmıştır. Modele uygun ağ yapısı ANSYS 15.0'in içerisinde yer alan ICEM CFD 15.0 programı ile oluşturulmuş ve analizler yine ANSYS 15.0'in içerisinde bulunan FLUENT 15.0 paket programı ile yapılmıştır. FLUENT 15.0 programı, sonlu hacimler yöntemine göre çalışmaktadır. FLUENT15.0 içerisinde yer alan çok sayıda fiziksel modeller, uygun ağ yapısının oluşturulmasıyla her türlü laminar, geçiş ve türbülanslı iç veya dış akışın, tek fazlı veya çok fazlı akışın, ısı ve kütle transferinin hızlı ve güvenilir bir şekilde çözülmesine imkân sağlamaktadır.

Çalışmanın sayısal kısmı iki aşamadan oluşmaktadır. Birinci aşamada kullanılacak olan sayısal yöntemin doğruluğu ve hangi türbülans modelinin kullanılmasının daha uygun olduğu araştırılmıştır. Bunun için, seçilen geometrilere uygun ağ yapısı oluşturulmuş ve çözümler literatürde mevcut deneysel ve sayısal çalışmaların sonuçları ile

karşılaştırılmıştır. Sonuçların uyumlu olduğu görüldükten sonra, çalışılan geometrilere ait üç boyutlu çözümler gerçekleştirilmiştir.

2.1. Akışkan Hareketinin Temel Denklemleri

Herhangi bir akış probleminin sayısal çözümünde kullanılan FLUENT paket programı, akışkan hareketinin temel denklemleri olan kütle korunumu denklemi ve Navier-Stokes denklemlerini çözer. Sıkıştırılmaz bir akışkanın zaman bağımsız hareketi kartezyen koordinatlarda,

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (2.1)$$

şeklinde süreklilik denklemi ve

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2.2)$$

şeklinde Navier-Stokes denklemi ile ifade edilmektedir. Yukarıdaki denklemler laminar akış için geçerlidir. Türbülanslı akışlar üç boyutludur ve akıştaki tedirginlikler hız, sıcaklık ve basınç değerlerinde önemli değişimlere neden olur. Akış değişkenlerinin anlık değeri, ortalamalı ve çalkantı bileşeninin toplamına eşittir. Eğer hız ve basınç zaman ortalamalı ve çalkantı terimleri cinsinden yazılırsa, Navier -Stokes denklemi Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (Reynolds-averaged Navier-Stokes, RANS) adı verilen denklemlere dönüşür. RANS denklemleri akış hareketinin Reynolds ayrıştırması ve sonra da zaman ortalaması alınmış hallerini tanımlar ve aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = \rho g_i - \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \overline{\rho u_i' u_j'} \right] \quad (2.3)$$

Burada, üst çizgi ortalama değerleri, kesme işaretli üst sembol çalkantı değerlerini tanımlamakta ve $\overline{\rho u_i' u_j'}$ terimi türbülans gerilmeleri olarak adlandırılmaktadır. Bu gerilmeler, $\mu(\partial \bar{u})/\partial x$ gibi Newton tipi (laminar) gerilmeler ile aynı boyuttadır ve

onlarla birlikte etkilidirler. RANS denklemlerine benzer şekilde hız ve basıncın zaman ortalamalı ve çalkantı terimleri cinsinden yazılmasıyla süreklilik denklemi aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\frac{\partial \rho \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.4)$$

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde türbülanslı akışın çözümünde çeşitli türbülans modellerinden yararlanılır. Bu çalışma kapsamındaki sayısal çözümler, Standart k-ε, RNG k-ε ve SST k-ω türbülans modellerinin kullanılmasıyla elde edilmiştir.

2.2. Türbülans Modelleri

2.2.1. Standart ve RNG k-ε Türbülans Modeli

k-ε türbülans modelinde RANS denklemlerine ek olarak, türbülans kinetik enerjisi (k) ve yutulma (ε) için iki adet transport denklemi de çözülmektedir. k-ε türbülans modeli standart k-ε, RNG (Re-Normalization Group) k-ε ve Realizable k-ε olmak üzere üçe ayrılır. Bu üç k-ε türbülans modelinde; transport denklemleri, türbülans viskozitesini hesaplama yöntemi ve model sabitleri farklılık göstermektedirler [22].

Standart k-ε türbülans modeli, türbülanslı akışların geniş bir kısmında kabul edilebilir doğrulukta sonuç vermesinden dolayı, akış ve ısı transferi simülasyonları için en çok kullanılan iki denklemlerli yarı deneysel bir türbülans modelidir. Özellikle, Reynolds kayma gerilmelerinin daha etkin olduğu sınırlanmış akışlar için iyi performans göstermektedir [22].

Türbülans kinetik enerji için modellenmiş denklem

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (2.5)$$

şeklindedir. Yutulma için modellenmiş denklem,

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \varepsilon) \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{\varepsilon 3} G_b) - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (2.6)$$

olarak ifade edilir. Burada, G_k ortalama hız gradyanından kaynaklanan türbülans kinetik enerjisinin üretimini ifade eder ve,

$$G_k = -\rho \overline{u'_i v'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (2.7)$$

olarak yazılır. G_b kaldırma kuvvetine bağlı oluşan türbülans kinetik enerjisini, S_k ve S_ε kaynak terimlerini, Y_M sıkıştırılabilir türbülanslı bölge içindeki türbülans hacim değişiminin toplam yayılım oranına katkısını, σ_k ve σ_ε k ve ε için türbülans Prandtl sayılarını, $C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}$ ve $C_{\varepsilon 3}$ k - ε türbülans modeli sabitlerini ifade etmektedir. Model sabitleri; $C_{\varepsilon 1}=1.44$, $C_{\varepsilon 2}=1.92$ ve $\sigma_k=1.0, \sigma_\varepsilon=1.3$ alınır. Ayrıca, $C_\mu=0.09$ olmak üzere, türbülans viskozitesi aşağıda verilir:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.8)$$

RNG k - ε türbülans modeli, daimi olmayan Navier-Stokes denklemlerinden “renormalizasyon group method” olarak bilinen matematiksel yöntemin kullanılmasıyla türetilmiştir. Standart k - ε modeli yüksek Reynolds sayılı model olarak bilinirken, RNG k - ε modeli, düşük Reynolds sayısı etkilerini hesaplamak için kullanılan efektif viskozite için türetilmiş analitik diferansiyel denklemler içerir. Bu özellik RNG k - ε modelini çok çeşitli akış çözümleri için standart k - ε modelinden daha güvenilir ve doğru yapar. RNG modelinde, girdap veya dönüm içeren akış çözümlerinin doğruluğunu artırmak için, türbülans üzerine dönme etkilerini içeren iyileştirmeler mevcuttur[22]. RNG k - ε modeli için transport denklemleri şu şekildedir:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_m + S_k \quad (2.9)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \varepsilon) \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{\varepsilon 3} G_b) - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (2.10)$$

RNG k-ε modelinde, ε denkleminde ilave olarak R_ε terimi gelmektedir ve,

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \quad (2.11)$$

ifadesiyle tanımlanmaktadır. Bu ifade denklem (2.10)'da yerine yazılırsa ε için transport denklemi,

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{\varepsilon 3} G_b) - C_{\varepsilon 2}^* \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.12)$$

olarak elde edilir. Bu durumda,

$$C_{\varepsilon 2}^* = C_{\varepsilon 2} + \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \quad (2.13)$$

olur. Burada η,

$$\eta = \sqrt{\frac{P_k}{\rho C_\mu \varepsilon}} \quad (2.14)$$

olarak yazılır. RNG k-ε modeli transport denklemlerindeki G_k , G_b , S_k , S_ε , Y_M terimleri standart k-ε modeli ile aynıdır ancak σ_k ve σ_ε , k ve ε için ters etkili türbülans Prandtl sayılarını ve μ_{eff} efektif viskoziteyi ifade etmektedir. $C_{\varepsilon 1}$ ve $C_{\varepsilon 2}$ k-ε türbülans modeli sabitlerini ifade etmektedir. Bu modelde kullanılan sabitler $\sigma_k=0.7194$, $\sigma_\varepsilon=0.7194$, $C_{1\varepsilon}=1.42$, $C_{2\varepsilon}=1.68$, $\eta_0=4.38$, $\beta=0.012$ ve $C_\mu=0.0845$ ' dir.

2.2.2.SST k- ω Türbülans Modeli

k- ω türbülans modelinde RANS denklemlerine ek olarak, türbülans kinetik enerjisi (k) ve özgül yutulma (ω) için iki adet transport denklemi de çözülmektedir. k- ω türbülans modeli Standart k- ω ve SST (Shear-Stress Transport) k- ω olmak üzere ikiye ayrılır. Standart k- ω türbülans modelinin sınır tabaka akışlarında iyi sonuçlar elde etmesine rağmen, ters basınç gradyanı içeren sınır tabaka akışlarında yetersiz kalmaktadır. SST k- ω türbülans modelinde, Standard k- ω ve k- ϵ türbülans modellerinin avantajlarını birleştirilmiştir. Yani SST k- ω türbülans modeli sınır tabaka içerisinde Standard k- ω türbülans modeli gibi, duvardan uzak bölgelerde ise k- ϵ türbülans modeli gibi davranmaktadır.

SST k- ω türbülans modeli için transport denklemleri şu şekildedir:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \bar{G}_k - Y_k + S_k \quad (2.15)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (2.16)$$

Burada; \bar{G}_k türbülans kinetik enerji üretimini, G_ω özgül yutulmanın üretimini, Γ_k türbülans kinetik enerjisinin difüzyon etkisini, Γ_ω özgül yutulmanın difüzyon etkisini, S_k ve S_ω kaynak terimlerini ve D_ω karşıt difüzyon terimini ifade etmektedir. Türbülans kinetik enerjisinin ve yutulmanın difüzyon etkisi;

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (2.17)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (2.18)$$

olarak ifade edilir. Burada, σ_k ve σ_ω sırasıyla türbülans kinetik enerjisi ve özgül yutulmanın oranı için Prandtl sayılarıdır ve,

$$\sigma_k = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{k,1}} + \frac{(1-F_1)}{\sigma_{k,2}}} \quad (2.19)$$

$$\sigma_\omega = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{\omega,1}} + \frac{(1-F_1)}{\sigma_{\omega,2}}} \quad (2.20)$$

olarak tanımlanır.

$$F_1 = \tanh(\Phi_1^4) \quad (2.21)$$

$$\Phi_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega,2} D_\omega^+ y^2} \right] \quad (2.22)$$

$$D_\omega^+ = \max \left[2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right] \quad (2.23)$$

ve

$$F_2 = \tanh(\Phi_2^2) \quad (2.24)$$

$$\Phi_2 = \max \left[\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right] \quad (2.25)$$

olarak tanımlanır. Ayrıca denklem (2.17) ve (2.18)' de, μ_t türbülans viskozitesidir ve aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_2}{\alpha_1 \omega} \right]} \quad (2.26)$$

$$S = \sqrt{2S_{ij} S_{ij}} \quad (2.27)$$

$$\alpha^* = \alpha_\infty^* \left(\frac{\alpha_0^* + Re_t/R_k}{1 + Re_t/R_k} \right) \quad (2.28)$$

$$Re_t = \frac{\rho k}{\mu \omega} \quad (2.29)$$

$$\alpha_0^* = \frac{\beta_i}{3} \quad (2.30)$$

Denklem (2.28)' de, $R_k=6$ alınır ve yüksek Reynolds sayılarında $\alpha^* = \alpha_\infty^*=1$ ' dir. \bar{G}_k türbülans kinetik enerji üretimi ve G_ω özgül yutulma üretimi şu şekilde tanımlanır:

$$\bar{G}_k = \min(G_k, 10\rho\beta^*k\omega) \quad (2.31)$$

$$G_\omega = \frac{\alpha}{\nu_t} G_k \quad (2.32)$$

Bu ifadelerde,

$$\alpha = \frac{\alpha_\infty}{\alpha^*} \left(\frac{\alpha_0 + Re_t/R_\omega}{1 + Re_t/R_\omega} \right) \quad (2.33)$$

olarak tanımlanır ve $R_\omega=2.95$ olarak alınır.

$$\alpha_\infty = F_1\alpha_{\infty,1} + (1 - F_1)\alpha_{\infty,2} \quad (2.34)$$

$$\alpha_{\infty,1} = \frac{\beta_{i,1}}{\beta_\infty^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega,1}\sqrt{\beta_\infty^*}} \quad (2.35)$$

$$\alpha_{\infty,2} = \frac{\beta_{i,2}}{\beta_\infty^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega,2}\sqrt{\beta_\infty^*}} \quad (2.36)$$

şeklindedir ve $K=0.41$ olarak verilmiştir. Y_k ve Y_ω türbülans kinetik enerjisi ve özgül yutulma için şu şekildedir:

$$Y_k = \rho\beta^*k\omega(2.37)$$

$$Y_\omega = \rho\beta\omega^2(2.38)$$

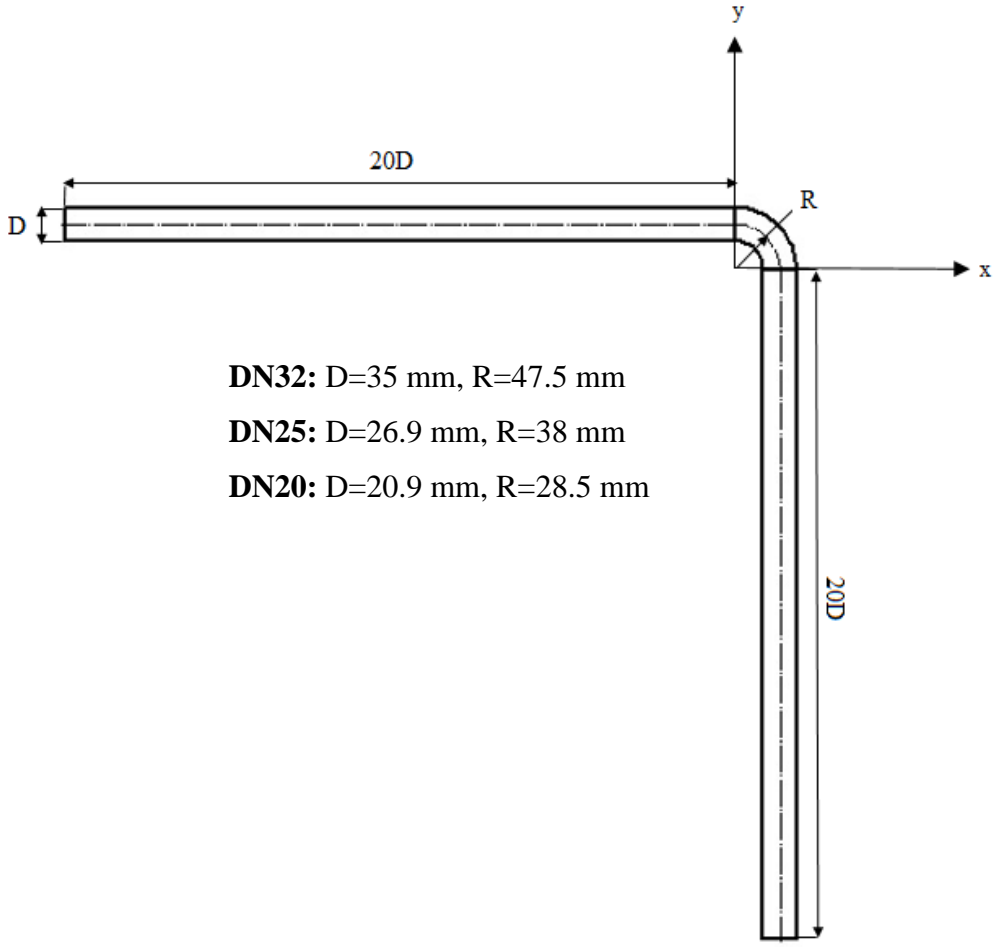
D_ω karşıt difüzyon terimi işe şu şekilde tanımlanmaktadır:

$$D_\omega = 2(1 - F_1)\rho\sigma_{\omega,2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} (2.39)$$

SST k- ω türbülans modelinde kullanılan sabitler $\sigma_{k,1}=1.176, \sigma_{k,2}=1.0, \sigma_{\omega,1}=2.0, \sigma_{\omega,2}=1.168, \sigma_1=0.31, \beta_{i,1}=0.075$ ve $\beta_{i,2}=0.0828$ ' dir.

2.3.Geometrinin Oluşturulması

Çalışma kapsamında, anma çapı DN20, DN25 ve DN32 olan üç farklı 90° dirsek incelenmiştir. Dirseklerin iç çapı sırasıyla 20.9, 26.9 ve 35 mm, eğrilik yarıçapı ise sırasıyla 28.5, 38 ve 47.5 mmdir. Dirsek öncesinde ve sonrasında dirsek çapının 20 katı uzunluğunda düz boru bölümleri yer almaktadır. Modellenen dirsek geometrileri Şekil 2.1' de verilmiştir. Üç boyutlu akış alanı geometrileri SOLIDWORKS 2014 çizim programı kullanılarak yapılmış ve ağ yapısını oluşturmak için IGS formatıyla ICEM CFD 15.0'a aktarılmıştır. Sayısal çözümler ANSYS 15.0 paket programı kullanılarak, Lenovo Thinkstation S20 Model iş istasyonu ile gerçekleştirilmiştir.

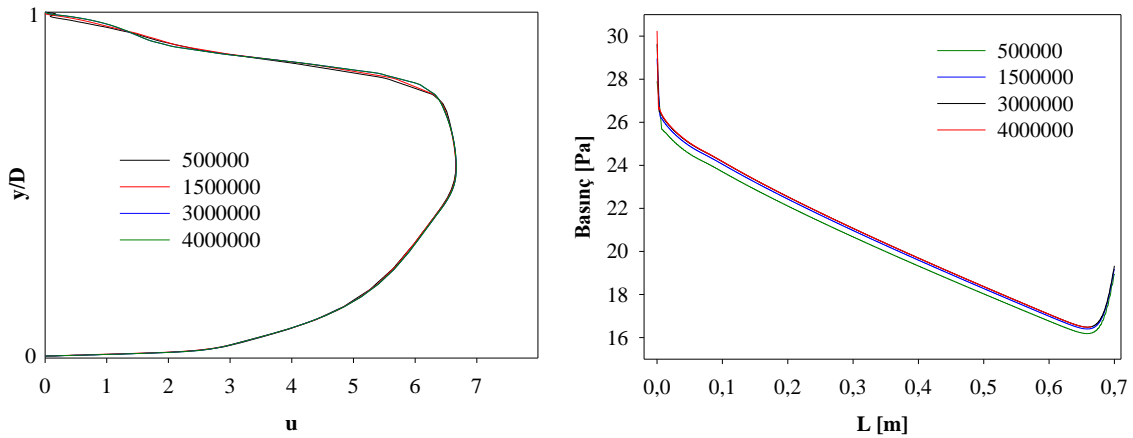


Şekil 2.1. Modellenen dirsek geometrisinin şematik gösterimi

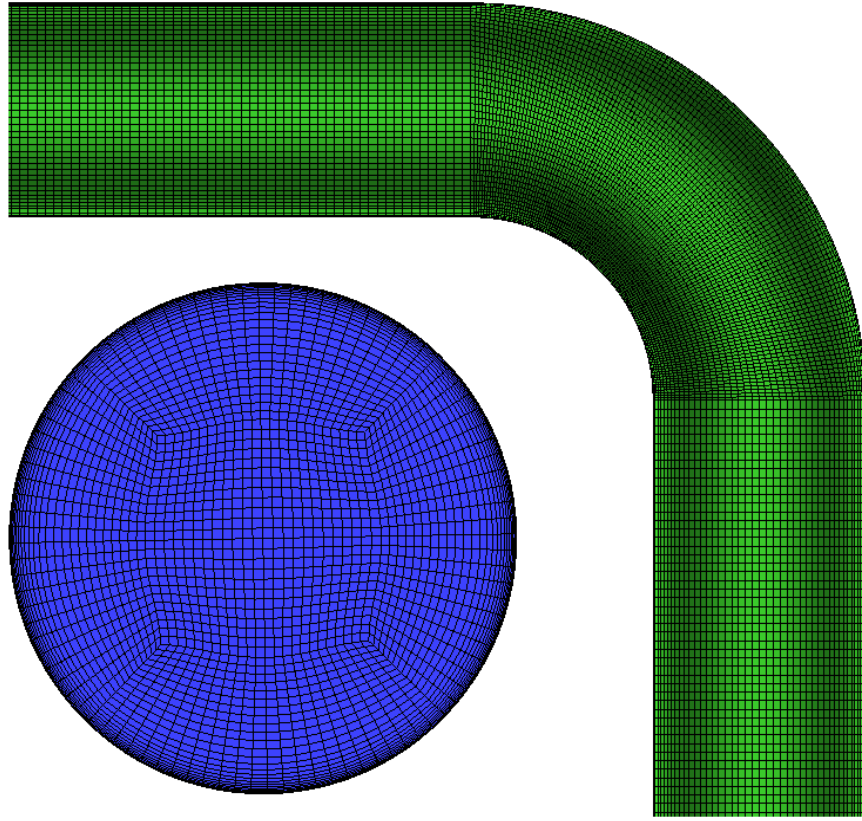
2.4. Ağ Yapısının Oluşturulması

Çalışılan geometriye uygun ağ yapısı ICEM CFD 15.0 ile oluşturulmuştur. ICEM CFD programı, bloklama özelliği ile her türlü geometriye ağ atanmasına olanak sağlamaktadır. ICEM CFD 15.0 programında yapılandırılmış ağ, yapılandırılmamış ağ ve melez ağ olmak üzere üç farklı ağ yapısı mevcuttur. Yapılandırılmış ağ, iki boyutlu problemler için dörtgen düzlemsel hücrelerden, üç boyutlu problemler için de altı yüzlü hacimsel hücrelerden oluşmaktadır. Her bir hücre (i,j,k) indislerine göre numaralandırılır. Yapılandırılmamış ağ, genellikle üçgen ve dörtgen olmak üzere farklı hücrelerden oluşmaktadır. Yapılandırılmış ağ atamak, yapılandırılmamış ağ atamaya göre daha zor bir işlemdir. Ancak, bazı problemler için daha iyi çözünürlük sağlayabilmekte ve çözümün

yakınsamasını hızlandırabilmektedir. Melez ağ ise, yapılandırılmış ve yapılandırılmamış ağ bölgelerinin birleştirilmesinde kullanılmaktadır [1]. Bu çalışmada, daha iyi sonuçlar elde edebilmek amacıyla yapılandırılmış ağ kullanılmıştır. Dirsek içinde çözüm hassasiyetinin artırılması amacıyla daha sık ağ kullanılırken, dirsekten önce ve sonraki düz boru bölümlerinde sadece cidarlarda daha sık ağ, cidardan uzak bölgelerde daha seyrek ağ yapısı kullanılmıştır. Böylelikle eleman sayısı azaltılmıştır. Cidardan ilk ağ noktasına olan mesafe, bütün dirsek modelleri için 0.05 mm ve büyütme faktörü 1.2 alınmıştır. Ağdan bağımsız çözümler elde edebilmek amacıyla, öncelikle DN32 çaplı dirsek modeli için hava giriş hızının 5 m/s olduğu durumda, hücre sayıları 500,000; 1,500,000; 3,000,000 ve 4,000,000 için çözümler yapılmıştır. Dirsek çıkışındaki hız profilleri ve dirsekten önceki 700 mm uzunluğundaki düz borunun üst duvarındaki basınç dağılımları sırasıyla, Şekil 2.2a ve b’de verilmiştir. Farklı ağ yoğunlukları için yapılan çözümlerden, hız profilinin ağ hücre sayısından bağımsız olduğu; basınç dağılımının ise hücre sayısının 3,000,000 ve 4,000,000 olduğu durumlarda değişmediği görülmektedir. DN32 çaplı dirsek modelinin çapı diğer modellere göre daha büyük olduğu için ağ yoğunluğu daha fazla olmaktadır. Bu sebeple, DN32 çaplı dirsek modeli için 3,000,000 ve 4,000,000 arasındaki ağ yoğunluğu referans alınarak diğer dirsek modellerinde benzer şekilde ağ oluşturulmuştur. Sonuç olarak, DN32, DN25 ve DN20 çaplı dirsek modelleri için çözüm bölgesinde sırasıyla, 3,275,000, 2,700,000 ve 2,400,000 sayıda ağ kullanılmıştır. DN32 çaplı dirsek modeli için kullanılan ağ yapısı Şekil 2.3’te görülmektedir. Diğer dirsek modelleri için buna benzer ağ yapıları kullanılmıştır.



Şekil 2.2.: Ağ yoğunluğunun çözüm üzerindeki etkisi a) hız profili, b) basınç dağılımı



Şekil 2.3.: Çözüm bölgesinin ağ yapısı

2.5. Başlangıç ve Sınır Şartları

Akış alanları için başlangıç ve sınır şartları, ICEM CFD 15.0 programındaki şekliyle, girişte hız giriş koşulu, çıkışta basınç çıkış koşulu ve duvarlarda ise duvar sınır koşulu olarak verilmiştir. Akışkan olarak hava, doğalgaz ve su kullanılmıştır. 300 K sıcaklıkta havanın yoğunluğu $\rho=1.225 \text{ kg/m}^3$, dinamik viskozitesi $\mu=1.983 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}$, doğalgazın yoğunluğu $\rho=0.79 \text{ kg/m}^3$, dinamik viskozitesi $\mu=1.08 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}$ ve suyun yoğunluğu $\rho=998.3 \text{ kg/m}^3$, dinamik viskozitesi $\mu=0.001003 \text{ kg/ms}$ alınmıştır. Giriş hızları sırasıyla 3, 5, 6, 8 ve 10 m/s ve çıkıştaki gösterge basıncı sıfır olarak alınmıştır. Doğalgaz, hava ve su için DN20, DN25 ve DN32 çaplı dirseklerde bu akış hızlarına karşılık gelen Reynolds sayıları Tablo 2.1' de verilmiştir.

Tablo 2.1. Giriş hızlarına karşılık gelen Reynolds sayıları

Dirsek	Akışkan	3 m/s	5 m/s	6 m/s	8 m/s	10 m/s
DN20	Hava	3998.824	6664.707	7997.649	10663.532	13329.415
	Doğalgaz	4589.389	7643.981	9172.778	12230.370	15287.963
	Su	62406.19	104010.32	124812.38	166416.51	208020.64
DN25	Hava	5146.812	8578.021	10293.625	13724.833	17156.041
	Doğalgaz	5903.056	9838.426	11806.111	15741.481	19676.852
	Su	80321.84	133869.74	160643.69	214191.58	267739.48
DN32	Hava	6696.596	11160.993	13393.192	17857.589	22321.987
	Doğalgaz	7680.556	12800.926	15361.111	20481.481	25601.852
	Su	104.507	174179.96	209015.95	278687.94	348359.92

Çalışılan akış yapıları türbülanslı olduğundan, girişte ve çıkışta türbülans şiddeti Reynolds sayısına bağlı olarak aşağıdaki bağıntıyla hesaplanmıştır[21]:

$$I = 0,16 \times Re^{-1/8} \quad (2.40)$$

2.6. Çözüm Metodu ve Yakınsama

Sayısal çözümlerde Standard k-ε, RNG k-ε ve SST k-ω türbülans modelleri standart duvar yaklaşımı ile kullanılmıştır. İteratif çözücü olarak SIMPLEC algoritması ve basınç, momentum, türbülans kinetik enerjisi ve yutulmanın ayrıklaştırılması Second Order Upwind yöntemi ile gerçekleştirilmiştir. Ancak, akışkan olarak su kullanıldığı durumda Second Order Upwind yöntemi kullanıldığında yakınsama sağlanamadığından, First Order Upwind yöntemi tercih edilmiştir. Hesaplanan büyüklükler için yakınsama kriteri 10^{-6} olarak seçilmiştir.

3. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada, farklı çaplardaki 90° dirseklere ait akış alanları değişik giriş hızları için ANSYS 15.0 paket programı kullanılarak üç boyutlu olarak çözülmüş, akış alanlarında basınç ve hız dağılımları belirlenmiş ve yerel kayıp katsayıları hesaplanmıştır.

Öncelikle, sayısal yöntemin doğruluğunu test etmek ve uygun türbülans modelini belirlemek amacıyla, iç çapı $D=104$ mm ve eğrilik oranı $R/D=2$ olan 90°dirsek modeli için akış alanının sayısal çözümlenmesi yapılarak, basınç katsayısı ve hız profilleri elde edilmiş ve aynı geometri için Sudo ve diğ.[9] tarafından yapılmış deneysel çalışmanın sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

Diğer taraftan, $D=10$ mm ve eğrilik oranı $R/D=1$ olan 90°dirsek modeli için akış alanının sayısal çözümlenmesi yapılarak hesaplanan yerel kayıp katsayısı değerleri, aynı geometri için Dutta ve Nandi [21] sayısal çalışmasının sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

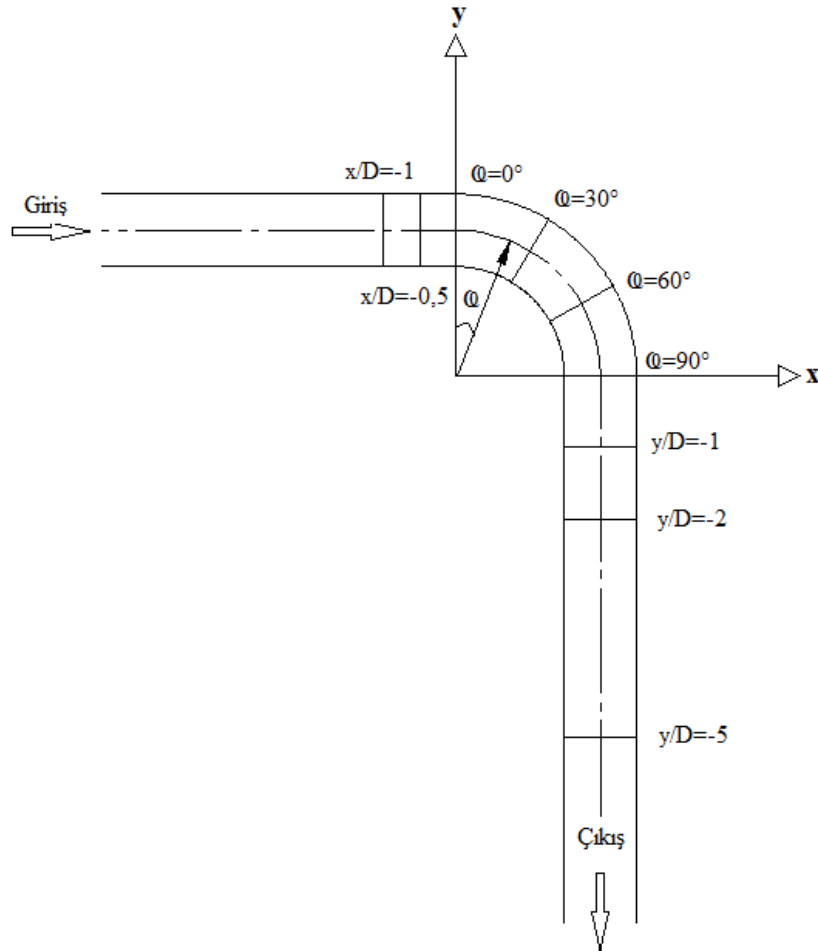
Anma çapları DN20, DN25 ve DN32 olan dirsekler için akış alanları sayısal olarak çözümlenerek, dirsekler için yerel kayıp katsayısının Reynolds sayısına ve akışkan türüne göre değişimi, basınç ve hız dağılımları ayrıntılı olarak incelenmiş ve pratikte tesisat hesaplarında ekleme parçaları için kullanılan kayıp katsayıları değerlendirilmiştir.

3.1. Sayısal Modelin Doğrulanması

Sayısal yöntemin doğruluğunu test etmeye yönelik olarak; Sudo ve diğ.[9] tarafından yapılan deneylerde kullanılan, çapı $D=104$ mm ve eğrilik oranı $R/D=2$ olan 90°dirsek modelinin sayısal çözümlenmesinde, dirsek giriş ve çıkış uzunlukları boru çapının 20 katı alınarak hesap alanı oluşturulmuştur. Cidardan ilk ağ noktasına olan mesafe 0.036 mm ve büyütme faktörünün 1.2 alındığı durumda, çözüm bölgesi 3,753,120 ağdan oluşmuştur. Akışkan olarak kullanılan havaya ait özellikler, $\rho=1.2647$ kg/m³, $\mu=1.983 \times 10^{-5}$ kg/ms, giriş hızı 8.7 m/s olarak deneysel çalışmanın değerleri kullanılmış ve çıkıştaki gösterge basıncı sıfır olarak alınmıştır. 8.7 m/s giriş hızına karşılık Reynolds sayısı $6 \cdot 10^4$ ve türbülans şiddeti % 4.0641322 olarak hesaplanmıştır. Çözümlemede Standard k- ϵ , RNG k- ϵ ve SST k- ω türbülans modelleri ile standart duvar yaklaşımı kullanılmıştır. İteratif çözücü olarak SIMPLEC algoritması ve basınç, momentum, türbülans kinetik enerjisi ve yutulmanın ayrıklaştırılmasında Second Order Upwind yaklaşımı kullanılmıştır.

Şekil 3.1’de gösterilen dirsekten önce D ve 0,5D mesafelerde, dirsek içinde 0°, 30°, 60°, 90° konumlarda ve dirsekten sonra D, 2D ve 5D uzaklıklarda, dirseğin iç ve dış duvarlarındaki statik basınç değerleri hesaplanmıştır. Basınç katsayısı hesabında, boru girişinden 175 mm uzaklıkta hesaplanmış 48,5 Pa değeri referans olarak alınmış ve aşağıdaki basınç katsayısı ifadesi kullanılarak bu konumlardaki basınç değerleri boyutsuzlaştırılmıştır.

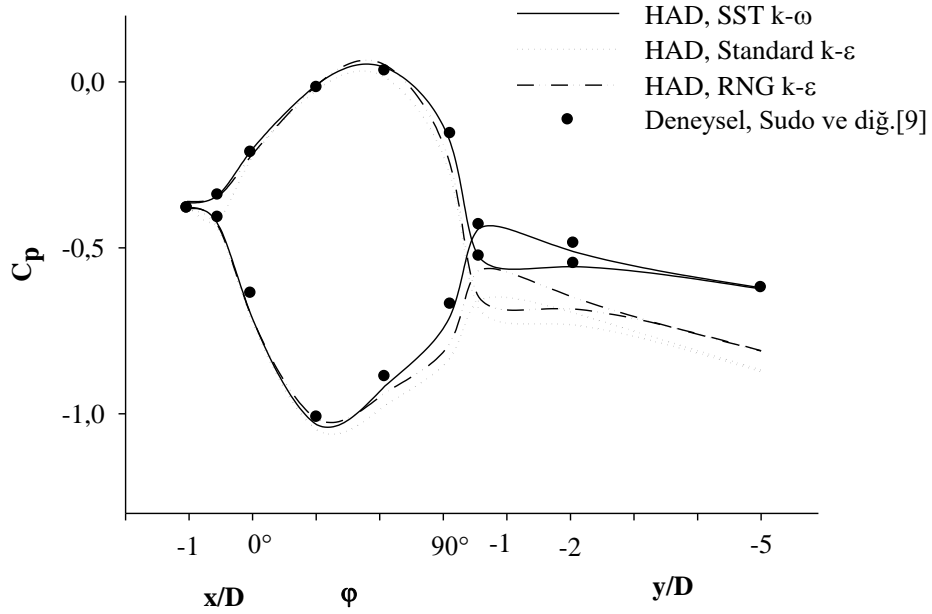
$$c_p = \frac{p - p_{ref}}{\frac{1}{2} \rho v^2} \quad (2.41)$$



Şekil 3.1. İç çapı D=104 mm ve eğrilik oranı R/D=2 olan 90°dirsek modeli

Üç farklı türbülans modeli kullanılarak akış boyunca farklı konumlarda hesaplanmış basınç katsayısı değerleri, Sudo ve diğ.[9]’nin deneysel sonuçlarla birlikte Şekil 3.2’de

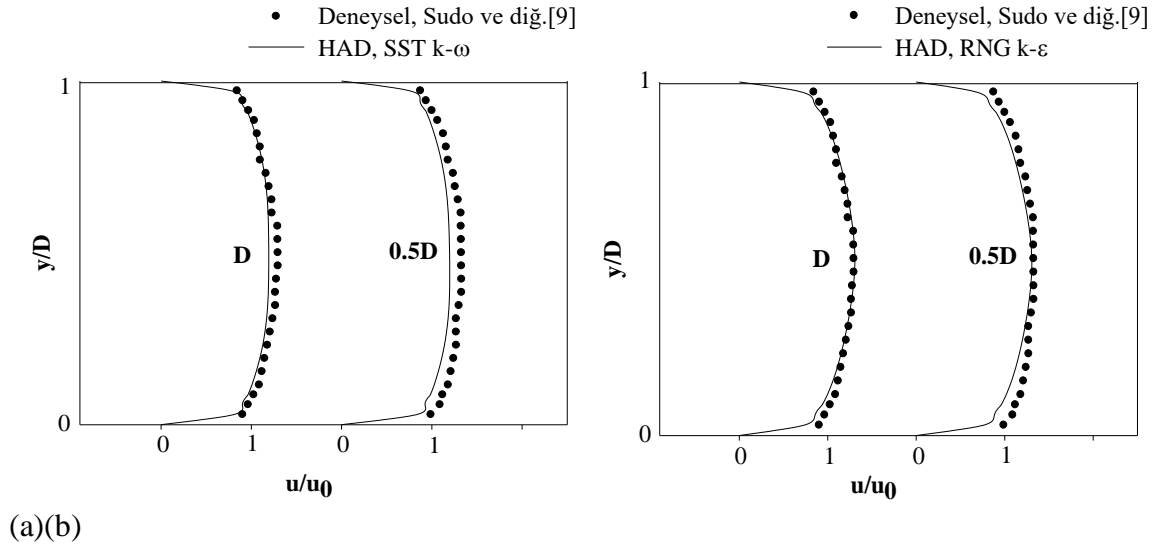
verilmiştir. Dirsek boyunca değişik konumlarda, kullanılan türbülans modellerinden elde edilen basınç katsayısı değerlerinin referans alınan deneysel sonuçlarla oldukça uyumlu olduğu ve deneysel sonuçlara en yakın değerleri SST k- ω türbülans modelinin verdiği görülmektedir. Dirsek sonrasında RNG k- ϵ ve Standard k- ϵ türbülans modelleri deneysel sonuçlardan uzaklaşmakta ve basınç katsayısı değerlerini hem iç hem de dış duvar için daha düşük hesaplarken, SST k- ω türbülans modeli ise deneysel sonuçlarla birebir çakışmaktadır. Sonuç olarak, referans olarak alınan deneysel sonuçlara en uyumlu sonucu SST k- ω türbülans modelinin verdiği belirlenmiştir.



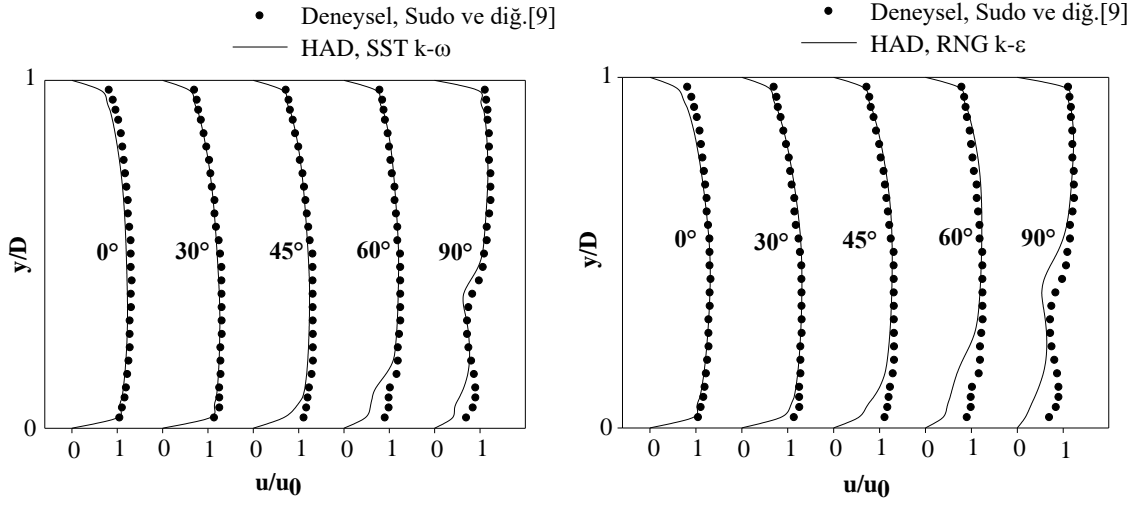
Şekil 3.2. İç çapı $D=104$ mm ve eğrilik oranı $R/D=2$ olan 90° dirsek için $8,7$ m/s hava akışındaki basınç katsayıları

Basınç katsayısının yanısıra, sayısal modelin doğruluğunun test edilmesi amacıyla, aynı dirsek modeli için dirsek öncesi D ve $0,5D$ mesafelerde, dirsek içinde 0° , 30° , 45° , 60° , 90° konumlarında ve dirsek sonrası D , $2D$ ve $5D$ uzaklıklarda kesit boyunca hız profilleri incelenmiştir. Basınç katsayısı açısından deneysel sonuçlara en yakın sonucu veren SST k- ω türbülans modeli ile yakın sonuç veren RNG k- ϵ türbülans modeli ile hesaplanan hız profilleri, Sudo ve diğ.[9]'nin elde ettiği deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Dirsekten D ve $0,5D$ önce SST k- ω türbülans modeli ve RNG k- ϵ türbülans modeli ile elde edilen hız profilleri Şekil 3.3'te verilmiştir. İlgili konumlardaki

hız profilleri incelendiği zaman, her iki türbülans modelinin de deneysel sonuçlara oldukça yakın sonuçlar verdiği görülmektedir. Benzer şekilde, Şekil 3.4'te görülebileği gibi, dirsek içinde 0° , 30° , 45° , 60° , 90° olduğu konumlarında her iki türbülans modeli ile hesaplanmış hız profilleri, 30° konumuna kadar deneysel değerlere yakın sonuçlar vermektedir. Ancak, 45° konumundan sonra dirseğin alt duvarına doğru, RNG k- ϵ türbülans modeli ile elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlardan daha düşük değerler verirken, SST k- ω türbülans modeli ile elde edilen sonuçlar deneysel değerlere daha yakın çıkmaktadır. Dirsekten D, 2D ve 5D sonra, SST k- ω türbülans modeli ve RNG k- ϵ türbülans modeli ile elde edilen hız profilleri ise, Şekil 3.5'te verilmiştir. İlgili konumlardaki hız profilleri incelendiğinde, yine SST k- ω türbülans modeli ile elde edilen sonuçların deneysel değerlere daha yakın çıktığı görülmektedir. Bu ön çalışmalardan, hem basınç katsayıları hem de hız profilleri için, referans olarak alınan deneysel sonuçlara en yakın sonucu veren türbülans modelinin SST k- ω türbülans modeli olduğu anlaşılmaktadır. Bundan dolayı, dirsek içindeki akışın üç boyutlu incelenmesinde en uygun türbülans modelinin SST k- ω türbülans modeli olduğuna karar verilmiş ve çözümler bu türbülans modeli ile gerçekleştirilmiştir.

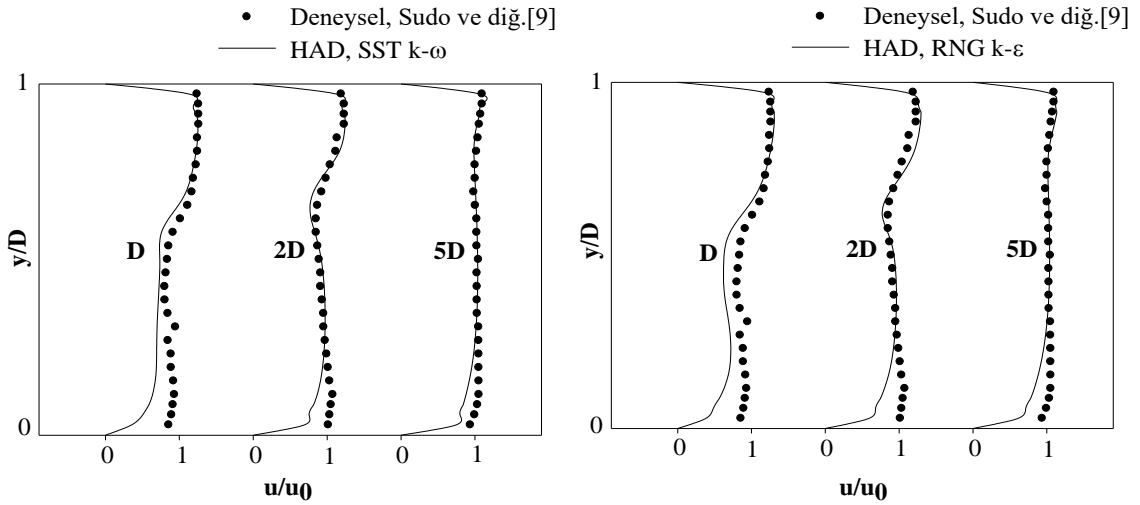


Şekil 3.3. Dirsekten D ve 0.5D önceki konumlarda hesaplanmış hız profilleri a) SST k- ω türbülans modeli, b) RNG k- ϵ türbülans modeli



(a)(b)

Şekil 3.4. Dirsek içinde 0° , 30° , 45° , 60° , 90° konumlarında hesaplanmış hız profilleri
a) SST $k-\omega$ türbülans modeli, b) RNG $k-\epsilon$ türbülans modeli



(a)

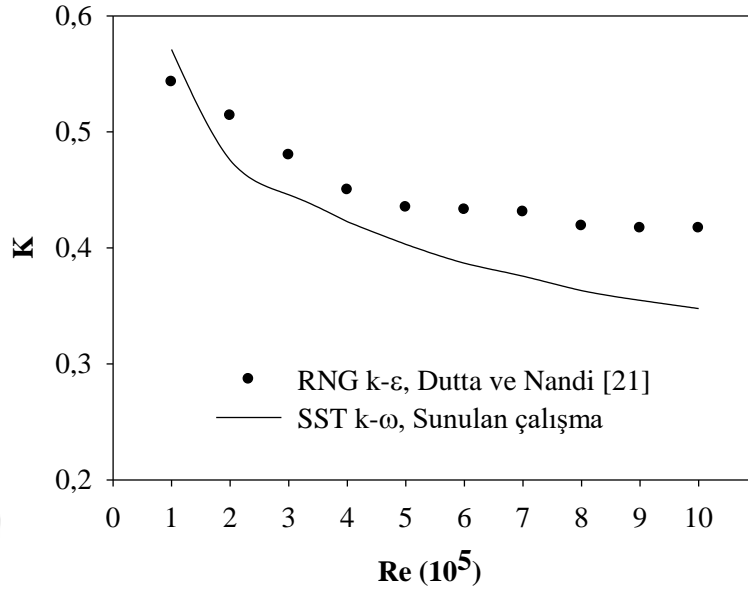
(b)

Şekil 3.5. Dirsekten D , $2D$ ve $5D$ sonra hesaplanmış hız profilleri a) SST $k-\omega$ türbülans modeli, b) RNG $k-\epsilon$ türbülans modeli

Sayısal modelin doğruluğunu belirlemek için diğer bir ön çalışma, yerel kayıp katsayısının (K) hesaplanmasına yönelik yapılmıştır. Bunun için, çapı $D=10$ mm ve eğrilik oranı $R/D=1$ olan 90° dirsek modeli için $1 \cdot 10^5 - 10 \cdot 10^5$ aralığındaki 10 farklı Reynolds sayısı için K kayıp katsayısı değerleri hesaplanmış ve aynı geometriyi kullanan Dutta ve Nandi

[21]'nin sayısal sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Dirsek girişinde tam gelişmiş akışın oluşturulması için dirsek öncesi giriş uzunluğu ve sonrasındaki çıkış uzunluğu boru çapının 20 katı olarak alınarak hesap alanı oluşturulmuştur. Cidardan ilk ağ noktasına olan mesafe 0.048 mm ve büyütme faktörü 1.2 ile çözüm bölgesi 1,097,152 ağdan oluşmuştur. Akışkan olarak kullanılan suya ait özellikler Dutta ve Nandi [21]'nin çalışmalarında kullandığı gibi $\rho=998.3 \text{ kg/m}^3$, $\mu=0.001003 \text{ kg/ms}$ olarak alınmıştır. SST k- ω türbülans modeli ve standart duvar yaklaşımı kullanılmıştır. İteratif çözücü olarak SIMPLEC algoritması ve basınç, momentum, türbülans kinetik enerjisi ve yutulmanın ayrıklaştırılmasında First Order Upwind yöntemi kullanılmıştır.

Çalışılan Reynolds sayıları için dirsek öncesi ve sonrasında düz borudaki basınç dağılımları incelenmiştir. Dirsek etkisinin dirsekten az bir mesafe önce hissedilmesine rağmen, dirsekten sonraki etkisi düz borunun tamamı boyunca devam etmektedir. Bütün Reynolds sayıları için dirsekten yaklaşık 5D öncesindeki konumda, borunun alt ve üst duvarı için hesaplanmış statik basınç değerlerinin aynı olmasına rağmen, dirsekten sonraki düz boru boyunca borunun alt ve üst duvarında hesaplanmış statik basınç değerleri farklılık göstermektedir. Yani dirseğin etkisi boru boyunca hissedilmektedir. Ancak, dirsekten 10D sonraki konumda bu değerler birbirine oldukça yakın çıkmaktadır. Bu sebeple, K kayıp katsayısının hesaplanmasında kullanılacak olan ΔP basınç farkı için referans noktaları dirsekten 5D öncesi ve dirsekten 10D sonrası alınmıştır. Bu iki noktanın referans alınması ve Denklem (1.16)'nın kullanılmasıyla hesaplanan K kayıp katsayısının Reynolds sayısına göre değişimine ait sonuçlar Dutta ve Nandi [21]'nin RNG k- ϵ türbülans modeli kullanarak elde ettiği sonuçlarla birlikte Şekil 3.6'da verilmiştir. Hesaplanan K değerleri Dutta ve Nandi [21]'nin değerlerine yakın çıkmaktadır. İki çalışma arasındaki fark, kayıp katsayısının hesaplanmasında kullanılan ΔP basınç farkı için seçilen referans noktalarından kaynaklanmaktadır. Dutta ve Nandi [21]'nin çalışmasında, Reynolds sayısına göre ΔP basınç farkı için referans alınan noktalar belirtilmemiştir. Bu çalışmada, bütün dirsek modelleri için yerel kayıp katsayısının hesabında dirsekten 5D öncesi ve dirsekten 10D sonrası arasındaki basınç farkı kullanılmıştır.

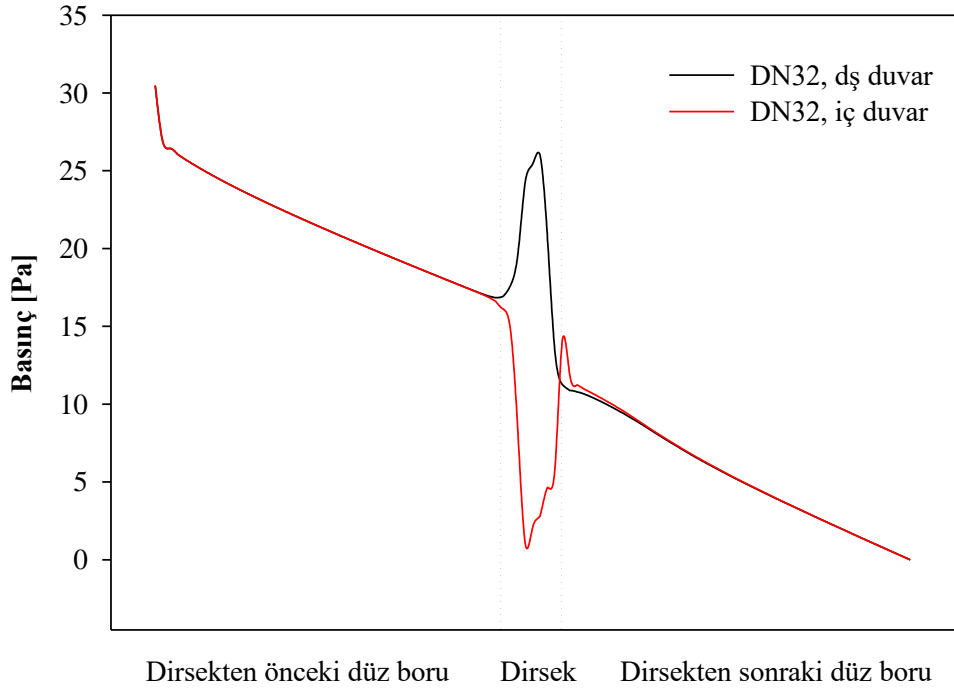


Şekil 3.6. İç çapı $D=10$ mm ve eğrilik oranı $R/D=1$ olan 90° dirsekte su akışı için, SST $k-\omega$ türbülans modeli ile elde edilen kayıp katsayıları

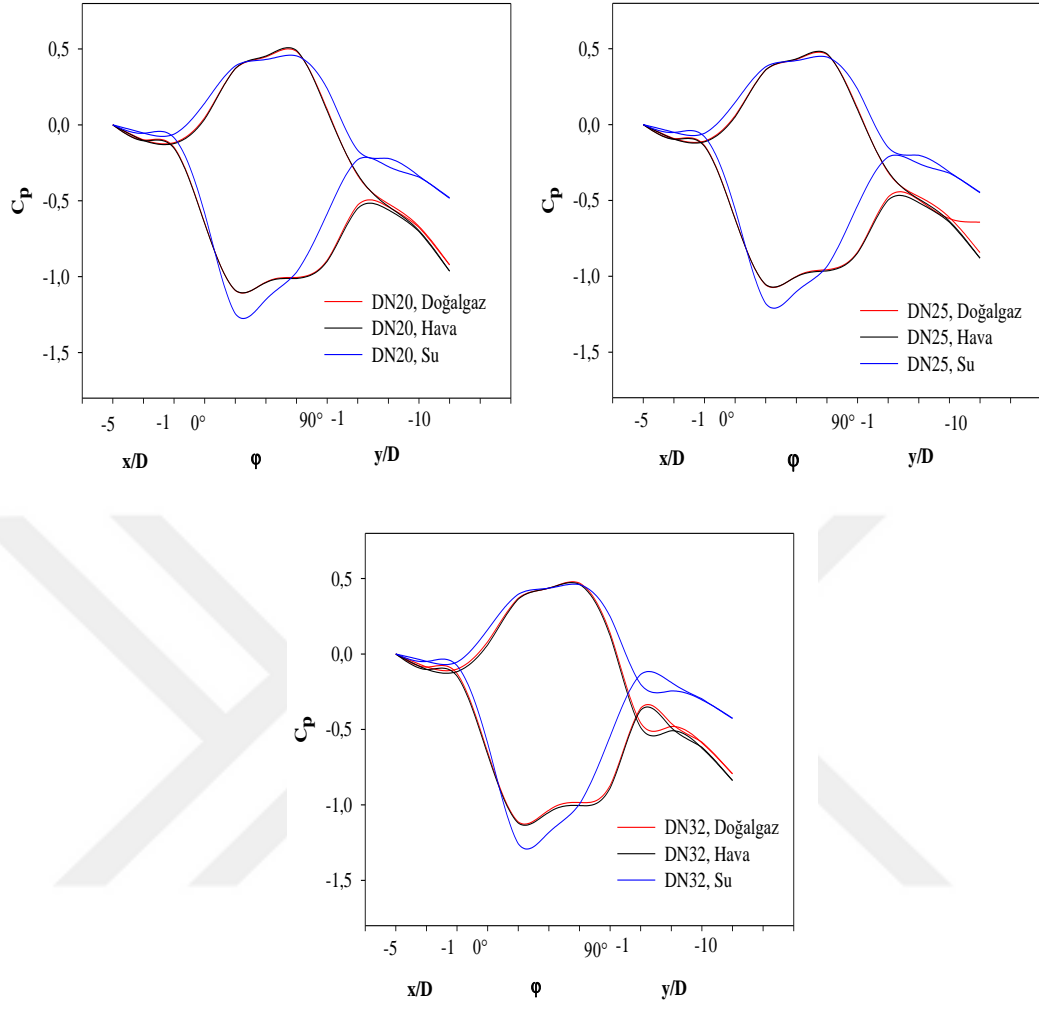
3.2. Basınç Dağılımlarının İncelenmesi

Farklı çapa sahip dirsekler için hava, doğal gaz ve su akışlarında dirsek iç ve dış duvarları boyunca basınç dağılımları hesaplanmıştır. Şekil 3.7, akışkan olarak hava kullanıldığı ve giriş hızının 5 m/s, Reynolds sayısının yaklaşık olarak 11161 olduğu durumdaki DN32 çaplı dirseğin iç ve dış duvarları boyunca akış yönünde hesaplanmış basınç dağılımını göstermektedir. Dirsekten önceki düz borunun başlangıcındaani bir basınç düşüşü meydana gelmekte, akış hidrodinamik olarak geliştikten sonra ise basınç akış yönündedoğrusal olarak azalmaktadır. Şekil 3.8, hava, doğalgaz ve su için ve giriş hızının 5 m/s olduğu durumda DN20, DN25 ve DN32 çaplı dirseklerin iç ve dış duvarları boyunca basınç katsayısının değişimini göstermektedir. Basınç katsayısının hesaplanmasında, dirsek öncesi 5D konumundaki basınç değeri referans olarak alınmıştır. Akışın dirseğe girmesiyle, dirsek eğriliğinden dolayı yön değiştirmeye zorlanan akışkanın dirseğin üst duvarındaki basıncı artmakta ve dirsek içinde 60° konumundan sonra tekrar azalmaktadır. Dirseğin alt duvarında ise, akış ayrılmasından dolayı dirsek cidarındaki basınç azalmakta ve dirsek içinde 30° konumundan sonra tekrar artmaktadır. Akış

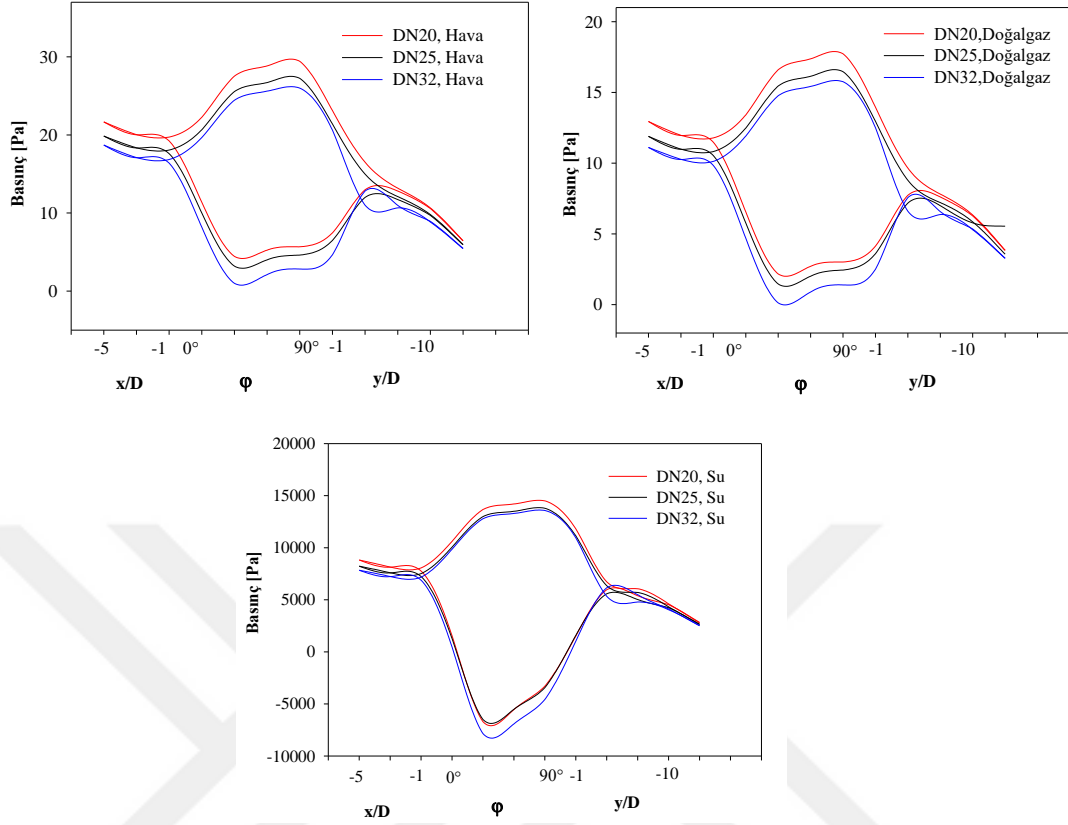
dirsekten çıktıktan sonra boru boyunca hem üst hem de alt duvardaki basınç giderek azalmaktadır ve çıkışta sıfır gösterge basıncına ulaşmaktadır. Aynı akışkan kullanıldığı ancak dirsek çapının değiştiği durumdaki dirseğin iç ve dış duvarlarındaki basınç dağılımı Şekil 3.9' da verilmektedir. Dirsek çapının artmasıyla, dirseğin iç ve dış duvarlarındaki basınç değerlerini azalmaktadır.



Şekil 3.7. DN32 çaplı dirsek için 5 m/s hava akışında, dirseğin iç ve dış duvarları boyunca basınç dağılımı



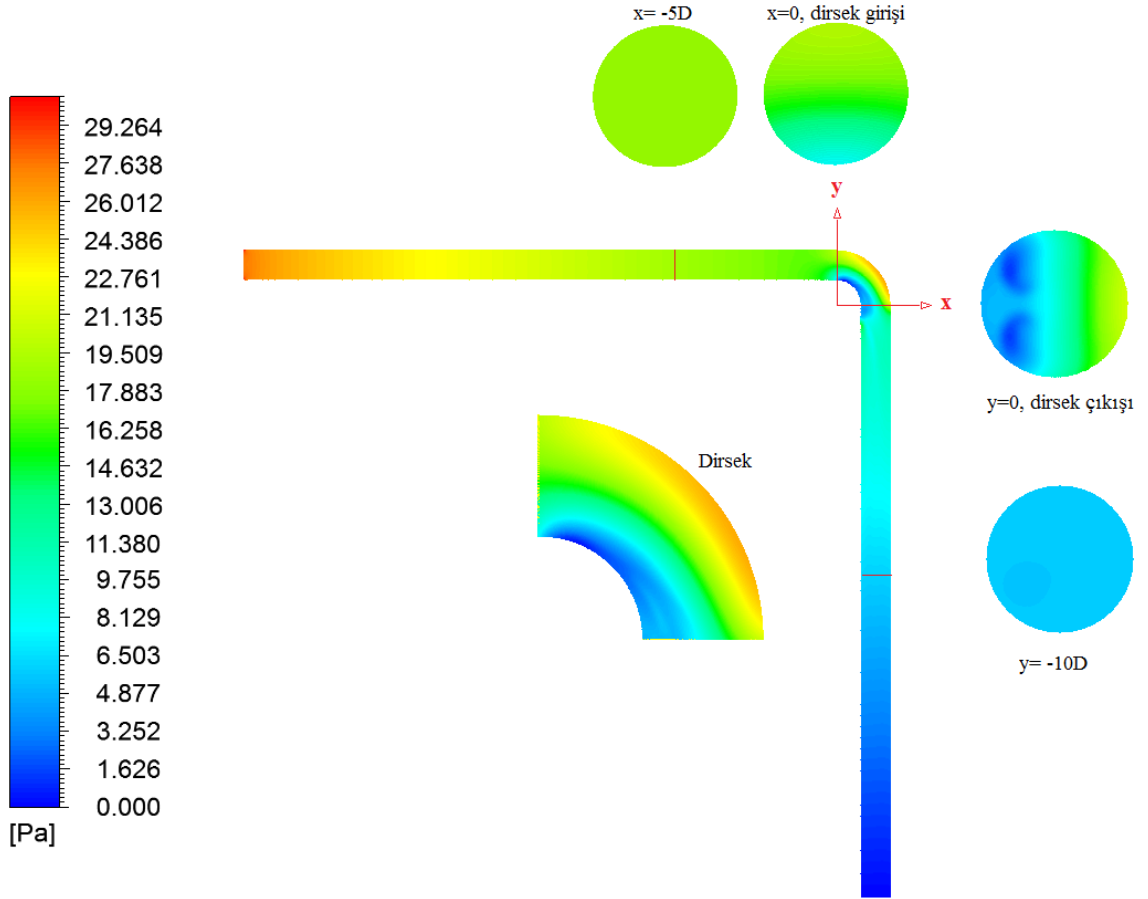
Şekil 3.8. Farklı akışkan kullanılması durumunda, dirseğin iç ve dış duvarlarındaki basınç katsayısı dağılımı



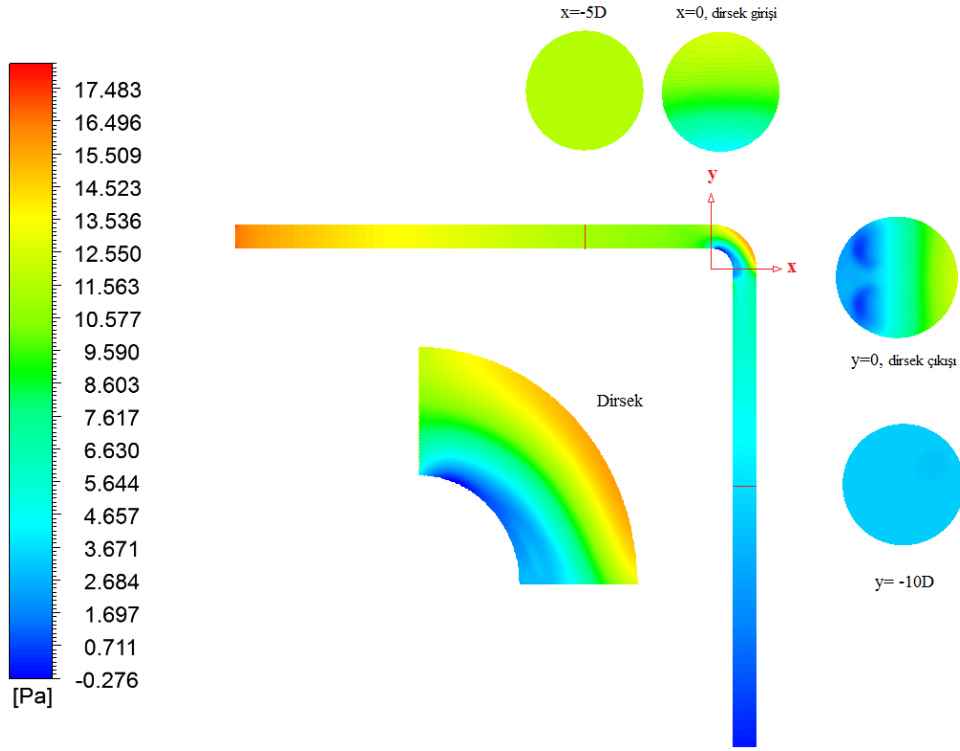
Şekil 3.9. Farklı çapa sahip dirsek kullanılması durumunda, dirseğin iç ve dış duvarlarındaki basınç dağılımı

DN32 çaplı dirsek modeline ait basınç kontur grafikleri Şekil 3.10, 3.11 ve 3.12’de verilmektedir. Bütün Reynolds sayıları için, dirsekten 5D önceki akışa dik kesit alanında basınç konturu eşit bir dağılıma sahiptir ve borunun alt ve üst cidarlarından hesaplanan statik basınç değerleri aynıdır. Ancak dirsekten 5D öncesi ve dirsek arasında akışa dik kesitlerde borunun alt ve üst duvarındaki statik basınç değerleri aynı değildir. Dirseğin varlığı dirsekten önceki düz borudaki akış yapısını da etkilemektedir. Ayrıca, dirsekten sonraki düz boru boyunca hiç bir kesitte borunun alt ve üst duvarındaki statik basınç değerleri aynı olmamaktadır. Dirsek boyunca yön değiştiren akışın etkisi dirsekten sonraki boru boyunca devam etmektedir. Ancak, dirsekten 10D sonraki akışa dik kesitte boru cidarlarındaki statik basınç değerleri birbirlerine oldukça yaklaşmakta ve basınç konturu neredeyse eşit bir dağılım göstermektedir. Dirsek girişi ve dirsek çıkışındaki akışa dik kesitlerde, basınç değerleri dirseğin dış duvarından iç duvarına doğru azalma göstermektedir. Bunun nedeni, dirseğin iç duvarı etrafındaki akışkan kütesinin merkezkaç

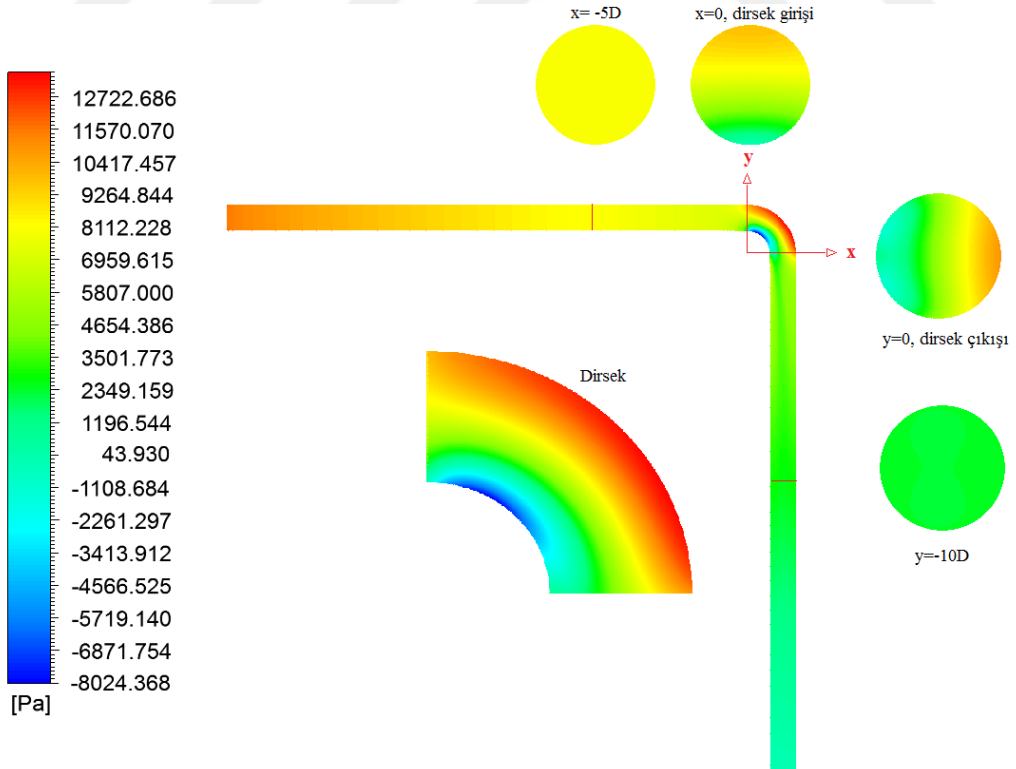
kuvvetinin etkisiyle eğrilik merkezinden dışa doğru itilmesi ve dış duvarı etrafındaki akışkan kütlelerinin yönünü değiştirmeye zorlanmasıdır. Böylece akışkan enerjisinin çoğunu dirseğin dış duvarlarına çarparak kaybetmektedir.



Şekil 3.10. DN32 çaplı dirsek için 5 m/s hava akışındaki basınç kontur grafiği



Şekil 3.11. DN32 çaplı dirsek için 5 m/s doğalgaz akışındaki basınç kontur grafiği

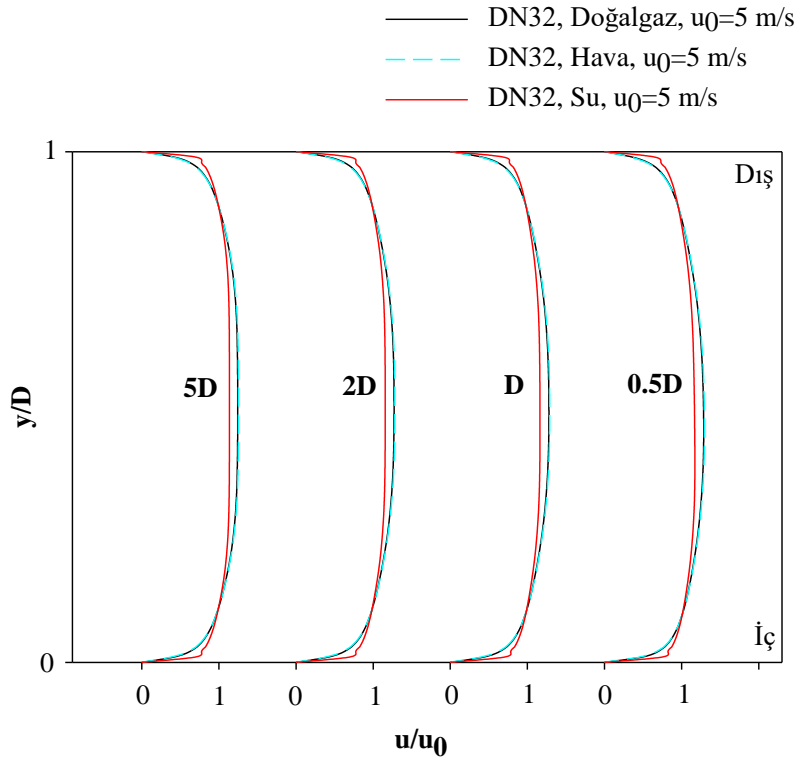


Şekil 3.12. DN32 çaplı dirsek için 5 m/s su akışındaki basınç kontur grafiği

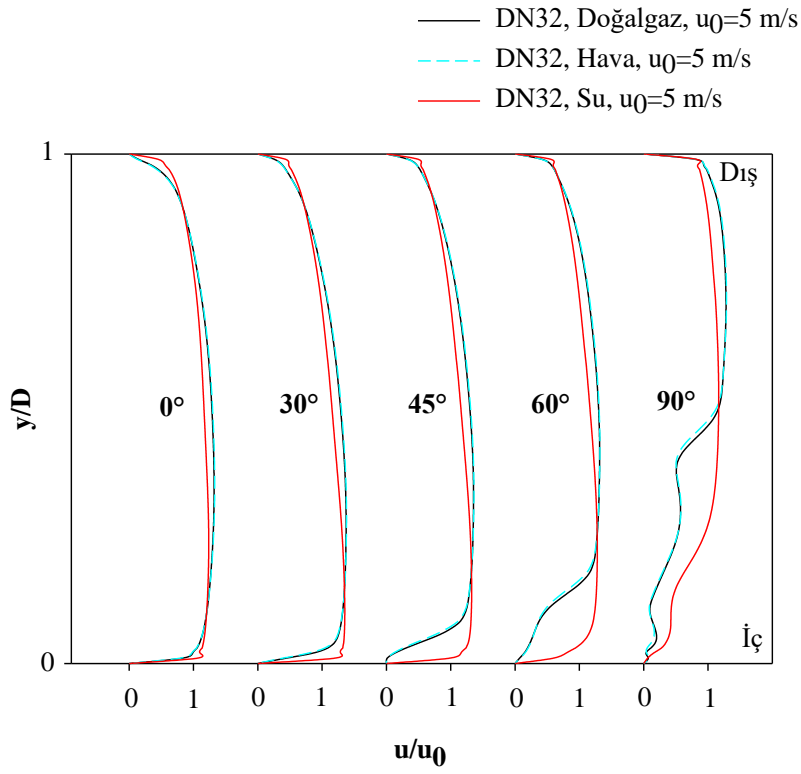
3.3. Hız Dağılımlarının İncelenmesi

DN32 çaplı dirsekte hava, doğalgaz ve su için ve giriş hızının 5 m/s olduğu durumdaki hız profilleri Şekil 3.13'de; hız konturları ise Şekil 3.14, 3.15 ve 3.16' da verilmiştir. Hız profillerinin ve hız konturlarının konumları; dirsekten 10D, 5D, 2D, D ve 0.5D öncesi, dirsek içinde 0°, 30°, 45°, 60°, 90° ve dirsekten 0,5D, D, 2D, 5D ve 10D sonrası olarak alınmıştır. Dirsekten 10D, 5D, 2D ve D önceki uzaklıklarda hız dağılımlarının dirseğin varlığından etkilenmediği ve akışa dik kesitteki hız konturlarının bozulmadığı, eşit bir dağılım gösterdiği, sadece dirsekten 0.5D önceki hız dağılımının dirsekten çok az etkilendiği ve buradaki hız konturu dağılımının tam olarak eşit bir dağılım göstermediği görülmektedir. Akışkanın dirseğe girmesiyle kesit boyunca hızın maksimum değeri dirseğin alt duvarına doğru kaymakta ve dirsek çıkışından itibaren hız profili düzleşmektedir. Dirsekten 10D sonra bile akışa dik kesitteki hız konturları eşit bir dağılım göstermemekte, dirseğin etkisi hala devam etmektedir. Ayrıca, dirsekten önceki 5D konumunda hız profili tam gelişmiş gözükürken, dirsekten sonraki 5D ve hatta 10D konumunda bile hız profilinde bozulmalar mevcuttur. Buradan, dirsek eğriliğinin dirsekten sonraki boru akışı üzerindeki etkisinin dirsekten önceki boru akışına kıyasla daha fazla olduğu anlaşılmaktadır.

Doğalgaz, hava, ve su akışındaki hız profilleri incelendiğinde, kinematik viskoziteleri birbirine yakın olan doğalgaz ve hava akışındaki hız profilleri bire bir çakışmaktadır. Kinematik viskozitesi doğalgaz ve havaya göre daha düşük olan su akışında ise hız profilinin daha yassı olduğu, cidara yakın bölgelerdeki hız değerlerinin hava ve doğalgazdan daha yüksek olduğu, eksende ise daha düşük olduğu görülmektedir. Ayrıca hız konturları incelendiğinde, dirsekten sonraki hız dağılımlarındaki bozulmalar su akışında daha zayıftır. Çünkü, suyun düşük kinematik viskozitesinden dolayı ayrılma noktası hava ve doğalgaza göre daha ileriye kaymakta ve ayrılmış akış bölgesi daha küçük olmaktadır.



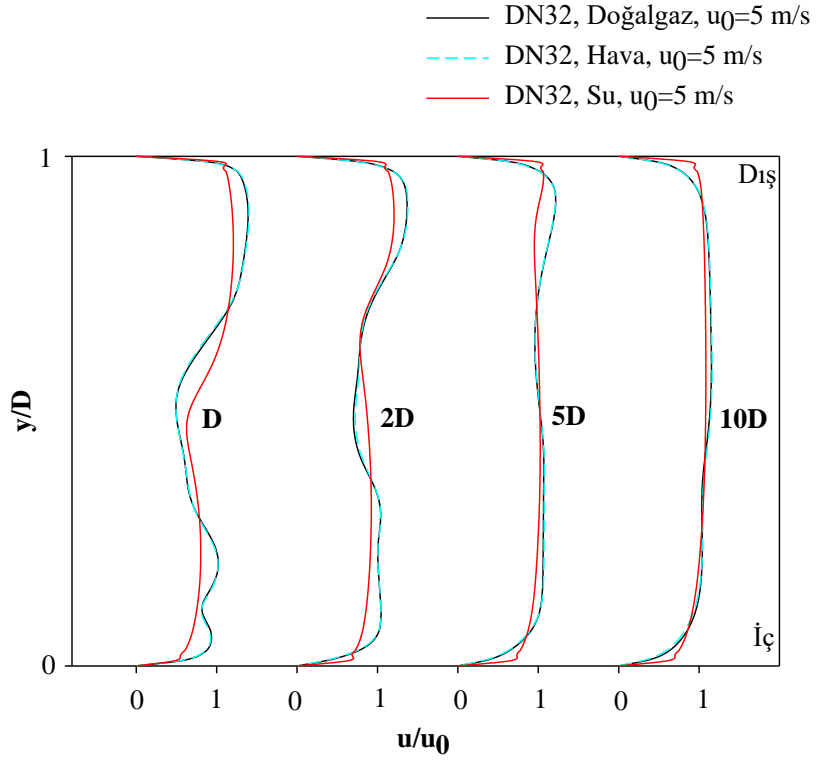
(a)

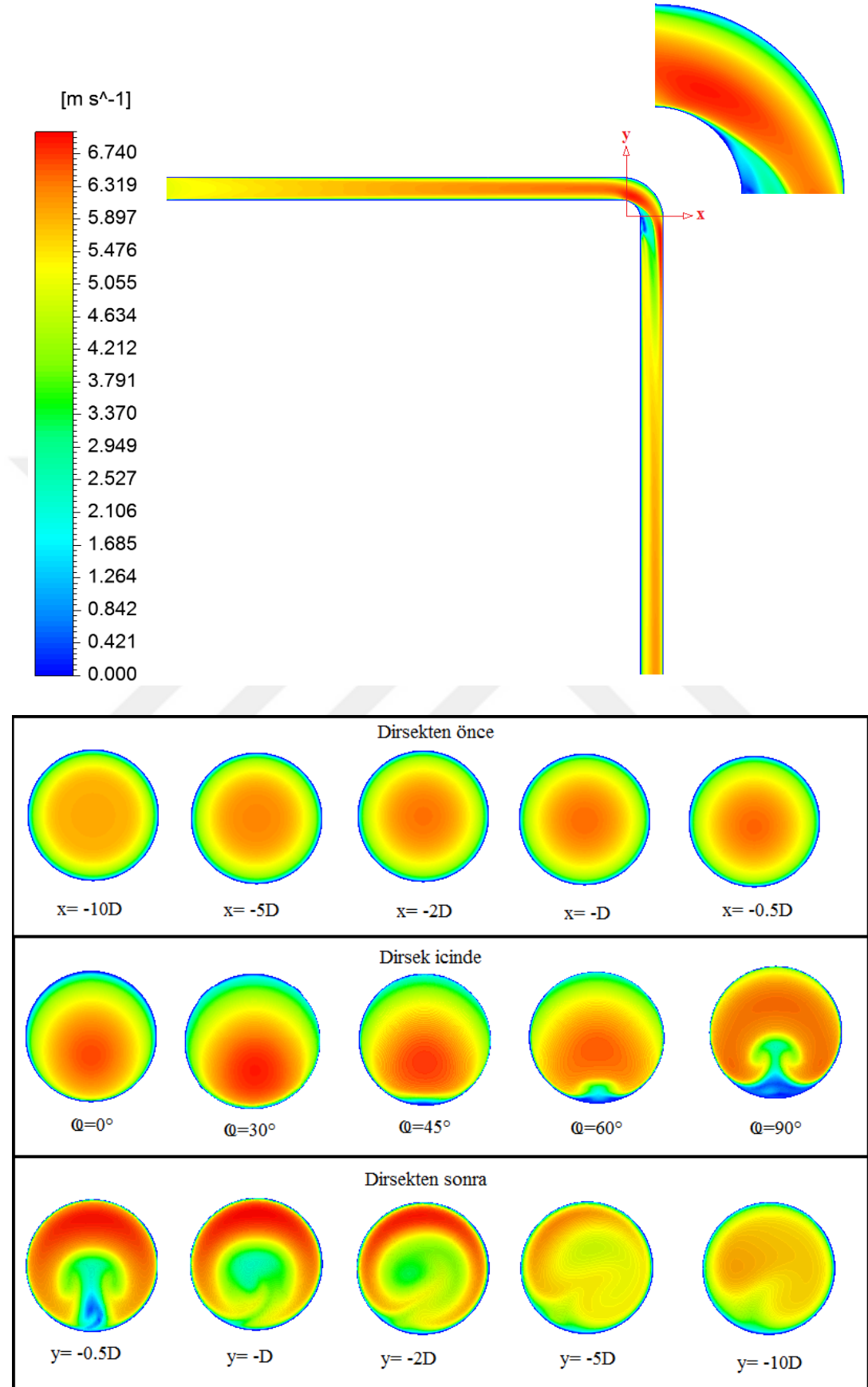


(b)

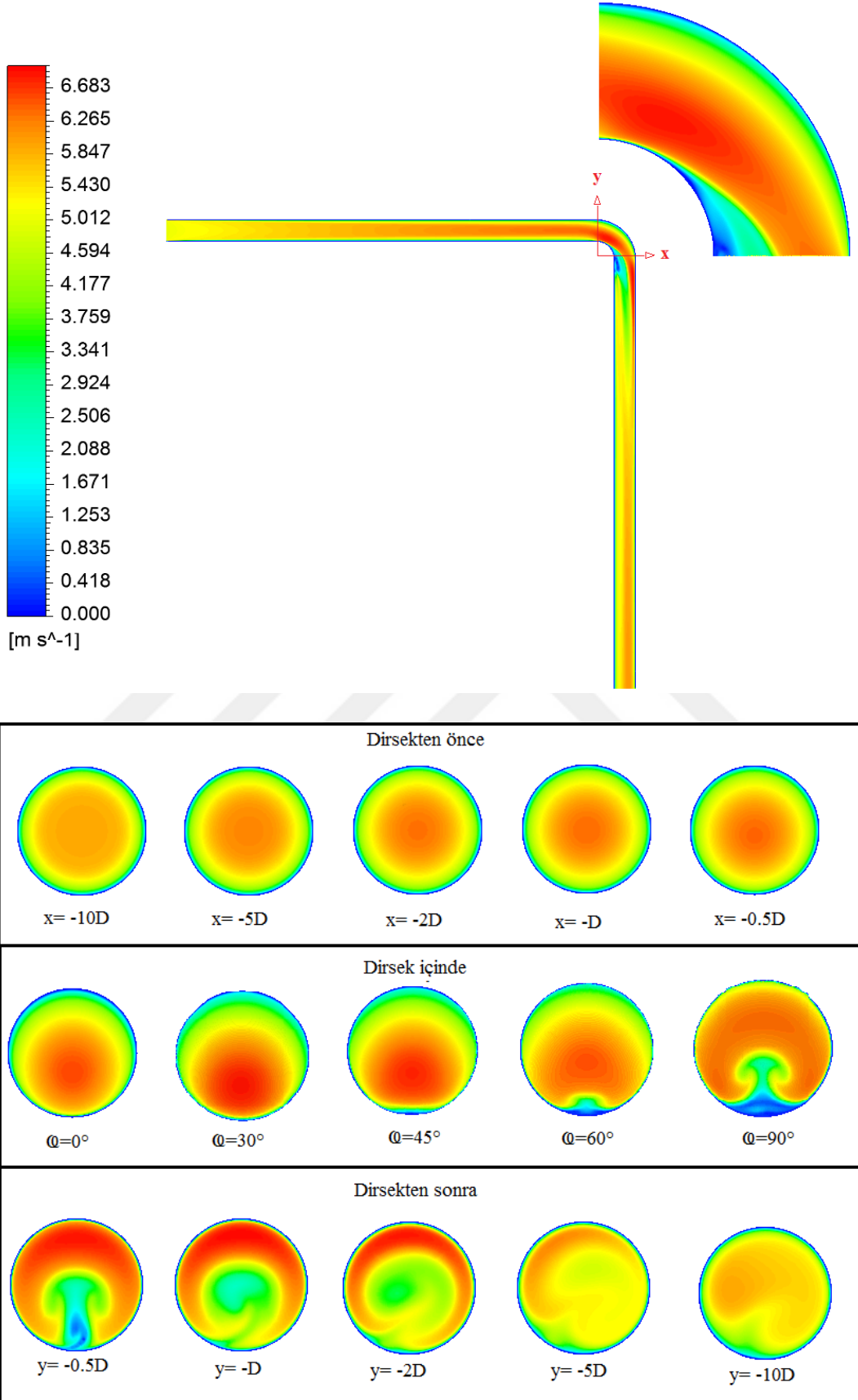
Şekil 3.13. Hava,doğalgaz ve su akışında, DN32 çaplı dirsekte a)dirsekten önceki, b) dirsek içerisindeki, c) dirsekten sonraki hız profilleri

Şekil 3.13' ün devamı

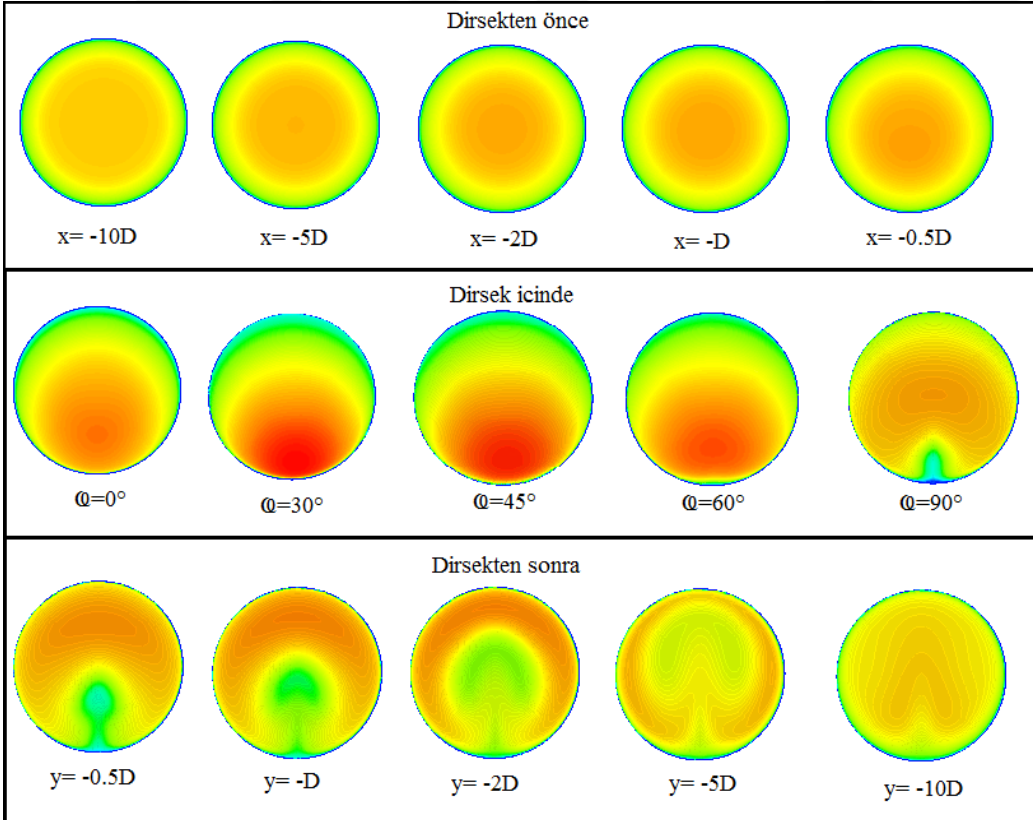
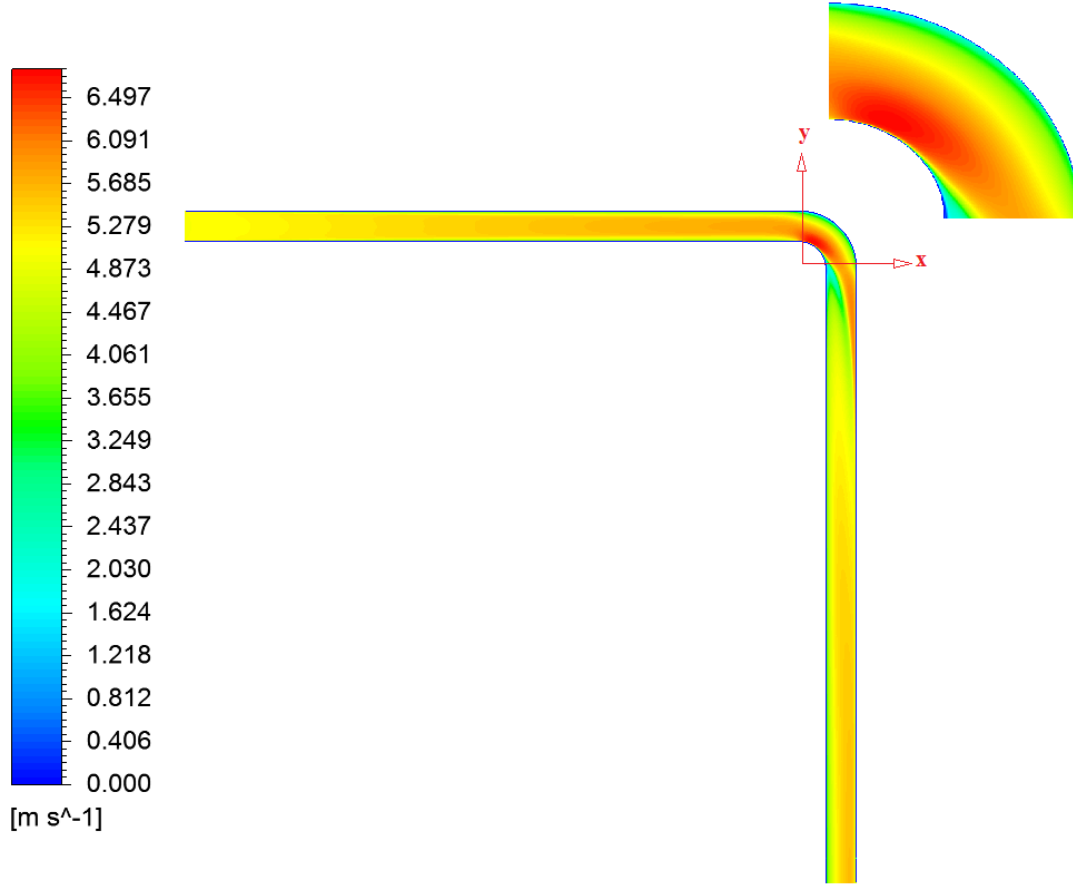




Şekil 3.14. DN32 çaplı dirsek için 5 m/s hava akışındaki hız kontur grafiği



Şekil 3.15. DN32 çaplı dirsek için 5 m/s doğalgaz akışındaki hız kontur grafiği



Şekil 3.16. DN32 çaplı dirsek için 5 m/s su akışındaki hız kontur grafiği

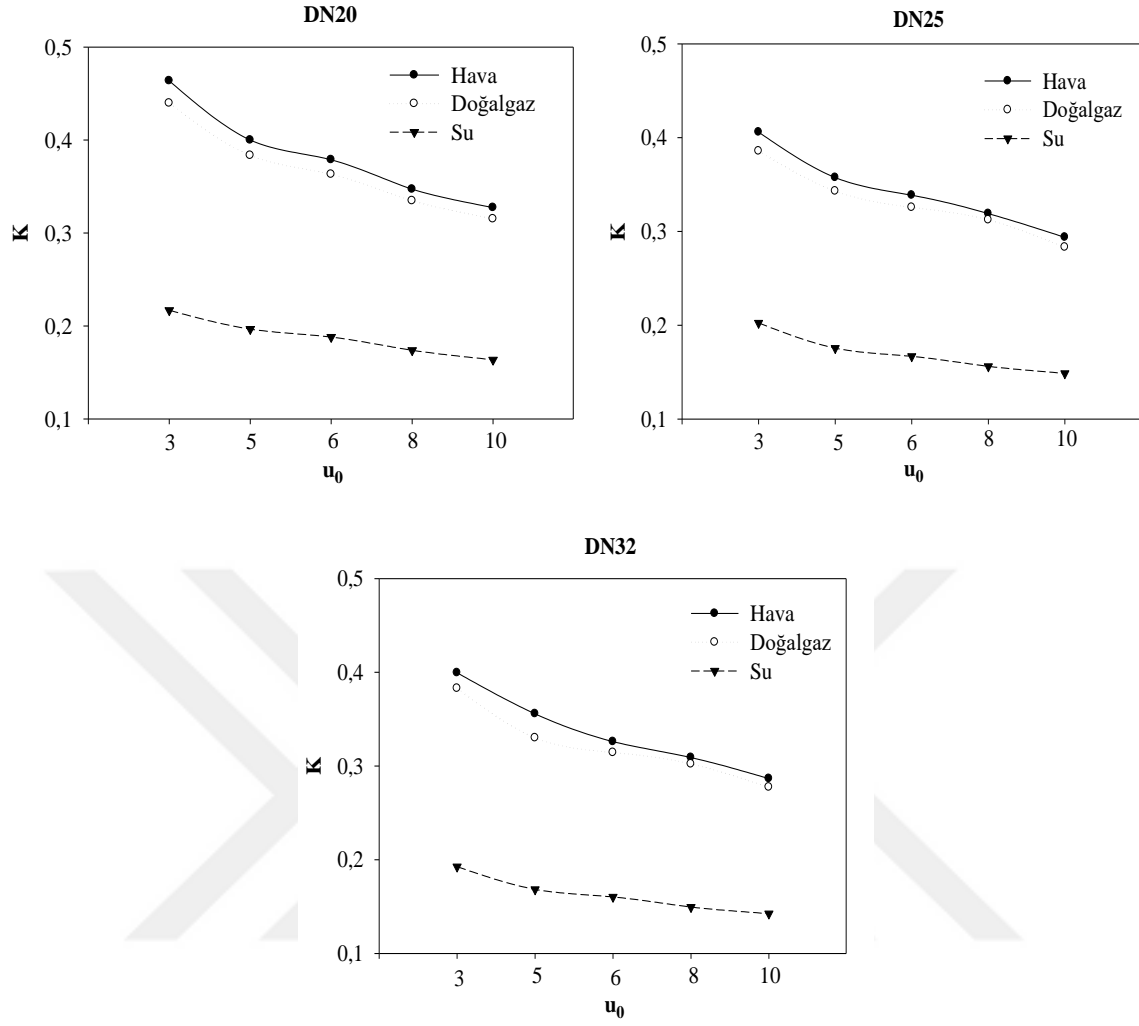
3.4. Yerel Kayıpların İncelenmesi

Doğalgaz, hava ve su olmak üzere üç akışkan için 3, 5, 6, 8 ve 10 m/s giriş hızlarında DN20, DN25 ve DN32 çaplı dirseklerde, yerel kayıp katsayısının (K) hesaplanmasında Denklem (1.14) kullanılmıştır. Çalışılan bütün akışkanlar ve dirsek modelleri için basınç kaybı (ΔP), dirsekten 5D önceki ve dirsekten 10D sonraki statik basınç değerleri referans alınarak hesaplanmıştır. ΔP , hem dirsekten kaynaklanan yerel kaybı hem de boru boyunca oluşan sürekli kaybı kapsamaktadır. Bu sebeple, dirsek modelleriyle aynı çapta ve uzunluktaki düz borular modellenmiş ve aynı akış şartları için çözümleri elde edilmiştir. Düz borularda, dirsekteki K kayıp katsayısının hesabında referans alınan dirsekten 5D önceki yere karşılık gelen konum ile sonraki 15D ve dirsek uzunluğu olan $2\pi R/4$ kadarlık mesafe arasındaki basınç kaybı hesaplanmıştır. Daha sonra, dirseklerde referans noktaları arasında hesaplanan toplam basınç kaybı ile düz borulardaki referans noktaları arasında hesaplanan basınç kaybı birbirinden çıkarılarak, dirsek için yerel kayıp bulunmuştur. Tablo 3.1’de, üç dirsek modelinde, kullanılan akışkanlara ve giriş hızlarına göre toplam basınç kaybı, düz borudan kaynaklı basınç kaybı ve bu ikisinin farkı olan sadece dirsekten kaynaklı basınç kaybı değerleri verilmiştir. Sadece dirsekten kaynaklı bu basınç kaybı değerlerinin kullanılmasıyla da K kayıp katsayıları elde edilmiştir.

Şekil 3.17’ de, DN20, DN25 ve DN32 çaplı dirsekler için K kayıp katsayısının çalışılan akışkan ve giriş hızlarına göre değişimi verilmiştir. Üç dirsek modelinde de, akışkanın giriş hızının artmasıyla K kayıp katsayısı azalmaktadır. Yani, Reynolds sayısının artması K katsayısını azaltan yönde etkilemektedir. Benzer şekilde, K katsayısına çalışılan akışkanın etkisi de incelendiğinde, en az kaybın Reynolds sayısı en yüksek olan su akışında, en fazla kaybın da en düşük Reynolds sayısına sahip hava akışında olduğu gözükmektedir. Hava ve doğalgazın Reynolds sayıları birbirlerine yakın olduğundan dolayı K değerleri de yakın çıkmaktadır. Suyun Reynolds sayısı diğer akışlara göre oldukça yüksek olduğundan dolayı su akışında meydana gelen kayıplar diğerlerine göre oldukça düşük çıkmaktadır.

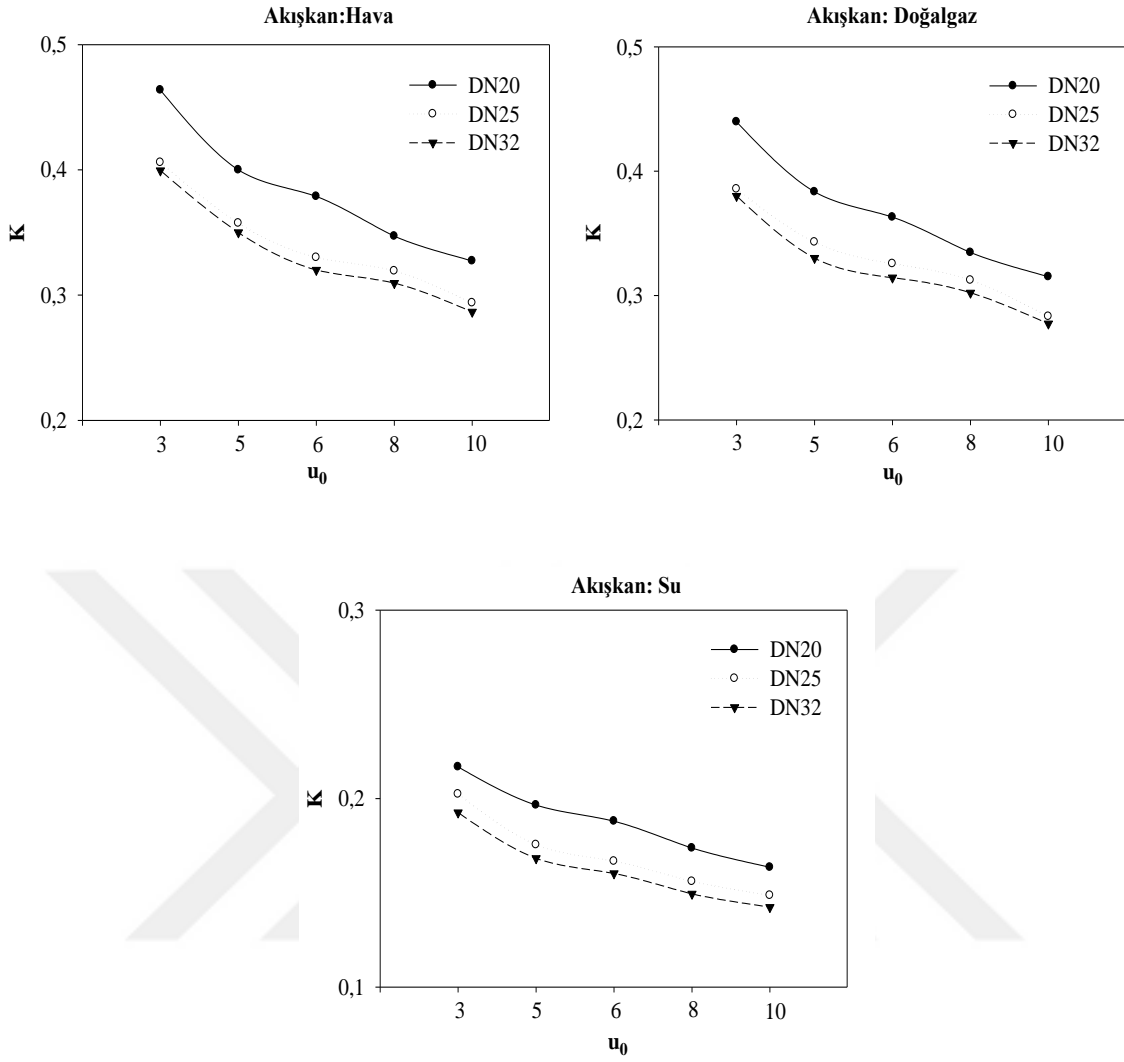
Tablo 3.1. Dirsek modellerindeki, kullanılan akışkan ve giriş hızlarına göre basınç kaybı değerleri

DN20									
	Hava			Doğalgaz			Su		
Giriş hızı	ΔP_{toplam}	$\Delta P_{\text{düzboru}}$	ΔP_{dirsek}	ΔP_{toplam}	$\Delta P_{\text{düzboru}}$	ΔP_{dirsek}	ΔP_{toplam}	$\Delta P_{\text{düzboru}}$	ΔP_{dirsek}
3 m/s	6.476	3.837	2.639	3.941	2.278	1.563	2438.7	1305.9	1132.7
5 m/s	15.225	8.902	6.323	9.106	5.32	3.786	6014.7	3218.8	2795.9
6 m/s	20.713	12.09	8.623	12.403	7.24	5.163	8242.7	4410.1	2832.6
8 m/s	33.773	19.728	14.045	20.295	11.836	8.459	13537.7	7260.9	6276.8
10 m/s	49.586	28.889	20.697	29.844	17.396	12.445	19972.5	10752.1	9220.4
DN25									
	Hava			Doğalgaz			Su		
Giriş hızı	ΔP_{toplam}	$\Delta P_{\text{düzboru}}$	ΔP_{dirsek}	ΔP_{toplam}	$\Delta P_{\text{düzboru}}$	ΔP_{dirsek}	ΔP_{toplam}	$\Delta P_{\text{düzboru}}$	ΔP_{dirsek}
3 m/s	5.83	3.52	2.31	3.468	2.097	1.371	2296.9	1387.6	909.2
5 m/s	13.912	8.261	5.651	8.341	4.954	3.387	5587.4	3397.4	2189.9
6 m/s	18.971	11.263	7.708	11.386	6.756	4.63	7644	4647.1	2996.8
8 m/s	31.064	18.144	12.92	18.993	11.097	7.896	12625	7639.9	4985.1
10 m/s	45.684	27.107	18.577	27.52	16.333	11.187	18721.2	11303.5	7417.7
DN32									
	Hava			Doğalgaz			Su		
Giriş hızı	ΔP_{toplam}	$\Delta P_{\text{düzboru}}$	ΔP_{dirsek}	ΔP_{toplam}	$\Delta P_{\text{düzboru}}$	ΔP_{dirsek}	ΔP_{toplam}	$\Delta P_{\text{düzboru}}$	ΔP_{dirsek}
3 m/s	5.486	3.213	2.273	3.281	1.92	1.361	2170.9	1464.7	706.1
5 m/s	13.242	7.619	5.623	7.837	4.578	3.259	5318.6	3562.3	1756.3
6 m/s	17.842	10.421	7.421	10.732	6.263	4.469	7289.5	4864.3	2425.2
8 m/s	29.644	17.117	12.527	17.626	9.987	7.639	12033.5	79867	4046.9
10 m/s	43.3551	25.233	18.122	26.171	15.214	10.956	17857.8	11808.8	6049



Şekil 3.17. DN20, DN25 ve DN32 çaplı dirseklerde oluşan K kayıp katsayısının çalışılan akışkan ve giriş hızlarına göre değişimi

Şekil 3.18'de, hava, doğalgaz ve su akışında, kullanılan dirseklerin ve akışkan giriş hızlarının oluşan K kayıp katsayısına etkisi incelenmiştir. Çalışılan bütün akışkanlar için de, en az kayıp çapı en büyük olan DN32 çaplı dirsek modelinde, en fazla kayıp da çapı en küçük olan DN20 dirsek modelinde oluşmaktadır. Yani dirsek çapının artması K değerini azaltan yönde etkimektedir. Bu durum da yine Reynolds sayısı ile ilişkilidir çünkü model çapının artması Reynolds sayısını da artırmaktadır.



Şekil 3.18. Akışkan olarak hava, su ve doğalgaz kullanılması durumunda, K kayıp katsayısının dirsek modeli ve giriş hızına göre değişimi

Tablo 3.2. Hesaplanan K değerleri

Giriş hızı	Hava			Doğalgaz			Su		
	DN20	DN25	DN32	DN20	DN25	DN32	DN20	DN25	DN32
3 m/s	0,464	0,406	0,400	0,440	0,386	0,380	0,217	0,202	0,193
5 m/s	0,400	0,358	0,350	0,383	0,343	0,330	0,197	0,176	0,168
6 m/s	0,379	0,330	0,320	0,363	0,326	0,314	0,188	0,167	0,160
8 m/s	0,347	0,319	0,310	0,335	0,312	0,302	0,174	0,156	0,149
10 m/s	0,327	0,294	0,287	0,315	0,283	0,277	0,164	0,149	0,142

Tablo 3.2' de, DN20, DN25 ve DN32 çaplı dirsekler içindeki hava, doğalgaz ve su akışında beş farklı giriş hızı için hesaplanan K değerleri verilmiştir. En yüksek kayıp 0.464 değeri ile DN20 dirsek modelinde 3 m/s' deki hava akışında oluşurken, en düşük kayıp 0.142 değeri ile DN32 çaplı dirsek modelinde 10 m/s' deki su akışında oluşmaktadır. Hava akışında en büyük K değeri 0.464, en küçük K değeri 0.287; doğalgaz akışında en büyük K değeri 0.440, en küçük K değeri 0.277 ve su akışında en büyük K değeri 0.217, en küçük K değeri 0.142'dir. TS 7363 (2008) verilerine göre işletme basıncı 50 mbar' dan daha düşük olan doğalgaz tesisatında dairesel kesitli 90°'lik dirsek için kayıp katsayısı 0.4 olarak verilmektedir. DN20, DN25 ve DN32 çaplı dirseklerde doğalgaz için elde edilen kayıp katsayıları incelendiği zaman, değerlerin 0.440 ile 0.277 arasında değiştiği görülmektedir. Eğer, doğalgaz akışında, hesaplanan kayıp katsayısı yerine, TS 7363 (2008) verilerindeki temsili kayıp katsayıları kullanılsaydı, her bir giriş hızı için yapılan hata oranları Tablo 3.3' te verildiği gibi olurdu. En düşük hata % 3.5 ile 3 m/s giriş hızında DN25 çaplı dirsekte oluşurken, en yüksek hata % 30.75 ile 10 m/s giriş hızında DN32 çaplı dirsekte oluşmaktadır. Eğer giriş hızı 10 m/s' den daha yüksek olsaydı, Reynolds sayısı arttığından dolayı kayıp katsayısı daha da azalacaktı ve bu hata değeri daha da artacaktı. Bu sebeple, boru elemanları için kayıp katsayısı değerleri kullanılırken temsili değerlerden ziyade, kullanılacak olan o boru elemanının tasarım ve imalatına özgü olan kayıp katsayısının kullanılması oluşacak bu hata oranını azaltacaktır.

Tablo 3.3. Doğalgaz akışında, tavsiye edilen kayıp katsayısı kullanılması durumunda oluşan hata oranları

DOĞALGAZ			
Giriş hızı	DN20	DN25	DN32
3 m/s	% 10	% 3.5	% 5
5 m/s	% 4.25	% 14.5	% 17.5
6 m/s	% 9.25	% 18.5	% 21.5
8 m/s	% 16.25	% 22	% 24.5
10 m/s	% 21.25	% 29.25	% 30.75

4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

4.1. Sonuçlar

Dirsekler içindeki akış alanının üç boyutlu sayısal olarak incelendiği, hız ve basınç dağılımlarının elde edildiği, farklı akışkanlar için dirsek çapı ve akış hızına göre kayıp katsayılarının hesaplandığı bu çalışmanın bulgularından aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır:

- Dirsek içindeki akışın üç boyutlu olarak çözümlenmesinde, SST k- ω türbülans modeli diğer türbülans modellerine göre, deneysel sonuçlarla daha iyi uyum göstermektedir.
- Akışın dirseğe girmesiyle, akış yönünde, dirseğin üst duvarları boyunca basınç artmakta ve dirsek içinde 60° konumundan sonra tekrar azalmaktadır. Dirseğin alt duvarı boyunca ise basınç önce azalmakta, dirsek içinde 30° konumundan sonra tekrar artmaktadır.
- Dirsek içinde akışa dik kesitlerde, basınç değerleri dirseğin dış duvarından iç duvarına doğru azalma göstermektedir.
- Dirseğin etkisi, dirsekten sonraki boru akışı üzerinde 10 çap değerine kadar sürmektedir.
- Dirsek kayıp katsayıları pratikte verildiği sabit değerlerde olmayıp, boru çapına ve akış hızına göre değişmektedir.
- Dirsek kayıp katsayıları, boru çapının büyümesiyle ve akış hızının artmasıyla azalmaktadır.
- Hava ve doğal gaz için kayıp katsayısı değerleri birbirine çok yakınken, su için hesaplanan değerler daha düşüktür.

4.2. Öneriler

Bu çalışmada sadece farklı çaplara sahip dairesel kesitli 90° dirsek modelleri incelenmiştir. Bağlantı elemanlarındaki kayıp katsayısının belirlenmesine yönelik sayısal çalışmalar U-dirsek, Te-parçası, redüksiyon gibi diğer bağlantı elemanları için de çeşitlendirilebilir. Farklı bağlantı elemanları için kayıp katsayısının belirlenmesine yönelik deneyler yapılarak, türbülans modelleri ile kıyaslanabilir ve türbülans modellerinin

hassasiyetleri araştırılabilir. Her bir bağlantı elemanı için en hassas çözümü veren türbülans modeli belirlenerek farklı akış hızları ve geometriler için kayıp katsayıları hesaplanarak, standart olarak vereilen sabit kayıp katsayısı yerine daha kapsamlı bir kayıp katsayısı tablosu oluşturulabilir.

Bağlantı elemanları için akış alanları, zamana bağımlılık içeren LES, DNS gibi ileri türbülans modelleri ile incelenebilir ve deneysel verilere daha yakın sayısal sonuçlar türetilir.



5. KAYNAKLAR

1. Çengel, Y.A. ve Cimbala, J.M., Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları, Engin, T., Birinci Baskıdan Çeviri, İzmir Güven Kitapevi, İzmir, 2008.
2. https://en.wikipedia.org/wiki/Entrance_length. 10 Nisan 2016.
3. Munson, B.R., Young, D.F., Okiishi, T.H. ve Huebsch, W.W., Fundamentals of Fluid Mechanics, Sixth Edition, USA , 1998.
4. White, F.M., Akışkanlar Mekaniği, Kırkköprü, K., Ayder, E., Dördüncü basımdan çeviri, Literatür Yayıncılık, İstanbul, 2004.
5. http://deneysan.com/Content/images/documents/uygulamaliakiskanlarmekanigi_66225491.pdf. 05 Mayıs 2016.
6. Miller, D.S., Internal Flow Systems, Second Edition, UK, 1990.
7. Ito, H., Pressure Losses in Smooth Pipe Bends, ASME, J. Basic Eng, 82D (1960) 131-140.
8. Spedding, P.L., Benard, E. ve McNally, G.M., Fluid Flow Through 90 Degree Bends, Developments in Chemical Engineering and Mineral Processing, 12, 1-2 (2004) 107-128.
9. Sudo, K., Sumida, M. ve Hibara, H., Experimental Investigation on Turbulent Flow in a Circular-Sectioned 90-Degreed Bend, Experiments in Fluids, 25 (1998) 42-49.
10. Crawford, N.M., Cunningham, G. ve Spedding, P.L., Prediction of Pressure Drop for Turbulent Flow in 90° Bends, Proc.Instn Mech. Engrs, Part E:J. Process Mechanical Engineering, 217 (2003) 153-155.
11. Ito, H., Friction Factors for Turbulent Flow in Curved Pipes, ASME, J. Basic Eng, 81D (1959) 123-134.
12. Crawford, N.M., Cunningham, G. ve Spence, S.W.T., An Experimental Investigation into the Pressure Drop for Turbulent Flow in 90° Elbow Bends, J. Proc. Mech. Eng. (Part E), 221 (2007) 77-88.
13. Crawford, N., Spence, S., Simpson, A. ve Cunningham, G., A numerical Investigation of the Flow Structures and Losses for Turbulent Flow in 90° Elbow Bends, J. Proc. Mech. Eng. (Part E), 223 (2009) 27-44.
14. Mossad, R., Yang, W. ve Schwarz, M.P., Numerical Prediction of Air Flow in a Sharp 90° Elbow, Seventh Conference on CFD in the Minerals and Process Industries, Aralık 2009, Melbourne, Australia.

15. Bulgurcu, H. ve Özmen, G., Yaygın Olarak Kullanılan Bazı Sıhhi Tesisat Elemenlerindeki Basınç Kayıplarının Kuramsal ve Deneysel Olarak Hesaplanması, X.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, Nisan 2011, İzmir, 1973-1992.
16. Lu, X., Lu, X. ve Huang, L., A Study on Distributive Regularities of the Fluid Pressure in Elbow Pipes, Advanced Materials Research, 366 (2012) 80-85.
17. Bostancı Özçelik, E.A. ve Ünalın, S., 90 Derecelik Kare Kesitli Dirsekte Türbülanslı Akışın Sayısal Analizi, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 28-1 (2012) 15-22.
18. Mazumder, Q.H., CFD Analysis of Single and Multiphase Flow Characteristics in Elbow, Scientific Research, 4 (2012) 210-214.
19. Mazumder, Q.H., CFD Analysis of the Effect of Elbow Radius on Pressure Drop in Multiphase Flow, Modelling and Simulation in Engineering, (2012) 8 pages.
20. Feng, B., Wang, S., Li, S., Yang, X. ve Jiang, S., Experimental and Numerical Study on Pressure Distribution of 90° Elbow for Flow Measurement, Science and Technology of Nuclear Installations, 2014 (2014), 7.
21. Dutta, P. ve Nandi, N., Study on Pressure Drop Characteristics of single Phase Turbulent Flow in Pipe Bend for high Reynolds Number, ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences, 10-5 (2015) 2221-2226.
22. Fluent 6 Users Guide, Fluent Inc, 2001.
23. Şimşek O., Eğrisel Geniş Başlıklı Savak Üzerinden Geçen Açık Kanal Akımın Deneysel ve Teorik Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Çukurova Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2011.

ÖZGEÇMİŞ

Tekmile CÜREBAL 1989 yılında Ankara'da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Ankara'da tamamladı. 2007 yılında girdiği Niğde Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden 2012 yılında bölüm birincisi olarak mezun oldu. Aynı yıl Niğde Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans öğrenimine başladı ve bir yıl boyunca proje asistanı olarak çalıştı. 2014 yılı Şubat ayında Karadeniz Teknik Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dekanlığı'na araştırma görevlisi olarak atandı. Halen aynı görevine devam eden Tekmile CÜREBAL iyi derecede İngilizce bilmektedir.

