

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TEK SİLİNDİRLİ BİR DİZEL MOTORUN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR
DİNAMIĞI YARDIMI İLE EMİSYONLAR AÇISINDAN OPTİMİZASYONU**

OĞUZ CAN AKSOY

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

**DANIŞMAN
YRD. DOÇ. DR. TARKAN SANDALCI**

İSTANBUL, 2015

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TEK SİLİNDİRLİ BİR DİZEL MOTORUN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR
DİNAMIĞI YARDIMI İLE EMİSYONLAR AÇISINDAN OPTİMİZASYONU**

Oğuz Can AKSOY tarafından hazırlanan tez çalışması 08.07.2015 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Yrd. Doç. Dr. Tarkan SANDALCI

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Yrd. Doç. Dr. Tarkan SANDALCI

Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Muammer ÖZKAN

Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Ertuğrul ARSLAN

İstanbul Teknik Üniversitesi

ÖNSÖZ

Hazırladığım tez çalışmasında, tek silindirli dört zamanlı bir dizel motorunun emisyonlarına, yanma odasının ve silindir içine emilen hava karakteristiğinin etkisini hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile bilgisayar ortamında inceledim. Bu çalışmam sırasında bana yardımcı olan Yrd. Doç. Dr. Tarkan SANDALCI' ya, Yrd. Doç. Dr. Orkun ÖZENER' e, Yrd. Doç. Dr. Levent YÜKSEK' e, Arş .Gör. Yasin KARAGÖZ' e, Arş. Gör. Emre ORAK' a, Utku Cemal ÜNLÜ' ye ayrıca son olarak maddi ve manevi her açıdan bana destek olan aileme ve Şükran AKKAN' a sonsuz teşekkürü bir borç bilirim.

Ağustos, 2015

Oğuz Can AKSOY

İÇİNDEKİLER

| | Sayfa |
|---|-------|
| SİMGE LİSTESİ..... | vi |
| KISALTMA LİSTESİ..... | ix |
| ŞEKİL LİSTESİ..... | x |
| TABLO LİSTESİ | xiii |
| ÖZET | xiv |
| ABSTRACT | xvi |
| BÖLÜM 1 | |
| GİRİŞ | 1 |
| 1.1 Literatür Özeti | 1 |
| 1.2 Tezin Amacı | 4 |
| 1.3 Hipotez | 4 |
| BÖLÜM 2 | |
| HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİNE (HAD) GENEL BAKIŞ..... | 6 |
| 2.1 HAD Analizlerinde Kullanılan Korunum Denklemleri | 7 |
| 2.2 HAD Analizlerini Modelleme Prosedürü..... | 8 |
| 2.3 HAD Analizlerinin Uygulama Alanları | 9 |
| 2.4 Bazı HAD Yazılımları..... | 10 |
| BÖLÜM 3 | |
| LİTERATÜRDEKİ UYGULAMALAR VE YÖNTEM | 12 |
| 3.1 Literatür Uygulamaları | 12 |
| 3.2 Yöntem | 19 |

BÖLÜM 4

| | |
|-----------------------------|----|
| TEK BOYUTLU MODELLEME | 31 |
| 4.1 Giriş..... | 31 |
| 4.2 Tek Boyutlu Model | 33 |

BÖLÜM 5

| | |
|--|----|
| ÜÇ BOYUTLU MODELLEME | 43 |
| 5.1 Soğuk Akış Modeli | 43 |
| 5.1.1 Modelin Kurulması | 43 |
| 5.1.2 Türbülans Modeli | 54 |
| 5.1.3 Girdap Etkisinin Hesaplanması | 60 |
| 5.1.4 Soğuk Akış Analizlerinin Sonuçları | 60 |
| 5.2 Yanma Modeli | 63 |
| 5.2.1 Modelin Kurulması | 63 |
| 5.2.2 Türbülans Modeli | 68 |
| 5.2.3 Yanma Modeli | 69 |
| 5.2.4 Yakıt Demeti ve Püskürtme Modeli | 80 |
| 5.2.5 Yanma Analizlerinin Sonuçları | 99 |

BÖLÜM 7

| | |
|------------------------|-----|
| SONUÇ VE ÖNERİLER..... | 116 |
| KAYNAKLAR..... | 122 |
| ÖZGEÇMİŞ..... | 126 |

SİMGE LİSTESİ

| | |
|------------|--|
| m_c | Silindir içindeki kütle |
| u | Özgül iç enerji |
| P_c | Silindir basıncı |
| V | Silindir hacmi |
| Q_F | Yakıt enerjisi |
| Q_w | Cidar ısı kaybı |
| α | Krank açısı |
| h_{BB} | Gaz kaçağı entalpisi |
| d_{mi} | Silindir içine giren kütle |
| d_{me} | Silindir içinden çıkan kütle |
| h_i | Silindir içine giren akışın entalpisi |
| h_e | Silindirden çıkan akışın entalpisi |
| q_{ev} | Yakıtın buharlaşma ısısı |
| f | Silindirden alınan buharlaşma ısısı |
| m_{ev} | Buharlaşan yakıt |
| A_{eff} | Efektif akış alanı |
| P_{o1} | Giriş basıncı |
| T_{o1} | Giriş sıcaklığı |
| R_o | Gaz sabiti |
| D | Silindir çapı4 |
| c_m | Ortalama piston hızı |
| c_u | Çevresel hız |
| V_{TDC} | Silindir içindeki ÜÖN hacmi |
| V | Silindir hacmi |
| IMEP | İndike basınç |
| A_{eff} | Efektif akış alanı |
| D | Silindir yarı çapı |
| δ | Gaz kaçağı boşluğu |
| Q_{MCC} | Difüzyon yanması için kümülatif ısı yayılımı [kJ] |
| C_{Comb} | Yanma sabiti [kJ/kg/degCA] |
| C_{Rate} | Karışım oranı sabiti [s] |
| k | Türbülans kinetik enerji lokal yoğunluğu [m ² /s ²] |
| m_f | Buharlaşan yakan kütlesi [kg] |
| LCV | Yakıtın özgül ısısı [kJ/kg] |

| | |
|-------------------------------|--|
| α | Krank açısı [degCA] |
| $W_{\text{Oxygen,available}}$ | Uygun oksijenin toplam kütledeki oranı |
| C_{EGR} | EGR etkisi |
| I_{id} | Tutuşma gecikmesi integrali |
| T_{ref} | Referans sıcaklık = 505.0 K |
| T_{UB} | Yanma olmayan alanın sıcaklığı |
| Q_{ref} | Referans aktivasyon enerjisi |
| T_{id} | Tutuşma gecikmesi |
| α_{SOI} | Püskürtmenin başlangıcı [oKA] |
| α_{id} | Tutuşma gecikmesi zamanı [oKA] |
| Q_{PMC} | Ön karışım yanması için toplam yakıt ısı girişi |
| $m_{\text{fuel,id}}$ | Tutuşma gecikmesi esnasında püskürtülen yakıtın toplam miktarı |
| C_{PMC} | Ön karışım yanması parametresi |
| $\Delta\alpha_c$ | Ön karışım yanma süresi = $T_{\text{id}} \cdot C_{\text{PMC-Dur}}$ |
| $C_{\text{PMC-DUR}}$ | Ön karışım yanma süresi faktörü |
| m | Şekil parametresi = 2.0 |
| a | Vibe parametresi = 6.9 |
| λ_c | Silindirin termal iletkenliği [W/ms] |
| T_c | Silindir içindeki sıcaklık [K] |
| T_d | İzotermal damlacık buharlaşmasının denge sıcaklığı [K] |
| P_c | Silindir içindeki basınç [Pa] |
| v_c | Buharlaşma hızı [m ² /s] |
| d_d | Gerçek damlacık çapı [m] |
| $d_{d,0}$ | Başlangıç damlacık çapı [m] |
| mc | Herhangi bir c hücresinin kütlesi |
| uc ve vc | c hücresinin içindeki hızın x ve y bileşenleri |
| Xc ve Yc | c hücresi için hacim merkezinin x ve y koordinatları |
| N | Motor devri |
| v_{mean}^p | Piston ortalama hızı |
| v' | Tahmini hızdaki dalgalanma |
| k_{init} | Tahmini türbülans kinetik enerjisi |
| l_{init} | Türbülans uzunluk boyutu |
| D | Moleküler yayılma gücü |
| C_{divu} | Ampirik parametre (varsayılan değeri 1'dir) |
| C | Alev kimyasının zamanını ve cidarlar ile alev etkileşimini Hesaba katan düzeltme faktörü |
| Γ | ITNFS (net alev uzaması) fonksiyonu |
| ρ_u ve ρ_b | Yanmamış ve yanmış gazların yoğunlukları |
| γ | İzentropik katsayı , $\gamma = c_p/c_v$ |
| S_{conv} | Bujideki ısı yayılımından alev yüzey yoğunluğuna ek katkı (Benzinli motorlar için) |
| μ_t | Türbülans viskozitesi |
| p | Termodinamik basınç |
| \bar{c} | Reynolds ortalama süreç değişkeni |
| b_0 | Kullanılan yakıtın ve hava fazlalık katsayısının fonksiyonudur. |
| T_0 ve p_0 | Referans sıcaklık ve basınç değerleri |

X_{res}
 Z_e

Artık gazların mol katsayısı
Zeldovich sayısı

KISALTMA LİSTESİ

| | |
|-----------------|-------------------------------|
| ÜÖN | Üst ölü nokta |
| AÖN | Alt ölü nokta |
| HAD | Hesaplama akışkanlar dinamiği |
| CAD | Bilgisayar destekli tasarım |
| EGR | Egzoz gaz geri dönüşümü |
| NO _x | Azot oksitler |
| CO | Karbon monoksit |
| CO ₂ | Karbon dioksit |
| KA ^o | Krank açısı |
| K | Kelvin |

ŞEKİL LİSTESİ

| | Sayfa |
|------------|---|
| Şekil 1.1 | Otto ve Dizel motorlarının parçaları1 |
| Şekil 1.2 | Dört zamanlı bir motorun çalışma prensibi2 |
| Şekil 1.3 | Silindir içindeki girdap ve dönme hareketi3 |
| Şekil 1.4 | Farklı girdap etkisi oluşturan emme kanalı geometrileri4 |
| Şekil 3.1 | Egzoz prosesi esnasındaki silindir içindeki hız dağılımı13 |
| Şekil 3.2 | 760 krank açısındaki NO dağılımı13 |
| Şekil 3.3 | 770 krank açısındaki is oluşumu dağılımı14 |
| Şekil 3.4 | Farklı emme kanalı geometrileri14 |
| Şekil 3.5 | Farklı emme kanallarının girdap etkisi bakımından karşılaştırılması15 |
| Şekil 3.6 | Kullanılan emme kanalı geometrisi16 |
| Şekil 3.7 | Püskürtme karakteristiği şekilleri - Aynı püskürtme başlangıcında ve püskürtme süresinde.....17 |
| Şekil 3.8 | Kullanılan model - Silindirin 6'da 1'i18 |
| Şekil 3.9 | Bilgisayar ortamında tasarlanan 1.16 l dizel motor20 |
| Şekil 3.10 | Soğuk akış için kullanılacak olan akış hacmi21 |
| Şekil 3.11 | Akış hacminin kesit görünüşü21 |
| Şekil 3.12 | Motor üzerindeki emme kanalı.....22 |
| Şekil 3.13 | Emme kanalı konfigürasyonları.....23 |
| Şekil 3.14 | Soğuk akış için kullanılan ikinci emme kanalı24 |
| Şekil 3.15 | Piston geometrileri.....25 |
| Şekil 3.16 | Çözüm ağı oluşturulmuş model26 |
| Şekil 3.17 | Tek boyutlu analizde kullanılan model.....27 |
| Şekil 3.18 | Emme supabı açılırken oluşan hava hareketleri28 |
| Şekil 3.19 | Yanma analizi esnasında yakıtın püskürtülmesi29 |
| Şekil 4.1 | Emme ve egzoz supaplarının açılma eğrileri32 |
| Şekil 4.2 | Silindirin enerji dengesi34 |
| Şekil 4.3 | Yazılım içinde karışım tercihinin yapılması35 |
| Şekil 4.4 | DeneySEL ve tek boyutlu analiz sonuçlarının karşılaştırılması41 |
| Şekil 4.5 | Emme ve egzoz kanallarının basınç ve sıcaklık değerleri42 |
| Şekil 4.6 | Yanma analizlerinde kullanılacak olan püskürtme karakteristiği42 |
| Şekil 5.1 | Es-ice ortamına alınan geometri44 |
| Şekil 5.2 | Modelleme esnasında dikkat edilmesi gereken noktalar45 |
| Şekil 5.3 | Silindir kafasının iki boyutlu çözüm ağı46 |

| | | |
|------------|---|-----|
| Şekil 5.4 | Silindir cidarı ve piston geometrisinin hacimsel çözüm ağının oluşturulması | 47 |
| Şekil 5.5 | Motor parametreleri | 48 |
| Şekil 5.6 | Piston üst ölü noktada iken çözüm ağı..... | 48 |
| Şekil 5.7 | Piston alt ölü noktada iken çözüm ağı..... | 49 |
| Şekil 5.8 | Supapların maksimum açıldığı andaki çözüm ağı | 49 |
| Şekil 5.9 | Silindir başlangıç koşulları..... | 50 |
| Şekil 5.10 | Emme ve egzoz kanallarının başlangıç koşulları | 51 |
| Şekil 5.11 | Silindir için başlangıç koşulları | 52 |
| Şekil 5.12 | Emme kanalı için başlangıç koşulları | 52 |
| Şekil 5.13 | Egzoz kanalı için başlangıç koşulları | 53 |
| Şekil 5.14 | Her iki model için emme supabı maksimum açıldığında silindir içine giren hava hareketi | 61 |
| Şekil 5.15 | Her iki model için emme supaplarını kapsayan kesit..... | 61 |
| Şekil 5.16 | Emme supapları açık iken alınan z eksenindeki kesit..... | 62 |
| Şekil 5.17 | Her iki emme kanalının neden olduğu girdap etkisi | 62 |
| Şekil 5.18 | Piston geometrisi üç boyutlu çözüm ağı oluşturma..... | 64 |
| Şekil 5.19 | Tam piston ve 1/4'lük parça ile kurulan model | 65 |
| Şekil 5.20 | Es-ice içinde tanımlanan motor parametreleri..... | 66 |
| Şekil 5.21 | Başlangıç koşulları | 67 |
| Şekil 5.22 | ECFM-3Z modelinin şeması | 70 |
| Şekil 5.23 | Lagrangian damlacık hareketi | 82 |
| Şekil 5.24 | İlk damlacık hızı | 92 |
| Şekil 5.25 | Piston_1 için püskürtme esnasındaki hız dağılımı | 100 |
| Şekil 5.26 | Piston_1 için yanma esnasındaki sıcaklık dağılımı | 100 |
| Şekil 5.27 | İkinci emme kanalı kullanılarak Piston_1 ile yapılan yanma analizinin püskürtme esnasındaki hız dağılımı | 101 |
| Şekil 5.28 | İkinci emme kanalı kullanılarak Piston_1 ile yapılan yanma analizinin yanma esnasındaki sıcaklık dağılımı | 101 |
| Şekil 5.29 | Piston_2 için püskürtme esnasındaki sıcaklık dağılımı..... | 102 |
| Şekil 5.30 | Piston_2 için yanma esnasındaki sıcaklık dağılımı | 103 |
| Şekil 5.31 | İkinci emme kanalı kullanılarak Piston_2 ile yapılan yanma analizinin püskürtme esnasındaki hız dağılımı | 104 |
| Şekil 5.32 | İkinci emme kanalı kullanılarak Piston_2 ile yapılan yanma analizinin yanma esnasındaki sıcaklık dağılımı | 104 |
| Şekil 5.33 | Piston_3 için püskürtme esnasındaki hız dağılımı | 105 |
| Şekil 5.34 | Piston_3 için yanma esnasındaki sıcaklık dağılımı | 105 |
| Şekil 5.35 | İkinci emme kanalı kullanılarak Piston_3 ile yapılan yanma analizinin püskürtme esnasındaki hız dağılımı | 106 |
| Şekil 5.36 | İkinci emme kanalı kullanılarak Piston_3 ile yapılan yanma analizinin yanma esnasındaki sıcaklık dağılımı | 107 |
| Şekil 5.37 | İki farklı emme kanalı ile yapılan yanma analizleri sonucundaki silindir içi basınç değerleri..... | 108 |
| Şekil 5.38 | İki farklı emme kanalı ile yapılan yanma analizleri sonucundaki silindir içi sıcaklık değerleri..... | 108 |
| Şekil 5.39 | Piston_1-port1 modeli için silindir içindeki en yüksek basınç dağılımı | 109 |
| Şekil 5.40 | Piston_1-port2 modeli için silindir içindeki en yüksek basınç dağılımı | 109 |

| | | |
|------------|--|-----|
| Şekil 5.41 | Piston_2-port1 modeli için silindir içindeki en yüksek basınç dağılımı | 110 |
| Şekil 5.42 | Piston_2-port2 modeli için silindir içindeki en yüksek basınç dağılımı | 110 |
| Şekil 5.43 | Piston_3-port1 modeli için silindir içindeki en yüksek basınç dağılımı | 111 |
| Şekil 5.44 | Piston_3-port2 modeli için silindir içindeki en yüksek basınç dağılımı | 111 |
| Şekil 5.45 | Yanma sonucundaki ısı yayılım grafiği | 112 |
| Şekil 5.46 | Yanma sonucu oluşan CO miktarı | 113 |
| Şekil 5.47 | Yanma sonucu oluşan CO ₂ miktarı | 113 |
| Şekil 5.48 | Yanma sonucu oluşan NO miktarı | 114 |
| Şekil 5.49 | Yanma sonucu oluşan is miktarı | 115 |
| Şekil 5.50 | Yanma sonucu oluşan is partiküllerinin çapı | 115 |
| Şekil 6.1 | Yanma modellerindeki damlacık çaplarının karşılaştırılması..... | 119 |

TABLO LİSTESİ

| | Sayfa |
|-----------|--|
| Tablo 3.1 | Her bir piston için enjektörün konumu25 |
| Tablo 4.1 | Motor parametreleri.....32 |
| Tablo 5.1 | Quadratic k-ε temel denklemlerinin katsayıları56 |
| Tablo 5.2 | Suga'nın Quadratic k-ε modelinin temel denklemlerinin katsayıları56 |
| Tablo 5.3 | Standart Qubic k-ε temel denklemlerinin katsayıları57 |
| Tablo 5.4 | Suga'nın Qubic k-ε modelinin temel denklemindeki katsayılar57 |
| Tablo 5.5 | Spalart - Allmaras modelinin katsayıları58 |
| Tablo 5.6 | RNG k-ε türbülans modelinin katsayıları60 |
| Tablo 5.7 | Huh püskürtme modelindeki katsayılar89 |
| Tablo 5.8 | Cidar yüzey pürüzlülüğüne bağlı olan katsayı95 |
| Tablo 6.1 | Yanma analizleri sonuçlarına göre modellerin emisyonlar açısından karşılaştırılması118 |
| Tablo 6.2 | Yanma analizi sonuçlarına göre modellerin motor performansı açısından karşılaştırılması119 |

TEK SİLİNDİRLİ BİR DİZEL MOTORUN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI YARDIMI İLE EMİSYONLAR AÇISINDAN OPTİMİZASYONU

Oğuz Can AKSOY

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Tarkan SANDALCI

Bir dizel motorunun performansı ve egzoz gazı emisyonlarının oluşumu, silindir içindeki hava+yakıt karışımının ne kadar homojen olarak karışmasına bağlıdır. Hava+yakıt karışımının homojen olarak karışabilmesi ise, silindir içine alınan havaya ve püskürtülen yakıtın karakteristiklerine bağlıdır. Dolayısıyla emme kanalı geometrisi, piston geometrisi ve enjektörün konumu, dizel motorlarının performansını ve egzoz gazı emisyonlarının oluşumunu doğrudan etkilemektedir.

Bu çalışmada, tek silindirli dört zamanlı bir dizel motor için, iki adet emme kanalı geometrisi, silindir içine alınan hava hareketinin motor performansına ve egzoz gazı emisyonlarının oluşumuna etkisini görmek için karşılaştırılmıştır. Piston geometrisinin motor performansına ve egzoz gazı emisyonlarına etkisini görmek için ise, üç farklı piston geometrisi daha iyi hava hareketi sağlayan emme kanalı verileri kullanılarak karşılaştırılmıştır. Her piston geometrisine göre enjektör ayrı konumlandırılmış, böylece yakıtın en iyi şartlarda püskürtülmesi sağlanmıştır.

Çalışma süresince yapılan bütün modelleme ve karşılaştırma prosedürü, tek boyutlu, üç boyutlu ve dinamik modeller olmak üzere, nümerik olarak AVL Boost ve STAR-CD programları kullanılarak yapılmıştır.

Bu alışma sonucunda elde edilen sonuçlar, literatürdeki sonuçlarla benzerlik göstermekte olup, dizel motorların geliştirilmesinde kullanılan yöntemlere paralellik göstermektedir.

Anahtar Kelimeler: Dizel motoru, Egzoz gazı emisyonları, Emme kanalı, Piston geometrisi, Hava+yakıt karışımı

**EMISSION OPTIMIZATION OF A SINGLE CYLINDER COMPRESSION
IGNITION ENGINE BY USING CFD**

Oğuz Can AKSOY

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assist. Prof. Dr. Tarkan SANDALCI

The uniformity of air/fuel mixture in the cylinder influences the engine performance and emissions for diesel engines. Characteristics of in-cylinder flow and injected fuel are very important to provide that the air/fuel mixture can be homogenous as possible as. Therefore, geometries of intake ports and piston bowls, also injector position influence the engine performance and emissions.

In this study, for a single cylinder four strokes diesel engine, two different intake port geometries have been compared to see effects of in-cylinder flow characteristics to the engine performance and emissions. In addition, to see effects of piston bowl geometries to the engine performance and emissions, three different piston bowl geometries have been compared by using the intake port data which provide better results. For piston bowl geometries, injector has been placed on different locations to be provided optimum injection.

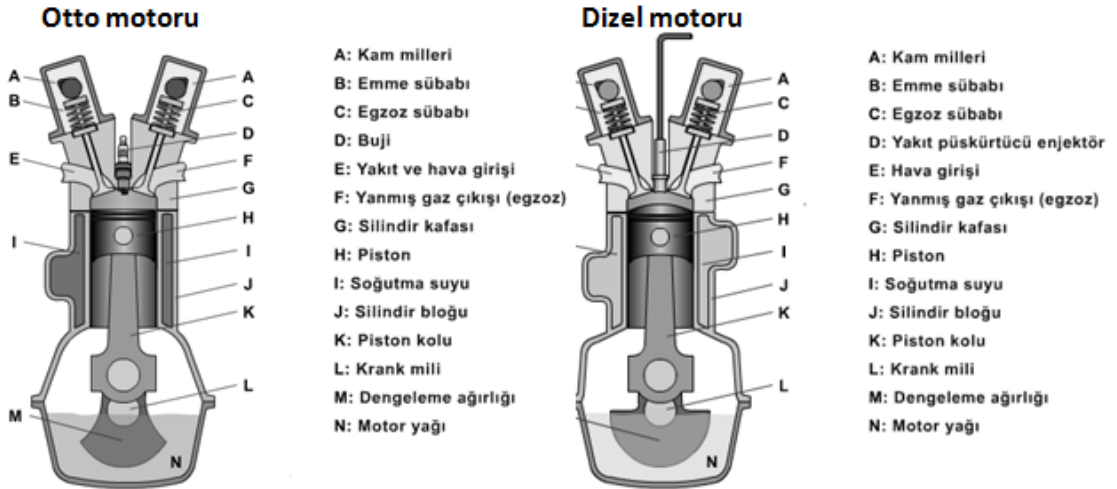
AVL Boost and STAR-CD software's have been used to prepare all one dimensional or three dimensional models and to compare different geometries while this study.

Results of this study show good agreement with results in literature and methods of diesel engines development.

Keywords: Diesel engine, Emissions, Intake port, Piston bowl geometry, Air/fuel mixture

1.1 Literatür Özeti

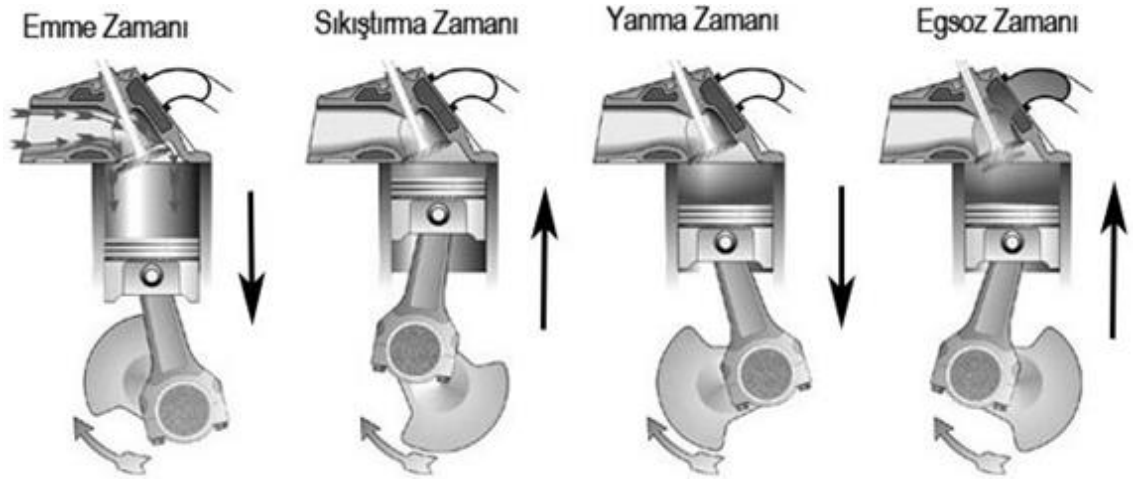
Yakıtın motor içinde yanma odası adı verilen sınırlı bir alan içinde yakılması sonucu oluşan basıncın, piston adı verilen parçayı hareket ettirmesi ile oluşan makineye içten yanmalı motor denir ve iki farklı tipi bulunmaktadır. Birincisi, 1876 yılında Alman mühendis Nikolaus Otto tarafından geliştirilen buji ateşlemeli motor, ikincisi ise 1893 yılında yine bir Alman mühendis Rudolf Diesel tarafından icat edilen sıkıştırma ile ateşlemeli motordur. Literatürde buji ateşlemeli motor Otto motoru, sıkıştırma ile ateşlemeli motor ise Dizel motoru olarak da isimlendirilmektedir.



Şekil 1.1 Otto ve Dizel motorlarının parçaları

Otto motoru ve Dizel motoru iki zamanlı veya dört zamanlı olarak çalışmaktadır. İki zamanlı motorlarda, piston bir çevrimi gerçekleştirmek için iki kere üst ölü nokta (Ü.Ö.N.) ve alt ölü nokta (A.Ö.N.) arasında hareket eder. Alt ölü nokta, silindir içinde

pistonun inebildiği en alt noktadır. Üst ölü nokta ise, silindir içinde pistonun çıkabildiği en üst noktadır. İçten yanmalı motorlarda, Ü.Ö.N. ve A.Ö.N arasındaki mesafeye ya da pistonun silindir içinde aldığı yola strok denir. Piston Ü.Ö.N.'da iken, piston ile silindir kafası arasında kalan boşluğa ise yanma odası adı verilir ve yanma olayı bu hacim içinde gerçekleşir. Dört zamanlı motorlarda ise, piston Ü.Ö.N ve A.Ö.N arasında dört kere hareket eder. İki zamanlı ve dört zamanlı motorlara aynı zamanda iki stroklu ve dört stroklu motorlar da denilmektedir. Teorik olarak, iki zamanlı motorlar dört zamanlı motorlardan daha verimlidir, fakat pratikte iki zamanlı motorlardaki kayıp ve sürtünme, dört zamanlı motorlardakinden daha fazladır. Ayrıca iki zamanlı motorlarda çevreye zarar daha fazladır. Bu sebeplerden dolayı dört zamanlı motorlar daha fazla tercih edilmektedir.



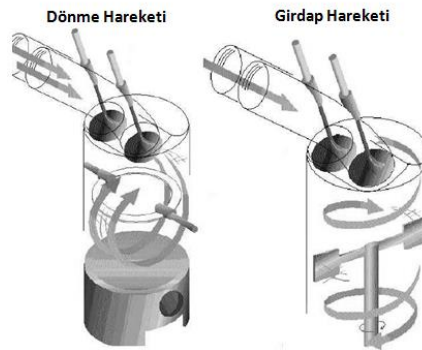
Şekil 1.2 Dört zamanlı bir motorun çalışma prensibi

Otto motorlarında, yakıt olarak benzin kullanılmaktadır. Hava ve benzin silindir içine emilmeden önce, emme kanalı içinde karışır ve bu karışım taze dolgu olarak adlandırılır. Taze dolgu silindir içine emildikten sonra da buji yardımı ile tutuşması sağlanarak yanma olayı gerçekleşir. Emme kanalındaki havayla yakıtın karışabilmesi için, emme kanalı üzerinde bulunan enjektörden yakıt püskürtülür ve püskürtülen yakıt emilen havanın karakteristiğine bağlı olarak homojen olarak karışıp, taze dolguyu oluşturur. Fakat gelişen teknolojiyle birlikte günümüz Otto motorlarında enjektör emme kanalına püskürtme yapmayıp, direkt silindir içine püskürtme yapmaktadır. Bu tip Otto motorlarına direkt püskürtmeli motorlar denilmektedir. Direkt püskürtmeli motorlarda, silindir içine alınan havanın karakteristiği ve silindir içindeki hava

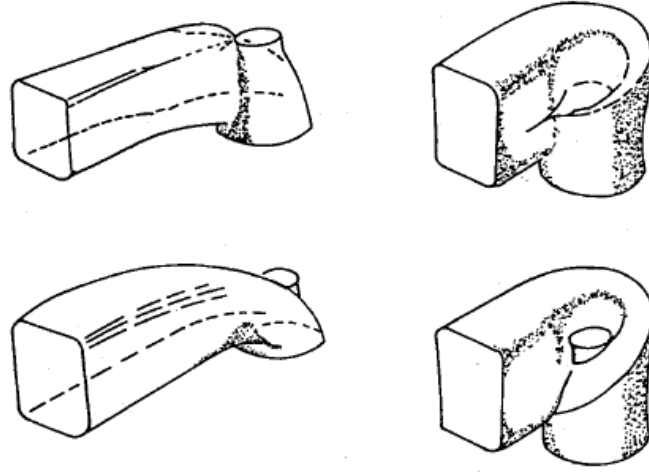
hareketleri, yanma olayına ve dolayısıyla motor performansına ve verimine doğrudan etki etmektedir. Bu yüzden emme kanalı ve piston geometrisi uygun hava hareketlerini oluşturacak şekilde tasarlanır.

Dizel motoru, oksijen içeren bir gazın sıkıştırılarak yüksek basınç ve sıcaklığa ulaşması ve silindir içine püskürtülen yakıtın bu sayede alev alması ve patlaması prensibi ile çalışır. Bu yüzden Otto motorlarında olduğu gibi bir bujiye veya taze dolgu oluşumuna ihtiyaç yoktur. Silindir içine emilen hava, sıkıştırma esnasında basıncı ve sıcaklığı artar. Piston Ü.Ö.N' ya yaklaştığında, yüksek basınç ve sıcaklıklı hava içine yakıt püskürtülerek, hava ile yakıtın homojen olarak karışması sağlanır. Dizel motorlarında, hava ile yakıt ne kadar homojen karışırsa, yanma o kadar verimli olur. Karışan hava ile yakıtı piston sıkıştırmaya devam eder ve karışım içindeki yakıt tutuşma sıcaklığına ulaştığı zaman ilk kıvılcım görünür ve bu andan itibaren yanma olayı başlamış olur. Dolayısı ile, Dizel motorlarında yanmaya etki eden en önemli faktörlerden bir tanesi silindir içindeki hava hareketleridir. Otto motorlarında da karşılaştığımız gibi, içten yanmalı motorlarda, motor verimini arttırmak için uygun hava hareketlerinin sağlanması gerekmektedir.

İçten yanmalı motorlarda, silindir içindeki hava hareketlerini girdap (swirl) ve dönme (tumble) etkisi belirlemektedir. Şekil 1.3'te gösterildiği gibi, havanın silindir eksenindeki dönüş hareketi girdap etkisini, silindir eksenine dik olarak dönüş hareketi ise dönme etkisini belirlemektedir. Emme kanalının geometrisi girdap etkisini, piston geometrisi ise dönme etkisini belirlemektedir. Bu yüzden en uygun hava hareketlerini elde edebilmek için, emme kanalı ve piston geometrileri çok önemlidir. Şekil 1.4'te farklı emme kanalı örnekleri gösterilmiştir.



Şekil 1.3 Silindir içindeki girdap ve dönme hareketi



Şekil 1.4 Farklı girdap etkisi oluşturan emme kanalı geometrileri

Günümüz teknolojisiyle gelineen noktada, artık içten yanmalı motorların standartları oldukça yükselmiştir. Özel emme kanalı ve yanma odası geometrileri, değişken supap açılma miktarı ve supap zamanlaması, aşırı doldurma ve hacim küçültme (downsizing) gibi teknolojilerin hepsi içten yanmalı motorların verimliliğini arttırmak ve egzoz gazı emisyonlarını standartlara uygun hale getirmek için geliştirilmiştir. Özellikle elektrikli araçların gelişiminin hızla devam ettiği bu zamanlarda, hem hibrid hem de standart araçlar için içten yanmalı motorların gelişimi çok önemlidir. Bu yüzden elektrikli araçların yakıt tüketimi, titreşim ve emisyonlar gibi avantajlarının olmasına rağmen, batery teknolojisinde istenilen seviyelere ulaşamamasından dolayı içten yanmalı motorların performans ve emisyon açısından geliştirilmesi devam etmektedir.

1.2 Tezin Amacı

Bu tez çalışmasının amacı, içten yanmalı motorlar ile alakalı geliştirilen teknolojilere paralel, bilgisayar destekli yazılımlar kullanılarak tek silindirli dört zamanlı bir dizel motor üzerinde, farklı emme kanalı ve yanma odası geometrilerinin kullanılmasının sonucunda oluşan egzoz emisyonları karşılaştırılarak, en uygun olan emme kanalı ve yanma odası geometrisinin belirlenmesidir.

1.3 Hipotez

Bu tez çalışmasında kullanılan dizel motoru üzerinde farklı emme kanalı ve yanma odası geometrileri kullanılarak elde edilen silindir içi hava akış hareketleri karşılaştırılarak, en uygun olan hava akış hareketini sağlayan geometrilerle yapılan

yanma analizlerinin sonuçlarındaki egzoz gazı emisyon değerlerinin, diğer geometrilerle yapılan yanma analizlerinin sonuçlarındaki egzoz gazı emisyon değerlerinden daha iyi olması beklenmektedir. Bu sonuçların da dizel motorları için, silindir içi hava hareketi iyileştikçe, motor performansının ve egzoz gazı emisyonlarının iyileşmesi beklenmektedir.

HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞİNE (HAD) GENEL BAKIŞ

HAD, temel olarak akışkan davranışlarının etkiliği olduğu problemlerin, sayısal metot ve algoritmalar ile bilgisayar üzerinde çözümlenerek analiz edildiği, akışkanlar mekaniğinin bir koludur. Otomotiv sanayisinden, uzay ve havacılığa, elektronikten, çevre, enerji ve tıbbi uygulamalarına kadar geniş bir kullanım alanı olan HAD, özet olarak aşağıdaki kavram ve olaylarla ilgili detaylı bilgi sağlayabilir [1].

- Kararlı rejim veya zamana bağlı akışkan davranışları
- Basınç, hız ve sıcaklık dağılımları
- Isı transferi
- Tek ve çok fazlı akışlar
- Sabit yoğunluklu ve sıkıştırılabilir akışkanlar
- Turbo makineler
- Tanecik ve duman dağılımları

HAD, günümüzde mühendisler ve bilim adamları tarafından akış çözümlenmelerinde çok bir rol almaktadır. Bunun nedeni ise HAD ile yapılan çalışmalarda, deneylerden ya da klasik yöntemlerden aldığımız sonuçların daha fazlasını ve daha hızlı bir şekilde alabilirsiniz. Örneğin, klasik deneylerde kullanabileceğiniz ölçüm cihazları ve sensörler sınırlıdır. Fakat HAD analizlerinde, kullandığınız sayısal ağ elemanı kadar ölçüm elemanınız vardır ve veri dağılımlarını, deneylerdeki gibi sadece ayrı veri olarak değil, daha geniş bir alanda görebilirsiniz. Ayrıca HAD analizleri ile gözlemlenmesi

tehlikeli veya imkansız olan bölgelerdeki akışkan davranışları incelenebilmektedir. İçten yanmalı motorlar için yanma odası ya da pompa, türbin gibi turbo makinelerin yüksek hızlı kanatlarının arasındaki akış hareketleri HAD analizleri ile incelenebilmektedir [1].

HAD, bir anlamda, bilgisayar üzerindeki esnek laboratuvar gibidir. Doğrudan katı modeller ile çalışılabilir, tasarımcı ve analizcilere sanal prototipler üzerinde çalışma olanağı sağlamaktadır. Örneğin; yeni tasarlanan bir otomobilin aerodinamik özelliklerini incelemek ve iyileştirme yapmak için yüzlerce prototip üretmenize gerek kalmaz ya da bir fan tasarım optimizasyonu için birbirinden küçük farkları olan onlarca çark prototipi üretilmeden, testler bilgisayar ortamında gerçekleştirilebilir ve sadece en iyi sonuç veren tasarımlar üretim için seçilebilir [1].

2.1 HAD Analizlerinde Kullanılan Korunum Denklemleri

Süreklilik (2.1) ve Navier-Stokes (2.2) denklemleri, viskoz, sıkıştırılmaz ve Newtonian¹ akışkanlarının kararlı laminer akışları için kullanılan hareket denklemleridir [2].

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \quad (2.1)$$

$$(\vec{V} \cdot \vec{\nabla})\vec{V} = -\frac{1}{\rho}\vec{\nabla} \cdot P' + \nu \nabla^2 \vec{V} \quad (2.2)$$

Hesaplama alanı boyunca, korunum denklemi (2.1) eşitliğinde, lineer momentum taşınımını sağlayan taşınım denklemi (2.2) eşitliğinde gösterilmiştir. Bu denklemlerdeki \vec{V} akışkanın hızı, ρ akışkanın yoğunluğu ve ν ise akışkanın kinematik viskozitesidir. (2.1) eşitliği skalar, (2.2) eşitliği ise vektörel olup, bu iki denklem akışkanın yoğunluğunun ve kinematik viskozitesinin sabit varsayıldığı sıkıştırılmaz akışlar için kullanılır. Bu varsayım sayesinde, Kartezyen koordinatlardaki üç boyutlu akışlarda, dört tane bilinmeyen için (u, v, w ve P') dört tane eşitlik elde edilmiş olur [2].

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2.3)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P'}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2.4)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P'}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (2.5)$$

¹ Newtonian akışkanları: Newton'un viskozite kanununa uyan akışkanlara verilen addır.

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (2.6)$$

Yukarıdaki denklemler sırasıyla, x ,y ve z Kartezyen koordinatlarındaki hız dağılımı denklemini, x yönündeki momentum denklemini, y yönündeki momentum ve z yönündeki momentum denklemini göstermektedir. Eğer akış sıkıştırılabilir bir akışsa, o zaman bu denklemlerin değiştirilmesi gerekmektedir.

2.2 HAD Analizlerini Modelleme Prosedürü

Yukarıda yazılan denklemleri nümerik olarak çözdürmek için, uygun bir modelleme yapılması gerekmektedir. Genellikle HAD analizlerini modellerken aşağıdaki sıra takip edilmektedir [2].

- Bir tane akışkan alanı belirlenir, ve bu alana akış ağı oluşturulur. Bu akış ağı sayesinde akışkan alanı hücre olarak adlandırılan birden fazla küçük elementlere bölünür. Bu hücreler eğer iki boyutlu ise bir alanı, üç boyutlu ise bir hacmi ifade etmektedir. HAD analizlerinin çözümünün kalitesi bu akış ağının kalitesine çok bağlıdır. Bu yüzden modellemeye devam etmeden önce, akış ağının kalitesinden emin olmak gerekmektedir.
- Akış ağı oluşturulduktan sonra, sınır koşulları tanımlanır. İki boyutlu akışlar için, sınır koşulları akış alanının her bir kenarına tanımlanır, üç boyutlu akışlar için ise akış alanının her bir yüzeyine tanımlanır.
- Sınır koşullarından sonra akışkan tipi (su, hava, benzin vs.) ve akışkan özellikleri (sıcaklık, yoğunluk, viskozite vs.) belirlenir. Çoğu HAD yazılımlarında hazır kütüphanelerden bu değerler kolaylıkla belirlenebilir.
- Akışkan tipi ve özellikleri belirlendikten sonra, nümerik parametreler ve çözüm algoritmaları belirlenir. Bu değerler her bir HAD yazılımı için özel olmaktadır.
- Her bir hücre için bütün, bütün akış alanı değişkenlerinin başlangıç değerlerinin belirlenmesi gerekmektedir. Bu değerlere başlangıç şartları adı verilir, ve her bir çözüm adımının devam edebilmesi için, başlangıç şartlarının tanımlanması gerekir.

- Başlangıç Şartları ile, hesaplamalar için kullanılacak olan denklemler iteratif olarak özölür. Denklemler özöldükten sonra, akışkan alan içindeki her bir hücre için bütün Őartların toplamı, bu toplama **kalan** denilir, sıfır olduğu zaman, çözüm tam olarak kabul edilebilir. Bununla beraber, HAD analizlerinde Őartların toplamı asla sıfır olmaz, fakat ilerleyen iterasyonlarla bu toplamın azalması beklenmektedir. Bu kalan değeri, çözümün tam değerden olan sapmasını göstermektedir. Bazı zamanlar yüzlerce hatta binlerce iterasyon, çözüm için gerekli olabilmektedir.
- özüm istenilen değeri verdikten sonra, hız ve basınç gibi akış alanı değişkenleri çizilir ve grafiksel olarak gösterilebilir. Ayrıca akışkan alanının cebirsel kombinasyonlarıyla oluşturulmuş farklı fonksiyonlar da tanımlanabilir ve çözümlenebilir. Çoğu HAD yazılımları içinde son-işlem (post-processors) özelliğine sahiptir, bu sayede sonuçlar ve grafikler hızlı bir Şekilde oluşturulabilir.

2.3 HAD Analizlerinin Uygulama Alanları

HAD analizleri, deney sayısını azalttığı için, modellerde kolaylıkla iyileştirmeler yapılabildiği ve bunların sonuca etkisi gözlemlenebildiği ve i gücü ve süreyi azalttığı için birçok sektörde kullanılmaktadır. Isıtma, soğutma, havalandırma sistemleri, motor soğutma sistemleri, jet motorları ve turbo makineler, aerodinamik ve hidrodinamik gövde tasarımları, emme ve egzoz sistemleri, yakıt sistemleri, ısı değiştiriciler, pompa ve kompresörler gibi sistemler ve parçalar HAD analizlerinin kullanıldığı mekanik uygulamalardır [3]. Fan tasarımı ve yerleşimi, bilgisayar ve evre birimleri, telekomünikasyon sistemleri, güç kaynakları medikal elektronik, askeri elektronik, otomotiv elektronik sistemler ya da parçalar ise HAD analizlerinin elektronik uygulamalarıdır [3].

Otomotiv sanayisinde HAD analizlerinin uygulama alanlarından bir tanesi araç aerodinamiği ile alakalıdır. Bir aracın aerodinamik performansını karakterize etmek için taşıma katsayısı ve sürüklenme katsayısı kullanılır. Bu katsayılar genellikle rüzgar tüneli testleri sayesinde belirlenebilir. Ama HAD yazılımları ile de bu katsayılar hesaplanabilir. Diğer bir uygulama alanı yolcu konforu analizleridir. Araç içi iklimlendirme kontrol

sisteminin optimizasyonu da önemli HAD uygulamalarıdır. Bu uygulamalarda iç ısıtma ve soğutma ve ön camın buzlanmasını ve buğulanmasını önleme ile alakalı çalışmalar yapılmaktadır. Ayrıca klima sistemi ve havalandırma kanallarının tasarlanması ile alakalı çalışmalar da yapılabilmektedir. HAD ile, alanın oldukça kısıtlı olduğu bölgelerde tasarım optimizasyonu yapılarak, hava dağılımının dengeli ve daha verimli olması sağlanabilir. İçten yanmalı motorlarla alakalı olarak ise, emme ve egzoz kanallarının en iyi akışı sağlayan modelini tasarlamak için HAD analizleri kullanılır. Ayrıca girdap ve dönem hareketlerini belirlemek, yanma verimini, silindir içi maksimum basıncı, basınç dağılımını ve sıcaklık dağılımını, yakıt demetini ve egzoz gazı emisyonları hakkında fikir sahibi olmak için HAD analizleri uygulanır. Son olarak ise, motor soğutması ve radyatörler için de HAD analizleri uygulanabilmektedir [1].

Bu bölümde, tez için yapılan çalışma içten yanmalı motorlarla, başka deyişle otomotiv sanayisi ile alakalı olduğundan, otomotiv sanayisindeki HAD uygulamalarından bahsedilmiştir.

2.4 Bazı HAD Yazılımları

İçten yanmalı motorlar için, silindir içindeki hava hareketleri ile alakalı olarak yapılan deneysel çalışmaların yanında sayısız HAD çalışmaları da yapılmıştır. Bu çalışmalarda yapılan analizlerin gerçek şartlara olabildiğince yakın sonuçlar verebilmesi için kullanılan çeşitli ticari HAD yazılımları vardır. Bu yazılımların bazıları Star-CD, AVL-Fire, KIVA ve Fluent'dir. Bunların içinde ticari olarak en çok tercih edilen Star-CD, AVL-Fire ve Fluent olmakla beraber, KIVA açık kaynaklı bir yazılım olduğundan daha çok akademik çalışmalarda tercih edilmektedir. Bu tez çalışmasında ise silindir içi akış ve yanma analizleri için Star-CD kullanılmıştır.

Star-CD, New York, Melville'de ki CD-ADAPCO Grup' u tarafından tasarlanmış ve geliştirilmiştir. Star-CD yazılımının içinde ise farklı HAD paketleri bulunmaktadır. Bu paketler ise pro-STAR, STAR-Design, STAR-CCM+ ve ES-ICE' tır. Pro-STAR içinde, yeni bir geometri oluşturmak ya da var olan geometriye çözüm ağı oluşturmak, bir HAD analizini başlatmak ve analiz bittikten sonra son işlemleri ve sonuçları görmek için komutlar vardır. Aslında pro-STAR yetenekleri ve seçenekleri bakımından Fluent' e benzer fakat kullanımı daha karmaşıktır. Bu yüzden karmaşık geometrileri oluşturmak için bir bilgisayar destekli tasarım (CAD) yazılımı (örneğin; CATIA, Siemens

NX ve SolidWorks vs.) kullanılması gerekmektedir [4]. Bu tez çalışmasında da modelleri tasarlamak, farklı emme kanalı tasarlamak ve yanma odası geometrilerini oluşturmak için Siemens NX CAD yazılımı kullanılmıştır. Star-CD'nin bir başka paketi olan ES-ICE ise, hacimsel çözüm ağını oluşturmak, hareketli sınırları veya hücreleri tanımlamak ve sınır koşullarını oluşturmak için kullanılır, aynı zaman da kullanımı normal şartlara göre basit ve hızlıdır [4].

STAR-Design ise daha bir HAD paketi olup, yeni tasarım mühendisleri için kullanışlıdır. Akış ve ısı transferi içeren simülasyonlar için kullanışlıdır. Temel olarak iki faydası vardır. Bunlardan bir tanesi, basit HAD analizlerini oluşturmak, analiz etmek ve sonuçlarını görmek çok basittir. İkinci faydası ise, karmaşık geometrileri tasarlamak ve geometri elde edildikten sonra çözüm ağı oluşturmak için kullanılan CAD yazılımı tarzında bir araca sahip olmasıdır. STAR-Design içinde kurulan simülasyonlar, derseniz direkt olarak STAR-Design içinde çözülebildiği gibi, derseniz de pro-STAR içine transfer ederek, pro-STAR içinde simülasyonu çözdürebilirsiniz [4].

Star-CD'nin yeni nesil HAD yazılımı ise STAR-CCM+'tır. STAR-CCM+ ile, HAD yazılımları için çözüm ağı oluşturma ve analizi çözüme hazırlama süreçleri daha basit olabilmektedir, kullanım açısından ise pro-STAR' a benzemektedir [4].

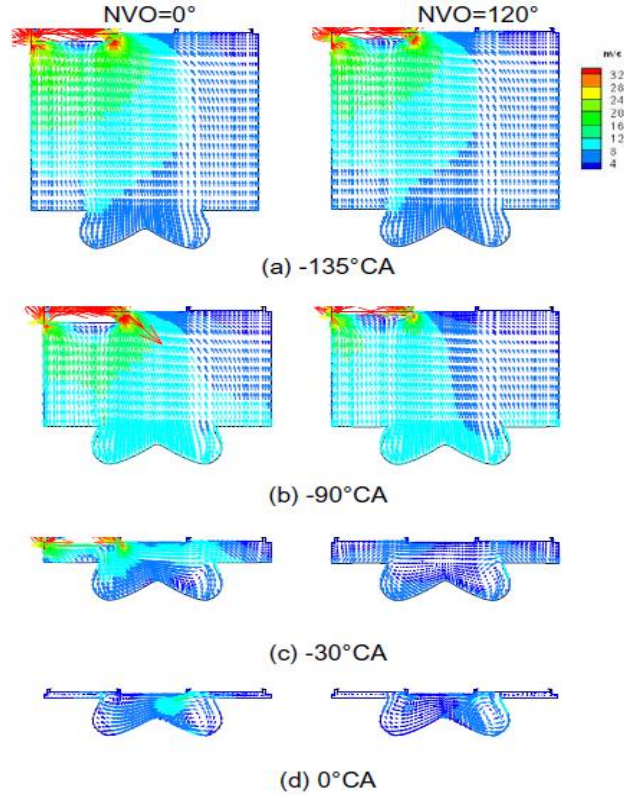
Star-CD'nin HAD paketleri, farklı alanlarda çok geniş sistemler için kullanılabilir. Bu paketlerin en temel özelliklerinden bir tanesi, kısa ve öz olarak simülasyonların çözüme hazır hale gelmesidir. Asıl faydası ise, kullanıcı tarafından girilen değerlerin ya da değişkenlerin modellere çok basit olarak uygulanabilir olmasıdır. Star-CD kullanıcılara farklı değerleri ya da değişkenleri kolaylıkla karşılaştırabilmeleri için bir tane taslak (template) sağlamaktadır. Star-CD'nin tek zorluğu ise, kullanılan kod içindeki değişkenlerin ve sabitlerin zor anlaşılır olmasıdır. Ayrıca, kullanılan kod açıklanamayan hatalar çıkarmaya elverişlidir. Genellikle karşılaşılan hatalar, kullanıcıya sorunu nasıl çözülmesi gerektiğiyle ilgili yol göstermemektedir [4].

LİTERATÜRDEKİ UYGULAMALAR VE YÖNTEM

3.1 Literatür Uygulamaları

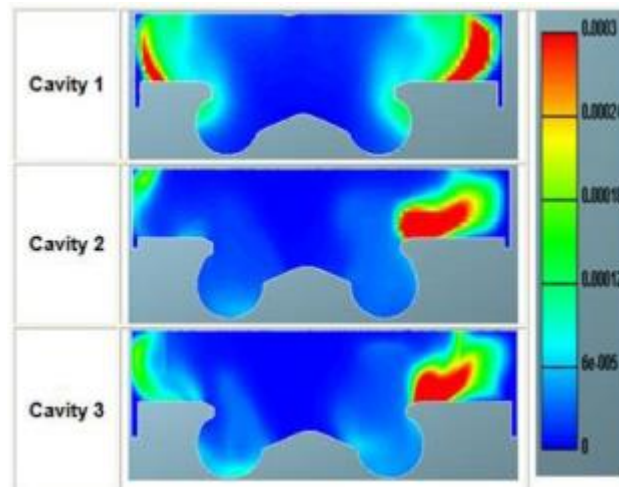
İçten yanmalı motorlar üzerindeki gelişmeler hızlı devam ettiğinden dolayı, literatürde sayısız HAD analizleri kullanılan içten yanmalı motorlarla alakalı çalışmalar bulunmaktadır. Özellikle farklı emme kanalı ve yanma odası geometrilerinin denendiği, girdap ve dönme hareketlerinin yanmaya ve emisyonlara etkisi, püskürtme karakteristiğinin motor performansına etkisi, alternatif yakıtların motor performansına ve emisyonlarına, supap açılma miktarlarının ve zamanlarının motor performansına etkisi gibi farklı konularda içten yanmalı motorlarla alakalı sayısız çalışma vardır. Bu kısımda da literatürde yapılmış olan HAD analizlerinin kullanıldığı içten yanmalı motorlarla alakalı çalışmalar araştırılmıştır.

Zhijun ve arkadaşları, biz dizel motorunda değişken supap zamanlamasının hava+yakıt karışımına ve havanın giriş ve çıkış hareketlerine etkisini üç boyutlu HAD yazılımı olan KIVA ile araştırmışlardır. Bu çalışmada supap bindirmesini ÜÖN' ya göre değiştirerek, farklı sonuçlar elde etmişlerdir. Elde edilen bu sonuçlara göre, supapların açık kalma süresi arttıkça, silindir içindeki sıcaklık artmaktadır ve aynı zamanda da sıcaklık dağılımı daha homojen olmaktadır. Supapların açık kalma süresi arttıkça, emme prosesi esnasında, supap oturma bölgesindeki yüksek hızlı dairesel akışlardan dolayı emme supabı altında yüksek değerlerde vorteks oluşumu ve güçlü bir girdap etkisi görülmüştür. Diğer bir sonuç ise, supapların açık kalma süresinin artmasıyla, sıcaklık dağılımının homojenliği ve türbülans yoğunluğunun artması yakıt buharlaşmasını ve hava+yakıt karışımının oluşumunu geliştirdiği görülmüştür [5].

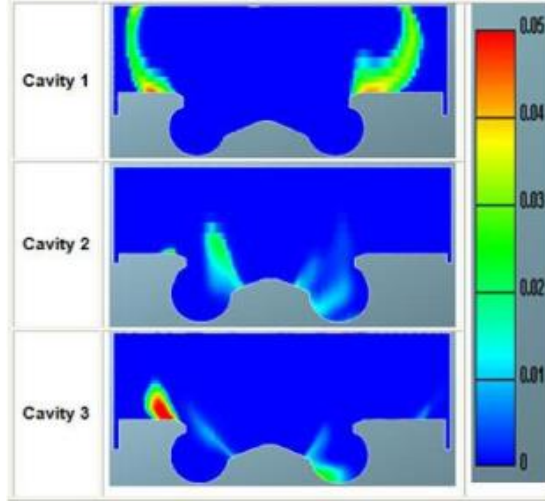


Şekil 3.1 Egzoz prosesi esnasındaki silindir içindeki hız dağılımı

Gandhi ve arkadaşları ise, yanma odası geometrisinin iyileştirilmesinin, sıkıştırma oranının ve EGR (Exhaust Gas Recirculation) kullanımının motor verimine ve egzoz gazı emisyonlarına etkisini başka bir HAD yazılımı olan AVL-Fire yazılımın ESE-Diesel modülünü kullanarak araştırmışlardır. Bu çalışmada üç farklı piston geometrisi kullanılmış ve her bir geometride %0'dan %20'ye kadar EGR uygulanmış, daha sonra da NO_x , CO ve is oluşumları karşılaştırılmıştır [6].



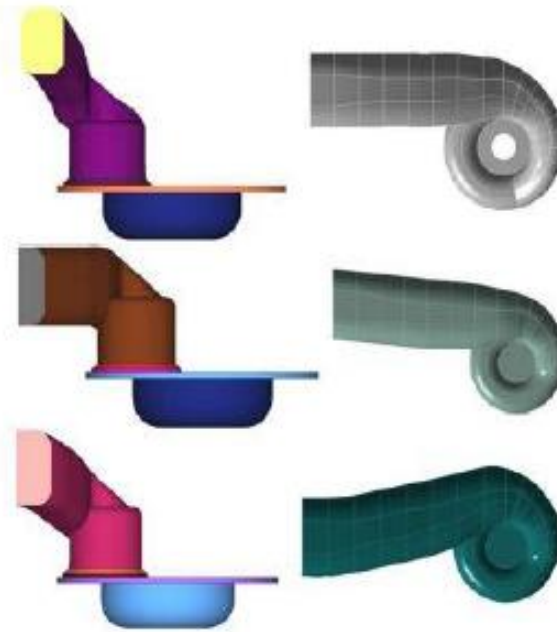
Şekil 3.2 760 Krank açısındaki NO dağılımı



Şekil 3.3 770 Krank açısındaki is oluşumu dağılımı

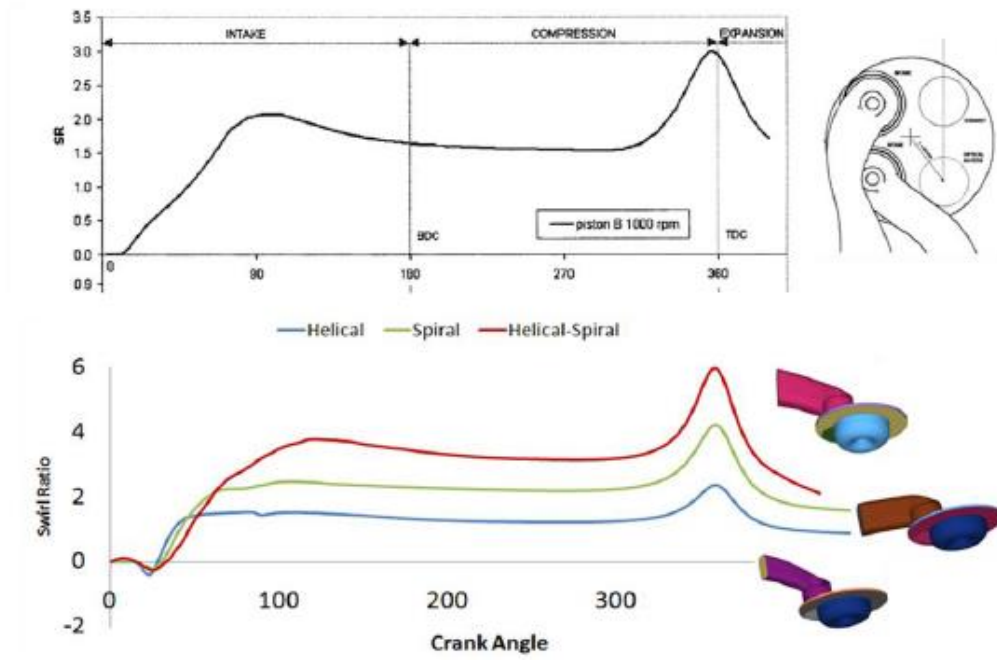
Yapılan çalışmanın sonuçlarına bakıldığında ise, 3 numaralı piston geometrisinin en iyi yanma verimini sağladığı görülmüştür. EGR, %0'dan %10'a artırıldığında, 3 numaralı pistonda NO_x , %78 azalmış, %10'dan %20'ye arttırıldığında ise NO_x %90 azalmıştır [6].

Rahiman ve arkadaşlarının yaptığı çalışma ise, farklı emme kanalları kullanılarak direkt püskürtmeli bir dizel motorunun silindir içi hava hareketlerinin HAD analizleri kullanılarak geliştirilmesi ile alakalıdır. Bu çalışmada üç farklı emme kanalı geometrisi kullanılmıştır [7].



Şekil 3.4 Farklı emme kanalı geometrileri

Çalışmada FLUENT kullanılmıştır. Sonuçlara bakıldığında ise spiral emme kanalı ve spiral-helisel emme kanalı, standart emme kanalına göre daha yüksek girdap etkisi oluşturmaktadır. Ayrıca helisel emme kanalı da, spiral ve spiral-helisel emme kanallarına göre daha fazla kinetik türbülans enerjisi oluşturmaktadır. Sonuçlara bakıldığında, volümetrik verim açısından helisel ve spiral-helisel emme kanalları direkt püskürtmeli dizel motorlarına uygun olduğu anlaşılmaktadır [7].

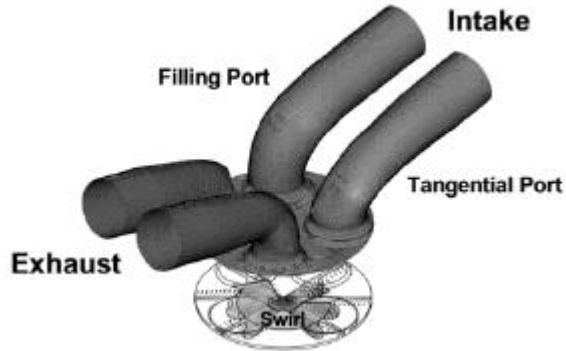


Şekil 3.5 Farklı emme kanallarının girdap etkisi bakımından karşılaştırılması

Berntsson ve arkadaşları, hacmi küçültülmüş turbo şarjlı direkt püskürtmeli Otto motoru için, dönme (tumble) hareketinin motor verimine etkisini Star-CD yazılımını kullanarak araştırmışlardır. Bu araştırmada, iki koşulda motor verimine bakılmıştır. Bunlardan bir tanesi normal yükte ve devirde dönme etkisinin motor verimine etkisine, diğeri ise yüksek yükteki motorda dönme etkisinin motor verimine etkisine bakılmıştır. Sonuçlar ise, dönme hareketinin motor verimine ve emisyonlarına etkisinin pozitif olduğunu, bununla beraber silindir içine giren havanın şekli dönem hareketinin etkisini önemli derecede etkilediğini göstermektedir. Ayrıca motor yükü arttıkça, dönme hareketinin etkisine bağlı olarak silindir içi basıncın çok yükseldiği, buna bağlı olarak motorda titreşimin arttığı gözlemlenmiştir. Yanma açısından bakıldığında ise, dönem

hareketinin etkisiyle artan türbülans sayesinde yanma süresinin kısaldığı, yanma stabilizesinin, yanma veriminin ve EGR etkisinin arttığı gözlenmiştir [8].

Adolph ve Lamping'in yapmış oldukları çalışmada, yüksek hızla yakıt püskürtülen bir Dizel motorunda, hava giriş ve çıkış hareketlerinin iyileştirilmesi ve bunun egzoz gazı emisyonlarına etkisi araştırılmıştır. Bu çalışmada, üç farklı emme kanalı geometrisi (Dolgu (Filling) emme kanalı, teğetsel emme kanalı ve helisel emme kanalı) daha etkili girdap oluşturmak için kullanılmış ve aynı zamanda girdap etkisini arttırmak için supap oturma yüzeylerinde de değişiklik yapılmıştır. İlk önce bütün emme kanalı geometrileri ve özel supap oturma yüzeyleri test hücrelerinde kontrol edilmiştir, daha sonra ise aynı geometriler HAD yazılımı kullanılarak karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak ise , en iyi girdap etkisinin yapılan testler ve analizler sonucunda, dolgu emme kanalı ve teğetsel emme kanalı ile oluşturulan hava giriş kanalı ile supap oturma yüzeylerindeki değişiklik ile elde edildiği gözlemlenmiştir [9].

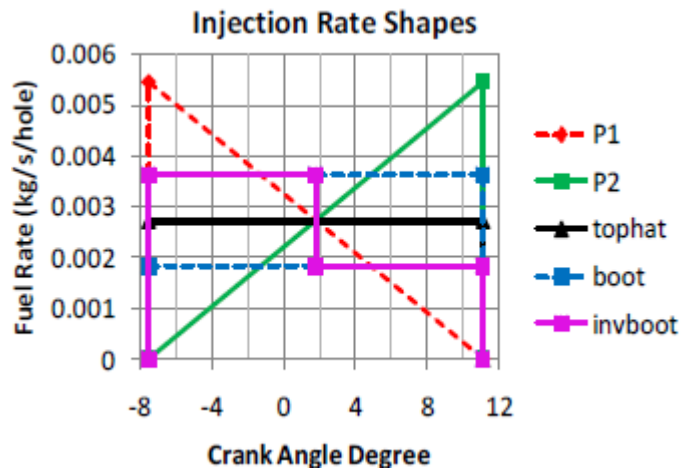


Şekil 3.6 Kullanılan emme kanalı konsepti

Çalık, Ergeneman ve Golovitchev tarafından yapılan çalışmada, ağır vasıta dizel motorunda azot oksit (NO_x) ve is (C(s)) emisyonlarının oluşumu ve azaltılması, HAD modellemesi yardımı ile incelenmiştir. KIVA-3VR2 ve CHEMKIN-II paketi modelleme için kullanılmıştır. Çalışmada dizel motorunda 18.2 ve 14.0 sıkıştırma oranları, farklı yük, püskürtme değerleri ve EGR oranları kullanılmıştır. Çalışma sonuçlarında ise, farklı EGR değerleri için farklı yanma şartları incelenmiş, geç püskürtme şartında EGR uygulaması esnasında oluşabilecek yüksek CO ve is emisyonlarını önlemek için erken püskürtme ve daha az EGR miktarları denenmiş ve avantajlı bir rejim olarak ortaya çıkmıştır.

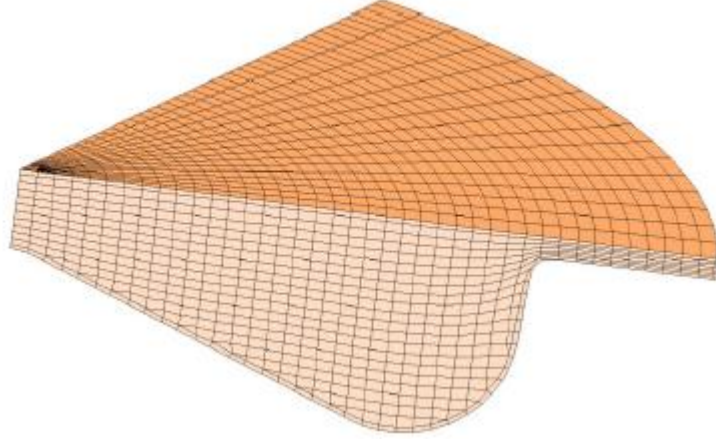
Modelleme ile bulunan emisyonların eğilimleri iyi olmakla birlikte, nicel olarak iyileştirmeye gerek olduğu görülmüştür [10].

Shrestha, Zheng, Badawy ve Henein yapmış oldukları çalışmada, püskürtme karakteristiğinin dizel motorunda yanma prosesine etkisini incelemişlerdir. Üç boyutlu HAD yazılımı kullanılarak beş farklı püskürtme karakteristiği, yakıtın kendi kendine tutuşması, yanma, egzoz gazı emisyonları açısından karşılaştırılmıştır. Bu çalışmada kullanılan beş farklı püskürtme karakteristiği Şekil 3.7'de gösterilmiştir [16]. Püskürtme karakteristiğinin etkisi incelenirken, iki tane metot kullanılmaktadır. Bunlardan bir tanesi püskürtme oranını sabit tutarken, püskürtme süresini değiştirir; diğer yöntem ise, püskürtme oranını değiştirirken, püskürtme süresini sabit tutar[11-12-13-14-15].



Şekil 3.7 Püskürtme karakteristiği şekilleri - Aynı püskürtme başlangıcında ve püskürtme süresinde

Bu çalışmada model olarak tam silindir yerine, silindirin 6'a 1'i olan bir parça kullanılmıştır ve Şekil 3.8'de gösterilmiştir. Model olarak tam silindir kullanılmamasının nedeni hesaplama süresini azaltmaktır, 6'da 1'inin kullanılmasının nedeni ise, enjektörün altı delikli olmasıdır [16].



Şekil 3.8 Kullanılan model - Silindirin 6'da 1'i

Çalışmanın sonuçlarına bakıldığında, aynı püskürtme başlangıcında ve püskürtme süresinde, en düşük NO_x emisyonu P2 püskürtme karakteristiği ile sağlanmıştır. Bununla beraber, P1 püskürtme karakteristiği en düşük is oluşumuna neden olurken, P2 püskürtme karakteristiği en yüksek is oluşumuna neden olmaktadır. Aynı ön karışım yanması koşullarında ve püskürtme süresinde, P2 püskürtme karakteristiği en yüksek NO_x oluşumuna neden olurken, P1 karakteristiği en düşük NO_x oluşumuna neden olmaktadır. Boot karakteristiği P2'den biraz daha az NO_x oluşumuna neden olurken, Tophat ve Invboot püskürtme karakteristikleri aynı değerlerde NO_x oluşumuna neden olmaktadır. Diğer yandan, Tophat karakteristiği en yüksek is oluşumuna neden olurken, P2 karakteristiği en az is oluşumuna neden olmaktadır. P1 ve Invboot püskürtme karakteristikleri aynı miktarda is oluşumuna neden olurken, bu miktar Boot karakteristiğinin neden olduğu is miktarından çok az daha fazladır [16].

Corgard ve Reitz tarafından yapılan çalışmada, alternatif yakıt kullanılmasının ve farklı tipte emme kanalı geometrileri kullanılmasının motor performansına ve emisyonlarına etkisi araştırılmıştır. Üç farklı girdap oranı, üç farklı motor devrinde uygulanmış ve belirli bir değerden sonra artan girdap etkisinin emisyonlara negatif etki yaptığı görülmüştür [17].

Yakıtın geç püskürtüldüğü durumda girdap etkisi arttıkça NO_x emisyonlarının arttığı görülmüştür. Bunun nedeni olarak da, NO_x oluşumu için gerekli olan yüksek sıcaklık bölgelerinin yüksek girdap etkisi nedeniyle stokiometrik değerlere yakın olmasından dolayı NO_x emisyonlarının arttığı açıklanmıştır. 1303 d/d motor devrinde, erken yakıt

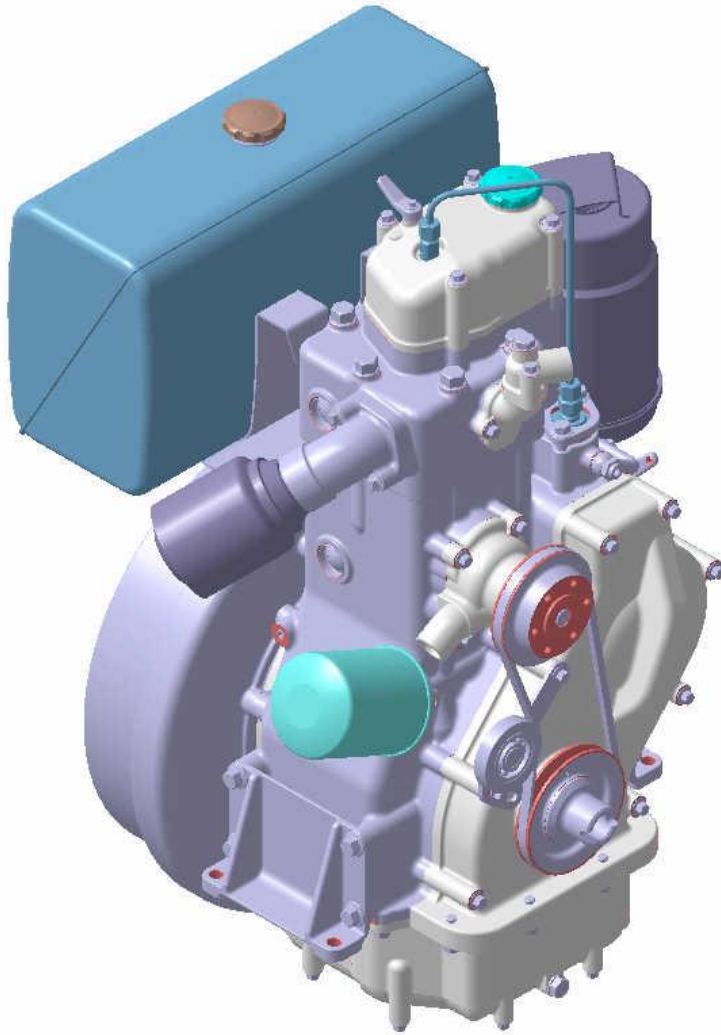
püskürtüldüğünde ise girdap etkisi arttıkça NO_x emisyonlarının azaldığı görülmüştür. Bunu da yüksek girdap etkisinin aşırı karışıma neden olmasına bağlamışlardır. Çünkü bu aşırı karışımın ortamı daha fakir ve daha soğuk hale getirdiğini, dolayısıyla da NO_x emisyonlarının azalmasına neden olduğunu söylemişlerdir. 1757 ve 1906 d/d motor devirlerinde ise NO_x emisyonları ve girdap etkisi arasında ise bir bağlantı kurulamamıştır. Ancak püskürtme süresince, yüksek girdap etkisinden dolayı oluşan zengin karışım bölgelerinde yakıt demeti buharlarının üst üste binmesiyle yanma kötüleşebilmektedir. Dolayısıyla is oluşumunu buna bağlamışlardır. Ayrıca yüksek girdap etkisindeki karışımın fazlaşmasından dolayı her bir yakıt demeti buharının içindeki zengin karışım alanlarının artmasından dolayı da is oluşumunun arttığını söylemişlerdir [17].

3.2 Yöntem

Bu tez çalışmasının amacı bir dizel motorunda egzoz gazı emisyonlarının, hesaplamalı akışkanlar dinamiği yardımı ile iyileştirmesini yapmaktır. Bu iyileştirmeyi yapabilmek için tek boyutlu ve üç boyutlu olmak üzere analiz yazılımları kullanılmıştır. Ayrıca üç boyutlu analizler kullanılan modellerde ki çözüm ağını oluşturmak için de farklı bir yazılım kullanılmıştır. Son olarak üç boyutlu analizlerde ve çözüm ağı oluşturmak için kullanılacak olan katı modelleri (piston geometrisi, farklı emme kanalları, silindir kafası ve supaplar), gerçek motor boyutlarında tasarlamak için de ayrı bir yazılım kullanılmıştır. Bu kısımda, bu yazılımları kullanırken uygulanan yöntem anlatılacaktır.

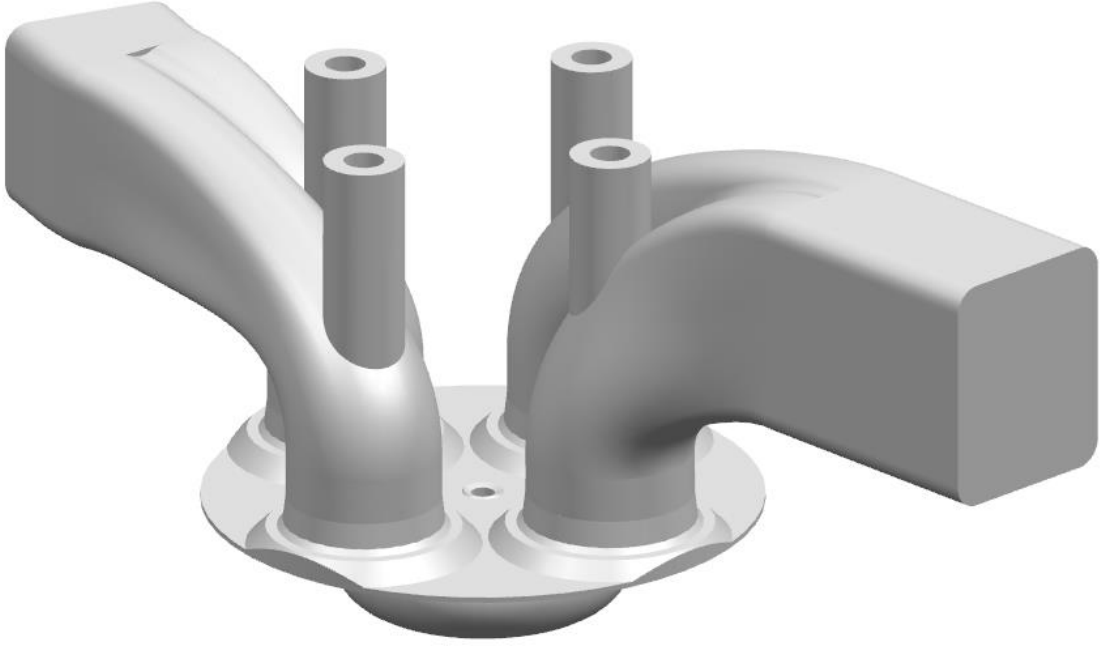
Hesaplamalı akışkanlar dinamiğini kullanıldığı üç boyutlu analizlerdeki sonuçların gerçeğe mümkün olduğunca yakın olabilmesi için modellenmiş olan katı modelin ve katı model üzerine oluşturulmuş çözüm ağının belirli bir kalitede olması gerekmektedir. Eğer bu kalite sağlanmazsa, analiz esnasında çözüm yakınsamayacaktır ve dolayısıyla da analiz ya hata verecek ya da elde edilen sonuçlar çok gerçekçi olmayacaktır. Dolayısıyla ilk adım olarak bilgisayar ortamında modellenen katı geometrinin iyi bir kalite olması gerekmektedir. Şekil 3.9'da bu tez çalışmasında kullanılan motorun bilgisayar ortamında tasarlanmış katı modeli gösterilmektedir. Bu katı model kullanılarak soğuk akış ve yanma analizleri için akışkanın bulunduğu hacimler çıkartılmıştır. Bu akış hacmi sayesinde HAD analizleri yapılabilmektedir. Dolayısıyla bilgisayar ortamında tasarlanan

geometri gerçek motor geometrisine ne kadar uygun olursa, analiz sonuçları da gerçek motora o kadar bağlı olacaktır.



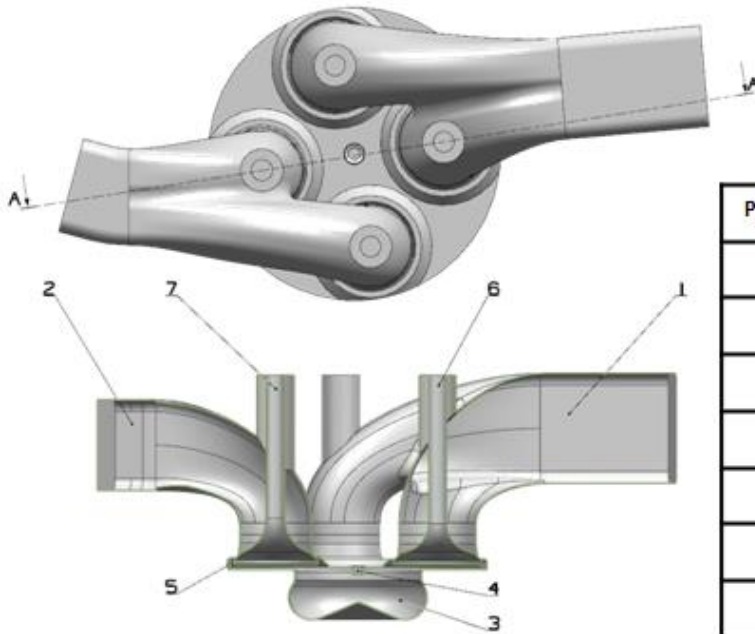
Şekil 3.9 Bilgisayar ortamında tasarlanan 1.16 l dizel motor

Şekil 3.9'da ki geometri kullanılarak Siemens NX yazılımı yardımı ile soğuk akış için kullanılacak olan akış hacmi çıkartılmıştır. Bu akış hacmi, emme ve egzoz kanallarını, piston, silindir kafası, silindir cidarı ve supapları içermektedir.



Şekil 3.10 Soğuk akış için kullanılacak olan akış hacmi

Şekil 3.10' da görüldüğü gibi soğuk akış için bütün motor geometrisine gerek yoktur. Modeli daha detaylı anlayabilmek için Şekil 3.11'de kesit görüntüsü gösterilmiştir.



| Parça No | İsim |
|----------|-------------------|
| 1 | Emme kanalı |
| 2 | Egzoz kanalı |
| 3 | Piston geometrisi |
| 4 | Silindir kafası |
| 5 | Silindir cidarı |
| 6 | Emme supabı |
| 7 | Egzoz supabı |

Şekil 3.11 Akış hacminin kesit görünüşü

Şekil 3.11'de görülen model, soğuk akış analizi için kullanılmıştır, yani egzoz sürecinden başlayıp, emme sürecinin sonuna kadar gerçekleşen olayı analiz etmek için kullanılmıştır. Soğuk akış analizinin önemi, yanma analizi için başlangıç ve sınır koşullarını sağlamasıdır. Dolayısıyla bütün model uygun olarak tasarlanmalı ve çözüm ağı oluşturulmalıdır.

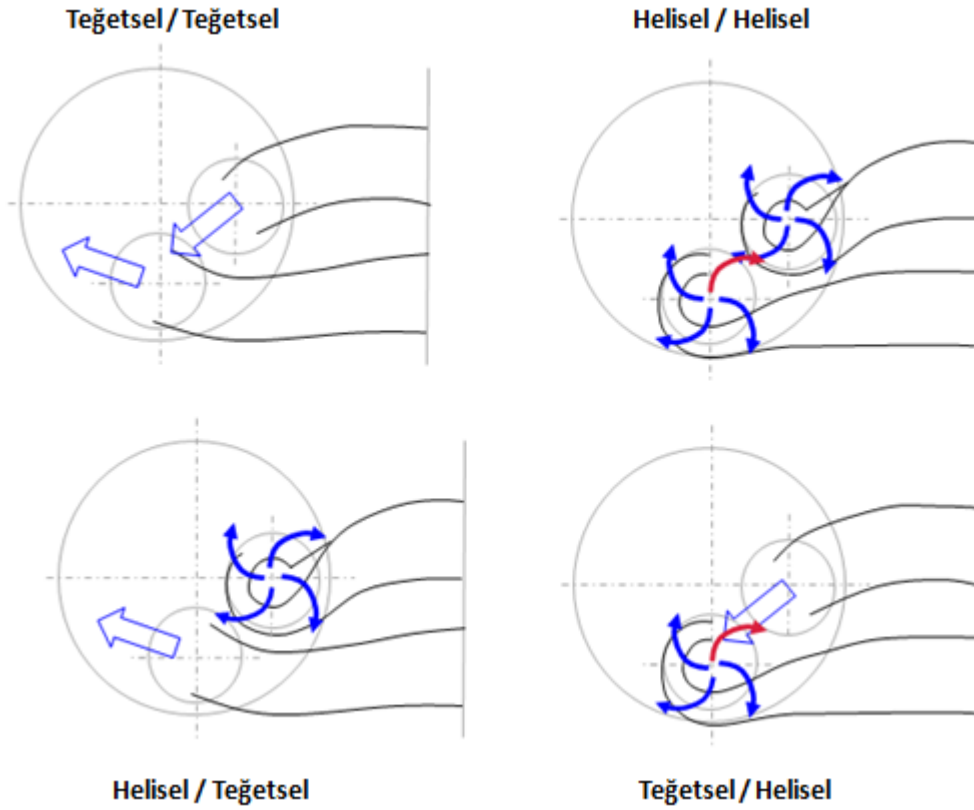
Yanmayı iyileştirmek ya da egzoz emisyonlarında iyileştirme yapmak için, iki farklı emme kanalı geometrisi ile soğuk akış analizi yapılmıştır. Bunun sebebi ise, silindir içine giren havanın akış özelliklerinin yanmaya ve emisyonlara etkisini göstermektir. Şekil 3.12'de motor üzerindeki var olan emme kanalı geometrisi gösterilmektedir.



Şekil 3.12 Motor üzerindeki emme kanalı

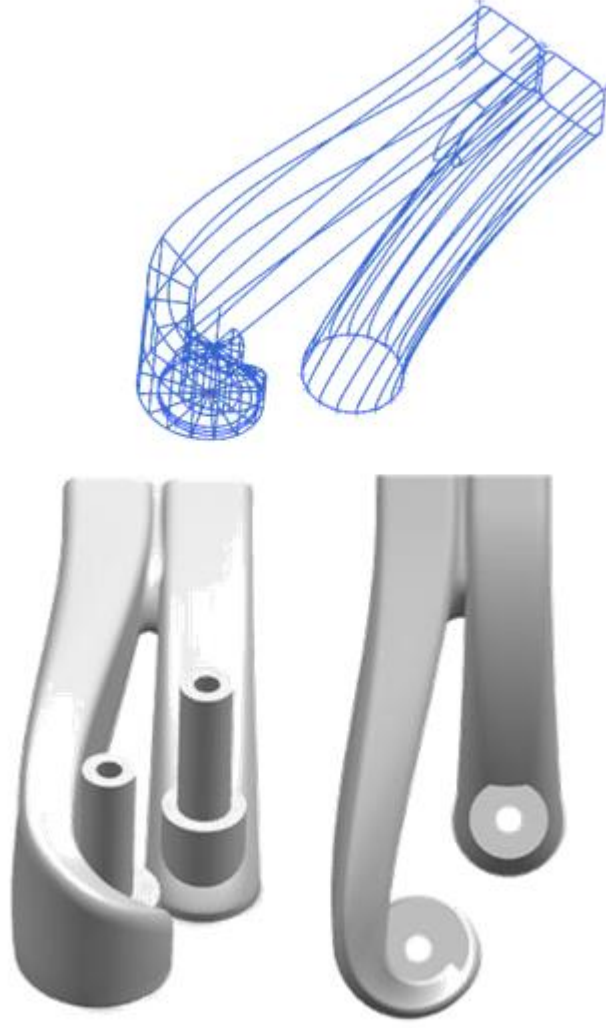
Soğuk akış analizlerinde kullanılan ikinci emme kanalı geometrisi ise girdap etkisini arttırmak için tasarlanmıştır. Genel olarak dolgu emme kanalı (filling port), teğetsel emme kanalı (tangential port) ve helisel emme kanalı (helical port) olmak üzere üç farklı emme kanalı geometrisi vardır. Bu emme kanalı geometrilerinin tek kullanılması veya beraber olarak kullanılması, silindir içine alınan havanın karakteristiğini önemli ölçüde etkilemektedir. Örneğin, motor üzerindeki mevcut emme kanalları dolgu emme kanalı geometrisine daha yakındır ve iki tane dolgu emme kanalı yan yana

kullanılmıştır. Şekil 3.13'te de en uygun hava hareketini oluşturmak için kullanılması gereken emme kanalı konfigürasyonu gösterilmiştir.



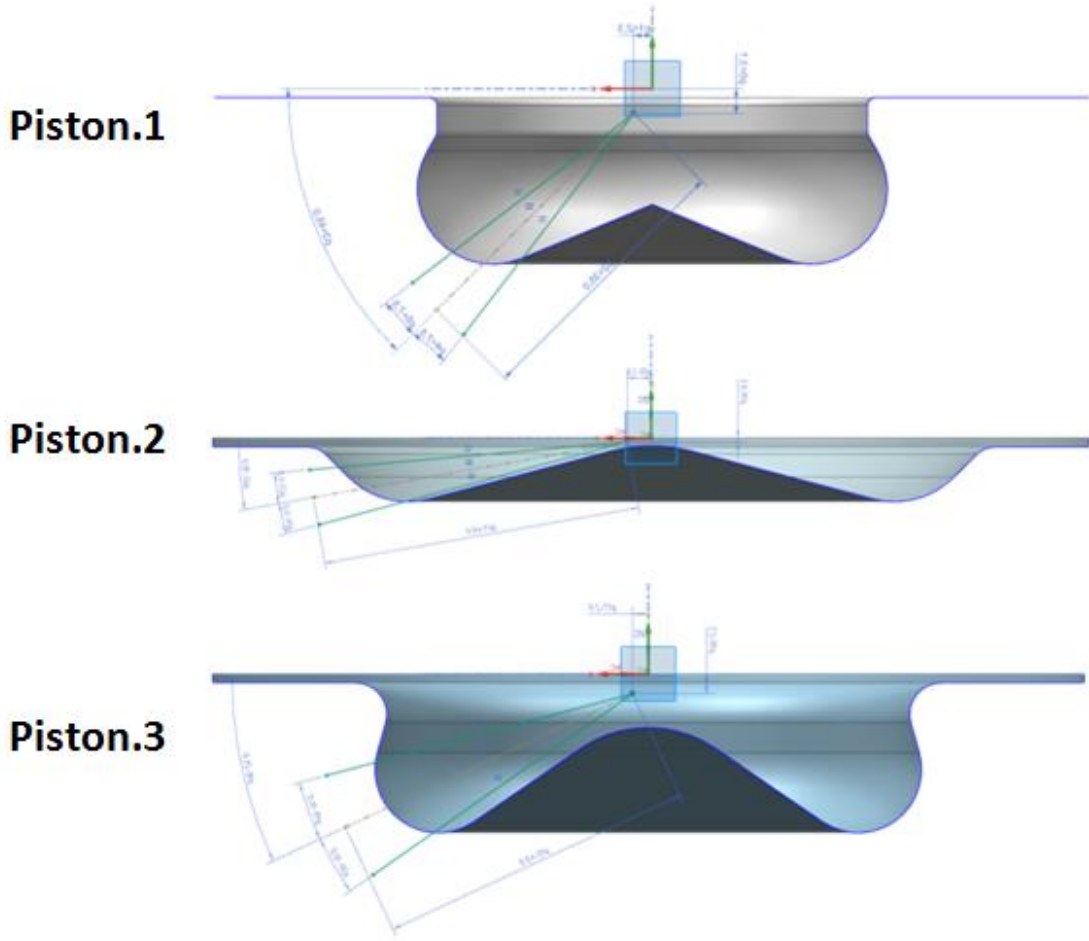
Şekil 3.13 Emme kanalı konfigürasyonları

Şekil 3.13'te gösterildiği gibi, her emme kanalı birbiri ile uygun olarak kullanılmamaktadır, hava akışlarının birbirini kesmemesi için emme kanalı konfigürasyonuna dikkat etmek gerekmektedir. Bu tez çalışmasında kullanılan ikinci emme kanalı konfigürasyonu ise bir tane helisel ve bir tane de dolgu emme kanalı geometrisinden oluşmaktadır. Bu geometriler Siemens NX yazılımı yardımı ile yüzey modelleme ile tasarlanmıştır. Şekil 3.14'te emme kanallarının tasarlanması için kullanılan geometriler ve modelin son hali gösterilmektedir.



Şekil 3.14 Soğuk akış için kullanılan ikinci emme kanalı

Şekil 3.13 ve 3.14'te gösterilen emme kanalları ile yapılan analizlerin sonuçlarından yola çıkılarak hangi emme kanalı geometrisinin yanma ve egzoz gazı emisyonları açısından daha iyi olduğu anlaşılmıştır. Uygun emme kanalı belirlendikten sonraki adım uygun piston geometrisinin ve o piston geometrisine uygun olan püskürtme açısının ve konumunun belirlenmesidir. Piston geometrisi doğrudan yanma odasını etkilediği için, yanma ve egzoz gazı emisyonlarına etkisi çok büyüktür. Bu tez çalışmasında üç farklı piston geometrisi kullanılmış, sonuçları karşılaştırılmıştır. Piston geometrileri oluşturulurken, yine Siemens NX yazılımından yararlanılmıştır. Şekil 3.15'te piston geometrileri ve püskürtme geometrisi, Tablo 3.1'de ise enjektörün konumu ve püskürtme açısı gösterilmiştir.



Şekil 3.15 Piston geometrileri

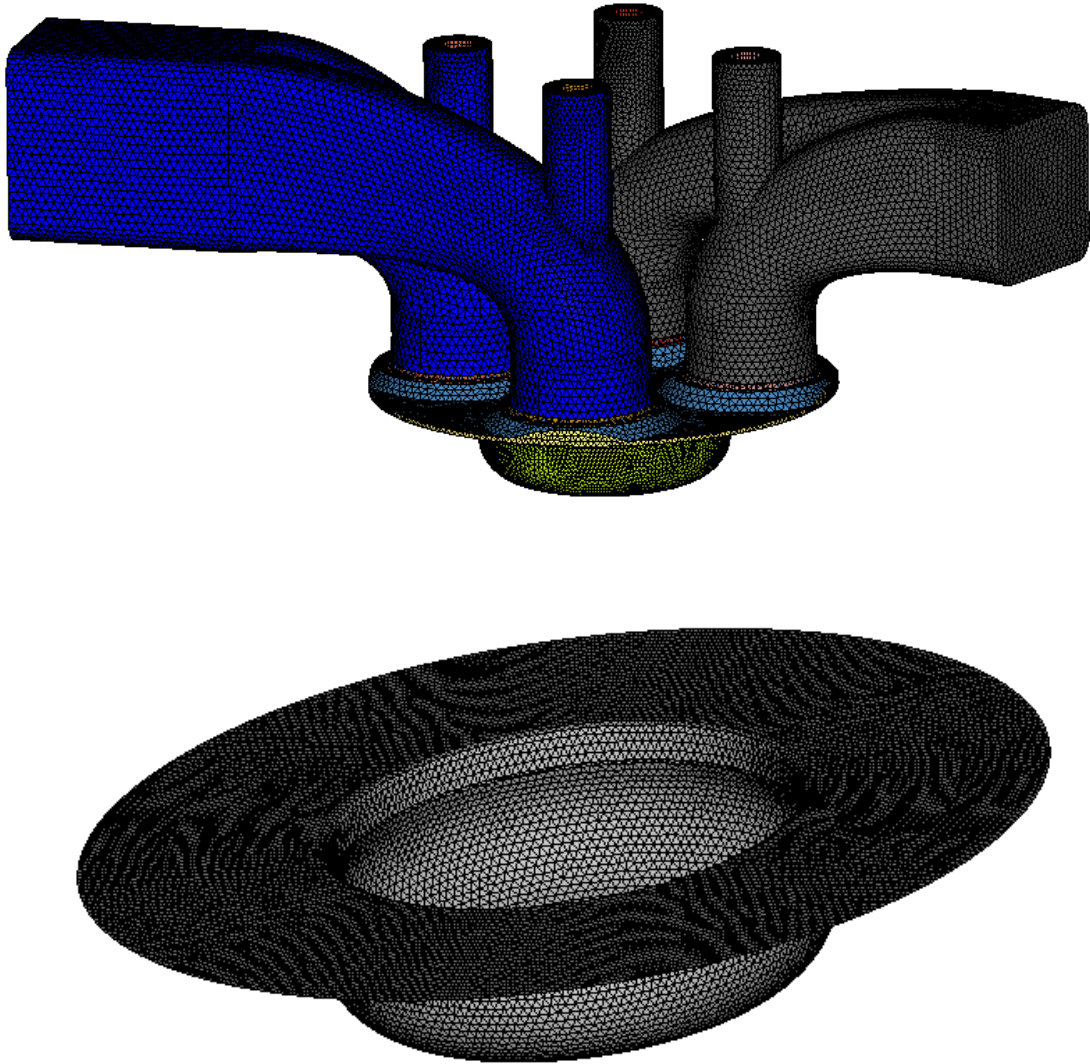
Tablo 3.1 Her bir piston geometrisi için enjektörün konum

| Piston geometrileri | Enjektör konumu | | | | | |
|---------------------|-----------------|-------|--------|-------|-------|---------|
| | x | y | z | Rx | Ry | Rz |
| Piston_1 | 2.329 | 0.000 | -3.150 | 0.000 | 0.000 | 135.000 |
| Piston_2 | 3.000 | 0.000 | -0.500 | 0.000 | 0.000 | 100.000 |
| Piston_3 | 2.000 | 0.000 | -2.500 | 0.000 | 0.000 | 115.000 |

Tablo 3.1'de gösterilen Rx, Ry ve Rz değerleri x, y ve z eksenlerindeki açı değerini göstermektedir, Rz değeri de enjektör delik açını göstermektedir. Analizlerde kullanılan enjektör 6 delikli olup, enjektör delik çapı ise 0.239mm'dir.

Soğuk akış ve yanma analizleri için kullanılacak olan modeller hazır olduğuna göre, modelleri üç boyutlu analizlerde kullanabilmek için, çözüm ağı oluşturulmalıdır. Çözüm ağı oluşturmak için, Hypermesh yazılımı kullanılmıştır. Çünkü Hypermesh ile çözüm ağı oluşturmak oluşturula çözüm ağı üzerinde değişiklik yapmak oldukça basittir. Ayrıca model üzerine oluşturduğunuz çözüm ağını kontrol etmek ve istediğini kriterlere uygun

olmayan hücreleri görebilmek için oldukça kullanışlıdır. Şekil 3.16'da Hypermesh kullanılarak oluşturulan çözüm ağı gösterilmiştir.

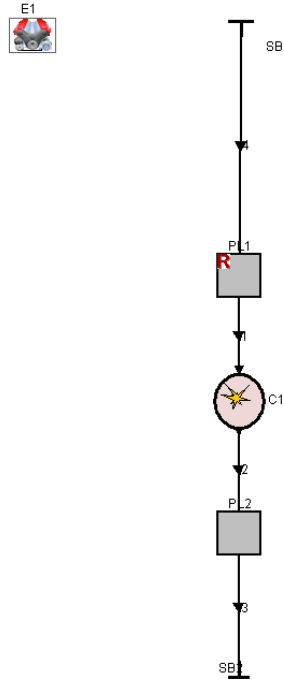


Şekil 3.16 Çözüm ağı oluşturulmuş model

Modele ait her bir motor parçası farklı renktedir, çünkü simülasyon için her bir parçanın tanıtılması gerekmektedir. Eğer ki farklı parçalar aynı renkte olursa, yazılım onları bir parça olarak görecektir. Bu yüzden her bir parçanın rengi farklıdır. Şekil 3.16'da üstteki resim soğuk akış içindir ve dolayısıyla emme kanallarını ve supapları içermektedir. Altındaki resim ise yanma analizi için kullanılan çözüm ağını göstermektedir. Bu yüzden sadece piston geometrisi kullanılmıştır. Daha öncede belirtildiği gibi bu tez çalışmasında çözüm ağı oluşturmak için Hypermesh, üç boyutlu analizler için ise CD-ADAPCO'nun Star-CD yazılımının Es-ice modülü kullanılmıştır. Fakat

bu iki programdan alınan dosyaların uzantısı aynı değildir. Dolayısıyla iki yazılım arasında dosya uzantılarını değiştirmek için üçüncü bir yazılım kullanılmıştır. Bu üçüncü yazılım da yine CD-ADAPCO firmasının StarCCM+ yazılımıdır. StarCCM+ yazılımı Hypermesh dosyaları Es-ice için kullanılabilir. Es-ice için kullanılabilir.

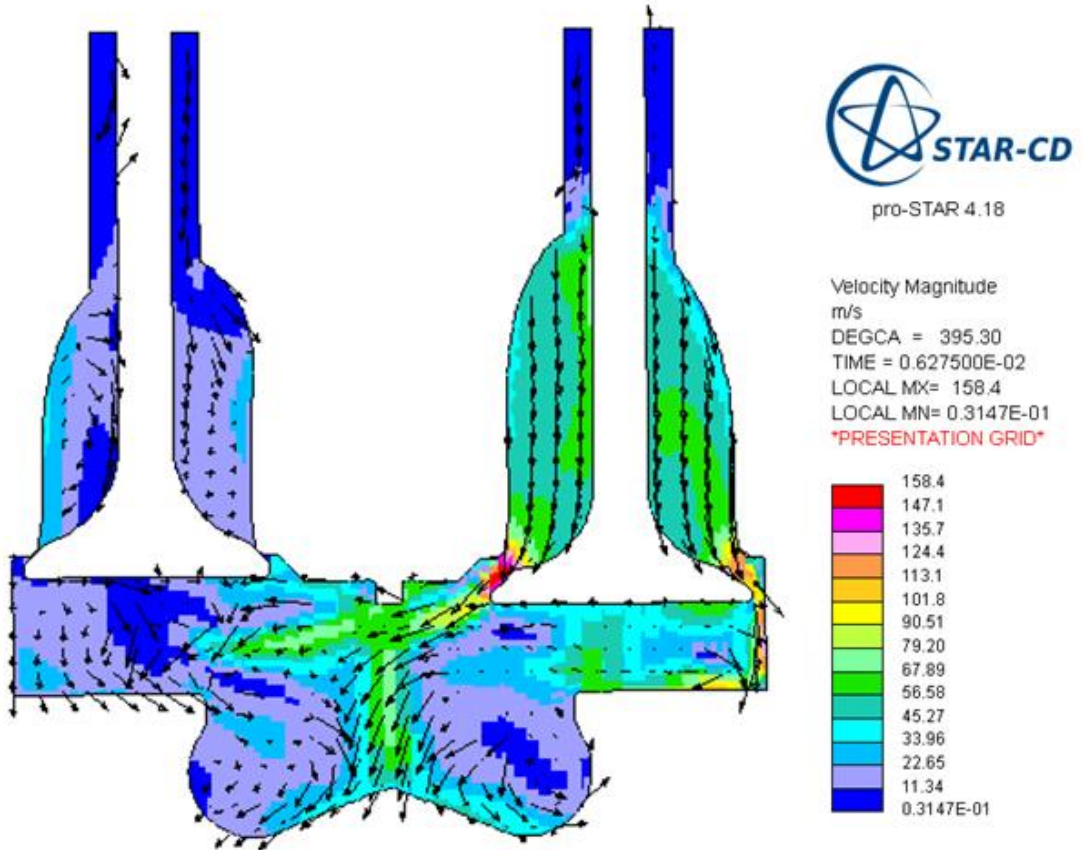
Normal şartlarda, çözüm ağı oluşturulduktan sonra ve analizleri başlatılmak için sınır ve başlangıç koşulları hazırsa, üç boyutlu analizler çözdürülebilmektedir. Fakat bu tez çalışmasında kullanılan motorun sadece silindir içi sıcaklık ve basınç değerleri deneysel çalışma ile elde edilmiş olup, emme kanalının ve egzoz kanalının sınır ve başlangıç değerleri hazır değildi. Ayrıca yanma analizi içinde enjektörün püskürtme karakteristiği de yoktu. Dolayısıyla üç boyutlu analizlerin yani soğuk akış ve yanma analizi için bazı parametreler eksikti. Bu eksik verileri elde edebilmek için AVL Boost yazılımı kullanılarak bilgisayar ortamında bir boyutlu birden fazla analiz yapılmıştır. Birden fazla püskürtme karakteristiği denenmiş ve deneysel çalışma ile elde edilen silindir içi basınç ve sıcaklık değerlerini elde etmeye çalışılmıştır. Uygun sonuçlar elde edildikten sonrada, o sonuçları sağlayan emme kanalı ve egzoz kanalı koşulları soğuk akış analizleri için kullanılmıştır. Aynı sonuçların elde edildiği modeldeki püskürtme karakteristiği ise yanma analizi için kullanılmıştır. Şekil 3.17'de AVL Boost kullanılarak hazırlanan tek boyutlu model gösterilmektedir.



Şekil 3.17 Tek boyutlu analizde kullanılan model

Aslında emme kanalı ve egzoz kanalı için tek boyutlu analiz yapmaya gerek yoktu, literatür çalışmalarından ya da literatürde yer alan dizel motorlar ile alakalı bilgilerden yararlanarak tahmini başlangıç ve sınır koşulları kabul edilebilirdi. Fakat püskürtme karakteristiğini belirlemek, yanma analizleri çok önemliydi. Bu yüzden tek boyutlu analizin yapılması bu tez çalışması açısından gerekiyordu.

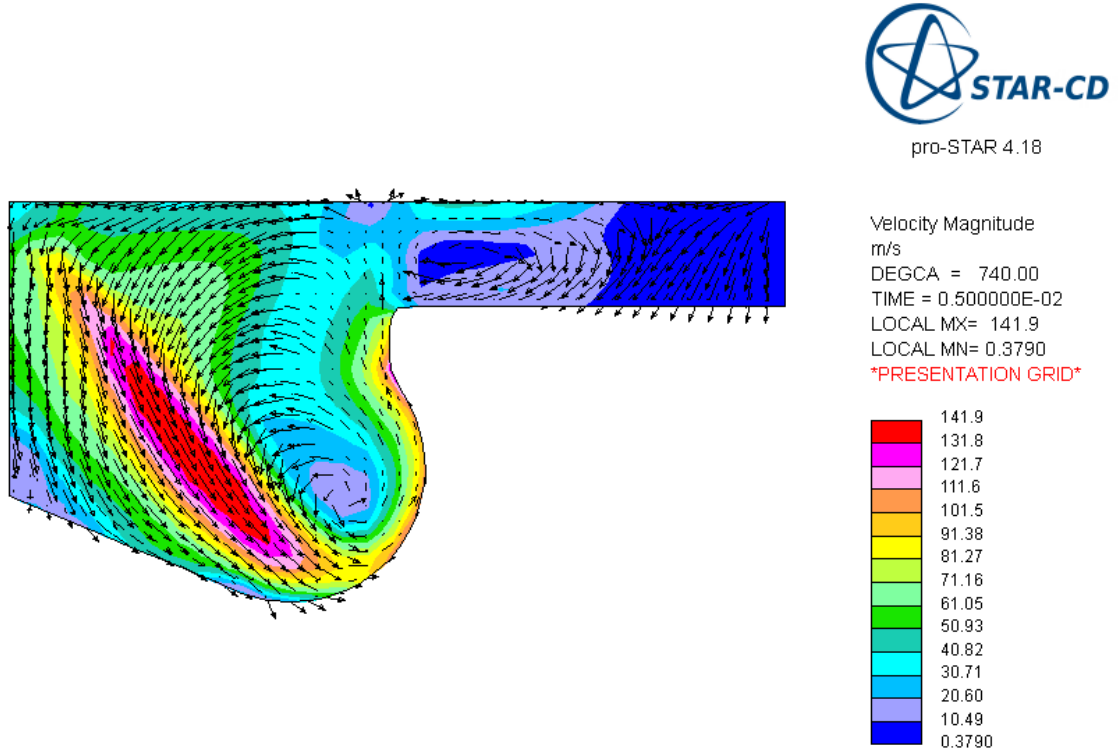
Tek boyutlu analizlerden elde edilen sonuçlardan sonra, artık soğuk akış için gerekli olan bütün parametreler hazırdır. Daha öncede bahsedildiği gibi soğuk akış sadece egzoz ve emme proseslerini içermektedir, bu sayede silindirden çıkan egzoz gazı hareketlerini ve emme kanalından silindire giren hava hareketlerini gözlemlenmektedir. Şekil 3.18'te emme supabı açıkken havanın silindir içine girişi gösterilmektedir.



Şekil 3.18 Emme supabı açılırken oluşan hava hareketleri

Soğuk akış analizleri iki farklı emme kanalı geometrisi ile yapılmıştır, ve Şekil 3.18'te gösterildiği gibi bu geometriler sayesinde oluşan hava hareketleri her iki geometri için karşılaştırılmıştır. Soğuk akış hareketleri daha önce de bahsedildiği gibi Star-CD'nin Es-ice modülü ile yapılmıştır. Es-ice, Hypermesh'te oluşturulan iki boyutlu çözüm ağını

kullanarak üç boyutlu çözüm ağı oluşturmakta, aynı zamanda silindir ve supaplar içinde hareketli hücreleri otomatik oluşturmaktadır. Bu işlem bu tür analizler için oldukça yardımcı olmaktadır. Yanma analizleri için de Es-ice kullanılmıştır. Var olan üç farklı piston geometrisi ile her iki emme kanalı kullanılarak yanma analizleri yapılmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Şekil 3.19'da bir yanma analizi içindeki püskürtülen yakıt gösterilmektedir.



Şekil 3.19 Yanma analizi esnasında yakıtın püskürtülmesi

Şekil 3.19'da gösterildiği gibi renkli konturlar, sağ tarafta gösterilen renklere ilgili sonuç ne ise onun şiddetini göstermektedir. Örneğin hız dağılımı için, vektörler hızın hareketini, renkli konturlar ise hızın şiddetini göstermektedir. Analiz sonuçlarının uygun olarak gösterilmesi ve grafiklerin çizilmesi olayına, başka bir deyişle analiz sonuçlarının raporlanmasına son işlemler adı verilmektedir. Analizi uygun olarak başlatabilmek ve doğru sonuçları elde edebilmek kadar, analiz sonuçlarını doğru yorumlayabilmek de çok önemlidir ve ilgili konu ile alakalı tecrübe gerekmektedir. Bu tez çalışmasında analiz sonuçlarından grafikleri çıkarmak için Es-ice içindeki Post-Process aracı kullanılmıştır. Ayrıca vektör ve büyüklük değerlerini göstermek için ise Pro-Star yazılımı kullanılmıştır. Bu yazılım Star-CD ile aynı uzantıda ki dosyalarla çalıştığından, birbiri ile

uyumlu çalışmakta ve dolayısıyla kullanıcıya kolaylık sağlamaktadır. Fakat Pro-Star sadece son işlem yazılımı olmadığından, EnSight ya da FlowView gibi sadece son işlem için kullanılan yazılımlar gibi esneklik sağlamamaktadır. Bu tez çalışmasında Es-ice ile aynı dosya uzantısında çalışabildikleri için Pro-Star tercih edilmiştir.

TEK BOYUTLU MODELLEME

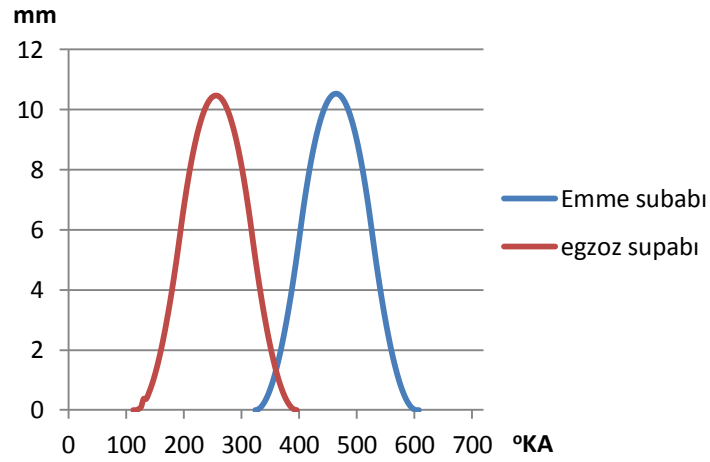
4.1 Giriş

Bir önceki bölümde de bahsedildiği gibi başlangıç ve sınır koşullarını tanımlayabilmek ve ek olarak püskürtme karakteristiğini elde etmek için bu tez çalışmasında tek boyutlu modelleme için AVL Boost yazılımı kullanılmıştır. Bu bölümde ise tek boyutlu modellemenin nasıl yapıldığı, modelleme esnasında kullanılan yanma, ısı transferi gibi olayların çözülmesinde literatürde kabul görmüş modellerin nasıl kullanıldığı, tek boyutlu analizin sonuçları ve elde edilen püskürtme karakteristiği gösterilmiştir.

Tek boyutlu modelleme için kullanılan motor parametreleri Tablo 4.1'de gösterilmiştir. Ayrıca emme ve egzoz supaplarının açılma miktarları da krank açısına bağlı olarak Şekil 4.1'de gösterilmiştir. Tek boyutlu modelde kullanılan emme ve egzoz gazı açılma miktarları aynı zamanda üç boyutlu modelleme içinde kullanılmıştır.

Tablo 4.1 Motor parametreleri

| | |
|---|-------|
| Silindir çapı [mm] | 110 |
| Strok [mm] | 127 |
| Biyel kolu uzunluğu [mm] | 198 |
| Silindir hacmi [L] | 1.16 |
| Sıkıştırma oranı | 18 |
| Silindir çapı/strok | 0.866 |
| Emme supabı kapanması [$^{\circ}$ KA] | 607.5 |
| Egzoz supabı açılması [$^{\circ}$ KA] | 112.5 |
| Emme supabı açılması [$^{\circ}$ KA] | 324 |
| Egzoz supabı kapanması [$^{\circ}$ KA] | 396 |



Şekil 4.1 Emme ve egzoz supaplarının açılma eğrileri

Tek boyutlu uygulamaları motor parçalarındaki ısı transferini ve akışı hesaplamak için tek boyutlu olan gaz dinamiklerini kullanır. Yazılım modeli uygun olarak kurabilmek için bir tane ön işlem aracı ile çalışır. Çözücü ise farklı parçalardaki enerji ve kütle akışını hesaplar ve sonuçlar yine ön işlem aracı içinde gösterilir.

Motor performansı, her bir motor parçası arasındaki kütle ve enerji akışını hesaplayarak ve her bir parça içindeki ısı ve iş transferi ile hesaplanmıştır.

4.2 Tek Boyutlu Model

Bu tez çalışmasında kurulan modelin en önemli parçası silindiridir. Çünkü bizim için önemli olan olaylar silindirde gerçekleşmektedir. Örneğin; yanma, yakıtın püskürtülmesi, emme ve egzoz supaplarının açılması gibi. Bu yüzden silindir içinde gerçekleşen olaylara ve bu olayları hesaplamak için kullanılan modellere detaylı bakılacaktır.

Silindir içindeki termodinamik olayların hesaplanması termodinamiğin birinci yasasına dayanmaktadır:

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha} = -p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_w}{d\alpha} - h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \sum \frac{dm_i}{d\alpha} h_i - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} h - q_{ev} \cdot f \cdot \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (4.1)$$

Silindir içindeki kütle değişimi ise giren ve çıkan akışın kütlelerinin toplamından hesaplanabilmektedir:

$$\frac{dm_c}{d\alpha} = \sum \frac{dm_i}{d\alpha} - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} - \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (4.2)$$

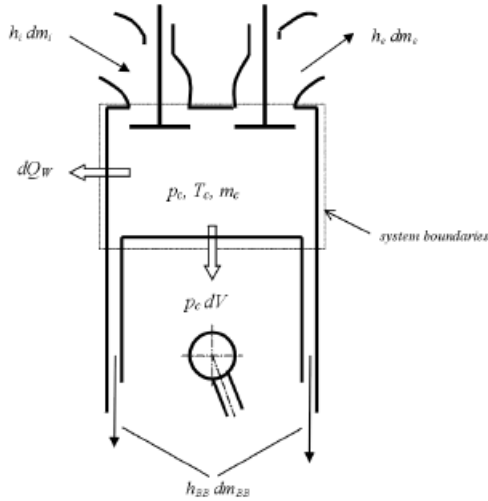
Silindir içindeki iç enerji değişiminin olduğu yüksek basınçlı çevrimler için termodinamiğin birinci yasası, piston işinin, giren yakıtın ısısının, cidarlardan olan ısı kaybı ve gaz kaçağından kaynaklanan entalpi akışının toplamına eşittir[18].

Denklem 4.1 ve Denklem 4.2'de kullanılan semboller:

| | |
|--|---|
| $\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha}$ | Silindir içindeki iç enerjinin değişimi |
| $-p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha}$ | Piston işi |
| $\frac{dQ_F}{d\alpha}$ | Giren yakıtın ısısı |
| $\sum \frac{dQ_w}{d\alpha}$ | Cidardan olan ısı kayıpları |
| $h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha}$ | Gaz kaçaklarından kaynaklanan entalpi akışı |
| m_c | Silindir içindeki kütle |
| u | Özgül iç enerji |
| P_c | Silindir basıncı |
| V | Silindir hacmi |

| | |
|---------------------------|---------------------------------------|
| Q_F | Yakıt enerjisi |
| Q_w | Cidar ısı kaybı |
| α | Krank açısı |
| h_{BB} | Gaz kaçağı entalpisi |
| $\frac{dm_{BB}}{d\alpha}$ | Gaz kaçağı kütle akışı |
| dm_i | Silindir içine giren kütle |
| dm_e | Silindir içinden çıkan kütle |
| h_i | Silindir içine giren akışın entalpisi |
| h_e | Silindirden çıkan akışın entalpisi |
| q_{ev} | Yakıtın buharlaşma ısısı |
| f | Silindirden alınan buharlaşma ısısı |
| m_{ev} | Buharlaşan yakıt |

Şekil 4.2'de silindir içindeki olaylar için kullanılan denklemlerin nerden geldiği ve basitçe kullanılan sistem sınırları gösterilmiştir.



Şekil 4.2 Silindirin enerji dengesi

Denklem 4.1, yakıt+hava karışımının silindir içinde ya da dışında olduğu motorlar için geçerlidir. Bununla beraber, yanmadan dolayı gaz oluşumlarının değişiminin hesaba katıldığı durumlarda, bu denklem iç ve dış karışımlar için farklılık gösterebilir[18].

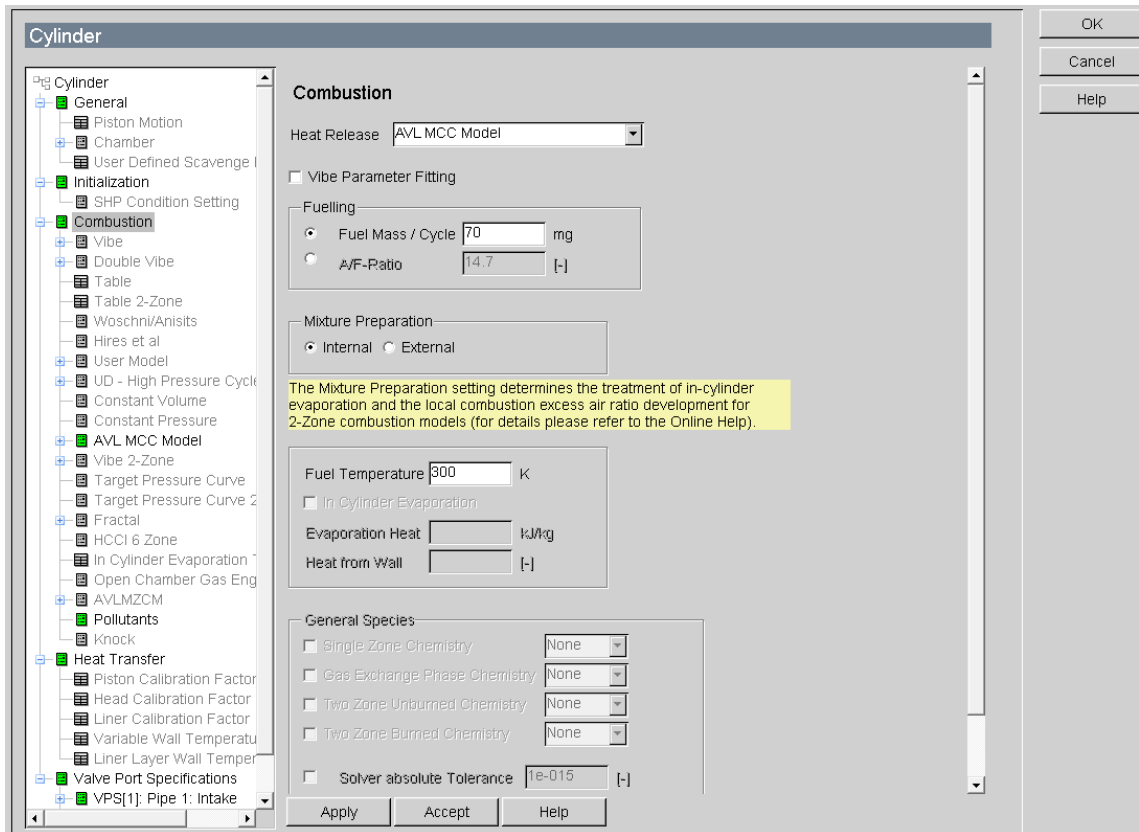
İç karışımlar için yapılan kabuller:

- Silindir içindeki havaya eklenen yakıt hemen yakılır.
- Yanma ürünleri geriye kalan silindir içindeki hava ile hemen karışır ve homojen bir karışım oluşturur.
- Son olarak, silindir içindeki karışımın hava/yakıt oranı, yanma başlangıcındaki yüksek değerden, yanma sonundaki son değere kadar azalır[18].

Dış karışımlar için yapılan kabuller:

- Karışım yanma başlangıcında homojendir.
- Hava/yakıt oranı yanma süresince sabittir.
- yanmış ve yanmamış karışımlar, farklı oluşumlar olmasına rağmen aynı sıcaklık ve basınca sahiptirler[18].

Bu tez çalışmasında kullanılan motor dizel motor olduğundan dolayı, iç karışımlar için yapılan kabuller daha uygun olmaktadır. Şekil 4.3'te AVL Boost içinde iç karışımın seçildiği gösterilmektedir.



Şekil 4.3 Yazılım içinde karışım tercihinin yapılması

Emme ve egzoz kanallarından geçen kütleli debiyi hesaplamak için, test hücrelerinde yapılan deneyler sonucunda elde edilen kabuller altında, sabit entropideki akış denklemleri kullanılmıştır[18].

$$\frac{dm}{dt} = A_{eff} \cdot P_{o1} \cdot \sqrt{\frac{2}{R_o T_{o1}}} \cdot \psi \quad (4.3)$$

Aşağıda Denklem 4.3'te gösterilen semboller gösterilmiştir.

$\frac{dm}{dt}$ Kütleli debi

A_{eff} Efektif akış alanı

P_{o1} Giriş basıncı

T_{o1} Giriş sıcaklığı

R_o Gaz sabiti

Egzoz gazı çıkışı için genellikle dört zamanlı motorlar için **Perfect Scavenging** modeli kullanılmaktadır. Bu modelde, silindir içindeki gazların ana oluşumu, egzoz gazlarının oluşumudur, ayrıca egzoz gazlarının enerji içeriği, silindir içindeki gazlarının asıl enerji içeriklerine eşittir. Bu durumda, krank açısına bağlı olarak havanın saflığının değişmesini hesaplamak için Denklem 4.4 kullanılmaktadır[18]. Bu çalışmada da egzoz gazları için bu model kullanılmıştır. Aşağıdaki denklemde R, havanın saflığını göstermektedir.

$$\frac{dR}{d\alpha} = \frac{1}{m_e} \cdot (1 - R) \cdot \frac{dm_i}{d\alpha} \quad (4.4)$$

AVL Boost, ısı transfer katsayısını hesaplamak için, aşağıdaki ısı transferi modellerini sağlamaktadır[18]:

- Woschni 1978
- Woschni 1990
- Hohenberg
- Lorenz (sadece bölünmüş yanma odalı motorlar için)

- AVL 2000 Model
- Bargende

Bu tez çalışmasında kurulan model için Woschni 1990 ısı transferi modeli kullanılmıştır. İlk Woschni modeli 1978'de yayınlanmıştır. 1990'da ise kısmi motor yüklerindeki ısı transferi üzerinde daha doğru tahminler yapabilmek için model geliştirilmiştir[18].

$$\alpha_w = 130 \cdot D^{-0.2} \cdot P_o^{0.8} \cdot T_o^{-0.53} \cdot \left\{ c_1 \cdot c_m \cdot \left[1 + 2 \left(\frac{V_{TDC}}{V} \right)^2 \cdot IMEP^{-0.2} \right] \right\}^{0.8} \quad (4.5)$$

Denklem 4.5'te kullanılan semboller:

D Silindir çapı

c₁ = 2.28 + 0.308 · *c_u* / *c_m*

c_m Ortalama piston hızı

c_u Çevresel hız

V_{TDC} Silindir içindeki ÜÖN hacmi

V Silindir hacmi

IMEP İndike basınç

AVL Boost ortalama silindir basıncını ve gaz kaçağı boşluğunu tanımladıktan sonra, sıkıştırma esnasında gerçekleşen gaz kaçaklarını hesaplayabilmektedir. Efektif akış alanı, silindir yarı çapından ve gaz kaçağı için bırakılan boşluktan hesaplanabilmektedir[18].

$$A_{eff} = D \cdot \pi \cdot \delta \quad (4.6)$$

Burada ki;

A_{eff} Efektif akış alanı

D Silindir yarı çapı

δ Gaz kaçağı boşluğu

AVL Boost, direkt püskürtmeli dizel motorlar için **Mixing Controlled Combustion (MCC)** yanma modelini kullanmaktadır. Bu tez çalışmasında tek boyutlu model için kullanılan

yanma modeli de MCC'dir. MCC modeli, Denklem 4.7'ye göre ön karışım yanmasının (PMC) ve difüzyon yanmasının(MMC) etkisini hesaba katmaktadır[18].

$$\frac{dQ_{total}}{d\alpha} = \frac{dQ_{MCC}}{d\alpha} + \frac{dQ_{PMC}}{d\alpha} \quad (4.7)$$

Difüzyon yanması:

Bu rejimde, ısı yayılımı, türbülans kinetik enerji yoğunluğunun ve uygun yakıt miktarının fonksiyonudur[18].

$$\frac{dQ_{MCC}}{d\alpha} = C_{Comb} \cdot f_1(m_f, Q_{MCC}) \cdot f_2(k, V) \quad (4.8)$$

$$f_1(m_f, Q) = \left(m_f - \frac{Q_{MCC}}{LCV}\right) \cdot (W_{Oxygen,available})^{C_{EGR}} \quad (4.9)$$

$$f_2(k, V) = C_{Rate} \cdot \frac{\sqrt{k}}{\sqrt[3]{V}} \quad (4.10)$$

Burada ki;

| | |
|------------------------|--|
| Q_{MCC} | Difüzyon yanması için kümülatif ısı yayılımı [kJ] |
| C_{Comb} | Yanma sabiti [kJ/kg/degCA] |
| C_{Rate} | Karışım oranı sabiti [s] |
| k | Türbülans kinetik enerji lokal yoğunluğu [m ² /s ²] |
| m_f | Buharlaşan yakan kütlesi [kg] |
| LCV | Yakıtın özgül ısı [kJ/kg] |
| V | Silindir hacmi [m ³] |
| α | Krank açısı [degCA] |
| $W_{Oxygen,available}$ | Uygun oksijenin toplam kütledeki oranı |
| C_{EGR} | EGR etkisi |

Tutuşma gecikmesi:

Tutuşma gecikmesi, Andree ve Pachernegg [C1] modeli kullanılarak, Denklem 4.11'in çözülmesi ile hesaplanır [18].

$$\frac{dl_{id}}{d\alpha} = \frac{T_{UB} - T_{ref}}{Q_{ref}} \quad (4.11)$$

Denklem 4.11'de ki semboller:

I_{id} Tutuşma gecikmesi integrali

T_{ref} Referans sıcaklık = 505.0 K

T_{UB} Yanma olmayan alanın sıcaklığı

Q_{ref} Referans aktivasyon enerjisi

T_{id} Tutuşma gecikmesi

α_{SOI} Püskürtmenin başlangıcı [$^{\circ}$ KA]

α_{id} Tutuşma gecikmesi zamanı [$^{\circ}$ KA]

Ön karışım yanma modeli (PMC):

Ön karışım yanmasından dolayı kaynaklanan ısı yayılımını tanımlamak için Vibe fonksiyonu kullanılır:

$$\frac{dQ_{PMC}}{d\alpha} = \frac{Q_{PMC}}{\Delta\alpha_c} \cdot (m + 1) \cdot y^m \cdot e^{-\alpha \cdot y^{(m+1)}} \quad (4.12)$$

$$y = \frac{\alpha - \alpha_{id}}{\Delta\alpha_c} \quad (4.13)$$

Yukarıdaki denklemlerde kullanılan semboller:

Q_{PMC} Ön karışım yanması için toplam yakıt ısı girişi = $m_{fuel,id} \cdot C_{PMC}$

$m_{fuel,id}$ Tutuşma gecikmesi esnasında püskürtülen yakıtın toplam miktarı

C_{PMC} Ön karışım yanması parametresi

$\Delta\alpha_c$ Ön karışım yanma süresi = $T_{id} \cdot C_{PMC-Dur}$

$C_{PMC-DUR}$ Ön karışım yanma süresi faktörü

m Şekil parametresi = 2.0

α Vibe parametresi = 6.9

Damlacık ısınması ve buharlaşma modeli:

Sitkei'ye [C27] göre, damlacık buharlaşması için denge sıcaklığı Denklem 4.14'den iteratif olarak çözülebilir [18].

$$\lambda_c \cdot (T_c - T_d) = \frac{30.93 \cdot 10^4 \cdot \frac{T_d}{P_c}}{e^{\frac{4159.0}{T_d}}} \cdot (20.0 + 0.26 \cdot (T_d - 273.15) + 0.3 \cdot (T_c - 273.15)) \quad (4.14)$$

Denge sıcaklığı kullanılarak, buharlaşma hızı Denklem 4.15'ten elde edilir [18].

$$v_c = 0.70353 \cdot \frac{T_d}{P_c \cdot e^{\left(\frac{4159.0}{T_d}\right)}} \quad (4.15)$$

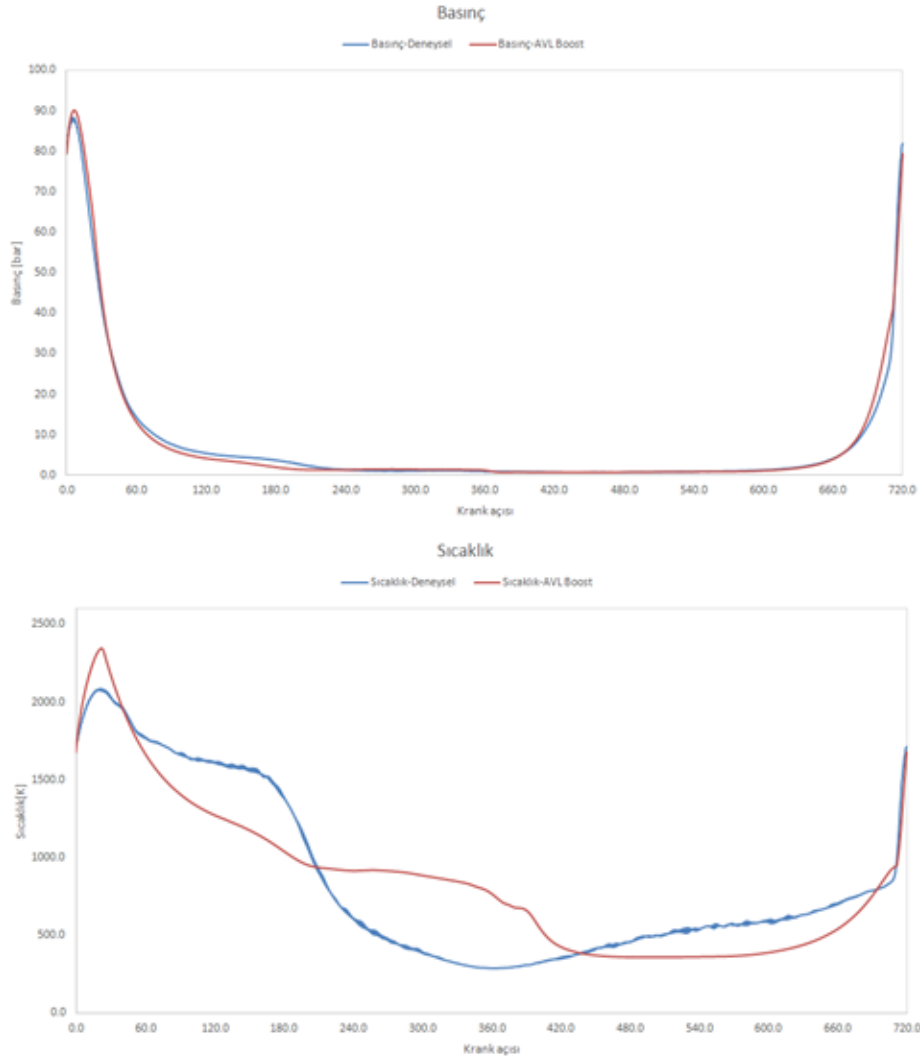
0.70353 değeri kullanıcı tarafından girilir ve değiştirilebilmektedir. Son olarak zamanı bağlı damlacık çapındaki değişim Denklem 4.16 ile hesaplanabilmektedir [18].

$$d_d = \sqrt{d_{d,0}^2 - v_c \cdot t} \quad (4.16)$$

Denklem 4.14, 4.15 ve 4.16 kullanılan semboller:

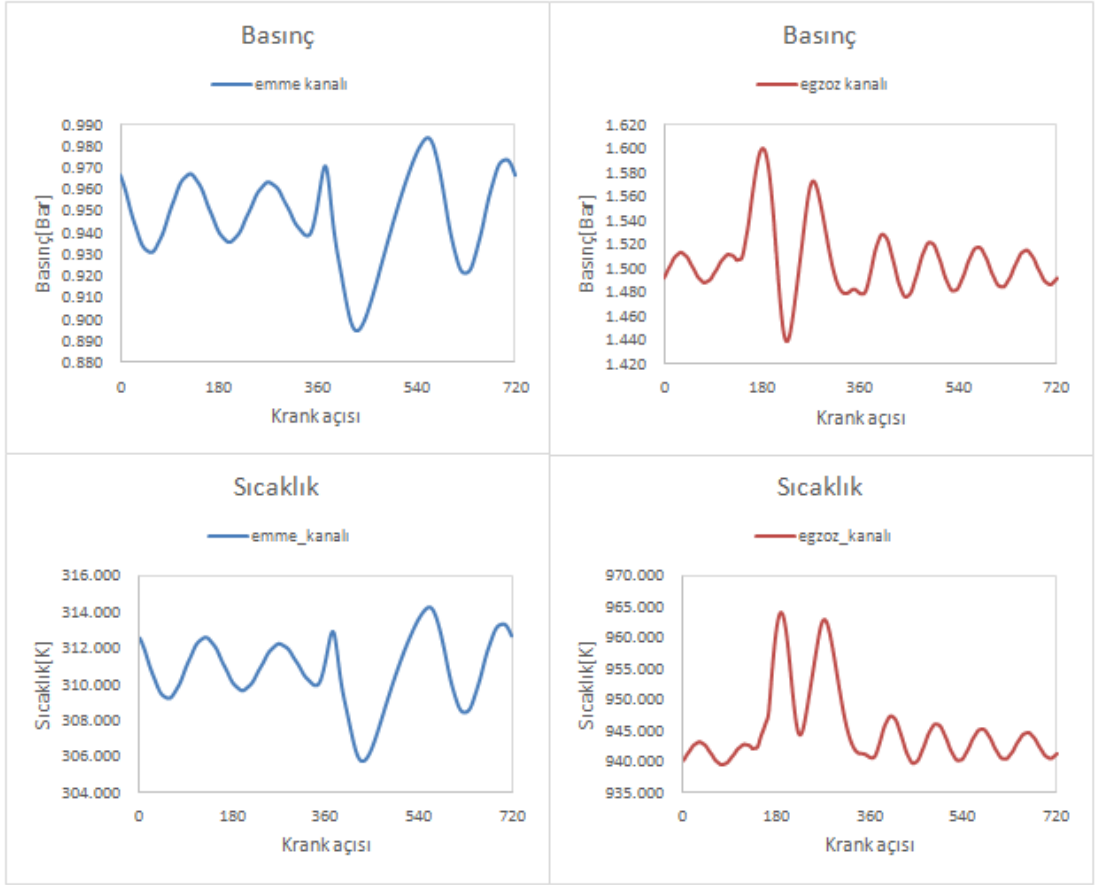
- λ_c Silindirin termal iletkenliği [W/ms]
- T_c Silindir içindeki sıcaklık [K]
- T_d izotermal damlacık buharlaşmasının denge sıcaklığı [K]
- P_c Silindir içindeki basınç [Pa]
- v_c Buharlaşma hızı [m^2/s]
- d_d Gerçek damlacık çapı [m]
- $d_{d,0}$ Başlangıç damlacık çapı [m]

Tek boyutlu modelleme esnasında kullanılan modelleri ve onların hangi denklemleri kullandıkları yukarıda gösterilmiştir. Bu denklemleri kullanmak için gerekli olan parametreler, eğer deneylerden ya da hesaplamalardan elde edildiyse, direkt olarak AVL Boost içinde eklenerek denklemlerde kullanılmıştır. Ama bazı parametreler mevcut olmadığından onlar varsayılan değerlerde kullanılmıştır. Sonuç olarak tek boyutlu analiz ile elde edilen sonuçlarda, deneysel olarak elde edilmiş sonuçlara olabildiğince yaklaşılmaya çalışılmıştır. Şekil 4.4'de deneylerden elde edilen sonuçlar ile tek boyutlu analiz sonuçları karşılaştırılmıştır.

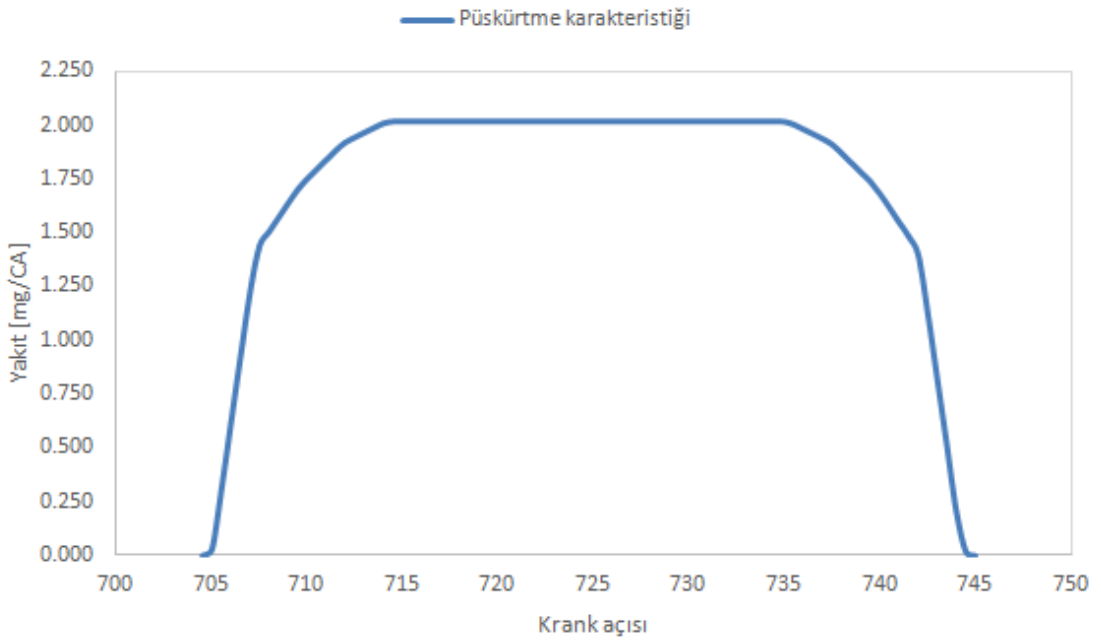


Şekil 4.4 Deneysel ve tek boyutlu analiz sonuçlarının karşılaştırılması

Sonuçlara bakıldığında basınçlar grafikleri birbirine oldukça benzemektedir. Fakat sıcaklık grafiğinde farklılıklar gözlemlenmektedir. Bu farklılıkların nedeni, modeli gerçek motor şartlarına en yakın şekilde modellemek için bazı parametrelerin eksik olması ve bu parametrelerin varsayılan değerler olarak kullanılması olabilir. Sonuç olarak, yapılan birçok analiz sonuçlarında en yakın olan model bu sonuçları veren modeldir. Dolayısıyla soğuk akış analizleri için emme ve egzoz kanallarının koşulları ve silindir içi koşulları ayrıca yanma analizleri için kullanılacak olan püskürtme karakteristiği ve silindir içi koşulları bu modelden alınmıştır. Şekil 4.5'te emme ve egzoz kanallarının koşulları, Şekil 4.6'da ise yanma analizlerinde kullanılacak olan püskürtme karakteristiği gösterilmiştir.



Şekil 4.5 Emme ve egzoz kanallarının basınç ve sıcaklık değerleri



Şekil 4.6 Yanma analizlerinde kullanılacak olan püskürtme karakteristiği

ÜÇ BOYUTLU MODELLEME

Bu tez çalışmasında, daha öncede belirtildiği gibi üç boyutlu analizler soğuk akış ve yanma analizleri için kullanılmıştır. İki farklı emme kanalı geometrisi ile soğuk akış analizleri, üç farklı piston geometrisi ile de yanma analizleri yapılmıştır. Soğuk akış analizlerinin sonuçlarına göre yanma analizleri yapıp, yanma analizleri sonuçları ise egzoz gazı emisyonları açısından karşılaştırılmıştır.

5.1 Soğuk Akış Modeli

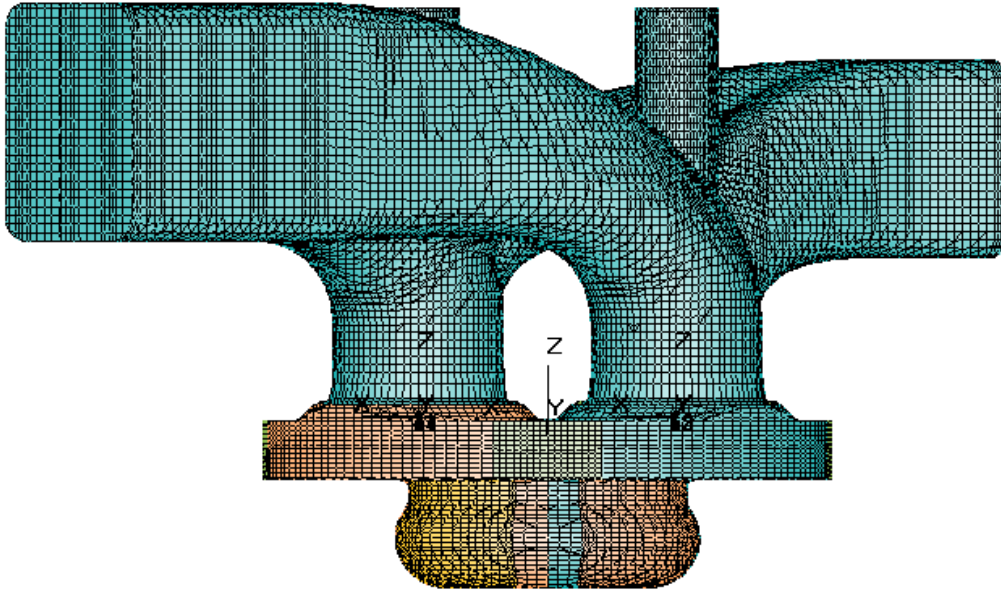
Soğuk akış analizlerinde, emme kanalları, supaplar, silindir kafası, silindir cidarı ve piston geometrisi olmak üzere, emme ve egzoz prosesleri ile alakalı bütün motor parçaları kullanılmaktadır. Dolayısıyla model boyutu ve modelin için hesaplama alanı, yanma analizine göre daha büyüktür. Bunun sebebi olarak da hesaplama için geçen süre daha fazladır. Ayrıca analiz sonuçlarının doğruluğunu arttırmak içinde modelin kurulması esnasında katı modele ve çözüm ağını oluşturmaya dikkat edilmelidir. Son olarak, denklemlerin iteratif çözümünde, yakınsama olasılığını arttırmak için de uygun zaman adımı seçilmelidir. Bütün bir model düzgün olarak hazırlansa bile, yanlış zaman adımı seçimi analizlerin çözümü esnasında iterasyonların yakınsamasını engelleyebilir ve dolayısıyla hatalara neden olabilir.

5.1.1 Modelin Kurulması

Soğuk akış modelinin hazırlanması için ilk önce iki boyutlu çözüm ağının oluşturulması gerekmektedir. Çözüm ağını oluştururken, birbirinden ayrı olan parçaları tanımlamaya

dikkat edilmelidir. Çünkü her bir parça daha sonra Es-ice içinde tanımlanacaktır. Hypermesh kullanılarak oluşturulan hacim ağı, daha sonra StarCMM+ kullanılarak, dosya uzantısı değiştirilmiş ve Es-ice içine çekilebilmiştir.

Model Es-ice içine çekildikten sonra, ilk yapılması gereken işlem, supapların geometrisini tanımlamak ve merkezlerine koordinat takımları tanımlamaktır. Bu işlem Es-ice için oldukça önemlidir, çünkü analizlerde en yakın olan yüzeyler supap oturma yüzeyleridir. Dolayısıyla supap geometrisi tanımlama işlemi oldukça önemlidir.



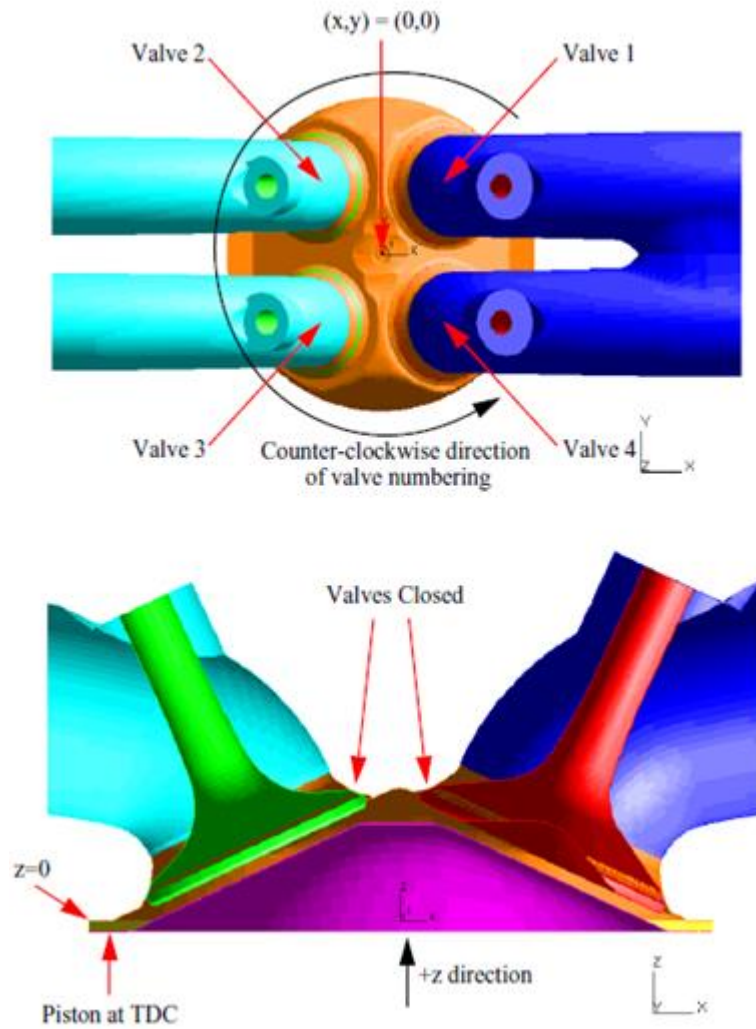
Şekil 5.1 Es-ice ortamına alınan geometri

Şekil 5.1'de görüldüğü gibi model için koordinat takımları tanımlanmıştır. Silindir kafasının merkezindeki koordinat takımı bütün parçaların orijin noktasıdır. Supaplar için tanımlanan koordinat takımları ise, hem supapların merkezini göstermekte hem de supapların hareket yönünü (-z eksenini) göstermektedir. Es-ice kullanılarak modeli düzgün olarak modelleyebilmek için bazı kurallar vardır.

Şekil 5.2 gösterildiği gibi, piston üst ölü noktada olacak şekilde geometri hazırlanmalıdır. Ayrıca bütün supapların kapalı olması gerekmektedir. Supapları tanımlarken dikkat edilmesi gereken diğer önemli konu ise supap numaralarını saat yönünün tersine göre tanımlamaktır. Eğer yapılması, iki boyutlu silindir kafası kesitini tanımlarken ciddi sorunlarla karşılaşmaktadır. Pistonun hareket eksenini z ekseninde

olmalıdır, ve motor merkezi $x=0$ ve $y=0$ koordinatlarında olmalıdır. Motor merkezinin z eksenindeki yeri ise silindir kafasının üst yüzeyi olmalıdır [19].

Modellemenin başındaki bu önemsiz gibi görünen ayarlamalar, daha sonra üç boyutlu hacimsel çözüm ağını oluştururken ve hareketleri parçalar için çözüm ağı oluştururken çok önem arz etmektedir. Çünkü Es-ice hacimsel çözüm ağını ve hareketli parçaların çözüm ağını oluştururken, bu referans noktaları ve koordinat takımlarını kullanmaktadır. Eğer bunlar yanlış tanımlanırsa, model de istediğimiz gibi olmayacaktır.



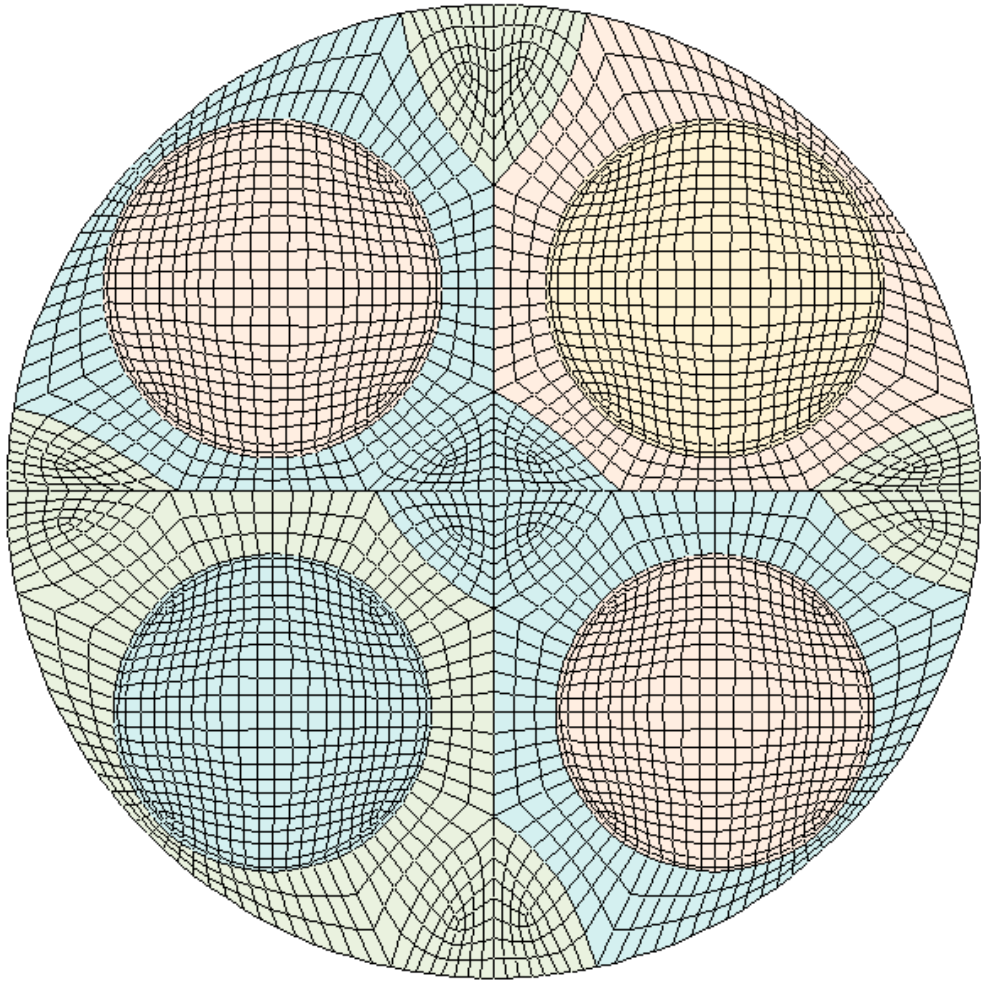
Şekil 5.2 Modelleme esnasında dikkat edilmesi gereken noktalar

Koordinat takımları tanımlandıktan ve supap geometrileri tanımlandıktan sonra, motor parçalarının Es-ice içinde tanımlanması gerekmektedir. Bu sayede Es-ice hangi çözüm

ağı grubunun hangi motor parçasına ait olduğunu bilecektir. Bu işlemleri yapabilmek için program içinde hazır olan bir panel kullanılmaktadır.

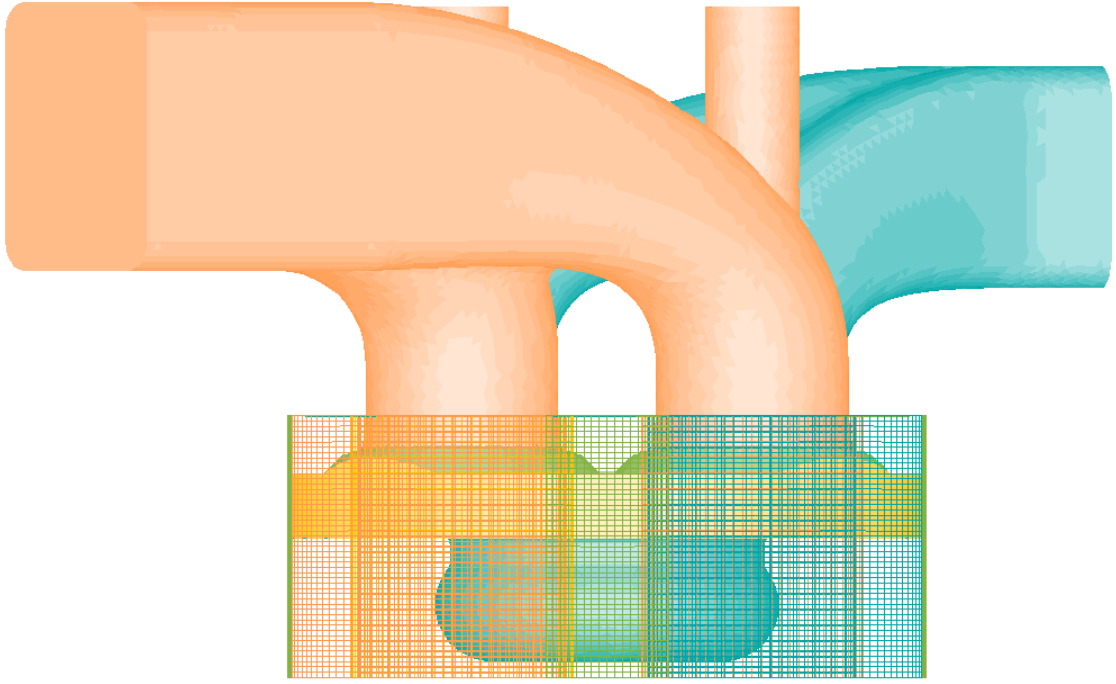
Es-ice içinde tanımlanması gereken üç farklı motor parçası vardır. Bunlardan iki tanesi hareketli parçalar olan silindir cidarı ve piston geometrisi, diğeri ise kafa, emme ve egzoz kanallardan oluşan hareketsiz parçalardır.

Motor parçaları Es-ice içinde tanımlandıktan sonra, her bir motor parçasına ait olan iki boyutlu çözüm ağları kullanılarak, girilen parametrelere bağlı otomatik olarak üç boyutlu çözüm ağı oluşturulmaktadır. Bu kısımda en önemli olan, silindir kafası üzerindeki, supap oturma yüzeylerinin uygun olarak tanımlanması ve silindir cidarı ve piston geometrisi için hacimsel çözüm ağının düzgün olarak oluşturulmasıdır. Şekil 5.3'de silindir kafası üzerinde supap oturma yüzeylerinde hacimsel çözüm ağını oluşturmak için kullanılacak olan iki boyutlu çözüm ağı gösterilmektedir.



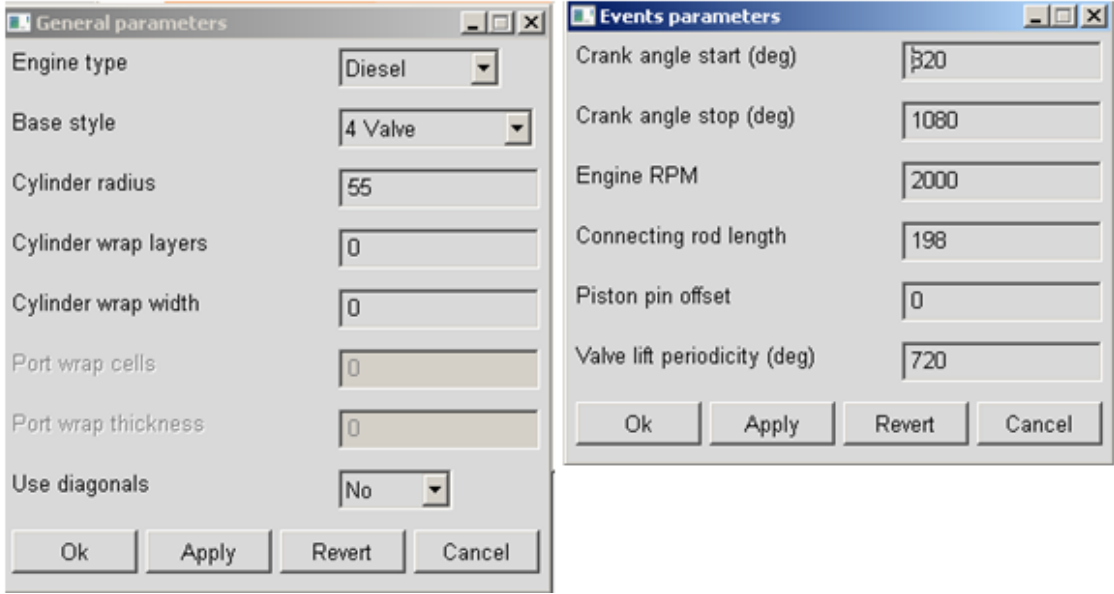
Şekil 5.3 Silindir kafasının iki boyutlu çözüm ağı

Şekil 5.3'te ki iki boyutlu çözüm ağı, silindir cidarını ve piston geometrisini kapsayacak şekilde pistonun hareket doğrultusunda uzatılır. Daha sonra da silindir cidarı ve piston geometrisi bu uzatılan taslak içinden kesilerek oluşturulur. Bu oluşturulan taslak üç hacimsel çözüm ağından oluştuğundan, silindir cidarı ve piston geometrisi üzerindeki iki boyutlu çözüm ağları kullanılarak, silindir cidarı ve piston geometrisi hacimsel ağları bu taslaktan kesilir. Şekil 5.4'de bu işlemin nasıl yapıldığı gösterilmektedir.



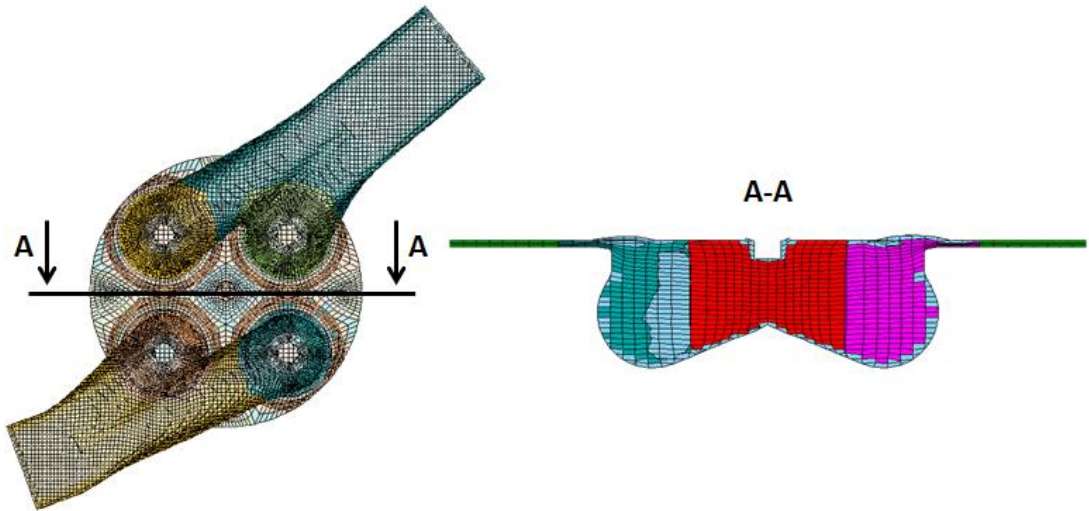
Şekil 5.4 Silindir cidarı ve piston geometrisinin hacimsel çözüm ağının oluşturulması

Bütün motor parçaları tanımlandıktan sonra, tanımlanan motor parametrelerine göre motorun krank açısının merkezi ve ona göre piston hareketi tanımlanmaktadır. Ayrıca supapların açılıp kapanması da yine Es-ice içinde girilen parametrelere göre tanımlanmaktadır.

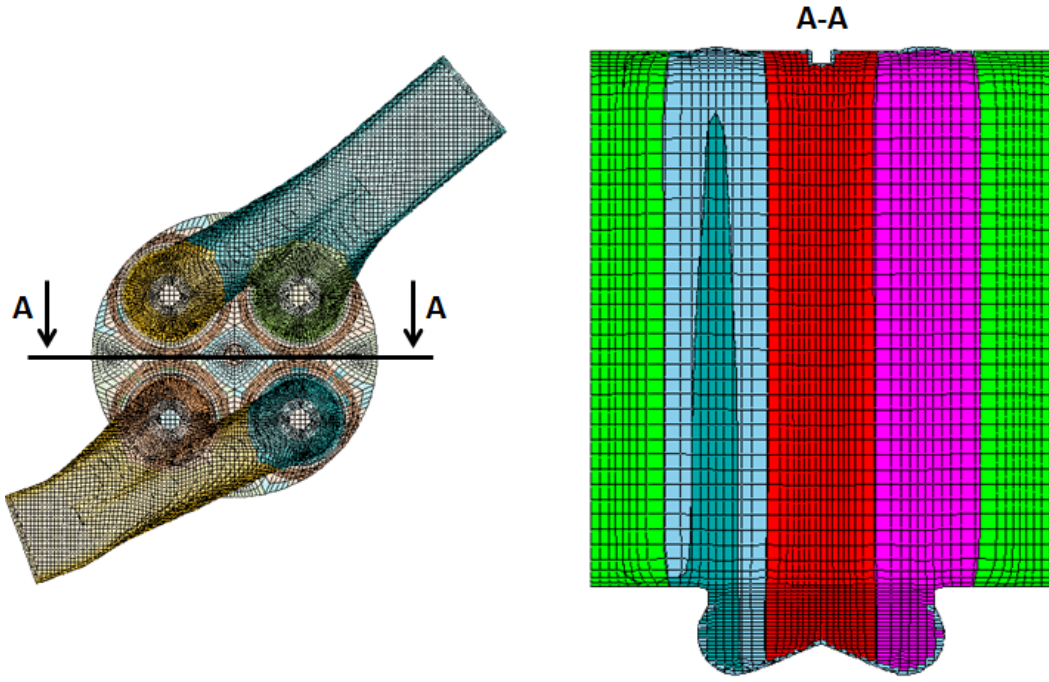


Şekil 5.5 Motor parametreleri

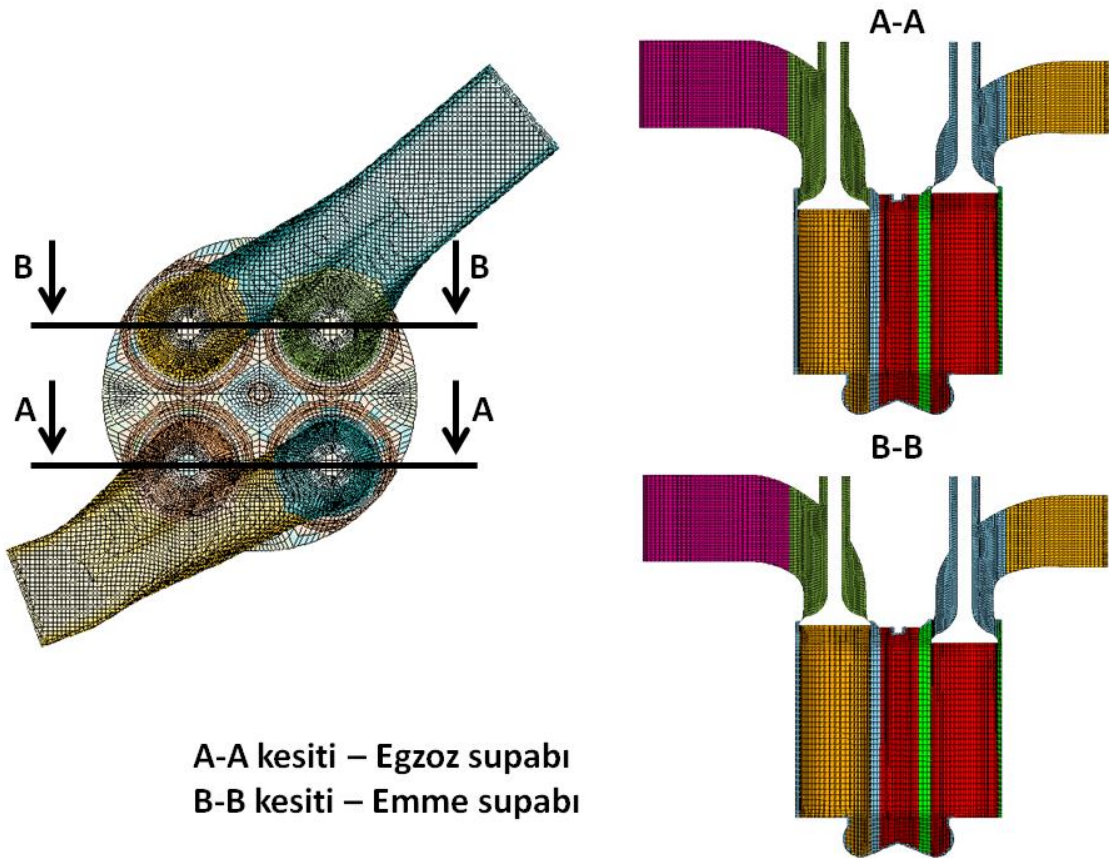
Strok, biyel kolu uzunluğu ve krank açısına bağlı olarak supapların açılıp ve kapanması gibi bilgiler programa tanımlandıktan sonra, Es-ice istenilen krank açıları arasında analiz için kullanılacak olan hacimsel çözüm ağını oluşturmaktadır. Şekil 5.6'da piston üst ölü noktadayken, Şekil 5.7'de piston alt ölü noktadayken ve Şekil 5.8'de supaplar maksimum açıldığı andaki hacimsel çözüm ağlarının kesitleri gösterilmiştir.



Şekil 5.6 Piston üst ölü noktada iken çözüm ağı



Şekil 5.7 Piston alt ölü noktada iken çözüm ağı



A-A kesiti – Egzoz supabı
B-B kesiti – Emme supabı

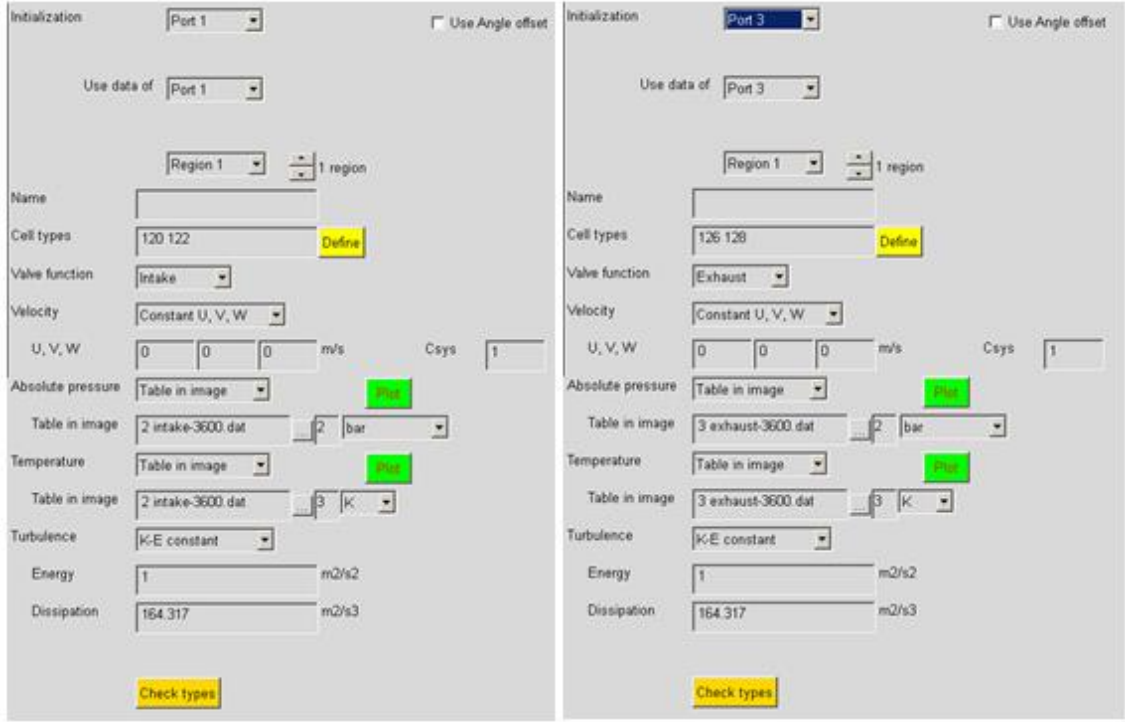
Şekil 5.8 Supapların maksimum açıldığı andaki çözüm ağı

Hacimsel çözüm ağı oluşturulduktan sonra ve oluşturulan çözüm ağı kontrol edildikten sonra, analiz parametrelerin, sınır ve başlangıç koşullarının yani kısaca analizi hazırlamak için ön işlemlerin yapılması gerekmektedir.

Tek boyutlu analiz sonuçlarından elde edilen emme ve egzoz kanalı değerleri, soğuk akış analizleri için başlangıç ve sınır koşulları olarak kullanılmıştır. Başlangıç koşullarının değerleri Şekil 5.9'da gösterildiği gibidir. Basınç ve sıcaklık değerleri girilmiş olup, ayrıca türbülans modeli de seçilmiştir. Silindir içindeki hız değeri varsayılan değerlerde bırakılmıştır, çünkü analizin başlangıç zamanı sıkıştırma prosesindedir ve dolayısıyla silindir içindeki havanın hareketi önemli değildir. Bizim için önemli olan ve yanma analizlerinde kullanılacak olan hava hareketleri, emme prosesinde önemlidir. Sonuçlarda da bu hava hareketleri zaten elde edilecektir. Şekil 5.10'de de emme ve egzoz kanallarının başlangıç koşulları gösterilmiştir.

The image shows a software interface for setting up simulation parameters for a cylinder. The 'Initialization' section is set to 'Cylinder' with the 'Use Angle offset' checkbox checked. The 'Use data of' dropdown is also set to 'Cylinder'. The 'Region 1' dropdown is set to 'Region 1' with a '1 region' indicator. The 'Cell types' field contains the values '1 2 25 26 40 41 55 56 70 71' and a 'Define' button. The 'Velocity' section is set to 'Constant U, V, W' with input fields for U, V, and W all set to '0' m/s, and 'Csys' set to '1'. The 'Absolute pressure' section is set to 'Table in image' with a 'Flat' button, and the table is named '1 cylinder-3600.dat' with a value of '2' bar. The 'Temperature' section is also set to 'Table in image' with a 'Flat' button, and the table is named '1 cylinder-3600.dat' with a value of '3' K. The 'Turbulence' section is set to 'K-E constant'. The 'Energy' field is set to '1' m2/s2 and the 'Dissipation' field is set to '164.317' m2/s3. A 'Check types' button is located at the bottom of the form.

Şekil 5.9 Silindir başlangıç koşulları



Şekil 5.10 Emme ve egzoz kanallarının başlangıç koşulları

Şekil 5.9 ve 5.10'da de görüldüğü gibi, basınç ve sıcaklık değerleri tablolardan çekilmektedir. Bu tablolar tek boyutlu analiz sonuçlarından alınıp, krank açısına bağlı değerlerdir. Ayrıca silindir ve kanallar için türbülans başlatmak için K-E değişkenleri kullanılmıştır.

Başlangıç türbülans seviyesini belirlemek için kullanılan değişkenler şunlardır:

- **K-E** Türbülans kinetik enerjisi ve yayılma oranı
- **I-L** Türbülans şiddeti ve uzunluk ölçüsü
- **K-L** Türbülans kinetik enerjisi ve uzunluk ölçüsü

I-L değişkenlerini kullanmak için, başlangıç hızının sıfır olmaması gerekmektedir [19]. Bu yüzden, soğuk akış analizlerinde I-L değişkenleri kullanılmamıştır.

Başlangıç koşullarından sonra, sınır koşulları tanımlanmıştır. Soğuk akış analizlerinde yanma olmadığından dolayı, silindir için ortam adyabatik olarak ayarlanmıştır. Emme kanalları için ise sistemin giriş ve çıkışları tanımlanmıştır. Şekil 5.11, 5.12 ve 5.13'de sırasıyla silindir, emme kanalı ve egzoz kanalının sınır koşulları gösterilmiştir.

Boundary conditions: Cylinder Use Angle offset

Summary Check regions Use region IDs
Use data of: Cylinder

Combustion dome regions: 1 Define ID 1 Adiabatic

Piston crown regions: 6 Define ID 2 Adiabatic Region 1 1 region

Cylinder wall regions: 11 Define ID 3 Adiabatic

ID 4

Extra regions

Şekil 5.11 Silindir için başlangıç koşulları

Boundary conditions: Port and Valve 1 Intake Use Angle offset

Summary Check regions Use region IDs
Use data of: Port and Valve 1

Valve stem regions: 42 Define ID 6 Adiabatic Region 1 1 region

Valve face regions: 47 Define ID 7 Adiabatic Region 1 1 region

Port wall regions: 52 Define ID 8 Adiabatic

Symmetry regions: Define ID 9

Extra regions

Name: Intake Flow Boc

Regions: 72 Define ID 10 Pressure Region 1 1 region

Absolute pressure: Table in image Environmental Env

Table in image: 2 intake-3600.dat 2 bar

Temperature: Table in image Env

Table in image: 2 intake-3600.dat 3 K

Turbulence: I-L

Intensity: 0.1

Length scale: 0.001 m

Şekil 5.12 Emme kanalı için başlangıç koşulları

Boundary conditions: Port and Valve 3 Exhaust Use Angle offset

Summary Use region IDs

Use data of: Port and Valve 3

Valve stem regions: 124 16 Adiabatic Region 1 1 region

Valve face regions: 129 17 Adiabatic Region 1 1 region

Port wall regions: 134 18 Adiabatic

Symmetry regions: 19

Extra regions

Name: Exhaust Flow B

Regions: 154 20 Pressure Region 1 1 region

Absolute pressure: Table in image Uniform

Table in image: 3 exhaust-3600.dat 2 bar

Temperature: Table in image

Table in image: 3 exhaust-3600.dat 3 K

Turbulence: I-L

Intensity: 0.1

Length scale: 0.001 m

Şekil 5.13 Egzoz kanalı için başlangıç koşulları

Sınır koşulları da tanımlandıktan sonra, zaman adımı tanımlanmıştır. Soğuk akış analizleri için 0.1 kullanılmıştır. Bunun anlamı, her 0.1 crank açısında hesaplama yapılmasıdır. Bu sayede her hücreden hesaplama yapılarak, sonuçların yakınma ihtimali arttırılmaktadır. Zaman adımından sonra da bütün modeli çekirdekte çözdürmek için, modeli parçalamak gerekmektedir. Bu işlem sayesinde, analiz 8 çekirdek ile paralel olarak çözülebilmektedir. Bütün bu işlemler ve modelin kurulması Es-ice içinde olmaktadır.

Es-ice içinde modelin kurulması tamamlandıktan sonra, Pro-Star içinde, kullanılacak modeller tanımlanır. Es-ice içinde tanımlanabilen her parametre, Pro-Star içinde de tanımlanabilmektedir. Ama bazı parametreleri Es-ice içinde tanımlamak daha basittir. Pro-Star'ın ara yüzü Es-ice ara yüzüne göre daha karmaşıktır.

5.1.2 Türbülans modeli

Soğuk akış için kullanılan türbülans modeli **RNG k-ε** modelidir. Bu model, Eddy Viscosity modellerinden bir tanesidir.

5.1.2.1 Eddy Viscosity modellerinde kullanılan, lineer modeller için temel denklemler

k-ε ve k-l lineer modellerinin bütün formları STAR-CD içinde olup, Reynolds türbülans gerilimlerinin ve skalar akışlarının, kendi laminar akışlarına benzer oluşumlar içindeki ortalama akış değişkenlerine bağlı olduğu kabul edilir, bu yüzden [24] :

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} + \rho k \right) \delta_{ij} \quad (5.1)$$

$$-\overline{\rho u'_i h'} = \frac{\mu_t}{\sigma_{h,t}} \frac{\partial h}{\partial x_j} \quad (5.2)$$

$$-\overline{\rho u'_j Y'_m} = -\frac{\mu_t}{\sigma_{m,t}} \frac{\partial Y_m}{\partial x_j} \quad (5.3)$$

Buradaki;

$$k = \frac{\overline{u'_i u'_i}}{2} \quad (5.4)$$

türbülans kinetik enerjisidir. μ_t , türbülans viskozitesi, $\sigma_{h,t}$ ve $\sigma_{m,t}$ sırasıyla Prandtl ve Schmidt türbülans numaraları, ve

$$S_{ij} = \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (5.5)$$

ortalama gerinimdir. Türbülans viskozitesi ise Denklem 5.6 ve 5.7'de gösterildiği gibi k ve ε ya da k ve l üzerine bağlanmıştır [24].

$$\mu_t = f_\mu \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon} \quad (5.6)$$

$$\mu_t = f_\mu C_\mu^{1/4} \rho k^{1/2} l \quad (5.7)$$

Buradaki, C_μ ampirik katsayıdır ve genellikle sabit olarak kullanılır. f_μ ise sönümlenme fonksiyonudur ve her bir model değişkeni kullanıldığında tanımlanır. Prandtl ve Schmidt türbülans numaraları genellikle sabit ve eşit değerlere tanımlanmış miktarlardır [20].

5.1.2.2 Eddy Viscosity modellerinde kullanılan, lineer olmayan modeller için temel denklemler

Çoğu gerçek akış izotropik olmayan türbülans karakteristikleri gösterir. Lineer olmayan modeller, bu özelliği Reynolds gerilimleri ve gerinim oranı arasındaki lineer olmayan bağlantıları adapte ederek sağlar [20].

Quadratic modeller:

Quadratic modellerde kullanılan, Reynolds gerilimleri için kullanılan temel denklemler şöyledir:

$$\rho \frac{\overline{u'_i u'_j}}{k} = \frac{2}{3} \left(\frac{\mu_t}{k} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} + \rho \right) \delta_{ij} - \frac{\mu_t}{k} S_{ij} + C_1 \frac{\mu_t}{\varepsilon} \left[S_{ik} S_{kj} - \frac{1}{3} \delta_{ij} S_{kl} S_{kl} \right] + C_2 \frac{\mu_t}{\varepsilon} \left[\Omega_{ik} S_{kj} + \Omega_{jk} S_{ki} \right] + C_3 \frac{\mu_t}{\varepsilon} \left[\Omega_{ik} \Omega_{jk} - \frac{1}{3} \delta_{ij} \Omega_{ij} \Omega_{kl} \right] \quad (5.8)$$

Buradaki, Ω_{ij} , girdap etkisidir ve aşağıdaki denklemlerle gösterilir.

$$\Omega_{ij} = \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (5.9)$$

Denklemler 5.8'de ki C_1 , C_2 ve C_3 katsayıları aşağıdaki denklemlere göre hesaplanır.

Standart model[25]

$$C_1 = \frac{C_{NL1}}{(C_{NL6} + C_{NL7} S^3) C_\mu}, C_2 = \frac{C_{NL2}}{(C_{NL6} + C_{NL7} S^3) C_\mu}, C_3 = \frac{C_{NL3}}{(C_{NL6} + C_{NL7} S^3) C_\mu} \quad (5.10)$$

C_μ , aşağıdaki denklemlerle hesaplanır:

$$C_\mu = \frac{C_{A0}}{C_{A1} + C_{A2} S + C_{A3} \Omega} \quad (5.11)$$

Buradaki;

$$S = \frac{k}{\varepsilon} S^*, \Omega = \frac{k}{\varepsilon} \Omega^* \quad (5.12)$$

ve

$$S^* = \sqrt{\frac{1}{2} S_{ij} S_{ij}} \quad (5.13)$$

$$\Omega^* = \sqrt{\frac{1}{2} \Omega_{ij} \Omega_{ij}} \quad (5.14)$$

Denklem 5.10 ve 5.11'de görünen C_{NL1} , C_{NL2} , C_{NL3} , C_{NL6} , C_{NL7} , C_{A0} , C_{A1} , C_{A2} , C_{A3} sabitler, ampirik katsayılar olup, Tablo 5.1'de gösterilmiştir. Türbülans viskozitesi ise Denklem 5.6'da gösterilmiştir.

Tablo 5.1: Quadratic k-ε temel denklemlerinin katsayıları

| C_{A0} | C_{A1} | C_{A2} | C_{A3} | C_{NL1} | C_{NL2} | C_{NL3} | C_{NL6} | C_{NL7} |
|----------|----------|----------|----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| 0.667 | 1.25 | 1.0 | 0.9 | 0.75 | 3.75 | 4.75 | 1000.0 | 1.0 |

Suga'nın k-ε modeli [26]

$$C_1 = C_{NL1}, C_2 = C_{NL2}, C_3 = C_{NL3} \quad (5.15)$$

C_μ , aşağıdaki denklemlerle hesaplanır:

$$C_\mu = \frac{0.3[1 - \exp\{-0.36 \exp(0.75\eta)\}]}{1 + 0.35\eta^{1.5}} \quad (5.16)$$

Buradaki;

$$\eta = \max(\tilde{S}, \tilde{\Omega}) \quad (5.17)$$

$$\tilde{S} = \frac{k}{\varepsilon} S^*, \tilde{\Omega} = \frac{k}{\varepsilon} \Omega^* \quad (5.18)$$

ve

$$\tilde{\varepsilon} = \varepsilon - 2\nu \left(\frac{\partial \sqrt{k}}{\partial x_i} \right)^2 \quad (5.19)$$

Denklem 5.15'te kullanılan C_{NL1} , C_{NL2} , C_{NL3} ampirik katsayıların değerleri Tablo 5.2'de gösterilmiştir.

Tablo 5.2: Suga'nın Quadratic k-ε modelinin temel denklemlerinin katsayıları

| C_{NL1} | C_{NL2} | C_{NL3} |
|-----------|-----------|-----------|
| -0.1 | 0.1 | 0.26 |

Speziale'nin modeli [27]

$$C_1 = C_{NL1} = -0.15, C_2 = C_{NL2} = 0, C_3 = C_{NL3} = 0 \quad (5.20)$$

$$C_\mu = 0.09 \quad (5.21)$$

Qubic modeller:

Qubic modelin temel denklemi:

$$\rho \frac{\overline{u_i' u_j'}}{k} = \frac{2}{3} \left(\frac{\mu_t}{k} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} + \rho \right) \delta_{ij} - \frac{\mu_t}{k} S_{ij} + C_1 \frac{\mu_t}{\varepsilon} \left[S_{ik} S_{kj} - \frac{1}{3} \delta_{ij} S_{kl} S_{kl} \right] + C_2 \frac{\mu_t}{\varepsilon} \left[\Omega_{ik} S_{kj} + \Omega_{jk} S_{ki} \right] + C_3 \frac{\mu_t}{\varepsilon} \left(\Omega_{ik} \Omega_{jk} - \frac{1}{3} \delta_{ij} \Omega_{kl} \Omega_{kl} \right) + C_4 \mu_t \frac{k}{\varepsilon^2} (S_{ki} \Omega_{lj} + S_{kj} \Omega_{li}) + C_5 \mu_t \frac{k}{\varepsilon^2} (S_{kl} S_{kl} - \Omega_{kl} \Omega_{kl}) S_{ij} \quad (5.22)$$

Denklem 5.22'de kullanılan C_4 ve C_5 katsayıları aşağıdaki modellere göre elde edilir.

Standart model[28]

$$C_4 = C_{NL4} C_\mu^2, C_5 = C_{NL5} C_\mu^2 \quad (5.23)$$

Denklem 5.23'deki C_{NL4} ve C_{NL5} katsayılar, daha önceden tanımlanmış olan Quadratic model katsayıları ile birlikte Tablo 5.3'de gösterilmiştir.

Tablo 5.3: Standart Qubic k-ε temel denklemlerinin katsayıları

| C_{A0} | C_{A1} | C_{A2} | C_{A3} | C_{NL1} | C_{NL2} | C_{NL3} | C_{NL4} | C_{NL5} | C_{NL6} | C_{NL7} |
|----------|----------|----------|----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| 0.667 | 1.25 | 1.0 | 0.9 | 0.75 | 3.75 | 4.75 | -10.0 | -2.0 | 1000.0 | 1.0 |

Suga'nın k-ε modeli [26]

$$C_4 = C_{NL4} C_\mu^2, C_5 = C_{NL5} C_\mu^2 \quad (5.24)$$

Tablo 5.4'de Denklem 5.24'de kullanılan C_{NL4} ve C_{NL5} katsayılarının değerleri, önceden gösterilen Quadratic modelin katsayıları ile beraber gösterilmiştir.

Tablo 5.4: Suga'nın Qubic k-ε modelinin temel denklemindeki katsayılar

| C_{NL1} | C_{NL2} | C_{NL3} | C_{NL4} | C_{NL5} |
|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| -0.1 | 0.1 | 0.26 | -10.0 | -5.0 |

5.1.2.3 Korunum denklemleri [20]

Tanımlanan μ_t modeli

Bu modelde, direkt olarak μ_t değeri kullanıcı tarafından basitçe tanımlanır. Dolayısıyla herhangi bir türbülans denklemi çözülmez.

k-l modeli

Bu modelde ise, türbülans uzunluk boyut faktörünün (*l*) üç boyutlu dağılımı kullanıcı tarafından belirlenir.

Spalart - Allmaras modeli

Bu model, \tilde{v}_t için tek bir taşınım denklemi çözülen, tek denklem modelidir. \tilde{v}_t , cidar bölgesi yakınları hariç, türbülans kinematik viskozitesi ile aynıdır. \tilde{v}_t için taşınım denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\tilde{v}_t) + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_j\tilde{v}_t - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_v}\frac{\partial\tilde{v}_t}{\partial x_j}\right) = C_{b1}\rho\tilde{S}\tilde{v}_t - C_{\omega1}\rho f_{\omega}\left(\frac{\tilde{v}_t}{y}\right)^2 + \frac{C_{b2}}{\sigma_v}\rho\left(\frac{\partial\tilde{v}_t}{\partial x_j}\right)^2 \quad (5.25)$$

Buradaki y değeri, en yakın cidara olan mesafe ve

$$\mu_{eff} = \mu + \rho\tilde{v}_t \quad (5.26)$$

$$\tilde{S} = \Omega^* + \frac{\tilde{v}_t}{\kappa^2 y^2} f_{v2}, f_{v2} = 1 - \frac{X}{1 + X f_{v1}} \quad (5.27)$$

Buradaki Ω^* değeri Denklem 5.14'de gösterilmiştir. Denklem 5.25 ve 5.27'de kalan diğer değerler ise aşağıdaki denklemlerde gösterilmiştir.

$$X = \frac{\tilde{v}_t}{v}, f_{v1} = \frac{X^3}{X^3 + C_{v1}^3}, f_{\omega} = g \left(\frac{1 + C_{\omega3}^6}{g^6 + C_{\omega3}^6} \right)^{1/6}, g = \gamma + C_{\omega2}(\gamma^6 - \gamma), \gamma = \frac{\tilde{v}_t}{\tilde{S}\kappa^2 y^2} \quad (5.28)$$

Modelin katsayıları Tablo 5.5'de gösterilmiştir.

Tablo 5.5: Spalart - Allmaras modelinin katsayıları

| C_{b1} | C_{b2} | σ_v | C_{v1} | $C_{\omega2}$ | $C_{\omega3}$ | κ |
|----------|----------|------------|----------|---------------|---------------|----------|
| 0.1335 | 0.622 | 0.666 | 7.1 | 0.3 | 2.0 | 0.41 |

Geriye kalan $C_{\omega 1}$ katsayısı ise aşağıdaki denklemlerle hesaplanır.

$$C_{\omega 1} = \frac{C_{b1}}{\kappa^2} + \frac{1+C_{b2}}{\sigma_v} \quad (5.29)$$

Türbülans viskozitesini hesaplamak için aşağıdaki denklem kullanılır.

$$\mu_t = \rho \tilde{\nu}_t f_{v1} \quad (5.30)$$

5.1.2.4 RNG (Renormalization Group) k-ε Modeli

RNG k-ε modeli, Yakhot ve Orszag'ın yapmış olduğu çalışmaya [21] dayanmakta ve formüller açık kaynak olan Yakhot ve arkadaşlarının yapmış olduğu çalışmadan [22] alınarak kullanılmıştır. Yazarlar, RNG teorisi üzerinden denklemlerin elde edilmesi, önceki yaklaşımlara göre daha faydalı olacağını ve elde edilen sonuçların daha genel ve doğru olacağını savunmuşlardır [20]. Bu yüzden soğuk akış analizlerinde RNG k-ε modeli kullanılmıştır.

Türbülans kinetik enerjisi

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k - (\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial x_j}) = \mu_t(P + P_B) - \rho \varepsilon - \frac{2}{3}(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (5.31)$$

Türbülans yayılma oranı

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \varepsilon - (\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}) = \\ C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left[\mu_t P - \frac{2}{3}(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] + C_{\varepsilon 3} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t P_B - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + C_{\varepsilon 4} \rho \varepsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} - \\ \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta / \eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \frac{\rho \varepsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (5.32)$$

Buradaki;

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (5.33)$$

ve η_0 ve β ampirik katsayılar Tablo 5.1'den gelmektedir [20].

RNG modeli, normalde sıkıştırılabilirliğin olmadığı ya da yüzme etkisinin olduğu durumlarda kullanılması önerilir. Bununla beraber, Es-ice içinde, bu etkilerde, RNG

modelinin içine standart k-ε modeliymiş gibi eklenmiştir. Eğer gerekliyse, alakalı kısımlar, kullanıcı ara yüzü içinden uygun seçeneği seçerek yok sayılabilir [20].

Tablo 5.6 RNG k-ε türbülans modelinin katsayıları

| C_μ | σ_k | σ_ϵ | σ_h | σ_m | $C_{\epsilon 1}$ | $C_{\epsilon 2}$ | $C_{\epsilon 3}$ | $C_{\epsilon 4}$ | κ | E | η_0 | β |
|---------|------------|-------------------|------------|------------|------------------|------------------|--------------------|------------------|----------|-------|----------|---------|
| 0.085 | 0.719 | 0.719 | 0.9 | 0.9 | 1.42 | 1.68 | 0.0 ya da 1.42* | -0.387 | 0.4 | 9.0** | 4.38 | 0.012 |

* $P_B \geq 0$ olduğu durumlarda $C_{\epsilon 3} = 1.42$; ** Pürüzsüz cidarlar için

5.1.3 Girdap etkisinin hesaplanması

Soğuk akış analizlerinin en önemli sonuçlarından bir tanesi, yanma analizlerinde başlangıç koşulu olarak kullanılacak olan girdap etkisidir. Es-ice, girdap etkisini, bize soğuk akış analizlerinin bir sonucu olarak verecektir.

Es-içinde, girdap etkisi aşağıda gösterilen Denklem 5.4 kullanılarak hesaplanır [19].

$$S_{O,Z} = \frac{\sum_{cyl} m_c [v_c(X_c - X_v) - u_c(Y_c - Y_v)]}{\frac{2\pi N}{60} \sum_{cyl} m_c (X_c^2 + Y_c^2)} \quad (5.34)$$

Buradaki;

m_c Herhangi bir c hücresinin kütlesi

u_c ve v_c c hücresinin içindeki hızın x ve y bileşenleri

X_c ve Y_c c hücresi için hacim merkezinin x ve y koordinatları

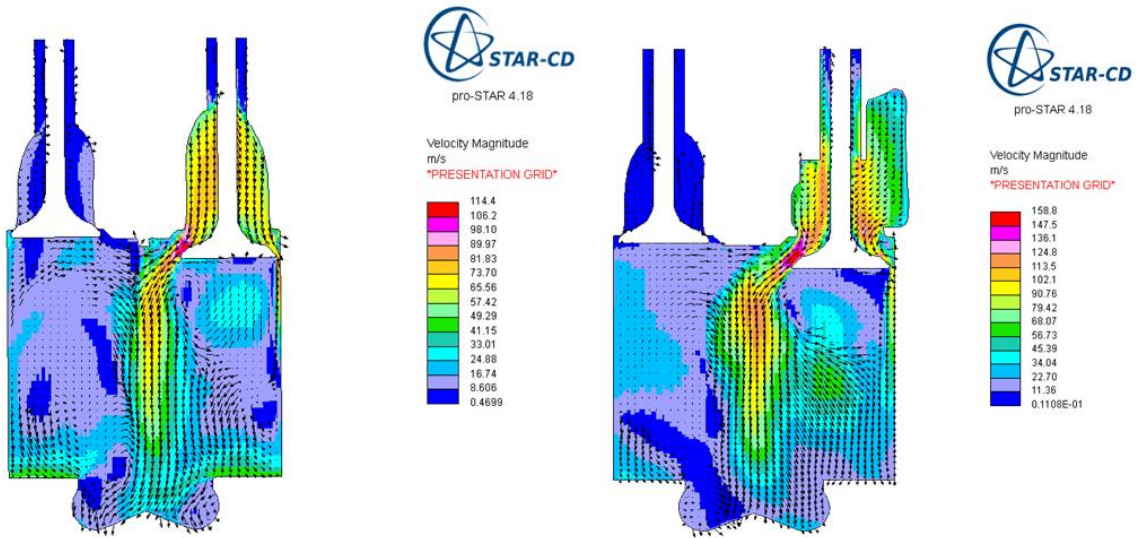
N Motor devri

Denklem 5.4'ün içindeki toplam işlemleri, silindir içindeki bütün hücreler için uygulanır.

5.1.4 Soğuk akış analizlerinin sonuçları

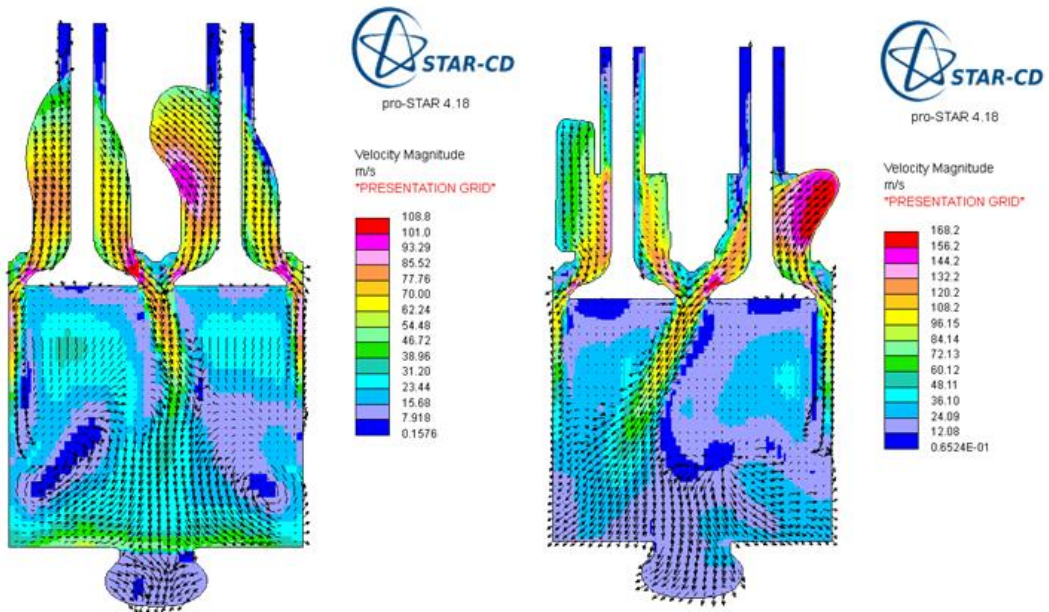
Aynı sınır ve başlangıç koşulları kullanılarak, iki farklı emme kanalı geometrisi için modeller oluşturulmuştur. Her iki modelde de kullanılan türbülans modeli aynıdır. Modeller arasındaki tek fark sadece emme kanalı geometrileridir. Sonuçlar silindir içinde oluşturulan girdap etkisi üzerinden karşılaştırılmıştır. Çünkü iki emme kanalının girdap etkisinin, yanma analizlerinde egzoz emisyonlarına olan etkilerine bakılacaktır.

Şekil 5.14'te iki farklı emme kanalı ile yapılan analizlerde, emme supabının maksimum açıldığı andaki silindir içine giren hava hareketleri gösterilmektedir.



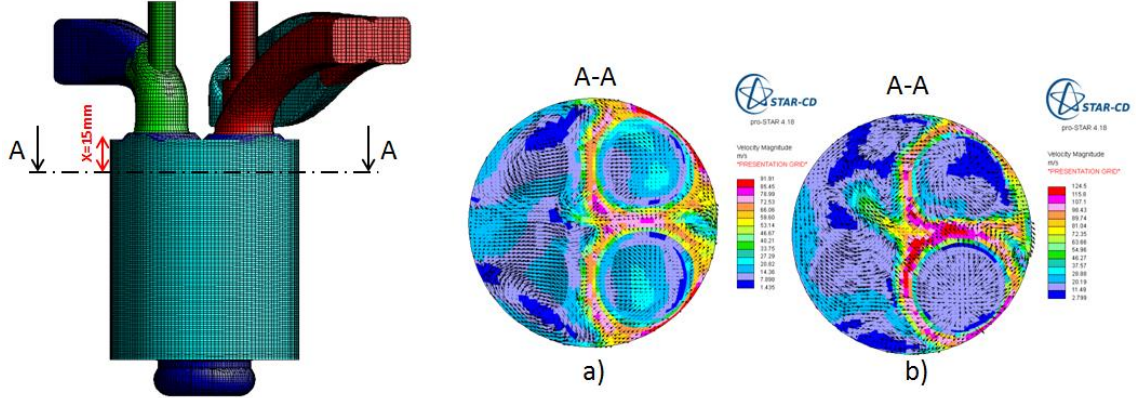
Şekil 5.14 Her iki model için emme supabı maksimum açıldığında silindir içine giren hava hareketi

Şekil 5.14'te bir emme ve bir egzoz supabı gösterebilmek için kesit alınmıştır. Fakat iki emme supabını gösteren kesit alındığında silindir içine giren hava hareketleri daha iyi görülebilmektedir. Şekil 5.15'de her iki model için iki emme supabını da kapsayan kesit alınmıştır.



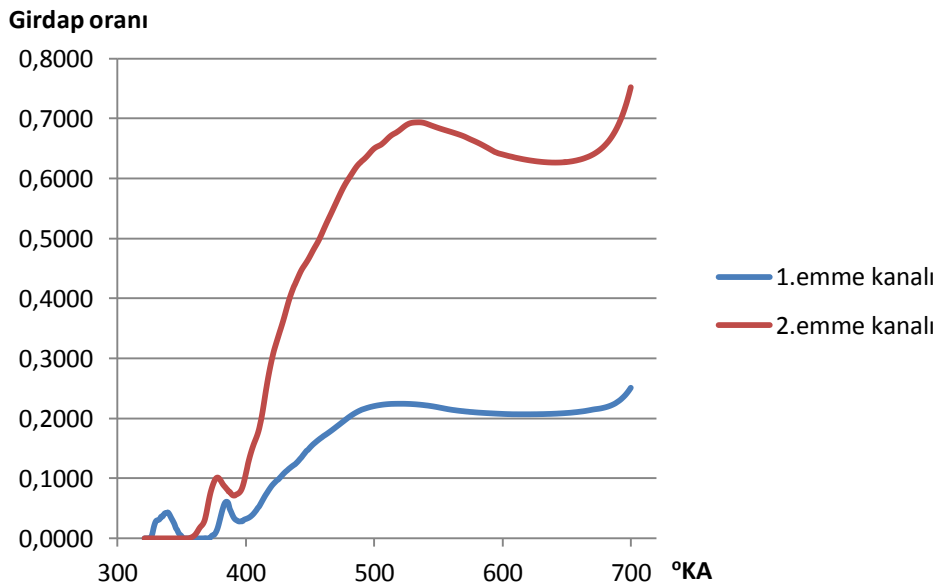
Şekil 5.15 Her iki model için emme supaplarını kapsayan kesit

Emme supapları açık iken silindir içine alınan havanın hareketini görebilmek için Şekil 5.16'da de z eksenine dik olarak alınan kesit görünüşü gösterilmiştir. Bu sayede z eksenine dik olan hava hareketleri gösterilebilmektedir.



Şekil 5.16 Emme supapları açık iken alınan z eksenindeki kesit. a) 1. emme kanalı ile yapılan analiz, b) 2. emme kanalı ile yapılan analiz.

Alınan bütün kesit görünüşlerinde görüldüğü gibi, ikinci emme kanalı ile yapılan analizlerde silindir içine giren havanın hızı, birinci emme kanalı ile yapılan analiz sonuçlarına göre daha fazladır. Dolayısıyla her iki emme kanalının silindir içinde oluşturduğu girdap etkisinin farklıdır. Şekil 5.17'de her iki emme kanalının neden olduğu girdap etkisi gösterilmiştir.



Şekil 5.17 Her iki emme kanalının neden olduğu girdap etkisi

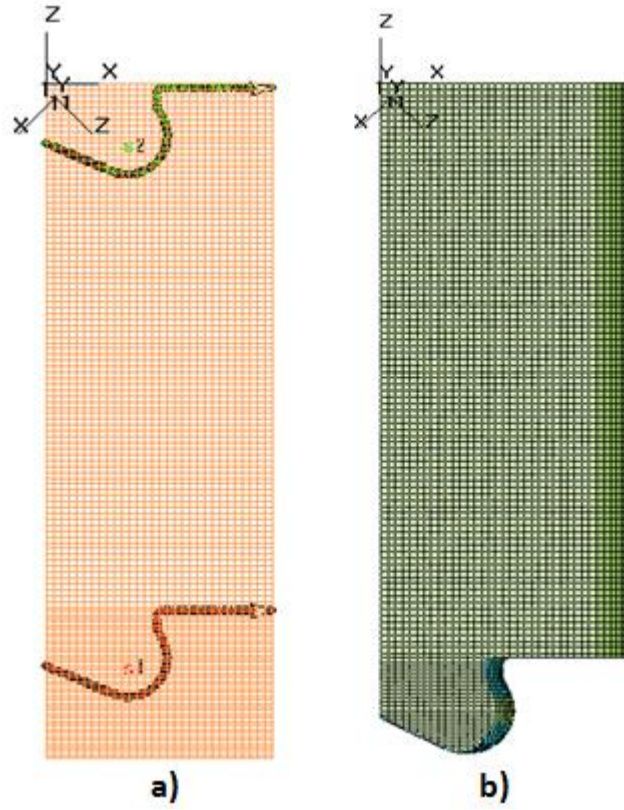
Şekil 5.18'de gösterilen değerler yanma analizleri için başlangıç değerleri olarak kullanılacaktır. Ayrıca tek boyutlu analiz sonuçlarından elde edilen ve soğuk akış için kullanılan silindir içi basınç ve sıcaklık değerleri, aynı zamanda yanma analizleri için de kullanılacaktır.

5.2 Yanma Modeli

Yanma analizlerinde, bütün motor parçaları kullanılmamıştır, sadece piston geometrisi ve silindir cidarları kullanılmıştır. Soğuk akış analizlerinin sonucunda elde edilen girdap faktörünün yanmaya etkisi ve yanma sonucu oluşan egzoz gazı emisyonlarına etkisi, üç farklı piston geometrisi üzerinde yanma modeli kurularak karşılaştırılmıştır. Bu kısımda dikkat edilmesi gereken en önemli olay, yakıtın püskürtülmesidir. Her bir piston geometrisi için enjektörden farklı açıda yakıt püskürtülmüştür. Ayrıca bu tez çalışmasında kullanılan piston simetrik olduğundan, piston geometrisinin 1/4'lük parçasında yanma modeli kurulmuştur. Bu sayede zamandan kazanç elde edilmiştir. Normal şartlarda, bütün piston geometrisi ile yanma analizleri yapılabilmektedir, fakat analiz süresi 3 kat daha fazla olmaktadır. İki model arasındaki farklı detaylı olarak gösterilecektir.

5.2.1 Modelin kurulması

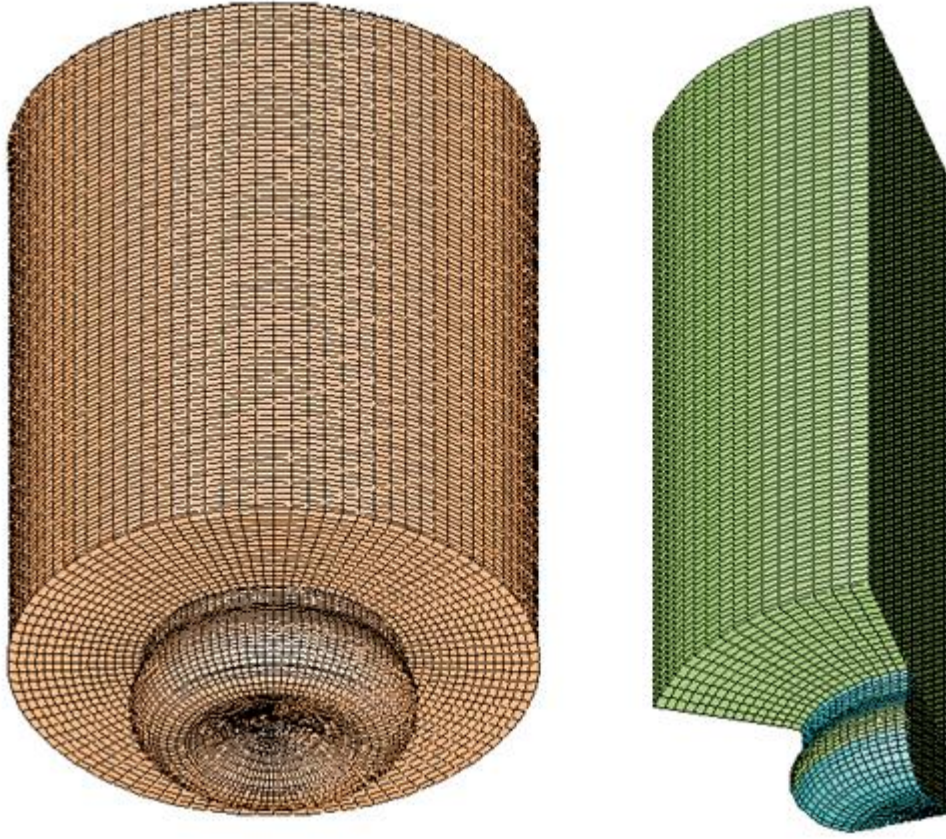
Soğuk akış modelinde de olduğu gibi, Hypermesh ile hazırlanan iki boyutlu yüzey çözüm ağını Es-ice ortamına alabilmek için, StarCCM+ yazılımı kullanılmıştır. Modeli Es-ice ortamına aldıktan ilk iş pistonun alt ölü nokta ile üst ölü nokta arasında gidip geldiği mesafede bir tane taslak oluşturmaktır. Bu sayede piston geometrisi kullanılarak, üç boyutlu hacim çözüm ağı elde edilebilmektedir. Şekil 5.18'de bu prosedür gösterilmiştir.



Şekil 5.18 Piston geometrisi üç boyutlu çözüm ağı oluşturma; a) Piston geometrisi kullanarak kesilecek olan taslak, b) Taslaktan oluşturulan üç boyutlu çözüm ağı

Şekil 5.18'de gösterilen koordinat takımlarından bir tanesi motorun merkezini göstermektedir. Piston o koordinat takımının z ekseninde hareket etmektedir. Gösterilen diğer koordinat takımı da enjektörün pozisyonunu göstermektedir. Koordinat takımının merkezindeki nokta, enjektörün deliğinin olduğu yeri göstermektedir ve bu koordinat takımının z ekseninde de enjektörün püskürtme açısıdır. Es-ice içinde enjektör konum bilgileri bu koordinat takımı kullanılarak tanımlanmaktadır.

Daha önce bahsedildiği gibi, bu tez çalışmasında bütün piston geometrisi yerine, hesaplama süresini azaltmak için pistonun 1/4'lük parçası kullanılmıştır. Şekil 5.19'da iki model arasındaki fark gösterilmiştir. Büyük piston geometrisi için kurulan modelde toplam 376632 adet hücre bulunmaktadır. Fakat 1/4'lük parça kullanılarak kurulan modelde toplam 70774 adet hücre bulunmaktadır. Ayrıca bütün modelde 6 adet enjektör deliği olacağından, 6 adet püskürtme olacaktır. Bu da hesaplama süresini uzatan parametrelerden bir tanesidir.



Şekil 5.19 Tam piston ve 1/4'lük parça ile kurulan model

Üç boyutlu hacim çözüm ağı kurulduktan sonra ve enjektörün pozisyonu belirlendikten sonra, analizin başlangıç ve bitiş anları arasında, hareket edecek parçalara, hareketli çözüm ağı tanımlamak gerekmektedir. Soğuk akış analizlerinde olduğu gibi, Es-ice içinde motorun krank milinin merkezi belirlenmekte, girilen biyel kolu uzunluğu ve strok sayesinde piston geometrisine ve silindir cidarlarına hareketli çözüm ağı tanımlanmaktadır. Şekil 5.20'de Es-ice içinde girilen parametreler gösterilmektedir.

| Events parameters | |
|--|------|
| Crank angle start (deg) | 380 |
| Crank angle stop (deg) | 830 |
| Engine RPM | 2000 |
| Connecting rod length | 198 |
| Piston pin offset | 0 |
| Valve lift periodicity (deg) | 720 |
| <input type="button" value="Ok"/> <input type="button" value="Apply"/> <input type="button" value="Revert"/> <input type="button" value="Cancel"/> | |

| Cylinder parameters | |
|--|-------|
| Dome type | Basic |
| Cut width (right) | 0 |
| Cut width (left) | 0 |
| Roof axis (X) | 0 |
| Roof axis (Y) | 0 |
| Roof axis (Z) | 0 |
| BDC cylinder layers | 0 |
| TDC cylinder layers | 0 |
| Piston stroke length | 127 |
| Piston sweep area 2 length | 0 |
| Piston sweep area 2 layers | 0 |
| Piston bottom layers | 0 |
| Bottom small layers | 0 |
| Top small layers | 0 |
| Steps from small to large | 0 |
| Piston Z at TDC | 0 |
| Valve lift dZ | 0 |
| <input type="button" value="Ok"/> <input type="button" value="Apply"/> <input type="button" value="Revert"/> <input type="button" value="Cancel"/> | |

Şekil 5.20 Es-ice içinde tanımlanan motor parametreleri

Motor parametrelerine göre hareketli çözüm ağı oluşturulduktan sonra, başlangıç ve sınır koşulları tanımlanmıştır. Yanma analizlerinde her bir piston geometrisi için iki farklı emme kanalı için soğuk akış analizlerinden elde edilen iki farklı girdap etkisi tanımlanmıştır. Motor üzerindeki var olan emme kanalı için, yanma analizlerinde kullanılan değer 0,2184'tür. Diğer emme kanalı için, yanma analizlerinde kullanılan değer ise 0.6558'tir. Bu değerler Es-ice içinde başlangıç koşullarını tanımlarken girilir. Şekil 5.21'de her iki emme kanalı için, yanma analizlerinde kullanılan başlangıç değerleri gösterilmiştir. Ayrıca silindir içi basınç ve sıcaklık değerlerinin başlangıç değerleri, soğuk akış analizlerinde olduğu, yanma analizleri içinde Es-ice içine tanımlanan datalardan çekilmektedir.

Initialization Use Angle offset

Use data of

1 region

Cell types

Velocity
Swirl

Absolute pressure
Table in image

Temperature
Table in image

Turbulence

Energy m²/s²

Length scale m

Şekil 5.21 Başlangıç koşulları

Soğuk akış analizlerinde daha önce bahsedildiği gibi türbülans başlatmak için kullanılan değişkenler K-E idi. Yanma analizlerinde ise silindir içinde türbülans başlatmak için kullanılan değişkenler K-L'dir. Bunun sebebi ise, soğuk akış analizlerinde silindir içindeki türbülans analiz başlangıcında önemli değildir, emme supapları açılıp hava silindir içine girerken oluşan türbülans ise zaten türbülans modeli ile hesaplanmaktadır. Fakat yanma analizleri için başlangıç değeri olarak girilen girdap etkisinden dolayı,

türbülans başlatmak için kullanılan değişkenleri düzgün tanımlamak gerekir. Bu yüzden yanma analizlerinde K-L değişkenleri kullanılmıştır. K ve L değişkenlerini hesaplamak için kullanılan denklemler:

$$v_{mean}^p = 2 \cdot stroke \cdot rpm / 60 \quad (5.35)$$

$$v' = 0,5 \cdot v_{mean}^p \quad (5.36)$$

$$k_{init} = \frac{3}{2} \cdot (v')^2 \quad (5.37)$$

$$l_{init} = 0,025 \cdot bore \quad (5.38)$$

Bu denklemlerde ki:

| | |
|---------------|------------------------------------|
| v_{mean}^p | Piston ortalama hızı |
| stroke | Strok |
| rpm | Motor devri |
| v' | Tahmini hızdaki dalgalanma |
| k_{init} | Tahmini türbülans kinetik enerjisi |
| l_{init} | Türbülans uzunluk boyutu |
| bore | Silindir çapı |

Denklem 5.6'da kullanılan 0,5 sayısı bir katsayı olup, hızdaki dalgalanmanın üç boyutlu analizler için en yakın değerlerde olmasını sağlamaktadır [23].

Yanma analizlerinde de zaman adımı olarak, soğuk akış analizlerinde olduğu gibi, 0.1 krank açısı kullanılmıştır. Analiz başlangıcı 680 KA^o, analiz sonu ise 830 KA^o ise toplam 150 KA^o analiz süresi olmaktadır. Zaman adımının 0.1 KA^o olması, bu 150 KA^o olan zaman diliminin 1500 adımda çözülmesi anlamında gelmektedir. Ayrıca yanma analizleri de, soğuk akış analizleri gibi Es-ice içinde 8 çekirdek ile paralel çözdürebilmek için parçalanmıştır. Bu işlemde bütün analizler için süreyi kayda değer oranda azaltmıştır.

5.2.2 Türbülans modeli

Yanma analizlerinde kullanılan türbülans modeli de, soğuk akış analizlerinde kullanılan **RNG k-ε** modelidir. Soğuk akış bölümünde türbülans modeli detaylı olarak anlatılmıştır, bundan dolayı bu kısımda tekrardan türbülans modeli için detaya girilmemiştir.

5.2.3 Yanma modeli

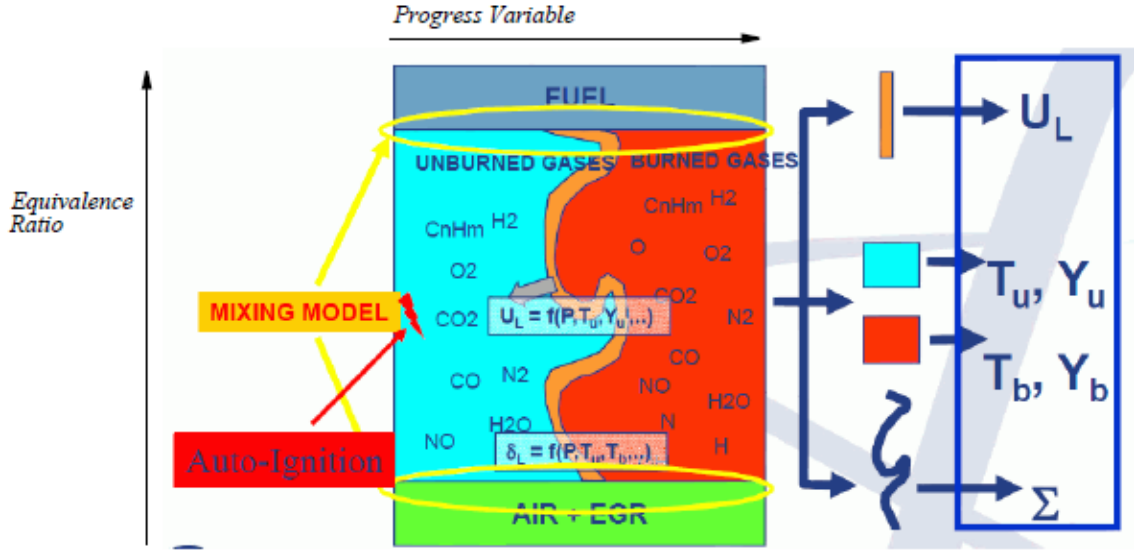
İçten yanmalı motorların HAD modellemesi, motor tasarımı geliştirmesinde, yakıt tüketimini ve emisyonları azaltmada gittikçe artan bir öneme sahip olmaktadır. HAD modellemelerinde, mümkün olduğu kadar, yakıt ve hava arasındaki türbülans karışımı, tutuşma ve yanma kimyası, vurunlu oluşumu, emisyonların oluşumu, EGR'in egzoz gazı emisyonlarına etkisi ve motor gücü ve verimi gibi fiziksel olaylar yer almalıdır. Star-CD içinde benzinli ve dizel motorları için uygun olan ve yukarıdaki fiziksel prosesleri içeren modeller yer almaktadır [20].

The Extended Coherent Flame Model (ECFM), Three-Zone ECFM (ECFM-3Z) ve the Equilibrium-Limited ECFM (ECFM-CLEH) gibi modeller hem benzinli hem de dizel motorlar için kullanılan modellerdir. Hasan Köten'in yüksek lisans çalışmasında Star-CD içindeki dizel motorları için kullanılabilecek yanma modelleri karşılaştırılmış ve ECFM-3Z içlerinde deney sonuçlarına en yakın sonuç veren model olduğu görülmüştür [4]. Dolayısıyla Hasan Köten'in tezi referans alınarak ayrıca bazı ticari şirketlerin çalışmalarında da dizel motorlar için ECFM-3Z kullanılmasından dolayı bu tez çalışmasında da yanma modeli olarak ECFM-3Z kullanılmıştır.

ECFM-3Z Modeli

ECFM-3Z modeli, hava+yakıt türbülans karışımı, alev yayılması, difüzyon yanması ve emisyon oluşumu gibi içten yanmalı motorların çeşitli süreçlerini hesaplayabilmektedir. Modelin şematik olarak, dört temel bölüm içeren matematiksel yapısı Şekil 5.22'de gösterilmiştir. Modelin içerdiği 4 bölüm:

- a) Karışım modeli
- b) Alev yayılım modeli
- c) Kuyruk yanması ve emisyon oluşumu
- d) Kendi kendine tutuşma/vurunlu modeli



Şekil 5.22 ECFM-3Z modelinin şeması

a) Karışım modeli

Karışım modeli, üç farklı karışım alanından oluşmaktadır. Bu karışım alanları şunlardır:

- karışmamış yakıt alanı
- karışmamış gazların alanı
- karışmamış hava+EGR alanı

Bu üç alan çözüm ağı ile çözülebilmek için oldukça küçük olduğundan, daha küçük elementlerle modellenir. Karışım alanı, diğer iki alandaki gazların arasındaki türbülans ve moleküler karışımın sonucunda oluşmaktadır ve yanmanın yer aldığı alandır [20].

Karışım alanındaki gazların kütle oranları Denklem 5.39'da ki gibi gösterilebilir.

$$Y_i^m = Y_i|_{z=z_m} = \int_{\delta V} Y(x', t) \delta[Z(x', t) - Z_m] dV' \quad (5.39)$$

Buradaki Y_i^m ifadesindeki üstedeki m ifadesi karışım alanını temsil etmektedir, Z_m ortalama karışım oranı ve δ ise Dirac fonksiyonudur. ECFM-3Z modeli içindeki bütün gazlar (yakıt, O₂, CO₂, H₂O, N₂, CO, H₂, OH, H, N, O, is), karışım alanı içinde koşullandırılmaktadır. Diğer iki alan ise, karışmamış yakıt alanındaki yakıttan ve karışmamış hava+EGR alanındaki gazlar tarafından karakterize edilir. Bununla beraber, işlemleri basitleştirmek açısından, diğer alanlar için sadece oksijen hesaplanır ve diğer bütün gazlar cebirsel olarak oksijene bağlanmıştır [20].

Karışmamış yakıtın (Y_{fum}) ve oksijenin (-) kütle korunum denklemleri:

$$\frac{\partial \rho Y_{fum}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u Y_{fum}) - \nabla \cdot \left[\left(D + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \nabla Y_{fum} \right] = \frac{\beta_{min}}{\tau_m} Y_{fum} \left(1 - Y_{fum} \frac{\rho}{\rho_u} \frac{W_m}{W_f} \right) + W_{evap} \quad (5.40)$$

$$\frac{\partial \rho Y_{o2um}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u Y_{o2um}) - \nabla \cdot \left[\left(D + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \nabla Y_{o2um} \right] = - \frac{\beta_{min}}{\tau_m} Y_{o2um} \left(1 - \frac{Y_{o2um}}{Y_{o2inf}} \frac{\rho}{\rho_u} \frac{W_m}{W_{o2}} \right) \quad (5.41)$$

Buradaki W_m , W_f ve W_{o2} sırasıyla karışım alanındaki gazların, yakıtın ve oksijenin moleküler kütesidir. β_{min} zaman ayar katsayısı ve τ_m ise karışım zamanını göstermektedir.

Ayrıca Y_{o2inf} aşağıdaki denklem ile elde edilmektedir:

$$Y_{o2inf} = Y_{To2} / (1 - Y_{Tf}) \quad (5.42)$$

τ_m için yani karışım zamanı için üç farklı seçenek vardır:

1. $\tau_m = \tau_T = k/\varepsilon$
2. $\tau_m = (1 - f)\tau_L + f\tau_T$

Buradaki;

$$f = [1 - \exp(-c)]/0.632 \quad (5.43)$$

c , süreç değişkenidir ve $c = 1 - Y_{fu}/T_f$ ile hesaplanır.

τ_L ise laminer zaman faktörüdür ve $\tau_L = e^{-9300/T}/60$ ile hesaplanır.

3. $\tau_m = \tau_m(Re_t)$. Buradaki Re_t , türbülans Reynolds sayısıdır.

Yanma odasındaki gazlar karışmış alandaki alakalı gazlara dönüştürülür. Yanmaya maruz kalacak olan gazların kütle oranı Denklem 5.44'te gösterilmiştir.

$$Y_{(T)i}^m = (Y_{(T)i} - Y_{Ti} C_x) \frac{\rho}{\rho - \rho_{UM}} \quad (5.44)$$

Denklem 5.44'te ki altta yer alan T harfi, işaretli gazları temsil eder. T harfinin parantez içinde olması ya da olmaması işaretli ya da işaretsiz gazları gösterir. ρ^{UM} ise gaz hacminin her bir birimi için karışmamış alandaki gazların kütlesidir ve Denklem 5.45 ile gösterilir.

$$\rho^{UM} = \rho [C_x (Y_{To2} + Y_{Th2} + Y_{Tco} + Y_{Tno} + Y_{Tsoot} + \dots) + Y_{fum}] \quad (5.45)$$

Yukarıdaki denklemlerde yer alan C_x , karışmamış gaz kütlesinin ortalama gaz kütlesine oranıdır ve Denklem 5.46 ile hesaplanır.

$$C_x = Y_{o2um}/Y_{To2} = Y_{i,um}/Y_{T,i} \quad (5.46)$$

Buradaki $Y_{i,um}$, karışım olmayan alandaki birim kütle başına gazların kütlesidir.

ECFM-3Z modelinde, yanmanın bütün aşamaları, alev yayılması, kendi kendine tutuşma ve kuyruk yanması ve emisyonlar karışım alanındaki gazlar baz alınarak hesaplanır [20].

b) Alev yayılma modeli

Alev yayılma fazı, alev yüzey yoğunluğu (Σ) taşınım denklemleri ile modellenmiştir.

$$\frac{\partial \Sigma}{\partial t} + \nabla \cdot (u\Sigma) - \nabla \cdot \left[\left(D + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \nabla \left(\frac{\Sigma}{\rho} \right) \right] = \Sigma \left[C_{divu} \frac{2}{3} \nabla \cdot u + Ca\Gamma \frac{\varepsilon}{k} + C \frac{2}{3} \frac{\rho_u}{\rho_b} U_l \Sigma \frac{1-c}{c} - \beta U_l \Sigma \frac{1}{1-\bar{c}} - \frac{2}{3} \frac{1}{(\gamma p)} \frac{\partial p}{\partial t} \right] + S_{conv} \quad (5.46)$$

Buradaki:

- D** moleküler yayılma gücü
- C_{divu}** ampirik parametre (varsayılan değeri 1'dir)
- C** alev kimyasının zamanını ve cidarlar ile alev etkileşimini hesaba katan düzeltme faktörü
- Γ** ITNFS (net alev uzaması) fonksiyonu
- ρ_u ve ρ_b** sırasıyla yanmamış ve yanmış gazların yoğunlukları
- $U_l = S_l Q_l$** efektif laminer alev hızı, buradaki S_l , teorik laminer alev hızı ve Q_l ise ısı kaybı etkisi düzeltme faktörü
- γ** izentropik katsayı, $\gamma = c_p/c_v$

| | |
|------------|--|
| S_{conv} | bujideki ısı yayılımından alev yüzey yoğunluğuna ek katkı (Benzinli motorlar için) |
| μ_t | türbülans viskozitesi |
| p | termodinamik basınç |
| \bar{c} | Reynolds ortalama süreç değişkeni |

Yukarıdaki denklemde belirtilen teorik laminar alev hızı Denklem 5.47'de gösterilmiştir.

$$S_l(\Phi) = S_{l0} \left(\frac{T_u}{T_0}\right)^a \left(\frac{p}{p_0}\right)^b \max[1 - U_{lam1} X_{res}, \exp(U_{lam2} X_{res})] \quad (5.47)$$

Buradaki:

S_{l0} ve a sırasıyla Metghalchi & Keck korelasyonundaki gibi[29], kullanılan yakıtın ve yakıt fazlalık katsayısının (Φ) fonksiyonlarıdır.

$$b = b_0 - 0.08(p/U_{lam3})$$

b_0 kullanılan yakıtın ve hava fazlalık katsayısının fonksiyonudur.

T_0 ve p_0 referans sıcaklık ve basınç değerleri

X_{res} artık gazların mol katsayısı

$U_{lam1}, U_{lam2}, U_{lam3}$ sırasıyla 2.1, -3 ve 40 olan parametrelerdir.

Denklem 5.46'da kullanılan C düzeltme faktörünün hesaplanması Denklem 5.48'de gösterilmiştir.

$$C = q_w / \left\{ 1 + \left[\alpha \Gamma \varepsilon / k + \frac{2}{3} \frac{\rho_u}{\rho_b} U_l \Sigma \frac{(1-c)}{c} \right] \tau_c \right\} \quad (5.48)$$

Buradaki:

$\tau_c = \delta_l / (U_l Z_e)$ kimyasal zaman skalası

$\delta_l = 2 \mu_b / (\rho_u U_l Pr)$ laminar alev kalınlığı

Z_e Zeldovich sayısı

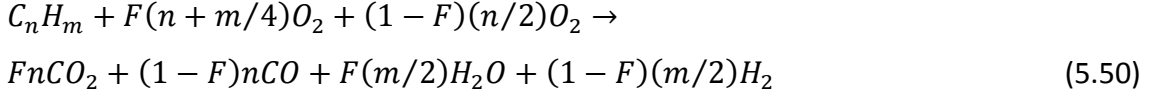
Denklem 5.48'de kullanılan cidar alev sönüm faktörü (q_w) hesabı denklem 5.49'da gösterilmiştir.

$$q_w = \begin{cases} 1 & y^+ / y_c^+ > D_{querat} \\ 0 & y^+ / y_c^+ < D_{querat} \end{cases} \quad (5.49)$$

Buradaki $y_c^+ = 11.3$ ve D_{querat} ise varsayılan değeri 5 olan bir parametredir.

Ön karışım reaksiyon mekanizması

Yanmanın ön karışım fazı için, C_nH_m kimyasal denkleminde sahip yakıtın oksijen ile reaksiyonu Denklem 5.50'de gösterilmiştir [20].



Buradaki:

$$F = \begin{cases} 1 & \Phi < 1 \\ [4(n + m/4)/\Phi - 2n]/(2n + m) & 1 < \Phi < (2 + m/2n) \\ 0 & \Phi > (2 + m/2n) = \Phi_2 \end{cases} \quad (5.51)$$

Ön karışım yakıt yanma oranı

Genel CFM oluşumuna göre, yanmamış karışmış gaz bölgesindeki alev yayılmasından dolayı, yakıt yanma oranı aşağıdaki denklem ile hesaplanır [20].

$$\omega_{fu} = -\rho_u U_l Y_{Tf}^m \Sigma \quad (5.52)$$

c) Kuyruk yanması ve emisyonların oluşum modelleri

Yanmış gazların içinde bulunan bütün gazlar, daha ileri reaksiyonlara maruz kalabilirler. ECFM-3Z modelinde, yanmış gazların içindeki reaksiyonların beş tipi vardır:

- Kuyruk yanması
- Kırılma ve kök oluşumu
- $CO \Leftrightarrow CO_2$ oluşumu
- NO oluşumu
- İS oluşumu

Yanmış gazlar içindeki başlangıç oluşumu Denklem 5.53 ile hesaplanır.

$$Y_b^m = \frac{Y^m - (1-c)Y_u^m}{c} \quad (5.53)$$

Difüzyon yanması

Yakıt yanmış gazların içine buharlaştığında ya da CO içinde kısmen var olan yakıtı yakmak için bile yetersiz oksijen varsa, ek bir yakıt türü Y_{fb} oluşturulur. Bununla beraber, Y_{fu} 'dan farklı olarak, bu tür ön karışım sürecinde yanmaz fakat alevin arkasından (difüzyon yanmasında) yanar. Y_{fb} 'nin yanma denklemi:



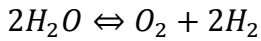
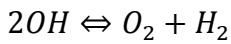
Yakıtın yanma oranını hesaplamak için, Denklem 5.55'de Eddy Break-up yaklaşımı kullanılır.

$$\omega_{fb} = C \frac{\varepsilon}{k} \min[Y_{fb}^m, Y_{O_2}^m / s_{O_2}] \quad (5.55)$$

Buradaki s_{O_2} , Denklem 5.54'te ki oksijen için stokiometrik katsayıdır.

Kırılma ve kök oluşumu

Yüksek sıcaklıklarda, bağların kırılması önemsenmeyecek bir konu değildir, hatta bu yüzden dikkate alınması gerekmektedir. Karbon içermeyen gazların bulunduğu reaksiyonların bir tanesine uygulanır ve bu reaksiyonlardaki türlerin dengede oldukları kabul edilir. Reaksiyonlar aşağıdaki gibidir:



Yukarıdaki reaksiyonlardan ilk üçü çift atomlu moleküllerin kırılma denklemleridir. Bu çift atomlu moleküllerin kırılması sonucu oluşan moleküller daha sonra, NO ve CO₂ oksidasyonu gibi diğer kuyruk yanması mekanizmalarında kullanılacaktır [20].

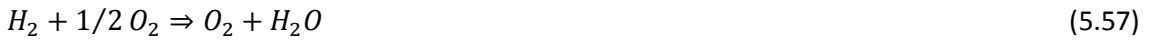
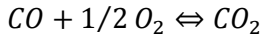
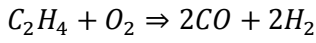
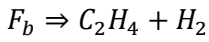
CO ⇌ CO₂ oluşumu

iki farklı reaksiyon mekanizması vardır:

- Basit bir tersinir mekanizma Denklem 5.56'da gösterilmiştir.



- Denklem 5.56'ya ve Denklem 5.54'de ki kuyruk yanmasına alternatif olarak, dört adımlı yanma mekanizması uygulanabilmektedir [30]. Burada, yakıt olarak C₂H₄'e kırılır, daha sonra da C₂H₄ oksijen ile tepkimeye girerek CO ve H₂ oluşur, son olarak CO ve H₂ oksijen ile tepkimeye girerek CO₂ ve H₂O oluşur.



Eğer bu özellik aktif edilirse, yeni tür olan C₂H₄ ve onun değeri olan TC₂H₄ 'ün tanımlanması gerekmektedir [20].

NO oluşumu

NO oluşumu için üç adımlı klasik Zeldovich mekanizması çözülür. Zeldovich mekanizması:



Bu reaksiyonlar için sabitlerin oranı sayısız deneysel çalışmayla ölçülmüştür, bu çalışmalardan elde edilen datalar Baulch'un çalışmasında [31] detaylı olarak değerlendirilmiştir. Baulch'un çalışmasına dayanarak, yukarıdaki reaksiyonlar için katsayıların oranlarının ifadesi aşağıdaki denklemlerde gösterilmiştir.

$$K_1 = 1.8 \times 10^{11} \exp\left(\frac{-38370}{T}\right) \quad (5.61)$$

$$K_{-1} = 3.8 \times 10^{10} \exp\left(\frac{-425}{T}\right) \quad (5.62)$$

$$K_2 = 1.8 \times 10^7 T \exp\left(\frac{-4680}{T}\right) \quad (5.63)$$

$$K_{-2} = 3.8 \times 10^6 T \exp\left(\frac{-20820}{T}\right) \quad (5.64)$$

$$K_3 = 7.1 \times 10^{10} \exp\left(\frac{-450}{T}\right) \quad (5.65)$$

$$K_{-3} = 1.7 \times 10^{11} \exp\left(\frac{-24560}{T}\right) \quad (5.66)$$

Buradaki K_1 , K_2 ve K_3 reaksiyonlardaki ileri yöndeki sabitlerdir. K_{-1} , K_{-2} ve K_{-3} ise reaksiyonlardaki geri yöndeki sabitlerdir. Bu sabitlerin birimi ise $m^3(kgmol)^{-1}s^{-1}$ 'dir [20].

Zeldovich mekanizmasına alternatif olarak, Star-CD içinde bulunan NO_x için **Flamelet Library** modeli kullanılabilir. Bu modelde, NO_x modellemesi için, bir alev parçacığı kullanılarak yapılmıştır. NO_x kütüphanesi, Mauss ve onun iş arkadaşları tarafından geliştirilmiştir [32]. Bu tez çalışmasında da kullanılan NO_x modeli, Flamelet Library modelidir.

Denklemler 5.67'de NO_x kütle oranını hesaplamak için kullanılan taşınım denklemleri gösterilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_{NO}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j Y_{NO}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{Sc_{t,NO}} \frac{\partial Y_{NO}}{\partial x_j} \right) + \rho S_{NO} \quad (5.67)$$

Bu denklemlerde görünen kaynak, alev yaklaşımı kullanılarak değerlendirilir. Buna göre, iki tane ters yönde tepkimeye giren laminar jet içeren, ki bunlardan bir tanesi yakıt diğeri ise oksijen, alev ters akışı hesaplanır ve kararlı durumdaki çözüm başlangıç sıcaklığının, basıncının ve oksijen bileşeninin bir kaç durumu için kaydedilir [20].

$$\widehat{S}_{NO} = F(p, T, f, X, X_{EGR}) \quad (5.68)$$

Buradaki f , karışım oranıdır. X , skalar yayılım oranı ve X_{EGR} ise EGR yoğunluğudur.

İs oluşumu

İs oluşumu, meydana gelme ve oksidasyonun zır proseslerine dayanmaktadır [33].

$$\frac{d}{dt}[SOOT] = \frac{d}{dt}[SOOT]_f - \frac{d}{dt}[SOOT]_{OX} \quad (5.69)$$

$$\frac{d}{dt}[SOOT]_f = A_{sferc}[F_b]p^{0.5}e^{-T_{sferc}/T} \quad (5.70)$$

Buradaki A_{sferc} ve T_{sferc} sırasıyla 450 ve 1000 K varsayılan değerlerinde olan ayar parametreleridir, ve

$$\frac{d}{dt} [SOOT]_{OX} = \frac{12}{\rho_{soot} D_{soot}} [SOOT] R_t \quad (5.71)$$

Yukarıdaki denklemlerdeki, kare parantez sembolü molar yoğunluğu göstermektedir, ρ_{soot} is partikül yoğunluğu ve D_{soot} ise is partikül çapını göstermektedir. R_t ise ara reaktif bölgelerinin net reaksiyon oranıdır [20].

Son olarak gazların kütle oranları, Denklem 5.72'de ile hesaplanır.

$$Y^m = (1 - c)Y_u^m + cY_b^m \quad (5.72)$$

Yukarıdaki modele alternatif olarak, is oluşumu için **Flamelet Library** modeli kullanılabilir. Bu modelde, is kütle oranı için ek bir taşınım denklemi daha çözülür. İS/akış etkileşim modeli, aynı NO_x modelindeki gibi, tek bir alev üzerinde kurulur, daha sonra genelleme yapılır. İS hacim oranı için kaynak, varsayılan yoğunluk fonksiyonunu kullanarak ve karışım üzerine boşluk oranını ekleyerek flamelet library ile elde edilir [20]. Bu tez çalışmasında da is modeli için Flamelet Library modeli kullanılmıştır.

İs kütle oranı için kullanılan taşınım denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho Y_s) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j Y_s) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{Sc_{t,s}} \frac{\partial Y_s}{\partial x_j} \right) + \rho_s \bar{\omega}_v \quad (5.73)$$

Buradaki Y_s is kütle oranı, ρ_s ise is yoğunluğudur ve değeri ise 1860kg/m³tür. İS hacim oranı için hesaplanan değer ise Denklem 5.74 ile bulunmaktadır.

$$\bar{\omega}_v = \overline{\omega_{v,particle\ inception}} + f_v (\overline{\omega_{v,sur.growth}} - \overline{\omega_{v,fragmentation}} - \overline{\omega_{v,ox}}) \quad (5.74)$$

Buradaki f_v ortalama is hacim oranıdır ve aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$f_v = \rho Y_s / \rho_s \quad (5.75)$$

Ortalama değerler için Denklem 5.76 kullanılır.

$$\overline{\omega_{v,i}} = \alpha_i \int_0^\infty \int_0^1 \frac{1}{f_v} \left(\frac{\partial f_{v,i}}{\partial t} (f, \hat{X}) \right) P(f, \hat{X}) \widehat{df} \widehat{d\hat{X}} \quad ; \quad i = sg, fr, ox \quad (5.76)$$

Buradaki \hat{X} skalar yayılım oranıdır. Yukarıdaki denklemdeki, sg, surface growth, fr, fragmentation ve ox, oxidation anlamına gelmektedir. α_i ise bu etkilerin her biri ile alakalı boyut faktörüdür. Ayrıca,

$$\overline{\omega_{v,pi}} = \alpha_{pi} \int_0^\infty \int_0^1 \frac{\partial f_{v,i}}{\partial t} (\hat{f}, \hat{X}) P(\hat{f}, \hat{X}) d\hat{f} d\hat{X} \quad (5.77)$$

Buradaki pi, particle inception anlamına gelmektedir ve α_{pi} ilgili boyut faktörüdür.

- **Momentler yöntemi**

Bu yöntemde, PSDF (Particle size distribution function)'nin r-th momenti Denklem 5.78'de ki gibi tanımlanır.

$$M_r = \sum_{i=1}^\infty i^r N_i \quad (5.78)$$

Buradaki , $r=0, 1, 2, 3$ ve N_i ise $m_i = im_1$ kütleli is partiküllerinin yoğunluk sayısıdır. m_1 ise, is içindeki en küçük monomerin kütesidir.

0-th momenti, ortalama yoğunluk sayısı ile alakalıdır, ortama hacim oranı için ilk momenttir. Momentler için taşınım denklemleri:

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho(M_r/\rho) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j(M_r/\rho)) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial}{\partial x_j} (M_r/\rho) \right) + S_r \quad (5.79)$$

Buradaki:

$$S_r = F(p, T, f, \widetilde{f^{n^2}}, X_{EGR}) \quad (5.80)$$

S_r , r-th momenti için ortalama kaynak terimidir, karışım oranı ve skalar yayılma oranı üzerindeki anlık kaynak terimi olan \widehat{S}_r 'nin PDF (probability density function)'i tarafından elde edilir. anlık kaynak terimi aşağıdaki denklem ile hesaplanabilir.

$$\widehat{S}_r = \widehat{S}_{r,nu} + \widehat{S}_{r,cond} + \widehat{S}_{r,coag} + \widehat{S}_{r,sr} + \widehat{S}_{r,fr} \quad (5.81)$$

Buradaki, $\widehat{S}_{r,nu}$, $\widehat{S}_{r,cond}$, $\widehat{S}_{r,coag}$, $\widehat{S}_{r,sr}$, $\widehat{S}_{r,fr}$ sırasıyla, r-th momenti için partikül çekirdeklenmesinin, yoğunlaşmasının, pıhtılaşmasının, heterojen yüzey reaksiyonun ve ayrılmasının anlık oranlarıdır.

Momentler yöntemi, is için aşağıdaki değerleri sağlamaktadır.

- Toplam yoğunluk sayısı; N_{tot}

$$N_{tot} = M_0 N_A \quad [1/m^3] \quad N_A: \text{Avogadro sayısı} \quad (5.82)$$

- is hacim oranı; f_v

$$f_v = M_1 \frac{w_s}{\rho_s} \quad [m_{soot}^3/m_{gas}^3] \quad (5.83)$$

Buradaki; $w_s=24$ [kg/mol], $\rho_s=1800$ [kg/m³]

- Yüzey yoğunluğu; S

$$S = \pi \left(\frac{6w_s}{\pi\rho_s N_A} \right)^{2/3} (M_{2/3}/M_0) \quad [m] \quad (5.84)$$

- Ortalama çap; d

$$d = \left(\frac{6w_s}{\pi\rho_s N_A} \right)^{1/3} (M_{1/3}/M_0) \quad [m] \quad (5.85)$$

Momentler yönteminde, Es-ice içinde 0, 2, 3 ve 4 olmak üzere dört farklı moment seçilebilmektedir. 0'dan 4'e gidildikçe is ile alakalı daha fazla sonuç elde edilebilmektedir. Bu yüzden tez çalışmasında 4 numaralı moment seçilmiştir.

5.2.4 Yakıt demeti ve püskürtme modeli

İçten yanmalı motorlar için yakıt demetinin kullanıldığı modellerde, saçılan çok fazlı akışlar oldukça önemlidir. Bu durumlarda, akış, gaz veya sıvı olabilen sürekli faz ya da sıvı demetlerinden oluşan saçılan bir faz içermektedir. Genelde, saçılan fazın hareketi, sürekli fazdan ve piston yer değiştirmesine bağlı olarak ve momentum, kütle ve ısı transferi etkilerinden etkilenmektedir. Bu etkilerin gücü ise damlacıkların boyutuna, yoğunluğuna ve yoğunluk sayısına bağlıdır.

Eğer akış laminer ise bir noktaya bağlı olan her bir parça düzgün tek bir yörüngede hareket edecektir. Diğer taraftan, türbülans içeren akış içine tanımlanan parçalardan her biri ise türbülans hız alanı dalgalanmaları ile etkileşimden dolayı kendi gelişi güzel oluşan yörüngelerinde hareket edeceklerdir. Bu durumda yörüngeler iç içe geçebilir ve parçalar birbirine çarpabilir.

Eğer saçılan faz uçucu, çözünür ya da kimyasal tepkimelere açık ise, kütle transferi fazlar arasında olur. Sıcaklık farklılıklarından dolayı artabilen ısı transferi de kütle transferi gibi fazlar arasında olabilmektedir. Kütle transferi saçılan faz parçacıklarının boyutlarının değişmesine neden olur. Bu yüzden, parçacıkların başlangıç boyut dağılımı benzer olsa bile, kütle transferinin etkisinden dolayı değişken boyutlarda parçacıklar olabilir.

Boyut değişikliği, ayrıca saçılan elementlerin daha küçük elementlere parçalanmasına neden olan akışkan dinamik kuvvetlerinden dolayı da olabilmektedir. Parçalar arası çarpma ise boyut küçülmesinden değil, küçük parçaların bir şekilde toplanım yumrulaşmasından ya da toplanmasından dolayı boyutların büyümesinden kaynaklanabilmektedir.

Son olarak, saçılan elementler cidarlara çarparsa, başka bir oluşum meydana gelmektedir. Örneğin, parçaların cidarlara çarpması sonucu, parçalar geri sekebilir ya da daha küçük parçalara ayrılabilir [20].

a) Temel korunum denklemleri

Anlık olarak değişen akışkan hızı ve damlacık hızı sırasıyla u ve u_d ile gösterilmiştir. u_d 'de ki d harfi damlacık ya da saçılan fazı belirtmektedir. d harfi bulunmayan ifadeler ise sürekli fazı ifade etmektedirler ve parçacık pozisyon vektörü ise x_d ile gösterilmektedir. Lagrangian modellerindeki damlacıklar için korunum denklemleri:

- **Momentum**

Bir damlacığın kütlesi (m_d) için momentum denklemi:

$$m_d \frac{du_d}{dt} = F_{dr} + F_p + F_{am} + F_b \quad (5.86)$$

Buradaki:

1. F_{dr} , sürüklenme kuvvetidir.

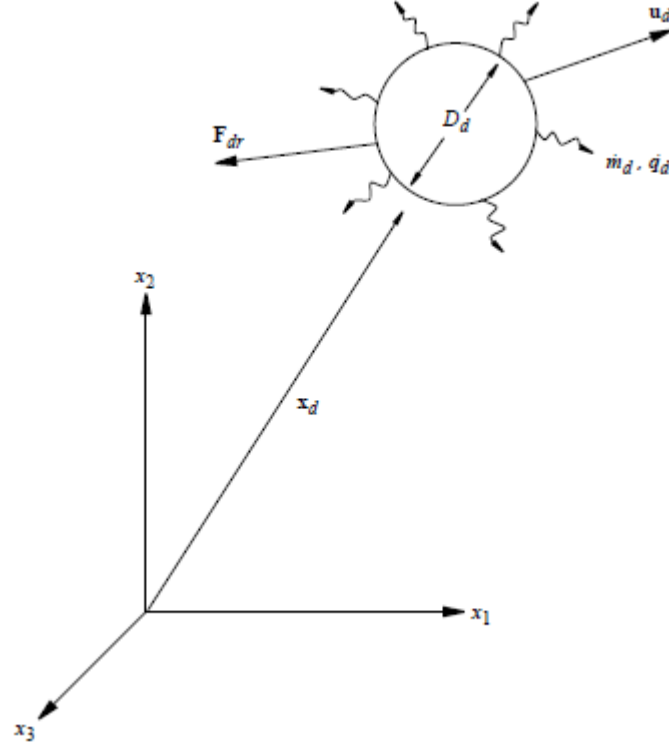
$$F_{dr} = \frac{1}{2} C_d \rho A_d |u - u_d| (u - u_d) \quad (5.87)$$

Buradaki; C_d , sürüklenme katsayısı ve A_d ise akışa dik damlacık kesit alanıdır.

2. F_p , basınç kuvvetidir.

$$F_p = -V_d \nabla p \quad (5.88)$$

Buradaki; V_d , damlacık hacmi ve ∇p ise herhangi bir hidrostatik parçaları içeren p basınçlı akışkanın basınç gradyenidir.



Şekil 5.23 Lagrangian damlacık hareketi

3. F_{am} , gerçek kütle kuvvetidir. Damlacık tarafından akışın hızını arttırmak için gerekli olan kuvvettir.

$$F_{am} = -C_{am}\rho V_d \frac{d(u_d-u)}{dt} \quad (5.89)$$

Buradaki C_{am} , gerçek kütle katsayısıdır.

4. F_b , ataletsiz koordinat takımında oluşan hızlanma ve yerçekimi etkisiyle meydana gelen genel parça kuvvetidir. Bir dönme hareketi sonucunda oluşan F_b , aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$F_b = m_d[g - \omega \times (\omega \times r) - 2(\omega \times u_d)] \quad (5.90)$$

Buradaki; g , yer çekimi kuvveti, ω , açısal hız vektörü ve r ise dönme eksenine olan uzaklık vektörüdür.

Parçacık hızının hesaplanması ise anlık olarak değişen pozisyon vektörünün integrali alınması ile yapılmaktadır.

$$\frac{dx_d}{dt} = u_d \quad (5.91)$$

Denklem 5.87 kullanılarak momentumun relaksasyon zamanı (τ_M) aşağıdaki gibi hesaplanabilir [20].

$$\tau_M = \frac{m_d|u-u_d|}{|F_{dr}|} = \frac{2m_d}{C_d\rho A_d|u-u_d|} = \frac{4\rho_d D_d}{3C_d\rho|u-u_d|} \quad (5.92)$$

- **Kütle**

Denklem 5.93'de her bir birim yüzey alanı için transfer olan kütlenin(F_m) hesabı gösterilmiştir.

$$\frac{dm_d}{dt} = -A_s F_m \quad (5.93)$$

Buradaki A_s , damlacık yüzey alanıdır. Buharlaştıran ya da yoğunlaşan tek bileşenli damlacık için, F_m aşağıdaki denklemle hesaplanır.

$$F_m = K_g p_t \ln \left(\frac{p_t - p_{v,m}}{p_t - p_{v,s}} \right) \quad (5.94)$$

Buradaki K_g , kütle transferi katsayısıdır. $p_t, p_{v,m}$ ve $p_{v,s}$ sırasıyla gaz basıncı, damlacık ortamındaki damlacığın buharlaşma kısmi basıncı ve damlacık ortamındaki damlacığın yüzey basıncıdır. Yüzey buharlaşma basıncının, damlacık sıcaklığında (T_d) doyma basıncına eşit olduğu kabul edilir.

Denklem 5.93 ve 5.94 kullanılarak kütle relaksasyon zamanı (τ_m) aşağıdaki denklem ile hesaplanabilir.

$$\tau_m = \frac{m_d}{A_s |F_m|} = \frac{\rho_d D_d}{6 |F_m|} = \frac{\rho_d D_d}{6 K_g p_t \ln \left| \frac{p_t - p_{v,m}}{p_t - p_{v,s}} \right|} \quad (5.95)$$

- **Enerji**

Damlacık enerji dengesi için, birim yüzey başına yüzey ısı transferi oranı (q_d'') mekanizmaları ve faz değişikliğinden dolayı gerçekleşen ısı transferi artışı ve azalışı hesaba katılır.

$$m_d c_{p,d} \frac{dT_d}{dt} = -A_s q_d'' + h_{fg} \frac{dm_d}{dt} \quad (5.96)$$

Buradaki; A_s , damlacık yüzey alanı, $c_{p,d}$, damlacık özgül ısı ve h_{fg} ise faz değişikliğinin faz ısıdır. Yüzeysel ısı akısı (\dot{q}_d'') aşağıdaki denklem ile hesaplanabilmektedir.

$$\dot{q}_d'' = h(T_d - T) \quad (5.97)$$

Buradaki h ise ısı transfer katsayısıdır. Denklem 5.96 ve 5.97'den damlacıklar için termal relaksasyon zamanı (τ_T) aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$\tau_T = \frac{c_{p,d}\rho_d D_d}{6h} = \frac{c_{p,d}\rho_d D_d^2}{6k_m Nu} \quad (5.98)$$

Buradaki; k_m , türbülans taşıyan akışkanın yalıtkanlığı ve Nu ise Nusselt sayısıdır [20].

Sürüklenme, ısı ve kütle transferi katsayıları

Sürüklenme, ısı ve kütle transferi katsayıları her bir damlacığın etrafındaki küçük ölçekli akış özelliklerinin fonksiyonlarıdır. Bu özellikler, bir kaç damlacıktan daha fazla olduğu zaman, çözüm yapabilmek için pek uygulanabilir olmamaktadır. Genelde, korelasyonlardan elde edilen değerlerle, teorik çalışmalarla ya da deneysel çalışmalarla sonuca gidilmektedir [20].

- **Sürüklenme katsayısı**

Standart korelasyon:

$$C_d = \begin{cases} 24(1 + 0.15Re_d^{0.687})/Re_d & , Re_d \leq 10^3 \\ 0.44 & , Re_d > 10^3 \end{cases} \quad (5.99)$$

Alternatif olarak ise Yuen&Chen'in çalışmasındaki [35] korelasyon kullanılabilir.

$$C_d = 24(1 + 0.15Re_d^{2/3})/Re_d \quad , Re_d \leq 10^3 \quad (5.100)$$

Buradaki Re_d , damlacık Reynolds sayısıdır ve aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$Re_d \equiv \frac{\rho|u-u_d|D_d}{\mu} \quad (5.101)$$

- **Isı transferi katsayısı**

Kütle transferi dikkate alınmayarak uygulanan korelasyonlardan hesaplanarak elde ve sonra da saçılan faz için bir düzeltme faktörü ile hesaba katılarak çoğaltılan, El Wakil'in [35] ısı transfer katsayısı formülü kullanılır.

$$h = \frac{k_m Nu Z}{(e^Z - 1) D_d} \quad (5.102)$$

Yukarıdaki denklemde kullanılan Nusselt sayısı, Ranz-Marshall korelasyonundan [36] elde edilmektedir.

$$Nu = 2(1 + 0.3 Re_d^{1/2} Pr^{1/3}) \quad (5.103)$$

Buradaki Pr , Prandtl sayısıdır. Z değeri ise aşağıdaki denklemle elde edilmektedir.

$$Z \equiv \frac{-c_p (dm_d/dt)}{\pi D_d k_m Nu} \quad (5.104)$$

- **Kütle transferi katsayısı**

Kütle transferi katsayısı (K_g), Ranz'ın çalışmasından [36] alınan aşağıdaki denklemde gösterilen korelasyon ile elde edilmektedir.

$$Sh = 2(1 + 0.3 Re_d^{1/2} Sc^{1/3}) \quad (5.105)$$

Buradaki; Sc ve Sh , sırasıyla Schmidt sayısı ve Sherwood sayısıdır. Kütle transferi katsayısı ise:

$$K_g = \frac{Sh D_m}{R_m T_m D_d} \quad (5.106)$$

Buradaki; R_m , karışım gaz sabiti, D_m , buhar yayılma gücü ve T_m ise film sıcaklığıdır [20].

5.2.4.1 Damlacık dağılım modelleri

Star-CD içinde dört farklı damlacık dağılım modeli vardır.

- Reitz ve Diwakar modeli
- Pilch ve Erdman modeli

- Hsiang ve Faeth modeli
- KHRT modeli

Bu tez çalışmasında kullanılan damlacık modeli Reitz ve Diwakar damlacık modelidir. Bu modele göre, aerodinamik kuvvetlerden dolayı damlacık dağılması, aşağıdaki durumların bir tanesinde oluşmaktadır [37, 38].

1. Bag break-up durumu:

Yüzey gerilme kuvvetleri çok fazla olduğu zaman, damlacık etrafındaki düzgün olmayan basınç alanının düşük basınç bölgesine genişletilmesine bag break-up durumu neden olur.

2. Stripping break-up durumu:

Damlacık yüzeyinden belirli bir miktarda sıvının kesildiği ya da söküldüğü durumdur.

Her iki durumda da, teorik çalışmalar, dağılma başlangıcı ve düzgün damlacık çapı ($D_{d,stable}$) için bir yaklaşım ve dağılma prosesinin karakteristik zamanını (τ_b) ortaya çıkarmışlardır. Bu teorik çalışmalar sonucunda ortaya çıkan değerler, aşağıdaki denklemden dağılma oranının hesaplanmasına olanak sağlamaktadır [20].

$$\frac{dD_d}{dt} = -\frac{(D_d - D_{d,stable})}{\tau_b} \quad (5.107)$$

Yukarıdaki denklemden D_d anlık olarak değişen damlacık çapıdır.

Bag break-up durumu:

Kararsızlık, Weber sayısının kritik değeri ile belirlenir. Weber sayısının kritik değeri (We) ise aşağıdaki denklem ile belirlenir.

$$We \equiv \frac{\rho |u - u_d|^2 D_d}{2\sigma_d} \geq C_{b1} \quad (5.108)$$

Buradaki; σ_d , yüzey gerilme katsayısı ve C_{b1} ise 3.6'dan 8.4'e kadar aralıkta bir değer alan ampirik bir katsayıdır. Genelde varsayılan değer olarak 6 kullanılır. Denklem 5.108'deki eşitliği sağlayan değer düzgün damlacık boyutudur.

Buna bağlı olan karakteristik zaman ise:

$$\tau_b = \frac{C_{b2} \rho_d^{1/2} D_d^{3/2}}{4 \sigma_d^{1/2}} \quad ; \quad C_{b2} \cong \pi \quad (5.109)$$

Stripping break-up durumu:

Rejimin başlangıcı için gerekli olan kriter:

$$\frac{We}{\sqrt{Re_d}} \geq C_{s1} \quad (5.110)$$

Buradaki; Re_d , Denklem 5.101'de tanımlanan damlacık Reynolds sayısıdır ve C_{s1} ise değeri 0.5 olan bir katsayıdır [38].

Bu rejim için karakteristik zaman değeri:

$$\tau_b = \frac{C_{s2}}{2} \left(\frac{\rho_d}{\rho} \right)^{1/2} \frac{D_d}{|u - u_d|} \quad (5.111)$$

Buradaki C_{s2} değeri 2 ile 20 arasında değişen bir ampirik sabittir [38]. Varsayılan değer olarak ise 20 kullanılmaktadır.

5.2.4.2 Kaynama modeli

Damlacık sıcaklığı kritik sıcaklığı ya da kaynama sıcaklığına ulaştığı zaman, kaynama modeli bu durumları kapsamaktadır. Aşağıdaki durumlar dikkate alınmaktadır:

1. $T_d < T_c$

Buradaki T_c , aşağıdaki şartı sağlayan kritik sıcaklıktır.

$$\left(\frac{\partial p}{\partial V} \right)_{T_c} = 0$$

2. $T_d \geq T_b(p_t)$

Buradaki T_b , ortam basıncındaki kaynama sıcaklığıdır. Kaynama sıcaklığı, doyma basıncındaki (p_s) sıcaklık ile tanımlanır [20].

$$p_s(T_b) \geq p_t$$

- **Kütle transferi**

1.durum sağlandığı zaman, damlacık buharlaşmaya başlar. 2.durum da sağlandıktan sonrada, kütle transferi Denklem 5.112 ile hesaplanmaktadır:

$$\frac{dm_d}{dt} = -2\pi \frac{k}{c_p} D_d (1 + 0.23Re^{1/2}) \ln \left[1 + \frac{c_p(T-T_d)}{h_{fg}} \right] \quad (5.112)$$

Buradaki, k ve c_p sırasıyla iletkenlik ve karışımın özgül ısısıdır [20].

- **Isı transferi**

Kaynama boyunca T_d sıcaklığı sabit kalır. Dolayısıyla, türbülanslı akıştan damlacığa olan ısı transferi aşağıdaki denklemle hesaplanmaktadır.

$$\dot{q}_g = -h_{fg} \frac{dm_d}{dt} \quad (5.113)$$

5.2.4.3 Püskürtme modeli

Es-ice içinde kullanılan dört farklı püskürtme modeli vardır.

1. Huh modeli [39]
2. Reitz-Diwakar modeli [38]
3. MPI modeli
4. Geliştirilmiş MPI modeli

Bu tez çalışmasında kullanılan püskürtme modeli Reitz-Diwakar modelidir. Fakat Reitz-Diwakar modelini anlatabilmek için, Huh modelinden de bahsetmek gerekmektedir. İki modelde birbirine benzemekte olup, başlangıç değerleri olarak farklı parametreler kullanılmaktadır.

Huh modeli

Huh modeli, gaz ataleti ve enjektör içinde oluşan iç türbülans streslerinden oluşan, yakıt püskürtmesi ile alakalı en önemli iki mekanizmaya dayanmaktadır. Konsept olarak aşağıdaki iki aşama ile açıklanabilir:

1. Enjektör deliği içinde oluşan türbülans, yakıt delikten çıkarken yakıt demeti yüzeyinde ilk sapmalara neden olmaktadır.
2. İlk önce sapmalar net bir seviyeye ulaşır, daha sonra bu sapmalar, yakıt demeti yüzeyinden bir damlacık gibi ayrılana kadar, gaz çevresiyle etkileşim içinde olan gaz basıncı sayesinde katlanarak büyür.

Model, delik boyunca olan akışın analizinden ilk sapmaları hesaplar, sonra da püskürtme sürecini oluşturmak için, diğer hipotezlerle de karşılaştırılan dalga büyüme teorisini kullanır [20].

- **Enjektör türbülansı ve türbülansın sönümü**

Enjektör deliği çıkışındaki ortalama türbülans kinetik enerjisi (k_a) ve kinetik enerjinin yayılma oranı (ε_a) aşağıdaki denklemlerden hesaplanmaktadır.

$$k_a = \frac{U^2}{8\frac{L}{D}} \left(\frac{1}{c_d^2} - K_c - 1 \right) \quad (5.114)$$

$$\varepsilon_a = \frac{K_\varepsilon U^3}{2L} \left(\frac{1}{c_d^2} - K_c - 1 \right) \quad (5.115)$$

Buradaki U , püskürtme süreci boyunca geçen zamandaki ortalama püskürtme hızıdır. L ve K_c sırasıyla delik uzunluğu ve şekil kayıp katsayısıdır. K_ε , ampirik katsayı ve c_d ise enjektörün kapanma katsayısıdır. K_c ve K_ε değerleri Tablo 5.7'de gösterilmiştir.

İlgili türbülans boyu ve zamanı ise:

$$L_t(t) = L_t^o \left(1 + C_{a1} \frac{t}{\tau_t^o} \right)^{C_{a2}} \quad (5.116)$$

$$\tau_t(t) = \tau_t^o \left(1 + C_{a1} \frac{t}{\tau_t^o} \right) \quad (5.117)$$

Buradaki C_{a1} ve C_{a2} model katsayılarının değerleri de Tablo 5.7'de gösterilmiştir.

Tablo 5.7 Huh püskürtme modelindeki katsayılar

| C_μ | K_c | K_ε | C_{a1} | C_{a2} | C_1 | C_2 | C_3 | C_4 |
|---------|-------|-----------------|----------|----------|-------|-------|-------|-------|
| 0.09 | 0.45 | 0.5 | 0.92 | 0.4565 | 2.0 | 0.5 | 1.0 | 1.5 |

- **Yüzey dalga büyümesi**

Püskürtme sürecinin ikinci safhası ise yakıt demeti ve gaz alanı arasındaki etkileşimdir. Bu etkileşim, yüzey dalga büyümesi ile sapmaların genliğini artırır, ta ki sapmaların yakıt demetinden kopmaya başlamalarına kadar. Bu kopan parçalar ikincil damlacıklar

olarak adlandırılan parçaları oluştururlar. Sapma genliği, Taylor'ın çalışmasındaki [40] sapma denkleminde uymaktadır.

$$(\omega + 2\nu K^2)^2 + \frac{\sigma \kappa^3}{\rho_d} - 4\nu^2 \kappa^3 \left(\kappa^2 + \frac{\omega}{\nu} \right)^{1/2} + (\omega + jU\kappa) \frac{\rho}{\rho_d} = 0 \quad (5.118)$$

Buradaki; σ , yüzey gerilme sabiti, ν , sıvı kinematik viskozitesi, κ , dalga numarası ($\kappa = 2\pi/L_W$; L_W ise sapmanın dalga boyudur), ρ , gaz yoğunluğu ve j ise imajiner birimdir ($j^2 = -1$).

Püskürtme uzunluk skalası olan L_A aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$L_A = C_1 L_t \quad (5.119)$$

Yüzey sapmasının dalga boyu olan L_W ise Denklem 5.120 ile hesaplanır.

$$L_W = \frac{L_A}{C_2} \quad (5.120)$$

Buradaki C_1 ve C_2 model katsayılarıdır ve Tablo 5.7'de değerleri gösterilmiştir.

Püskürtme zaman skalası (τ_A), türbülans zaman skalasının (τ_t) ve dalga büyüme zaman skalasının (τ_W) lineer kombinasyonu olarak alınır [20].

$$\tau_A = C_3 \tau_t + C_4 \tau_W = \tau_{spn} + \tau_{exp} \quad (5.121)$$

Buradaki C_3 ve C_4 model katsayıları olup, Tablo 5.7'de gösterilmiştir. *spn* ve *exp* ile sırasıyla kendiliğinden oluşan ve üssel olarak artan zaman skalalarını ifade etmektedir.

- **Damlacık boyutu dağılımı**

Enjektörden çıkan yakıt demetinin D_d çapındaki ilk damlacıkları oluşturduğu kabul edilir. Bu damlacıkların dağılım oranı ise aşağıdaki denklem ile hesaplanmaktadır.

$$\frac{dD_d}{dt} = - \frac{2L_A}{(\tau_A \times 0.1)} \quad (5.122)$$

Bu başlangıç dağılım süreci, kendiliğinden oluşan zaman skalasının üssel olarak artan zaman skalasından daha büyük olmaya başladığı anda durur.

İlk damlacıkların dağılmasından oluşan ikincil damlacıkların çapı, aşağıdaki yoğunluk olasılık fonksiyonu ile yaklaşım yapılır.

$$f(x) = C \frac{\Phi(x)}{\tau_A(x)} \quad (5.123)$$

Buradaki x damlacık boyutunu gösterir. C , normalizasyon sabiti ve $\Phi(x)$ ise boyutsuz türbülans enerji spektrumunu ifade etmektedir.

$$\Phi(x) = \frac{(\kappa(x)/\kappa_e)^2}{(1+(\kappa(x)/\kappa_e)^2)^{11/6}} \quad (5.124)$$

Buradaki en yüksek dalga numarası $\kappa_e = 2\pi/L_e$ ifade edilmektedir ve L_e ise $L_e = L_t/0.75$ ile hesaplanır.

Dağılım fonksiyonu olan $F(x)$, Denklem 5.125 ile hesaplanır.

$$F(x) = \int_{x_{min}}^x f(x)dx \quad (5.125)$$

Yukarıdaki integral, Denklem 5.126'da gösterilen Kelvin-Helmholtz ifadesinden hesaplanan x_{min} , minimum damlacık boyutundan başlamaktadır.

$$x_{min} = 2\pi \frac{\sigma_d(\rho_d + \rho)}{U^2 \rho_d \rho} \quad (5.126)$$

Modelin uygulanmasında, ikincil damlacıkların boyutları ve sayısı dağılım fonksiyonun rastgele seçilen bir değerinden ve yakıtın kütle dengesinden elde edilmektedir. İkincil damlacıkların hızı ise ana damlacığın hızına göre ayarlanmaktadır [20].

- **Püskürtme açısı ve ilk hız**

Püskürtme açısı olan β aşağıdaki denklemden hesaplanır:

$$\tan\beta = \frac{L_A/\tau_A}{U} \quad (5.127)$$

Denklem 5.127 ilk damlacık hız bileşeni için üst sınırı belirlemek için kullanılır.

Her bir damlacık için ilk hız kabulü, Şekil 5.24'te gösterildiği gibi püskürtme konisi içindeki hız doğrultusundaki olasılık teorisine eşit olan varsayıma dayanmaktadır.

Damlacık hızının bileşenleri aşağıdaki denklemler ile hesaplanmaktadır:

$$u_{d,x} = u_{ch} \sin \beta_d \cos \alpha_d \quad (5.128)$$

$$u_{d,y} = u_{ch} \sin \beta_d \cos \alpha_d \quad (5.129)$$

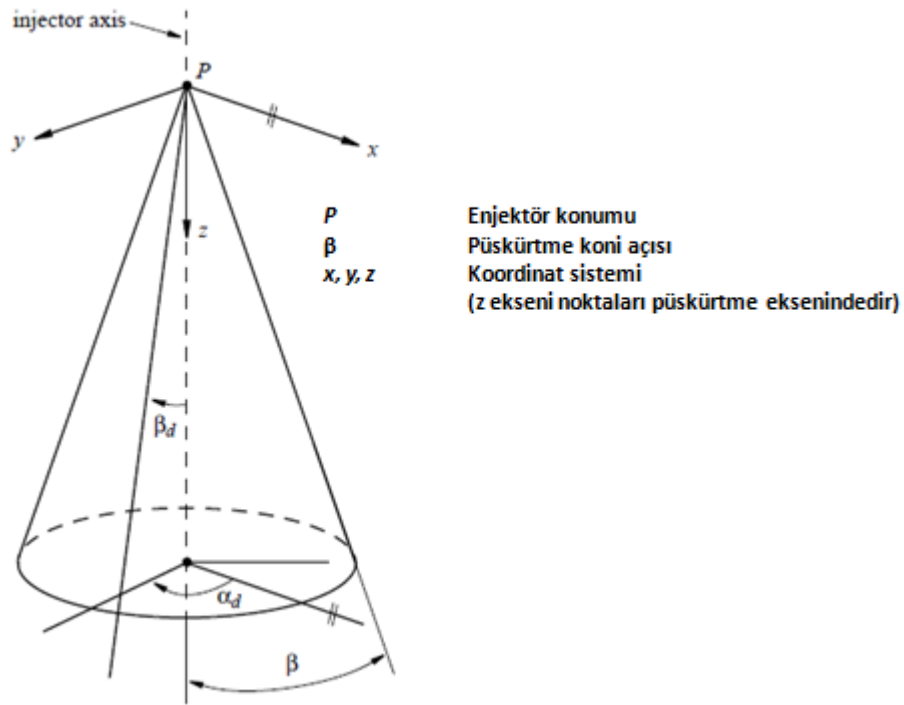
$$u_{d,z} = u_{ch} \cos \beta_d \quad (5.130)$$

Buradaki β_d ve α_d rastgele seçilen açılardır, aşağıdaki denklemlerde gösterilmişlerdir.

$$\beta_d = X_{r,1}\beta \quad (5.131)$$

$$\alpha_d = 2\pi X_{r,2} \quad (5.132)$$

Buradaki $X_{r,1}$ ve $X_{r,2}$, [0-1] aralığındaki iki değerdir.



Şekil 5.24 İlk damlacık hızı

Reitz-Diwakar modeli

Reitz-Diwakar modelinde, Huh modelinde olduğu gibi rastgele değerlerle püskürtme açısı tahmin edilmez. Dolayısıyla analiz başlangıcında püskürtme koni açısının girdi olarak programa tanımlanması gerekmektedir. Bu tanımlanan açığa bağlı olarak, Huh modelinde olduğu gibi aynı denklemlerle ilk damlacık hızı hesaplanır [20].

Bu tez çalışmasında, her bir piston geometrisi için farklı püskürtme açıları kullanıldığından ve bu açıların tahminle değil girdi olarak belirlenmesi istenildiğinden dolayı Reitz-Diwakar modeli kullanılmıştır.

5.2.4.4 Partikül - Cidar etkileşim modeli

Katı yüzey üzerine damlacıkların çarpması, boyut, hız, çarpan elementin malzemesi ve yüzeyin doğallığı gibi sonuçların çok değişmesine neden olabilmektedir [41]. Örneğin, damlacıklar yapışabilir, sekebilir ya da parçalara ayrılabilir; ve yüzey üzerindeki biriken

yakıt, üzerine gelen damlacıkları tutabilir ya da yüzey üzerinde oluşan yakıt filmi ile birleşebilir.

Star-CD içinde kullanılan partikül-cidar etkileşim modelleri:

- Anlık buharlaşma modeli
- Kullanıcı tanımlı model
- MPI modeli
- Bai püskürtme çarpma modeli
- Bai-ONERA püskürtme çarpma modeli

Bu tez çalışmasında, partikül- cidar arasındaki etkileşim için kullanılan model Bai püskürtme çarpma modelidir.

Bai püskürtme çarpma modeli

Bai püskürtme modeli Lagrangian yaklaşımına göre formüle edilmiştir ve literatür bulguları ve kütle, momentum ve enerji korunum denklemleri dikkate alınmıştır. Çarpma prosesinin doğal halini yansıtmak için, damlacıkların son çarpma miktarlarının bazılarını belirlemek için bir tane yöntem hazırlanmıştır. Bu yöntem, boyut ve hız dağılımını elde edebilmek için, ilk damlacıkların çarpmasından oluşan ikincil damlacıkların oluşmasına olanak sağlamaktadır [20].

Aşağıda gösterilen parametrelerin sayısı ile kontrol edilen çarpma rejimleri farklılık göstermektedir. Çarpma rejimleri parametreleri:

- Cidara göre damlacık hızı
- Damlacık açısı
- Damlacık boyutu ve özellikleri
- Cidar sıcaklığı
- Cidar yüzey pürüzlülüğü
- Yakıt filmi kalınlığı
- Cidar gaz şartları

Kullanılan fiziksel parametrelerin bazıları, boyutsuz parametreler ile birleştirilmiştir.

Örneğin;

- Cidar ve damlacıklar arasındaki bağıl hızların cidara dik olan bileşenlerini ve damlacık yoğunluğunu kullanan damlacık Weber sayısının (We_d) değişkeni,
- Denklem 5.133'te gösterilen Laplace sayısı (La) :

$$La = \frac{\rho_d \sigma_d D_d}{\mu_d^2} \quad (5.133)$$

Aşağıdaki denklemlerde gösterilen, iki karakteristik sıcaklık olan geri dönem sıcaklığı (T_S^*) ve kayma sıcaklığı (T_{LEID}^*) da ayrıca gereklidir.

$$T_S^* = B_S T_{boiling} \quad (5.134)$$

Buradaki B_S , damlacık kaynama sıcaklığının çoğaltma faktörüdür.

$$T_{LEID}^* = B_L T_{Leidenfrost} \quad (5.135)$$

Buradaki B_L ise Leidenfrost sıcaklığının çoğaltma faktörüdür.

Rejim geçişi kriteri

Kuru ve ıslak cidarlar için geçiş kriteri farklı cidar sıcaklık aralıkları için aşağıda gösterilmiştir.

Aralık 1: $T_w \leq T_S^*$

Bu sıcaklık aralığında model aşağıdaki durumları tanımaktadır:

- Yapışma - Çarpan damlacık küresel şekle yakın formda cidara yapışır.
- Yayılma - Kuru yüzeyde damlacık yeni bir film oluşturarak yayılır ya da ıslak yüzeyde var olan bir yakıt filmi ile birleşir.
- Geri dönme - Çarpan damlacık cidardan geri seker.
- Sıçrama - Çarpan damlacık daha küçük damlacıklara parçalanır, bazıları da cidardan geri yansır.

- Dağılma - Çarpan damlacık daha küçük damlacıklara parçalanır. Bu parçalanmış damlacıklar cidardan geri seker.

1. Kuru cidar

a) Yapışma (yapışma ve yayılma durumunu birleştirir)

$$We_d \leq We_a \quad (5.136)$$

Buradaki, We_a :

$$We_a = ALa^{-0.18} \quad (5.137)$$

Yukarıdaki denklemde kullanılan A ise, yüzey pürüzlülüğüne bağlı olan bir katsayıdır ve Tablo 5.8de gösterilmiştir.

b) Sıçrama

$$We_d > We_a \quad (5.138)$$

Tablo 5.8 Cidar yüzey pürüzlülüğüne bağlı olan katsayı

| | | | | | |
|---------------|------|------|------|------|------|
| $r_s [\mu m]$ | 0.05 | 0.14 | 0.84 | 3.1 | 12.0 |
| A | 5264 | 4534 | 2634 | 2056 | 1322 |

2. Islak cidar

a) Geri dönme

$$We_d \leq 5 \quad (5.139)$$

b) Yayılma

$$5 < We_d \leq We_s \quad (5.140)$$

Buradaki We_s , aşağıdaki denklem ile hesaplanmaktadır.

$$We_s = A_w La^{-0.18} \quad (5.141)$$

Yukarıdaki denklemde kullanılan A_w ise varsayılan değeri 1320 olan ampirik bir katsayıdır.

c) Sıçrama

$$We_d > We_s \quad (5.142)$$

Aralık 2: $T_S^* < T_w \leq T_{LEID}^*$

Bu sıcaklık aralığında, filmin buharlaşmasından dolayı cidarla bir temas ya da cidar üzerinde kalıntı yoktur ve bu sıcaklık aralığındaki aşağıda gösterilen durumlar, iki karakteristik Weber sayısı olan We_1^T ve We_2^T ile belirlenmektedir:

a) Geri dönme

$$We_d \leq We_1^T \quad (5.143)$$

b) Dağılma ve geri dönme

$$We_1^T < We_d \leq We_2^T \quad (5.144)$$

c) Dağılma ve yayılma

$$We_2^T < We_d \leq We_a \quad (5.145)$$

d) Kalıntısız yayılma

$$We_d > We_a \quad (5.146)$$

Su için, We_1^T ve We_2^T için sırasıyla kullanılan varsayılan değerler 30.0 ve 80.0'dir [42].

Aralık 3: $T_w > T_{LEID}^*$

Bu sıcaklık aralığında, buharlaşan filminden dolayı cidarla temas engellenmektedir ve damlacıklar yüzeye teğetsel olarak aşağıya doğru kaymaktadır.

a) Yayılma

$$We_d \leq We_1^T \quad (5.147)$$

b) Dağılma ve yayılma

$$We_1^T < We_d \leq We_a \quad (5.148)$$

c) Kalıntısız yayılma

$$We_d > We_a \quad (5.149)$$

Son damlacık çarpmasının karakteristiklerinin uygulanması

- Yapışma: Damlacık cidara konik bir şekilde yapışır ve cidar hızı arttırır.
- Yayılma: Cidara dik yönde olan damlacık hız bileşeni azalır ve damlacığın cidara göre son çarpma hızı aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$V_d^p = V_{d,t} \quad (5.150)$$

Buradaki $V_{d,t}$, cidara göre olan damlacık hızının teğetsel bileşenidir ve aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$V_{d,t} = V_d - V_{d,n} \quad (5.151)$$

- Geri dönme: Son damlacık çarpmasının cidara dik ve teğet olan bileşenleri cidara göre aşağıdaki denklemlerle hesaplanan hızlarla geri dönerler.

$$V_{d,n}^p = -e_n V_{d,n} \quad (5.152)$$

$$V_{d,t}^p = e_t V_{d,t} \quad (5.153)$$

Buradaki e_n ve e_t sırasıyla normal ve teğet düzeltme katsayılarıdır. Normal düzeltme katsayısı damlacık ile cidar arasındaki açığa bağlıdır.

$$e_n = 0.993 - 1.76\theta + 1.56\theta^2 - 0.49\theta^3 \quad (5.154)$$

$$e_t = \frac{5}{7} \quad (5.155)$$

- Sıçrama: Her bir çarpan damlacık, m_d kütleli, cidardan püskürtme konisi içine geri sıçrayan ikincil damlacıkları oluşturmaktadır. İkincil damlacıklar aynı kütlede dirler ve toplam kütleleri, m_d^s , toplam ikincil damlacık kütlelerinin gelen damlacıkların kütlelerine oranını belirler.

$$r_s = \frac{m_d^s}{m_d} = \begin{cases} 0.2 + 0.6X_r & , \text{kuru cidar için} \\ 0.2 + 0.9X_r & , \text{ıslak cidar için} \end{cases} \quad (5.156)$$

Buradaki X_r , 0 ile 1 arasında düzensizce dağılan bir sabittir. Daha önceden de bahsedildiği gibi, Aralık 2 ve 3'te sıvı kalıntısı olmamaktadır. Dolayısıyla, Denklem 5.156'da $r_s=1$ 'dir.

İkincil damlacıkların boyutları ve sayısı, kütle korunumu denklemlerini temel alan Denklem 5.157, 5.158 ve 5.159 ile hesaplanır [20].

$$N_1 D_{d,1}^3 + N_2 D_{d,2}^3 = \frac{m_d^s}{m_d} D_d^3 \quad (5.157)$$

$$N_1 + N_2 = N \quad (5.158)$$

$$N = a_0 \left(\frac{We_d}{We_s} - 1 \right) \quad (5.159)$$

Buradaki N_1 ve N_2 , sırasıyla $D_{d,1}$ ve $D_{d,2}$ boyutlarındaki damlacıkların sayısıdır ve N ise ikincil damlacıkların toplam sayısıdır. a_0 katsayısı 5 olacak şekilde kabul edilir ve N_1 ise 1- N arasından rastgele seçilir.

Aralık 2 ve 3'te ki damlacık dağılımı için, Denklem 5.159'ta ki We_s değişkeni, Weber sayısının uygun daha alt sınırları ile yer değiştirilir. Örneğin; Denklem 5.144, 5.145 ve 5.148'te kullanılan We_1^T ve We_2^T gibi.

İkincil damlacıkların hızı, cidara dik giren bileşenden, $V_{d,n}$, ve cidara teğet olarak giren bileşenden, $V_{d,t}$, dolayı oluşan iki farklı oluşumdan hesaplanır. Bu iki bileşen sırasıyla V'_d ve V''_d olarak gösterilmektedir.

$V'_{d,1}$ ve $V'_{d,2}$ hızlarının büyüklükleri, enerjinin korunum ile hesaplanmaktadır ve ikincil damlacıkların boyut-hız korelasyonu aşağıda gösterilmiştir.

$$\frac{m_d^s (V'_{d,1}{}^2 + V'_{d,2}{}^2)}{4} + \pi \sigma (N_1 D_{d,1}^2 + N_2 D_{d,2}^2) = \frac{m_d V_{d,n}^2}{2} - \frac{\pi \sigma}{12} r_s We_s D_d^2 \quad (5.160)$$

$$\frac{|V'_{d,1}|}{|V'_{d,2}|} = \frac{\ln(D_{d,1}/D_d)}{\ln(D_{d,2}/D_d)} \quad (5.161)$$

İkincil damlacıkların bir tanesinin püskürtme açısı, θ_1 , 5° - 50° aralığından rastgele seçilir ve diğerinin püskürtme açısı $V_{d,n}$ 'den dolayı teğetsel momentumun korunum denkleminde hesaplanır:

$$|V'_{d,1}| \cos(\theta_1) + |V'_{d,2}| \cos(\theta_2) = 0 \quad (5.162)$$

Bu yüzden V'_d 'nin normal ve teğetsel bileşenleri:

$$|V'_{d,i,n}| = |V'_{d,i}| \cos(\theta_i) \quad (5.163)$$

$$|V'_{d,i,t}| = |V'_{d,i}| \sin(\theta_i) \quad (5.164)$$

Buradaki $i=1,2$ 'dir.

$V_{d,t}$ sadece teğetsel doğrultuda hesaba katılır:

$$|V''_{d,i,t}| = c_f |V_{d,t}| \quad , \quad i = 1,2 \quad (5.165)$$

Buradaki c_f , 0.6-0.8 aralığında olan cidar sürtünme katsayısıdır ve varsayılan olarak 0.7 değerindedir [20].

Damlacık dağılımı ve Aralık 2 ve 3'teki yayılma durumu için, ikincil damlacıkların cidara dik yönündeki hızları sıfırdır.

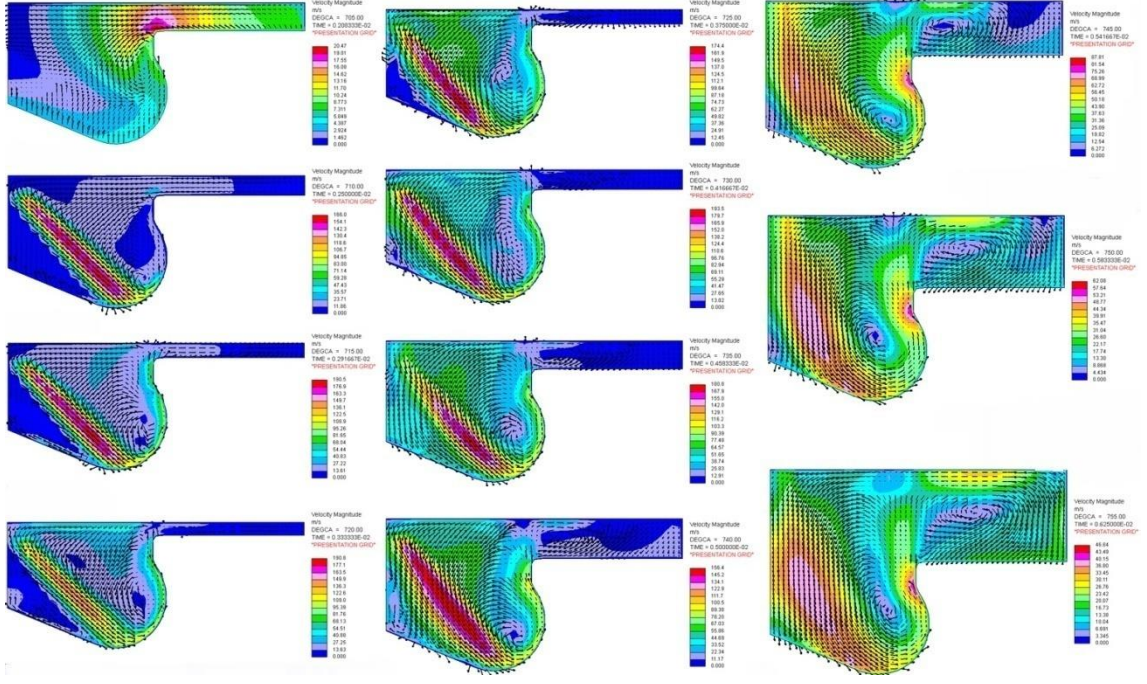
5.2.5 Yanma analizlerinin sonuçları

Yanma analizleri, Es-ice ile yapılan soğuk akış analizlerinin sonuçları kullanılarak ve AVL Boost ile yapılan tek boyutlu analiz sonucunda elde edilen püskürtme karakteristiği kullanılarak yapılmıştır. Analizlerde üç farklı piston geometrisi için, üç farklı enjektör açısı ve aynı püskürtme karakteristiği kullanılmıştır. Soğuk akış analizlerinde kullanılan iki farklı emme kanalının oluşturduğu girdap etkisi yanma analizlerinde her bir piston geometrisi için kullanılarak, yanmaya ve egzoz gazı emisyonlarına etkisi araştırılmıştır.

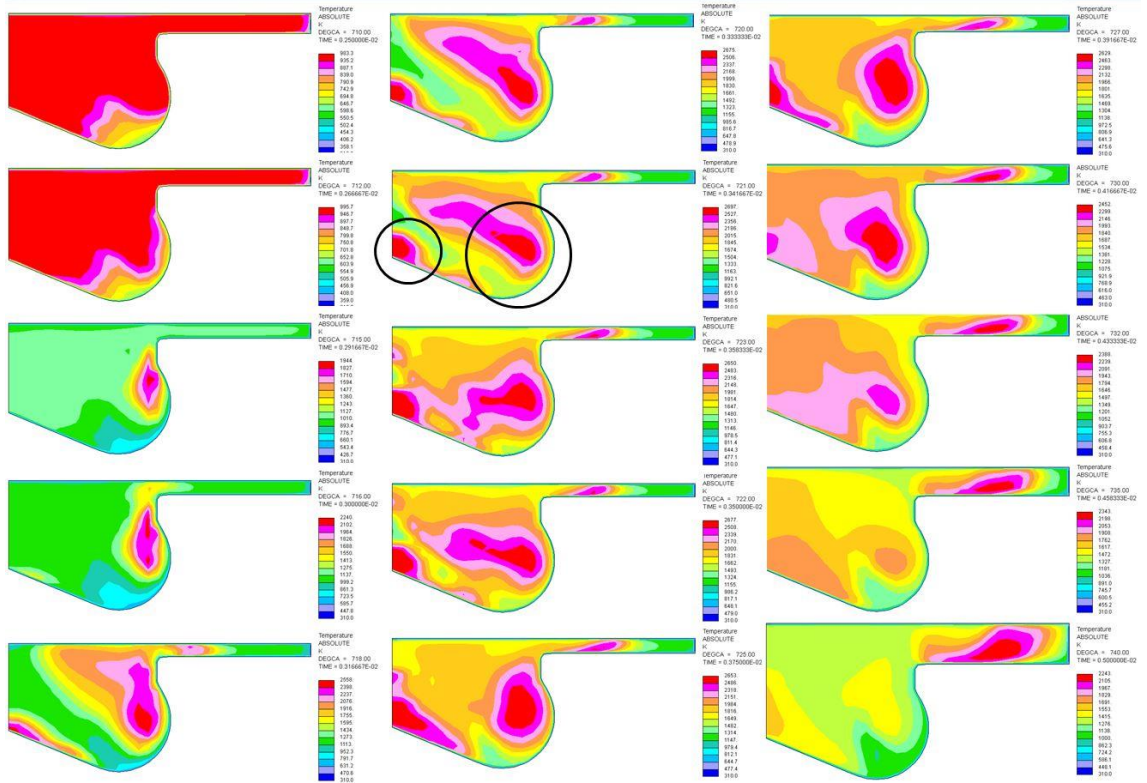
İlk olarak motor üzerindeki var olan emme kanalının koşulları ile yapılan yanma analizlerinin sonuçları gösterilecektir. Bütün modeller için gösterilen sonuçlar, hız dağılımı için 705 KA° ile 755 KA° arasında, sıcaklık dağılımları ise 710 KA° ile 740 KA° arasında gösterilmiştir. Şekil 5.25'te Piston_1 için püskürtme esnasındaki hız dağılımı ve Şekil 5.26'da Piston_1 için yanma esnasındaki sıcaklık dağılımı gösterilmiştir.

Şekil 5.25'te gösterilen değerler için, yüksek hız değeri 730 KA°'nda görülmekte ve 187.7 m/s değerindedir. Ayrıca yakıt ile hava arasındaki karışımı sağlamak için, yanma odası içinde oluşması istenen dönme hareketi çok net olarak vektörlerin hareketinden görülebilmektedir.

Şekil 5.26'da gösterilen değerlerde yanma sonucu oluşan en yüksek sıcaklık 2611 K'dir ve 721 KA° meydana gelmektedir. Ayrıca yakıtın buharlaşması için ortamdan ısı çekmesi ve bu yüzden sıcaklığın düşmesi 710 KA°'nı gösteren sonuçta görülebilmektedir. Şekil 5.26'da daire içinde gösterilen bölge, sıcaklığın en yüksek olduğu bölgedir.



Şekil 5.27 İkinci emme kanalı kullanılarak Piston_1 ile yapılan yanma analizinin püskürtme esnasındaki hız dağılımı

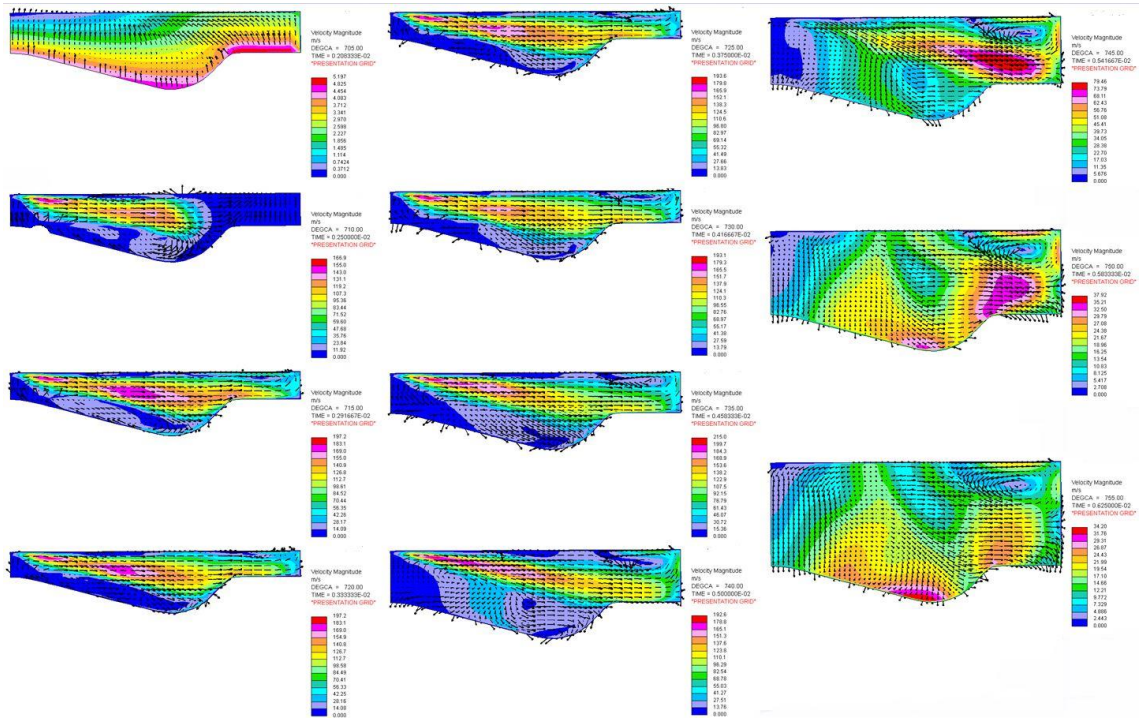


Şekil 5.28 İkinci emme kanalı kullanılarak Piston_1 ile yapılan yanma analizinin yanma esnasındaki sıcaklık dağılımı

Şekil 5.27'de ki hız dağılımına bakıldığında, en yüksek hız değeri 730 KA⁰'nda meydana gelmekte ve değeri de 193.5 m/s'dir. Bunun nedeni ise, ikinci emme kanalı ile silindir

içine alınan havanın hızının daha yüksek olması olabilir. Fakat sonraki krank açıları için hız değerleri, var olan emme kanalı ile yapılan analizde daha yüksektir. Şekil 5.28'de ki sıcaklık dağılımında ise en yüksek değer yine 721 KA⁰'nda meydana gelmekte ve değeri ise 2697K'dir. Ayrıca bu krank açısında yüksek sıcaklığın daha geniş bir alana yayıldığı görülmektedir.

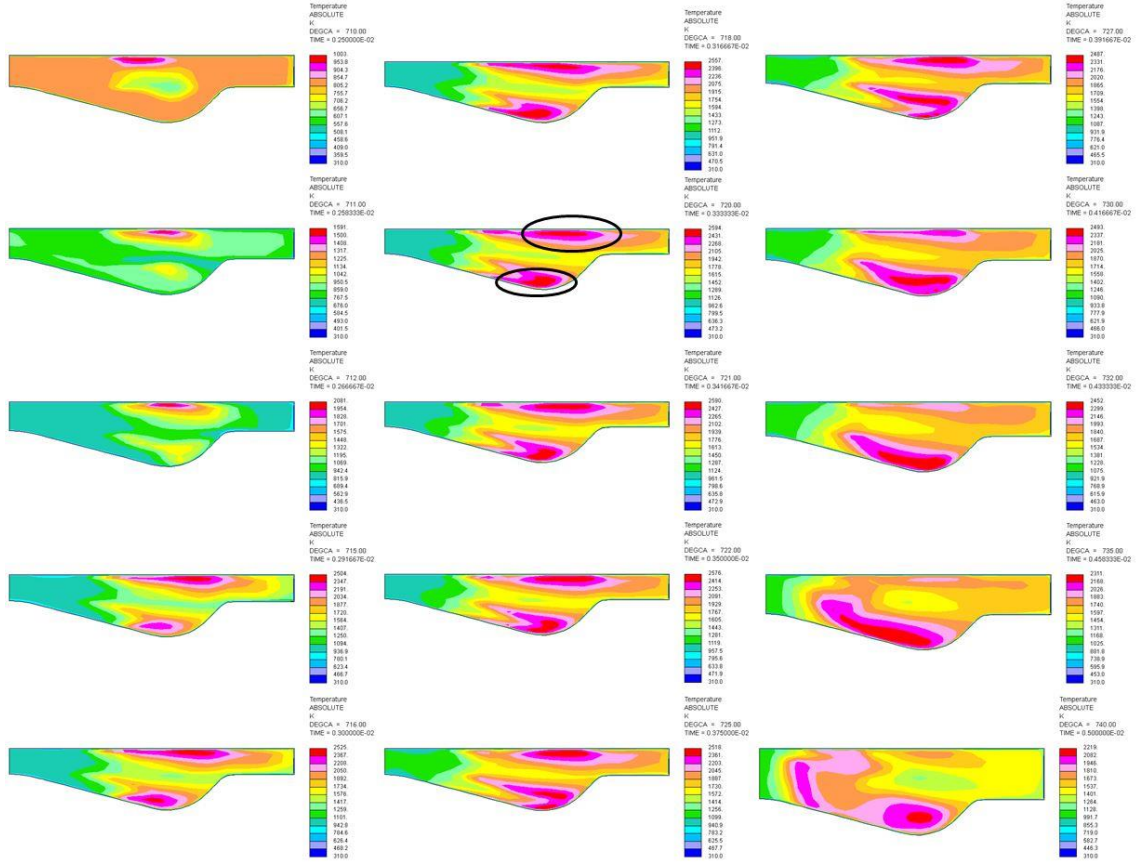
İkinci adım olarak, Piston_2 ile her iki emme kanalı koşulları kullanılarak yanma analizleri yapılmıştır. Var olan emme kanalı ile yapılan analizlerden elde edilen püskürtme esnasındaki hız dağılımı ve yanma esnasındaki sıcaklık dağılımı sırasıyla Şekil 5.29 ve 5.30'da gösterilmiştir.



Şekil 5.29 Piston_2 için püskürtme esnasındaki hız dağılımı

Şekil 5.29'da gösterilen dağılıma göre en yüksek hız değeri 215 m/s olup, 735 KA⁰'nda meydana gelmektedir.

Şekil 5.30'da sıcaklık dağılımına bakıldığında ise en yüksek sıcaklık değerinin 720 KA⁰'nda olduğu ve değerinin ise 2594 K olduğu görülmektedir. Bu model içinde en yüksek sıcaklık bölgesi yanma odası içinde iki farklı bölgede oluşmaktadır.

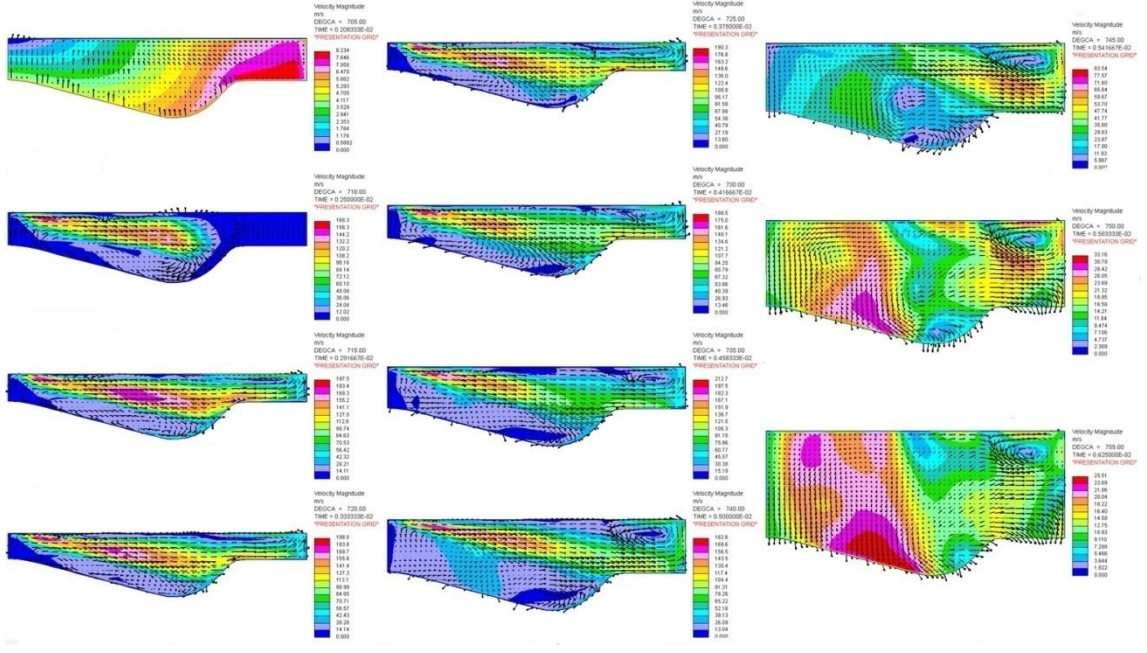


Şekil 5.30 Piston_2 için yanma esnasındaki sıcaklık dağılımı

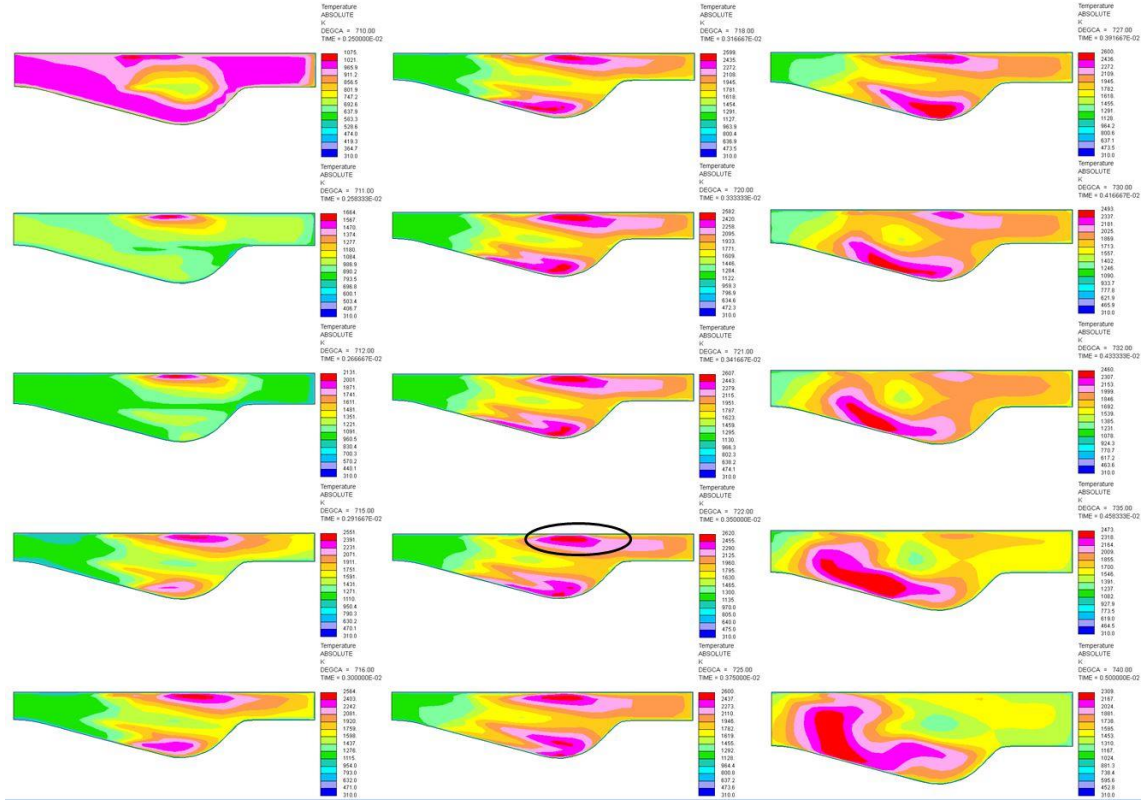
Şekil 5.31 ve 5.32'de ise ikinci emme kanalı ile yapılan yanma analizlerinden elde edilen püskürtme esnasındaki hız dağılımı ve yanma esnasındaki sıcaklık dağılımı gösterilmiştir.

Şekil 5.31'deki hız dağılımına bakıldığında, en yüksek hız değerinin 735 KA^0 'nda ve 212.7 m/s olduğu görülmektedir. Bu modelde, ikinci emme kanalı ile silindire alınan havanın hızının daha yüksek olmasına rağmen, püskürtme esnasındaki en yüksek hız, var olan emme kanalı ile yapılan analiz sonucuna göre daha düşük çıkmıştır. Bunun nedeni ise piston geometrisinden kaynaklanmaktadır. Çünkü Piston_1 ve Piston_2 ile yapılan yanma analizlerinde, piston geometrisinden başka hiç bir parametre değişmemiştir.

Şekil 5.32'deki sıcaklık dağılımı ise en yüksek değeri 722 KA^0 'nda ve 2620 K olarak göstermektedir. Bu modeldeki en yüksek sıcaklık, var olan emme kanalı ile yapılan analizle karşılaştırıldığında, 2 KA^0 daha geç ve yaklaşık 30 K daha yüksek olduğu görülmektedir.



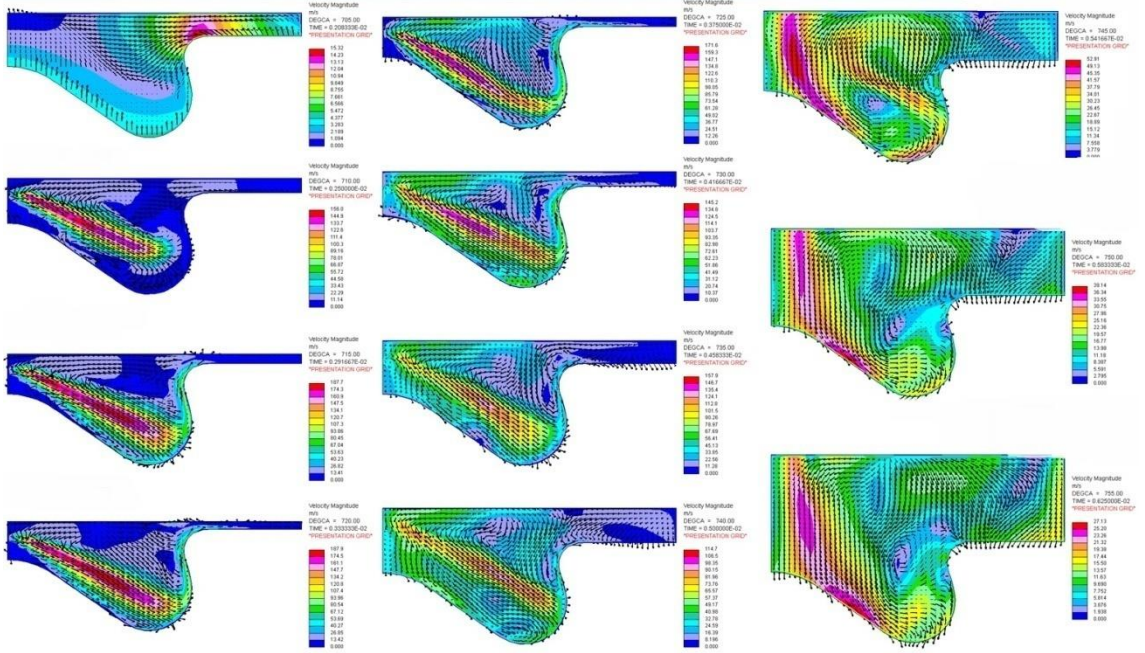
Şekil 5.31 İkinci emme kanalı kullanılarak Piston_2 ile yapılan yanma analizinin püskürtme esnasındaki hız dağılımı



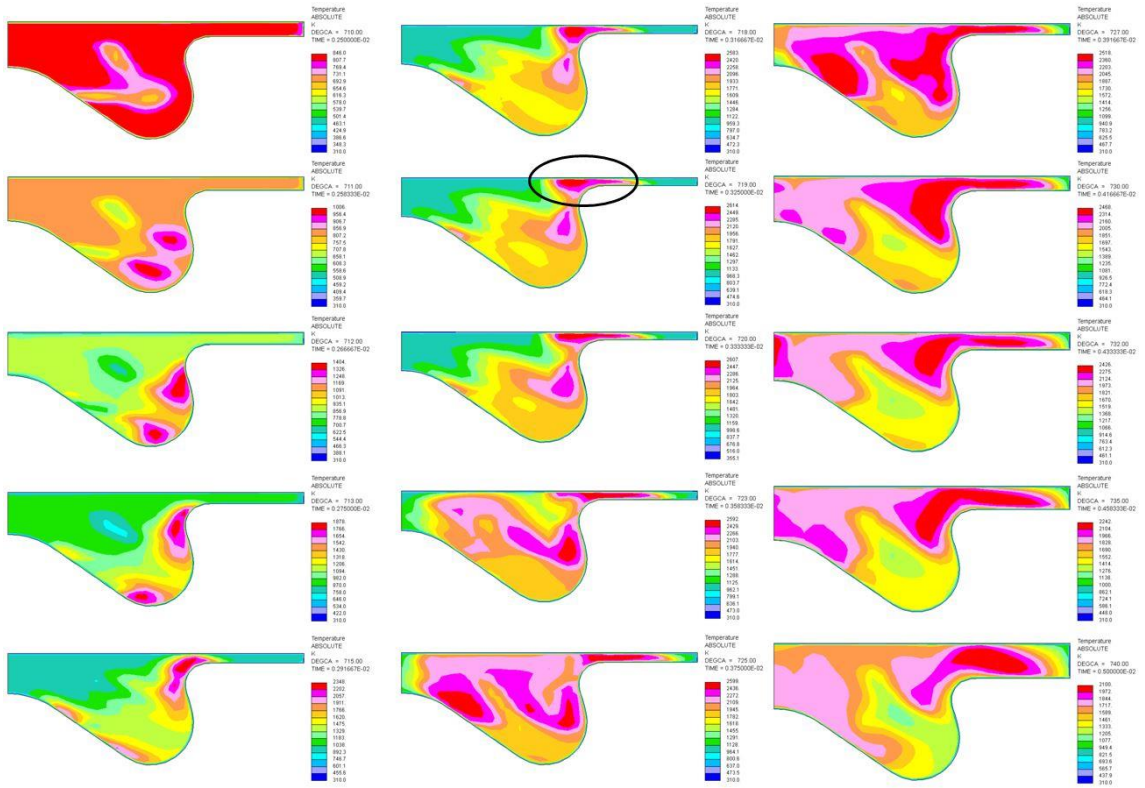
Şekil 5.32 İkinci emme kanalı kullanılarak Piston_2 ile yapılan yanma analizinin yanma esnasındaki sıcaklık dağılımı

Son olarak iki farklı emme kanalı geometrisi ile Piston_3 kullanılarak yanma analizleri yapılmıştır. Şekil 5.33 ve 5.34'de var olan emme kanalı ile Piston_3 kullanılarak yapılan

yanma analizlerinin sırasıyla püskürtme esnasındaki hız dağılımı ve yanma esnasındaki sıcaklık dağılımı gösterilmiştir.



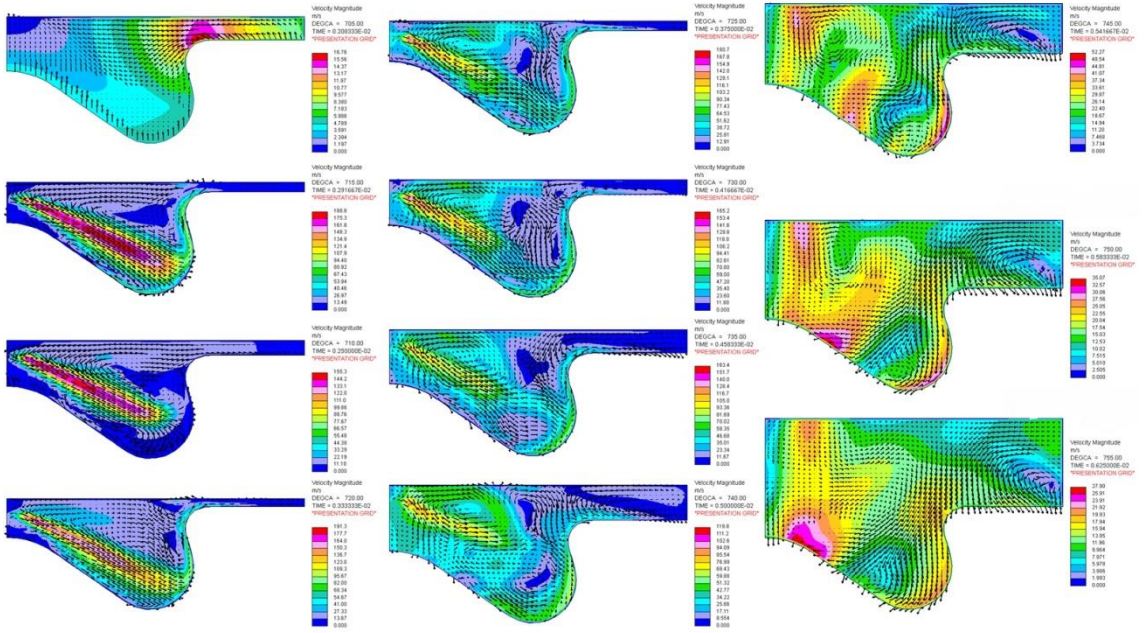
Şekil 5.33 Piston_3 için püskürtme esnasındaki hız dağılımı



Şekil 5.34 Piston_3 için yanma esnasındaki sıcaklık dağılımı

Şekil 5.33'de gösterilen hız dağılımına bakıldığında, en yüksek hız değerinin 720 KA⁰'nda meydana geldiği ve 187.9 m/s olduğu görülmektedir. Şekil 5.34'deki sıcaklık dağılımı da en yüksek sıcaklığın 719 KA⁰'nda oluştuğunu ve değerinin 2614 K olduğunu göstermektedir.

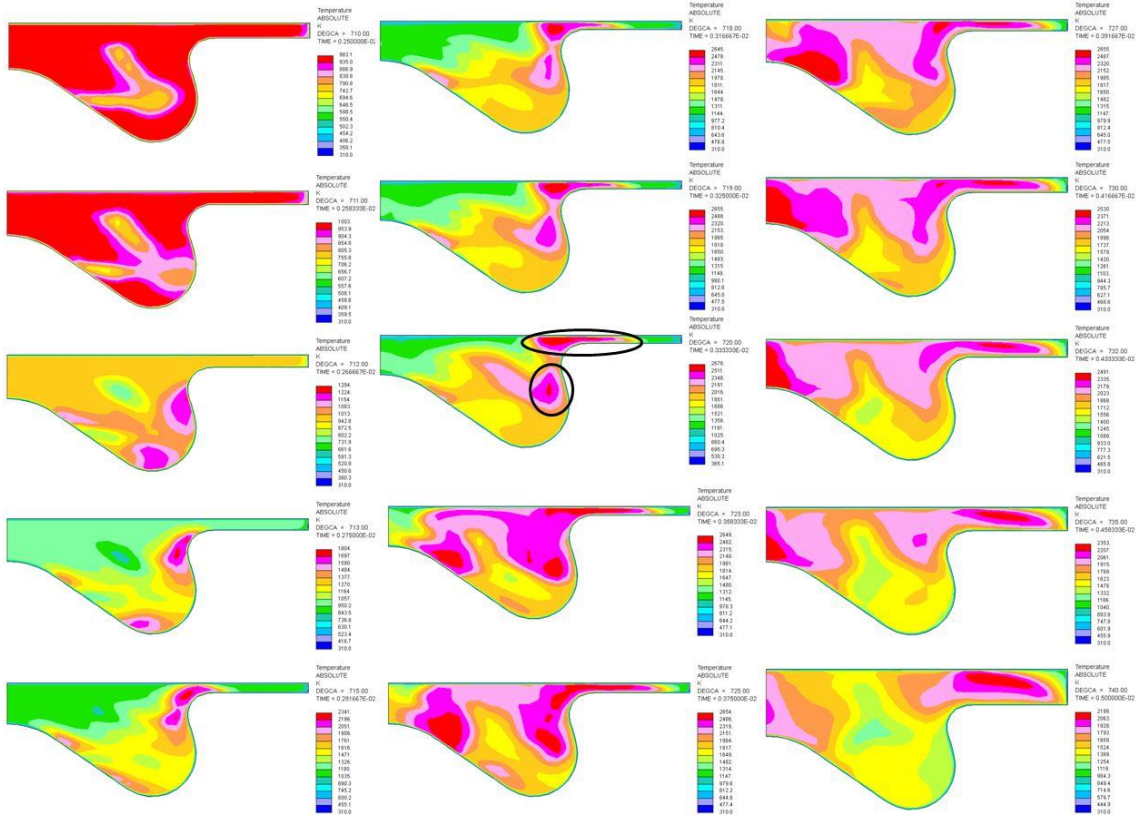
Şekil 5.35 ve 5.36 ise son olarak, ikinci emme kanalı ile Piston_3 kullanılarak yapılan yanma analizleri sonucunda oluşan püskürtme esnasındaki hız dağılımını ve yanma esnasındaki sıcaklık dağılımını göstermektedir.



Şekil 5.35 İkinci emme kanalı kullanılarak Piston_3 ile yapılan yanma analizinin püskürtme esnasındaki hız dağılımı

Şekil 5.35'deki hız dağılımı en yüksek hızın 720 KA⁰'nda oluştuğunu ve 191.3 m/s değerinde olduğunu göstermektedir.

Şekil 5.36'deki sıcaklık dağılımı ise yanma esnasındaki en yüksek sıcaklığın 720 KA⁰'nda ve 2676 K olduğunu göstermektedir. Piston_3 ile yapılan yanma analizlerinde ikinci emme kanalı yanma odası içindeki hızı ve sıcaklığı arttırmıştır.

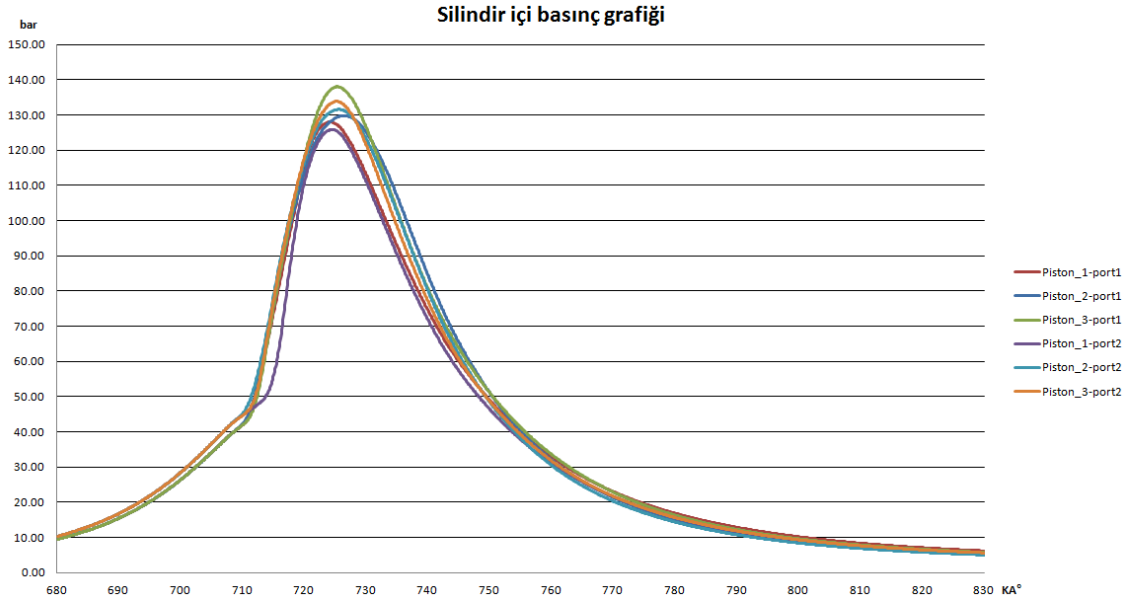


Şekil 5.36 İkinci emme kanalı kullanılarak Piston_3 ile yapılan yanma analizinin yanma esnasındaki sıcaklık dağılımı

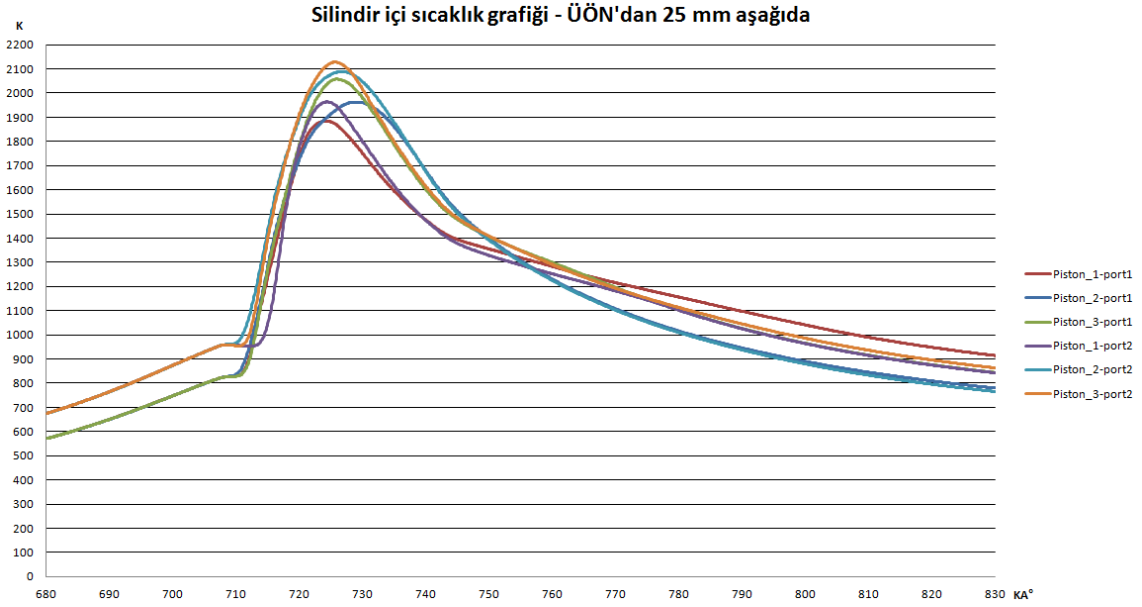
Üç farklı piston geometrisi için, iki farklı emme kanalı ile yapılan yanma analizlerinin sonuçlarına bakıldığında püskürtme esnasında en yüksek hız Piston_2'de meydana gelmektedir. Piston_1 ve Piston_2 için değerler birbirine oldukça yakındır. Yanma esnasındaki sıcaklıklara bakıldığında ise, en düşük değerlerin Piston_2 ile yapılan analizlerde meydana geldiği görülmüştür. Sıcaklık dağılımı içinde Piston_1 ve Piston_3 birbirine çok yakın değerlere sahiptir.

Püskürtme anındaki hız dağılımı ve yanma esnasındaki sıcaklık dağılımı grafiklerle gösterilemeyeceğinden, kritik krank açılarında yukarıdaki gibi kesit görünüşlerde gösterilmiştir. Piston geometrileri arasında karşılaştırma yapabilmek için, silindir içi basınç, piston içinde ÜÖN'dan belirli bir mesafedeki sıcaklık değerleri, ısı yayılımı ve egzoz gazı emisyonları gibi sonuçlar grafiklerde gösterilmiştir.

Şekil 5.37 ve 5.38'da sırasıyla iki farklı emme kanalı ile yapılan yanma analizleri sonucundaki silindir içi basınç ve sıcaklık değerleri gösterilmiştir.

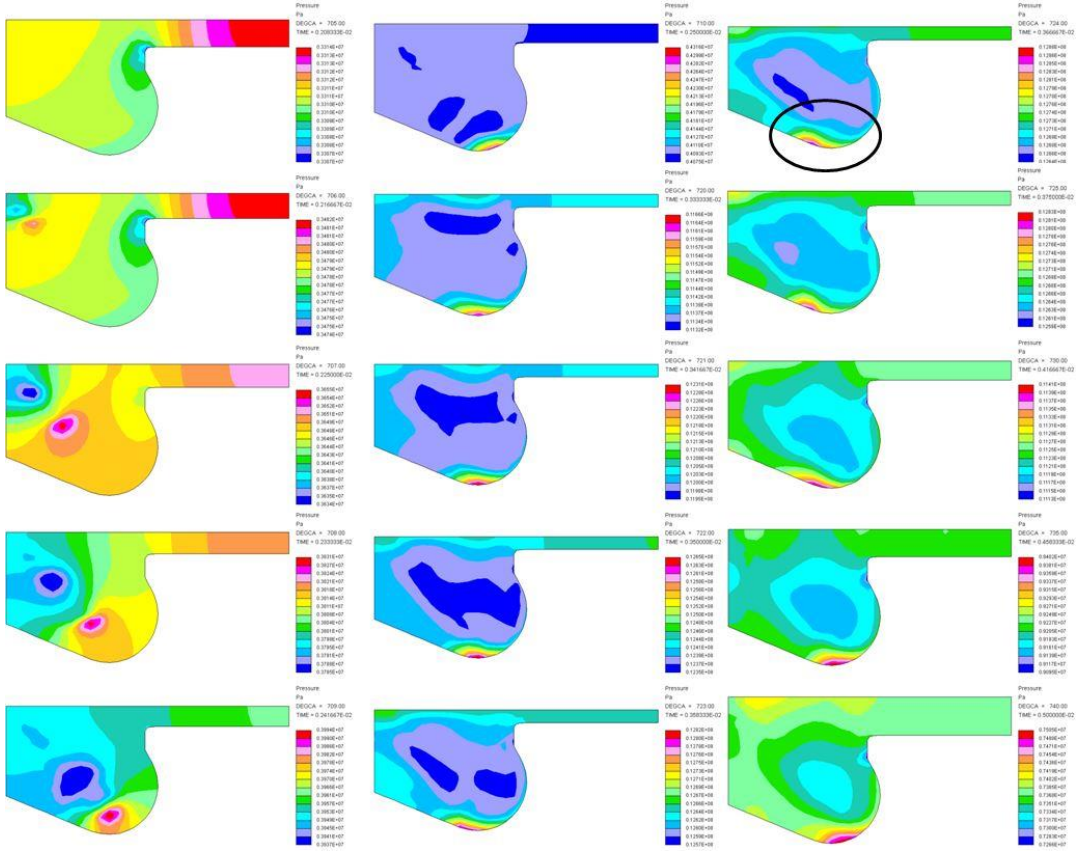


Şekil 5.37 İki farklı emme kanalı ile yapılan yanma analizleri sonucundaki silindir içi basınç değerleri

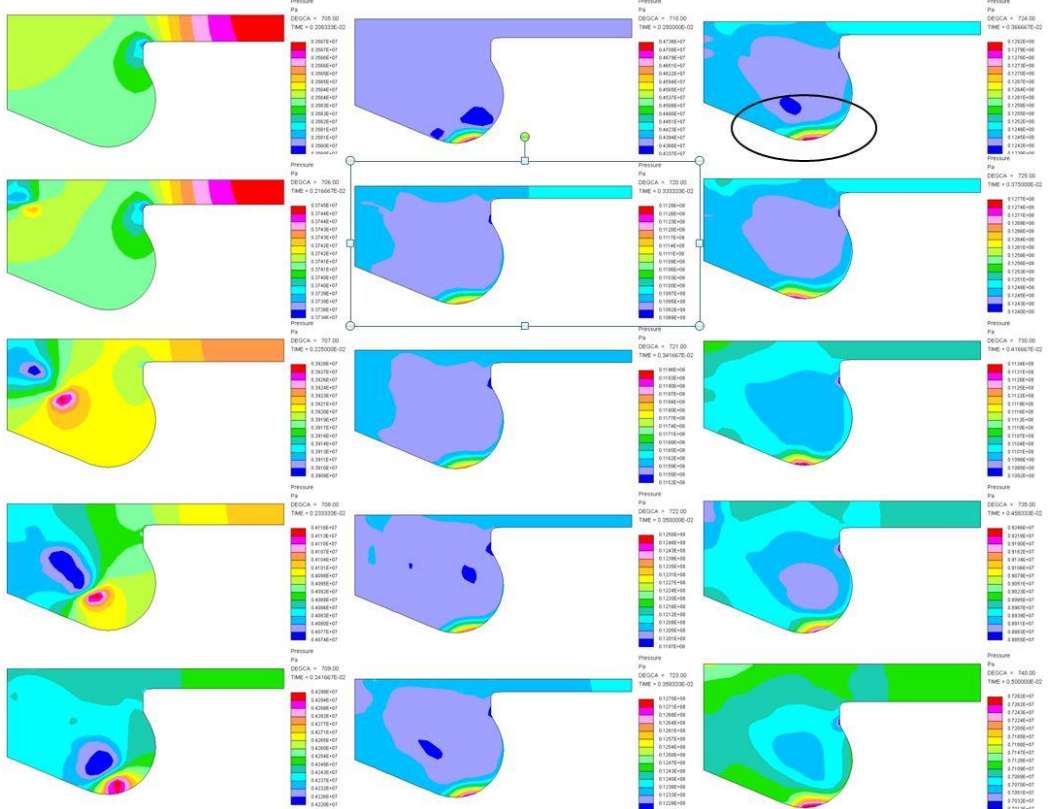


Şekil 5.38 İki farklı emme kanalı ile yapılan yanma analizleri sonucundaki silindir içi sıcaklık değerleri

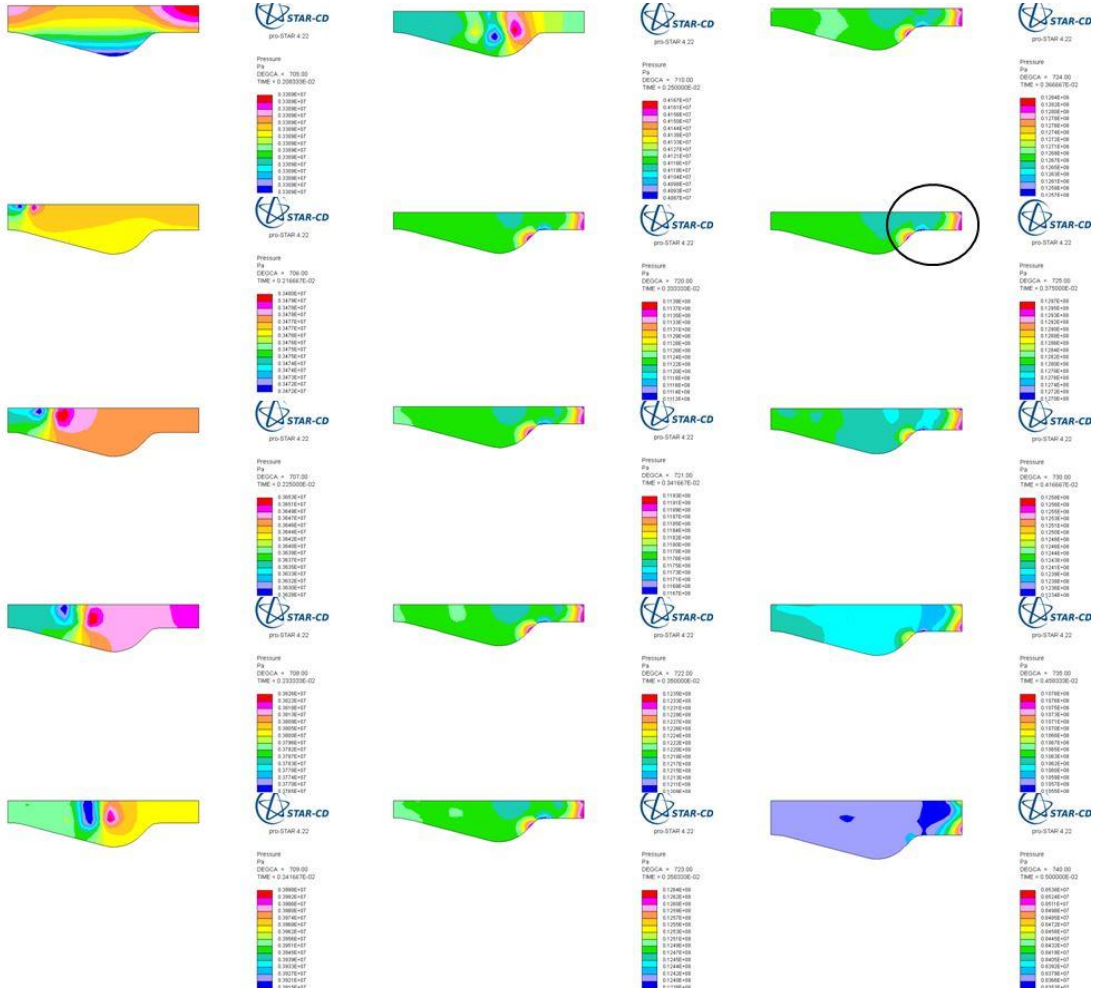
Şekil 5.37'de gösterilen grafikteki silindir basıncı değerleri, pistonun en üst noktasına denk gelen basınç değerleridir. Dolayısıyla bu değerler silindir içinde ki en yüksek değerleri gösterememektedir. Bu yüzden Şekil 5.39, 5.40, 5.41 ,5.42, 5.43 ve 5.44'de her bir modelin silindir içindeki en yüksek basınç değerlerini gösteren kesitler gösterilmiştir.



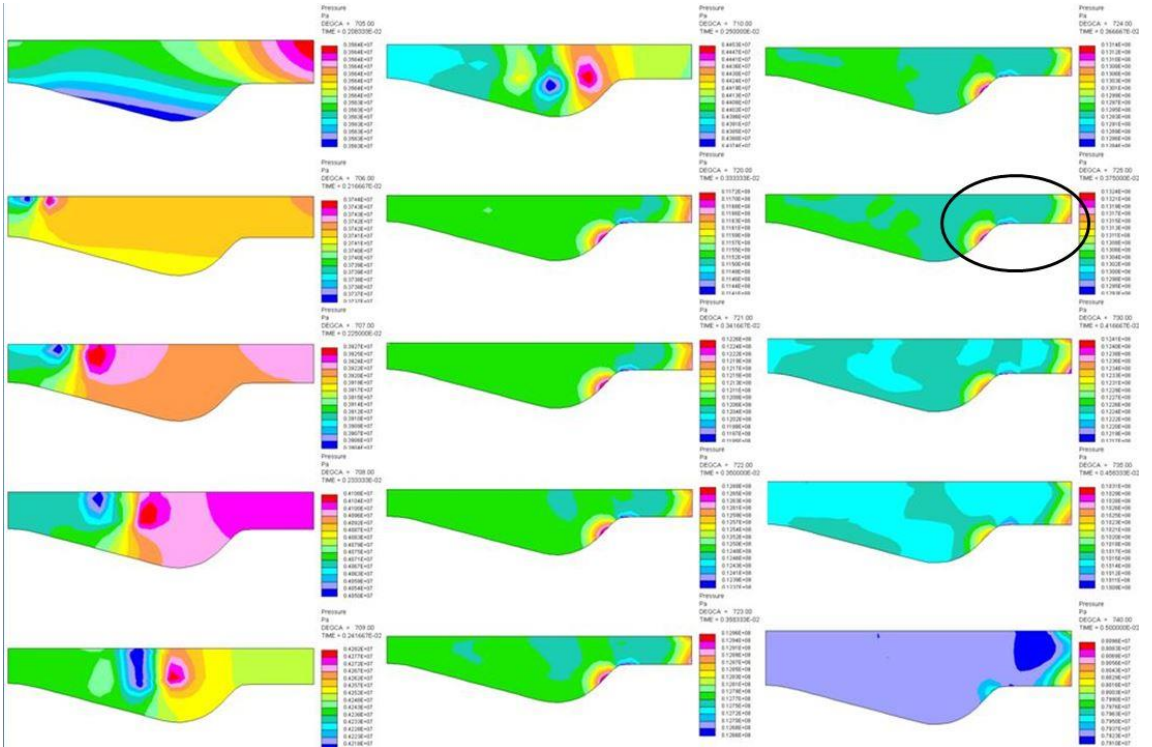
Şekil 5.39 Piston_1-port1 modeli için silindir içindeki en yüksek basınç değerleri



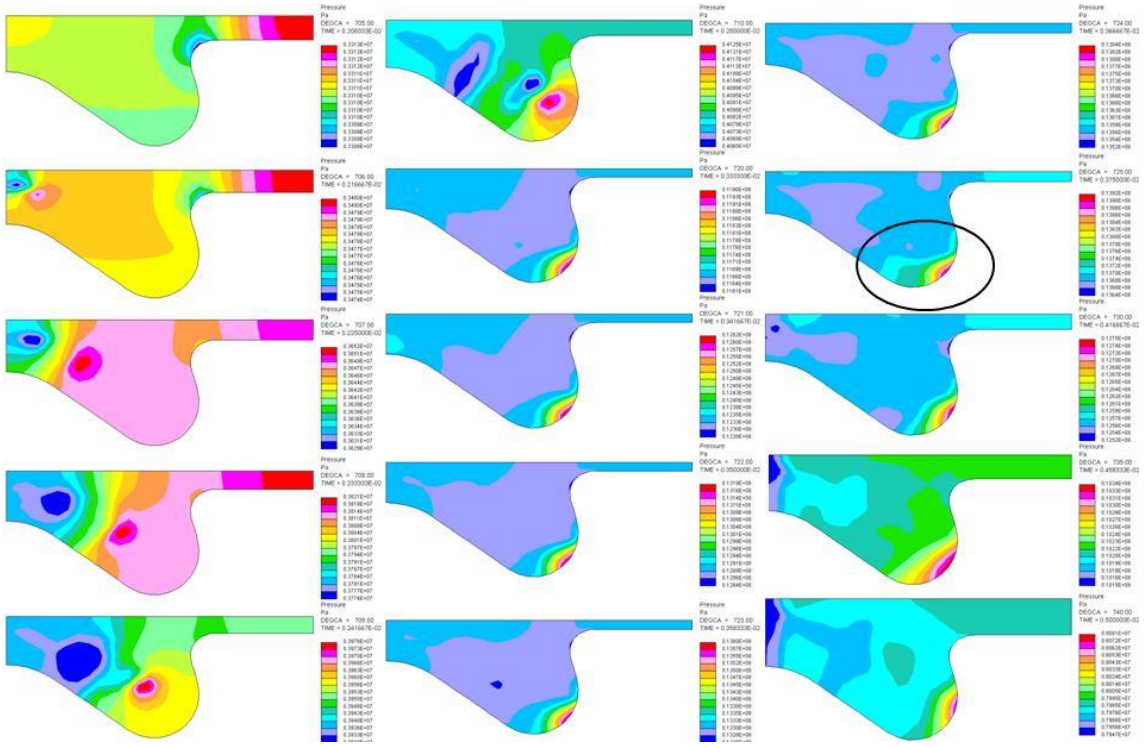
Şekil 5.40 Piston_1-port2 modeli için silindir içindeki en yüksek basınç değerleri



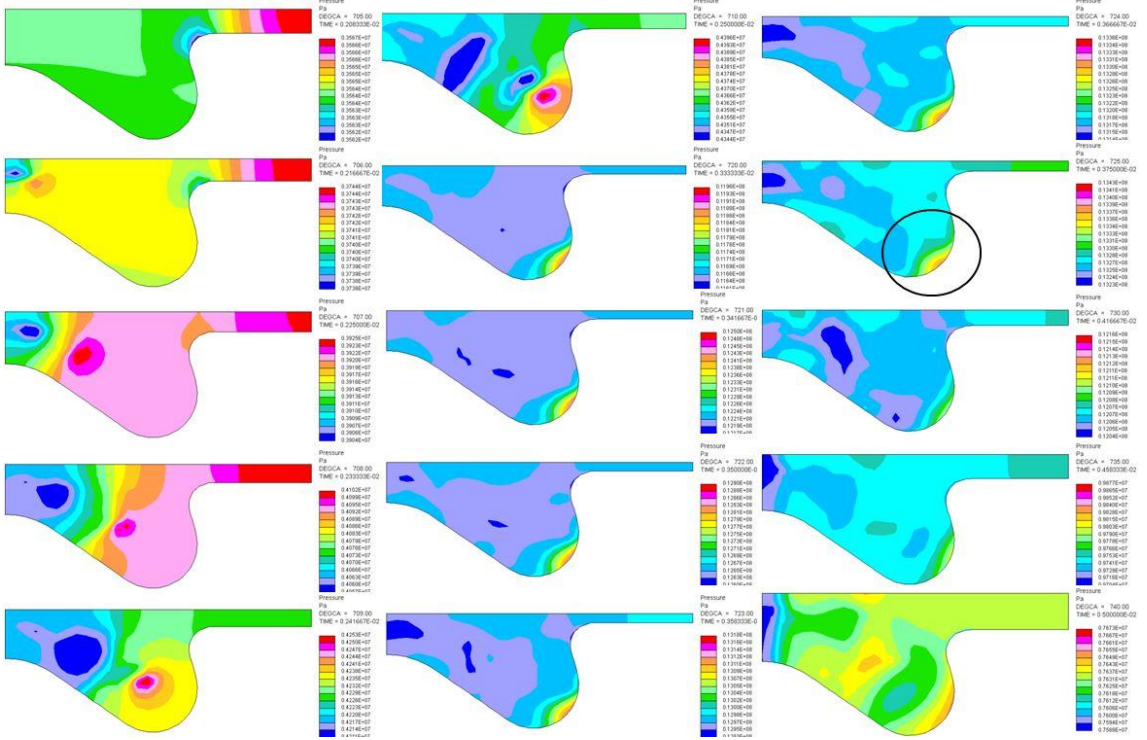
Şekil 5.41 Piston_2-port1 modeli için silindir içindeki en yüksek basınç değerleri



Şekil 5.42 Piston_2-port2 modeli için silindir içindeki en yüksek basınç değerleri



Şekil 5.43 Piston_3-port1 modeli için silindir içindeki en yüksek basınç değerleri

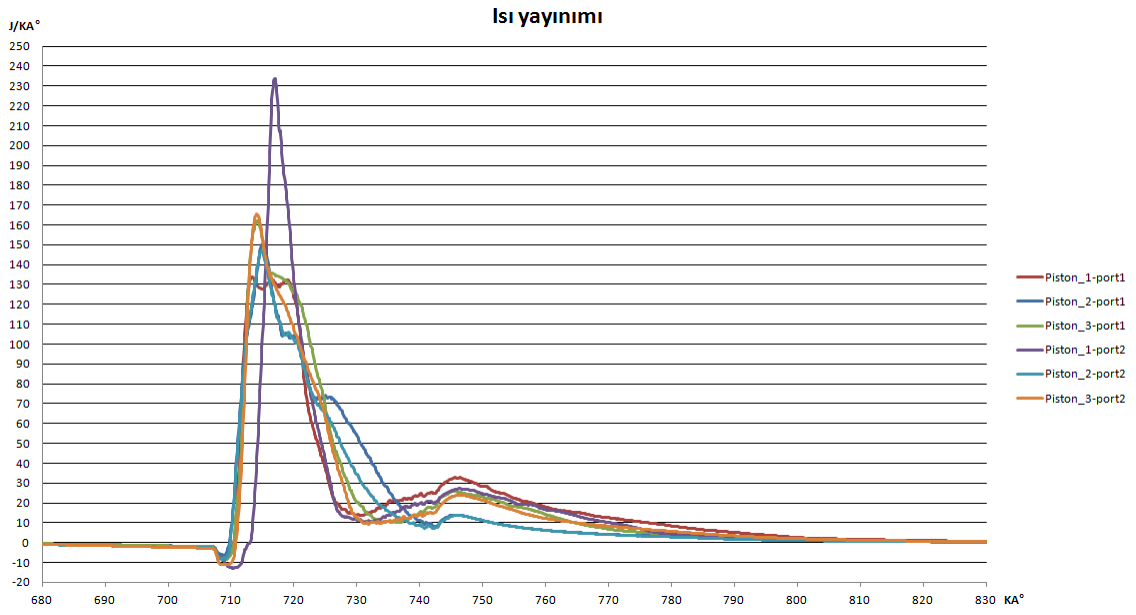


Şekil 5.44 Piston_3-port2 modeli için silindir içindeki en yüksek basınç değerleri

Şekil 5.39, 5.40, 5.41, 5.42, 5.43 ve 5.44'de bakıldığında sırasıyla her bir model için silindir içi basınçları; 128.8 bar@724°KA, 128.2 bar@724°KA, 130.5 bar@726°KA, 132.4 bar@726°KA, 139.2 bar@725°KA ve 134.3 bar@725°KA şeklindedir.

Yukarıdaki sonuçlar, basınç açısından en yüksek değerin var olan emme kanalı ve piston_3 ile yapılan analiz sonucunda ortaya çıktığını göstermektedir. En yüksek sıcaklık değerinin ise ikinci emme kanalı ve Piston_3 ile yapılan analiz sonucunda ortaya çıktığı görülmektedir. Ayrıca sıcaklık sonuçlarına bakıldığında, egzoz prosesi başlamadan önce silindir içindeki en yüksek sıcaklık var olan emme kanalı ve Piston_1 ile yapılan analizde meydana gelmektedir.

Şekil 5.39'da yanma sonucu oluşan ısı yayılımı gösterilmiştir.

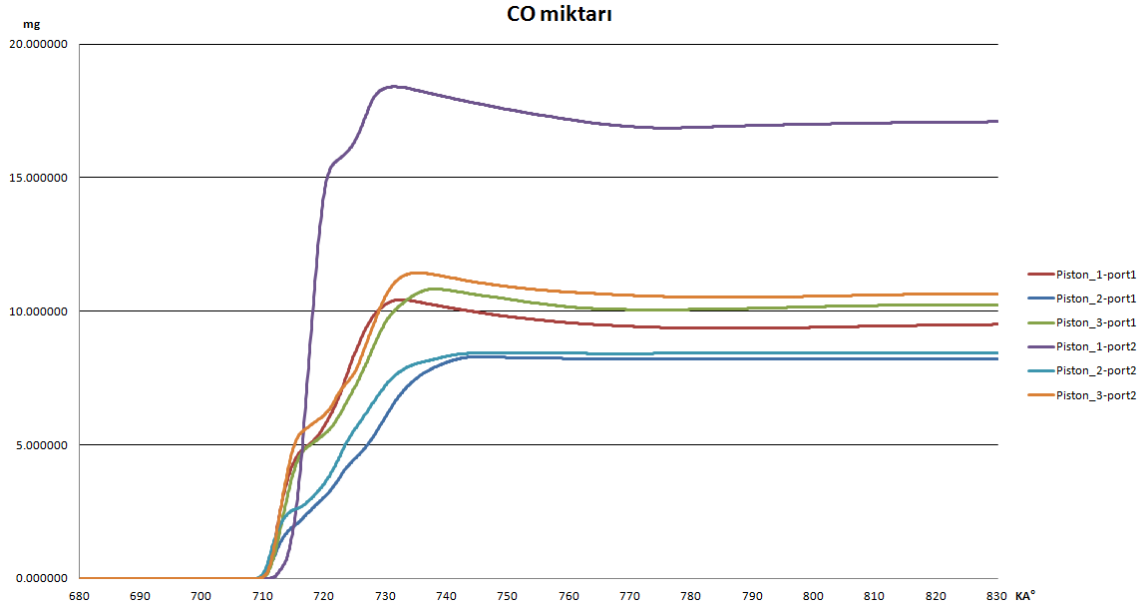


Şekil 5.45 Yanma sonucundaki ısı yayılım grafiği

Yukarıdaki grafite de görüldüğü gibi en çok ısı yayılımı ikinci emme kanalı ve Piston_1 ile yapılan analiz sonucunda meydana gelmiştir. Önceden de belirtildiği gibi, sıcaklık dağılımları gösterilirken, en yüksek sıcaklık yine ikinci emme kanalı ve Piston_1 ile yapılan analiz sonucunda meydana gelmekteydi. Dolayısıyla ısı yayımları arasındaki bu fark, sıcaklık farkından dolayı meydana gelmiş olabilir.

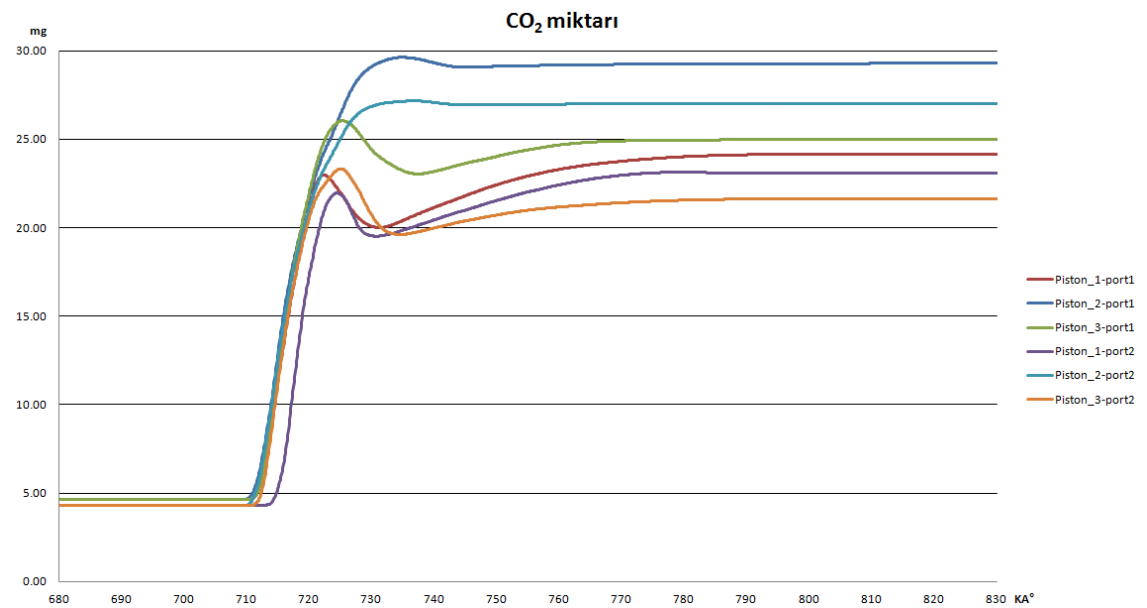
Silindir içi basınç, sıcaklık ve ısı yayılımı değerleri, yanma prosesi hakkında yorum yapabilmemizi sağlamaktadır. Dolayısıyla bu değerler yanma sonucunda meydana gelen egzoz gazı emisyonlarının oluşmasında etkili olmaktadır. Bu tez çalışmasında dikkate alınan egzoz gazı emisyonları CO, CO₂, NO ve is partikülleridir. İS partiküllerinin de toplam kütle değerleri ve ortalama çap değerleri hesaplanmıştır. Şekil 5.41'de her iki emme kanalı kullanılarak yapılan yanma analizleri sonucunda oluşan CO miktarları gösterilmiştir.

Şekil 5.40'deki grafiğe bakıldığında, en yüksek CO miktarı ikinci emme kanalı ve Piston_1 geometrisi ile yapılan analiz sonucunda meydana geldiği görülmektedir. Bunun anlamı ise bu analizde yanmanın diğer modellere göre daha kötü olduğudur.



Şekil 5.46 Yanma sonucu oluşan CO miktarı

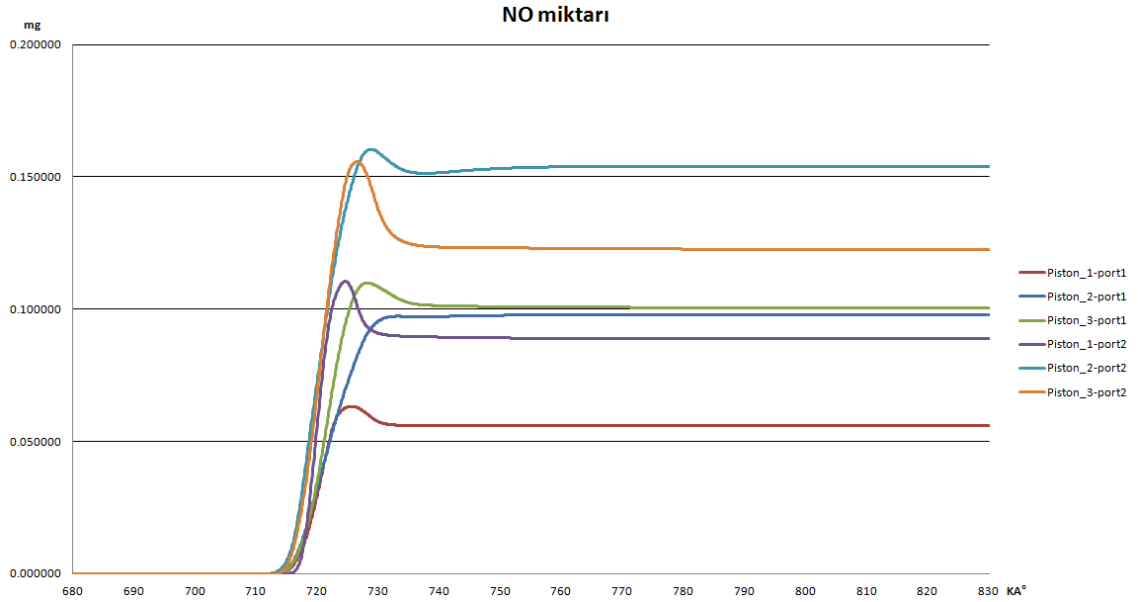
Şekil 5.41'de ise iki farklı emme geometrisi ile yapılan yanma analizlerinde ki yanma sonucu oluşan CO₂ miktarı gösterilmektedir. CO₂ oranının fazla olması, yakıtın fazla yakılması anlamına gelmektedir. Çünkü karbon içerikli yakıtın yanması sonucu CO₂ oluşmaktadır.



Şekil 5.47 Yanma sonucu oluşan CO₂ miktarı

Yukarıdaki grafikten anlaşılacağı gibi CO₂ miktarı en fazla var olan emme kanalı ile Piston_2 geometrisi kullanılarak yapılan analizde meydana gelmektedir.

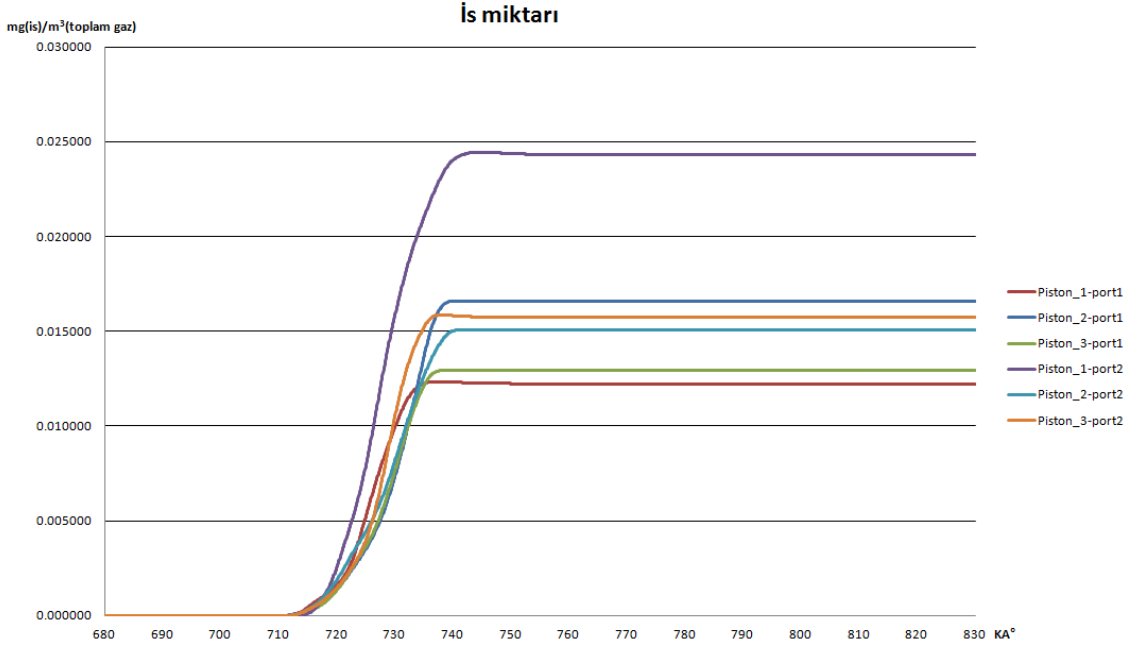
Şekil 5.42'te iki farklı emme kanalı ile yapılan yanma analizlerindeki yanma sonucunda oluşan NO miktarı gösterilmektedir.



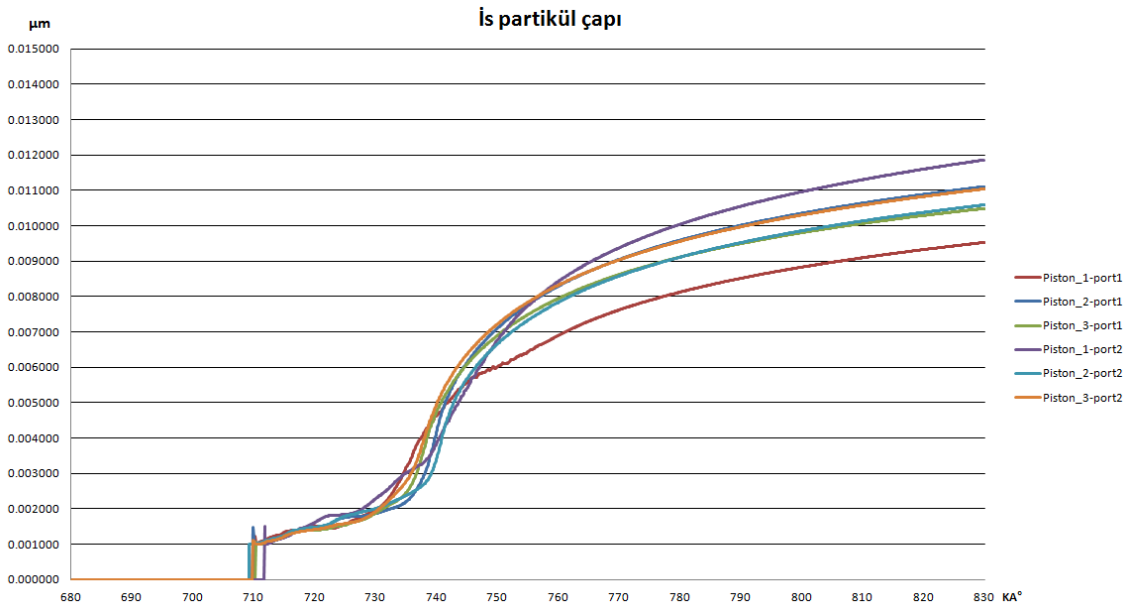
Şekil 5.48 Yanma sonucu oluşan NO miktarı

Yukarıdaki grafiğe göre en fazla NO, ikinci emme kanalı ile Piston_2 geometrisi ile yapılan yanma analizi sonucunda meydana gelmektedir.

Son olarak Şekil 5.43 ve 5.44'de sırasıyla, yanma sonucu oluşan is kütlesi ve is partiküllerinin ortalama çapı gösterilmektedir.



Şekil 5.49 Yanma sonucu oluşan is miktarı



Şekil 5.50 Yanma sonucu oluşan is partiküllerinin çapı

Şekil 5.43 ve 5.44'te ki grafiklere bakıldığında, en fazla is miktarı ve en büyük is partikülleri ikinci emme kanalı ile Piston_1 ile yapılan yanma sonucunda oluştuğu görülmektedir.

SONUÇ ve ÖNERİLER

Bu tez çalışması süresince yapılan tek boyutlu analizlerin ve üç boyutlu analizlerin tek amacı yanma analizi sonucunda yanma ve egzoz gazı emisyonları hakkında bilgi çıkarmaktır. Yanma analizlerinde sadece emme kanalı ve piston geometrileri değiştirilmiştir. Dolayısı ile sonuçlar tamamen bu parametreler göre değişkenlik göstermektedir. Ayrıca her bir piston geometrisi için iki farklı emme kanalı ile de yanma analizler yapıldığından, sonuçları emme kanalı geometrilerine göre yorumlayabilmekteyiz. Tablo 6.1'de yanma analizi sonucunda ortaya çıkan sonuçlara göre modeller karşılaştırılmıştır.

Tablo 6.1 incelendiği zaman, egzoz gazı emisyonları açısından en iyi sonuçları, var olan emme kanalı ile Piston_1 geometrilerini içeren model vermektedir. İS ve NO bakımından en düşük değerlere sahip olup, CO bakımından diğer modellerden biri hariç daha az miktara sahiptir. CO₂ bakımından ise 4. sıradadır.

Tablo 6.1 Yanma analizleri sonuçlarına göre modellerin emisyonlar açısından karşılaştırılması

| | Silindir içi mak. basınç [bar] | Silindir içi mak. sıcaklık [K] | CO [mg] @830 KA° | CO ₂ [mg] @830 KA° | NO [mg] @830 KA° | İs kütlesi [mg/m ³] @830 KA° | İs partikül çapı [µm] @830 KA° |
|----------------|--------------------------------|--------------------------------|------------------|-------------------------------|------------------|--|--------------------------------|
| Piston_1 Port1 | 128.8 | 2611 | ~9.5 | ~24.16 | ~0.056 | ~0.0122 | ~0.0095 |
| Piston_2 Port1 | 130.5 | 2594 | ~8.21 | ~29.28 | ~0.097 | ~0.0165 | ~0.0111 |
| Piston_3 Port1 | 139.2 | 2614 | ~10.23 | ~24.96 | ~0.1 | ~0.0129 | ~0.0104 |
| Piston_1 Port2 | 128.2 | 2697 | ~17.1 | ~23.10 | ~0.088 | ~0.0243 | ~0.0118 |
| Piston_2 Port2 | 132.4 | 2620 | ~8.43 | ~27.03 | ~0.153 | ~0.015 | ~0.0105 |
| Piston_3 Port2 | 134.3 | 2676 | ~10.65 | ~21.63 | ~0.122 | ~0.0157 | ~0.0110 |

Sarı renk: En küçük değerler; Yeşil renk: En büyük değerler

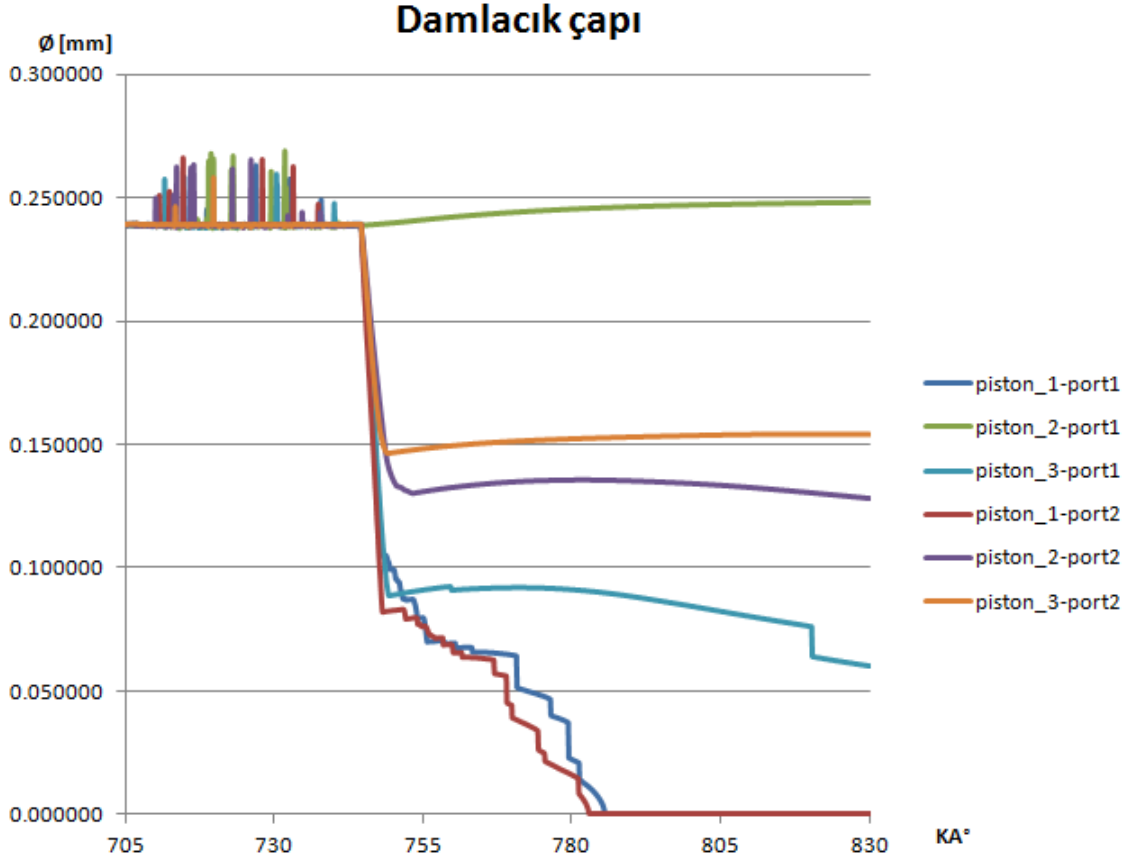
Egzoz gazı emisyonları bakımından modellerin karşılaştırılmasından sonra, Tablo 6.2'de ise motor performansı olarak modeller karşılaştırılmıştır. Motor performansı ile ilgili değerler indike değerlerdir, yani piston işi ile alakalı değerlerdir. Sürtünmeye harcanan kayıplar hesaplanmadığından dolayı efektif değerler elde edilememiştir.

Tablo 6.2'de ki değerler incelendiği zaman, motor performansı açısından en iyi değerleri, var olan emme kanalı ve Piston_3 geometrileriyle yapılan analiz vermektedir.

Tablo 6.2 Yanma analizi sonuçlarına göre modellerin motor performansı açısından karşılaştırılması

| | Net indike iş [kJ] | Güç [kW] | IMEP [kPa] |
|---------------------------|-----------------------|-------------|---------------|
| Piston_1 Port1 | 0.28 | 22.74 | 235.34 |
| Piston_2 Port1 | 0.28 | 22.58 | 233.80 |
| Piston_3 Port1 | 0.29 | 23.40 | 242.25 |
| Piston_1 Port2 | 0.26 | 20.89 | 216.21 |
| Piston_2 Port2 | 0.26 | 20.93 | 216.64 |
| Piston_3 Port2 | 0.27 | 21.78 | 225.47 |

Sonuçlar ve yukarıdaki tablolar incelendiği zaman, var olan emme kanalı ile yapılan analizlerden elde edilen değerler, ikinci emme kanalı ile yapılan analizlerden elde edilen değerlerden daha iyidir. Bunun anlamı, ikinci emme kanalının yapmış olduğu girdap etkisi yanmayı olumsuz yönde etkilemektedir. Normalde, hava yakıt karışımının mümkün oldukça homojen olabilmesi için dizel motorlarında girdap etkisinin fazla olması istenir. Fakat eğer girdap etkisi çok fazla olursa, karışımın homojenliği bozulmakta, bundan dolayı da yanma odası içinde yakıt bakımından fakir bölgeler oluşmaktadır ve bunun sonucunda da yanma olumsuz etkilenmektedir. Ayrıca püskürtme esnasında girdap etkisi fazla olursa, yakıt damlacıkları birbirine yapışabilmektedir. Normalde yakıt enjektörden püskürtülürken olabildiğince pülverize olması istenir. Aşırı girdap etkisinden dolayı, bu pülverizasyon bozulmaktadır ve bunun sonucunda yanma doğrudan olumsuz olarak etkilenmektedir [43]. Bu tez çalışmasında kullanılan yanma modellerindeki, yakıt damlacık karşılaştırılması Şekil 6.1'de gösterilmiştir.



Şekil 6.1 Yanma modellerindeki damlacık çaplarının karşılaştırılması

Şekil 6.1'e bakıldığında, Piston 1 ile yapılan analizlerde, yakıt damlacık çaplarının girdap etkisinden çok etkilenmediği görülmektedir. Fakat girdap etkisini aşırı olması, Piston 1 için performansı ve egzoz gazı emisyonlarını olumsuz etkilemektedir. Bunun nedenleri ise aşırı girdap etkisinden kaynaklanan ısı transferinin artması [44] ve homojen karışımın bozulmasından dolayı yanmanın bozulması olabilir. Piston 2 açısından sonuçlara bakıldığında ise, girdap etkisi arttıkça damlacık çapının oldukça küçüldüğü görülmektedir. Performans olarak bakıldığında, girdap etkisinin çok fazla olması bu piston geometrisi içinde olumsuz etki yapmaktadır. Emisyonlar açısından ise Piston 2-Port 1 modelinde CO₂, diğer modellere göre en yüksek değerdedir. Bu sonuçta en çok yakıtın bu modelde yakıldığını, yani özgül yakıt tüketimi açısından en iyi değer bu modelden elde edildiği söylenebilir. Piston 2-Port 2 modelinde ise bütün modellere kıyasla en fazla NO emisyonu oluştuğu görülmüştür. Piston 2 için her iki modelde de yaklaşık aynı seviyelerde CO emisyonu oluşmaktadır. Piston 3 için modellere bakıldığında ise girdap etkisi arttıkça, diğer modellerin tersine damlacık çapı yaklaşık iki

katına çıkmaktadır. Dolayısıyla motor performansı ve emisyonlar açısından Port 1 ile yapılan yanma analizleri Port 2'ye göre daha iyi sonuçlar vermiştir. Piston 3-Port 1 modelinde en yüksek silindir içi basınç ve dolayısıyla da 23,4 kW ile en yüksek güç elde edilmektedir. Piston 3-Port 2 modeli ise en az CO₂ meydana gelen modeldir. Bu sonuç ise damlacık çapının artmasından dolayı yakıtın daha az yandığını göstermektedir. Dolayısıyla yanma analizleri sonuçlarına bakıldığında, silindir içindeki aşırı girdap etkisi performansa ve emisyonlara olumsuz etki yapmaktadır.

Bu tez çalışması da aşırı girdap etkisinin dizel yanmasına olan olumsuz etkisini göstermektedir. Her motorun piston geometrisine göre girdap etkisi veya girdap oranı hesaplanmalıdır. Direkt püskürtmeli dizel motorlar için, pistonun yanma odası çapı ve derinliğinin oranı, girdap etkisini veya girdap oranını belirlemektedir [43]. Dolayısıyla her piston geometrisine özel girdap etkisi olmalıdır. Bu sayede yakıt ekonomisine ve egzoz gazı emisyonlarına fayda sağlanacaktır.

Sonuç olarak, egzoz gazı emisyonları açısından var olan emme kanalı ve Piston_1 geometrileri kullanılan model, motor performansı açısından ise var olan emme kanalı ve Piston_3 geometrileri kullanılan model en iyi sonuçları vermektedir. Sanayide de, artan emisyon standartları ve son kullanıcı talepleri açısından, içten yanmalı motorların gelişimi, elektrik motorlarının otomotiv sektörüne girmesine rağmen hala önemini korumaktadır. Çünkü elektrik motorları için batarya hala büyük bir sorundur. Dolayısıyla içten yanmalı motorların geliştirilmesine hala ihtiyaç vardır.

KAYNAKLAR

-
- [1] Yılmaz, V.K., CFD (HAD) Analizler - Otomotiv
<http://www.tasitteknolojileri.com/2013/07/31/cfd-had-analizleri-otomotiv/>,
15 Şubat 2015.
- [2] Çengel, Y.A., Cimbala, J.M, (2006). Fluid Dynamics Fundamentals and Applications, First Edition, The McGraw -Hill Companies, New York.
- [3] Bulut, S. , Ünveren, M., (2011). "Hesaplamalı akışkanlar dinamiği", HSK AR-Ge, 5: 1-7.
- [4] Köten, H., (2009). Comparison of various combustion models within a multidimensional framework applied to heavy duty engine, Yüksek Lisans, Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü , İstanbul.
- [5] Zhijun, P., Jia, M. ve Lu, L., (2008). "CFD Analysis of VVT/VVA on the Gas Exchange and Fuel-Air Mixing in a Diesel Engine", SAE International.
- [6] Shabbir, S., Gokhale, N., Thatte, V., Gandhi, N., Deshmukh ve B., Yogesh, (2011). "Efficient Approach for Optimization of Piston Bowl Shape, Compression Ratio and EGR for DI Diesel Engine", SAE International, 2011-24-0013.
- [7] Rahiman, A., Abdul Razak, R., K, Mohammed Samee, A., D. ve Ramis, M., K., (2014). "CFD Analysis of Flow Field Development in a Direct Injection Diesel Engine with Different Manifolds", American Journal of Fluid Dynamics 2014, 4(3): 102-113.
- [8] Berntsson, A., W., Josefsson, G., Ekdahl, R., Ogink, R ve Grandin, B. (2011). "The Effect of Tumble Flow on Efficiency for a Direct Injected Turbocharged Downsized Gasoline Engine", SAE International, 2011-24-0054.

- [9] Adolph, D., Lamping, M., (2009). "Gas Exchange Optimization and the Impact on Emission Reduction for HSDI Diesel Engine", SAE International, 2009-01-0653.
- [10] Çalık, A., T., Ergeneman, A., M., Golovitchev, V., I., (Nisan 2009). "Hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile dizel motorlarında emisyon oluşumu ve azaltılmasının modellenmesi", İTÜ Dergisi, 8(2):93-104.
- [11] Tanabe, K., Kohketsu, S., ve Nakayama, S. (2005). "Effect of Fuel Injection Rate Control on Reduction of Emissions and Fuel Consumption in a Heavy Duty DI Diesel Engine", SAE Technical Paper, 2005-01-0907.
- [12] Shau, S., Abani, N., Yoshikawa, T., Reitz, R., D., ve Park, S., W., (2009). "Evaluation of the Effects of Injection Timing and Rate-Shape on Diesel Low Temperature Combustion using Advanced CFD Modeling", Fuel 88, 1235-1244.
- [13] Hountalas, D., T., Kouremenos, D., A., Pariotis, E., G., Schwarz, V., and Binder, K., B., (2002). "Using Phenomenological Multi-Zone Model to Investigate the Effect of Injection Rate Shaping on Performance and Pollutants of a DI Heavy Duty Diesel Engine", SAE Technical Paper, 2002-01-0850.
- [14] Rottmann, M., Menne, C., Pischinger, S., Luckhcoura, V., ve Peters, N. (2009). "Injection Rate Shaping Investigations on a Small-Bore DI Diesel Engine", SAE Technical Paper, 2009-01-0850.
- [15] Luckhcoura, V., Peters, N., ve Diwakar, R., (2011). "Computational Analysis of Injection -Rate Shapes in a Small-Bore Direct- Injection Diesel Engine", International Journal of Engine Research, 12(2):145:168.
- [16] Shrestha, A., Badawy, T., Zheng, Z. ve Henein, N., A., (2013). "Computational Analysis of a Diesel Engine Auto-ignition, Combustion, and Emissions Using Injection Rate Shapes", ICEF2013-19060.
- [17] Corgard, D., D., Reitz, R., D., (2001), "Effects of Alternative Fuels and Intake Port Geometry on HSDI Diesel Engine Performance and Emissions", SAE Technical Paper, 2001-01-0647.
- [18] AVL Boost Theory, AVL LIST GmbH, 7.Basım, (2011).
- [19] Star-CD User Guide, CD-Adapco Inc., (2012)
- [20] Star-CD Methodology (For internal combustion engine applications), CD-Adapco Inc., (2012)

- [21] Yakhot, V. ve Orszag, S., A., (1986). "Renormalization group analysis of turbulence - I: Basic theory", *J. Scientific Computing*, 1, 1-51.
- [22] Yakhot, V., Orszag, S., A., Thangam, S., Gatski, T., B. ve Speziale, C., G., (1992),. "Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique", *Phys. Fluids*, A4(7), 1510-1520.
- [23] Star-CD Best Practices Guide for I.C. Engines, CD-Adapco Inc., (2012).
- [24] Launder, B.E. ve Spalding, D., B., (1974). "The numerical computation of turbulent flows", *Comp. Meth. in Appl. Mech. and Eng.*, 3, 269-289.
- [25] Lien, F.S., Chen, W.L. ve Leschnizer, M.A., (1996). "Low-Reynolds-Number Eddy-Viscosity Modeling Based on Non-Linear Stress-Strain/Vorticity Relations", *Proc. 3rd Symp. on Engineering Turbulence Modeling and Measurements*, Crete, Greece.
- [26] Craft, T.J., Launder, B.E. ve Suga, K. (1996). "Development and application of a cubic Eddy-Viscosity model of turbulence", *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 17, 108-115.
- [27] Speziale, C.G., (1987). "On non-linear k-l and k-ε models of turbulence", *J. Fluid Mech.*, 178, 459-475.
- [28] Shih, T.H., Zhu, J. ve Lumley, J.L., (1993). "Large Eddy Simulation of Complex Engineering and Geophysical Flows", Cambridge University Press.
- [29] Metghalchi, M. ve Keck, J.C., (1982). "Burning velocities of mixtures of air with methanol, isooctane at high pressure and temperature", *Combust. Flame*, 48, 191-210.
- [30] Hautman, D.J., Dryer, F.L., Schug, K.P., ve Glassman, I., (1981). "A multiple-step overall kinetic mechanism for the oxidation of hydrocarbons", *Comb. Sc. & Tech.* 25, 219-235.
- [31] Baulch, D.L., Drysdall, D., D., Horne, D.G. ve Lloyd, A.C., (1973). "Evaluated kinetic data for high temperature reactions". Butterworth.
- [32] Karlsson, A., Magnusson, I., Balthasar, M. ve Mauss, F., (1998). "Simulation of soot formation under Diesel engine conditions using a detailed kinetic soot model", *Proc. SAE Int. Congr. and Expo.*, Detroit, Michigan, USA, 23-26 February.

- [33] Das, S., Houtz, P., J. ve Reitz, R.D., (1999). "Effect of injection spray angle and combustion chamber on engine performance and emission characteristics of a large bore Diesel engine", 32-1.
- [34] Yuen, M.C. ve Chen, L.W., (1976). "On drag of evaporating liquid droplets", *Combust. Sci. and Tech.*, 14, 147-154.
- [35] El Wakil, M.M., Ueyhara, O.A. ve Myers, P.S., (1954). "A theoretical investigation of the heating-up period of injected fuel droplets vaporizing in air", *NACA Technical Note 3179*.
- [36] Ranz, W.E ve Marshall, W.R, (1952). "Evaporation from drops - Parts I and II", *Chem. Eng. Prog.*, 48(3):141.
- [37] Nicholls, J.A., (1972). "Stream and droplet break-up by shock waves", in *NASA SP-194* (Eds. D.T. Harrje and F.H. Reardon), 126-128.
- [38] Reitz, R.D. ve Diwakar, R., (1986), "Effect of drop break-up on fuel sprays", *SAE Technical Paper Series 860469*.
- [39] Huh, K.Y. and Gosman, A.D., (1991). "A phenomenological model of Diesel spray atomization", *Proc. Int. Conf. on Multiphase Flows (ICMF '91)*, Tsubuka, 24-27 September.
- [40] Taylor, G.I., (1963). "Generation of ripples by wind blowing over a viscous fluid", in *"Scientific Papers of Sir G.I Taylor"* (Ed. G.K. Batchelor), 3, Cambridge University Press (Paper written for the Chemical Defense Research Department, Ministry of Supply, 1640).
- [41] Naber, J., Enright, B. ve Farrell, P. (1988). "Fuel impingement in a direct injection diesel engine", *SAE Technical Paper Series 881316*, 1-14.
- [42] Bai, C., (1996). *Modeling of spray impingement processes*, Ph.D. Thesis, University of London.
- [43] Magdi, K.K. and Jaaskelainen, H., *Combustion Systems*, https://dieselnet.com/tech/engine_combustion.php#flow, Aralık 2014.
- [44] Fridriksson, H.S., Tuner, M., Andersson, O., Sunden, B., Persson, H. ve Ljungqvist, M., (2014). "Effect of Piston Bowl Shape and Swirl Ratio on Engine Heat Transfer in a Light-Duty Diesel Engine", *SAE Technical Paper 2014-01-1141*.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Oğuz Can AKSOY
Doğum Tarihi ve Yeri : 03.07.1988 / Fatsa
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : aksoyoguzcan@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

| Derece | Alan | Okul/Üniversite | Mezuniyet Yılı |
|-----------|---------------|----------------------------|----------------|
| Y. Lisans | Enerji | Yıldız Teknik Üniversitesi | 2015 |
| Lisans | Genel | Yıldız Teknik Üniversitesi | 2012 |
| Lise | Fen Bilimleri | Fatsa Anadolu Lisesi | 2007 |

İŞ TECRÜBESİ

| Yıl | Firma/Kurum | Görevi |
|--------------------|---------------|---------------------------|
| 2013-Devam ediyor. | FEV TR | Proje Mühendisi - Tasarım |
| 2012-2013 | Üçgen Yazılım | CAD/CAM Sorumlusu |