
GAZİ ÜNİVERSİTESİ
Gazi
1926

DİKDÖRTGEN KESİTLİ HAVALANDIRMA KANALLARINDA DİK KÖŞELER İÇERİSİNE YERLEŞTİRİLEN DÜZELTİCİ ELEMANLARIN AKIŞ ÜZERİNE ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Süleyman NOYAN

YÜKSEK LİSANS
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

NİSAN 2019

SÜLEYMAN NOYAN tarafından hazırlanan "DİKDÖRTGEN KESİTLİ HAVALANDIRMA KANALLARINDA DİK KÖŞELER İÇERİSİNE YERLEŞTİRİLEN DÜZELTİCİ ELEMANLARIN AKIŞ ÜZERİNE ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ " adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Nureddin DİNLER

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Başkan: Prof. Dr. Nuri YÜCEL

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Üye: Dr. Öğr. Üyesi Ece AYLI İNCE

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Çankaya Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Tez Savunma Tarihi: 15/04/2019

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....

Prof. Dr. Sena YAŞYERLİ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmasında yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Süleyman NOYAN

15/04/2019

DİKDÖRTGEN KESİTLİ HAVALANDIRMA KANALLARINDA DİK KÖŞELER İÇERİSİNE YERLEŞTİRİLEN DÜZELTİCİ ELEMANLARIN AKIŞ ÜZERİNE ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Süleyman NOYAN

GAZİ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Şubat 2019

ÖZET

Enerji tüketiminin azaltılması günümüz mühendislik problemlerinin başında gelmektedir. Sürekli olarak çalışan mekanik sistemlerden birisi de ısıtma, havalandırma, iklimlendirme (HVAC) sistemleridir. HVAC sistemleri çeşitli bileşenlerden oluşmaktadır. Bunlardan birisi de dirseklerdir. Bu çalışmada, havalandırma sistemlerinde sıkça kullanılan 7 ayrı kesitteki dik açılı dirsekte basınç kayıplarını azaltmak için kılavuz kanatçıklar dirsek içine yerleştirilmiştir. Amaç bir, iki ya da üç adet yönlendirici kanat kullanarak bu kanatçıkların akış üzerine etkilerini sayısal olarak incelemek ve optimum dirsek tasarımına katkı sunmaktır. Ticari bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) programı olan Ansys Fluent kullanılarak yönlendirici kanatçıkların belirlenen konumlardaki akış üzerine etkileri incelenmiştir. Tüm kesitler için akışın hidrodinamik olarak tam geliştiği kanal uzunlukları hesaplanmış ve programda çözdürülen değerler dirsekli kesite giriş verisi olarak okutulmuştur. İş akışkanı olarak hava kullanılmış, türbülanslı şartlarda çözüm elde etmek amacıyla k-ω türbülans modeli kullanılmıştır. Sonuçlar hız vektörleri, hız ve basınç dağılımları grafikler halinde sunulmuştur.

Bilim Kodu : 91411
Anahtar Kelimeler : Türbülanslı akış, k-ω modeli, havalandırma, dirsek içi akış, iklimlendirme
Sayfa Adedi : 85
Danışman : Dr. Öğr. Üyesi Nureddin DİNLER

NUMERICAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF CORRECTIVE ELEMENTS ON THE FLOW IN THE RECTANGULAR VACCINATION VENTILATION CHANNELS

(M. Sc. Thesis)

Süleyman NOYAN

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

February 2019

ABSTRACT

Reducing energy consumption is one of the leading engineering problems. One of the continuous operating mechanical systems is heating, ventilation and air conditioning (HVAC) systems. HVAC systems are composed of various components. One of them is the elbows. In this study, the guide vanes are placed in the elbow in order to reduce the pressure losses in the right angle bracket in 7 different sections which are frequently used in ventilation systems. The goal is to quantify the effects of these fins on the flow using one, two or three guiding wings and to contribute to the optimum elbow design. Using a commercial computational fluid dynamics (CFD) program, Ansys Fluent, the effects of the guiding fins on flow in the determined positions were investigated. For all sections, the channel lengths in which the flow is fully developed hydrodynamically were calculated and the values solved in the program were read as input data to the cantilever section. Air is used as the work fluid and k- ω, turbulence model is used to obtain the solution under turbulent conditions. The results are presented as graphs of velocity vectors, velocity and pressure distributions.

Science Code : 91411
Key Words : Turbulent flow, k-ω model, ventilation, elbow flow, air conditioning
Page Number : 85
Supervisor : Assist. Prof. Dr. Nureddin DİNLER

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca bilgi birikimi ile bana yol gösteren değerli hocam Dr. Öğr. Üyesi Nureddin DİNLER'e, yapmış olduğum çalışmanın basamaklarında bilgisi ve manevi desteği ile yanımda olan Araştırma Görevlisi Fatih AKTAŞ'a, tüm hayatlarını çocuklarının eğitimine adayan sevgili anneme ve babama, çalışmalar boyunca beni sabırla destekleyen sevgili eşime çok teşekkür ederim. Ayrıca çalışmalar boyunca zahmet verdiğim Ayfer NOYAN, Latife NOYAN ve Asya BUĞAN'a teşekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET iv

ABSTRACT v

TEŞEKKÜR vi

İÇİNDEKİLER vii

ÇİZELGELERİN LİSTESİ ix

ŞEKİLLERİN LİSTESİ x

SİMGELER VE KISALTMALAR xiv

1. GİRİŞ 1

2. TEMEL BİLGİLER VE LİTERATÜR ARAŞTIRMASI 5

2.1. Temel Bilgiler 5

2.1.1. Havalandırma kanalları 5

2.1.2. Standart kanallar ve elemanları 5

2.1.3. Hava kanallarının tasarımı 6

2.2. Literatür Taraması 8

3. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ YÖNTEMİ VE KULLANILAN YAZILIMIN ÖZELLİKLERİ 17

3.1. HAD Yazılımının Özellikleri 17

3.1.1. Ön işlemci 18

3.1.2. Çözücü 18

3.1.3. Son işlemci 19

3.2. Türbülans Modelleri 20

3.2.1. Türbülans modellemesi 20

3.2.2. Türbülans modelleri hakkında genel bilgiler 26

Sayfa

3.3. k-ω Modeli İçin Temel Denklemler 29

3.3.1. Kütlenin korunumu denklemi 29

3.3.2. Momentum korunum denklemleri 30

3.3.3. Standart k-ω modeli için -taşınım denklemleri 30

4. PROBLEMİN TANIMI VE MATEMATİKSEL MODEL 35

4.1. Problemin Tanımı ve Geometrilerin Belirlenmesi 35

4.2. Fiziksel ve Matematiksel Modelin Tanımlanması 35

4.3. Ağ Yapısı Çalışması 38

4.4. Sınır Şartları 39

4.4.1. Giriş sınır şartı 39

4.4.2. Çıkış sınır şartı 40

4.5. Çözüm Algoritması 40

5. DOĞRULAMA 43

6. SAYISAL SONUÇLARIN ANALİZİ 45

6.1. 450×150 mm^2 Kesitli Kanal İçin Sonuçların Değerlendirilmesi 45

6.2. 600×200 mm^2 Kesitli Kanal İçin Sonuçların Değerlendirilmesi 52

6.3. 810x270 mm^2 Kesitli Kanal İçin Sonuçların Değerlendirilmesi 56

6.4. 1000x333 mm^2 Kesitli Kanal İçin Sonuçların Değerlendirilmesi 60

6.5. 1200×400 mm^2 Kesitli Kanal İçin Sonuçların Değerlendirilmesi 64

6.6. 1400×466 mm^2 Kesitli Kanal İçin Sonuçların Değerlendirilmesi 68

6.7. 1600×533 mm^2 Kesitli Kanal İçin Sonuçların Değerlendirilmesi 71

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER 77

KAYNAKLAR 81

ÖZGEÇMİŞ 85

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge **Sayfa**

Çizelge 2.1. Çeşitli havalandırma kanalı ölçüleri 6

Çizelge 2.2. Tavsiye edilen üfleme hızları 7

Çizelge 4.1. 450×150 mm^2 kesitli dikdörtgen kanal için programdan elde edilen hücre kaliteleri 39

Çizelge 6.1. 450 × 150 mm^2 kesitli kanalda kanal geometrisine göre basın kaybı 51

Çizelge 6.2. Yönlendirici plaka konum ve geometrisinin basınç düşüşüne etkisi 51

Çizelge 6.3. 600 × 200 mm^2 kesitli kanalda kanal geometrisine göre basınç kaybı 56

Çizelge 6.4. 810 × 270 mm^2 kesitli kanalda kanal geometrisine göre basınç kaybı 60

Çizelge 6.5. 1000 × 333 mm^2 kesitli kanalda kanal geometrisine göre basınç kaybı..... 63

Çizelge 6.6. 1200 × 400 mm^2 kesitli kanalda kanal geometrisine göre basınç kaybı 68

Çizelge 6.7. 1400 × 466 mm^2 kesitli kanalda kanal geometrisine göre basınç kaybı 71

Çizelge 6.8. 1600 × 533 mm^2 kesitli kanalda kanal geometrisine göre basınç kaybı 74

Çizelge 6.9. Yönlendirici plaka konum ve geometrisinin basınç düşüşüne etkisi 74

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil **Sayfa**

Şekil 4.1. Dikdörtgen kesitli kanalın (450mm×150mm) iki boyutlu görünümü (V2=900 mm,V7=450mm,H6=450mm,R8=50mm,R9=450mm) 36

Şekil 4.2. Dikdörtgen kesitli kanalın (450×150) Design Modeler'deki genel görünümü 36

Şekil 4.3. Dikdörtgen kesitli kanalda(450mm×150mm) tek kanatçıklı (iç duvara uzaklığı kanal genişliği 1/3 oranında, 150mm) 37

Şekil 4.4. Tam gelişmiş türbülanslı akış için gerekli giriş kanalı uzunluğu (450mm×150 mm kesitli kanal için) 37

Şekil 4.5. 450×150 Kesitli dikdörtgen kanal için kanal giriş hücre yapısı 39

Şekil 4.6. SIMPLE algoritması akım şeması 41

Şekil 5.1. Sudo vd. (2001) Deneysel aparat şekli 43

Şekil 5.2. k-ω sonuçların Sudo vd. (2001) deneyi ile karşılaştırılması 44

Şekil 6.1. - 450×150 tam dik dirsekte basınç dağılımı 45

Şekil 6.2. - 450×150 tam dik dirsekte hız vektörlerinin görünümü 45

Şekil 6.3. 450×150 düzeltilmiş dirsekte basınç dağılımı 46

Şekil 6.4. 450×150 dış dirsek düzeltilmiş dirsekte hız vektörlerinin görünümü 46

Şekil 6.5. 450×150 iç ve dış dirseklerin düzeltilmesi sonucu oluşan basınç dağılımı ... 47

Şekil 6.6. 450×150 iç ve dış dirseklerin düzeltilmesi sonucu oluşan hız vektörü dağılımı 47

Şekil 6.7. 450 × 150 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin ¼'ü kadar mesafeye konan düzeltici sonucu oluşan basınç dağılımı 48

Şekil 6.8. 450 × 150 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/3'ü kadar mesafeye konan düzeltici sonucu oluşan basınç dağılımı 48

Şekil 6.9. 450 × 150 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/2si kadar mesafeye konan düzeltici sonucu oluşan basınç dağılımı 49

Şekil 6.10. 450 × 150 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/4'ü kadar mesafeye konan düzeltici durumunda hız vektörleri 49

Şekil **Sayfa**

Şekil 6.11. 450 × 150 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/3'ü kadar mesafeye konan düzeltici durumunda hız vektörleri 50

Şekil 6.12. 450 × 150 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/2'si kadar mesafeye konan düzeltici durumunda hız vektörleri 50

Şekil 6.13. 600x200 iç ve dış dirseklerin düzeltilmesi sonucu oluşan basınç dağılımı . 52

Şekil 6.14. 600 × 200 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/4'ü kadar mesafeye konan düzeltici sonucu oluşan basınç dağılımı 52

Şekil 6.15. 600 × 200 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/3'ü kadar mesafeye konan düzeltici sonucu oluşan basınç dağılımı 53

Şekil 6.16. 600 × 200 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/3 ve 1/4'ü kadar mesafeye konan iki düzeltici sonucu oluşan basınç dağılımı 53

Şekil 6.17. 600 × 200 mm^2 kesitli kanalda iç ve dış dirseklerin düzeltilmesi durumunda hız vektörleri 54

Şekil 6.18. 600 × 200 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/4'ü kadar mesafeye konan düzeltici durumunda hız vektörleri 54

Şekil 6.19. 600 × 200 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/3'ü kadar mesafeye konan düzeltici durumunda hız vektörleri 55

Şekil 6.20. 600 × 200 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/3 ve 1/4'ü kadar mesafeye konan iki düzeltici durumunda hız vektörleri 55

Şekil 6.21. 810x270 iç ve dış dirseklerin düzeltilmesi sonucu oluşan basınç dağılımı .. 56

Şekil 6.22. 810 × 270 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/4'ü kadar mesafeye konan düzeltici sonucu oluşan basınç dağılımı 56

Şekil 6.23. 810 × 270 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/3'ü kadar mesafeye konan düzeltici sonucu oluşan basınç dağılımı 57

Şekil 6.24. 810 × 270 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/4 ve 1/2'si kadar mesafeye konan iki düzeltici sonucu oluşan basınç dağılımı 57

Şekil 6.25. 810 × 270 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/3 ve 1/2'si kadar mesafeye konan iki düzeltici sonucu oluşan basınç dağılımı 58

Şekil 6.26. 810 × 270 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/2 ve 3/4'ü kadar mesafeye konan iki düzeltici sonucu oluşan basınç dağılımı 58

Şekil 6.27. 810 × 270 mm^2 iç ve dış dirseklerin düzeltilmesi sonucu hız vektörleri 59

Şekil **Sayfa**

Şekil 6.28. 810 × 270 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/4'ü kadar mesafeye konan düzeltici durumunda oluşan hız vektörü dağılımı 59

Şekil 6.29. 1000 × 333 mm^2 iç ve dış dirseklerin düzeltilmesi sonucu hız vektörleri ... 61

Şekil 6.30. 1000 × 333 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/4'ü kadar mesafeye konan düzeltici durumunda oluşan hız vektörü dağılımı 61

Şekil 6.31. 1000 × 333 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/3'ü kadar mesafeye konan düzeltici durumunda oluşan hız vektörü dağılımı 62

Şekil 6.32. 1000 × 333 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/3 ve 1/4'ü kadar mesafeye konan iki düzeltici durumunda hız vektörleri 62

Şekil 6.33. 1000 × 333 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/2 ve 1/4 ve 1/3'ü kadar mesafeye konan üç düzeltici durumunda hız vektörleri 63

Şekil 6.34. 1000 × 333 mm^2 iç ve dış dirseklerin düzeltilmesi sonucu basınç dağılımı 63

Şekil 6.35. 1200 × 400 mm^2 iç ve dış dirseklerin düzeltilmesi sonucu hız vektörleri ... 64

Şekil 6.36. 1200 × 400 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/4'ü kadar mesafeye konan düzeltici durumunda oluşan hız vektörü dağılımı 65

Şekil 6.37. 1200 × 400 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/3'ü kadar mesafeye konan düzeltici durumunda oluşan hız vektörü dağılımı 65

Şekil 6.38. 1200 × 400 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/4 ve 1/2'ü kadar mesafeye konan iki düzeltici durumunda hız vektörleri 66

Şekil 6.39. 1200 × 400 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/3 ve 1/2'ü kadar mesafeye konan iki düzeltici durumunda hız vektörleri 67

Şekil 6.40. 1200 × 400 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/8 ve 1/4 ve 1/2si kadar mesafeye konan üç düzeltici durumunda hız vektörleri 67

Şekil 6.41. 1400 × 466 mm^2 iç ve dış dirseklerin düzeltilmesi sonucu hız vektörleri ... 68

Şekil 6.42. 1400 × 466 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/4'ü kadar mesafeye konan düzeltici durumunda oluşan hız vektörü dağılımı 69

Şekil 6.43. 1400 × 466 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/4 ve 1/2'ü kadar mesafeye konan iki düzeltici durumunda hız vektörleri 70

Şekil 6.44. 1400 × 466 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/8 ve 1/4 ve 1/2si kadar mesafeye konan üç düzeltici durumunda hız vektörleri 70

Şekil **Sayfa**

Şekil 6.45. 1600 × 533 mm^2 iç ve dış dirseklerin düzeltilmesi sonucu hız vektörleri ... 71

Şekil 6.46. 1600 × 533 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/4'ü kadar mesafeye konan düzeltici durumunda oluşan hız vektörü dağılımı 72

Şekil 6.47. 1600 × 533 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/4 ve 1/2'ü kadar mesafeye konan iki düzeltici durumunda hız vektörleri 73

Şekil 6.48. 1600 × 533 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/8 ve 1/4 ve 1/2si kadar mesafeye konan üç düzeltici durumunda hız vektörleri 73

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	**Açıklamalar**
A	Alan, m^2
D	Çap, m
D_h	Hidrolik çap, m
g	Yer çekimi ivmesi, m/s^{-2}
G_k	Üretilen türbülans kinetik enerjisi, kg m^2/s^2
G_w	ω üretim oranı
I	Türbülans yoğunluğu
k	Türbülans kinetik enerjisi, kg m^2/s^2
L	Uzunluk, m
l_e	Kanal giriş uzunluğu, m
m	Kütle, kg
P	Basınç, Pa
Re	Reynold Sayısı
t	Zaman, s
u, v ve w	Sırasıyla x, y ve z yönlerindeki anlık hız bileşenleri
ρ	Akışkan yoğunluğu, kg/m^3
μ	Akışkan viskozitesi, kg/m.s
τ	Kayma gerilmesi, Pa
Γ_k, Γ_ω	Sırasıyla k ve ω nin etkin yayınımı
Y_k, Y_ω	Sırasıyla k ve ω nin disipasyonu
Φ	Değişken
β*, ζ, α, *M	Model sabitleri

Kısaltmalar	**Açıklamalar**
DES	Detached Eddy Simulation (Ayrılmış Eddy Simülasyonu)

Kısaltmalar	Açıklamalar
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
HVAC	Isıtma, Soğutma, Havalandırma ve İklimlendirme Sistemleri
LES	Large Eddy Simulation (Büyük Eddy Simülasyonu)
RNG	Re-Normalisation Group
SST	Shear Stress Transport (Kayma Gerilmesi Taşınımı)

1. GİRİŞ

Ekonomi Bakanlığının verilerine göre Türkiye'nin 2018 yılı Ocak-Kasım aylarında yaptığı 206 Milyar dolarlık ithalatın 39 Milyar doları enerji ithalatı oluşturmaktadır (https://bakanrapor.ekonomi.gov.tr/detay.cfm?MID=32). Türkiye'nin toplam dış ticaret açığının 52 Milyar dolar olduğu düşünüldüğünde enerji kaynaklarının ülkemiz açısından ne derece önemli olduğu daha da anlaşılmaktadır.

Enerji kaynaklarının azalması ve artan çevre bilinci, enerjiyi verimli kullanan sistemleri insanların hayatına sokmaya başlamıştır. Bu nedenle de enerji verimliliğini ve düşük enerji maliyetlerini dikkate almayan sistemlerin uygulamaları azalmaktadır. Bu da tasarımlarda enerji verimliliğine dönük iyileştirmeleri önemli kılmaktadır.

Enerjinin verimli kullanılması sadece fabrikalar veya konutlar ile ilgili değildir. Hayatın tüm alanlarında yeşil binalardan taşıtlara, fabrikalardan küçük ev aletlerine kadar enerji verimliliği teşvik edilmektedir.

Örneğin, iklimlendirme ve havalandırma sistemlerinin önemli elemanlarından birisi fanlardır. Fanlar ile hava istenilen konuma istenilen debide gönderilmektedir. Sürekli olarak çalışan fanlar sürekli olarak enerji tüketir. Enerji analizleri ile tipik bir HVAC uygulanmış binanın enerji kullanımının yaklaşık dörtte biri fanlarda tüketilmektedir (A. Güngör ve S. Güngör, 2007). Fanın kullandığı enerji hava kanallarında tüketilmektedir. Bu nedenle, hava dağıtım sistemi en az enerji tüketecek şekilde tasarlanmalıdır. Fandaki enerji tasarrufu, hava kanalı tasarımı ile doğrudan orantılıdır, hava kanalındaki basınç kaybı arttıkça fan gücü ve fanın tükettiği enerji artmaktadır (Isısan A.Ş., 2005: 114). Kısaca, bir elemanın verimli olması bir sistem için yeterli değildir. Sistemi oluşturan elemanların her birisinin verimli olması gereklidir.

İklimlendirme sistemlerinde havanın dağıtılmasının amacı, şartlandırılan ortamda sıcaklık, hava hızı, hava içindeki kirlilik konsantrasyonunun uygun bir bileşim ile oluşturmaktır (Kuehn et al., 1998).

İklimlendirme sistemlerinin tasarımında standartlara uygun dış hava debisinin azaltılmaması gereklidir. Hava debisi enerji tasarrufunda önemsenmelidir; çünkü hava debisi ısıl konforu etkilemektedir (A. Güngör ve S. Güngör, 2007).

Havalandırma kanallarında basınç kayıplarının azaltılması ile elektrik tüketiminin azaltılması ve istenen şekilde soğutma sağlanmasına imkan sağlamaktadır (Isısan A.Ş., 2005).

Isıl konfor ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme (HVAC) sanayisinin önemli ilgi alanıdır. Deneyimler, bir konfor şartlarında herkesin tamamen rahat olamayacağını göstermiştir, fakat çoğu insanın konforunu sağlamada neyin rol oynadığına dair daha açık bir anlayış geliştirilmesini sağlamıştır. Isıl konfor ortamda bulunan insanlar etkileşimde olan sıcaklık, nem, hava hareketi ve radyant kaynakların kontrolünü kapsamaktadır. Koku, toz (partikül madde), gürültü ve titreşim de bir insanın kendisini rahatsız hissetmesi için ilave etkenler olabilir. HVAC sanayisinin gelişmeye başladığı ilk zamanlarında, temel ilgi uygun maliyet ile konfor sağlamaktı. Çeşitli sebeplerden dolayı nem kontrolü yapılmamaktaydı (McQuiston, Parker, Spitler, 2005). Günümüzde ise oldukça gelişmiş kontrol sistemlerine sahip HVAC sistemleri tasarlanıp üretilebilmektedir.

Mühendislik uygulamalarında dirsekte akış oldukça sık karşılaşılan bir problemdir. Hidrolik sistemlerde (türbinlerde, pompalarda), sıhhi tesisattan havalandırma uygulamalarına kadar pek çok alanda boruların yön değiştirdiği yerlerde çeşitli dirsek açılarına sahip dirsekler kullanılmaktadır.

Bu tez kapsamında yapılan çalışmada iki temel amaç vardır. Bunlardan ilki dirsek içine yerleştirilen kanatçıkların akış üzerine ve basınç kaybına etkisini incelemek, ikincisi ise kanatçık sayı ve konumlarını değiştirerek sanayide en çok kullanılan ve tez boyunca incelenecek kesitler için en uygun dirsek tasarımına katkı sunmaktır. Sırasıyla 450 × 150 mm^2, 600 × 200 mm^2, 810 × 270 mm^2, 1000 × 333 mm^2, 1200 × 400 mm^2, 1400 × 466 mm^2, 1600 × 533 mm^2, kesitindeki kanallarda dirsek içlerine çeşitli konumlarda kanatçık/kanatçıklar konularak basınç kayıpları, hız vektörleri ve dağılımları incelenmiştir. Araştırmada Ansys Fluent Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yazılımı kullanılmıştır. Tüm kanallar için türbülanslı akışın tam olarak geliştiği kanal uzunlukları hesaplanmış ve akış

çözdürülmüştür. Daha sonra bu kanalların çıkışından elde edilen değerler dirsekli kanallara giriş değeri olarak program vasıtasıyla okutulmuş ve sonuçlar elde edilmiştir. Sonuçlar ilerleyen bölümlerde grafikler halinde sunulmuştur.

2. TEMEL BİLGİLER VE LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1. Temel Bilgiler

2.1.1. Havalandırma kanalları

İklimlendirme santralinde istenilen konfor şartlarına getirilen havanın kullanım yerlerine gönderilmesini ve kullanım yerinde kirlenen havayı dışarı atmak için havalandırma kanalları kullanılırlar. Havalandırma kanalları, içinden geçen havanın hızına ve basıncına göre sınıflandırılırlar. Hava hızına göre düşük hızlı ve yüksek hızlı kanallar olarak sınıflandırılırlar. Hava hızı düşük hızlı hava kanallarında konfor tesisatında 10 m/s'yi geçmezken, endüstri tesislerinde bu hız 12-15 m/s civarında olabilmektedir. Hava basıncına göre kanallar, alçak, orta ve yüksek basınçlı olarak sınıflandırılırlar. Buradaki basınç, sistemin toplam fan basıncı olup, havalandırma cihazlarının içinde oluşan kayıpları, kanal kayıplarını ve menfez kayıplarını da içermektedir. Kanal sistemindeki basınç değerlerine göre: 1) 100 mmSS'na kadar olması durumunda, alçak basınçlı; 2) 175 mmSS'na kadar, orta basınçlı; 3) 300 mmSS'na kadar ise yüksek basınçlı olarak adlandırılırlar (Yamankaradeniz, Horuz, Coşkun, Kaynaklı, 2012: 346).

Klima ve havalandırma sistemlerinde altı farklı kullanım amaçlı kanal mevcut olup, bunlar; taze hava giriş kanalı, dağıtım kanalları, toplama kanalları, dönüş havası kanalı, atık hava kanalı ve mutfak hava atma kanallarıdır. Kanalların seçimi yapılırken; iç yüzeylerinin pürüzsüz olmasına, toz yutan kısımlarının olmamasına, hava sızdırmaz olmasına, ısıya karşı dayanıklı olmasına, ekonomik olmasına ve montajının kolay olmasına dikkat edilmelidir (Yamankaradeniz ve diğerleri, 2012: 348).

2.1.2. Standart kanallar ve elemanları

Yuvarlak kanal elemanları standartlaştırıldığı için seri üretim yapmak, üretimi stoklamak ve kısa zamanda müşteriye teslim edebilmek mümkün olmaktadır. 63 mm'den 1600 mm'ye kadar standart çap değerleri ISO tarafından kabul edilmiş olup, bütün dünya için geçerlidir. Ancak, dikdörtgen kesitli kanallar ve bağlantıları parçaları için böyle bir standart söz konusu değildir. Dikdörtgen kesitli kanallar ve bağlantı elemanları müşterinin

istediği boyutlarda ve çoğu zaman şantiyede, yerinde üretilir. (Yamankaradeniz ve diğerleri, 2012: 352).

Yuvarlak kanallar şantiyede istenilen boyutlarda kesilebilir. Böylece değişikliklere daha iyi cevap verebilmektedir. Ancak, dikdörtgen kesitli kanallar tam ölçülerinde yapılmak zorundadır. Şantiyede herhangi bir değişiklik ve ayar çok daha zordur.

Dikdörtgen kesitli bir hava kanalında, uzun kenarın kısa kenara oranına, Kenar Boyutlar Oranı denilmektedir. (Uralcan, 2009: 17) Belirli bir hava debisi ve sürtünme kaybı için, en küçük kanal kesiti daire kesittir. Bu daire çapına karşılık gelen dikdörtgen kesitlerin alanı, kenar boyutlar oranı arttıkça artar. Örnek olarak, 600mm çapında dire kesite eşdeğer olan çeşitli dikdörtgenlerin kenar boyutlar oranları, kesit alanları ve çevre uzunlukları aşağıda gösterilmiştir.

Çizelge 2.1. Çeşitli havalandırma kanalı ölçüleri

	Boyutlar	Kenar Oranı	Alan (cm^2)	Çevre (cm)
Daire	Çap (D)= 600mm	-	2826	190
Dikdörtgen	550 × 550	1	3025	220
Dikdörtgen	800 × 400	2	3200	240
Dikdörtgen	1000 × 350	3	3500	270
Dikdörtgen	1200 × 300	4	3600	300

Aynı daire kesitli kanala eşdeğer olan çeşitli boyutlardaki dikdörtgen kesitli kanallar arasında, kenar boyutlar oranı en küçük olan kesit en ekonomik olanıdır. Dolayısıyla, daire kesitten sonra en uygun kesit kare'dir. Genellikle, hava kanalı tasarımında, kenar boyutlar oranının 3:1 veya 4:1 'den daha büyük olmamasına dikkat edilmesi literatürde vurgulanmaktadır. (Uralcan, 2009: 18)

2.1.3. Hava kanallarının tasarımı

Hava kanalları sistem tasarımı yapılırken;

- kanal için yeterli hacmin elde edilebilirliği,

- ortamdaki hava yayılımı,
- gürültü seviyesi,
- kanallardaki hava kaçağı,
- kanallardaki ısı kazançları ve kayıpları,
- dengeleme,
- yangın ve duman kontrolü,
- sistemin ilk yatırım masrafları göz önüne alınmalıdır.

Kanal tasarımında kusurlar, sistemin hatalı çalışmasına veya oldukça fazla ilk yatırım ve işletme masrafları sistemlerin yapımına neden olurlar (Yamankaradeniz vd. 2012: 356). Yetersiz hava yayılımı konforsuzluğa neden olurken, ses yalıtımının eksikliği istenmeyen gürültü seviyesine sebep olabilir. Kanal sistemindeki yanlış tasarlanmış bölümler, sistemin dengelenmesini güçleştirebilir. Hatalı kanal konstrüksiyonu veya kanal contasının eksikliği, kanal uç noktalarında yetersiz hava debilerine neden olabilir. Uygun bir kanal yalıtımı, aşırı ısı kazancı veya kaybından oluşacak problemleri ortadan kaldırabilir.

Çizelge 2.2. Tavsiye edilen üfleme hızları (Yamankaradeniz vd., 2012).

Uygulama Şekli	Üfleme Hızı (m/s)	Uygulama Şekli	Üfleme Hızı (m/s)
Yayın stüdyoları	1,5-2,5	Özel Büro (akustik önemli)	2,5-3,8
Müstakil ev, Tiyatro	2,5-3,8	Özel Büro(akustik önemsiz)	2,5-4,0
Apartman, Otel, Yatak Odası	2,5-3,8	Genel İş Büroları	5,0-6,3
İbadethane(Cami Gibi)	2,5-3,8	Büyük Mağaza(Üst Kat)	7,5
Sinema	5,0	Büyük Mağaza(Giriş Kat)	10,0
Not: Dönüş ağızları için yukarıdaki değerlerin %75'i alınabilir.			

Kanallardaki hava hızı, kanalın kullanım yeri ve yapı cinsi ile ses durumuna bağlıdır. Havanın kullanım amacına göre uygun hızı seçmek gerekmektedir. Lüzumundan fazla hız seçilmesi durumunda, kanallarda gürültü ve sesler oluşur. Ayrıca, hava hızı fanın gücü ile ilgili olduğu için, hız arttıkça fanın debisi ve yükü de artar. Hava hızının gereğinden düşük seçilmesinde de yeterli hava debisine ulaşılamadığından, mahalde istenilen şartların elde edilmesi güçleşir. Yukarıdaki tabloda (Çizelge 2.2) tavsiye edilen üfleme hızları gösterilmiştir.

2.2. Literatür Taraması

Shao and Riffat (1995) yaptıkları sayısal çalışmada ticari bir HAD yazılımı kullanarak HVAC kanal ve bağlantı elemanlarındaki basınç kayıplarının etkilerini incelemişlerdir. Çalışmada çift dirsek bulunan bir kanal sistemi ele alınmış ve k-ε ve RSM türbülans modellerinin, grid yoğunluğu ve dağılımının, dirseklerden önce ve sonra kanal uzunluğunun basınç düşüşüne etkilerini incelenmiştir. En hassas sonucu k-ε modeli yüksek mertebeli Quick şeması kullanarak elde ettiklerini belirtmişlerdir.

Moueddeb , Barrington ve Barthakur (1997) iç statik basıncı ve çıkış havası jetindeki bir deşarj açısı olan delikli bir havalandırma kanalı içindeki hava akışını daha önceki çalışmalarda olduğu gibi sadece momentum denklemi yerine, hem enerji hem de momentum denklemleri kullanılarak modellemişlerdir. Model, sürtünme kayıplarının değerlendirilmesine gerek kalmadan akış parametrelerinin belirlenmesini sağlamıştır. Sürtünme kayıpları için olan ifadeler, enerji ve momentum denklemlerinden bağımsız olarak elde edilmiştir, ancak denkliği deneysel olarak doğrulanmaya devam etmektedir. Çıkış hava akışının hesaplanması için kanalın uzunluğu boyunca sabit bir boşaltma katsayısı anlamına gelen bir boşaltma açısı dahil edilmiştir. Hem enerji hem de momentum denklemlerinden hesaplanan geri kazanım katsayısının enerji düzeltme faktörüne eşit veya biraz daha büyük olduğu ve daha özel olarak türbülanslı akış için eşit olduğu sonucuna varmışlardır.

Rup ve Sarna (2011), dirsekli bir kare kesitli kanal boyunca hava akışını teorik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Boyutsuz ortalama yarıçapları 2.01 ve 1.5 olan iki dirseğin test edilmesine olanak sağlayan bir test standı kurmuş ve hacimsel debiyi ölçmek için bir orifis plate kullanmışlardır. Ayrıca süreklilik denklemi, hareket denklemleri ve seçilen türbülans modellerinin denklemlerinin sayısal incelemesi Fluent kullanılarak yapılmıştır. 90°'lik dirseğin olduğu kare kesitli kanalda ve Re sayısının Re≈20.000-150000 değerlerinde akışın özelliklerinin deneysel ve teorik olarak incelenmesi sonucunda; dirseğin ilk kesitinin ($0° <\varphi<30°$) iç duvarlarında akışkan elemanlarını büyük hızlanmalar göstermiştir. Aynı zamanda dirseğin dış duvarının alt alanında oluşan lokal vortekslerin akışkanın akışının kesilmesine yol açtığı görülmüştür. Dirsekten sonra kanalın dış duvarının yakınında akışkan elemanları büyük hızlanmalar göstermektedir.

Sudo ,Sumida, Hibara (2001) kare kesitli 90° eğimli bir kanalda türbülanslı akış üzerine deneysel bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada Sıcak-Tel Anemometresinde 90 dereceli kıvrımlı kare bir kanalda sabit karışık akıntı $4x10^4$ Reynolds sayısında araştırılmıştır. Eğimli kanalda 80x80 mm ebadında çapraz geçişler ve 4 düzeyinde bir eğim yarıçapı vardır ve her iki ucundan uzun, düz bir kanalla bağlantılıdır. Eğimli sıcak bir tele sahip bir sonda kullanılarak ortalama ve dalgalı hızlardaki boylamsal ve yanal bileşenler ve Reynolds değerleri ölçülmüştür. Hemen dirsek öncesindeki ilk istasyonda (z'/d= -1) akış dirseğin etkisine maruz kalmaya başlamıştır. Dirsek giriş bölgesinde zayıf bir içe doğru akışa dik bir akım başlar. φ≈0° ve φ≈30° arasındaki açıda iç duvar yakınlarında sıvının hızı artmış ve dış duvar yakınlarında azalmıştır. Elde edilen sonuçlar birincil akışın genellikle iç duvara doğru saptığı şeklindedir. Türbülans yoğunluğu ve Reynolds stresi kesitin iç kısımlarına doğru azalmakta ve φ≈ 30° için vorteks türündeki ikincil akış ortaya çıkmakta ve φ değerinin artmasıyla beraber yavaşça artmakta olduğunu göstermişlerdir. φ ≈ 30°'den aşağı olan akış bölgesinde akışkan dış duvar yakınlarında hızlanmış ve iç duvar yakınlarında yavaşlamış durumdadır. Böylece birincil akışların dış duvara doğru saptığı görülmüştür. İkincil akışların dirsek çıkışında en yüksek düzeyde artış gösterdiği ve akış yönünde bir mesafede yavaşça azaldığı, diğer yandan türbülans enerjisinin yoğunluğunun dirseğin çıkış kısmında en yüksek değere ulaştığı ve boylamsal mesafede azaldığı görülmüştür. Elde edilen sonuçlar çeşitli türbülans modellerinin teyit edilmesine ve yeni modellerin geliştirilmesine hizmet edebilir mahiyette olmuştur.

Sudo ,Sumida, Hibara (2000) 180° dairesel kesitli, çapı 104mm ve eğrilik oranı 4 olan bir dirsekte kararlı, gelişen türbülanslı akışı deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışma sonucunda; akışın ortalama hız, türbülans yoğunluğu ve Reynold gerilmeleri gibi fiziksel büyüklükleri 90° ye kadar diğer çalışmalarla benzerlik göstermiştir. 90° den itibaren dirsek merkezinin alt ve üst kısımlarında ikincil akışların azaldığı görülmüştür. Bu bölgede boylamsal hızların alt ve üst duvarlara yakın bölgelerde arttığı ve düşük hız bölgesinin dirsek merkezine yakın oluştuğu görülmüştür. Dik hız gradyenlerinin görüldüğü dirsek merkez bölgesinde türbülans yoğunluğu olduğu ve iç duvara yakın bölgelerde negatif $\overline{v'w'}$ (reynold stress) artışı görülmüştür. 90° 'den itibaren boylamsal hızların dirseğin dış duvarına ve merkezine yakın yerlerde artmaya dirsek iç duvarına yaklaştıkça da azalmaya başladığı görülmüştür.

Turgut ve Parmaksız (2013) yaptıkları çalışmada hidrolik çapı 0,0667m olan bir dikdörtgen kesitli 90°'lik dirsek içerisindeki laminer akış ve ısı transferini sabit yüzey ısı akısı sınır şartı ve dirseğin merkezine yerleştirilmiş çeşitli engeller için kararlı rejim şartlarında sayısal olarak Reynolds sayısının 500, 1000 ve 1500 değerleri için incelemişledir. Çalışma sonucunda Reynolds sayısındaki artışın ısı transferinde artışa ve sürtünme faktöründe ise azalışa neden olduğu görülmüştür. Engelsiz eğrisel kanaldaki *Nu* sayısının düz kanala göre %20'ye varan miktarda daha fazla olduğu görülmüştür. Kanal içerisinde engelin kullanılması durumunda ise ısı transferinin düz kanala göre %80'e varan oranda ve eğrisel kanala göre ise %50'ye varan oranda artış gösterdiği belirlenmiştir.Engelsiz eğrisel kanaldaki sürtünme faktörü değerinin düz kanala göre %28'e varan miktarda daha fazla olduğu, kanal içerisinde engel kullanılması durumunda ise sürtünme kayıplarının düz kanala göre %105'e varan oranda ve eğrisel kanala göre %60'a varan oranda arttığı görülmüştür.Dirseklerin ısı transferini düz kanallara göre daha çok arttırdığı, engel boyutuyla ısı transferinin doğru orantılı olduğu görülmüştür. Kayıp ve kazançlardan sonra laminer akış şartlarında eğrisel kanalda kanal içerisinde engel kullanılmasının uygun olduğu görülmüştür.

Kim ve Yadav (2014) 90°'lik dirseğin neden olduğu ikincil akışları sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Dirsekteki türbülans akışın simülasyonu için OpenFOAM yazılımını kullanmışlar ve sonuçları deney setinden LDA (Laser Doopler Anemometer) aracılığıyla elde ettikleri sonuçlarla kıyaslamış ve akışın Re sayısı ile olan bağlılığı bulunmuştur. İkincil akışların vorteks yoğunluğunun eğrilik yarıçapının güçlü bir fonksiyonu Re sayısının ise zayıf bir fonksiyonu olduğu görülmüştür. Yapılan çalışmada birincil akışlardaki hız ve ikincil akışlarda vorteks hız profilleri için RNG k-ε modelinin iyi sonuç verdiği görülmüştür. Lineer olmayan türbülans modelleri akım içerisindeki hız bileşenleri için iyi bir öngörülebilirlik göstermişse de ikincil vorteks hız bileşenleri için kötü sonuçlar vermiştir. Hem deneysel hem de sayısal çalışmada Re sayısının 50.000 ve 200.000 aralığında akım içindeki (streamwise) hız profillerinin oldukça benzer olduğu görülmüştür. Ayrıca seçilen modelle dirsek sonrası türbülans yoğunluğu sayısal olarak incelenmiştir. Alan ortalamalı teğetsel hız cinsinden tanımlanan vorteks yoğunluğunun dirsek sonrası kanalda katlanarak azaldığı görülmüştür. Yine disipasyon karakteristiğinin incelenen Re sayılarında Re sayısı ile ilişkisi zayıf eğrilikle ilişkisinin ise güçlü olduğu görülmüştür. Dirsek çıkışındaki vorteks yoğunluğu ise benzer karakterdedir.

Bostancı ve Ünalan (2012) 90°'lik kare kesitli dirsekte, kararlı, sıkıştırılamaz, viskoz akışı sayısal olarak incelemişlerdir. Üç farklı türbülans modeli için (RNG k-ε, k-ω ve RSM) yapılan çalışmada her üç modelde hız dağılımları deneysel çalışmalarla benzerlik göstermiştir. Dirsek çıkışındaki verilere göre RNG k-ε modeli diğerlerine göre daha fazla uyum göstermiştir. Hız eğrileri incelendiğinde, uyumsuzluğun dirseğin iç ve dış radyal yüzeylerine yakın bölgelerde daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Radyal yüzeylere yakın bölgelerde türbülans modellerinin ikincil akışı, vorteksleri, ani basınç değişimleri yakalamada çok yüksek bir performans sergileyemediği görülmüştür. Özellikle k-ω modelinde yaptıkları çözümlerinde kanal yüzeylerine yakın bölgelerde ortaya çıkan sayısal değerler deneysel verilerle yüksek oranda benzerlik göstermiştir. RNG k-ε modelinde elde edilen değerler dirsek öncesi düz kanalda deneysel verilerler büyük benzerlikler göstermiş ancak dirsek içinde $\varphi = 30°$, $\varphi = 60°$, $\varphi = 90°$ kesitlerinde deneysel verilerle sayısal değerler uyumsuzluk sergilemiş böylece RNG k-ε modelinin dirsek içinde düz kanaldaki kadar yüksek bir performans göstermediği görülmüştür. RMS modelinde de üniform hız dağılımı, çok küçük farklılıklar olmasına rağmen girişte meydana gelmiştir. Dolayısıyla sayısal değerlerin ve eğri şeklinin en uyumlu olduğu yer dirsek girişinde gözlenmiştir. Fakat dirsek içinde ve çıkışında eğriler arasındaki uyum bozulmuş, kanal yüzeylerine yakın bölgedeki sayısal değerlerin deneysel değerlere daha yakın olduğu görülmüştür. Dirsekten çıktıktan sonra ise kanal yüzeylerine yakın bölgelerde fark oluşmuş ama sayısal eğrinin gidişatı deneysele daha da yaklaşmıştır. k-ω modelinde özellikle dirsek içinde ($\varphi=30°$) hız dağılımlarının Sudo vd. (2010) yaptığı deneysel çalışmayla diğer modellere göre daha yüksek oranda benzerlik gösterdiği görülmüştür. Deneysel çalışmayla örtüşen grafiklerden yola çıkarak dirsek içindeki akış analizleri için k-ω modelinin daha uygun olduğunu görmüşlerdir.

Dinler, Erman ve Savaş (2013) yaptıkları çalışmada kare kesitli dik açılı bir havalandırma kanalı dirseği içerisine yerleştirilen yönlendiricilerin akışa etkisini sayısal olarak incelemişler ve dik açılı köşelerdeki basınç kaybını azaltmak için kanatçıklar kullanarak düşük basınç kaybı oluşturan dirsek tasarımı yapmaya çalışmışlardır. 300×300 mm^2 kare kesitli bir kanalı modellemiş ve Re = 127333 gibi yüksek bir değerde elde edilerek çalışmanın tam türbülanslı bölgede yapılması sağlanmıştır. Realizable k-ε modeli kullanılan çalışmanın sonunda yönlendiricilerin akış üzerine olumlu etkileri olduğu görülmüştür. İncelenen kesit için elde edilen en önemli sonuç iki yönlendirici kullanılan

durumda basınç kaybının tek yönlendiricili duruma göre oldukça yakın olduğudur. Dirsek geometrisi değiştirildiğinde ise basınç kaybı azalmakta, tek yönlendirici olması durumunda ise, düz dirsekte oluşan basınç kaybının yarısından az miktarda basınç düşüşü elde edilmiştir.

Nikfetrat (2003) yaptığı çalışmada kare kesitli bir kanala monteli 90°'lik bir dirsekte laminar akış Helmholz analizi kullanılarak sıkıştırılamaz Navier-Stokes denklemleri çözülerek sayısal olarak simüle edilmiştir. Sonlu farklar ve alan analizi kullanılan çalışmada akış modelleri ve kayıp katsayıları Re sayısının 100 ve 200 değerleri için sunulmuştur. Ortalama hızları aşan kesit hızlarının güçlü vortekslere neden olduğu, keskin kenarın hemen aşağısında iç duvarda resirkülasyon kabarcık formlarının içinde ise ters yönde iki girdabın oluştuğu görülmüştür. Oluşan büyük kayıp katsayıları nedeniyle çok az enerjinin tekrar basınç olarak geri kazanıldığı görülmüştür (Nikferat, 2003).

Maujares ve Gundavelli (2012) yaptıkları çalışmada, bir kare kesitli (2,54 × 2,54 cm^2), iki farklı diktörtgen kesitli (2,54x3,8 cm^2 ve 2,54x7,6 cm^2), bir dairesel kesitli(D=2,54cm) ve iki farklı eliptik kesitli (2,54cmx3,8cm ve 2,54cmx7,6cm minor > major) olmak üzere altı ayrı kesitte hava kaçaklarını bir STAR-CD HAD kod yazılımı kullanarak incelemişlerdir.27000, 41000, 55000, 69000 ve 82000 gibi 5 farklı Re sayısında incelemiş ve k-ε modelini kullanmışlardır. k ve ε sırasıyla 0.0035 ve 0.012 kabul edilmiştir. Çalışma sonucunda basınç kayıp katsayısının geometriden çok boy-en oranına bağlı olduğunu görmüşlerdir ve kayıp katsayısının sızıntı kesitlerindeki boy-en oranı (aspect ratio) ile birlikte arttığını görmüşlerdir. Yine boy-en oranlarının aynı olduğu dikdörtgen ve eliptik kesitlerde akış katsayısı ve basınç üs değerinin aynı olduğu görülmüştür.

Abhari, Ghodsian, Vaghefi, Panahpur (2010) yaptıkları çalışmada 90° lik dirsekteki akışı sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Sayısal yöntem olarak SSIIM 1.1 kullanılmıştır. Türbülans için k-ε modeli, basınç hesaplaması için SIMPLE algortimasını kullanmışlardır. Sayısal model sonuçlarının doğrulanması için deneysel veriler kullanmışlar ve akış hızları deneysel olarak P-EMS hız ölçer ile ölçülmüştür. Deneysel verilerin ve sayısal simülasyonun sonuçları, bir kanal dirseğindeki akış düzeninin ikincil akış ve merkezkaç kuvveti tarafından geniş ölçüde etkilendiğini göstermiştir. Deneysel veriler ile sayısal model arasındaki karşılaştırıldığında, SSIIM-1.1'in akış eğrisini 90° dirsekte doğru şekilde

simüle edebildiği görülmüştür. Çalışmada hız bileşenlerinin, akış çizgilerinin, yatak kayma hızının ve ikincil akış bileşenlerinin varyasyonları ele alınmıştır. Dirsekte güçlü bir ikincil akış oluşmuş, deneysel veriler ve sayısal simülasyon, kanal direğinde ikincil akışın etkili bölgesini göstermiştir. Yataktaki akış iç duvara doğru ve yüzeydeki dış duvara doğru hareket etmiş, ikincil akış, yanal momentumun dış duvara doğru taşmasına neden olmuş ve kısmen uzunlamasına hız bileşeni için logaritmik hız dağılımını bozmuştur. Maksimum hız, kanalın iç duvarına yaklaşık 30° lik bölüme yakındır ve bu bölümün aşağısında da kanalın dış duvarına doğru ilerlemektedir. Kanalın dış duvarına doğru maksimum hızın sapması, ikincil akışın maksimum dayanıma sahip olduğu bölümde meydana gelmiştir.

Afram ve Janabi-Sharifi (2014) yaptıkları çalışmada , ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme (HVAC) sistemlerinin modellenmesinde kullanılan yöntemlerin literatür taramasını sunmuşlardır. Veri odaklı, fizik temelli ve gri kutu yöntemleri içerir üç ana sınıf tanımlamışlardır. Veriye dayanan yöntemler tamamen girdi ve çıktı değişkenlerinin ölçüm verilerine dayanmakta ve sistemin davranışını mümkün olduğu kadar yaklaştırmak için doğrusal ve doğrusal olmayan işlevlere uymaktadır. Bu modeller, ölü zamana sahip frekans bölgesi modelleri, veri madenciliği algoritmaları, FL modelleri ve istatistiksel modeller gibi iyi bilinen teknikleri içermektedir.

Öte yandan fizik tabanlı modeller tamamen süreç bilgisine ve bu süreci düzenleyen fiziksel yasalara dayanmaktadır. Fizik tabanlı yöntemler kullanılarak oluşturulan modeller sistemi daha yakından temsil etmekte ve daha iyi genelleme yeteneklerine sahiptirler. Verilere dayalı modeller, koşullar eğitim verilerinden farklılık gösterdiğinden bozulma eğilimindedirler.

Gri kutu modelleri olarak bilinen başka bir modelleme tekniği, fizik tabanlı ve veri odaklı modellerin kesişiminden oluşmaktadır. Gri kutu modeller, modellerin genel yapısını tanımlamak için fiziksel yasaları kullanır ve bu modellerin parametrelerini bulmak için ölçülen verileri kullanır. Parametre tanımlaması için en küçük kareler, degrade iniş ve GA gibi birçok optimizasyon tekniği kullanılmaktadır.

Dutta, Saha , Nandi, Pal (2016) yaptıkları çalışmada 90° dirsekli bir boruda tek fazlı ve sıkıştırılamaz akışkanın türbülanslı akışını k-ε modeli kullanarak sayısal olarak modellemişlerdir. Reynolds sayısının artması ile birlikte, boru dirseğinin iç çekirdeğindeki

hız profilinin, dirseğin dış ve iç kısımlarındaki etkileri yavaşlatarak ve hızlandırarak, tam gelişmiş şeklini elde etmeye çalıştığı bulunmuştur. Bu nedenle, Reynolds sayısının daha yüksek değerleri için boru eğriliği etkilerinin azaldığı tahmin etmişler, tüm dirsekler için ayrılma bölgeleri oluşmuş ve Re sayısının akış ayrılması üzerindeki etkisi açıkça görülmüştür. Reynolds sayısı arttıkça, ayırma noktası yukarı akış yönünde ilerlerken, yeniden bağlanma noktası kıvrılma yönünde aşağı doğru hareket etmiştir. Dirsek iç çekirdeğinin yakınında akış ayrılmasına neden olan bir düşük hız bölgesi görülmüştür. Dirsek çıkışında iki adet karşı dönen Dean girdabı oluştuğu görülmüştür.

Alves, Monteiro, Brito, Romano (2016) yaptıkları çalışmada hizmet binalarındaki enerji tüketiminin önemli bir kısmından sorumlu olan HVAC sistemlerinin enerji verimliliği seviyesini belirlemek için bazı yöntemler sunmuşlardır. Bu metotlar, coğrafi uygulama alanı, çalışma koşullarına tahsis edilen ağırlıklar ve kullanılan teknoloji gibi birçok açıdan birbirlerinden farklılık göstermiştir. Ekipmanın gerçek çalışma koşullarına uygun enerji verimliliği seviyesini doğru bir şekilde belirlemek için, temel göstergelerden (EER ve COP) en karmaşık olanlara (SEER ve SCOP) kadar kullanılan yöntemlerin karmaşıklığında bir evrim olmuştur.

Yaptıkları çalışmada , coğrafi konum ve hava koşullarını değiştirirken çeşitli göstergelerin sonuçları arasında fark olduğu ve bunun özellikle ısıtma mevsiminde, enerji verimliliği düzeyleriyle ilgili yanılgılara neden olabileceği görülmüştür. Bu nedenle, genellikle üreticiler tarafından dikkate alınmayan yere en uygun göstergeleri doğru kullanmanın önemli olduğu görülmüştür. Açıklanan yöntemlerin uygulanması, imalatçıları ve kullanıcıları, daha verimli ekipman tasarlamaya daha düşük tüketim seviyelerine sahip sistemleri elde etmeye teşvik edecektir. Ayrıca enerji tüketimiyle ilgili sistemlerin performansının uygun bir şekilde değerlendirilmesini sağlayacaktır. Böylece, fosil yakıtların ve dolayısıyla sera gazı emisyonlarının kullanımının azaltılmasına izin veren enerji tüketiminin azalmasına katkıda bulunulacaktır.

Zhai ve Johnson (2017) yaptıkları çalışmada bir HVAC sisteminin (filtre, bobinler ve kanallar) temizlenmesi ve / veya HEPA filtrelerinin (veya diğer hava temizleme cihazlarının) uygulanması nedeniyle fan enerji değişimlerini belirlemişlerdir. Sistem enerji kullanımı değişir, çünkü sistem basıncı azaltılır / arttırılır, bu durumda fan, fan eğrisi üzerinde yeni bir noktada çalışır. HVAC sistemindeki basınç düşüşünün artması sonucunda

ortaya çıkabilecek enerji değişme potansiyelini doğrulayan tam ölçekli laboratuvar deneyleri yapılmıştır. Hem anlık deneyden hem de kısa süreli bina yükü denemesinden elde edilen sonuçlar, sistem basıncı artışının ve kanal sızıntısının (% 20 ile% 10,8 arasındaki oranlarda) etkisi dahil edildiğinde% -5,1 ile% 45,5 arasında bir enerji artışı olduğunu göstermektedir (veya sadece kirli filtreler ve kanallar göz önüne alındığında% -5,1 ila% 10,8). Sistem basıncı artışı ve sızıntısı olan bulgular,% -7 ila% 40 oranında enerji artışı ortaya koyan deneysel sonuçlarla benzerlik göstermiştir.

Czetany, Szantho ve Lang (2017) yaptıkları çalışmada Herhangi bir kanalın optimal geometrisinin hesaplanabileceği; sabit yüksekliğe ve değişken genişliğe sahip belirli bir dikdörtgen kanal türü için uygulanabilir basit bir 1D teorik model geliştirilmişlerdir. Teorik sonuçlar deneylerle doğrulanmıştır. Nozzle başına hava akış oranının hesaplanması için bir yöntem önerilmiştir ancak nozzle küçük olduğunda zor olduğu görülmüştür. 300x300 mm^2 giriş kesitine sahip ve hidrolik olarak pürüzsüz 3 m uzunluğunda bir kanal araştırılmış ve optimize edilmiş şeklin, izin verilen hata limitleri arasında düzgün bir dağılım sağladığı görülmüştür.

Schibuola, Scarpa, Tambani (2018) yaptıkları çalışmada VSD (Variable speed drive) teknolojisinin iki kütüphane okuma odasına hizmet veren fan coil sistemine dahil edilmesinin sabit debili aynı sistemle karşılaştırıldığında, pompa ve fanların elektrik tüketiminde yıllık % 38.9 enerji tasarrufu sağladığını göstermişlerdir. Çeşitli aylarda elde edilen ve iklim değişikliğinin ve kullanıcı davranışları nedeniyle yük profillerinde yapılan değişikliklerden kaynaklanan sonuçların kombine etkisinin dikkate değer farklılıkları, sonuçları sadece simülasyon modelleriyle tahmin etme zorluğunu ve gerçek avantajları değerlendirmek için performansların uzun vadeli izlenmesi gerektiği sonucunu ortaya çıkarmıştır.

Ikarashi, Uno, Yamagata ve Fujisawa (2018) 90° lik bir dirsekte akışın ve türbülansın yapısını anlamak için yaptıkları deneysel çalışmada PIV (Particle Image Velocimetry) kullanmışlardır. 1.0-1.5 aralığındaki eğrilik oranlarında ve $Re=(3\text{-}10)x10^4$ aralığındaki değerler için yapılan çalışmada dirseğin ikinci yarısı boyunca hızın azaldığı ve iç dirseğin çıkışında akış ayrılmalarının oluştuğu görülmüştür. Türbülans yoğunluğu, iç duvar boyunca artmıştır ve ikincil akış dirsek çıkışında oldukça artmıştır. Yarıçap oranının bu etkileri, dirsek çıkışının yakınında akış ayrılmasının meydana geldiği kısa dirseklerde

yüksek oranda görülmüştür.

Daha küçük yarıçap oranlarına sahip olan dirseklerin ortalama hız ve türbülans özelliklerinde Reynolds sayısı etkili olduğu görülmüştür. Bu etkinin dirsekteki akış ayrımına bağlı olduğu görülmüş, bununla birlikte, artan yarıçap oranında Re sayısının etkisi açık bir şekilde gözlenmemiştir.

3. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ YÖNTEMİ VE KULLANILAN YAZILIMIN ÖZELLİKLERİ

Günümüzde mühendislik problemleri analitik, deneysel ve sayısal olarak çözülebilmektedir. Deneysel çalışmalar reel durumu yansıttıkları için ve buna bağlı olarak da güvenilir sonuçlar veriyor olmalarına karşın her problemin deneysel çözümü ekonomik olmamaktadır. Analitik yöntemle de genellikle problemler çözülebilmektedir. Bu nedenle analitik olarak çözümü yapılamayan problemler bilgisayar aracılığıyla sayısal olarak çözülmektedir.

Sayısal çözüm tekniklerinde üç ayrı yaklaşım yöntemi vardır. Bunlar sonlu farklar metodu, sonlu elemanlar metodu ve spektral metottur. ANSYS FLUENT, ANSYS CFX, PHOENICS ve STAR-CD gibi yazılımlar sonlu hacim yöntemini kullanmaktadırlar. Sonlu farklar metodu, en iyi kurulmuş HAD kodları için temel olan özel bir sonlu fark formülasyonudur (Versteeg ve Malalasekera, 2007).

3.1. HAD Yazılımının Özellikleri

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği veya kısaca HAD, akışkan akışı ısı transferi ve bunlar ile ilgili kimyasal reaksiyonlar gibi olayları içeren sistemlerin bilgisayar temelli analizidir. Sanayi veya sanayi haricinde oldukça geniş bir alanda oldukça güçlü bir tekniktir. 1960'larda havacılık sektörü ile başlayan HAD, günümüzde sanayi ürünleri ve prosesleri için oldukça önemli bir bileşen haline gelmiştir (Versteeg ve Malalasekera, 2007).

HAD kodları, akışkan akışı problemlerinin üstesinden gelebilecek sayısal algoritmalar etrafında yapılandırılmıştır. Tüm ticari HAD yazılım paketleri, kullanıcıya çözüm kolaylığı sağlayabilmek için kullanıcı arayüzleri içerir. HAD yazılımları üç ana unsur içerir: (i) ön işlemci, (ii) çözücü ve (iii) son işlemci (Versteeg ve Malalasekera, 2007).

3.1.1. Ön işlemci

Ön işlem, bir HAD programına akış probleminin, kullanıcı dostu bir arayüz ve bu girdinin çözücü tarafından kullanım için uygun bir şekle dönüştürülmesi ile sağlanır. İşlem öncesinde aşağıdaki bilgilerin belirlenmesi burada yapılır;

- Problem bölgesinin geometrisinin tanımı: çözüm (hesaplama) alanı
- Grid üretimi – çözüm alanın bir dizi küçük, örtüşmeyen grid (veya kafes) hücreleri (veya kontrol hacimleri veya elemanları) bölünmesi
- Modellemede kullanılması gereken fiziksel ve kimyasal olayları için uygun denklemlerin seçimi
- Akışkan özelliklerinin tanımı
- Sınır ve başlangıç şartlarının belirlenmesi

Bir akış probleminde (hız, basınç, sıcaklık vb.) çözüm, her bir hücrede tanımlanır. Bir HAD çözümünün doğruluğu, griddeki hücre sayısına bağlıdır. Genelde, hücre sayısı ne kadar büyükse, çözüm doğruluğu o kadar hassasdır. Hem çözümün doğruluğu hem de gerekli bilgisayar donanımı ve hesaplama süresi açısından maliyeti, grid yoğunluğuna bağlıdır. Optimal gridler genellikle tekdüze değildir: büyük değişimlerin noktadan noktaya meydana geldiği alanlarda daha yoğun, daha az değişime sahip bölgelerde daha kaba bir çözüm ağı seçilir. Günümüzde, HAD kullanıcısının, istenen doğruluk ve çözüm maliyeti arasındaki temel bağ uygun çözüm ağı yapısına bağlıdır (Versteeg ve Malalasekera, 2007).

3.1.2. Çözücü

Sonlu farklar metodundaki sayısal algoritma aşağıdaki adımlardan oluşur;

- Alanın sonlu kontrol hacimleri üzerinde akışkan akış denklemlerinin entegrasyonu
- Ayrıklaştırma - ortaya çıkan integral denklemlerin bir cebirsel denklem sistemine dönüştürülmesi(Versteeg ve Malalasekera, 2007). Ayrıklaştırmada dört temel kurala dikkat edilmelidir. Bunlar:

Kural 1: [Kontrol hacmi yüzeylerinde kararlılık]: İki bitişik kontrol hacmi yüzeyi için, yüzeylerden geçen akı birbirlerine kesinlikle eşit olmalıdır.

Kural 2: [Pozitif katsayılar]: Bütün katsayılar mutlaka pozitif olmalıdır.

Kural 3: [Kaynak teriminin negatif eğimle lineerizasyonu]: Kaynak terimi $\bar{S} = S_c + S_p\phi_p$ şeklinde lineerize edildiğinde S_p negatif veya sıfıra eşit olmalıdır.

Kural 4: [Komşu katsayıların toplamı]: $a_P = \Sigma\, a_{nb}$ şeklinde olmalıdır [Patankar, 1980:36].

- Cebirsel denklemlerin iteratif bir yöntemle çözümü (Versteeg ve Malalasekera, 2007). Çözüm yöntemi olarak basınç ve hız birlikte olarak çözüldüğü algortimalar mevcuttur. Bu çalışmada SIMPLE algoritması kullanılmıştır. Bu algoritmaya ait bilgiler ilerleyen sayfalarda verilmiştir.

3.1.3. Son işlemci

Ön işlemlerde olduğu gibi, son işlemci için yakın geçmişte büyük oranda geliştirme çalışması yapılmıştır. Genel olarak bir son işlemcide, hesaplanan değerlerin görselleştirilmesi işlemleri yapılmaktadır. HAD yazılımlarında genellikle son işlemcilerde aşağıdaki bilgilerim görsellerine ulaşılabilir; bunlar;

- Alan geometrisi ve ağ yapısı
- Vektör grafikleri
- Çizgili ve dolgulu kontur grafikleri
- 2D ve 3D yüzey grafikleri
- Parçacık takibi
- Görünüm manipülasyonu (öteleme, döndürme, ölçekleme vb.) (Versteeg ve Malalasekera, 2007).

Bu çalışmada akış alanının sayısal olarak hesaplanmasında, sonlu hacimler yöntemini kullanarak akış ve ısı transferi problemlerini çözebilen, Ansys 14.5 -Workbench paket programı içerisinde yer alan Fluid Flow (FLUENT) analiz sistemi kullanılmıştır. Bu analiz sisteminde, yapılan sayısal çalışmanın geometrisi ve ağ yapısı oluşturulmuş olup, çözümü ise yine aynı sistem içerisinde yer alan FLUENT alt programı ile yapılmıştır. Çözümde SIMPLE algoritması kullanılmıştır.

Ansys Fluent, sıkıştırılamaz (düşük sabsonik), orta sıkıştırılabilir (transonik) ve yüksek sıkıştırılabilir (süpersonik ve hipersonik) akışlar için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği çözücüsüdür. Yakınsamayı hızlandıran çoklu ağ metoduyla beraber çoklu çözücü seçenekleri ile Fluent laminer ve türbülanslı akış şartlarında çözüm etkinliği ve hassasiyeti bulunmaktadır. (Ansys Fluent User Guide, 2015).

3.2. Türbülans Modelleri

3.2.1. Türbülans modellemesi

Türbülanslı akışların dört temel özelliği bulunmaktadır;

- Türbülanslı akışlar temelde zamana bağlı, zamanla değişen akışlardır,
- Türbülanslı akışların bütün değişkenleri konum ve zaman koordinatlarının ‘gelişigüzel’ fonksiyonlarıdır,
- Türbülanslı akışların bütün değişkenlerinin istatistiksel ortalamaları zaman ve konum koordinatlarının ‘kesin’ fonksiyonlarıdır,
- Türbülanslı akışlar temelde üç boyutlu akışlardır (Çıray, 2013).

Türbülanslı akışlarda değişkenler zamana bağlı ve gelişigüzel oldukları için,

Türbülanslı akım = Ortalama akım + Salınan akım (Çıray, 2013)

şeklinde ifade edilebilir.

Türbülanslı çözümde öncelikle matematiksel olarak kullanılacak eşitliklerin belirlenmesi ve elde edilmesi gerekmektedir. Türbülanslı akışın bir φ özelliğinin ortalama değeri Φ için tanımı:

$$\Phi = \frac{1}{\Delta t}\int_0^{\Delta t} \varphi(t)dt \qquad (3.1)$$

şeklindedir. Akış özelliği φ zamana bağlıdır ve Φ ortalama bileşeni ve sıfır ortalama değerli φ′ zamanla salınım bileşeninin toplamı olarak düşünülebilir.

$$\varphi(\mathrm{t}) = \Phi + \varphi'(t) \tag{3.2}$$

Tanım gereği φ′ salınımlarının zaman ortalaması sıfırdır.

$$\overline{\varphi'} = \frac{1}{\Delta \mathrm{t}} \int_0^{\Delta \mathrm{t}} \varphi'(t)\mathrm{dt} \tag{3.3}$$

Akışın salınım yapan kısmından edinilecek bilgi salınımların kareköklerinin karelerinin ortalaması (rms-root mean square) değerinden elde edilebilir.

$$\varphi_{rms} = \sqrt{\overline{(\varphi')^2}} = \left[\frac{1}{\Delta \mathrm{t}} \int_0^{\Delta \mathrm{t}} (\varphi')^2 \mathrm{dt}\right]^{1/2} \tag{3.4}$$

Hız bileşenlerinin rms değerleri türbülans salınımlarına duyarlı bir hız probu örneğin sıcak tel anemometresi ve basit bir elektrik devresi ile kolayca ölçülebilir. Türbülansla ilişkili birim kütle için kinetik enerji (*k*) aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\mathrm{k} = \frac{1}{2}\left(\overline{\mathrm{u'^2}} + \overline{\mathrm{v'^2}} + \overline{\mathrm{w'^2}}\right) \tag{3.5}$$

Türbülans yoğunluğu ise kinetik enerji ve referans ortalama akış hızı ile ilişkilidir.

$$\mathrm{T_i} = \frac{\left(\frac{2}{3}\mathrm{k}^{1/2}\right)}{\mathrm{U_{ref}}} \tag{3.6}$$

Eğer φ=Φ+φ′ ve ψ=Ψ+ψ′ zaman ortalamalı salınım yapan özellikler ise, salınım özelliğinin zaman ortalamaları için kullanılan bazı kurallar:

$$\overline{\varphi'} = \overline{\psi'} = 0; \qquad \bar{\Phi} = \Phi; \qquad \overline{\frac{\partial \varphi}{\partial s}} = \frac{\partial \Phi}{\partial s}; \qquad \overline{\int \varphi ds} = \int \Phi ds$$
$$\overline{\varphi + \psi} = \Phi + \Psi; \qquad \overline{\varphi\psi} = \Phi\Psi + \overline{\varphi'\psi'}; \qquad \overline{\varphi\Psi} = \Phi\Psi; \qquad \overline{\varphi'\Psi} = 0 \tag{3.7}$$

Salınım yapan bir vektör büyüklüğü $a=A+a'$ ve salınım yapan skalar $\varphi=\Phi+\varphi'$ ile kombinasyonlarının diverjans ve gradyen ifadeleri yukarıdaki kurallar kullanılarak:

$$\overline{div\,\mathbf{a}} = div\,\mathbf{A}; \qquad \overline{div(\varphi\mathbf{a})} = div(\overline{\varphi\mathbf{a}}) = div(\Phi\mathbf{A}) + div(\overline{\varphi'\mathbf{a}'});$$
$$\overline{div\,grad\,\varphi} = div\,grad\,\Phi \tag{3.8}$$

Ortalama akışta türbülans salınımlarının etkisini göstermek için kartezyan koordinatlarda, hız vektörü u, x-yönü bileşeni u, y-yönü bileşeni v, z-yönü bileşeni w olmak üzere, sabit viskoziteli, sıkıştırılamaz akış için süreklilik ve Navier-Stokes eşitlikleri ele alınırsa,

$$div\ \mathbf{u} = 0 \tag{3.9}$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + div(u\mathbf{u}) = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} div\,grad\,u \tag{3.10}$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + div(v\mathbf{u}) = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu}{\rho} div\,grad\,v \tag{3.11}$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + div(w\mathbf{u}) = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\mu}{\rho} div\,grad\,w \tag{3.12}$$

Salınımlarının etkilerinin görülmesi için hız vektörü ve basınç değişkenleri ortalama ve salınım değerlerinin toplamı olarak yazılmaktadır.

$\mathbf{u}=\mathbf{U}+\mathbf{u}'$; $u=U+u'$; $v=V+v'$; $w=W+w'$; $p=P+p'$

Zaman ortalamaları ise yukarıdaki kurallara göre alındığında süreklilik eşitliği $\overline{div\,\mathbf{u}} = div\,\mathbf{U}$ olarak elde edilir. Bu da ortalama akış için süreklilik eşitliği $div\,\mathbf{U} = 0$ olarak elde edilir.

Benzer şekilde x-yönü momentum eşitliğindeki terimler yeniden yazılırsa;

$$\overline{\frac{\partial u}{\partial t}} = \frac{\partial U}{\partial t}\,; \qquad \overline{div(u\mathbf{u})} = div(U\mathbf{U}) + div(\overline{u'\mathbf{u}'})$$

$$\overline{-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x}\,; \qquad \overline{\frac{\mu}{\rho} div\,grad\,u} = \frac{\mu}{\rho} div\,grad\,U$$

Bu ifadeler x-yönü momentum denkleminde yerlerine yazılırsa;

$$\frac{\partial U}{\partial t} + div(U\mathbf{V}) + div(\overline{u'\mathbf{u}'}) = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} div\,grad\,U \tag{3.13}$$

Eşitliğin sol tarafındaki üçüncü terim zaman ortalaması olarak ortaya çıkmaktadır. Terimler salınım hızlarının çarpımlarını içermekte ve hız salınımları nedeniyle taşınılma momentum transferini oluşturmaktadır. Bu terimleri momentum eşitliklerin sağ taraflarına ortalama hız bileşenlerindeki ilave türbülans gerilmelerinin yansıtacak şekilde geçirmek alışılmış bir işlemdir.

$$\frac{\partial U}{\partial t} + div(U\mathbf{V}) = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} div\,grad\,U + \left[-\frac{\partial \overline{u'^2}}{dx} - \frac{\partial \overline{u'v'}}{dy} - \frac{\partial \overline{u'w'}}{dz} \right] \tag{3.14}$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + div(V\mathbf{V}) = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\mu}{\rho} div\,grad\,V + \left[-\frac{\partial \overline{u'v'}}{dx} - \frac{\partial \overline{v'^2}}{dy} - \frac{\partial \overline{v'w'}}{dz} \right] \tag{3.15}$$

$$\frac{\partial W}{\partial t} + div(W\mathbf{V}) = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\mu}{\rho} div\,grad\,W + \left[-\frac{\partial \overline{u'w'}}{dx} - \frac{\partial \overline{v'w'}}{dy} - \frac{\partial \overline{w'^2}}{dz} \right] \tag{3.16}$$

Bu terimler üç normal, üç kayma gerilmelerinden dolayı oluşmaktadır.

$$\begin{aligned} &\tau_{xx} = -\rho\overline{u'^2} \qquad \tau_{yy} = -\rho\overline{v'^2} \qquad \tau_{zz} = -\rho\overline{w'^2} \\ &\tau_{xy} = \tau_{yx} = -\rho\overline{u'v'} \qquad \tau_{xz} = \tau_{zx} = -\rho\overline{u'w'} \qquad \tau_{yz} = \tau_{zy} = -\rho\overline{v'w'} \end{aligned} \tag{3.17}$$

Bu ek terimler Reynolds gerilmeleri olarak isimlendirilirler. Normal gerilmeler daima sıfırdan farklıdır. Kayma gerilmeleri farklı hız bileşenleri arasındaki ilişkiler (korelasyonlar) ile bağlıdır. Eğer u′ ve v′ istatistiksel olarak bağımsız salınım olsalardı, çarpımlarının zaman ortalaması $\overline{u'v'}$ sıfır olacaktır. Ancak, türbülans kayma gerilmeleri de sıfır değildir ve çoğunlukla türbülanslı akıştaki viskoz gerilmeler ile kıyaslandığında çok büyüktürler. Yukarıda en son yazılan türbülans eşitlikleri Reynolds eşitlikleri olarak isimlendirilirler (Versteeg ve Malalasekera, 2007).

Herhangi bir skalar büyüklük için de aynı işlemler yapılırsa benzer şekilde fazladan taşınım terimleri ortaya çıkmaktadır ve herhangi bir φ skalar değişkeni için zaman ortalamalı taşınım eşitliği aşağıdaki şekilde yazılır:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial t} + div(\Phi \mathbf{V}) = div\left(\Gamma_\Phi grad\Phi\right) + \left[-\frac{\partial \overline{u'\varphi'}}{dx} - \frac{\partial \overline{v'\varphi'}}{dy} - \frac{\partial \overline{w'\varphi'}}{dz} \right] + S_\Phi \tag{3.18}$$

Sıkıştırılabilir akışlar için türbülans akış eşitlikleri şöyledir:

<u>*Süreklilik eşitliği:*</u>

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + div(\rho \mathbf{V}) = 0 \tag{3.19}$$

<u>*Reynolds eşitlikleri:*</u>

$$\frac{\partial (\rho U)}{\partial t} + div(\rho U \mathbf{V}) = -\frac{\partial P}{\partial x} + div(\mu \ grad \ U) + \left[-\frac{\partial \overline{u'^2}}{dx} - \frac{\partial \overline{u'v'}}{dy} - \frac{\partial \overline{u'w'}}{dz} \right] + S_x \tag{3.20}$$

$$\frac{\partial(\rho V)}{\partial t} + div(\rho V \mathbf{V}) = -\frac{\partial P}{\partial y} + div(\mu\ grad V) + \left[-\frac{\partial \overline{u'v'}}{dx} - \frac{\partial \overline{v'^2}}{dy} - \frac{\partial \overline{v'w'}}{dz} \right] + S_y \tag{3.21}$$

$$\frac{\partial(\rho W)}{\partial t} + div(\rho W \mathbf{V}) = -\frac{\partial P}{\partial z} + div(\mu\, grad\ W) + \left[-\frac{\partial \overline{u'w'}}{dx} - \frac{\partial \overline{v'w'}}{dy} - \frac{\partial \overline{w'^2}}{dz} \right] + S_z \tag{3.22}$$

Reynolds eşitlikleri yukarıda gösterilmiştir (Versteeg ve Malalasekera, 2007).

Anlık süreklilik ve Navier-Stokes eşitliklikleri dört bilinmeyenli (u, v, w ve p) dört eşitlikten oluşan eşitlik takımı oluştururlar. Yakın gelecekte de bu eşitliklerin doğrudan çözümü görülmemektedir. Mühendisler ilgilerini belirli ortalama niceliklere odaklamışlardır. Ancak, momentum eşitliklerinin zaman ortalaması işlemleri yapılırken anlık salınımları atılmaktadır. Sonuç olarak da zaman ortalamalı momentum eşitliklerine Reynolds gerilmeleri olarak isimlendirilen altı ilave terim gelmektedir. Benzer olarak da, ortalama skalar taşınım eşitlikleri de $\overline{u'\varphi'}, \overline{v'\varphi'}, \overline{w'\varphi'}$ terimlerini içermektedir. Türbülansın kompleks oluşu çoğunlukla bu ilave terimlerin basit formüllerle ifade edilmesinin önüne geçmektedir. Türbülans modellemesinin ana işi, mühendisler için Reynolds gerilmeleri ve skalar taşınım terimlerini yeterince hassas ve genel olarak hesaplamak için hesaplamalı prosedürler geliştirmektir (Versteeg ve Malalasekera, 2007).

Türbülanslı akış yükselip-azalan yani salınım yapan hızlarla tanımlanır. Bu salınımlar momentum, enerji gibi taşınım niceliklerinin oldukça değişken olmalarına sebep olur. Bu yükselme ve azalmalar oldukça küçük ölçekli ve yüksek frekanslı oldukları için pratik mühendislik hesaplamalarında doğrudan simülasyonu sayısal olarak çok zordur. Bunun yerine bu küçük ölçümleri kaldırmak, sayısal olarak çözümün daha az zor olduğu değiştirilmiş eşitlikleri elde etmek için ana eşitlikler manipüle edilir. Bununla birlikte modifiye edilen eşitlikler bilinmeyen değişkenler içerebilirler ve bu değişkenleri bilinen nicelik terimleri olarak elde etmek için türbülans modelleri gerekir (Ansys Fluent User Guide, 2015).

Bu çalışma kapsamında kullanılan Ansys Fluent HAD yazılımı türbülans modellerinin listesi aşağıdadır:

1. Spalart-Allmaras Modeli,
2. k-ε Modelleri,
   - Standart k-ε Modeli,
   - Renormalization- Group (RNG) k-ε Modeli,
   - Realizable k-ε Modeli,
3. k-ω Modelleri,
   - Standart k-ω Modeli,
   - Kayma Gerilmesi Transport (SST) k-ω Modeli,
4. Reynolds Gerilim Modeli (RSM),

3.2.2. Türbülans modelleri hakkında genel bilgiler

Tek bir türbülans modeli ile tüm türbülanslı akışların çözebilmesi mümkün değildir. Türbülans modelinin seçimi, problemin fiziksel durumu, uygulama için istenen hata miktarı ve bilgisayar altyapısı gibi özelliklere bağlıdır. En önemlisi de incelenecek olan durum için model seçimi yaparken değişik türbülans modellerinin kapasitesini ve sınırlarını bilmektir.

Türbülans modelleri üzerine yapılan çalışmalarda akış problemlerinin tümünü kapsayacak bir modelin olmadığı bilinmektedir. Türbülans modelinin seçimi, akışı çevreleyen ortamın fiziği, uygulama için aranan doğruluk seviyesi ve uygun hesaplama kaynakları gibi özelliklere bağlıdır. En önemlisi de incelenecek olan örnek için model seçimi yaparken değişik türbülans modellerinin kapasitesini ve sınırlarını bilmektir. Bu kısımda kategori olarak özel bir uygulama için hangi modelin en iyi olduğunu belirtmek olanaksız olmasına rağmen modellemek istenen uygun türbülans modelini seçmede genel ana noktalar sunulmuştur.

<u>Spalart-Allmaras modeli</u>

Spalart-Allmaras modeli oldukça basit bir denklemdir. Modellenmiş transport denklemini kinematik edi viskozitesi için çözer. Lokal kayma tabaka kalınlığıyla ilgili olan ve uzunluk ölçümünü hesaplamaya gerek olmayan oldukça yeni bir denklem modelleme sınıfını dahil eder. Spalart-Allmaras modeli duvara yakın ince meshlerde duvar sınır akışları içeren

havacılık uygulamaları için dizayn edilmiştir. Fluent uygulmaları daha kaba meshlerin kullanımına da izin vermektedir. Turbo makine uygulamaları için ayrıca popülarite kazanmaktadır.

Orijinal formda Spalart-Allmaras modeli etkin olarak sınır tabakanın viskoz etkili bölgesinin çözümlenmesi gereken düşük Reynolds sayılarında kullanılan bir modeldir. Bununla birlikte Spalart-Allmaras model ağ çözünürlüğü yeterince iyi olmadığı zaman duvar fonksiyonlarını yerine getirir. 3 Boyutlu akışlarda, serbest kayma akışlarında ve güçlü ayrılmaların olduğu akışlarda yetersiz bir performans sergilemektedir. Daha az kompleks (iki boyutlu) iç ya da dış akışlarda, sınır tabakası akışlarında uygun bir modeldir. (Uçak kanatları, kanatçıklar, uçak gövdesi, füzeler, gemi gövdeleri v.b.) (Ansys Fluent User Guide, 2015).

Standart k-ε modeli

Standart k-ε modeli iki denklemli bir modeldir ki bu modelde taşınım denklemleri türbülansın k ve ε gibi iki büyüklüğü için çözülür. (Pope, 2000: 373, 382)

Fluent'teki standart k-ε modeli Launder ve Spalding (1973) tarafından kurulan pratik mühendislik hesaplarının temelini oluşturur. Limitleri biliniyor olmasına rağmen birçok uygulamada halen kullanılmaktadır. Güçlü basınç gradienlerinin, ayrılmaların ve keskin eğriliklerin olduğu akışlarda iyi bir performans sergilememektedir. Alternatif tasarımların ilk gözlemlemelerinde, başlangıç iterasyonlarında ve parametrik çalışmalarda uygundur.

RNG k-ε modeli

RNG k-ε modeli "Renormalization Group" metodu olarak adlandırılan matematiksel teknik kullanılarak anlık Navier Stokes denklemlerinden türetilir. Bu Standart k-ε modeli ile aynı formdadır fakat aşağıdaki yenilikleri içerir;

a) RNG modeli ε denkleminde önemli olarak aniden zorlanan akışların doğruluğunu geliştiren ek terim içerir.
b) RNG modelinde dönmenin etkisi, dönen akışkanların doğruluğunu artırıcı şekilde mevcuttur.

c) Standart k-ε modeli kullanıcı özelleşmeli sabit değerleri kullanırken RNG teorisi türbülans Prandtl sayıları için analitik formül sağlar.
d) Standart k-ε modeli yaklaşık Reynolds sayılı model iken, RNG teoride düşük Reynolds sayılı etkileri hesaplayan, etkin viskozite için analitik olarak türetilen diferansiyel formülü içerir.

Realizable k-ε modeli

Realizable k-ε modeli Standart k-ε modelden iki konuda farklılık göstermektedir. Bunlar;

a) Realizable k-ε modeli türbülans viskozite için yeni bir formül içerir.
b) Disipasyon oranı denklemi vortisity dalgalanmalarının ortalamasından türetilir.

Bu model daha doğru bir şekilde düzlemsel ve kavisli jetlerin yayılım hızlarını tahmin eder ve aynı zamanda dönme, güçlü basınç gradyanlarındaki sınır tabakalar, ayrılmalar ve sirkülasyon akışkan için iyi bir performans sağlar.

İlk çalışmalar Realizable model, bütün k-ε model versiyonları arasında en iyi performansı sağladığı görülmüştür ve bu nedenlede sıklıkla tercih edilmektedir.

Realizable k-ε türbülans modelinde türbülans kinetik enerjisi yutulma hızı (ε) için ve türbülans viskozitesi hesaplamasında değiştirilmiş denklemler kullanılmaktadır (Shih, Liou, Shabbir, Yang ve Zhu, 1995)

Kayma gerilim transportu (SST) k-ω modeli

SST k-ω modeli Menker tarafından öncelikli olarak duvar bölgesine yakın k-ω modelinin formülasyonu ile uzaktaki serbest akıştaki bağımsız Standart k-ε modeli karıştırmak için geliştirilmiştir. Bunu başarmak için Standart k-ε modeli Standart k-ω modeline çevrilmiştir. SST k-ω modeli standart k-ω modeline benzerdir fakat şu yenilikleri vardır;

a) Standart k-ω modeli ve standart k-ε modelinin ikisi bir karışım fonksiyonu ile çarpılmış, iki model birlikte toplanmıştır, Standart k-ω modelini aktivite eden karışım fonksiyonu duvar bölgesinin yakınında dizayn edilmiştir ve yüzeyden uzakta sıfırdır.

b) SST model ω denkleminde çapraz difüzyon türev terimini içerir.
c) Model sabitleri farklıdır. (Pope, 2000: 373, 382)

Reynolds gerilim modeli (RMS)

Reynolds gerilim modeli Fluent'in sağladığı en ayrıntılı türbülans modeldir. RMS akış çizgisi eğrileri, dönme ve gerinim hızındaki ani değişikler için bir ve iki denklemli modellerden daha iyi bir şekilde hesaplama yapar ve kompleks akışkanlar için doğru tahminler vermek için çok iyi bir potansiyele sahiptir. Bununla birlikte, RMS tahminlerinin güvenirliği, Reynolds gerilimleri için kullanılan transport denklemlerindeki çeşitli terimlerin kullanılmasındaki kabulle de halen limitlidir.

Standart k-ω modeli

k-ω Modeli iki denklemli başka bir model olup k ve ω (spesifik disipasyon oranı (∑/k)) için çözülür. Sıkıştırılabilirlik ve kayma akış yayılımı için modifikasyon içeren k-ω üzerine bazlıdır. Wilcox model karışan tabakalar, düzlemsel, kavisli ve radyal jetler, duvar sınırlı akışlar ve serbest kayma akışlarına uygulanabilir olan kayma akış yayılım hızlarını tahmin eder.

3.3. k-ω Modeli İçin Temel Denklemler

3.3.1. Kütlenin korunumu denklemi

Üç boyutlu kararlı şartlarda çözüm yapılmıştır. Bu nedenle yoğunluk, viskozite gibi akışkan özellikleri sabit olarak alınmıştır. Kütlenin korunumu ya da süreklilik denklemi aşağıdaki gibidir:

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}=0 \tag{3.23}$$

Eş. 4.1 kütle korunum denkleminin çözülen problem için kullanılan halidir. U x yönü hız bileşenini, v y yönü hız bileşenini, w ise z yönü hız bileşenini temsil etmektedir.

3.3.2. Momentum korunum denklemleri

Momentum korunum denklemi x,y ve z yönleri için Eş. 4.2'de gösterilmektedir. Buraya türbülanslı denklemler ilave edelim.

$$\mathrm{u}\frac{\partial(\rho u)}{\partial x}+v\frac{\partial(\rho u)}{\partial y}+w\frac{\partial(\rho u)}{\partial z}=-\frac{\partial P}{\partial x}+\mu\mathrm{e}\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right)$$

$$\mathrm{u}\frac{\partial(\rho v)}{\partial x}+v\frac{\partial(\rho v)}{\partial y}+w\frac{\partial(\rho v)}{\partial z}=-\frac{\partial P}{\partial y}+\mu\mathrm{e}\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right) \quad (3.24)$$

$$\mathrm{u}\frac{\partial(\rho w)}{\partial x}+v\frac{\partial(\rho w)}{\partial y}+w\frac{\partial(\rho w)}{\partial z}=-\frac{\partial P}{\partial z}+\mu\mathrm{e}\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right)$$

Burada:

P : statik basınç

μ_e : efektif viskoziteyi göstermektedir.

3.3.3. Standart k-ω modeli için -taşınım denklemleri

Türbülans kinetik enerjisi ***k*** ve spesifik disipasyon oranı ω transport denklemlerinden belirlenir;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i)=-\frac{\partial}{\partial x_i}+\left(\Gamma_k\frac{\partial k}{\partial x_j}\right)+G_k-Y_k+S_k \quad (3.25)$$

ve

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\omega u_i)=-\frac{\partial}{\partial x_i}+\left(\Gamma_\omega\frac{\partial \omega}{\partial x_j}\right)+G_\omega-Y_\omega+S_\omega \quad (3.26)$$

(4.3) ve (4.4) eşitliklerinde G_k ortalama hız gradientlerine bağlı olarak üretilen türbülans kinetik enerjisini G_ω ise ω (spesifik disipasyon oranı) üretimini gösterir. Γ_k ve Γ_ω ise sırasıyla k ve ω 'nin etkin yayınımını gösterir. Y_k ve Y_ω sırasıyla k ve ω 'nin disipasyonunu

gösterir. Yukarıda terimler aşağıda tanımlandığı şekilde hesaplanır. S_k ve S_ω kullanıcı tanımlı kaynak terimleridir.

k-ω modeli için etkin yayınımlar sırasıyla şöyledir:

$$\Gamma_{\mathrm{k}} = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \tag{3.27}$$

$$\Gamma_{\omega} = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \tag{3.28}$$

(4.5) ve (4.6) denklemlerinde σ_k ve σ_ω sırasıyla k ve ω için Prandtl sayılarıdır. Türbülans viskozitesi μ_t, k ve ω değerleriyle şöyle hesaplanır;

$$\mu_t = \alpha^* \frac{\rho k}{\omega} \tag{3.29}$$

α^* katsayısı düşük Re sayısı düzeltmesiyle türbülans vizkositesini düşürür.

$$\alpha^* = \alpha^*_\infty \left(\frac{\alpha^*_\infty + {Re_t}/{R_k}}{\alpha^*_\infty + {Re_t}/{R_k}} \right) \tag{3.30}$$

Burada;

$$Re_t = \frac{\rho k}{\mu\omega} \tag{3.31}$$

$$R_k = 6 \tag{3.32}$$

$$\alpha^*_0 = \frac{\beta_i}{3} \tag{3.33}$$

$$\beta_i = 0.072 \tag{3.34}$$

Yüksek Reynolds sayılarında k-ω modeli için $\alpha^* = \alpha^*_\infty = 1$ 'dir.

Türbülans yutulmasının (dissipasyonunun) modellenmesi:

k 'nın disipasyonu;

$$Y_k = \rho\beta^* f_{\beta^*} k\omega \tag{3.35}$$

Burada:

$$f_{\beta^*} = \begin{cases} 1, & x_k \le 0 \\ \dfrac{1+680\chi_k^2}{1+400\chi_k^2}, & x_k > 0 \end{cases} \tag{3.36}$$

$$\chi_k = \frac{1}{\omega^3}\frac{\partial k}{\partial x_j}\frac{\partial \omega}{\partial x_j} \tag{3.37}$$

Ve

$$\beta^* = \beta_i^*[1+\zeta^* F(M_t)] \tag{3.38}$$

$$\beta_i^* = \beta_\infty^* \left(\frac{4/15 + (Re_t/R_\beta)^4}{1 + (Re_t/R_\beta)^4} \right) \tag{3.39}$$

$$\zeta^* = 1.5 \tag{3.40}$$

$$R_\beta = 8 \tag{3.41}$$

$$\beta^*_\infty = 0.09 \tag{3.42}$$

Re_t değeri Eş. (4.9)'da verilmiştir.

ω 'nin disipasyonu:

$$Y_\omega = \rho\beta f_\beta \omega^2 \tag{3.43}$$

Burada:

$$f_\beta = \frac{1+70\chi_\omega}{1+80\chi_\omega} \tag{3.44}$$

$$\chi_\omega = \left|\frac{\Omega_{ij}\Omega_{jk}S_{ki}}{(\beta^*_\infty\omega)^3}\right| \tag{3.45}$$

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \tag{3.46}$$

S_{ij} gerilim oranı tensörüdür ve şöyle ifade edilir:

$$S_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right) \tag{3.47}$$

Ayrıca,

$$\beta = \beta_i\left[1 - \frac{\beta_i^*}{\beta_i}\zeta^* F(M_t)\right] \tag{3.48}$$

β_i^* daha önce Eş. (3.39)'da tanımlanmıştı. $F(M_t)$ ise aşağıdaki eşitlikte tanımlanmaktadır. Sıkıştırılabilirlik (correction) düzeltmesi:

$$F(M_t) = \begin{cases} 0, & M_t \le M_{t0} \\ M_t^2 - M_{t0}^2 & M_t > M_{t0} \end{cases} \tag{3.49}$$

Burada:

$$M_t^2 = \frac{2k}{a^2} \tag{3.50}$$

$$M_{t0} = 0.25 \tag{3.51}$$

$$a = \sqrt{\gamma RT} \tag{3.52}$$

k-ω modelinin yüksek Re sayılı formlarında $\beta_i^* = \beta_\infty^*$, sıkıştırılamayan formlarında ise $\beta^* = \beta_i^*$ dir.

Model sabitleri:

$\alpha_\infty^* = 1, \quad \alpha_\infty = 0.52, \quad \alpha_0 = 1/9, \quad \beta_\infty^* = 0.09, \quad \beta_i = 0.072, \quad R_\beta = 8$

$R_k = 6, \quad R_\omega = 2.95, \quad \zeta^* = 1.5, \quad M_{t0} = 0.25, \quad \sigma_k = 2.0, \quad \sigma_\omega = 2.0$

Model sabitleri yukarıda gösterildiği gibidir (Wilcox, Turbulence Modeling For CFD, 1994).

4. PROBLEMİN TANIMI VE MATEMATİKSEL MODEL

4.1. Problemin Tanımı ve Geometrilerin Belirlenmesi

Dirsek içinde akış birçok mühendislik uygulamasında karşılaşılan problemdir. Bu nedenle de birçok araştırmacı tarafından deneysel, sayısal ve teorik olarak araştırılmıştır.

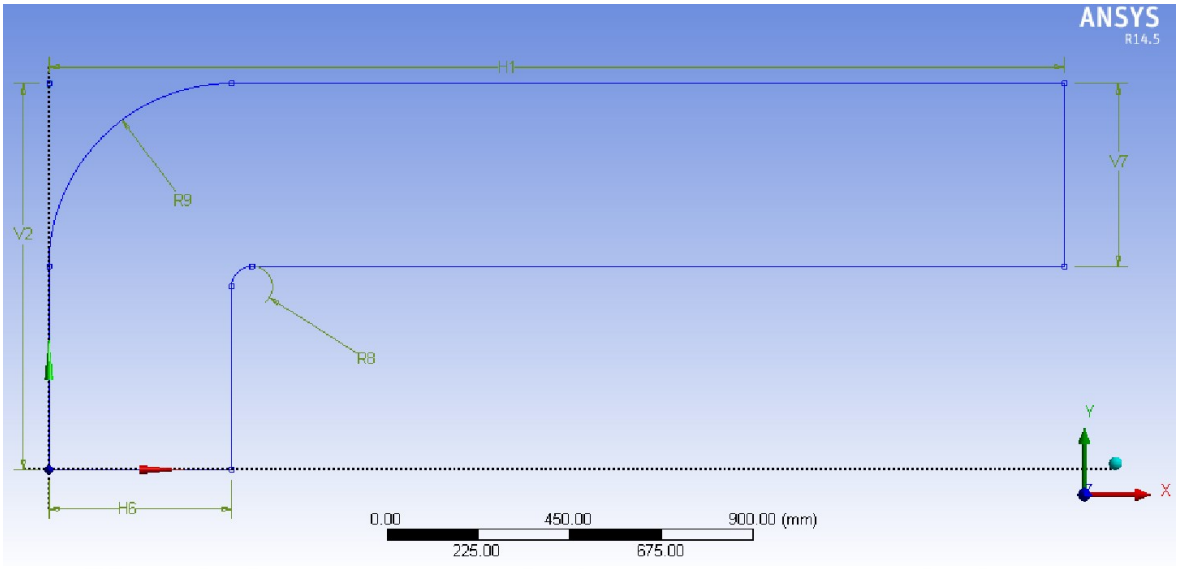
Deneysel çalışmalar en çok tercih edilen çalışmalardır. Çünkü gerçek duruma en yakın sonuçları vermektedirler. Ancak dneysel araştırma pahalı ve çok zaman alıcıdır. Analitik çözümü yapılan problemlerde de bilgisayarların kapasitesine bağlı olarak sayısal çözümler tercih edilmektedir.Bu çalışmada da bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) paket programı olan Ansys 14.5.0 paket programı kullanılmıştır.

Bu çalışmada dikdörtgen kesitli ve çeşitli ölçülerde havalandırma kanallarında kullanılan 90°'lik dirseklerde türbülanslı akışlar incelenmiş, basınç kayıplarını azaltmak için kullanılabilecek kanatçık sayıları ve yerleri tespit edilerek optimum dirsek tasarımı yapılmaya çalışılmıştır.

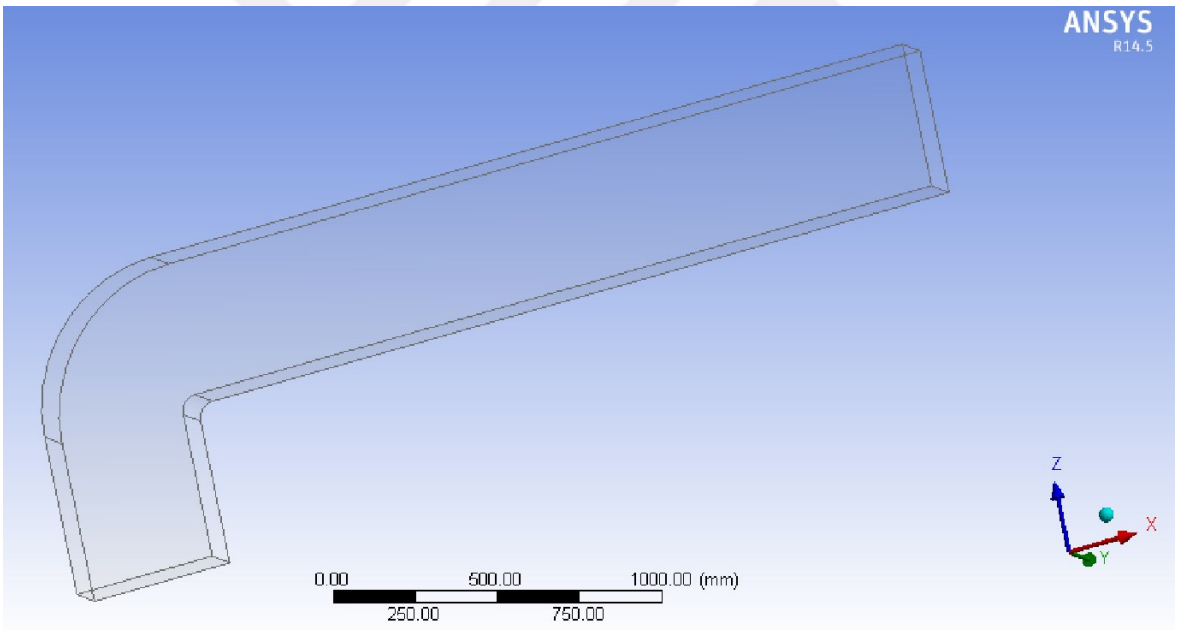
Bu bölümde ise çalışmada kullanılan geometrilerden 450 ×150 ebatlarındaki kanalın geometrisi verilmiş, çalışmada kullanılan Wilcox'a ait k-ω modelinin matematiksel formülasyonları, sınır şartları ve yapılan kabullerle çözümün nasıl yapıldığı anlatılmıştır Wilcox, Turbulance Modelling for *CFD* (1994).

4.2. Fiziksel ve Matematiksel Modelin Tanımlanması

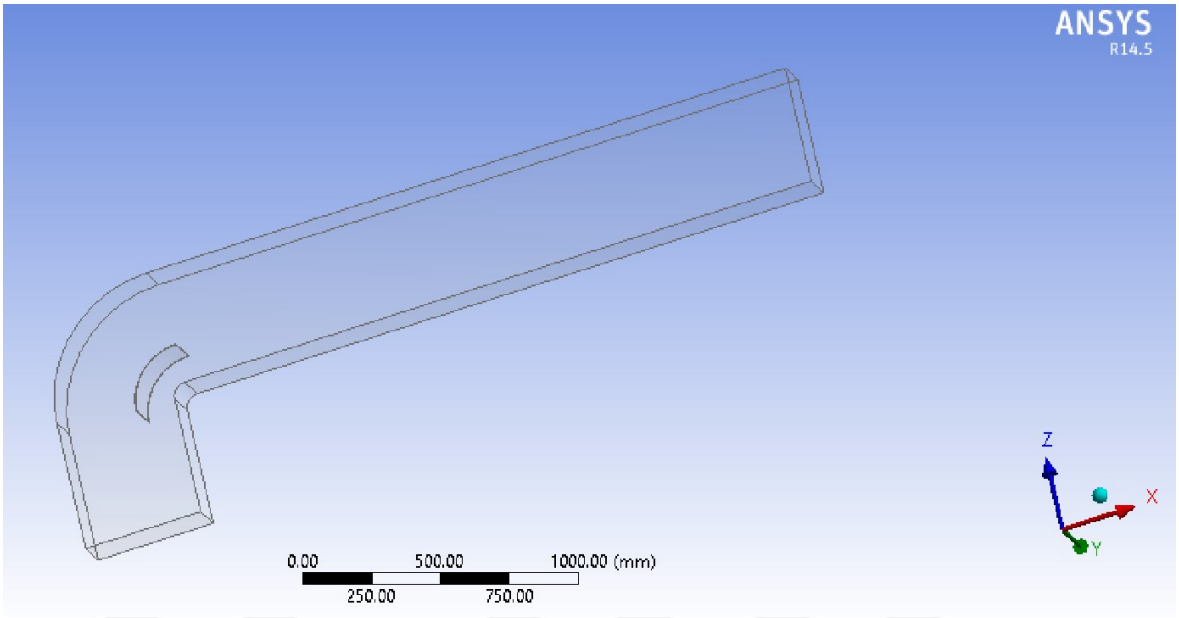
Bu çalışmanın konusu olan dikdörtgen kesitli kanallardan 450×150 kesitli kanal için geometrinin iki boyutlu görünümü Şekil 4.1 de verilmiştir. H6 ölçüsünün olduğu kenar kanalın girişi V7 ölçüsünün olduğu kenar ise kanalın çıkışıdır.



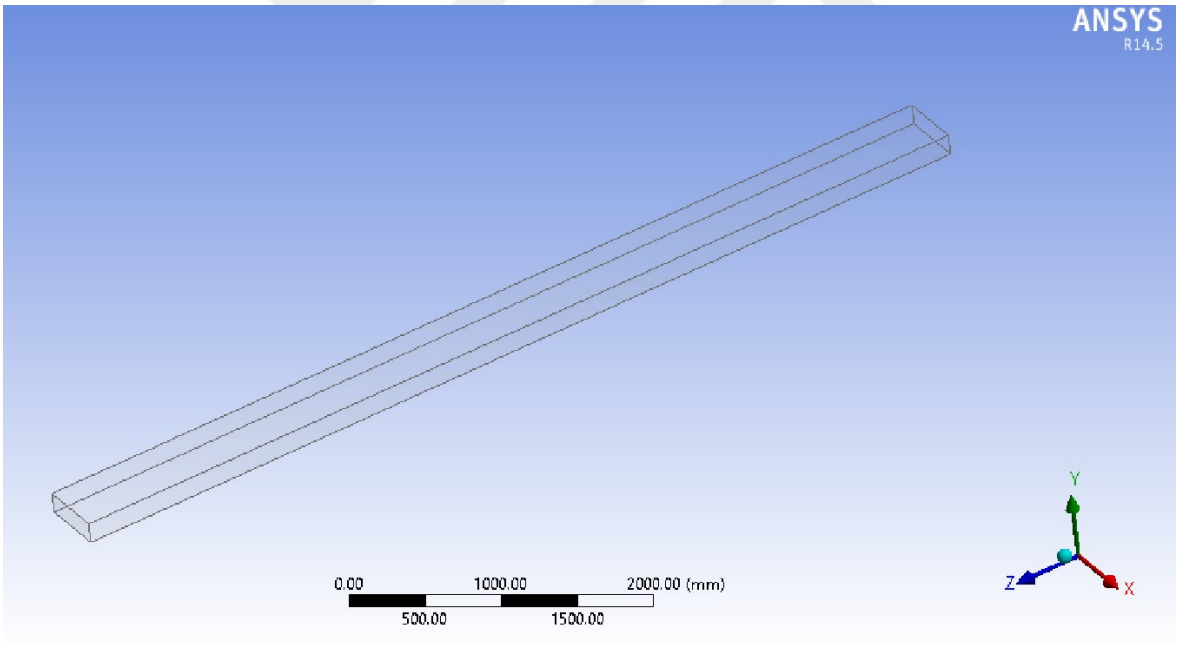
Şekil 4.1. Dikdörtgen kesitli kanalın (450mm×150mm) iki boyutlu görünümü (V2=900 mm,V7=450mm,H6=450mm,R8=50mm,R9=450mm)



Şekil 4.2. Dikdörtgen kesitli kanalın (450×150) Design Modeler'deki genel görünümü



Şekil 4.3. Dikdörtgen kesitli kanalda(450mm×150mm) tek kanatçıklı (iç duvara uzaklığı kanal genişliği 1/3 oranında, 150mm)



Şekil 4.4. Tam gelişmiş türbülanslı akış için gerekli giriş kanalı uzunluğu (450mm×150 mm kesitli kanal için)

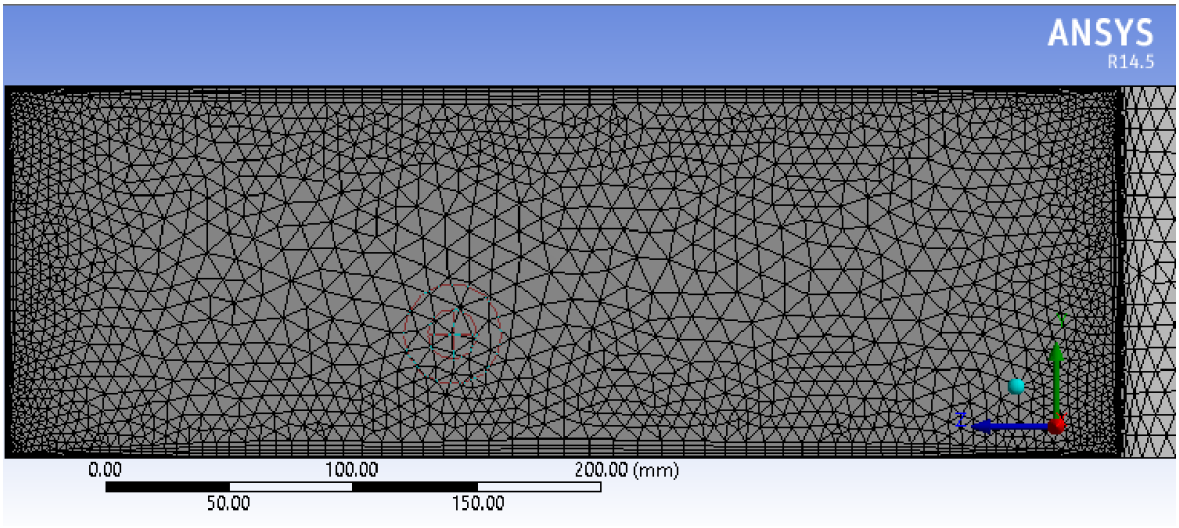
Şekil 4.1,4.2 ve 4.3 de uygulamada yaygın olan kanallardan ve ölçüleri 450mmx150mm olan kanal görünümü verilmektedir. İncelenecek diğer örnekler sanayi tipi kanallardır. Yapılan çalışmada sırasıyla 450×150 mm^2, 600×200 mm^2, 810×270 mm^2, 1000×333 mm^2, 1200×400 mm^2, 1400×466 mm^2, 1600×533 mm^2, 1800×600 mm^2 kesitindeki kanallarda dirsek içlerine yerleri değiştirilerek 1,2 ya da 3 kanatçık konularak basınç kayıpları, hız

vektörleri ve dağılımları incelenmiştir. Kanatçık kalınlıkları 2mmdir. Kanatçıkların konumları kanal genişliği esas alınarak yerleştirilmiş ve kanal iç duvarına uzaklık kanal genişliğinin bir parametresi olarak alınmıştır. Şekil 4.4'de tam gelişmiş akış şartları için giriş uzunluğunun belirlenerek, hesaplandığı kanal görülmektedir. Giriş uzunluğu her kesit için ayrı ayrı hesaplanmıştır.

4.3. Ağ Yapısı Çalışması

Sonlu hacimler yöntemini kullanan ANSYS Fluent, problemin çözümü için çözüm alanını kontrol hacimlerine bölerek sayısal ağ sistemi oluşturmaktadır. Çözüm alanının kontrol hacimlerine bölünmesinin sebebi diferansiyel denklem olarak ifade edilen matematiksel formülasyonları cebirsel olarak ifade ederek denklemlerin sayısal olarak çözümünü sağlamaktır. Teorik olarak çözüm alanının içerisindeki her bir nokta için diferansiyel denklemler cebirsel olarak ayrı ayrı yazılabilirler. Ancak bu sonsuz sayıda cebirsel denklem anlamına gelmektedir. Bu denklemlerin çözümü imkansız olduğundan bunun yerine cebirsel denklemler çözüm alanı içerisinde belirli sayıda noktada ifade edilmektedir. Bu noktalara hücre noktaları adı verilmektedir ve oluşan bu sisteme hücre sistemi denilmektedir. Optimum ağ yapısı ise ağ yapısının boyutlarının belli bir sınıra kadar küçültülmesiyle sınırlıdır. Ağ yapısı ölçeği küçültüldükçe ağ sayısı artmış olup, belli bir ağ sayısından sonra yapılan çözümlerin sonuçları belirli toleranslar içinde değişmediği gözlenmiştir. Sonuçların değişmediği gözlenen ilk ağ yapısı ölçeği optimum ağ yapısı olarak belirlenip ağ yapısı farkının sonuçlar üzerinde herhangi bir etki yapmaması sağlanmıştır.

Hücre kaliteleri skewness değerleri 0-0,25 aralığı için mükemmel, 0,25-0,50 aralığı için çok iyi, 0,50-0,80 aralığı için iyi, 0,80-0,94 aralığı için kabul edilebilir, 0,95-0,97 artalığı için kötü, 0,98-1,00 aralığı için ise kabul edilemez olarak tanımlanmıştır. Orthogonal kaliteleri için 0-0,001 kabul edilemez, 0,001-0,14 aralığı için kötü, 0,15-0,20 aralığı için kabul edilebilir, 0,20-0,69 aralığı için iyi, 0,70-0,95 aralığı için çok iyi, 0,95-1,00 aralığı için mükemmel olarak tanımlanmıştır (Ansys Fluent User Guide, 2015).Yapılan bütün çalışmalar için önce optimum ağ yapısı bulunmuştur. Hücre kaliteleri Fluent Users Guide dikkate alınarak şekil bozukluğu ve orthogonal quality değerlerinin önerilen değerler arasında olup olmadığı kontrol edilmiştir.



Şekil 4.5. 450×150 Kesitli dikdörtgen kanal için kanal giriş hücre yapısı

Çizelge 4.1. 450×150 mm^2 kesitli dikdörtgen kanal için programdan elde edilen hücre kaliteleri

Skewness Değerleri		Orthogonal Değerleri	
Nodes	675189	Nodes	675189
Elements	641250	Elements	641250
En Düşük	0,00039	En Düşük	0,60215
En Yüksek	0,65355	En Yüksek	0,99999
Ortalama	0,05334	Ortalama	0,99222
Standart Sapma	0,08601	Standart Sapma	0,02033

Şekil 4.5 ve Çizelge 4.1'de 450×150 mm^2 kesitli dikdörtgen kanal için yazılımdan elde edilen giriş hücre yapısı ve hücre kaliteleri (skewness ve orthogonal quality) değerleri verilmiştir.

4.4. Sınır Şartları

4.4.1. Giriş sınır şartı

Giriş sınır şartı olarak literatürden yararlanılarak giriş hız (velocity inlet) sınır şartı verilmiştir. (Yamankaradeniz ve diğerleri, 2012: 386) esas alınarak kanal giriş hızı 8 m/s olarak kabul edilmiştir. Tüm kesitlerde öncelikle türbülanslı akışın tam gelişmiş olma şartını yerine getirebilmek için gerekli giriş kanalı uzunluğu hesaplanmıştır (Young, D.,

Munson, B., Okiishi, T., Huebsch, W. (2014). *A Brief Introduction To Fluid Mechanics*, Wiley, 278-279).

$$\frac{l_e}{D} = 4.4\ (\mathrm{Re})^{1/6} \tag{4.31}$$

Tüm kesitlerdeki giriş kanalı için türbülans yoğunluğu ve length scale değerleri hesaplanmıştır.

Türbülans yoğunluğu:

$$\mathrm{I} = 0.16\ (\mathrm{Re})^{-1/8} \tag{4.32}$$

Length scale:

$$l = 0.07\mathrm{L} \tag{4.33}$$

L, boru akışları için çapı; kanal akışlarında ise hidrolik çapı göstermektedir (Ansys Fluent User Guide, 2015).

Giriş kanallarından elde edilen çıkış hız değerleri dirsekli kanalın girişinde giriş değerleri olarak okutulmuştur. Yine tüm kanallar için türbülans yoğunluğu değerleri hesaplanmıştır.

4.4.2. Çıkış sınır şartı

Çıkış sınır şartı olarak basınç (pressure outlet) tanımlı çıkış tanımlanmıştır ve çıkış basıncı olarak atmosfer basıncı kabul edilerek ölçülen fark basınç "sıfır" olarak tanımlanmıştır.

4.5. Çözüm Algoritması

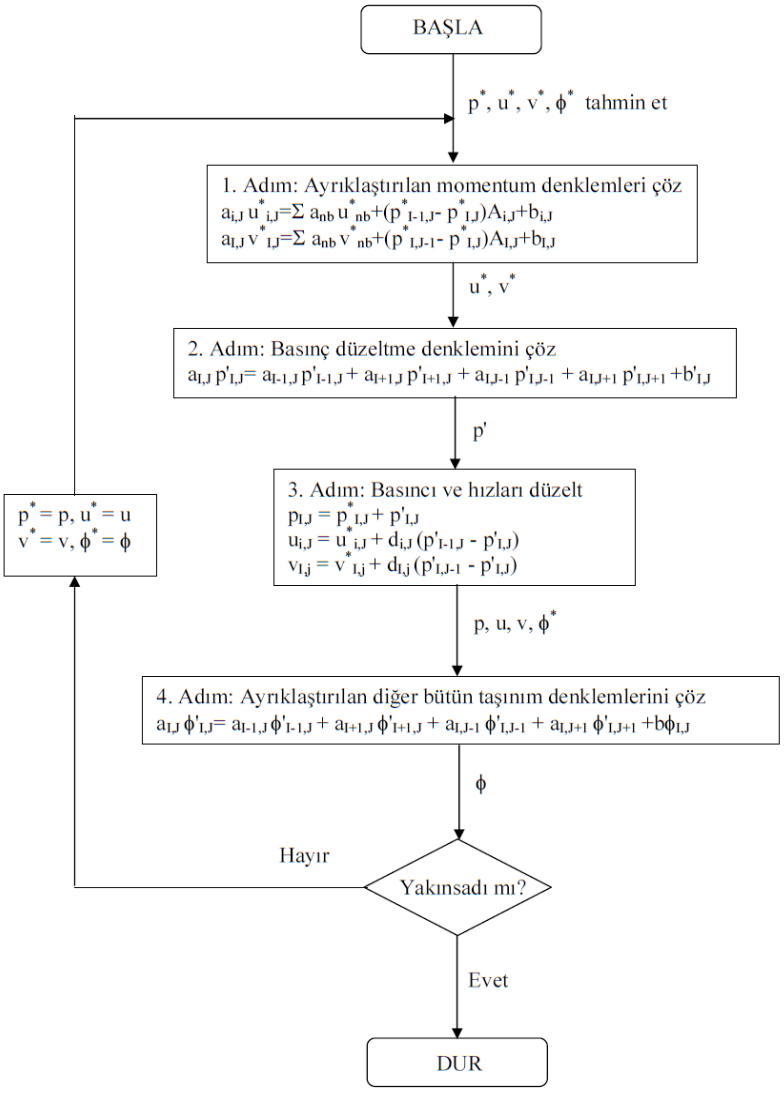
Basınç ve hızın birlikte bulunduğu denklemleri (Navier-Stokes denklemleri) çözebilmek için sonlu hacimler yönteminde kaydırılmış grid yapısı kullanılmaktadır. Çözüm algoritması olarak SIMPLE algoritması seçilmiştir. SIMPLE algortimasının algoritması ve akım şeması aşağıda verilmiştir.

SIMPLE çözüm algoritması

SIMPLE algoritması aşağıdaki basamaklardan oluşur;

1. Basınç alanı p* tahmin edilir.
2. Momentum denklemleri çözülerek hızlar (u*,v*) bulunur.
3. Basınç düzeltme denklemi (p') çözülür ve $p = p^* + \lambda p'$ eşitliği ile güncellenir, burada λ underrelaxation çarpanıdır.
4. Hız düzeltme denklemleri , Eş. 3.48 ve Eş. 3.49, ile u ve v hızları güncellenir.
5. Yakınsama sağlanana kadar 2. basamaktan itibaren tekrar edilir (Jang et al., 1986).

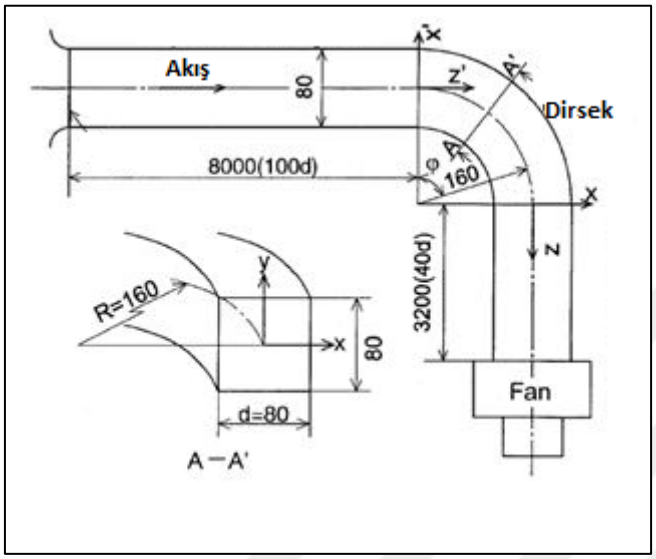
SIMPLE algoritmasına ait akış şeması Şekil 4.6' da verilmiştir.



Şekil 4.6. SIMPLE algoritması akım şeması [Versteeg and Malalasekera, 2007]

5. DOĞRULAMA

Sudo vd. (2001) deneysel olarak yaptıkları çalışma kare-şekilli Rc = 4 ve Re = 4.0×10^4 olmak üzere 90° eğimli bir dirsekte türbülans akışı incelemişlerdir.



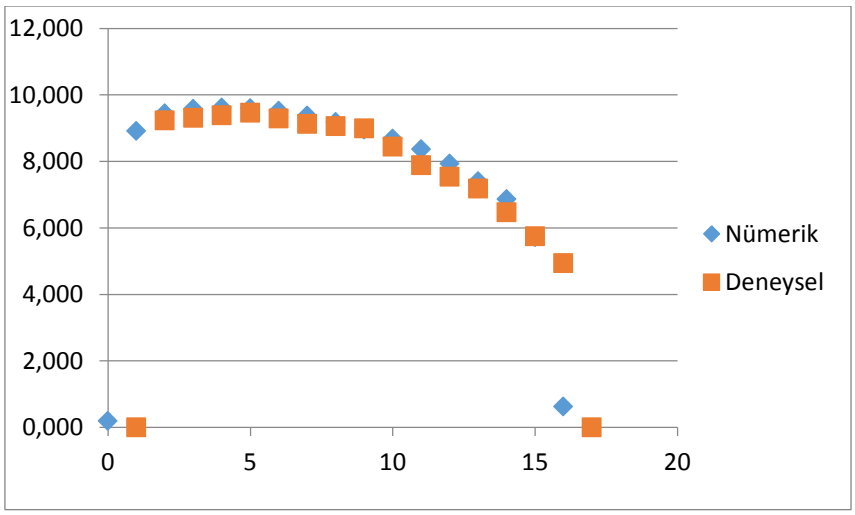
Şekil 5.1. Sudo vd. (2001) Deneysel aparat şekli

Diğer araştırmacıların kullandığı dirsek içeren deney seti Şekil 5.1'de uyarlanan koordinat sistemiyle birlikte şematik olarak gösterilmiştir. 90° eğrilik yarıçapı R=160 mm, yukarı-akıntı ve aşağı-akıntı teğetleri 8 ve 3,2 m uzunlukta olmak üzere ve kanalda hava akımı oluşturan bir pervaneden oluşmaktadır. Eğim be iki tanjant akrilik düzlemlerden oluşmaktadır. Kanalın konfigürasyonu kare şeklindedir ve yan tarafı (*d*) 80 mm uzunluktadır ki bu değer bize kıvrımın yarıçap açısını verir [(R/(d/2)]. Yukarı-akıntının tanjant girişi çan ağzı şeklindedir ve buraya elek (*mesh-screen*) yerleştirilmiştir. Eğim yatay bir düzlem üzerine yerleştirilmiştir.

Ölçümler ortalama hız V=7.4 m/s olan bir hava akımı için gerçekleştirilmiştir. Bu değer Reynolds sayısının 4.0 x 10^4 ve Dean sayısının 2.0 x 10^4 değerine denk gelmektedir. Bu değerler Humphrey JAC, Whitelaw JH, Yee G (1981), Taylor, AMKP., Whitelaw, JH., Yianneskis, M., (1982), Chang SM, Humhrey JAC, Modavi A (1983), Iacovides H, Launder BE, Loizou PA, Zhao HH (1990) çalışmaları referans alınarak seçilmiştir. Hız, Fujita ve Kovasznay (1968), So ve Mellor (1973) ve Pierce ve Ezekewe (1976) tarafından önerilen tek bir sıcak teli döndürerek ölçülmektedir. Bu metot ortalama zamanı, 3 yöndeki

dalgalı hız değerlerini ve bunlara denk gelen Reynolds streslerini ölçmek için uygundur. Bu metodun somut prosedürleri Sudo, K, Takami, T, Hibara, H (1992) çalışmalarında tanımlanmıştır. Sıcak kablo sondası kanalın üst tarafındaki bir açıklıktan dikey olarak kanala konur. Sıcak kablo sinyalleri alınır ve bir bilgisayar yardımıyla 3 bileşene dönüştürülür: Ortalama, Dalgalı Hızlar ve Reynold Stresleri. Hazırlayıcı ölçümler yukarı-akım tanjantında akımın simetrisini teyit etmek amacıyla z'/d = -5'de gerçekleştirilir. Elde edilen boylamsal ortalama hız verileri Melling ve Whitelaw'un (1976) bildirdiği Re = 4.2×10^4 ile karşılaştırılmıştır. Her iki sonuç da göreceli olarak birbiriyle iyi düzeyde uyumludur ve bu durum kıvrıma doğru tam gelişmiş bir karışık akım olduğunu akla getirmektedir. Bu simetri teyidinden sonra hız ölçümleri kanalın çapraz bölmesinin aşağı yarısında gerçekleştirilir. Hız ölçümleri için z'/d = -5 ve z/d = 20 arasındaki on dört istasyon seçilmiştir. Her istasyondaki veriler 276 (=23x12) noktada elde edilmektedir ve bu değerler bu alanda kanalın çapraz bölümlenmesini yarıya bölen ağın düğümlerine denk gelmektedir (Bkz. Şekil 2). Bu şekilde bir tek-tipli bir ağ seçimi, fiziksel olarak etkili hız (*drastic velocity*) değişimlerinin kanal duvarının yakınlarında olduğu gerçeğine dayanmaktadır. Bu bağlamda Delta *x* ve Delta *y* duvarın yakınlarında küçültülmelidir; fakat bu değer kanalın merkezinin yakınlarında orta düzeyde büyütülebilir.

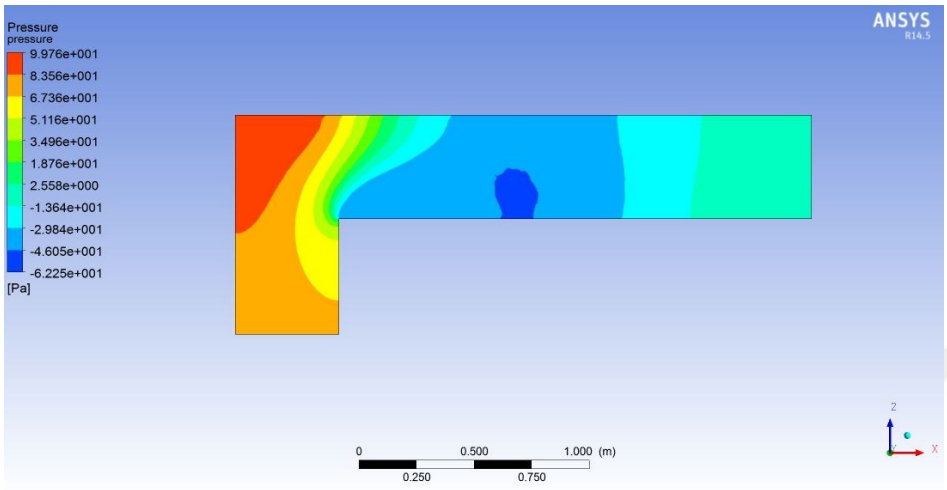
Sudo, vd. (2001)'nin yaptığı çalışmanın geometrisi kullanılacak k-ω modeli ile Fluent'te çözülmüş ve aşağıda görülen Şekil 5.2 elde edilmiştir. Elde edilen değerler modelimizi 90° dirsek için doğrulamıştır.



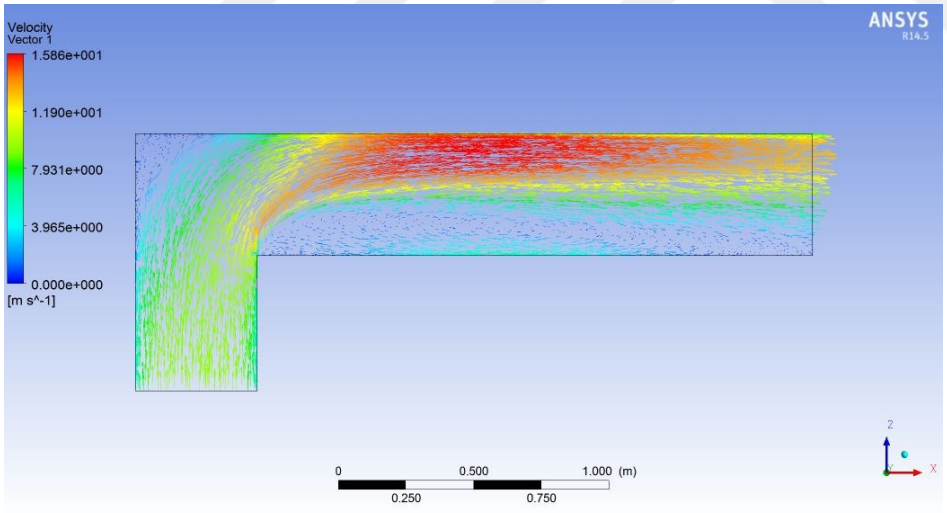
Şekil 5.2. k-ω sonuçların Sudo vd. (2001) deneyi ile karşılaştırılması

6. SAYISAL SONUÇLARIN ANALİZİ

6.1. 450×150 mm^2 Kesitli Kanal İçin Sonuçların Değerlendirilmesi



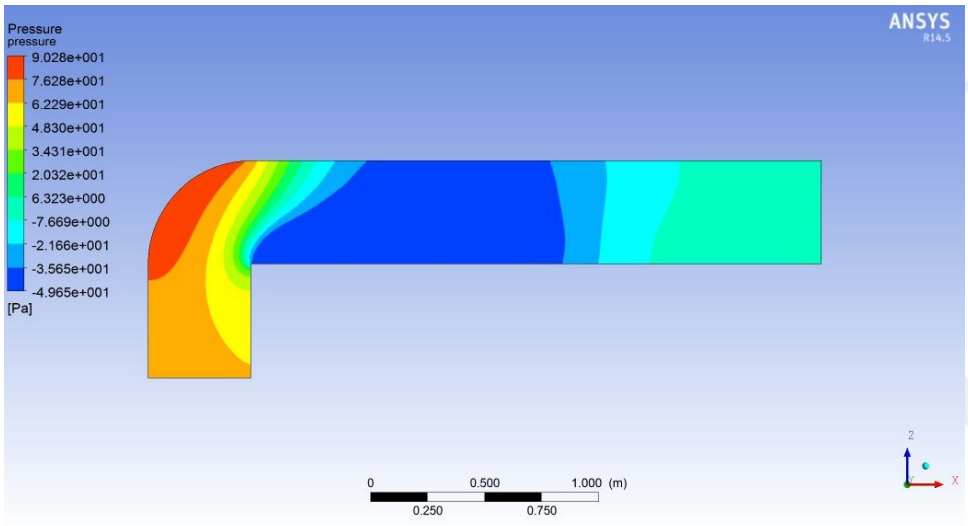
Şekil 6.1. - 450×150 tam dik dirsekte basınç dağılımı



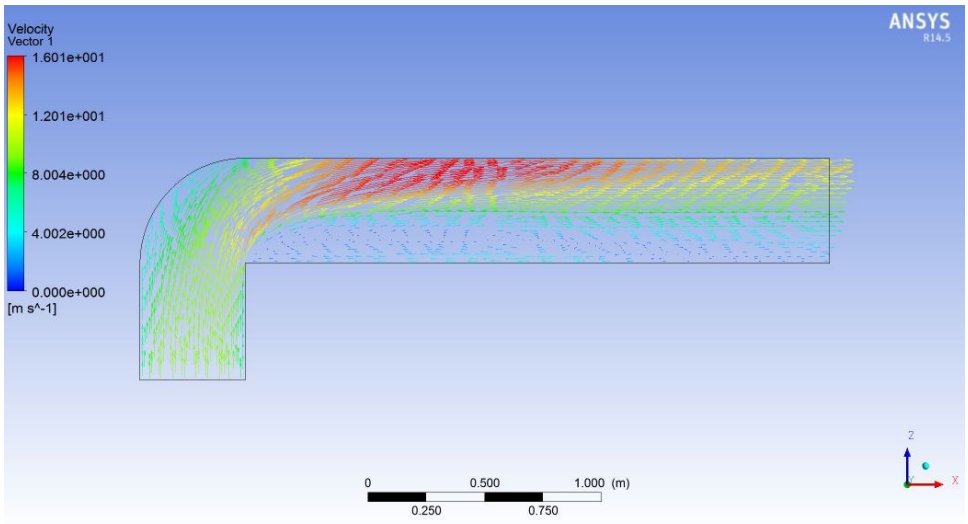
Şekil 6.2. - 450×150 tam dik dirsekte hız vektörlerinin görünümü

450 × 150 mm^2 kesitli kanalda öncelikle hem iç hem de dış köşeler tam 90° açılı olduğu durum çözülmüştür. Dirsek içerisindeki basınç dağılımı (Şekil 6.1) ve hız vektörü (Şekil 6.2) yukarıda görülmektedir. Fluent te Operation Pressure 101325 Pa olduğu için basınç grafiklerinde negatif basınçlar oluştuğu görüldü. Akışın yön değiştirmesi ile beraber dirseğin dışına doğru basınç artışı olmaktadır ve hızlar azalmaktadır. Dirseğin dış tarafında akışkan tam olarak yön değiştirememekte, akışkanın bir kısmı geri dönme hareketi yaparak

köşede döngü oluşturmaktadır. Bu durum istenmeyen bir durumdur. İç tarafta ise basınç düşmekte ve akışkan yön değiştirmeye bağlı olarak kanalın alt kısmında ikincil akış oluşmaktadır. Oluşan ikincil akışın da uzunluğu akış doğrultusunda (downstream) incelenen kanal uzunluğuna kadar olmaktadır. Oluşan ikincil akış nedeni ile kesit alanı daralmakta ve kanalda akışkanın hızı artmaktadır (vena contracta). Dirseğin içinde ve hemen çıkışında döngülerin oluşması istenmeyen bir durumdur. Bu nedenle dirsek geometrisi değiştirilmiş ve dirsek üst kısmına akışın bozulmasını engellemek için yarıçap verilmiştir (Şekil 6.3).

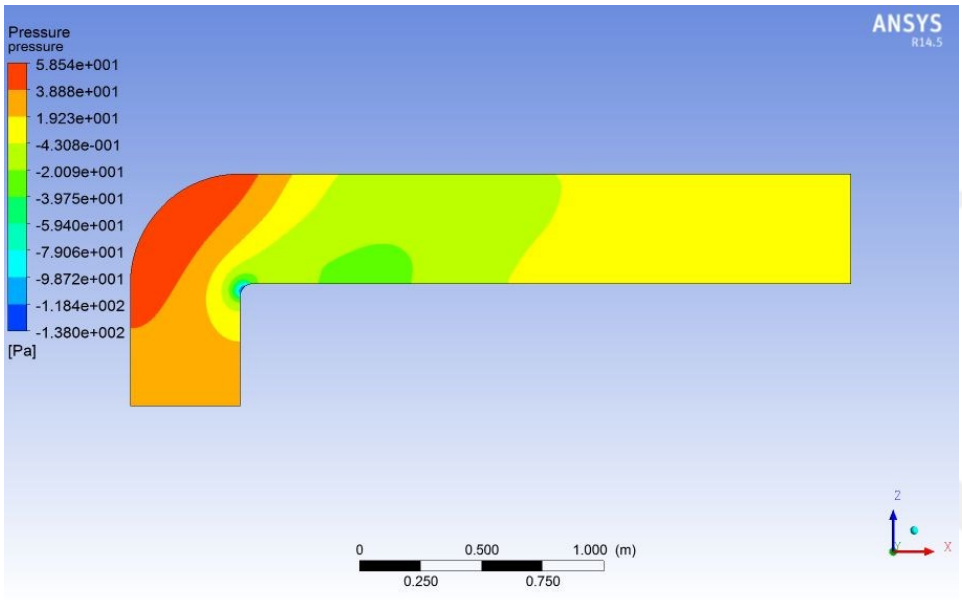


Şekil 6.3. 450×150 düzeltilmiş dirsekte basınç dağılımı

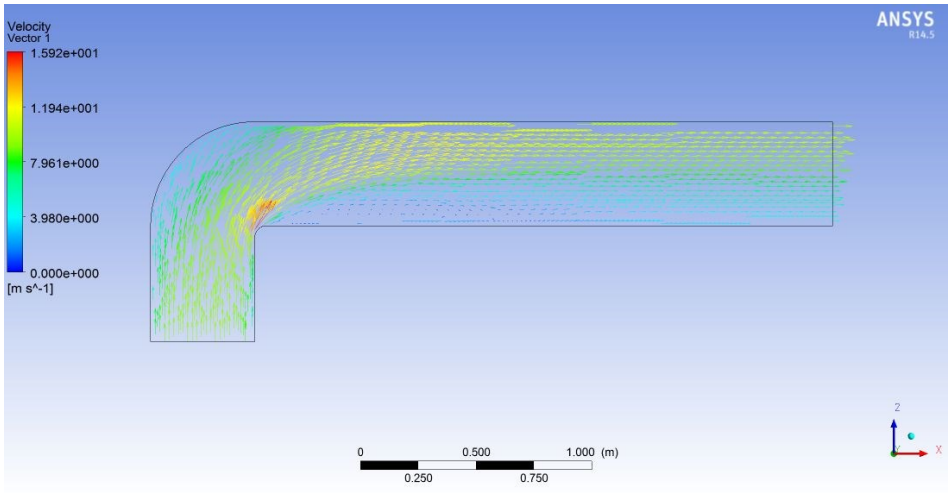


Şekil 6.4. 450×150 dış dirsek düzeltilmiş dirsekte hız vektörlerinin görünümü

450 × 150 mm^2 kesitli kanalda dış dirseğe yarıçap verildiğinde dirsek iç kısmında basıncın azaldığı görülmüştür. Ancak iç dirsekten hemen sonra başlayan ve dirsek çıkışına kadar devam eden ikincil akışların önlenemediği görülmüştür (Şekil 6.4). İkincil akışların önlenememesi nedeni ile de dirsek sonrası kesit alan daralması önlenememiş ve böyle olunca da hız artışı engellenememiştir. Bu nedenle Şekil 6.5 ve Şekil 6.6 da görüleceği üzere hem iç hem de dış dirsekte dönüş için yarıçap uygulanmıştır.



Şekil 6.5. 450×150 iç ve dış dirseklerin düzeltilmesi sonucu oluşan basınç dağılımı

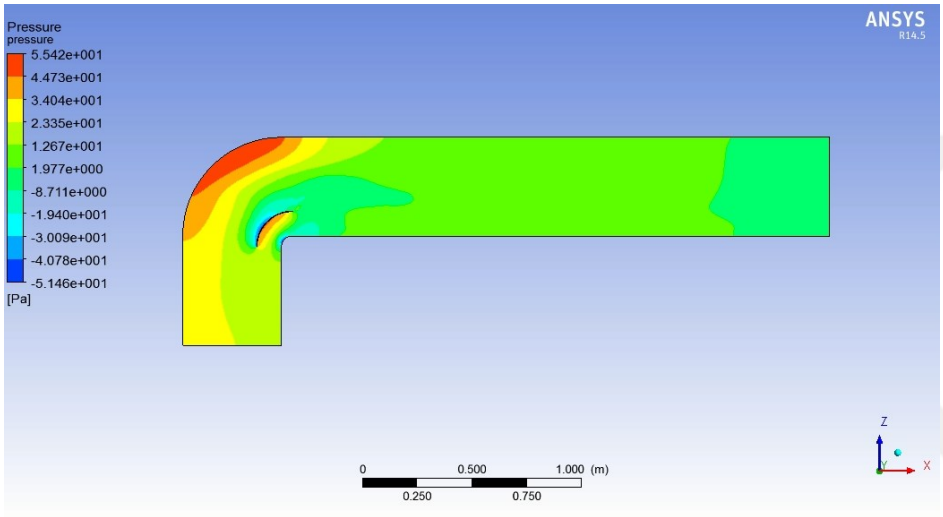


Şekil 6.6. 450×150 iç ve dış dirseklerin düzeltilmesi sonucu oluşan hız vektörü dağılımı

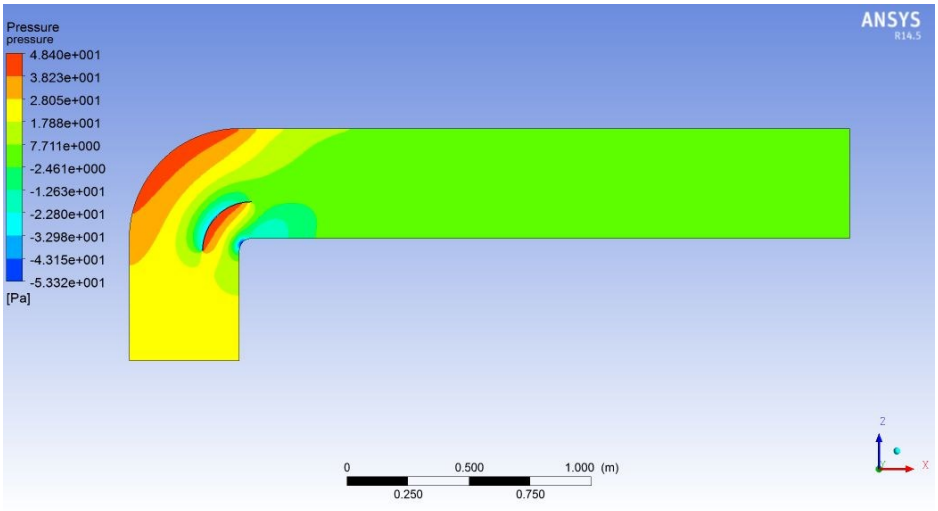
Her iki dirseğin düzeltildiği durumda iç dirsekte maksimum hız 15,9 m/s seviyelerine ulaşsa da Şekil 6'da görüleceği üzere kanal üst kısmında hızlar ortalama hıza yaklaşmıştır,

çünkü en yüksek hıza yerel olarak ulaşılmaktadır. Ayrıca, iç dirseğin düzeltilmesinin bir sonucu olarak akış kanal içerisinde iç dirsekteki yarıçap nedeni ile yön değiştirmekte böylece Şekil 6.3'te elde edilen durumdaki kadar basınç artışı oluşmamaktadır. Bununla birlikte oluşan ikincil akışın uzunluğu da önceki durumlara göre kısalmaktadır.

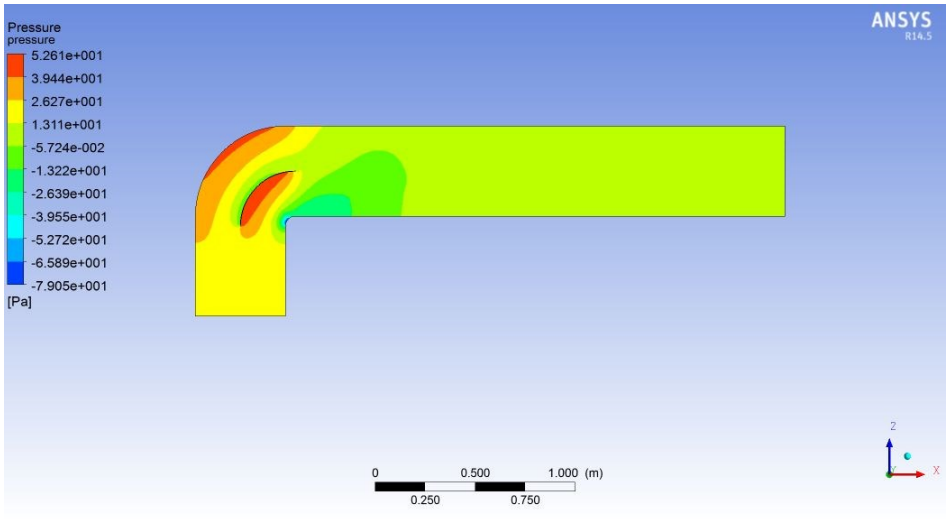
Daha sonra Şekil 6.7, Şekil 6.8 ve Şekil 6.9'da gösterildiği gibi sırasıyla kanal genişliğinin 1/4'ü, 1/3'ü ve 1/2'si kadar mesafede akış düzelticiler eklenmiştir.



Şekil 6.7. 450 × 150 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin ¼'ü kadar mesafeye konan düzeltici sonucu oluşan basınç dağılımı

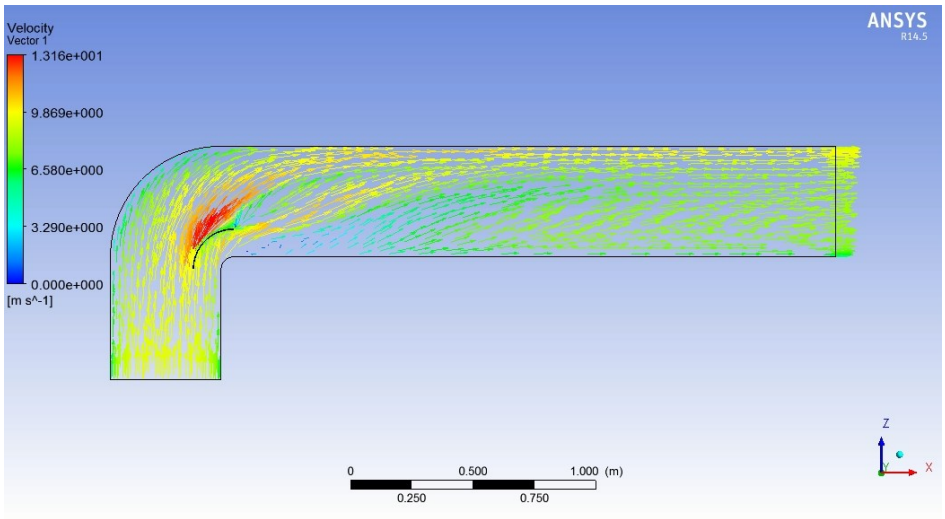


Şekil 6.8. 450 × 150 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/3'ü kadar mesafeye konan düzeltici sonucu oluşan basınç dağılımı

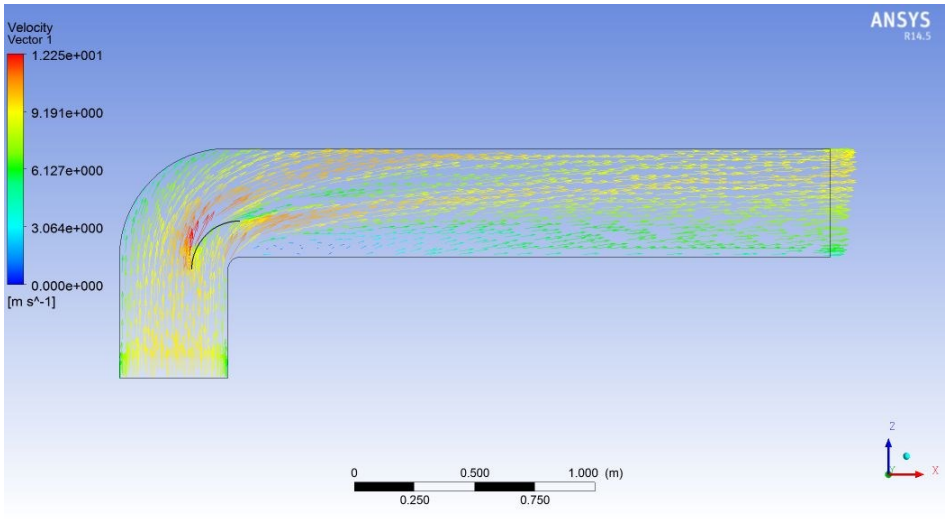


Şekil 6.9. 450 × 150 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/2si kadar mesafeye konan düzeltici sonucu oluşan basınç dağılımı

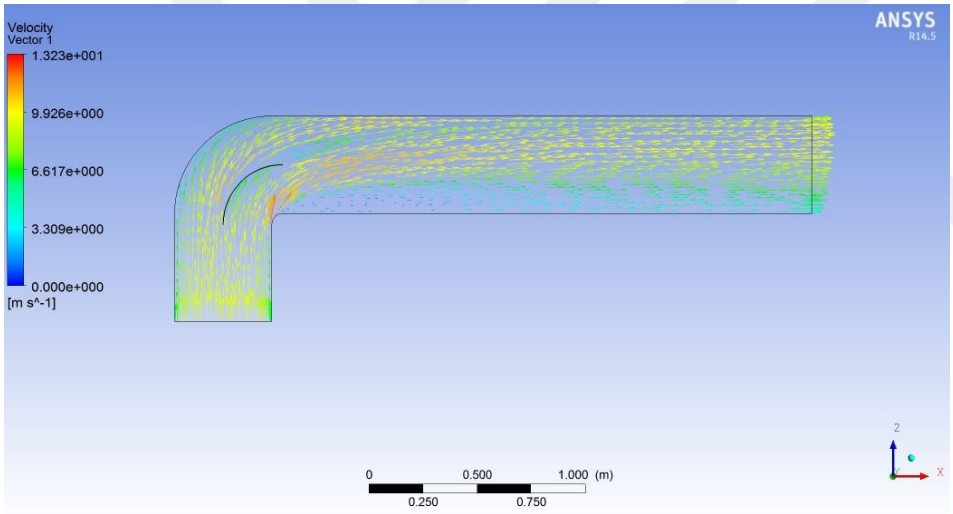
Şekil 6.7, Şekil 6.8 ve Şekil 6.9 incelendiğinde dış dirsekte ve düzeltici elemanın iç kısmında basınç artışları görülmekle beraber sırasıyla 23,64 Pa, 21,77 Pa ve 22,94 Pa'lık basınç farkı hesaplanmaktadır. Sırasıyla Şekil 6.1, Şekil 6.3 ve Şekil 6.5'deki kanal profillerinde ise bu basınç farkı (kaybı) 71,15 Pa, 64,98 Pa ve 29, 44 Pa olmaktadır. Akış düzeltici kanatçık kullanıldığında basınç kaybının azaldığı görülmekle beraber en iyi kanatçık konumunun ise iç dirsekten kanal genişliğinin 1/3'ü kadar (150 mm) uzaklıktaki konum olduğu görülmüştür. Bununla beraber, Şekil 6.8'de dirsekten sonra kısa bir mesafede basıncın kanal içerisinde değişmediği görülmektedir.



Şekil 6.10. 450 × 150 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/4'ü kadar mesafeye konan düzeltici durumunda hız vektörleri



Şekil 6.11. 450 × 150 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/3'ü kadar mesafeye konan düzeltici durumunda hız vektörleri



Şekil 6.12. 450 × 150 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/2'si kadar mesafeye konan düzeltici durumunda hız vektörleri

Şekil 6.10 ve 6.12'de yukarıdaki eşbasınç eğrilerine verilmiş olan durumlara ait hız vektörleri verilmiştir. İç dirsekten kanal genişliğinin 1/3'ü kadar (150 mm) uzaklıktaki konumda bulunan akış düzeltici kanatçık kullanıldığında ikincil akışın uzunluğunun kısaldığı, havanın kanalı daha hızlı doldurduğu ve havanın hızının uniform hıza daha çabuk ulaştığı görülmüştür. (Şekil 6.11). Bunlara ilave olarak bu durumda dirsek içerisinde elde edilen en yüksek akış hızı diğer konumlardan (1/2 ve 1/4 mesafeler) daha düşüktür.

Çizelge 6.1. 450 × 150 mm^2 kesitli kanalda kanal geometrisine göre basın kaybı

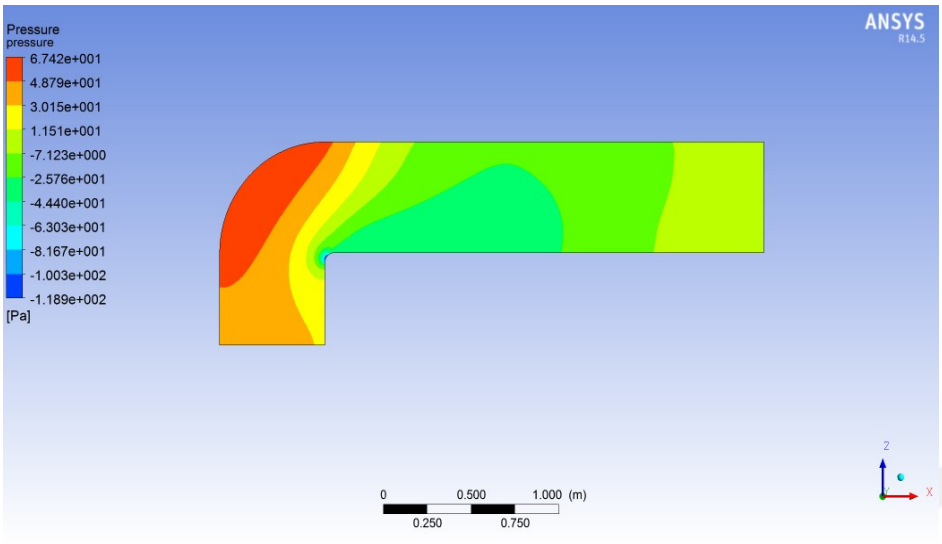
Yönlendiricinin kanal duvarına uzaklığı (mm)	Yönlendirici yarıçapı (mm)	Basınç düşüşü (Pa)
112,5	162,5	23,64
150	200	21,77
225	275	22,94
Dik Köşeli		71,15
Üst Dirsek Düzeltilmiş		64,98
Alt ve Üst Dirsek Düzeltilmiş		29,44

Daha önce yapılan çalışmada (Dinler ve Noyan, 2015) kanal boyutlarının 450×600 mm^2 olduğu kanal için k-ε modeli kullanılarak 8 m/s akış hızı ve Re sayısı 253028 için birden fazla akış düzeltici kullanılan durumlarda tek düzeltici kullanılan durumlara göre kayda değer bir fark olmadığı görülmüş (Çizelge 6.2) o nedenle 450mm kanal genişliği için birden fazla kanatçık için tekrar çözüm yapılmamıştır.

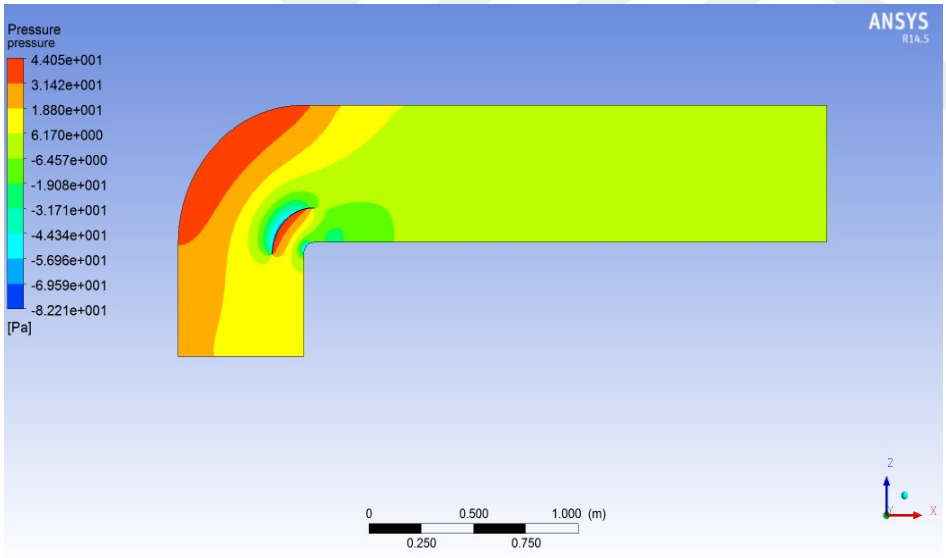
Çizelge 6.2. Yönlendirici plaka konum ve geometrisinin basınç düşüşüne etkisi

Yönlendiricinin kanal duvarına uzaklığı (mm)	Yönlendirici yarıçapı (mm)	Basınç düşüşü (Pa)
Kanatçıksız durum	-	16,8
100	150	18,77
150	200	13,1
300	350	16,8
150-300 (İki Plakalı)	200-350	14,3
78-217,5 (İki Plakalı)	178-317,5	13,2

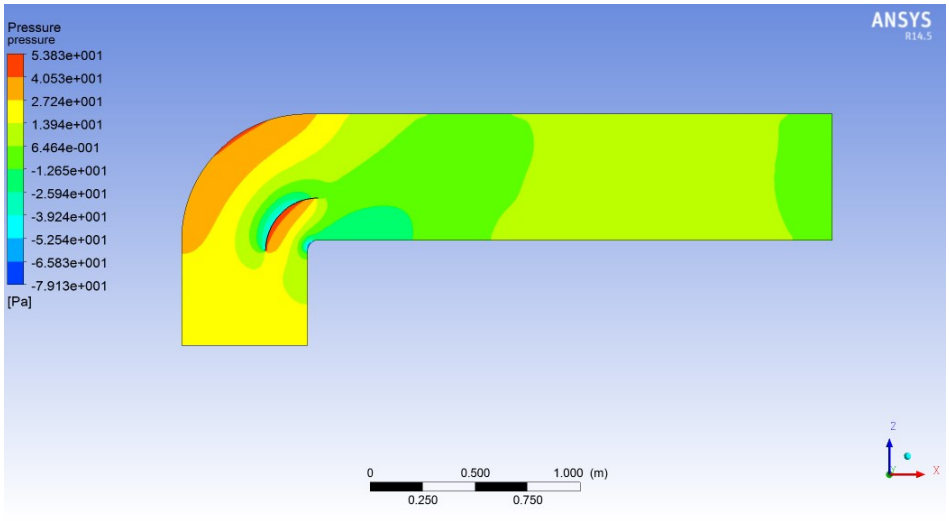
6.2. 600×200 mm^2 Kesitli Kanal İçin Sonuçların Değerlendirilmesi



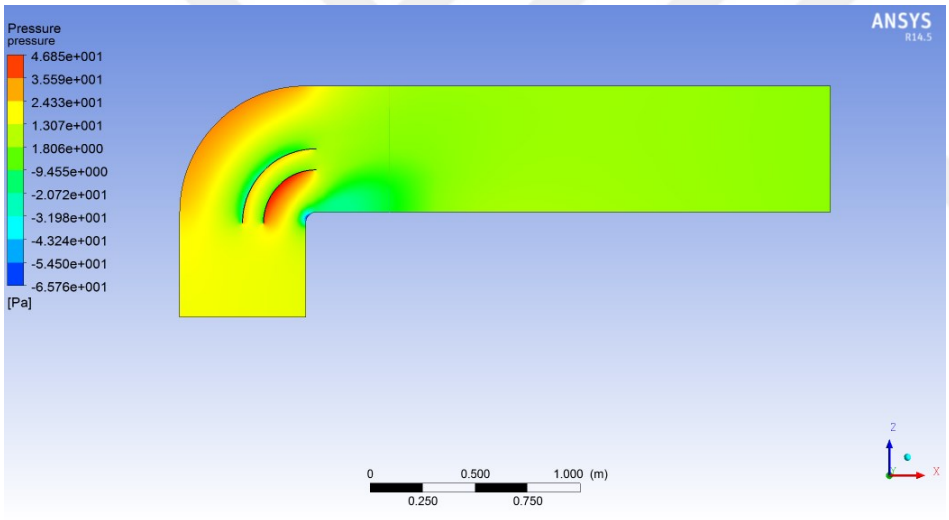
Şekil 6.13. 600x200 iç ve dış dirseklerin düzeltilmesi sonucu oluşan basınç dağılımı



Şekil 6.14. 600 × 200 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/4'ü kadar mesafeye konan düzeltici sonucu oluşan basınç dağılımı



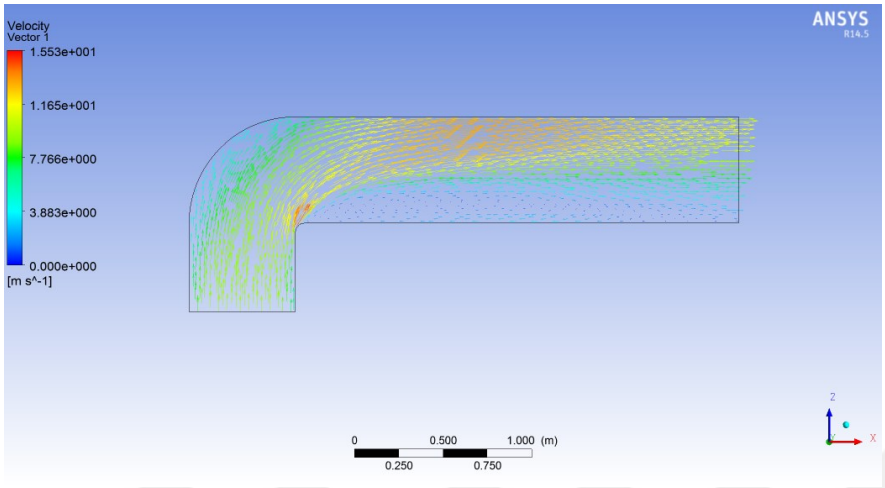
Şekil 6.15. 600 × 200 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/3'ü kadar mesafeye konan düzeltici sonucu oluşan basınç dağılımı



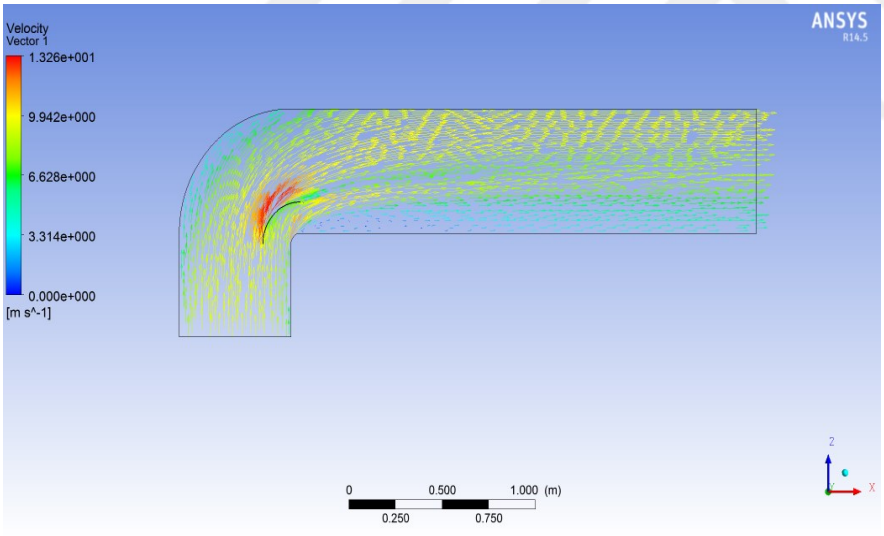
Şekil 6.16. 600 × 200 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/3 ve 1/4'ü kadar mesafeye konan iki düzeltici sonucu oluşan basınç dağılımı

Şekil 6.13, Şekil 6.14, Şekil 6.15 ve Şekil 6.16 incelendiğinde dış dirseğin iç kısımlarında akışın dirseğe çarpmasıyla beraber basıncın arttığı görülmektedir. Direk geometrisinde herhangi bir düzeltici kullanılmadığı durumda (Şekil 6.13) basıncın 67,42 Pa seviyesine kadar çıkmaktadır. Sırasıyla oluşan basınç farkları (kayıpları) ise 36,52 Pa, 16,47 Pa, 17,19 Pa ve 15,40 Pa olmaktadır. Düzeltici eleman kullanıldığında basınç farkları azalmaktadır ve en iyi kanatçık konumu kanal genişliğinin 1/3'ü kadar olan uzaklıktaki konum olduğu görülmektedir. Ayrıca 600mm genişliğindeki kanal için 2 kanatçık(düzeltici eleman) kullanıldığında basın farkı (kaybı) azalmaktadır. Ancak gerek maliyet gerekse gürültü

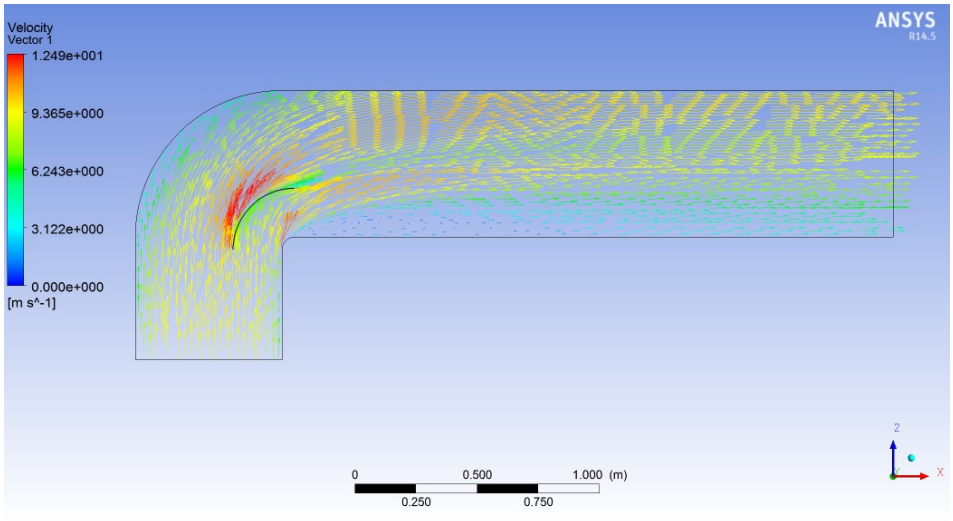
benzeri faktörler dikkate alındığında iki düzeltici eleman kullanmanın verimli olmayacağı düşünülmektedir.



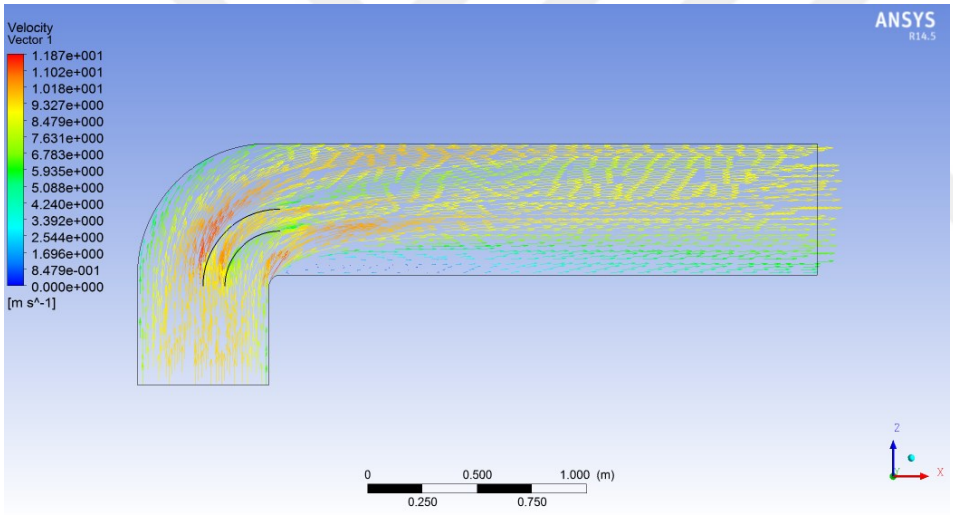
Şekil 6.17. 600 × 200 mm^2 kesitli kanalda iç ve dış dirseklerin düzeltilmesi durumunda hız vektörleri



Şekil 6.18. 600 × 200 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/4'ü kadar mesafeye konan düzeltici durumunda hız vektörleri



Şekil 6.19. 600 × 200 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/3'ü kadar mesafeye konan düzeltici durumunda hız vektörleri



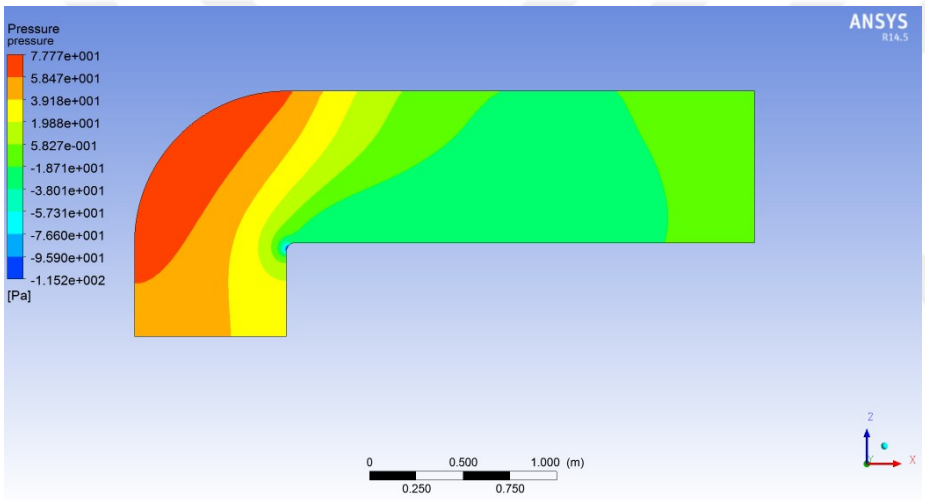
Şekil 6.20. 600 × 200 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/3 ve 1/4'ü kadar mesafeye konan iki düzeltici durumunda hız vektörleri

Akışın yön değiştirmesi ile beraber dirseğin dışına doğru basınç artışı olmaktadır (Şekil 6.13) ve hızlar azalmaktadır. İç tarafta ise basınç düşmekte ve hız yerel olarak artmaktadır(15,5 m/s hız mertebesine ulaşmaktadır). Yön değiştirdikten hemen sonra dirseğin iç kısmından sonra kanal alt bölgesinde ikincil akış oluşmakta ve neredeyse kanal çıkışına kadar devam etmektedir. Bu nedenle kesit daraldığı için kanal içerisinde hız artmaktadır (vena contracta). Bir tesisat sisteminde akışkan hızının ve basıncının büyük oranda değişmesi istenmez. Bu nedenle dirsek içerisine akışı yönlendirici plaka/plakaların eklenmesi uygun olacaktır.

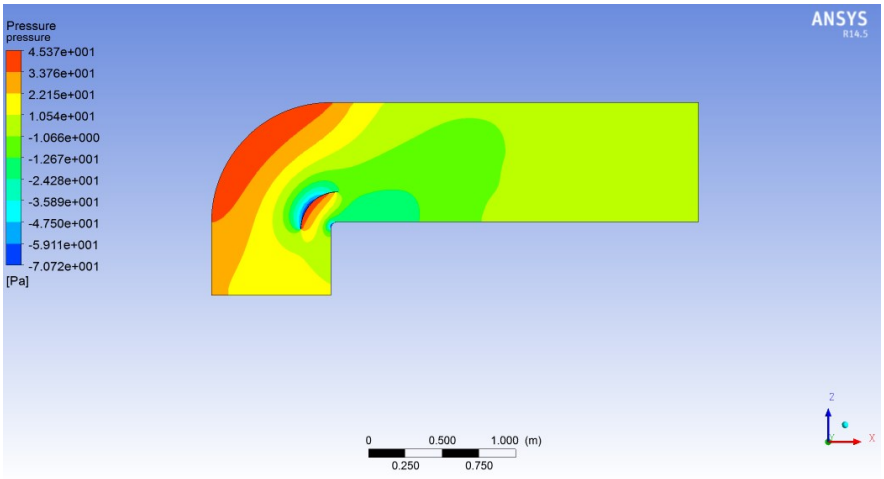
Çizelge 6.3. 600 × 200 mm^2 kesitli kanalda kanal geometrisine göre basınç kaybı

Yönlendiricinin kanal duvarına uzaklığı (mm)	Yönlendirici yarıçapı (mm)	Basınç düşüşü (Pa)
Kanatçıksız durum	-	36,52
150	200	17,19
200	250	16,47
200-300 (İki Plakalı)	250-350	14,3

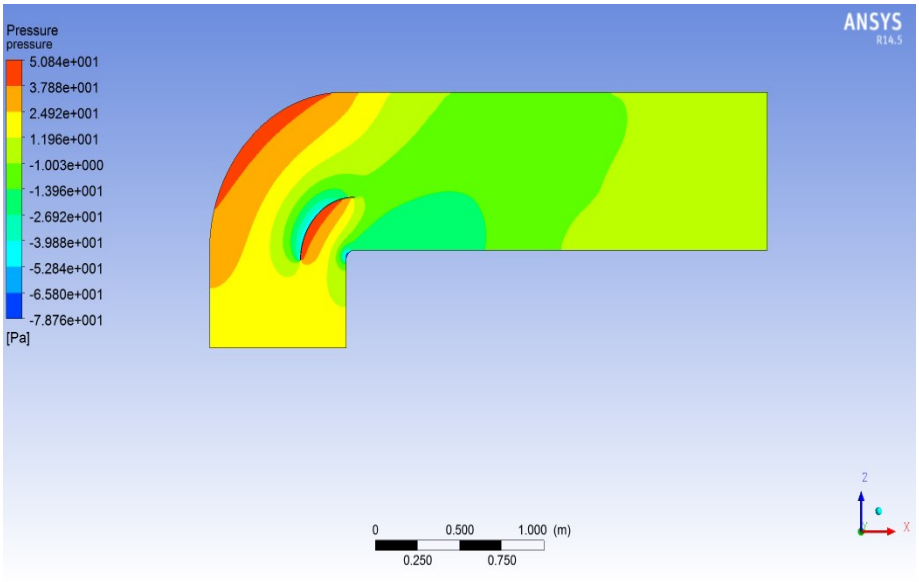
6.3. 810x270 mm^2 Kesitli Kanal İçin Sonuçların Değerlendirilmesi



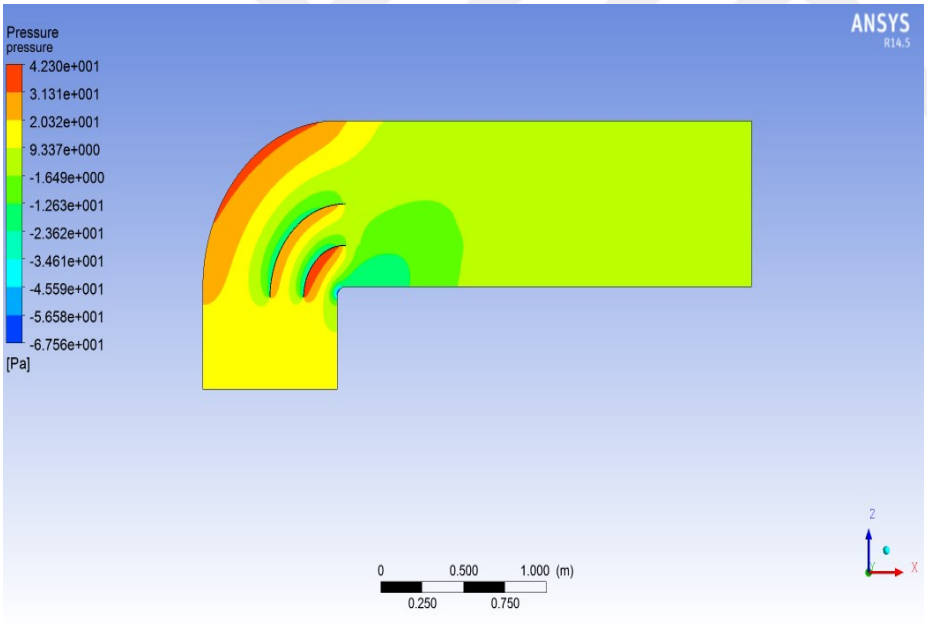
Şekil 6.21. 810x270 iç ve dış dirseklerin düzeltilmesi sonucu oluşan basınç dağılımı



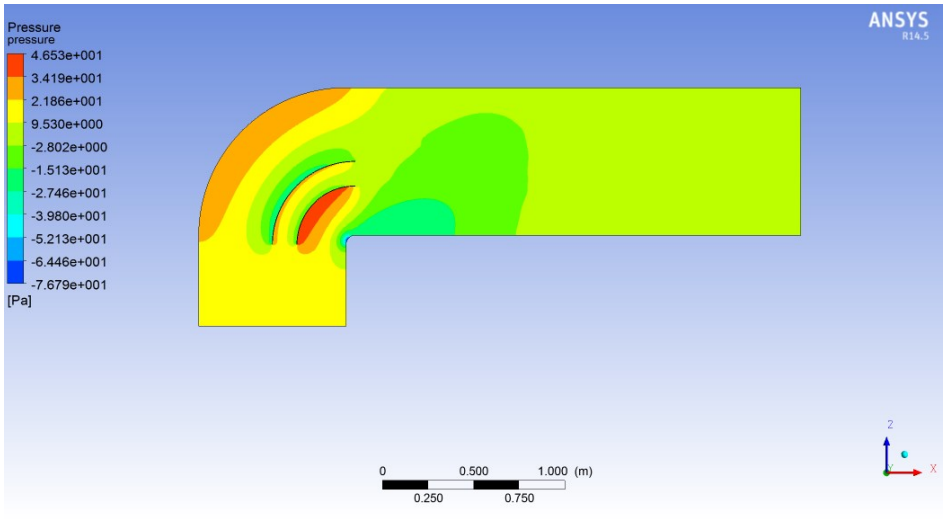
Şekil 6.22. 810 × 270 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/4'ü kadar mesafeye konan düzeltici sonucu oluşan basınç dağılımı



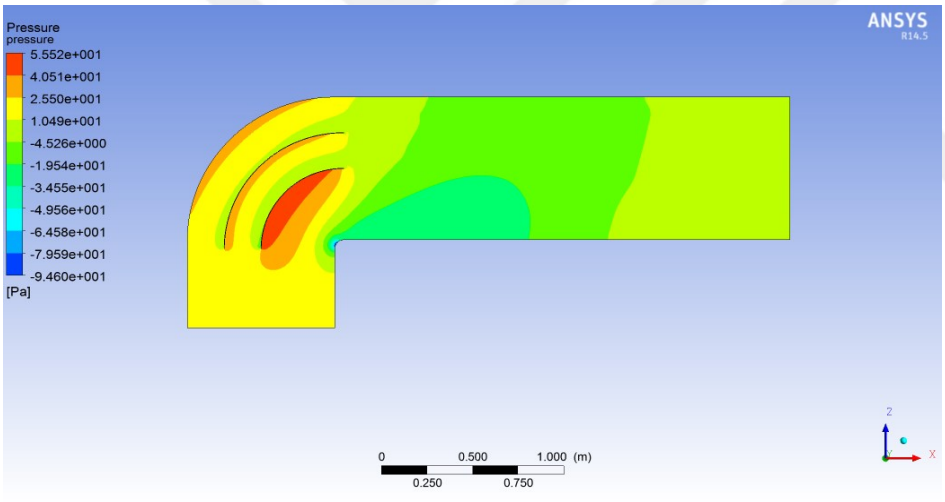
Şekil 6.23. 810 × 270 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/3'ü kadar mesafeye konan düzeltici sonucu oluşan basınç dağılımı



Şekil 6.24. 810 × 270 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/4 ve 1/2'si kadar mesafeye konan iki düzeltici sonucu oluşan basınç dağılımı



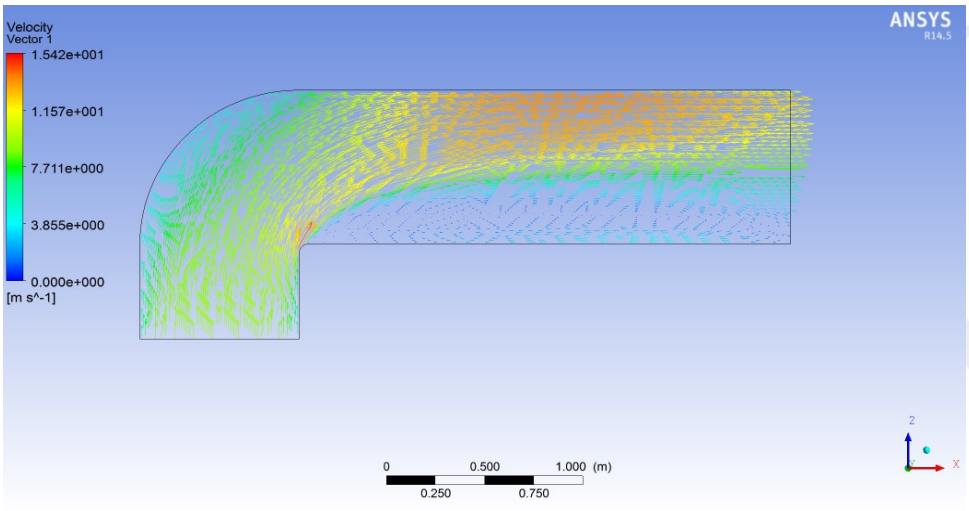
Şekil 6.25. 810 × 270 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/3 ve 1/2'si kadar mesafeye konan iki düzeltici sonucu oluşan basınç dağılımı



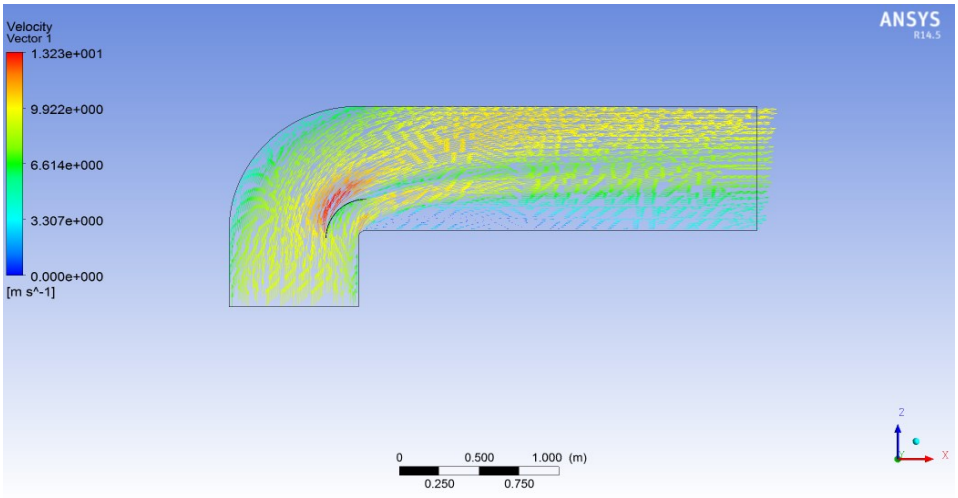
Şekil 6.26. 810 × 270 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/2 ve 3/4'ü kadar mesafeye konan iki düzeltici sonucu oluşan basınç dağılımı

810 × 270 mm^2 kesitli kanal için sırasıyla 6 durum incelenmiştir. Bunlar sırasıyla kanatçıksız durum, kanal genişliğinin 1/4'ü uzaklığında tek kanatçıklı durum, kanal genişliğinin 1/3'ü uzaklığında tek kanatçıklı durum, kanal genişliğinin 1/4 ve 1/2'sinde olmak üzere iki kanatçıklı durum, kanal genişliğinin 1/3 ve 1/2'sinde olmak üzere iki kanatçıklı durum ve kanal genişliğinin 1/2 ve 3/4'ünde olmak üzere iki kanatçıklı durumlardır. Kanatçıksız ve düzeltilmiş olan ilk durumda diğer dirsek durumlarına benzer olarak kanal içerisine giren akışkanın dirsek dış duvarına doğru hızın azalması ile beraber (Şekil 6.27) basınç artmaya başlamıştır. Dirsek iç kısmında hızın artması ile birlikte basınç düşmeye başlamıştır. Dirsek iç kısmından hemen sonra kanal alt bölgesinde ikincil akışlar

oluşmuş ve buna bağlı olarak da kanal üst kısmında hacim daralmasına bağlı olarak akışkan hızı artmıştır. Bu istenmeyen duruma engel olabilmek ve basınç kaybını azaltmak için kanal genişliğinin 1/4'ü kadar uzaklıkta düzeltici eleman kullanıldığında basınç kaybı 17,35 Pa iken 1/3'ü kadar uzaklıkta düzeltici eleman (kanatçık) konulduğunda 16,47 Pa olmaktadır. İki düzeltici eleman kullanılan durumlarda ise en az basınç kaybına 13,52 Pa'lık değerle düzeltici elamanların kanal genişliğinin 1/4 ve 1/2'si kadar uzaklığa konulması durumunda ulaşıldığı görülmüştür. (Çizelge 6.4) Kanal genişliğinin 1/3 ve 1/2'si, 1/3 ve 3/4'ü kadar uzaklıklarda düzeltici elemanların kullanıldığı durumlarda ise basınç kayıpları sırasıyla 14,89 Pa ve 19,81 Pa olduğu görülmüştür.



Şekil 6.27. 810 × 270 mm^2 iç ve dış dirseklerin düzeltilmesi sonucu hız vektörleri



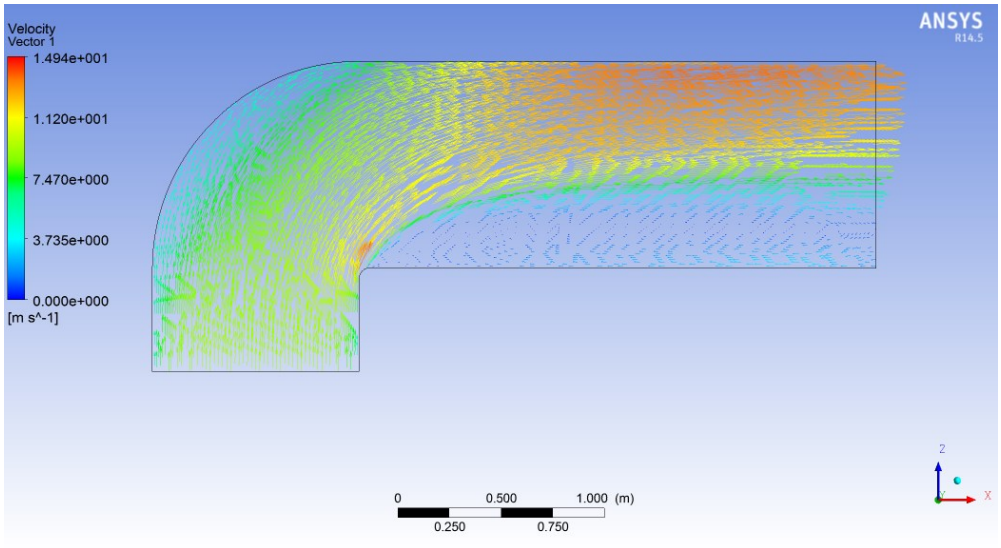
Şekil 6.28. 810 × 270 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/4'ü kadar mesafeye konan düzeltici durumunda oluşan hız vektörü dağılımı

Çizelge 6.4. 810 × 270 mm^2 kesitli kanalda kanal geometrisine göre basınç kaybı

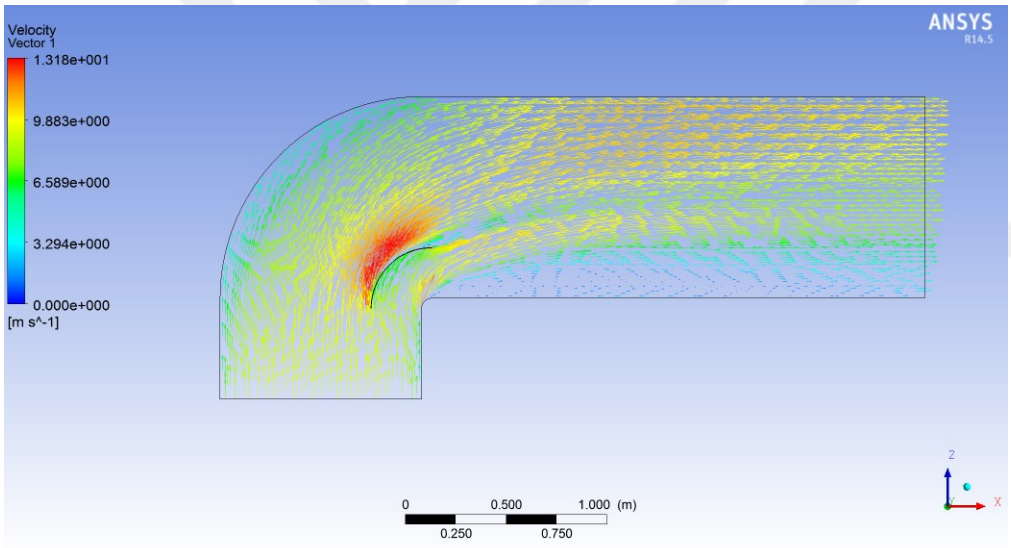
Yönlendiricinin kanal duvarına uzaklığı (mm)	Yönlendirici yarıçapı (mm)	Basınç düşüşü (Pa)
Kanatçıksız durum	-	43,27
202,5	252,5	17,35
270	320	16,47
202,5-405 (İki Plakalı)	252,5-455	13,52
270-405 (İki Plakalı)	320-455	14,89
405-607 (İki Plakalı)	455-657	19,81

6.4. 1000x333 mm^2 Kesitli Kanal İçin Sonuçların Değerlendirilmesi

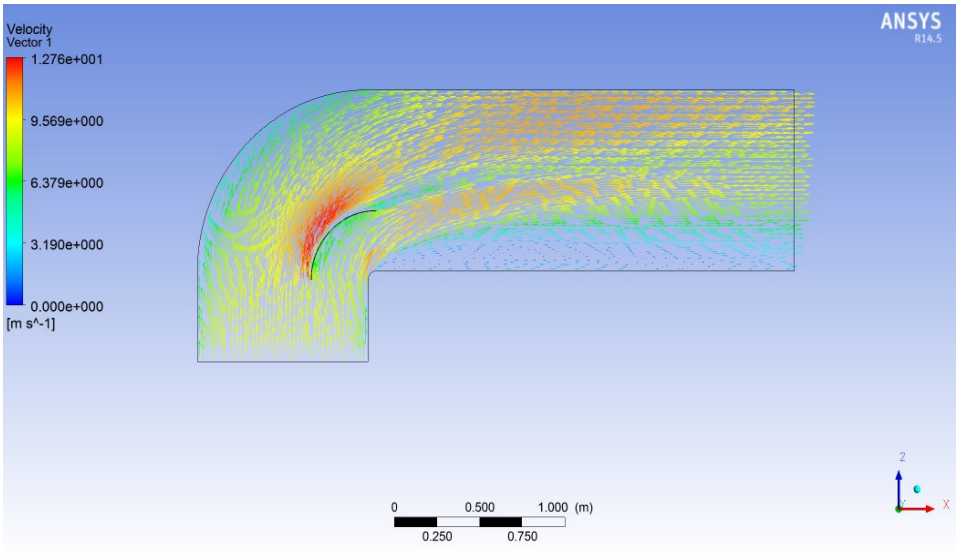
1000 × 333 mm^2 kesitli kanal için sırasıyla 5 durum incelenmiştir. Bunlar sırasıyla kanatçıksız durum, kanal genişliğinin 1/4'ü uzaklığında tek kanatçıklı durum, kanal genişliğinin 1/3'ü uzaklığında tek kanatçıklı durum, kanal genişliğinin 1/4 ve 1/2'sinde olmak üzere iki kanatçıklı durum, kanal genişliğinin 1/8 , 1/4 ve 1/2'sinde olmak üzere üç kanatçıklı durumlardır. İç ve Dış dirseklerin dzeltilmesi sonucu oluşan geometri incelendiğinde (Şekil 6.29) dirsek iç duvarında hız artarken dirsek dış duvarında hız azalmış ve bununla beraber basınç artmıştır. Kanal giriş basıncı 58,29 Pa iken (Çizelge 6.5) dirsek dış duvarında 63,08 Pa kadar artış göstermiştir. Dirsek iç kısmında ise basınç düşerken hız artmakta ve yön değiştirmeye bağlı olarak da ikincil akışlar oluşmaktadır. Hem basınç kaybına engel olmak hem de ikincil akışları önleyebilmek için dirsek iç çapından öncelikle kanal genişliğinin 1/4ü kadar uzaklıkta mesafeye akış düzeltici kanatçık konulmuştur. Bu sayede basınç düşümü 16,65 Pa kadar azalmış, ikincil akışlara engel olunamasa da kanal yüksekliği boyunca oluşan ikincil akışların azaldığı görülmüştür. (Şekil 6.30) Daha sonra sırasıyla 1/3'ü uzaklığında tek kanatçıklı durum, kanal genişliğinin 1/4 ve 1/2'sinde olmak üzere iki kanatçıklı durum, kanal genişliğinin 1/8 , 1/4 ve 1/2'sinde olmak üzere üç kanatçıklı durumlar çözüldüğünde basıç kayıplarının sırasıyla 16,92 Pa, 12,26 Pa ve 10,17 Pa oldukları görülmüştür.



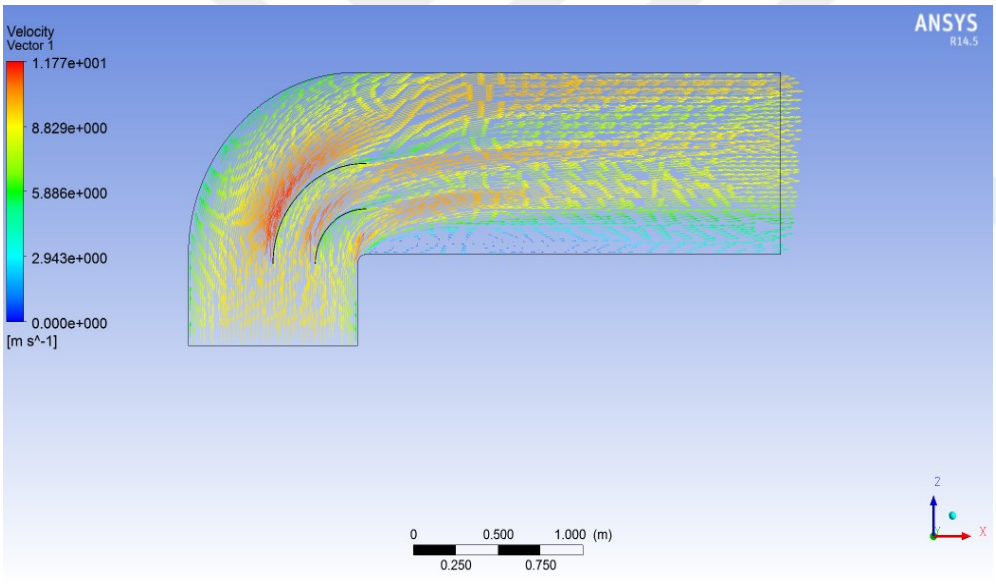
Şekil 6.29. 1000 × 333 mm^2 iç ve dış dirseklerin düzeltilmesi sonucu hız vektörleri



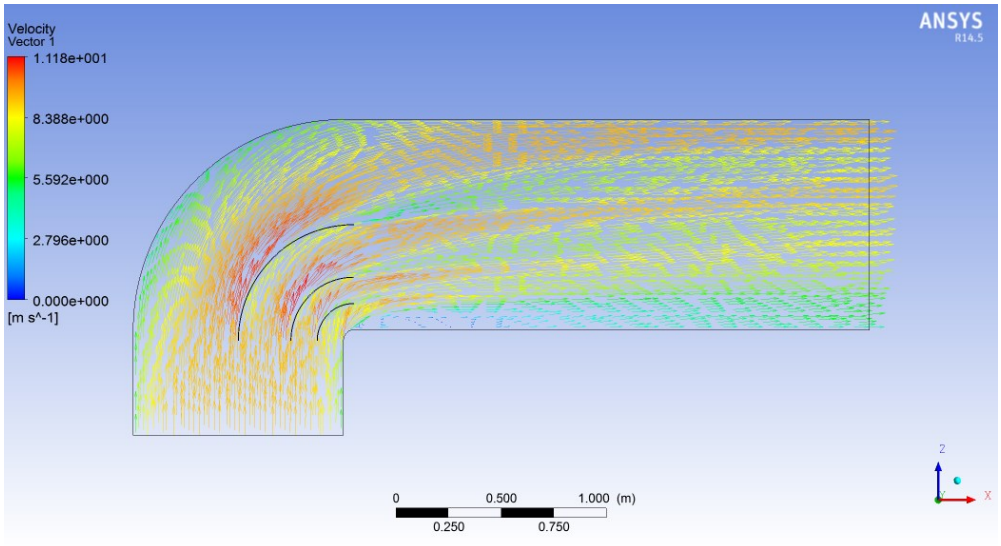
Şekil 6.30. 1000 × 333 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/4'ü kadar mesafeye konan düzeltici durumunda oluşan hız vektörü dağılımı



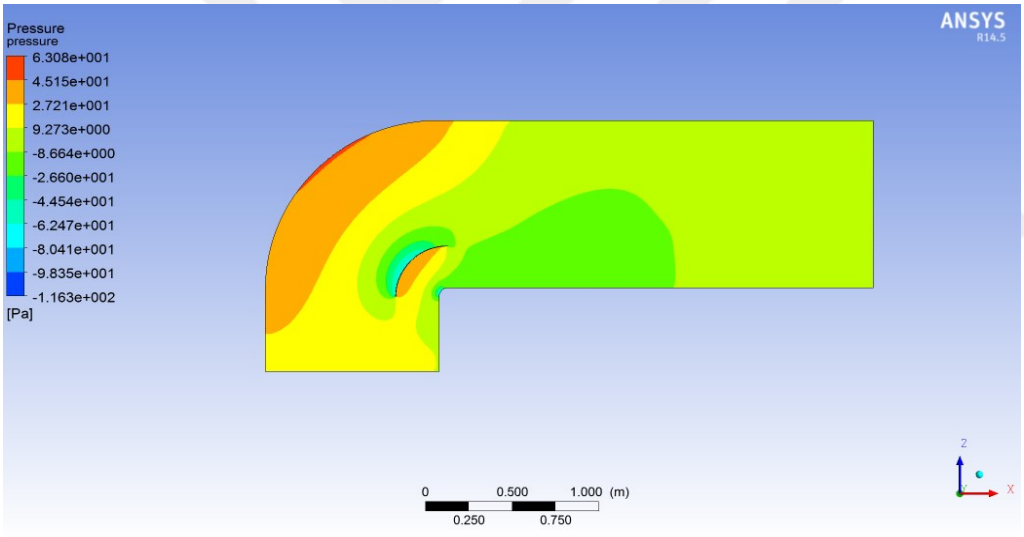
Şekil 6.31. 1000 × 333 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/3'ü kadar mesafeye konan düzeltici durumunda oluşan hız vektörü dağılımı



Şekil 6.32. 1000 × 333 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/3 ve 1/4'ü kadar mesafeye konan iki düzeltici durumunda hız vektörleri



Şekil 6.33. 1000 × 333 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/2 ve 1/4 ve 1/3'ü kadar mesafeye konan üç düzeltici durumunda hız vektörleri



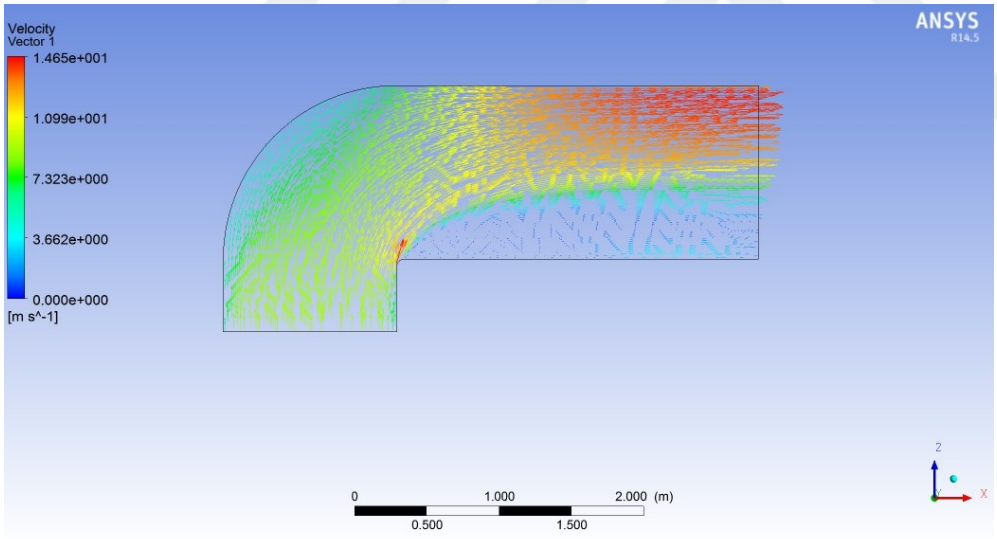
Şekil 6.34. 1000 × 333 mm^2 iç ve dış dirseklerin düzeltilmesi sonucu basınç dağılımı

Çizelge 6.5. 1000 × 333 mm^2 kesitli kanalda kanal geometrisine göre basınç kaybı

Yönlendiricinin kanal duvarına uzaklığı (mm)	Yönlendirici yarıçapı (mm)	Basınç düşüşü (Pa)
Kanatçıksız durum	-	58,29
250	300	16,65
333	350	16,92
250-500 (İki Plakalı)	300-550	12,26
125-250-500 (Üç Plakalı)	175-300-550	10,17

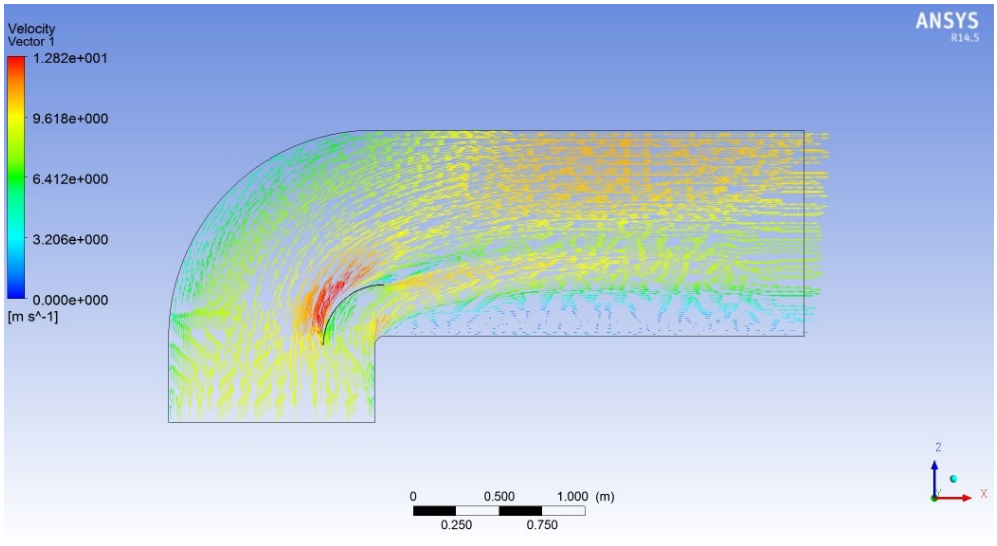
6.5. 1200×400 mm^2 Kesitli Kanal İçin Sonuçların Değerlendirilmesi

1200 × 400 mm^2 kesitli kanal için sırasıyla 6 durum incelenmiştir. Bunlar sırasıyla kanatçıksız durum, kanal genişliğinin 1/4'ü uzaklığında tek kanatçıklı durum, kanal genişliğinin 1/3'ü uzaklığında tek kanatçıklı durum, kanal genişliğinin 1/4 ve 1/2'sinde olmak üzere iki kanatçıklı durum, kanal genişliğinin 1/3 ve 1/2'sinde olmak üzere iki kanatçıklı durum ve kanal genişliğinin 1/8 , 1/4 ve 1/2'sinde olmak üzere üç kanatçıklı durumlardır. 1200 × 400 mm^2 kesitli kanalda öncelikle iç ve dış dirsekler düzeltilmiş halde çözüm yapılmıştır. Dirsek içerisindeki hız vektörlerinin durumu Şekil 6.35' de görülmektedir. Akışkan iç dirsekte yön değiştirdikten hemen sonra kanal alt kısmında oluşan ikincil akış nedeni ile akış kesiti daralmakta ve bu nedenle kanal üst kısmında akışkan hızı 14,65 m/s seviyelerine kadar yükselmektedir. Kanal dış dirseğinde ise yön değiştiren akışın hızı dirsek içinde yavaşlamış ve basınç 105,2 Pa seviyelerine kadar artmıştır.



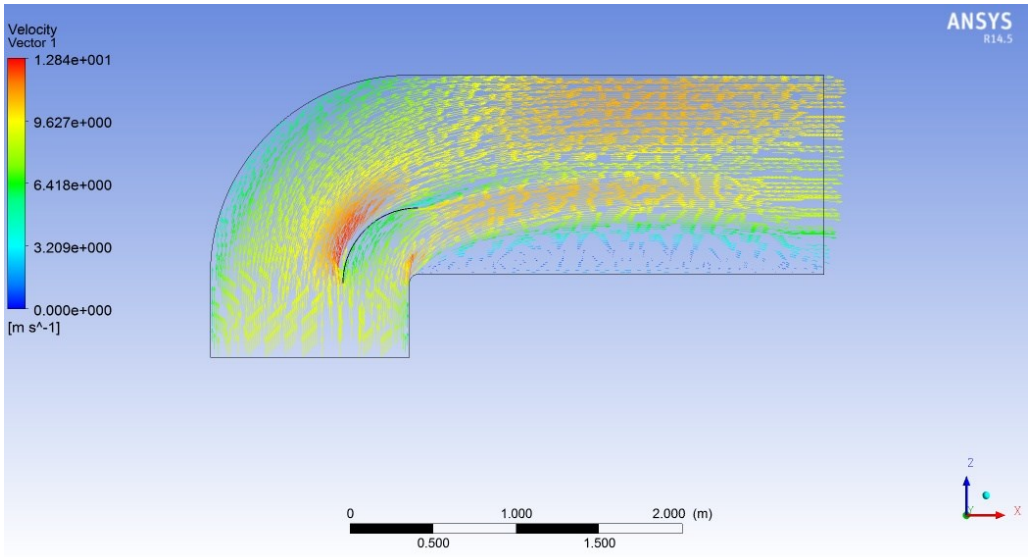
Şekil 6.35. 1200 × 400 mm^2 iç ve dış dirseklerin düzeltilmesi sonucu hız vektörleri

İkinci durumda kanal genişliğinin 1/4 ü kadar uzaklıkta bir kanatçık yerleştirilmiştir. Böylece ikincil akışın oluştuğu hacim azalmış kanal içi maksimum hız 12,8 m/s maksimum basınç ise 65,2 Pa değerlerine düşmüştür. Hız ve basınçtaki bu düşüşle beraber toplam basınç kaybı da 18,18 Pa değerine düşmüştür (Şekil 6.36).



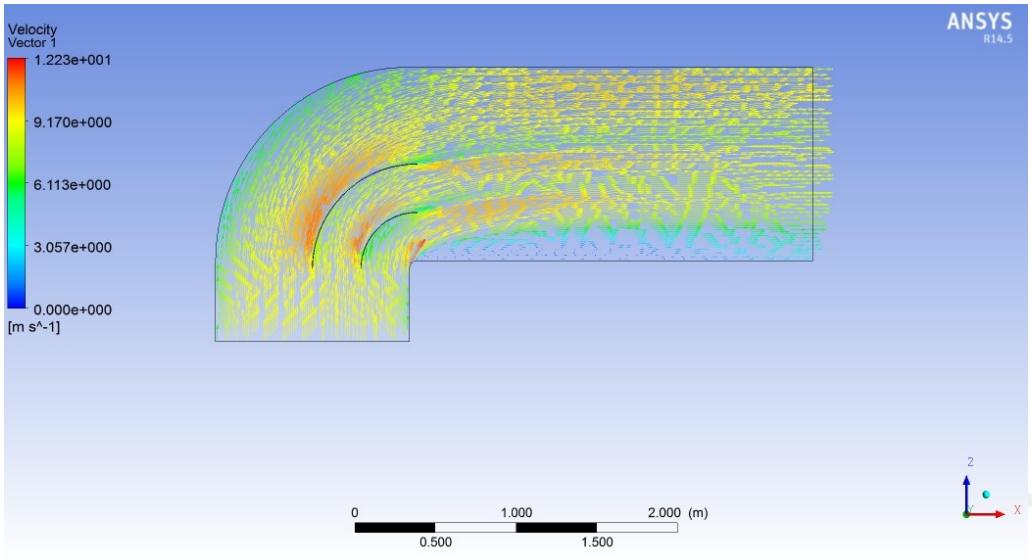
Şekil 6.36. 1200 × 400 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/4'ü kadar mesafeye konan düzeltici durumunda oluşan hız vektörü dağılımı

Üçüncü durumda kanal genişliğinin 1/3ü kadar uzaklığa konan kanatçık sonucu (Şekil 6.37) ikincil akışın oluştuğu hacim ilk duruma göre azalsa da kanal içi en yüksek basınç kanal içi en yüksek basınç 71,65 Pa ve en yüksek hız 12,84 m/s değerlerine ulaşarak toplam basınç kaybı 19,41 Pa olmuştur. Böylece eğer tek kanatçık kullanılacaksa kanal genişliğinin 1/4ü kadar bir uzaklığa konmasının basınç kaybını önlemede daha ideal olduğu görülmüştür.



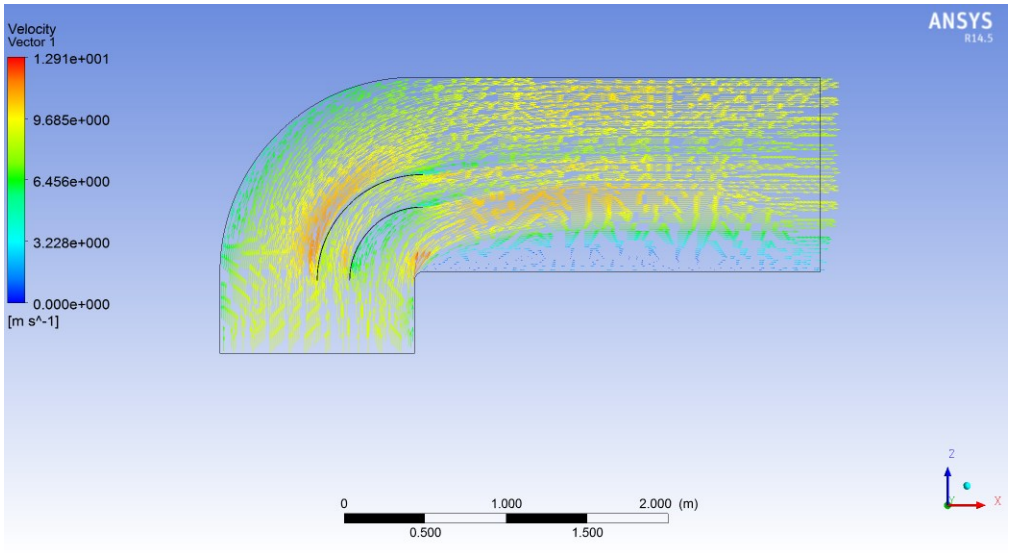
Şekil 6.37. 1200 × 400 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/3'ü kadar mesafeye konan düzeltici durumunda oluşan hız vektörü dağılımı

Dördüncü durumda kanal genişliğinin 1/4 ve 1/2si kadar mesafede iki kanatçık kullanılmıştır. (Şekil 6.38) İki kantçık kullanılan bu durumda ikincil akışın oluştuğu hacmin kanal alt yüzeyine olan uzaklığı (boyu) azalmış böylece dirsek içinde yön değiştiren akışkan daha büyük bir hacimde yol almış ve en yüksek basınç 56,03 Pa, en yüksek hız ise iç dirseğin çıkışında 12,23 m/s olarak görülmüştür. Toplam basınç kaybı ise 12,84 Pa olmuştur. (Çizelge 6.6) Böylece 1200mm genişliğinde bir kanal için iki adet akış düzeltici kanatçık kullanılmasının daha verimli olacağı görülmüştür.



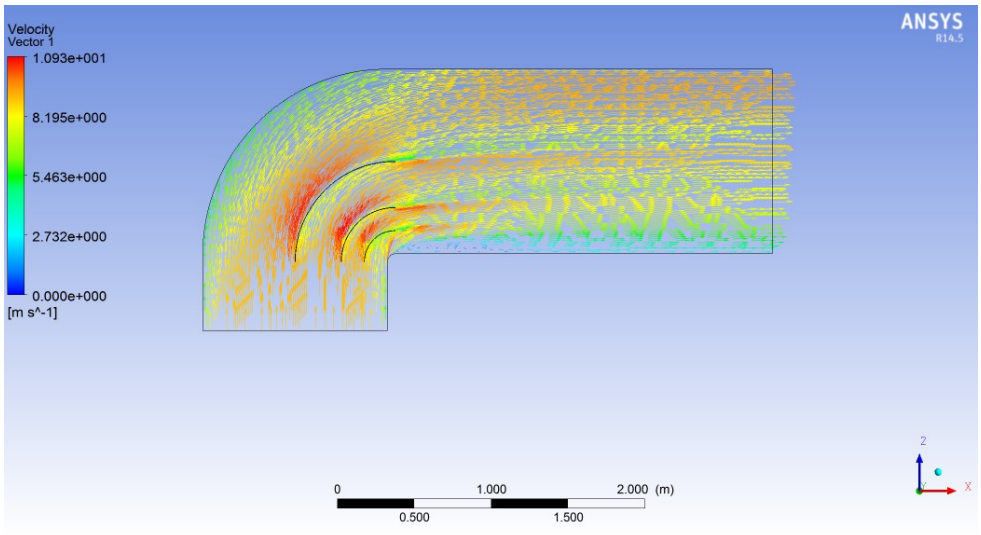
Şekil 6.38. 1200 × 400 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/4 ve 1/2'ü kadar mesafeye konan iki düzeltici durumunda hız vektörleri

Beşinci durumda (Şekil 6.39) kanal genişliğinin 1/3 ve 1/2 si kadar uzaklığa akış düzeltici konmuş bir önceki duruma göre ikinci akış boyunun uzadığı, ilk kanatçığın iç kısmında en yüksek basıncın oluştuğu (62,21 Pa) görülmüştür. Akışkan hızı iç dirseğin çıkışında ve kanalın 1/2si kadar uzaklığa konan kanatçığın dış yüzeyinde en yüksek değerlerine ulaşmıştır. (12,91 m/s) Bir önceki duruma göre toplam basınç kaybı da artarak 15,49 Pa değerine ulaşmıştır. Böylece eğer iki kanatçık kullanılacaksa bu iki örnek için ideal durumun kanalın 1/4 ve 1/2si kadar konulan akış düzeltici kanatçıklarla oluşturulan durum olduğu görülmüştür.



Şekil 6.39. 1200 × 400 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/3 ve 1/2'ü kadar mesafeye konan iki düzeltici durumunda hız vektörleri

Altıncı durumda kanal genişliğinin 1/8 , 1/4 ve 1/2'sinde olmak üzere üç akış düzeltici kanatçık kullanılmış ve akış incelenmiştir. (Şekil 6.40) Üç kantçık kullanılan durumda görülen en belirgin değişiklik iç dirsek sonrası oluşan ikincil akışın boyunun kısalması ve en yüksek hız ve basınç değerlerinin dramatik bir şekilde düşmesidir. Kanal içinde en yüksek hız kanatçıkların dış yüzeylerinde 10,93 m/s olarak görülmüştür. En yüksek basınca ise kanal dış dirseğinin iç yüzeyinde, konulan akış düzeltici kanatçıkların iç yüzeylerinde ulaşılmıştır. (34,32 Pa) Ayrıca toplam basınç kaybı da 10,37 Pa seviyesi ile bu kanal için çözülen örneklerdeki en düşük seviyeye ulaşmıştır (Çizelge 6.6).



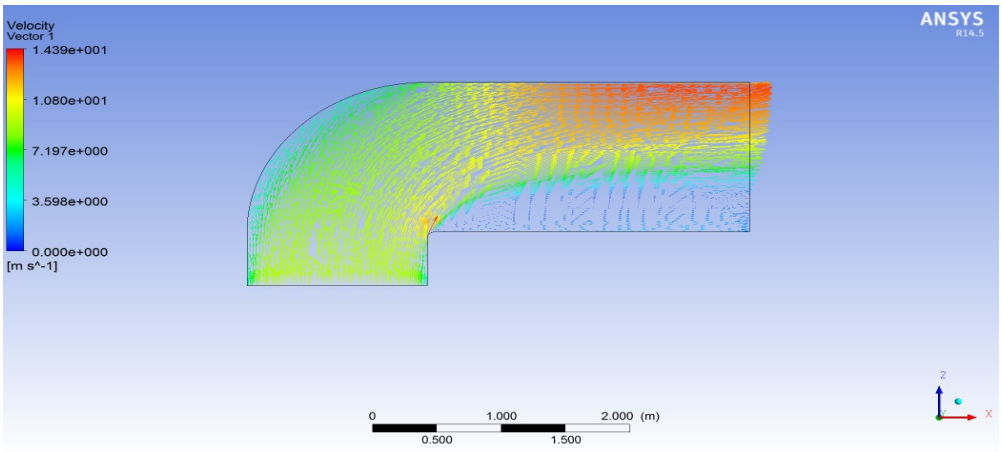
Şekil 6.40. 1200 × 400 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/8 ve 1/4 ve 1/2si kadar mesafeye konan üç düzeltici durumunda hız vektörleri

Çizelge 6.6. 1200 × 400 mm^2 kesitli kanalda kanal geometrisine göre basınç kaybı

Yönlendiricinin kanal duvarına uzaklığı (mm)	Yönlendirici yarıçapı (mm)	Basınç düşüşü (Pa)
Kanatçıksız durum	-	67,56
300	350	18,18
400	450	19,41
300-600 (İki Plakalı)	350-650	12,84
400-600 (İki Plakalı)	450-650	15,49
150-300-600 (Üç Plakalı)	200-350-650	10,37

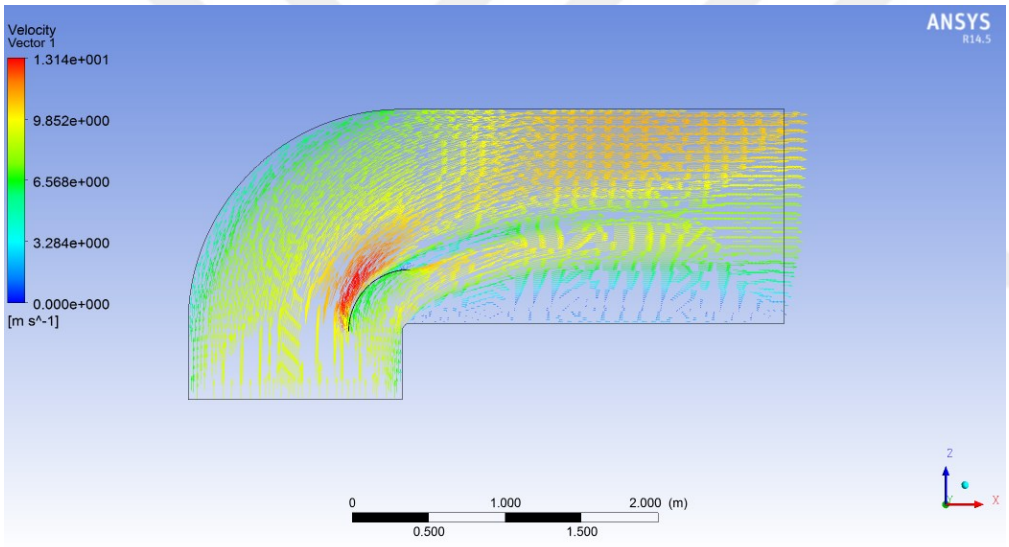
6.6. 1400×466 mm^2 Kesitli Kanal İçin Sonuçların Değerlendirilmesi

1400x466 mm^2 kesitli kanal için dört durum incelenmiştir. Bunlar sırasıyla dirsek iç ve dış çapı düzeltilmiş durum, dirsek genişliğinin 1/4'ü kadar mesafeye konan düzeltici durumunda oluşan durum, dirsek genişliğinin 1/4 ve 1/2'ü kadar mesafeye iki akış düzeltici konulması ve dirsek genişliğinin 1/8 ve 1/4 ve 1/2si kadar mesafeye konan üç düzeltici eleman konulması durumunda oluşan durumlar incelenmiştir. Dirsek iç ve dış çapının düzeltildiği durumda akış karakteristiği diğer ölçülerdeki düzeltilmiş dirsekler ile oldukça benzerdir. Kanal genişliğinin artmış olması ile beraber kanal iç dirseği sonrası oluşan ikincil akış boyu artmıştır. Akışkan iç dirsekte yön değiştirirken ve kanal çıkışı üst kısmında 14,39 m/s ile en yüksek değerlere ulaşmaktadır (Şekil 6.41). En yüksek basınç değerine ise kanal dış dirseğinin iç yüzeyinde 101,3 Pa ile ulaşılmıştır.



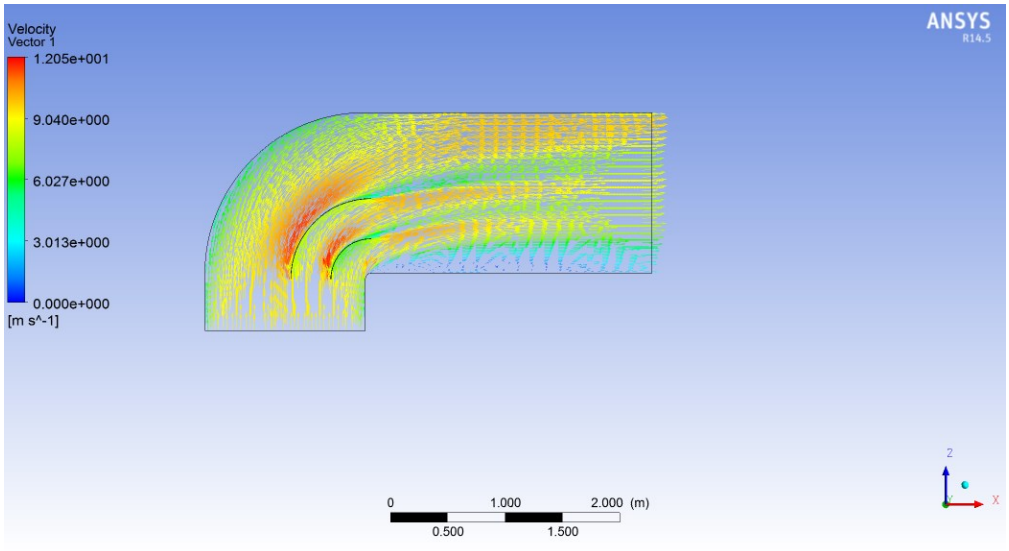
Şekil 6.41. 1400 × 466 mm^2 iç ve dış dirseklerin düzeltilmesi sonucu hız vektörleri

1400 × 466 mm^2 kesitli kanal öncesi incelenen dirseklerde bir adet düzeltici eleman kullanılması durumunda en iyi sonucun kanal genişliğinin 1/4ü kadar mesafede konulan düzeltici eleman durumunda sağlandığı görülmüş ve bu nedenle 1400 × 466 mm^2 kesitli dirsekte 1/3 mesafesi için düzeltici elaman durumu incelenmemiştir. Dirsek genişliğinin 1/4ü kadar mesafede kullanılan düzeltici eleman durumunda iç dirseğin hemen sonrasında kanal boyunca oluşan ikincil akışın boyu kısalmış ve böylece akışkan daha geniş bir hacimde hareketine devam etmiştir. Buna bağlı olarak da akışkan dirsek sonrası kanal üst kısmında daha düşük bir hızla akışa devam etmiş, en yüksek hıza 13,14 m/s ile (Şekil 6.42) düzeltici elemanın dış yüzeyinde ulaşmıştır. Düzeltici elaman kullanılması sonrasında ise en yüksek basınç 79,17 Pa ile dış dirseğin ve düzeltici elamanın iç yüzeylerinde oluşmuştur. Toplam basınç kaybı ise 19,85 Pa olmuştur (Çizelge 6.7).



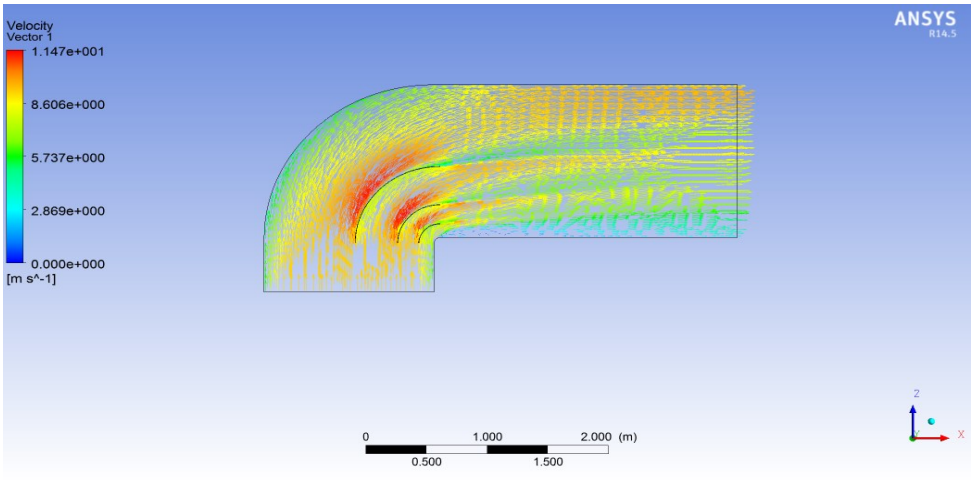
Şekil 6.42. 1400 × 466 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/4'ü kadar mesafeye konan düzeltici durumunda oluşan hız vektörü dağılımı

Şekil 43 de kanal boyunca hız vektörleri verilen durumda ise kanal genişliğinin 1/4 ve 1/3ü kadar mesafede iki adet akış düzeltici eleman konulmuş ve problem çözülmüştür. Dirsek içine giren akışkan yön değiştirmeye başlamış, dış dirseğin ve düzeltici elamanların iç kısımlarında yavaşlamaya başlamış düzeltici elamanların dış yüzeylerinde de hızlanarak 12,05 m/s ile en yüksek hız değerlerine ulaşmıştır. Tek düzeltici elaman kullanılan durumda dış dirseğin ve düzeltici elamanın iç kısmında oluşan maksimum basınç değerlerine yine aynı bölgelerde ulaşılmış fakat iki dzeltici eleman kullanılan durumda bu değer 64, 65 Pa değerine düşmüştür. Toplam basınç kaybı ise 19,85 Pa değerinden 11,41 Pa değerine düşmüştür (Çizelge 6.7).



Şekil 6.43. 1400 × 466 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/4 ve 1/2'ü kadar mesafeye konan iki düzeltici durumunda hız vektörleri

1400 × 466 mm^2 kesitli kanalda son olarak dirsek genişliğinin 1/8 ve 1/4 ve 1/2si kadar mesafeye konan üç düzeltici durumunda 9,27 Pa en düşük basınç kaybı değerine ulaşılmıştır.(Çizelge 6.7) İç dirsek hemen sonrasında kalan boyunca oluşan ikincil akış önleneme de üç düzeltici kullanılan bu durumda ikincil akış boyunun kısaldığı ve buna bağlı olarak da kanal üst kısmında kanal boyunca ilerleyen akışkanın hızının azaldığı ve buna bağlı olarak da en yüksek hız değerinin diğer örneklere göre 11,47 m/s değerine düştüğü görülmüştür. (Şekil 6.44) Oluşan en yüksek basınç değeri de 36,27 Pa değerine ulaşmış ve sonuç olarak toplam basınç kaybı değeri de 9,27 Pa değeri ile 1400 × 466 mm^2 kesitli kanal için incelenen örneklerde en düşük değere ulaşmıştır (Çizelge 6.7).



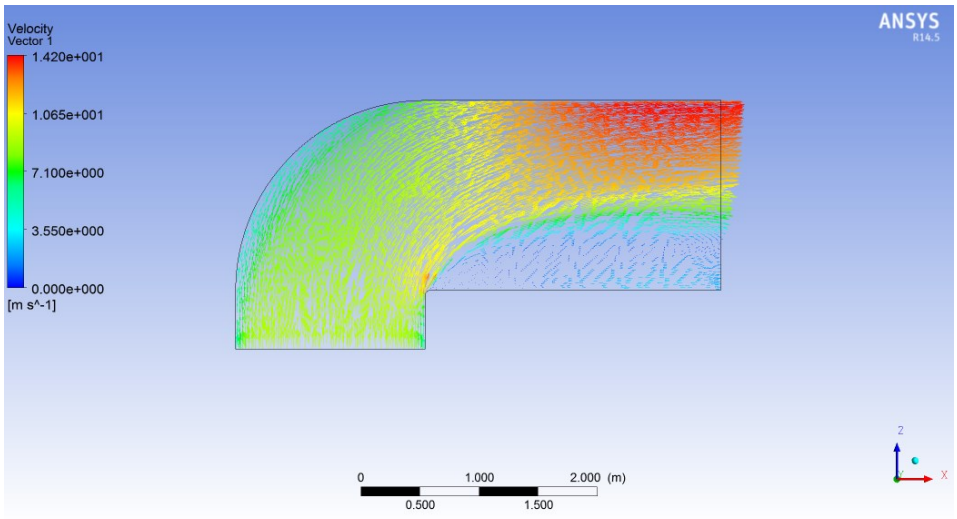
Şekil 6.44. 1400 × 466 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/8 ve 1/4 ve 1/2si kadar mesafeye konan üç düzeltici durumunda hız vektörleri

Çizelge 6.7. 1400 × 466 mm^2 kesitli kanalda kanal geometrisine göre basınç kaybı

Yönlendiricinin kanal duvarına uzaklığı (mm)	Yönlendirici yarıçapı (mm)	Basınç düşüşü (Pa)
Kanatçıksız durum	-	59,60
350	400	19,85
350-700 (İki Plakalı)	400-750	11,41
175-350-700 (Üç Plakalı)	225-400-750	9,27

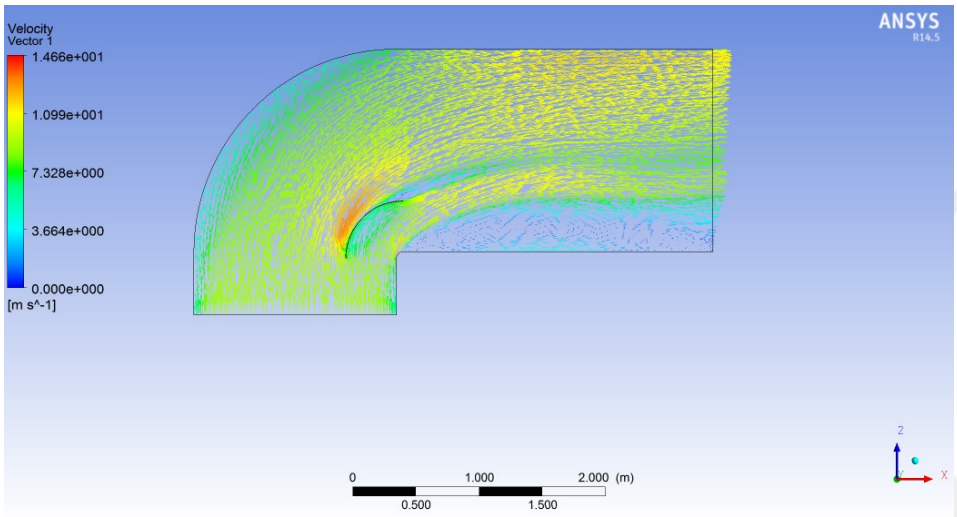
6.7. 1600×533 mm^2 Kesitli Kanal İçin Sonuçların Değerlendirilmesi

1600x533 mm^2 kesitli kanal için dört durum incelenmiştir. Bunlar sırasıyla dirsek iç ve dış çapı düzeltilmiş durum, dirsek genişliğinin 1/4'ü kadar mesafeye konan düzeltici durumunda oluşan durum, dirsek genişliğinin 1/4 ve 1/2'si kadar mesafeye iki akış düzeltici konulması ve dirsek genişliğinin 1/8 ve 1/4 ve 1/2si kadar mesafeye üç düzeltici eleman konulması durumunda oluşan durumlardır. Şekil 6.46 da kanal boyunca hız vektörlerinin gösterildiği durumda iç ve dış dirsekler düzeltilmiş ve akış incelenmiştir. Dirsek içine giren akış yön değiştirmeye başlamış ve iç dirseğin hemen sonrasında kanal boyunca bir ikincil akış oluşturmuştur. Oluşan ikincil akış nedeni ile kesit alanı daralmakta ve kanalda akışkanın hızı artmaktadır (vena contracta). Kesit alanı daralan akışkanın hızı dirsek sonrası kanal üst kısmında 14,20 m/s mertebesine ulaşmış toplam basınç kaybı ise 66,51 Pa olmuştur (Çizelge 6.8).



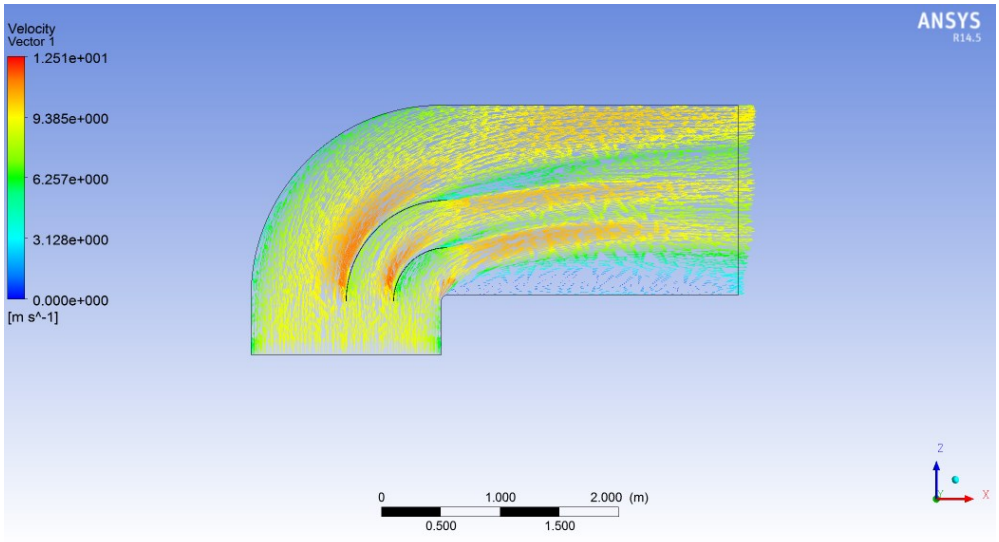
Şekil 6.45. 1600 × 533 mm^2 iç ve dış dirseklerin düzeltilmesi sonucu hız vektörleri

Oluşan ikincil akışın etkisini azaltmak ve toplam basınç kaybını düşürmek için kanal genişliğinin 1/4ü kadar mesafeye akış düzeltici eleman konulmuştur. (Şekil 6.46) Bunun sonucunda oluşan ikincil akışın boyu kısalmış ve akışkan hızı düzeltici elemanın dış bölgesinde lokal olarak artsa da dirsek sonrası akış alanının genişlemesi ile birlikte kanal boyunca azalmıştır. En yüksek basınç değerine 95,03 Pa ile dış dirseğin iç yüzeyinde ulaşılmıştır. Toplam basınç kaybı ise 24,17 Pa değerine düşmüştür.



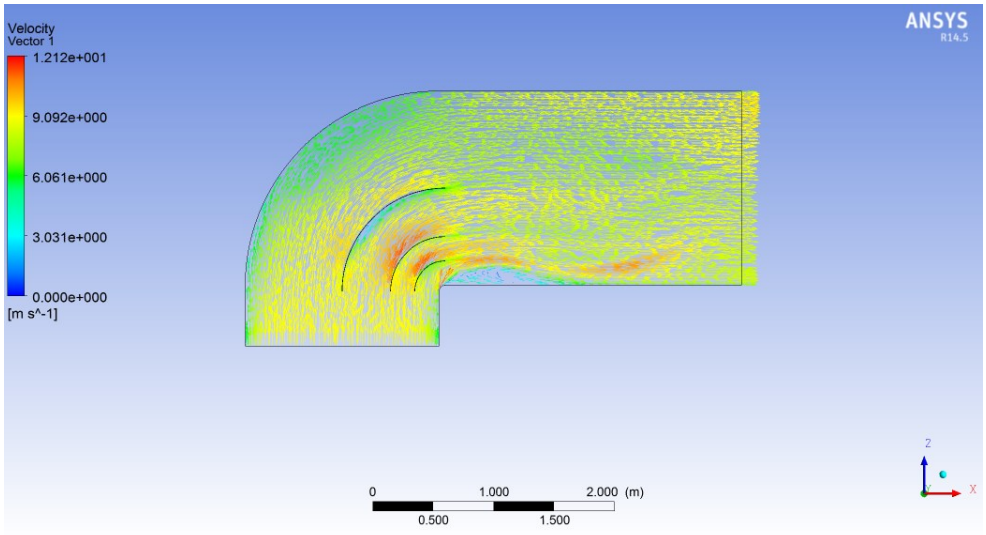
Şekil 6.46. 1600 × 533 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/4'ü kadar mesafeye konan düzeltici durumunda oluşan hız vektörü dağılımı

Üçüncü durumda dirsek genişliğinin 1/4 ve 1/2'ü kadar mesafeye iki adet akış düzeltici eleman konulmuş ve problem çözülmüştür. Kanal boyunca hız vektörleri Şekil 6.47 de görülmektedir. Dirsek içinde yol alan akışkan düzeltici elemanların dış yüzey bölgesinde hızlanmış olsa da bu hızlanma lokal olarak kalmış ve dirsek çıkışından itibaren hız azalmıştır. En yüksek basınç değerlerine düzeltici elemanların ve dış dirseğin iç yüzeylerinde ulaşılmış, toplam basınç kaybı 12, 41 Pa olmuştur (Çizelge 6.8).



Şekil 6.47. 1600 × 533 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/4 ve 1/2'ü kadar mesafeye konan iki düzeltici durumunda hız vektörleri

Son olarak dirsek genişliğinin 1/8 ve 1/4 ve 1/2si kadar mesafeye üç adet akış düzeltici eleman konulmuş ve problem çözülmüştür. Hız vektörleri Şekil 6.48 de gösterilen akışkan dirsek içine girdikten sonra akış düzeltici elemanların dış yüzey bölgelerinde ve iç dirsekten hemen sonra hızlanmıştır. En yüksek hız bu bölgelerde 12,12 m/s değerine ulaşmıştır. Düzeltici elemanların ve dış dirseğin iç yüzeylerine çarpan akışkanın o bölgelerde hızı azalmış ve yine en büyük basınç değerlerine 37,95 Pa ile bu bölgelerde ulaşmıştır. Toplam basınç kaybı ise 10,78 Pa olmuştur (Çizelge 6.8).



Şekil 6.48. 1600 × 533 mm^2 kesitli kanalda dirsek genişliğinin 1/8 ve 1/4 ve 1/2si kadar mesafeye konan üç düzeltici durumunda hız vektörleri

Çizelge 6.8. 1600 × 533 mm^2 kesitli kanalda kanal geometrisine göre basınç kaybı

Yönlendiricinin kanal duvarına uzaklığı (mm)	Yönlendirici yarıçapı (mm)	Basınç düşüşü (Pa)
Kanatçıksız durum	-	66,51
400	450	24,17
400-800 (İki Plakalı)	450-850	12,41
200-400-800 (Üç Plakalı)	250-450-850	10,78

Çizelge 6.9. Yönlendirici plaka konum ve geometrisinin basınç düşüşüne etkisi

Kanal Kesiti (mm2)	Akış Düzeltici Eleman Sayısı(Adet)	İç Dirseğe Olan Mesafe(mm)	Kanal İçi Maksimum Hız(m/s)	Kanal İçi Maksimum Basınç(Pa)	Toplam Basınç Kaybı(Pa)
450x150	Dik Köşeli		15,86	99,76	71,15
	Üst Dirsek Düzeltilmiş		16,01	90,28	64,98
	Alt ve Üst Dirsek Düzeltilmiş		15,92	58,54	29,44
	1	112,5	13,16	55,42	23,64
	1	150	12,25	48,40	21,77
	1	225	13,23	52,61	22,94
600x200	Alt ve Üst Dirsek Düzeltilmiş		15,53	67,42	36,52
	1	150	13,26	44,05	17,19
	1	200	12,49	53,83	16,47
	2	200-300	11,87	46,85	14,30
810x270	Alt ve Üst Dirsek Düzeltilmiş		15,42	77,77	43,27
	1	202,5	13,23	45,37	17,35
	1	270	12,63	50,84	16,47
	2	202,5-405	11,84	42,30	13,52
	2	270-405	12,53	46,53	14,89
	2	405-607	13,73	55,52	19,81
1000x333	Alt ve Üst Dirsek Düzeltilmiş		14,94	94,36	58,29
	1	250	13,18	63,08	16,65
	1	333	12,76	69,50	16,92
	2	250-500	11,77	42,93	12,26
	3	125-250-500	11,18	33,39	10,17
1200x400	Alt ve Üst Dirsek Düzeltilmiş		14,65	105,20	67,56
	1	300	12,82	65,20	18,18
	1	400	12,84	71,65	19,41
	2	300-600	12,23	56,03	12,84
	2	400-600	12,91	62,21	15,49
	3	200-350-650	10,93	34,32	10,37

Çizelge 6.9 (devam). Yönlendirici plaka konum ve geometrisinin basınç düşüşüne etkisi

1400x466	Alt ve Üst Dirsek Düzeltilmiş		14,39	101,30	59,60
	1	350	13,14	79,17	19,85
	2	350-700	12,05	64,65	11,41
	3	175-350-700	11,47	36,27	9,27
1600x533	Alt ve Üst Dirsek Düzeltilmiş		14,20	108,80	66,51
	1	400	14,66	95,03	24,17
	2	400-800	12,51	69,89	12,41
	3	200-400-800	12,12	37,95	10,78

Çizelge 6.9'da çalışmada incelene tüm geometriler için en yüksek hız ve basınç kaybı değerleri verilmiştir. Akış düzeltici elemanların sayısının ve konumunun etkileri net olarak görülebilmektedir.

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada 7 ayrı dikdörtgen kesitli (450x150 mm^2, 600x200 mm^2, 810x270 mm^2, 1000x333 mm^2, 1200x400 mm^2, 1400x466 mm^2, 1600x400 mm^2) kanalda toplam 35 durum için kanal geometri değişikliğinin ve kanal içerisine yerleştirilecek düzeltici elemanların akış üzerine etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmanın öncesinde literatürde yapılmış olan sayısal ve deneysel çalışmalar detaylı olarak incelenmiştir.

1. Tüm sonuçlar incelendiğinde kanal genişliği arttıkça basınç kayıplarının arttığı ve buna engel olabilmek için de akış düzeltici elemanların kullanılması gerektiği görüldü. 450mm ve 810mm kanal genişliği aralığında tek akış düzeltici eleman , 810mm ve 1200mm kanal genişliği aralığında iki akış düzeltici eleman, 1200mm ve 1600mm kanal genişliği aralığında üç akış düzeltici eleman kullanmanın yararlı olacağı görüldü.

2. 450x150 mm^2 kesitli kanalda incelenen 6 farklı durumda alt ve üst dirseklerin düzeltildiği ve dirsek gelişliğinin 1/3'ü kadar mesafeye konan düzeltici eleman sonucunda en düşük basınç kaybına ulaşıldığı görüldü. Daha önce yapılan çalışmada kanal genişliği 450 mm olan kanalda birden fazla düzeltici eleman kullanmanın basınç düşümüne dramatik bir etkisinin olmadığı görülmüştü. Bu nedenle iki kanatçıklı durum incelenmemiştir. (Dinler ve Noyan, 2015) Yine aynı çalışmada dirsek yarıçapını geçen mesafelere konan düzeltici eleman durumlarında basınç kaybının arttığı görülmüştür.

3. 600x200 mm^2 kesitli kanalda 4 farklı durum incelenmiştir. Bu kesitte tek akış düzeltici eleman kullanıldığında en düşük basınç kaybına dirsek genişliğinin 1/3ü kadar mesafeye konan düzeltici elemanda ulaşılmıştı. Bu kesitte ilk defa iki düzeltici eleman kullanılmış ve basınç kaybı bir düzeltici eleman bulunan durumdan daha az olmuştur. Tek düzeltici eleman kullanılan durumda oluşan basınç kaybı 17,19 Pa iken iki düzeltici elemanda bu kayıp ancak 16,47 Pa olmuştur. Farkın bu kadar az olması ilk maliyet artışı, gürültü vb. faktörler düşünüldüğünde bizi 600x200 mm^2 kesitli kanalda iki düzeltici eleman kullanmanın verimli olmayacağı sonucuna ulaştırmıştır.

4. 810x270 mm^2 kesitli kanalda 6 ayrı durum incelenmiş tek düzeltici eleman kullanılması durumunda mesafenin kanal genişliğinin 1/3ü kadar uzaklıkta olması

gerektiği doğrulanmış, iki düzeltici eleman kullanılması durumunda da en düşük basınç kaybına kanal genişliğinin 1/4 ve 1/2 si kadar olan uzaklıkta ulaşıldığı görülmüştür. Bu kesitte basınç kaybı 13,52 Pa olarak tek düzeltici elemanda oluşan en düşük basınç kaybından (16,47 Pa) da 2,95 Pa daha az bir basınç kaybı oluşmuştur. Bu basınç kaybı sistemde kullanılacak dirsek sayısı, ilk yatırım maliyeti ve gürültü faktörü ele alınarak değerlendirilmeli ve buna göre bir ya da iki düzeltici eleman kullanılması gerekliliği değerlendirilmelidir.

5. 1000x333 mm^2 kesitli kanalda 5 ayrı durum incelenmiş, tek düzeltici eleman kullanılması durumunda mesafenin kanal genişliğinin 1/3ü kadar uzaklıkta olması gerektiği doğrulanmıştır. İki ve üç düzeltici eleman kullanılması durumlarında toplam basınç kayıpları 12,26 Pa ve 10,17 Pa olarak oluşurken tek düzeltici eleman kullanma durumunda 16,65 Pa olmuştur. Bu nedenle bu kesitteki kanalda 3 düzeltici eleman kullanmaktansa 2 eleman kullanmanın daha uygun olacağı sonucuna ulaşılmıştır.

6. 1200x400 mm^2 kesitli kanalda 6 ayrı durum incelendiğinde tek düzeltici eleman kullanılması durumunda mesafenin kanal genişliğinin 1/3ü kadar uzaklıkta olması gerektiği, iki düzeltici eleman kullanılması durumunda mesafenin kanal genişliğinin 1/4 ve 1/2si kadar uzaklıkta olması gerektiği doğrulanmış ayrıca 3 düzeltici eleman kullanılması durumda ise toplam basınç kaybının (10,37 Pa) 2 düzeltici eleman kullanıldığı duruma göre (15,49 Pa) 5,12 Pa azaldığı ve bu nedenle de 1200x400 mm^2 kesitli kanalda 3 düzeltici eleman kullanılması gerektiği sonucuna ulaşılmıştır. Ayrıca 1200mm lik kanal kesitinde 57 Pa lık basınç kaybının önlenmesi sistemde yaklaşık 10 dirsek olduğu düşünüldüğünde yaklaşık 570 Pa'lık bir yükün Fan üzerinden alınması ve sonuçta buna denk gelecek bir enerji tasarrufu demektir.

7. 1400x466 ve 1600x533 mm^2 lik kanallar için 4 er ayrı durum incelenmiş ve her iki kanal için de 3 er akış düzeltici eleman kullanmanın ideal olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Bundan sonra yapılacak çalışmalarda farklı türbülans modelleri ve farklı düzeltici eleman sayıları kullanılarak bu sonuçlar geliştirilebilir. Tez kapsamında ele alınan kesitler dışında kalan ve sanayide sıkça kullanılan diğer kesitler için çalışmalar devam ettirilebilir. Daha sonra yapılacak çalışmalarda endüstriyel tesislerde bütün bir sistem düşünülerek kullanılan

optimum dirsek tasarımlarının toplam enerji kazancı ve bunların ekonomik maliyet çalışmalarına katkı sunulabilir.

KAYNAKLAR

1. Abhari, M.N., Ghodsian, M., Vaghefi, M. , Panahpur, N. (2010) Experimental and numerical simulation of flow in a 90 bend, *Flow Measurement and Instrumentation* 21, 292-298.

2. Afram, A., Janabi-Sharifi, F. (2014) Review of modeling methods for HVAC systems, *Applied Thermal Engineering* 67,507-519.

3. Alves, O., Monteiro, E., Brito, P., Romano, P. (2016) Measurement and classification of energy efficiency in HVAC systems*, Energy and Buildings* 130,408–419.

4. Bostancı, Ü. (2012) 90 Derecelik kare kesitli dirsekte türbülanslı akışın sayısal analizi, *Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 28(1), 15-22.

5. Çıray, C. (2010) *Akışkanlar mekaniğine giriş*, ODTÜ Geliştirme Vakfı Yayıncılık, 1. Baskı.

6. Chang, SM., Humhrey, JAC., Modavi, A. (1983) Turbulent flow in a strongly curved U-bend and downstream tangent of square cross-sections. *Physicochem Hydrodynam 4*, 243-269.

7. Czetany, L ., Szantho, Z., Lang, P. (2017) Rectangular supply ducts with varying cross section providing uniform air distribution, *Applied Thermal Engineering* 115, 141–151.

8. Dinler, N., Erman, C., Savaş, U., (2013) Kare Kesitli Dik Açılı Havalandırma Kanalı Dirseği İçerisine Yerleştirilen Yönlendiricilerin Akışa Etkisinin Sayısal İncelenmesi, ULIBTK'13-19. *Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, Eylül , Samsun.

9. Dinler, N., Noyan, S. (2015) Dikdörtgen Kesite Sahip Dik Açılı Kanal İçerisine Yerleştirilen Yönlendiricilerin Akışa Etkisinin Sayısal İncelenmesi, *TTMD Isıtma, Soğutma, Havalandırma, Klima, Yangın ve Sıhhi Tesisat Dergisi*, 98, 32-38.

10. Dutta, P., Saha, S.K., Nand,i N., Pal, N. (2016). Numerical study on flow seperation in 90^0 pipe bend under high Reynolds number by k-ε modelling. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 89-96.

11. Fujita, H., Kovasznay, LSG. Measurement of Reynolds stress by a rotated hot-wire anemometer. *Rev Sci Instrum 39,* 1351-1355.

12. Güngör, A. ve Güngör, S. (2007). İklimlendirme sistemlerinde enerji yönetimi. *VIII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi,* İzmir.

13. Humphrey JAC, Whitelaw JH, Yee G (1981), Turbulent flow in a square duct with strong curvature. *J. Fluid Mech.* 103, 443-463.

14. Iacovides, H., Launder, BE., Loizou, PA., Zhao, HH. (1990) Turbulent boundary-layer development around a square-sectioned U-bend: measurement and computation. *Trans ASme: J. Fluid Eng* 112, 409-415.

15. Ikarashi ,Y., Uno, T., Yamagata ,T., Fujisawa, N.(2018) Influence of elbow curvature on flow and turbulence structure through a 90° elbow, *Nuclear Engineering and Design* 339,181–193.

16. Isısan AŞ. (2005) *Enerji Ekonomisi*, Isısan AŞ., 351.

17. Kim, J., Yadav, M., Kim, S. (2014) *Engineering Aplications of Computional Fluid Mechanics,* 8, 229-239.

18. Kuehn, T., Ramsey, J., Threlkeld, J. (1998). *Thermal Environmental Engineering*, USA: Pearson.

19. Launder, B.E., Spalding, D.B. (1973). *The Numerical Computation of Turbulent Flows*, Computer Methods In Applied Mechanics And Engineering, 3 , 269-289.

20. Maujaes, S., Gundavelli, R. (2012) CFD simulation of leak in residental HVAC ducts. Energy and Buildings, 54, 534-539.

21. McQuiston, F., Parker, J., Spitler, J. (2005) *Heating, Ventilating and Air Conditioning*, USA: Wiley.

22. Melling, A., Whitelaw, JH. (1976) *Turbulent Flow in a Rectangular Duct*, J. Fluid Mechanics, 78, 289-315.

23. Moueddeb, K., Barrington, S., Barthakur, N. (1997) Perforated Ventilation Ducts : Part 1 , A Model for Air Flow Distribution*, J . Agric . Eng Res* . 68 , 21 – 27.

24. Nikfetrat, K. (2003) Numerical simulation of flow in square ducts joined with a mitered 90^0 elbow. *Computational fluid and solid mechanics*, 1051-1056.

25. Özçelik, E., , Ünalan ,S. (2012) 90 derecelik kare kesitli dirsekte türbülanslı akışın sayısal analizi. *Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 28;1, 15-22.

26. Patankar, S.V.(1980) *Numerical Heat Transfer And Fluid Flow*. USA: Taylor Francis Publishers, 36.

27. Pierce, FJ., Ezekewe, CI. (1976) Comparison of Reynolds stress diagnostics by fixed and rotating proves. *AIAA J 14*, 412-414.

28. Rup, K., Sarna, P. (2011) Analysis of turbulent flow through a square-sectioned duct with installed 90-degree elbow, *Flow Measurement and Instrumentation* 22, 383-391.

29. Schibuola, L., Scarpa, M., Tambani ,C.Variable speed drive(VSD) technology applied to HVAC systems for energy saving: an experimental investigation*, Energy Procedia,* 148, 806-813.

30. Shao, L., Riffat, S.B. (1995). Accuracy of CFD for predicting pressure losses in HVAC duct fittings, *Applied Energy*, 51, 233-248.

31. Shih, L., Shabbir, Yang ve Zhu (1995) *Computer-Fluids 24*, 227-238.

32. So, RMC., Mellor, GL. (1973) Experiment on convex curvature effects in turbulent boundary layers. *J. Fluid Mech* 60, 43-62.

33. Sudo, K., Sumida, M., Hibara, H. (2001). Experimental Investigetion on turbulent flow in a square-sectioned 90-degree bend, *Experiment in Fluids*, 30, 246-252.

34. Sudo, K., Sumida, M.,Hibara, H. (2000) Experimental Investigetion on turbulent flow in a circular-sectioned 180-degree bend, *Experiment in Fluids,* 28, 51-57.

35. Sudo, K., Takami, T., Hibara, H. (1992) Velocity measurement in three-dimensional turbulent flows by rotating a probe with an inclined hot wire. *Trans Japan Soc Mech Eng* 58, 379-385.

36. Taylor, AMKP., Whitelaw, JH., Yianneskis, M. (1982) Curved ducts with strong secondary motion: velocity measurements of developing laminar and turbulent flow. Trans ASME: *J. Fluid Eng* 58, 379-385.

37. Pope, S. (2000) *Turbulent Flows,* Cambridge Universty Press, 373-382.

38. Turgut, O., Parmaksız, N. (2013) Dikdörtgen kesitli 90^0 'lik dirsekte laminar akış ve ısı transferinin incelenmesi, *Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, Samsun.

39. Wilcox, *Turbulance Modelling for CFD* (1994) , DCW Industries, Incorporated

40. Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Coşkun, S., Kaynaklı, Ö. (2012) *İklimlendirme esasları ve uygulamaları.*, Dora Yayınları, 2.

41. Young, D., Munson, B., Okiishi, T., Huebsch, W. (2014). *A Brief Introduction To Fluid Mechanics*, Wiley, 278-279.

42. Uralcan, Y. (2006) *Havalandırma Tesisatı*, MMO, 297-5.

43. Zhai, Z., Johnson, S. N., (2017) Full-Scale Laboratory Test on Energy Dependence on Pressure Drops in HVAC Systems, *Procedia Engineering* 205, 2133–2140.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler



Soyadı, adı : NOYAN, Süleyman

Uyruğu : T.C.

Doğum tarihi ve yeri : 07.03.1978, Hakkari

Medeni hali : Evli

Telefon : 0 (533) 2560378

e-mail : snoyan@tp.gov.tr

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek Lisans	Gazi Üniversitesi / Makina Mühendisliği	Devam Ediyor
Yüksek Lisans	Yıldırım Beyazıt Üniversitesi / MBA	2019
Lisans	Süleyman Demirel Üni. / Makina Müh.	1998
Lise	Fatih Sultan Mehmet Lisesi	1994

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2005-	TPAO Batman Bölge Müd.	Bakım Onarım Müh.
2001-2005	MKM Mühendislik / İstanbul	Satış Mühendisi
1998-2000	Civan Mühendislik/Ankara	Doğalgaz Proje Müh.

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

1. Dinler, N., Noyan, S. (2015) Dikdörtgen Kesite Sahip Dik Açılı Kanal İçerisine Yerleştirilen Yönlendiricilerin Akışa Etkisinin Sayısal İncelenmesi, TTMD Isıtma, Soğutma, Havalandırma, Klima, Yangın ve Sıhhi Tesisat Dergisi, 98, 32-38.

Hobiler

Kitap,Sinema,Yürüyüş.



GAZİ GELECEKTİR...