



**TEK SİLİNDİRLİ DİZEL BİR MOTORDA KULLANILACAK
TÜRBÜLANS ÜRETECİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ
METODU KULLANILARAK GİRDAP VE TAKLA OLUŞUMUNA
ETKİSİNİN ANALİZİ**

Fatih EKMEKÇİ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

ARALIK 2021

ETİK BEYAN

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

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

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

Fatih EKMEKÇİ

20/12/2021

TEK SİLİNDİRLİ DİZEL BİR MOTORDA KULLANILACAK TÜRBÜLANS
ÜRETECİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ METODU
KULLANILARAK GİRDAP VE TAKLA OLUŞUMUNA ETKİSİNİN ANALİZİ
(Yüksek Lisans Tezi)

Fatih EKMEKCİ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Aralık 2021

ÖZET

Nüfusun artması ile birlikte atmosfere her geçen gün daha çok sera gazı emisyonları salınmaktadır. Atmosfere salınan sera gazı emisyonlarının önemli bir kısmı araçlarda kullanılan içten yanmalı motorlardan kaynaklanmaktadır. Her ne kadar bu sorunun önüne geçebilmek için son yıllarda hibrit ve elektrikli araç teknolojileri ön plana çıksa da, klasik içten yanmalı motorlar günümüzde olduğu gibi yakın gelecekte de hala araçların önemli bir kısmında yer alıyor olacaktır. Bu durum ise içten yanmalı motorlardan kaynaklı emisyonların azaltılmasına yönelik tedbirlerin bir süre daha önemli bir mühendislik çalışma alanı olarak kalacağını göstermektedir. Bu çalışmada tek silindirli dizel bir motorun emme manifolduna yerleştirilecek farklı geometrilerdeki türbülans üreteçlerinin (türbülötör), silindir içerisine giren hava hareketini ve silindir içerisindeki girdap oluşumlarını nasıl değiştireceği incelenmiştir. Silindir ve manifold geometrileri hazırlanarak emme manifolduna farklı şekillerde türbülans üreteçleri konumlandırılmıştır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri ANSYS ve FLUENT programlarında gerçekleştirilmiştir. Analizler 1000 dev/dak, 2000 dev/dak ve 3000 dev/dak olmak üzere 3 farklı motor devir hızı esas alınarak gerçekleştirilmiştir. Analizler sonunda silindir içerisindeki yanma veriminin önemli göstergelerinden olan girdap ve takla oranları hesaplanmış ve farklı çalışma şartları altında farklı geometrilerdeki değişimi grafiklerle gösterilmiştir. Silindir içerisindeki farklı kesitlerde elde edilen türbülans kinetik enerjileri karşılaştırılmıştır. Çalışma sonucunda emme manifolduna türbülötör yerleştirilmesi sonucunda silindir içerisinde girdap ve takla oranlarının iyileştiği ve bu sayede yanma veriminin yükselerek kirletici emisyonların da azaltılabileceği gösterilmiştir.

Bilim Kodu : 91411
Anahtar Kelimeler : Türbülans, türbülötör, girdap, takla, emisyon, ANSYS Fluent
Sayfa Adedi : 85
Danışman : Doç. Dr. Tolga PIRASACI

ANALYSIS OF TURBULENCE GENERATOR TO SWIRL AND TUMBLE
PRODUCTION USING COMPUTATIONAL FLUID DYNAMIC METHOD IN A
SINGLE CYLINDER DIESEL ENGINE

(M. Sc. Thesis)

Fatih EKMEKÇİ

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

December 2021

ABSTRACT

With the increase in population, more and more greenhouse gas emissions are released into the atmosphere every day. A significant part of the greenhouse gas emissions released into the atmosphere originates from the internal combustion engines used in vehicles. Although hybrid and electric vehicle technologies have come to the forefront in recent years in order to prevent this problem, the use of the classic internal combustion engine will still be a major part of the vehicles in the near future as it is today. This shows that the measures to reduce emissions from internal combustion engines will remain an important engineering field for a while. In this study, it has been investigated how turbulence generators (turbulator) with different geometries placed in the intake manifold of a single-cylinder diesel engine will change the air movement entering the cylinder and the vortex formations in the cylinder. Cylinder and manifold geometries were prepared and turbulence generators in different shapes were positioned on the intake manifold. Computational fluid dynamics analyzes were performed in ANSYS and FLUENT programs. Analyzes were carried out based on 3 different engine speed: 1000 rpm, 2000 rpm and 3000 rpm. At the end of the analysis, the swirl and tumble ratios, which are important indicators of combustion efficiency in the cylinder, were calculated and the changes in different geometries under different operating conditions were shown with graphics. The turbulent kinetic energies obtained at different sections in the cylinder were compared. As a result of the study, it has been shown that as a result of placing a turbulator on the intake manifold, the swirl and tumble ratios in the cylinder are improved, and thus, the combustion efficiency can be increased and pollutant emissions can be reduced.

Science Code : 91411

Key Words : Turbulance, turbulator, swirl, tumble, emission, ANSYS Fluent

Page Number : 85

Supervisor : Assoc. Prof. Dr. Tolga PIRASACI

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca maddi ve manevi desteğini benden esirgemeyip engin bilgi birikimi ile bana yol gösteren değerli hocam Doç. Dr. Tolga PIRASACI'ya saygı ve minnetlerimi sunarım. Destek ve katkılarından dolayı Gazi Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümüne teşekkür ederim. Çalışmalarım sırasında maddi ve manevi desteğiyle her zaman yanımda olan ve tez çalışmalarım süresince beni destekleyen sevgili eşim Şeyma Nur EKMEKÇİ'ye teşekkür ederim. Bu günlere gelmemi sağlayan, bu tez çalışması ile birlikte Makina Yüksek Mühendisi unvanı almaya hak kazandığım eğitim ve hayat yolculuğumda desteğini bir an olsun eksik etmeyen sevgili annem Rüheyde EKMEKÇİ ve bütün aileme teşekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	x
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiv
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI.....	3
3. SİLİNDİR İÇİ TÜRBÜLANSLI AKIŞLAR	15
4. PROBLEMİN TANIMLANMASI VE MATEMATİKSEL MODEL	19
4.1. Kabuller.....	24
4.2. Genel Denklemler	24
4.2.1. Kütlenin korunumu denklemi	25
4.2.2. Momentum denklemi	25
4.2.3. Türbülans denklemleri	26
5. SAYISAL MODEL	29
5.1. Ağ Yapısı (Mesh).....	29
5.2. Genel Ayarlar.....	33
5.3. Çözüm Modeli	34
5.4. Sınır Şartları.....	34
5.5. Çözüm Metotları	35
6. SAYISAL MODELİN DOĞRULANMASI	37
7. BULGULAR VE TARTIŞMALAR.....	39

	Sayfa
7.1. Model Analizleri	39
8. SONUÇ VE ÖNERİLER	77
KAYNAKLAR	81
ÖZGEÇMİŞ	Hata! Yer işareti tanımlanmamış.



ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.1. Tasarlanan modelin geometrik özellikleri	20
Çizelge 5.1. Oluşturulan modeldeki eleman sayıları	31
Çizelge 6.1. Doğrulama yapılan modelin geometrik özellikleri	37
Çizelge 7.1. (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülator modeli ve (c) yıldız şekilli türbülator modelinde elde edilen girdap ve takla oranları	75



ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Deneyde kullanılan türbülator	3
Şekil 2.2. Yüksüz çalışmadaki türbülatorlü ve türbülatorsüz HC salınımı (ppm)	4
Şekil 2.3. Farklı emme manifoldlarına göre oluşan silindir içi girdap oranları	5
Şekil 2.4. Helisel-Spiral emme manifoldunda oluşan teğetsel hız vektörleri ve girdap oluşumları	5
Şekil 2.5. Modelin üç boyutlu görünüşü ve girdap ve takla oluşturan ekipman	6
Şekil 2.6. Farklı yarıçaptaki ekipmanlarda türbülans kinetik enerji (a) ve hızın (b) krank açısına göre değişimi	7
Şekil 2.7. Tasarlanan farklı yarıçaptaki ekipmanla elde edilen girdap (a) ve takla (b) oluşumları	8
Şekil 2.8. Takla oranının krank açısıyla değişimi	9
Şekil 2.9. Silindir içi ortalama türbülans yoğunluğunun krank açısıyla değişimi	9
Şekil 2.10. 2, 4, 6 perdeli valf tasarımları ve 6 perdeli valfde oluşan girdap akışları	11
Şekil 2.11. Analizde elde edilen farklı takla oluşumları ve hız büyüklükleri	13
Şekil 3.1. Silindirik hız bileşenleri	15
Şekil 3.2. Girdap ve takla akışları	16
Şekil 3.3. Girdap (mavi) ve takla (kırmızı) akışları	16
Şekil 4.1. Türbülator örneği	19
Şekil 4.2. Tasarlanan silindir modelinin görünümü	20
Şekil 4.3. Modeldeki isim tanımlı sınır şartları	21
Şekil 4.4. Türbülator modelleri: (a) Fan şeklinde, (b) yıldız şeklinde	22
Şekil 4.5. Türbülator montaj modelleri: (a) Fan şekilli, (b) yıldız şekilli	23
Şekil 5.1. Hücre kalitesi değer aralıkları	30
Şekil 5.2. z=-15 mm, z=-25 mm ve z=-50 mm kesitleri	31

Şekil	Sayfa
Şekil 5.3. Temel silindir modelinde farklı eleman sayılarında elde edilen hızlar.....	31
Şekil 5.4. Fan şekilli türbülator modelinde farklı eleman sayılarında elde edilen hızlar	32
Şekil 5.5. Yıldız şekilli türbülator modelinde farklı eleman sayılarında elde edilen hızlar.....	32
Şekil 5.6. Fluent ağ yapısının (mesh) kontrolü	33
Şekil 6.1. Doğrulama çalışmasında elde edilen $z=-30$ mm deki z hızı değişimi	38
Şekil 7.1. $z=-15$ mm, $z=-25$ mm ve $z=-50$ mm kesitleri	40
Şekil 7.2. 1000 dev/dak için $z=-15$ mm'deki hız büyüklükleri vektör grafiği: (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülator modeli ve (c) yıldız şekilli türbülator modeli	41
Şekil 7.3. 1000 dev/dak için $z=-15$ mm'deki türbülans kinetik enerji değerleri: (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülator modeli ve (c) yıldız şekilli türbülator modeli	42
Şekil 7.4. 2000 dev/dak için $z=-15$ mm'deki hız büyüklükleri vektör grafiği: (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülator modeli ve (c) yıldız şekilli türbülator modeli	44
Şekil 7.5. 2000 dev/dak için $z=-15$ mm'deki türbülans kinetik enerji değerleri: (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülator modeli ve (c) yıldız şekilli türbülator modeli	45
Şekil 7.6. 3000 dev/dak için $z=-15$ mm'deki hız büyüklükleri vektör grafiği: (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülator modeli ve (c) yıldız şekilli türbülator modeli	47
Şekil 7.7. 3000 dev/dak için $z=-15$ mm'deki türbülans kinetik enerji değerleri: (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülator modeli ve (c) yıldız şekilli türbülator modeli	48
Şekil 7.8. 1000 dev/dak için $z=-25$ mm'deki hız büyüklükleri vektör grafiği: (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülator modeli ve (c) yıldız şekilli türbülator modeli	50
Şekil 7.9. 1000 dev/dak için $z=-25$ mm'deki türbülans kinetik enerji değerleri: (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülator modeli ve (c) yıldız şekilli türbülator modeli	51
Şekil 7.10. 2000 dev/dak için $z=-25$ mm'deki hız büyüklükleri vektör grafiği: (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülator modeli ve (c) yıldız şekilli türbülator modeli	53

Şekil	Sayfa
Şekil 7.11. 2000 dev/dak için $z=-25$ mm'deki türbülans kinetik enerji değerleri: (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülator modeli ve (c) yıldız şekilli türbülator modeli.....	54
Şekil 7.12. 3000 dev/dak için $z=-25$ mm'deki hız büyüklükleri vektör grafiği: (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülator modeli ve (c) yıldız şekilli türbülator modeli.....	56
Şekil 7.13. 3000 dev/dak için $z=-25$ mm'deki türbülans kinetik enerji değerleri: (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülator modeli ve (c) yıldız şekilli türbülator modeli.....	57
Şekil 7.14. 1000 dev/dak için $z=-50$ mm'deki hız büyüklükleri vektör grafiği: (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülator modeli ve (c) yıldız şekilli türbülator modeli.....	59
Şekil 7.15. 1000 dev/dak için $z=-50$ mm'deki türbülans kinetik enerji değerleri: (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülator modeli ve (c) yıldız şekilli türbülator modeli.....	60
Şekil 7.16. 2000 dev/dak için $z=-50$ mm'deki hız büyüklükleri vektör grafiği: (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülator modeli ve (c) yıldız şekilli türbülator modeli.....	62
Şekil 7.17. 2000 dev/dak için $z=-50$ mm'deki türbülans kinetik enerji değerleri: (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülator modeli ve (c) yıldız şekilli türbülator modeli.....	63
Şekil 7.18. 3000 dev/dak için $z=-50$ mm'deki hız büyüklükleri vektör grafiği: (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülator modeli ve (c) yıldız şekilli türbülator modeli.....	65
Şekil 7.19. 3000 dev/dak için $z=-50$ mm'deki türbülans kinetik enerji değerleri: (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülator modeli ve (c) yıldız şekilli türbülator modeli.....	66
Şekil 7.20. Orta kesit gösterimi.....	68
Şekil 7.21. 1000 dev/dak için (a) temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülator modeli ve (c) yıldız şekilli türbülator modelinde orta kesit hız büyüklükleri vektör grafiği	69
Şekil 7.22. 1000 dev/dak için (a) temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülator modeli ve (c) yıldız şekilli türbülator modelinde orta kesit türbülans kinetik enerji değerleri	70

Şekil	Sayfa
Şekil 7.23. 2000 dev/dak için (a) temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülator modeli ve (c) yıldız şekilli türbülator modelinde orta kesit hız büyüklükleri vektör grafiği	71
Şekil 7.24. 2000 dev/dak için (a) temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülator modeli ve (c) yıldız şekilli türbülator modelinde orta kesit türbülans kinetik enerji değerleri	72
Şekil 7.25. 3000 dev/dak için (a) temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülator modeli ve (c) yıldız şekilli türbülator modelinde orta kesit hız büyüklükleri vektör grafiği	73
Şekil 7.26. 3000 dev/dak için (a) temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülator modeli ve (c) yıldız şekilli türbülator modelinde orta kesit türbülans kinetik enerji değere.....	74

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler

°C

h

kg

m

mm

N

s

Açıklamalar

Santigrat Derece

Saat

Kilogram

Metre

Milimetre

Newton

Saniye

Kısaltmalar

HAD

ICCD

S_R

TKE

T_R

Açıklamalar

Hesaplama akışkanlar dinamiği

Yoğunlaştırılmış yük bağlaşımlı aygıt

Girdap oranı

Türbülans kinetik enerjisi

Takla oranı

1. GİRİŞ

İçten yanmalı motorlar ulaşım taşıtlarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Taşıtlar birçok alanda büyük faydalar sağlamasına rağmen, artan nüfus ve alım gücünün iyileşmesine bağlı olarak sayılarında meydana gelen hızlı artış onları çevre kirliliğinin baş aktörlerinden biri haline getirmektedir. İçten yanmalı motorlarda gerçekleşen yanma işlemi sonunda yanmış veya yanmamış gazlardan kaynaklanan gazlar çevreyi olumsuz etkileyerek insan sağlığını tehdit etmektedir.

Motorlu araçların çalışabilmesi için gerekli olan enerji büyük ölçüde petrolden sağlanmaktadır. Dünyadaki petrol rezervlerinin sınırlı olması ve günümüz motorlarının petrole bağımlı olarak çalışmasından dolayı motor teknolojisinde yakıt ekonomisi çok önem kazanmaktadır. Bu yüzden motorlu araç üreticileri motordan en yüksek verimi alabilmek için Ar-Ge faaliyetlerine yönelmektedirler. Özellikle dizel motorlu araçlarda verimi artırma ve dizel motor kaynaklı kirliticileri azaltma çalışmaları, üreticileri sürekli geliştirme yapmaya yöneltmektedir. Emisyonlar ile ilgili ulusal ve uluslararası yönetmelik ve regülasyonlar, üreticileri çevreye karşı daha az zararlı teknolojiler üretmeye teşvik etmektedir. Bu çalışmaların bir kısmı silindir içindeki yanmanın sonrasına yoğunlaşırken bir kısmı da yanmanın öncesi üzerinde gerçekleştirilmektedir.

İçten yanmalı bir motorda performans, yakıt verimliliği ve emisyon salınımı silindir içerisindeki hava-yakıt karışımının oluşumuna bağlıdır. Silindir içerisindeki akış dinamiği, daha iyi yanma, performans ve verimlilik artışı sağlayacak hava-yakıt karışımının oluşumu için önemli bir rol üstlenir. Silindir içerisindeki yüksek sıcaklık ve basınç gibi koşullar sebebiyle deneysel olarak bu akış dinamiğini analiz etmek güçtür. Bu sebeple Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği metotları çeşitli parametrelerin değiştirilerek oluşturulan farklı senaryolarda silindir içi akışın nasıl değiştiğini analiz etmeye pratik ve gerçekçi çözümler sağlamaktadır. Bu çalışmalarda silindir içerisindeki akış dinamiklerinin oluşumları ve yanmaya etkileri analiz edilmiştir. Silindir içerisindeki değişken akış hareketlerinin nasıl oluştuğu incelenmiştir.

Silindir içerisinde silindir eksenini etrafında oluşan akışkan hareketi girdaplar meydana getirmektedir. Bu girdapların optimum aralıklarda oluşması durumunda, yanma hızında artış

meydana gelmektedir. Emme stroku ile silindire emilen havada girdap ve takla oluşmaktadır. Bu iki parametre, emme stroku sırasında silindire giren havayı etkileyen ve daha iyi karışım sağlanması için havayı ve yakıtı daha büyük oranda karıştıran yanma odasındaki akışkan hareketini simgeler (Hill ve Zhang, 1994).

Bu çalışmada tek silindirli dizel bir motorun emme manifolduna yerleştirilecek farklı geometrilerdeki türbülans üreteçlerinin (türbülator), silindir içerisine giren hava hareketini ve silindir içerisindeki girdap oluşumlarını nasıl değiştireceği incelenmiştir. Silindir ve manifold geometrileri hazırlanarak emme manifolduna farklı şekillerde türbülans üreteçleri konumlandırılmıştır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri ANSYS ve FLUENT programlarında gerçekleştirilmiştir. Analizler 1000 dev/dak, 2000 dev/dak ve 3000 dev/dak olmak üzere 3 farklı motor devir hızı esas alınarak gerçekleştirilmiştir. Analizler sonunda silindir içerisindeki yanma veriminin önemli göstergelerinden olan girdap ve takla oluşumlarının değişimi grafiklerle gösterilmiş, silindir içerisine giren hava akışının değişimi farklı kesitlerde ortaya konulmuştur. Silindir içerisindeki farklı kesitlerde elde edilen türbülans kinetik enerjileri karşılaştırılmıştır. Böylece yanmadan önce türbülans kinetik enerji arttığından karışımın homojenliği ve yanma hızı artarken silindir içinde kalan gazların ve emisyonun miktarı azalmaktadır.

Girdap (swirl) ve takla (tumble) akışları, içten yanmalı motorda türbülans şiddetini arttırarak yanma çevrimlerini iyileştirmekte, yanma verimini ve egzoz emisyonunu olumlu olarak etkilemektedir. Girdap ve takla akışları birbirlerini tamamlayıcı nitelikte olup özellikle türbülans kinetik enerjisini arttıran önemli faktörlerdendir.

2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Bu tez çalışması kapsamında gerçekleştirilen literatür araştırmasında özellikle silindir içi akış dinamikleri, akış dinamiğine etki eden emme manifoldu tasarımları, emme manifolduna yerleştirilen ve türbülans üretilmesini sağlayan aparatların hesaplamalı akışkanlar dinamiği metodu ile 3 boyutlu, soğuk akış veya yanma analizleri ile ilgili yapılan çalışmalara yer verilmiştir. Bunun yanında benzer analizlerin deneysel olarak gerçekleştirildiği çalışmalar incelenmiştir.

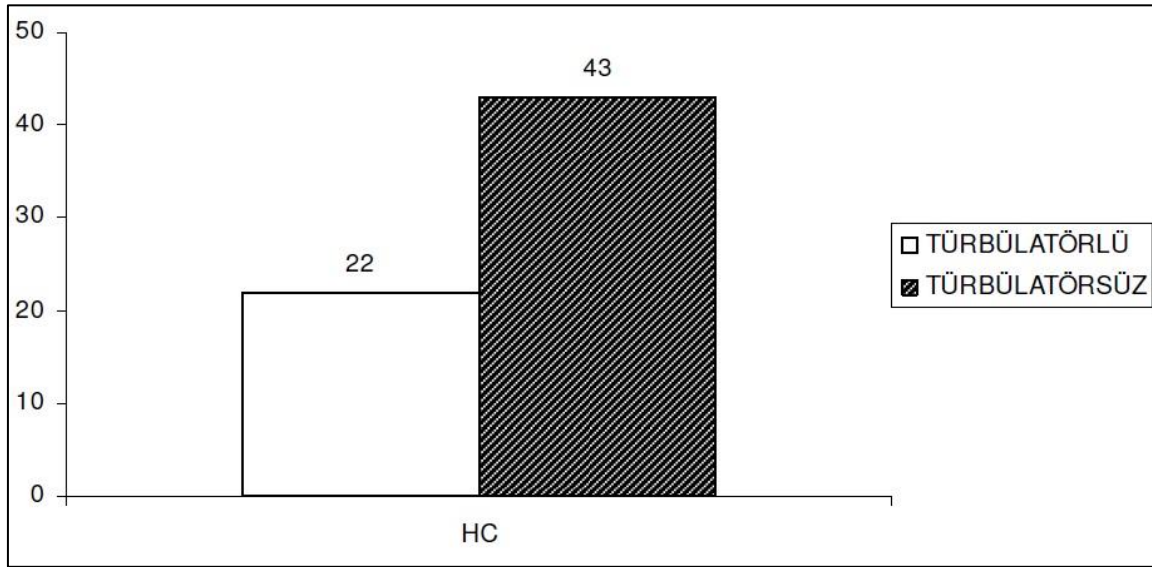
Bu çalışmalardan ilki Lee, Bae ve Kang tarafından 2007 yılında yapılmıştır. Lee, Bae ve Kang, dört valfli pozitif ateşlemeli bir motorda girdap ve takla akışının alev oluşumuna etkisini araştırmışlardır. Bu çalışmada farklı emme manifoldu geometrik açılarıyla takla akışı oluşturulmuştur. Alev oluşum başlangıçları ve hangi alanda nasıl geliştiği ICCD kameralarla kaydedilmiştir. Ayrıca yanma süresi de ısı verisi analizi ile hesaplanmıştır. Çalışmada, emme stroku sırasındaki güçlü takla oluşumu ve ateşleme sırasındaki türbülans yapısı ile daha hızlı alev gelişimi arasında güçlü bir ilişki olduğu kaydedilmiştir. Girdap ve takla akışlarının iyileştirilmesi ve türbülans kinetik enerjideki artışın hızlı ve düzenli bir yanma için iyi sonuçlar verdiği alev oluşum resimleri ile ortaya konulmuştur.

Demir ve Öner (2008), benzinli bir motorun hava girişine yerleştirilen türbülötörün yanma ve emisyon üzerindeki etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneyde kullanılan türbülötör Şekil 2.1’de yer almaktadır.



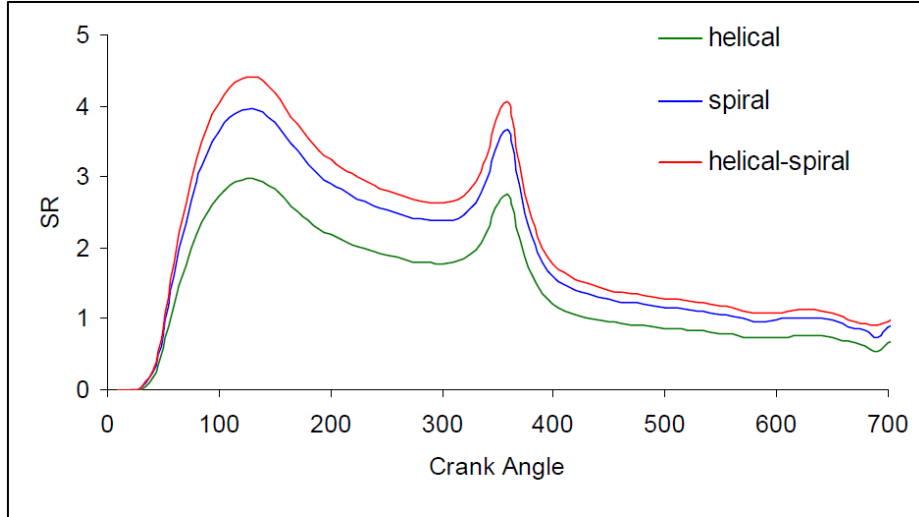
Şekil 2.1. Deneyde kullanılan türbülötör (Demir ve Öner, 2008)

Deney sonucunda hidrokarbon değerlerine bakıldığında türbülantörly çalışmada ortaya çıkan hidrokarbon değęrlerinin türbülantörssüz çalışmada ortaya çıkan hidrokarbon değęrinden daha dűřük olduğu görűlműřtür. Bunun en önemli sebebinin türbülantörly çalışmada türbülantörün karışımı hızlandırarak ve karışımda türbűlans etkisi oluşturarak yanma hızını arttırması ve karışımın daha iyi yanmasını sağlaması olarak açıklanmıştır. Türbülantörly ve türbülantörssüz durumlardaki hidrokarbon emisyon salınımı ve yakıt tüketimi değęrleri şekil 2.2’de verilmiştir.

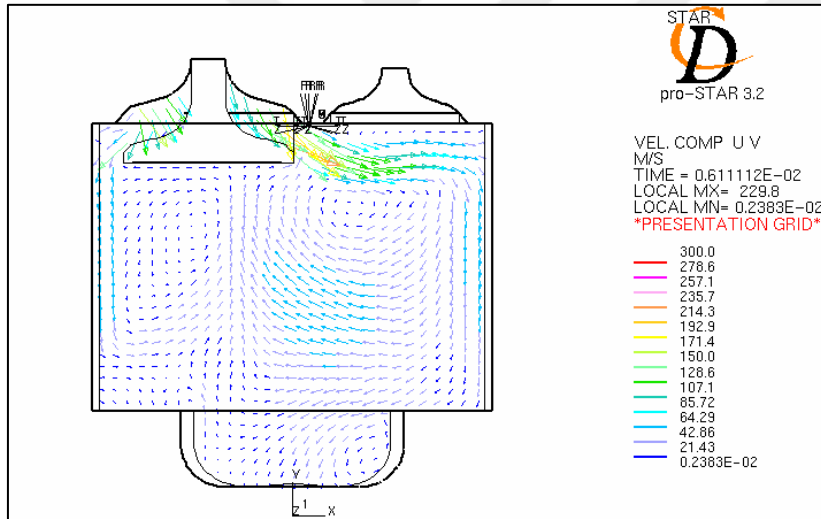


řekil 2.2. Yűksűz çalıřmadaki türbülantörly ve türbülantörssűz HC salınımı (ppm)
(Demir ve Öner, 2008)

Paul ve Genesan (2010), doęrudan pűskűrtmeli dizel bir motorda farklı manifoldlarla akıř alanı geliřimini incelemiřlerdir. Bu çalıřmada; helisel, spiral ve helisel spiral emme manifoldları tasarlanarak silindir ięerisindeki hava hareketi ve türbűlans oluřumu incelenmiřtir. Akıř 3 boyutlu olarak modellenerek STAR-CD programında analiz edilmiřtir. Ayrıca volűmetrik verim de hesaplanmıřtır. Helisel-spiral manifoldun en fazla girdap oranını saęladıęı görűlműřtür (řekil 2.3). Silindirin farklı noktalarındaki ortalama girdap hızları řekil 2.4’ te gösterilmiř ve literatűrdeki deneysel sonuęlarla karřılařtırılmıřtır. Dizel motorlarda silindir ięerisinde oluřan girdap akımları önemli olduęundan, daha iyi bir performans ve daha yűksek türbűlans enerjisi ięin helisel-spiral emme portunun kullanılabileceęi önerilmiřtir.



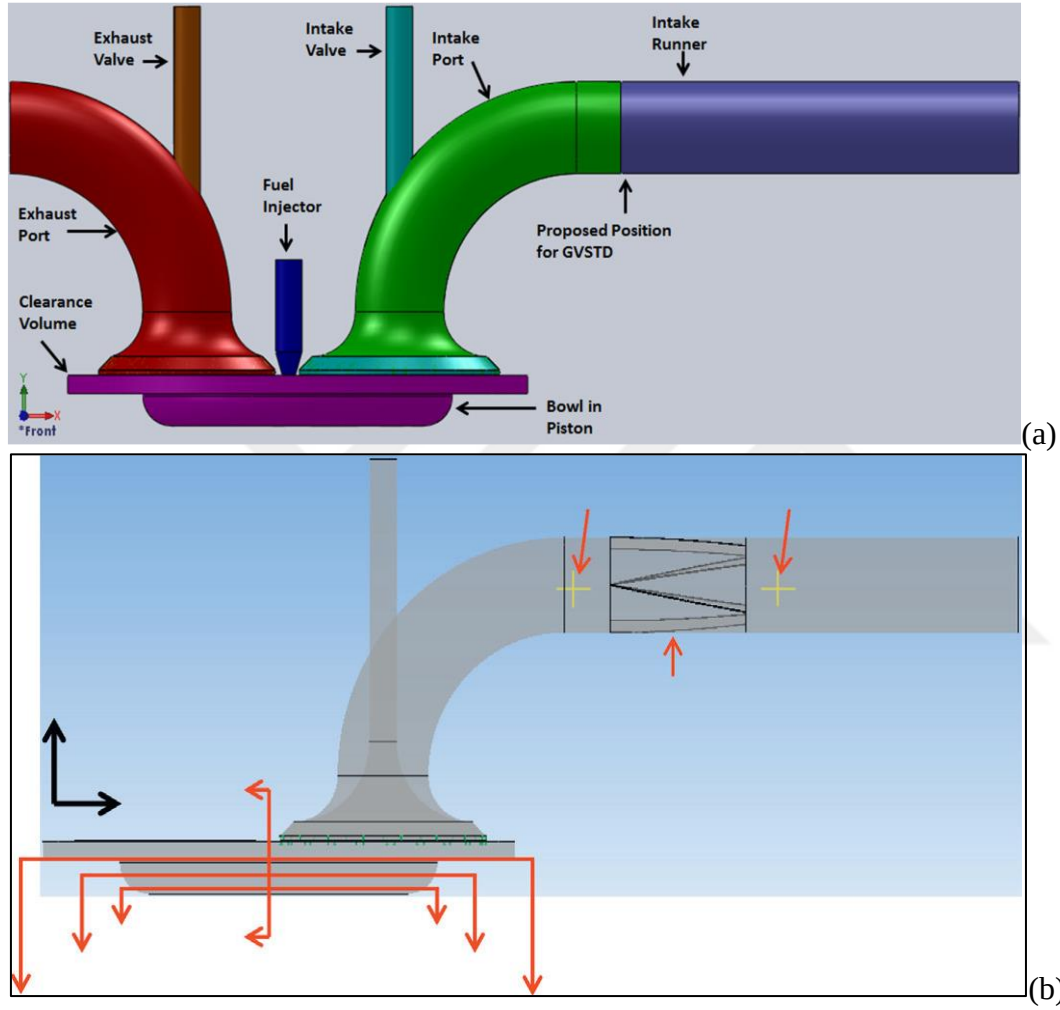
Şekil 2.3. Farklı emme manifoldlarına göre oluşan silindir içi girdap oranları (Paul ve Genesan, 2010)



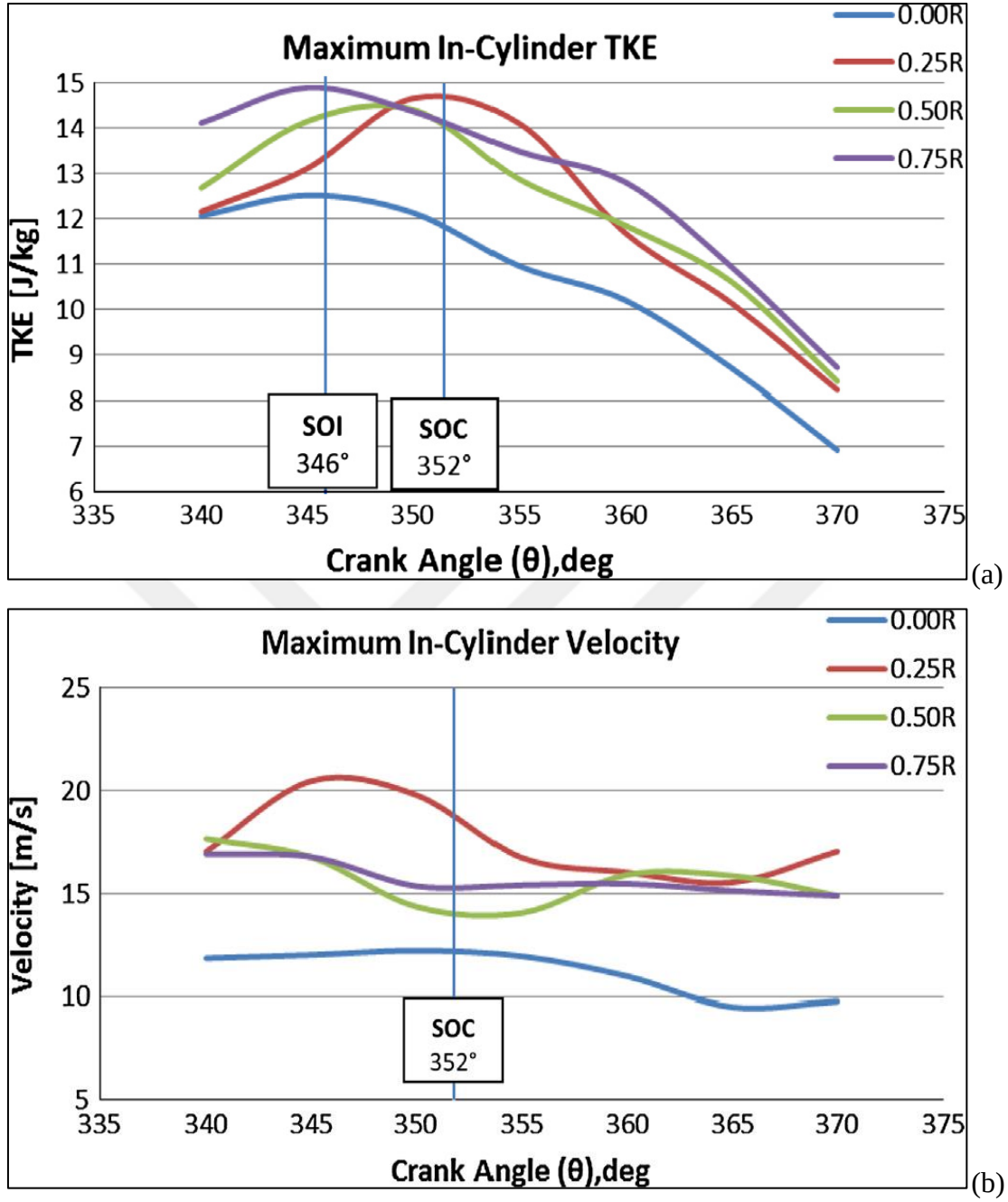
Şekil 2.4. Helisel-Spiral emme manifoldunda oluşan teğetsel hız vektörleri ve girdap oluşumları (Paul ve Genesan, 2010)

Bari ve Saad (2013), biyodizel yakıtlı sıkıştırma ateşlemeli bir motorda emme portuna yönlendirme kanatlı girdap ve takla oluşturan bir aparatın (Şekil 2.5) silindir içi akışa etkisini HAD metodu ile araştırmışlardır. Bu aparatı, yakıt moleküllerinin ayrılıp hava ile daha çok noktada karışabilmesine olanak sağlayacak şekilde yeterli bir türbülans oluşturabilmek adına gerçekleştirmişlerdir. Analizlerde ANSYS-CFX kullanılmış, akış 3 boyutlu olarak soğuk akış şartlarında analiz edilmiştir. Sonuçlar deneysel olarak benzer çalışmalar ile doğrulanmıştır. Tasarlanan aparat 3 farklı yarıçapa sahip geometri ile analiz edilmiş ve bu yarıçaplardaki hava akışındaki türbülans karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, en küçük yarıçaplı

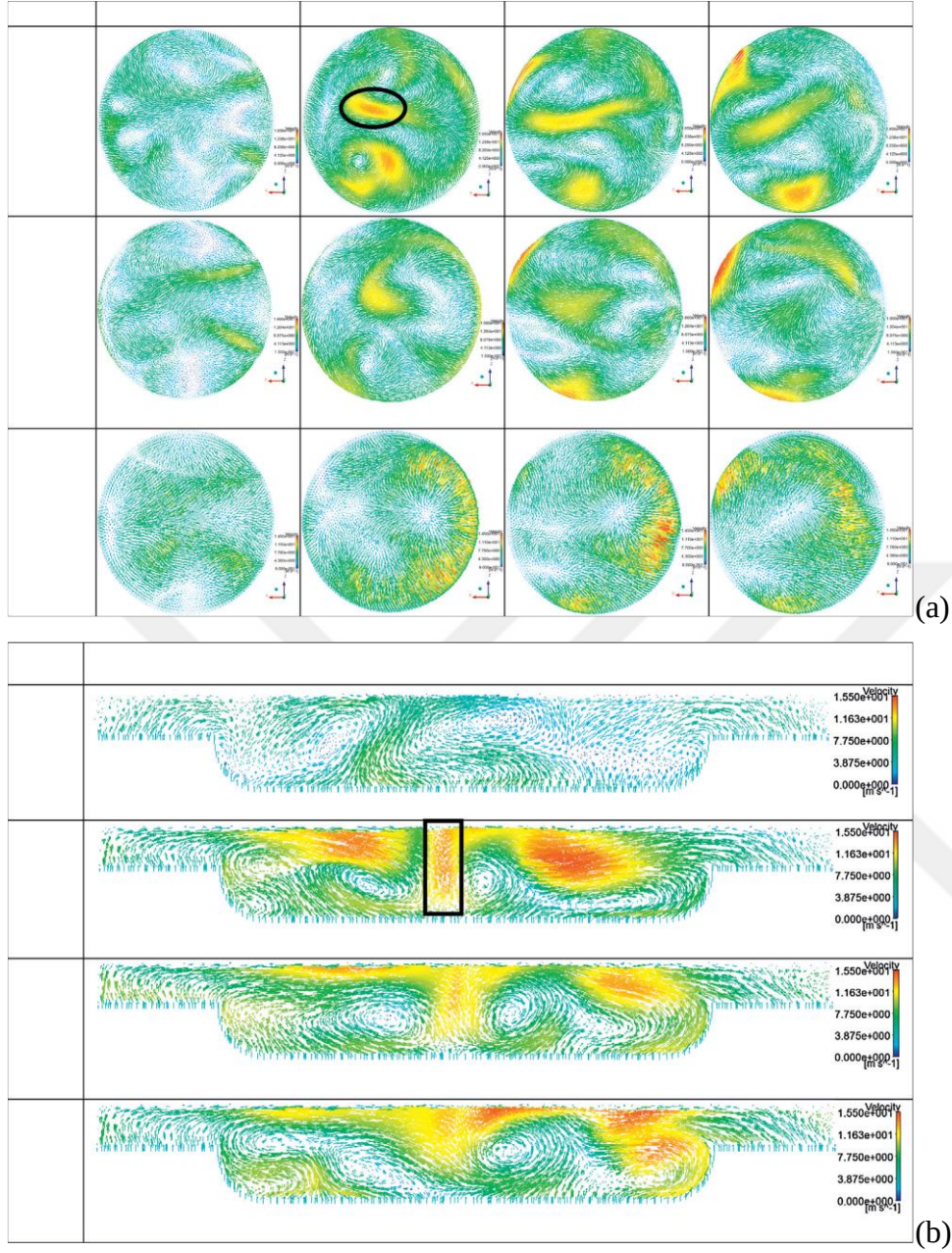
aparatin en çok türbülans kinetik enerjisi, en fazla silindir içi akış hızı ile daha çok girdap ve takla oluşturduğu ve motor performansına en iyi etkiyi yapan tasarım olduğu görülmüştür (Şekil 2.6, Şekil 2.7). Aparata karşı oluşan hava direncinin de gene en küçük yarıçaplı geometride olduğu görülmüştür.



Şekil 2.5. (a) Modelin üç boyutlu görünüşü ve (b) girdap ve takla oluşturan ekipman (Bari ve Saad, 2013)



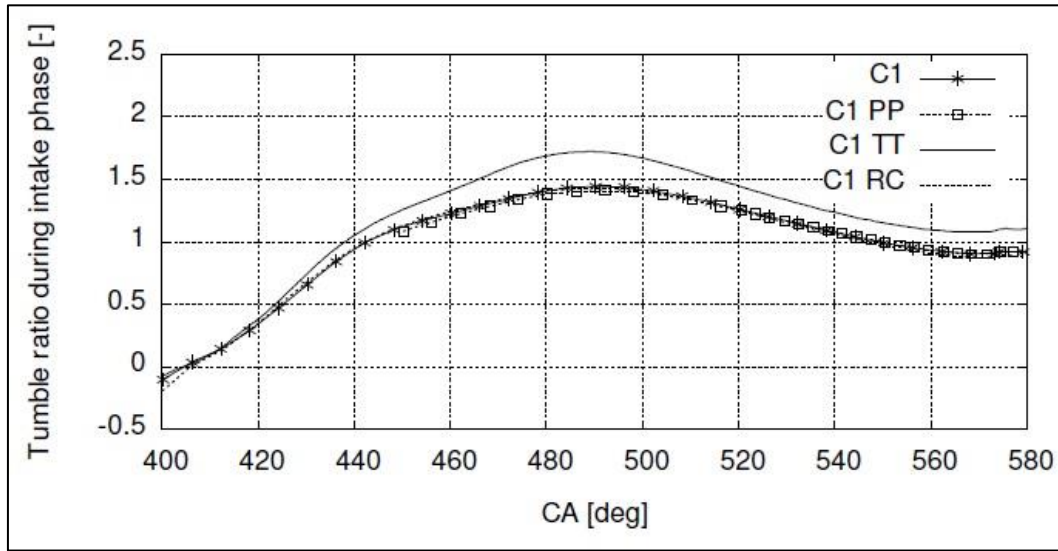
Şekil 2.6. Farklı yarıçaptaki ekipmanlarda türbülans kinetik enerji (a) ve hızın (b) krank açısına göre değişimi (Bari ve Saad, 2013)



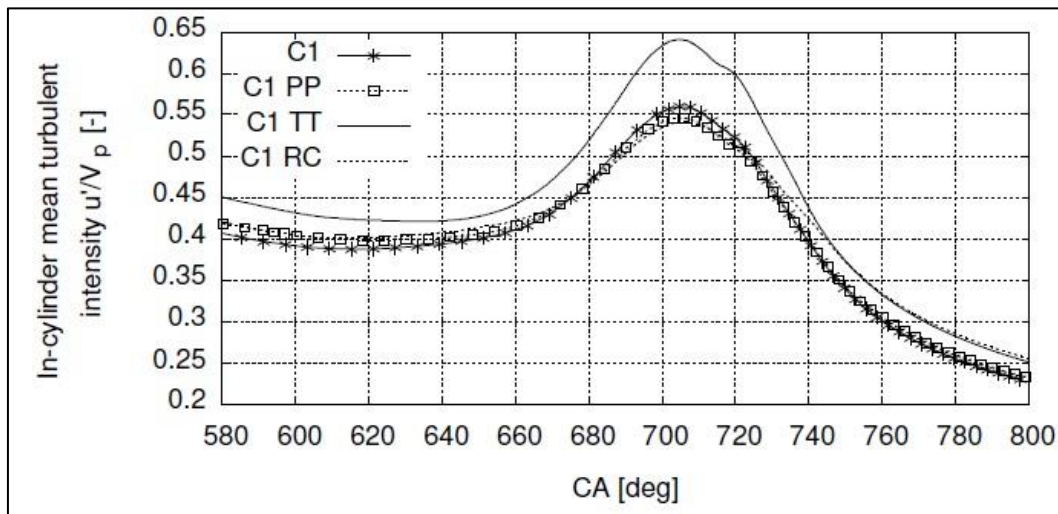
Şekil 2.7. Tasarlanan farklı yarıçaptaki ekipmanla elde edilen girdap (a) ve takla (b) oluşumları (Bari ve Saad, 2013)

Falfari, Brusiani ve Pelloni (2014), küçük bir doğrudan püskürtmeli motorda bazı geometrik motor parametrelerinin takla hareketine ve türbülans yoğunluğu dağılımına etkisini araştırmışlardır. Bu araştırmaya göre, uygun ve düzenli bir takla oluşumu, egzoz emisyonlarının azaltılmasında ve daha yüksek yanma verimi sağlanmasında ciddi bir öneme sahiptir. Uygun ve düzenli bir takla yapısının literatürde silindir içerisindeki yanmayı türbülans kaynaklı attırdığı ve iyileştirdiği yönünde önemli çalışmalar olduğundan bu araştırmada bahsedilmiştir. Bu çalışmada 3 silindirli bir motosiklet motoru AVL Fire

yazılımıyla analiz edilmiştir. Analizler 3 boyutlu olarak gerçekleştirilmiştir. Daha önceki benzer çalışmalarda kullanılan silindir geometrisi kullanılarak türbülans üzerindeki etkilerinin analiz edilebilmesi için çeşitli silindir geometrilerinin varyasyonları kullanılmıştır. Bunun için; silindir içerisine giren emme portu açısı %6 azaltılmış, piston şekli ve sıkıştırma oranı değiştirilmiştir. Gerçekleştirilen analizler sonucunda silindir içerisinde takla oluşumu (Şekil 2.8), hız profili, stabilizasyon ve türbülans yoğunluğu (Şekil 2.9) üzerindeki en çok etkisi olan parametrenin emme portu geometrisi olduğu gösterilmiştir.



Şekil 2.8. Takla oranının krank açısıyla değişimi (Falfari ve diğerleri, 2014)



Şekil 2.9. Silindir içi ortalama türbülans yoğunluğunun krank açısıyla değişimi (Falfari ve diğerleri, 2014)

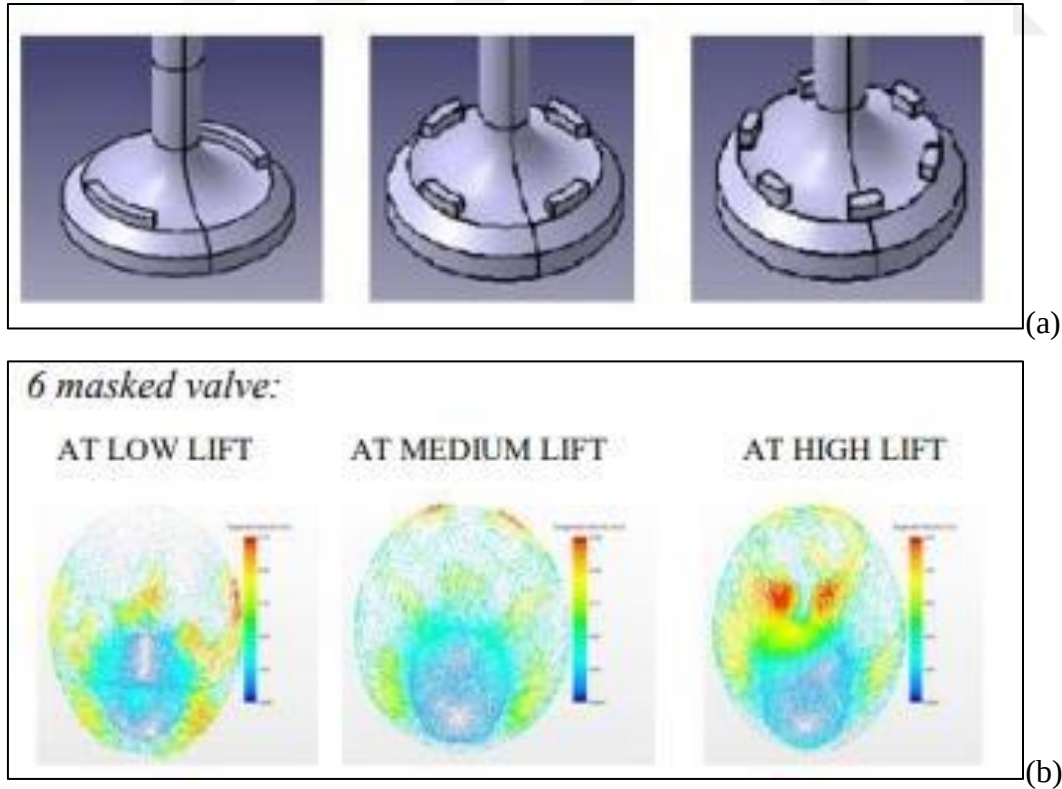
Karthikeya Sharma, Amba Prasad Rao ve Madhu Murthy (2015), Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği metodunu kullanarak girdap ve takla hareketini analiz etmişlerdir. Bu çalışmada da belirtildiği üzere, içten yanmalı bir motorda performans, verimlilik ve egzoz emisyonları silindir içerisindeki hava yakıt karışımının oluşumuna bağlıdır. Silindir içerisine giren akışkanların dinamiği hava yakıt karışımının oluşumunda önemli bir rol oynamaktadır. Silindir içerisindeki yüksek sıcaklık ve basınç faktörleri sebebiyle bu akış dinamikleri deneysel olarak her zaman analiz etmek çok kolay olmamaktadır. Bu noktada akış dinamiklerinin analizleri ile ilgili Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği metotları büyük önem taşımaktadır. Bu çalışmada Karthikeya Sharma ve diğerleri iki önemli akış karakteristiği olan girdap ve takla hareketini analiz etmişlerdir. Bu iki karakteristik silindir içerisindeki karışımın yapısı ve silindire giren havanın akış dinamiği ile ilgili olup hava yakıt karışımının daha iyi oluşmasını sağlar. Bu yapılan çalışmada emme stroku sırasında yönlendirilmiş hava sayesinde oluşan girdap oluşumu incelenmiştir. Emme stroku sırasında hava akışı sayesinde girdap ve takla oluşumunun türbülansı arttırdığı görülmüştür.

Martinas, Cupsa, Stan ve Arsenie (2015), dikey valfler kullanarak içten yanmalı motorun soğuk akış analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada silindir içi akışı iyileştirerek daha iyi bir karışım ve yanma olmasını sağlayan etmenlerin özellikle valf, piston çanağı ve emme ve egzoz manifold geometrisi olduğundan bahsedilmiştir. Dizel motorlarda emme manifoldu ile silindire alınan havanın yanma karakteristiği için önemli bir etmen olduğu açıklanmıştır. Hava hareketinin yönlendirilmesi daha çok havanın yanma sırasında yakıt ile temas etmesine ve emme ve egzoz stroklarında türbülans oluşmasına yol açmaktadır. Çalışma sonucunda, emme valfinde gerçekleştirilen geometrik değişikliklerin, silindir içerisine giren havanın akış dinamiğini değiştirerek daha iyi bir karışım sağladığı ortaya konulmuştur.

Kumar ve Jayashankar (2015), tek silindirli bir motorda silindire giren havanın akışının farklı valf açıklıklarında nasıl değiştiğini analiz etmişlerdir. Analiz edilen valf açıklıklarında silindir içerisinde hız, türbülans ve girdap oluşumlarını ortaya koymuşlardır. Ayrıca Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yönteminin silindir içerisindeki akışı analiz etmek için pratik bir metot olduğunu vurgulamışlardır. Yaptıkları çalışmanın sonucunda emme portundan silindirin içerisine giren hava akışı ile ilgili analizlerin HAD yöntemiyle üç boyutlu olarak deneysel metottakine benzer sonuçlar verecek şekilde modellenilebileceğini ve iyi bir motor verimi ve daha düşük emisyon için emme portundan silindire giren akışkan dinamiklerinin önemli olduğunu ortaya koymuşlardır.

Güneş ve Horasan (2016), dizel bir motorda soğuk akış şartları altında ikiz girdap yanma odası tasarımını analiz etmişlerdir. Yaptıkları çalışmada, ikiz girdap yanma odası tasarımlı geometrinin silindir içerisinde daha iyi bir karışım oluşturduğunu, yakıtın oluşan girdaplar sayesinde daha büyük bir yüzeyel alanda hava ile temas ettiğini ve bu sayede de yanma parametrelerini iyileştireceğini önermişlerdir.

Semin, Satriawansyah, Cahyono ve Octaviani (2018), yaptıkları bir çalışmada emme valfine yerleştirilen 2, 4 ve 6 adet küçük perde parçanın silindir içerisindeki girdap, takla ve türbülans oluşumlarını nasıl etkilediğini HAD ile analiz etmişlerdir. Şekil 2.10'da valf geometrileri ve 6 perdeli valfdeki girdap oluşumları yer almaktadır. Emme valfinin silindir içerisindeki hava döngüsünü arttırdığını tespit etmişlerdir. Hava döngüsündeki bu artışla birlikte hava yakıt karışımının iyileştiğini ortaya koymuşlardır. Bu çalışmaya göre havanın döngü hareketi daha çok emme portu tasarımı dolayısıyla oluşmaktadır ve iyi bir emme portu tasarımı daha fazla girdap oluşturarak yanmayı iyileştirecektir. Bu da yakıt ekonomisi sağlayarak kirlenici emisyonları da azaltacaktır.

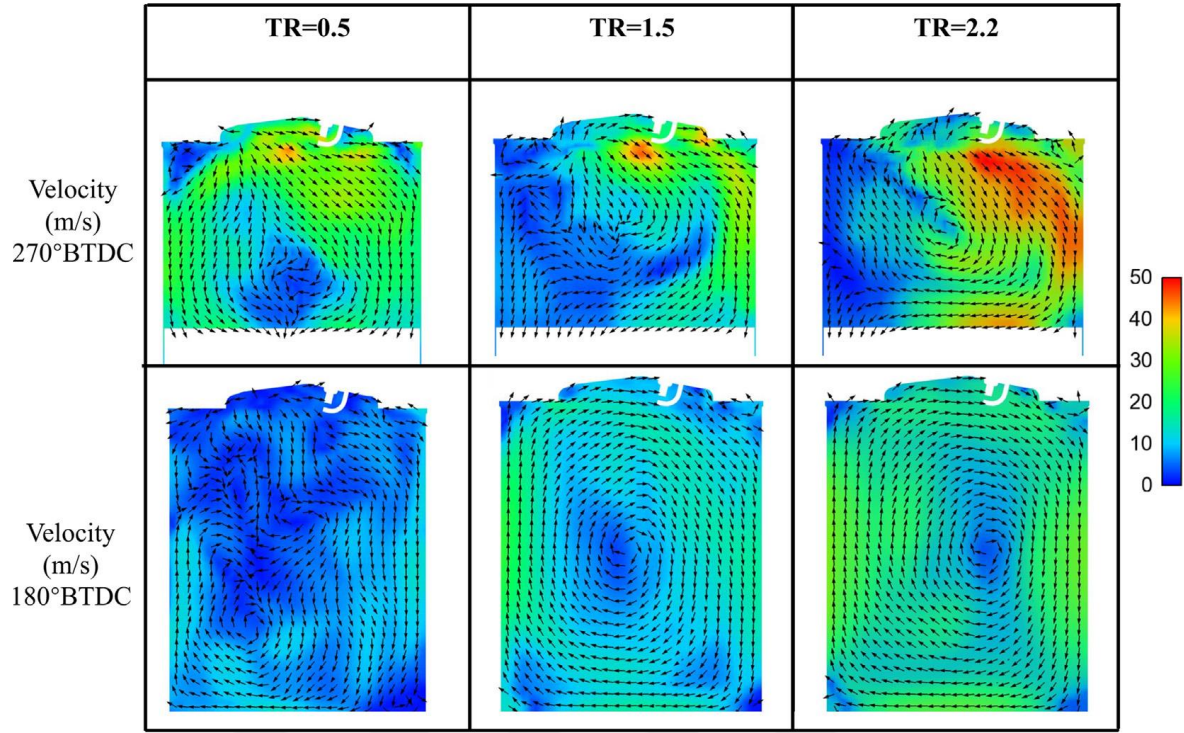


Şekil 2.10. 2, 4, 6 perdeli valf tasarımları (a) ve 6 perdeli valfde oluşan girdap akışları (b) (Semin ve diğerleri, 2018)

Yousefi, Guo ve Birouk (2018), düşük devir ve yüksek devir aralıklarında doğal gazlı ve dizel çift yakıtlı yanma üzerinde girdap oranının etkisini araştırmışlardır. Sonuçlar, girdap oranının 0,5'den 1,5'e yükselmesinin özellikle orta ve düşük yükler altında yakıt verimliliğini önemli ölçüde iyileştirdiğini ve metan ve karbonmonoksit emisyonlarını azalttığını ortaya koymuşlardır. Girdap oranının 1,5'den itibaren artırıldığı durumlarda silindir içi maksimum basıncı çok hızlı bir şekilde arttırdığı ve oluşan aşırı türbülans nedeniyle akış dinamiklerinde meydana gelen bozulmalar kaynaklı yakıt verimliliği ve kirlenici emisyonların olumsuz yönde etkilendiği görülmüştür. Bu doğrultuda optimum girdap oranının 1,5'e yakın değerler olması gerektiği belirtilmiştir. Girdap hareketinin daha iyi bir karışım hazırlanmasında, dizel difüzyonun iyileştirilmesinde ve alev oluşumunda faydalı olabileceği ancak 1,5 üzerindeki aşırı girdap oranının ısı kayıplarına yol açabileceği önerilmiştir.

Dadsetan, Chitsaz ve Amani (2019), girdap oranının azot oksit salınımına ve karışım oluşumuna etkisini sıkıştırma ateşlemeli bir motorda HAD yöntemi ile araştırmışlardır. Bu çalışma ile girdap oranındaki artışın yanmayı hızlandırdığını ve iyileştirdiğini ortaya koymuşlardır. Böylece soğutma için daha az suya ihtiyaç duyulacaktır. Emisyonların azaltımı ve en iyi verimin 0,95 ile 1,2 arasında değişen girdap oranlarında olacağını gözlemlemişlerdir.

Yang, Dong, Wu ve Xu (2019), benzinli bir motorda takla oranının silindir içi performansına nasıl etki ettiğini araştırmışlardır. Yüksek hızlı renkli kameralar yardımıyla silindir içi akış dinamikleri görüntülenmiştir. Bu görüntülerde yüksek takla oranında alev yanma hızında artış olduğu ve kurum miktarında azalma olduğu gözlemlenmiştir (Şekil 2.11). Bu sonuç HAD metoduyla gerçekleştirilen analizlerde elde edilen silindir içi türbülans kinetik enerjisinin takla oranının artmasıyla ilişkili olduğunu ortaya koymaktadır. Çalışma sonucunda takla oranının 0,5 ile 2,2 arasında değiştiği durumlarda alev difüzyon hızının %34,5 arttığı gözlemlenmiştir.



Şekil 2.11. Analizde elde edilen farklı takla oluşumları ve hız büyüklükleri
(Yang ve diğerleri, 2019)

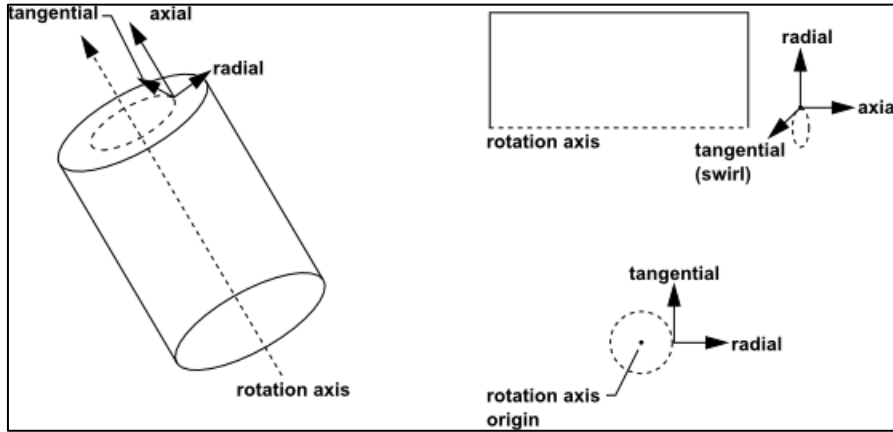


3. SİLİNDİR İÇİ TÜRBÜLANSLI AKIŞLAR

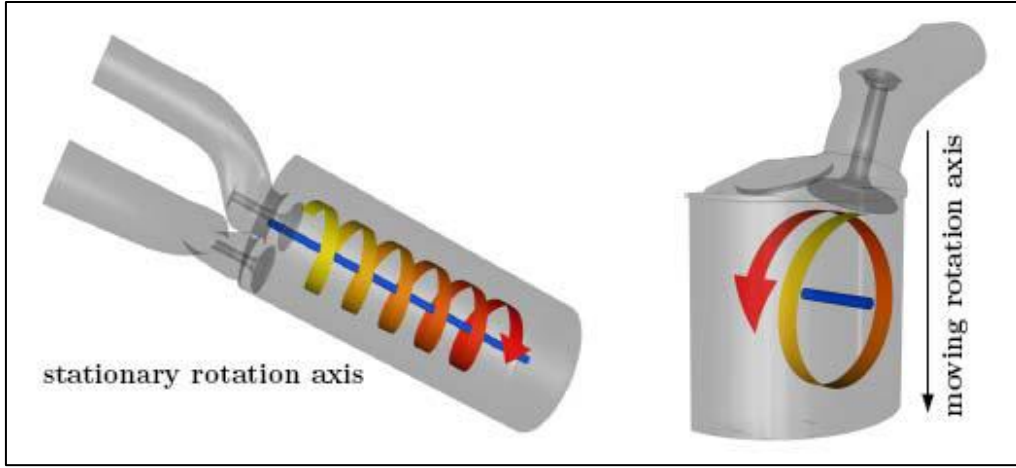
Hızlı bir yanma elde etmek ve bu sayede daha iyi bir yakıt hava karışımı ve alev oluşumu için silindir içerisinde yeterli ölçekte türbülans ve kinetik enerji oluşmalıdır. Bu türbülans ve kinetik enerji oluşumu, emme portu ile silindire emilen havanın sahip olduğu kinetik enerji ile doğrudan ilgilidir (Lumley, 2001).

Silindir içerisinde 2 temel türbülans yapısından bahsedilebilir: Girdap ve takla. Bu iki yapı emme stroku sırasında oluşmaktadır. Takla, silindir eksenine dik bir eksen etrafında dönen akış olarak tanımlanmaktadır. Girdap, silindir eksenine paralel bir eksen etrafında dönen akış olarak tanımlanmaktadır. Takla hareketi, etrafında oluştuğu silindir eksenine dik eksen sebebiyle dikey girdap olarak da adlandırılmaktadır. Emme portundan emilen havanın açısal momentumu arttırıldıkça bu akış silindir içi türbülans akışlarını meydana getirmektedir (Karthikeya Sharma ve diğerleri, 2015).

ANSYS Fluent' te 3 boyutlu akışlardaki silindirik hız bileşenleri Şekil 3.1'de verilmiştir. ANSYS Fluent 3 boyutlu akışları modellerken toplam hızı eksenel (axial), açısal (radial) ve teğetsel (tangential) hız bileşenleri tanımlar. Buradaki teğetsel hız girdap akışlarını oluşturan hız bileşenidir (ANSYS Fluent Users Guide, 2019: 822). Girdap, silindir eksenine etrafındaki akışın dönüş hareketini ifade etmek için kullanılır. Takla ise silindir eksenine dik eksen etrafında akışın dönüş hareketini ifade eder. (Şekil 3.2, Şekil 3.3) Takla akışı girdap akışına dik olarak gerçekleşir (ANSYS Fluent Users Guide, 2019: 1087).



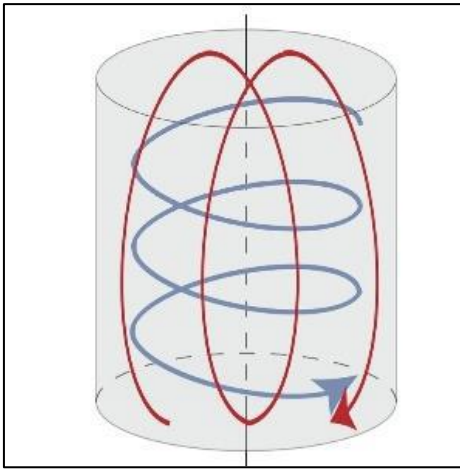
Şekil 3.1. Silindirik hız bileşenleri (ANSYS Fluent Users Guide, 2019: 705)



Şekil 3.2. Girdap ve takla akışları (Martins, Teixeira ve Coene, 2009)

Yukarıda bahsedilen türbülanslar yanma üzerine olumlu etkiler yapsalar da fazla türbülans silindir içerisinde aşırı ısı kaybına sebep olabileceğinden istenen bir durum değildir. Girdap ve takla oranlarının optimum düzeyde olması hem optimum yanma hem de daha az kirletici emisyon salınımı sağlayacaktır (Stone, 1989).

Akışkan döngüsünde eğer akışkan silindir eksenini etrafında dönüyorsa girdap hareketinden, silindir eksenine dik bir eksen etrafında dönüyorsa takla akış hareketinden bahsetmekteyiz. Takla hareketi dizel çevrimlerde girdap hareketi kadar öneme sahip olmasa da türbülans oluşumuna etki etmektedir.



Şekil 3.3. Girdap (mavi) ve takla (kırmızı) akışları (Semin ve diğerleri, 2018)

Silindir içerisindeki yanma karakterini önemli ölçüde etkileyen girdap ve takla oranları aşağıdaki denklemlerle hesaplanmıştır:

$$\omega_{sz} = \frac{\sum_{i=1}^n m_i [(y_i - y_0)\omega_i - (x_i - x_0)v_i]}{\sum_{i=1}^n m_i [(x_i - x_0)^2 + (y_i - y_0)^2]} \quad (\text{Jafarmadar ve diğerleri, 2015}) \quad (3.1)$$

$$SR_z = \omega_{sz}/N \quad (\text{Jafarmadar ve diğerleri, 2015}) \quad (3.2)$$

$$\omega_{ty} = \frac{\sum_{i=1}^n m_i [(y_i - y_0)\omega_i - (x_i - x_0)v_i]}{\sum_{i=1}^n m_i [(x_i - x_0)^2 + (y_i - y_0)^2]} \quad (\text{Yin ve diğerleri, 2016}) \quad (3.3)$$

$$TR_y = \omega_{ty}/N \quad (\text{Yin ve diğerleri, 2016}) \quad (3.4)$$

Bu denklemlerde;

n : Hesap yapılan nokta sayısını

m_i : Hesap yapılan noktadaki kütleyi

x_0, y_0, z_0 : Silindir eksen koordinatlarını

x_i, y_i, z_i : Hesap noktasının Kartezyen koordinatlarını

u_i, v_i, w_i : Sırasıyla hesap noktasındaki x, y ve z yönündeki hız bileşenlerini

ω_{sz} : Girdap açısal hızını

ω_{ty} : Takla açısal hızını

N : Krank mili devir sayısını

SR_z : Girdap oranını

TR_y : Takla oranını ifade etmektedir.

u_i, v_i, w_i hız bileşenleri Fluent sonuç ekranlarından elde edilmektedir.



4. PROBLEMİN TANIMLANMASI VE MATEMATİKSEL MODEL

İçten yanmalı motorlarda silindir içerisinde hava ile yakıt ne kadar iyi karışırsa yanma o kadar verimli hale gelmektedir. Bunun sonucunda da kirletici emisyonlarda azalma, elde edilen gücün artması ve daha az yakıt tüketimi elde edilebilmektedir. Silindir içerisindeki yanmayı iyileştirmenin yollarından biri de silindir içerisinde uygun türbülans akımları meydana getirebilmektir. Piyasada bu amaçla satılan türbülator adı da verilen türbülans üretici ekipmanlar mevcuttur. Bu ekipmanın bir örneği Şekil 4.1’de yer almaktadır. Bu ekipmanlar genelde yakıt tasarruf cihazı ve motor performans arttırıcı cihazlar olarak satılmaktadır.

Bu çalışmada da buradan yola çıkılarak bu ve benzeri ürünlerin silindir içerisindeki akışı nasıl etkilediği ve literatürde yer alan benzer çalışmalar ile desteklenerek kirletici emisyonların azaltılması, motor verimini arttırması ve yakıt tasarrufu sağlanması ile ilgili faydalı olup olamayacağının araştırılması amaçlanmıştır.



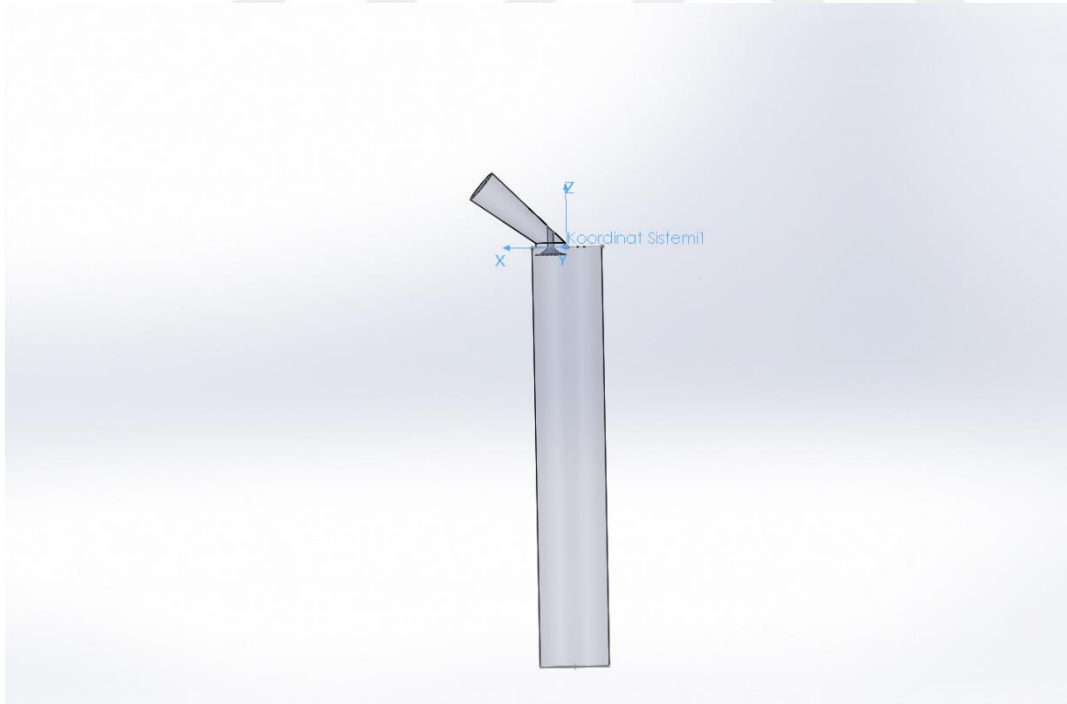
Şekil 4.1. Türbülator örneği

Bu çalışmada gerçekleştirilen analizler geometrik özellikleri Çizelge 4.1’de yer alan emme manifoldu ve silindir geometrisinde gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 4.1. Tasarlanan modelin geometrik özellikleri

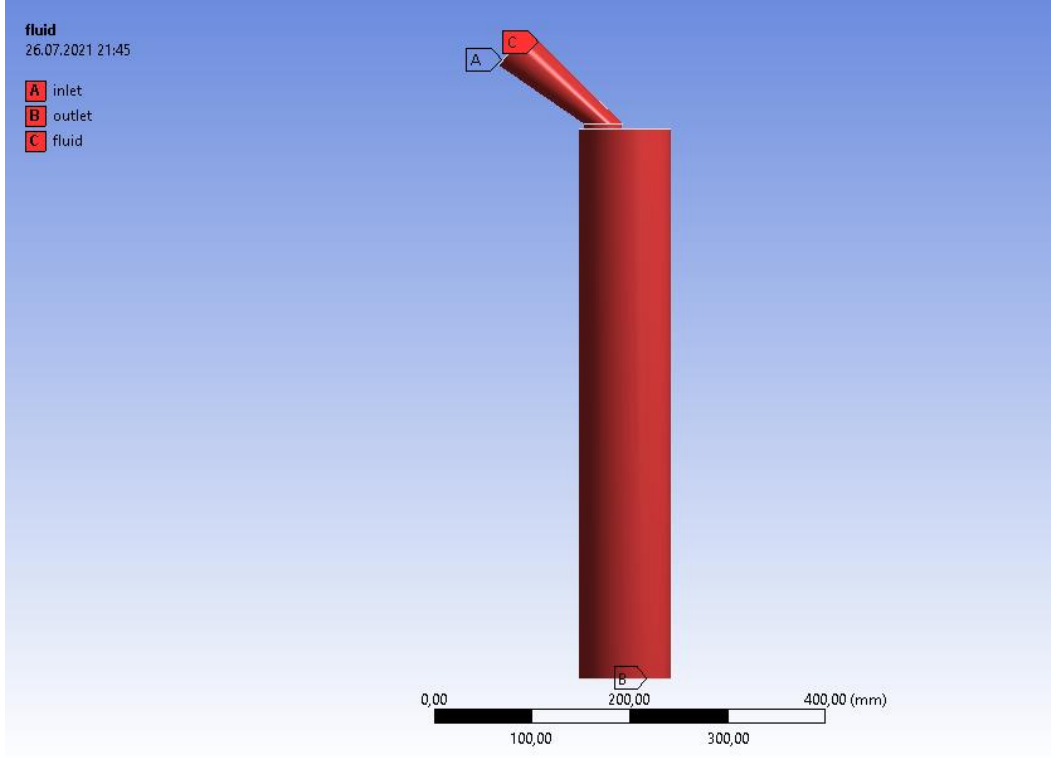
Parametre	Değer
Emme manifoldu çapı	46 mm
Valf çapı	43 mm
Silindir çapı	93,65 mm
Silindir uzunluğu	562 mm
Valf açıklığı	10 mm

Tasarlanan silindir geometrisi 3 boyutlu olarak SOLIDWORKS programında oluşturulmuştur. Oluşturulan temel silindir geometrisi Şekil 4.2’de yer almaktadır.



Şekil 4.2. Tasarlanan silindir modelinin görünümü

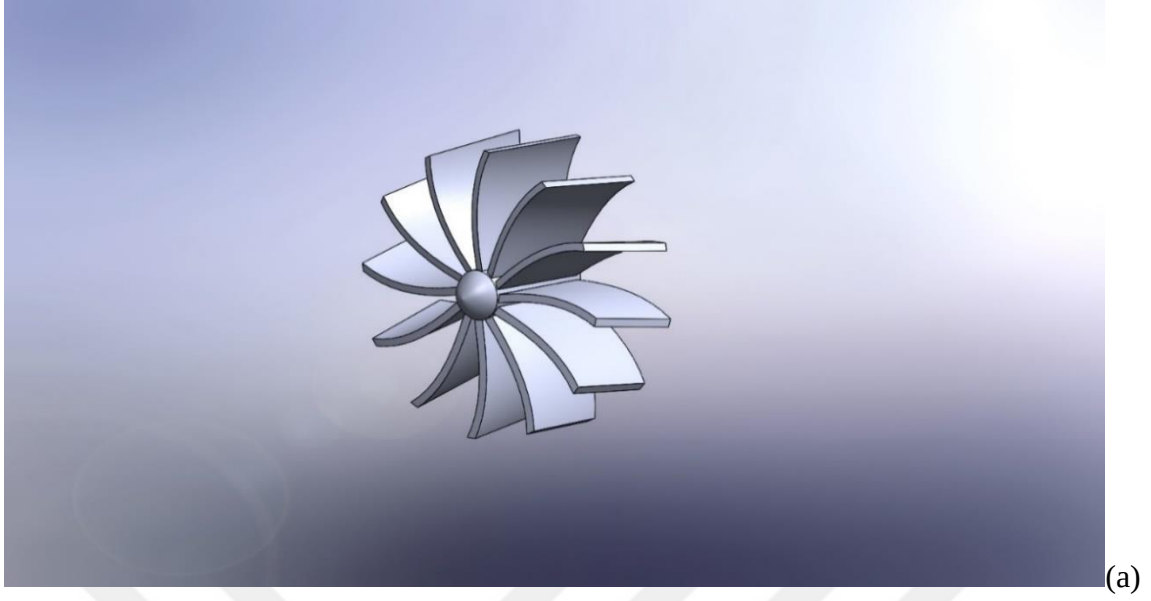
Temel silindir ve emme manifoldu modeli 10 mm valf açıklığı için şekildeki gibi oluşturulmuştur. Bu modelde analiz için gerekli giriş, çıkış ve akış alanı sınır şartları Şekil 4.3’deki gibidir.



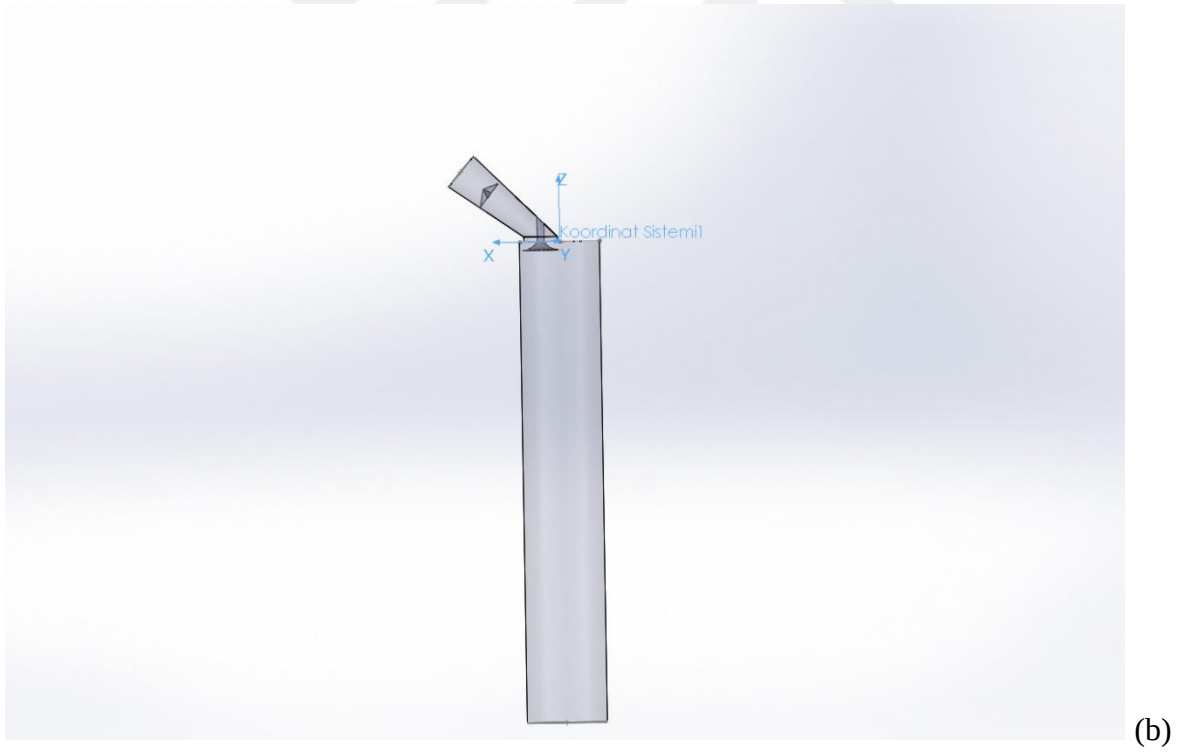
Şekil 4.3. Modeldeki isim tanımlı sınır şartları

Silindir içerisinde hava ile yakıtın daha iyi karışması silindir içerisinde oluşacak uygun miktar ve yapıdaki türbülans şiddetine bağlıdır. Bu çalışmada piyasada yakıt tasarruf cihazları olarak yer alan türbülatorlerin hesaplamalı akışkanlar dinamiği metodu ile analizi yapılarak silindir içerisindeki hava ile yakıt karışımının iyileştirilmesine etkisi araştırılmıştır. Bunun için ilk önce temel silindir geometrisi yukarıdaki şekildeki gibi oluşturularak ANSYS FLUENT yazılımı ile analiz edilmiştir. Bu çalışma ile silindire emme manifoldundan emilen havanın akış karakteristiği silindir eksenine yatay ve dikey farklı kesitlerde analiz edilmiştir.

Türbülatorlerin akışa etkisini incelemek için, piyasada yer alan ürünlerden yola çıkarak, 2 farklı türbülans üretici ekipman tasarlanmıştır. Tasarlanan türbülans üretici ekipmanlar emme manifolduna yerleştirilerek silindire giren hava hareketinde nasıl bir değişikliğe yol açacağı gözlemlenmiştir. Montaj işlemi SOLIDWORKS programı ile gerçekleştirilmiş olup 2 ekipmanın da merkez eksenleri silindirin emme manifoldu merkez çizgisi ile eş merkezli olacak şekilde montaj işlemi gerçekleştirilmiştir. Tasarlanan türbülans üretici ekipmanlar ve bu ekipmanların temel silindir geometrisine montajlanmış hali aşağıdaki şekillerde yer almaktadır.



Şekil 4.4. Türbülator modelleri: (a) Fan şeklinde, (b) yıldız şeklinde



Şekil 4.5. Türbülator montaj modelleri: (a) Fan şekilli, (b) yıldız şekilli

Tasarlanan 2 farklı şekildeki türbülâtörün montajı yapılarak temel silindir geometrisi ile aynı şartlarda analizler gerçekleştirilmiştir. Türbülâtörler emme manifoldunun girişinden 30 mm içeriye emme manifolduyla çakışık eksenli olacak şekilde yerleştirilmiştir. Türbülâtörlerin Reynold sayısını aynı oranda etkilemesi ve akış rejimine benzer etkiler yapması için kesit yüzey alanları aynı olacak şekilde tasarlanmıştır. Emme manifoldunda bu şekilde hava akışını değiştiren bir ekipman yerleştirildiğinde, temel silindir geometrisine göre silindir içerisindeki akış dinamiklerinin nasıl değiştiği gözlemlenmiştir.

4.1. Kabuller

Gerçekleştirilen hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerinde oluşturulan geometriyi problemin çözümüne en uygun şekilde analiz edebilmek ve en doğru sonuçları elde edebilmek için birtakım kabuller yapılmıştır. ANSYS FLUENT programı analizlerinde uygulanan kabuller aşağıdaki gibidir:

- Silindir ve emme manifoldu içerisindeki akış türbülanslıdır.
- Silindir ve emme manifoldu içerisindeki akış kararlı bir yapıdadır.
- Akış sıkıştırılamaz olarak alınmıştır.
- Soğuk akış şartlarında analizler gerçekleştirilmiştir.
- Analizler 3 boyutlu olarak çözülmüştür.
- Yer çekimi dikkate alınmamıştır.
- Emme manifoldu ve silindir içerisindeki akışkan olarak hava kullanılmıştır.
- Türbülâtörler hareketsizdir.

4.2. Genel Denklemler

ANSYS Fluent sıkıştırılabilir ve sıkıştırılamaz akışlardan laminar ve türbülanslı akışlara kadar geniş bir aralıktaki akış problemlerini çözümlemede güçlü bir fayda sağlamaktadır. Kararlı ve geçiş yapılı akışlar Fluent ile modellenenbilmektedir. Güçlü ve hassas türbülans modelleri ANSYS Fluent programının önemli temel yapılarından biridir. Bu türbülans yapıları geniş bir uygulama alanına sahiptirler ve akışkanın sıkıştırılabilirlik ve kaldırma kuvveti gibi diğer fiziksel özelliklerini de yansıtır. Gelişmiş duvar yakını fonksiyonları ile bu bölgelerde hassas hesaplamalar gerçekleştirilmektedir (ANSYS Fluent Theory Guide, 2019: 36).

4.2.1. Kütlenin korunumu denklemi

Kütlenin korunumu veya süreklilik denklemi aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (4.1)$$

Bu denklemde u , x yönü hız bileşenini; v , y yönü hız bileşenini; w ise z yönü hız bileşenini temsil etmektedir (Holman, 2010: 667).

4.2.2. Momentum denklemi

Analiz edilen bir akışkan üzerinde Newton yasalarına göre etki eden kuvvetlerin toplamı o parçanın momentum değişim hızına eşittir. Momentum korunum denklemi x , y ve z eksenleri için aşağıdaki şekilde hesaplanır (Novozhilov, 2001).

$$\begin{aligned} u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} &= -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{eff} \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\ u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} &= -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{eff} \frac{\partial w}{\partial y} \right) \\ u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} &= -\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{eff} \frac{\partial w}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (4.2)$$

Bu denklemlerde,

P : Statik basınç

μ_{eff} : Efektif viskozite

4.2.3. Türbülans denklemleri

Akışkanlar dinamiğinde akış rejimindeki düzensizlikler türbülans olarak tanımlanır. Türbülans modelinin çözülmek istenen probleme en uygun olacak şekilde seçilmesi daha hassas ve doğru sonuçlar elde etmek için büyük önem taşımaktadır. Bu çalışmada

türbülanslı akış analiz edildiğinden ve literatürdeki benzer çalışmalar da incelenerek Realizable k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Literatüre de bakıldığında (Antila, Imperato, Kaario ve Larimi, 2010) deneysel sonuçlara en yakın sonuçlar veren modelin k-ε türbülans modeli olduğu görülmüştür. Bu türbülans modeli için türbülans kinetik enerjisi k ve yayılma hızı ε aşağıda verilen taşınım denklemlerinden elde edilmektedir:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (4.3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (4.4)$$

Bu denklemlerde,

ε : türbülans kinetik enerjisi yayılma hızı (m^2/s^3)

k : türbülans kinetik enerjisi (m^2/s^2)

G_k : ortalama hız gradyanlarına bağlı olarak türbülans kinetik enerjisi oluşumu

Y_M : sıkıştırılabilir türbülanstaki dalgalı dilatasyonun toplam yayılma hızına katkısı

$C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$: sabitler

$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$: k ve ε için türbülanslı Prandtl sayıları

S_k, S_ε : kullanıcı tanımlı kaynak terimleri

Türbülanslı (veya girdap) viskoziteye karşılık gelen μ_t , k ve ε ile hesaplanmaktadır:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.5)$$

Model sabitleri $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_\mu, \sigma_k, \sigma_\varepsilon$ aşağıdaki varsayılan değerlere sahiptir. Sıcaklıktan bağımsız olarak kabul edilen C_p ve ρ , ortalama sıcaklığa göre sabit değer olarak alınmıştır.

$$C_{1\varepsilon} = 1,44, C_{2\varepsilon} = 1,92, C_\mu = 0,09, \sigma_k = 1,0, \sigma_\varepsilon = 1,2$$

Bu varsayılan değerler, temel türbülanslı akışlar için yapılan deneylerden belirlenmiştir. Çok sayıda duvara bağlı ve serbest kayma akışı için oldukça uyumlu çalışmaları bulunmuştur (ANSYS Theory Guide, 2015: 47).

Realizable k-ε modeli standart k-ε modelinden iki ana kısımda ayrılır. Bunlar, türbülans viskozitesi hesaplanması için alternatif bir formülasyona sahip olması ve ε için modifiye edilmiş iletim denkleminde sahip olmasıdır.

Modelin adındaki realizable, model türbülanslı akış fiziği ile tutarlı Reynolds gerilmelerindeki belirli matematiksel kısıtları sağladığını ifade eder.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (4.6)$$

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}$$

Burada;

G_b : kaldırma kuvvetine bağlı olarak türbülans kinetik enerjisi oluşumu

Y_M : sıkıştırılabilir türbülanstaki dalgalı dilatasyonun toplam yayılma hızına katkısı

$C_{1\varepsilon}, C_2, :$ sabitler

Bu türbülans modeli oldukça geniş bir kullanım alanına sahiptir. Özellikle dönen akışlar, yoğun türbülanslı akışlar, kanal ve sınır katmanı akışları ve ayırık akışlar için kullanışlı bir modeldir.



5. SAYISAL MODEL

Bu çalışmada silindir içerisindeki akış oluşumlarının, emme manifolduna yerleştirilen çeşitli türbülans üretici ekipmanlarla nasıl değiştiği Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği metodu simule edilmiştir. Bu sayede, farklı geometrilerdeki deneysel olarak gerçekleştirilmesi uzun sürecek ve pratik olmayan analizler bilgisayar simülasyonu ile akılcı ve pratik bir şekilde çözülmektedir. Analiz edilecek geometriler SOLID WORKS programı ile 3 boyutlu olarak modellenmiş ve türbülans üretici ekipmanlar silindirin emme manifolduna montajlanmıştır. ANSYS Workbench ekranındaki “Geometry” modülü ile geometri programa aktarılmış ve giriş, çıkış ve akış alanları tanımlanmıştır. Çözümün gerçekleştirilebilmesi için “Mesh” modülü ile uygun ağ yapısı tanımlanmıştır. Sayısal analizlerin gerçekleştirilmesi için “Fluent” programı kullanılmıştır.

5.1. Ağ Yapısı (Mesh)

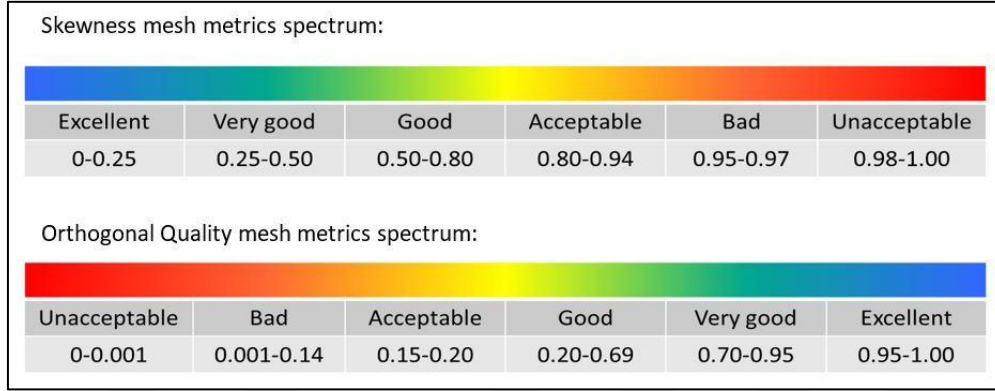
Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği analizlerinde uygun yapıda ve sorunsuz bir ağ yapısının oluşturulması daha doğru sonuçlar elde etmek için büyük önem taşımaktadır. HAD uygulamalarında, oluşturulan ağ yapısının kalitesini gösteren çeşitli parametreler vardır. Bu parametreler; çarpıklık oranı, diklik kalitesi ve eleman kalitesidir (Sözen ve Çiftçi, 2016).

Çarpıklık oranı, ağ yapısındaki hücrelerin sahip olduğu geometrik şekillerin ideal geometrik şekillere (eşkenar üçgen, kare) hangi oranda yakın olduğunu gösteren skewness değeridir. 0 ile 1 arasında bir değer alan bu ifade, Eş. 5.1’de verilen denklemle hesaplanmaktadır (ANSYS Meshing Guide, 2015: 401).

$$Skewness = \frac{\text{İdeal Hücre Boyutu} - \text{Gerçek Hücre Boyutu}}{\text{İdeal Hücre Boyutu}} \quad (5.1)$$

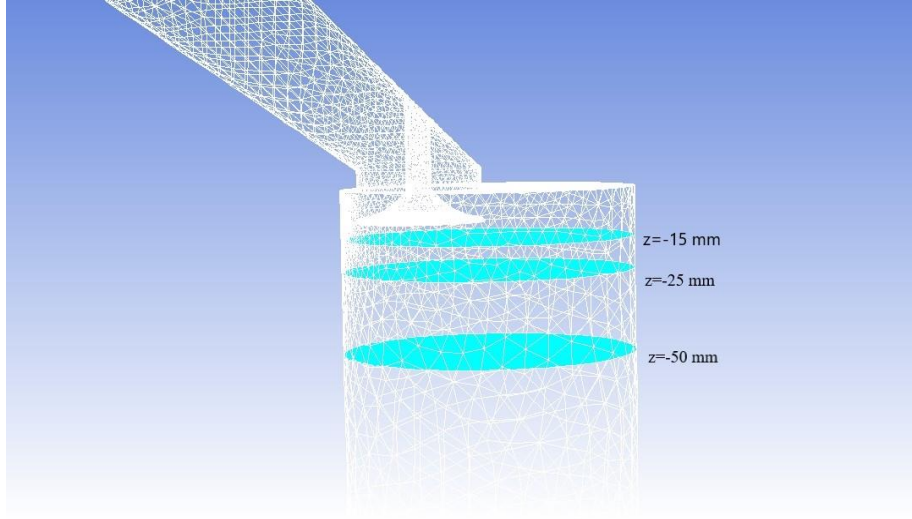
Diklik kalitesi, hücre merkezlerinin bağlantı vektörleri ile hücrelerin yüzey normal vektörleri arasındaki açı olarak tanımlanmaktadır. Diğer bir adı ortogonal kalitedir. Diklik kalitesi de 0 ile 1 arasında olmaktadır. Diklik kalitesinin 0’a yakın olması Skewness değerinden farklı olarak hücre yapısının kalitesiz olduğunu gösterirken, bu değer 1’e yaklaştıkça ağ yapısında kaliteli hücrelerin çoğunlukta olduğu anlaşılmaktadır (ANSYS Users Guide, 2015: 132).

Bu çalışmada oluşturulan modellerde, ağ yapılarındaki hücre oluşumlarının kalitesini belirlemek için Şekil 5.1'deki tablodan yararlanılarak çarpıklık oranı (skewness) ve diklik kalitesi (orthogonal quality) değerlerinin uygun aralıkta olup olmadığı incelenmiştir.



Şekil 5.1. Hücre kalitesi değer aralıkları (ANSYS Meshing Guide, 2015: 401)

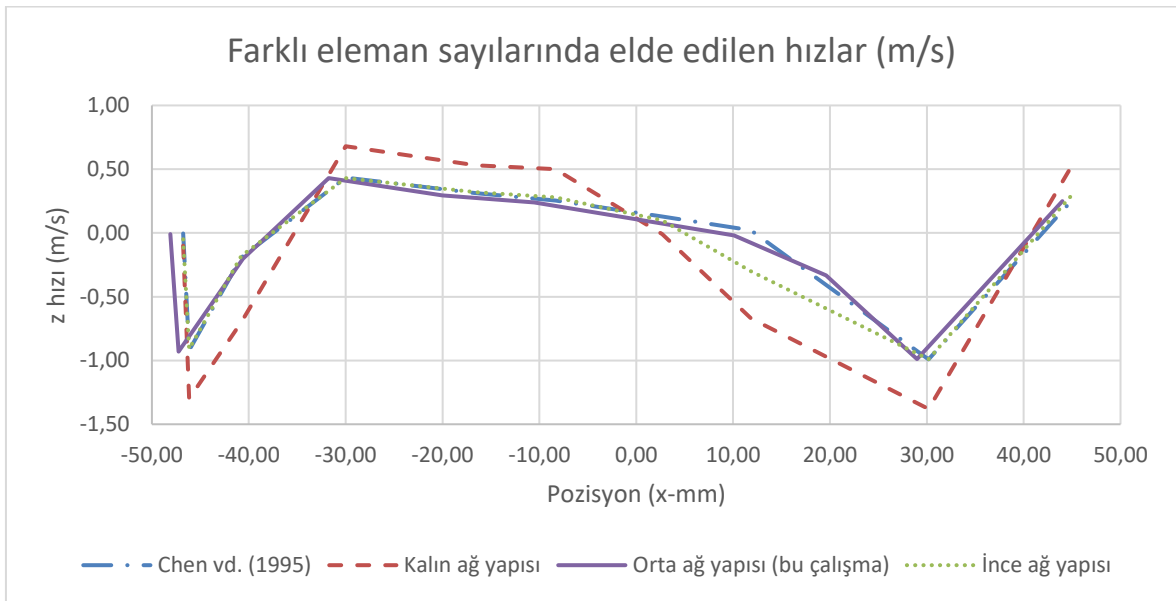
Analizlerin yapıldığı kesitler Şekil 5.2'de verilmiştir. Daha düzgün bir ağ yapısı elde etmek için tetrahedrons (dört yüzlü) mesh tipi ve high smoothing (yüksek düzeltme) ayarları yapılmıştır. Duvar yakını inflation özelliği kullanılmıştır. Duvar yakını denklemlerinin daha doğru sonuç vermesi için y^+ değerlerinin çözüm metodu ile uyumlu değerlerde olduğu kontrol edilmiştir. Y^+ değerleri temel silindir modeli, fan şeklindeki türbülantör model ve yıldız şeklindeki türbülantör modelde duvar yakınında sırasıyla 1, 0,85 ve 0,90 olarak elde edilmiştir. Mesh yapısından kaynaklı çözüm farkını en aza indirebilmek için uygun eleman sayısı çalışması yapılmıştır. Bunun için kalın, orta ve ince olmak üzere 3 farklı ağ yapısı oluşturulmuştur. Bu çalışmada oluşturulan modellere ait farklı ağ yapılarındaki eleman sayıları Çizelge 5.1'de verilmiştir. Oluşturulan bu ağ yapılarında $z=-30$ mm' de elde edilen z hızı bileşenleri karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar Şekil 5.3, Şekil 5.4 ve Şekil 5.5' de verilmiştir.



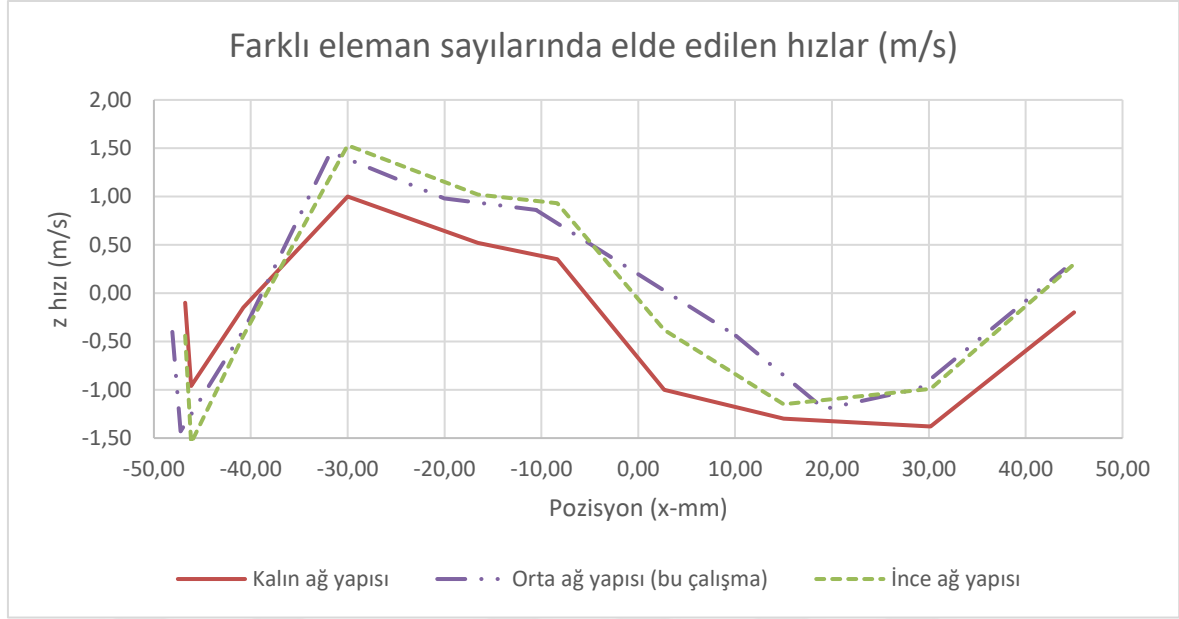
Şekil 5.2. $z=-15$ mm, $z=-25$ mm ve $z=-50$ mm kesitleri

Çizelge 5.1. Oluşturulan modeldeki eleman sayıları

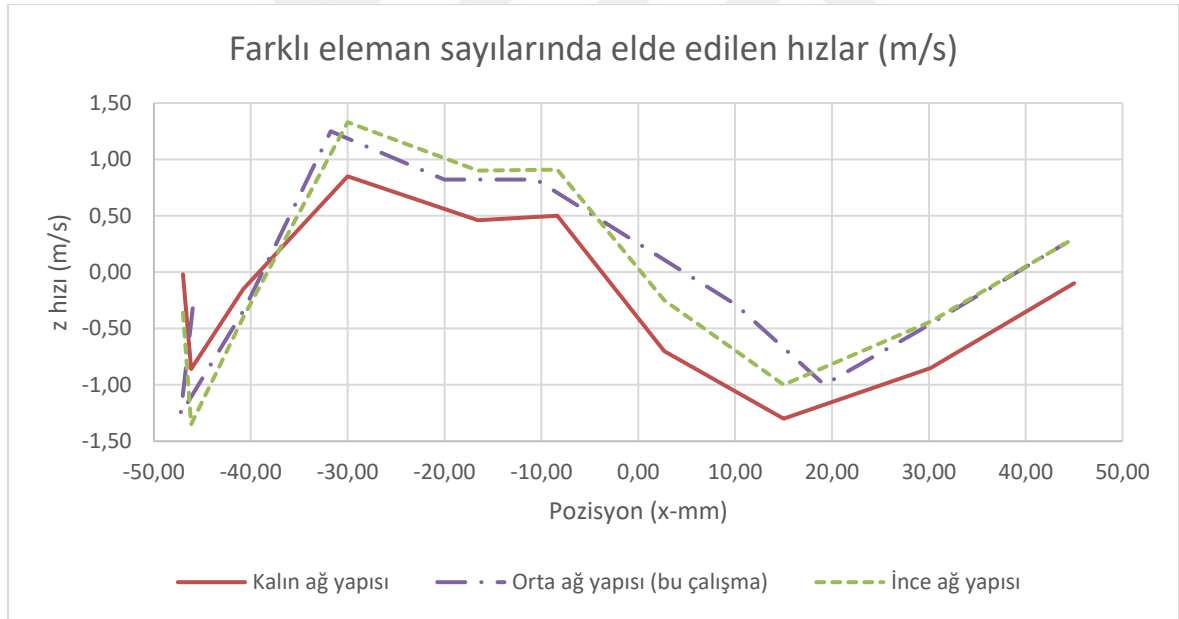
Model	Eleman sayısı (Kalın ağ yapısı)	Eleman sayısı (Orta ağ yapısı)	Eleman sayısı (İnce ağ yapısı)
Temel silindir modeli	275.586	333.515	1.114.258
Fan şeklindeki türbülator modeli	889.887	541.323	2.455.651
Yıldız şeklindeki türbülator modeli	648.338	542.639	2.102.365



Şekil 5.3. Temel silindir modelinde farklı eleman sayılarında elde edilen hızlar



Şekil 5.4. Fan şekilli türbülátör modelinde farklı eleman sayılarında elde edilen hızlar



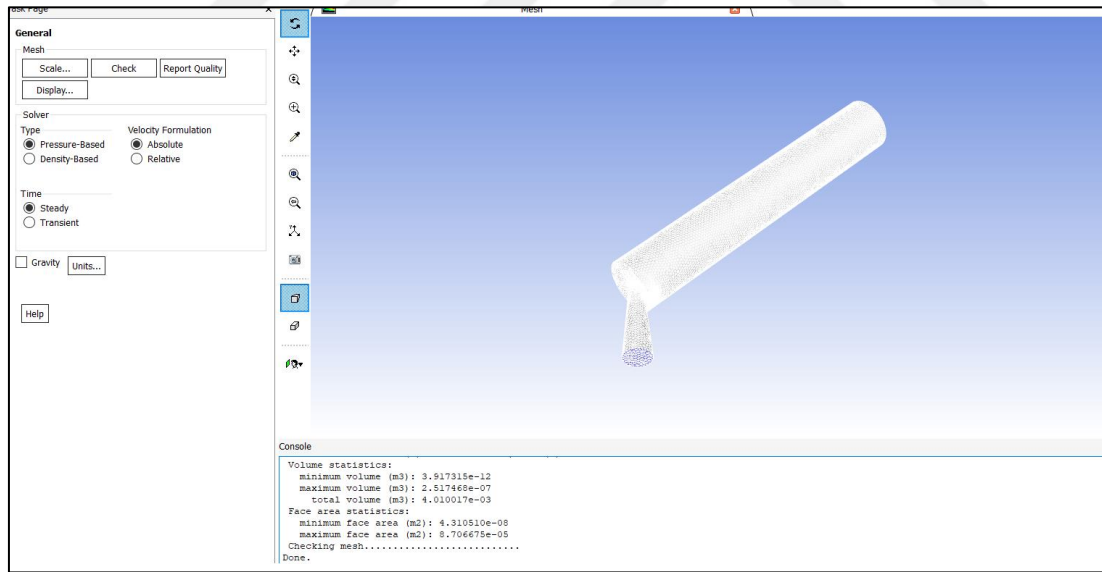
Şekil 5.5. Yıldız şekilli türbülátör modelinde farklı eleman sayılarında elde edilen hızlar

Şekil 5.3' te kalın ağ yapısının doğrulama çalışmasındaki sonuçlar ile en fazla fark oluşturan model olduğu görülmüştür. Ancak orta ve ince kalınlıktaki ağ yapılarında doğrulama çalışmasına oldukça yakın sonuçlar elde edilmiştir. Şekil 5.4 ve Şekil 5.5' de, modeller kendi içinde değerlendirildiğinde orta ve ince ağ yapısının oldukça yakın sonuçlar verdiği görülmüştür. Sonuç olarak Çizelge 5.1 ile birlikte değerlendirildiğinde çözümlere orta sıklıktaki çözüm ağı ile devam edilmiştir.

5.2. Genel Ayarlar

Bu çalışmada gerçekleştirilen analizler ANSYS Fluent programı ile gerçekleştirilmiştir. Ağ işlemleri (Mesh) gerçekleştirildikten sonra Fluent programı çalıştırılmıştır.

Fluent ekranında ilk olarak birimlerin, çalışmak istediğimiz birimler ile aynı olup olmadığı “Units” sekmesinden kontrol edilmiştir. Özellikle uzunluk biriminin “mm” olarak seçildiği bu aşamada kontrol edilmelidir. Daha sonra “Check” sekmesi kullanılarak geometrinin sınır uzunluk değerleri, yüzey ve hacim istatistik değerleri kontrol edilmiştir. “Report Quality” sekmesi yardımıyla da ağ yapısı (mesh) kalitesinin çözüm için uygun olup olmadığı kontrol edilmiştir. Ağ yapısının (mesh) kalitesi ile ilgili değerlerinin kontrol edildiği ekran görünümü Şekil 5.6’ da verilmiştir. Oluşturulan geometri ve ağ yapısında (mesh) kullanılan hacim elemanlarının pozitif değerde olduğu görülmüştür. Burada negatif hacim görülürse geometride veya ağ yapısında (mesh) bir problem olduğu ve düzeltilmesi gerektiği anlaşılmalıdır.



Şekil 5.6. Fluent ağ yapısının (mesh) kontrolü

ANSYS FLUENT programında basınç tabanlı (pressure-based) ve yoğunluk tabanlı (density-based) olmak üzere iki ayrı çözücü seçeneği bulunmaktadır. Basınç tabanlı çözücüler sıkıştırılamaz akışların, yoğunluk tabanlı çözücüler ise genellikle sıkıştırılabilir akışkanların çözümü için kullanılmaktadır. İki metotta da kontrol hacimleri metodu

kullanılarak süreklilik, momentum, enerji ve türbülans denklemleri çözülmektedir (ANSYS Fluent Users Guide, 2019: 2044).

Bu çalışmada akış sıkıştırılmaz olarak kabul edildiğinden çözücü seçeneği olarak basınç tabanlı çözücü kullanılmıştır. Akışın zamandan bağımsız (steady) olduğu kabul edilmiştir. Yer çekiminin etkisi “Gravity” ihmal edilmiştir.

5.3. Çözüm Modeli

Bu çalışmada ısı transferi, yanma veya enerji ile ilgili herhangi bir proses dikkate alınmadığından enerji seçeneği açılmamıştır. Akış türbülanslı olduğundan, türbülans modellemek için “Realizable k-ε” modeli seçilmiştir.

5.4. Sınır Şartları

Emme manifoldunun girişi için kütleli debi giriş sınır şartı (mass flow inlet) seçilmiştir. Girişteki kütleli debiler 1000, 2000 ve 3000 krank mili devri için Eş. 5.2’ ye göre hesaplanmıştır. Çıkış için basınç sınır şartı (pressure outlet) seçilmiştir. Akış alanını çevreleyen yüzeyler duvar (wall) olarak seçilmiştir.

$$\dot{m} = \rho \cdot n \cdot zV_d \cdot \eta_v \quad (5.2)$$

Bu denklemde,

ρ : Havanın yoğunluğu (kg/m³)

n : N/2

N : Devir/s

z : Silindir sayısı

V_d : Silindirin hacmi

η_v : Volumetrik verim

Sıcaklıktan bağımsız olarak kabul edilen yoğunluk (ρ), ortalama sıcaklığa göre sabit değer olarak alınmıştır. Eşitlik 5.8'de; $\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$, motor hacmi $zV_d = 3,81 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{dev}$,

$\eta_v = 0,85$ değerleri yerine yazıldığında 1000, 2000 ve 3000 krank mili devir hızı için kütleli debiler sırasıyla $\dot{m} = 0,033$ kg/s, $\dot{m} = 0,066$ kg/s ve $\dot{m} = 0,099$ kg/s olarak hesaplanmıştır.

Giriş sınır şartı olarak mass flow inlet seçilmiştir. Giriş yüzeyinde akış yüzeye dik olacak şekilde seçilmiştir (normal to boundary). Girişteki akışın türbülans şartı olarak yoğunluk ve türbülans uzunluk ölçeği seçilmiş ve değerleri sırasıyla %1 ve 3,22 mm olarak girilmiştir. Sınır şartlarına girilen değerler Reynolds sayısı, türbülans yoğunluğu ve türbülans uzunluk ölçeğinin hesaplanmasıyla elde edilmiştir. Çıkış şartı olarak basınç çıkış şartı (pressure outlet) seçilmiştir.

Akış alanını sınırlamak ve akış hacmini belirli bir alan olarak kabul etmek amacıyla duvar (wall) sınır şartı kullanılmıştır. Akış alanını çevreleyen yüzeylerde duvar sınır şartı kullanılmıştır. Duvar hareketi şartı hareketsiz (stationary wall) olarak alınmıştır.

5.5. Çözüm Metotları

ANSYS Fluent programında daha doğru ve hassas bir analiz yapabilmek için uygun ayrıklaştırma metodu seçilmelidir. Akış ağ yapısı (mesh) ile hizalı olduğunda, örneğin dikdörtgen bir borunun içinden akan düzenli akışın quadrilateral veya hexahedral mesh ile analizi gibi, 1. Derece ayrıklaştırma modeli kabul edilebilir. Akış ağ yapısı yani mesh ile hizalı olmadığında, mesh çizgileriyle açılı olarak kesiştiğinde, 1. derece ayrıklaştırma metodu sayısal hataları arttırabilmektedir. Üçgen yüzeyli ve dört yüzeyli ağ yapılarında (triangular ve tetrahedral mesh), akış ağ yapısı ile hiçbir zaman hizalı olmadığından 2. derece ayrıklaştırma metotlarının kullanılması genel olarak daha iyi sonuç vermektedir. Özetle, 1. derece ayrıklaştırma metodu 2. derece ayrıklaştırma metoduna göre daha kolay yakınsarken, özellikle üçgen yüzeyli ve dört yüzeyli ağ yapılarında (triangular ve tetrahedral mesh) kullanıldığında 2. derece ayrıklaştırma metoduna göre daha az hassas sonuç vermektedir. Akış ağ yapısı (mesh) ile hizalı olduğunda, örneğin dikdörtgen bir borunun içinden akan düzenli basit bir akışın quadrilateral veya hexahedral mesh ile analizi gibi uygulamalarda sayısal yayılım doğal olarak yavaş olacağından çözüm için 1. derece ayrıklaştırma metodu 2. derece ayrıklaştırma metoduna tercih edilebilir. Ayrıca 2. derece ayrıklaştırma metodu ile yakınsama problemi yaşanması durumunda da 1. derece ayrıklaştırma metodu denenebilir (ANSYS Fluent Users Guide, 2019: 2047).

ANSYS Fluent programında basınç tabanlı çözüm algoritması olarak SIMPLE, SIMPLEC, PISO ve COUPLED olmak üzere 4 farklı çözüm seçeneği vardır. Bu çalışmada SIMPLE çözüm algoritması kullanılmıştır. Bu algoritma, kütle korunumunu sağlamak ve çözüm hacmindeki basınç eğrilerini elde edebilmek için hız ile düzeltilmiş basınç arasındaki ilişkiyi kullanmaktadır. Hız bileşenleri çözüldükten sonra süreklilik denkleminin sağlanıp sağlanmadığı kontrol edilmektedir. Süreklilik denkleminde sağlama yapılamadığında basınç denklemlerine tekrar basınç hesaplanır ve basıncın ve hızın sürekliliği sağlana kadar işlem devam eder (ANSYS Fluent Users Guide, 2019: 2054).

Ayrıklaştırma yöntemlerinden Least Square Cell Based yönteminde çözüm lineer bir değişkenlik varsayımı üzerine kuruludur. Bu metot düğüm tabanlı (node-based) metotlara göre daha pratik bir çözüm sunduğundan ANSYS Fluent programında varsayılan ayar olarak yer almaktadır (ANSYS Fluent Theory Guide, 2019: 731-732). Bu çalışmada da bu sebeple ayrıklaştırma yöntemlerinden Least Square Cell Based yöntemi kullanılmıştır. Çözümlerin yakınsama kriterini belirlemek için literatür taraması yapılmıştır. Bu çalışma doğrultusunda yakınsama kriteri olarak 10^{-5} değeri kullanılmıştır (Moser ve diğerleri, 1999). Momentum, türbülans ve enerji denklemlerinin ayrıklaştırılması için daha hassas ve gerçeğe yakın sonuçlar elde edebilmek amacıyla ikinci derece çözüm yöntemleri kullanılmıştır.

6. SAYISAL MODELİN DOĞRULANMASI

Bu çalışmada kullanılan modellemelerin ve çözüm ayarlarının doğru sonuçlar verdiğinin teyit edilmesi için literatürden alınan verilerdeki aynı şartlarda aynı model oluşturularak elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak doğrulama çalışmaları yapılmıştır.

Chen ve diğerlerinin yapmış oldukları “Velocity Characteristics of Steady Flow Through a Straight Generic Inlet Port” adlı çalışması referans alınarak doğrulama faaliyetleri gerçekleştirilmiştir. Doğrulama çalışmasında kullanılan silindir modelinin geometrik özellikleri Çizelge 6.1’ de verilmiştir.

Çizelge 6.1. Doğrulama yapılan modelin geometrik özellikleri (Chen ve diğerleri, 1995)

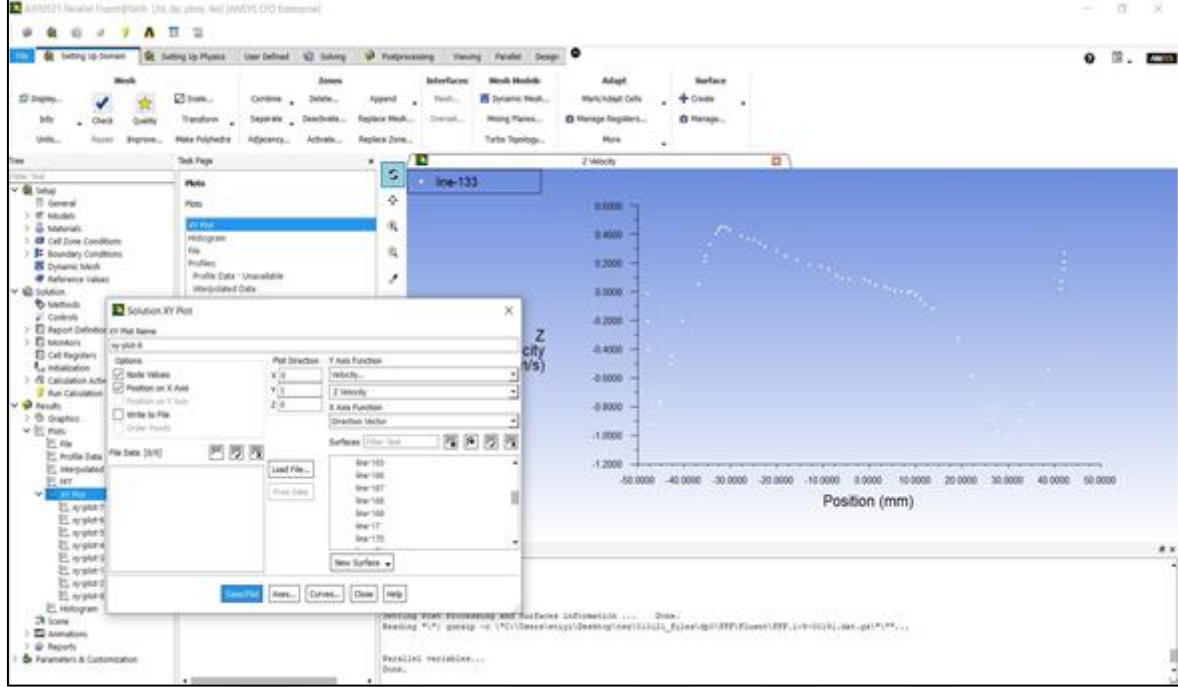
Parametre	Değer
Emme manifoldu çapı	46 mm
Valf çapı	43 mm
Silindir çapı	93,65 mm
Silindir uzunluğu	562 mm
Valf açıklığı	10 mm

Giriş yüzeyinde akış yüzeye diktir. Girişteki akışın türbülans şartı olarak yoğunluk ve uzunluk ölçeği (intensity and length scale) sırasıyla %5 ve 4.6 mm olarak kullanılmıştır. Doğrulama makalesinde yer alan yoğunluğu 894 kg/m^3 olan akışkanın girişteki kütledebisi Eş. 5.2 kullanılarak $1,379 \text{ kg/s}$ olarak hesaplanmıştır ve giriş şartı olarak kullanılmıştır.

Çıkış yüzeyinde geri akış özelliği yüzeye dik olarak alınmıştır. Çıkıştaki akışın türbülans şartı olarak yoğunluk ve viskozite oranı sırasıyla %1 ve 10 olarak kullanılmıştır.

Akış alanını sınırlamak ve akış hacmini belirli bir alan olarak kabul etmek amacıyla duvar (wall) sınır şartı kullanılmıştır. Akış alanını çevreleyen yüzeylerde duvar sınır şartı kullanılmıştır. Duvar hareketi şartı hareketsiz (stationary wall) olarak alınmış ve kayma şartı olmadığı (no slip) kabul edilmiştir.

Bu geometri ve sınır şartları kullanılarak bu çalışmada doğrulama amacıyla gerçekleştirilen analizde Şekil 6.1’ de verilen sonuçlar elde edilmiştir.



Şekil 6.1. Doğrulama çalışmasında elde edilen $z=-30$ mm deki z hızı değişimi

Elde edilen bu iki hız grafiğini karşılaştırabilmek için MATLAB programındaki Grabit modülü kullanılmıştır. Bu program yardımıyla iki grafikteki x ve y eksenleri ve ölçüm aralıkları verilerek noktalara karşılık gelen tam hız değerleri okunmuş ve derlenmiştir.

Doğrulama makalesindeki çalışma ile bu çalışmadaki değerler karşılaştırıldığında elde edilen sonuçların birbiriyle uyum içinde olduğu değerlendirilmiştir. Hız bileşeninde benzer artış ve azalış eğilimleri elde edilmiş, birçok noktada benzer hız büyüklükleri ve artış azalış rejimi sağlanmış, en fazla hız farkı olan konumlarda %10’dan fazla fark olmadığı görülmüştür.

7. BULGULAR VE TARTIŞMALAR

Bu çalışmada ilk önce temel silindir geometrisi içerisindeki akış analiz edilmiştir. Literatürden farklı olarak 1000 dev/dak, 2000 dev/dak ve 3000 dev/dak olmak üzere 3 farklı motor devir hızında analizler gerçekleştirilmiştir. Bu analiz sonucunda silindir eksenine paralel ve dik eksenlerde kesitler alınmıştır. Bu kesitlerden silindir üst yüzeyine paralel olan kesitlerin orta noktalarında Eş. 3.1 ve 3.2'ye göre girdap oranı hesaplanmıştır. Silindir eksenine paralel olan kesitlerde ise silindir üst yüzeyinin 15 mm altında ($z=-15$ mm) orta noktasında Eş. 3.3 ve 3.4'e göre takla oranı hesaplanmıştır.

Daha sonra fan şeklinde türbülans üretici ekipman eklenen ve yıldız şeklinde türbülans üretici ekipman eklenen modeller analiz edilmiştir. Aynı kesitlerdeki girdap ve takla oranları hesaplanmıştır.

Krank mili devir sayısı 3 farklı senaryo için 1000 dev/dak, 2000 dev/dak ve 3000 dev/dak olarak alınmıştır.

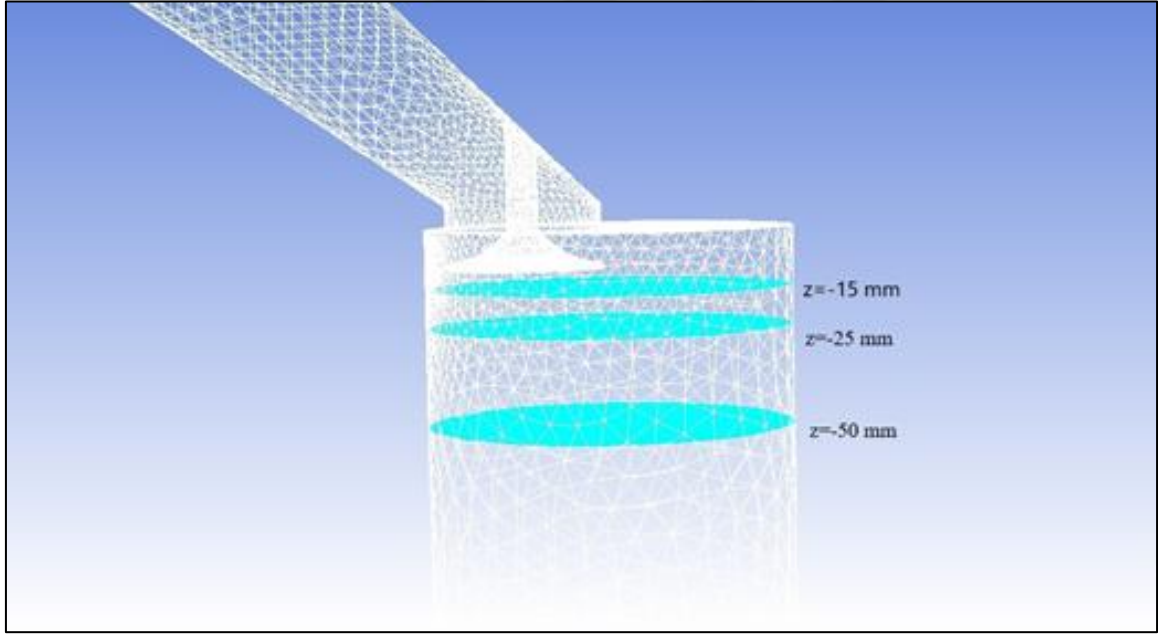
7.1. Model Analizleri

Temel silindir geometrisi modeli herhangi bir türbülans üretici ilave ekipman olmadan analiz edilmiştir. Normal çalışma şartlarında silindir içerisine emilen havanın hareketi analiz edilmiştir. Girdap akışını inceleyebilmek için silindir eksen etrafında dönen akış analiz edilmelidir. Bunun için silindir merkez eksenine dik olacak şekilde silindir üst yüzeyinden farklı uzaklıklarda kesitler incelenmiştir.

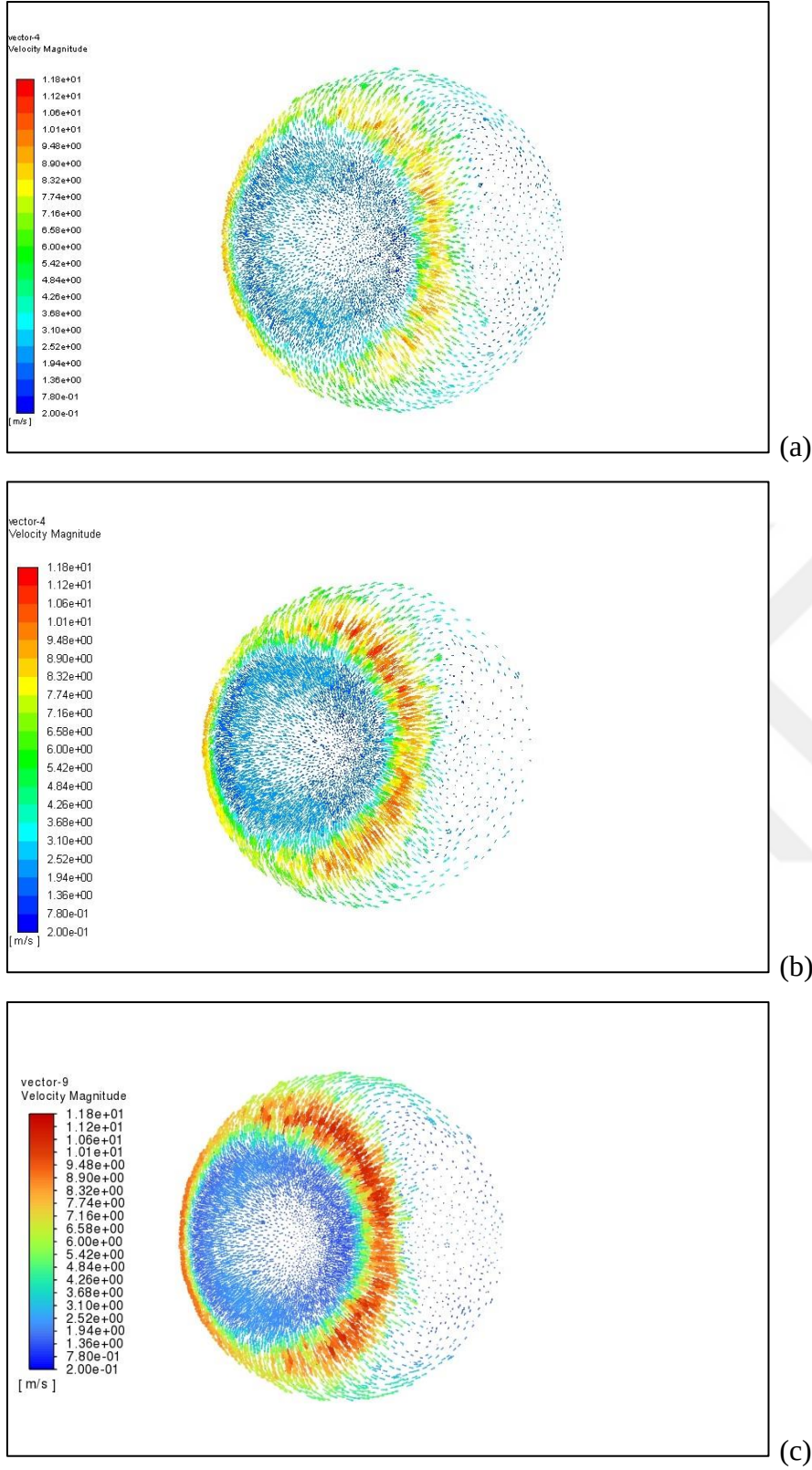
Fan şeklinde türbülör yerleştirilen modelde, temel silindir geometrisinin emme manifolduna akışta türbülans üretecek fan şeklindeki bir türbülör yerleştirilmiştir. Bu türbülör ile emme manifoldu ile silindire emilen havanın akış dinamiği değiştirilerek silindir içerisindeki hız ve türbülans profilini nasıl değiştirdiğinin görülmesi amaçlanmıştır. Bu analiz sonucunda silindir eksenine paralel ve dik eksenlerde kesitler alınarak bu yüzeylerdeki hız vektörü büyüklükleri ile girdap ve takla oranları hesaplanmıştır.

Yıldız şeklinde türbülator yerleştirilen modelde, temel silindir modelinin emme manifolduna akışta türbülans üretecek yıldız şeklindeki bir türbülator yerleştirilmiştir. Bu yıldız şeklindeki üreteç yardımıyla emme manifoldu ile silindire emilen havanın akış dinamiği değiştirilerek silindir içerisindeki hız ve türbülans profilini nasıl değiştirdiğinin görülmesi amaçlanmıştır. Bu analiz sonucunda silindir eksenine paralel ve dik eksenlerde kesitler alınarak bu yüzeylerdeki hız vektörü büyüklükleri ile girdap ve takla oranları hesaplanmıştır.

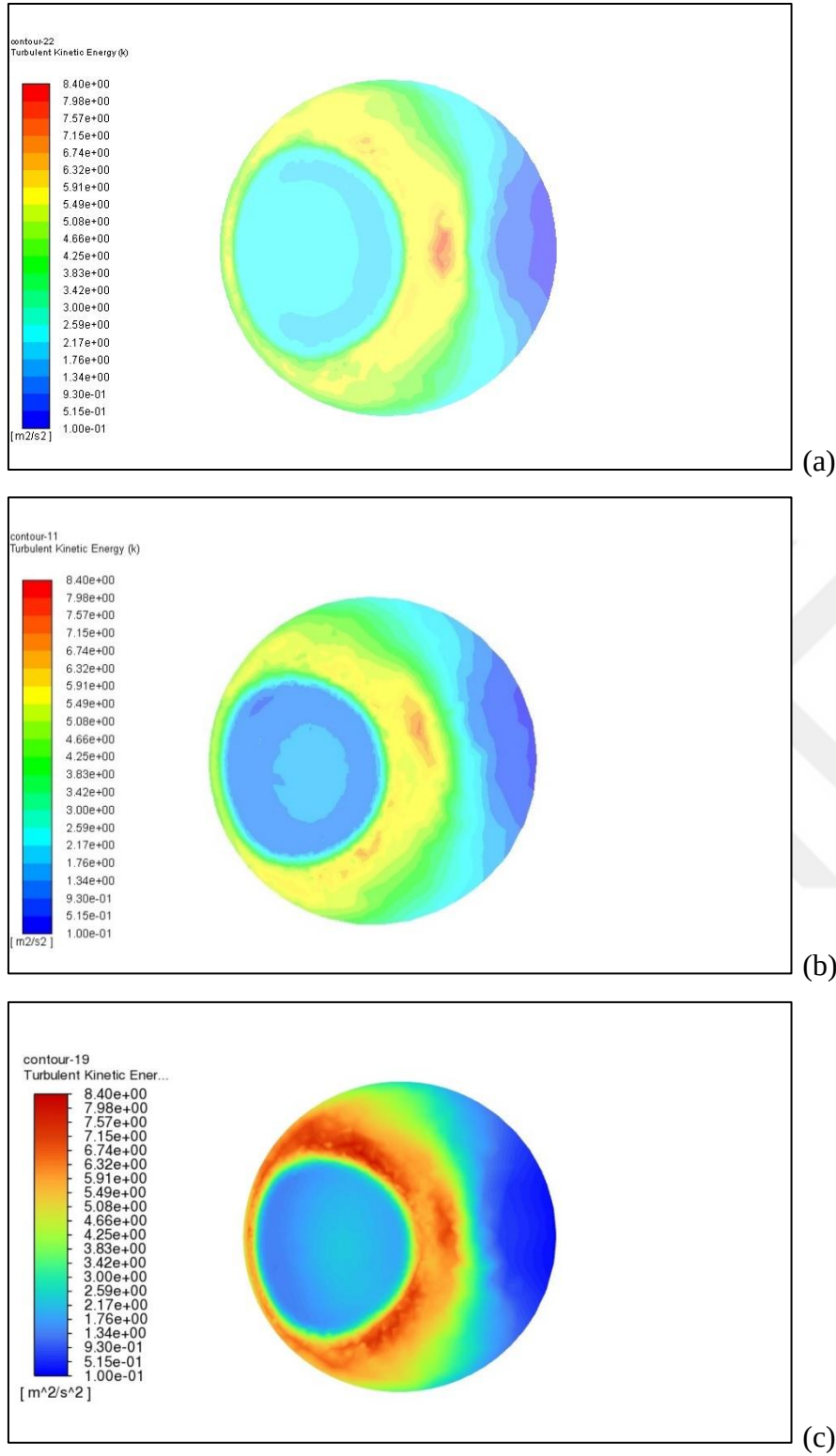
Girdap analizlerinin yapıldığı kesitler Şekil 7.1.'de gösterilmektedir. Bu analizler sonucunda silindir üst yüzeyinden sırasıyla 15 mm, 25 mm ve 50 mm aşağıda ($z=-15$ mm, -25 mm, -50 mm) elde edilen hız büyüklüklerinin vektörel gösterimleri ve türbülans kinetik enerjilerinin grafikleri Şekil 7.2 ile Şekil 7.26 arasında yer alan şekillerde yer almaktadır.



Şekil 7.1. $z=-15$ mm, $z=-25$ mm ve $z=-50$ mm kesitleri

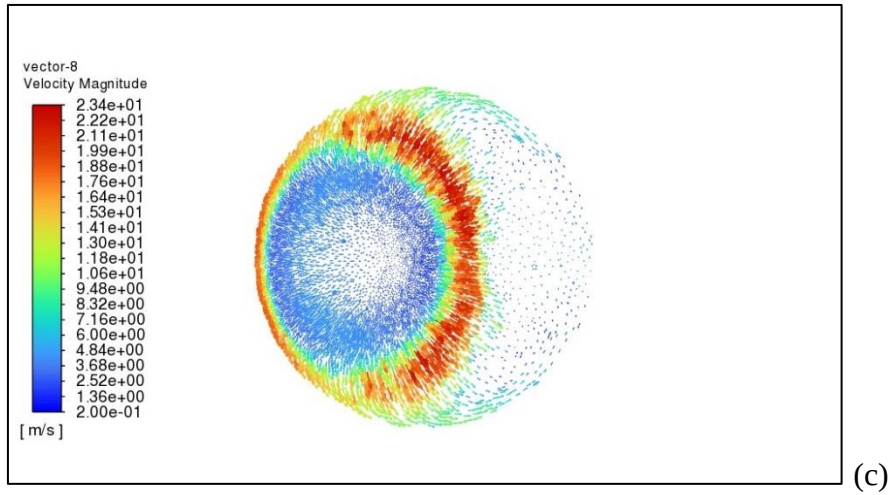
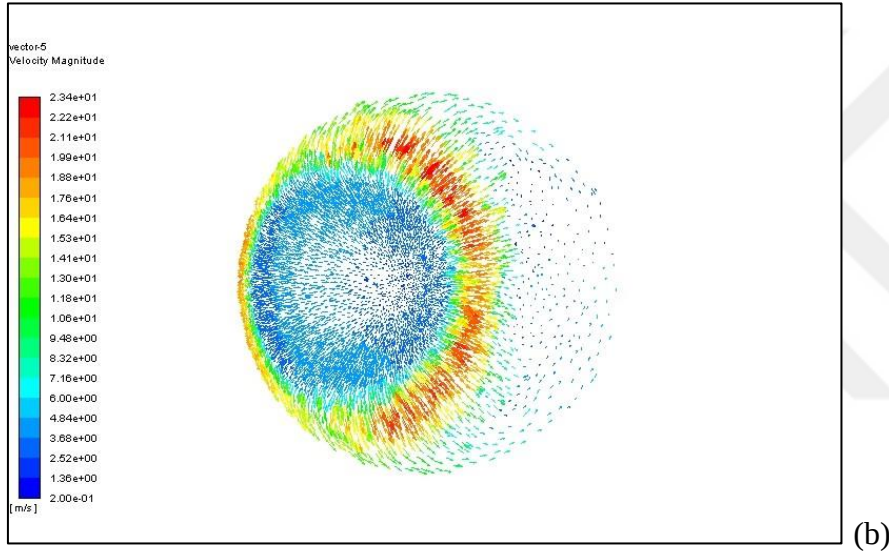
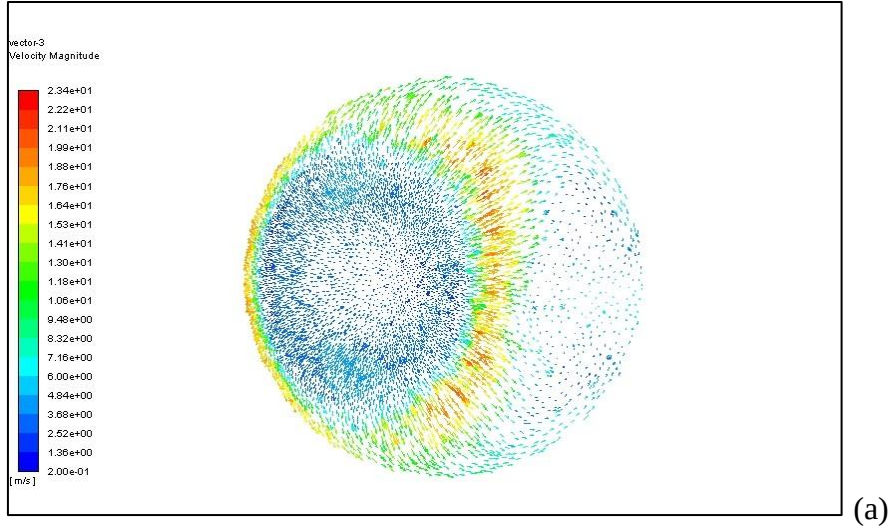


Şekil 7.2. 1000 dev/dak için $z = -15$ mm'deki hız büyüklükleri vektör grafiği: (a) Temel silindirik modeli, (b) fan şekilli türbülator modeli ve (c) yıldız şekilli türbülator modeli

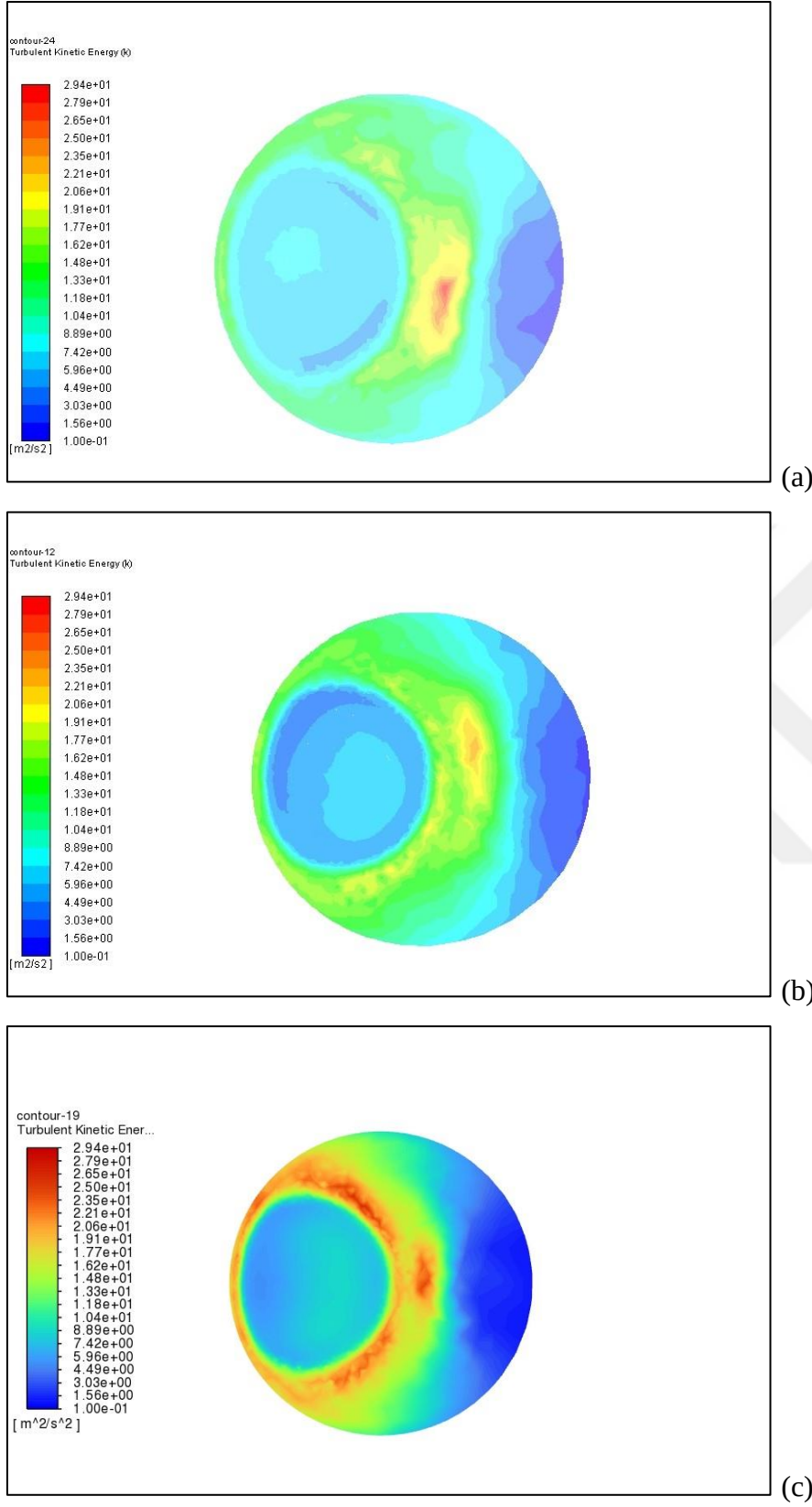


Şekil 7.3. 1000 dev/dak için $z = -15 \text{ mm}$ 'deki türbülans kinetik enerji değerleri: (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülör modeli ve (c) yıldız şekilli türbülör modeli

Şekil 7.2' de 1000 dev/dak çalışma şartında $z=-15$ mm kesiti incelendiğinde modele ilave edilen türbülatorlerin akış hızlarına etkileri görülmektedir. Özellikle subap kenarlarından silindir içerisine emilen havanın duvar kenarındaki akışın ulaştığı hızlarda türbülatorlü modellerde, türbülatorsüz modele göre önemli miktarda artış yaşandığı görülmüştür. Özellikle duvar kenarı bölgelerde ve subap kenarı bölgelerde yıldız şekilli türbülator yerleştirilen modelde 11,8 m/s olarak elde edilen maksimum akış hızının geniş bir alana yayıldığı görülmüştür. Akış hızına benzer şekilde, türbülatorlü modellerde türbülans kinetik enerjilerde de artış yaşandığı görülmüştür. Şekil 7.3' de temel silindir modelinde $z=-15$ mm kesitinde elde edilen ortalama $2,1 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ' lik türbülans kinetik enerji değeri fan şekilli türbülator modelinde $2,6 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ' ye, yıldız şekilli türbülator modelinde de $3,8 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ' ye yükselmiştir. Fan şeklindeki türbülatorün türbülans kinetik enerjiyi yaklaşık %25, yıldız şekilli türbülatorün de türbülans kinetik enerjiyi yaklaşık %85 arttırdığı görülmüştür. Bu artışlar emme manifolduna yerleştirilen türbülatorlerin akışa döngüsellik kazandırmasından kaynaklanmaktadır.

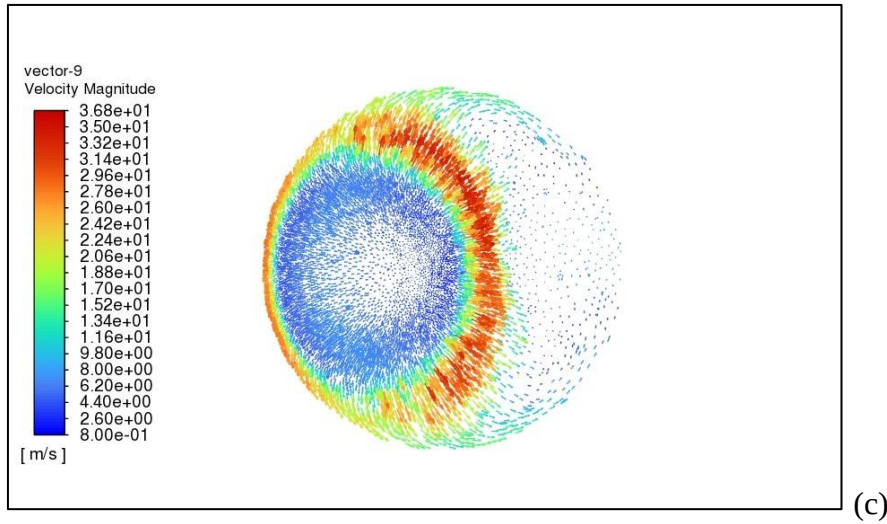
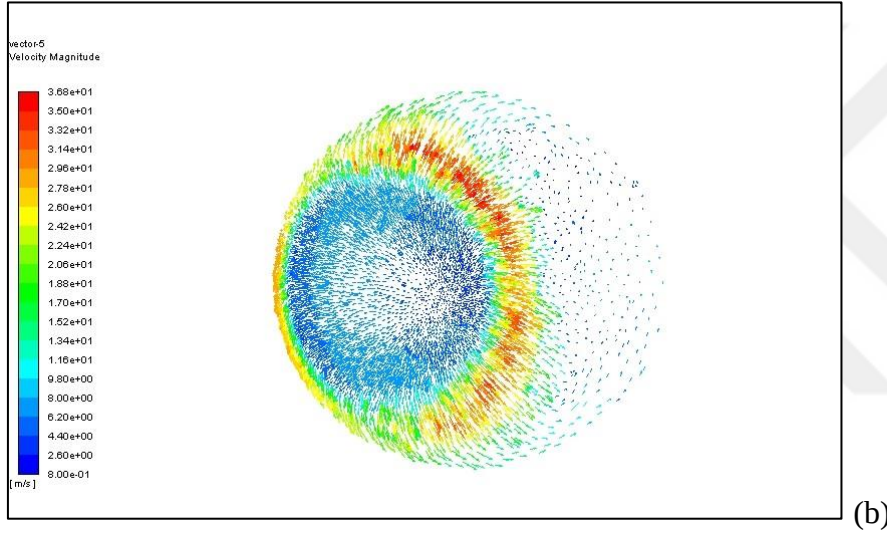
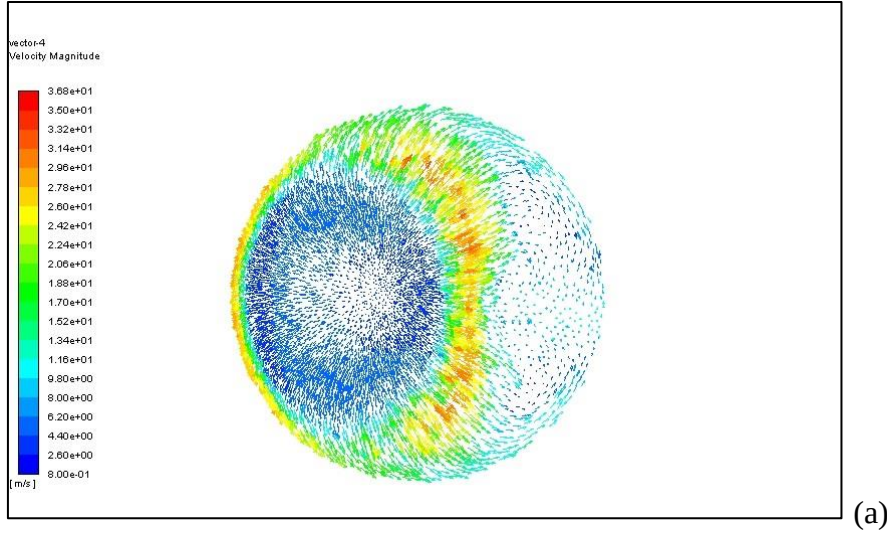


Şekil 7.4. 2000 dev/dak için $z=-15$ mm'deki hız büyüklükleri vektör grafiği: (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülötör modeli ve (c) yıldız şekilli türbülötör modeli

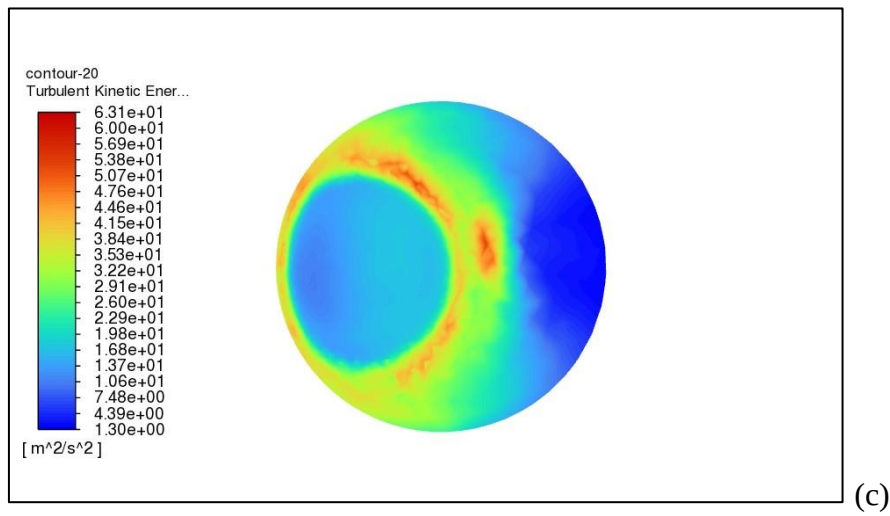
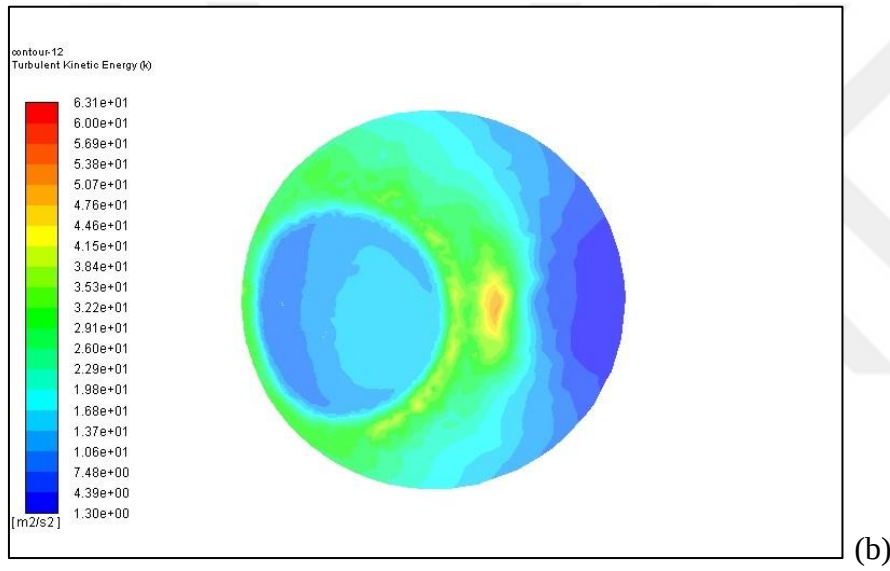
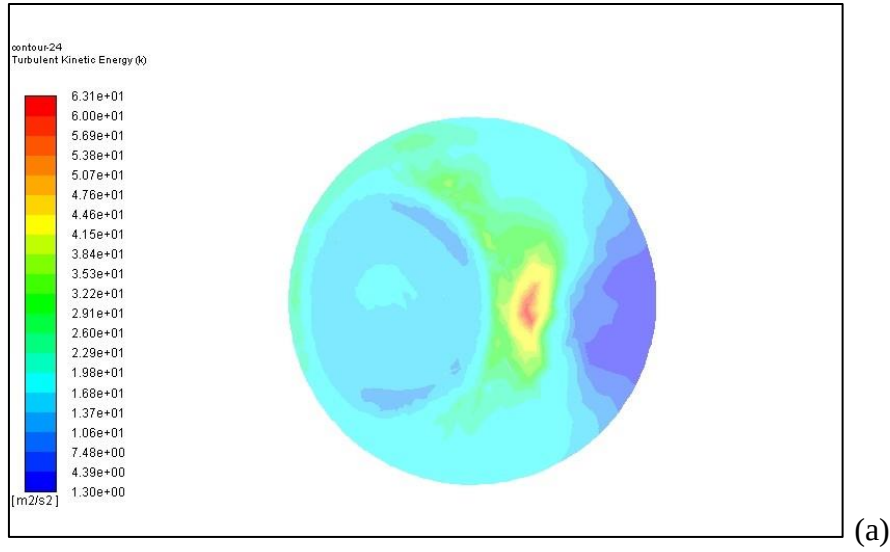


Şekil 7.5. 2000 dev/dak için $z=-15$ mm'deki türbülans kinetik enerji değerleri: (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülator modeli ve (c) yıldız şekilli türbülator modeli

Şekil 7.4’ de 2000 dev/dak çalışma şartında $z=-15$ mm kesiti incelendiğinde modele ilave edilen türbülatorlerin akış hızlarına etkileri görülmektedir. Özellikle subap kenarlarından silindir içerisine emilen havanın duvar kenarındaki akışın ulaştığı hızlarda türbülatorlü modellerde, türbülatorsüz modele göre önemli miktarda artış yaşandığı görülmüştür. Özellikle duvar kenarı bölgelerde ve subap kenarı bölgelerde yıldız şekilli türbülator yerleştirilen modelde 23,4 m/s olarak elde edilen maksimum akış hızının geniş bir alana yayıldığı görülmüştür. Akış hızına benzer şekilde, türbülatorlü modellerde türbülans kinetik enerjilerde de artış yaşandığı görülmüştür. Şekil 7.5’ de temel silindir modelinde $z=-15$ mm kesitinde elde edilen ortalama $7,8 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ’ lik türbülans kinetik enerji değeri fan şekilli türbülator modelinde $8,8 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ’ ye, yıldız şekilli türbülator modelinde de $13,6 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ’ ye yükselmiştir. Fan şeklindeki türbülatorün türbülans kinetik enerjiyi yaklaşık % 13, yıldız şekilli türbülatorün de türbülans kinetik enerjiyi yaklaşık % 74 arttırdığı görülmüştür. Bu artışlar emme manifolduna yerleştirilen türbülatorlerin akışa döngüsellik kazandırmasından kaynaklanmaktadır. Yaşanan artışların 1000 dev/dak çalışma şartına göre daha az gerçekleştiği görülmüştür. Bu da devir sayısına bağlı olarak akış debisinin artmasının türbülatorlerin oluşturduğu etkiyi azaltması kaynaklıdır.



Şekil 7.6. 3000 dev/dak için $z=-15$ mm'deki hız büyüklükleri vektör grafiği: (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülötör modeli ve (c) yıldız şekilli türbülötör modeli

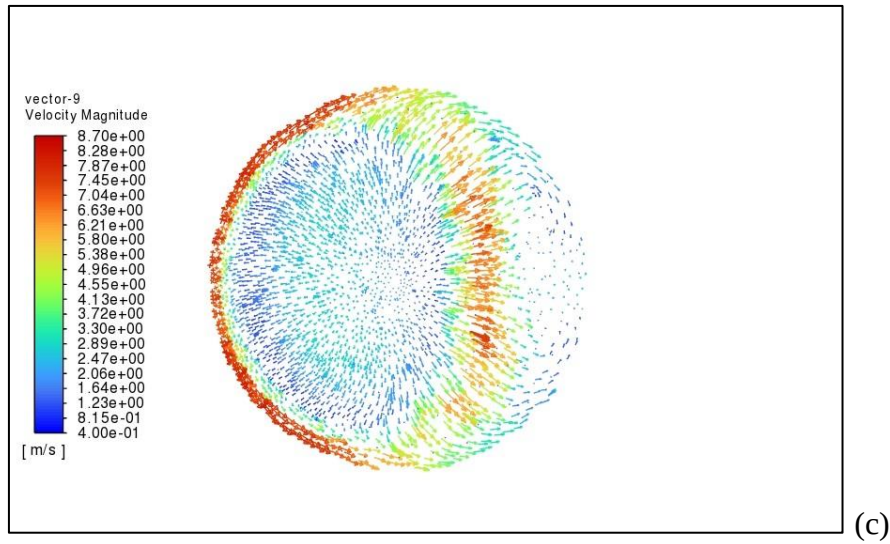
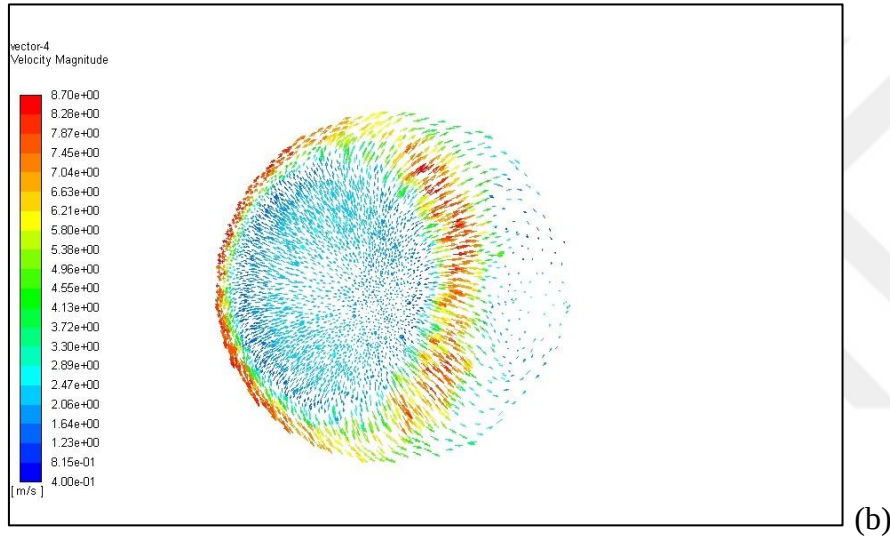
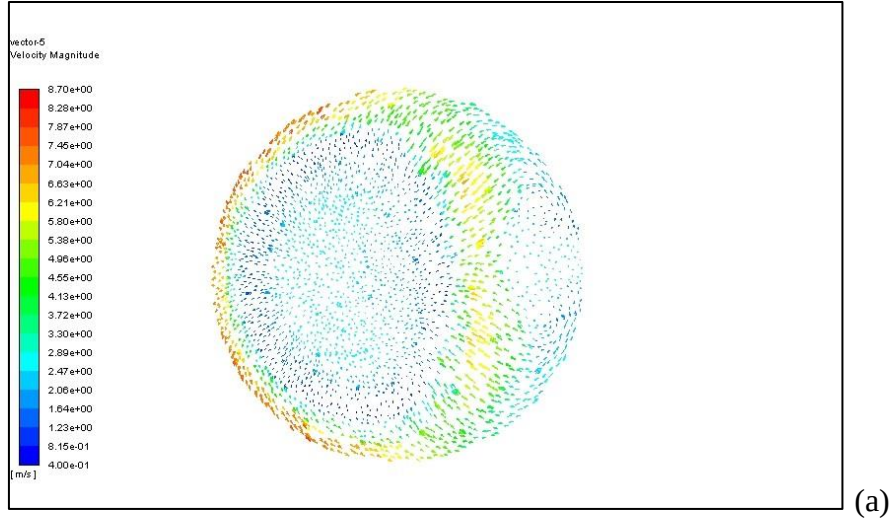


Şekil 7.7. 3000 dev/dak için $z=-15$ mm'deki türbülans kinetik enerji değerleri: (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülör modeli ve (c) yıldız şekilli türbülör modeli

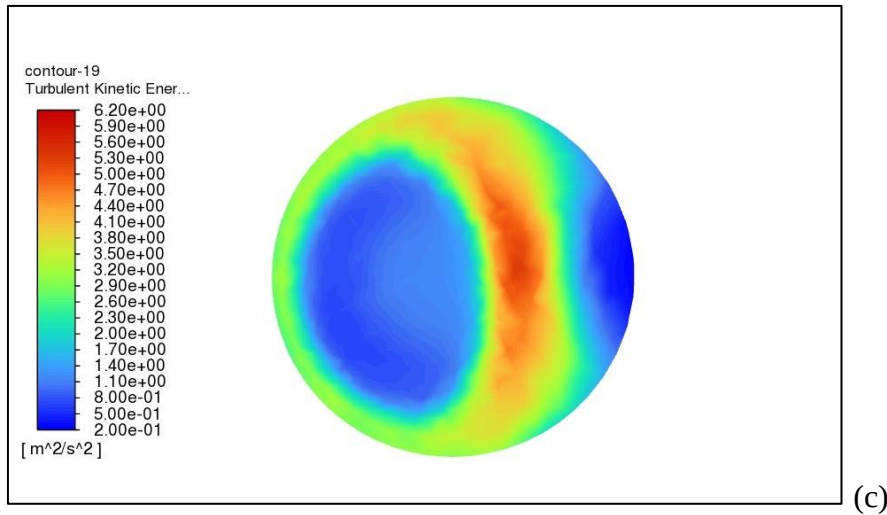
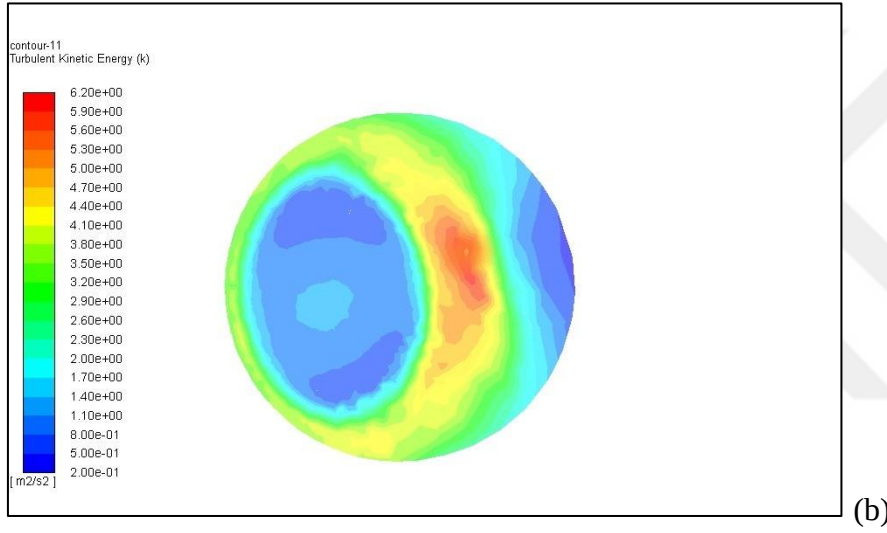
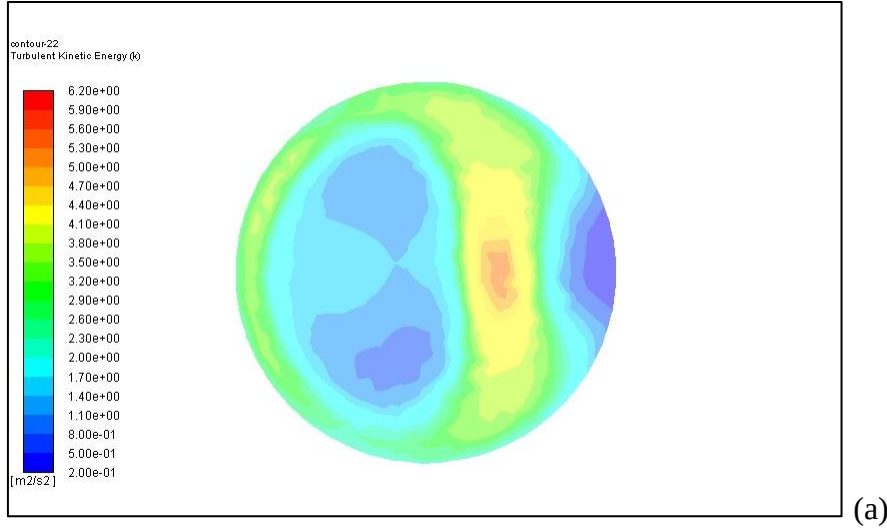
Şekil 7.6' da 3000 dev/dak çalışma şartında $z=-15$ mm kesiti incelendiğinde modele ilave edilen türbülatorlerin akış hızlarına etkileri görülmektedir. Özellikle subap kenarlarından silindir içerisine emilen havanın duvar kenarındaki akışın ulaştığı hızlarda türbülatorlü modellerde, türbülatorsüz modele göre önemli miktarda artış yaşandığı görülmüştür. Özellikle duvar kenarı bölgelerde ve subap kenarı bölgelerde yıldız şekilli türbülator yerleştirilen modelde 36,8 m/s olarak elde edilen maksimum akış hızının geniş bir alana yayıldığı görülmüştür. Akış hızına benzer şekilde, türbülatorlü modellerde türbülans kinetik enerjilerde de artış yaşandığı görülmüştür. Şekil 7.7' de temel silindir modelinde $z=-15$ mm kesitinde elde edilen ortalama $11,2 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ' lik türbülans kinetik enerji değeri fan şekilli türbülator modelinde $13,3 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ' ye, yıldız şekilli türbülator modelinde de $18,8 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ' ye yükselmiştir. Fan şeklindeki türbülatorün türbülans kinetik enerjisi yaklaşık % 18, yıldız şekilli türbülatorün de türbülans kinetik enerjisi yaklaşık % 67 arttırdığı görülmüştür. Bu artışlar emme manifolduna yerleştirilen türbülatorlerin akışa döngüsellik kazandırmasından kaynaklanmaktadır. Yaşanan artışların 1000 dev/dak ve 2000 dev/dak çalışma şartına göre daha az gerçekleştiği görülmüştür. Bu da devir sayısına bağlı olarak akış debisinin artmasının türbülatorlerin oluşturduğu etkiyi azaltması kaynaklıdır.

Şekil 7.2, Şekil 7.4 ve Şekil 7.6'da, $z= -15$ mm kesitinde fan ve yıldız şekilli türbülator yerleştirilen modellerde, temel silindir geometrisi modeline göre akış hızının arttığı görülmektedir. Bu kesitte yıldız şekilli türbülator yerleştirilen modelde fan şekilli modele göre daha yüksek hızlar elde edilmiştir. Akışın kazandığı türbülans yeteneği ile akışta döngüsel oluşumların daha belirgin hale geldiği ve girdap oluşumlarının geliştiği görülmüştür. Özellikle 3000 dev/dak dönüş hızı ile çalışan modelde silindire giren havanın debisindeki artışa bağlı olarak hız büyüklüklerinde artış yaşandığı görülmüştür. Türbülator yerleştirilen modellerde subapa yakın kesitlerde döngüsel hızı oluşturan akış hızlarında daha fazla artış meydana geldiği görülmüştür.

Şekil 7.3, Şekil 7.5 ve Şekil 7.7' de $z=-15$ mm kesitindeki türbülans kinetik enerjileri verilmiştir. Türbülatorlü modellerde türbülans kinetik enerjisinin arttığı ve silindir içerisinde daha geniş bir alanda daha yüksek kinetik enerji elde edildiği görülmüştür.

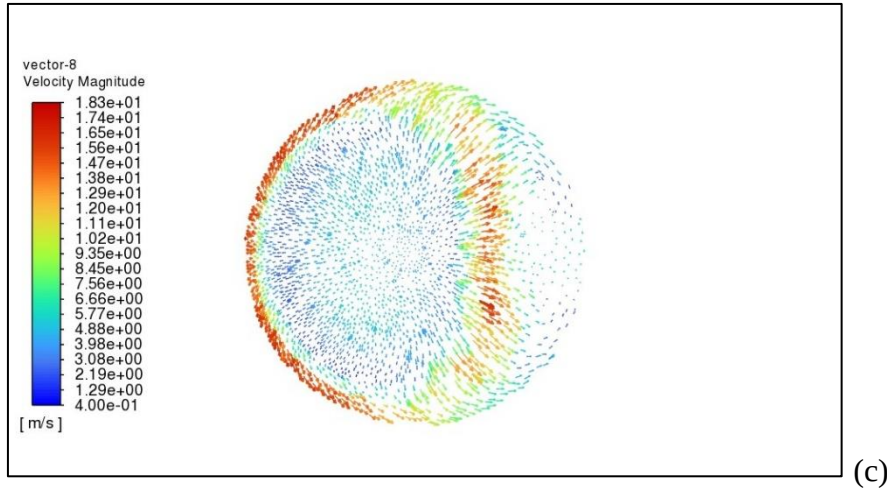
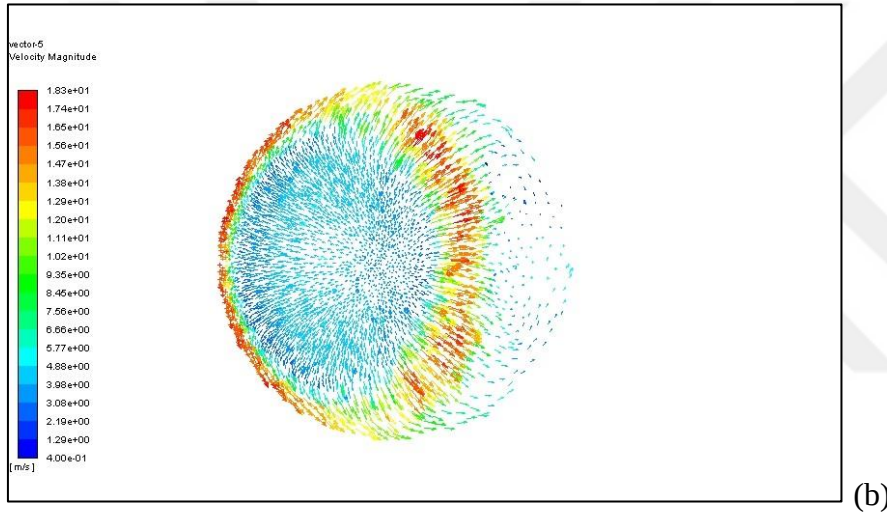
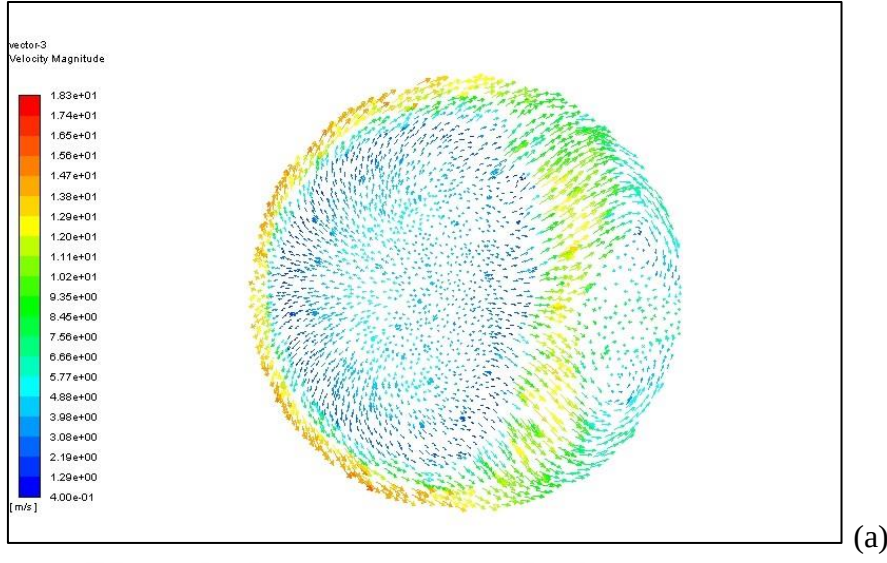


Şekil 7.8. 1000 dev/dak için $z=-25$ mm'deki hız büyüklükleri vektör grafiği: (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülötör modeli ve (c) yıldız şekilli türbülötör modeli

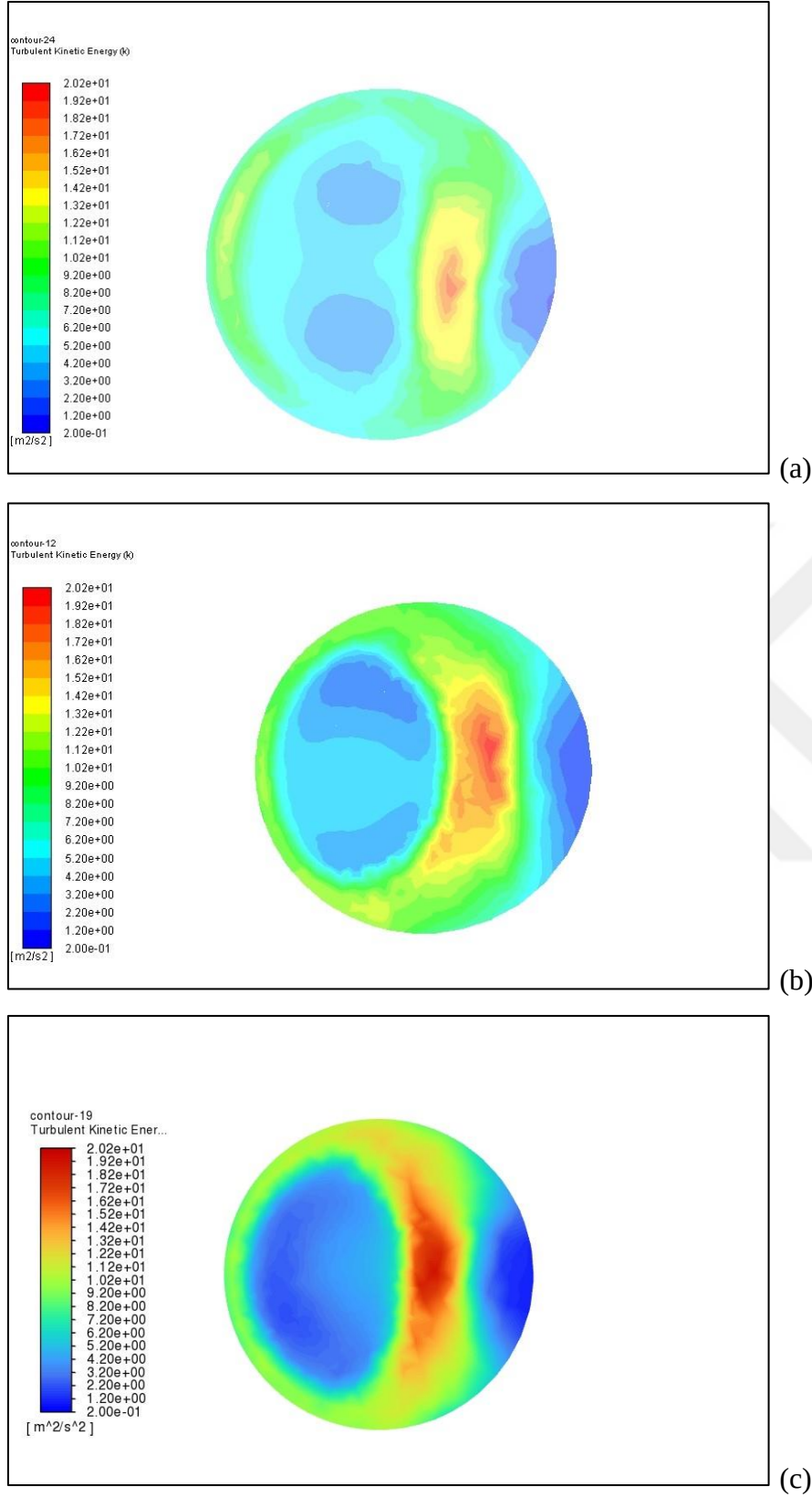


Şekil 7.9. 1000 dev/dak için $z=-25$ mm'deki türbülans kinetik enerji değerleri: (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülör modeli ve (c) yıldız şekilli türbülör modeli

Şekil 7.8’ de 1000 dev/dak çalışma şartında $z=-25$ mm kesiti incelendiğinde modele ilave edilen türbülatorlerin akış hızlarına etkileri görülmektedir. Özellikle subap kenarlarından silindir içerisine emilen havanın duvar kenarındaki akışın ulaştığı hızlarda türbülatorlü modellerde, türbülatorsüz modele göre önemli miktarda artış yaşandığı görülmüştür. Özellikle duvar kenarı bölgelerde ve subap kenarı bölgelerde yıldız şekilli türbülator yerleştirilen modelde 8,7 m/s olarak elde edilen maksimum akış hızının geniş bir alana yayıldığı görülmüştür. Akış hızına benzer şekilde, türbülatorlü modellerde türbülans kinetik enerjilerde de artış yaşandığı görülmüştür. Şekil 7.9’ da temel silindir modelinde $z=-25$ mm kesitinde elde edilen ortalama $1,4 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ’ lik türbülans kinetik enerji değeri fan şekilli türbülator modelinde $1,9 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ’ ye, yıldız şekilli türbülator modelinde de $2,3 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ’ ye yükselmiştir. Fan şeklindeki türbülatorün türbülans kinetik enerjiyi yaklaşık % 35, yıldız şekilli türbülatorün de türbülans kinetik enerjiyi yaklaşık % 64 arttırdığı görülmüştür. Türbülans kinetik enerjilerin $z=-15$ mm kesitine göre azaldığı görülmüştür.

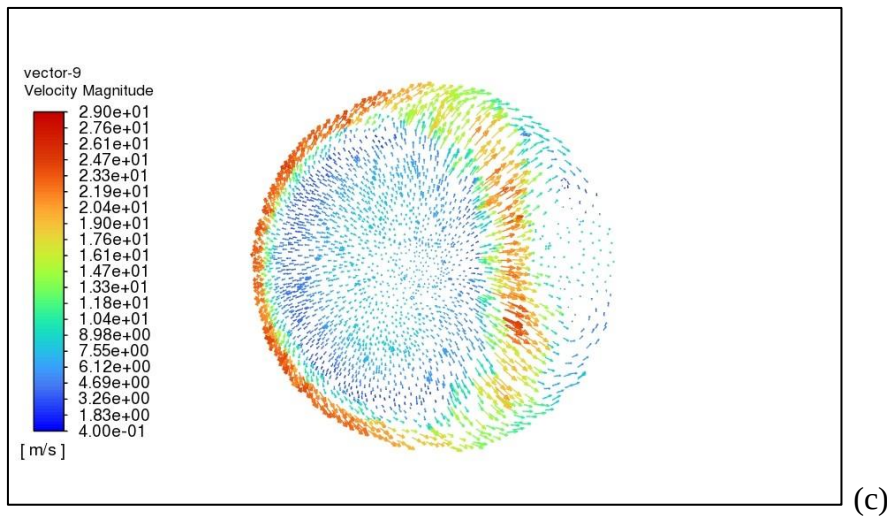
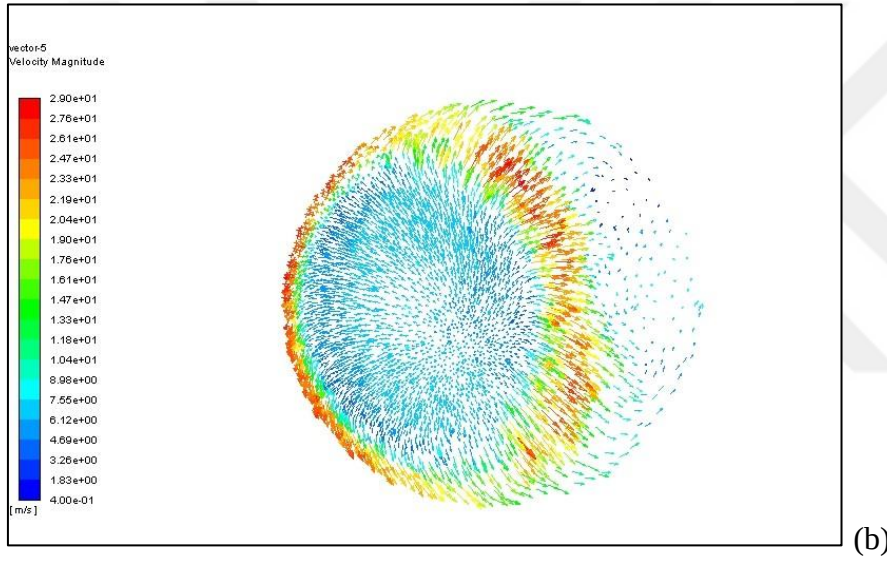
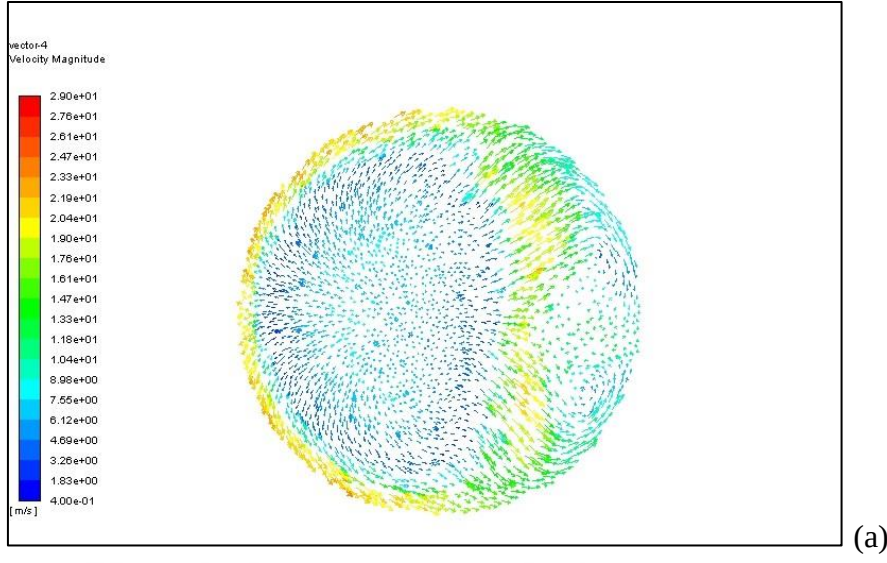


Şekil 7.10. 2000 dev/dak için $z=-25$ mm'deki hız büyüklükleri vektör grafiği: (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülötör modeli ve (c) yıldız şekilli türbülötör modeli

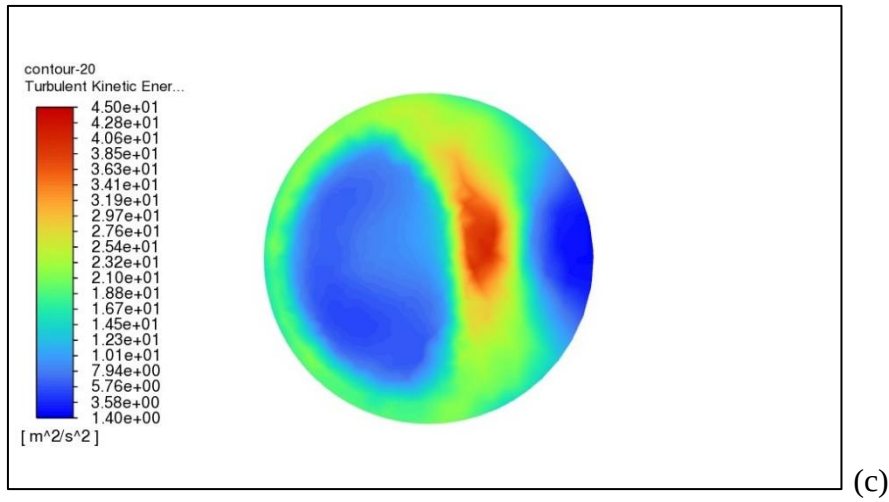
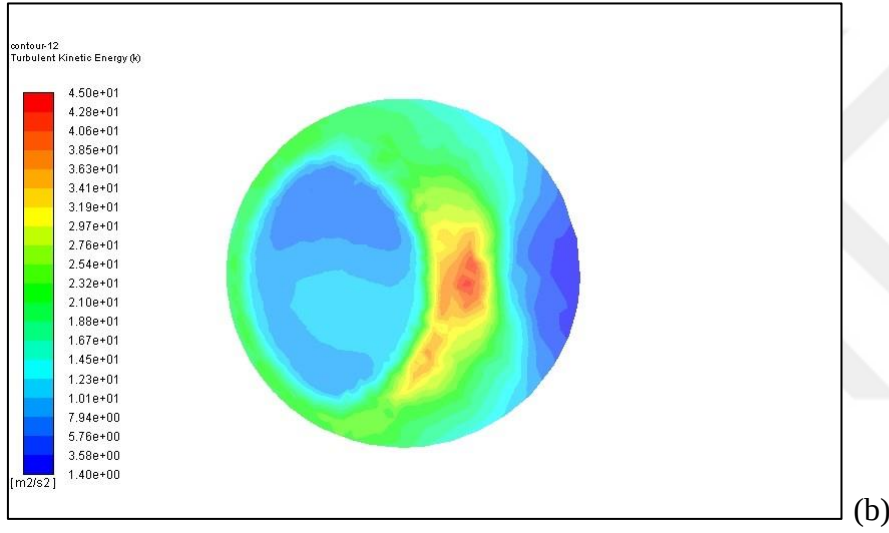
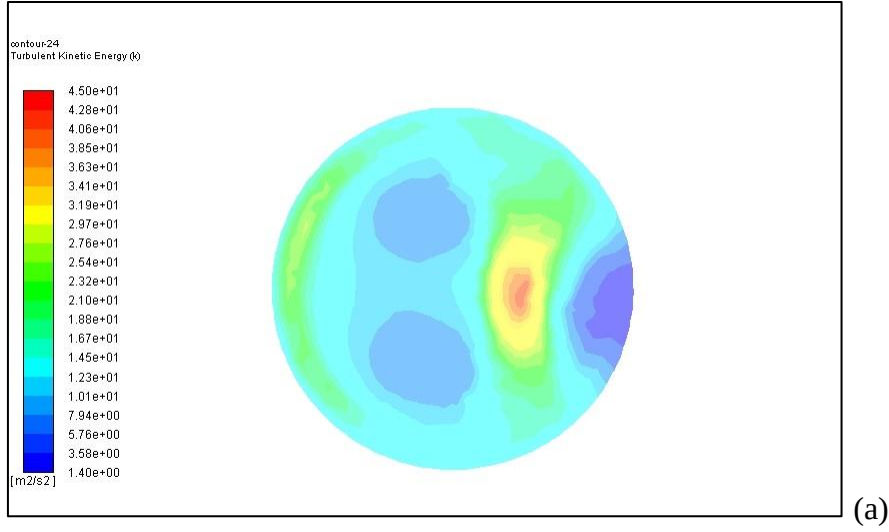


Şekil 7.11. 2000 dev/dak için $z=-25$ mm'deki türbülans kinetik enerji değerleri: (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülötör modeli ve (c) yıldız şekilli türbülötör modeli

Şekil 7.10' da 2000 dev/dak çalışma şartında $z=-25$ mm kesiti incelendiğinde modele ilave edilen türbülatorlerin akış hızlarına etkileri görülmektedir. Özellikle subap kenarlarından silindir içerisine emilen havanın duvar kenarındaki akışın ulaştığı hızlarda türbülatorlü modellerde, türbülatorsüz modele göre önemli miktarda artış yaşandığı görülmüştür. Özellikle duvar kenarı bölgelerde ve subap kenarı bölgelerde yıldız şekilli türbülator yerleştirilen modelde 18,3 m/s olarak elde edilen maksimum akış hızının geniş bir alana yayıldığı görülmüştür. Akış hızına benzer şekilde, türbülatorlü modellerde türbülans kinetik enerjilerde de artış yaşandığı görülmüştür. Şekil 7.11' de temel silindir modelinde $z=-25$ mm kesitinde elde edilen ortalama $5,3 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ' lik türbülans kinetik enerji değeri fan şekilli türbülator modelinde $6,4 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ' ye, yıldız şekilli türbülator modelinde de $8,6 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ' ye yükselmiştir. Fan şeklindeki türbülatorün türbülans kinetik enerjiyi yaklaşık % 20, yıldız şekilli türbülatorün de türbülans kinetik enerjiyi yaklaşık % 62 arttırdığı görülmüştür. Bu artışlar emme manifolduna yerleştirilen türbülatorlerin akışa döngüsellik kazandırmasından kaynaklanmaktadır. Yaşanan artışların 1000 dev/dak çalışma şartına göre daha az gerçekleştiği görülmüştür. Bu da devir sayısına bağlı olarak akış debisinin artmasının türbülatorlerin oluşturduğu etkiyi azaltması kaynaklıdır.



Şekil 7.12. 3000 dev/dak için $z=-25$ mm'deki hız büyüklükleri vektör grafiği: (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülötör modeli ve (c) yıldız şekilli türbülötör modeli

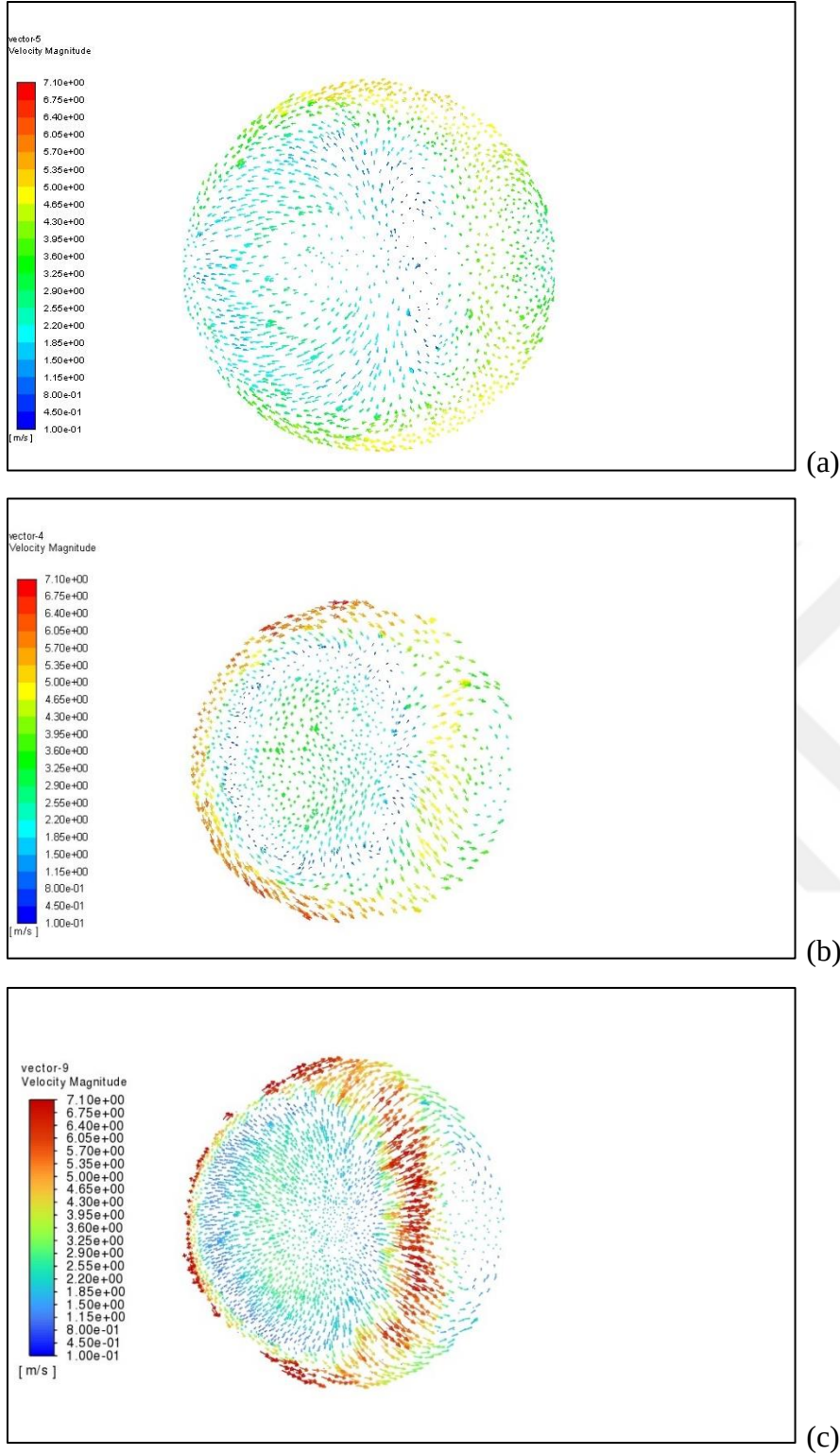


Şekil 7.13. 3000 dev/dak için $z=-25$ mm'deki türbülans kinetik enerji değerleri: (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülötör modeli ve (c) yıldız şekilli türbülötör modeli

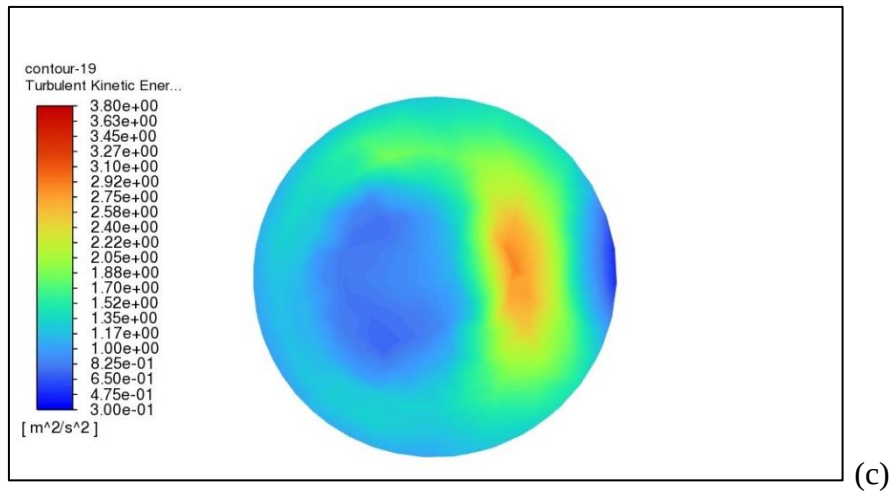
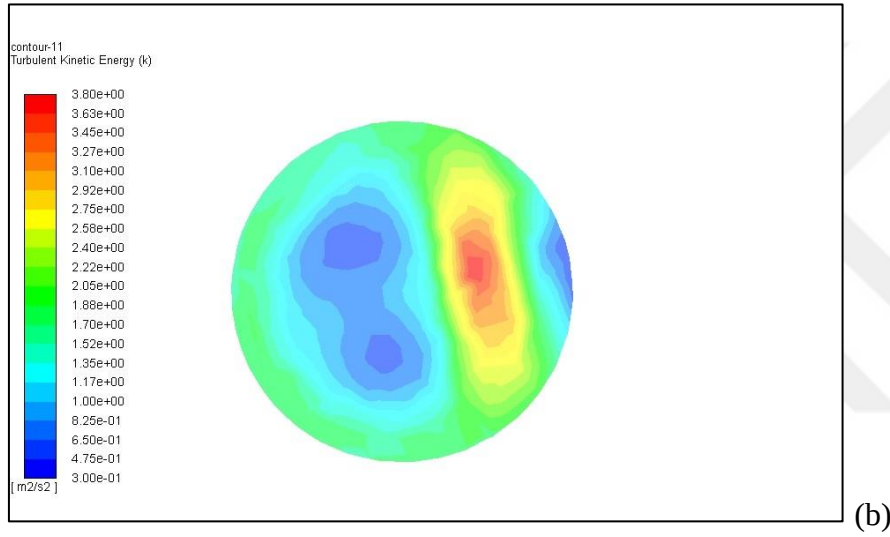
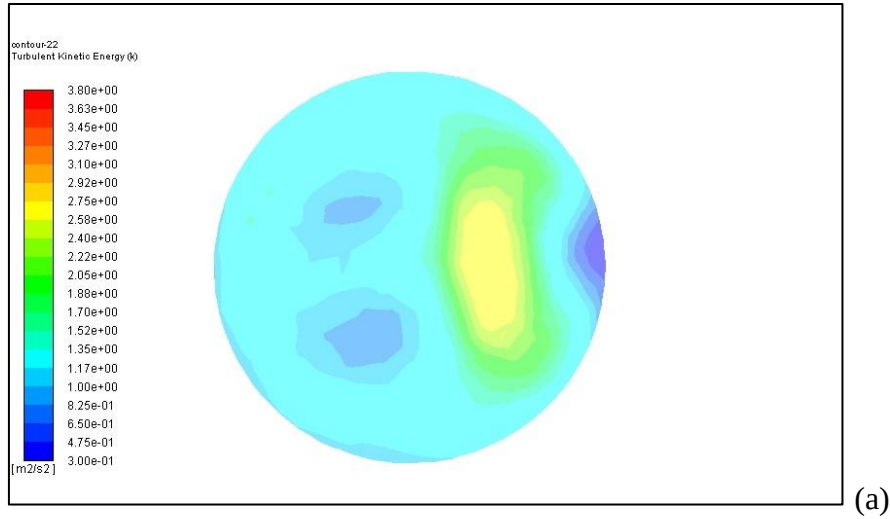
Şekil 7.12’ de 3000 dev/dak çalışma şartında $z=-25$ mm kesiti incelendiğinde modele ilave edilen türbülatorlerin akış hızlarına etkileri görülmektedir. Özellikle subap kenarlarından silindir içerisine emilen havanın duvar kenarındaki akışın ulaştığı hızlarda türbülatorlü modellerde, türbülatorsüz modele göre önemli miktarda artış yaşandığı görülmüştür. Özellikle duvar kenarı bölgelerde ve subap kenarı bölgelerde yıldız şekilli türbülator yerleştirilen modelde 29 m/s olarak elde edilen maksimum akış hızının geniş bir alana yayıldığı görülmüştür. Akış hızına benzer şekilde, türbülatorlü modellerde türbülans kinetik enerjilerde de artış yaşandığı görülmüştür. Şekil 7.13’ de temel silindir modelinde $z=-25$ mm kesitinde elde edilen ortalama $9,6 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ’ lik türbülans kinetik enerji değeri fan şekilli türbülator modelinde $11,6 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ’ ye, yıldız şekilli türbülator modelinde de $14,6 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ’ ye yükselmiştir. Fan şeklindeki türbülatorün türbülans kinetik enerjiyi yaklaşık % 20, yıldız şekilli türbülatorün de türbülans kinetik enerjiyi yaklaşık % 52 arttırdığı görülmüştür.

Şekil 7.8, Şekil 7.10 ve Şekil 7.12’de, $z= -25$ mm kesitinde fan ve yıldız şekilli türbülator yerleştirilen modellerde, temel silindir geometrisi modeline göre akış hızının arttığı görülmektedir. Bu kesitte fan şekilli türbülator yerleştirilen modelde yıldız şekilli türbülator yerleştirilen modele göre daha yüksek hızlar elde edilmiştir. Akışın kazandığı türbülans yeteneği ile akışta döngüsel oluşumların daha belirgin hale geldiği ve girdap oluşumlarının geliştiği görülmüştür.

Şekil 7.9, Şekil 7.11 ve Şekil 7.13’ de $z=-25$ mm kesitindeki türbülans kinetik enerjileri verilmiştir. Türbülatorlü modellerde türbülans kinetik enerjisinin arttığı ve silindir içerisinde daha geniş bir alanda daha yüksek kinetik enerji elde edildiği görülmüştür. Özellikle daha yüksek devirlerde türbülans kinetik enerjisindeki artışın daha yüksek olduğu görülmüştür.



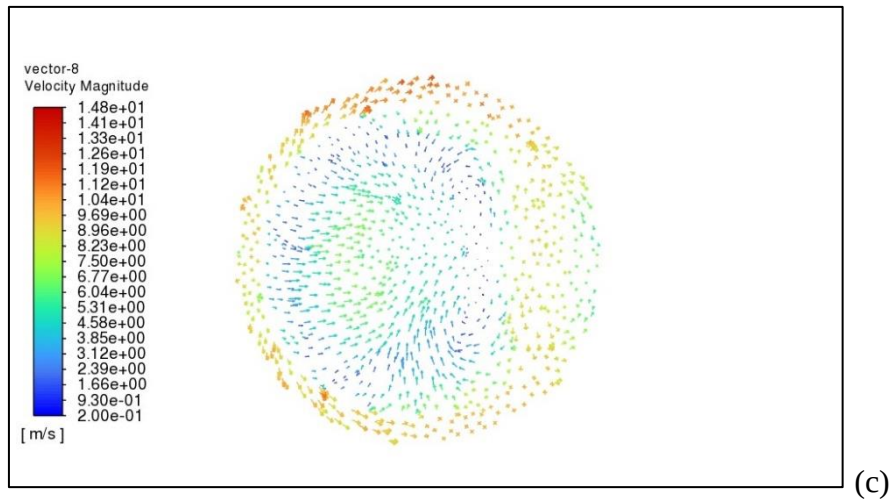
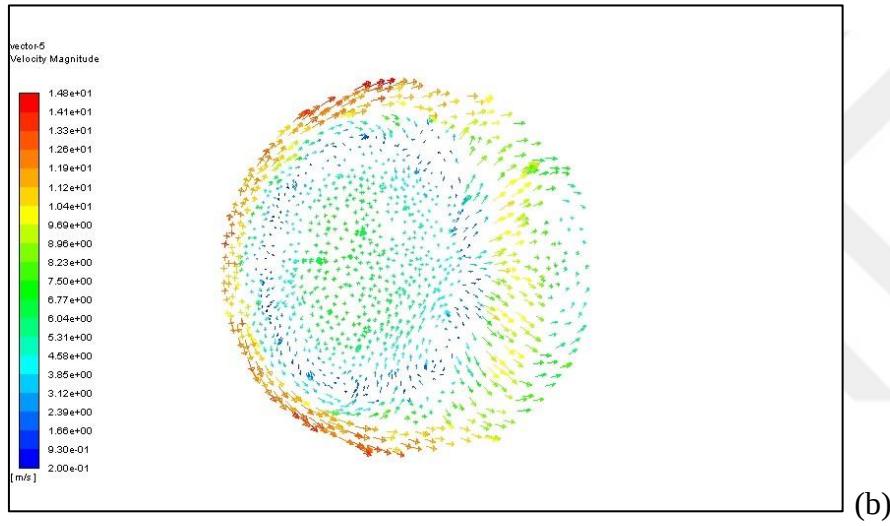
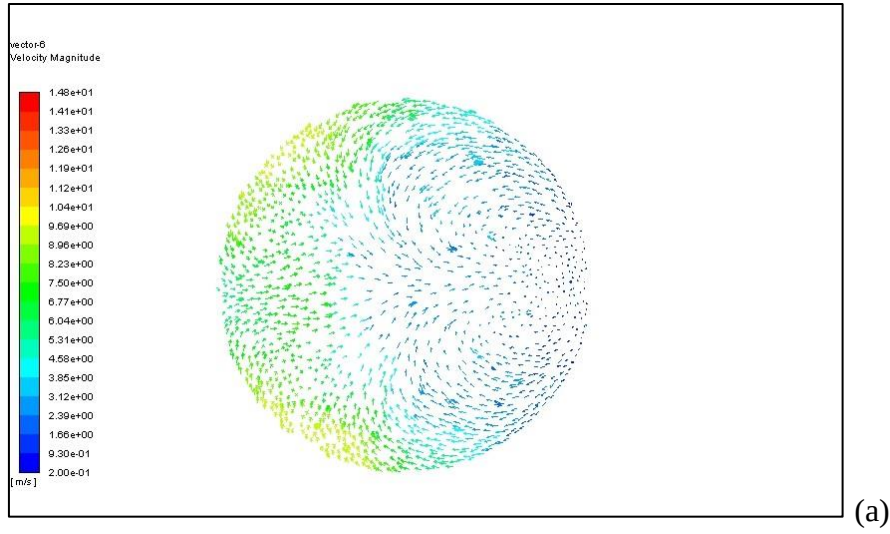
Şekil 7.14. 1000 dev/dak için $z=-50$ mm'deki hız büyüklükleri vektör grafiği: (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülötör modeli ve (c) yıldız şekilli türbülötör modeli



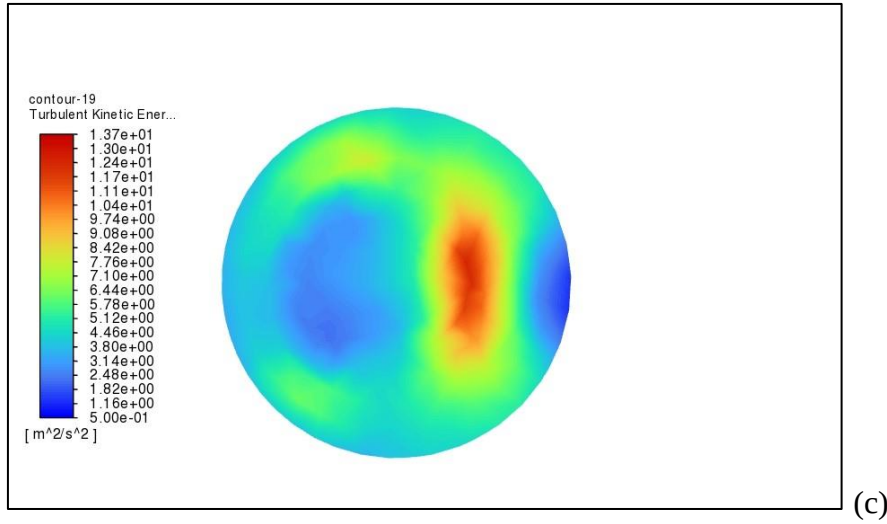
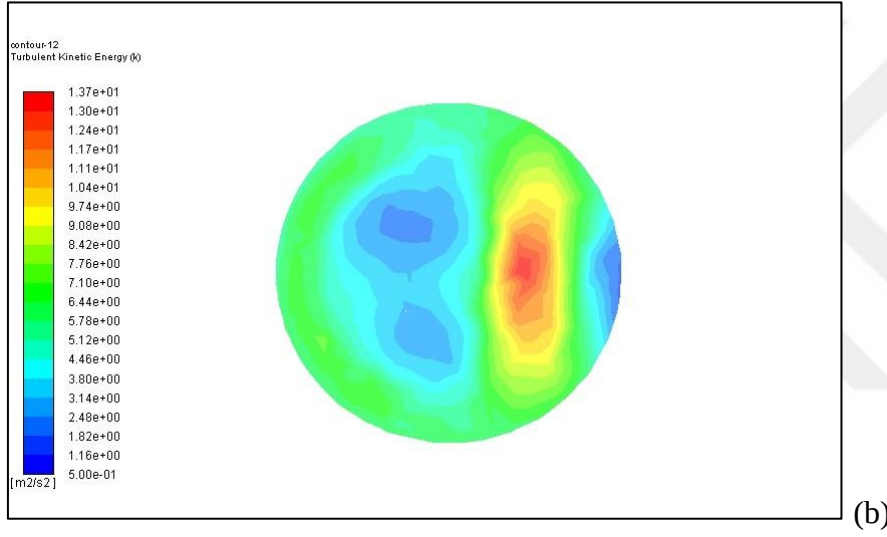
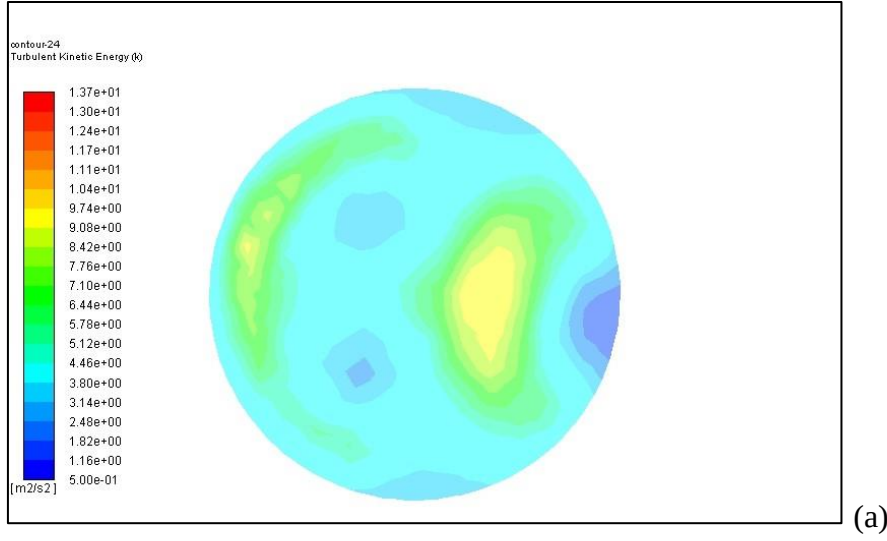
Şekil 7.15. 1000 dev/dak için $z=-50$ mm'deki türbülans kinetik enerji değerleri: (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülör modeli ve (c) yıldız şekilli türbülör modeli

Şekil 7.14’ de 1000 dev/dak çalışma şartında $z=-50$ mm kesiti incelendiğinde modele ilave edilen türbülatorlerin akış hızlarına etkileri görülmektedir. Özellikle duvar kenarı bölgelerde ve subap kenarı bölgelerde yıldız şekilli türbülator yerleştirilen modelde 71 m/s olarak elde edilen maksimum akış hızının geniş bir alana yayıldığı görülmüştür. Akış hızına benzer şekilde, türbülatorlü modellerde türbülans kinetik enerjilerde de artış yaşandığı görülmüştür. Şekil 7.15’ de temel silindir modelinde $z=-50$ mm kesitinde elde edilen ortalama $1,1 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ’ lik türbülans kinetik enerji değeri fan şekilli türbülator modelinde $1,4 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ’ ye, yıldız şekilli türbülator modelinde de $1,6 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ’ ye yükselmiştir. Fan şeklindeki türbülatorün türbülans kinetik enerjiyi yaklaşık % 27, yıldız şekilli türbülatorün de türbülans kinetik enerjiyi yaklaşık % 45 arttırdığı görülmüştür.





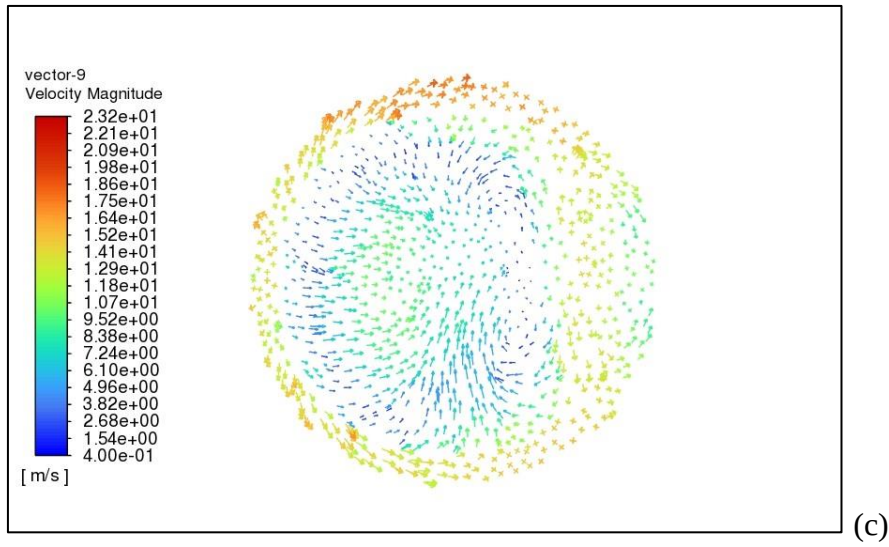
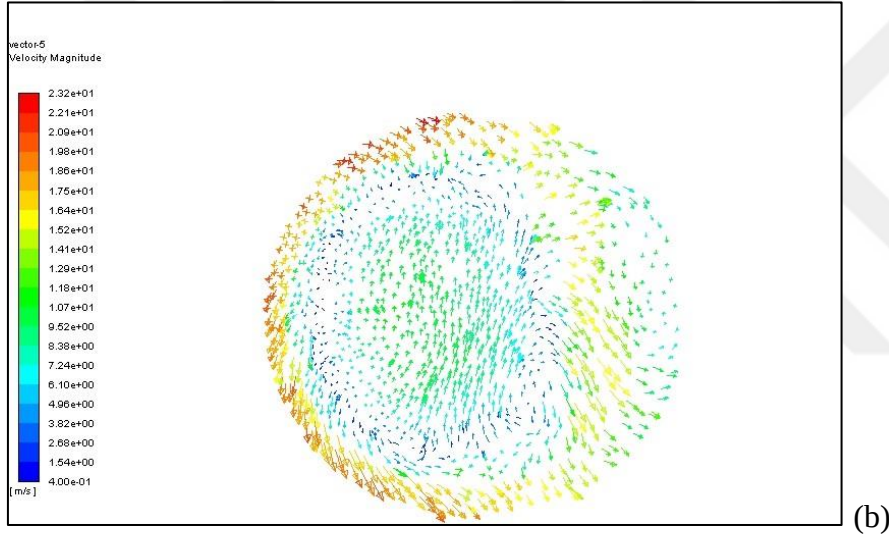
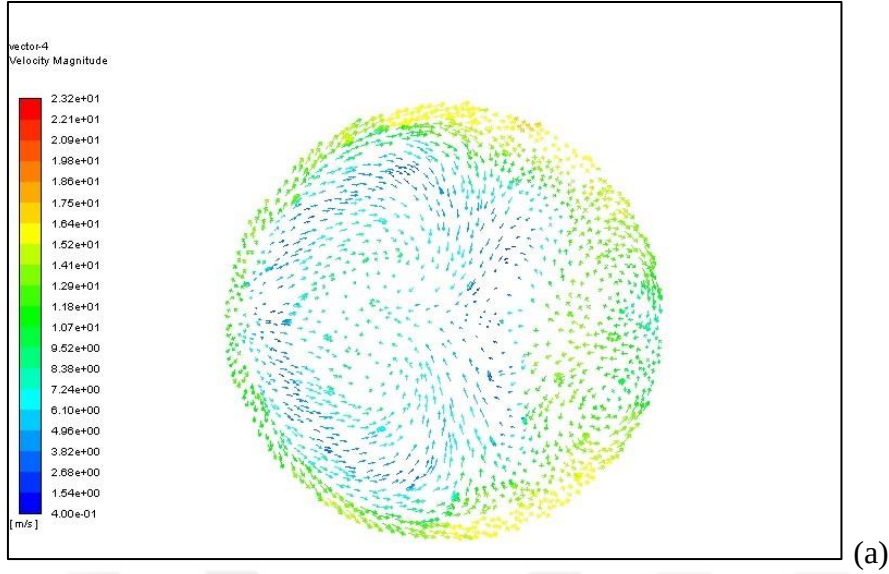
Şekil 7.16. 2000 dev/dak için $z=-50$ mm'deki hız büyüklükleri vektör grafiği: (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülator modeli ve (c) yıldız şekilli türbülator modeli



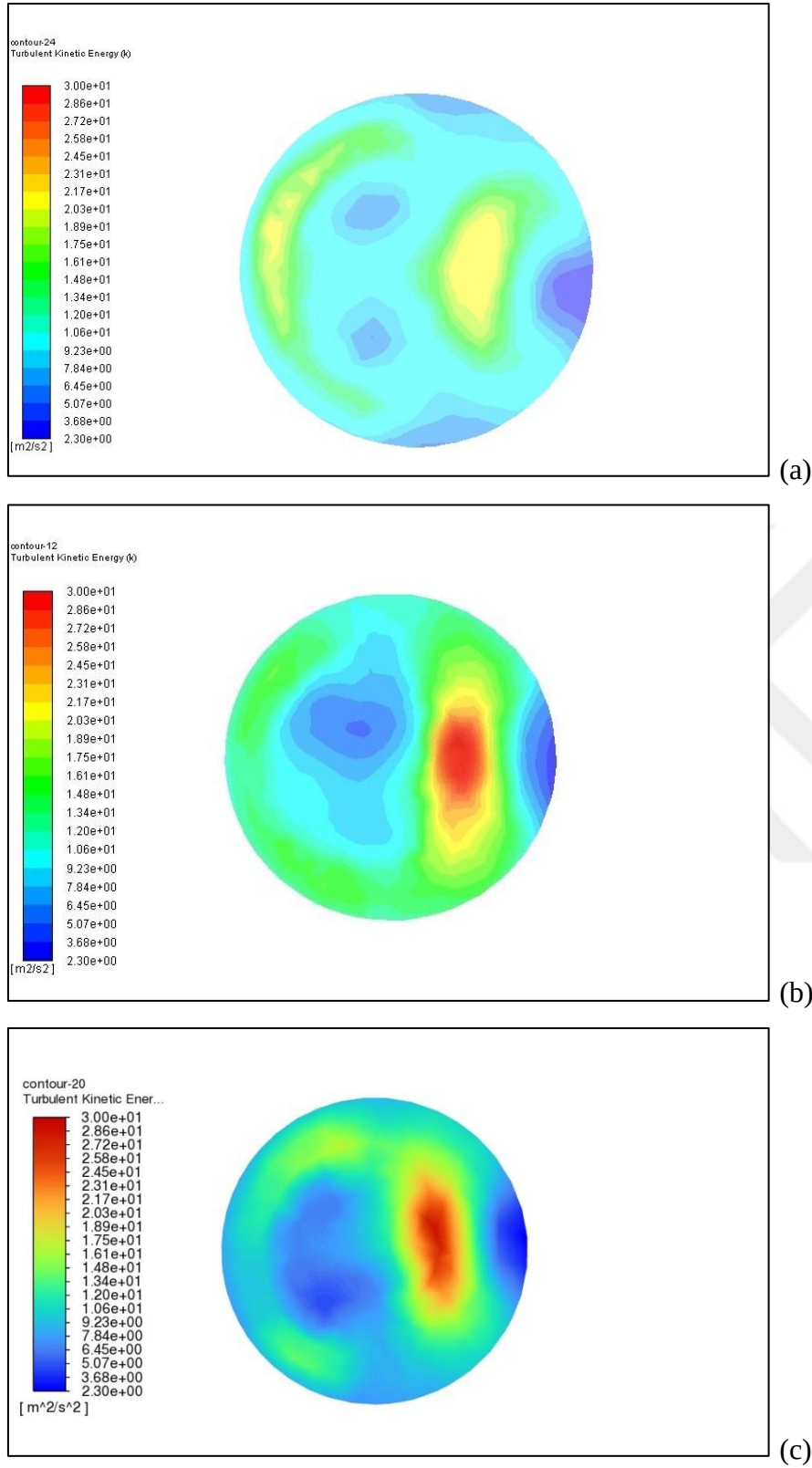
Şekil 7.17. 2000 dev/dak için $z=-50$ mm'deki türbülans kinetik enerji değerleri: (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülötör modeli ve (c) yıldız şekilli türbülötör modeli

Şekil 7.16’ da 2000 dev/dak çalışma şartında $z=-50$ mm kesiti incelendiğinde modele ilave edilen türbülatorlerin akış hızlarına etkileri görülmektedir. Özellikle duvar kenarı bölgelerde ve subap kenarı bölgelerde yıldız şekilli türbülator yerleştirilen modelde 148 m/s olarak elde edilen maksimum akış hızının geniş bir alana yayıldığı görülmüştür. Akış hızına benzer şekilde, türbülatorlü modellerde türbülans kinetik enerjilerde de artış yaşandığı görülmüştür. Şekil 7.17’ de temel silindir modelinde $z=-50$ mm kesitinde elde edilen ortalama $3,1 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ’ lik türbülans kinetik enerji değeri fan şekilli türbülator modelinde $3,8 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ’ ye, yıldız şekilli türbülator modelinde de $5,2 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ’ ye yükselmiştir. Fan şeklindeki türbülatorün türbülans kinetik enerjiyi yaklaşık % 27, yıldız şekilli türbülatorün de türbülans kinetik enerjiyi yaklaşık % 67 arttırdığı görülmüştür.





Şekil 7.18. 3000 dev/dak için $z=-50$ mm'deki hız büyüklükleri vektör grafiği: (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbulator modeli ve (c) yıldız şekilli türbulator modeli



Şekil 7.19. 3000 dev/dak için $z=-50$ mm'deki türbülans kinetik enerji değerleri: (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülötör modeli ve (c) yıldız şekilli türbülötör modeli

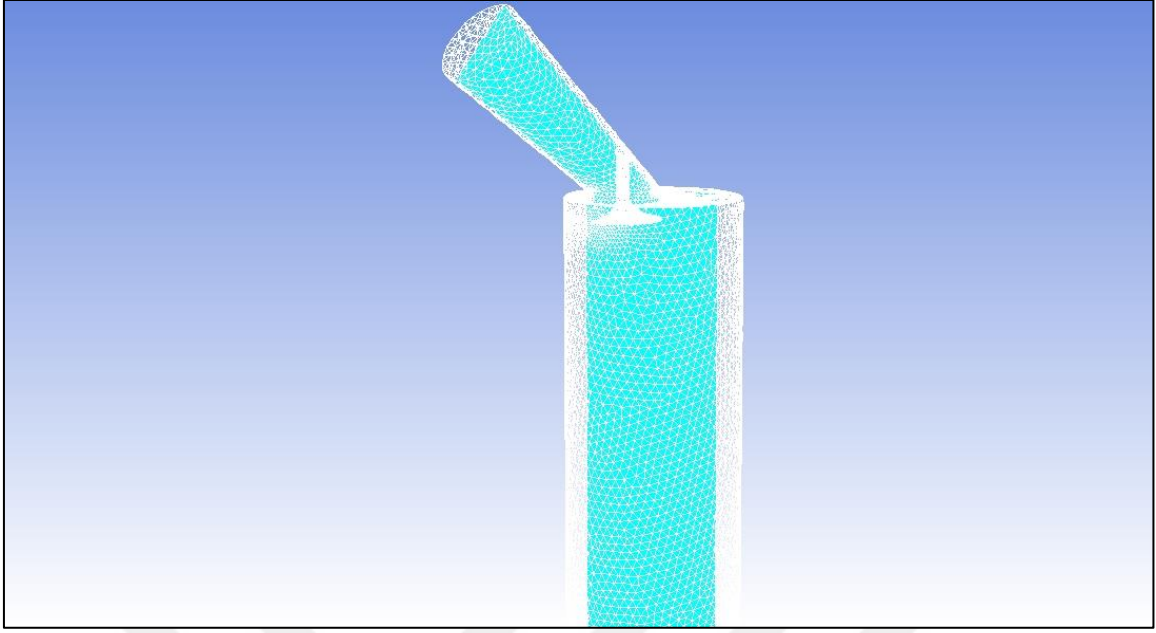
Şekil 7.18’ de 3000 dev/dak çalışma şartında $z=-50$ mm kesiti incelendiğinde modele ilave edilen türbülatorlerin akış hızlarına etkileri görülmektedir. Özellikle duvar kenarı bölgelerde ve subap kenarı bölgelerde yıldız şekilli türbülator yerleştirilen modelde 232 m/s olarak elde edilen maksimum akış hızının geniş bir alana yayıldığı görülmüştür. Akış hızına benzer şekilde, türbülatorlü modellerde türbülans kinetik enerjilerde de artış yaşandığı görülmüştür. Şekil 7.19’ da temel silindir modelinde $z=-50$ mm kesitinde elde edilen ortalama $5,7 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ’ lik türbülans kinetik enerji değeri fan şekilli türbülator modelinde $7,7 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ’ ye, yıldız şekilli türbülator modelinde de $9,8 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ’ ye yükselmiştir. Fan şeklindeki türbülatorün türbülans kinetik enerjiyi yaklaşık % 35, yıldız şekilli türbülatorün de türbülans kinetik enerjiyi yaklaşık % 72 arttırdığı görülmüştür.

Şekil 7.14, Şekil 7.16 ve Şekil 7.18’da, $z= -50$ mm kesitinde fan ve yıldız şekilli türbülator yerleştirilen modellerde, temel silindir geometrisi modeline göre akış hızının arttığı görülmektedir. Bu kesitte fan şekilli türbülator yerleştirilen modelde yıldız şekilli türbülator yerleştirilen modele göre daha yüksek hızlar elde edilmiştir.

Şekil 7.15, Şekil 7.17 ve Şekil 7.19’ da $z=-50$ mm kesitindeki türbülans kinetik enerjileri verilmiştir. Türbülatorlü modellerde türbülans kinetik enerjisinin arttığı ve silindir içerisinde daha geniş bir alanda daha yüksek kinetik enerji elde edildiği görülmüştür. Silindir üst yüzeyinden uzaklaştıkça türbülatorlü modellerde türbülans kinetik enerjinin de daha az arttığı görülmüştür.

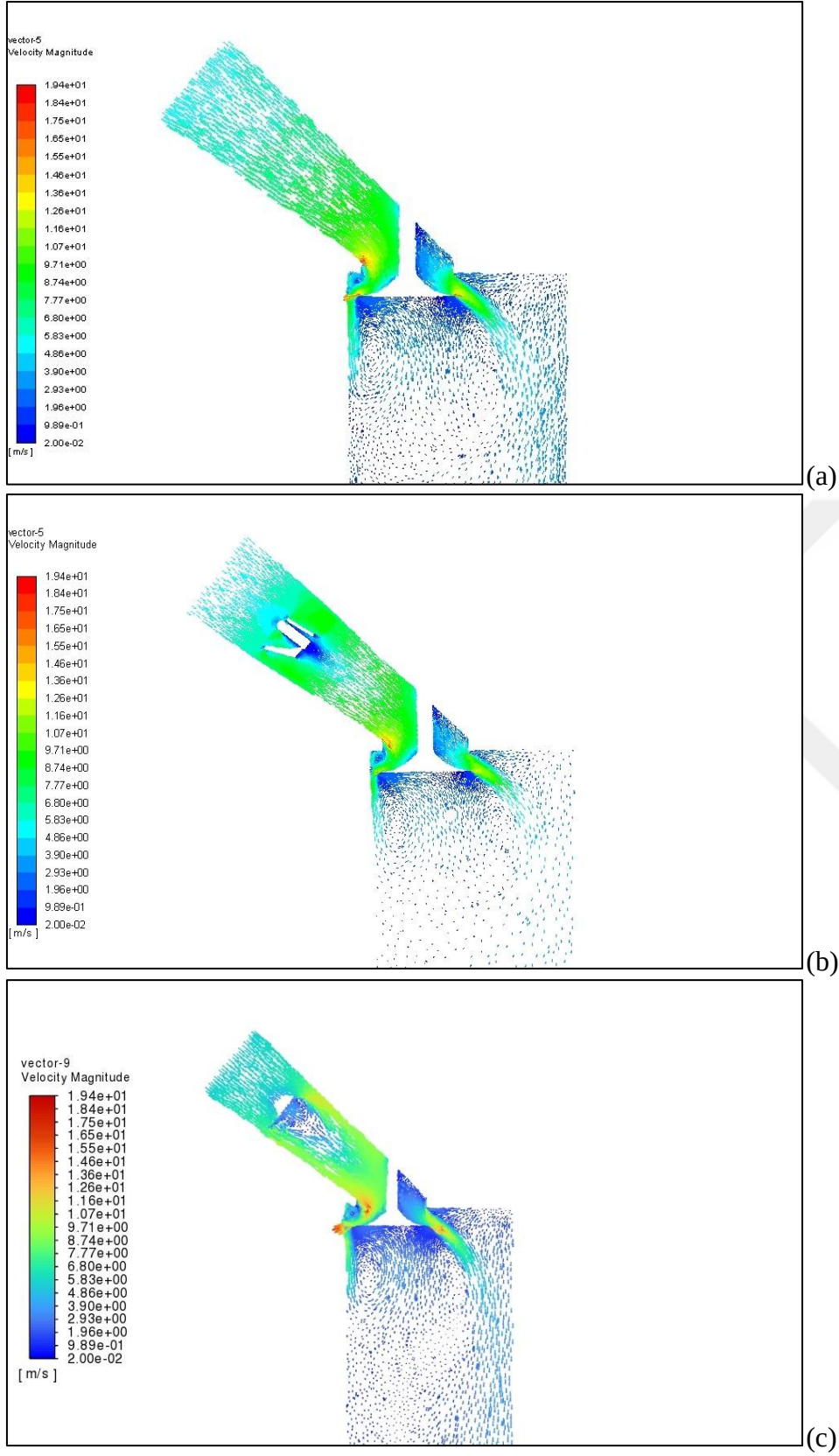
Yukarıdaki şekillerde özellikle $z= -15$ mm’den itibaren girdapların temel modele göre daha belirgin oluştuğu ve bu girdapları oluşturan hız büyüklüklerinde de önemli artışların olduğu görülmüştür. Silindir yüzeyine yakın kesitlerde görülen hız artışı ve girdap oluşumlarındaki iyileşmenin diğer kesitlerde de devam ettiği görülmektedir. Bu modelde silindir boyunca daha belirgin ve yüksek hızlarda girdap girdapları meydana geldiği görülmüştür.

Emme manifoldu ile emilen ve silindir içerisindeki akış döngülerini birlikte görebilmek için tüm geometrinin orta kesiti alınmış ve buradaki akış incelenmiştir. Takla oluşumlarını inceleyebilmek için silindir merkez eksenine paralel ve girdap analizinin yapıldığı eksnlere dik olacak şekilde tüm geometriyi ortalayacak şekilde kesit alınmıştır (Şekil 6.20).

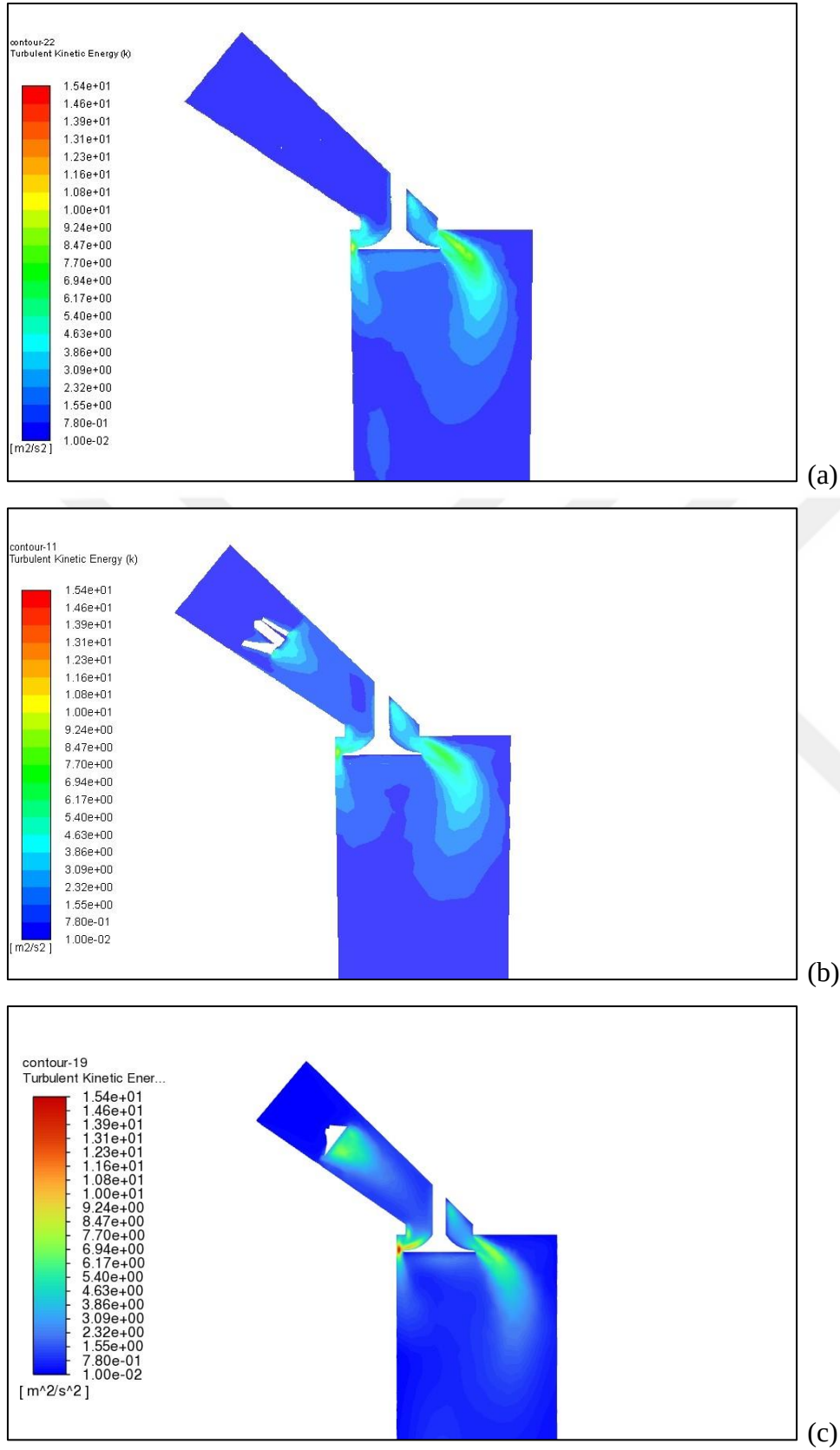


Şekil 7.20. Orta kesit gösterimi

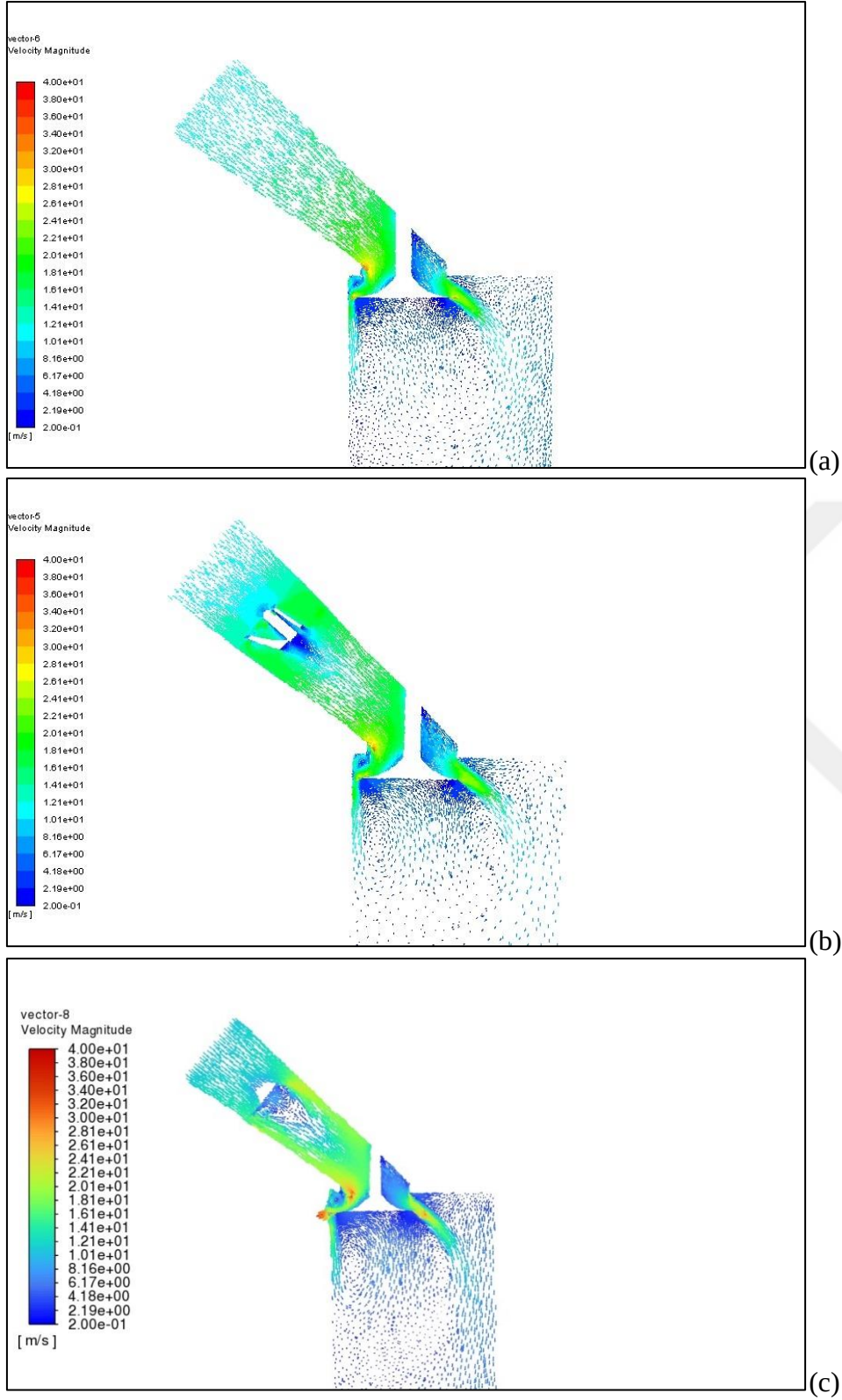
Orta kesitler üzerindeki hız büyüklükleri Şekil 7.21, Şekil 7.23 ve Şekil 7.25’ de gösterilmiştir. Bu kesit üzerinde emme valfinin 5 mm altında ($z = -15$ mm) orta noktada takla oranları hesaplanmıştır. Şekil 6.22, Şekil 6.24 ve Şekil 6.26’ da orta kesitlerdeki türbülans kinetik enerjileri verilmiştir. Türbülantörlü modellerde silindir eksenine boyunca türbülans kinetik enerjisinin temel silindir modeline göre nasıl değiştiği gözlenmiştir. Türbülantörlü modellerde emme manifoldu içerisinde ve silindir içerisinde türbülans kinetik enerjisinde artışlar yaşandığı görülmüştür.



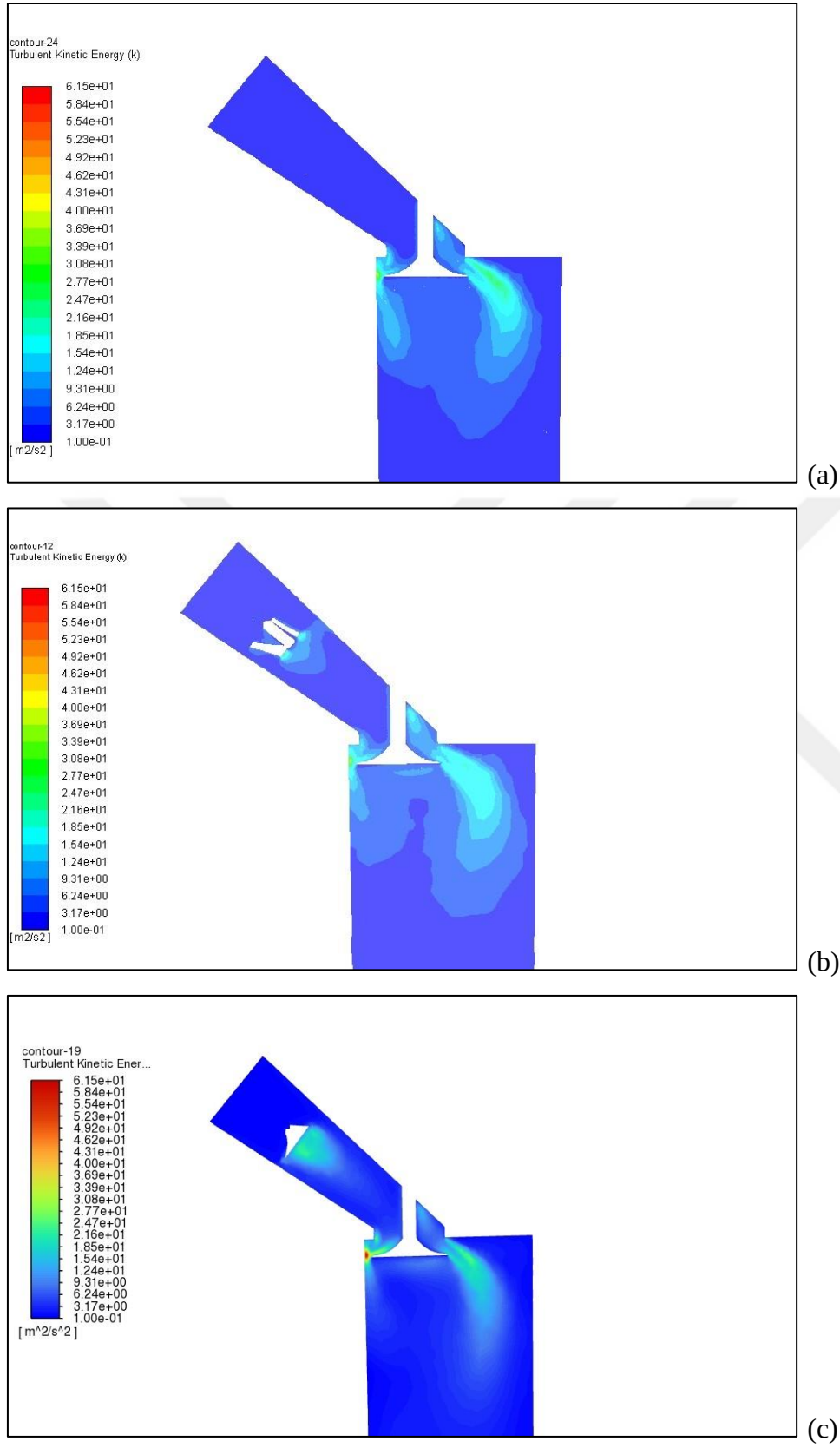
Şekil 7.21. 1000 dev/dak için (a) temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülötör modeli ve (c) yıldız şekilli türbülötör modelinde orta kesit hız büyüklükleri vektör grafiği



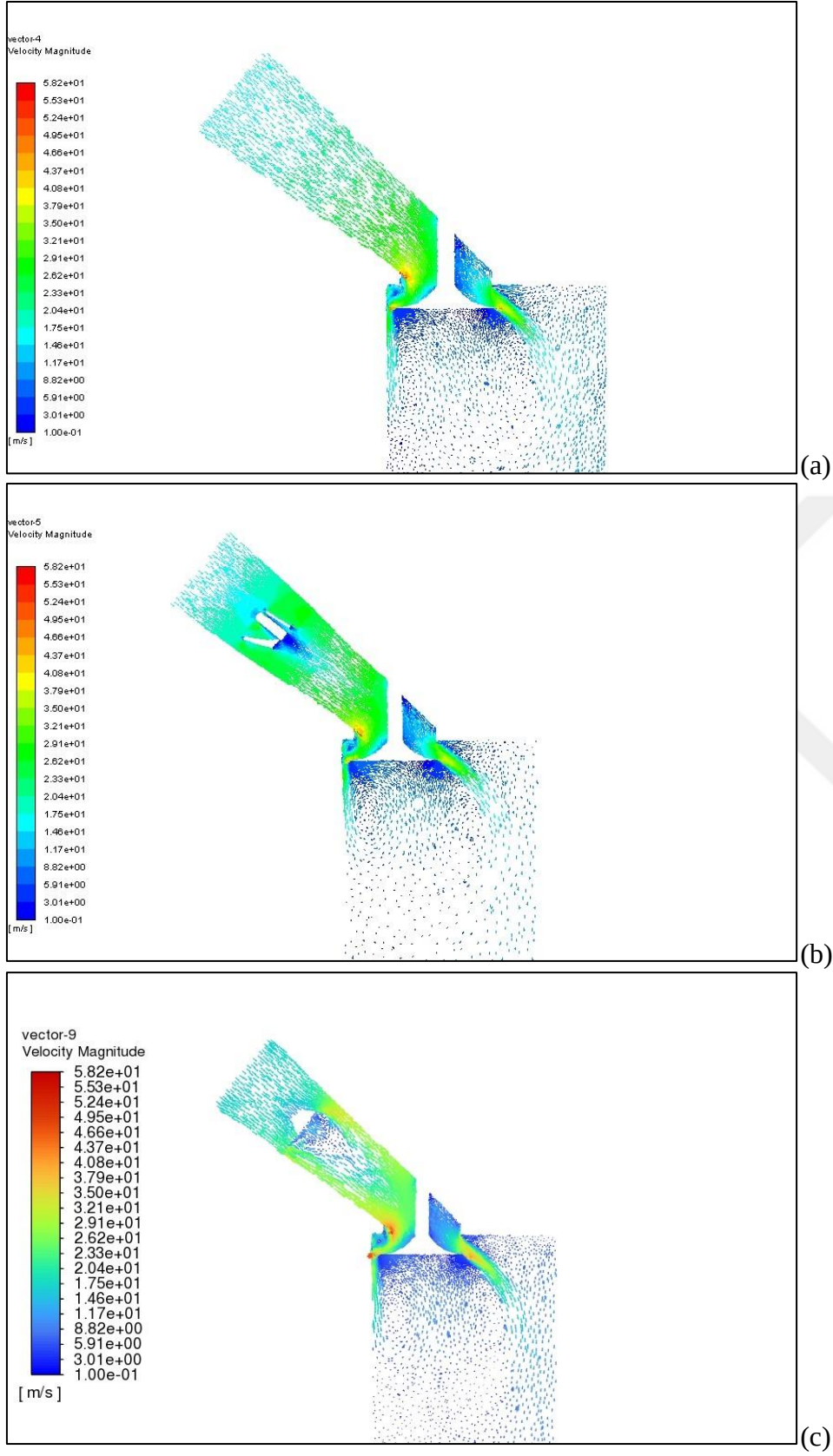
Şekil 7.22. 1000 dev/dak için (a) temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülator modeli ve (c) yıldız şekilli türbülator modelinde orta kesit türbülans kinetik enerji değerleri



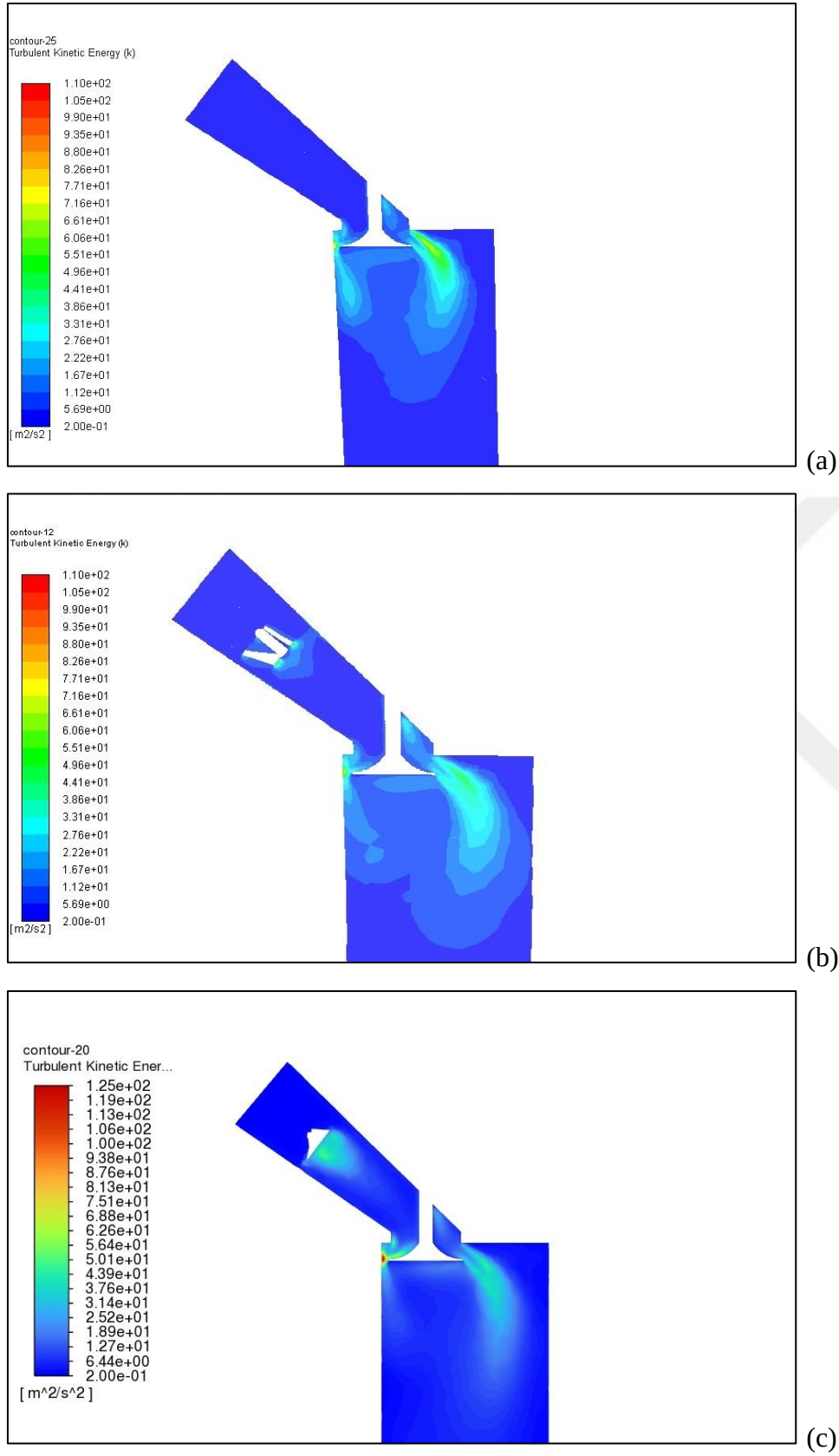
Şekil 7.23. 2000 dev/dak için (a) temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülator modeli ve (c) yıldız şekilli türbülator modelinde orta kesit hız büyüklükleri vektör grafiği



Şekil 7.24. 2000 dev/dak için (a) temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülör modeli ve (c) yıldız şekilli türbülör modelinde orta kesit türbülans kinetik enerji değerleri



Şekil 7.25. 3000 dev/dak için (a) temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülátör modeli ve (c) yıldız şekilli türbülátör modelinde orta kesit hız büyüklükleri vektör grafiği



Şekil 7.26. 3000 dev/dak için (a) temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülötör modeli ve (c) yıldız şekilli türbülötör modelinde orta kesit türbülans kinetik enerji değerleri

Şekillerde görüldüğü gibi emme manifolduna giren hava herhangi bir engelle karşılaşana kadar düzgün bir dağılım göstermiştir. Özellikle emme valfi kenar yüzeyleri akış üzerinde nozzle etkisi oluşturmuş ve akışın hızlanarak silindire girip silindir içerisindeki girdap ve takla oluşumlarını tetiklediği görülmüştür. Benzer şekilde türbülans kinetik enerjilerinde de silindir eksenini boyunca artışlar yaşandığı görülmüştür. Ayrıca yüksek türbülans kinetik enerjili akışın silindir içerisinde daha geniş bir alana yayıldığı görülmüştür.

Temel silindir modelindeki girdap ve takla oranları Çizelge 7.1'deki gibi hesaplanmıştır. Girdap ve takla oranlarını hesaplayabilmek için ihtiyaç duyulan hesap edilen noktaların koordinatları ve bu noktalardaki hızların x, y ve z bileşenleri ANSYS Fluent Çözüm (Solution) sekmesinde File-Export-Solution Data sekmelerinden veriler ASCII formatında dışarı aktarılarak elde edilmiştir.

Çizelge 7.1. (a) Temel silindir modeli, (b) fan şekilli türbülör modeli ve (c) yıldız şekilli türbülör modelinde elde edilen girdap ve takla oranları

Temel geometri modeli kesit konumu	Şekil 7.2 ile Şekil 7.26 arasında verilen kesitlerdeki girdap oranları (1000 rpm/2000 rpm/3000 rpm için)	Şekil 7.21, Şekil 7.23 ve Şekil 7.25'de verilen kesitlerdeki takla oranları (1000 rpm/2000 rpm/3000 rpm için)
z= -15 mm	0,28 / 0,52 / 0,61	0,37 / 0,56 / 0,61
z= -25 mm	0,32 / 0,39 / 0,48	
z= -50 mm	0,33 / 0,43 / 0,46	
Fan şekilli türbülör model kesit konumu	Şekil 7.2 ile Şekil 7.26 arasında verilen kesitlerdeki girdap oranları (1000 rpm/2000 rpm/3000 rpm için)	Şekil 7.21, Şekil 7.23 ve Şekil 7.25'de verilen kesitlerdeki takla oranları (1000 rpm/2000 rpm/3000 rpm için)
z= -15 mm	0,54 / 0,82 / 1,05	0,56 / 0,78 / 0,92
z= -25 mm	1,40 / 1,53 / 1,58	
z= -50 mm	1,10 / 1,27 / 1,33	
Yıldız şekilli türbülör model kesit konumu	Şekil 7.2 ile Şekil 7.26 arasında verilen kesitlerdeki girdap oranları (1000 rpm/2000 rpm/3000 rpm için)	Şekil 7.21, Şekil 7.23 ve Şekil 7.25'de verilen kesitlerdeki takla oranları (1000 rpm/2000 rpm/3000 rpm için)
z= -15 mm	0,46 / 0,73 / 0,96	0,54 / 0,72 / 0,88
z= -25 mm	1,1 / 1,45 / 1,57	
z= -50 mm	0,76 / 1,28 / 1,50	



8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada tek silindirli dizel bir motorda türbülötör kullanımı ile akış dinamikleri ve girdap oluşumlarının nasıl değiştiği incelenmiştir. İlk olarak literatürde yer alan sayısal ve deneysel çalışmalar incelenerek mevcut durum araştırılmıştır. Daha sonra piyasada yakıt tasarruf cihazı olarak da satılan türbülötörler araştırılmıştır. Türbülötörlerin akış üzerine etkilerini inceleyebilmek için tek silindirli bir model tasarlanmıştır. Temel emme manifoldu ve silindir modelinde ilk analizler gerçekleştirilmiştir. Daha sonra fan şeklinde ve yıldız şeklinde olmak üzere 2 farklı türbülötör tasarlanmıştır. Bu türbülötörler silindirlerin emme manifoldlarına montajlanarak elde edilen yeni modeller analiz edilmiştir. Analizler 1000 dev/dak, 2000 dev/dak ve 3000 dev/dak olmak üzere 3 farklı çalışma şartı altında gerçekleştirilmiştir.

Gerçekleştirilen doğrulama çalışmalarında temel silindir modelinde $z = -30$ mm kesitinde orta kalınlıktaki ağ yapısında en fazla $0,99$ m/s' lik z hızı bileşeni büyüklüğü elde edilmiştir. Fan şeklindeki türbülötör yerleştirilen modelde bu hız bileşeninin en fazla $1,46$ m/s olacak şekilde arttığı görülmüştür. Yıldız şeklindeki türbülötör yerleştirilen modelde bu hız bileşeni en fazla $1,26$ m/s olarak elde edilmiştir. Oluşturulan 2 farklı türbülans üretici de silindir içerisindeki akış hızlarında artış meydana getirmiştir. Bu artış özellikle fan şekilli türbülötör yerleştirilen modelde daha fazla gerçekleşmiştir. Bunun sebebi, fan şeklindeki türbülans üretici ekipmanın kanatçık yapısının akışta daha fazla hız artışı sağlaması ve türbülans oluşumuna katkı sağlamasıdır.

Analiz edilen modellerde elde edilen akış dinamiklerindeki değişim, 3 modeldeki girdap ve takla oranlarının hesaplanmasıyla da ortaya konulmuştur. Türbülötörlü modellerde silindir içerisindeki akış hızlarında ve girdap oluşumlarında önemli artışlar meydana gelmiştir. Emme manifoldu ve silindir içerisindeki türbülans kinetik enerjinin değişimi de grafiklerle ortaya konmuştur. Şekil 7.22, Şekil 7.24 ve Şekil 7.26 kesitlerinde türbülötörlü modellerde silindir eksen boyunca türbülans kinetik enerjisinin temel silindir modeline göre nasıl değiştiği gözlenmiştir. Türbülötörlü modellerde emme manifoldu içerisinde ve silindir içerisinde türbülans kinetik enerjisinde artışlar yaşandığı görülmüştür. Bu artışların özellikle yüksek devirlerde çalışma durumunda daha fazla olduğu görülmüştür.

Bu çalışmada elde edilen bulgular doğrultusunda, motor devir hızının 1000 dev/dak olması durumunda temel geometrideki 0,28-0,33 aralığında olan girdap oranlarının, fan şeklindeki türbülátörde hesaplanan kesite göre 0,54 ile 1,40 aralığına çıktığı, yıldız şeklindeki türbülátörde de 0,46 ile 1,1 aralığına çıktığı görülmüştür.

Motor devir hızının 2000 dev/dak olması durumunda temel geometrideki 0,39 ile 0,52 aralığında olan girdap oranlarının, fan şeklindeki türbülátörde hesaplanan kesite göre 0,82 ile 1,53 aralığına çıktığı, yıldız şeklindeki türbülátörde de 0,73 ile 1,45 aralığına çıktığı görülmüştür.

Motor devir hızının 3000 dev/dak olması durumunda temel geometrideki 0,46-0,61 aralığında olan girdap oranlarının, fan şeklindeki türbülátörde hesaplanan kesite göre 1,05 ile 1,58 aralığına çıktığı, yıldız şeklindeki türbülátörde de 0,96 ile 1,57 aralığına çıktığı görülmüştür.

Temel geometride 1000 dev/dak çalışma şartında 0,37 olan takla oranının, fan şeklindeki türbülátörde 0,46' ya, yıldız şeklindeki türbülátörde de 0,44'e çıktığı görülmüştür. Motor devir hızının 2000 dev/dak olması durumunda temel geometride 0,66 olan takla oranının fan şeklindeki türbülátörde 0,74' e, yıldız şeklindeki türbülátörde de 0,72' ye çıktığı görülmüştür. Motor devir hızının 3000 dev/dak olması durumunda temel geometride 0,71 olan takla oranının fan şeklindeki türbülátörde 0,92' ye, yıldız şeklindeki türbülátörde de 0,88' e çıktığı görülmüştür.

Gerçekleştirilen literatür taramasında incelenen çalışmalar ile birlikte değerlendirildiğinde, piyasada yakıt tasarrufu cihazı olarak yer alan ve emme manifolduna yerleştirilen türbülátörlerin silindire giren havanın hızını arttırdığı, silindir içerisinde girdap oluşumuna katkı sağladığı ve daha iyi bir yakıt/hava karışımı sağlayabileceğinden yanma verimini arttırıp kirletici emisyonları da azaltabileceği gösterilmiştir. Türbülátörlerin, özellikle 1000 dev/dak gibi düşük devir oranlarında çalışan motorlarda girdap ve takla oranlarını, literatürde yer alan daha iyi yanma sağlayabilecek değerlere (0,95-1,2 girdap oranı aralığı) çıkardığı görülmüştür. Ayrıca literatürde yer aldığı şekliyle girdap oranının 0,5'den 1,5'e yükselmesinin özellikle orta ve düşük yükler altında yakıt verimliliğini önemli ölçüde iyileştirmesi ve metan ve karbonmonoksit emisyonlarını azaltması yönüyle de elde edilen sonuçlar ışığında türbülátör kullanımının emisyonlar üzerinde olumlu etki yapabileceği

değerlendirilmiştir. Daha yüksek devirlerde ise türbülatorlerin istenmeyecek kadar fazla türbülansa yol açtığı görülmüştür. Türbülansın istenmeyen seviyelere çıkması yanma ve verimlilik üzerinde olumsuz sonuçlara sebep olacaktır.

Literatüre göre yüksek takla oranlarında alev difüzyon hızı artmakta ve kurum miktarı azalmaktadır. Literatürde yer alan bir çalışmada takla oranının 0,5 ile 2,2 arasında değiştiği durumlarda alev difüzyon hızının %34,5 arttığı gözlemlenmiştir. Temel geometride elde edilen 0,37 ile 0,61 arasındaki takla oranları fan şeklindeki türbülatorlü modelde 0,56-0,92 aralığına yükseldiği, yıldız şeklindeki türbülatorlü modelde ise 0,54-0,88 aralığına yükseldiği görülmüştür. Bu bilgiler ışığında, türbülator kullanımının takla oranlarını da arttırarak yanma difüzyon hızını arttırıp oluşan kurum miktarını azaltabileceği değerlendirilmiştir.

Türbülans kinetik enerjinin artması silindir içerisinde yanma hızını arttırarak silindir içerisindeki is ve emisyon miktarının azalmasını sağlamaktadır. Elde edilen bulgularda temel silindir modeline ilave edilen türbülatorlerin akış hızlarında meydana getirdiği artış ve girdap akışlarında yapmış oldukları iyileştirmelerle uyumlu olarak, akışa daha yüksek türbülans kinetik enerji kazandırdıkları görülmüştür. Özellikle devir sayısının arttığı çalışma şartlarında türbülans kinetik enerjideki artış oranları da daha yüksek olmuştur. En yüksek türbülans kinetik enerji yüzey ortalaması 3000 dev/dak çalışma şartında $z=-15$ mm kesitinde yıldız şeklinde türbülator yerleştirilen modelde $26,8 \text{ m}^2/\text{s}^2$ elde edilmiştir. Bu doğrultuda analizleri gerçekleştirilen türbülatorlü modellerde girdap ve takla oranlarındaki artışa benzer şekilde türbülans kinetik enerjilerde de artış yaşandığı ve silindir içerisindeki yanmaya olumlu katkı yapabileceği görülmüştür.

İleride yapılacak çalışmalarda hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleriyle, deneysel uygulamalara gerek kalmadan farklı tiplerde türbülatorler farklı motor silindiri geometrilerinde analiz edilebilir. Bu şekilde deneysel metotlara daha az ihtiyaç duyularak ürün geliştirme faaliyetleri sürdürülebilir.



KAYNAKLAR

- Antila, E., Imperato, M., Kaario, O., and Larmi, M. (2010). Effect of intake channel design to cylinder charge and initial swirl. *SAE Technical Paper*, 1-62.
- Bari, S., and Saad, I. (2013). CFD modelling of the effect of guide vane swirl and tumble device to generate better in-cylinder air flow in a CI engine fuelled by biodiesel. *Computers and Fluids*, 84, 262–269.
- Chen, A., Lee, K. C., and Yianneskis, M. (1995). Velocity characteristics of steady flow through a straight generic inlet port. *International Journal for Numerical Methods In Fluids*, 21, 571-590.
- Dadsetan, M., Chitsaz, I., and Amani, E. (2019). A study of swirl ratio effects on the NO_x formation and mixture stratification in an RCCI engine. *Energy*, 182, 1100-1114.
- Demir, Y., ve Öner, C. (2008). *Benzinli motorun hava girişine yerleştirilen türbülatorün yanma ve emisyon üzerindeki etkisinin deneysel olarak incelenmesi*. Yayımlanmamış Yüksek Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- Falfari, S., Brusiani, F., and Pelloni, P. (2014). 3D CFD analysis of the influence of some geometrical engine parameters on small PFI engine performances, the effects on the tumble motion and the mean turbulent intensity distribution. *Energy Procedia*, 45, 701-710.
- Güneş, D., ve Horasan, M. S. (2016). Full cycle cold flow analysis of the effect of twin swirl combustion chamber design in a diesel engine. *World Journal of Mechanics*, 6, 109-117.
- Hill, P. G., and Zhang, D. (1994). The effects of swirl and tumble on combustion in spark-ignition engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, 20(5), 373-429.
- Holman, J. P. (2010). *Heat transfer*. (Tenth Edition). New York, USA. McGraw-Hill, 540-667.
- İnternet: ANSYS Inc. (2015). *ANSYS FLUENT Meshing Users Guide*, Version 15.0. Web: <https://www.scribd.com/document/312507508/ANSYS-Fluent-Meshing-Users-Guide> adresinden 20 Aralık 2021’de alınmıştır.
- İnternet: ANSYS Inc. (2015). *ANSYS FLUENT Theory Guide*, Version 15.0. Web: <https://www.scribd.com/document/230104948/ANSYS-Fluent-Theory-Guide> adresinden 20 Aralık 2021’de alınmıştır.
- İnternet: ANSYS Inc. (2019). *ANSYS FLUENT Theory Guide*, Version 19.0. Web: <https://www.scribd.com/document/375085140/ANSYS-Fluent-Theory-Guide> adresinden 20 Aralık 2021’de alınmıştır.

- İnternet: ANSYS Inc. (2015). *ANSYS FLUENT Users Guide*, Version 15.0. Web: <https://www.scribd.com/document/357077969/ANSYS-Fluent-Users-Guide-pdf> adresinden 20 Aralık 2021’de alınmıştır.
- İnternet: ANSYS Inc. (2019). *ANSYS FLUENT Users Guide*, Version 19.0. Web: <https://www.scribd.com/document/453341532/ANSYS-Fluent-Users-Guide-pdf> adresinden 20 Aralık 2021’de alınmıştır.
- Jafarmadar, S., Taghavifar, Hadi., Taghavifar, Hamid., and Navid, A. (2016). Numerical assessment of flow dynamics for various DI diesel engine designs considering swirl number and uniformity index. *Energy Conversion and Management*, 110, 347-355.
- Karthikeya Sharma, T., Amba Prasad Rao, G., and Madhu Murthy, K. (2015). Numerical investigations on HCCI engine with increased induction induced swirl and engine speed. *Central South University Press and Springer*, 22, 3837-3848.
- Kumar, H. Y., and Jayashankar, N. (2015). Port flow simulation of an IC engine. *International Journal of Innovations in Engineering Research and Technology [IJERT]*, 2(9), 2394-3696.
- Lee, K., Bae, C., and Kang, K. (2007). The effects of swirl and tumble flows on flame propagation in a four-valve S.I. engine. *Applied Thermal Engineering*, 27, 2122-2130.
- Lumley, J. L. (2001). Early work on fluid mechanics in the IC engine. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 33, 1.
- Martinas, G., Cupsa, O. S., Stan, L. C., and Arsenie, A. (2015). Cold flow simulation of an internal combustion engine with vertical valves using layering approach. *Materials Science and Engineering*, 95, 012043.
- Martins, J., Teixeira, S., and Coene, S. (2009). Design of an inlet track of a small IC engine for swirl enhancement. *20th International Congress of Mechanical Engineering*, Gramado, RS, Brazil, 2-4.
- Moser, RD., Kim, J., and Mansour, NN. (1999). Direct numerical simulation of turbulent channel flow. *Phys Fluids*, 11, 943.
- Novozhilov, V. (2001). Computational fluid dynamics modeling of compartment fires. *Progress in Energy and Combustion science*, 27 (6), 611-666.
- Paul, B., and Ganesan, V. (2010). Flow field development in a direct injection diesel engine with different manifolds. *International Journal of Engineering, Science and Technology*, 2(1), 80-91.
- Semin, Satriawansyah, M. A., Cahyono, B., and Octaviani, N. S. (2018). Analysis of influence of masks flow on intake valve of gas and oil fuel engine based simulation. *International Journal of Marine Engineering Innovation and Research*, 2(3), 225-230.

- Sözen, A., ve Çiftçi, E. (2016). Isı tekerleği performansının hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile belirlenmesi. *Politeknik Dergisi*, 19 (4), 547-554.
- Yang, J., Dong, X., Wu, Q., and Xu, M. (2019). Effects of enhanced tumble ratios on the cylinder performance of a gasoline direct injection optical engine. *Applied Energy*, 236, 137-146.
- Yin, C., Zhang, Z., Sun, Y., Sun, T., and Zhang, R. (2016). Effect of the piston top contour on the tumble flow and combustion features of a GDI engine with a CMCV: a CFD study. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 10(1), 311-329.
- Yousefi, A., Guo, H., and Birouk, M. (2018). Effect of swirl ratio on NG/diesel dual-fuel combustion at low to high engine load conditions. *Applied Energy*, 229, 375-388.







GAZİ GELECEKTİR..