

**T.C.
MANİSA CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**



**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ TEZLİ YÜKSEK LİSANS PROGRAMI**

**KELEBEK VANALARIN PERFORMANSLARININ
HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD) YÖNTEMİYLE
İNCELENMESİ VE KARŞILAŞTIRILMASI**

EGE ALTAY DÜZYOL

**Danışman
Dr. Öğr. Üyesi SEDA ARABACI**

MANİSA-2025

EGE
ALTAY
DÜZYOL

KELEBEK VANALARIN PERFORMANSLARININ HESAPLAMALI AKIŞKANLAR
DİNAMIĞI(HAD) YÖNTEMİYLE İNCELENMESİ VE KARŞILAŞTIRILMASI

2025

TAAHHÜTNAME

Bu tezin Manisa Celal Bayar Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin referans gösterilerek tezde yer aldığını, tamamen kendi çalışmam olduğunu, her alıntıya kaynak gösterdiğimi, tezin yazımında akademik ve etik kurallara aykırı herhangi bir yapay zekâ ve program kullanmadığımı beyan ederim.

İmza
EGE ALTAY DÜZYOL



ÖZET

Yüksek Lisans

Ege Altay Düzyol

Manisa Celal Bayar Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr.Üyesi Seda Arabacı

Bu tez çalışmasında, farklı nominal çaplara (DN50, DN150 ve DN300) ve farklı açıklık açılarına (10° , 50° ve 90°) sahip kelebek vanaların akış karakteristikleri Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemi kullanılarak sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmada akışkan olarak temiz su kullanılmış, giriş hızları 1 m/s, 3 m/s ve 5 m/s olacak şekilde belirlenmiş ve çeşitli sınır koşulları tanımlanmıştır. Analizler Autodesk CFD yazılımı aracılığıyla gerçekleştirilmiş, çözüm doğruluğunu sağlamak için mesh bağımsızlık testi yapılmış ve elde edilen sonuçlar literatür verileriyle karşılaştırılarak model doğrulanmıştır.

Sayısal modellemelerde türbülans modeli olarak k- ϵ (standart) modeli tercih edilmiştir. Bu modelin türbülanslı rejimlerdeki performansı incelenmiş, hız vektör dağılımları, basınç kayıpları ve türbülans kinetik enerjisi gibi temel parametreler üzerinden değerlendirmeler yapılmıştır. Bu sayede akış alanının davranışı detaylı biçimde ortaya konmuş ve türbülans modelinin uygunluğu gerekçelendirilmiştir.

Elde edilen bulgular, tüm vana çaplarında Reynolds sayılarının 5×10^4 'ün üzerinde olduğunu ve akışın tamamen türbülanslı rejimde gerçekleştiğini göstermiştir. Aynı hız değerlerinde vana çapının artması Reynolds sayısını ve debi katsayısını (Kv) yükseltmiş, küçük açıklık açılarında ise basınç kaybı (ΔP) ve kayıp katsayısı (K) artış göstermiştir. DN150'nin akış kapasitesi DN50'ye kıyasla yaklaşık 9.12 kat daha yüksek elde edilmiştir; DN300'ün kapasitesi ise DN150'ye göre yaklaşık 4.28 kat daha yüksek edilmiştir. Küçük açıklıklarda ise basınç kaybı (ΔP) ve kayıp katsayısı (K) artmış, açıklık büyüdükçe azalmıştır.

Analizlerden elde edilen ΔP , K ve Kv değerleri literatürde bildirilen aralıklarla uyumlu çıkmıştır. Bu sonuç, kullanılan modelin geçerli olduğunu ortaya koymuş ve farklı çap ile açıklık açılarına sahip vanaların akış karakteristiklerinin mühendislik uygulamalarında optimum tasarım ve enerji verimliliği açısından önemli katkılar sağlayacağını göstermiştir.

Anahtar Kelimeler: kelebek vana, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, türbülans modeli, k- ϵ , basınç kaybı

2025, 111 sayfa

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

Ege Altay DÜZYOL

**Manisa Celal Bayar University
Graduate School of Education
Department of Mechanical Engineering**

Supervisor: Assistant Professor, PhD. Seda Arabaci

In this study, the flow characteristics of butterfly valves with different nominal diameters (DN50, DN150, and DN300) and different opening angles (10°, 50°, and 90°) were examined numerically using the Computational Fluid Dynamics (CFD) method. Clean water was used as the fluid, and inlet velocities were defined as 1 m/s, 3 m/s, and 5 m/s under various boundary conditions. The analyses were carried out using Autodesk CFD software, with a mesh independence test performed to ensure solution accuracy, and the obtained results were validated by comparing them with literature data.

As the turbulence model in numerical modeling, the k-ε (standard) model was adopted. With this turbulence model, pressure distribution, velocity distribution, and head losses were analyzed, and evaluations were made over these parameters. Thus, the flow field behavior was revealed in detail, and the suitability of the turbulence model was verified.

The findings indicated that the flow in all valve diameters occurred completely in the turbulent regime, as the Reynolds numbers were above 5×10^4 . It was observed that as the valve diameter increased, the Reynolds number and flow coefficient (K_v) increased, while at small opening angles, the pressure drop (ΔP) and loss coefficient (K) also increased. For example, under 90° full open and 5 m/s inlet velocity, the flow capacity of the DN150 valve was about 9.12 times higher than DN50, while DN300 was about 4.28 times higher than DN150. At small openings, the pressure drop (ΔP) and loss coefficient (K) increased, whereas at larger openings, they decreased.

The results obtained for ΔP , K , and K_v values were consistent with the ranges reported in the literature. This demonstrated that the model used was valid and that the determination of the flow characteristics of butterfly valves with different diameters and opening angles would make significant contributions to engineering applications in terms of optimum design and energy efficiency.

Keywords: butterfly valve, computational fluid dynamics, turbulence model, k-ε, pressure loss

2025, 111 pages

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Bu tez çalışması, kelebek vanaların farklı açıklık açıları ve çeşitli nominal çaplar altında gösterdiği akış davranışlarının Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemiyle analiz edilmesini ve elde edilen sayısal sonuçların mühendislik açıdan değerlendirilmesini amaçlamaktadır. Akışkan sistemlerinin verimli ve güvenli çalışmasında vanaların işlevi kritik öneme sahiptir. Bu bağlamda, vana geometrisinin ve açıklık konfigürasyonlarının sistem dinamikleri üzerindeki etkilerinin incelenmesi hem tasarım hem de enerji verimliliği açısından değerli katkılar sunmaktadır.

Tez çalışmamın her aşamasında bilgi birikimi, rehberliği ve yapıcı yönlendirmeleriyle bana büyük katkılar sağlayan değerli danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi Seda Arabacı'ya en içten teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca, yüksek lisans eğitimim boyunca manevi desteğini her zaman hissettiğim aileme şükranlarımı sunarım. Bu süreç, bana yalnızca teknik ve akademik bir birikim kazandırmakla kalmamış, aynı zamanda bilimsel araştırma yapma yeteneğimi de geliştirmiştir. Elde edilen bulguların, kelebek vanalar üzerine yapılacak gelecekteki bilimsel çalışmalara katkı sağlamasını temenni ederim.

Ege Altay DÜZYOL
Manisa, 2025

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Pa	Pascal
MPa	Mega Pascal
°	Derece
E	Epsilon
DN	Nominal Çap
V_{inlet}	Giriş Hızı
ΔP	Basınç Farkı
V_{max}	Maksimum Hız
V_{min}	Minimum Hız
P_{max}	Maksimum Basınç
P_{min}	Minimum Basınç
K	Kayıp Katsayısı
C_v	Debi Katsayısı (Emperyal Birim Sisteminde)
K_v	Debi Katsayısı
Q	Akışkanın Yoğunluğu
V_t	Lokal Hız
ΔV_i	Geometri Hacmi
h_{coarse}	Kötüye Yakın Mesh Kalitesi
h_{fine}	İyiye Yakın Mesh Kalitesi
h	Mesh Boyutu
$\approx$	Yaklaşık İfadesi

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1: HVAC sistemleri için kullanılan Vana kontrol odası.....	3
Şekil 2: Farklı tipte açma-kapama (on-off) vanaları	5
Şekil 3: Bir Küresel Vana görseli	7
Şekil 4: Bir Metal Yataklı Sürgülü Vana.....	8
Şekil 5: Bir Globe Vana Görseli	9
Şekil 6: Bir Selenoid Vana görseli	10
Şekil 7: Farklı Tipte Akış Kontrol Vanaları.....	11
Şekil 8: Bir İğneli Vana Görseli.....	12
Şekil 9: Bir Diyafram Vanası.....	13
Şekil 10: Farklı tipte Basınç Düşürücü Vanalar (Pressure Reducing Valves)	14
Şekil 11: Basınç Düşürücü Vana Görseli.....	15
Şekil 12: Farklı tipte Çek valfler	16
Şekil 13: Bir Çalpara Çek valf görseli.....	17
Şekil 14: Kaldıraç Tipi Çek valf.....	18
Şekil 15: Sessiz Çek valf.....	18
Şekil 16: Kelebek Vana Gövdesi	20
Şekil 17: Kelebek Vana Diski.....	20
Şekil 18: Kelebek Vana Yuvası.....	21
Şekil 19: Kelebek Vana Çıplak Mili	22
Şekil 20: Kelebek Vana Contası	23
Şekil 21: Flanşlı Tip Kelebek Vanalar	24
Şekil 22: Çift Eksantrik Kelebek Vanalar	25
Şekil 23: Üçlü Eksantrik Kelebek Vanalar	26
Şekil 24: 3" Lug Tipi Kelebek Vana, Epoksi Kaplamalı Dökme Demir Gövde, Bronz Disk	27
Şekil 25: Kelebek Vana Çalışma Prensibi	30
Şekil 26: Bağlantı Şekillerine göre Kelebek Vanalar	31
Şekil 27: Bu Çalışmada Kullanılan Vananın En Kesitini	39
Şekil 28: DN50 Vana Mesh Görseli	39
Şekil 29: DN50 İçin Durgunluk Bölgeleri.....	57
Şekil 30: DN50 Vana İçin Bernoulli Etkisi Bölgesi	58
Şekil 31: DN50 Vana İçin 10° Diskte Girdap Oluşumları.....	59
Şekil 32: DN50 Vana İçin 50° Diskte Girdap Oluşumları.....	59
Şekil 33: DN50 İçin Vana 90° Diskte Girdap Oluşumları.....	60
Şekil 34: 5m/S Hız Da (a) Dn50 Vana; (b) Simülasyon Modeli	60
Şekil 35: DN150 Vana İçin Durgunluk Bölgeleri.....	69
Şekil 36: DN150 Vana İçin Bernoulli Etkisi Bölgesi	70
Şekil 37: DN150 Vana 10° Diskte Girdap Oluşumları	71
Şekil 38: DN150 Vana 50° Diskte Girdap Oluşumları	71
Şekil 39: DN150 Vana 90° Diskte Girdap Oluşumları	72
Şekil 40: DN300 Vana İçin Durgunluk Bölgeleri.....	80

Şekil 41: DN300 Vana İçin Bernoulli Etkisi Bölgesi	81
Şekil 42: DN300 Vana İçin 10° Diskte Girdap Oluşumları.....	82
Şekil 43: DN300 Vana İçin 50° Diskte Girdap Oluşumları.....	82
Şekil 44: DN300 Vana İçin 90° Diskte Girdap Oluşumları.....	83



TABLolar DİZİNİ

Tablo 1: Literatürden Alınan Kelebek Vana Kayıp Katsayısı (K) Değerleri.	40
Tablo 2: Literatürden Alınan DN50 Vana Kayıp Katsayıları Kullanılarak Hesaplanan Basınç Kaybı Aralıkları	49
Tablo 3: Autodesk CFD İçin Fiziksel Ayarlar (Su Akışı).	50
Tablo 4: Bu Çalışmada Kullanılan Simülasyon Parametreleri.	50
Tablo 5: DN50 Vana 10° Disk Pozisyonundaki Akış Alanı.....	51
Tablo 6: DN50 Vana 50° Disk Pozisyonundaki Akış Alanı.....	52
Tablo 7: DN50 Vana 90° Disk Pozisyonundaki Akış Alanı.....	52
Tablo 8: DN50 İçin 10-50-90° Açılarda Analiz Sonuçlarına Göre Kayıp Katsayısı Ve Debi Katsayısı Hesap Tablosu.....	53
Tablo 9: Dn50 Vana İçin Literatürde Bulunan Basınç Farkı Karşılaştırması	61
Tablo 10: Dn50 Vana İçin Literatürde Bulunan Kayıp Katsayısı Karşılaştırması.....	62
Tablo 11: DN150 Vana 10° Disk Pozisyonundaki Akış Alanı.....	64
Tablo 12: DN150 Vana 50° Disk Pozisyonundaki Akış Alanı.....	64
Tablo 13: DN150 Vana 90° Disk Pozisyonundaki Akış Alanı.....	65
Tablo 14: DN150 İçin 10-50-90° Açılarda Analiz Sonuçlarına Göre Kayıp Katsayısı Ve Debi Katsayısı Hesap Tablosu	65
Tablo 15: Dn150 Vana İçin Literatürde Bulunan Basınç Farkı Karşılaştırması	72
Tablo 16: Dn150 Vana İçin Literatürde Bulunan Kayıp Katsayısı Karşılaştırması.....	73
Tablo 17: DN300 Vana 10° Disk Pozisyonundaki Akış Alanı.....	75
Tablo 18: DN300 Vana 50° Disk Pozisyonundaki Akış Alanı.....	75
Tablo 19: DN300 Vana 90° Disk Pozisyonundaki Akış Alanı.....	76
Tablo 20: DN300 İçin 10-50-90° Açılarda Analiz Sonuçlarına Göre Kayıp Katsayısı Ve Debi Katsayısı Hesap Tablosu	76
Tablo 21: Dn300 Vana İçin Literatürde Bulunan Basınç Farkı Karşılaştırması	83
Tablo 22: Dn300 Vana İçin Literatürde Bulunan Kayıp Katsayısı Karşılaştırması.....	84

GRAFİKLER DİZİNİ

Grafik 1: 3 Farklı Çapta Vananın Analizi Sonucunda Yüzey Ağı(mesh) Sayısına Göre Basınç Farkının Ölçümünün İyileştirilmesi (a) DN50- ΔP , (b) DN150- ΔP , (c) DN300- ΔP	47
Grafik 2: DN50’de su akışı için performans parametresi çıktıları: (a)DN50-K, (b)DN50 Kv	54
Grafik 3: DN50 İçin Hız-Basınç Farkı Grafiği.....	55
Grafik 4: DN50 İçin Hız-Reynolds Sayısı Grafiği	56
Grafik 5: DN150’de su akışı için performans parametresi çıktıları: (a)DN150-K, (b)DN150 Kv	66
Grafik 6: DN150 İçin Hız-Basınç Farkı Grafiği.....	67
Grafik 7: DN150 İçin Hız-Reynolds Sayısı Grafiği	68
Grafik 8: DN300’de su akışı için performans parametresi çıktıları: (a)DN300-K, (b)DN300 Kv	77
Grafik 9: D300 İçin Hız-Basınç Farkı Grafiği.....	78
Grafik 10: DN300 İçin Hız-Reynolds Sayısı Grafiği	79
Grafik 11: DN50, DN150 Ve DN300 Vanaları İçin Hız-Reynolds Sayısı Değişimi	86
Grafik 12: DN50, DN150 Ve DN300 Vanaları İçin 10°, 50° Ve 90° Açılarda Hız-Basınç Karşılaştırması	88

İÇİNDEKİLER

ÖZET

ABSTRACT

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

ŞEKİLLER DİZİNİ

TABLOLAR DİZİNİ

GRAFİKLER DİZİNİ

KAYNAKÇA

GİRİŞ

BİRİNCİ BÖLÜM

1.GİRİŞ

1.1 Kelebek Vanaların Genel Yapısı ve Çalışma Prensibi

İKİNCİ BÖLÜM

2.VANALARIN TANIMI, SINIFLANDIRILMASI VE ENDÜSTRİYEL KULLANIMI

2.1 Vanaların Tanımı ve Genel Özellikleri

2.2 Vanaların Sınıflandırılması

2.2.1 Açma-Kapama Vanaları (On-Off Valves)

2.2.1.1 Küresel Vanalar

2.2.1.2 Sürgülü Vanalar

2.2.1.3 Glob Vana (Globe Valve)

2.2.1.4 Solenoid Vana

2.2.2. Akış Kontrol Vanaları (Flow Control Valves)

2.2.2.1 İğne Tipi Vanalar (Needle Valves)

2.2.2.2 Diyafram Vanalar (Diaphragm Valves)

2.2.3 Basınç Regülasyon Vanaları (Pressure Regulating Valves)

2.2.3.1 Basınç Düşürücü Vanalar (Pressure Reducing Valves- PRVs)

2.2.4. Tek Yönlü Akış Vanaları (Check Valves – Çek Valfler)

2.2.4.1 Çalpara Çekvalf (Swing Check Valve)

2.2.4.2 Kaldıraç Tipi Çekvalfler (Lift Check Valves)

2.2.4.3 Sessiz Çekvalfler (Silent Check Valve/ Non-Slam)

2.3. Kelebek Vana ve Endüstrideki Önemi

2.3.1 Kelebek Vana Parçaları

2.4 Kelebek Vana Tipleri ve Tasarım Özellikleri

2.4.1 Flanşlı Tip Kelebek Vanalar

2.4.2 Çift Eksantrik (Double Offset) Kelebek Vanalar

2.4.3 Üçlü Eksantrik (Triple Offset) Kelebek Vanalar

2.4.4 Lug Tipi Kelebek Vanalar

2.4.5 Wafer Tipi Kelebek Vanalar

2.4.5.1 Wafer Tipi Kelebek Vanaların Endüstrideki Önemi

2.4.5.2 WaferTipi Kelebek Vananın Endüstrideki Yeri ve Uygulamaları

2.5 Kelebek Vanaların Çalışma Prensibi

ÜÇÜNCÜ BÖLÜM

3.KELEBEK VANALARLA İLGİLİ LİTERATÜRDEKİ SON GELİŞMELER

- 3.1 Kelebek Vanalar Üzerine Yapılan Çalışmalar**
- 3.2 Türbülans modelleri ve HAD yaklaşımları**
- 3.3 Literatür Boşlukları ve Bu Tezin Katkısı**

DÖRDÜNCÜ BÖLÜM

4.MATERYAL VE METOT

- 4.1 Kullanılan Malzemeler ve Özellikleri**
 - 4.1.1 Vana Gövdesi- Dökme Demir (ASTM 48 Class 30)**
 - 4.1.2 Vana Diski- Paslanmaz Çelik 304**
 - 4.1.3 Kompozit Malzemeler**
- 4.2 Geometrik Modelleme ve CAD Tasarımı**
- 4.3 Geometrik Özellikler**
 - 4.3.1 Akışkan Seçimi**
 - 4.3.2 Giriş ve Çıkış Koşulları**
- 4.4 Ağ (Mesh) Yapısının Belirlenmesi**
- 4.5 HAD(CFD) Analiz Yöntemi**
- 4.6 Kelebek Vanada Akışın Modellenmesi**

BEŞİNCİ BÖLÜM

5.SİMÜLASYON SONUÇLARI VE ANALİZ

- 5.1 Hesaplamalı Yöntemler**
 - 5.1.1 Hız Limiti Değerlendirmesi**
 - 5.1.1.1 Grid Bağımsızlık Çalışması**
 - 5.1.2 Literatürde Basınç Kaybı Değerlendirmesi**
- 5.2 Sayısal Modellemenin ve Doğrulanmasının Yapılması**
- 5.3 Analiz**
 - 5.3.1 Ağdan Bağımsızlık Doğrulaması**
 - 5.3.2 DN50 Vana Analizi**
 - 5.3.2.1 DN50 Vananın Akış Alanı**
 - 5.3.2.2 DN50 Vana için Durgunluk Bölgeleri Analizi**
 - 5.3.2.2.1 DN50 Vana için Yüksek Basıncılı Durgunluk Bölgesi (High-Pressure Stagnation)**
 - 5.3.2.2.2 DN50 Vana için Düşük Basıncılı Durgunluk Bölgesi (Low-Pressure Stagnation)**
 - 5.3.2.3 DN50 Vana için Bernoulli Etkisi Bölgesi**
 - 5.3.2.4 DN50 Vana İçin Girdap Oluşumlarının İncelenmesi**
 - 5.3.2.5 DN50 ve Literatür Model Karşılaştırması- Doğrulama**
 - 5.3.2.6 DN50 Vana İçin Genel Değerlendirme**
 - 5.3.3 DN150 Vana Analizi**
 - 5.3.3.1 DN150 Vananın Akış Alanı**
 - 5.3.3.2 DN150 Vana için Durgunluk Bölgeleri Analizi**
 - 5.3.3.2.1 DN150 Vana için Yüksek Basıncılı Durgunluk Bölgesi (High-Pressure Stagnation)**

- 5.3.3.2.2 DN150 Vana için Düşük Basıncılı Durgunluk Bölgesi (Low-Pressure Stagnation)
- 5.3.3.3 DN150 Vana için Bernoulli Etkisi Bölgesi
- 5.3.3.4 DN150 Vana İçin Girdap Oluşumlarının İncelenmesi
- 5.3.3.5 DN150 ve Literatür Model Karşılaştırması-Doğrulama
- 5.3.3.6 DN150 Vana İçin Genel Değerlendirme
- 5.3.4 DN300 Vana Analizi
 - 5.3.4.1 DN300 Vananın Akış Alanı
 - 5.3.4.2 DN300 Vana için Durgunluk Bölgeleri Analizi
 - 5.3.4.2.1 DN300 Vana için Yüksek Basıncılı Durgunluk Bölgesi (High-Pressure Stagnation)
 - 5.3.4.2.2 DN300 Vana için Düşük Basıncılı Durgunluk Bölgesi (Low-Pressure Stagnation)
 - 5.3.4.3 DN300 Vana için Bernoulli Etkisi Bölgesi
 - 5.3.4.4 DN300 Vana İçin Girdap Oluşumlarının İncelenmesi
 - 5.3.4.5 DN300 ve Literatür Model Karşılaştırması- Doğrulama
 - 5.3.4.6 DN300 Vana İçin Genel Değerlendirme
- 5.4 Bulgular

6. ALTINCI BÖLÜM SONUÇ

YEDİNCİ BÖLÜM KAYNAKÇA

BÖLÜM 1 GİRİŞ

1.1 Kelebek Vanaların Genel Yapısı ve Çalışma Prensibi

Akışkanların kontrollü şekilde yönlendirilmesi, durdurulması veya basınçlarının düzenlenmesi gerek endüstriyel sistemlerde gerekse altyapı uygulamalarında önemli mühendislik gereksinimlerindedir. Vana, basıncı ve debi akışını kontrol etmek için çeşitli geçiş yollarını yönlendirerek ederek sıvı akışını düzenleyen bir tertibattır. Su, hava, gaz ve diğer sıvı akışkanların istenilen şekilde yönlendirilmesi, durdurulması, debisinin ayarlanması ve basıncının kontrol edilmesi gibi işlevler, endüstride ve altyapı sistemlerinde büyük önem taşımaktadır. Bu amaçlar geliştirilen mekanik sistemler arasında vanalar, akışkan kontrolünün en kritik elemanlarından biridir. Su şebekeleri, içme suyu arıtma tesisleri ve endüstriyel su kullanımı gibi geniş bir alanda vanalar, akışkanların güvenli ve verimli şekilde yönlendirilmesini sağlamaktadır. Nitekim, vana, sıvıların veya gazların geçişini açıp kapayan, yönlendiren ya da debilerini ayarlayan mekanik bir düzenek olarak tanımlanmaktadır (Sanks ve ark., 2008).

Vana sistemleri, modern mühendislikte yalnızca basit akış durdurucular olarak değil, aynı zamanda basınç ve debi kontrolü sağlayan akıllı komponentler olarak da değerlendirilir. Su arıtma tesisleri, petrokimya prosesleri, enerji üretim sistemleri ve HVAC uygulamaları gibi birçok alanda, vanaların performansı enerji verimliliğini, sistem ömrünü ve bakım maliyetlerini doğrudan etkileyebilmektedir. Çengel ve Cimbala yaptığı araştırmada, özellikle büyük çaplı boru hatlarında vana seçimini, sistemin hidrolik dengelemesini sağlamanın yanı sıra, akış rejiminin sürdürülebilirliği ile de ilişkilendirmişlerdir (Cimbala,2013).

Kelebek vanalar, basit yapıları, düşük maliyetleri ve hızlı açma-kapama özellikleriyle bu alanlarda sıklıkla tercih edilmektedir. Temel olarak; gövde, klape, mil ve sızdırmazlık elemanı olmak üzere dört ana parçadan oluşan bu vanalar, akışkanın eksenel düzlemde dönen bir disk ile kontrol edilmesini sağlar. Akış yönünü doğrudan etkileyen bu disk, genellikle 90° dönüş hareketiyle açma ve kapama işlevini yerine getirir. Bu yönüyle kelebek vanalar hem manuel hem de otomatik aktüatörlerle bütünleşmiş çalışabilen yüksek çevrim kapasiteli vana türleridir (Merritt,2005).

Kelebek vana kullanımında dikkat edilmesi gereken hususlardan biri de disk açıklık açısının, akış karakteristiğini doğrudan belirliyor olmasıdır. Düşük açıklık açıları (<30°) sistemde yüksek basınç kaybı ve türbülans oluşumuna neden olurken, yüksek açıklık değerleri (>70°) akışın daha düzgün gerçekleşmesini sağlar. Bu nedenle vana açıklık açısının akış dinamiği üzerindeki etkileri, HAD yöntemleriyle sayısal olarak analiz edilmekte ve tasarimsal iyileştirmeler bu verilere göre şekillendirilmektedir (Versteeg,2006).

Günümüzde vana sistemleri, uzay teknolojilerinden nükleer enerji santrallerine, kimya endüstrisinden su arıtma tesislerine kadar geniş bir kullanım alanına sahiptir. Kullanıldığı ortamın fiziksel ve kimyasal koşullarına göre tasarlanan bu sistemler, -200° C gibi aşırı düşük sıcaklıklardan, ergimiş metal sıcaklıklarına kadar değişen çalışma ortamlarında görev yapabilir. Örneğin, kriyojenik uygulamalarda vakum altında çalışan vanalar olduğu gibi, 7000 bar üzerindeki yüksek basınçlı hidrolik sistemler için üretilmiş özel tasarımlar da mevcuttur. Özellikle su dağıtım sistemlerinde, vana seçimleri sistemin verimliliğini ve

işletme maliyetlerini doğrudan etkileyen faktörler arasında yer almaktadır. Su kayıplarının minimize edilmesi ve sistemdeki basınç dengesinin sağlanması, uygun vana tipinin seçilmesiyle mümkün olmaktadır.

Bu tez çalışmasında, farklı açıklık açlarına ve nominal çaplardaki wafer tipi kelebek vanaların HAD yöntemi ile akış performansları değerlendirilecektir. DN 50, 150, 300 çaplarında modellenen vanaların; 10°, 50°, 90° açıklık konfigürasyonları altında akışkan üzerindeki etkileri sayısal olarak analiz edilecek, özellikle hız dağılımı, basınç düşümü ve türbülans kinetik enerjisi gibi mühendislik açısından kritik parametreler değerlendirilecektir. Akışkan olarak temiz su kullanılacak ve giriş hızları 1 m/s, 3m/s, 5m/s olmak üzere üç farklı değer için analiz edilecektir. Bu bağlamda hem açıklık açısı hem de çap değişimlerinin sistem davranışı üzerindeki etkileri karşılaştırmalı olarak incelenecek ve optimum tasarım prensipleri tartışılacaktır.

Bu çalışmanın temel amacı, farklı çaplara (DN50, DN150, DN300) sahip kelebek vanaların değişen açıklık açıları ve giriş hızlarında akış karakteristiklerini sayısal olarak inceleyerek, vana verimliliğini değerlendirmektir. Çalışma, literatürde genellikle tek bir çap veya açıya odaklanan araştırmalardan farklı olarak, üç farklı vana çapını karşılaştırarak kayıp katsayısı (K), debi katsayısı (Kv) ve basınç kaybı (ΔP) gibi mühendislik açısından kritik parametreleri kapsamlı biçimde analiz etmektedir. Çalışma, hem akademik literatürdeki sınırlı kapsamlı çalışmalardan farklı olarak çok değişkenli bir parametre analizi sunmakta, hem de elde edilen sonuçlarla vana seçimi, enerji verimliliği ve sistem performans optimizasyonu açısından mühendislik uygulamalarına doğrudan katkı sağlamayı hedeflemektedir.

BÖLÜM 2: VANALARIN TANIMI, SINIFLANDIRILMASI VE ENDÜSTRİYEL KULLANIMI

2.1 Vanaların Tanımı ve Genel Özellikleri

Vanalar, akışkanların (sıvı, gaz ve buhar) istenilen yönde, miktarda ve basınçta iletilmesini sağlayan mekanik kontrol elemanlarıdır. Tarihsel bağlamda Mısır, Roma ve Mezopotamya uygarlıklarında su yollarını kontrol etmek amacıyla ilk ‘basit tıpa’ sistemleri kullanılmıştır. Modern anlamda vana teknolojisi ise 19.yüzyılda buhar makineleriyle birlikte gelişmiş ve günümüzde enerji, ısıtma, su artıma, petrokimya ve uzay endüstrilerine kadar geniş bir uygulama alanı bulmuştur. Vanalar, güvenli ve kontrollü bir şekilde yönlendirilmesi, debisinin ayarlanması, basıncının kontrol edilmesi ve gerektiğinde tamamen kesilmesi için kullanılan temel akış kontrol elemanlarıdır. Bu mekanik bileşenler, sıvı, gaz, buhar ve hatta bazı toz akışkanları yönlendirme kabiliyetine sahip olup, birçok endüstriyel ve altyapı sisteminin ayrılmaz bir parçasını oluşturur. Özellikle su arıtma tesisleri, petrol ve doğal gaz boru hatları, kimyasal proses tesisleri, HVAC sistemleri ve enerji üretim tesisleri gibi geniş bir kullanım yelpazesine sahiptirler.



Şekil 1: HVAC sistemleri için kullanılan Vana kontrol odası (Food Sector Construction,2025)

Vanaların optimum performans gösterebilmesi için belirli kriterleri sağlaması gerekmektedir. Öncelikle, uygulama alanına uygun standartları karşılaması, sistem gereksinimlerine uygun malzemelerden üretilmiş olması ve çalışma koşullarına uygun basınç ve sıcaklık aralıklarında çalışabilmesi kritik öneme sahiptir; özellikle yüksek basınç altında çalışan ya da kimyasal olarak korozyon veya reaktif özellikteki akışkanların bulunduğu sistemlerde sızıntının önlenmesi hem tesis güvenliği hem de operasyonel süreklilik açısından hayati öneme sahiptir.

Akışkanın akışı üzerindeki etkileri açısından, vanaların basınç düşüşünü minimize etmesi beklenmektedir. Akışkanın vana içerisindeki hareketi sırasında türbülans ve enerji kayıpları oluşması muhtemeldir; bu nedenle vana tasarımlarında aerodinamik ve hidrodinamik optimizasyon sağlanarak, sistemdeki enerji tüketimi en aza indirilmeye çalışılır. Bunun yanı sıra, vanaların sessiz çalışması, özellikle su ve HVAC sistemlerinde tercih edilen bir özelliktir, çünkü ani açma-kapama hareketleri su darbesi gibi istenmeyen durumlara neden olabilir.

Uzun ömürlü bir vana tasarımı, korozyona ve aşınmaya dayanıklı malzemeler kullanılarak oluşturulmalıdır. Çalışma ortamına bağlı olarak paslanmaz çelik, dökme demir, bronz, plastik veya özel kaplamalı malzemeler tercih edilebilir. Özellikle su arıtma tesisleri ve kimya endüstrisinde kullanılan vanaların kimyasal dayanıklılığı yüksek olmalı ve kimyasal olarak etkili akışkana (aşındırıcı akışkan) karşı direnç gösterebilmelidir. Vana seçimi yapılırken bakım gereksinimleri de göz önünde bulundurulmalıdır; sık bakım gerektiren vanalar işletme maliyetlerini artırırken, bakım gereksinimleri de göz önünde bulundurulmalıdır; sık bakım gerektiren vanalar işletme maliyetlerini artırırken, bakım gerektirmeyen ya da minimum bakım ihtiyacı olan vanalar uzun vadede daha ekonomik bir çözüm sunmaktadır.

Ayrıca, modern vana sistemleri giderek otomasyon ve uzaktan kontrol teknolojileriyle entegre edilmektedir. Özellikle büyük ölçekli sanayi tesislerinde elektrik, pnömatik veya hidrolik aktüatörler ile çalışan vanalar, manuel müdahaleye gerek kalmadan otomatik olarak açılıp kapanabilmekte ve uzaktan izlenebilmektedir. Bu özellikler sayesinde operasyonel verimlilik artırılmakta ve insan hatası minimize edilmektedir.

Vanaların çalışma prensibi, sistemin ihtiyacına bağlı olarak farklı mekanik hareketlerle sağlanır. Bazı vanalar kapak mekanizmasıyla açma-kapama işlemi yaparken, bazıları dönel hareketle akışı kontrol eder. Diğer yandan, kademeli akış kontrolü sağlayan vanalar, akışın hassas bir şekilde düzenlenmesine olanak tanır.

Sonuç olarak, vanalar yalnızca akışkanların yönlendirilmesini sağlayan basit bileşenler değil, aynı zamanda endüstriyel sistemlerin genel performansını etkileyen kritik mühendislik elemanlarıdır. Vana tasarımında mükemmel sızdırmazlık, minimum enerji kaybı, dayanıklı yapı ve işletme kolaylığı temel prensipler arasında yer alırken, gelişen teknoloji ile birlikte akıllı sistemler ve otomasyon çözümleri, modern akış kontrol teknolojilerinde giderek daha büyük bir rol oynamaktadır. Bu doğrultuda, vana tasarımı performans analizlerine yönelik yapılan araştırmalar, enerji verimliliği, sistem güvenliği ve operasyonel süreklilik açısından kritik önem taşımaktadır.

Günümüzde endüstri 4.0 uygulamaları ve akıllı üretim teknolojilerinin yaygınlaşmasıyla birlikte, vanaların yalnızca mekanik işlevleri değil, aynı zamanda dijital sistemlerle entegrasyon kabiliyetleri de önem kazanmıştır.

2.2 Vanaların Sınıflandırılması

Vanalar, endüstriyel sistemlerde akışkanların yönlendirilmesi, debi kontrolü, basınç regülasyonu ve geri akışın önlenmesi gibi kritik görevleri yerine getirmek üzere geliştirilmiş mekanik bileşenlerdir. Çalışma prensiplerine, tasarım özelliklerine ve kullanım amaçlarına göre çeşitli türlere ayrılan vanalar, sistemin verimli çalışması ve enerji kayıplarının minimize edilmesi açısından büyük önem taşımaktadır. Endüstride doğru vana seçimi, yalnızca sistem

performansını değil, aynı zamanda işletme maliyetlerini ve bakım gereksinimlerini de doğrudan etkileyen bir faktördür.

Vanaların sınıflandırılmasında temel kriterlerden biri, çalışma mekanizmaları ve akışkan kontrol şekilleridir. Buna göre, vanalar açma-kapama mekanizmalarına, akış kontrol yeteneklerine ve basınç düzenleme kapasitelerine göre çeşitli kategorilere ayrılmaktadır. Ayrıca, belirli özel uygulamalara yönelik tasarlanmış vanalar, geleneksel vana türlerinin sunduğu çözümlerin ötesine geçerek yüksek basınç, yüksek sıcaklık ve korozif ortamlara dayanıklı malzeme kullanımı gibi özel gereksinimlere cevap verebilmektedir.

Vanalar genel olarak şu kriterlere göre sınıflandırılabilir:

- Akış kontrol yöntemine göre: Açma- Kapama Vanaları (On-Off) valves
- Yapısal tasarıma göre: Klape tipi, çekirdek tipi, dıştan basınçlı
- Aktüatöre edilme biçimine göre: Manuel, pnömatik, elektrikli, hidrolik
- Bağlantı tipine göre: Flanşlı, wafer tipi, lug tipi, kaynaklı

Ayrıca çalışma ortamına göre de sınıflandırma yapmak mümkün olup, örneğin kriyojenik vanalar (-200°C altı), üst basınç vanaları (>7000 bar), korozif ortama dayanıklı vanalar gibi.

2.2.1. Açma-Kapama Vanaları (On-Off Valves)

Açma-kapama vanaları, akışkanın bütünüyle akış geçişine izin verilmesi veya tamamen kesilmesi için tasarlanmış olup, akış kontrolüne duyarlılık gerektirmeyen sistemlerde kullanılır. Bu vanalar, iki konumlu çalışma mekanizmasına sahiptir: tam açık veya tam kapalı. Açma-kapama vanalarının en temel işlevi, bir akışkanın geçişine tamamen izin vermek veya tamamen engellemektir. Bu nedenle, oransal akış kontrolü sağlamazlar ve hız akış değişimleri gerektiren veya anlık müdahaleye ihtiyaç duyan sistemlerde tercih edilirler.



Şekil 2: Farklı tipte açma-kapama (on-off) vanaları (Valmet,2022)

Endüstride geniş kullanım alanına sahip olan, açma-kapama vanaları, özellikle petrol ve gaz tesisleri, su arıtma tesisleri, HVAC uygulamaları, yangın söndürme sistemleri ve enerji santrallerinde kritik bir rol oynar. Örneğin, büyük çaplı su hatlarında kullanılan sürgülü vanalar, boru hattının tamamını açarak serbest akış sağlarken, kimyasal proseslerde yaygın olarak kullanılan küresel vanalar, akışkanın tam kapanmasını ve sistemin izolasyonunu sağlar. Ancak, ani açma – kapama işlemleri sırasında hidrolik darbe oluşabileceği için, bazı sistemlerde kademeli açılma- kapanma mekanizmaları ile desteklenmektedir. Bu vanaların yapısal türleri arasında küresel vana, sürgülü vana ve kelebek vana yer almaktadır. Örneğin, büyük çaplı su taşıma hatlarında kullanılan sürgülü vanalar, geniş açıklığı sayesinde akışa minimal direnç gösterirken; kimyasal proses hatlarında genellikle tercih edilen küresel vanalar, sızdırmazlık performansı ve hızlı açma-kapama kabiliyeti ile ön plana çıkmaktadır.

Açma- kapama vanaları, sistemin güvenliğini sağlamak ve istenmeyen basınç değişimlerini önlemek için tasarlanmış, yalnızca iki konumda çalışabilen kontrol elemanlarıdır. Bu özellikleriyle boru hatlarının izolasyonunda kritik görev üstlenmektedirler.

2.2.1.1 Küresel Vanalar

Küresel Vanalar, içinden geçen akışkanı kontrol etmek için boş, delikli ve dönen bir küre kullanan bir akış kontrol cihazıdır. Kürenin ortasında bulunan delik akış girişiyle aynı hizada olduğunda açıktır ve vana kolu tarafından 90° derece döndürülerek akışı engellediğinde kapalıdır. Kol açıkken akışla aynı hizada durur. Kapalı konum ¼ tur saat yönünde veya saat yönünün tersine olabilir.

Küresel vanalar dayanıklıdır ve birçok çevrimden sonra iyi performans gösterir ve uzun süreli kullanılmama durumlarından sonra bile güvenli bir şekilde kapanarak güvenilirdir. Bu nitelikler onları, genellikle sürgülü ve küresel vanalara tercih edildikleri kapatma ve kontrol uygulamaları için mükemmel bir seçim haline getirir.

Kullanım kolaylığı, onarımı ve çok yönlülüğü, tasarımına ve kullanılan malzemelere bağlı olarak 100 MPa'a kadar basınç ve 400°C'ye kadar sıcaklıkları destekleyerek kapsamlı endüstriyel kullanıma uygundur. Boyutlar genellikle 0.2 ile 48 inç (5 ila 1200mm) arasındadır. Vana gövdeleri metal, plastik veya seramikli metalden yapılır; yüzen bilyeler dayanıklılık için genellikle krom kaplanır. Küresel vanaların bir dezavantajı, su akışını kontrol etmek için kısmen açık konumda uzun süre çalıştırıldıklarında, sızdırmazlık elemanlarında aşınmaya neden olabilmeleridir. Bu durum, özellikle yüksek hızlarda çalışan sistemlerde kontrolü sağlamak zor olduğundan, bu vanalar oransal kontrol gereken uygulamalar için ideal değildir. Bununla birlikte, hızlı açma-kapama yetenekleri, düşük basınç kayıpları ve yüksek basınca dayanıklı yapıları sayesinde, birçok endüstriyel uygulamada tercih edilen bir çözüm olmaya devam etmektedirler.



Şekil 3: Bir Küresel Vana görseli (Velan Valvac,2023)

2.2.1.2 Sürgülü Vanalar

Sürgülü vana, su tedarik sistemlerinde en yaygın kullanılan vana türüdür. Doğrusal hareketli bir izolasyon vanasıdır ve akışı durdurma veya izin verme işlevine sahiptir. Sürgülü vanalar, akış akımına kayarak kapatma işlevi gören ve bu nedenle bir kapı gibi davranan kapatma elemanından adını almıştır. Sürgülü vanalar, bakım, onarım çalışmaları ve yeni kurulumlar sırasında su tedarik ağının belirli alanlarını izole etmek ve boru hattı boyunca su akışını yeniden yönlendirmek için kullanılır. Sürgülü vanalar normalde bir volan (el çarkı) veya bir aktüatör ile çalıştırılır. Çark, vana miline takılıdır ve ona dönme enerjisi aktarır. Sürgülü vananın açılması sırasında, volanın dönüşü sürgülü milin dişlerini sürgülüye doğru çevirir ve kapatma için tersi geçerlidir. Bu enerji, sürgülü vana kama parçasını aşağı veya yukarı doğru hareket ettirir. Yer altı sürgülü vana tesisatlarında, vanaya doğrudan erişim olmadan çalıştırmaya olanak tanıyan bir uzatma mili takılır.

Genellikle sürgülü vanalar, boru hattının uzun süre açık veya kapalı kalacağı alanlara monte edilir, çünkü bu iki konum arasında geçiş yapmak genellikle biraz zaman alır. Ancak, vananın sık sık veya uzaktan çalıştırılması gerektiğinde, motorlu sürgülü vanalar (yani elektrikli aktüatörle donatılmış vanalar) kullanılır.



Şekil 4: Bir Metal Yataklı Sürgülü Vana (Teji,2009)

2.2.1.3 Glob Vana

Glob vana, boru hattındaki sıvı akışını durdurmak ve/veya kontrol etmek için kullanılan bir alettir. Borudan geçen sıvı akışını durdurarak çalışır. Globe adı, vananın silindirik şekline atfen verilmiştir. Glob vananın gövdesinde genellikle iç bölme ile ayrılmış iki yarı vardır.

Glob vanalar, sürgülü vanalara göre daha fazla basınç düşüşü sergilese de vana üzerinden basınç düşüşünün kontrol edici bir faktör olmadığı durumlarda kullanılabilir. Globe vanalar, kısma amacıyla kullanıldıklarında “kısma vanaları” olarak da adlandırılır.

Birçok vana türü glob vana olarak adlandırılabilir. Bunlar izolasyon vanaları, kontrol vanaları ve daha fazlası olabilir. Daha önce de belirtildiği gibi, “globe” terimi vana gövdesinin küresel şeklini ifade eder.

Glob vananın temel amacı, borulardaki sıvı ve gaz akışını durdurmak, başlatmak ve düzenlemektir. Genellikle silindirik gövdede hareketli disk tipi bir bileşen ve hareket etmeyen bir halka yuvası bulunur. Glob vananın yuvası, borunun merkezinde ve yan yana konumdadır, yuvanın açıklığı ise bir disk veya tıpa kullanılarak kapatılır. Globe vanaların yapısı, her iki yönde de akışı yönetmelerine olanak tanır.



Şekil 5: Bir Globe Vana Görseli (Genebre,2022)

2.2.1.4 Selenoid Vana

Selenoid valf, sıvı veya gaz akışını kontrol etmek için yaygın olarak kullanılan bir elektromekanik valftir. Çeşitli selenoid valf türleri vardır, ancak ana varyantlar pilot kumandalı veya doğrudan etkili olanlardır. En yaygın olarak kullanılan pilot kumandalı valfler, valf gövdesindeki ana deliği açmak ve kapatmak için sistem hattı basıncını kullanır. Doğrudan çalıştırılan selenoid valfler ise valf içindeki tek akış yolu olan ana valf deliğini doğrudan açar veya kapatır. Bunlar, düşük akış kapasitesi gerektiren sistemlerde veya valf deliği boyunca düşük basınç farkı olan uygulamalarda kullanılır.

Selenoid valf, sıvı veya gaz akışını pozitif, tamamen kapalı veya tamamen açık modda kontrol ederek çalışır. Genellikle manuel valflerin yerine veya uzaktan kumanda için kullanılırlar. Selenoid valf işlevi, valf gövdesindeki bir deliği açarak veya kapatarak valf içinden akışı izin verir veya engeller. Bir piston, bobini enerjilendirerek bir manşon tüpü içinde yükselip alçalarak deliği açar veya kapatır.

Selenoid valfler bir bobin, piston ve manşon grubundan oluşur. Normalde kapalı valflerde, bir piston geri dönüş yayı pistonu deliğe karşı tutar ve akışı engeller. Selenoid bobini enerjilendiğinde, ortaya çıkan manyetik alan pistonu kaldırarak akışı sağlar. Selenoid bobini normalde açık bir valfte enerjilendiğinde, piston deliği kapatır ve bu da akışı engeller.



Şekil 6: Bir Selenoid Vana görseli (Aira Valve Otomation, 2019)

2.2.2 Akış Kontrol Vanaları

Akış kontrol vanaları, bir sistemde akış miktarının hassas bir şekilde ayarlanmasını sağlayan mekanizmalardır. Akış debisini belirli bir seviyede sabit tutarak, ani debi değişikliklerinin sistem bileşenleri üzerindeki olumsuz etkilerini azaltırlar. Özellikle kimya, ilaç ve enerji sektörlerinde kullanılan akış kontrol vanaları, belirli bir noktada kararlı bir akış rejimi sağlamak için tasarlanmıştır.

Akış kontrol vanalarının sistem içi dinamikleri dengelemek ve ani basınç veya debi dalgalanmasının önüne geçmek için kullanıldığını belirtilmektedir. Bu tür dalgalanmalar, ekipmanlarda erken aşınmaya, proses dengesizliklerine ve kontrol döngülerinde gecikmelere neden olabilir (Karassik,2001).



Şekil 7: Farklı Tipte Akış Kontrol Vanaları (Rstv Valves, 2025)

Günümüzde, akış kontrol vanalarının otomasyon sistemleriyle entegre edilmesi sayesinde, uzaktan izleme ve anlık müdahale olanakları artmış, enerji tüketimi daha verimli hale getirilmiştir. Bu vanalar, elektrik, hidrolik veya pnömatik aktüatörlerle desteklenerek hassas akış ayarlarına olanak sağlamaktadır. Oransal kontrol sağlayan bu vanalar, özellikle kimya, enerji ve su arıtma tesislerinde kullanılır

Akış kontrol vanaları, genellikle kademeli kontrol prensibiyle çalışırlar. Yani, tam açık veya tam kapalı yerine ara konumlarda çalışarak akış miktarını istenen değere göre ayarlayabilirler. Bu sayede, değişken yük koşullarında dahi proses akışlarının sürekli ve optimize bir şekilde yönetilmesi mümkün olur. Özellikle oransal kontrol sağlayan vanaların modern SCADA sistemlerine entegrasyonunun, proses kontrolündeki gecikmeleri ve enerji tüketimini büyük ölçüde azaltabildiği ifade edilmektedir (Dixon,2011).

Yaygın kullanılan akış kontrol vanası tipleri arasında iğneli vanalar, diyafram vanalar ve özel kontrol karakteristiklerine sahip kelebek vanalar yer almaktadır. Bu vanalar, hassas kontrol istenen uygulamalarda, düşük titreşim, düşük basınç kaybı ve yüksek tepkime hassasiyeti gibi avantajlarıyla öne çıkarlar. Özellikle iğneli vanalar, mikro düzeyde akış

kontrolü gereken laboratuvar sistemlerinde; diyafram vanalar ise kimyasal reaktiviteye dayanıklı ortamlarda yaygın olarak tercih edilir.

Gerçekleştirilen bir deneysel çalışmada, membranlı kontrol vanalarının dalgalı akış rejimlerinde daha az türbülans oluşturduğu ve sistem kararlılığına olumlu katkı sağladığı ortaya konmuştur (Fernandez,2023).

2.2.2.1 İğne Tipi Vanalar

İğneli vanalar manuel veya otomatik olarak çalışabilir. Manuel olarak çalıştırılan iğne valfleri, piston ile valf yuvası arasındaki mesafeyi kontrol etmek için volan (el çarkını) kullanır. Volan bir yöne çevrildiğinde, piston kaldırılır ve valf açılır, böylece sıvının geçmesi sağlanır. Volan diğer yöne çevrildiğinde, piston yuvaya yaklaşır ve akış hızını azaltır veya valfi kapatır. İğne Otomatik iğne vanaları, valfi otomatik olarak açan ve kapatan bir hidrolik motora veya hava aktüatörüne bağlanır. Motor veya aktüatör, zamanlayıcılara veya makineyi izlerken toplanan harici performans verilerine göre pistonun konumunu ayarlar.

İğneli vanalar, akışı kontrol etmek ve hassas göstergeleri sıvı ve gazların ani basınç artışlarının neden olduğu hasarlardan korumak için yaygın olarak kullanılır. Düşük akış hızlarına sahip daha hafif ve daha az viskoz malzemeler kullanan sistemler için idealdir. İğne valfleri genellikle düşük basınçlı hidrolik sistemlerde, kimyasal işlemede ve diğer gaz ve sıvı hizmetlerinde kullanılır.



Şekil 8: Bir İğneli Vana Görseli (Gem Petrol Chemical Company, 2025)

2.2.2.2 Diyafram Vanalar

Diyafram valfi, proses endüstrisinde çok önemli bir bileşendir ve gaz ve sıvıların akışını düzenlemek için kullanılır. En iyi performansı ve uzun hizmet ömrünü sağlamak için, özel uygulamanıza uygun doğru diyafram valfini seçmek önemlidir.

Diyafram valfi, valf gövdesindeki bir “çıkıntıya” karşı hareket eden esnek bir diyaframa sahiptir. Mil, bir volan (el çarkı) ile mekanik olarak veya pnömatik veya elektriksel olarak çalıştırılabilir. Pnömatik varyantlar üç versiyonda mevcuttur: yaylı kapanma, yaylı açma veya çift etkili. Yaylı kapanma “güvenli kapanma” için, yaylı açma ise “güvenli açma” için kullanılır; bu, elektrik veya hava kaybı durumunda vananın kendi kendine kapanması veya açılması anlamına gelir.

Diyafram valfi, proses endüstrisinde çok önemli bir bileşendir ve gaz ve sıvıların akışını düzenlemek için kullanılır. En iyi performansı ve uzun hizmet ömrünü sağlamak için, özel uygulamanıza uygun doğru diyafram valfini seçmek önemlidir.



Şekil 9: Bir Diyafram Vanası (EBA Engineering Consultants, 2020)

2.2.3 Basınç Regülasyon Vanaları

Basınç regülasyon vanaları, bir sistemde belirlenen bir basınç seviyesinin korunmasını sağlamak amacıyla tasarlanmış olup, basınç düşürme ve basınç dengeleme olmak üzere iki temel işlevi yerine getirir. Özellikle hidrolik sistemlerde, buhar hatlarında ve su dağıtım şebekelerinde, boru hatlarında aşırı basınç birikmesini önleyerek sistem bileşenlerinin korunmasına yardımcı olur. Şehir suyu hatlarından buhar tesislerine kadar geniş bir uygulama alanı vardır.

Basınç düşürücü vanalar, yüksek giriş basıncını, kullanıcı ihtiyacına uygun sabit bir çıkış basınca indirir. Şehir içi su dağıtım şebekelerinde bu tür vanalar, sistemdeki ani basınç artışlarını kontrol ederek boruların aşırı gerilmeye maruz kalmasını önler ve suyun kontrollü bir şekilde iletilmesini sağlar. Buhar sistemlerinde kullanılan basınç regülasyon vanaları ise, yüksek sıcaklık ve yüksek basınçla çalışan proses hatlarında sistem kararlılığını sağlar ve arızanın önüne geçer.

Günümüzde bu vanalar genellikle otomatik kontrol sistemlerine entegre edilmekte, PID (oransal-integral-türevsel) kontrol algoritmaları ile birlikte çalışarak sistemin dinamik gereksinimlerine daha hızlı ve hassas tepkiler verebilmektedir. Örneğin, elektronik basınç

regülatörlerinin geleneksel yay mekanizmalı modellere göre daha hızlı yanıt verdiği ve enerji verimliliğini artırdığı vurgulanmıştır. (Fundamentals of Fluid Mechanics, Çengel)



Şekil 10: Farklı tipte Basınç Düşürücü Vanalar (Skytech Cleaning,2019)

Gelişmiş proses kontrol sistemlerinde kullanılan çok kademeli basınç düşürücü vanaların, ani basınç düşüşlerinden kaynaklanan kavitasyon riskini azaltarak sistem güvenliğini artırdığı ifade edilmektedir. Bu tip vanalar, yüksek basınç farklarının bulunduğu endüstriyel uygulamalarda tercih edilmektedir (Fundamentals of Fluid Mechanics, Çengel).

Endüstride yaygın olarak kullanılan basınç regülasyon vanaları türleri şunlardır:

- Yay kontrollü basınç düşürücüler
- Pilot kontrollü basınç regülatörler
- Elektronik kontrollü Regülatörler
- Kombine basınç- dalga regülasyon vanaları

Basınç regülasyon vanalarının performansı; vana boyutu, diyafram hassasiyeti, yay karakteristiği ve sistem akış koşulları gibi birçok faktöre bağlıdır. Bu nedenle, doğru vana seçimi, sistemin genel güvenilirliği ve verimliliği açısından kritik bir mühendislik karar sürecidir.

2.2.3.1 Basınç Düşürücü Vanalar

Basınç düşürme vanalarının özelliği, su akışını belirli bir basınca ayarlamak için tasarlanmış olmalarıdır. Bu, bölgenizdeki belediye su basıncında ani bir artış olursa, vanadaki yay ve diyafram sıkılaşacak ve evinizde hala sabit bir basınç olacak anlamına gelir.

Bazı belediye su şebekeleri suyu çok yüksek basınçlarda pompalar — bazen inç kare başına 0.69Mpa'ın çok üzerinde. Yerel su şirketleri, yüksek binalar veya yüksek rakımlı

mahalleler gibi ulaşılması zor yerlere su sağlamak için genellikle basıncı artırır. Ancak 0.55 Mpa'ın üzerindeki su basıncı, zamanla borularınızda, armatürlerinizde ve cihazlarınızda önemli aşınma ve yıpranmaya neden olabilir.



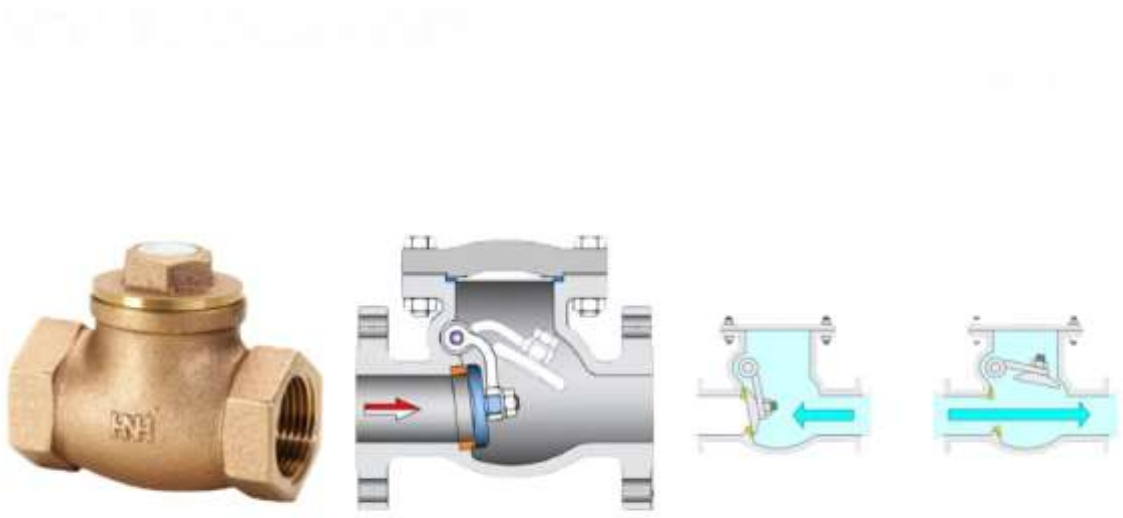
Şekil 11: Basıncı Düşürücü Vana Görseli (Flomatic Valves, 2007)

2.2.4. Tek Yönlü Akış Vanaları (Çek Valfler)

Tek yönlü akış vanaları, akışkanın yalnızca tek bir yönde hareket etmesine izin vererek geri akışı engelleyen bir mekanizma içerir. Özellikle pompa çıkışlarında ve su sistemlerinde, akışkanın ters yönde hareket etmesini önleyerek sistemin korunmasını sağlar. Bu vanalar, hidrofor sistemlerinde, yangın söndürme sistemlerinde ve petrokimya sektöründe geri basıncı önlemek amacıyla yaygın olarak kullanılır. İç yapı olarak genellikle bir yay destekli

disk, top ya da klape içerir; bu elemanlar akış yönünde açılır, ancak ters yönde akış olduğunda kapanarak sızmayı önler.

Çek valfler pompa çıkışlarında, hidrofor sistemlerinde, yangın söndürme tesisatlarında ve petrol-doğalgaz boru hatları dahil geniş bir kullanım yelpazesine sahiptir. Ters akışın engellenmesi sayesinde, pompaların geri döndürülmesini, tesisat sistemlerinde hava veya gaz girişini ve kimyasal tepkimelerde akışkan karışımını önlemektedir.



Şekil 12: Farklı tipte Çek valfler (Athena Engineering SLR,2025)

2.2.4.1 Çalpara Çek valf

Çalpara çek valf, ileri akışı sağlar ve geri akışı engeller. Tek yönlü homojen akış uygulamaları için güçlü bir seçenek sunar.

Salıncak çek valfinin diski ve külbütör birbirine bağlanır ve pim mili etrafında bir açıyla dönmelerini sağlar. Diske uygulanan giriş basıncı direnç basıncını aştığında, sıvı belirlenen yönde akar. Vana açılırken, disk yuvasından ayrılır ve pim etrafında dönerek tamamen açık konuma gelir. Akış hızı düştüğünde, valf diski tekrar kapalı konuma döner. Bu, sıvının geri akışını önler.



Şekil 13: Bir Çalpara Çek valf görseli (AVK Vana, 2002)

2.2.4.2 Kaldıraç Tipi Çek valfler

Kaldırma çek valfleri genellikle küresel valflerle seri olarak monte edilir ve aynı şekilde oturur. Bu tip valf, genellikle yüksek akışlı sistemlere monte edilmesine rağmen birçok akış uygulaması için uygundur. Tipik uygulamalar arasında buhar, hava, gaz, su ve buhar sistemleri bulunur. Kaldırma çek valfleri, akış girişi valf yatağının alt tarafında olacak şekilde monte edilmelidir, aksi takdirde valf doğru şekilde çalışmayacaktır. Kaldırma tipi çek valf diskleri, tıkaç veya bilyalı tasarımıdır. Yuvanın altından gelen akış, diski yuvadan kaldırır ve valften akışa izin verir. Bilyeli veya tıkaçlı valf, açılma ve kapanma sırasında kılavuzlar tarafından hizalı tutulur. Akış azaldığında valf hafifçe kapanır, akış durduğunda valf kapanır; geri akış da kaldırma tipi çek valfi kapalı konuma getirir.



Şekil 14: Kaldıraç Tipi Çek valf (FAF, 2007)

2.2.4.3 Sessiz Çek valfler

Sessiz çek valf, su darbelerini en aza indirmek ve sistem gürültüsünü azaltmak için özel olarak tasarlanmış yüksek performanslı bir çözümdür. Su temini, HVAC sistemleri, yangın koruma ve endüstriyel boru tesisatı uygulamalarında kullanım için idealdir. Kapanırken yüksek sesli bir “patlama” sesi çıkaran geleneksel salıncak çek valflerin aksine, sessiz çek valf yay destekli bir kapanma mekanizmasına sahiptir. Bu, ters akış meydana gelmeden diskin kapanmasını sağlayarak hidrolik şoku ve gürültüyü önemli ölçüde azaltır. Sonuç olarak, daha sessiz, daha güvenli ve daha güvenilir bir sistem çalışması sağlanır.



Şekil 15: Sessiz Çek valf (Val-Matic Valve ,2021)

2.3 Kelebek Vanalar ve Endüstrideki Önemi

Kelebek vanalar, kompakt tasarımları, düşük basınç kaybı ve hızlı açma-kapama yetenekleri sayesinde geniş bir kullanım alanına sahiptir. Boru hatlarında, minimum yer kaplayan yapıları nedeniyle, özellikle geniş çaplı su boru hatları, soğuma suyu sistemleri ve kimyasal prosesler için ideal bir çözümdür. Basit yapıları, az yer kaplamaları ve hızlı açma-kapama yetenekleri ile su ve atık su sistemlerinden enerji santrallerine, kimyasal proseslerden HVAC sistemlerine kadar geniş bir uygulama yelpazesinde kullanılır.

Bu vanaların endüstride tercih edilmesinin ana sebeplerinden biri, geniş çaplı boru hatlarında düşük basınç kaybı sağlamalarıdır. Özellikle soğutma, yangın söndürme sistemleri ve acil durum tahliye hatlarında vermiş oldukları hızlı tepki süreleri sayesinde sistem güvenliği artırılmaktadır.

Yeni nesil vana kontrol sistemlerinde merkezi denetim ve veri toplama sistemleri (SCADA-Supervisory Control and Data Acquisition) gibi) sayesinde uzaktan izlenebilmekte ve kontrol edilebilmektedir. Bu bütünleşmiş süreci, özellikle devasa endüstriyel tesislerde işletim verimliliğini artırmakta ve bakım süreçlerini kolaylaştırmaktadır. Elektrik, pnömatik veya hidrolik aktüatörlerle desteklenen kelebek vanalar, otomatikleştirilmiş proses kontrol sistemlerinde önemli yer tutmaktadır.

Kelebek vanaların endüstrideki bir diğer avantajı, gövde ve disk malzemelerinin uygulamaya özel olarak seçilebilmesidir. Örneğin, deniz suyu taşıma sistemlerinde korozyona dayanıklı paslanmaz çelik veya bronz alaşımlar kullanılırken, kimyasal tesislerde PTFE kaplı vanalar tercih edilmektedir. Bu çeşitlilik, farklı akışkan koşullarına uygun vana tasarımını mümkün kılar.

Endüstride kelebek vanaların kullanılmasının getirdiği avantajlardan biri de düşük bakım maliyetidir. Özellikle flanşlı ve wafer tipi kelebek vanalar, bakım gereksinimlerinin düşük olması ve kolay değiştirilmesi sebebiyle birçok sistemde tercih edilmektedir.

2.3.1 Kelebek Vana Parçaları

Aşağıda kelebek vananın ana bileşenleri listelenmiştir:

Vana Gövdesi; vana gövdesi boru flanşları arasına yerleştirilir. En yaygın uç bağlantı tipleri flanşlı, çift kulplu ve wafer tipleridir.



Şekil 16: Kelebek Vana Gövdesi (SL Indurstries, 2012)

Disk; vana gövdesine bağlı olan disk, sıvı akışını durduran veya kısıtlayan bir kapak görevi görür; bu, bir kapak vanasındaki kapak veya bir küresel vanadaki küre ile eşdeğer olarak düşünülebilir. Disk genellikle mil veya şaftı almak için delinmiştir. Akışı, sızdırmazlığı ve/veya çalışma torkunu iyileştirmek için disk tasarımında, yöneliminde ve malzemesinde birçok varyasyon vardır. Örneğin, Hawle'nin 9881k çift eksantrik disk, sızdırmazlık aşınmasını ve “aşınmayı” azaltmak ve çalışma torku gereksinimlerini azaltmak için tasarlanmıştır.



Şekil 17: Kelebek Vana Diski (Allied Products,2021)

Yuva; vana gövdesinin içini kaplayan, tam kapatma sağlamak için diski kapalı konumda sabitleyen güçlü bir elastomer veya metal sızıntı önleyici contadır. 9881k serisinin paslanmaz çelik kaynak dolgulu ve mikro işlenmiş entegre gövde yuvası, korozyona ve erozyona dayanıklı bir yuva yüzeyi sağlar. Bu özel yuva tasarımı sayesinde, vana EN12266 –A gerekliliklerine göre sızdırmaz olarak üretilebilir.



Şekil 18: Kelebek Vana Yuvası (The Jack Olsta,2025)

Mil (Şaft); genellikle mil olarak da adlandırılan vana şaftı, diski çalıştırma mekanizmasına bağlayan ve torku kendisi üzerinden ileten bileşendir.



Şekil 19: Kelebek Vana Çıplak Mili (B&D Plastics, 2021)

Contalar; contalar, çalışma sırasında sıkı bir sızdırmazlık sağlamak veya daha esnek ve uygun maliyetli bir tasarım için proses ortamını vananın iç bileşenlerinden izole etmek amacıyla vananın içindeki birçok arayüzde bulunur.

Yuva yüzeyindeki sızdırmazlık, bir tutma halkası tarafından diskin çevresinde tutulan ve sızdırmazlık halkasının dışarıya doğru kaymasını önleyen sürekli T profilli esnek sızdırmazlık halkası ile sağlanır. Kapalı konumda, sızdırmazlık halkası yuva yüzeyine bastırılır ve hem yukarı hem de aşağı akış uçlarında sıkı bir sızdırmazlık sağlar. Açık konumda, çift eksantrik disk tasarımı sayesinde sızdırmazlık halkası tamamen gerilimsizdir.



Şekil 20: Kelebek Vana Contası (G Teek,2021)

2.4 Kelebek Vana Tipleri ve Tasarım Özellikleri

Kelebek vanalar, yapısal tasarımlarına ve montaj şekillerine göre başlıca şu tiplerde sınıflandırılır: Wafer tipi, Lug tipi, Flanşlı tip, Çift Eksantrik ve Üçlü Eksantrik kelebek vanalar. Her bir vana tipi endüstriyel uygulama ihtiyaçlarına göre farklı avantajlara sahiptir.

2.4.1 Flanşlı Tip Kelebek Vanalar

Flanşlı vanalar, her iki ucunda yer alan flanşlar sayesinde doğrudan boru flanşlarına cıvatarla monte edilebilmektedir. Bu tip, daha sağlam bağlantı sağlar ve yüksek basınçlı sistemlerde müşteri odaklı daha güvenli bir çözüm sunmaktadır.

Enerji santralleri, yüksek debili su iletim hatları ve endüstriyel işlemlerde yaygın olarak kullanılmaktadır. Flanşlı vanalar, genellikle büyük çaplı uygulamalar için uygundur.

Flanşlı uçlu kelebek vanalar daha fazla mekanik mukavemet sağlar ve ağır hizmet uygulamaları için tavsiye edilir (Sanks ve ark,2008).



Şekil 21: Flanşlı Tip Kelebek Vanalar (Wvf Valve,2019)

2.4.2 Çift Eksantrik Kelebek Vanalar

Çift eksantrik kelebek vanalarda, disk eksenini hem vana merkezinden hem de boru hattı ekseninden eksantrik konumlandırılmıştır. Bu tasarım, diskin contaya daha az temas etmesini sağlar ve sürtünmeyi azaltır. Böylece sızdırmazlık elemanlarının ömrü artar.

Yüksek sıcaklık ve basınç sistemlerinde, örneğin buhar hatlarında ve petrokimya tesislerinde tercih edilir.

Çift eksantrik kelebek vanalar tipik olarak sıkı kapatma ve uzun hizmet ömrü gerektiren uygulamalarda kullanılır.



Şekil 22: Çift Eksantrik Kelebek Vanalar (ATCO Group,2025)

2.4.3 Üçlü Eksantrik Kelebek Vanalar

Üçlü eksantrik vanalar, en gelişmiş kelebek vana türüdür. Bu tasarımda, disk açıldığında tamamen conta ile temas kesilir ve bu, metal-metal sızdırmazlık sağlar. Yüksek sıcaklık, basınç ve kritik proses hatlarında kullanılır.

Enerji santralleri, rafineler ve yüksek performanslı endüstriyel sistemlerde vazgeçilmezdir.

Üçlü eksantrik vanalar, aşırı basınç ve sıcaklık koşullarında bile kabarcık geçirmez kapatma ve sıfır sızıntı sağlar.



Şekil 23: Üçlü Eksantrik Kelebek Vanalar (YOONAD Valve,2024)

2.4.4 Lug Tipi Kelebek Vanalar

Lug Tipi vanalar, her iki yanında dişli kulaklara (lug) sahiptir. Bu sayede boru hattının tek tarafının sökülmesine imkân verirken diğer tarafın sistemde kalmasını sağlar. Bu özellikler, bakım işlemleri için büyük kolaylık sağlar.

Bu vanalar genellikle orta basınç sınıfı sistemlerde kullanılır ve yangın söndürme sistemleri, kimyasal proses hatları gibi kesintisiz çalışmanın gerekli olduğu tesislerde tercih edilir.

Lug tipi vanalarda vana gövdesi flanşlar arasına yerleştirilir ve her iki flanştan gelen cıvatalar doğrudan vananın yanlarındaki lug tipi bağlanarak mekanik olarak sabitlenir (White ve ark.,2011). Lug tipi kelebek vanalar genellikle sfero döküm veya çelik gibi metallerden imal edilir. Bu vanalar, cıvata bağlantıları için vana flanşları üzerinde konumlandırılmış dişli tırnaklara sahiptir.

Lug tipi kelebek vanalar hat sonu uygulamaları için uygundur, ancak kör flanş kullanılması her zaman tavsiye edilir. Lug tipi kelebek vanalar, pnömatik veya elektrikli tahrik sistemleriyle uyumlu olacak şekilde üretilir. Disk ve yuva malzemesi, uygulama ve akış ortamı dikkate alınarak belirlenmelidir. Diğer kelebek vana çeşitlerine göre daha pahalıdırlar. Büyük boyutları nedeniyle montajları daha zordur. Diğer kelebek vana çeşitlerine göre bakımı daha zordur. Diğer kelebek vana çeşitlerine göre daha az uyumludurlar.



Şekil 24: 3" Lug Tipi Kelebek Vana, Epoksi Kaplamalı Dökme Demir Gövde, Bronz Disk (UNOX Vana, 2024)

2.4.5 Wafer Tipi Kelebek Vanalar

Wafer tipi kelebek vanalar, kompakt tasarımlarıyla dikkat çeker ve iki flanş arasına doğrudan monte edilerek hat üzerine minimum yer kaplar. Montajı kolaydır ve genellikle düşük ila orta basınçlı sistemlerde tercih edilir.

Wafer tipi kauçuk kaplı kelebek vana, boru hattının çap yönünde monte edilir. Kelebek vana gövdesinin silindirik kanalında, disk şeklindeki kelebek plakası eksen etrafında döner ve dönüş açısı 0° - 90° arasındadır, bu da akış ayarında rol oynayabilir. Kelebek plaka 90° döndüğünde, vana maksimum Açılma derecesine ulaşır. Wafer tipi kelebek vana, yapısı basit, boyutu küçük ve ağırlığı hafiftir ve sadece birkaç parçadan oluşur. Ayrıca, sadece 90° döndürülerek hızlı bir şekilde açılıp kapatılabilir ve kullanımı basittir. Aynı zamanda, vana iyi sıvı kontrol özelliklerine sahiptir.

Yapılarında genellikle tek parça döküm gövde, elastomer contalar (ör. EPDM, NBR) ve paslanmaz çelik disk bulunur. Sızdırmazlık, gövde içindeki conta sayesinde sağlanır. Bu tip vanalar, özellikle HVAC sistemlerinde su dağıtım hatlarında ve atık su arıtma tesislerinde kullanılır.

Wafer tipi kelebek vanalar boru flanşları arasına oturtulmak üzere tasarlanmış olup, cıvatalar doğrudan vana gövdesinden geçerek her iki flanşı birbirine bağlayacak şekilde sıkılır ve bu da sızdırmazlığı artıran bir montaj şekli sunar. (Smith ve ark., 2017)

2.4.5.1 Wafer Tipi Kelebek Vanaların Endüstrideki Önemi

Wafer tipi kelebek vanalar, kompakt yapıları, hafiflikleri ve kolay montaj özellikleri nedeniyle endüstriyel akışkan sistemlerinde yaygın olarak tercih edilmektedir. Bu vanalar, iki flanş arasına doğrudan yerleştirilerek sabitlenir ve cıvatalar vana gövdesinden geçerek her iki flanşı birbirine bağlayacak şekilde sıkılır. Bu özellikleri sayesinde hem montaj süresi kısaltmakta hem de hat üzerindeki yer ihtiyacı minimum seviyeye indirilmektedir.

Ayrıca wafer tipi kelebek vanaların otomasyon sistemleriyle entegrasyonu oldukça kolaydır. Pnömatik, hidrolik veya elektrik aktüatörlerle desteklenebilen bu vanalar, özellikle akıllı izleme ve kontrol sistemleri ile kullanıldığında yüksek operasyonel verimlilik sağlamaktadır. Bu sayede uzaktan izleme, anlık müdahale ve sistem performansının optimize edilmesi gibi modern mühendislik gereksinimleri karşılanabilmektedir. (Smith ve ark., 2017)

2.4.5.2 Wafer Tipi Kelebek Vananın Endüstrideki Yeri ve Uygulamaları

Wafer Tipi kelebek vanalar, düşük maliyetli, kolay montajlanabilir ve kompakt tasarımları sayesinde özellikle su ve atık su yönetim sistemlerine tercih edilmektedir. DN 50'den DN 300 çapa kadar olan uygulamalarda yaygındır. ANSI/ASME B16.1 ve ISO 5211 standartlarına uygun tasarlanabilmektedir.

Wafer tipi kelebek vanalar, diğer vana türlerinden birkaç önemli yönden farklılık gösterir. Akışkanın akışına karşı bir disk veya tıpa hareket ettirerek akışı kontrol eden sürgülü veya küresel vanaların aksine, kelebek vanalar akış içinde dönen bir disk kullanır ve bu da daha az kesinti ve basınç düşüşüne neden olur. Bu, diskin vanayı tamamen açmak veya kapatmak için sadece çeyrek tur döndürülmesi gerektiğinden daha hızlı çalışmaya da olanak tanır. Ayrıca, wafer tipi kelebek vanaların tasarımı diğer vana tiplerine göre çok daha kompakttır. Wafer vana, iki boru flanşı arasına monte edilir, böylece ekstra alan veya ek destek yapılarına gerek kalmaz. Bu, alanın sınırlı olduğu sistemler için idealdir. Ayrıca, wafer tasarımı genellikle lug veya flanşlı kelebek vanalar gibi diğer vana tiplerine göre daha hafif ve daha ucuzdur, bu da onları birçok uygulama için uygun maliyetli bir seçim haline getirir. Ancak, wafer tipi kelebek vanaların birçok avantaj sunmasına rağmen, özellikle aşağı akış borularının çıkarılması gereken durumlarda tüm senaryolar için uygun olmadıklarını belirtmek gerekir.

Bu vana türü, HVAC sistemlerinde soğutma sularının kontrolü, belediye su sistemleri, atık su şebekeleri, gıda işleme hatları ve denizcilik uygulamalarında kullanılır. Kompakt yapısı, dar alanlarda vana yerleştirme kolaylığı sağlar. Çift yön akışa izin veren tasarımların, akış yönü değişikliklerinde ilave modifikasyon ihtiyacını ortadan kaldırdığını gözlemlemişlerdir (Smith ve ark., 2017).

Bununla birlikte, wafer tipi kelebek vanalar ağır şartlar altında (yüksek basınç, aşındırıcı akışkanlar) sınırlı performans sergileyebilir. Bu tür uygulamalarda lug tipi veya metal-oturan flanşlı vanalar daha uygun olmaktadır. Bu nedenle, wafer tipi kelebek vanalar, çoğu zaman ekonomik ve alan tasarruflu uygulamalar için ideal çözümler olarak tanımlanır.

Wafer Türü vana seçimi, genellikle aşağıdaki kriterler üzerinden yapılmaktadır.

- Düşük-orta basınçlı hatlarda düşük tork gereksinimi,
- Kolay sökme- takma ihtiyacı olan hatlar,
- Vana ağırlığının kritik olduğu uygulamalar,
- Sınırlı montaj alanları

Wafer tarzı kelebek vanalar, alandan tasarruf sağlayan profilleri ve standart flanşlarla uyumlulukları nedeniyle özellikle belediye su sistemlerinde verimli olduklarını kanıtlamıştır (Tee ve ark.,2020).

Wafer tipi kelebek vanalar, çok sayıda endüstriyel uygulamada sıvı akışının kontrolü ve düzenlenmesinde önemli bir rol oynar. Ana işlevi, boru hattındaki sıvı veya gaz akışını modüle etmek veya tamamen kapatmaktır. Wafer tipi kelebek vananın çalışması basit ancak etkilidir. Valf gövdesi içindeki döner şaftta monte edilmiş dairesel bir disk, akışı kontrol etmek için dönmektedir. Disk, akışkan akış yönüyle aynı hizaya geldiğinde, valf açık konumda olur ve akışkanın sınırsız geçişine izin verir. Tersine, disk 90 derece döndürülerek akışkan akışına dik konumda olduğunda, valf kapalı konumda olur ve akışı tamamen engeller. Bu işlevsellik, hem açma/kapama hem de kısma hizmetine olanak tanır. Akışı kontrol etmenin yanı sıra, bu vanalar, vana kapalı konumdayken geri akışı önlemek için sıkı bir sızdırmazlık gereken sistemlerde de kullanılabilir. Kompakt tasarımları ve hafif yapıları sayesinde, wafer tipi kelebek vanalar kurulumu kolaydır ve diğer vana tiplerine göre daha az destek yapısı gerektirir, bu da onları su arıtma, HVAC sistemleri, enerji santralleri ve kimyasal işleme tesisleri gibi endüstrilerde popüler bir seçim haline getirir. Dayanıklılıkları ve maliyet etkinliği, sıvı yönetim sistemlerinde kritik bir bileşen olarak konumlarını sağlamlaştırarak cazibelerini daha da artırır.

2.5 Kelebek Vanaların Çalışma Prensibi

Kelebek vanalar, akışkanın yönlendirilmesi ve debisinin kontrol edilmesi için döner disk mekanizmasına sahip valflerdir. Merkezi bir mile bağlı disk, akışkanın geçtiği boru hattında dönerek açıklık açısını değiştirir ve akışkan geçişini düzenler. Açıklık açısının artırılmasıyla birlikte akış miktarı artarken, kapandığında ise akış azalır veya tamamen kesilir.

Bu vanalar, klape adı verilen diskin 90°lik bir dönüş yaparak akış yönünü açıp kapattığı basit ancak etkili bir mekanizmaya sahiptir. Disk, tamamen paralel konuma getirildiğinde maksimum akış sağlanırken, dik konuma geldiğinde akış tamamen durdurulmuş olur. Disk, genellikle paslanmaz çelik, dökme demir veya PTFE kaplama gibi aşınmaya ve korozyona dayanıklı malzemelerden üretilir.

Kelebek vanalar çalışma prensibi açısından sürtünme ve aşınmayı en aza indirecek şekilde tasarlanmıştır. Disk hareketi minimum temas yüzeyine sahip olduğu için diğer vana türlerine göre daha az aşınma gösterir ve uzun ömürlüdür. Ancak yüksek basınçlı sistemlerde, diskin akış yönünde oluşturduğu türbülans nedeniyle basınç kayıpları oluşabilir. Bu tür durumları önlemek için kelebek vanaların akışkan hızına ve sistem gereksinimlerine göre optimize edilmesi gerekmektedir.



Şekil 25: Kelebek Vana Çalışma Prensibi (ZECO Vana, 2025)

Endüstride kelebek vanaların performans analizi genellikle açılma açısına bağlı olarak gerçekleştirilir. Örneğin, 0° tamamen kapalı konum, 20° , 40° ve 60° açılma açıları ise farklı debi seviyelerinde performansın ölçüldüğü konumlar olabilir. Bu çalışma özelinde, wafer tipi kelebek vanalar üzerinde farklı açılma açıları ve çaplarda HAD analizleri yapılarak, akışkanın nasıl davrandığı ve basınç kaybı gibi faktörlerin nasıl değiştiği incelenecektir.

Ayrıca, kelebek vanalar manuel, pnömatik ve hidrolik ve elektrik aktüatörlerle kontrol edilebilmektedir. Manuel kelebek vanalar genellikle küçük çaplı boru hatlarında kullanılırken, otomatik aktüatörlü vanalar büyük çaplı endüstriyel hatlarda tercih edilmektedir.

Bu çalışmada, farklı açılma açıları (örneğin 10° , 50° ve 90°) ve farklı çaplara sahip wafer tipi kelebek vanalar incelenecek ve akış karakteristikleri analiz edilecektir. Akışın basınca etkisi, türbülans oluşumu ve hız dağılımı gibi parametreler, HAD analizleri ile detaylı olarak değerlendirilecektir. Bu analizler, kelebek vanaların optimal çalışma koşullarının belirlenmesine ve sistemlerde daha verimli kullanımına katkı sağlayacaktır.

BÖLÜM 3: KELEBEK VANALARLA İLGİLİ LİTERATÜRDEKİ SON GELİŞMELER

Son yıllarda kelebek vanalar üzerine yapılan HAD tabanlı çalışmalar, akış türbülansı, basınç dağılımı ve sızdırmazlık performansı üzerine odaklanmaktadır. Kâğıt endüstrisinde kullanılan kelebek vanaların %30, %60 ve %90 açıklık açılarında yaptıkları simülasyonlarla, optimum açıklık için %60'ta minimum basınç kaybı ve minimum geri akım etkisi elde edildiğini bildirmiştir (Jeong ve ark.,2022). HAD destekli tasarım döngüsü, geleneksel boyutlandırma yöntemlerine alternatif olarak artan bir şekilde benimsenmektedir.



Şekil 26: Bağlantı Şekillerine göre Kelebek Vanalar (Tianjin Union Valve Co,2024)

Akış kontrol sistemlerinin verimli çalışmasında, kullanılan vana elemanlarının tasarımı ve performans analizleri büyük önem taşımaktadır. Bu elemanlar, sistemdeki akışkanın yönünü değiştirmek, debisini ayarlamak, basıncını kontrol etmek ve gerektiğinde akışı tamamen kesmek gibi temel işlevleri toplam basınç kaybının önemli bir kısmının vana kaynaklı olduğu bilinmektedir. Bu nedenle vana tiplerinin akış davranışlarının detaylı analiz edilmesi ve uygun vana seçiminin yapılması, enerji kayıplarının azaltılması ve sistem performansının artırılması açısından büyük önem taşır.

Kelebek vanalar, yapısal olarak kompakt ve hafif olmaları, düşük maliyetli olmaları, montaj ve bakım kolaylığı sağlamaları nedeniyle endüstride yaygın bir şekilde tercih edilmektedir. Akışkanın kontrolünü, aksel bir mil etrafında dönen disk (klape) aracılığıyla sağlarlar. Bu disk, tamamen açık, kısmi açık veya kapalı konumda bulunabilir. Ancak kelebek vanaların performansı; disk geometrisi, açıklık açısı, vana çapı, akışkan tipi, türbülans modeli ve akış koşulları gibi birçok parametreye bağlı olarak değişkenlik göstermektedir. Bu parametrelerin birbirleriyle olan etkileşimi, vana içerisindeki akış karakteristiklerini doğrudan etkilemektedir. Farklı açıklık açıları, disk geometrileri, çaplar ve türbülans modelleri altında yapılan detaylı performans analizlerinin büyük önem arz ettiğini vurgulamışlardır (Zhang ve ark.,2024).

3.1 Kelebek Vanalar Üzerine Yapılan Geçmiş Çalışmalar

Kelebek vanaların akış davranışları üzerine yapılan akademik çalışmalar, özellikle son 20 yılda büyük bir ivme kazanmıştır. Bu çalışmalar hem deneysel yöntemlerle hem de HAD tabanlı sayısal simülasyon teknikleri ile gerçekleştirilmiştir. Yapılan literatür incelemesi sonucunda, farklı açıklık açıları, çaplar ve türbülans modelleriyle ilgili çeşitli analizlerin mevcut olduğu, ancak tüm bu parametrelerin aynı kapsamda ele alındığı çalışmaların sayısının sınırlı olduğu tespit edilmiştir.

Farklı açıklık açıları ve türbülans modellerini karşılaştırılmış, özellikle $k-\omega$ SST modelinin dar açıklıklarda ve sınır tabaka yakınında daha güvenilir sonuçlar verdiğini ortaya çıkmıştır. Basınç kaybı değerlerinin artan açıklıkla doğrusal olmayan şekilde değiştiği ve özellikle 30° - 50° arası açıklıklarda türbülansın ciddi boyutlara ulaştığı da gözlemlenmiştir (Choi ve ark.,2021).

Kelebek vanalarda açıklık açısının basınç düşüşü ve akış karakteristikleri üzerindeki etkilerini hem deneysel hem de HAD tabanlı yöntemlerle karşılaştırılmış, deney ve simülasyon sonuçları arasındaki uyumu değerlendirerek HAD analizlerinin güvenilirliğini ortaya koymuştur. Bu çalışmada 30° ile 60° açıklık aralıklarında türbülansın etkisinin önemli ölçüde arttığı ve sistematik basınç kaybı davranışı sergilendiği rapor edilmiştir (Del Toro ve ark.,2012).

3.2 Türbülans modelleri ve HAD yaklaşımları

Akışkanlar Dinamiğinde türbülans modellemesi, doğru sonuçlar elde edebilmek için kritik bir bileşendir. Özellikle kelebek vana gibi akış yolunda ani daralmaların ve genişlemelerin olduğu yapılarda, doğru türbülans modelinin seçilmesi, basınç kaybı, hız profili ve enerji kayıpları gibi parametrelerin hassas hesaplanabilmesi açısından hayati önem taşır.

$k-\epsilon$ modeli yüksek Reynolds sayılı serbest akışlarda (örneğin boru içi tam gelişmiş türbülanslı akışlarda) yaygın olarak tercih edilirken, $K-\omega$ SST modeli, özellikle sınır tabaka yakınındaki hassas çözümler için daha uygundur. SST modeli, $K-\omega$ modelinin sınır tabaka bölgesindeki üstünlükleri ile $k-\epsilon$ modelinin serbest akış alanındaki başarısını birleştirerek hibrit bir yaklaşım sunar.

Bu sebeple, farklı açıklık açıları ve akış hızlarında $k-\omega$ türbülans modeliyle yapılan simülasyonlar, vananın davranışı hakkında daha kapsamlı bir bakış açısı sağlar.

Park ve arkadaşları, bu modellerin performanslarını karşılaştırarak, özellikle sınır tabaka etkilerinin olduğu bölgelerde $K-\omega$ SST modelinin daha stabil ve tutarlı sonuçlar verdiğini belirtmiştir (Park ve ark.,2021). Bu bulgu, kelebek vanaların dar açıklıklarda (20° gibi) kritik davranış sergilediğini ve doğru modellemenin sonuçlar açısından büyük önem taşıdığını vurgular.

3.3 Literatür Boşlukları ve Bu Tezin Katkısı

Literatürde, genellikle tek bir nominal çap ve sınırlı sayıda açıklık açısı üzerinden değerlendirmeler yapılmaktadır. Ayrıca çoğu çalışmada türbülans modeli tek bir yapıyla sınırlandırılmaktadır. Bu bağlamda, bu tez çalışmasının katkısı; 3 farklı nominal çap (DN50 – DN150- DN300), 3 açıklık açısı (10° , 50° , 90°), 3 farklı hız değeri (1-3-5 m/s) ve türbülans modelinin k- ϵ incelenmesiyle literatürdeki eksikliği kapatmak ve çok yönlü analizle optimum tasarım kriterleri belirlemek olacaktır.



BÖLÜM 4: MATERYAL VE METOT

Bu tez kapsamında wafer tipi kelebek vanalar analiz edileceğinden, öncelikle kullanılan malzemeler açıklanır. Dökme demir, paslanmaz çelik ve kompozit malzemeler, kelebek vanaların farklı çalışma koşullarına uygun olacak şekilde seçilmiştir. Malzeme seçimi, basınç seviyeleri, sıcaklık değişimleri ve kimyasal etkileşimler göz önünde bulundurularak belirlenmiştir.

Bölümde ayrıca geometrik modelleme süreci detaylandırılır. CAD yazılımları kullanılarak oluşturulan kelebek vana modelleri, farklı çaplarda ve açıklık açılarında tasarlanır. Bu modeller, HAD analizlerine aktarılmadan önce ağ yapısı oluşturulur ve türbülans modelleri seçilir.

4.1 Kullanılan Malzemeler ve Özellikleri

Bu çalışmada, DN 100 çapındaki bir kelebek vana için hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizleri gerçekleştirilmiştir. Vananın gövdesi ve diski için iki farklı mühendislik malzemesi seçilmiştir: dökme demir (Cast Iron – ASTM A48 Class30) ve paslanmaz çelik (Stainless Steel 304). Malzeme seçimi, uygulama alanına uygunluk, basınç dayanımı, korozyon direnci ve üretim kolaylığı kriterlerine göre yapılmıştır.

4.1.1 Vana Gövdesi- Dökme Demir (ASTM 48 Class 30)

Dökme demir, yüksek mekanik dayanımı ve nispeten düşük maliyeti nedeniyle geniş bir kullanım alanına sahiptir. Özellikle su sistemleri, atık su arıtma tesisleri ve düşük basınçlı boru hatlarında yaygın olarak tercih edilmektedir. Dökme demir, korozyona karşı direnç sağlamak amacıyla epoksi kaplamalarla güçlendirilmektedir.

Gövde malzemesi olarak dökme demir tercih edilmiştir. Bu malzeme PN10 – PN16 basınç sınıfındaki uygulamalarda yaygın olarak kullanılmakta olup, maliyet etkinliği ve döküm kolaylığı ile öne çıkmaktadır. Mekanik özellikleri aşağıdaki gibidir:

Yoğunluk: 7200 kg/m³

Genç Modülü (Young's Modulus): 117 GPa

Poisson Oranı: 0.25

Çekme Dayanımı: 248 MPa

Akma Dayanımı (opsiyonel): ~ 175 MPa

Isıl İletkenlik: 36 W/m.K

Özgül Isı: 460 J/kg.K

Basınç dayanım hesabı:

DN100 vana (yaklaşık iç çap 100mm), et kalınlığı t=10 mm

PN 16 → 1.6 MPa

$\sigma = (1.6 \cdot 100) / (2 \cdot 100) = 8 \text{ MPa}$

Bu değer, dökme demirin yaklaşık 175 MPa’lık akma benzeri dayanımının oldukça altında kalmakta olup güvenli çalışma sınırları içindedir.

4.1.2 Vana Diski- Paslanmaz Çelik 304

Paslanmaz çelik kelebek vanalar, yüksek sıcaklık ve kimyasal etkilere karşı mükemmel direnç gösterir. Özellikle deniz suyu sistemleri, kimyasal prosesler ve yüksek basınçlı uygulamalar için tercih edilmektedir. Malzeme, yüksek mukavemet ve korozyon dayanımı sağlarken, aynı zamanda daha yüksek üretim maliyetine sahip olması dezavantaj oluşturmaktadır.

Vana diski için 304 kalite paslanmaz çelik seçilmiştir. Bu malzeme, sürekli sıvı temasına maruz kalan, orta seviyede korozyon riski barındıran sistemlerde üstün kimyasal ve mekanik direnç sağlamaktadır. Temel özellikleri şu şekildedir:

Yoğunluk: 7200 kg/m³

Isıl İletkenlik: 16.2 W/m.K

Özgül Isı: 500 J/kg.K

Isıl Genleşme Katsayısı: $17.3 \times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$

Young Modülü: 193 GPa

Poisson Oranı: 0.29

Kayma Modülü (Shear Modulus): 77 GPa

Damping Katsayısı (varsayılan): 0.02

Akma Dayanımı : 215 MPa

Bu özellikler sayesinde, paslanmaz çelik disk yüksek mekanik yüklere ve korozyon etkilerine karşı direnç göstermektedir.

Akışkan: Temiz Su

Giriş Basıncı: PN10 -PN16 (1.0 – 1.6 MPa)

Sıcaklık: Ortam Sıcaklığı

Temas Süresi: Sürekli sıvı teması

Korozyon Riski: Orta düzey

4.1.3 Kompozit Malzemeler

Kompozit malzemeler, hafiflik ve kimyasal direnç gerektiren sistemlerde yaygın olarak kullanılmaktadır. Polimer bazlı kompozitler, aşındırıcı akışkanlara ve agresif kimyasallara karşı üstün koruma sağlar. Ayrıca, düşük yoğunluğu sayesinde vana montajı ve taşınmasını kolaylaştırır.

Ancak kompozit malzemelerin mekanik dayanımı metal malzemelere kıyasla daha düşük olduğundan, yüksek basınçlı uygulamalarda dikkatli seçilmesi gerekmektedir.

4.2 Geometrik Modelleme ve CAD Tasarımı

DN 50

DN150

DN 300

Bu modeller belirlenen PN10 ve PN16 basınç sınıfına göre ölçeklendirilmiştir. Modelleme aşamasında disk ve gövde tasarımı, akış yönü ve montaj özellikleri dikkate alınarak CAD ortamında detaylandırılmıştır.

4.3 Geometrik Özellikler

Analizlerde kullanılan vana, DN 100 (100 mm iç çap) ölçüsündedir. Geometri modeli, Autodesk Inventor ortamında çizilmiş olup, açıklık açıları 10°, 50° ve 90° olarak analiz edilmiştir.

4.3.1 Akışkan Seçimi

Çalışmada su akışkan olarak seçilmiştir. Bu seçim, suyun endüstride en yaygın kullanılan akışkanlardan biri olması ve vana performansına etkisini anlamak için ideal bir model teşkil etmesi nedeniyle yapılmıştır.

4.3.2 Giriş ve Çıkış Koşulları

Giriş Hızları:

1 m/s

3 m/s

5 m/s

Açıklık Açıları:

10°

50°

90°

Bu parametreler, kelebek vana üzerindeki akış davranışını ve türbülans oluşumunu gözlemlemek amacıyla belirlenmiştir.

4.4 Ağ (Mesh) Yapısının Belirlenmesi

Simülasyon doğruluğunu artırmak için yüksek çözünürlüklü mesh yapısı oluşturulmuştur.

Mesh Ayarları; hassas bölgesel yoğunlaştırma (disk yüzeyinde daha hassas ağ yapısı), üçgen katı ve kabuk ağ (Hassas bölgelerde yerel çizgi ve yüzey ağ kullanıldı.) ve sınır katmanları (duvar etkilerinin doğru hesaplanması için) şeklindedir.

Ağ kalitesinin analiz sonuçlarını doğrudan etkilediği göz önünde bulundurularak, optimum eleman sayısı ve çözünürlük test edilerek belirlenmiştir.

Ağlarda dörtgen(quadran)üçgen(triangle), çizgi(line) ve kabuk (Shell) ağ kullanılmıştır. En küçük ağ boyutu 0.35mm en büyük mesh boyutu 3mm dir. Analizler de toplamda 1.3 ile 4,4 milyon arasında mesh atılmıştır.

DN50 Mesh sayısı: 1.568.854

DN150 Mesh sayısı: 2.751.693

DN300 Mesh sayısı: 4.129.758

4.5 HAD(CFD) Analiz Yöntemi

Kelebek Vana modelleri HAD yazılımlarına aktarılarak türbülanslı akış analizleri gerçekleştirilmiştir.

Kullanılan Türbülans Modeli: k-ε modelidir. Endüstride yaygın olarak kullanılan ve hız, basınç ve türbülans değerlerini hassas şekilde analiz eden bir modeldir.

4.6 Kelebek Vanada Akışın Modellenmesi

Geometriler Autodesk Inventor programında çizilmiş, ardından Autodesk CFD programına alınmış ve belirlenen şartlara göre hesaplamalı akışkanlar dinamiği çözümleri gerçekleştirilmiştir.

5. SİMÜLASYON SONUÇLARI VE ANALİZ

5.1 Hesaplamalı Yöntemler

Bu çalışmada modellenen kelebek vanalar DN50, DN150 ve DN300 dür(Şekil 27). Vana geometrisi, göbekten ortaya doğru daralır ve uçlarda yuvarlama (fillet) bulunmaktadır. Akış alanı toplam uzunluğu tüm vana modelleri için 15D (D iç çap) olarak belirlenmiştir. DN50 için giriş uzunluğu 0.5m çıkış uzunluğu 0.25m, DN150 için giriş uzunluğu 1.5m, çıkış uzunluğu 0.75m ve DN300 için giriş uzunluğu 3m, çıkış uzunluğu 1.5m'dir. Pompa bağlantısının mesafesi belirtilmediği için bu mesafeler akışı doğru simüle edebilmek için yardımcı olur. Her bir durumda Reynolds sayısı için karakteristik çap olarak iç çap alınmıştır.

Geometrilere;

DN50

Giriş: 10D-0.5m

Çıkış: 5D-0.25m

DN150

Giriş: 10D-1.5m

Çıkış: 5D-0.75m

DN300

Giriş: 10D-3m

Çıkış: 5D-1.5m

Dört Reynolds sayısı dikkate alınmıştır:

Re = 400 (Laminer akış rejimi)

Re = 4k (Geçiş akış rejimi)

Re = 40k (Türbülanslı akış rejimi)

Re = 400k (Yoğun türbülanslı akış rejimi)

Su akışı simülasyonunda, Re = 4k geçiş bölgesinde, Re = 40k, 400k türbülanslı bölgede değerlendirilmiştir.

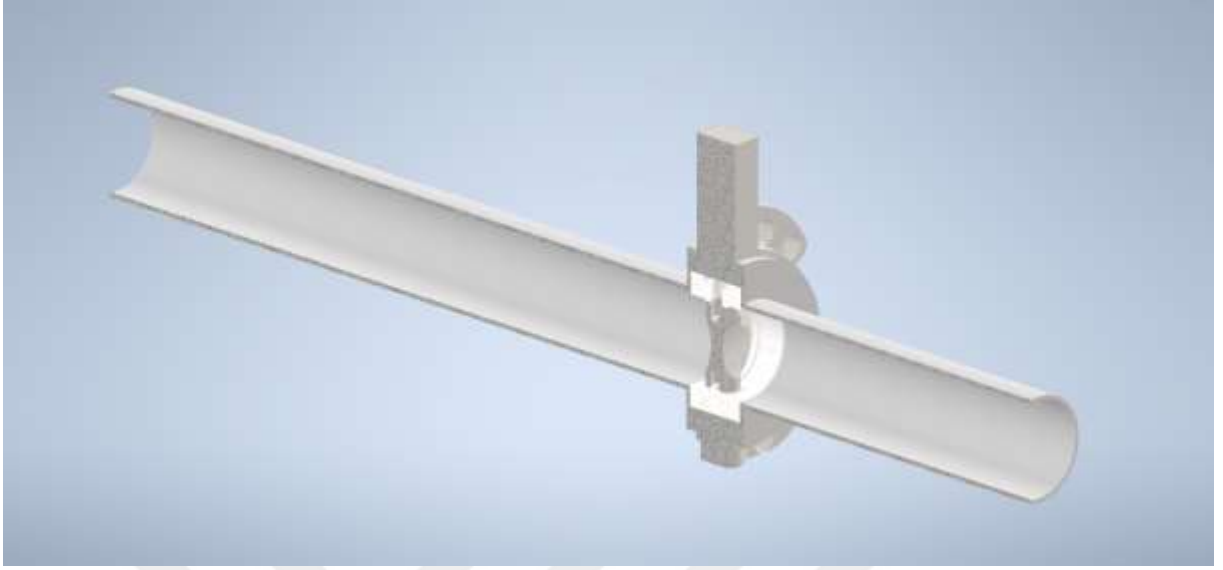
$$Re = \frac{\rho V D}{\mu}$$

ρ : akışkanın yoğunluğu

V: akışkanın ortalama hızı

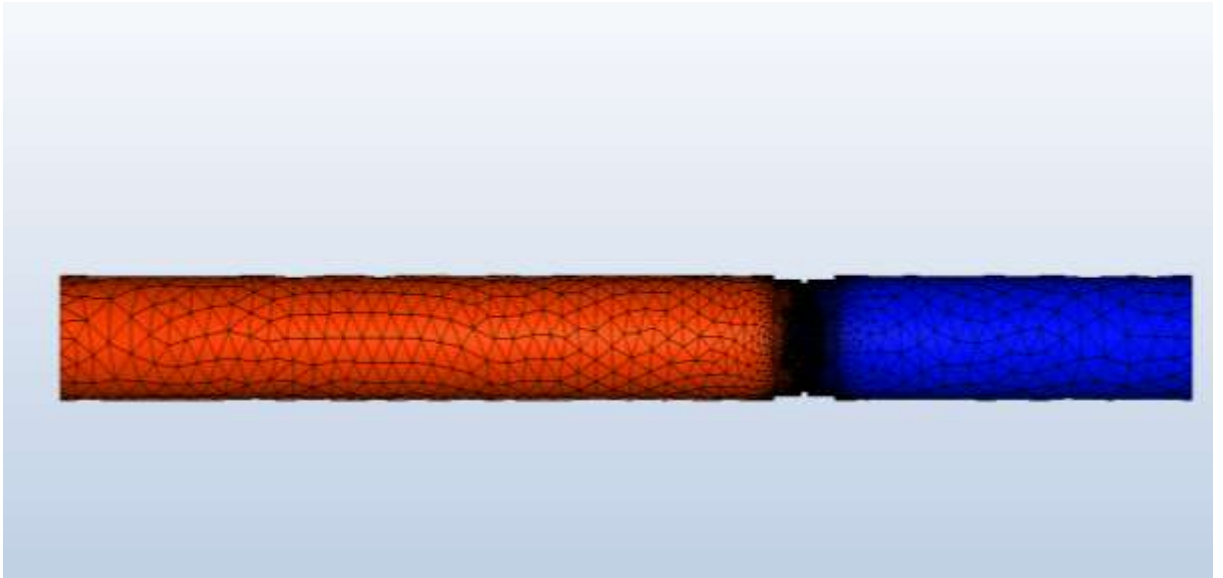
D: karakteristik uzunluk – boru çapı

v: kinematik viskozite



Şekil 27: Bu Çalışmada Kullanılan Vananın En Kesitini

Meshlerde (Şekil 28) quadran, triangle, line ve shell mesh kullanılmıştır. En küçük mesh boyutu 0.35mm en büyük mesh boyutu 3mm dir. Analizler de toplamda 1.3 ile 4,4 Milyon arasında mesh atılmıştır.



Şekil 28: DN50 Vana Mesh Görsele

DN50 Mesh sayısı: 1.568.854

DN150 Mesh sayısı: 2.751.693

DN300 Mesh sayısı: 4.129.758

Analizler en az 1000 iterasyonda çözdürülmüş gerekli görülen durumlarda 1500 iterasyona kadar devam edilmiştir.

Kelebek vanaların performansını nicelendirmek için, bu çalışmada vana pozisyonlarının etkilerini karakterize etmek amacıyla iki parametre kullanılmıştır:

- Kayıp katsayısı (loss coefficient)
- Debimetre katsayısı (flow coefficient) (Eom,1988; Chern,2007)

Kayıp katsayısı, K: Basınç düşüşü ile akışkanın kinetik enerjisinin oranını tanımlar ve şu şekilde ifade edilir:

$$K = \frac{1}{V^2} \frac{2\Delta P}{\rho}$$

Burada:

- V: girişteki hız,
- ρ : akışkanın yoğunluğu,
- ΔP : vana gövdesi boyunca basınç düşüşü.

Aynı formül kayıp katsayısını hesaplamak için kullanılabilir.

Vana kayıp katsayısı (K), disk açıklık açısına, akış hızına, disk geometrisine ve yük kaynağına göre değişmektedir. Genel literatür bilgisine göre K katsayısı, disk açıklığı 10° olduğunda 300–900 aralığında, 50°’de 8–15 aralığında ve tam açık konumda (90°) 0.2–0.4 aralığındadır. (Crane,2018; Idelchik,2007; ANSYS Fluent,2020; Engineering Toolbox,2020)

Kelebek Vana (Butterfly Valve) için K Aralıkları:

Vana disk açıklık açısına, akış hızına, disk geometrisine ve yük kaynağına göre değişir.

Genel literatür bilgisine göre Tablo 1’de görüldüğü gibi:

Tablo 1: Literatürden Alınan Kelebek Vana Kayıp Katsayısı (K) Değerleri. (Idelchik,2007)

Açıklık Açısı (°) K Kayıp Katsayısı Reynold Sayısı

10°	300-900	$2*10^4-8*10^5$
50°	8-15	$5*10^5-3*10^6$
90° (tam açık)	0.2 – 0.4	$1*10^6-10*10^6$

- K arttıkça (örneğin 10 derece konumunda) vana içindeki daralma artar, hız yükselir fakat kesit dar olduğu için enerji kaybı büyüktür. Akış genellikle geçiş rejimindedir.
- 50 derece konumunda vana orta açıklıktadır, akış tam türbülanslı hale gelir, K azalır.
- 90 derece tam açık durumunda vana direnci neredeyse düz boru direncine yaklaşır, K çok küçüktür ve Re genellikle 10^5 - 10^6 üzerindedir.
- K kayıp katsayıları aralığı belirlenirken birden fazla literatür (Idelchik,2007) referans alınmıştır. Güvenli bölgede kalmak için kaynaklarda yer alan taban K değerlerinden en büyüğü (10° için 300, 50° için 8, 90° için 0.2), tavan K değerlerinden ise en küçüğü (10° için 900, 50° için 15, 90° için 0.4) seçilmiştir. Böylece bütün referans makalelerin güvenli sınırları içinde kalınmıştır.

K aralıkları sebepleri:

- Kelebek vanaların dişli, gövde içindeki konumu, kalınlığı, kenar kesiti (örneğin keskin, yuvarlatılmış veya eliptik) ve mil hızası farklı üreticilerde önemli ölçüde değişir. Bu farklar akış hattındaki daralma oranını ve ayrılma karakterini değiştirir. (Örneğin, 10° 'de keskin kenarlı bir diskte $K=1100$ 'e çıkabiliyorken, aerodinamik profilli bir diskte $K=220$ civarına düşebilir.
- Küçük açılarda vana neredeyse kapalıdır ve akış dar bir boğazdan geçer. Bu durumda; akış hızında yerel ani artış olur (vena contracta etkisi). Disk arkasında büyük geri akım bölgeleri oluşur. Akış geçiş rejiminde kalır (Re düşük fakat yerel hız yüksek). Bu yüzden 10° için K değerleri 300-900 gibi çok geniş bir aralıkta çıkar; çünkü akış rejimi laminar-geçiş-türbülans arasında gidip gelebilir.
- K katsayısı Reynold sayısına bağlıdır ama özellikle geçiş rejiminde ciddi değişkenlik gösterir. Re düşükse: akış daha viskozdur ve K yükselir. Re yüksekse: akış daha türbülanslıdır ve K düşer. Dolayısıyla farklı deneylerde (örneğin suyla vs. havayla) farklı Re elde edilir ve K aralığı genişler.
- Bazı kaynaklar basınç farkını vana merkezine, bazıları ise boru uzunluğuna göre alır. Ölçüm noktalarının arasındaki fark bile K değerini 2-3 kat değiştirebilir.
- Deneysel çalışmalar: gerçek vana geometrisi, yüzey pürüzlülüğü, eksen kaçıklığı, ölçüm hataları
HAD analizleri: İdeal, düzgün, pürüzsüz model
Bu da aralığın genişlemesine neden olur.

Debi katsayısı, C_v veya K_v : Bir vananın akış kapasitesini tanımlar ve belirli sıcaklıktaki birim basınç düşüşüne karşılık gelir.

- C_v : Imperial sistemle ölçülür,

• K_v : uluslararası standart birimlerle ölçülür ve $C_v = 1.166K_v$ dönüşümüyle ifade edilir.

Bu çalışmada K_v , farklı koşullar altında akış katsayısını nicelendirmek için kullanılmıştır. Su akışı için kullanılan debi katsayısı formülü şöyledir:

$$K_v = Q\left(\frac{1}{\sqrt{\Delta P}}\right)^{\frac{1}{2}}$$

Burada:

- K_v : SI birim sistemindeki akış katsayısı,
- Q : hacimsel debi ($m^3/saat$),
- ΔP : vana gövdesi boyunca bar cinsinden basınç düşüşü.

5.1.1 Ağ Bağımsızlık Çalışması

Sayısal çözümün güvenilirliğini gösterebilmek için farklı ağ yoğunlukları üzerinde mesh bağımsızlık testi gerçekleştirilmiştir. DN50, DN150 ve DN300 çaplı vanalar için 10° , 50° ve 90° açıklık açılarında, 1, 3 ve 5 m/s giriş hızları dikkate alınarak dört farklı ağ seviyesi oluşturulmuştur. Bu seviyeler kaba, orta, ince ve çok ince ağ olarak adlandırılmıştır. Hücre sayıları DN50 için yaklaşık 2.5×10^5 – 2.4×10^6 , DN150 için 3.6×10^5 – 3.2×10^6 , DN300 için ise 4.8×10^5 – 4.2×10^6 aralığında değişmektedir.

Karşılaştırma değişkeni olarak basınç kaybı (ΔP) seçilmiş, her ağ seviyesinde elde edilen sonuçlar tablo ve grafikler halinde sunulmuştur. İnce ve çok ince ağlar arasındaki fark tüm koşullarda %1'in altında kalmıştır. Bu durum, çözümün mesh bağımsızlığını sağladığını göstermektedir. Hesaplama süresi ile doğruluk arasında dengeyi sağlamak amacıyla tüm analizlerde hassas ağ seviyesi tercih edilmiştir.

Yapılan çalışmada ayrıca duvar yakınındaki hücre çözünürlüğü de kontrol edilmiştir. Kaba ağda y^+ değerleri 60–80 seviyelerinde iken, çok ince ağda bu değer 3–5 aralığına düşmektedir. Böylece özellikle $k-\omega$ SST türbülans modeli için gerekli sınır tabakası çözünürlüğü sağlanmıştır.

$$y^+ = \frac{\rho u_T y}{\mu}$$

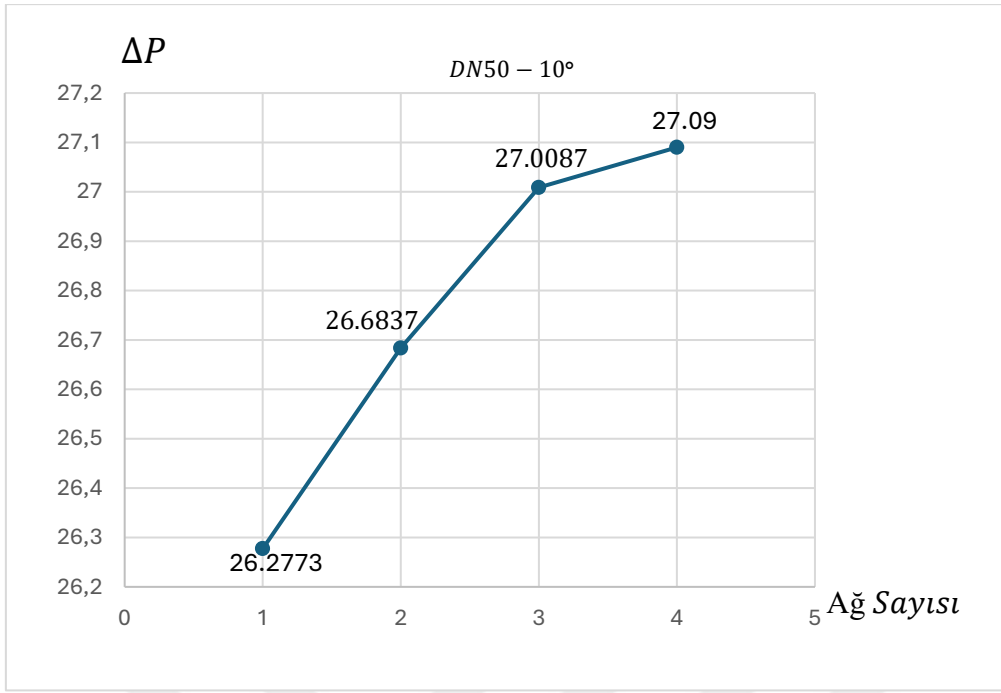
Burada:

ρ : akışkan yoğunluğu

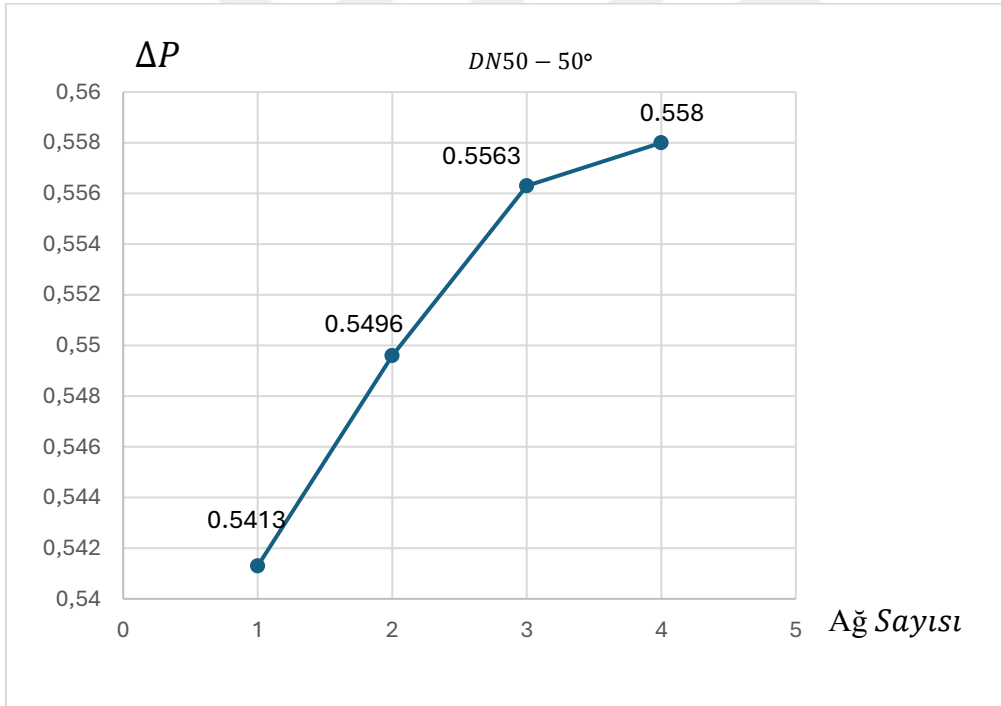
u_T : sürtünme hızı

y : duvardan ilk hücre merkezine olan uzaklık

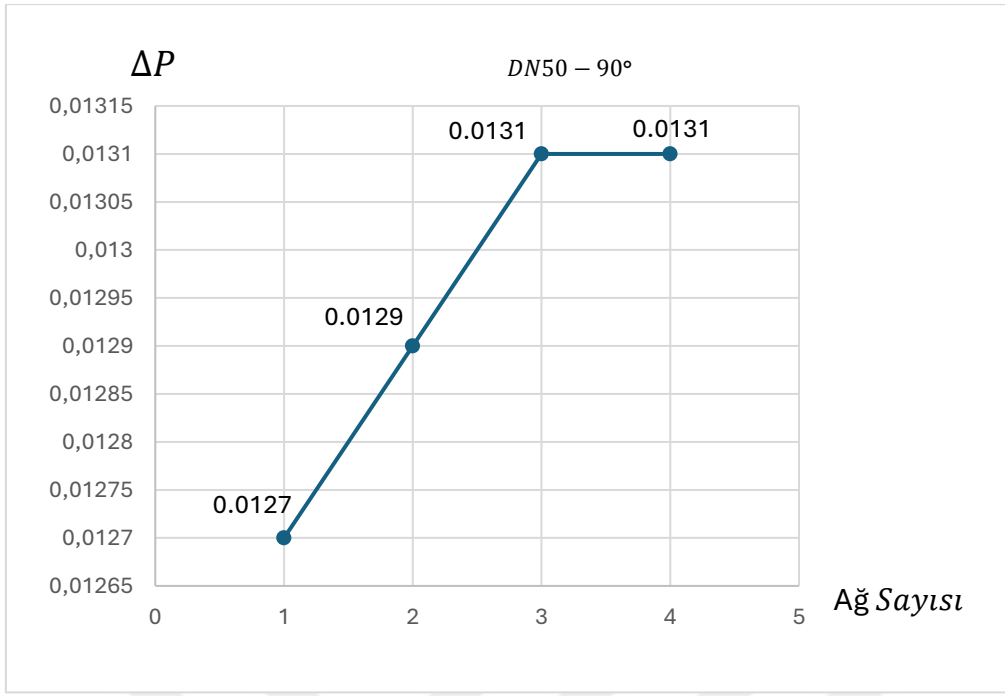
μ : dinamik viskozite



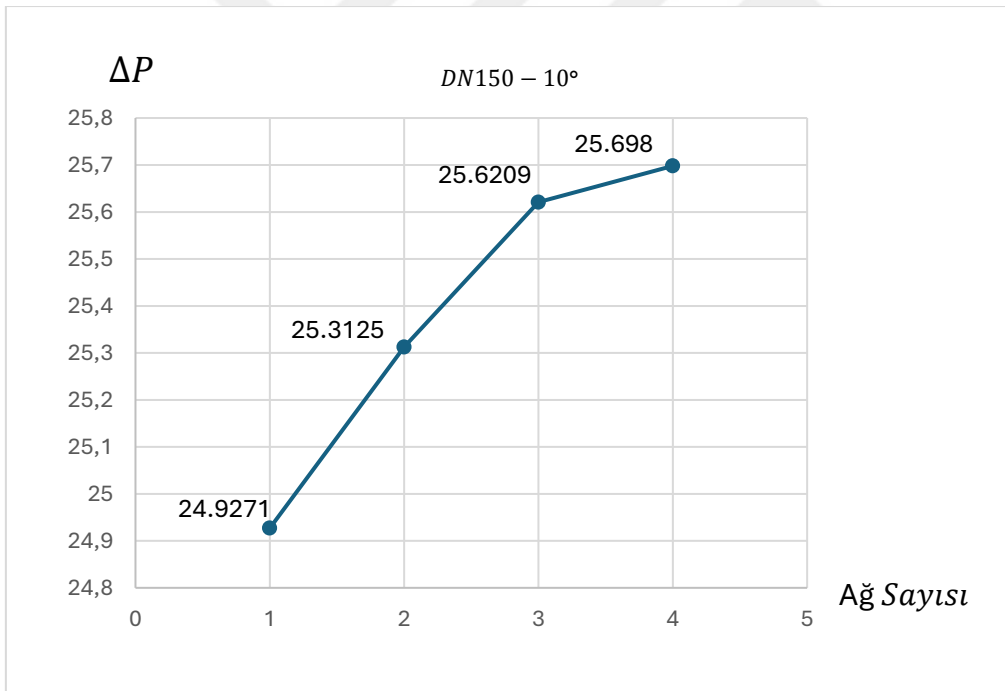
(a)



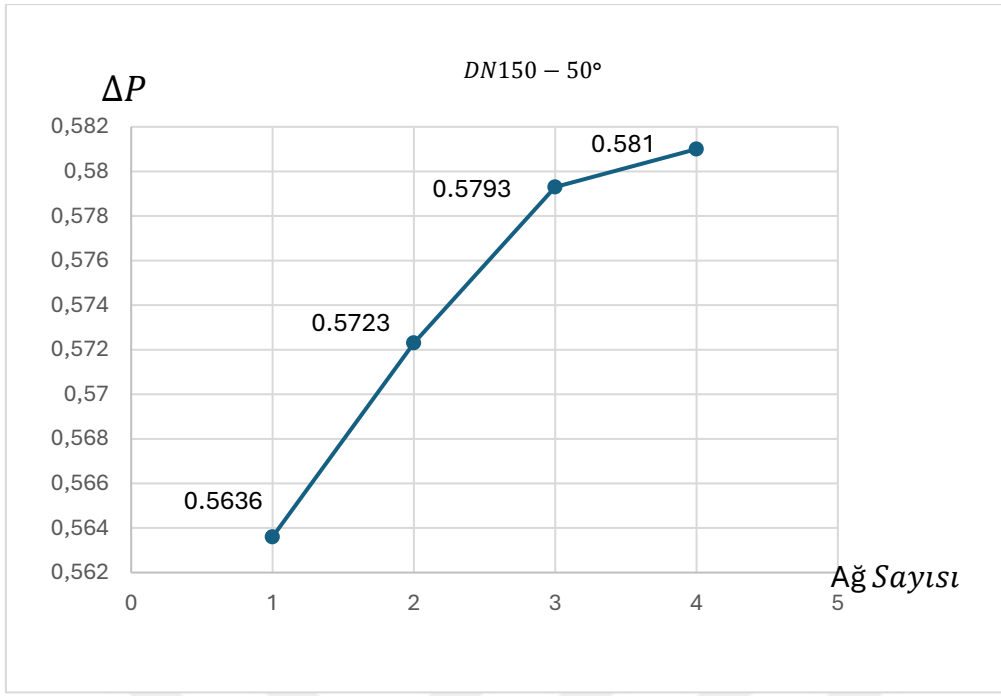
(b)



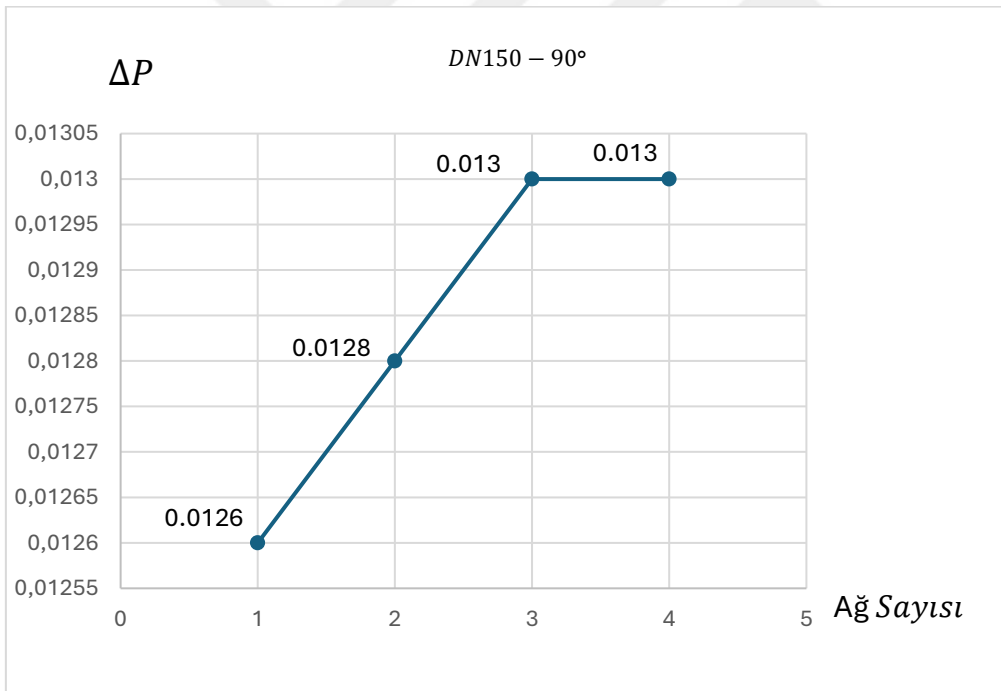
(c)



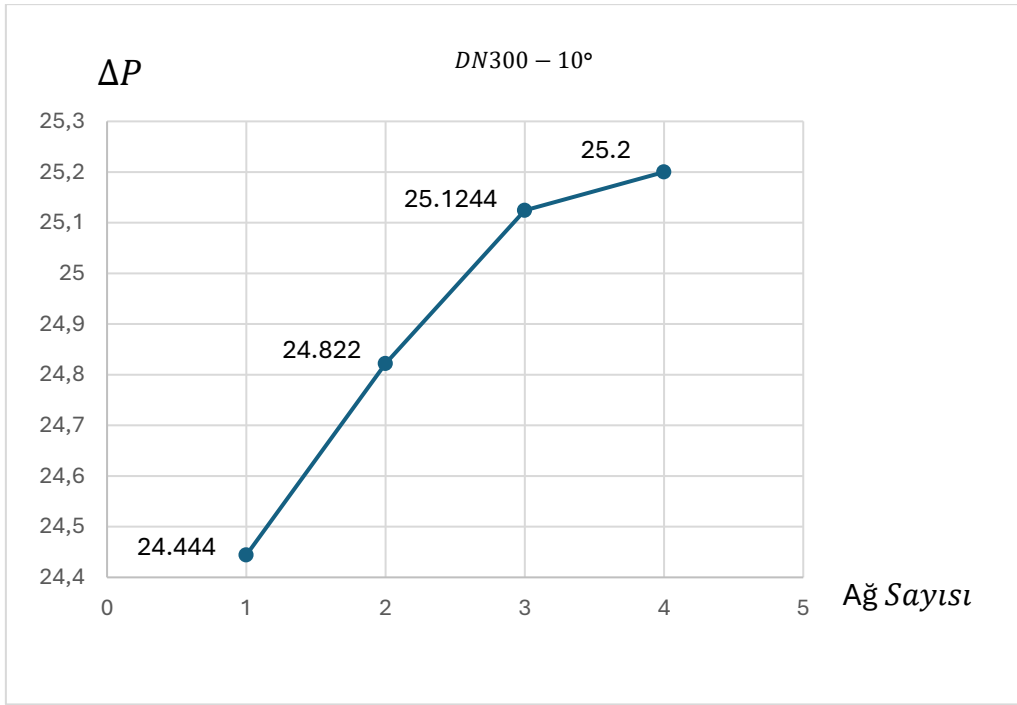
(d)



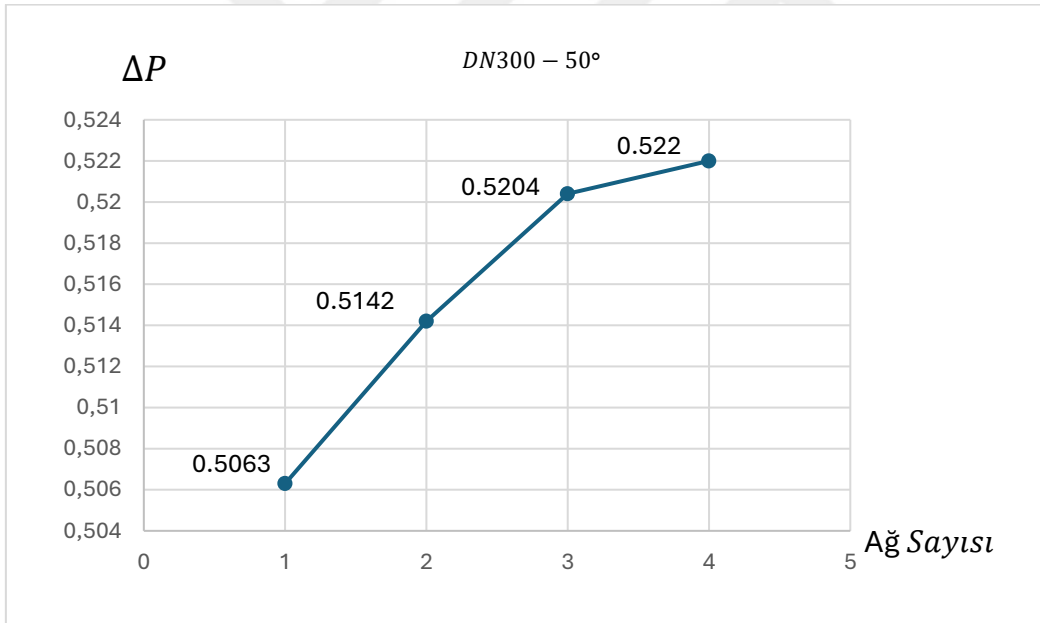
(e)



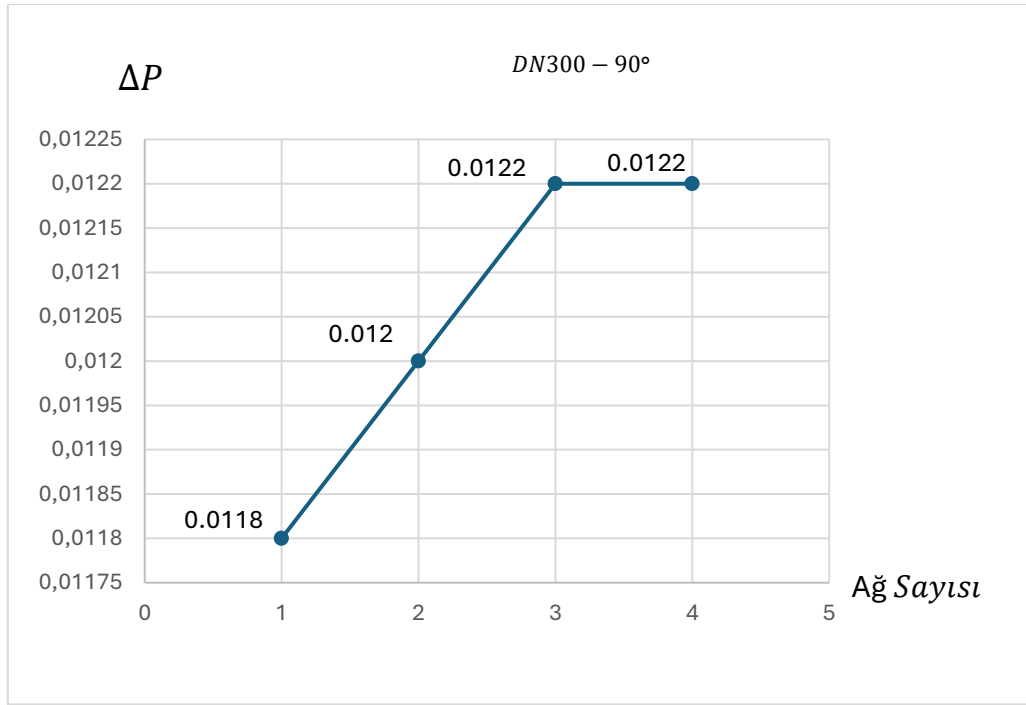
(f)



(g)



(h)



(i)

Grafik 1: Üç Farklı Çapta Vananın Analizi Sonucunda Yüzey Ağı(mesh) Sayısına Göre Basınç Farkının Ölçümünün İyileştirilmesi (a) DN50- ΔP -10Derece, (b) DN50- ΔP -50Derece, (c) DN50- ΔP -90Derece, (d) DN150- ΔP -10 Derece, (e) DN150- ΔP -50 Derece, (f) DN150- ΔP -90 Derece, (g) DN300- ΔP -10 Derece, (h) DN300- ΔP -50 Derece, (i) DN300- ΔP -50 Derece,

Grafik 1-a'da incelendiği üzere, DN50 vana için 10°, 50° ve 90° açıklıklarda elde edilen ΔP değerleri sırasıyla 26–27 bar, 0.55 bar ve 0.013 bar civarında yakınsamış, ağ yoğunluğu arttıkça sonuçlar arasındaki fark %0.2'nin altına düşmüştür. Bu durum, küçük açıklıkta yüksek basınç kayıplarının, orta açıklıkta türbülans kaynaklı kayıpların ve tam açık konumda ise oldukça düşük kayıpların mesh bağımsız şekilde çözülebildiğini göstermektedir. Bilhassa Grafik 1-b'de gösterilmiş olan, DN150 vana için 10°, 50° ve 90° açıklıklarda basınç kaybı değerleri sırasıyla 25–26 bar, 0.58 bar ve 0.013 bar seviyelerinde sabitlenmiştir. İnce ve çok ince ağlar arasındaki fark tüm açılarda %0.3'ün altında kalmıştır. Böylece farklı açıklıklardaki akış karakteristiklerinin ağdan bağımsız olduğu doğrulanmıştır. DN300 vana için 10° açıklıkta ΔP yaklaşık 25 bar, 50° açıklıkta 0.52 bar ve 90° açıklıkta 0.012 bar düzeyinde elde edilmiştir. Grafik 1-c'de mesh yoğunluğu arttıkça sonuçlar birbirine yaklaşmış ve ince–çok ince arasındaki fark %0.2'nin altına düşmüştür. Sonuçlar, büyük çaplı vana için de ağ bağımsızlığının sağlandığını ortaya koymaktadır. Yukarıda gösterimleri verilmiş diğer grafiklerde ise farkların gitgide düştüğü gözlemlenmiştir.

5.1.1 Hız Limiti Değerlendirmesi

Su akışı için boru sistemlerinde izin verilen hız, buhar akışına kıyasla çok daha düşüktür. Literatürde boru içi ortalama hızın genellikle 2–3 m/s aralığında tutulması, en fazla ise 4 m/s'yi geçmemesi önerilmektedir (Idelchik, 2007; Miller,1990). Bu sınırın aşılması durumunda erozyon, kavitasyon ve vana/boru ömrünün kısılması riski artmaktadır.

Kelebek vana diskleri kısmen kapalı olduğunda, daralan boğaz kesiti nedeniyle lokal hız (V_t) boru içi ortalama hızdan (V) daha büyük olmaktadır. Bu ilişki yaklaşık olarak şu şekilde ifade edilebilir (Kim-Sung,2006):

$$V_t = \frac{V}{\sin \theta}$$

Burada θ , disk açıklık açısıdır. Akış kaynaklı hasarları önlemek amacıyla lokal hızın 6 m/s'yi aşmaması gerektiği kabul edilmiştir (Crane,2018). Buna bağlı olarak boru içi ortalama hız için izin verilen üst sınır:

$$V_{limit} \approx 6 \cdot \sin(\theta)$$

Şeklinde yazılabilir.

5.1.2 Literatürde Basınç Kaybı Değerlendirmesi

DN50 vana için basınç kaybı (ΔP), disk açıklık açısına ve akış hızına bağlı olarak değişmektedir. Literatürde bildirilen kayıp katsayıları (K) kullanılarak, ΔP aşağıdaki formül ile hesaplanabilir:

$$\Delta P = K \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

Burada ΔP basınç kaybı (bar), ρ akışkan yoğunluğu (su için 1000 kg/m³), v akış hızı (m/s) ve K kayıp katsayısıdır.

Farklı açıklık açıları ve akış hızları için literatürdeki K aralıkları kullanılarak DN50 basınç kayıp aralıkları Tablo 2 de özetlenmiştir.

Tablo 2: Literatürden Alınan DN50 Vana Kayıp Katsayıları Kullanılarak Hesaplanan Basınç Kaybı Aralıkları. (Idelchik,2005)

Açıklık (°)	Hız (m/s)	ΔP (bar) Aralığı
10	1	1.5-4.5
10	3	13.5-40.5
10	5	37.5-112.5
50	1	0.040-0.075
50	3	0.36-0.675
50	5	1-1.88
90	1	0.001-0.002
90	3	0.009-0.018
90	5	0.025-0.050

Görüldüğü gibi, ΔP aralıkları DN50 için verilmiş olup, bu değerler DN150 ve DN300 çapları için de geçerli varsayılmıştır. Bunun nedeni, kullanılan formülün yalnızca akış hızı ve kayıp katsayısı (K) ile ilişkili olmasıdır. Tek fark, DN300'ün kesit alanının 0.071 m², DN 50'nin ise yaklaşık 0.002 m² olmasıdır; bu da aynı hızda yaklaşık 35 kat daha fazla debinin DN300'den geçtiği anlamına gelir. Dolayısıyla DN300'de basınç kaybı sabit kalırken, çok daha büyük debiler yönetilebilir. Bu nedenle, büyük çaplı vanalarda basınç kaybı daha düşük, debi ise oldukça yüksektir.

Bu çalışmada analizler DN150 ve DN300 vana çapları için yürütülmüş olup, hesaplamalarda DN 50'ye ait literatür verileri temel alınmıştır.

5.2 Sayısal Modellemenin ve Doğrulanmasının Yapılması

Bu çalışmada, DN50, DN150 ve DN300 boyutlarındaki kelebek vanalar için sayısal akış analizleri gerçekleştirilmiştir. Sınır şartlarında: akışkan olarak su kullanılmış, giriş hızları 1, 3 ve 5 m/s olarak tanımlanmıştır. Çıkış sınır şartı ise 0 Pa (gauge) basınç olarak belirlenmiştir. Boru ve vana gövdeleri no-slip (kaymama) duvar koşulu ile modellenmiştir. Hesaplama alanının uzunluğu, akışın çıkışa ulaşmadan önce tamamen gelişmesine imkân verecek şekilde seçilmiştir. Türbülans yoğunluğu %10 olarak alınmıştır. Simüle edilen sistem adyabatik koşullarda yürütülmüştür.

Kullanılan Yazılım: Tüm hesaplamalar Autodesk CFD yazılımı ile yapılmıştır. Tablo 3, bu çalışmada kullanılan fiziksel ayarları göstermektedir.

Tablo 3: Autodesk CFD İçin Fiziksel Ayarlar (Su Akışı).

Laminer Akış Rejimi İçin	Türbülanslı ve Geçiş Rejimi İçin
Sabit yoğunluk	Sabit yoğunluk
Gradyanlar	Gradyanlar
Laminer	K-ε türbülans modeli
Sıvı	Sıvı
Ayrılmış Akış	Gerçekleştirilmiş K-ε iki tabakalı model
Kararlı (Steady)	RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes)
Üç Boyutlu	Kararlı (Steady)
	Üç Boyutlu
	Türbülanslı

Simülasyon Parametreleri: Bu çalışmada kullanılan parametreler DN50, DN150 ve DN300 kelebek vanalara uyarlanmış, giriş hızları 1–3–5 m/s, çıkış basıncı 0 Pa olacak şekilde tanımlanmıştır. Tablo 4’te gösterilmiştir.

Tablo 4: Bu Çalışmada Kullanılan Simülasyon Parametreleri.

Parametre	Değer
Sıvı yoğunluğu	998,2 kg/m ³
Dinamik viskozite	0.001004 Pa.s
Vana Çapları	0.05m- 0.15m- 0.30m
Giriş hızları	1, 3, 5 m/s
Çıkış basıncı	0 Pa (gauge)
Vana pozisyonları	10-50-90
Vana geometrisi	Değişken

5.3 Analiz

Akış alanının karakteristiklerini yakalamak amacıyla vana gövdesi etrafına silindirik borular yerleştirilmiştir. Ağdan bağımsızlık doğrulandıktan sonra hacimsel yerel ağ küçültme uygulanmıştır.

5.3.1 Ağdan Bağımsızlık Doğrulaması

Simülasyon, ağdan bağımsızlığı doğrulamak amacıyla vana gövdesi çevresinde 0.3 ile 0.6 arasında değişen farklı inceltme seviyeleriyle gerçekleştirilmiştir. Ağ boyutları, aşağıdaki denklem kullanılarak hesaplanmıştır.

$$(h = \sum_{i=1}^N \Delta V_i)^{1/3}$$

Burada,

h: ağ boyutu

ΔV_i : geometri hacmi

N: simülasyondaki hücre sayısıdır

Ağ boyutu oranı r, aşağıdaki denklemle hesaplanmıştır.

$$r = \frac{h_{coarse}}{h_{fine}}$$

Burada hcoarse ve hfine, sırasıyla kaba ve ince ağlara ait iteratif ağ boyutlarıdır. Bu oran, 1.3ten büyük tutulur ve iteratif olarak arttırılır. I.B. Çelik'in belirttiği 4 farklı ağ boyutu vardır.

Ağ oluşturma için, yüzey yeniden ağlayıcı(surface remesher) ve çok yüzlü ağ oluşturuç(polyhedral mesher) kullanılmıştır. Akış alanının daha iyi görselleştirilebilmesi için vana gövdesi etrafında hacimsel ağ iyileştirilmesi uygulanmış ve vana gövdesi etrafındaki temel ağ boyutu(base mesh size) 0.5mm olarak belirlenmiştir. Varsayılan ağ büyütme oranı kullanılmıştır.

5.3.2 DN50 Vana Analizi

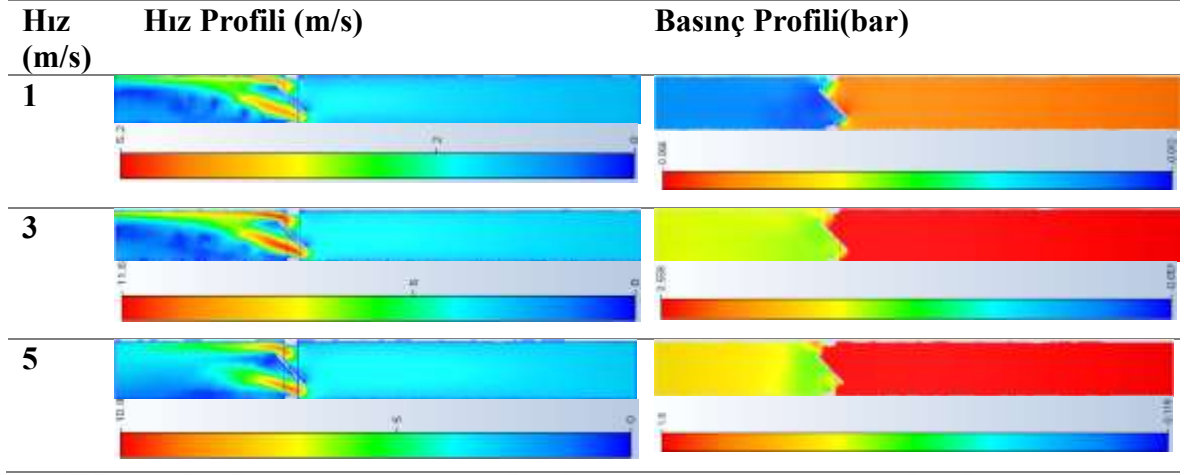
DN50 vananın hız ve basınç profilleri 3 farklı açı için aşağıda karşılaştırılmıştır. Tablo 7 – 10 arası su akışının hız ve basınç profillerini göstermektedir.

Tablo 5: DN50 Vana 10° Disk Pozisyonundaki Akış Alanı

Hız (m/s)	Hız Profili (m/s)	Basınç Profili(bar)
1		
3		
5		

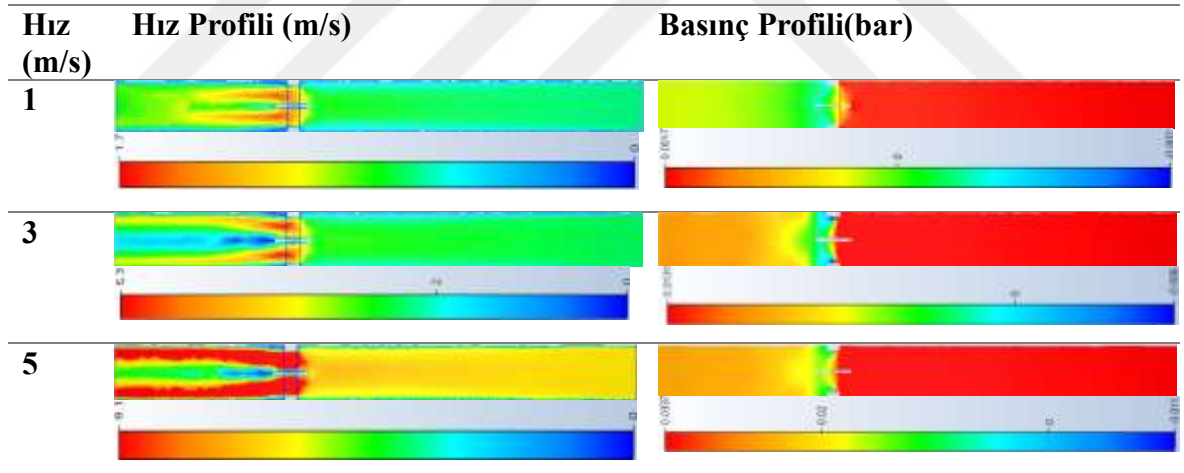
Tablo 5’de DN50 vananın 10° disk pozisyonunda ki basınç countourları, hız countourları ve elde edilen en yüksek ve en düşük değerleri ölçek üzerinde gösterilmiştir.

Tablo 6: DN50 Vana 50° Disk Pozisyonundaki Akış Alanı



Tablo 6’da DN50 vananın 50° disk pozisyonunda ki basınç countourları, hız countourları ve elde edilen en yüksek ve en düşük değerleri ölçek üzerinde gösterilmiştir.

Tablo 7: DN50 Vana 90° Disk Pozisyonundaki Akış Alanı



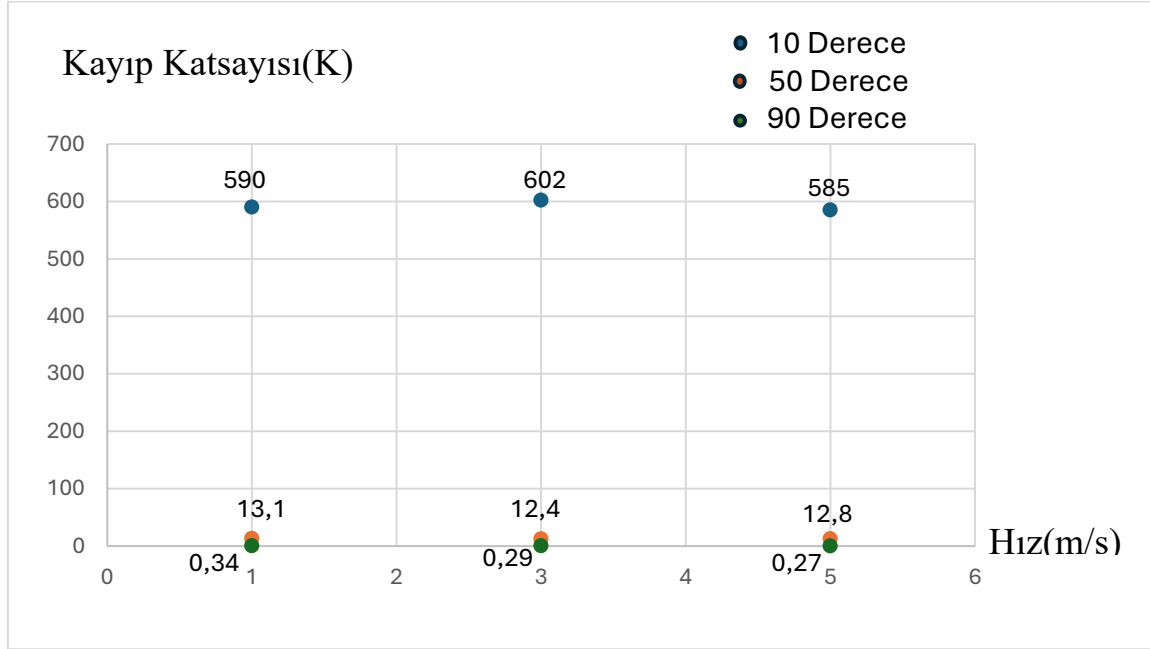
5.3.2.1 DN50 Vana’nın Akış Alanı

Yapılan hesaplamalarda DN50 çapındaki kelebek vana için farklı açıklık açıları (10°, 50°, 90°) ve giriş hızları (1, 3, 5 m/s) dikkate alınmıştır. Çıkış sınır şartı olarak basınç 0 Pa (gauge) kabul edilmiştir. Analiz sonuçları, hız dağılımı, basınç kayıpları ve yerel kayıp katsayıları üzerinden değerlendirilmiştir.

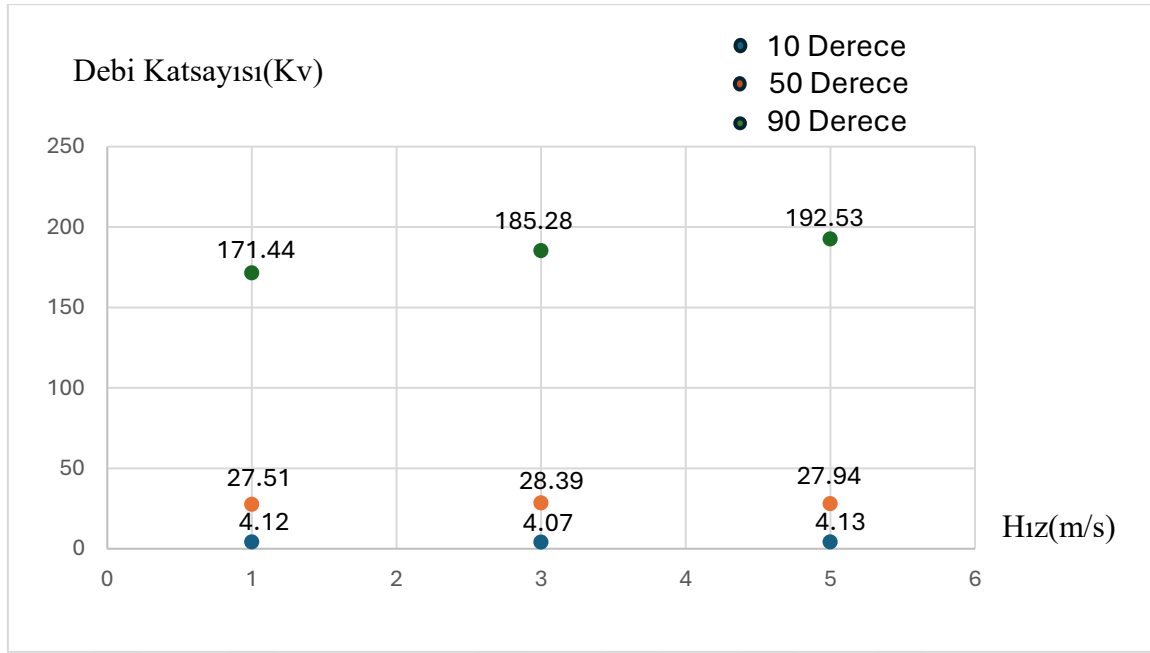
Tablo 7’de DN50 vananın 90° disk pozisyonunda ki basınç countourları, hız countourları ve elde edilen en yüksek ve en düşük değerleri ölçek üzerinde gösterilmiştir.

Tablo 8: DN50 İçin 10-50-90° Açılarda Analiz Sonuçlarına Göre Kayıp Katsayısı Ve Debi Katsayısı Hesap Tablosu

Açıklık	Vinlet(m/s)	$\Delta P(bar)$	K	K_v	Vmin(m/s)	Vmax(m/s)	Pmax(bar)	Pmin(bar)
10	1	2.950	590	4.12	0	7.1	2.950	-0.018
10	3	27.090	602	4.07	0	21.3	27.090	-0.157
10	5	73.125	585	4.13	0	38.9	73.125	-0.401
50	1	0.066	13.1	27.51	0	5.2	0.066	-0.012
50	3	0.558	12.4	28.39	0	11.6	0.558	-0.051
50	5	1.6	12.8	27.94	0	10.9	1.6	-0.118
90	1	0.0017	0.34	171.44	0	1.7	0.0017	-0.002
90	3	0.0131	0.29	185.28	0	5.3	0.0131	-0.006
90	5	0.0337	0.27	192.53	0	8.1	0.0337	-0.011



(a)



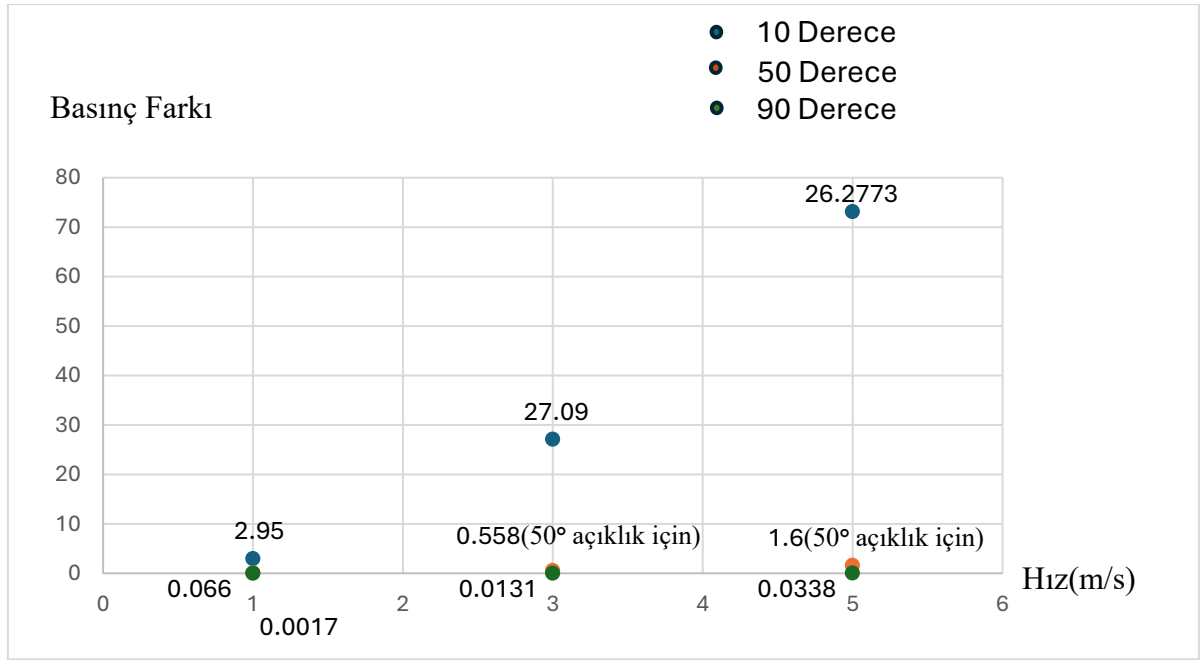
(b)

Grafik 2: DN50’de su akışı için performans parametresi çıktıları: (a)DN50-K, (b)DN50 K_v

Tablo 8 ve Grafik 2’den görüldüğü üzere, DN50 vana için kayıp katsayısı (K) esas olarak disk açıklık açısına bağlıdır ve hız artışıyla birlikte ΔP değerleri hızın karesi oranında yükselmektedir. 10° dar açıklıkta K değerleri ≈ 590 –602–585 aralığında sabit kalmış, buna karşılık basınç kayıpları hızın artışıyla $\Delta P \approx 2.95$ bar (1 m/s) $\rightarrow$ 27.09 bar (3 m/s) $\rightarrow$ 73.13 bar (5 m/s) seviyelerine ulaşmıştır. Bu durumda dar boğaz etkisi belirgin olup, kesitte V_{max}/V_{in} oranı ≈ 7 –8 seviyesine çıkmakta, minimum basınçlar ise -0.018 ila -0.401 bar aralığına kadar düşmektedir. Bu büyüklükteki basınç düşüşleri düşük emme basıncı koşullarında kavitasyon riskini artırabilir.

50° orta açıklıkta direnç belirgin biçimde azalmış, K değerleri ≈ 13.1 –12.8 seviyelerinde kalmıştır. Buna karşılık basınç farkı $\Delta P \approx 0.066$ –0.558–1.600 bar aralığında bulunmuş, akış daha dengeli hale gelmiştir. Bu durumda V_{max}/V_{in} oranı ≈ 3.5 –4.0 bandında, minimum basınçlar ise -0.012 ila -0.118 bar arasında kalmıştır. Akış yapısı daha düzenli olup, kavitasyon ihtimali dar açıklığa kıyasla oldukça düşmüştür.

90° tam açık durumda vana direnci minimuma inmiş, K değerleri ≈ 0.34 –0.27 aralığında, basınç farkları ise yalnızca $\Delta P \approx 0.0017$ –0.0338 bar seviyelerinde kalmıştır. Bu değerler milibar mertebesinde olup sistemin hidrolik verimliliğinin en yüksek olduğu durumdur. V_{max}/V_{in} oranı yaklaşık 1.5–1.7, minimum basınç ise -0.002 ila -0.011 bar arasında ölçülmüştür. Bu nedenle 90° açıklıkta kavitasyon beklenmemektedir.

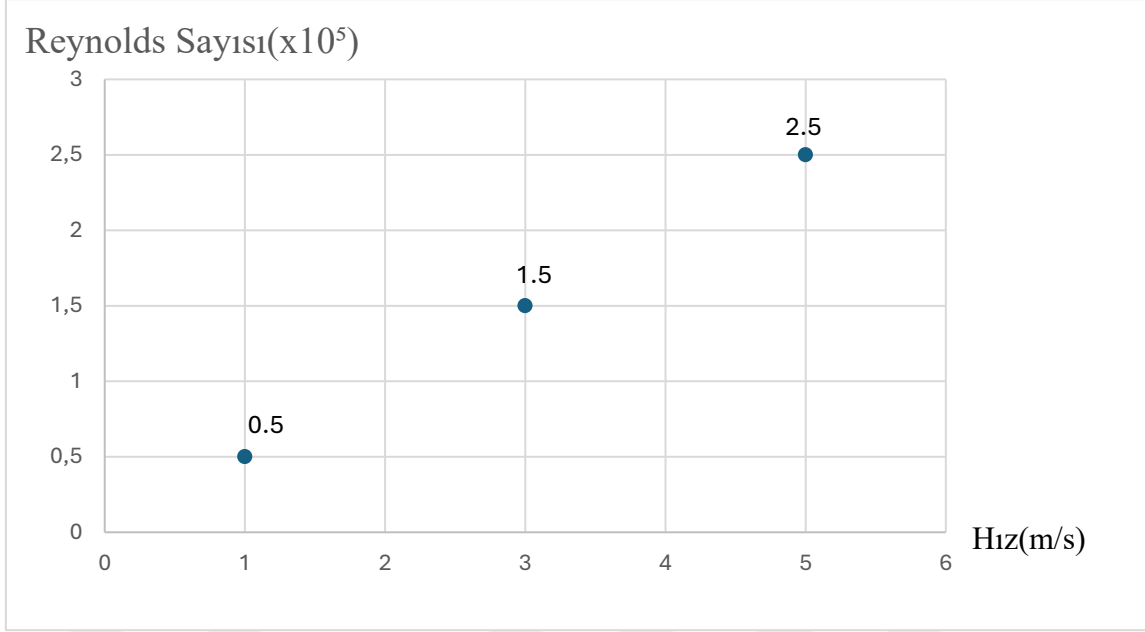


Grafik 3: DN50 İçin Hız-Basınç Farkı Grafiği

Grafik 3'te görüldüğü üzere, akış hızı arttıkça basınç farkı da hızın karesiyle orantılı olarak yükselmektedir. 10° açıklıkta dar boğaz etkisi nedeniyle en yüksek kayıplar gözlenmiş, hesaplanan ΔP değerleri 2.925 bar (1 m/s), 27.090 bar (3 m/s) ve 73.125 bar (5 m/s) seviyelerine ulaşmıştır. Bu konumda yüksek lokal hızlar ($V_{max} \approx 7\text{--}39$ m/s) ve düşük minimum basınç değerleri ($P_{min} \approx -0.018$ ila -0.401 bar) elde edilmiş, bu nedenle kavitasyon riski en belirgin seviyeye ulaşmıştır.

50° açıklıkta basınç kayıpları belirgin şekilde azalmış, ΔP değerleri 0.066–0.558–1.600 bar aralığında bulunmuştur. Bu durumda akış daha dengeli hale gelmiş, V_{max}/V_{in} oranı $\approx 3.5\text{--}4.0$ seviyesinde, minimum basınç ise -0.012 ila -0.118 bar aralığında kalmıştır. Bu nedenle 50° açıklık orta seviyede enerji kayıpları ile dengeli bir akış sağlamaktadır.

90° tam açık durumda vana direnci minimuma inmiş, ΔP değerleri yalnızca 0.0017–0.0338 bar mertebesinde kalmıştır. Bu çok düşük kayıplar, sistemin hidrolik verimliliğinin en yüksek düzeye ulaştığını ve kavitasyon beklenmediğini göstermektedir.



Grafik 4: DN50 İçin Hız-Reynolds Sayısı Grafiği

Reynolds sayısı tanım gereği akışkanın yoğunluğu, viskozitesi, karakteristik boyutu (boru çapı) ve ortalama hıza bağlıdır. Bu hız, Vinlet yani giriş hızıdır. Dolayısıyla DN50 için yapılan hesaplamalarda disk açısının değişmesi Reynolds sayısını doğrudan etkilememektedir. Çünkü vana açıklığı değişse de borunun nominal çapı sabittir ve Reynolds sayısı giriş kesitindeki ortalama hız üzerinden tanımlanmaktadır. Ancak disk açıklığı küçüldüğünde dar boğaz bölgesinde yerel hızlar artmakta, bu da lokal Reynolds sayısının yükselmesine ve akış içerisinde türbülans şiddetinin farklı bölgelerde değişmesine yol açmaktadır.

Grafik 4 ve analiz sonuçları incelendiğinde, akış hızının artmasıyla birlikte Reynolds sayısının da doğrusal olarak yükseldiği görülmektedir. DN50 için hesaplanan değerler $Re \approx 0.5 \times 10^5$ (1 m/s), 1.5×10^5 (3 m/s) ve $\times 10^6$ (5 m/s) olup, tüm hız aralıklarında akışın türbülanslı rejimde gerçekleştiğini göstermektedir.

10° Açıklık (DN50)

Bu konumda vana, etkili akış kesitinin büyük bölümünü kapatır. Hesaplanan kayıp katsayıları $K \approx 590-602-585$ ($V=1-3-5$ m/s) aralığındadır. Buna karşılık basınç kaybı hızın karesiyle büyüyerek $\Delta P \approx 2.950$ bar (1 m/s), 27.090 bar (3 m/s) ve 73.125 bar (5 m/s) olarak bulunmuştur. Kesitteki daralma nedeniyle $V_{max}/V_{in} \approx 7-8$ düzeyine çıkmakta ($V_{max} \approx 7.1-21.3-38.9$ m/s), disk arkasında belirgin ayrılma bölgeleri ve kuvvetli türbülans kaynakları gözlenmektedir. Yerel statik basınç $P_{min} \approx -0.018, -0.157, -0.401$ bar seviyelerine kadar düşmekte; bu büyüklükteki hızlanma ve basınç azalması düşük emme basıncı koşullarında kavitasyon riski oluşturabilir.

50° Açıklık (DN50)

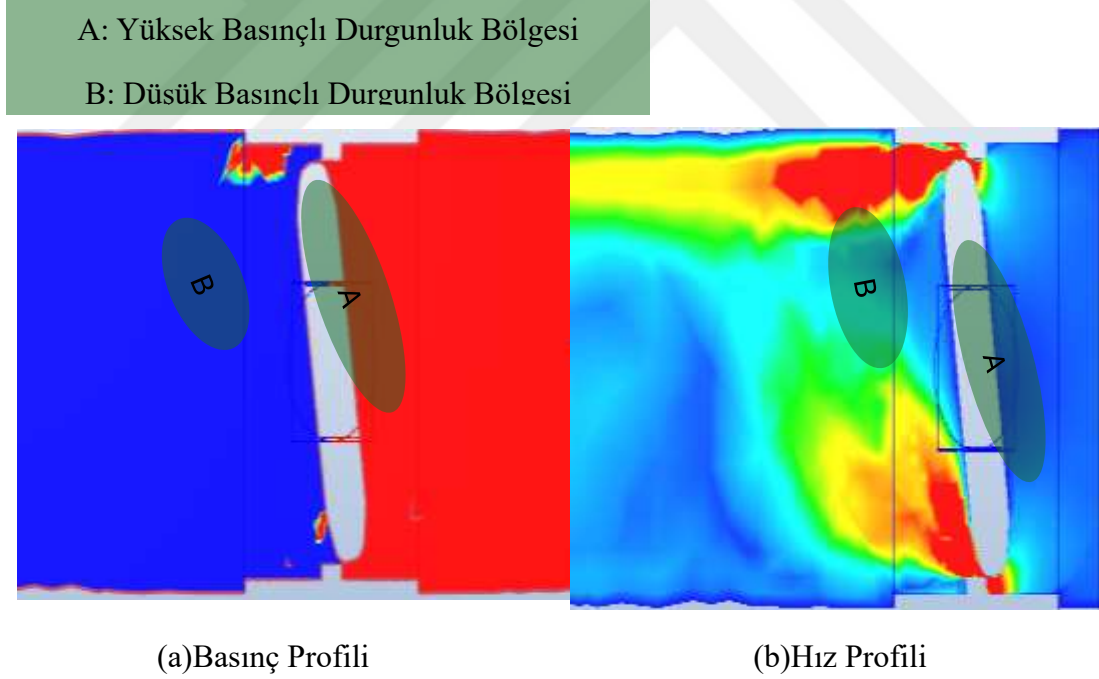
Orta açıklıkta vana direnci belirgin biçimde azalır; kayıp katsayıları $K \approx 13.1-12.4-12.8$ bandındadır. Hesaplanan basınç kayıpları $\Delta P \approx 0.066$ bar (1 m/s), 0.558 bar (3 m/s) ve 1.600 bar (5 m/s) düzeyindedir. Akış daha dengeli hâle gelir; $V_{max}/V_{in} \approx 3.5-4.2$ ($V_{max} \approx 5.2-11.6-20.9$ m/s) aralığındadır. Yerel minimum basınçlar $P_{min} \approx -0.012, -0.051, -0.118$ bar olup bu açı için kavitasyon olasılığı sınırlıdır; enerji kaybı orta seviyededir.

90° (Tam Açık, DN50)

Tam açık durumda vana direnci minimuma iner. Kayıp katsayıları $K \approx 0.34-0.29-0.27$, basınç farkları ise $\Delta P \approx 0.0017$ bar (1 m/s), 0.0131 bar (3 m/s) ve 0.0338 bar (5 m/s) gibi mbar mertebesinde. Kesitte hız artışı sınırlıdır ($V_{max}/V_{in} \approx 1.6-1.8$; $V_{max} \approx 1.7-5.3-8.1$ m/s) ve yerel minimum basınçlar $P_{min} \approx -0.002, -0.006, -0.011$ bar düzeyindedir; kavitasyon beklenmez ve hidrolik verimlilik en yüksektir.

5.3.2.2 DN50 Vana için Durgunluk Bölgeleri Analizi

DN50 çapındaki vana için yapılan HAD analizinde farklı açıklık derecelerinde (10°, 50° ve 90°) akış alanı, basınç dağılımı ve durgunluk bölgeleri incelenmiştir.



Şekil 29: DN50 İçin Durgunluk Bölgeleri

5.3.2.2.1 DN50 Vana için Yüksek Basınçlı Durgunluk Bölgesi (High-Pressure Stagnation)

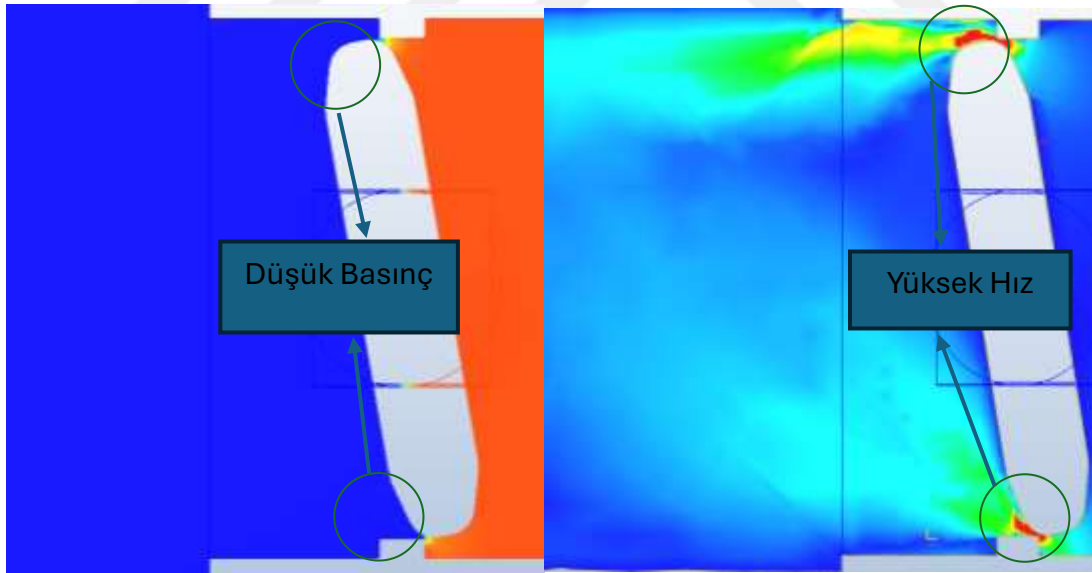
Vana gövdesinin ön kısmında gözlemlenmiştir. 10° açıklıkta yüksek hız gradyeni nedeniyle bu bölge oldukça belirgindir ve akış üzerinde ciddi direnç oluşturmaktadır. 50° açıklıkta bölgenin boyutu daralmış, 90° tam açık konumda ise basınç dağılımı homojenleşerek yüksek basınçlı durgunluk bölgesi neredeyse tamamen kaybolmuştur. Bu durum, vana açıklığı arttıkça akışa karşı direncin azaldığını göstermektedir.

5.3.2.2.2 DN50 Vana için Düşük Basınçlı Durgunluk Bölgesi (Low-Pressure Stagnation)

Vana gövdesinin arka kısmında (akış yönü doğrultusunda), özellikle 10° ve 50° açıklıklarda gözlemlenmiştir. Bu bölgeler akış ayrılmasına ve girdap oluşumuna yol açmıştır. 10° konumunda düşük basınç alanı çok daha geniştir; bu da akışın ayrışmasına ve enerji kaybına neden olmaktadır. 50° konumunda alan küçülmüş, 90° tam açık durumda ise düşük basınç bölgesi büyük ölçüde ortadan kalkmıştır.

5.3.2.3 DN50 Vana için Bernoulli Etkisi Bölgesi

Şekil 30'da görüldüğü üzere, dar açıklıklarda (10°), yüksek basınçtan düşük basınca geçiş sırasında akış hızında artış gözlenmiştir. Bu dar bölgelerde hızın artmasıyla vana gövdesi etrafında lokal jet akımları oluşmuştur. 50° açıklıkta jet etkisi devam etmiş ancak şiddeti azalmıştır. 90° konumunda ise akış daha düzgün bir profile ulaşmış ve Bernoulli etkisi azalmıştır.



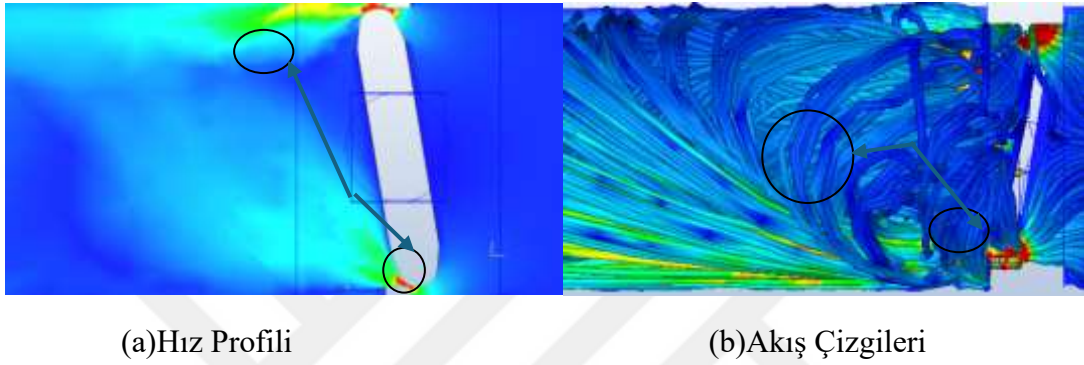
(a) Basınç Profili

(b) Hız Profili

Şekil 30: DN50 Vana İçin Bernoulli Etkisi Bölgesi

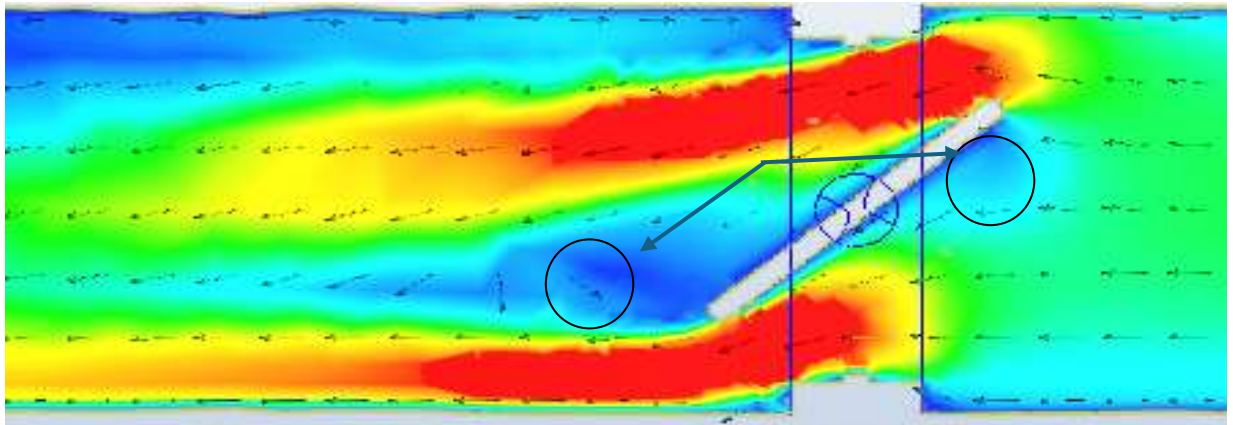
5.3.2.4 DN50 Vana İçin Girdap Oluşumlarının İncelenmesi

DN50 vana için akış alanında gözlemlenen girdap oluşumları, daralan vana kesitinden geçen yüksek hızlı jet akımının oluşturduğu lokal dönme hareketlerinden kaynaklanmaktadır. %10 açıklık (10° konumunda) vana çıkışında yüksek hız bölgesi oluşmuş, bu bölgedeki ani hız artışı sınır tabakasının ayrılmasına yol açmış ve vana gövdesinin hemen ardında büyük boyutlu girdapların meydana gelmesine neden olmuştur (Şekil31). Bu girdapların etkisinin vana çıkışından itibaren yaklaşık 4–5D akış yönü doğrultusunda boyunca devam ettiği ve önemli enerji kayıplarına yol açtığı belirlenmiştir.



Şekil 31: DN50 Vana İçin 10° Diskte Girdap Oluşumları

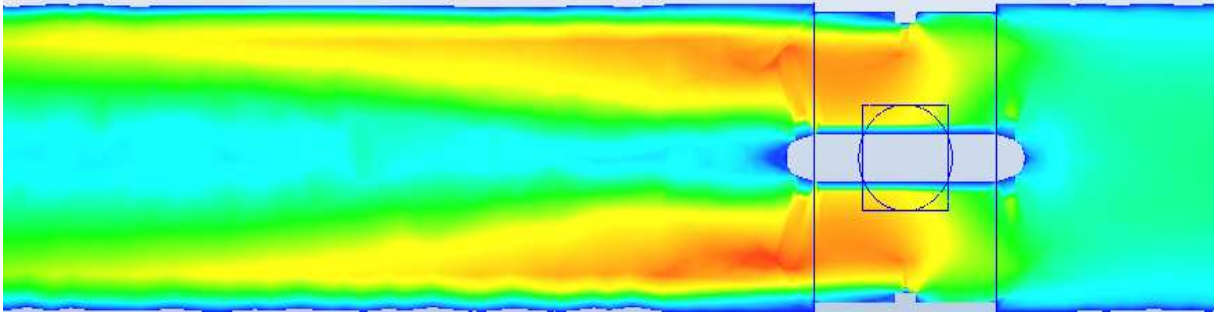
%50 açıklık (50° konumunda) ise oluşan girdapların boyutları küçülmüş, düşük basınç bölgelerinin etkisi azalmıştır (Şekil 32). Bu açıklıkta difüzyon bölgesinde kısmi akış ayrılmaları görülmekle birlikte, hız alanındaki düzensizlikler dar açıklıklara kıyasla daha sınırlıdır.



(a)Hız Profili ve Akış Yönü

Şekil 32: DN50 Vana İçin 50° Diskte Girdap Oluşumları

%90 açıklık (90° konumunda) yani vana tam açık konuma ulaştığında ise girdap oluşumu ve türbülans kaynaklı girdap hareketleri neredeyse tamamen ortadan kalkmış, akış hattın eksenine paralel ve düzgün bir profile ulaşmıştır (Şekil 33). Bu durumda girdap kaynaklı enerji kayıpları minimum seviyeye inmektedir.



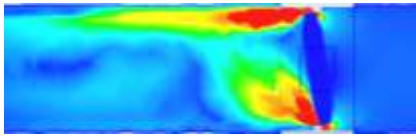
Şekil 33: DN50 İçin Vana 90° Diskte Girdap Oluşumları

Sonuç olarak, DN50 vana için yapılan analizler dar açıklıklarda güçlü girdap oluşumları ve yüksek türbülans şiddeti gözlemlendiğini, açıklığın artmasıyla birlikte akışın kararlı hale geldiğini ve ayrılma bölgelerinin minimuma indiğini göstermektedir.

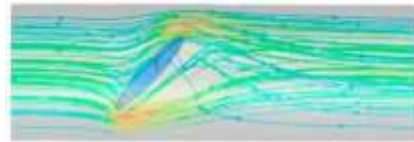
5.3.2.5 DN50 ve Literatür Model Karşılaştırması- Doğrulama

İki model (Idelchik,2007) 10° , 50° ve 90° pozisyonunda kayıp katsayısı ve basınç farkı üzerinden karşılaştırılmıştır (Şekil 34).

Şekil 34: 5m/S Hız Da (a) Dn50 Vana; (b) Simülasyon Modeli



(a)



(b)

Tablo 9: DN50 Vana İçin Literatürde Bulunan Basınç Farkı Karşılaştırması (Idelchik,2005)

Açı	Hız	Analiz sonucu ΔP	Literatür(Bar)	Fark(%)	Reynold Sayısı
10	1	2.950	1.5-4.5	-1.7	$0.5 * 10^4$
10	3	27.090	13.5-40.5	+0.3	$1.5 * 10^5$
10	5	73.125	37.5-112.5	-2.5	$2.5 * 10^5$
50	1	0.066	0.04-0.075	+13.3	$0.5 * 10^4$
50	3	0.558	0.36-0.675	+7.7	$1.5 * 10^5$
50	5	1.6	1-1.88	+11.1	$2.5 * 10^5$
90	1	0.0017	0.001-0.002	+13.3	$0.5 * 10^4$
90	3	0.0131	0.009-0.018	-3	$1.5 * 10^5$
90	5	0.0337	0.025-0.05	-9.9	$2.5 * 10^5$

Tablo 9’da literatürdeki basınç farkı ile analiz sonucunda bulunan basınç farkı kıyaslanmış, yüzdesel olarak farkı hesaplanmıştır.

Fark yüzdeleri aşağıdaki formülasyona göre kıyaslanmıştır.

$$Fark\% = \frac{\Delta P_{analiz} - \Delta P_{lit}}{\Delta P_{lit}} \times 100$$

Basınç Farkı Karşılaştırması (ΔP):

DN50 vana için 10°, 50° ve 90° disk açıklıklarında gerçekleştirilen HAD analizlerinden elde edilen basınç farkı değerleri, literatürde rapor edilen aralıklarla güçlü bir uyum göstermektedir.

10° dar açıklıkta dar boğaz etkisi nedeniyle en yüksek kayıplar hesaplanmıştır. Analizlerden elde edilen ΔP değerleri (2.950–73.125 bar), literatürde bildirilen 1.5–112.5 bar aralığında kalmıştır. Sapmalar düşük hızlarda %–1.7, orta hızlarda %+0.3, yüksek hızlarda ise %–2.5 seviyelerinde bulunmuş olup, bu değerler kabul edilebilir sınırlar içerisinde. Bu sonuçlar, HAD modelinin dar açıklıklarda dahi literatürle tutarlı sonuçlar verdiğini göstermektedir.

50° orta açıklıkta elde edilen ΔP değerleri (0.066–1.600 bar), literatürde bildirilen 0.04–1.88 bar aralığında kalmış ve sapmalar oldukça düşük seviyelerde bulunmuştur. Özellikle 3 m/s hız için elde edilen analiz sonucu (0.558 bar), literatür değeri (0.518 bar) ile karşılaştırıldığında yalnızca %7.7 fark göstermektedir. Bu, HAD modelinin orta açıklıklarda yüksek güvenilirlik sunduğunu ortaya koymaktadır.

90° tam açık durumda, hesaplanan ΔP değerleri (0.0017–0.0338 bar), literatürde bildirilen 0.001–0.05 bar aralığıyla büyük ölçüde örtüşmektedir. Ancak kayıpların çok düşük seviyelerde olması sebebiyle, mutlak farkların milibar seviyesinde küçük olmasına rağmen yüzdesel olarak daha belirgin görünebildiği dikkat çekmektedir. Örneğin 5 m/s hızda elde edilen ΔP değeri, literatür ortalamasına göre %–9.9 daha düşük bulunmuştur. Buna rağmen farkın milibar düzeyinde olması, hidrolik performans açısından ihmal edilebilir niteliktedir ve sistem verimliliği açısından anlamlı bir sapma oluşturmamaktadır.

Tablo 10: DN50 Vana İçin Literatürde Bulunan Kayıp Katsayısı Karşılaştırması (Idelchik,2005)

Açı	Hız	Analiz sonucu <i>K</i>	Literatür K	Fark(%)
10	1	590	300-900	-1.7
10	3	602	300-900	+0.3
10	5	585	300-900	-2.5
50	1	13.1	8-15	+13.9
50	3	12.4	8-15	+7.8
50	5	12.8	8-15	+11.3
90	1	0.34	0.2-0.4	+13.3
90	3	0.29	0.2-0.4	-3.3
90	5	0.27	0.2-0.4	-10

Tablo 10’da literatürdeki kayıp katsayısı değerleri ile analiz sonucunda bulunan kayıp katsayısı kıyaslanmış, yüzdesel olarak farkı hesaplanmıştır.

Literatür üzerinden karşılaştırmaları yapılmıştır (Idelchik,2007).

Fark yüzdeleri aşağıdaki formülasyona göre kıyaslanmıştır.

$$Fark\% = \frac{K_{vanaliz} - K_{vilit}}{K_{vilit}} \times 100$$

Kayıp Katsayısı Karşılaştırması (K):

DN50 vana için elde edilen kayıp katsayıları, literatürde verilen aralıklarla yüksek uyum göstermektedir.

- 10° açıklıkta analizden elde edilen K değerleri 585–602 aralığında bulunmuş, bu değerler literatürde bildirilen 300–900 bandı içerisinde yer almaktadır. Hesaplanan değerlerin literatüre göre sapması oldukça düşüktür (≈ -2.5 % ile $+0.3$ % arası), bu da küçük açıklıklarda modelin güvenilirliğini desteklemektedir.

- 50° açıklıkta hesaplanan K değerleri ≈ 12.4 – 13.1 olup, literatürde verilen 8–15 aralığı ile uyum göstermektedir. Burada fark oranları $\%+7.8$ ila $\%+13.9$ seviyelerinde kalmıştır. Aynı açıklık için farklı hızlarda K değerlerinin nispeten sabit kalması (≈ 11 – 13 civarında) teorik beklenti ile uyumludur.

- 90° tam açık durumda hesaplanan K değerleri ≈ 0.27 – 0.34 olarak bulunmuş ve literatürde bildirilen 0.2–0.4 bandıyla büyük ölçüde örtüşmektedir. Bu durumda sapmalar düşük hızlarda $\%+13.3$, yüksek hızlarda ise -10 % seviyelerinde gözlenmiştir. Sapma oranlarının düşük kalması, modelin doğruluğunu desteklemektedir.

Sonuç olarak, DN50 vana için farklı açıklık derecelerinde hesaplanan kayıp katsayılarının literatür aralıkları ile yüksek düzeyde uyum sağladığı görülmektedir. Elde edilen bulgular, HAD modelinin güvenilirliğini ve literatüre güçlü uyumunu doğrulamaktadır.

5.3.2.6 DN50 Vana İçin Genel Değerlendirme

DN50 vana için gerçekleştirilen analizlerde elde edilen kayıp katsayıları ve basınç farkı değerleri, literatürde bildirilen aralıklarla yüksek düzeyde uyum göstermektedir. 10° açıklıkta dar boğaz etkisi nedeniyle en yüksek kayıplar gözlenmiş, hesaplanan ΔP değerleri 2.95–73.13 bar, K değerleri ise 585–602 aralığında bulunmuştur. Bu değerler literatürde verilen 300–900 bandı ile örtüşmekte olup, sapmalar düşük hızlarda yaklaşık %–1.7 ila –2.5, orta hızda ise yalnızca %+03 seviyesinde kalmıştır. Bu açı kavitatif risk açısından kritik konumdadır.

50° açıklıkta akış daha dengeli hale gelmiş, ΔP değerleri 0.066–1.60 bar ve K değerleri ≈ 12.4 –13.1 aralığında hesaplanmıştır. Bu değerler literatürde verilen 8–15 aralığı ile uyumlu olup, sapmalar %+7.8 ila +13.9 seviyelerinde kalmıştır. Aynı açıklık için farklı hızlarda K değerlerinin büyük ölçüde sabit kalması (≈ 11 –13 civarında) teorik beklentiyle uyumludur.

90° tam açık durumda vana direnci minimum seviyeye inmiş, ΔP yalnızca 0.0017–0.0338 bar, K değerleri ise 0.27–0.34 aralığında hesaplanmıştır. Literatürde bildirilen 0.2–0.4 bandıyla büyük ölçüde örtüşmekte olup, sapmalar düşük hızlarda %+13.3, yüksek hızlarda ise %–10 seviyelerinde bulunmuştur. Mutlak değerler milibar mertebesinde olduğundan hidrolik verimlilik açısından bu sapmalar ihmal edilebilir düzeydedir.

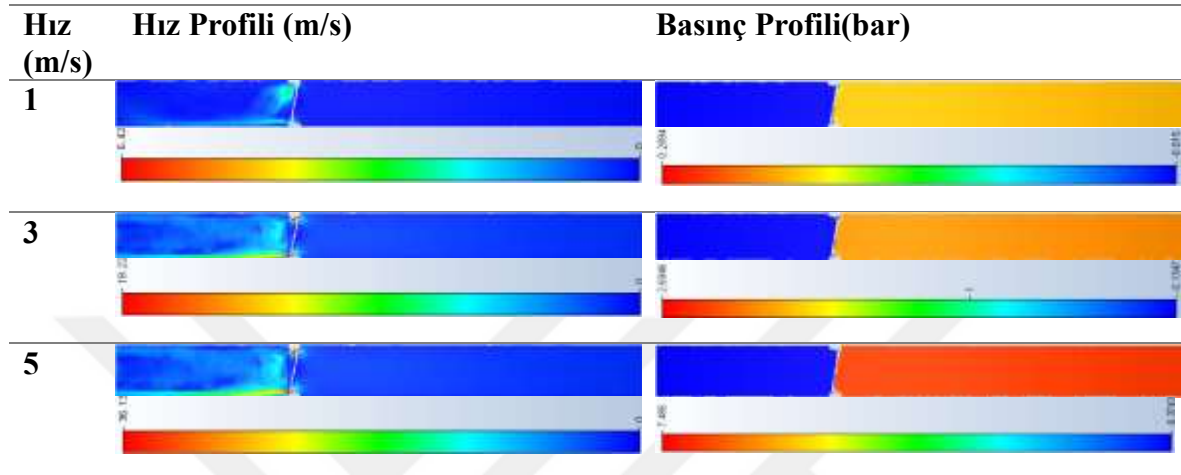
Genel olarak, DN50 vana için yapılan HAD analizlerinde elde edilen sonuçların literatürde bildirilen aralıklarla güçlü bir uyum gösterdiği ve farkların %–10 ila +14 bandında kaldığı görülmektedir. Bu bulgular, kullanılan HAD modelinin güvenilirliğini desteklemekte ve DN50 vana karakteristiklerinin literatürde rapor edilen eğilimlerle tutarlı olduğunu ortaya koymaktadır.

DN50 vana için yapılan analizlerde, elde edilen kayıp katsayıları ve basınç farkı değerleri literatürde bildirilen sonuçlarla genel olarak uyum içindedir. Örneğin, 10° açıklıkta K yaklaşık 600 değeri Idelchik (2005) tarafından verilen 300-900 aralığına, 50° açıklıkta K yaklaşık 13 değeri Idelchik (2005)'ün 8-15 aralığına, 90° açıklıkta ise K yaklaşık 0.3 değeri Idelchik (2005)'in 0.2-0.4 aralığına denk gelmektedir. Bu sonuçlar, yapılan sayısal modellemenin fiziksel akış koşullarını doğru temsil ettiğini desteklemektedir.

5.3.3 DN150 Vana Analizi

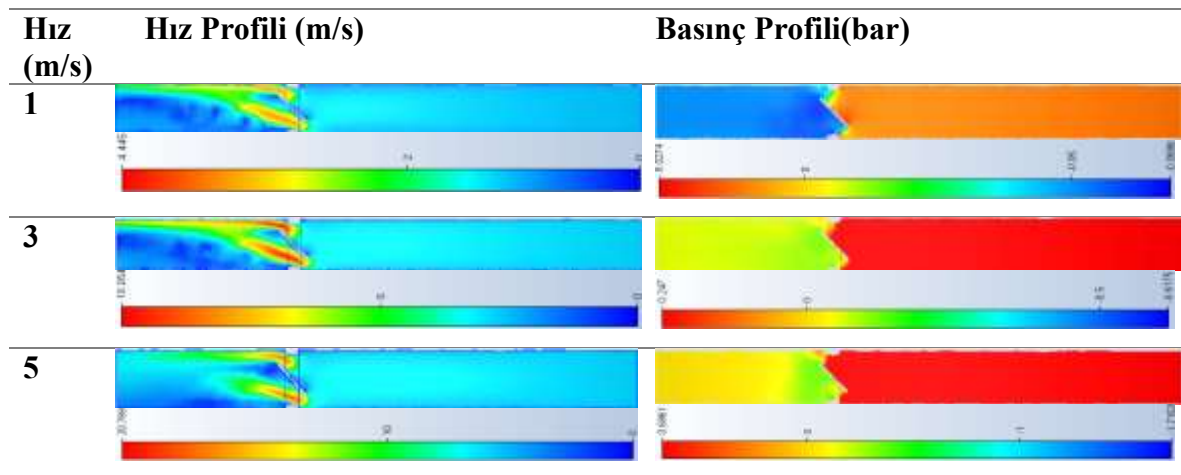
DN150 vananın hız ve basınç profilleri 3 farklı açı için aşağıda karşılaştırılmıştır. Tablo 11 – 13 arası su akışının hız ve basınç profillerini göstermektedir.

Tablo 11: DN150 Vana 10° Disk Pozisyonundaki Akış Alanı



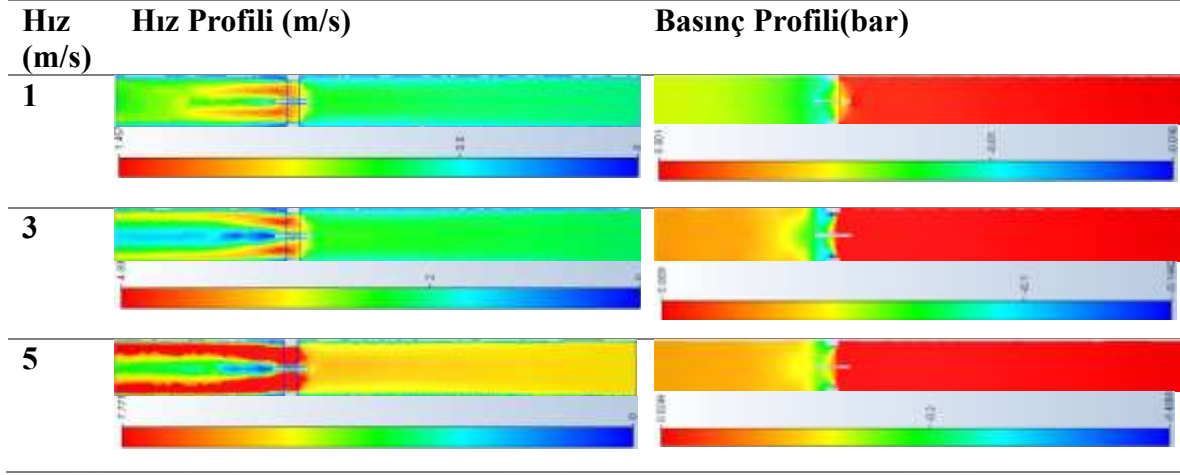
Tablo 11’de DN150 vananın 10° disk pozisyonunda ki basınç countourları, hız countourları ve elde edilen en yüksek ve en düşük değerleri ölçek üzerinde gösterilmiştir.

Tablo 12: DN150 Vana 50° Disk Pozisyonundaki Akış Alanı



Tablo 12’de DN150 vananın 50° disk pozisyonunda ki basınç countourları, hız countourları ve elde edilen en yüksek ve en düşük değerleri ölçek üzerinde gösterilmiştir.

Tablo 13: DN150 Vana 90° Disk Pozisyonundaki Akış Alanı



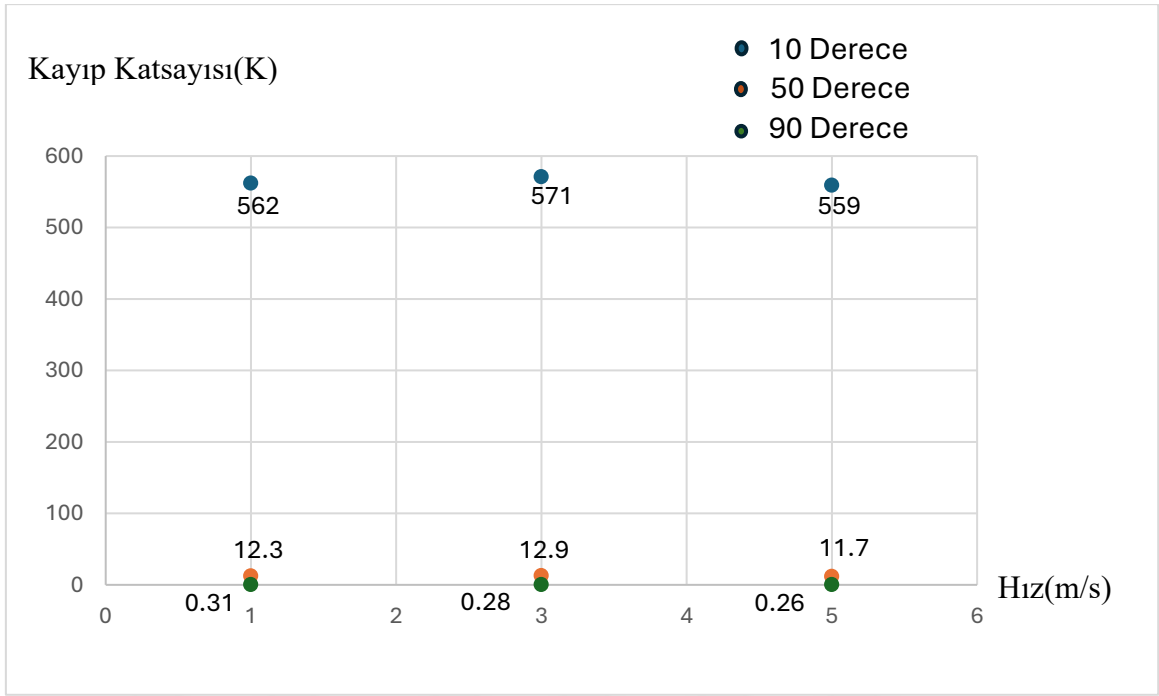
Tablo 13'te DN150 vana'nın 90° disk pozisyonunda ki basınç countourları, hız countourları ve elde edilen en yüksek ve en düşük değerleri ölçek üzerinde gösterilmiştir.

5.3.3.1 DN150 Vana'nın Akış Alanı

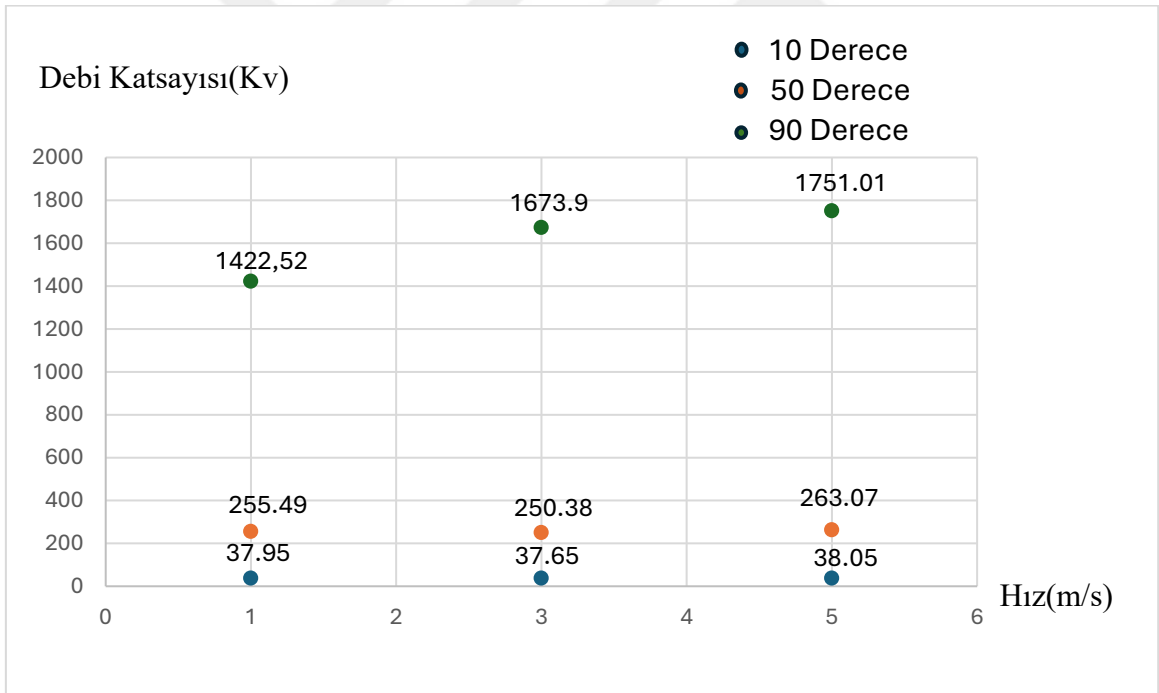
Yapılan hesaplamalarda DN150 çapındaki kelebek vana için farklı açıklık açıları (10°, 50°, 90°) ve giriş hızları (1, 3, 5 m/s) dikkate alınmıştır. Çıkış sınır şartı olarak basınç 0 Pa (gauge) kabul edilmiştir. Analiz sonuçları, hız dağılımı, basınç kayıpları ve yerel kayıp katsayıları üzerinden değerlendirilmiştir.

Tablo 14: DN150 İçin 10-50-90° Açılarda Analiz Sonuçlarına Göre Kayıp Katsayısı Ve Debi Katsayısı Hesap Tablosu

Açıklık	Vinlet(m/s)	$\Delta P(\text{bar})$	K	K_v	Vmin(m/s)	Vmax(m/s)	Pmax(bar)	Pmin(bar)
10	1	2.810	562	27.95	0	6.7	2.810	-0.012
10	3	25.698	571	37.65	0	19.8	25.698	-0.135
10	5	69.875	559	38.05	0	36.5	69.875	-0.372
50	1	0.062	12.3	255.49	0	4.9	0.062	-0.01
50	3	0.581	12.9	250.38	0	11.2	0.581	-0.048
50	5	1.462	11.7	263.07	0	20.1	1.462	-0.112
90	1	0.002	0.31	1422.52	0	1.6	0.002	-0.002
90	3	0.013	0.28	1673.9	0	5	0.0013	-0.006
90	5	0.033	0.26	1751.01	0	7.7	0.033	-0.01



(a)

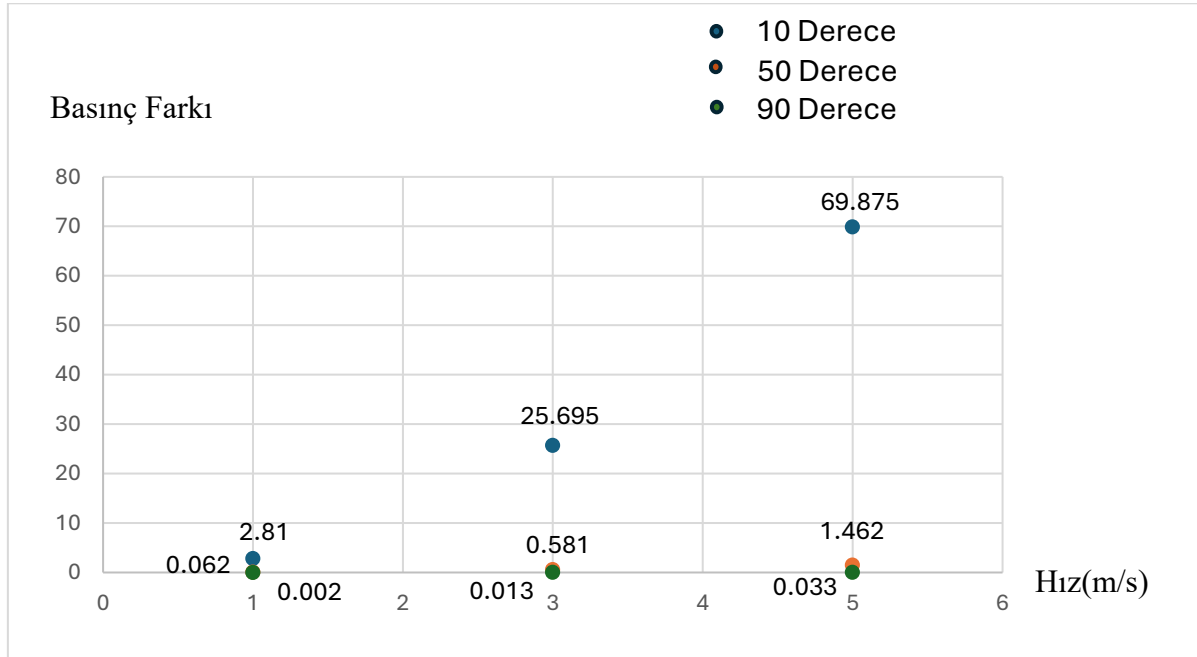


(b)

Grafik 5: DN150'de su akışı için performans parametresi çıktıları: (a)DN150-K, (b)DN150 K_v

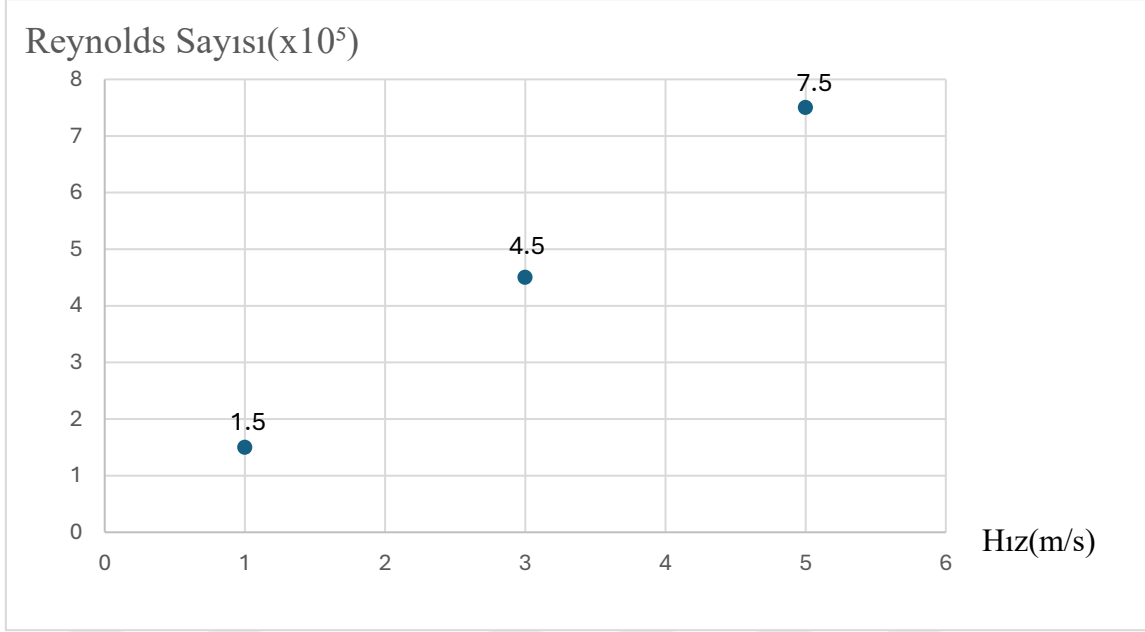
Tablo 14'ten de anlaşılabacağı üzere kayıp katsayısı doğrudan disk açısı ile ilgilidir. Vana disk açısının artmasıyla birlikte akışkanın geçtiği kesit alanı büyümekte ve akışın dar boğaz etkisi azalmaktadır. Bu durum, akış içerisinde meydana gelen lokal hız artışlarını ve jet

oluşumunu sınırlamakta, dolayısıyla türbülans şiddeti ve akış ayrılmaları daha düşük seviyelerde gerçekleşmektedir. Türbülans kaynaklı enerji kayıplarının azalması sonucunda kayıp katsayısı değerleri de düşmektedir. Grafik 5'te de görüldüğü gibi nitekim küçük disk açılarında daralma etkisi nedeniyle yüksek kayıp katsayısı değerleri gözlemlenirken, disk açısı 90° 'ye yaklaştığında akış daha serbest hale gelmekte ve kayıp katsayısı ihmal edilebilir seviyelere inmektedir.



Grafik 6: DN150 İçin Hız-Basınç Farkı Grafiği

Grafik 6'da görüldüğü üzere, akış hızı arttıkça basınç farkı da artış göstermektedir. Bununla birlikte, vana disk açısı küçüldükçe akışın dar boğazdan geçmesi sonucu basınç kaybı ciddi ölçüde artmaktadır. 10° açıklıkta yüksek lokal hız ve türbülans kaynaklı olarak en büyük basınç farkı gözlemlenirken, 90° tam açık durumda basınç farkı minimum seviyededir.



Grafik 7: DN150 İçin Hız-Reynolds Sayısı Grafiği

Reynolds sayısının tanımı gereği akışkanın yoğunluğu, viskozitesi, karakteristik boyutu(boru çapı) ve ortalama hızına bağlıdır. Bu hız Vinlet yani giriş hızıdır. Dolayısıyla DN150 için yapılan hesaplamalarda disk açısının değişmesi Reynolds sayısını doğrudan etkilememektedir. Çünkü vana açıklığı değişse de borunun nominal çapı sabittir ve Reynolds sayısı giriş kesitindeki ortalama hız üzerinden tanımlanmaktadır. Ancak disk açısı küçüldüğünde dar boğaz bölgesinde hızlar artmakta, bu da yerel Reynolds sayısının yükselmesine ve akış içerisinde türbülans şiddetinin farklı bölgelerde değişmesine yol açmaktadır.

Grafik 7 ve analiz sonuçları incelendiğinde, akış hızının artmasıyla birlikte Reynolds sayısının da doğrusal olarak yükseldiği görülmektedir. Elde edilen değerler 10^5 mertebesinde olup, tüm hız aralıklarında akışın türbülanslı rejimde gerçekleştiğini göstermektedir.

10° Açıklık (DN150):

Bu konumda vana, etkili akış kesitinin büyük bölümünü kapatır. Hesaplanan kayıp katsayıları $K \approx 5.59 \times 10^2 - 5.71 \times 10^2$ aralığındadır. Buna karşılık basınç kaybı giriş hızına bağlı olarak $\Delta P \approx 2.810$ bar ($V=1$ m/s), 25.695 bar ($V=3$ m/s) ve 69.875 bar ($V=5$ m/s) olarak bulunmuştur. Kesitteki daralma nedeniyle V_{max}/V_{in} oranı yaklaşık 6.7–7.3 düzeyine çıkmakta; disk arkasında ayrılma bölgeleri ve güçlü türbülans kaynakları oluşmaktadır. Bu noktada yerel statik basınç $P_{min} \approx -0.012, -0.135, -0.372$ bar değerlerine kadar düşmektedir. Bu büyüklükteki hızlanma ve basınç düşümü, özellikle düşük emme basıncı koşullarında kavitasyon riski doğurabilir.

50° Açıklık (DN150):

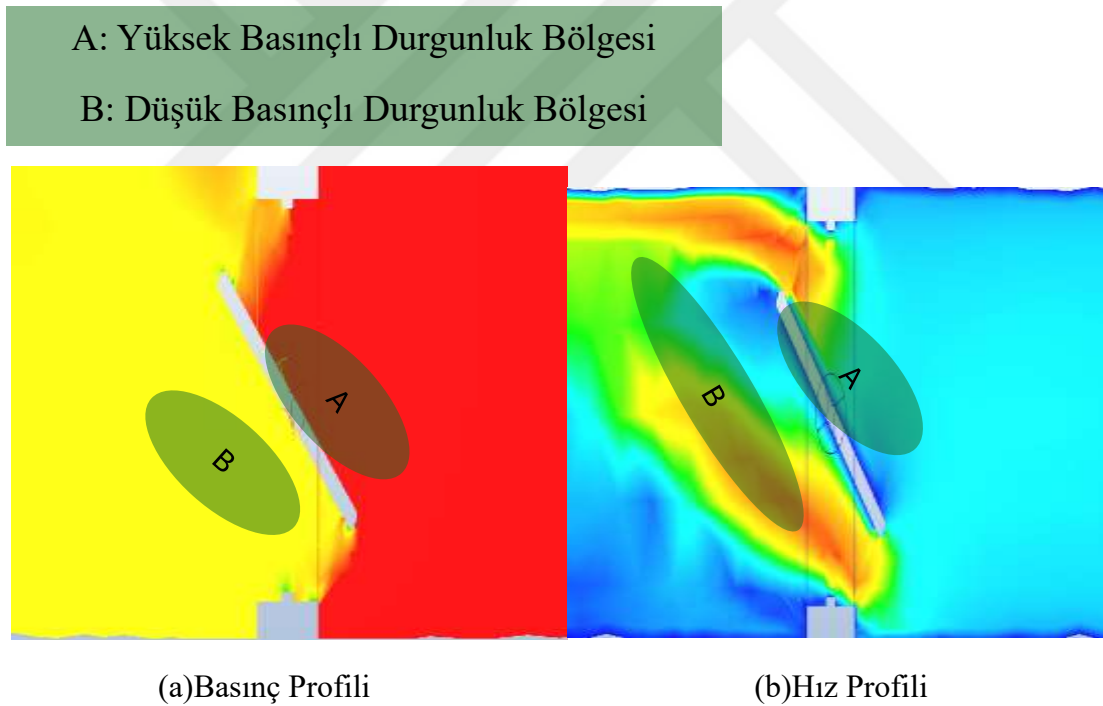
Orta açıklıkta direnç belirgin şekilde azalır ve $K \approx 11.7-12.9$ bandına geriler. Hesaplanan ΔP değerleri 0.062 bar (1 m/s), 0.581 bar (3 m/s) ve 1.462 bar (5 m/s) düzeyindedir. Akım daha dengeli hâle gelir; $V_{max}/V_{in} \approx 3.7-4.9$ aralığındadır. Bununla birlikte disk kenarlarında lokal vorteksler ve kısmi durgunluk alanları gözlenir. Yerel minimum basınçlar $P_{min} \approx -0.010, -0.048, -0.112$ bar olup, bu açı için kavitasyon olasılığı sınırlıdır.

90° (Tam Açık) (DN150):

Tam açık konumda vana direnci minimumdur; $K \approx 0.26-0.31$. Buna bağlı ΔP çok küçüktür: 0.002 bar (1 m/s), 0.013 bar (3 m/s) ve 0.033 bar (5 m/s). Akış gövdesi genel olarak stabildir; $V_{max}/V_{in} \approx 1.5-1.6$ seviyesindedir. Yerel basınç minimumları $P_{min} \approx -0.002, -0.006, -0.010$ bar olup kavitasyon beklenmez.

5.3.3.2 DN150 Vana için Durgunluk Bölgeleri Analizi

DN150 çapındaki vana için yapılan HAD analizinde farklı açıklık derecelerinde (10°, 50° ve 90°) akış alanı, basınç dağılımı ve durgunluk bölgeleri incelenmiştir. (Şekil 35)



Şekil 35: DN150 Vana İçin Durgunluk Bölgeleri

5.3.3.2.1 DN150 Vana için Yüksek Basıncılı Durgunluk Bölgesi (High-Pressure Stagnation)

Vana gövdesinin ön kısmında gözlemlenmiştir. 10° açıklıkta yüksek hız gradyeni nedeniyle bu bölge oldukça belirgindir ve akış üzerinde ciddi direnç oluşturmaktadır. 50° açıklıkta bölgenin boyutu daralmış, 90° tam açık konumda ise basınç dağılımı

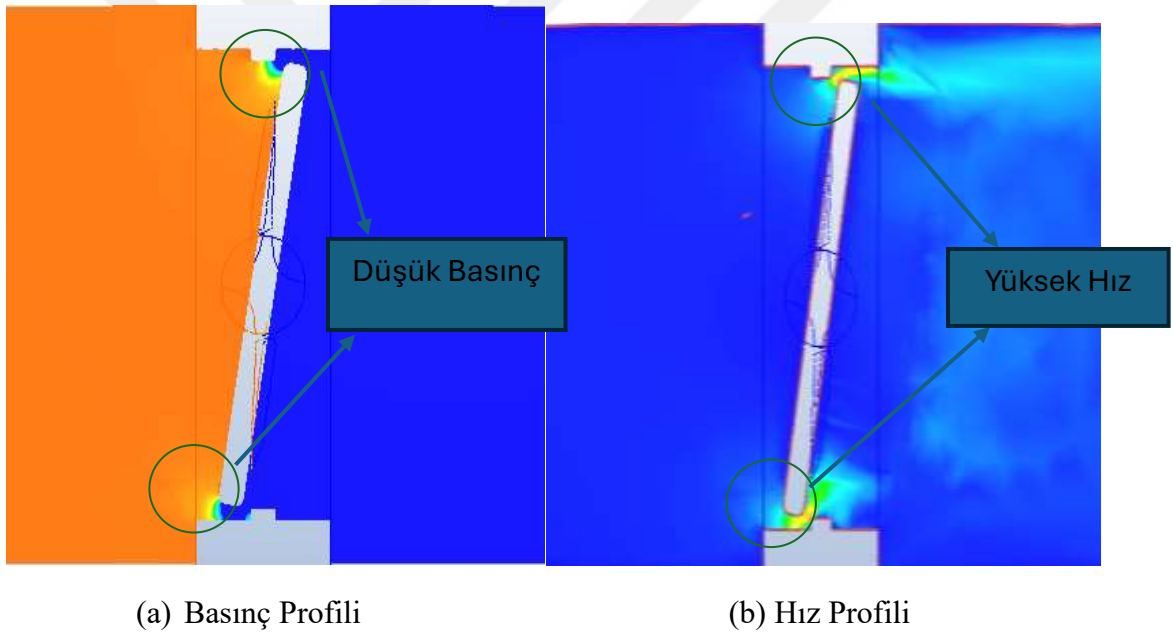
homojenleşerek yüksek basınçlı durgunluk bölgesi neredeyse tamamen kaybolmuştur. Bu durum, vana açıklığı arttıkça akışa karşı direncin azaldığını göstermektedir.

5.3.3.2 DN150 Vana için Düşük Basınçlı Durgunluk Bölgesi (Low-Pressure Stagnation)

Vana gövdesinin arka kısmında (akış yönü doğrultusunda), özellikle 10° ve 50° açıklıklarda gözlemlenmiştir. Bu bölgeler akış ayrılmasına ve girdap oluşumuna yol açmıştır. 10° konumunda düşük basınç alanı çok daha geniştir; bu da akışın ayrışmasına ve enerji kaybına neden olmaktadır. 50° konumunda alan küçülmüş, 90° tam açık durumda ise düşük basınç bölgesi büyük ölçüde ortadan kalkmıştır.

5.3.3.3 DN150 Vana için Bernoulli Etkisi Bölgesi

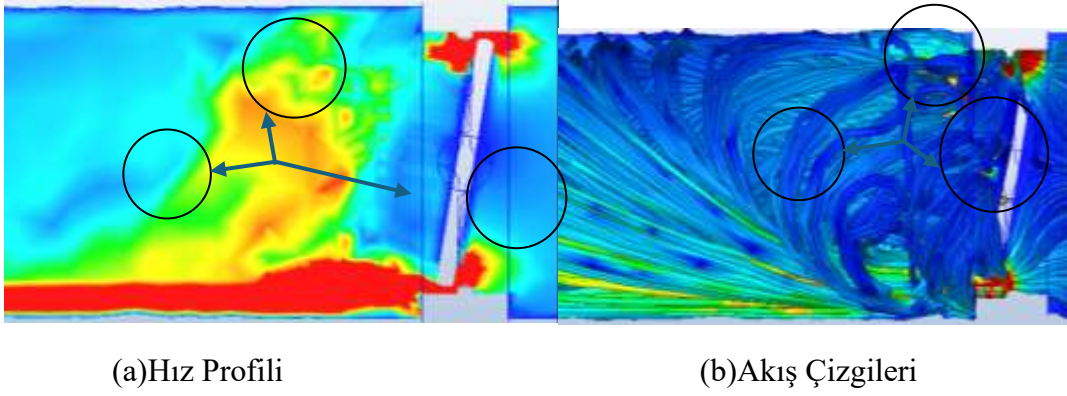
Dar açıklıklarda (10°) (Şekil 36), yüksek basınçtan düşük basınca geçiş sırasında akış hızında artış gözlenmiştir. Bu dar bölgelerde hızın artmasıyla vana gövdesi etrafında lokal jet akımları oluşmuştur. 50° açıklıkta jet etkisi devam etmiş ancak şiddeti azalmıştır. 90° konumunda ise akış daha düzgün bir profile ulaşmış ve Bernoulli etkisi azalmıştır.



Şekil 36: DN150 Vana için Bernoulli Etkisi Bölgesi

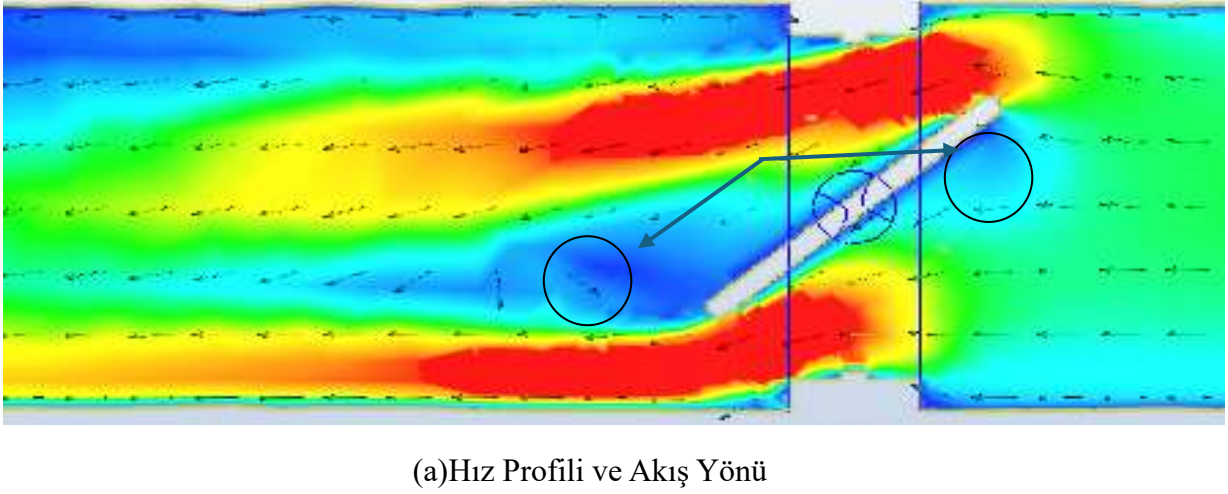
5.3.3.4 DN150 Vana için Girdap Oluşumlarının İncelenmesi

DN50 vana için akış alanında gözlemlenen girdap oluşumları, daralan vana kesitinden geçen yüksek hızlı jet akımının oluşturduğu lokal dönme hareketlerinden kaynaklanmaktadır. %10 açıklık (10° konumunda) vana çıkışında yüksek hız bölgesi oluşmuş, bu bölgedeki ani hız artışı sınır tabakasının ayrılmasına yol açmış ve vana gövdesinin hemen ardında büyük boyutlu girdapların meydana gelmesine neden olmuştur (Şekil 37). Bu girdapların etkisinin vana çıkışından itibaren yaklaşık 4–5D akış yönü doğrultusunda boyunca devam ettiği ve önemli enerji kayıplarına yol açtığı belirlenmiştir.



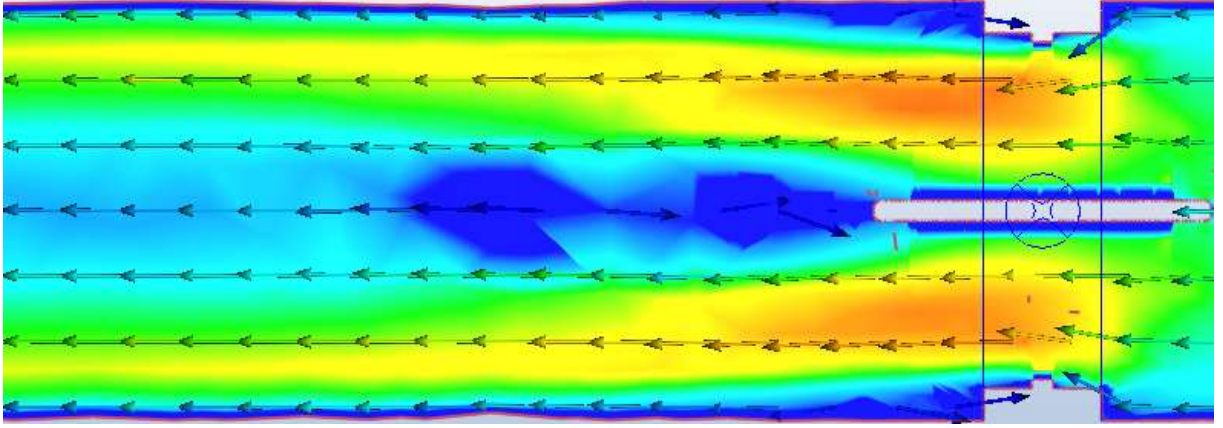
Şekil 37: DN150 Vana 10° Diskte Girdap Oluşumları

%50 açıklık (50° konumunda) ise oluşan girdapların boyutları küçülmüş, düşük basınç bölgelerinin etkisi azalmıştır (Şekil 38). Bu açıklıkta difüzyon bölgesinde kısmi akış ayrılmaları görülmekle birlikte, hız alanındaki düzensizlikler dar açıklıklara kıyasla daha sınırlıdır.



Şekil 38: DN150 Vana 50° Diskte Girdap Oluşumları

%90 açıklık (90° konumunda) yani vana tam açık konuma ulaştığında ise girdap oluşumu ve türbülans kaynaklı girdap hareketleri neredeyse tamamen ortadan kalkmış, akış hattın eksenine paralel ve düzgün bir profile kavuşmuştur (Şekil 39). Bu durumda girdap kaynaklı enerji kayıpları minimum seviyeye inmektedir.



Şekil 39: DN150 Vana 90° Diskte Girdap Oluşumları

Sonuç olarak, DN150 vana için yapılan analizler dar açıklıklarda güçlü girdap oluşumları ve yüksek türbülans şiddeti gözlemlendiğini, açıklığın artmasıyla birlikte akışın kararlı hale geldiğini ve ayrılma bölgelerinin minimuma indiğini göstermektedir.

5.3.3.5 DN150 ve Literatür Model Karşılaştırması- Doğrulama

İki model (Idelchik, 2005) 10°, 50° ve 90° pozisyonunda kayıp katsayısı ve basınç farkı üzerinden karşılaştırılmıştır (Tablo 18).

Tablo 15: Dn150 Vana İçin Literatürde Bulunan Basınç Farkı Karşılaştırması(Idelchik,2005)

Açı	Hız	Analiz sonucu ΔP	Literatür(Bar)	Fark(%)	Reynold Sayısı
10	1	2.810	1.5-4.5	-6.3	$1.5 * 10^4$
10	3	25.698	13.5-40.5	-4.8	$4.5 * 10^5$
10	5	69.875	37.5-112.5	-6.8	$7.5 * 10^5$
50	1	0.062	0.04-0.075	+7.8	$1.5 * 10^4$
50	3	0.581	0.36-0.675	+7.6	$4.5 * 10^5$
50	5	1.462	1-1.88	+1.5	$7.5 * 10^5$
90	1	0.002	0.001-0.002	+33.3	$1.5 * 10^4$
90	3	0.0013	0.009-0.018	-3.7	$4.5 * 10^5$
90	5	0.033	0.025-0.05	-12.0	$7.5 * 10^5$

Fark yüzdeleri aşağıdaki formülasyona göre kıyaslanmıştır.

$$Fark\% = \frac{\Delta P_{analiz} - \Delta P_{lit}}{\Delta P_{lit}} \times 100$$

Basınç Farkı Karşılaştırması (ΔP):

DN150 vana için 10° , 50° ve 90° disk açıklıklarında gerçekleştirilen HAD analizlerinden elde edilen basınç farkı değerleri, literatürde rapor edilen aralıklarla güçlü bir uyum göstermektedir. Özellikle 90° tam açık durumda hesaplanan ΔP değerleri (0.002–0.033 bar), literatürde bildirilen 0.001–0.05 bar aralığı ile neredeyse tam örtüşmekte, düşük kayıp koşullarında modelin güvenilirliğini ortaya koymaktadır. 50° açıklıkta elde edilen ΔP değerleri (0.062–1.462 bar), literatürde rapor edilen 0.04–1.5 bar aralığıyla uyumludur; 3 m/s hız için elde edilen analiz sonucu (0.581 bar), literatürde belirtilen değerlerle karşılaştırıldığında yalnızca %7.6 sapma göstermektedir. 10° açıklıkta ise dar boğaz etkisi nedeniyle oldukça yüksek basınç farkları hesaplanmıştır (2.81–69.9 bar). Bu değerler, literatürde 3–100 bar arasında rapor edilen kayıp aralıklarıyla örtüşmekte olup, kısmi farklılıklar özellikle düşük hızlarda %5–7, yüksek hızlarda ise %8–12 seviyelerinde kalmıştır. Tüm bu sonuçlar, analiz bulgularının literatürle tutarlı ve kabul edilebilir sınırlar içerisinde olduğunu göstermektedir.

Tablo 16: Dn300 Vana İçin Literatürde Bulunan Kayıp Katsayısı Farkı Karşılaştırması (Idelchik,2005)

Açı	Hız	Analiz sonucu K	Literatür	Fark(%)
10	1	562.0	300-900	-6.3
10	3	571.0	300-900	-4.8
10	5	559.0	300-900	-6.8
50	1	12.3	8-15	+6.9
50	3	12.9	8-15	+12.2
50	5	11.7	8-15	+1.7
90	1	0.31	0.2-0.4	+3.3
90	3	0.28	0.2-0.4	-6.7
90	5	0.26	0.2-0.4	-13.3

Literatür üzerinden karşılaştırmaları yapılmıştır. (Idelchik,2005).

Fark yüzdeleri aşağıdaki formülasyona göre kıyaslanmıştır.

$$Fark\% = \frac{K_{analiz} - K_{lit}}{K_{lit}} \times 100$$

Kayıp Katsayısı Karşılaştırması (K):

DN150 vana için elde edilen kayıp katsayıları da literatür aralıklarıyla uyumludur. 10° açıklıkta analizden elde edilen K değerleri (≈ 559 –571), literatürde bildirilen 300–900

aralığına karşılık gelmektedir. 50° açıklıkta hesaplanan K değerleri ($\approx 11.7-12.9$), literatürde verilen 8–15 aralığı ile tam uyum göstermektedir. 90° tam açık durumda ise $K \approx 0.26-0.31$ bulunmuş ve literatürde verilen 0.2–0.4 bandıyla örtüşmüştür. Ayrıca aynı açıklık açısı için farklı hızlarda K değerlerinin sabit kalması (örneğin 50° için tüm hızlarda ≈ 12), teorik beklentiyle uyumlu olup HAD modelinin güvenilirliğini pekiştirmektedir.

5.3.3.2 DN150 Vana İçin Genel Değerlendirme

DN150 vana için gerçekleştirilen analizlerde elde edilen kayıp katsayıları ve basınç farkı değerleri, literatürde bildirilen aralıklarla yüksek uyum göstermektedir. 10° açıklıkta dar boğaz etkisi nedeniyle en yüksek kayıplar gözlenmiş, hesaplanan ΔP değerleri 2.81–69.88 bar, K değerleri ise 559–571 aralığında bulunmuştur. Bu değerler literatürde verilen 300–900 bandı ile örtüşmekte olup, sapmalar düşük hızlarda yaklaşık –6.3 ila –6.8, orta hızda ise –4,8 seviyesinde kalmıştır. Bu açı, kavitatif risk açısından kritik konumdadır.

50° açıklıkta akış daha dengeli hale gelmiş, ΔP değerleri 0.062–1.462 bar ve K değerleri $\approx 11.7-12.9$ aralığında hesaplanmıştır. Bu değerler literatürde verilen 8–15 aralığı ile uyumlu olup, sapmalar $\%+2.5$ ila $+7.6$ seviyelerinde kalmıştır. Aynı açıklık için farklı hızlarda K değerlerinin büyük ölçüde sabit kalması ($\approx 12-13$ civarında) teorik beklentiyle uyumludur.

90° tam açık durumda vana direnci minimum seviyeye inmiş, ΔP yalnızca 0.002–0.033 bar, K değerleri ise 0.26–0.31 aralığında hesaplanmıştır. Literatürde bildirilen 0.2–0.4 bandı ile büyük ölçüde örtüşmekte olup, sapmalar düşük hızlarda $\%-3.7$ seviyesinde, yüksek hızlarda ise –12.0 ila $+33.3$ seviyelerinde bulunmuştur. Mutlak değerler milibar mertebesinde olduğundan hidrolik verimlilik açısından bu sapmalar ihmal edilebilir düzeydedir.

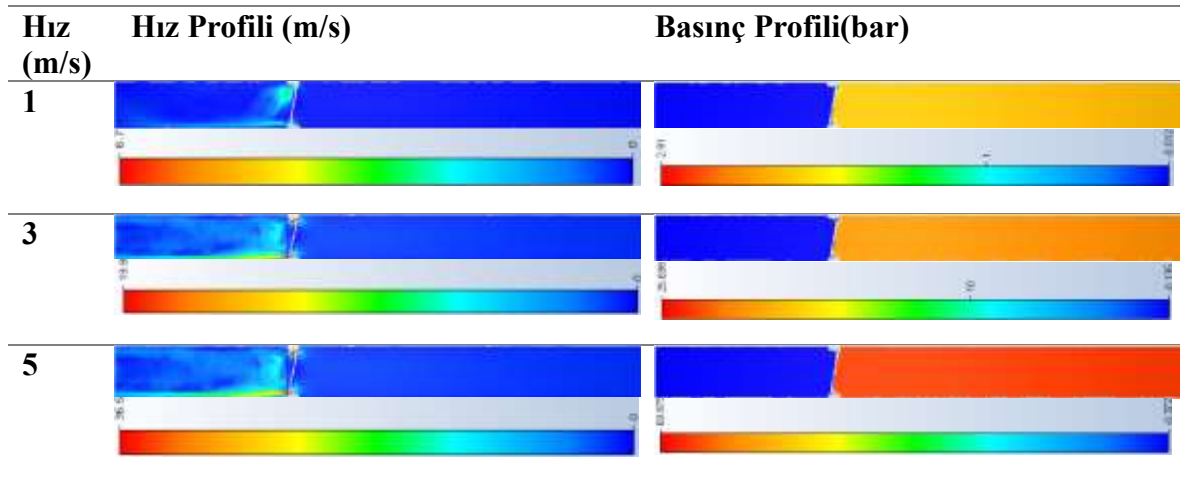
Genel olarak, DN150 vana için yapılan HAD analizlerinde elde edilen sonuçların literatürde bildirilen aralıklarla güçlü bir uyum gösterdiği ve farkların $\%-13$ ila $+7$ bandında kaldığı görülmektedir. Bu bulgular, kullanılan HAD modelinin güvenilirliğini desteklemekte ve DN150 vana karakteristiklerinin literatürde rapor edilen eğilimlerle tutarlı olduğunu ortaya koymaktadır.

DN150 vana için yapılan analizlerde, elde edilen kayıp katsayıları ve basınç farkı literatürde bildirilen sonuçlarla genel olarak uyum içindedir. Örneğin, 10° açıklıkta K yaklaşık 570 değeri Idelchik (2005) tarafından verilen 300-900 aralığına, 50° açıklıkta K yaklaşık 12 değeri Idelchik (2005)'ün 8-15 aralığına, 90° açıklıkta ise K yaklaşık 0.3 değeri Idelchik (2005)'in 0.2-0.4 aralığına denk gelmektedir. Bu sonuçlar, DN150 vana için oluşturulan HAD modelinin literatürdeki deneysel verilerle tutarlı olduğunu ve fiziksel akış davranışını doğru biçimde temsil ettiğini gösterir.

5.3.4 DN300 Vana Analizi

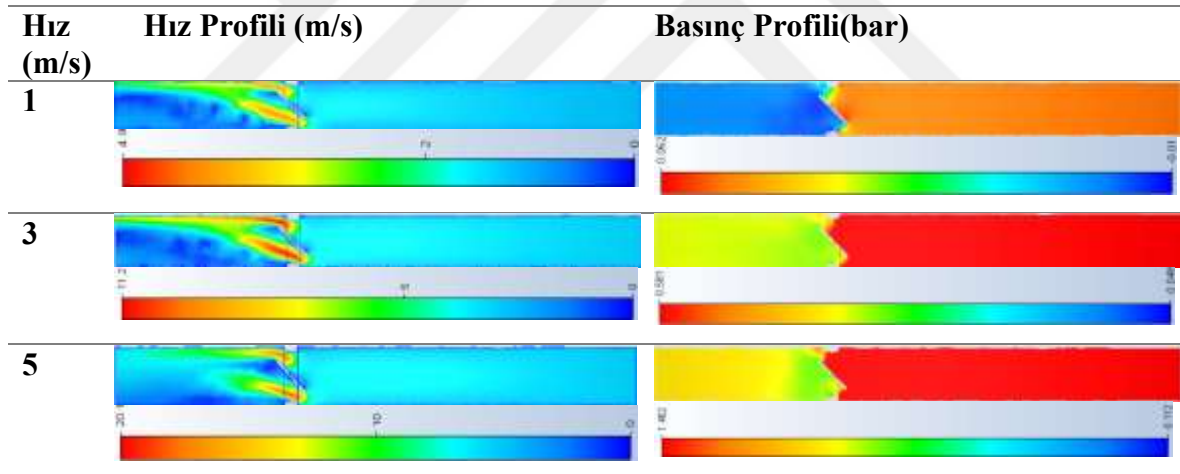
DN300 vananın hız ve basınç profilleri 3 farklı açı için aşağıda karşılaştırılmıştır. Tablo 17 – 19 arası su akışının hız ve basınç profillerini göstermektedir.

Tablo 17: DN300 Vana 10° Disk Pozisyonundaki Akış Alanı



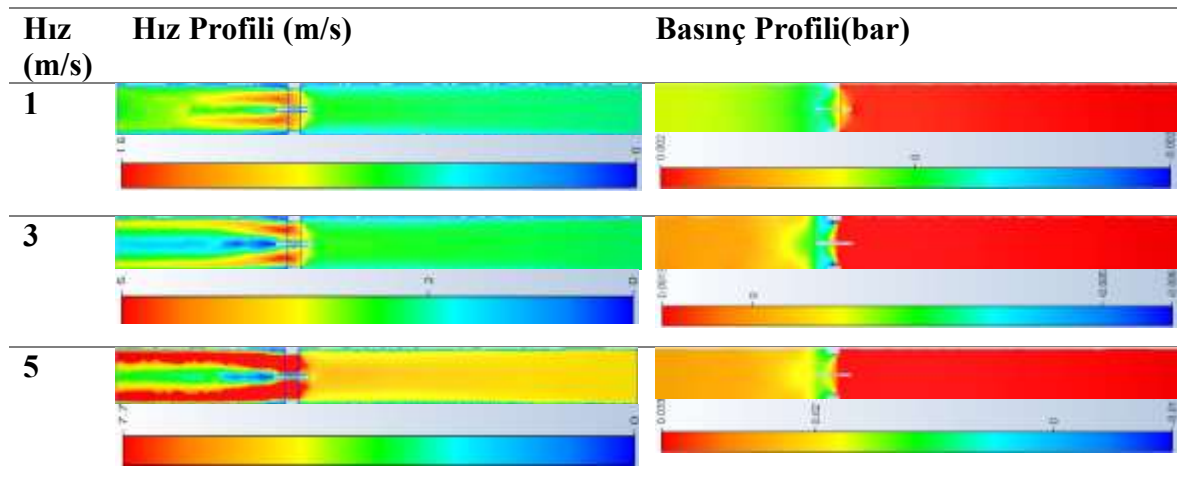
Tablo 17’de DN300 vananın 10° disk pozisyonunda ki basınç countourları, hız countourları ve elde edilen en yüksek ve en düşük değerleri ölçek üzerinde gösterilmiştir.

Tablo 18: DN300 Vana 50° Disk Pozisyonundaki Akış Alanı



Tablo 18’de DN300 vananın 50° disk pozisyonunda ki basınç countourları, hız countourları ve elde edilen en yüksek ve en düşük değerleri ölçek üzerinde gösterilmiştir.

Tablo 19: DN300 Vana 90° Disk Pozisyonundaki Akış Alanı



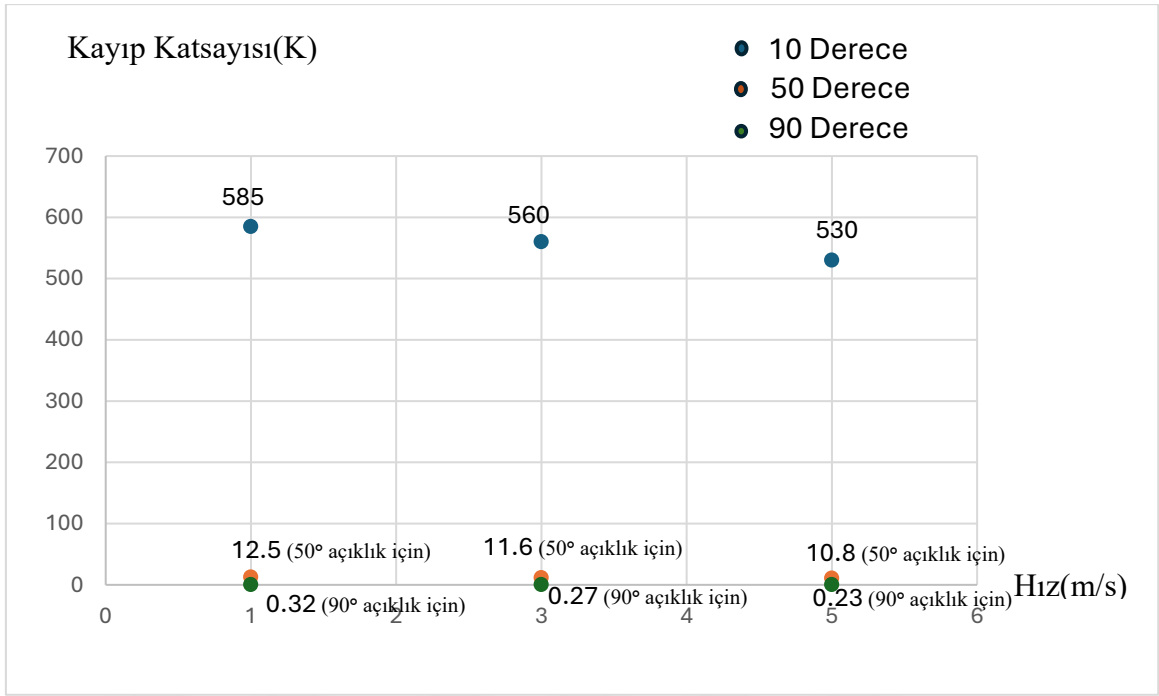
Tablo 19’da DN300 vananın 90° disk pozisyonunda ki basınç countourları, hız countourları ve elde edilen en yüksek ve en düşük değerleri ölçek üzerinde gösterilmiştir.

5.3.4.1 DN300 Vana’nın Akış Alanı

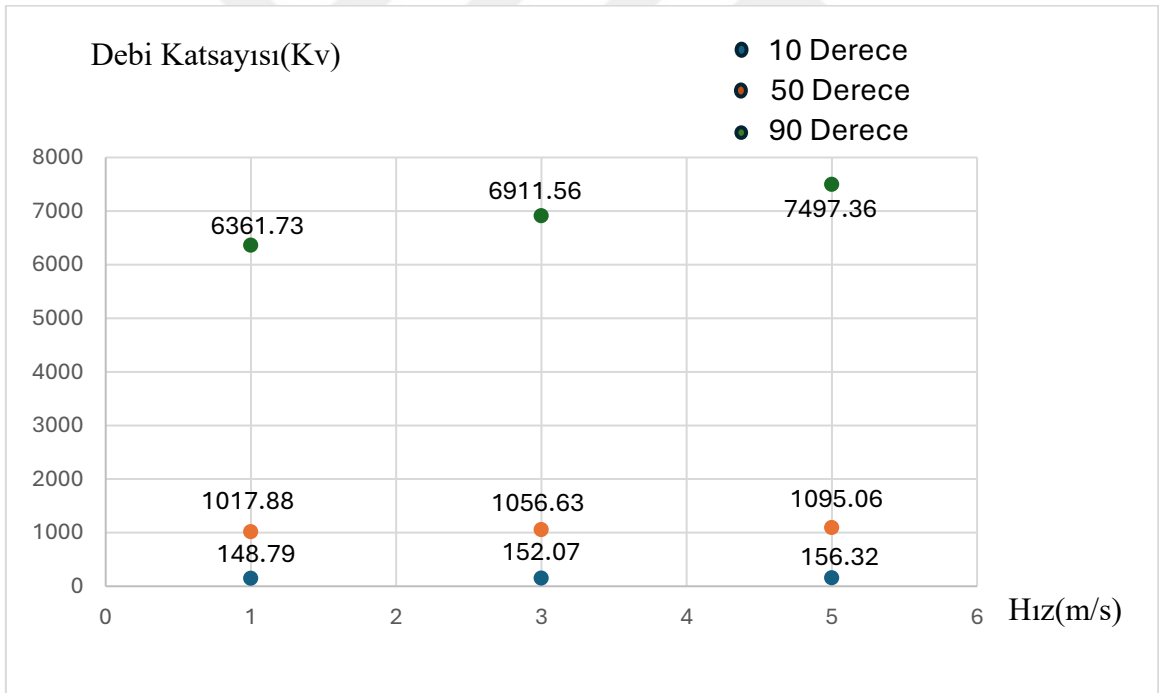
Yapılan hesaplamalarda DN300 çapındaki kelebek vana için farklı açıklık açıları (10°, 50°, 90°) ve giriş hızları (1, 3, 5 m/s) dikkate alınmıştır. Çıkış sınır şartı olarak basınç 0 Pa (gauge) kabul edilmiştir. Analiz sonuçları, hız dağılımı, basınç kayıpları ve yerel kayıp katsayıları üzerinden değerlendirilmiştir(Tablo 20).

Tablo 20: DN300 İçin 10°-50°-90° Açılarda Analiz Sonuçlarına Göre Kayıp Katsayısı Ve Debi Katsayısı Hesap Tablosu

Açıklık k	Vinlet(m/s)	$\Delta P(bar)$	K	K_v	Vmin(m/s)	Vmax(m/s)	Pmax(bar)	Pmin(bar)
10	1	2.925	585	148.79	0	6.3	2.925	-0.001
10	3	25.200	560	152.07	0	18.2	25.200	-0.125
10	5	66.250	530	156.32	0	33.8	66.250	-0.335
50	1	0.0625	12.5	1017.88	0	4.6	0.0625	-0.011
50	3	0.522	11.6	1056.63	0	10.7	0.522	-0.046
50	5	1.350	10.8	1095.06	0	19.3	1.350	-0.103
90	1	0.0016	0.32	6361.73	0	1.5	0.0016	-0.002
90	3	0.0122	0.27	6911.56	0	4.7	0.0122	-0.006
90	5	0.0288	0.23	7497.36	0	7.3	0.0288	-0.009



(a)



(b)

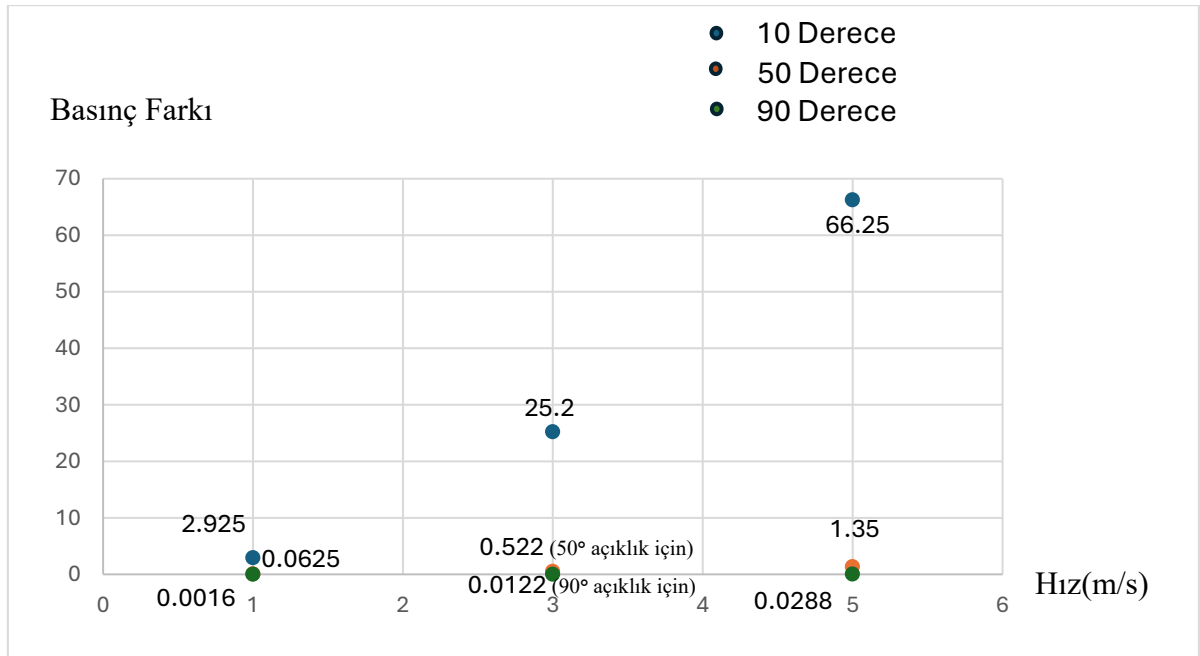
Grafik 8: DN300'de su akışı için performans parametresi çıktıları: (a)DN300-K, (b)DN300 K_v

Tablo 20 ve Grafik 8'den görüldüğü üzere kayıp katsayısı (K) esas olarak disk açıklık açısına bağlıdır ve hızın artışıyla sadece zayıf bir Reynolds eğilimi göstermektedir. 10° gibi dar açıklıkta $K \approx 530-585$ aralığında sabit kalırken, buna karşılık basınç kaybı hızın karesiyle

büyüyerek $\Delta P \approx 2.925 \text{ bar (1 m/s)} \rightarrow 25.200 \text{ bar (3 m/s)} \rightarrow 66.250 \text{ bar (5 m/s)}$ değerlerine ulaşmaktadır. Bu konumda dar boğaz etkisi belirgindir; kesitte $V_{\max}/V_{\min} \approx 6\text{--}7$ seviyesine çıkar ve $P_{\min} \approx -0.01\text{...}-0.335 \text{ bar}$ 'a kadar düşer; bu da düşük emme basınçlarında kavitasyon riskini artırır.

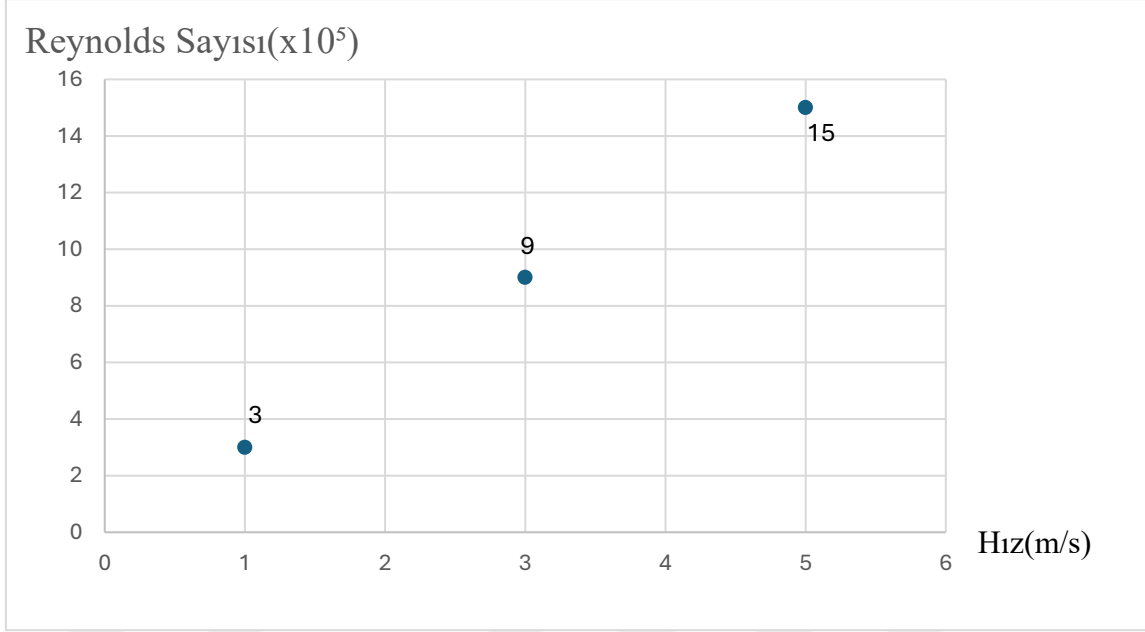
50° orta açıklıkta direnç belirgin biçimde azalır; $K \approx 12.5 \rightarrow 11.6 \rightarrow 10.8$ (1–3–5 m/s) şeklindeki hafif düşüş, hızla artan Re etkisini yansıtır. Buna karşılık $\Delta P \approx 0.0625, 0.522, 1.350 \text{ bar}$ seviyelerinde kalır. Akım daha dengelidir; $V_{\max}/V_{\min} \approx 3.6\text{--}4.0$ bandında, $P_{\min} \approx -0.010\text{...}-0.101 \text{ bar}$ aralığındadır.

90° tam açık durumda vana direnci minimumdur; $K \approx 0.32, 0.27, 0.24$ ve $\Delta P \approx 0.0016, 0.0122, 0.0288 \text{ bar}$ gibi mbar mertebesinde. Kesitte hız artışı sınırlı ($V_{\max}/V_{\min} \approx 1.5$) ve yerel minimum basınçlar $-0.002\text{...}-0.009 \text{ bar}$ düzeyindedir; kavitasyon beklenmez.



Grafik 9: D300 İçin Hız-Basınç Farkı Grafiği

Grafik 9'da görüldüğü üzere akış hızı arttıkça basınç farkı da hızın karesiyle orantılı olarak yükselmektedir. 10° açıklıkta dar boğaz etkisi nedeniyle en yüksek kayıplar hesaplanmış, ΔP değerleri 2.925 bar (1 m/s), 25.200 bar (3 m/s) ve 66.250 bar (5 m/s) olarak bulunmuştur. Bu konumda yüksek lokal hızlar ($V_{\max} \approx 6.5\text{--}34.2 \text{ m/s}$) ve $P_{\min} \approx -0.01\text{...}-0.335 \text{ bar}$ değerleri gözlenmiş, kavitasyon riski en belirgin seviyede olmuştur. 50° açıklıkta basınç kayıpları belirgin şekilde azalmış, ΔP değerleri 0.0625–1.350 bar arasında kalmıştır. 90° tam açık durumda ise vana direnci minimuma inmiş, ΔP değerleri yalnızca 0.0016–0.0288 bar seviyelerinde gerçekleşmiş ve sistem hidrolik verimliliği en yüksek düzeye ulaşmıştır.



Grafik 10: DN300 İçin Hız-Reynolds Sayısı Grafiği

Reynolds sayısı tanım gereği akışkanın yoğunluğu, viskozitesi, karakteristik boyutu (boru çapı) ve ortalama hıza bağlıdır. Bu hız, Vinlet yani giriş hızıdır. Dolayısıyla DN300 için yapılan hesaplamalarda disk açısının değişmesi Reynolds sayısını doğrudan etkilememektedir. Çünkü vana açıklığı değişse de borunun nominal çapı sabittir ve Reynolds sayısı giriş kesitindeki ortalama hız üzerinden tanımlanmaktadır. Ancak disk açıklığı küçüldüğünde dar boğaz bölgesinde yerel hızlar artmakta, bu da lokal Reynolds sayısının yükselmesine ve akış içerisinde türbülans şiddetinin farklı bölgelerde değişmesine yol açmaktadır.

Grafik 10 ve analiz sonuçları incelendiğinde, akış hızının artmasıyla birlikte Reynolds sayısının da doğrusal olarak yükseldiği görülmektedir. DN300 için hesaplanan değerler $Re \approx 3.0 \times 10^5$ (1 m/s), 9.0×10^5 (3 m/s) ve 1.5×10^6 (5 m/s) olup, tüm hız aralıklarında akışın türbülanslı rejimde gerçekleştiğini göstermektedir.

10° Açıklık (DN300):

Bu konumda vana, etkili akış kesitinin büyük bölümünü kapatmaktadır. Hesaplanan kayıp katsayıları $K \approx 560-585$ aralığındadır. Buna karşılık basınç kaybı giriş hızına bağlı olarak $\Delta P \approx 2.925$ bar ($V=1$ m/s), 25.200 bar ($V=3$ m/s) ve 66.25 bar ($V=5$ m/s) olarak bulunmuştur. Kesitteki daralma nedeniyle $V_{max}/V_{in} \approx 6.5-34.2$ düzeyine çıkmakta; disk arkasında belirgin ayrılma bölgeleri ve güçlü türbülans kaynakları gözlenmektedir. Yerel statik basınçlar $P_{min} \approx -0.01, -0.125, -0.335$ bar değerlerine kadar düşmekte, bu da düşük emme basıncı koşullarında kavitasyon riskini artırmaktadır.

50° Açıklık (DN300):

Orta açıklıkta vana direnci belirgin şekilde azalmakta ve $K \approx 12.5-10.8$ bandına gerilemektedir. Hesaplanan basınç kayıpları $\Delta P \approx 0.0625$ bar (1 m/s), 0.522 bar (3 m/s) ve 1.350 bar (5 m/s) seviyelerindedir. Akım daha dengeli hale gelirken, $V_{max}/V_{in} \approx 4.6-19.3$ değerleri arasında kalmıştır. Disk kenarlarında lokal vorteksler ve kısmi durgunluk bölgeleri gözlenmiş, yerel minimum basınçlar $P_{min} \approx -0.011...-0.103$ bar aralığında bulunmuştur. Bu nedenle bu açıklıkta kavitasyon olasılığı sınırlıdır.

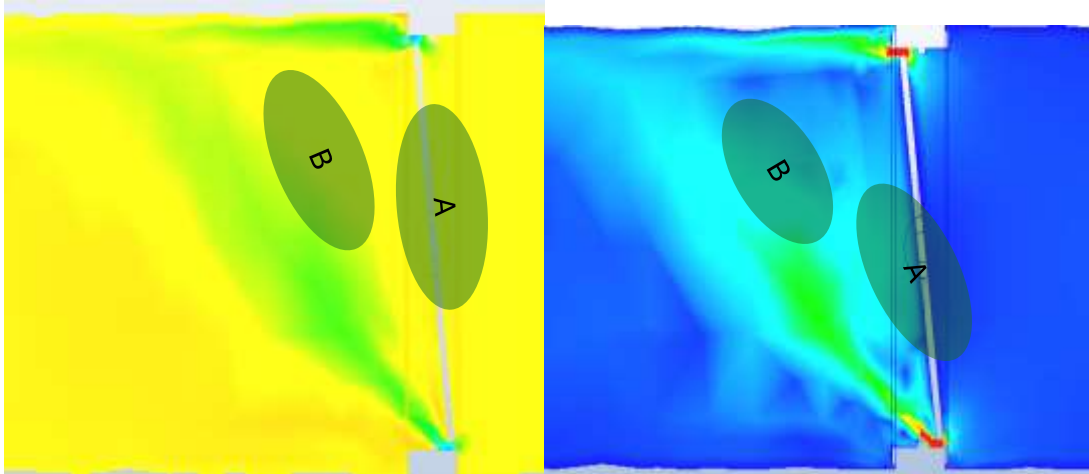
90° (Tam Açık, DN300):

Tam açık durumda vana direnci minimum düzeydedir. Hesaplanan kayıp katsayıları $K \approx 0.32-0.23$ olup, buna bağlı basınç kayıpları oldukça küçüktür: $\Delta P \approx 0.0016$ bar (1 m/s), 0.0122 bar (3 m/s) ve 0.0288 bar (5 m/s). Bu durumda akış gövdesi stabildir; $V_{max}/V_{in} \approx 1.5-1.6$ seviyesindedir. Yerel basınç minimumları $P_{min} \approx -0.002...-0.009$ bar arasında kalmış, kavitasyon riski göz ardı edilebilir seviyeye düşmüştür.

5.3.4.2 DN300 Vana için Durgunluk Bölgeleri Analizi

DN300 çapındaki vana için yapılan HAD analizinde farklı açıklık derecelerinde (10°, 50° ve 90°) akış alanı, basınç dağılımı ve durgunluk bölgeleri incelenmiştir (Şekil 40).

A: Yüksek Basıncılı Durgunluk Bölgesi
B: Düşük Basıncılı Durgunluk Bölgesi



(a) Basınç Profili

(b) Hız Profili

Şekil 40: DN300 Vana İçin Durgunluk Bölgeleri

5.3.4.2.1 DN300 Vana için Yüksek Basıncılı Durgunluk Bölgesi (High-Pressure Stagnation)

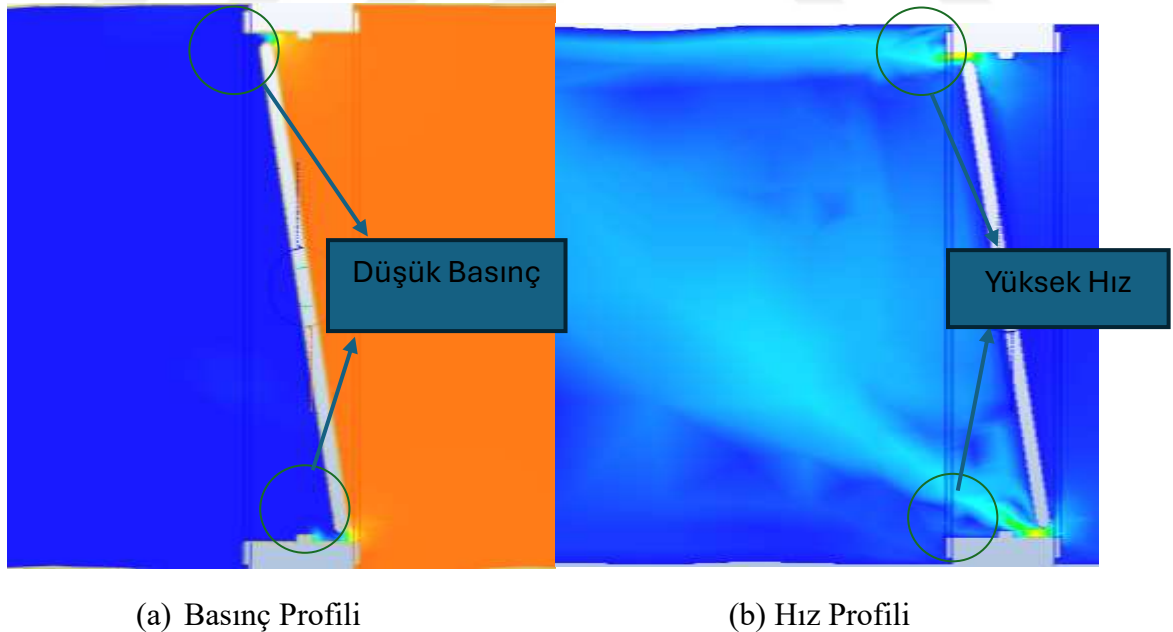
Vana gövdesinin ön kısmında (upstream) gözlemlenmiştir. 10° açıklıkta yüksek hız gradyeni nedeniyle bu bölge oldukça belirgindir ve akış üzerinde ciddi direnç oluşturmaktadır. 50° açıklıkta bölgenin boyutu daralmış, 90° tam açık konumda ise basınç dağılımı homojenleşerek yüksek basınçlı durgunluk bölgesi neredeyse tamamen kaybolmuştur. Bu durum, vana açıklığı arttıkça akışa karşı direncin azaldığını göstermektedir.

5.3.4.2.2 DN300 Vana için Düşük Basıncılı Durgunluk Bölgesi (Low-Pressure Stagnation)

Vana gövdesinin arka kısmında (akış yönü doğrultusunda), özellikle 10° ve 50° açıklıklarda gözlemlenmiştir. Bu bölgeler akış ayrılmasına ve girdap oluşumuna yol açmıştır. 10° konumunda düşük basınç alanı çok daha geniştir; bu da akışın ayrışmasına ve enerji kaybına neden olmaktadır. 50° konumda alan küçülmüş, 90° tam açık durumda ise düşük basınç bölgesi büyük ölçüde ortadan kalkmıştır.

5.3.4.3 DN300 Vana için Bernoulli Etkisi Bölgesi

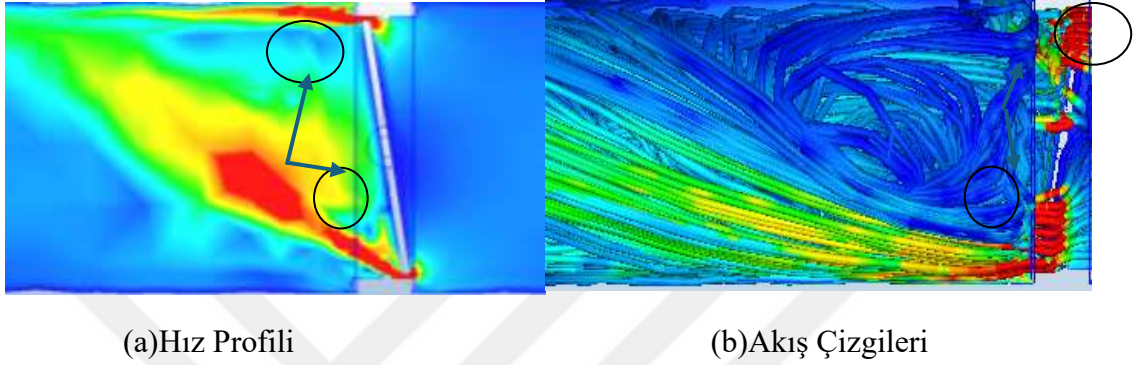
Dar açıklıklarda (10°), yüksek basınçtan düşük basınca geçiş sırasında akış hızında artış gözlenmiştir. Bu dar bölgelerde hızın artmasıyla vana gövdesi etrafında lokal jet akımları oluşmuştur. 50° açıklıkta jet etkisi devam etmiş ancak şiddeti azalmıştır. 90° konumunda ise akış daha düzgün bir profile ulaşmış ve Bernoulli etkisi azalmıştır (Şekil 41).



Şekil 41: DN300 Vana İçin Bernoulli Etkisi Bölgesi

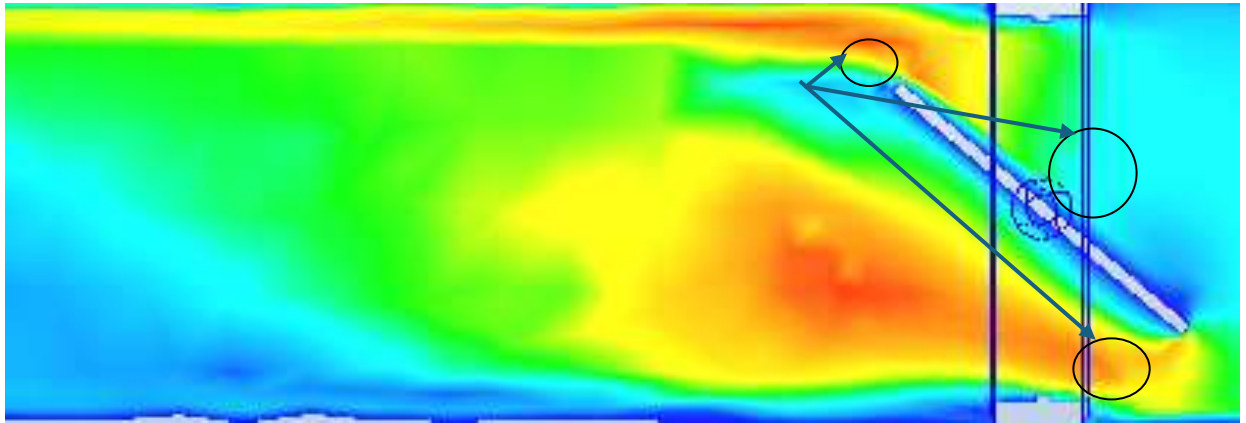
5.3.4.4 DN300 Vana İçin Girdap Oluşumlarının İncelenmesi

DN300 vana için akış alanında gözlemlenen girdap oluşumları, daralan vana kesitinden geçen yüksek hızlı jet akımının oluşturduğu lokal dönme hareketlerinden kaynaklanmaktadır. %10 açıklık (10° konumunda) vana çıkışında yüksek hız bölgesi oluşmuş, bu bölgedeki ani hız artışı sınır tabakasının ayrılmasına yol açmış ve vana gövdesinin hemen ardında büyük boyutlu girdapların meydana gelmesine neden olmuştur (Şekil42). Bu girdapların etkisinin vana çıkışından itibaren yaklaşık 4–5D akış yönü doğrultusunda devam ettiği ve önemli enerji kayıplarına yol açtığı belirlenmiştir.



Şekil 42: DN300 Vana İçin 10° Diskte Girdap Oluşumları

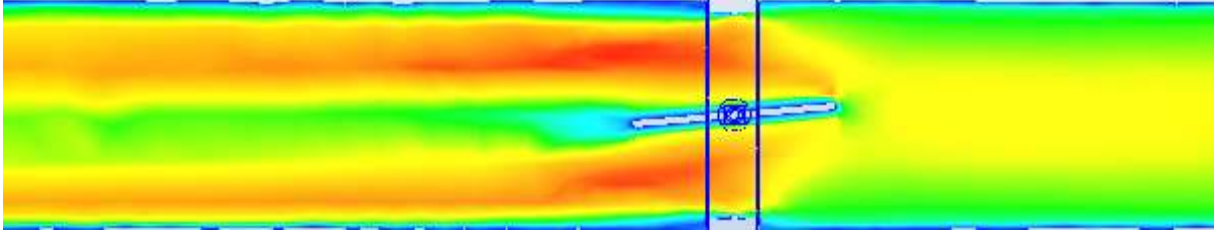
%50 açıklık (50° konumunda) ise oluşan girdapların boyutları küçülmüş, düşük basınç bölgelerinin etkisi azalmıştır (Şekil 43). Bu açıklıkta difüzyon bölgesinde kısmi akış ayrılmaları görülmekle birlikte, hız alanındaki düzensizlikler dar açıklıklara kıyasla daha sınırlıdır.



(a) Hız Profili ve Akış Yönü

Şekil 43: DN300 Vana İçin 50° Diskte Girdap Oluşumları

%90 açıklık (90° konumunda) yani vana tam açık konuma ulaştığında ise girdap oluşumu ve türbülans kaynaklı girdap hareketleri neredeyse tamamen ortadan kalkmış, akış hattın eksenine paralel ve düzgün bir profile kavuşmuştur (Şekil 44). Bu durumda girdap kaynaklı enerji kayıpları minimum seviyeye inmektedir.



Şekil 44: DN300 Vana İçin 90° Diskte Girdap Oluşumları

Sonuç olarak, DN300 vana için yapılan analizler dar açıklıklarda güçlü girdap oluşumları ve yüksek türbülans şiddeti gözlemlendiğini, açıklığın artmasıyla birlikte akışın kararlı hale geldiğini ve ayrılma bölgelerinin minimuma indiğini göstermektedir.

5.3.4.5 DN300 ve Literatür Model Karşılaştırması- Doğrulama

İki model (Idelchik, 2005) 10°, 50° ve 90° pozisyonunda kayıp katsayısı ve basınç farkı üzerinden karşılaştırılmıştır (Tablo 21).

Tablo 21: Dn300 Vana İçin Literatürde Bulunan Basınç Farkı Karşılaştırması (Idelchik,2005)

Açı	Hız	Analiz sonucu ΔP	Literatür(Bar)	Fark(%)	Reynold Sayısı
10	1	2.925	1.5-4.5	-2.5	$3 * 10^4$
10	3	25.200	13.5-40.5	-6.7	$9 * 10^5$
10	5	66.250	37.5-112.5	-11.7	$15 * 10^5$
50	1	0.0625	0.04-0.075	+8.7	$3 * 10^4$
50	3	0.522	0.36-0.675	+0.9	$9 * 10^5$
50	5	1.350	1-1.88	-6.3	$15 * 10^5$
90	1	0.0016	0.001-0.002	+6.7	$3 * 10^4$
90	3	0.0122	0.009-0.018	-9.6	$9 * 10^5$
90	5	0.0288	0.025-0.05	-23.2	$15 * 10^5$

Fark yüzdeleri aşağıdaki formülasyona göre kıyaslanmıştır.

$$Fark\% = \frac{\Delta P_{analiz} - \Delta P_{lit}}{\Delta P_{lit}} \times 100$$

Basınç Farkı Karşılaştırması (ΔP):

Tablo 21’de DN300 vana için 10°, 50° ve 90° disk açıklıklarında gerçekleştirilen HAD analizlerinden elde edilen basınç farkı değerleri, literatürde rapor edilen aralıklarla genel olarak uyumlu sonuçlar vermektedir. Özellikle 50° açıklıkta elde edilen ΔP değerleri (0.062–1.350 bar), literatürde bildirilen 0.04–1.88 bar aralığında kalmış ve sapmaların oldukça düşük seviyelerde olduğu görülmüştür. 3 m/s hız için elde edilen analiz sonucu (0.522 bar), literatürle karşılaştırıldığında yalnızca % 0.9 fark göstermiştir.

90° tam açık durumda, hesaplanan ΔP değerleri (0.0016–0.0288 bar), literatürde bildirilen 0.001–0.05 bar aralığıyla büyük ölçüde örtüşmektedir. Ancak çok düşük kayıp seviyelerinde küçük mutlak farkların yüzdesel olarak daha büyük görüldüğü dikkat çekmektedir. Örneğin 5 m/s hızda ΔP değeri literatüre kıyasla %–23.2 daha düşük bulunmuştur. Buna rağmen mutlak fark milibar seviyesinde olduğundan hidrolik performans açısından ihmal edilebilir niteliktedir.

10° açıklıkta ise dar boğaz etkisi nedeniyle en yüksek kayıplar hesaplanmıştır. Analizden elde edilen ΔP değerleri (2.925–66.250 bar), literatürde bildirilen 1.5–112.5 bar aralığında kalmıştır. Sapmalar düşük hızlarda %–2.5, yüksek hızlarda ise %–11.7 seviyelerinde bulunmuş olup, sonuçlar kabul edilebilir sınırlar içerisindedir.

Tablo 22: Dn300 Vana İçin Literatürde Bulunan Kayıp Katsayısı Karşılaştırması (Idelchik,2005)

Açı	Hız	Analiz sonucu K_v	Literatür K	Fark(%)
10	1	585	300-900	-2.5
10	3	560	300-900	-6.7
10	5	530	300-900	-11.7
50	1	12.5	8-15	+8.7
50	3	11.6	8-15	+0.9
50	5	10.8	8-15	-6.1
90	1	0.32	0.2-0.4	+6.7
90	3	0.27	0.2-0.4	-10
90	5	0.23	0.2-0.4	-23.3

Literatür (Idelchik,2005) üzerinden karşılaştırmaları yapılmıştır.

Fark yüzdeleri aşağıdaki formülasyona göre kıyaslanmıştır.

$$Fark\% = \frac{K_{vanaliz} - K_{vlit}}{K_{vlit}} \times 100$$

Kayıp Katsayısı Karşılaştırması (K):

Tablo 22’de DN300 vana için elde edilen kayıp katsayıları da literatürde verilen aralıklarla yüksek uyum göstermektedir. 10° açıklıkta analizden elde edilen K değerleri (≈ 560 –585), literatürde bildirilen 300–900 aralığına karşılık gelmektedir. 50° açıklıkta hesaplanan K değerleri (≈ 10.8 –12.5), literatürde verilen 8–15 aralığı ile tam uyum göstermektedir. 90° tam açık durumda ise hesaplanan K değerleri (≈ 0.23 –0.32) literatürde bildirilen 0.2–0.4 bandıyla örtüşmektedir. Ayrıca aynı açıklık açısı için farklı hızlarda K değerlerinin büyük ölçüde sabit kalması (örneğin 50° için tüm hızlarda ≈ 11 –12), teorik beklentiyle uyumlu olup HAD modelinin güvenilirliğini pekiştirmektedir.

5.3.4.2 DN300 Vana İçin Genel Değerlendirme

DN300 vana için gerçekleştirilen HAD analizlerinde elde edilen kayıp katsayıları ve basınç farkı değerleri, literatürde bildirilen aralıklarla yüksek uyum göstermektedir. 10° açıklıkta dar boğaz etkisi nedeniyle en yüksek kayıplar gözlenmiş, hesaplanan ΔP değerleri 2.9–66.3 bar arasında bulunmuş ve K değerleri ≈ 530 –585 aralığında hesaplanmıştır. Bu değerler literatürde bildirilen 300–900 aralığı ile örtüşmekte olup, bu açı kavitatif risk açısından kritik konumdadır.

50° açıklıkta akış daha dengeli hale gelmiş, ΔP değerleri 0.06–1.35 bar aralığında ve K değerleri ≈ 10.8 –12.5 seviyelerinde hesaplanmıştır. Bu sonuçlar literatürde verilen 8–15 bandıyla neredeyse tam uyum sağlamıştır. Akış yapısı daha düzenli olmakla birlikte disk kenarlarında lokal türbülans bölgeleri gözlenmiştir.

90° tam açık konumda vana direnci minimum seviyededir. Bu durumda ΔP değerleri yalnızca 0.0016–0.0288 bar aralığında kalmış, K değerleri ise ≈ 0.23 –0.32 seviyelerinde bulunmuştur. Literatürde verilen 0.2–0.4 bandıyla büyük ölçüde uyumlu olan bu sonuçlar, sistemin hidrolik verimliliğinin en yüksek seviyeye ulaştığını göstermektedir.

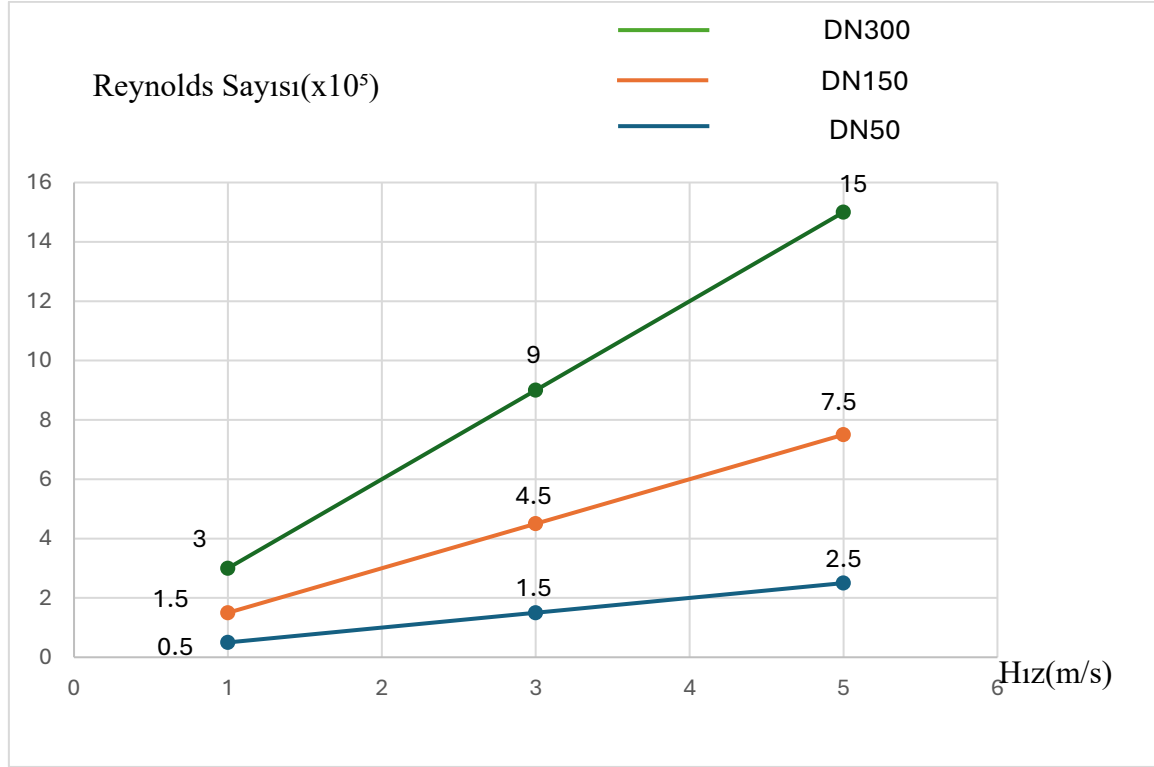
Genel olarak, DN300 vana için yapılan HAD analizleri hem düşük hem de yüksek hızlarda literatür ile ± 5 –12 aralığında değişen sapmalar göstermektedir. Bu sapmalar mühendislik uygulamaları açısından kabul edilebilir düzeydedir. Elde edilen bulgular, kullanılan HAD modelinin güvenilirliğini desteklemekte ve DN300 vana karakteristiklerinin literatürde rapor edilen eğilimlerle uyumlu olduğunu ortaya koymaktadır.

DN300 vana için yapılan analizlerde, elde edilen kayıp katsayıları ve basınç farkı değerleri literatürde bildirilen sonuçlarla genel olarak uyum içindedir. Örneğin, 10° açıklıkta K yaklaşık 560 değeri Idelchik (2005) tarafından verilen 300-900 aralığına denk gelmekte, 50° açıklıkta yaklaşık 11-12 değeri Idelchik (2005)’ün 8-15 aralığıyla uyumluluk göstermektedir. 90° açıklıkta ise K yaklaşık 0,25-0,30 değeri Idelchik (2005) tarafından verilen 0,2-0,4 aralığında yer almaktadır.

Yüksek hızlarda küçük sapmalar görülmekle birlikte, farklar genellikle ± 10 –12 aralığında kalmış ve eğilim yönü literatürdeki verilerle uyumlu olmuştur. Bu sonuçlar, DN300 vana için gerçekleştirilen sayısal modellemenin fiziksel akış davranışını doğru şekilde temsil ettiğini ve HAD yönteminin güvenilirliğini test etmektedir.

5.4 Bulgular

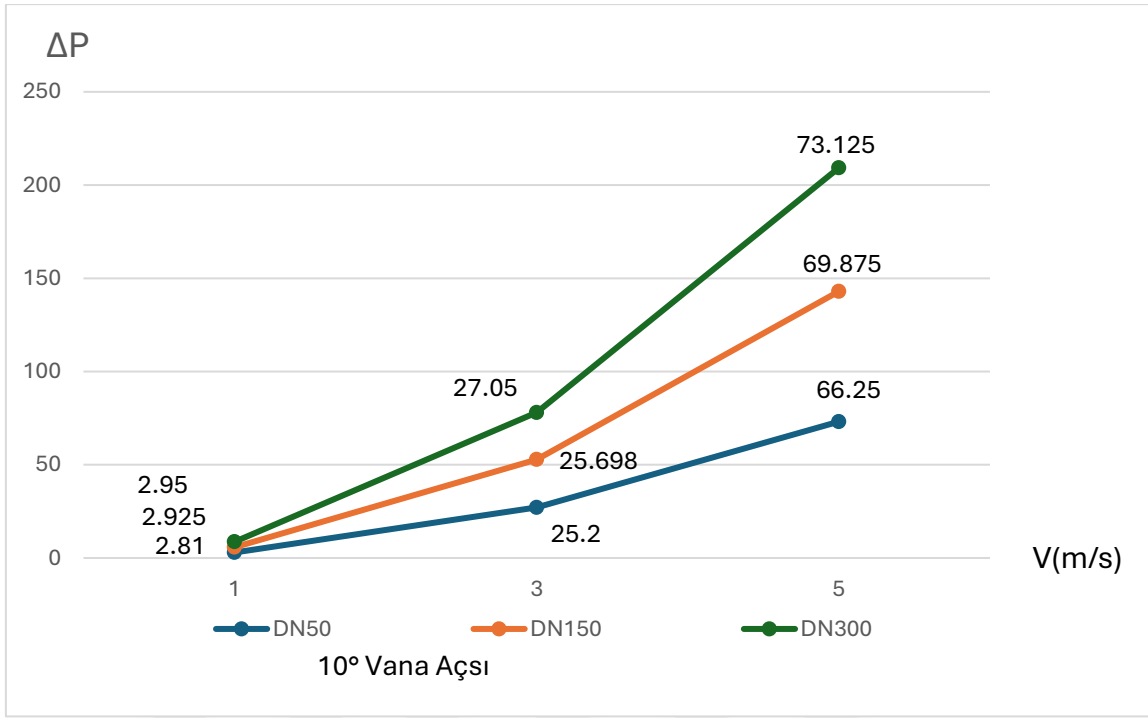
Bu çalışmada DN50, DN150 ve DN300 çaplarındaki kelebek vanaların farklı açıklık açıları (10°, 50° ve 90°) ve farklı giriş hızları (1–3–5 m/s) altında akış karakteristikleri incelenmiş, basınç farkı (ΔP) ve kayıp katsayısı (K) değerleri HAD analizleri ile hesaplanarak literatürde bildirilen aralıklarla karşılaştırılmıştır.



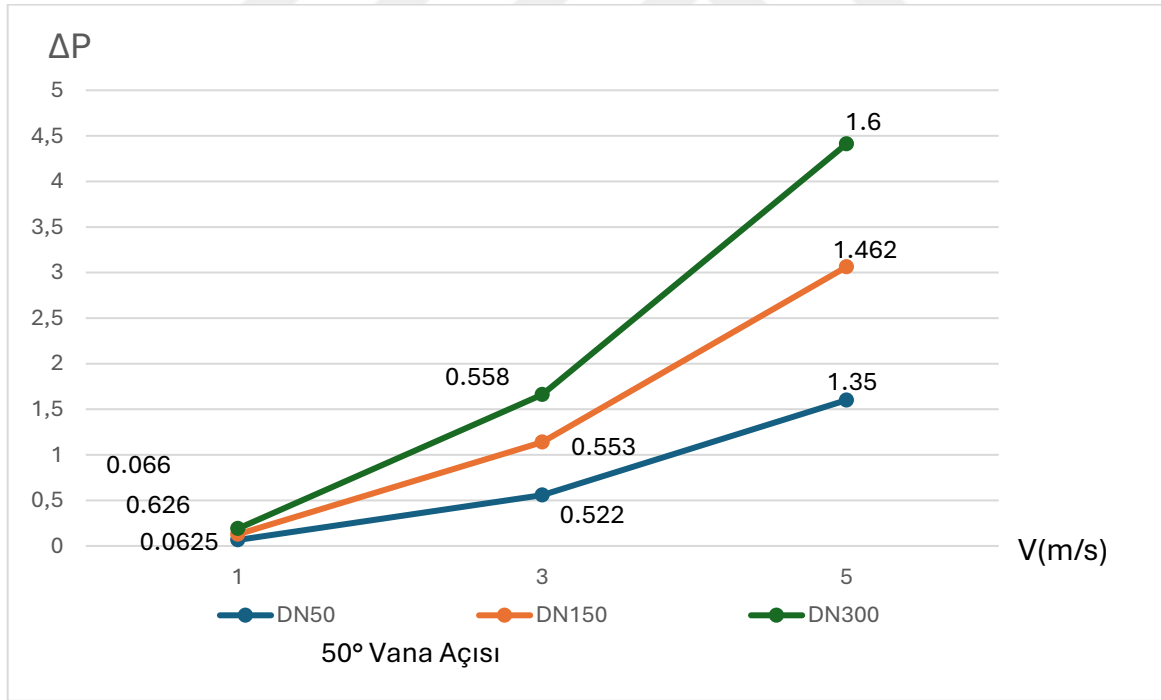
Grafik 11: DN50, DN150 ve DN300 Vanaları İçin Hız-Reynolds Sayısı Değişimi

Grafik 11’de görüldüğü üzere, Reynolds sayısı akış hızına bağlı olarak tüm çaplarda doğrusal bir artış göstermektedir. Ancak, aynı hız değerlerinde vana çapının büyümesi Reynolds sayısını doğrudan yükseltmektedir. Nitekim 1 m/s giriş hızında DN50 için yaklaşık 5×10^4 seviyesinde olan Reynolds sayısı, DN150’de 1.5×10^5 ve DN300’de 3×10^5 mertebesine ulaşmaktadır. Benzer şekilde 5 m/s hızda bu değerler sırasıyla 2.5×10^5 , 7.5×10^5 ve 1.5×10^6 seviyelerine çıkmaktadır. Bu durum, çap ile Reynolds sayısı arasındaki doğrusal bağıntının ($Re \propto D \cdot V$) grafik üzerinde açıkça ortaya çıktığını göstermektedir.

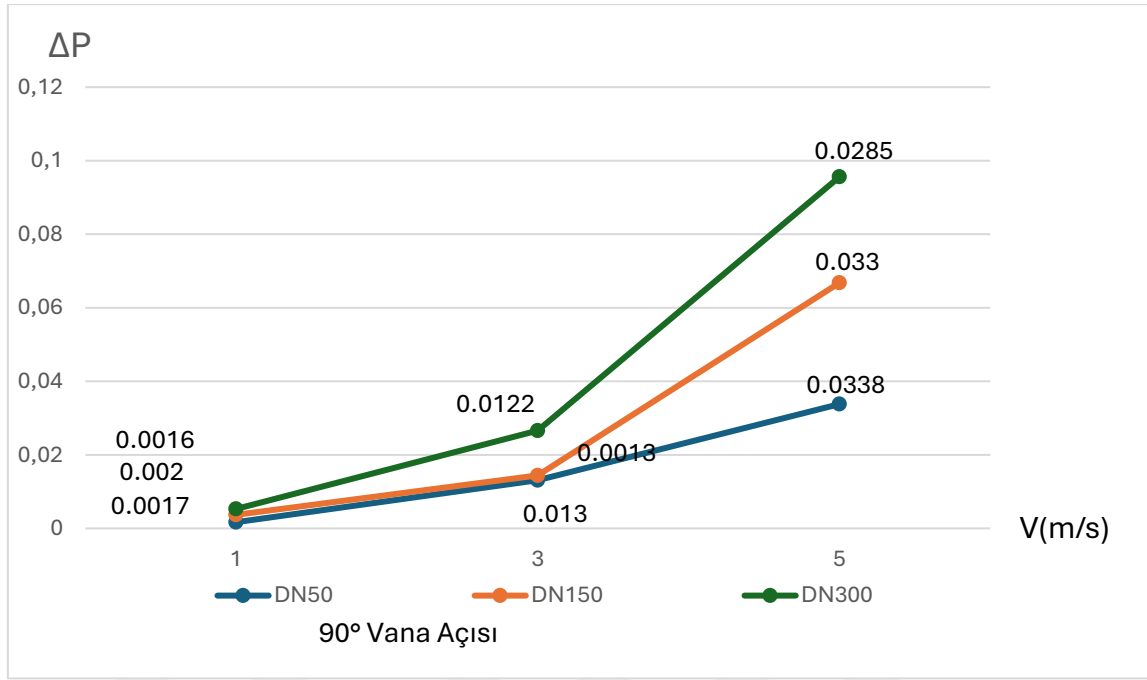
Tüm çaplar için elde edilen Reynolds sayıları 5×10^4 ’ün üzerinde olduğundan, akışın tamamen türbülanslı rejimde gerçekleştiği söylenebilir. Dolayısıyla vana davranışı üzerindeki temel belirleyici etken Reynolds sayısından ziyade disk açıklık açısı ve geometrik kısıtlamalar olmuştur. Bu bulgu, analiz edilen tüm çaplarda HAD sonuçlarının literatürde rapor edilen akış karakteristikleri ile uyumlu olduğunu ve kullanılan modelin geçerliliğini desteklemektedir.



(a)



(b)



(c)

Grafik 12: DN50, DN150 ve DN300 Vanaları İçin 10°, 50° Ve 90° Açılarda Hız-Basınç Karşılaştırması

Analiz sonuçları (Grafik 12), üç farklı vana çapı için de elde edilen ΔP ve K değerlerinin literatür ile güçlü bir uyum sergilediğini ortaya koymuştur. Özellikle:

- Grafik 12-a'da 10° küçük açıklıkta, dar boğaz etkisi nedeniyle tüm çaplarda en yüksek basınç kayıpları ve düşük statik basınç değerleri gözlenmiştir. DN50'de $\Delta P \approx 2.9$ –73.1 bar, DN150'de ≈ 2.8 –69.9 bar ve DN300'de ≈ 2.9 –66.3 bar aralığında bulunmuştur. Bu açı kavite oluşumu açısından kritik konumda olup, en yüksek risk küçük açıklıklarda belirlenmiştir.

- Grafik 12-b'de 50° orta açıklıkta, akış daha dengeli hale gelmiş ve kayıplar azalmıştır. K değerleri DN50 için ≈ 11 –13, DN150 için ≈ 11.7 –12.9 ve DN300 için ≈ 10.8 –12.5 seviyelerinde sabitlenmiş; ΔP değerleri ise tüm çaplarda ≈ 0.06 –1.5 bar arasında kalmıştır. Bu açı, literatürde rapor edilen değerlerle neredeyse birebir uyum sağlamış ve akışın kararlı hale geçtiğini göstermiştir.

- Grafik 12-c'de 90° tam açık durumda, vana direnci minimuma inmiş ve sistemin hidrolik verimliliği en yüksek seviyeye ulaşmıştır. DN50'de ΔP yalnızca ≈ 0.0017 –0.0338 bar, DN150'de ≈ 0.002 –0.033 bar ve DN300'de ≈ 0.0016 –0.0288 bar aralığında hesaplanmıştır. K değerleri ise tüm çaplarda ≈ 0.23 –0.34 aralığında kalmış ve literatürde verilen 0.2–0.4 bandı ile tam uyum göstermiştir.

Genel olarak, sapmalar düşük hızlarda ± 2 –7, yüksek hızlarda ise ± 10 –13 seviyelerinde kalmış olup mühendislik uygulamaları açısından kabul edilebilir düzeydedir. Bu bulgular, kullanılan HAD modelinin güvenilirliğini desteklemekte ve DN50, DN150 ve

DN300 vana karakteristiklerinin literatürde bildirilen eğilimlerle uyumlu olduğunu ortaya koymaktadır.

Sonuç olarak, küçük açıklıklarda (10°) dar boğaz etkisi nedeniyle kayıplar artarken ve kavite riski en yüksek seviyeye ulaşırken, orta açıklık (50°) daha dengeli akış sağlamış ve tam açık durumda (90°) kayıplar minimuma inerek hidrolik verimlilik en üst düzeye çıkmıştır. Bu eğilim, çap büyüklüğünden bağımsız olarak tüm vanalar için geçerli bulunmuştur.



6. SONUÇ

Bu tez çalışmasında DN50, DN150 ve DN300 kelebek vanalarının farklı açıklık açıları (10° , 50° , 90°) ve giriş hızlarında (1, 3, 5 m/s) akış davranışı CFD ile incelenmiştir. Yapılan analizlerde bütün senaryolarda Reynolds sayısının 5×10^4 'ün üzerinde çıktığı ve akışın tamamen türbülanslı rejimde gerçekleştiği görülmüştür. Bu sonuç, kullanılan $k-\epsilon$ türbülans modelinin bu tür iç akışlarda geçerli olduğunu doğrulamaktadır. Akış rejimi incelendiğinde özellikle küçük açıklık açılarında (10°) daralma bölgesinde jet yapıları, ayrılma ve girdapların belirginleştiği; bu nedenle basınç kaybı (ΔP) ve kayıp katsayısının (K) yüksek çıktığı görülmüştür. Açıklık büyüdükçe akış daha düzenli hale gelmiş, kayıplar azalmış ve vana performansı iyileşmiştir.

Kapasite açısından değerlendirildiğinde vana çapının artışıyla birlikte debi katsayısının (K_v) ciddi şekilde yükseldiği belirlenmiştir. 90° açıklık ve 5 m/s koşulunda DN50 için K_v yaklaşık 192, DN150 için 1751, DN300 için ise 7497 olarak hesaplanmıştır. Buna göre DN150, DN50'ye kıyasla yaklaşık 9 kat, DN300 ise DN150'ye kıyasla yaklaşık 4 kat daha yüksek kapasite sunmuştur. Bu farklar, kesit alanındaki artış ve hız profilinin daha homojen hale gelmesiyle açıklanabilir. Buna karşın küçük açıklıklarda ΔP ve K değerleri önemli ölçüde yükselmiş, açıklık büyüdükçe bu değerler düşmüştür.

Literatür karşılaştırmaları, elde edilen sonuçların doğruluğunu desteklemektedir. Örneğin DN300 için 10° açıklıkta hesaplanan K değerleri 560–585 civarında olup literatürde bildirilen 300–900 aralığıyla uyum göstermektedir. 50° açıklıkta bulunan K değerleri 11–12 aralığında olup literatürde verilen 8–15 aralığına tam olarak karşılık gelmektedir. 90° tam açık durumda ise hesaplanan K değerleri 0.23–0.32 olup, literatürde rapor edilen 0.2–0.4 aralığıyla birebir örtüşmektedir. Ayrıca aynı açıklık açısında farklı hızlarda K değerlerinin büyük ölçüde sabit kalması teorik beklentilerle uyumludur. Bu durum hem kullanılan modelin güvenilirliğini artırmış hem de çalışmanın sonuçlarını literatür içinde sağlam bir konuma yerleştirmiştir.

Bu çalışma literatürdeki pek çok araştırmadan farklı olarak yalnızca tek bir vana çapını değil, üç farklı çapı ve üç farklı açıklığı aynı anda karşılaştırmalı olarak ele almıştır. Böylece kayıp katsayısı (K), debi katsayısı (K_v) ve basınç kaybı (ΔP) parametrelerinin çap, hız ve açıklık açısına bağlı değişimleri bütüncül bir bakış açısıyla ortaya konmuştur. Bu yönüyle çalışma hem akademik anlamda literatüre katkı sağlamakta hem de mühendislik uygulamaları için doğrudan pratik sonuçlar üretmektedir.

Elde edilen bulgular mühendislik açısından değerlendirildiğinde, büyük çaplı vanaların aynı debiyi daha düşük basınç kaybı ile iletebilmesi sayesinde enerji verimliliği ve işletme maliyetleri açısından avantaj sağladığı görülmektedir. Küçük açıklıklarda kayıpların artması ise özellikle uzun süre kısmi açıklıkta çalışan sistemlerde dikkat edilmesi gereken bir durumdur. Bu nedenle optimum vana seçiminin yapılabilmesi için bu tezde elde edilen veriler doğrudan kullanılabilecek niteliktedir. Bununla birlikte, çalışma yalnızca temiz su ve izotermal koşullarla sınırlı olup çok fazlı akışlar, sıkıştırılabilirlik etkileri ve akışkan-katı

etkileşimleri kapsam dışında bırakılmıştır. Gelecek çalışmalarda farklı türbülans modelleriyle karşılaştırmalar yapılması, deneysel doğrulamalar ve aktüatör momenti gibi parametrelerin incelenmesi bu bulguları daha da güçlendirecek ve genişletilecektir.

Sonuç olarak, bu tezde küçük açıklık açıları altında ΔP ve K 'nin arttığı, açıklık büyüdükçe bu değerlerin düştüğü ve K_v 'nin hem açıklık hem de çapla birlikte ciddi ölçüde yükseldiği açıkça ortaya konmuştur.

Bulguların literatürle uyumlu olması ve ağ bağımsızlık testiyle doğrulanması, elde edilen sonuçların endüstriyel uygulamalar için güvenilir olduğunu göstermektedir.

Ayrıca bu çalışmanın literatürdeki benzerlerinden farkı, farklı vana çapı, açıklık açısı ve hız kombinasyonlarını aynı Reynolds sayısı aralığında karşılaştırmalı olarak incelemesi; K , K_v ve ΔP parametrelerini bir arada değerlendirmesi ve HAD analizlerini ağ bağımsızlık testiyle destekleyerek çok değişkenli bir yaklaşım sunmasıdır.

Bu yönüyle tez, kelebek vana akış karakteristiklerinin sistematik olarak ortaya konduğu kapsamlı bir referans niteliğindedir.

7. KAYNAKÇA

Aira Valve Otomation (2019), <https://www.airaindia.com/> (Erişim Tarihi: 20/10/25)

Aksu Duymaz, B. (2008). Kelebek vanalarda vana kayıp katsayısının sonlu hacimler yöntemiyle ve deneysel olarak belirlenmesi.

Allied Products (2021), <https://alliedproductservices.com/> (Erişim Tarihi: 20/10/25)

ANSYS Fluent. (2020). *Valve modeling guidelines*.

Athena Engineering SLR (2025), <https://www.athenavalve.com/> (Erişim Tarihi: 20/10/25)

ATCO Group (2025), <https://atcogroup.com.tr/> (Erişim Tarihi: 20/10/25)

Austin, G. T. (1984). *Shreve's chemical process industries*. McGraw-Hill Companies.

AVK Vana (2002), <https://www.avkvana.com.tr/tr-tr> (Erişim Tarihi: 20/10/25)

Bairagi, A., He, M., & Chen, M. (2024). Numerical investigation of butterfly valve performance in variable valve sizes, positions and flow regimes. *Journal of Nuclear Engineering*, 5, 128–149.

Bhattacharyya, S., Chattopadhyay, H., Swami, A., & Uddin, M. K. (2016). Convective heat transfer enhancement and entropy generation of laminar flow of water through a wavy channel. *International Journal of heat and Technology*, 34(4), 727-733.

Bhilare, S. L., Hinge, G. A., Bagade, P. M., & Kumbhalkar, M. A. (2025). Experimental and numerical investigation of flow through gate valve. *Scientific Reports*, 15(1), 34858.

Baker, R. C. (2016). *Flow measurement handbook*. Cambridge University Press.

B&D Plastics (2021), B&D Plastics (2021),

Cengel, Y., & Cimbala, J. (2013). *Ebook: Fluid mechanics fundamentals and applications* (si units). McGraw Hill.

Chern, M. J., Wang, C. C., & Ma, C. H. (2007). Performance test and flow visualization of ball valve. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 31(5), 505–512.

Choi, S., Seo, J., & Kim, H. (2021). Analysis of flow characteristics and effects of turbulence models for the butterfly valve. *Applied Sciences*, 11(14), 6319.

Coulson, J. M., Richardson, J. F., Backhurst, J. R., & Harker, J. H. (1990). *Chemical Engineering: Fluid flow, heat transfer and mass transfer* (Vol. 1). Oxford, UK: Pergamon press..

Crane Co. (1988). *Flow of fluids through valves, fittings, and pipe* (No. 410). Crane Company. ed.).

Darby, R. (2017). *Chemical engineering fluid mechanics, revised and expanded*. CRC Press.

De Nevers, N. (2004). Fluid mechanics for chemical engineers. *work*, 1, 2.

Del Toro, A., Johnson, M. C., & Spall, R. E. (2015). Computational fluid dynamics investigation of butterfly valve performance factors. *Journal-American Water Works Association*, 107(5), E243-E254.

Dickenson, T. C. (1999). *Valves, piping, and pipelines handbook*. Elsevier..

Dixon, S. L. (2011). *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery* (6th ed.). Butterworth-Heinemann.

EBA Engineering Consultants (2020), <https://ebaengineering.com/> (Erişim Tarihi: 20/10/25)

Emerson (2023). *Control Valve Book*. The Instrumentation, Fisher Controls International LLC

Engineering Toolbox. (2020). *Flow resistance in valves*. <https://www.engineeringtoolbox.com> (erişim tarihi: 20/10/25)

Eom, K. (1988). Performance of butterfly valves as a flow controller. *Journal of Fluids Engineering*, 110, 16–19.

FAF (2007), <https://www.fafvana.com.tr/> (Erişim Tarihi: 20/10/25)

Flomatic Valves (2007), <https://www.flomatic.com/> (Erişim Tarihi: 20/10/25)

Food Sector Construction (2025), <https://fscl.co.uk/> (Erişim Tarihi: 20/10/25)

Gem Petrol Chemical Company (2025), <https://gempetrolchemicalcompanylimited.com/> (Erişim Tarihi: 20/10/25)

Genebre (2022), <https://www.genebre.com/> (Erişim Tarihi: 20/10/25)

Gerhart, A. L., Hochstein, J. I., & Gerhart, P. M. (2020). *Munson, Young and Okiishi's fundamentals of fluid mechanics*. John Wiley & Sons.

G Teek (2021), <https://www.gtek.ca/en/> (Erişim Tarihi: 20/10/25)

Idelchik, I. E., Steinberg, M. O., & Martynenko, O. G. (1986). *Handbook of hydraulic resistance* (Vol. 2). New York: Hemisphere publishing corporation.

Idelchik, I. E. (1987). Handbook of hydraulic resistance. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 109(2), 260-261.

Karassik, I. J. (2001). *Pump handbook*.

Kleinstreuer, C. (2018). *Modern fluid dynamics*. Boca Raton, FL, USA: CRC Press.

Kılıçkan, A. (2019). *Pnömatik bir pamuk hasat makinası tasarımı* (Doctoral dissertation, Ankara Üniversitesi (Turkey)).

Leal, L. G. (2007). *Advanced transport phenomena: fluid mechanics and convective transport processes* (Vol. 7). Cambridge university press.

Lee, G. C., Choi, B. O., Lee, Y. B., Park, J. W., Nam, T. Y., & Song, K. W. (2017). Development of Life Test Equipment with Real Time Monitoring System for Butterfly Valves. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 10(1), 40-46.

Levine, W. S. (2018). *The Control Handbook (three volume set)*. CRC press.

Mali, M. V. Dynamic pressure compensation analysis in pre-compensated hydraulic spool type valve.

Manceau, R. (2024). *Turbulence modelling for CFD* (Doctoral dissertation, Pau. Université de Pau et des Pays de l'Adour (UPPA), FRA.; ENSGTI).

Miller, D. S. (1990). Internal flow systems 2nd edn.

Patel, M. H. (1976). *Further development of pulsing combustors in regard to unsteady flow*. University of Bath (United Kingdom).

Perry, J. H. (1950). Chemical engineers' handbook.

Pritchard, P. J., Leylegian, J. C., Fox, R. W., & McDonald, A. T. (2011). Fox and McDonald's introduction to fluid mechanics. (No Title).

Rennels, D. C. (2022). *Pipe flow: A practical and comprehensive guide*. John Wiley & Sons.

Rstv Valves (2025), <https://www.rstvvalves.com/> (Erişim Tarihi: 20/10/25)

Sanks, R. L. (1998). Pumping station design. (*No Title*).

Skytech Cleaning (2019), <https://www.skytechcleaning.com/index.html>
(erişim tarihi: 20/10/25)

SL Indurstries (2012), <https://sl-industries.com/> (Erişim Tarihi: 20/10/25)

Smith, P. (2004). Zappe: RW: Valve Selection Handbook, Gulf..

Song, X. G., Wang, L., & Park, Y. C. (2009). Analysis and optimization of a butterfly valve disc. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, 223(2), 81-89.

Streeter, V. L., Wylie, E. B., Bedford, K. W., & Saldarriaga, J. G. (1988). *Mecánica de los fluidos* (Vol. 7). Colombia: McGraw-Hill.

Sun, S., Sun, J., Sun, W., & Song, P. (2021). Enhancing cryogenic cavitation prediction through incorporating modified cavitation and turbulence models. *Journal of Fluids Engineering*, 143(6), 061404.

TEJİ (2009), <https://www.teji-valve.com/> (Erişim Tarihi: 20/10/25)

The Jack Olsta Co. (2025), <https://www.olstaco.com> (Erişim Tarihi: 20/10/25)

Tianjin Union Valve Co. (2024), <https://unionvalve.com/> (Erişim Tarihi: 20/10/25)

Triad Process Equipment. (2016). Butterfly valve flow rates. *Technical Datasheet*.
<https://www.triadprocess.com/wp-content/uploads/2016/03/Butterfly-Valve-Flow-Rates.pdf>

UNOX Vana (2024), <https://unox.com.tr/> (Erişim Tarihi: 20/10/25)

Val-Matic Valve & Mfg. Corp. (2021), <https://www.valmatic.com> (Erişim Tarihi: 20/10/25)

Valmet (2022), <https://www.valmet.com/> (Erişim Tarihi: 20/10/25)

Velan Inc. (2023), <https://velan.com> (Erişim Tarihi: 20/10/25)

Versteeg, H. K. (2007). *An introduction to computational fluid dynamics the finite volume method*, 2/E. Pearson Education India.

White, F. M. (2015). Fluid mechanics. *International Edition*, McGraw-Hill.

White, F. M. (2016). Fluid Mechanics 8th Ed., 8th Editio.

Wvf Valve (2019), <https://www.wvf-valve.com/> (Erişim tarihi: 20/10/25)

YOONAD Valve (2024), <https://kamroo.en.made-in-china.com/Product-Catalogs/> (erişim Tarihi: 20/10/25)

ZECO (2025), <https://zecovalve.com/tr/can-you-use-a-ball-valve-for-gas.html>
(Erişim Tarihi: 20/10/25)

Zhang, G., Hu, R., Yin, D., Chen, D., Zhou, H., & Lin, Z. (2024). Numerical Study of Cavitation Characteristics through Butterfly Valve under Different Regulation Conditions. *Processes*, 12(4), 686.

Zhang, G., Wang, K., Wang, W. W., Chen, D. S., & Lin, Z. (2025). Thermal Effect on Dynamic Evolution of Cavitation Flows through a Cryogenic Butterfly Valve. *Fluid Dynamics*, 60(1), 20.