

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ

**DİZEL İÇTEN YANMALI MOTORLARDA
SİLİNDİR İÇERİSİNDEKİ HAVA
HAREKETLERİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Cem DEMİRKESEN

Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı

Enerji Bilim ve Teknoloji Programı

ARALIK 2018

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ

**DİZEL İÇTEN YANMALI MOTORLARDA
SİLİNDİR İÇERİSİNDEKİ HAVA
HAREKETLERİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Cem DEMİRKESEN
(301161007)**

Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı

Enerji Bilim ve Teknoloji Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Üner ÇOLAK

ARALIK 2018

İTÜ, Enerji Enstitüsü'nün 301161007 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Cem DEMİRKESEN, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “DİZEL İÇTEN YANMALI MOTORLARDA SİLİNDİR İÇERİSİNDEKİ HAVA HAREKETLERİNİN İNCELENMESİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Üner ÇOLAK**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Ahmet DURMAYAZ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Levent YÜKSEK
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 16 Kasım 2018
Savunma Tarihi : 11 Aralık 2018





Eşime,



ÖNSÖZ

Bu tez çalışması kapsamında, dizel içten yanmalı motorlarda silindir içerisinde hava emiş kanalı tasarımına bağlı olarak gerçekleşen hava hareketleri incelenmiştir. Ölçüm sonuçları kullanılarak, geliştirilen hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyon yöntemi sonuçları doğrulanmış ve değerlendirmeler yapılmıştır. Çalışma sonucunda geliştirilen plastik prototip yaklaşımı ile simülasyon metodu literatürün bilgisine sunulmuş ve üretimsel hataların girdap hareketi üzerindeki etkileri değerlendirilmiştir. Tez çalışmalarım sırasında desteğini, bilgi ve deneyimlerini esirgemeyen değerli hocam Sayın Prof. Dr. Üner ÇOLAK'a, ihtiyaç duyduğum simülasyon ve test altyapısını sağlayan Ford Otomotiv Sanayi A.Ş.'ye ve yardımlarını esirgemeyen tüm çalışma arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım. Maddi ve manevi destekleri nedeniyle haklarını ömrüm boyunca ödeyemeyeceğim anneme, babama, ablam ve kardeşime; eleştirileri, desteği, yardımları ve anlayışıyla bana güç katan, her zaman yanımda olan sevgili eşim Gökçe ARAS DEMİRKESEN'e ve tüm arkadaşlarıma sonsuz teşekkürlerimi sunuyorum.

Kasım 2018

Cem DEMİRKESEN
(Makina Mühendisi)



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER.....	ix
KISALTMALAR.....	xi
SEMBOLLER.....	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET.....	xix
SUMMARY.....	xxi
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Tezin Kapsamı.....	2
1.2 Motivasyon.....	3
1.3 Literatür Araştırması.....	4
2. DİZEL İÇTEN YANMALI MOTORLARDA HAVA HAREKETLERİ.....	7
2.1 Dizel Motorlarda Yakıtın Yanması.....	9
2.2 Akışkanlar Dinamiği ve Girdap Hareketi.....	10
2.2.1 Girdap oranı.....	11
2.3 Dizel Motorlarda Girdap Oluşumu ve Emme Kanalı Tasarımı.....	11
3. DENEYSEL ARAŞTIRMA TEKNİKLERİ.....	17
3.1 Girdap Oranı Ölçüm Teknikleri.....	17
3.1.1 Sıcak telli hız ölçeri.....	18
3.1.1.1 Sabit akım yöntemi ile çalışan sıcak telli hız ölçeri.....	19
3.1.1.2 Sabit sıcaklık yöntemi ile çalışan sıcak telli hız ölçeri.....	20
3.1.2 Lazer Doppler hız ölçeri (LDHÖ).....	21
3.1.3 Parçacık görüntülemeli hız ölçüm (PGHÖ) düzeneği.....	23
3.1.4 Girdap oranı ölçüm düzeneği.....	28
3.1.4.1 Akış faktörünün belirlenmesi.....	32
3.1.4.2 Girdap oranının belirlenmesi.....	33
3.2 Plastik Motor Prototipi.....	34
4. SİMÜLASYON ÇALIŞMALARI.....	35
4.1 Türbülanslı Akış.....	36
4.2 Türbülans Modellemesi.....	37
4.2.1 Kütle korunumu ve momentum dengesi denklemleri.....	38
4.2.2 Sonlu hacimler yöntemi.....	40
4.2.3 Reynolds ortalamalı Navier-Stokes (RONS) denklemleri.....	42
4.2.4 Yeniden Normalizasyon Grubu (YNG) k-ε türbülans modeli.....	43
4.3 Geometri.....	45
4.4 Ağ Yapı Belirleme Çalışması.....	49
4.4.1 Simülasyon modelinde sayısal çözümlere için ağ yapı hassasiyet çalışması.....	51
4.5 Sınır ve Başlangıç Koşulları.....	53

4.6 Girdap Oranı Hesabı.....	53
4.6.1 Girdap oranı hesabı için yazılan MATLAB programı	55
5. SAYISAL ÇÖZÜMLER VE DENEYSEL ÖLÇÜM SONUÇLARI	57
5.1 Ölçüm Doğruluğu ve Tekrarlanabilirliği.....	58
5.2 Ağ Yapı Hassasiyet Çalışmasının Sonuçları	60
5.3 Girdap Oranı Ölçümü ve HAD Analiz Sonuçlarının Kıyaslanması.....	62
5.4 PGHÖ Ölçümü ve HAD Analiz Sonuçlarının Kıyaslanması	68
5.5 Üretimsel Hataların ve Yüzey Pürüzlülüğünün Etkisi	70
5.5.1 Yüzey pürüzlülüğünün etkisi	70
5.5.2 Üretimsel hataların etkisi	73
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	77
KAYNAKLAR.....	79
EKLER.....	83
ÖZGEÇMİŞ.....	91



KISALTMALAR

BGS	: Büyük Girdap Simülasyonu (LES: Large Eddy Simulation)
CFL	: Courant–Friedrichs–Lewy
CO	: Karbonmonoksit
DNS	: Direkt Nümerik Simülasyon
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
LDA	: Lazer Doppler Anemometresi
LDHÖ	: Lazer Doppler Hız Ölçeri
LHÖ	: Lazerli Hız Ölçümü
PGHÖ	: Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçeri
PTHÖ	: Parçacık Takibiyle Hız Ölçümü
RONs	: Reynolds Ortalamalı Navier Stokes (RANS: Reynolds Averaged Navier Stokes)
STA	: Sıcak Telli Anemometre
YNG	: Yeniden Normalizasyon Grubu (RNG: Re-Normalisation Group)



SEMBOLLER

A_k	: Motor silindiri iç kesit alanı
C_μ	: Türbülans modeli sabiti
C_s	: İzentropik proseste akış hızı
D	: Girdap oranı
k	: Türbülans kinetik enerjisi
K	: Özgül ısıların oranı
l	: Karakteristik uzunluk
$\dot{m}_{ölçülen}$: Ölçülen kütleli debi
\dot{m}_{teorik}	: Teorik kütleli debi
M	: Petek tork değeri
n	: Yüzey normalı
N	: Motor çalışma hızı
P	: Basınç
p_1	: Supabın arkasındaki basınç
p_2	: Supabın önündeki basınç
R	: Gaz sabiti
Re	: Reynolds sayısı
Re_s	: Genel girdap oranı
S	: Kaynak terimi
S_a	: Hücre yüzey alanı
T	: Sıcaklık
u	: Hız
\bar{u}_1	: Ortalama hız terimi
u'_i	: Hız dalgalanmaları
ω_s	: Silindir düşey eksenine etrafındaki dönme hızı
\dot{V}	: Hacimsel debi değeri
α_k	: Akış faktörü
δ	: Kronecker delta
ε	: Türbülans dağılım terimi
ϑ	: Karakteristik hız
μ	: Dinamik viskozite
μ'	: Genişleyen viskozite
ρ	: Yoğunluk
ρ_s	: İzentropik proseste yoğunluk
ρ_{sil}	: Silindir içerisindeki yoğunluk
σ	: Viskoz stres tensörü
τ	: Reynolds gerilmesi
ν	: Kinematik viskozite
\emptyset	: Pasif skaler
\sim	: Favre ortalaması



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1 : %100 nem koşullarında sıcaklığa bağlı R ve K değerleri.	33
Çizelge 3.2 : %0 nem koşullarında sıcaklığa bağlı R ve K değerleri.	33
Çizelge 4.1 : Motor-A'nın geometrik özellikleri.	45
Çizelge 4.2 : Ağ yapı özellikleri (Gao ve Cuneo, 2016).	50
Çizelge 4.3 : Simülasyon modelindeki ağ yapı hassasiyet çalışması parametreleri. .	52
Çizelge 5.1 : Ölçümlerde kullanılan motorların geometrik özellikleri.	57



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Enerji tüketiminin sektörel düzeyde dağılımı (Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü, 2018).....	1
Şekil 2.1 : İçten yanmalı motorlarda proses zamanları (Britannica, 2007).	7
Şekil 2.2 : Silindir içerisindeki hava hareketleri: a) girdap hareketi, b) takla hareketi (Laramee ve diğ, 2006)	8
Şekil 2.3 : Yüksek girdap oranına sahip motor.	10
Şekil 2.4 : Düşük girdap oranına sahip motor	10
Şekil 2.5 : Teğetsel ve helisel hava emiş kanalı (Latheesh ve diğ, 2018).	12
Şekil 2.6 : Maskelenmiş ve yansıtıcı duvarlı supap tasarımları (Lumley, 2009).	13
Şekil 2.7 : Supap kaide yüzeyi işlemesi (Adolph ve diğ., 2009).	14
Şekil 3.1 : Sıcak telli anemometre (Url-1).....	18
Şekil 3.2 : Sabit akım yöntemi anemometre şeması (Url-2).....	20
Şekil 3.3 : Sabit sıcaklık yöntemi anemometre şeması (Url-2).	20
Şekil 3.4 : LDHÖ düzeneğinin şematik gösterimi (Url-3).	21
Şekil 3.5 : LDHÖ ölçüm hacmi (Keenan ve Chapin, 2009).....	22
Şekil 3.6 : PGHÖ sistemi şeması (Weyna ve diğ, 2013).	24
Şekil 3.7 : Parçacık yoğunluk ve dağılım görselleri (Raffel ve diğ, 2007).	25
Şekil 3.8 : Ford Otosan'daki optik motor silindiri.....	27
Şekil 3.9 : Ford Otosan'daki lazer düzlemi oluşturma düzeneği.....	27
Şekil 3.10 : Ford Otosan'daki silindir içi PGHÖ düzeneği.	28
Şekil 3.11 : Ford Otosan girdap oranı ölçümü düzeneği.	29
Şekil 3.12 : Çarklı girdap ölçümü düzeneği (Funken ve Doğan, 2014).	30
Şekil 3.13 : Petekli girdap ölçümü düzeneği (Funken ve Doğan, 2014).	30
Şekil 3.14 : Ford Otosan'da silindir kafası girdap oranı ölçümü.....	31
Şekil 3.15 : Ford Otosan'da üretilen plastik prototip.	34
Şekil 4.1 : Kontrol hacmi a) Hücre merkez şeması b) Hücre kesişim noktası şeması.	41
Şekil 4.2 : Üç hücreli, tek boyutlu örnek uzaysal akış alanı (Converge, version 2.3- Manual)	41
Şekil 4.3 : Simülasyon modelindeki supap geometrisi.....	45
Şekil 4.4 : Simülasyon modelindeki akış hacmi ve kullanılan motor parçaları.	46
Şekil 4.5 : Simülasyon modelinin boyutları.	47
Şekil 4.6 : Simülasyon modelinde kullanılan a) 3 mm b) 6 mm c) 11 mm supap açıklıklarındaki akış hacimleri.	48
Şekil 4.7 : Simülasyondaki bölgesel ağ yapısı iyileştirmeleri.....	50
Şekil 4.8 : Simülasyondaki ağ yapısı kesit görüntüleri.	51
Şekil 4.9 : Açısal momentum akısı ortalama hesabı.....	54
Şekil 4.10 : Kütleli debi ortalama hesabı.....	55
Şekil 5.1 : Farklı supap açıklıklarında, normalize edilmiş akış faktörü ölçümlerinin tekrarlanabilirliği.....	58

Şekil 5.2 : Farklı supap açıklıklarında, normalize edilmiş girdap oranı ölçümlerinin tekrarlanabilirliği.	59
Şekil 5.3 : Farklı supap açıklıklarında, normalize edilmiş akış faktörü ölçümlerinin doğruluğu.....	59
Şekil 5.4 : Farklı supap açıklıklarında, normalize edilmiş girdap oranı ölçümlerinin doğruluğu.....	60
Şekil 5.5 : Kütleli debinin ağ yapısı hassasiyeti.....	61
Şekil 5.6 : Girdap oranının ağ yapısı hassasiyeti.....	61
Şekil 5.7 : Çözüm süresinin ağ yapısı hassasiyeti.	62
Şekil 5.8 : A motoru için akış sarmallarının hız dağılımı.	63
Şekil 5.9 : Motor-A için sayısal çözümler ve deneysel ölçümler ile elde edilen kütleli debi değerlerinin kıyaslaması.	64
Şekil 5.10 : Motor-A için sayısal çözümler ve deneysel ölçümler ile elde edilen girdap oranı değerlerinin kıyaslaması.	64
Şekil 5.11 : Motor-B için sayısal çözümler ve deneysel ölçümler ile elde edilen kütleli debi değerlerinin kıyaslaması.	65
Şekil 5.12 : Motor-B için sayısal çözümler ve deneysel ölçümler ile elde edilen girdap oranı değerlerinin kıyaslaması.	65
Şekil 5.13 : Motor-B için farklı test motorları kullanılarak gerçekleştirilen ölçümlerde elde edilen girdap oranı değerlerinin kıyaslaması.	66
Şekil 5.14 : Supap merkezindeki kesitte hız dağılımı (2 mm supap açıklığı).	67
Şekil 5.15 : Girdap oranı ölçüm bölgesindeki kesitte hız vektörleri (2 mm supap açıklığı).....	68
Şekil 5.16 : Motor-A için PGHÖ ile elde edilen hız vektörleri.	69
Şekil 5.17 : Motor-A için HAD simülasyonu ile elde edilen hız vektörleri.	69
Şekil 5.18 : Döküm malzemedan yapılmış Motor-A silindirik kafasının endoskopik kamera görüntüleri.	71
Şekil 5.19 : Plastik malzemedan yapılmış prototip silindirik kafasının endoskopik kamera görüntüleri.	71
Şekil 5.20 : Motor-A için döküm malzemeli ve plastik prototip silindirik kafaları için akış faktörü kıyaslaması.	72
Şekil 5.21 : Motor-A için döküm malzemeli ve plastik prototip silindirik kafaları için girdap oranı kıyaslaması.....	72
Şekil 5.22 : Motor-C'nin iki silindiri için yapılan ölçümlerde elde edilen akış faktörü değerlerinin kıyaslaması.....	73
Şekil 5.23 : Motor-C'nin iki silindiri için yapılan ölçümlerde elde edilen girdap oranı değerlerinin kıyaslaması.....	74
Şekil 5.24 : Endoskopik kamera görüntüleri (Motor-C).....	74
Şekil B. 1 : Anlık PGHÖ ölçüm sonuçları.....	89

DİZEL İÇTEN YANMALI MOTORLARDA SİLİNDİR İÇERİSİNDEKİ HAVA HAREKETLERİNİN İNCELENMESİ

ÖZET

Teknolojinin hızla geliştiği günümüzde, enerji talebi artmakta ve doğal kaynak rezervleri hızla tükenmektedir. Buna ek olarak, çevreye salınan zararlı gaz miktarı da artmaya devam etmektedir. Günlük hayatın her alanında kullanılan içten yanmalı motorlar da bu olumsuz etkilerde önemli bir pay sahibidir. İçten yanmalı motorları kullanan taşıtlardan çevreye salınan NO_x , CO_2 ve kurum gibi zararlı maddeler doğal yaşamı büyük ölçüde tehdit etmektedir. Bu sebeple, emisyon seviyeleri yasal mevzuatlarla her geçen gün daha sıkı bir şekilde sınırlandırılmakta ve bu durum motor verimliliğini çok kritik bir parametre haline getirmektedir.

İçten yanmalı motorlarda verimliliğe etki eden başlıca parametreler; hava kalitesi, yakıt enjeksiyon parametreleri ve hava ile yakıt karışımıdır. Hava yakıt karışımının kalitesi yanma verimini, emisyon seviyesini, yakıt sarfiyatını ve motor verimliliğini doğrudan etkilediği için, yakıt enjeksiyon sistemleri ile hava davranışının doğru bir karışım elde edebilmek amacıyla birlikte tasarlanması oldukça önemlidir. Karışım oluşumu için hava kalitesinin önemi göz önüne alındığında, kullanılan yakıtın yanma karakteristiğine bağlı olarak iki tür hava hareketinden söz edilebilmektedir. Benzinli motorlarda kıvılcım oluşumu gerçekleşmeden önce karışım oluşumunun iyileştirebilmesi amacıyla, hava emiş kanal tasarımı silindir düşey eksenine dik bir eksen çevresinde bir takla hareketi oluşturacak şekilde tasarlanmaktadır. Bunun yanı sıra, dizel içten yanmalı motorlarda ise karışım oluşumunu iyileştirmek amacıyla, silindir düşey eksen çevresinde bir girdap hareketi oluşturacak şekilde hava emiş kanalı tasarımları geliştirilmektedir.

Bu çalışmada, silindir merkezindeki düşey bir eksen çevresinde gerçekleşen dönme hareketi olarak tanımlanan girdap hareketi incelenmiştir. Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçeri ve Lazer Doppler Hız ölçeri gibi akış görselleme teknikleri kullanılarak hız vektörleri elde edilerek belirlenebilen bu hareket, aynı zamanda girdap oranıyla da sayısal olarak ifade edilmektedir. Piyasada çeşitli firmalar tarafından geliştirilen sabit rejimli akış koşullarında ölçüm yapan test düzenekleri ile hazır bir silindir kafası veya prototipi kullanılarak girdap oranı belirlenebilmektedir. Fakat, girdap oranı motor geliştirme projelerinin daha ilk safhalarında henüz prototip veya motor parçaları üretilmemişken karar verilen ve bütün yanma odası tasarımını etkileyen çok önemli bir parametredir. Bu sebeple, hava emiş kanal geometrisinin bilgisayar ortamında tasarlanabilmesi ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analiz yöntemleri kullanılarak girdap oranının doğru bir şekilde hesaplanabilmesi büyük öneme sahiptir.

Bu tez çalışması kapsamında, Ford Otomotiv Sanayi A.Ş. bünyesindeki ölçüm düzeneği kullanılarak üç farklı motor geometrisi ve bir plastik prototip için girdap oranı ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Daha sonra Converge isimli ticari HAD analiz kodu kullanılarak, bir simülasyon modeli geliştirilmiştir. Bu model, ölçümleri gerçekleştirilen iki farklı motor geometrisi için oluşturulmuş ve doğrulama çalışmaları

yapılmıştır. Simülasyon modelinden ve ölçümlerden elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında iki motor geometrisi için de kütleli debi değerleri en yüksek %5, girdap oranı değerleri ise en yüksek %10 farkla hesaplanabilmiştir. Bu durum geliştirilen simülasyon modelinin ölçüm düzeneğinin yerine kullanılabilirliğini kanıtlamıştır. İkinci olarak, çalışma kapsamında geliştirilen plastik prototip yaklaşımı kullanılarak PGHÖ test düzeneği ile akış görselleştirilmesi yapılmıştır. Elde edilen hız vektörleri ve akış alanı, simülasyon sonuçlarıyla kıyaslanmış ve sonuçlar değerlendirilmiştir. Yapılan karşılaştırma, kullanılan simülasyon yöntemi ve türbülans modeli sebebiyle zamana bağlı olarak değişen girdap hareketlerinin ve hız alanının ölçüm sonuçlarından farklı hesaplandığını ortaya koymuştur. Bu sebeple, bu çalışmada elde edilen çıktılar ile gerçekleştirilecek daha detaylı bir çalışma için büyük girdap simülasyonu kullanılması önerilmektedir. Son olarak ise, yüzey pürüzlülüğünün ve üretimsel hataların girdap oranı ölçümleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde, üretimsel hataların girdap hareketinin yönünü dahi değiştirebildiği, yüzey pürüzlülüğünün de akış faktörü ve girdap oranı üzerinde önemli etkileri olduğu gözlemlenmiştir.



IN-CYLINDER FLOW CHARACTERIZATION OF AIR IN DIESEL INTERNAL COMBUSTION ENGINES

SUMMARY

The purpose of internal combustion engines is the production of mechanical power from the chemical energy contained in the fuel. In internal combustion engines, different from the external combustion engines, this energy is released by burning or oxidizing the fuel. The actual working fluids are the air-fuel mixture before combustion and during the combustion. And work transfer which provides the desired power output occurs between the mechanical components and these working fluids. So that, air-fuel mixture is the main parameter which affects the engine performance in the internal combustion engines. As a result, in-cylinder flow characterization of air in internal combustion engines has always been an important topic has been studied by decades.

In the last years, emission levels and the fuel consumption became very strict by regulations especially with the EURO VI and efficiency has become a more crucial term for the internal combustion engines (ICE). Especially, NO_x and soot emissions are limited with the EURO VI regulation, and it is known that CO₂ emissions will be monitored and limited with the EURO VII regulation in the near future. The key of the satisfying these emission regulations to continue to produce and sell engines is improving the engine efficiency. Since the emission level and the fuel consumption are the results of the combustion efficiency in-cylinder, engine manufacturers expedited the research and development projects to increase the efficiency.

The main parameters affecting the engine efficiency are fuel injection parameters, air quality and air-fuel mixture. Since the mixing characteristic effects all the combustion efficiency, emission level, fuel consumption and engine efficiency, fuel injection parameters and the air behaviour should be obviously designed all together to obtain the proper air fuel mixture for the considered combustion chamber. Considering the importance of the air quality for the mixing characteristic, there are two types of the air motion for the ICEs regarding the fuel type. Gasoline engine combustion system relies on the large scale motion around the perpendicular axis to the center axis referred as tumble. On the other hand, the vast majority of modern diesel engine combustion system relies on the application of a large scale charge motion around the center axis of the combustion chamber, a swirling motion, commonly referred as Swirl.

Both the swirl and the tumble motions are generated by the intake port and as a result, intake port design becomes a crucial parameter for the engine efficiency. The intake ports of diesel engines can be subdivided into three groups: tangential ports, helical ports, and filling ports. Tangential ports run tangentially at a relatively flat angle into the combustion chamber and thus generate a charge motion around the vertical axis of the cylinder. Tangential ports can be used to generate a relatively high swirl with moderate flow. Using two tangential ports in a 4-V engine is only feasible with turned valve arrangement. Helical ports have a geometry that lets part of the main air flow

rotate around the valve stem and thus forces the majority of the drawn in gas mass into the combustion chamber in the direction of the desired swirl. For a parallel valve arrangement, it makes sense to combine a tangential port with a swirl duct. In addition to the options described above for generating a swirl flow with the help of duct geometry, the flow of the air can be forced to rotate around the vertical axis by eccentrically machining the valve seat rings. Besides, masked and shrouded valve arrangements are the alternative designs to obtain the desired swirl inside the cylinder.

Although swirl generation in diesel engines has been common practice for many years, the applied techniques for defining, measuring and analysis the characteristics of such charge motion are still relatively crude. These techniques were developed a couple of decades ago, based on the engine applications of that time, and within the boundaries of available technologies. Next to these more classical techniques, new development tools were introduced in the form of numerical simulations. However, even these methodologies often rely on significant simplifications with regard to flow field characterization.

As diesel engines have undergone a step development curve in recent years, it is appropriate to reassess current practices for the characterization of in-cylinder flow during combustion system development again, using state of the art numerical and experimental techniques. Laser Doppler Velocimetry (LDV), Hot Wire Anemometer (HWA) and Particle Image Velocimetry (PIV) are the main systems used to investigate the flow behaviour in the cylinder. However, there are a few disadvantages of these techniques; LDV and PIV are non-destructive but also costly measurement techniques since both techniques require optically accessible test specimens. On the other hand, HWA testing is not capable to measure all the flow field considered. Because of the disadvantages of these techniques, a steady-state flow port bench testing method is developed to measure the swirl ratio or tumble ratio in the cylinder.

In the present thesis study, in-cylinder flow behaviour is investigated for the diesel internal combustion engines by using state of the art numerical and experimental techniques. The steady-flow port bench testing, PIV measurements and numerical simulation methods are used to determine the flow behaviour inside the cylinder. In addition, endoscopic visualization technique is used to observe the effects of the surface roughness and the manufacturing problems on the flow behaviour for the considered engine structures.

The steady-state port bench is used to measure the swirl ratio which includes a honeycomb and a torque meter located under the honeycomb to measure the torque resulting from the swirl motion inside the cylinder. In such experimental set-up, the head is mounted on top of an open ended cylinder. A constant pressure difference across this set-up induces a steady flow of air. The achieved mass flow rate gives an indication of the cylinder head's efficiency. Either a paddle wheel velocimetry or impulse torque meter is used to measure the intensity of the swirling air flow that passes through the cylinder for several fixed positions of the intakes valve. The measurement results are used to calculate a global non dimensional swirl number for which various mathematical definition exist. Such global numbers are commonly used to evaluate combustion system performance as a function of charge motion intensity, either by means of engine dynamometer testing or through numerical simulation. Since the test bench used in this study is a product of FEV which is an engineering company, relevant swirl ratio definition is used for the evaluations. Results are evaluated in terms of repeatability and reproducibility first. After that, measurements are conducted for

3 different engine structures and for a plastic prototype. During the tests, a huge discrepancy is observed for one of the cylinder heads and endoscopic camera is used to investigate the cylinder head to understand the surface roughness and manufacturing problems. Endoscopic examination showed that the manufacturing problems can even reverse the swirl direction and also surface roughness has a significant effect on the flow coefficient and swirl ratio.

In this study, a numerical methodology is also developed by using the commercial CFD code namely Converge to create a virtual steady-state port bench. Since the swirl ratio is the key parameter defined in the very initial phase of the engine development projects, a validated numerical model becomes really important to built the first time true intake port designs. The main reason of using Converge is about the advantage on grid generation. Converge allows user to generate mesh according to the domain characteristics in terms of velocity, temperature etc. during the simulation by adaptive mesh refinement (AMR) feature. The numerical model solves the Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS) equations with the finite volume approach. RNG (Re-Normalization Group) k- ϵ turbulence model is used for the numerical simulations. RNG k- ϵ turbulence model which is a two equation model gives more accurate results at low reynolds number flows and swirly flows due to its additional term in calculation of turbulent stress. The test bench measurements are used to validate the CFD results in terms of accuracy on predicting the mass flow rate and the swirl ratio over the valve lifts. The first step of the validation study is to predict the mass flow rate accurately with numerical simulations, since the swirl ratio has a reverse relation with the square root of the mass flow rate. The validation study is conducted for two different engine structures. The results showed a perfect agreement with the measurements and proved the viability of virtual testing as an important alternative to experiments.

Following the port bench measurements and CFD validation study, a PIV test set-up is built to observe the swirling motion visually. In addition to that, a plastic prototype, which can be mounted to both test systems used in this study, is produced with rapid prototyping machine and used for the PIV measurements. Resulting flow field is compared with the CFD solution and discussed in detail. PIV measurements showed that the vortex center is located between two intake valves and the location is predicted accordingly in the CFD simulations. On the other hand, the comparison showed that the steady-state simulation with RANS equations is not capable of simulating the instantaneous time-depnt swirl and turbulence effects precisely. For better resolution and accuracy in terms of actual flow field and the velocity distribution, Large Eddy Simulation (LES) can be used for further investigations. Since, Large Eddy Simulation solves the large eddies instead of modelling and gives higher accuracy for the flow distribution on the flow field.

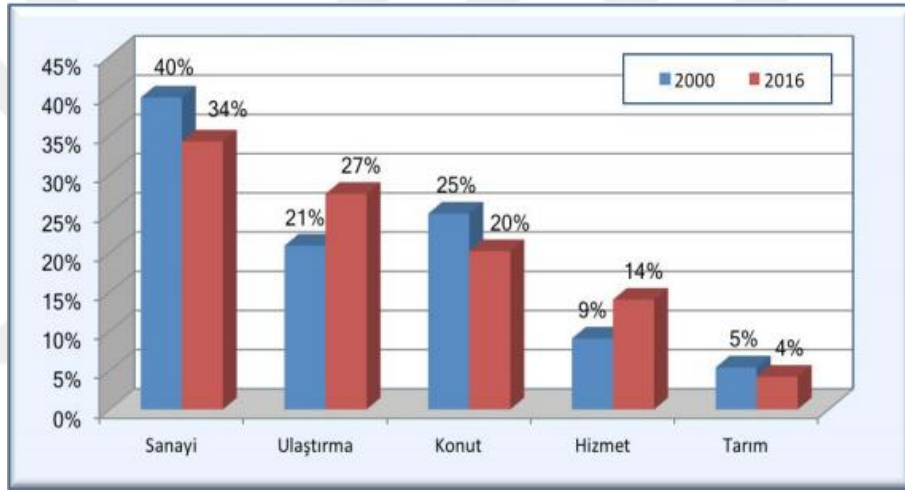
As a conclusion, CFD simulations showed a good agreement with the experimental results in terms of mass flow rate and swirl ratio calculations. Mass flow rate values are predicted within %5 error margin and swirl ratio values are predicted within %10 error margin. This proves the viability of numerical method as an important alternative to experiments and the present validated numerical methodology gives chance to design for the first time true and proper intake port geometries to observe the better engine efficiency, fuel consumption and emission level. In addition to that, by using the numerical method, further optimization studies can be conducted by using recently developed optimization algoritihms such as, genetic algorithm or design of experiment. Also the plastic prototype approach introduced in this study, can be used to validate the design alternatives before having a production cylinder head or metal prototype.



1. GİRİŞ

Günümüzde, hızla gelişen teknolojiyle birlikte enerji ihtiyacı ve tüketimi önceki yıllara kıyasla önemli miktarda artmıştır. Artan enerji tüketimi, doğal kaynakların azalmasını ve çevresel sorunları da beraberinde getirmiştir.

Türkiye Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı 2016 yılı verilerine göre enerji tüketiminin sektörel düzeydeki dağılımı Şekil 1.1’de gösterilmektedir.



Şekil 1.1 : Enerji tüketiminin sektörel düzeyde dağılımı (Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü, 2018).

Bakanlık verileri ulaştırma sektöründeki enerji tüketiminin 2000 ile 2016 yılları arasında %28 arttığını göstermektedir. Artan enerji tüketimi kullanılan yakıtın cinsine bağlı olarak çevreye salınan zararlı gaz miktarının, yıllar içerisinde artması anlamına gelmektedir ve bu durum hem doğal yaşamı hem de insan hayatını tehdit etmektedir.

Ulaştırma sektöründe en çok kullanılan enerji üreticisi içten yanmalı motorlardır. Bu motorlar 1800’li yıllarda keşfedilmiş ve kullanımı yıllar içerisinde önemli ölçüde artmıştır. İçten yanmalı motorlar karayolu, havayolu, demiryolu ve deniz ulaşımında kısacası sosyal hayatın her alanında yer aldığı için, günümüz toplumunu bu araçlar olmadan hayal etmek neredeyse imkânsızdır.

Günlük hayatın her alanında bulunan içten yanmalı motorlar, motor verimliliği ve emisyon seviyeleri düşünüldüğünde Dünya ölçeğinde etkilere sahiptirler. Foto-

kimyasal sis, artan CO konsantrasyonu ve zehirli madde birikmeleri yerel olarak çevresel kaygılara neden olmasına rağmen küresel ısınma ve iklim değişikliği tüm ekosistemi tehdit etmektedir.

Azalan doğal kaynak rezervleri ve artan yanma ürünü gazların emisyon seviyeleri ile çevresel etkiler, verimliliği daha da önemli bir hale getirmiştir. Çünkü içten yanmalı motorlarda, yanma veya motor verimi aynı zamanda emisyon seviyesini de etkilemektedir. Bu sebeple, emisyon seviyeleri ve motor verimliliği yasal düzenlemelerle sınırlandırılmıştır. Yıllar içerisinde otomobil kullanımının daha da yaygınlaşmasıyla birlikte zararlı gazların salınımının artacağı öngörüsüyle, gelecek yıllarda yürürlüğe girecek yasal düzenlemelerle birlikte bu sınırlarının daha da daraltılacağını söyleyebiliriz.

Sonuç olarak; bu durumun bilincinde olan, üretime ve araç satışına devam etmek isteyen otomotiv şirketleri, motor verimliliğini arttırmak ve emisyon değerlerini düşürmek adına araştırma-geliştirme çalışmalarını hızlandırmışlardır. Bu çalışmalarda test imkânlarını geliştirmek ve genişletmek önemli bir yer tutsa da, son yıllarda nümerik yöntemler ve analiz programları gittikçe yaygınlaşmıştır. Bu sayede, optimum motor performansı ve emisyon seviyesini sağlayacak içten yanmalı motorların tasarlanabilmesi için büyük adımlar atılmıştır.

1.1 Tezin Kapsamı

Bu tez kapsamında, dizel içten yanmalı motorlarda silindir içerisine alınan havanın hareketleri incelenecektir. Öncelikle içten yanmalı motorlarda silindir içerisinde meydana gelen hava hareketleri anlatılacaktır. Daha sonra dizel motorlarda kullanılan havanın girdap hareketinin motor verimliliği ve emisyon seviyesi açısından önemi irdelenecek ve girdap oranı ile sayısal olarak incelenebilen bu hava hareketine etki eden geometrik özellikler anlatılacaktır.

Test düzeneğiyle ölçümü ve karakterizasyonu yapılabilen havanın girdap hareketi, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemleriyle üç boyutlu olarak bilgisayar ortamında analiz edilecek ve bu yöntem ölçüm sonuçları kullanılarak doğrulanacaktır. Doğrulanmış bir HAD modelinin oluşturulması, hem test maliyetlerini hem de prototip ihtiyacını azaltırken, aynı zamanda optimum geometriyi tasarlayabilme ve daha çok alternatifi deneyebilme şansını sağlayacaktır.

Sayısal olarak doğrulama çalışmasının tamamlanmasının ardından görsel olarak da karşılaştırma yapılacaktır. Bu karşılaştırma için Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçüm (PGHÖ) düzeneği kullanılacaktır.

Doğrulama çalışmasını yapabilmek adına, testlerin tekrarlanabilirliği incelenecektir. Bunun için öncelikle aynı geometride farklı ölçümler tekrarlanacak, daha sonra aynı motor geometrisi için 3 farklı örnek üzerinde ölçümler tekrarlanılarak üretim toleranslarının silindir içerisindeki hava hareketine etkisi irdelenecektir. Bu inceleme sırasında yüzey kalitesi ve üretim toleransları endoskopik kameralar yardımıyla görüntülenecektir.

Kısaca bu tez kapsamında yapılacak ve yukarıda açıklanan çalışmaları listeleyecek olursak:

1. İlgili motor geometrisi için HAD modelini kurulması.
2. Konu edilen silindir kafası için girdap oranı ölçümlerinin yapılması.
3. Girdap oranı için HAD modeli sonuçlarıyla test sonuçlarının sayısal olarak kıyaslanarak HAD yönteminin doğrulanması.
4. PGHÖ ile analiz sonuçlarının görsel olarak kıyaslanması.
5. Yüzey pürüzlülüğü ve üretim toleransları ile hatalarının girdap oranına olan etkisinin testlerle irdelenmesi.

Son olarak; test çalışmaları ve simülasyon çalışmalarının sonuçları detaylı olarak sunulacak ve gelecekte yapılacak veya yapılabilecek çalışmalarla birlikte tezin çıktıları tartışılacaktır.

1.2 Motivasyon

Motor performansı, verimlilik ve emisyon seviyesi açısından en önemli parametrelerden biri, silindir içerisine alınan havanın miktarı ve silindir içerisindeki hareketidir. Hava ile yakıtın karışım kalitesini önemli ölçüde etkileyen bu hareket, yanma verimini belirleyen faktörlerden bir tanesidir. Bu sebeple, silindir içerisindeki enjeksiyon parametrelerine bağlı olarak hava hareketinin doğru bir şekilde belirlenmesi büyük önem taşımaktadır.

Havanın silindir içerisindeki bu hareketi, hava emiş kanallarının geometrisine bağlı olarak daha silindire girmeden belirlenmeye başlanır. Bu sebeple optimum hava

performansını ve istenilen debiyi sağlayabilecek hava kanalı geometrisi tasarımı, kritik öneme sahip hale gelmektedir.

Dizel motorlar için girdap olarak adlandırılan bu hava hareketi, bir motor geliştirme projesinde daha ilk evrelerde belirlenmektedir. Motorda istenilen girdap seviyesi doğrultusunda kanal tasarımları yapılmakta ve motorun geri kalan parçaları dizayn edilmektedir. Motor geliştirme projesinin ilk safhalarında, test yapabilecek bir prototip veya üretimden çıkan bir parça olmadığını düşünürsek, bu tasarımın ve geliştirme sürecinin HAD analizleriyle sanal ortamda yapılması büyük bir önem kazanmaktadır. Çünkü sanal ortamda simülasyonların yapılmasıyla birlikte, testlerle kıyaslandığında çok daha fazla dizayn alternatifi denenebilir, hatta optimizasyon programları yardımıyla tam olarak istenilen girdap oranını ve debi değerini sağlayacak hava kanalı tasarımı çok kısa sürelerde gerçekleştirilebilir. Bunun doğal bir sonucu olarak da test ve prototip maliyetleri azaltılarak, optimize edilmiş kanal tasarımlarıyla birlikte yüksek verimliliğe ve düşük emisyon seviyesine sahip motor tasarımları gerçekleştirilebilir.

Bütün bu sebepler göz önüne alındığında, HAD analizlerinin önemi daha iyi anlaşılmaktadır. Fakat unutulmamalıdır ki analiz sonuçlarıyla tasarıma yön verilmeden önce, analiz çıktılarının test sonuçlarıyla doğrulanması ve yöntemin geliştirilmesi gerekmektedir.

1.3 Literatür Araştırması

İçten yanmalı motorlarda silindir içerisindeki dolgu (hava veya hava ile yakıt karışımı) hareketleri, literatürde yapılan çalışmalar incelendiğinde her zaman çok önemli bir araştırma konusu olmuştur. Bu dolgu hareketleri bir çok çalışma grubu tarafından çeşitli ölçüm teknikleri ve HAD analiz yöntemleri kullanılarak incelenmiş, özellikle motor performansına, yanma verimine ve emisyon seviyelerine olan etkileri göz önünde bulundurularak önemi vurgulanmıştır.

Xu (2001) yaptığı çalışmada, sabit akış test düzenekleriyle silindir kafası girdap oranı ölçümleri için kritik konuları değerlendirmiştir. Çalışmanın amacı, test düzeneklerini geliştirmek için gerekli olan kritik noktaları belirlemektir. Ayrıca akış faktörü, girdap oranı ve takla oranı için yapılan çeşitli tanımlamalar tartışılmış ve değerlendirilmiştir. Sonuç olarak, silindir içerisindeki açışal momentum ile motordaki yanma performansı

arasındaki ilişki ortaya konulmuş ve ölçümlerde dikkat edilmesi gereken noktalar da belirtilerek çeşitli çıktılar tartışılmıştır.

Bonatesta ve diğ. (2007) dizel motorlarda girdap oranının kurum emisyon seviyesine olan etkisini Kiva-v isimli HAD analiz kodunu kullanarak incelemişlerdir. Çalışma sonucunda, girdap oranının enjekte edilen yakıtla bağlantılı şekilde kullanıldığı durumda, motor içerisindeki kurum emisyonu miktarı, yakıt dağılımı ve yanmanın konumu için en etkili parametre olduğu ortaya konulmuştur.

Lin ve Peng (2012) çalışmalarında, benzinli bir motor için sürekli rejimde sabit akış koşullarında, hava hareketlerini incelemek için testler gerçekleştirmişler ve testlerdeki sınır koşullarıyla uyumlu şekilde bir HAD analiz metodu geliştirmişlerdir. Yapılan girdap oranı ve takla oranı ölçümlerinde elde edilen akış faktörü değerleri kıyaslandığında, girdap oranı ölçümlerinde daha yüksek değerlere ulaşıldığını gözlemlemişler ve sebeplerini araştırmışlardır. Çalışma sonucunda, benzinli bir motor içerisindeki baskın hava hareketinin takla hareketi olduğu ortaya konulmuştur.

Jianming ve diğ. (2012) helisel bir hava emiş kanalı tasarımında akış faktörü ve girdap oranı değerlerine etki eden tasarım parametrelerini incelemişlerdir. Öncelikle gerçekleştirilen sürekli rejimde sabit akışlı test düzeneği ölçümlerinden elde ettikleri sınır koşullarıyla HAD analiz yöntemi geliştirilmiş ve daha sonrasında çeşitli parametreler için analizler gerçekleştirilerek sonuçları ortaya konulmuştur.

Aravamuthan ve diğ. (2013) iki farklı hava emiş kanalı için testler ve HAD analizleri gerçekleştirmişlerdir. İki geometri arasındaki fark kullanılan dönel geometridir. Bu geometriyle birlikte motor içerisindeki girdap oranını arttırmayı ve emisyon karakteristiğine olan etkisini incelemeyi amaçlamışlardır.

Kim ve diğ. (2014) gerçekleştirdikleri çalışmada, çeşitli hava emiş kanalı tasarımlarının dizel motor içerisindeki girdap oranına etkisini incelemişlerdir. Çalışma sonucunda, yüksek girdap değerleri elde edebilmek için en önemli tasarım parametresinin supap kaide yüzeyi olduğu ortaya konulmuş ve PGHÖ sistemi kullanılarak akış görselleme yapılmıştır.

Claudio ve diğ.(2015) çalışmalarında, sabit akışlı girdap oranı ölçüm düzeneği sonuçlarını kullanarak HAD analiz yöntemi geliştirmişler ve bu yöntemi motor içerisindeki dinamik durumda gerçekleşen hava hareketlerini irdelemek için kullanmışlardır.

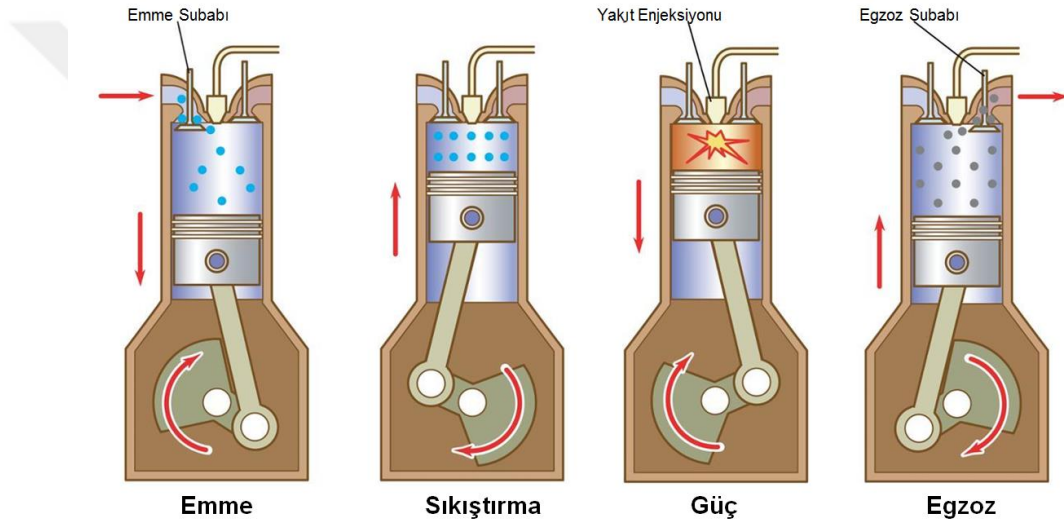
Dwarshala ve diğ. (2016) gerçekleştirdikleri çalışmada, girdap oranı ve akış faktörü ölçümleri için bir HAD metodu geliştirmişler ve sonuçlarını ortaya koymuşlardır. Ayrıca LDHÖ sistemini kullanarak çeşitli supap açıklıklarında hız vektörlerini elde ederek, analiz sonuçlarıyla kıyaslamışlardır. Sonuç olarak, analizlerle elde edilen akış faktörü değerleri yalnızca %5'lik bir farkla tahmin edilebilse de, girdap oranı değerlerinde %5 ila %25 arasında bir farklılık gözlemlenmiş ve sebepleri tartışılmıştır.

Literatürde yapılan çeşitli çalışmalarda helisel kanal tasarımları, girdap oranına etki eden tasarım parametreleri, girdap oranının silindir içerisindeki yanmaya ve emisyon seviyelerine olan etkileri araştırılmıştır.

Bu tez kapsamında, dizel motorlar içerisindeki hava hareketleri sabit akışlı girdap oranı ölçüm düzeneği, PGHÖ test düzeneği ve HAD simülasyon yöntemi kullanılarak incelenmiştir. Geliştirilen HAD metodu iki farklı motor için gerçekleştirilen sabit akışlı girdap oranı ölçümleri kullanılarak doğrulanmıştır. Buna ek olarak, üretimsel hataların ve yüzey pürüzlülüğünün girdap oranı, akış faktörü ve hava debisi üzerindeki etkileri sabit akışlı girdap oranı ölçüm düzeneği kullanılarak incelenmiştir. Ayrıca, çalışma kapsamında geliştirilen ve üretilen plastik prototip, gelecekteki incelemeler ve tasarım doğrulama çalışmaları için önemli bir alternatif olarak ortaya konulmuştur.

2. DİZEL İÇTEN YANMALI MOTORLARDA HAVA HAREKETLERİ

Dizel motorlar, yolcu araçlarından ağır ticari araçlara kadar birçok taşıt tipinde kullanılmaktadır. Piyasada kullanılan dizel motorlar, genel olarak 4 zamanlı içten yanmalı motorlardır. Bahsi geçen 4 farklı zaman, pistonun aşağı ya da yukarı yöndeki 4 farklı hareketini simgelemektedir. Bunlar Şekil 2.1’de gösterildiği gibi sırasıyla; hava emme, sıkıştırma, güç ve egzoz zamanlarıdır.



Şekil 2.1 : İçten yanmalı motorlarda proses zamanları (Britannica, 2007).

Geniş bir kullanım alanına sahip olan dizel motorlarda, motor performansı ve emisyon değerleri çok büyük bir öneme sahiptir. Özellikle emisyon ve yakıt ekonomisi sınırlamalarını belirleyen Euro VI yasal düzenlemeleriyle birlikte içten yanmalı motorlarda, motor ve araç performansının iyileştirilmesi çok büyük önem kazanmıştır. Bu sebeple, otomotiv şirketleri motor ve araç performansının artırılmasını sağlayacak faktörler üzerinde önemli çalışmalar gerçekleştirmektedir.

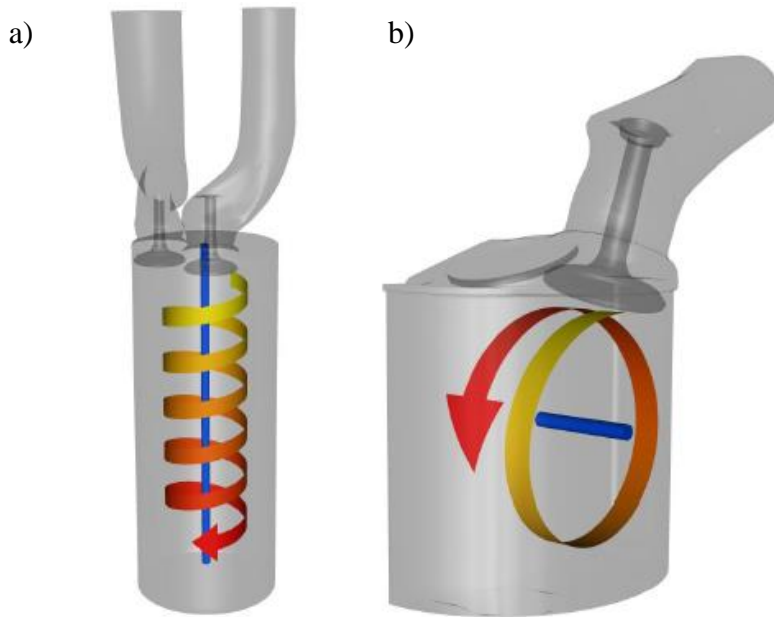
Motor performansına etki eden başlıca parametreler silindir içerisine alınan havanın özellikleri, yakıt enjeksiyon parametreleri, yanma odasının geometrik özellikleridir. Örnek olarak gösterilen bu parametreler, yanma verimini ve dolayısıyla motor performansını belirlemektedir (Heywood, 1989). Yanma verimliliğinin artırılması, yakıt ekonomisini iyileştirmekte ve emisyon seviyelerini düşürmektedir. Bu sebeple, motor yapısına bağlı olarak değişen, motorun emme zamanında emme kanalının

geometrisine bağı olarak meydana gelen havanın girdap ve takla hareketlerinin araştırılması, otomotiv sanayisinde oldukça yaygın çalışma alanlarından biri haline gelmiştir. Motor içerisindeki bu hava hareketleri, silindir içerisindeki türbülans oranını arttırıp, hava yakıt karışımını iyileştirebildikleri için yanma olayı adına çok önemli bir rol oynamaktadırlar (Costa ve diğ, 2014). Bu sebeple maksimum yanma verimi için gereken optimum hava hareketini sağlayabilecek şekilde araştırmalar yapılmakta ve sürekli akışlı sistemlerde ölçüm yapan test düzenekleri yoğun bir şekilde kullanılmaktadır.

İçten yanmalı motorlarda, kullanılan yakıt ve enjeksiyon karakterine bağı olarak, farklı hava hareketleri kullanılmaktadır. Emiş kanalının uygun bir şekilde tasarlanmasına bağı olarak, dizel motorlarda girdap hareketi, benzinli motorlarda ise takla hareketi kullanılmaktadır.

Girdap hareketi, genel olarak silindirin merkezinde düşey yöne yerleştirilen hayali bir eksen etrafındaki dönme hareketi olarak tanımlanmakta ve Şekil 2.2a'da gösterilmektedir.

Bir diğere hava hareketi olan takla hareketi ise, girdap eksenine dik bir hayali eksen etrafında gerçekleşen akışın dönme hareketi olarak tanımlanmakta ve Şekil 2.2b'de gösterilmektedir.



Şekil 2.2 : Silindir içerisindeki hava hareketleri: a) girdap hareketi, b) takla hareketi (Laramee ve diğ, 2006)

2.1 Dizel Motorlarda Yakıtın Yanması

İçten yanmalı motorların amacı, yakıtta bulunan kimyasal enerjiden mekanik güç üretmektir. İçten yanmalı motorlarda, dıştan yanmalı motorlardan farklı olarak, bu enerji motorun içindeki yakıtın yanması veya oksitlenmesiyle açığa çıkar. Yanmadan önce, yanma sırasındaki ve yanma sonrası yakıt-hava karışımı gerçek çalışma sıvılarıdır ve istenen güç üretimini sağlayan iş transferleri, bu çalışma akışkanları ile motorun mekanik bileşenleri arasında doğrudan meydana gelir. Bu çalışmanın konusu olan içten yanmalı motorlar, kıvılcım ateşlemeli motorlar (bazen Otto motorları veya benzin ya da benzinli motorlar olarak da isimlendirilebilir) ve sıkıştırma ateşlemeli ya da dizel motorlardır. Basitliklerinden dolayı, sağlamlık ve yüksek güç ağırlık oranı, bu iki motor türünün nakliye (kara, deniz ve hava) ve enerji üretiminde geniş uygulama bulmasını sağlamıştır (Heywood, 1989).

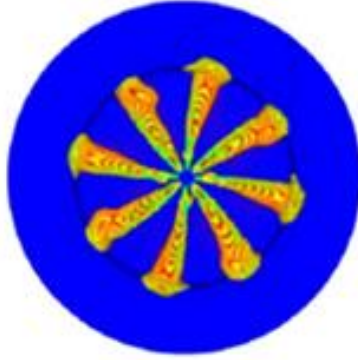
Sıkıştırma ateşlemeli motorlarda sıkıştırma oranı, kıvılcımla ateşlemeli motorlara kıyasla daha yüksektir ve yakıt genellikle 8 deliğe sahip olan bir enjektör vasıtasıyla yanma odasına püskürtülmektedir. Yakıtın püskürtülmesinin ardından silindir içerisindeki havanın girdap hareketinin yardımıyla birlikte, havayla yakıt birbirine karışmakta ve sıkıştırmayla yanma olayı gerçekleşmektedir. Bu sebeple, dizel motorlarda yanma verimini etkileyen ana faktörler

- Yakıt enjeksiyon parametreleri,
- Emme havasının silindir içerisindeki hareketi,
- Hava yakıt oranı olarak düşünülebilir.

Yakıtın silindir hacmi içerisine enjekte edilmesiyle birlikte, emme kanalının hava üzerinde oluşturduğu girdap oranına bağlı olarak yakıtın silindir içerisindeki hareketi büyük ölçüde değişmektedir. Bunun sonucunda da havayla yakıtın karışım karakteristiği, silindir içerisindeki yanma koşulları, yanma verimi ve emisyon değerleri büyük ölçüde farklılık göstermektedir. Şekil 2.3'te yüksek girdap oranına, Şekil 2.4'te ise düşük girdap oranı sahip dizel motorlar için gerçekleştirilen yanma analizlerinde elden edilen yakıtın yanma odası içerisindeki yayılımı ve hava hareketine bağlı olarak yönelimi gösterilmektedir.



Şekil 2.3 : Yüksek girdap oranına sahip motor.



Şekil 2.4 : Düşük girdap oranına sahip motor

Yüksek girdap oranına sahip olan motor içerisinde yakıt, havanın hareketiyle aynı doğrultuda bir yönelim gösterirken, düşük girdap oranına sahip olan motor içerisinde ise, yakıt hava hareketinden neredeyse hiç etkilenmeyerek düz bir şekilde yayılım göstermektedir. Buna bağlı olarak iki motor arasındaki alev etkileşimi ve hava-yakıt karışımı birbirinden oldukça farklı olmaktadır. Sadece hava hareketinin farklılığı bütün motor performans özelliklerini ve emisyon değerlerini değiştirmektedir. Bu sebeple, yanma verimine etki eden parametrelerin optimizasyonu ile yanma verimi artırılabilir, yakıt ekonomisi iyileştirilebilir ve motorun emisyon değerleri düşürülebilmektedir.

2.2 Akışkanlar Dinamiği ve Girdap Hareketi

Girdap hareketi hem doğada hem de mühendislikte akış sırasında meydana gelen bilinen bir olgudur. En çok göze çarpan karakteristik özelliği akış çizgilerinin doğal olarak gerçekleştirdiği sarmal hareketidir. Girdap meydana geldiğinde, sarmalın büyüklüğü ve enerjisi, aksel hızın dikey yöndeki hıza oranıyla belirlenir ve akışın dinamik özelliklerini büyük ölçüde belirler. Girdap oluşum moduna ve hız bileşenlerinin profillerine bağlı olarak, sarmal yapı bir akış içinde konumdan konuma

değişmektedir. Bunun sonucunda akış şartlarına bağlı olarak çok çeşitli türbülans dağılımları ve etkileri gözlemlenmektedir. Dönen akışlardaki dalgalanma hareketi genellikle girdapsız akışlarda bulunmayan bir anizotropi derecesi gösterir ve girdaplı akışlardaki türbülans etkilerinin doğru şekilde modellenebilmesi, mühendislik uygulamalarında hala zorlu bir konudur. Bu zorluklar yapılan çalışmalarla literatürde de geniş bir yer tutmaktadır (Uzkan ve diğ, 1983; Han ve diğ, 2007; Duan ve diğ, 2001).

Türbülanslı akış koşullarının silindir içerisindeki etkileri ise, dizel motorlar için girdap oranıyla ölçülmektedir. Motor gücünü, yakıt sarfiyatını ve emisyon seviyesini belirleyen bu akış hareketinin bilgisayar ortamında ölçüm sonuçlarıyla uyumlu olarak hesaplanabilmesi oldukça önemlidir.

2.2.1 Girdap oranı

Motor içerisinde emme kanalının yapısına bağlı olarak meydana gelen dönme hareketi, girdap oranı ile ölçülmektedir. Boyutsuz bir parametre olan girdap oranı, yakıtın alev öncesinde hava içerisindeki yayılımını belirlemektedir. Bu sebeple, minimum seviyedeki kayıplarla birlikte optimum bir girdap oranının yakalanması için hava emiş kanalı geometrisinin dizaynı zorunlu hale gelmektedir.

Genel olarak girdap oranı, silindir dikey eksenindeki açılma hızının motorun çalışma hızına oranı kullanılarak tanımlanmaktadır.

$$R_s = \frac{w_s}{2\pi N} \quad (2.1)$$

Burada R_s genel girdap oranını, w_s silindir dikey eksenindeki dönme hızını ve N ise motorun çalışma hızını göstermektedir.

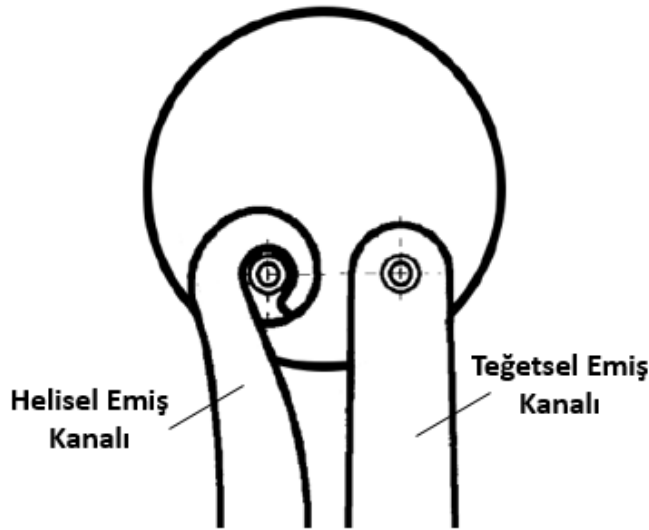
Bu genel tanımın yanı sıra, akış ölçüm test düzeneklerini geliştiren şirketler kendi tanımlarını belirlemişlerdir. Bu çalışmada ise detayları 3. bölümde anlatılacak olan FEV (Forschungsgesellschaft für Energietechnik und Verbrennungsmotoren) isimli şirketin test düzeneği ve girdap oranı tanımı kullanılmıştır.

2.3 Dizel Motorlarda Girdap Oluşumu ve Emme Kanalı Tasarımı

Hava emiş kanalı tasarımının amacı, gerekli olan hava debisini sağlayacak optimum akış performansını sağlamaktır. Dizel motorlarda, silindir içerisindeki girdap

oranını arttırırken aynı zamanda akış debisini de arttırmak oldukça zordur. Bunun sebebi, hava debisiyle girdap oranı arasındaki ters orantıdır ve tek yolu, hava emiş kanalının içerisinde gerçekleşen basınç kaybını minimize etmektir. Bu düşünceyle birlikte yıllar içerisinde bir çok hava emiş kanalı tasarımı geliştirilmiş ve birçok farklı konsept denenmiştir.

Silindir kafası genel olarak birbirinden bağımsız iki hava emiş kanalına sahiptir. Bu kanalların birincisi silindir içerisine girdap hareketini iletmek üzere tasarlanmış helisel emiş kanalı, ikincisi ise emme havasının debisini arttırmak üzere tasarlanmış teğetsel emiş kanalıdır. Şekil 2.5'te teğetsel ve helisel emiş kanallarının yapısı gösterilmektedir.



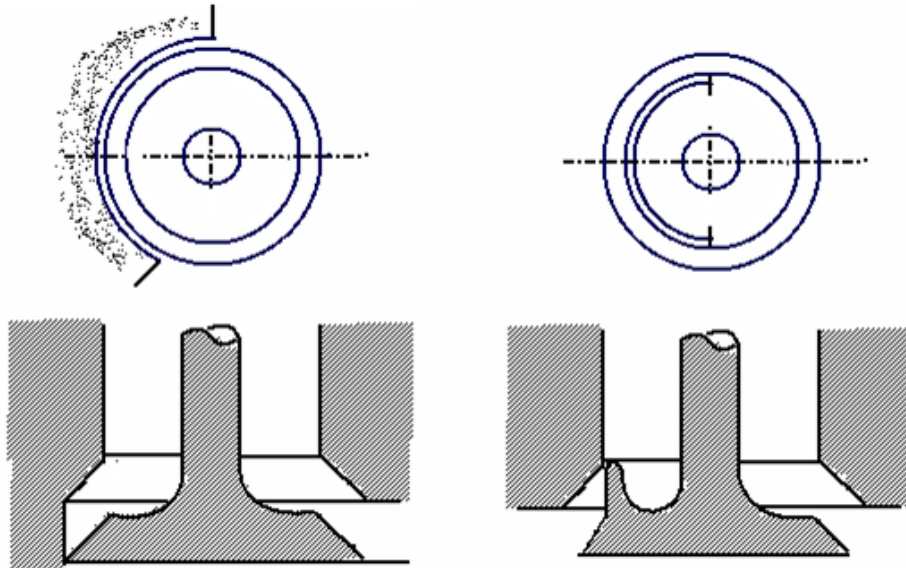
Şekil 2.5 : Teğetsel ve helisel hava emiş kanalı (Latheesh ve diğ., 2018).

Teğetsel emiş kanalı, havayı silindir içerisine teğetsel bir şekilde yönlendirebilmek için kanalın yönelimini ve emme supaplarının pozisyonlarını kullanmaktadır. Emme havasını düze yakın bir açıyla yanma odası içerisine beslerken istenilen hava debisini sağlamaktadır. Teğetsel emiş kanallarının giriş kesit alanı helisel kanalla karşılaştırıldığında daha geniştir ve bu kesit alanı, kanalın başlangıcından yanma odasına kadar oransal olarak azalmaktadır. Bu sayede yumuşak bir geçişle basınç düşümünün azaltılması hedeflenmektedir. Teğetsel kanal tarafından yanma odasına verilen hava debisinin aynı zamanda girdap hareketine de katkı vermesi istenebilir. Bu durumda; kanal oryantasyonunun ve emme supaplarının pozisyonlarının uygun biçimde tasarlanmasıyla birlikte yanma odasına beslenen hava, silindir duvarlarını

kullanarak girdap hareketine katkı sağlar. Bu şekilde tasarlanmış teğetsel kanallara ise yönlendirilmiş kanal ismi verilmektedir. Ayrıca dönel yüzeyli supap kullanılması da teğetsel kanalın oluşturacağı girdap oranını arttırmaktadır.

İkinci girdap oluşturma mekanizması ise; supap eksenini ve supap giriş bölgesinde dönen bir hava hareketi oluşturmak üzere helisel olarak tasarlanmış kanal yapısıdır. Helisel kanal tasarımı; motor hızı, silindir çapı, enjeksiyon detayları, enjeksiyon basıncı gibi motor parametrelerine bağlı olarak belirlenen girdap oranını sağlayacak şekilde yapılmaktadır. Bu kanal yapısında, teğetsel kanal yapısından farklı olarak girdap hareketi yanma odasına girmeden kanal içerisinde oluşturulmakta ve emme zamanı içerisinde silindir içerisine iletilmektedir. İdeal koşullarda, helisel kanal tasarımıyla oluşturulan girdap oranının supap pozisyonundan etkilenmesi beklenmesede, gerçekte büyük ölçüde etkilendiği gözlemlenmiştir. Ayrıca unutulmamalıdır ki, helisel kanal yüksek girdap oranı sağlasa da daha az hava debisine sahiptir.

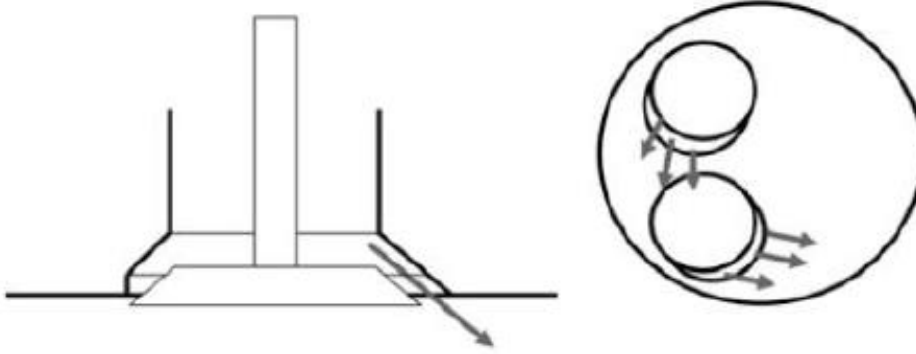
Kanal tasarımının yanında, havanın geçtiği aralıktaki hareketini belirleyen bir diğer geometrik yapı ise supap yüzeyidir. Yüksek girdap oranına sahip bir akış yapısı oluşturulabilmek için, maskelenmiş ve yansıtıcı duvarlı supaplar da kullanılmaktadır. Şekil 2.6’da maskelenmiş ve yansıtıcı duvarlı supap geometrileri gösterilmektedir.



Şekil 2.6 : Maskelenmiş ve yansıtıcı duvarlı supap tasarımları (Lumley, 2009).

Maskelenmiş supap tasarımı denenmiş olsa da, üretimde neredeyse hiç kullanılmamıştır. Bunun sebebi, supabın dönme hareketini engellemesi, supap kaidesinin yüzeysel aşınmasını hızlandırması ve buna ek olarak da, supap ağırlığının artması sebebiyle, supabın bağlı olduğu diğer bileşenlerdeki gerilmeleri arttırmasıdır.

Yukarıda detayları anlatılan tasarım seçeneklerine ek olarak, bir diğer seçenek ise Şekil 2.7’de gösterildiği gibi supap kaide yüzeyinin merkezden kaçık olarak girdap hareketi yönünde işlenmesidir. Bu sayede düşük supap açıklıklarında oldukça yüksek girdap oranları elde edilebilmektedir.



Şekil 2.7 : Supap kaide yüzeyi işlenmesi (Adolph ve diğ., 2009).

Bütün bu tasarım alternatifleri zaman içerisinde bir çok farklı çalışmada incelenmiştir. Watts (1964), birçok kanal tasarımını incelemiş ve girdap oranına etkilerini değerlendirmiştir. Supap pozisyonunun girdap oranına olan etkisinin de incelendiği bu çalışmada, yönlendirilmiş kanal tasarımı için subabın silindir merkezinden duvara doğru kaydırıldığı durumda girdap oranının neredeyse iki katına kadar çıktığı gözlemlenmiştir. Fakat kanal geometrisinin içerdiği dönel tasarıma bağlı olarak supap silindir merkezinde konumlandırılırsa dahi girdap yaratabilmiştir. Yine aynı çalışmada, merkezden kaçık olarak işlenmiş supap kaidesi tasarımı da incelenmiş ve düşük supap açıklıklarında girdap oranını arttırdığı sonucu elde edilmiştir. Çalışmanın yapıldığı yıllarda kullanımı devam eden maskelenmiş supap tasarımının, girdap oranı açısından avantajlı olduğu vurgulansa da yukarıda açıklanan dezavantajları da özellikle belirtilmiştir.

Monaghan ve Pettifer (1981) yaptıkları çalışmada, helisel ve teğetsel kanal tasarımları için optimum girdap oranı değerlerini belirlemişlerdir. Teğetsel kanal tasarımının 1,7 ve 2,0 arasında bir girdap oranı sağladığı belirtilirken, helisel kanal tasarımının ise 2,0 ile 2,3 arasında bir girdap oranı sağladığı ve daha verimli olduğu belirtilmiştir. Ancak teğetsel kanal tasarımının yüksek supap açıklıklarına kadar istenilen girdap oranını sağlayamadığı, bunun yanında helisel kanal tasarımının artan supap açıklığına karşın daha düzenli bir girdap oranı sağladığı gözlemlenmiştir. Ayrıca yine bu çalışmada, teğetsel ve helisel kanal tasarımları üretim değişkenliklerine ve tolerans hatalarına olan hassasiyetleri yönünden de incelenmiş ve helisel kanal tasarımının üretim hatalarına

daha dayanıklı olduğu sonucuna varılmıştır. Bu sebeple yazarlar helisel kanal tasarımının kamyon motor uygulamalarında kullanılmasını önermişlerdir.

Bazı araştırmacılar ise helisel kanalların karakteristikleri üzerinde çalışmışlar ve tasarım parametrelerinin etkilerini incelemişlerdir. Gale (1990) durağan rejimli akış ölçüm test düzeneğini kullanarak sabit supap açıklığında farklı helisel port tasarımları ile girdap oranına olan etkilerini incelemiş ve çalışma sonucunda helisel port tasarımında kritik olan bazı parametreleri belirlemiştir.

Li ve diğ. (2000), helisel ve teğetsel kanal tasarımlarının çok supaplı bir tasarımda lokasyon ve oryantasyonlarının etkilerini incelemişlerdir. Kanal oryantasyonu 360 derece boyunca değiştirilmiş ve birkaç farklı helisel veya teğetsel kanal tasarımı denenmiştir. Çalışma sonucunda, teğetsel kanalın oluşturduğu girdap oranının, teğetsel kanalın konumuna oldukça bağlı olduğu ve en büyük girdap oranını silindir duvarına teğet olduğu durumda sağladığı belirlenmiştir. Helisel kanal tasarımında ise, maksimum girdap oranının helis giriş kanalının silindir duvarına teğet olarak konumlandırıldığı durumda elde edildiği vurgulanmıştır.

Zhen Lu ve diğ. (2012), hava emiş kanalı tasarımının zaman alan, yüksek test işi ve maliyeti gerektiren bir süreç olduğunu düşündükleri için parametrik bir tasarım yaklaşımı geliştirerek, teğetsel hava emiş kanalının akış performansını HAD analizleriyle incelemişlerdir. Onbir farklı teğetsel kanal tasarımı sayısal analiz kullanılarak incelenmiş ve sonuçları tartışılmıştır. Sonuç olarak, teğetsel kanal performansının sınır koşulları ve tasarım parametrelerinin kontrol edilmesiyle optimize edilebileceğini ileri sürmüş ve parametre etkilerini ortaya koymuşlardır.

Görüldüğü gibi, birçok çalışmada avantajları ile dezavantajları tartışılan teğetsel ve helisel kanal tasarımları yaygın olarak kullanılmaktadır. Günümüzdeki genel uygulama ise iki tasarımın bir arada kullanılmasıyla istenilen girdap oranı ve debi değerlerinin sağlanabilmesi şeklindedir. Tez çalışmasında değerlendirilen motor geometrilerinde de teğetsel ve helisel kanal tasarımları bir arada kullanılmaktadır.



3. DENEYSEL ARAŞTIRMA TEKNİKLERİ

İçten yanmalı motorların performans incelemeleri için, birçok deneysel teknik kullanılabilir. Kullanılacak yöntem ne olursa olsun, performans inceleme ve doğrulama amacıyla kullanılacak sonuçların, detaylı olarak doğru bir şekilde toplanması gerekmektedir. İlk olarak ise, kullanılan deney yönteminin tekrarlanabilirliğinden ve ölçüm kalitesinden kesinlikle emin olunmalıdır.

Ölçümler sonucu elde edilecek veriler ile tam bir doğrulama gerçekleştirilebilmesi için bu verilerin yalnızca görsel açıdan akış karakterine fikir vermesi doğru değildir. Gerçekleştirilecek doğrulama çalışmasının kişilerden ve yorumlardan bağımsız bir şekilde somut verilere dayandırılması için ölçümlerin sayısal bilgiler de içermesi gerekmektedir. Nümerik bir yöntemin yüzde yüz doğrulaması her bir akış simülasyonu için yeni bir doğrulama çalışması ve akış alanı içerisindeki her bir parametrenin tam anlamıyla doğrulanması anlamına gelmektedir. Açıkça görülmektedir ki, bu şekilde uygulanacak bir yaklaşım uygulanabilir değildir. Bununla birlikte, sınırlı sayıda da olsa, iyi seçilmiş bir akış durumu için doğru belirlenmiş bölgelerdeki hız dağılımları hakkında ölçümlerle elde edilen doğru bilgiler, sayısal simülasyon yönteminin öngörü yetenekleri hakkında bilgi vermeye yeterlidir. Bu ölçümlerle birlikte nümerik yöntemin güvenilirliği kanıtlanabilirse, motor geliştirme süreçlerinin daha en başında optimizasyon çalışmaları yapılarak, verimli tasarımlar geliştirilebilir. Projenin son aşamalarına gelindiğinde ise, motor performansını belirlemek ve simülasyon yöntemlerinin doğru bir şekilde tahmin edemediği diğer noktaların optimizasyonu sağlamak için ölçümler kullanılabilir. Sonuç olarak, bu deneysel araştırmanın temel amacı, sınırlı sayıda deneyle akış yapıları hakkında azami miktarda yüksek kaliteli bilgi edinmektir.

3.1 Girdap Oranı Ölçüm Teknikleri

Dizel yakıt kullanan içten yanmalı motorların içerisinde gerçekleşen girdap hareketinin incelenmesi için en çok kullanılan ölçüm teknikleri; Lazer Doppler Hız Ölçeri (LDHÖ), Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçeri (PGHÖ) ve Sıcak Telli

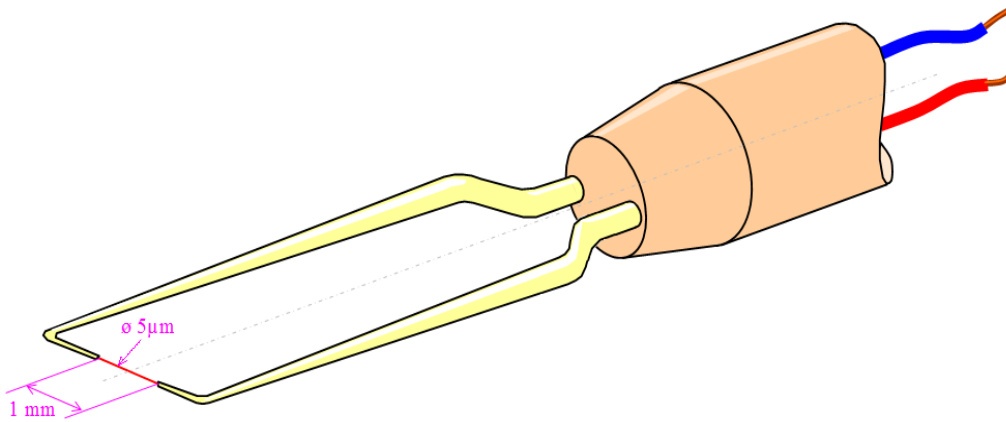
Anemometre (STA)'dir. LDHÖ ve PGHÖ yöntemleri, görüntüleme tekniklerini kullandıkları için, test motorlarının optik olarak ulaşılabilecek şekilde şeffaf malzemelerle tasarlanması zorunludur. Bu sebeple uygulaması oldukça pahalı yöntemlerdir. Bu durum, yıllar içerisinde farklı girdap oranı ölçüm yöntemlerinin geliştirilmesini sağlamıştır. FEV, AVL ve Ricardo gibi mühendislik firmaları sürekli akışlı durumda hassas olarak girdap oranı ölçümü yapacak şekilde kendi yöntemlerini geliştirmiş ve test düzenekleri tasarlamışlardır.

Bu çalışma kapsamında FEV tarafından geliştirilmiş test düzeneği ile girdap oranı ölçümleri yapılmıştır. Aynı zamanda PGHÖ yöntemiyle akış karakteri incelenmiş ve girdap merkezinin konumu HAD analizleri sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Ayrıca, incelenen hava emiş kanal ve silindir tasarımı için, farklı ölçüm sistemlerine adapte edilecek şekilde bir plastik prototip geliştirilmiş ve üretilmiştir.

Bu bölümde yukarıda belirtilen farklı ölçüm teknikleriyle birlikte; çalışmada kullanılan girdap oranı ve PHGÖ ölçüm düzeneklerinin detayları anlatılacaktır. Ayrıca plastik prototipin detayları da irdelenecektir.

3.1.1 Sıcak telli hız ölçeri

Sıcak tel anemometresi, akış hızı ölçmek amacıyla bir çok alanda kullanılan bir yöntemdir. Temel olarak sıcak bir tel üzerinden geçen akışa bağlı olarak gerçekleşen ısı transferini kullanarak akış hızını belirleyen bir yöntem olarak tanımlanabilir. Sıcak tel anemometresi, iki prob arasında gerilmiş bir telden oluşmaktadır. Bu tel genellikle, tungsten, platin veya platin-iridyum malzemesinden yapılmaktadır (Şekil 3.1).



Şekil 3.1 : Sıcak telli anemometre (Url-1).

Sıcak telli anemometrenin temel çalışma prensibi ısı transferi hesabına dayanır. Öncelikle, tel üzerinden elektrik akımı geçirilir ve tel ısınır. Anemometre ölçüm yapılmak istenen akış içerisine daldırılır ve telin enerjisinin bir kısmı akışkana geçmesiyle birlikte tel soğur. Bu sırada sıcaklık değişimine bağlı olarak telin elektriksel direnci düşer. Bunun sebebi ise metal kabloların direnci sıcaklıkla lineer olarak değişmektedir. Sıcaklıkta ve dirençte meydana gelen bu değişim ısı transferi denklemleri yardımıyla birlikte akış hızının tahmin edilmesi için kullanılmaktadır.

Sıcak telli anemometrenin avantajları aşağıdaki gibidir:

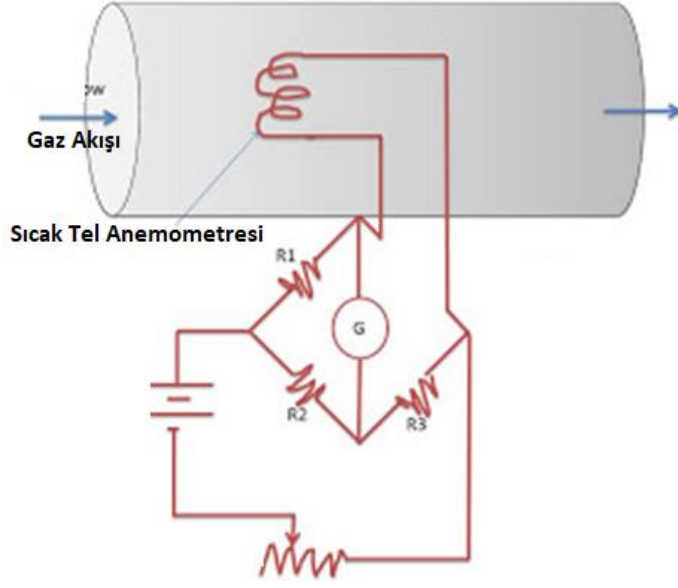
- Diğer hız ölçüm sensörlerine kıyasla, ölçülen akışı minimum seviyede etkilemek için oldukça küçük yapılabilmektedir.
- Birçok sensörde azalan akış hızıyla birlikte hassasiyet azalsa da, sıcak telli anemometrede düşük hızlarda hassasiyet artmaktadır.
- Sıcak telli anemometre, düşük zaman sabiti sebebiyle akış üzerindeki ani değişimlere oldukça duyarlıdır. Akış dalgalanmalarına karşı hassasiyet telin çapıyla ters orantılıdır. Tel çapının azalması, hassasiyetin artması anlamına gelmektedir. Genel olarak sıcak telin çapı 2,5 ila 10 µm arasında değişmektedir.

Sıcak telli anemometrenin sabit akım yöntemiyle ve sabit sıcaklık yöntemiyle çalışanlar olmak üzere iki çeşidi bulunmaktadır.

3.1.1.1 Sabit akım yöntemi ile çalışan sıcak telli hız ölçeri

Sıcak telli anemometreler ölçüm uçlarının arkasında bir Wheatstone köprüsüne bağlanmaktadır. Şekil 3.2'de örnek bir sabit akım yöntemiyle çalışan STA gösterilmektedir.

Bu yöntemde akış alanının içerisinde bulunan sıcak tel üzerinden sabit bir elektrik akımı geçirilir. Wheatstone köprüsü üzerindeki voltaj değişmez. Gaz akışına bağlı olarak elektrik akımı sebebiyle hassas telin ısınmasına bağlı olarak, tel ile akışkan arasında ısı transferi gerçekleşir ve telin sıcaklığı düşer. Sıcaklık değişimine bağlı olarak kablonun direncinde meydana gelen değişim, ısı denge denklemlerinin yardımıyla gaz akış hızının tahmini için kullanılır.

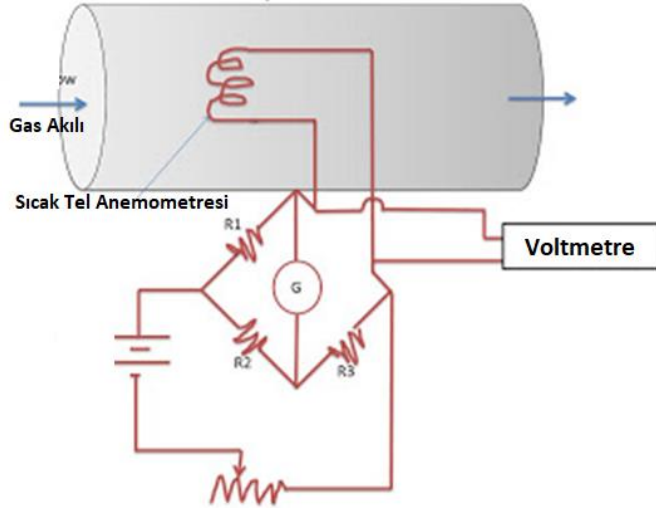


Şekil 3.2 : Sabit akım yöntemi anemometre şeması (Url-2).

Bu yöntemdeki en büyük problem, gaz akış hızının çok azaldığı durumlarda sabit akım sebebiyle tel sıcaklığının çok artması ve telin zarar görmesidir.

3.1.1.2 Sabit sıcaklık yöntemi ile çalışan sıcak telli hız ölçeri

Şekil 3.3'te sabit sıcaklık yöntemine ait tipik bir STA şeması gösterilmektedir.



Şekil 3.3 : Sabit sıcaklık yöntemi anemometre şeması (Url-2).

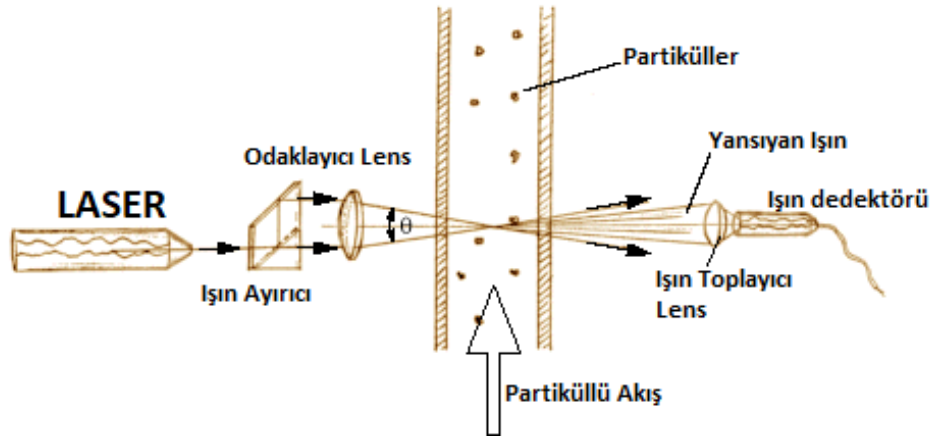
Hassas tel üzerinden geçen elektrik akımıyla tel sıcaklığı sabit bir değere ulaştırılır. Sonrasında anemometrenin gaz akışı içerisine girmesiyle, ısı transferine bağlı olarak tel sıcaklığı ve elektriksel direnci düşme eğilimi göstermektedir. Bu noktada sıcaklığı ve direnci tekrar ilk değerine getirmek amacıyla elektrik akımını arttırılmakta ve bu artış gaz akış hızının belirlenmesi için kullanılmaktadır.

Sabit akım yöntemindeki düşük akış hızlarında telin yanma riski göz önünde bulundurulduğunda, sabit sıcaklık tel anemometresi daha çok tercih edilmektedir.

3.1.2 Lazer Doppler hız ölçeri (LDHÖ)

Akışkanların debi ölçümü için geliştirilmiş Lazer Doppler Hız Ölçümü (LDHÖ veya LDV) yöntemi aynı zamanda, Lazerli Hız Ölçümü (LHÖ veya LV) veya Lazer Doppler Anemometresi (LDA) olarak da bilinmekte ve çalışma yöntemi Doppler etkisine dayanmaktadır. Doppler etkisi veya Doppler kayması dünyaca ünlü bilim adamı ve matematikçi Christian Andreas Doppler tarafında keşfedilmiştir. Zamanda harmonik bir kaynak ve alıcı arasından görelî bir hareket olduğunda, alıcıda algılanan dalganın frekansının, kaynağın yaydığı frekanstan farklı olması Doppler Etkisi olarak tanımlanmaktadır. Doppler etkisi dalga özelliği gösteren her fiziksel varlıkta meydana gelmektedir.

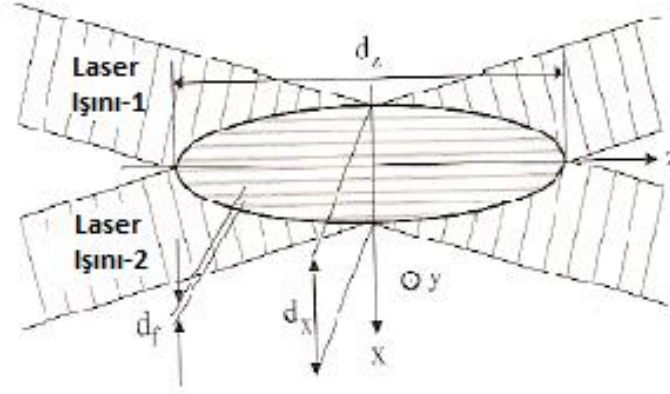
LDHÖ yöntemi, akış alanı içerisindeki anlık hızların ölçülmesi için kullanılmakta ve STA ölçümlerinin aksine, PGHÖ ölçümleri gibi akış alanına müdahale etmeksizin hızın üç bileşenini de belirleyebilmektedir. LDHÖ sistemleri genellikle, 10 mW'tan 20 mW'a kadar çıkış gücü olan helyum-neon veya argon-iyon lazer güç kaynağı kullanmaktadır. Lazerler diğer ışık kaynaklarından farklı olarak uyumu ve odaklanması yüksek bir ışık kaynağıdır. Şekil 3.4'te LDHÖ sisteminin basit şematığı gösterilmektedir.



Şekil 3.4 : LDHÖ düzeneğinin şematik gösterimi (Url-3).

Şekil 3.4'te gösterildiği gibi, LDHÖ sisteminde öncelikle tek renkli olan lazer ışını ölçüm yapılmak istenilen bölgeye odaklanmaktadır. Bu sırada lazer ışını, ayırıcı tarafından eşit güçte olacak şekilde ikiye ayrılmakta ve odaklayıcı lens yardımıyla

ölçüm yapılmak istenen noktaya yönlendirilmektedir. Her iki ışın daha sonra akıştaki hedef bir noktada ışınları toplayan yakınsak mercekten geçmektedir. İki ışının da kesiştiği küçük akışkan hacmi, hızın ölçüldüğü bölgeyi oluşturmakta ve buna ölçüm hacmi adı verilmektedir (Şekil 3.5).



Şekil 3.5 : LDHÖ ölçüm hacmi (Keenan ve Chapin, 2009).

Lazer ışığı ölçüm hacmindeki parçacıklar tarafından saçılıma uğratılmaktadır. Belirli bir yönde saçılan ışık, alıcı mercekler tarafından toplanmakta ve ışık şiddetindeki değişimleri gerilim sinyalindeki değişimlere dönüştüren ışık dedektöründen geçirilmektedir. Doppler etkisi sebebiyle dalga boyunda meydana gelen değişim, hedeflenen nesnenin bağıl hızının bir fonksiyonudur. Bu sayede nesnenin hızı, bir girişim saçığı modeli oluşturularak yapılan, yansıyan lazer ışığının dalga boyundaki değişiminin ölçülmesiyle elde edilebilmektedir.

Bu yöntemde tek renkli bir lazer kullanıldığı için hızın tek bir bileşeni elde edilebilmektedir. Ölçüm hacmine değişik renklerde ekstra ışın çiftleri eklenerek, ikinci ve üçüncü hız bileşenleri de ölçülebilmektedir.

LDHÖ yönteminin başlıca avantajları;

- Akış alanına müdahale etmeksizin ölçümü gerçekleştirilmesi
- Kalibrasyona ihtiyaç duymaması
- Birçok farklı akış koşulunun ölçülebilmesi
- Oldukça iyi bir yüzeysel çözünürlüğe sahip olması
- Yüksek frekanslı dalgalanmaları ölçebilme kapasitesi
- %0,1 hataya kadar, çok yüksek bir doğruluğa ulaşılabilmesidir (Goldstein ve Kreid, 1967).

LDHÖ'nün çok yönlülüğü, başarılı bir şekilde kullanıldığı aşağıdaki gibi akış tipleri ile gösterilmektedir.

- Süpersonik akışlar
- Girdaplı akışlar
- İçten yanmalı motorlardaki hava akışı
- İki fazlı akışlar
- Kimyasal reaksiyonlu akışlar

Bütün bu pozitif özelliklerinin yanı sıra LDHÖ yönteminin bazı sınırları da söz konusudur.

- Küçük parçacıkların yaydığı zayıf ışık şiddetleri gürültülü sinyallerle sonuçlanabilmektedir.
- Akış içerisinde rastgele bölgelerde bulunan yansıtıcı parçacıklardan aynı anda gelen ışınlar, data analizi için problemler oluşturabilmektedir.
- Optik düzenleme, titreşimlere karşı hassastır.

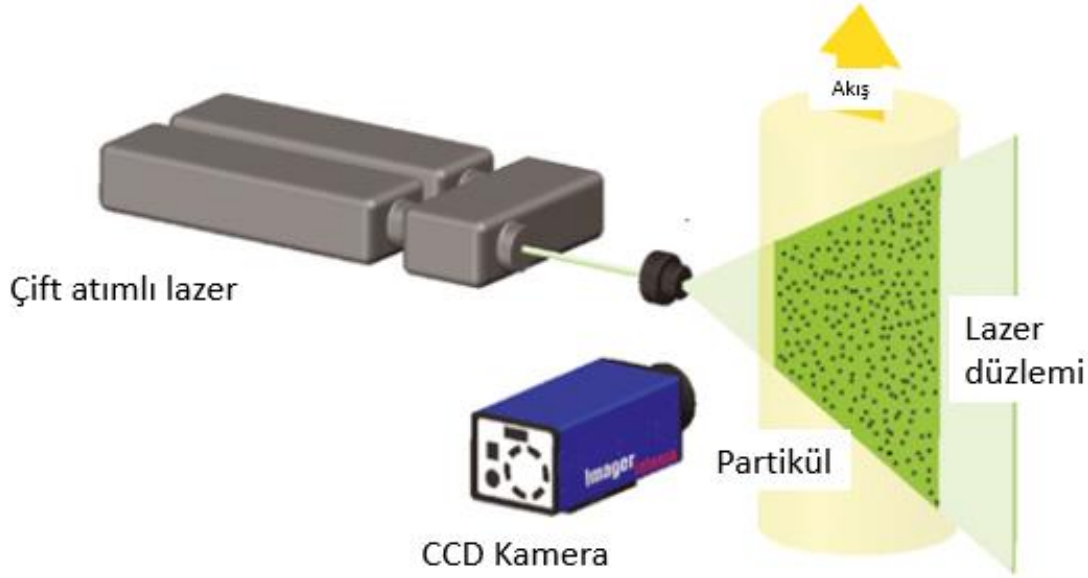
Sonuç olarak; LDHÖ yöntemi oldukça yaygın bir kullanım alanına sahip, çok çeşitli akış koşullarında kullanılabilen ve hassas, yüksek doğruluklu veri üretebilen bir ölçüm yöntemidir.

3.1.3 Parçacık görüntülemeli hız ölçüm (PGHÖ) düzeneği

Parçacık görüntülemeli hız ölçüm sistemi, akış alanına müdahale etmeksizin deneysel veri üretebilen bir tekniğe sahiptir. Akış alanının görüntülenmesi ve hız vektörlerinin elde edilmesi, bu ölçüm tekniğinin çıktılarıdır. Son yıllarda kullanımı artan PGHÖ sistemi, birçok dalda akış alanının incelenmesi, geliştirilen HAD yöntemleri ile elde edilen sonuçların doğrulanması gibi amaçlarla kullanılmaktadır.

PGHÖ sisteminin başlıca elemanları; çift atımlı bir lazer, yüksek çözünürlüklü hızlı kamera, akış alanının görüntüleme yapılabilecek şekilde parçacıklandırılması amacıyla kullanılan bir parçacık üretim sistemi, veri toplama sistemi ve bilgisayardır. İlgilenilen akışkan cinsine ve akış koşullarına bağlı olarak boyutu ve yoğunluğu belirlenen parçacıklar, lazer yardımıyla bir düzlem üzerinde aydınlatılmakta ve parçacıklardan saçılan ışık hızlı kamera tarafından ard arda kaydedilmektedir. Ard arda gelen iki görüntünün incelenmesiyle birlikte parçacıkların belirli zaman

aralığındaki yer değiştirme ölçümleri kullanılarak hız vektörleri elde edilmektedir. Şekil 3.6’da bir PGHÖ sistemine ait basit bir şematik gösterilmektedir.

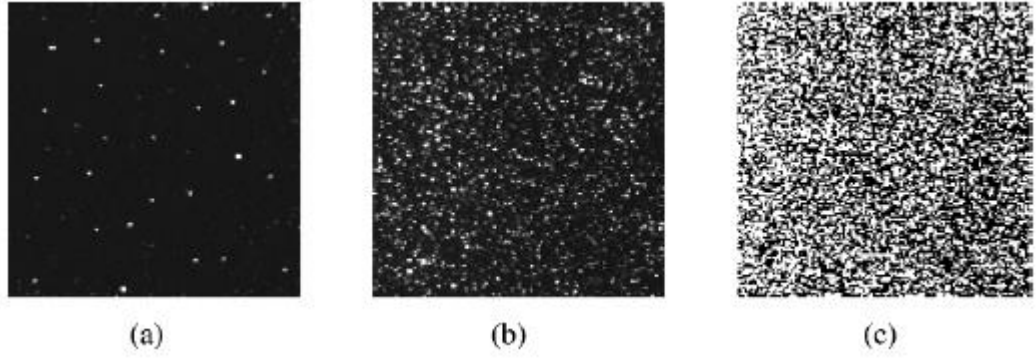


Şekil 3.6 : PGHÖ sistemi şeması (Weyna ve diğ, 2013).

Parçacık üretim sistemi yardımıyla akış içerisinde karıştırılan parçacıkların yoğunluğu ve boyutu ölçüm doğruluğu açısından çok önemli parametrelerdir. Eğer parçacık boyutu ve yoğunluğu uygun olarak seçilir ve akış alanına etkisi minimuma indirilebilirse, genel olarak ölçülen parçacık hızları akış hızını doğru bir şekilde gösterebilmektedir. Bunun için parçacıkların akış içerisinde homojen bir şekilde dağılması, ışığı iyi yansıtması, akışla birlikte hareket etmesi ve akışkan-akış özelliklerini minimum düzeyde etkilemesi gerekmektedir.

Parçacık boyutları ölçüm yapılmak istenen akış koşullarına göre belirlenmektedir. Sıvıların ve gazların farklı kırılma indisleri sebebiyle, hava içerisindeki parçacığın aydınlatılması suya oranla daha kolaydır. Bu sebeple sıvı akışlarında daha büyük parçacık boyutları (10-1000 μm) kullanılırken, gazlarda ise daha küçük parçacık boyutları (0,5–10 μm) tercih edilir (Haktan ve diğ, 2012). Bu çalışmada ise orta yoğunlukta 8 μm boyutunda parçacıklar kullanılmıştır.

Parçacık boyutuna ek olarak akış koşullarına göre karar verilmesi gereken diğer bir parametre ise parçacık yoğunluğudur. Şekil 3.7’de üç farklı yoğunlukta parçacık içeren akış yapısı gösterilmektedir.



Şekil 3.7 : Parçacık yoğunluk ve dağılım görselleri (Raffel ve diğ, 2007).

Şekil 3.7a'daki gibi düşük parçacık yoğunluğuna sahip bir akış yapısı, parçacıkların davranışlarının ayrı ayrı gözlemlenebilmesine olanak sağlamaktadır. Bu durumda her bir parçacığın akış alanı içerisindeki hareketlerinin incelendiği Parçacık Takibiyle Hız Ölçümü (PTHÖ) kullanılabilir. PTHÖ yöntemi ile parçacık hızları tam olarak belirlenebilse de, parçacık yoğunluğunun az olmasından ötürü bölgesel hız dağılımları çok ayrıntılı olarak belirlenemez. Şekil 3.7b'de ise PGHÖ sistemi için oldukça uygun olan orta parçacık yoğunluğuna sahip bir akış yapısı görülmektedir. Bu akış yapısı için özel görüntü inceleme tekniklerinin kullanılmasıyla birlikte bölgesel hız bileşenleri de elde edilebilmektedir. Şekil 3.7c'de ise yüksek parçacık yoğunluğuna sahip bir akış alanı görülmektedir. Bu tipteki akış yapısı içerisinde bölgesel akış kıvrımları doğru bir şekilde gözlemlenebilse de parçacıkların ayrı ayrı algılanması mümkün olmadığı için hızlar net olarak elde edilememekte ve yalnızca görsel bir bilgi sağlanabilmektedir.

Akış koşullarına göre parçacık boyutunun belirlenmesi ve yoğunluğun ayarlanmasının ardından, diğer bir önemli parametre ise aydınlatmadır. PGHÖ sisteminde ışığı yansıtacak parçacıkları içeren akış alanı genel olarak lazer yardımıyla 1~2 mm genişliğine sahip uniform bir ışık düzlemiyle aydınlatılmaktadır.

Lazer yardımıyla aydınlatılan akış alanı, yüksek çözünürlüklü CCD kameralar ile görüntülenmektedir. Genel olarak, hız vektörlerinin doğru bir şekilde belirlenebilmesi için ard arda gelen iki görüntü arasındaki zaman farkının olabildiğince az olması gerekmektedir. Kamera, ışık düzlemine dik olarak yerleştirilmeli ve görüntüleme yapılmadan önce parametrelerinin doğru çözünürlüğü sağlayacak şekilde kalibre edilmesi gerekmektedir.

PGHÖ ölçümünde en önemli aşama ise görüntü işleme kısmıdır. Öncelikle elde edilen resimler, dijital resimlere dönüştürülmektedir. Daha sonra görüntü işleme teknikleriyle birlikte, farklı metodlar kullanılarak hız vektörleri elde edilmektedir. Görüntü işleme sırasında partiküller işaretlenmekte, partiküllerin dönme merkezleri belirlenmekte, gürültü temizlenmekte ve sinyal düzeltilmektedir.

Kullanımı son yıllarda oldukça artan PGHÖ sistemlerinin avantajları aşağıda listelenmiştir:

- LDHÖ gibi akış alanına müdahale etmeksizin ölçüm yapılmasına olanak sağlar. Bu sebeple şok akışları gibi yüksek hızlı akışlarda veya sınır tabaka akışı gibi duvara yakın bölgelerde dahi akış üzerinde herhangi bir etki oluşturmaksızın ölçüm yapılabilmektedir.
- LDHÖ sisteminde olduğu gibi hız vektörlerini direkt olarak belirlemek yerine, akış alanına gönderilen parçacıkların hareketi üzerinden belirler.
- PGHÖ sistemi, ölçüm yapılmak istenilen tüm akış alanını görüntüleyebilmekte ve gaz veya sıvı akış koşulları için bu görüntülerden hız vektörlerini çıkarabilmektedir. Bu özellik PGHÖ sistemine özgüdür. Örneğin LDHÖ sisteminde kesişen iki ışınla birlikte yalnızca belirli bir bölge görüntülenebilmektedir.

Bütün bu avantajlarının yanında, PGHÖ sistemi de LDHÖ sistemi gibi akış alanını optik olarak ulaşılabilir kılmak adına, test parçalarının uygun malzemelerle üretilmesini zorunlu hale getirmektedir.

Bu tez kapsamında Ford Otosan bünyesindeki LaVision şirketine ait PGHÖ sistemi kullanılmıştır. Ölçümlerin yapılabilmesi için Şekil 3.8'de gösterildiği gibi silindir duvarı şeffaf bir malzemeyle üretilmiştir. Bu sayede, şekilde görülen iki adet hava emiş subabının açılmasıyla birlikte, silindir içerisinde gerçekleşen hava hareketleri PGHÖ sistemiyle görüntülenebilmiştir. Şeffaf silindir ölçüm sırasında, alttaki bir piston yardımıyla silindir kafasına sabitlenmekte ve hiçbir kaçak oluşmadığından emin olunmaktadır.



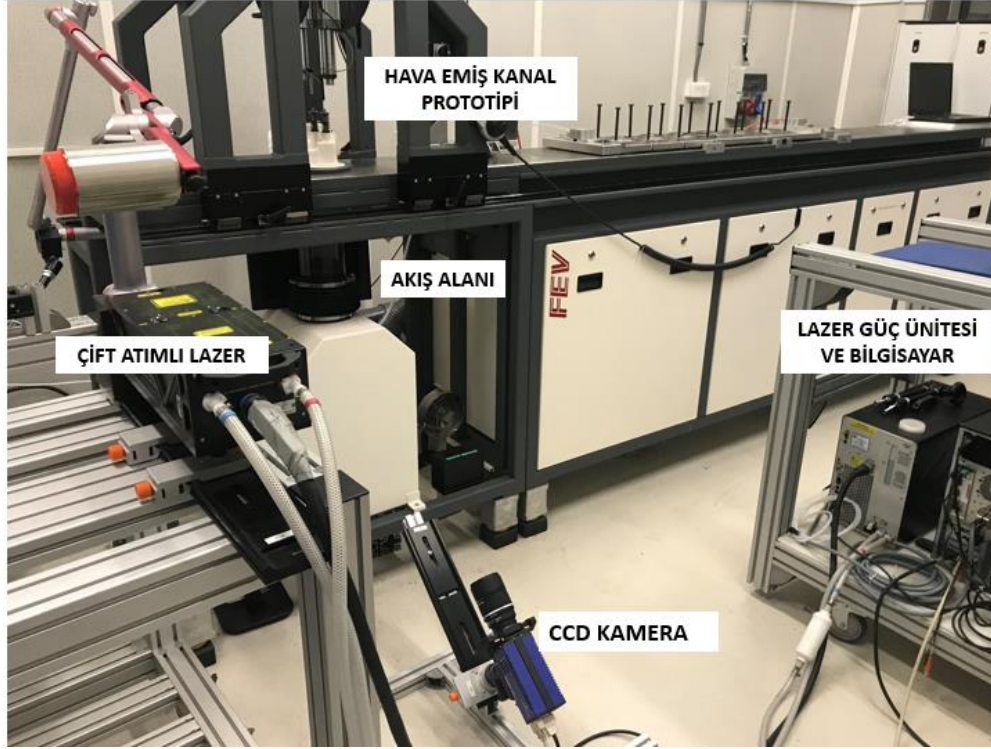
Şekil 3.8 : Ford Otosan'daki optik motor silindiri.

Silindir içerisinde hava akışının oluşturulmasıyla birlikte Şekil 3.9'da gösterildiği gibi mekanik bir kol yardımıyla silindir kafasından 125 mm uzaklıkta bir lazer düzlemi oluşturulmaktadır.



Şekil 3.9 : Ford Otosan'daki lazer düzlemi oluşturma düzeneği.

Oluşturulan lazer düzlemi üzerinde, silindir içerisine gönderilen parçacıklandırılmış hava akışı Şekil 3.10'da görüldüğü gibi CCD kamera yardımıyla görüntülenmiştir. Art arda alınan görüntülerin işlenmesinin ardından hız vektörleri elde edilmiş ve girdap merkezi belirlenmiştir.



Şekil 3.10 : Ford Otosan'daki silindir içi PGHÖ düzeneği.

Ölçümler alınmadan önce 45 derece açıyla yerleştirilmiş olan CCD kamera lazer ile oluşturulan düzlem üzerinde yüksek çözünürlükte görüntü alabilmek için kalibre edilmiştir. Ölçümler 11 mm supap açıklığında gerçekleştirilmiş ve anlık görüntülerin haricinde alınan 100 görüntünün ortalaması da irdelenerek ortalama akış alanı hakkında bilgi toplanmıştır.

3.1.4 Girdap oranı ölçüm düzeneği

Sürekli akış test düzeneği, motor silindiri içerisindeki hava emiş kanalı geometrisine bağlı olarak gerçekleşen hava hareketlerinin, sabit akış koşulları altında ölçülebilmesine olanak sağlamaktadır. Bu sayede hava emiş kanalının girdap veya takla hareketi üretebilme performansı incelenebilmekte ve boyutsuz sayılarla ifade edilebilmektedir.

Bu tez kapsamında dizel içten yanmalı motorlarda silindir içerisinde gerçekleşen havanın girdap hareketi incelendiği için bu bölümde girdap oranı ölçüm düzeneği

anlatılacaktır. Şekil 3.11’de Ford Otosan test laboratuvarında bulunan sürekli akış test düzeneği görülmektedir. Bu sistem dizel motorlar için girdap oranının tayini için kullanılmakta ve aynı zamanda PGHÖ ölçüm düzeneği için de bir modülü bulunmaktadır.

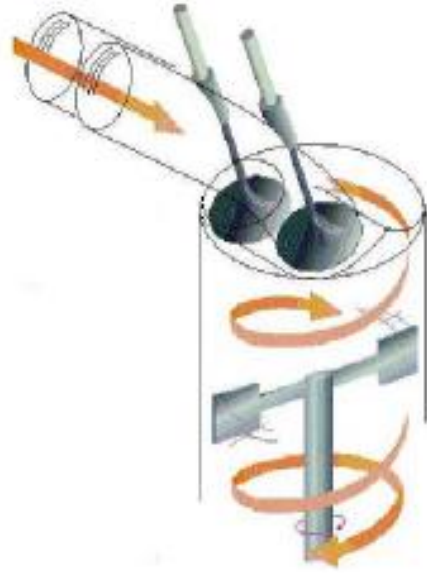


Şekil 3.11 : Ford Otosan girdap oranı ölçümü düzeneği.

Bu düzenekte girdap oranının tayini için iki farklı yöntem uygulanabilmektedir. Bunlar;

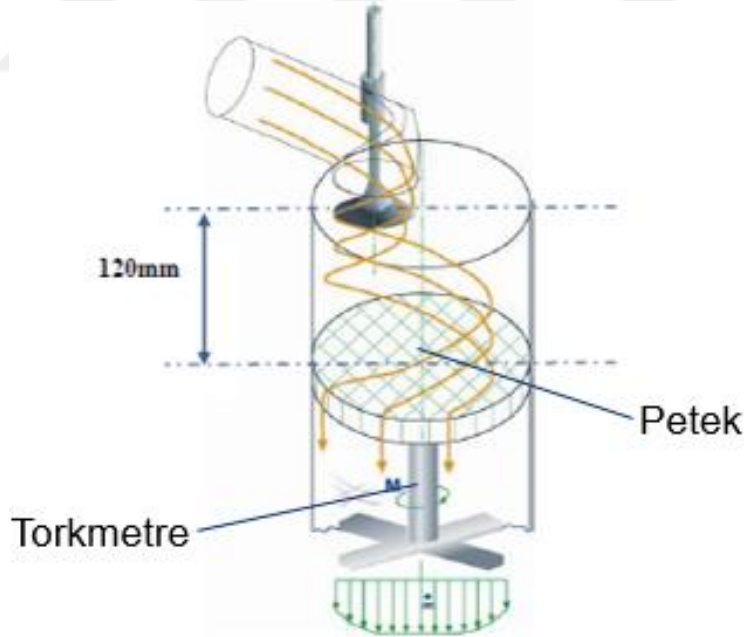
- Çarklı girdap anemometresi (Paddle Wheel Anemometer - PWA)
- Balpeteği girdap anemometresi (Honeycomb Swirl Anemometer - HSA) olarak ikiye ayrılmaktadır.

Çarklı girdap anemometresi sisteminde silindir içerisinde silindir kafasından 120 mm uzaklıkta oldukça az sürtünme kaybına sahip bir çark bulunmaktadır. Çark yüzeyleri silindir eksenine paralel olarak yerleştirilmiştir ve yalnızca teğetsel hıza bağlı olarak hareket etmektedir. Silindir içerisinde oluşturulan basınç farkına bağlı olarak hava hareketinin başlamasıyla birlikte bu çark, havayla aynı frekansta olacak şekilde dönmektedir. Silindir içerisindeki akış koşulları sabit rejime ulaştığı zaman, çarkın dönme hızının ölçülmesiyle birlikte havanın girdap oranı hesaplanmaktadır. Şekil 3.12’de çarklı girdap anemometresi sisteminde kullanılan çark geometrisi gösterilmektedir.



Şekil 3.12 : Çarklı girdap ölçümü düzeneği (Funken ve Doğan, 2014).

Bu tez çalışmasında HAD yönteminin doğrulanması amacıyla kullanılan ölçüm düzeneği balpeteği geometrisini kullanmakta ve buna bağlı bir tork ölçer ile girdap oranını belirlemekte olup Şekil 3.13'te bu sistemin yapısı gösterilmektedir. Görüldüğü gibi balpeteği silindir kafasından 120 mm uzakta yerleştirilmiştir.

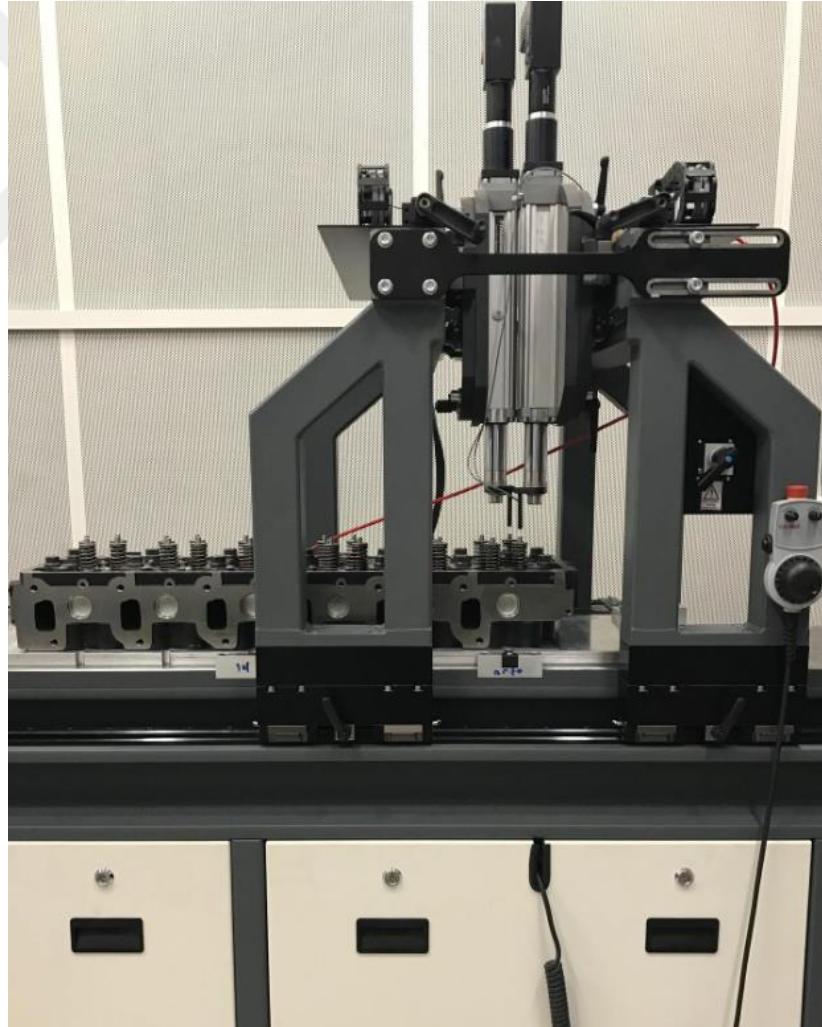


Şekil 3.13 : Petekli girdap ölçümü düzeneği (Funken ve Doğan, 2014).

Ölçüm düzeneği havanın açısal momentini ölçmek üzere petek yapısının altında bir torkmetreye sahiptir. Silindir kafasına yakın olarak konumlandırılmış olan balpeteği, hava emiş kanalları ile oluşturulan akışın aksel olmayan bileşenini sönmülemektedir. Açısal momentum korunum denklemlerine göre bu sönmüleme

balpeteğini dönmeye zorlayacak bir kuvvet oluşturmakta ve torkmetre ile ölçülmektedir. Torkmetrede ölçülen açisal kuvvet kullanılarak girdap oranı hesabı yapılmaktadır.

Ölçümler sabit akış koşullarında 1 mm'den başlayarak her bir supap açıklığı için gerçekleştirilmektedir. Supap açıklıkları pozisyon sensörleri yardımıyla otomatik olarak ayarlanmakta ve ölçüm durmaksızın devam edebilmektedir. Bu ölçümlerde silindir kafasının montajının ardından atmosfer basıncıyla silindir içerisindeki basınç arasındaki fark 500 mmSS (su sütunu)'na sabitlenir. Debi ölçerin öncesine yerleştirilen otomatik kontrollü bir supap yardımıyla her bir supap açıklığında basınç farkının sabit tutulduğundan emin olunur. Sonuç olarak ise supap açıklığına bağlı girdap oranı grafiği elde edilmektedir. Şekil 3.14'te bu tez kapsamında incelenen silindir kafası girdap ölçümü gösterilmektedir.



Şekil 3.14 : Ford Otosan'da silindir kafası girdap oranı ölçümü.

3.1.4.1 Akış faktörünün belirlenmesi

Akış faktörü ölçümde elde edilen kütleli debinin, teorik kütleli debiye oranı olarak ifade edilmektedir. Bu faktör, teorik debiyi ölçebilme kabiliyetini göstermektedir.

$$\alpha_k = \frac{\dot{m}_{ölçülen}}{\dot{m}_{teorik}} \quad (3.1)$$

Teorik kütleli debi aşağıdaki deklemler kullanılarak hesaplanmaktadır:

$$\dot{m}_{teorik} = A_k \times \rho_s \times C_s \quad (3.2)$$

Burada A_k motor silindir kesit alanını, ρ_s izentropik proses için hava yoğunluğunu, C_s ise izentropik proses için akış hızını tanımlamaktadır.

Burada izentropik proses için hava hızı ve yoğunluk aşağıdaki formüllerle ifade edilmektedir (Funken ve Doğan, 2014):

$$C_s = \sqrt{\frac{2 \times K}{K-1} \times R \times T \times \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{K-1}{K}}\right)} \quad (3.3)$$

$$\rho_s = \frac{p_1}{R \times T} \times \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{K}} \quad (3.4)$$

Burada p_1 subabın önündeki basıncı, p_2 subabın sonrasındaki basıncı, K özgül ısıların oranı (hava için 1,4) ve T ise sıcaklığı ifade etmektedir.

Ölçüm odasındaki havanın nem oranı da ölçümleri önemli derecede etkilemektedir. Bu sebeple düzenek havadaki nem oranını ölçen bir sensöre de sahiptir. Bu test düzeneğinde havadaki nemin etkisi, Denklem (3.5) ve Denklem (3.6)'da gösterildiği gibi gaz sabiti (R) ve K hesaplamasında dahil edilmektedir.

$$R(T) = R_{100\%nem} \times \frac{nem[\%]}{100} + R_{0\%nem} \times \left(1 - \frac{nem[\%]}{100}\right) \quad (3.5)$$

$$K(T) = K_{100\%nem} \times \frac{nem[\%]}{100} + K_{0\%nem} \times \left(1 - \frac{nem[\%]}{100}\right) \quad (3.6)$$

Bu denklemlerde yer alan $R_{100\%nem}$, $R_{0\%nem}$, $K_{100\%nem}$ ve $K_{0\%nem}$ değerleri sıcaklığa bağlı olarak test düzeneği üreticisi tarafından belirlenmiştir. %100 ve %0

nem oranı koşullarında ortam sıcaklığına bağlı olarak hava için K ve R değerleri Çizelge 3.1 ve Çizelge 3.2’de gösterilmektedir.

Çizelge 3.1 : %100 nem koşullarında sıcaklığa bağlı R ve K değerleri.

Sıcaklık [°C]	R [J/kgK]	K
0 °C	287,76	1,39973819
5 °C	288,04	1,3996295
10 °C	288,424971	1,39947899
15 °C	288,952378	1,39927382
20 °C	289,65	1,39900345
25 °C	290,572725	1,39864349
30 °C	291,768577	1,39817829
35 °C	293,334578	1,39756911
40 °C	295,328524	1,39679344

Çizelge 3.2 : %0 nem koşullarında sıcaklığa bağlı R ve K değerleri.

Sıcaklık [°C]	R [J/kgK]	K
0 °C	287,1	1,4
5 °C	287,1	1,4
10 °C	287,1	1,4
15 °C	287,1	1,4
20 °C	287,1	1,4
25 °C	287,1	1,4
30 °C	287,1	1,4
35 °C	287,1	1,4
40 °C	287,1	1,4

3.1.4.2 Girdap oranının belirlenmesi

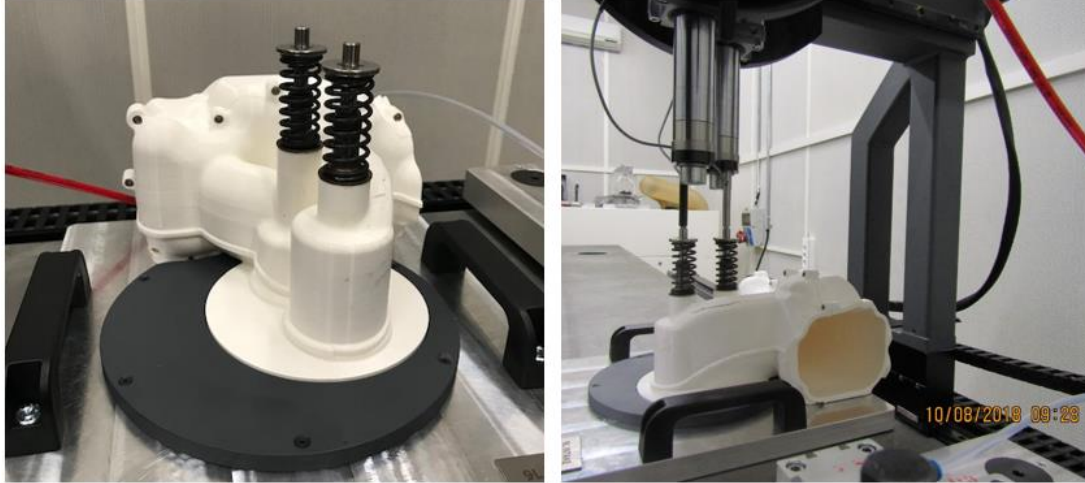
Bu çalışma kapsamında konu edilen girdap oranı, boyutsuz bir akış değeridir. Bu sebeple basınç düşümü, ortam basıncı ve sıcaklığı gibi parametrelerden bağımsızdır. Kullanılan petek sisteminde ölçülen tork değerine bağlı olarak belirlenen girdap oranı silindir içerisindeki kütleli debinin karesiyle ters orantılıdır ve aşağıdaki denklemle hesaplanmaktadır.

$$D = \frac{M \times R_{sil}}{\rho_{sil} \times \dot{V}_{sil}^2} = \frac{M \times R_{sil} \times \rho_{sil}}{\dot{m}^2} = \frac{\left(kg \times \frac{m^2}{s^2} \right) \times m \times \frac{kg}{m^3}}{\frac{kg^2}{s^2}} \quad (3.7)$$

Tez çalışması kapsamında, sonuçlar kısmında anlatılacak bütün girdap oranı hesapları Denklem (3.7)’de açıklandığı şekilde yapılmıştır. Bu sebeple doğrulama çalışmasında öncelikle kütleli debinin doğru şekilde tahmin edilmesi büyük önem taşımaktadır.

3.2 Plastik Motor Prototipi

Bu tez kapsamında gerçekleştirilen çalışmalarda, farklı düzeneklere uyum sağlayacak bir plastik motor prototipi tasarlanmış ve hızlı prototipleme cihazı kullanılarak üretilmiştir. Prototip, detayları Bölüm 4.3'te anlatılan simülasyon modeli ve motor-A geometrisini bire bir temsil edecek şekilde tasarlanmıştır. Şekil 3.15'te üretilen prototip gösterilmektedir.



Şekil 3.15 : Ford Otosan'da üretilen plastik prototip.

Prototip, simülasyon modelinde olduğu gibi hava emiş kanallarını, hava dağıtıcısının bir parçasını, emme supaplarını, supap yaylarını ve supap kaidelerini içermektedir. Ayrıca döküm yöntemi ile üretilmiş silindirik kafası parçalarının aksine, prototip yüzeyi neredeyse pürüzsüzdür ve simülasyonlarla daha uyumludur. Bu nedenle, döküm parçalar üzerinde yapılan ölçümlerle, prototip kullanılarak yapılan ölçümler kıyaslanarak pürüzlülüğünün akış faktörü ve girdap oranı üzerindeki etkileri de irdelenmiş ve 5. Bölüm'de anlatılmıştır. Buna ek olarak, PGHÖ ölçümlerinde yalnızca plastik prototip kullanılmıştır.

4. SİMÜLASYON ÇALIŞMALARI

Bu bölümde, daha önceki bölümlerde test düzeneği ve ölçüm yöntemleri sunulan sürekli rejimde sabit akış koşullarının, hesaplamalı akışkanlar dinamiği metodları kullanılarak nasıl modellendiği anlatılacaktır.

Direkt enjeksiyonlu motorlarda girdap hareketinin optimum hava-yakıt karışımı elde etmek ve motor verimini arttırmak için gerekli bir parametre olduğu bilinmektedir. Aynı zamanda, motor verimi yanma hızının arttırılmasıyla da arttırılabilmektedir. Yanma hızı, yanma odasının alev ile yanma yüzeylerinin etkileşimini azaltacak şekilde tasarlanmasıyla veya hava emiş kanalının, emme havasına girdap hareketini aktaracak şekilde tasarlanmasıyla arttırılabilmektedir. Her iki durumda da girdap hareketi, hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemiyle bilgisayar ortamında analiz edilebilir. Bu sayede farklı valf açıklıklarında uygun akış karakterleri, akış hızları ve girdap hareketleri oluşturulacak şekilde tasarımlar yönlendirilebilir (Han ve diğ., 2007). Bu sebeple testleri bire bir yansıtacak bir sanal test modeli büyük önem taşımaktadır.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri için kullanılan birçok ticari kod bulunmaktadır. Bu tez kapsamında Converge isimli ticari kod kullanılmıştır. Bu kodun kullanılmasının temel nedeni, programın kullanıcıya sunduğu belirlenen limitler dahilinde akış koşullarına göre analiz gerçekleştirken uyumlu ağ yapısı oluşturabilme özelliğidir. Uyumlu ağ yapısı oluşturabilme özelliği, belirlenen limitler çerçevesinde türbülans modeline uygun olan her türlü girdap hareketinin çözümlenebilmesine ve gerçeğe daha yakın sonuçlar elde edilebilmesine olanak sağlamaktadır.

Analizler için kullanılan geometri, ağ yapısı, ağ yapısı hassasiyet çalışması, türbülans modellemesi ve hesaplama yöntemleri ayrı bölümlerde sunulacaktır. En sonda ise girdap oranı hesabının analiz ortamında nasıl gerçekleştirildiği izah edilecek, bu hesaplamaların otomatik olarak yapılabilmesini sağlamak amacıyla yazılan MATLAB programı anlatılacaktır.

4.1 Türbülanslı Akış

Uygulanan sınır koşulları ve akış yapısı zamandan bağımsız ise sürekli akış olarak adlandırılmaktadır. Fakat, doğadaki akış koşullarının birçoğu türbülans adı verilen süreksizlikler içermektedir. Zaman, uzay, ilgili karışım ve difüzyon ölçekleri türbülansın karakterize edilebilmesi amacıyla kullanılmakta ve büyüklükleri laminer akışlara oranla oldukça yüksek olmaktadır. Akışın türbülanslı ya da laminer olması, genel olarak Reynolds sayısına göre belirlenmektedir.

$$Re = \frac{\vartheta \times l}{\nu} \quad (4.1)$$

Burada ϑ karakteristik hızı, l karakteristik uzunluğu, ν ise kinematik viskoziteyi göstermektedir. Bu karakteristik ölçekler, ilgilenilen probleme göre Reynolds sayısını belirlemektedir.

Reynolds sayısı aynı zamanda atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetler üzerindeki bağıl etkisini de içermektedir. Bire yakın bir Reynolds sayısı, ağırlıklı olarak viskoz kuvvetler tarafından yönlendirilen bir akışı gösterir. Re 'nin büyük değerleri için, viskoz kuvvetler akış içerisindeki pertürbasyonları sönmüleyemeyecektir.

Büyük ölçekli akış durumlarında Re , uzunluk ölçeği L ve hız ölçeği U ile tanımlanmıştır ve $Re = (U.L)/\nu$ şeklinde ifade edilmektedir. Laminer akış rejiminde, bu değer belirli bir Re_{kritik} değerinin altında olmaktadır. Türbülansa geçiş ise bu kritik değer üzerindeki değerlerde meydana gelmektedir. Bir boru içerisindeki akış koşulları için laminer rejimden türbülanslı rejime geçişin sağlandığı kritik Re değeri 2×10^3 'tür. Tamamen türbülanslı gelişmiş akış koşulları genel olarak 2×10^3 ve 2×10^5 değerleri arasında elde edilmektedir.

Yukarıda da belirtildiği üzere Re sayısı, akışın stabilitesi ve türbülans koşulları için bir tahminde bulunmaktadır. Akışın türbülans durumunu karakterize etmek için kullanılan bir diğer parametre ise I ile gösterilen ve türbülans hızının ortalama genliğindeki dalgalanmaların ortalama akış hızına oranıyla ifade edilen türbülans yoğunluğudur. Yüksek Re sayısına sahip bir akış, ortalama akış hızı yüksek ise düşük türbülans yoğunluğuna, düşük Re sayısına sahip bir akış ise ortalama hızın düşük olduğu durumda yüksek türbülans yoğunluğuna sahip olabilmektedir.

Motor silindir hacmi içerisindeki akış türbülanslı akış koşullarına sahiptir. Kapalı hacimdeki piston hareketine bağlı olarak gerçekleşen 3 boyutlu genişleme ve sıkıştırma hareketleri, silindir içerisindeki akışkan özelliklerinin zamana ve konuma bağlı olarak sürekli olarak değişmesine neden olmaktadır. Dahası, bu akış içerisinde dönme hareketleri, akış kopmaları ve birleşmeleri gibi durumlarda gözlemlenmektedir. Hava emiş kanalının geometrisine bağlı olarak gerçekleşen büyük ölçekli girdaplar, türbülans enerjisini içermektedir. Oluşan büyük ölçekli girdapların boyutu emme supap açıklığına ve açık kalış sürelerine bağlı olarak değişkenlik göstermektedir. Bu tez kapsamında kullanılan motor içerisindeki hava akışı için Re sayısının değeri $\sim 10^4$ - 10^5 metrebelerindedir ve silindir hacmi içerisinde türbülanslı akış koşulları geçerlidir. Piston hareketi sebebiyle silindir içerisindeki dolgunun türbülans yoğunluğu da yüksektir. Reynolds sayısının da yüksek olduğu düşünülürse, akış çok türbülanslı olarak da kabul edilebilir.

4.2 Türbülans Modellemesi

Türbülanslı akış içerisindeki kaotik dalgalanmalar her ne kadar tahmin edilebilir de olsa, türbülanslı akış modellemesi hala büyük bir problemdir. Günümüzde, teknolojik gelişmelerle birlikte süper bilgisayarların kapasiteleri artmış olsa da, hiçbir modelleme içermeden tüm akış hareketlerini hesaplayan zamana bağlı Navier-Stokes denklemleri olarak bilinen Direkt Nümerik Simülasyon (DNS), hala düşük Re sayısına sahip basit akış problemleri için uygulanabilmektedir. DNS'nin daha geniş bir alanda kullanılmasının önündeki en büyük engel yeterli çözünürlüğü sağlayacak $Re^{9/4}$ ile belirlenen ağ sayısı ve bu ağ yapısı üzerinde çözüm yapabilecek Re^3 ile orantılı işlemci sayısıdır (Blazek, 2005). Bu nedenle, gerçek çözüme bazı yaklaşımlar içerecek şekilde yaklaşık çözümler yapılmak zorundadır. Bu amaç doğrultusunda, birçok türbülans modeli geliştirilmiş olup araştırmalar halen devam etmektedir.

Türbülans modelleri genel olarak ek diferansiyel ve cebirsel denklemler içermektedir. Bu ek denklemler Reynolds gerilmeleri ile ilişkilidir. Bu modelleme şekli kaçınılmaz olarak bazı hataları da beraberinde getirmektedir. Fakat bu yaklaşım, mühendislik uygulamaları için kabul edilebilir analiz süreleriyle birlikte yeterli doğrulukla silindir içerisindeki akış hareketlerini tahmin edebilmemizi sağlayan tek yöntemdir ve mühendislik uygulamaları için büyük bir öneme sahiptir. Çünkü aslında birçok mühendislik uygulamasında akış alanı içerisindeki hemen her hareketi belirlemeye

gerek yoktur. Ortalama akış koşullarını ve davranışlarını belirlemek çoğu zaman yeterli olmaktadır. Bu sebeple, genel olarak basit, analiz etmesi ekonomik olan, yeterince güvenilir doğruluktaki ticari kodlar tercih edilmektedir. Burada iki farklı türbülans modellemesinden bahsetmek mümkündür: Reynolds ortalamalı Navier-Stokes (RONS) denklemleri ve Büyük Girdap Simülasyonu (BGS).

Bu çalışmada ortalama akış alanına bağlı olarak belirlenen girdap oranı irdelendiği için iki denklemlilik RONS denklemleri kullanılmıştır. Genel olarak yüksek girdap oranına sahip akışlarda daha doğru sonuçlar veren ve otomotiv endüstrisinde yaygın olarak kullanılan Yeniden Normalizasyon Grubu (YNG veya Re-Normalisation Group (RNG)) k-ε türbülans modeli tercih edilmiştir.

4.2.1 Kütle korunumu ve momentum dengesi denklemleri

Akışkan hareketi, doğal veya mekanik kuvvetler tarafından sürdürülen bitişik hava kütleleri arasındaki basınç farklılıklarının bir sonucu olarak ortaya çıkmaktadır. Akış içerisinde gerçekleşen dinamik etkiler; kütle ve enerji korunumu, momentum dengesi denklemleriyle ifade edilmektedir. Ek olarak çözülen denklemler ise türbülans etkilerini belirlemekte ve momentum dengesi denklemleriyle birlikte akışkan davranışını belirleyen Navier-Stokes denklemleri olarak tanımlanmaktadır.

Momentum dengesi denklemi içerisindeki basınç gradyanını doğru bir şekilde hesaplayabilmek için kütle korunumu ve momentum dengesi denklemlerini birlikte çözmek gerekmektedir. Sıkıştırılabilir formdaki kütle korunumu ve momentum dengesi denklemleri zamana bağlı rejimli akış koşulları için Denklem (4.2) ve (4.3)'te sunulmaktadır (Converge, version 2.3-Manual).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho \bar{u}_i}{\partial x_i} = S \quad (4.2)$$

$$\frac{\partial \rho \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{\sigma}_{ij}}{\partial x_j} + S_i \quad (4.3)$$

Burada viskoz stres tensörü;

$$\bar{\sigma}_{ij} = \mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) + \left(\mu' - \frac{2}{3} \mu \right) \left(\frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \quad (4.4)$$

olarak ifade edilmektedir. Bu denklemlerde; u hız, ρ yoğunluk, S kaynak terimi, P basınç, μ dinamik viskozite, μ' genişleyen viskozite ($=0$), δ_{ij} ise Kronecker delta olup i ve j değişkenleri birbirine eşit olduğunda 1'e, farklı olduklarında ise 0'a eşit olacağını ifade etmektedir. Fakat burada eğer türbülans modeli aktif durumdaysa, Denklem (4.5)'te gösterilen toplam viskozite kullanılmaktadır.

$$\mu_{toplam} = \mu_{mol} + C_{\mu} \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.5)$$

Burada μ_{mol} moleküler viskozite, C_{μ} türbülans modeli sabiti, k türbülans kinetik enerjisi ve ε ise türbülans dağılım terimidir.

Sürekli rejimli akış koşullarında, çözüm zamanla değişmediği için, kütle korunumu ve momentum dengesi denklemlerinde zamana bağlı terim bulunmaz. Bu durumda kütle korunumu ve momentum dengesi denklemi aşağıdaki formu almaktadır.

$$\frac{\partial \rho \vec{u}_i}{\partial x_i} = S \quad (4.6)$$

$$\frac{\partial \rho \vec{u}_i \vec{u}_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{\sigma}_{ij}}{\partial x_j} + S_i, \quad (4.7)$$

Denklemlerdeki zamanla değişim terimleri çıkartılmış olsa da, denklemlerin çözümünü kolaylaştırmak amacıyla, kullanılan programın algoritmasında sunî bir zaman adımı kullanılmaktadır. Bu zaman adımının büyüklüğü belirlenen CFL (Courant–Friedrichs–Lewy) değerlerine göre hesaplanmaktadır. Sunî bir zaman adımı getirildiği için, sürekli rejim çözücüsü, geçici rejim çözücü ile kavramsal olarak benzer bir şekilde çalışmakta; ancak sürekli rejim çözücüsünün, sunî zaman içinde sürekli bir çözüme doğru ilerlerken, zaman boyutunda doğru olması gerekmektedir. Bu özelliği, geçici rejim çözücüsüne göre önemli bir yakınsama avantajı sağlamaktadır.

Bu tez kapsamında kullanılan HAD kodu, momentum dengesi denklemini sonlu hacim yöntemiyle ayrıklaştırarak çözmektedir. Momentum dengesi denkleminin çözümü sırasında, sonlu hacmin yüzeylerinde korunum denklemleriyle hesaplanacak değerler hacmin merkezindeki önceki zamana ait değerler cinsinden ifade edilmelidir. Bunun için iki farklı yöntem izlenebilir. İlk yöntem; merkezdeki önceki zaman değerleri yüzeylere interpolate edilir ve korunum denklemleri çözülür. İkinci yöntem ise;

merkezdeki değerler üzerinden yine merkezde korunum ve denge denklemleri hesaplanır ve bu değerler yüzeylere interpolate edilir. Denklem (4.8), iki yöntemin kombinasyonu olacak şekilde momentum dengesi denklemini ifade etmektedir.

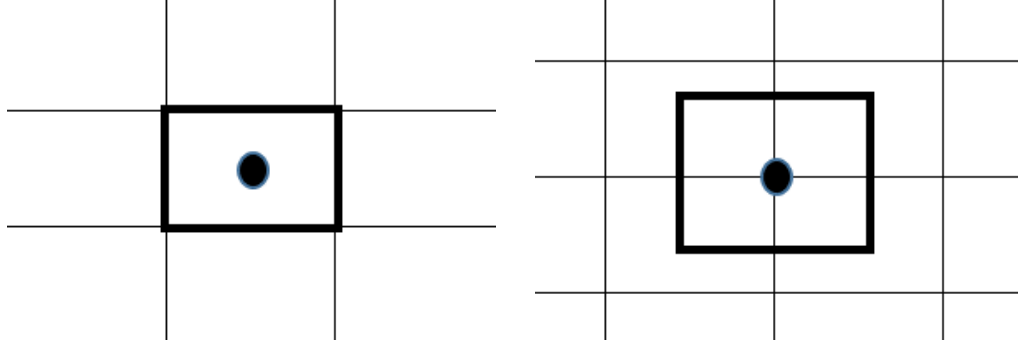
$$\begin{aligned}
\frac{\partial \rho \vec{u}_i \vec{u}_j}{\partial x_i} &= \frac{1}{V} \sum_{nbrs} (\rho \vec{u}_i \vec{u}_{norm} A)_f \\
&= \frac{cons}{V} \sum_{nbrs} (\rho \vec{u}_i \vec{u}_{norm})_f A_f \\
&+ \frac{1 - cons}{V} \sum_{nbrs} \rho_f \vec{u}_{i,f} \vec{u}_{norm,f} A_f,
\end{aligned} \tag{4.8}$$

Burada ifade edilen cons yani sabit terimi, 1 olarak belirlendiğinde çözüm yüzey üzerindeki değerler üzerinden yapılacaktır. İkinci denklem bazı akış koşulları için daha kararlı sonuçlar sağlasa da, birinci yöntem önerilmektedir. Bu sebeple tez kapsamında yapılan çalışmada birinci yöntem uygulanmıştır.

4.2.2 Sonlu hacimler yöntemi

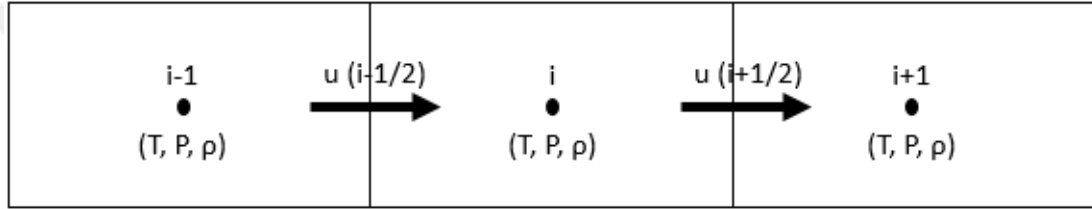
Sonlu hacimler yöntemi direkt olarak korunum denklemleriyle birlikte Navier-Stokes denklemlerinin integral formunu çözmektedir. Bu yöntem ilk olarak McDonald (1971) tarafından bir düzlem üzerinde viskoz olmayan akışlara uygulanmıştır. Sonlu hacimler yöntemi, öncelikli olarak verilen fiziksel uzayı küçük kontrol hacimlerine bölerek ilgili denklemleri ayrıklaştırmaktadır. Daha sonra 3 boyutlu kontrol hacminin yüzeylerindeki toplam akıyı kullanarak, yüzey integrali ifadesine bir yaklaşım uygulamaktadır (McDonald, 1971). Uygulanan uzaysal ayrıklaştırmanın doğruluğu, yüzeylerdeki akı ifadesinin hesaplanabilmesi için uygulanan yönteme bağlıdır. Bunun için iki farklı yöntem uygulanabilir.

- Hücre merkez şeması (Şekil 4.1.a): bu yöntemde akış parametreleri kontrol hacminin merkezinden depolanmaktadır. Bu sebeple, kontrol hacmi aę yapı ile bire bir aynıdır.
- Hücre kesişim noktası şeması (Şekil 4.1.b): bu yöntemde ise akış değişkenleri hücrelerin noktalarında depolanmaktadır. Kontrol hacmi; bu noktayı paylaşan bütün hücrelerin birleşimi olabilirken; bu hücre noktasına göre merkezlenmiş bazı kontrol hacimleri de olabilmektedir.



Şekil 4.1 : Kontrol hacmi a) Hücre merkez şeması b) Hücre kesişim noktası şeması.

Şekil 4.2’de üç hücreli tek boyutlu bir uzaysal çözüm alanı için gereken girdiler gösterilmektedir.



Şekil 4.2 : Üç hücreli, tek boyutlu örnek uzaysal akış alanı (Converge, version 2.3-Manual)

Burada basit olarak genel transfer denklemi;

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{\partial \vec{u} \phi}{\partial x} = 0. \quad (4.9)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Bu denklem sonlu hacimler yöntemine uygun şekilde integral formunda yazılabilmektedir.

$$\frac{d}{dt} \int_V \phi dV + \int_{S_a} \vec{u} \cdot \vec{n} \phi dS_a = 0 \quad (4.10)$$

Burada, V hücre hacmini, S_a yüzey alanını, ϕ pasif skaleri ve n yüzey normalini göstermektedir. Gösterildiği gibi sonlu hacimler yöntemi yüzeylerdeki akı toplamını hesaplayarak transfer denklemini integral formunda çözmektedir. Aynı şekilde Şekil 4.2’de gösterildiği gibi sıcaklık, basınç gibi değerler hücrenin merkezinde depolanmaktadır. Bu nedenle, denklemin integral formunu çözebilmek için, hız ve ϕ hücre yüzeyine interpolate edilmelidir. Interpolasyon için birden çok yöntem bulunmaktadır. Bunlardan ilki, komşu iki hücrenin merkezlerinde depolanan

değerlerin lineer ortalamasına dayanmaktadır ve bu çalışmada bu yöntem kullanılmıştır. Şekil 4.2'deki üç hücre arasındaki yüzeyler için ϕ ;

$$\phi_{i+1/2} = \frac{1}{2}\phi_i + \frac{1}{2}\phi_{i+1}, \quad (4.11)$$

ve

$$\phi_{i-1/2} = \frac{1}{2}\phi_i + \frac{1}{2}\phi_{i-1} \quad (4.12)$$

olarak hesaplanmaktadır.

Sonlu hacimler yönteminin en büyük avantajı, düzenli veya düzensiz ağ yapılarının hepsine uygulanabilmesidir. Bu sebeple çok karmaşık geometriler için de oldukça büyük bir esneklik sağlamakta ve kolayca kullanılabilir. Bu sebeple oldukça yaygın olarak kullanılmaktadır.

4.2.3 Reynolds ortalamalı Navier-Stokes (RONS) denklemleri

Türbülanslı akışlarda meydana gelen belirsizlik, akış içerisindeki dalgalanmaların istatistiksel olarak hesaplanmasıyla ifade edilmektedir. Reynolds ortalaması için akış parametreleri; 2 terime ayrıştırılmaktadır. Örneğin hız ifadesi;

$$\vec{u}_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (4.13)$$

şeklinde ayrıştırılır. Burada u_i anlık hızı, \bar{u}_i ortalama hız terimini ve u'_i ise hız üzerindeki dalgalanmaları ifade etmektedir. Reynolds ortalamasının kütle ve momentum denklemlerinde yerine koyulmasıyla birlikte, sıkıştırılabilir akış koşulları için kütle ve momentum denklemleri aşağıdaki formu almaktadır.

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_j}{\partial x_j} = 0 \quad (4.14)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\bar{\rho} \tilde{u}_j' \tilde{u}_i') \quad (4.15)$$

Burada Favre ortalaması, \sim , hız için aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$\tilde{u}_i = \frac{\overline{\rho u_i}}{\bar{\rho}} \quad (4.16)$$

Denklemlerin Reynolds ortalama değeri, türbülansın etkilerini temsil eden Reynolds gerilmeleri adı verilen ek terimler getirmektedir. Reynolds gerilmesi τ_{ij} aşağıdaki denklemlerle ifade edilmektedir:

$$\tau_{ij} = -\bar{\rho} \overline{u_i' u_j'} \quad (4.17)$$

Kullanılacak türbülans modeli Denklem (4.15)'e bir yaklaşım sağlayabilmesi için Reynolds gerilmesi terimini içermesi gerekmektedir.

4.2.4 Yeniden Normalizasyon Grubu (YNG) k-ε türbülans modeli

Son yıllarda, belirli akış problemlerine daha iyi sonuçlar sağlayabilmek adına, deneysel verilerden faydalanılarak bir çok türbülans modeli geliştirilmiştir. Bu deneyler genel olarak basit geometri akış koşulları için yapılmış ve ampirik sabitler bu geometrilere uygun olarak belirlenmiştir.

Motor içerisindeki hava akışı, oldukça karmaşık ve türbülanslı bir yapıya sahiptir. Bu sebeple, doğru türbülans modelinin seçilmesi büyük bir önem kazanmaktadır. Ayrıca, motor içerisindeki akış gibi karmaşık akış problemlerinin sonuçları, testlerle doğrulanmadığı sürece kabul edilemez. Tez çalışması kapsamında geliştirilen HAD modeliyle elde edilen sonuçların da test sonuçları kullanılarak doğrulanması gerekmektedir. Bu çalışma kapsamında, iki denklemlilik bir k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Aşağıda standart k-ε modeliyle birlikte YNG k-ε türbülans modeli ayrıntılı bir şekilde anlatılmıştır.

Standart k-ε modeli temel olarak iki kabule dayanmaktadır. Birincisi, model eş yönlü akış koşullarına göre çözüm yapmaktadır. Bunun sebebi ise, Reynolds stres terimini yansıtmak için tek bir türbülans viskozite teriminin kullanılıyor olmasıdır. Bu durum, anizotropik olan mühendislik uygulamaları için risk oluşturabilmektedir. İkinci olarak ise, standart model türbülans aktarımıyla türbülans ayrışmalarının aynı zaman ölçeğinde gerçekleştiğini kabul etmektedir. Sonuç olarak, küçük ölçekli girdap oluşumları büyük ölçekli girdap oluşumlarıyla aynı tepkiyi gösterecektir. Gerçekte de bu durum genellikle geçerli görünmekte ve bu modelin mühendislik uygulamaları için

başarısı, bu akışların çoğunun yalnızca tek bir zaman ölçeği ile tanımlanabilmesi gerçeğinden kaynaklanmaktadır.

YNG metodu ise, karmaşık dinamiklere sahip olan fizik problemlerinin daha büyük ölçekli ve uzun vadedeki davranışlarını incelenmek için geliştirilmiş genel bir yöntemdir. BGS ile benzer şekilde, türbülans modellemesine uygulanan YNG yönteminin temel fikri, küçük ölçekli girdapların hareket denklemlerinden elde edilmesidir. Bu sayede küçük girdapları istatistiksel olarak çözüme dahil ederek, ortalama akış hareketi üzerinde oldukça başarılı bir yaklaşım getirebilmektedir. Standart model ile YNG modelinin en büyük farkı, ε üzerindeki ortalama akış bükülmelerini gösteren türbülans yayılma denklemine dahil ettiği ek terimdir. Bu ek terim sayesinde akış kopmaları ve tekrarlı dolaşimleri gibi akış hareketlerine daha doğru bir yaklaşım sağlamaktadır. Aşağıda YNG k- ε modeli ile standart k- ε modeline ek olarak geliştirilen iyileştirmeler şöyle özetlenebilir:

- YNG modeli, ani gerilmeler içeren akışlardaki doğruluğu arttıracak şekilde ε denklemini içerisinde ek bir terim içermektedir.
- Girdap hareketinin türbülans üzerindeki etkisi, YNG modeline dahil olup, dönen akışlar için doğruluğu arttırmaktadır.
- YNG teorisi, standart modeldeki gibi türbülans Prandtl sayısı için kullanıcı tarafından belirlenen sabit terimler kullanmak yerine, bir analitik denklem kullanmaktadır.
- Standart model yüksek Reynolds sayısına sahip akışlar için uygun olsa da, YNG metodu analitik olarak düşük Reynolds sayısı etkilerini de daha etkin bir viskozite hesabıyla modele dahil etmektedir.

Motor içerisindeki hava akışı da oldukça yüksek türbülans seviyelerine ve girdap hareketlerine sahiptir. Emme supaplarının ve pistonun hareketleri ile emme kanalının yapısına bağlı olarak silindir içerisinde bir çok akış ayrılması veya birleşmesi gerçekleşirken türbülans etkileri belirgin olarak ortaya çıkmaktadır. Bu sebeple bu çalışma kapsamında düşük Reynolds sayısı etkilerini de içerisine katarken, yüksek girdaplı akışlarda doğru sonuçlar veren YNG k- ε modeli kullanılmıştır.

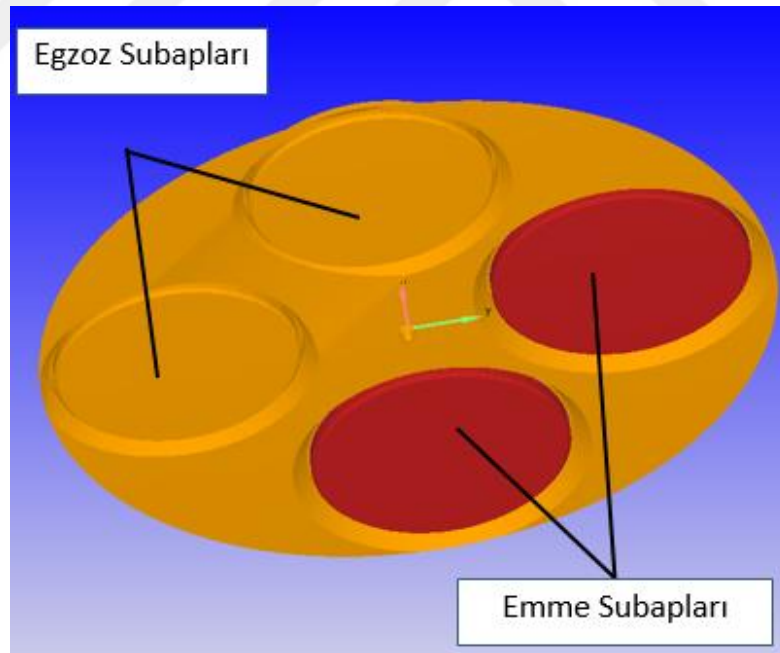
4.3 Geometri

Üç boyutlu akış hacminin ayrıklaştırılması ve doğrulama çalışması amacıyla kullanılan motorun bazı özellikleri Çizelge 4.1’de gösterilmiştir. Doğrulama çalışmasının ardından çeşitli incelemeler yapılan diğer motor geometrilerinin özellikleri ise 5. Bölüm’de anlatılmıştır.

Çizelge 4.1 : Motor-A’nın geometrik özellikleri.

Parametre	Motor - A
Silindir Çapı (mm)	115
Silindir Sayısı	6
Emme Subabı Sayısı	2

Tez çalışmasının amacı hava emiş kanalının geometrisine bağlı olarak oluşturulan, havanın girdap oranını tahmin etmek olduğu için, egzoz gazlarının atıldığı egzoz kanalları akış hacmine dahil edilmemiştir. Şekil 4.3’de gösterildiği gibi yalnızca emme supaplarının hareketleri göz önünde bulundurulmuş ve sürekli rejim koşulları değerlendirilmiştir.



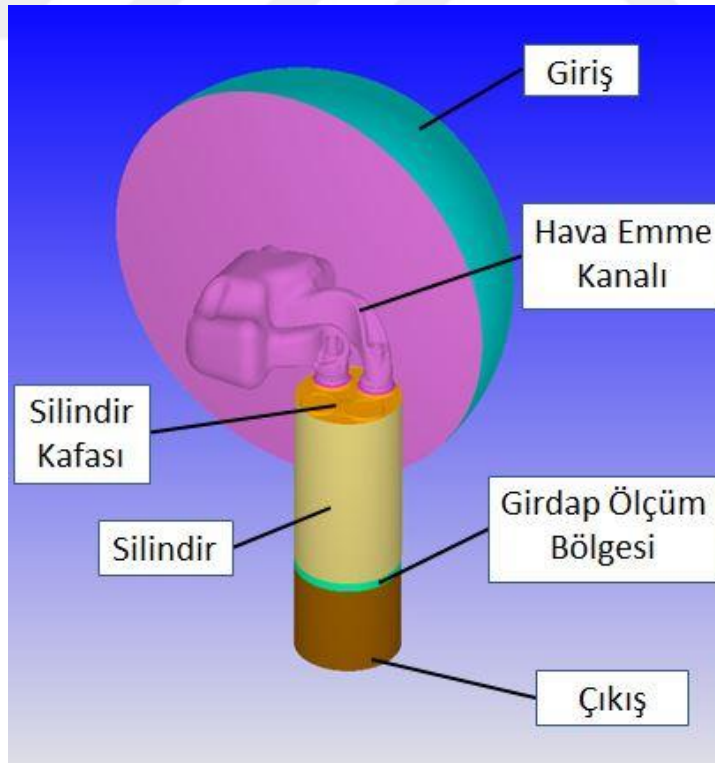
Şekil 4.3 : Simülasyon modelindeki supap geometrisi.

Analizlerde kullanılan akış hacmine; hava emiş kanalları, emme supapları, motor kafası ve silindir parçaları dahil edilmiştir. Testlerde de olduğu gibi her bir supap açıklığı için farklı geometriler oluşturulmuş ve analiz edilmiştir. Bu sayede her bir supap açıklığında sabit akışlı sürekli rejim koşullarının sağlandığından emin

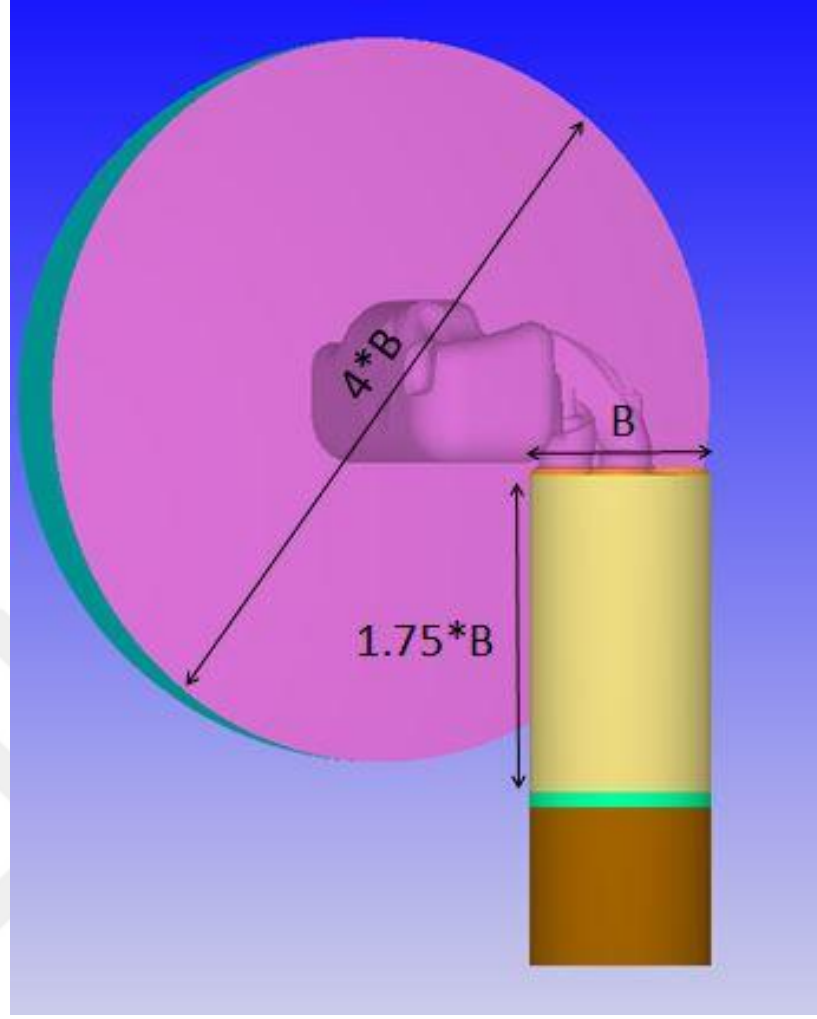
olunmuştur. Sabit akışlı sürekli rejim koşullarının sağlanıp sağlanmadığını belirlemek için de akış debisi ve açısal momentum akısının yakınsaması gözlemlenmiş ve analiz süresi belirlenmiştir.

Literatür araştırmalarının sonucunda, girdap oranı için ölçümlerin yapıldığı akış hacmi, silindir kafasından silindir çapının 1,75 katı kadar uzağa konumlandırılmıştır (Forte ve diğ, 2015; ConvergeVersion 2.3- FlowbenchQSG; Catellani ve diğ, 2016). Ayrıca test ortamını bire bir yansıtabilmek adına, giriş sınırına silindir çapının dört katı bir çap değerine sahip olan yarım küre şeklinde bir geometri eklenmiştir. Bu geometrinin temel amacı, giriş koşulu olarak belirlenen basınç değerlerini sağlayabilmek ve emme kanalı içerisindeki akış koşullarının sınırdaki gerçekleşecek türbülans etkilerinden ve akış dalgalanmalarından etkilenmesini engellemektedir. Ayrıca eklenen yarım küre hacmi, testte olduğu gibi motorun geniş bir odadan hava emmesi durumunu simüle etmeye yardımcı olacaktır.

Göz önünde bulundurulan bütün bu kriterlerle birlikte simülasyonda oluşturulan akış hacminde kullanılan motor bileşenleri Şekil 4.4’de, geometrik bilgiler ve boyutlar ise Şekil 4.5’de gösterilmiştir.



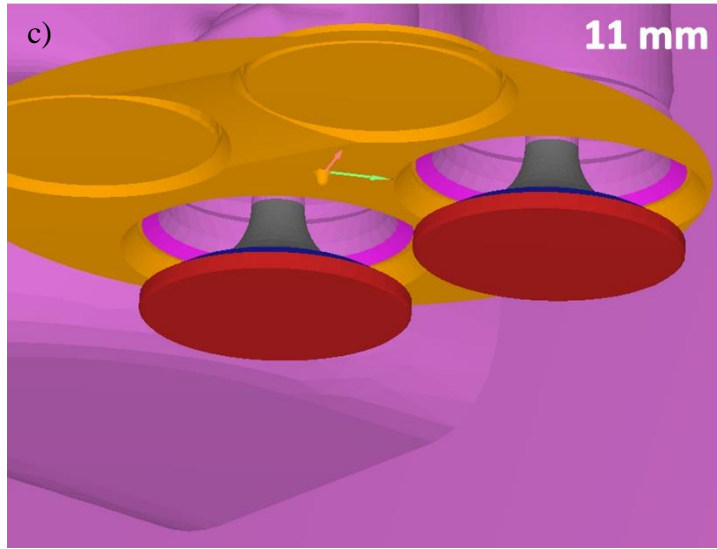
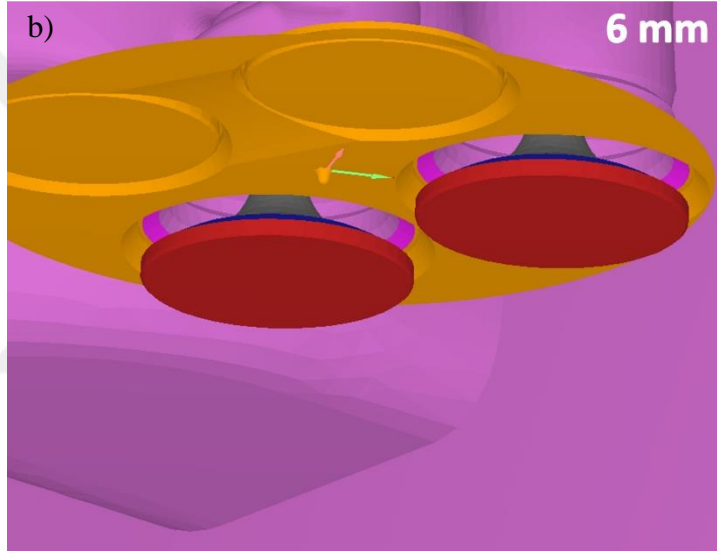
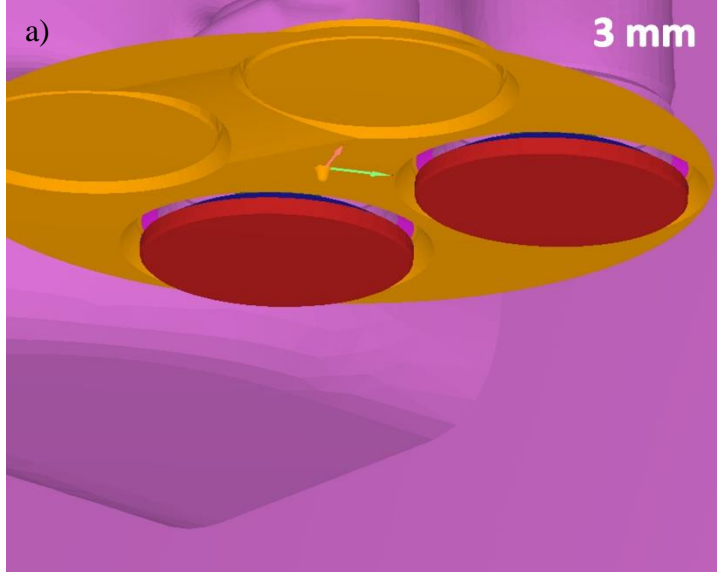
Şekil 4.4 : Simülasyon modelindeki akış hacmi ve kullanılan motor parçaları.



Şekil 4.5 : Simülasyon modelinin boyutları.

Akış hacminin belirlenmesinin ardından, sabit akışlı sürekli rejim koşullarını sağlayabilmek ve laboratuvar ortamını bire bir yansıtabilmek adına, simülasyon modelinde her bir emme supap açıklığı için farklı analiz dosyaları oluşturulmuştur. Oluşturulan her bir simülasyon modeli için sınır koşulları ölçümler sonucu elde edilen giriş ve çıkış koşulları kullanılarak belirlenmiş ve uygulanmıştır. Ölçümlerle uyumlu bir şekilde, silindir içerisinde aynı basınç düşümü için oluşan debiye bağlı olarak girdap hareketi gözlemlenebilmiştir.

Şekil 4.6'da simülasyon modelindeki üç farklı supap açıklığına sahip olan akış hacimleri gösterilmektedir. Görüldüğü gibi, egzoz supupları kapalıyken emme supupları ise belirlenen supap açıklıklarında göre konumlandırılmıştır. Oluşturulan simülasyon modelleri için geliştirilen yöntem uygulanarak analizler gerçekleştirilmiş ve farklı supap açıklıklarında oluşan girdap oranları ve hava debisi değerleri belirlenmiştir.



Şekil 4.6 : Simülasyon modelinde kullanılan a) 3 mm b) 6 mm c) 11 mm supap açıklıklarındaki akış hacimleri.

4.4 Ağ Yapı Belirleme Çalışması

Bu çalışmada, kullanılan programın en büyük avantajı ağ yapı oluşturma adımıyla ortaya çıkmaktadır. Diğer ticari programlardan farklı olarak, geometri hazırlığından sonra ağ yapı oluşturma adımıyla ihtiyaç duyulmamaktadır. Çünkü, program analiz sırasında zamanla değişen akış koşullarına uygun olarak, belirlenen parametreler çerçevesinde ağ yapısını uyumlu olarak güncellemekte ve çözümü yapmaktadır. Bu durumda kullanıcının ek bir ağ yapı oluşturma adımıyla gereksinimi kalmamaktadır.

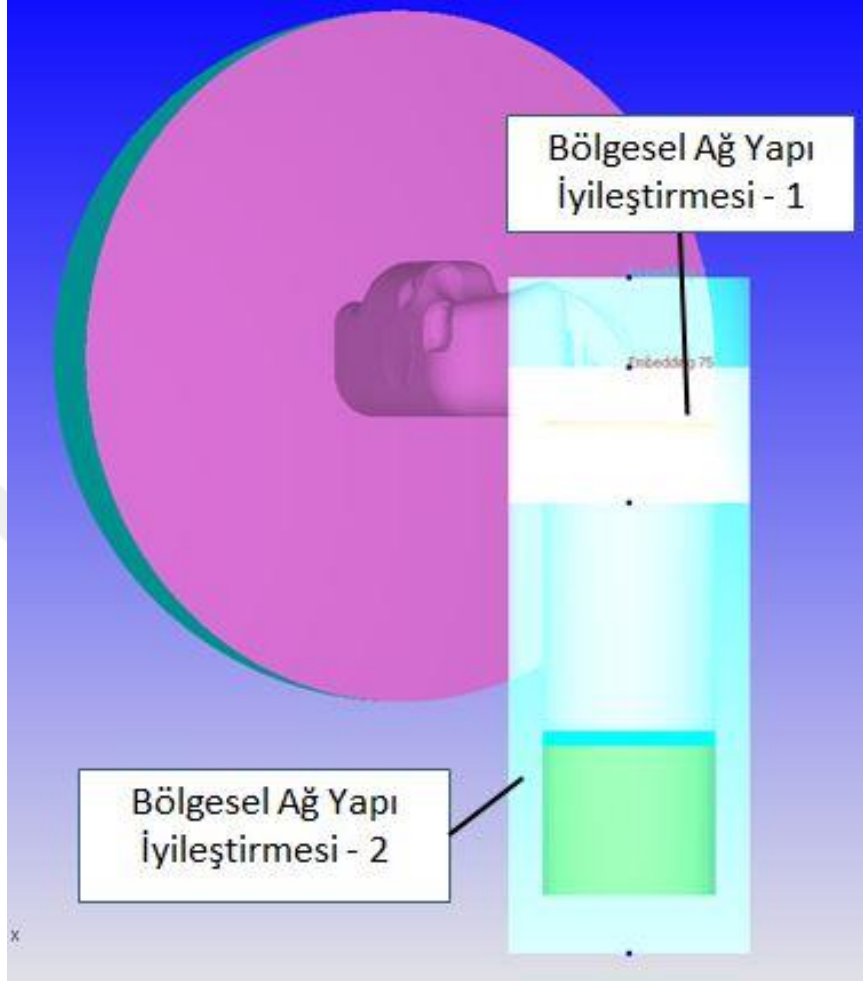
Kullanılan programda, ağ yapı parametrelerinin hepsi baz olarak belirlenen boyuta bağlı olarak ölçeklendirme sayılarıyla belirlenmektedir. Bu ölçeklendirme Denklem (4.18)'de gösterilmektedir.

$$\text{Ağ Yapı Boyutu} = \frac{(\text{Baz Boyut})}{2^{\text{ölçeklendirmeSayısı}}} \quad (4.18)$$

Yüksek akış hızlarının oluştuğu, türbülanslı akış koşullarına sahip olan motor hava emiş sisteminde, akış ayrışmalarını ve girdap kopmalarını en iyi şekilde modelleyebilmek için ağ yapı kalitesi büyük önem kazanmaktadır. Akış karakterinin belirlendiği kritik bölgelerde ağ yapısının daha sık ve küçük olarak hazırlanması, silindir hacminin içerisinde analiz doğruluğunu arttırmaktadır. Özellikle emme supapları ile silindir kafası arasında kalan akış hacmi, supapların açılmaya başlamasıyla birlikte küçük supap açıklıklarında kritik olmaktadır. Silindir içerisindeki akış yapısının ve karakterinin belirlendiği bu bölgede, yeterli ağ yapı yoğunluğu sağlanamazsa, silindir içerisindeki akışın doğru şekilde çözülmesi mümkün değildir. Bu sebeple supap açılma bölgesinde, bölgesel ağ yapı iyileştirmeleri uygulanmıştır. Ayrıca supap ve kafa yüzeylerinde bir kademe daha ağ yapı iyileştirmesinin uygulanmasıyla birlikte, akış ayrışmaları ve türbülans kopmaları daha iyi çözümlenmiştir. Şekil 4.7'de simülasyonda kullanılan, belirlenen akış alanı için tanımlanan limitler dahilinde ağ yapısının iyileştirilmesi amacıyla kullanılan bölgesel ağ yapı iyileştirmeleri gösterilmiştir.

Baz olarak 4 mm ağ yapı boyutu seçilmiş ve bölgesel iyileştirmelerle birlikte, akış kopmalarını en iyi şekilde çözebilecek ağ tabaka oluşturulmaya çalışılmıştır. Analizin en başında, çözümün yakınsama hızını arttırabilmek adına akış hacmini ölçeklendirerek ağ yapı yoğunluğu düşürülmüştür. Hıza bağlı olarak otomatik olarak ağ yapı iyileştirmesi yapabilmek adına, uyumlu ağ yapı özelliği uygulanmıştır. Bu iyileştirmenin uygulanabilmesi için gerekli olan hız gradyanı 1 m/s olarak

belirlenmiştir. Oluşturulan ağ yapı için uygulanan parametreler ve boyutlar Çizelge 4.2’de listelenmiştir.

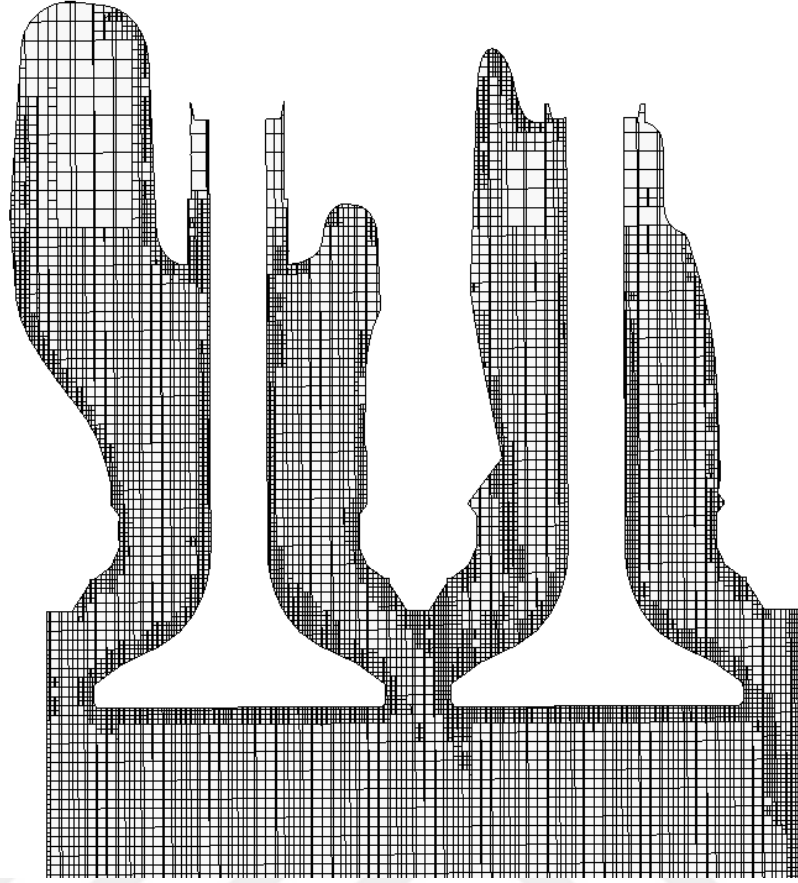


Şekil 4.7 : Simülasyondaki bölgesel ağ yapı iyileştirmeleri.

Çizelge 4.2 : Ağ yapı özellikleri (Gao ve Cuneo, 2016).

Ağ Yapı Parametresi	Değer
Baz Ağ Yapı Boyutu (mm)	4x4x4
Bölgesel İyileştirme – I (mm)	2
Bölgesel İyileştirme – II (mm)	1
Supap Yüzeyleri (mm)	0,5
Uyumlu Ağ Yapı İyileştirmesi (mm)	0,5 (1 m/s hız gradyeni)

Supap yüzelerindeki ağ yapı tabaka sayısı, 6 mm’den küçük açıklıklarda 4 tabaka ve 0.25 mm, büyük açıklıklarda ise 3 tabaka ve 0.5 mm olarak belirlenmiştir. Buradaki amaç küçük açıklıklar için, akış ayrılmalarını daha iyi çözümleyebilmek ve gerçek çözüme yaklaşabilmektir. Şekil 4.8’te 11 mm supap açıklığında elde edilen ağ yapı gösterilmektedir.



Şekil 4.8 : Simülasyondaki ağ yapı kesit görüntüleri.

4.4.1 Simülasyon modelinde sayısal çözümleme için ağ yapı hassasiyet çalışması

Anlatılan ağ yapı paramaterlerinin belirlenebilmesi için, hassasiyet çalışması gerçekleştirilmiştir. Bu bölümde, gerçekleştirilen ağ yapı hassasiyet çalışmasının detaylarıyla birlikte, sonuçlar ve çözüm süresi üzerindeki etkileri anlatılacaktır.

Hassasiyet çalışması için 11 mm supap açıklığına sahip olan akış hacmi kullanılmıştır. Özellikle akış ayrılmalarına bağlı olarak silindir içerisindeki akış davranışının önemli ölçüde belirlendiği supap ve silindir kafası yüzeyleri arasındaki açıklık incelenmiştir. Üç aşamalı olarak gerçekleştirilen çalışmada, öncelikle supap yüzeylerindeki ağ yapı tabaka kalınlığının etkisi, daha sonra ise supap yüzeylerindeki ağ yapı boyutu ve tabaka sayısı incelenmiştir. Son olarak ise silindir bölgesinde uygulanacak üçüncü bir bölgesel iyileştirmenin etkisi değerlendirilmiştir. Analizler ile elde edilen sonuçlar, hem deneysel ölçüm sonuçlarıyla kıyaslanmış hem de çözüm sürelerine etkileri gözlemlenmiştir.

Kullanılan parametreler ve uygulanan sayısal çözümleme ağ yapısı özellikleri Çizelge 4.3'te listelenmiştir.

Çizelge 4.3 : Simülasyon modelindeki ağ yapı hassasiyet çalışması parametreleri.

		Uyumlu Ağ Yapı İyileştirmesi	Bölgesel İyileştirme-I	Bölgesel İyileştirme-II	Bölgesel İyileştirme-III	Silindir Kafası İyileştirmesi	Supap Yüzey İyileştirmesi	Akış Hacmi Ölçeklendirmesi
Analiz-1	Ölçek Katsayısı	3 (1 m/s)	2	1	-	3	3	t=0→ (-2)
	Zaman	4000-7000	Kalıcı	Kalıcı	-	Kalıcı	Kalıcı	t=2000→ (-1)
	Tabaka Sayısı	-	-	-	-	3	3	t=3000→ (0)
Analiz-2	Ölçek Katsayısı	3 (1 m/s)	2	1	-	3	3	t=0→ (-2)
	Zaman	4000-7000	Kalıcı	Kalıcı	-	Kalıcı	Kalıcı	t=2000→ (-1)
	Tabaka Sayısı	-	-	-	-	5	5	t=3000→ (0)
Analiz-3	Ölçek Katsayısı	3 (1 m/s)	2	1	-	3	3	t=0→ (-2)
	Zaman	4000-7000	Kalıcı	Kalıcı	-	Kalıcı	Kalıcı	t=2000→ (-1)
	Tabaka Sayısı	-	-	-	-	7	7	t=3000→ (0)
Analiz-4	Ölçek Katsayısı	3 (1 m/s)	2	1	-	3	3	t=0→ (-2)
	Zaman	4000-7000	Kalıcı	Kalıcı	-	Kalıcı	Kalıcı	t=2000→ (-1)
	Tabaka Sayısı	-	-	-	-	9	9	t=3000→ (0)
Analiz-5	Ölçek Katsayısı	3 (1 m/s)	2	1	-	3	3	t=0→ (-2)
	Zaman	4000-7000	Kalıcı	Kalıcı	-	Kalıcı	Kalıcı	t=2000→ (-1)
	Tabaka Sayısı	-	-	-	-	11	11	t=3000→ (0)
Analiz-6	Ölçek Katsayısı	3 (1 m/s)	2	1	-	2	2	t=0→ (-2)
	Zaman	4000-7000	Kalıcı	Kalıcı	-	Kalıcı	Kalıcı	t=2000→ (-1)
	Tabaka Sayısı	-	-	-	-	6	6	t=3000→ (0)
Analiz-7	Ölçek Katsayısı	3 (1 m/s)	2	1	-	4	4	t=0→ (-2)
	Zaman	4000-7000	Kalıcı	Kalıcı	-	Kalıcı	Kalıcı	t=2000→ (-1)
	Tabaka Sayısı	-	-	-	-	22	22	t=3000→ (0)
Analiz-8	Ölçek Katsayısı	3 (1 m/s)	2	1	-	5	5	t=0→ (-2)
	Zaman	4000-7000	Kalıcı	Kalıcı	-	Kalıcı	Kalıcı	t=2000→ (-1)
	Tabaka Sayısı	-	-	-	-	44	44	t=3000→ (0)
Analiz-9	Ölçek Katsayısı	3 (1 m/s)	2	1	3	-	-	t=0→ (-2)
	Zaman	4000-7000	Kalıcı	Kalıcı	Kalıcı	-	-	t=2000→ (-1)
	Tabaka Sayısı	-	-	-	-	-	-	t=3000→ (0)
Analiz-10	Ölçek Katsayısı	3 (1 m/s)	2	1	4	-	-	t=0→ (-2)
	Zaman	4000-7000	Kalıcı	Kalıcı	Kalıcı	-	-	t=2000→ (-1)
	Tabaka Sayısı	-	-	-	-	-	-	t=3000→ (0)

Belirlenen ağ yapı parametre uzayı için yapılan analizlerin çıktıları, SAYISAL ÇÖZÜMLER VE Bölümü'nde detaylı olarak irdelenecek ve tartışılacaktır.

4.5 Sınır ve Başlangıç Koşulları

Akış hacminde gerçekleşen akış ayrılmalarını ve girdapları en iyi şekilde çözümleyebilecek ağ yapısı kadar sınır koşulları da oldukça büyük önem taşımaktadır. Deneysel ölçümleme ortamını ve koşullarını bire bir yansıtabilmek adına, simülasyondaki sınır koşulları ölçüm sonuçlarına göre belirlenmiştir. Her bir supap açıklığı için yapılan ölçümlerde elde edilen giriş ve çıkış basınç değerleri kullanılarak ortalama değerler belirlenmiş ve her bir supap açıklığı için sınır koşulu olarak uygulanmıştır. Bilgisayar programın ve çözüm yönteminin bir gereği olarak, girişte toplam basınç kullanılırken, çıkışta ise statik basınç sınır koşulu uygulanmıştır. Sıcaklık sınır koşulu da testlerin yapıldığı laboratuvarında ölçülen hava sıcaklığına eşit olacak şekilde 300 K olarak belirlenmiştir. Böylelikle oluşturulan basınç farkıyla birlikte akış hacminde hava hareketi sağlanmış ve hava emiş kanalı kaynaklı girdap hareketi sayısal olarak çözümlenebilmiştir.

Başlangıç koşulu olarak atmosferik basınç kullanılmış ve sıcaklık yine deneysel ölçümlemedeki test odası sıcaklığı olarak belirlenmiştir.

4.6 Girdap Oranı Hesabı

Bu bölümde, daha önceki bölümlerde detayları verilen girdap oranı hesabının simülasyon sonuçlarına nasıl uyarlandığı anlatılacaktır. Testlerle yapılacak kıyaslamalar için, hesabın bire bire aynı olması önem taşımaktadır.

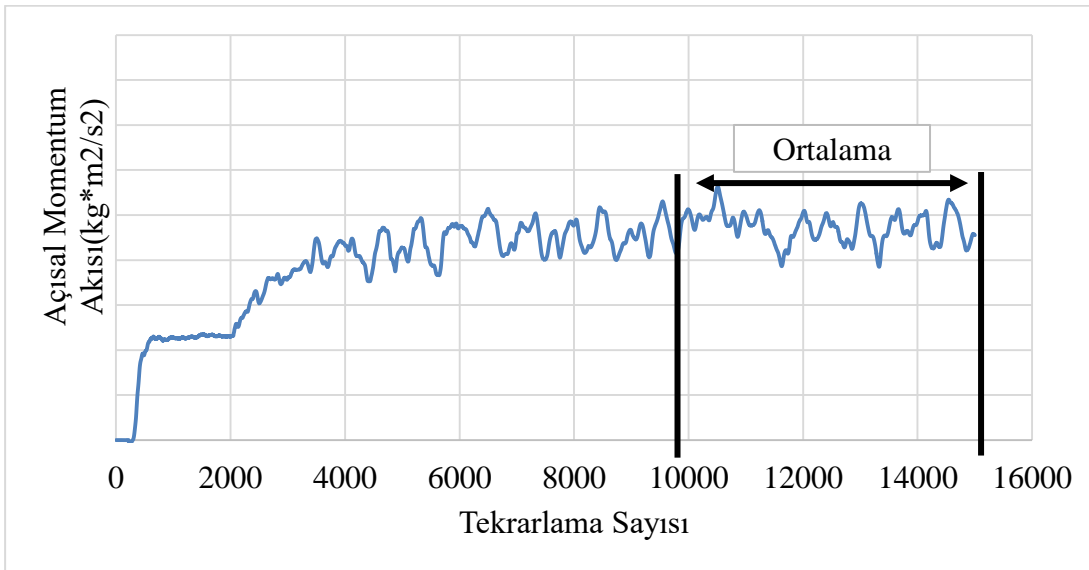
Testlerde kullanılan girdap oranı hesabı, tork ölçerler ile bal peteği yapı üzerinde okunan tork değerine bağlıdır. Bu sebeple silindir içerisindeki akışın dönme hareketine bağlı olarak meydana gelen tork değerinin simülasyon ortamında da hesaplanabilmesi gerekmektedir. Bu amaçla, dönen kütle rijit bir yapı olarak düşünülmüş ve kullanılan bilgisayar programının çıktılarından faydalanılmıştır.

Sanal ortamda gerçekleştirilen ve ölçümleri bire bir yansıtmayı hedefleyen bu analizlerde, doğrulama için ilk adım kütleli debi değerlerinin doğru bir şekilde hesaplanabilmesidir. 3. Bölümde detayları ve Denklem (3.7)'de tanımlanan verilen girdap oranı hesabı göz önünde bulundurulduğunda, bu oranın kütleli debinin

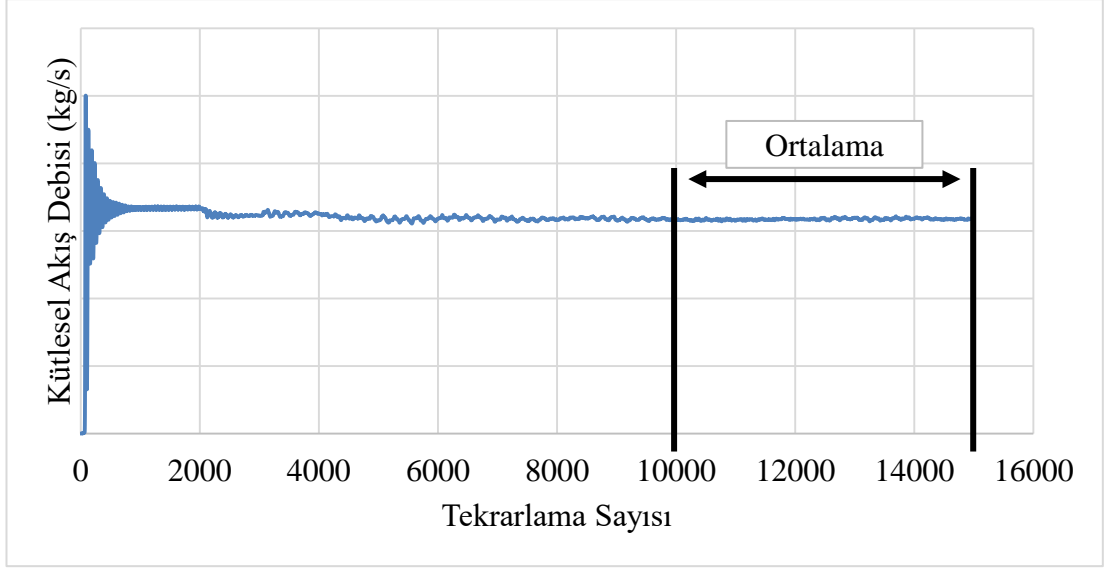
karesiyle ters orantılı olduğu görülmektedir. Bu sebeple ilk aşamada debi değerleri kıyaslanmıştır. Bir yandan da, analiz ortamında elde edilen kütleli debi değerinin daha yüksek olacağı beklenilmektedir. Bunun sebebi kullanılan denklemlerle birlikte yapılan basitleştirmeler ve yüzey pürüzlülüğünün analiz ortamında simüle edilememesidir.

Kütleli debi değerinin kabul edilebilir aralığı $\pm\%5$ olarak belirlenmiştir. Bunun sebebi kullanılan bilgisayar programı, matematiksel model ve analiz ortamında yapılan basitleştirmelerdir. Bu aralık içerisinde elde edilen kütleli debi hesaplaması, girdap oranının doğru olarak tahmin edilebilmesi için yeterli olmaktadır.

Girdap oranı hesabı için ihtiyaç duyulan tork değeri, bilgisayar programıyla hesaplanan açısal momentum akısı olarak belirlenmiştir. Program çıktılarında rijit kütle kabulüyle, her bir eksen çevresinde gerçekleşen açısal momentum akısı değerleri rapor edilmektedir. Girdap oranı hesabı için akış yönündeki z-ekseni çevresinde gerçekleşen açısal momentum akı değeri kullanılmıştır. Daha doğru bir yaklaşım elde edebilmek için, 15.000 tekrarlama olarak belirlenen analiz süresinin son 5.000 tekrarlamasının ortalama değeri hesaba dahil edilmiştir. Böylelikle analizin doğası gereği ortaya çıkan salınımlardan kaynaklanan hataların önüne geçilmiştir. Ayrıca akış koşullarına bağlı olarak sıkıştırılabilir veya sıkıştırılmaz akış durumuna göre değişkenlik gösteren havanın yoğunluk değeri de programın bir çıktısıdır ve hesaplara dahil edilmiştir. Şekil 4.9 ve Şekil 4.10'da ortalama hesabının detayları 11 mm supap açıklığı için gösterilmiştir.



Şekil 4.9 : Açısal momentum akısı ortalama hesabı.



Şekil 4.10 : Kütlesel debi ortalama hesabı.

Bölüm 4.3'te belirtildiği üzere her bir supap açıklığı için ayrı olarak gerçekleştirilen analizlerin sonuçları için, girdap oranı hesabı yapılmaktadır. Bu sürecin otomatikleştirilmesi ve hesaplama sürelerinin azaltılabilmesi amacıyla MATLAB programlama dili kullanılarak bir hesaplama programı hazırlanmıştır.

4.6.1 Girdap oranı hesabı için yazılan MATLAB programı

Her bir supap açıklığı için gerçekleştirilen analizlerin çıktılarını kullanarak, girdap oranı hesaplarını yapabilmek için bir MATLAB programı yazılmıştır. Bu program, klasörlerinin kullanıcı tarafından belirtilmesinin ardından otomatik olarak her bir klasöre giderek ilgili dataları toplayıp girdap oranı hesabını yaptıktan sonra Excel dosyasına yazarak grafiklerini çizdirmektedir. Girdap oranı hesabı için yazılan MATLAB programının detayları, EK-A'da sunulmuştur.



5. SAYISAL ÇÖZÜMLER VE DENEYSEL ÖLÇÜM SONUÇLARI

Bu tez çalışması kapsamında deneysel girdap oranı ölçümleriyle birlikte PGHÖ ölçümleri gerçekleştirilmiş ve bu ölçümler, bilgisayar ortamında geliştirilen HAD analiz yöntemiyle elde edilen sonuçları doğrulamak amacıyla kullanılmıştır. Gerçekleştirilen sayısal hesaplamalarda ve ölçümlerde, bazı özellikleri Çizelge 5.1’de sunulan üç farklı motor kullanılmıştır.

Çizelge 5.1 : Ölçümlerde kullanılan motorların geometrik özellikleri.

Parametre	Motor - A	Motor – B	Motor - C
Silindir Çapı (mm)	115	130	80
Silindir Sayısı	6	6	2
Emme Subabı Sayısı	2	2	2

Öncelikli olarak ölçümlerin doğruluğu ve tekrarlanabilirliği irdelenmiştir. Bu inceleme için, B motoruna ait 2 farklı motor örneği kullanılmış ve test edilmiştir.

Ölçüm sonuçlarının güvenilirliğinin ispatlanmasının ardından Motor-A geometrisi HAD analiz yönteminin doğrulanması amacıyla kullanılmıştır. Bu motor için ölçümlerin tamamlanmasıyla birlikte HAD çözüm alanı, 4. Bölüm’de anlatıldığı gibi oluşturulmuştur. Daha sonrasında ağ yapı hassasiyet çalışması yapılarak girdap oranı tahminlerinin doğrulama çalışması gerçekleştirilmiştir. Doğrulama çalışmasının ardından, geliştirilen simülasyon yöntemi Motor-B için de uygulanmış ve sonuçları irdelenmiştir.

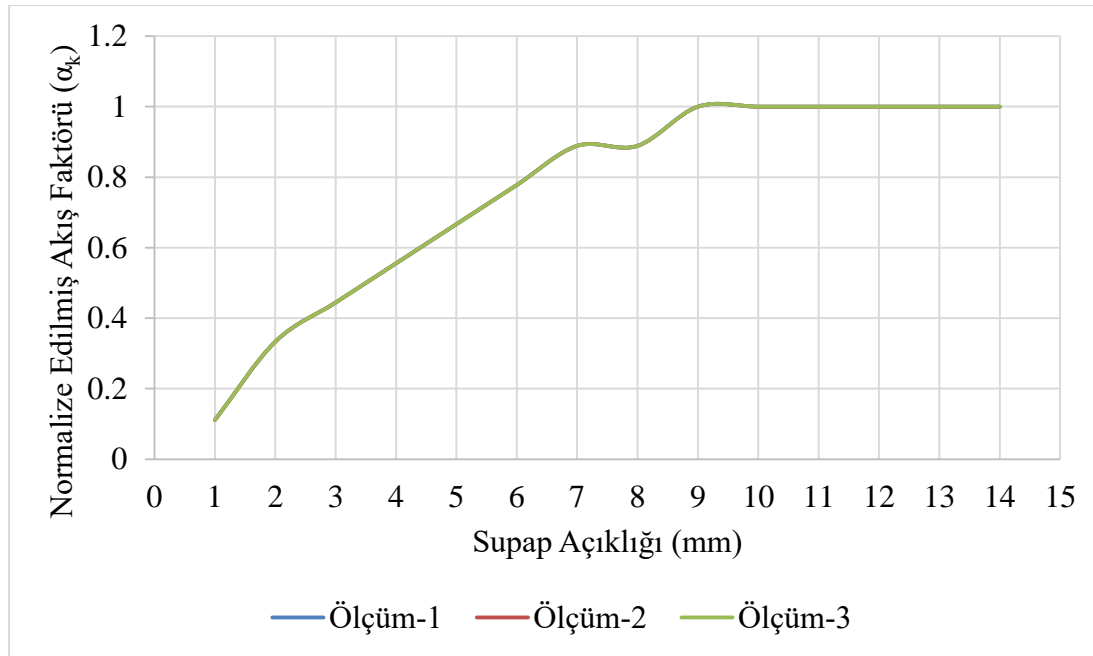
Yüzey pürüzlülüğünün etkisi, Motor-A geometrisi için üretilen prototipin ve döküm parçanın girdap oranı ölçüm sonuçları üzerinden yorumlanmıştır.

Son olarak ise, üçüncü motor (Motor-C) geometrisinin girdap oranı ölçümleri sırasında elde edilen silindirler arasındaki girdap oranı tutarsızlığı sonucu, motor geometrisi endoskopik kamera ile görüntüleme tekniği kullanılarak ayrıntılı olarak incelenmiş ve sonuçları anlatılmıştır.

5.1 Ölçüm Doğruluğu ve Tekrarlanabilirliği

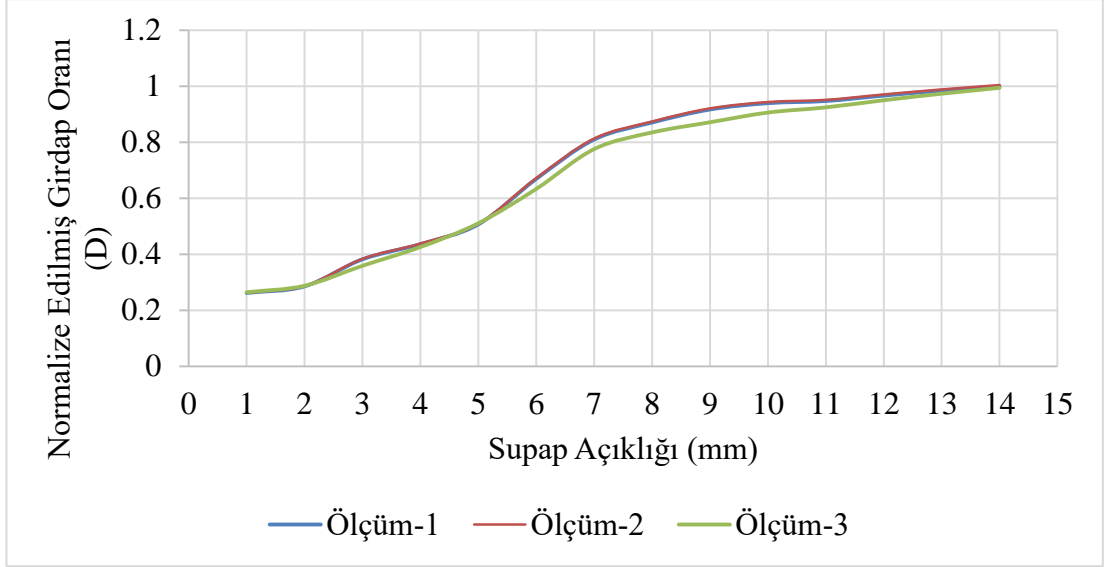
Girdap oranı ölçümlerinin güvenilirliği Motor-A geometrisine ait 2 farklı silindir kafası üzerinde gerçekleştirilen testlerin sonuçları kullanılarak irdelenmiştir. Farklı iki silindir geometrisinde yapılan testler, test parçalarının montajı sırasında teknisyen veya ölçüm düzeneği kaynaklı hataların gözlemlenmesi amacıyla kullanılmıştır. Buna ek olarak test motorlarından bir tanesi için ölçümler 3'er kere tekrarlanmış ve debi ile girdap oranı ölçümlerinin doğru bir şekilde gerçekleştirildiğinden emin olunmuştur.

Aynı test motoru üzerinde gerçekleştirilen tekrarlı testler için akış faktörü değerleri Şekil 5.1 sunulan grafikte gösterilmektedir.



Şekil 5.1 : Farklı supap açıklıklarında, normalize edilmiş akış faktörü ölçümlerinin tekrarlanabilirliği.

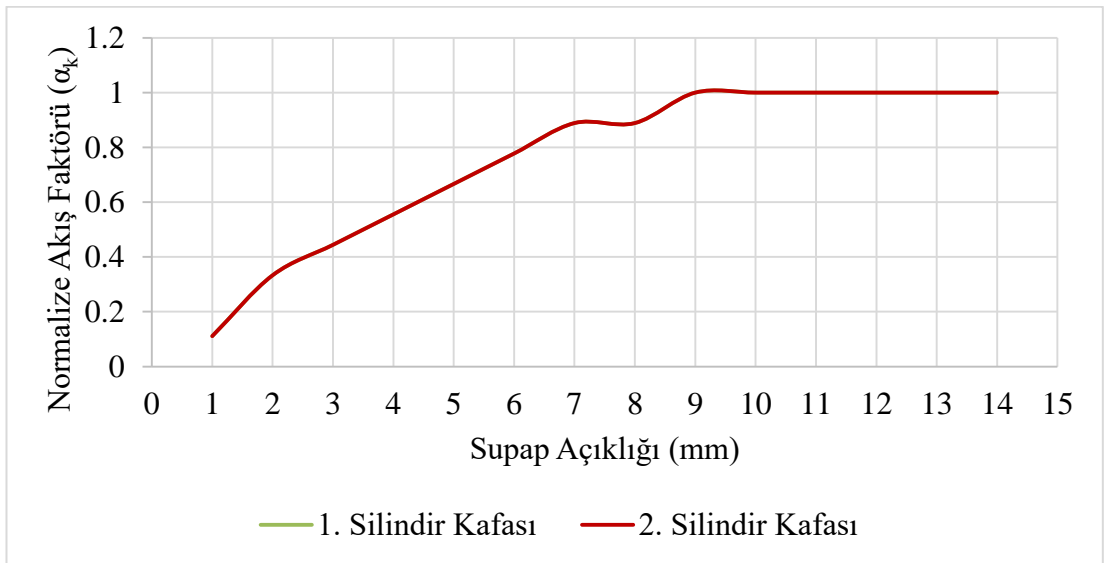
Yapılan tekrarlı ölçümlerde akış faktörü değerleri, 3 ölçüm için de her bir subap açıklığı için bire bir aynı olarak elde edilmiştir. Bu sonuç, test düzeneğinin akış faktörü hesaplamalarında kullanılan debi, nem, sıcaklık ve basınç ölçümlerini doğru ve tekrarlanabilir bir şekilde gerçekleştirdiğini kanıtlamaktadır. Girdap oranı değerleri ise Şekil 5.2'de sunulan grafikte gösterilmektedir.



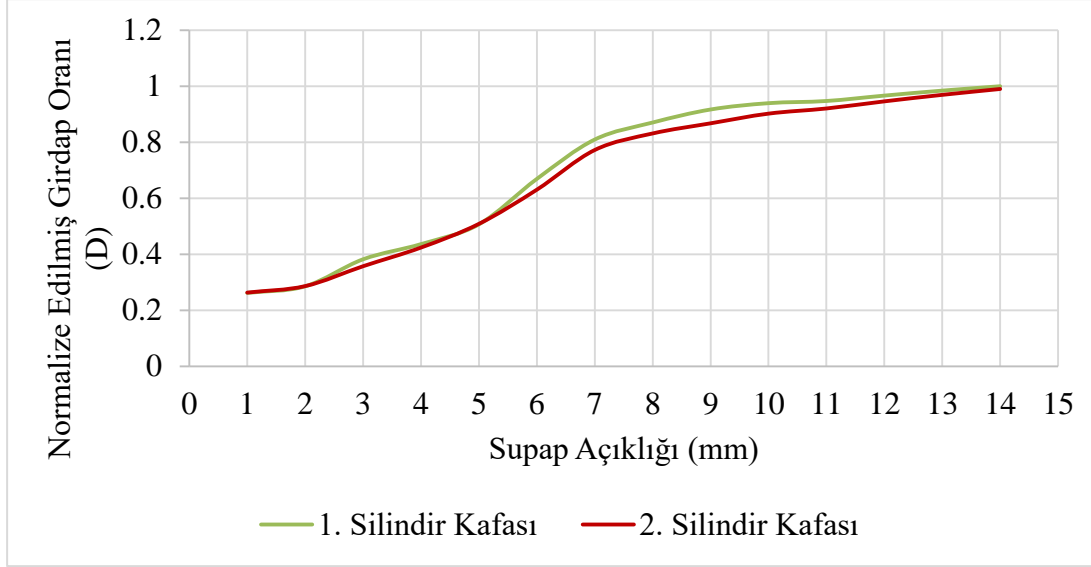
Şekil 5.2 : Farklı supap açıklıklarında, normalize edilmiş girdap oranı ölçümlerinin tekrarlanabilirliği.

Yapılan ilk iki ölçümde sonuçlar bire bir aynı olarak elde edilirken üçüncü ölçümde ise küçük farklılıklar gözlemlenmiştir. Fakat bu farklar ilgili motorun girdap oranı değerleriyle kıyaslandığında ihmal edilebilir bir hata bandı içerisinde kalmaktadır. Bu durum kullanılan balpeteği yönteminin ve torkmetre ölçüm düzeneğinin doğru bir şekilde çalıştığını kanıtlamaktadır.

Ölçümlerde kullanılan test düzeneğinin debi ve girdap oranı ölçümleri için güvenilirliğinin kanıtlanmasının ardından, farklı motor silindir kafası örnekleri üzerinde ölçümler gerçekleştirilmiş ve sonuçları Şekil 5.3 ve Şekil 5.4'te sunulmuştur.



Şekil 5.3 : Farklı supap açıklıklarında, normalize edilmiş akış faktörü ölçümlerinin doğruluğu.



Şekil 5.4 : Farklı supap açıklıklarında, normalize edilmiş girdap oranı ölçümlerinin doğruluğu.

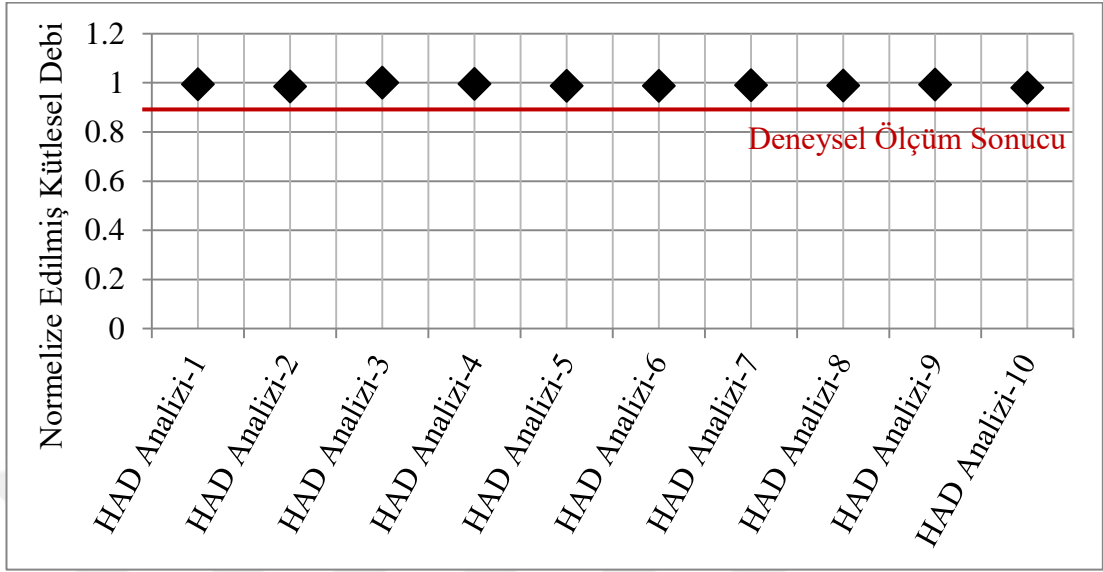
Tekrarlı ölçümlerde akış faktörü değerleri, iki silindir kafası için bire bire aynı olarak elde edilirken, girdap oranı değerlerinde ise kabul edilebilir seviyede küçük farklılıklar gözlemlenmiştir.

Sonuç olarak, ölçüm güvenilirliği için yapılan çalışmalar, kullanılan ölçüm düzeneği ve yöntemlerin geliştirilen HAD simülasyon metodunun doğrulama çalışmaları ve motor hava karakterinin inceleme çalışmaları için kullanılabilirliğini kanıtlamıştır.

5.2 Ağ Yapı Hassasiyet Çalışmasının Sonuçları

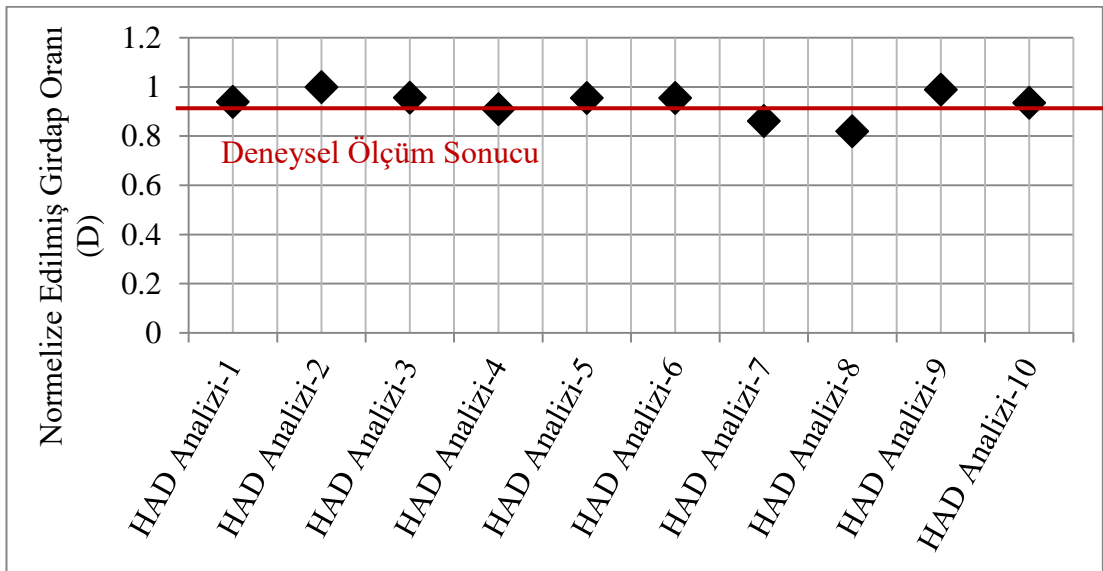
Simülasyon modelinin oluşturulmasının ardından, kullanılacak ağ yapı parametrelerinin belirlenmesi amacıyla, Bölüm 4.4.1’de anlatılan simülasyon uzayı ve 11 mm’lik supap açıklığına sahip simülasyon modeli kullanılarak hassasiyet çalışması gerçekleştirilmiştir. Çalışma kapsamındaki tüm simülasyonlarda 32 işlemci kullanılmıştır. Hassasiyet çalışmasının sonuçları, analizlerde belirlenen kütleli debi ve girdap oranı değerleri kullanılarak çözüm sürelerinin de incelenmesiyle değerlendirilmiştir. Gerçekleştirilen 10 simülasyon ile belirlenen kütleli debilerin test sonuçlarıyla kıyaslaması Şekil 5.5’te sunulan grafikte gösterilmekte ve açıkça görülmektedir ki debi değerleri, her bir supap açıklığı için gerçekleştirilen HAD analizinde deneysel test sonuçlarına kıyasla %5 oranında daha yüksek hesaplanmaktadır. Bu farklılığın sebebi, kullanılan türbülans modelleriyle çözümlere dahil edilen fiziksel basitleştirmeler ve yüzey pürüzlüğü gibi üretimsel etkenlerin

simülasyonlara dahil edilmemesidir. Fakat değişen ağ yapı parametreleri, debi değerleri üzerinde neredeyse hiçbir etkiye sebep olmamaktadır.



Şekil 5.5 : Kütlesel debinin ağ yapı hassasiyeti.

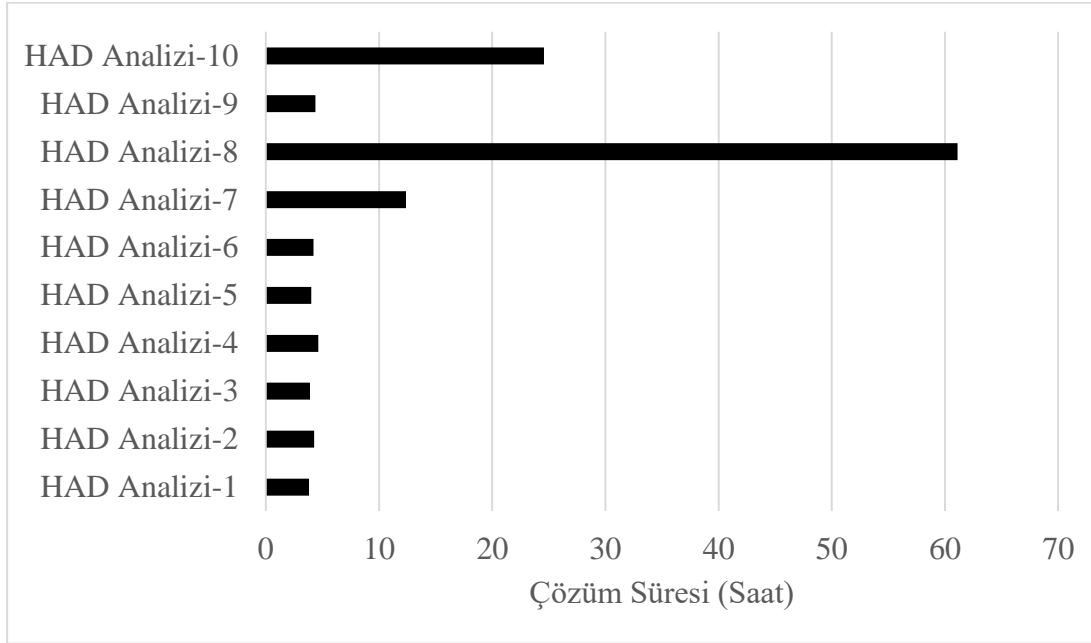
Şekil 5.6'da değerleri ve test sonuçlarıyla kıyaslaması gösterilen girdap oranı hesabı supap açıklığındaki ağ yapıya bağlı olarak farklılık göstermektedir. Belirlenen uzaydaki birkaç analiz noktası dışında girdap oranı değerleri, test sonuçlarına göre $\pm\%5$ 'lik bir hata bandı içerisinde tahmin edilebilmiştir. Bu durum, analiz süresini ağ yapı parametrelerine karar verebilmek adına çok önemli bir ölçüt konuma getirmiştir.



Şekil 5.6 : Girdap oranının ağ yapı hassasiyeti.

Şekil 5.7'de gerçekleştirilen analizlerin, çözüm süreleri kıyaslanmaktadır. Görüldüğü gibi, ilk altı analiz ve 9. analiz noktalarında çözüm süreleri birbirine oldukça yakınken,

7,8 ve 10 numaralı HAD analiz noktalarında, çözüm süreleri diğer noktalara kıyasla oldukça fazla olmaktadır.

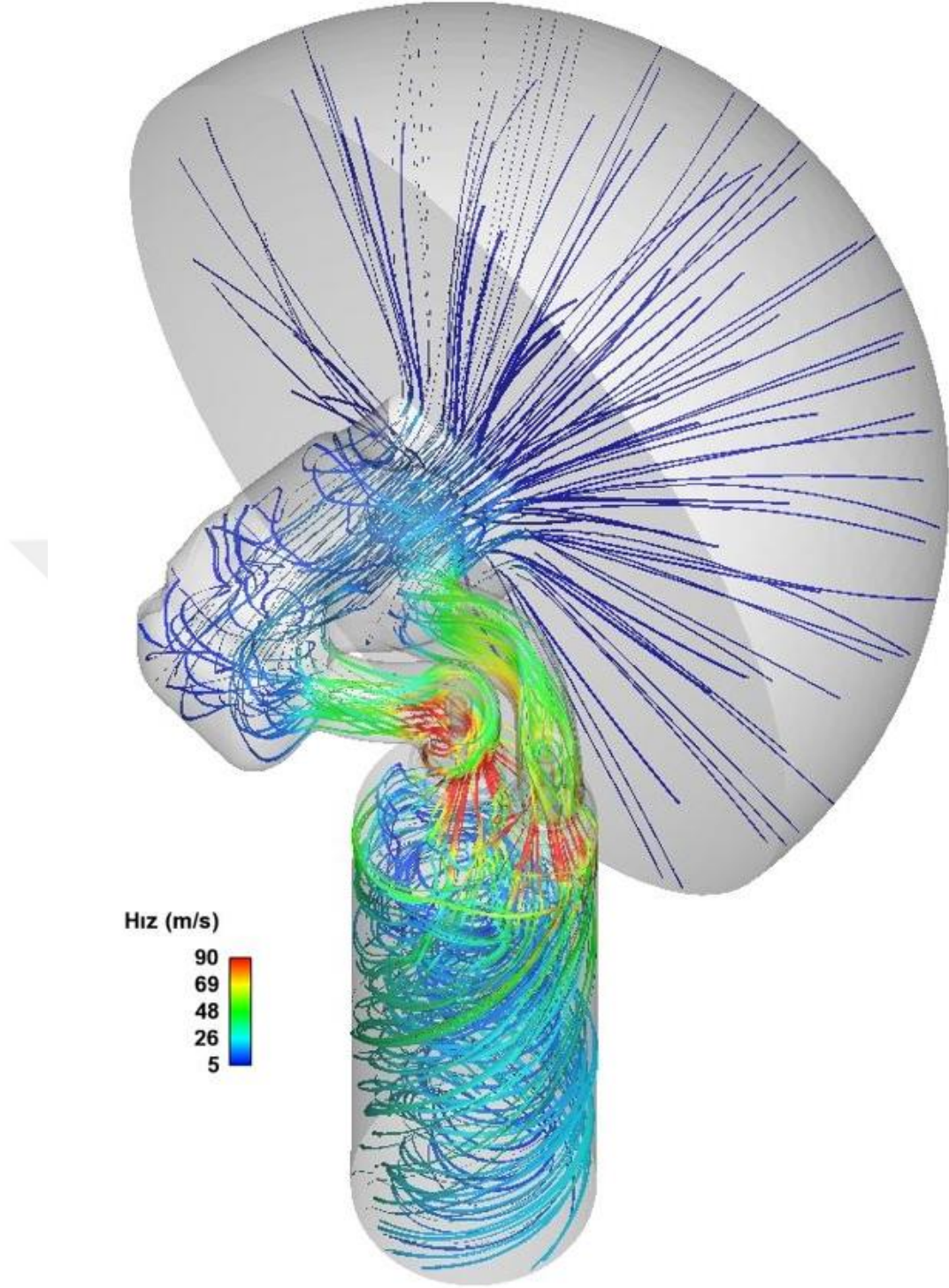


Şekil 5.7 : Çözüm süresinin ağ yapı hassasiyeti.

Sonuç olarak; debi ve girdap oranı tahminleri değerlendirildiğinde, ilk altı analiz noktasında çözüm kabul edilebilir süreler içerisinde ağ yapı parametrelerinden bağımsız olarak gerçekleştirilmektedir. Yapılan hassasiyet çalışması ile birinci HAD analizi için belirlenen ağ yapı parametre setinin, deneysel test sonuçlarıyla uyumlu bir şekilde en kısa sürede çözümü gerçekleştirdiği göz önünde bulundurularak doğrulama çalışmalarında kullanılmasına karar verilmiştir.

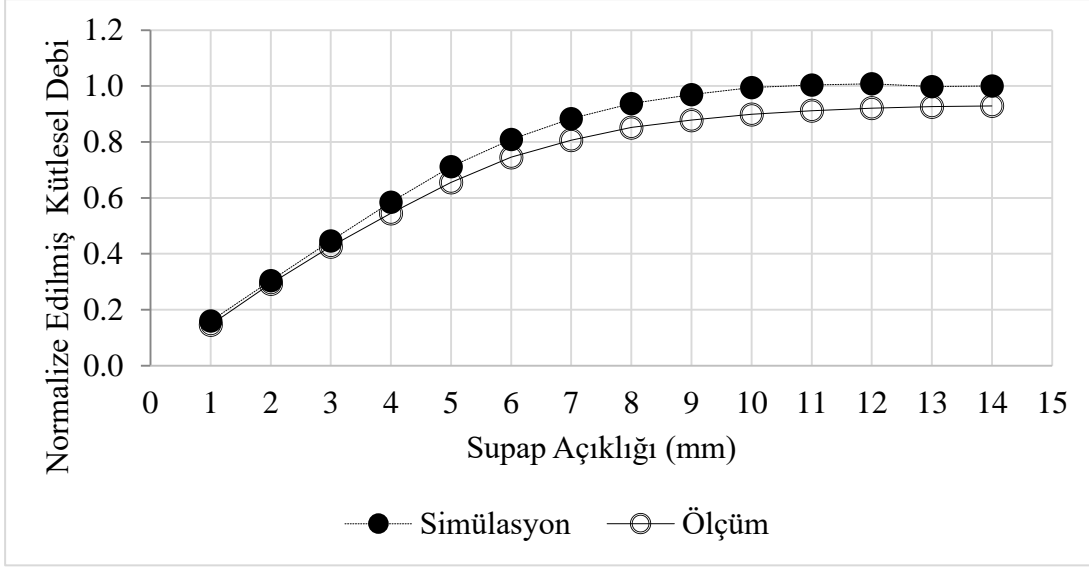
5.3 Girdap Oranı Ölçümü ve HAD Analiz Sonuçlarının Kıyaslanması

Tez çalışması kapsamında geliştirilen simülasyon modeli, girdap oranı test sonuçları kullanılarak önce Motor-A, sonra ise Motor-B geometrisi için doğrulanmıştır. A motorunun 11 mm supap açıklığı için oluşturulan simülasyon modeli ile elde edilen akış sarmallarının hız dağılımları, hız büyüklüğü kullanılarak renklendirilmiş olarak Şekil 5.8’de sunulmaktadır. Sınır koşulu kaynaklı türbülans etkilerini sıfıra indirmek amacıyla oluşturulan yarım küre şeklindeki akış hacminden emilen hava, supap ile silindir kafası arasındaki dar alanda yüksek hızlara ulaşmakta ve kanal geometrisinin sebep olduğu açıl momentum ile girdap hareketi yaparak silindir içerisinde hareket etmektedir.



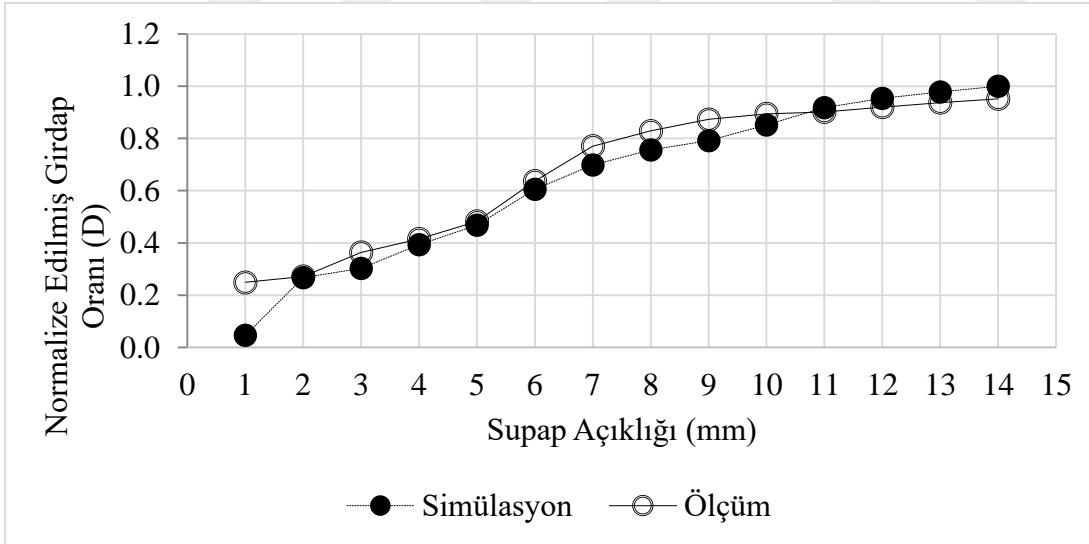
Şekil 5.8 : A motoru için akış sarmallarının hız dağılımı.

1 mm supap açıklığından başlayarak, 14 mm supap açıklığına kadar her bir supap açıklığı için oluşturulan simülasyon modellerinden elde edilen kütleli debi sonuçları motor A geometrisi için Şekil 5.9 ve Şekil 5.10'da, laboratuvaradaki ölçümlerle kıyaslanmaktadır.



Şekil 5.9 : Motor-A için sayısal çözümler ve deneysel ölçümler ile elde edilen kütleli debi değerlerinin kıyaslaması.

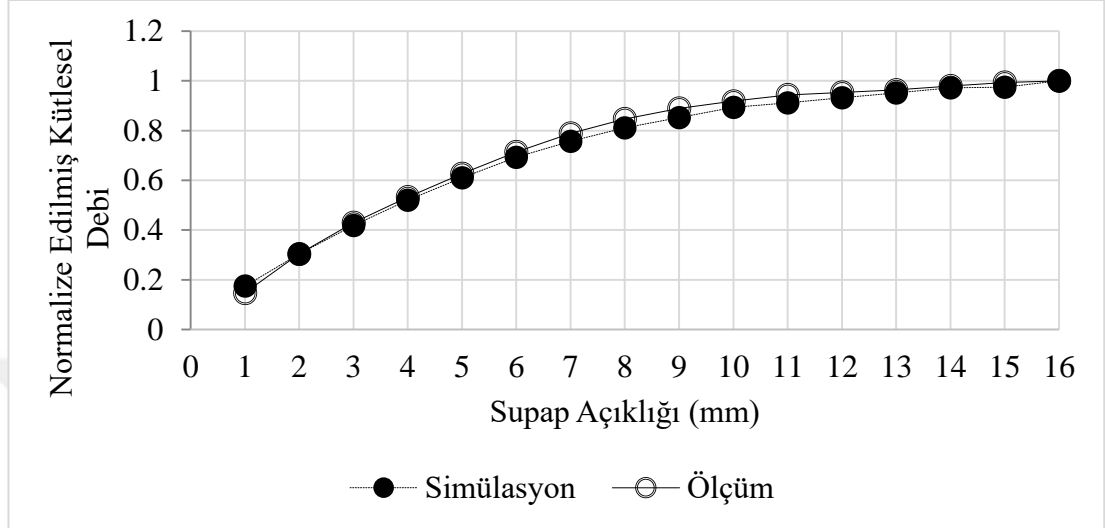
Kütleli debi kıyaslaması, ölçüm sonuçlarının en fazla %5'lik farkla HAD analizlerinde hesaplanabildiğini göstermektedir. Aradaki bu fark ise, simülasyon modelinde pürüzsüz olarak değerlendirilen yüzeyler ve türbülans modeli kaynaklı, akış fiziği üzerinde yapılan basitleştirmelerden kaynaklanmaktadır.



Şekil 5.10 : Motor-A için sayısal çözümler ve deneysel ölçümler ile elde edilen girdap oranı değerlerinin kıyaslaması.

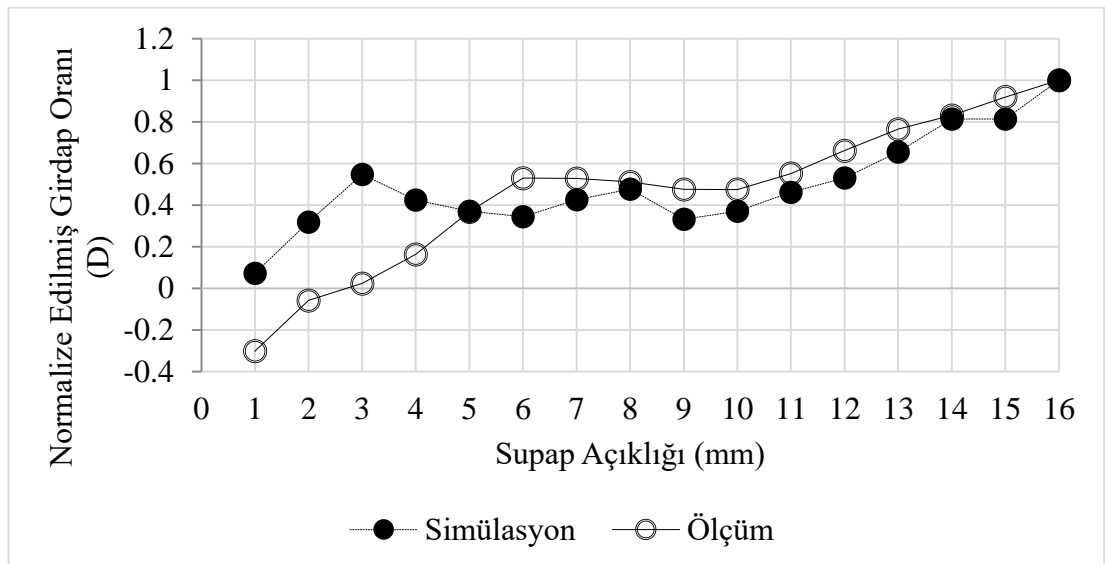
Şekil 5.10'da görüldüğü gibi simülasyonlarda hesaplanan girdap oranı, testlerle mükemmel bir uyum göstermektedir. Supap açıklığına bağlı olarak girdap oranı dağılımının takip ettiği eğilimin yanı sıra, her bir supap açıklığı için sayısal olarak da ölçümlerle bire bir örtüşmektedir.

A motoru için doğruluğu ve uygulanabilirliği kanıtlanan simülasyon metodolojisi, B motoruna da uygulanmıştır. Şekil 5.11’de sunulan grafikte, B motoru için gerçekleştirilen sayısal çözümlerde elde edilen kütleli debi sonuçlarının ölçüm sonuçlarıyla kıyası gösterilmektedir.



Şekil 5.11 : Motor-B için sayısal çözümler ve deneysel ölçümler ile elde edilen kütleli debi değerlerinin kıyaslaması.

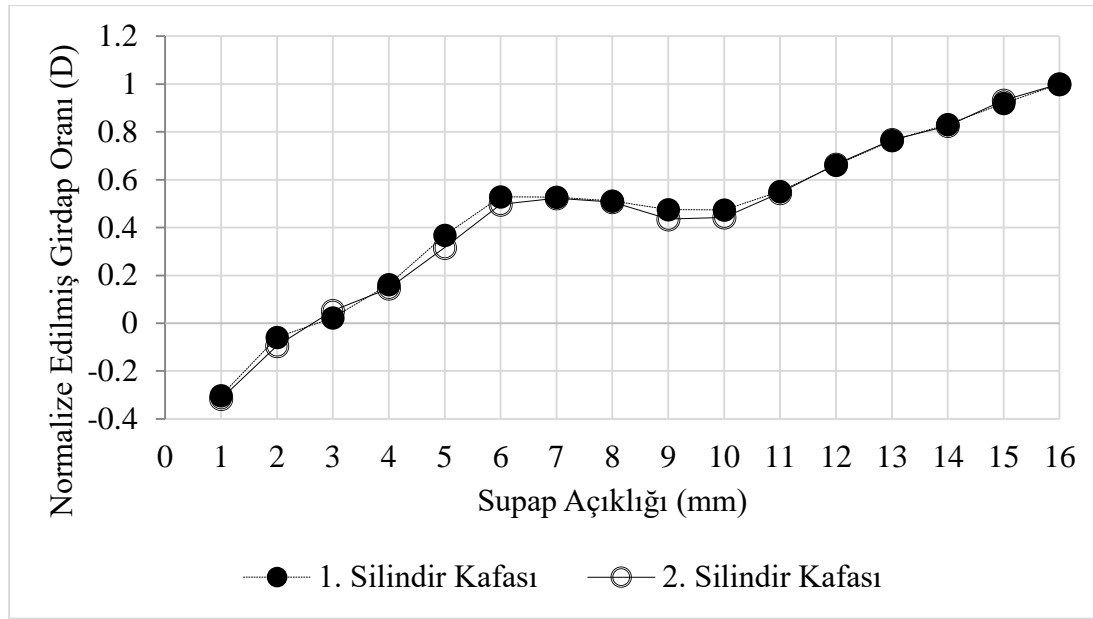
Grafikte açıkça görülmektedir ki, geliştirilen metot bu motor için de kütleli debi değerlerini %5’lik bir hata bandı içerisinde hesaplayabilmektedir. Aynı şekilde girdap oranı kıyaslaması da Şekil 5.12’de sunulan grafikte gösterilmektedir.



Şekil 5.12 : Motor-B için sayısal çözümler ve deneysel ölçümler ile elde edilen girdap oranı değerlerinin kıyaslaması.

Şekil 5.12'deki grafikte görüldüğü üzere, 5 mm ve daha büyük supap açıklıklarında, A motoruna benzer şekilde ölçüm sonuçlarıyla kabul edilebilir bir uyum sağlanmış ve girdap oranı başarıyla hesaplanabilmektedir. Fakat 5 mm'den daha az supap açıklıklarında test sonuçlarıyla farklılıklar gözlemlenmiştir. Bu sebeple ölçümler ve simülasyonlar ayrıntılı olarak incelenmiştir.

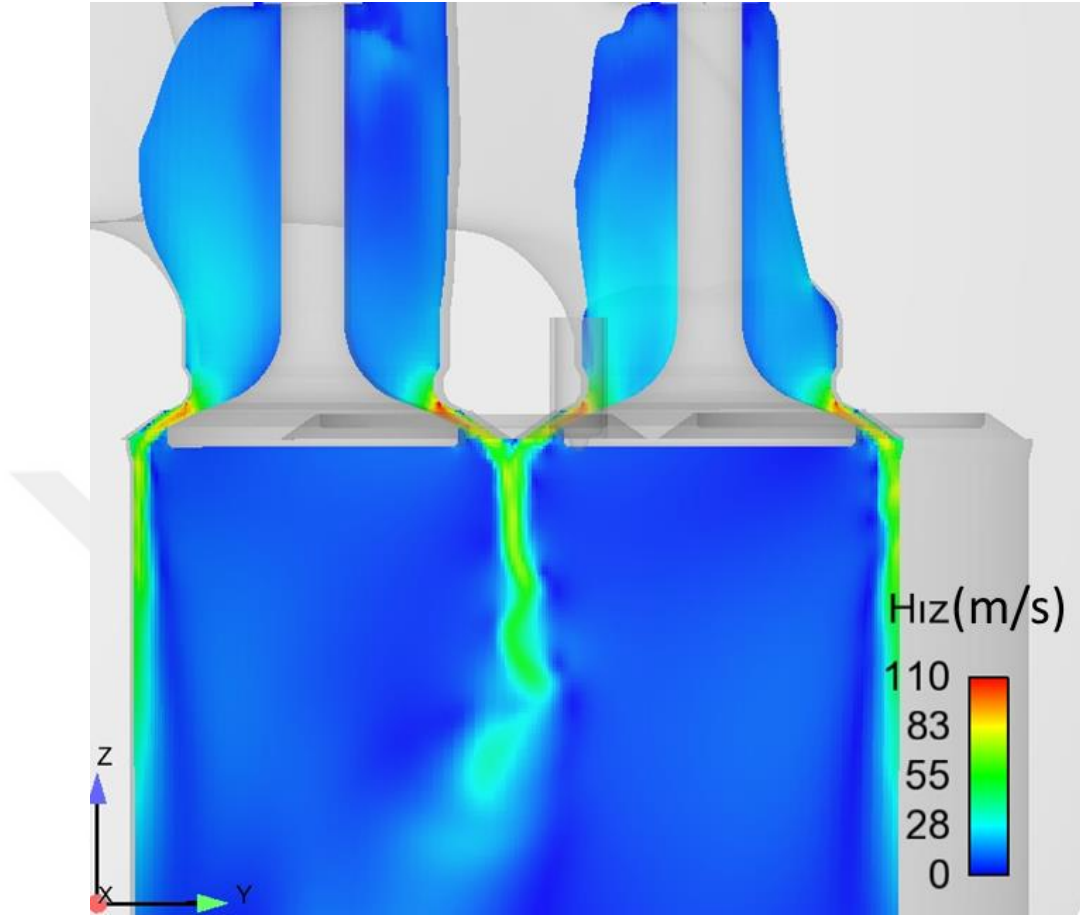
Ölçüm düzeneğinin doğruluğu ve tekrarlanabilirliği kanıtlanmış olsa da, test motorunda yüzey kaynaklı bir hata olup olmadığını incelemek amacıyla farklı bir test motoru da denenmiştir. Fakat yapılan ölçümler sonucunda girdap oranı sonuçları, Şekil 5.13'te görüldüğü gibi hemen hemen bire bir aynı olarak elde edilmiştir.



Şekil 5.13 : Motor-B için farklı test motorları kullanılarak gerçekleştirilen ölçümlerde elde edilen girdap oranı değerlerinin kıyaslaması.

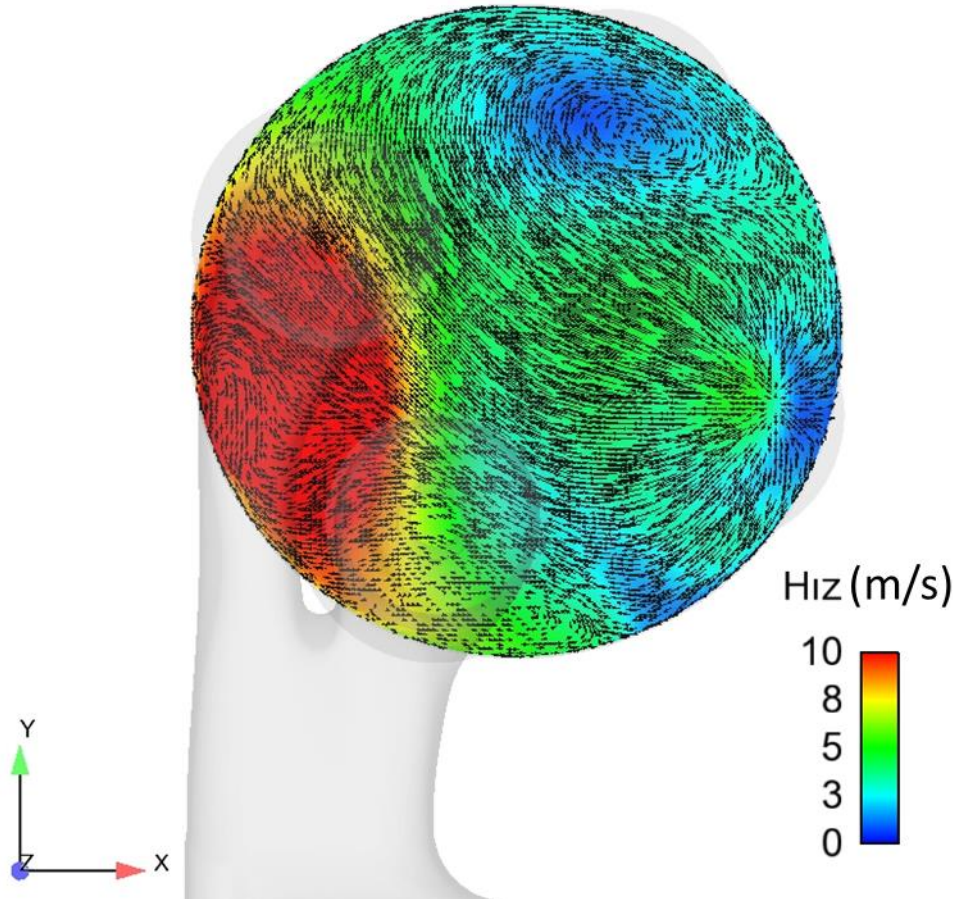
Ölçüm sonuçlarının incelenmesinin ardından, sayısal çözümler de ayrıntılı olarak incelenmiştir. Öncelikle az supap açıklıklarında, bu bölgedeki akış rejiminin karakteristiği irdelenmiştir. Çünkü Mach sayısına bağlı olarak ses altı hız bölgesinin dışarısında gerçekleşen bir geçiş veya ses hızı üstü hızda gerçekleşen akış durumunun kullanılan türbülans modeliyle doğru bir şekilde çözümlenmesi mümkün değildir. Bu amaçla, Şekil 5.14'te gösterilen emme supaplarının merkezinde oluşturulan bir kesit üzerinde hız dağılımı incelenmiştir. Supap açıklığı bölgesinde akış hızlarının çok artmasına rağmen, ilgilenilen hava koşullarında ses hızının 343 m/s olduğu kabulüyle, 120 m/s maksimum hız için Mach sayısı 0,35 olarak hesaplanmaktadır. Mach sayısı

hesabı sonucu açıkça göstermektedir ki, akış rejimi ses hızı altı hız bölgesinde kalmaktadır.



Şekil 5.14 : Supap merkezindeki kesitte hız dağılımı (2 mm supap açıklığı).

B motoru için gerçekleştirilen ölçümlerde 1 mm ve 2 mm supap açıklıklarında negatif girdap oranı değerleri gözlemlenmiştir. Bunun anlamı havanın girdap hareketinin beklenen yönün tersinde gerçekleştiğidir. Girdap hareketinin karakteristiğini daha iyi anlayabilmek adına, girdap oranı ölçüm bölgesinin merkezinde Şekil 5.15'te sunulan kesit oluşturulmuştur. Bu kesit üzerinde oluşturulan hız dağılımı incelendiğinde girdap merkezinin net bir şekilde oluşmadığı gözlemlenmiştir. Bu durum testlerde ve sayısal çözümlerde oluşan farklılığın sebebini ortaya koymaktadır. B motoru için, A motorundan farklı olarak ilk 4 mm'lik supap açıklığında, akış tam olarak gelişmemekte ve girdap hareketi net olarak oluşmamaktadır. İki motor arasındaki bu farklılığın sebebi ise A motorunun kanal yapısından ötürü B motoruna kıyasla 3 kat daha yüksek girdap oranı değerlerine sahip olmasıdır. Bu sayede az supap açıklıklarında bile girdap oranı ölçümleri ve sayısal çözümler oldukça yakın değerlerle sonuçlanmaktadır.

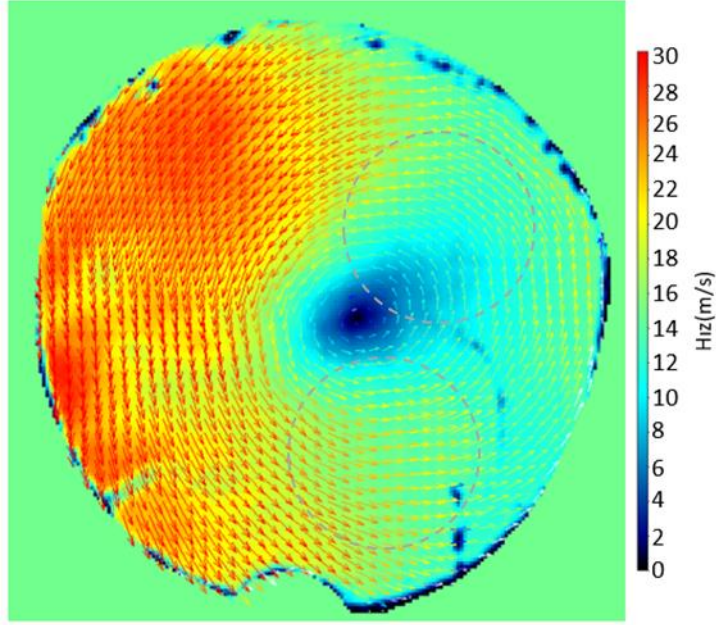


Şekil 5.15 : Girdap oranı ölçüm bölgesindeki kesitte hız vektörleri (2 mm supap açıklığı).

İki farklı motor geometrisi kullanılarak gerçekleştirilen simülasyonlarla elde edilen sonuçların ölçümlerle kıyası, simülasyon yönteminin kabul edilebilir mertebede doğruluğunu ve uygulanabilirliğini kanıtlamaktadır.

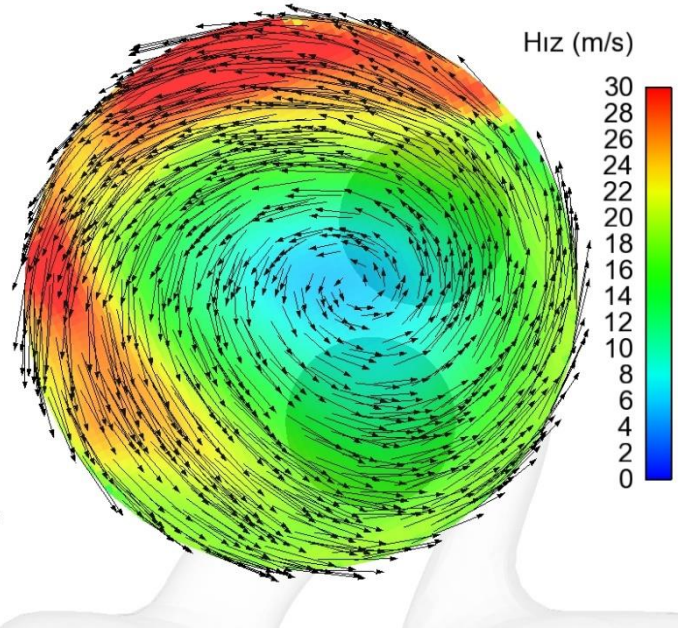
5.4 PGHÖ Ölçümü ve HAD Analiz Sonuçlarının Kıyaslanması

PHGÖ düzeneği kullanılarak A motoru için 11 mm supap açıklığında silindir kafasından 125 mm aşağıdaki bir kesit üzerinde hız vektörlerinin dağılımları elde edilmiştir. Şekil 5.16'da PGHÖ ölçümlerinin çıktısı olan hız vektörleri dağılımı gösterilmektedir. Sunulan hız dağılımı anlık olarak alınan 100 farklı görüntünün ortalamasının bir sonucudur. Çünkü geliştirilen simülasyon modeli zamana bağlı olmayan, sabit akış koşullarını Reynolds ortalamalı Navier Stokes denklemlerini kullanarak yansıtacak şekilde oluşturulmuştur. Bu sebeple, zamana bağlı anlık hız dağılımlarından ziyade ortalama akışla ilgilenilmiştir. Anlık hız dağılım görselleri ise EK-B'de sunulmuştur.



Şekil 5.16 : Motor-A için PGHÖ ile elde edilen hız vektörleri.

Şekil 5.16'daki PHGÖ ölçümleriyle elde edilen hız dağılımları incelendiğinde, girdap merkezinin iki supap arasına yakın bir bölgede meydana geldiği görülmektedir. Ayrıca yüksek hızlı akış bölgesi supaplardan uzak bölgede duvara yakın yerlerde oluşurken, supapların konumlandırıldığı silindir bölgesinde ise hızlar daha azdır. Simülasyonlarda da PGHÖ ölçümleriyle aynı kesit üzerinde ve hız ölçeğinde olacak şekilde hız vektörleri görseli oluşturulmuş ve Şekil 5.17'de sunulmuştur.



Şekil 5.17 : Motor-A için HAD simülasyonu ile elde edilen hız vektörleri.

Simülasyon sonuçları da girdap merkezini ölçüm sonuçlarıyla benzer şekilde, iki supabın arasına yakın bir bölgede meydana geldiğini göstermektedir. Ayrıca vektörlerin hız dağılımları incelendiğinde, yüksek hızlı bölgenin supaplardan uzak bölgede duvar diplerinde gerçekleştiği gözlemlenmiş ve supap bölgesinde hızların daha az olduğu belirlenmiştir.

Şekil 5.16'daki ölçüm sonuçları ve Şekil 5.17'deki simülasyon sonuçları karşılaştırıldığında girdap oranı merkezi yakın olarak tahmin edilmiş olsa da, hız dağılımlarının oldukça farklı olduğu görülmektedir. Simülasyonlarda girdap oranı merkezindeki hızlar daha yüksek hesaplanırken, yüksek hız bölgesi daha dar olarak görülmektedir. Bunun en büyük sebebi, kullanılan YNG k-ε türbülans modelinin yalnızca ortalama akışa ilişkin sonuçlar sunabilecek yetkinlikte olması ve kullanılan simülasyon metodunun zamandan bağımsız olarak çözümü gerçekleştirmesidir. Bunun aksine, girdap hareketi ve türbülans etkileri, zamana bağlı ve anlık olarak değişen akış olgularıdır. Bu sebeple, Reynolds ortalama akış denklemleri yerine, zamana bağlı olarak çözümü gerçekleştiren büyük girdap simülasyonu yöntemini kullanmak daha doğru bir yaklaşım olabilir.

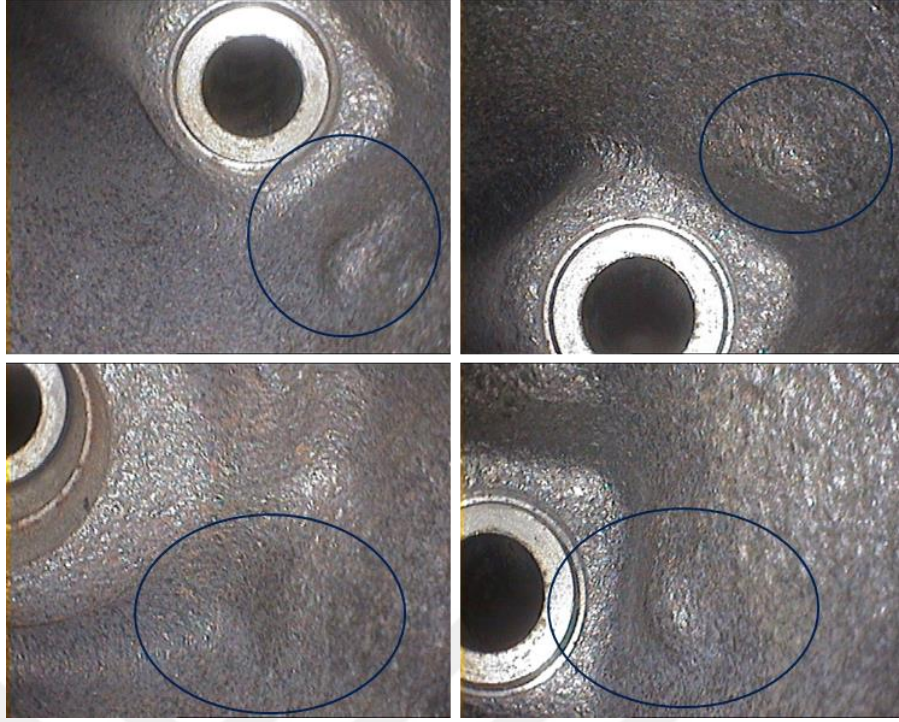
5.5 Üretimsel Hataların ve Yüzey Pürüzlülüğünün Etkisi

Bu bölümde, üretim yöntemlerine bağlı olarak test edilen silindir kafalarında meydana gelen hataların ve yüzey pürüzlülüğünün akış faktörü ile girdap oranı ölçümleri üzerindeki etkileri anlatılacaktır.

5.5.1 Yüzey pürüzlülüğünün etkisi

Bu tez çalışmasında, döküm işlemine bağlı olarak silindir kafasında meydana gelen yüzey pürüzlülüğünün girdap oranı ölçümlerine olan etkileri geliştirilen plastik prototip kullanılarak incelenmiştir. Öncelikle plastik prototip ve döküm parçanın yüzey pürüzlülükleri endoskopik kamera ile görsellenmiştir. Yapılan bu incelemelerle birlikte prototip ve döküm silindir kafası için yüzey toleransları ve döküm işlemi kaynaklı farklılıkların anlaşılması amaçlanmıştır. Bu incelemede elde edilen bilgiler ışığında girdap oranı ölçümleri yapılarak sonuçlar irdelenmiştir.

Şekil 5.18 ve Şekil 5.19'de sırasıyla döküm malzemeli ve plastik prototip silindir kafaları için elde edilen yüzey pürüzlülüğü görüntüleri sunulmuştur.



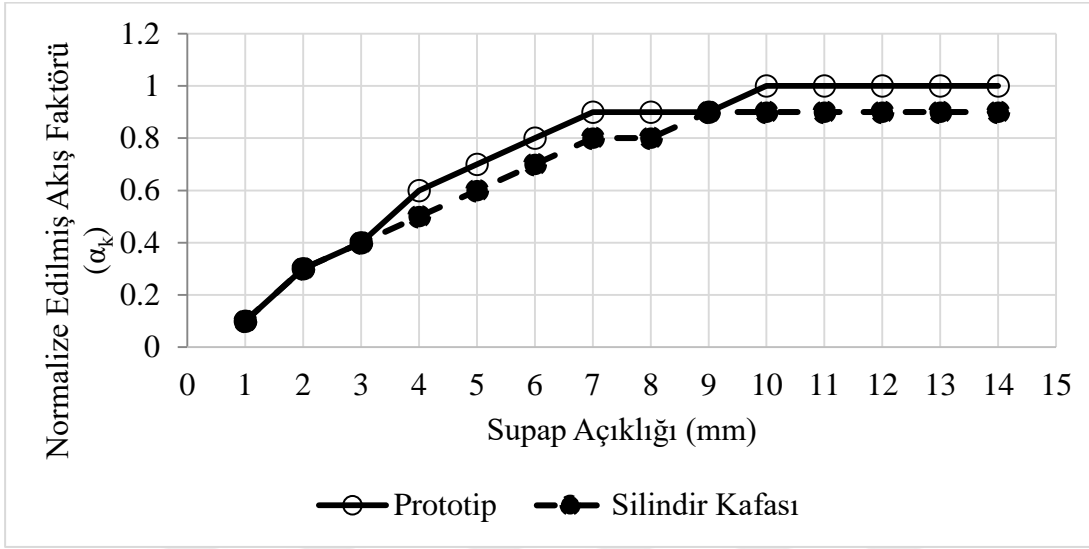
Şekil 5.18 : Döküm malzemeden yapılmış Motor-A silindir kafasının endoskopik kamera görüntüleri.



Şekil 5.19 : Plastik malzemeden yapılmış prototip silindir kafasının endoskopik kamera görüntüleri.

Yapılan endoskopik inceleme sonucu, döküm parça yüzeyinde üretimsel hataların olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca, döküm silindir kafası yüzeyinin prototipe oranla oldukça pürüzlü olduğu görülmüştür.

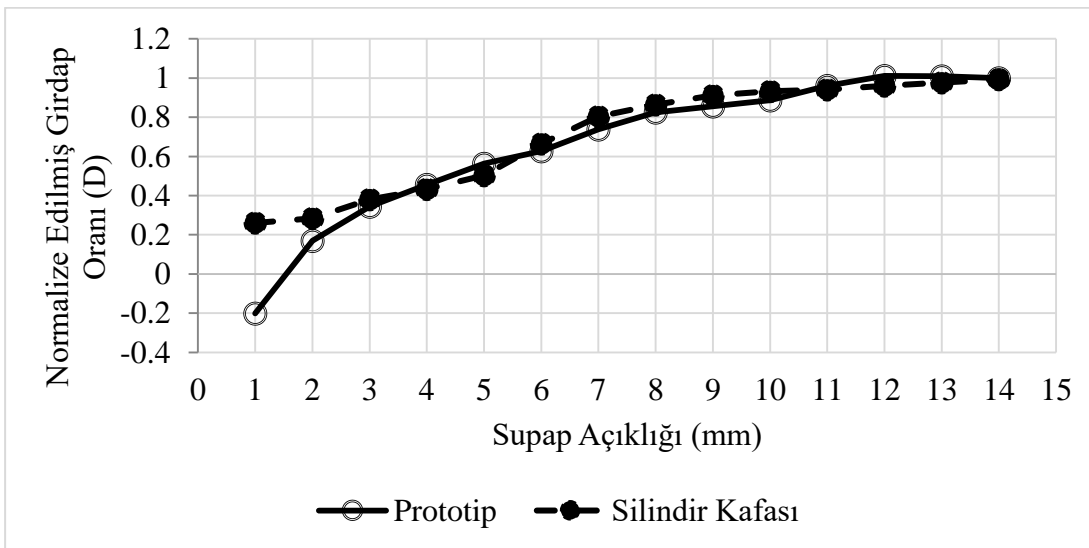
Şekil 5.20’de prototip ve döküm silindir kafası kullanılarak yapılan ölçümler sonucu hesaplanan akış faktörü değerlerinin kıyası gösterilmektedir.



Şekil 5.20 : Motor-A için döküm malzemeli ve plastik prototip silindir kafaları için akış faktörü kıyaslaması.

Grafikte açıkça görülmektedir ki, neredeyse pürüzsüz bir yüzeye sahip olan prototip, silindir kafasına kıyasla daha yüksek akış faktörü değerlerine sahiptir. Bu durum, ilgili akış hacmindeki basınç kayıplarının daha az olduğunu ve daha iyi bir akış performansı elde edildiğini göstermektedir.

Şekil 5.21’de ise plastik prototip ve döküm malzemeli silindir kafaları için girdap oranı kıyası gösterilmektedir.

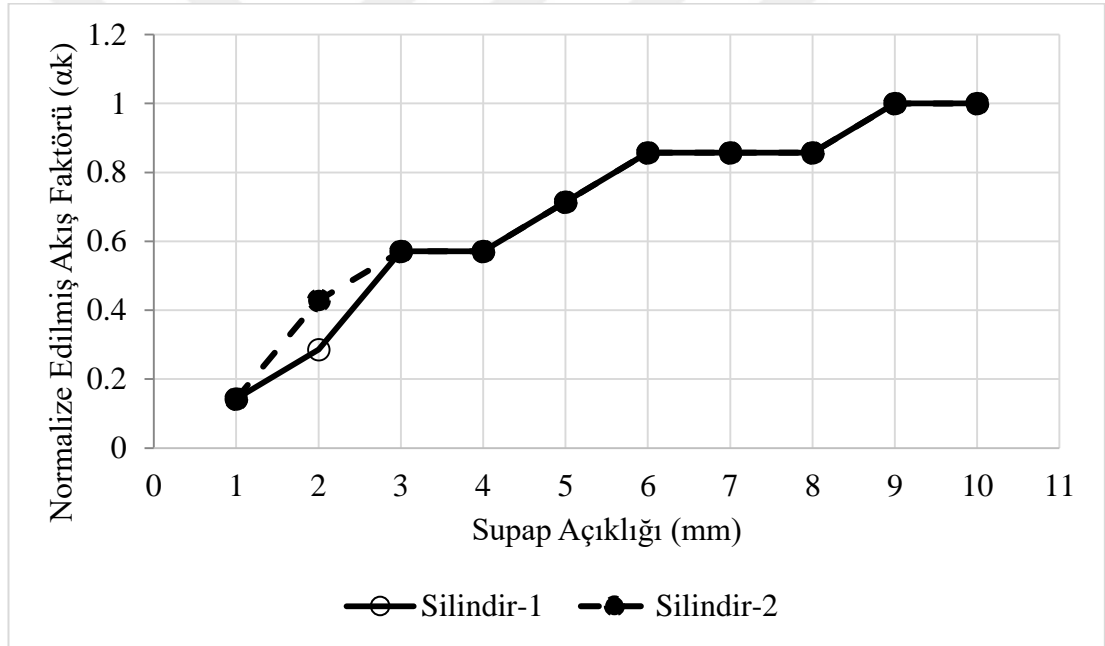


Şekil 5.21 : Motor-A için döküm malzemeli ve plastik prototip silindir kafaları için girdap oranı kıyaslaması.

1 mm ve 2 mm supap açıklıkları haricinde iki test numunesi için de hemen hemen eşit girdap oranı değerleri elde edilmiştir. 1 mm ve 2 mm’de elde edilen bu farklılığın sebebi ise prototipin dayanım kısıtı sebebiyle kullanılan daha küçük yay katsayısına sahip yaydır. Bunun bir sonucu olarak küçük açıklıklarda, supapta titreme ve sarkma gibi problemler ve akış hareketine olumsuz bir etki gözlemlenmiştir.

5.5.2 Üretimsel hataların etkisi

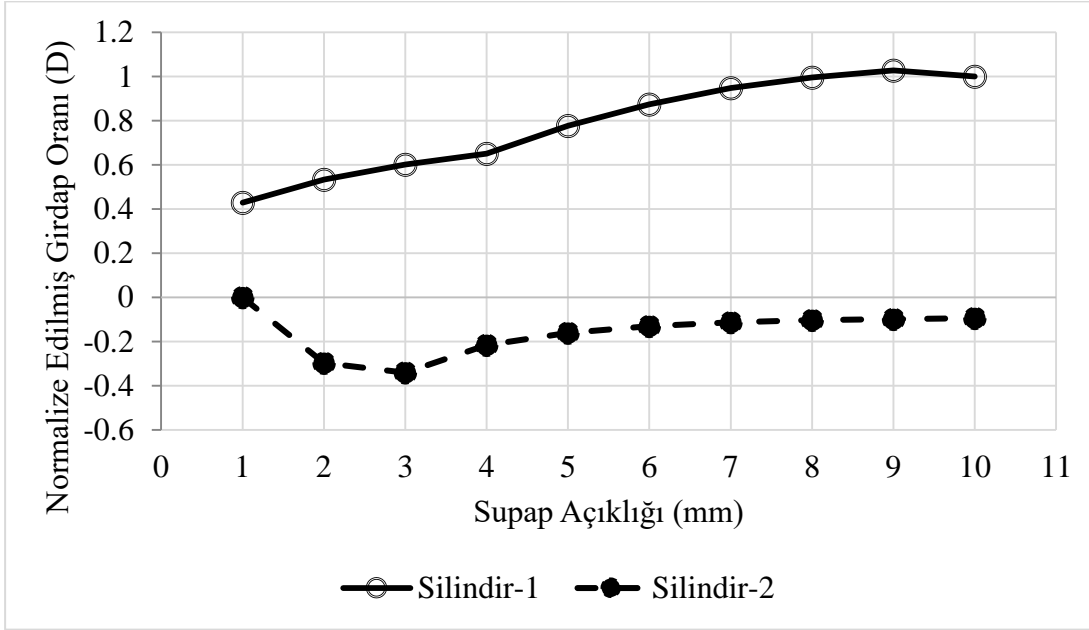
Üretimsel hataların etkisi, Motor-C’ye ait iki silindir için yapılan girdap oranı ölçümleri ile elde edilen sonuçlardan ve endoskopik incelemelerden yararlanılarak incelenmiştir. Simülasyon modelinin kurulması ve doğrulama çalışmalarında kullanılması planlanan Motor-C için yapılan testlerde ölçülen kütleli debi değerleri Şekil 5.22’de gösterilmektedir.



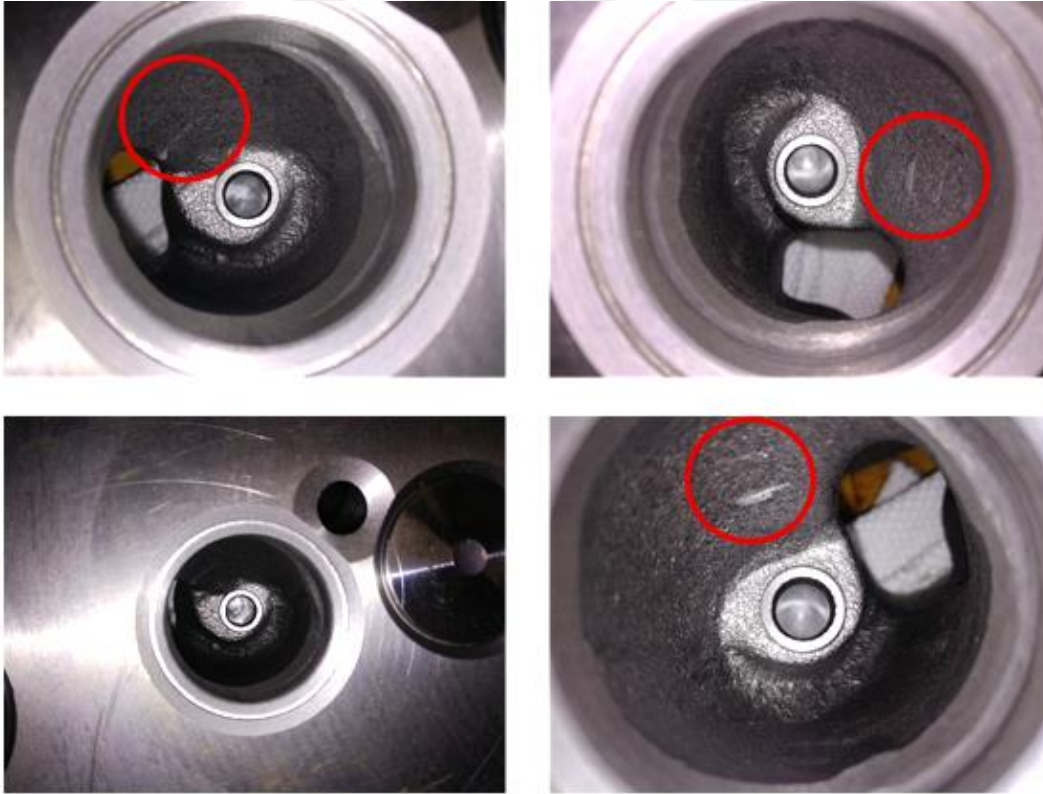
Şekil 5.22 : Motor-C’nin iki silindiri için yapılan ölçümlerde elde edilen akış faktörü değerlerinin kıyaslaması.

Kütleli debi grafikleri iki silindir için de 3 mm supap açıklığı dışında bütün supap açıklıkları için bire bir aynı olarak elde edilmiş olsa da, Şekil 5.23’deki grafikte sunulan girdap oranı değerlerinde büyük bir tutarsızlık gözlemlenmiştir.

Yapılan girdap oranı ölçümleri 4’er kez tekrarlanmış olsa da sonuçlarda bir değişiklik olmamıştır. Bu nedenle, testlerde kullanılan motordaki silindirlere açılan hava emiş kanalları endoskopik kamera yardımıyla görsellenmiş ve Şekil 5.24’de sunulmuştur.



Şekil 5.23 : Motor-C'nin iki silindiri için yapılan ölçümlerde elde edilen girdap oranı değerlerinin kıyaslaması.



Şekil 5.24 : Endoskopik kamera görüntüleri (Motor-C).

Endoskopik inceleme, özellikle ikinci silindir yüzeyinde, kırmızı halka içerisinde belirtildiği gibi döküm işlemi kaynaklı yüzeyde çöküntüler, yüksek pürüzlülük gibi problemlerin olduğunu ortaya çıkarmış olsa da elde edilen tutarsızlığı açıklamaya

yeterli olmamıştır. İkinci adım olarak, silindir kafası haricindeki diğer parçalar da incelenmiş ve 2. silindirdeki emme subabının merkezden kaçık ve eğik olarak montajlanmış olduğu gözlemlenmiştir. Bu eğikliğe bağlı olarak emiş kanalından gelen hava akışı, silindir içerisinde gelişigüzel bir şekilde hareket etmekte ve beklenen girdap hareketini oluşturamamaktadır. İncelemeler sonucunda, elde edilen bulguların başlıca sebebinin ise dökme kalıbında kullanılan maçanın eskimesi ve döküm kalıbının hasar görmesi olduğu anlaşılmıştır.

Testler ve endoskopik kamera kullanılarak yapılan detaylı incelemeler sonucu, üretimsel hataların ve yüzey pürüzlülüğünün akış faktörü ve girdap oranı üzerinde çok büyük etkileri olduğu gözlemlenmiştir. Bu sebeple, optimum yanma verimini ve motor performansını elde etmek amacıyla, bu hataların kontrol altında tutulması çok büyük önem taşımaktadır.



6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tez çalışması kapsamında dizel içten yanmalı motorlar içerisinde meydana gelen hava hareketleri ayrıntılı olarak incelenmiştir. Bu incelemelerde, zamandan bağımsız rejimde sabit akışlı girdap oranı ölçüm düzeneğinden, PGHÖ sisteminden ve HAD analiz yöntemlerinden faydalanılmıştır. Geliştirilen simülasyon modeli için ölçüm sonuçları kullanılarak doğrulama çalışması gerçekleştirilmiş ve farklı motor geometrilerine uygulanmıştır. Ayrıca, ölçümler ve endoskopik kamera yardımıyla üretimsel hataların ve yüzey pürüzlülüğünün girdap oranı ve akış faktörü üzerindeki etkileri irdelenmiştir. Yapılan çalışmalarda elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmiştir:

- Zamandan bağımsız rejimde sabit akışlı girdap oranı ölçüm düzeneğinin yerine kullanılabilir bir HAD simülasyon modeli geliştirilmiştir. Bu model, iki farklı motor geometrisi için oluşturulmuş ve debi değerleri, iki motor geometrisi için de en fazla %5'lik, girdap oranı değerleri de en fazla %10'luk farkla tahmin edilebilmiştir. Bu sonuçlar geliştirilen simülasyon modelinin, ölçüm düzeneğinin yerine kullanılabilirliğini kanıtlamaktadır.
- A motoru için PGHÖ ölçümleri gerçekleştirilmiş ve akış görsellemesi yapılmıştır. HAD simülasyonlarında elde edilen sonuçların, PGHÖ sistemi ölçüm sonuçlarıyla kıyaslaması, girdap merkezinin oldukça yakın bir şekilde tahmin edilebildiğini, fakat hız dağılımının oldukça farklı olduğunu göstermiştir. Türbülans etkilerinin ve girdap hareketinin anlık olarak değişen, zamana oldukça bağlı akış olguları olması sebebiyle bu farklılığın kullanılan zamandan bağımsız rejimde sabit akışlı simülasyon modeli ve türbülans modeli kaynaklı olduğu sonucuna varılmıştır. Bu nedenle, yapılacak daha ayrıntılı incelemelerde anlık hız vektörlerinin doğru bir şekilde tahmin edilebilmesi için zamana bağlı büyük girdap simülasyonu yönteminin kullanılması önerilmektedir.
- C motoru ölçümleri sırasında, silindirler arasındaki girdap oranı değerlerinde karşılaşılan tutarsızlık sonucu yapılan endoskopik inceleme, döküm kalıpları ve maça kaynaklı üretimsel hataların ölçüm sonuçlarını çok büyük ölçüde değiştirdiğini ve C motorunda olduğu gibi girdap hareketinin yönünü dahi

değiştirebileceğini göstermiştir. Bu sebeple üretimsel hataların yani üretim kalitesinin kontrol altında tutulması gerekmektedir.

- Tez çalışması kapsamında uygulanabilirliği kanıtlanan ve kritik tasarım noktaları belirtilen bir plastik prototip geliştirilmiş ve literatürün bilgisine sunulmuştur.
- Prototip ve döküm malzemeden yapılmış motor kafaları ile elde edilen girdap oranı ve akış faktörü değerleri arasındaki farklılıklar incelenmiş ve yüzey pürüzlülüğünün etkisi değerlendirilmiştir. Bu değerlendirme sonucu, artan yüzey pürüzlülüğünün akış faktörünü azalttığı ve girdap oranı değerlerini değiştirdiği sonucu elde edilmiştir.

Geliştirilen simülasyon modeli, motor geliştirme projelerinin ilk safhalarında, motor prototipi üretilmemişken belirlenen girdap oranını sağlayacak hava emiş kanalı tasarımlarının yapılabilmesine olanak sağlamaktadır. Bu model yardımıyla, optimizasyon programları kullanılarak oldukça kısa sürelerde optimum kanal geometrisi tasarlanabilecektir. Ayrıca geliştirilen prototip yaklaşımı, oldukça az maliyetlerle doğrulama çalışmalarını da mümkün kılmaktadır.

KAYNAKLAR

- Adolph, D., Rezaei, R., Pischinger, S., Adomeit, P. et al.**, (2009). Gas exchange optimization and the impact on emission reduction for hsd diesel engines. *SAE Technical Paper 2009-01-0653*.
- Aravamuthan, S., Rathore, G., Pradhan, R., and Karuppa Raj, R.** (2013). Numerical and experimental investigation of in-cylinder swirl flow using twisted tape in diesel engines. *SAE Technical Paper 2013-01-2793*.
- Blazek, J.** (2005). *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications, Chapter 7 Turbulence Modelling*, Elsevier Science, pp: 227-270.
- Bonatesta, F., La Rocca, A., Shayler, P.J., Wahab E.** (2007). The influence of swirl ratio on soot quantity and distribution in the cylinder of a diesel engine. Third European Combustion Meeting.
- Britannica** (2007). *Encyclopedia*. Erişim: <https://www.britannica.com/technology/gasoline-engine/media/226592/149098>
- Catellani, C., Cazzoli, G., Falfari, S., Forte, C., Bianchi G.M.** (2016). Large Eddy simulation of a steady flow test bench using OpenFOAM®. *Science Direct Tech.Paper, Energy Procedia*, Volume 101, pp: 622 – 629.
- CONVERGE** (Version 2.3) Computer software (2016). Flowbench_QSG, Convergent Science, Inc.
- CONVERGE** (Version 2.3) Computer software (2016). Manual, Convergent Science, Inc.
- Costa M., Bianchi G., Forte C., Cazzoli G.** (2014). A numerical methodology for the multi-objective optimization of the DI diesel engine combustion. *Energy Procedia*, Volume 45. pp. 711–720.
- Duan, J., Rao, M., Xu, Z.** (2001). Measurement and evaluation of intake port flow characteristics of a diesel engine. *Automobile Technology*, No.7, pp23-25.
- Dwarshala, S., Vandana, S., and Rambhaji, G.** (2016). Computation and validation of in-cylinder flow field, swirl and flow coefficients for a naturally aspirated single cylinder diesel engine. *SAE Technical Paper 2016-28-0018*.
- Forte C., Catellani C., Cazzoli G., Bianchi G.M., Falfari S., Brusiani F., Verzè A., Saracino S.** (2015). Numerical evaluation of the applicability of steady test bench swirl ratios to diesel engine dynamic conditions. *Energy Procedia* 81 pp:732 – 741.
- Funken, B., Doğan, B.** (2014). Port Flow Test Rig Manual, FEV.

- Gale, N. F.** (1990) Diesel engine cylinder head design - The compromises and the techniques. *International Congress and Exposition*. Detroit, Michigan.
- Gao, J. and Cuneo, G.** (2016). Numerical simulation of intake port and in-cylinder flow in a two-valve multi-cylinder diesel engine. *SAE Technical Paper 2016-01-2158*.
- Goldstein, R.J. & Kreid, D.K.** (1967). Measurement of laminar flow development in a square duct using a laser-doppler flowmeter. *ASME*.
- Haktan, K.Z., Kumlutaş, D. ve Özer, Ö.** (2012). Parçacık görüntülemeli hız ölçümü yöntemi split klima iç ünitesi örneği. *Soğutma Dünyası Dergisi (56)*.
- Han, T.Q., Wu, S.J. and Li, W.** (2007). Design and experimental evaluation of inlet port of four-valve cylinder head of a heavy vehicle diesel engine, *Chinese Internal Combustion Engine Engineering, Vol.28, No.2, pp 47-50*.
- Han, T.Q., Wu, S.J., Li, W.** (2007). Design and experimental evaluation of inlet port of four-valve cylinder head of a heavy vehicle diesel engine, *Chinese Internal Combustion Engine Engineering, Vol.28, No.2*, pp 47-50.
- Heywood, J.B.** (1989). *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill.
- Jianming, Y., Zhen L., Xundong, Li., Yuren, Shi., Jian, H.** (2012). Study on the effects of emissions control on electricity. *Energy Procedia*, Volume 16, Part A, pp. 14-20.
- Keenan, L., Chapin, K.** (2009). *Laser Doppler Velocimetry*, University of California.
- Kim, Y., Han, Y., Lee, K.** (2014). A study on the effects of the intake port configurations on the swirl flow generated in a small DI diesel engine. *Journal of Thermal Science*, Volume 23, Issue 3, pp.297-306.
- Laramee, R.S., Garth, C., Schneider, J., Hauser, H.** (2006). Texture-advection on stream surfaces: a novel hybrid visualization applied to CFD results. *The Joint Eurographics-IEEE VGTC Symposium on Visualization (EuroVis 2006)*, pp. 155–162.
- Latheesh V.M., Parthasarathy, P., Baskaran, V., Karthikeyan, S.** (2018). Design and CFD analysis of intake port and exhaust port for a 4 valve cylinder head engine. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*.
- Li, Y., Li, L., Xu, J., Gong, X., Liu, S., Xu, S.** (2000). Effects of combination and orientation of intake ports on swirl motion in four-valve di diesel engines. *Combustion in Diesel and SI Engines (SP-1549)*.
- Lin, M. & Peng, W.** (2012). Steady flow test and numerical simulation of a GDI engine. *2nd International Conference on Electronic & Mechanical Engineering and Information Technology*, Paris, France.
- Lumley, J. L.** (2009). *Engines: An introduction ; using version 2 of the Stanford engine simulation program of W.C. Reynolds*. Cambridge: Cambridge Univ. Press.
- McDonald, P.W.** (1971). The computation of transonic flow through two dimensional gas turbine cascades. *ASME Paper 71-GT-89*.

- Monaghan, M. L., Pettifer, H. F.** (1981). Air motion and its effects on diesel engine performance and emissions. *SAE 810255*.
- Raffel M., Willert, C.E., Wereley, S.T., Kompenhans, J.** (2007). *Particle Image Velocimetry, A Practical Guide*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- Uzkan, T., Borgnakke, C. and Morel, T.** (1983). Characterization of flow produced by a high-swirl inlet port, *SAE paper 830266*.
- Watts, R.** (1964). Diesel Engine Port Design. *Automotive Design Engineering*.
- Weyna, S., Mickiewicz, W., Pyla, M., Jalonski, M.** (2013). Experimental Acoustic Flow Analysis Inside a Section of an Acoustic Waveguide.
- Xu, H.** (2001). Some critical technical issues on the steady flow testing of cylinder heads. *SAE Technical Paper*, 2001-01-1308.
- Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü.** (2018). 2000-2016 Türkiye enerji verimliliği gelişim raporu (Rapor No. EV-2018-01 - V1). Ankara.
- Zhen, L., Tianyou W., Xancai, L., Liting, L., Guoyong, Z.** (2012). Parametric design of the tangential intake port in diesel engines. *SAGE Journal*.
- Url-1** <<https://commons.wikimedia.org>>, erişim tarihi 15.10.2018.
- Url-2** <<http://instrumentationandcontrollers.blogspot.com>>, erişim tarihi 15.10.2018.
- Url-3** <https://www.velocimetry.net/ldv_principles.htm>, erişim tarihi 15.10.2018.



EKLER

EK A : Girdap oranı hesabı için MATLAB programı

EK B : Anlık PGHÖ hız ölçüm sonuçları





EK A : Girdap oranı hesabı için MATLAB programı

%Swirl Profile Calculation and Plotting

clc

clear all

close all

%%USER INPUTS -

MainDirectory="; % Write the project main folder

Case_Name = "; % Write the project name. The specified name will be written to the output excel file.

DatatoWork =struct(...

Folder',...

{

'01mm',...

'02mm',...

'03mm',...

'04mm',...

'05mm',...

'06mm',...

'07mm',... %Comment in/out the folder names according to valve lift number

'08mm',...

});

B = ; % Write the engine bore diameter in 'm'

%% Imports Data and Writes to Strcut

SwirlOutFile='dynamic_region1.out';

FlowRateFile='mass_avg_flow.out';

DataTable={'Case_Name','SwirlRatio','MFR'};

for i=1:size(DatatoWork,2)

EngineDataAdress

strcat(MainDirectory,'\',DatatoWork(i).Folder,'\',SwirlOutFile);

fid=fopen(EngineDataAdress);

DatatoWork(i).SwirlData = textscan(fid, repmat('%f',[1,11]),'headerlines', 5);

fclose(fid);

EngineDataAdress

strcat(MainDirectory,'\',DatatoWork(i).Folder,'\',FlowRateFile);

if(exist(EngineDataAdress, 'file'))

```

    fid=fopen(EngineDataAdress);
    DatatoWork(i).FlowData = textscan(fid, repmat('%f',[1,16]),'headerlines', 5);
    fclose(fid);
end

%% Calculates the Swirl Profile
AngMomFlux = cell2mat(DatatoWork(i).SwirlData(:,11));
Swirl_Last_1000 = AngMomFlux(end-4999:end);
M(i) = mean(Swirl_Last_1000);

MFR = cell2mat(DatatoWork(i).FlowData(:,3));
MFR_Last_1000 = MFR(end-4999:end);
mdot(i) = mean(MFR_Last_1000);

Density = cell2mat(DatatoWork(i).FlowData(:,8));
rho = Density(end);

%Swirl Ratio Calculation

$$D(i) = M(i) * B / 2 * rho / mdot(i)^2 ;$$


row_header(i,1)={DatatoWork(i).Folder};
DataTable(i+1,1)=row_header(i,1);
DataTable(i+1,2)=num2cell(D(i));
DataTable(i+1,3)=num2cell(mdot(i));
end

%%Writes the excel file and plots the results
xlswrite(strcat(MainDirectory, '\SwirlProfile_', Case_Name, '.xls'), DataTable)
fig1=figure(1);
plot(D)
xlabel('Valve Lift(mm)')
ylabel('Swirl Ratio')
title(Case_Name)
saveas(fig1, fullfile(MainDirectory, 'SwirlRatio'), 'jpeg');

```

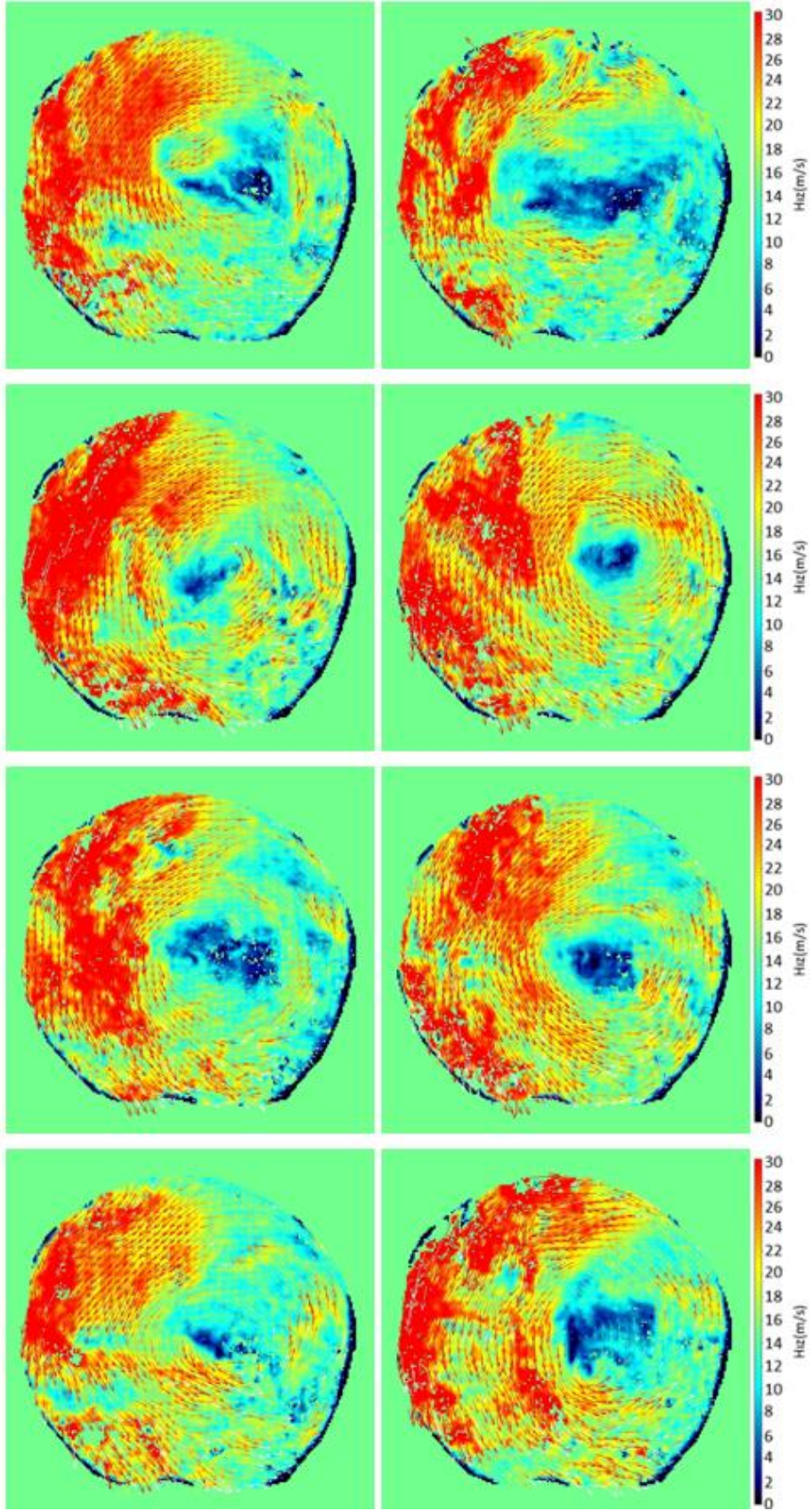


```
fig2=figure(2);  
plot(mdot)  
xlabel('Valve Lift(mm)')  
ylabel('Mass Flow Rate(kg/s)')  
title(Case_Name)  
saveas(fig2, fullfile(MainDirectory, 'MassFlowRate'), 'jpeg');
```





EK B : Anlık PGHÖ hız ölçüm sonuçları



Şekil B. 1 : Anlık PGHÖ ölçüm sonuçları.



ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad : Cem DEMİRKESEN
Doğum Tarihi ve Yeri : 10.08.1990 / ISTANBUL
E-posta : cemdemirkesen@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2013, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2013-2015 yılları arasında Vestel Beyaz Eşya A.Ş.'de Tasarım ve Simülasyon Mühendisi olarak çalıştı.
- 2016'dan beri ise Ford Otomotiv Sanayi A.Ş.'de 3D HAD ve Yanma Analiz Mühendisi olarak çalışmaktadır.