

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HOMOJEN YÜKLEMELİ DİREKT ENJEKSİYONLU DİZEL MOTORUN
ÇOK BOYUTLU HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ YARDIMI
İLE ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Bariş AKAY
(511071139)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 20 Aralık 2010
Tezin Savunulduğu Tarih : 28 Ocak 2011

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Mehmet Ş. KAVSAOĞLU
Eş Danışman: Prof. Dr. M. Zafer GÜL
Diğer Jüri Üyeleri: Prof. Dr. M. Adil YÜKSELEN
Prof. Dr. Fırat Oğuz EDİS
Prof. Dr. Ahmet DURMAYAZ

ŞUBAT 2011

Babama, Sevdiklerime ve Sinem'e

ÖNSÖZ

Bu çalışmamda bana verdiği sonsuz destek ve yardımlardan dolayı tez danışmanım Profesör Dr. Mehmet Ş. KAVSAOĞLU'na içten teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca tez konum üzerindeki tüm çalışmalarımda bilgisi ve tecrübesiyle her zaman destek ve yol gösterici olmuş Profesör Dr. M. Zafer GÜL hocama içten teşekkürlerimi sunarım.

Marmara Üniversitesi Makine Fakültesinde bana her türlü yardımı ve emeği esirgememiş Yrd.Doçent Dr. Mustafa YILMAZ hocama ve Araştırma görevlisi Hasan KÖTEN'e ve en zorlu zamanlarda yardımını esirgemeyen arkadaşım Yalçın YÜKSELENTÜRK'e harcadıkları emek için teşekkür ederim.

Son olarak her zaman bana destek olan ve en zor zamanlarda yardımını esirgemeyen kardeşime ve aileme çok teşekkür ederim.

Şubat 2011

Barış AKAY
Uçak Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

İÇİNDEKİLER	viii
KISALTMALAR	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
ÖZET.....	xv
SUMMARY	xvii
1. GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	2
2. BİR BOYUTLU TERMODİNAMİK MODELLEME	19
2.1 Kontrol Denklemleri	19
2.2 Nümerik Şemalar.....	20
2.3 Sonuçlar.....	231
3. GEOMETRİ VE KATI MODELLEME.....	27
3.1 Kullanılan Yazılımlar	25
3.2 Ağ Yapısı.....	27
3.3 Başlangıç ve Sınır Koşulları.....	30
3.4 Temel Denklemler ve Çözüm Algoritması.....	30
3.5 Emme Simülasyonu... ..	31
3.5.1 Emme zamanı.....	31
3.6 Sıkıştırma Zamanı ve Türbülans Modellemesi.....	37
3.6.1 Türbülans modelleri.....	40
3.6.1.1 Standart k-ε modeli.....	41
3.6.1.2 RNG k-ε modeli.....	42
3.6.1.3 Chen k-ε modeli.....	43
4. PÜSKÜRTME EMME/BOŞALTMA ZAMANI OPTİMİZASYONU	44
4.1 Optimizasyon	51
4.1.1 Çoklu amaçlı genetik algoritma	53
4.1.2 Çoklu amaçlı optimizasyon formülü.....	54
4.1.3 Genetik algoritma.....	54
4.2 Test Çözümü Yapılandırması.....	56
4.3 Optimizasyon Süreci.....	58
4.4 Optimizasyon Sonuçları.....	59
5. LAGRANGE ÇOK FAZLI AKIŞ MODELİ.....	66
5.1 Ayrık Faz İçin Temel Korunum Denklemleri	67
5.1.1 Momentum denklemi.....	67
5.1.2 Kütle.....	68
5.1.3 Enerji.....	69
5.2 Sürüklenme Isı Geçişi ve Kütle Geçişi Katsayıları.....	70
5.2.1 Sürüklenme katsayısı.....	70
5.2.2 Isı geçişi katsayısı.....	71

5.2.3 Kütle geçişi.....	71
5.3 Parçacık Parçalanma/Dağılma Modeli... ..	72
5.3.1 Kese ayrılması... ..	72
5.3.2 şerit ayrılması.....	72
5.4 Çarpışma Modeli.....	73
5.5 Kaynama Modeli.....	74
5.6 Duvar Etkileşim Modeli.....	75
5.7 Atomizasyon Modeli.....	75
5.8 Çok Fazlı Akışın Modellenmesi ve Sonuçları.....	76
6. YANMA MODELİ:ECFM-3z.....	89
6.1 Kase Optimizasyonu ve Yanma Sonuçları.....	110
7. SONUÇ.....	109
KAYNAKLAR.....	115

1. KISALTMALAR

DE	: Direkt Enjeksiyon
EE	: Endirek Enjeksiyon
HC	: Hidrokarbon
NO_x	: Nitrojen Oksit
KÖY	: Kısmen Önkarişimli Yanma
PM	: Partikül Madde
KA	: Krank Açısı
ÜÖNö	: Üst Ölü Nokta Öncesi
SİB	: Silindir İçi Basınç
ISH	: Isı Salınım Hızı
FSYT	: Fren Spesifik Yakıt Tüketimi
IFP	: Fransız Petrol Enstitüsü
YÖY	: Yüksek Önkarişimli Yanma
DADE	: Dar Açılı Doğrudan Enjeksiyon
FOEB	: Fren Ortalama Efektif Basınç
LDH	: Lazer Dopler Hızölçer
TVE	: Toplam Varyasyon Eksiltmesi
ÜÖNs	: Üst Ölü Nokta Sonrası
ÜÖNö	: Üst Ölü Nokta Öncesi
CO	: Karbon Monoksit
HYO	: Hava Yakıt Oranı
HYY	: Homojen Yüklemeli Yanma
ISH	: Isı Salınım Oranı
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
EGG	: Eksoz Gaz Geriçevrimi
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta
YOS	: Yüksek Oktan Sayılı
KÖYY	: Kısmi Önkarişimli Yüklemeli Yanma

2. ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Tablo 1.1: Ağır İş Araçları için Emisyon Tahditleri (g/kWh).....	2
Tablo 3.1: Standart k - ϵ Türbülans Modelinin Katsayıları.....	42
Tablo 3.2: RNG k - ϵ Türbülans Modelinin Katsayıları.....	43
Tablo 3.3: Chen'in k - ϵ Türbülans Modelinin Katsayıları.....	44
Tablo 4.1: Test Problemi Yapılandırması.....	57
Tablo 4.2: Seçilen Paretolar.....	59
Tablo 5.1: Enjektör özellikleri	62

3. ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: Geleneksel dizel karışması ve yanma karakteristikleri.....	3
Şekil 1.2: Geleneksel dizel yanmasının özeti.....	4
Şekil 1.3: Zeldovich mekanizması kullanılarak sıcaklığın NOx emisyonlarına etkisi	6
Şekil 1.4: PM ve NOx hedeflerine ulaşma yaklaşımları	6
Şekil 2.1: Ford Ecotorq motor üst blok geometrisi.....	22
Şekil 2.2: Motor genel bileşenleri.....	22
Şekil 2.3: Bir boyutlu analiz programında tek silindirli problemin modellenmesi	22
Şekil 2.4: Bir ve Üç boyutlu kodların sonuçlarının karşılaştırılması – Basınç	22
Şekil 2.5: Bir ve Üç boyutlu kodların sonuçlarının karşılaştırılması – Sıcaklık	23
Şekil 2.6: Motor hızlarına karşılık basınç değişim grafiği	23
Şekil 2.7: Motor hızlarına karşılık sıcaklık değişim grafiği	24
Şekil 2.8: Krank açısıyla türbülans kinetik enerji değişimi	24
Şekil 3.1: Tek silindirli analiz geometrisi	25
Şekil 3.2: ICEM-CFD programındaki oluşturulan yüzey ağının görüntüleri	26
Şekil 3.3: Hareketli Çözüm Ağı	29
Şekil 3.4: Farklı krank açıları için kesitler	31
Şekil 3.5: Farklı krank açılarında kullanılan kesit konumu	31
Şekil 3.6: Şekil 3.3’de gösterilen konumlarda, emme zamanındaki, farklı krank açılarındaki silindir içi z-yönlü hız konturları	32
Şekil 3.7: Emme zamanında farklı krank açılarındaki ve kesitlerdeki vektör alanları	36
Şekil 3.8: Sıkıştırma zamanında farklı krank açılarındaki vektör alanları	38
Şekil 3.9: Sıkıştırma zamanında farklı krank açılarındaki hız şiddetleri	40
Şekil 3.10: Farklı krank açılarındaki aynı kesitlerde hız vektörleri ve türbülans kinetik enerji dağılımları	46
Şekil 3.11: Sıkıştırma zamanında farklı krank açılarındaki ve kesitlerdeki türbülans kinetik enerji konturları	49
Şekil 4.1: Mode-Frontier’ da oluşturulan optimizasyon algoritması	57
Şekil 4.2: NOx – Püskürtülen yakıt miktarı	60
Şekil 4.3: NOx - RPM Tasarım Uzayı	60
Şekil 4.4: NOx – Püskürtme başlangıcı tasarım uzayı	61
Şekil 4.5: Güç – Püskürtülen yakıt miktarı tasarım uzayı	61
Şekil 4.6: Güç - RPM Tasarım uzayı	62
Şekil 4.7: Kütle – Yakıt püskürtme zamanı tasarım uzayı	62
Şekil 4.8: Kütle – Devir tasarım uzayı	63
Şekil 4.9: Püskürtülen yakıt miktarı – Püskürtme zamanı başlangıcı tasarım uzayı	63
Şekil 4.10: Tasarım parametrelerinin amaçlara etkisi [Etkileşim matrisi]	64
Şekil 4.11: Tasarım Dağılımı	65
Şekil 5.1 : Yarım Geometride Püskürtme Analizi	79
Şekil 5.2: ÜÖN daki yakıta ait hız vektörleri (Yarım geometri)	80
Şekil 5.3: Tam geometride yapılan yakıt püskürtme çalışması sonuçları – Parçacık dağılımı – Yandan görünüş (a) MPI-1, (b) MPI-2, (c) Huh, (d) Reitz-Diwakar	81

Şekil 5.4: Tam geometride yapılan yakıt püskürtme çalışması sonuçları – Parçacık dağılımı – Üstten görünüş (a) MPI-1, (b) MPI-2, (c) Huh, (d)Reitz-Diwakar.....	83
Şekil 5.5: Atomizasyon modellerinin yakıt parçacığı çapına etkisi.....	85
Şekil 5.6: Atomizasyon modellerinin, silindir içindeki yakıt parçacığı sayısına etkisi	85
Şekil 5.7: Atomizasyon modellerinin, yakıt parçacıklarının buharlaşma oranına etkisi	86
Şekil 6.1: ECFM-3Z yanma modelinin, hesaplama elemanı üzerindeki şeması	92
Şekil 6.2: Konvansiyonel püskürtme durumlarında kullanılan yakıt debileri	94
Şekil 6.3: Püskürtme başlangıcının (a) NO emisyonu, (b) CO emisyonu üzerindeki etkisi.....	95
Şekil 6.4: Püskürtme başlangıcının (a) Sıcaklık, (b) Isı oluşum hızı üzerindeki etkisi.	96
Şekil 6.5: Kademeli püskürtme stratejileri: (a) 3-kademeli/Durum3,5 (b) 2-kademeli/Durum 7,9.....	98
Şekil 6.6: (a) Geniş ve (b) Dar açılı püskürtme stratejileri	99
Şekil 6.7: 60 derece püskürtme açısında farklı püskürtme stratejilerinin yanma üzerindeki etkisi: (a) Sıcaklık, (b) NO emisyonu, (c) CO emisyonu	100
Şekil 6.8: 80 derece püskürtme açısında farklı püskürtme stratejilerinin yanma üzerindeki etkisi: (a) Sıcaklık, (b) NO emisyonu, (c) CO emisyonu	102
Şekil 6.8: 80 derece püskürtme açısında farklı püskürtme stratejilerinin yanma üzerindeki etkisi: (a) Sıcaklık, (b) NO emisyonu, (c) CO emisyonu.....	104
Şekil 6.9: Seçilen 3 ve 5 numaralı durumlar ile geleneksel durumun karşılaştırılması: (a) Silindir içi Ortalama Sıcaklık, (b) NO emisyonu, (c) CO emisyonu	106
Şekil 6.10: Durum-0 için, ÜÖN'daki sonuçlar: (a) Sıcaklık, (b) Basınç, (c) NO (d) CO, (e) Yakıt Buharı	108
Şekil 6.11: Oluşturulan piston kasesi geometrileri (a) referans/orjinal geometri, (b) kase çapı %10 arttırılmış geometri (c) kase çapı %10 azaltılmış geometri.....	109
Şekil 7.1: Optimizasyon sonuçlarına göre oluşturulmuş kase geometrisi ve bu geometri üzerindeki çözüm ağı kesiti (ÜÖNs 12°C)	112
Şekil 7.2: Kase geometrisi tasarımı: Silindir-içi basınç	113
Şekil 7.3: Kase geometrisi tasarımı: Silindir-içi sıcaklık.....	113
Şekil 7.4: Kase geometrisi tasarımı: NO emisyonu.....	114
Şekil 7.5: Kase geometrisi tasarımı: CO emisyonu.....	115
Şekil 7.6: Kase geometrisi tasarımı: Silindir-içi sıcaklık	116

HOMOJEN YÜKLEMELİ DİREK ENJEKSİYONLU DİZEL MOTORUN ÇOK BOYUTLU HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ YARDIMI İLE ANALİZİ

ÖZET

Günümüzde yeni yanma süreçleri ile birlikte temiz dizel araştırmalarına önem verilmektedir. Bu araştırmaların önemi bu süreçlerin sahip olduğu sıfır civari partikül ve düşük emisyon seviyelerinden kaynaklanmaktadır. Uluslararası kurallar ise üreticileri NO_x seviyelerini düşürmeye zorlamaktadır. Bu kurallar otomobil üreticileri ve bu sanayiye motor tedarik eden firmaları daha çevreci ve temiz motorlar üretmeye zorlamaktadır. Bu konuda emisyon seviyelerini ve kirletici miktarını sınırların altına indirecek birçok çalışma yapılmaktadır. Payri vd. direk enjeksiyonlu dizel motorlarda emiş ve sıkıştırma durumlarında, akış bölgesi için 3B akış analizi yaparak durumu incelemişlerdir. Chang vd. ise tek boyutlu model üzerinde nümerik çözüm yaparak geleceğin temiz ve çevreci teknolojisi olan HYY motorları incelemişlerdir. Bu tez aşamasında ise 6 silindirli turbo beslemeli direk yakıt püskürtmeli Ecotorq motor Ford - Otosan A.Ş tarafından incelenmiş ve gücün artırılması ve emisyonların düşürülmesi planlanmıştır. Emisyon ve performans üzerinde etkili parametreler seçilmiş ve nümerik olarak incelenmiştir. Bir diğer amaç ise etkili devir bölgesinde yakıt tüketimi, parçacık ve emisyonları düşürürken gücü arttırabilmektir. Ayrıca parametreleri değiştirilen motorun Euro V standardına uygun olmasında önemli bir parametredir. Tez kapsamında literatürdeki nümerik çalışmaların önemli bir kısmı gerçekleştirilmiş ve literatüre uygun sonuçlar elde edilmiştir.

MULTI-DIMENSIONAL CFD ANALYSIS OF HCCI COMBUSTION ENGINE

SUMMARY

New combustion processes focused on clean diesel combustion are investigated for their potential to achieve near zero particulate and NO_x emissions. Their main drawbacks are increased level of unburned hydrocarbons (HC) and carbon monoxide (CO) emissions, combustion control at high load and limited operating range and power output. According to global regulations for NO_x emission and particulate matter levels must be reduced by manufacturer. Due to these regulations, companies which design engines for automotive industry, focused on to produce clean and environment friendly products. So that design is the most important step in production cycle. There are lots of studies on diesel engine to improving the performance and reduce the pollutant to under the allowed level which is formed by the governments and organizations. Chang at al. worked on the 1D simulation of a HCCI engine obtain better burn characteristic for future clean and economical passenger vehicle applications. In this thesis a nine liters six cylinder Direct Injection (DI) –Homogenous Charge Compression Ignition (HCCI) Turbo Charged Diesel engine which is produced and planned to increase the power and improve the performance by Ford - Otosan A.Ş , is examined .The parameters that determine the performance, efficiency and emissions of the engine is studied on computations. During this thesis preparation stage all results veriflicated with the literature and we can see the results compatible with the recent works.

1.GİRİŞ

Günümüzde gelişen motor teknolojilerine paralel olarak çevresel kaygılar da her geçen gün artmaktadır. Bu nedenle yasa koyucu otoriteler örneğin Avrupa birliği ve diğer otoriteler motorların verimlerinin arttırılması ve kirletici gaz ve partikül miktarlarının azaltılması yolunda yeni yasalar ve yardımcı teşvikler gündeme getirmektedirler. Bunların en önemlisi olan Euro standard her yeni safha ile birlikte klasik yanma süreçleri ve ardıl işlemlerin etkinliklerinin sınırlarını zorlamaktadır. Bu nedenle motor teknolojilerinde iki ana eğilim oluşmuştur. Sınırları zorlayan kurallar çerçevesinde her gün yeni kombine teknolojiler ortaya çıkmaktadır. Örneğin yanma verimini arttıran yüksek ön karışımli yanma(YÖY), yada homojen yüklemeli yanma (HYY) gibi teknolojiler yanında yanma maksimum sıcaklıklarını düşüren eksoz gaz geriçevrimi (EGG) benzeri teknolojilere yatırım yapılmaktadır. Bu tez kapsamında bu teknolojilerden biri olan HYY nümerik olarak çözülmüş ve konvansiyonel yanma süreçleri ile karşılaştırılmıştır.

1.1 Literatür Özeti

Dünya çapında pek çok otorite, otomobil üreticilerinin satışlarını garanti altına almak için uymaları gereken, eskisinden daha sıkı mevzuatları dayatmaktadır. Euro 3 ve teklif olarak sunulmuş Euro 5'e kadar emisyon düzenlemeleri Çizelge 1.1'de gösterilmiştir [1]. Burada dizel için (endirekt ve direk enjeksiyon, DI, IDI) kilowatt-saat başına gram cinsinden ağır iş araçları için CO, HC, NO_x ve PM emisyonlarının sınırlamaları verilmektedir. Bu yönergelerden kaynaklanan en büyük zorluğun Euro 3'ten teklif olarak sunulmuş Euro 5'e, sırasıyla %60'tan %90'a yükselen oranda azaltılması gereken NO_x ve PM (Partikül Madde) emisyonları olduğu açıkça görülmektedir. Bu eğilimler tüm endüstriyelmiş ülkeler için geçerlidir; asıl fark yönergelerin etkin hale geldiği tarihlerdir. Bu ise motor ve araç üreticilerinin karşılaştığı en büyük zorluğu ortaya çıkarmaktadır, zira pazar her zamankinden daha çok gücü, aynı seviyede veya daha iyi yakıt tasarrufu ile talep etmektedir. Otomobil üreticilerinin söz konusu emisyon yönergelerini karşılayabilmeleri için değişik seçenekler mevcuttur. Emisyon mevzuatlarının üstesinden gelebilmek için elektrik, yakıt-hücresi ve güneş enerjili araçlar, içten yanmalı motorların yerini alabilmek için yarış halindedir. Fakat bu seçenekler şu anda, altyapı, saha, performans ve konfor anlamında zahmetli yöntemlerdir.

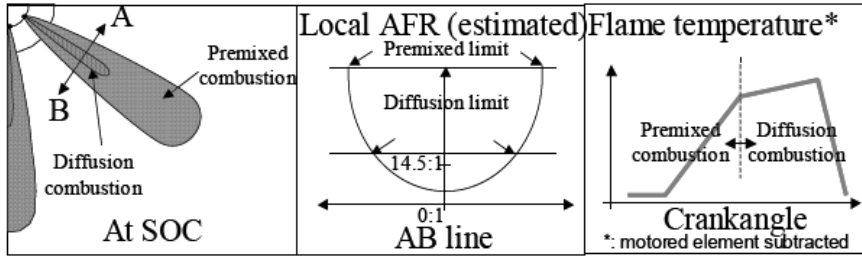
Bu seçenekler yakıt tasarrufu ve emisyon avantajlarını, alternatif çözümlerin aksine maliyet ve diğer birtakım tahditler olmadan sağlayabilse de yüksek seviyede yakıt tasarrufu sağlamak ve emisyon hedeflerine ulaşmak için içten yanmalı motorlara güvenilmektedir [2]. Bu nedenle, üreticiler yönetmelikleri sağlama adına çabalarını sürdürmektedirler.

Seviye	Geçerli olduğu tarih	Test cycle	CO	Toplam HK	NO _x	PM
Euro 1	01/10/1993	13-mod	4.5	1.1	8.0	0.612 < 85 kW 0.36 > 85 kW
Euro 2	01/10/1996	13-mod	4	1.1	7.0	0.15a
Euro 3	01/01/2000	ESCc	2.1	0.66	5.0	0.100.13

		ETCd	5.5	0.78	5.0	0.160.21
Euro 4	01/10/2005	ESCc	1.5	0.46	3.5	0.02
		ETCd	4.0	0.55	3.5	0.03
Euro 5	01/10/2008	ESCc	1.5	0.46	2.0	0.02
		ETCd	4.0	0.55	2.0	0.03

Tablo 1.1: Ağır iş araçları için emisyon tahditleri (g/kWh).

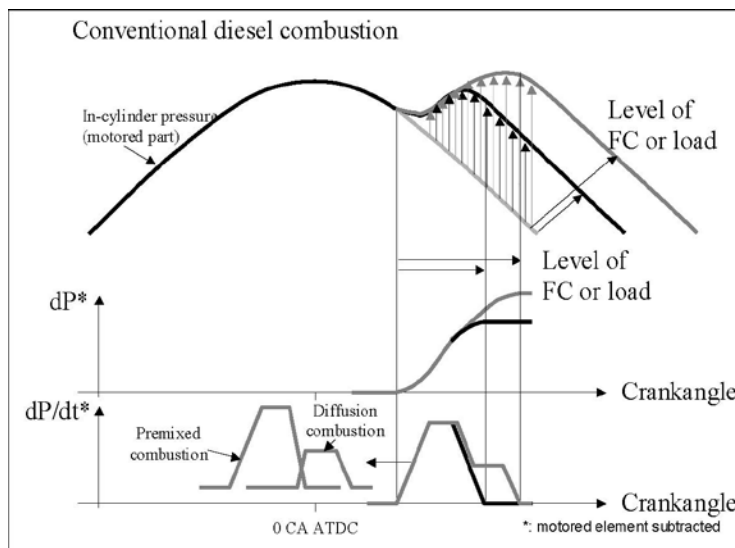
Yakıtın ve havanın termo-kimyasal enerjisinin güce çevrilmesinde yanma ürünlerinin oluşması kaçınılmazdır. Ürünlerin ve yanma sürecinin verimi, karışımın tutuşmasını ve yanmasını sağlayan, en başta içeri alınan havayla, havanın basıncıyla, sıcaklığıyla, hareketiyle ve içeriğiyle, ikincil olarak yanabilir yakıtla, yakıtın çeşidiyle, enjeksiyonuyla, atomizasyonu, buharlaşmasıyla ve son olarak da hal ve etkileşimleriyle yakından bağlantılıdır. Modern DI dizel motorlarında, yanma, önkarişimli-yanma fazıyla takip edilen bir difüzyon-yanma fazından müteşekkildir [3,a]. Önkarişimli-yanma sırasında karışma miktarı çok yüksektir ve stokiyometrik olarak karışımın yerel Hava-Yakıt oranları (HYO) 14.5:1'den yukarıda, spreyn dış sınırında yanabilme limitinin ötesine geçmektedir. Bu genel olarak zayıf karışım, düşük sıcaklıkta yanma ile karakterize olmaktadır. Önkarişimli-yanma alevi, yeni oluşmakta olan yakıt-hava karışımına ulaştığında, bu, bir hızlı sıkıştırma makinesinin içindeki yanmanın yüksek hızlı videosunda da görülebileceği üzere difüzyon-yanma fazına önayak olur [4]. Alev, yanma için gerekli HYO, sıcaklık ve basınç gereksinimlerinin sağlandığı yerde stabilize olur: bu yüzden de difüzyon-yanma fazı aynı zamanda karışım-kontrollü yanma diye de isimlendirilir. Bu fazda önkarişimli-yanma nedeniyle silindir-içi sıcaklıklar yüksektir ve yanmakta olan karışımlar yakın-stokiyometrik HYO'ler ile karakterize edilir. Bu faz, enjeksiyon bitimine kadar devam eder. Bu gerçeklere dayanarak, yakıt spreyi ve spray içindeki HYO dağılımının bir gösterimi Şekil 1.1'de sunulmuştur.



Şekil 1.1: Geleneksel dizel karışması ve yanma karakteristikleri.

Önkarışıklı yanma, Yüksek Isı Yayılması veya oto-tutuşma gecikmesi sırasında enjekte edilen yakıtın yanmasının bir sonucu olan basınç değişimi ile karakterize edilir. Şekil 1.2’de geleneksel dizel yanması sırasında sağlanan silindir-içi basıncı ve ısı yayılımını takip eden elde edilen basınç değişme oranının şekli görülmektedir ki yanma sırasında iki fazın varlığına işaret etmektedir.

Bir hafif yükleme durumu da yakıtın enjekte edilmesi, buharlaşması, tam önkarışmış dolgu yanmasına neden olan oto-tutuşmadan önce hava ile karışmasının tümündeki basınç oranının değişimini göstermek için tanımlanmıştır. Bu gösterim basınç oranının değişimine dayanarak difüzyon yanması olup olmadığına karar vermedeki güçlükleri açıkça ortaya koyamamaktadır. Başka bir deyişle, tüm yakıt oto-tutuşmadan önce enjekte edilse bile, yanmanın tam-önkarışmış doğada olacağının garantisi yoktur. Yakıt enjekte edildiğinde, difüzyon yanmasının olmayacağını kesin olması için, yakıtın tümü buharlaşmalı ve havayla karışmalıdır [5].



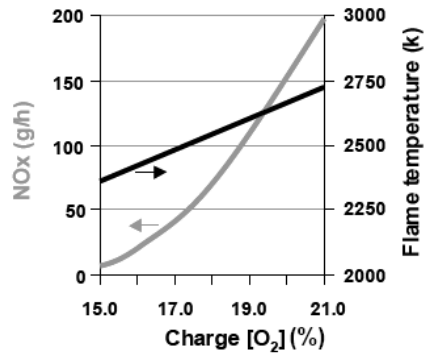
Şekil 1.2: Geleneksel dizel yanmasının özeti .

Tablo 1.1'deki HC, CO, NO_x ve PM emisyonları izin verilen emisyonlardır. Ana oluşum mekanizmaları Heywood [3,b] tarafından açıklanmıştır ve Şekil 1.2'de gösterilen karışma ve alev sıcaklığı karakteristiklerine bağlıdır. Geleneksel bir dizel motorunda HC emisyonlarının oluşması için iki yol vardır. Birincisi hava-yakıt karışımının tutuşma veya ilerlemekte olan bir alevi destekleme için fazla zayıf olması (over-leaning); ikincisi ise hava-yakıt karışımının tutuşma veya ilerlemekte olan bir alevi destekleme için fazla zengin olmasıdır (under-mixing). Homojen karışımların yaygın olduğu benzin motorlarında, HC emisyonlarının silindir duvarı civarında alevi söndürecek daha düşük sıcaklıklar, karışımı tutan girintiler (crevices) ve sıkıştırma ve genişleme periyotları sırasında yakıtın yağ tarafından emilmesi veya emilen yakıtın geri verilmesi gibi başka kaynakları da vardır. CO emisyonları yanmanın HYO'nın stokiyometrik veya daha düşük olduğu yerlerde, oksijen yetersizliğinden ötürü oluşmaktadır[6].

Bu durum geleneksel dizel motorlarında bir sorun teşkil etmemektedir, zira en kötü durumlarda dahi alev stokiyometrik üzeri HYO'lerde sabitleştirilmiş olmaktadır.

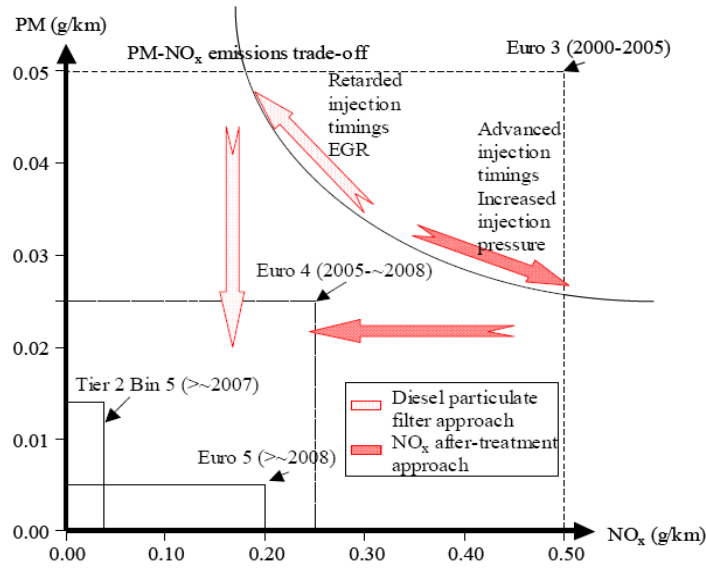
PM emisyonları yakıt açısından zengin dizel yakıt spreyinin sıvı çekirdeğinde, 1000 ve 2800 K sıcaklığındaki alev bölgelerinde oluşmaktadır. Yanmış sıcak gaz ile çevrili yakıtın ısıl bozunumuyla PM oluşur. Bundan sonra PM oksijen ile yanar ve aleve sarı bir renk verir. Mamafih, daha küçük bir miktar büyür ve egzozdan gözle görülür duman olarak çıkan PM emisyonu oluşturmak üzere toplanır. Difüzyon-yanma fazı PM emisyonlarının ana kaynağıdır zira önkarışmış yanmadaki yüksek karışma seviyeleri, bu fazı PM oluşturmak için fazla zayıf kılar. Mamafih, şayet difüzyon-yanma fazındaki sıcaklık yeterince yüksek ise PM oksidasyonuna neden olacak ve toplam emisyonu azaltacaktır. İleriki bölümlerde PM emisyonları is veya duman emisyonları olarak da adlandırılacaktır.

Nitrojen oksit ve nitrojen dioksit'i içeren NOx emisyonları yüksek sıcaklıklarda üretilir. Bu durumlara yüksek basınç ve sıcaklık altındaki yakın-stokiyometrik karışımlarda ulaşılır. 700 K üzerindeki alevler ve NOx oluşum oranları arasında doğrudan bir ilişki ortaya konmuştur. Bu durumlarla difüzyon yanması sırasında, alev sıcaklıkları, önkarişmiş-yanma fazı tarafından artırılıp stokiyometrik olmak için fazla zayıf yakıt-hava karışımı bölgelerinde karşılaşmaktadır. Önkarişimli yanmada sıcaklıklar daha düşük ve karışım daha iyi teşkil edilmiş olduğu için NOx emisyonlarına fazla katkıda bulunmamaktadır. Heywood tarafından açıklanan genişletilmiş Zeldovich mekanizması NOx emisyonları için çok kullanılan bir HAD modelidir [3,b]. Bu model, Şekil 1.3'de görüldüğü gibi, Nakayama vd. tarafından adyabatik alev sıcaklığı ve bununla alakalı NOx emisyonlarını göstermek için kullanılmıştır [7]. Burada NOx emisyonları ve alev sıcaklığı arasında kuvvetli bir bağ olduğu görülmektedir.



Şekil 1.3: Zeldovich mekanizması kullanılarak sıcaklığın NOx emisyonlarına etkisi.

Günümüzde NOx ve PM emisyonları ile başa çıkmak için iki yaklaşım mevcuttur: biri NOx için yanma sonrası işlem, diğeri ise PM için, Knecht [8], Lejeune vd. [9], Wuensche vd. [10] veya Henein vd. [11] tarafından açıklanan, parçacıklı filtre kullanımıdır. Yaklaşım, belli bir motor için, maliyet, teknoloji gelişkinliği ve dayanıklılık göz önünde bulundurulmak üzere düşük PM ve düşük NOx'in uygun son-işlem kapasitelerinin optimizasyonu ile belirlenir. Şekil 1.4'te Euro 4 için, Euro 3 şartlarını sağlayan bir motorun tipik PM'ye karşı NOx trade-off (ödünleşme) eğrisi görülmektedir. Euro 5 ve Tier 2 Bin emisyonları da şekilde görülmektedir [8].



Şekil 1.4: PM ve NOx hedeflerine ulaşma yaklaşımları.

NOx yanma sonrası-işlem yaklaşımı PM emisyonlarını, NOx motor dışı emisyonlarını zayıf bir NOx kapanı veya seçici katalitik azaltma sistemi ile minimize etmektedir. PM emisyonlarını minimize etme yöntemlerinden biri enjeksiyon zamanını geliştirerek büyük ölçüde difüzyon-yanması elde etmektir. Bu, PM oluşumu için ideal koşulları oluştursa da, oksidasyonu artıran sıcaklık silindir-içi ortamda kalmaktadır. Diğer metot ise enjeksiyon basıncının artırılması ile karışmayı artırmadan ibarettir. Her iki durumun da kötü yanı NOx oluşumunu arttırmalarıdır. Bu yaklaşım, enjeksiyon zamanlamasını geliştirmek veya enjeksiyon basıncını artırmak yoluyla daha çabuk bir yanma temin ederek yakıt tasarrufu sağlasa da, yine de, NOx yanma sonrası-işlemi hala başlangıç aşamasındadır. Dizel için parçacıklı filtresi yaklaşımı, Gill vd. [12] ve Kidoguchi vd. [13] tarafından ayrıntılı şekilde açıklandığı kadarıyla, NOx emisyonlarını yanma alevi sıcaklıklarını enjeksiyon süresini kısaltarak düşürür. Yazarlar aynı zamanda yanma sırasındaki sıcaklık artışını sınırlayan bir ısı kuyusu (kapanı) [heat sink] görevi gören EGGÇ'yi kullanarak NOx emisyonlarında azalma elde etmişlerdir. Motor-çıkışı PM emisyonları düşük silindir-içi sıcaklıkları nedeniyle yanma süreci sırasında ve sonrasında sınırlanan oksidasyon süreci nedeniyle artmıştır. Bir dizel parçacıklı filtresi, PM emisyonlarını yakalayıp yakmak için egzoz boyunca yerleştirilmektedir. Şu anki gelişmişlik ve üretim durumunda parçacıklı dizel filtreleri PM emisyonlarını düşürme anlamında verimlidir.

Şekil 1.4'te görüldüğü üzere hafif-hibrit güç uygulamaları ortaya çıkmaya başlasa da, ilerdeki emisyon hedeflerine ulaşmak için fazladan, motor-çıkışı emisyonlarının azaltılması ve yanma sonrası-işlem uygulamaları gerekmektedir. Motor-dışı NOx ve PM emisyonları dizel motoru ve son-işlem (after-treatment) geliştiricilerinin özellikle de dizel-motor geliştiricilerinin son-işlem masraflarını azaltmak ve dizel motorunun maliyet rekabetine devam etmek için önceliği haline gelmiştir.

Dizel motorların gelişiminde enjeksiyon sistemini gelişimi önemli rol oynamaktadır. Bu gelişim sayesinde atomizasyon artmış hava yakıt karışımları iyileşmiş daha kontrollü yanma sağlanmış emisyonlar düşürülmüştür. Atomizasyonu etkileyen en önemli faktörlerden spreyl olayı Soruşbay ve arkadaşları tarafından incelenmiş ve HAD ile deney sonuçlarının uyum içinde olduğu, dolayısıyla HAD çalışmalarının spreyl davranışının modellenmesinde kullanılabilirliği gösterilmiştir [14].

Hava yakıt etkileşimini arttırma girişimleri lüle (nozzle) çaplarını küçültmüş bu sayede hava yakıt karışımları iyileşmiş ve sonucunda daha küçük parçacıklar hava ile yakıtın daha hızlı karışmasını sağlamıştır. Lüle çaplarının küçülmesi nedeniyle yaşanan yakıt debi sorunları ise enjektör delik sayısının arttırılması ile giderilmiştir. Enjeksiyon basınçları ise sabit şekilde artmakta ve bu artış 3 şekilde etki etmektedir. İlk olarak küçülen delik çapları nedeniyle azalan yakıt debileri artan enjeksiyon basınçları sebebiyle dengelenmektedir. İkinci olarak oto-tutuşma öncesi püskürtülen yakıt miktarı artmış hava yakıt etkileşimi artmış bu sayede is seviyeleri azalmıştır. Son olarak emilen hava miktarları arttırılmış ve sonucunda artan hava yakıt etkileşimi is miktarını düşürmüştür. Ancak artan enjeksiyon basınçları sonucunda oluşan kavitasyonu engellemek için konik delik profilleri ve yuvarlatılmış giriş kanalları tasarlanmıştır. Bu gelişim süreci Bae ve Kang'ın 2000 yılı ve öncesinde araştırmalarından elde ettikleri verilerde rahatlıkla görülebilir [15].

Bae ve Kang, beş delikli enjektörü 2 yıl sonra ise 6 delikli enjektörü farklı enjektörlerde, çeşitli konik delikli profiller için incelemişlerdir. Yakıt tüketimi ve emisyondaki düşüşler ile hızlı yanıt süresi arasındaki ilişkiler selonoid, yüksek basınçlı enjektörler, piezoelektrik enjektörler için Takeuchi ve Tayoa tarafından incelenmiştir [16]. Bu gelişmeler enjeksiyon işlemini daha etkili kontrol edebilmeyi ve dolayısıyla çoklu enjeksiyonlu yanma yapabilmeyi sağlamıştır. Günümüzde bir çevrim sırasında çoklu kombinasyonlar uygulanabilmektedir. Bunlar sırasıyla ön püskürtme, ön püskürtme öncesi, ana, bölünmüş-ana, ardıl, uzak-ardıl olarak sıralanabilir. Birçok kontrol sistemi açık-devre olarak tasarlanmaktadır. Bunun anlamı motordaki birçok sistemin daha önceden değişik koşullar için programlanmasıdır. Ancak günümüzde gelişmiş kapalı-devre kontrol sistemleri de tercih edilmektedir. Bu sistemlerin çalışma koşulları önceden belirlenmiş ancak sistemin yanıtına göre değişen cevaplar da üretebilmektedirler. Bu konuda Nakayama ve arkadaşları çalışmalarını oksijen konsantrasyonunun kontrolü ve buna bağlı olarak NO_x emisyonunun motorun zamana bağlı yanıtı sırasında kontrolü üzerinde yapmışlardır [7]. Olson ve arkadaşları [17] kapalı devre kontrol sistemi kullanarak yanmanın başlangıç açısının (ÜÖN'ye göre) kontrolü ve buna bağlı olarak yakıt tüketiminin azaltılması üzerinde yoğunlaşmışlardır.Ön enjeksiyonu yanma gürültüsünü azaltmaktadır ancak is emisyonunun arttığı 2000 yılında Lejenue ve arkadaşları tarafından gösterilmiştir [18]. Gürültü sıkıştırma evresinde küçük bir miktar yakıt püskürtülerek baskılanır bunun sonucunda bu yakıt ana enjeksiyon öncesi yanarak silindir içi basıncı ve sıcaklığı artırır. Ancak ön enjeksiyon otutuşma gecikmesini azaltmasının yanında ön karışım evresini de kısaltmaktadır. Pilot enjeksiyonu ana enjeksiyon sırasında giren yakıtın yanmaya başlamasıyla oluşan ani basınç değişimini azaltarak gürültünün azalmasını da sağlamaktadır. İs emisyonunu arttırmasına rağmen ön enjeksiyon kabul edilebilir seviyelerde istenmeyen etkilere sahiptir. Trueba ve arkadaşları ana yanma için ön ve ana enjeksiyon zamanlamalarının doğruluğu ve gerekliliği üzerine çalışmışlardır [19]. Eğer pilot enjeksiyonu nedeniyle başlayan yanma devam ederken yada püskürtülen yakıt tamamıyla yandığında ana enjeksiyon başlarsa artmış basınç ve sıcaklık nedeniyle ana yanma takip eden bir şekilde başlar. Bu süregelen yanma aşaması ani basınç ve sıcaklık artışını baskılayacağından gürültü ve No_x emisyonunu azaltır. Eğer ön enjeksiyon çok erken başlarsa yakıt tüketimi ve HC emisyonları ciddi oranda artar. Yanmamış yakıt ön karışım fazını ve dolayısıyla NO_x emisyonlarını artırır.

Ardıl enjeksiyon ana enjeksiyon sonrasında PM emisyonlarını düşürme amaçlı yapılmaktadır. Ancak NOx emisyonu üzerinde sınırlı etkisi olmaktadır [20]. Geç enjeksiyonun ana amacı yanmayı tekrar aktive ederek PM oksidasyonunu arttırmak ve yakıt tüketiminde fayda sağlamaktır. Gill ve arkadaşları ana enjeksiyon geciktirildiğinde NOx emisyonu ve gürültü azalırken yakıt tüketiminin, PM ve HC emisyonlarının arttığını göstermiştir [12].

Beatrice ve arkadaşları ana enjeksiyonla kombine edilmiş ön enjeksiyonlu durumu kombine edilmiş ana enjeksiyonla bölünmüş-ana enjeksiyonlu durumla karşılaştırmıştır [21]. Bölünmüş enjeksiyon yaklaşımında NOx ve PM düşerken yakıt miktarında ciddi bir artış olmadığı görülmüştür. Bölünmüş enjeksiyon hava kullanımı ve yanmanın gecikmiş bölümünün kullanımını ardıl enjeksiyonun etkilediği şekilde iyileştirirken is oksidasyonunu artırır. Brooks ve arkadaşları ön enjeksiyonu ve bölünmüş-ana enjeksiyonun NOx ve is emisyonlarını düşürme potansiyeli olduğunu bulmuşlar ancak yakıt tüketiminin enjeksiyonun ve yanmanın ÜÖN'ye göre göreceli durumları ile sıkı ilişki içinde olduğunu belirtmişlerdir [22].

Chmela ve Riediger bölünmüş-ana enjeksiyonlu yanmada alev sıcaklığı üzerinde çalışmış yükselen ortalama alev sıcaklıklarının is oksidasyonunu arttırdığını göstermiştir [23]. Farklı enjeksiyon stratejilerinin etkileri ise Ricaud ve Lavoisier [24], Soruşbay ve arkadaşları tarafından incelenmiştir [25]. Çoklu enjeksiyon ise Groenendijk ve Müller [26], tarafından incelenmiş yakıt tüketimi ve gürültüde azalmalar, is, HC, CO emisyonlarında %50 nin üzerinde düşüşler sabit NOx emisyonu koşullarında gözlemlenmiştir.

Takeda vd. [27], Yanagihara [28], Yokota vd. [29], Kawashima vd. [30], Iwabuchi vd. [31], ve Gatellier, Walter [32] tarafından son on beş yıldır dizel yanması konusunda yapılan araştırmalar, yeni bir dizel çevrimli motor için atılmış devrim niteliğinde adımlar sayılmaktadır. Bu yeni çevrim, benzin motorlarında homojen yanmadan kademeli yanmaya, dizel motorlarında ise ters yönde kademeli yanmadan homojen yüklemeli yanmaya (HYY) geçişi ifade ediyor. Bu çevrim, dizel motorlarındaki NOx emisyonlarının ve partikül maddelerin eşzamanlı olarak azaltılmasına, dolayısıyla dizel motorlarının bakım gereksinimi olmadan (yada çok az bakım ile) daha yaygın bir şekilde kullanılmasına imkan verir. Bu kavram ilk olarak benzinli araçlar için yanma stabilitesinin artırılması için 1979 yılında Onishi ve arkadaşları [33], 1983 yılında ise Najt ve arkadaşları [34] tarafından enerji salınımındaki ani değişimleri azaltmak için geliştirilmiştir. Termodinamik olarak HYY ideale en yakın en verimli sabit hacimli Otto çevrimi olarak Beatrice ve arkadaşları tarafından gözlemlenmiştir [21]. Bu sonuçlara oldukça hızlı yanma sayesinde erişilebilir ve teori bu sonuçlar önünde genel olarak bir engel bulunmadığını söylemektedir. Hultqvist ve arkadaşları ise bunu kabul etmekle birlikte yanma sırasında ısı salınımı ve maksimum basıncın sınırlanabilmesinin sadece seyreltik karışımlar için geçerli olduğunu bildirmişlerdir [35].

HYY uygulamaları genel olarak dizel ve benzinli motorların çalışma karakteristiklerinden yararlanır. Benzinli uygulamalarda homojen karışımlar için erken enjeksiyon pompalama kayıplarının sınırlandırılması için kullanılır. Oakley ve arkadaşları kontrollü oto-tutuşma veya HYY'ı benzinli motorda kullanarak 80:1 HYO elde etmişlerdir [36]. Bu yöntemde homojenlik için yüksek karışma oranları garanti edilmiş ve bunun sonucunda yüksek HYO düşük yanma sıcaklıkları ve bunun sonucunda düşük NOx emisyon seviyeleri gözlemlenmiştir.

Dizel motorlarda HYY kullanımında motor genelinde yanma görülmüş ve alev yayılımı minimize edilmiştir. Oto-tutuşma ise arttırılmış hava giriş sıcaklıkları yada valf zamanlarıyla oynayarak artık gaz miktarını dolayısıyla sıkıştırma oranını arttırma ile elde edilebilir. Dizel motorlarda HYY'ın genel amacı NO_x ve is emisyonlarını düşürmektir. Dizel yakıtın uzun zincir yapısı ve benzinden 100 santigrat derece daha yüksek kaynama noktası dizelin buharlaşmasını zorlaştırmakta ve erken yanmaya neden olabilmektedir. HYY için en uygun yakıtı bulma çalışmaları ise Thring [37], Ryan III [38], Ryan III ve Matheus [39], Shudo ve Ono tarafından yapılmıştır [40]. Bu çalışmalar sonucunda genel kanı ise Yüksek Oktan Sayılı Araştırma (YOS) ve düşük setan sayılı yüksek Hidrojen/Karbon oranına sahip düşük kaynama noktalı yüksek oto-tutuşma sıcaklığı ve basıncına sahip yakıtlar olarak belirtilmiştir. Ryan III dizel ve benzin harmanlarını test etmiştir. Bu harmanın avantajları arasında benzin kısmının yakıtın vuruntu karşısındaki direncini arttırması, oto-tutuşmayı geciktirmesi, karışımı ve buharlaşmayı arttırması olarak sayılabilir. Bu sayede HYY için gerekli yüksek sıkıştırma oranlarına veya yüksek motor giriş sıcaklıklarına ihtiyaç kalmamaktadır.

Günümüzde HYY dizel motorlar üzerindeki çalışmalar artan emisyon kısıtlamaları ve dizel motor teknolojilerindeki gelişmeler sebebiyle artmaktadır. Bu gelişmeler soğutulmuş EGG, geniş aralıklı ve yüksek basınçlı enjeksiyon sistemleri, değiştirilebilir swirl (girdap) seviyeleri soğuk çalıştırma teknolojileri olarak sıralanabilir. Bu gelişmeler düşük buharlaşma seviyeleri ve erken oto-tutuşma problemlerini çözmede kullanılmaktadır. Düşük emisyon seviyeleri için iki yaklaşım bulunmaktadır. Bunlardan ilki erken enjeksiyondur ve tutuşma için en uygun karışımı elde etmek için kullanılır ve HYY olarak tanımlanır. İkinci olarak geç enjeksiyon söylenebilir. Geç enjeksiyon hava yakıt karışımını iyileştirmek ve oto-tutuşma için uygun şartlar elde etmek için kullanılır ve KÖYY (PPCI-Partially Premixed Compression Ignition) olarak adlandırılır. Seyreltme kontrollü yanma stratejisi (SKYS) EGG ile kullanıldığında yanma verimi oldukça düşmektedir. Bu nedenle uygun çözüm olarak görülmemiştir.

HYH dizel motorlarda homojen yükleme yanmanın kullanılan ilk tipidir. Bu durumda homojen karışımly yakıt elde edilir ve yanma sıkıştırma sonucunda başlar. Bu durumda difüzyon yanması yoktur ve bu sayede benzinli motorlara yakın NO_x ve is seviyeleri elde edilir. Alev sıcaklığının düşmesi sayesinde ihmal edilebilecek is seviyesi ve oldukça düşük NO_x seviyesi elde edilir. Enjeksiyon zamanlaması ve HYO özellikle yükün arttığı işletme koşullarında oldukça dar bir bölgede sınırlıdır. HYH operasyonlarında iki yanma aşaması bulunmaktadır ve bu, Kong ve arkadaşları [41], Groenendijk ve Müller [26] tarafından tanımlanmıştır. İlk aşama soğuk yanma olarak adlandırılır ve bu aşamada düşük sıcaklık oksidasyonu meydana gelir. Bu aşamada yüksek sıcaklık oksidasyonu olarak tanımlanan ana yanmayı tetikleyecek aktif radikaller ortaya çıkar. Özel koşullar dışında İso-Oktan yakıtlarda soğuk yanma aşaması gözlemlenememektedir. Yüksek HYO seviyelerinde soğuk yanma ana yanma aşamasını başlatacak sıcaklığı ve basıncı yaratmak için kullanılır. EGG ise büyük yükler altında ve stokiometrik karışıma yakın durumlarda oksijen miktarını azaltarak yanma işlemini kontrol etmekte kullanılır. HYH operasyonlarında iki ana zorluk bulunmaktadır. Bunlardan ilki yanmanın başlangıcının kontrolüdür. Klasik dizel motorlarda yanmanın başlangıcı ya da reaksiyonun başlangıcı (YB veya RB) genel olarak silindir içi basıncın ve sıcaklığın bir fonksiyonu olup enjeksiyonla ve yerel HYO yakından ilişkilidir [3,c].

KÖYY operasyonunun amacı, HYH operasyonunda olduğu gibi, homojen karışım elde edip bununla birlikte NO_x ve is emisyonlarını azaltmaktır. HYH operasyonu ile arasındaki temel fark, bir karışımın olmasıdır. Geç pskrtmelerde, erken püskürtme zamanlarına göre yüksek EGG oranlarıyla beraber bu püskürmenin başından sonuna kadar gerçekleştirilebilir.

Her ne kadar daha önce özetlenmiş olan araştırmalarda deneysel metotların yanında kısmen HAD yöntemleri kullanılmışsa da bu kısımda ağırlıklı olarak HAD tekniğı kullanılarak yapılan çalışmalar özetlenmiştir. Kong vd., 2440 cc hacminde, 16.1 sıkıştırma oranına sahip tek silindirli bir motorda (Caterpillar 3400 Serisi SCOTE) HYH tipi yanma için çalışma koşullarının etkileri deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir [42].

Çalışmada tasarım parametreleri şu şekildedir: Enjeksiyon basıncı 500-900 bar, hava/yakıt oranı (HYO) : 50-60, püskürtme zamanlaması (tek ya da kademeli püskürtme) 131-44 °KA ÜÖNö, motor devri 700-1500 dev/dak. Bu çalışmada bu parametrelerin, silindir içi basınca (Silindir içi basınç / SİB), ısı oluşum hızına (Isı Salınım Hızı / ISH), yanma ve tutuşma sürelerine etkilerine bakılmıştır. Motor devrinin yanma ve tutuşma süresine az bir etkisi olduğu tespit edilmiştir. İmren vd., püskürtme parametrelerinin motor performansı, NOx ve is emisyonları üzerindeki etkilerini sayısal olarak KIVA-3V kodu yardımıyla incelemişler ve Ford Ecotorq NHDD dizel motorunun deneysel sonuçları ile karşılaştırmışlardır [43]. Bu çalışmada püskürtme parametreleri değişiminin hava yakıt karışımı, yanma, NOx ve is emisyonları üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Kimyasal reaksiyonun modellenmesi aşamasında 279 reaksiyon basamağı ve 68 kimyasal bileşen tanımlanmıştır. Yakıt olarak %30 toluene ve %70 heptan karışımı kullanılmıştır. Bu yanma modeli değişik çalışma koşulları yük ve motor hızları için test edilmiş doğrulamanın ardından farklı püskürtme stratejileri için sonuçlar elde edilmiştir. Püskürtme zamanı ve püskürtme miktarının motor performansı ve emisyonlar üzerinde çok etkili olduğu gözlemlenmiştir. Yokota vd., 2147 cc hacminde, 900 bar enjeksiyon basıncına ve 18:1 sıkıştırma oranına sahip tek silindirli bir dizel motorda kademeli yakıt püskürtmesinin etkilerini incelemişlerdir [29].Tasarım parametreleri şunlardır: enjektördeki delik sayısı 6-30, püskürtme açısı 55-155, püskürtme zamanlaması 5-20 °KA ÜÖNö. Çalışmada fren özgül yakıt tüketimi (Fren Spesifik Yakıt Tüketimi - FSYT), ISH ve yanma alevi incelenmiştir.

Çok kademeli püskürtmeler, geleneksel püskürtme zamanlamaları kullanıldığında, ön ve ana püskürtmelere göre daha kötü sonuçlar vermiştir. Yine bu çalışmada, çok kademeli püskürtmeler, daha geç olan püskürtme zamanlamalarında, HC ve CO emisyonları açısından daha kötü sonuçlar vermesine karşın, NOx emisyonları, yakıt tüketimi ve is açısından daha iyi sonuçlar vermiştir. Erken çoklu püskürtme durumlarında ise daha düşük seviyede ISH sonucunu doğurmuş ve 30 delikli enjektörden faydalanma imkanını sağlamıştır.

Gatellier ve Walter [32], Ranini vd. [44], 416 cc hacminde, 1350 bar enjeksiyon basıncında 100° püskürtme açısında, çok kademeli püskürtme yapan enjektöre sahip bir dizel motorunda, püskürtme açısı ve piston geometrisinin çalışma koşullarına etkisini incelemişlerdir. Tasarım değişkenleri olarak sıkıştırma oranı 14:1 - 18:1, motor devri 1500 – 2500 dev/dak, ortalama efektif basınç 2 – 8 bar alınmıştır. Tipik iki kademeli HYY yanması gerçekleştirilmiştir. Yoğuşma durumlarından sakınmak için emisyon gazı yeniden çevrimi soğutmasında 90°C 'ın altına inilmemiştir. 1500 dev/dak motor hızında, daha ileri püskürtme zamanlarında ve yüksek sıkıştırma oranlarında, erken tutuşma nedeniyle özgül yakıt tüketimi açısından, kötü sonuçlar doğurmuştur ve negatif işe neden olmuştur. Yanmayı geciktirmek için daha düşük EGG oranı ile daha düşük sıkıştırma oranına gereksinim vardır. Çalışmada düşük devirlerin daha düşük NO_x ve partikül madde oluşumuna, buna rağmen daha yüksek oranda HC ve CO emisyonlarına neden olduğu görülmüştür. 2500 dev/dak motor hızındaki sonuçlar, arttırılan hızın erken püskürtme zamanlarında faydalı olduğu görülmüştür; çünkü, ÜÖN varış süresinin kısa oluşu oto-tutuşmayı geciktirmektedir. Bu durumda HC ve CO emisyonlarında iyileşme görülmüştür.

Husberg ve arkadaşları, Volvo Powertrain D12C tipi motorunun geometrisi temelindeki tek silindirli bir ağır hizmet araştırma motoru üzerinde yürüttükleri optik deneyler ve HAD modellemesi arasında yaptıkları karşılaştırmalar sonucunda HAD modellemelerinin ağır hizmet dizel motorları için gelecekteki muhtemel standartlar olacak uzun tutuşma gecikmesi ve düşük sıcaklıkta yanma ile beraber yeni tip çok çok az emisyonlu yanma kavramının anlaşılmasında deneye nispeten zaman ve ekonomi tasarrufu sunarak elverişli bir araç olarak kullanılabilirliğini göstermişlerdir [45].

Reveille ve arkadaşları, IFP-C3D HAD kodu ile dizel motoru simülasyonları için geliştirilmiş püskürtme, oto-tutuşma, yanma ve sıvı film modellemesinin en son gelişmelerini uygulamışlardır. Cidar-film modelini içermeyen HAD sonuçları ve deneysel sonuçların 70° püskürtme açısı için benzer olduklarını göstermiştir [46].

Singh ve arkadaşları, seviye ayarlama metodu temelli alev gelişim modelinin KIVA3V HAD koduna uygulanmasıyla çift yakıtlı (doğal gaz+dizel yakıtı) motor modelini incelemişler ve farklı, motor yüklerinde, pilot enjeksiyon zamanlaması başlangıcında ve emme şartlarında yanma ve emisyonların düşük pilot miktarları için deneylerle tutarlı sonuçlar verdiğini göstermişlerdir [47].

Kung ve arkadaşları HYY benzeri şartlar altında çalıştırılan bir motor için zamana bağlı 3B HAD simülasyonu gerçekleştirmişler ve CO, yanmamış hidro-karbon (UHC) ve NO_x emisyonları için elde ettikleri HAD sonuçlarının (OYF: Olasılık Yoğunluk Fonksiyonu) metodu ile deney sonuçları ile tutarlı olduğunu göstermişlerdir [48].

Colliou ve arkadaşları, tek silindirli bir ağır iş motorunda yüksek ön karışımli yanma (YÖY) şartlarında, CO, HC emisyonları, yakıt tüketimi ve yanma gürültüsünü farklı piston çanağı tasarımları ve püskürtme açılarına göre incelemişlerdir [49]. Yaptıkları HAD hesaplamaları NADITM (Dar açılı doğrudan enjeksiyon) yanma odası performansının standart dizel motora göre daha yüksek sıkıştırma oranıyla, yüksek FOEB (>%50 yük) için %1~2 yakıt sarfiyatı artışına rağmen daha düşük is ile sağladığını ve CO ile HC emisyonlarının standart dizelde bir miktar daha fazla olmakla birlikte EUROV sınırlamalarının altında olduğunu göstermiştir.

Payri ve arkadaşları, 3 farklı yanma odasına ait HAD hesaplamalarını LDH (Lazer-Dopler Hızölçer) ölçümleri ile karşılaştırmışlar ve 3B HAD modelinin sıkıştırma zamanında ÜÖN civarında oldukça doğru sonuçlar verdiğini göstermişlerdir ki bu esnada akış ve türbülans hızları üzerinde squish etkisi oldukça fazladır [50].

Lechner ve arkadaşları, NADI için uygun enjektörlerinin KÖYY (kısmi ön karışımli yüklemeli yanma) motor için piston çanağı dışına püskürtme sonucu cidar yoğunlaşmasından kaçınmaya yönelik geliştirilmiş püskürtme zamanlaması potansiyelini incelemişlerdir [51].

Bu araştırmada üç farklı püskürtme açısına sahip enjektör (115, 80 ve 60°) kullanılmış ve yakıtın %50'si pilot püskürtmesiyle verilmiş, ana püskürtme ÜÖN'dan 2° önce gerçekleştirilmiştir. HAD sonuçları 60 derecelik püskürtme açısında partikül madde (PM) miktarındaki artış göstermiş, bu ise yakıt debisinin düşüklüğüne bağlanmıştır. Ayrıca düşük debili enjektör delikleri spray nufuzunu azaltmış bu da yakıt-cidar etkileşimini azaltmıştır.

1.2 Tezin Amacı

Bu tez kapsamında çevresel nedenler ve yakıt ekonomisi nedeniyle hergün yeni yanma, püskürtme teknolojileri ve stratejileri geliştirmekte olan otomotiv sanayinin ciddi umut bağladığı HYY motorların literatürde de yeni yeni yer bulan HAD analizleri ve motor parametrelerinin optimizasyonu gerçekleştirilerek yeni parametrelerle iyileştirilen motorun performansı ve emisyon seviyeleri konvansiyonel motorla karşılaştırılacaktır. Ayrıca bu çalışma kapsamında 3B analizler gözönüne alınarak optimizasyon yapmak işlemci süresi açısından günümüz olanaklarıyla mümkün görünmemektedir. Bu nedenle optimizasyona kaynaklık etmesi amacıyla bir boyutlu termodinamik analizler gerçekleştirilecek ve bu analizler 3 boyutlu analizin parametrelerinin belirlenmesinde kaynaklık edecektir. Sonuç olarak elde edilen değerler yorumlanacak ve HYY motorların performansı karakteristiği ve bunları etkileyen parametreler değerlendirilecektir.

1.2 Tezin Kapsamı

Tez kapsamında ikinci bölümde motor ön tasarım yazılımı olan GT-Power kullanılarak gerçekleştirilen bir boyutlu motor analizleri ve sonuçları aktarılacaktır.. Bu aşamada elde edilen sonuçlar 3 boyutlu analizlere ve optimizasyona kaynaklık edecektir. Üçüncü bölümde ise geometri üzerindeki düzeltilen hatalar ve geometrinin analize hazırlanması anlatılacak ardından soğuk akış olarak adlandırılan yanma ve püskürtme aşamalarını içermeyen üç boyutlu analiz aktarılacaktır. Sırasıyla dördüncü bölümde püskürtme analizlerine yol gösterecek bir boyutlu analiz ve optimizasyon anlatılacak beşinci bölümde ise püskürtmede kullanılan Lagrange modeli ve analizleri incelenecektir. Altıncı bölümde ise püskürtme aşaması sonrası yanma için hazır olan analizin ECFM-3Z ile gerçekleştirilen analizleri ve sonuçları aktarılacaktır.

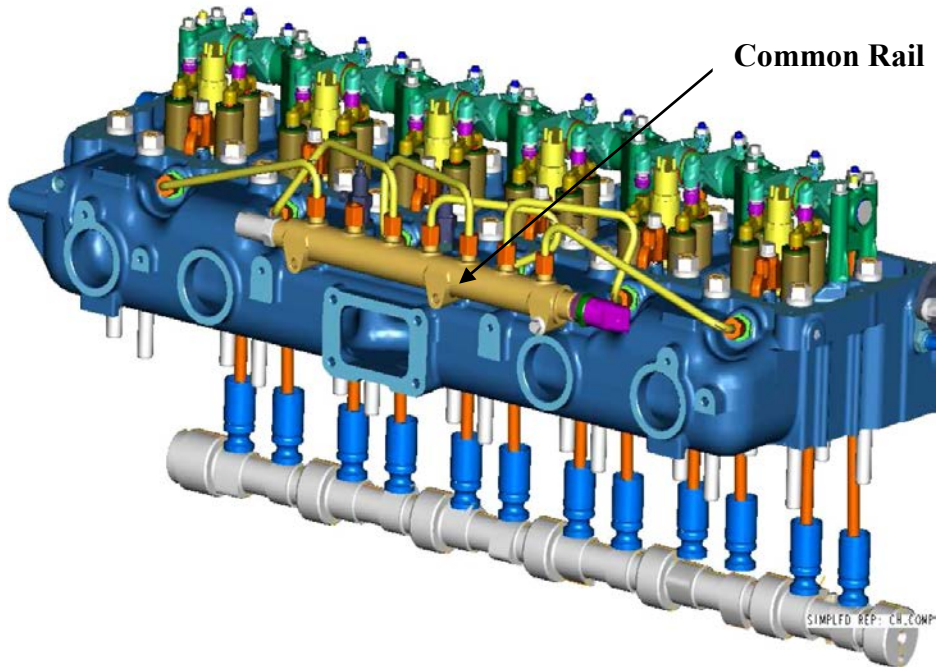
2. BİR BOYUTLU TERMODİNAMİK MODELLEME

Sıkıştırma ateşlemeli (dizel) motorlardaki teknolojik gelişmelere rağmen, halen bir takım eksiklikler bulunmaktadır. Dizel motorları, yüksek sıkıştırma oranı ve şarj dolgusunu herhangi bir kısılma olmadan alabilmesi sayesinde yüksek termik verime sahiptir. Fakat, dizel motorlarında NO_x ve is emisyonları zıt eğilim karakteristiği nedeni ile eş zamanlı olarak azaltılamamaktadır. Dizel motorlar için NO_x emisyonlarını azaltmak üzere geliştirilen katalizör sistemleri ucuz ve pratik olarak uygulanamamaktadır. Buji ile ateşlemeli motorlarda oluşan vuruntu sebebiyle sıkıştırma oranının çok fazla artırılmaması ve farklı motor yüklerini kontrol etmek için emme dolgusunun silindirlere kısılarak alınması neticesinde dizel motorlara göre termik verimleri düşük kalmaktadır. Egzoz sonrası emisyon kontrolünde, üç yollu katalitik dönüştürücüler sayesinde oldukça düşük egzoz emisyonları elde edilebilmektedir. Fakat stokiometrik yakıt/hava karışımlarına yakın çalışma aralığı ile bu uygulama yeni geliştirilen farklı motor tiplerine karşı sınırlı kalabilmektedir. Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli motorlar (HCCI), konvansiyonel buji ile ateşlemeli ve sıkıştırma ile ateşlemeli motorların ortak avantajlarını barındırmaktadır. Yüksek termik verim ve düşük egzoz emisyonlarını karşılayabilecek potansiyele sahip yeni bir kavram olarak gelecek vaat etmektedirler. Bir dizel ya da buji ile ateşlemeli motor üzerinde değişikliğe gidilerek HCCI motoruna dönüşüm sağlanabilmektedir. HCCI yanması, fakir ve homojen yakıt/hava dolgusunun kendi kendine tutuşması ile başlamaktadır. Uzun yıllardır termo-kinetik alanında yapılan çalışmalar ve azaltılmış kimyasal mekanizma yaratma çalışmalarının başlıca amacı HCCI tasarımının dayandığı temelleri ve gerçek geometrilerde ısı salınımını anlama yardımcı olmaktır. Bu yaklaşım HCCI mekanizmasının ve temel yanma denklemlerinin açıklanmasında başarılı olmuştur. Ancak buna rağmen HCCI motor analizleri karmaşık yapıları nedeni ile halen yüksek işlemci zamanı isteğine sahiptir. HCCI pratikte yapısı gereği sahip olduğu gelişmiş valf mekanizmaları ve diğer teknolojik uygulamalar nedeniyle oldukça karmaşık bir modeldir. Bu çalışma sırasında motor simülasyonu için GT-POWER kullanılmış ve uygulama sırasında

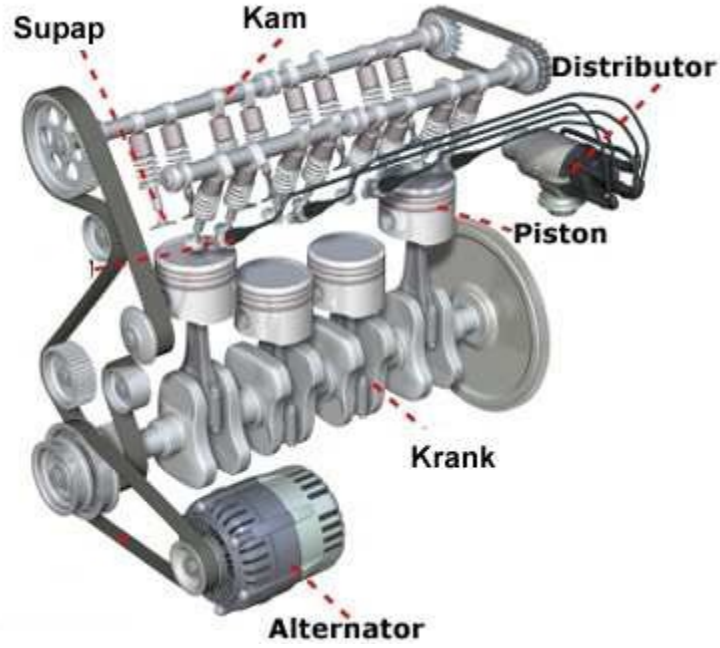
otomatik ateşleme modeli, modifiye edilmiş Woschni ısı transferi modeli ve deneysel bazı düzeltmeler kullanılmıştır.

2.1 Problemin Tanımı

Analizlerde Ford-Otosan'a ait 9 litrelik dizel Ecotorq motorunun geometrisi kullanılmıştır. 9 litrelik motor 6 silindirli silindir başına 4 valfli ve silindir başına tek enjektörlüdür. Enjektörler yüksek basınç elde etmek amacıyla günümüzde oldukça yaygınlaşan common-rail (ortak noktadan besleme) ile yakıtla beslenmektedir, (Şekil 2.1). Motorun anma gücü 240 Ps dir. Analizlerde çözüm zamanını kısaltmak amacı ile altı silindirin tamamının yaklaşık olarak aynı verimde olduğu kabul edilerek motorun sadece tek silindiri incelenmiştir. Motor klasik olarak en verimli olduğu 1800 devir/dakika da tek silindir için çevrim başına 136 mg yakıt tüketmektedir. Enjeksiyon olarak Bosch'dan temin edilen 8 delikli (0.131 mm çap) enjektör kullanılmaktadır. Enjektörler silindir kafasının tam ortasına dik şekilde yerleştirilmiştir. Enjeksiyon basıncı 2000 bar olarak tespit edilmiştir. Şekil 2.2 de ise genel olarak bir motorun komponentleri gösterilmektedir.



Şekil 2.1: Bir boyutlu analizde kullanılan Ecotorq motorun üst motor bloğu ve bileşenleri



Şekil 2.2: Genel motor bileşenleri

2.2 Kontrol Denklemleri

Simülasyon kodları 3 boyutlu akışın aksine bir boyutlu akış kabulü yapmaktadır. bir boyutlu akış kabulünde her hangi bir kesit boylamasına koordinatların fonksiyonu olarak alınabilir. Boru içi akışta her kesitte akış özellikleri eşit dağılımlıdır. Gaz dinamiği akış denklemlerinde akış hızı, yoğunluk akış özellikleri eş dağılımlıdır. Gaz dinamiği akış denklemleri akış hızı u , yoğunluk ρ , basınç p , zaman t , ve uzunluk x kullanılarak yazılabilir. Sistem aşağıda yazıldığı şekliyle süreklilik, momentum ve enerji denklemleri şeklinde ifade edilebilir. Bu denklemler enerji e kullanılarak aşağıdaki şekilde tekrar yazılabilir.

$$\frac{\partial W}{\partial t} + \frac{\partial F(W)}{\partial x} = K \quad 2.1$$

$$W = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho \left(e + \frac{u^2}{2} \right) \end{bmatrix} \quad 2.2$$

$$F(W) = \begin{bmatrix} \rho u \\ p + \rho u^2 \\ \left(e + \frac{u^2}{2} + \frac{p}{\rho} \right) \rho u \end{bmatrix} \quad 2.3$$

$$K = \begin{bmatrix} -\frac{\rho u}{S} \frac{dS}{dx} \\ -\frac{\rho u^2}{S} \frac{dS}{dx} - \rho G \\ -\left(\rho \frac{u^2}{2} + p \frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) \frac{u}{S} \frac{dS}{dx} + \rho q e \end{bmatrix} \quad 2.4$$

Denklemlerde kullanılan kesit alanı S , x 'in fonksiyonu olarak tanımlanır. Ayrıca sürtünme terimi G ise Benson tarafından

$$G = 2u^2 \frac{f}{D} \frac{u}{|u|} \quad 2.5$$

şeklinde tanımlanmıştır. Ayrıca G , D boru çapına ve f duvar sürtünme katsayısına bağlıdır. Enerji denklemindeki qe terimi ise radyal yönde akışkandan boruya ısı transferini temsil etmektedir.

2.3 Nümerik Şemalar

Non-lineer hesaplamalar nümerik algoritmalara ihtiyaç duymaktadır. bir boyutlu simülasyon kodları temel olarak kısmi türevli denklem takımlarının adi difransiyel denklem takımlarına çevrilebilmelerinden yararlanır. Bu yöntem basınç dalga oluşumlarının kolay gözlemlenmesini sağlarken şok oluşan durumlarda uygulamanın zorluğu dezavantajdır. Bilgisayarların performanslarının artışı bu sonlu farklar yönteminin ikinci dereceden hassasiyetle uygulanabilmesini sağlamıştır. TVE (Toplam Varyasyon Eksiltmesi) akım limitleyici algoritması nümerik çözümdeki salınımları baskılamaktadır. Bu metotlar birinci dereceden upwind şemasına eklenmiştir. Zaman ve uzay türevi için ikinci dereceden hassasiyet istendiğinde lineer olmayan limitleyicilerin kombinasyonları kullanılır. Bu tür problemlerde Harten-Lax-Leer şeması en iyi seçenek olarak literatüre geçmiştir. İkinci dereceden hassas şema aşağıda gösterilmiştir [52].

$$W_i^{n+1/2} = W_i^n - \frac{\Delta t}{2\Delta x} (F_{i+1/2}^n - F_{i-1/2}^n) + \frac{\Delta t}{2} K_i^n \quad 2.6$$

$$W_i^{n+1} = W_i^n - \frac{\Delta t}{\Delta x} (F_{i+1/2}^{n+1/2} - F_{i-1/2}^{n+1/2}) + \Delta t K_i^{n+1/2} \quad 2.7$$

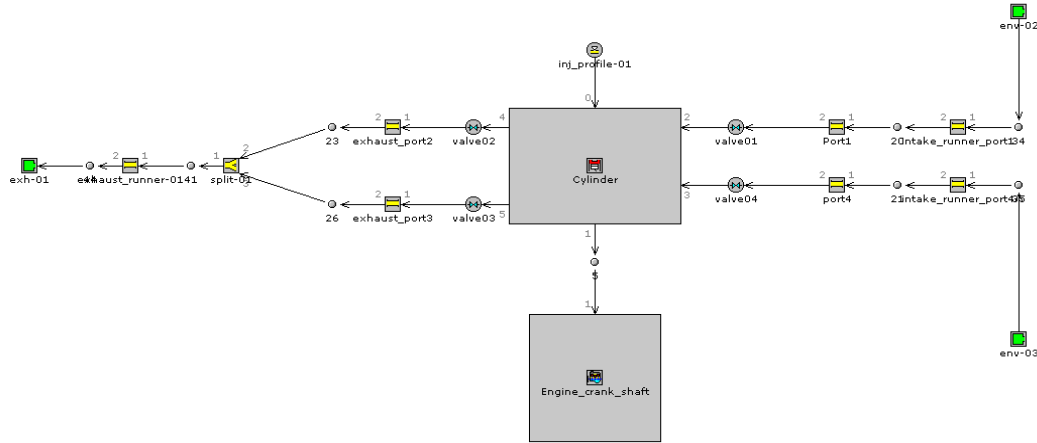
Δt ve Δx sırasıyla zaman adımı ve konum (space) adımı olarak tanımlanmıştır. Ayrıca, i çözüm ağında noktaları n ise zamanda seviyeyi göstermektedir. Ses altı akışlarda akış, akım ve kaynak terimleri ise upstream şeması kullanılarak hesaplanır.

bir boyutlu (1B) Modelleme, gemi makineleri, jeneratör motorları, küçük iki veya dört silindirli motorların konsept tasarımında da kullanılmaktadır. Sadece termodinamik denklemleri kullanan bir çözücü olmasına rağmen sonuçların doğruluğu, kullanım kolaylığı 3 Boyutlu (3B) analizlere başlangıç aşamasında fikir vermektedir. Sonuç aşamasında ise bir boyutlu analiz sonuçları 3B sonuçlarla ve eldeki verilerle karşılaştırılmış ve tutarlılık sağlanmıştır.

2.4 Sonuçlar

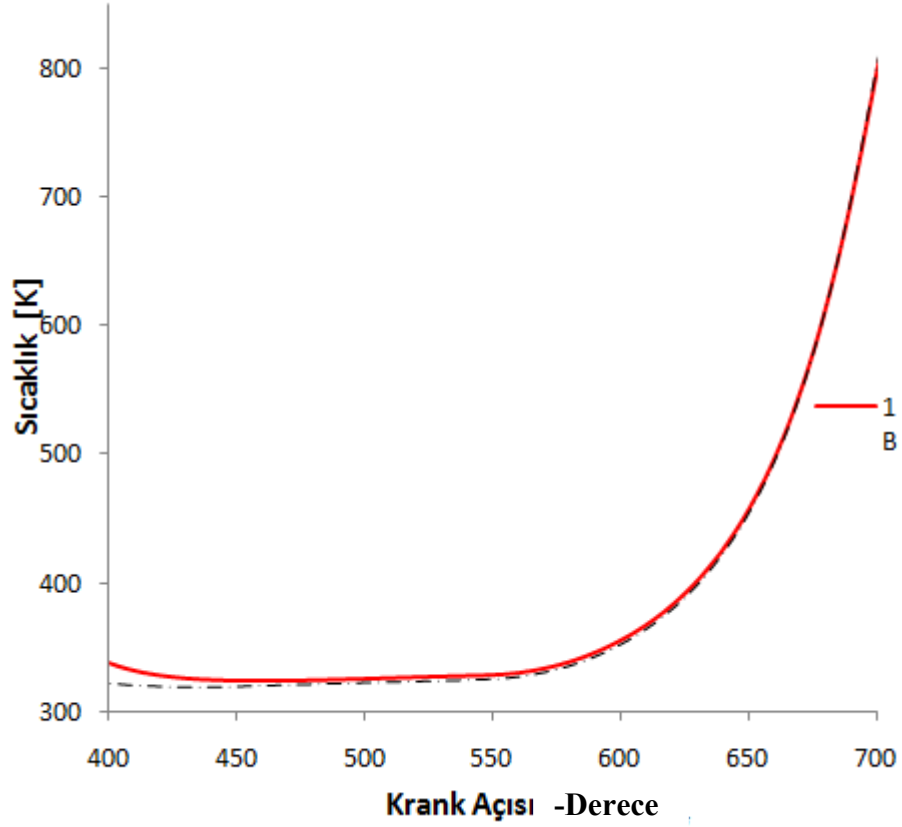
Sadece termodinamik denklemleri kullanan bir çözücü olmasına rağmen sonuçların doğruluğu, kullanım kolaylığı 3 Boyutlu (3B) analizlere başlangıç aşamasında fikir vermektedir. Sonuç aşamasında ise bir boyutlu analiz sonuçları 3B sonuçlarla ve eldeki verilerle karşılaştırılmış ve tutarlılık sağlanmıştır.

Şekil 2.3'te verilen akış şeması örnek motorun tek silindiri için oluşturulmuştur. Bu aşamada eldeki veriler, (sınır koşulları, motor parametreleri, başlangıç koşulları, vb..) simülasyon parametresi olarak sisteme girilmiştir. bir boyutlu analiz programında tek boyutlu termodinamik denklemler yanında deneylerden elde edilmiş düzeltme katsayıları kullanarak çözümü gerçekleştirmektedir.



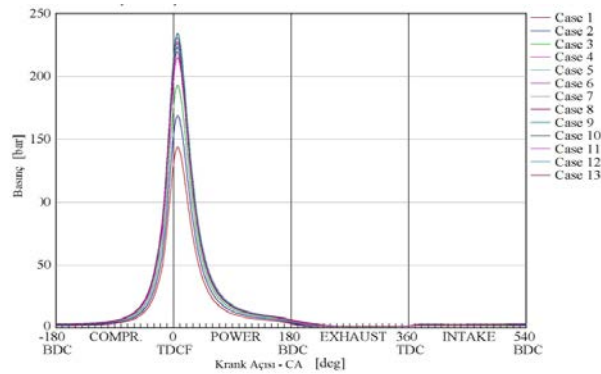
Şekil 2.3: Bir boyutlu analiz programında tek silindirli problemin modellenmesi.

Yeterli veri girişiyle birlikte model gerçek modeli olabildiğince iyi temsil edeceğinden elde edilen sonuçlar 3B çözücü sonuçları ile oldukça tutarlıdır (Şekil 2.4,2.5).

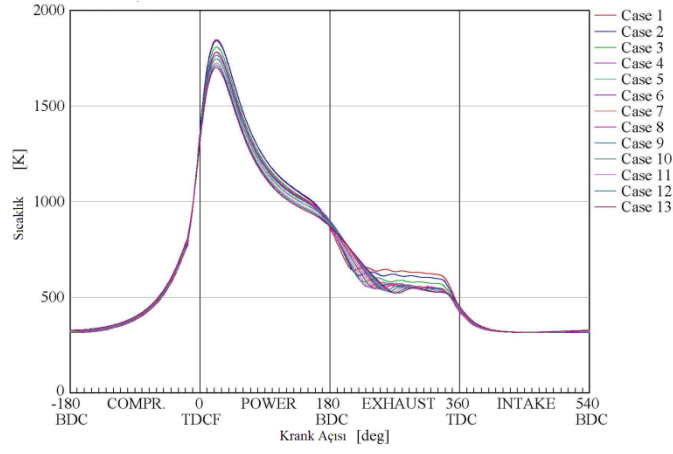


Şekil 2.4: Bir ve üç boyutlu kodların sonuçlarının 1 - deg klık.

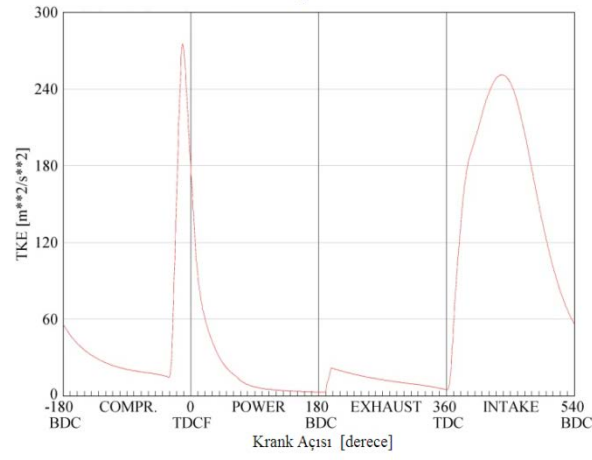
Aşağıda farklı motor hızlarında elde edilen silindir içi basınç, sıcaklık ve türbülansa ait bir boyutlu sonuçları gösterilmiştir. Şekil 2.5 den 2.7'ye kadar ki şekillerde lejandda bahsedilen durumlar 100 devirlik artışlarla 1000-2200 aralığındaki devirleri göstermektedir. Örneğin Case3 1200 devir/dakika'ya karşılık gelmektedir.Şekil 2.7'deki türbülans kinetik enerji değerleri 1-denklemlili ampirik bir türbülans modeli kullanılarak GT-Power dan elde edilmiştir [53].



Şekil 2.5: Motor hızlarına karşılık basınç değişim grafiği.



Şekil 2.6: Motor hızlarına karşılık sıcaklık değişim grafiği.

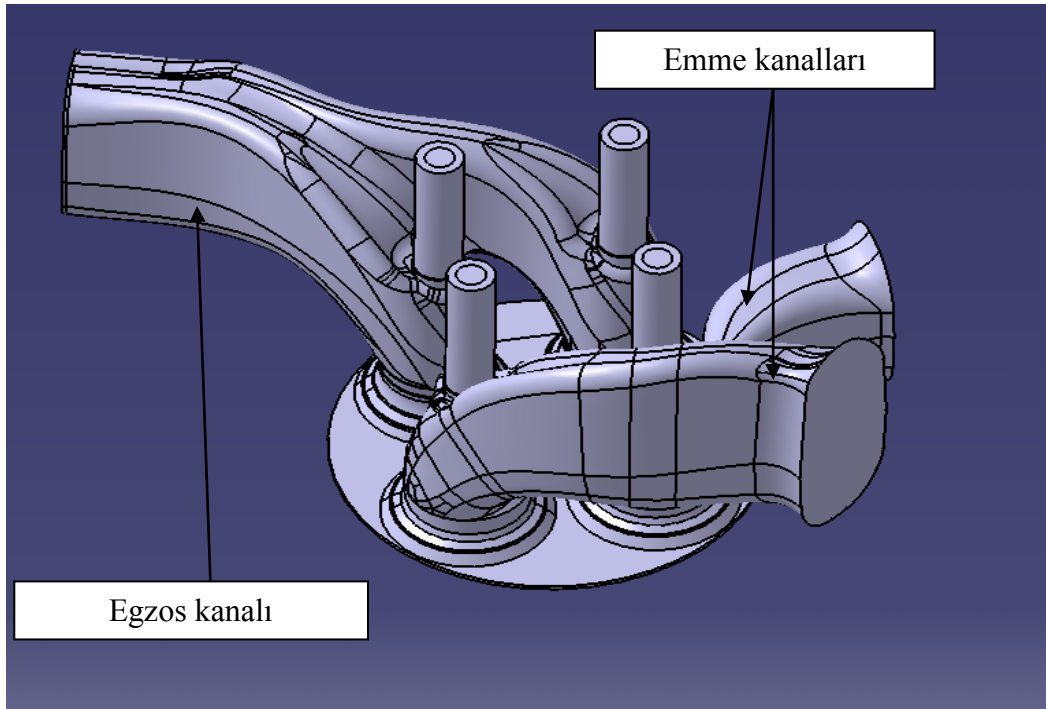


Şekil 2.7: Krank açısıyla türbülans kinetik enerji değişimi.

3. GEOMETRİ KATI MODELLEME VE SOĞUK AKIŞ

3.1 Problemin Tanımı

Üç boyutlu akışta bir önceki bölümde bahsedilen Ecotorq motorunun geometrik parametreleri kullanılmış ve geometri aşağıda gösterilmiştir. Motor analizlerinde ilk aşama soğuk akış aşamasıdır. Soğuk akışta motor yakıt püskürtmesi ve yanma olmadan modellenmekte bu şekilde incelenmektedir. Bu aşamada elde edilen sonuçlar doğrulandığında sonraki aşamalara geçilmektedir. Yanma ve püskürtme analizlerinin doğruluğunda bu aşama oldukça önemlidir. Tek silindirin hacmi 1.5 litre olarak alınmış piston maksimum yerdeğiştirmesi ise 144 mm olarak kullanılmıştır.



Şekil 3.1: Ford-Otosan Ecotorq tek silindir geometrisi.

3.2 Kullanılan Yazılımlar

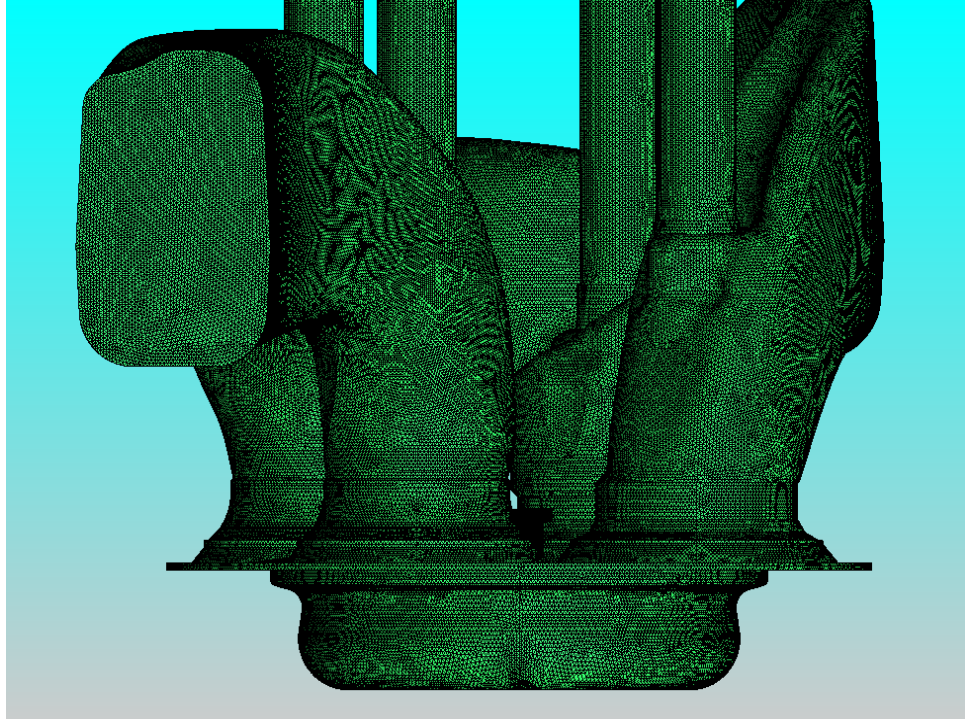
Çok kompleks geometrilerde sofistike analizler yapmak isteyen kullanıcıların modellerinde yüksek derecede ağ kontrolüne ihtiyaçları olduğu durumlarda ön işleme yazılımlarına ihtiyaçları oldukça artmaktadır. Bu amaçla kullanılan ICEM CFD HAD analizlerin ön ve art işleyicisi olarak geliştirilmiştir. Bu tez kapsamında ön işleme yazılımı olarak Ansys ICEM CFD kullanılmıştır.

Özellikle CAD modelini basitleştirmede harcanan zaman Pro/E, UG, I-DEAS, CATIA, SolidWorks, Solid Edge ile olan doğrudan CAD bağlantısı ve otomatik basitleştirmeye yarayan araçları olan ICEM CFD ile minimize edilebilir. Tez kapsamında Icem CFD başlıca ön-işleyici olarak tercih edilmiştir. Bu seçimin yapılması sırasında ICEM'in geometrik hataları düzeltebilme, parametrik yüzey ve hacim ağı oluşturma yetenekleri başlıca neden olmuştur. Bunun yanı sıra ICEM sahip olduğu geometri ve ağ düzeltme araçları ile kullanım kolaylığı ve esnekliği arttırmaktadır.

Tez çalışma aşamasında ön-işleme öncesinde geometri Dassault Systems Catia V5R17 ile düzenlenmiştir. Geometri üretim amaçlı olarak yaratıldığından, geometrinin sahip olduğu kalıp maçaları ve üretimle ilgili yüzeyler temizlenmiş ve geometri Initial Graphics Exchange Specification (IGES) formatında kaydedilmiştir. Ancak yüzey bazlı çalışmalarda genellikle toleranslar nedeniyle ortaya çıkan geometrik açıklıklar Star-CD nin yüzey ağı oluşturma yazılımı olan pro-surf ile düzeltilememiştir. Ayrıca geometride valf yüzeyleri ile valf yatak yüzeyleri arasındaki mesafe CAD modelde sıfır olarak tanımlandığından yüzey ağı oluşturulurken sorunlar ortaya çıkmıştır. Bu problemlerin çözümü için ICEM de valfler çözücünün hassasiyet sınırı olan 0,05 milimetrenin altında bir değerde kaydırılmış ve geometrik yüzey birleşme hataları ICEM geometri araçları kullanılarak düzeltilmiştir.

Yüzey çözüm ağı oluşturulurken kalite ve çarpıklık (skewness) kriterleri kontrol edilmiştir. Çözüm ağında elemanların %85 inin kalitesi 0.8 ve üzerindedir. Yüzey ağı kalitesi ve çarpıklık oranı ilerki aşamalarda üretilecek hacim çözüm ağının

kalitesinin doğrudan belireyicisi ve kaynağıdır. Bu nedenle eleman sayısı ve kalitesi en önemli parametre olarak seçilmiştir. Ayrıca kompleks geometriye sahip bölgelerde eleman sayısı kontrolü olarak belirlenmiş ve bu bölgelerin daha fazla elemanla temsil edilmesi sağlanmıştır. Yukarıda bahsedilen gerekli düzeltmelerin ve modifikasyonların ardından geometride 0.1 mm aralıkla yüzey çözüm ağı oluşturulmuş ve geometri uygun formatta kaydedilmiştir. Oluşturulan ağ, Şekil 3.2’ de gösterilmiştir.



Şekil 3.2: ICEM-CFD programındaki oluşturulan yüzey ağının görüntüleri.

3.3 Ağ Yapısı

Sayısal çözüm ağı oluşturulurken altı yüzlü elamanlar kullanılmıştır. Çünkü dört yüzlü elemanlarla karşılaştırıldığında altı yüzlü elemanlar daha kısa hesaplama süresinde daha kararlı ve doğru sonuçlar vermektedir. Sayısal çözüm emme ve egzoz kanalları, sübapları, silindir kafası ve piston kâsesini kapsamaktadır. Oluşturulan hücre sayısı, üst ölü noktada seyrek çözüm ağı için 150.000, sık çözüm ağı için ise 650.000 olmakla birlikte, alt ölü noktada ise bu rakamların %55’i kadar artmaktadır. Dolayısıyla sık çözüm ağı için hücre sayısı üst ölü noktada 1.000.000 dan fazladır. Silindir kafası, egzoz kanalları ve piston kâsesinde çözüm ağı oluşturulurken hücre kalitesi ve makul hesaplama zamanı dikkate alınmıştır.

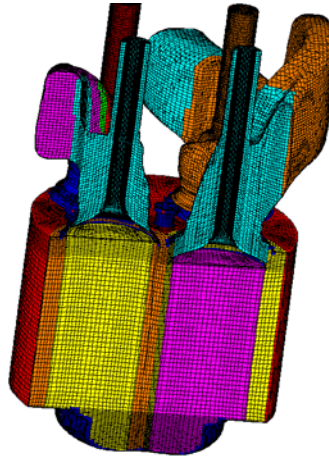
Motorun karmaşıklığı sebebiyle sayısal çözüm ağı farklı topolojilerle dört ana alana ayrılmış ve her bir alanda birbirinden ayrı çözüm ağı oluşturulmuştur. Böylece hem çözüm ağı kalitesi arttırılmış hem de çözüm ağı oluşturmak için gereken süre azaltılmıştır. Farklı alt tanım bölgelerinin koordinasyonları birbirinden ayrı bölgelerin yüzeylerini birleştiren keyfi ara yüzeylerle sağlanmıştır.

Emme kanalındaki çözüm ağı da benzer bir yöntemle, elemanların akış doğrultusunda yönlendirilebilmesiyle ve sübap üzerindeki silindirik yapıyla birleşmesi sonucu oluşturulmuştur. Emme ve egzoz sübapları altındaki çözüm ağı ise sübapların silindir ile temas eden alt yüzeylerinden oluşturulan bir düzlemin periyodik olarak aşağıya doğru indirilmesiyle yaratılan altı yüzlü elemanlardan oluşmaktadır. Emme sübapları kapalı olduğunda emme kanalındaki çözüm ile silindir içindeki çözüm birbirinden bağımsız olmaktadır. Bu çözüm şekli ise daha az işlemci zamanıyla çözüme ulaşılmasını sağlamaktadır. Bu modellemede hareketli çözüm ağı ve sınır koşulları, Star-CD programında her bir zaman adımı için bir durum tanımı şeklinde ifade edilir. Bu tanımlanan hareketli çözüm ağı ve sınır koşullar duruma göre aktif ya da pasif duruma dönüştürülür. Örneğin silindirde emme sırasında piston aşağı doğru inerken yeni çözüm ağı elemanları aktif hale gelir; sıkıştırma durumunda ise, pistonun hareketi yukarı yöne olduğundan, aşağıda kalan elemanlar ve sınır koşullar çözüm için pasif durumdadır.

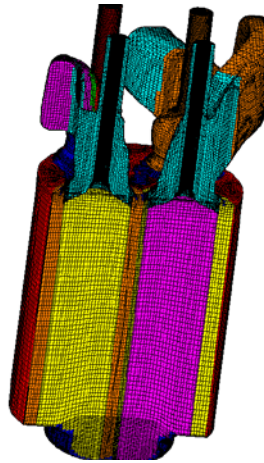
Hareketli çözüm ağı kavramı, belirli elemanların sıfır hacme sahip olacak şekilde sıkıştırılıp, bu elemanlara ait bilgilerin (basınç, sıcaklık, kütle, momentum, entalpi, vb.) komşu elemanlara aktarılmasını içerir. Bu nedenle, korunum denklemleri hiçbir eleman tabakaları kaldırılmadan sağlanmış olur. Aynı zamanda, eleman tabakaları aktif hale geldiğinde, kendi gerçek hacimlerine geri dönmüş ve bilgilerini yüzey değerleriyle birlikte tekrar içermiş olur. Hesaplama düzlemindeki eleman sayısı 1.000.000 üzerinde olduğunda, emme ve sıkıştırma hareketlerinin analizinde (sadece soğuk akış), 4 işlemcili, 4 GB hafızalı HP xw8400 bilgisayarını için toplam işlemci zamanı yaklaşık 40 saat olmaktadır.

Tek boyutlu termodinamik simülasyon ile üç boyutlu simülasyon sonuçlarını karşılaştırma yolu ile sayısal doğrulama sağlanmıştır. Bu doğrulamada HAD kodu ile GT-Power (Tek-boyutlu motor modelleme) programlarından elde edilen, emme ve sıkıştırma hareketleri boyun zamana bağlı basınç değerleri karşılaştırılmıştır.

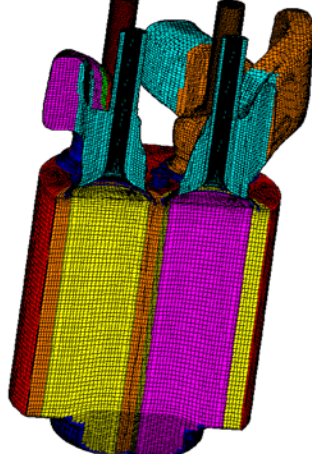
ES-ICE, STAR-CD'nin dizel ve benzinli motor simülasyon modülüdür. Zamana bağlı çözümlerde motor akışkan hacminin hareketli geometri nedeni ile her zaman adımında yeniden oluşturulması gerekmektedir. ES-ICE sayısal çözüm ağının oluşturulması, hareketli hale getirilmesi başlangıç koşulları ve sınır koşullarının tanımlanmasında kullanılır. İlk aşamada hareketli bölgeler ve hareketsiz bölgelere ayrılmış yüzey çözüm ağı, motorun ÜÖN daki konumunda ES-ICE'a aktarılır. Aktarım işleminin sonrasında hacim çözüm ağının oluşturulması ve hareketli parçaların tanımlanması için gerekli olan eğriler ve eksen takımları oluşturulur. Bu işlemin ardından motorun karakteristik özellikleri olan çap, strok, valf hareket bilgileri ES-ICE'a aktarılır. Tüm bu aşamaların sonrasında trim metodu ile hacim çözüm ağı oluşturulur. Çözüm ağı oluşturulduktan sonra sınır ve başlangıç koşulları tanımlanarak PROSTAR çözücüsünün ihtiyaç duyduğu komut dosyaları (scriptler) yine modül tarafından yazdırılır.



(a) 450 KA: Emme zamanı



(b) 540 KA: AÖN



(c) 585 KA : Sıkıştırma Zamanı

Şekil 3.3: Hareketli çözüm ağı.

3.4 Başlangıç ve Sınır Koşulları

Başlangıç koşulu olarak silindir içerisinde, emme ve egzoz kanallarındaki basınç atmosfer koşullarında seçilmiştir. Basınç 1 bar, sıcaklık ise 293 K olarak alınmıştır. Motorun tüm bölümlerinde başlangıçta havanın hareketsiz olduğu varsayımıyla, hızlar sıfır kabul edilmiştir.

Sınır koşulları olarak emme ve egzoz kanallarının atmosfere açıldığı kabulü yapılmıştır. Dolayısıyla emme kanalı girişinde ve egzoz kanalı çıkışında atmosferik koşullar sınır koşul olarak alınmıştır. Kanalların duvarları için ise adyabatik duvar sınır koşulu seçilmiştir. Silindir duvarları, piston kafası, silindir kapağı başlangıç çalışmalarında adyabatik olarak tanımlanmıştır.

3.5 Temel Denklemler ve Çözüm Algoritması

Akış alanının, sıcaklık dağılımının ve türbülans özelliklerinin hesaplanması için, korunum denklemleri ile türbülans denklemlerinin çözümünde MARS yöntemi (Monotone Advection and Reconstruction Scheme) kullanılmıştır. Basınç tabanlı çözüm algoritması olarak ise PISO (Pressure Implicit Splitting of Operator) kullanılmıştır [54]. Zaman adımı olarak 0.1^0 KA seçilmiştir. Sonuçların analizi, yanma odasındaki akış alanında, swirl ve tumble hareketlerini ortaya çıkarmıştır.

Aşağıda en genel halleriyle korunum denklemleri verilmektedir (süreklilik, momentum ve enerji denklemleri).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = s_m \quad 3.1$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + s_i \quad 3.2$$

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho h u_j + F_{h,j}) = \frac{\partial p}{\partial t} + u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + s_h \quad 3.3$$

s_m : Kütleye ilgili kaynak terim,

s_i : Momentumla ilgili kaynak terim,

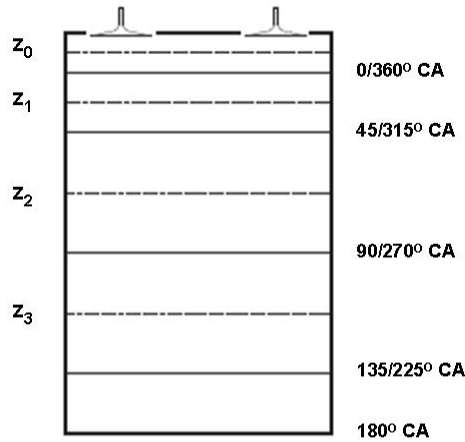
s_h : Enerjiyle ilgili kaynak terim,

τ_{ij} : Gerilme tensörü bileşenleri

$F_{h,j}$: x_j yönünde yayılan enerji akısı

3.6 Emme Simülasyonu

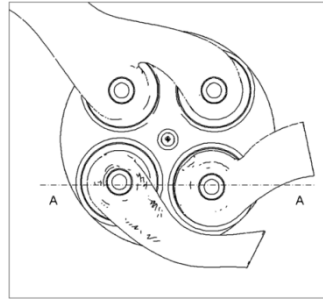
Dinamik simülasyon sonuçları akış karakteristikleri dikkate alınarak analiz edilmiştir. Silindir içinde akış özelliklerini görebilmek için dik ekseninde, farklı krank açılarındaki kesitler alınarak vektör alanları görüntülenmiştir. 405, 450, 495 ve 540 krank açıları olmak üzere dört farklı açı seçilmiştir. Şekil 3.4’de gösterildiği gibi silindir kafasından farklı uzaklıklılarda kesitler alınmıştır.



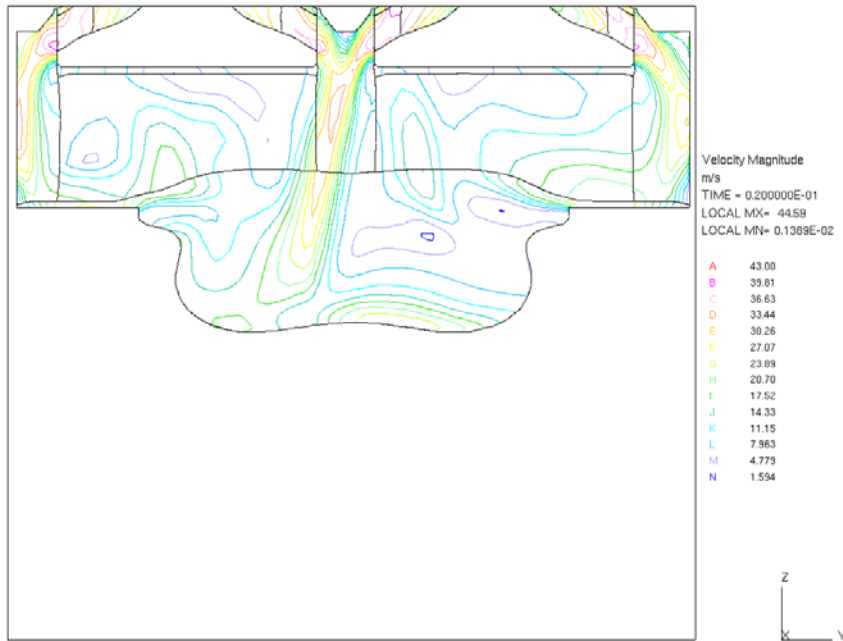
Şekil 3.4: Farklı krank açıları için kesitler.

3.6.1 Emme zamanı

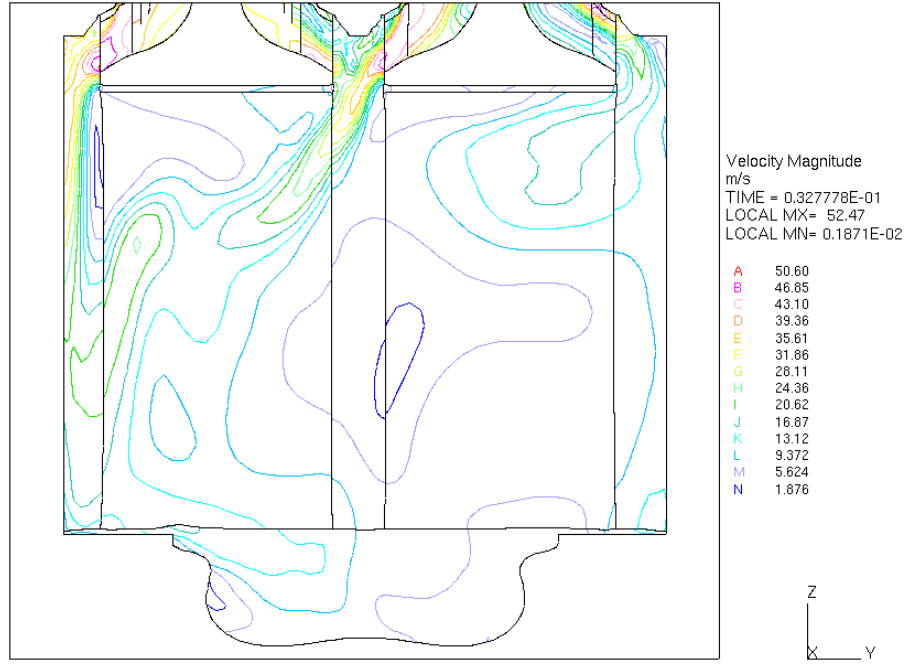
Şekil 3.5’de, farklı krank açılarındaki hız alanlarını göstermek için z-ekseninde silindir eksenine paralel kesit alınan bölge gösterilmiştir. 405⁰ krank açısında iki emme valfi arasındaki jet oluşumu Şekil 3.6 (a)’da açıkça görülmektedir. Emme işlemi sırasında, silindir içindeki vorteksin büyüklüğü emme manifoldunun şeklinden dolayı artmaktadır (Şekil 3.6(b,c))’de her iki valf kapanırken jet akışının yavaş yavaş yok olduğu gözlenmektedir (şekil 3.6(d)).



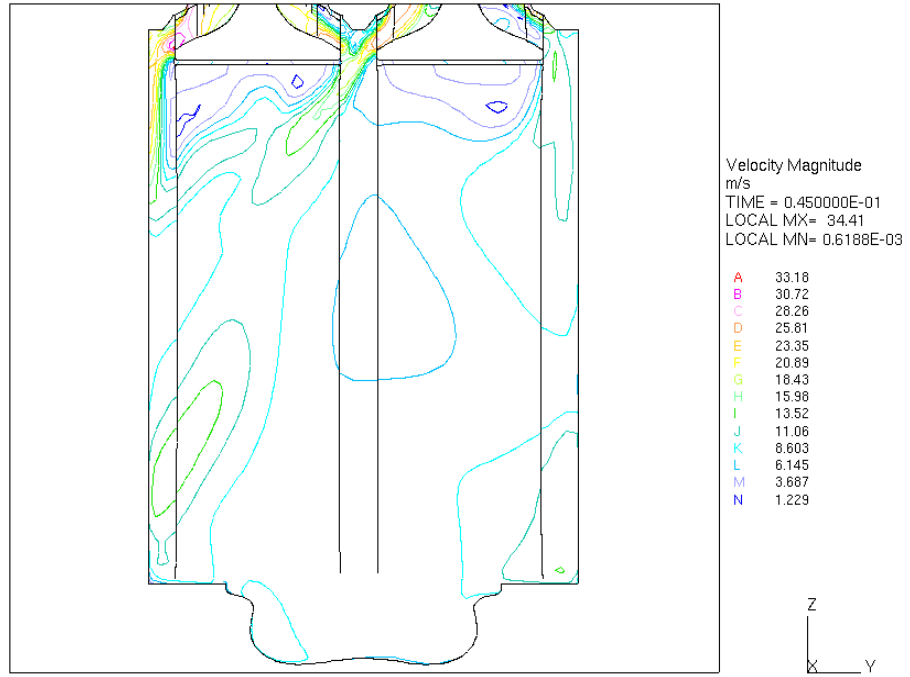
Şekil 3.5: Farklı krank açılarındaki kullanılan kesit konumu.



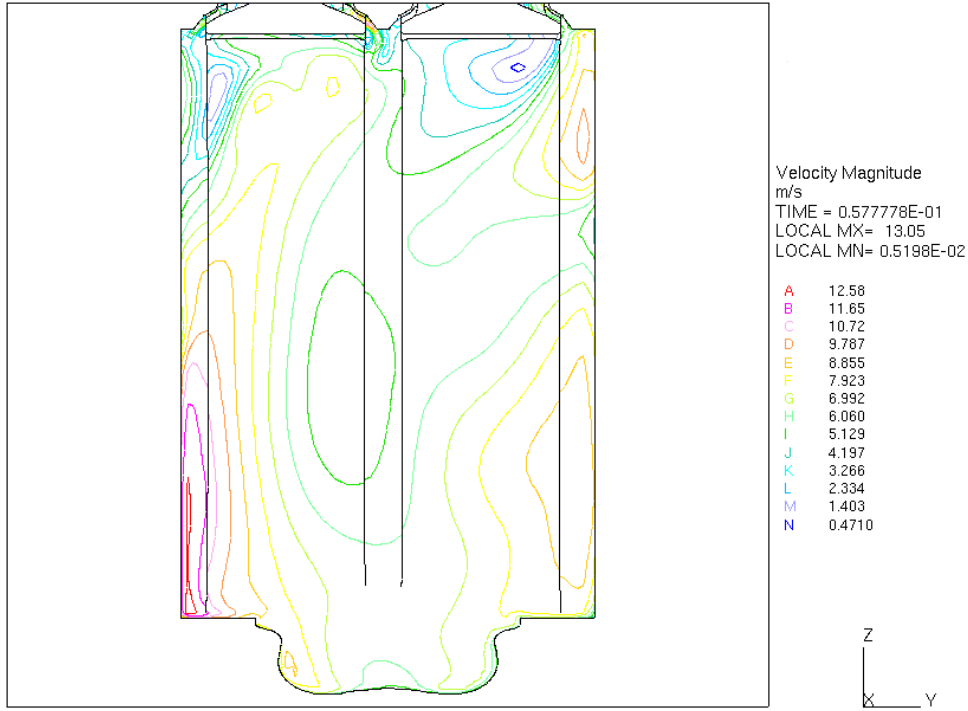
(a) 405 KAD 45⁰ ÜÖNs, 6.4469 mm sübap aralığı.



(b) 450 KAD 90° ÜÖNs, 9.543 mm sübap aralığı.



(c) 495 KAD 135° ÜÖNs, 7.9041 mm sübap aralığı.

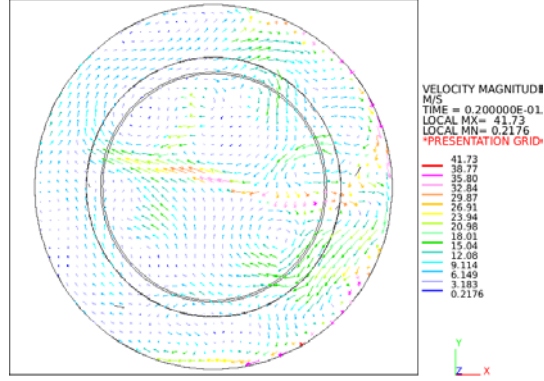


(d) 540 KAD @ AÖN, 2.1497 mm sübap aralığı.

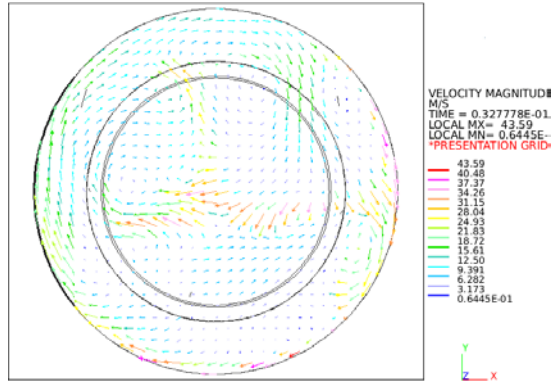
Şekil 3.6: Şekil 3.3’de gösterilen konumlarda, emme zamanındaki, farklı krank açılarındaki silindir içi z-yönlü hız konturları.

Şekil 3.7 (a)’da 405^0 krank açısında silindir içi akış alanında girdap yapıları görülmektedir. Yine 450^0 krank açısında aynı yükseklikteki hız vektör alanı biraz daha büyük girdap yapıları göstermektedir. Şekil 3.7 (b)’de iki büyük girdap tam olarak görülmektedir. Silindir kafasından uzaklaştıkça bu iki girdap küçülmektedir (Şekil 3.7 (c)). Emme zamanının 4’te 3’ü geçtiğinde 495^0 krank açısında valflerin hemen altında akış alanı karmaşık bir hal almaktadır ve daha küçük girdaplar görülmektedir. Strokun yarısında (Şekil 3.7 (e)) daha küçük iki girdap görülmektedir. Şekil 3.7 (c) ve (e) karşılaştırıldığında akışın geliştiği fark edilmektedir. Şekil 3.6 (c)’de üst sağ tarafta görülen girdap Şekil 3.7 (e)’de daha yoğun ve merkeze yaklaşmış olarak görülmektedir. Yine 450^0 krank açısında sol alt köşede görülen girdap hareketi silindir içi akışın baskısıyla Şekil 3.7 (e)’de silindir merkezine göre üst tarafa doğru zorlanmıştır. Şekil 3.7 (f)’de ise yanma odasının merkezinde saat yönünde dönen büyük bir girdabın ortaya çıktığı görülmektedir. Şekil 3.6 (g)’de 540^0 krank açısında emme valflerinin açık olduğu sırada yanma odasının sağ tarafındaki hız vektör alanları açıkça görülmektedir.

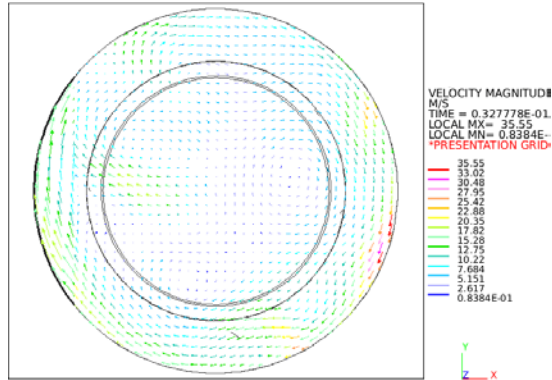
Daha önceki vektör alanları ile karşılaştırıldığında daha az da olsa dönen akış yapıları ve hız büyüklüklerinin azaldığı görülmektedir. Akış yönünde silindir içinde de durum aynıdır. Tam AÖN'da saat yönünde dönen akışın silindir cidarlarında daha yüksek hızlar görülmektedir.



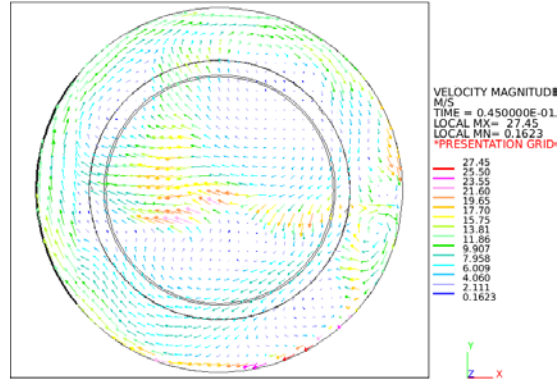
(a) 405 KAD 45⁰ ÜÖNs - z1



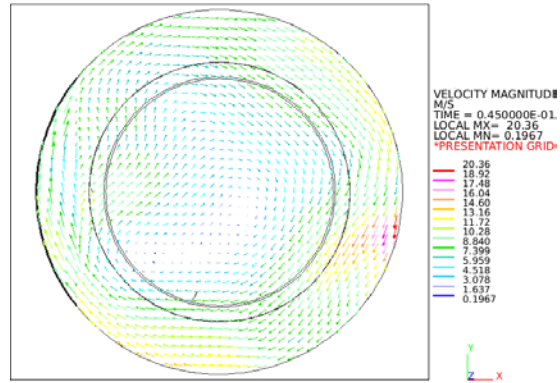
(b) 450 KAD 90⁰ ÜÖNs - z1



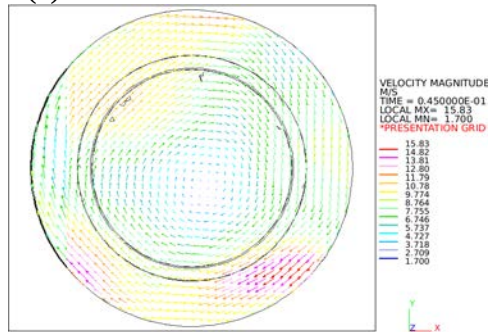
(c) 450 KAD 90⁰ ÜÖNs - z2



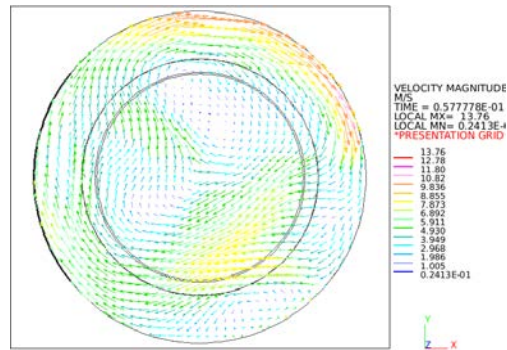
(d) 495 KAD 135⁰ ÜÖNs - z1



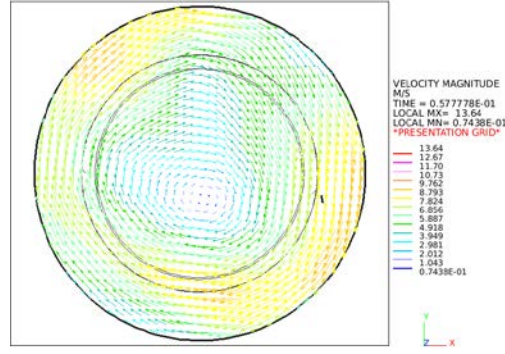
(e) 495 KAD 135⁰ ÜÖNs - z2



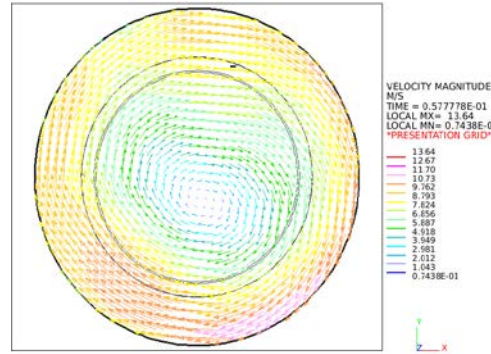
(f) 495 KAD 135⁰ ÜÖNs - z3



(g) 540 KAD @ AÖN - z1



(h) 540 KAD @ AÖN - z2

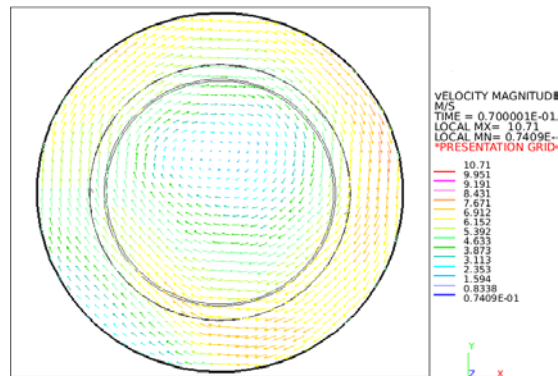


(i) 540 KAD @ AÖN - z3

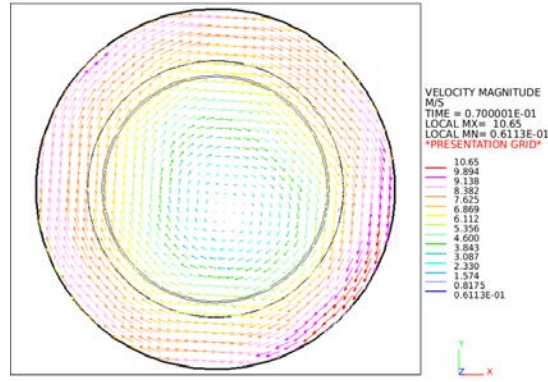
Şekil 3.7: Emme zamanında farklı krank açılarında vektör alanları.

3.7 Sıkıştırma Zamanı ve Türbülans Modellemesi

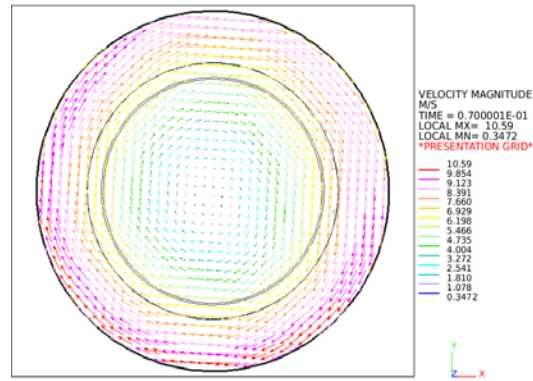
Sıkıştırma zamanında, sadece vektör alanları değil ayrıca kinetik enerji alanları da dikkate alınmıştır. Çünkü sıkıştırma zamanının hemen sonundaki hava yakıt karışımı işlemi ve kinetik enerji doğrudan türbülansla alakalıdır. Şekil 3.8’de farklı krank açılarında hız vektör alanları görülmektedir.



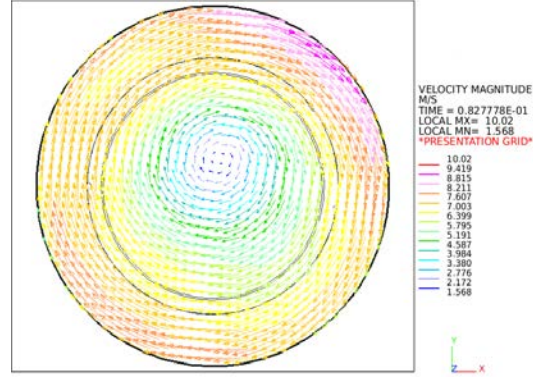
(a) 585 KAD 45° AÖNs - z1



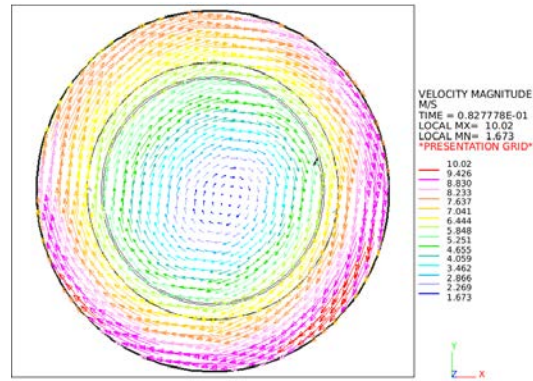
(b) 585 KAD 45° AÖNs - z2



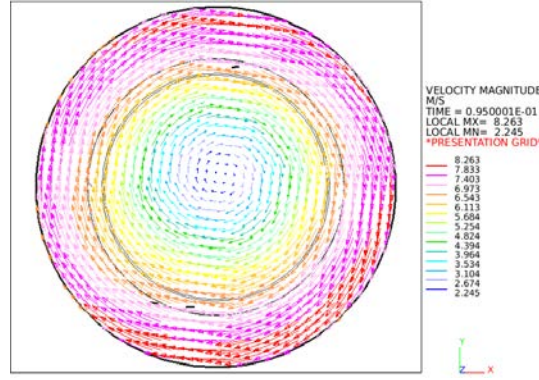
(c) 585 KAD 45° AÖNs - z3



(d) 630 KAD 90° AÖNs - z1



(e) 630 KAD 90° AÖNs - z2

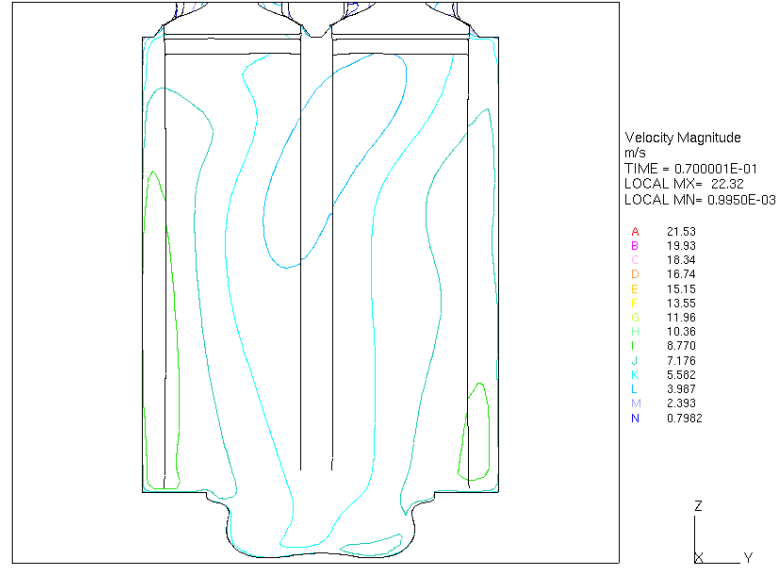


(f) 675 KAD 135⁰ AÖNs - z0

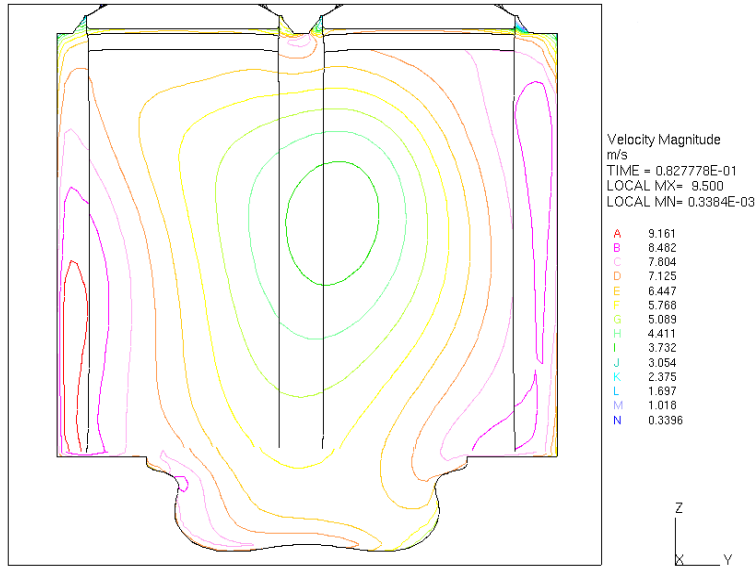
Şekil 3.8: Sıkıştırma zamanında farklı krank açılarında ve kesitlerdeki vektör alanları.

Emme zamanıyla karşılaştırıldığında vektör alanları daha homojendir. Bir miktar döngü olmasına rağmen daha az yoğunlukta olduğu görülmektedir. Sıkıştırma zamanının başlangıcında AÖN’da silindirin merkezinde saat yönünde büyük bir döngü (swirl) görülmektedir (Şekil 3.8 (c)). Sıkıştırma zamanı sırasında döngünün hız şiddeti azalmaktadır (Şekil 3.9(c, d, e)). Bu durum Şekil 3.9 (f)’de sıkıştırma zamanı başındaki hızların ÜÖN’da dörtte bir oranında düşmesiyle açıkça görülmektedir. Sıkıştırma zamanı akışın yoğunluğuna tek başına etkilemez. Sıkıştırma zamanı esnasında hız büyüklükleri sürtünme etkisinden dolayı azalmaktadır.

Şekil 3.4’de gösterilen kesitte belirli krank açılarında hızlar her yönde ele alındığında en yüksek akış hızına 450⁰ krank açısında ulaşılmaktadır. Bundan sonra ise emme ve sıkıştırma sırasında büyük bir azalma görülmektedir. Sıkıştırma zamanında oluşan Akış hızları ve türbülans emme zamanı ile karşılaştırıldığında ihmal edilebilecek mertebede daha az seviyededir. Sürtünmeden dolayı da hız büyüklükleri sürekli olarak azalmaktadır. Dahası sıkıştırma esnasında türbülans, sıcaklığın ve gaz basıncının artmasından dolayı artan kinematik viskozite sebebiyle yok olmaktadır. Farklı krank açılarına göre çizilmiş kinetik enerji değişimleri Şekil 3.9’da görülmektedir. Sıkıştırma zamanı sonunda hava-yakıt karışımının daha iyi sağlanması için sıkıştırma zamanı başında yüksek türbülans şiddetinin elde edilmesi gerekmektedir.



(a) 585 KAD 45° AÖNs



(b) 630 KAD 90° AÖNs

Şekil 3.9: Sıkıştırma zamanında farklı krank açılarındaki hız şiddetleri.

Silindir eksenine dik kesit alanında elde edilen türbülans kinetik enerjiye ait analiz sonuçları Şekil 3.10 ve 3.11’de sunulmuştur. 585° krank açısında akış hala emme zamanı özelliklerinden etkilenmektedir. Sıkıştırma zamanının ortasında akış büyük ölçüde piston hareketiyle sürülmektedir. Çünkü sıkıştırmayla daha fazla enerji girişi bulunmamaktadır ve bu yüzden z yönündeki hız büyüklükleri düşmektedir. Bu olay üst ölü noktaya kadar bu şekilde devam etmektedir.

3.6.1 Türbülans modelleri

Akış analizleri için yapılan sayısal hesaplamalarda kullanılan çok sayıda türbülans modeli bulunmaktadır. Bu türbülans modellerin bir çoğu aynı fiziksel durumlar için birbirinden farklı sonuçlar verebilmektedir. Bu nedenle tez aşamasında incelenen probleme en uygun türbülans modelinin belirlenmesi için değişik türbülans modelleri kullanılarak analizler gerçekleştirilmiştir. Analizlerde aşağıda belirtilen türbülans modelleri kullanılmış ve denklemleri verilmiştir:

1. k-ε/ Chen
2. k-ω/Standart
3. k-ε/ High Reynolds
4. k-ε /Speziale/HiRe
5. k-ε/ RNG

3.6.1.1 Standart k-ε model

Türbülans kinetik enerji için transport denklemleri:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_j k - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] = \mu_t (P + P_B) - \rho \varepsilon - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \mu_t P_{NL} \quad 3.4$$

$$P \equiv S_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad 3.5$$

$$P_B \equiv -\frac{g_i}{\sigma_{h,t}} \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} \quad 3.6$$

$$P_{NL} \equiv -\frac{g_i}{\mu_t} \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \left[p - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\rho k}{\mu_t} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] \quad 3.7$$

Lineer modeller için türbülans Prandtl sayısı $P_{NL} = 0$ alınır. Bu durumda denklemin (3.4) sağ kısmındaki ilk terim kayma gerilmesi normal gerilme ve bünye kuvvetleri nedeniyle oluşan türbülans üretimini, ikinci terim viskoz yayılım, üçüncü terim ise sıkıştırılabilirlik etkileri nedeniyle oluşan büyüme ve küçülmeyi ifade eder.

Türbülans yayılım hızı için denklemler :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_j \varepsilon - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left[\mu_t P - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] + \\ C_{\varepsilon 3} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t P_B - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + C_{\varepsilon 4} \rho \varepsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + C_{\varepsilon 4} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t P_{NL} \end{aligned} \quad 3.8$$

Denklemde, σ_ε türbülans Prandtl sayısı, $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, $C_{\varepsilon 3}$ ve $C_{\varepsilon 4}$ ise Tablo 1.3'te değerleri verilen katsayılardır.

$$\mu_t = f_\mu \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon} \quad 3.9$$

C_μ	σ_k	σ_ε	σ_h	σ_m	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$C_{\varepsilon 3}$	$C_{\varepsilon 4}$	κ	E
0.09	1.0	1.22	0.9	0.9	1.44	1.92	0.0 veya 1.44	-0.33	0.419	9.0

Tablo 3.1: Standart k - ε türbülans modelinin katsayıları.

3.6.1.2 RNG k - ε model

Bu model için türbülans kinetik enerji şu şekilde hesaplanır:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_j k - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] = \mu_t (P + P_B) - \rho \varepsilon - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad 3.10$$

Türbülans yayılım hızı ise aşağıdaki gibidir:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_j \varepsilon - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left[\mu_t P - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] + C_{\varepsilon 3} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t P_B \\ - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + C_{\varepsilon 4} \rho \varepsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} - \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \end{aligned} \quad 3.11$$

$$\eta \equiv S \frac{k}{\varepsilon}$$

Yukarıdaki denklemde, η_0 ve β Tablo 1.4’ te verilen deneysel katsayılardır.

C_μ	σ_k	σ_ε	h	m	ε_1	ε_2	$C_{\varepsilon 3}$	$C_{\varepsilon 4}$	κ	E	η_0	β
0.085	0.719	0.719	0.9	0.9	1.42	1.68	0.0 veya 1.42	0.387	0.4	9.0	4.38	0.012

Tablo 3.2: RNG k - ε türbülans modelinin katsayıları.

RNG k - ε modeli (3.7), (3.8) ile standart k - ε modeli karşılaştırıldığında yayılım denkleminin son teriminde ciddi tanımlama farkları görülmektedir. Bu farklılık RNG analizinden kaynaklanıp ortalama akış bozulmasının türbülans üzerindeki etkisini temsil etmektedir.

3.6.1.3 Chen’in k - ε modeli

Standart k - ε modelinde ε denklemini kapatmak amacıyla sadece yayılım zaman skalası(time scale) k/ε Chen modelinde ise yayılım zaman skalası kadar iyi üretim zaman sıklası olan k/P , ε denklemini kapatmak amacıyla kullanılmaktadır. Araştırmacı ekstra zaman skalasının türbülansın enerji transfer mekanizmasına daha verimli çalışmasına izin verdiğini iddia etmektedir [55].

Türbülans kinetik enerji;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_j k - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] = \mu_t (P + P_B) - \rho \varepsilon - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad 3.12$$

Türbülans yayılım hızı;

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_j \varepsilon - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] = & C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left[\mu_t P - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] + C_{\varepsilon 3} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t P_B \\ & - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + C_{\varepsilon 4} \rho \varepsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + C_{\varepsilon 5} \frac{\mu_t^2}{\rho} \frac{P^2}{k} \end{aligned} \quad 3.13$$

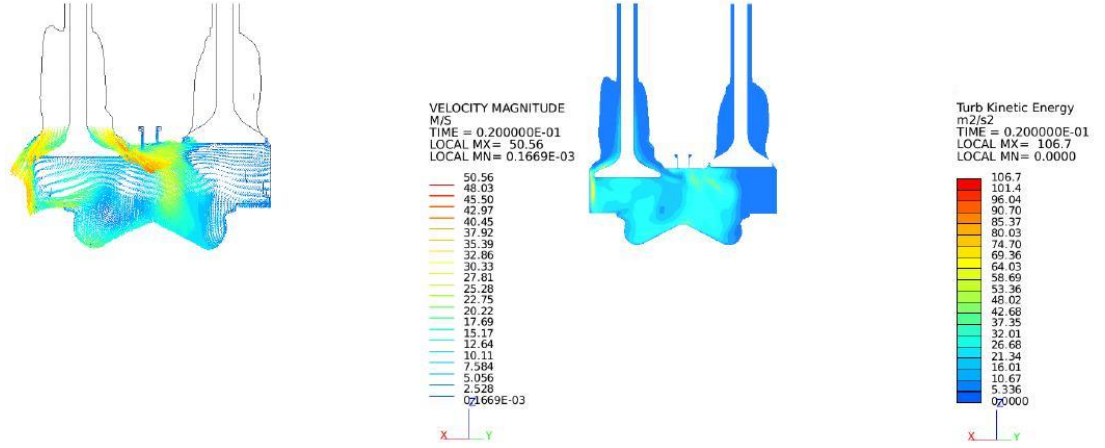
C_μ	σ_k	ε	h	m	ε_1	ε_2	$C_{\varepsilon 3}$	$C_{\varepsilon 4}$	$C_{\varepsilon 5}$	κ	E
0.09	0.75	0.75	0.9	0.9	1.15	1.9	0.0 veya 1.4	-0.33	-0.25	0.4153	9.0

Tablo 3.3: Chen'in k-ε turbülans modelinin katsayıları.

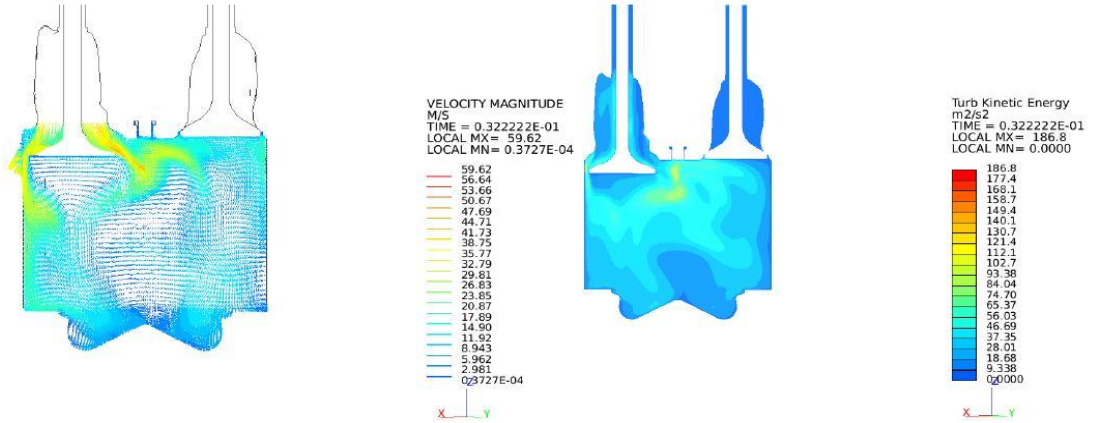
Bir türbülans modelinden, akış içerisinde yüksek kayma gerilimlerinin olduğu bölgelerde yüksek türbülans intensity beklenir. Ayrıca maksimum ve minimum türbülans kinetik enerji değerleri silindir içinde döngü (recirculation zone) bölgeleri, piston çanağının içi, emme ve egzoz sübaplarının civarında ve manifoldlardaki değerlere bakılarak bir karşılaştırma yapılabilir. Böyle bir karşılaştırmaya, ilgili motora enerji ait deneysel türbülans kinetik enerji değerleri olmadığı için başvurulma zorunluluğu vardır. Yukarıda bahsedilen karşılaştırmalar, HAD çözümlerine uygulanan beş türbülans modeli için 1000 d/dak motor hızlarında yapılmış ve sonuç olarak RNG-k-ε modelinin en uygun türbülans modeli olduğu kanaati oluşmuştur ki bu literatürle Belardini ve Bertolli [56], Payri ve arkadaşları [50], Sun ve Reitz [57], de uyum içindedir. Örneğin, Speziale-k-ε-High Reynolds modelinin 44° KA da emme sübapı arkasındaki döngü bölgesi içinde diğer bütün modellerden çok daha yüksek türbülans kinetik enerji değerleri verdiği görülmüştür.

Ayrıca, genel olarak türbülans modelleri sıkıştırma zamanı içerisindeki türbülans sönümlemesini (turbulence decay) doğru olarak tahmin etmekte zorlanmaktadır [58]. Klasik standart modeller genellikle bu sıkıştırılabilirlik etkisini, model

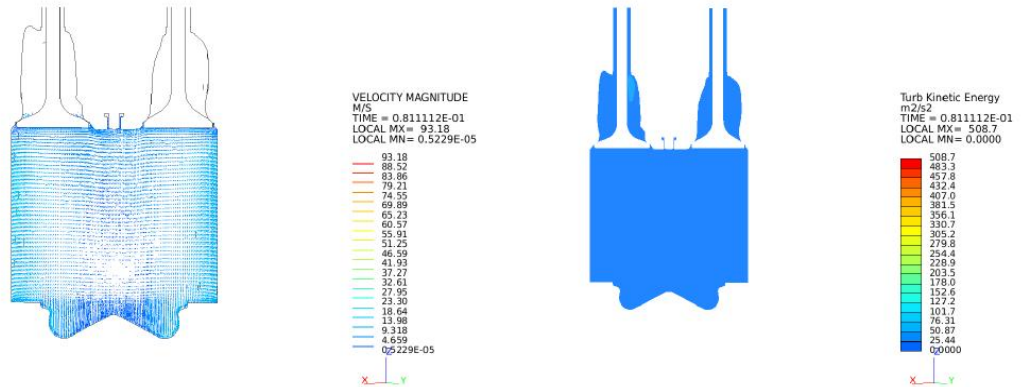
terimlerinde ihtiva etmemektedirler. Literatürde sıkıştırılmış türbülans etkisini hesaplayabildiğini iddia eden çeşitli türbülans modelleri olmakla birlikte bunlar Star-CD'ye henüz eklenmemiştir. Bir istisna olarak Standart- $k-\varepsilon$ modeline eklenen $C\varepsilon_3$ VU terimidir. Ancak bu da arzu edilen sönüm karakteristiğini yakalayamamaktadır.



404° KAD (emme zamanı 44° ÜÖNs)



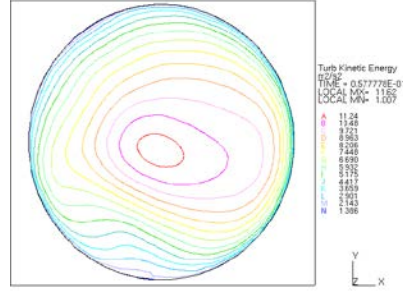
448° KA (emme zamanı 88° ÜÖNs)



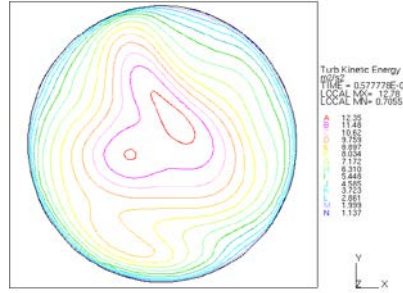
624° KA (sıkıştırma zamanı, 96° ÜÖNö)

Şekil 3.10: Farklı krank açılarında aynı kesitlerde hız vektörleri ve türbülans kinetik enerji dağılımları.

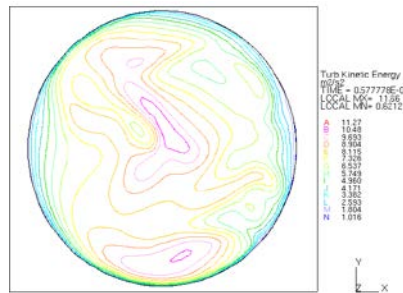
Yanma işlemi türbülans büyüklüğünden etkilenmektedir ve bu etki türbülans kinetik enerjiyle yakından ilgilidir. Türbülans kinetik enerji dağılımları silindir eksenine dik kesitte Şekil 3.4’de gösterilen pozisyonlarda farklı krank açılarında Şekil 3.11’de gösterilmiştir. Kinetik enerji hız bileşenleriyle doğrudan ilişkilidir. Krank açısının ilerlemesiyle hız gibi kinetik enerjinin de azalması sürpriz değildir. Kinetik enerjideki bu azalma çok çabuk başlamaktadır. Alt ölü noktadaki kinetik enerji üst ölü noktadakiyle karşılaştırıldığında onun yarısı kadar olduğu görülmektedir.



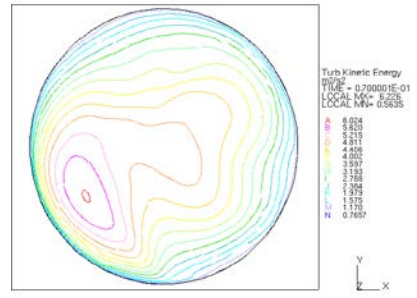
(a) 540 KA @ AÖN - z1



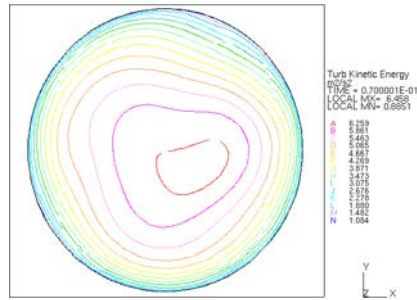
(b) 540 KA @ AÖN - z2



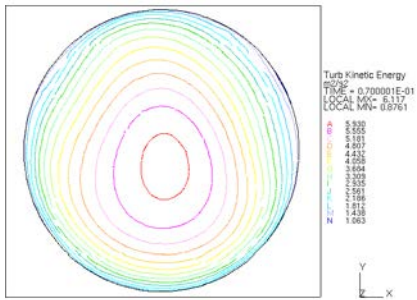
(c) 540 KA @ AÖN - z3



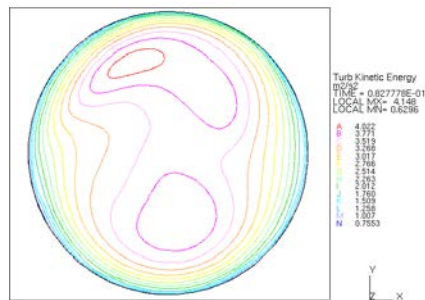
(d) 585 KA 45° AÖNs - z1



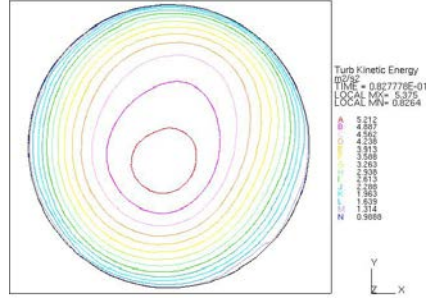
(e) 585 KAD 45° AÖNs - z2



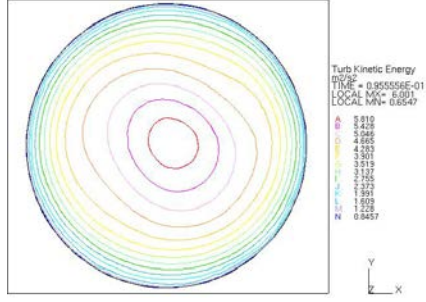
(f) 585 KAD 45° AÖNs - z3



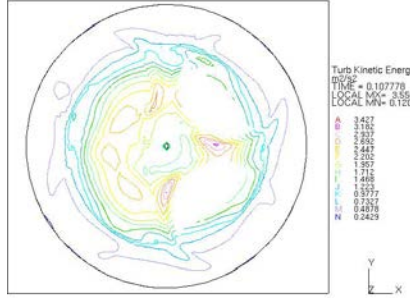
(g) 630 KAD 90° AÖNs - z1



(h) 630 KAD 90° AÖNs - z2



(i) 685 KAD 145° AÖNs - z1



(j) 720 KAD @ ÜÖN - z0

Şekil 3.11: Sıkıştırma zamanında farklı krank açıları ve kesitlerdeki türbülans kinetik enerji konturları.

4. PÜSKÜRTME EMME/BOŞALTMA ZAMANI OPTİMİZASYONU

Günümüzde yeni yanma süreçleri ile birlikte temiz dizel araştırmalarına önem verilmektedir. Bu araştırmaların önemi bu süreçlerin sahip olduğu sığa yakın partikül ve düşük emisyon seviyelerinden kaynaklanmaktadır. Uluslararası kurallara ise üreticileri NO_x seviyelerini düşürmeye zorlamaktadır. Bu kurallara otomobil üreticileri ve bu sanayiye motor tedarik eden firmaları daha çevreci ve temiz motorlar üretmeye zorlamaktadır. Bu konuda emisyon seviyelerini ve kirliliği miktarını sınırların altına indirecek birçok çalışma yapılmaktadır [59].

4.1 Optimizasyon

Bu çalışmada emisyon ve performans üzerinde etkili parametreler seçilmiş ve nümerik olarak incelenmiştir. Bir diğer amaç ise etkili devir bölgesinde yakıt tüketimi, parçacık ve emisyonlarını düşürürken gücü arttırabilmektir. Ayrıca karakteristik özelliklerinin kısmen değiştirilmesiyle motorun Euro V standardına uygun olmasıda önemli bir parametredir.

Bu kapsamda optimizasyon sürecinde bir boyutlu analiz yazılımı kullanılmıştır. Optimizasyon probleminde esas amaç (objective) gücün artırılması ve NO_x'in azaltılması olarak seçilmiştir. Devir ve yakıt püskürtme zamanlaması ise motorun çalışma aralığında tasarım değişkenleri olarak seçilmiş ve motorun çalışma aralığı ise tasarım kısıtları olarak belirlenmiştir. Çözüm aşamasında hesaplama zamanından tasarruf için motor tek silindir olarak modellenmiştir. Analiz öncesinde her devir için turbo çıkışındaki basınç ve sıcaklık deneysel tablodan okunmuş ve yazılıma doğru şekilde girilmiştir. Silindir içi başlangıç koşulları olarak da sıcaklık 293 K ve basınç atmosferik basınç olan 1 atm olarak seçilmiştir. Yakıt püskürtme zamanlaması için ise 700° krank açısı seçilmiştir (20° KA ÜÖNö). Tasarım değişkeni olan devrin sınır başlangıç değeri ise 600 d/dak olarak seçilmiştir.

Tasarım esnasında makul olmayan tasarımlardan kaçınmak için bazı kısıtlar seçilmiştir. Bunlardan ilki enjeksiyon başlangıç zamanıdır ve bu zaman göreceli olarak 700° krank açısına göre (-30°)-(+30°) aralığındadır. Bu aralık dışında konvan

siyonel motorlarda yanma verimi oldukça kötüleşmekte ve emisyon değerleri sınırların çok üstüne çıkmaktadır.

Optimizasyon probleminde ana çözücü bir boyutlu termodinamik çözüm yapan GT-Power'dır. GT-Power dünya çapında motor üreticileri tarafından motor tasarımında kullanılmaktadır. Kullanım esnekliği, tasarım esnasında sağladığı çeşitlilik ve diğer yazılımlarla eşzamanlı (coupled) kullanılabilmesi önemli avantajlarından.

Dizayn aşaması bir boyutlu termodinamik denklemlerin çözülmesi ile başlar. Çözümün zorluğu ve ayrıklaştırmanın getirdiği problemler, motor mekanizmasının karmaşıklığı emisyon ve performans hesapları için ticari kodları gerekli kılar. Ancak bir boyutlu kodlar hesaplama zamanı yönünden üç boyutlu kodlara oranla oldukça büyük avantajlar sağlamaktadırlar.

Tez kapsamında optimizasyon programı olarak ise Mode-Frontier kullanılmıştır. Bu kod sağladığı çoklu-amaç yeteneği, tasarım çerçevesi ve ayrıca kabul görmüş bilgisayar destekli mühendislik yazılımlarıyla kolay entegrasyonu nedeniyle seçilmiştir. Mode-Frontier, mühendislere, kullandıkları yazılımları kolaylıkla optimizasyon ortamına entegre etme olanağı sağlamaktadır. Sahip olduğu gradyan bazlı yardımcı araçlar, genetik algoritma araçları, kolay tasarım parametreleri tanımlama özelliği ve geometrik optimizasyon yeteneği Mode-Frontier'i doğru seçim olarak göstermektedir. Genel olarak Mode-Frontier BDM (Bilgisayar Destekli Mühendislik) yazılımına çözüm öncesi girdi sağlar ve bu girdiler sonucunda üretilen sonuçları kendi veritabanında tutar. Sonraki aşamada ise seçilen optimizasyon algoritması çerçevesinde girdileri hangi yönde değiştirerek sonuçların iyileştirilebileceğine karar verir. Sahip olduğu genetik algoritma her tasarım parametresi için reel sayı ya da bit dizisi şeklinde bir gen oluşturur. Bu işlemin ardından bu genler daha iyi tasarımlar üretebilecek şekilde çaprazlanırlar ve bir sonraki nesil oluşturulur. Bu nesillerden daha verimli tasarımlar üretebilecek gen aileleri hayatlarına devam eder diğerleri ise silinir. Genel olarak genetik algoritma bilgisayar ortamında doğal seçilimi taklit eden bir mekanizma olarak açıklanmaktadır.

Genetik algoritmanın en önemli avantajı, amaçların birbirine karışıp tek bir amaç haline gelmeden tutulabilmesi ve başlangıç aşamasında amaçlar arasında önemsel

ağırlık belirlenebilmesidir. Genetik algoritmanın bu avantajları mühendislere optimizasyon sonucunda Pareto Frontier eğrisi sunmasıdır. Bu eğride otomatik olarak seçilen noktalar başlangıçta seçilen amaçları sağlayan noktalardır ve kolaylıkla seçim yapılmasını sağlarlar. Ayrıca genetik algoritma sürekli değişkenler yerine ayrıklaştırılmış değişkenlerle çalışabilmesi sayesinde pratik mühendislik problemlerine kolaylıkla uygulanabilir.

4.1.1 Çoklu amaçlı genetik algoritma

Çoklu amaçlı problemlerde genellikle amaçlar birbiriyle karışmakta ve amaçların eşzamanlı optimize edilmesi engellenmektedir. Hemen hemen bütün mühendislik problemleri ise çoklu amaçlı problemlerdir. Örneğin maliyetin düşürülmesi, performansın artırılması, güvenilirliğin artırılması aynı anda istenebilir. Genetik algoritma ise bu tarz problemler için iyi tasarlanmış ve başarılı bir algoritmadır. Klasik genetik algoritma iyileştirme fonksiyonları, tanımlama metodları eklenerek çoklu amaçlı hale getirilebilir. Genetik algoritmada iki genel yaklaşım bulunmaktadır. Bunlardan ilki tüm amaç fonksiyonlarını birleştirerek tek bir birleşik fonksiyona indirgemek veya tüm amaç fonksiyonlarını kısıt fonksiyonlarına taşımaktır. İlk durumda tek amacın tanımlanması Fayda Teoremi [60], ağırlıklı toplam metodu gibi metodlarla mümkündür. Ancak esas sorun fayda teoreminin veya ağırlıkların seçiminin karar vericinin kararlarına uygun olup olmadığıdır. Gerçek hayatta bu ağırlıkları hassas ve doğru olarak seçmek oldukça zordur. Amaç fonksiyonlarının ağırlıklarında yaşanan küçük salınımlar ufak gibi görülsede sonuçta elde edilen optimum sonucun değişimi salınımlar yanında oldukça büyük olabilir. Ayrıca amaçların tek amaca indirgenmesi ya da amaçların tamamının kısıt fonksiyonlarına taşınması sonuç olarak tek bir değer elde etmemize neden olur. Ancak tasarımcılar tasarım aşamasında genellikle tek bir sonuç yerine optimum sonuç aileleri elde etmeyi tercih ederler. İkinci metot ise pareto optimal grubu belirlemektir. Pareto optimal grup ise genetik olarak diğer gruplara göreceli olarak geçiş yapamayan grup olarak tanımlanır [61]. Bir pareto grubundan diğerine geçişte ise diğer amaç fonksiyonlarından kazanç sağlamak için bir amaç fonksiyonundan bir miktar feragat edilir. Pareto optimal grupların büyüklükleri amaç fonksiyonlarının sayısına bağlıdır ve amaç fonksiyonu arttıkça pareto grubunun ölçüsü büyümektedir.

4.1.2 Çoklu amaçlı optimizasyon formülasyonu

Çoklu amaçlı optimizasyon problemlerinde kullanıcı K adet amacı optimize etmeyi ister ve genellikle amaçların birbirleri arasındaki ilişkiler hakkında kesin bilgisi yoktur. Problemden tüm amaçlar minimizasyon şeklinde olmalıdır maksimizasyon şeklindeki amaçlar ise $-$ (eksi) ile çarpılarak minimizasyon amacı haline getirilir. K adet çoklu amaçlı minimizasyon problemi aşağıdaki şekilde tanımlanır. X çözüm uzayında verilen n boyutlu karar değişkeni vektörü $\mathbf{x}$ olan K amaç fonksiyonlarını $z(\mathbf{x}^*)$ minimize eden $\mathbf{x}^*$ dır. Çözüm uzayı olan X genellikle kısıt serileri $g_j(\mathbf{x}^*)$ tarafından sınırlandırılır ve karar değişkenleri ile sınırlıdır. Gerçek problemlerde genellikle amaç fonksiyonları birbirleri ile çatışırlar. Bu nedenle problemi tek bir amaç üzerinden optimize etmek genellikle kabul edilemez sonuçlara neden olur. Bu nedenle gerçek çok amaçlı optimizasyon algoritması tüm amaç fonksiyonlarını neredeyse imkansız yakın şekilde eş zamanlı optimize edebilmelidir. Kabul edilebilir çoklu amaçlı optimizasyon algoritması sonuç olarak her bir amacın kabul edilebilir sınırlar içinde kaldığı ve bir diğerini ortadan kaldırmadığı çözüm grupları üretebilmelidir. Çözüm grupları bir diğer çözüm grubunu ortadan kaldırmadığında bu çözüme pareto optimal çözüm adı verilir. Sonuçta elde edilen pareto optimal sonuç amaçlardan biri kötüleşmediği sürece daha optimuma gidememelidir. Pareto optimal grup içindeki amaç fonksiyonlarının değerler kümesine pareto front adı verilir. Ancak bir çok problemde pareto optimal grubu bulmak oldukça uzun hatta sonsuz hesaplama zamanı gerektirir. Bu problemin en bilinen çözümü olabildiğince olanaklı olan en iyi bilinen pareto optimal grubu bulmaktır.

4.1.3 Genetik algoritma (GA)

Genetik algoritma 1960 ve 70 li yıllarda Holland ve meslektaşları tarafından geliştirilmiştir [62]. Genetik algoritma türlerin kökenini açıklayan evrimci teoriden etkilenmiştir. Doğada zayıf ve uyumsuz türler doğal seçim tarafından yok edilmişlerdir. Güçlü türler ise genlerini bir sonraki kuşağa aktarma ve devam ettirme şansına daha çok sahiptirler. Uzun süreçte ise doğru gen kombinasyonunu taşıyan türler hayatlarını devam ettirmiş ve diğerleri üzerinde baskın hale gelmişlerdir. Bu değişiklikler sayesinde türler, hayatta kalmak için yeni yetenekler kazanmışlardır. Başarılı olamayanlar ise doğal seçim nedeniyle yokolmuşlardır. Genetik algoritma

terminolojisinde ise çözüm vektörü $x \in X$ bireysel ya da kromozom olarak adlandırılır. Kromozomlar ise gen adı verilen ayırık parçalardan oluşmaktadır. Her gen ise kromozomun bir ya da bir kaç özelliğini kontrol etmektedir. Holland'ın orjinal uygulamasında genler ikili sayı (binary digit) olarak kurgulanmıştır. Ancak daha sonraki uygulamalarda genler farklı şekillerde de temsil edilmiştir. Normal olarak kromozom çözüm uzayında benzersiz çözüm olan x_i yi temsil eder. Bu temsil kromozomla çözüm uzayı arasında bir ilişkilendirmeyi ve haritalandırmayı gerektirir. Bu haritalandırma çözümleme (encoding) olarak adlandırılır. GA popülasyon olarak adlandırılan kromozom topluluğunda çalışır. Popülasyon normal olarak rasgele tanımlanır. Zaman geçtikçe popülasyon daha sağlıklı olmaya başlar ve en sonunda tek bir sonuca yakınsar. Holland bu durumu kromozomların binary vektör oldukları uzayda şema teoremini kullanarak ispatlamıştır.

GA varolandan yeni çözüm üretmek için iki operatör kullanmaktadır ve bunlar çaprazlama ve mutasyon olarak adlandırılır. Çaprazlama en önemli operatördür ve iki kromozomun birleşerek yeni bir kromozom yaratmalarını sağlar. Çaprazlama devam ettirildiğinde normal olarak iyi genlerin popülasyondaki frekanslarının artması beklenir. Mutasyon operatörü ise kromozomların karakterlerinde rasgele değişiklikler meydana getiren bir operatördür. Mutasyon genellikle gen seviyesinde uygulanır. GA uygulamalarında genellikle mutasyon miktarı oldukça azdır ve seviyesi kromozomun uzunluğuyla doğrudan bağlantılıdır. Bu yüzden mutasyon sonucunda ortaya çıkan kromozom orjinal halinden çok az farklıdır. Mutasyon GA'da oldukça önemli bir role sahiptir. GA da sağlıklı olanı seçmek için de birçok yöntem bulunmaktadır. Oransal seçim, sınıflandırma (ranking) ve turnuva seçimi bunlardan bazıları olarak sayılabilir.

Genetik algoritma işleyişinin genel şeması aşağıdaki şekilde verilebilir:

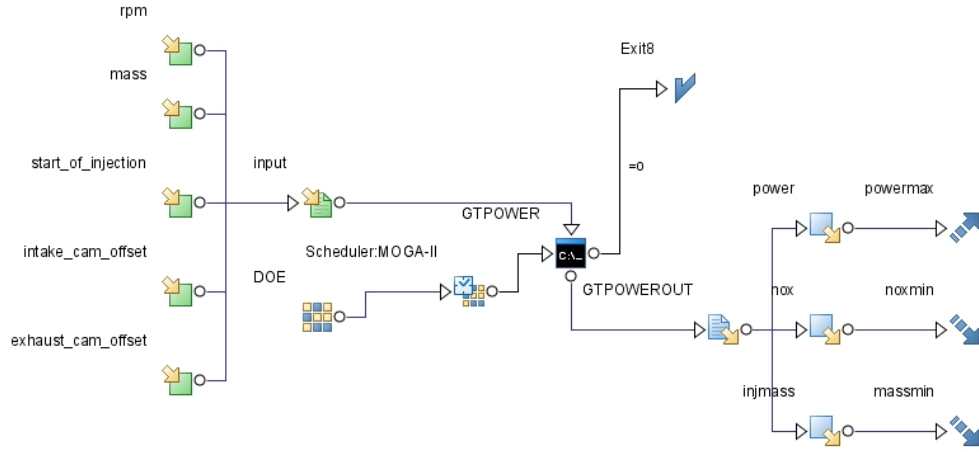
- 1.Adım: Zaman adımı $t=1$ olarak ayarlanır. İlk popülasyondan P_1 formunda rastgele N adet çözüm üretilir. Üretilen sonuçlar sağlık testine tabi tutulur.
- 2.Adım (Çaprazlama): Çaprazlama sonucunda Q_t popülasyonu olan yeni nesiller aşağıdaki şekilde türetilir.

- 2.1.Adım: Sağlık testi sonuçlarına göre P_t içinden $\mathbf{x}, \mathbf{y}$ değerleri seçilir.
- 2.2.Adım: Çaprazlama operatörü kullanılarak yeni nesiller türetilir ve Q_t ye eklenir.
- 3.Adım: (Mutasyon): Seçilen mutasyon oranında her çözüm $\mathbf{x} \in Q_t$ olacak şekilde mutasyona uğratılır.
- 4.Adım (Sağlık testi uygulanması): Sağlık değeri $\mathbf{x} \in Q_t$ olan her çözüme atanır.
- 5.Adım (Seçim): Q_t içinden N adet çözüm sağlık değerlerine bakılarak seçilir ve P_{t+1} ' e kopyalanır.
- 6.Adım: Eğer memnuniyet kriteri sağlanmışsa iterasyon durdurulur aksi halde 2. adıma geri dönülür.

Popülasyon tabanlı yaklaşım çoklu amaçlı problemleri çözmek için oldukça iyi tasarlanmış bir algoritmadır. Tek amaçlı genetik algoritma kolaylıkla çoklu amaçlı algoritma şekline sokularak bu tarz problemlere uygulanabilir. Genetik algoritmanın en önemli yeteneği süreksiz, konveks olmayan, çok modlu problemlerde çözüm uzayını her bir amaç için eşzamanlı tarayabilmesidir. Ayrıca GA' nın çaprazlama mekanizması farklı amaçlar için Pareto frontun keşfedilmemiş parçalarında birbirini baskılamayan yeni çözümler üretebilmesine imkân sağlamaktadır. Ayrıca çoğu GA uygulaması kullanıcının problem için öncelik, oranlama ve amaçları ağırlıklandırma gibi öncüller girmesine ihtiyaç duymamaktadır. Bu nedenle GA çoklu amaçlı problemlerin çözümünde oldukça yaygındır.

4.2 Test Çözümü Yapılandırması

Optimizasyon problemlerinde amaç doğrultusunda elde edilen çözüm gruplarının uygunluğu doğrudan problemin doğru ve yeteri kadar yakın temsili ile mümkündür. Bu nedenle çözüm aşamasında test yapılandırmasına oldukça fazla önem verilmiş ve bu test sonucu elde edilen değerler karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir.



Şekil 4.1: Mode-Frontier’ da oluşturulan optimizasyon algoritması

Çap [mm]	115.0
Stroke [mm]	144.0
Bağlantı Rod Kolu [mm]	231.2
Piston kaçıklığı[mm]	0.00
Deplasman [lt]	1.496
Devir (rpm)	1000

Tablo 4.1: Test problemi yapılandırması.

4.3 Optimizasyon Süreci

Tek boyutlu motor modellemesinin optimizasyonu probleminde GT-POWER kullanılarak model oluşturulmuştur. GT-Power’ da oluşturulan modelin doğruluğu saptandıktan sonra bu yazılımda giriş ve sonuç dosyalarının oluşturulması için model başlangıç koşullarında tek bir durum için çalıştırılmıştır. Bu işlem sırasında yazılım okunabilir giriş ve sonuç dosyaları yaratır. Giriş dosyası problem parametreleri ve çözücü parametrelerini içerirken, sonuç dosyası güç, basınç, sıcaklık vb. sonuç verileri içerir. Bu aşamanın ardından Mode-Frontier’da giriş değişkenleri olan devir, püskürtülen yakıt miktarı, püskürtme başlangıç zamanı ve egsoz valf zamanlamaları tanımlanmış ve GT-power giriş dosyası ile parametrik olarak ilişkilendirilmiştir. Ayrıca bu aşamada yukarıda sayılan parametrelerin değişim aralıkları ve değişim adımları da tanımlanır. Bir sonraki aşamada GT- POWER’ın komut satırında çalışması için komut dizimi yazılmış ve programın her bir döngüde oluşturulan giriş dosyası ile çözüm yapması sağlanmıştır. Daha sonraki adım çözücünün her bir döngüde ürettiği sonuçların değerlendirilmesidir. Üretilen sonuç dosyasında minimize yada maksimize edilmesi amaçlanan parametreler optimizasyon yazılımı sayesinde parametrik olarak işaretlenir. İşaretlenen sonuçların amaç fonksiyonları ile ilişkilendirilmesi sürecin sonraki aşamasını oluşturur. Son aşamada problemin hangi optimizasyon algoritması ile çözüleceği seçilerek yazılıma eklenir. Proje kapsamında başlangıçta anlatılan yetenekleri nedeniyle genetik algoritma optimizasyon algoritması olarak seçilmiştir. Tüm bu düzenlemelerin ardından yazılım çalıştırıldığında ilk olarak giriş değerleri için belirlenen aralığa uygun olarak değerler belirlenir. Çözücü (GT-Power) bu değerleri kullanarak sonuçlar üretir ve ardından üretilen sonuçlar okunarak amaç fonksiyonlarına aktarılır ve çözücü o adım için sonlandırılır. Aynı zamanda değerler optimizasyon yazılımının çözüm uzayını kaydettiği kütüphaneye kaydedilir. Sonraki aşamada optimizasyon algoritması amaç fonksiyonlarını göz önünde bulundurarak tüm giriş değişkenlerini yada bazılarını değiştirerek bir sonraki çözüme başlar. Optimizasyon süreci iteratif bir döngü şeklinde optimizasyon algoritmasının kontrolünde devam eder. Sonuçlar için arzu edilen değerler sağlandığında optimizasyon süreci tamamlanır.

4.4 Optimizasyon Sonuçları

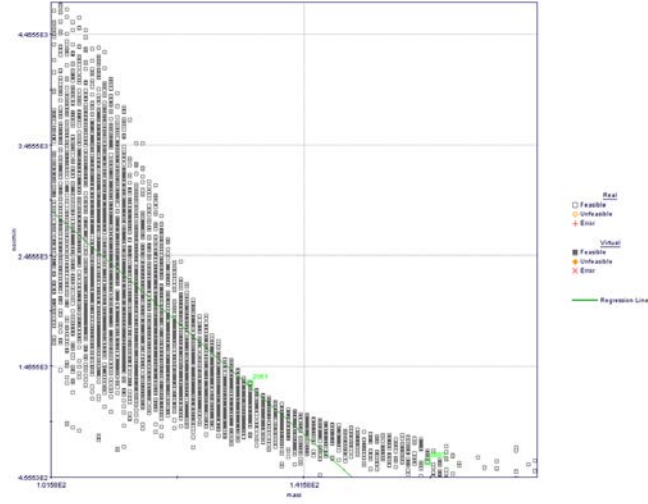
Bu çalışmada 5 adet deneysel tasarım parametresi, çoklu amaçlı genetik algoritma kullanılarak 400 gene sahip havuz ile çözüme ulaşılmıştır. Sonuç olarak 11000 tasarım elde edilmiş bunlardan sadece % 0.5 i kabul edilemez (infeasible) tasarım olarak görülmüştür. Kabul edilemez çözümler modelleme ve çözücü kaynaklı olarak gelişmiştir. Problemin çözümünde 2 adet çift çekirdekli Xeon 3.0 işlemcili çözüm ortamı kullanılmıştır. Toplam çözüm süresi 10 saat olarak ölçülmüştür.

Çözüm sonrası pareto uzayı içerisinde Tablo 4.2’ de gösterilen 2. tasarım NOx emisyonu açısından en iyi çözüm olarak seçilmiştir. Bu seçim esnasında 11000 tasarım arasından kod tarafından 143 adet tasarım amaçlara uygun görülmüş ve pareto kümesi olarak seçilmiştir. 143 seçim arasından da amaç fonksiyonlarının bazılarında bir miktar feragat edilerek Tablo 4.2 de gösterilen iki adet pareto seçilmiştir.

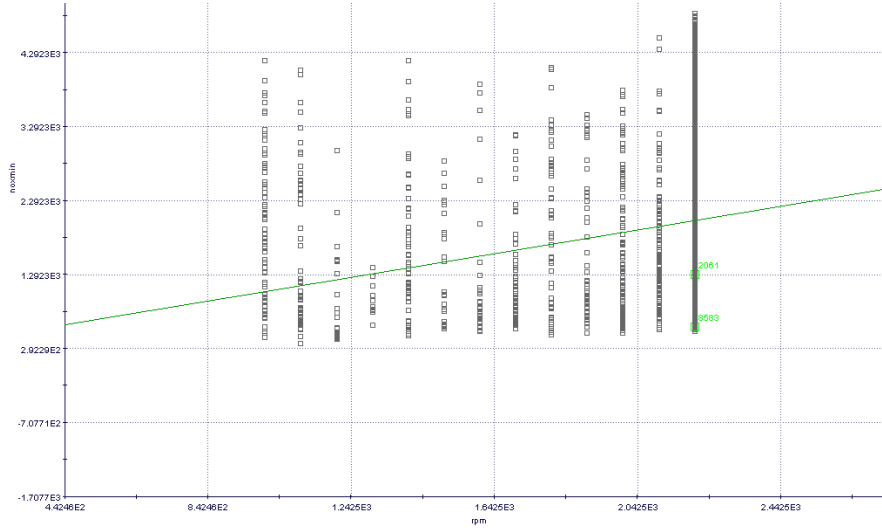
Ex-cam off.	Int-cam off.	Mass	RPM	Start of Injection	NOx	Power(hp)	Decision Criteria
1	-2	133	2200	-13	1307.48	45.99	Power>=46hp, Minimize NOx
10	-12	161	2200	-20	597.27	41.091	nox<=600 , Maximize Power

Tablo 4.2: Seçilen paretolar.

Şekil 4.2 de püskürtülen yakıt miktarının NOx üzerindeki etkisini göstermektedir. Artan yakıt miktarı dolayısıyla yanma sonucu ortaya çıkan NOx miktarı artmaktadır tablo yakıt miktarı ile NOx miktarı arasındaki aynı yönlü ilişkiyi göstermektedir.

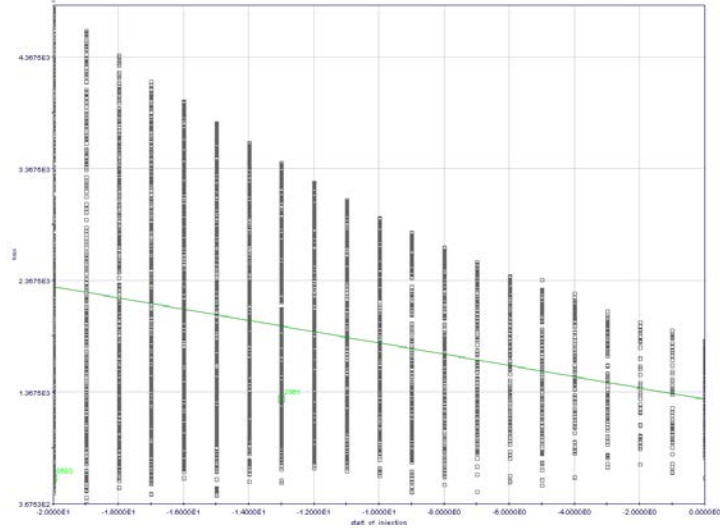


Şekil 4.2: NOx – Püskürtülen yakıt miktarı.



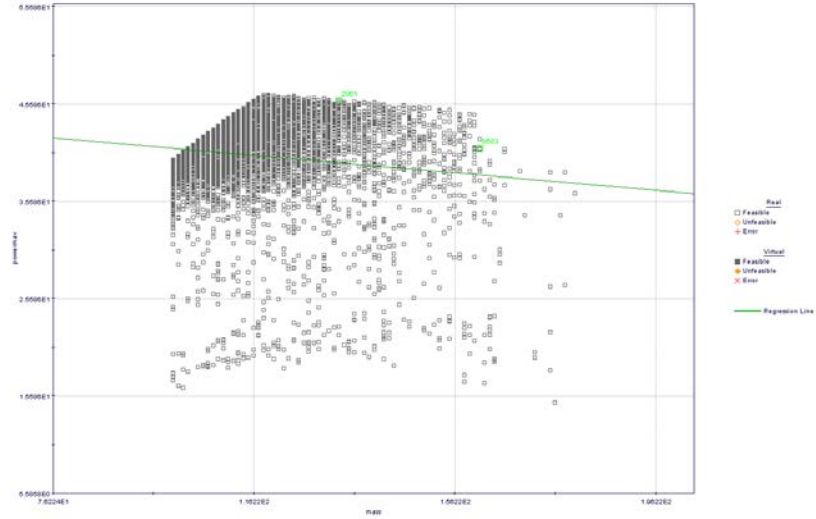
Şekil 4.3: NOx - RPM tasarım uzayı.

Şekil 4.3 ise optimize edilmiş değerler gözönüne alındığında rpm artışının NOx miktarını arttırdığını göstermektedir.



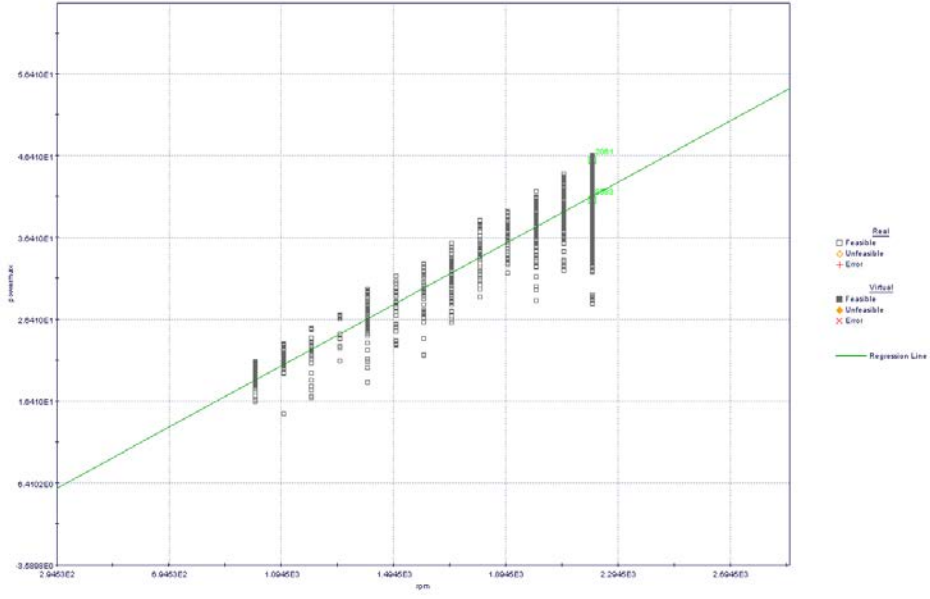
Şekil 4.4: NOx – Püskürtme başlangıcı tasarım uzayı.

Şekil 4.4 de ise optimize edilmiş değerler gözönüne alındığında piston tepe noktası konumuna göre daha önce yapılan yakıt yüklemelerinin NOx miktarlarını arttırdığı gözlemlenmektedir.



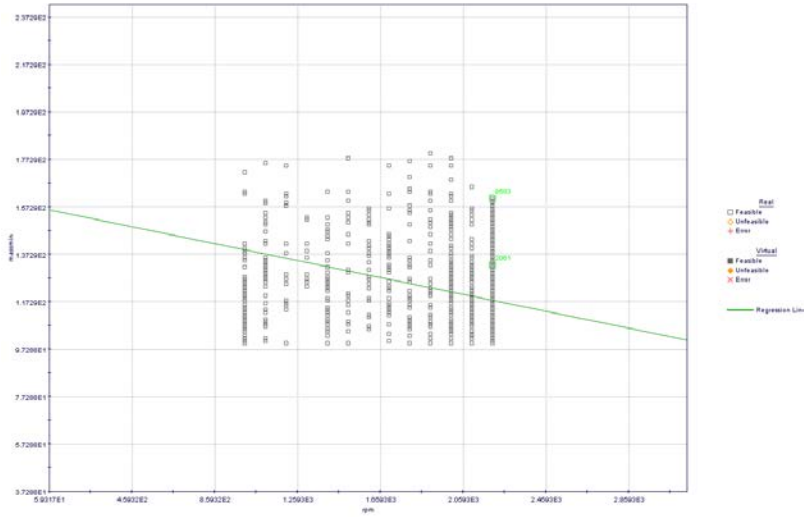
Şekil 4.5: Güç – Püskürtülen yakıt miktarı tasarım uzayı.

Şekil 4.5' de ise optimize edilmiş değerler gözönüne alındığında püskürtülen yakıt miktarı diğer parametre değişiklikleri ile birlikte gücü azalttığı gözlemlenmektedir.



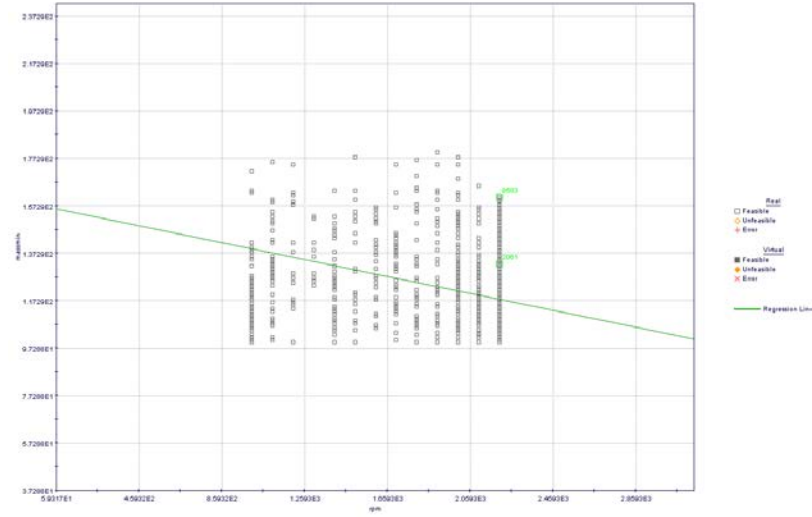
Şekil 4.6: Güç - RPM tasarım uzayı.

Şekil 4.6' da ise optimize edilmiş değerler gözönüne alındığında devir artışının gücü pozitif yönde etkilediği gözlemlenmiştir.



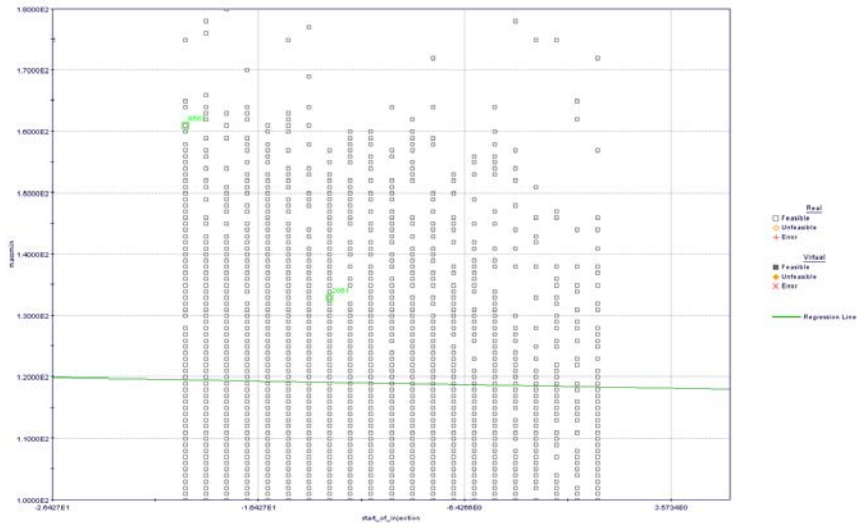
Şekil 4.7: Kütle – Yakıt püskürtme zamanı tasarım uzayı.

Şekil 4.7 de ise optimize edilmiş değerler gözönüne alındığında püskürtülen yakıt miktarı diğer parametre değişiklikleri ile birlikte gücü azalttığı gözlemlenmektedir.



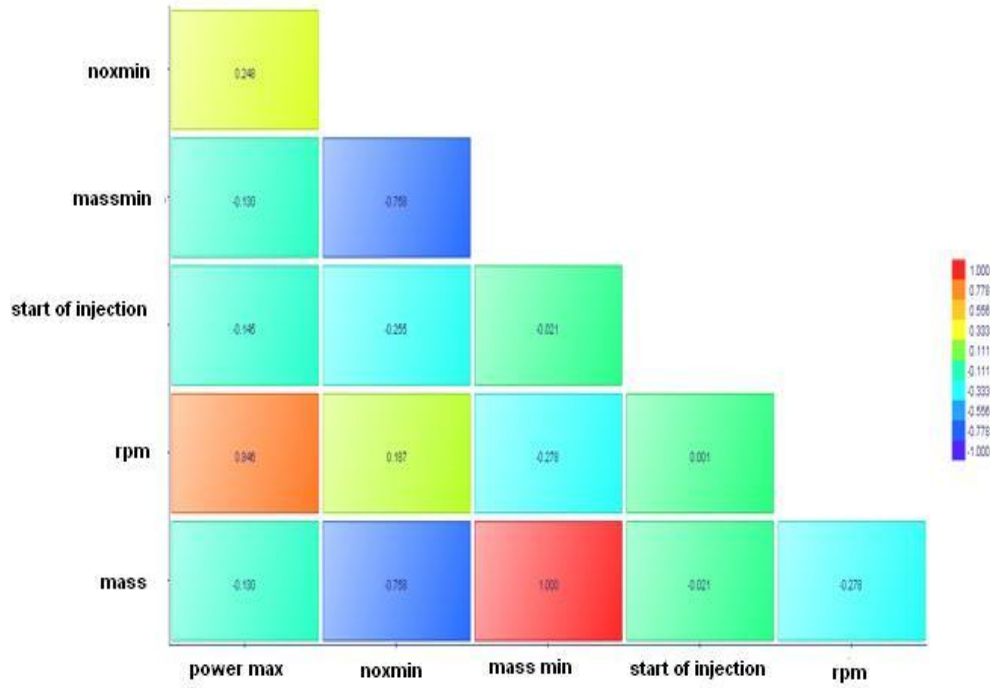
Şekil 4.8: Kütle – Devir tasarım uzayı.

Şekil 4.8’ de ise optimize edilmiş değerler gözönüne alındığında püskürtülen yakıt miktarının devir artışı ile azaldığı gözlemlenmektedir.



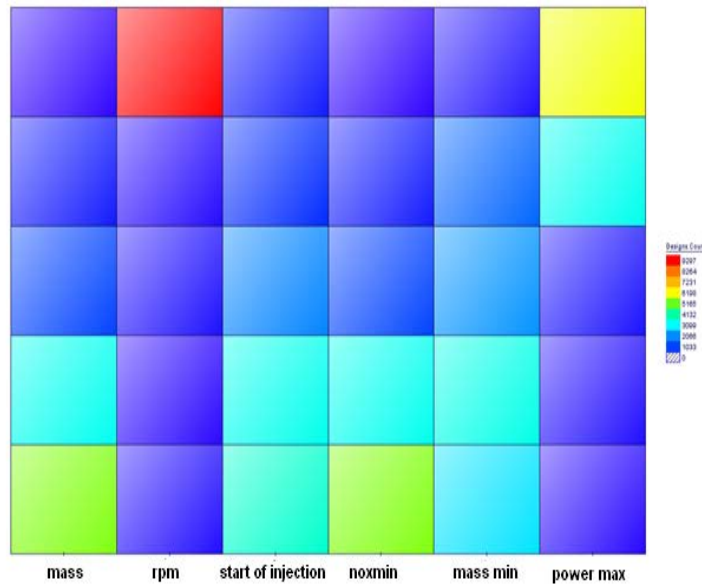
Şekil 4.9: Püskürtülen yakıt miktarı – Püskürtme zamanı başlangıcı tasarım uzayı.

Şekil 4.9 da püskürtme başlangıç zamanı ile püskürtülen yakıt miktarı arasındaki ilişki gösterilmiştir. Optimizasyon sonucunda Tablo 4.2’de gösterilen 1. Paretoya göre optimum yakıt miktarı 133 mg/çevrim olarak belirlenmiştir.



Şekil 4.10: Tasarım parametrelerinin amaçlara etkisi [Etkileşim matrisi].

Yukarıdaki şekil tasarım parametrelerinin amaç fonksiyonlarına etkisini ve oranlarını göstermektedir. Oran olarak pozitif değerler aralarında doğru orantılı negatif değerler ise ters orantılı bir ilişki bulunduğunu göstermektedir. (-1) – (1) aralığında sıfırdan uzaklaştıkça parametrenin amaç fonksiyonu üzerindeki negatif yada pozitif etkisi artmaktadır.



Şekil 4.11: Tasarım dağılımı.

Şekil 4.11 de ise tasarım parametreleri için belirlenen aralıkta, amaç fonksiyonları için ise çözüm uzayında tasarım sayıları gösterilmiştir. Her bir sütundaki toplam tasarım sayısı çözüm uzayındaki tasarım sayısına eşittir. Şekildeki sütunlarda giriş parametreleri ve amaç fonksiyon değerleri aşağıdan yukarıya doğru, doğrusal olarak artmaktadır. Dolayısıyla, her bir sütunun aralığı birbirinden farklı olacaktır. Örnek olarak püskürtme zamanlaması taban değeri (-30) derece krank açısı iken tavan değeri (+30) krank açısıdır. Şekil 4.11 de görüleceği üzere püskürtme başlangıcı (-30) yaklaştıkça amaçlara daha çok yaklaşılmıştır.

5. LAGRANGE ÇOK FAZLI AKIŞ MODELİ (Lagrangian Multi-phase)

Dağınık çok fazlı akış (Dispersed Multi-phase Flow), endüstrideki çeşitli alanlarda yaygın olarak görülen bir akış türüdür. Bunlara örnek olarak sıvı ve katı yakıtlı yanma odaları, sprey kurutucular, siklon (cyclone) toz ayırıcılar ve kimyasal reaktörler verilebilir. Tüm bu durumlar, gaz ya da sıvı olabilecek bir sürekli faz (continuous phase) ile katı parçacıkları, sıvı parçacıkları veya gaz baloncukları içeren bir dağınık faz (dispersed phase) içerir. Genelde akış içerisindeki dağınık faz ile sürekli faz arasında momentum, kütle ve ısı geçişi etkileşimi olmaktadır. Bu etkileşimlerin miktarı, parçacıkların büyüklüğü, yoğunluğu, hızı ve sıcaklığı gibi özelliklerle doğrudan ilişkilidir. Akış laminar ise bir noktadan çıkan her parçacık düzgün bir yol izler, yani hareket deterministiktir. Diğer yandan, türbülanslı bir akış içerisinde yollanan ayrık elemanlar, dalgalanan ve değişen türbülanslı hız alanının etkisiyle oluşan rasgelele yörüngeleri takip edecektir. Bu parçacıklar kendi aralarında etkileşim içerisinde bulunabilirler (Ör: Çarpışma(Collusion)). Eğer dağınık faz buharlaşabilir, çözünebilir ya da reaksiyona girebilir durumda ise, fazlar arasında kütle geçişi olur. Bu duruma, fazlar arasındaki (interphase) sıcaklık farkı sebebiyle oluşan ısı geçişi de eşlik eder. Fazlar arası kütle geçişi, dağınık fazın elemanlarının boyutlarında değişikliğe neden olur. Sürekli faza dâhil olmadan önceki, ilk boyutları üniform yani tek biçimli olan parçacıkların, bu etkileşimlerin sonucu olarak, değişken dağılımlı boyutlara sahip olurlar. Boyut değişimi, parçacıklara etkiyen ve onların daha küçük parçalara ayrılmasına sebep olan akışkan dinamiği temelli kuvvetlerden de kaynaklanabilir. Son olarak, bir diğer etkileşim ise cidar ile parçacıklar arasında oluşur. Bu olayın sonucu çarpışma şiddetine bağlı olarak yansıma ya da parçalanma olabilir.

Görelî olarak daha küçük sayıda dağınık faz elemanı/parçacık gerektiren akışlarda, her parçacık için oluşturulan Lagrange denklem takımını çözmek mümkündür. Fakat parçacık sayısının büyük olduğu durumlarda istatistiksel bir yaklaşım daha uygun olacaktır. Bu durumda, toplam popülasyon, her biri kendi içinde aynı özellikleri içeren sonlu sayıdaki hesaplama parselleri/örneklemeleri (computational parcels/samples) ile temsil edilir. Örneklemelerin sayısı keyfi olarak verilemez; popülasyonun iyi bir şekilde temsili için parsel sayısının yeterince büyük olması gerekmektedir. Bu büyüklüğe farklı sayıda örneklemeler alınarak elde edilecek çözümlerin karşılaştırılması ile ulaşılabilir.

Türbülanslı akışlarda, parçacıkların dağılımını belirleyen Rasgele Yürüme Tekniğı (Random walk technique) türbülans hız alanının dalgalanan yapısına uygulanmıştır [63]. Modelleme adımlarının detayları aşağıdaki bölümlerde verilmiştir.

5.1 Problemin Tanımı

Tez kapsamında ikinci bölümde motor emiş ve egzoz valf zamanlaması, yakıt püskürtme zamanı, devir, püskürtülen yakıt miktarı parametreleri üzerinden güç ve NO_x emisyonun optimizasyonu birinci aşamayı oluşturmuştur. Bu kapsamda 9 L, 6 silindirli Ecotorq dizel motor için soğuk akış aşamasında kullanılan tek silindirli bir boyutlu model temel alınmış ve bu model kullanılarak optimizasyon süreci yönetilmiştir. İlerleyen aşamada ise ilk olarak yarım motor geometrisi ve ardından tam geometri kullanılarak püskürtme çalışmaları yapılmıştır. Püskürtme sırasında ise püskürtme algoritmasının sahip olduğu atomizasyon modelleri karşılaştırılarak motor problemine en uygun model tespit edilmiş ve referans makalelerle karşılaştırılmıştır.

5.2 Ayırık Faz İçin Temel Korunum Denklemleri

Akışkan hızı u , tanecik hızı ise u_d ile ifade edilmiştir. Alt indis d ayırık faza ait bir özelliğı ifade etmektedir. Bu göz önüne alınarak, parçacıklar için oluşturulan korunum denklemleri aşağıdaki gibidir

5.2.1 Momentum denge denklemi

Kütlesi m_d olan bir parçacık için momentum denklemi aşağıda verildiği gibi ifade edilebilir:

$$m_d \frac{d\mathbf{u}_d}{dt} = \mathbf{F}_{dr} + \mathbf{F}_p + \mathbf{F}_{am} + \mathbf{F}_b \quad (5.1)$$

Burada;

C_d sürüklenme katsayısı, A_d ise parçacığın akış yönüne dik kesit alanı olmak üzere, F_{dr} Sürüklenme kuvveti (Drag force),

$$F_{dr} = \frac{1}{2} C_d \rho A_d |\mathbf{u} - \mathbf{u}_d| (\mathbf{u} - \mathbf{u}_d) \quad (5.2)$$

V_p parçacığın hacmi, ∇p ise basınç gradyanı olmak üzere, F_p parçacığa etkiyen basınç kuvveti

$$\mathbf{F}_p = -V_p \nabla p \quad (5.3)$$

$\mathbf{F}_{am}$ taşıyıcı sürekli faza parçacıkların nüfuz etmesinden kaynaklanan sanal kütle kuvveti (Virtual mass force), (C_{am} ise bu kütle kuvvetine ait, genellikle 0.5 olarak alınan bir katsayı) [63].

$$\mathbf{F}_{am} = -C_{am} \rho V_d \frac{d(\mathbf{u} - \mathbf{u}_d)}{dt} \quad (5.4)$$

$\boldsymbol{\omega}$ açısal hız vektörü, $\mathbf{r}$ dönme eksenine olan uzaklık vektörü ve $\mathbf{g}$ yerçekimi ivmesi vektörü olmak üzere, $\mathbf{F}_b$ yerçekiminden kaynaklanan bünye kuvveti

$$\mathbf{F}_b = m_d [\mathbf{g} - \boldsymbol{\omega} \times (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}) - 2(\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{u}_d)] \quad (5.5)$$

şeklinde tanımlanır. Buradaki bünye kuvvetine, manyetik, elektrostatik gibi diğer kuvvet alanlarında entEGGe edilebilir.

$\mathbf{x}_d$ 'nin parçacığa ait konum vektörü olduğu gözönüne alındığında parçacık hızı şu şekilde ifade edilebilir:

$$\mathbf{u}_d = \frac{d\mathbf{x}_d}{dt} \quad (5.6)$$

5.2 nolu denklemden, momentum gevşeme zaman ölçeği (relaxation time scale), τ_M aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$\tau_M = \frac{m_d |\mathbf{u} - \mathbf{u}_d|}{\mathbf{F}_b} = \frac{2m_d}{C_d \rho A_d |\mathbf{u} - \mathbf{u}_d|} = \frac{4\rho_d D_d}{3C_d \rho |\mathbf{u} - \mathbf{u}_d|} \quad (5.7)$$

5.2.2 Kütle korunumu denklemi

Birim yüzeydeki kütle geçiş hızının F_m olduğu varsayılırsa, parçacık kütlelerinin değişimi aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\frac{dm_d}{dt} = -A_s F_m \quad (5.8)$$

Burada A_s parçacığın yüzey alanıdır. Buharlaşılabilen ya da yoğunlaşabilen tek bileşenli parçacık için F_m aşağıdaki gibi ifade edilir [64] :

$$F_m = K_g p_t \ln \frac{p_t - p_{v,\infty}}{p_t - p_{v,s}} \quad (5.9)$$

Bu denklemde, K_g kütle geçişi katsayısı (daha sonraki bölümlerde ayrıntılandırılacak), p_t , $p_{v,\infty}$ ve $p_{v,s}$ ise sırasıyla gaz basıncı, parçacık etrafındaki ve yüzeyindeki buharın kısmi basınçlarıdır. Parçacık yüzeyindeki buharın kısmi basıncı, T_d sıcaklığındaki parçacığın doyma basıncına eşit olmalıdır.

Denklem 5.8 ve 5.9'dan kütle gevşeme zaman ölçeği şöyle tanımlanır:

$$\tau_m = \frac{m_d}{A_s |F_m|} = \frac{\rho_d D_d}{6 |F_m|} = \frac{\rho_d D_d}{6 K_g p_t \ln \left| \frac{p_t - p_{v,\infty}}{p_t - p_{v,s}} \right|} \quad (5.10)$$

5.2.3 Enerji korunumu denklemi

Parçacıklar için enerji dengesi, yüzeylerdeki ısı geçiş hızı ve faz değişiminden kaynaklanan ısı alışverişi mekanizmaları ile ilgilidir; bu nedenle denge aşağıda verildiği gibi formüle edilir:

$$m_d c_{p,d} \frac{dT_d}{dt} = -A_s \dot{q}_d'' + h_{fg} \frac{dm_d}{dt} \quad (5.11)$$

Bu denklemde $\dot{q}_d''$ yüzey ısı akısını, $c_{p,d}$ parçacığın özgül ısısını, h_{fg} ise fiziksel faz değişim entalpisini ifade etmektedir. h toplam ısı geçişi katsayısı (daha sonra bahsedilecek) olmak üzere, ısı akısı aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\dot{q}_d'' = h(T_d - T) \quad (5.12)$$

5.11 ve 5.12 numaralı denklemler kullanıldığında, ayrık faz için ısıl gevşeme zaman ölçeği aşağıdaki gibi belirtilebilir:

$$\tau_T = \frac{c_{p,d} \rho_d D_d}{6h} = \frac{c_{p,d} \rho_d D_d^2}{6k_m \text{Nu}} \quad (5.13)$$

Bu denklemde k_m sürekli faza ait ısıl iletkenlik katsayısı, Nu ise Nusselt sayısını ifade etmektedir.

5.3 Sürüklenme, Isı Geçişi ve Kütle Geçişi Katsayıları

5.2, 5.9 ve 5.12 numaralı denklemlerdeki sürüklenme katsayısı C_d , kütle geçişi katsayısı K_g ve ısı geçişi katsayısı h , parçacıklar etrafındaki küçük ölçekli akış özelliklerinin birer fonksiyonlarıdır. Bu özellikler ortamda bir kaç parçacıktan daha fazlası olması durumunda – incelenen problemde bu sayı çok fazladır – tek tek yeniden çözüm için elverişli değildir. Genel pratik, bu özelliklerin deneylerden ve bazı teorik çalışmalardan elde edilen belirli benzerlik ve korelasyonlar kurulmasını öngörür. Bu özellikler için, algoritmada kullanılan korelasyonlar referanslarıyla birlikte aşağıdaki bölümlerde detaylandırılmıştır.

5.3.1 Sürükleme katsayısı

Sürükleme katsayısı için çözüm algoritmasında kullanılan standart korelasyon aşağıda belirtilmiştir:

$$C_d = \begin{cases} 24(1 + 0.15Re_d^{0.687})/Re_d & , \quad Re_d \leq 10^3 \\ 0.44 & , \quad Re_d > 10^3 \end{cases} \quad (5.14)$$

Burada kullanılan ayırık fazın Reynolds sayısı aşağıda ifade edilmiştir:

$$Re_d = \frac{\rho|u - u_d|D_d}{\mu} \quad (5.15)$$

Kullanılan kod, bu standart korelasyon dışında, Yuen ve Chen tarafından kurulan korelasyonun yada kullanıcı tarafından belirlenebilecek bir korelasyonun algoritmaya dahil edilebilmesine olanak verir [65].

5.3.2 Isı Geçişi Katsayısı

Bu katsayı kütle geçişi olmayan durumda uygulanabilir bir korelasyondan elde edilen değerin, daha sonra bir düzeltme faktörü ile çarpılması sonucu elde edilmiştir [66]. Düzeltilmiş ısı geçişi katsayısı aşağıda verilmiştir:

$$h = \frac{k_m Nu Z}{(e^Z - 1)D_d} \quad (5.16)$$

Burada kullanılan Nusselt sayısı,

$$Nu = 2(1 + 0.3Re_d^{1/2}Pr^{1/3}) \quad (5.17)$$

Z düzeltme faktörü ise,

$$Z = \frac{-c_p(dm_d/dt)}{\pi D_d k_m \text{Nu}} \quad (5.18)$$

şeklinde ifade edilir.

5.3.3 Kütle geçişi katsayısı

Kütle geçiş katsayısı, K_g , Ranz tarafından elde edilmiştir [67]. K_g şu şekilde tanımlanmıştır:

$$K_g = \frac{Sh D_m}{R_m T_m D_d} \quad (5.19)$$

Bu denklemde R_m karışımın gaz sabitini, D_m buhar difüzyonunu, T_m ise ortalama sıcaklığı ifade etmektedir. Sh ise Sheerwood sayısıdır. Sc , Schmidt sayısı olmak üzere, denklemdeki Sheerwood sayısı,

$$Sh = 2(1 + 0.3Re_d^{1/2}Sc^{1/3}) \quad (5.20)$$

şeklinde ifade edilir.

5.4 Damlacık Parçalanma/Dağılma (Droplet Break-up) Modeli

Yakıt parçacıkları, sürekli faza göre hızları nedeniyle oluşan yüzey kuvvetleri sebebiyle stabil durumda bulunmakta zorlanırlar. Bu durum Reitz ve Diwakar tarafından geliştirilen kopma modeliyle çözülebilmektedir. Aerodinamik kuvvetler sebebiyle meydana gelen parçacık ayrılması, Reitz Diwakar modelinde iki farklı durumda oluşmaktadır. Bunlardan ilki kese ayrılması (Bag break-up) olarak adlandırılır [68]. Bu durumda parçacık çevresindeki uniform olmayan basınç bölgesi parçacık düşük basınçlı bölgeye doğru genişlemesine sebep olur. Diğeri ise şerit ayrılması olarak adlandırılır ve bu durumda tanecik yüzeyinden akışkan kopmaları olur.

Her durumda teorik çalışmalar ayrılma için kriterler yaratmaya stabil parçacık çapını ve ayrılma prosesi sırasında karakteristik zaman skalasını tahmin etmeye çalışmaktadır. Bu sayede ayrılma hızı aşağıdaki denklem kullanılarak hesaplanır.

$$\frac{dD_d}{dt} = -\frac{(D_d - D_{d,stable})}{\tau_b} \quad (5.21)$$

Bu denklemde D_d anlık parçacık çapını temsil etmektedir. Parçacığın bu hareketini belirleyen kriterler ve zaman ölçekleri aşağıda belirtilmiştir:

5.4.1 Kese ayrılması (Bag break-up)

Kararsızlık aşağıda tanımlandığı şekilde kritik Weber sayısı ile tanımlanmaktadır.

$$We = \frac{\rho|u - u_d|^2 D_d}{2\sigma_d} \geq C_{b1} \quad (5.22)$$

σ_d yüzey gerilim katsayısı C_{b1} ise deneysel katsayı olarak tanımlanmış ve değeri 3.6 ile 8.4 arasında değişmektedir [69].

Ortak karakteristik zaman aşağıda tanımlanmıştır:

$$\tau_b = \frac{C_{b2}\rho_d^{1/2} D_d^{3/2}}{4\sigma_d^{1/2}} \quad (5.23)$$

Burada, $C_{b2} \approx \pi$ dir.

5.4.2 Şerit ayrılması (Stripping break-up)

Bu rejimin kriteri ise aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$\frac{We}{\sqrt{Re_d}} \geq C_{s1} \quad (5.24)$$

Burada Re_d , denklem 2.16 da tanımlanmış olan, parçacığa ait Reynolds sayısı, C_{s1} ise değeri 0.5 olan bir katsayıdır [70].

Bu durum için belirlenen karakteristik zaman aşağıdaki gibidir:

$$\tau_b = \frac{C_{s2}}{2} \left(\frac{\rho_d}{\rho} \right)^{1/2} \frac{D_d}{|u - u_d|} \quad (5.25)$$

Buradaki C_{s2} deneysel katsayısı, 2 ila 20 aralığındadır [70].

5.5 Çarpışma (Collision) Modeli

O'Rourke çarpışma modeli parçacıklar arası çarpışmaların modellenmesi için kullanılmaktadır [70]. Bu model Schmidt ve Rutland tarafından speed-up algoritmasıyla iyileştirilmiştir [71]. Bu model Aamir ve Watkins tarafından vurgulanmış birleştirilmiş zaman skalası yaklaşımını içermektedir [72].

Bu modeldeki kısıtlar ve hücre paralelleştirme mekanizması ise Nordin tarafından incelenmiştir [73].

5.6 Kaynama Modeli

Bu model, parçacık kaynamasını ya da kritik sıcaklığa ulaştığında ayırık fazdaki değişimin etkilerini açıklamak için kullanılır. Aşağıdaki koşullar göz önüne alınmalıdır.

$$1. T_d > T_c$$

Burada T_c kritik sıcaklık, yani

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

eşitliğini sağlayan sıcaklık değeridir.

$$2. T_d \geq T_b(p_t)$$

$T_b(p_t)$, çevre basıncında kaynama sıcaklığıdır. Kaynama sıcaklığı doyma basıncındaki (p_s) sıcaklıktır. İlk koşulda parçacık aniden buharlaşır. Eğer ikinci koşul sağlanırsa kütle transferi aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\frac{dm_d}{dt} = -2\pi \frac{k}{c_p} D_d (1 + 0.23 \text{Re}^{1/2}) \ln \left[1 + \frac{c_p(T - T_d)}{h_{fg}} \right] \quad (5.26)$$

Bu denklemde k ısı iletim katsayısı, c_p ise karışımın sabit basınçta özgül ısısı olarak tanımlanmıştır. Kaynama sırasında parçacık sıcaklığı sabit olarak kalır. Parçacıktan sürekli faza ısı transferi ise aşağıda belirtilmiştir:

$$\dot{q}_g = -h_{fg} \frac{dm_d}{dt} \quad (5.27)$$

5.7 Duvar Etkileşim Modeli

Duvar etkileşim modeli olarak Bai'nin çarpışma modeli kullanılmıştır [74]. Bu model Lagrange modelini iskelet olarak ve literatür çalışmalarını, kütle, momentum enerji korunumu kısıtlarını dikkate alır. Bai'nin yaptığı çalışmaya göre, çarpışma sonrası parçacık özelliklerinin belirlenebilmesi için, ayrık faz ile duvar arasında gerçekleşen çarpışmanın stokastik yapısını yansıtmak yerine, rasgele (random) gelişen prosedürlerin uygulanması öngörülür. Bu yaklaşım, ilk parçacık çarpışma ve sıçraması sonucu oluşacak ikincil parçacıkların dağılımının ve boyutlarının elde edilebilmesini sağlar.

5.8 Atomizasyon Modeli

Çalışmada atomizasyon modeli olarak Huh modeli kullanılmıştır. Bu model spray atomizasyonunu modellemek için iki önemli fenomenden faydalanır. Bunlar nozzle içindeki türbülans stresi ve gaz ataleti olarak sıralanabilir. Bu durum iki aşamada açıklanabilir:

İlk olarak yakıt nozzle çıkışındayken nozzle deligindeki türbülansın jet yüzeyinde meydana getirdiği karışıklık ikinci olarak ise hava yakıt arasındaki etkileşimler nedeniyle oluşan ve üstel şekilde artan basınç kuvvetleri ve bu kuvvetler nedeniyle parçacıkların jet yüzeyinden ayrılması olarak sıralanabilir.

Bu model nozzle çıkışında başlangıç değeri karışıklık değerlerini tahmin etmekte ve dalga genişleme teorisi ve atomizasyon modelini temsil eden diğer hipotezleri kullanarak atomizasyonu simüle etmektedir.

Delik çıkışındaki ortalama türbülans kinetik enerji ve disipasyon değeri Huh modeline göre aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır:

$$k_a = \frac{U^2}{8 \frac{L}{D}} \left(\frac{1}{c_d^2} - K_c - 1 \right) \quad (5.28)$$

$$\varepsilon_a = \frac{K_\varepsilon U^3}{2L} \left(\frac{1}{c_d^2} - K_c - 1 \right) \quad (5.29)$$

Denklemden kullanılan U , zaman boyunca ortalama enjeksiyon hızını, L delik derinliğini, K_ε deneysel katsayıyı, c_d ise nozzle deşarj katsayısını tanımlamaktadır.

Türbülans başlangıç değeri ve zaman skalası ise aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$L_t^0 = C_\mu^{0.75} \frac{k_a^{1.5}}{\varepsilon_a} \quad (5.30)$$

$$\tau_t^0 = C_\mu^{0.75} \frac{k_a}{\varepsilon_a} \quad (5.31)$$

Bu denklemde C_μ , k- ε model katsayısıdır. C_{a1} ve C_{a2} nin model katsayıları olduğu denklemde, türbülans uzunluğu ve zaman skalası için zamana bağlı değerler ise aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$L_t(t) = L_t^0 \left(1 + C_{a1} \frac{t}{\tau_t^0} \right)^{C_{a2}} \quad (5.32)$$

$$\tau_t(t) = \tau_t^0 \left(1 + C_{a1} \frac{t}{\tau_t^0} \right) \quad (5.33)$$

Atomizasyon modelinde ikinci aşama olan yüzey dalga genişlemesi ise ayırık faz ile sürekli fazın etkileşimini açıklamaktadır. Karışıklık jet yüzeyinden ayrılana kadar dalga genişleme hızı olan $Re(\omega)$ ise karışıklığın genliğini arttırmaktadır. Jet yüzeyinden ayrılmış karışıklık ise ikincil parçacıkları oluşturur.

5.9 Çok Fazlı Akışın Modellenmesi ve Sonuçları

Yakıt (ayırık faz) püskürtmesi modellenirken, hava (sürekli faz) ile birlikte hareket etmesi sonucu oluşacak durumların sonuca etkisini görebilmek için etkileşimli çözüm yöntemi (coupled calculation) kullanılmıştır. Etkileşimli çözüm her iki fazın zamana bağlı olarak her hareketlerinin sırasıyla birbirlerini etkilemesi sonucunu doğurur ve gerçekçi bir çözüm elde edilmesini sağlar. Örneğin silindir içine püskürtülen yakıt, silindir içi yüksek sıcaklıktan etkilenecek ve sonuç olarak buharlaşıp ayırık fazdan sürekli faza kütle geçişi olacaktır.

Ayırık faz problemi tanımı, daha önceki bölümlerde belirtilen, ısı ve kütle geçişi, parçacık dağılması (Reitz Modeli), parçacık birleşme modelini (parçacıklar arası çarpışma), parçacık duvar etkileşimi (Bai Modeli), kaynama ve atomizasyon (Huh Modeli) modellerini içermektedir. Bu modeller sürekli faz algoritmasının verdiği sonuçlar üzerinden çalışır ve bu modellerin elde ettiği sonuçlar sürekli fazı etkiler.

Yakıt olarak sıvı dodekan ($C_{12}H_{26}$) kullanılmıştır. Yakıt, 8 delikli enjektörlerden püskürtülerek silindir içine gönderilmiştir. Bu enjektörler ait detaylar Tablo 5.1'te belirtilmiştir.

Delik sayısı	Delik çapı (D)	Delğin uzunluk çap oranı	Yakıt miktarı	Yakıt Debisi	Püskürtme açısı

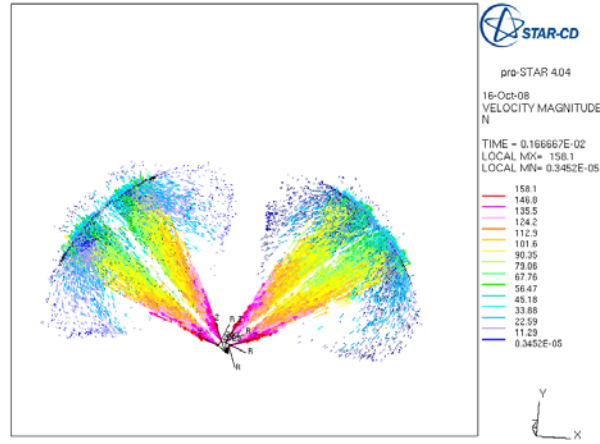
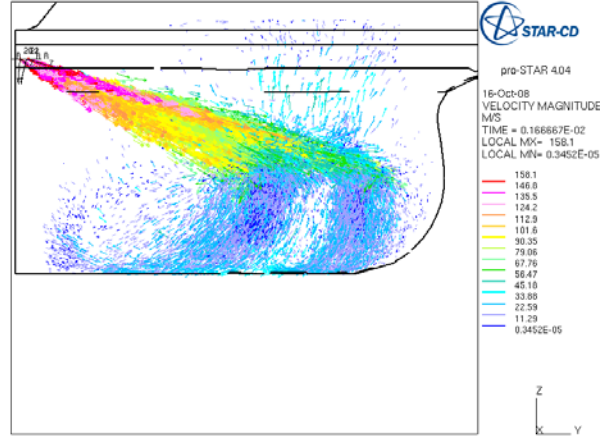
8	0.171 mm	L/D =5.9	130.6 mg/silindir-strok	Devire bağlı, 1000RPM için: 2.8 g/s	149 ⁰
---	-------------	----------	----------------------------	--	------------------

Tablo 5.1: Enjektör özellikleri [Ford Ecotorq 9lt dizel motorunda kullanılan Bosch enjektör].

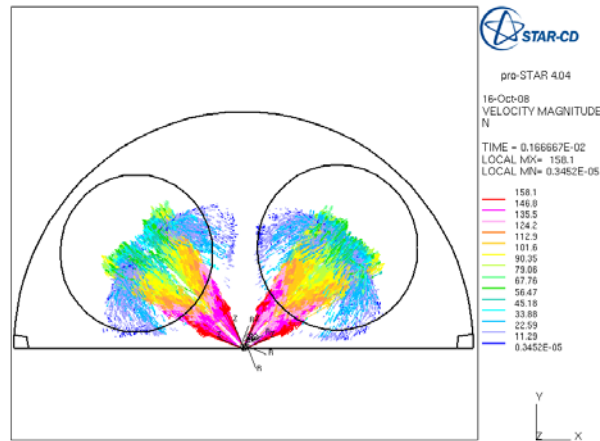
Enjektör üzerindeki delikler arasındaki açı eşit ve 45⁰ dir. Modelin oluşturulmasında enjektör deliklerinin her biri için bir eksen takımı tanımlanır. Bu eksen takımlarına ait pozitif z (Z^+) eksen, yakıtın püskürtüleceği ve sürekli fazla etkileşime gireceği enjektör deliğinin çıkış düzlemine dik eksen (normal) ifade eder. Dolayısıyla bu eksenler, yakıtın püskürtüleceği yönü belirtir. Ayrıca Tablo 5.1’te belirtilen püskürtme açısı (Cone angle) bu eksen takımlarıyla modele dâhil edilir. Çalışmanın ileriki bölümlerindeki HYY tipi motorun geliştirilmesinde kullanılacak olan dar açılı püskürtme uygulamalarında bu eksen takımlarında değişiklik yapılması öngörülmektedir.

Geleneksel/Konvansiyonel dizel motorlarında yakıt püskürtmesi ÜÖN dan yaklaşık 20⁰ KA önce başlar. Çalışmanın bu bölümünde püskürtme başlangıcı için bu veri kullanılmıştır. Püskürtme 35 ⁰ KA süresince sabit debi kullanılarak Tablo 2.3’te belirtilen toplam yakıt miktarı sağlanmış olur.

Yakıt püskürtmesinin ilk çalışmaları olarak yarım silindir geometrisi kullanılmış ve çözüm 700 ⁰ KA, yani ÜÖN dan 20 ⁰ KA önce başlatılmıştır. Buradaki amaç püskürtme sonucu yakıt dağılımının silindir içerisinde nasıl gerçekleştiğini kısa sürede görebilmektir. Burada dikkat edilmesi gereken nokta soğuk akış sonuçlarından görülen türbülansın etkisinin olmamasıdır. Çünkü 700 ⁰ KA de başlangıç koşulu olarak atmosfer koşulları alınmıştır. Dolayısıyla emme ve sıkıştırma adımları sonucu oluşan türbülans bu durumda görülmemektedir. Şekil 5.1’de yarım geometri üzerinde incelenen yakıt püskürtme probleminin sonuçları verilmiştir.



Şekil 5.1 Yarım geometride püskürtme analizi



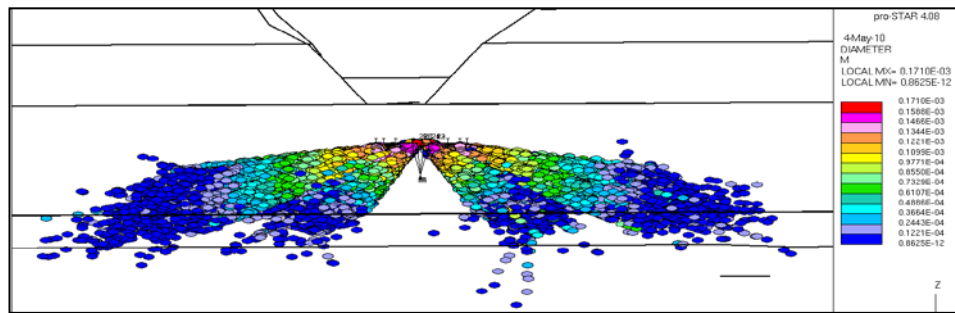
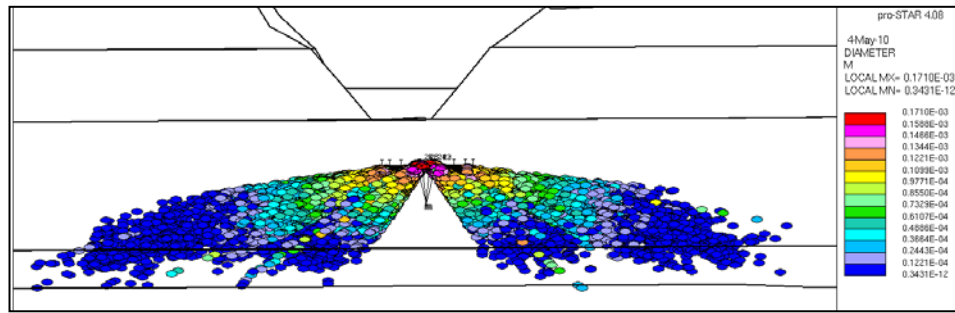
Şekil 5.2: ÜÖN daki yakıtı ait hız vektörleri (Eksenel simetrik geometri) .

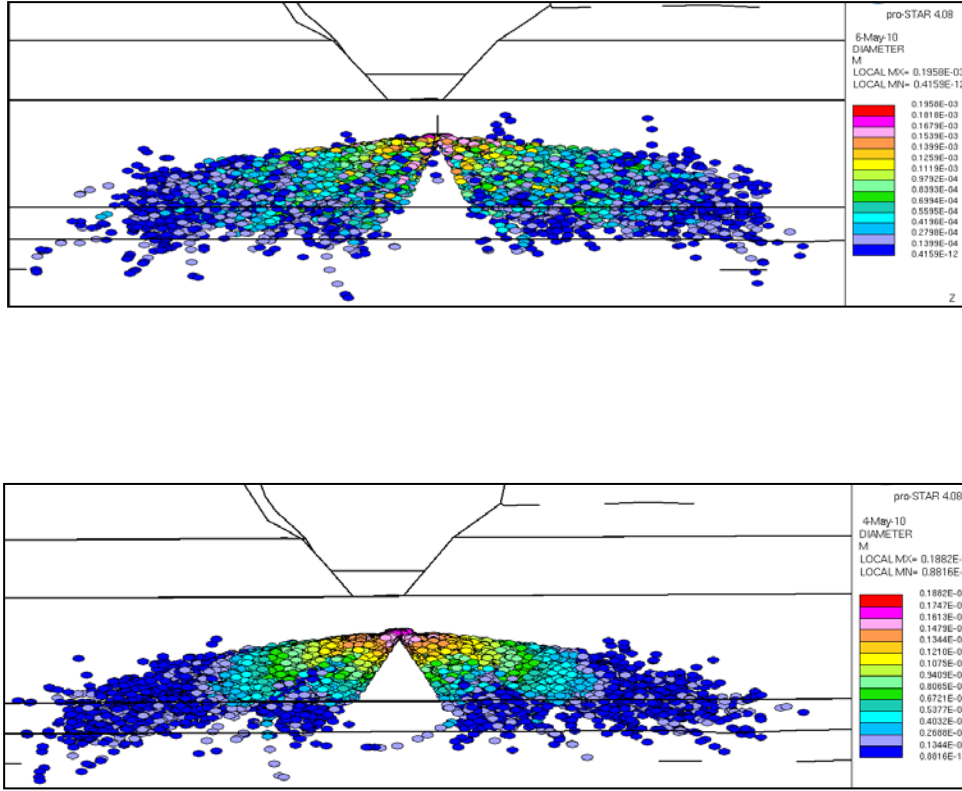
Bu şekilde görüleceği üzere yakıt enjektörden yüksek hızlarda çıkıp daha sonra silindir içerisindeki hava ile temasa geçerek yavaşlamıştır. Ayrıca yakıtın bir kısmı, yanma olmadığından küçük parçalar halinde yanma odası duvarına çarpmaktadır. Bu

çarpan parçacıkların bir kısmı, çarpışma sonrası sıçramış bir kısmı ise duvar yüzeyine yapışmıştır.

Daha sonraki çalışmalar tam geometri üzerinde denenmiştir. Tam geometri üzerinde yapılan çalışmada, soğuk akıştan elde edilen sonuçlar kullanılmıştır. Bu sonuçlar başlangıç değeri olarak kullanılıp, hareketin ileriki aşaması olan yakıt püskürtmesinin bu sonuçların etkisi altında kalması sağlanmıştır.

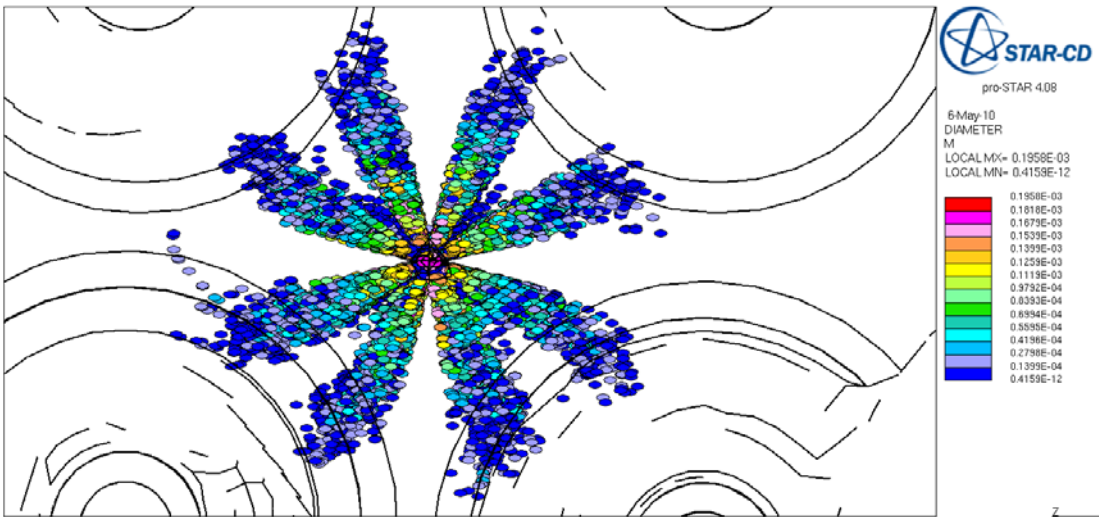
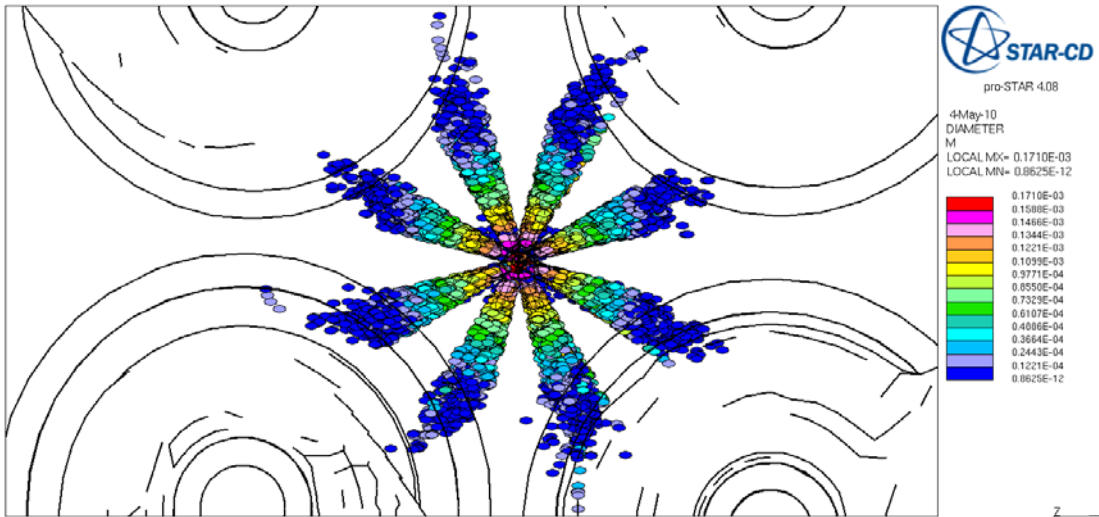
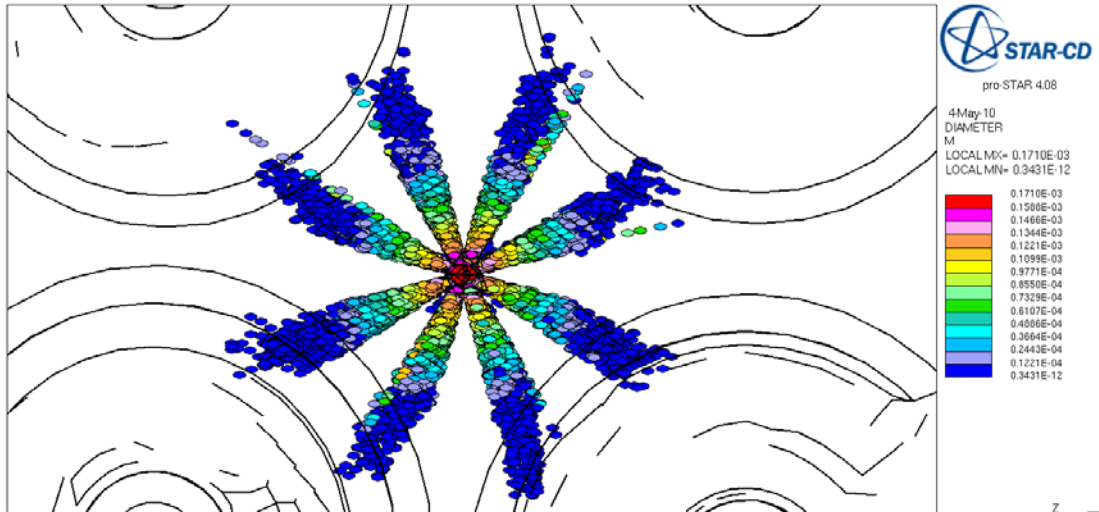
Yarım geometri üzerinde yapılan çalışma ile tam geometri üzerinde yapılan çalışmanın sonuçları arasında belirgin farklar görülmektedir. Bu farkların nedeni temel olarak başlangıç koşullarının farklı olmasıdır. Yarım geometri üzerinde yapılan çalışmada, daha öncede bahsedildiği gibi başlangıç koşulu olarak atmosferik koşullar alınmıştır. Fakat tam geometri ile yapılan çalışmada sıkıştırılmış hava (yüksek basınç, yüksek sıcaklık ve türbülans etkisinde) başlangıç koşulu olarak verilmiştir.

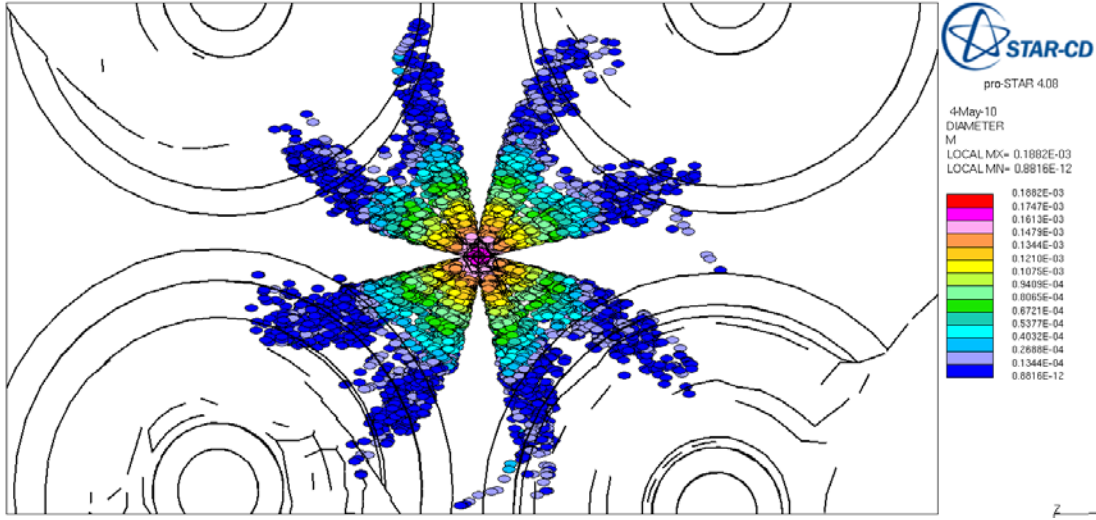




Şekil 5.3: Tam geometride yapılan yakıt püskürtme çalışması sonuçları – Parçacık dağılımı – Yandan görünüş (Bir çevrimde silindir içine püskürtülen tüm yakıt miktarı görüntülenmiştir). (a) MPI-1, (b) MPI-2,(c) Huh, (d) Reitz-Diwakar.

Şekil 5.2’te yarım geometride yapılan çalışmada yakıt parçacıklarının yanma odasının duvarına çarptığı görülmektedir. Fakat Şekil 5.3 ve 5.4’te tam geometride elde edilen sonuçlarda sıvı yakıt parçacıklarının yanma odası duvarına ulaşmadığı ve çarpışmanın olmadığı görülmektedir. Bunun nedeni tam geometride başlangıç koşullarındaki yüksek sıcaklıktır. Yüksek sıcaklık nedeniyle enjektörden çıkan sıvı yakıt parçacıkları silindir içerisinde ilerledikçe sıcaklığı yükselir ve bir süre sonra buharlaşmaya başlar. Dolayısıyla parçacıklar duvara ulaşmadan ayrık faz halinden, sürekli faz haline dönüşürler.





Şekil 5.4: Tam geometride yapılan yakıt püskürtme çalışması sonuçları – Parçacık dağılımı – Üstten görünüş (Bir çevrimde silindir içine püskürtülen tüm yakıt miktarı görüntülenmiştir). (a) MPI-1, (b) MPI-2, (c) Huh, (d) Reitz

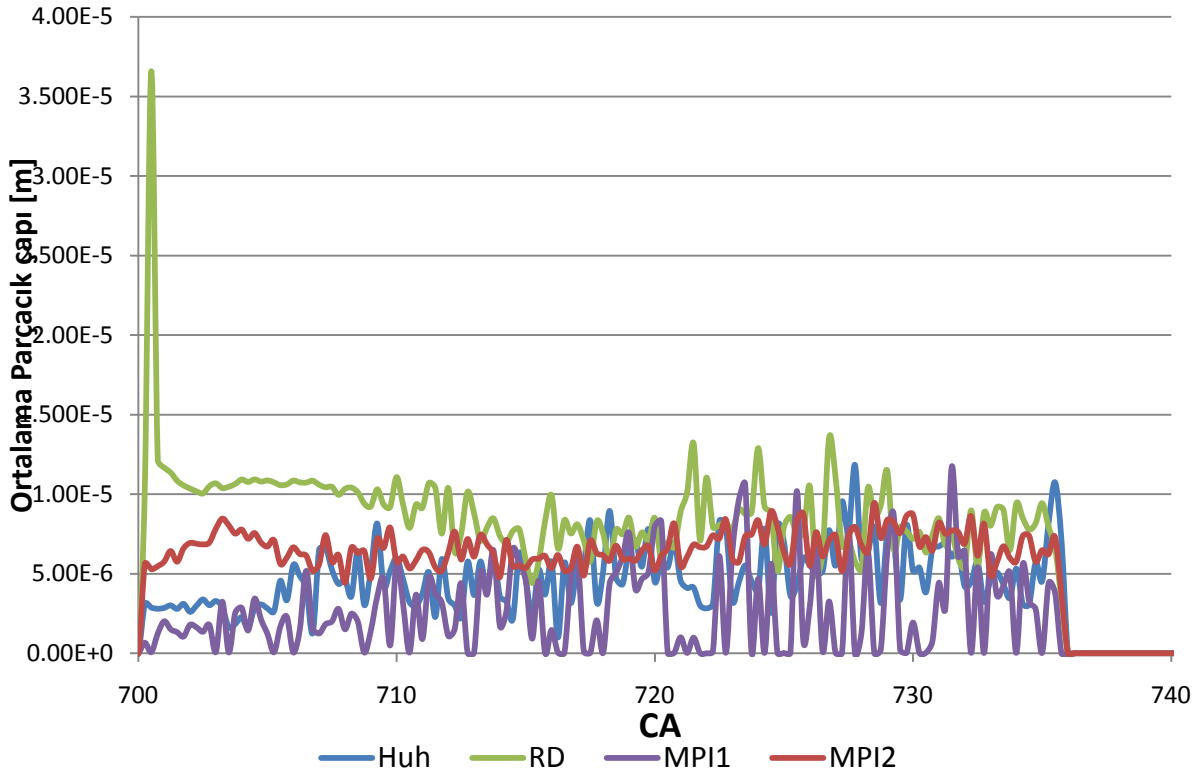
Şekil 5.3 ve 5.4’ te, enjektörün bulunduğu silindir merkezinden, silindir duvarına doğru ilerledikçe yakıt parçacıklarının çaplarının genel olarak küçüldüğü görülmektedir. Bunun nedenleri arasında daha önce ifade edildiği gibi buharlaşmanın olması ile birlikte parçacık kütlesindeki azalma (ayrık fazdan sürekli faza kütle geçişi) olduğu gibi, parçacıkların daha küçük parçalara ayrılması (break-up) da vardır. Çarpışma modeli yeterli ve uygun yönde parçacıklara etkiyen bileşke kuvveti hesaplayıp bu doğrultuda parçacığın parçalanıp parçalanmamasına karar verir . Bu duruma rağmen, enjektörün bulunduğu konuma göre radyal yönde uzaktaki (silindir duvarına daha yakın bölgelerde) bazı parçacıkların çaplarının arttığı, parçacık boyutlarının büyüdüğü görülmektedir. Bunun nedeni de sıvı fazdaki parçacıkların kendi arasında çarpışarak birleşmeleridir (collusion).

Şekil 5.3 ve 5.4, Reitz-Diwakar ve Huh atomizasyon modellerinde oluşan yakıt parçacıklarının, MPI-1 ve MPI-2 atomizasyon modellerine göre, akışkan hareketinden daha çok etkilenmektedir. Bu sonuç özellikle yakıt parçacıklarına silindirin üstünden bakıldığında daha iyi görülebilir. Şekil 5.4’te RD ve Huh atomizasyon modellerinde, yakıt parçacıklarının daha çok girdapsal yörünge izlediği

gözlemlenmektedir. Ayrıca Huh atomizasyon modelinde yakıt parçacıklarının silindir içi dağılımı, diğer atomizasyon modellerine göre daha rasgele bir konumlanış içerisinde görülmektedir.

Sayısal çözümlemede, silindir içerisine püskürtülen yakıtın silindir içi dağılımını belirleyen en önemli etken kullanılan atomizasyon modelidir. Projede kullanılan ticari kod, 4 farklı atomizasyon modeli içermektedir. Bu atomizasyon modelleri, Huh, Reitz-Diwakar (RD), MPI1 (Max Planck Institute) ve MPI2 (Improved Max Planck Institute) atomizasyon modelleridir. Çalışmanın bu bölümünde bu atomizasyon modellerinin, ortalama parçacık çapına, oluşan parçacık sayısına ve buharlaşma oranına etkisi incelenmiştir. Şekil 5.6, 5.7 ve 5.8 bu çalışmanın sonuçlarını göstermektedir.

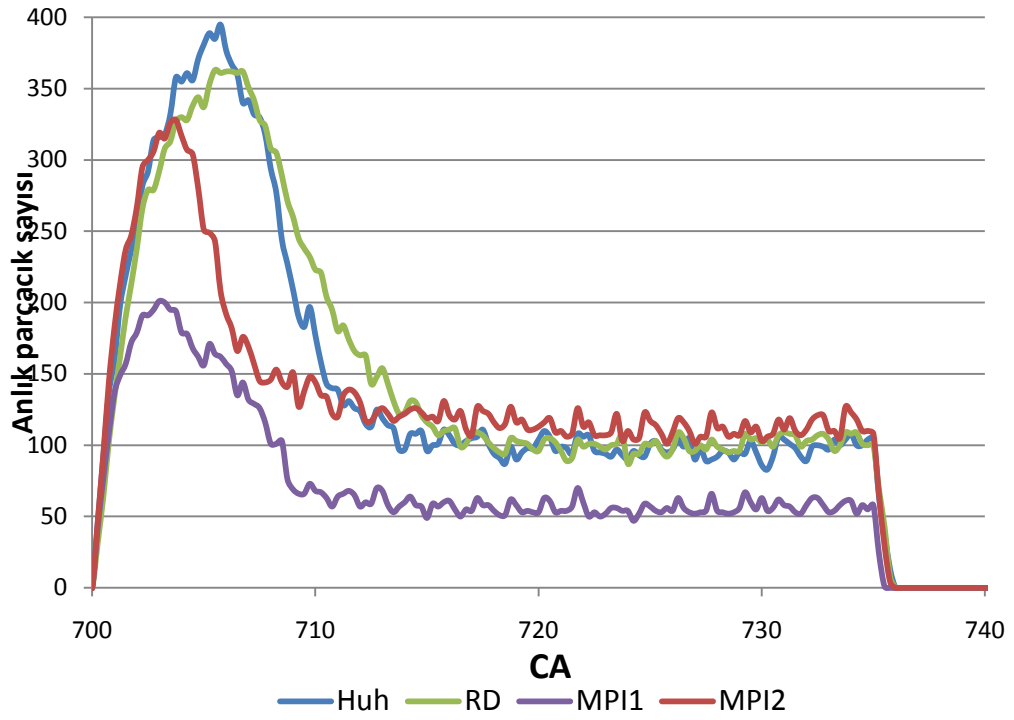
Şekil 5.5, silindir içerisindeki yakıt parçacıklarının ortalama çapının zamana bağlı olarak değişimi gösterilmektedir. Bu şekilde RD modelinin püskürtme başlangıcı (700 KAD) için verdiği sonuç, yakıt parçacıklarının daha büyük damlalar halinde enjektörden çıktığı ve bunların bir süre sonra ani bir şekilde parçalanması yönündedir. Fiziksel olarak parçalanmanın bu şekilde olması beklenmemektedir. Bu nedenle RD modeli ilk atomizasyon (primary-atomization) durumu için uygun değildir. Bununla birlikte, MPI1 modelinin verdiği sonuçlar gözönüne alındığında, püskürtme devam ederken, yakıt parçacıklarının sürekli olarak ani bir şekilde buharlaştığı, bu buharlaşma sonucu çaplarının hızla küçüldüğü görülmektedir. Örneğin bir t anında 10^{-6} mertebesinde olan ortalama parçacık çapı değeri, $t + 1$ zamanında 10^{-11} mertebelerine düşmektedir. Bu durum ise fiziksel değildir. Bu durumda da MPI1 modelinin, çözülen problem için doğru sonuç vermediği söylenebilir.



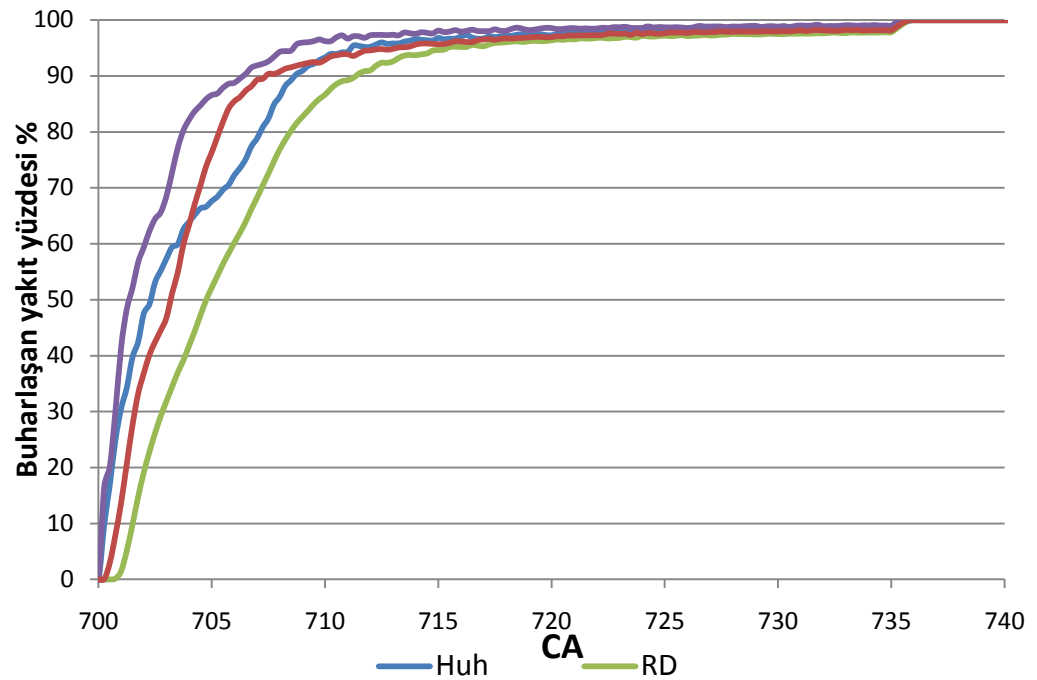
Şekil 5.5: Atomizasyon modellerinin yakıt parçacığı çapına etkisi.

Şekil 5.6’ de anlık olarak silindir içerisinde bulunan yakıt parçacığı sayısı görülmektedir. Burada Huh ve RD atomizasyon modellerinin MPI modellerine göre daha fazla sayıda parçacık oluşumu sonucunu verdiği açıkça görülmektedir.

Şekil 5.7’ de ise yakıtın buharlaşma oranı gösterilmiştir. Burada buharlaşma hızının en yüksek olduğu atomizasyon modelinin MPI1 modeli olduğu açıkça görülmektedir.



Şekil 5.6: Atomizasyon modellerinin, silindir içindeki yakıt parçacığı sayısına etkisi.

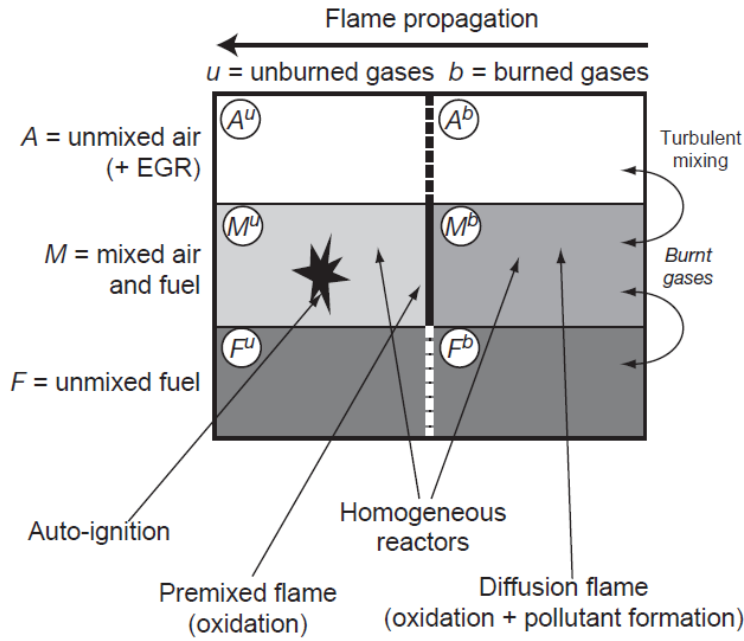


Şekil 5.7: Atomizasyon modellerinin, yakıt parçacıklarının buharlaşma oranına etkisi.

Bu karşılaştırmadan şu sonuç çıkarılabilir: RD ve MPI1 atomizasyonları problemin çözümü açısından fiziksel olmayan durumlar oluşturmuştur. Geriye kalan iki modelden (Huh ve MPI2) hangisinin seçileceğine ise yanma çalışmalarının ilerlemesi sonucu elde edilecek emisyon datalarının deneysel datalarla karşılaştırılması sonucunda karar verilecektir. Şu da belirtilmelidir ki, Huh atomizasyon modeli literatürdeki dizel motor için yapılan sayısal çalışmalarda daha çok kullanılmış ve doğrulanmıştır [75,76].

6. YANMA MODELİ :ECFM-3Z (Extended Coherent Flame Model)

Colin ve arkadaşları tarafından 2003 yılında ortaya konulan Geliştirilmiş Tutarlı Yanma Modeli [Extended Coherent Flame Model (ECFM)] önkarişimli ve kısmi önkarişimli yanmanın modellenmesi için geliştirilmiş olup, ayrıca önkarişimsiz yanmanın modellenmesi için uyarlanmıştır. ECFM yanma modeli, türbülans çevrintileri nedeniyle oluşan ön yüzey alev buruşmasını (wrinkling) dikkate alan alev yüzey yoğunluğu denklemine ve yanmış yada yanmamış gazların yerel özelliklerinin, yüksek yerel yakıt tabakalaşma seviyesi durumları da dahil olmak üzere, hassas bir şekilde yeniden yapılandırılmasını sağlayan *koşullama ortalama tekniğine* (conditioning averaging technique) dayanır. Bu model daha önce benzin motorlarında başarıyla uygulanmıştır [77,78,79]. Modeli dizel uygulamalarına uyarlamak için, modele bir karışım hali eklenmiştir. Bu üç karışım bölgesi ile ifade edilir: saf yakıt bölgesi, saf hava artı muhtemel artık gazlar bölgesi ve ECFM modelinin uygulanacağı karışmış bölge. ECFM-3Z (3-Zones Extended Coherent Flame Model) olarak adlandırılan bu yeni yanma modeli, karışım oranı uzayının sadece üç nokta ile temsil edildiği basitleştirilmiş CMC (Conditional Moment Closure) tipi bir model olarak görülebilir. Koşullama tekniği, üç karışım bölgesine genişletilmiştir ve ECFM modelinde olduğu gibi, karışım bölgesindeki yanmış ve yanmamış gaz özelliklerinin yeniden hesaplanmasını sağlar [80]. Modelin içten yanmalı motorlara uygulanması, otomatik ateşleme modelinin, önkarişimli ve difüzyon alev tanımlarına bağlanmasını gerektirir [81].



Şekil 6.1: ECFM-3Z yanma modelinin, hesaplama elemanı üzerindeki şeması.

ECFM-3Z yanma modelinde gaz karışımı 2B uzayda $(Z, \tilde{c})$ tanımlanmıştır. Model karışım terimleri ile tanımlanmış ve tepkimenin ilerlemesi Şekil 6.1’de şematik olarak gösterilmiştir.

ECFM-3Z bölge ayırımına göre, her hesaplama elemanı üç karışım bölgesine bölünür (Şekil 3.1): karışmamış yakıt bölgesi (şekilde F harfi), yakıt içeren karışmış bölge (M harfi) ve hava+EGR bölgesi (A harfi). Bu yapı, üç delta dağılımı ile belirlenen, Z karışım oranı değişkeninin Olasılık Yoğunluk Fonksiyonu (Probability Density Function - OYF) olarak ifadesidir:

$$P(Z) = a\delta(Z) + b\delta\left(Z - \bar{Z}^M\right) + c\delta(Z - 1) \quad (6.1)$$

Burada $\bar{Z}^M$, karışım bölgesindeki karışım oranıdır. İlk delta fonksiyonu, A bölgesindeki karışimsız havaya, ikincisi M bölgesindeki karışıma ve üçüncüsü ise F bölgesindeki karışimsız yakıtı tekabül etmektedir.

Yanmanın, A ve F bölgelerinde kesinlikle gerçekleşmediği gibi, sadece M bölgesinde gerçekleşmesi mümkündür. Bu nedenle, yanma hesaplamaları sadece bu bölge kullanılarak sınırlandırılmıştır.

ECFM-3Z yanma modelinde, üç karışım bölgesi içeren hesaplama elemanı içerisindeki O_2 , N_2 , NO , CO_2 , CO , H_2 , H_2O , O , H , N , OH ve is kimyasal bileşenlerinin Favre ortalama kütle yoğunluklarını hesaplamak için bir taşıma (transport) denklemi çözülür. Dolayısıyla, “yanmış gazlar”dan bahsedildiğinde bunlar karışmış bölgedeki (Şekil 3.1’de M^b bölgesi) gerçek yanmış gazlar ile karışimsız yakıt (Şekil 3.1’de F^b bölgesi) ve havadan (Şekil 3.1’de A^b bölgesi) bir kısım içermektedir. Bu denklemler geleneksel olarak şu şekilde modellenir:

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{Y}_X}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{Y}_X}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\frac{\mu}{Sc} + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \frac{\partial \tilde{Y}_X}{\partial x_i} \right) + \bar{\omega}_X \quad (6.2)$$

Burada μ ve μ_t sırasıyla, laminar ve türbülanslı viskozite değerleridir Sc ve Sc_t ise laminar ve türbülanslı Schmidt sayılarıdır. $\bar{\omega}_X$, ortalama yanma kaynak terimi olup, $\tilde{Y}_X$ ise X kimyasal bileşeninin ortalama kütle oranını belirtmektedir:

$$\tilde{Y}_X = \frac{\bar{m}_X}{\bar{m}} = \frac{\bar{m}_X/V}{\bar{m}/V} = \frac{\bar{\rho}_X}{\bar{\rho}} \quad (6.3)$$

V hesaplama elemanı hacmi, $\bar{\rho}$ ortalama yoğunluk, $\bar{m}$ ise hesaplama elemanının kütlesini ifade etmektedir.

ECFM-3Z yanma modelinde yakıt iki bölüme ayrılmıştır: temiz gazlar içerisindeki yakıt $\tilde{Y}_{Fu}^u$, ve yanmış gazlar içerisindeki yakıt $\tilde{Y}_{Fu}^b$. Bu ayrım, kalan yakıt $\tilde{Y}_{Fu}^u$ difüzyon alevi (Diffusion Flame - DF) tarafından tüketilirken, yanmamış yakıtın ($\tilde{Y}_{Fu}^u$) otomatik ateşleme (Auto Ignition - AI) yada ilerleme alevi (Propagation Flame - PF) tarafından tüketileceğinin belirlenmesi için gereklidir. Yakıt taşıma denklemleri aşağıdaki gibidir:

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{Y}_{Fu}^u}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{Y}_{Fu}^u}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\frac{\mu}{Sc} + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \frac{\partial \tilde{Y}_{Fu}^u}{\partial x_i} \right) + \bar{\rho} \tilde{S}_{Fu}^u + \bar{\omega}_{Fu}^u - \bar{\omega}_{Fu}^{u \rightarrow b} \quad (6.4)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{Y}_{Fu}^b}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{Y}_{Fu}^b}{\partial x_i} = \\ \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\frac{\mu}{Sc} + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \frac{\partial \tilde{Y}_{Fu}^b}{\partial x_i} \right) + \bar{\rho} \tilde{S}_{Fu}^b + \bar{\omega}_{Fu}^b + \bar{\omega}_{Fu}^{u \rightarrow b} \end{aligned} \quad (6.5)$$

Sıvı yakıt parçacıklarının buharlaşması sırasında, oluşan yakıt buharı ($\tilde{S}_{Fu}$), yanmış gazlar içerisinde yakıt bulma olasılığı $\tilde{c}$ 'yi kullanarak, yanmış ve yanmamış gazlar arasında dağıtılır:

$$\tilde{S}_{Fu}^b = \tilde{S}_{Fu} \tilde{c} \quad (6.6)$$

$$\tilde{S}_{Fu}^u = \tilde{S}_{Fu} (1 - \tilde{c}) \quad (6.7)$$

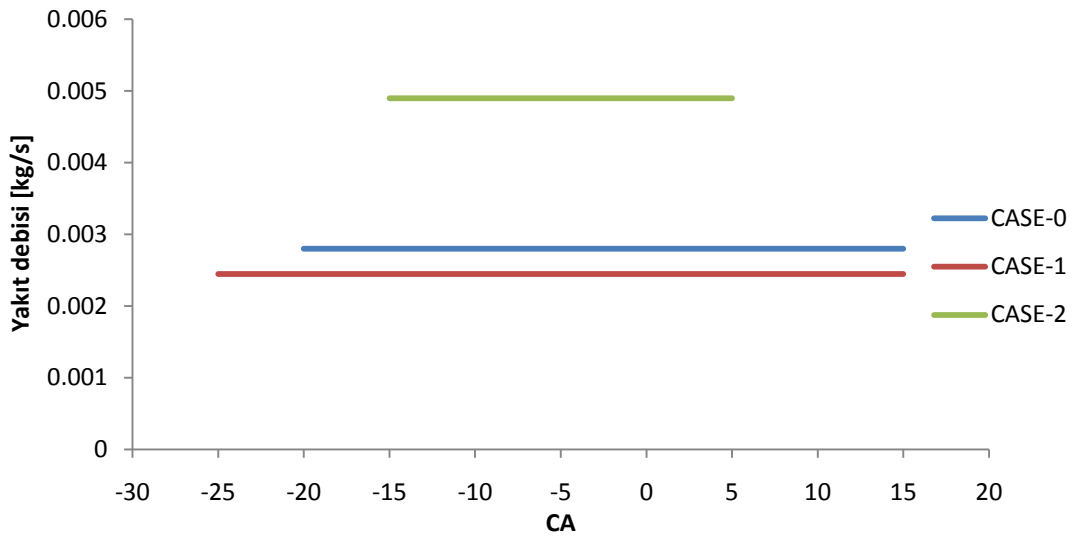
Yerel yakıt/hava oranının stokiyometriden yüksek olduğu durumlarda, temiz hava içerisinde yakıtı tamamen oksitlemek için yeterli oksijen bulunmamaktadır. Dolayısıyla, M^u bölgesindeki yakıtın bir kısmı, ilerleme alevi tarafından çekilecek olan ya da otomatik ateşleme tarafından tüketilecek yakıt, oksitlenmeyerek ve daha sonra art-oksitlenmeye maruz kalabileceği yanmış gazlar bölgesinde (M^b) sonlanacaktır. Aynı şekilde, yanmamış yakıtın bulunduğu F^u bölgede PF ve AI yanmaları gerçekleşmesi ile tamamen oksitlenmez (bu, ilerleme değişkeni arttığında gerçekleşir). Dolayısıyla bu yakıt da yanmış gazlar bölgesine (F^b) eklenerek transfer edilir. $\bar{\omega}_{Fu}^{u \rightarrow b}$ kaynak terimi, yakıtın bu kütle transferini ifade eder; ve bu terim, yanmış ve yanmamış yakıt denklemlerinde zıt işaretlidir.

Reaksiyon hızı $\bar{\omega}_{Fu}^u$, AI veya PF tarafından oksitlenen yanmamış yakıt oranını ifade eder. Reaksiyon hızı $\bar{\omega}_{Fu}^b$ ise DF tarafından oksitlenen yanmış yakıt oranını ifade eder.

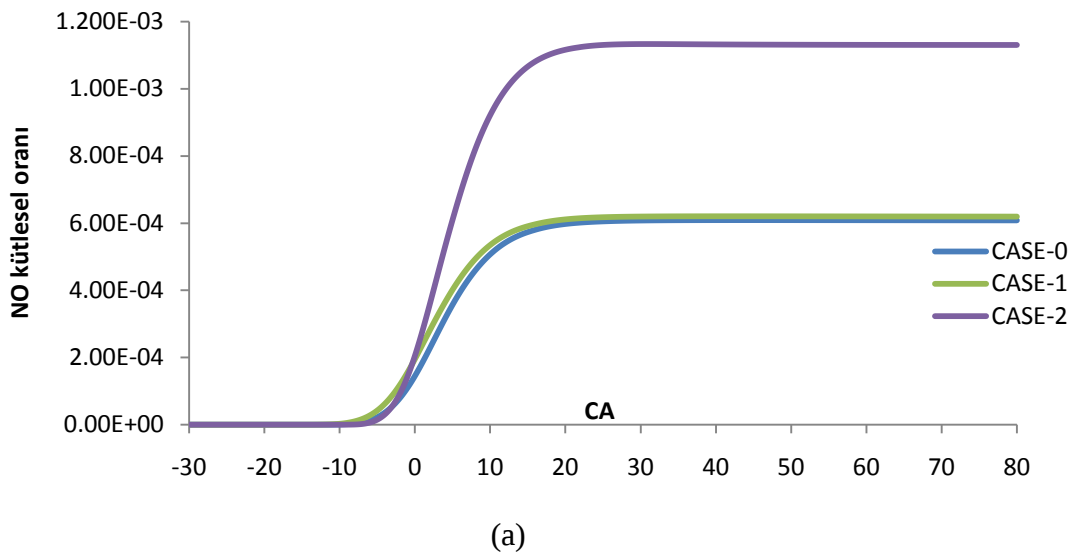
Tip	Durum	Püskürtme Açısı	Enjeksiyon Başlangıcı(°KA)	Enjeksiyon Profili
Konvansiyonel Dizel	0	149°	-20	Tek kademe
	1		-25	
	2		-15	
Dar Açılı Püskürtme	3	80°	-120	Ön30% Ana65% Ardı15%
	4		-80	Ön30% Ana65% Ardı15%
	5	60°	-120	Ön30% Ana65% Ardı15%
	6		-80	Ön30% Ana65%
	7	80°	-62	Ön50% Ana50%
	8		-47	Ön50% Ana50%
	9	60°	-62	Ön50% Ana50%
	10		-47	Ön50% Ana50%

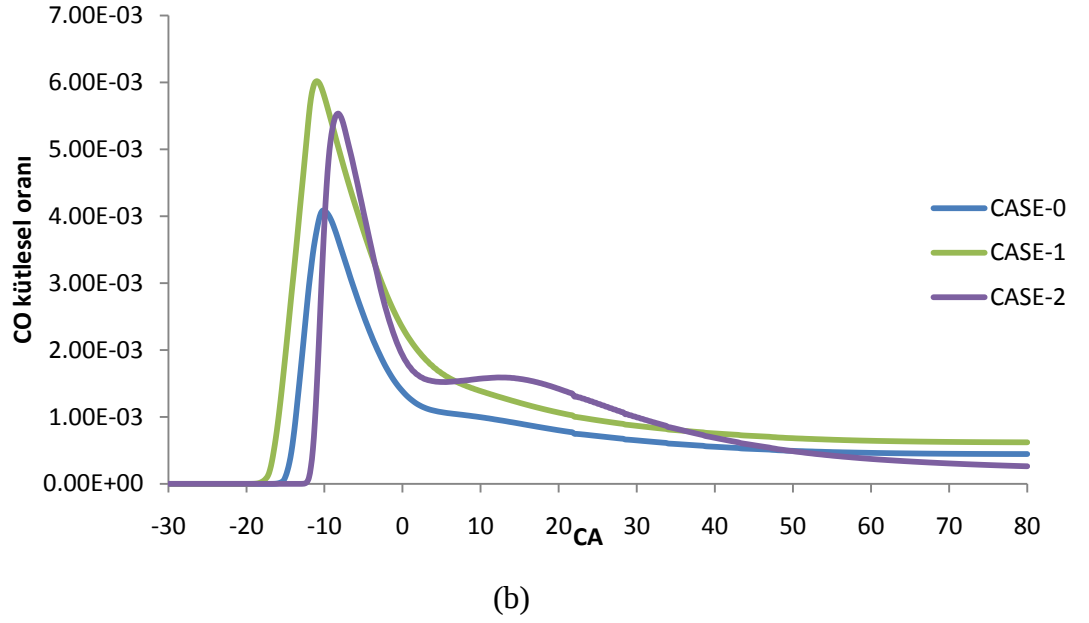
Tablo 6.1: Çalışılan yanma durumlarının listesi.

Bu durumlar arasında öncelikle konvansiyonel püskürtme durumları incelenmiştir. İncelenen bu durumlar Tablo 6.1'in ilk üç satırında gösterilmiştir. Konvansiyonel püskürtme için yapılan sayısal analizlerin sonuçları olarak Şekil 6.3'de farklı enjeksiyon zamanlamasının NO üzerindeki etkisi görülmektedir. Bu durumlar aynı hava yakıt oranı kullanılarak oluşturulmuş, fakat farklı püskürtme başlangıçları içermektedir (Şekil 6.2). Şekil 6.3, NO ve CO emisyonunun, enjeksiyon başlangıcına ve püskürtme debisine güçlü bir şekilde bağlı olduğu açık bir şekilde göstermektedir. Dolayısıyla bu parametrenin tasarlanması istenilen HYY tipi motorda belirlenmesi gerekmektedir.



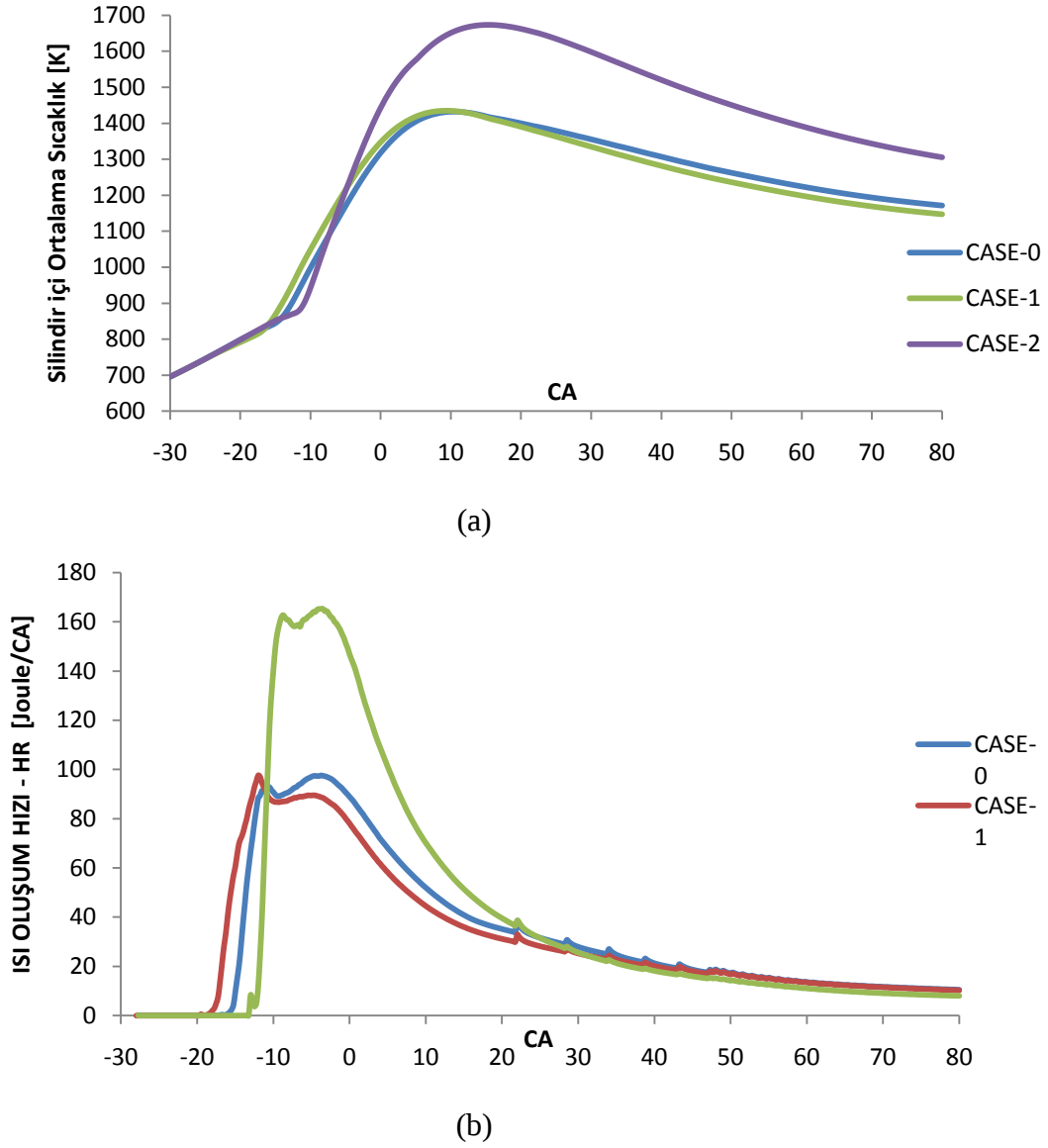
Şekil 6.2: Konvansiyonel püskürtme durumlarında kullanılan yakıt debileri.





Şekil 6.3: Püskürtme başlangıcının (a) NO emisyonu, (b) CO emisyonu üzerindeki etkisi.

Şekil 6.3-a’ da 2 durumu için NO diğer iki duruma göre çok yüksek çıkmıştır. Bu sonuç bir önceki dönemde yapılan bir boyutlu optimizasyon sonuçlarıyla uyumludur. Tablo 6.2’de gösterildiği gibi püskürtme başlangıcı ÜÖNö 20 derecede seçilen pareto ile uyumludur (seçilen bu pareto minimum NO emisyonunu sağlamıştır). Aynı durum için ise Şekil 6.3-b’ de CO emisyonu tam tersine diğer durumlara göre düşük çıkmıştır. NO emisyonunun bu durum için yüksek çıkmasının nedeni silindir içinde ulaşılan yüksek sıcaklıklardır (Şekil 6.4-a). Daha sonra belirtilecek olan, HYY tipi motorun geliştirilmesinde kullanılacak olan diğer durum sonuçlarında da görülebileceği gibi, silindir içi yüksek sıcaklıklar NO emisyonunu arttırmaktadır. Bu yüksek sıcaklıklara neden olan durum ise yakıtın yanması sonucu üretilen ısıнын oluşum hızının (Heat Release Rate - HR) yüksek olmasıdır. Şekil 6.4-b’ de konvansiyonel püskürtme durumları için ısı oluşum hızları zamana bağlı olarak verilmiştir.



Şekil 6.4: Püskürtme başlangıcının (a) Sıcaklık. (b) Isı oluşum hızı üzerindeki etkisi.

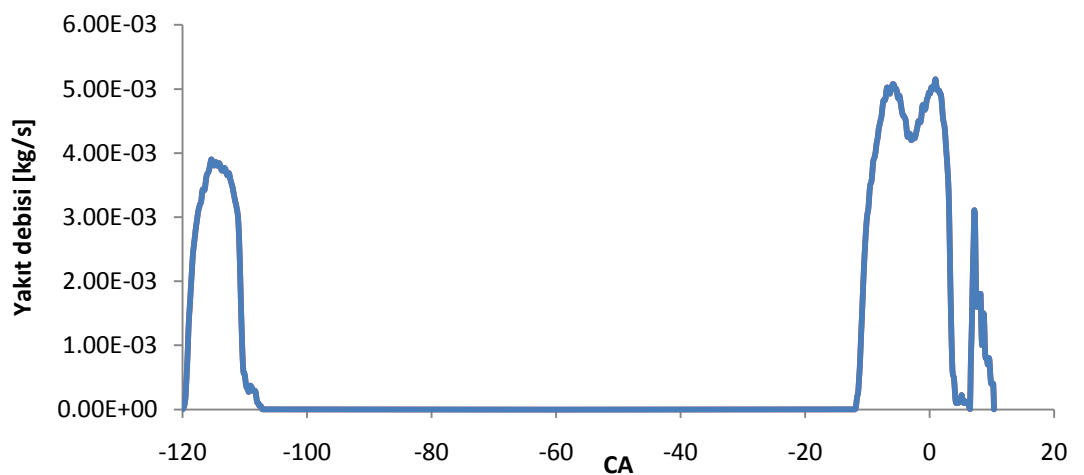
Şekil 6.4-b’de 2 numaralı durum için ısı oluşum hızının ÜÖN civarında çok yüksek olduğu görülmektedir. Bunun sonucu olarak silindir içi ortalama sıcaklıklar bu durum için yüksek seviyelere ulaşmıştır (Şekil 6.4-a). Sıcaklıkların ve ısı oluşum hızının yüksek olmasının nedeni ise bir devir içerisinde püskürtülecek yakıtın üst ölü noktaya yakın bir bölgede – ki sıcaklıklar bu bölgede çok yüksektir – püskürtülmeye başlanıp, çok kısa sürede püskürtülmesidir. Bu ise yanmanın ani bir şekilde olmasına, sanki-patlama şeklinde gerçekleşmesine neden olmuştur. Fakat bu durum için CO emisyonuna bakıldığında, diğer durumlara göre daha düşük seviyelerle karşılaşılmıştır. Yapılan tüm analizler sonunda şu sonuç gözlemlenmiştir: yüksek sıcaklıkların ve yüksek ısı oluşum hızlarının gözlemlendiği durumlarda yüksek NO

emisyonları ile birlikte genelde düşük CO emisyonları gözlemlenmektedir. Bu durum, yapılan diğer analizlerin sonucunda da gözlemlenebilir.

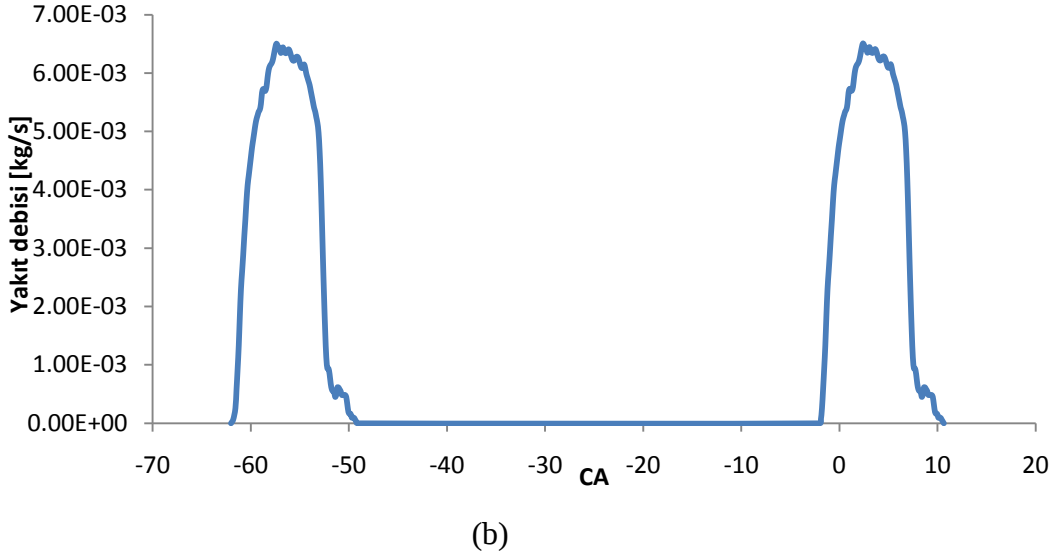
0 ve 1 numaralı durumlarda ise ısı oluşum hızları ve silindir içi ortalama sıcaklık değerleri makul düzeylerdedir. Fakat bu durumlarda ise yanma üst ölü noktadan çok önce başlamıştır (Şekil 6.4). Bu durum ise motordan elde edilecek gücün azalmasına neden olacaktır. Bunun önüne geçebilmek için yakıt debisinin sabit tutularak sadece püskürtme başlangıcını üst ölü noktaya doğru kaydırmak gerekmektedir.

Konvansiyonel püskürtme sonuçlarından yararlanılarak, Tablo 3.1’de 4-10 numaralı durumlar ile ifade edilen HYY tipi motor analizleri gerçekleştirilmiştir. Bulunan sonuçlar konvansiyonel durumlarda elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılarak emisyon değerlerindeki değişim incelenmiştir. Bu kıyaslamada, konvansiyonel durumlar arasında NO emisyonu en düşük çıkan 0 numaralı durum referans olarak alınmıştır.

Dar açılı püskürtmelerde kademeli püskürtme stratejileri uygulanmıştır (Tablo 3.1). Bu stratejilerden ilki, önemli bir yakıt enjektörü üreticisi olan Bosch firmasından edinilen deneysel veriler kullanılarak oluşturulmuştur. Bu verilere göre püskürtme üç kademede yapılmaktadır: ön püskürtmede yakıtın %35’i, ana püskürtmede yakıtın %60’ı, ardıl püskürtmede ise yakıtın %5’i kullanılmaktadır. Burada ise ön püskürtmede yakıtın %50’si, ana püskürtmede ise yakıtın %50’si kullanılmaktadır. Bu stratejiler, Şekil 6.5-a’da 3 ve 5, Şekil 6.5-b’de 7 ve 9 numaralı durumlar için gösterilmiştir.

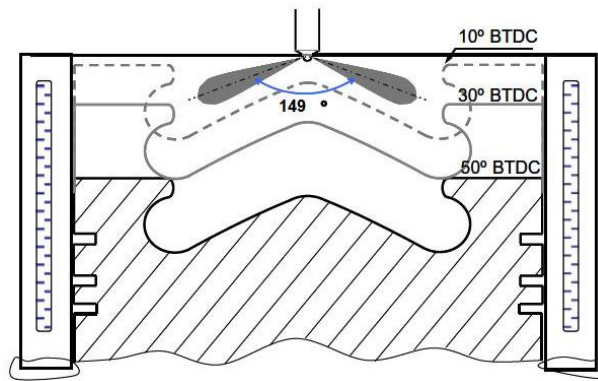


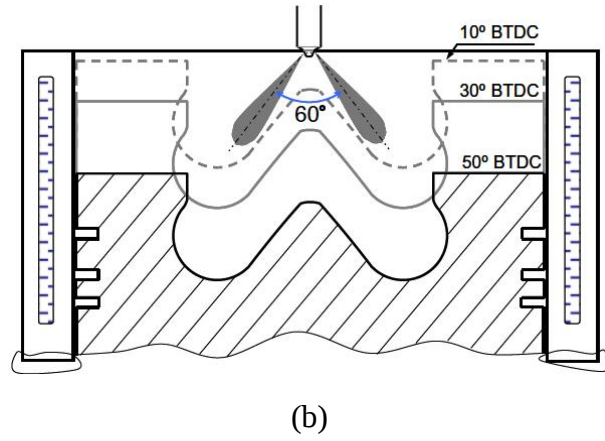
(a)



Şekil 6.5: Kademeli püskürtme stratejileri: (a) 3-kademeli/Durum3,5 (b) iki kademeli durum 7,9

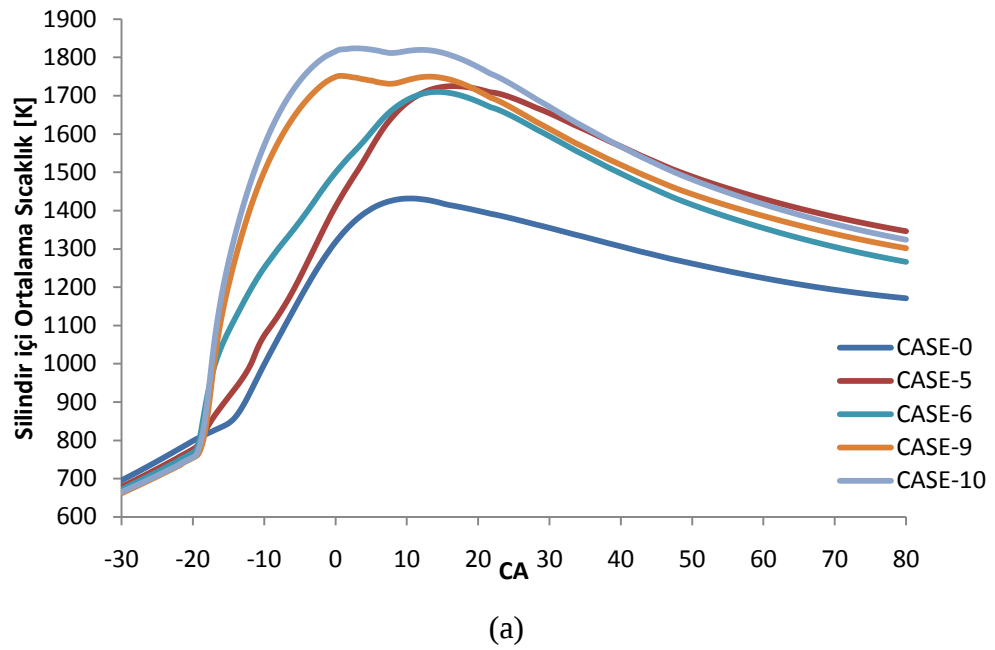
Sayısal hesaplamalarda, ön püskürtme başlangıcı olarak ÜÖNö 47°, 62°, 80° ve 120° denenmiştir. Son parametre olarak püskürtme başlangıcıyla birlikte püskürtme açısının etkisi de incelenmiştir. Konvansiyonel püskürtmede 149° püskürtme açısı kullanılırken, dar açılı püskürtmede 60° ve 80° kullanılmıştır. HYY tipi motor tasarımında, dar açılı püskürtme seçilmesinin en önemli nedeni püskürtülen yakıtın yanma odasına doğru gönderilmesini sağlamaktır. Konvansiyonel yakıt püskürtme de yakıt ÜÖN civarında püskürtüldüğünden kullanılacak püskürtme açısının geniş olması yakıtın yanma odasına girmesini engellemeyecektir (Şekil 6.6-a). Ancak HYY tipi motorlarda yakıtın bir kısmının ÜÖN'dan çok önce püskürtülmesi, yakıtın yanma odasına gönderilmesi için dar açılı püskürtmeyi gerekli kılar (Şekil 6.6-b). Aksi takdirde püskürtülen yakıt silindir duvarına yapışarak emisyonlarda artışa neden olacaktır.

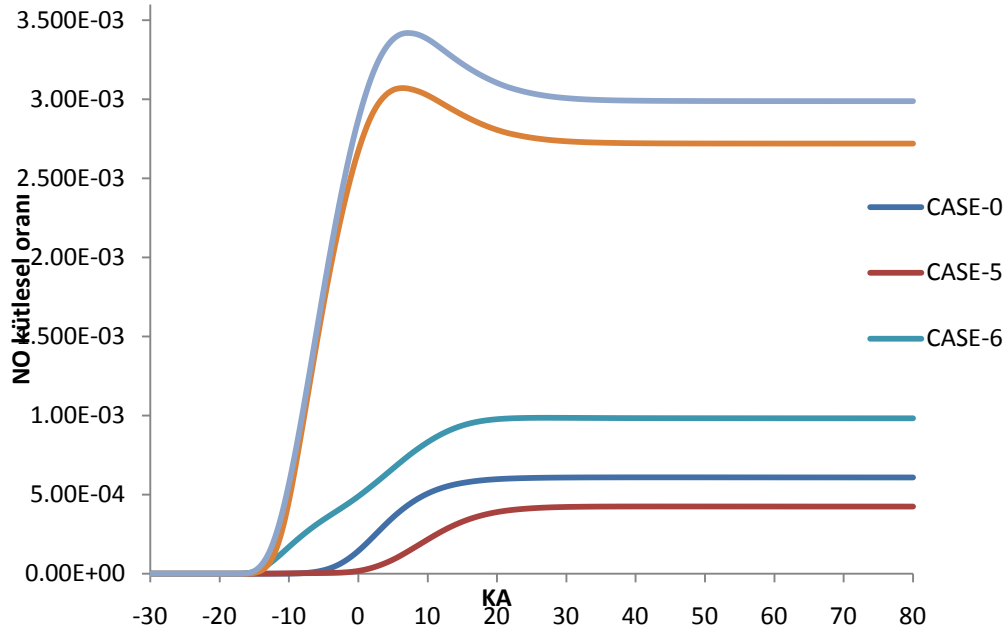




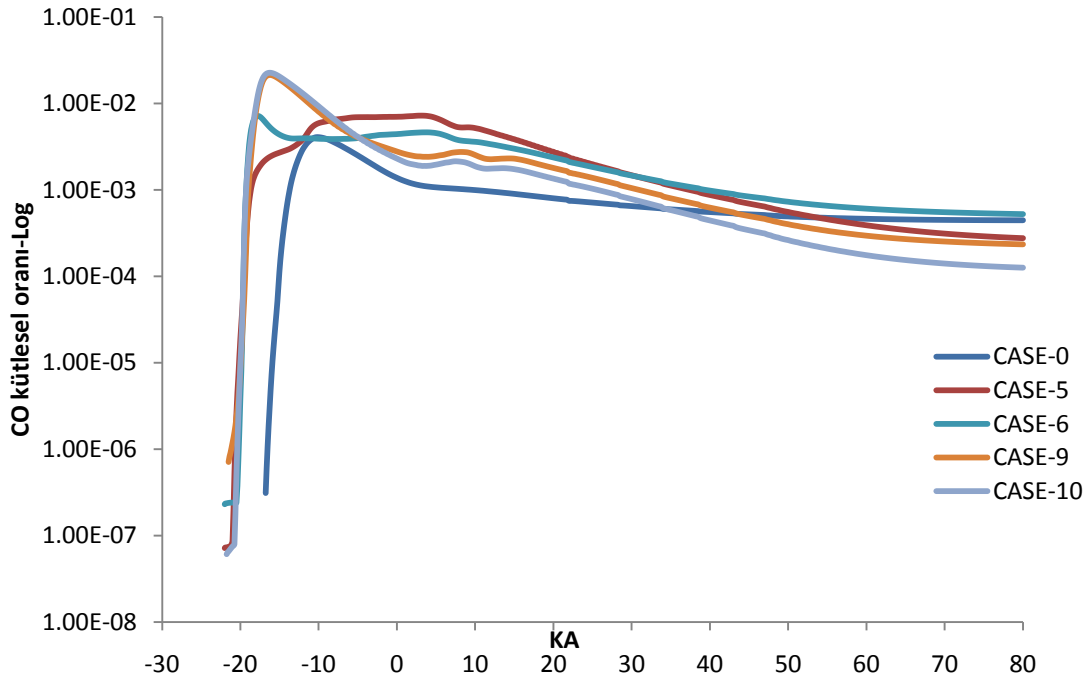
Şekil 6.6: (a) Geniş ve (b) Dar açılı püskürtme stratejileri

Şekil 6.7’de, 60° püskürtme açısında yapılan dar açılı farklı püskürtme stratejilerinin yanma üzerindeki etkisi gösterilmekte ve geleneksel durumla karşılaştırılması verilmektedir.





(b)



(c)

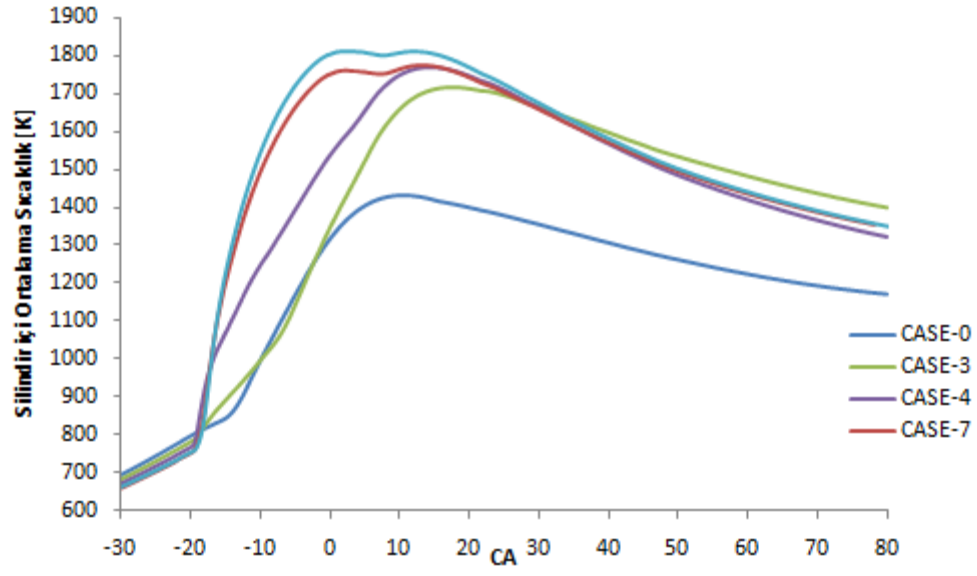
Şekil 6.7: 60 derece püskürtme açısında farklı püskürtme stratejilerinin yanma üzerindeki etkisi: (a) Sıcaklık, (b) NO emisyonu, (c) CO emisyonu.

Şekil 6.7-a'da verilen sıcaklık grafiğinde, 9 ve 10 numaralı durumlar için sıcaklığın ÜÖN'dan çok önce hızlı bir şekilde artarak, uzun bir süre çok yüksek seviyelerde kaldığı gözlemlenmektedir. Bu sonuç Şekil 6.7-b'de görülebileceği gibi bu durumlar

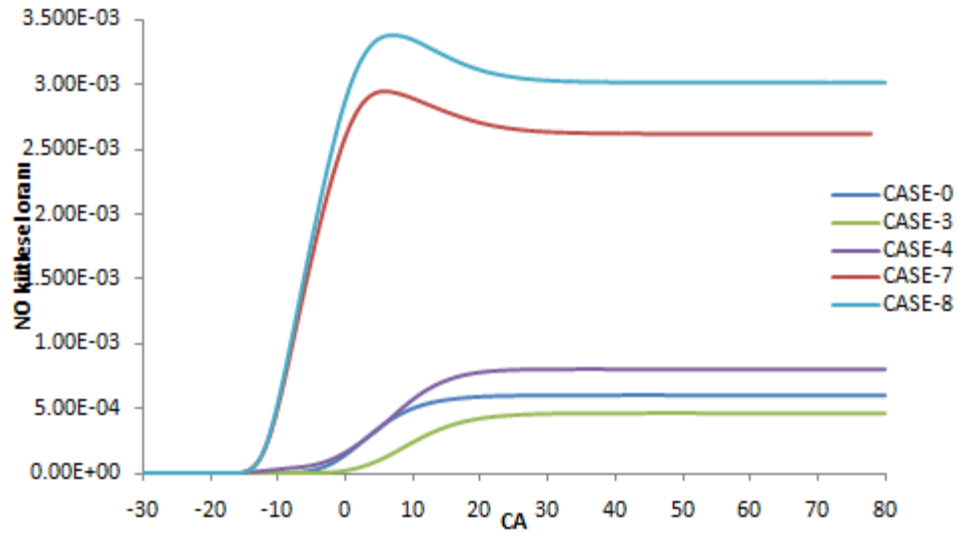
için yüksek NO emisyonuna zemin hazırlamıştır. Buna neden olarak ön püskürtmedeki yakıt miktarının fazla oluşu gösterilebilir. 9 ve 10 numaralı durumlarda ön püskürtmede kullanılan yakıt miktarı oranı olan %50 değeri, yanmanın ÜÖN'dan çok önce başlamasına neden olmuş, ayrıca yanmanın sanki-patlama şeklinde gerçekleşmesini sağlayarak, çok yüksek sıcaklıkların oluşmasına neden olmuştur. 5 ve 6 numaralı durumlara bakıldığında ise daha makul emisyon değerleri ile karşılaşılmaktadır. 5 numaralı durumda geleneksel duruma göre NO emisyonunda azalma görülürken 6 numaralı durumda ise bir artış görülmektedir. Şuna dikkat edilmelidir ki her iki durumda da silindir içi sıcaklıklar konvansiyonel püskürtme durumlarına göre çok yüksektir. Burada anlaşılması gereken husus, 5 ve 6 numaralı durumlarda homojen yanmanın gerçekleştiğidir. Bu nedenle 5 numaralı durum için yüksek sıcaklıklara rağmen düşük emisyon değerleri elde edilmiştir. 6 numaralı durumda görece yüksek NO emisyonlarının elde edilmesinin nedeni ise ön püskürtme miktarının püskürtme başlangıç noktasına göre (buradaki sıcaklıkların yüksek oluşu göz önüne alınırsa) yüksek olmasıdır. Bu durumun önüne geçebilmek için iki parametre ile oynanabilir: 1. ön püskürtmedeki yakıt miktarı oranı %30'un altına çekilebilir, 2. püskürtme başlangıcı daha erkene alınabilir.

CO sonuçlarına bakıldığında, yine geleneksel durumda olduğu gibi çok yüksek sıcaklıklarla yaklaşık olarak ters bir orantı ile karşılaşılmaktadır. Silindir içi sıcaklık ve NO emisyonlarının en yüksek olduğu durumlarda, CO emisyonlarının daha az olduğu görülmektedir (Şekil 6.7-c). Fakat homojen yanmanın bir etkisi, CO emisyonunda da gözlemlenebilir. 5 numaralı durum için, NO emisyonu düşük olmakla birlikte CO emisyonu da geleneksel yanma durumuna göre düşüktür.

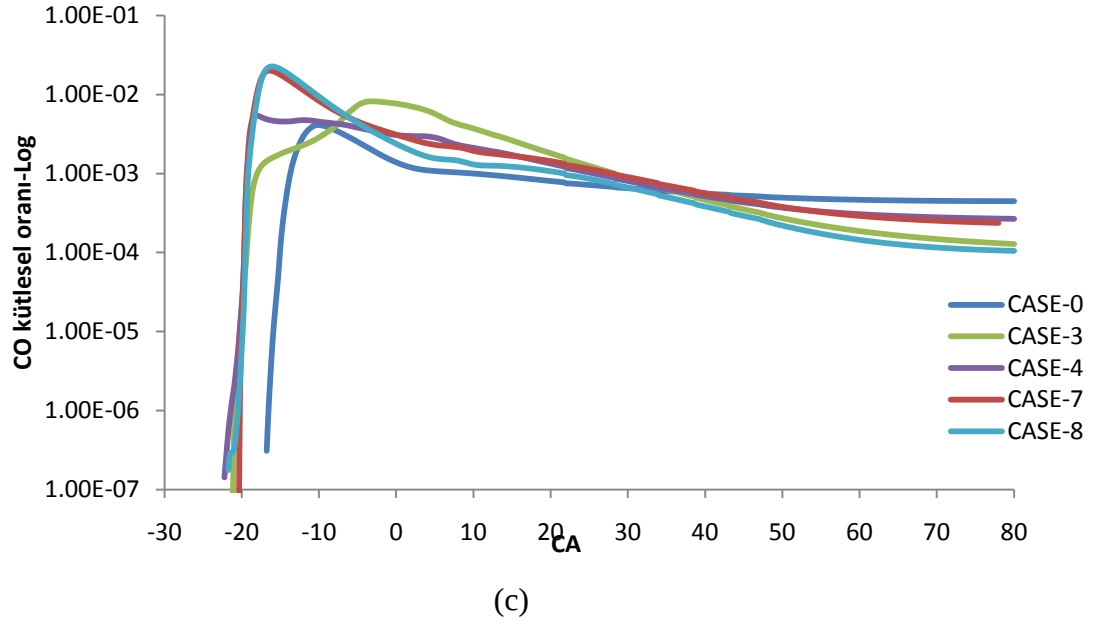
Tüm bu sonuçlara bakılarak 60° püskürtme açısı için yapılan sayısal analizlerden 5 numaralı durum emisyonlar açısından en uygun durum olarak belirlenmiştir.



(a)



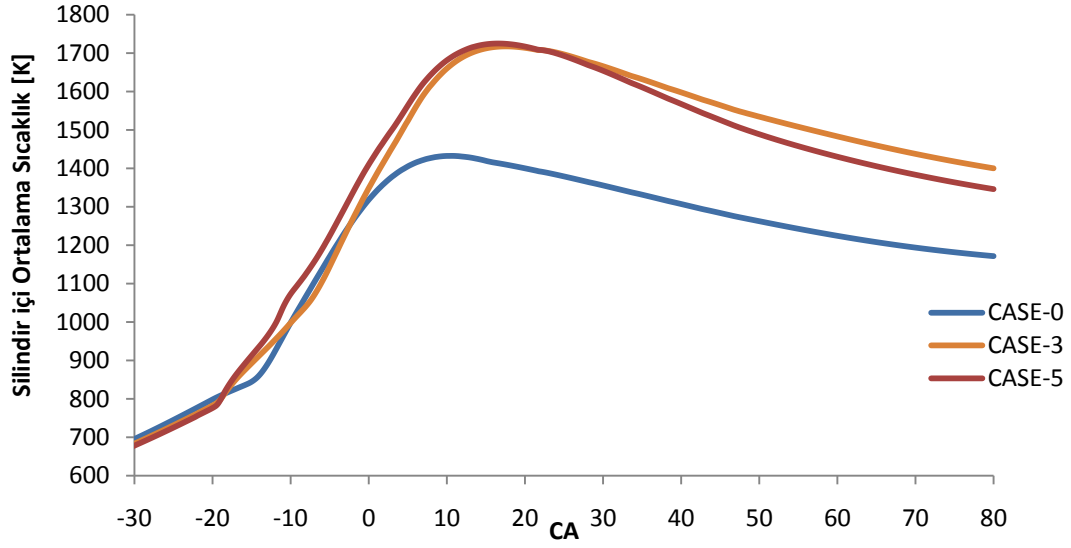
(b)



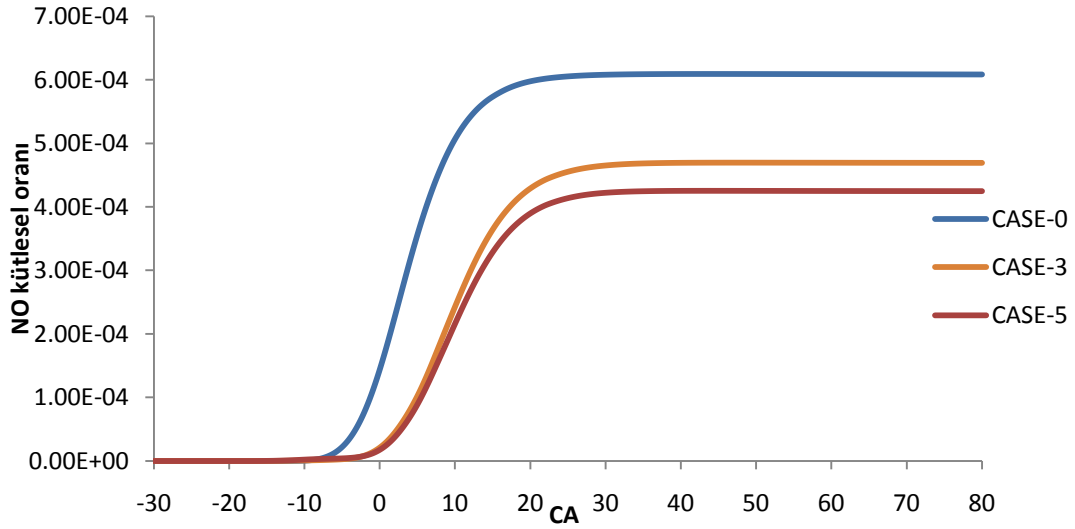
Şekil 6.8: 80 derece püskürtme açısında farklı püskürtme stratejilerinin yanma üzerindeki etkisi: (a) Sıcaklık, (b) NO emisyonu, (c) CO emisyonu

Şekil 6.8’de, 80° püskürtme açısında ortaya konulan dar açılı farklı püskürtme stratejilerinin yanma üzerindeki etkisi gösterilmekte ve geleneksel durumla karşılaştırılması verilmektedir. 80° püskürtme açısında elde edilen sonuçlar, 60° püskürtme açısında elde edilen sonuçlar ile benzer karakteristikler vermektedir. Döngüdeki yakıtın %50’sinin ön püskürtmede kullanıldığı durumlar olan 7 ve 8 numaralı durumlarda, 9 ve 10 numaralı durumlarda olduğu gibi, yüksek silindir içi sıcaklıklar ve yüksek NO değerleri oluşmuştur (Şekil 6.8a,b). Bu durumlar için CO ise konvansiyonel yanma durumlarına göre daha düşük değerler elde edilmiştir (Şekil 6.8-c). Şekil 3.8-b’de görüldüğü üzere, ön püskürtmede yakıt miktarı oranı %35 olan 3 ve 4 numaralı durumlar için, NO emisyonları 7 ve 8 numaralı durumlara göre daha düşük çıkmıştır. Fakat sadece 3 numaralı durum geleneksel durumdan daha düşük NO emisyonuna sahiptir. Burada göze çarpan nokta, 60 derece püskürtme açısı için ele alınan durumlar arasında 5 numaralı durum ile 3 numaralı durumun ortak özelliği, ön püskürtmenin ÜÖNö 120 derecede başlamış olmasıdır. Yine 5 numaralı durumda olduğu gibi, 3 numaralı durumda da silindir içi sıcaklıklar, konvansiyonel yanma sonuçlarına göre çok yüksek olmasına rağmen, düşük seviyelerde NO üretimi gerçekleşmiştir. Bu nedenle, 80 derecelik püskürtme açısı durumları arasından emisyon değerleri açısından en makul sonuçlar, 3 numaralı durumdan elde edilmiştir.

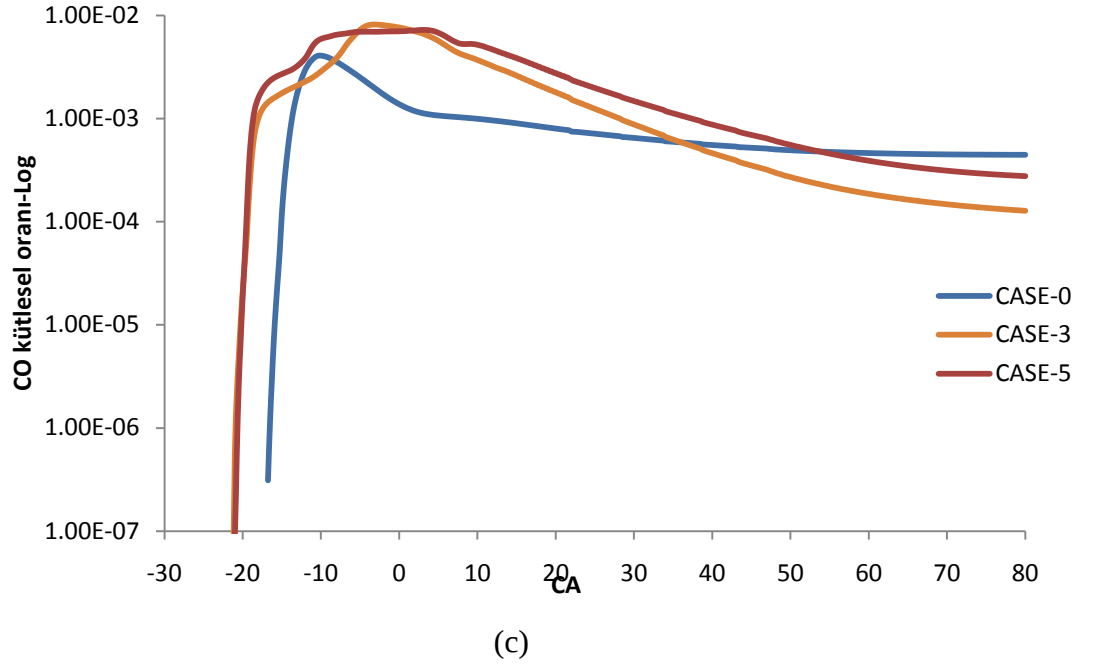
Son olarak 60 ve 80 derece püskürtme açılarında emisyon değerlerinde geleneksel yanma durumuna göre iyileşme sağlanmış olan 3 ve 5 numaralı durumlar ile geleneksel yanma durumu karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma, Şekil 6.9'da verilmiştir.



(a)



(b)

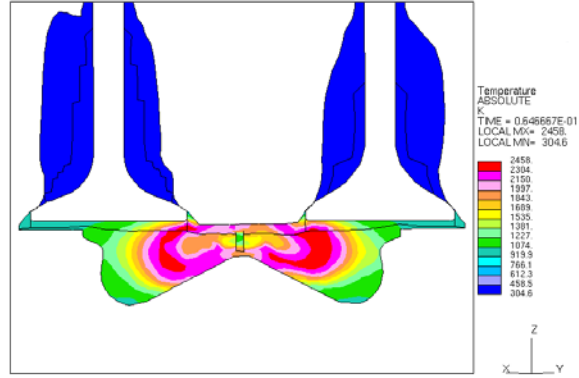


Şekil 6.9: Seçilen 3 ve 5 numaralı durumlar ile geleneksel durumun karşılaştırılması: (a) Silindir içi Ortalama Sıcaklık, (b) NO emisyonu, (c) CO emisyonu.

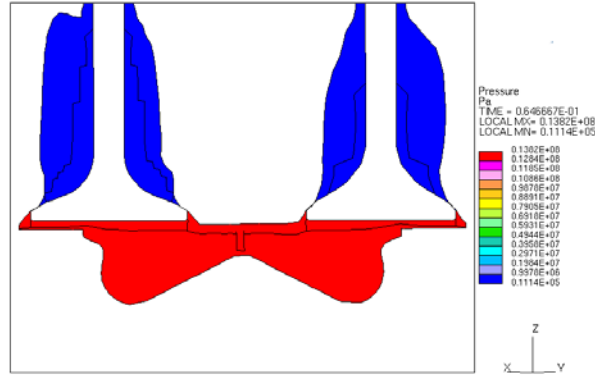
Şekil 6.9-a, 3 ve 5 numaralı durumlarda silindir içi ortalama sıcaklıkların benzer olduğunu göstermektedir. Ayrıca her iki durum için en yüksek silindir içi ortalama sıcaklık değerleri geleneksel yanma durumuna göre yaklaşık olarak 300 K daha fazla olmakla birlikte, hem NO hem de CO emisyonu açısından geleneksel duruma göre önemli ölçülerde iyileştirme sağlanmıştır (Şekil 6.9-b,c). Şekil 6.9-b de 80 derece püskürtme açısı kullanılan 3 numaralı duruma göre, 60 derece dar açılı püskürtmenin kullanıldığı 5 numaralı durumda daha düşük NO emisyonu oluşmuştur. Buna karşın, Şekil 6.9-c'ye göre 3 numaralı durum 5 numaralı duruma göre daha düşük CO emisyonu değerlerine sahiptir.

Bu analiz çıktıları incelendiğinde, şu sonuca varılmıştır: ön püskürtme ÜÖNö 120 derece krank açısı civarında olmalıdır (üç kademeli püskürtme stratejisi için-Şekil 6.5-a). Bu başlangıç noktası civarında daha detaylı bir optimizasyon yapılarak emisyon değerlerinde daha düşük değerlere ulaşılabilir. Fakat püskürtme açısı ise Durum geometrisine bağlı olarak değiştirilmelidir. Projenin son döneminde bu parametredeki incelemeler piston kasesinde manuel olarak yapılacak geometrik optimizasyonla paralel yürütülecektir.

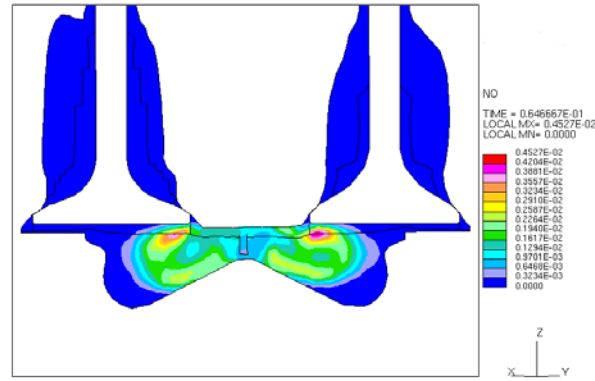
Yakıtın ÜÖN'dan 20 derece önce başlayarak püskürtüldüğü durum (Durum-0) için 3B sonuçlar Şekil 6.10'da; ÜÖN'daki konumda, sıcaklık, basınç, NO, CO ve C12H26 (gaz fazı) konturları olarak gösterilmiştir.



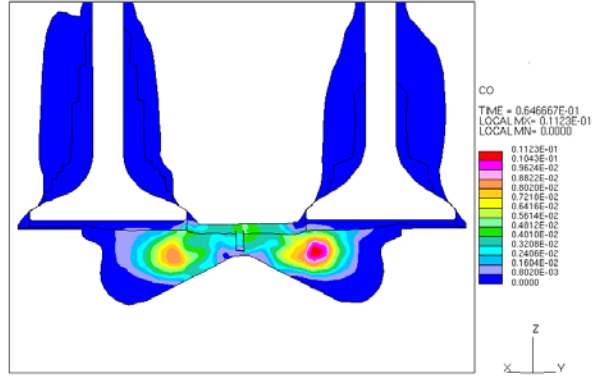
(a)



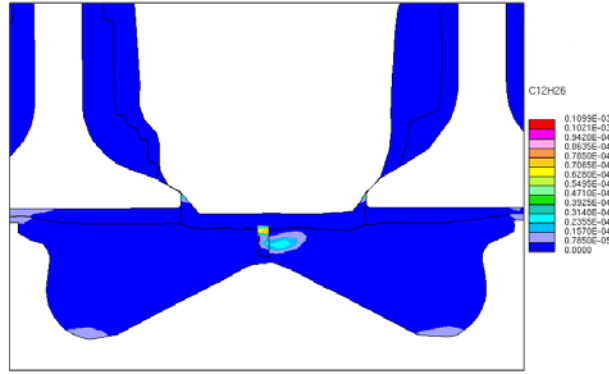
(b)



(c)



(d)



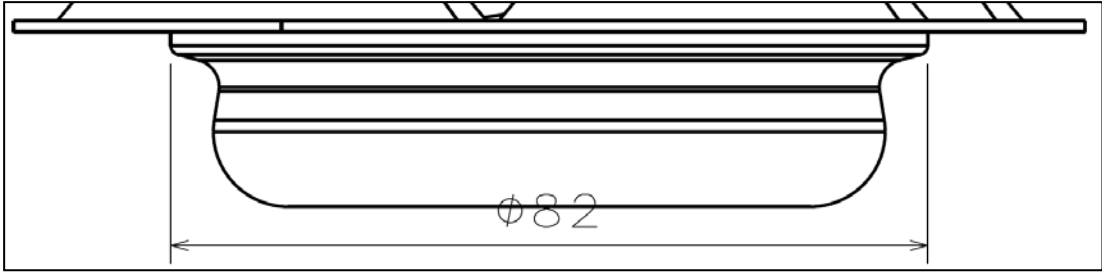
(e)

Şekil 6.10: Durum-0 için, ÜÖN'daki sonuçlar: (a) Sıcaklık, (b) Basınç, (c) NO
(d) CO, (e) Yakıt Buharı.

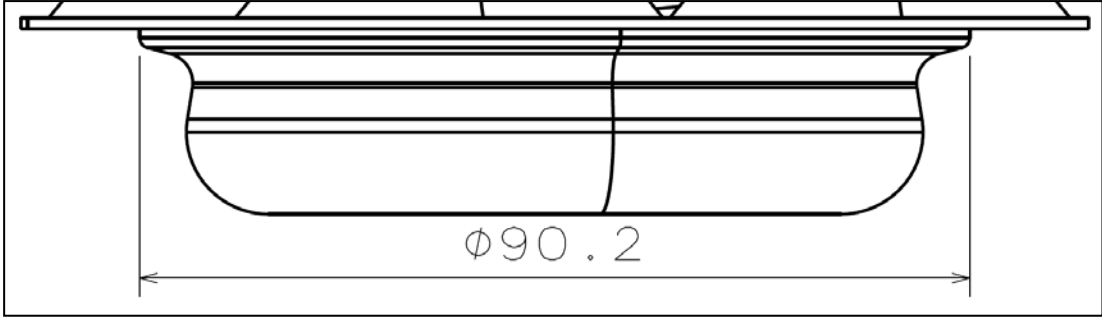
6.2 Piston Kasesi Optimizasyonu

Bu çalışmalarda iki adet yeni geometri oluşturulmuştur. Bu geometriler oluşturulurken iki noktaya dikkat edilmiştir: 1.) HYY tipi motor tasarımı için ön püskürtme kısmında yakıtın piston kasesine doğru püskürtülmesinin sağlanması, 2.) Yakıtın, silindir duvarına çarpmasının engellenmesi. Oluşturulan bu iki geometriden ilki (Şekil 6.11-b) piston kasesinin çapının %10 arttırılması ile, ikincisi (Şekil 6.11-c) ise %10 azaltılması ile oluşturulmuştur.

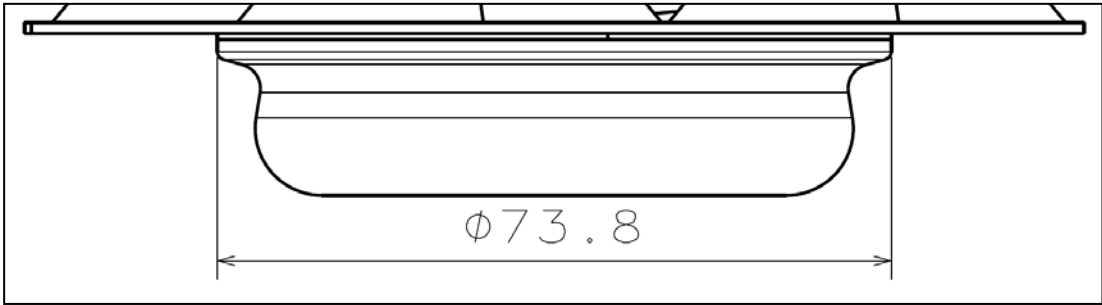
Şekil 6.11-b'deki geometri, daha erken zamanlarda yapılacak önpüskürtmeyi içeren durumlarda, Şekil 6.11-c'deki geometri ise ÜÖN'ya daha yakın bölgelerde yapılacak dar açılı püskürtmeyi içeren durumlarda kullanılmak üzere tasarlanmıştır.



(a)



(b)



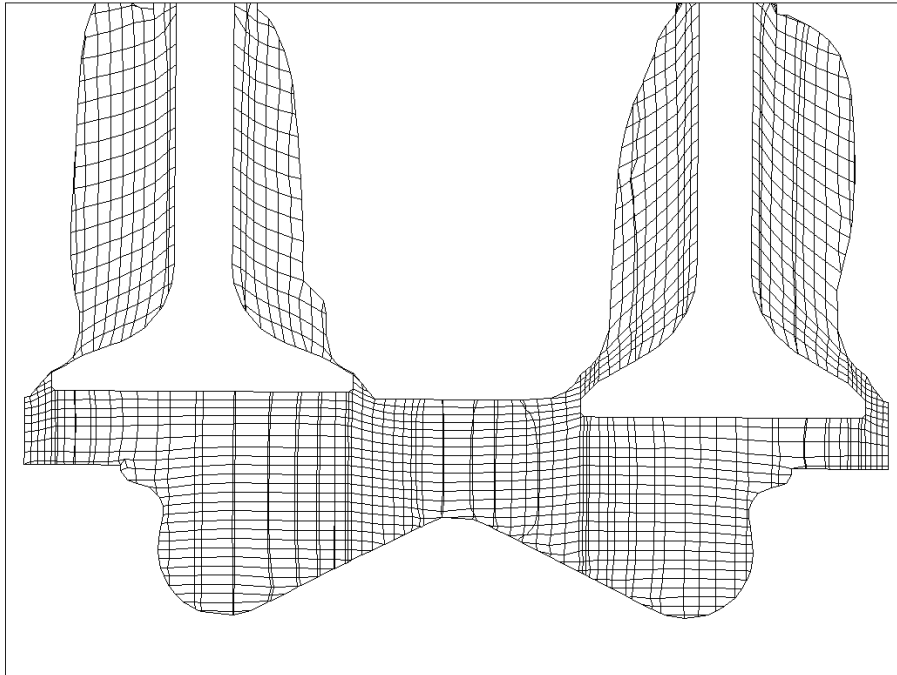
(c)

Şekil 6.11: Oluşturulan piston kasesinin geometrileri (a) referans/orjinal geometri, (b) Durum çapı %10 arttırılmış geometri (c) Durum çapı %10 azaltılmış geometri.

7.SONUÇ

Bu bölümde 1-B optimizasyon sonuçlarının verdiği verileri kullanarak 3-B çözümleme gerçekleştirilmiş, bu çözümlemenin sonuçları daha önce elde edilen geleneksel ve HCCI dizel yanma çözümlemeleri ile farklı sonuçlar açısından karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma için projenin daha önceki dönemlerinde elde edilen geleneksel yanma durumu Case-0 ile HCCI yanma durumları olan Case-3 ve Case-5 kullanılmıştır.

1-B optimizasyon sonuçlarına faydalanarak, kase tasarımı için, kase çapı 90.2 mm, kase merkez derinliği 12 mm, kase maksimum derinliği 23 mm seçilmiştir. Püskürtme başlangıç zamanlaması olarak Case-3 ile ifade edilen HCCI durumundaki gibi ÜÖNö 120°CA seçilmiştir. Yakıt miktarı ise 125 mg alınmıştır. 1-B çözümlemenden elde edilen bu veriler ışığında yapılan tasarım üzerinde çözüm ağı oluşturulmuştur. Bu tasarım için yapılan çözüm ağında eleman büyüklükleri daha önce yapılan çalışmalardaki eleman büyüklükleriyle aynı alınmıştır. Bunun sonucunda 165000 elemana sahip bir çözüm ağı elde edilmiştir. Bu çözüm ağı Şekil 7.1’de verilmiştir.

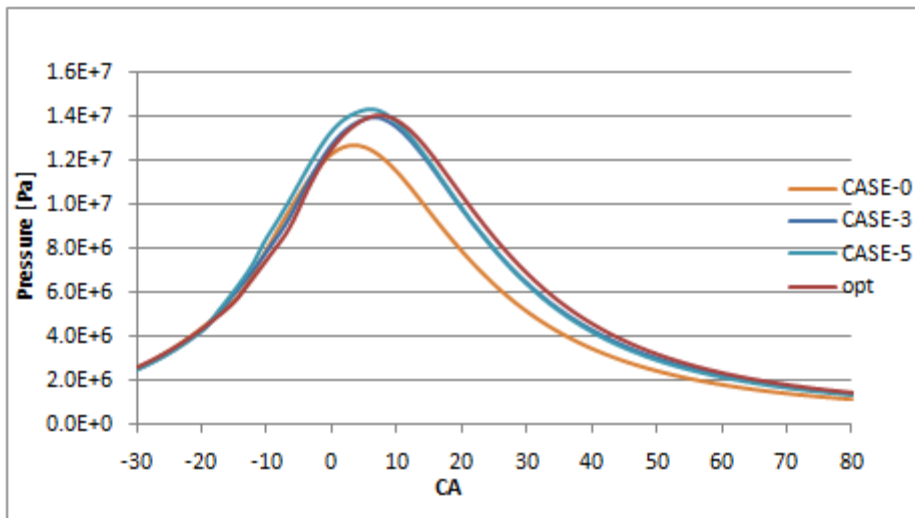


Şekil 7.1: Optimizasyon sonuçlarına göre oluşturulmuş kase geometrisi ve bu geometri üzerindeki çözüm ağı kesiti (ÜÖNs 12°CA).

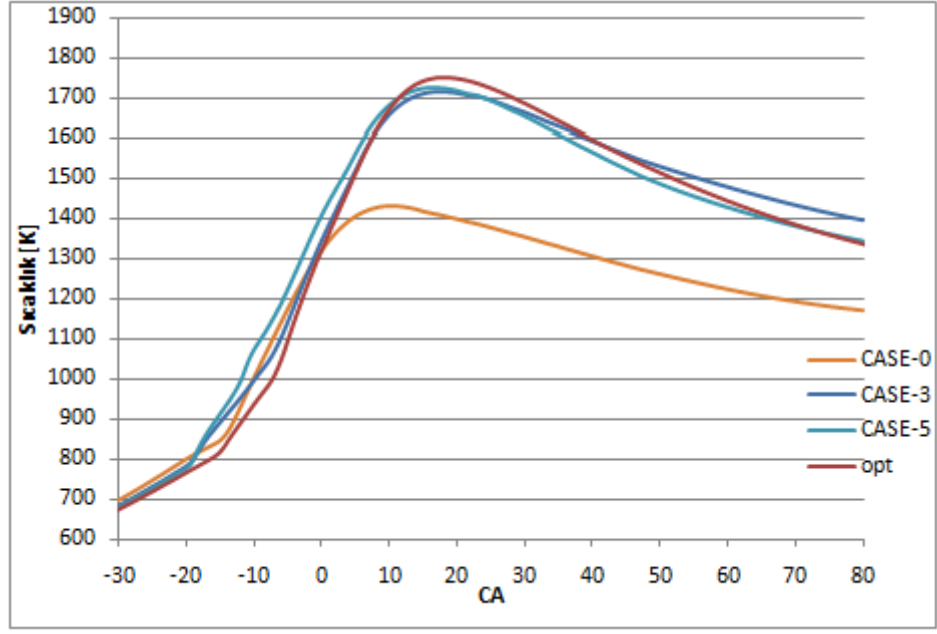
Yeni oluşturulan geometrik tasarım ile yapılan sayısal çalışma sonuçları aşağıda karşılaştırmalı olarak irdelenmiştir. Sonuçlarda, yeni tasarlanan kase geometrisine ait sayısal verileri gösteren eğriler “opt” ifadesiyle kısaltılarak adlandırılmıştır.

Şekil 7.2’de tasarlanan kase geometrisi ile elde edilen silindir-içi basıncın, Şekil 7.3’te ise silindir-içi ortalama sıcaklığın zamana bağlı değişimi gösterilmiştir. Şekil 7.2’de görüldüğü gibi yeni tasarlanan kase geometrisi için silindir içi basıncın en üst seviyeye çıktığı nokta, diğer durumlara göre ÜÖN’den daha sonra daha sonra oluşmuştur. Bu durum motorun gücünün artması için istenilen bir özelliktir. Bu tepe noktasının devamında eğri, diğer durumların üstünde seyretmekte ve sonuç olarak bir çevrimde motordan elde edilen gücün artmasını sağlamaktadır.

Şekil 7.3’teki sıcaklık eğrileri tasarlanan kase geometrisi için ortalama silindir-içi sıcaklığın diğer durumlardan daha yüksek seviyelere ulaştığını göstermektedir. Bu ilk bakışta özellikle NO emsiyonunun daha yüksek çıkabileceği izlenimi yaratabilir. Fakat durum tersine gerçekleşmiştir. Tasarlanan kase geometrisi için sıcaklıkların yüksek çıkmasının nedeni yanma veriminin daha yüksek olmasıdır. Daha geniş çapa sahip kase geometrisi yakıtın daha homojen dağılmasını sağlayarak yanma verimini arttırmıştır. Bu durum emisyon sonuçlarında görülebilmektedir.

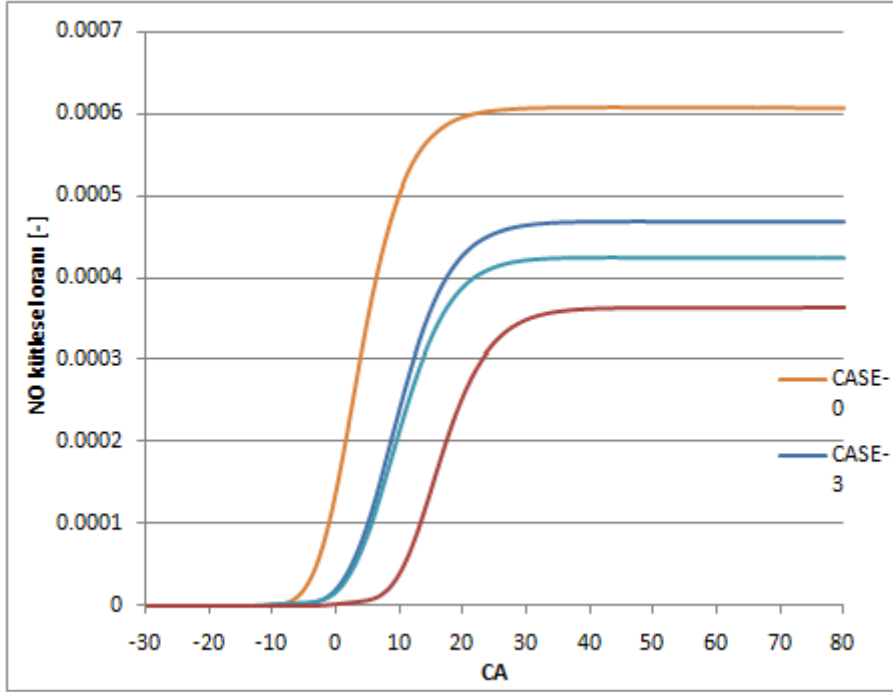


Şekil 7.2: Kase geometrisi tasarımı: Silindir-içi basınç.



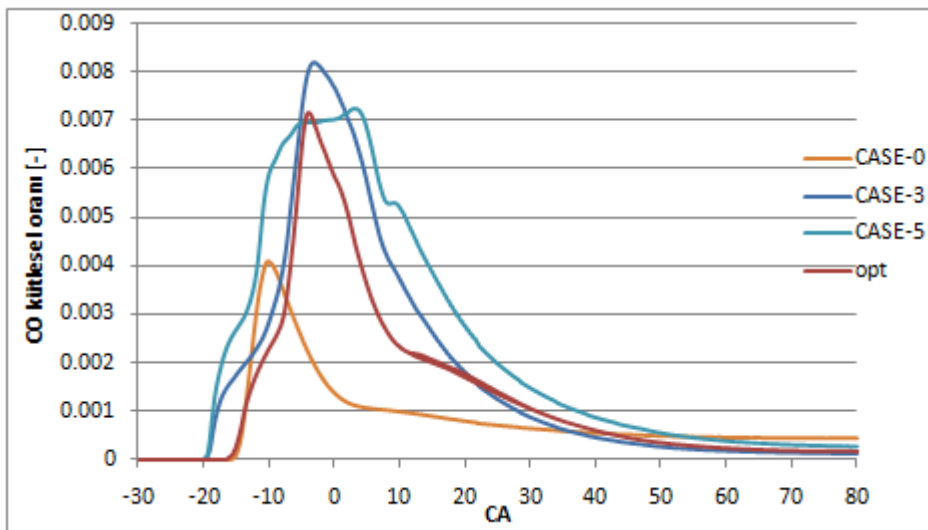
Şekil 7.3: Kase geometrisi tasarımı: Silindir-içi sıcaklık.

Şekil 7.4'te NO emisyonlarının zamana bağlı değişimi gösterilmiştir. Bu şekile göre tasarlanan yeni kase geometrisinde, geleneksel duruma göre yaklaşık %45 daha az NO emisyonu oluşmuştur. Case-3 ve Case-5 ile verilen HCCI yanmalarına göre de NO emisyonu için çok önemli oranda azalma tespit edilmiştir. Silindir-içi sıcaklıklar diğer durumlara göre daha yüksek olmasına rağmen, daha düşük NO emisyonları elde edilmiştir. Bu durum daha önce ifade edilen homojen yanmanın gerçekleştiğinin bir göstergesidir. Bu şekil aynı zamanda, basınç tepe noktasının ötelenmesi ile birlikte NO oluşumu başlangıcının da benzer doğrultuda ötelenerek, bu emisyonun oluşumunun daha geç başladığını ifade etmektedir.



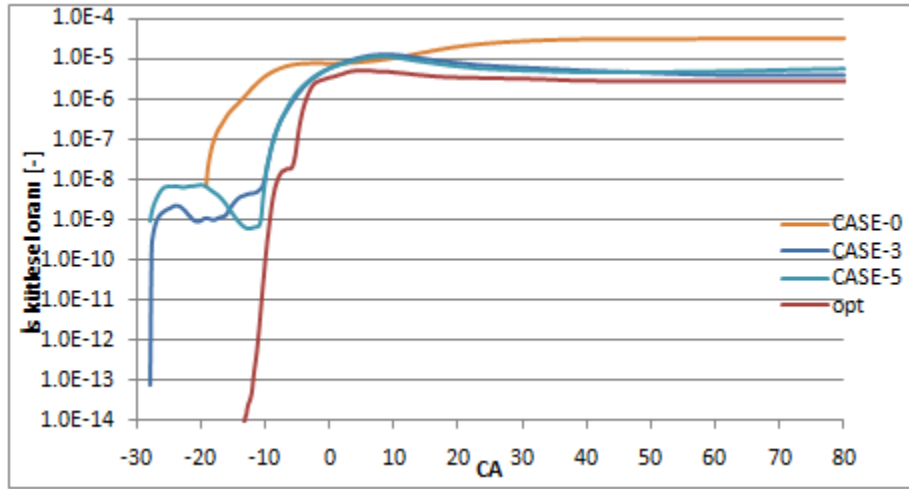
Şekil 7.4: Kase geometrisi tasarımı: NO emisyonu

Şekil 7.5'te ise CO emisyonlarının zamana bağlı değişimi verilmiştir. Bu şekildeki verilere göre yeni kase tasarımı için elde edilen CO emisyonunun, geleneksel durum ile Case-5 ile ifade edilen HCCI durumuna göre belirgin oranda daha az olduğu görülmektedir. Case-3 ile karşılaştırıldığında ise CO emisyonunda yaklaşık %5 oranında bir artış gözlemlenmiştir. Fakat bu fark geleneksel durum Case-0 ve HCCI durumu Case-5 için CO emisyonları referans alındığında çok küçük kalmaktadır.



Şekil 7.5: Kase geometrisi tasarımı: CO emisyonu

Şekil 7.6’da zamana bağlı is oluşumu görülmektedir. Bu şekildeki verilere göre yapılan piston kasesi tasarımında tüm zaman aralıklarında mevcut is miktarının diğer geleneksel ve HCCI durumlarına göre daha az olduğu açıkça görülmektedir. NO emisyonlarını veren Şekil 7.4’teki gibi yeni tasarım için, is oluşumunun başlangıcının da NO oluşumunun başlangıcı gibi daha geç olduğu gözlemlenmektedir.



Şekil 7.6: Kase geometrisi tasarımı: Silindir-içi sıcaklık

Bu sonuçlar genel olarak ele alındığında bir boyutlu optimizasyon sonuçları ile üç boyutlu çözümlerlerin tutarlı olduğunu göstermektedir. 1-B optimizasyon sonuçlarından faydalanarak yapılan yeni kase geometrisi tasarımı ile emisyon seviyeleri belirgin oranda azaltılmış, motor gücünde ise artış gözlemlenerek istenilen hedeflere ulaşılmıştır.

KAYNAKLAR

- [1] **Url-1** <http://www.adb.org/documents/guidelinesVehicle_Emissions/im_ch07.OYF>, alındığı tarih 13.07.2008.
- [2] **Laguitton, O., Streater, S., R., Gordon, R., L.** (2002) “Realising the Benefits of Supervisory Control – An Essential Approach for Hybrid Drivetrains”, Proceedings of Total Vehicle Technology, I.Mech.E. Paper T002/003/(2002b), 29-45.
- [3] **Heywood, J., B.** “Internal Combustion Engine Fundamentals”, McGraw-Hill series in mechanical engineering (a) 505-506, (b) 567-648, (c) 539-552 (1988).
- [4] **Crua, C.** “Combustion Processes in a Diesel Engine”, (2002), (PhD Thesis), University of Brighton, United Kingdom.
- [5] **Laguitton, O., Gold, M., Kennaird, D., Crua, C., Lacoste, J., Heikal, M.** “Spray Development and Combustion Characteristics for Common Rail Diesel Injection Systems”, Proceedings of Fuel Injection Systems Conference, (2002a), number 6.
- [6] **Flynn, P., Hunter, G., Durrett, R., Farrell, L., Akinyemi, W. (2000)** “Chemistry Limits on Minimum In-cylinder NO_x Production for Internal Combustion Engines”, Proceedings of 21st Century Emissions Technology Conference, 2000, C588/027/2000.
- [7] **Nakayama, S., Fukuma, T., Matsunaga, A., Miyake, T., Wakimoto, T. (2003)** “A New Dynamic Combustion Control Method Based on Charge Oxygen Concentration for Diesel Engines”, SAE Paper 2003-01-3181.
- [8] **Knecht, W.** “European Emission Legislation of Heavy Duty Diesel Engines and Strategies for Compliance”, Proceedings of Thiesel 2000, Thermofluidynamic Processes in Diesel Engines, (2000), 289-302.
- [9] **Lejeune, M., Lortet, D., Michon, S.** “Combustion Development for Euro 4”, Proceedings of Thiesel 2002, Thermo-and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, (2002), 277-292.
- [10] **Wuensch, P., Moser, F., X., Dreisbach, R., Sams, T. (2003)** “Can the Technology for Heavy Duty Diesel Engines be Common for Future Emission Regulations in USA, Japan and Europe”, SAE Paper 2003-01-0344.
- [11] **Henein, N., A., Singh, I., P., Zhong, L., Lai, M.-C., Bryzik, W.** “New IntEGGated “O.P.E.R.A.S.” Strategies for Low Emissions in HSDI Diesel Engines”, SAE Paper (2003)-01-0261.
- [12] **Gill, D., Chmela, F., Jager, P.** “The Emissions and Performance Potential of a Pressure Modulated Common Rail Injection System on a Heavy

Duty Diesel Engine”, Proceedings of Fuel Injection Systems Conference, (2002), number 10.

- [13] **Kidoguchi, Y., Miwa, K., Goda, E.** “Effect of Stratified Rich and High Turbulence Combustion on the Reduction of NO_x and Particulate Emissions from a DI Diesel Engine”, Proceedings of Thiesel, Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, 227-235,
- [14] **Soruşbay, C., İmren, A., Ergeneman, M., Valentino, G., Alloca, L.,** “Experimental and Numerical Investigation of Diesel Spray Behavior in High Pressure Common-Rail Systems”, Int. J. Vehicle Design, Vol. 50, Nos. 1/2/3/4, 2009.
- [15] **Bae, C. H., Kang, J.** “Diesel Spray Characteristics of Common-Rail VCO Nozzle Injector”, Proceedings of Thiesel 2000, Thermofluidynamic Processes in Diesel Engines, 2000, 57-66, (2000).
- [16] **Hall MJ, Bracco FV.** A study of velocities and turbulence intensities measured in firing and motored engines. SAE International, paper nr. 870453, 1987.
- [17] **Olsson, J.-O., Tunestal, P., Johansson, B.** “Closed-Loop Control of an HCCI Engine”, SAE Paper (2001)-01-1031.
- [18] **Lejeune, M., Michon, S., Hedna, M.** “Combustion Process Optimisation for Euro 3”, Proceedings of Thiesel 2000, Thermofluidynamic Processes in Diesel Engines, (2000), 347-367.
- [19] **Trueba, A., Barbeau, B., Pajot, O., Mokaddem, K.** (2002) “Pilot Injection Timing Effect on the Main Injection Development and Combustion in a DI Diesel Engine”, SAE Paper 2002-01-0501.
- [20] **Badami, M., Mallamo, F., Millo, F., Rossi, E., E.** “Influence of Multiple Injection Strategies on Emissions, Combustion Noise and FSYT of a DI Common Rail Diesel Engine”, SAE Paper 2002-01-0503, (2002).
- [21] **Beatrice, C., Bertoli, C., Migliaccio, M.** “Basic Concepts of the homogeneous Charge Compression Ignition Engines”, (2002b), ATA, Volume 55, Issue 7/8, 226-234.
- [22] **Brooks, T., D., Pugh, G., J., Gambrill, R., Shayler, P., J.** “Investigating the Effects of Split Main Fuel Injection Parameters on NO_x, Soot, HC and CO Emissions from a Light Duty Diesel Engine”, Proceedings of Internal Combustion Engine Performance and Emissions Conference, (2004), 1-12.
- [23] **Chmela, F., Riediger, H.** “Analysis Methods for the Effects of Injection Rate Control in Direct Injection Diesel Engines”, Proceedings of

- Thiesel 2000, Thermofluidynamic Processes in Diesel Engines, (2000), 333-344.
- [24] **Ricaud, J.-C., Lavoisier, F.** “Optimizing the Multiple Injection Settings on an HSDI Diesel Engine”, Proceedings of Thiesel 2002, Thermo-and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, (2002), 251-276.
 - [25] **Soruşbay, C., İmren, A., Ergeneman, M., Şan, D., Gürarlan, E.,** “Control of NO_x Emissions from Diesel Engines by the Optimization of Fuel Injection Strategies”, Int. J. Vehicle Design, Vol. 45, Nos. ½, 2007.
 - [26] **Groenendijk, A., Müller, E.** “Mixture Formation and Combustion Control for Low Emission
 - [27] **DI Diesel Combustion with HYY-Characteristics**”, Proceedings of Thiesel 2002, Thermo-and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, (2002), 145-157.
 - [28] **Takeda, Y., Keiichi, Na., Keiichi, Ni.** “Emission Characteristics of Premixed Lean Diesel Combustion with Extremely Early Staged Fuel Injection”, SAE Paper 961163, (1996).
 - [29] **Yanagihara, H.,** “A Study on Combustion Structure of Premixed Compression Ignition Diesel Engines”, Proceedings of Thiesel, Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, pp. 111-129, 2002.
 - [30] **Yokota, H., Kudo, Y., Nakajima, H., Kakegawa, T., Suzuki, T.** (1997) “A New Concept for Low Emission Diesel Combustion”, SAE Paper 970891.
 - [31] **Kawashima, J.-I., Ogawa, H., Tsuru, Y.** “Research on a Variable Swirl Intake Port for 4-Valve High-Speed DI Diesel Engines”, SAE Paper 982680, (1998).
 - [32] **Iwabuchi, Y., Kawai, K., Shoji, T., Takeda, Y.** “Trial of New Concept Diesel Combustion System – Premixed Compression-Ignited Combustion”, SAE Paper (1999)-01-0185.
 - [33] **Gatellier, B., Walter, B.** “Development of the High Power NADITM Concept Using Dual Mode Diesel Combustion to Achieve Zero NO_x and Particulate Emissions”, Proceedings of Thiesel 2002, Thermo-and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, . 131-143 and SAE Paper 2002-01-1744, (2002).
 - [34] **Onishi, S., Jo, S., H., Shoda, K., Jo, P., D., Kato, S.** “Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) – A New Combustion Process for Internal Combustion Engines”, SAE Paper 790501, (1979).
 - [35] **Najt, P., Foster, D., E.** “Compression-Ignited Homogeneous Charge Combustion”, SAE Paper 830264, (1983).

- [36] **Hultqvist, A. – Engdar, U., Johansson, B., Klingmann, J.** “Reacting Boundary Layers in a Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine”, SAE Paper (2001)-01-1032.
- [37] **Oakley, A., Zhao, H., Ladommatos, N. -Ma, T.** “Experimental Studies on Controlled Auto-ignition (CAI) Combustion of Gasoline in a 4-Stroke Engine”, SAE Paper (2001)-01-1030 .
- [38] **Thring, R., H.** (1989) “Homogeneous-Charge Compression-Ignition (HYY) Engines”, SAE Paper 892068.
- [39] **Ryan III, T., W.** “Fuels for Compression Ignition Engines”, Proceedings of Thiesel 2000, Thermofluidynamic Processes in Diesel Engines, (2000), 233-248.
- [40] **Ryan III, T., W., Matheaus, A.** “Fuel Requirements for HYY Engine Operation”, Proceedings of Thiesel 2002, Thermo-and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, (2002), 362-375.
- [41] **Shudo, T., Ono, Y.** “HYY Combustion of Hydrogen, Carbon Monoxide and Dimethyl Ether”, SAE Paper (2002)-01-0112.
- [42] **Kong, S.-C., Marriott, C., D., Reitz, R., D. -Christensen, M.** “Modeling and Experiments of HYY Engine Combustion Using Detailed Chemical Kinetics with Multidimensional CFD”, SAE Paper (2001)-01-1026.
- [43] **Kong S-C., Reitz R. D.**”Application Of Detailed Chemistry And CFD for Predicting Direct Injection HYY Engine Combustion and Emissions”, Proceedings of the Combustion Institute, (2002), Volume 29, 663–669.
- [44] **İmren, A., Soruşbay, C., Ergeneman, M., Şan, D., Gürarşlan, E.,** “Multi dimensional Modelling of Combustion and Emissions in Diesel Engines”, CAPAC (2005)
- [45] **Ranini, A., Potteau, S., Gatellier, B.** “New Developments of the NADITM Concept to Improve Operating Range, Exhaust Emissions and Noise”, Proceedings of Thiesel 2004, Thermo-and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, (2004), 469-482.
- [46] **Husberg T., Denbratt I., Ringvik M.,and Engström J.,**“Heavy-Duty Diesel Combustion with Ultra-Low NOx and SOOT Emissions – A Comparison Between Experimental Data and CFD Simulations” SAE World Congress, SAE Paper 2005-01-0380.
- [47] **Reveille B., Kleemann A. and Jay S.,** “Towards even cleaner Diesel engines Contribution of 3D CFD tools”, Oil , Gas Science and Technology – Rev. IFP, Vol. 61 (2006), No. 1, pp. 43-56.

- [48] **Singh S, Liang L, Kong S-C, Reitz R D**, “Development of a Flame Propagation Model for Dual-Fuel Partially Premixed Compression Ignition Engines”, International Journal of Engine Research SAE Paper Vol. 7 (2006), No. 1, pp. 65-75.
- [49] **Kung E.H., Priyadarshi S., Nese B.C. and Haworth D.C.**, “A CFD Investigation of Emissions Formation in HYY Engines, Including Detailed NO_x Chemistry”, 2006 Multidimensional Engine Modeling Users’ Group Meeting, Detroit, MI, 2 April 2006.
- [50] **Colliou T., Tilagone R. and Martin B.**, “Adapting the NADITM Concept to Heavy Duty Engines”, Oil , Gas Science and Technology – Rev. IFP, Vol. 61 (2006), No. 1, pp. 73-84.
- [51] **Payri F., Benajes J., Margot X., Gil A.**, “CFD modeling of the in-cylinder flow in direct-injection Diesel engines”, Computers , Fluids 33 (2004) 995–1021.
- [52] **Lechner G. A., Jacobs T. J., Chryssakis C. A., Assanis D. N., Siewert R. M.**, “Evaluation of a narrow spray cone angle, advanced injection timing strategy to achieve partially premixed compression ignition combustion in a diesel engine”, SAE transactions 2005, vol. 114, no 3, pp. 394-404.
- [53] **Chalet, D., Chesse, P., Hetet, J. F.**, “Boundary conditions modeling of one-dimensional gas flows in an internal combustion engine”, Int. J. Engine Res., Vol. 9 (2008), pp. 267-282.
- [54] **Hall MJ, Bracco FV.** A study of velocities and turbulence intensities measured in firing and motored engines. SAE International, paper nr. 870453, 1987.
- [55] **Issa, R.I.**, “Solution of the implicitly discretised fluid flow equations by operator-splitting”, J. Comp. Phys., Vol.62 (1986), pp. 40–65.
- [56] **Chen, Y.S., and Kim, S.W.** 1987. ‘Computation of turbulent flows using an extended $k-\varepsilon$ turbulence closure model’, NASA CR-179204
- [57] **Belardini P. and Bertolli C.**, “Multi-Dimensional Modeling of Combustion and Pollutants Formation of New Technology Light Duty Diesel Engines”, Oil , Gas Science and Technology & Rev. IFP, Vol. 54 (1999), No. 2, pp. 251-257.
- [58] **Sun, Y.; Reitz, R.D.**, 'Diesel HYY Combustion Optimization Using Variable Geometry Sprays and Genetic Algorithms', Proceedings of 2nd International Symposium on Clean High-Efficiency Combustion in Engines, ICES2006, Tianjin, China, July 10, 2006 - July 13, 2006

- [59] **M.Z. Gül**, “**Prediction of In-Cylinder Flow By Use of a Multiple Time Scale Turbulence Models**”, Thesis (PhD), University of Manchester, Dept. of Mechanical Engineering, 1994.
- [60] **R. L. Grossman, A. Nerode, A. P. Ravn, and H. Rischel**, Eds., *Hybrid Systems*. Berlin, Germany: Springer-Verlag, 1993, no. 736, Lecture Notes in Computer Science.
- [61] **Arthur, B., John H. Holland, Blake Le BaYOS, Richard Palmer and Paul Tyler**, "Asset Pricing Under Endogenous Expectations in an Artificial Stock Market," in *The Economy as a Complex Adaptive System II*, edited by Brian Arthur, David Lane, and Steven Durlauf, Addison Wesley, forthcoming, 1997
- [62] **Franklin Y. Cheng, Dan Li** “Multiobjective Optimization Design with Pareto Genetic Algorithm” *J. Struct. Engrg.* Volume 123, Issue 9, pp. 1252-1261. **Gosman, A.D., and Ioannides, S.I.**, “Aspects of computer simulation of liquid-fuelled combustors”, *AIAA, J. Energy*, 7(6), pp. 482–490, 1983.
- [63] **John H. Holland**, “Genetic Algorithms and the Optimal Allocation of Trials”, *SIAM J. Comput.* Volume 2, Issue 2, pp. 88-105, 1973.
- [64] **Milne-Thompson, L.M.**, “*Theoretical Hydrodynamics*”, 5th edition, McMillan , Co., New York, 1968.
- [65] **Bird, R.B., Stewart, E.W., and Lightfoot, E.N.**, “*Transport Phenomena*”. John Wiley , Sons, New York, 1966.
- [66] **Yuen, M.C., and Chen, L.W.** “On drag of evaporating liquid droplets”, *Combust. Sci. and Tech.*, 14, pp. 147–154, 1976.
- [67] **El Wakil, M.M., Ueyhara, O.A., and Myers, P.S.**, “A theoretical investigation of the heating-up period of injected fuel droplets vaporizing in air”, *NACA Technical Note 3179*, 1954.
- [68] **Ranz,W.E., and Marshall,W.R.**, “Evaporation from drops—Parts I and II”, *Chem. Eng. Prog.*, 48(3), p. 141, 1952.
- [69] **Reitz, R.D., and Diwakar, R.**, “Effect of drop breakup on fuel sprays”, *SAE Technical Paper Series 860469*, 1986.
- [70] **Nicholls, J.A. 1972.** ‘Stream and droplet breakup by shock waves’, *in NASA SP–194* (Eds. D.T. Harje and F.H. Reardon), pp. 126–128.
- [71] **O’Rourke, P.J.** “Collective Drop Effects on Vaporising Liquid Sprays”. PhD Thesis, University of Princeton, 1981. **Schmidt, D.P., and Rutland, C.J.** “A new droplet collision algorithm”, *J. Comput. Phys.*, **164**, pp. 62-80, 2000.

- [72] **Aamir, M.A., and Watkins, A.P.** “Dense propane spray analysis with a modified collision model”, ILASS-Europe’99, Toulouse, France, 5-7 July 1999.
- [73] **Nordin, N. 2001.** “Complex Chemistry Modelling of Diesel Spray Combustion”. PhD Thesis, Chalmers University of Technology
- [74] **Bai, C., and Gosman, A.D.** “Development of methodology for spray impingement simulation”, SAE Technical Paper Series 950283, 1995.
- [75] **C. Chryssakis, D., N. Assanis, C. Bae,** Development and Validation of a Comprehensive CFD Model of Diesel Spray Atomization Accounting for High Weber Numbers, SAE, 2006-01-1546.
- [76] **C.,A., Chryssakis and D.,N.,Assanis,** “A Secondary Atomization Model for Liquid Droplet Deformation and Breakup under High Weber Number Conditions”, ILASS Americas, 18th Annual Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, Irvine, CA, May 2005.
- [77] **Duclos, J.M., Bruneaux, G. and Baritaud, T.,** “3D Modelling of Combustion and Pollutants in a 4Valve SI Engine: Effect of Fuel and Residuals Distribution and Spark Location”, *SAE Paper* 961964, 1996.
- [78] **Lafossas, F.A., Castagne, M., Dumas, J.P. and Henriot, S.,** “Development and Validation of a Knock Model in Spark Ignition Engines Using a CFD Code”, *SAE Paper* 2002-01-2701.
- [79] **Kleemann, A.P., Menegazzi, P., Henriot, S. and Marchal, A.,** “Numerical Study on Knock and SI Engine by Thermally Coupling Combustion Chamber and Cooling Circuit Simulations”, *SAE Paper* 2003-01-0563.
- [80] **Colin, O., Benkenida, A. and Angelberger, C.,** “A 3D Modeling of Mixing, Ignition and Combustion Phenomena in Highly Stratified Gasoline Engines”, *Oil , Gas Science and Technology, Rev. IFP*, 58, 1, p.47-62, 2003.
- [81] **Colin, O., Pires da Cruz, A. and Jay, S.** “Detailed Chemistry Based Auto-Ignition Model Including Low Temperature Phenomena Applied to 3D Engine calculations”, *30th Symposium (International) on Combustion*, Pittsburgh, The Combustion Institute, 2649-2656., 2004.
- [82] **Kim DS, Kim MY, Lee CS.** Combustion and emission characteristics of partial homogeneous charge compression ignition engine. *Combust Sci Technol* 2005; 177:107–25.

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Barış AKAY

Doğum Yeri ve Tarihi: 08.04.1979

Adres: Denizbank Üst Sitesi no:22 Reşitpaşa /Sarıyer/İSTANBUL

Lisans Üniversitesi: İTÜ Uçak Uzay Bilimleri Fakültesi Uçak Mühendisliği Bölümü