

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ÇİFT DÖNGÜLÜ YANMA ODALI DİZEL MOTORUNUN SİLİNDİR İÇİ
AKIŞININ İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mehmet Serkan HORASAN**

Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği

Programı : Otomotiv Programı

HAZİRAN 2010

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ÇİFT DÖNGÜLÜ YANMA ODALI DİZEL MOTORUNUN SİLİNDİR İÇİ
AKIŞININ İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mehmet Serkan HORASAN
503071722**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 07 Mayıs 2010
Tezin Savunulduğu Tarih : 14 Haziran 2010**

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Doğan GÜNEŞ (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Rafiğ MEHDİYEV (İTÜ)
Prof. Dr. Alim Rüstem ASLAN (İTÜ)**

HAZİRAN 2010

ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tezinin yönetilmesinde eşsiz tecrübelerini ve öngörüsünü benden esirgemeyen, araştırmalarım için sürekli teşvik ve destek sağlayan tez danışmanım sayın hocam Prof. Dr. Doğan Güneş'e teşekkürü bir borç bilirim. Ayrıca tez çalışmasının gerçekleştirildiği Ansys ve Fluent programlarında yardımını esirgemeyen değerli arkadaşım Enishan Özcan'a ve tez çalışma sürecim boyunca her zaman beni destekleyen aileme ve arkadaşlarıma en içten teşekkürlerimi sunarım.

Haziran 2010

Mehmet Serkan Horasan

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	v
KISALTMA LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ	xiii
ÖZET	xv
SUMMARY.....	xvii
1 GİRİŞ	1
2 AKIŞIN MODELLENMESİ	3
2.1 Kütleinin Korunumu.....	3
2.2 Momentumun Korunumu	3
2.3 Türbülanslı Akışın Modellenmesi.....	4
2.3.1 Standart k-ε modeli için transfer denklemleri.....	4
2.3.2 Türbülanslı viskozitenin modellenmesi.....	5
2.3.3 Isı iletiminin k-ε modeli için modellenmesi	5
2.4 Enerji Korunum Denklemi.....	5
2.5 Tür Transfer Denklemleri	6
2.5.1 Türbülanslı akışlarda kütle difüzyonu	6
2.6 Duvar-Film Modeli.....	6
3 YANMA ODASI ŞEKİLLERİ	9
3.1 COMMET Tipli Ön Yanma Odalı Dizel.....	9
3.2 M.A.N. M-Process Yanma Odalı Dizel Motorları	10
3.3 MR-1 Yanma Odası.....	11
3.4 İki Döngülü MR-2 Yanma Odası (“MR-Proses”).....	13
4 GEOMETRİK MODELLEME	15
4.1 Uygulanan Basitleştirmeler.....	18
4.2 Elemanlar için Ağ Yapı özellikleri.....	19
4.2.1 Egzoz kanalları.....	19
4.2.2 Emme kanalları	20
4.2.3 Egzoz supap boyun bölgeleri	21
4.2.4 Emme supap boyun bölgeleri.....	22
4.2.5 Egzoz supap etek bölgeleri	23
4.2.6 Emme supap etek bölgeleri.....	24
4.2.7 Supap dalma bölgesi.....	25
4.2.8 Katmanlama(Layering) yapan bölge	26
4.2.9 Yanma odası.....	27
5 FİZİKSEL MODELLEME	29
5.1 Türbülans Modelleme.....	29
5.2 Enerji Denklemi	30
5.3 Karışım Malzemelerinin Tanımlanması	30

5.4 Duvar-Film Modeli	32
5.5 Damlacık ve Ayrık Faz Modelleri	33
5.6 Enjeksiyonların Tanımlanması	34
5.7 Sınır Koşullarının Belirlenmesi	36
5.8 Dinamik Ağ Yapı Ayarları	39
5.9 Egzoz ve Emme Supaplarının Kapanma Ayarları	43
6 MATEMATİK MODELLEME	47
6. 1 Ayrıklaştırma ile Çözüm	48
7 SONUÇLAR VE TARTIŞMA	51
KAYNAKLAR.....	57
ÖZGEÇMİŞ.....	59

KISALTMA LİSTESİ

KMA	:Krank Mili Açısı
ÜÖN	:Üst Ölü Nokta
AÖN	:Alt Ölü Nokta
CFD	:Computational Fluid Dynamics (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği)

SEMBOL LİSTESİ

S_m	:sürekli faza ayrık fazdan eklenmiş kütle
p	:statik basınç
$\bar{\tau}$	:stres tensörü
$\rho \vec{g}$	:yerçekimi kuvveti
$\vec{F}$	:dış kuvvetler
G_k	:ortalama hız gradyanları kaynaklı oluşan türbülans kinetik enerjisi
G_b	:akış kuvvetleri(buoyancy) kaynaklı oluşan türbülans kinetik enerjisi
μ_t	:vizkozite
E	:toplam enerji
k_{eff}	:efektif ısı iletkenlik
$(\tau_{ij})_{eff}$	:gerilme sapma tensörü
k	:ısı iletkenlik katsayısı
Sc_t	:türbülans Schmidt sayısı
ρ	:özkütle
$\vec{v}$	:hız vektörü
$\vec{A}$	:yüzey alan vektörü
Γ_ϕ	: ϕ için difüzyon katsayısı
$\nabla \phi$	: ϕ nin gradyanı
S_ϕ	:birim hacimde ϕ kaynağı
N_{faces}	:hücreyi kapatan yüzey sayısı
ϕ_f	:f yüzeyinden yayılan ϕ
$p_f \vec{v}_f \cdot \vec{A}_f$	:yüzeyden geçen kütle akısı
$\vec{A}_f$	:f yüzeyinin alanı
$\nabla \phi_f$	: ϕ nin f teki gradyanı
V	:hacim

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 4.1 : Sistem Bilgileri	16
Çizelge 4.2 : Sistem Elemanlarının Numaralandırılması	17
Çizelge 4.3 : Egzoz Kanalı Ağ Yapı Verileri	20
Çizelge 4.4 : Emme Kanalı Ağ Yapı Verileri	21
Çizelge 4.5 : Egzoz Supap Boyun Bölgesi Ağ Yapı Verileri	22
Çizelge 4.6 : Emme Supap Boyun Bölgesi Ağ Yapı Verileri	23
Çizelge 4.7 : Egzoz Supap Etek Bölgesi Ağ Yapı Verileri	24
Çizelge 4.8 : Emme Supap Etek Bölgesi Ağ Yapı Verileri	25
Çizelge 4.9 : Supap Dalma Bölgesi Ağ Yapı Verileri	26
Çizelge 4.10 : Katmanlama Yapan Bölge Ağ Yapı Verileri	27
Çizelge 4.11 : Yanma Odası Ağ Yapısının Verileri	28
Çizelge 5.1 : Dizel Yakıt Malzeme Özellikleri	31
Çizelge 5.2 : Gaz Malzemelerin Özellikleri	32
Çizelge 5.3 : Piston ve Silindir Kafası Malzeme Özellikleri	32
Çizelge 5.4 : Enjeksiyon Parametreleri	35
Çizelge 5.5 : Emme-Egzoz Kanalları için Sınır Koşulları	36
Çizelge 5.6 : Port Giriş Parçalarının Sınır Koşulları	37
Çizelge 5.7 : Silindir İç Parçalarının Sınır Koşulları	38
Çizelge 5.8 : Egzoz ve Emme Elemanlarının Dinamik Ağ Yapı Ayarları	41
Çizelge 5.9 : Silindir İç Elemanlarının Dinamik Ağ Yapı Ayarları	42
Çizelge 5.10 : Olay Ayrıntıları	44

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 : Duvar-film modelinin şematik görünüşü	7
Şekil 3.1 : COMMET tipli Ön Yanma Odalı Motorda Yakıt-hava Karışım Oluşumu Şeması ve Yanma Prosesinin Fotoğrafları.....	9
Şekil 3.2 : Çeşitli Dizel Motorlarında Yüke Bağlı Olarak Özgül Yakıt Tüketimi Değişimi	10
Şekil 3.3 : MAN-M tipli dizel motorunda yakıt-hava karışımı oluşumunun şeması ve yanmasının anlık fotoğrafları.....	11
Şekil 3.4 : TUMOSAN Dizel Motorlarının Optimum Yanma Kanununu Gerçekleştirebilen Yeni MR-1 Yanma Odası.	12
Şekil 3.5 : İki Döngülü MR-2 Yanma Odasında Gerçekleşen Yakıt Püskürtme ve Yanma Süreçlerinin Şeması	14
Şekil 4.1 : MR-2 piston resmi	15
Şekil 4.2 : Sistem Elemanlarının Gösterimi.....	16
Şekil 4.3 : Emme ve Egzoz Kanal Kesim Bölgeleri	18
Şekil 4.4 : Supap Geometri Kesim Bölgeleri.....	18
Şekil 4.5 : Emme ve Egzoz Supaplarının Orijinal ile Modellenmiş Hallerinin Karşılaştırılması.....	19
Şekil 4.6 : Egzoz Kanalı Ağ Yapı Görünüşü	20
Şekil 4.7 : Emme Kanalı Ağ Yapı Görünüşü.....	21
Şekil 4.8 : Egzoz Supap Boyun Bölgesi Ağ Yapı Görünüşü	22
Şekil 4.9 : Emme Supap Boyun Bölgesi Ağ Yapı Görünüşü	23
Şekil 4.10 : Egzoz Supap Etek Bölgesi Ağ Yapı Görünüşü	24
Şekil 4.11 : Emme Supap Etek Bölgesi Ağ Yapı Görünüşü.....	25
Şekil 4.12 : Supap Dalma Bölgesi Ağ Yapı Görünüşü	26
Şekil 4.13 : Katmanlama Yapan Bölge Ağ Yapı Görünüşü	27
Şekil 4.14 : Yanma Odası Ağ Yapısının Genel Görünümü.....	28
Şekil 5.1 : Türbülans Modelinin Ayarlanması.....	29
Şekil 5.2 : Enerji Denklem Menüsü	30
Şekil 5.3 : Tür Denklemlerinin Tanımlanması	30
Şekil 5.4 : Malzeme Listesi.....	31
Şekil 5.5 : Duvar-Film Model Ayarı	33
Şekil 5.6 : Ayrık Faz ve Damlacık Model Ayarları	34
Şekil 5.7 : Enjeksiyon Tanımlama Menüsü.....	35
Şekil 5.8 : Sınır Koşulu Tanımlama Menüsü Görünümü	38
Şekil 5.9 : In-Cylinder Modülü Veri Girişi	39
Şekil 5.10 : Emme ve Egzoz Supap Hız Profilleri	40
Şekil 5.11 : Dinamik Ağ Yapı Menüsü	41
Şekil 5.12 : Dinamik Ağ Yapı Ayarları.....	43
Şekil 5.13 : Olay Ayar Ekran Görüntüsü.....	44
Şekil 5.14 : Parça Aksiyonlarının Seçimi.....	45
Şekil 6.1 : Ayrıklaştırılmış Basınç Bazlı Çözücü Algoritması	48
Şekil 6.2 : Kontrol Hacmi	49
Şekil 6.3 : Denklem Çözüm Metodları.....	50
Şekil 7.1 : 480 KMA için Akış Hızları.....	51

Şekil 7.2 : 480 KMA için A-A Kesiti Hız Vektörleri	52
Şekil 7.3 : 480 KMA için B-B Kesiti Hız Vektörleri	52
Şekil 7.4 : 480 KMA için C-C Kesiti Hız Vektörleri	53
Şekil 7.5 : 680 KMA için Akşkan Hız Büyüklükleri ve Kesitleri	53
Şekil 7.6 : 680 KMA için A-A Kesiti Hız Vektörleri	54
Şekil 7.7 : 680 KMA için B-B Kesiti Hız Vektörleri	54

ÇİFT DÖNGÜLÜ YANMA ODALI DİZEL MOTORUN SİLİNDİR İÇİ AKIŞININ İNCELENMESİ

ÖZET

Bu çalışmada deneysel çalışmalara ışık tutması açısından çift döngülü yanma odalı dizel motorunun silindir içi akışı incelenmiştir. Silindir kafasının tasarımı İ.T.Ü. misafir öğretim üyelerinden Prof. Dr. Refig Mehdiyev'e aittir ve patent ile korunmaktadır. Piston kafası MR-2 modeli olarak da adlandırılmaktadır. Bu tasarım MAN ve Ricardo piston kafalarının avantajlarını bir araya getiren ikinci nesil MR pistonudur. Yapılan çalışmada emme, yakıt püskürtme, karışım oluşumu ve egzoz aşamaları sabit 2500d/d için incelenmiştir. Yanma analize dahil edilmemiştir. Analizde kullanılan emme ve egzoz kanalları MR-1 piston kafası ile birlikte kullanılmış geometrilerdir. CATIA programında motor sisteminin modeli hazır olarak alınmıştır. Bu montajdan gerekli bölgeler ayıklanarak analiz geometrisi elde edilmiştir. Bu geometri ANSYS programına atılarak ağ yapısı için basitleştirmeler yapılmıştır. Basitleştirmelerin ardından analizde kullanılacak dinamikler dikkate alınarak ağ yapısı oluşturulmuş ve uygunluk kontrolleri yapılmıştır. Gerekli görülen bölgelere de iyileştirmeler yapılmıştır. Ağ yapısının uygunluğu teyit edildikten sonra FLUENT programına atılarak akış analizi için gerekli parametreler(sınır koşulları, türbülans modeli, dinamik ağ yapısı, damlacık modeli, karışım malzemeleri, enjeksiyonlar, supap açılma profilleri) tanımlanmıştır. Analizi koşturmadan önce sadece ağ yapısının hareketi kontrol edilmiş ve problemliler düzeltilmiştir. Analiz, optimum iterasyon sayısı belirlenerek 360 KMA dan 1080 KMA a kadar koşturulmuştur. Basınç ve sıcaklık KMA karşılık çizdirilmiştir. Elde edilen veriler (vektörel hızlar, karışım oluşumu, sıcaklık, basınç) CFD-POST programında görselleştirilmiştir. Çıkan sonuçlar silindir içinde oluşan döngü miktarı açısından incelenmiştir.

COLD FLOW ANALYSIS OF TWIN SWIRL COMBUSTION CHAMBER IN A DIESEL ENGINE

SUMMARY

In this study, cold flow analysis of a diesel engine with twin swirl combustion chamber is researched to enlighten the experimental studies. The design of the combustion chamber belongs to Prof. Dr. Refig Mehdiyev from I.T.U. and protected by patents. The combustion chamber combines MAN and Ricardo chambers and also called MR-2. It is the second generation of MR pistons. At the study intake, injection, mixture formation and exhaust stages are investigated for constant 2500 rpm. Combustion is not taken into account at the analysis. The intake and exhaust ports at this study are also used at the MR-1 piston head. 3D model of the system is already exists at CATIA environment. The model is transferred to ANSYS to build the mesh model of the geometry with simplifications. After this step the dynamic solution of the analysis is taken into account and the mesh structure is build and checked for dynamic mesh options. At required nodes improvements were made. After the last check, mesh structure is transferred to FLUENT where the required properties (boundary conditions, turbulence model, dynamic mesh options, spray model, mixture material properties, injections, valve open\close profiles) were defined. The dynamic mesh options were checked before running the analysis to be sure of the movement. And adjustments were made according to the problematic faces. The optimum iteration number is set and analysis start between 360 CAD and 1080 CAD. Pressure and temperature is graphed per 1 CAD. The solution data (velocity vectors, mixture preparation, temperature, pressure) is observed according to swirl that is created inside the cylinder at CFD-POST program.

1 GİRİŞ

Otomotiv sektöründe son yıllarda yapılan çalışmaların büyük bölümü araçlardaki emisyon değerlerinin üstünde yoğunlaşmıştır [1, 2]. Dizel araçlar benzinli araçlara göre yaklaşık %25-30 arasında verim üstünlüğüne sahip olduğu için çalışmalar genellikle dizel motorlarına yönelmiştir [2-6]. Bu noktada emisyon değerleri devreye girmektedir. Özellikle azot oksit, is ve partikül maddelerin oluşturduğu emisyon değerleri üstünde sıkça çalışılmaktadır. Genel olarak bu maddeler silindir içi parametrelerini değiştirerek veya emisyonlar atmosfere verilmeden işleme tabi tutarak düşürülmek istenmektedir [2, 7-9]. Ardıl işlemler (katalitik dönüştürücü, üre püskürtmek) hem yatırım hem de bakım maliyetleri yüksek olan proseslerdir. Bu sebepten emisyon değerlerinin, silindir içi parametrelerini iyileştirip optimum yanma elde ederek hem emisyon değerleri istenilen düzeye çekilebilmekte hem de maliyetler düşürülebilmektedir [3, 4, 8]. Bu noktada silindir içindeki hava hareketleri kritik rol oynamaktadır. Silindir içindeki türbülanslı akış karışım oluşumunda, yanmada ve emisyon oluşumunda önemli rol oynamaktadır. Püskürtme fazında hem yakıtın yanma odası duvarlara taşınmasında hem de moleküler boyutta homojen karışım hazırlama konusunda hava akımları etkilidir [4]. Yanma fazına gelindiğinde yanmayan yakıtın miktarı tamamen homojen oluşmamış bir karışımdan kaynaklanmaktadır. Bu karışımda en büyük rol daha önce bahsedildiği gibi hava akımlarına aittir. Bu noktadaki yoğun türbülanslı akışlar sadece oksidan ve yakıtın aynı bölgede toplanmasını değil aynı zamanda genişlemeden kaynaklanan sıcaklık düşüşleri öncesinde küçük ölçekli karışım oluşumunda da etkilidir. Bahsedilen hususlardan ötürü silindir içi akışın ne şekilde yanmaya ve emisyonlara etkidiğinin çözümlenmesi gerekmektedir. Bu çalışmada da bu işin ilk etabı olan silindir içi soğuk akışın analizi incelenmiştir. Çalışmaya yanma fazı katılmamıştır. Sadece emme, yakıt püskürtülmesi, karışım oluşumu ve egzoz fazları incelenmiştir. Daha önce TÜMOSAN tarafından test edilen ve uygulamaya geçirilen MR-1 piston kafalı 4D39T nolu motor montajında sadece piston ve dolayısıyla yanma odası değiştirilerek analiz gerçekleştirilmiştir. Analizde ikinci nesil MR piston kafası yani MR-2 pistonu kullanılmıştır. Bu pistonun özelliği yapısı gereği sıkışma fazında çift döngü oluşturabilecek potansiyelde olmasıdır. Aynı zamanda silindir içine emme

portundan giren havanın döngü hareketlerini koruyabilmesini sağlamak için yanma odasının dışındaki bölgelere bazı oyuklar açılmıştır. Bunların etkileri FLUENT programında yapılan analiz ile incelenmiştir.

2 AKIŞIN MODELLENMESİ

Yapılan tüm akış analizlerinde kütle ve momentumun korunum denklemleri çözülmektedir. Isı transferi veya sıkıştırılabilirlik eklendiğinde ek olarak enerji korunumu denklemleri de çözülmektedir. Bu noktada analize farklı akışkan karışımları eklendiğinde veya reaksiyonlar oluştuğunda ise karışım oranları için korunum denklemleri çözülmektedir. Akış türbülanslı olduğunda ise transfer denklemleri çözülmektedir. Bu bölümde analizin arka planında çalışan model ve denklemlerden bahsedilmiştir.

2.1 Kütlenin Korunumu

Kütlenin korunumu denklemi aşağıdaki gibi yazılabilmektedir,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \quad (2.1)$$

Denklem 2.1 kütle korunumu genel yazılımıdır ve hem sıkıştırılabilir hem de sıkıştırılamaz akışlar için geçerlidir. S_m terimi sürekli faza ayrık fazdan eklenmiş kütledir [10].

2.2 Momentumun Korunumu

Momentumun korunumu ivme bulunmayan bir koşulda aşağıdaki denklem ile tanımlanabilir [10].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\bar{\tau}}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (2.2)$$

Burada,

p statik basınç

$\bar{\bar{\tau}}$ stres tensörü

$\rho \vec{g}$ yerçekimi kuvveti

$\vec{F}$ dış kuvvetleri belirtmektedir.

Stres tensörü $\bar{\bar{\tau}}$ ayrıntıları [10] da bulunabilir.

2.3 Türbülanslı Akışın Modellenmesi

Türbülanslı akışların modellenmesi için birçok farklı görüş ortaya atılmıştır. Fakat k-ε türbülans modeli Launder ve Spalding tarafından ortaya atıldığı günden bugüne kadar kullanılan en pratik model olarak görülmüştür. Dolayısıyla mühendislik akış hesaplamalarının lokomotifi olmuştur [11]. Ekonomikliği ve gerçeğe yakın yaklaşımları ile birçok türbülans akışın açıklamasında ve ısı transfer simülasyonlarında kullanılmaktadır [10].

Yapılan çalışmada da Fluent türbülans modelleri arasında bulunan standart k-ε modeli kullanılmak için seçilmiştir.

Standart k-ε modeli, türbülans kinetik enerjisi (k) ve onun dağılımının (ε) transfer denklemlerinden oluşan yarı ampirik bir modeldir. Modelde akışın tamamen türbülanslı olduğu ve moleküler viskozitenin etkilerinin ihmal edilebilir boyutta olduğu kabul edilmiştir. Bu sebeple standart k-ε modeli tamamen türbülanslı akışlar için geçerlidir.

2.3.1 Standart k-ε modeli için transfer denklemleri

Türbülans kinetik enerjisi (k) ve dağılım miktarı (ε) aşağıdaki transfer denklemlerinden elde edilmektedir [10].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (2.3)$$

ve

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{1\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (2.4)$$

Bu denklemlerde,

G_k ortalama hız gradyanları kaynaklı oluşan türbülans kinetik enerjisi

G_b yüzerlilik(buoyancy) kaynaklı oluşan türbülans kinetik enerjisi

$C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92$ model sabitleri

$\sigma_k = 1.0$ ve $\sigma_\varepsilon = 1.3$ olup k ve ε için türbülans Prandtl sayıları

S_k ve S_ε kullanıcı tanımlı kaynak terimlerini simgelemektedir.

2.3.2 Türbülanslı viskozitenin modellenmesi

Türbülanslı viskozite(μ_t) k ve ε u birleştirerek şu şekilde hesaplanır,

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.5)$$

Denklemden $C_\mu = 0.09$ olarak sabittir.

2.3.3 Isı iletiminin k- ε modeli için modellenmesi

Türbülanslı ısı transferi, Reynolds'un analoji konseptini türbülanslı momentum transferi üstüne uygulanmasıyla modellenmiştir. Dolayısıyla modellenmiş enerji denklemi şu şekilde verilmektedir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}[u_i(\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i(\tau_{ij})_{eff}\right) + S_h \quad (2.6)$$

Burada E toplam enerji, k_{eff} efektif ısı iletkenlik, $(\tau_{ij})_{eff}$ ise gerilme sapma tensörüdür fakat basınç bazlı çözücülerde sıklıkla kullanılmamaktadır. Çalışmada basınç bazlı çözücü kullanılacağından bu terim ihmal edilecektir.

Farklı fiziksel modeller kullanılması durumunda denklem 2.6 ya eklenecek terimler olacaktır. Bununla ilgili ilerleyen bölümlerde detaylı bilgi verilecektir.

Standart k- ε modeli için efektif ısı iletkenlik şu şekilde verilmektedir,

$$k_{eff} = k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \quad (2.7)$$

Burada k ısı iletkenlik katsayısıdır. Prandtl sayısı ise 0.85 olarak kullanılır. Gerekirse menüler içinden değiştirilebilmektedir, detaylı bilgiler için Fluent programının index bölümünden faydalanılabilir [10].

2.4 Enerji Korunum Denklemi

Enerjinin korunum denklemi aşağıdaki gibi yazılmaktadır,

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + (\overline{\tau_{eff}} \cdot \vec{v}) + S_h) \quad (2.8)$$

Bu denklemde $\vec{J}_j$ j bileşenin difüzyon akısıdır. Denklem 2.8'in sağ taraftaki ilk üç terimi sırayla iletimden, tür difüzyonundan ve viskoz dağılmadan kaynaklanan enerji transferini temsil etmektedir, detaylı bilgiler için Fluent programının index bölümü incelenebilir [10].

2.5 Tür Transfer Denklemleri

Fluent programında kimyasal türlerin korunum denklemleri çözülmek istendiğinde, her tür için yayılım ve difüzyon denklemlerini (Denklem 2.9) çözerek, her tür için lokal kütle oranları (Y_i) tahmin etmektedir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} Y_i) = -\nabla \cdot \vec{J}_i + R_i + S_i \quad (2.9)$$

Burada R_i türlerin net kimyasal reaksiyon ile net üretimi göstermektedir. S_i kullanıcı tanımlı üretimlerdir. Bu denklem toplam N tür içeren bir akışta N-1 tür için çözülecektir. Çünkü toplam kütle oranı bire eşit olmalıdır. N-1 denklem çözüldükten sonra N inci türün kütle oranı birden çıkarılarak bulunur. Sayısal hataları engelleyebilmek için N inci tür en büyük kütle oranlı bileşen olarak seçilmelidir. Tutuşturucunun hava olduğu denklemlerde bu azot (N_2) seçilir [10].

2.5.1 Türbülanslı akışlarda kütle difüzyonu

Türbülanslı akışlarda kütle difüzyonu aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır,

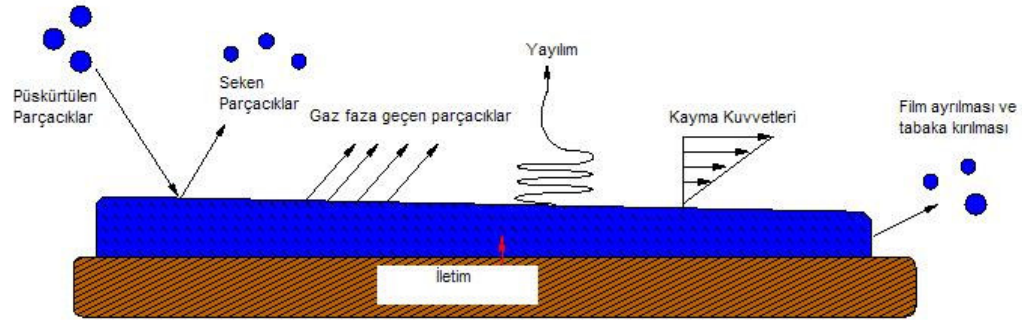
$$\vec{J}_i = -\left(\rho D_{i,m} + \frac{\mu_t}{Sc_t}\right) \nabla Y_i - D_{T,i} \frac{\nabla T}{T} \quad (2.10)$$

Burada Sc_t türbülans Schmidt sayısıdır. Genel olarak 0.7 olarak kullanılır [10].

2.6 Duvar-Film Modeli

Duvar-film modeli Fluent programında içten yanmalı motor analizlerinde kullanılmak üzere tanımlanmış özel bir sınır koşuludur.

Yakıt-duvar etkileşimi özellikle direkt püskürtmeli dizel motorlarında karışım oluşumu açısından önemli rol teşkil etmektedir. Direkt püskürtmeli dizel motorlarında yakıt yanma odasına püskürtülmektedir. Böylece yanma odası duvarlarında çok ince bir yakıt filmi oluşturmaktadır. Bu koşulun simule edilebilmesi için duvar-film modeli kullanılmalıdır. Bu modelde yakıt duvar sınır koşullu yüzeye püskürtüldüğünde ince bir film tabakası oluşturabilmektedir. Bu model dört alt başlık altında incelenebilir; duvar ile çarpışma, yüzey üstündeki takip, film değişkenlerinin hesaplanması ve gaz faza geçiş. Şekil 2.1 de şematik olarak gösterilmiştir. Model ile ilgili detaylı bilgiye [10]'dan ulaşılabilir. Fluent programının index bölümünde daha detaylı bilgilere ulaşılabilir.

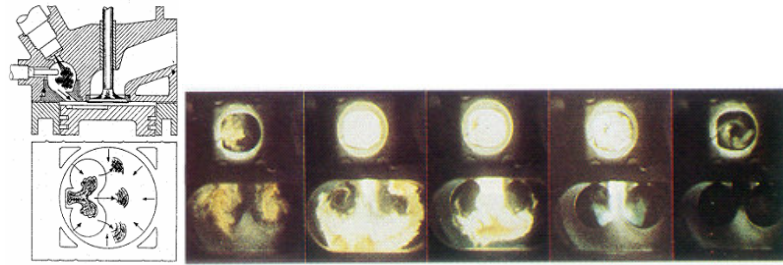


Şekil 2.1 : Duvar-film modelinin şematik görünüşü.

3 YANMA ODASI ŞEKİLLERİ

3.1 COMMET Tipli Ön Yanma Odalı Dizel

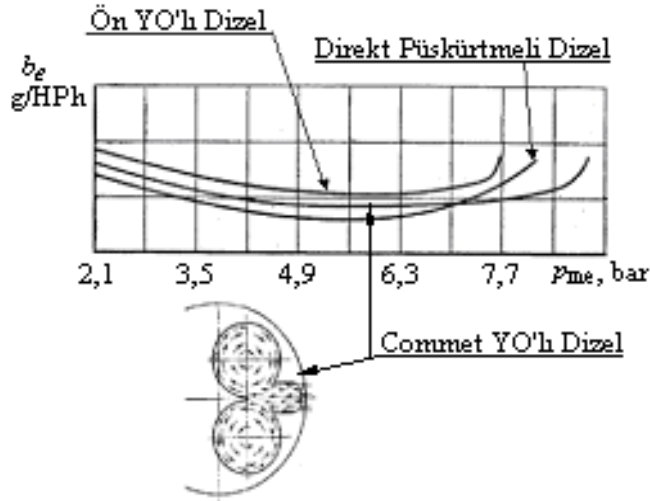
Ön yanma odalı dizel motorlarının, duman ve gürültü emisyonunu arttırmadan silindir başına düşen gücü arttırabilme avantajı olduğu bilinmektedir. Şekil 3. 1’de II. Dünya savaşından sonra Ricardo tarafından geliştirilmiş ve son 10 yıla kadar piyasada bulunan, mevcut yanma odası geometrileri içerisinde fazla dikkat çekici, COMMET tipli ön yanma odalı dizelin yakıt-hava karışımı oluşum şeması ve yanma işleminin anlık fotoğrafları gösterilmiştir. Ön yanma odalı dizel motorların en gelişmiş örneği olan bu motorun özelliği yanma odasının piston üzerinde bulunan kısmının sekize benzer olmasıdır. Fotoğraflardan da görüldüğü gibi bu geometri nedeniyle yanma işleminin ikinci aşamasında ön yanma odasından silindire yüksek hızda püskürtülmekte olan yanmış ürünler birbirinin tersi yönünde çift döngü hareketi oluşturmaktadır.



Şekil 3.1 : COMMET tipli Ön Yanma Odalı Motorda Yakıt-hava Karışım Oluşumu Şeması ve Yanma Prosesinin Fotoğrafları.

Şekil 3.2’te bu motorun yüke (ortalama efektif basınca, p_{me} [bar]) bağlı olarak özgül yakıt tüketiminin (b_e , [g/BGsaat]) değişimi gösterilmiştir. Buradan görüldüğü gibi, COMMET tipli yanma odasına sahip olan dizel motor, yakıt ekonomisi bakımından diğer iki dizel motorla kıyaslandığında ortada yer alırken, güç bakımından, fazla duman üretmeden %10-13 avantajlıdır. Ricardo bu durumu piston üzerindeki sekize benzer yanma odasında türbülanslı çift döngülerin oluşması ve böylece silindirdeki havanın tam olarak kullanabilmesiyle açıklamıştır. Sonraki deneylerle tespit edilmiştir ki, COMMET motorunun azot oksit ve gürültü emisyonları da düşük

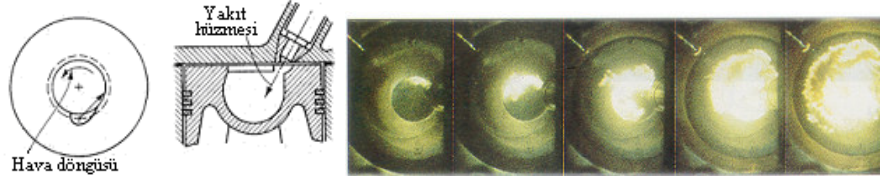
olmaktadır. Fakat 20.yüzyılın 50'li yıllarında S. Meurer tarafından meydana atılan MAN-M-Proses adlı yeni bir yakıt-hava karışımı oluşumu ve yakılması yönteminin motorda performans ve emisyon bakımından COMMET tipli dizel motorlarıyla aynı, verimlilik ve çok yakıtlılık açısından ise daha üstün olduğu görülmüştür [12].



Şekil 3.2 : Çeşitli Dizel Motorlarında Yüke Bağlı Olarak Özgül Yakıt Tüketimi Değişimi.

3.2 M.A.N. M-Proses Yanma Odalı Dizel Motorları

Bu yöntemde yakıtın %95'i hava ile karışmadan önce piston üzerindeki yarım küre geometrilili yanma odası duvarına sıvanarak pistonun sıcaklığı yardımıyla buharlaşmakta, diğer %5'i ise daha küçük tutuşma gecikmesi sağlayarak yanmanın patlama şeklinde aniden gerçekleşmesini önlemektedir. Püskürtülen yakıtın sadece küçük bir kısmının kendi kendine kolaylıkla tutuşabilmesi, başka tip yanma odalarında farklı olarak, düşük setan sayılı yakıtın kullanılmasına imkan sağlamaktadır (setan sayısı yakıtın kendiliğinden tutuşma kabiliyetini temsil eder). Bu yüzden setan sayısı düşük kerosen ve benzin gibi yakıtlar da bu motorda aynı etkinlikle kullanılabilmiş ve böylece çok yakıtlılık özelliği sağlanmıştır. Ayrıca bu yöntem dizel motorlarında hâkim olan 'püskürtülen yakıtın mümkün olduğu kadar yanma odası duvarına çarpması' felsefesini de değiştirmiştir. Motorun performans ve emisyon değerlerinin iyileştirilmesi için, yakıtın hava ile karışmadan önce yanma odası duvarlarına sıvanarak pistonun sıcaklığıyla buharlaştırılmasının daha faydalı olduğunu tespit etmiştir [13].



Şekil 3.3 : MAN-M tipli dizel motorunda yakıt-hava karışımı oluşumunun şeması ve yanmasının anlık fotoğrafları.

M.A.N.-M-Proses yöntemi yakıt tüketimi açısından direkt püskürtmeli dizel motorlarına üstünlük sağlayamamıştır. Çünkü yakıtın tutuşmadan önce büyük bir kısmının buharlaştırılma işlemine maruz bırakılması yanma hızını düşürerek iş çevriminin termodinamik kayıplarını arttırmaktadır. Ancak burada vurgulanması gereken önemli bir nokta yakıtın püskürtme basıncı 200-300 bar'dan yüksek olmamalıdır. Bundan dolayı bu tip motorlarda çok da pahalı olmayan mekanik yakıt püskürtme sistemleri kullanılmaktadır.

3.3 MR-1 Yanma Odası

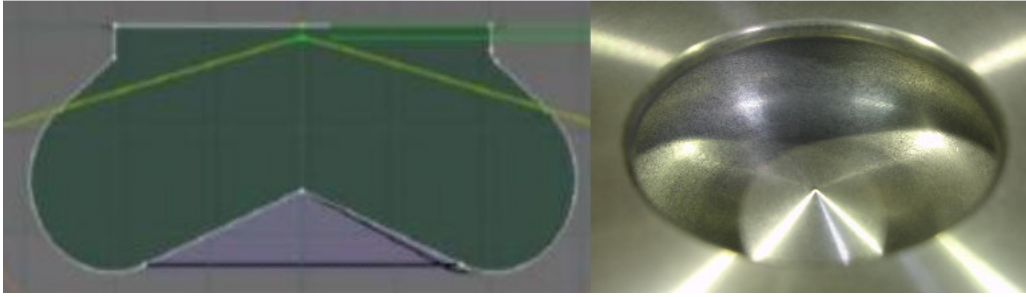
Ön türbülanslı çift yanma odalı dizelerde, MAN-M-Proses ve benzerlerinde yakıtı yanma odası duvarına sıvayarak ve düşük basınçla (<500 bar) püskürterek is'in yanı sıra, NO_x emisyonunun da düşürülmesi mümkündür. Ancak bu tip dizeller yakıt tüketimi bakımından direkt püskürtmeli dizellerden daha kötü durumda olduklarından dolayı yaygınlaşamamışlardır. Yukarıda anlatıldığı gibi, devir sayısı $n < 3000$ d/d olan Common Rail sistemine sahip direkt püskürtmeli ağır kamyon dizellerinde de emisyon değerlerini standartların öngördüğü seviyelere düşürmek için yakıt tüketiminin artırılması kaçınılmaz olmuştur. Bu yüzden problemin çözüm yolunun hem direkt püskürtmeli, hem de MAN-M-Proses'le çalışan dizellerin iyi yönlerini birleştirecek başka bir yakıt-hava karışım oluşumu ve yanma yönteminin geliştirilmesinde olduğu düşünülmektedir [14].

Azerbaycan Teknik Üniversitesinde (AzTÜ) eski Sovyetler Birliğinin çeşitli bilimsel araştırmalar ve sanayi merkezleri ile işbirliği kapsamında 40 yıldan fazla sürmüş olan çalışmalar ve son yıllarda İstanbul Teknik Üniversitesinde (İTÜ) Prof. Dr. Rafiq MEHDİYEV'in yönetiminde içten yanmalı motorların performans ve yakıt ekonomisini iyileştirmek, egzoz gazı emisyonlarını düşürmek ve çok yakıtlı motorlarla ilgili olarak, yapılmış ve yapılmakta olan bilimsel ve fizibilite çalışmalarıyla açık tip yanma odası ile common rail kullanılması ve M.A.N. M-

Proses yöntemlerinin avantajlı taraflarını kendi içinde birleştirerek MR-1 yanma odası önerilmiştir [12].

Optimum hızlı yanma kanununu gerçekleştirmek için geliştirilmiş yeni yanma odasının (T.C. TPE Patent başvuru No: B.14.1.TPE.0.07.01.03-2004/01674) şeması Şekil 3.4'te gösterilmiştir. TÜMOSAN dizel motorları pistonlarının yapısına ve enjektörün silindir kafasındaki konumuna bağlı olarak tasarlanmış yeni yanma odasının (sembolik olarak MR-1 adlandırılmıştır) kesiti ve fotoğrafı gösterilmiştir.

Klasik w tipli yanma odası geometrisinden farklı olarak yeni odada yakıt-hava karışım oluşumu MAN-M-Prosesli motorlarda olduğu gibi, püskürtülen yakıtın yanma odası duvarlarına sıvanması veya “tabakalı karışma” yöntemi ile gerçekleştirilmektedir [15].



Şekil 3.4 : TÜMOSAN Dizel Motorlarının Optimum Yanma Kanununu Gerçekleştirebilen Yeni MR-1 Yanma Odası.

Emme sürecinde, klasik içten yanmalı motorlarda olduğu gibi, helisel emme kanalının yardımıyla silindire doldurulan taze hava, sıkıştırma sürecinde de hızını belli bir seviyede koruyabilen türbülanslı bir döngü hareketi oluşturur. Sıkıştırma sürecinin sonuna yakın belirli bir avans açısında en az 3, en çok 5 delikli enjektörün yardımıyla düşük basınçta (<500 bar) yakıt yanma odası oyuğunun Şekil 2.5'te gösterildiği gibi, duvarlarına doğru püskürtülür. Püskürtülen yakıtın sıvanması için duvarın yüzey alanını artırmak ve böylece duvarların sıcaklığı ile yakıtın çabuk buharlaşması için yanma odası oyuğunun koni açısı ve yakıt demetinin yanma odasına yönlendirilme açısı belli değerlerde tutulmalıdır. Ayrıca, nispeten düşük basınçta püskürtülen yakıtın güvenli olarak duvarın yüzey alanına sıvanmasını ve hızla buharlaşmasını temin etmek için pistonun sıkıştırma stroğunda oyuğun içine sıkıştırılan havanın düşey yönündeki istenilen baskı hızı, oyuğun en küçük çapının silindir çapına oranını optimum sınırlar arasında tutarak elde edilir. Yakıtın duvara sıvanma alanını mümkün olduğunca arttırmak için yanma odası oyuğunun simetri

ekseni üzerine yerleştirilmiş enjektör deliklerinin yönlendirilme açısı, piston ÜÖN’da olduğu an püskürtülen yakıt demetinin üst dış kenarı ile pistonun yüzey alanı yaklaşık aynı hat üzerinde olması esasına göre belirlenmiştir [14]. Böylece düşük sıcaklık (300-350°C) ortamında hızla buharlaştırılan yakıt piroliz işlemine uğramadan, is (C) oluşumu büyük oranda engellenmiş olur. Buhar haline gelmiş yakıtın yanma odasının en sıcak bölgesine - merkezine doğru yöneltmek ve buradaki hava ile karışıp çabuk tutuşarak yakılmasını sağlamak için oyuğun dibinde tepe noktası kesik koninin eksenini üzerinde yer alan, koni açısı belli aralıkta tutulan bir koni çıkıntısı yerleştirilir. Oyuğun duvarları ile dibi birbiriyle motorun sıkıştırma oranına bağlı olarak yanma odası hacmi hesabından belirlenen bir yarıçapla birleştirilir. Bu nedenle yanma işlemi büyük oranda yanma odası oyuğunun merkezinde oluşur ve alev cephesinin, klasik yanma odalarından farklı olarak, soğuk cidarların yakınında sönmesi engellenir. Böylece, direkt püskürtmeli dizelerde kullanılan çok delikli (7-8 adet) enjektör ve yüksek püskürtme basınçları (>800 bar) yerine, en çok 5 delikli enjektör ve düşük püskürtme basıncı (<500 bar) kullanılarak tam yanma sağlanır ve eksik yanma ürünleri olan C (PM- partikül madde), CO ve HC epey azaltılabilir. Ayrıca, çevrim başına püskürtülen yakıtın büyük bir kısmı (yaklaşık %90) yanma odası duvarının aracılığıyla buharlaşıp hava ile karıştırıldıktan sonra yakıldığı için yanma sırasındaki basınç artış hızı (aniden patlama ile yanma) bir ölçüde frenlenir ve böylece hem motorun NO_x ve gürültü emisyonlarının sınır değerlerini aşması engellenir hem de motor çok yakıtlılık yeteneği kazanmış olur. Böylece dizel motorunun önerilmiş yanma odasıyla çalışması durumunda farklı yakıtlar kullanıldığında performans ve ekonomi değerlerin yükseltilmesi, motor maliyetinin ve servis ihtiyacının azaltılması, emisyon değerlerinin çevre lehine iyileştirilmesi sağlanmış olur [14].

3.4 İki Döngülü MR-2 Yanma Odası (“MR-Proses”)

MR-2 odasında yanma sürecinin gelişimi Şekil 3.5’de gösterilmiştir. Bu yöntemin farklı tarafı, motorun yanma odasında yanma sürecinden önce, Ricardo-COMMET yöntemindekine benzer, birbiriyle aynı hızda ve ters yönde dönen çift hava döngüsünün meydana getirilmesidir. Dört delikli enjektör ile nispeten düşük basınçta püskürtülen yakıt, tutuşmadan önce, M.A.N. M-Proses’de olduğu gibi, yanma odasının duvarlarına sıvanmaktadır (bu yöntem, M-Proses ve Ricardo-COMMET yöntemlerindeki var olan benzerlikler olduğu için, sembolik olarak “MR-Proses” adı

verilmiştir). Pistonun duvarlarına sıvıyan yakıt pistonun sıcaklığıyla hızla buharlaşıp dönmekte olan hava ile karışarak tutuşmaktadır. Yanma işlemi süresince alev cephesinin önünde bulunan yanma ürünleri, oluşmuş olan is ve buharlaşmakta olan bir kısım yakıt hava döngülerinin aracılığıyla yanma odasının sağ ve sol bölgelerinden alınıp merkeze doğru sürüklenmektedir. Bu durumda yanma prosesi odanın merkezinde gerçekleşmekte ve aşırı hızlı yanma olmadan da is oluşumu engellenmektedir. Böylece, direkt püskürtmeli dizelerde olduğu gibi, çok delikli enjektör (6-8 adet) ve yüksek püskürtme basıncı (800-2000 bar) yerine, dört delikli enjektör ve düşük püskürtme basıncıyla (200-400 bar) püskürtülen yakıtın tam yanması sağlanabilecektir.

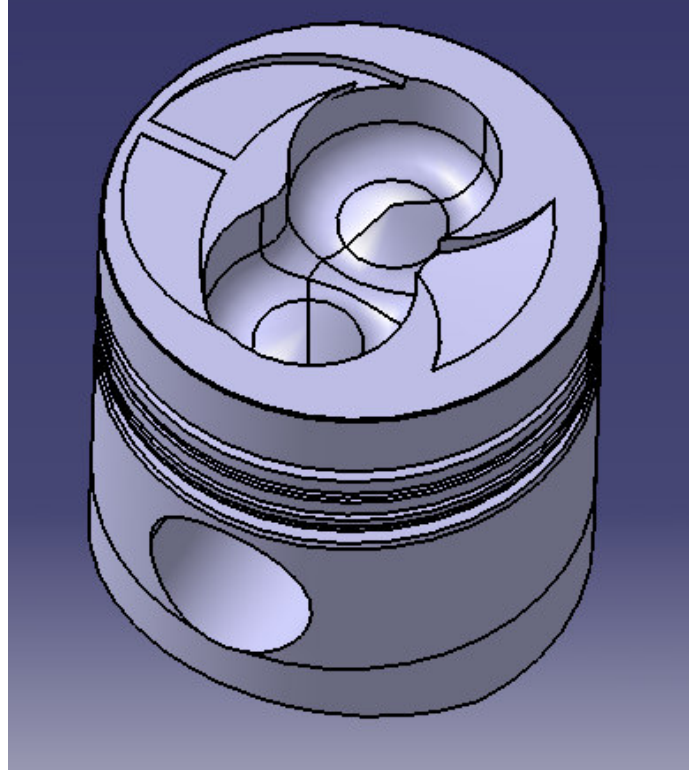


Şekil 3.5 : İki Döngülü MR-2 Yanma Odasında Gerçekleşen Yakıt Püskürtme ve Yanma Süreçlerinin Şeması.

Püskürtülen yakıtın buharlaşması, klasik motorlarda olduğu gibi, yanma odası içinde değil, yanma odası duvarlarında gerçekleştiği için piroliz işlemi (C'nin oluşumu) ve yanma sırasındaki basınç gradyanı azaldığından uygun değer yanma hızı elde edilmekte ve böylece hem is (duman) ve NO_x hem de gürültü emisyonlarının artışı engellenmektedir. Bu durumda yakıt püskürme avansı uygun değer sınırlarında tutmak mümkün olduğu için motorun performans ve yakıt ekonomisi de yüksek olmaktadır. Ayrıca söz konusu olan yöntemde M.A.N. M-Proses'e benzer şekilde püskürtülen yakıtın büyük bir kısmı yanma odası duvarına sıvıyanmasından dolayı ilk tutuşmada ancak yakıtın geri kalan küçük bir kısmı yer almaktadır. Bu ise kullanılan yakıtın Setan sayısına bağlı olmadığından tutuşma gecikmesini arttırmaz ve motora çok yakıtlılık özelliğini kazandırır.

4 GEOMETRİK MODELLEME

Bu bölümde üçüncü bölümde bahsedildiği üzere Ricardo ve MAN proseslerini bir araya getirip ikisinin de avantajlarından faydalanılması düşünülen MR-2 pistonunu analiz için geometrik modellemesinden bahsedilecektir. Fluent programında analizi yapabilmek için öncelikle 3B geometrik modelin oluşturulması gerekmektedir. Modellenen geometride yanma odası, emme supapları, egzoz supapları ve duvar olarak tanımlanacak silindir kafası yer alacaktır. 3B model, MR-1 pistonuyla mevcut olarak kullanılan TUMOSAN'ın 4DT39T motorundan alınmıştır. Sadece piston kafası MR-2 yanma odalı piston ile değiştirilmiştir. Şekil 4.1 de MR-2 pistonu görülmektedir.



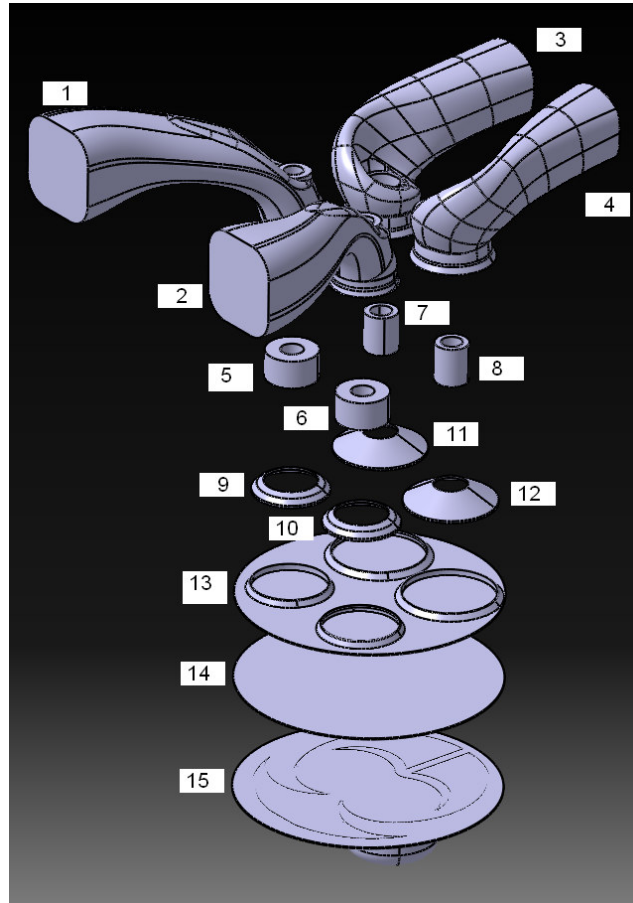
Şekil 4.1 : MR-2 piston resmi.

Çizelge 4.1 de motorla ilgili veriler görülmektedir. Bu veriler Fluent programında silindir hareketini simule etmek için kullanılacaktır.

Çizelge 4.1 : Sistem Bilgileri.

Piston Çapı	104mm
Devir	2500d/d
Strok	115mm
Biyel boyu	209,6mm
Analiz Başlangıcı	360 KMA
Analiz Bitişi	1080 KMA

CATIA programında modellenmiş ve ağ yapısı oluşturulmaya hazır montaj parçanın ayrıntıları şekil 4.2 ve çizelge 4.2 de verilmiştir.



Şekil 4.2 : Sistem Elemanlarının Gösterimi.

Çizelge 4.2 : Sistem Elemanlarının Numaralandırılması.

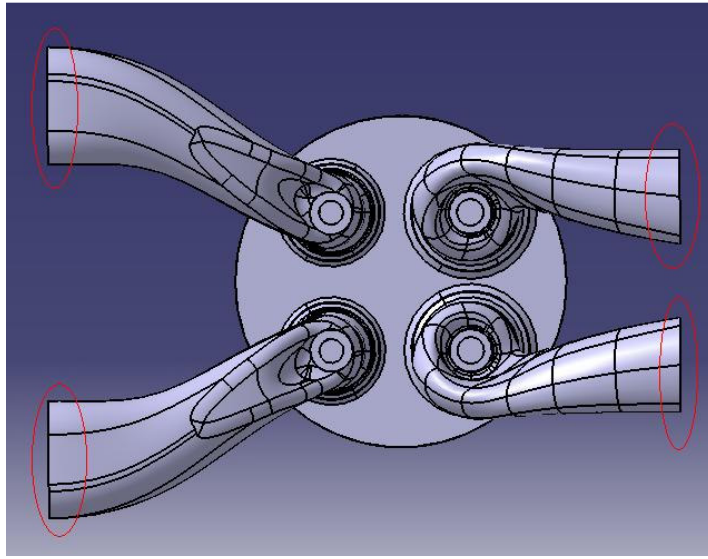
Resim No	Açıklama
1	Egzoz Kanalı 1
2	Egzoz Kanalı 2
3	Emme Kanalı 1
4	Emme Kanalı 2
5	Egzoz Boyun 1
6	Egzoz Boyun 2
7	Emme Boyun 1
8	Emme Boyun 2
9	Egzoz Etek 1
10	Egzoz Etek 2
11	Emme Etek 1
12	Emme Etek 2
13	Supap Dalma Bölgesi
14	Katmanlama(Layering) Bölgesi
15	Yanma Odası

Montaj resminden de görüleceği üzere egzoz ve emme kanalları manifolda bağlandıkları noktalardan kesilmiştir. Sınır koşulları ile ilgili ayrıntılar fiziksel modelleme kısmında verilecektir.

4.1 Uygulanan Basitleştirmeler

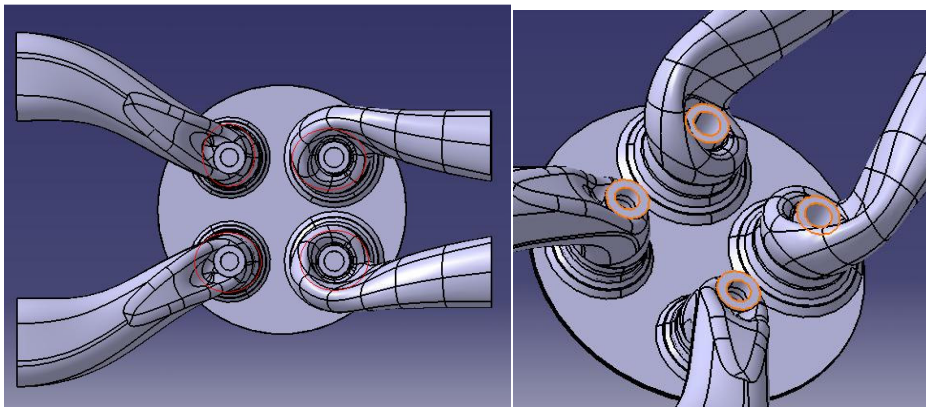
Silindir içi akışın simule edilebilmesi için ağ yapının dinamik olması gerekmektedir. Bu hareketli sistem de orijinal geometrinin kullanılmasında bazı problemler çıkmaktadır. Bunların başında iki ağ yapı arasında tanımlanan ara yüzeylerin sürekliliği gelmektedir. Bu sürekliliğin sağlanabilmesi için model üstünde bazı basitleştirmeler yapılmıştır. Kısaca,

1-Şekil 4.3 de görüleceği üzere egzoz ve emme kanalları manifolda bağlandıkları noktalardan kesilmiştir. Sınır koşulları ile ilgili ayrıntılar fiziksel modelleme kısmında verilecektir.



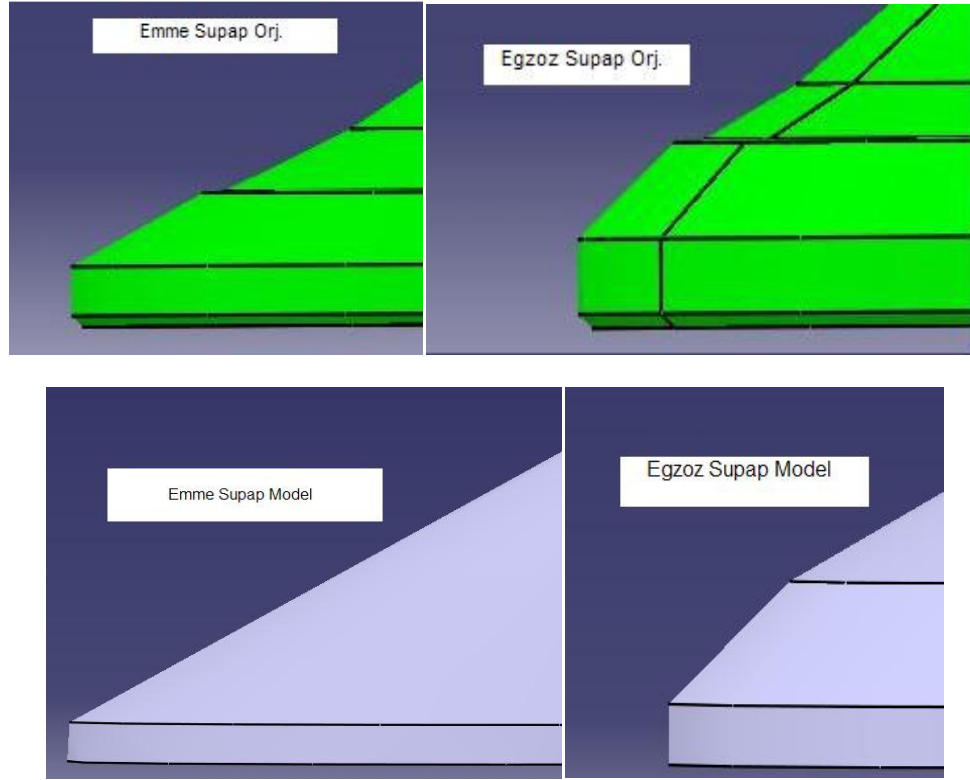
Şekil 4.3 : Emme ve Egzoz Kanal Kesim Bölgeleri.

2-Supaplar kanalların dahil olduğu bölgelere kadar alınmıştır. Şekil 4.4 de görülmektedir.



Şekil 4.4 : Supap Geometri Kesim Bölgeleri.

3-Supapların oturduğu yüzeylerdeki karışık geometri düzeltilmiştir. Şekil 4. 5 de görülmektedir.



Şekil 4.5 : Emme ve Egzoz Supaplarının Orijinal ile Modelenmiş Hallerinin Karşılaştırılması.

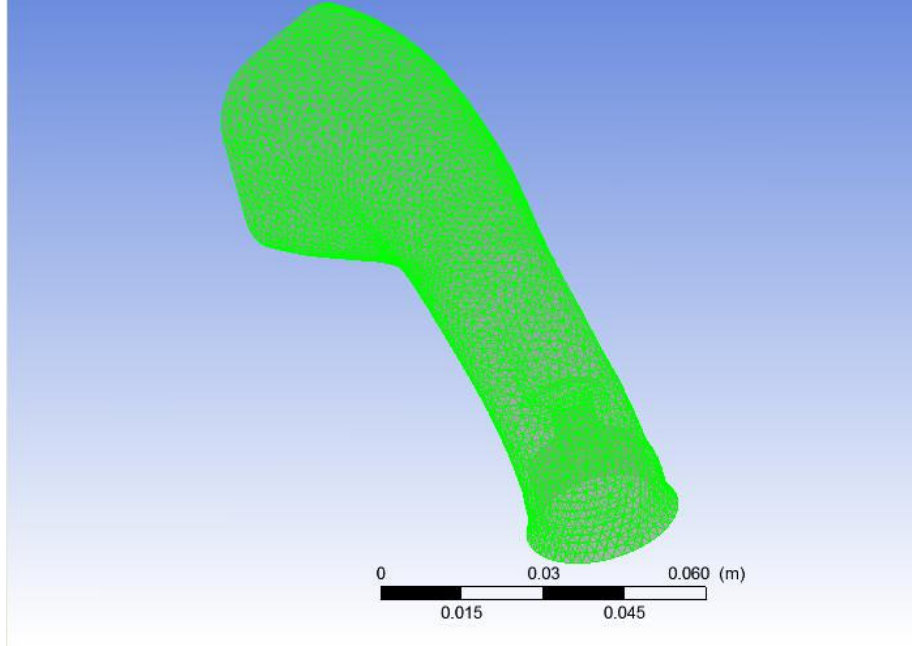
4.2 Elemanlar için Ağ Yapı Özellikleri

Model Şekil 4.2 de gösterildiği gibi toplam 15 elemana ayrılmıştır bu elemanlar “.igs” uzantılı kayıt edildikten sonra ANSYS programına atılarak ağ yapı oluşturulmasının ilk adımı gerçekleştirilmiştir. Fluent’de ağ yapının çalışma şekilleri de göz önüne alınarak her eleman kendine has özelliklerle oluşturulmuştur. Daha önce yapılan çalışmalarda tetrahedra (üçgen prizma) ve hexahedra (dörtgenler prizması) elemanlar birlikte kullanılmıştır [16]. Bu çalışmada da bu yöntem tercih edilmiştir. Bu bölümde her elemanın ağ yapı özellikleri verilmiştir.

4.2.1 Egzoz kanalları

Egzoz kanalları daha önce bahsedildiği üzere manifolda bağlandıkları noktalarından kesilmiştir. Bu noktalara Fluent’te sınır koşulu verilerek manifold akışı simule edilecektir. Ana modelde iki adet egzoz kanalı bulunmaktadır. Ağ yapı özellikleri

aynı olduğundan ötürü tek kanal için veriler verilmiştir. Şekil 4.6 ağ yapısı oluşturulmuş kanalı, çizelge 4.3 de ise ağ yapı özellikleri gösterilmiştir.



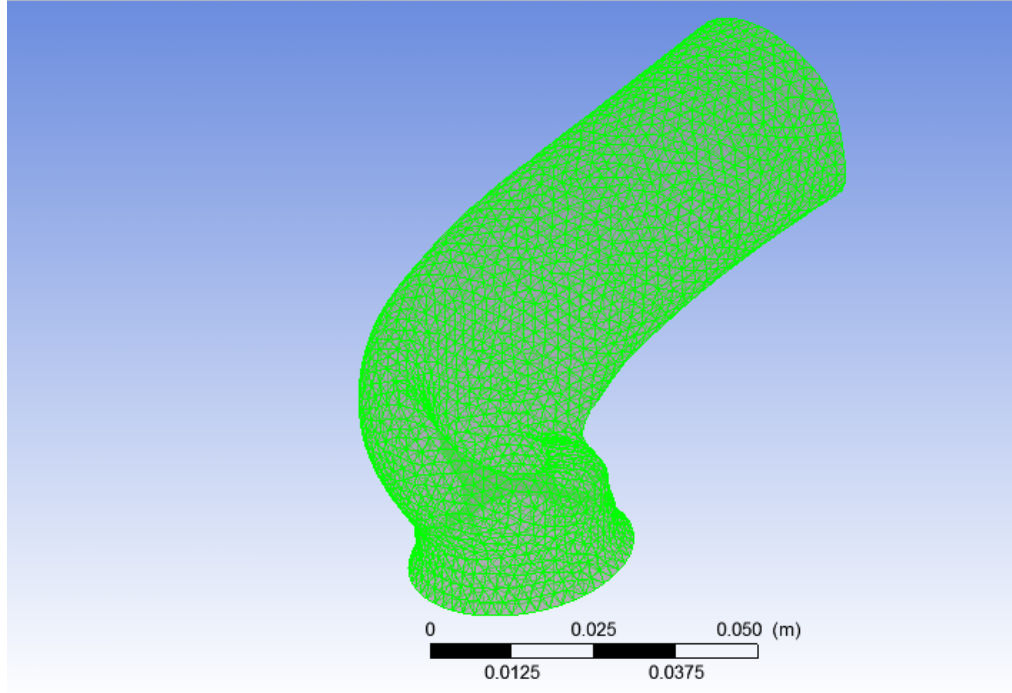
Şekil 4.6 : Egzoz Kanalı Ağ Yapı Görünüşü.

Çizelge 4.3 : Egzoz Kanalı Ağ Yapı Verileri.

Parça İsmi	egzoz_kanal1
Toplam Eleman Sayısı	91368
Toplam Düğüm Noktası	17485
Eleman Türü	Tetrahedra

4.2.2 Emme kanalları

Emme kanallarında egzoz kanalları gibi manifold bölgesinden kesilmiştir. Yüzeyle verilecek sınır koşulları ile manifold simule edilecektir. İki adet emme kanalı mevcuttur ve ağ yapı özellikleri aynı olduğu için sadece bir kanal için datalar verilmiştir. Şekil 4.7 de ağ yapısı oluşturulmuş kanal, çizelge 4.4 de ağ yapı özellikleri gösterilmektedir.



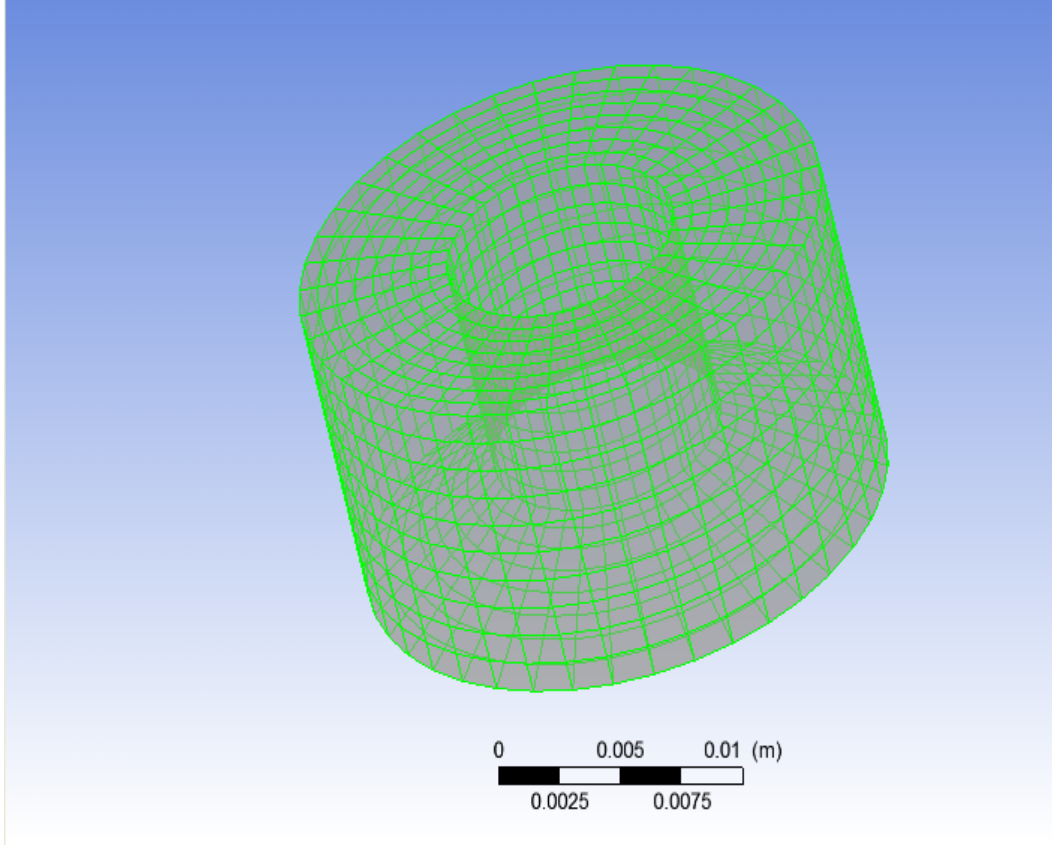
Şekil 4.7 : Emme Kanalı Ağ Yapı Görünüşü.

Çizelge 4.4 : Emme Kanalı Ağ Yapı Verileri.

Parça İsmi	emme_kanal1
Toplam Eleman Sayısı	78021
Toplam Düğüm Noktası	14872
Eleman Türü	Tetrahedra

4.2.3 Egzoz supap boyun bölgeleri

Daha önce yapılmış birçok analiz çalışmasında [16] supap bölgeleri boyun ve etek olmak üzere iki bölüme ayrılmıştır. Boyun bölgeleri supaplar ile kanal arasında yer almaktadır ve dinamik ağ yapısı için önemli rol teşkil etmektedir. Pistonların verilen profil doğrultusunda açılması ile bu bölge katmanlama (layering) yaparak büyümektedir böylece supap geometrisi aşağıya inmektedir. Konuyla ilgili detaylar dinamik ağ yapı ayarlarında verilecektir. Ağ yapısı oluşturulmuş egzoz boyun bölgesi şekil 4.8 de gösterilmiştir, çizelge 4.5 de ise ağ yapı bilgileri yer almaktadır. Yine iki adet boyun bölgesi bulunduğu için tek elemanın özellikleri verilmiştir.



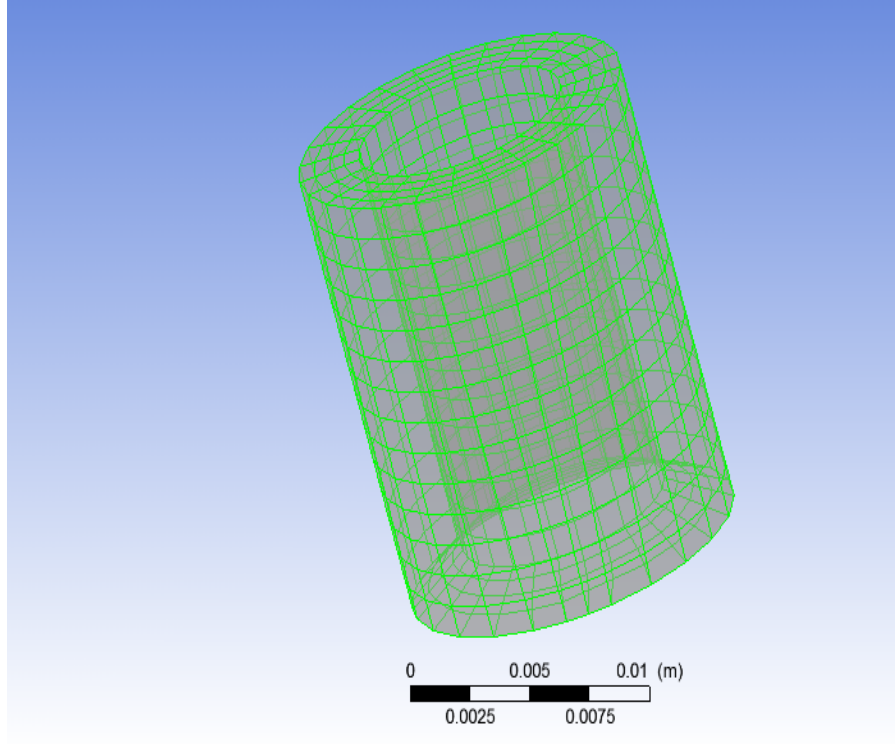
Şekil 4.8 : Egzoz Supap Boyun Bölgesi Ağ Yapı Görünüşü.

Çizelge 4.5 : Egzoz Supap Boyun Bölgesi Ağ Yapı Verileri.

Parça İsmi	egzoz_boyun1
Toplam Eleman Sayısı	3200
Toplam Düğüm Noktası	3960
Eleman Türü	Hexahedra

4.2.4 Emme supap boyun bölgeleri

Egzoz supaplarında olduğu gibi emme supaplarının çevrelerinde de boyun bölgeleri mevcuttur. Egzoz boyun bölümünde bahsedildiği gibi katmanlama yapan bu bölümler dinamik ağ yapısı bakımından önem teşkil etmektedir. İki adet emme supabı bulunduğu için iki adet boyun bölgesi vardır. Tek bölgenin özellikleri çizelge 4.6 de verilmiş olup şekil 4.9 de genel görünümü gösterilmektedir.



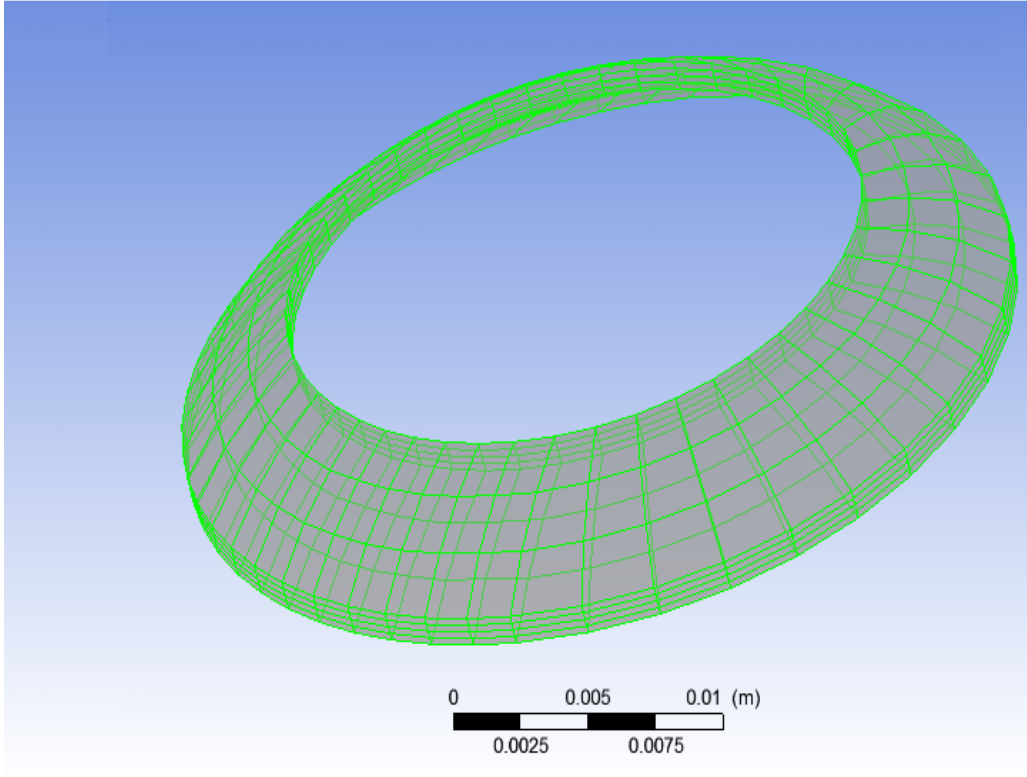
Şekil 4.9 : Emme Supap Boyun Bölgesi Ağ Yapı Görünüşü.

Çizelge 4.6 : Emme Supap Boyun Bölgesi Ağ Yapı Verileri.

Parça İsmi	emme_boyun1
Toplam Eleman Sayısı	1568
Toplam Düğüm Noktası	2100
Eleman Türü	Hexahedra

4.2.5 Egzoz supap etek bölgeleri

Supapların geometrisi boyun ve etek bölgelerinden oluşmaktadır. Etek bölgeleri supapların silindir kafası ile temas haline geçtiği noktalardadır. Bu bölgeler de katmanlama aşamasında önemli rol oynayarak supabın hareket etmesini simule etmektedir. Aynı zamanda supapların kapanmasının simule edilebilmesi için bu ağ yapılar pasifleştirilmektedir. Fiziksel modelleme bölümünde detaylar verilecektir. İki adet egzoz etek bölgesi mevcuttur. Şekil 4.10 de genel yapı, çizelge 4.7 de ise özellikler gösterilmiştir.



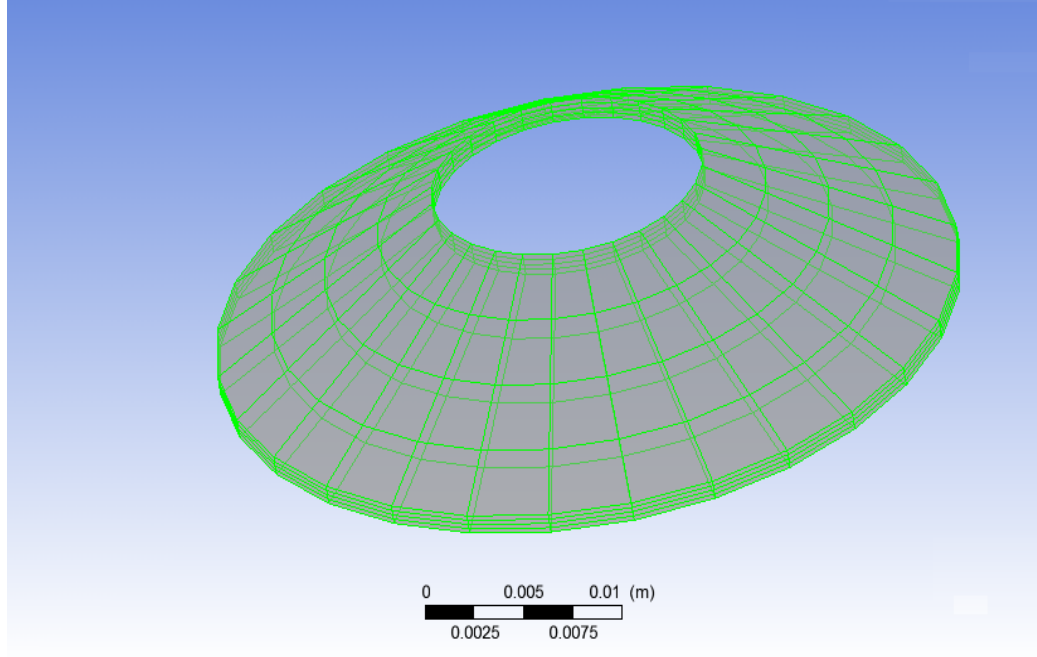
Şekil 4.10 : Egzoz Supap Etek Bölgesi Ağ Yapı Görünüşü.

Çizelge 4.7 : Egzoz Supap Etek Bölgesi Ağ Yapı Verileri.

Parça İsmi	egzoz_etek1
Toplam Eleman Sayısı	636
Toplam Düğüm Noktası	1060
Eleman Türü	Hexahedra

4.2.6 Emme supap etek bölgeleri

Egzoz etek bölgelerinde olduğu gibi katmanlama için önemli rol oynayan emme etek bölgeleri supapların kapanacağı zaman pasif hale getirilecektir. Etek bölge ağ yapısı ile ilgili bilgiler çizelge 4.8 de verilmiştir. Şekil 4.11 de genel yapı gösterilmektedir.



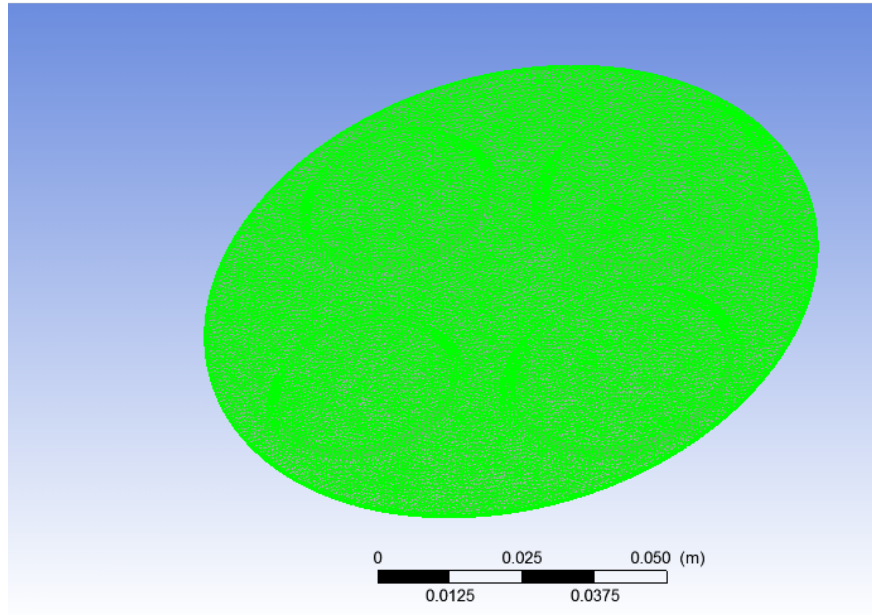
Şekil 4.11 : Emme Supap Etek Bölgesi Ağ Yapı Görünüşü.

Çizelge 4.8 : Emme Supap Etek Bölgesi Ağ Yapı Verileri.

Parça İsmi	emme_etek1
Toplam Eleman Sayısı	1836
Toplam Düğüm Noktası	2550
Eleman Türü	Hexahedra

4.2.7 Supap dalma bölgesi

Emme ve egzoz supapları açılırken veya kapanırken bu bölge içinde hareket etmektedir. Dinamik ağ yapı bölümünde detayları açıklanacak bu bölüm analiz başlangıcında (360 KMA) çok ince bir tabakadır. Silindirin hareket etmesiyle beraber genişleyip yeni ağ yapıları (remeshing) oluşturmaktadır. Bölge, ÜÖN dan itibaren 15mm kadar piston hareketi ile aşağı inmektedir. Bu durumda supaplar tam açıldığında bu bölge içinde kalmaktadır ve bir alt katmana dalma yapmamaktadır. Böylece oluşabilecek problemler engellenmiştir. Şekil 4.12 de gösterilen genel görünüm bölgenin ÜÖN daki konumudur. Çizelge 4.9 de ise bu noktadaki ağ yapı verileri gösterilmiştir.



Şekil 4.12 : Supap Dalma Bölgesi Ağ Yapı Görünüşü.

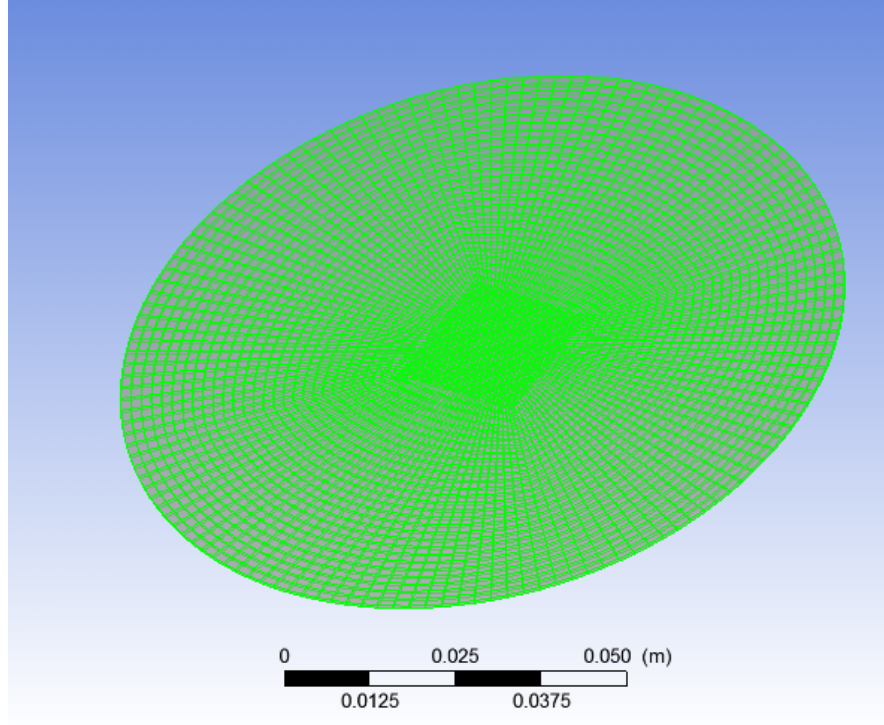
Çizelge 4.9 : Supap Dalma Bölgesi Ağ Yapı Verileri.

Parça İsmi	Kat_supap_dalma
Toplam Eleman Sayısı	82314
Toplam Düğüm Noktası	26564
Eleman Türü	Tetrahedra

4.2.8 Katmanlama(Layering) yapan bölge

Katmanlama yapan bölge yanma odası geometrisi ile supapların dalma yaptığı bölge arasında yer almaktadır. Eleman yapısı olarak diğer bölgelerden farklıdır. Bunun sebebi silindir AÖN da iken en büyük hacme ulaşan bölge olmasıdır. Hexahedra elemanlardan oluşan bölgenin hareket detayları dinamik ağ yapısı bölümünde verilecektir. Fakat özet yapmamız gerekirse silindir ÜÖN dan hareket geçtiğinde katmanlama yapmamaktadır. Supap dalma bölgesi 15mm inme bölgesine ulaştıktan sonra katmanlama bölümü katman oluşturmaya başlar ve yeni hücreler oluşturulur. AÖN dan sonra aynı şekilde oluşturulan hücreler yok edilerek bölge ilk adımdaki

haline döner. Şekil 4.13 de ağ yapı görülebilir. ÜÖN daki konum için eleman detayları çizelge 4.10 de verilmiştir.



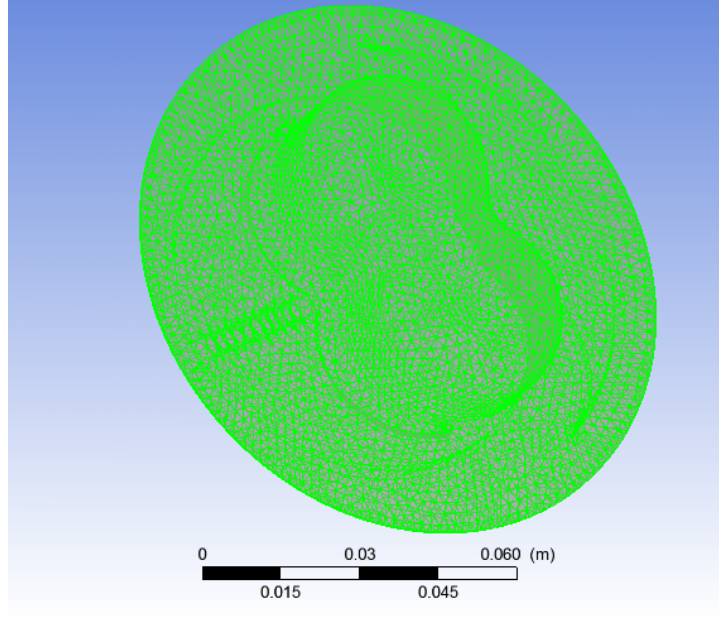
Şekil 4.13 : Katmanlama Yapan Bölge Ağ Yapı Görünüşü.

Çizelge 4.10 : Katmanlama Yapan Bölge Ağ Yapı Verileri.

Parça İsmi	kat_layering
Toplam Eleman Sayısı	5054
Toplam Düğüm Noktası	10248
Eleman Türü	Hexahedra

4.2.9 Yanma odası

Yanma odası MR-2 sisteminin en önemli bölümüdür. Zira döngü hareketinin kuvvetlenmesi için piston kafası üstünde çeşitli geometriler geliştirilmiştir. Tek parça olarak tasarlanan yanma odası piston hareketi simule edilirken herhangi bir deformasyona uğramayıp şeklini korumaktadır. Şekil 4.14 de yanma odasının genel görünümü, çizelge 4.11 de ise ağ yapı verileri görülmektedir.



Şekil 4.14 : Yanma Odası Ağ Yapısının Genel Görünümü.

Çizelge 4.11 : Yanma Odası Ağ Yapısının Verileri.

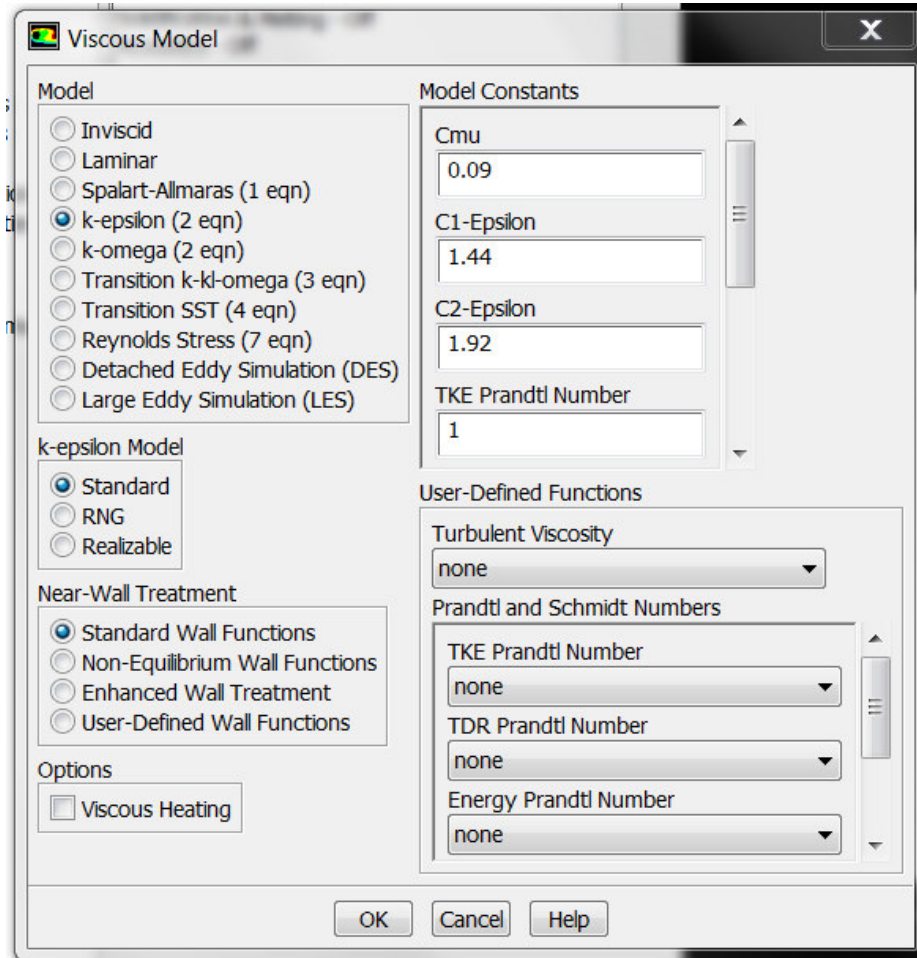
Parça İsmi	kat_yanmaoda
Toplam Eleman Sayısı	85055
Toplam Düğüm Noktası	18049
Eleman Türü	Tetrahedra

5 FİZİKSEL MODELLEME

Bu bölümde ANSYS programından FLUENT programına atılan ağ yapının üstünde uygulanan fiziksel modellerden bahsedilmiştir.

5.1 Türbülans Modelleme

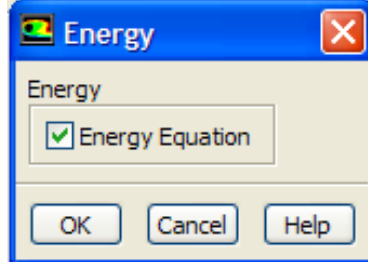
Bölüm 2.1 de anlatıldığı üzere türbülansın modellenmesi için bu çalışmada standart k- ϵ modeli kullanılmıştır. Fluent'te türbülans modeli tanımlanması için “Viscous Model” tablosundan gerekli ayarlar yapılır. Model sabitleri genel olarak kullanılan sabitler olarak alınmıştır.



Şekil 5.1 : Türbülans Modelinin Ayarlanması.

5.2 Enerji Denklemi

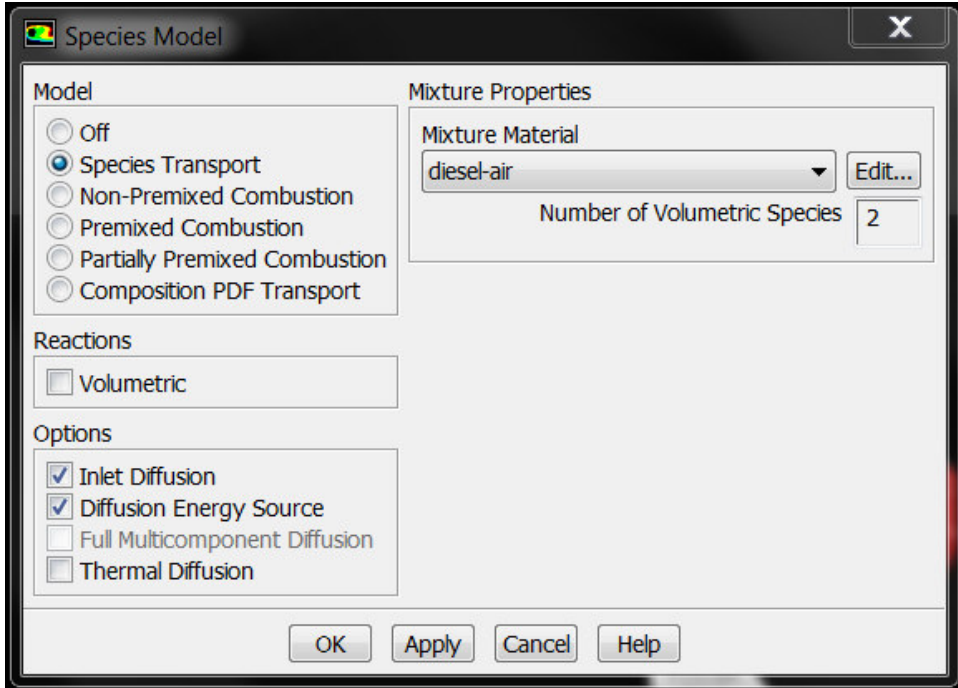
Fluent programında “Model” sekmesi içinden enerji denklemi aktif hale getirilir böylece bölüm 2.4 anlatılan enerji korunum denklemleri modele katılıp hesaplanır. Şekil 5.2 de modelin aktif hale getirilmiş menüsü görülmektedir.



Şekil 5.2 : Enerji Denklem Menüsü.

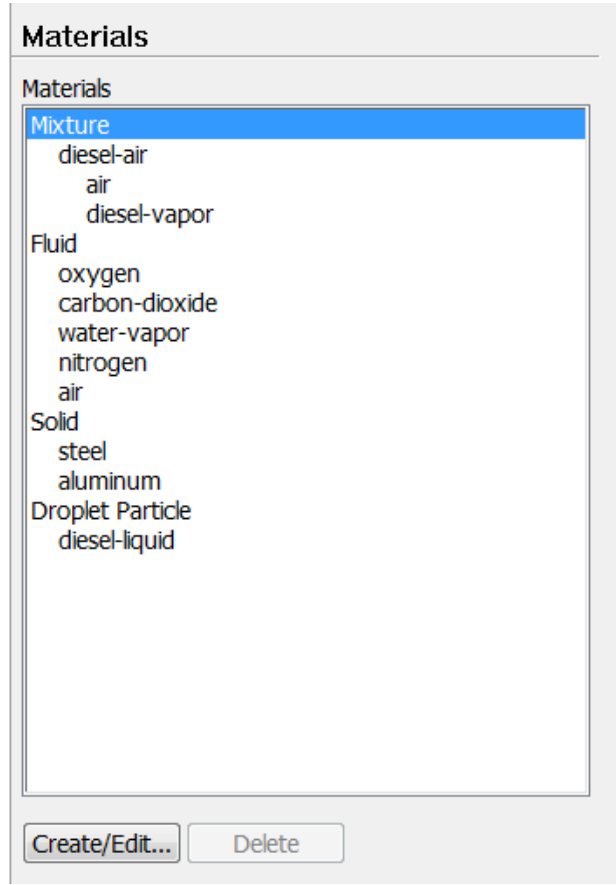
5.3 Karışım Malzemelerinin Tanımlanması

Model sekmesinde bir sonraki adım tür denklemlerinin tanımlanmasıdır. Bu noktada tür transfer denklemleri aktif hale getirilir. Karışım malzemesi olarak dizel-hava seçilir. Şekil 5.3 de menü görülmektedir.



Şekil 5.3 : Tür Denklemlerinin Tanımlanması.

Şekil 5.4 de tanımlanan malzemelerin listesi görülmektedir. Alınan malzeme özellikleri Çizelge 5.1, 5.2 ve 5.3 de verilmiştir.



Şekil 5.4 : Malzeme Listesi.

Çizelge 5.1 : Dizel Yakıt Malzeme Özellikleri.

Malzeme İsmi	Dizel Yakıt
Özkütle	730 kg/m ³
Özgül Isı	2090 j/kg-K
Isıl iletkenlik	0.149 w/m-K
Viskozite	0.0024 kg/m-s
Moleküler Ağırlık	142.284 kg/kg mol
Buharlaştırma Sıcaklığı	341 K
Kaynama Sıcaklığı	447.1 K

Çizelge 5.2 : Gaz Malzemelerin Özellikleri.

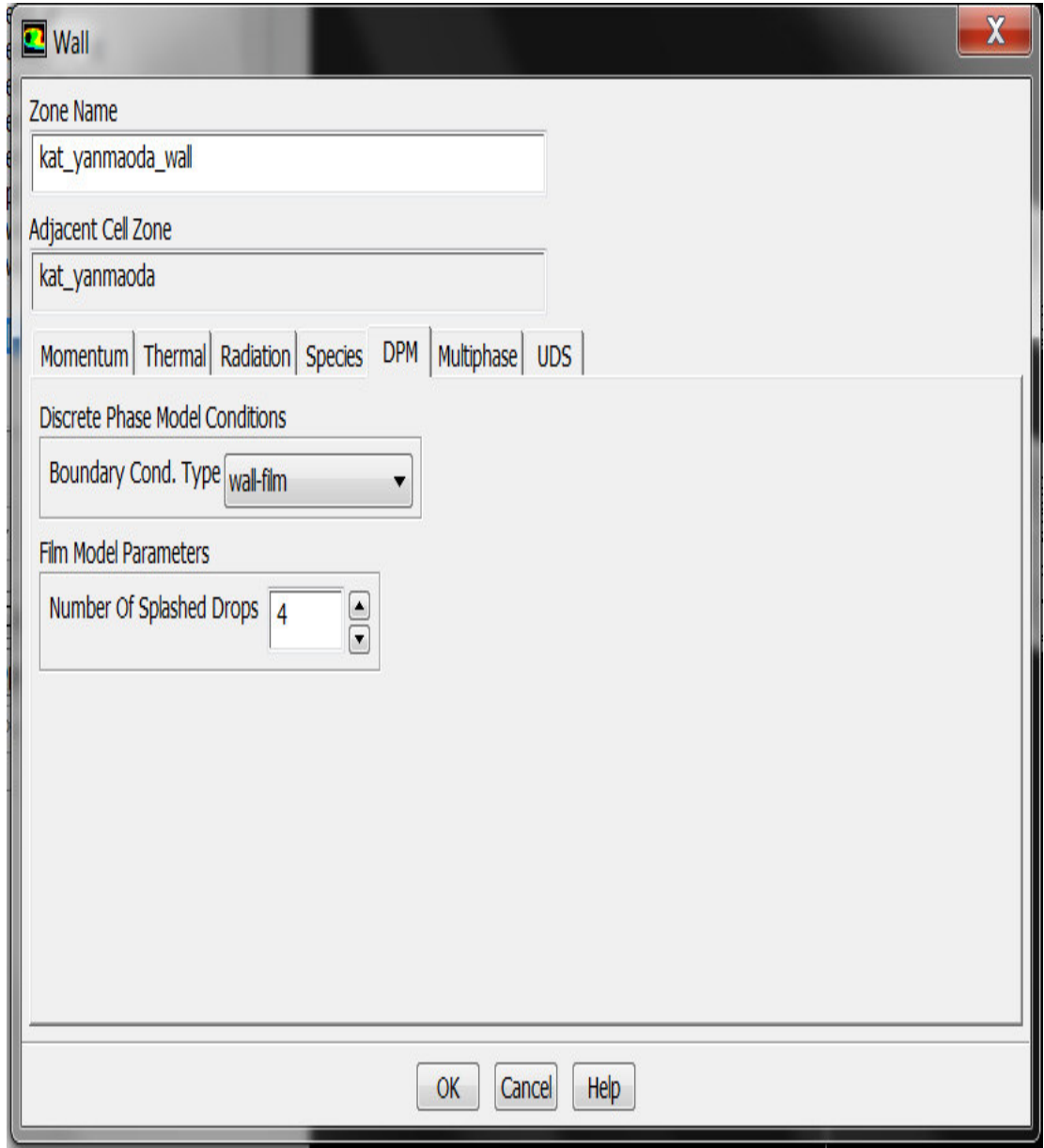
Malzeme İsmi	Oksijen	Karbondioksit	Su Buharı	Azot
Yoğunluk [kg/m ³]	1.2999	1.7878	0.5542	1.138
Isıl İletkenlik [w/m-K]	0.0246	0.0145	0.0261	0.0242
Viskozite [kg/m-s]	1.919e-05	1.37e-05	1.34e-05	1.663e-05
Moleküler Ağırlık [kg/kgmol]	31.9988	44.00995	18.01534	28.0134
Referans Sıcaklığı [K]	298.15	298.15	298.15	298.15

Çizelge 5.3 : Piston ve Silindir Kafası Malzeme Özellikleri.

Malzeme İsmi	Çelik	Alüminyum
Özkütle [kg/m ³]	8030	2719
Özgül Isı [J/kg-K]	502.48	871
Isıl İletkenlik [w/m-K]	16.27	202.4

5.4 Duvar-Film Modeli

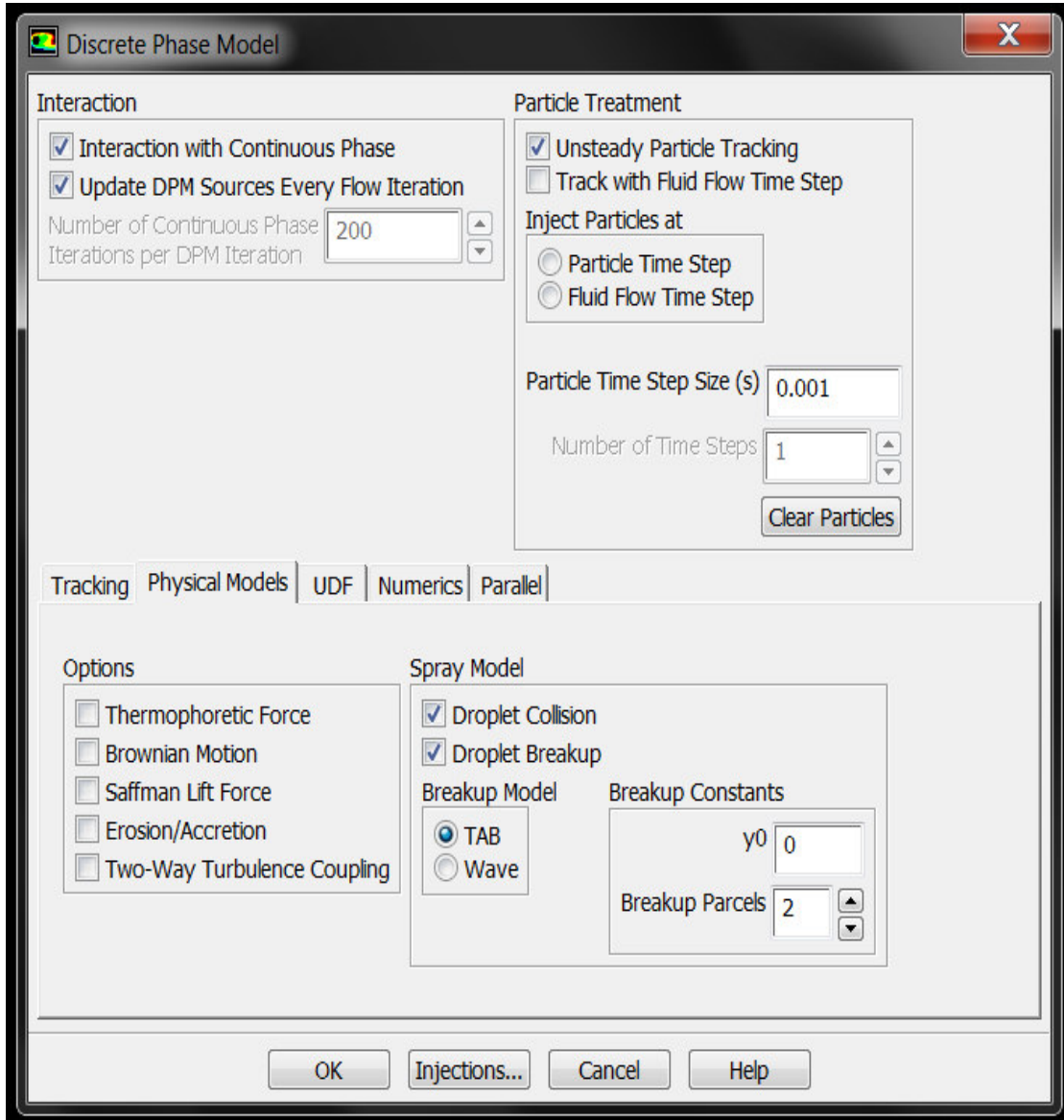
Bölüm 2.6 anlatıldığı gibi direkt püskürtmeli dizelerde duvar-film modeli hem karışım oluşumu hem de püskürtülen yakıtın duvarda bir film oluşturabilmesi açısından önemlidir. Yakıt direk olarak yanma odası duvarına püskürtüldüğü için yanma odası duvarlarına bu sınır koşulu atanmıştır. Şekil 5.2 Fluent menüsünün detayı görülmektedir.



Şekil 5.5 : Duvar-Film Model Ayarı.

5.5 Damlacık ve Ayrık Faz Modelleri

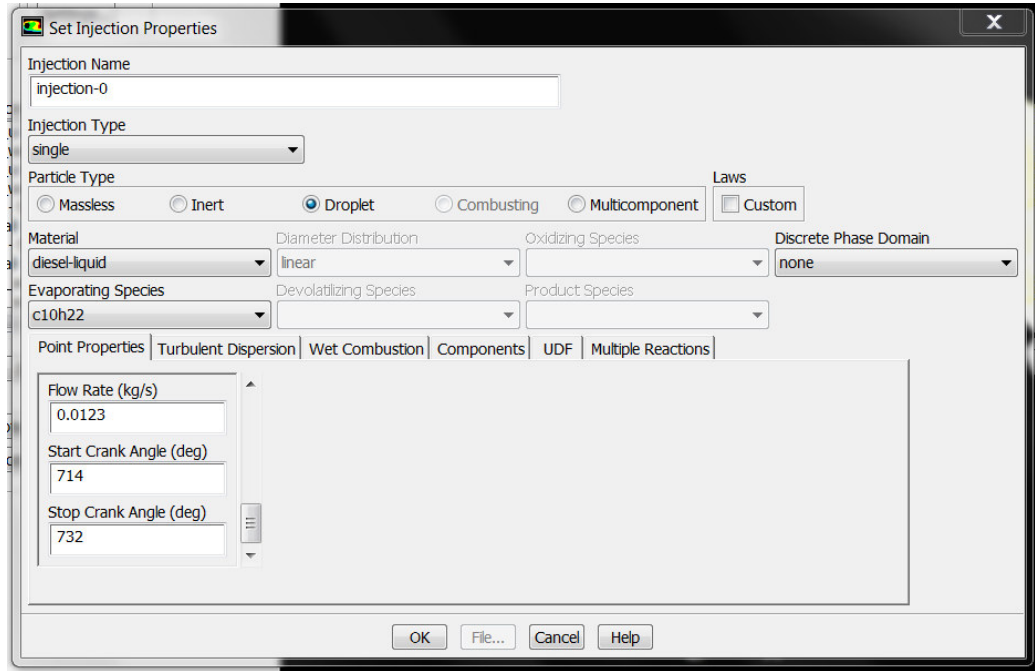
Ayrık fazın takibi ve yakıt damlacıklarının model ayarları “Discrete Phase Model” menüsünden ayarlanmaktadır. Bu menüde sprey kırılım modeli olarak TAB modeli seçilmiştir. Model sabitleri genel olarak kullanılan sabitler alınmış ve herhangi bir parametre değişimi yapılmamıştır. Aynı zamanda “Droplet Collision” ve “Droplet Breakup” parametreleri aktif hale getirilerek damlacıkların parçalanması ve birbirleri ile çarpışmaları aktif hale getirilir. Şekil 5.3 te menü görünümü görülmektedir.



Şekil 5.6 : Ayrık Faz ve Damlacık Model Ayarları.

5.6 Enjeksiyonların Tanımlanması

Sıkıştırma sonunda silindir içine dört noktadan enjeksiyon yapılmaktadır. Enjektör memesi geometrik modelde dikkate alınmamıştır. Enjeksiyon noktaları memenin bulunacağı bölgenin koordinatları verilerek tanımlanacaktır. Partikül tipi olarak damlacık seçilmiştir. Enjeksiyon tipi olarak ise “single” seçilmelidir zira noktasal enjeksiyon yapılmaktadır. Malzeme olarak daha önce tanımlanmış dizel yakıt seçilmelidir. Buharlaştan tür olarak da yine dizel yakıt seçilir. Her enjeksiyon noktasının detayı çizelge 5.4 te verilmiştir. Şekil 5.7 de ise enjeksiyon menüsü görülmektedir.



Şekil 5.7 : Enjeksiyon Tanımlama Menüsü.

Çizelge 5.4 : Enjeksiyon Parametreleri.

Tanım	Injection-0	Injection-1	Injection-2	Injection-3
X Koordinatı[m]	0.000707	-0.000707	-0.000707	0.000707
Y Koordinatı[m]	0.173207	0.173207	0.171793	0.171793
Z Koordinatı[m]	-0.0015	-0.0015	-0.0015	-0.0015
X Hızı[m/s]	195.16	-195.16	-195.16	195.16
Y Hızı[m/s]	195.16	195.16	-195.16	-195.16
Z Hızı[m/s]	-74	-74	-74	-74
Meme Çapı[m]	0.003	0.003	0.003	0.003
Sıcaklık[K]	300	300	300	300
Debi [kg/s]	0.0123	0.0123	0.0123	0.0123
Püskürtme Başlama[KMA]	714	714	714	714
Pükürtme Bitiş [KMA]	732	732	732	732

5.7 Sınır Koşullarının Belirlenmesi

Fluent’e ağ yapı olarak transfer edilmiş on beş toplam parça bulunmaktadır. Fakat bir parçanın her yüzünün aynı fiziksel koşullarda bulunması gibi bir seçenek bulunmamaktadır. Bu noktada tüm elemanların bütün yüzleri için özel sınır koşulları belirlenmelidir. Mevcut geometrimizde beş farklı sınır koşulu bulunmaktadır. Bunlar “wall” yani piston dış çeperi gibi duvar bölgeleri belirtmektedir, ”interior” iç hacimleri belirtmektedir, ”interface” iki ağ yapı arasındaki arayüzü belirtmektedir, ”pressure-inlet” emme kanalının kesildiği bölgedeki sınır koşuludur, ”pressure-outlet” egzoz kanalının kesildiği bölgedeki sınır koşuludur. Şekil 5.8 de sınır koşullarının tanımlanması için gereken menünün genel görünümü verilmiştir. Çizelge 5.5, 5.6 ve 5.7 de ise her elemandan ayrılmış bölümlerin sınır koşul özellikleri verilmiştir.

Çizelge 5.5 : Emme-Egzoz Kanalları için Sınır Koşulları.

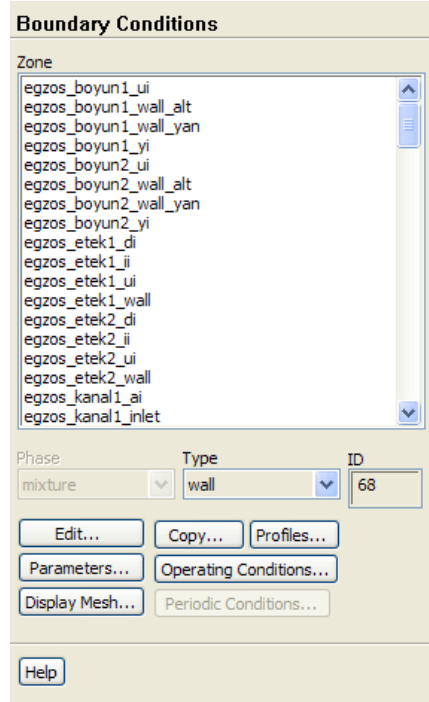
Parça İsmi	Ayrılan Bölümler	Sınır koşulu
Egzoz Kanal 1	egzoz_kanal1_ai	interface
	egzoz_kanal1_inlet	pressure-outlet
	egzoz_kanal1_ui	interface
	egzoz_kanal1_wall	wall
	egzoz_kanal1_yi	interface
	int_egzoz_kanal1	interior
Egzoz Kanal 2	egzoz_kanal2_ai	interface
	egzoz_kanal2_inlet	pressure-outlet
	egzoz_kanal2_ui	interface
	egzoz_kanal2_wall	wall
	egzoz_kanal2_yi	interface
	int_egzoz_kanal2	interior
Emme Kanal 1	emme_kanal1_ai	interface
	emme_kanal1_inlet	pressure-inlet
	emme_kanal1_wall	wall
	emme_kanal1_yi	interface
	int_emme_kanal1	interior
Emme Kanal 2	emme_kanal2_ai	interface
	emme_kanal2_inlet	pressure-inlet
	emme_kanal2_wall	wall
	emme_kanal2_yi	interface
	int_emme_kanal2	interior

Çizelge 5.6 : Port Giriş Parçalarının Sınır Koşulları.

Parça Adı	Ayrılan Bölümler	Sınır Koşulu
Egzoz Boyun 1	egzoz_boyun1_ui	interface
	egzoz_boyun1_wall_alt	wall
	egzoz_boyun1_wall_yan	wall
	egzoz_boyun1_yi	interface
	int_egzoz_boyun1	interior
Egzoz Boyun 2	egzoz_boyun1_ui	interface
	egzoz_boyun1_wall_alt	wall
	egzoz_boyun1_wall_yan	wall
	egzoz_boyun1_yi	interface
	int_egzoz_boyun1	interior
Emme Boyun 1	emme_boyun1_di	interface
	emme_boyun1_wall	wall
	emme_boyun1_wall_alt	wall
	emme_boyun1_wall_ust	wall
	int_emme_boyun1	interior
Emme Boyun 2	emme_boyun2_di	interface
	emme_boyun2_wall	wall
	emme_boyun2_wall_alt	wall
	emme_boyun2_wall_ust	wall
	int_emme_boyun2	interior
Egzoz Etek 1	egzoz_etek1_di	interface
	egzoz_etek1_ii	interface
	egzoz_etek1_ui	interface
	egzoz_etek1_wall	wall
	int_egzoz_etek1	interior
Egzoz Etek 2	egzoz_etek2_di	interface
	egzoz_etek2_ii	interface
	egzoz_etek2_ui	interface
	egzoz_etek2_wall	wall
	int_egzoz_etek2	interior
Emme Etek 1	emme_etek1_di	interface
	emme_etek1_ii	interface
	emme_etek1_ui	interface
	emme_etek1_wall	wall
	int_emme_etek1	interior
Emme Etek 2	emme_etek2_di	interface
	emme_etek2_ii	interface
	emme_etek2_ui	interface
	emme_etek2_wall	wall
	int_emme_etek2	interior

Çizelge 5.7 : Silindir İç Parçalarının Sınır Koşulları.

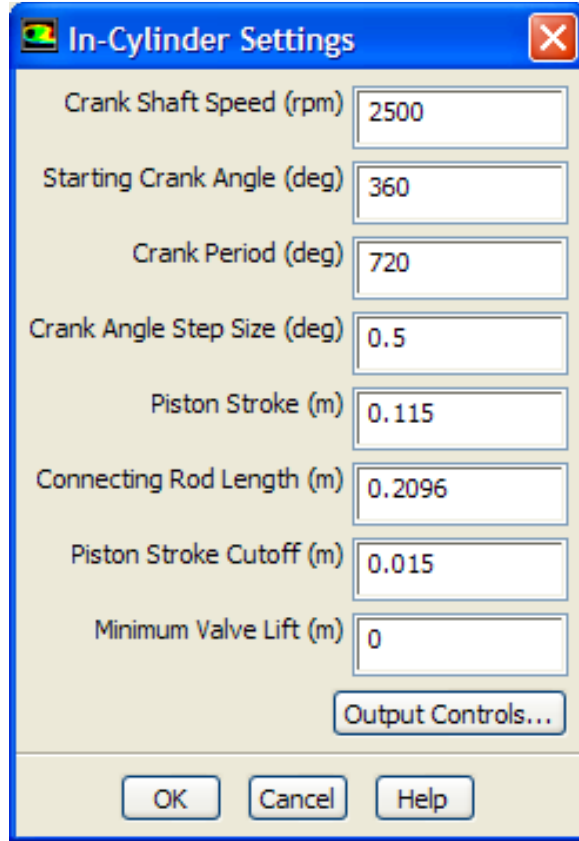
Parça Adı	Ayrılan Bölümler	Sınır Koşulu
Supap Dalma Bölgesi	kat_supap_dalma_eg1_wall_alt	wall
	kat_supap_dalma_eg1_yi	interface
	kat_supap_dalma_eg2_wall_alt	wall
	kat_supap_dalma_eg2_yi	interface
	kat_supap_dalma_em1_wall_alt	wall
	kat_supap_dalma_em1_yi	interface
	kat_supap_dalma_em2_wall_alt	wall
	kat_supap_dalma_em2_yi	interface
	kat_supap_dalma_pli	interface
	kat_supap_dalma_wall_ust	wall
	kat_supap_dalma_wall_yan	wall
	int_kat_supap_dalma	interior
Katmanlama(Layering) Bölgesi	kat_layering_ai	interface
	kat_layering_ui	interface
	kat_layering_wall	wall
	int_kat_layering	interior
Yanma Odası	kat_yanmaoda_pfi	interface
	kat_yanmaoda_wall	wall
	int_kat_yanmaoda	interior



Şekil 5.8 : Sınır Koşulu Tanımlama Menüsü Görünümü.

5.8 Dinamik Ağ Yapı Ayarları

Silindir içi simülasyonun yapılabilmesi için en hayati konu dinamik ağ yapı hareketlerinin tanımlanmasıdır. Bu şekilde supap hareketleri ve silindirin hareketi simule edilebilmektedir. Fluent in kendi içinde barındırdığı "In-Cylinder" modülü içten yanmalı motorlar için özel olarak geliştirilmiş bir modül olup, karışım oluşumu, akış ve yanma için işlevsel bir modüldür. Şekil 5.9 da "In-Cylinder" menüsüne girilen değerler verilmiştir. Böylece pistonun hareket denklemleri ortaya çıkar.



The image shows a dialog box titled "In-Cylinder Settings" with a blue header bar and a red close button. The dialog contains several input fields for simulation parameters:

- Crank Shaft Speed (rpm): 2500
- Starting Crank Angle (deg): 360
- Crank Period (deg): 720
- Crank Angle Step Size (deg): 0.5
- Piston Stroke (m): 0.115
- Connecting Rod Length (m): 0.2096
- Piston Stroke Cutoff (m): 0.015
- Minimum Valve Lift (m): 0

Below these fields is a button labeled "Output Controls...". At the bottom of the dialog are three buttons: "OK", "Cancel", and "Help".

Şekil 5.9 : In-Cylinder Modülü Veri Girişi.

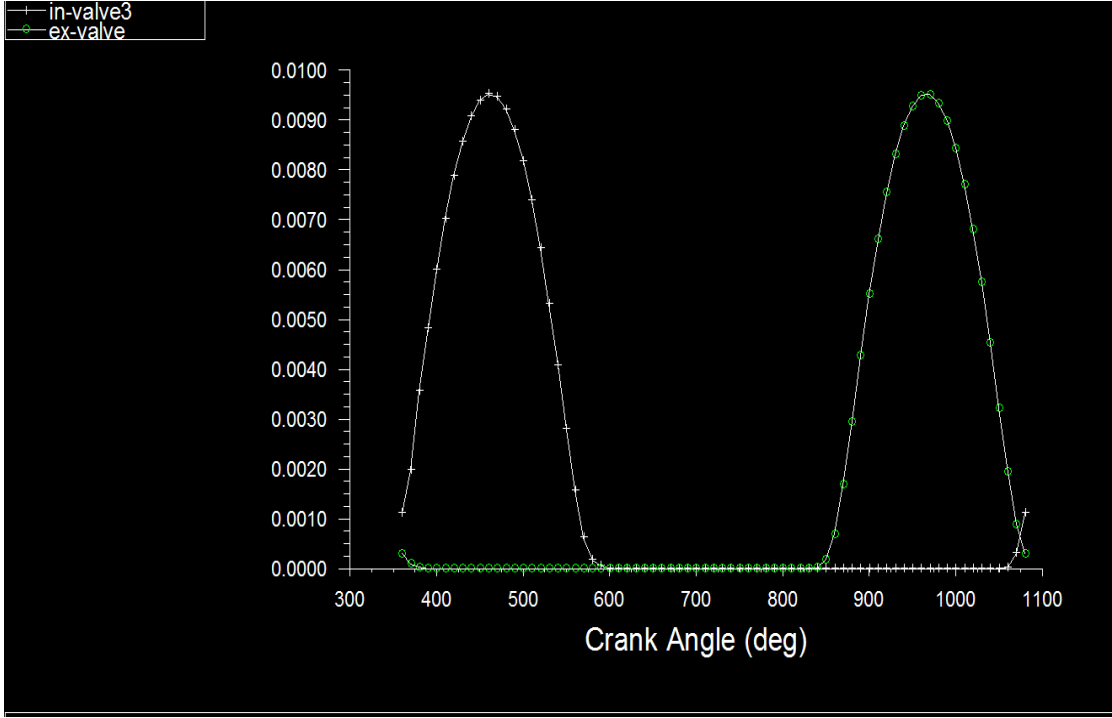
Sadece pistonun genel hareketini tanımlamak dinamik ağ yapı için yeterli değildir. Tek tek tüm bölümlerin hangi profile göre hareket edeceği tanımlanmalıdır. Burada 4 seçenek mevcuttur;

1-"**piston-full**" olarak tanımlanan yüzeyler piston ile beraber aynı hareketi yaparlar.

2-"**piston-limit**" piston ile beraber "cutoff" bölgesine kadar beraber hareket eder daha sonra hareketini durdurur.

3-“in-valve” emme supapları için tanımlanmış profil hareketini yapar. Özel olarak hazırlanmış .prof uzantılı dosyasından her açı için gerekli kalkma (lift) değerlerini okuyarak hareketini gerçekleştirir. Şekil 5.10 da grafiği görülmektedir.

4-“ex-valve” egzoz supapları için tanımlanmış profil hareketini yapar. Özel olarak hazırlanmış .prof uzantılı dosyasından her açı için gerekli kalkma (lift) değerlerini okuyarak hareketi gerçekleştirir. Şekil 5.10 da grafiği görülmektedir.



Şekil 5.10 : Emme ve Egzoz Supap Hız Profilleri.

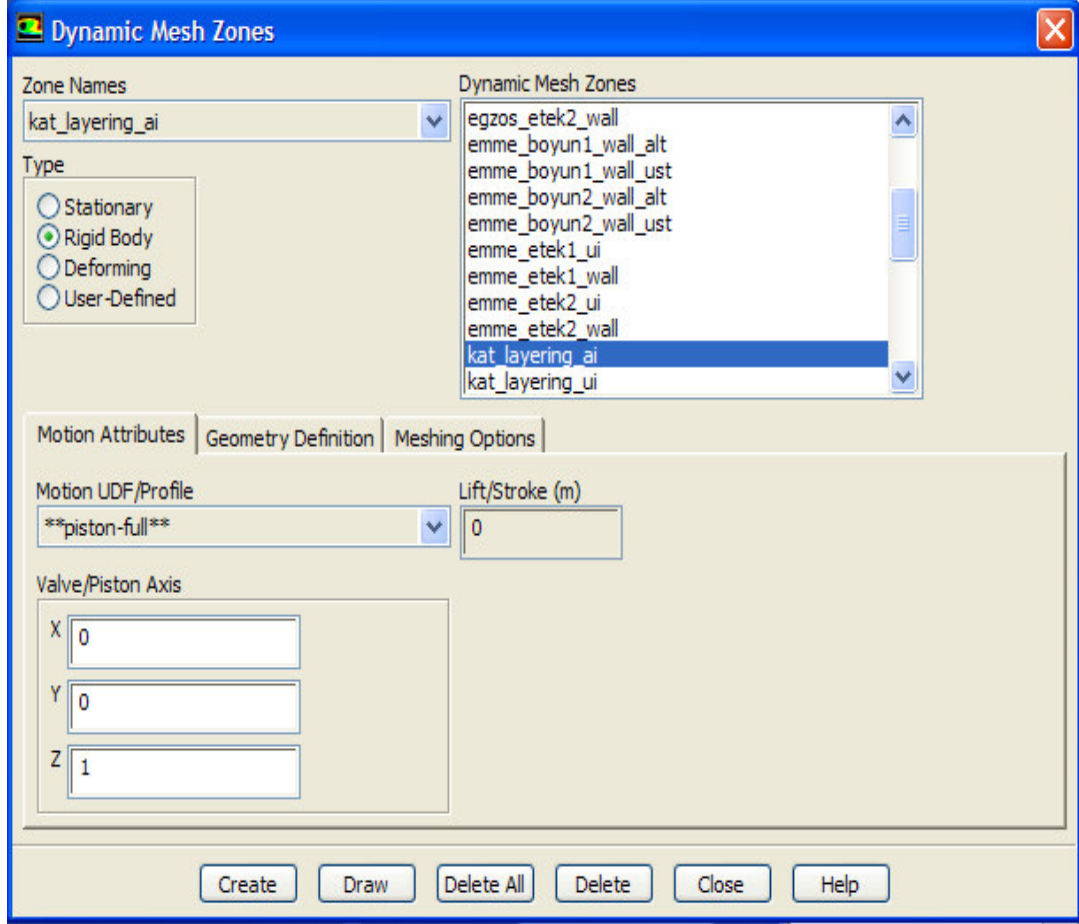
Dinamik kısımların hareketlerinin tanımlanmasıyla beraber bu hareketi yaparken nasıl bir strateji izleyeceği de belirlenmelidir. Bu noktada üç seçenek bulunmaktadır;

1-“Stationary” olarak tanımlanan bölgeler hız profili okumazlar ve sabit olarak pozisyonlarını korurlar.

2-“Rigid Body” olarak tanımlanan bölgeler hareket profilini takip eder fakat hacimlerinde ve bağlantılarında herhangi bir değişiklik olmaz.

3-“Deforming” olarak tanımlanan bölümler hız profilini yerine getirirken aynı zamanda ağ yapılarını güncellerler veya hacim artışı/düşüşü yaşarlar.

Gerekli ayarların yapılabilmesi için dinamik ağ yapısı menüsü Şekil 5.11 de görülmektedir. Çizelge 5.8 de ise bölümlerin dinamik ağ yapı ayarları verilmiştir.



Şekil 5.11 : Dinamik Ağ Yapı Menüsü.

Çizelge 5.8 : Egzoz ve Emme Elemanlarının Dinamik Ağ Yapı Ayarları.

Bölüm Adı	Hız Profili	Strateji
egzoz_boyun1_ui	-	Stationary
egzoz_boyun1_wall_alt	ex-valve	Rigid Body
egzoz_boyun2_ui	-	Stationary
egzoz_boyun2_wall_alt	ex-valve	Rigid Body
egzoz_etek1_ui	-	Stationary
egzoz_etek1_wall	ex-valve	Rigid Body
egzoz_etek2_ui	-	Stationary
egzoz_etek2_wall	ex-valve	Rigid Body
emme_boyun1_wall_alt	in-valve	Rigid Body
emme_boyun1_wall_ust	-	Stationary
emme_boyun2_wall_alt	in-valve	Rigid Body
emme_boyun1_wall_ust	-	Stationary
emme_etek1_ui	-	Stationary
emme_etek1_wall	in-valve	Rigid Body
emme_etek2_ui	-	Stationary
emme_etek2_wall	in-valve	Stationary

Çizelge 5.9 : Silindir İç Elemanlarının Dinamik Ağ Yapı Ayarları.

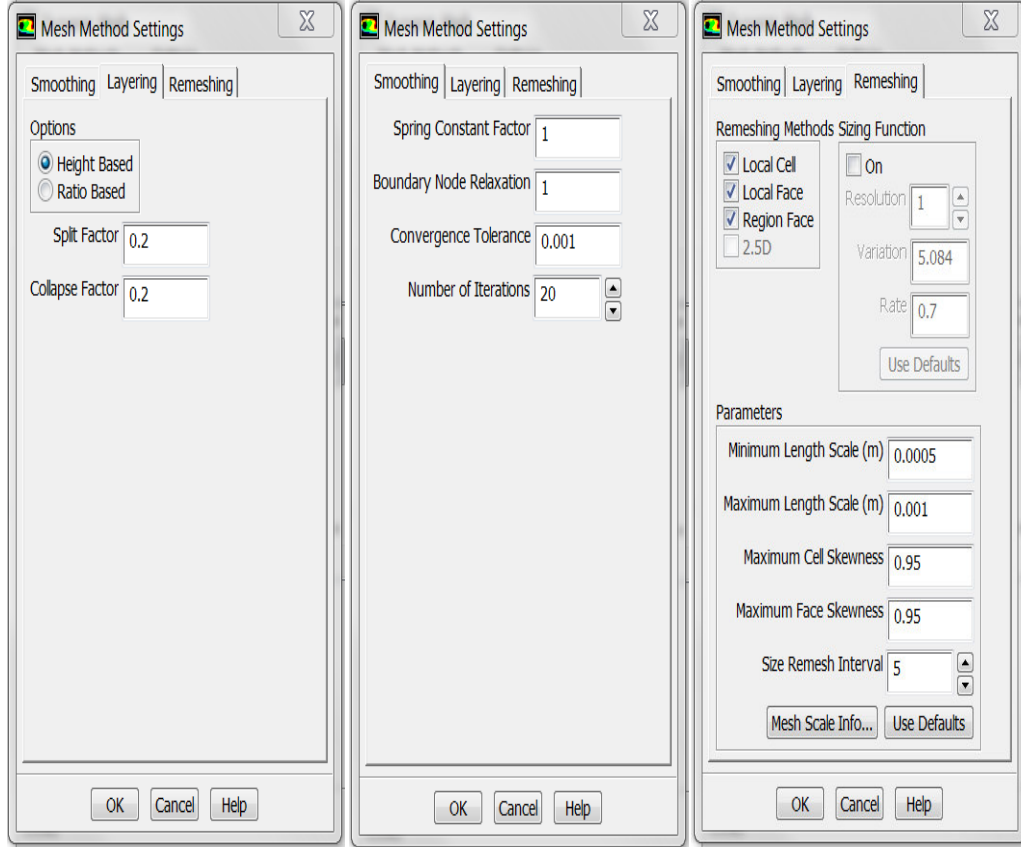
Bölüm Adı	Hız Profili	Strateji
kat_layering_ai	piston-full	Rigid Body
kat_layering_ui	piston-limit	Rigid Body
kat_supap_dalma	-	Deforming
kat_supap_dalma_eg1_wall_alt	ex-valve	Rigid Body
kat_supap_dalma_eg1_yi	-	Deforming
kat_supap_dalma_eg2_wall_alt	-	Deforming
kat_supap_dalma_eg2_yi	-	Deforming
kat_supap_dalma_em1_wall_alt	in-valve	Rigid Body
kat_supap_dalma_em1_yi	-	Deforming
kat_supap_dalma_em2_wall_alt	in-valve	Rigid Body
kat_supap_dalma_em2_yi	-	Deforming
kat_supap_dalma_pli	piston-limit	Rigid Body
kat_supap_dalma_wall_ust	-	Stationary
kat_supap_dalma_wall_yan	-	Deforming
kat_yanmaoda_pfi	piston-full	Rigid Body
kat_yanmaoda_wall	piston-full	Rigid Body

Dinamik ağ yapı ayarlarının önemli bir bölümü de ağ yapının güncellenme parametreleridir. Bu bölümde üç adet farklı ayar vardır,

1-“Layering” hexahedra ağ yapı için kullanışlı bir ayardır. Pistonun AÖN iken yaklaşık %90’lık hacmi katmanlama ile oluşmuş ağ yapıdan oluşmaktadır. Piston hareketiyle beraber ağ yapı büyümektedir ve hacim artışı olduğundan yeni elemanlara ihtiyaç vardır bu noktada katmanlama devreye girer ve uygun parametrelerde yeni ağ yapı elemanları oluşturur. Ayarları şekil 5.12 görülmektedir.

2-“Remeshing” tetrahedra elemanlar için kullanılan bir ayardır. Supapların dalma yaptığı hacim de kullanılmaktadır. Burada supap dalma yaparken ağ yapı elemanlarının bir kısmı yok olurken, supap yuvasına dönerken yeni elemanlar oluşturmaktadır. Ayarları şekil 5.12 de görülmektedir.

3-“Smoothing” hareketli yüzey ağ yapısının hız profiline göre bölünmesini sağlayan ayardır. Ayrıntıları şekil 5.12 de görülmektedir.



Şekil 5.12 : Dinamik Ağ Yapı Ayarları.

5.9 Egzoz ve Emme Supaplarının Kapanma Ayarları

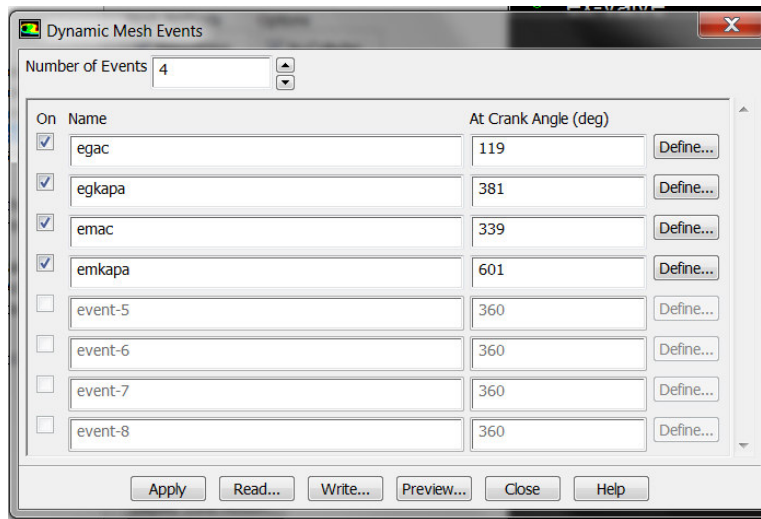
Emme ve egzoz supapları verilen dinamik ağ yapı özelliklerine göre hareketlerini gerçekleştirmektedirler. Fakat supapların kapandığı zaman yapacağı etki ancak bu bölümlerin ağ yapılarının pasifleştirilmesiyle gerçekleştirilebilmektedir. Bu ayarlar için dinamik ağ yapı ayarlarından “Events” bölümünden hangi KMA da hangi ağ yapı bölgelerinin pasifleştirileceği tanımlanmalıdır. Bu noktada dört farklı olay tanımlanmıştır;

- 1-“egac” egzoz supaplarının açılmasını (aktifleştirilmesini) sağlamaktadır.
- 2-“egkapa” egzoz supaplarının kapanmasını (pasifleştirilmesini) sağlamaktadır.
- 3-“emac” emme supaplarının açılmasını (aktifleştirilmesini) sağlamaktadır.
- 4-“emkapa” emme supaplarının kapanmasını (pasifleştirilmesini) sağlamaktadır.

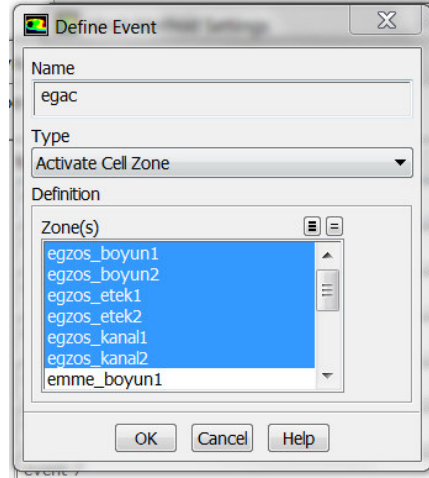
Olaylarla ilgili ayrıntılar çizelge 5.9 da ve şekil 5.13, 5.14te görülmektedir.

Çizelge 5.10 : Olay Ayrıntıları.

Olay Tanımı	Etkilenen Parçalar	Aksiyon	KMA
egac	egzoz_boyun1	Aktifleştirme	479
	egzoz_boyun2		
	egzoz_etek1		
	egzoz_etek2		
	egzoz_kanal1		
	egzoz_kanal2		
egkapa	egzoz_boyun1	Pasifleştirme	741
	egzoz_boyun2		
	egzoz_etek1		
	egzoz_etek2		
	egzoz_kanal1		
	egzoz_kanal2		
emac	emme_boyun1	Aktifleştirme	699
	emme_boyun2		
	emme_etek1		
	emme_etek2		
	emme_kanal1		
	emme_kanal2		
emkapa	emme_boyun1	Pasifleştirme	961
	emme_boyun2		
	emme_etek1		
	emme_etek2		
	emme_kanal1		
	emme_kanal2		



Şekil 5.13 : Olay Ayar Ekran Görüntüsü.



Şekil 5.14 : Parça Aksiyonlarının Seçimi.

6 MATEMATİK MODELLEME

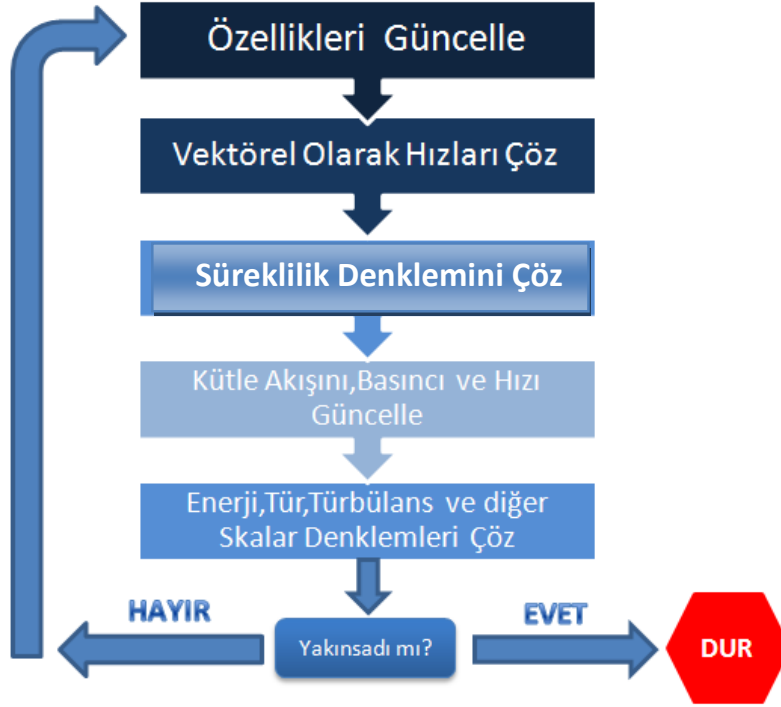
Fluent programının arkasında çalışan temel denklemlerin çözümü basınç bazlı çözücü tarafından yapılmaktadır. Basınç bazlı çözücü tüm temel denklemleri sırayla çözmektedir. Denklemler lineer olmadığı için ve birbirleriyle eşleştikleri için çözüm nümerik olarak yakınsayana kadar döngüsel iteratif olarak devam eder [10].

Ayrıklaştırılmış algoritmada temel denklemlerin değişkenleri tek tek çözülmektedir. Ayrıklaştırılmış algoritma az hafıza kullanmaktadır zira ayrıklaştırılmış denklemler için çözümler tek sefer için hafızaya kaydedilmektedir. Dezavantaj olarak ise, sonuçların göreceli olarak daha yavaş yakınsadığı söylenebilir.

Ayrıklaştırılmış algoritmada her iterasyon da aşağıdaki adımlar uygulanmaktadır.

1. Akışkan özelliklerinin (özkütle , viskozite...), türbülans viskozitesi de dahil olmak üzere, mevcut çözüme dayanarak güncellenmesi.
2. Momentum denklemlerinin, mevcut güncellenmiş basınç değerlerine ve kütle akılarına göre art arda çözülmesi.
3. Basınç düzeltme denklemlerinin elde edilmiş hız alanları ve kütle akısına göre çözülmesi.
- 4.3. Adımda elde edilmiş düzeltilmiş basınç ile kütle akısını, basıncı ve hız alanlarının düzeltilmesi.
5. Ek olan skalar denklemlerin (türbülans büyüklükleri, enerji...) çözülmesi.
6. Farklı fazların etkileşiminden doğan kaynak terimlerin güncellenmesi.
7. Denklemlerin yakınsamasının kontrol edilmesi.

Bu adımlar yakınsama sağlanana kadar döngü olarak tekrarlanır. Şekil 6.1 algoritma görülmektedir [10]. Özelliklerin güncellenmesiyle başlayan işlem adımları sırayla, vektörel olarak hızların çözülmesi, süreklilik denkleminin çözülmesi ile devam eder. Bulunan değerlere göre kütle, basınç, ve hız güncellenir. Geriye kalan skalar denklemlerin çözülmesiyle birlikte sonucun yakınsayıp yakınsamadığı ölçülüp diğer iterasyona geçilir.



Şekil 6.1 : Ayrıklaştırılmış Basıncı Bazlı Çözücü Algoritması

6.1 Ayrıklaştırma ile Çözüm

Fluent genel skalar transfer denklemlerini kontrol hacim bazlı bir teknik kullanarak nümerik olarak çözülebilecek cebirsel denklemlere dönüştürmektedir. Bu teknikte ,her kontrol hacminde transfer denklemlerinin integre edilmesi ile kontrol hacim temelli korunum kanununu ifade eden ayrık denklemler elde edilir.

Temel denklemlerin ayrıklaştırılması, skalar büyüklüğünün transfer için olan sabit olmayan korunum denkleminin düşünülmesiyle basitçe gösterilebilir. Bu durum keyfi bir V hacmi için integral formunda aşağıda yazılmıştır.

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV + \sum_{faces} \rho \phi \mathbf{U} \cdot \mathbf{n} = \int_V S \phi dV \quad (6.1)$$

Burada,

: özkütle

: hız vektörü

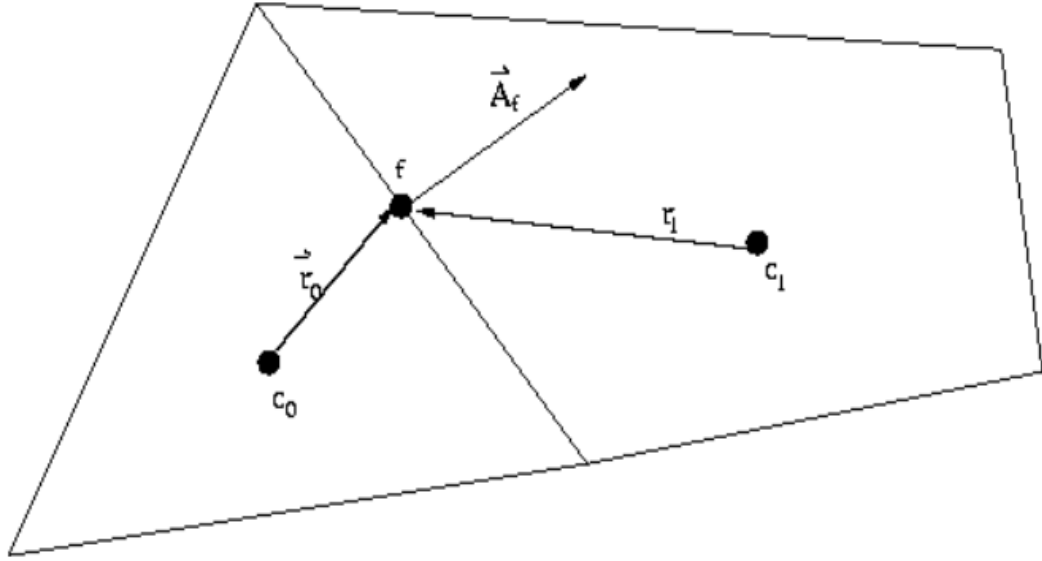
: Yüzey alan Vektörü

: için difüzyon katsayısı

$\nabla\phi$: ϕ nin gradyanı

S_ϕ : Birim hacimde ϕ kaynağı

Denklem 6.1 hesap bölgesindeki her hacme veya hücreye uygulanmaktadır. Örnek vermek gerekirse Şekil 6.3 de iki boyutlu üçgen bir hücre görülmektedir.



Şekil 6.2 : Kontrol Hacmi

Ayrıklaştırma işlemini bu hücre üstünde uygularsak şu denklemi elde ederiz,

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} V + \sum_f^{N_{faces}} \rho_f \vec{v}_f \phi_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f^{N_{faces}} \Gamma_\phi \nabla \phi_f \cdot \vec{A}_f + S_\phi V \quad (6.2)$$

Burada,

N_{faces} : Hücreyi kapatan yüzey sayısı

ϕ_f : f yüzeyinden yayılan ϕ

$\rho_f \vec{v}_f \cdot \vec{A}_f$: yüzeyden geçen kütle akısı

$\vec{A}_f$: f yüzeyinin alanı

$\nabla \phi_f$: ϕ nin f teki gradyanı

V : Hücre hacmi

Fluent denklem 6.2 de verilmiş genel formu çok boyutlu hücrelerde aynen uygulayabilir [10].

Şekil 6.3 de çözüm metodlarıyla ilgili kullanılmış ayarlar görülmektedir.

Solution Methods

Pressure-Velocity Coupling

Scheme
SIMPLE

Spatial Discretization

Gradient
Least Squares Cell Based

Pressure
Standard

Momentum
First Order Upwind

Turbulent Kinetic Energy
First Order Upwind

Turbulent Dissipation Rate
First Order Upwind

Transient Formulation
First Order Implicit

☐ Non-Iterative Time Advancement

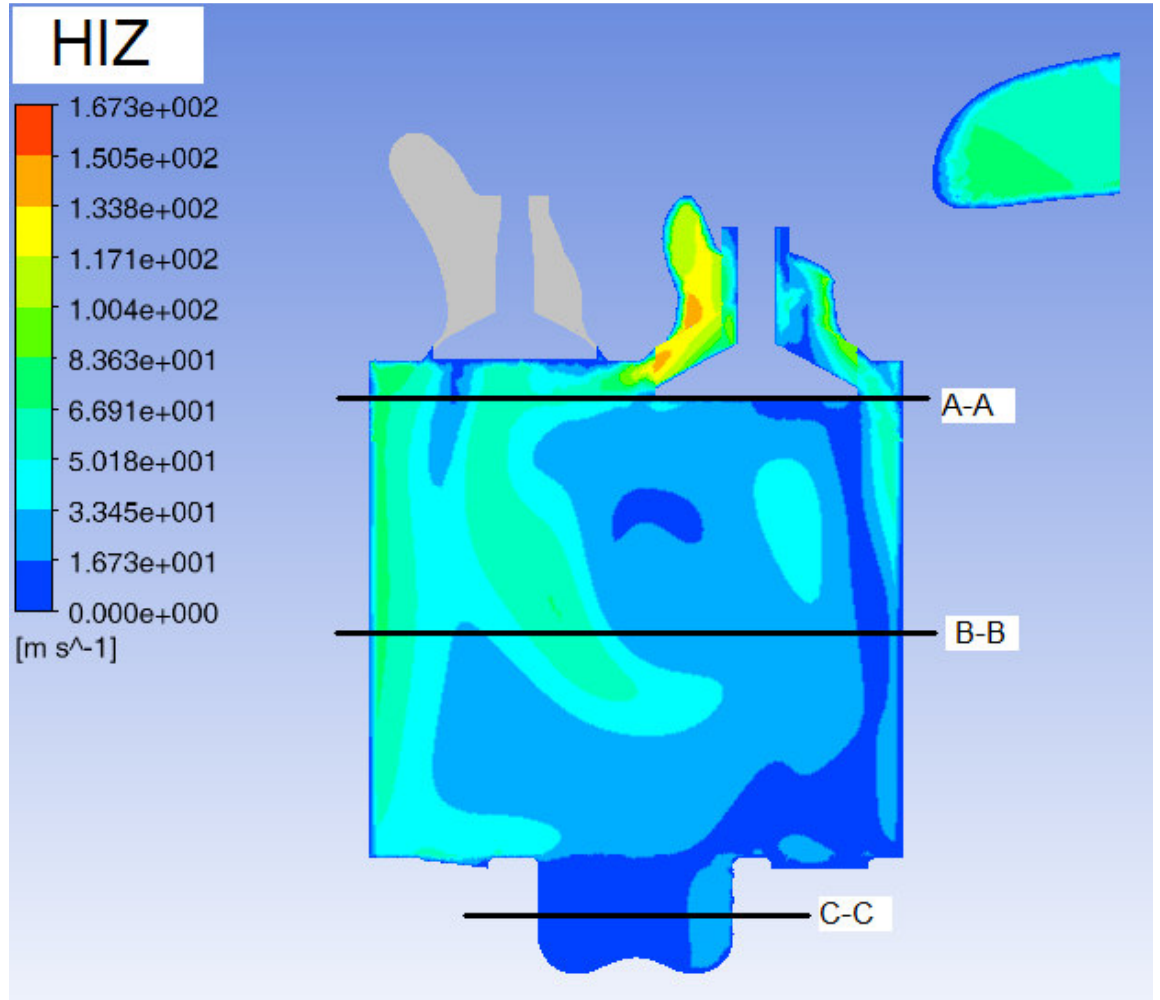
☐ Frozen Flux Formulation

Şekil 6.1 : Denklem Çözüm Metodları

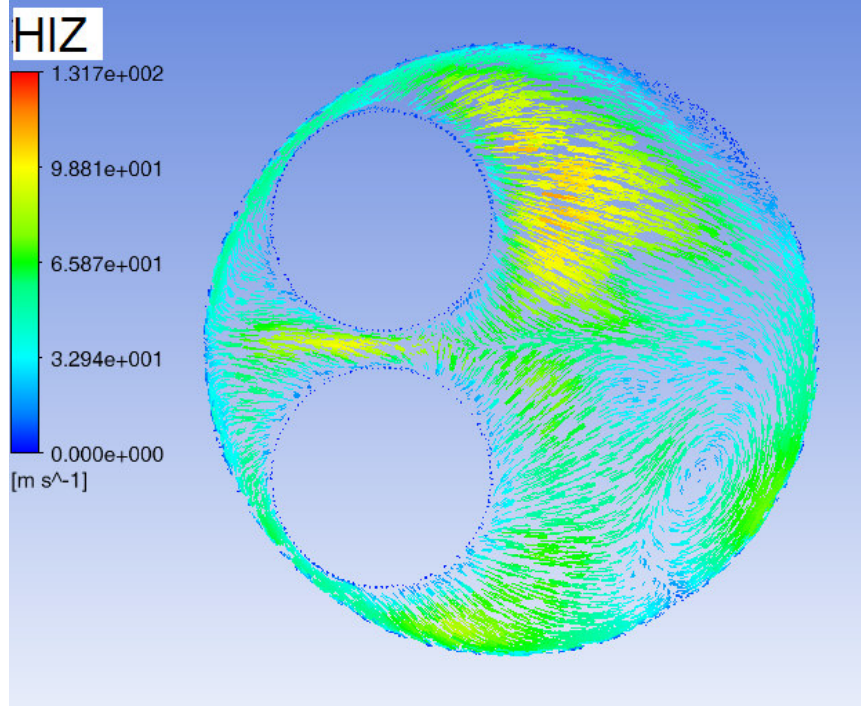
7 SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Fluentte tüm ayarların yapılmasının ardından analiz 360-1080 KMA arasında koşturulmuştur. Her derece için klasöre otomatik kayıt yaptırılmıştır. Daha sonra bu veriler CFD-POST programında görselleştirilmiştir.

Şekil 7.1 de 480 KMA da emme ve egzoz supaplarının kesitinden geçen düzlemde akışkan hızları gösterilmektedir. Ayrıca şekil üstünde alınan diğer kesit bölgeleri de görülmektedir. Şekil 7.2, 7.3 ve 7.4 bu kesitlerdeki vektörel akışkan hızlarını göstermektedir.

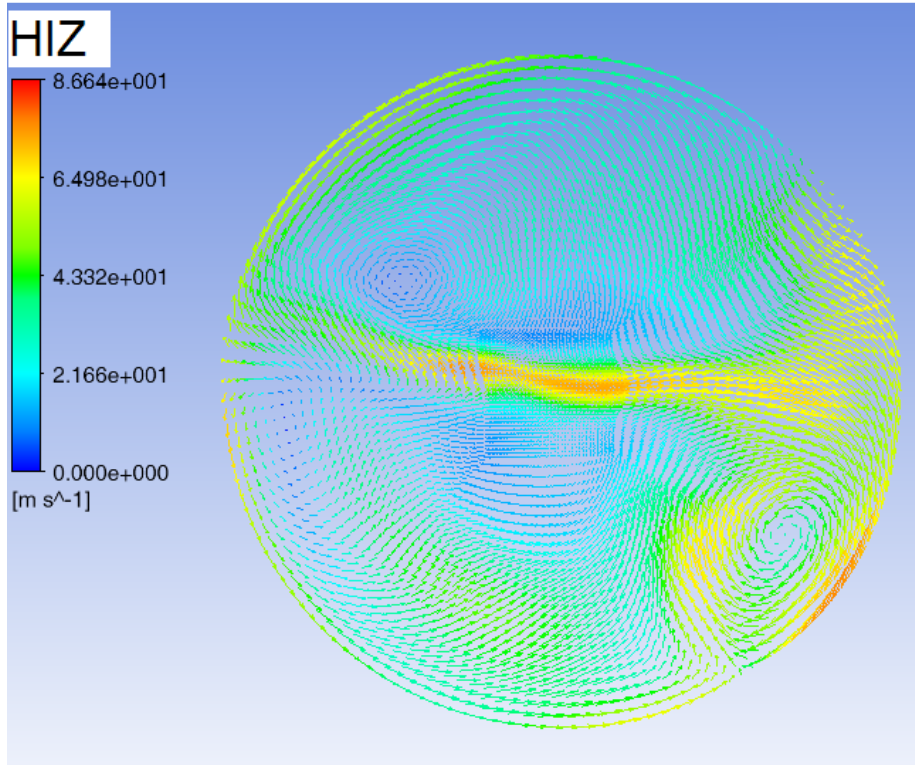


Şekil 7.1 : 480 KMA için Akışkan Hızları

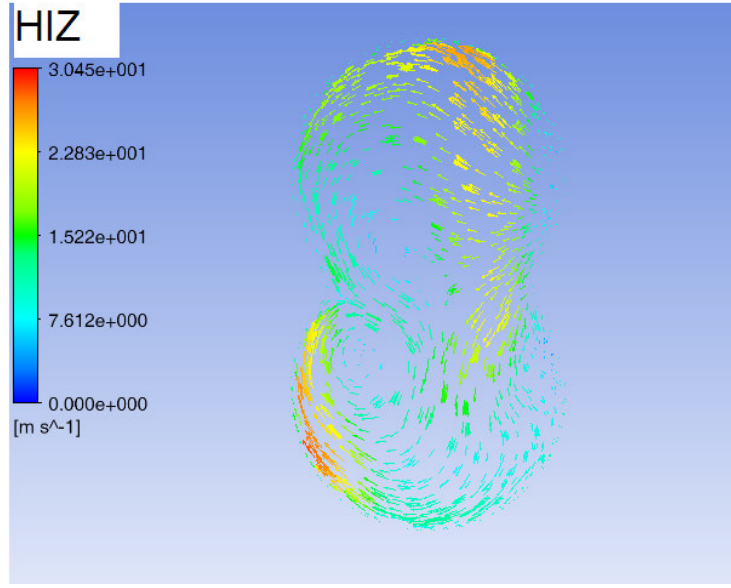


Şekil 7.2 : 480 KMA için A-A Kesiti Hız Vektörleri

Şekil 7.2 den de görüleceği üzere emme supabından giren hava silindir içinde döngü artışına sebebiyet vermektedir.



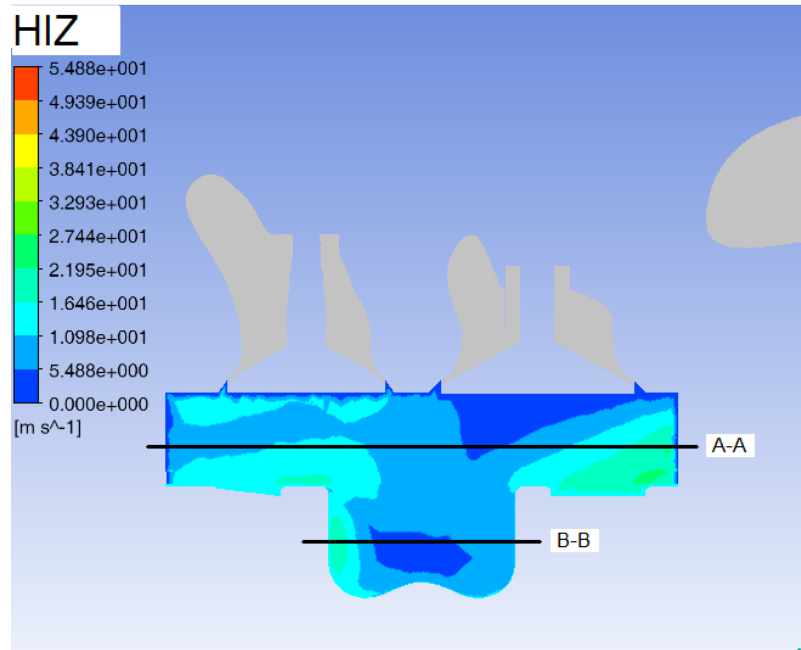
Şekil 7.3 : 480 KMA için B-B Kesiti Hız Vektörleri



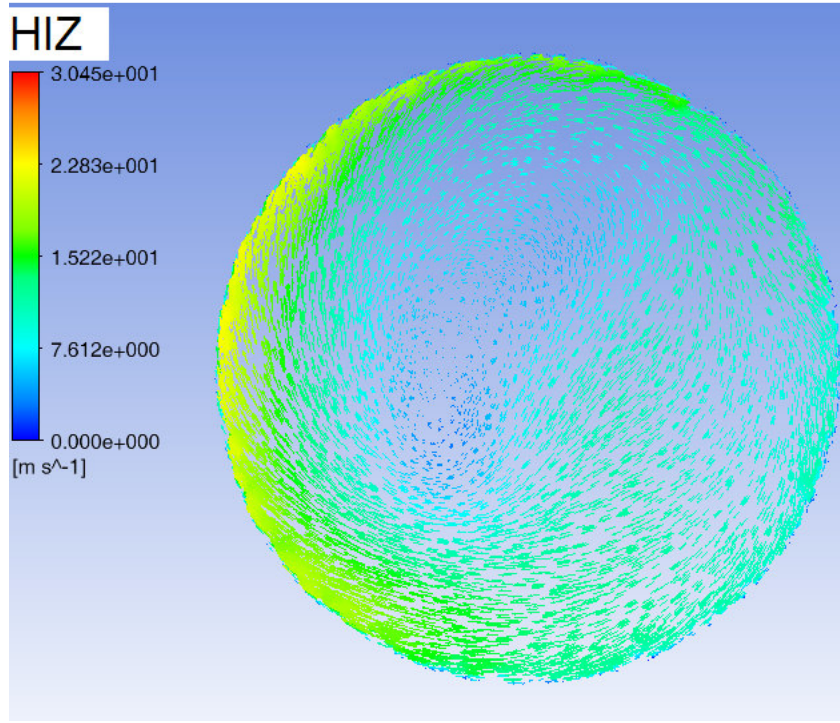
Şekil 7.4 : 480 KMA için C-C Kesiti Hız Vektörleri

Şekil 7.4 de yanma odası kesitindeki hız vektörleri görülmektedir. Çift döngünün oluştuğu söylenebilmektedir. Fakat döngü yoğunluğu sıkıştırma sonuna doğru daha da artmaktadır.

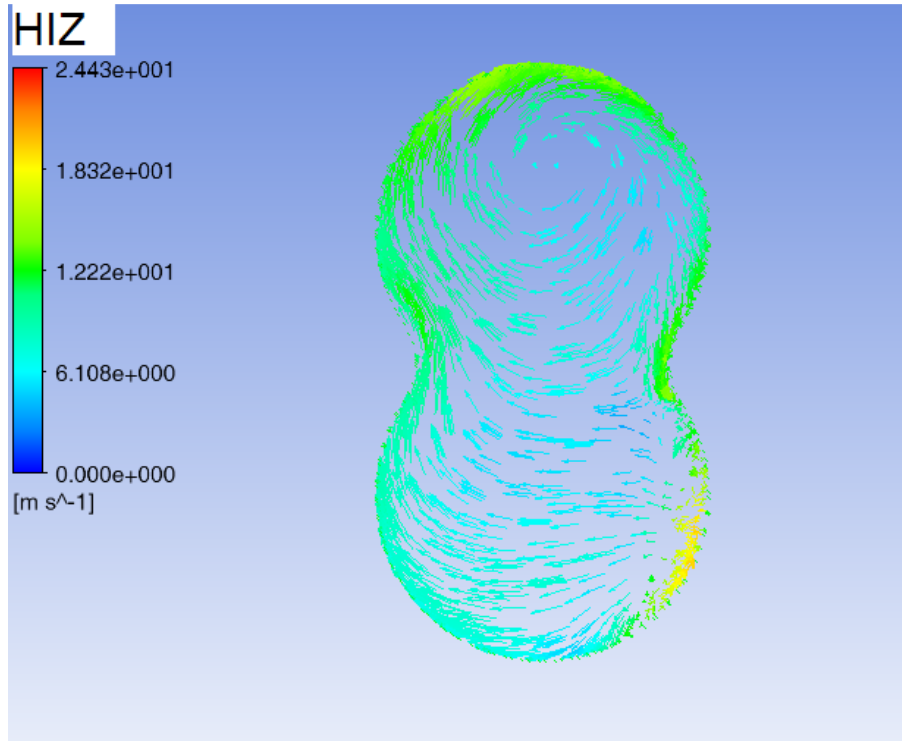
Şekil 7.5 te 680 KMA için supap kesitindeki hız vektörleri ve silindire paralel kesitlerin bölgeleri gösterilmiştir.



Şekil 7.5 : 680 KMA için Akışkan Hız Büyüklükleri ve Kesitler



Şekil 7.6 : 680 KMA için A-A Kesiti Hız Vektörleri



Şekil 7.7 : 680 KMA için B-B Kesiti Hız Vektörleri

680 KMA için durum incelendiğinde artan döngü hareketinden söz edilebilmektedir. Çalışmanın amacı çift döngülü yanma odalı dizel pistonunda akışı incelemek olduğu için ve beklenti artan bir döngü hareketi olduğu için çalışmanın amacına ulaştığı söylenebilmektedir. Burada önemli olan noktalar emme kanalının şekli, yanma odasının şekli ve püskürtülen yakıtın yönelimidir. MR-2 pistonun gelişimi için bir sonraki etap analize yanmanın da eklenmesidir. Böylece tam olarak akışın yanmaya etkisi gözlemlenebilecektir. Daha önce yapılan çalışmalarda [2] yanma odası şeklindeki en ufak bir değişimin etkisinin emisyonlar üstünde büyük olduğu gözlemlenmiştir. Bu noktada yanma odası optimizasyonu şarttır. Bu çalışma deneysel verilerle beraber desteklenmelidir.

KAYNAKLAR

- [1] **Zhengbai, L., Xinqun G.** , 2002. Investigation of Effects of the Piston Bowl and Fuel Injector Offsets on Combustion and Emissions in D.I. Diesel Engines, *SAE Technical Paper 2002-01-1748*.
- [2] **Andersson, Ö., Somhorst J., Lindgren R., Blom R., Ljungqvist M.**, 2009. Development of the Euro 5 Combustion System for Volvo Cars 2. 4L Diesel Engine, *SAE Technical Paper 2009-01-1450*.
- [3] **Wickman, D., Senecal P., Reitz R.**, 2001. Diesel Engine Combustion Chamber Geometry Optimization Using Genetic Algorithms and Multi Dimensional Spray and Combustion Modeling, *SAE Technical Paper 2001-01-0547*.
- [4] **Zolver, M., Griard C., Henriot S.**, 1997. 3D Modeling Applied to the Development of a DI Engine : Effect of Piston Bowl Shape, *SAE Technical Paper 971599*.
- [5] **Joo, K., Lee J.**, 2003. In-Cylinder Floe Field Analysis of a Single Cylinder DI Diesel Engine Using PIV and CFD, *SAE Technical Paper 2003-01-1846*.
- [6] **Meingast, U., Staudt M., Reichelt L., Renz U.**, 2000. Analysis of Spray/Wall Interaction Under Diesel Engine Conditions, *SAE Technical Paper 2000-01-0272*.
- [7] **McLandress, R., Emerson R., McDowell P., Rutland C.**, 1996. Intake and In-Cylinder Flow Modeling Characterization of Mixing and Comparison with Flow Bench Results, *SAE Technical Paper 960635*.
- [8] **Christensen, M., Johansson B.**, 2002. The Effect of In-Cylinder Flow and Turbulence on HCCI Operation, *SAE Technical Paper 2002-01-2864*.
- [9] **Christensen, M., Johansson B., Hultqvist A.**, 2002. The Effect of Combustion Chamber Geometry on HCCI Operation, *SAE Technical Paper 2002-01-0425*.
- [10] **Url-1** < <http://my.fit.edu/itresources/manuals/fluent6.3/help> > alındığı tarih 01.02.2010
- [11] **Launder, B., Spalding D.**, 1972 , Lectures in Mathematical Models of Turbulence, Academic Press, London, England.
- [12] **Bayraktar, A., Özcan E. ve Yılmaz M. F.**, 2007. Anadolu Motor 510 tek silindirli dizel motorun 4 supaplı versiyonunun tasarımı, *Lisans Tezi*, İ. T. Ü. Makine Mühendisliği Bölümü, İstanbul.
- [13] **Basshuysen, R., Schafer F.**, 2004. Internal Combustion Engine, SAE International, Canada.

- [14] **Mehdiyev, R., Soruřbay C., zgr L., Arslan H. ve Kutlar A.,** 2006. Dizel motorlarının geliştirilmesinin alternatif bir yolu, 3. *Otomotiv Teknolojileri Kongresi*, Bursa, 26-28 Haziran.
- [15] **Mehdiyev, R., Derbentli T., Arslan H., zcan E., Potur R. A.,** 2009. Development of a Turbo Diesel Engine by a New Combustion Process for Heavy Duty Vehicles and Tractors, *9th International Conference on Engine and Vehicle*, SAE International, September 13.
- [16] **Sinha, P., Cavallo P., Hosangadi A., Lee R., Affes H., Chu D.,** 1999. Efficient CFD Simulations for In-Cylinder Flows Using Hybrid Grids, *SAE Technical Paper 1999-01-1184*.

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Mehmet Serkan HORASAN

Doğum Yeri ve Tarihi: Ankara 26.11.1984

Adres: Ziverbey İstanbul

Lisans Üniversite:İstanbul Teknik Üniversitesi