



T.C
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MOTOR SİLİNDİR İÇİ AKIŞLARININ HESAPLAMALI ISIL MODELLENMESİ

Ömercan YÜRÜMEZ

Doç.Dr. Erhan PULAT
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA 2016

Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Ömercan YÜRÜMEZ tarafından hazırlanan "Motor Silindir İçi Akışlarının Hesaplamalı Isıl Modellenmesi" adlı tez çalışması aşağıdaki juri tarafından oy birliği / oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Doç. Dr. Erhan PULAT

Başkan : Prof. Dr. İrfan KARAGÖZ
Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye : Doç. Dr. Erhan PULAT
Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye : Yrd. Doç. Dr. Mustafa K. İŞMAN
Bursa Teknik Üniversitesi Doğa Bilimleri
Mimarlık ve Mühendislik Fakültesi
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı




Yukarıdaki sonucu onaylarım
Prof. Dr. Ali Osman DEMİR
Enstitü Müdürü V.

03.06.2016

U.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
 - görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
 - başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
 - atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
 - kullanıların verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
 - ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı
- beyan ederim.**

.../.../2016

İmza

Adı Soyadı

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

MOTOR SİLİNDİR İÇİ AKIŞLARININ HESAPLAMALI ISIL MODELLENMESİ

Ömercan YÜRÜMEZ

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç.Dr Erhan PULAT

Bu çalışmada tek silindir motosiklet motoru silindir içi akışlar CFX ile incelenmiştir. Hong&Tarnğ 2001 yılında yaptıkları çalışmada deneysel ve sayısal sonuçlar elde etmiştir.

Sayısal çalışmalarında std k-ε türbülans modelini kullanmışlardır.

Bu çalışmada std k-ε türbülans modeli kullanılarak Hong&Tarnğ(2001) deneysel ve sayısal sonuçları karşılaştırılmıştır. İlave olarak farklı türbülans modelleri kurularak sonuçlar karşılaştırılmıştır. Std k-ε türbülans modeli kullanılan bu ve Hong&Tarnğ(2001) çalışmalarında sayısal sonuçlar incelendiğinde akış karakteristiklerinin benzer olduğu görülmektedir. Bu ve Hong&Tarnğ(2001) sayısal sonuçları deneysel sonuçlar ile kıyaslandığında bu çalışmanın deneysel sonuçlara daha yakın olduğu gözlemlenmiştir.

Ayrıca farklı türbülans modelleri karşılaştırıldığında akış karakteristiği olarak en iyi sonucu std k-ε modelinin verdiği görülmektedir. Deneysel sonuçlara en yakın sonucu ise BSL Reynold Stress türbülans modelinin verdiği gözlemlenmiştir

Anahtar Kelimeler: Motor Silindir İçi Akış, HAD, ANSYS CFX

2016, xx+187.i

ABSTRACT

MSc Thesis

COMPUTATIONAL MODELING OF HEAT FLOWS IN ENGINE CYLINDER

Omercan YURUMEZ

Uludag University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assoc. Prof.Dr. Erhan PULAT

Fluid flows in one cylinder of engine has been investigated in this study by using CFX. Hong&Tarnng (2001) studied this topic and they have launched computational and experimental results. Std k- ϵ turbulence model has been used in study of Hong&Tarnng(2001). In this study same geometry and same turbulence model have been used with study of Hong&Tarnng (2001) and results are compared with Hong&Tarnng's (2001) experimental, computational result.

In addition different types of turbulence models have been compared. According to computational results it is seen that characteristic of flows are similar between Hong&Tarnng and this study. It is observed that this study has closer results than Hong&Tarnng's computational results to experimental results. On the other hand in case of comparing turbulence models between each other, it is obviously seen that std k- ϵ has the best characteristic of flow., BSL Reynold Stress turbulence model gives the closest to experimental result in comparison with other turbulence models

Keywords: Flow in engine cylinder, CFD, ANSYS CFX

TEŞEKKÜR

Bu çalışmada benden hertürlü bilgi ve desteğini esirgemeyen ve çalışmamı yönlendiren danışman hocam Sayın Doç.Dr Erhan PULAT'a teşekkür ederim. Tez süreci boyunca benden hertürlü bilgi ve deneyimini esirgemeyen çalışmalarında yardımcı olan Mehmet TEKE'ye ve çalışma arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Yüksek lisans süreci boyunca benden desteğini esirgemeyen eşime ve aileme teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	i
ABSTRACTvi
TEŞEKKÜR	vii
SİMGE ve KISALTMALAR DİZİNİ	x
ŞEKİLLER DİZİNİ	xi
ÇİZELGELER DİZİNİ	xix
1.GİRİŞ	1
1.1.Kuramsal Temeller	2
1.1.1 Efektif iş W_e ve Ortalama Efektif Basınç P_{me}	7
2.KAYNAK ARAŞTIRMASI	8
2.1 Otomatik Sektöründeki Had Çalışmaları	8
2.1.1 Dış Aerodinamik ve Aeroakustik	8
2.1.2 Araç Altı Aerodinamiği ve Isı Transferi	9
2.1.3 İçten Yanmalı Motor	10
2.2 Literatür Araştırması	11
3.MATERYAL ve YÖNTEM	15
3.1 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği	15
3.1.1 Korunum Denklemleri	15
3.1.2 Türbülans Modelleri	16
3.1.3 Cidara Yakın Akışın Modellenmesi	20
3.2 ANSYS CFX ile Sayısal Çözüm.....	22
3.2.1 Sonlu Hacimler Yöntemi	23

3.2.1 Sayısal Çözüm Yöntemi	31
4.BULGULAR ve TARTIŞMA	32
4.1 Silindir Sırap Geometrisi	32
4.2 Akışkan Özellikleri ve Sınır Şartları	36
4.3 Ağdan Bağımsızlık Çalışmaları	39
4.3.1 Ağ Yapıları.....	41
4.3.2 Ağ Yapıları Analiz Sonuçları.....	42
4.3.3 Türbülans Modelleri Karşılaştırmaları.....	54
4.3.3.1 RNG k- ϵ (scalable) Türbülans Modeli Sonuçları	57
4.3.3.2 Standart k- ω (automatic) Türbülans Modeli Sonuçları	65
4.3.3.3 SST k- ω (automatic) Türblans Modeli Sonuçları	72
4.3.3.4 SSG Reynolds Stress(scalable) Türblans Modeli Sonuçları	80
4.3.3.5 BSL Reynolds Stress(automatic) Türblans Modeli Sonuçları	88
4.3.3.6 LRR Reynolds Stress(scalable) Türblans Modeli Sonuçları	96
4.3.3.7 ω Reynolds Stress(scalable) Türblans Modeli Sonuçları	104
4.4 Farklı Piston ve Valf Pozisyonu Analizleri	120
4.5 Ağ-3 (Standard k- ϵ) ile Hong ve Tarng Analiz Sonuçları Karşılaştırılması	127
4.6 Diğer çalışmalar	173
5. SONUÇ	183

SİMGE ve KISALTMALAR DİZİNİ

- AÖN – Alt Ölü Nokta
- ÜÖN – Üst Ölü Nokta
- HAD – Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
- KMA – Krank Mili Açısı
- V_{min} – Ölü Hacim
- V_s – Strok Hacmi
- V_{maks} – Emme Hacmi
- r_v – Sıkıştırma Oranı
- P_e – Emiş Sürecinde Silindir içi Basınç
- α_{EMAA} – Emme Açılması Avansı
- α_{EMKG} – Emme Kapanması Gecikmesi
- α_A – Ateşleme Avansı Açısı
- α_{EGAA} – Egsoz Subabı Açılma Avansı
- α_{EGKG} – Egsoz Subabı Kapanma Gecikmesi
- P_r – Ü.Ö.N ‘da Silindir içi Gaz Basıncı
- T_r – Silindir Sıcaklığı
- W_e – Mekanik İş
- W_f – Sürtünmelerin Yuttuğu İş
- W_i – İndike İş
- P_{me} – Efektif Basınç
- μ_t – Türbülans Viskozitesi

U_t – Sürtünme Hızı

u^t – Yakın duvar Hızı

τ_w – Duvar Kayma Gerilmesi

$v_x = x$ yönündeki hız

$v_y = y$ yönündeki hız

$v_z = z$ yönündeki hız

x,y,z: Global Kartezyen Koordinatları

ρ : yoğunluk

t: zaman

P: Basınç

R: Gaz sabiti

T: sıcaklık

$C_\mu =$ türbülans sabiti

k= türbülans kinetik enerji

$\varepsilon =$ türbülans kinetik enerji dağılma oranı

ω : özel dağılma oranı

C_p : Özgül ısı

$T_o =$ Toplam sıcaklık

K= Termal iletkenlik

$W^v =$ viskoz iş terimi

$Q_v =$ viskoz iş terimi

$\Phi =$ viskoz ısı generation term

$E^k =$ kinetik enerji

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1 Motor 4 Stroke Çevrimi Şematik Gösterimi	4
Şekil 1.2 Dört Zamanlı Motorlarda p- α Diyagramı	6
Şekil 2.1 Opel Astra etrafındaki yapılmış akış analizi	8
Şekil 2.2 Yan ayna etrafındaki zamana bağlı basınç dağılımı ve şoför tarafından duyulan sesin spektrumu	8
Şekil 2.3 ASKAM HI-EX etrafındaki akım çizgileri	9
Şekil 2.4 Bir binek aracın kaput altı ve araç altı sıcaklık dağılımları	9
Şekil 2.5 Valft etrafındaki akış	10
Şekil 2.6 Alev gelişimi renk dağılımı	10
Şekil 3.1 Türbülanslı Akışta Ediler	17
Şekil 3.2 Enerji Kaskadı	17
Şekil 3.3 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile Çözüm Adımları	23
Şekil 3.4 Hesap Hacmi Üzerinden Bir Kontrol Hacminin Gösterimi	24
Şekil 3.5 Sayısal Ağ için kullanılacak eleman tipleri	25
Şekil 3.6 Kontrol Hacmi	25
Şekil 3.7 Bir ağ elemanındaki integral noktaları ve eleman yüzey merkezi	27
Şekil 3.8 Birleşik Çözücü Çözüm Şeması	31
Şekil 4.1 Silindir Subap geometrisi ve ölçüleri.....	32
Şekil 4.2 Silindir Subap geometrisinin 3 boyutlu modellenmiş hali.....	33
Şekil 4.3 Simulasyon yapılan silindir subap geometrisi	33
Şekil 4.4 Subap geometrisi ölçüleri	34
Şekil 4.5 Silindir geometrisinin 3 boyutlu modellenmiş hali.....	34

Şekil 4.6 Subapla birlikte Silindir geometrisi	35
Şekil 4.7 3 boyutlu silindir subap geometrisinin xy kesit izometrik görünüşü	35
Şekil 4.8 3 boyutlu silindir subap geometrisinin xy kesit görünüşü	36
Şekil 4.9 Krank açısına bağlı valf pozisyonu	37
Şekil 4.10 Termal analiz sınır koşulu	38
Şekil 4.11 Giriş ve çıkış sınır koşulu	39
Şekil 4.12 Ağ yapıları genel görünümü	41
Şekil 4.13 Ağ yapıları XY iç kesit görünümü	42
Şekil 4.14 Ağ yapıları subap etrafında ağ detayı	43
Şekil 4.15 Ağ yapılarında hızın x bileşeninin vektörel dağılımı (u, m/s)	44
Şekil 4.16 Ağ yapılarında subap etrafında hızın x bileşeninin vektörel dağılımı (u, m/s)	45
Şekil 4.17 Ağ yapılarında hızın y bileşeninin vektörel dağılımı (v, m/s)	46
Şekil 4.18 Ağ yapılarında subap etrafında hızın bileşeninin vektörel dağılımı (v, m/s)	47
Şekil 4.19 Ağ yapılarında hızın z bileşeninin vektörel dağılımı (w, m/s)	48
Şekil 4.20 Ağ yapılarında subap etrafında hızın z bileşeninin vektörel dağılımı (w, m/s)	49
Şekil 4.21 Ağ yapılarında bileşke hız akım çizgileri	50
Şekil 4.22 Ağ yapılarında subap etrafında bileşke hız akım çizgileri	51
Şekil 4.23 A yapılarında basınç dağılımı (Pa)	52
Şekil 4.24 Ağ yapılarında subap etrafında basınç dağılımı (Pa)	53
Şekil 4.25 XZ Düzlemi Gösterimi	55
Şekil 4.26 YZ Düzlemi Gösterimi	55
Şekil 4.27 XY Düzlemi Gösterimi	56
Şekil 4.28 Düzlem Bölgeleri Gösterimi	56
Şekil 4.29 RNG k-ε (scalable) Hız u (m/s) (XZ Düzlemi)	57
Şekil 4.30 RNG k-ε (scalable) Hız w (m/s) (XZ Düzlemi)	57
Şekil 4.31 RNG k-ε (scalable) Hız v (m/s) (YZ Düzlemi)	58

Şekil 4.32 RNG k- ϵ (scalable) Hız w (m/s) (YZ Düzlemi).....	58
Şekil 4.33 RNG k- ϵ (scalable) Hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 10 mm).....	59
Şekil 4.34 RNG k- ϵ (scalable) Hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 10 mm)	59
Şekil 4.35 RNG k- ϵ (scalable) Hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 20 mm).....	60
Şekil 4.36 RNG k- ϵ (scalable) Hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 20 mm)	60
Şekil 4.37 RNG k- ϵ (scalable) Hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 40 mm).....	61
Şekil 4.38 RNG k- ϵ (scalable) Hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 40 mm)	61
Şekil 4.39 RNG k- ϵ (scalable) Hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 60 mm).....	62
Şekil 4.40 RNG k- ϵ (scalable) Hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 60 mm).....	62
Şekil 4.41 RNG k- ϵ (scalable) Hız Akış Çizgileri (XZ Düzlemi)	63
Şekil 4.42 RNG k- ϵ (scalable) Hız Akış Çizgileri (YZ Düzlemi)	63
Şekil 4.43 RNG k- ϵ (scalable) Kinetik Enerji Dağılımı (XZ Düzlemi).....	64
Şekil 4.44 Standart k- ω (automatic) Hız u (m/s) (XZ Düzlemi)	65
Şekil 4.45 Standart k- ω (automatic) Hız w (m/s) (XZ Düzlemi)	65
Şekil 4.46 Standart k- ω (automatic) Hız v (m/s) (YZ Düzlemi).....	66
Şekil 4.47 Standart k- ω (automatic) Hız w (m/s) (YZ Düzlemi).....	66
Şekil 4.48 Standart k- ω (automatic) Hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 10 mm)	67
Şekil 4.49 Standart k- ω (automatic) Hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 10 mm)	67
Şekil 4.50 Standart k- ω (automatic) Hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 20 mm)	68
Şekil 4.51 Standart k- ω (automatic) Hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 20 mm)	68
Şekil 4.52 Standart k- ω (automatic) Hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 40 mm)	69
Şekil 4.53 Standart k- ω (automatic) Hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 40 mm)	69
Şekil 4.54 Standart k- ω (automatic) Hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 60 mm)	70
Şekil 4.55 Standart k- ω (automatic) Hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 60 mm)	70
Şekil 4.56 Standart k- ω (automatic) Hız Akış Çizgileri (XZ Düzlemi).....	71
Şekil 4.57 Standart k- ω (automatic) Hız Akış Çizgileri (YZ Düzlemi).....	71
Şekil 4.58 Standart k- ω (automatic) Kinetik Enerji Dağılımı (XZ Düzlemi).....	72
Şekil 4.59 SST k- ω (automatic) Hız u (m/s) (XZ Düzlemi)	72
Şekil 4.60 SST k- ω (automatic) Hız v (m/s) (XZ Düzlemi)	73

Şekil 4.61 SST k- ω (automatic) Hız v (m/s) (YZ Düzlemi)	73
Şekil 4.62 SST k- ω (automatic) Hız w (m/s) (YZ Düzlemi).....	74
Şekil 4.63 SST k- ω (automatic) Hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 10 mm).....	74
Şekil 4.64 SST k- ω (automatic) Hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 10 mm).....	75
Şekil 4.65 SST k- ω (automatic) Hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 20 mm).....	75
Şekil 4.66 SST k- ω (automatic) Hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 20 mm).....	76
Şekil 4.67 SST k- ω (automatic) Hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 40 mm).....	76
Şekil 4.68 SST k- ω (automatic) Hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 40 mm).....	77
Şekil 4.69 SST k- ω (automatic) Hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 60 mm).....	77
Şekil 4.70 SST k- ω (automatic) Hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 60 mm).....	78
Şekil 4.71 SST k- ω (automatic) Hız Akış Çizgileri (XZ Düzlemi)	78
Şekil 4.72 SST k- ω (automatic) Hız Akış Çizgileri (YZ Düzlemi)	79
Şekil 4.73 SST k- ω (automatic) Kinetik Enerji Dağılımı (XZ Düzlemi)	79
Şekil 4.74 SSG Reynolds Stress (scalable) Hız u (m/s) (XZ Düzlemi)	80
Şekil 4.75 SSG Reynolds Stress (scalable) Hız w (m/s) (XZ Düzlemi)	80
Şekil 4.76 SSG Reynolds Stress (scalable) Hız v (m/s) (YZ Düzlemi).....	81
Şekil 4.77 SSG Reynolds Stress (scalable) Hız w (m/s) (YZ Düzlemi).....	81
Şekil 4.78 SSG Reynolds Stress (scalable) Hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 10 mm)	82
Şekil 4.79 SSG Reynolds Stress (scalable) Hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 10 mm)	82
Şekil 4.80 SSG Reynolds Stress (scalable) Hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 20 mm)	83
Şekil 4.81 SSG Reynolds Stress (scalable) Hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 20 mm)	83
Şekil 4.82 SSG Reynolds Stress (scalable) Hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 40 mm)	84
Şekil 4.83 SSG Reynolds Stress (scalable) Hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 40 mm)	84
Şekil 4.84 SSG Reynolds Stress (scalable) Hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 60 mm)	85
Şekil 4.85 SSG Reynolds Stress (scalable) Hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 60 mm)	85
Şekil 4.86 SSG Reynolds Stress (scalable) Hız Akış Çizgileri (XZ Düzlemi).....	86
Şekil 4.87 SSG Reynolds Stress (scalable) Hız Akış Çizgileri (YZ Düzlemi).....	86
Şekil 4.88 SSG Reynolds Stress (scalable) Kinetik Enerji Dağılımı (XZ Düzlemi)	87

Şekil 4.89 BSL Reynolds Stress (scalable) Hız u (m/s) (XZ Düzlemi)	88
Şekil 4.90 BSL Reynolds Stress (scalable) Hız w (m/s) (XZ Düzlemi)	88
Şekil 4.91 BSL Reynolds Stress (scalable) Hız v (m/s) (YZ Düzlemi).....	89
Şekil 4.92 BSL Reynolds Stress (scalable) Hız w (m/s) (YZ Düzlemi).....	89
Şekil 4.93 BSL Reynolds Stress (scalable) Hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 10 mm)	90
Şekil 4.94 BSL Reynolds Stress (scalable) Hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 10 mm)	90
Şekil 4.95 BSL Reynolds Stress (scalable) Hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 20 mm)	91
Şekil 4.96 BSL Reynolds Stress (scalable) Hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 20 mm)	91
Şekil 4.97 BSL Reynolds Stress (scalable) Hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 40 mm)	92
Şekil 4.98 BSL Reynolds Stress (scalable) Hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 40 mm)	92
Şekil 4.99 BSL Reynolds Stress (scalable) Hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 60 mm)	93
Şekil 4.100 BSL Reynolds Stress (scalable) Hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 60 mm)	93
Şekil 4.101 BSL Reynolds Stress (scalable) Hız Akış Çizgileri (XZ Düzlemi).....	94
Şekil 4.102 BSL Reynolds Stress (scalable) Hız Akış Çizgileri (YZ Düzlemi).....	94
Şekil 4.103 BSL Reynolds Stress (scalable) Kinetik Enerji Dağılımı (XZ Düzlemi).....	95
Şekil 4.104 LRR Reynolds Stress (scalable) Hız u (m/s) (XZ Düzlemi)	96
Şekil 4.105 LRR Reynolds Stress (scalable) Hız w (m/s) (XZ Düzlemi)	96
Şekil 4.106 LRR Reynolds Stress (scalable) Hız v (m/s) (YZ Düzlemi).....	97
Şekil 4.107 LRR Reynolds Stress (scalable) Hız w (m/s) (YZ Düzlemi).....	97
Şekil 4.108 LRR Reynolds Stress (scalable) Hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 10 mm).....	98
Şekil 4.109 LRR Reynolds Stress (scalable) Hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 10 mm).....	98
Şekil 4.110 LRR Reynolds Stress (scalable) Hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 20 mm).....	99
Şekil 4.111 LRR Reynolds Stress (scalable) Hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 20 mm).....	99
Şekil 4.112 LRR Reynolds Stress (scalable) Hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 40 mm).....	100
Şekil 4.113 LRR Reynolds Stress (scalable) Hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 40 mm).....	100
Şekil 4.114 LRR Reynolds Stress (scalable) Hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 60 mm).....	101
Şekil 4.115 LRR Reynolds Stress (scalable) Hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 60 mm).....	101
Şekil 4.116 LRR Reynolds Stress (scalable) Hız Akış Çizgileri (XZ Düzlemi)	102
Şekil 4.117 LRR Reynolds Stress (scalable) Hız Akış Çizgileri (YZ Düzlemi)	102

Şekil 4.118 LRR Reynolds Stress (scalable) Kinetik Enerji Dağılımı (XZ Düzlemi).....	103
Şekil 4.119 ω Reynolds Stress (scalable) Hız u (m/s) (XZ Düzlemi)	104
Şekil 4.120 ω Reynolds Stress (scalable) Hız w (m/s) (XZ Düzlemi)	104
Şekil 4.121 ω Reynolds Stress (scalable) Hız v (m/s) (YZ Düzlemi).....	105
Şekil 4.122 ω Reynolds Stress (scalable) Hız w (m/s) (YZ Düzlemi).....	105
Şekil 4.123 ω Reynolds Stress (scalable) Hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 10 mm)	106
Şekil 4.124 ω Reynolds Stress (scalable) Hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 10 mm)	106
Şekil 4.125 ω Reynolds Stress (scalable) Hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 20 mm)	107
Şekil 4.126 ω Reynolds Stress (scalable) Hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 20 mm)	107
Şekil 4.127 ω Reynolds Stress (scalable) Hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 40 mm)	108
Şekil 4.128 ω Reynolds Stress (scalable) Hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 40 mm)	108
Şekil 4.129 ω Reynolds Stress (scalable) Hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 60 mm)	109
Şekil 4.130 ω Reynolds Stress (scalable) Hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 60 mm)	109
Şekil 4.131 ω Reynolds Stress (scalable) Hız Akış Çizgileri (XZ Düzlemi).....	110
Şekil 4.132 ω Reynolds Stress (scalable) Hız Akış Çizgileri (YZ Düzlemi).....	110
Şekil 4.133 ω Reynolds Stress (scalable) Kinetik Enerji Dağılımı (XZ Düzlemi).....	111
Şekil 4.134 Sıcaklık Dağılımı (XZ Düzlemi)	111
Şekil 4.135 Sıcaklık Dağılımı (XZ Düzlemi)	112
Şekil 4.136 Sıcaklık Dağılımı (YZ Düzlemi)	112
Şekil 4.137 Hız Akış Çizgileri (YZ Düzlemi)	113
Şekil 4.138 Hız Akış Çizgileri (XZ Düzlemi)	113
Şekil 4.139 Hız Vektörleri, u(m/s) (XZ Düzlemi)	114
Şekil 4.140 Hız Vektörleri, u(m/s) (XZ Düzlemi)	114
Şekil 4.141 Hız Vektörleri, w(m/s) (XZ Düzlemi)	115
Şekil 4.142 Hız Vektörleri, w(m/s) (XZ Düzlemi)	115
Şekil 4.143 Hız Vektörleri, w(m/s) (XY Düzlemi).....	116
Şekil 4.144 Hız Vektörleri, w(m/s) (XY Düzlemi).....	116
Şekil 4.145 Hız Vektörleri, v(m/s) (XY Düzlemi).....	117

Şekil 4.146 Hız Vektörleri, $v(m/s)$ (XY Düzlemi).....	117
Şekil 4.147 Basınç Dağılımı (YZ Düzlemi).....	118
Şekil 4.148 Basınç Dağılımı (XZ Düzlemi).....	118
Şekil 4.149 Kinetik Enerji Dağılımı (YZ Düzlemi).....	119
Şekil 4.150 Kinetik Enerji Dağılımı (XZ Düzlemi).....	119
Şekil 4.151 Farklı Krank ve Valf Açıklığında Hız Akış Çizgileri.....	120
Şekil 4.152 Farklı Krank ve Valf Açıklığında Hız Akış Çizgileri.....	121
Şekil 4.153 Farklı Krank ve Valf Açıklığında Hız Akış Çizgileri (XZ Düzlemi)	122
Şekil 4.154 Farklı Krank ve Valf Açıklığında Hız Akış Çizgileri (YZ Düzlemi)	122
Şekil 4.155 Farklı Krank ve Valf Açıklığında Hız Vektörleri, $u(m/s)$ (XZ Düzlemi).....	123
Şekil 4.156 Farklı Krank ve Valf Açıklığında Hız Vektörleri, $w(m/s)$ (XZ Düzlemi).....	123
Şekil 4.157 Farklı Krank ve Valf Açıklığında Hız Vektörleri, $v(m/s)$ (YZ Düzlemi).....	124
Şekil 4.158 Farklı Krank ve Valf Açıklığında Hız Vektörleri, $w(m/s)$ (YZ Düzlemi).....	124
Şekil 4.159 Farklı Krank ve Valf Açıklığında Basınç Dağılımı (XZ Düzlemi)	125
Şekil 4.160 Farklı Krank ve Valf Açıklığında Basınç Dağılımı (YZ Düzlemi)	125
Şekil 4.161 Farklı Krank ve Valf Açıklığında Kinetik Enerji Dağılımı (XZ Düzlemi)	126
Şekil 4.162. Farklı Krank ve Valf Açıklığında Kinetik Enerji Dağılımı (YZ Düzlemi)	126
Şekil 4.163 3 Boyutlu Silindir Subap Geometrisinin XZ Kesit Görünüşü	127
Şekil 4.164 3 Boyutlu Silindir Subap Geometrisinin YZ Kesit Görünüşü	127
Şekil 4.165 3 Boyutlu Silindir Subap Geometrisinin XY Kesit Görünüşü.....	128
Şekil 4.166 Düzlem Bölgeleri Gösterimi	128
Şekil 4.167 Hong ve Tarng Hız u,w (m/s) (XZ Düzlemi)	129
Şekil 4.168 Ağ-3 Hız u (m/s) (XZ Düzlemi)	129
Şekil 4.169 Ağ-3 Hız w (m/s) (XZ Düzlemi)	130
Şekil 4.170 Hong ve Tarng Hız v,w (m/s) (YZ Düzlemi)	131
Şekil 4.171 Ağ-3 Hız v (m/s) (YZ Düzlemi)	131

Şekil 4.172 Ağ-3 Hız w (m/s) (YZ Düzlemi)	132
Şekil 4.173 Hong ve Tarng Hız u,v (m/s) (XY Düzlemi H 10mm).....	133
Şekil 4.174 Ağ-3 Hız u (m/s) (XY Düzlemi H 10mm).....	133
Şekil 4.175 Ağ-3 Hız v (m/s) (XY Düzlemi H 10mm).....	134
Şekil 4.176 Hong ve Tarng Hız u,v (m/s) (XY Düzlemi H 20mm).....	135
Şekil 4.177 Ağ-3 Hız u (m/s) (XY Düzlemi H 20mm).....	135
Şekil 4.178 Ağ-3 Hız v (m/s) (XY Düzlemi H 20mm).....	136
Şekil 4.179 Hong ve Tarng Hız u,v (m/s) (XY Düzlemi H 40mm).....	137
Şekil 4.180 Ağ-3 Hız u (m/s) (XY Düzlemi H 40mm).....	137
Şekil 4.181 Ağ-3 Hız v (m/s) (XY Düzlemi H 40mm).....	138
Şekil 4.182 Hong ve Tarng Hız u,v (m/s) (XY Düzlemi H 60mm).....	139
Şekil 4.183 Ağ-3 Hız u (m/s) (XY Düzlemi H 60mm).....	139
Şekil 4.184 Ağ-3 Hız v (m/s) (XY Düzlemi H 60mm).....	140
Şekil 4.185 Hong ve Tarng ve Deney Hız Çizgileri (XZ Düzlemi).....	141
Şekil 4.186 Hong ve Tarng ve Deney Türbülans Kinetik Enerji Çizgileri (XZ Düzlemi)	142
Şekil 4.187 Ağ-3 Kinetik Enerji Çizgileri (XZ Düzlemi).....	143
Şekil 4.188 Hong ve Tarng ve Deney Hız Çizgileri (YZ Düzlemi).....	144
Şekil 4.189 Türbülans modelleri hız u (m/s) (XY Düzlemi)	145
Şekil 4.190 Türbülans modelleri hız w (m/s) (XY Düzlemi)	146
Şekil 4.191 Türbülans modelleri hız v (m/s) (YZ Düzlemi).....	147
Şekil 4.192 Türbülans modelleri hız w (m/s) (YZ Düzlemi).....	148
Şekil 4.193 Türbülans modelleri hız u (m/s) (XY Düzlemi H 10mm)	149
Şekil 4.194 Türbülans modelleri hız v (m/s) (XY Düzlemi H 10mm)	150
Şekil 4.195 Türbülans modelleri hız u (m/s) (XY Düzlemi H 20mm)	151
Şekil 4.196 Türbülans modelleri hız v (m/s) (XY Düzlemi H 20mm)	152
Şekil 4.197 Türbülans modelleri hız u (m/s) (XY Düzlemi H 40mm)	153
Şekil 4.198 Türbülans modelleri hız v (m/s) (XY Düzlemi H 40mm)	154
Şekil 4.199 Türbülans modelleri hız u (m/s) (XY Düzlemi H 60mm)	155

Şekil 4.200 Türbülans modelleri hız v (m/s) (XY Düzlemi H 60mm)	156
Şekil 4.201 Türbülans modelleri hız akış çizgileri (XZ Düzlemi).....	157
Şekil 4.202 Türbülans modelleri hız akış çizgileri (YZ Düzlemi).....	158



ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 4.1 Akışkan Özellikleri	36
Çizelge 4.2 Yapılan Analizlerdeki Valf Aralıkları ve Krank Açıları.....	37
Çizelge 4.3 Ağ Yapıları ve Analiz Sonuçları.....	40
Çizelge 4.4 Ağdan Bağımsızlık Analizleri Hız Eğrisi	40
Çizelge 4.5 Ağ Hücre ve Düğüm Sayısı	41
Çizelge 4.6 Kullanılan Türbülans ve Yakın Duvar Modelleri	54
Çizelge 4.7 Ağ-3 & Horng-Tarng Hız u,w	130
Çizelge 4.8 Ağ-3 & Horng-Tarng Hız v,w	132
Çizelge 4.9 Ağ-3 & Horng-Tarng Hız u,v –(XY Düzlemi H 10mm).....	133
Çizelge 4.10 Ağ-3 & Horng-Tarng Hız u,v –(XY Düzlemi H 20mm).....	134
Çizelge 4.11 Ağ-3 & Horng-Tarng Hız u,v –(XY Düzlemi H 40mm).....	136
Çizelge 4.12 Ağ-3 & Horng-Tarng Hız u,v –(XY Düzlemi H 60mm).....	138
Çizelge 5.1 Türbülans Modelleri, Hız ve Kinetik Enerji Sonuçları.....	159
Çizelge 5.2 Türbülans Modelleri, XZ Düzlemi U ve W Hız Sonuçları.....	160
Çizelge 5.3 Türbülans Modelleri, YZ Düzlemi V ve W Hız Sonuçları.....	160
Çizelge 5.4 Türbülans Modelleri, H 10mm U ve V Hız Sonuçları.....	161
Çizelge 5.5 Türbülans Modelleri, H 20mm U ve V Hız Sonuçları.....	161
Çizelge 5.6 Türbülans Modelleri, H 40mm U ve V Hız Sonuçları.....	162
Çizelge 5.7 Türbülans Modelleri, H 60mm U ve V Hız Sonuçları.....	162
Çizelge 5.8 Türbülans Modelleri, XZ Kinetik Enerji Sonuçları	163
Çizelge 5.9 Deneysel, Hong ve Tarng, Model 1(Ağ-3) H10mm Ortalama Hız Sonuçları	163
Çizelge 5.10 Deneysel, Hong ve Tarng, Model 1(Ağ-3) H20mm Ortalama Hız Sonuçları nı	164
Çizelge 5.11 Deneysel, Hong ve Tarng, Model 1(Ağ-3) H40mm Ortalama Hız Sonuçları nı	164

Çizelge 5.12 Deneysel, Hong ve Tarnge, Model 1(Ağ-3) H60mm Ortalama Hız Sonuçları	165
Çizelge 5.13 Deneysel, Hong ve Tarnge türbülans modelleri H 10mm Ortalama Hız Sonuçları	166
Çizelge 5.14 Deneysel, Hong ve Tarnge türbülans modelleri H 20mm Ortalama Hız Sonuçları	167
Çizelge 5.15 Deneysel, Hong ve Tarnge türbülans modelleri H 40mm Ortalama Hız Sonuçları	168
Çizelge 5.16 Deneysel, Hong ve Tarnge türbülans modelleri H 60mm Ortalama Hız Sonuçları	169
Çizelge 5.17 XZ Düzleminde Krank Açısına Bağlı U ve W Hız Değişimleri.....	170
Çizelge 5.18 YZ Düzleminde Krank Açısına Bağlı V ve W Hız Değişimleri.....	170
Çizelge 5.19 XZ Düzleminde Krank Açısına Bağlı Hız Değişimleri	171
Çizelge 5.20 YZ Düzleminde Krank Açısına Bağlı Hız Değişimleri	171
Çizelge 5.21 XZ Düzleminde Krank Açısına Bağlı Kinetik Enerji Dağılımı.....	172
Çizelge 5.22 YZ Düzleminde Krank Açısına Bağlı Kinetik Enerji Dağılımı.....	172

1.GİRİŞ

Birçok endüstri dalında bir ürünün performansının daha ürün tasarım sürecindeyken bilinmesi oldukça önemlidir. Böylece ürünün artan performans isteklerini karşılayıp karşılamadığı daha tasarım aşamasında görülebilir, probleme sebep olan etkenler bu aşamada ortadan kaldırılabilir ve optimize edilmiş ürün piyasaya sürülerek ürünün rekabet gücünü ve müşteri memnuniyetini artırma imkânına sahip olunabilir.

Otomotiv endüstrisi de diğer endüstri dalları gibi birçok konuda geçmişe nazaran çok daha talepkar performans istekleri ve tasarım hedefleriyle karşı karşıya kalmaktadır.

Bu alanlardan bazıları;

- Sanal tasarım yöntemleriyle tasarım süresinin kısaltılması
- Klasik içten yanmalı motorlarda silindir içindeki akışın ve yanmanın anlaşılabilir olarak yakıt tüketiminin düşürülmesi,
- Kaput altı sıcaklık dağılımının detaylı bir şekilde incelenerek arzu edilen şekle getirilmesi,
- İyi bir aerodinamik karakteristiğe sahip yeni ve alımlı tasarımlar yapılması,
- Daha düşük sürüklenme katsayılarına erişirken düşük bileşen sıcaklıklarının, kabin görüş açıklığının ve buna benzer kritik diğer özelliklerin korunması
- Akış kaynaklı gürültünün azaltılması, iç iklimlendirme sistemlerinin optimizasyonu ve solar etkilerin kontrolü vasıtasıyla sürüş konforunun artırılması,
- Çevre dostu ve kompakt araçlar tasarlamak,
- Klasik içten yanmalı motorlara yakıt pili gibi alternatifler geliştirmek, olarak belirtilebilir

Firmalar ve mühendisler bu amaçla değişik araçların yardımına başvurmuş ve bu araçları hem tasarım sürecini kısaltmak hem de problemin fiziğini daha iyi anlamak amacıyla kullanmışlardır. Akış ve ısı transferi problemlerinin sanal ortamda

özölmesine olanak sağlayan Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemleri bu araçların basında gelmektedir.



Hesaplama Akışkanlar Dinamiği (HAD) ve diğer CAD/CAM tasarım teknikleri 1980'li yıllarda doğdu ve hızlı bir şekilde otomotiv firmaları tarafından kullanılmaya başlandı. Bahsedilen zaman dilimindeki yavaş bilgisayarlar, gerçeği tam olarak yansıtamayan geometriler ve fiziksel altyapısı yetersiz kodlar, otomotiv sektöründe HAD yöntemlerinin kullanım alanını nispeten kısıtlı tutarken günümüzde bu durumun tamamen değiştiği rahatlıkla söylenebilir.

Uzun yıllar boyunca yapılan testler ve edinilen tecrübeler firmaları HAD yöntemlerini daha aktif bir şekilde kullanarak tasarım sürecini kısaltılma, simülasyonlar vasıtasıyla herhangi bir ürünü tasarım aşamasındayken optimize etme ve oldukça pahalı ve zaman alıcı olan deneylerin ve ilk örnek üretme işlemlerinin minimize etme yoluna yönlendirmiş ve bunun sonucu olarak birçok alanda akış modellenmesi ve ısı transferi konusunda yapılan çalışmaların sayısında büyük bir artış gözlenmiştir.

1.1 Kuramsal Temeller

Klasik öteleme pistonlu motorlarda termodinamik çevrimin kontrol hacmi, bir silindirdir. Silindirin bir tarafı silindir kafası adı verilen sabit bir cidarla kapatılmıştır. Silindirin diğer tarafında, bir krank-biyel düzeni vasıtasıyla iki sınır nokta arasında hareket ettirilen bir piston vardır. Piston üst ölü nokta(ÜÖN) ve alt ölü nokta(AÖN) olarak adlandırılan iki konum arasında bir gidiş geliş hareketi yapar. Bu nedenle, bu çeşit motorlara öteleme pistonlu motorlar adı verilmiştir. Pistonun ÜÖN ve AÖN arasında kat ettiği yola strok denir. Piston ÜÖN'da iken silindir hacmi, sıkıştırma hacmi veya ölü hacim olarak adlandırılır; değeri V_{min} ile gösterilecektir. Silindir hacmi, piston AÖN da iken en büyüktür ve bu hacme emme hacmi denir. Bu iki hacmin farkı strok hacmine eşit olup V_s ile gösterilecektir.

$$V_s = V_{max} - V_{min}$$

(1.1)

Bu iki hacmin oranı,

$$r_v = \frac{V_{max}}{V_{min}}$$

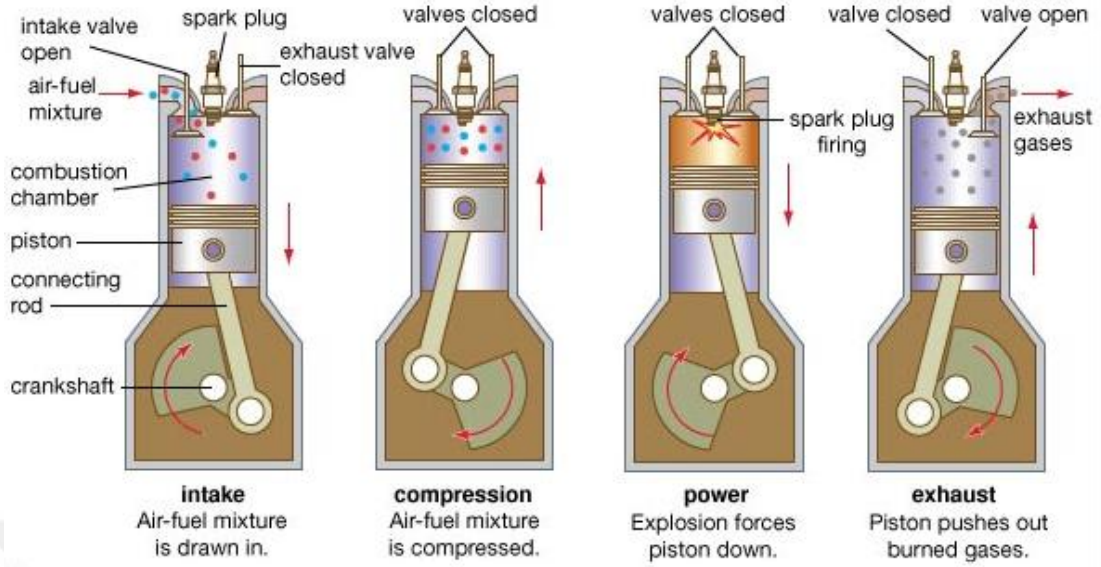
(1.2)

Sıkıştırma oranı adını alır.

Piston AÖN'da iken silindirin, iş gazı ile yani çevrimin gerçekleşmesi için gerekli gaz ile mesela belirli oranlarda hazırlanmış benzin buharı hava karışımı ile doldurulmuş olduğu kabul edilsin. Bu gaza, cinsi ne olursa olsun, dolgu denilecektir. Piston AÖN'da ÜÖN'ya doğru hareket ederken dolgu sıkıştırılır. ÜÖN'da dolgunun sıcaklığı, sıkıştırma süresindeki en yüksek değerine erişir. ÜÖN'da, yanıcı özelliği bulunan karışım bir şerare ile ateşlenirse, serbest kalan kimyasal enerji yani ısı, silindir içindeki basıncı arttırır ve pistonu AÖN'ya doğru iter. ÜÖN'dan AÖN'ya kadar uzanan ve gazların genişlemesi şeklinde oluşan bu stroka genişleme stroku denir. Bu strokta dolgunun kimyasal enerjisi piston üzerinden krank miline mekanik iş olarak iletilir.

Termodinamik çevrimin, makinede periyodik olarak gerçekleştirilebilmesi için, yani mekanik iş elde edilebilmesi için, enerji seviyesi silindirde kullanılabilir en küçük seviyeye düşmüş bulunan gazların dışarı atılması ve silindire yeni bir dolgunun alınması gerekir. Buna göre silindirin birisi dolguyu silindire almak, diğeri silindirde kullanılabilir enerjisi tükenmiş bulunan gazları dışarı atmak için emme ve egsoz subabı kullanılır. Piston AÖN'da iken egsoz subabının açık ve pistonun krank-biyel düzeni tarafından ÜÖN'ya doğru itildiği durumda silindir içerisindeki gazlar dışarı atılır. Atılma olayı piston ÜÖN'ya gelinceye kadar devam eder. Bu stroka egsoz stroku denir. Egsoz olayı teorik olarak ÜÖN'da biter ve egsoz subabı kapanır. Piston ÜÖN'dadır ve krank-biyel düzeni pistonu ANÖ'ya doğru hareket ettirmektedir. Pistonun hareketiyle oluşan basınç düşüşü, silindire, emme subabı üzerinden taze dolgunun girişini sağlar. Bu giriş piston AÖN'ya varıncaya kadar devam eder. Bu stroka emme stroku denir. Çevrim 4 aşamada gerçekleştiğinden dolayı bu tür motorlara 4 zamanlı motorlar denilir.

Four-stroke cycle



Şekil 1.1 Motor 4 Stroke çevrimi şematik gösterimi (www.redline-motorworks.com)

4 zamanlı motorların aşamaları daha detaylı anlatılabilir.

Emme Zamanı:

Piston ÜÖN'da iken emme olayı başlar. Pistonun AÖN'a gidişi sırasında silindir içerisinde atmosfer basıncı altında alçak bir basınç oluşmaktadır. Bu alçak basınçtan dolayı silindire doğru akan hava, karbüratörden geçerken ana memeden emilen ve çok küçük damlacıklara ayrılan benzine karışır. Karışım oluşturma işlemi benzine püskürtme sistemi ile emme kanalına veya doğrudan doğruya silindir içine benzine püskürtülerek sağlanır. Karbüratör veya benzine püskürtme sistemi, yakıt ve havayı sabit bir oranda karıştırır ve karışım silindir içerisine girer. Motorun gücü azaltılmak istendiğinde silindirlere daha az yakıt gönderilir. Ancak karışım oranını sabit tutmak amacıyla emilen hava miktarı da emme kanalı kesit alanını daraltan bir kelebek (gaz kelebeği) yardımıyla azaltılır.

Gaz kelebeği tam açıkken emme zamanında silindir içinde bulunan basınç (p_e), atmosfer basıncından biraz küçük ve yaklaşık olarak $p_e = 0.085 - 0.095$ MPa'dır. Silindir içine daha çok karışımın girebilmesi için uygulamada, emme supabının açılması ÜÖN'dan önce 5 noktasında, kapanması ise AÖN'dan sonra yapılır. Supabın erken açılmasına emme açılma avansı ($EmAA$) denir. Emme açılma avansı yaklaşık olarak, yüksek dönme sayılı motorlarda $\alpha_{EmA} = 20 - 40^\circ$ KMA kadardır. Motorun maksimum

dönme sayısı azaldıkça açı da küçülmektedir. Emme supabının geç kapanmasına da emme kapanma gecikmesi (EmKG) denir. Emme kapanma gecikmesi yüksek dönme sayılarında $\alpha_{EmK} = 20 - 40^\circ$ KMA'dır. Böylece eöe olayı toplam $220 - 260^\circ$ KMA' da meydana gelmektedir.

Sıkıştırma Zamanı:

Emme zamanında silindir içine emilen yakıt - hava karışımını (dolguyu) piston, AÖN'dan ÜÖN'a doğru hareketi ile 1 noktasından, yani kapanma gecikmesinden sonra sıkıştırmaya başlar. Silindir içinde sıkışan dolgunun basıncı ve sıcaklığı artar. Üst ölü noktaya gelmeden önce 2 noktasında ateşleme yapılır ve sıkıştırma zamanı sonra erer.

Sıkıştırma sonunda gazların,

$$\text{Basıncı } P_2 = 1 - 1.4 \text{ MPa}$$

$$\text{Sıcaklığı } T_2 = 550 - 750 \text{ K 'dır}$$

Yanma ve Genişleme Zamanı:

Bu zamanda çevrimden iş alınır. Yakıt-hava karışımı piston üst ölü noktaya gelmeden önce bir buji ile ateşlenir. Erken ateşleme, ateşleme avansı açısı (α_A) ile tanımlanır. Genellikle, ateşleme avansı açısı $\alpha_A = 30 - 55^\circ$ KMA aralığında olup, dönme sayısının azalma değerleri ile bu açı da küçülmektedir. Bu noktada yakıt-hava karışımı tutuşur ancak dolgunun tamamı birden yanmaz. Dolayısı ile yanma olayı, ideal çevrimdeki gibi sabit hacimde olmayıp bir süre devam etmektedir. Yanma sonucu oluşan maksimum basınç ÜÖN'dan sonra(3 noktası) $12-15^\circ$ KMA'da gerçekleşir. Basınç artışı ÜÖN'dan çok daha sonra, genişleme sırasında meydana gelecek olursa maksimum güçte düşme olur. Çünkü pistonun AÖN'a doğru hareket etmesi sonucu artan hacim nedeniyle

Yanma sırasında,

$$\text{Maksimum basınç } p_3 = 3 - 7 \text{ MPa}$$

$$\text{Maksimum sıcaklık } T_3 = 2200 - 2300 \text{ K}$$

Genişleme sonunda ise,

$$\text{Basınç } p_4 = 0.4 - 0.6 \text{ MPa}$$

$$\text{Sıcaklık } T_4 = 1100 - 1300 \text{ K olmaktadır.}$$

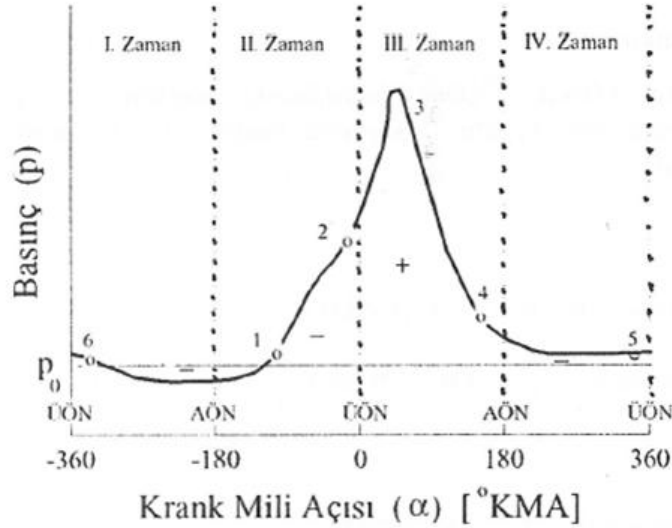
Yanma olayı egsoz supabı açılmadan önce tamamlanmalıdır.

Egzoz Zamanı

Genişleme sonunda (4 noktası), piston AÖN'a ulaşmadan egzoz supabı açılır. Supabın erken açılmasına egzoz supabı açılma avansı (EgAA) denir. Yüksek dönme sayılı motorlarda egzoz açılma avansı $\alpha_{EgAA} = 20 - 70^\circ$ KMA'dır. Piston, AÖN'dan ÜÖN'a hareketi ile (4- 6 eğrisi boyunca) gazları dışarı atar. Egzoz gazlarının tamamının silindirden atılmasına zaman bırakmak için egzoz supabı ÜÖN'dan kısa bir süre sonra kapanır. Bu gecikmeye egzoz supabı kapanma gecikmesi (EgKG) denir. Egzoz kapanma gecikmesi motorun dönme sayısına bağlı olarak $\alpha_{EgKG} = 10 - 15^\circ$ KMA değerleri arasındadır. Buna rağmen egzoz zamanı içindeki gazların tamamı silindirden dışarı atılamaz. Bir miktar gaz daima silindirde kalır. Buna artık gaz denir.

Egzoz işleminin sonuna doğru, piston ÜÖN'a gelirken, silindir içindeki gazların,

Basıncı $P_r = 0.105 - 0.11$ MPa
Sıcaklığı $T_r = 700 - 1000$ K' dir.



Şekil 1.2 Dört Zamanlı Motorlarda p-α Diyagramı (Safgönül B. ve ark. İçten Yanmalı Motorlar 33 sf)

1.1.1 Efektif iş W_e ve Ortalama Efektif Basınç P_{me}

Pistona verilen enerjinin krank miline iletilmesi için gerekli olan elemanlardaki, emme ve egsoz subaplarını hareket ettiren elemanlardaki bağıl hareketlerin sebep olduğu sürtünmeler, mekanik enerjinin bir kısmı tekrar ısıya dönüştürür. Bir kısım enerji de taze dolgunun silindire alınması ve silindirde kullanılabilir enerjisi sıfıra düşmüş bulunan egsoz gazlarının dışarı atılması için harcanır. Her ne kadar bu sonuncu kayıplar aerodinamik türden ise de, sonuçta mekanik işi azaltır. Aerodinamik kayıplara vantilasyon veya pompalama kayıpları denir. Pompalama kayıpları, pv diyagramında negatif alan olarak görülür.

Pompalama kayıplarını tespit etmek için, küçük basınçları kaydetme özelliği bulunan, ince yaylı indikatörler kullanılır. Normal indikatörler, yüksek basınçları kaybedebilme özellikleri dolayısıyla, emme ve egsoz olaylarını kaydetme durumunda değildir. Tespitindeki güçlükler dolayısıyla, aerodinamik sürtünme kayıpları da mekanik sürtünme ile birlikte genel bir başlık altında ve sürtünme kayıpları olarak ele alınır. İndike işten sürtünme kayıpları çıktıktan sonra geri kalan iş, krank miline geçer. Bu işe mekanik iş veya mil işi denir. Bu iş, laboratuvarında bir fren kullanılarak ölçüldüğü için, fren işi olarak da adlandırılır ve W_e olarak adlandırılır.

$$W_e = W_i - W_f$$

(1.3)

Burada W_f sürtünmelerin yuttuğu iştir. Efektif iş, ortalama indike basınca benzer şekilde bir ortalama basınç tanımlanmasına imkân verir. Buna göre ortalama efektif basınç P_{me} :

$$P_{me} = \frac{W_e}{V_s} \quad (1.4)$$

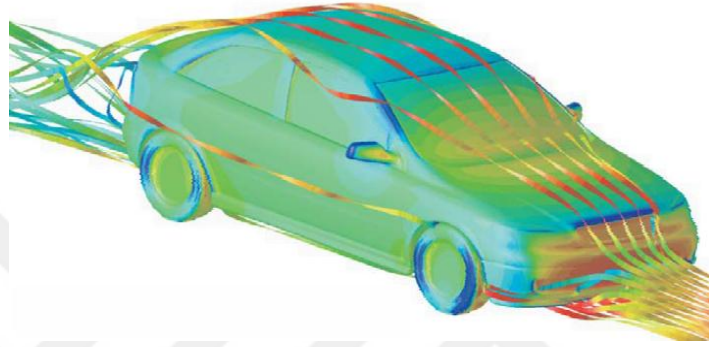
olarak yazılabilir. Ortalama efektif basınç, içten yanmalı pistonlu motorlar için çok önemli karakteristik bir parametredir ve motorun gelişmişlik derecesi hakkında bir fikir verir. Ortalama efektif basınç ne kadar yüksek olursa, verilen bir strok hacminde motorun milinden alınan güç okadar büyük olur.

2.KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1 OTOMOTİV SEKTÖRÜNDEKİ HAD ÇALIŞMALARI

2.1.1 Dış Aerodinamik ve Aeroakustik

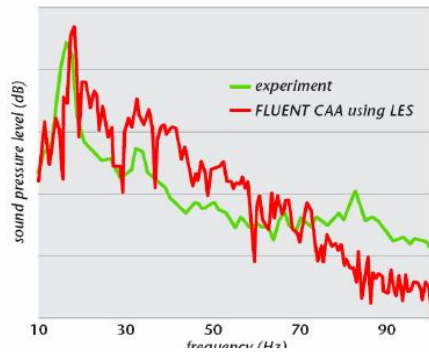
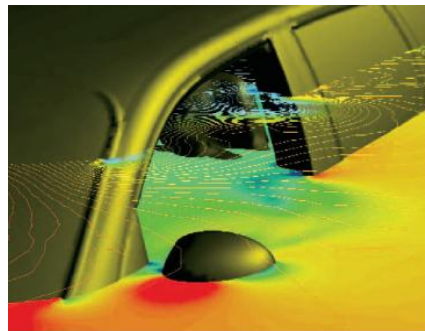
Sürüklenme katsayısının düşürülmesi yakıt tüketimine ve aracın performansına doğrudan etki ederken akış kaynaklı gürültü seviyesinin azaltılması da özellikle yüksek süratlerde sürüş konforunu artırmaktadır.



Şekil 2.1 Opel Astra etrafındaki yapılmış akış analizi (Açıkgöz 2008, Otomotivendüstrisinde hesaplamalı akışlanlar dinamiği uygulamaları)

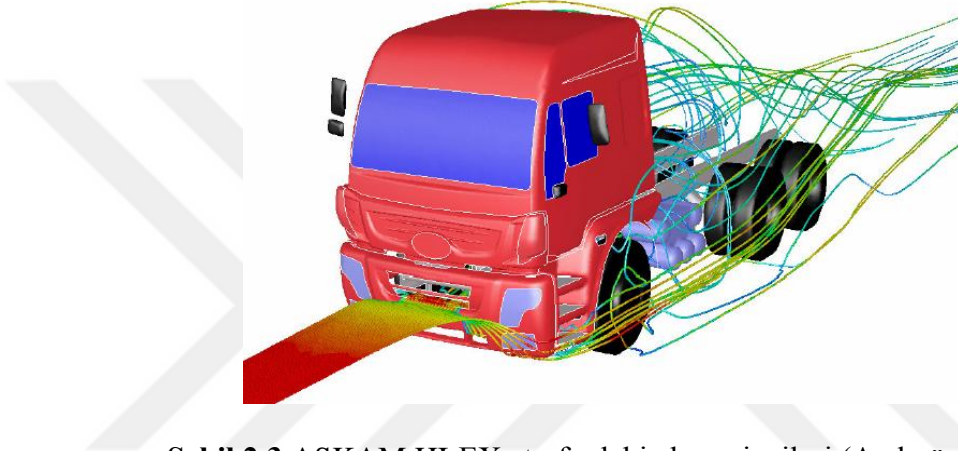
Araç üzerindeki statik basınç dağılımı ve akım çizgileri görülebilir.

Bu tip bir analizle araç etrafındaki ve/veya/altındaki basınç dağılımı, hız dağılımı detaylı olarak hesaplanıp sürüklenme katsayısı gibi önemli değerler yüksek bir



hassasiyetle saptanabilir. Böylece gerekli optimizasyonlar sanal ortamda rahatlıkla yapılabilir.

Şekil 2.2 Yan ayna etrafındaki zamana bağlı basınç dağılımı ve şoför tarafından duyulan sesin spektrumu (Açıkgöz 2008, Otomotiv endüstrisinde hesaplamalı akışkanlar dinamiği uygulamaları)

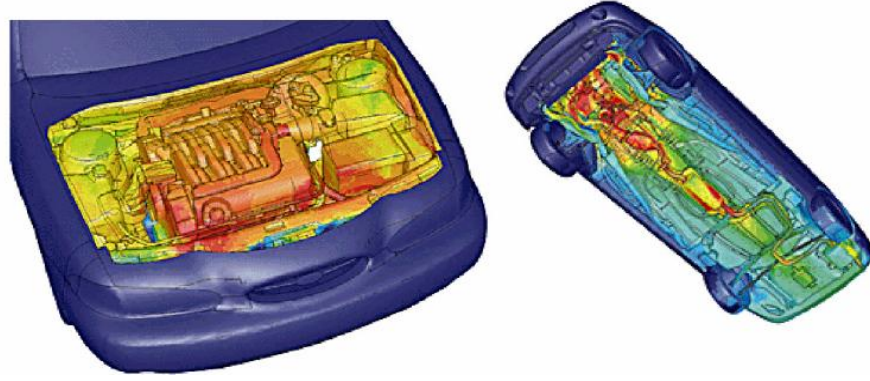


Şekil 2.3 ASKAM HI-EX etrafındaki akım çizgileri (Açıkgöz 2008, Otomotivendüstrisinde hesaplamalı akışkanlar dinamiği uygulamaları)

2.1.2 Araç Altı Aerodinamiği ve Isı Transferi

Aerodinamik değişiklikler ve estetik gereksinimler araçların gittikçe daha ufak kaput altı boşluğa sahip olmalarına ve buna bağlı olarak ön ızgara girişlerinin gittikçe ufalmasına sebep olmaktadır. Ayrıca kaput altına eklenmesi gereken her parça genel olarak sıkışık olan bu bölümdeki soğuma için gerekli olan havanın geçebileceği boşluktan bir miktarını daha ortadan kaldırır ve ortamın sıcaklığının hassas bileşenler için çok sayılabilecek değerlere çıkmasına neden olabilir.

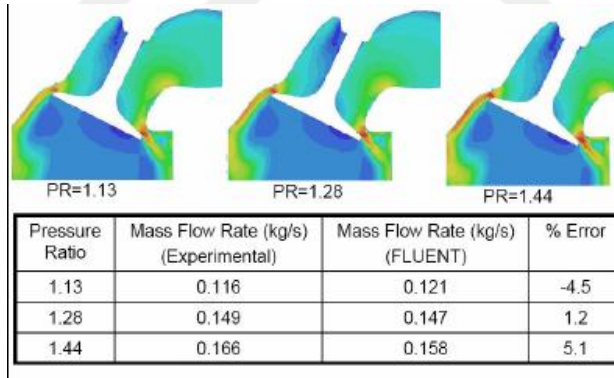
HAD yöntemleriyle bu bölgelerdeki akış ve ısı transferi incelenebilir ve olası problemler önceden fark edilebilir. Şekil 2.4'te binek bir araç için yapılmış analizden elde edilmiş sıcaklık dağılımlarını görebilirsiniz.



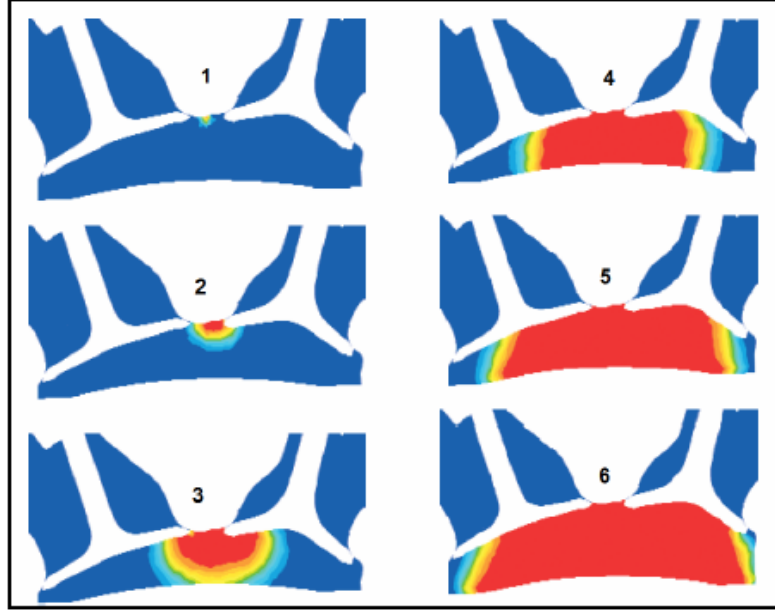
Şekil 2.4 Bir binek aracın kaput altı ve araç altı sıcaklık dağılımları (Açıkgöz 2008, Otomotiv endüstrisinde hesaplamalı akışkanlar dinamiği uygulamaları)

2.1.3 İçten Yanmalı Motorlar

İçten yanmalı motorlarda silindir içi akış ve motorun diğer bileşenleri içindeki veya etrafındaki akışta yine HAD yöntemleri ile çözülebilecek problemler arasındadır. Şekil 2.5’de bir valf etrafındaki değişik basınç oranlarındaki (PR) akış ve sonuçların deney ile karşılaştırılması görülebilir. Şekil 2.6’da ise bir DaimlerChrysler motorunda ateşlemeden sonraki alev gelişimi görülebilir.



Şekil 2.5 Valf etrafındaki akış (Açıkgöz 2008, Otomotiv endüstrisinde hesaplamalı akışkanlar dinamiği uygulamaları)



Şekil 2.6 Açıkgöz2008, Otomotiv endüstrisinde hesaplamalı akışkanlar dinamiği uygulamaları

Alev gelişimi renk dağılımı sıcaklığı göstermektedir. Kırmızı yüksek mavi düşük sıcaklığı belirtmektedir

Son zamanlarda motor sektöründe çalışılan konular arasında, birden çok subap kullanarak dolgu miktarının iyileştirilmesi ve motorların özgül gücünün artırılması, benzin enjeksiyon sistemi ile yanmanın iyileştirilmesi ve bunun neticesi olarak yakıt sarfiyatının ve zararlı emisyonların azaltılması, hafif malzemeler kullanılarak ağırlığın azaltılması gibi gelişmeler bulunmaktadır.

Motorların performans ve güvenilirliğinin iyileştirilmesi, araştırmacıların temel hedefleri olmaya devam etmekle birlikte motorların çevre üzerindeki etkilerinin azaltılması veya yok edilmesi de giderek daha önemli hale gelmektedir. Sıfır emisyonlu motorlar, değişken subap zamanlaması, alternatif malzeme kullanılması, elektrikli taşıtlar ve geliştirilmiş iki zamanlı motorların taşıtlarda kullanılması gibi konular araştırma konuları arasında yer almaktadır.

2.2 Literatür Araştırması

Literatürde motor silindir içi akışlar için yapılmış birçok çalışma bulunmaktadır. CFD hesaplamaları sonucunda motor karakteristikleri ortaya çıkartılmaya çalışılmıştır. Bu hesaplamalar ile silindir içindeki hız vektörleri ve dağılımları, basınç, kinetik enerji dağılımları vb sonuçlar incelenmiştir. Analizler farklı piston ve valf konumu senaryoları ile hesaplamalar yapılarak piston ve valf konumuna bağlı sonuçlar elde edilmiştir.

Bu tarz çalışmalara Mikalsen ve Roskilly (2008), Hong ve Tarng (2001), Payri ve Benajes (2003), Johan ve ark.(2010), Mohammidi ve Rashidi (2007), Adorean ve Radu (2010), Varol ve ark.(2010), B.Khalighi (1995), Kim ve ark.(2000), Filipi ve Assanis (2001), Liu ve Haworth (2010), Dinler ve Yücel (2007), Kim ve Yuh (1997), Ramajo, Zanotti ve Nigro (2006), Mahmood ve ark. (1995) sayılabilir.

B.Khalighi(1995),emme ve sıkıştırma sürecinde silindir içi akışları simüle etmiştir. Çalışmalar hareketli piston ve valf koşulu ile zamana bağlı olarak çözülmüştür. Standart k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Silindirde alt ölü noktada iyi tanımlanmış tumbling akışı tespit edilmiştir. Tumbling akışının sürekli ve büyütülmüş olarak sıkıştırma süreci boyunca oluştuğu tespit edilmiştir. Elde edilen sonuçlar deneysel çalışma ile kıyaslanmıştır.

Mahmood ve ark. (1995), çift emme manifolduna sahip tek silindir motor analizini gerçekleştirmişlerdir.5mm ve 10mm olmak üzere 2 farklı valf konumunda çalışma yapılmıştır. Yapılan çalışmalar lazer dobler test sonuçları ile mukayese edilmiştir. Ticari kod olarak Star CD kullanılmıştır. Türbülans modeli olarak ise k-ε tercih edilmiştir.

Kim ve Yuh (1997), disc motoru kullanarak farklı piston konumlarında emme ve basma anını simüle etmişlerdir. Motor tek silindir, emme ve basma manifoldlarından oluşmaktadır. Ticari kod olarak Kiva kullanılmış sonlu elemanlar ağı ise ICEM 'de oluşturulmuştur. Akış karakteristikleri gözlemlenmiştir. Hız vektörleri ve kinetik enerji dağılımı farklı krank açılarında incelenmiştir.

Kim ve ark.(2000) 4 valfli motorda emme ve sıkıştırma anındaki akışı incelemişlerdir. Lazer dobler yöntemi ile test yaparak analiz ve test sonuçları mukayese edilmiştir. Ticari kod olarak Kiva ve türbülans modeli olarak k-ε kullanılmıştır. Farklı

valf ve krank açılarındaki akış simüle edilmiştir. Emme ve sıkıştırma anındaki hız profillerinin test ve analiz sonuçlarının birbirine yakın olduğunu tespit etmişlerdir.

Hong ve Tarng (2001) tek silindirli 4 stroka sahip motosiklet motoru üzerinde çalışmışlardır. Analizleri KIVA yazılımı ile gerçekleştirmişlerdir. Lazer Dobler ile motor içi akış test edilmiştir. Test analiz sonuçlarını mukayese ettiklerinde analiz sonuçlarının test sonuçlarından daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir.

Johan ve ark. (2001) silindir içi akışları sonlu elemanlar metodunu kullanarak incelemişlerdir. Analizlerde dinamik mesh kullanılmıştır. Farklı valf pozisyonları, emiş, sıkıştırma ve egsoz strok durumlarındaki akış özellikleri incelenmiştir. Mesh deformasyonu algoritması için the arbitrary Lagrangian-Eulerian (ALE) yöntemi kullanılmıştır. Türbülans modeli olarak Spalart-Almaras modeli tercih edilmiştir. Çalışmalar neticesinde farklı strok pozisyonlarında basınç ve hız dağılımları karşılaştırılmıştır.

Filipi ve Assanis (2001) nonlinear zamana bağlı analizleri tek silindirli dizel motoru için gerçekleştirilmiştir. Krank açısına bağlı olarak tork değerlerini ve motor hızlarını hesaplamışlardır. Çalışmalar neticesinde ısı transferi oranını, silindir içi basınç ve sıcaklık değişimlerini incelemişlerdir.

Payri ve Benajes (2003) 4 subaplı direkt enjeksiyonlu dizel motorunda emme ve sıkıştırma stroklarında akış karakteristiklerini incelemişlerdir. Yapılan analizler lazer dobler hız ölçümleri ile karşılaştırılmış ve üst ölü nokta bölgesinde farklı krank açılarında sonuçların tutarlı olduğu tespit edilmiştir. Farklı piston konumlarında analizler gerçekleştirilerek akış karakteristikleri incelenmiştir.

Ramajo, Zanotti ve Nigro (2006) çalışmalarında 4 valfli tepe bölgesi eğimli motor kullanmışlardır. 0 – D model ile tam model ve yarım model analiz sonuçları karşılaştırılmıştır. 0- D model için türbülans modeli olarak 0-D k- ϵ kullanılmıştır. Tam ve yarım model içinse standart k- ϵ kullanılmıştır. 0- D modeli Fortran 90 ticari yazılımı ile diğer modeller ise ANSYS CFX ile çözdürülmüştür. Farklı krank açılara göre yapılan analizlerde 0-D model ile diğer modellerde elde edilen hız vektörleri, Türbülans yoğunluğu, momentum değişimi farklı krank açılara göre mukayese edilmiştir.

Mohammidi ve Rashidi (2007) 4 stroklu 2 giriş ve 2 çıkış valfine sahip bir motor üzerinde çalışmışlardır. Farklı krank açılarında silindir başlangıcı, silindir duvarı, piston, emme ve basma valflerinde ısı akıları tanımlamışlardır. Piston pozisyonlarına bağlı basınç, sıcaklık, akışkan yoğunluğu değişimleri karşılaştırılmıştır. Ayrıca ısı akısı ve ısı transferi katsayısı değişimi de incelenmiştir.

Dinler ve Yücel (2007), aksi simetrik homojen kıvılcım ateşlemeli model kullanmışlardır. Akışkan hareketi ve yanma süreci sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmada türbülans koşulları dikkate alınmıştır. Türbülans modeli olarak standart k-ε modeli kullanılmıştır. Analizler farklı krank açılarına bağlı olarak gerçekleştirilmiş ve hız vektörleri ve yanma sürecinde kütle parçacıkları dağılımları incelenmiştir.

Miskalsen ve Roskilly (2008) serbest pistonlu dizel motorunda silindir içi gaz akışını ve yanma sürecini incelemişlerdir. Konvansiyonel motor sonuçları ile hesaplamalı akışkanlar dinamiği motor modeli sonuçlarını mukayese edilmiştir. Serbest pistonlu motorda üst ölü nokta bölgesinde gelişmiş radyal akış (squish ve tersine squish) tespit edilmiştir. Silindir içindeki basınç değişimi ve hız dağılımları krank açılarına göre kıyaslamalar yapılmıştır.

Adeoran ve Radu (2010) OpenFoam yazılımı ile silindir içi akış karakteristiklerini incelemişlerdir. Farklı valf pozisyonlarında hız, basınç ve kinetik enerji değişimini gözlemlemişlerdir. Analizlerde elde edilen akış katsayısı ve swirl oranı'nı Tippelmann kararlı akış test ünitesinden elde ettikleri test sonuçları ile kıyaslamışlardır. Çalışmalar neticesinde analiz sonuçlarının test sonuçlarına yakın değerlere sahip olduğu tespit edilmiştir.

Varol ve ark. (2010) Motor silindir içi akışı ve ısı transferini incelemişlerdir. Fluent programı kullanılarak emme strokundaki piston hareketi dinamik mesh ile simule edilmiştir. Türbülans modeli olarak standart k-ε modelini kullanılmıştır. 1000, 3000, 5000 rpm motor hızlarında analizler gerçekleştirilmiştir. Analiz sonucunda farklı piston konumlarına göre silindir içi akışı, hız vektörlerini, sıcaklık dağılımını ve basınç dağılımını ve değişimlerini incelemişlerdir.

Paul ve Ganesan (2010) helisel, spiral ve helisel-spiral monifold türleri kullanarak akış davranışlarını, türbülansları incelemişlerdir. Çalışmalarda türbülans

modeli olarak RNG k-ε kullanılmıştır. Çalışmalar neticesinde silindir içindeki swirl hızlarını, swirl hareketlerini, türbülans kinetik enerji dağılımlarını incelemiştir. Çalışmalar sonucunda 3 farklı manifold çeşidinden helisel-spiral modelinin en iyi sonuçlar verdiğini tespit etmişlerdir.

Liu ve Haworth (2010), 2 boyutlu aksisimetrik bir model için LES (Large Eddy Simulation) yöntemi ile analizleri gerçekleştirilmiştir. Türbülans modeli olarak standart k-ε modeli kullanmışlardır. Analizlerde sonlu elemanlar ağı doğruluğunun sağlanması için ağdan bağımsızlık çalışması yapılmıştır. Farklı krank açısına bağlı olarak elde edilen sonuçlar ile deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır analiz sonuçlarının daha iyi sonuçlar verdiği tespit edilmiştir.

3.MATERYAL VE YÖNTEM

3.1 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD)

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) akış, ısı transferi ve diğer ilgili fiziksel olayların bilgisayarlar yardımıyla simüle edilmesini sağlayan bilim dalı olarak tanımlanabilmektedir. Verilen sınır şartları altında ilgili hacimde korunum denklemlerini çözerek simulasyon gerçekleştirilir. Momentum, ısı ve kütle transferi proseslerini tanımlamak için kullanılan denklemler Navier- Stokes denklemleri olarak bilinirler. Bu kısmi diferansiyel denklemler 19.YY başlarında türetilmiş ve analitik olarak çözülememişlerdir. Fakat sayısal olarak çözülebilmektedir. Günümüzde ise bu denklemlerin çözümü bilgisayar teknolojisinin gelişimine paralel olarak paket programlar ile uygun kodlar yazılarak yapılmaktadır.

3.1.1 Korunum Denklemleri

Korunum denklemlerinin (Navier Stokes) genel halleri kısaca aşağıdaki gibidir:

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho V_z)}{\partial z} = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial P}{\partial t} = \frac{\partial \rho}{\partial P} \frac{\partial P}{\partial t}$$

(3.2)

$$\rho = \frac{P}{RT} = \frac{\partial \rho}{\partial P} = \frac{1}{RT}$$

(3.3)

Momentum denklemleri:

$$\frac{\partial \rho V_z}{\partial t} + \frac{\partial (\rho V_x V_y)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho V_z V_z)}{\partial z} = \rho g_z - \frac{\partial P}{\partial z} + R_z + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_e \frac{\partial V_z}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_e \frac{\partial V_z}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_e \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) + T_z$$

(3.4)

Enerji denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho C_p T_o) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho V_x C_p T_o) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho V_y C_p T_o) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho V_z C_p T_o) = \frac{\partial}{\partial x} \left(K \frac{\partial T_o}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(K \frac{\partial T_o}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(K \frac{\partial T_o}{\partial z} \right) + W^v E^k Q_v + \Phi + \frac{\partial P}{\partial t}$$

(3.5)

Statik sıcaklık kinetik enerji toplam sıcaklıktan düzenlenirse

$$T = T_o - \frac{V^2}{2C_p}$$

(3.6)

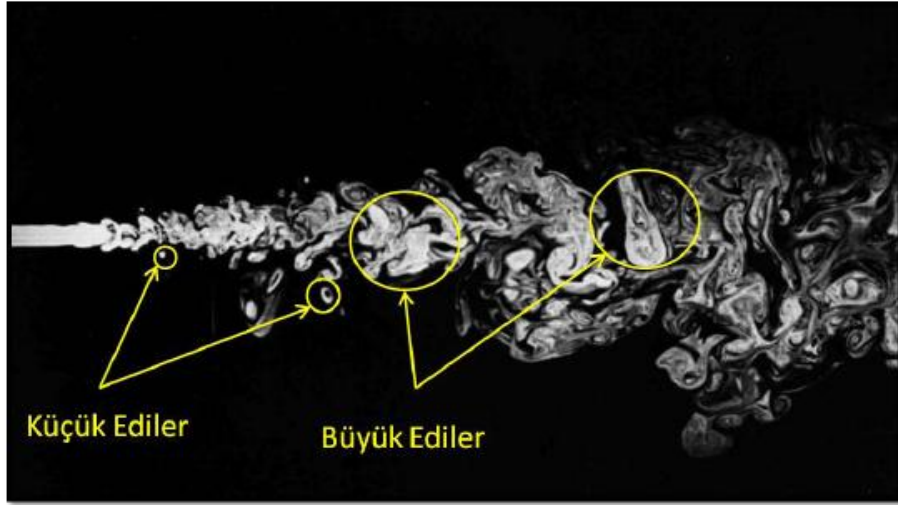
3.1.2 Türbülans Modelleri

Türbülans, akışkanın hareket halinde iken zamana ve konuma göre düzensizliğidir. Doğada birçok akış türbülanslıdır. Kümüls bulutları, dünya atmosferinin sınır tabakası, okyanus altındaki akışlar, örneğin Gulf Stream akıntısı türbülanslıdır. Bununla beraber bir uçak kanadı etrafındaki akış ve birçok yanma

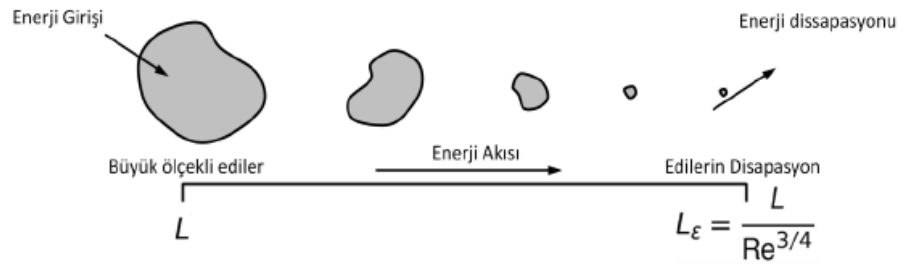
türbülanslıdır. Türbülans akışkanın bir özelliği değildir, akışın bir özelliğidir (Tennekes 1972). Türbülansı karakterize eden faktörler aşağıda verilmiştir.

- Düzensizlik: Türbülanslı akış, zamana bağlıdır. Hız ve basınç gibi özellikler zamana bağlı olarak rasgele değişirler
- Diffüsitiv: Türbülanslı akışta laminar akışa göre daha güçlü karışım etkileri söz konusudur, türbülans ısı transferi ve kütle transferini artırır.
- Dissipatif: Türbülanslı akış her zaman dissipatiftir. Viskoz kayma gerilmeleri deformasyon ile beraber akışkanın iç enerjisini artırarak türbülans kinetik enerjisine dönüştür.
- 3 boyutluluk: Türbülanslı akış 3 boyutludur.
- Vortisler: Türbülanslı akış dönümlüdür ve bir çok vortis içerir. Vorteks stretching mekanizması türbülans yoğunluğunu artırır.

Türbülanslı akışta büyük edilerin oluşumu ve disipasyona uğraması enerji kaskadı ile ilk defa Richardson (1927) tarafından açıklanmıştır. Buna göre akış, hızın artması, çevresel şartlar ve akıştaki tedirginliklerden dolayı türbülanslı akışa geçmeye başlar. Geçiş esnasında ilk önce türbülans spotları oluşur. Daha sonra bu spotlar büyüyerek artar ve birleşerek türbülans edilerini oluşturur. Şekil 3.1’de türbülans edileri görülmektedir. Büyük ediler, yüksek enerji taşır ve vorteks stretching mekanizması ile enerjilerini küçük edilere transfer ederek kaybolurlar. Küçük ediler ise viskoz disipasyon ile kinetik enerjiyi termal enerjiye çevirerek kaybolurlar. Fakat enerji kaskadı (Şekil 3.2), disipasyona uğrayan en küçük edinin büyüklüğü hakkında bilgi vermez. Ayrıca edinin büyüklüğünün, hız ve zaman ile nasıl değiştiğini de söylemez. Reynolds sayısı bu karakteristikleri anlamak için tek başına yeterli değildir. Kolmogorov teorisi enerji kaskadında cevapsız kalan bu sorulara yanıt verir.



Şekil 3.1 Türbülanslı akışta ediler (Dyke, M. Van, 1982)



Şekil 3.2 Enerji kaskadı (Richardson, 1927)

Türbülans Modellerinin Sınıflandırılması

- Eddy Viskoziteli Türbülans Modelleri
 - Zero-Equation
 - Std k- ϵ
 - RNG k- ϵ
 - Std k- ω
 - Shear Stress Transport
- Reynolds Gerilim Modelleri

- BSL (Baseline k- ω Modeli)
- SSG Reynolds Gerilim Modeli
- LRR Reynolds Gerilim Modeli
- ω Reynolds Gerilim Modeli

k- ϵ modelinde türbülans viskozitesi kinetik enerji k ve yayılma hızı ϵ parametreleri kullanılarak hesaplanır:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (3.7)$$

k- ω ve SST modelde türbülans viskozitesi :

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad \text{olarak hesaplanır} \quad (3.8)$$

$$\omega \text{ ise } \omega = \frac{\epsilon}{C_\mu k} \quad \text{olarak tanımlanabilir.}$$

3.1.2.1 Standart k- ϵ modeli

Türbülans kinetik enerji denlemi:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial (\rho v_x k)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho v_y k)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho v_z k)}{\partial z} = \mu_t \Phi - \rho \epsilon + \frac{C_4 \beta \mu_t}{\sigma_t} (g_x \frac{\partial T}{\partial x} + g_y \frac{\partial T}{\partial y} + g_z \frac{\partial T}{\partial z}) \quad (3.9)$$

Yayımlama Hızı (Dissipation Rate) :

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial (\rho v_x \epsilon)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho v_y \epsilon)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho v_z \epsilon)}{\partial z} &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t \partial \epsilon}{\sigma_\epsilon \partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t \partial \epsilon}{\sigma_\epsilon \partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_t \partial \epsilon}{\sigma_\epsilon \partial z} \right) + C_{1\epsilon} \mu_t \frac{\epsilon}{k} \Phi - \\ C_{2\rho} \frac{\epsilon^2}{k} + \frac{C_\mu (1-C_3) \beta \mu_t}{\sigma_t} (g_x \frac{\partial T}{\partial x} + g_y \frac{\partial T}{\partial y} + g_z \frac{\partial T}{\partial z}) & \end{aligned} \quad (3.10)$$

3.1.2.2 Standart k- ω

k- ω modeli türbülans kinetik enerji k ve özgül dağılım oranı ω 'i çözer.

Türbülans kinetik enerji denklemi:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_x k)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v_y k)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v_z k)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial z} \right] + \mu_t \Phi - \rho \varepsilon + \frac{c_4 \beta \mu_t}{\sigma_k} \left(g_x \frac{\partial T}{\partial x} + g_y \frac{\partial T}{\partial y} + g_z \right) \frac{\partial T}{\partial z} \end{aligned} \quad (3.11)$$

Specific Dissipation Rate

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_x \omega)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v_y \omega)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v_z \omega)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial z} \right] + \gamma \rho \Phi - \beta' \rho \omega^2 + \frac{(1-c_3) \beta \rho}{\sigma_t} \left(g_x \frac{\partial T}{\partial x} + g_y \frac{\partial T}{\partial y} + g_z \right) \frac{\partial T}{\partial z} \end{aligned} \quad (3.12)$$

3.1.3 Cidara Yakın Akışın Modellenmesi

CFX'de duvar fonksiyonu yaklaşımı Launder ve Splaliding (1974) tarafından geliştirilen metodun bir uzantısı şeklindedir. Log-Law bölgesinde cidara yakın teğetsel hız duvar kayma gerilmesi ile logaritmik bir ilişki içerisinde.

Duvar fonksiyon (wall function) yaklaşımında viskozite etkisindeki alt tabakada yakın cidar sınır şartlarında ortalama hızı ve türbülans transport denklemlerini sağlamak için çeşitli ampirik formüller uygulanmaktadır. Bu formülleri duvar şartlarıyla cidara

yakın düğüm noktalarındaki (sınır tabaka içerisindeki tam türbülanslı bölgedeki) bağımlı değişkenleri ilişkilendirir.

Duvara yakın hız için geometrik bağıntı:

$$u^+ = \frac{U_t}{u_\tau} = \frac{1}{K} \ln(y^+) + C \text{ olarak verilmektedir} \quad (3.13)$$

$$y^+ = \frac{\rho \Delta y u_t}{\mu} \quad (3.14)$$

$$u_\tau = \left(\frac{\tau_\omega}{\rho} \right)^{1/2} \quad (3.15)$$

u^+ yakın duvar hızı, u_t sürtünme hızı, U_t hızın cidardan Δy (Δy tanımı çeşitli duvar fonksiyonları yaklaşımları için değişik şekillerde yapılmaktadır) uzaklıktaki teğetsel bileşeni, y^+ cidardan olan boyutsuzluk uzaklık, τ_ω duvar kayma gerilmesi, κ Von Karman sabiti ve C ise duvar pürüzlülüğüne bağlı olan logaritmik tabaka sabitidir.

3.1.3.1 Ölçeklenebilir Duvar Fonksiyonu Yaklaşımı (Scalable Wall Function)

Yukarıda genel formül yakında cidar hızı, U_t , sifıra yaklaşırken ayrılma noktalarında tekillikler oluşturmaktadır. Bu nedenle logaritmik bölgede alternatif bir hız skalası u^* , u^t 'nun yerine kullanılabilir.

$$u^* = C_\mu^{1/4} k^{1/2} \quad (3.16)$$

Bu skalanın en önemlisi faydası yakın cidar hızı, U_t , sifıra yaklaşırsa bile bu değer sifıra gitmemesidir, yani türbülanslı akışta k değeri hiçbir zaman tamamen sifir olmamaktadır. Bu tanımlardan aşağıdaki terimler yazılabilir.

$$U_\tau = \frac{u_t}{\frac{1}{K} \ln(y^+) + C} \quad (3.17)$$

τ_ω duvar kayma gerilmesinin mutlak değeri ise;

$$\tau_\omega = \rho u^* u_\tau \quad (3.18)$$

burada,

$$y^*=(\rho u^* \Delta y)/\mu \quad (3.19)$$

şeklinde tanımlanmakta olup u^* ise daha önce tanımlandığı gibidir.

Duvar fonksiyonu yaklaşımının en temel dezavantajı ise ilk düğüm noktasının cidardan uzaklığına ve cidara yakın ağ yapısına çok duyarlı olmasıdır. Grotjans ve Menter'in (1998) çalışmalarında da ağ yapısının iyileştirilmesinin sonucun doğruluğuna çok etki etmediğinin gözlemlemiştir. Bu tutarsızlıklar ise CFX tarafından geliştirilen Ölçeklenebilir Duvar Fonksiyonu (Scalable Wall Function) yaklaşımı ile giderilmiştir. Bu yaklaşım istenilen iyi bir ağ yapısına Reynolds sayısına bağlı olarak tutarlı ağ iyileştirmelerinden bağımsız olarak uygulanabilmektedir.

Ölçeklenebilir Duvar Fonksiyonu (Scalable Wall Function) yaklaşımının altında yatan temel fikir logaritmik formülasyonda kullanılan y^* , $\bar{y}^*= \max(y^*, 11.06)$ gibi daha düşük bir değerle sınırlamaktır. Burada 11.06 değeri logaritmik duvar profili ve lineer yakın duvar profillerinin kesişimleri ile elde edilmiştir ve hesaplanan y^* değerinin bu limitin altına düşmesine izin verilmez. Böylece bütün ağ noktalarının viskoz alt tabakanın dışında tutarsızlığı giderilmiş olur. Bu durum birkaç noktada önemlidir:

-Sınır tabakayı tamamen çözebilmek için bu tabakada en az 10 düğüm bulunması gerekmektedir.

- y^+ değerinin üst limiti Reynolds sayısının bir fonksiyonu şeklindedir. Örneğin bir gemi için Reynolds sayısı 10^9 olabilir ve y^+ değeride bu durumda 1000 olabilir. Ama daha düşük Reynolds sayılarında (küçük bir pompada olduğu gibi) bütün sınır tabaka $y^+=300$ değerine kadar uzanabilir. Bu durumda da daha küçük aralıklarla duvara yakın bir ağ yapısı gerekir.

Eğer sonuçlarda büyük sapmalar görülüyorsa bu duruma yakın duvar ağ yapısının iyileştirilmesi faydalı olacaktır.

Çözücü y^+ ve y^+ Değerleri

Çözücü çıktığında yakında duvar y^+ aralıkları için iki değer mevcuttur. y^+ 'nin genel CFD kullanımındaki standart tanımı;

$$y^+ = \frac{\sqrt{\tau_w/\rho} \cdot \Delta n}{\nu} \text{ şeklindedir.} \quad (3.20)$$

Burada Δn duvardan sonraki birinci ve ikinci düğümler arasındaki uzaklık olarak tanımlanmıştır. CFX'de buna ek olarak Çözücü y^+ (Solver y^+) kavramı çözücü tarafından logaritmik profili bulmakta kullanılan y^+ değeridir. Bu değer kullanılan duvar iyileştirme modeline bağlı olarak değişmektedir. Tecrübe edilmiş değerler ise şu şekilde önerilmektedir;

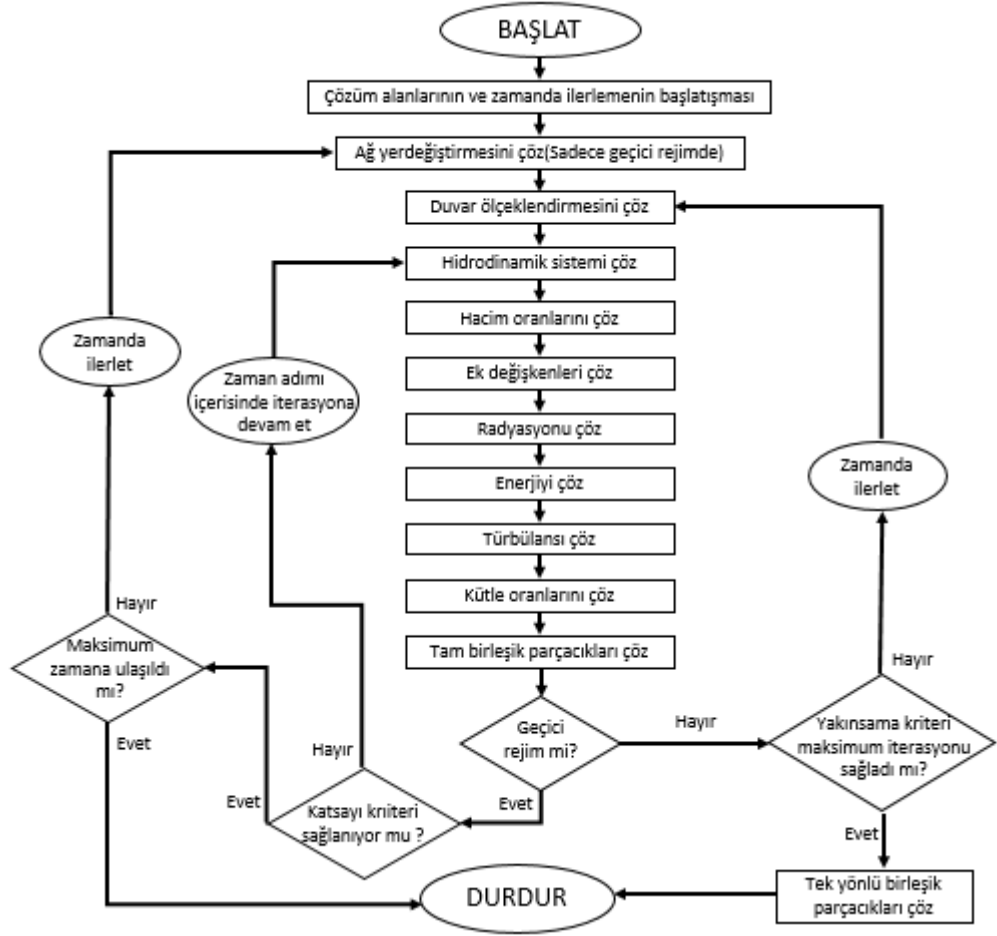
- Standart Duvar Fonksiyonu ($\Delta y = \Delta n/4$)
- Ölçeklenebilir Duvar Fonksiyonu ($\Delta y = \Delta n/4$)
- Otomatik Duvar İyileştirmesi ($\Delta y = \Delta n$)

Ölçeklenebilir Duvar Fonksiyonunda y^+ değeri;

$$\bar{y}^* = \max(y^*, 11.06) \quad y^* = \frac{u^* \Delta n/4}{\nu} \text{ ile ifade edilmiştir.} \quad (3.21)$$

3.2 ANSYS CFX ile Sayısal Çözüm

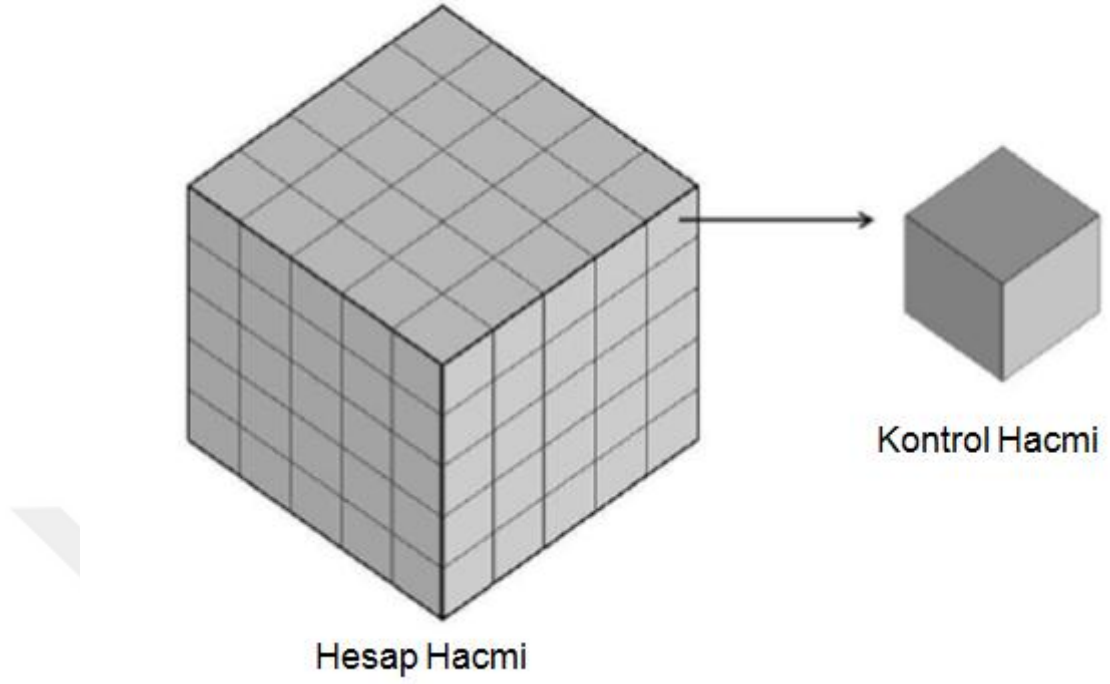
Korunum denklemlerinin sayısal çözümü için sonlu hacimler yöntemini kullanan ANSYS v13 yazılımı kullanılmıştır. ANSYS, ticari olarak da kullanılabilen bir HAD yazılımıdır. Bir problemin HAD yöntemi ile ele alınmasında aşağıdaki işlem adımları takip edilmelidir.



Şekil 3.3 Hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile çözüm adımları (ANSYS 2007)

3.2.1 Sonlu Hacimler Yöntemi

Sonlu hacimler yöntemi, korunum denklemlerinin küçük hücrelere bölünmüş kontrol hacimleri üzerinden integre edilerek cebirsel denklemlere ayrıştırılması ile çözülmesi yöntemidir. Sonlu hacimler yöntemi ilk defa McDonald (1971) ve MacCormack ve Paullay (1972) gibi araştırmacılar tarafından Euler denklemlerinin 2 boyutlu ve zamana bağlı olarak çözülmesi ile kullanılmış, daha sonra Rizzi ve Inouye (1973) tarafından 3 boyutlu çözüm gerçekleştirilmiştir.

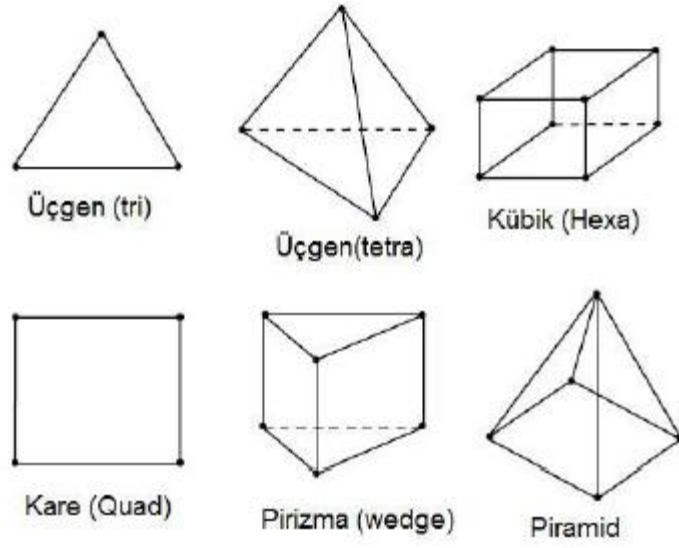


Şekil 3.4 Hesap hacmi üzerinden bir kontrol hacminin gösterimi

Bu yöntemde akışın çözüleceği alan sonlu sayıda kontrol hacimlerine bölünür(Şekil 3.2). Daha sonra korunum denklemleri (kütle, momentum, enerji) cebirsel denklemlere ayrıştırılır. Ayrıştırılmış denklemler sayısal yöntem ile çözülür.

Ağ Oluşturma Yöntemi ve Ağ Yapısı

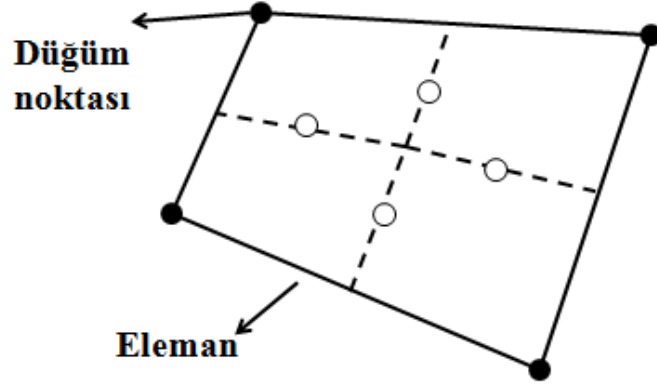
Ağ ya da diğer bir ifade ile sayısal ağ hesaplanacak kontrol hacminin bilinen geometrik elemanlara bölünmesi ile elde edilir. Bu sayede hesaplamalarda kullanılacak düğüm noktaları oluşturulmuş olur. Ağ; kare, üçgen, kübik, prizma ya da pramit şeklinde oluşturulabilir. Şekil 3.3’de sayısal ağ oluşturmada kullanılacak eleman tipleri görülmektedir.



Şekil 3.5 Sayısal ağ için kullanılabilecek eleman tipleri (ANSYS 2007)

Korunum Denklemlerinin Ayrıklaştırılması

Bu yaklaşım uzaysal akış alanını bir ağ kullanarak sonlu kontrol hacmi yaklaşımıyla çözmeyi içermektedir. Korunum denklemlerinin her kontrol hacminde integralleri alınarak her denklem ayrıklaştırılır.



Şekil 3.6 Kontrol Hacmi

Şekilde de görüldüğü üzere her düğüm noktası kontrol hacmini oluşturan yüzeylerle çevrilmiştir. Bütün çözüm değişkenleri ve akışkan özellikleri bu eleman düğümlerinde toplanmaktadır.

Kütle korunumu, momentum korunumu ve pasif bir skalerin adi formunu kartezyen koordinatlarda düşünelim,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0 \quad (3.22)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho U_i + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j U_i)) = \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right) \quad (3.23)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_{eff} \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) \right) + S_\phi \quad (3.24)$$

Bu denklemler kontrol hacmi üzerinden integre edilir ve bazı hacim integrallerinin yüzey integrallerine dönüşümü Gauss Diverjans Teoremi ile sağlanır. Zamanla değişme olmayan bir kontrol hacmi için zaman türevleri, hacim integrallerinin dışına çıkarılabilir ve denklemler,

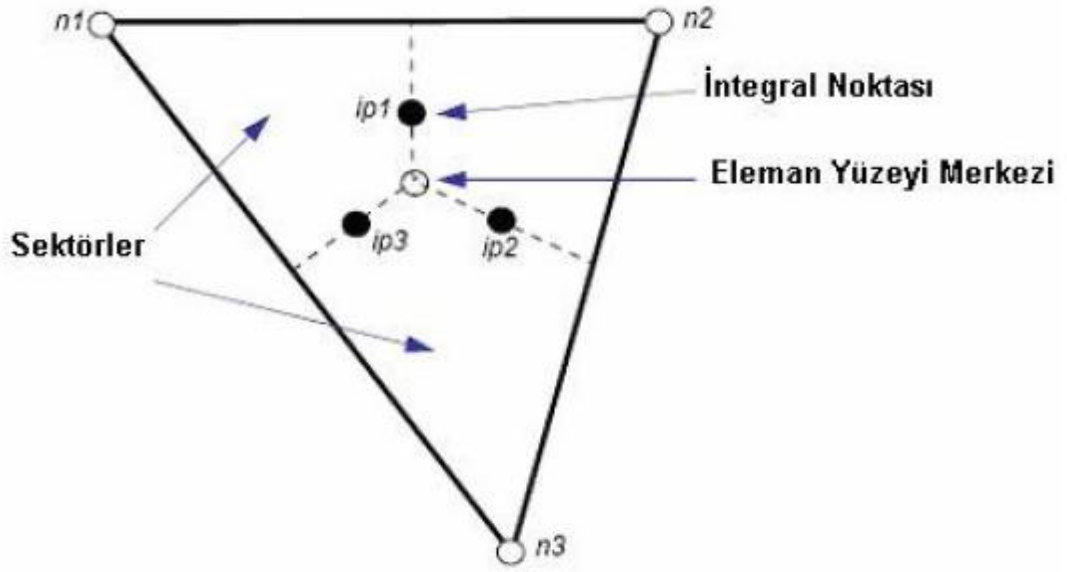
$$\frac{d}{dt} \int_V \rho dV + \int_S \rho U_j dn_j = 0 \quad (3.25)$$

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho U_j dV + \int_S \rho U_j U_i dn_j = - \int_S P dn_j + \int_S \mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) dn_j + \int_V S_{U_i} dV \quad (3.26)$$

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV + \int_S \rho U_j \phi dn_j = \int_S \Gamma_{eff} \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) dn_j + \int_V S_\phi dV \quad (3.27)$$

Şeklinde elde edilebilir. Burada V ve s sırasıyla hacim ve yüzey integral bölgelerini ve dn_j normal yüzey vektörünün diferansiyel kartezyen bileşenidir. Yüzey integralleri akıların integre edilmesinden oluşurken, hacim integralleri ise kaynak terimlerini veya bitirme terimlerini temsil etmektedirler. Kontrol hacminin deforme olması nedeniyle bu denklemlerde oluşan değişiklikler aşağıdaki gibi açıklanabilir.

Bu süreklilik denklemlerin sayısal çözümlerindeki ilk adım ayrıklaştırma fonksiyonlarını kullanarak onları yakınlaştırmaktır. Şekildeki gibi izole olmuş bir ağ elemanı düşünelim



Şekil 3.7 Bir ağ elemanındaki integral noktaları ve eleman yüzey merkezi

Süreklilik denkleminin ayrık forma dönüştürülmesinde yüzey akıları integrasyon noktalarında ayrık bir şekilde temsil edilmelidir. İntegrasyon noktaları 3 boyutlu elemanı çevreleyen bütün yüzey parçalarının merkezlerinde olmaktadır. İntegral denklemlerinin ayrık formları ip(integral noktası) olmak üzere;

$$V \left(\frac{\rho - \rho^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} (\rho U_j \Delta n_j)_{ip} = 0 \quad (3.28)$$

$$V \left(\frac{\rho U_i - \rho^0 U_i^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} (U_i)_{ip} = \sum_{ip} (P \Delta n_i)_{ip} + \sum_{ip} (\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j)_{ip} + \overline{S_{U_i}} V \quad (3.29)$$

$$V \left(\frac{\rho U_i - \rho^0 U_i^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} (U_i)_{ip} = \sum_{ip} \left(\Gamma_{eff} \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{S_{\phi}} V \quad (3.30)$$

yazılabilir. Burada V kontrol hacmini, toplam sembolü sonlu hacimdeki bütün integral noktalarının toplamını, Δn_j dışarıya doğru olan ayrık yüzey vektörünü, Δt ise zaman adımını göstermektedir, o ise bir önceki zaman adımını simgelemektedir. Ayrıca burada Birinci Dereceden Geriye Euler kullanılmışsa da ikinci dereceden bir yöntem, ileriki

paragraflarda anlatılacağı üzere, kullanılabilir. Sonlu hacimin bir yüzeyinden olan kütle akışı ayrık formda yazılırsa,

$$\dot{m}_{ip} = (\rho U_j \Delta n_j)_{ip}^o \quad \text{olur.} \quad (3.31)$$

Basınç – Hız Birleşimi (Coupling)

Basınç ve hızın birleşik çözümünde tek hücreli, aşamasız, sıralı ağ yapısı kullanılmaktadır. Kütle korunumunun tek boyutlu temsili

$$\left(\frac{\partial U}{\partial x}\right)_t + \frac{\Delta x^3 4A}{\dot{m}} \left(\frac{\partial^4 p}{\partial x^4}\right)_i = 0 \quad \text{şeklinde yazılabilir.} \quad (3.32)$$

$$\dot{m} = \rho U_j \Delta n_j \quad \text{olarak ifade edilebilir.} \quad (3.33)$$

Süreklilik denklemi hızda birinci dereceden türev, basınçta dördüncü dereceden türev ikinci dereceden merkezi fark yaklaşımı kullanılmakta ve basınç etkisini yayacak şekilde davranmaktadır. Bu değişkenler sıralanırken oluşan sınır kontrol osilasyonlarını gidermektedir. Ağ yapısı iyileştirildikçe, denklemdaki ikinci terimin şiddeti, hız türevine göre Δx^3 oranında sıfıra giderken süreklilik denkleminin istenilen kısmi forma daha çabuk gelmesi sağlanmaktadır.

Şekil Fonksiyonları

Çözüm alanları ağ düğüm noktalarında tutulmaktadır. Fakat denklemlerdeki değişken terimler integral noktalarında değerlendirilen çözümler veya çözüm gradientleri gerektirmektedirler. Bu nedenle çözüm değişkenlerini eleman içerisinde hesaplayan bir yola ihtiyaç duymaz. Bu yöntem ise sonlu eleman şekil fonksiyonlarıdır.

Bir ϕ değişkeni eleman içinde,

$$\phi = \sum_{i=1}^{N_{nodes}} N_i \phi_i \quad (3.34)$$

şeklinde değişsin

Burada N_i i.düğüm için şekil fonksiyonu, ϕ_i ise i.düğümdeki ϕ değeridir. Bu toplam elemanın bütün düğümlerini içermektedir. Şekil fonksiyonlarının özellikleri;

$$\sum_{i=1}^{N_{nodes}} N_i = 1 \quad (3.35)$$

ve j düğüm noktasında,

$$N_i = \begin{cases} 1 & i = j \\ 0 & i \neq j \end{cases} \quad \text{olur.} \quad (3.36)$$

Burada şekil fonksiyonları parametrik koordinatların lineer halidir.

Difüzyon Terimi

Standart sonlu eleman yaklaşımında hareketle şekil fonksiyonları bütün difüzyon terimlerinin türevlerini değerlendirmede kullanılır. Örneğin x yönünde ip integral noktasındaki türev,

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial x} \right|_{ip} = \sum_n \left. \frac{\partial N_n}{\partial x} \right|_{ip} \phi_n \quad (3.37)$$

olur ve eleman için bütün şekil fonksiyonlarının toplamıdır. Şekil fonksiyonlarının kartezyen türevleri için Jacobian transformasyon matrisi aracılığıyla terimlerinin yerel türevleri şeklinde ifade edilebilir.

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial N}{\partial x} \\ \frac{\partial N}{\partial y} \\ \frac{\partial N}{\partial z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial x}{\partial s} & \frac{\partial y}{\partial s} & \frac{\partial z}{\partial s} \\ \frac{\partial x}{\partial t} & \frac{\partial y}{\partial t} & \frac{\partial z}{\partial t} \\ \frac{\partial x}{\partial u} & \frac{\partial y}{\partial u} & \frac{\partial z}{\partial u} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \frac{\partial N}{\partial s} \\ \frac{\partial N}{\partial t} \\ \frac{\partial N}{\partial u} \end{bmatrix} \quad (3.38)$$

Şekil fonksiyonu gradientleri her integral noktasının gerçek yerinde (gerçek üçlü-lineer interpolasyon) veya her integral noktası yüzünün eleman kenarıyla kesiştiği yerlerde (linear-linear interpolasyon) değerlendirilebilir.

Basınç Gradienti Terimi

Basınç gradientinin momentum denklemlerindeki yüzey integralleri aşağıdaki ifadenin değerlendirilmesi ile mümkündür,

$$(P \Delta n_{ip})_{ip} \quad (3.39)$$

P_{ip} değeri şekil fonksiyonlarından,

$$P_{ip} = \sum_n N_n(s_{ip}, t_{ip}, u_{ip}) P_n \quad (3.40)$$

şeklinde bulunur.

Difüzyon teriminde olduğu gibi P değerini interpolate eden şekil fonksiyonu graidentleri her integral noktasının gerçek yerinde (gerçek üçlü-linear interpolasyon) veya her integral noktası yüzeyinin eleman kenarıyla kesiştiği yerlerde (lineer-linear interpolasyon) değerlendirilebilir.

Adveksiyon Terimi

Adveksiyon teriminin ayrıklaştırılmasını tamamlayabilmek için ϕ_{ip} değişkeni ϕ 'nin düğüm değerleriyle ilişkilendirilmelidir. Adveksiyon aşağıdaki formda verilebilir.

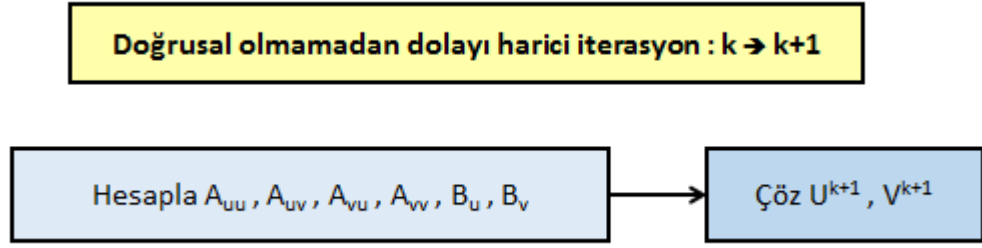
$$\phi_{ip} = \phi_{up} + \beta \nabla_{\phi} \cdot \Delta \xi \quad (3.41)$$

Burada ϕ_{up} ilerideki düğümdeki değer, ∇_{ϕ} ϕ 'nin gradient ve ξ ise ilerideki düğümden integral noktasına doğru olan vektördür. β seçimi ise değişik yöntemleri karşımıza çıkarmaktadır.

Birleşik Çözücü Stratejisi (Coupled Solver Strategy)

Bütünleşik çözücüler (Basınç ve hız alanı) basınç ve hız alanlarını beraber çözerler ve gerekli yakınsama kriteri sağlanana kadar iterasyon yaparlar. Birleşik çözücüler hakkında;

- Hız ve basınç aynı anda çözülürler
- Tek bir büyük matris yerine birden fazla küçük matrisler oluşturulur, böylece hafıza gereksinimleri düşmektedir
- Büyük zaman adım kullanımını (time step) destekler
- Her iterasyon için daha fazla çaba sarfetmesine rağmen convergence gerçekleşmesi için daha az iterasyon yapar.



Şekil 3.8 Birleşik çözücü çözüm şeması (ANSYS 2007)

Genel Çözüm

Şekil 3.1’de vermiş olduğumuz şema çözüm aşamalarını gösteren bir çizelgedir. Çözücüde denklem sistemleri çizelgedeki aşamaları (Şekil 3.1) takip ederek sonuca ulaşmaktadır.

- 1-Non-linear denklemlerin lineerleştirilmesi ve çözüm matrisinin oluşturulması
- 2- Algebraic Multigrid Yöntemi ile lineer denklemlerin (denklemler çözüm iterasyonu) çözümü

Lineerize edilmiş transport eşitlikleri lineer eşitlik sistemlerine dönüştürülürse;

$$a_p \phi_p = a_1 \phi_1 + a_2 \phi_2 + a_3 \phi_3 + \dots + a_N \phi_N + b_p \quad (3.42)$$

$$a_i = f(\text{convection, diffusion, ...})$$

$$\sum_{i=1}^{nb} A_{i,nb} \phi_{nb} = B_i \quad (3.43)$$

$$\sum_{i=1}^{nb} A_{i,nb} \Delta \phi_{nb} = R_i \quad (3.44)$$

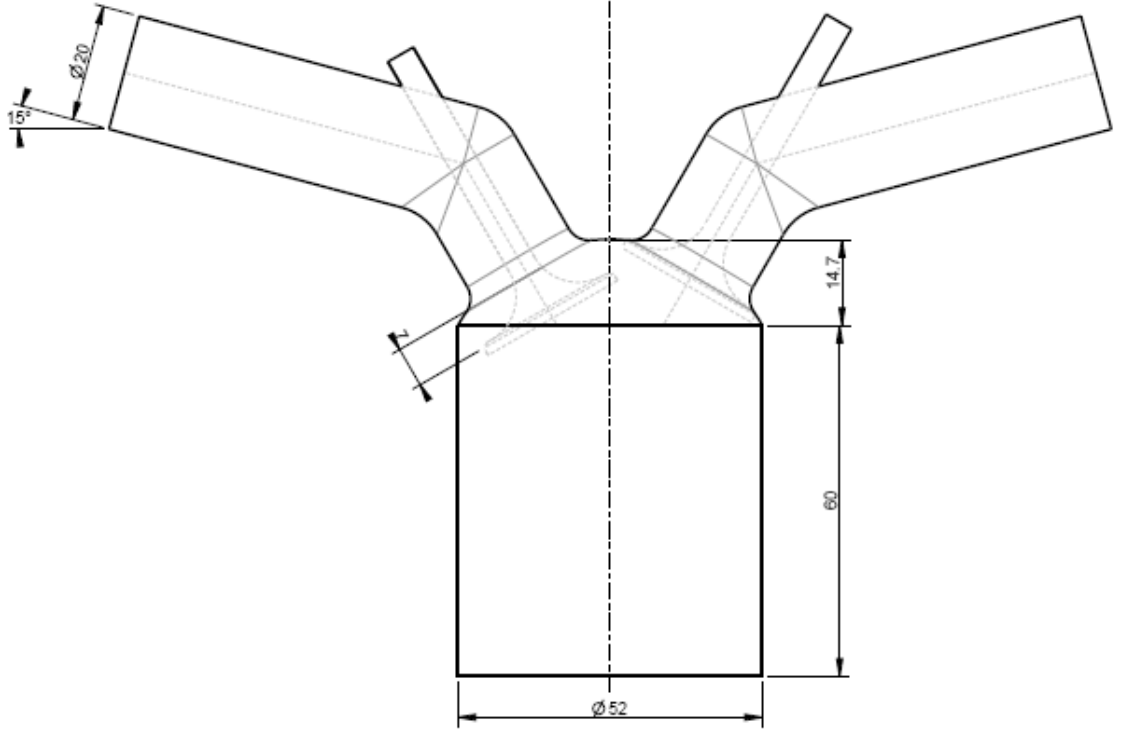
3.2.2 Sayısal Çözüm Yöntemi

Programda genel ayarlarda (basic settings) adveksiyon yöntemi (advection scheme) olarak yüksek çözünürlük (high resolution) ve türbülans numeriği olarak birinci derece (first order) seçilmiştir. Maksimum iterasyon 1500 olarak alınmış olup yakınsama kriterinde RMS ve MAX seçeneklerinden RMS seçilmiş olup iterasyonlar arasındaki fark (residual target) 0.00001 olarak girilmiştir. Kullanılan ayarlar Ek-1’de görülebilir.

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

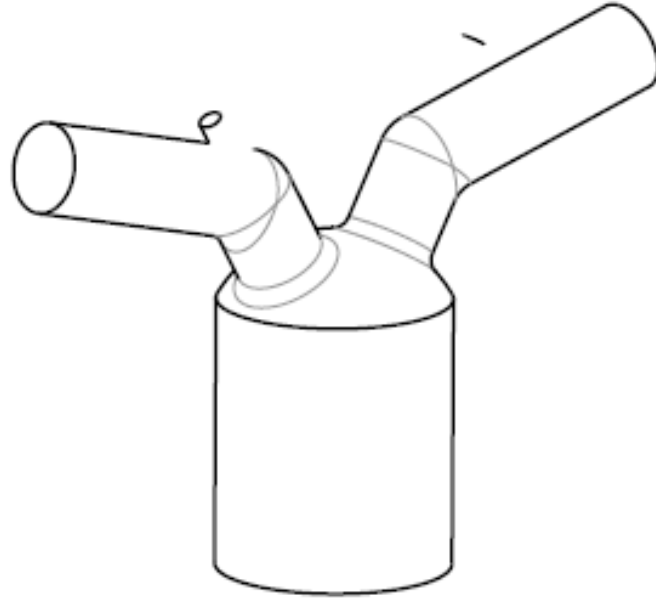
4.1 Silindir - Subap Geometrisi

Bu çalışmada geometrisi ve ölçüleri aşağıdaki gibi Şekil 4.1, Şekil 4.2 ve Şekil 4.3'de gösterilen Yamaha Fuzzy motoru kullanılarak analizler gerçekleştirilmiştir.

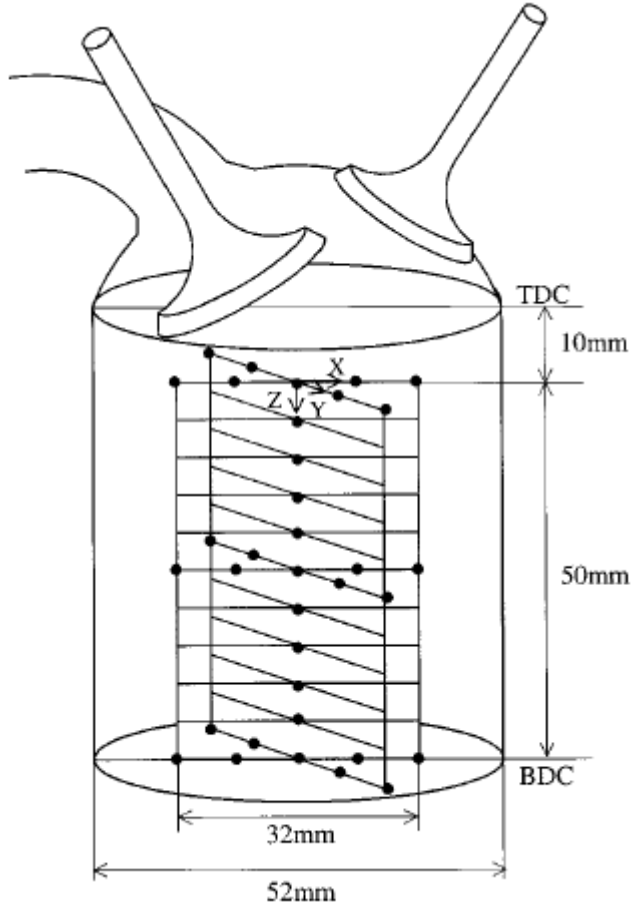


Şekil 4.1 Silindir – subap geometrisi ve ölçüleri-1 (XY düzlemi - tüm ölçüler mm'dir)

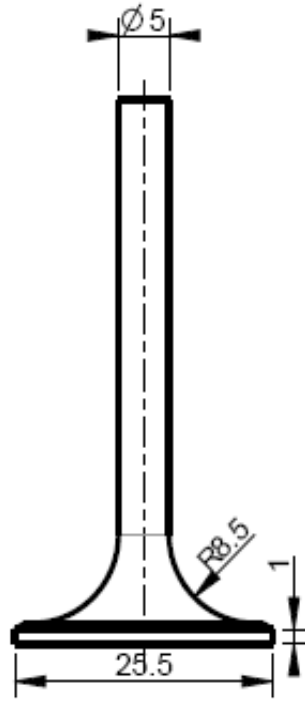
Stroke (S) mesafesi 60 mm, akışkan giriş çapı 20 mm ve maksimum lift açıklığı 7 mm olarak ayarlanmıştır. Valf çapı ise 25,5 mm'dir.



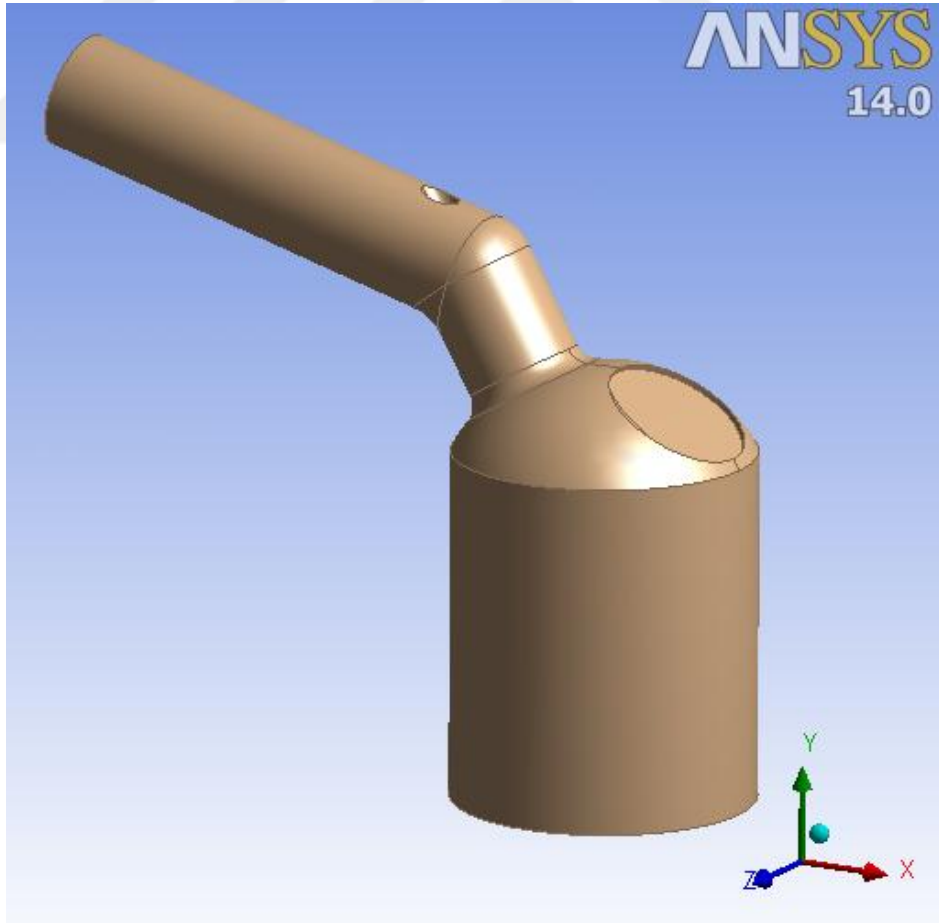
Şekil 4.2 Silindir – subap geometrisinin 3 boyutlu görünüşü



Şekil 4.3 Simulasyonu yapılan silindir – subap geometrisi (Hong ve Tarng 2001 In-cylinder tumble flow field measurements and predictions)

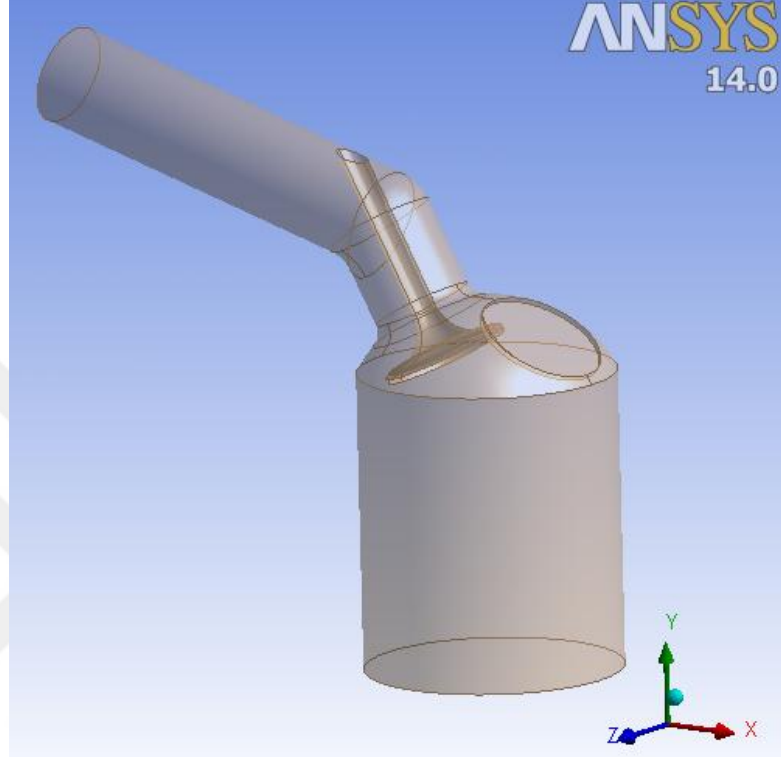


Şekil 4.4 Subap geometrisi ölçüleri

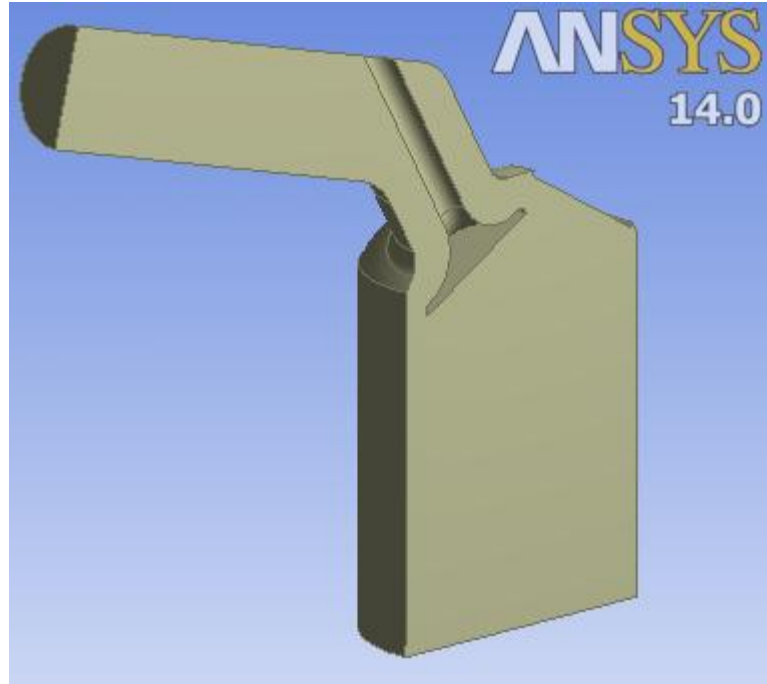


Şekil 4.5 Silindir geometrisinin 3 boyutlu modellenmiş hali

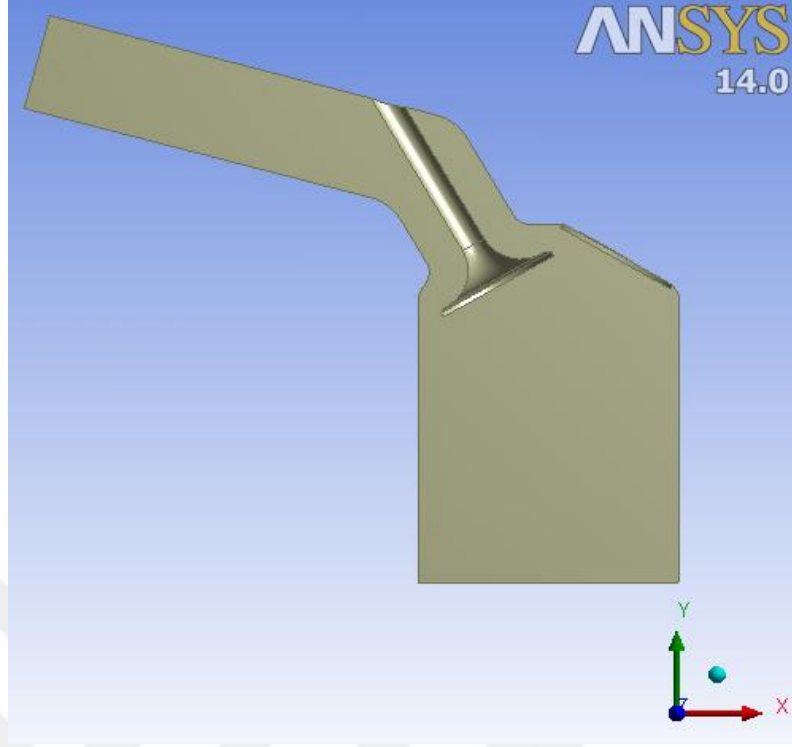
Yapılan analizlerde sadece emme valfinin açık olduğu durumlar incelendiğinden dolayı çıkış valfi kapalı konuma getirilmiş ve çıkış portu geometrik olarak barındırılmamıştır.



Şekil 4.6 Subapla birlikte silindir geometrisi



Şekil 4.7 3 Boyutlu silindir – subap geometrisinin XY kesiti izometrik görünüşü



Şekil 4.8 3 Boyutlu silindir – subap Geometrisinin XY kesit görünüşü

4.2 Akışkan Özellikleri ve Sınır Şartları

Analizlerde akışkan olarak ideal gaz kullanılmıştır. Çizelge 4.1’de havanın özellikleri verilmiştir.

Çizelge 4.1 Akışkan özellikleri

	Hava(İdeal Gaz)
Yoğunluk (kg/m ³)	1,185
Dinamik Viskozite (kg/ms)	1,831e-05
Isı İletim Katsayısı (W/mK)	2,61e-2

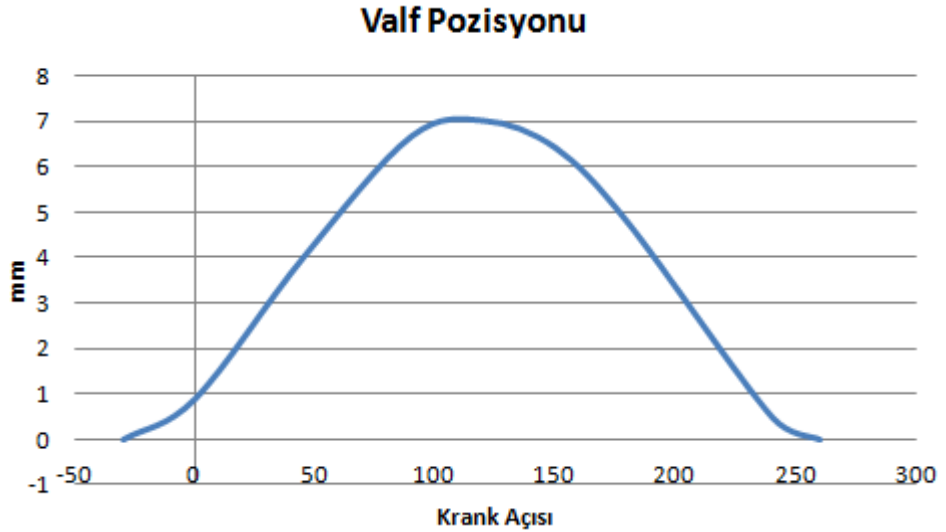
Ağdan bağımsızlık çalışmasında, farklı türbülans modelleri analizlerinde ve termal analizde geometri Hong ve Tarng (2001) makalesindeki geometrik özellikler ile aynıdır. Yani piston ve valf pozisyonları bu belirtilen analizlerde aynı konumdadırlar.

Farklı Piston ve Valf Pozisyonu Analizleri

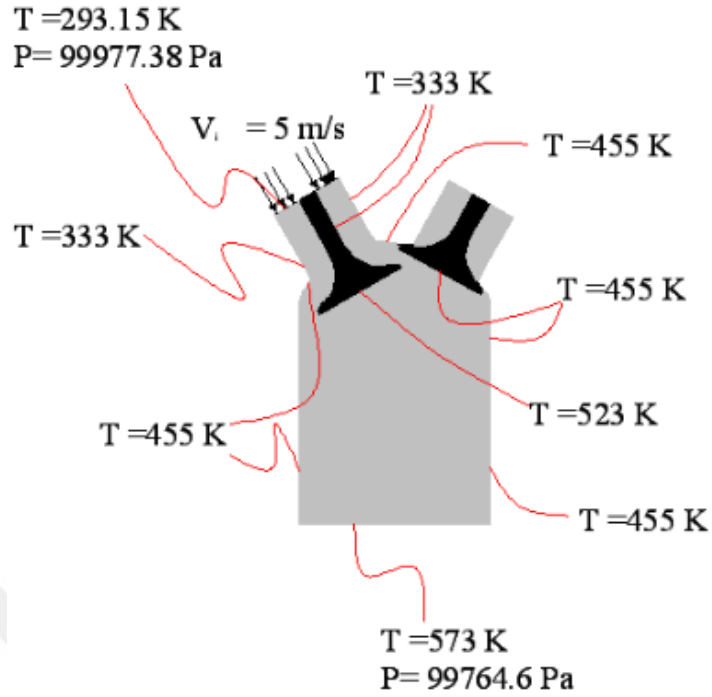
Hong ve Tarng (2001)'in çalışması ile aynı geometriye sahip çalışmaya ilave 4 farklı senaryo oluşturularak farklı piston ve valf konumlarında analizler gerçekleştirilmiştir. Farklı piston konumlarında oluşan akış karakteristikleri incelenmiştir. Piston ve valf konumları Huang ve arkadaşlarının Topological flow evolutions in cylinder of a motored engine during intake and compression strokes çalışmasından referans alınarak oluşturulmuştur.

Çizelge 4.2 Yapılan analizlerdeki valf aralıkları ve karşılık gelen krank açıları

Analizler	Valf Açıklığı	Krank Açısı
Analiz-1	6,657 mm	90
Analiz-2	7 mm	120
Analiz-3	6,4 mm	150
Analiz-4	4,767 mm	180



Şekil 4.9 Krank açısına bağlı valf pozisyonu

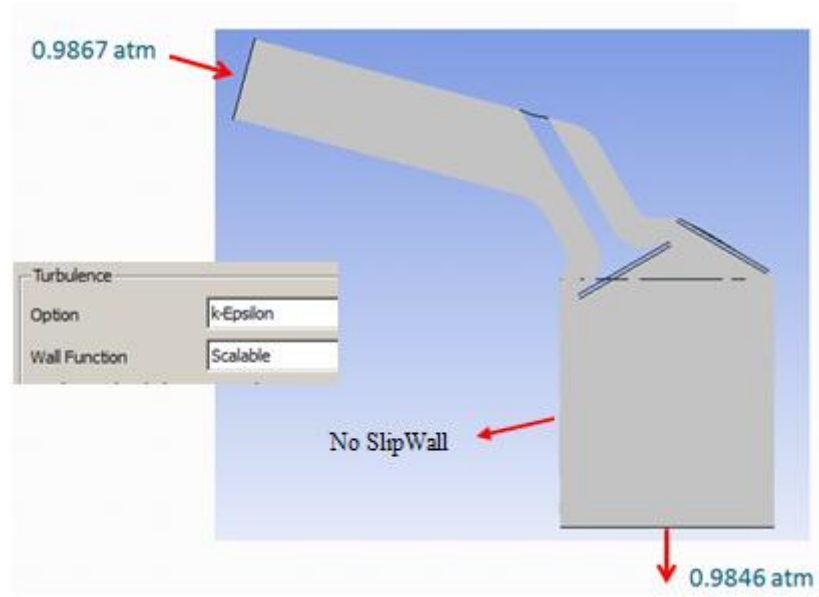


Şekil 4.10 Termal Analiz Sınır Koşulları

Termal analiz gerçekleştirilirken deneysel olarak elde edilen duvar sıcaklıkları sisteme aktarılmıştır. Giriş basıncı 0,9867 atm ve çıkış basıncı olarak 0,9846 atm tanımlanmıştır.

Ölçümler ve sınır şartları karşılaştırma amacıyla Hong ve Tarng(2001)'in çalışmasından alınmıştır. Onların çalışmasında türbülans modeli olarak standart k- ϵ modeli kullanılmıştır. Geometri ve sınır şartları bu makale baz alınarak oluşturulmuştur. Giriş şartı olarak total pressure seçilmiştir ve 0,9867 atm girilmiştir. Analizlerde referans basıncı olarak 0 atm girilmiştir. Giriş basıncı sabit ve uniform olarak tanımlanmıştır.

Çıkış şartı olarak “Outflow” sınır şartı tanımlanmıştır ve ortalama statik basınç seçilmiştir. Çıkış basıncı 0,9846 atm olarak girilmiştir. Cidarlarda kaymasız “Duvar” sınır şartı (No-slip condition) kullanılmıştır. Bu duvarlarda hızın sıfır olduğu anlamına gelmektedir.



Şekil 4.11 Giriş ve çıkış basınç sınır koşulu

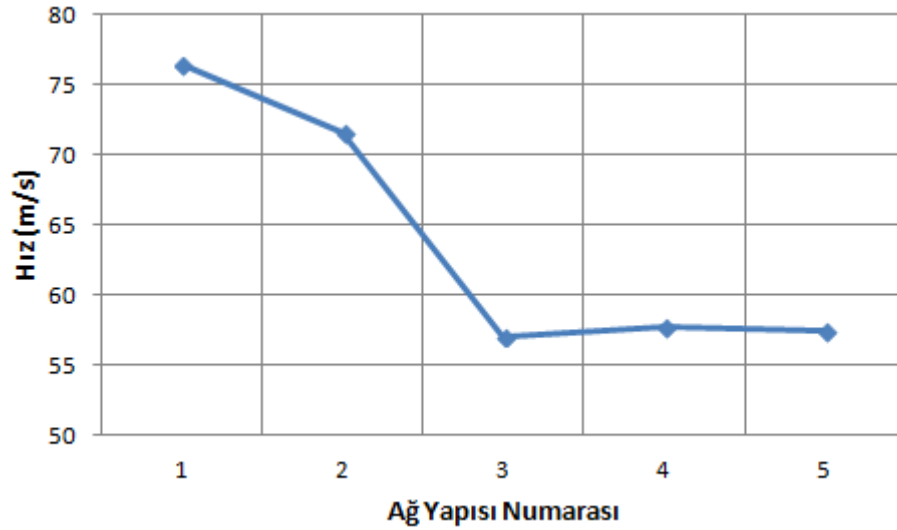
4.3 Ağdan Bağımsızlık Çalışmaları

Ağdan bağımsız sonuçlar elde etmek için daha önce ölçüleri verilen silindir-subap geometrisinde 5 farklı eleman sayılarında (550 000- 1 400 000) analizler yapılmıştır. (Bkz. Çizelge-44) Ağ oluşturulurken hacimin tamamında eşit eleman büyüklüğü elde etmek için tetra elemanlar kullanılmıştır. Cidarda ise sınır tabaka akışını daha iyi incelemek için prizmatik elemanlar kullanılmıştır. Üç boyutlu modelde beş farklı ağ sayısı test edilmiştir. Yapılan ağdan bağımsızlık analizleri neticesinde Ağ-3 ve sonraki modellerde Hız değerleri çok az değişim göstermektedir.(Bkz.Çizelge-44 ve Şekil 4.10) Dolayısı ile analizlerde Ağ-3 ağ yapısının kullanılmasına karar verilmiştir. Hesaplamalarda standart k-ε ölçeklendirilebilir duvar fonksiyonu (scalable wall function) kullanılmıştır.

Çizelge 4.3 Ağ yapıları ve analiz sonuçları

Analizler	Eleman Sayısı	Maks Hız (m/s)
Ağ-1	554 669	76,4
Ağ-2	771 664	71,6
Ağ-3	964 770	57,1
Ağ-4	1 203 472	57,7
Ağ-5	1 403 533	57,5

Çizelge 4.4 Ağdan bağımsızlık analizleri hız eğrisi



4.3.1 Yapıları

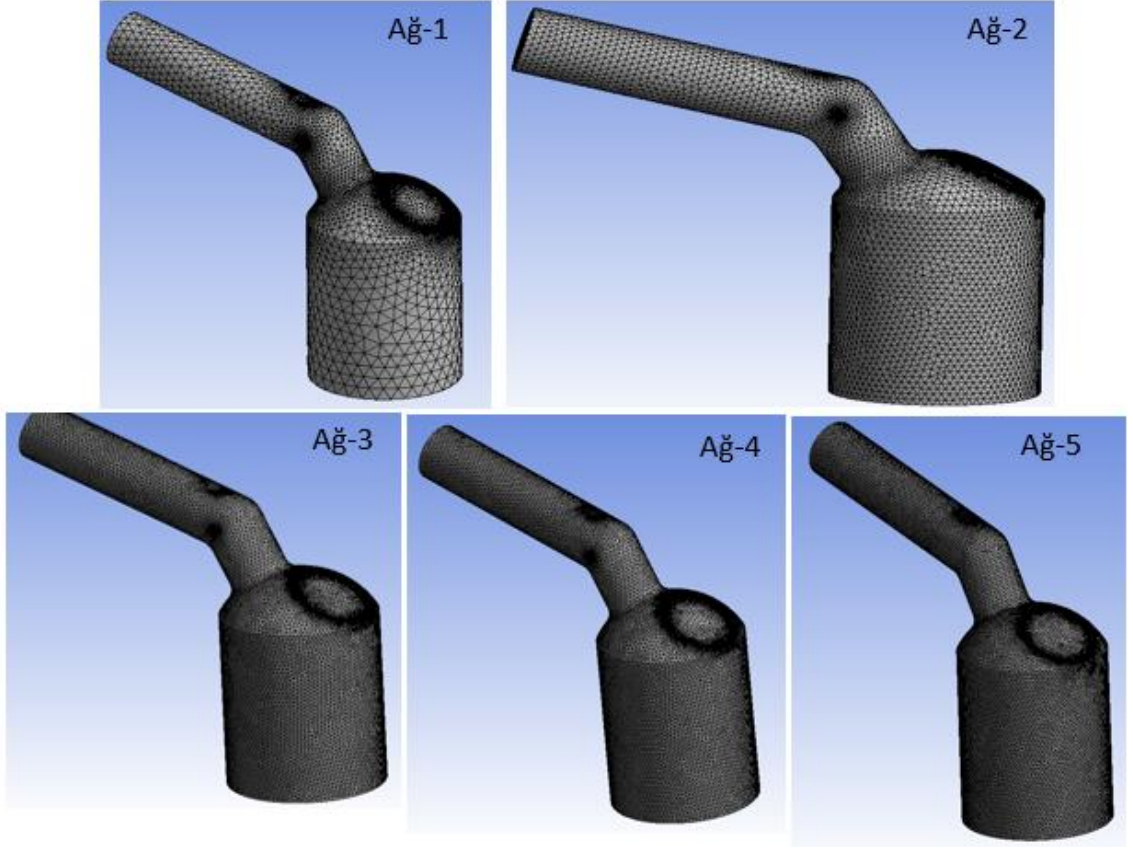
Ağ

Oluşturulan 5 farklı ap yapısı aşağıda gösterilmiştir. Hücre ve düğüm sayısı da tabloda belirtilmiştir.

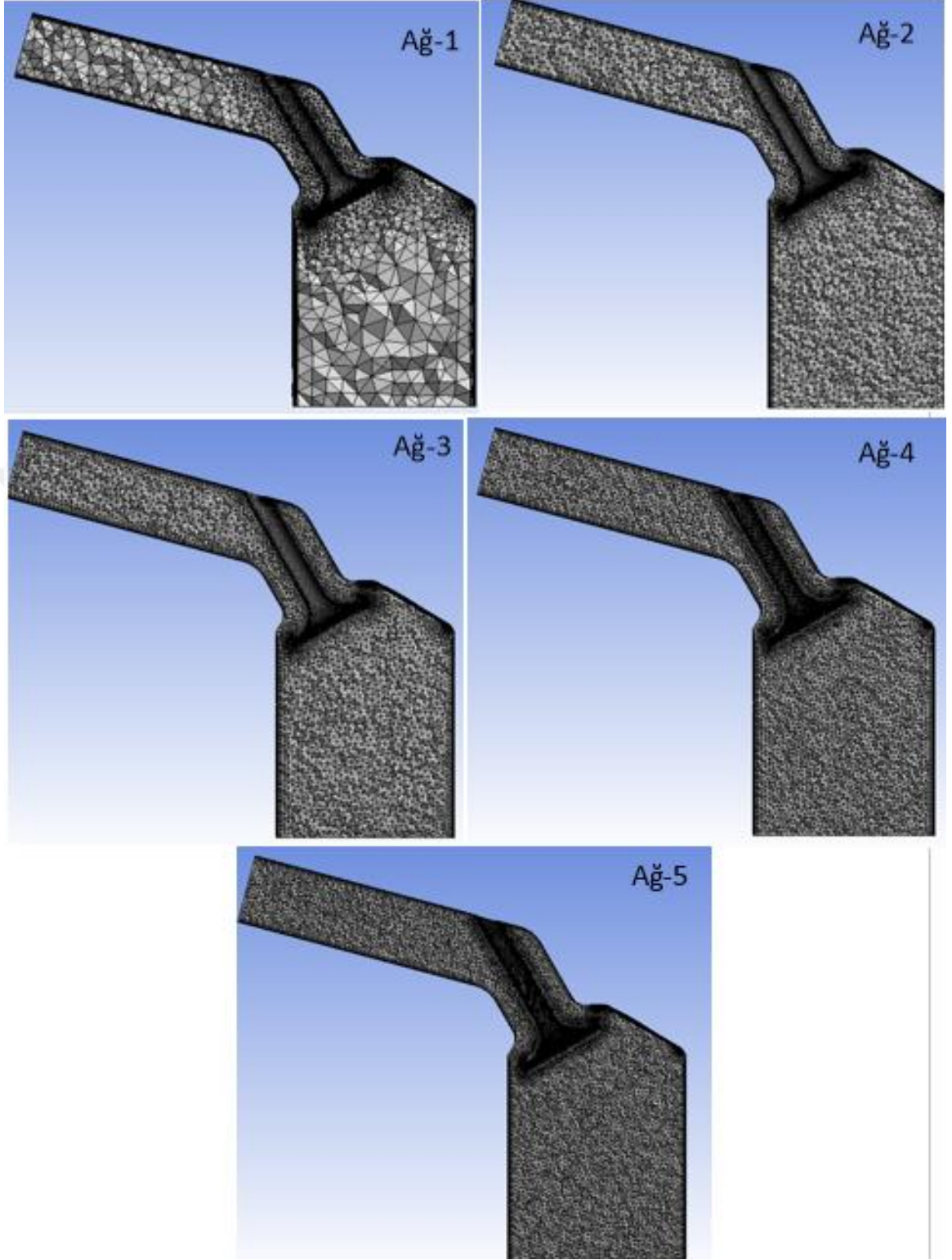
Çizelge 4.5 Ağ hücre ve düğüm sayısı

Model	Hücre Sayısı	Düğüm Sayısı
Ağ-1	554 669	146 605

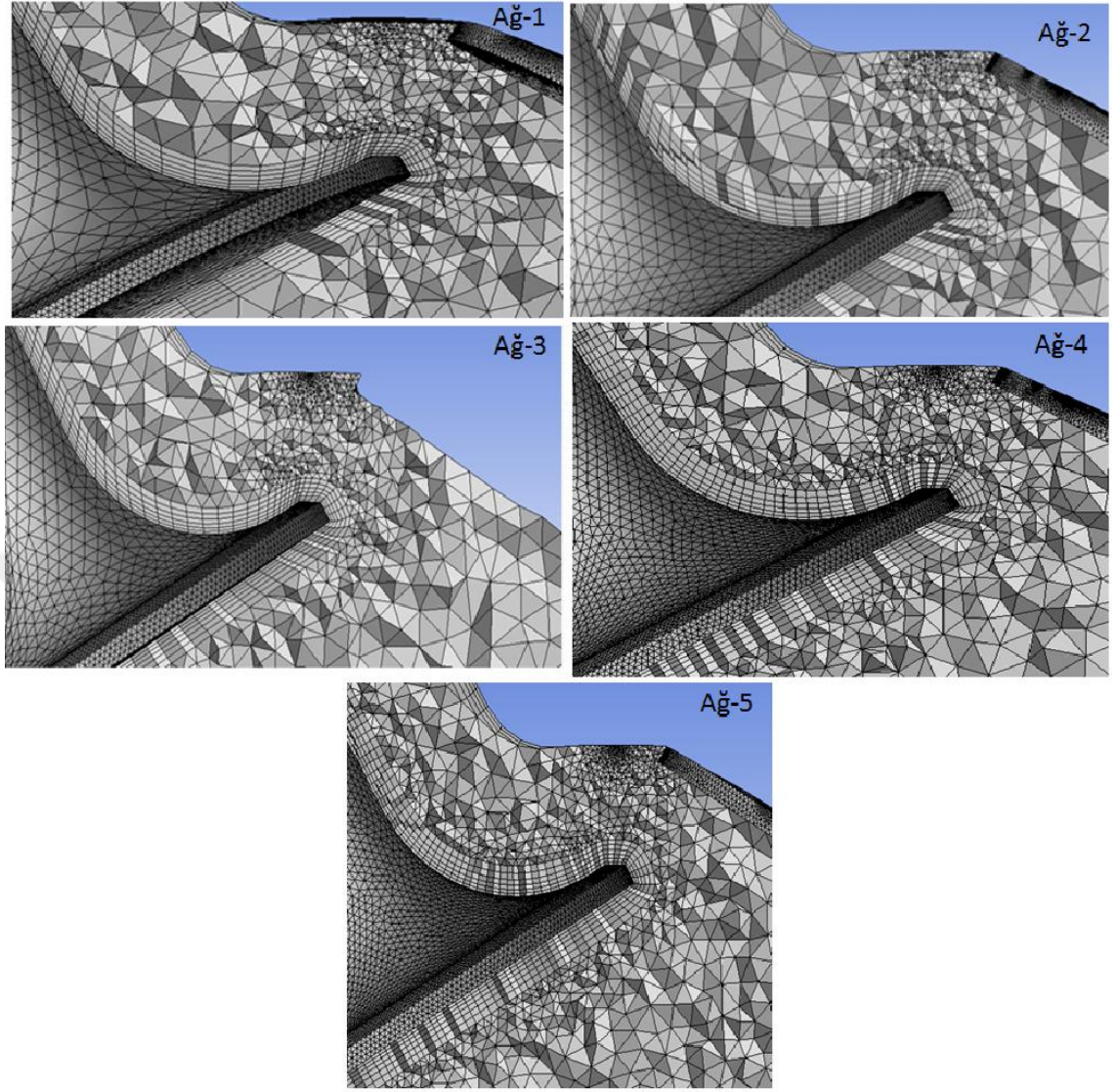
Ağ-2	771 664	201 384
Ağ-3	964 770	261 234
Ağ-4	1 203 472	315 438
Ağ-5	1 403 533	356 256



Şekil 4.12 Ağ yapıları, genel görünümü



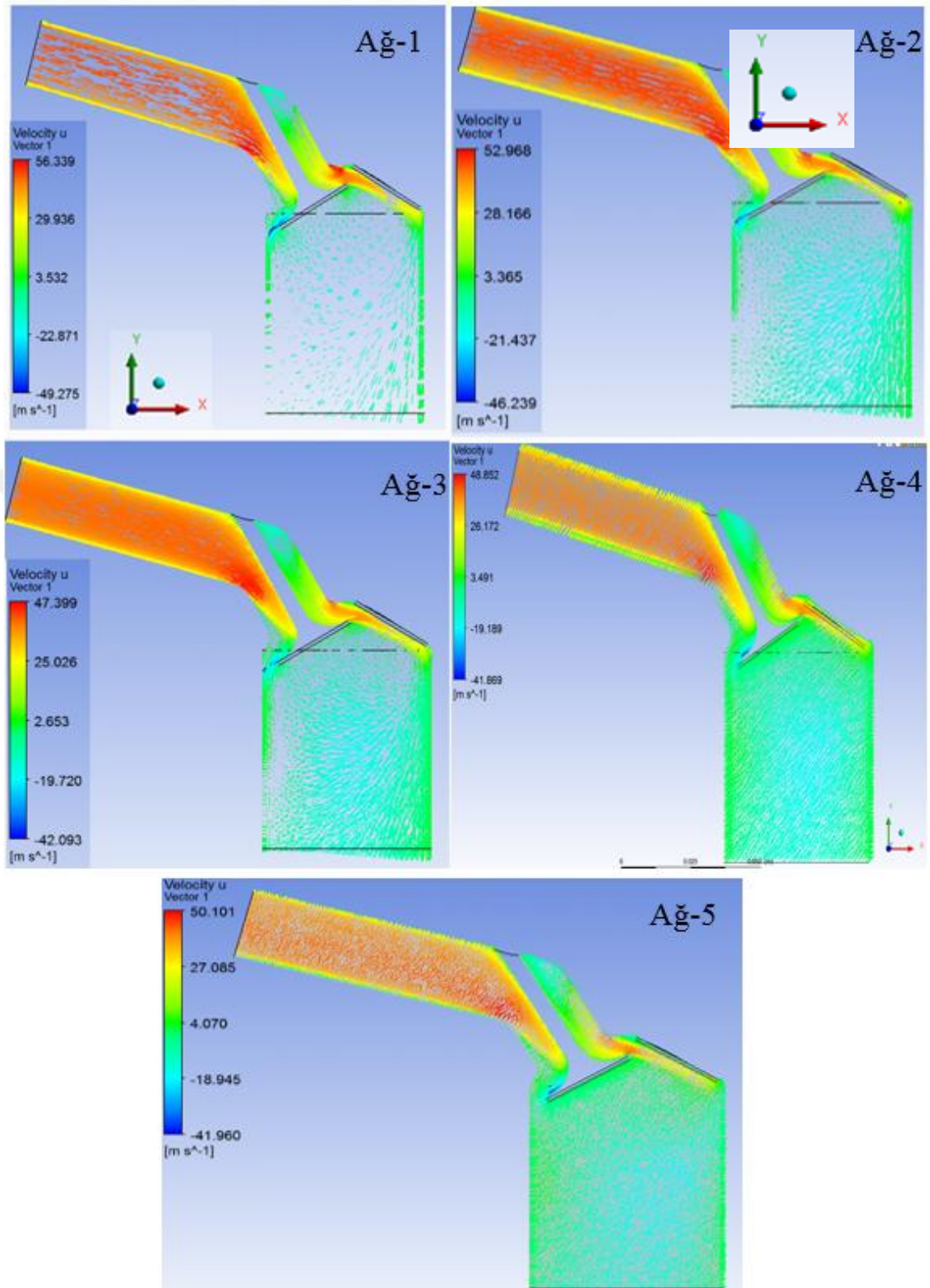
Şekil 4.13 Ağ Yapıları, iç kesit görünümü (XY düzlemi)



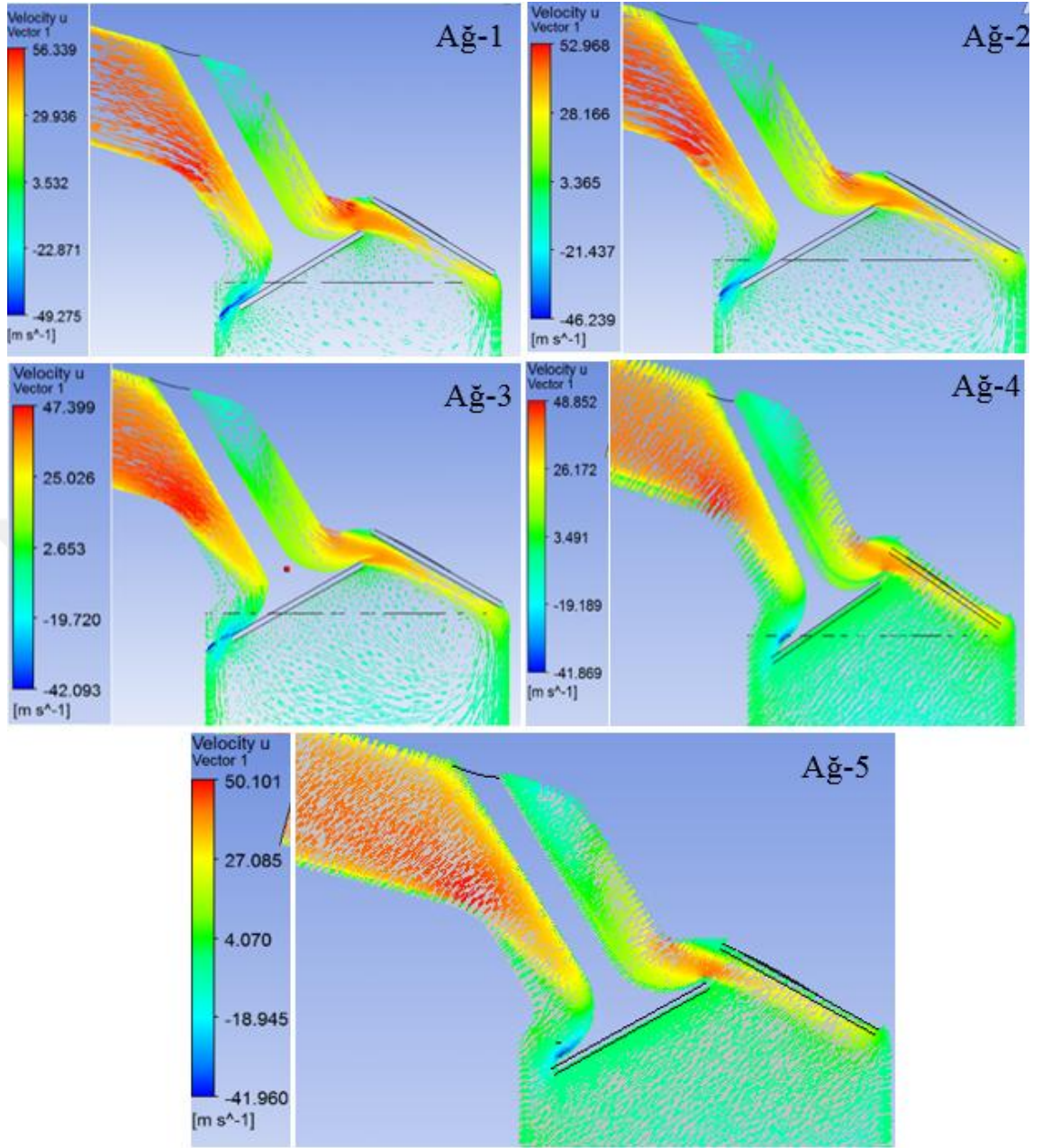
Şekil 4.14 Ağ yapıları, subap etrafında ağ detayı

4.3.2 Ağ Yapıları Analiz Sonuçları

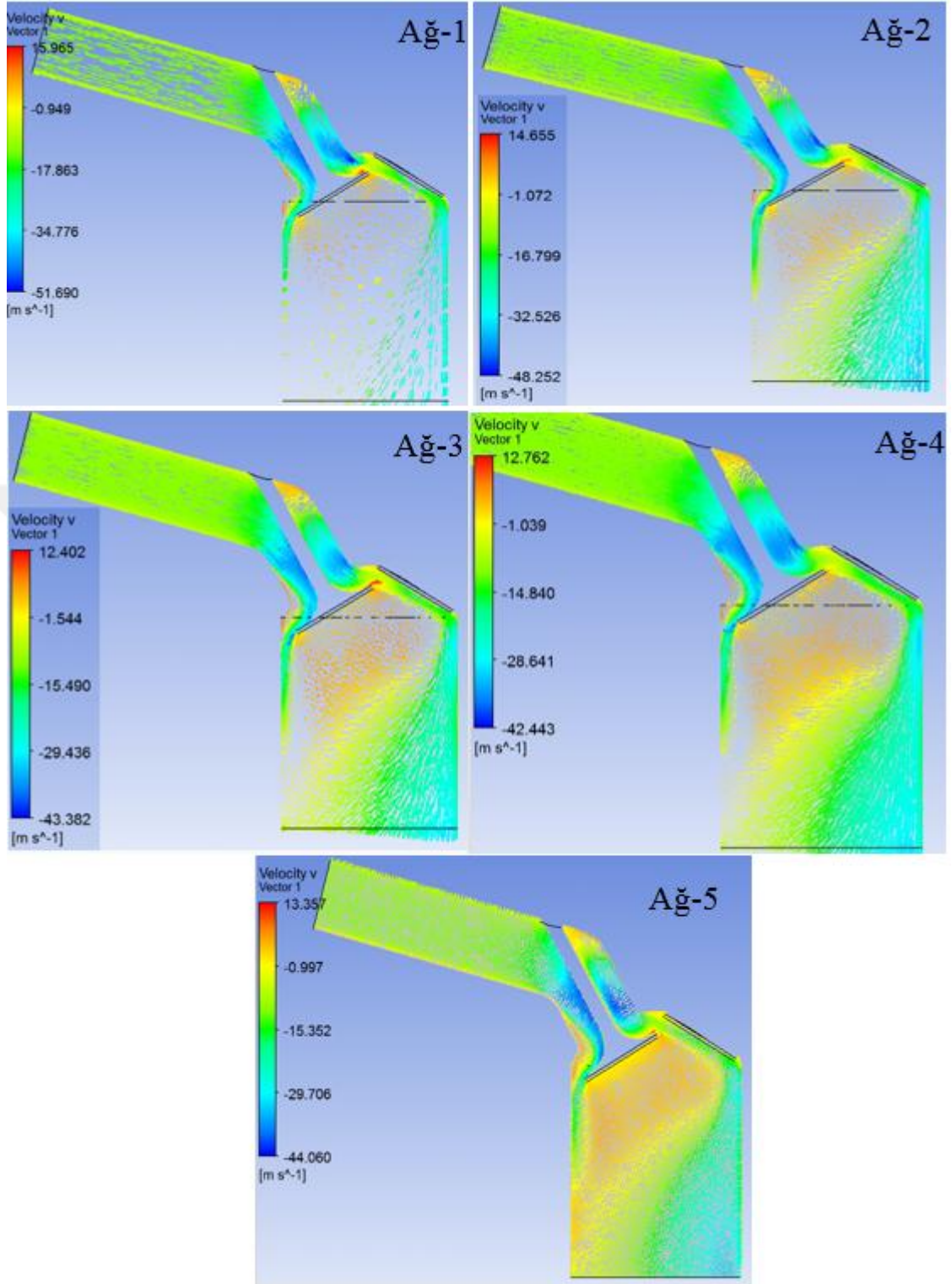
Ağdan bağımsızlık çalışması kapsamında 5 farklı ağ modeli için analiz yapılmıştır ve XY düzleminde $u(m/s)$, $v(m/s)$, $w(m/s)$ hız vektörleri ve hız akım çizgileri gösterilmiştir. XY düzleminde basınç dağılımı (Pa) da gösterilmektedir.



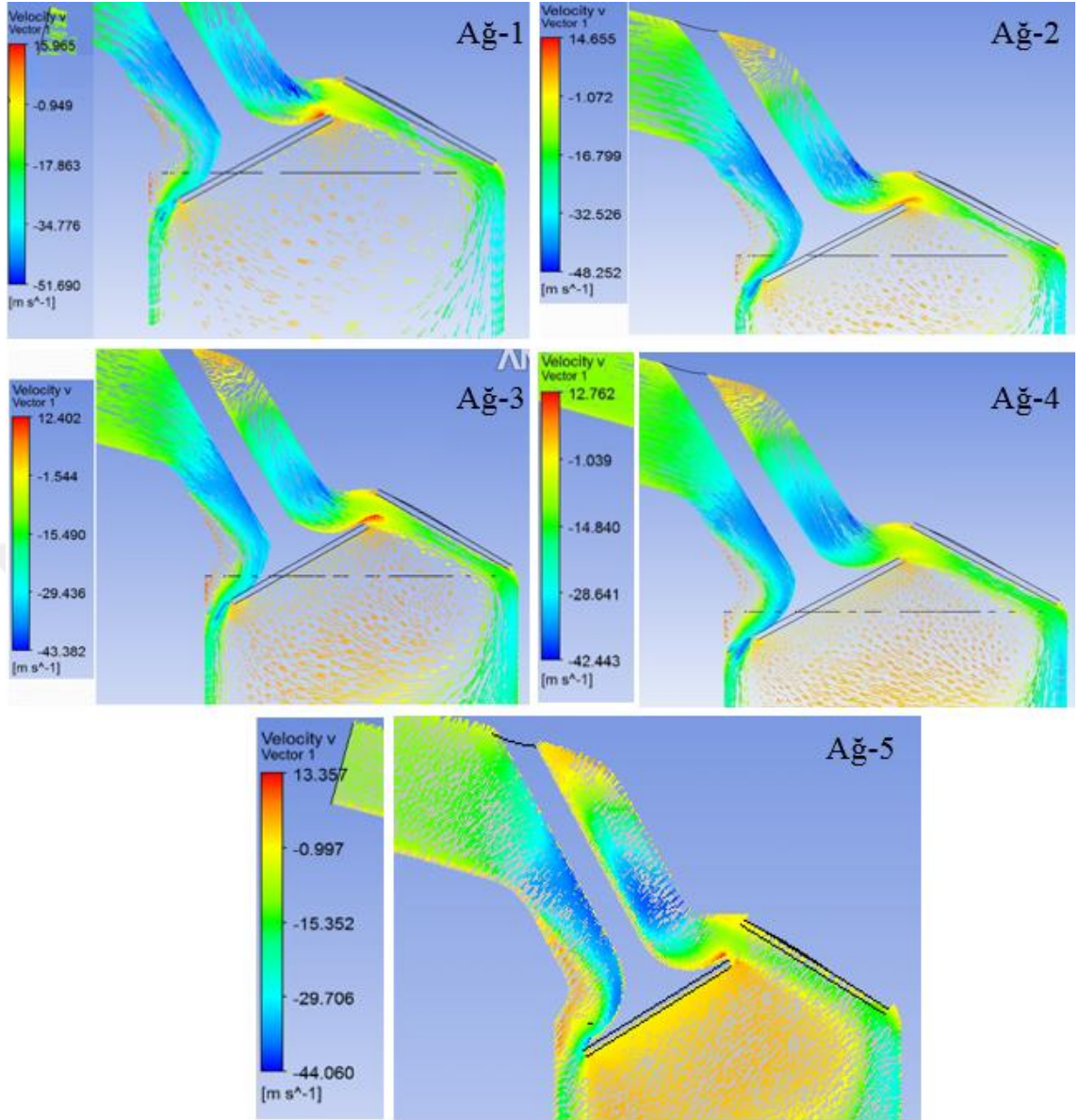
Şekil 4.15 Ağ yapılarında hızın x bileşenin vektörel dağılımı (u, m/s)



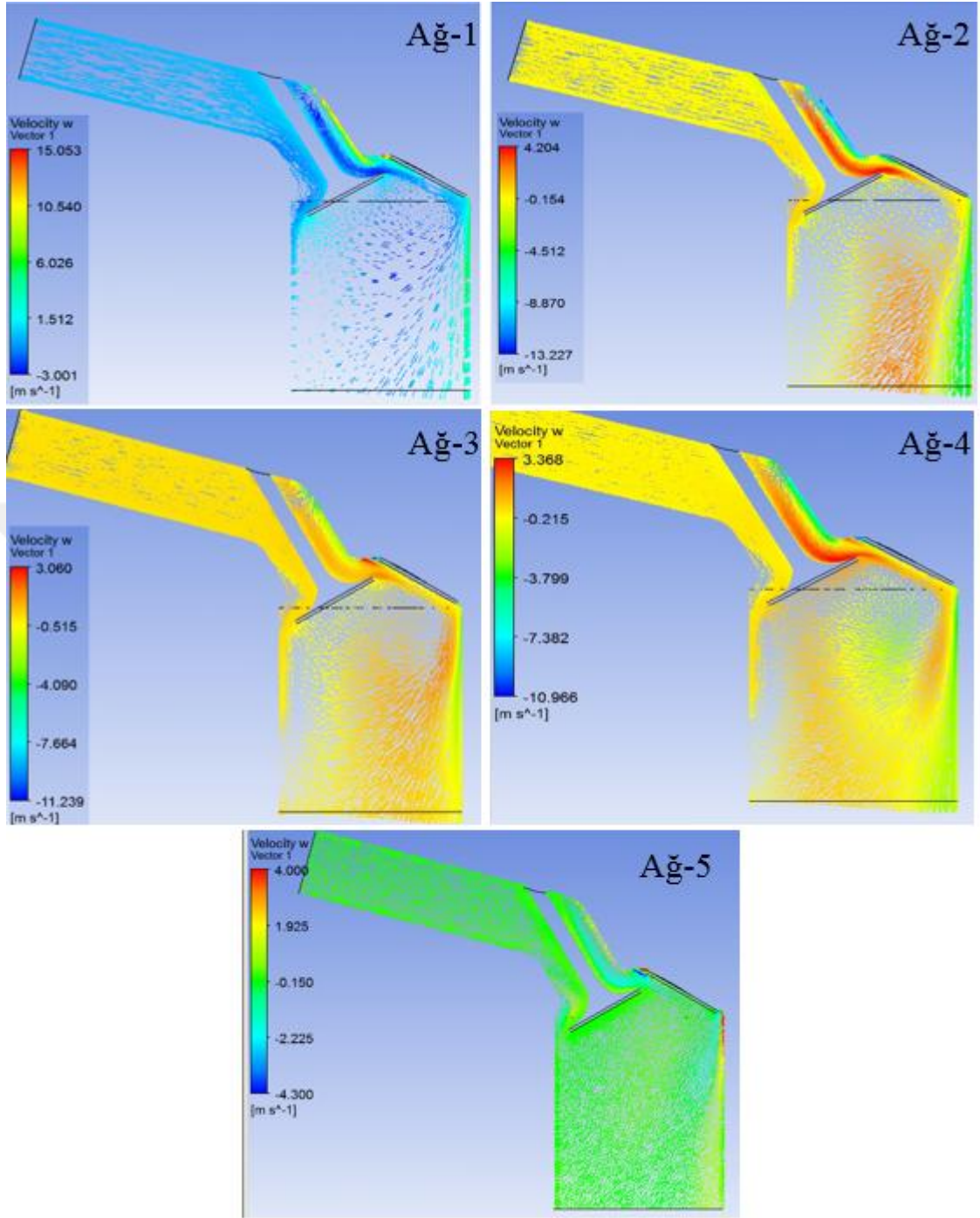
Şekil 4.16 Ağ yapılarında subap etrafında hızın x bileşenin vektörel dağılımı (u , m/s)



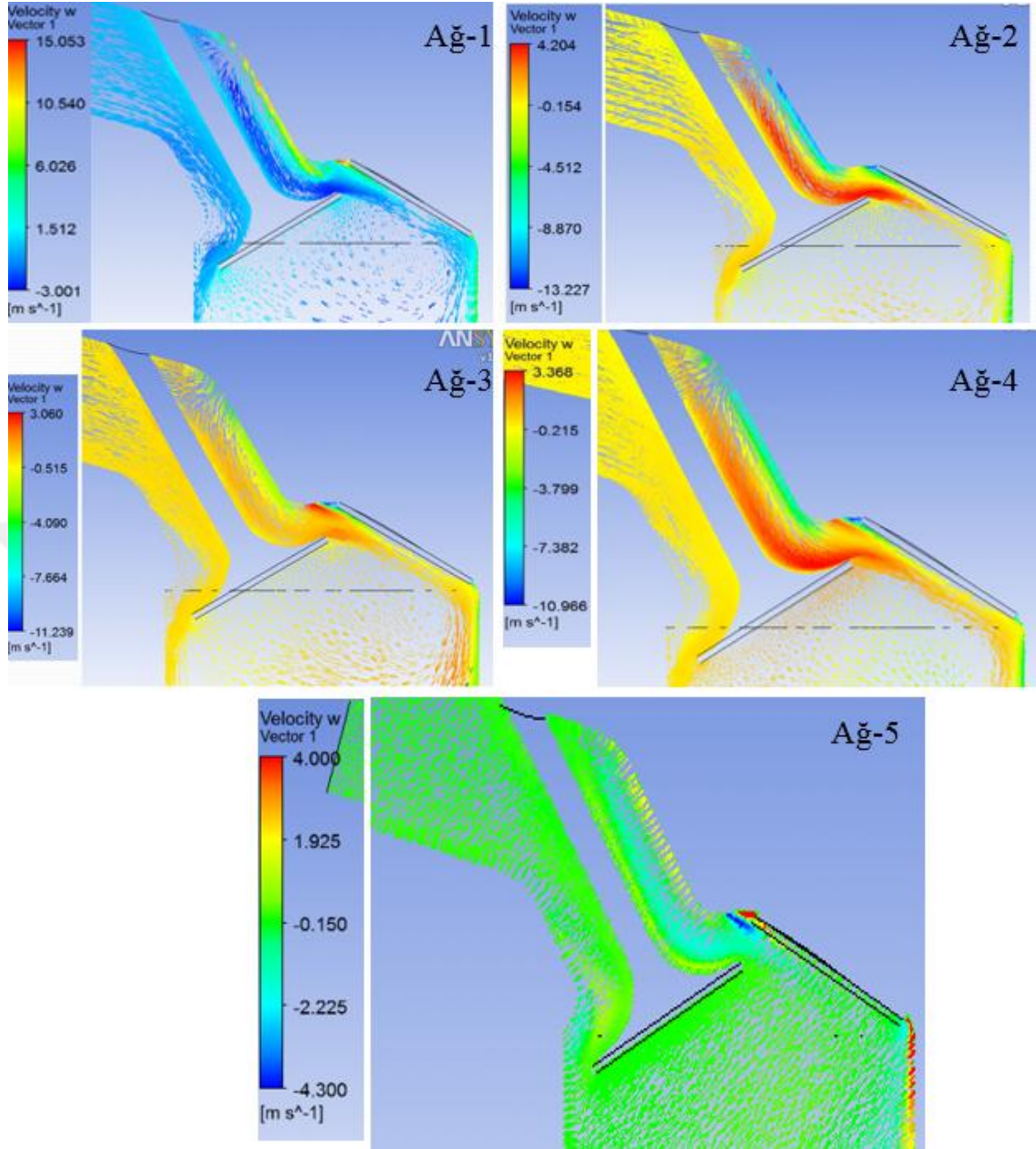
Şekil 4.17 Ağ yapılarında hızın y bileşenin vektörel dağılımı (v , m/s)



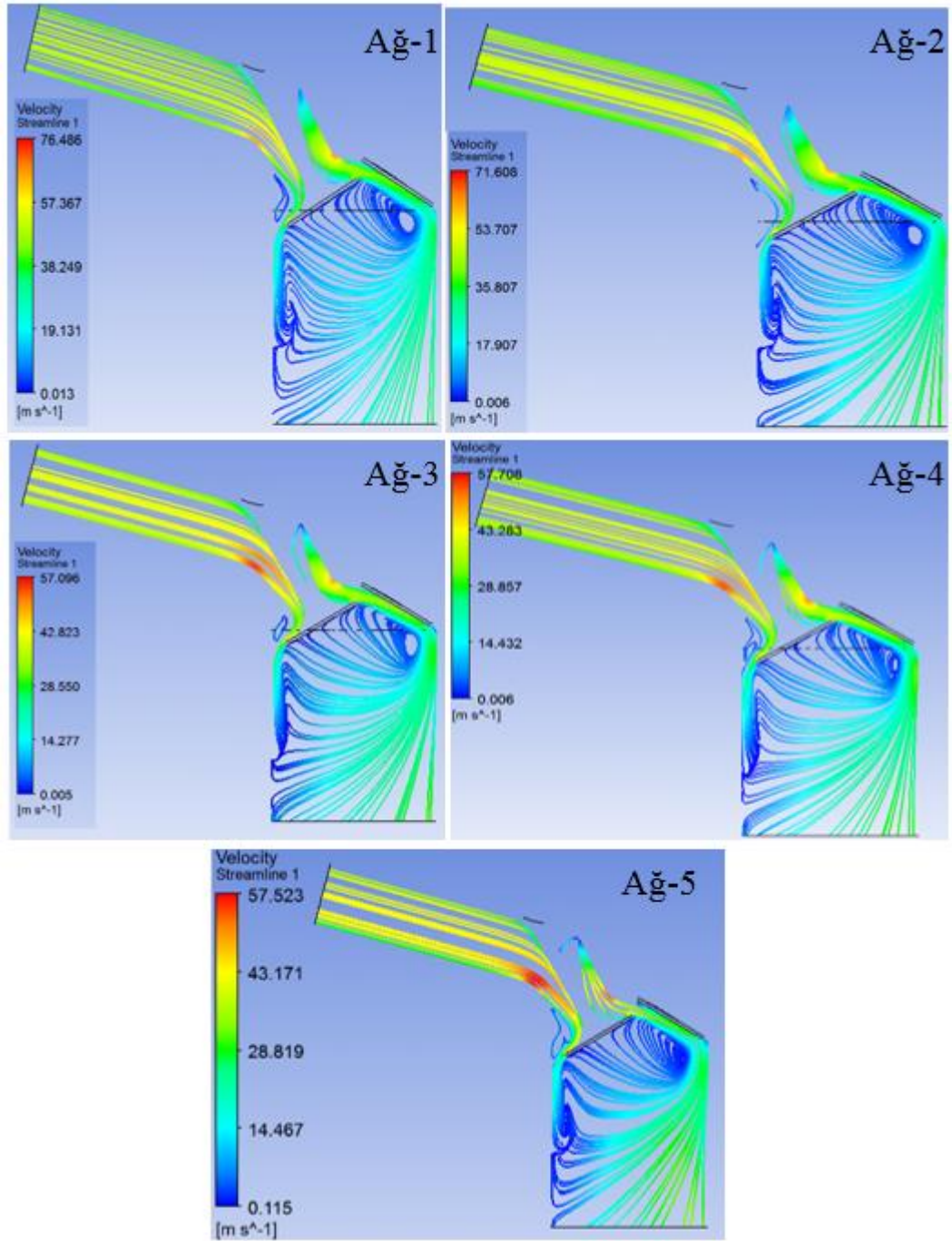
Şekil 4.18 Ağ yapılarında subap etrafında hızın y bileşenin vektörel dağılımı (v, m/s)



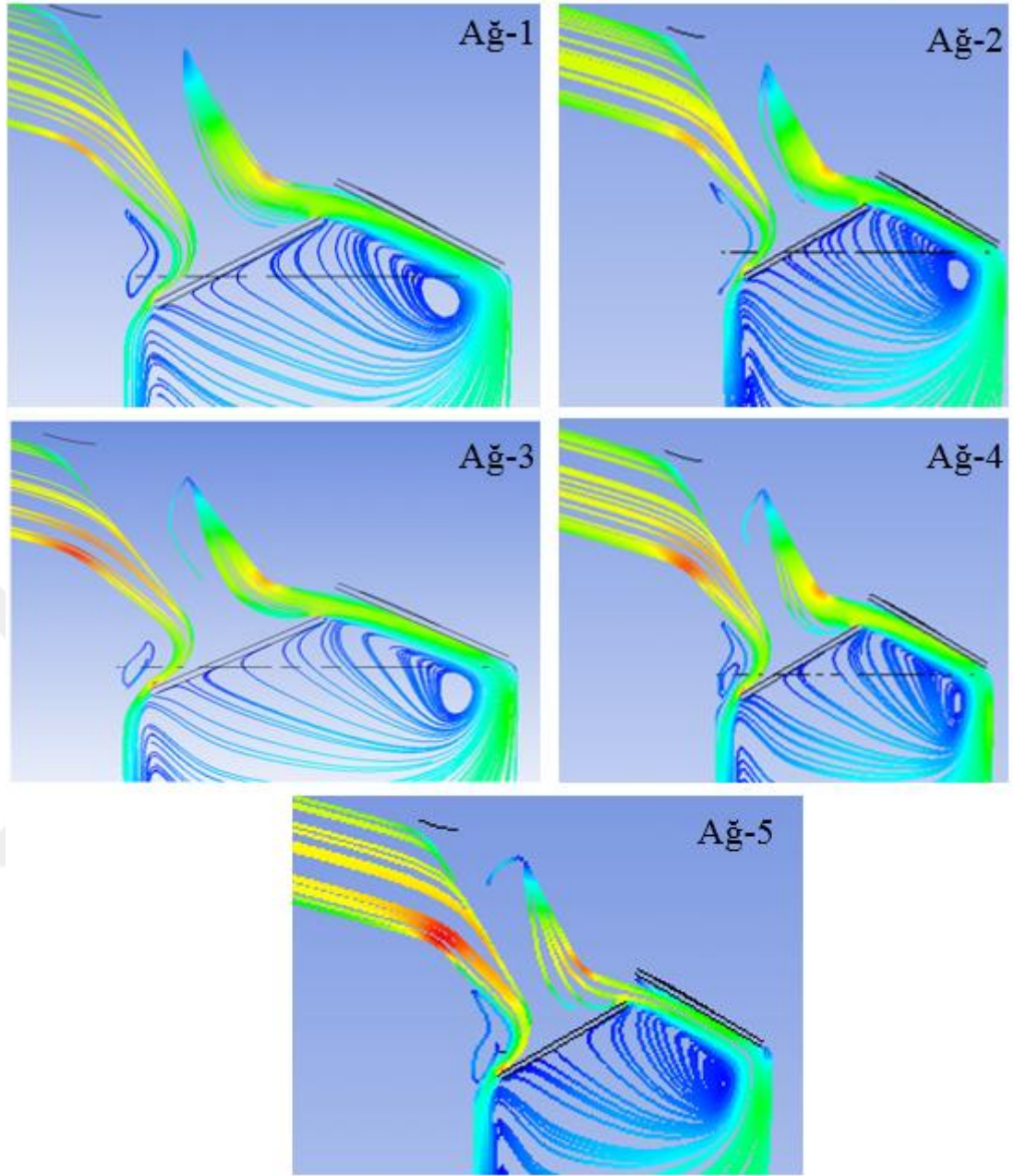
Şekil 4.19 Ağ yapılarında hızın z bileşenin vektörel dağılımı (w , m/s)



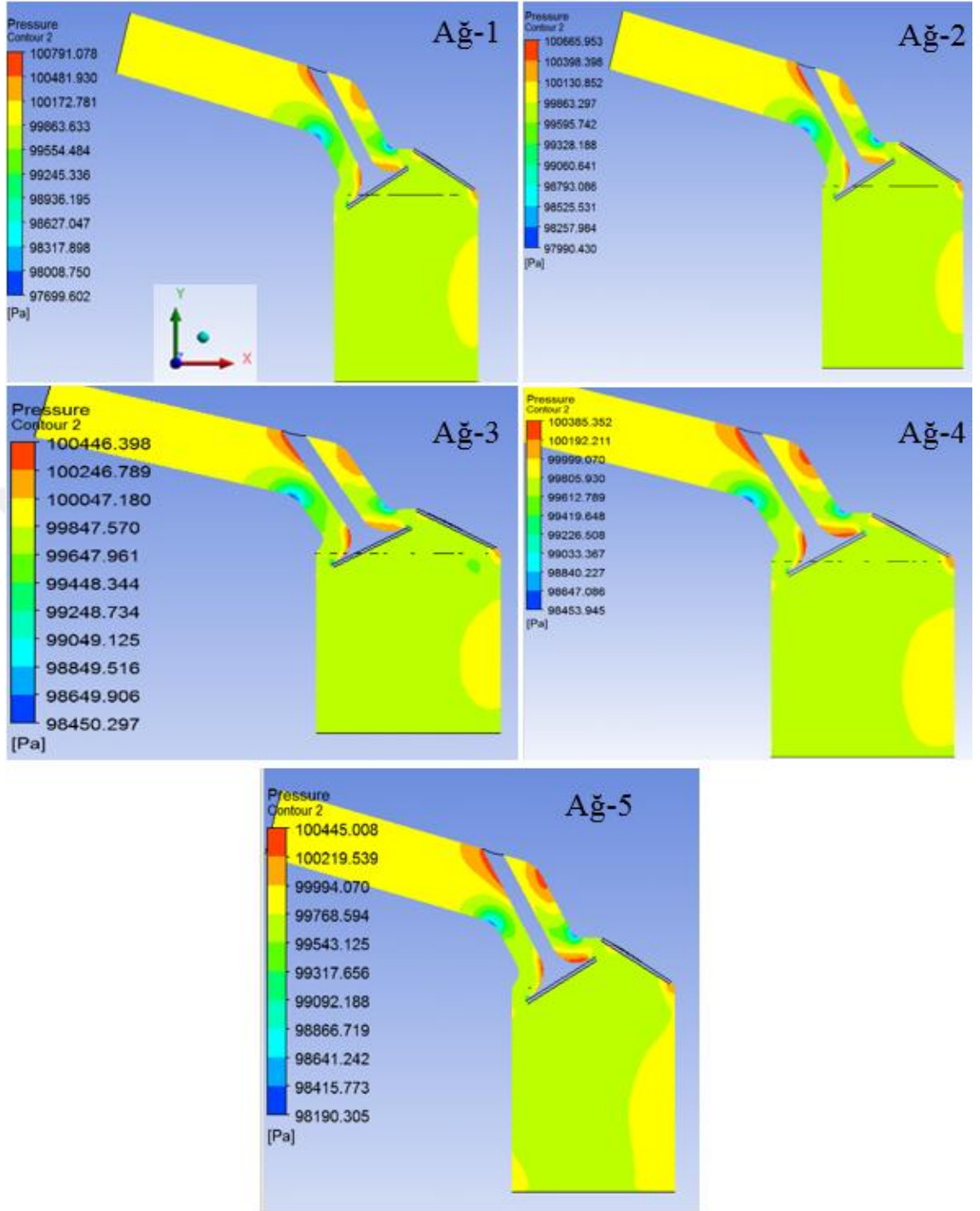
Şekil 4.20 Ağ yapılarında subap etrafında hızın z bileşenin vektörel dağılımı(w, m/s)



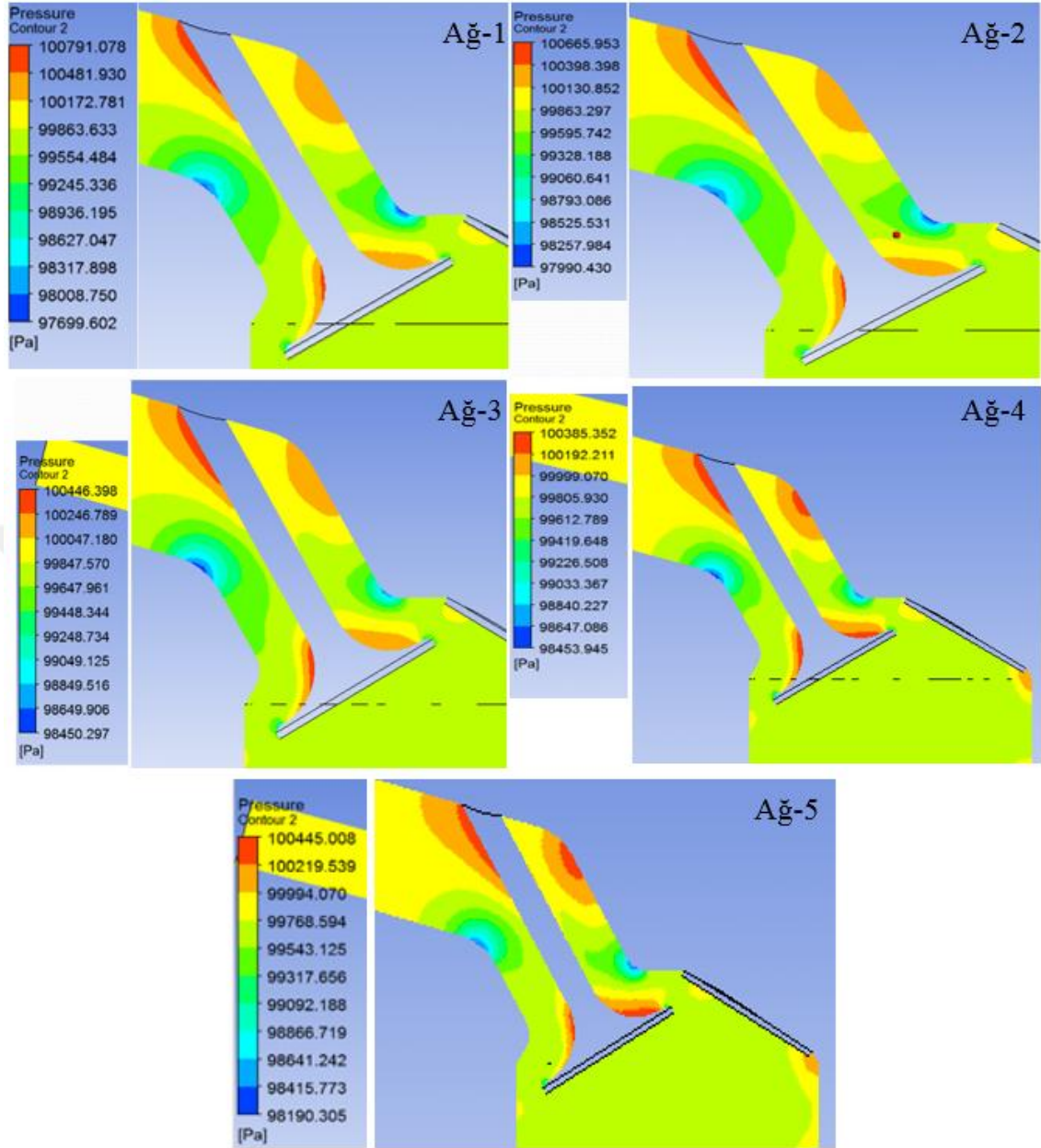
Şekil 4.21 Ağ-yapılarında bileşke hız akım çizgileri (m/s)



Şekil 4.22 Ağ yapılarında subap etrafında bileşke hız akım çizgileri (m/s)



Şekil 4.23 Ağ yapılarında basınç dağılımı (Pa)



Şekil 4.24 Ağ yapılarında subap etrafında basınç dağılımı (Pa)

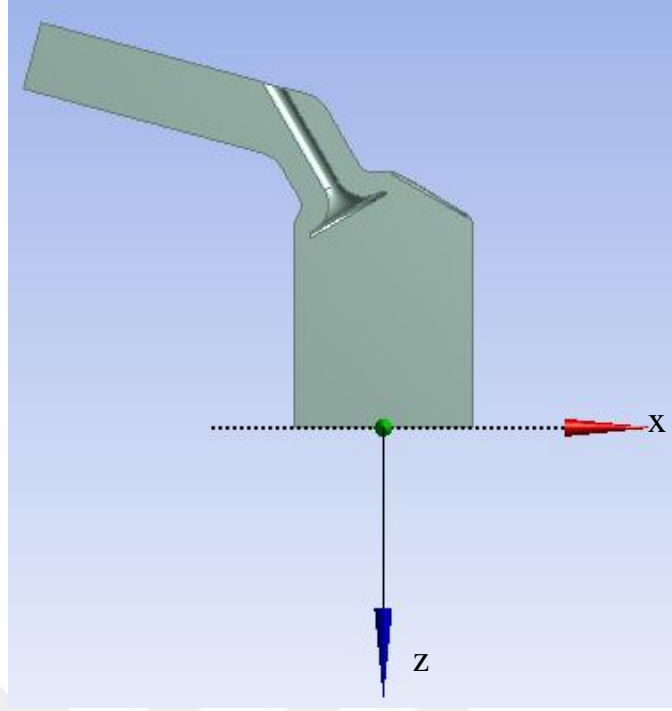
4.3.3 Türbülans Modelleri Karşılaştırmaları

Hong ve Tarng (2001) çalışmalarında türbülans modeli olarak standart k- ϵ 'nu tercih etmişlerdir. Bu çalışmada tespit edilen uygun sonlu elemanlar ağı yoğunluğunda standart k- ϵ modeli kullanılarak analiz gerçekleştirilmiş ve sonuçlar C.-W.Hong, S.-D.Tarng'ın çalışmasındaki sonuçlar ile bir önceki bölümde karşılaştırılmıştır. Bir sonraki aşamada ise diğer türbülans modelleri kullanılarak analizler yapılmıştır. Sonuçlar karşılaştırılarak C.-W.Hong, S.-D.Tarng'ın çalışmasına en yakın sonucu veren türbülans modeli tespit ederek bu çalışmada tespit edilen türbülans modelinin kullanılması hedeflenmiştir.

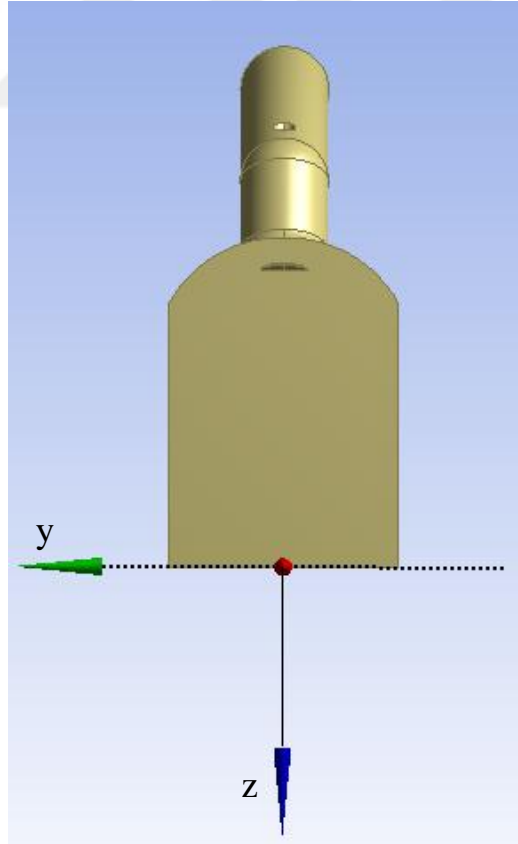
Çizelge 4.6 Kullanılan türbülans ve yakın duvar modelleri [Scalable wall function (SWF) (Ölçeklendirilebilir duvar fonksiyonu, ÖDF) , Automatic near wall treatment (ANWT) (Otomatik yakın duvar tetkiki (OYDT))]

Analizler	Türbülans Modelleri
Model 1	Standart k- ϵ (scalable)
Model 2	RNG k- ϵ (scalable)
Model 3	Standart k- ω (automatic)
Model 4	SST k- ω (automatic)
Model 5	SSG Reynold Stress (scalable)
Model 6	BSL Reynold Stress (automatic)
Model 7	LRR Reynold Stress (scalable)
Model 8	ω Reynold Stress (automatic)

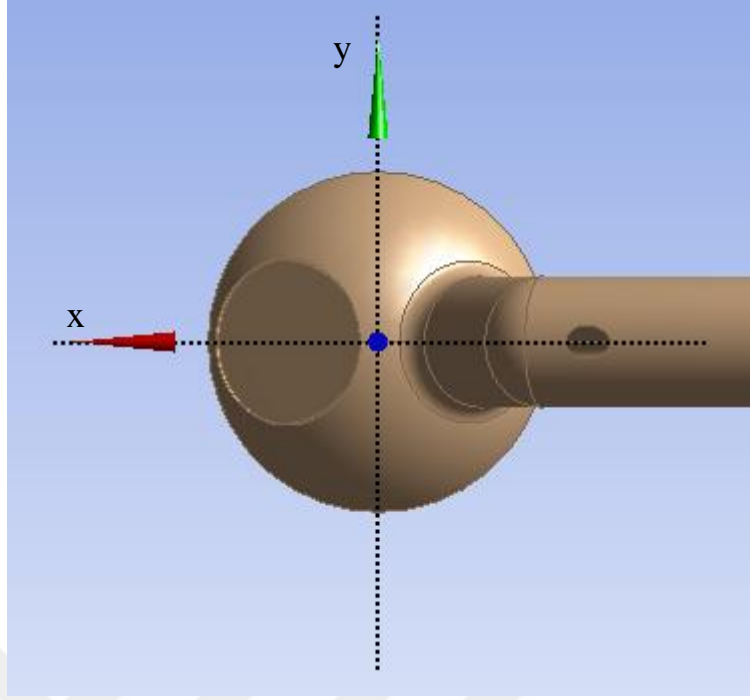
Türbülans modelleri aşağıda belirtilen karşılaştırma düzlemlerine göre yapılmıştır. Sonuçlar RNG k- ϵ 'dan itibaren gösterilmektedir. XZ (Şekil 4.25), YZ (Şekil 4.26) düzleminde hız vektörleri, XY (Şekil 4.27) düzleminde farklı katmanlarda hız vektörleri, hız akım çizgileri ve kinetik enerji dağılımları türbülans modelleri için gösterilmektedir. Standard k- ϵ modeli çalışmanın sonlarına doğru karşılaştırmalı olarak gösterilmektedir.



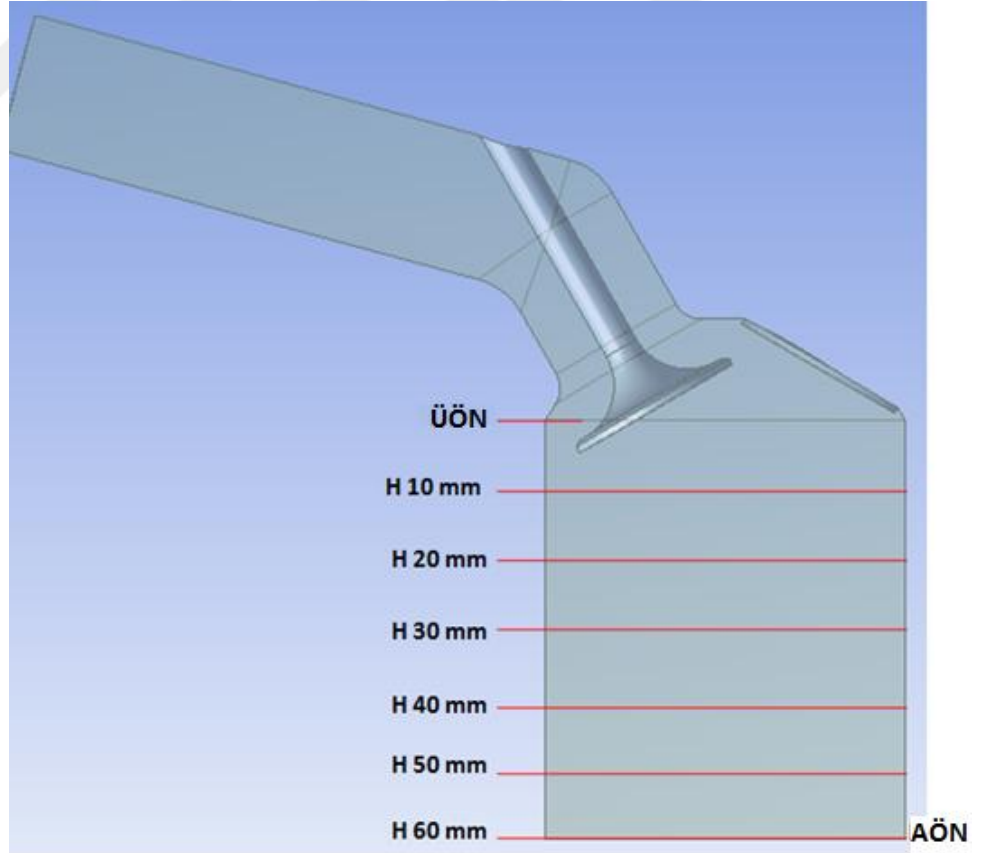
Şekil 4.25 XZ Düzlemi gösterimi



Şekil 4.26 YZ Düzlemi gösterimi



Şekil 4.27 XY Düzlemi gösterimi

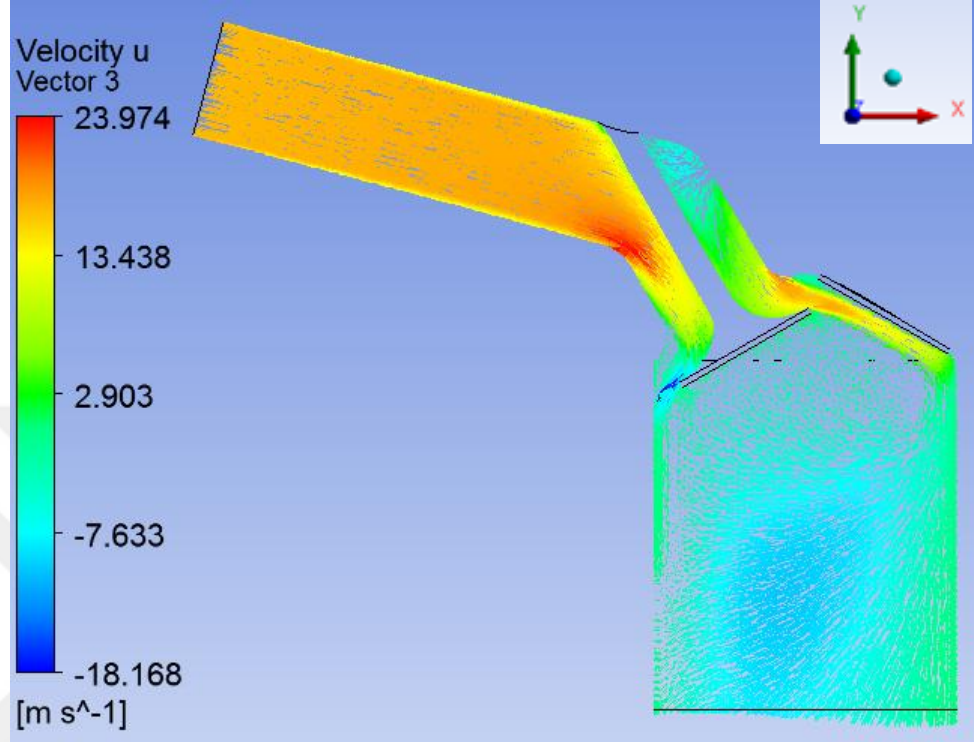


Şekil 4.28 Düzlem bölgeleri gösterimi

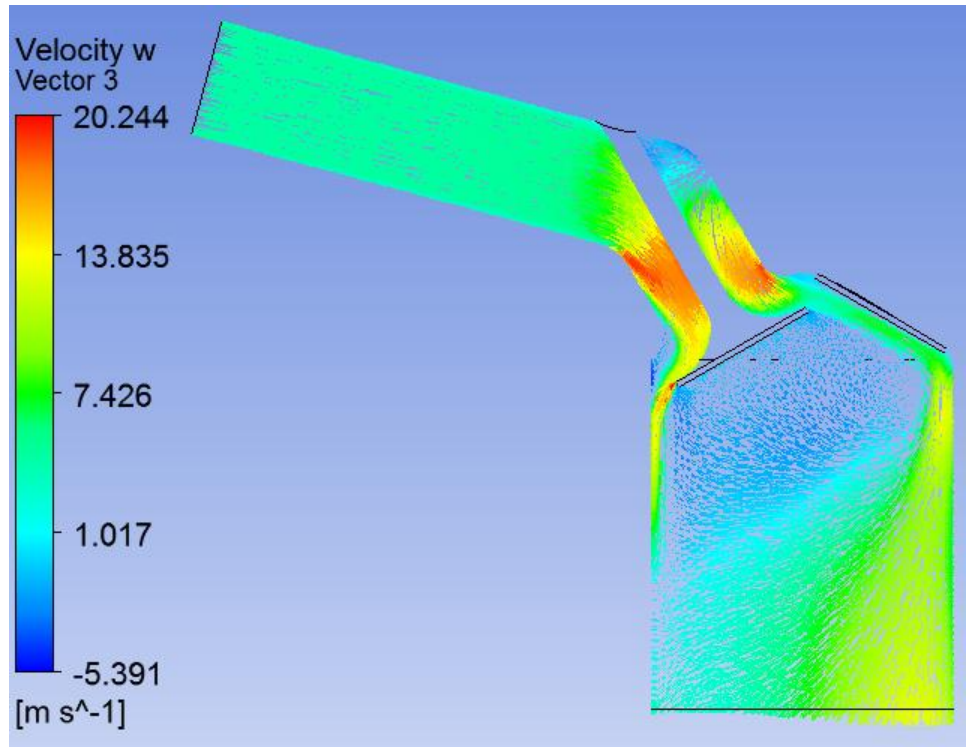
4.3.3.1 RNG k-ε (scalable)

Hız Dağılımı

XZ Düzlemi

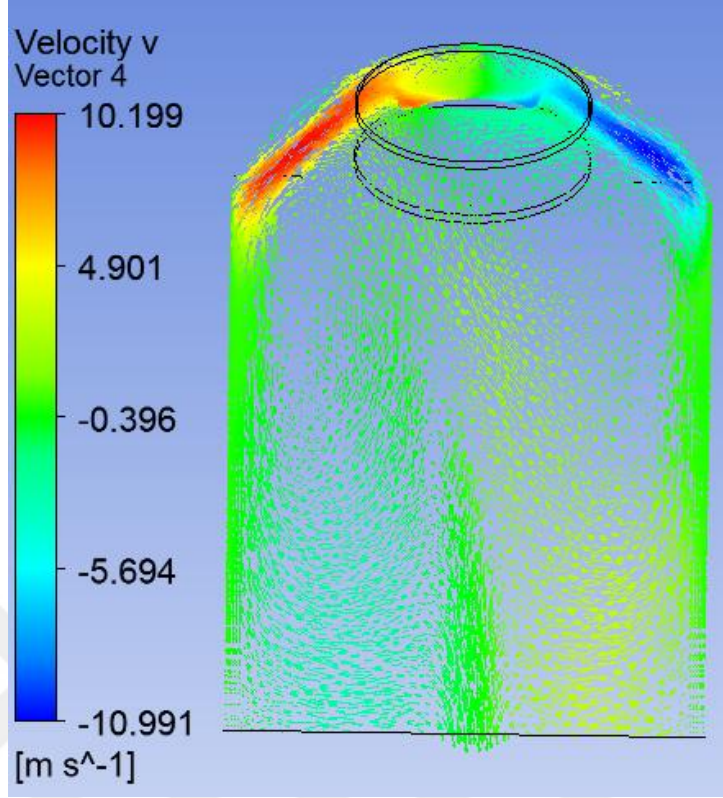


Şekil 4.29 RNG k-ε (scalable) hız u (m/s) (XZ Düzlemi)

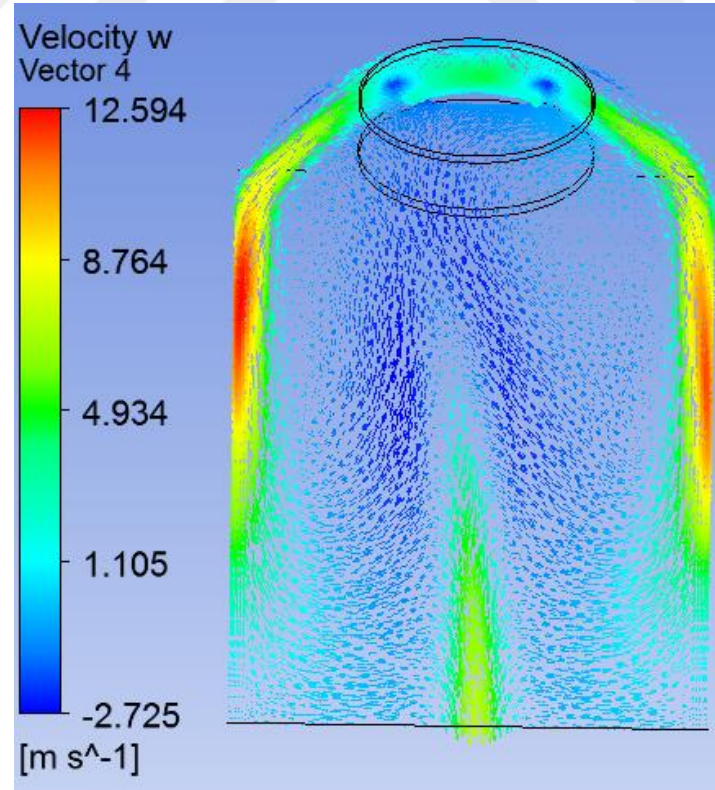


Şekil 4.30 RNG k-ε (scalable) hız w (m/s) (XZ Düzlemi)

YZ Düzlemi



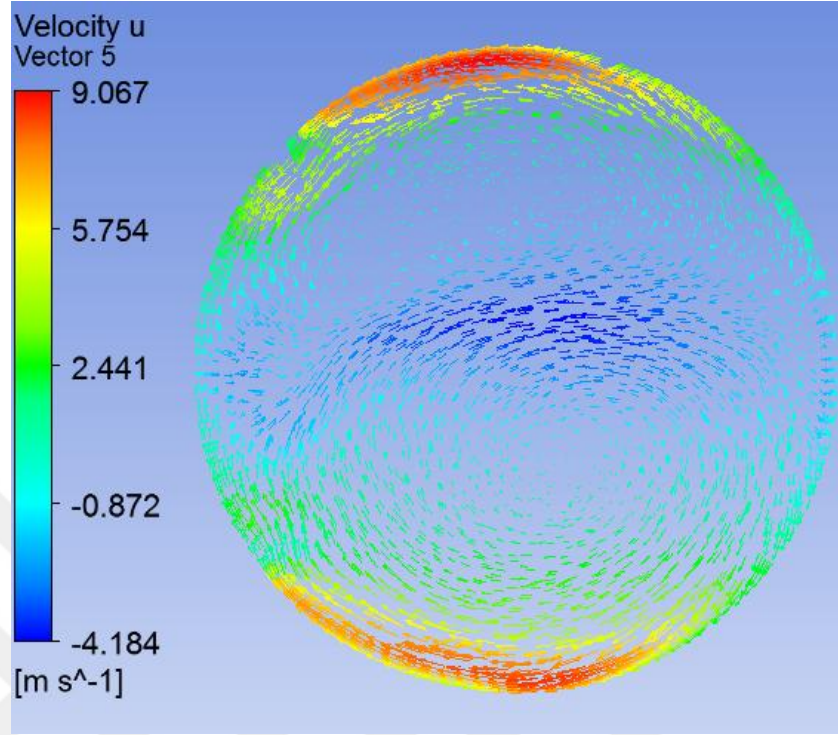
Şekil 4.31 RNG k-ε (scalable) hız v (m/s) (YZ Düzlemi)



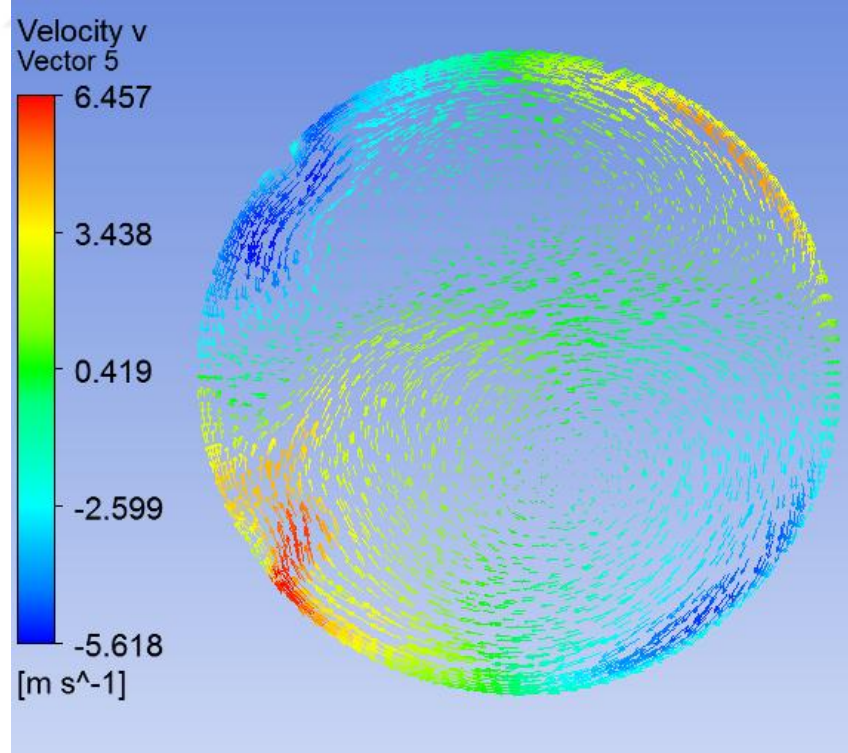
Şekil 4.32 RNG k-ε (scalable) hız w (m/s) (YZ Düzlemi)

XY Düzlemi

H 10 mm Düzlemi

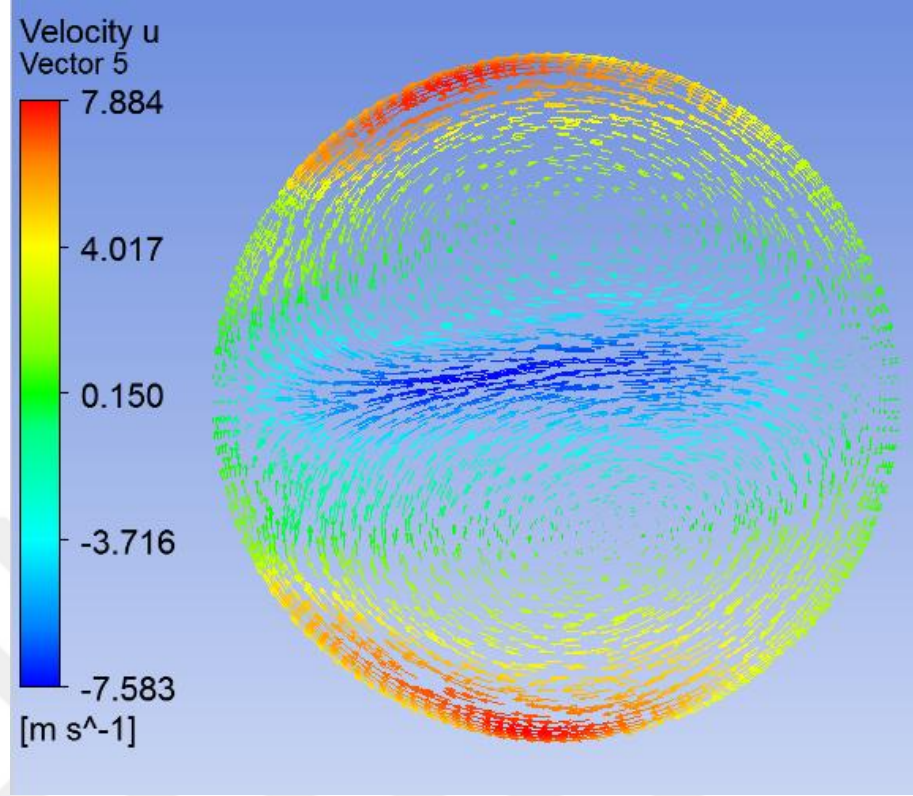


Şekil 4.33 RNG k-ε (scalable) hız u (m/s) (XY düzlemi, H 10 mm)

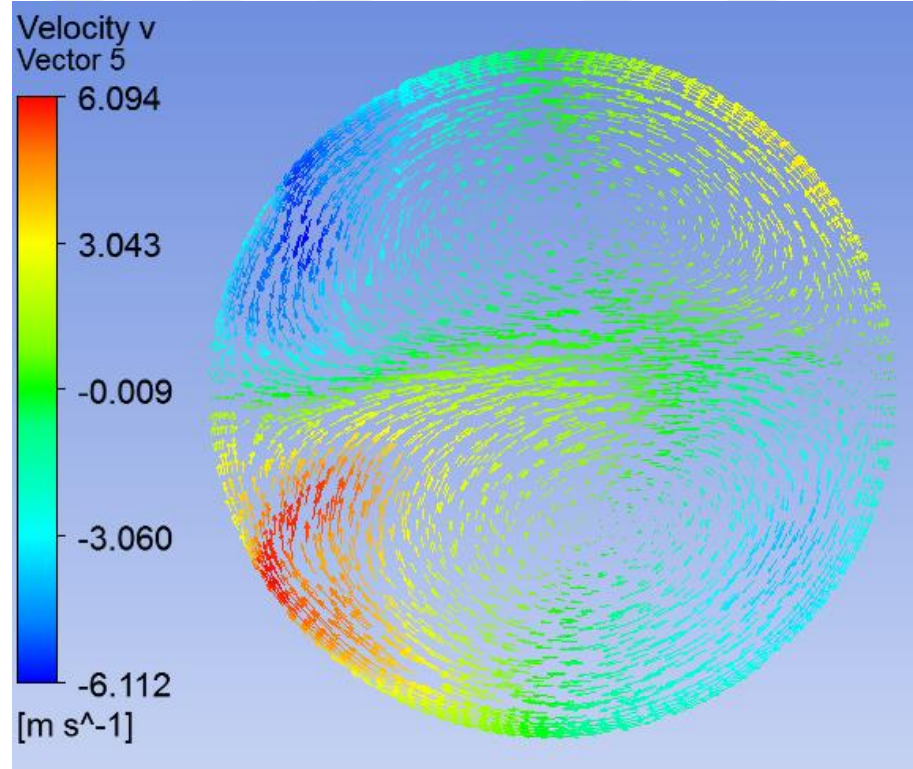


Şekil 4.34 RNG k-ε (scalable) hız v (m/s) (XY düzlemi, H 10 mm)

H 20 mm Düzlemi

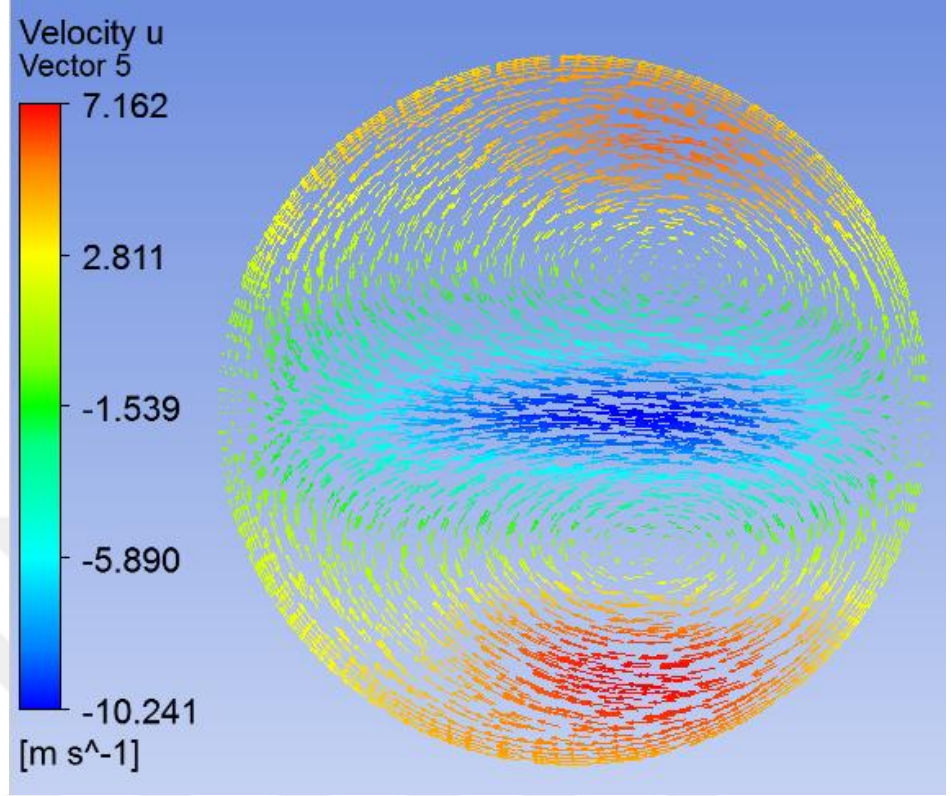


Şekil 4.35 RNG k- ϵ (scalable) hız u (m/s) (XY düzlemi, H 20 mm)

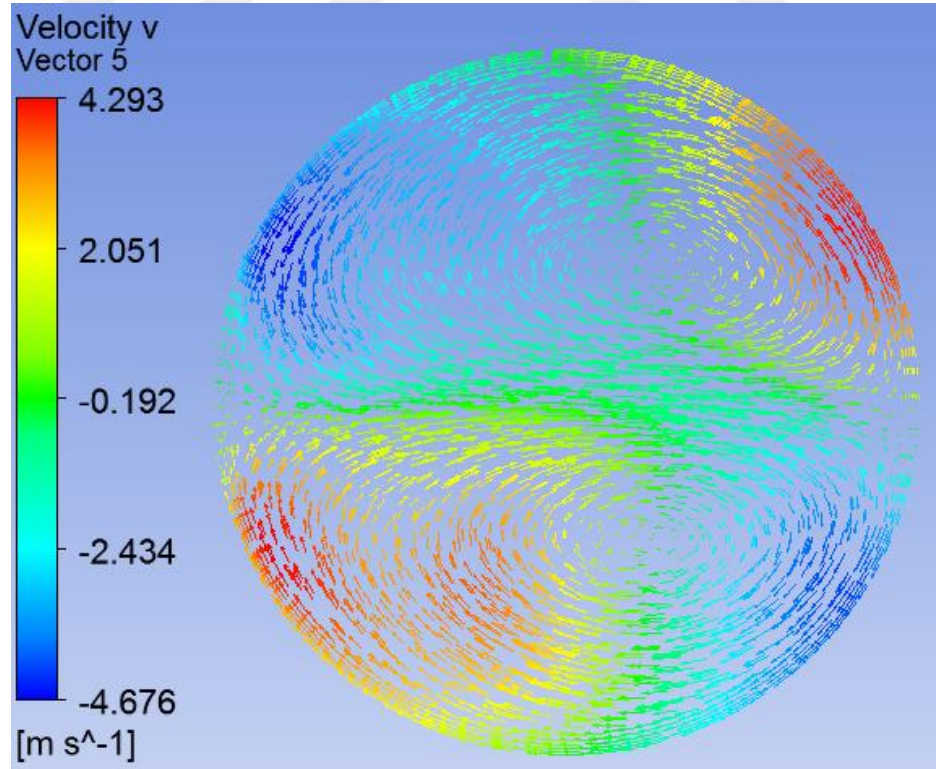


Şekil 4.36 RNG k- ϵ (scalable) hız v (m/s) (XY düzlemi, H 20 mm)

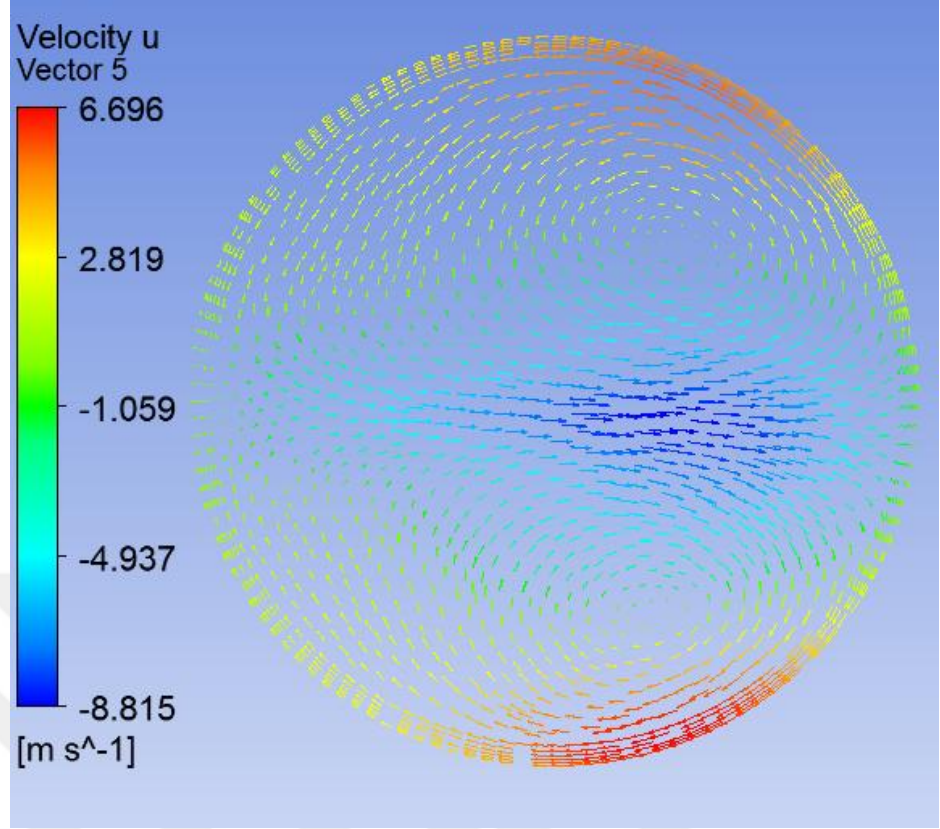
H 40 mm Düzlemi



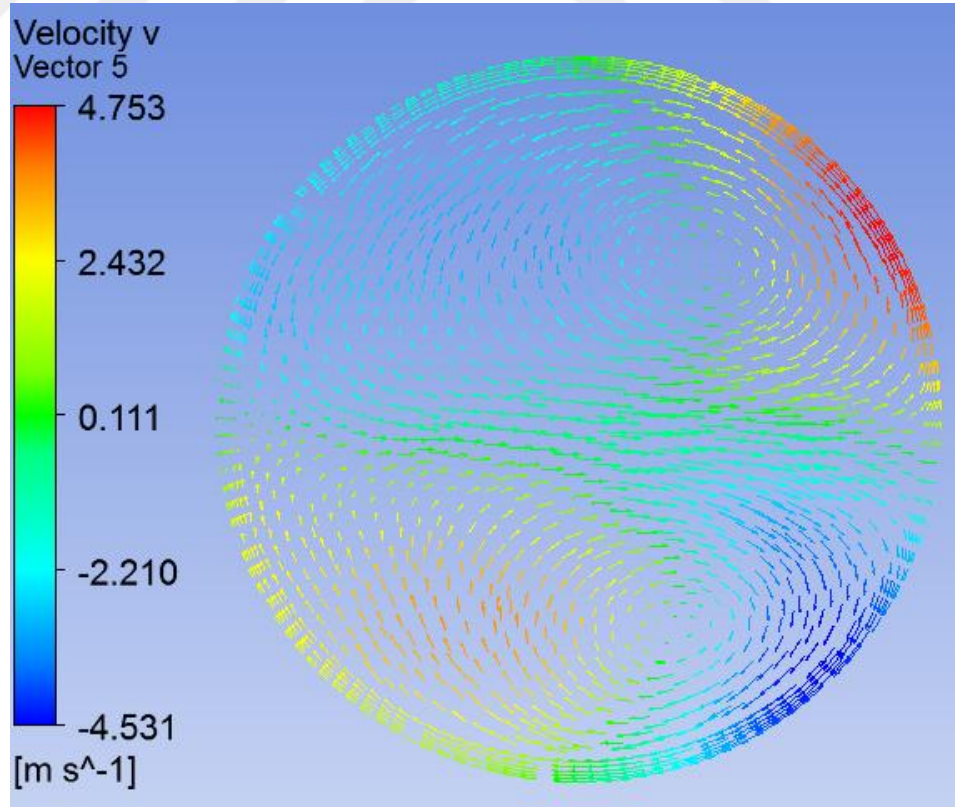
Şekil 4.37 RNG k-ε (scalable) hız u (m/s) (XY düzlemi, H 40 mm)



Şekil 4.38 RNG k-ε (scalable) hız v (m/s) (XY düzlemi, H 40 mm)

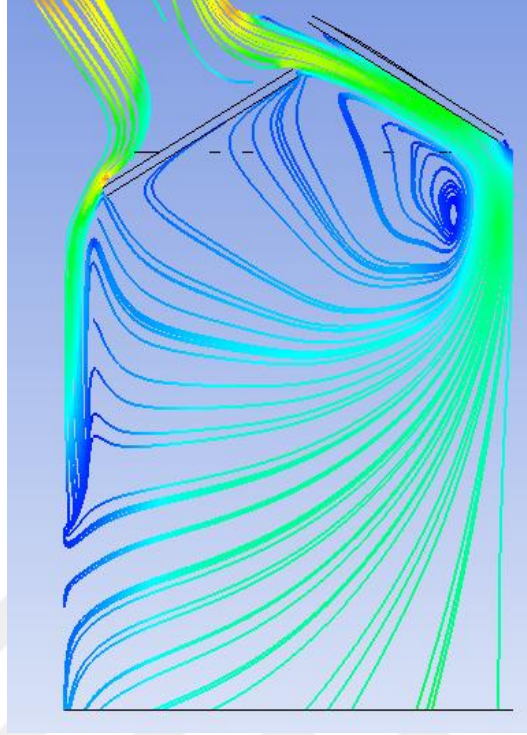


Şekil 4.39 RNG k- ϵ (scalable) hız u (m/s) (XY düzlemi, H 60 mm)



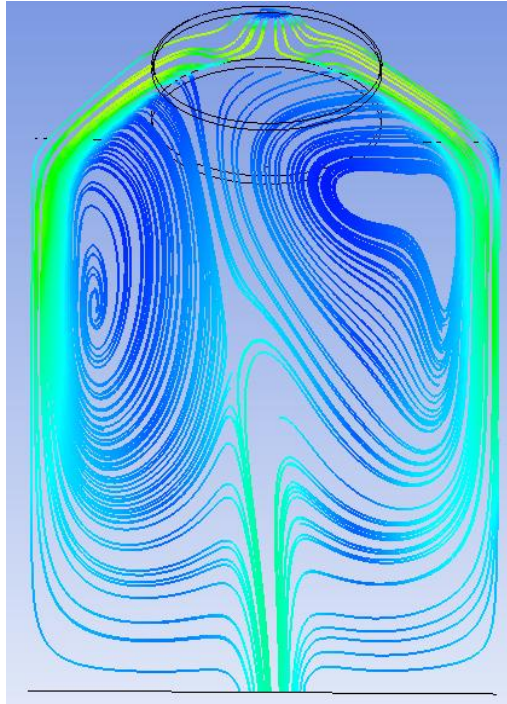
Şekil 4.40 RNG k- ϵ (scalable) hız v (m/s) (XY düzlemi, H 60 mm)

XZ Düzlemi Akış Çizgileri



Şekil 4.41 RNG k- ϵ (scalable) hız akış çizgileri (XZ düzlemi)

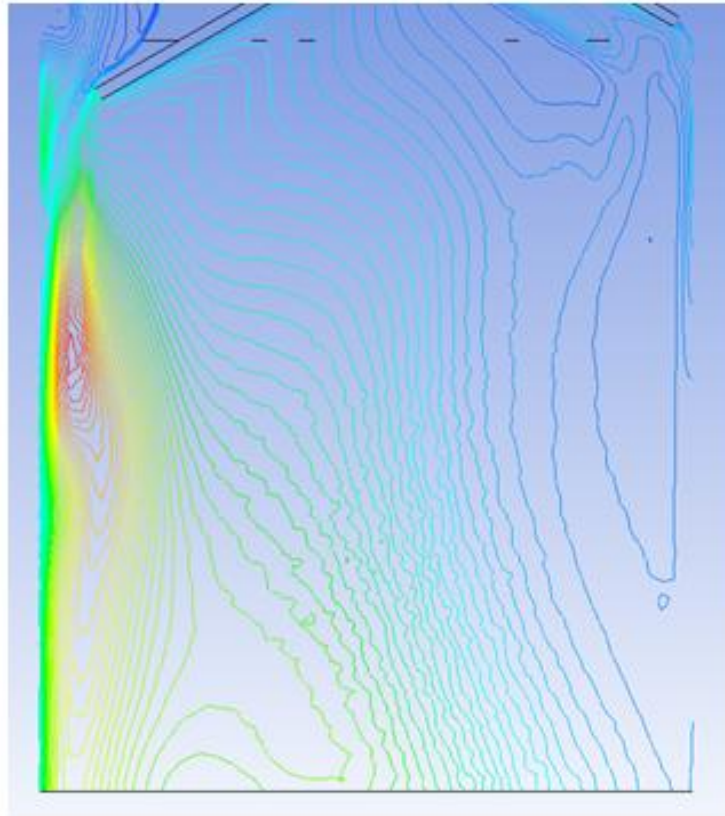
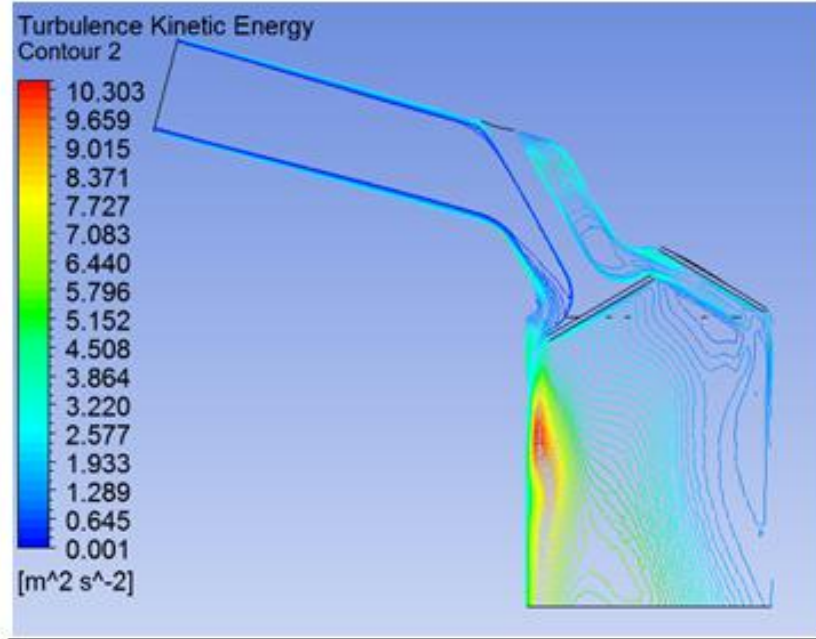
YZ Düzlemi Akış Çizgileri



Şekil 4.42 RNG k- ϵ (scalable) hız akış çizgileri (YZ düzlemi)

Kinetik Enerji Dağılımı

XZ Düzlemi

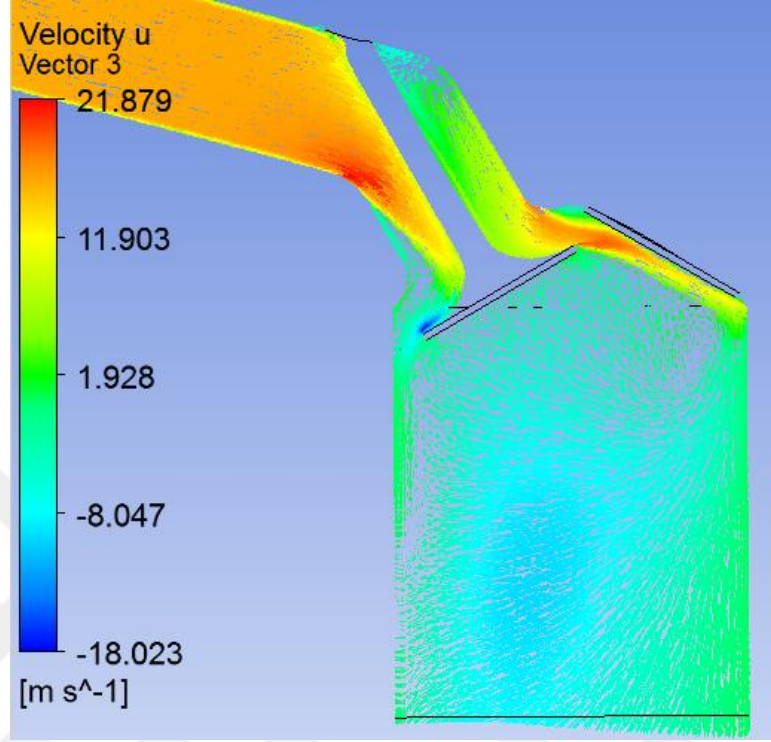


Şekil 4.43 RNG k-ε (scalable) kinetik enerji dağılımı (XZ düzlemi)

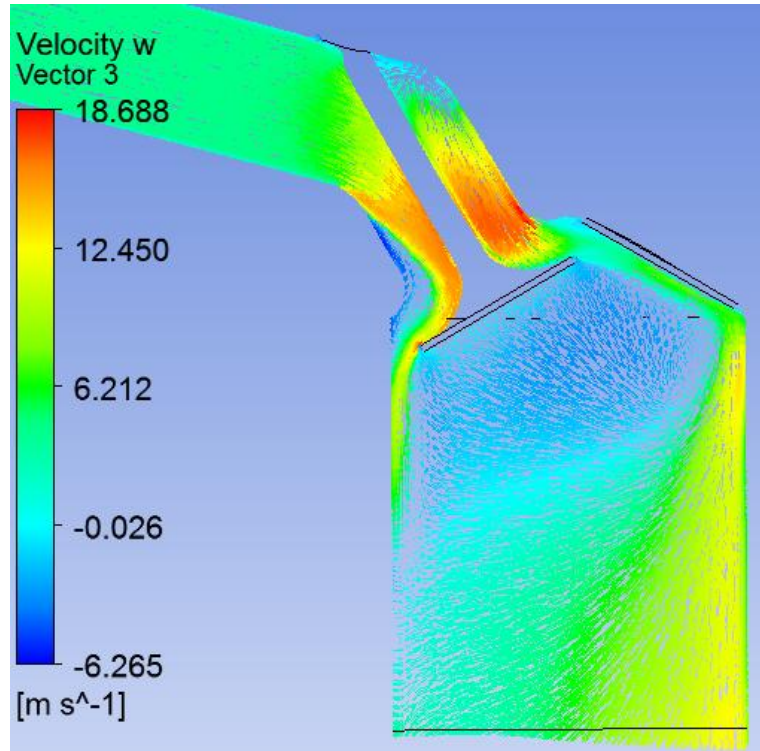
4.3.3.2 Standart k- ω (automatic)

Hız Dağılımı

XZ Düzlemi

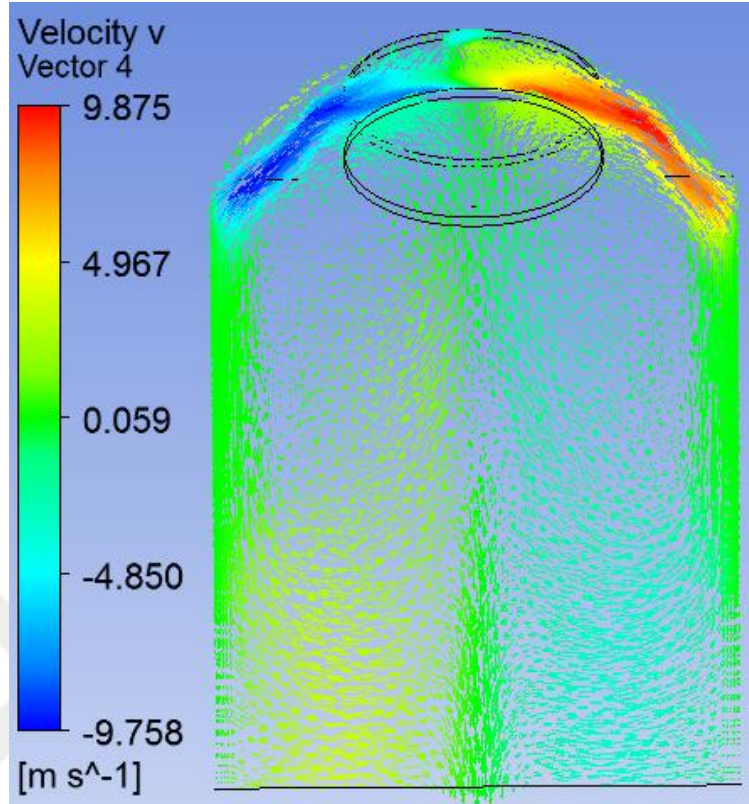


Şekil 4.44 Standart k- ω (automatic) hız u (m/s) (XZ düzlemi)

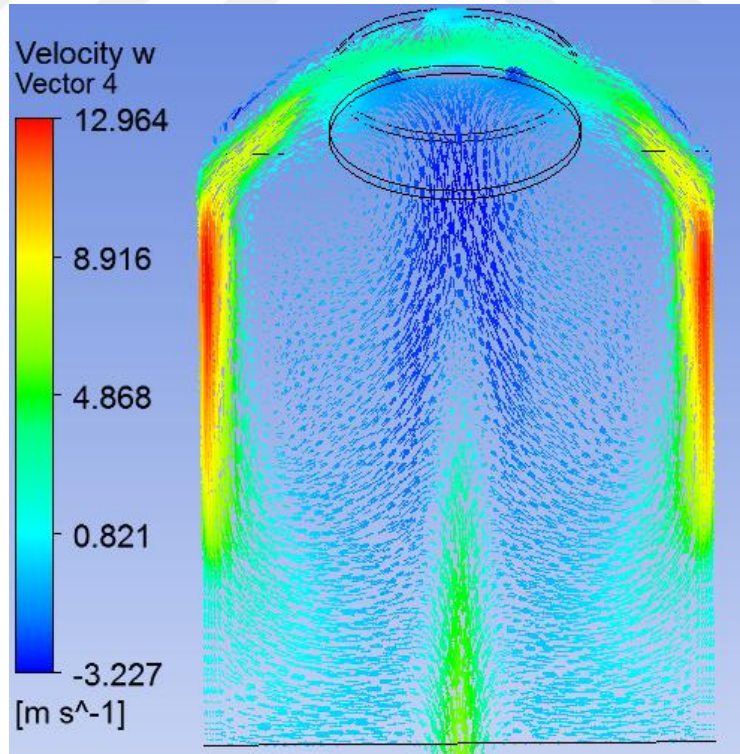


Şekil 4.45 Standart k- ω (automatic) Hız w (m/s) (XZ Düzlemi)

YZ Düzlemi



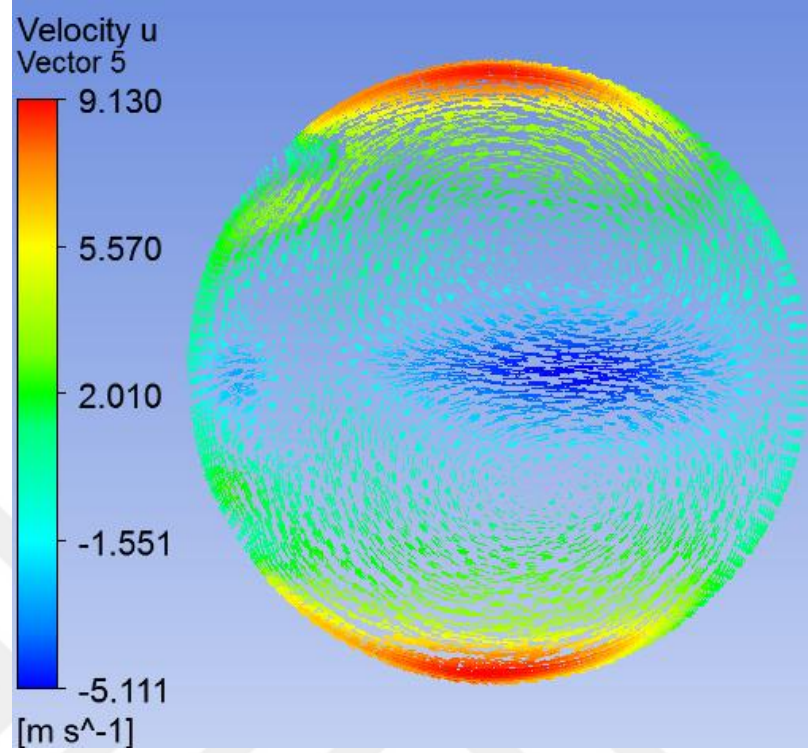
Şekil 4.46 Standart k- ω (automatic) hız v (m/s) (YZ Düzlemi)



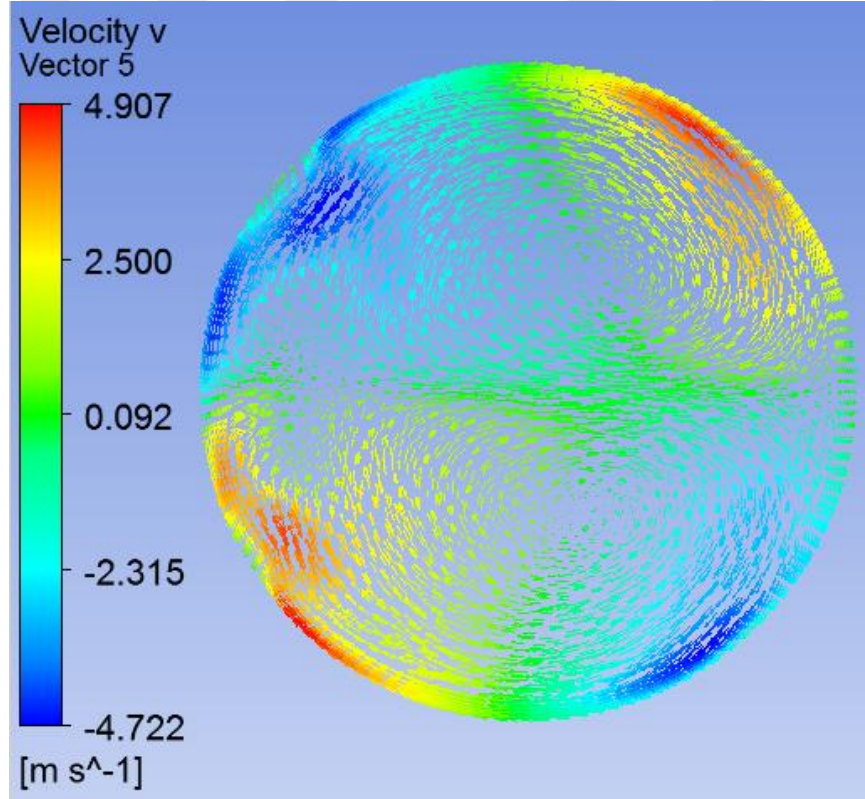
Şekil 4.47 Standart k- ω (automatic) hız w (m/s) (YZ Düzlemi)

XZ Düzlemi

H 10 mm Düzlemi

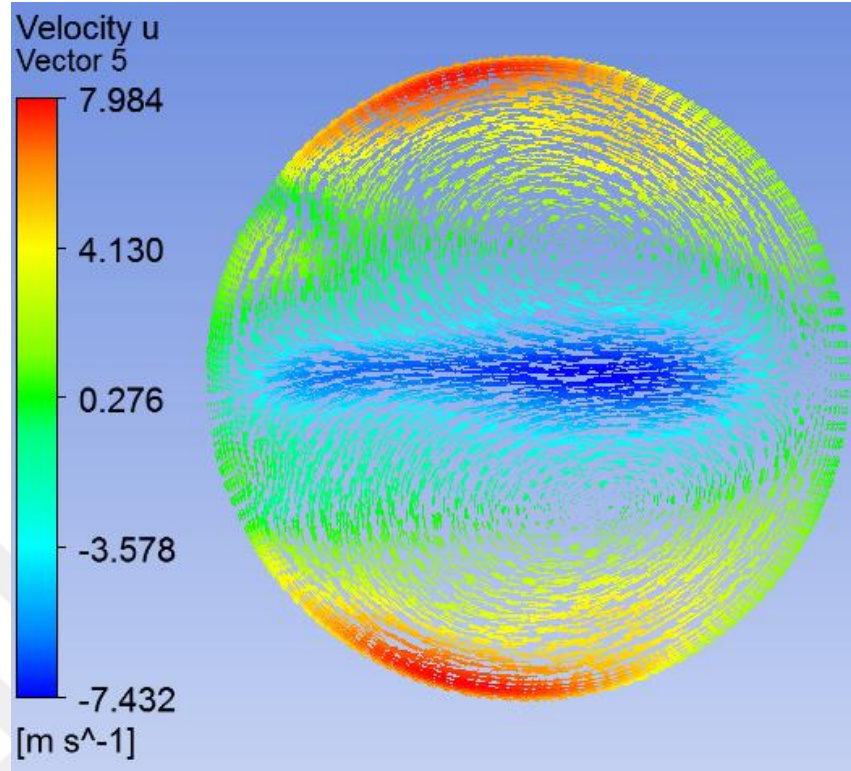


Şekil 4.48 Standart k- ω (automatic) hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 10 mm)

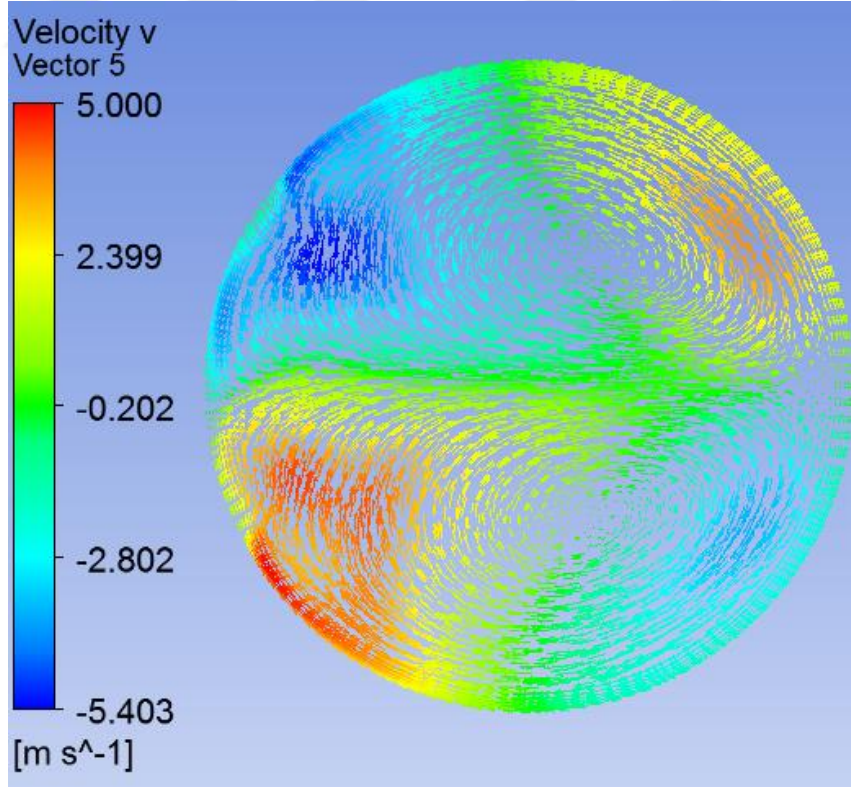


Şekil 4.49 Standart k- ω (automatic) hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 10 mm)

H 20 mm Düzlemi

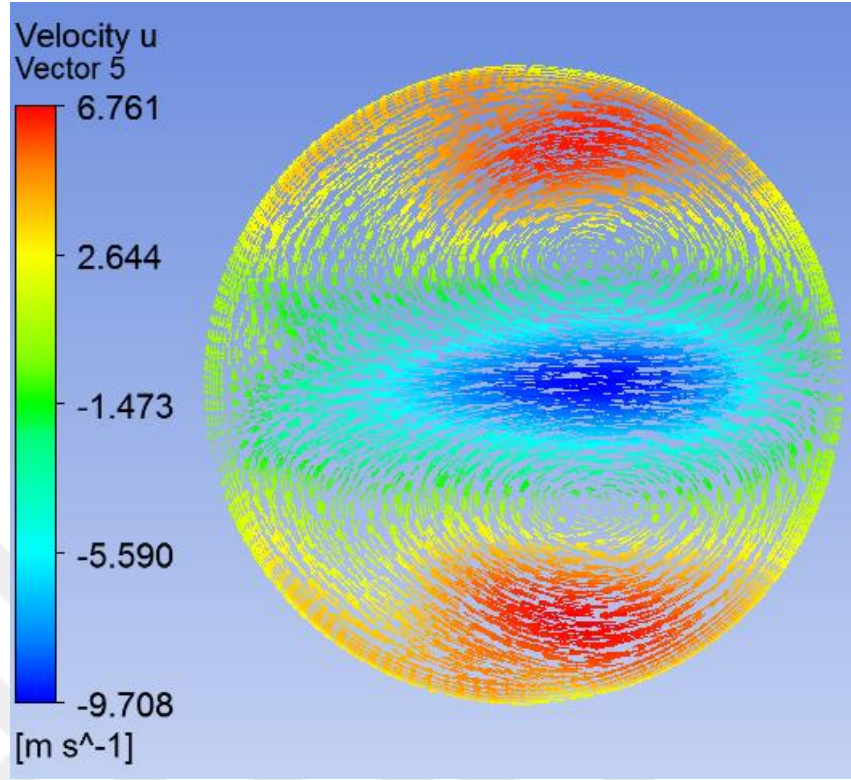


Şekil 4.50 Standart k- ω (automatic) hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 20 mm)

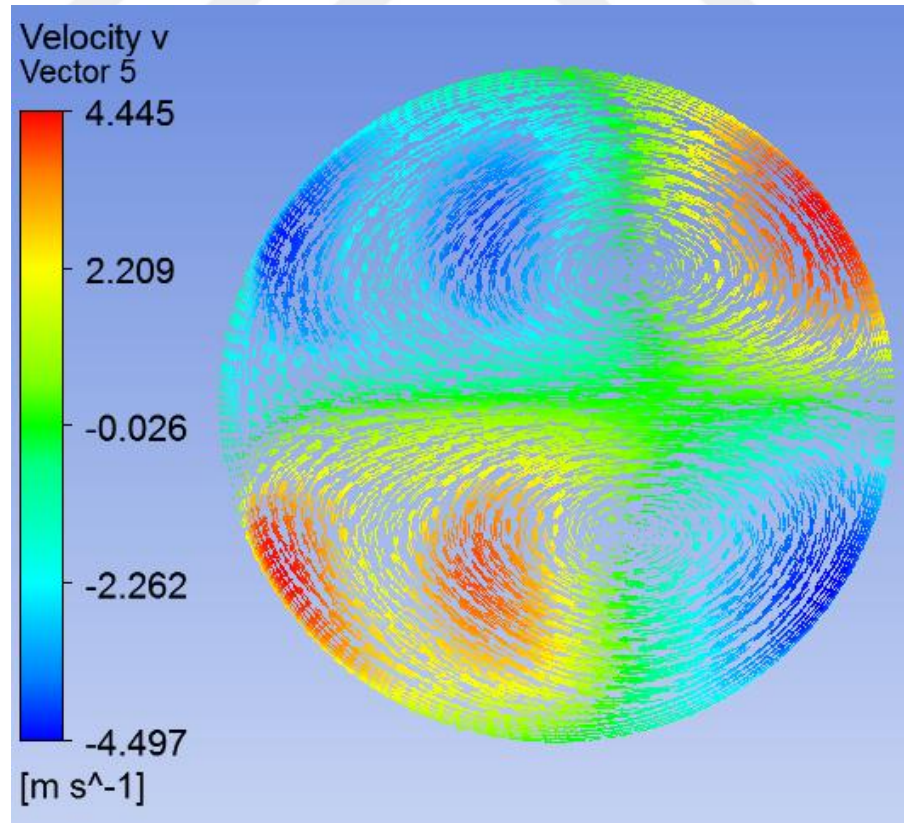


Şekil 4.51 Standart k- ω (automatic) hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 20 mm)

H 40 mm Düzlemi

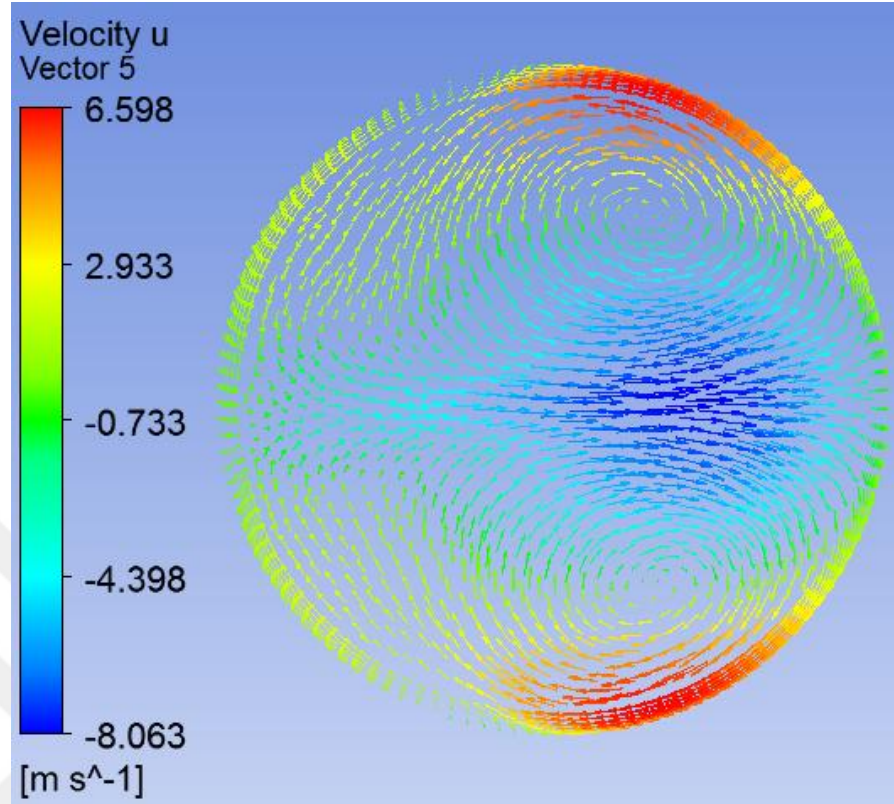


Şekil 4.52 Standart k- ω (automatic) hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 40 mm)

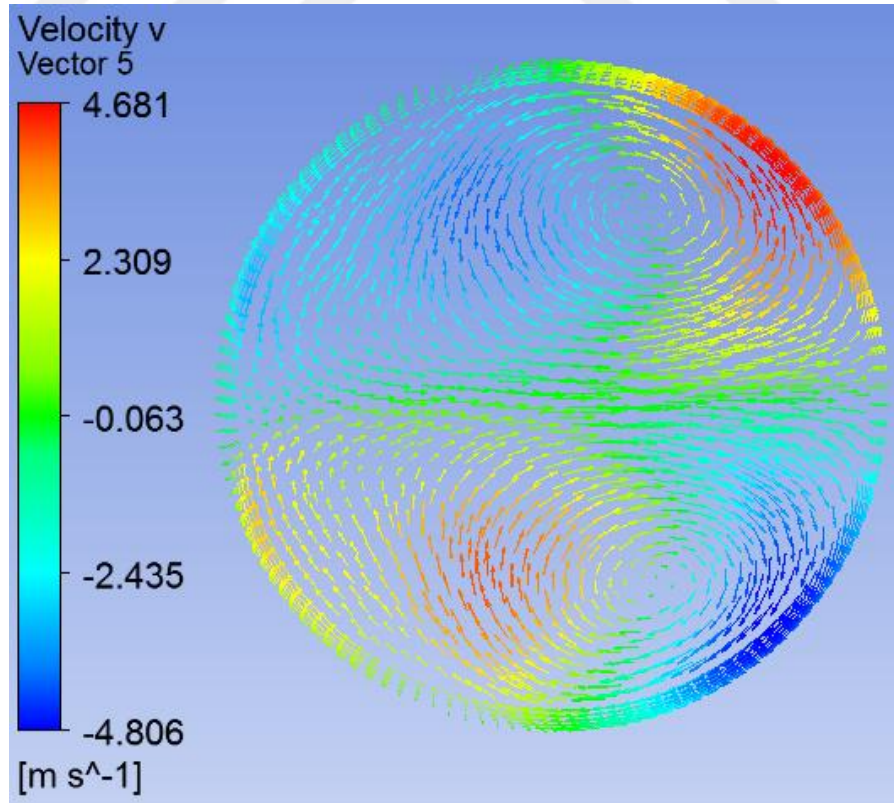


Şekil 4.53 Standart k- ω (automatic) hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 40 mm)

H 60 mm Düzlemi

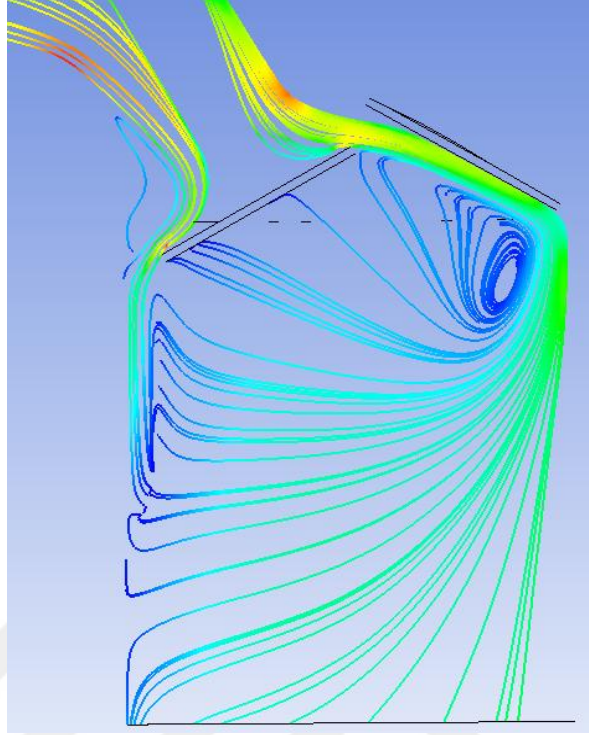


Şekil 4.54 Standart k- ω (automatic) hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 60 mm)



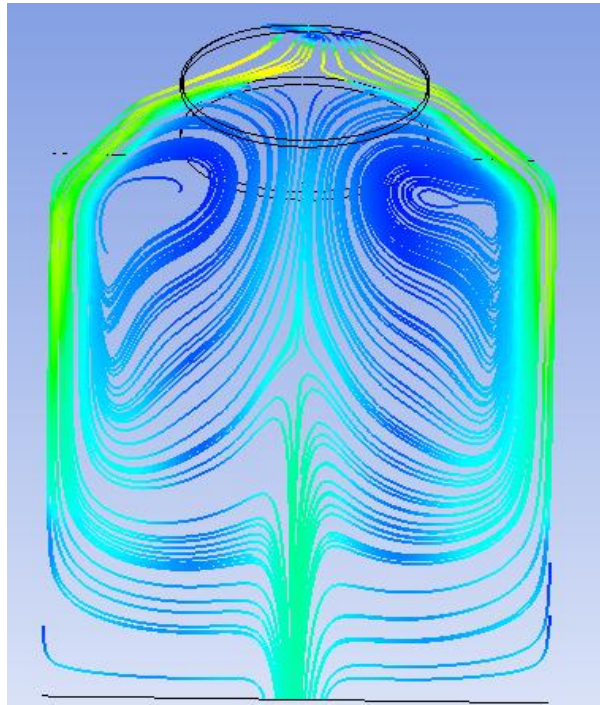
Şekil 4.55 Standart k- ω (automatic) hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 60 mm)

XZ Düzlemi Akış Çizgileri



Şekil 4.56 Standart k- ω (automatic) hız akış çizgileri (XZ Düzlemi)

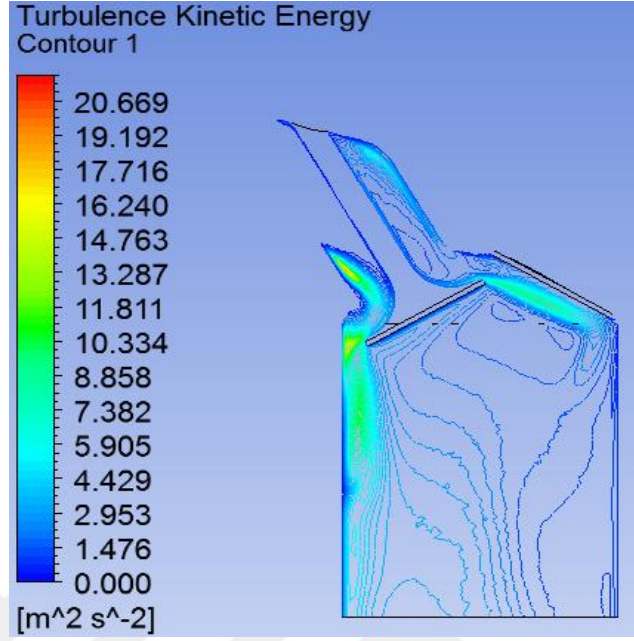
YZ Düzlemi Akış Çizgileri



Şekil 4.57 Standart k- ω (automatic) hız akış çizgileri (YZ Düzlemi)

Kinetik Enerji Dağılımı

XZ Düzlemi

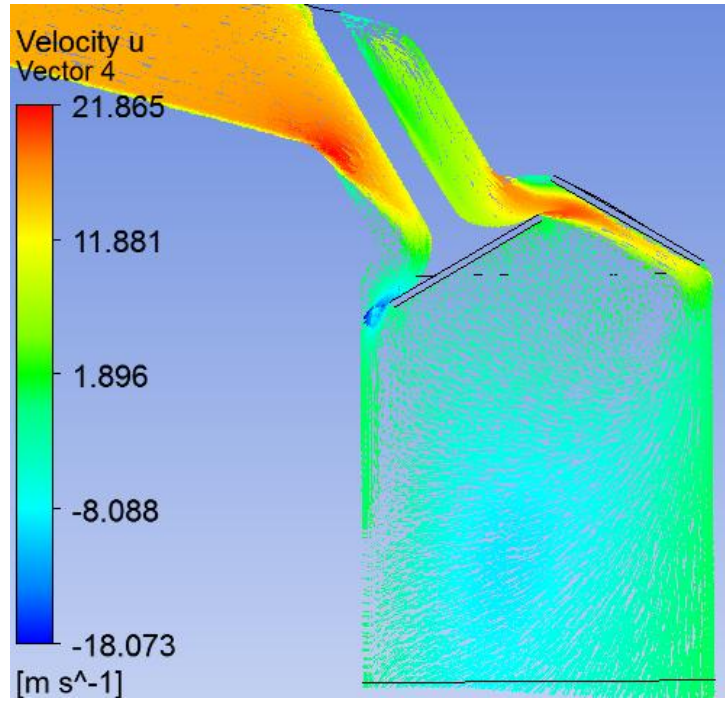


Şekil 4.58 Standart k- ω (automatic) kinetik enerji dağılımı (XZ Düzlemi)

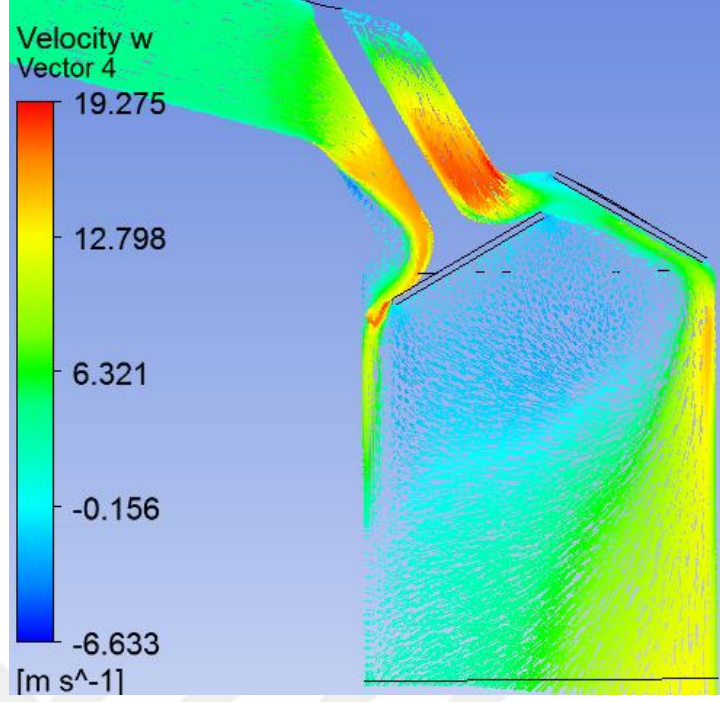
4.3.3.3 SST k- ω (automatic)

Hız Dağılımı

XZ Düzlemi

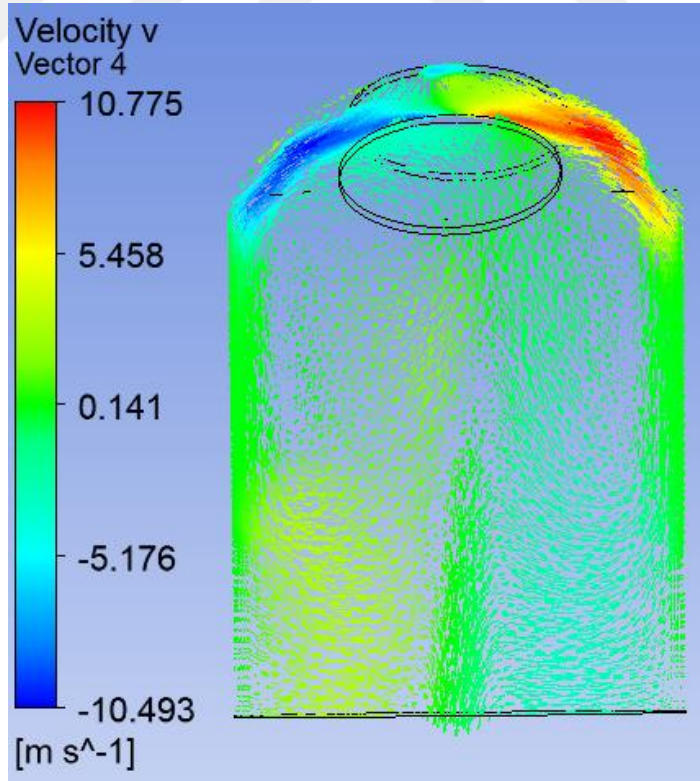


Şekil 4.59 SST k- ω (automatic) hız u (m/s) (XZ Düzlemi)

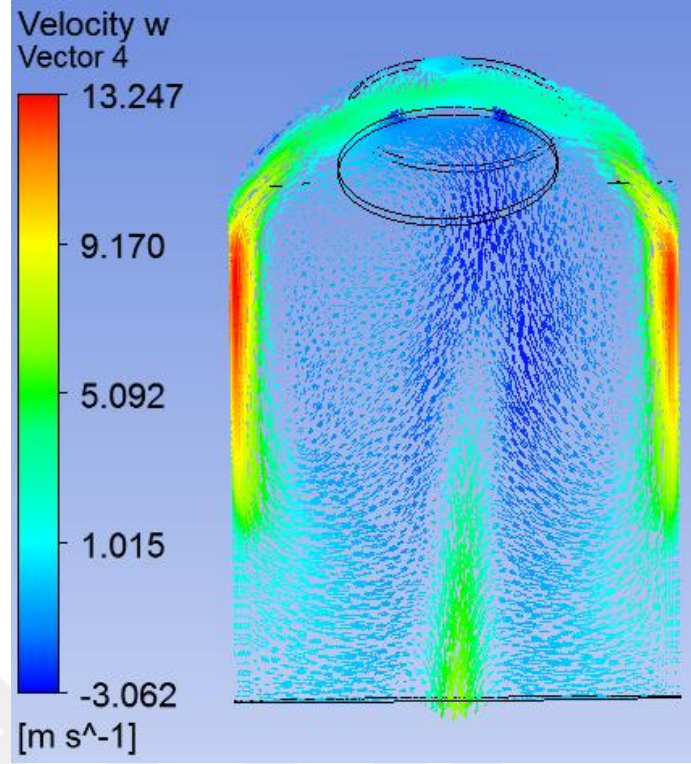


Şekil 4.60 SST k- ω (automatic) hız w (m/s) (XZ Düzlemi)

YZ Düzlemi



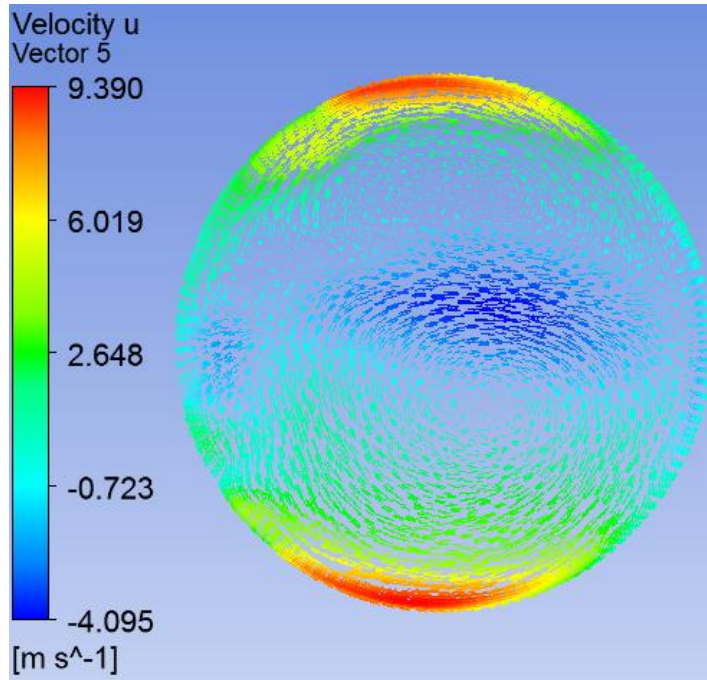
Şekil 4.61 SST k- ω (automatic) hız v (m/s) (YZ Düzlemi)



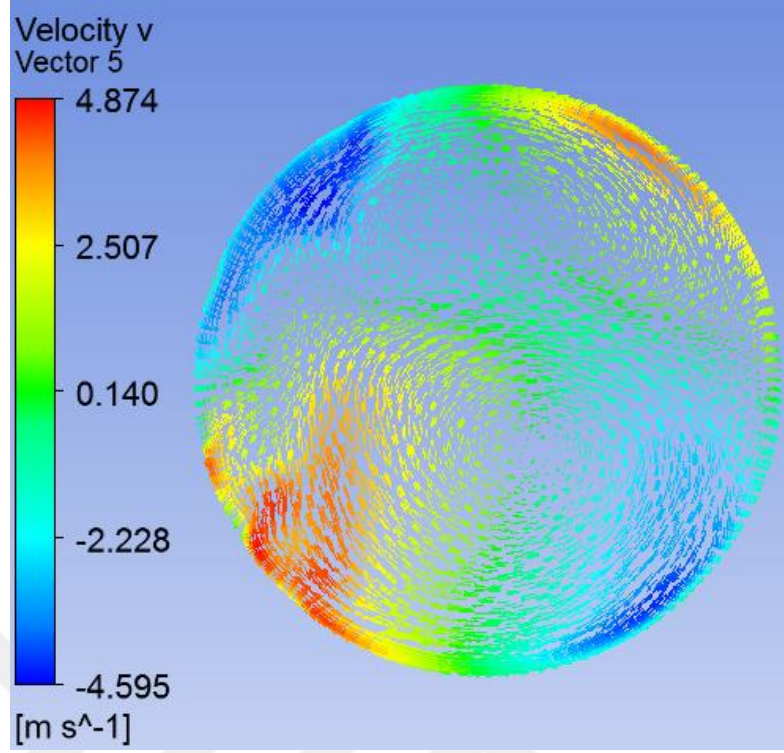
Şekil 4.62 SST k- ω (automatic) hız w (m/s) (YZ Düzlemi)

XY Düzlemi

H 10 mm

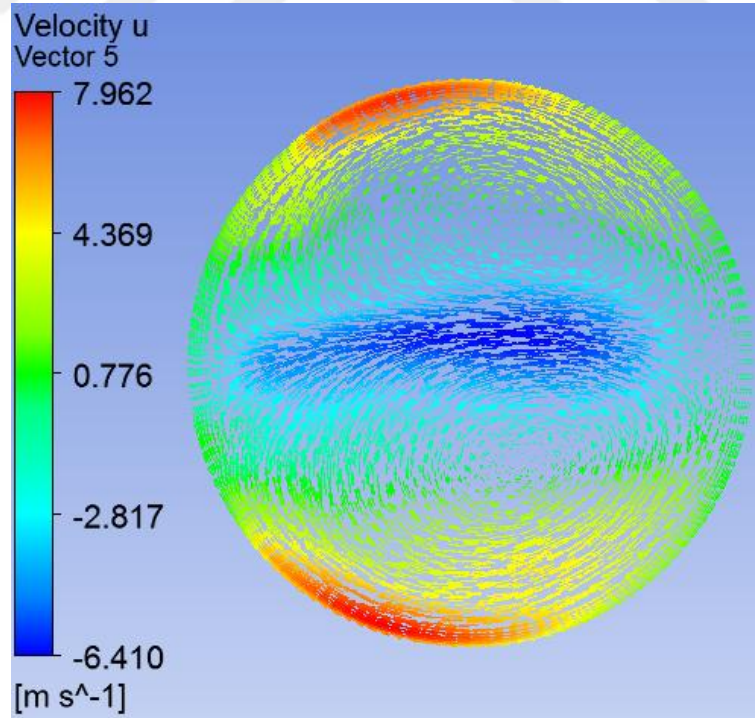


Şekil 4.63 SST k- ω (automatic) hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 10 mm)

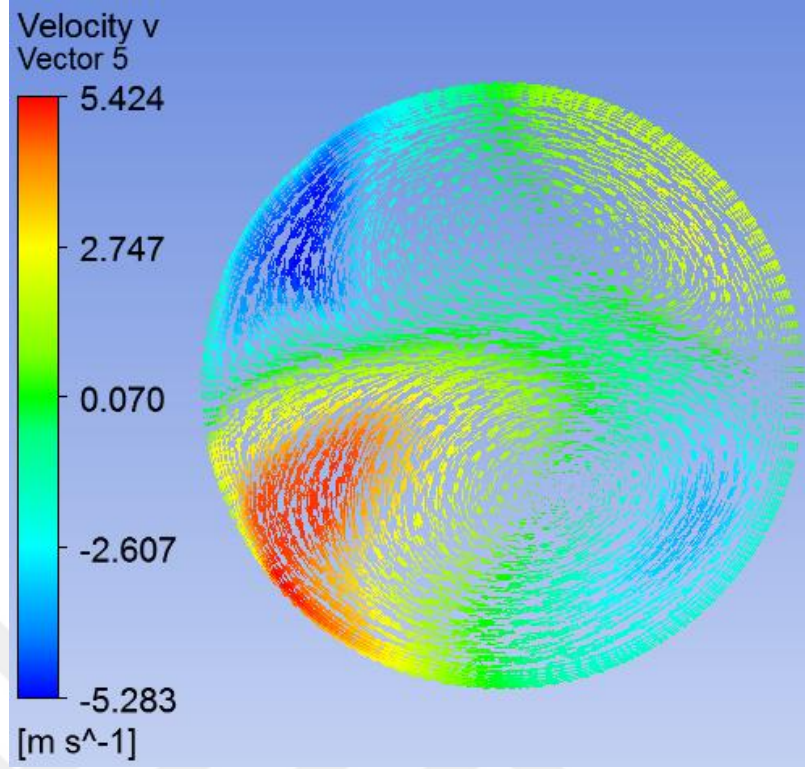


Şekil 4.64 SST k- ω (automatic) hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 10 mm)

H 20 mm

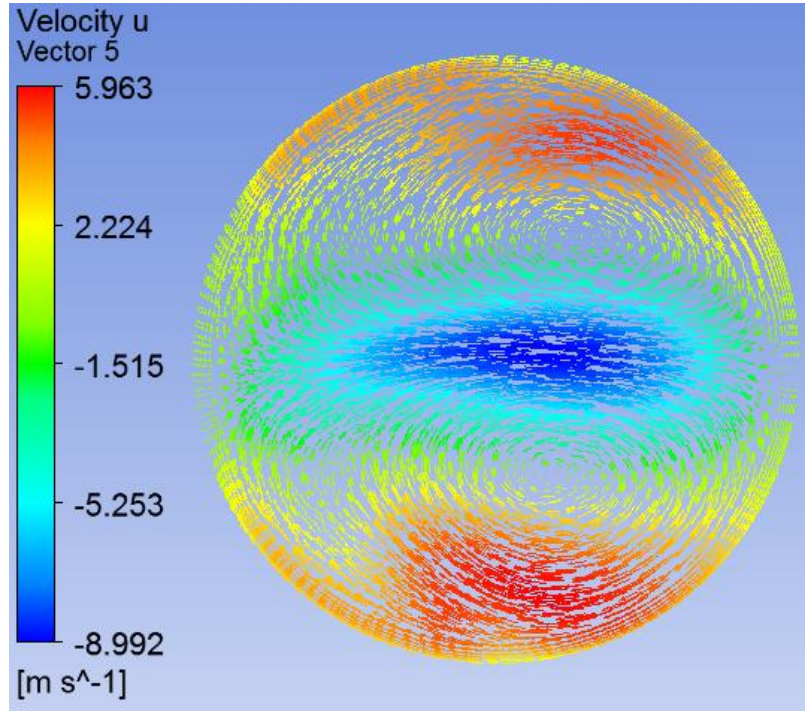


Şekil 4.65 SST k- ω (automatic) hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 20 mm)

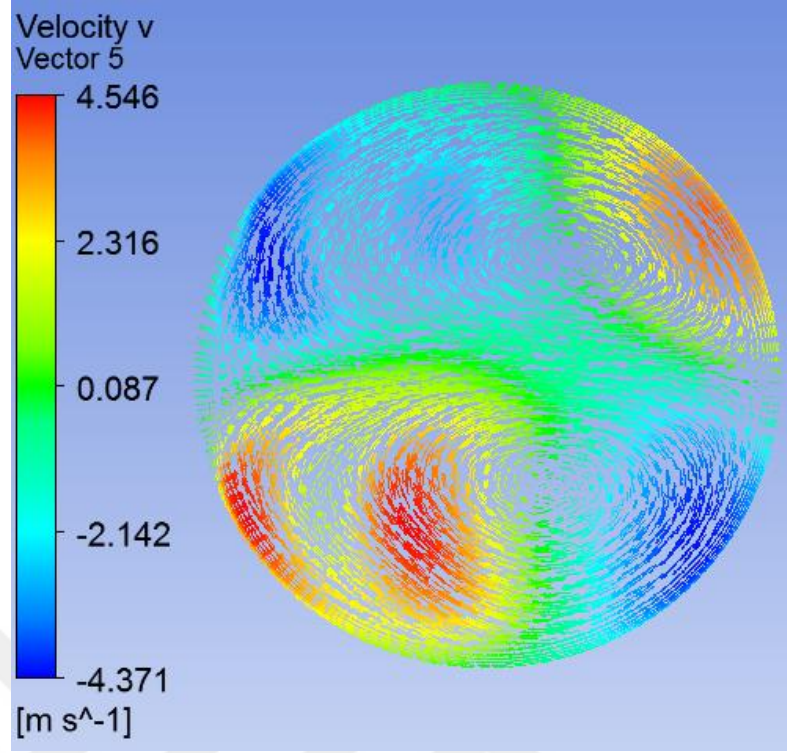


Şekil 4.66 SST k- ω (automatic) hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 20 mm)

H 40 mm

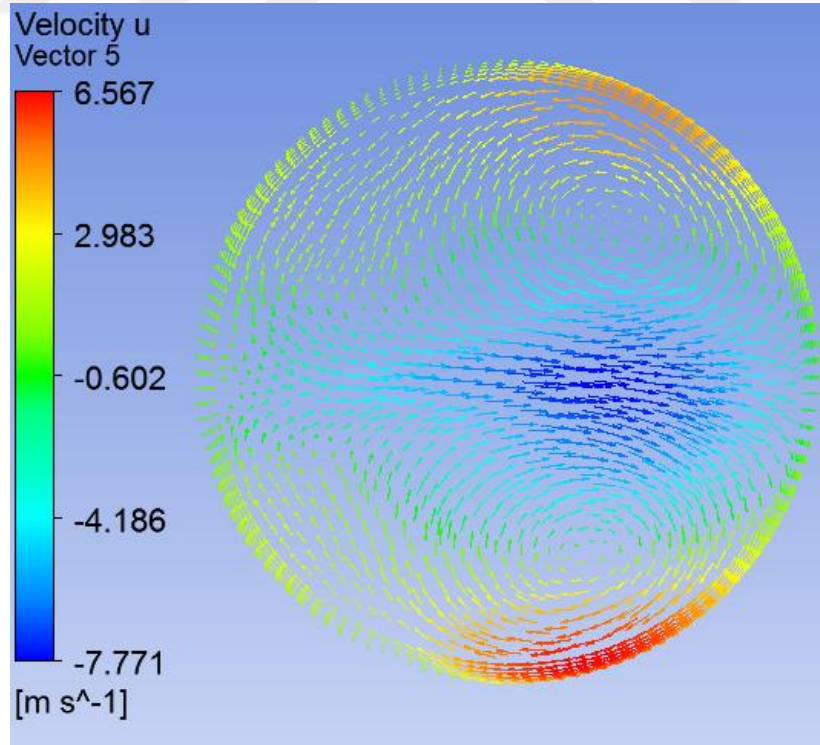


Şekil 4.67 SST k- ω (automatic) hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 40 mm)

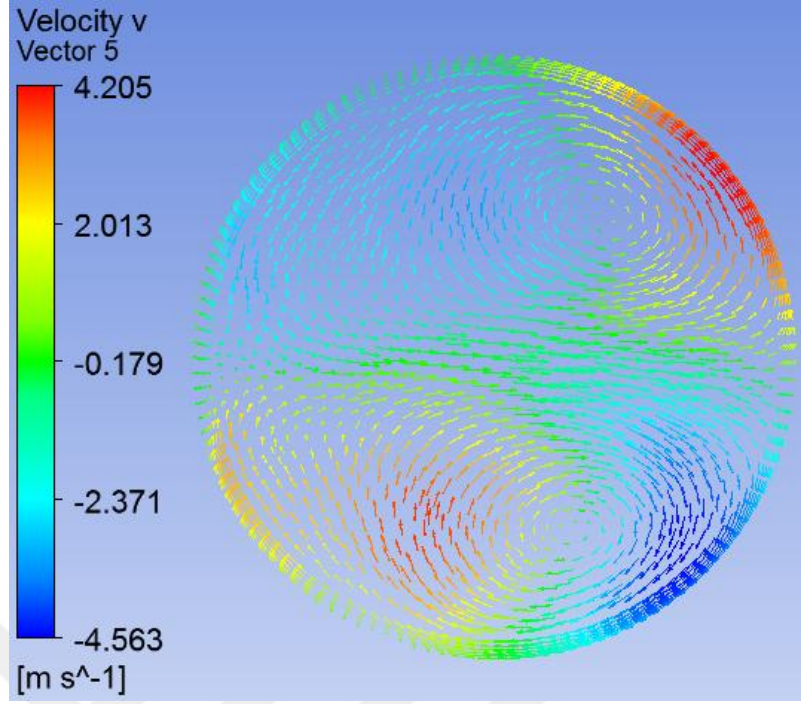


Şekil 4.68 SST k- ω (automatic) hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 40 mm)

H 60 mm

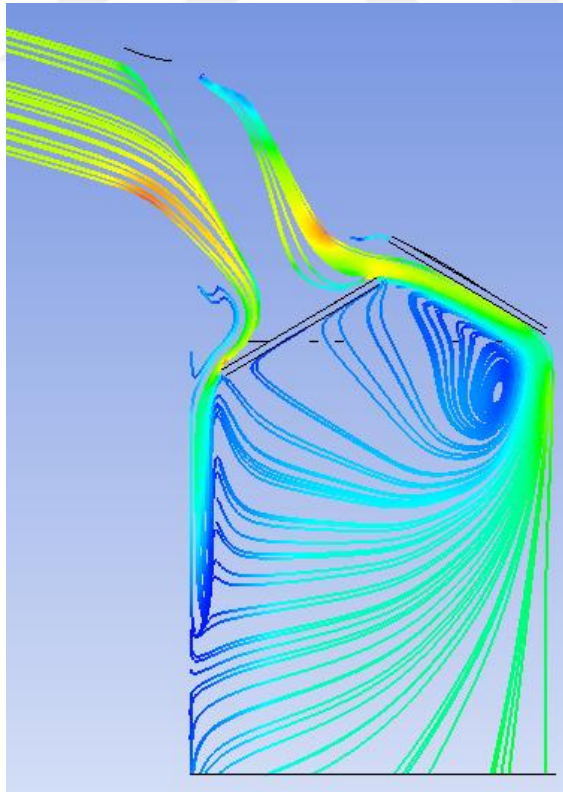


Şekil 4.69 SST k- ω (automatic) hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 60 mm)



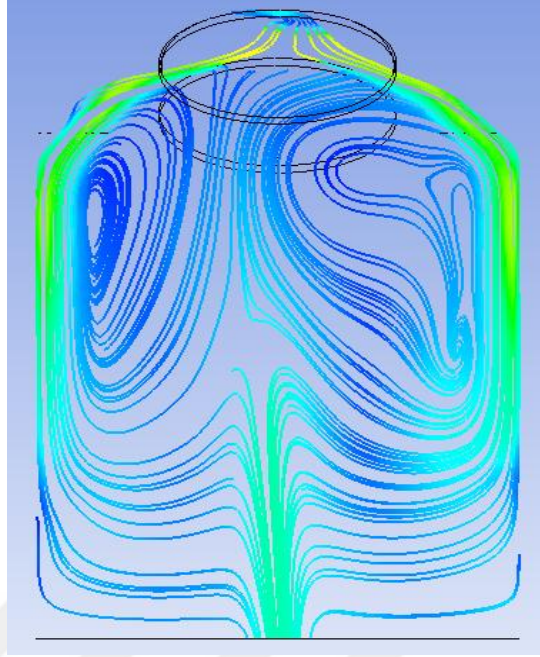
Şekil 4.70 SST k- ω (automatic) hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 60 mm)

XZ Düzlemi Akış Çizgileri



Şekil 4.71 SST k- ω (automatic) hız akış çizgileri (XZ Düzlemi)

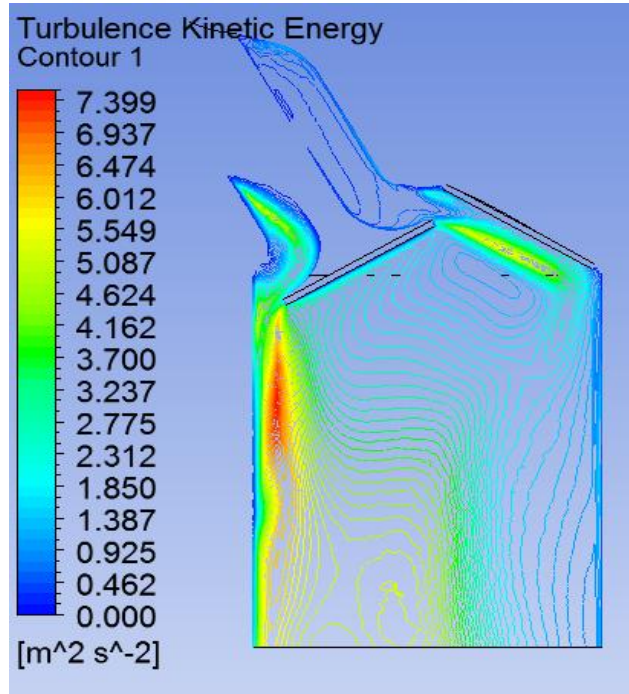
YZ Düzlemi Akış Çizgileri



Şekil 4.72 SST k- ω (automatic) hız akış çizgileri (YZ Düzlemi)

Kinetik Enerji Dağılımı

XZ Düzlemi

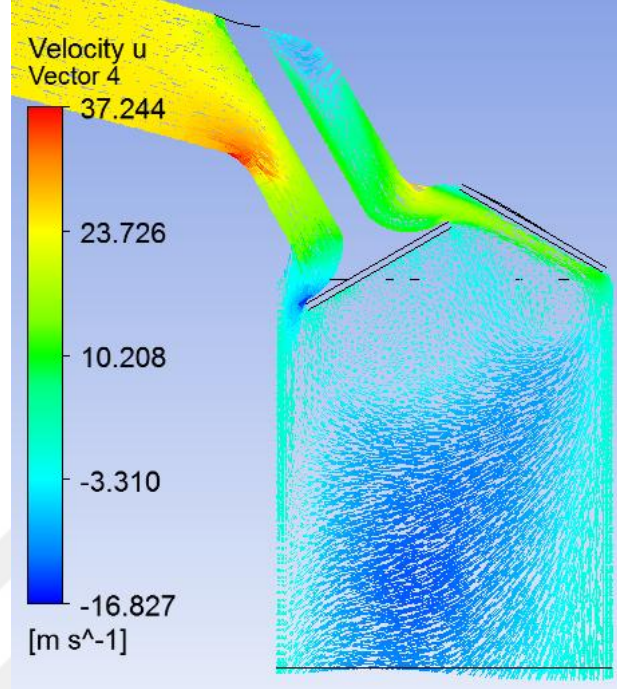


Şekil 4.73 SST k- ω (automatic) kinetik enerji dağılımı (XZ Düzlemi)

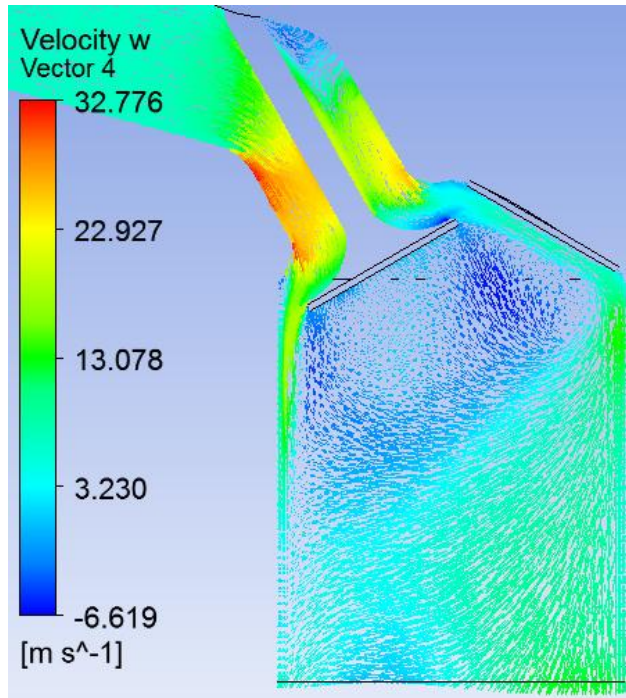
4.3.3.4 SSG Reynolds Stress (scalable)

Hız Dağılımı

XZ Düzlemi

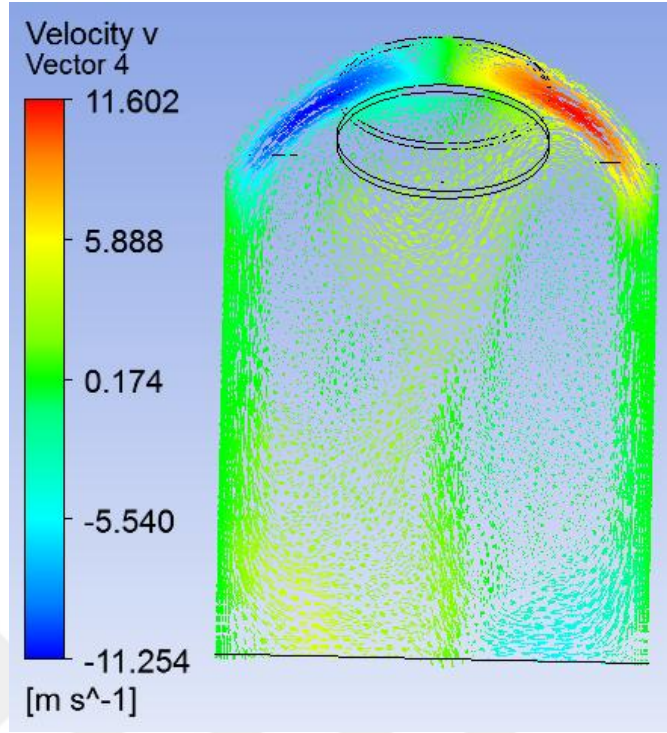


Şekil 4.74 SSG Reynolds Stress (scalable) hız u (m/s) (XZ Düzlemi)

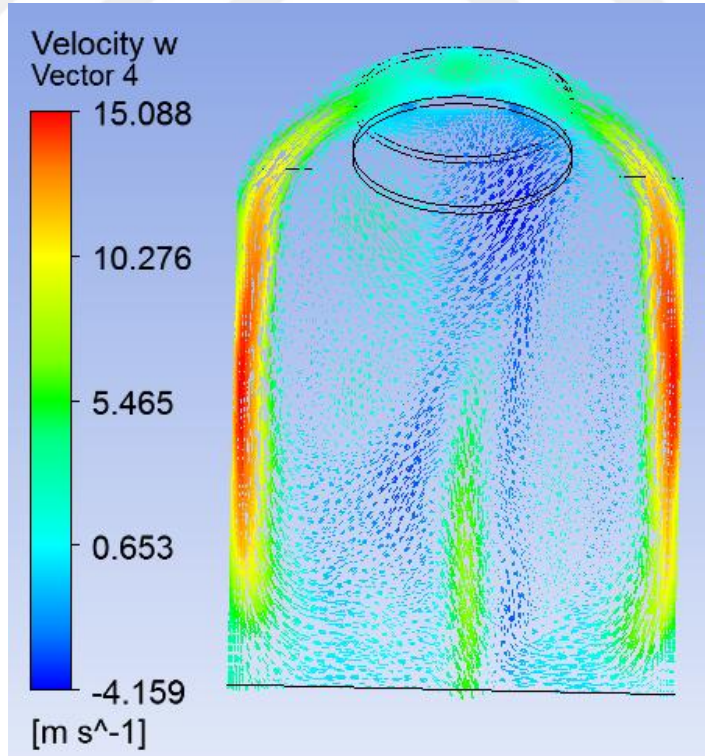


Şekil 4.75 SSG Reynolds Stress (scalable) hız w (m/s) (XZ Düzlemi)

YZ Düzlemi



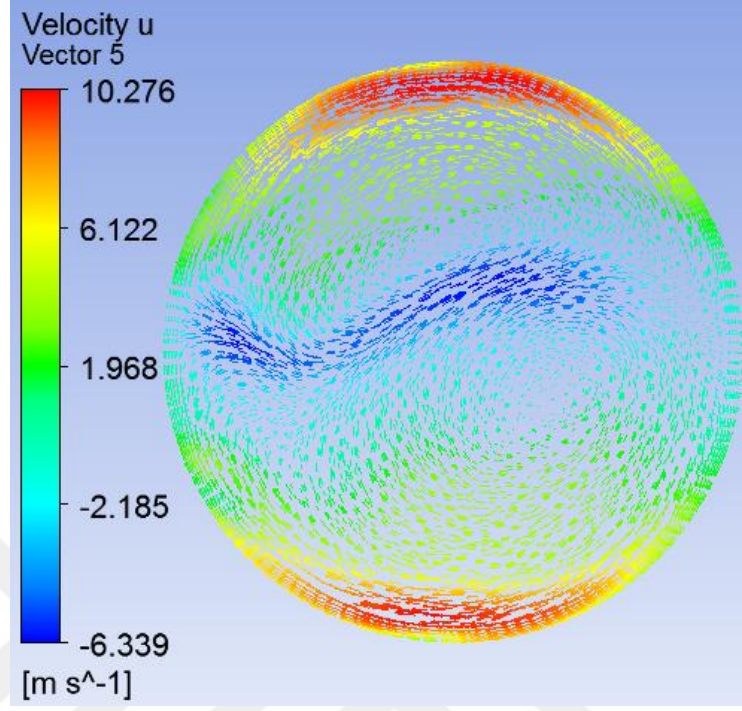
Şekil 4.76 SSG Reynolds Stress (scalable) hız v (m/s) (YZ Düzlemi)



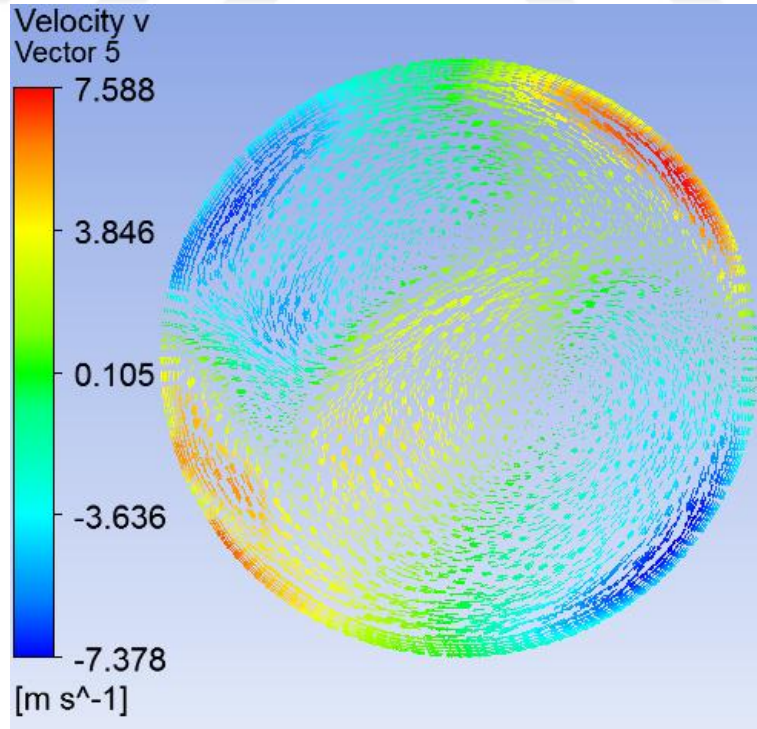
Şekil 4.77 SSG Reynolds Stress (scalable) hız w (m/s) (YZ Düzlemi)

XY Düzlemi

H 10mm Düzlemi

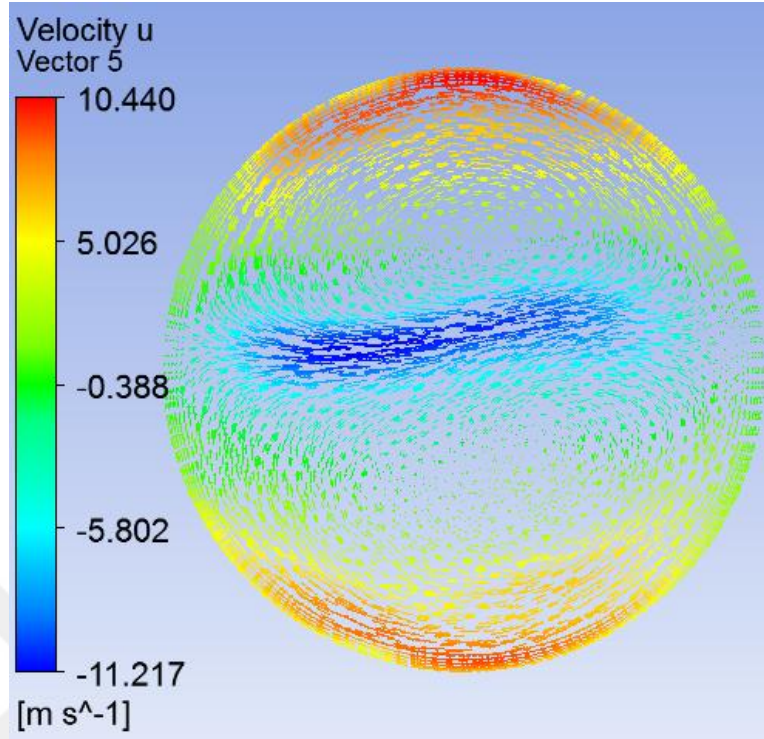


Şekil 4.78 SSG Reynolds Stress (scalable) hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 10mm)

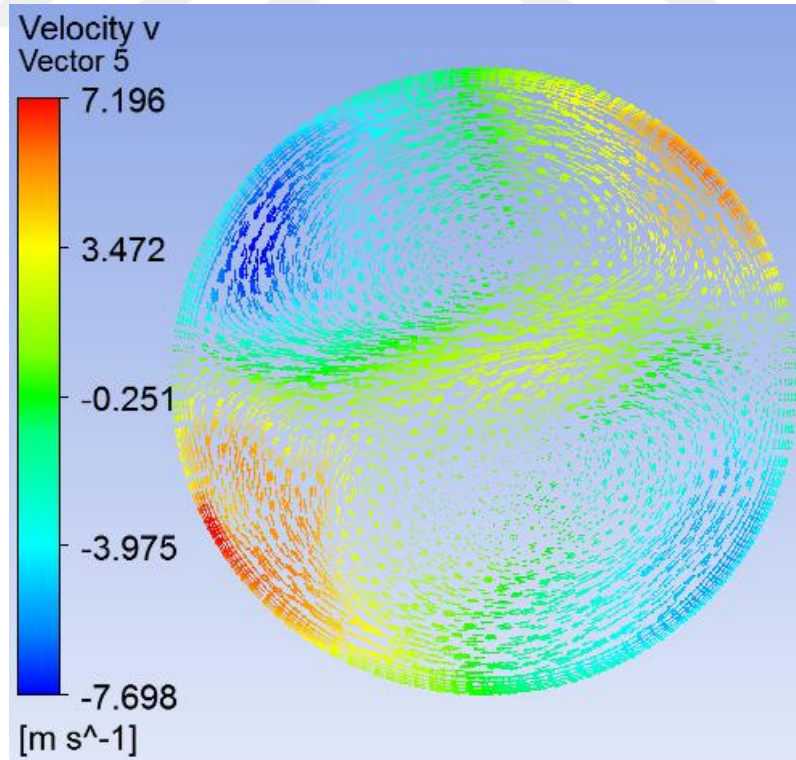


Şekil 4.79 SSG Reynolds Stress (scalable) hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 10mm)

H 20mm Düzlemi

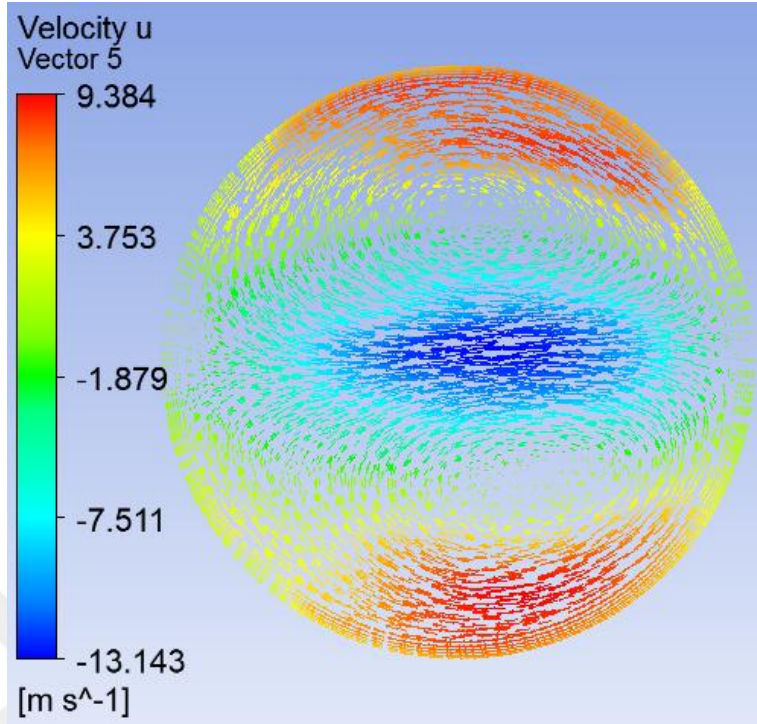


Şekil 4.80 SSG Reynolds Stress (scalable) hız u (m/s) (XY Düzlemi, H20mm)

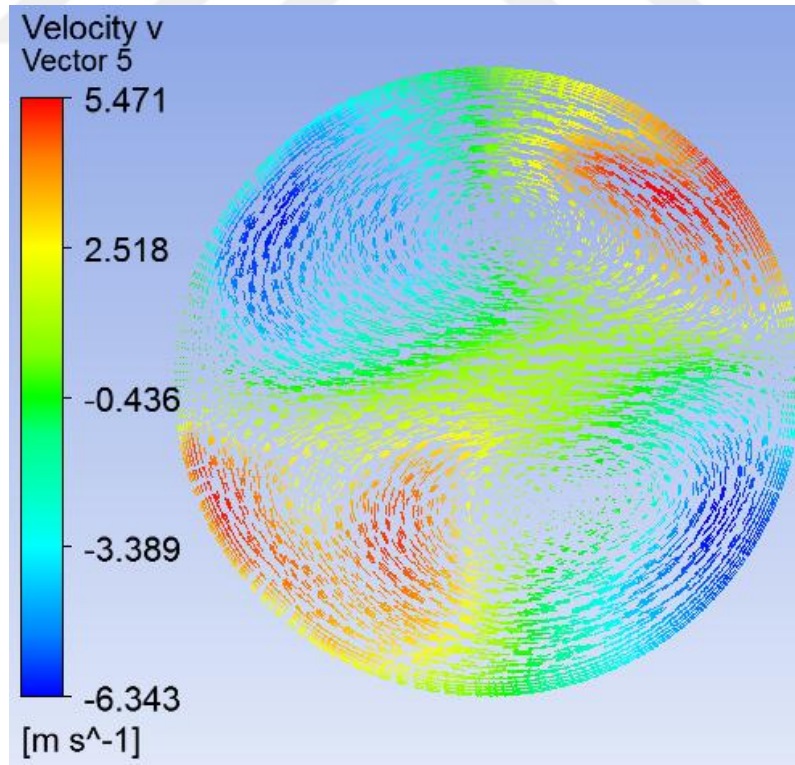


Şekil 4.81 SSG Reynolds Stress (scalable) hız v (m/s) (XY Düzlemi, H20mm)

H 40mm Düzlemi

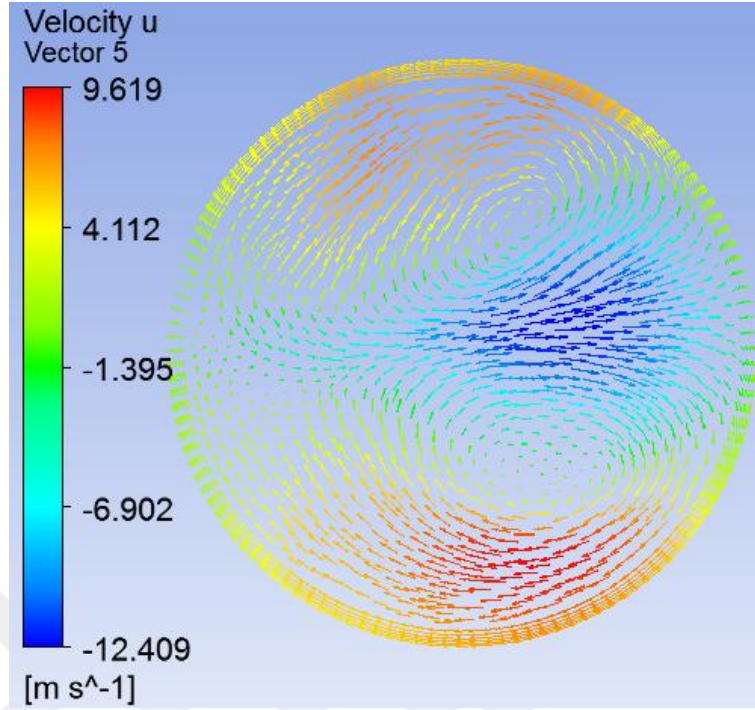


Şekil 4.82 SSG Reynolds Stress (scalable) hız u (m/s) (XY Düzlemi, H40mm)

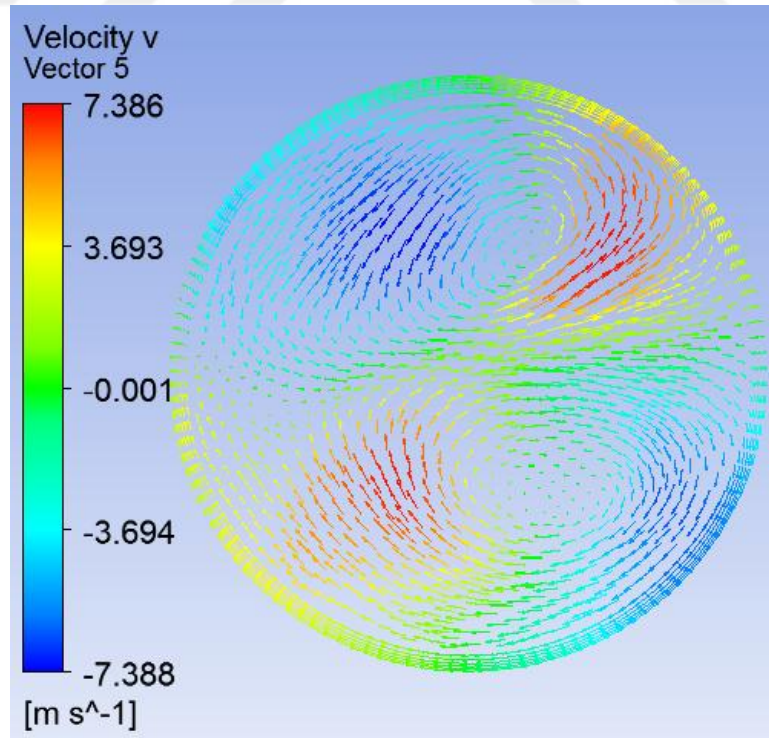


Şekil 4.83 SSG Reynolds Stress (scalable) hız v (m/s) (XY Düzlemi, H40mm)

H 60mm Düzlemi

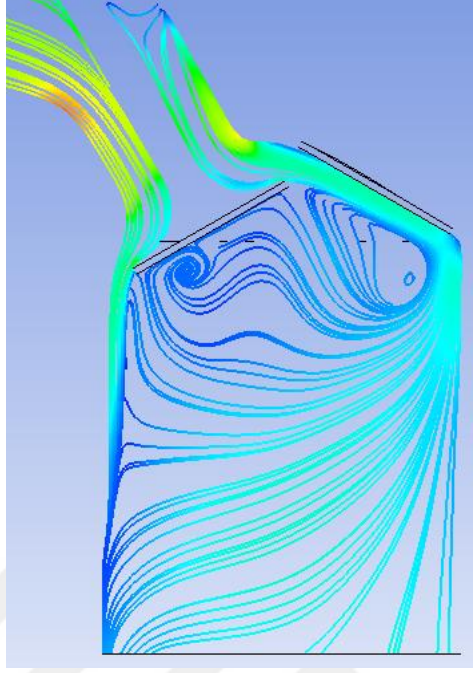


Şekil 4.84 SSG Reynolds Stress (scalable) hız u (m/s) (XY Düzlemi, H60mm)



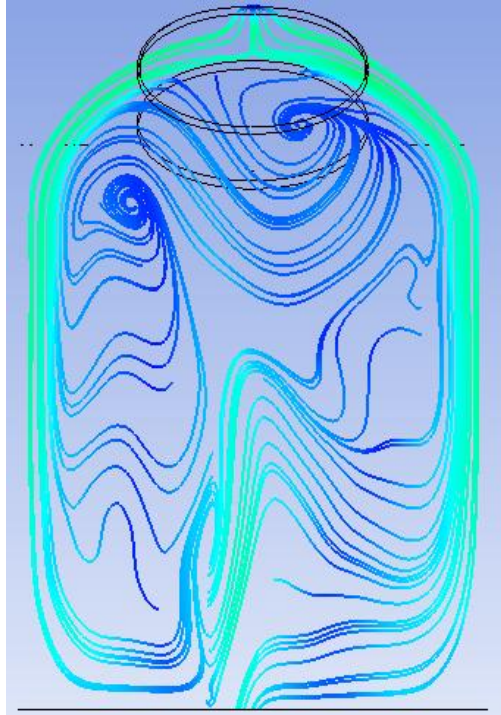
Şekil 4.85 SSG Reynolds Stress (scalable) hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 60mm)

XZ Düzlemi Akış Çizgileri



Şekil 4.86 SSG Reynolds Stress (scalable) hız akış çizgileri (XZ Düzlemi)

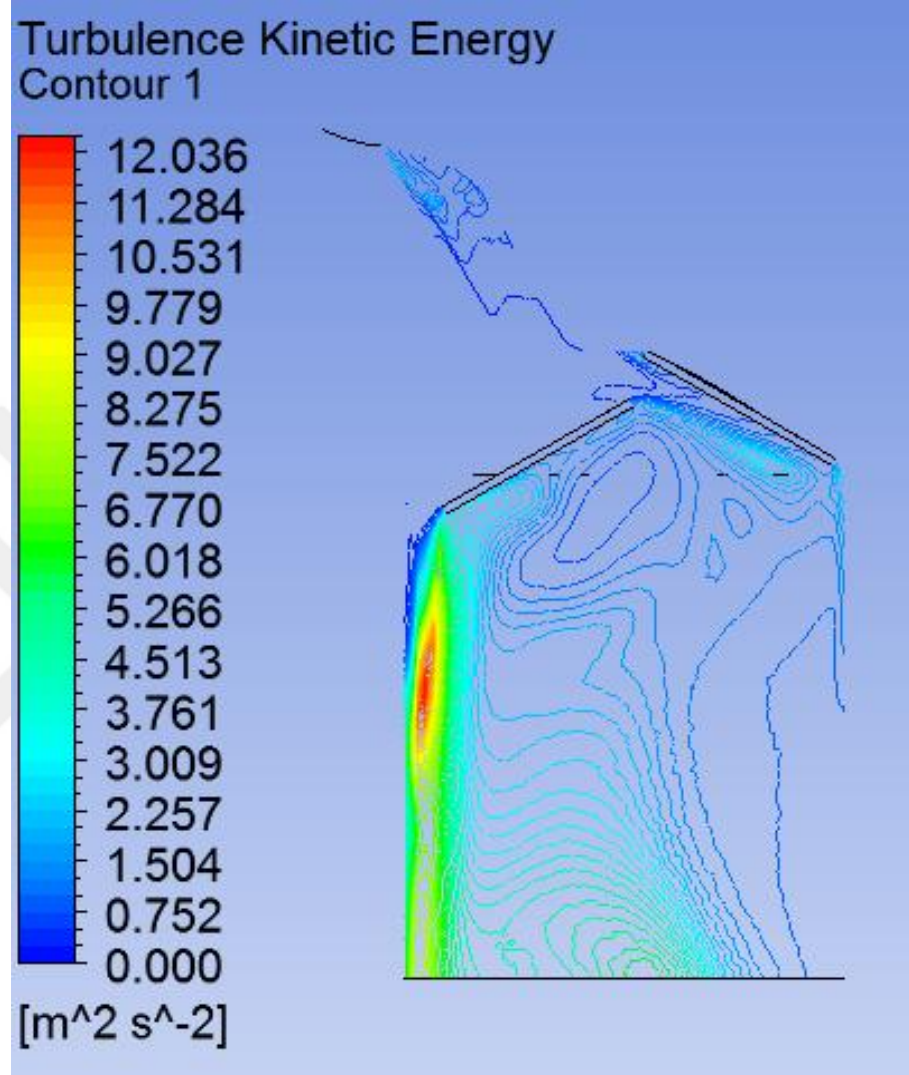
YZ Düzlemi Akış Çizgileri



Şekil 4.87 SSG Reynolds Stress (scalable) hız akış çizgileri (YZ Düzlemi)

Kinetik Enerji Dağılımı

XZ Düzlemi

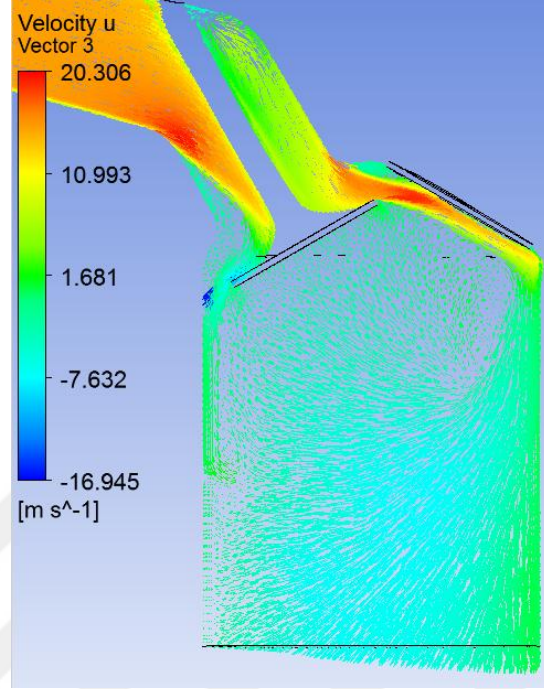


Şekil 4.88 SSG Reynolds Stress (scalable) kinetik enerji dağılımı (XZ Düzlemi)

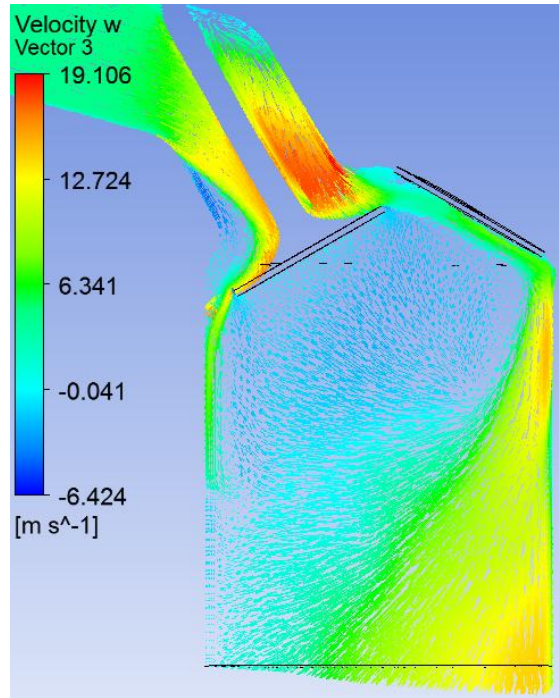
4.3.3.5 BSL Reynolds Stress (automatic)

Hız Dağılımı

XZ Düzlemi

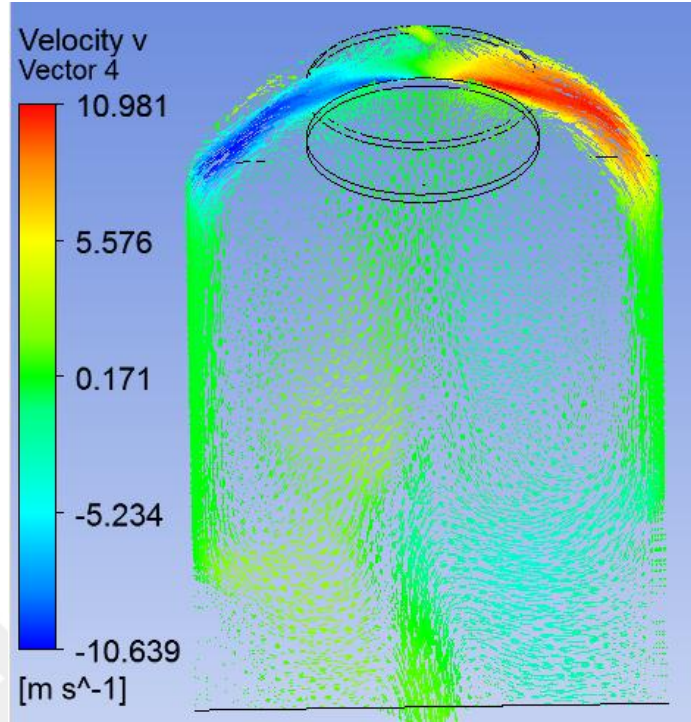


Şekil 4.89 BSL Reynolds Stress (automatic) hız u (m/s) (XZ Düzlemi)

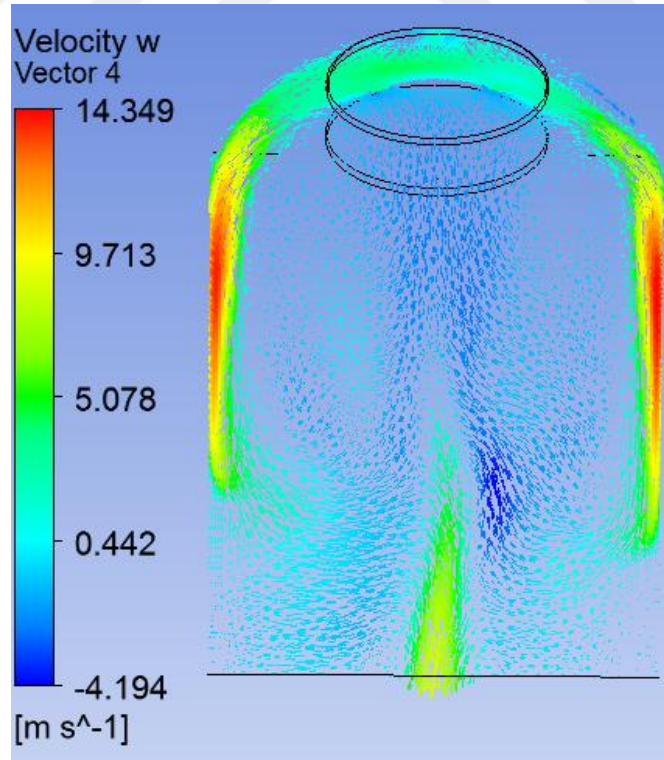


Şekil 4.90 BSL Reynolds Stress (automatic) hız w (m/s) (XZ Düzlemi)

YZ Düzlemi



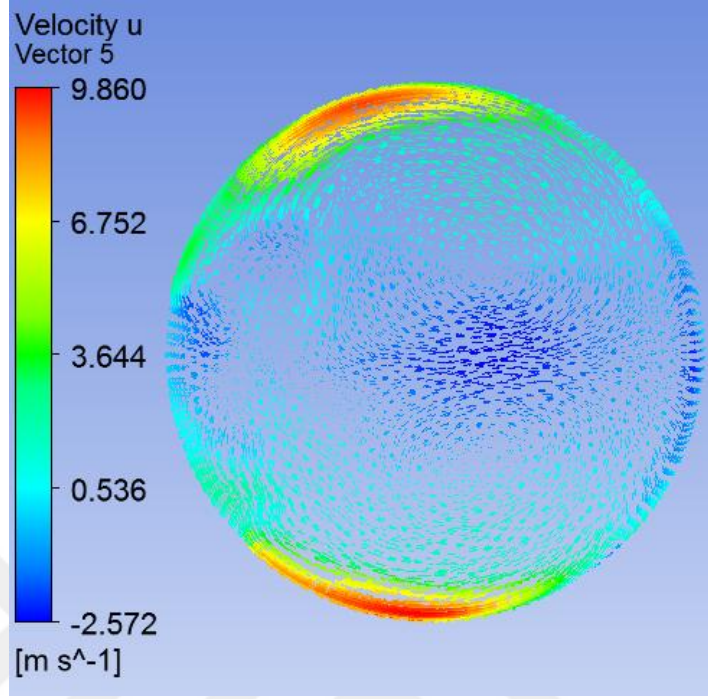
Şekil 4.91 BSL Reynolds Stress (automatic) hız v (m/s) (YZ Düzlemi)



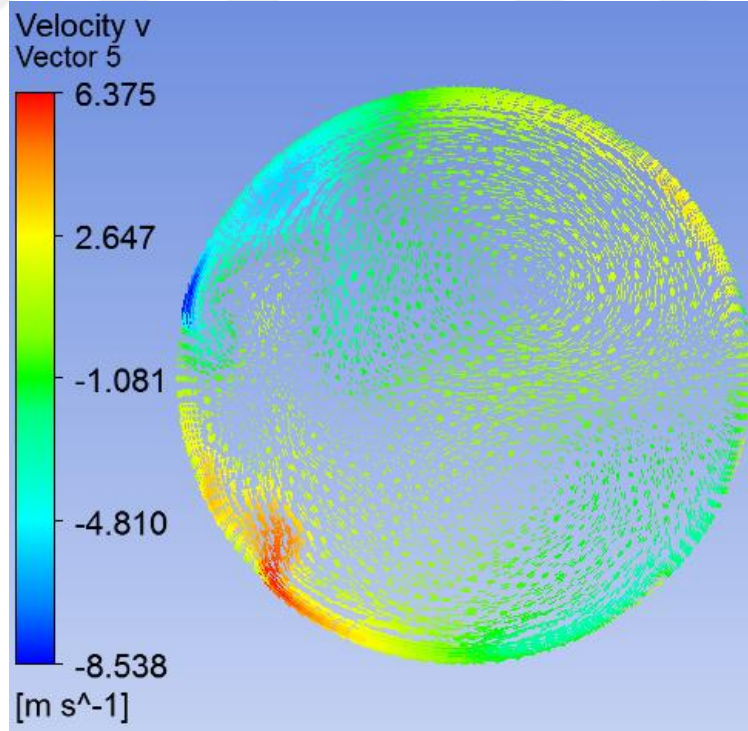
Şekil 4.92 BSL Reynolds Stress (automatic) hız w (m/s) (YZ Düzlemi)

XY Düzlemi

H 10mm Düzlemi

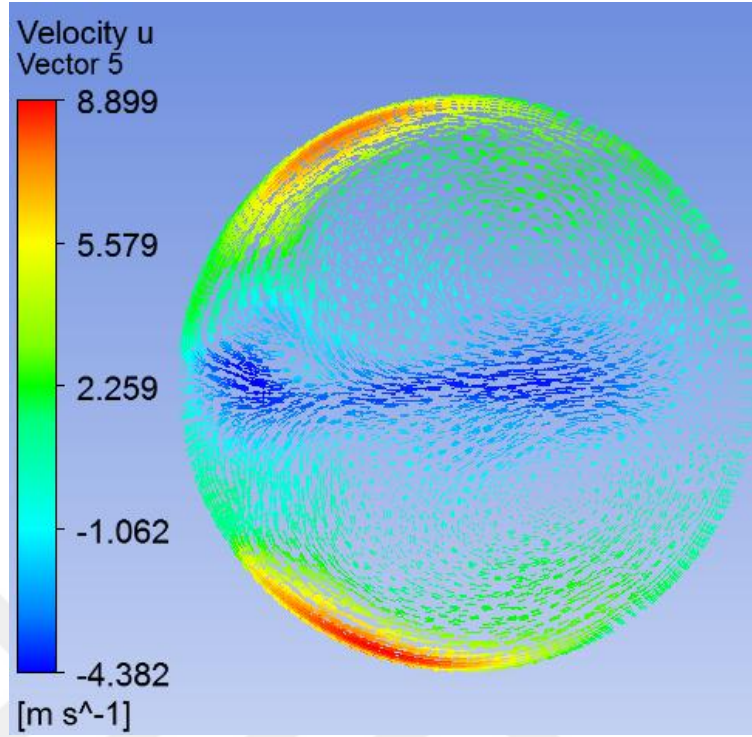


Şekil 4.93 BSL Reynolds Stress(automatic) hız u(m/s) (XY Düzlemi, H10mm)

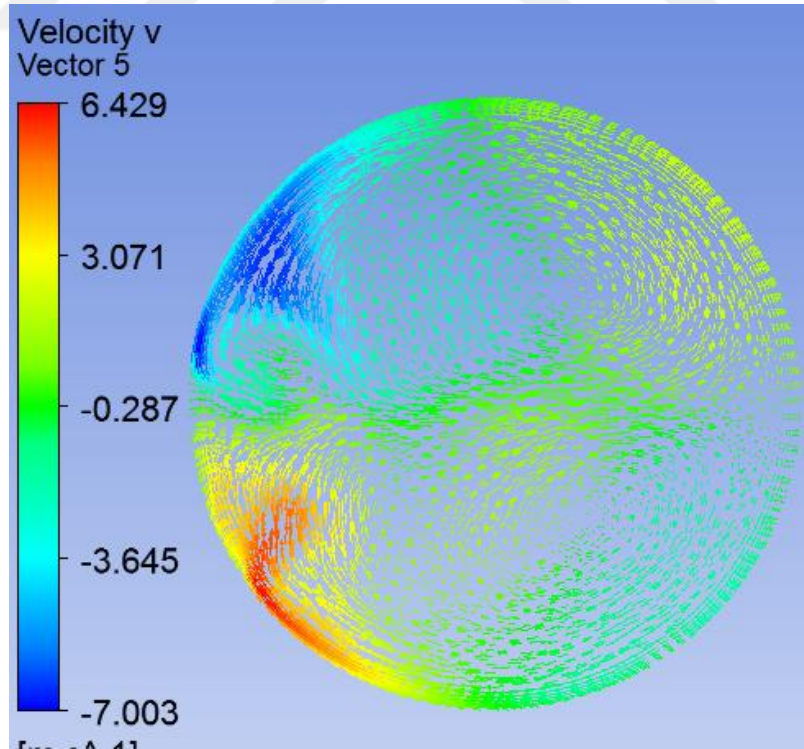


Şekil 4.94 BSL ReynoldsStress (automatic) hız v(m/s) (XY Düzlemi, H10mm)

H 20mm Düzlemi

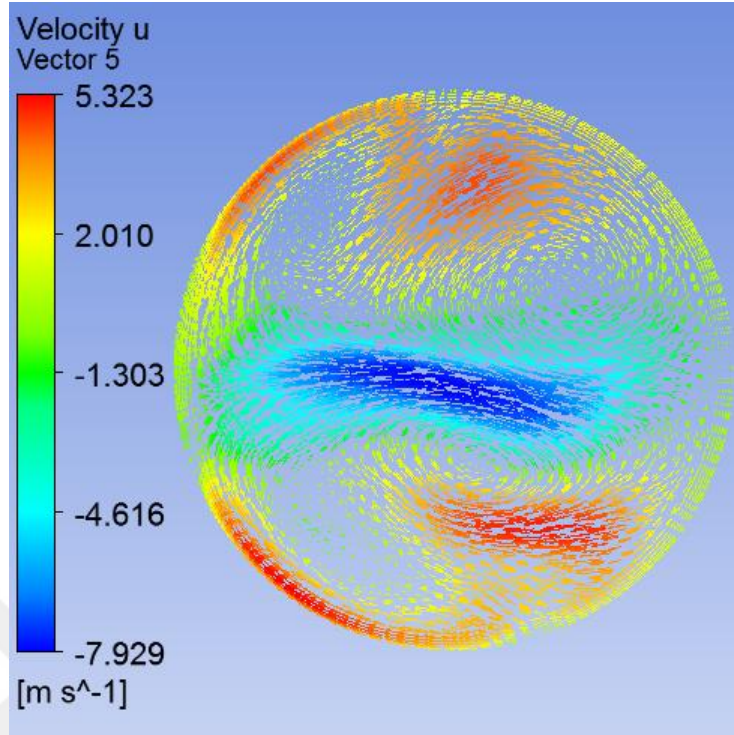


Şekil 4.95 BSL Reynolds Stress(automatic) hız u (m/s) (XY Düzlemi, H20mm)

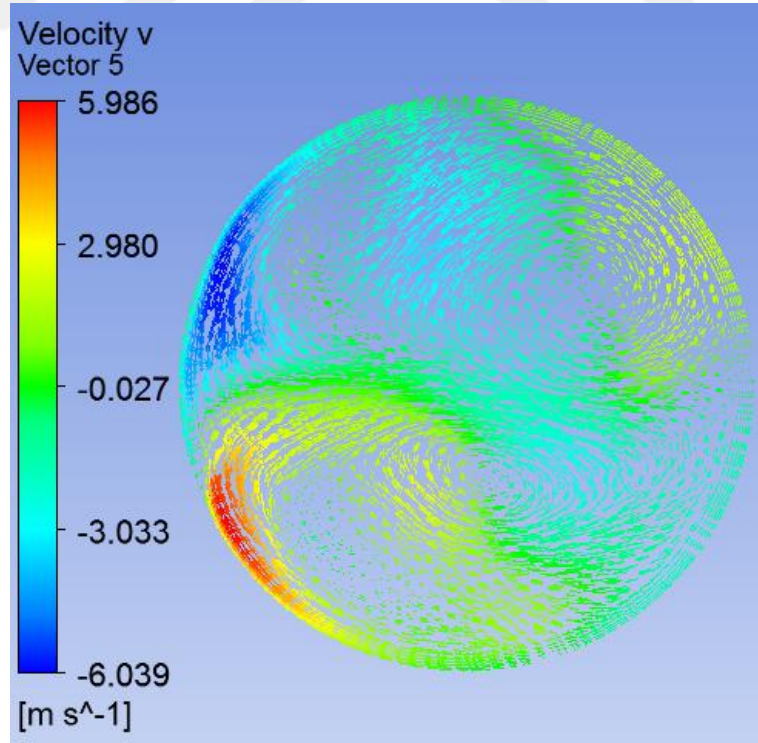


Şekil 4.96 BSL Reynolds Stress(automatic) hız v (m/s) (XY Düzlemi, H20mm)

H 40mm Düzlemi

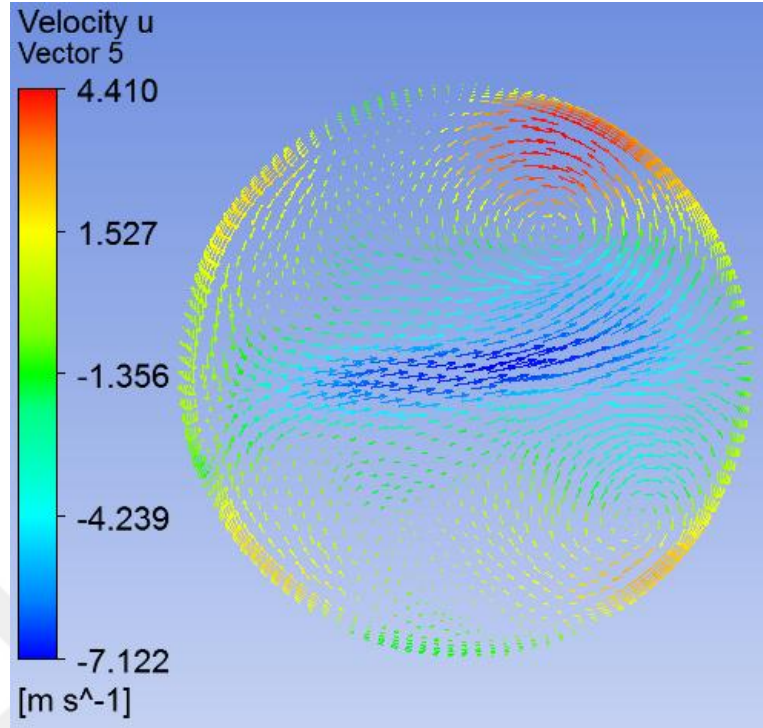


Şekil 4.97 BSL Reynolds Stress(automatic) hız u(m/s) (XY Düzlemi, H40mm)

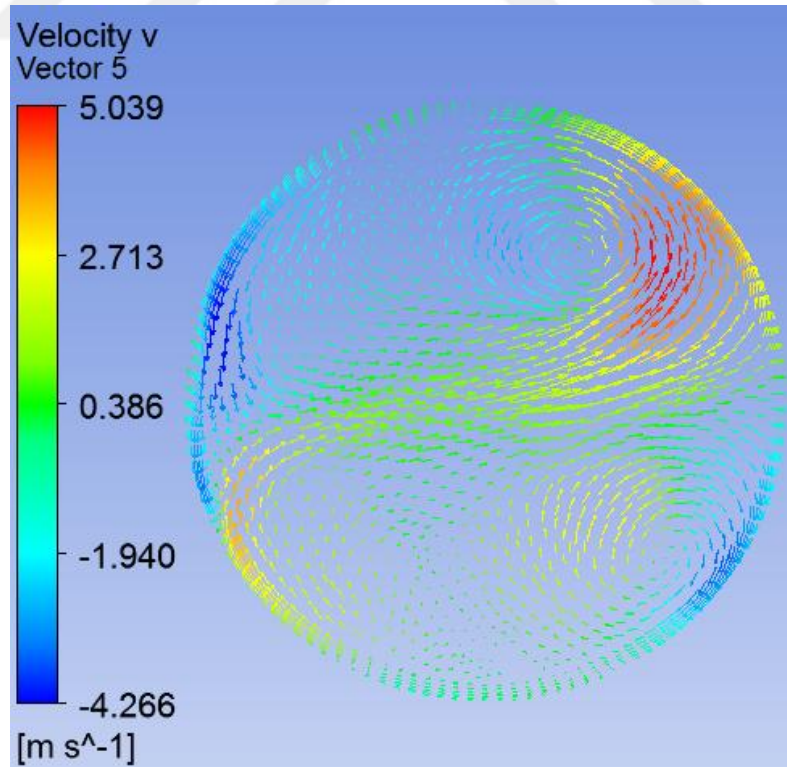


Şekil 4.98 BSL Reynolds Stress(automatic) hız v(m/s) (XY Düzlemi, H40mm)

H 60mm Düzlemi

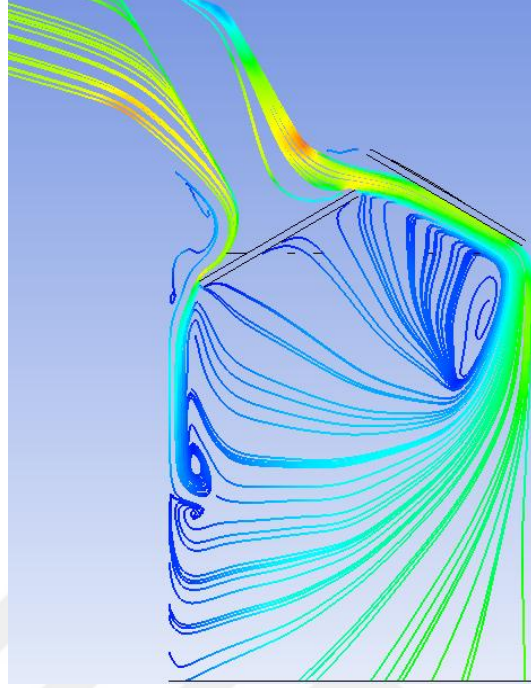


Şekil 4.99 BSL Reynolds Stress (automatic) hız u(m/s)(XY Düzlemi, H 60mm)



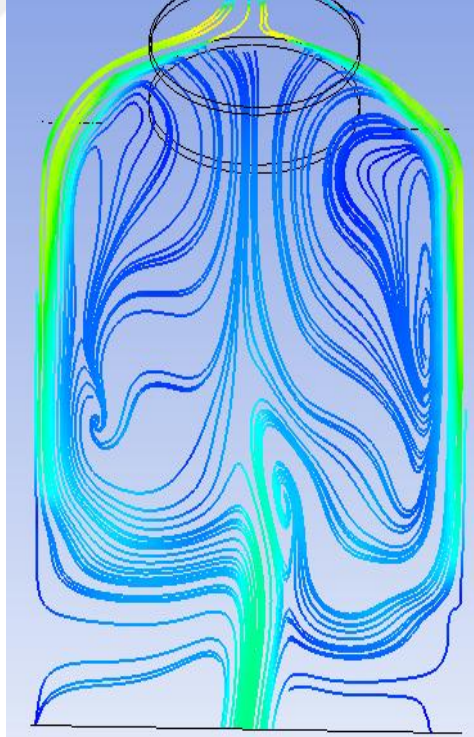
Şekil4.100 BSL Reynolds Stress (automatic) hız v(m/s) (XY Düzlemi,H 60mm)

XZ Düzlemi Akış Çizgileri



Şekil 4.101 BSL Reynolds Stress (automatic) hız akış çizgileri (XZ Düzlemi)

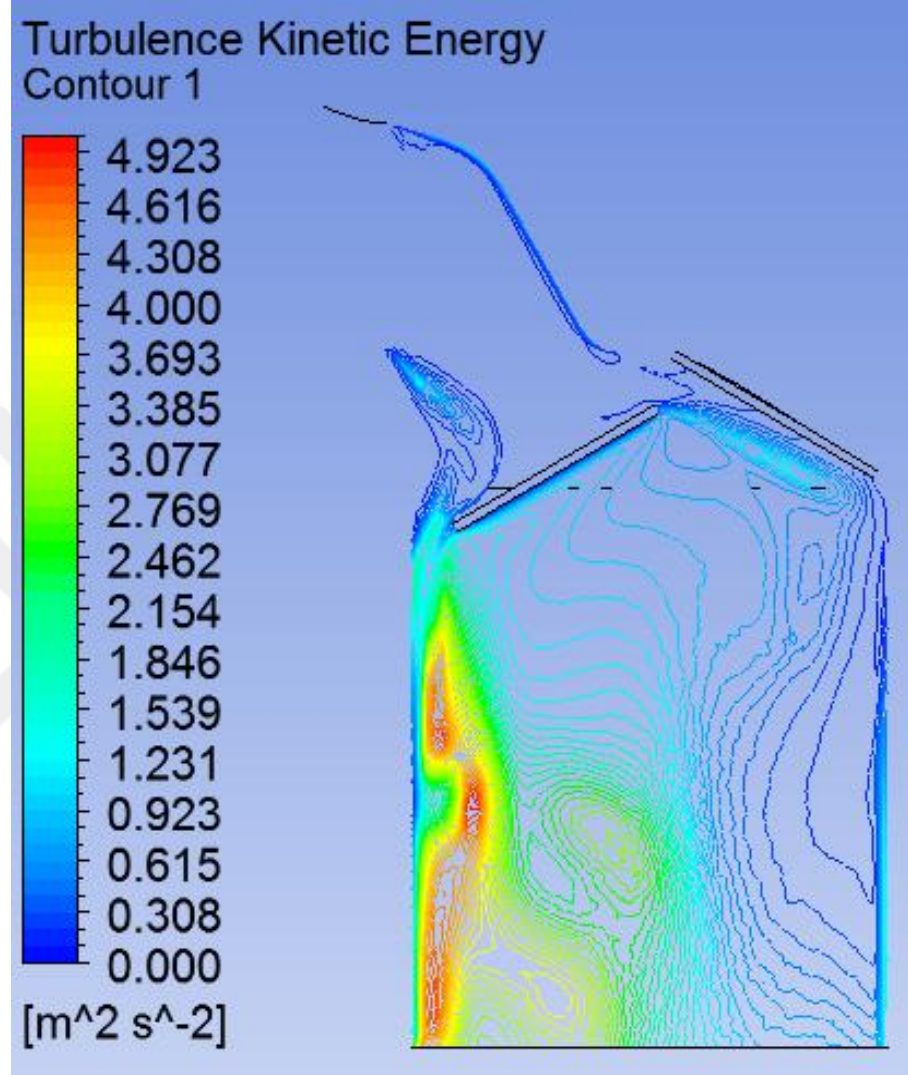
YZ Düzlemi Akış Çizgileri



Şekil 4.102 BSL Reynolds Stress (automatic) hız akış çizgileri (YZ Düzlemi)

Kinetik Enerji Dağılımı

XZ Düzlemi

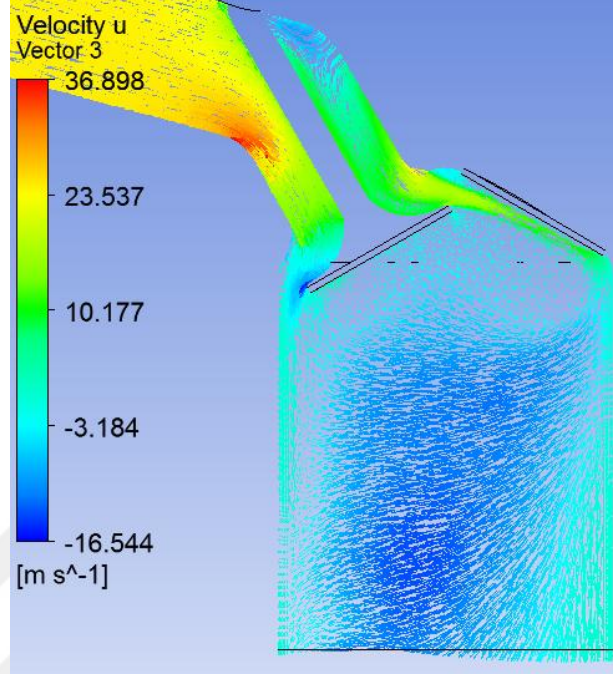


Şekil 4.103 BSL Reynolds Stress (automatic) kinetik enerji dağılımı (XZ Düzlemi)

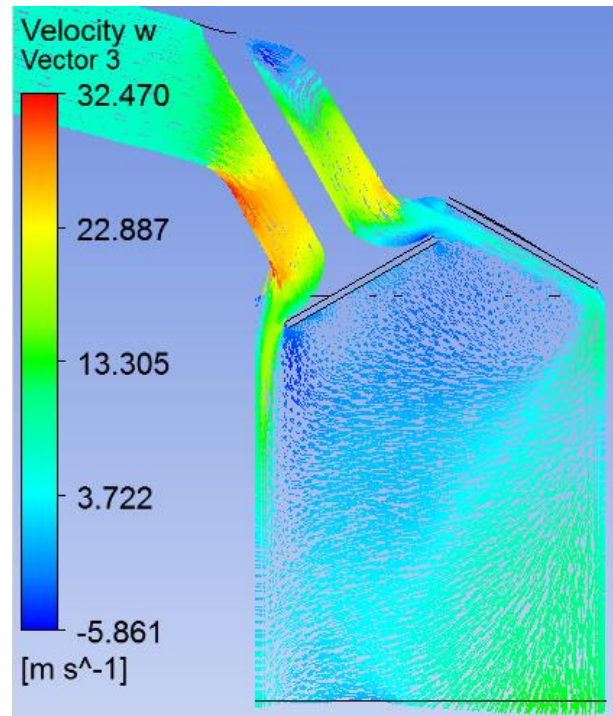
4.3.3.6 LRR Reynolds Stress (scalable)

Hız Dağılımı

XZ Düzlemi

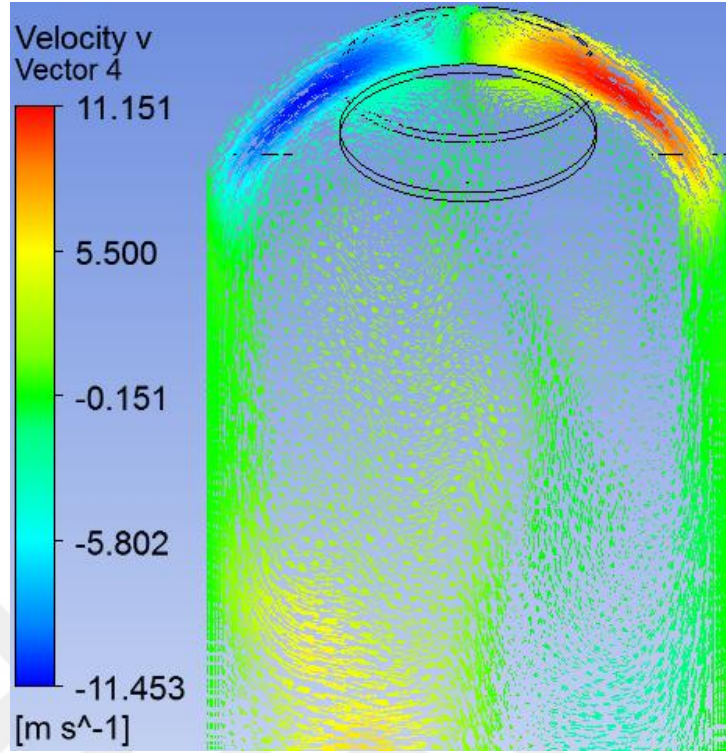


Şekil 4.104 LRR Reynolds Stress (scalable) hız u (m/s) (XZ Düzlemi)

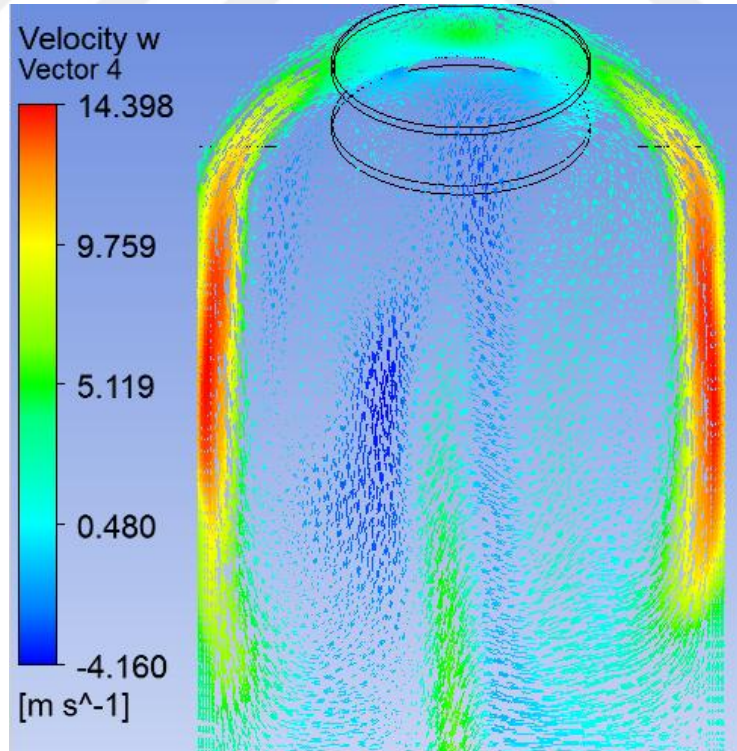


Şekil 4.105 LRR Reynolds Stress (scalable) hız w (m/s) (XZ Düzlemi)

YZ Düzlemi



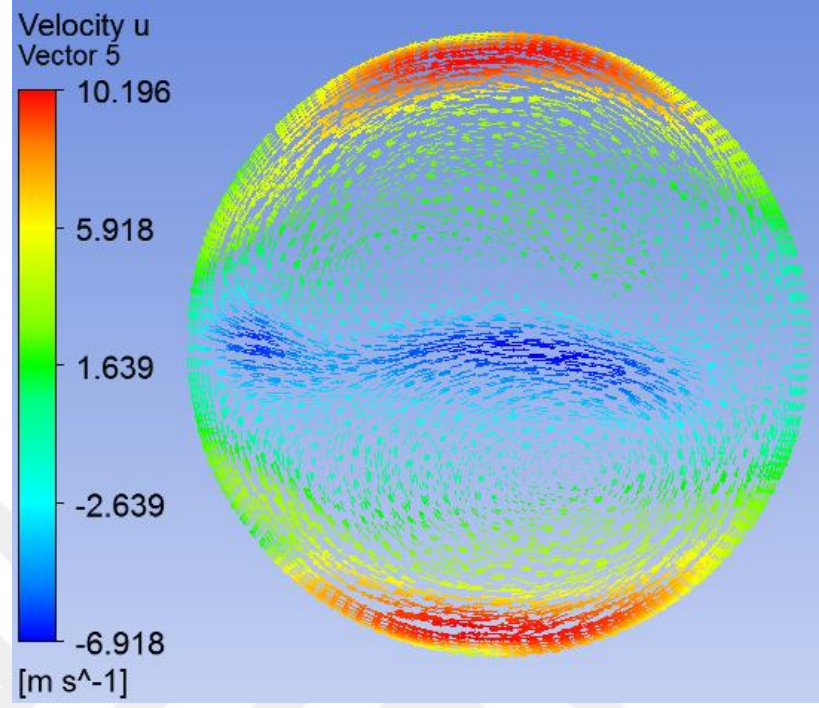
Şekil 4.106 LRR Reynolds Stress (scalable) hız v (m/s) (YZ Düzlemi)



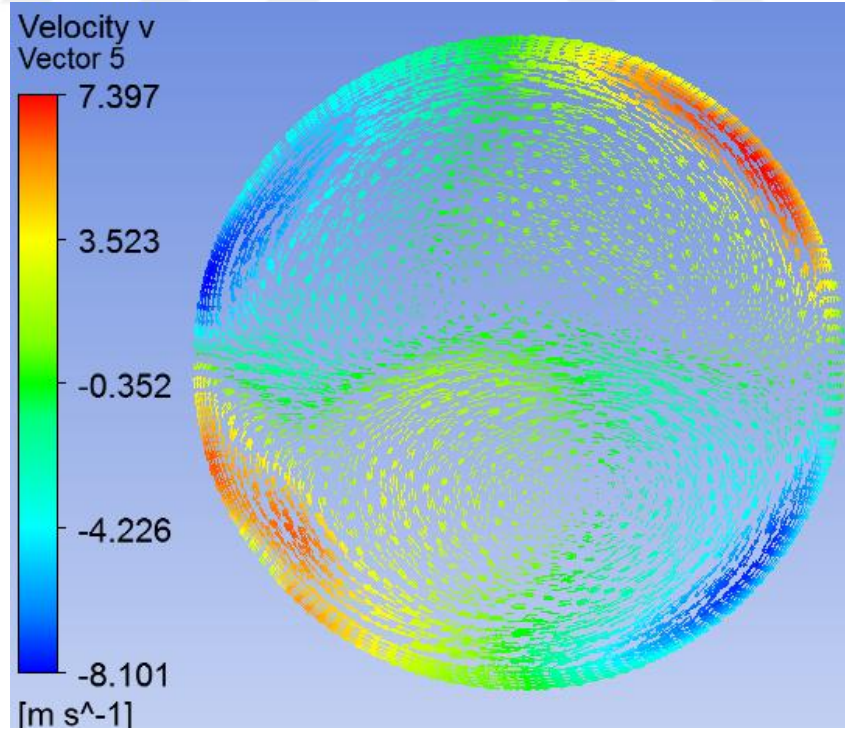
Şekil 4.107 LRR Reynolds Stress (scalable) hız w (m/s) (YZ Düzlemi)

XY Düzlemi

H 10mm Düzlemi

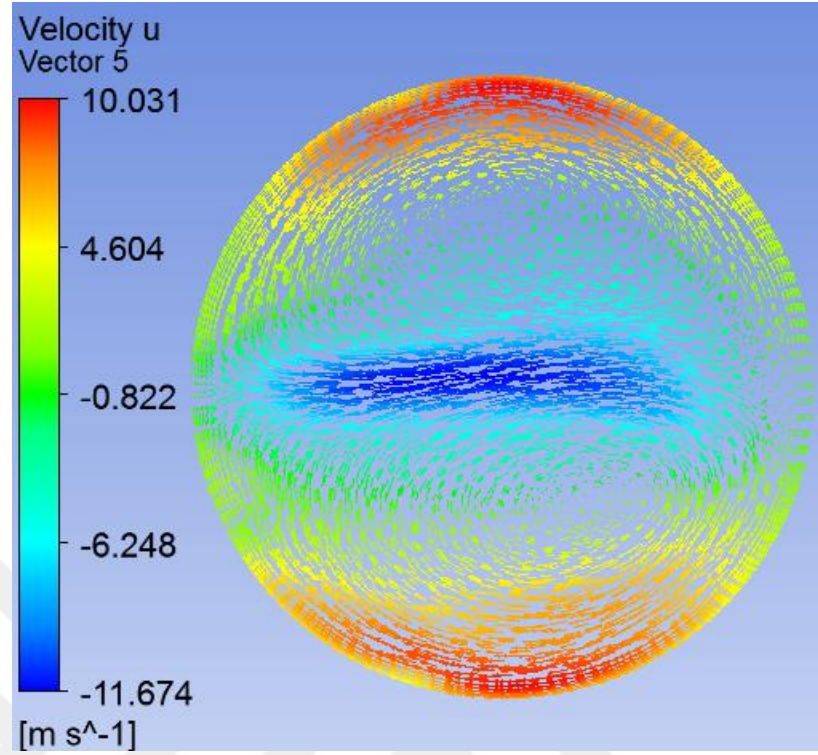


Şekil 4.108 LRR Reynolds Stress(scalable) hız u (m/s)(XY Düzlemi, H 10mm)

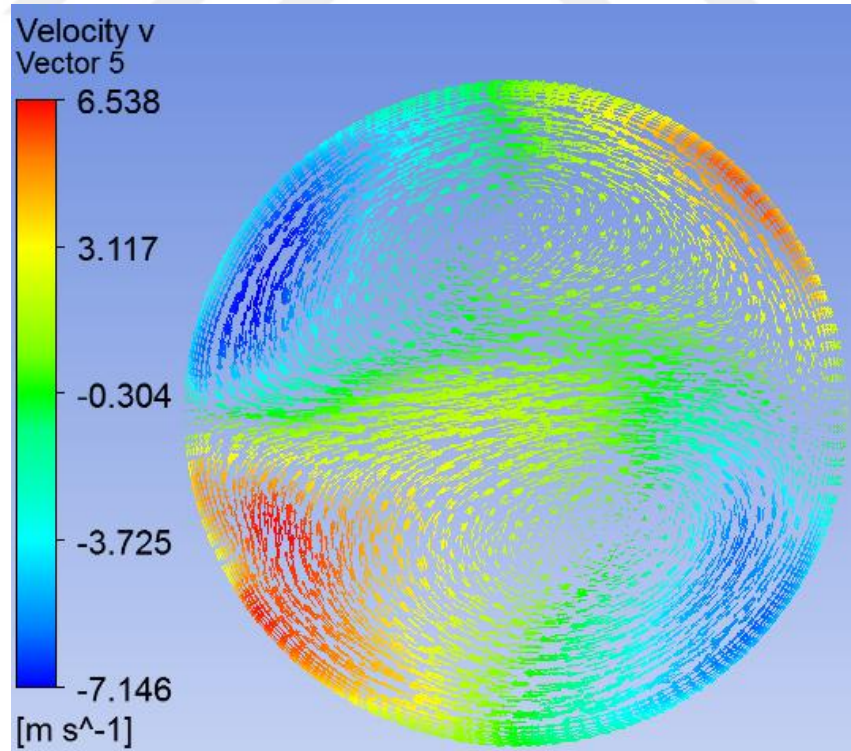


Şekil 4.109 LRR Reynolds Stress(scalable) hız v (m/s)(XY Düzlemi, H 10mm)

H 20 mm Düzlemi

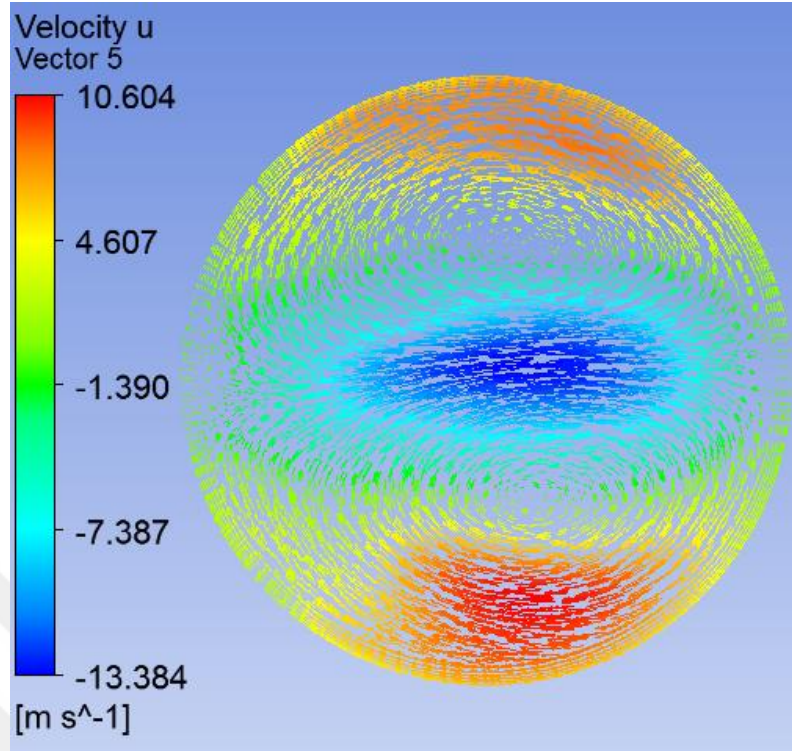


Şekil 4.110 LRR Reynolds Stress(scalable) hız u (m/s)(XY Düzlemi, H 20mm)

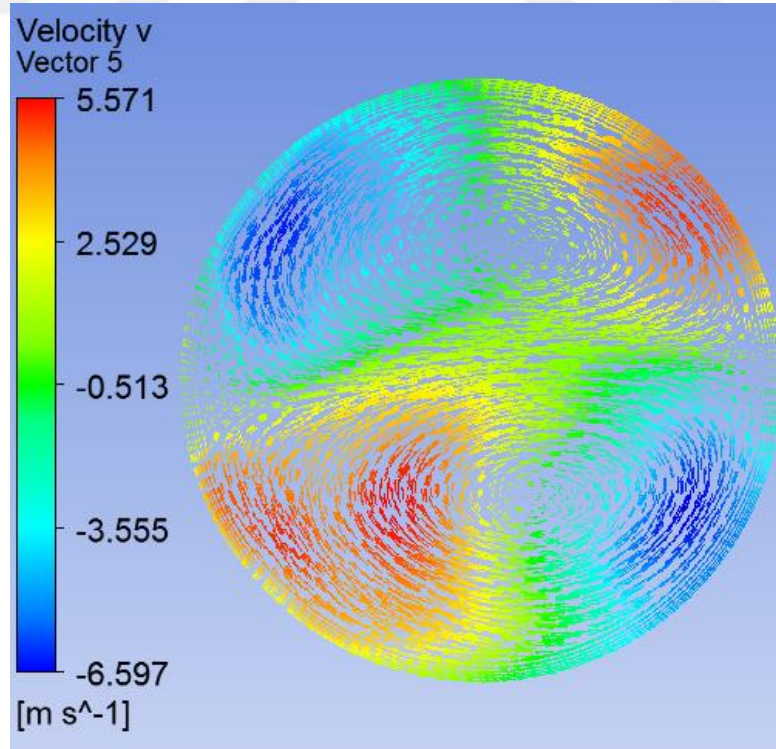


Şekil 4.111 LRR Reynolds Stress(scalable) hız v (m/s)(XY Düzlemi, H 20mm)

H 40 mm Düzlemi

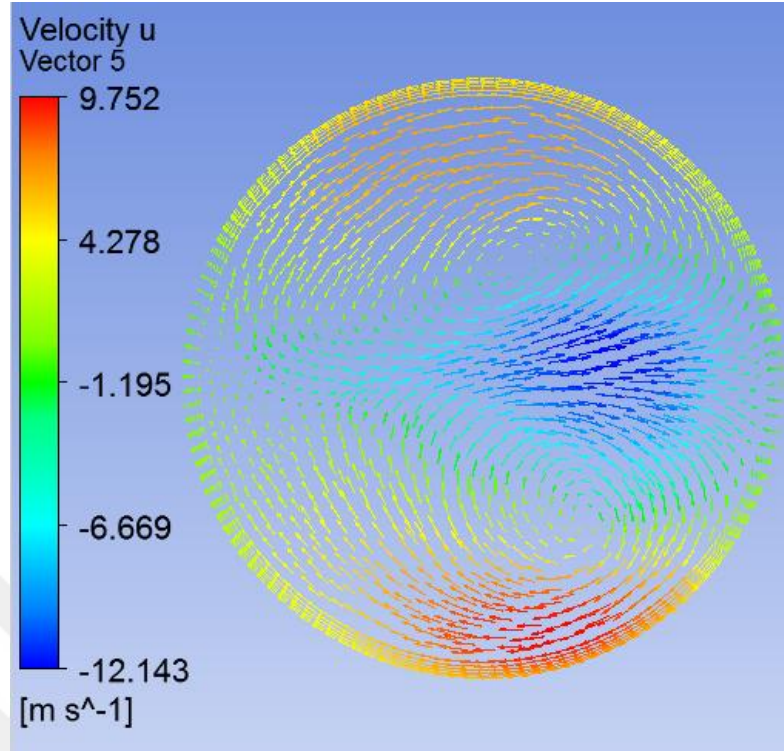


Şekil 4.112 LRR Reynolds Stress(scalable) hız u (m/s)(XY Düzlemi, H 40mm)

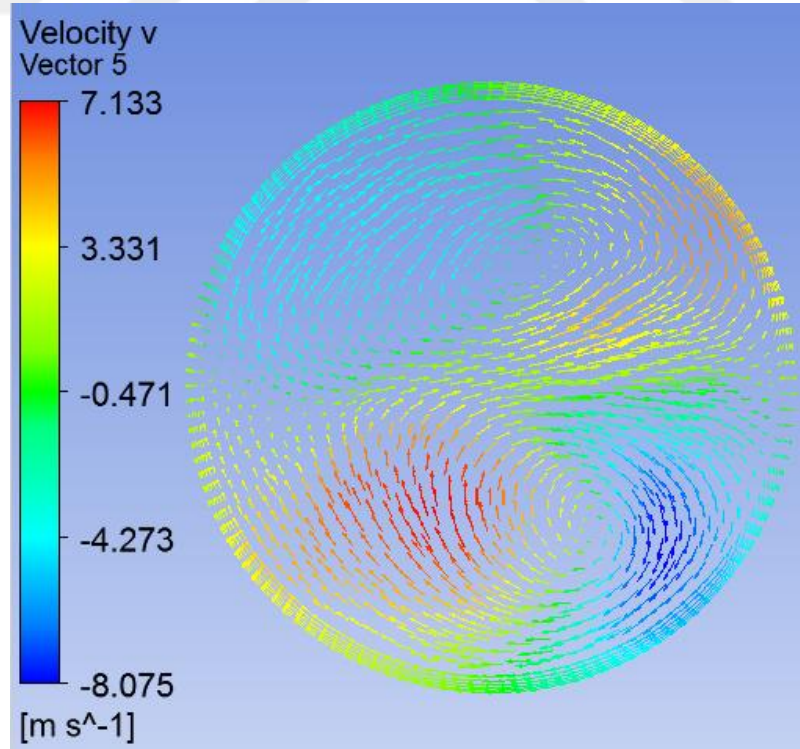


Şekil 4.113 LRR Reynolds Stress(scalable) hız v (m/s)(XY Düzlemi, H 40mm)

H 60 mm Düzlemi

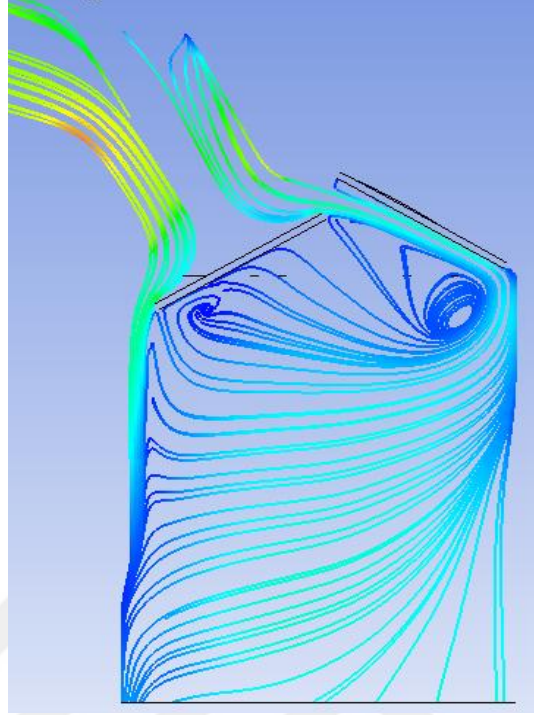


Şekil 4.114 LRR Reynolds Stress(scalable) hız u (m/s)(XY Düzlemi, H 60mm)



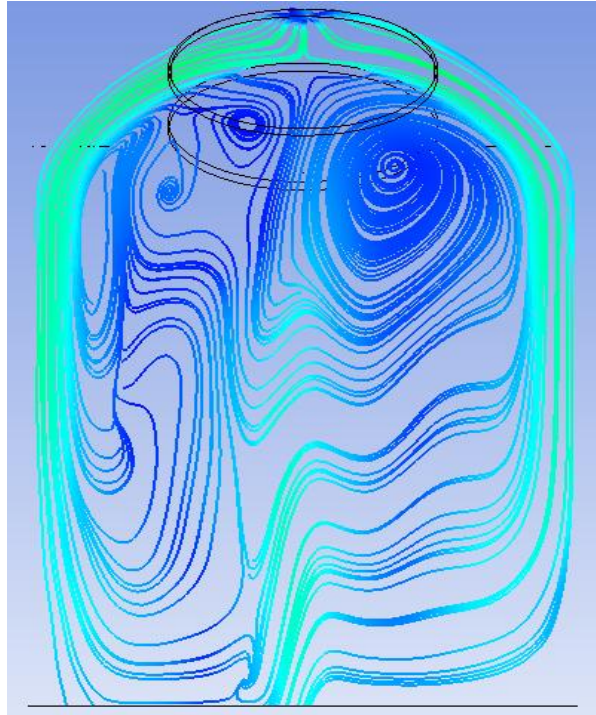
Şekil 4.115 LRR Reynolds Stress(scalable) hız v (m/s)(XY Düzlemi, H 60mm)

XZ Düzlemi Akış Çizgileri



Şekil 4.116 LRR Reynolds Stress (scalable) hız akış çizgileri (XZ Düzlemi)

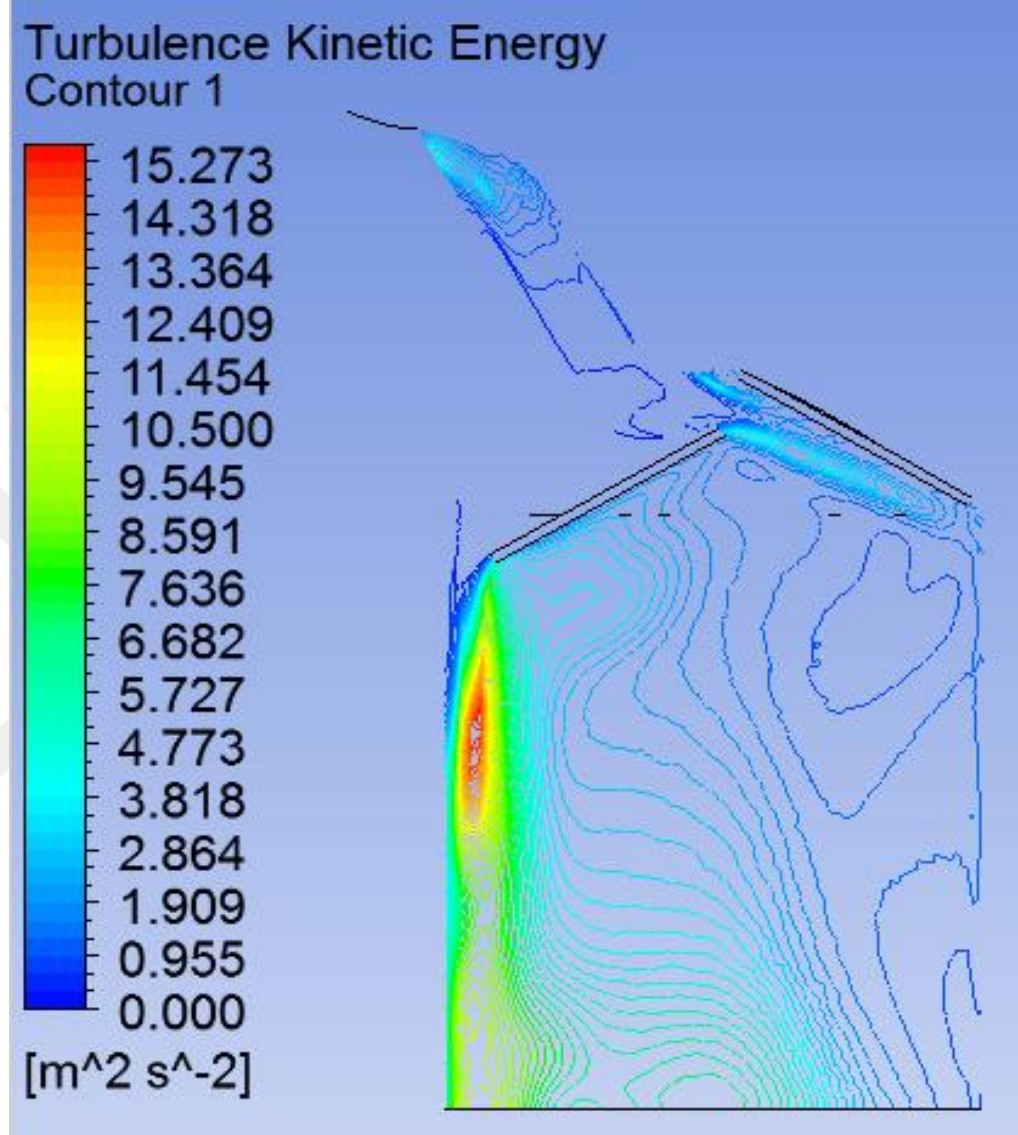
YZ Düzlemi Akış Çizgileri



Şekil 4.117 LRR Reynolds Stress (scalable) hız akış çizgileri (YZ Düzlemi)

Kinetik Enerji Dağılımı

XZ Düzlemi

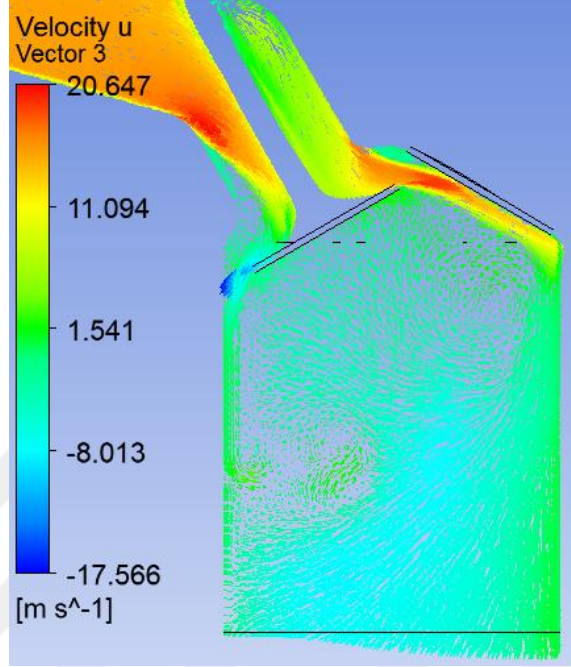


Şekil 4.118 LRR Reynolds Stress (scalable) kinetik enerji dağılımı (XZ Düzlemi)

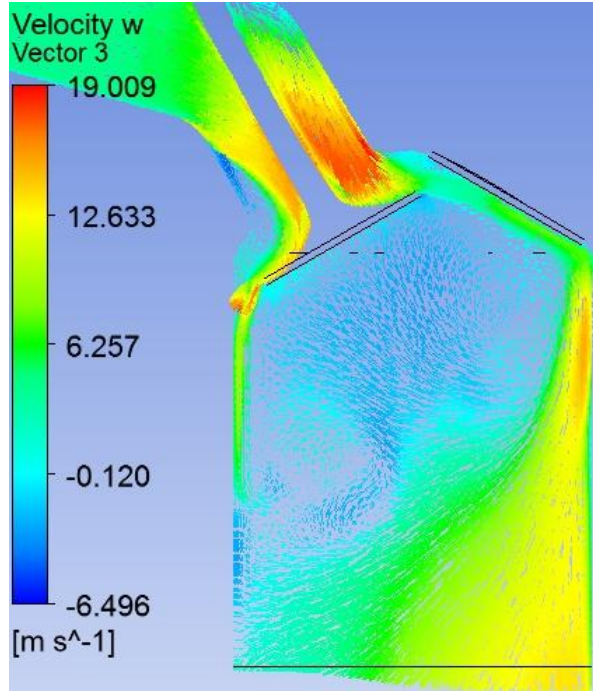
4.3.3.7 ω Reynolds Stress (automatic)

Hız Dağılımı

XZ Düzlemi

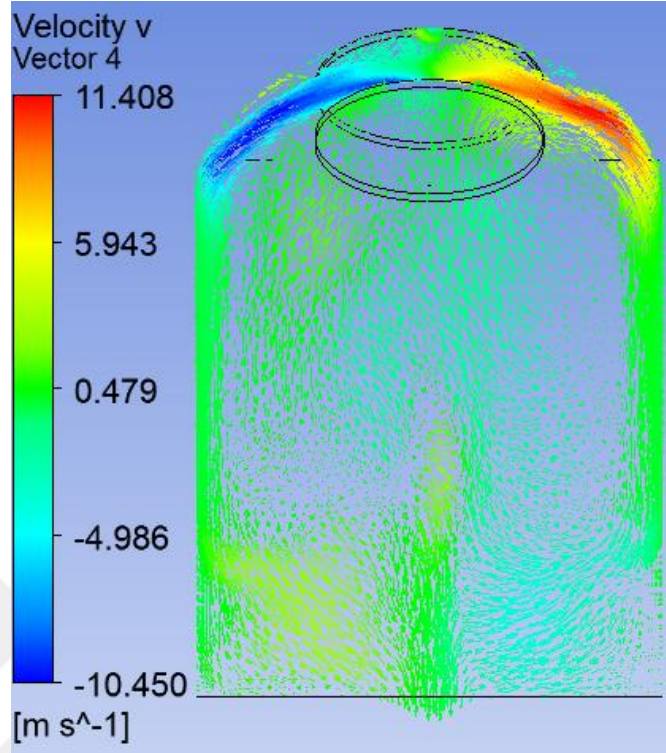


Şekil 4.119 ω Reynolds Stress (scalable) hız u (m/s) (XZ Düzlemi)

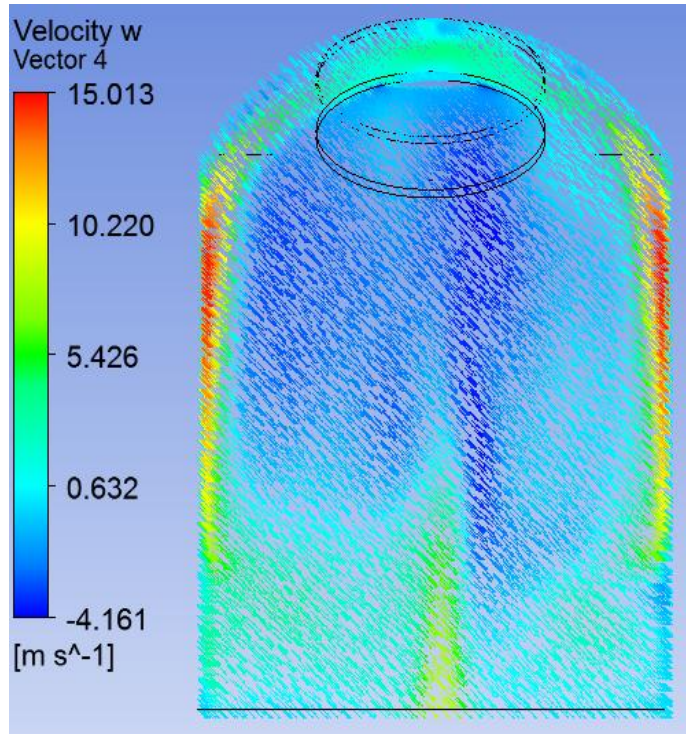


Şekil 4.120 ω Reynolds Stress (scalable) hız w (m/s) (XZ Düzlemi)

YZ Düzlemi

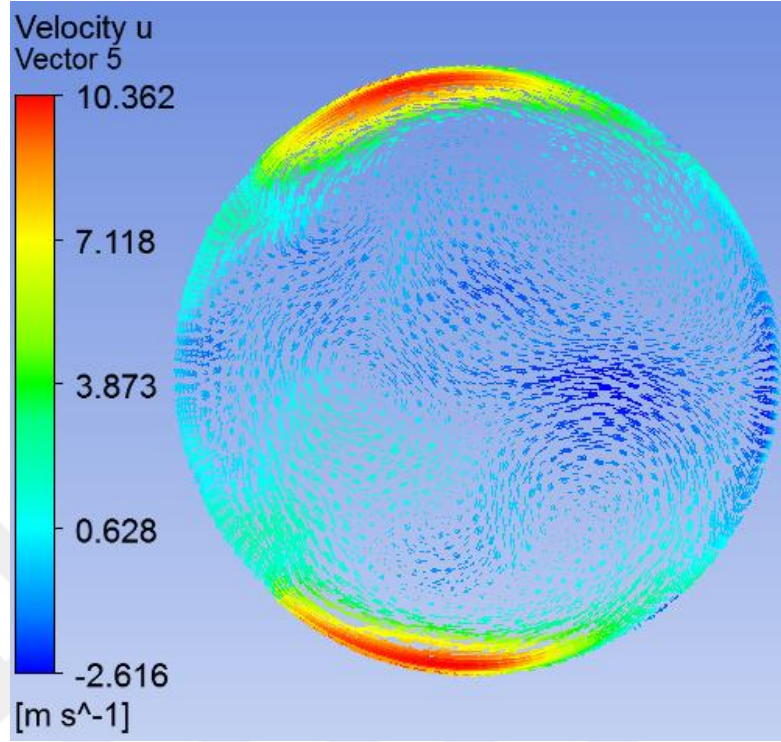


Şekil 4.121 ω Reynolds Stress (scalable) hız v (m/s) (YZ Düzlemi)

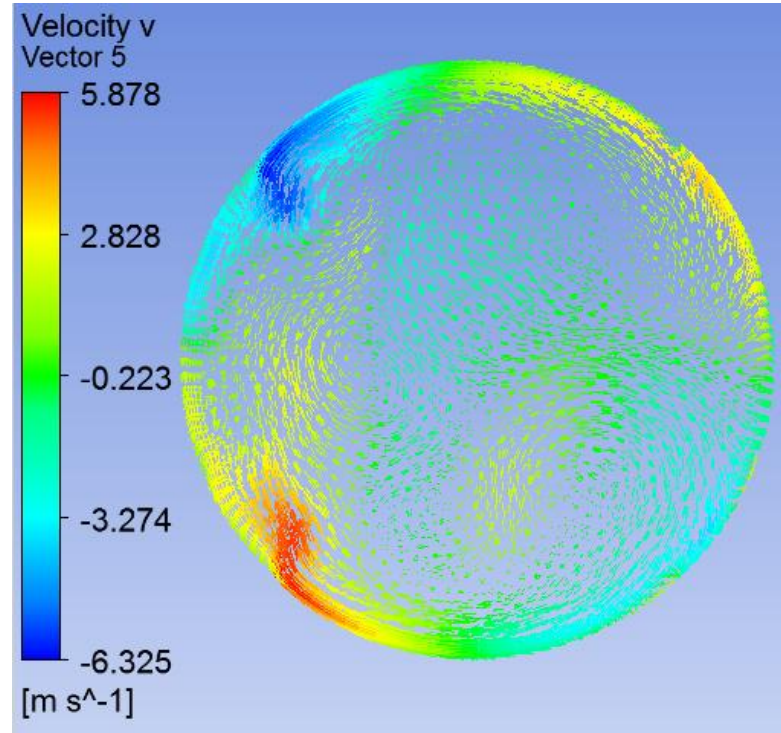


Şekil 4.122 ω Reynolds Stress (scalable) hız w (m/s) (YZ Düzlemi)

H 10mm Düzlemi

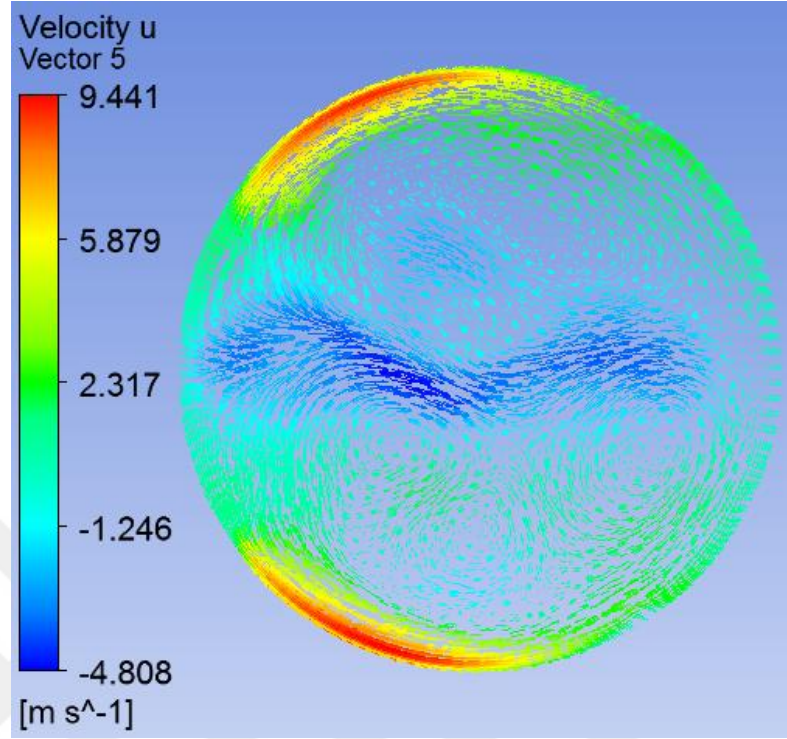


Şekil 4.123 ω Reynolds Stress (scalable) hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 10mm)

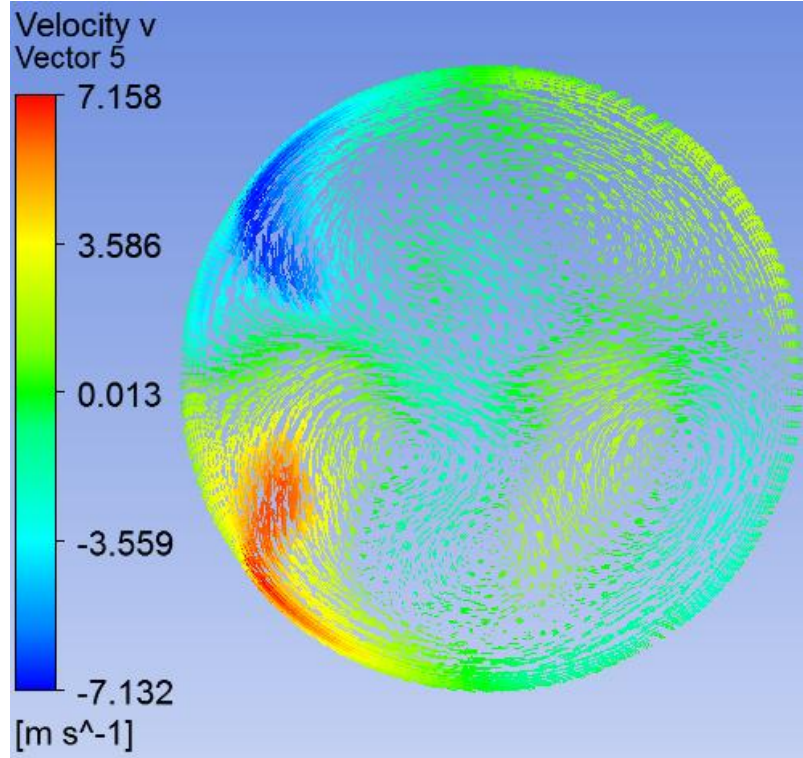


Şekil 4.124 ω Reynolds Stress (scalable) hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 10mm)

H 20mm Düzlemi

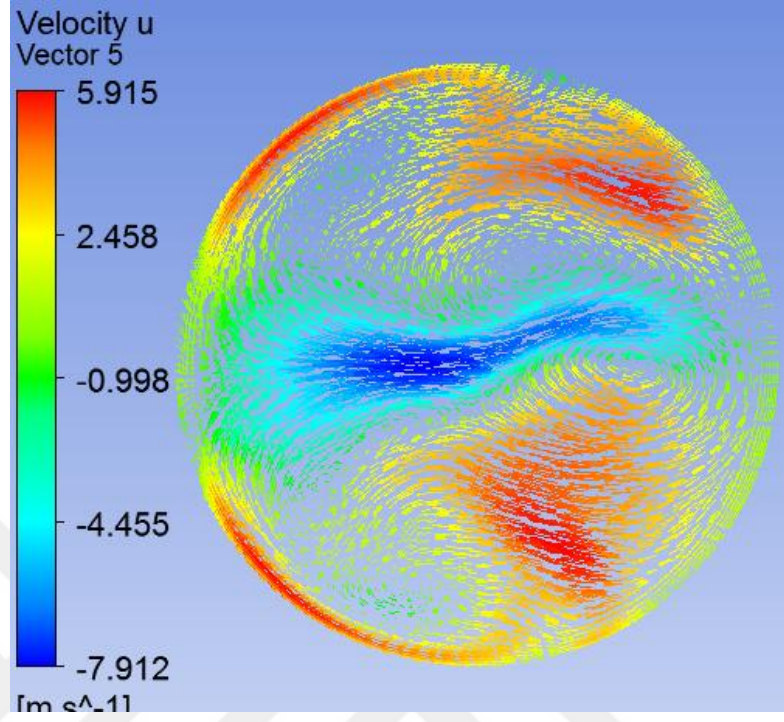


Şekil 4.125 ω Reynolds Stress (scalable) hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 20mm)

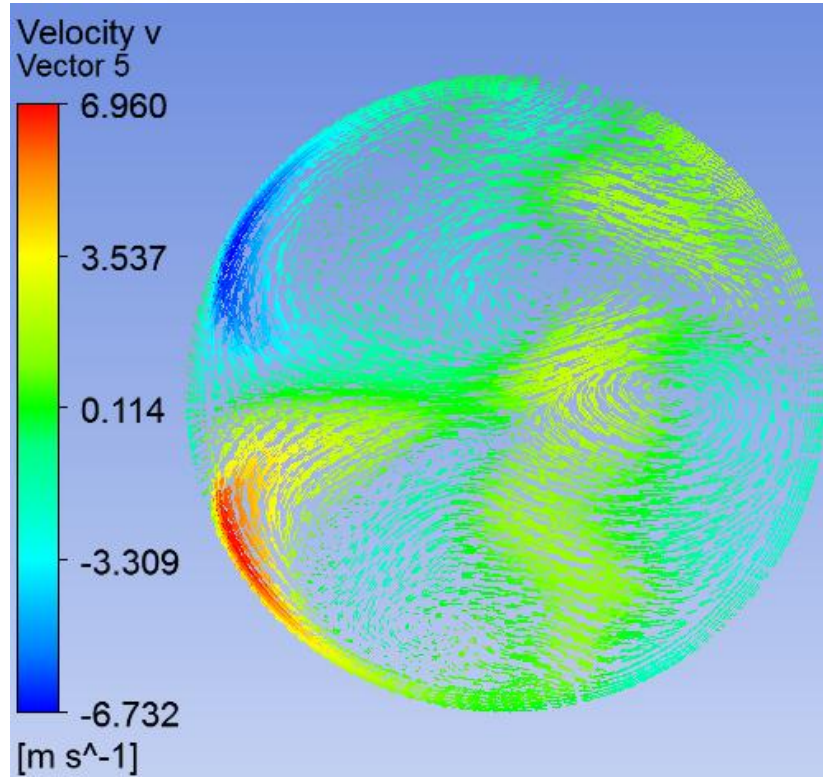


Şekil 4.126 ω Reynolds Stress (scalable) hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 20mm)

H 40mm Düzlemi

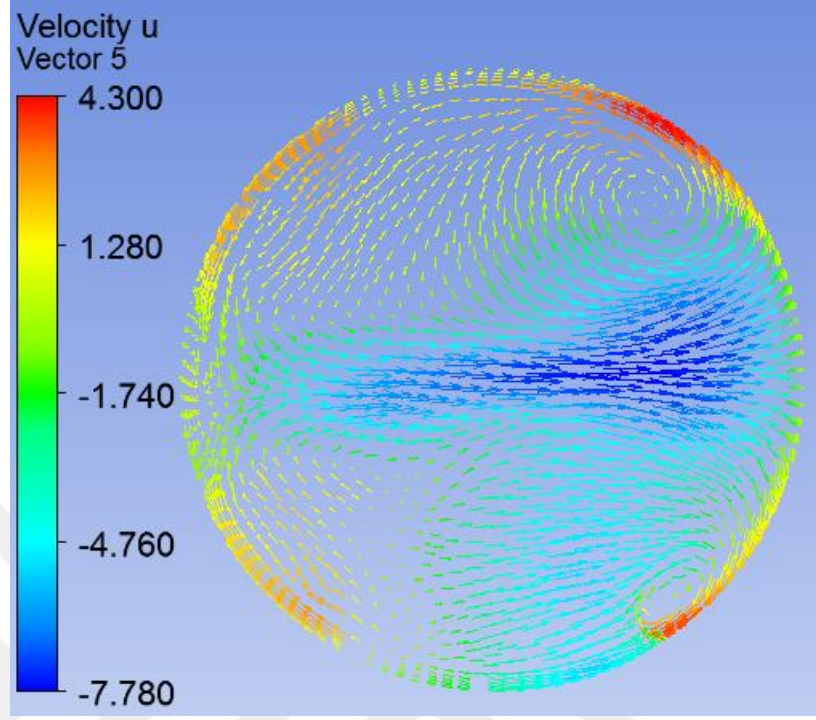


Şekil 4.127 ω Reynolds Stress (scalable) hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 40mm)

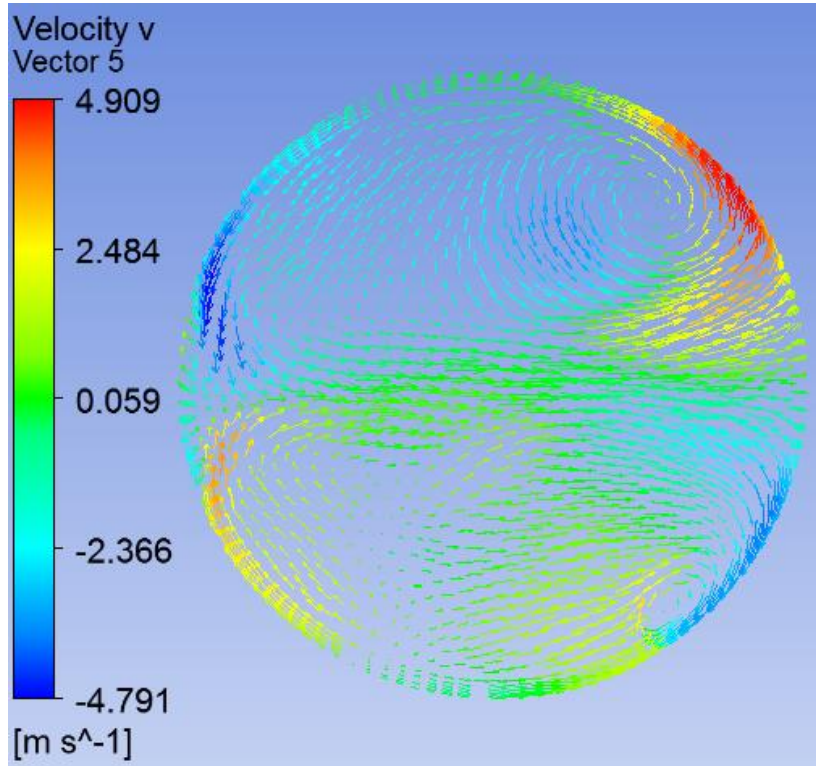


Şekil 4.128 ω Reynolds Stress (scalable) hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 40mm)

H 60mm Düzlemi

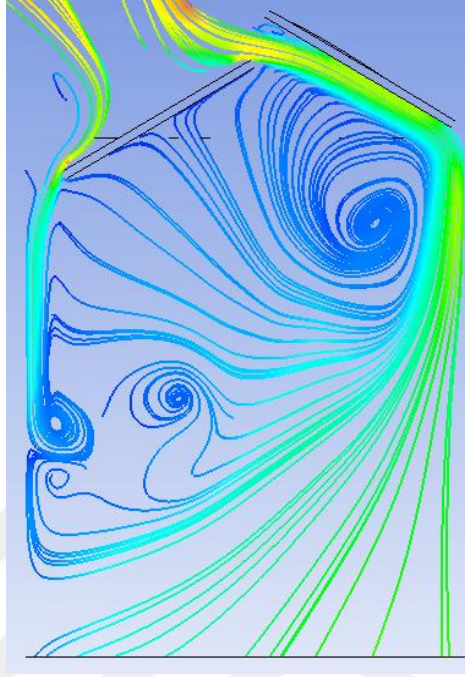


Şekil 4.129 ω Reynolds Stress (scalable) hız u (m/s) (XY Düzlemi, H 60mm)



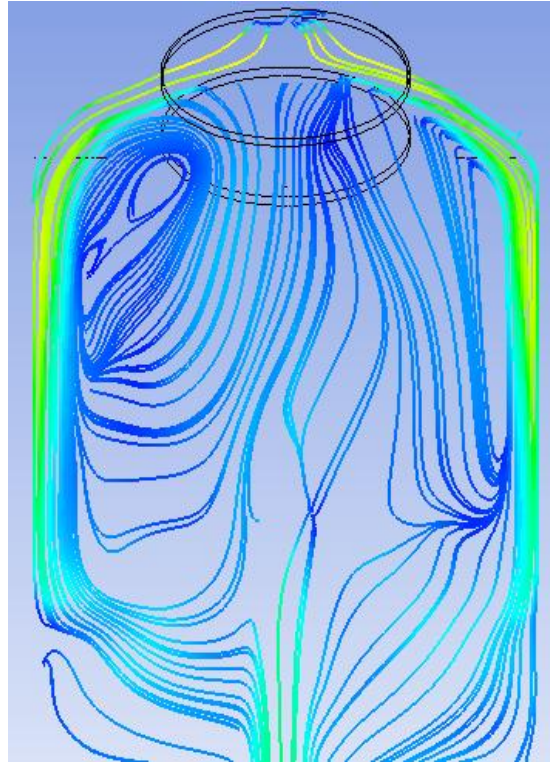
Şekil 4.130 ω Reynolds Stress (scalable) hız v (m/s) (XY Düzlemi, H 60mm)

XZ Düzlemi Akış Çizgileri



Şekil 4.131 ω Reynolds Stress (scalable) hız akış çizgileri (XZ Düzlemi)

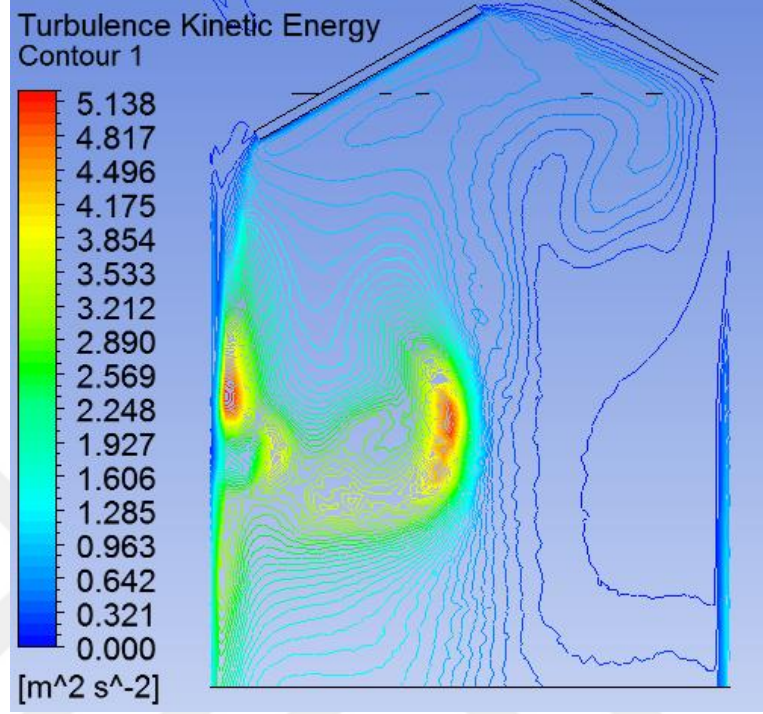
YZ Düzlemi Akış Çizgileri



Şekil 4.132 ω Reynolds Stress (scalable) hız akış çizgileri (YZ Düzlemi)

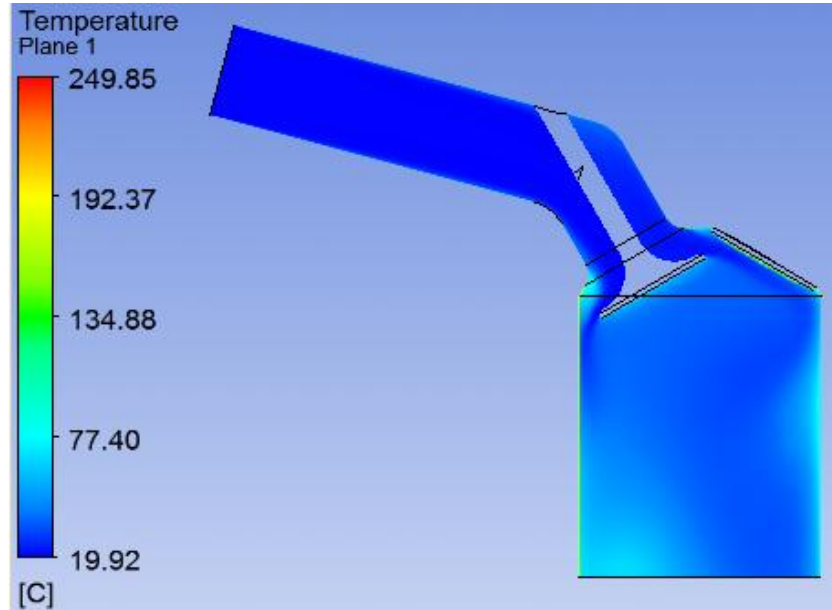
Kinetik Enerji Dağılımı

XZ Düzlemi

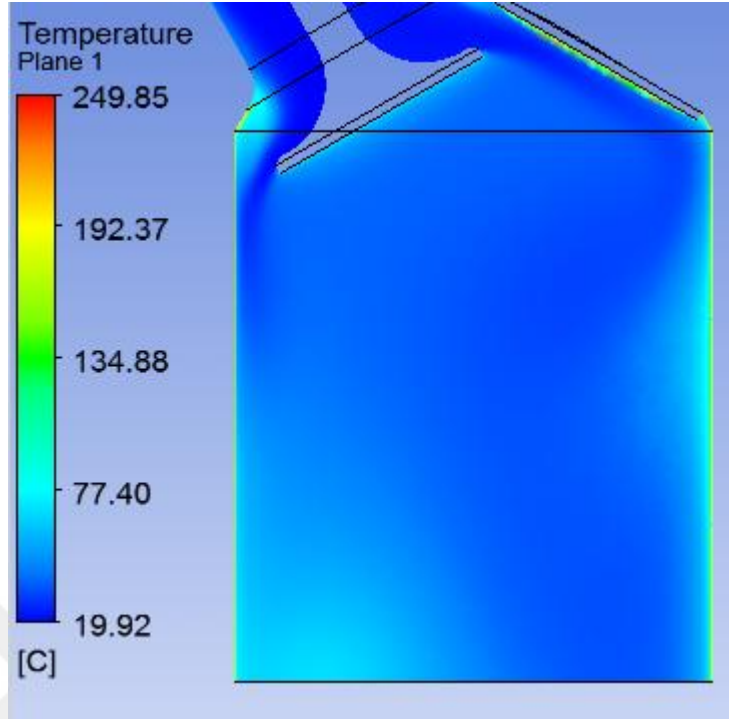


Şekil 4.133 ω Reynolds Stress (scalable) kinetik enerji dağılımı (XZ Düzlemi)

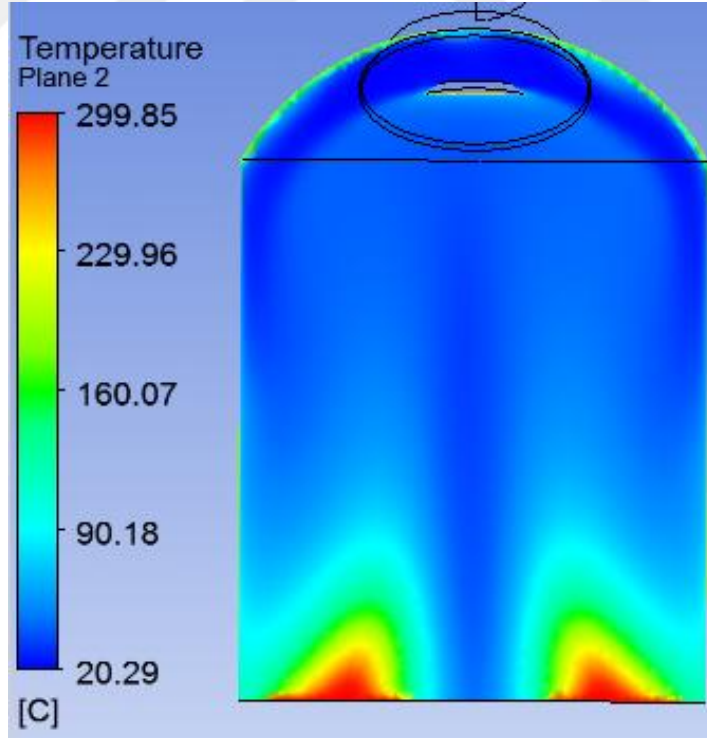
Termal Analiz Sonuçları



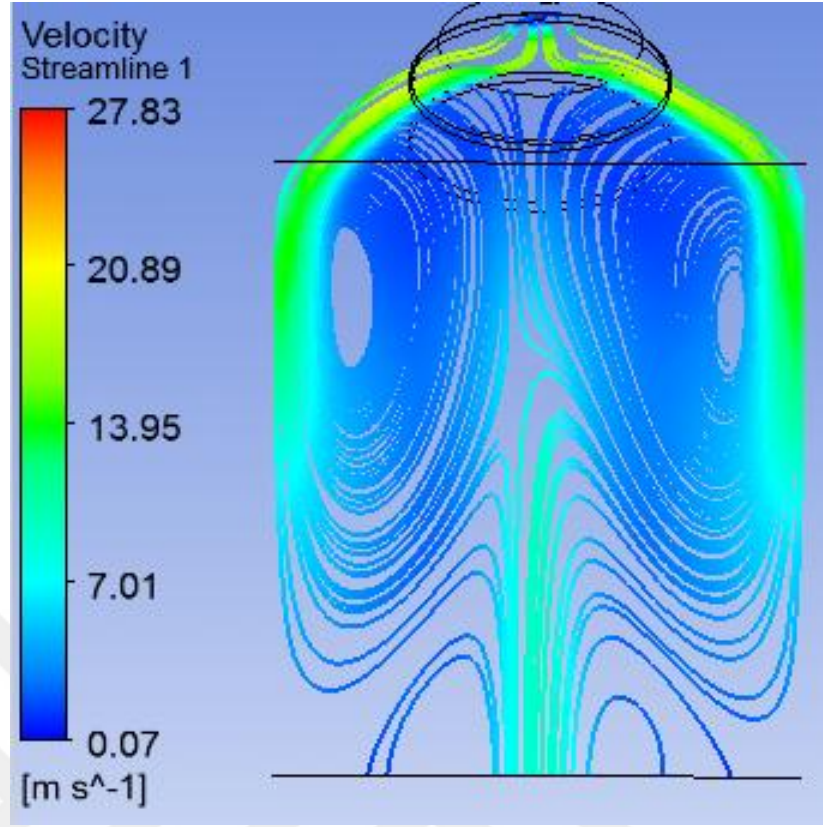
Şekil 4.134 Sıcaklık dağılımı (XZ Düzlemi)



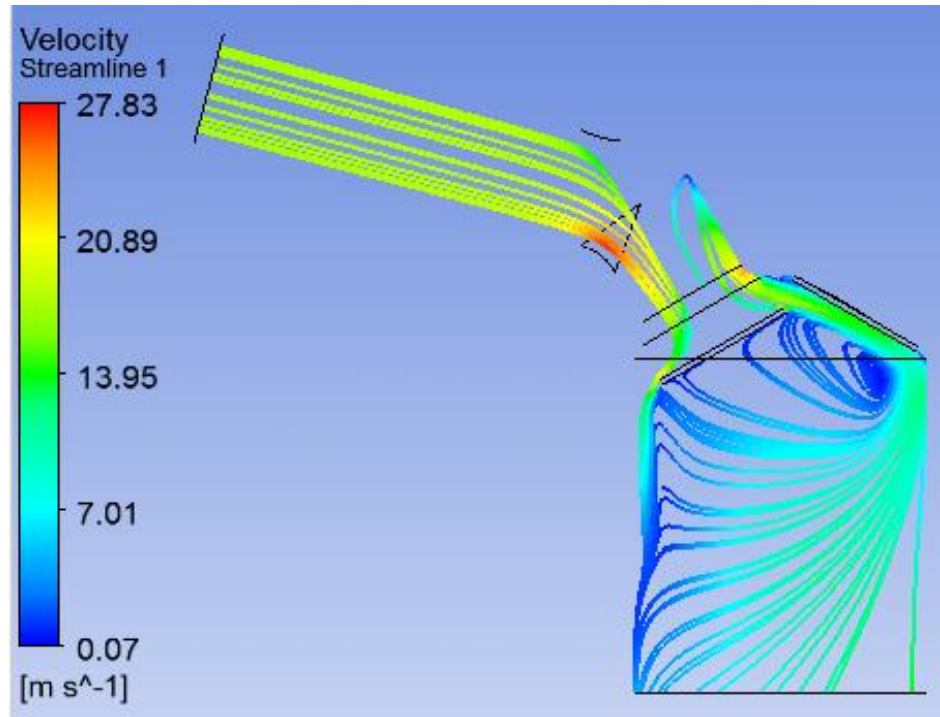
Şekil 4.135 Sıcaklık dağılımı (XZ Düzlemi)



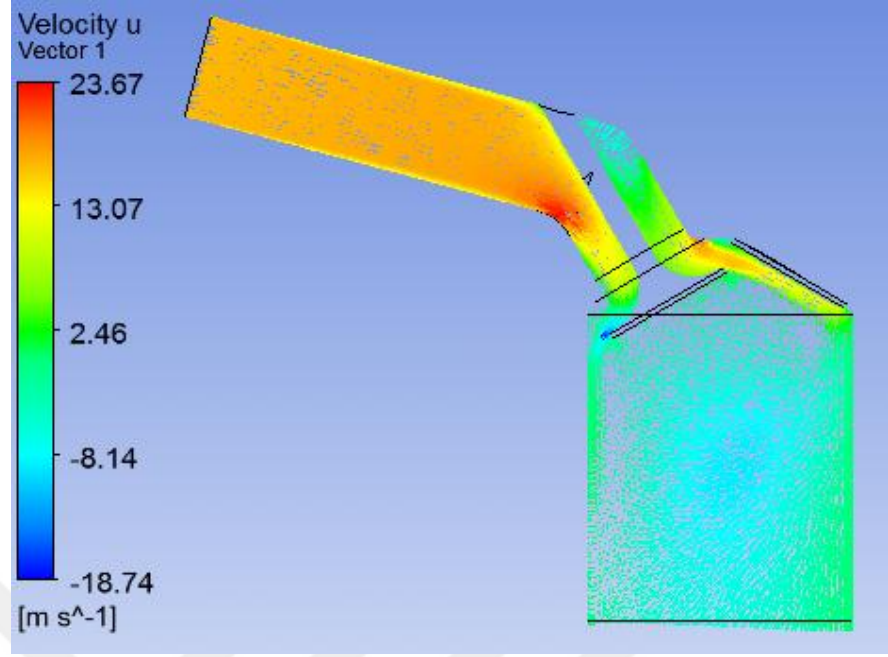
Şekil 4.136 Sıcaklık dağılımı (YZ Düzlemi)



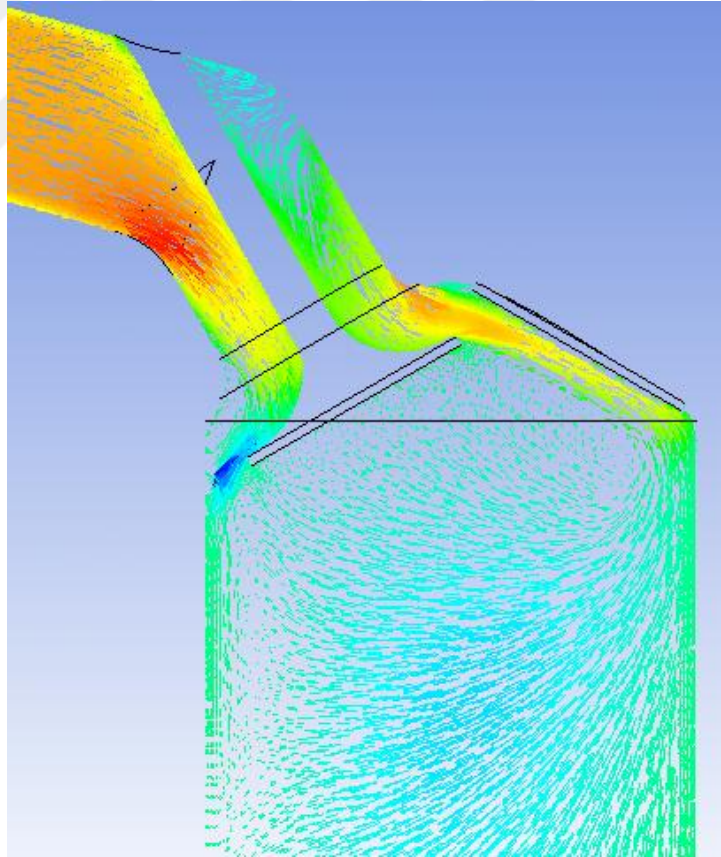
Şekil 4.137 Hız akış çizgileri (YZ Düzlemi)



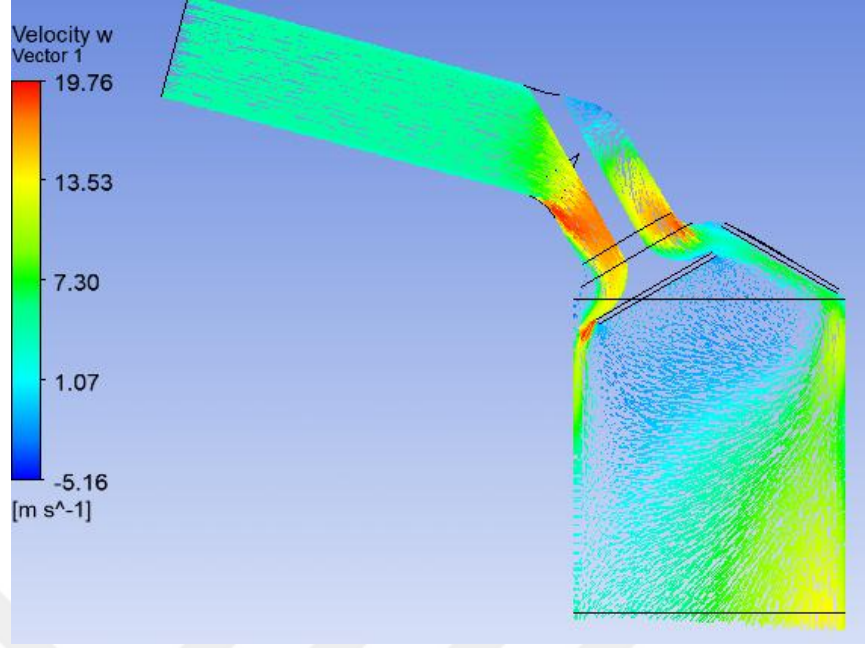
Şekil 4.138 Hız akış çizgileri (XZ Düzlemi)



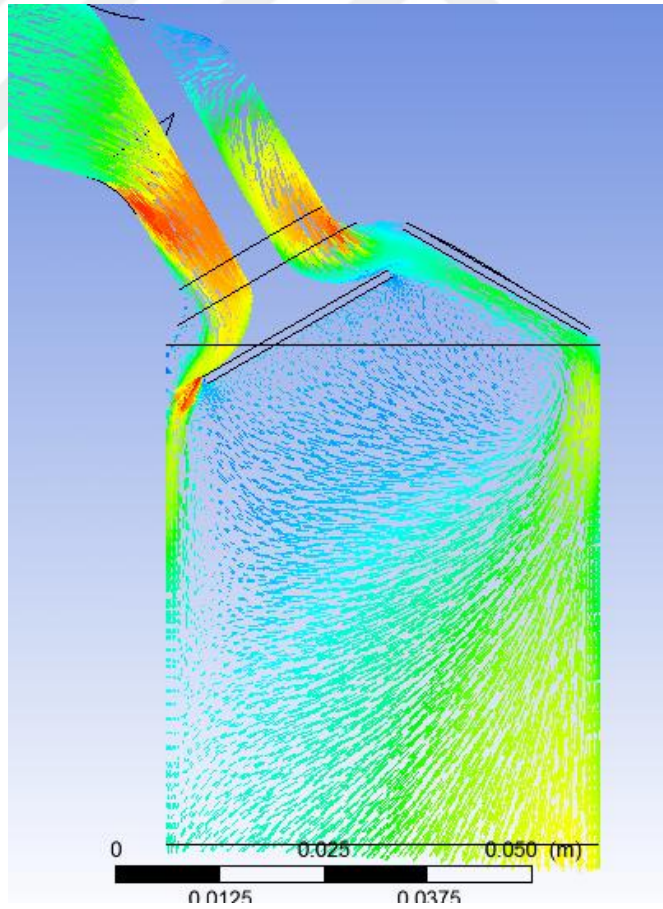
Şekil 4.139 Hız vektörleri, u(m/s) (XZ Düzlemi)



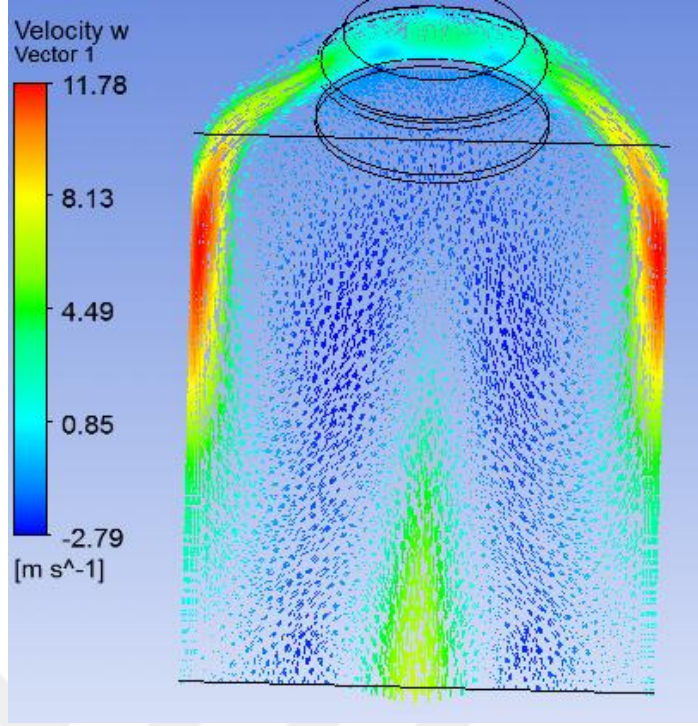
Şekil 4.140 Hız vektörleri, u(m/s) (XZ Düzlemi)



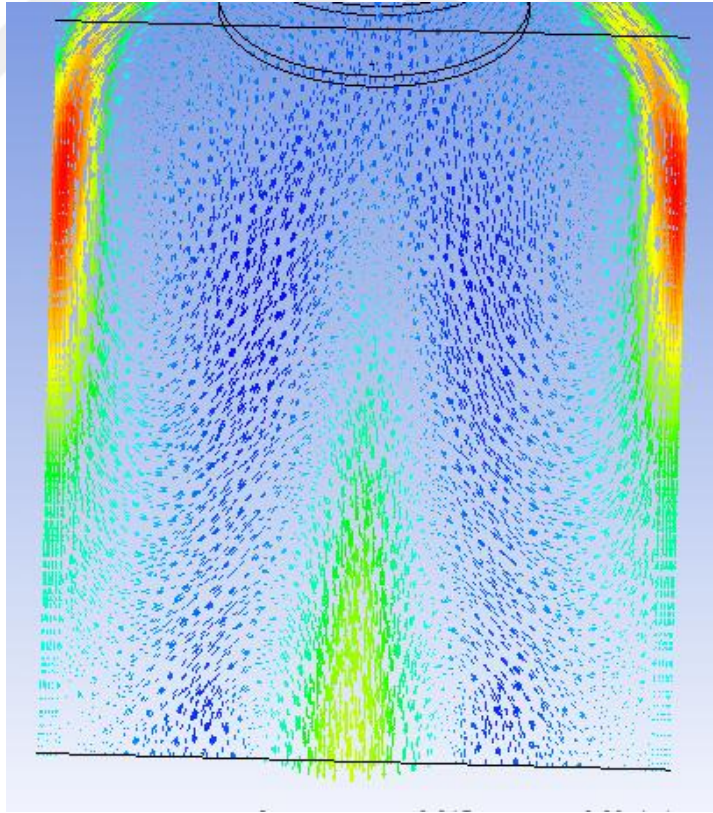
Şekil 4.141 Hız vektörleri, w(m/s) (XZ Düzlemi)



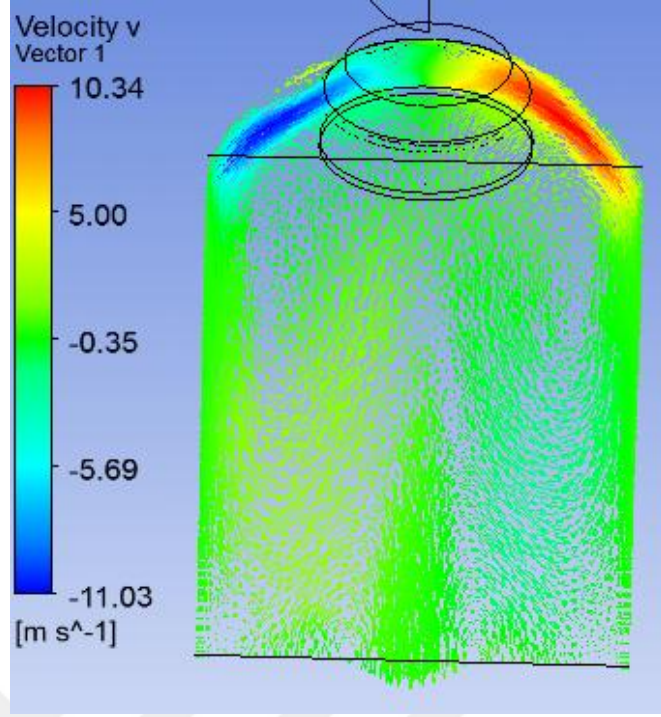
Şekil 4.142 Hız vektörleri, w(m/s) (XZ Düzlemi)



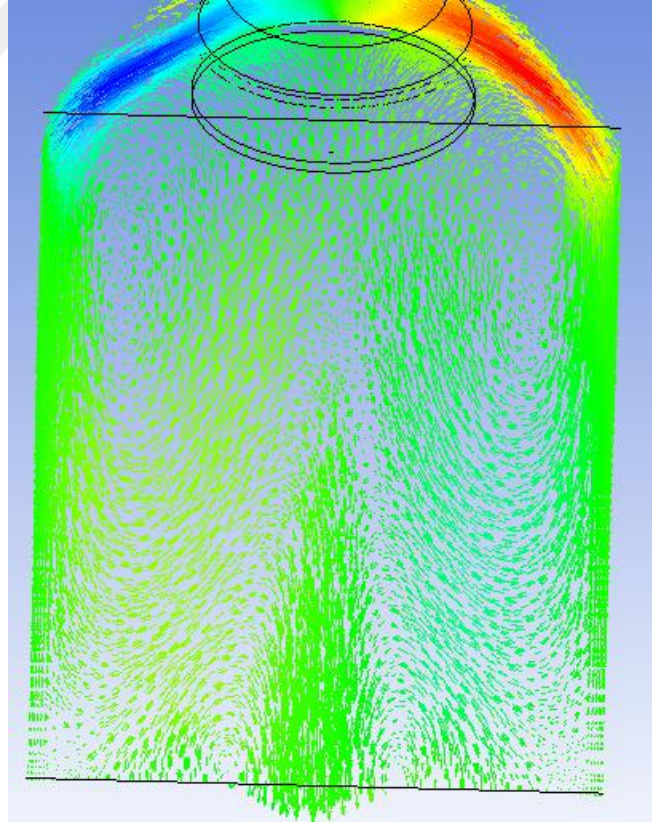
Şekil 4.143 Hız vektörleri, w (m/s) (XY Düzlemi)



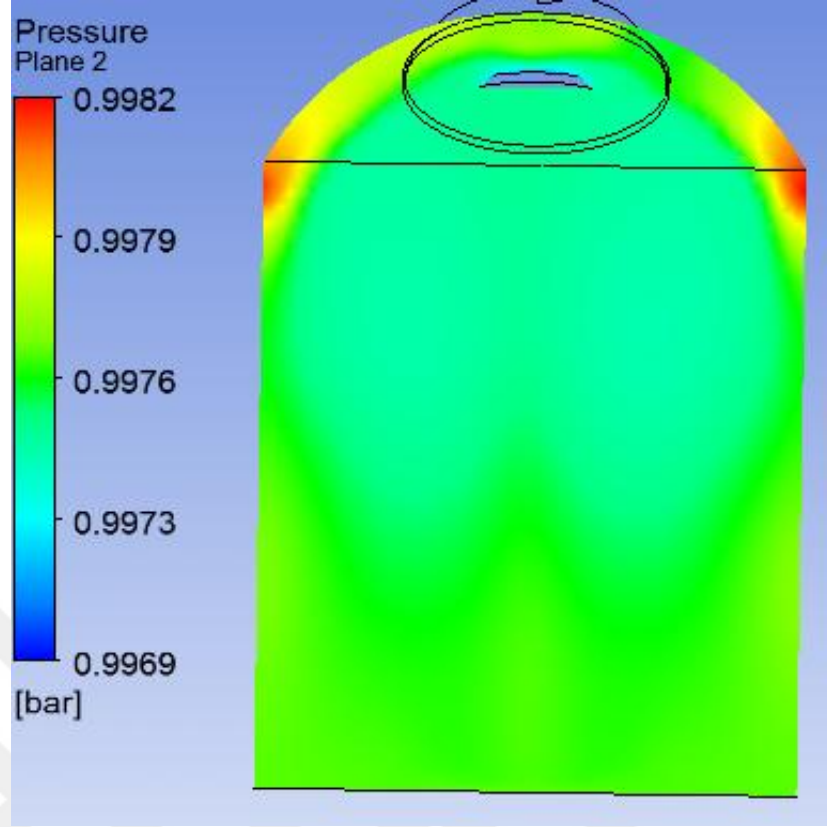
Şekil 4.144 Hız vektörleri, w (m/s) (XY Düzlemi)



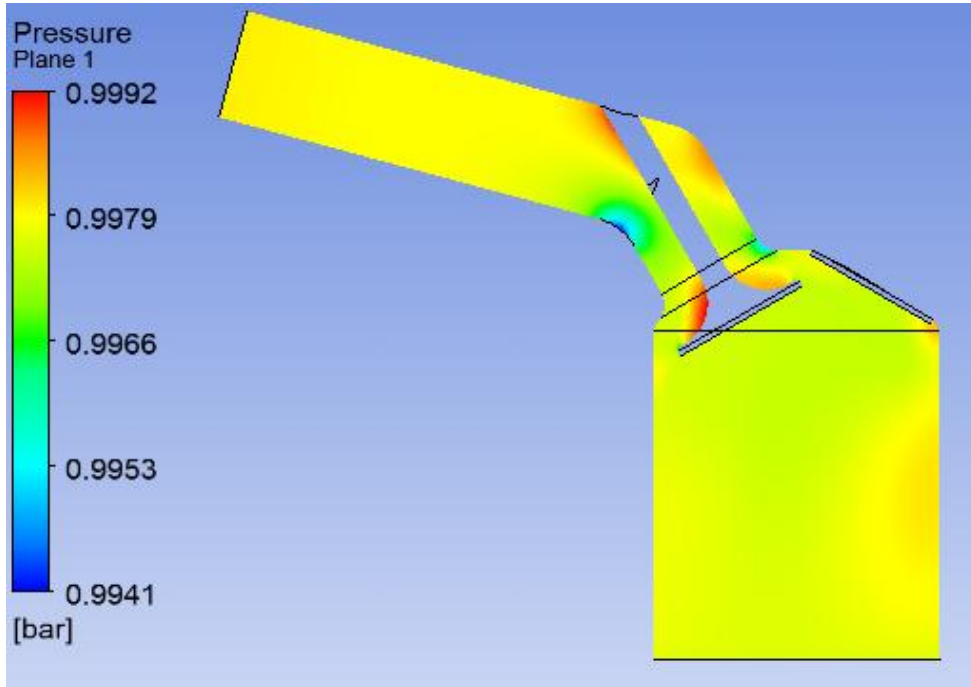
Şekil 4.145 Hız vektörleri, v (m/s) (XY Düzlemi)



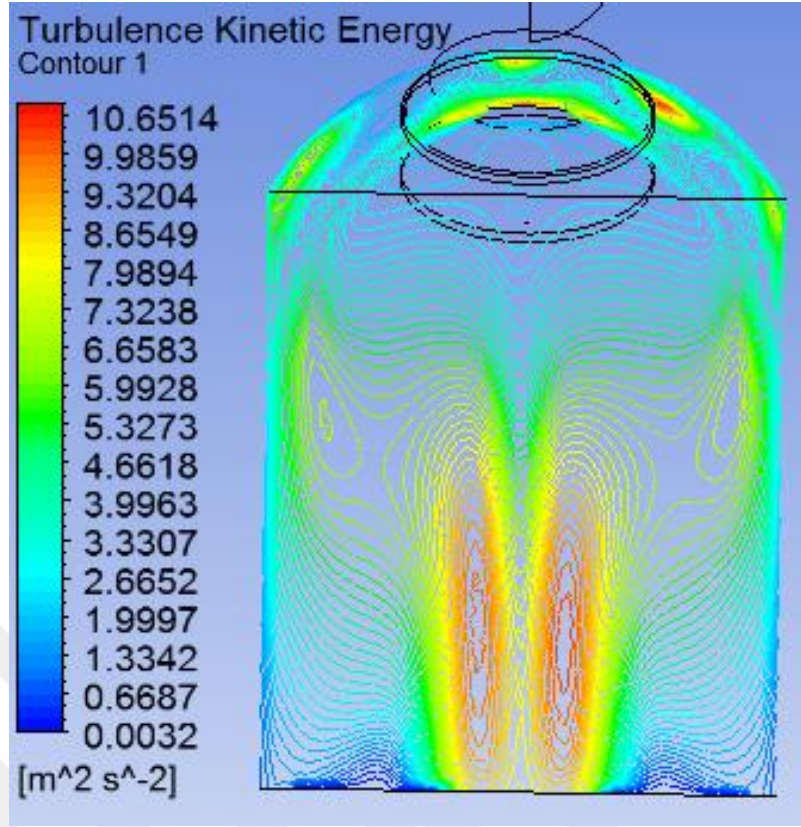
Şekil 4.146 Hız vektörleri, v (m/s) (XY Düzlemi)



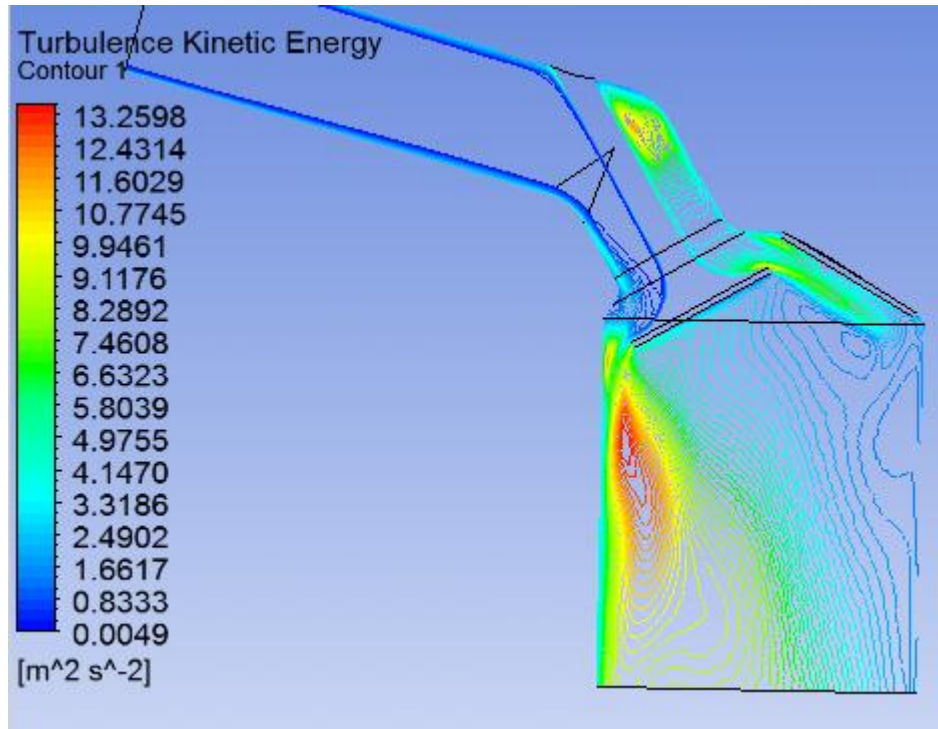
Şekil 4.147 Basınç dağılımı (YZ Düzlemi)



Şekil 4.148 Basınç dağılımı (XZ Düzlemi)



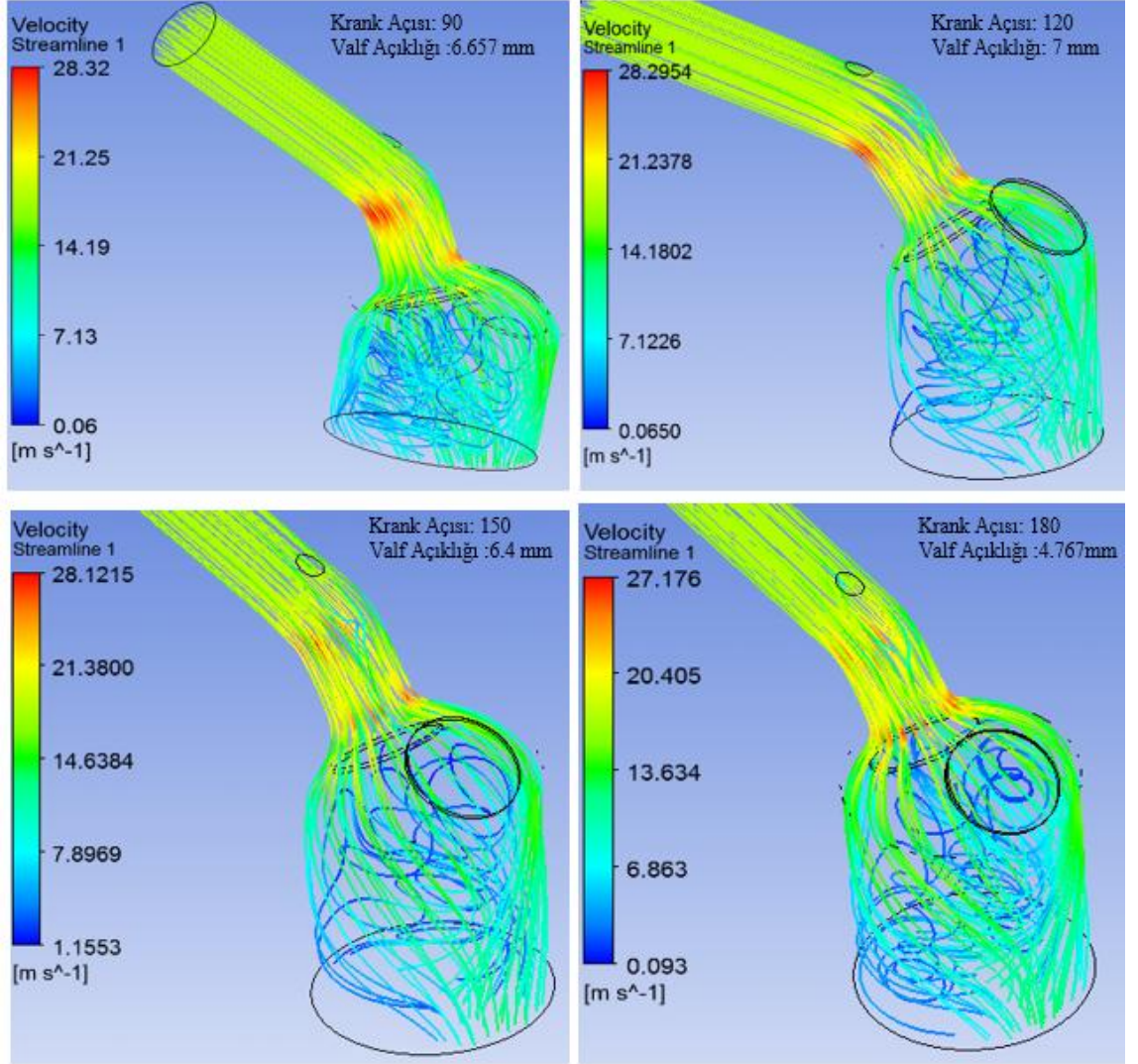
Şekil 4.149 Kinetik enerji dağılımı (YZ Düzlemi)



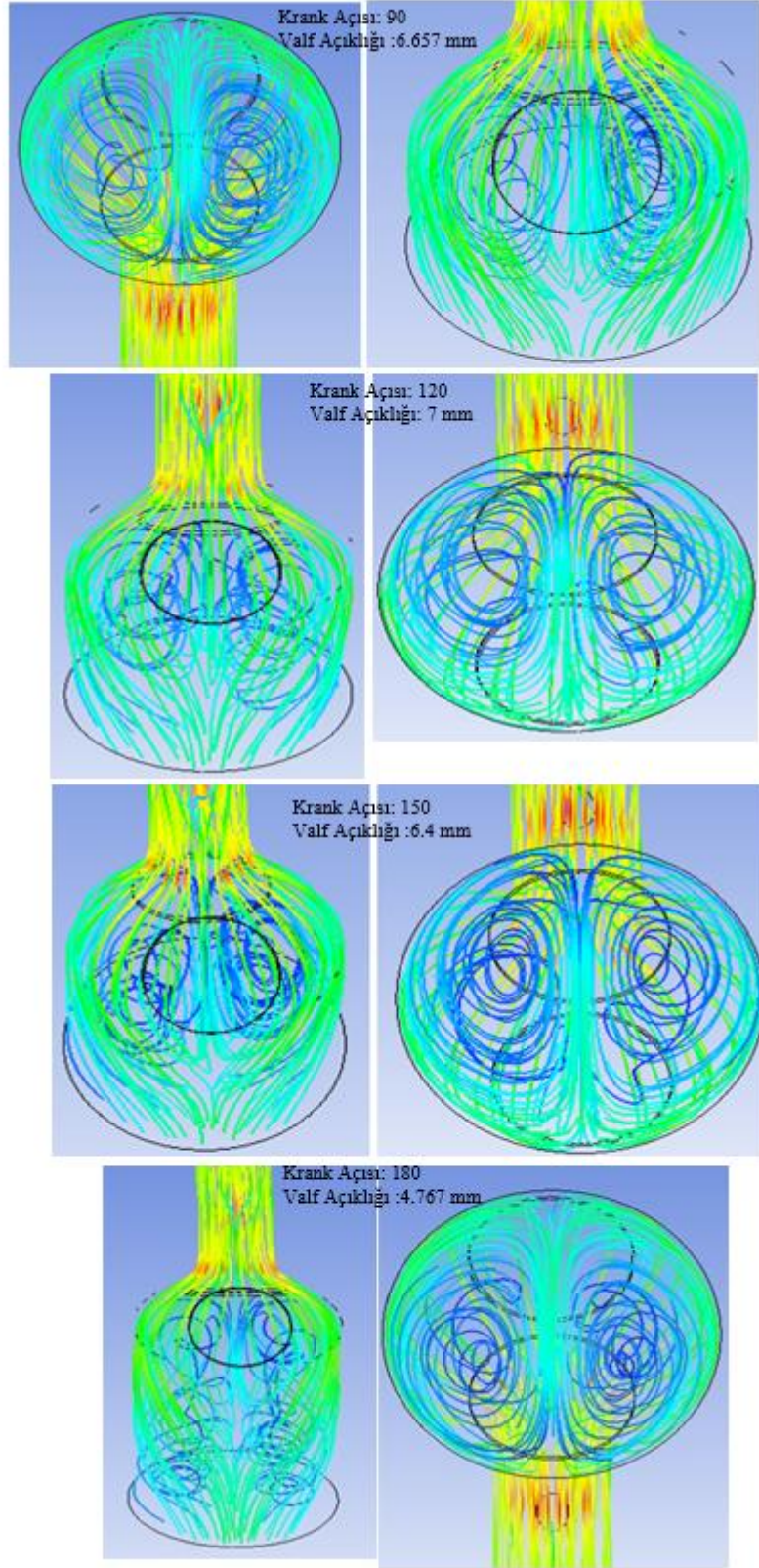
Şekil 4.150 Kinetik enerji dağılımı (XZ Düzlemi)

4.4 Farklı Piston ve Valf Pozisyonu Analizleri Sonuçları

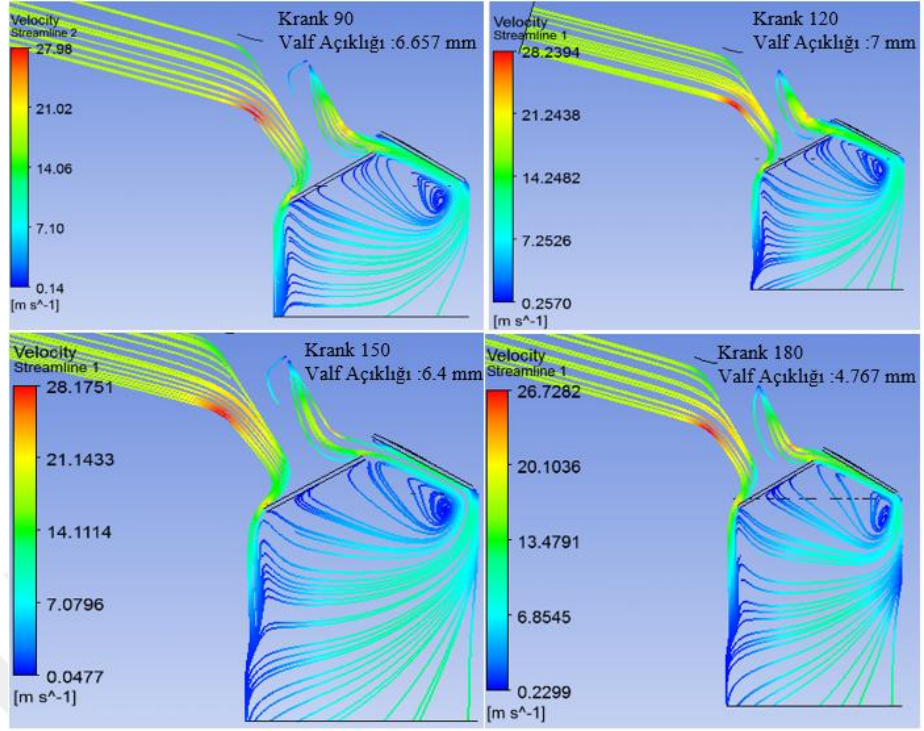
Çizelge 4.2’de belirtiken farklı krank açısı ve valf açıklığında standard k-ε türbülans kullanılarak analizler gerçekleştirilmiştir. Hız akım çizgisi, basınç dağılımı, hız vektörleri sonuçları gösterilmektedir.



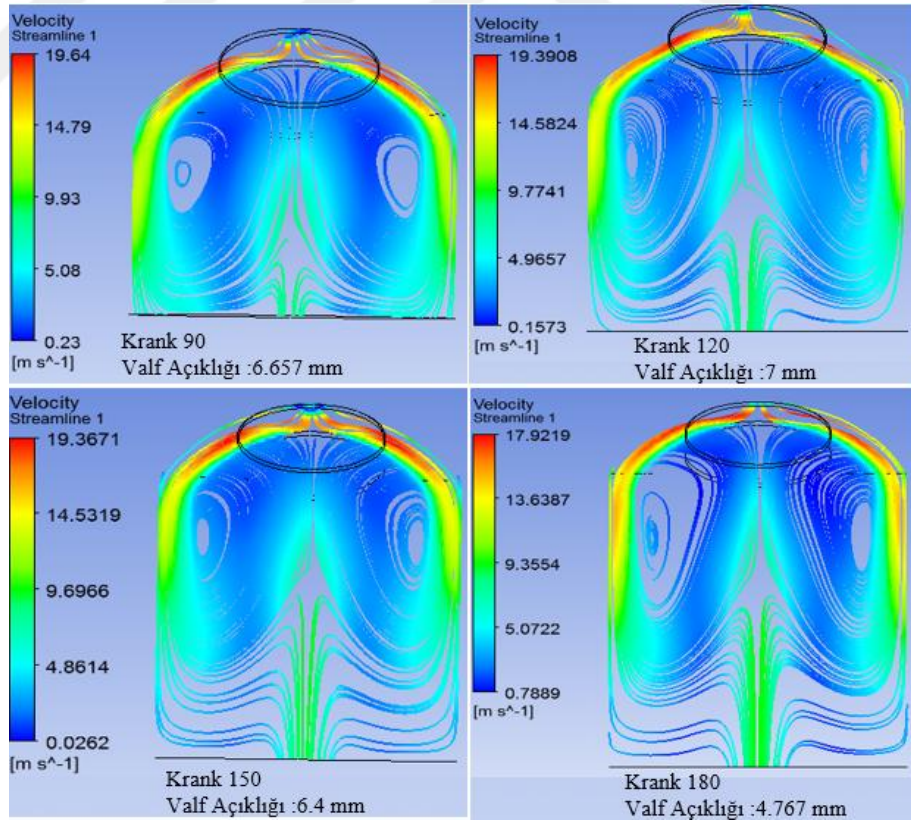
Şekil 4.151 Farklı krank ve valf açıklığında hız akış çizgileri



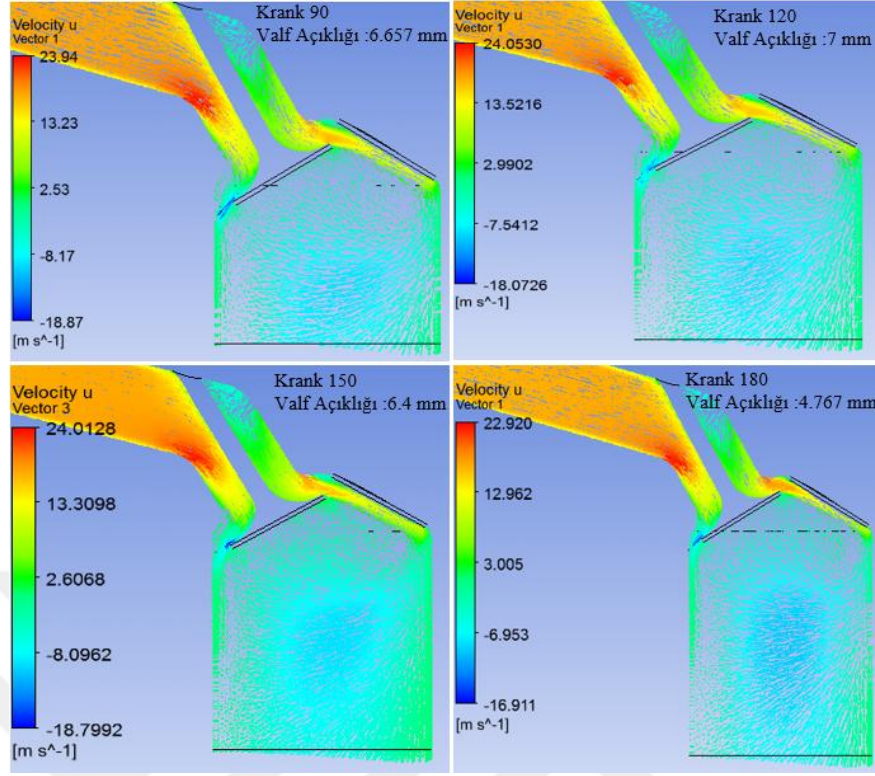
Şekil 4.152 Farklı krank ve valf açıklığında hız akış çizgileri



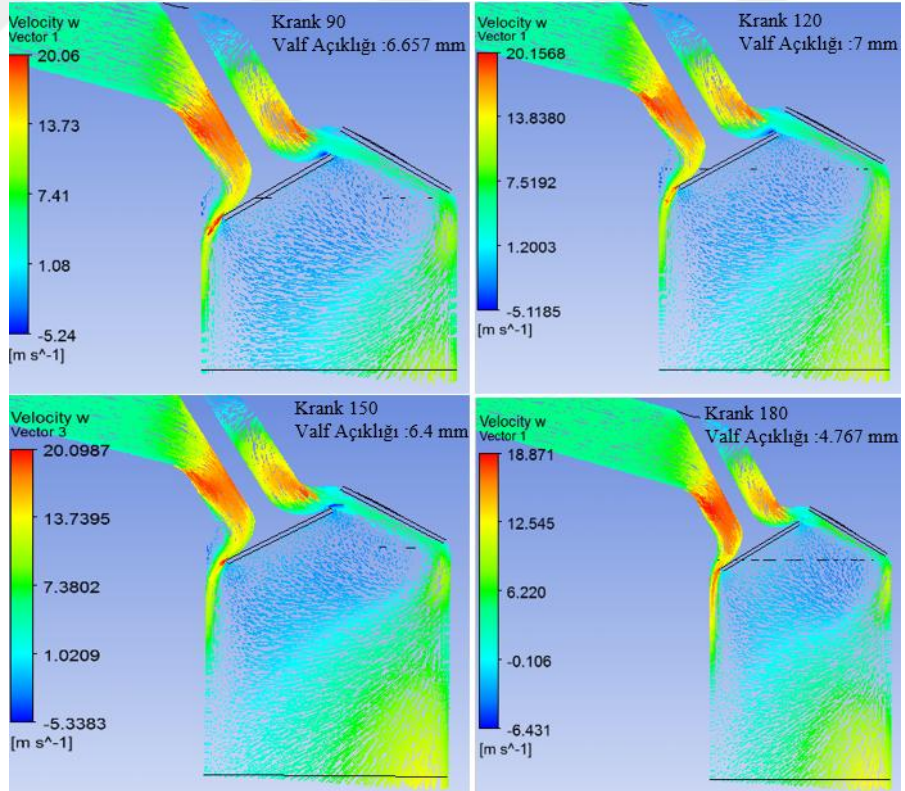
Şekil 4.153 Farklı krank ve valf açıklığında hız akış çizgileri (XZ Düzlemi)



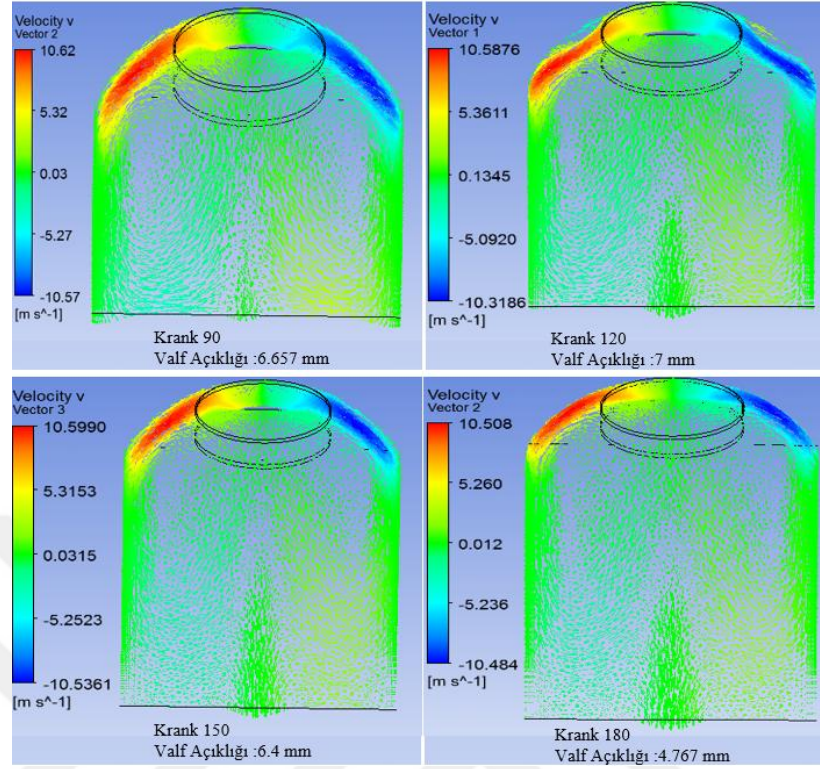
Şekil 4.154 Farklı krank ve valf açıklığında hız akış hız akış çizgileri (YZ Düzlemi)



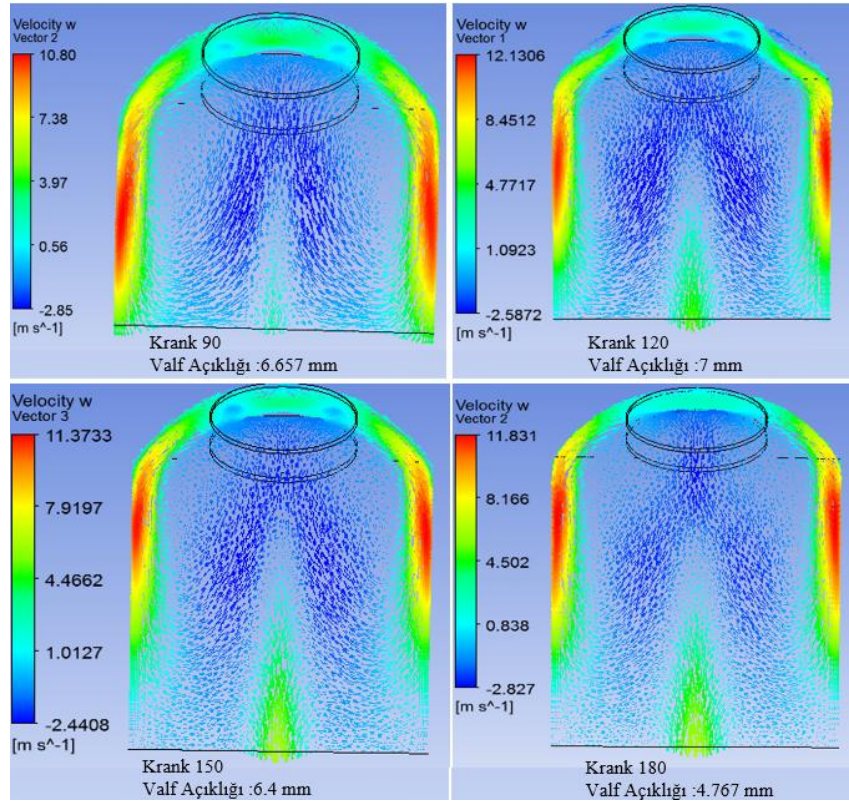
Şekil 4.155 Farklı krank ve valf açıklığında hız vektörleri, $u(\text{m/s})$ (XZ Düzlemi)



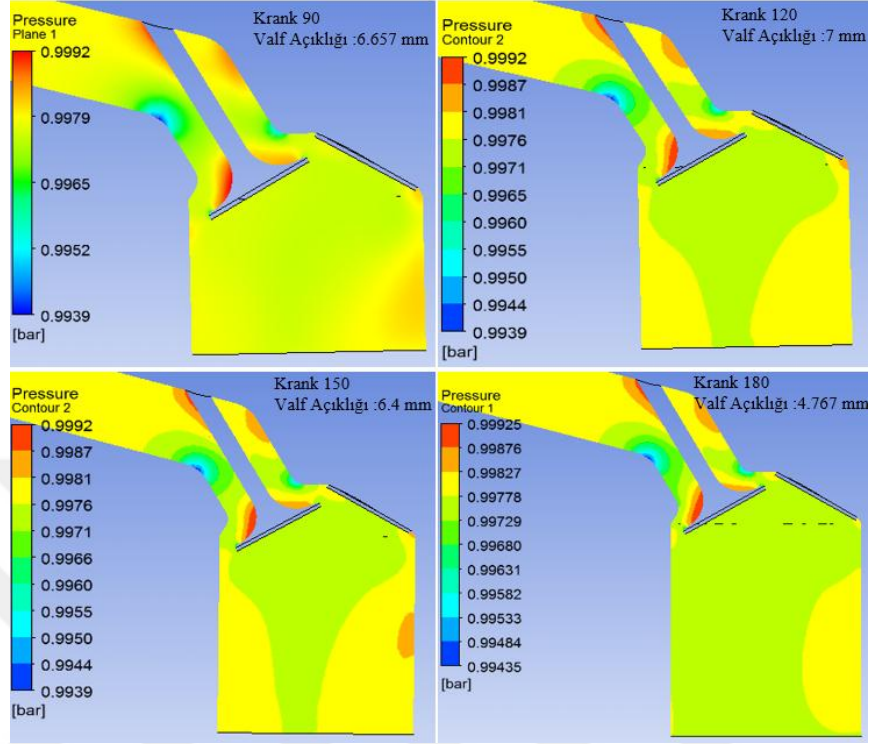
Şekil 4.156 Farklı krank ve valf açılığında hız vektörleri, w(m/s) (XZ Düzlemi)



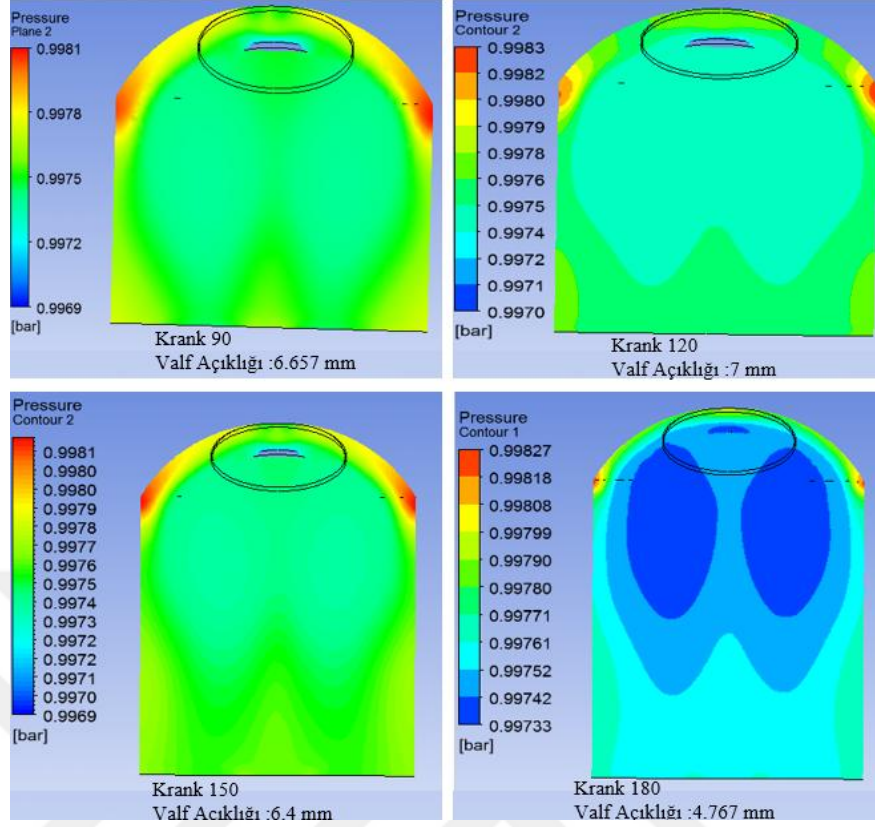
Şekil 4.157 Farklı krank ve valf açılığında hız vektörleri, v (m/s) (YZ Düzlemi)



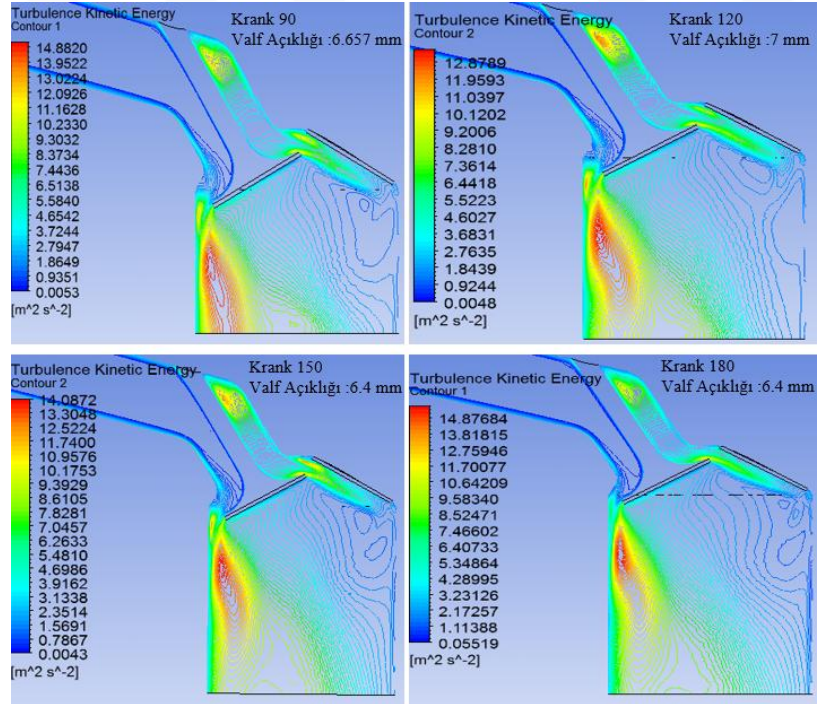
Şekil 4.158 Farklı krank ve valf açıklığında hız vektörleri, w (m/s) (YZ Düzlemi)



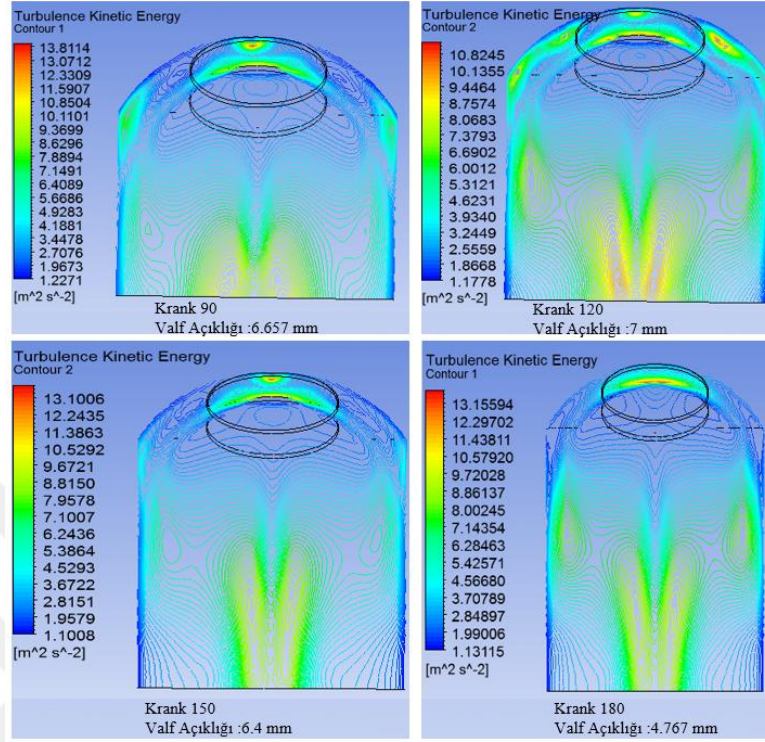
Şekil 4.159 Farklı krank ve valf açıklığında basınç dağılımı (XZ Düzlemi)



Şekil 4.160 Farklı krank ve valf açıklığında basınç dağılımı (YZ Düzlemi)



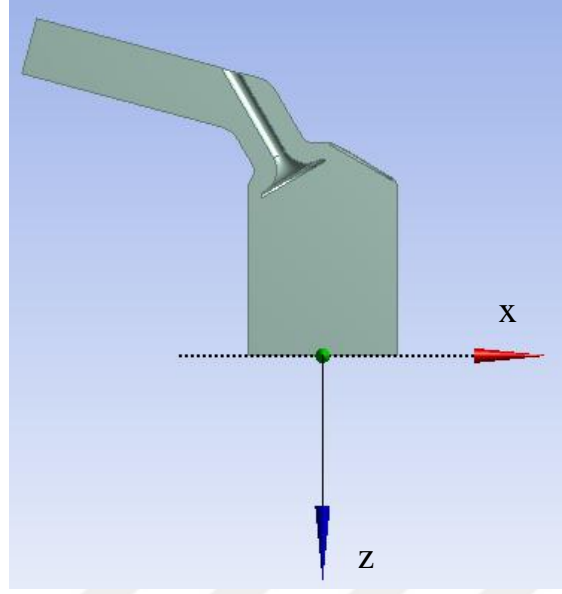
Şekil 4.161 Farklı krank ve valf açıklığında türbülans kinetik enerji dağılımı (XZ
üzlemi)



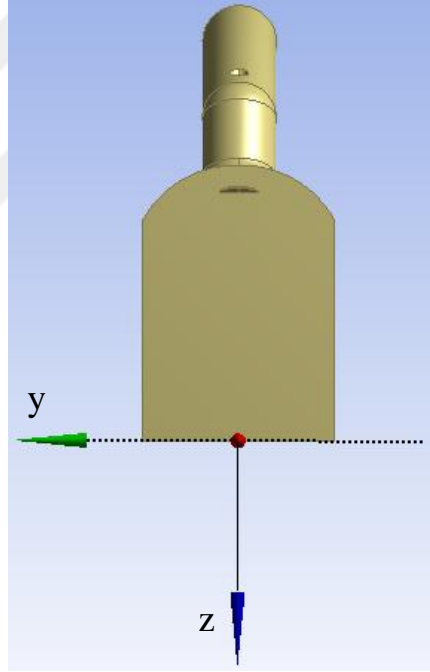
Şekil 4.162 Farklı krank ve valf açıklığında türbülans kinetik enerji dağılımı (YZ
Düzlemi)

4.5 Ağ-3 (Standard k- ϵ) ile Hong ve Tarng Analiz Sonuçları Karşılaştırması

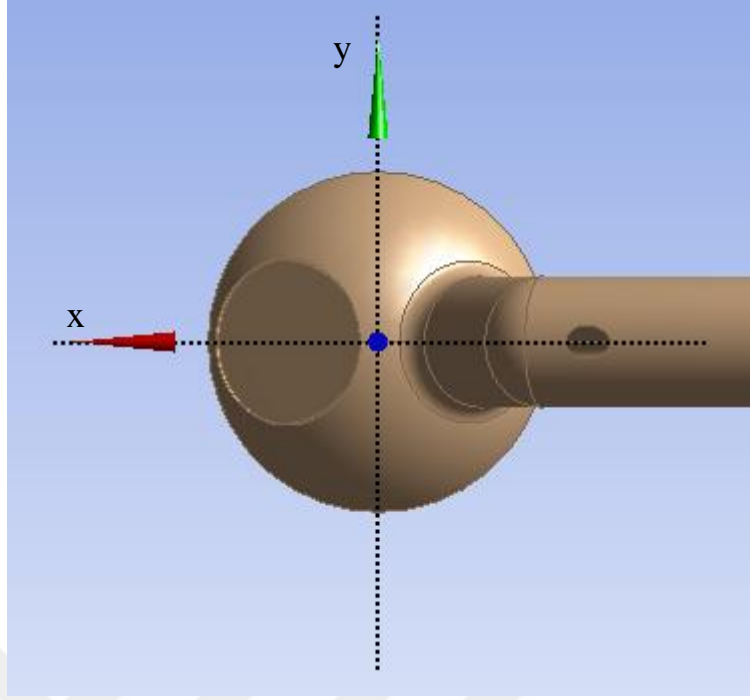
Ağdan bağımsızlık çalışmasında tespit edilen ağ sayısında (Ağ-3) elde edilen sonuçlar (Standard k- ϵ modeli) Hong ve Tarng'ın (2001) sonuçlarıyla aşağıdaki gibi karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmaya geçmeden önce karşılaştırma düzlemleri gösterilmiştir.



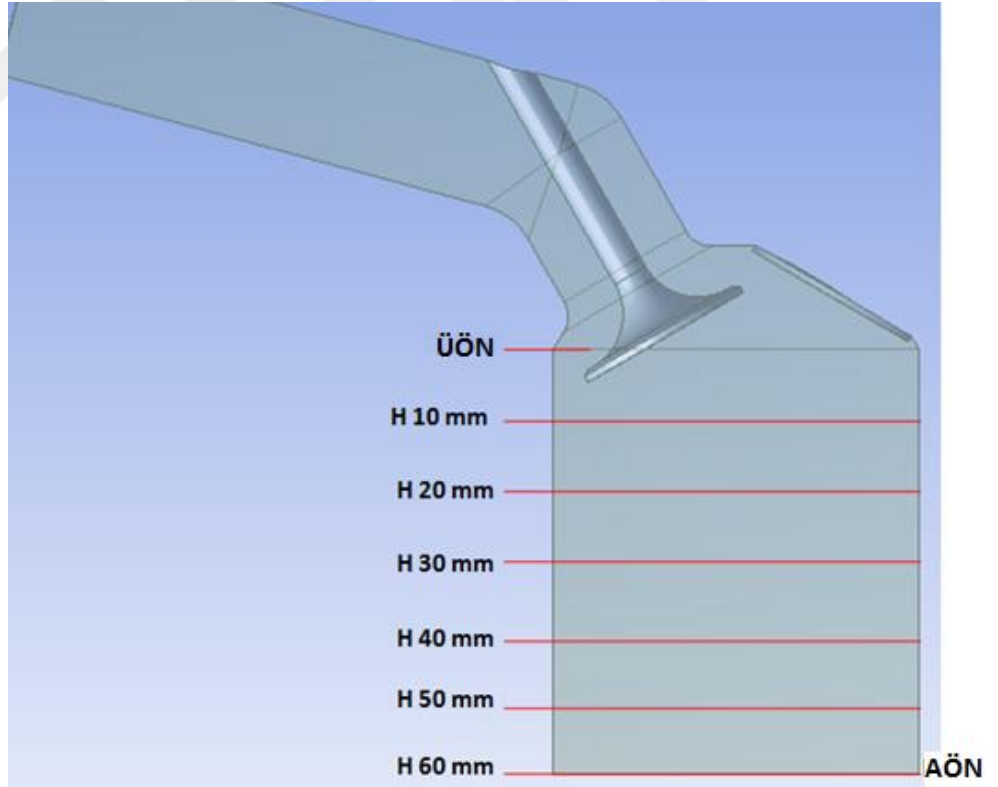
Şekil 4.163 XZ düzlemi gösterimi



Şekil 4.164 YZ düzlemi gösterimi



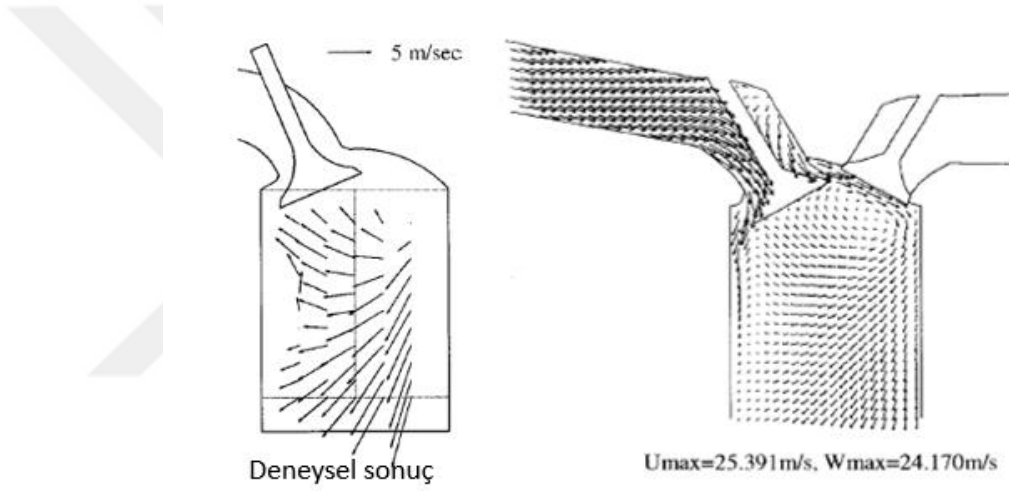
Şekil 4.165 XY düzlemi gösterimi



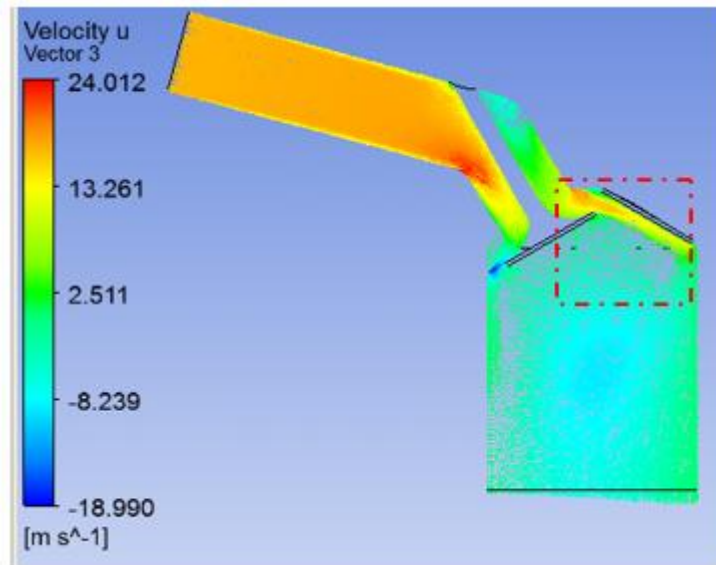
Şekil 4.166 Düzlem bölgeleri gösterimi

XZ Düzleminde Hızların Karşılaştırılması

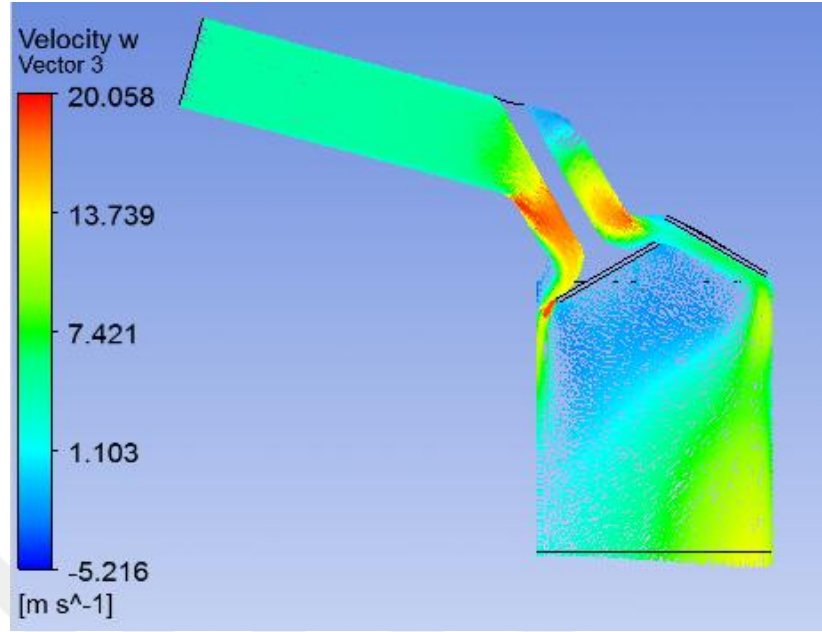
XZ düzleminde Hong ve Tarng'ın (2001) ve bu çalışmadaki hesaplamalı vektörel hız dağılımları sırasıyla Şekil 4.147, 4.148 ve 4.149'da gösterilmiştir. Bu şekiller incelendiğinde elde edilen maksimum hız değerleri Çizelge 4.7'de karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Akışkan valf açıklığından geçerek karşı duvara çarpmaktadır, çarpmanın etkisiyle kırmızı çizgi ile gösterilen bölgede girdap oluşmaktadır. Benzer girdap yapısı bu çalışmada da elde edilmiştir. Bu kesitteki hız sonuçları U_{max} ve W_{max} Şekil 4.147'deki değerlere yakındır. Çizelge 4.7 incelendiğinde U_{max} hızında bu çalışma ile Hong&Tarng(2001) arasındaki farkın %5.43 ve W_{max} hızında farkın %17.01 olduğu görülmektedir.



Şekil 4.167 Hong ve Tarng (2001) hız u,w (m/s) (XZ Düzlemi)



Şekil 4.168 Ağ-3 Hız u (m/s) (XZ Düzlemi)



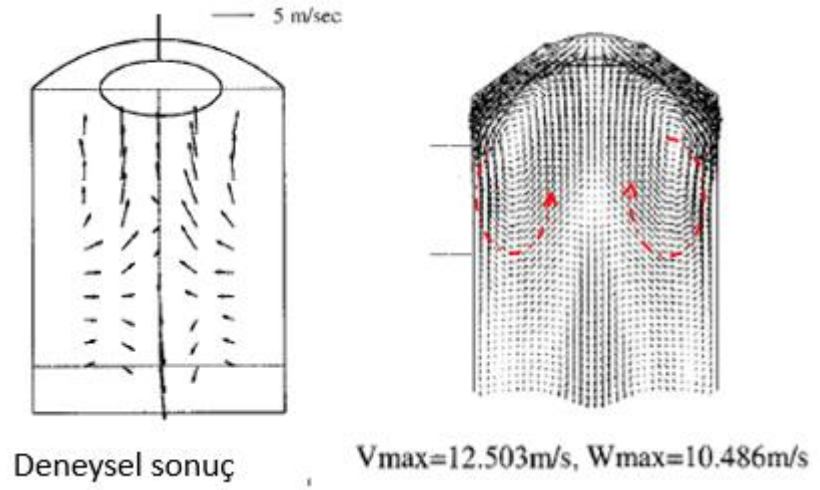
Şekil 4.169 Ağ-3 Hız w (m/s) (XZ Düzlemi)

Çizelge 4.7 Ağ-3 & Hong ve Tarng (2001) hız u,w

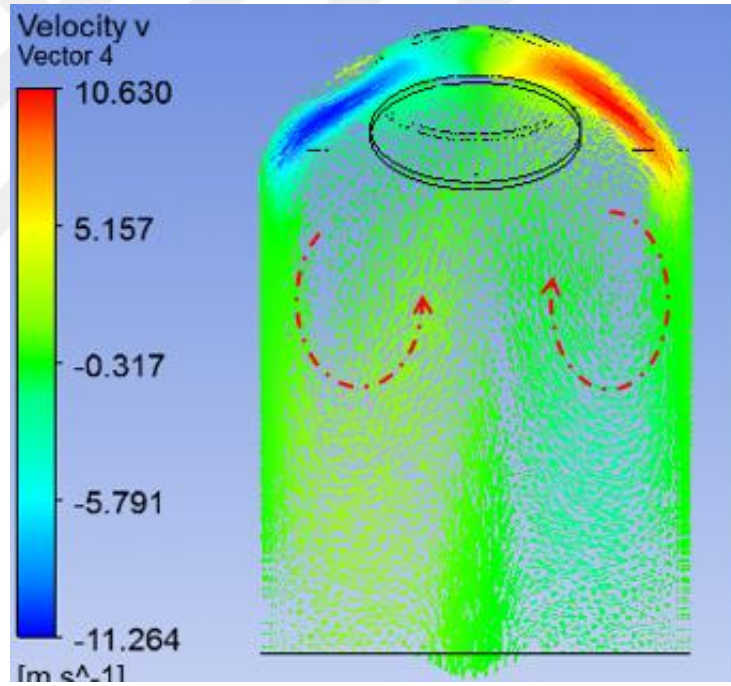
	Umax (m/s)	Wmax (m/s)
Hong ve Tarng (2001)	25.391	24.170
Bu Çalışma (Ağ- 3)	24.012	20.058
% Fark	-%5.43	-%17.01

YZ Düzleminde Hızların Karşılaştırılması

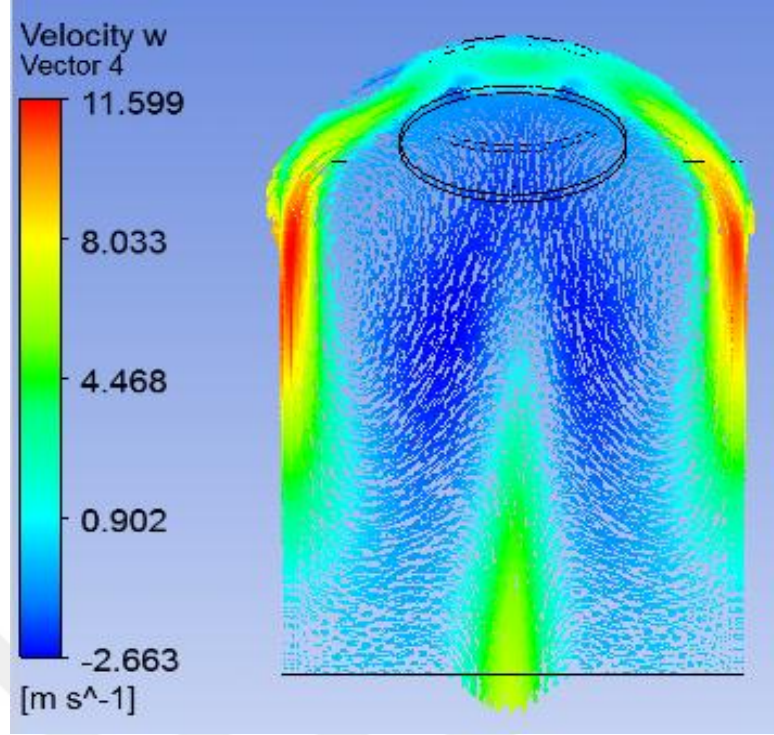
YZ düzleminde Hong ve Tarng'ın (2001) ve bu çalışmadaki hesaplamalı vektörel hız dağılımları sırasıyla Şekil 4.150, 4.151 ve 4.152'de gösterilmiştir. Bu şekiller incelendiğinde elde edilen maksimum hız değerleri Çizelge 4.8'de karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Akışkan valf açıklığından geçerek karşı duvara çarpmaktadır, çarpmanın etkisiyle kırmızı çizgi ile gösterilen bölgede girdap oluşmaktadır. Benzer girdap yapısı bu çalışmada da elde edilmiştir. Bu kesitteki hız sonuçları Vmax ve Wmax Şekil 4.150'deki değerlere yakındır. Çizelge 4.8 incelendiğinde Vmax hızında bu çalışma ile Hong&Tarng(2001) arasındaki farkın %14.98 ve Wmax hızında farkın %10.61 olduğu görülmektedir.



Şekil 4.170 W.Hong, D.Tang (2001) hız, w (m/s) (YZ Düzlemi)



Şekil 4.171 Ağ-3 hız v (m/s) (YZ Düzlemi)



Şekil 4.172 Ağ-3 hız w (m/s) (YZ Düzlemi)

Çizelge 4.8 Ağ-3 & Hong ve Tarnng (2001) hız v,w

	Vmax(m/s)	Wmax (m/s)
Hong ve Tarnng (2001)	12.503	10.486
Bu Çalışma (Ağ-3)	10.63	11.599
% Fark	%-14.98	% 10.61

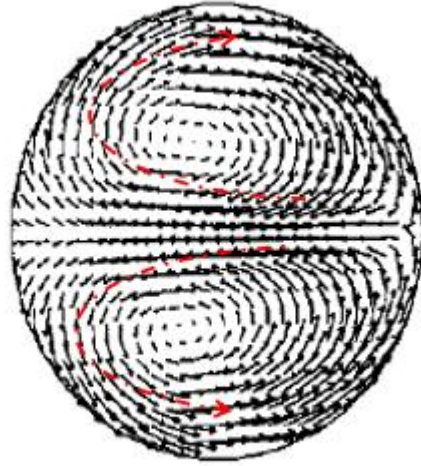
XY Düzleminde Hızların Karşılaştırılması

H 10 mm Düzlemi

XY H10 düzleminde Hong ve Tarnng'ın (2001) ve bu çalışmadaki hesaplamalı vektörel hız dağılımları sırasıyla Şekil 4.153, 4.154 ve 4.155'de gösterilmiştir. Bu şekiller incelendiğinde elde edilen maksimum hız değerleri Çizelge 4.9'da karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Hong&Tarnng(2001)'in çalışmasında oluşan 2 yönlü girdap yapışana benzer girdap yapısı bu çalışmada da elde edilmiştir. Bu kesitteki hız sonuçları Umax ve Vmax Şekil 4.153'deki değerlere yakındır. Çizelge 4.9 incelendiğinde Umax hızında bu çalışma ile Hong&Tarnng(2001) arasındaki farkın %29.80 ve Wmax hızında farkın %17.32 olduğu görülmektedir.

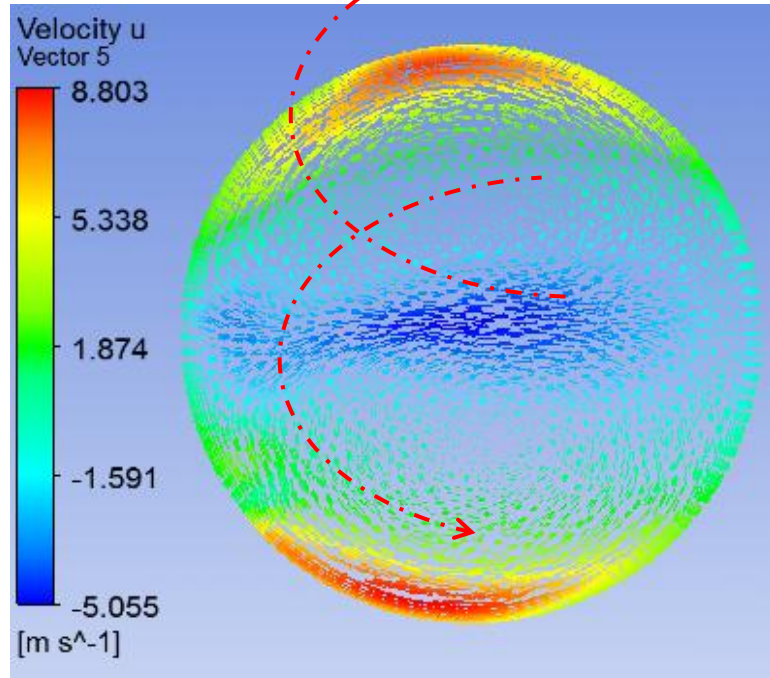
Çizelge 4.9 Ağ-3 & Hong ve Tarng (2001) hız u,v –(XY Düzlemi H 10mm)

	Umax(m/s)	Vmax (m/s)
Hong ve Tarng (2001)	6.78	5.31
Bu Çalışma (Ağ-3)	8.8	6.23
% Fark	+% 29.80	+ % 17.32

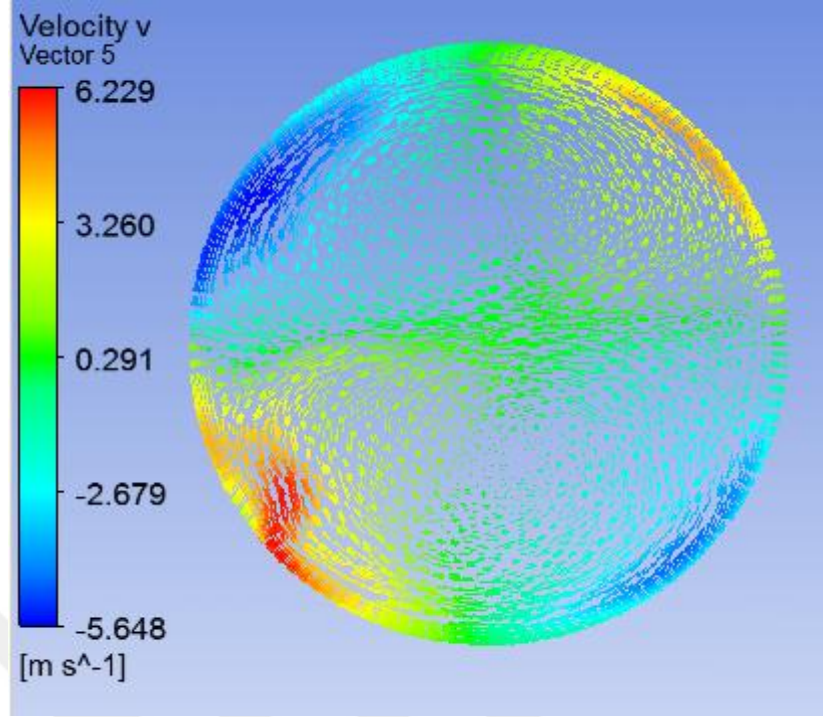


Umax=6.78m/s, Vmax=5.31m/s

Şekil 4.173 Hong ve Tarng (2001) hız u,v (m/s) (XY Düzlemi H 10mm)



Şekil 4.174 Ağ-3 hız u (m/s) (XY Düzlemi H 10mm)



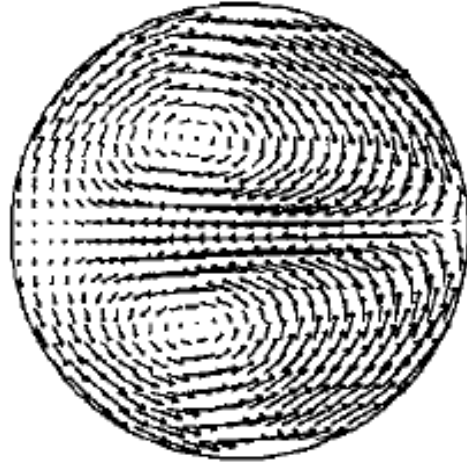
Şekil 4.175 Ağ-3 hız v (m/s) (XY Düzlemi H 10mm)

H 20 mm Düzlemi

H20 düzleminde Hong ve Tarng'ın (2001) ve bu çalışmadaki hesaplamalı vektörel hız dağılımları sırasıyla Şekil 4.156, 4.157 ve 4.158'de gösterilmiştir. Bu şekiller incelendiğinde elde edilen maksimum hız değerleri Çizelge 4.10'da karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Çizelge 4.10 incelendiğinde Umax hızında bu çalışma ile Hong&Tarng(2001) arasındaki farkın %5.94 ve Wmax hızında farkın %14.47 olduğu görülmektedir.

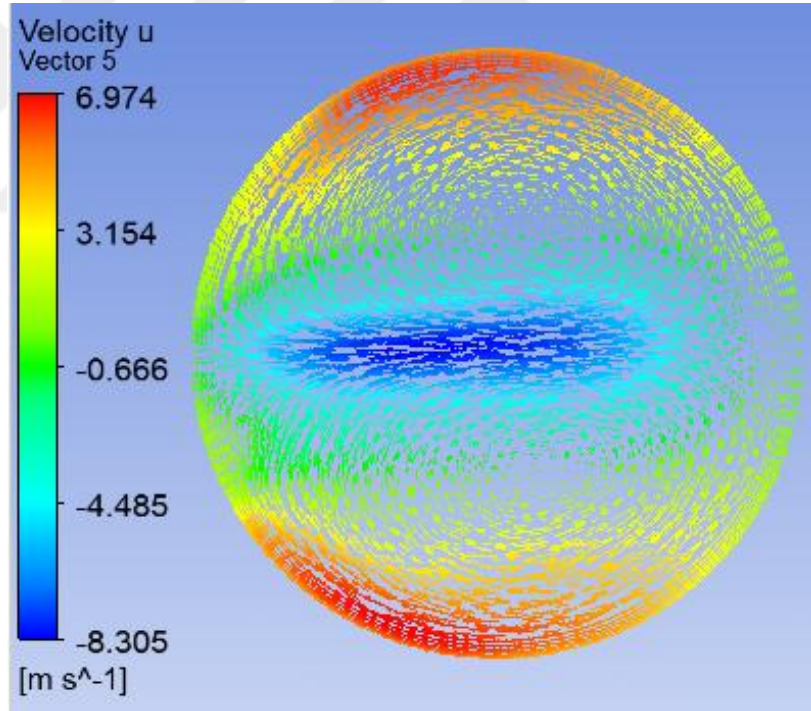
Çizelge 4.10 Ağ-3 & Hong ve Tarng (2001) hız u,v (m/s) (XY Düzlemi H 20mm)

	Umax(m/s)	Vmax (m/s)
Hong ve Tarng (2001)	7.41	5.25
Bu Çalışma (Ağ- 3)	6.97	6.01
% Fark	- % 5.94	+ % 14.47

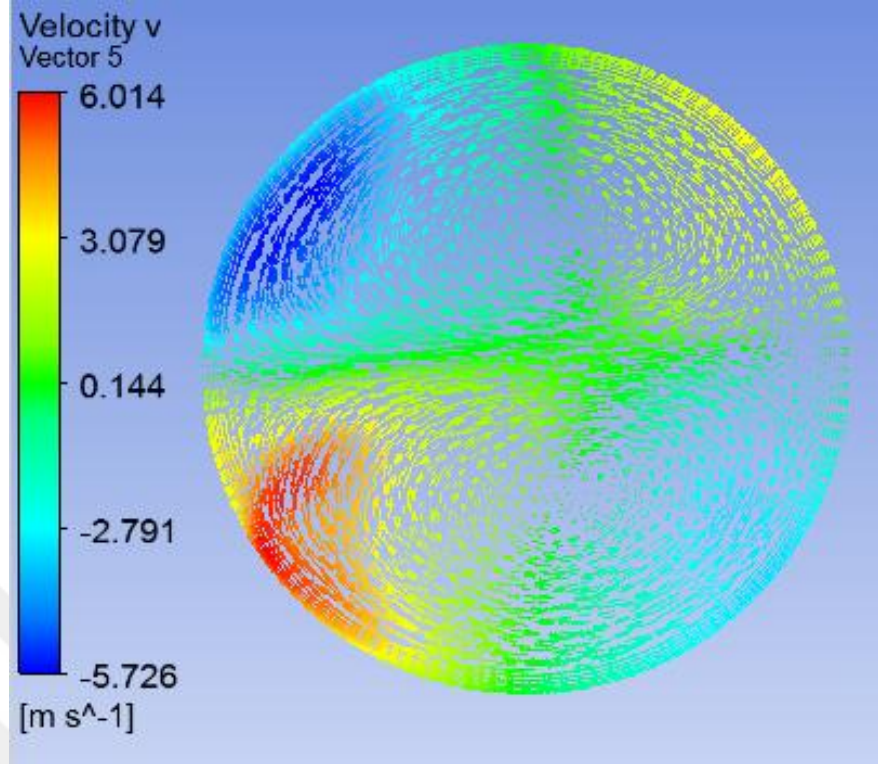


$$U_{\max}=7.41\text{m/s}, V_{\max}=5.25\text{m/s}$$

Şekil 4.176 Hong ve Tarnq (2001) hız u,v (m/s) (XY Düzlemi H 20mm)



Şekil 4.177 Ağ-3 hız u (m/s) (XY Düzlemi H 20mm)



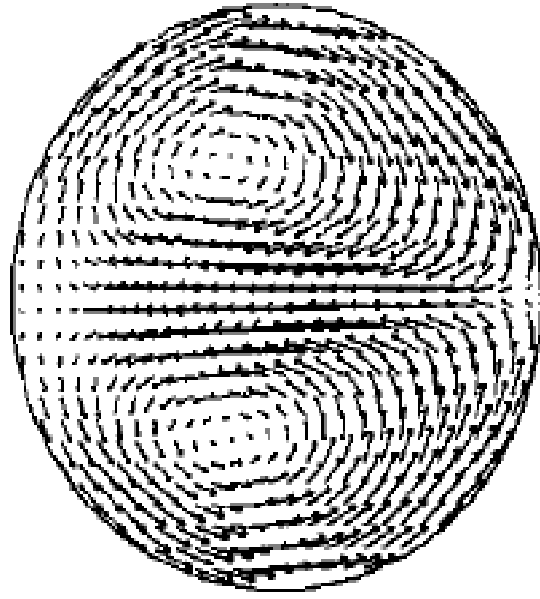
Şekil 4.178 Ağ-3 hız v (m/s) (XY Düzlemi H 20mm)

H 40 mm Düzlemi

H40 düzleminde Hong ve Tarng'ın (2001) ve bu çalışmadaki hesaplamalı vektörel hız dağılımları sırasıyla Şekil 4.159, 4.160 ve 4.161'de gösterilmiştir. Bu şekiller incelendiğinde elde edilen maksimum hız değerleri Çizelge 4.11'da karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Çizelge 4.11 incelendiğinde U_{max} hızında bu çalışma ile Hong&Tarng(2001) arasındaki farkın %23.82 ve W_{max} hızında farkın %10.69 olduğu görülmektedir.

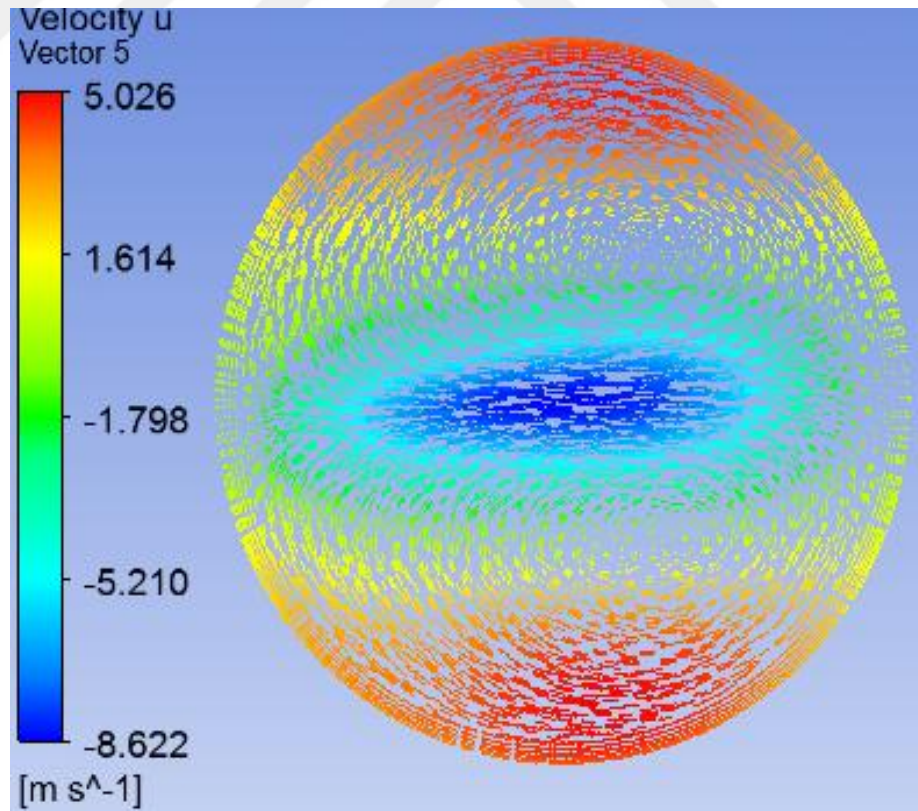
Çizelge 4.11 Ağ-3 & Hong ve Tarng (2001) hız u,v(m/s) –(XY Düzlemi H 40mm)

	$U_{max}(m/s)$	$V_{max} (m/s)$
Hong ve Tarng (2001)	6.59	3.74
Bu Çalışma (Ağ- 3)	5.02	4.14
% Fark	-%23.82	+ % 10.69

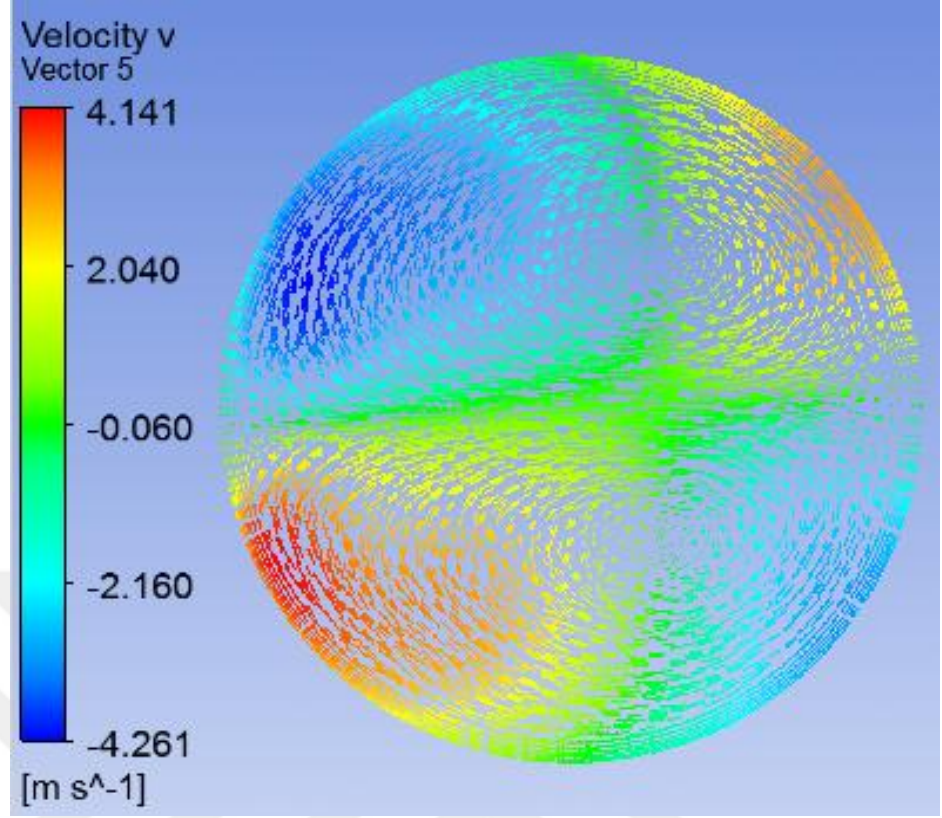


$$U_{max}=6.59\text{m/s}, V_{max}=3.74\text{m/s}$$

Şekil 4.179 Hong ve Tarnq (2001) hız u,v (m/s) (XY Düzlemi H 40mm)



Şekil 4.180 Ağ-3 hız u (m/s) (XY Düzlemi H 40mm)



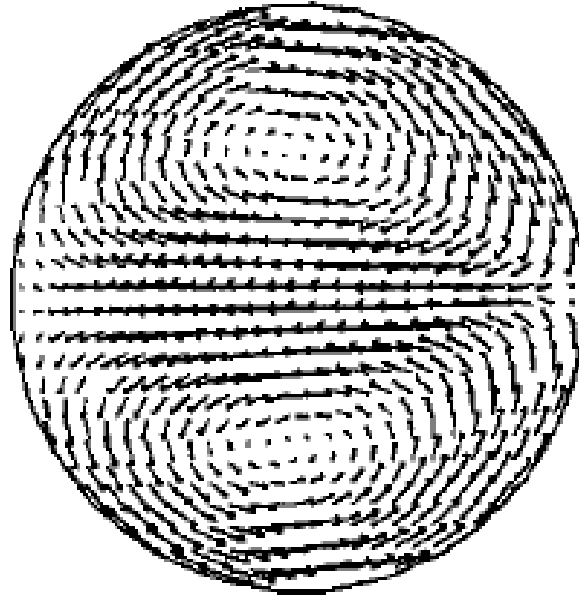
Şekil 4.181 Ağ-3 hız v (m/s) (XY Düzlemi H 40mm)

H 60 mm Düzlemi

H60 düzleminde Hong ve Tarng'ın (2001) ve bu çalışmadaki hesaplamalı vektörel hız dağılımları sırasıyla Şekil 4.162, 4.163 ve 4.164'de gösterilmiştir. Bu şekiller incelendiğinde elde edilen maksimum hız değerleri Çizelge 4.12'de karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Çizelge 4.12 incelendiğinde U_{max} hızında bu çalışma ile Hong&Tarng(2001) arasındaki farkın %30.22 ve W_{max} hızında farkın %15 olduğu görülmektedir.

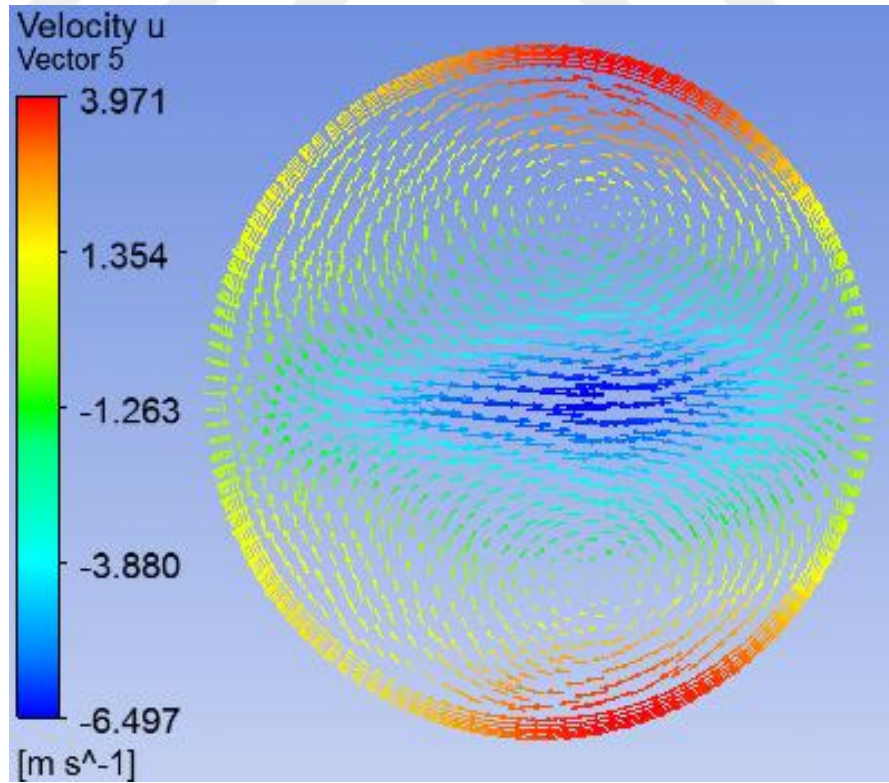
Çizelge 4.12 Ağ-3 & Hong ve Tarng (2001) hız u, v (XY Düzlemi H 60mm)

	U_{max} (m/s)	V_{max} (m/s)
Hong ve Tarng (2001)	5.17	2.40
Bu Çalışma (Ağ- 3)	3.97	2.76
% Fark	-%30.22	+%15

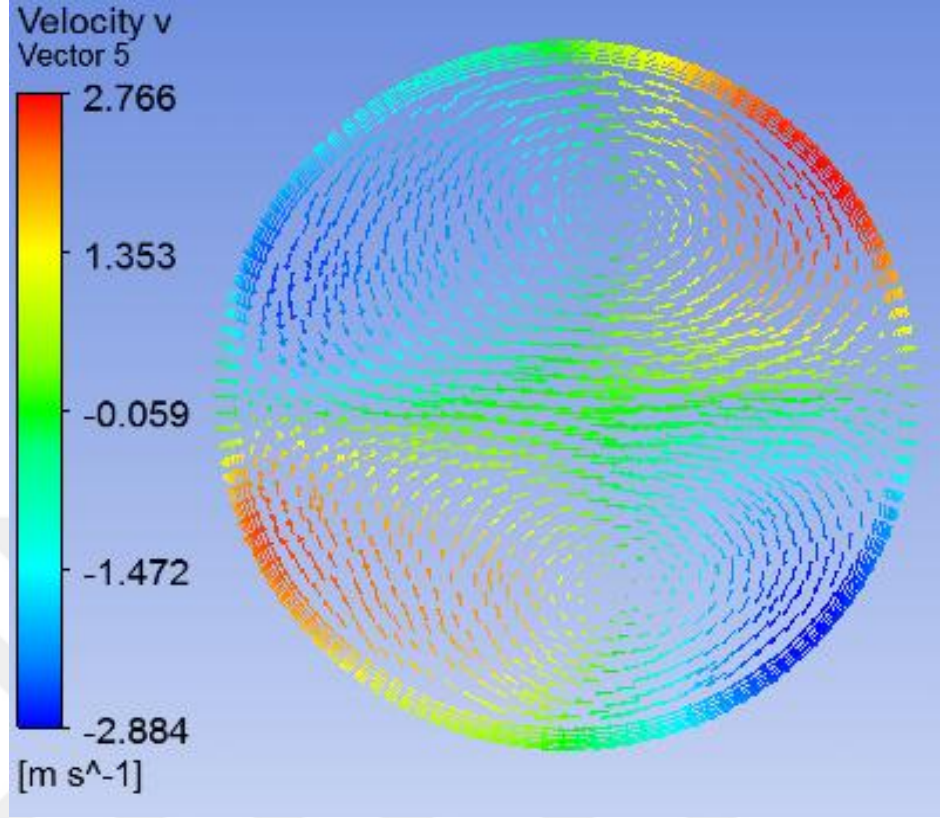


$U_{max}=5.17\text{m/s}$, $V_{max}=2.40\text{m/s}$

Şekil 4.182 Hong ve Tarng (2001) hız u,v (m/s) (XY Düzlemi H 60mm)



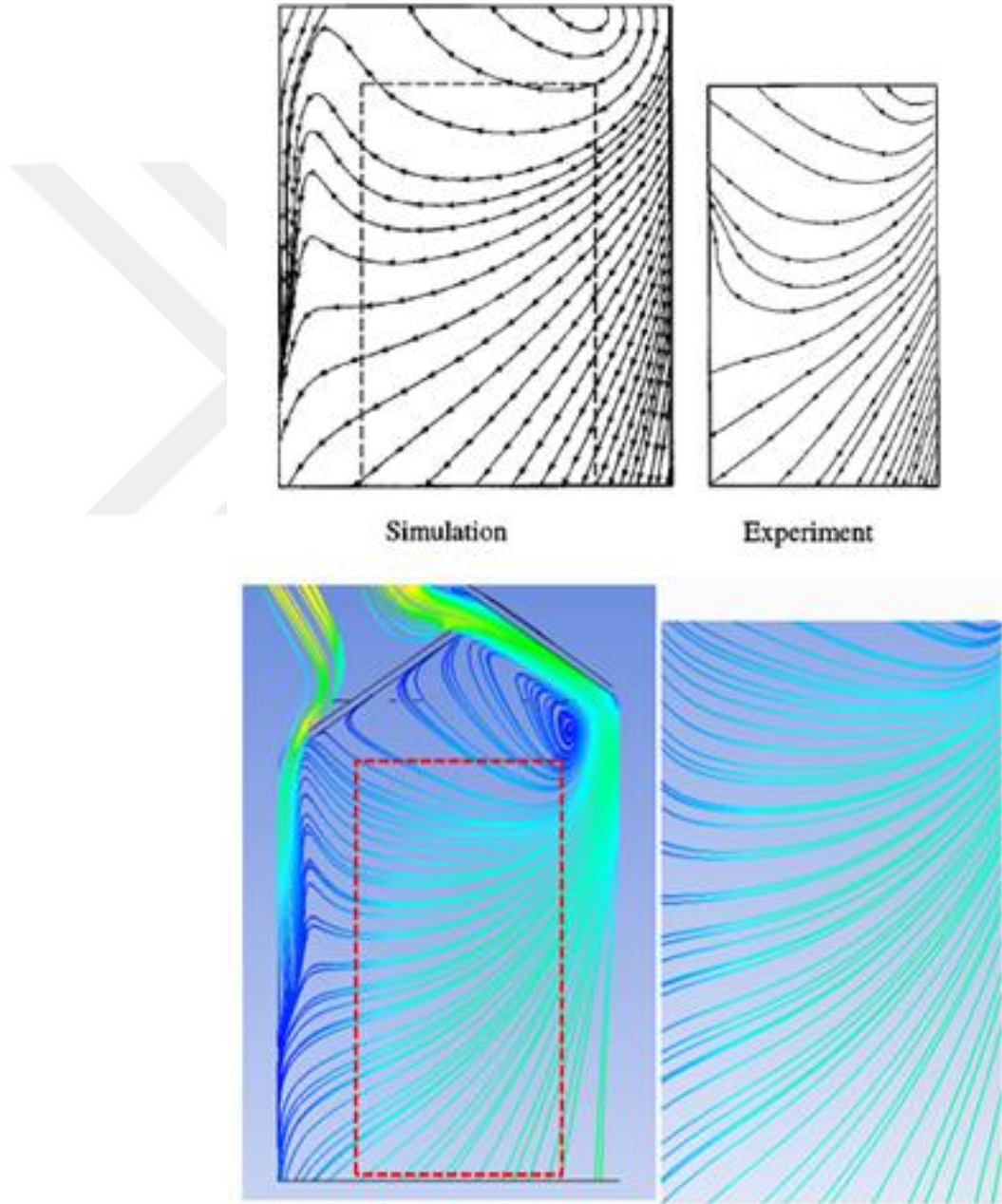
Şekil 4.183 Ağ-3 hız u (m/s) (XY Düzlemi H 60mm)



Şekil 4.184 Ağ-3 hız v (m/s) (XY Düzlemi H 60mm)

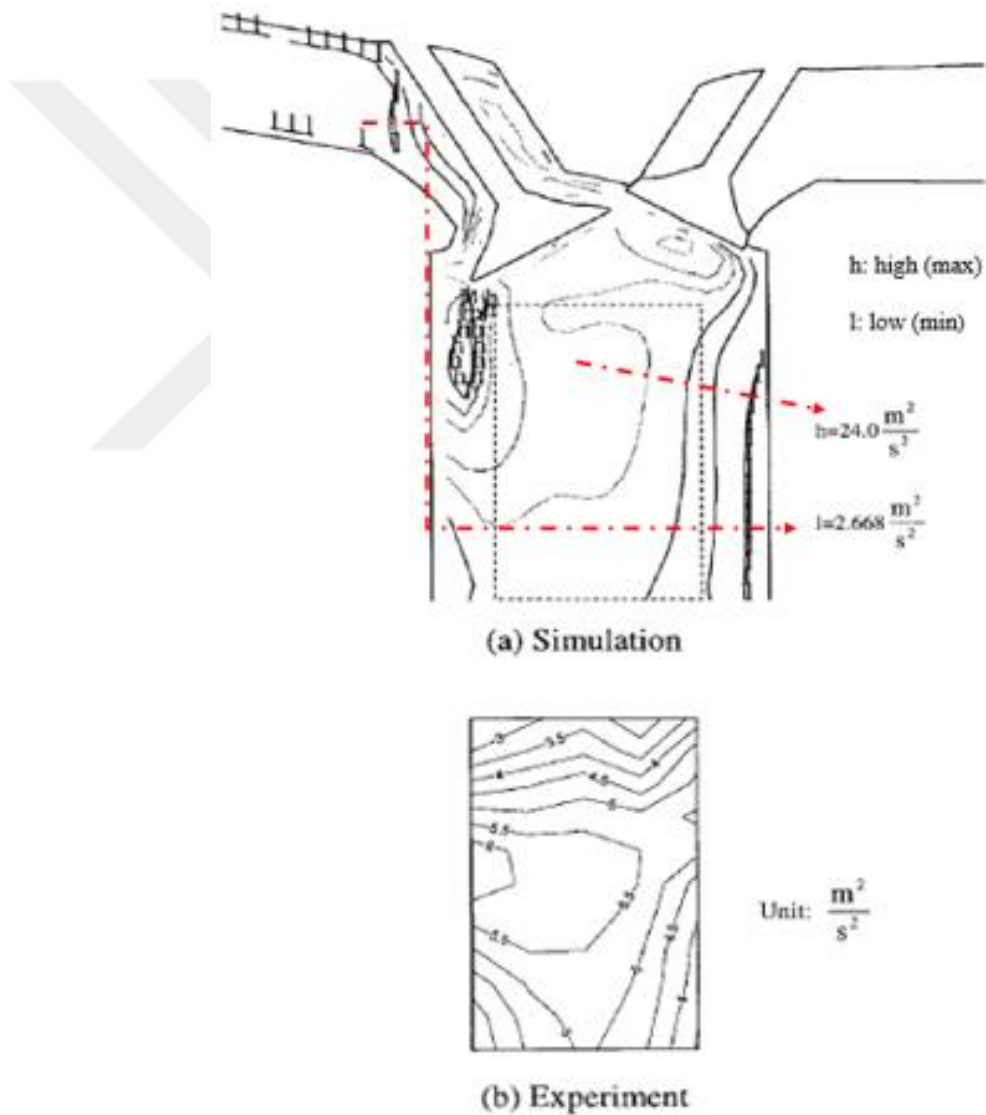
XZ Düzlemi Akış Çizgileri

XZ düzlemi akış çizgileri Hong&Tarng(2001) sayısal ve deneysel çalışması ile kıyaslanmıştır. Sonuçlar incelendiğinde (Şekil 4.253) aynı bölgelerde benzer akış çizgilerinin olduğu görülmektedir. Çalışmanın deneysel çalışmada elde edilen sonuçlarla da benzerlik gösterdiği görülmektedir.

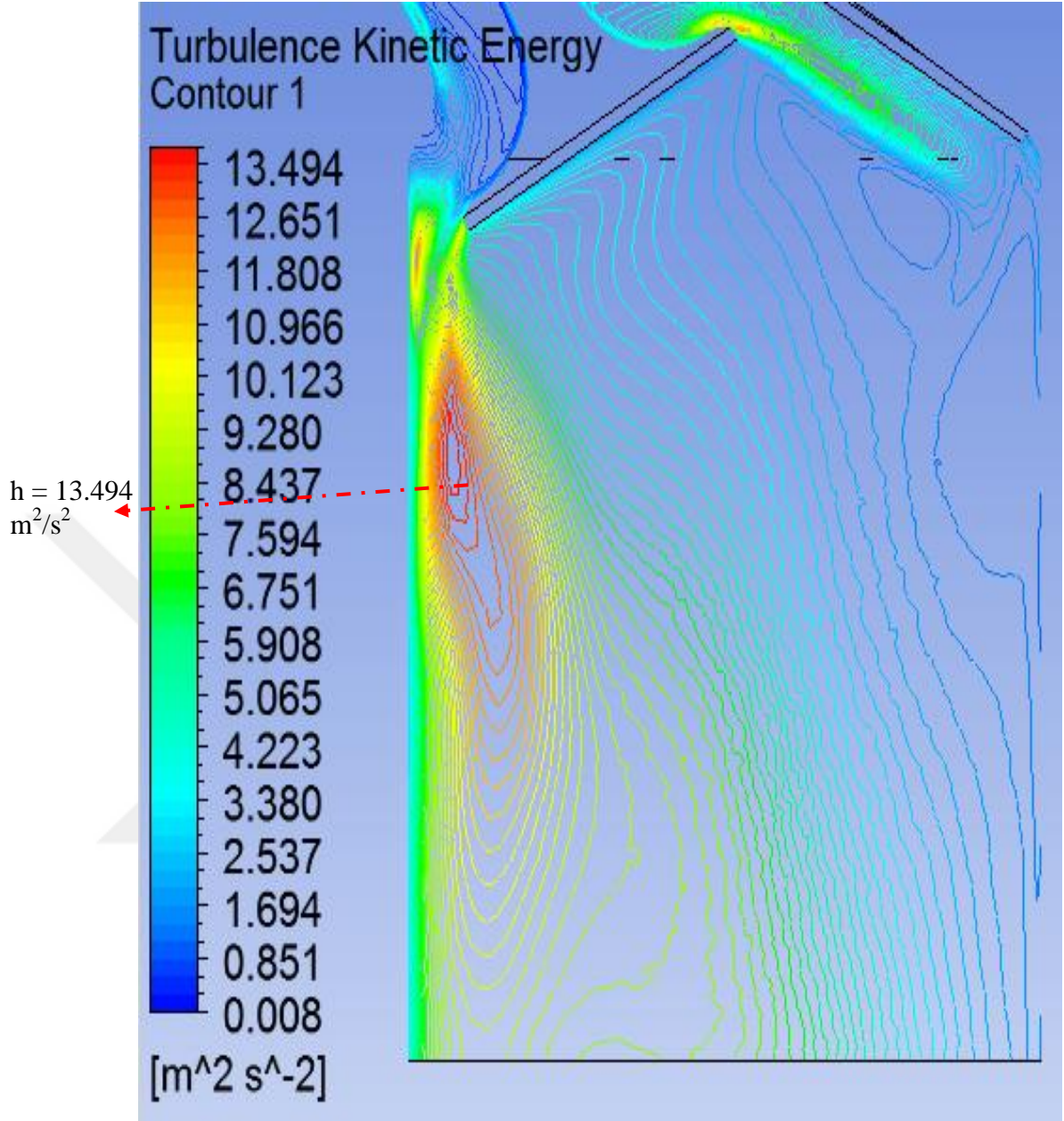


Şekil 4.185 Hong ve Tarng (2001) ve deney hız çizgileri & ağ-3 hız çizgileri (XZ Düzlemi)

Şekil 4.254’de Hong ve Tarng’(2001)ın simülasyon ve deneysel çalışmasının sonuçları görülmektedir. Valf arkasında daralan bölgede akış hareketliliğinden dolayı kinetik enerji yüksektir. Simülasyon sonuçlarında farklılık bulunmaktadır. Ancak deneysel çalışmada silindirin orta kısmında sonuçlar alınmıştır ve 4.5- 5.5 m^2/s^2 aralığındadır. Şekil 4.255’de silindirde aynı kısımlara bakıldığında sonuçların yakın olduğu görülmektedir.



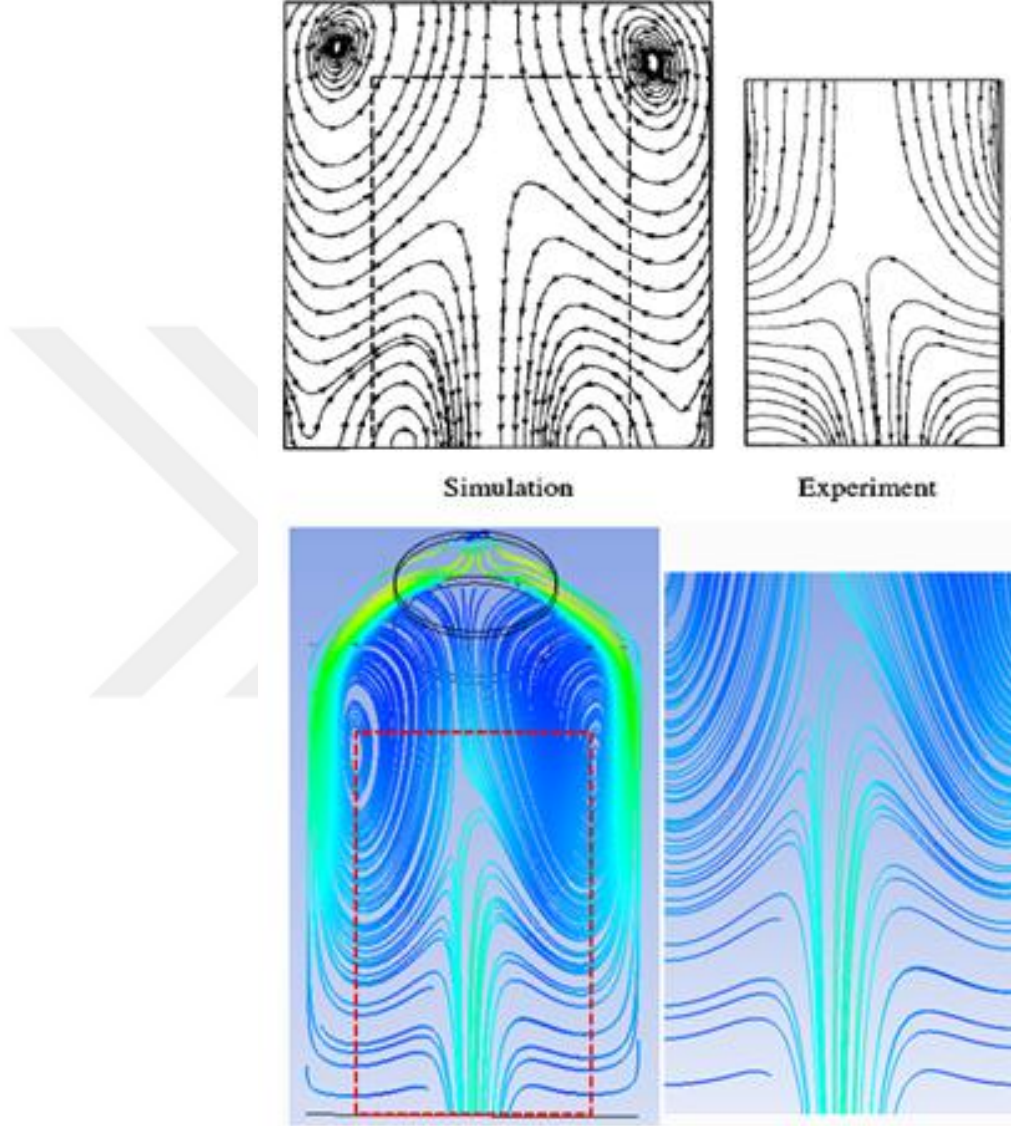
Şekil 4.186 Hong ve Tarng (2001) ve deney türbülans kinetik enerji çizgileri (XZ Düzlemi)



Şekil 4.187 Ağ-3 kinetik enerji çizgileri (XZ Düzlemi)

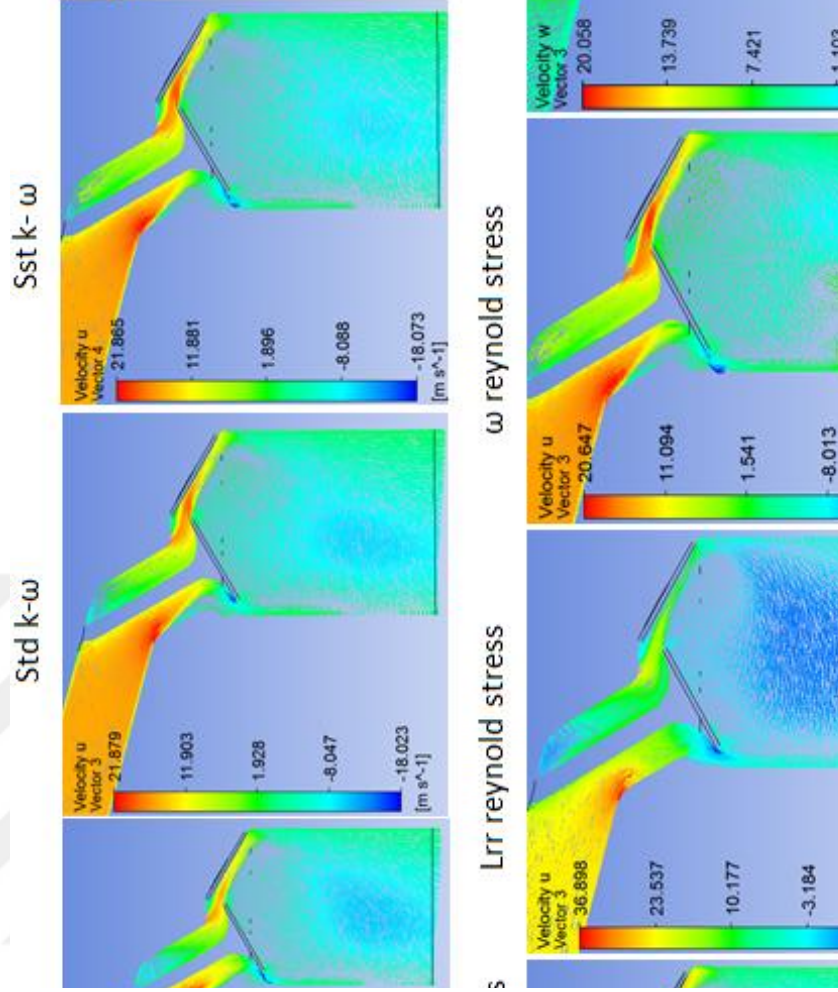
YZ Düzlemi Akış Çizgileri

YZ düzleminde bu çalışma ve Hong ve Tarng (2001)'in simülasyon ve deneysel sonuçları karşılaştırıldığında aynı akış karakteristiğine sahip oldukları görülmektedir.

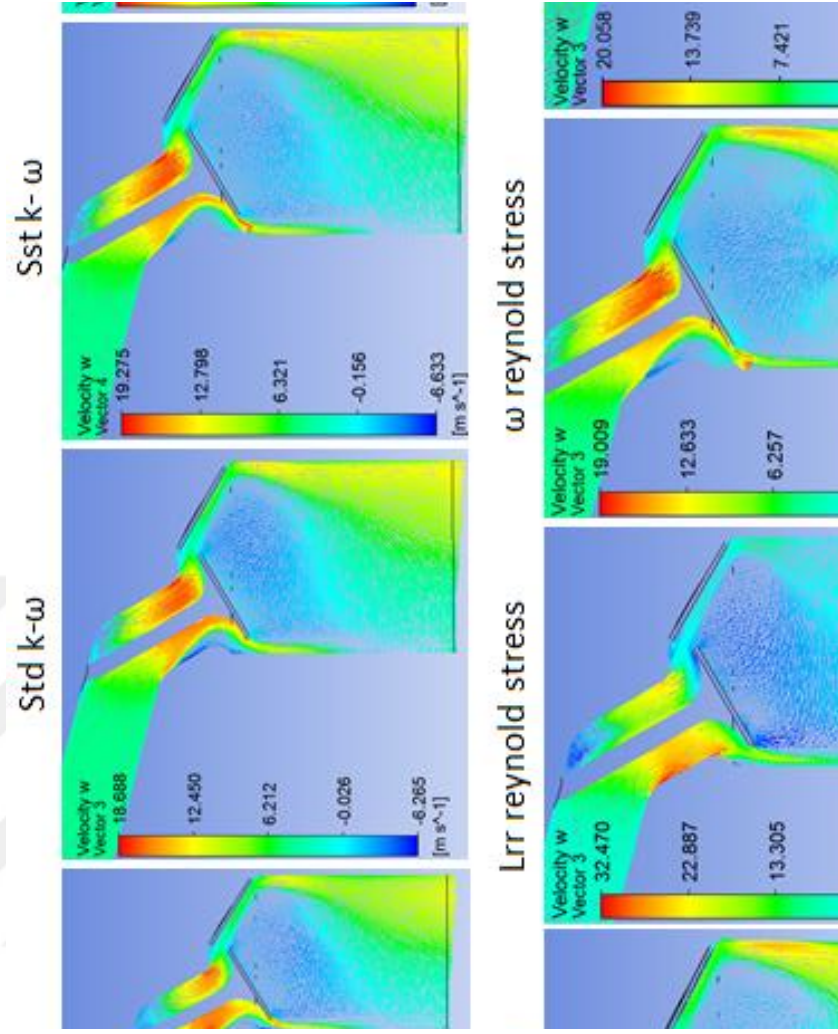


Şekil 4.188 Hong ve Tarng(2001) ve deney hız çizgileri & ağ-3 hız çizgileri (YZ Düzlemi)

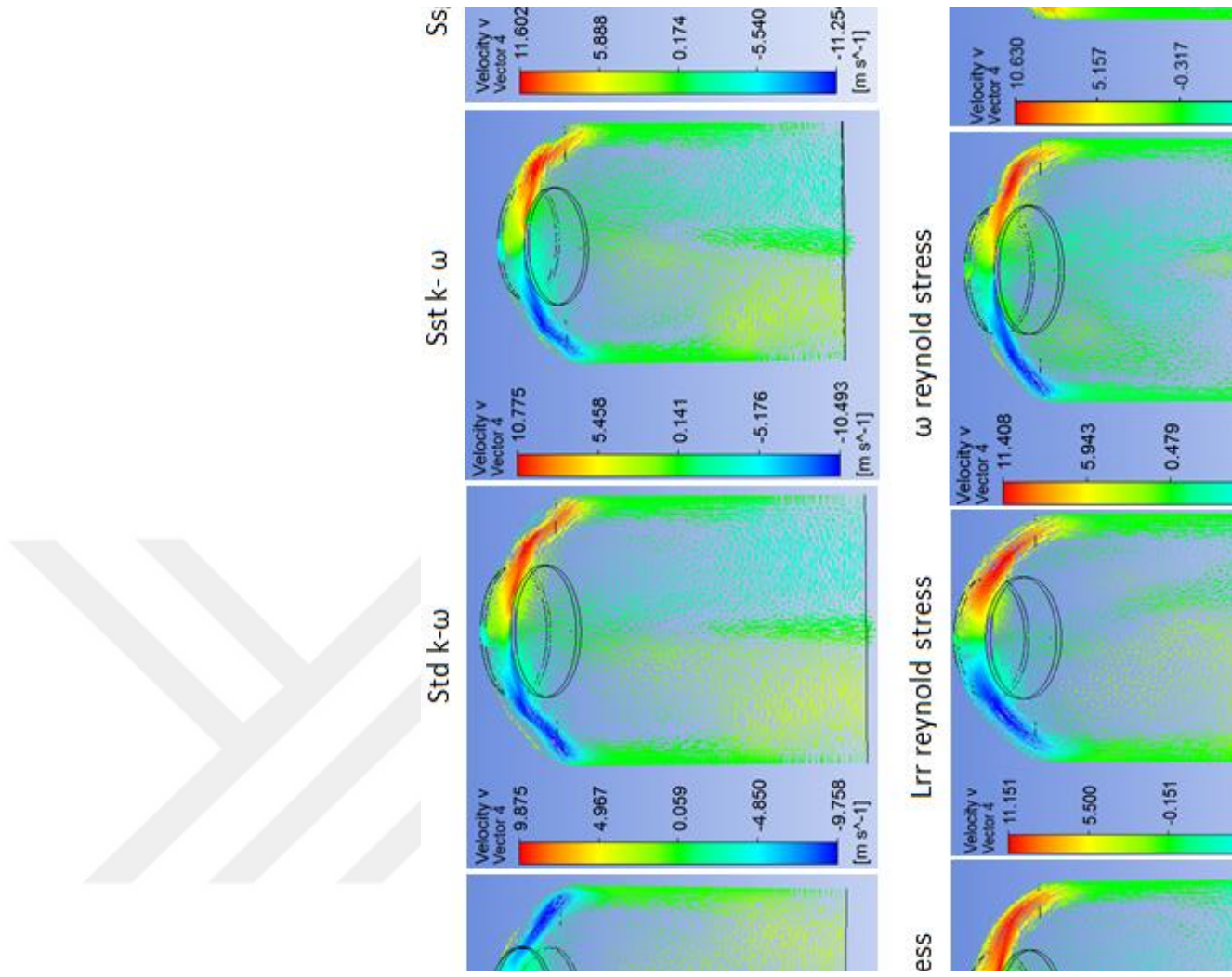
Şekil 4.257- 270 arasında Türbülans modelleri sonuçları özet olarak bir arada gösterilmiştir. XZ, YZ düzlemlerinde, H10,20,40 ve 60 mm düzlemlerinde u ve v hızları ve akış çizgileri ile karşılaştırılmıştır. Aynı zamanda düzlemlerinde de u ve v hızları kıyaslanmıştır.



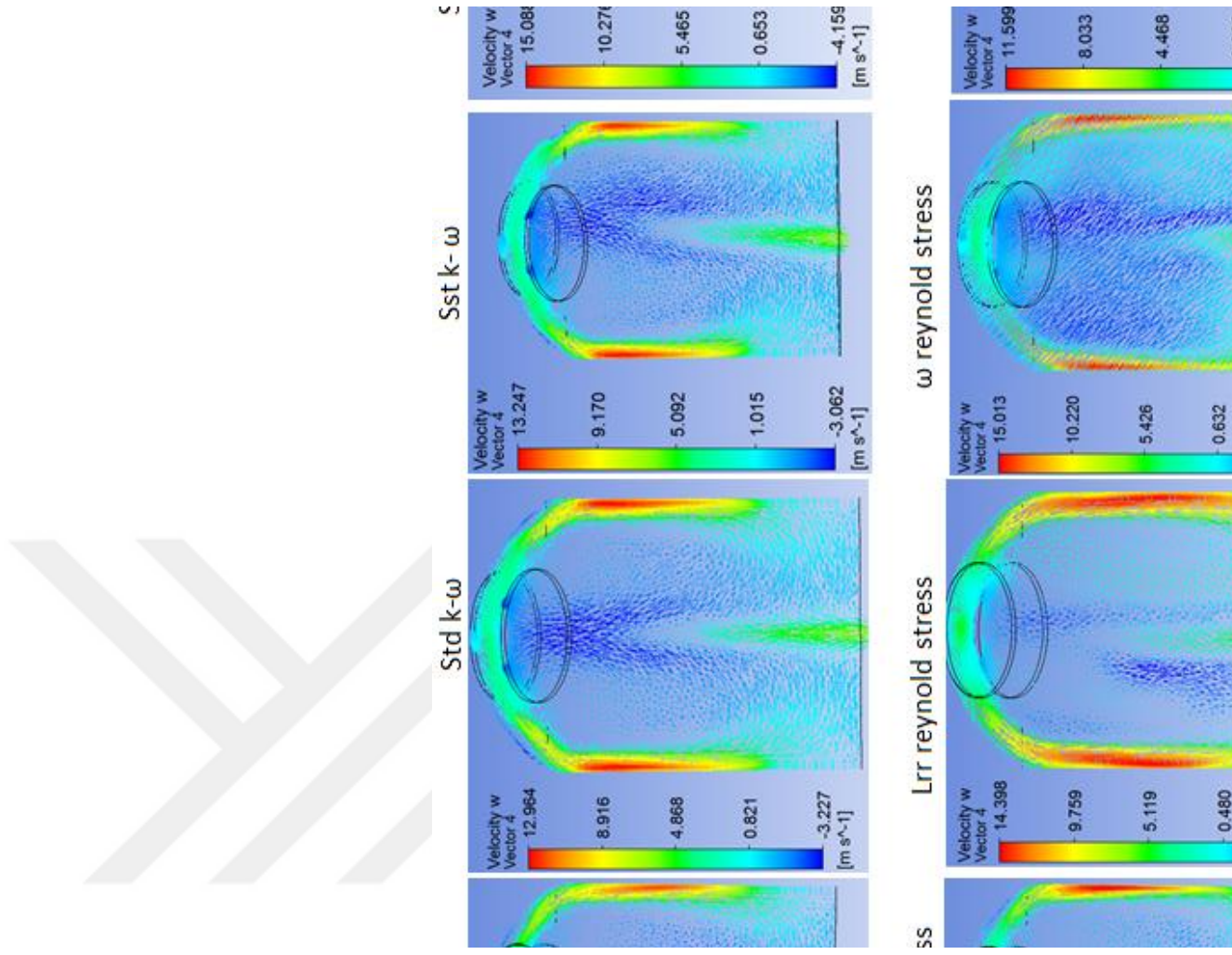
Şekil 4.189Türbülans modelleri hız u (m/s) (XY Düzlemi)



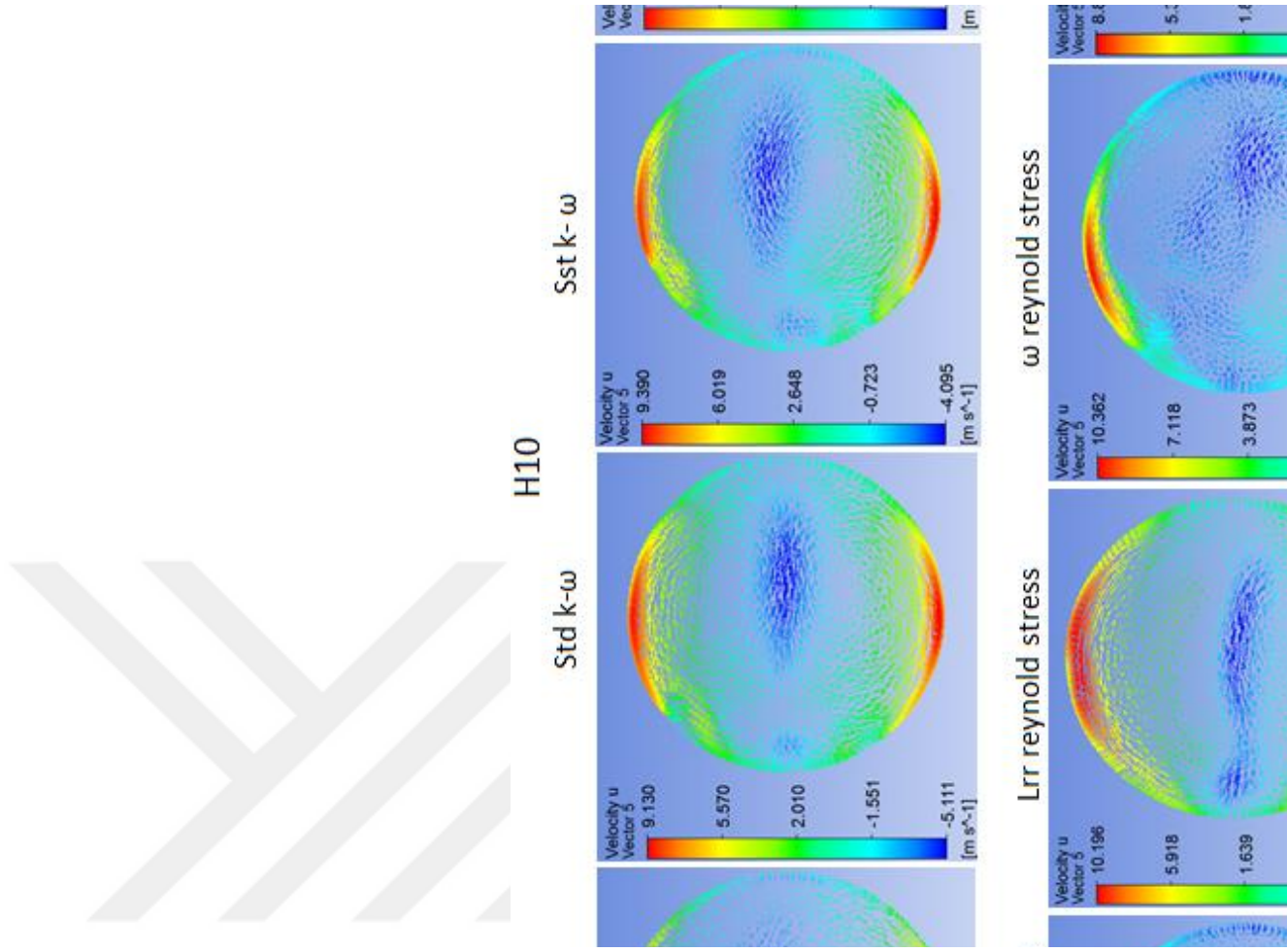
Şekil 4.190 Türbülans modelleri hız w (m/s) (XY Düzlemi)



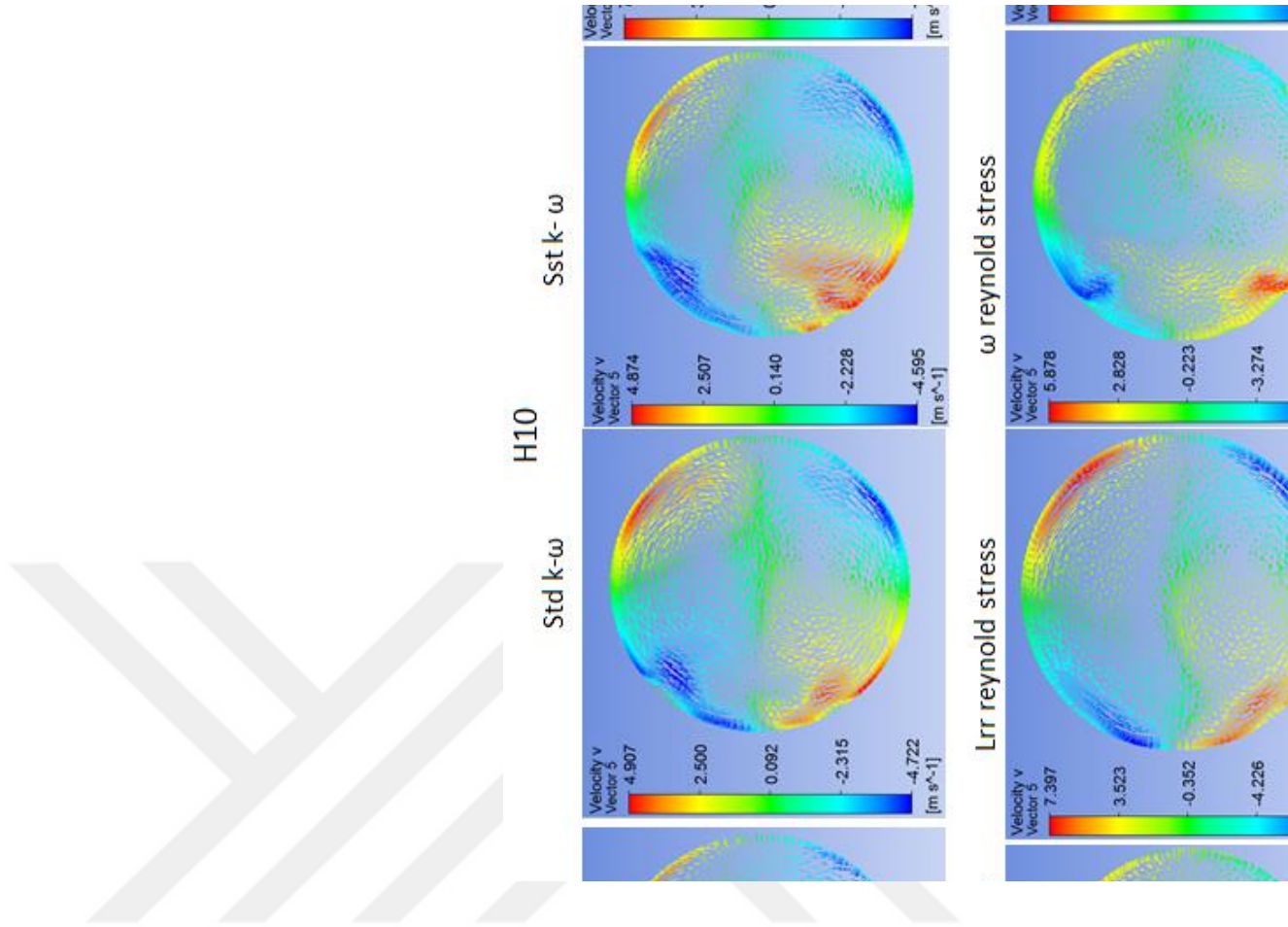
Şekil 4.191 Türbülans modelleri hız v (m/s) (YZ Düzlemi)



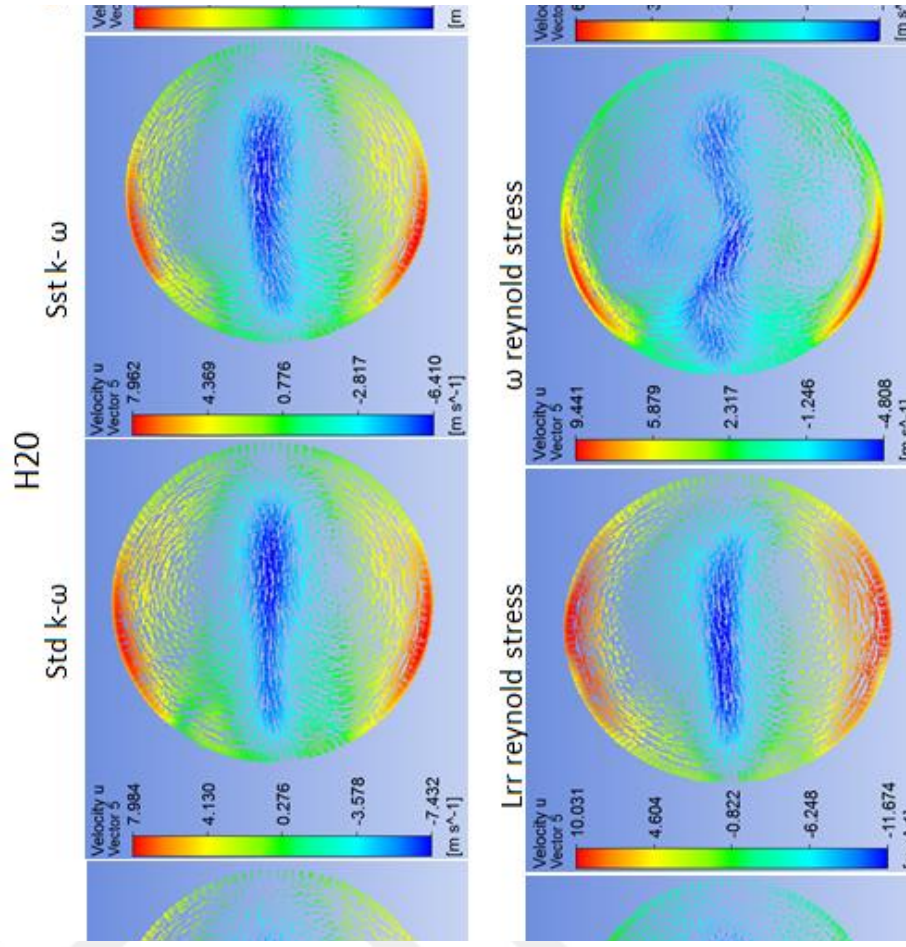
Şekil 4.192 Türbülans modelleri hız w (m/s) (YZ Düzlemi)



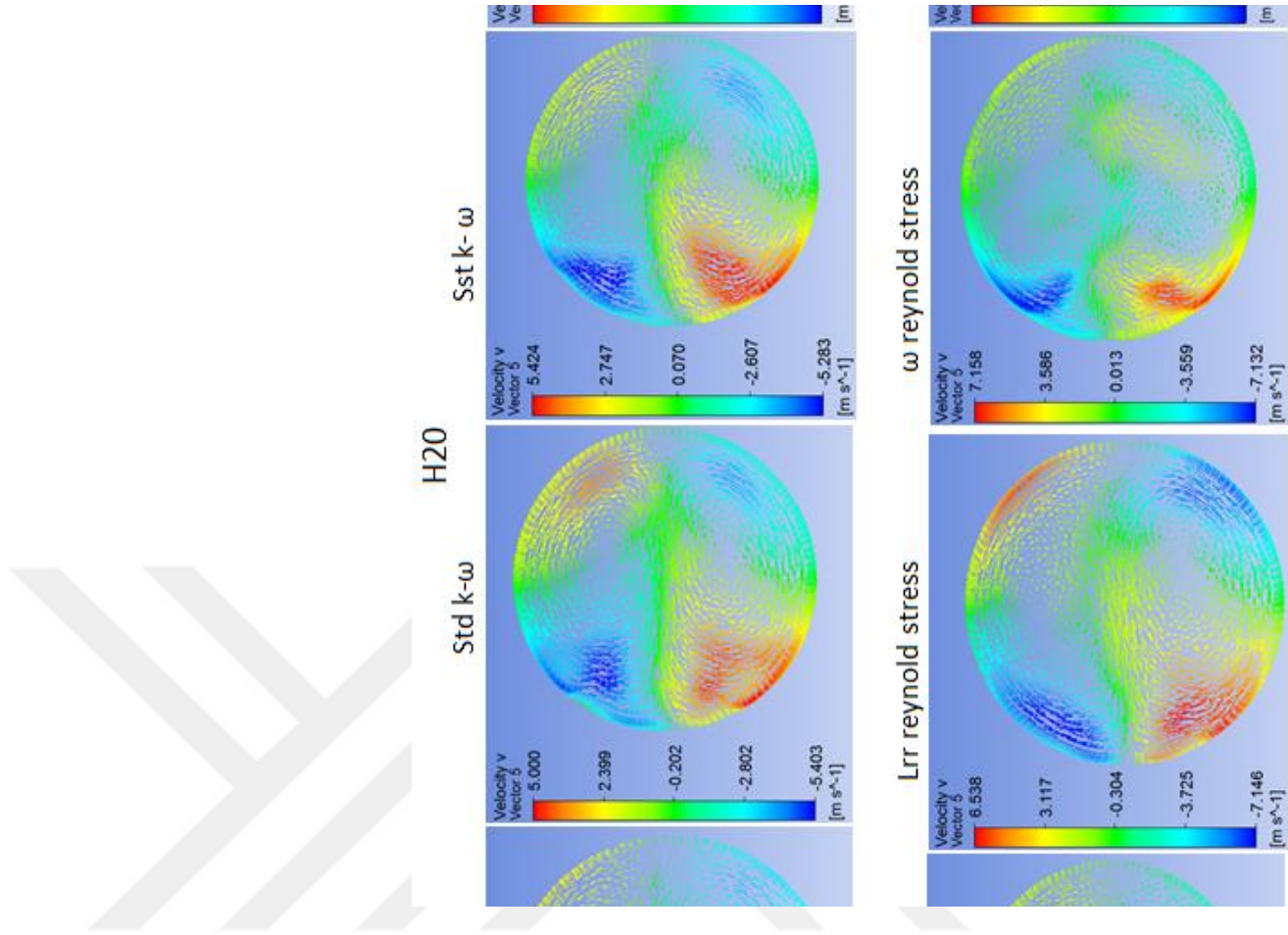
Şekil 4.193 Türbülans modelleri hız u (m/s) (XY Düzlemi H 10mm)



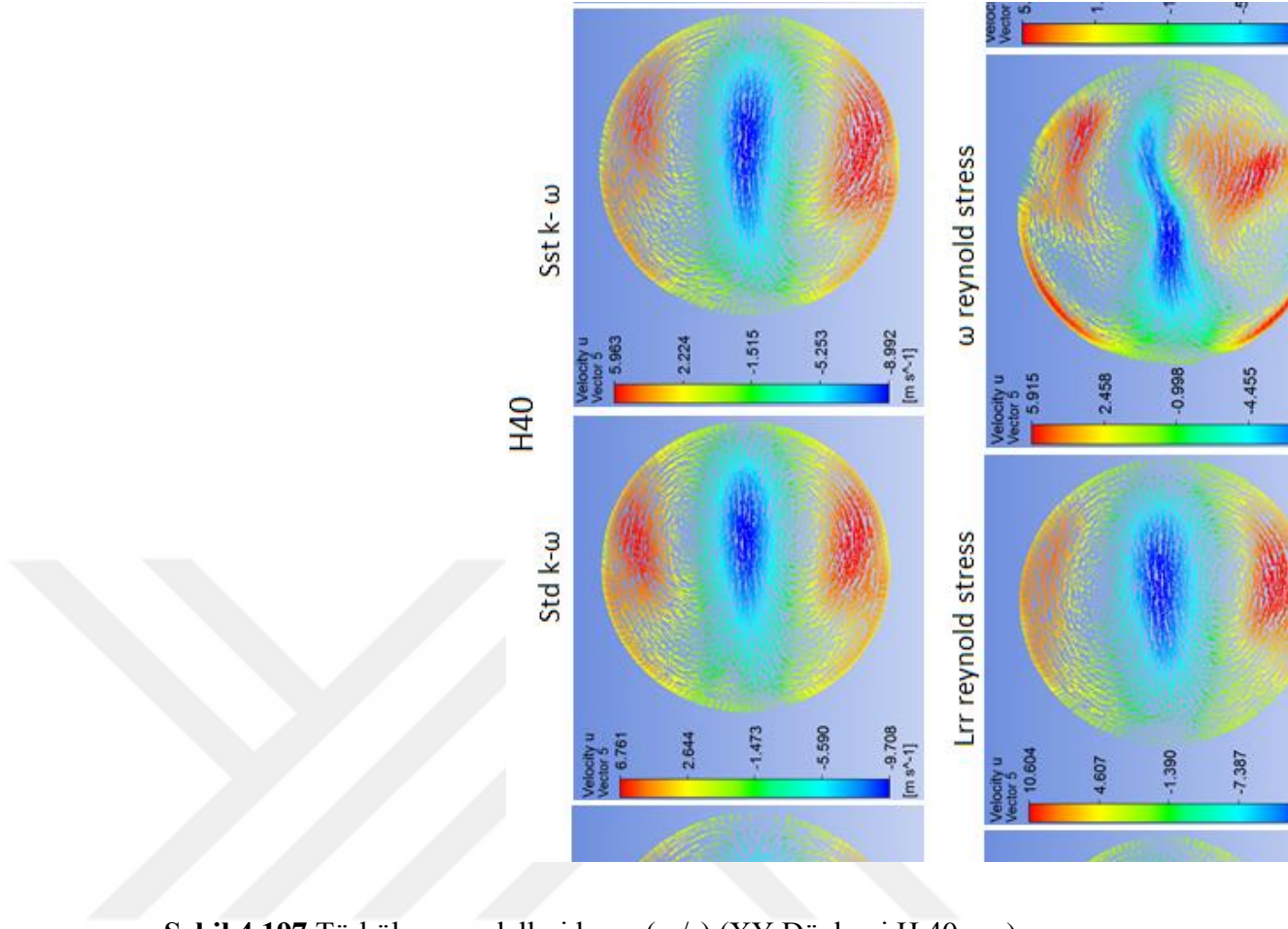
Şekil 4.194 Türbülans modelleri hız v (m/s) (XY Düzlemi H 10mm)



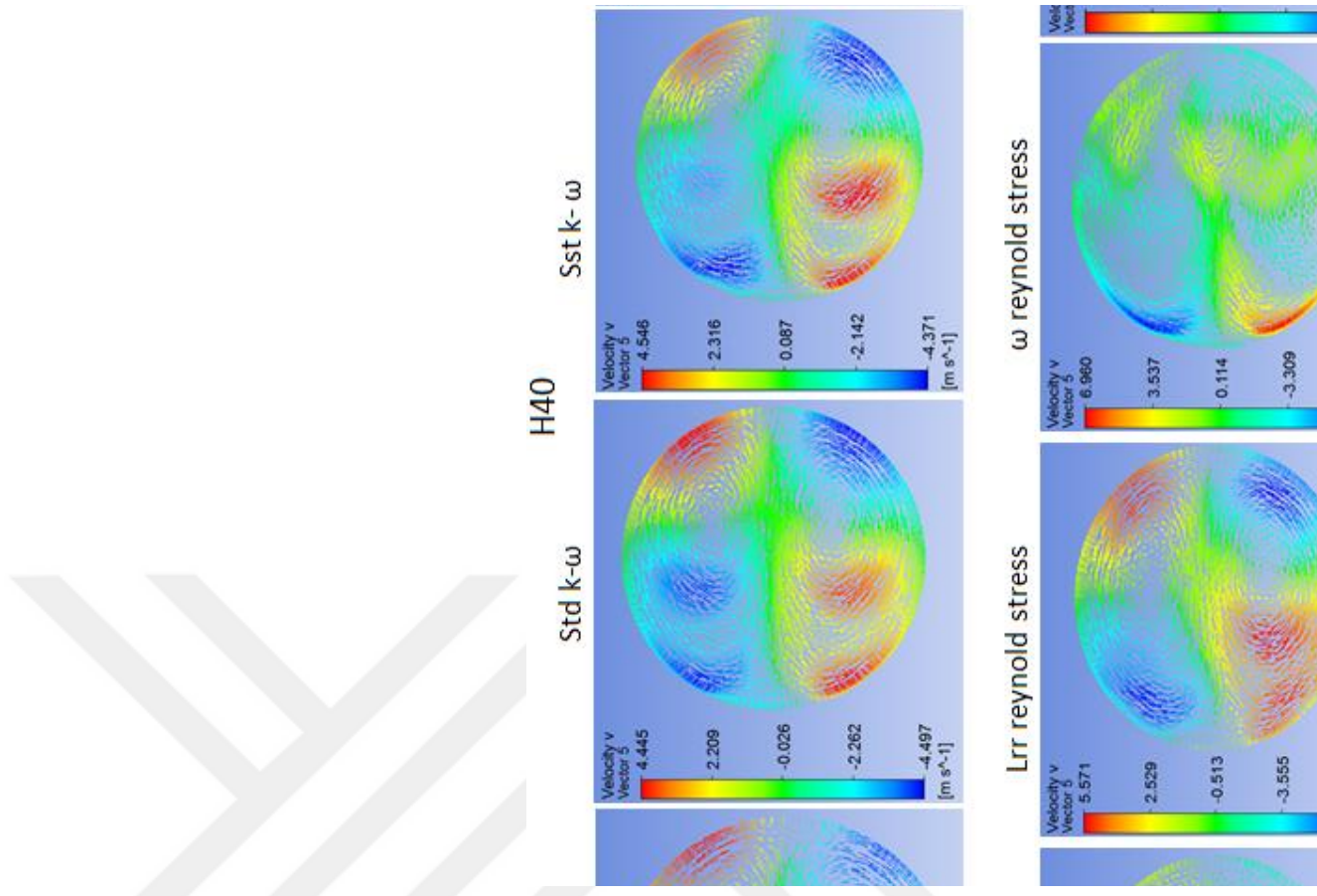
Şekil 4.195 Türbülans modelleri hız u (m/s) (XY Düzlemi H 20mm)



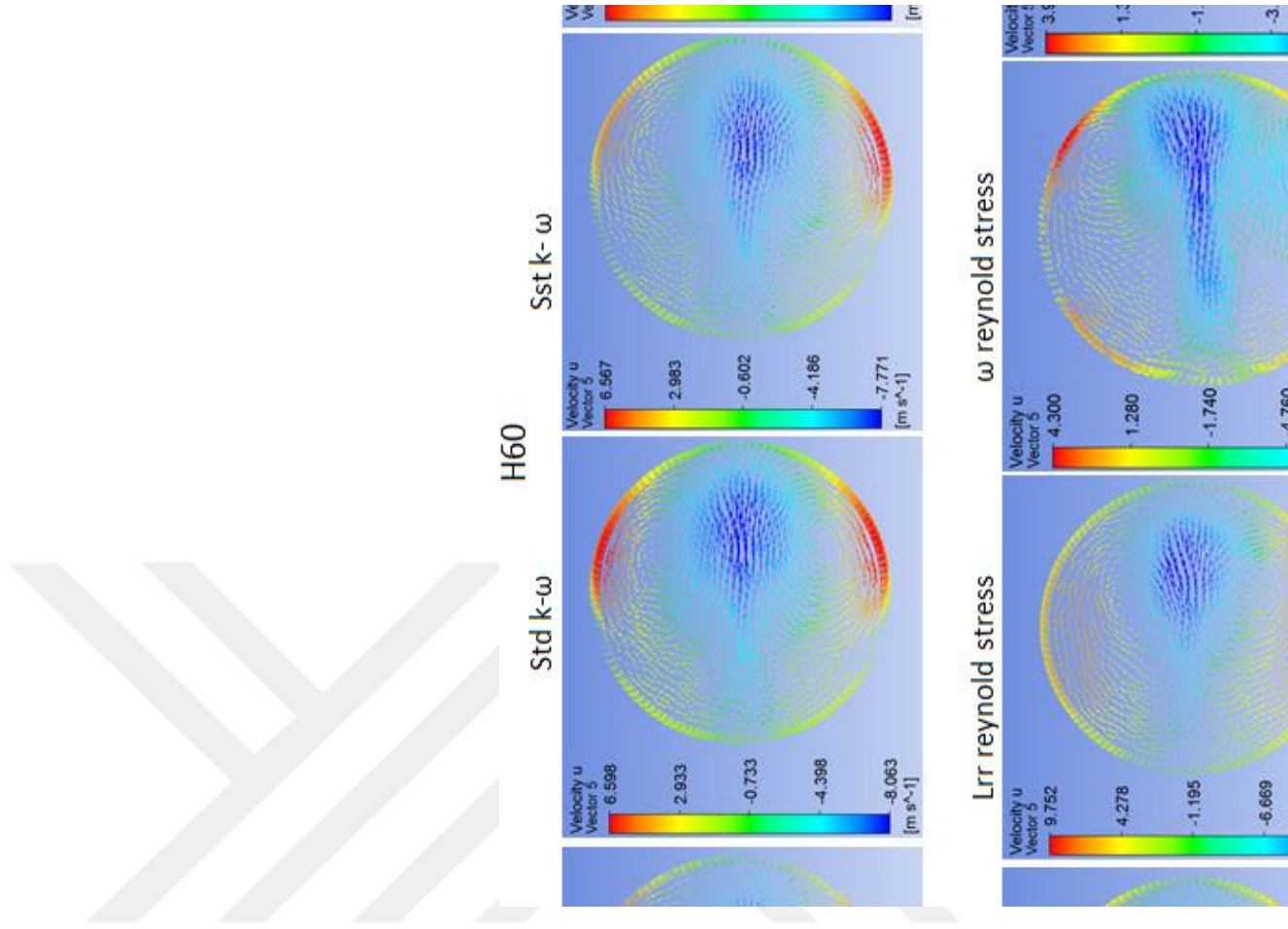
Şekil 4.196 Türbülans modelleri hız v (m/s) (XY Düzlemi H 20mm)



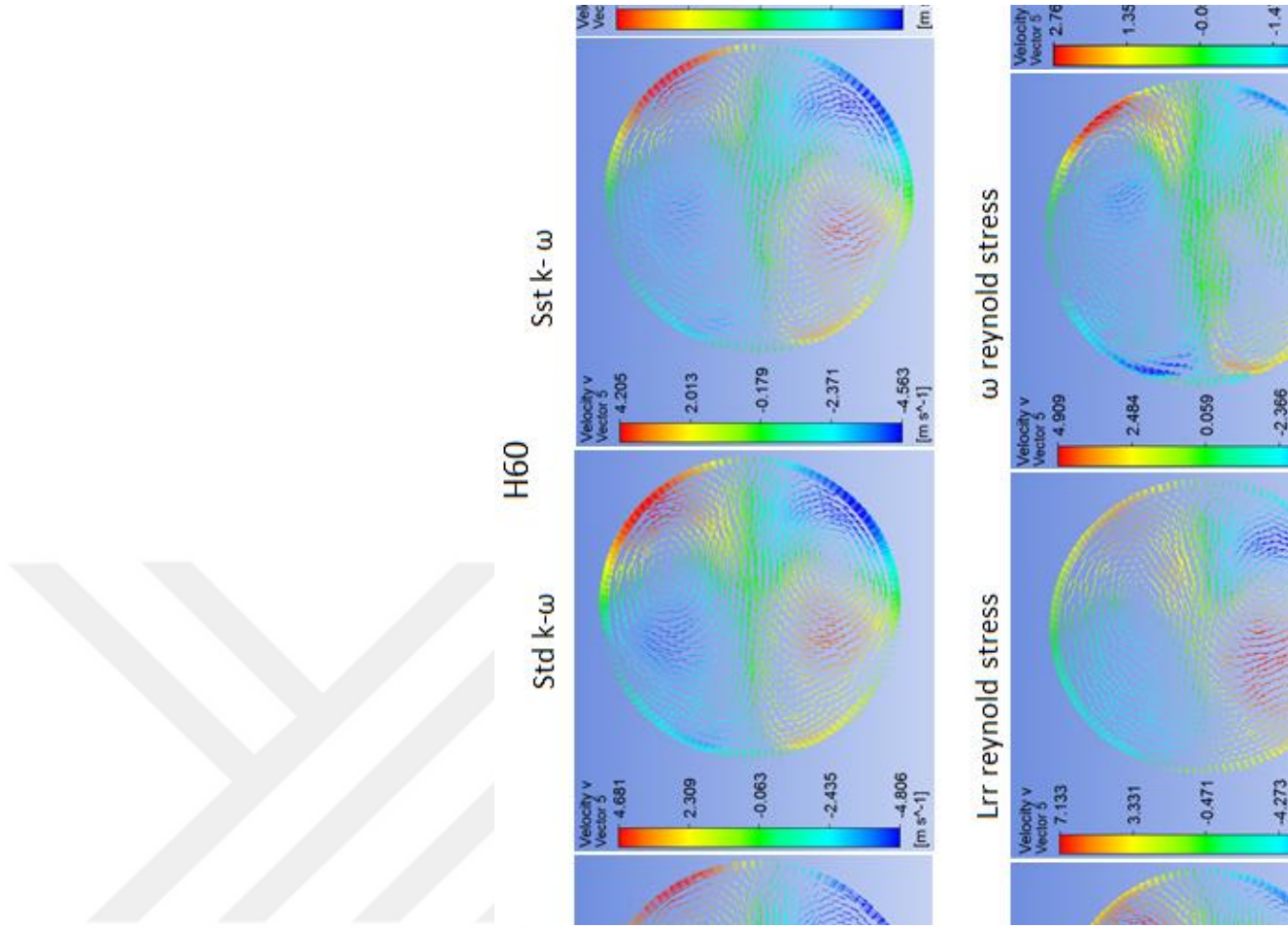
Şekil 4.197 Türbülans modelleri hız u (m/s) (XY Düzlemi H 40mm)



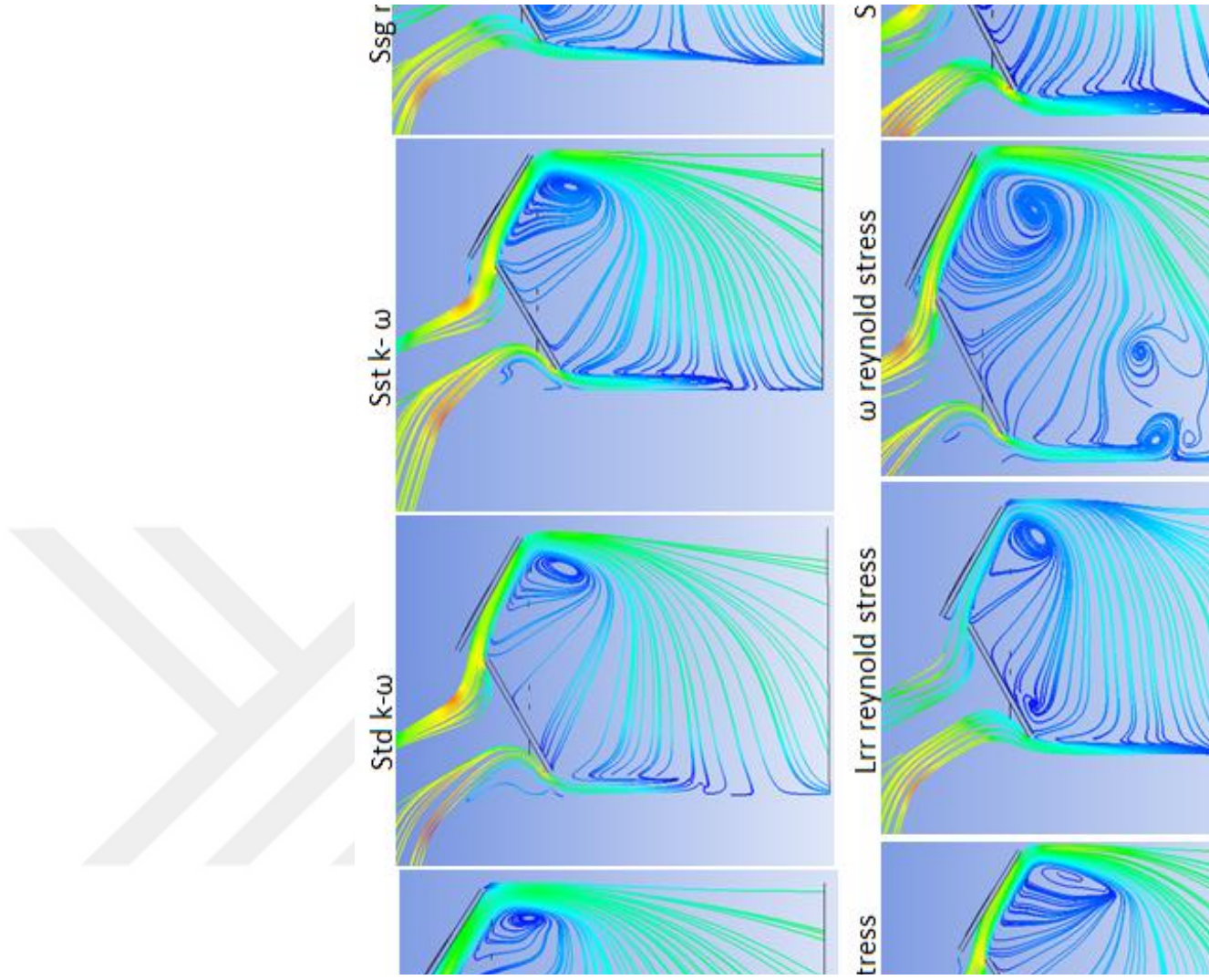
Şekil 4.198 Türbülans modelleri hız v (m/s) (XY Düzlemi H 40mm)



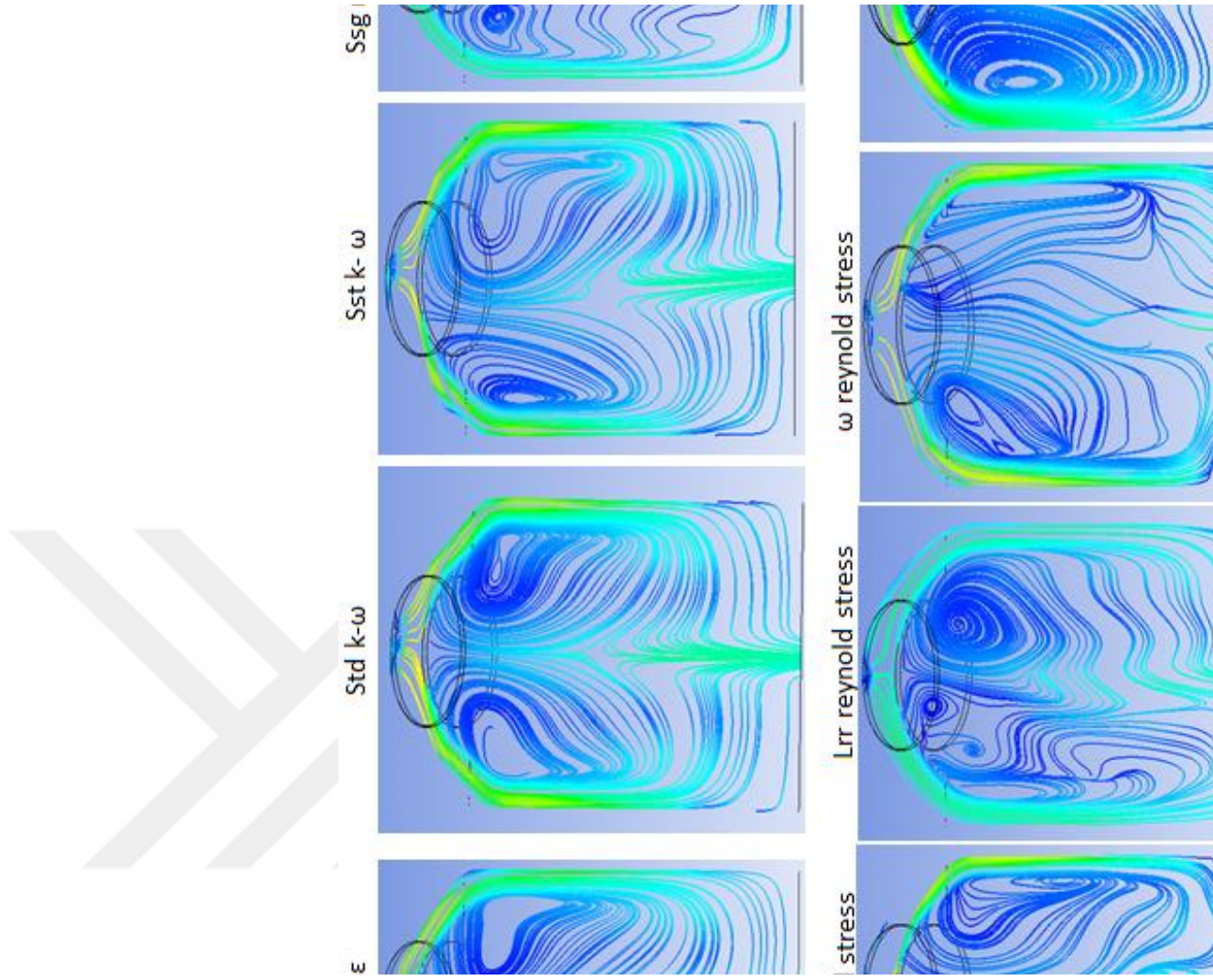
Şekil 4.199 Türbülans modelleri hız u (m/s) (XY Düzlemi H 60mm)



Şekil 4.200 Türbülans modelleri hız v (m/s) (XY Düzlemi H 60mm)



Şekil 4.201 Türbülans modelleri hız akış çizgileri (XZ Düzlemi)



Şekil 4.202 Türbülans modelleri hız akış çizgileri (YZ Düzlemi)

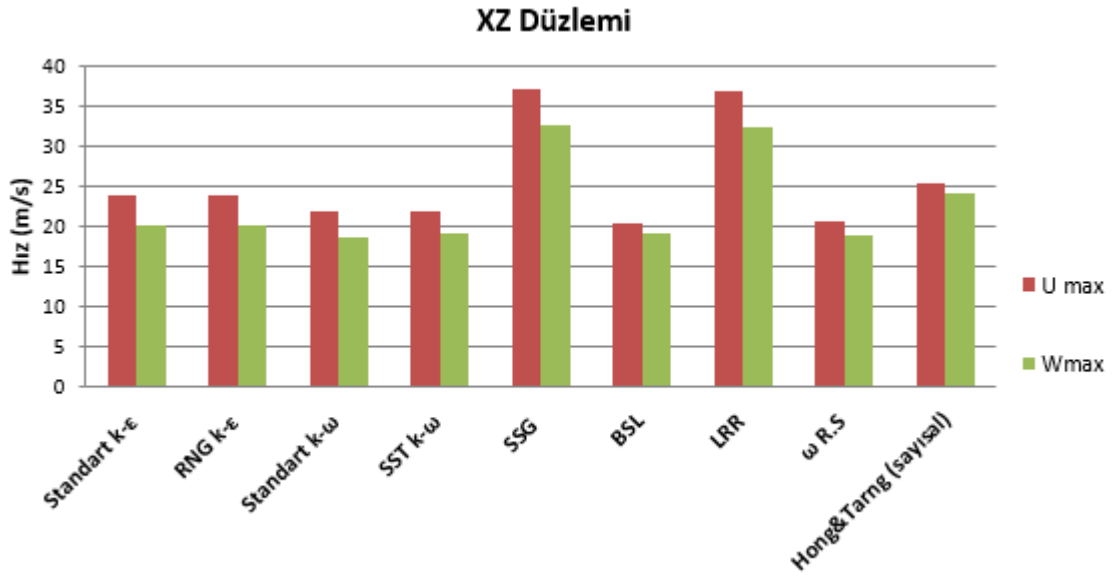
Tabloda bu çalışmada karşılaştırma amaçlı kullanılan türbülans modelleri ile Hong ve Tarng (2001)'in sayısal sonuçları gösterilmiştir.

Çizelge 5.1 Türbülans Modelleri, Hız ve Kinetik Enerji Sonuçları

Türbülans Modelleri	XZ Düzlemi		YZ Düzlemi		H 10 mm		H 20 mm		H 40 mm		H 60 mm		Kinetik Enerji
	U max	W max	V max	W max	U max	V max	U max	V max	U max	V max	U max	V max	
1 Standart k-ε	24,01	20,06	10,63	11,6	8,8	6,23	6,97	6,01	5,02	4,14	3,97	2,76	13,49
2 RNG k-ε	23,97	20,24	10,12	12,59	9,07	6,46	7,88	6,13	7,16	4,3	6,7	4,75	10,3
3 Standart k-ω	21,88	18,69	9,87	12,96	9,13	4,91	7,98	5	6,76	4,44	6,6	4,68	20,67
4 SST k-ω	21,86	19,27	10,77	13,25	9,39	4,87	7,96	5,42	5,96	4,55	6,55	4,2	7,4
5 SSG	37,24	32,78	11,6	15,09	10,28	7,59	10,44	7,2	9,38	5,47	9,62	7,39	12,1
6 BSL	20,31	19,11	10,98	14,35	9,86	6,37	8,9	6,43	5,32	5,99	4,41	5,04	4,92
7 LRR	36,9	32,47	11,15	14,4	10,2	7,4	10,03	6,54	10,6	5,57	9,75	7,13	15,27
8 ω R.S	20,65	19,01	11,41	15,01	10,36	5,88	9,44	7,16	5,91	6,96	4,3	4,91	5,14
9 Hong&Tarrg (sayısal)	25,39	24,17	12,5	10,49	6,78	5,31	7,41	5,25	6,59	3,74	5,17	2,4	24

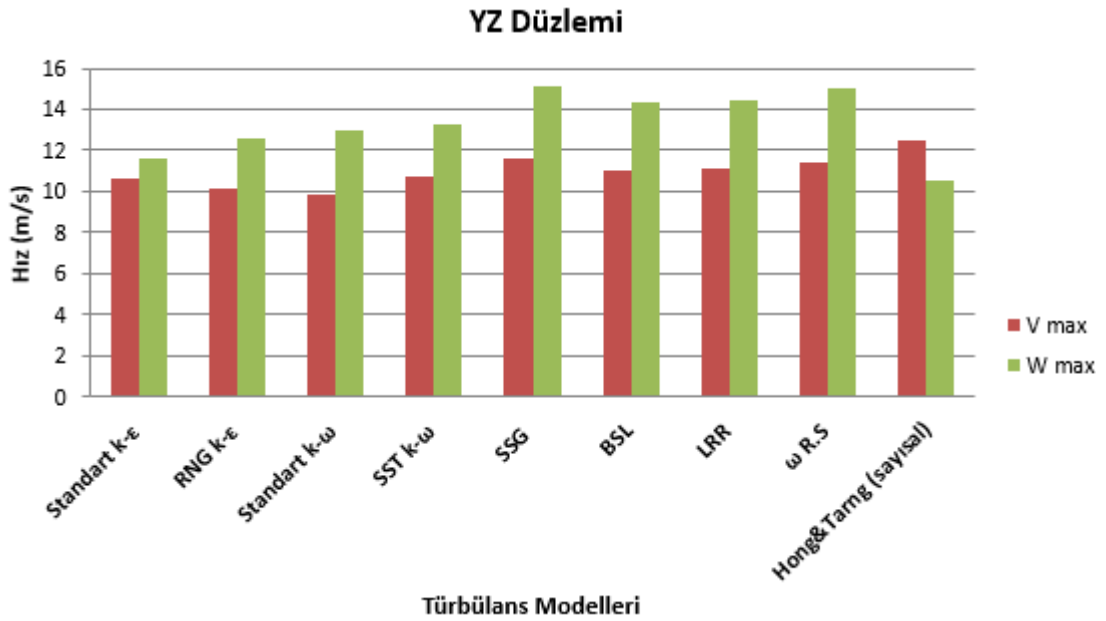
XZ düzleminde türbülans modelleri ile Hong ve Tarrg (2001) sayısal çalışması U_{max} ve W_{max} açısından karşılaştırıldığında (Çizelge 5.2) en yakın sonucu Standart k-ε türbülans modeli vermektedir.

Çizelge 5.2 Türbülans modelleri, XZ düzlemi u ve w hız sonuçları

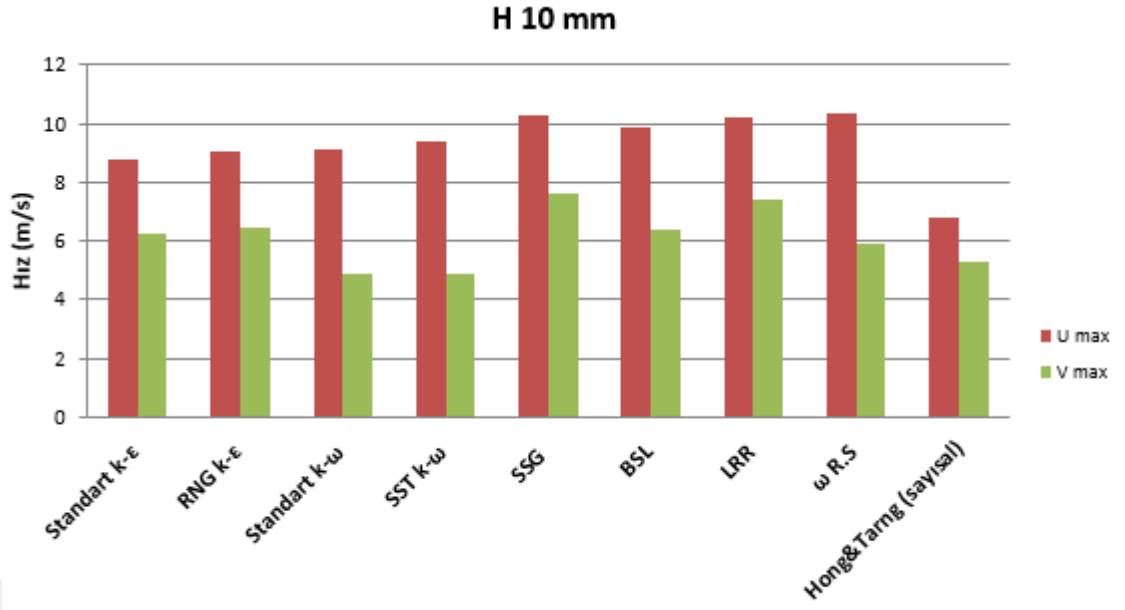


Türbülans Modelleri

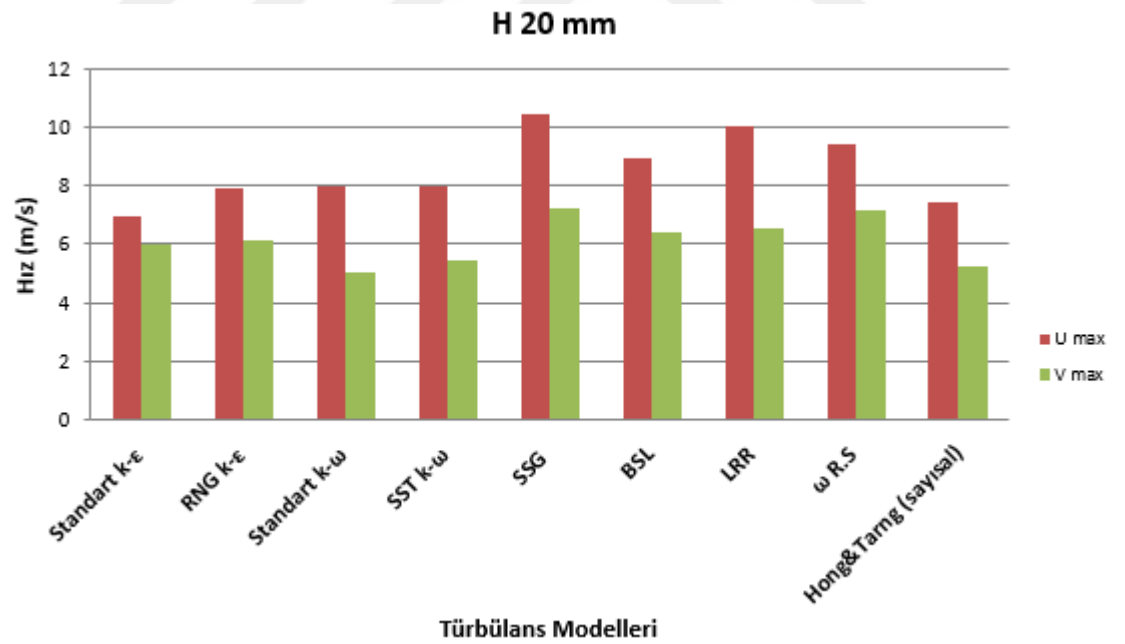
Çizelge 5.3 Türbülans modelleri, YZ düzlemi v ve w hız sonuçları



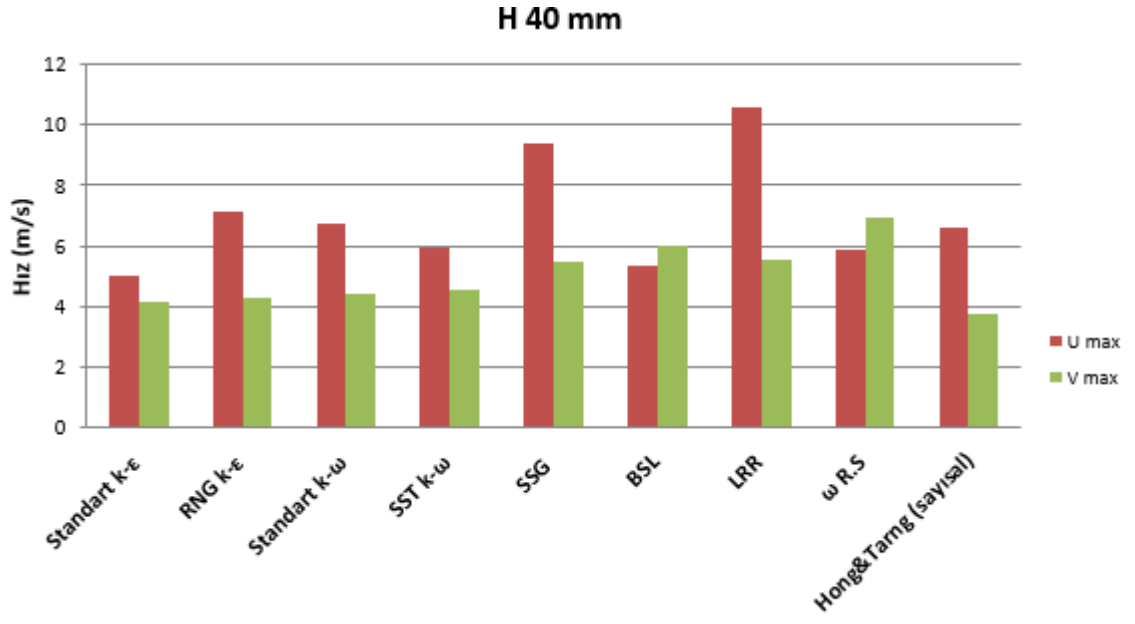
Çizelge 5.4 Türbülans Modelleri, H 10mm U ve V Hız Sonuçları



Çizelge 5.5 Türbülans modelleri, H 20mm u ve v hız sonuçları

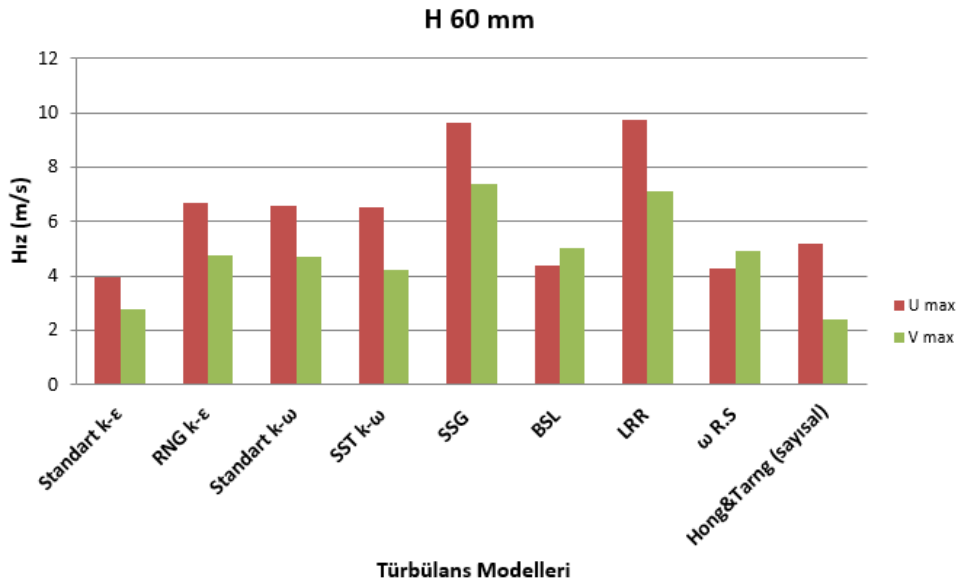


Çizelge 5.6 Türbülans modelleri, H 40mm u ve v hız sonuçları



Türbülans Modelleri

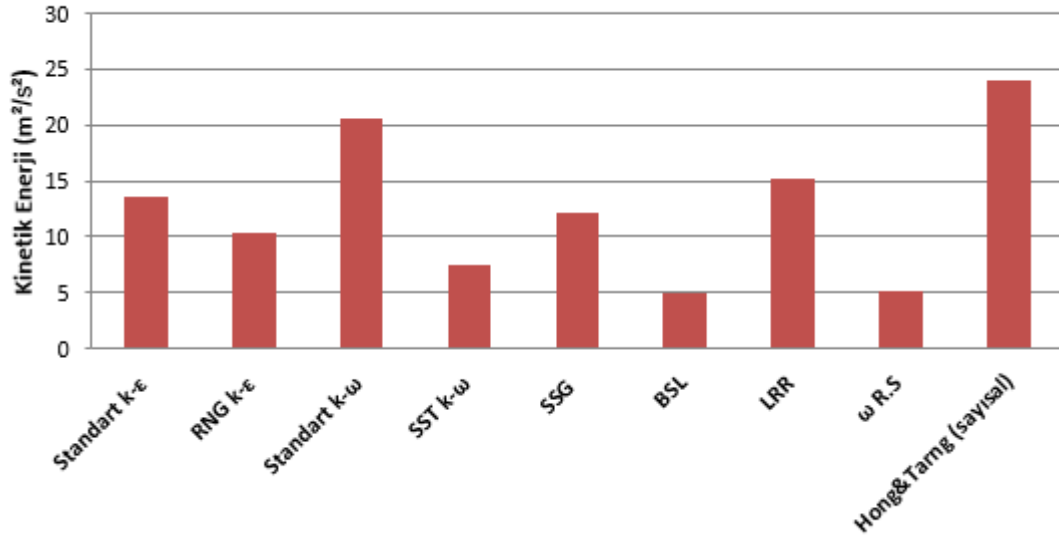
Çizelge 5.7 Türbülans modelleri, H 60mm u ve v hız sonuçları



Türbülans modelleri tüm kesit grafikleri incelendiğinde Hong ve Tarnq(2001) sayısal çalışma sonuçlarına en yakın sonucu standart k-ε modelinin verdiği görülmektedir. Bu çalışmada ise türbülans modeli olarak standart k-ε modeli kullanılmıştır.

Çizelge 5.8 Türbülans modelleri, XZ kinetik enerji sonuçları

XZ Düzlemi-Kinetik Enerji Değişimi

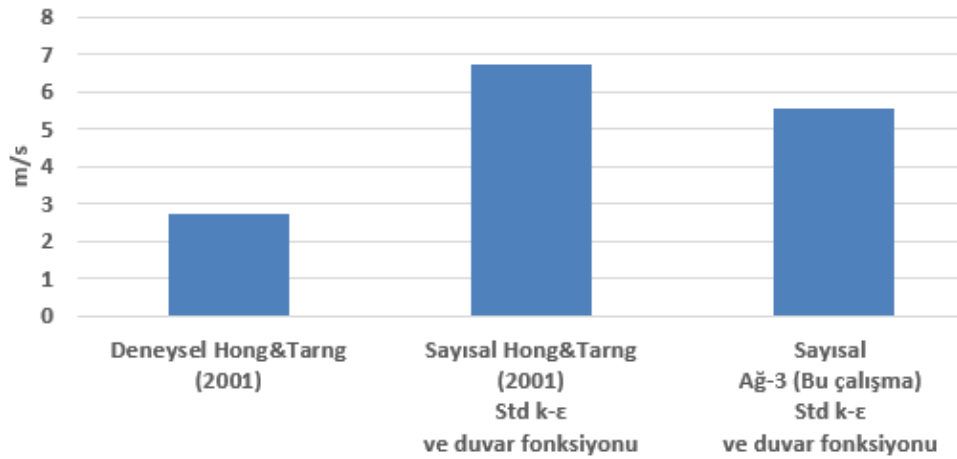


Türbülans Modelleri

H10 düzleminde ortalama hızlar Hong ve Tarnq(2001) sayısal, deneysel ve bu çalışmanın sonuçları Çizelge 5.9’da gösterilmektedir. Hong ve Tarnq(2001)’ın modeline göre bu çalışma deneysel çalışmaya daha yakın sonuçlar vermektedir.

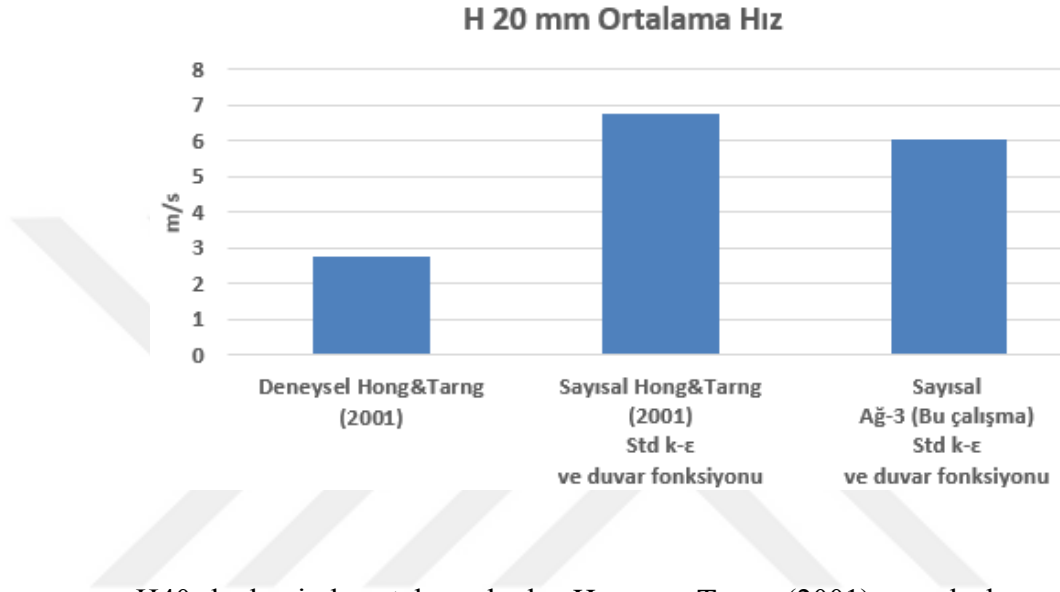
Çizelge 5.9 Deneysel, sayısal Hong ve Tarnq(2001), ağ-3 (bu çalışma) H 10mm ortalama hız sonuçları

H 10 mm Ortalama Hız



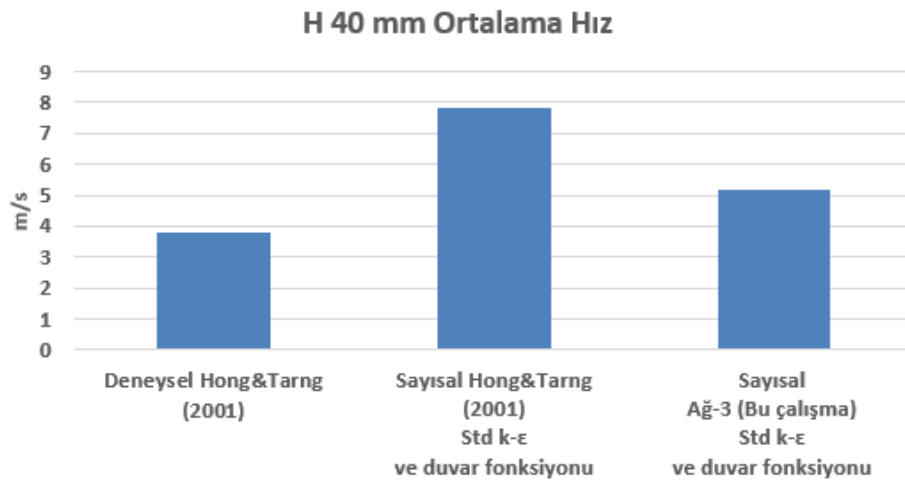
H20 düzleminde ortalama hızlar Hong ve Tarng(2001) sayısal, deneysel ve bu çalışmanın sonuçları Çizelge 5.10’da gösterilmektedir. Hong ve Tarng(2001)’in sayısal çalışmasına göre bu çalışma deneysel çalışmaya daha yakın sonuçlar vermektedir.

Çizelge 5.10 Deneysel, sayısal Hong ve Tarng(2001), ağ-3 (bu çalışma) H 20mm ortalama hız sonuçları



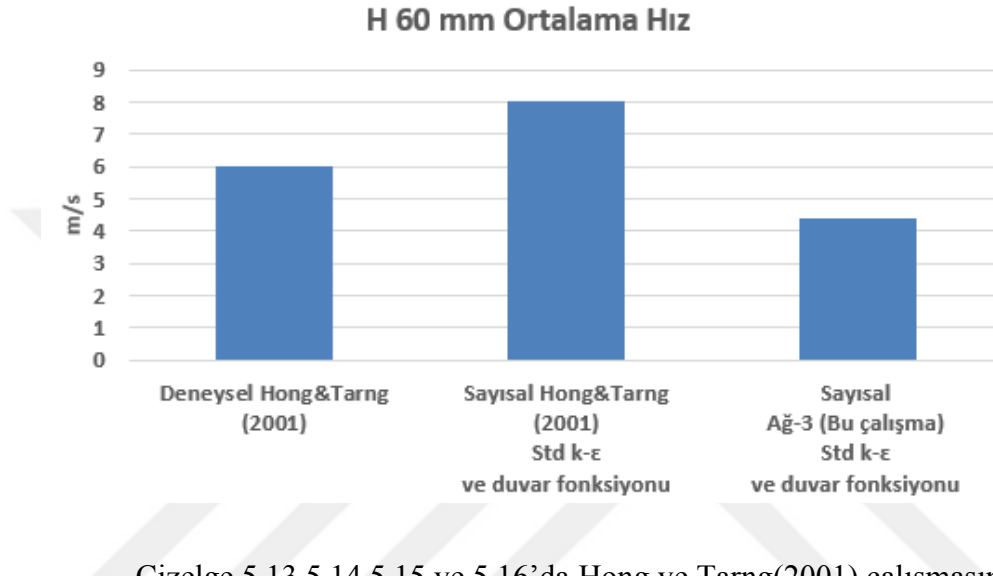
H40 düzleminde ortalama hızlar Hong ve Tarng (2001)sayısal, deneysel ve bu çalışmanın sonuçları Çizelge 5.11’de gösterilmektedir. Hong ve Tarng(2001)’in sayısal çalışmasına göre bu çalışma deneysel çalışmaya daha yakın sonuçlar vermektedir.

Çizelge 5.11 Deneysel, sayısal Hong ve Tarng(2001), ağ-3 (bu çalışma) H 40mm ortalama hız sonuçları



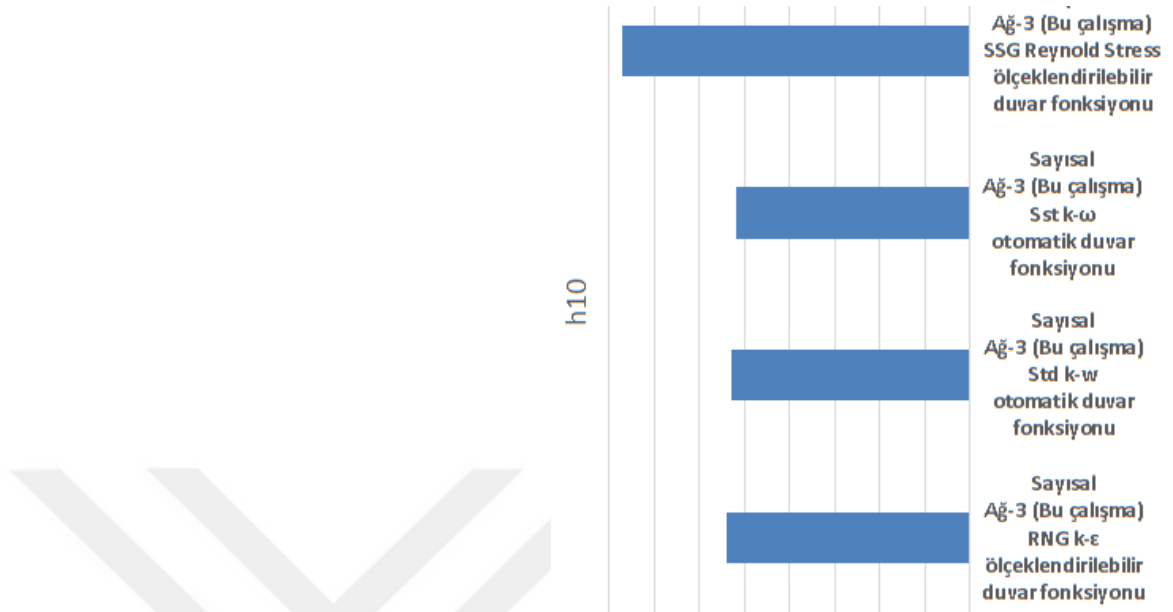
H60 düzleminde ortalama hızlar Hong ve Tarng(2001) sayısal, deneysel ve bu çalışmanın sonuçları Çizelge 5.12’de gösterilmektedir. Hong ve Tarng(2001)’in sayısal çalışmasına göre bu çalışma deneysel çalışmaya daha yakın sonuçlar vermektedir.

Çizelge 5.12 Deneysel, Hong ve Tarng(2001), ağ-3 (bu çalışma) H 60mm ortalama hız sonuçları

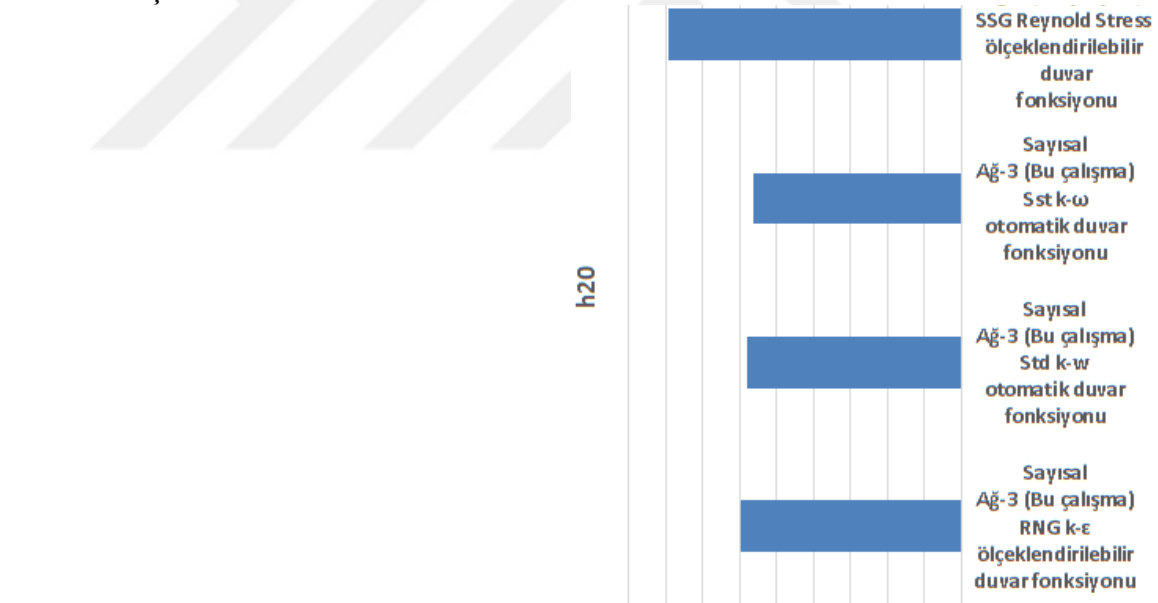


Çizelge 5.13,5.14,5.15 ve 5.16’da Hong ve Tarng(2001) çalışmasında H10,20,40 ve 60 mm kesitlerinde sayısal ve deneysel çalışmayı ortalama hız ile karşılaştırmıştır. Bu çalışmada kullanılan bütün türbülans modelleri ile Hong ve Tarng’ın (2001) sayısal ve deneysel çalışmaları ortalama hız ile karşılaştırılmıştır. Grafikler incelendiğinde deneysel çalışmaya en yakın sonucu BSL Reynold Stress türbülans modeli (otomatik duvar fonksiyonu) vermiştir.

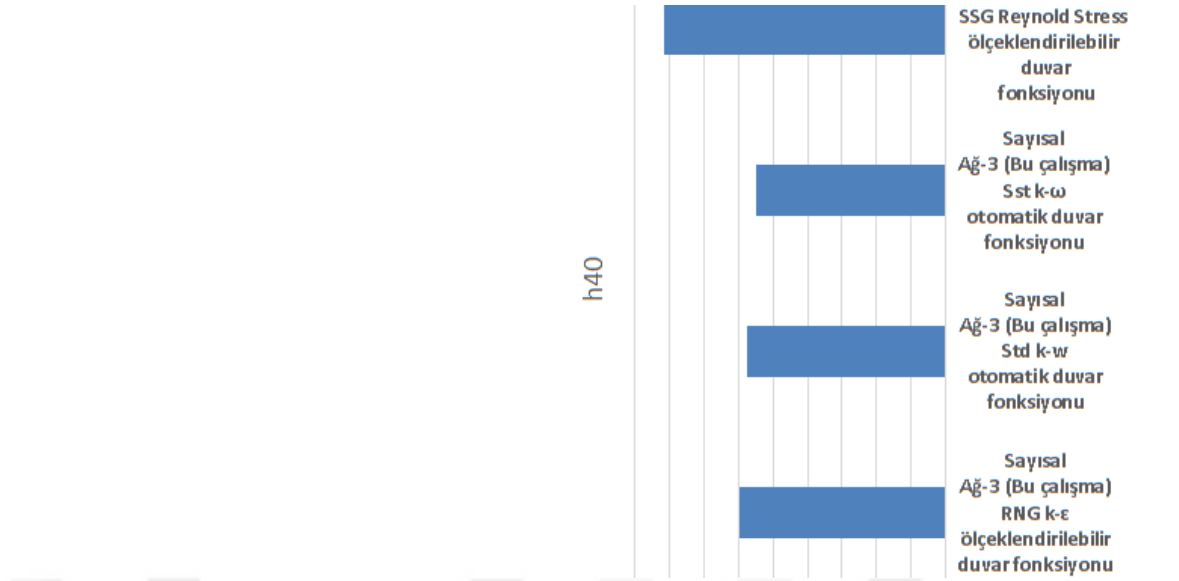
Çizelge 5.13 Deneysel, Hong ve Tarng(2001) ve türbülans modelleri H 10mm ortalama hız sonuçları



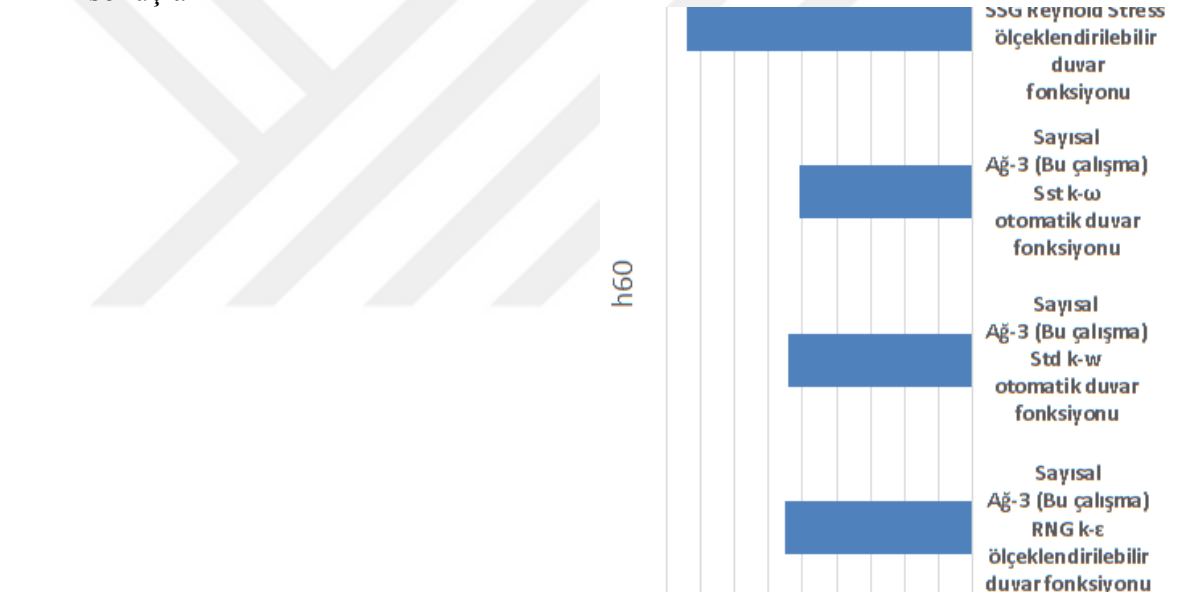
Çizelge 5.14 Deneysel, Hong ve Tarng(2001) ve türbülans modelleri H 20mm ortalama hız sonuçları



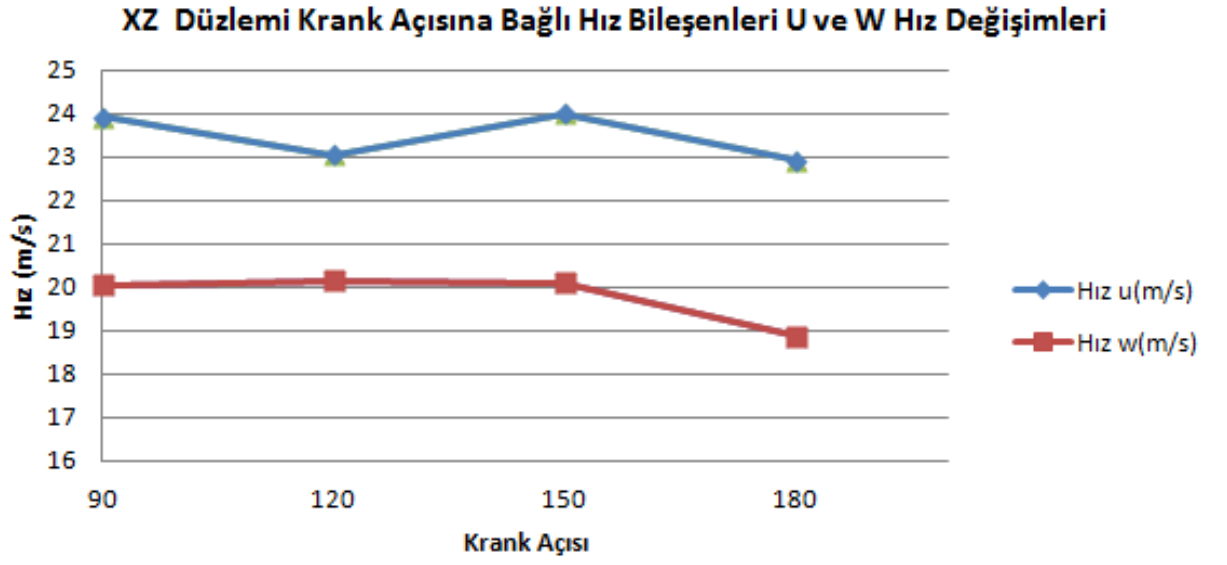
Çizelge 5.15 Deneysel, Hong ve Tarng(2001) ve türbülans modelleri H 40mm ortalama hız sonuçları



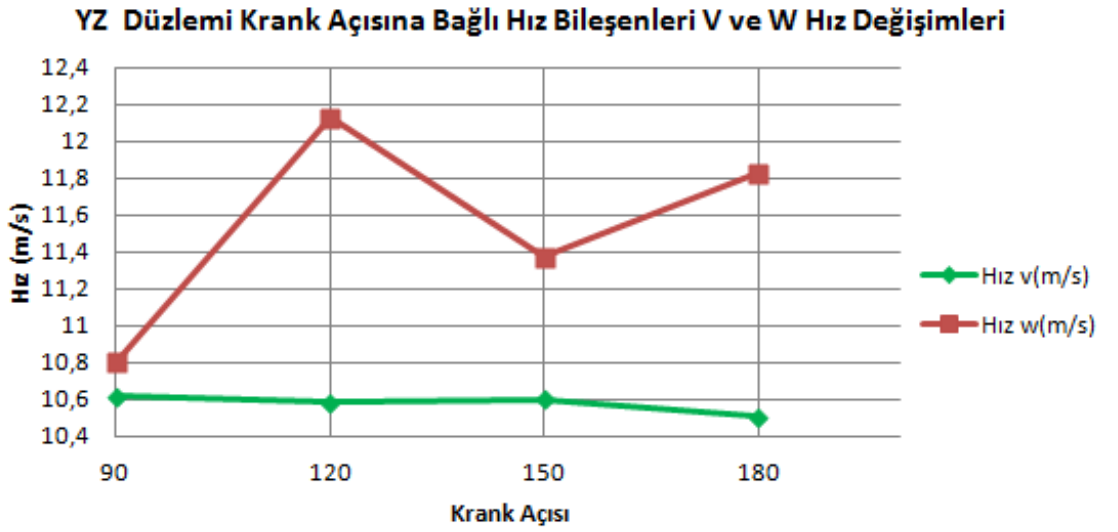
Çizelge 5.16 Deneysel, Hong ve Tarng(2001) ve türbülans modelleri H 60mm ortalama hız sonuçları



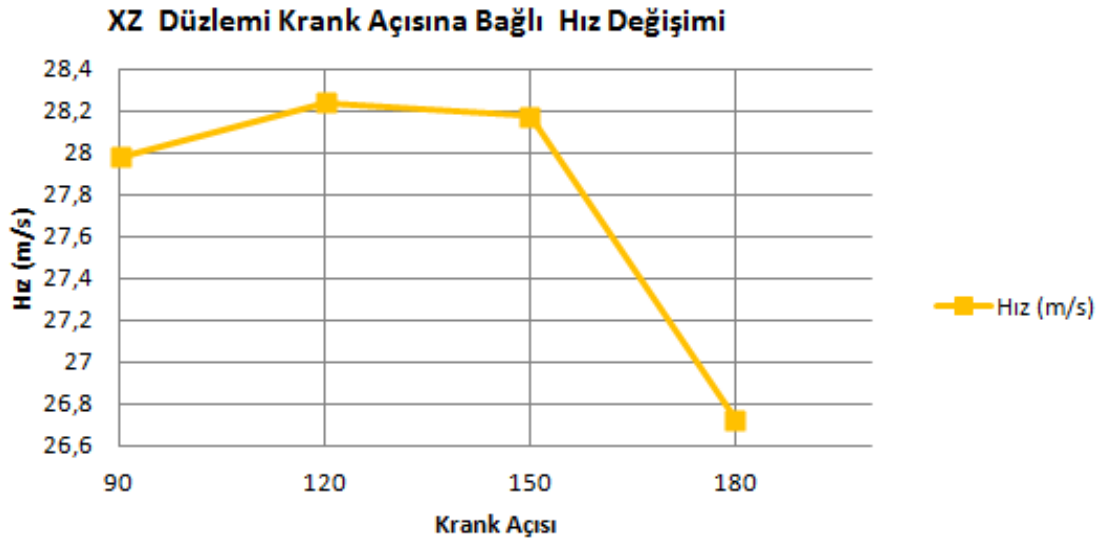
Çizelge 5.17 XZ düzleminde krank açısına bağlı u ve w hız değişimleri



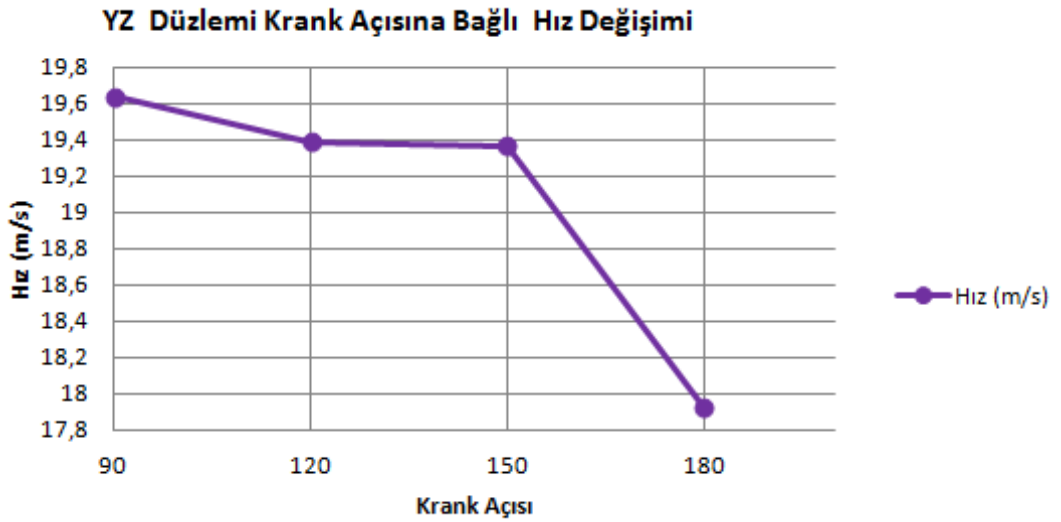
Çizelge 5.18 YZ düzleminde krank açısına bağlı v ve w hız değişimleri



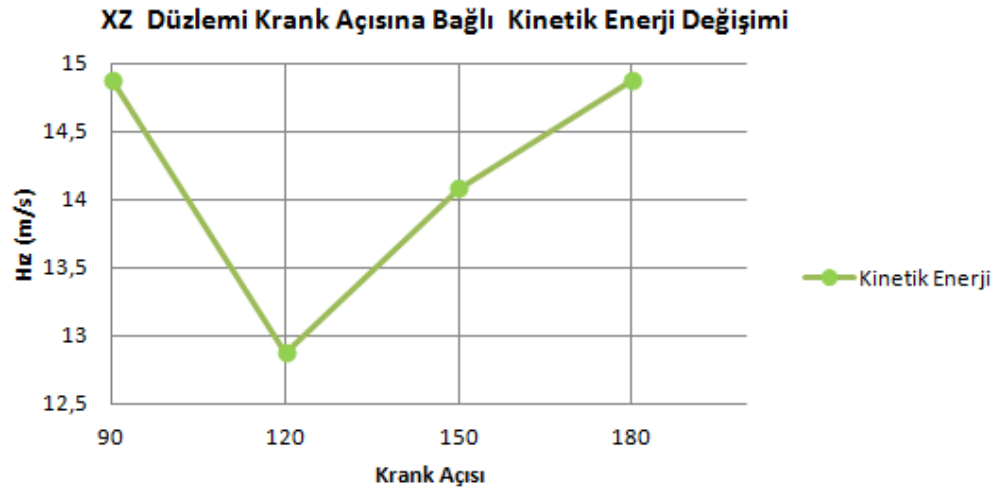
Çizelge 5.19 XZ düzleminde krank açısına bağlı hız değişimleri



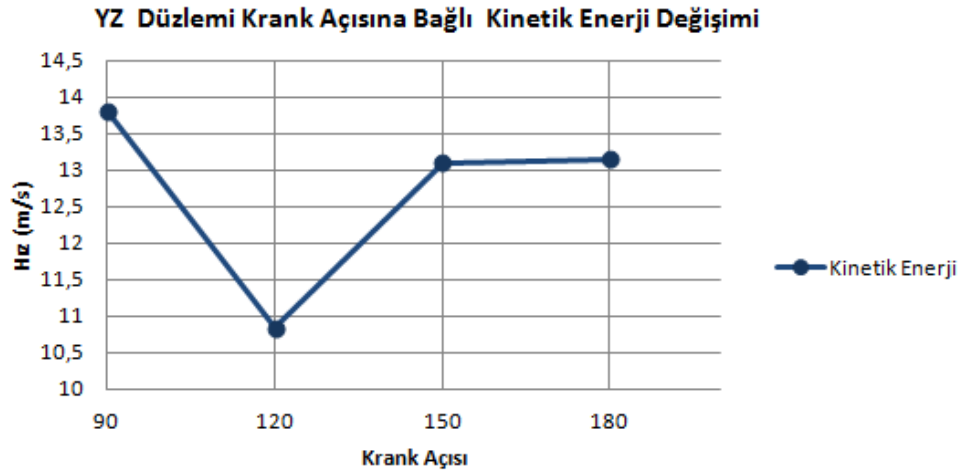
Çizelge 5.20 YZ düzleminde krank açısına bağlı hız değişimleri



Çizelge 5.21 XZ düzleminde krank açısına bağlı kinetik enerji dağılımı

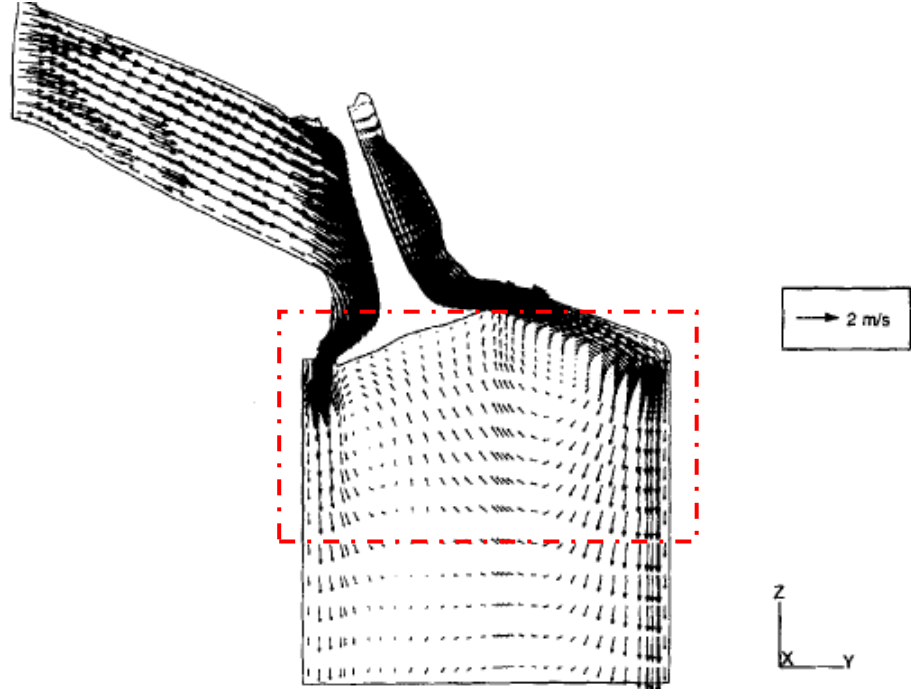


Çizelge 5.22 YZ düzleminde krank açısına bağlı kinetik enerji dağılımı

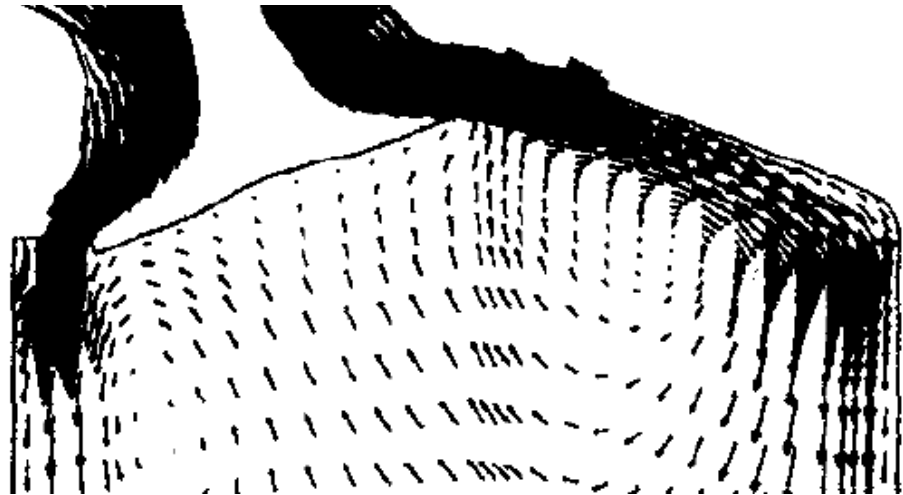


4.6 Diğer Çalışmalar ile Karşılaştırmalar

Mahmood ve ark (1995). 5 mm ve 10 mm farklı 2 valf pozisyonu için analizler gerçekleştirmişlerdir. Dikey ve yatay ekseni düzleminde sonuçları incelemişlerdir. Valf pozisyonu 5 mm durumundaki akışlar karakteristik olarak bu çalışmadaki krank açısı 180° valf açıklığı 4.467mm açıklığındaki sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Valf açıklığının en yakın olduğu durum seçilmiştir.



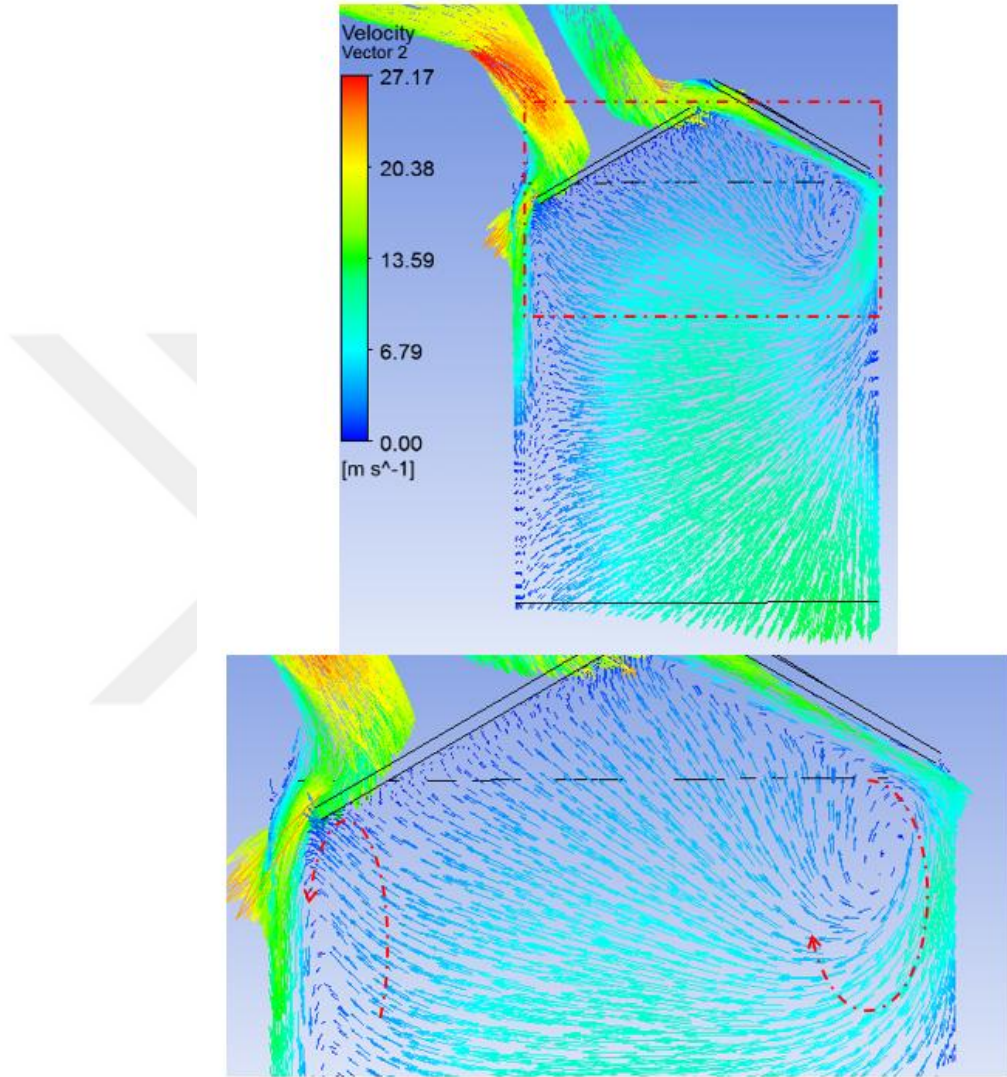
Şekil 5.1: Hız vektörleri, valf açıklığı:5 mm



Şekil 5.1: Hız vektörleri, valf açıklığı:5 mm, detay

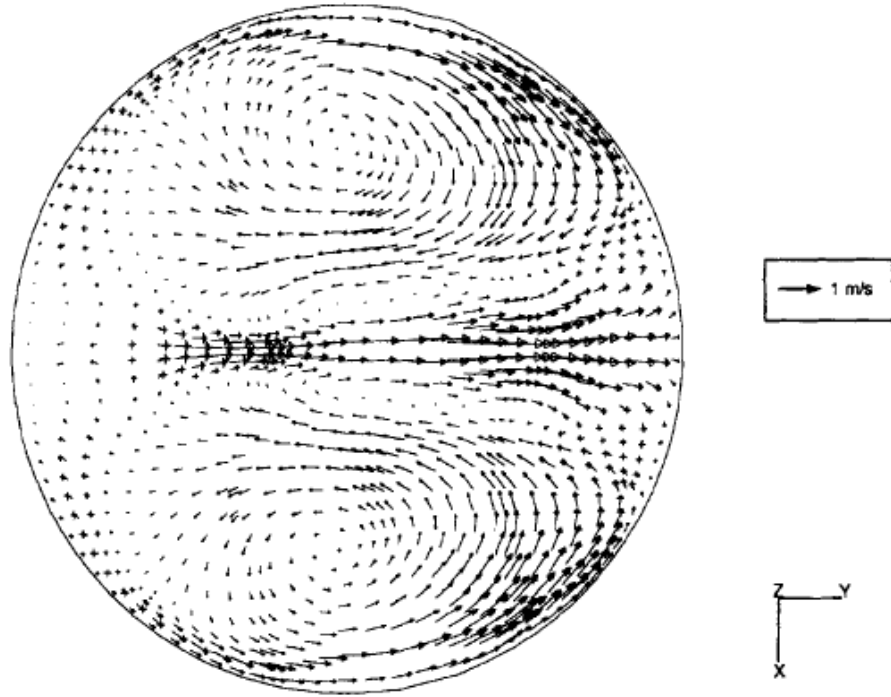
Mahmood ve ark.(1995), On the structure of steady flow through dual intake engine port tez çalışması

Çalışmada valf arkasında akıştan dolayı yakın ve uzak duvar bölgelerinde girdaplar oluşmaktadır.



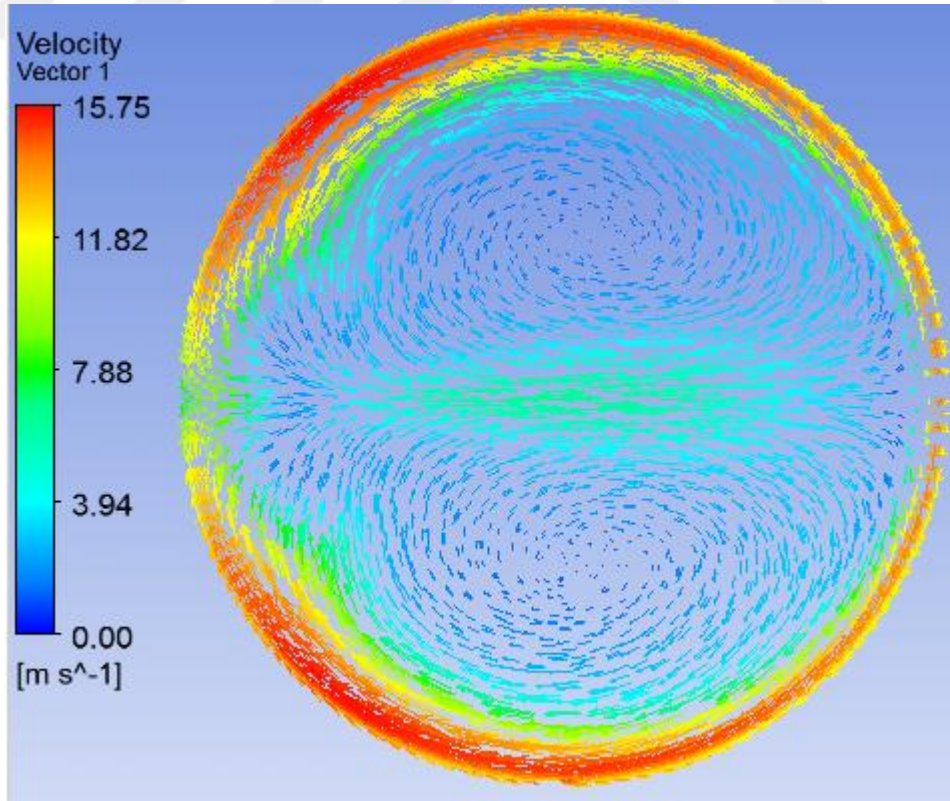
Şekil 5.2: Hız vektörleri, krank Açısı:180°

Hız vektörleri incelendiğinde valf arkası uzak ve yakın duvar bölgesinde girdaplar olduğu gözlenmektedir. Akış karakteristiği açısından benzer özellik taşımaktadırlar ve dolayısı ile bu çalışma tutarlı sonuçlar vermektedir diyebiliriz.

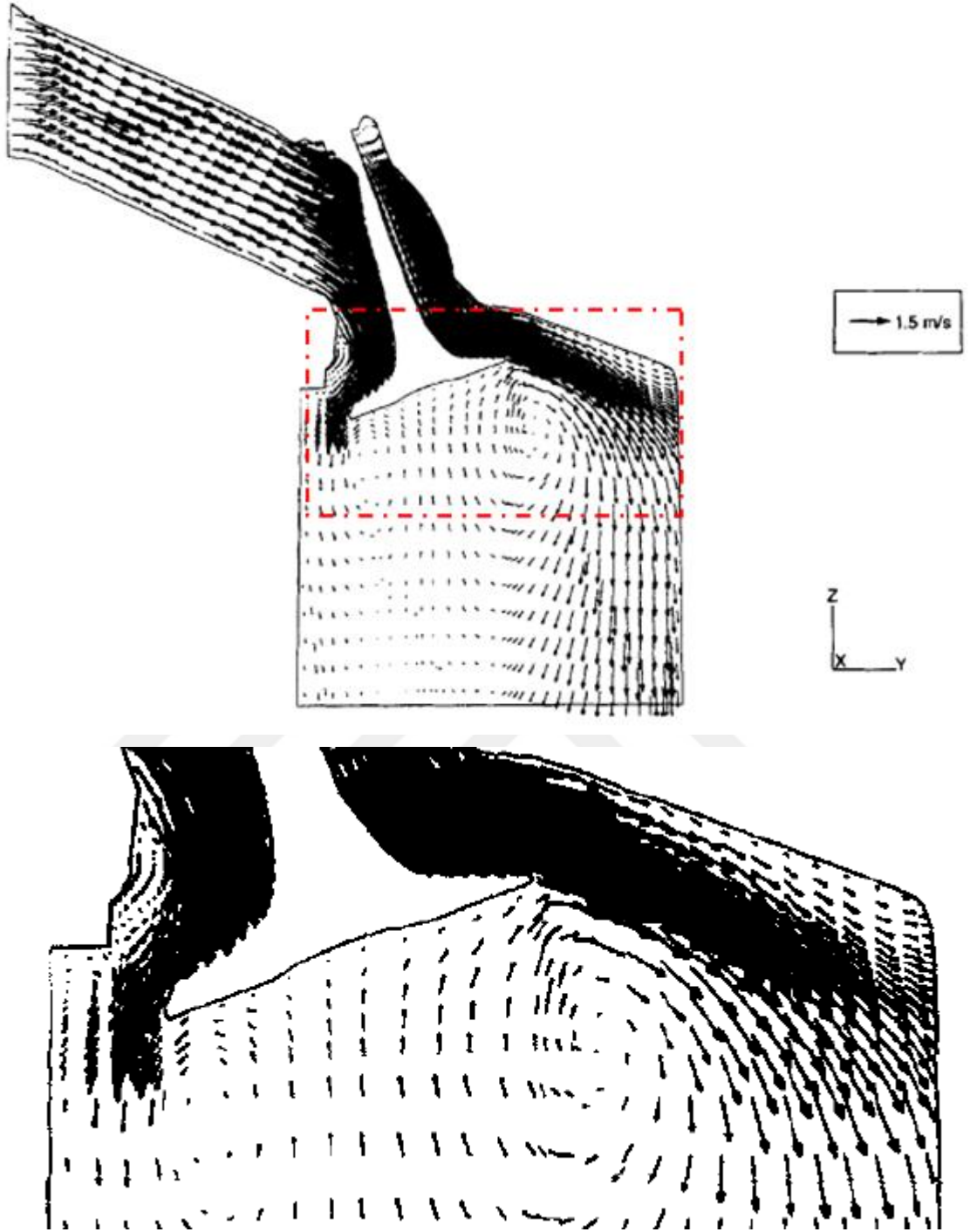


Şekil 5.3: Hız vektörleri, valf açıklığı:5 mm, $z=-10$ m

Mahmood ve ark.(1995), On the structure of steady flow through dual intake engine port tez çalışması

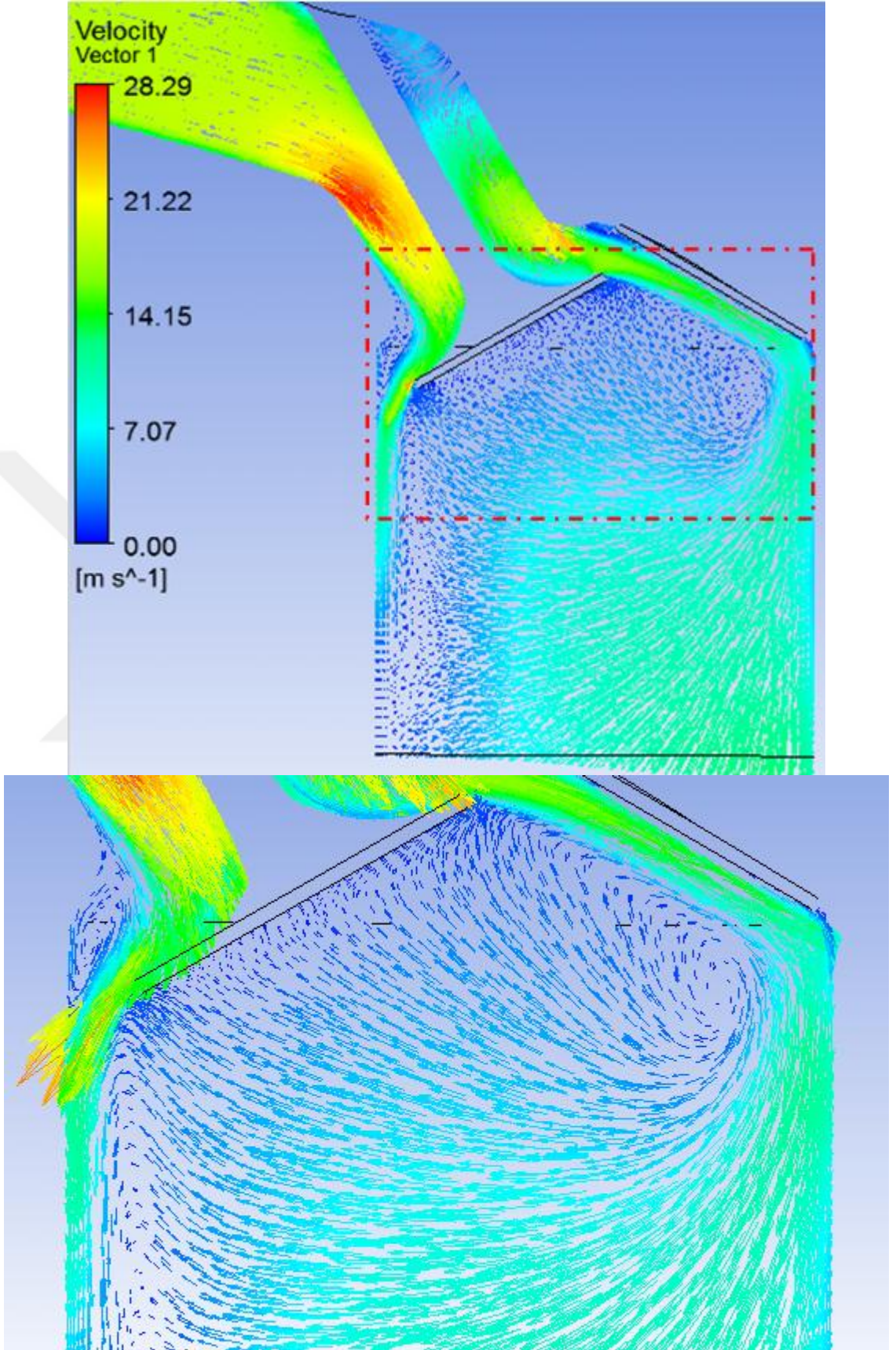


Şekil 5.4: Hız vektörleri, krank açısı:180°, $z=-10$ mm

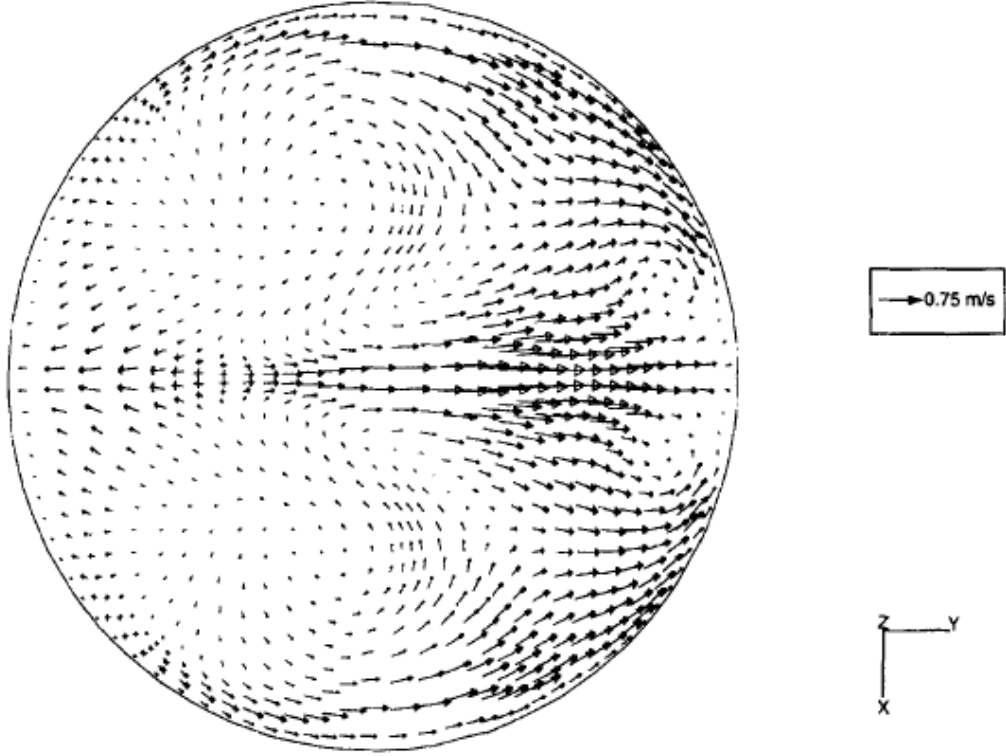


Şekil 5.5: Hız vektörleri, valf açıklığı: 10 mm

Mahmood ve ark.(1995), On the structure of steady flow through dual intake engine port tez çalışması

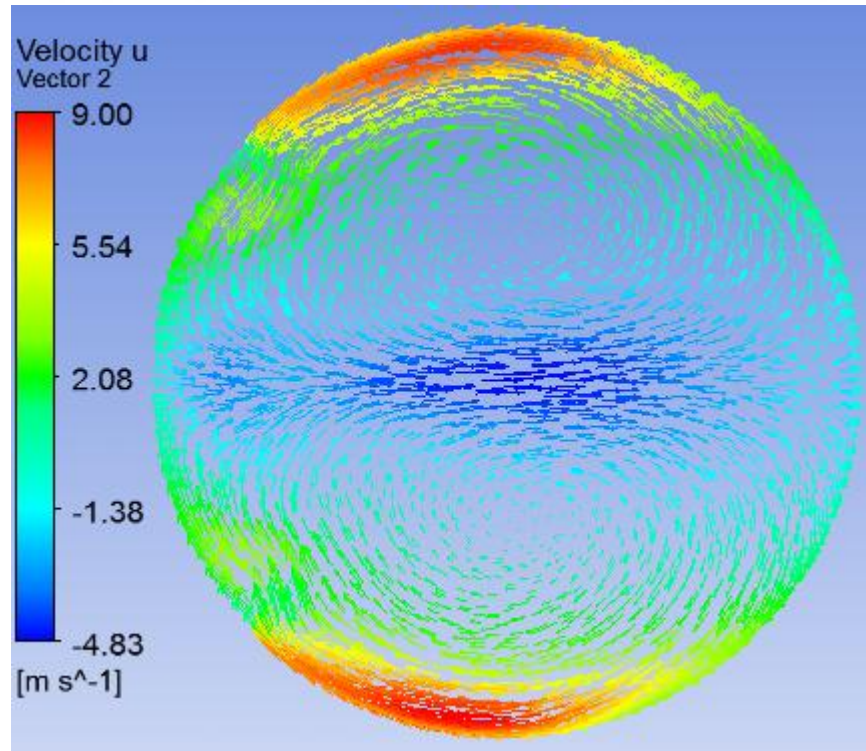


Şekil 5.6: Hız vektörleri, krank açısı:120°



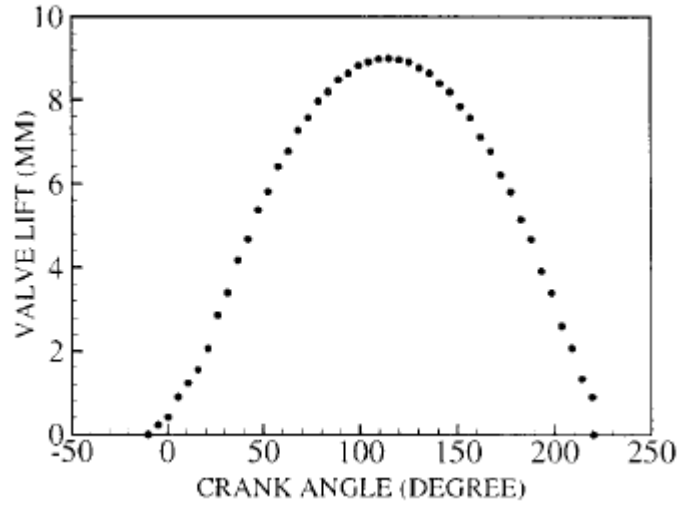
Şekil 5.7: Hız vektörleri, valf açıklığı:5 mm, $z=-10$ m

Mahmood ve ark.(1995), On the structure of steady flow through dual intake engine port tez çalışması



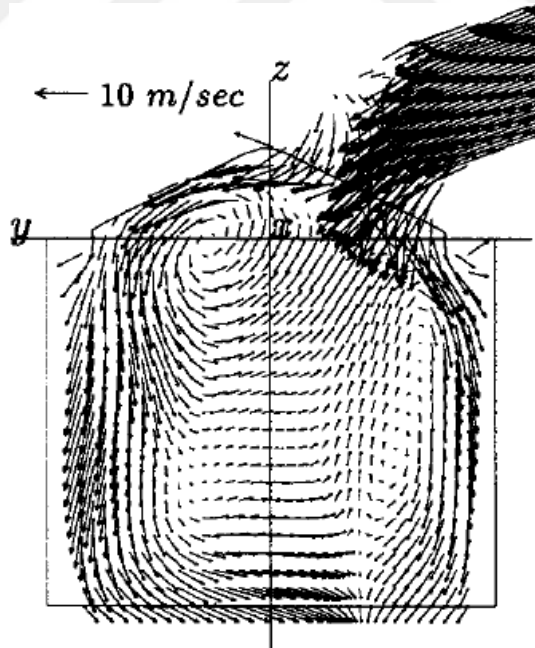
Şekil 5.8: Hız vektörleri, krank açısı:120°, $z=-10$ mm

Kim ve ark. farklı krank açısında ve valf pozisyonunda emme ve basma sürecindeki akışı incelemişlerdir.



Şekil 5.9: Emiş sürecinde krank açısına bağlı valf pozisyonu değişimi

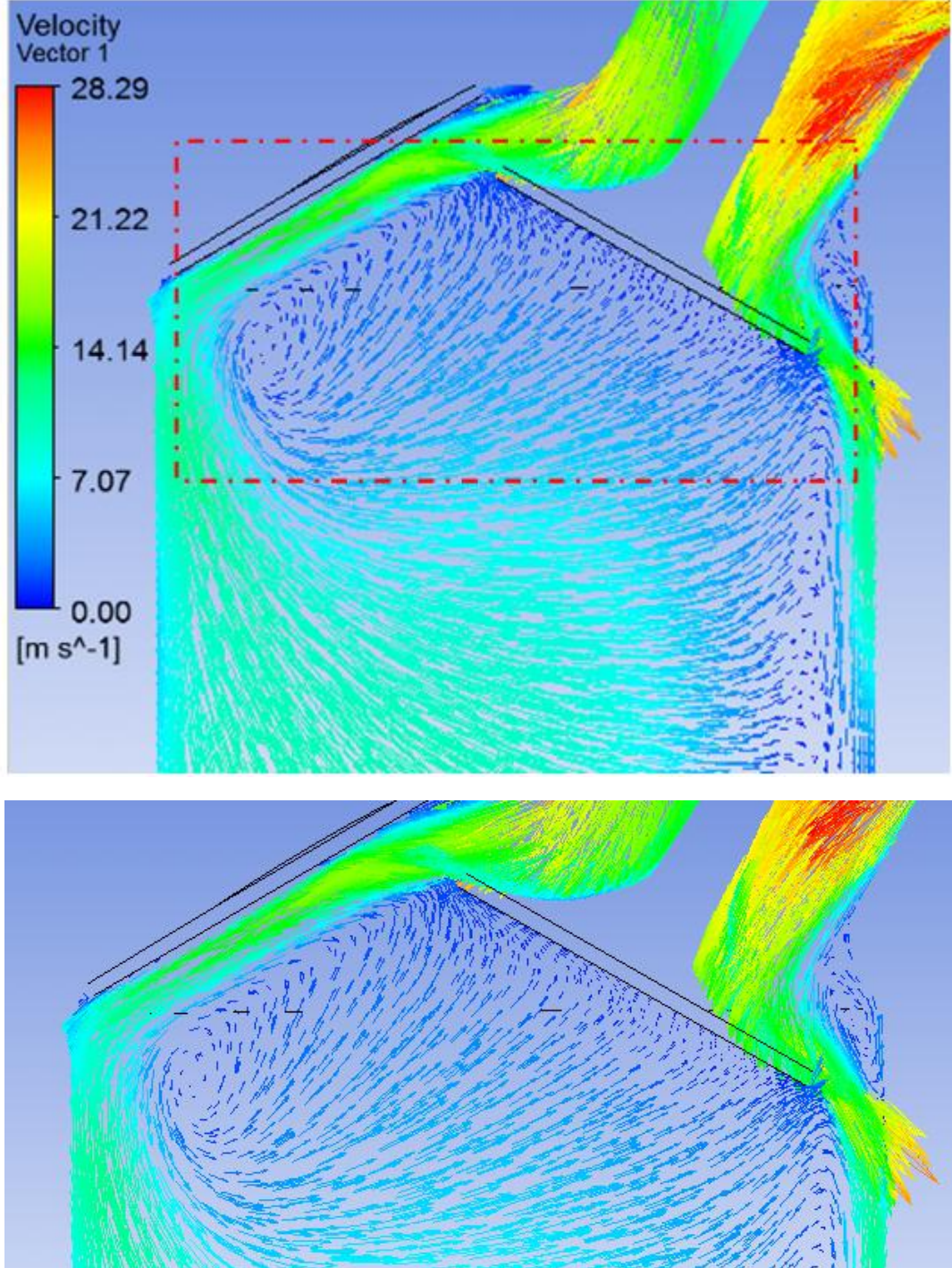
Kim ve ark.(2000) Numerical simulation of intake and compression flow in a four-valve pent-roof spark ignition engine and validation with LDV data



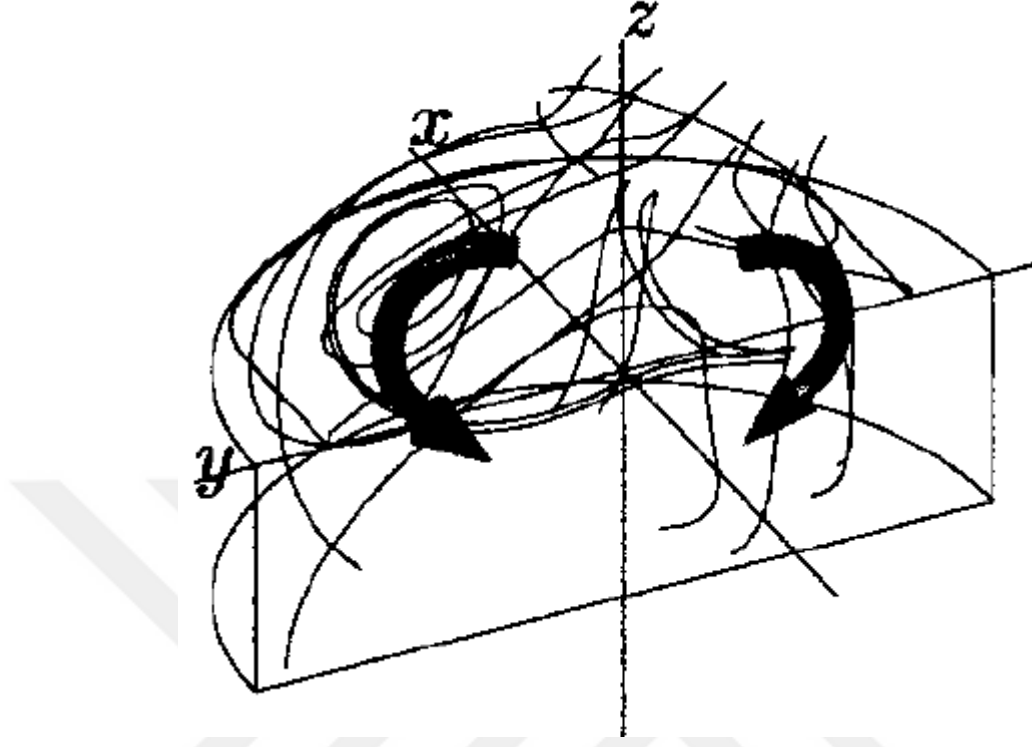
Şekil 5.10: Hız vektörleri, krank açısı: 120°

Kim ve ark.(2000) Numerical simulation of intake and compression flow in a four-valve pent-roof spark ignition engine and validation with LDV data

Şekil 5.10 ve 5.11 hız değerleri açısından değil sadece akış karakteristiği, oluşan girdaplar açısından incelendiğinde benzer oldukları görülmektedir. Buradan bu çalışmanın tutarlı olduğu pekişmektedir.

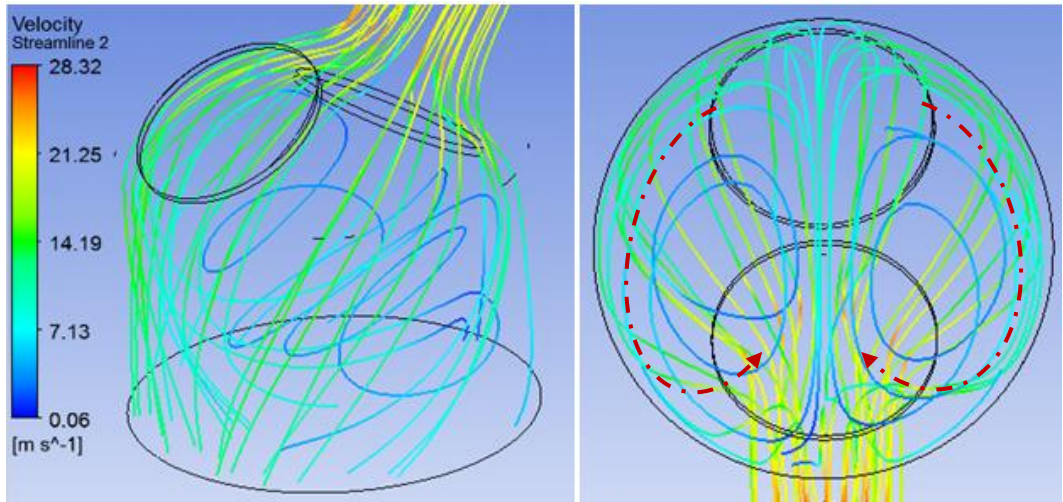


Şekil 5.11: Hız vektörleri, krank açısı: 120°



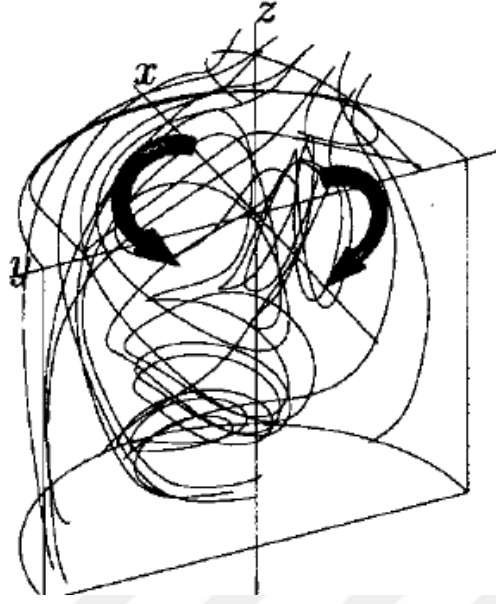
Şekil 5.12: Hız vektörleri, krank açısı: 90°

Kim ve ark.(2000) Numerical simulation of intake and compression flow in a four-valve pent-roof spark ignition engine and validation with LDV data



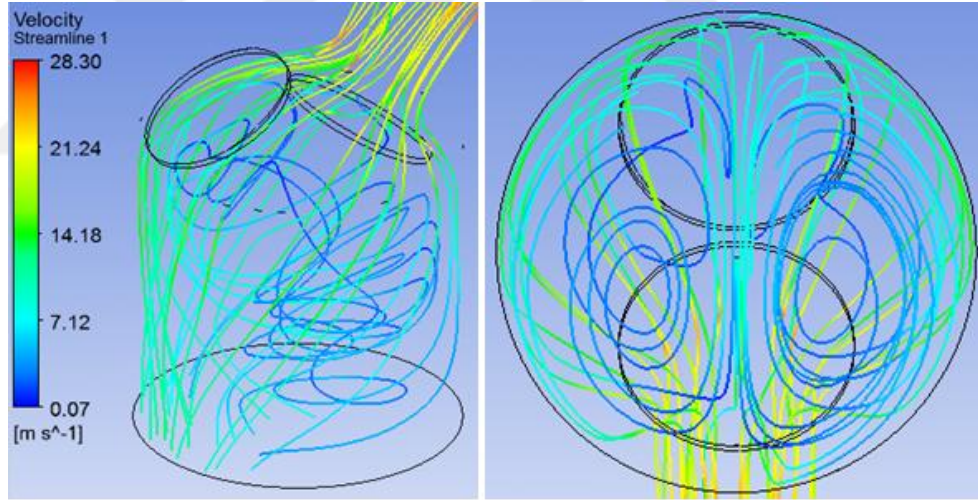
Şekil 5.13 Hız akış çizgileri, krank açısı: 90°

Akış çizgileri oluşturulduğunda silindir içerisinde 2 girdap oluştuğu görülmektedir.



Şekil 5.14: Hız vektörleri, Krank Açısı: 120°

Kim ve ark.(2000) Numerical simulation of intake and compression flow in a four-valve pent-roof spark ignition engine and validation with LDV data



Şekil 5.15: Hız Akış çizgileri, krank açısı: 120°

Şekil 5.12 ve Şekil 5.14'de gösterilen deneysel çalışmalar ile bu çalışmadaki Şekil 5.13 ve Şekil 5.15'de gösterilen simulasyon sonucunda valf arkasında oluşan girdap ve düzensiz akışların benzer olduğu görülmektedir. Buradan çalışmamızın diğer çalışmalar ile benzer akış karakteristiği özelliğini taşıdığı sonucuna varılmaktadır

5. SONUÇ

Bu çalışmada tek silindirik motosiklet motorunun sıkıştırma ve emme anı durumundaki akış karakteristikleri araştırılmıştır. Hareketli ağ yapısı kullanılmadığından farklı krank açılarındaki pozisyonlar geometrik olarak oluşturulup, simülasyon yapılarak incelenmiştir. Atıfta bulunulan makalede, W.hong ve D.Tarng (2001), deneysel çalışma da bulunduğundan hem atıfta bulunan çalışmanın simülasyon değerleri ile hem de deneysel çalışma sonuçları ile karşılaştırma imkânı bulunmuştur. Ayrıca farklı türbülans modelleri kullanılarak, karşılaştırmalar yapılmış hangi modelin en iyi sonucu verdiği tespit edilmeye çalışılmıştır.

Akış karakteristiği incelenirse, hız vektörlerine bakıldığında silindir içinde 2 tane simetrik girdap oluştuğu görülmektedir. Valf sonrası bölgede akışın silindir duvarına çarpması sonucu duvar dibinde girdap oluşmasına sebep olmaktadır. Hız vektörleri, akış çizgileri, oluşan girdaplar literatürdeki çalışmalar ve atıfta bulunulan çalışmadaki sonuçlar ile aynı karakteristiğe sahip olduğu tespit edilmiştir. Teoride de bahsedildiği üzere bu çalışmada da bu girdapların elde edildiği tespit edilmiştir.

Sonuçlar incelendiğinde silindir içinde ölçüm alınan kesitlerdeki akış profilleri atıfta bulunulan çalışmadaki, W.Hong ve D.Tarng (2001), hem deneysel hem de simülasyon sonuçları ile benzerlik göstermektedir. Deneysel çalışmaya ise bu çalışmanın(ağ-3 std $k-\epsilon$) daha yakın olduğu tespit edilmiştir. Ancak kullanılan türbülans modelleri karşılaştırıldığında ise BSL Reynolds Stress türbülans modelinin deneysel çalışmaya daha yakın sonuç verdiği görülmektedir.

KAYNAKLAR

www.ansys.com

www.anova.com.tr

Açığöz, A. Otomotiv endüstrisinde hesaplamalı akışkanlar dinami uygulamaları
ANSYS CFX 12.0 2009. User's Guide.

ANONİM 2009. Motor 4 Stroke Çevrimi Şematik Gösterimi, www.redline-motorworks.com

Bahram, K. 1995. Multidimensional In – Cylinder Flow Calculations and Flow Visualization in a Motored Engine. Journal of Fluids Engineering, vol 117

Dinler, N. , Yücel, N. 2007. Numerical Simulation of Flow and Combustion in an Axisymmetric Internal Combustion Engine. International Journal of Applied Science, Engineering and Technology, vol No: 3 1307 – 4318

Filipi, Z.S. , Assanis, D.N. 2001. A Nonlinear, Transient, Single – Cylinder Diesel Engine Simulation for Predictions of Instantaneous Engine Speed and Torque. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power , vol.123 : 951 – 959

Ganesan, V. , Benny, P. 2010. Flow Field Development in a Direct Injection Diesel Engine with Different Manifolds. International Journal of Engineering, Science and Technology, Vol.2, No.1, pp 80-91

Hong, C.W. , Tarng, S. D. 2001. In – Cylinder Tumble Flow Field Measurements and Predictions. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol.123

Huang, R.F. , Huang, C.W. , Chang, B.S. , Yang, H.S. , Lin, T.W. , Hsu, W.Y. 2004. Topological Flow Evolutions in Cylinder of a Motored Engine During Intake and Compression Strokes. Journal of Fluids and Structures 20: 105 – 127

Kim, W.T. , Huh, K.Y. , Lee, W.J. , Kang, Y.K 2000. Numerical Simulation of Intake and Compression Flow in a Four-valve Pent-roof Spark Ignition Engine and Validation with LDV Data. Journal of Automobile Engineering, Vol 214 , Part D

Kim, W.T, Kang, Y.H. 1997. Supercomputing in Internal Combustion Engine Design and Analysis, 178 – 185

Liu, K. , Haworth, C.D. 2010. Large – Eddy Simulation for an Axisymmetric Piston – Cylinder Assembly With and Without Swirl. Springer Science , 85 : 279 – 307

Lucchini, T. , Montenegro, G. , D’Errico , G. 2007. Cfd Simulations of I.C.Engines: Combustions, Internal Flows, Integrated 1D – MultiD Simulations , Milano

Mahmood, Z. , Chen, A. , Yianneskis, M.1996. On The Structure of Steady Flow Through Dual-Intake Engine Ports. International Journal For Numerical Methods in Fluids 23 : 1085 – 1109

Mikalsen, R. , Roskilly, A.P. 2007. A Computational Study of Free – Piston Diesel Engine Combustion. Applied Energy, 86: 1136 – 1143

Mohammidi, A. , Yaghoubi, M. , Rashidi, M. 2007. Analysis of Local Convective Heat Transfer in Spark Ignition Engine. International Communications in Heat and Mass Transfer, 35: 215 – 224

Payri, F. , Benajes, J. , Margot, X. , Gil, A. 2003. Cfd Modeling of The In-cylinder Flow in Direct-injection Diesel Engines. Computer&Fluids, 33: 995 – 1021

Ramajo, D. , Zanotti, A. , Nigro, N. 2006. Assessment of Zero – Dimensional Model of Tumble in Four – Valve High Performance Engine. International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow, vol 17 No.8

Sürmen, A. , Öz, İ.H. , Borat, O. 2003. İçten Yanmalı Motorlar, Birsen Yayınevi, İstanbul, 522 s.

Varol, Y. , Öztıp, H. , Fırat, M. , Koca, A. 2010. CFD Modeling of Heat Transfer and Fluid Flow Inside a Pent-roof Type Combustion Chamber Using Dynamic Model. International Communications in Heat and Mass Transfer, 37 : 1366 – 1375

Young, Y. 2005. Investigatin Engine Systems. Fluent Inc. , Sheffield

Zedenek, J. , Augusto, M. , Jeffrey B. , Robert, F. 2001. In-cylinder Cold Flow Simulation Using a Finite Element Method. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 190: 3069 – 3080

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Ömercan YÜRÜMEZ
Doğum Yeri ve Tarihi : Ankara 02.02.1987
Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)
Lise : Deneme lisesi 2004
Lisans : Uludağ Üniversitesi 2009
Yüksek Lisans :

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl : Figes A.Ş 07.2009-01.2010
CAE Solutions 01.2010-03.2012
CAE Solutions 05.2013-07.2014
Bosch 07.2014- Devam

İletişim (e-posta) : omercann@gmail.com
Yayımları* :