T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ART PÜSKÜRTME VE DAHİLİ EGR STRATEJİLERİNİN DİZEL MOTORLARDA UYGULANMASININ MODEL TABANLI İNCELENMESİ VE OPTİMİZASYONU

Volkan AKGÜL

DOKTORA TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Enerji Programı

Danışman

Prof. Dr. Muammer ÖZKAN

Temmuz, 2021

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ART PÜSKÜRTME VE DAHİLİ EGR STRATEJİLERİNİN DİZEL MOTORLARDA UYGULANMASININ MODEL TABANLI İNCELENMESİ VE OPTİMİZASYONU

Volkan AKGÜL tarafından hazırlanan tez çalışması 28.07.2021 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Enerji Programı **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Muammer ÖZKAN
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Muammer ÖZKAN, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Tarkan SANDALCI, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Osman Akın KUTLAR, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Orkun ÖZENER, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Dr. Öğr. Üye. Osman Taha ŞEN, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Danışmanım Prof. Dr. Muammer ÖZKAN sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Art Püskürtme ve Dahili EGR Stratejilerinin Dizel Motorlarda Uygulanmasının Model Tabanlı İncelenmesi ve Optimizasyonu başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Volkan AKGÜL

İmza

Bu çalışma, T.C. Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı'nın Sanayii Tezleri (SAN-TEZ) programının 0665.STZ.2014 numaralı projesi ile desteklenmiştir.

Sevgili eşime

ve

canım kızıma

TEŞEKKÜR

Doktora eğitimim süresince dersine katıldığım ilk günden tez çalışmamın sonuna kadar bana her türlü desteği sağlayan, bilgi birikimi ve tecrübeleriyle çalışmalarıma yön veren değerli danışman hocam Prof. Dr. Muammer ÖZKAN başta olmak üzere, tez çalışması kapsamında gerçekleştirilen çalışmaların değerlendirilmesi ve önerileri ile her zaman yanımda olan Doç. Dr. Orkun ÖZENER ve Doç. Dr. Osman Akın KUTLAR'a; test sistemi kurulumu ve yazılım desteği konusunda yardımlarını esirgemeyen TÜMOSAN çalışanları Sn. Cihan BÜYÜK, Sn. Abdullah KILIÇASLAN, Sn. Mustafa GÜÇLÜ ve Sn. Miraç ÖZTÜRK'e; bu süreçteki fedakarlıkları ve destekleri bakımından eksikliğini bir an olsun hissetmediğim sevgili eşim Gamze AKGÜL'e ve en büyük motivasyon kaynağım canım kızım Eylül AKGÜL'e sonsuz teşekkür ederim.

Volkan AKGÜL

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ viii
KISALTMA LİSTESİ x
ŞEKİL LİSTESİ xii
TABLO LİSTESİ xv
ÖZET xvi
ABSTRACT xviii
1 GİRİŞ 1
1.1 Literatür Özeti 1
1.2 Tezin Amacı 17
1.3 Hipotez 18
2 DİZEL YANMA TEORİSİ VE KİRLETİCİ EMİSYONLAR 19
2.1 Dizel Motorlarında Yanma 19
2.1.1 Dizel Sprey Karakteristiği ve Karışım Oluşumu 20
2.1.2 Dizel Yanma Safhaları 24
2.2 Dizel Motorlarında Kirletici Emisyonlar 27
2.2.1 Hidrokarbonlar (HC) 28
2.2.2 Karbon Monoksit (CO) 29
2.2.3 Azot Oksitler (NO_x) 30
2.2.4 Partikül Madde (PM) 33
3 DİZEL MOTORLARDA SİLİNDİR İÇİ EMİSYON KONTROL TEKNİKLERİ VE İS-NO_x DENGESİ 35
3.1 Egzoz Gazı Resirkülasyonu (EGR) 37
3.1.1 Harici Egzoz Gazı Resirkülasyonu (eEGR) 38
3.1.2 Dahili Egzoz Gazı Resirkülasyonu (iEGR) 39
3.2 Çoklu Püskürtme Stratejileri 42
3.2.1 Ön (Pilot) Püskürtme 42
3.2.2 Art (Post) Püskürtme 43
4 MOTOR TEST SİSTEMİ VE MODEL TEORİSİ 46
4.1 Araştırma Motoru ve Test Sistemi 46
4.2 Test Koşulları 48
4.3 Motor Model Teorisi ve Kalibrasyonu 51
4.3.1 Model Akış Çözücüsü Temelleri 54
4.3.2 Direkt Püskürtmeli Dizel Multi-Pulse (DIPulse) Yanma Modeli ve Kalibrasyonu 55
4.3.3 Silindir içi Isı Transferi 60

4.3.4 Isı Açığa Çıkış Oranı Analizi 62
4.3.5 NO_x Emisyon Modeli ve Kalibrasyonu 63
4.3.6 İs Emisyon Modeli ve Kalibrasyonu 64
4.3.7 Sürtünme Modeli ve Kalibrasyonu 67
4.3.8 Yakıt Püskürtme Modeli 68

5 MODEL VALİDASYONU, iEGR KARAKTERİZASYONU VE YANMA ANALİZİ 71

5.1 Model Validasyonu 71

5.2 iEGR'ye Bağlı Kütle Transferi Karakterizasyonu 73

5.3 Yanma Analizi 79

5.3.1 Emme Supabı İkincil Açılma Fazının Yanma Karakteristikleri Üzerine Etkisi 79
5.3.2 Art Püskürtme Bekleme Açısının Yanma Karakteristikleri Üzerine Etkisi 81
5.3.3 Art Püskürtme Oranının Yanma Karakteristikleri Üzerine Etkisi 82
5.3.4 Ana Püskürtme Avansının Yanma Karakteristikleri Üzerine Etkisi 83

6 EMİSYON VE PERFORMANS ANALİZİ, ÇOK AMAÇLI OPTİMİZASYON 85

6.1 Model Tabanlı Deney Tasarımı 86

6.2 Yapay Sinir Ağları ile Cevap Yüzeyi Modelleme 87

6.3 Cevap Yüzeyleri Analizi 92

6.3.1 İs Emisyonu Cevap Yüzeyleri 93
6.3.2 NO Emisyonu Cevap Yüzeyleri 95
6.3.4 BSFC Cevap Yüzeyleri 98

6.4 Çok Amaçlı Pareto Optimizasyonu 101

6.4.1 İs, NO ve BSFC Pareto Optimum Çözümleri 107

7 SONUÇ VE ÖNERİLER 116

KAYNAKÇA 120

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR 133

SİMGE LİSTESİ

A	Akış Kesit Alanı
T_f	Akışkan Sıcaklığı
α_{SoI}	Ana Püskürtme Avansı
P_{cyl}	Anlık Silindir Basıncı
α_{post}	Art Püskürtme Bekleme Açısı
m_{post}	Art Püskürtme Oranı
x_r	Artık Gaz Oranı
NO_2	Azot Dioksit
NO	Azot Oksit
NO_x	Azot Oksitler
p	Basınç
K_p	Basınç Kayıp Katsayısı
T_w	Cidar Sıcaklığı
dp	dx Boyunca Etki Eden Basınç Farkı
$\dot{m}_{EGR}$	EGR Kütlesel Debisi
P_m	Emme Manifold Basıncı
T_m	Emme Manifold Sıcaklığı
h_{2IVO}	Emme Supabı İkinci Kalkış Yüksekliği
α_{2IVO}	Emme Supabı İkincil Açılma Fazı
T_{IVC}	Emme Supabı Kapanma Anında Silindir içi Sıcaklık
D	Eşdeğer Çap
C_f	Fanning Sürtünme Faktörü
g/kWh	Gram Bölü Kilowatt Saat
V	Hacim
u	Hacim Elemanı Sınırlarındaki Hız
M	Hacim Elemanının Kütlesi
$\dot{m}_h$	Hava kütlesel debisi
$\dot{m}_{h+y}$	Hava+Yakıt Kütlesel Debisi
λ	Hava-Yakıt Oranı
HC	Hidrokarbon

OH	Hidroksit
T_i	i Bölgesinde Yerel Hakim Sıcaklık
λ_{Vi}	i Bölgesinde Yerel Hava-Yakıt Oranı
h	Isı Transfer Katsayısı
A_s	Isı Transferi Yüzey alanı
CO_2	Karbon Dioksit
CO	Karbon Monoksit
c_{NO}	Karbon Monoksit Konsantrasyonu
K	Kelvin
kJ/mol	KiloJoule Bölü Mol
kW	KiloWatt
SO_2	Kükürt Dioksit
dx	Kütle Elemanının Akış Yönündeki Uzunluğu (Ayrıklaştırma Uzunluğu)
$\dot{m}$	Kütlesel Debi
L	Litre
MPa	Megapaskal
mg	Miligram
ms	Milisaniye
ppm	Milyonda Bir Birim
P_e	Motor Fren Gücü
nm	Nanometre
Nm	Newton-metre
HNO_3	Nitrik Asit
HNO_2	Nitröz Asit
P_{rail}	Püskürtme Basıncı
T	Sıcaklık
$\dot{m}_{cyl}$	Silindire Doğru Olan Toplam Kütlesel Debi
H_2O	Su
m_t	Toplam Püskürtülen Yakıt Miktarı
H	Toplam Spesifik Entalpi
e	Toplam Spesifik İç Enerji
$\dot{m}_y$	Yakıt Kütlesel Debisi
ρ	Yoğunluk

KISALTMA LİSTESİ

AHRR	Görünür Isı Açığa Çıkış Oranı – Apparent Heat Release Rate
AÖN	Alt Ölü Nokta
ASF	Başarı Skalarizasyon Fonksiyonu – Achievement Scalarization Function
2EVO	Egzoz Supabının Tekrar Açılması – Exhaust Valve Re-Opening
2IVO	Emme Supabının Tekrar Açılması – Intake Valve Re-Opening
BMEP	Fren Ortalama Efektif Basıncı – Brake Mean Effective Pressure
BR	Yanma Oranı – Burn Rate
BSFC	Fren Özgül Yakıt Tüketimi – Brake Specific Fuel Consumption
CFD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği – Computational Fluid Dynamics
CI	Sıkıştırma ile Ateşleme – Compression Ignition
CR	Ortak Hat – Common Rail
DI	Direkt Püskürtme – Direct Injection
DOC	Dizel Oksidasyon Katalizörü – Diesel Oxidation Catalyst
DPF	Dizel Partikül Filtresi – Diesel Particulate Filter
ECE	Avrupa Şehir içi Sürüş Çevrimi
eEGR	Harici EGR – External EGR
EEVC	Egzoz Supabının Erken Kapanması – Early Exhaust Valve Closing
EEVO	Egzoz Supabının Erken Açılması – Early Exhaust Valve Opening
EEVP	Egzoz Supabının Erken Fazlandırılması – Early Exhaust Valve Phasing
EGR	Egzoz Gazı Resirkülasyonu – Exhaust Gas Recirculation
ESC	Avrupa Kararlı Çevrimi – European Steady Cycle
FMEP	Sürtünme Ortalama Efektif Basıncı – Friction Mean Effective Pressure
FSN	Filtre Partikül Sayısı – Filter Smoke Number
HD-FTP	Ağır Hizmet Federal Test Prosedürü – Heavy Duty Federal Test Procedure
HP	Yüksek Basınç – High Pressure
HRR	Isı Açığa Çıkış Oranı – Heat Release Rate
IDI	İndirekt Püskürtme – Indirect Injection
iEGR	Dahili EGR – Internal EGR
IMEP	İndike Ortalama Efektif Basınç – Indicated Mean Effective Pressure

IMEPg	Toplam İndike Ortalama Efektif Basınç – Gross Indicated Mean Effective Pressure
ISFC	İndike Özgül Yakıt Tüketimi – Indicated Specific Fuel Consumption
KMA	Krank Mili Açısı
LEVO	Egzoz Supabının Geç Açılması – Late Exhaust Valve Opening
LIVC	Emme Supabının Geç Kapanması – Late Intake Valve Closing
LIVO	Emme Supabının Geç Açılması – Late Intake Valve Opening
LP	Düşük Basınç – Low Pressure
NDS	Bastırılmamış Sınıflandırma – Non-Dominated Sorting
NSGA-III	Bastırılmamış Sınıflandırmalı Genetik Algoritma – Non-Dominated Sorting Genetic Algortihm
PCCI	Ön Karışım Dolgulu Sıkıştırma ile Ateşlemeli – Premixed Charged Compression Ignition
PM	Partikül Madde – Particulate Matter
RCCI	Reaktivite Kontrollü Sıkıştırma ile Ateşlemeli – Reactivity Controlled Compression Ignition
RMSE	Kök Ortalama Kare Hatası – Root Mean Square Error
RPM	Dakikadaki Devir Sayısı – Revolutions per Minute
SCR	Seçici Katalitik İndirgeme – Selective Catalytic Reduction
SSE	Hata Kareler Toplamı – Sum of Squared Error
SSW	Ağırlıklar Kareler Toplamı
THC	Toplam Hidrokarbon – Total Hydrocarbon
ÜÖN	Üst Ölü Nokta
ÜÖNÖ	Üst Ölü Noktadan Önce
ÜÖNS	Üst Ölü Noktadan Sonra
VE	Volumetrik Verim – Volumetric Efficiency
VOC	Uçucu Organik Bileşik – Volatile Organic Compound
VVA	Değişken Supap Aktivasyonu – Variable Valve Actuation
WHSC	Dünya Harmonize Kararlı Çevrimi – World Harmonized Steady Cycle
WHTC	Dünya Harmonize Değişken Çevrimi – World Harmonized Transient Cycle
WLTC	Dünya Hafif Hizmet Test Çevrimi - World-wide Harmonized Light Duty Test Cycle

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 Tam konik dizel spreyin parçalanması 21

Şekil 2.2 Düşük ve yüksek hız koşullarında bir yakıt damlacığının yapısı 22

Şekil 2.3 Yakıt damlacığına olan mesafenin bir fonksiyonu olarak hava/yakıt oranı gösterimi 23

Şekil 2.4 Heterojen hava-yakıt karışımında kirletici emisyon oluşum bölgeleri 23

Şekil 2.5 Dizel yanma safhaları 24

Şekil 2.6 Isı açığa çıkış oranı diyagramı 27

Şekil 2.7 Dizel egzoz gazı bileşenleri 28

Şekil 2.8 Krank açısına bağlı olarak NO_x oluşumu 31

Şekil 2.9 Direkt püskürtmeli bir dizel motorun yanma ve güç stroğu sırasında silindir kafasının alt yüzeyinde sprey ekseni iz düşümü doğrultusunda konuma bağlı partikül konsantrasyonları 33

Şekil 3.1 İs-NO_x dengesi 36

Şekil 3.2 Düşük basınç çevrimli ve yüksek basınç çevrimli EGR 39

Şekil 3.3 Değişken supap aktivasyonu ile dahili EGR stratejileri 40

Şekil 3.4 2IVO ile iEGR uygulamasına bağlı emme supabı boyunca kütle transferi 41

Şekil 3.5 Gelişmiş bir püskürtme sistemi tarafından sağlanan çoklu püskürtme durumunda krank açısına bağlı püskürtme profilinin şematik diyagramı 42

Şekil 3.6 Ön püskürtme stratejisi 43

Şekil 3.7 Art püskürtme stratejisi 44

Şekil 3.8 Bölünmüş püskürtmenin is emisyonlarını azaltma mekanizması 44

Şekil 4.1 Motor test sistemi genel görünümü 46

Şekil 4.2 Test koşulları için püskürtme parametrelerinin püskürtme oranı eğrisi üzerinde gösterimi 49

Şekil 4.3 Tek boyutlu (1B) motor modeli 53

Şekil 4.4 Kademeli ağ yaklaşımı 55

Şekil 4.5 1000 bar püskürtme basıncı için püskürtme miktarlarına bağlı olarak enjektör püskürtme oranı profilleri 69

Şekil 4.6 1000 bar püskürtme basıncı için püskürtme miktarına bağlı krank açısı cinsinden püskürtme süreleri 69

Şekil 5.1 Silindir içi basınç ve ısı açığa çıkış oranı bakımından model validasyon sonuçları 72

Şekil 5.2 İs, NO ve BSFC bakımından model validasyon sonuçları 73

Şekil 5.3 2IVO ile iEGR uygulamasında supap kalkış profilleri 74

Şekil 5.4 Farklı α_{2IVO} açıları için a)emme ve egzoz supabı kalkış profilleri, b) emme portu ve silindir arası kütle transferi 75

Şekil 5.5 h_{2IVO} : 3 mm için emme supabı ikinci kez açıldığında emme portu ve silindir içi basınç profilleri, a) α_{2IVO}: 88 °KMA, b) α_{2IVO}: 149 °KMA, c) α_{2IVO}: 210 °KMA (n: 1500 rpm, α_{SoI} : -15 °KMA ÜÖNS, m_{post} : 0%) 76

Şekil 5.6 Farklı h_{2IVO} yükseklikleri için a) emme ve egzoz supabı kalkış profilleri, b) emme portu ve silindir arası kütle transferi 77

Şekil 5.7 h_{2IVO} ve α_{2IVO} 'ya bağlı olarak çevrim başlangıcında silindir içi sıcaklıklar (T_{IVC}) ve volumetrik verimin (VE) değişimi 78

Şekil 5.8 h_{2IVO} ve α_{2IVO} 'ya bağlı olarak değişen silindir içi artık gazların oranı 79

Şekil 5.9 Farklı α_{2IVO} açıları için krank açısına bağlı silindir içi basınç, sıcaklık ve ısı açığa çıkış oranı profilleri 80

Şekil 5.10 Farklı α_{post} açıları için krank açısına bağlı silindir içi basınç, sıcaklık ve ısı açığa çıkış oranı profilleri 81

Şekil 5.11 Farklı m_{post} oranları için krank açısına bağlı silindir içi basınç, sıcaklık ve ısı açığa çıkış oranı profilleri 82

Şekil 5.12 Farklı α_{SoI} açıları için krank açısına bağlı silindir içi basınç, sıcaklık ve ısı açığa çıkış oranı profilleri 83

Şekil 6.1 Pürkürtme va dahili EGR parametreleri optimizasyon akış şeması . 85

Şekil 6.2 Latin Hiperküpü örneklemesi parametreler dağılımı 86

Şekil 6.3 Bir nöron modelinin yapısı 88

Şekil 6.4 Püskürtme ve iEGR parametrelerine bağlı olarak emisyon ve performans çıktılarını veren YSA mimarisi 89

Şekil 6.5 Eğitim ve test veri setleri için 1B model tarafından hesaplanan ve YSA tarafından tahmin edilen çıktılar 90

Şekil 6.6 Yakıt püskürtme ve dahili EGR parametrelerinin a)artık gaz oranı b)özgül yakıt tüketimi c)NO ve d)is emisyonları üzerindeki ana etki değerleri 92

Şekil 6.7 α_{SoI} – α_{post} – is cevap yüzeyi 93

Şekil 6.8 α_{2IVO} – α_{post} – is cevap yüzeyi 94

Şekil 6.9 m_{post} – α_{post}– is cevap yüzeyi 95

Şekil 6.10 α_{SoI} – α_{post} – NO cevap yüzeyi 96
Şekil 6.11 α_{2IVO} – α_{post} – NO cevap yüzeyi 97
Şekil 6.12 m_{post} – α_{post} – NO cevap yüzeyi 98
Şekil 6.13 α_{SoI} – α_{post} – BSFC cevap yüzeyi 99
Şekil 6.14 α_{2IVO} – α_{post} – BSFC cevap yüzeyi 99
Şekil 6.15 m_{post} – α_{post} – BSFC cevap yüzeyi 100
Şekil 6.16 NSGA-III algoritması akış diyagramı 104
Şekil 6.17 İs – NO – BSFC uzayında çok amaçlı pareto optimizasyonu sonuçları 108
Şekil 6.18 Pareto optimal cephesi ve seçilmiş tasarım noktaları 109
Şekil 6.19 'Minimum NO' koşulu için krank açısına bağlı silindir içi sıcaklık, basınç ve ısı açığa çıkış oranı profilleri 111
Şekil 6.20 'Minimum is' koşulu için krank açısına bağlı silindir içi sıcaklık, basınç ve ısı açığa çıkış oranı profilleri 112
Şekil 6.21 'Minimum BSFC' koşulu için krank açısına bağlı silindir içi sıcaklık, basınç ve ısı açığa çıkış oranı profilleri 113
Şekil 6.22 'Minimum NO & is' koşulu için krank açısına bağlı silindir içi sıcaklık, basınç ve ısı açığa çıkış oranı profilleri 114

TABLO LİSTESİ

Tablo 4.1 Motor ve yakıt sistemi özellikleri 47

Tablo 4.2 Model kalibrasyon ve validasyon test koşulları 50

Tablo 4.3 DiPulse yanma modeli kalibrasyon parametreleri 60

Tablo 4.4 Silindir içi ısı transferi kalibrasyon parametreleri 61

Tablo 4.5 NO_x emisyon modeli kalibrasyon parametreleri 64

Tablo 4.6 İs emisyon modeli kalibrasyon parametreleri 67

Tablo 4.7 1500 rpm hız koşulunda sürtünme ortalama efektif basıncı tespiti 68

Tablo 6.1 Latin Hiperküp örneklemesi parametre sınırları 86

Tablo 6.2 Genetik algoritma genel özellikleri 107

Tablo 6.3 Seçilmiş dört optimum tasarım noktası için tasarım değişkenleri ve hedef çıktıları 110

ÖZET

Art Püskürtme ve Dahili EGR Stratejilerinin Dizel Motorlarda Uygulanmasının Model Tabanlı İncelenmesi ve Optimizasyonu

Volkan AKGÜL

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

Danışman: Prof. Dr. Muammer ÖZKAN

Güncel kirletici emisyon regülasyonları, motor üreticilerini etkili ve düşük maliyetli emisyon azaltma teknikleri geliştirmeye zorlamaktadır. Bu doğrultuda, egzoz gazı son işlem sistemlerinin geliştirme ve işletme maliyetleri ile birlikte motor ve araç üzerine entegrasyonu problemleri nedeniyle, bu cihazların yükünü, boyutunu ve maliyetini azaltmak için silindir içi emisyon azaltma teknikleri üzerinde yoğun çalışmalar sürdürülmektedir. Bu kapsamda, tez çalışması, tek silindirli, ağır hizmet bir dizel araştırma motorunun 1500 rpm hız ve 8.47 bar fren ortalama efektif basıncı (BMEP) çalışma noktasındaki tek ve art püskürtme test sonuçları ile valide edilmiş tek boyutlu motor çevrimi simülasyonu aracılığıyla emme supabının ana açılmadan sonra genişleme veya egzoz stroğunda bir miktar tekrar açılmasıyla dahili egzoz gazı resirkülasyonu ve püskürtülen toplam yakıt miktarının kütlesel olarak 0%-15% aralığında bölünerek ana püskürtmeden sonra art püskürtme şeklinde uygulanmasının NO_x, is ve yakıt tüketimi üzerine etkilerinin incelenmesini ve yakıt tüketimini makul düzeyde tutarak, sıkıştırma ateşlemeli motorlarda yanma karakteristiğine bağlı olarak birbirleriyle denge ilişkisinde bulunan NO_x ve is

emisyonlarını optimize etmeyi amaçlayan sayısal çalışmaları içermektedir. Doğrulanmış motor modeli ile dahili EGR'ye bağlı olarak emme portu ve silindir arasındaki kütle transferi karakterize edilip art püskürtme ve dahili EGR uygulanması durumunda silindir içi yanma karakteristikleri incelendikten sonra ana püskürtme başlangıcı, ana püskürtmenin bitişi ile art püskürme başlangıcı arasındaki bekleme açısı, emme supabının ikincil açılma fazı ve art püskürtme oranının giriş parametreleri olarak; fren özgül yakıt tüketimi (BSFC), NO ve is emisyonunun ise çıkış parametreleri olarak belirlendiği Latin Hiperküpü örneklemesine göre simülasyonlar gerçekleştirilmiş her bir çıkış parametresi için ileri beslemeli sinir ağları ile eğitilen cevap yüzeyleri elde edilmiştir. Her bir giriş parametresinin BSFC, NO ve is emisyonları üzerine etkisinin incelenmesinin ardından BSFC-NO-is uzayında pareto optimum çözümlerini elde etmek amacıyla çok amaçlı pareto optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar dahili EGR ve art püskürtmenin sırasıyla NO ve is emisyonlarını önemli derecede azaltabildiğini; ana püskürtmeye çok yakın uygulanan art püskürtmenin is oluşumunu artırdığını ve art püskürtmenin is oksidasyon kabiliyetinin ancak ana püskürtmeye bir miktar uzak uygulandığı durumda ortaya çıktığını; art püskürtmenin is emisyonlarını azaltmadaki etkinliğinin dahili EGR oranı ve ana püskürtme zamanlamasından büyük ölçüde etkilendiğini göstermiştir. Ayrıca, ana püskürtme zamanlamasının uygun şekilde tespit edilmesi durumunda dahili EGR ve art püskürtme kombinasyonu ile NO ve isin, BSFC'de makul bir artışla eş zamanlı olarak azaltılabileceği sonucuna varılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Dizel motor, İs, NO_x, Dahili EGR, Art püskürtme.

ABSTRACT

Model-Based Investigation and Optimization of the Application of Post Injection and Internal EGR Strategies in Diesel Engines

Volkan AKGÜL

Department of Mechanical Engineering

Doctor of Philosophy Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Muammer ÖZKAN

Current pollutant emission regulations force engine manufacturers to develop effective and low-cost emission reduction techniques. In this regard, due to the development and operating costs and packaging problems of exhaust gas aftertreatment systems, intensive studies are being carried out on in-cylinder emission reduction techniques to reduce the burden, size and cost of these devices. In this regard, this study covers numerical studies investigating the effect of internal EGR and post injection on NO_x, soot and fuel consumption through a one-dimensional engine cycle simulation validated by single and post-injection test results of a single-cylinder heavy-duty diesel research engine operating at 8.47 bar brake mean effective pressure (BMEP) and 1500 rpm engine speed. Internal EGR was provided by the intake valve re-opening during the expansion or exhaust stroke, and the post-injection was realized by splitting the total amount of fuel injected in the range of 0% -15% by mass and applying it after the main injection. On the other hand, it is aimed to optimize the NO_x and soot emissions, which are in trade-off relationship with each other depending on the combustion characteristics in

compression ignition engines by keeping the fuel consumption at a reasonable level. After characterizing the mass transfer between the intake port and the cylinder depending on the internal EGR and examining the in-cylinder combustion characteristics in the case of applying post injection and internal EGR by means of the validated engine model, simulations were carried out depending on the post injection and internal EGR parameters (main injection timing, post injection dwell time, post injection rate and intake valve re-opening phase) selected by the Latin Hypercube sampling, and response surfaces trained by feed forward neural networks were obtained for the outputs of brake specific fuel consumption (BSFC), NO emission and soot emission. The results show that internal EGR and post injection can significantly reduce NO and soot emissions, respectively. The post injection introduced too close to the main injection increases the soot formation and the soot oxidation ability of the post injection only occurs when it is applied some distance to the main injection. The results also showed that the effectiveness of post injection in reducing soot emissions is greatly influenced by the internal EGR rate and the main injection timing. It has also been concluded that the combination of internal EGR and post injection can reduce NO and soot emissions simultaneously with a reasonable increase in BSFC if the timing of the main injection is properly determined.

Keywords: Diesel engine, Soot, NO_x, Internal EGR, Post injection.

1
GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Dizel motorların, yüksek ısıl verime, yüksek yakıt ekonomisine, yüksek dayanıklılığa ve güvenilirliğe sahip olmaları, tüm ağır ve birçok hafif hizmet araçlarında tercih edilen motorlar olmalarını sağlamıştır. Yüksek termal verimlilik, yüksek sıkıştırma oranı nedeniyle daha düşük yakıt tüketimi ile yüksek güç çıkışından kaynaklanmaktadır [1], [2]. Ancak dizel motorlar, benzinli motorlara kıyasla özellikle nitrojen oksitler (NO_x) ve Partikül Madde (PM) olmak üzere daha yüksek seviyede emisyon yaymaktadırlar [2].

Geleneksel dizel yanmasında, is partikülleri yakıt bakımından zengin bölgelerde üretilir ve çoğunlukla yüksek sıcaklıktaki neredeyse stokiyometrik reaksiyon bölgelerinde ortam havası ile karışım sonucu yakılırken, is partiküllerinin yakıldığı yüksek sıcaklık bölgelerinde NO_x emisyonlarının oluşumu kaçınılmazdır. Bu nedenle dizel motorlarda is ve NO_x emisyonları arasında bir denge söz konusudur. Örneğin, NO_x emisyonlarını azaltmak için egzoz gazı resirkülasyonu (EGR) veya yakıt püskürtme zamanlamasının geciktirilmesi gibi stratejiler uygulandığında, is partiküllerini yakmak için gereken sıcaklıklar ve kalış süreleri azalır ve is emisyonları genellikle artar [3]. Benzer şekilde is partiküllerini azaltmak amacıyla püskürtme basıncının artırılması ile yanma sıcaklıklarının yükselmesi sonucunda NO_x emisyonları artacaktır [4], [5].

Sürekli artmakta olan sıkı emisyon gereksinimleri ve regülasyonları nedeniyle, sıkıştırma ateşlemeli yanma mekanizmasının kaçınılmaz bir sonucu olan is ile NO_x arasındaki denge ilişkisinden ötürü dizel motor geliştirme çalışmaları kısıtlı olarak sürdürülebilmektedir [6], [7]. Gelişmiş egzoz gazı son işlem sistemleri oldukça etkili ve dayanıklı olmalarına karşın, motor ve araç üzerine entegrasyon problemleri ile birlikte genel güç grubu sistemi için ciddi maliyetler oluşturmaktadırlar. Son yıllarda, egzoz son işlem sistemlerinin yükünü, boyutunu ve maliyetini azaltma

potansiyeline sahip silindir içi emisyon azaltma teknikleri üzerine çalışmalar sürdürülmektedir [8]. Silindir içi NO_x oluşumu, genellikle iyi bilinen bir yöntem olan ve soğutulmuş egzoz gazlarının emme manifolduna yeniden yönlendirilmesiyle uygulanan harici egzoz gazı resirkülasyonu (eEGR) ile kontrol edilebilmektedir [9]. eEGR, termal kapasitenin artmasına, oksijen konsantrasyonunun azalmasına ve silindir içi dolgunun seyrelmesine neden olduğundan termal NO_x oluşumunun kaynağı olan yanmış gazların maksimum sıcaklığını düşürmede etkilidir [10]. O_2 konsantrasyonunu düşürerek silindir içi dolguyu seyreltmenin ve NO_x emisyonlarını azaltmanın diğer bir yolu ise değişken supap aktivasyonu (VVA) teknolojisi sayesinde silindir içi artık gazları kontrol ederek dahili EGR (iEGR) uygulamaktır. iEGR'nin VVA ile uygulanması, motorun gaz değişim prosesine çok hızlı müdahale edebilmekte [11] ve yanmış gazlar eEGR'den daha kısa bir yol izlediği için değişken çalışma koşullarına reaksiyonu çok daha hızlı olabilmektedir. Ayrıca iEGR ile eEGR kullanımından kaynaklanan ısı kayıpları önlenmekte ve silindir içi dolgu verimli bir şekilde ısıtılabilmektedir. Bununla birlikte iEGR, yerel bir kimyasal tür beslemesi sağlayarak motorun soğuk çalıştırma sonrası kabiliyetini geliştirmektedir [12].

Dizel Partikül Filtre (DPF), Seçici Katalitik İndirgeme (SCR) ve Dizel Oksidasyon Katalizörü (DOC) gibi egzoz son işlem sistemleri emisyon oranlarını en aza indirmek amacıyla kullanılan güçlü araçlar olsalar da etkili performans gösterebilmeleri için genellikle belirli bir sıcaklığın (normalde 250 °C) üzerinde tutulmaları gerekmektedir [13]–[15]. Yüksek yüklerde, egzoz gazı sıcaklıkları genellikle 250 °C'nin üzerinde kaldığından bu sınır kolaylıkla aşılabilir. Ancak, düşük yüklerde egzoz sıcaklıkları 250 °C'nin oldukça altına düşer ve bu nedenle egzoz son işlem etkinliği önemli ölçüde azalır. Dolayısıyla dizel motor sistemlerinde egzoz termal yönetimini iyileştirmek için bu yüklerde egzoz sıcaklıklarının artırılmasına ihtiyaç duyulmaktadır [15]–[17] ve iEGR uygulamaları soğuk çalıştırma ve düşük yük koşullarında egzoz gazı sıcaklığını artırarak bu sistemlerin etkinliğini önemli ölçüde artırabilmektedir.

iEGR uygulaması, emme supabının yeniden açılması (2IVO), egzoz supabının yeniden açılması (2EVO), egzoz supabının geç açılması (LEVO), egzoz supabının

erken açılması (EEVO) ve erken egzoz fazı (EEVP) gibi stratejilerle gerçekleştirilebilmekte olup [18], [19] tez çalışması kapsamında, VVA ile iEGR uygulaması, 2EVO gibi diğer stratejilere göre nispeten daha soğuk ve daha yüksek silindir içi artık gaz oranı sağladığı için [11] egzoz veya genişleme stroğu sırasında emme supabının yeniden açılmasıyla (2IVO) gerçekleştirilmiştir. eEGR ve iEGR stratejileri, yanma fazı gibi belirli motor çalışma parametreleri EGR ile senkronize olarak ayarlandığında verimlilikte herhangi bir azalma olmadan etkili bir şekilde uygulanabilmektedirler [8], [21]. Bu doğrultuda dizel motorlarda iEGR uygulamalarını konu edinen bazı çalışmalardan elde edilen sonuçlar aşağıda sunulmuştur.

Guan vd. [22] tek silindirli, 2.016 L, yüksek basınçlı common-rail yakıt püskürtme sistemi, yüksek basınçlı soğutulmuş EGR çevrimi ve VVA sistemi ile donatılmış ağır hizmet bir dizel motorda 1150 rpm hızda 2.2 bar IMEP düşük yük koşulunda ve 1250 rpm hızda 6 bar ve 17 bar IMEP yük koşullarında motor egzoz sıcaklığı, emisyonları ve verimliliği iyileştirmenin bir yolu olarak VVA tabanlı gelişmiş yanma kontrol stratejilerini deneysel olarak araştırmışlardır. Çalışmada VVA kapsamı emme supabının geç kapanması (Miller çevrimi) ve egzoz stroğunda 2IVO'nun uygulamasını içermekte olup sonuçlar Miller çevriminin 2.2 bar ve 6 bar IMEP koşullarında egzoz sıcaklığını sırasıyla 40 °C ve 75 °C artırmasıyla düşük yüklerde egzoz gazı sıcaklığı yönetimi için etkili bir teknoloji olduğunu göstermiştir. Buna karşın CO ve yanmamış HC'ların 2.2 bar IMEP yük koşulunda arttığı ve bu durumun Miller çevrimiyle beraber 2IVO ile iEGR uygulanması sonucunda artan silindir içi sıcaklıklarla önlenebildiği ve bu stratejinin ayrıca referans koşulla karşılaştırıldığında is emisyonlarını 82% azalttığı ifade edilmiştir. Alternatif olarak Miller çevrimi ile beraber eEGR ve art püskürtme kullanımının 6 bar IMEP kısmi yük koşulunda azot oksit emisyonlarını 67% azalttığı ve bu durumun egzoz son işlem sistemindeki üre tüketimi de dahil olmak üzere toplam akışkan tüketimini 2.2% azalttığı; 17 bar IMEP yüksek yük koşulunda emme havası basıncı artırılmış Miller çevrimi ve EGR kullanımının toplam akışkan tüketimini 5.4% azaltırken yakıt dönüşüm verimliliğini 1.5% artırdığı belirtilmiştir. Genel sonuçlar, gelişmiş VVA tabanlı yanma kontrol stratejilerinin düşük motor yüklerinde egzoz gazı sıcaklığını ve motor emisyonlarını kontrol edebildiğini ve aynı zamanda yüksek motor

yüklerinde yakıt dönüşüm verimliliğini ve toplam akışkan tüketimini iyileştirebileceğini göstermiştir.

Kim vd. [23], tek silindirli, 0.5 L bir dizel araştırma motorunda 1200 rpm hızda 10-12 bar IMEP yük aralığında, yüksek basınç EGR çevriminin neden olduğu geri basınç endişesi olmadan emme supabının geç kapanması (LIVC) stratejisinin sınırlarını genişletmek amacıyla konvansiyonel yüksek/düşük basınç EGR çevriminin iEGR/düşük basınç EGR çevrimi kombinasyonu ve LIVC stratejisi ile değiştirilmesinin uygulanabilirliğini incelemek için deneysel bir araştırma yapmışlardır. iEGR uygulamasının negatif supap bindirmesi ile gerçekleştirildiği çalışmada LIVC stratejisinin NO_x ve is emisyonları arasındaki bilindik denge ilişkisini iyileştirdiği ve emme valfi kapanma zamanlamasına bağlı olarak emme havası basıncı ayarlandığında IMEPg'nin benzer seviyelerde tutulabildiği; yüksek basınç EGR çevrimi iEGR ile değiştirildiğinde egzoz geri basıncı yükünün ve pompalama kaybının azaldığı; iEGR'nin, sıcak artık gazlar nedeniyle silindir içi sıcaklıkların yüksek olmasına rağmen, azot oksit emisyonlarını çok daha düşük O_2 konsantrasyonu nedeniyle düşük bir seviyede kontrol edebildiği; emme supabı kapanma zamanlamasının geciktirilmesinin ve emme havası basıncının artırılmasının silindir içi dolgu yoğunluğunun artmasına sebep olduğu ve daha yüksek hava/yakıt oranı nedeniyle is emisyonlarının azalmasını sağladığı; iEGR/düşük basınç EGR çevrimi ile LIVC stratejisi kombinasyonunun IMEPg'yi yüksek basınç EGR döngüsündekine benzer seviyelerde tutarken NO_x – is dengesini iyileştirdiği belirtilmiştir.

Balaji vd. [19] , 2IVO ve 2EVO için modifiye edilmiş kam miline dayalı, altı silindirli, 5.76 L off-road dizel motor üzerinde bir iEGR sistemi geliştirmek için ISO 8178, C1 8 mod test çevrimine bağlı olarak deneysel ve sayısal çalışmalar yürütmüşlerdir. Isı açığa çıkışı hesaplamalarında spreyin cidarlara çarpma etkilerini göz önünde bulunduracak şekilde modifiye edilen tek boyutlu termodinamik simülasyon modelinin motor performansını ve NO_x emisyonlarını tatmin edici bir şekilde öngörebildiğini belirtmişlerdir. Elde edilen sonuçlar 2IVO'nun aynı supap kalkış yüksekliği için 2EVO'dan daha yüksek iEGR potansiyeline sahip olduğunu; 1,45 mm ikincil emme supabı kalkışı ile 2IVO'nun ortalama 10% iEGR ile NO_x emisyonlarında

ortalama %27.42 'lik bir azalma sağladığını göstermişlerdir. Buna karşın PM ve CO emisyonlarının referans koşula göre sırasıyla ortalama 128.03 % ve 116.72% arttığı görülmüştür.

Schwoerer ve diğ. [24], altı silindirli ağır hizmet bir dizel motorunda 2EVO ile iEGR uygulamasını deneysel ve sayısal olarak inceledikleri çalışmalarında, 13 modlu ESC seyir çevrimi üzerinde BSFC'de ortalama 1% artış ve özellikle yüksek yüklerde partikül madde emisyonlarında yüksek artışla birlikte NO_x emisyonlarının ortalama 24% azaldığını belirtmişlerdir.

Zhang vd. [25], tek silindirli, direkt püskürtmeli, 1.08 L ağır hizmet dizel motorunda LIVC, 2IVO ve 2EVO gibi stratejilerin düşük yük koşularında (1～5 bar IMEPg) yanma ve emisyonlar üzerindeki etkilerini inceledikleri deneysel çalışmalarda NO_x emisyonlarını düşük seviyelerde kontrol edebilmek için soğutulmuş eEGR emme valfi kapanma stratejileri ile (LIVC) birlikte kullanılırken, iEGR, 2IVO ve 2EVO stratejileri ile uygulanmıştır. Sonuçlar yüksek iEGR ve eEGR kullanımı ile düşük NO_x emisyon seviyelerine ulaşılabileceği, buna karşın, çeşitli valf stratejilerinin diğer emisyonlar (CO, HC ve is) ve yanma özellikleri üzerindeki farklılıklarının motor yüklerine karşı duyarlı olduğu; düşük yüklerde (1～2 bar IMEPg) 2IVO ve 2EVO ile yanma ve emisyonlarda iyileşme görülürken yüksek yüklerde is oluşumunun arttığı ve termal verimin düştüğü gözlenmiştir. En düşük is emisyonlarının LIVC stratejisiyle elde edildiği, buna karşın özellikle düşük yüklerde CO ve HC emisyon seviyelerinin yüksek olduğu belirtilmiştir. Bu verilere bağlı olarak 1～2 bar IMEPg gibi düşük yük koşullarında 2IVO ve 2EVO stratejilerinin kullanımı, daha yüksek yük koşullarında ise standart ve LIVC stratejilerine geçilmesi önerilmiştir.

Millo vd. [26] 2 silindirli, 1.372 L, doğal emişli, mekanik indirekt püskürtmeli dizel motora sahip bir araç ile ECE-40 seyir çevrimine göre yapılan testlerde ve 1B model ile gerçekleştirilen simülasyonlarda 0,6 mm 2IVO ve 1 mm 2EVO stratejileri ile iEGR uygulamasının BSFC ve PM emisyonlarında önemli bir artışa neden olmadan NO_x emisyonlarında sırasıyla 5% ve 13% düşüş sağladığını ortaya koymuşlardır.

Baratta vd. [10], tek boyutlu bir motor modeli aracılığıyla, WHSC çevriminin 8, 9, 5 ve 10. modlarında kararlı koşullarda ve WHTC çevriminin 668. ve 693. saniyeleri

arasında değişken koşullarda 6 silindirli 8.7 L ağır hizmet dizel motoru için NO_x emisyonlarını azaltmada eEGR ve 2IVO vasıtasıyla iEGR potansiyelini incelemişlerdir. Eşit EGR oranında kararlı durum koşullarında iEGR'nin NO_x azaltma potansiyelinin daha düşük olduğu ve özellikle orta-düşük yükte BSFC'nin kötüleşmesine neden olduğu belirtilmiştir. Değişken koşullardaki sonuçlar, iEGR'nin, yakıt tüketimini çok az artırmasına rağmen, EGR oranını ve NO_x emisyonlarını daha doğru bir şekilde kontrol etme potansiyeline sahip olduğunu göstermiştir.

Pedrozo ve diğerleri [20], etanolün port püskürtme ile püskürtüldüğü etanol-dizel çift yakıtlı RCCI yanmasının düşük yük çalışma aralığını genişletmek amacıyla 1200 rpm ve 0.32 MPa IMEP yük koşulunda çalışan tek silindirli, 2.026 L ağır hizmet bir dizel motorunda iEGR ve emme havası kısma işleminin potansiyelini araştırmak için deneysel ve modelleme çalışması gerçekleştirmişlerdir. Sonuçlar, emme supabı yeniden açma (2IVO) vasıtasıyla iEGR kullanımı ve egzoz basıncı artırımının eşzamanlı olarak yanma prosesini iyileştiren ve yanmamış HC, CO, is ve NO_x emisyonlarını düşüren daha yüksek silindir içi gaz sıcaklıkları ve artık gaz miktarı sağladığını, emme havası kısma ile elde edilen daha düşük emme manifoldu basıncının, daha düşük dolgu yoğunluğu ve daha kısa yanma süreci nedeniyle yanma sırasında ortalama silindir içi gaz sıcaklıklarını artırdığını göstermiştir. Düşük yük koşullarında yanma veriminin referans çift yakıt durumuna göre 87.7%'den iEGR ve kısma işlemi ile 96%'ya yükseldiği görülmüştür.

Gosala vd. [27] NO_x emisyonlarının büyük bir kısmının son işlem bileşenlerinin etkili çalışma sıcaklıklarına ulaşmadan önce salındığını ve bu bakımdan son işlem sisteminin ısınmasını hızlandırmak için gerekli yöntemlerin geliştirilmesinin önemini ifade ettikleri çalışmalarında değişken supap aktivasyonu (VVA) sisteminin entegre edildiği 6 silindirli bir dizel motorda hem kararlı durumda yüklü rölanti koşullarında (800 rpm x 1.3 bar BMEP) hem de HD-FTP seyir çevrimi koşullarında son işlem termal yönetimi için dahili egzoz gazı resirkülasyonu (iEGR) sağlamak amacıyla egzoz supabının erken açılması (EEVO) ve supap bindirmesi kombinasyonunun kullanımını araştırmışlardır. Sonuçlar, kararlı durumda yüklü rölanti koşullarında bu kombinasyonun 400 °C'nin üzerindeki motor çıkış

sıcaklıklarını mümkün kıldığını ve bunun HD-FTP çevriminde uygulanmasıyla NO_x emisyonlarında 7,9%'luk bir azalma ve yakıt tüketimi ile PM emisyonlarında ise sırasıyla 2.1% ve 6.7% artışın öngörüldüğü ifade edilmiştir.

Piano vd. [28] değişken supap aktivasyonunun 4 silindirli hafif hizmet, 1.6 L bir dizel motorunun egzoz sıcaklıkları üzerine etkisini kararlı ve WLTC çevrimine göre değişken koşullarda sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada supap kalkış modifikasyonuyla egzoz supabının erken açılması (EEVO), supap zamanlamasını değiştirerek egzoz fazlandırma ve iEGR uygulaması amacıyla emme stroğu boyunca egzoz supabının yeniden açılması (2EVO) stratejileri kullanılmıştır. Bununla birlikte, 2EVO stratejisi için, egzoz sıcaklığı artışı ve BSFC artışı arasındaki en iyi dengeyi belirlemek için iki farklı EGR kombinasyonu (sırasıyla yalnızca iEGR ve iEGR ile düşük basınçlı eEGR) değerlendirilmiş olup bahsedilen üç VVA stratejisinin tümü, BSFC'de genellikle ihmal edilebilir veya kabul edilebilir bir artışla (tipik olarak %1'den az) birlikte, soğuk çalıştırmadan sonra egzoz gazı sıcaklığında önemli artışlar elde edilmesini sağlamıştır. WLTC'nin başlamasından 300 saniye sonra yaklaşık 30 °C'lik bir monolit sıcaklık artışının elde edilebilmesiyle 2EVO'nun bu koşullarda diğer stratejilere göre daha etkin olduğu belirtilmiştir.

Başaran [15], 1700 rpm hız ve düşük yük aralığında (2.5-4.5 bar BMEP) çalışan 4 silindirli turboşarjlı, 2.28 L bir dizel motorunda egzoz supabının erken kapatılarak (EEVC) ve emme supabının geç açılarak (LIVO) negatif supap bindirmesi aralığının genişletilmesiyle uygulanan iEGR'nin egzoz gazı sıcaklıklarına ve dolayısıyla egzoz son işlem sistemi üzerine etkisini sayısal olarak incelediği çalışmasında düşük yüklerde iEGR ile motorun egzoz sıcaklığının 70 °C 'ye kadar artırılıp 250 °C'lik kritik sıcaklığın üzerine çıkarılabileceğini ve böylelikle seçici katalitik indirgeme (SCR) veriminin geniş bir yük aralığında 90%'ın üzerine çıkabildiğini; iEGR'nin son işlem katalizör yatağının ısınmasını hızlandırdığını; son işlem yatağına ısı transfer hızının 2 bar BMEP'de 142%, 4 bar BMEP yük durumunda ise 127% arttığını göstermiştir. Bununla birlikte iEGR'nin, geleneksel egzoz son işlem ısıtma tekniklerine nazaran yakıt tüketiminin 5%'in altında artmasını sağlayabildiği belirtilmiştir.

Yukarıda belirtildiği gibi, iEGR, karmaşık eEGR sistemlerine nazaran daha düşük maliyetli bir alternatif olarak silindir içi NO_x emisyonlarını pratik bir şekilde

azaltmak ve yüksek egzoz gazı sıcaklıkları sağlaması nedeniyle egzoz son işlem sistemlerinin performansını artırmak amacıyla etkili bir şekilde kullanılabilmektedir. Buna karşın, iyi bilindiği üzere, konvansiyonel dizel yanması için emme havasındaki oksijen konsantrasyonunun azalması tipik olarak is emisyonlarını artırmaktadır [8], [29]–[31]. Elektronik kontrollü, yüksek basınçlı modern ortak hat yakıt püskürtme sistemleri (Common Rail), yakıt püskürtme sürecini hassas bir şekilde kontrol ederek yanmayı iyileştirmek ve NO_x–is dengesinin üstesinden gelerek NO_x ve isi eş zamanlı olarak azaltmak için çoklu püskürtmeye olanak sağlamaktadırlar [5], [32]–[34]. Ana püskürtme zamanlaması optimuma ayarlandığında, bölünmüş püskürtmenin direkt (DI) ve indirekt (IDI) püskürtmeli motorlar için is ve NO_x emisyonlarını eşzamanlı olarak azaltmak amacıyla kullanılabilen güçlü bir araç olduğu gösterilmiştir. Bölünmüş püskürtme, tek ana püskürtme profilini püskürtmeler arasında belirli bir bekleme süresi ile iki veya daha fazla püskürtme prosesine bölme olarak tanımlanmaktadır [35]. Art püskürtme, ana püskürtmeden kısa bir süre sonra enjekte edilen az miktarda yakıtı (tipik olarak toplam yakıt kütlesinin yaklaşık %20'sine kadar) [36] ifade etmekte olup silindir içi is emisyonlarını azaltmak için kullanılan etkili çoklu püskürtme stratejilerinden birisidir [37]–[40]. Art püskürtmenin bu etkisinden faydalanabilmek için art püskürtülen yakıtın miktar ve zamanlamasının yanma odası içerisinde yeterli oksijen ve sıcaklığı bulabilecek şekilde belirlenmesi gerekmektedir [41], [42]. Tez çalışmasında art püskürtme uygulaması bölünmüş püskürtme stratejisi kapsamında referans tek püskürtme miktarının belirli oranlarda bölünmesiyle uygulanmıştır. Art püskürtme ile NO_x emisyonlarındaki azalma geciktirilmiş tek püskürtme koşullarına benzer bir mekanizma ile gerçekleşirken is emisyonlarındaki azalma ana yanma sonrasında püskürtülen yakıtın yüksek sıcaklıkta hızla yanması sonucu is oluşumunun önlenmesi [5], ana yanma sonucunda oluşan ve oksitlenemeyen is partiküllerinin art püskürtme ile oksitlenmesi [41] ve art püskürtmenin yanma sırasında türbülans oluşumunu artırarak is oksidasyonunu iyileştirmesi vasıtasıyla gerçekleşmektedir [43]. Bunun yanı sıra püskürtme zamanı ve miktarına bağlı olarak art püskürtme kısmen egzoz gazı sıcaklıklarını da artırabildiği için egzoz son işlem sistemlerinin verimini

artırmak amacıyla kullanılabilmekte ve aynı zamanda art püskürtme zamanlamasının oldukça geciktirilmesiyle egzoz gazlarına istenen miktarda buharlaşmış ancak yanmamış yakıt dahil edilerek egzoz gazı son işlem sistemi içindeki katalitik reaksiyonlarda kullanımı sağlanabilmektedir [44], [45]. Dizel motorlarda art püskürtme uygulamalarına yönelik çalışmalardan bazıları ve edilen sonuçların detayları aşağıda verilmiştir.

Hessel vd. [46] 1200 rpm ve 5-7 bar IMEPg aralığında çalışan 2.33 L tek silindirli optik bir ağır hizmet dizel motorunda is oluşumu ve oksidasyonunu incelemek amacıyla yakın art püskürtme deney koşullarını üç boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile modellemişlerdir. Tek püskürtme koşulunun referans olarak kullanıldığı, motor yükünün art püskürtme süresinin artırılması ile değiştirildiği ve eEGR koşullarını simüle etmek amacıyla emme havasının hacimsel olarak 18% oksijen içerecek şekilde nitrojen ilavesi ile seyreltilmesi ile yapılan deneyler ve CFD sonuçlarına göre hem ana püskürtme süresi hem de püskürtmeler arası süre sabit tutulduğunda art püskürtme süresinin artışıyla is emisyonunun önce azaldığı daha sonra arttığı görülmüştür. Art püskürtme ile isin artıp artmayacağının karar verilmesinde yakıt buharı dağılımı ve yanma oranının baskın faktörler olduğu belirtilmiştir. Analiz sonuçlarına göre kısa art püskürtmelerin yanan yakıt oranını artırarak is öncü türlerinin (yakıt buharı) yoğunluğunun azaltılmasıyla daha az is oluşumuna neden olduğu görülmüştür.

Desantes vd. [47] tek silindirli 0.467 L CR dizel motorda art püskürtmenin yanma ve emisyonlar üzerine etkisini inceledikleri çalışmada iki durumu gözlemlemiş ve karakterize etmişlerdir. Birinci durumda, eğer art püskürtme ana püskürtmeye yeteri kadar yakın olursa tek ana püskürtmeyle karşılaştırıldığında yanmanın daha çabuk gerçekleşeceği ve bu gibi koşullarda NO_x emisyonlarının yanmanın son kısmındaki yüksek sıcaklıklardan dolayı artabileceği fakat yanmanın son fazının daha hızlı olmasından dolayı is emisyonu ve özgül yakıt tüketiminin azalabileceği; ikinci durumda ise eğer art püskürtme ana püskürtmeye çok yakın değilse iki yanmanın birbirinden bağımsız yanmalar olarak davranacağı; art püskürtmenin oldukça geciktirilmesi durumunda ise silindir içi sıcaklıkların çok düşük olmasından ötürü art yanmanın is oluşturmayacağı belirtilmiştir.

Park vd. [48] 0% dan 60%'a kadar değişen eEGR koşullarında, 0.498 L, tek silindirli, direkt püskürtmeli ve 1200 rpm'de 55 MPa püskürtme basıncı ve 12 mg/strok yakıt ile çalışan bir dizel motorda PCCI yanma koşullarında yüksek HC ve CO emisyonu problemini aşmak adına tekli ve ikili art püskürtme uygulamışlardır. eEGR uygulanmadan tek püskürtme durumda PCCI koşulu için ana püskürtme zamanının ÜÖNÖ 28 °KMA'ya çekilerek sabitlenmesiyle NO_x emisyonlarının konvansiyonel dizel yanmasına göre (ÜÖNÖ 5 °KMA) 32% azaldığı ve tutuşma gecikmesinin 8 °KMA arttığı; HC ve CO seviyelerinin, aşırı fakir karışım ve yakıtın cidar ıslanmasına bağlı olarak konvansiyonel dizel yanma düzeylerinden 2,7 ve 3 kat arttığı ve yanma veriminin 13% azaldığı belirtilmiştir. Bu koşullarda tekli ve ikili art püskürtme ile birlikte eEGR uygulanmış olup farklı art püskürtme zamanlamaları için tekli art püskürtme miktarı toplam yakıtın 10%'u ile 30%'u, ikili art püskürtme miktarı ise 10% veya 15%'i olacak şekilde belirlenmiş olup art püskürtmenin HC ve CO emisyonlarını önemli derecede düşürdüğü ve buna sprey penetrasyon mesafesindeki azalmadan ötürü ikili art püskürtmenin daha büyük katkısının olduğu, buna karşın art yanmanın yüksek basınç ve sıcaklıklarda gerçekleşmesi sonucunda NO_x emisyonlarının arttığı ve bunu önlemek adına art püskürtme başlangıcının ana püskürtme başlangıcından 30 °KMA sonrasına alınması gerektiği ifade edilmiştir. Farklı EGR oranları altında, tekli ve ikili art püskürtme uygulaması, NO_x, HC, CO emisyonları arasındaki denge ilişkisini iyileştirmede etkili olmuş ve bu nedenle, yalnızca tek ana püskürtmeyle yanmaya kıyasla düşük HC ve CO emisyon seviyeleri ile birlikte düşük NO_x seviyesinin korunması mümkün olmuştur. İndike özgül yakıt tüketimi (ISFC) trendinin tek ve ikili art püskürtme durumları için benzer olduğu ve art püskürtme miktarı arttıkça sıkıştırma işinin azalıp genişleme işinin artması neticesinde ve bunun yanı sıra EGR oranı arttıkça yakıtın 50%'sinin yandığı krank açısının (CA50) gecikmesi nedeniyle ISFC'nin azaldığı görülmüştür. İs emisyonlarının ise 30% art püskürtme dışında art püskürtme miktarı ve zamanlaması ile yakın bir ilişkisinin olmadığı, 30% art püskürtme durumunda art püskürtme zamanı geciktirildikçe yakıtın silindir cidarı ile ıslak teması nedeniyle is emisyonlarının arttığı belirtilmiştir.

Lee vd. [49] 1500 rpm'de çalışan, ana püskürtme zamanı ÜÖNÖ 15 °KMA, ana püskürtme miktarı 13.8 mg/strok, pilot ya da art püskürtme miktarı 1 mg/strok, püskürtme basıncı 750 bar, eEGR oranı 50/55/60% değişen, pilot püskürtme için bekleme süresinin -30/-20/-10 °KMA, art püskürtme için bekleme süresinin 10/20/30 °KMA değiştiği, 0.497 L tek silindirli bir dizel motorda yanma verimini artırmak ve PM emisyonlarını azaltmak amacıyla yüksek EGR oranı koşulunda konvansiyonel 7 delikli enjektör ile yakın art püskürtme uygulamışlar ve yakın art püskürtme verimini artırmak amacıyla modifiye edilmiş 12 delikli çift sıralı enjektör (6 alt + 6 üst) ve iki kademeli piston haznesi kullanmışlardır. Genel olarak, EGR oranı arttıkça NO_x emisyonu azalmış ve NO_x emisyonu seviyesi pilot, art püskürtme veya farklı nozul spesifikasyonlarından çok az etkilenmiştir. Diğer taraftan yakın art püskürtme ile (bekleme süresi 10 °KMA) CO emisyonları önemli derecede azalmıştır. Buna karşın PM emisyonları yakın art püskürtme durumunda yalnızca 12 delikli çift sıra nozul ile azalmış olup konvansiyonel nozul kullanımıyla artış göstermiştir. THC emisyonları ise 50% EGR'nin dışındaki şartlarda yakın art püskürtme durumunda azalmıştır. Buna karşın 12 delikli çift sıra nozul kullanıldığında püskürtme doğrultusu konvansiyonel piston haznesine uygun olmayacağından piston hazne şeklinin revize edilmesi gerekmiş ve iki kademeli piston haznesi oluşturulmuştur. Diğer donanım konfigürasyonlarıyla karşılaştırıldığında 12 delikli çift sıra nozul ve çift kademeli piston haznesi kombinasyonunda NO_x emisyonları dışında bütün emisyonlar en alt seviyede görülmüştür. Modifiye donanımla beraber art püskürtme kullanımı CO, THC ve PM emisyonlarını sırasıyla 55.1%, 25.5% ve 72.6% azaltmıştır. Yüksek EGR oranlarından dolayı, NO_x emisyonlarındaki artışın ise oldukça düşük seviyelerde olduğu görülmüştür.

Payri vd. [50] tek silindirli, 1.853 L, CR bir dizel motorda is emisyonlarını azaltmak amacıyla farklı art püskürtme düzenlerini incelemişlerdir. ESC seyir çevrimine göre kritik motor işletme noktalarında yapılan testlerde NO_x emisyonları eEGR ile belirli seviyelere düşürüldükten sonra farklı art püskürtme stratejileri uygulanmıştır. Püskürtmeler arası zaman ve art püskürtülen yakıt miktarı ana değişkenler olarak parametrik çalışma yapılmış ve her durumda püskürtülen yakıt miktarı sabit

tutulmuştur. Elde edilen sonuçlar farklı art püskürtme şekillerinin NO_x emisyonlarını ve özgül yakıt tüketimini orijinal değerlerinde tutma ve is emisyonlarını düşürme potansiyelleri hakkında fikir vermiştir. Deney sonuçlarına göre art püskürtmenin NO_x emisyonlarında bir değişikliğe neden olmadan ve BSFC' de az miktarda bir artışla is emisyonlarını azaltmada etkin olduğu görülmüştür. Buna karşın her test modunda farklı yüklerde is emisyonu bakımından farklı davranışlar gözlenmiştir. Kısmi yük modlarında art püskürtülen yakıt miktarının artışıyla is emisyonlarında 40%-45%'e kadar düşüş gözlenirken tam yük modlarında en iyi değerler 10%'un altındaki art püskürtme miktarlarında elde edilmiştir. Yüzdesel yakıt miktarları gerçek kütle değerlerine çevrildiğinde tam yük ve kısmi yükler için sonuçların hemen hemen aynı olduğu ve bu tip bir motor için optimum art püskürtme miktarının tam yük için toplam kütlenin 7-10%'una, kısmi yükler için ise 15-20%'sine denk miktarlarda olduğu belirtilmiştir.

Nimodia vd. [41] 4 silindirli, 2.176 L, CR direkt püskürtmeli bir dizel motorda art püskürtme miktarı ve zamanlamasının farklı hız ve yüklerde emisyonlar ve performans üzerine etkisini inceledikleri çalışmalarında orta hız ve düşük yük koşullarında (2500 rpm x 100 Nm) art püskürtme üst ölü noktadan uzaklaştırıldığında daha iyi hava-yakıt karışımının is oluşumunu azalttığı, buna karşın HC, CO ve BSFC'nin arttığı gözlenmiştir. Bununla beraber art püskürtme miktarındaki artışın da is emisyonlarını azaltmaya yardımcı olduğu fakat BSFC'yi artırdığı ifade edilmiştir. Yüksek yüklerde (2450 rpm x 250 Nm) art püskürtme üst ölü noktadan uzaklaştırıldığında hava-yakıt karışımının kötüleşmesinden ötürü is oluşumunun arttığı, art püskürtme miktarındaki artışın yine is oluşumunu azalttığı fakat BSFC'yi artırdığı ve art püskürtme üst ölü noktadan uzaklaştırıldıkça NO_x emisyonunun azalma eğiliminde olduğu belirtilmiştir.

Alriksson vd. [51] 2.022 L**,** tek silindirli, direkt püskürtmeli AVL 501 araştırma motorunda 1200 rpm motor hızı, 50% yük, egzoz geri basıncının kontrolü ile sağlanan 25-65% EGR koşullarında ve 1750 bar püskürtme basıncı ile ana püskürtme başlangıcı ÜÖNÖ 0 °KMA için 2 ve 4.4 °KMA olarak değişen bekleme süreleri ile gerçekleştirilen art püskürtme neticesinde uzun bekleme süresinin EGR artışına bağlı olarak is emisyonunda daha hızlı bir artışa neden olduğu ve düşük EGR

oranlarında tek ve art püskürtme durumunda is emisyonlarındaki farkın az olmasına karşın yüksek EGR koşullarında bekleme süresinin artışı ile tek püskürtmeye karşı daha yüksek is oluşumunun görüldüğü belirtilmiştir. NO_x emisyonlarının ise düşük EGR seviyelerinde art püskürtme durumunda tek püskürtme durumundan daha düşük olduğu ve bekleme süresinin artışıyla NO_x emisyonlarının azaldığı, yüksek EGR koşullarında da her test koşulu için sıfıra yaklaştığı ortaya konmuştur. Bununla birlikte düşük EGR değerleri için (%40'ın altında), farklı bekleme sürelerine sahip art püskürtme ve tek püskürtme arasında BSFC ve CO emisyonlarının seviyeleri yönünden önemli bir fark olmadığı, daha yüksek EGR seviyelerinde uzun bekleme süreleri için CO seviyesindeki ve buna bağlı olarak BSFC'deki artışın hızlandığı ve HC emisyonlarının seviyesinin ölçülebilen tüm noktalar için düşük kaldığı belirtilmiştir.

Chen [52], 2000 rpm hız, 2 bar BMEP yük ve 33% eEGR şartlarında çalışan 4 silindirli 1.2 L direkt püskürtmeli CR bir dizel motorda 4 mg/strok ana püskürtme miktarı ve ÜÖNS 8 °KMA ana püskürtme zamanlaması için ÜÖNS 15 °KMA'da uygulanan art püskürtme miktarının 0-1.5 mg/strok arasında artırılmasının BSFC'de önemli bir artışa neden olmadan NO_x–is dengesini önemli derecede iyileştirdiğini ve bu art püskürtme zamanlaması için HC emisyonlarında önemli bir artışın gözlenmediğini aktarmıştır. Ayrıca diğer parametreler sabit kalmak koşuluyla ÜÖNS 0 °KMA' da 0.5 mg/strok pilot püskürtme ve ÜÖNS 8 °KMA' da 4 mg/strok ana püskürtme durumunda 0.5 mg/strok art püskürtmenin zamanlamasının ÜÖNS 17-31 °KMA arasında artırılması durumu da incelenmiştir. Art püskürtmenin ÜÖNS 27 °KMA' dan sonra yapılması durumunda HC ve BSFC'nin çok hızlı artış gösterdiği, art püskürtme zamanlamasının NO_x emisyonlarında oldukça düşük bir etkiye sahip olduğu, buna karşın art püskürtmenin zamanının geciktirilmesinin is emisyonlarını önemli derecede azaltabildiği ortaya konmuştur.

Bobba vd [53], 2.34 L, tek silindirli, ağır hizmet bir dizel motorunda 1200 rpm hız ve 9-10 bar IMEPg yük ve 55% EGR koşulunu sağlayacak şekilde emme havasına nitrojen ilavesi ile elde edilen düşük sıcaklıkta yanma şartlarında ana ve art püskürtme zamanlamasının is emisyonları üzerine etkilerini incelemişlerdir. Toplam püskürtülen yakıt miktarının ~140 mg/strok, ana püskürtme miktarının

115 mg/strok olduğu ve zamanlamasının ÜÖNS -18 ve 2 °KMA arasında değiştiği testlerde yaklaşık 25 mg/strok art püskürtme ~5-60 °KMA aralığında değişen bekleme süresi (ana püskürtme bitişi ile art püskürtme başlangıcı) ile uygulanmıştır. İncelenen çalışma koşullarında art püskürtme IMEPg'de 7%'lik bir azalmaya karşın is emisyonarını tek uzun püskürtmeye göre (~140 mg/strok) 60%'a kadar azaltabilmiştir. Erken ana püskürtme durumunda art püskürtme zamanı geciktirildikçe is emisyonları "yalnızca ana püskürtme" (115 mg /strok) koşulundaki seviyeye ulaşarak büyük ölçüde azalırken geç ana püskürtme durumu için (2 °KMA ÜÖNS) art püskürtme zamanının geciktirilmesi is emisyonlarını "yalnızca ana püskürtme" durumundaki seviyelerin 15% altına kadar düşürebilmiştir. Erken ve geç ana püskürtmeler için is emisyon eğilimleri, art püskürtme zamanlamasına bağlı olarak belirgin şekilde farklılık gösterse de, art püskürtme vasıtasıyla is emisyonlarını azaltmak adına maksimum faydanın ana püskürtme zamanlamasına bakılmaksızın ÜÖNS 40 °KMA'da uygulanan art püskürtme ile gerçekleştiği belirtilmiştir.

Choi vd. [54] %30 eEGR koşulu için 1500 rpm x 4 bar BMEP noktasında çalışan 2.5 L, 4 silindirli bir dizel motorun ve %60 eEGR koşulu için yine 1500 rpm x 4 bar BMEP noktasında çalışan tek silindiri aktif edilmiş, 2.0 L, 4 silindirli başka bir dizel motorun kullanıldığı ve art püskürtmenin emisyon ve motor performansı üzerine etkilerini inceledikleri çalışmada %30 eEGR koşulunda art püskürtme miktarının, referans duruma kıyasla NO_x ve PM emisyonlarının azaltılmasına yardımcı olduğu, özellikle 10 °KMA bekleme açısı ile yapılan yakın art püskürtme durumunda art püskürtmenin BSFC'yi minimum yaparak PM emisyonlarını maksimum düzeyde azaltabildiği, bununla birlikte, art püskürtme başlangıcı çok fazla geciktirilirse, THC emisyonu ve BSFC'nin eksik yanma nedeniyle kötüleşeceği belirtilmiştir. %60 eEGR oranı koşulu için, art püskürtmenin CO, THC ve PM emisyonlarını eş zamanlı azaltabildiği, buna karşın, en yakın art püskürtme durumunda art püskürtme miktarı arttığında, yüksek sıcaklıklı reaksiyon bölgesinde art püskürtme uygulama süresinin uzamasından ötürü emisyonların kötüleştiği ifade edilmiştir. Elde edilen sonuçlar, art püskürtmenin yanma ve emisyonlar üzerindeki etkisinin EGR oranına bağlı olarak oldukça farklı olduğunu, 10 °KMA bekleme açısı ile yapılan yakın art

püskürtme durumunda art püskürtmenin PM emisyonlarını %30 EGR koşulunda yakıt dağılımını iyileştirmesiyle, %60 EGR koşulunda ise silindir içi dolguyu soğutmasının bir sonucu olarak azalttığı gözlenmiştir.

Helmantel vd. [43] tek silindirli, 0.48 L bir dizel motorda 2000 rpm hız ve 10-13 bar IMEP koşulunda yapılan deneylerde yüksek EGR oranında (~41%), konvansiyonel pilot-ana püskürtme düzenine ilave 17-30% aralığında art püskürtmenin ana püskürtme başlangıcından 10-12 °KMA kadar sonra yapılması durumunda is emisyonlarının önemli derecede azaldığını ortaya koymuşlardır. Art püskürtme, erken pilot püskürtme ile (duruma bağlı olarak ÜÖNS -30 ila -40 °KMA) kombine edildiğinde is emisyonlarının 0,04 g/kWh'in, NO_x emisyonlarının ise 0,35 g/kWh'in altındaki seviyelerde kaldığı, özgül yakıt tüketiminin ise 175-181 g/kWh aralığında çok az değişiklik gösterdiği; yükün 10'dan 13 bar IMEP 'e çıkarılmasının indike özgül is ve NO_x seviyelerini artırdığı, ancak bu seviyelerin sırasıyla 0,04 g/kWh ve 0,4 g/kWh'i aşmadığı ifade edilmiştir.

Hotta vd. [55] tek silindirli, 0.498 L, 1380 rpm hız ve 0.3 MPa IMEP düşük yük koşulunda toplam 15 mm^3/strok yakıt ile çalışan bir dizel motorda toplam yakıtın yaklaşık 16%'sının 5 °KMA bekleme açısı ile art püskürtme yapıldığı şartlarda NO_x emisyonunun arttığı, is ve ISFC'nin azaldığı ve NO_x'daki bu artışı engellemek adına bu stratejinin yüksek eEGR oranıyla birlikte uygulanması gerektiği ifade edilmiştir. Bu bakımdan 31% oranında eEGR uygulanmasıyla beraber yakın art püskürtmenin is ve yakıt tüketimini eş zamanlı azaltarak NO_x emisyonunu referans seviyede tutabildiğini ve bu nedenle art püskürtme stratejisinin EGR, püskürtme basıncı ve püskürtme zamanlaması gibi diğer konvansiyonel stratejilere benzer şekilde NO_x–is dengesini iyileştirme adına uygulanabilecek bir metod olduğunu belirtmişlerdir.

Sun vd. [56], 4 silindirli, 3.2 L bir dizel motorda 1400 rpm hız koşulunda emme havası kısma ve geç art püskürtme işlemlerinin dizel oksidasyon katalizörü (DOC) içerisindeki sıcaklık artışı, emisyonlar ve motor performansı üzerine etkisini incelemişlerdir. Kısma valfinin 100%-20% arası açılık durumunun DOC öncesi egzoz gazı sıcaklıklarına etkisi 40% yük koşulunda; ÜÖNS 140 °KMA'da 0-4 mg arasında yapılan geç art püskürtmenin DOC öncesi ve sonrası egzoz gazı sıcaklıklarına, HC emisyonuna ve yakıt tüketimine etkisi kısılma olmaksızın 30% ve

40% yük koşullarında; emme havası kısılma ve art püskürtme kombinasyonu ise 40% yük ve 70% valf açıklığı koşulunda 0-4 mg arasında yapılan geç art püskürtme (ÜÖNS 140 °KMA) ile incelenmiştir. Sonuçlar kısılma valfi açıklığının 20%~40% aralığına düşürülmesinin DOC öncesi egzoz gazı sıcaklığının düşük yükte tutuşma sıcaklığına yükselmesini sağladığını; art püskürtme miktarı arttıkça, DOC öncesi egzoz sıcaklığı hafifçe artarken (maksimum sıcaklık artışı 4 mg/strok art püskürtme ve %40 yük oranında 6.1%) DOC sonrası sıcaklığın hızla arttığını ve dolayısıyla DOC içerisinde sıcaklık gradyeninin nispeten yüksek olduğunu; HC dönüşüm veriminin ve aynı zamanda DOC sonrası HC emisyonunun da arttığını; her yük koşulunda art püskürtme miktarı ile yakıt tüketiminin arttığını; emme havası kısma ve geç art püskürtme kombinasyonunun DOC öncesi ve DOC içerisinde egzoz gazı sıcaklıklarını önemli ölçüde artırabildiğini ve art püskürtme miktarındaki artışın maksimum DOC sıcaklığına ulaşma zamanını azalttığını göstermiştir.

Zhou vd. [7], 1400 rpm hız ve 8 bar BMEP yük koşulu altında, 4 silindirli, 2.169 L bir dizel motorda yaptıkları deneysel çalışmada ÜÖNS -5 °KMA ana püskürtme zamanlaması için 9 °KMA'lık bir bekleme ile %15 oranında yapılan art püskürtme sonucunda tek püskürtme durumuna göre ısı açığa çıkış oranının (HRR) arttığını, silindir içi maksimum basıncın ise azaldığını; art püskürtme stratejisi altında eEGR'deki artışla birlikte (0%-30%) silindir içi basınç ve termal verim azalırken HRR, tutuşma gecikmesi ve yakıtın 50%'sinin yandığı krank açısının (CA50) arttığını; ayrıca art püskürtme uygulaması ile CO, HC, NO_x ve is emisyonlarının sırasıyla 33,3%, 10%, 25% ve 50% azaldığını ortaya koymuşlardır.

Almeida vd.'nin [57] 2791 rpm x 15.6 bar BMEP koşulunda çalışan, 3.2 L, hafif hizmet bir dizel motor için eEGR, ana püskürtme ve art püskürtme karakteristiklerinin yanma özellikleri ve emisyonlar üzerindeki etkisini inceledikleri sayısal çalışmadan elde ettikleri sonuçlar NO_x emisyonunun 0.4 g/kWh hedefine inebilmesi için 34% eEGR uygulanması gerektiğini; eEGR oranının 16-40% arasında artırılmasıyla is emisyonlarının 0.15 g/kWh'den 0.3 g/kWh'in üzerine çıktığını ve bilindik NO_x–is dengesinin gözlendiğini; 35% eEGR oranında ÜÖNS 1 °KMA referans ana püskürtme başlangıcına göre bu zamanlamanın ÜÖNS -5 °KMA ve +5 °KMA arasında değiştirilmesinin NO_x üzerinde oldukça güçlü bir etkisinin

olduğunu ve ana püskürtme zamanlaması geciktirildiğinde beklendiği yönde NO_x emisyonlarının azaldığını; erken püskürtme zamanlamaları ile is emisyonlarının arttığını ve geç püskürtme zamanlaması ile is emisyonlarının erken zamanlamalarla benzer seviyelere yükseldiğini göstermiştir. Art püskürtme uygulaması sonuçları, ana yakıt miktarındaki ve reaktanların yüksek sıcaklıklarda kalış süresindeki azalmadan ötürü NO_x emisyonlarının azaldığını, ana püskürtmeden hemen sonra gerçekleştirilen yakın art püskürtmenin yeterli oksijen bulamaması neticesinde ise is emisyonlarının arttığını, buna karşın art püskürtme ile NO_x emisyonunun azalmasına bağlı olarak eEGR oranının azaltılabilmesi ve O_2 konsantrasyonunun artması sonucunda is emisyonunun azaldığını ortaya koymuştur.

Cho vd. [58], art püskürtme ve egzoz supabının kalkış yüksekliği ve süresini azaltarak yeniden sıkıştırma (recompression) yoluyla iEGR uygulamasının 1200 rpm'de çalışan, 4 silindirli, direkt püskürtmeli, 1.996 L bir dizel motorun emisyon ve performansı üzerindeki etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Bulguları, egzoz supabının maksimum kalkış yüksekliğinin 8 mm'den 6 mm'ye düşürülmesi ve 36 °KMA negatif supap bindirmesi ile sağlanan iEGR'nin EGR oranını yaklaşık %10 artırdığını, öte yandan, toplam yakıtın 20%' si ile geciktirilmiş art püskürtme ve VVA vasıtasıyla iEGR uygulamasının IMEP, NO_x ve ISFC'yi iyileştirdiğini göstermiştir.

1.2 Tezin Amacı

Tek silindirli bir dizel araştırma motorunun belirlenen çalışma noktasında tek ve art püskürtme test sonuçlarına bağlı olarak valide edilmiş tek boyutlu motor modeli vasıtası ile değişken supap aktivasyonu yöntemi kapsamında emme supabının genişleme ve egzoz stroğu sırasında ikinci kez açılmasıyla (2IVO) sağlanan dahili EGR (iEGR) uygulamasında, silindir ve emme portu arasında gerçekleşen kütle transferinin karakterizasyonunun yapılması ve buna bağlı olarak 2IVO ile iEGR potansiyelinin tespit edilmesi; ana püskürtme ve art püskürtme parametrelerinin iEGR ile birlikte motor yanma, emisyon ve performansı üzerindeki muhtemel etkilerinin gözlemlenmesi ve iEGR–art püskürtme kombinasyonunun is–NO_x –BSFC dengesini iyileştirme kabiliyetinin belirlenmesidir.

1.3 Hipotez

Dizel motorlarında yanma prosesinin yüksek seviyelerde NO_x ve partikül madde oluşumu ile sonuçlanması ve bu iki emisyon arasındaki denge nedeniyle geleneksel yöntemlerle eş zamanlı olarak azaltılmasının mümkün olmadığı bilinmektedir. NO_x emisyonlarının azaltılması amacıyla EGR uygulaması ve buna bağlı olarak is emisyonlarındaki artışı sınırlamak ya da referans düzeyden daha da aşağıya düşürmek amacıyla çoklu püskürtme stratejileri kapsamında art püskürtme uygulamasının konu edildiği çalışmalar bu iki stratejinin NO_x–is–performans dengesini iyileştirme potansiyelini ortaya koymaktadır. Buna karşın ilgili çalışmalarda, art püskürtme stratejilerinin kullanımının genelinin harici EGR (eEGR) kombinasyonu ile gerçekleştirildiği ve dahili EGR (iEGR) ile kullanımın oldukça kısıtlı olduğu ve dolayısıyla belirtilen stratejiler ve parametrelerinin yanma, emisyonlar ve performans üzerindeki etkilerinin belirgin olmadığı görülmektedir. Bu doğrultuda, tez çalışması kapsamında kompleks ve pahalı eEGR donanımlarına alternatif olarak iEGR uygulamasının ve art püskürtme stratejilerinin ortak kullanımının ve parametrelerinin belirtilen mekanizmalar üzerindeki rolleri tanımlanacak olup is ve NO_x emisyonlarının ayrı ayrı ve eş zamanlı azaltılabilmesine yönelik kombinasyonların ve ayrıca modelleme aşamasından optimizasyon aşamasına kadarki sürecin uygulanabilirliğinin ortaya konmasının silindir içi emisyon kontrolü bakımından motor geliştirme ve kalibrasyon süreçlerine katkı sağlayacağı öngörülmektedir.

2
DİZEL YANMA TEORİSİ VE KİRLETİCİ EMİSYONLAR

Sıkıştırma ateşlemeli motorlar, püskürtme sistemlerine göre indirekt püskürtmeli ve direkt püskürtmeli motorlar olarak iki temel kategoriye ayrılmaktadırlar. İndirekt püskürtmeli motorlarda yanma odası iki hacme ayrılmış olup iki bölge küçük bir açıklıkla birbirine bağlanır. Yakıt, ön odaya püskürtüldükten sonra ana yanma odasına geçer. Diret püskürtmeli motorlarda yakıt doğrudan yanma odasına enjekte edilir. Yakıt, yanma odasına etkili bir şekilde yayılmak ve yanma için uygun yerel koşullara ulaşmak adına yeterli atomizasyonu sağlamak için silindir içerisine yüksek basınçlarda püskürtülür. Elektronik kontrolün geliştirilmesi, sıkı emisyon düzenlemeleri ve motor gücünden ödün vermeden yakıt tüketimini azaltmaya yönelik artan talep, otomotiv endüstrisinin araştırma ve geliştirme faaliyetlerini elektronik olarak kontrol edilen, turboşarjlı, direkt püskürtme sistemlerine odaklamasına yol açmıştır [59], [60].

Bu bölümde tez çalışmasında kullanılan motor dahilinde, direkt püskürtmeli motorlarda karışım oluşumu, yanma, kirletici emisyonlar ve oluşum mekanizmaları, dizel yanma sürecindeki NO_x ve is emisyonu dengesi ve tez çalışması kapsamında uygulanan art püskürtme ve iEGR stratejilerini de kapsayan silindir içi NO_x ve is emisyonu azaltma stratejileri ile ilgili bilgi verilmiştir.

2.1 Dizel Motorlarında Yanma

Dizel motorları sıkıştırma ateşlemeli (CI) motorlar olup kendi kendine tutuşmanın gerçekleşebilmesi için sıkıştırma stroğu, silindir içi sıcaklığı kıvılcım ateşlemeli (SI) motorlarınkinden daha yüksek seviyelere çıkarabilmelidir ve bu bakımdan yüksek sıkıştırma oranlarına ihtiyaç duyulmaktır (tipik sıkıştırma oranları 14:1–22:1 aralığındadır)[9], [61]. Sıkıştırma ateşlemeli bir motorda, düşük uçuculuğa sahip bir yakıt sıvı halden atomize hale dönüştürülmeli, buharlaştırılmalı, hava ile karıştırılmalı ve sıcaklığı kendiliğinden tutuşmayı destekleyecek bir noktaya kadar

yükseltilmelidir [61]. Tutuşmanın ardından yanma, esas olarak bir ön karışımlı yanma ve ardından ana difüzyon yanma aşaması ile tamamlanır. Ön karışımlı yanma aşamasında, ısı açığa çıkış oranı yüksek ve kısa süreli olup bu aşamadaki ısı salımı karakteristiği büyük ölçüde hazırlanan hava-yakıt karışımı miktarına bağlıdır. Difüzyon yanma aşamasında ise ısı açığa çıkış oranı daha düşüktür ve yakıt spreyi, yakıt sürekli olarak enjekte edilirken yarı kararlı bir şekilde yanmaya devam eder. Yakıt enjeksiyonunun sona ermesinden sonra alev yavaş yavaş aktif ve rastgele hareketlerini kaybeder [62].

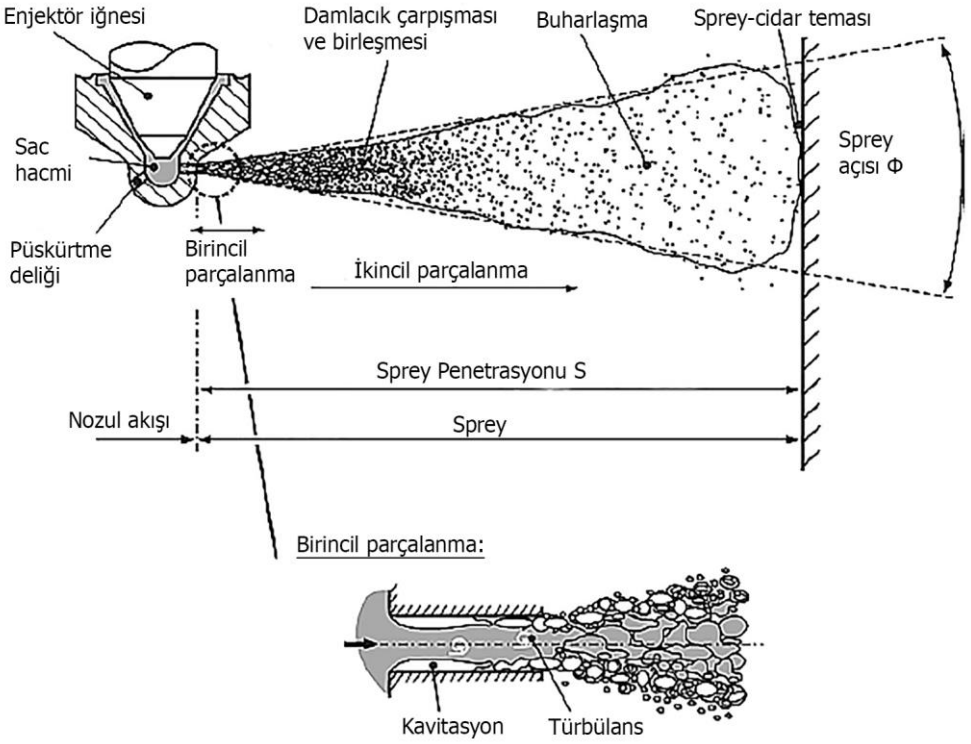
Direkt püskürtmeli dizel motorlarda yakıt doğrudan silindire püskürtüldüğünden karışım işlemi için yeterli süre bulunmaz ve bu durum hava/yakıt oranlarının düşük olduğu bölgelerde is oluşumuna sebebiyet vermektedir. Daha yüksek sıkıştırma oranları, daha yüksek yüklerde dizel motorların verimini artırmaya yardımcı olur. Dizel motorlar düşük yüklerde benzinli motorlardaki emme havası kayıplarına maruz kalmadan çok zayıf karışımlarda çalışabildiklerinden bu koşullarda benzinli motorlardan daha ekonomiktirler [63].

2.1.1 Dizel Sprey Karakteristiği ve Karışım Oluşumu

Direkt püskürtmeli dizel motorda, sıvı yakıt, enjektör ucundaki çok sayıda delikten doğrudan yanma odasına yüksek basınçta püskürtülür. Sıvı yakıtın yoğunluğu ve basıncının her biri tipik olarak ÜÖN'ya yakın durumda püskürtme sırasında silindir içi gazlardan 20-40 kat daha fazladır. Bu nedenle, püskürtme işleminin büyük bir kısmında silindir içi jet penetrasyonu, hava hareketi ve karışım oluşumu yakıt spreyinin yüksek momentumu tarafından yönlendirilmektedir [64].

Tam konik yüksek basınçlı spreyin şematik bir açıklaması Şekil 2.1'de verilmiştir. Grafik, enjektör iğnesi, iğne oturma boşluk (sac) hacmi ve enjeksiyon deliği görülen bir enjektörün alt kısmını göstermektedir. Yüksek basınç ve hızlarda yanma odasına giren yakıt jeti, atomizasyon rejiminin mekanizmalarına göre parçalanır. Enjektör nozulundan çıktıktan hemen sonra jet konik bir spreye dönüşmeye başlar. Sıvının bu ilk parçalanmasına birincil parçalanma denir ve buna bağlı olarak nozul yakınında yoğun spreyi oluşturan büyük ligamentler ve damlacıklar meydana gelir. Yüksek basınçlı enjeksiyon durumunda enjeksiyon deliklerinin içinde oluşan kavitasyon ve türbülans ana parçalama mekanizmalarıdır. Mevcut damlacıkların

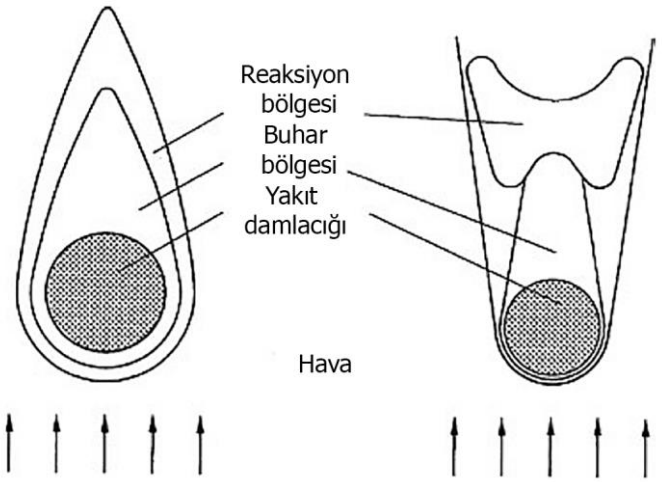
daha küçük damlacıklara bölünme sürecine ikincil parçalanma adı verilir ve bu durum damlacıklar ve çevreleyen gaz arasındaki nispi hızın neden olduğu aerodinamik kuvvetlerden kaynaklanmaktadır [45].



Şekil 2.1 Tam konik dizel spreyin parçalanması [45]

Aerodinamik kuvvetler neticesinde yakıt damlacıklarının hızı azalmaktadır ve bu nedenle sprey ucundaki damlacıklar daha güçlü sürükleme kuvvetine maruz kaldıklarından ardından gelen damlacıklardan daha çok yavaşlamaktadırlar. Böylece sprey ucundaki damlacıklar sürekli olarak yenileriyle değişir ve sprey penetrasyonu S artar. Düşük kinetik enerjiye sahip damlacıklar kenara itilerek dış püskürtme bölgesini oluşturur. Sıvı kütlenin çoğu püskürtme ekseninin yakınında yoğunlaşırken, dış püskürtme bölgeleri daha az sıvı kütlesi ve daha fazla yakıt buharı içerir. Damlacık hızları püskürtme ekseninde maksimumdur ve spreye dahil olan gazla etkileşim nedeniyle radyal yönde azalır. Yoğun spreyde damlacık çarpışma olasılığı yüksektir ve bu çarpışmalar damlacık hızı ve boyutunun değişmesine neden olabilir. Yani damlacıklar daha küçük damlacıklara parçalanabilir ya da daha büyük damlacıklar oluşturmak için birleşebilirler [45].

Püskürtme sürecindeki en önemli parametreler püskürtme zamanlaması, püskürtme basıncı, yakıt miktarı ve püskürtme süresi olup tüm bu faktörler motor

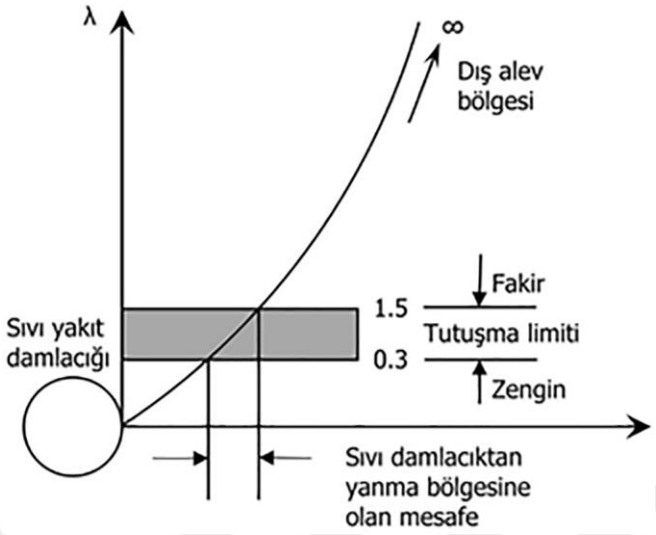


Şekil 2.2 Düşük (sol) ve yüksek (sağ) hız koşullarında bir yakıt damlacığının yapısı [65]

performansını ve emisyonları doğrudan etkilemektedir. Yakıt dağılımı büyük ölçüde hava hareketi, yoğunluk, püskürtme basıncı ve sıcaklık gibi yerel koşullar tarafından belirlenir ve artan yerel sıcaklıklarla birlikte yakıt buharlaşma süreci hızlandığından sprey penetrasyonu azalır [2]. Değişen boyut ve dağılımdaki heterojen sıvı yakıt damlacıkları ve hava karışımında kimyasal reaksiyonların ilerleyebilmesi için yakıtın buhar halinde olması gerekir. Dolayısıyla sıkıştırılarak ısıtılan havadan sıvı yakıta olan ısı taşınımı büyük önem taşımaktadır ve bu süreç temelde yakıt spreyinin kinetik enerjisinden ve dolayısıyla da püskürtme basıncından etkilenmektedir (Şekil 2.2). Damlacıklar ve çevreleri arasındaki yüksek bağıl hız, hem serbest damlacık yüzeylerinin oluşturulmasını hem de kütle ve ısı transferini kolaylaştırır. Atomize olmuş yakıt spreyi ile yanma odasının sürekli dolgu fazının relatif hızı ne kadar yüksekse, damlacık yüzeyinin dış kabuğunda, yüzey filminde algılanabilir buharlaşmaya neden olan sıcaklıklara o kadar erken ulaşılır. Bu şekilde oluşan difüzyon ve reaksiyon bölgelerindeki hava-yakıt karışımı, hava/yakıt oranı λ, $0,3 < \lambda < 1,5$ aralığında olduğunda yanıcıdır (Şekil 2.3) [65].

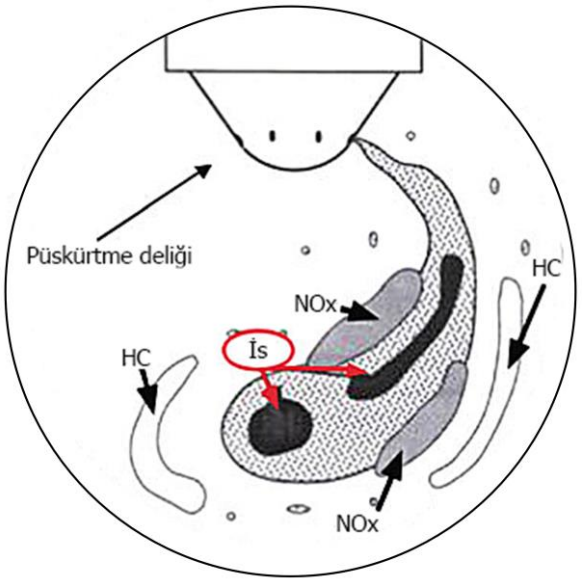
Nozuldan uzaktaki seyreltik spreyde gaz sıcaklığı, yoğunluğu ve ayrıca gaz akışı (yuvarlanma, girdap) gibi yanma odası tarafından uygulanan sınır koşulları sprey

parçalanması ve buharlaşması üzerindeki ana etki faktörleridir. Penetrasyon uzunluğu, nozul ve piston çanağı arasındaki mesafe ile sınırlıdır. Yüksek püskürtme



Şekil 2.3 Yakıt damlacığına olan mesafenin bir fonksiyonu olarak hava/yakıt oranı gösterimi [65]

basıncı ve uzun püskürtme süresi (tam yük) veya düşük gaz yoğunlukları (erken püskürtme) durumunda sprey yanma odası ya da silindir cidarına çarpabilir ve bu durumda bir sıvı duvar filmi oluşumu mümkündür. Sıvı duvar filmi daha yavaş buharlaştığından ve yalnızca kısmen yanabildiğinden genellikle emisyonlar üzerinde olumsuz bir etkiye sahiptir [45].

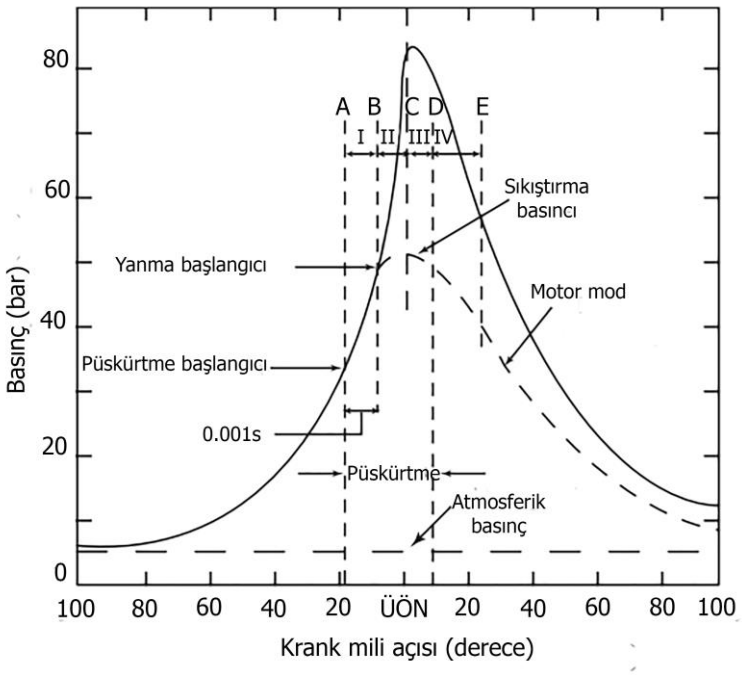


Şekil 2.4 Heterojen hava-yakıt karışımında kirletici emisyon oluşum bölgeleri [65]

Bir dizel spreyinde ön karışımlı yanma aşaması sprey bölgesinin ortasında, difüzyon yanma aşaması ise dış yüzeyde meydana gelmektedir ve bu durum sprey bölgesi boyunca hava/yakıt oranı dağılımından kaynaklanmaktadır [2]. Şekil 2.4'de görüldüğü gibi, NO_x, fazla hava ile yüksek sıcaklık bölgelerinde oluşurken is partikülleri ve bunların öncü türü olan CO, sprey çekirdeğindeki yakıt bakımından zengin bölgelerde oluşmaktadır [2], [45], [65]. Oluşan PM'nin büyük bir kısmı yakılır ve alevin sarı rengi yanan isin bir göstergesidir. Difüzyon yanma aşamasından gelen yüksek sıcaklıklar PM oksidasyonunu artırabilir ve böylece toplam PM emisyonları azalır. PM'nin yalnızca küçük bir kısmı egzoz manifoldundan görünür is olarak çıkar [2]. Zayıf dış alev bölgesindeki yanma sıcaklıkları düşük olduğundan yakıt tamamen oksitlenemez ve bu koşullar yanmamış hidrokarbonların kaynağıdır [65].

2.1.2 Dizel Yanma Safhaları

Bir dizel motorun çalışması esnasında sürekli devam eden yanma prosesi temel olarak Şekil 2.5'de gösterilen bir basınç-krank açısı diyagramı ile ifade edilmektedir [66].



Şekil 2.5 Dizel yanma safhaları [67]

A noktasında enjektör yanma odasına yakıt püskürtmeye başlar. AB prosesi sırasında (I. aşama), yakıt damlacıkları tutuşma sıcaklığına ulaşmadan önce sınırlı bir süre geçmektedir ve bu süre sonunda ilk aşamada enjekte edilen yakıtın çoğu kendiliğinden tutuşarak B'de ve ayrıca BC aralığında (II. aşama) ani bir basınç artışına neden olur. III. aşama boyunca püskürtülen yakıtın geri kalan kısmı ise yanma odasına girer girmez yanmaktadır [66].

Şekil 2.5'de gösterilen klasik dizel sıkıştırma ve yanma basıncı diyagramı (dizel yanma prosesi) genel olarak aşağıda belirtilen dört aşama ile açıklanabilir:

- **Tutuşma Gecikmesi Periyodu (A-B)**
  Püskürtme başlangıcı ile ateşleme başlangıcı arasındaki zaman aralığı, verimlilik, kirletici emisyonu, yanma gürültüsü ve bileşen yükü bakımından çok önemlidir. Enjektör iğnesinin kalkışı ve yanma odası basıncındaki ani artış arasındaki bu süre tutuşma gecikmesi olarak adlandırılır ve dizel motor yanmasının önemli bir karakteristiğidir. Fiziksel tutuşma gecikmesi, yukarıda açıklanan birincil ve ikincil sprey parçalanması işlemlerini, yakıtın buharlaşmasını ve bir reaktif hava-yakıt karışımı oluşturan süreçleri kapsar. Kimyasal tutuşma gecikmesi ise ateşleme radikallerinin (örneğin OH) bir ön reaksiyonda oluştuğu zaman dilimini belirtir. Yüksek püskürtme basınçlarıyla çalışan modern, aşırı doldurmalı dizel motorlar, 0,3 ile 0,8 ms, doğal emişli motorlar ise 1 ile 1.5 ms arasında tutuşma gecikmelerine sahiptirler. Setan sayısının yanı sıra püskürtme başlangıcındaki sıcaklığı (sıkıştırma oranı, emme havası sıcaklığı, püskürtme süresi) ve silindirdeki havanın durumunu (emme havası basıncı, silindir içi hava hareketleri, piston hızı) tanımlayan değerler de tutuşma gecikmesinin karmaşık hesaplamasına dahil olmaktadırlar [65].
- **Ön Karışımlı (Hızlı ya da Kontrolsüz) Yanma Fazı (B-C)**
  Bu aşamada tutuşma gecikme süresi boyunca yanıcılık sınırları içinde hava ile karışan yakıtın yanması birkaç krank açısı derecesinde hızla gerçekleşir. Bir noktada meydana gelen tutuşmayı başka bir noktadaki tutuşma takip eder ve bu nedenle hazırlanan yakıt ilk ateşlemeyi takiben hızlı bir şekilde yanar. İkinci aşamadaki yanma hızı ve miktarı, bu nedenle, gecikme süresine

ve bu süre boyunca yakıtın hazırlanma oranına bağlıdır. Bu reaksiyonun hızı, silindirdeki basınç artış oranını belirler. Yüksek basınç artışı, motor yapısına ani yük uygulanması anlamına gelir ve bu da genellikle parçalarda yorulma hasarına neden olur. Yüksek basınç artışı, aynı zamanda dizel vuruntusu olarak bilinen şiddetli bir çarpma sesi üretir. İkinci periyot sırasında basınç artışının büyüklüğü, çevrimin maksimum basıncının değerini belirleyebilir. Yapısal nedenlerden ötürü, mekanik gerilmeyi azaltmak için maksimum basınç ve basınç artış oranını sınırlamak önemlidir. Maksimum basınç arttıkça, maksimum sıcaklık da artmakta ve böylelikle NO_x emisyonları, soğutma sistemi üzerindeki termal yükler ve yanma odası duvarlarının sıcaklıkları ve dolayısıyla termal gerilim artmaktadır. Bu nedenle, ikinci periyotta basınç ve sıcaklık artışını sınırlamak için gecikme süresinin mümkün olduğunca kısa tutulması gerekmektedir [66].

- **Karışım Kontrollü Yanma Fazı (C-D)**

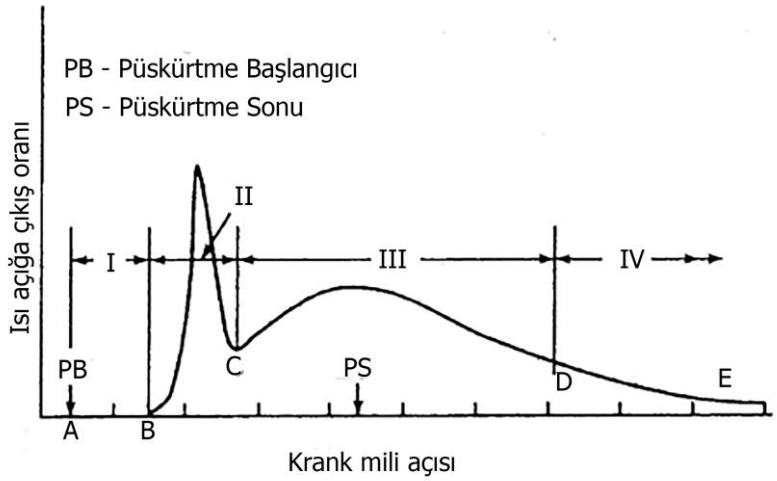
  Ön karışımlı yanma fazını karışım kontrollü yanma fazı takip etmekte olup bu aşamada silindire giren yakıt yanmadan önce hava ile tam olarak karışmaz ve difüzyon alevi şeklinde yanar. Bir difüzyon alevinde, yakıt jetinin ana gövdesindeki yakıt, çevreleyen hava ile karışır ve dar bir eşdeğerlik oranları aralığında tutuşur. Bu aşamada yanma sonucu ısı açığa çıkışı, yakıtın hava ile karışabilme hızı ile sınırlı bir oranda gerçekleşir [61].

- **Art Yanma Fazı (D-E)**

  Püskürtme işleminin tamamlanmasıyla yanma sona ermez. Yanma odasında kalan yanmamış ve kısmen yanmış yakıt parçacıkları oksijenle temas eder etmez yanmaya başlar ve bu işlem, art yanma fazı adı verilen belirli bir süre kadar devam eder. Genellikle bu süre maksimum çevrim sıcaklığı noktasından başlar ve genleşme stroğunun bir kısmı boyunca devam eder. Art yanma hızı, yanmamış ve kısmen yanmış yakıtın hava ile difüzyon hızına ve türbülanslı karışım durumuna bağlıdır. Art yanma fazının süresi, ÜÖN' dan itibaren 70-80 derecelik krank hareketine karşılık gelebilir [67].

Direkt püskürtmeli sıkıştırma ateşlemeli bir motorun farklı dizel yanma fazlarını tanımlayan tipik ısı açığa çıkış oranı diyagramı Şekil 2.6'da gösterilmiştir. A-B

periyodu tutuşma gecikmesini temsil etmekte olup bu periyotta ısı açığa çıkışı gerçekleşmemektedir. B-C periyodu ön karışımlı yanma fazı olup bu periyodun karakteristiği ısı açığa çıkış oranının yüksek olmasıdır. C-D periyodu karışım kontrollü yanma fazıdır ve bu periyot boyunca ısı açığa çıkış oranının ikinci piki göz-



Şekil 2.6 Isı açığa çıkış oranı diyagramı [66]

lemlenebilir (genellikle daha düşük) ve bu oran faz boyunca zamana bağlı olarak azalır. Son olarak D-E periyodu ise art yanma fazını temsil etmekte olup bu periyotta ısı açığa çıkış oranı daha da azalır ve daha düşük bir oranda genleşme stroğuna kadar devam eder [66].

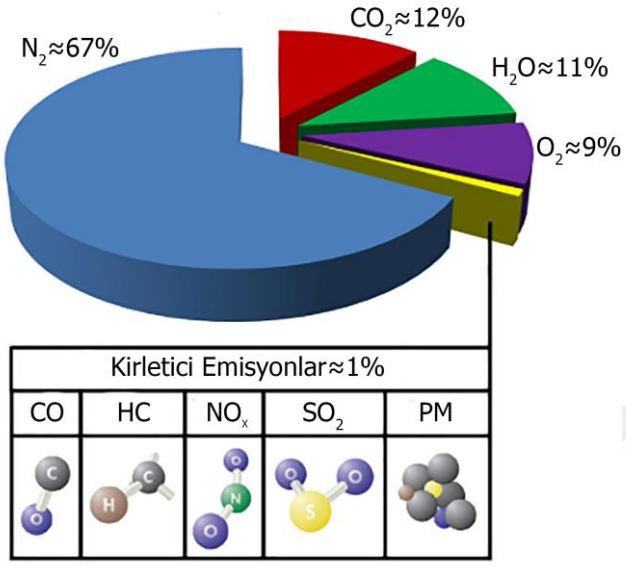
2.2 Diesel Motorlarında Kirletici Emisyonlar

Motorda yanma işlemi sırasında üretilen kirleticiler, nedenlerine bağlı olarak:

- Eksik yanmanın neden olduğu kirleticiler (is, karbon monoksit, hidrokarbonlar)
- İstenmeyen ikincil reaksiyonların bir sonucu olarak üretilen kirleticiler (NO_x)
- Yakıttaki safsızlıklarla reaksiyonların ürünü olan kirleticiler (SO_2)

şeklinde sınıflandırılabilir [64]. Karbon ve hidrojen, çoğu fosil yakıt gibi dizel yakıtın da kökenini oluşturmaktadır. İdeal termodinamik denge için, dizel yakıtın tamamen yanması motorun yanma odasında yalnızca CO_2 ve H_2O üretecektir [68], [69]. Ancak birçok neden (hava/yakıt oranı, ateşleme zamanlaması, yanma odasındaki

türbülans, yanma formu, hava-yakıt konsantrasyonu, yanma sıcaklığı vb.) bu durumu mümkün olamaz hale getirmekte ve yanma sırasında CO, HC, NO_x ve PM gibi bir dizi zararlı ürün meydana gelmektedir [69].



Şekil 2.7 Dizel egzoz gazı bileşenleri [69]

Şekil 2.7, dizel egzoz gazının yaklaşık bileşimini göstermektedir [69], [70]. Dizel egzoz gazında kirletici emisyonların toplam oranı 1%'den azdır ve NO_x bu emisyonlar arasında 50%'den fazla bir oranla en yüksek seviyede bulunmaktadır. NO_x emisyonlarından sonra PM, kirletici emisyonlarda ikinci en yüksek orana sahiptir. Dizel motorlarında fakir karışım ile yanma gerçekleştiğinden CO ve HC konsantrasyonu minimum seviyelerdedir. Ayrıca, kirletici emisyonlar, yakıtın özelliklerine ve kalitesine bağlı olarak dizel yakıtta bulunan sülfatlar tarafından üretilen bir miktar SO_2 içerir [69].

2.2.1 Hidrokarbonlar

Dizel motorlarında hidrokarbon oluşumu esas olarak (1) püskürtme sonunda enjektör nozulu boşluk hacminde sıkışan ve daha sonra dağılan yakıt, (2) yanan spreyin etrafını çevreleyen hava ile karışan yakıt ve (3) yanma odası ve silindir cidarlarındaki krevis hacimlerinde ve birikintilerde veya cidar üzerinde sprey ile temas sonucu yağda bulunan yakıttan kaynaklanmaktadır [61].

Dizel yanma işlemi, yanmanın hedeflendiği anda yakıt ve havanın karıştırılmasına dayanmaktadır. Yanma odası bölgelerinde fakir ve zengin tutuşma sınırlarının dışında kalan hava-yakıt karışımları bulunabilir. Daha önce bahsedildiği gibi, yakıtın kendiliğinden tutuşmasının meydana gelmesi adına yeterli öncülerin oluşması için bir tutuşma gecikme süresi gereklidir. Gecikme süresi eşdeğerlik oranının güçlü bir fonksiyonudur ve yakıt ve havanın sitokiyometrik karışım bölgelerinde minimum seviyelerdedir. Bununla birlikte, gecikme süresi sonlu olduğundan, bir yakıt-hava paketi stokiyometrik oranlarda karıştırılabilir ve daha sonra o elemanda kendiliğinden tutuşma meydana gelmeden önce daha fazla hava ile seyreltilebilir. Sonuç olarak böyle bir durumda fakir eşdeğerlik oranları bakımından konturlar mevcut olup kendiliğinden tutuşma meydana geldiğinde fakir tutuşabilirlik sınırından daha düşük oranlarda yerel olarak karışmış yakıt ve hava bulunabilmektedir. Bu yerel yakıt-hava karışımı yanmaz ve hidrokarbon emisyon seviyelerini artırır [61].

2.2.2 Karbon Monoksit (CO)

Karbon monoksit, yanma odasındaki hidrokarbonların oksidasyonunun bir ara ürünüdür. CO'nun CO_2'ye daha fazla oksidasyonu özellikle havanın yerel olarak yetersiz olduğu alanlarda, soğuk cidarlarda alev sönmesi ve yanma odasında kalış süresinin çok kısa olmasının bir sonucu olarak engellenebilmektedir. Yanmanın başlangıcında, ilk CO molekülleri, hakim sıcaklıkların CO_2'ye oksidasyona daha fazla izin vermek için yeterince yüksek olmadığı yakıt jetinin kenarlarında oluşur. Karbon monoksit ayrıca silindir ve yanma odası cidarları yakınında ve düşük oksijen konsantrasyonlarının bulunduğu yakıt jetinin çekirdek bölgesinde oluşur ve daha fazla oksidasyonun meydana gelip gelmeceği esas olarak hava ile karışım işlemine bağlıdır [64]. CO, zengin karışımlarda çalışma sırasında üretilmesine rağmen, kimyasal kinetik etkiler nedeniyle fakir koşullar altında da bir miktar salınabilmektedir [69], [71]. Dizel motorlarda yanma sürekli olarak yüksek hava/yakıt oranı ile (λ>1) fakir karışım koşullarında gerçekleştiğinden CO oluşumu minimum seviyelerdedir [69], [72].

2.2.3 Azot Oksitler (NO_x)

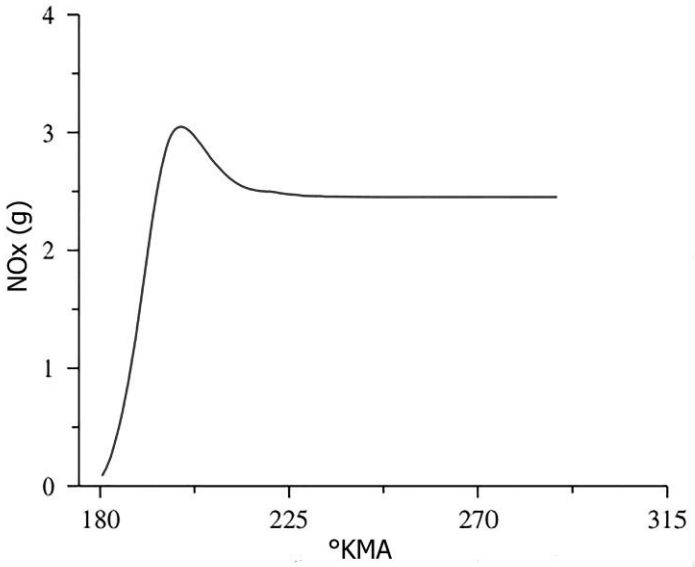
NO_x genel tanımı, NO, NO_2, N_2O, N_2O_2, N_2O_3, N_2O_4 ve N_2O_5 gibi tüm nitrojen oksitleri ifade etmekte birlikte yanma sırasında oluşan nitrojen bileşiklerinin en zararlı olanları nitrojen monoksit veya nitrik oksit (NO) ve nitrojen dioksittir (NO_2). Yanma kaynakları NO_x'u çoğunlukla nitrik oksit şeklinde yaymakta olup NO, toplam NO_x emisyonlarının 90% ila 95%'ini temsil etmektedir. NO_2 ise yayılan NO_x'un küçük bir kısmını temsil etmekte olup diğer nitrojen oksitlerin konsantrasyonları ihmal edilebilir düzeylerdedir. Yakma sistemlerinde NO, yanma havasında bulunan moleküler nitrojen (N_2) ve yakıta bağlı nitrojen olmak üzere iki kaynaktan oluşturulabilir ve NO oluşumu 'termal NO mekanizması', 'hızlı NO mekanizması' ve 'yakıt NO mekanizması' adı altında üç farklı kimyasal mekanizmaya dayanmaktadır [73].

'Termal NO', yüksek sıcaklıklarda (T>2200 K) hava-yakıt karışımının yanmış bileşeninde (alev sonrası bölge) yanma havasındaki moleküler nitrojenden oluşmaktadır. Bu süreç oksijen radikalleri tarafından başlatılır ve OH radikalleri tarafından desteklenir [64].

'Hızlı NO' yine moleküler atmosferik nitrojenden, fakat bu sefer hidrokarbon yanmasının radikalce zenginleştirilmiş ana reaksiyon bölgesi (alev bölgesi) içinde oluşmaktadır. Bu noktada ulaşılan sıcaklıklar, adyabatik yanma koşullarında mevcut sıcaklıklarla neredeyse aynıdır ve hava-yakıt karışımına ve yerel hava-yakıt oranına (λ_{Vi}) bağlı olarak dizel motorda λ_{Vi} = 1 ile yaklaşık 2800 K'e kadar maksimum değerler elde edilir. "Hızlı NO" oluşumu için gerekli tepki süreleri milisaniye mertebesindedir [64], [74].

"Yakıt NO" oluşumu ise yakıt içinde kimyasal olarak bağlı nitrojenin oksitlenmesiyle gerçekleşmektedir. Yanma bölgesine girmeden önce, yakıt içindeki nitrojen, alev bölgesinde NO oluşturmak için kısmen oksitlenen CN grubunun (siyan bileşikleri) radikallerine veya bileşiklerine dönüştürülür [64], [75]. Bununla birlikte, standart dizel yakıtların nitrojen içeriği oldukça düşük olduğundan, "yakıt NO" oluşumu göz ardı edilebilir [64].

Bu zamana kadar yapılan araştırmalar, dizel motor yanma süreçlerinde NO'nun, esasen 'termal NO' oluşum mekanizması yoluyla meydana geldiğini göstermektedir [9], [64], [76], [77]. Üretilen NO miktarı, silindirdeki maksimum sıcaklığın, oksijen konsantrasyonunun ve kalma süresinin bir fonksiyonudur ve büyük bir kısmı piston üst ölü noktaya yakın olduğu durumda (Şekil 2.8), yanma işleminin başlarında oluşmaktadır ki bu koşullarda alev sıcaklığı en yüksek seviyelerdedir. Yanma sıcaklı-



Şekil 2.8 Krank açısına bağlı olarak silindir içi NO_x oluşumu [78]

ğının her 100 °C'lik artışı NO miktarını üç katına kadar artırabilmektedir [69], [79], [80]. "Termal NO" oluşumu aşağıda belirtilen reaksiyonları kapsayan "Genişletilmiş Zeldovich Mekanizması" [81] ile açıklanmaktadır [64]:

$$N_2 + O \rightarrow NO + N \quad (2.1)$$

$$O_2 + N \rightarrow NO + O \quad (2.2)$$

$$OH + N \rightarrow NO + H \quad (2.3)$$

İlk iki reaksiyon, Yakov Zeldovich tarafından önerilmiş olup sadece bir radikal tüketen bir reaksiyondan iki radikal türü oluştuğu için zincir dallanma reaksiyonları adını almaktadırlar. İlk reaksiyon (Eşitlik 2.1), bir oksijen atomu tarafından tetiklenen bir nitrojen ayrışma reaksiyonudur. Bu reaksiyon yavaştır ve dolayısıyla 313.8 kJ/mol aktivasyon enerjisi ile endotermik olduğundan hız sınırlayıcıdır. İkinci

reaksiyonda (Eşitlik 2.2) bir nitrojen atomu, bir oksijen molekülü ile azot oksit ve bir oksijen atomu oluşturmak üzere ekzotermik olarak (+133.0 kJ/mol) reaksiyona girdiğinden çok hızlıdır. Lavoie vd. [76] tarafından önerilen üçüncü reaksiyon (Eşitlik 2.3) ise bir nitrojen atomu ile bir hidroksit radikali arasında gerçekleşen ekzotermik (+206.7 kJ/mol) bir reaksiyon olup, nitrojen oksit ve bir hidrojen atomu oluşturur [61].

Yanma işlemi sırasında yanma odasındaki lokalize bir 'i' alanındaki nitrojen oksit konsantrasyonundaki (c_{NO}) değişim, aşağıdaki fonksiyonel ilişki kullanılarak basitleştirilmiş bir biçimde ifade edilebilir: [64]

$$d(c_{NO})/dt = f(T, c_{N_2}, c_{O_2}, c_{NO}, c_N, c_O, c_{OH}, c_H) \quad (2.4)$$

Dolayısıyla termal NO oluşumunu etkileyen ana parametreler aşağıdaki gibi sıralanabilir [64] :

- Yerel olarak hakim sıcaklık T_i
- İlgili bileşenlerin (N_2, O_2, NO, N, O, OH ve H) konsantrasyonunun göstergesi olarak yerel hava/yakıt oranı λ_{Vi}
- T_i ve λ_{Vi} koşullarındaki 'i' alanında göz önünde bulundurulan kütle elemanının kalış süresi t_v.

Atmosferde, güçlü oksitleyici maddeler olarak nitrojen oksitler, güneş ışığının varlığında yanmamış hidrokarbonlar ve uçucu organik bileşiklerle (VOC) reaksiyona girerek sis ve ozon oluştururlar (Eşitlik 2.5 ve 2.6) [61]. Ozon akciğerlere, diğer biyolojik dokulara, bitkilere ve ağaçlara karşı zararlı olup, lastik, plastik ve diğer malzemelerle reaksiyona girerek hasara neden olmaktadır [66].

$$NO_2 + \text{güneş ışığından gelen enerji} \rightarrow NO + O + \text{Sis} \quad (2.5)$$

$$O + O_2 \rightarrow O_3(\text{Ozon}) \quad (2.6)$$

NO_x'un su ile reaksiyonu (Eşitlik 2.7-2.9) ise asit yağmurlarından sorumlu olan nitrik asit (HNO_3) oluşumuna sebebiyet vermektedir [82].

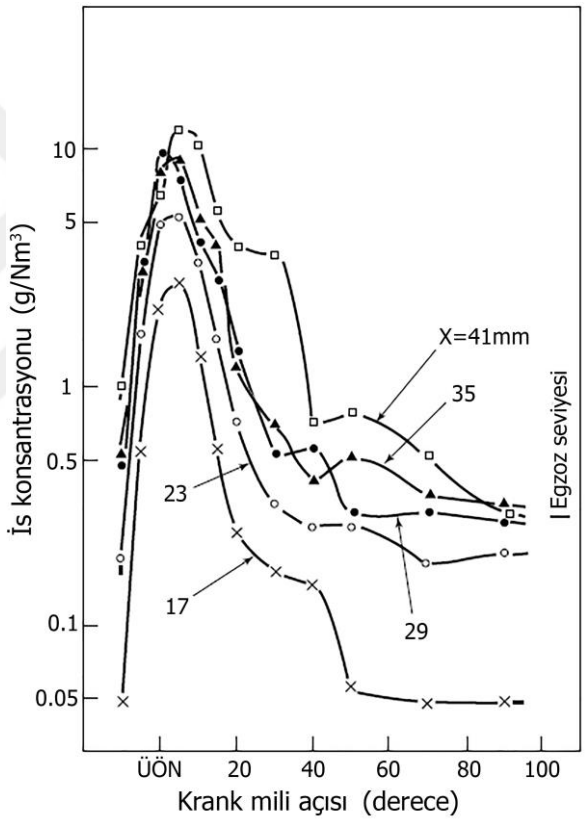
$$2NO_2 + H_2O \rightarrow HNO_2 + HNO_3 \quad (2.7)$$

$$3HNO_2 \rightarrow HNO_3 + 2NO + H_2O \quad (2.8)$$

$$4NO + 3O_2 + 2H_2O \rightarrow 4HNO_3 \quad (2.9)$$

2.2.4 Partikül Madde (PM)

Dizel partiküller esas olarak bazı organik bileşiklerin absorbe edildiği, yanma sonucu oluşan karbonlu materyalden (is) oluşmaktadır. 500 °C'nin üzerindeki sıcaklıklarda, is partikülleri, yaklaşık 15 ila 30 nm'lik çaplara sahip çok sayıda katı karbon kürenin kümeleri olarak görünürler ve genleşme sırasında sıcaklığın 500 °C'



Şekil 2.9 Direkt püskürtmeli bir dizel motorun yanma ve güç stroğu sırasında silindir kafasının alt yüzeyinde sprey ekseni iz düşümü doğrultusunda konuma bağlı partikül konsantrasyonları [83], [84]

nin altına düşmesi halinde partiküller eser miktarda HC ve diğer bileşenler ile kaplanır [66]. Karbon küreleri tüm karbonu CO_2'ye dönüştürmek için yeterli oksijenin olmadığı yakıt bakımından zengin bölgelerde oluşur (Eşitlik 2.10) [83]:

$$C_xH_y + zO_2 \rightarrow aCO_2 + bH_2O + cCO + dC(s) \quad (2.10)$$

Ardından, türbülans ve kütle hareketi yanma odasındaki bileşenleri karıştırmaya devam ettikçe, bu karbon parçacıklarının çoğu daha fazla reaksiyona girmek için yeterli oksijeni bularak CO_2'ye dönüşürler (Eşitlik 2.11). Bu nedenle motorda üretilen karbon parçacıklarının %90'ından fazlası oksitlenerek motor dışına salınmazlar (Şekil 2.9) [83].

$$C(s) + O_2 \rightarrow CO_2 + Isı \quad (2.11)$$

İsdeki karbonun yaklaşık 25% kadarı, buharlaşan ve ardından yanma sırasında reaksiyona giren yağlama yağı bileşenleri, geri kalanı ise yakıt (yakıtın % 0,2-0,5 kadarı) kaynaklıdır [83].

PM emisyonlarının çevre ve insan sağlığı üzerindeki etkisini konu alan araştırmalarda, partiküllerin solunmasının erken ölüm, astım, akciğer kanseri ve diğer kardiyovasküler sorunlar gibi önemli sağlık sorunlarına neden olabileceği belgelenmiştir. Bu emisyonlar ayrıca hava, su, toprağın ve binaların kirlenmesine, tarımsal üretkenliğin azalmasına ve küresel iklim değişikliğine neden olmaktadır [69], [85]–[87].

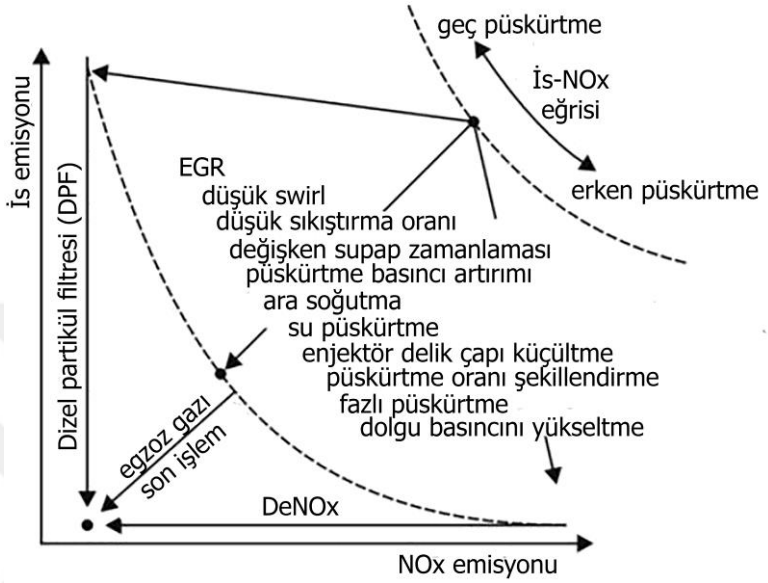
3
DİZEL MOTORLARDA SİLİNDİR İÇİ EMİSYON KONTROL TEKNİKLERİ ve İS-NO_x DENGESİ

İnsan sağlığı üzerindeki ciddi olumsuz etkileri ve çevresel problemlerden ötürü dizel partikül ve NO_x emisyonu seviyelerinin ilgili regülasyonlara bağlı olarak düşürülmesine yönelik günümüze kadar motor emisyon kontrolü alanında önemli teknolojik ilerlemeler kaydedilmiştir. Taşıt kaynaklı kirletici emisyonların kontrolüne yönelik uygulamalar (1) aktif kontrol teknikleri ve (2) pasif kontrol teknikleri olarak iki gruba ayrılabilir. Aktif kontrol teknikleri, kirletici oluşumunu yanma odası içerisinde kısıtlayan tedbirler olup pasif kontrol teknikleri ise dizel oksidasyon kontrolü, dizel partikül filtresi, NO_x tutucu, seçici katalitik indirgeme gibi emisyonların motor çıkışındaki son işlem sistemleri ile ilgilidir. Aktif kontrol teknikleri emisyonları bir dereceye kadar azaltabilmekle birlikte, modern emisyon yönetmeliklerinde belirtilen seviyelere ulaşılabilmesi adına bu tekniklerin yanı sıra pasif tekniklerin kullanımı da gerekmektedir [88].

Bu bakış açısıyla silindir içi aktif emisyon kontrol teknikleri son işlem sistemlerinin yükünü, boyutunu ve maliyetini azaltmaya yönelik uygulamaları kapsamakta olup [8] tez çalışması doğrultusunda incelenen çoklu püskürtme stratejisi vasıtasıyla art püskürtme uygulaması ve değişken supap aktivasyonu ile iEGR uygulaması aktif emisyon kontrol teknikleri kapsamında değerlendirilmektedir.

Dizel yanması sırasında NO_x–is dengesi (Şekil 3.1) nedeniyle hem NO_x hem de is üretimini aynı anda azaltmanın oldukça zor olduğu iyi bilinmektedir [5]. Sorun, her iki bileşenin de zıt davranış göstermesinden kaynaklanmakta olup azot oksit oluşumunu azaltan koşullar is üretimini artırmakta ya da tam tersi durum söz konusu olmaktadır. NO_x oluşumunu azaltmak için, yanma, 2000–2200 K üzerindeki yerel sıcaklıklardan kaçınılacak veya bu sıcaklıklarda kalış süresi çok kısa olacak şekilde gerçekleşmelidir. Geleneksel bir önlem olarak, ana yanma aşamasını genleşme stroğuna kaydırmak için püskürtmeyi daha geç başlatmak maksimum

sıcaklıkları ve dolayısıyla NO_x oluşumunu önemli derecede azaltabilmektedir. Bununla birlikte, düşük sıcaklıklar nedeniyle is oksidasyonu azalmakta ve geç yanmanın neden olduğu daha düşük termal verim nedeniyle yakıt tüketimi artmaktadır. Erken püskürtme ise tam tersi bir etki ile termal verim ve NO_x üretimini artırırken is emisyonlarını önemli ölçüde azaltabilmektedir[45].



Şekil 3.1 İs-NO_x dengesi [44], [45]

Yakıt püskürtme karakteristikleri bu emisyonların en duyarlı olduğu faktörler arasında olup püskürtme nozulunun tasarımı, püskürtme profili, püskürtme basıncı, başlangıcı, süresi, hızı vb. gibi parametreler yanma odası geometrisi, hava hareketi ve silindir içi basınç gibi sınır koşullarına bağlı olarak dikkatlice belirlenmelidir. Örneğin, karışım oluşum sürecine hava hareketinin (girdap) güçlü bir katkısı olması durumunda, düşük girdaplı yanma konseptlerine göre daha az nozul deliği ve daha düşük püskürtme basınçları gerekmektedir. Güçlü girdap oluşumu, emme sistemindeki basınç kayıplarını ve yakıt tüketimini artırma eğilimindedir. Ayrıca, tutuşma gecikmesi ve ön karışımlı yanma piki genellikle artmaktadır. Çok fazla nozul deliği kullanılması durumunda, yanan sprey bulutunun, güçlü girdap etkisi nedeniyle komşu yakıt bulutunun yanmış gazlarına doğru enjekte edilmesi neticesinde is oluşumu oldukça hızlı bir şekilde artmaktadır. Günümüzde, düşük girdaplı yanma konseptleri sıklıkla kullanılmakta olup karışım oluşumu için gereken enerji aşağı yukarı yalnızca sprey tarafından sağlanmaktadır. Bu sebeple bütün

silindir içi dolgunun yanma prosesine dahil olabilmesi için gerekli sprey penetrasyonunun sağlanmasına imkan tanıyacak şekilde yüksek püskürtme basıncı ve nozul delik sayısı ile birlikte geniş yanma odaları kullanılmaktadır [45].

Ara soğutma, egzoz gazı resirkülasyonu (EGR), su püskürtme, sıkıştırma oranının düşürülmesi, dolgu basıncının artırılması ve emme supabının erken kapatılması (Miller çevrimi) motor ham emisyonlarındaki kirleticileri azaltmaya yönelik uygulanabilecek diğer önlemler arasındadır. Emme supabının erken kapanması durumunda, silindir dolgusu genleşme ile soğutulur ve müteakip sıkıştırma daha düşük bir sıcaklık seviyesinden başlar. Bu durumda konvansiyonel supap zamanlaması ile eşit miktarda silindir dolgusu elde etmek için emme havası basıncı artırılmalıdır. Miller çevrimi motorun tüm çalışma noktalarında uygun olmadığından, bu önlem genellikle değişken supap zamanlaması gerektirmektedir. NO_x oluşumunun azaltılması için sıkıştırma oranının düşürülmesi ile beraber is emisyonun azaltılması için dolgu basıncının artırılması eş zamanlı iyileştirmeye olanak sağlamakla birlikte, yüksek kütle akışlarında istenen basınçları sağlamak için yüksek verimli aşırı doldurma sistemleri gerekmektedir [45].

Dolayısıyla yukarıda belirtilen NO_x–is dengesi göz önünde bulundurulduğunda, bu emisyonların eş zamanlı azaltılmasını sağlayacak yöntemlerin kombinasyonunun ve karakteristiklerinin dikkatli belirlenmesi gerekmektedir [45]. Tez çalışması kapsamında NO_x ve is emisyonlarının kontrolü değişken supap aktivasyonu vasıtasıyla dahili EGR uygulaması ve çoklu püskürtme stratejileri kapsamında art püskürtme uygulamaları ile sağlanmış olup bu stratejilerin belirtilen emisyonların oluşum ve oksidasyon süreçlerindeki fonksiyonları aşağıda detaylandırılmıştır.

3.1 Egzoz Gazı Resirkülasyonu (EGR)

NO_x emisyonlarını azaltmanın en etkili yolu inert gaz niteliğindeki egzoz gazlarını tekrar çevrime sokup silindir içi dolguyu seyrelterek NO_x oluşumuna sebebiyet veren unsurlardan ikisi olan O_2 konsantrasyonu ve yanma odası sıcaklıklarını düşük tutmaktır [67], [89]. Alev sıcaklarının düşürülmesinde O_2 konsantrasyonundaki azalmanın yanı sıra egzoz gazındaki CO_2 ve H_2O'nun N_2 ve O_2'den daha yüksek molar ısı kapasitesine sahip olmalarının da katkısı olduğu bilinmekle birlikte [90] deneysel

sonuçlar, NO_x emisyonlarındaki azalmanın baskın olarak seyreltme etkisinden kaynaklandığını, kimyasal ve termal süreçlerin etkisinin çok az olduğunu göstermektedir [2], [91]. NO_x emisyonu seviyelerinin yüksek olduğu koşullarda is oksidasyon oranları is çıktısını büyük ölçüde azaltmak için yeterince yüksektir [92], [93]. Artan EGR oranlarına bağlı olarak NO_x emisyonlarındaki düşüşe karşın hava/yakıt oranındaki azalma nedeniyle PM emisyonları artmaktadır [94]. EGR, NO_x emisyonlarının, püskürtme zamanlamasını aşırı geciktirmeden kontrol edilmesini sağlayarak yakıt tüketimindeki artış ve is oluşumunu sınırlamaktadır. EGR, silindir içi dolgunun oksijen içeriğini azalttığı için yalnızca kısmi yükte veya NO_x harici emisyonların aşırı artışına neden olmamak için hava/yakıt oranı yeterince yüksek olduğunda uygulanabilmektedir [89].

EGR miktarı toplam emme havası debisinin kütlesel yüzde oranı olarak aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\mathrm{EGR} = \left(\frac{\dot{m}_{\mathrm{EGR}}}{\dot{m}_{\mathrm{cyl}}}\right) \times 100 \tag{3.1}$$

Burada $\dot{m}_{\mathrm{EGR}}$ EGR kütlesel debisi, $\dot{m}_{\mathrm{cyl}}$ ise silindire doğru olan toplam kütlesel debidir. EGR, önceki çevrimden kalan artık gaz oranı ile birleştikten sonra sıkıştırma stroğu sırasında silindirdeki toplam egzoz gazı oranı

$$x_{ex} = \left(\frac{\mathrm{EGR}}{100}\right) \times (1 - x_r) + x_r \tag{3.2}$$

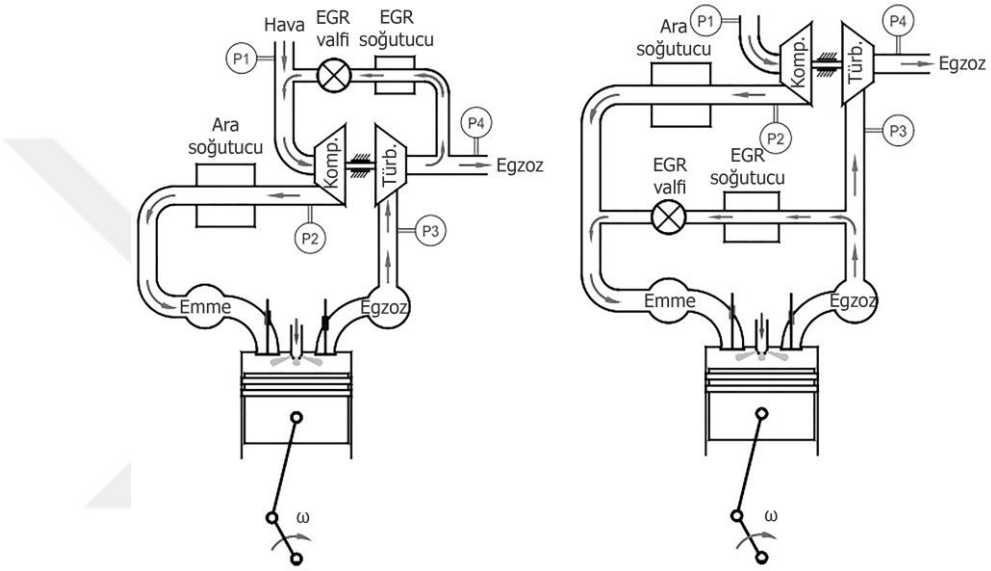
şeklinde hesaplanır. Burada x_r bir önceki çevrimden kalan atık gaz oranını ifade etmektedir [67].

EGR sistemleri, yanmış gazların bir kısmının bir sonraki çevrimde kullanılmak üzere yanma odası içerisinde dahil edilme şekline bağlı olarak harici ve dahili EGR olmak üzere iki kategoriye ayrılmaktadır.

3.1.1 Harici Egzoz Gazı Resirkülasyonu (eEGR)

eEGR sistemlerinde egzoz manifoldundaki yanmış gazların bir kısmı bir EGR valfi tarafından kontrol edilerek emme manifolduna tekrar yönlendirilmektedir [64].

Turboşarjlı bir motor sisteminde egzoz gazı baypasının konumuna bağlı olarak Şekil 3.2'de gösterildiği gibi düşük basınçlı (LP) ve yüksek basınçlı (HP) harici EGR (eEGR) konfigürasyonları mevcut olabilmektedir. Çoğu durumda baypas edilmiş egzoz gazı dolgu verimliliğini artırmak için EGR valfinden geçmeden önce EGR soğutucusu tarafından soğutulmaktadır. Bu özellik ve kontrol edilebilirliği harici EGR'nin bir avantajı olmakla birlikte harici EGR sistemleri harici cihazlar kullanımı nedeniyle kompleks bir yapıya sahip olup EGR soğutucusu, bir ısı eşanjörü ve bir radyatör ile donatılmıştır [90].

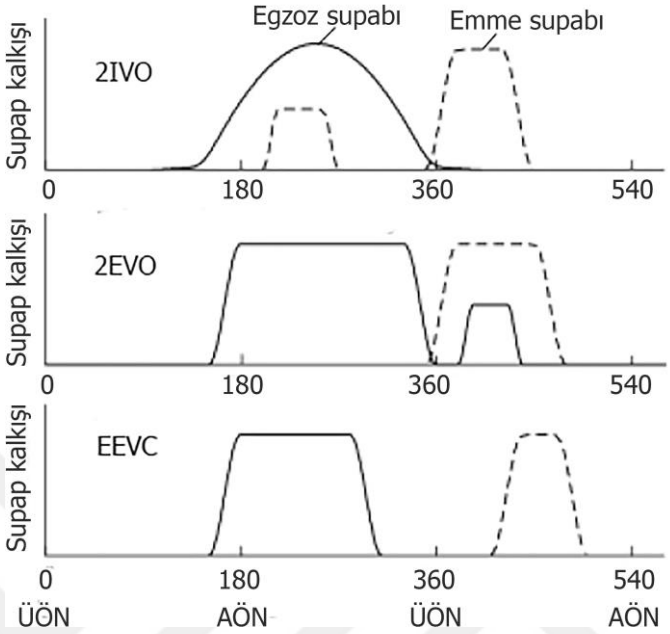


Şekil 3.2 Düşük basınç çevrimli(sol) ve yüksek basınç çevrimli(sağ) EGR [95]

3.1.2 Dahili Egzoz Gazı Resirkülasyonu (iEGR)

iEGR stratejileri bir çevrimde egzoz stroğu sonunda silindir içerisinde kalan ve bir sonraki çevrime katılacak olan yanmış artık gazların miktarını artırmaya ya da kontrol etmeye yönelik uygulamaları kapsamaktadır [94]. Emme ve egzoz supaplarının açılma ve kapanma zamanlaması veya süresi, maksimum kalkış yüksekliği, açılma ve kapanma hızları gibi faktörlerin kontrol edilebilmesini sağlayan değişken supap aktivasyonu (VVA) teknolojisi [96] yardımıyla silindir içi artık gazların miktarı motor çalışma noktalarına bağlı olarak belirlenebilmekte olup bu işlem 1) ya egzoz stroğunda emme supabının (2IVO) ya da emme stroğunda egzoz supabının (2EVO) belirli bir süre için küçük bir kalkış ile [10], [94] ikinci kez açılmasını sağlayacak şekilde modifiye edilmiş bir kam mili vasıtasıyla, 2)

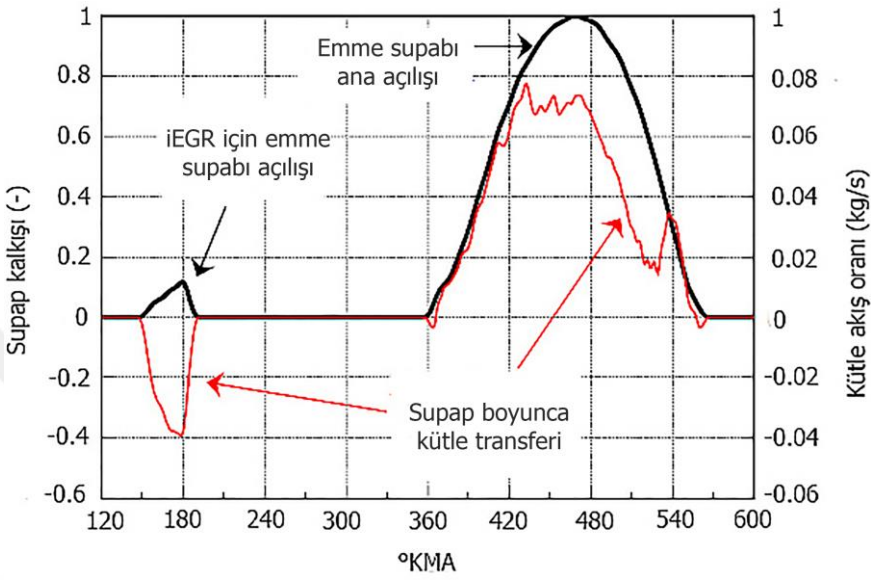
konvansiyonel kam mili aracılığıyla egzoz supabının erken kapanması (EEVC) yoluyla gerçekleştirilen negatif supap bindirmesi ile uygulanabilmektedir (Şekil 3.3)[10], [24].



Şekil 3.3 Değişken supap aktivasyonu ile dahili EGR stratejileri [97]

Bu işlemler ayrıca geleneksel supap mekanizmasının (kam mili, itme çubukları, kaldırıcılar, külbütör kolları ve supap yayları) yerini küçük ve hızlı, elektronik olarak kontrol edilen aktüatörlerin aldığı kam mili bulunmayan VVA sistemleri [96] ile de gerçekleştirilebilmektedir. 2IVO stratejisinde emme supabının egzoz stroğunda ikinci kez açılmasıyla bir miktar egzoz gazı emme portuna itilir ve bir sonraki çevrimde emme portundan yanma odasına tekrar gönderilirken 2EVO stratejisinde egzoz supabı emme stroğunda ikinci kez kısmen açılır ve bu esnada bir miktar egzoz gazı egzoz portundan yanma odasına geri gönderilir. Optimum egzoz ve emme supabı zamanlaması ile VVA kontrollü kam mili bulunmayan motorda gaz değişimi süresi boyunca pompalama kayıpları minimuma indirilebilir. EEVC stratejisinde ise egzoz supabı piston üst ölü noktaya ulaşmadan daha önce kapanarak negatif supap bindirmesi vasıtasıyla egzoz gazının bir kısmının silindirde kalması sağlanır. Artık egzoz gazının yeniden sıkıştırma süreçleri nedeniyle EEVC stratejisinin pompalama kayıpları 2IVO ve 2EVO stratejilerine kıyasla daha yüksektir. Bu doğrultuda, egzoz supabının erken kapanması ve emme supabının çok geç açılması kombinasyonu ile

pompalama kayıpları etkili bir şekilde azaltılabilmektedir. EEVC ile dahili EGR stratejisinde taze dolgunun sıcaklığı diğer stratejilerden daha yüksek [97] olup belirtilen iEGR stratejileri arasında 2IVO yönteminin (Şekil 3.4) diğer stratejilere göre bir miktar daha soğuk ve daha yüksek miktarda artık gaz oranı sağladığı [11] ve bununla birlikte genellikle is emisyonları ve yakıt tüketimi açısından en iyi sonuçları verdiği kanıtlanmıştır [10], [19], [98].



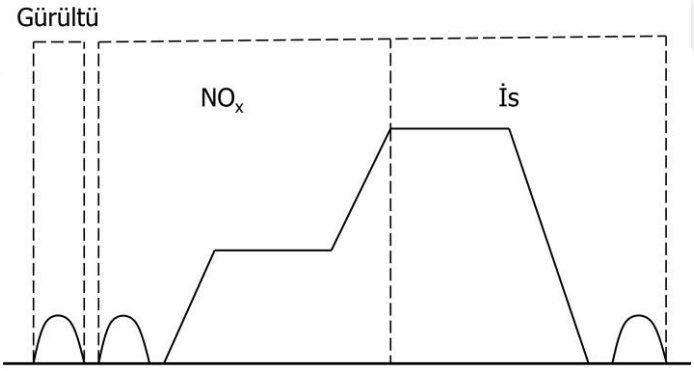
Şekil 3.4 2IVO ile iEGR uygulamasına bağlı emme supabı boyunca kütle transferi [10]

iEGR uygulamaları artık gazların soğutulamamasından kaynaklanan daha yüksek silindir içi sıcaklıklar nedeniyle eşit EGR oranlarında eEGR'den daha az NO_x azaltma potansiyeline sahip olmaları ve daha düşük hava/yakıt oranı sağlamalarıyla birlikte özellikle orta ve düşük yüklerde yakıt tüketimini daha fazla artırmaktadır [10]. Buna karşın eEGR sistemleri gibi kompleks ve pahalı bileşenlerden oluşmamaları, sıcak ve kirli gazlara sürekli maruz kalma durumunda hasar görme risklerinin bulunmaması [93], değişken çalışma koşullarına daha hızlı tepki verebilmeleri ve silindir içi dolgunun etkin bir şekilde ısıtılabilmesi [12] iEGR sistemlerinin bazı üstünlükleridir. Ayrıca, dahili EGR durumunda yeniden sirküle edilen gaz normalde silindiri terk etmekte olacak olan son kısımdır ve bu kısım genellikle silindirdeki herhangi bir krevis hacimden gelen gazları ve bu nedenle yanmamış hidrokarbonların önemli bir kısmını içermektedir. Harici EGR'de tüm egzoz

gazlarının bir kısmı alınarak taze dolgu ile karıştırıldığı için hidrokarbon emisyonlarını azaltma kabiliyeti çok daha azdır [93].

3.2 Çoklu Püskürtme Stratejileri

Yeni nesil ortak hatlı (common rail) püskürtme sistemlerinde kullanılan elektronik kontrol üniteleri farklı algılayıcılardan gelen sinyalleri işleyerek enjektörlere gönderilecek elektrik akımının süresini ve zamanlamasını kontrol ederek en uygun püskürtme işlemini ve bu işlemin zamanlamasını, yüksek basınç pompası basıncını, iç by pass miktarını vb. belirleyebilmektedirler [44]. Dolayısıyla bu kabiliyet sayesinde Şekil 3.5'de gösterildiği gibi dizel yakıtının farklı amaçlarla silindir içerisine ön püskürtme, ana püskürtme ve art püskürtme gibi birden çok püskürtme halinde (çoklu ya da bölünmüş püskürtme) ve her püskürtmenin karakteristiği değiştirilebilecek şekilde gönderilebilmesi de mümkün olabilmektedir. Ön ve art püskürtme yapabilme kabiliyeti, dizel motorlarındaki heterojen yanma karakteristiğine müdahale ederek yanma gürültüsü ile beraber is ve NO_x'un eş zamanlı azaltabilmesine olanak sağlamaktadır [2], [44], [45].

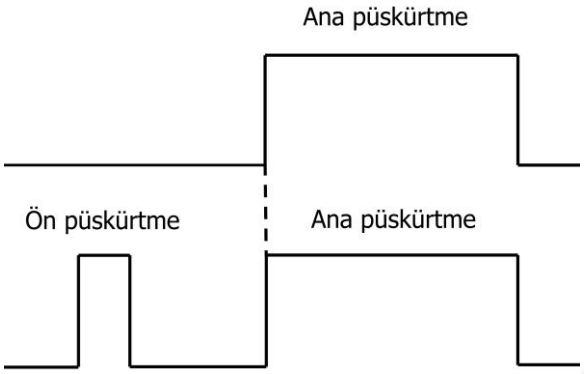


Şekil 3.5 Gelişmiş bir enjeksiyon sistemi tarafından sağlanan çoklu püskürtme durumunda krank açısına bağlı püskürtme profilinin şematik diyagramı [64]

3.2.1 Ön (Pilot) Püskürtme

Konvansiyonel tek püskürtme halinde, ön karışımlı yanma fazında, tutuşma gecikmesi süresi boyunca püskürtülen yakıt ani bir şekilde yanar ve buna bağlı olarak silindir içi basınç hızlı bir şekilde artar. Tutuşma gecikmesi boyunca püskürtülen fazla yakıt silindir içi sıcaklıkları ilk aşamada oldukça yükselterek NO_x oluşumuna

sebep olduğundan tutuşma gecikmesi süresinin kısaltılması NO_x oluşumunun engellenmesi bakımından etkilidir. Çoklu püskürtme stratejileri kapsamında tutuşma gecikmesi periyodunun kısaltılması ise ana püskürtme öncesinde küçük bir miktar yakıtın püskürtülmesi ile (ön püskürtme) mümkün olabilmektedir (Şekil 3.6). Ana



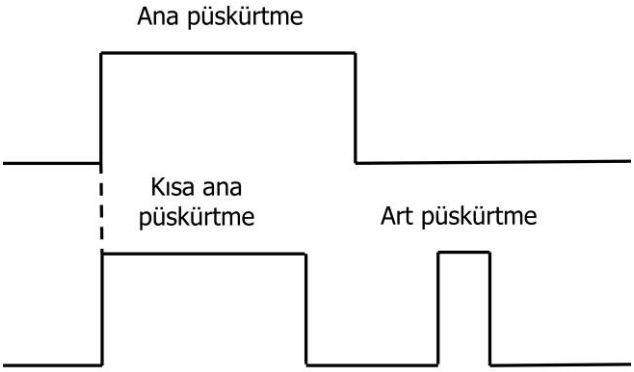
Şekil 3.6 Ön püskürtme stratejisi

püskürtme öncesinde püskürtülen bu yakıt spreyi hızlıca buharlaşıp tutuşma reaksiyonlarının başlamasına sebep olarak yanma odası koşullarını ana püskürtme öncesinde şartlandırmış olur ve böylece ana püskürtmenin tutuşma gecikmesi süresi kısalır. Bu nedenle ön karışımlı yanma fazında ısı açığa çıkış oranı piki ve dolayısıyla silindir içi sıcaklıklar belirgin bir şekilde düşmektedir [44]. Dolayısıyla, bu yöntemin efektif bir biçimde kullanımı sonucunda ön karışımlı yanma fazındaki ısı açığa çıkış pikindeki azalma nedeni ile yanma gürültüsünü [99], silindir içi sıcaklıklardaki azalma nedeniyle de NO_x emisyonlarını belirgin bir şekilde azaltmak mümkündür [44].

3.2.2 Art (Post) Püskürtme

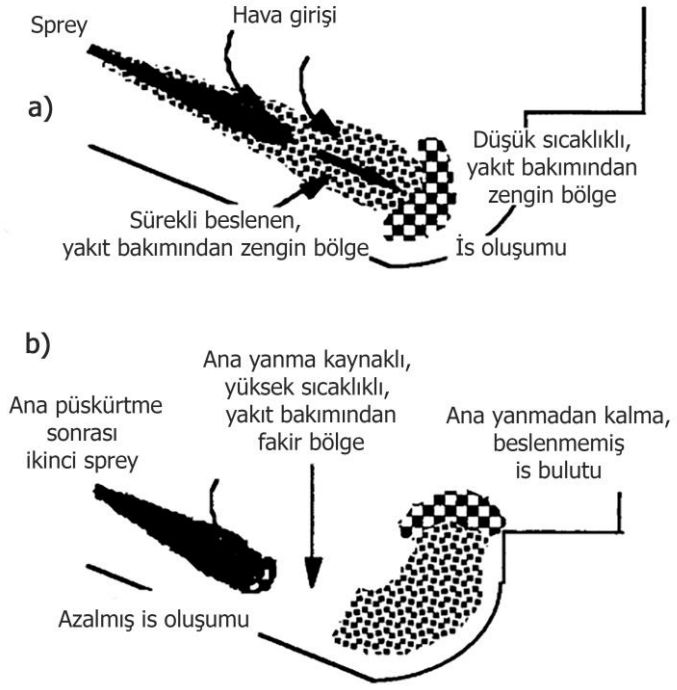
Ana püskürtmenin bitişinden belirli bir süre sonra ufak miktarda bir yakıt püskürtülmesi ile gerçekleştirilen art püskürtme (Şekil 3.7), motor verimini korurken is oluşumunu azaltmak ve potansiyel olarak egzoz son işlemi yükünü hafifletmek veya ortadan kaldırmak için uygulanabilen bir silindir içi emisyon kontrol tekniğidir [37].

Belirli bir yüzde oranında ana püskürtme miktarının bölünmesiyle gerçekleştirilen art püskürtmenin is azaltma mekanizması Şekil 3.8'de şematik olarak gösterilmiştir. Tek püskürtmeli yanma durumunda (Şekil 3.8a) yüksek momentumlu püskürtülen



Şekil 3.7 Art püskürtme stratejisi

yakıt, jet ucunda yakıt bakımından zengin, nispeten düşük sıcaklıklı bölgeye nüfuz eder ve zengin bölgeyi sürekli olarak yeniden besleyerek is oluşumunu destekler. Buna karşın, bölünmüş püskürtme durumunda (Şekil 3.8b), ana püskürtme sonrasında püskürtülen ikinci yakıt spreyi ana yanmadan kalan yakıt bakımından nispeten fakir ve yüksek sıcaklıklı bölgeye girer ve püskürtülen yakıt, zengin, is üreten bölge birikimi olmadan önce, yanma yoluyla hızla tüketildiğinden is oluşumu önemli



Şekil 3.8 Bölünmüş püskürtmenin is emisyonlarını azaltma mekanizması (a) Tek püskürtme, (b) Bölünmüş püskürtme [5]

ölçüde azalır. Ayrıca, ana spreyin is bulutu taze yakıtla beslenemez ve bunun yerine oksitlenmeye devam eder. Sonuç olarak, bölünmüş püskürtmeli yanmada net is

üretimi, özellikle iki püskürtme arasındaki bekleme süresi optimize edildiğinde (ana püskürtmenin is oluşum bölgesinin taze yakıtla beslenememesi için yeterince uzun fakat, ikinci püskürtmenin maruz kaldığı silindir içi gaz sıcaklığı ortamının hızlı yanmayı tetikleyecek kadar yüksek kalması ve is oluşumunu azaltması için yeterince kısa) önemli ölçüde azaltılabilir [5].

4
MOTOR TEST SİSTEMİ VE MODEL TEORİSİ

Bu bölümde tek boyutlu motor modelinin belirlenen çalışma noktasında kalibrasyon ve validasyonunun yapılabilmesi için tek ve art püskürtme testlerinin gerçekleştirildiği test sisteminin tanıtımı yapılmış, test esnasında izlenen prosedür ve test koşulları belirtilmiş, model teorisi, kullanılan alt modeller ve yanma-emisyon kalibrasyon süreçleri açıklanmıştır.

4.1 Araştırma Motoru ve Test Sistemi

Tez çalışması kapsamında gerçekleştirilen modelleme çalışmaları için detaylı özellikleri Tablo 4.1'de verilen tek silindirli, direkt püskürtmeli, ortak hat yakıt püskürtme sistemine sahip ağır hizmet bir dizel araştırma motoru kullanılmıştır. Test sisteminin genel görünüşü Şekil 4.1'de gösterilmiş olup tek silindirli dizel motor, motor torkunu ve hızını eş zamanlı olarak ölçebilen ve kontrol edebilen AVL DynoExact 304/8 dinamometresine bağlıdır ve bu parametreler AVL Puma OPEN 2



Şekil 4.1 Motor test sistemi genel görünümü

Tablo 4.1 Motor ve yakıt sistemi özellikleri

Motor Tipi	Direkt Püskürtmeli, Ağır Hizmet, Dizel
Silindir Sayısı	1
Silindir Çapı	110 mm
Strok	120 mm
Silindir Hacmi	1.14 L
Sıkıştırma Oranı	15:1
Supap Sayısı	4
Soğutma Sistemi	Su Soğutmalı
Püskürtme Sistemi	Ortak Hat
Enjektör Tipi	Solenoid
Nozul Delik Çapı	0.197 mm
Nozul Delik Sayısı	8
Egzoz Valfi Açılma Zamanı	108.2 °KMA ÜÖNS
Egzoz Valfi Kapanma Zamanı	48.2 °KMA ÜÖNS
Emme Valfi Açılma Zamanı	34.4 °KMA ÜÖNÖ
Emme Valfi Kapanma Zamanı	118.4 °KMA ÜÖNÖ

sistemi kullanılarak kontrol edilmektedir. Silindir içi basınç AVL piezoelektrik sensör ile ölçülmüş, silindir basıncı ve piston pozisyonu verileri AVL IndiSmart Gigabit basınç analizi-veri toplama sistemi ve AVL Indicom yazılımı ile eş zamanlı olarak elde edilmiştir. Krank açısı sinyalleri AVL krank açısı enkoder vasıtasıyla 0.1 °KMA çözünürlükte elde edilirken emme havası ve egzoz gazı sıcaklıkları sırasıyla

PT-100 ve K tipi sıcaklık sensörleri ile ölçülmüştür. Emme ve egzoz manifold basınçları ise sıcaklıkların kaydedildiği pozisyonlardan AVL basınç sensörleri ile ölçülmüştür.

Egzoz gazındaki is emisyonları, 5 $\mu g/m^3$ – 1000 mg/m^3 aralığında ölçüm yapabilen AVL M.O.V.E PM PEMS portatif is ve partikül ölçer ile Foto Akustik İs Sensörü (PASS) kullanılarak, NO_x emisyonları ise 0 – 5000 ppm aralığında ölçüm yapabilen AVL M.O.V.E GAS PEMS taşınabilir emisyon ölçüm sistemi ile ultraviyole (UV) analizörü kullanılarak ölçülmüştür. Yakıt tüketimi Coriolis prensibine göre çalışan AVL 735S yakıt tüketimi ölçüm cihazı ile ölçülmüş, yakıt sıcaklığı ise AVL 753C yakıt sıcaklığı şartlandırma cihazı ile kontrol edilmiştir. Emme havası Atlas Copco GA75 hava kompresörü ile basınçlandırılırken istenilen basınç seviyesi AVL Süperşarj Ünitesi ile şartlandırılmıştır. Motor soğutma suyu ve yağ sıcaklığı ECC Media şartlandırma cihazı ile, yakıt püskürtme basıncı, süresi ve zamanlaması ise motorun orijinal elektronik kontrol ünitesi ve yazılımı vasıtasıyla kontrol edilmiştir.

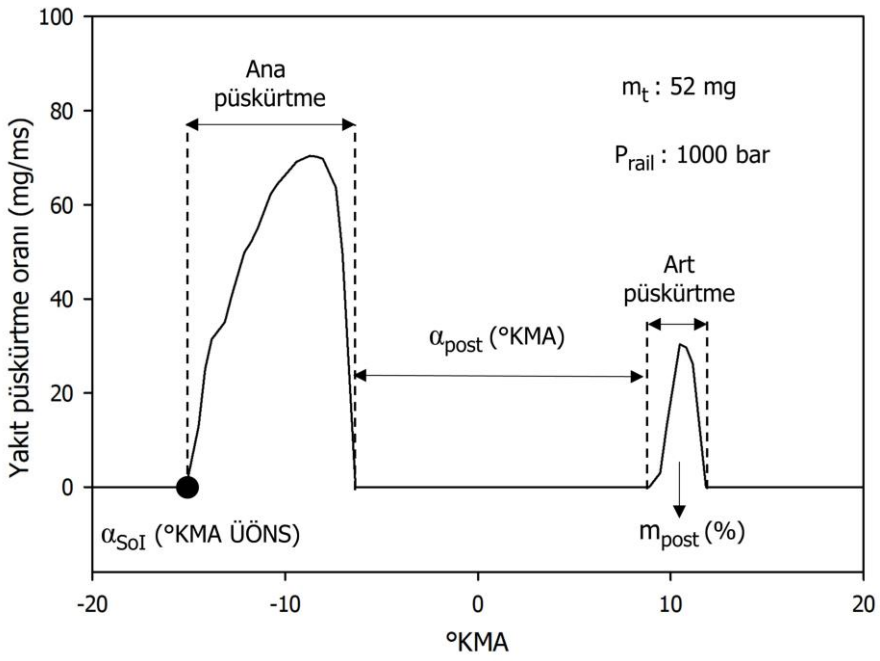
4.2 Test Koşulları

Tek silindirli araştırma motorunda yapılan testler belirtilen çalışma noktası için motor modelinin kalibrasyon parametrelerinin belirlenmesi ve validasyonunun gerçekleştirilmesi amacıyla kullanılmıştır. GT-POWER üzerinden motor modeli oluşturulurken anlamlı sonuçların elde edilebilmesi ve modelin motorun bütün çalışma koşullarını temsil edebilmesi için motor haritasının genelini kapsayacak şekilde kalibrasyon modelinin giriş verilerini elde etmek amacıyla en az 25 noktadan deneysel ölçümlerin yapılması gerektiği önerilmektedir. Böylelikle çok çeşitli çalışma noktaları ile mümkün olan en iyi uyumu sağlayacak tek bir yanma modeli kalibrasyon sabitleri seti elde edilebilmektedir [100]. Tez çalışması kapsamında art püskürtme ve dahili EGR parametrelerinin yanma ve emisyon karakteristikleri üzerine etkisinin incelemesi tek bir çalışma noktası üzerinden gerçekleştirileceğinden kalibrasyon ve validasyon koşulları bu test noktasında ana püskürtme avansı (α_{Sol}), art püskürtme oranı (m_{post})ve art püskürtme bekleme açısı (α_{post}) (Şekil 4.2) gibi farklı püskürtme karakteristikleri ile belirlenmiştir. Bu bakımdan, elde edilen kalibrasyon katsayıları setinin, daha geniş çalışma koşullarını

kapsayabilecek kalibrasyon katsayıları setinden bu nokta için daha hassas sonuçlar vereceği açıktır.

Yük durumunun temsili indeksi olarak fren ortalama efektif basıncı (BMEP) kullanılmış olup motor testleri ÜÖNS -15 °KMA'da tek püskürtme durumunda 8.47 bar BMEP koşulu referans olmak üzere Tablo 4.2'de gösterilen kalibrasyon ve validasyon koşulları için farklı ana püskürtme avansları, art püskürtme zamanlamaları ve art püskürtme oranları için gerçekleştirilmiştir. Özellikle kalibrasyon koşullarındaki püskürtme zamanları ve miktarları bir dizel motorun ideal püskürtme karakteristiklerini temsil etmemekle birlikte elde edilen kalibrasyon katsayılarının validasyon koşulları ve sayısal analizlerin gerçekleştirileceği aralığı daha iyi temsil edebilmesi için geniş bir aralıkta belirlenmiştir.

Testlerde motor hızı 1500 rpm'de sabit tutulmuş ve emme havası basıncı ve sıcaklığı sırasıyla 2 bar ve 30 °C'de kontrol edilmiştir. Toplam püskürtülen yakıt miktarı (m_t) 52 mg/strok ve püskürtme basıncı (P_{rail}) 1000 bar'da sabit tutulmuş olup testler sırasında motor, soğutma suyu ve motor yağı sıcaklıkları 80 °C'ye ulaşana ve egzoz



Şekil 4.2 Test koşulları için püskürtme parametrelerinin püskürtme oranı eğrisi üzerinde gösterimi

gazı sıcaklığı ±1 °C arasında stabil olana kadar çalıştırılmış ve bu andan itibaren ölçümler kayıt altına alınmaya başlanmıştır. Tüm testler, kararlı durum koşulları altında gerçekleştirilmiş olup her motor çalışma koşulu için üçer kez tekrarlanmış ve elde edilen verilerin ortalaması alınarak değerlendirilmiştir. Tüm testlerde EN 590 standartlarına uygun dizel #2 yakıt kullanılmıştır.

Tablo 4.2 Model kalibrasyon ve validasyon test koşulları

Sabit Parametre				**Değer**						
Motor Hızı, n				1500 rpm						
Temel Yük, BMEP				8.47 bar						
Emme Manifold Sıcaklığı ,T_m				303 K						
Emme Manifold Basıncı, P_m				2 bar						
Püskürtme Basıncı, P_{rail}				1000 bar						
Toplam Püskürtülen Yakıt, m_t				52 mg						
	Kalibrasyon Koşul No			**Validasyon Koşul No**						
Parametre	**1**	**2**	**3**	**Ref.**	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**
α_{SoI} (°KMA ÜÖNS)	-40	−20	10	−15	0	−15	−30	0	−15	−30
m_{post} (%)	20	12.5	5	-	10	5	15	15	10	5
α_{post} (°KMA)	50	30	10	-	4	20	40	20	40	4

Tablo 4.2' de belirtilen test koşullarına bağlı ölçülen emisyonlar ve yakıt tüketimi değerleri motor çıkış gücüne bağlı olarak değerlendirilmiştir. Bu doğrultuda ppm olarak ölçülen NO emisyonu, mg/m^3 olarak ölçülen is emisyonu ve kg/h olarak ölçülen yakıt tüketimi sırasıyla (4.1) [101], (4.2) [102] ve (4.3) kullanılarak özgül emisyon ve yakıt tüketimi değerlerine çevrilmiştir.

$$NO\ [g/kWh] = \frac{\dot{m}_{h+y} \times NO_{ppm} \times M_{NO} \times 1000}{P_e \times M_{ex}} \tag{4.1}$$

$$İs\ [g/kWh] = 0.001 \times C_{is} \times \frac{\dot{m}_{h+y}}{1.2929} \times \frac{1}{P_e} \tag{4.2}$$

$$BSFC\ [g/kWh] = \frac{\dot{m}_y}{P_e} \times 1000 \tag{4.3}$$

Burada $\dot{m}_{h+y}$ yakıt ve emme havasının toplam kütlesel debisini (kg/h), M_{NO} azot monoksition molar kütlesini (kg/kmol), M_{ex} egzoz gazlarının ortalama molar kütlesini (kg/kmol), C_{is}, egzoz gazındaki isin kütle konsantrasyonunu (mg/m^3), P_e ise fren gücünü (kW) ifade etmektedir.

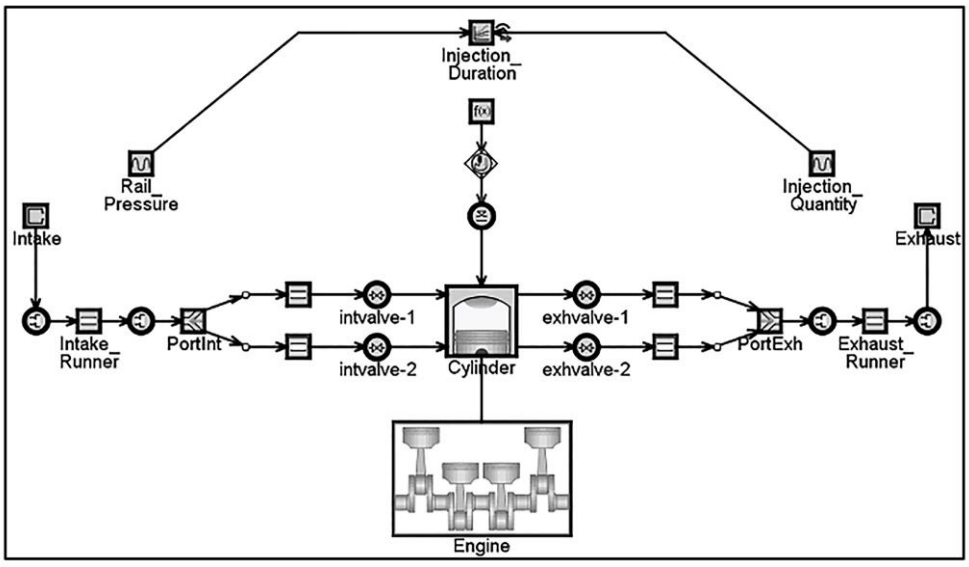
4.3 Motor Model Teorisi ve Kalibrasyonu

İşletme ve kontrol bakımından oldukça gelişmiş ve karmaşık yapıya ulaşan içten yanmalı motorların kompleks geliştirme süreci ileri deneysel ve hesaplamalı çalışmaların birleşimini kapsamaktadır. Sayısal simülasyonların çoğu zaman deneysel çalışmalardan daha büyük niceliksel belirsizliklerine rağmen içten yanmalı motor süreçlerinin modellenmesi her değişkenin parametrik çalışmasının yapılabilmesi, çok çeşitli ve geniş aralıkta sınır koşullarının analiz edilebilmesi, her bir alt sürecin diğerinden ayrılabilmesi, çıktı olarak ayrıntılı verilerin elde edilebilmesi ve zaman ve maliyet açısından oldukça etkili olmaları gibi motor geliştirmede kullanımını bir zorunluluk haline getiren bazı önemli avantajlara sahiptir [63]. Bu bağlamda, çok sayıda prototipin oluşturulması ve araştırılmasından daha etkili oldukları için, sayısal simülasyonların, özellikle kapsamlı parametrik çalışmalar yürütmek adına oldukça elverişli araçlar oldukları açıktır [63], [103]. Modeller, çeşitli faktörlerden dolayı test donanımı sonuçlarıyla aynı sonuçları vermeyebilir ancak modelleri test donanımı verilerine göre kalibre

etmek ve doğrulamak yeterince güvenilebilir derecede sonuçlar sağlayabilmektedir [104].

Olası farklı uygulamalara bağlı olarak motor yanma süreçleri için farklı model türleri geliştirilmiştir. Üç farklı model kategorisi, artan komplekslik derecesi ve hesaplama gücü gereksinimleri doğrultusunda sıfır boyutlu termodinamik modeller, sanki boyutlu olgusal modeller ve çok boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) modelleri şeklinde sıralanmaktadırlar [63]. Fiziksel ve kimyasal alt prosesler sıcaklık ve bileşimin konuma bağlı dağılımından güçlü bir şekilde etkilendiklerinden termodinamik modellerde yanma yoluyla açığa çıkan ısı bu proseslerin detaylı bir şekilde modellenmesi ile kolayca türetilemez. Yanma odası sıfır boyutlu olarak değerlendirildiğinden ısı açığa çıkış oranının basit matematiksel denklemler kullanılarak ampirik alt modellerle ifade edilmesi zorunludur. Öte yandan, çok boyutlu CFD modelleri, kütlenin, enerjinin ve momentumun korunumunun yerel olarak çözümlenmesine dayanmakta ve püskürtme ve yanma olayları için ayrıntılı alt modeller içermektedirler. Bu modellerle, akışkan hareketleri çok iyi şekilde tahmin edilebilir fakat yanma hesaplamaları önemli zorluklar ortaya çıkarmaktadır. CFD modelleri, dizel spreylerin iç mekanizmasını kavramak adına oldukça kullanışlıdırlar ancak bir dizel motorun tam simülasyonu için anlaşılması, uygulanması ve yorumlanması oldukça zordur. Bu doğrultuda, püskürtme basıncı, püskürtme zamanlaması, girdap oranı ve emme havası basıncı gibi önemli motor parametrelerinin bir fonksiyonu olarak ısı açığa çıkış modellerinin ve egzoz emisyonlarının verimli, hızlı ve ekonomik ön hesaplamalarının yapılmasına izin veren üçüncü bir model kategorisi olarak olgusal modeller sprey oluşumu, hava yakıt karışımı, tutuşma, yanma ve emisyon oluşumu gibi yerel süreçler için fiziksel ve kimyasal alt modellere dayanmaktadırlar. Bu nedenle, bu modeller termodinamik modellere göre daha kapsamlıdır ve CFD modellerine kıyasla daha az hesaplama kaynağı tüketirler. Olgusal yaklaşımla daha iyi tahmin edilebilen yakıt püskürtme işleminin karışım oluşumu ve sonraki yanma süreci üzerinde baskın etkiye sahip olmasından dolayı bu modellerin dizel motor yanmasını simüle edebilen en pratik modeller olduğu söylenebilir [63], [103]. Bu nedenle, olgusal modeller, motor geliştirme süreçlerinde parametrik çalışmalar yürütmek için öngörücü araçlar olarak yaygın bir şekilde kullanılmaktadırlar [63].

Tez çalışması kapsamında tek silindirli araştırma motorunun modelleme işlemleri motor üreticileri ve tedarikçileri tarafından oldukça yaygın kullanılan bir motor ve araç simülasyon kodu olan ve içerisinde GT-POWER motor kütüphanesini barındıran GT-SUITE ile gerçekleştirilmiştir. Motor performansı ve akustik kitaplığı kararlı ve kararsız durum simülasyonları için tasarlanmıştır ve motor ve güç aktarma sistemi kontrolünün analizleri için kullanılmaktadır [100] Kod, 1 boyutlu, kararsız, doğrusal olmayan Navier-Stokes denklemlerinin çözümüne dayanmakta olup yanma, ısı transferi, buharlaşma, türbülans, egzoz emisyonları vb. için termodinamik ve olgusal modeller içermektedir [105]–[107]. GT-SUITE nesne tabanlı bir modelleme formatı kullanmaktadır ve bu yapı şablonlar, nesneler ve parçalar olmak üzere üç seviyeli bir hiyerarşiden oluşmaktadır. Şablonlar, program içindeki modellerin ihtiyaç duyduğu verilerin girişine imkan tanımakta olup nesneleri oluşturmaktadırlar. Bileşen ve bağlantı elemanları proje haritasına yerleştirildiğinde ise parça haline gelirler. Bu parçalar başlangıç değerlerini üst nesnelerinden devralırlar ve koşula göre, hava ve yakıt özellikleri, ısı transfer nesneleri, yanma nesneleri vb. gibi referans nesneleri de çağırabilmektedirler [108].



Şekil 4.3 Tek boyutlu (1B) motor modeli

Tek silindirli araştırma motorunun silindir, emme sistemi, egzoz sistemi, krank mekanizması, enjektör ve püskürtme kontrolcülerini içeren 1B motor modeli, Tablo 4.1'de verilen motor teknik özellikleri, üretici firmadan temin edilen motor

karakteristik verileri ve test sistemi yapısına bağlı olarak Şekil 4.3' de gösterildiği gibi oluşturulmuştur. Silindir içi yanma, emisyon oluşumu ve ilgili diğer alt modellerle ilgili detaylı teorik bilgiye ve belirtilen çalışma noktası için kalibrasyon adımlarına izleyen kısımlarda yer verilmiştir.

4.3.1 Model Akış Çözücüsü Temelleri

Akış modeli, Navier-Stokes, yani sürekliliğin, momentumun ve enerjinin korunumu denklemlerinin (4.4 - 4.7) tek boyutta sonlu hacim yöntemi ile çözümünü içermekte ve akış çözümü korunum denklemlerinin hem zamana hem de konuma bağlı integrasyonu ile gerçekleştirilmektedir [109]. Çözücü, çözüm değişkenlerini ve zaman adımlarını sınırlayan, açık (explicit) veya kapalı (implicit) bir integratörü içeren iki zaman integrasyon yöntemi seçeneği sunmaktadır. Oluşturulan modelde korunum denklemleri açık yöntemle çözülmüş olup açık yöntemdeki birincil çözüm değişkenleri kütle akışı, yoğunluk ve iç enerji iken kapalı yöntemde bu değişkenler kütle akışı, basınç ve toplam entalpidir [110].

Sürekliik:
$$\frac{dm}{dt} = \sum_{sınırlar} \dot{m} \tag{4.4}$$

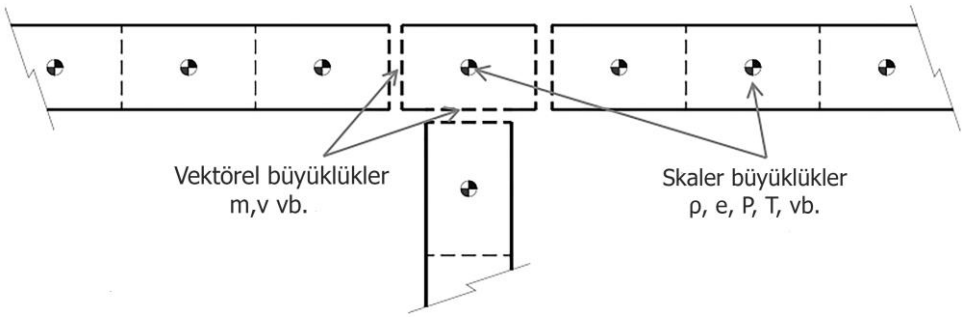
Enerji:
$$\frac{d(me)}{dt} = -p\frac{dV}{dT} + \sum_{sınırlar} (\dot{m}H) - hA_s(T_f - T_w) \tag{4.5}$$

Entalpi:
$$\frac{d(\rho HV)}{dt} = \sum_{sınırlar} (\dot{m}H) + V\frac{dp}{dt} - hA_s(T_f - T_w) \tag{4.6}$$

Momentum:
$$\frac{d(\dot{m})}{dt} = \frac{dpA + \sum_{sınırlar}(\dot{m}u) - 4C_f\frac{\rho u|u|}{2}\frac{dxA}{D} - K_p\left(\frac{1}{2}\rho u|u|\right)A}{dx} \tag{4.7}$$

Çözüm alanında tüm sistem sınırlar ile birbirlerine bağlanan birçok hacim elemanına ayrıklaştırılır ve skaler değişkenlerin (basınç, sıcaklık, yoğunluk, iç enerji, entalpi, tür konsantrasyonları, vb.) her hacimde üniform olduğu varsayılmaktadır. Vektör değişkenleri ise (kütle akısı, hız, kütle oranı akıları, vb.) her sınır için ayrı ayrı

hesaplanmaktadır. Bu tür ayrıklaştırma, "kademeli ağ" (Şekil 4.4) olarak adlandırılmaktadır [110].



Şekil 4.4 Kademeli ağ yaklaşımı [110]

4.3.2 Direkt Püskürtmeli Dizel Multi-Pulse (DIPulse) Yanma Modeli ve Kalibrasyonu

Gamma Teknoloji tarafından geliştirilen bu yanma modeli tek veya çoklu püskürtme durumlarında direkt püskürtmeli dizel motorlar için yanma oranını ve ilgili emisyonları tahmin etmektedir. Her bir yakıt püskürtme olayının, enjekte edilirken, buharlaşırken, çevredeki gazla karışırken ve yanarken diğer tüm püskürtme olaylarından ayrı bir şekilde takip edilmesi bu modelin temel yaklaşımını oluşturmaktadır. Bu nedenle, anlamlı sonuçlar elde edebilmek için kesinlikle doğru bir püskürtme profiline gereksinim duyulmaktadır. DIPulse modeli deneysel silindir içi basınç analizinden hesaplanan yanma karakteristiğine uyum sağlayacak şekilde kalibre edilmelidir [100]. Bu öngörülü dizel yanma modeli silindir içeriğini aşağıda belirtilen ve her biri kendi sıcaklık ve bileşimine sahip üç termodinamik bölgeye ayırır [60], [100]:

- Ana yanmamış bölge: Emme supabı kapanma anında bütün silindir içi kütleyi kapsar.
- Sprey yanmamış bölge: Püskürtülen yakıt ve dahil olan gazı içerir.
- Sprey yanmış bölge: Yanma ürünlerini içerir.

DIPulse modeli ayrıca, püskürtme ve yanma sırasında meydana gelen ilgili fiziksel süreçleri simüle eden ve aşağıda detayları verilecek olan alt modelleri içermektedir [100].

4.3.2.1 Yakıt Püskürtme

DI-Pulse modeli, püskürtme sayısında herhangi bir sınırlama olmaksızın tekli veya çoklu püskürtme işlemlerini desteklemektedir. Püskürtme sırasında her yakıt jeti ayrı ayrı takip edilir ve yanmamış sprey bölgesine eklenir. Püskürtme olayından sonra "t" zamanında bir spreyin penetrasyon uzunluğu parçalanmanın başlayıp baş-

$$S = \begin{cases} u_{inj}\left[1 - \frac{1}{16}\left(\frac{t}{t_b}\right)^8\right] & \frac{t}{t_b} \leq 1 \\ u_{inj} t_b \frac{15}{16}\left(\frac{t}{t_b}\right)^{0.5} & \frac{t}{t_b} \geq 1 \end{cases} \quad (4.8)$$

lamama durumuna göre (4.8) yardımıyla hesaplanır [105], [111]. Burada u_{inj} enjektör nozul ucundaki püskürtme hızını, t_b ise yakıt spreyinin damlacıklara ayrılmaya başladığı süreyi ifade etmektedir.

$$t_b = 4.351 \sqrt{\frac{2\rho_l}{\rho_g}} \frac{d_n}{C_d u_{inj}} \quad (4.9)$$

$$u_{inj} = C_d \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_l}} = \frac{\dot{m}_{inj}}{A_n \rho_l} \quad (4.10)$$

t = Zaman

$\dot{m}_{inj}$ = Püskürtme kütle akış oranı

A_n = Enjektör nozul alanı

d_n = Enjektör nozul çapı

C_d = Enjektör nozul boşaltma katsayısı

ρ_l = Sıvı yakıt yoğunluğu

ρ_g = Gaz yakıt yoğunluğu

ΔP = Enjektör nozulu boyunca basınç düşüşü

4.3.2.2 Nüfuziyet

Yakıt spreyi yanma odasında ilerlerken, çevredeki yanmamış ve yanmış gazların spreye dahil edilmesi ile hızı yavaşlamaktadır. Sprey atımlarının birbirine karışması, nüfuziyet yoluyla gerçekleşir. Nüfuziyet oranı, deneysel bir sprey

penetrasyon yasasına momentumun korunumunun uygulanmasıyla belirlenir ve (4.12)'de sprey ucundaki hız olan u'nun bir fonksiyonu olarak tanımlanan nüfuziyet oranı katsayısı C_{ent} ile değiştirilebilir (Eşitlik 4.11) [100], [112].

$$\frac{dm}{dt} = -C_{ent}\frac{m_{inj}u_{inj}}{u^2}\frac{du}{dt} \tag{4.11}$$

$$u = \frac{dS}{dt} \tag{4.12}$$

4.3.2.3 Buharlaşma

Modelleme zincirindeki bir sonraki adım karışımdaki yakıtın buharlaştırılmasıdır. Damlacık etrafında bir kontrol hacmi varsayılır ve buna (4.13)'de gösterilen enerji dengesi denklemi uygulanır. Damlacığın iç enerjisindeki değişim, sıcak gazlardan olan konvektif ısı transferi ile kendi buharlaşmasının bir sonucu olan enerji çıkışının toplamıdır [105], [111].

$$m_d c_{pd}\frac{dT}{dt} = \frac{dQ_c}{dt} + \frac{dQ_e}{dt} \tag{4.13}$$

Burada m_d ve c_{pd} sırasıyla damlacık kütlesi ve damlacığın özgül ısı kapasitesini ifade belirtmektedir.

Zamana bağlı konvektif ısı transferi (4.14) vasıtasıyla aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\frac{dQ_c}{dt} = h\pi {d_d}^2\left(T_g - T_d\right) \tag{4.14}$$

d_d : Damlacık çapı; T_g : Nüfuz eden gazın sıcaklığı; T_d : Damlacık sıcaklığı

Entalpi farkı nedeniyle kontrol hacminden absorbe edilen ısı

$$\frac{dQ_e}{dt} = -\frac{dm_d}{dt}\Delta H_{v_d} \tag{4.15}$$

şeklinde tanımlanır. Burada ΔH_{v_d} damlacığın buharlaşma gizli ısısı, $\frac{dm_d}{dt}$ ise damlacığın buharlaşma hızıdır.

4.3.2.4 Tutuşma

Her püskürtme durumunda meydana gelen karışım, tutuşma gecikme katsayısı C_{ign} ile değiştirilebilen bir Arrhenius ifadesi ile modellenen bir tutuşma gecikmesine maruz kalır [112], [113]. Tutuşma gecikmesi (4.16), püskürtme durumundaki koşullara göre her püskürtme için ayrı ayrı hesaplanır ve püskürtme dahilindeki nüfuziyet ve buharlaşmanın yanı sıra püskürtmeler arası etkileşimleri de hesaba katar [112].

$$\tau_{ign} = C_{ign}\rho^{-2}e^{\left(\frac{3000}{T}\right)[O_2]^{-0.5}} \tag{4.16}$$

$[O_2]$ = oksijen konsantrasyonu

T = sprey bölgesi sıcaklığı

ρ = sprey bölgesi gaz yoğunluğu

4.3.2.5 Ön Karışımlı Yanma

Tutuşma gerçekleştiği anda, o sırada mevcut olan yakıt-hava karışımı ön karışımlı yanma işlemine tabi olacaktır. Bu yanmanın hızının kinetik olarak sınırlı olduğu varsayılır ve (4.17)'de tanımlandığı gibi ön karışımlı yanma hızı katsayısı C_{pm} ile değiştirilebilir [100].

$$\frac{dm_{pm}}{dt} = C_{pm}m_{pm}k\left(t - t_{ign}\right)^2 f([O_2]) \tag{4.17}$$

t_{ign} = tutuşma zamanı

m_{pm} = ön karışımlı kütle

k = türbülans kinetik enerji

4.3.2.6 Difüzyon Yanma

Bir yakıt spreyi tutuştuktan sonra spreyde geriye kalan karışmamış yakıt ve nüfuz eden gaz esas olarak difüzyonla sınırlı bir fazda karışmaya ve yanmaya devam eder. Bu yanmanın hızı, (4.18)'de [100] gösterildiği gibi difüzyon yanma hızı katsayısı C_{df} ile modifiye edilebilir. Yüksek yüklerde (uzun püskürtme süresi) sprey-duvar ve sprey-sprey etkileşimleri nedeni ile difüzyon yanma hızı azalmaktadır [112].

$$\frac{dm}{dt} = C_{df} m \frac{\sqrt{k}}{\sqrt[8]{V_{cyl}}} f([O_2]) \tag{4.18}$$

Burada m hava-yakıt karışımının kütlesi, V_{cyl} ise silindir hacmidir.

DIPulse modelinin öngörü yeteneği, DIPulse yanma modelinden elde edilen yanma oranı (Burn Rate) ile deneysel silindir içi basınç verileri ve yakıt püskürtme profillerine bağlı elde edilen yanma oranı arasındaki kök ortalama kare hatasını (RMSE) ölçerek belirlenmektedir. RMS yanma oranı hatası, yanmanın başlangıcından yanmanın %90'ının tamamlanmasına kadar olan aralıkta ölçülür ve aşağıda belirtilen yanma oranı RMS hata fonksiyonu ile ifade edilir.

$$\text{BR RMSE} = \frac{\int_{t_0}^{t_f} \left(BR_{model} - BR_{deneysel}\right)^2 dt}{t_f - t_0} \tag{4.19}$$

Burada BR_{model} ve $BR_{deneysel}$ sırasıyla öngörülen basınçtan hesaplanan ve toplam yakıt ile normalize edilen yanma oranı ve ölçülen basınçtan hesaplanan ve toplam yakıt ile normalize edilen yanma oranını ifade etmektedir. t_f integrasyon sonundaki zaman olup öngörülen veya ölçülen kümülatif yanmış yakıt oranının 0,90'a ulaştığı en erken zamandır. Deneysel olarak ölçülen silindir içi basınç verilerinden aşırı gürültü üretebilecek uzun kuyrukları hariç tutmak için yakıtın %90'ı tamamen yandığında integrasyon sonlandırılmaktadır. t_0 ise integrasyon başlangıç zamanı olup yakıt püskürtme zamanına bağlı olarak yanma başlangıcını ifade etmektedir. Yanma oranı RMS hatası, tahmin edilen ve ölçülen yanma oranı karakteristiğinin birbirine uyum derecesini gösteren tek bir değeri temsil eder ve böylelikle öngörülü yanma modellerinin otomatik optimizasyonuna yardımcı olur [114].

Kalibrasyon koşulları için ölçülen ve tahmin edilen yanma hızı arasındaki BR RMS hatasını en aza indirmek için yukarıda belirtilen ve dizel yanmasının ana aşamalarını kontrol eden nüfuziyet oranı katsayısı, tutuşma gecikmesi katsayısı, ön karışımlı yanma hızı katsayısı ve difüzyon yanma hızı katsayısı ilgili çalışma koşullarını temsil edebilmek amacıyla tek bir set halinde kalibre edilmelidir.

Bu doğrultuda kalibrasyon koşullarında (Tablo 4.2) deneysel olarak elde edilen krank açısına bağlı emme, egzoz portu ve silindir basınçları modele empoze edilerek

her koşul için emme supabı kapanma anında hapsetme oranı ve silindir içi artık gaz oranı gibi başlangıç koşulları tespit edildikten sonra belirtilen üç kalibrasyon koşulu için ortalama BR RMS Hatasını minimuma indiren optimum katsayılar GT-SUITE Direct Optimizer ile Tablo 4.3'de gösterildiği gibi elde edilmiştir.

Tablo 4.3 DiPulse yanma modeli kalibrasyon parametreleri

Parametre	**Minimum**	**Maksimum**	**Optimum**
Nüfuziyet Oranı Katsayısı	0.95	2.8	1.17
Tutuşma Gecikmesi Katsayısı	0.3	1.7	1.5
Ön Karışımlı Yanma Hızı Katsayısı	0.05	2.5	0.54
Difüzyon Yanma Hızı Katsayısı	0.4	1.4	0.63

4.3.3 Silindir içi Isı Transferi

Silindirdeki yakıtın yanması sonucunda açığa çıkan ısının bir kısmı silindir gazlarına ve silindir duvarlarına aktarıldıktan sonra motor bloğuna yayılarak soğutma suyuna aktarılır. Bu ısının bir kısmı radyasyonla atmosfere yayılır. Silindir içi gazlar ile silindir duvarları arasındaki ısı transferi zorlanmış konveksiyon ile gerçekleşir ve radyasyonla ve iletimle olan ısı transferi ihmal edilebilir düzeydedir [115], [116].

Isı transferi özellikle güç stroğunda önemlidir ve bu nedenle silindir içi basınç eğrisini güç stroğunda deneysel verilere uydurmak amacıyla modifiye edilebilir [100]. GT-SUITE ile, Klasik Woschni, WoschniGT ve Hohenberg korelasyonlarından biri aracılığıyla silindir içi ısı transferini tahmin etmek mümkün olup tez çalışmasında silindir içi ısı transfer katsayısı aşağıda gösterildiği üzere basitleştirilmiş bir Woschni korelasyonu [9] olan ampirik Hohenberg korelasyonu [117] ile hesaplanmıştır.

$$h_c = 130 P_{cyl}^{\ 0.8} V_{cyl}^{\ -0.06} T_{cyl}^{\ -0.4} \left(\bar{v}_{pis} + 1.4\right)^{0.8} \quad (4.20)$$

h_c = Konvektif ısı transfer katsayısı

V_{cyl} = Silindir hacmi

P_{cyl} = Anlık silindir basıncı

$\bar{v}_{pis}$ = Ortalama piston hızı

Isı transfer modeli, ısı transferini hesaplamak için silindir duvarı, piston ve silindir kafası sıcaklıklarına ihtiyaç duymaktadır. Silindir duvar sıcaklıklarını hesaplamak için üç farklı bölge içeren basit bir model kullanılmış olup [118] Gamma Teknoloji'nin önerileri doğrultusunda belirtilen bölgelere atanmış sıcaklık değerleri aşağıdaki gibidir.

Silindir kafası sıcaklığı = 590 K

Piston sıcaklığı = 590 K

Silindir sıcaklığı = 400 K

Silindir içi genel konveksiyon ısı transfer katsayısı Tablo 4.2'de gösterilen kalibrasyon koşullarından 1 numaralı koşul için silindir içi basıncı güç stroğunda deneysel basınç eğrisine uydurmak suretiyle manuel olarak belirlenmiş olup (Tablo 4.4) elde edilen bu katsayının beklenen şekilde diğer kalibrasyon koşullarını da temsil edebildiği görülmüştür.

Tablo 4.4 Silindir içi ısı transferi kalibrasyon parametreleri

Parametre	**Minimum**	**Maksimum**	**Optimum**
Silindir Genel Konveksiyon Katsayısı	0.8	1.25	1.12

Dolayısıyla silindir kafası, piston ya da silindir duvarlarının herhangi birinden gerçekleşen ısı transferi aşağıdaki gibi ifade edilebilir [119]:

$$\frac{dQ}{dt} = A_w h_c (T_g - T_w) \tag{4.21}$$

Burada T_w ısı transferinin gerçekleştiği yüzeyin sıcaklığını, T_g silindir içi gaz sıcaklığını, A_w ise ısı transferinin gerçekleştiği yüzey alanını ifade etmektedir.

4.3.4 Isı Açığa Çıkış Oranı Analizi

GT-POWER' da silindir içi basınca bağlı olarak ısı açığa çıkış oranını hesaplamak amacıyla uygulanan yöntem tek bölge varsayımı ile aşağıda belirtilen enerji denklemini kullanmaktadır:

$$\frac{d(m_{tot}e_{tot})}{dt} = -p_{cyl}\frac{dV_{tot}}{dt} - Q_{tot} \tag{4.22}$$

burada "tot" alt simgesi, toplam silindir özellik miktarlarını (yanmış ve yanmamış) ifade etmektedir.

Bu analizde püskürtülen yakıttan entalpi ilavesi ihmal edilmekte olup ısı açığa çıkış oranı için yukarıdaki denklemi çözmek adına denklemin sol tarafındaki iç enerji terimi, duyulur enerjideki değişimi kapsayan bir bileşene (alt simge "s") ve oluşum ısısındaki değişikliği kapsayan bir başka bileşene (alt simge "f") bölünmektedir.

$$\frac{d(m_{tot}e_{tot})}{dt} = \frac{d(m_{tot}e_{tot,s})}{dt} + \frac{d(m_{tot}e_{tot,f})}{dt} \tag{4.23}$$

Duyulur enerji, anlık basınç, sıcaklık ve bileşimdeki iç enerji ile aynı bileşim ve basınçtaki ancak 298 K referans sıcaklığında iç enerji arasındaki fark olarak tanımlanmaktadır. Duyulur enerji bileşeninin denklemin sağ tarafına taşınmasıyla

$$\frac{d(m_{tot}e_{tot,f})}{dt} = -p_{cyl}\frac{dV_{tot}}{dt} - Q_{tot} - \frac{d(m_{tot}e_{tot,s})}{dt} \tag{4.24}$$

elde edilir ve böylece görünür ısı açığa çıkış oranı

$$AHRR = -p_{cyl}\frac{dV_{tot}}{dt} - Q_{tot} - \frac{d(m_{tot}e_{tot,s})}{dt} \tag{4.25}$$

şeklinde ifade edilmektedir. Bu denklem, her zaman adımı sonundaki silindir basıncı verisini kullanarak çözülmektedir [100].

Model doğrulama aşamasında silindir içi basınçların yanı sıra deneysel ve sayısal ısı açığa çıkış oranlarının karşılaştırılması amacıyla doğrulama koşullarındaki, krank açısına bağlı emme, egzoz ve silindir içi basınç verileri modele empoze edilmiş, her bir koşul için emme supabı kapanma anında hapsetme oranı ve silindir içi artık gaz

oranı gibi başlangıç koşulları tespit edildikten sonra deneysel ısı açığa çıkış oranı profilleri deneysel silindir içi basınçlara bağlı olarak model vasıtasıyla hesaplanmıştır.

4.3.5 NO_x Emisyon Modeli ve Kalibrasyonu

DIPulse modeli, uygun alt modeller sayesinde NO_x ve is emisyonlarını da tahmin edebilme kabiliyetine sahiptir. Yanma sırasında NO_x oluşumu, sırasıyla (4.26), (4.27) ve (4.28)'de tanımlanan N_2 oksidasyonu, N oksidasyonu ve OH indirgeme reaksiyonlarını içeren Genişletilmiş Zeldovich Mekanizması'na [9] dayalı olarak hesaplanmaktadır [112].

$$O + N_2 \overset{k_1}{\leftrightarrow} NO + N$$
$$k_1 = F_1 \times 7.6 \times 10^{10} \times e^{\frac{-38000A_1}{T_b}} \quad (4.26)$$

$$N + O_2 \overset{k_2}{\leftrightarrow} NO + O$$
$$k_2 = F_2 \times 6.4 \times 10^{6} \times e^{\frac{-3150A_2}{T_b}} \quad (4.27)$$

$$N + OH \overset{k_3}{\leftrightarrow} NO + H$$
$$k_3 = F_3 \times 4.10 \times 10^{10} \quad (4.28)$$

NO_x emisyon modeli 6 kalibrasyon katsayısı kullanmakta olup NO_x kalibrasyon katsayısı modelin NO_x konsantrasyonu çıktısını modifiye ederken diğer 5 tanesi yukarıda bahsedilen denklemlerin Arrhenius sabitleridir [112].

F_1 = N_2 oksidasyon oranı katsayısı
F_2 = N oksidasyon oranı katsayısı
F_3 = OH indirgeme oranı katsayısı
A_1 = N_2 oksidasyon aktivasyon sıcaklık katsayısı
A_2 = N oksidasyon aktivasyon sıcaklık katsayısı
T_b = Yanmış alt bölge sıcaklığı

Gamma Teknoloji tarafından önerildiği şekliyle NO_x emisyon modelinin deneysel ölçümlere dayalı kalibrasyonu reaksiyonların sıcaklıkla ilişkisini kontrol eden N_2

oksidasyon aktivasyon enerjisi katsayısı ve NO_x konsantrasyonunu düzenleyen NO_x kalibrasyon katsayısı ile gerçekleştirilmiştir [100], [120]. Bu doğrultuda Tablo 4.2'de belirtilen üç kalibrasyon koşulunun ortalama NO_x hatasını (4.29) minimuma indiren optimum katsayılar GT-SUITE Direct Optimizer ile Tablo 4.5'de gösterildiği gibi elde edilmiştir.

$$\mathrm{NOx_{hata}} = \left(\mathrm{NOx_{model}} - \mathrm{NOx_{deneysel}}\right)^2 \tag{4.29}$$

Tablo 4.5 NO_x emisyon modeli kalibrasyon parametreleri

Parametre	**Minimum**	**Maksimum**	**Optimum**
NO_x Kalibrasyon Katsayısı	0.08	2.1	0.45
N_2 Oksidasyon Aktivasyon Enerji Katsayısı	0.25	1.3	0.86

4.3.6 İs Emisyon Modeli ve Kalibrasyonu

GT-SUITE, direkt püskürtmeli dizel motorlarda is emisyonlarını tahmin etmek amacıyla Hiroyasu [121], Güncellenmiş Hiroyasu ve Nagle ve Strickland-Constable [122] olmak üzere 3 farklı alt model içermekte olup tez çalışması kapsamında is emisyonlarının miktarı Nagle ve Strickland-Constable modeli kullanılarak belirlenmiştir.

İs terimi, fakir hava-yakıt karışımı gibi stokiyometrik altı koşullarda hidrokarbon yakıtın yanması sırasında meydana gelen partikülleri ifade etmektedir [123]. İs emisyon modelleri genellikle dizel spreyin zengin ve büyük ölçüde yanmamış iç kısmında oluşan birincil is partiküllerinin oluşumunun ve bu partikülün moleküler oksijen ile temasından kaynaklanan kısmi oksidasyonunun hesaplanması şeklinde iki aşamadan oluşur. Net is oluşum hızı, (4.30)'da gösterildiği gibi is oluşum hızı ile is oksidasyon hızı arasındaki fark olarak belirtilir [124]:

$$\frac{\mathrm{dm_s}}{\mathrm{dt}} = \frac{\mathrm{dm_{sf}}}{\mathrm{dt}} - \frac{\mathrm{dm_{so}}}{\mathrm{dt}} \tag{4.30}$$

Burada m kütle, s, sf ve so alt indisleri ise sırasıyla salınan, oluşan ve okside olan isi ifade etmektedir.

Özellikle Hiroyasu vd.'nin önermiş olduğu is oluşum modeli birçok modelde kullanılmış olup oluşum hızı, aşağıdaki gibi buharlaşmış yakıt m_{fg}'nin birinci dereceden bir reaksiyonu varsayılarak hesaplanır:

$$\frac{dm_{sf}}{dt} = A_f m_{fg} {p_{cyl}}^{0.5} \exp\left(\frac{-12500}{RT}\right) \tag{4.31}$$

İs oksidasyonu ise, is ve oksijen arasında ikinci dereceden bir reaksiyon varsayılarak tahmin edilir.

$$\frac{dm_{so}}{dt} = A_o m_s \frac{p_{o_2}}{p_{cyl}} {p_{cyl}}^{1.8} \exp\left(\frac{-14000}{RT}\right) \tag{4.32}$$

Burada A_f ve A_o öngörülen is emisyonlarını deneysel olarak ölçülmüş is emisyonlarına uydurmak için kullanılan katsayıları, p_{o_2} ise oksijenin kısmi basıncını ifade etmektedir [125].

Bununla birlikte, daha önce yapılan çalışmalarda yukarıdaki modelin maksimum silindir içi is konsantrasyonlarını deneysel sonuçlara göre nispeten düşük tahmin ettiği ve (4.32) yerine Nagle ve Strickland-Constable oksidasyon modelinin kullanılmasıyla daha gerçekçi sonuçların elde edilebileceği belirtilmiştir [126]. Nagle ve Strickland-Constable modelinde karbon oksidasyonu, hızları, daha reaktif A bölgelerini ve daha az reaktif B bölgelerini içeren yüzey kimyasına bağlı olarak belirlenen iki mekanizma ile meydana gelmekte olup kimyasal reaksiyonlar aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$A + O_2 \rightarrow A + 2CO \tag{4.33}$$

$$B + O_2 \rightarrow A + 2CO \tag{4.34}$$

$$A \rightarrow B \tag{4.35}$$

g-atom karbon/s-cm^2 cinsinden net reaksiyon hızı:

$$R_{total} = \left(\frac{k_A P_{O_2}}{1 + k_z P_{O_2}}\right) x + k_B P_{O_2}(1 - x) \tag{4.36}$$

A bölgelerinin oranı:

$$x = \frac{P_{O_2}}{P_{O_2} + (k_T/k_B)'} \tag{4.37}$$

g-atom/ s- cm^2 cinsinden reaksiyon hız sabitleri:

$$k_A = 20\exp(-30000/RT) \tag{4.38}$$

$$k_B = 4.46x10^{-3}\exp(-15200/RT) \tag{4.39}$$

$$k_T = 1.51x10^{5}\exp(-97000/RT) \tag{4.40}$$

$$k_Z = 21.3\exp(4100/RT) \tag{4.41}$$

ve is kütlesi oksidasyon hızı:

$$\frac{dm_{so}}{dt} = \frac{6Mw_c}{\rho_s D_s} m_s R_{Total} \tag{4.42}$$

şeklinde ifade edilir. Burada m_s is kütlesini, Mw_c karbonun moleküler ağırlığını, ρ_s is yoğunluğunu (2.0 g/cm^3) [127] D_s ise is çapını (3x10^{-6} cm) [128] ifade etmektedir [129].

İs emisyon modelinin deneysel ölçümlere dayalı kalibrasyonu, sırasıyla is oluşumunu ve oksidasyonunu kontrol eden is oluşum katsayısı ve is yanma katsayısı ile gerçekleştirilmektedir. BR RMS hatası ve NO_x emisyon hatası minimizasyonuna benzer şekilde üç kalibrasyon koşulunun ortalama is hatasını (4.43) minimize eden optimum katsayılar GT-SUITE Direct Optimizer ile Tablo 4.6'da gösterildiği gibi elde edilmiştir.

$$is_{hata} = \left(is_{model} - is_{deneysel}\right)^2 \tag{4.43}$$

Tablo 4.6 İs emisyon modeli kalibrasyon parametreleri

Parametre	**Minimum**	**Maksimum**	**Optimum**
İs Oluşum Katsayısı	0.1	1.9	0.92
İs Oksidasyon (Burnup) Katsayısı	0.1	1.9	0.37

4.3.7 Sürtünme Modeli ve Kalibrasyonu

GT-POWER, motor sürtünmesini maksimum silindir basıncının, ortalama piston hızının ve ortalama piston hızının karesinin bir fonksiyonu olarak ampirik olarak türetilmiş Chen-Flynn modelini [130] kullanarak hesaplamaktadır.

$$\mathrm{FMEP} = \mathrm{C} + (\mathrm{PF} \times \mathrm{P_{max}}) + \left(\mathrm{MPSF} \times \mathrm{Speed_{mp}}\right) + \left(\mathrm{MPSSF} \times \mathrm{Speed_{mp}}^{2}\right) \quad (4.44)$$

FMEP	=	Sürtünme Ortalama Efektif Basıncı
$\mathrm{P_{max}}$	=	Maksimum Silindir Basıncı
$\mathrm{Speed_{mp}}$	=	Ortalama Piston Hızı
C	=	FMEP'in sabit kısmı
PF	=	Maksimum Silindir Basıncı Faktörü
MPSF	=	Ortalama Piston Hızı Faktörü
MPSSF	=	Ortalama Piston Hızı Kare Faktörü

Dinamometre motor mod torku, motoru kararlı durumda yakıtla çalıştırırken yakıt enjeksiyonunu çok hızlı bir şekilde keserek ve ardından motoru aynı koşullarda tutabilmek için gereken gücü ölçerek bir dinamometrede ölçülebilir. Bazen bu ölçüm "sürtünme torku" olarak adlandırılır ancak bu doğru bir tanım değildir çünkü motora uygulanan tork aynı zamanda motora hava pompalar (pompalama kayıpları) ve sıkıştırma ve güç stroğu sırasında silindir duvarlarından ısı kaybedilir. Bu nedenle, ölçüm bir simülasyonda sürtünme için kullanılmadan önce pompalama ve ısı transferi kayıpları motor mod torkundan çıkarılmalıdır [100]. Bunun için Gamma Teknoloji tarafından önerilen aşağıdaki prosedür uygulanmıştır:

1. Motor mod simülasyonu yapmak amacıyla model üzerinden püskürtme oranı 0.0 olarak ayarlanmıştır (tüm güç, tork vb. tahminleri negatif olacaktır).

2. Sürtünme modelinde silindir basıncının sürtünme üzerindeki tahmini etkisini temsil etmek için "Maksimum Silindir Basıncı Faktörü" 0.005'e, diğer bütün terimler ise 0.0'a eşitlenmiştir.

3. Motor mod simülasyonu, dinamometre motor mod verisinin mevcut olduğu 1500 rpm hız koşulunda çalıştırılmıştır.

4. Ölçülen dinamometre motor mod torku için fren ortalama efektif basıncı (BMEP) hesaplanmıştır.

5. Motor mod simülasyonundan elde edilen BMEP değeri ölçüm sonucunda elde edilen BMEP değerinden çıkarılmıştır. (Çıkarmadan önce motor mod simülasyonundan elde edilen BMEP değeri pozitif yapılmıştır)

6. Hesaplanan değer, "Maksimum Silindir Basınç Faktörü" nedeniyle zaten dahil edilmiş olan FMEP'in küçük bir kısmı hariç (bir sonraki adımda tekrar eklenecektir) 1500 rpm hız koşulundaki FMEP değeridir.

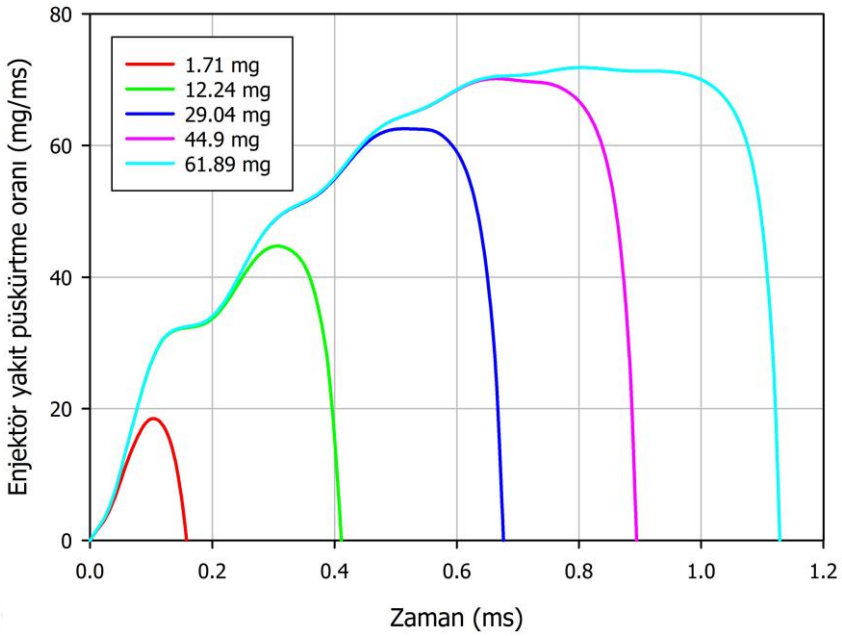
7. Sürtünme modelinin "Sabit Terim" kısmına 1500 rpm hız koşulundaki FMEP değeri (Tablo 4.7) tanımlanmış, bu veri zaten hıza bağlı belirlendiği için her iki "Piston hızı" parametresi 0.0'a eşitlenmiştir. "Maksimum Silindir Basınç Faktörü" 0.005 değerinde bırakılmıştır.

Tablo 4.7 1500 rpm hız koşulunda sürtünme ortalama efektif basıncı tespiti

Motor Devri (rpm)	Ölçülen Motor Mod BMEP (Bar)	Simülasyondan elde edilen BMEP (Bar)	FMEP (Bar)
1500	1.95	0.56	1.39

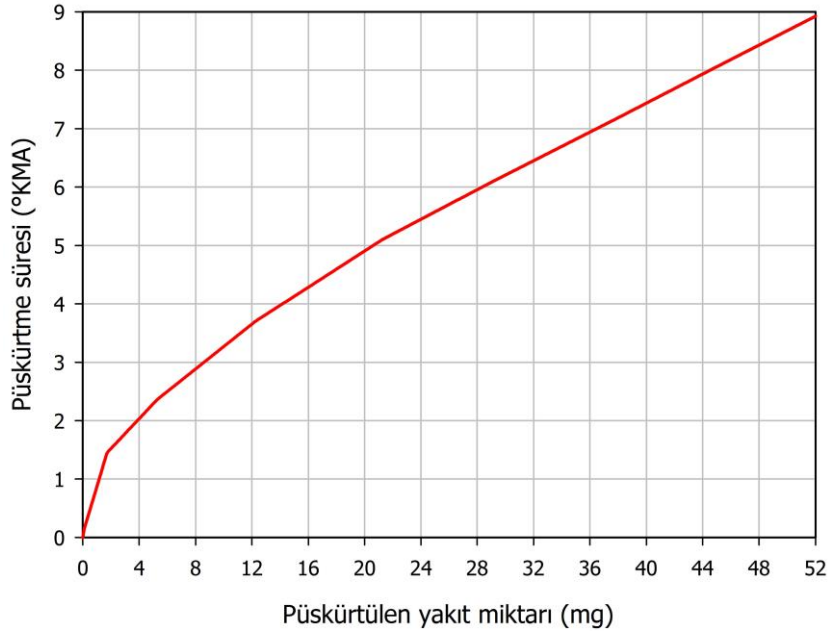
4.3.8 Yakıt Püskürtme Modeli

GT-POWER içerisinde motor çalışma koşullarına göre yakıt püskürtme profilleri ya detaylı enjektör modeli, ya da rail basıncı ve püskürtme süresine bağlı olarak ölçülmüş deneysel püskürtme profili haritasından elde edilebilmektedir. Tez çalışmasında püskürtme profilleri enjektör üretici firmasından temin edilen püskürtme haritası kullanılarak modele entegre edilmiştir. Şekil 4.5, 1000 bar rail basıncında bazı püskürtme miktarları için deneysel olarak elde edilmiş püskürtme



Şekil 4.5 1000 bar püskürtme basıncı için püskürtme miktarlarına bağlı olarak enjektör püskürtme oranı profilleri

profillerini göstermektedir. Her bir püskürtme profili için toplam püskürtülen yakıt miktarı eğri altında kalan alan ile hesaplanmakta olup bu profillerin GT-POWER üzerinde tanımlanması ile herhangi bir püskürtme miktarı için yeni profil mevcut profiller arası interpolasyon ile elde edilmektedir.



Şekil 4.6 1000 bar püskürtme basıncı için püskürtme miktarına bağlı krank açısı cinsinden püskürtme süreleri

Art püskürtme uygulaması ana püskürtmenin bitişinden itibaren belirli bir bekleme açısı (α_{post}) sonrasında gerçekleştirildiğinden, tek ana püskürtmeden belirli bir kütlesel oranda bölünerek ayrıldığından ve toplam püskürtülen yakıt miktarı değişmediğinden art püskürtme zamanlamasının bekleme açısını bağlı olarak belirlenebilmesi için art püskürtme oranına bağlı olarak ana püskürtmenin tamamlandığı krank açısının tespit edilmesi gerekmektedir. Bu amaçla model 0-52mg/strok aralığında toplam yakıt kütlesi için 0.1 mg/strok artımla deneysel püskürtme profilleri ile koşturulmuş ve her bir yakıt kütlesine karşılık gelen püskürtme süreleri °KMA cinsinden Şekil 4.6'de gösterildiği gibi belirlenmiştir. Böylelikle elde edilen bu veri her çalışma koşulunda modele okutularak herhangi bir art püskürtme oranı için miktarı azalan ana püskürtmenin tamamlandığı krank açısı tespit edilip art püskürtme bekleme süresi bu açıya ilave edilerek art püskürtmenin gerçekleşeceği krank açısı elde edilmiştir.

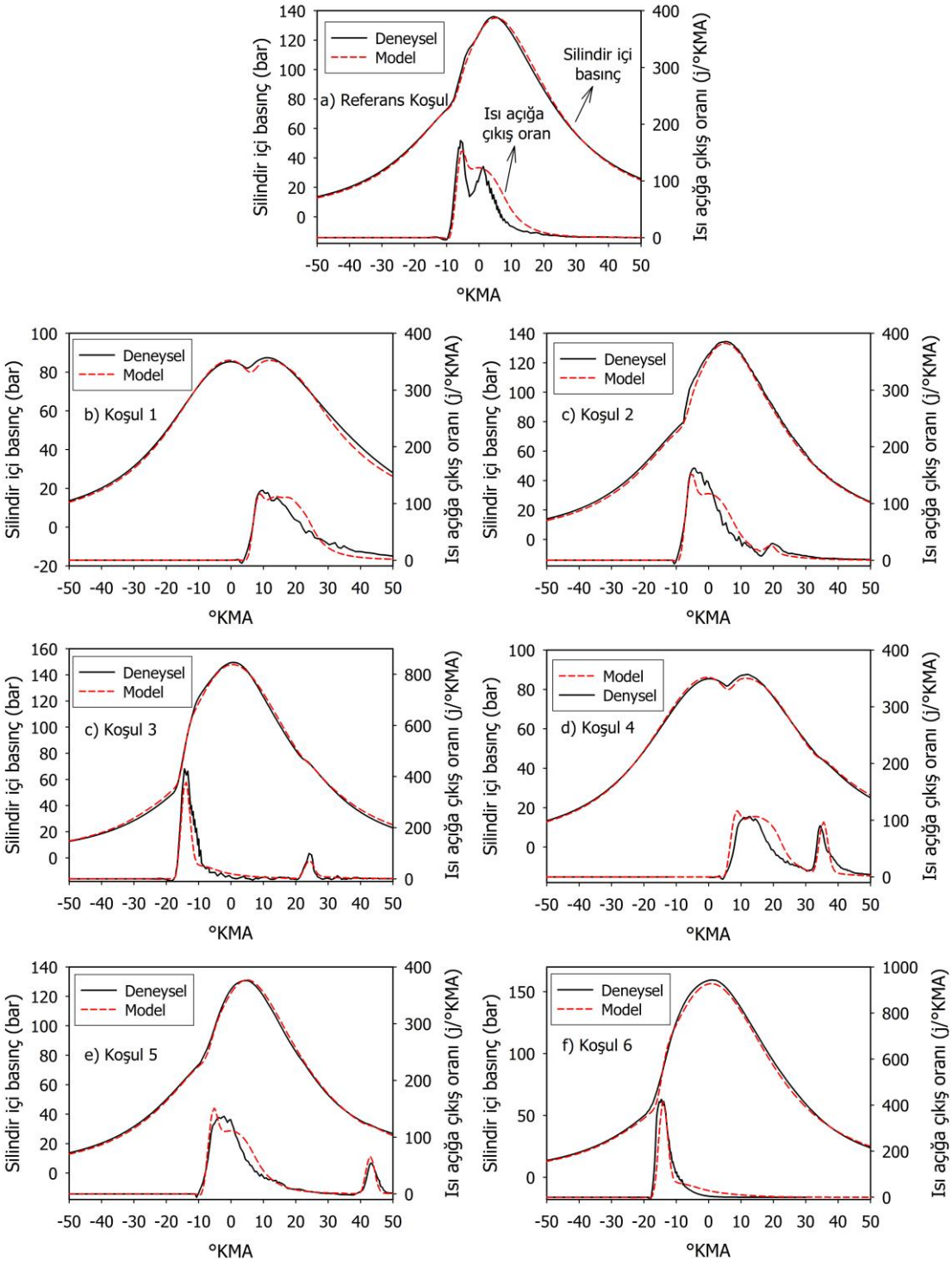
5
MODEL VALİDASYONU, iEGR KARAKTERİZASYONU ve YANMA ANALİZİ

Bu bölümde 1B motor modelinin tek ve art püskürtme koşullarında silindir içi yanma, emisyon oluşumu ve performans bakımından validasyon sonuçları sunulmuş; valide edilmiş model vasıtasıyla dahili EGR uygulamak amacıyla gerçekleştirilen emme supabının genişleme veya egzoz stroğunda ikinci kez açılması (2IVO) ile çevrim süresince emme portu ve silindir arasındaki kütle transferi ve dolayısıyla silindir içi artık gaz birikimi karakterize edilmiş ve ana püskürtme zamanlaması (α_{SoI}), art püskürtme bekleme açısı (α_{post}), art püskürtme oranı (m_{post}) ve emme supabının ikincil açılma fazının (α_{2IVO}) yanma karakteristikleri üzerine etkileri incelenmiştir.

5.1 Model Validasyonu

Oluşturulan motor modelinin doğrulama işlemi, bir önceki bölümde belirtilen validasyon koşullarında deneysel olarak elde edilen ve model tarafından hesaplanan silindir içi basınç ve ısı açığa çıkış oranı verilerinin karşılaştırılması ile gerçekleştirilmiş olup Şekil 5.1'de gösterildiği gibi sayısal modelin belirtilen çalışma noktasında motorun yanma sürecini temsil kabiliyetinin oldukça iyi olduğu söylenebilir. Modelin silindir içi yanma prosesini tahmin etmedeki bu başarısında model kalibrasyon koşullarının validasyon koşulları ile aynı çalışma noktasında fakat farklı ana ve art püskürtme parametreleri ile gerçekleştirilmesinin ve dolayısıyla kalibrasyon katsayılarının bu çalışma noktasını daha iyi temsil edebilecek şekilde elde edilmesinin önemli derecede etkisinin olduğu söylenebilir.

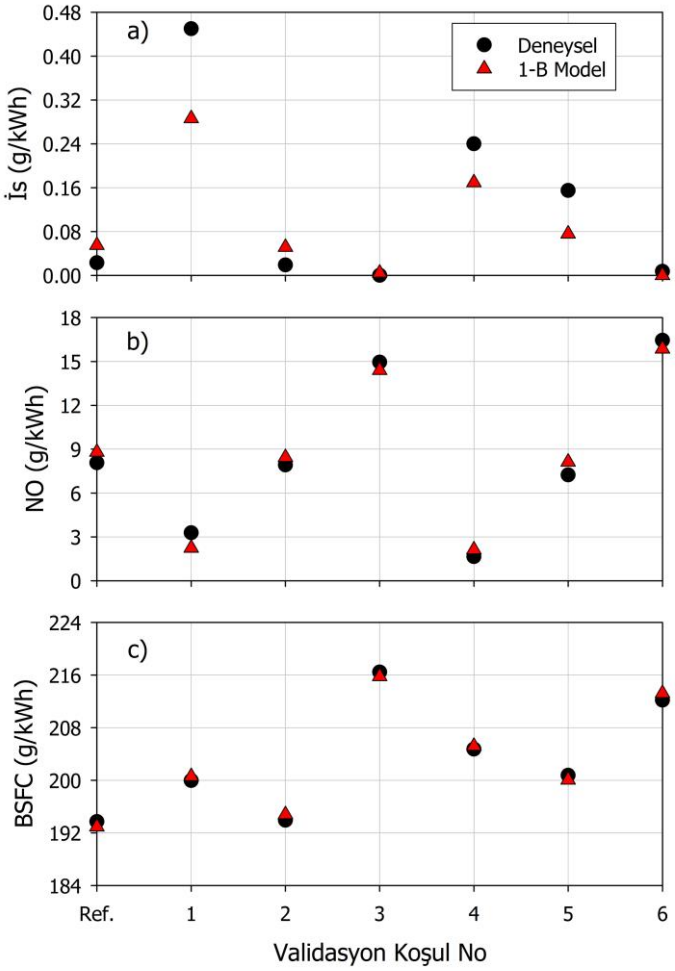
Şekil 5.2'de ise is emisyonu, NO emisyonu ve özgül yakıt tüketimi açısından model validasyon sonuçları gösterilmektedir. 1B model ile sprey oluşumu, hava-yakıt karışımı, silindir içi türbülanslı kompleks hava hareketleri gibi gerçek motordaki bazı fiziksel süreçlerin ve yanma odasının üç boyutlu yapısının ve dolayısıyla lokal davranışların etkilerinin yeterince incelenememesinden kaynaklı is emisyonundaki



Şekil 5.1 Silindir içi basınç ve ısı açığa çıkış oranı bakımından model validasyon sonuçları

sapmalar dışında modelden elde edilen sonuçların deneysel verilere oldukça yakın olduğu görülmektedir. Bununla birlikte modelden elde edilen is emisyonu trendi deneysel sonuçlarla uyum içinde olup tez çalışmasının amacı doğrultusunda kabul

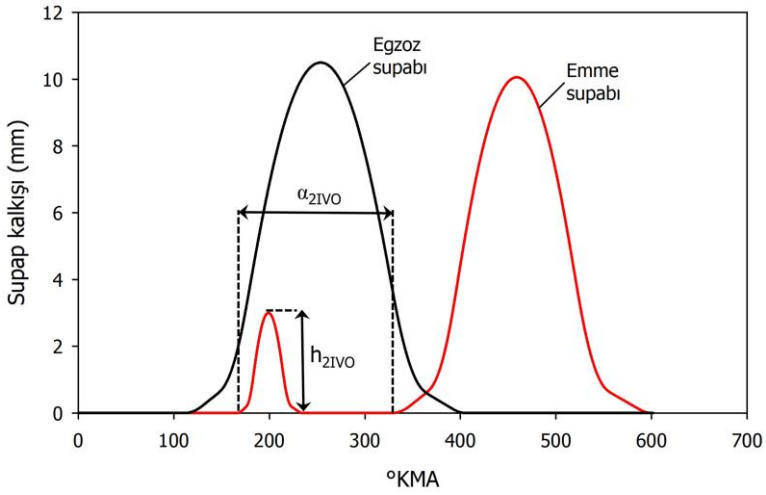
edilebilirdir. Bu veriler doğrultusunda, oluşturulan modelin doğruluğu sonraki bölümlerde, ilgili çalışma noktasındaki art püskürtme ve iEGR parametrelerinin uygulama aralığında gerçekleştirilecek analiz ve optimizasyon çalışmalarında güvenilirdir.



Şekil 5.2 İs, NO ve BSFC bakımından model validasyon sonuçları

5.2 iEGR'ye Bağlı Kütle Transferi Karakterizasyonu

Oluşturulan modelde dahili EGR (iEGR) uygulaması, Şekil 5.3'de gösterildiği gibi emme supabının ana açılma zamanından sonra genleşme veya egzoz stroğu sırasında tekrar açılarak (2IVO) silindirdeki yanmış gazların bir kısmının emme portuna yönlendirilmesiyle gerçekleştirilmiştir. Burada h_{2IVO} emme supabının ikinci kez açılması süresince maksimum kalkış yüksekliğini, α_{2IVO} ise ikinci açılma ile ana açılma başlangıcı arasındaki krank açısını ifade etmektedir.

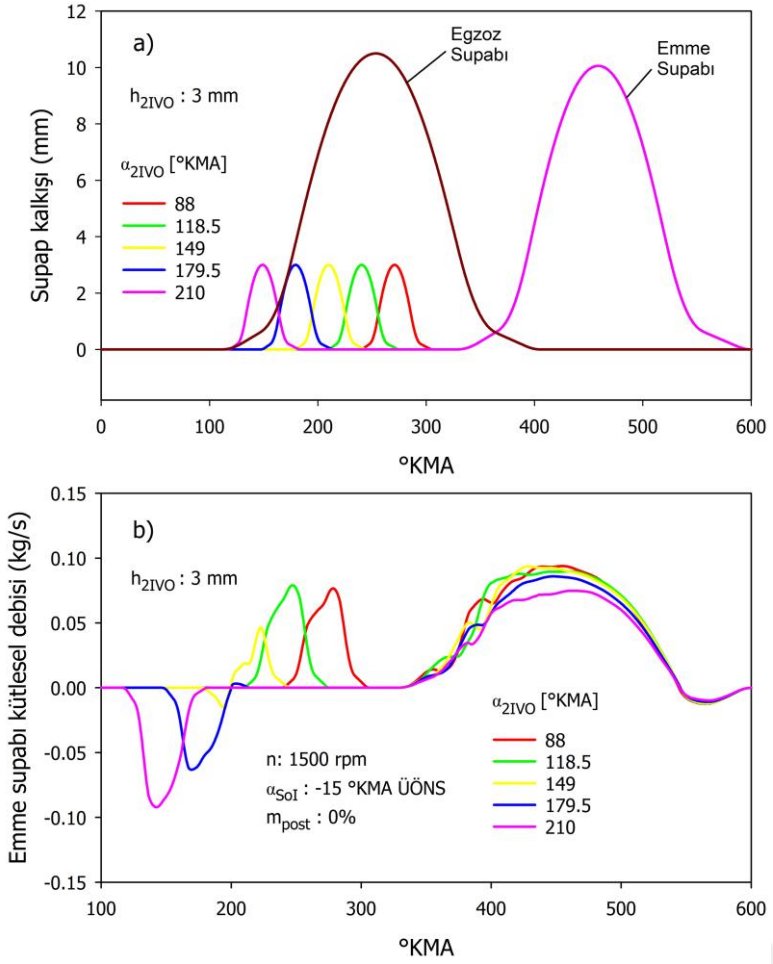


Şekil 5.3 2IVO ile iEGR uygulamasında supap kalkış profilleri

Şekil 5.4 (a) ve (b) sırasıyla, h_{2IVO} : 3 mm koşulunda farklı α_{2IVO} açıları için emme ve egzoz supabı kalkış profillerini göstermekte ve motorun bir çevrimi sırasında emme supabının hareketine bağlı olarak silindir ve emme portu arasındaki kütle transferini karakterize etmektedir. Kütlesel debinin negatif değerleri akışın silindirden emme portuna doğru, pozitif değerler ise tam tersi yönde gerçekleştiğini ifade etmektedir.

α_{2IVO}: 210 °KMA ve 179.5 °KMA durumunda, 2IVO anında akışın silindirden emme portuna, emme supabının ana açılma zamanında ise emme portundan silindire doğru gerçekleştiği görülmektedir. α_{2IVO}: 149 °KMA için 2IVO anında akışın büyük bir kısmı emme portundan silindire, nispeten daha az kısmı ise silindirden emme portuna doğru gerçekleşmektedir. α_{2IVO}: 118.5 °KMA ve 88 °KMA için ise 2IVO anında akış her durumda yalnızca silindirden emme portuna doğrudur. α_{2IVO} büyüdükçe (α_{2IVO}: 179.5 °KMA ve 210 °KMA) negatif pik değerleri, 2IVO anında daha yüksek silindir içi basınç nedeniyle artar ve emme portuna daha fazla kütle aktarılır. Buna karşın α_{2IVO}: 118.5 °KMA ve 88 °KMA için ikinci açılma anında pozitif pik değerlerinde ve dolayısıyla kütle aktarım miktarında önemli bir fark yoktur. Bu durum, α_{2IVO}: 88 °KMA, 149 °KMA ve 210 °KMA için 2IVO etkinleştirildiğinde emme portu ve silindir içi basınçların gösterildiği Şekil 5.5'de açıkça görülmektedir.

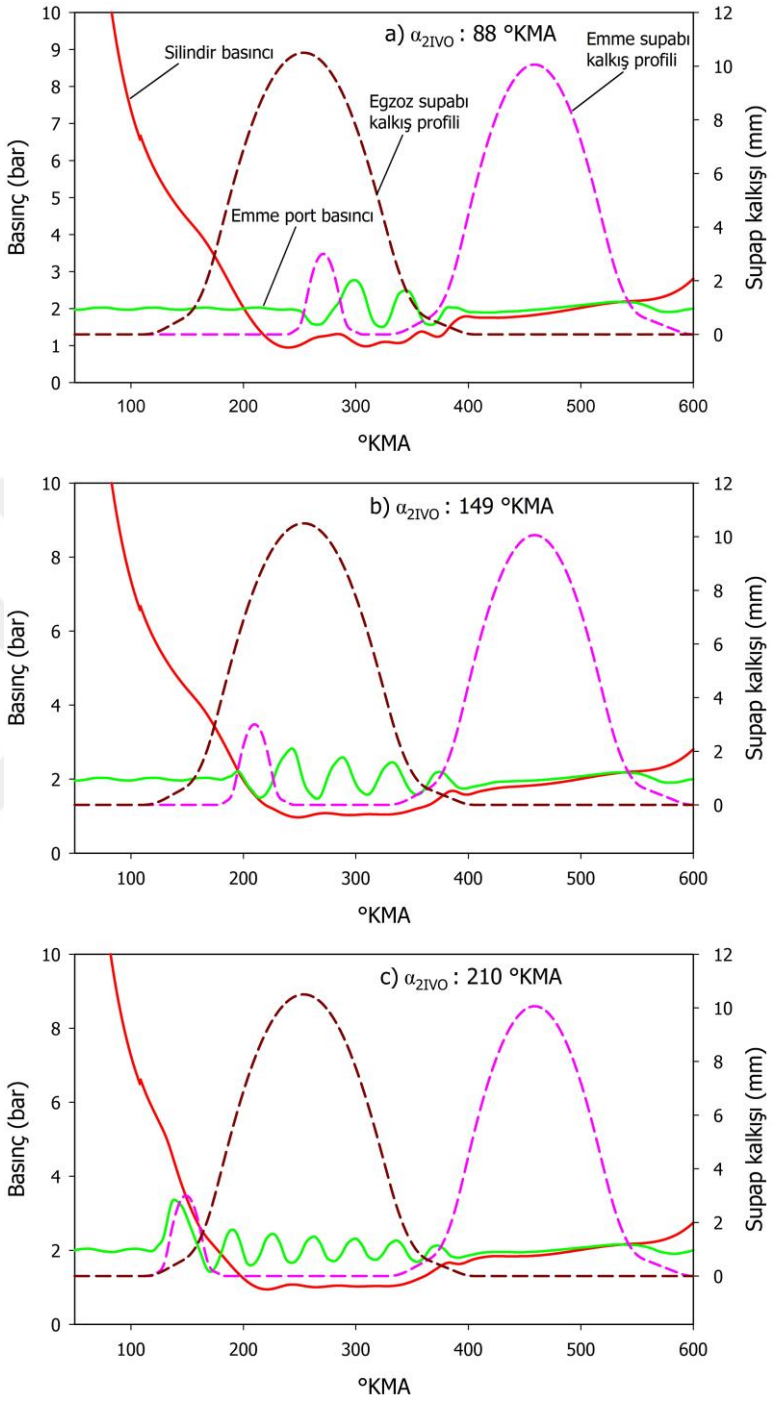
Her üç şekilde de 2IVO anında emme portundaki basınç değişimi ve zamanlaması silindirden emme portuna veya tersi yönde kütle transferini karakterize etmektedir.



Şekil 5.4 Farklı α_{2IVO} açıları için a) emme ve egzoz supabı kalkış profilleri, b) emme portu ve silindir arası kütle transferi

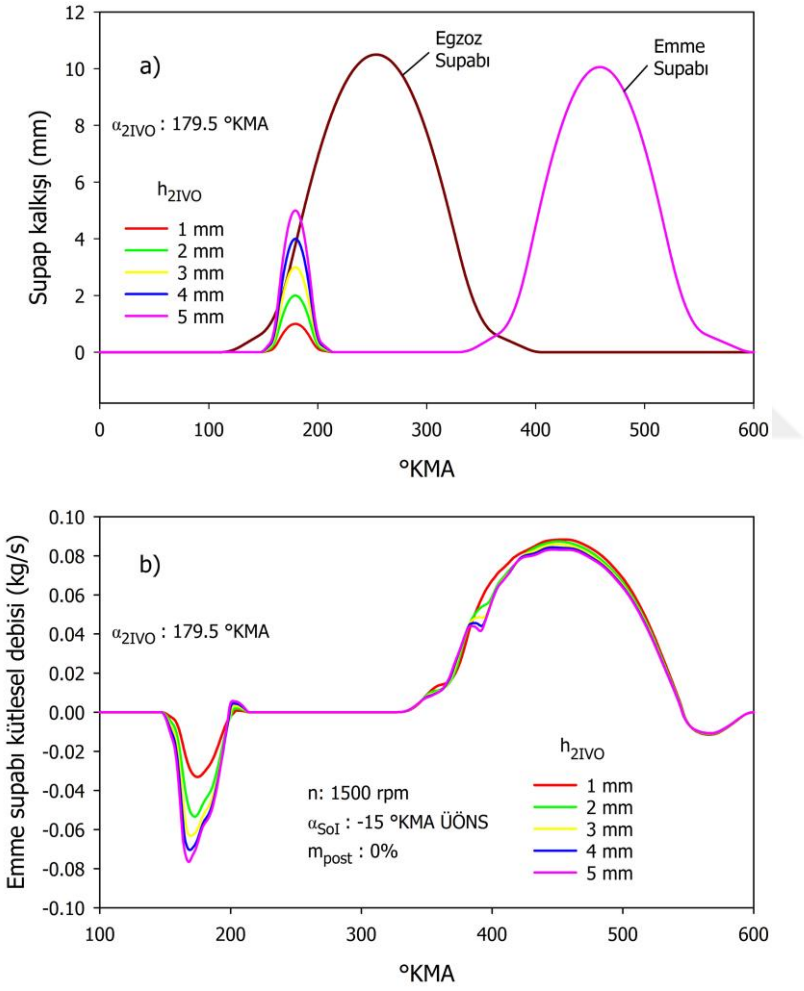
α_{2IVO}: 88 °KMA için 2IVO etkinleştirildiğinde pistonun AÖN'ya yakın konumda olması ve silindir içi basıncın emme portu basıncından daha düşük olmasından kaynaklanan basınç farkı, emme portundan silindire kütle transferine ve dolayısıyla emme portu basıncının 2IVO anında düşmesine neden olmaktadır. α_{2IVO}: 149 °KMA için 2IVO ÜÖN'ya biraz daha yakın gerçekleştiğinden 2IVO işleminin başlangıcında silindir içi basıncın emme portu basıncından daha yüksek olduğu ancak sonraki kısımlarda daha düşük olduğu görülmektedir. Bu durum, α_{2IVO}: 149 °KMA için 2IVO işleminde, daha önce Şekil 5.4b'de belirtildiği gibi kütle transferinin bir kısmının önce silindirden emme portuna ve diğer kısmının emme portundan silindire gerçekleştiğinin kanıtıdır. α_{2IVO}: 210 °KMA için 2IVO, ÜÖN'ya daha yakın olduğundan ve bu zamanda silindir içi basınç daha yüksek olduğundan, emme portundaki kütle

transferi ve basınç artışının α_{2IVO}: 88 °KMA ve 149 °KMA ya göre daha yüksek olduğu görülmektedir.



Şekil 5.5 h_{2IVO} : 3 mm için emme supabı ikinci kez açıldığında emme portu ve silindir içi basınç profilleri, a) α_{2IVO}: 88 °KMA, b) α_{2IVO}: 149 °KMA, c) α_{2IVO}: 210 °KMA (n: 1500 rpm, α_{SoI} : -15 °KMA ÜÖNS, m_{post} : 0%)

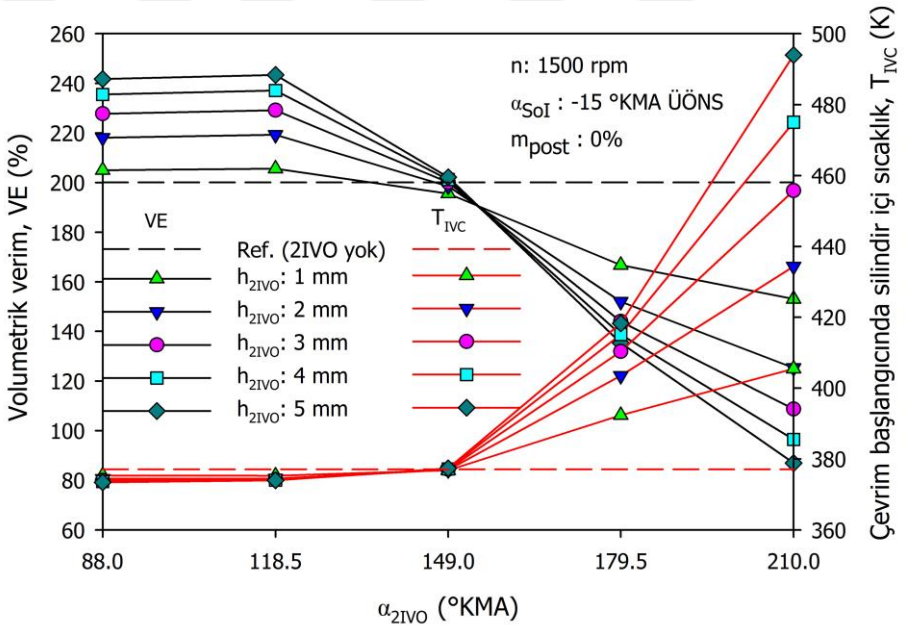
Şekil 5.6, α_{2IVO}: 179.5 °KMA koşulunda farklı h_{2IVO} değerleri için supap kalkış profillerini ve bu esnada emme portu ve silindir arasında gerçekleşen kütle transferini göstermekte olup h_{2IVO}: 1, 2 ve 3 mm için silindirden emme portuna aktarılan gaz miktarında artış gözlenmektedir. h_{2IVO}'nun daha fazla artırılmasıyla 2IVO anında emme portuna doğru olan kütle transferindeki artışın da azalmaya başladığı görülmektedir. Bu durum, emme supabının ikinci açılması esnasında etkili akış alanının h_{2IVO}: 3 mm'ye kadar supap kafası ve supap yatağı tarafından sınırlandırılması, 3 mm'den sonra ise akışın supap gövdesi ve emme portu tarafından sınırlandırılmaya başlaması ile açıklanabilir.



Şekil 5.6 Farklı h_{2IVO} yükseklikleri için a) emme ve egzoz supabı kalkış profilleri, b) emme portu ve silindir arası kütle transferi

Şekil 5.4b'de α_{2IVO}, Şekil 5.6b'de ise h_{2IVO} arttıkça emme supabının ana açılma zamanında silindire doğru olan kütle transferinin azaldığı görülmektedir. Bu durum

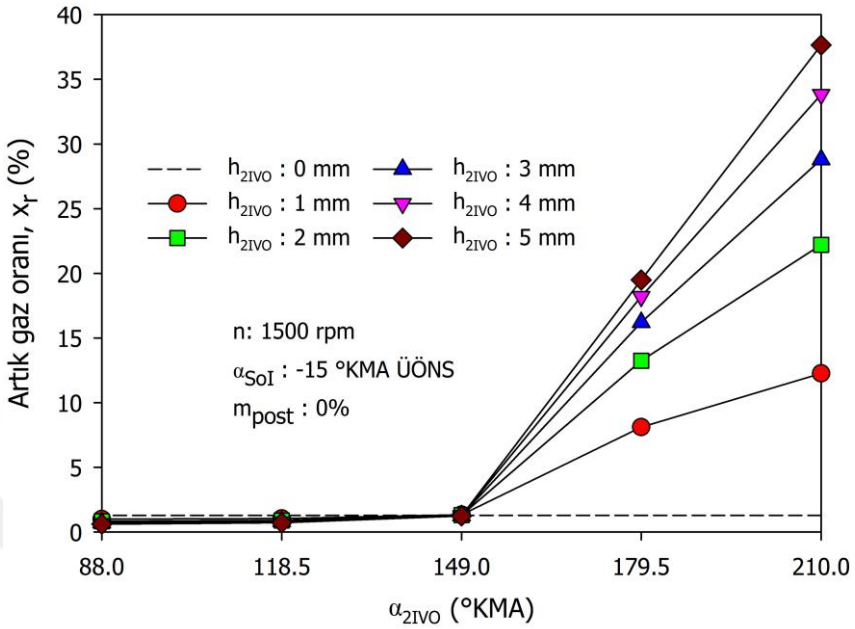
artık gaz miktarındaki artışa bağlı yükselen çevrim başlangıcındaki silindir içi sıcaklıkların (T_{IVC}) bir sonucu olarak Şekil 5.7'de gösterildiği gibi volumetrik verimin (VE) azalmasıyla açıklanabilir. Daha önce Şekil 5.4b'de gösterilen, α_{2IVO}: 88 °KMA ve 118.5 °KMA koşulları altında emme portundan silindire ilave kütle aktarımı nedeniyle, bu koşullardaki volumetrik verimin 2IVO'nun uygulanmadığı referans koşuldan daha yüksek olduğu görülmektedir. α_{2IVO}: 149 °KMA durumunda, özellikle h_{2IVO}: 3 mm için çevrim başlangıcındaki silindir içi sıcaklık ve volumetrik verim dahili EGR uygulanmayan referans koşul ile aynıdır ve α_{2IVO}'nun sırasıyla 179.5 °KMA ve 210 °KMA olması durumunda iEGR ile artık gazların çevrime katılması ve miktar ve sıcaklıklarının artması nedeniyle referans koşula göre çevrim başlangıcındaki silindir içi sıcaklıklar oldukça hızlı artmakta ve volumetrik verim benzer şekilde azalmaktadır.



Şekil 5.7 h_{2IVO} ve α_{2IVO} 'ya bağlı olarak çevrim başlangıcında silindir içi sıcaklıklar (T_{IVC}) ve volumetrik verimin (VE) değişimi

Şekil 5.8, h_{2IVO} ve α_{2IVO}'ya bağlı olarak değişen silindirdeki artık gazların yüzdesini göstermektedir. Daha önce belirtildiği gibi α_{2IVO} <149 °KMA için emme portundan silindire doğru gerçekleşen kütle transferindeki artış nedeniyle artık gaz oranı referans koşula göre küçük miktarlarda da olsa azalırken, α_{2IVO} >149 °KMA için silindirden emme portuna doğru gerçekleşen kütle transferindeki artışa bağlı olarak

artık gaz oranı oldukça hızlı yükselmektedir. Benzer şekilde α_{2IVO} <149 °KMA için h_{2IVO}'daki artışa bağlı olarak artık gaz oranı azalırken, α_{2IVO} >149 °KMA için h_{2IVO} büyüdükçe artık gaz oranının arttığı görülmektedir.



Şekil 5.8 h_{2IVO} ve α_{2IVO} 'ya bağlı olarak değişen silindir içi artık gazların oranı

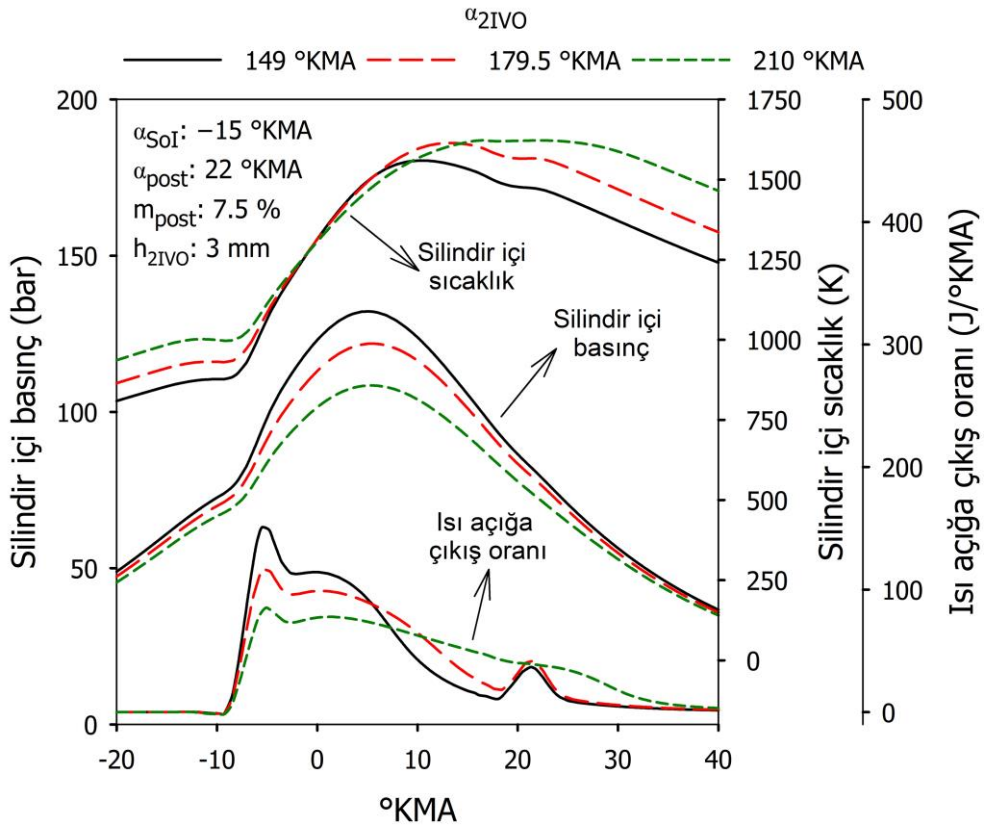
5.3 Yanma Analizi

Dizel yanma prosesinde silindir içi basıncın, silindir içi sıcaklığın ve ısı açığa çıkış oranının krank açısına bağlı olarak elde edilmesi ve incelenmesi, yanmanın karakteristiğinin belirlenmesi ve olası farklı parametrelerin bu karakteristikler ve dolayısıyla emisyon ve performans üzerindeki etkilerinin belirlenmesi ve aynı zamanda yanma prosesini iyileştirecek uygun stratejilerin geliştirilmesi bakımından oldukça önem taşımaktadır. Bu doğrultuda, iEGR ve püskürtme parametrelerinin seçilen bazı çalışma noktaları için silindir içi yanma özellikleri üzerindeki etkisi doğrulanmış 1B model aracılığıyla aşağıda incelenmiştir.

5.3.1 Emme Supabı İkincil Açılma Fazının (α_{2IVO}) Silindir İçi Yanma Karakteristikleri Üzerine Etkisi

Şekil 5.9, ÜÖNS–15 °KMA ana püskürtme avansı (α_{SoI}), 7.5% art püskürtme oranı (m_{post}) ve 22 °KMA art püskürtme bekleme açısı (α_{post}) için emme supabı ikincil açılma fazı (α_{2IVO})'nun silindir içi basınç, silindir içi sıcaklık ve ısı açığa çıkış oranı

üzerindeki etkisini göstermektedir. Artık gazların emme havasına ilave edilmesiyle azalan volumetrik verim, O_2 konsantrasyonu ve artan termal kapasitenin bir sonucu olarak ısı açığa çıkış oranının birinci pikinin ve buna bağlı olarak silindir içi maksimum basıncın azaldığı [7], α_{2IVO} ve dolayısıyla iEGR arttıkça bu etkinin daha yüksek olduğu görülmektedir [131]. α_{2IVO} ,149 °KMA' dan 210 °KMA'ya yükselirken



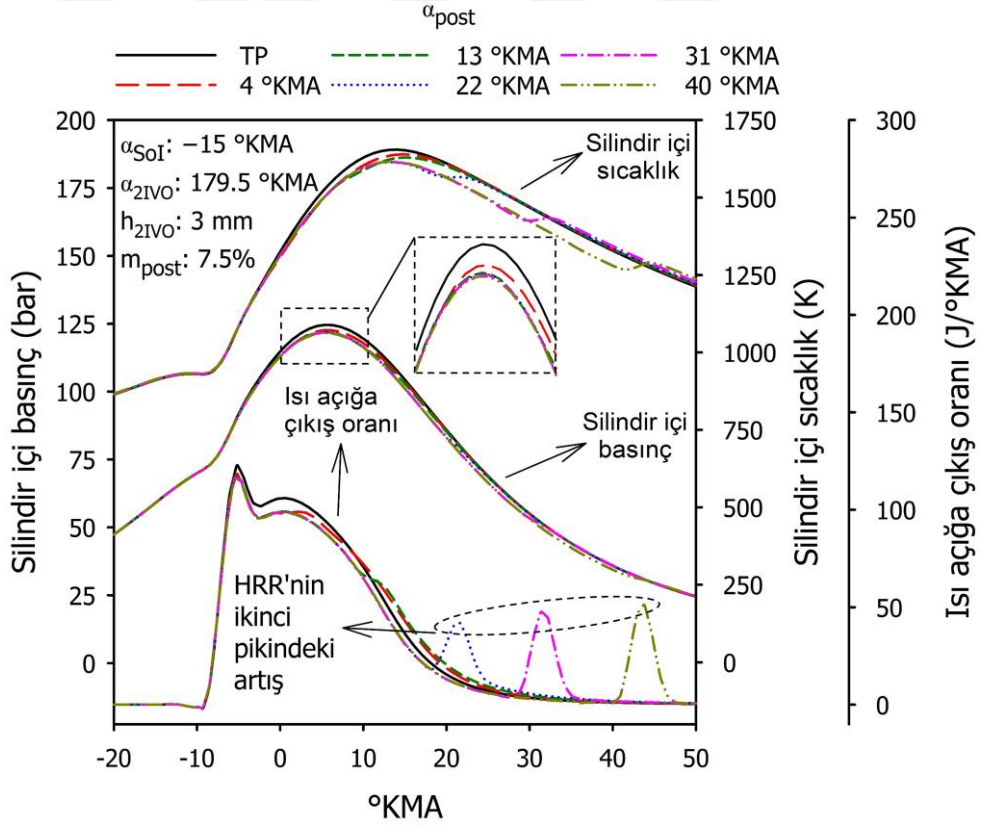
Şekil 5.9 Farklı α_{2IVO} açıları için krank açısına bağlı silindir içi basınç, sıcaklık ve ısı açığa çıkış oranı profilleri

O_2 konsantrasyonundaki düşüşe rağmen yüksek sıcaklıktaki artık gazların miktarındaki artış nedeniyle silindir içi sıcaklıklarda artış eğilimi görülmektedir [132]. iEGR nedeniyle çevrim başlangıcında artan silindir içi sıcaklıklar ve silindir içi dolgunun seyreltilmesinin etkisi [133] birbirini telafi ettiğinden ısı açığa çıkış oranı eğrilerine bakıldığında ana püskürtme için tutuşma gecikmesinde önemli bir değişikliğin olmadığı görülmektedir. α_{2IVO}'nun artması durumunda ana yanma çoğunlukla difüzyon yanması şeklinde gerçekleştiğinden ve ana yanma süresi uzadığından, özellikle α_{2IVO}: 210 °KMA için α_{post}: 22 °KMA'da art yanma ana yanma

devam ederken meydana gelmektedir. Bu nedenle, art yanmanın ısı açığa çıkış oranı piki daha az belirgin hale gelmektedir.

5.3.2 Art Püskürtme Bekleme Açısının (α_{post}) Silindir içi Yanma Karakteristikleri Üzerine Etkisi

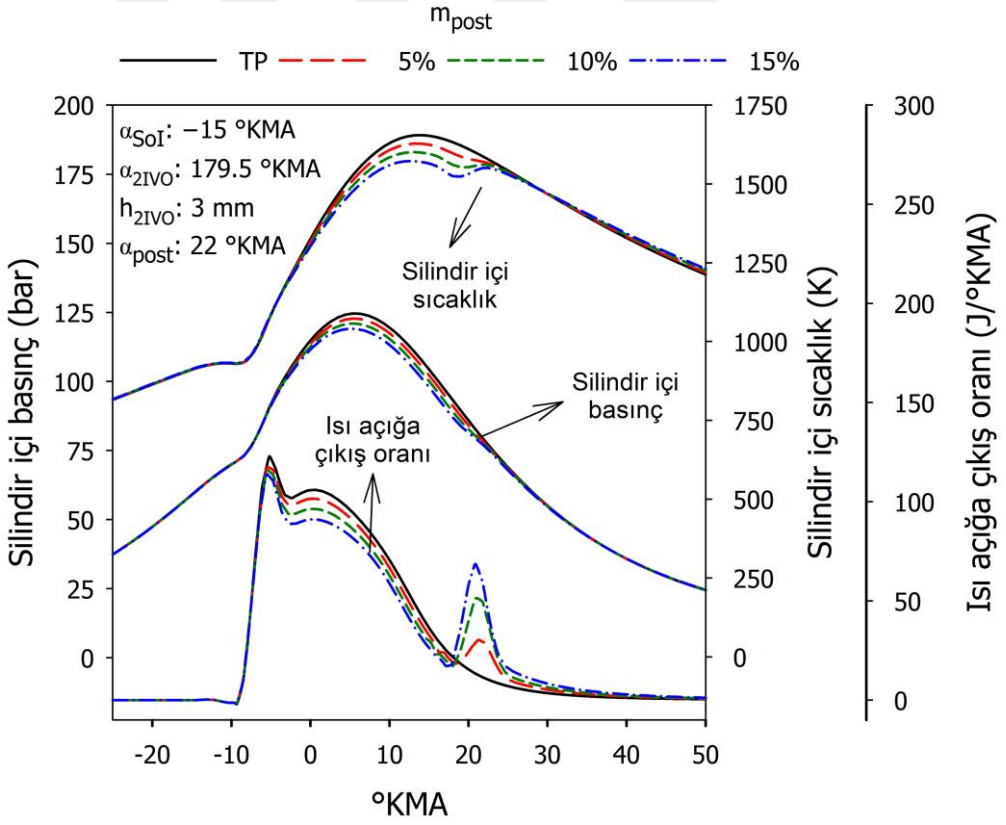
α_{SoI}: −15 °KMA, α_{2IVO}: 179.5 °KMA ve %7,5 art püskürtme durumunda yakın art püskürtme şartlarında (α_{post}: 4 ve 13 °KMA) ana püskürtme miktarındaki azalmadan ötürü tek püskürtme (TP) durumuna kıyasla ısı açığa çıkış oranının birinci piki hafifçe azalmakta, art püskürtmenin daha da geciktirilmesi durumunda art yanmanın ana yanmadan ayrılmaya başlamasından ötürü ısı açığa çıkış oranının birinci pikinde değişim gözlenmemektedir (Şekil 5.10). Art püskürtme uygulandığında ana püskürtme süresi kısaldığından ısı açığa çıkış oranı, difüzyon yanma fazında tek püskürtme durumuna göre azalmaktadır. Bu nedenle, silindir içi



Şekil 5.10 Farklı α_{post} açıları için krank açısına bağlı silindir içi basınç, sıcaklık ve ısı açığa çıkış oranı profilleri

maksimum sıcaklık ve basınç da bir miktar azalmıştır [134]. Art püskürtmenin çok yakın olması durumunda (örn. α_{post}: 4 °KMA), tek püskürtme durumuna kıyasla silindir içi maksimum basınçtaki hafif düşüşe rağmen, art yanmanın ana yanma sürerken gerçekleşmesi neticesinde silindir içi basıncın maksimum olduğu açı neredeyse değişmez. Şekil 5.10'daki ısı açığa çıkış eğrilerinden açıkça anlaşılacağı üzere art püskürtme α_{post}: 4 °KMA'dan daha uzakta uygulandığında (ör. α_{post}: 13, 22, 31, 40 °KMA) art yanma yavaş yavaş ana yanmadan ayrılmaya başladığından dolayı hem silindir içi maksimum basınçtaki değişim azalmakta hem de silindir içi basıncın maksimum olduğu açı hafifçe üst ölü noktaya (ÜÖN) doğru kaymaktadır. Ayrıca α_{post} büyüdükçe düşük eşdeğerlik oranı ve artan tutuşma gecikmesi nedeniyle art yanma için ısı açığa çıkış oranı piki artmaktadır [53].

5.3.3 Art Püskürtme Oranının (m_{post}) Silindir içi Yanma Karakteristikleri Üzerine Etkisi

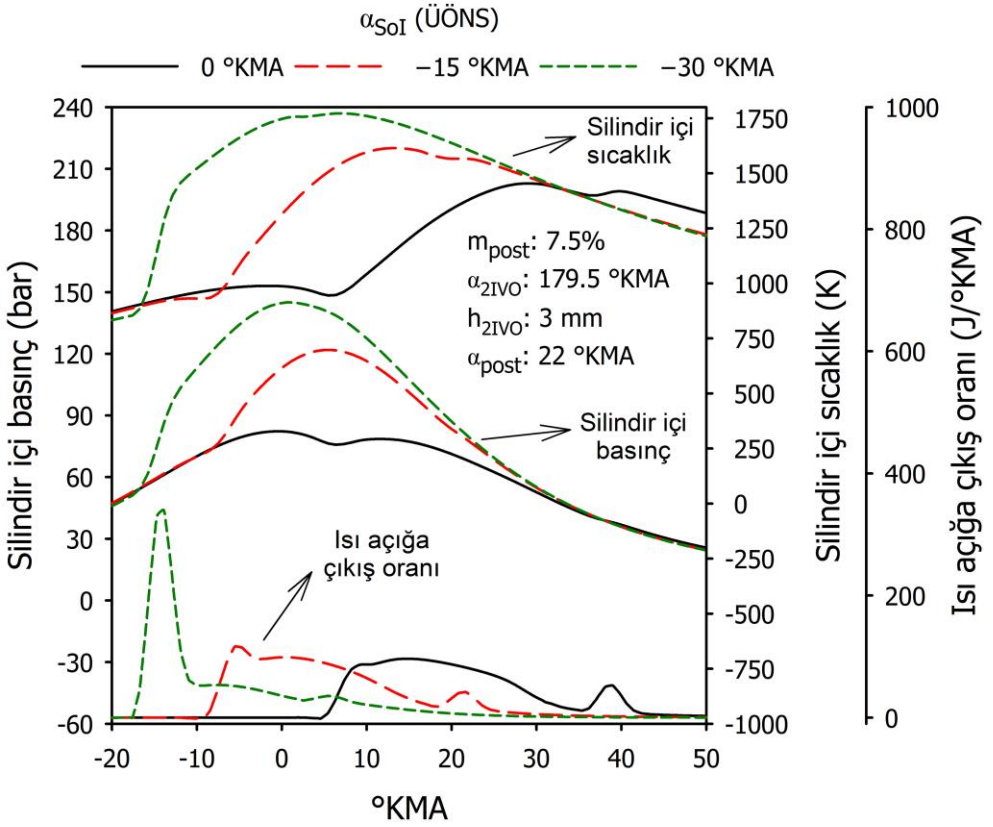


Şekil 5.11 Farklı m_{post} oranları için krank açısına bağlı silindir içi basınç, sıcaklık ve ısı açığa çıkış oranı profilleri

α_{SoI}: −15 °KMA, α_{2IVO}: 179.5 °KMA ve α_{post}: 22 °KMA için silindir içi basınç, sıcaklık ve ısı açığa çıkış oranı eğrileri %5, %10 ve %15 art püskürtme oranları için Şekil 5.11'de gösterilmiş olup art püskürtme oranı m_{post} arttıkça ısı açığa çıkış oranının ikinci pikinin yükseldiği [48]ve daha önce bahsedildiği gibi ısı açığa çıkış oranının birinci pikinin bir miktar azaldığı açıkça görülmektedir. Ek olarak, m_{post} arttıkça, ana püskürtmedeki yakıt miktarı ve dolayısıyla difüzyon kontrollü yanma fazında ısı açığa çıkış oranı azalmakta [135] ve buna bağlı olarak silindir içi maksimum sıcaklık ve basınç azalmaktadır.

5.3.4 Ana Püskürtme Avansının (α_{SoI}) Silindir içi Yanma Karakteristikleri Üzerine Etkisi

Şekil 5.12, α_{2IVO}: 179,5 °KMA, m_{post}: %7,5 ve α_{post}: 22 °KMA olduğu durumda değişen ana püskürtme avansları (α_{SoI}) için silindir içi basınç, sıcaklık ve ısı açığa çıkış oranlarını göstermektedir. α_{SoI}: 0 °KMA iken ana püskürtme başlangıcındaki nispe-

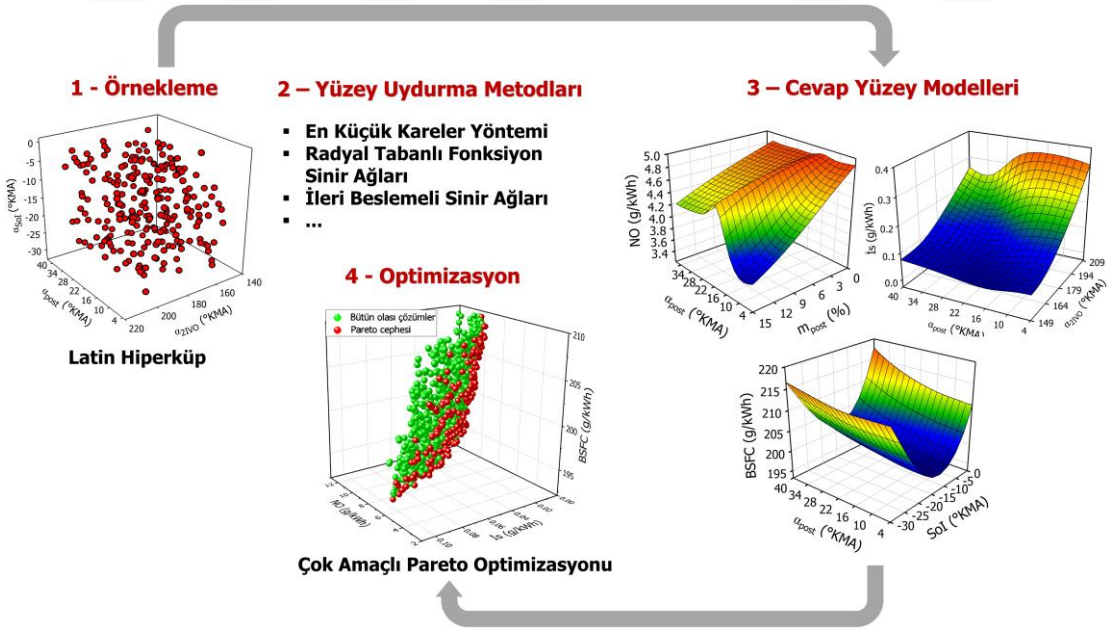


Şekil 5.12 Farklı α_{SoI} açıları için krank açısına bağlı silindir içi basınç, sıcaklık ve ısı açığa çıkış oranı profilleri

ten yüksek silindir içi sıcaklıklar ve buna bağlı kısa tutuşma gecikmesi nedeniyle [136] ön karışımlı yanma için ısı açığa çıkış oranı piki belirgin değildir ve ana püskürtmenin neden olduğu yanma neredeyse tamamen difüzyon yanma şeklinde gerçekleşir. Yanma, genişleme stroğunda ÜÖN'den uzak bir noktada meydana geldiğinden yanma anındaki silindir içi basınç sıkıştırma stroğunun sonundaki basınçtan daha düşüktür. Ana püskürtme avansının −15 °KMA'ya artırılmasıyla püskürtme başlangıcındaki nispeten düşük silindir içi sıcaklıklar nedeniyle tutuşma gecikmesi artar ve bu nedenle ön karışımlı yanma için ısı açığa çıkış oranı piki belirgin olmaya başlar [137]. Ayrıca, ana yanma üst ölü noktaya daha yakın gerçekleştiğinden silindir içi maksimum basınç ve sıcaklık artmaktadır. Ana püskürtme avansının daha da artırılması (α_{Sol}: −30 °KMA ÜÖNS) daha uzun tutuşma gecikmesi nedeniyle ön karışımlı yanma fazında yanan yakıt miktarında ve dolayısıyla ısı açığa çıkış oranının birinci pikinde önemli bir artışa neden olmaktadır ve böylece silindir içi maksimum sıcaklık ve maksimum basınç artmaktadır [138]–[140]. Bununla birlikte ana püskürtme avansı artırıldığında, α_{post} sabit olduğundan ve bu nedenle art püskürtme daha yüksek silindir içi sıcaklık koşullarında gerçekleştirildiği için art püskürtme için tutuşma gecikmesinin ve dolayısıyla ısı açığa çıkış oranının ikinci pikinin azaldığı açıkça görülmektedir.

6
EMİSYON VE PERFORMANS ANALİZİ, ÇOK AMAÇLI OPTİMİZASYON

Emme supabının farklı zamanlamalar ve kalkış yükseklikleri ile ikinci kez açılması (2IVO) sonucunda emme portu ve silindir arasında gerçekleşen kütle transferinin karakterize edilmesi ve yakıt püskürtme ile dahili EGR parametrelerinin silindir içi yanma karakteristikleri üzerine etkilerinin incelenmesinin ardından bu bölümde Şekil 6.1'de genel hatlarıyla gösterildiği gibi GT-SUITE yardımıyla, valide edilmiş tek boyutlu motor modeli kullanılarak farklı püskürtme ve iEGR şartlarında Latin Hiperküpü örneklemesi ile bir veri seti oluşturulmuş; bu veri seti ile is, NO emisyonları ve BSFC için cevap yüzeyleri ileri beslemeli yapay sinir ağları vasıtasıyla eğitilmiş ve cevap yüzeylerine bağlı olarak parametrelerin çıktılar üzerine etkileri incelenmiş ve bu cevap yüzey modelleri vasıtasıyla iEGR uygulanmayan tek püskürtme durumundaki referans koşula göre is, NO emisyonları ve BSFC çıktıları bakımından çok amaçlı pareto optimizasyonu gerçekleştirilmiştir.



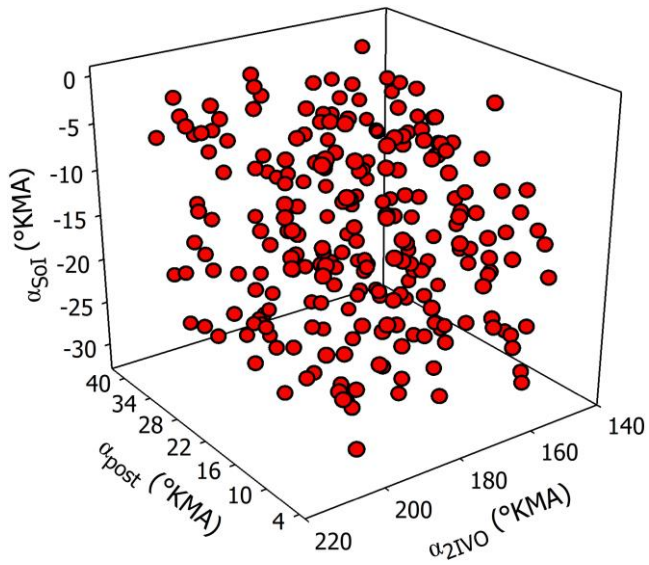
Şekil 6.1 Püskürtme ve dahili EGR parametreleri optimizasyon akış şeması

6.1 Model Tabanlı Deney Tasarımı

Art püskürtme ve dahili EGR parametrelerine bağlı olarak is, NO, özgül yakıt tüketimi ve artık gaz oranı çıktılarını verecek olan yapay sinir ağı (YSA) modelinin eğitilmesi amacıyla kullanılacak veri seti, parametrelerin minimum, maksimum değerlerinin ve DiPulse yanma modeli ile gerçekleştirilecek toplam simülasyon noktası sayısının Tablo 6.1'deki gibi tanımlandığı ve Şekil 6.2'de gösterilen Latin

Tablo 6.1 Latin hiperküp örneklemesi parametre sınırları

Parametre	**Birim**	**Alt Sınır**	**Üst Sınır**
α_{SoI}	°KMA ÜÖNS	−30	0
m_{post}	%	0	15
α_{post}	°KMA	4	40
α_{2IVO}	°KMA	149	210
h_{2IVO}: 3 mm			
Toplam simülasyon sayısı: 250			



Şekil 6.2 Latin Hiperküp örneklemesi parametreler dağılımı

Hiperküp örneklemesi ile elde edilmiştir. Bütün koşullarda h_{2IVO}: 3 mm olarak tanımlanmış, α_{post} ve α_{2IVO}'nun maksimum değerleri ise yanmamış yakıtın silindirden emme portuna kaçışını önlemek amacıyla sırasıyla 40 °KMA ve 210 °KMA ile sınırlandırılmıştır. Ek olarak, h_{2IVO}: 3 mm ve α_{2IVO}: 149 °KMA için artık gaz oranı (Şekil 5.8) ve buna bağlı silindir içi basınç ve sıcaklık gibi koşullar 2IVO'nun uygulanmadığı durum ile aynı olduğundan α_{2IVO} referans koşul için 149 °KMA olarak belirlenmiştir.

6.2 Yapay Sinir Ağları ile Cevap Yüzeyi Modelleme

Makine öğrenimi teknikleri içten yanmalı motorların performansını tahmin etmenin etkileyici yollarından biridir [141], [142]. Yapay sinir ağı (YSA), son derece hassas algoritmaları nedeniyle keskin çıktılar elde edilmesine imkan veren denetimli bir makine öğrenme tekniğidir [142]–[144]. YSA kullanan bir sistemi modellemek geleneksel modelleme yaklaşımından tamamen farklı olup bu modeller sistem hakkında önceden bilgi sahibi olmayı veya temelde yatan fiziğin anlaşılmasını gerektirmez, değişkenler ve matematiksel denklemlerle çalışmak yerine yalnızca verilerle ilgilenir ve doğrudan verilerden öğrenirler. Başka bir deyişle YSA, bilgiyi elde eden ve temeldeki işlevleri tecrübeye dayalı olarak mevcut verilerden öğrenen bir yaklaşımdır. YSA, sistemin temel işlevini/fiziğini öğrenirken YSA öğrenmesinin sonuçları sistemin temel işlevini/fiziğini doğru bir şekilde tahmin etmek için kullanılabilecek şekilde belirlenmiş ağırlıklardır [145].

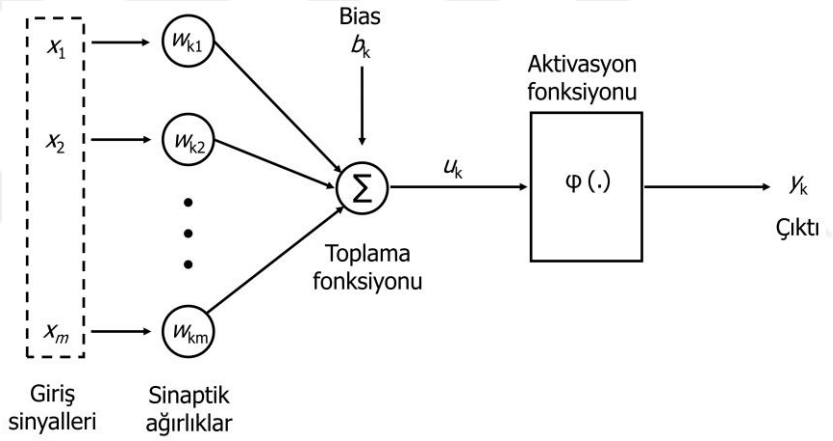
Literatürde birçok YSA mimarisi türü vardır ancak çok katmanlı ileri beslemeli sinir ağları bunlar arasında en yaygın kullanılan ağlardandır. Çok katmanlı ileri beslemeli bir sinir ağı tipik olarak bir giriş katmanına, bir çıktı katmanına ve bir veya daha fazla gizli katmana sahiptir [146], [147]. Çok katmanlı ileri beslemeli ağlarda nöronlar katmanlar halinde düzenlenir ve diğer katmanların nöronları arasında bir bağlantı vardır. Giriş sinyalleri giriş katmanına uygulanır ve çıkış katmanı doğrudan çıkış sinyaline katkıda bulunur. Giriş ve çıkış katmanları arasındaki diğer katmanlara gizli katmanlar denir. Giriş sinyalleri, yalnızca ileri yönde kademeli olarak değiştirilmiş biçimde yayılır ve sonunda çıkış katmanına ulaşır. Bir nöron, diğer nörondan sinyalleri alabilir ve transfer fonksiyonunu kullanarak çıkış sinyalini

diğer düğümlere bir giriş sinyali olarak aktarabilir [147]. Yapay sinir ağı temeline dayalı olarak bir nöronun yapısı Şekil 6.3'de gösterilmiş olup Haykin [148] bir k nöronunu matematiksel olarak aşağıdaki denklemlerle ifade etmiştir [142]:

$$u_k = \sum_{j=1}^{m} w_{kj}\, x_j \tag{6.1}$$

$$y_k = \varphi(u_k + b_k) \tag{6.2}$$

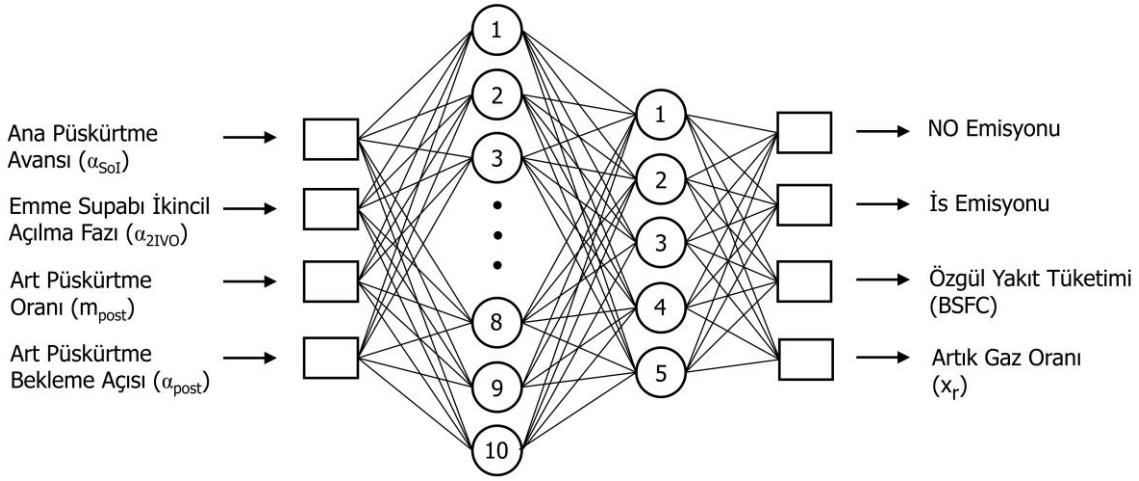
k nöronunun girdileri $x_1, x_2, x_3, \ldots, x_m$ ile ağırlıkları ise $w_{k1}, w_{k2}, w_{k3}, \ldots, w_{km}$ ile gösterilirken u_k net girdi toplamını ifade etmektedir (Eşitlik 6.1). $\varphi(.)$ ve y_k sırasıyla aktivasyon fonksiyonu ve nöronun çıkış sinyali olarak işlev görür ve b_k, aktivasyon fonksiyonunun net girdisini artırma veya azaltma yeteneğine sahip Bias'ı temsil etmektedir (Eşitlik 6.2)[142].



Şekil 6.3 Bir nöron modelinin yapısı [142], [149]

Yakıt püskürtme ve iEGR parametrelerine bağlı olarak is, NO, BSFC ve artık gaz oranı (x_r) çıktılarını (cevap yüzeylerini) elde etmek amacıyla oluşturulan YSA yapısı Şekil 6.4'de gösterilmiştir. YSA, bir girdi, bir çıktı ve iki gizli katman olmak üzere dört katmana sahiptir. Giriş ve çıkış katmanı dörder nörondan oluşurken, birinci gizli katman 10, ikinci gizli katman ise 5 nörondan oluşmaktadır. Gizli katmanlar için hiperbolik tanjant sigmoid aktivasyon transfer fonksiyonu (tan-sig), çıkış katmanı için ise lineer transfer fonksiyonu kullanılmıştır. Ağdaki giriş değişkenleri ana püskürtme avansı, art püskürtme oranı, art püskürtme zamanlaması ve emme supabının ikincil açılma fazı iken çıktılar ise is, NO emisyonları, özgül yakıt tüketimi

ve silindir içi artık gaz oranıdır. Tek boyutlu motor modelinden elde edilen sonuçların 75%'i YSA'nın eğitimi amaçlı kullanılırken 25%'i test amaçlı kullanılmıştır.



Şekil 6.4 Püskürtme ve iEGR parametrelerine bağlı olarak emisyon ve performans çıktılarını veren YSA mimarisi

Bu sinir ağı modelinde, girdi parametreleriyle ilgili çıktı verileri aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır [114]:

$$y = f(w.\, g(z.\, h(v.\, u + a) + b) + c) \tag{6.3}$$

v, a = 1. gizli katmanın ağırlık ve bias değerleri

z, b = 2. gizli katmanın ağırlık ve bias değerleri

w, c = Çıktı katmanın ağırlık ve bias değerleri

u = Girdi değeri

(6.4), (6.5) ve (6.6) ise sırasıyla birinci, ikinci ve çıktı katmanının aktivasyon fonksiyonlarını temsil etmektedir:

$$h(x) = -1 + \frac{2}{1 + e^{-2x}} \tag{6.4}$$

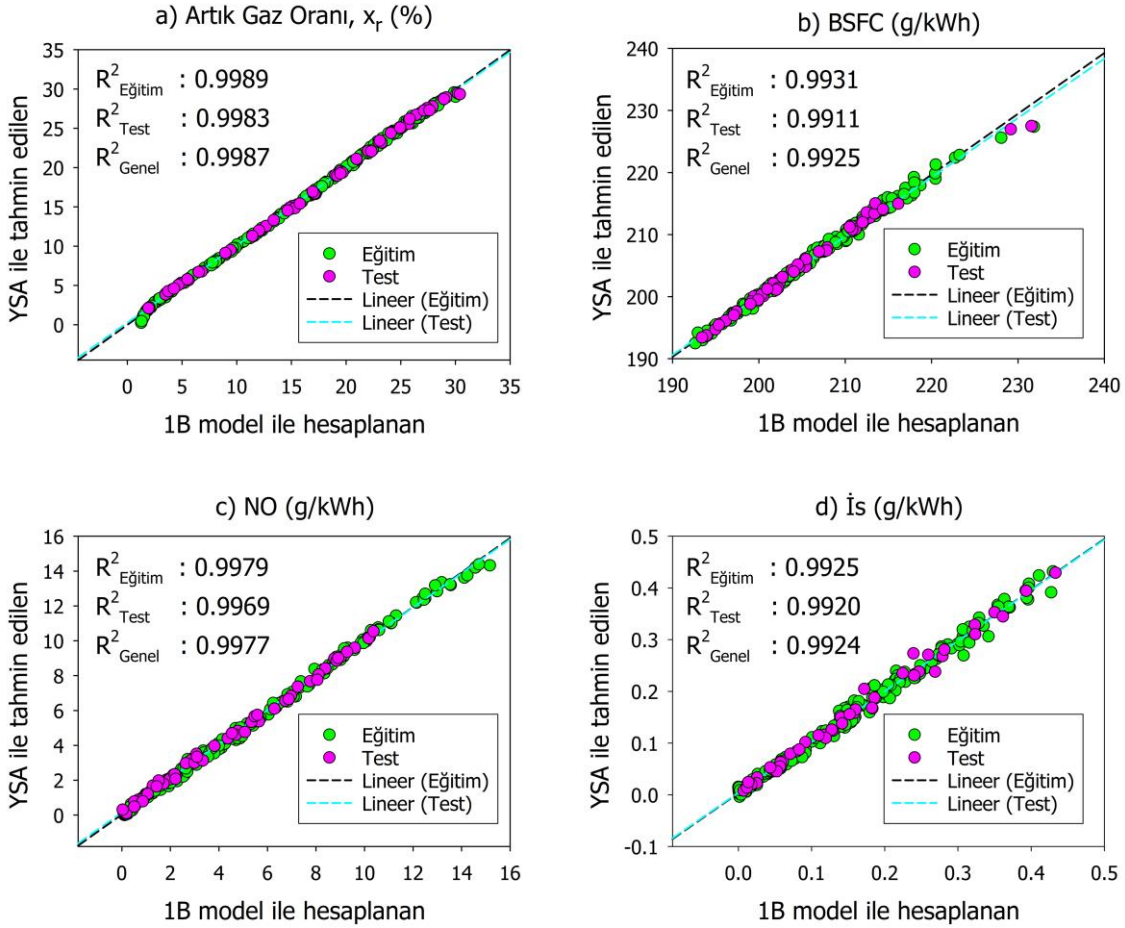
$$g(x) = -1 + \frac{2}{1 + e^{-2x}} \tag{6.5}$$

$$f(x) = x \tag{6.6}$$

Yöntem, Levenberg-Marquardt öğrenme algoritması [150] aracılığıyla aşağıdaki hedef fonksiyonunu minimize etmek için sinir ağının ağırlıklarını ve bias değerlerini hesaplamaktadır [114], [151]:

$$F = \beta . SSE + \alpha . SSW \tag{6.7}$$

Burada, SSE, hata kareler toplamını, SSW ise nöron ağırlıkları kareler toplamını ifade etmekte olup β ve α katsayıları Bayes düzenlemesi algoritması [114], [152]–[154] ile dinamik olarak hesaplanmıştır.



Şekil 6.5 Eğitim ve test veri setleri için 1B model tarafından hesaplanan ve YSA tarafından tahmin edilen çıktılar

Şekil 6.5, is ve NO emisyonları, özgül yakıt tüketimi ve artık gaz oranı için 1B motor modeli ile hesaplanan ve YSA tarafından tahmin edilen çıktıları ve (6.8) ile ifade edilen determinasyon katsayılarını (R^2) göstermekte olup her çıktı için cevap

yüzeylerinin tahmin edilen verilere oldukça yüksek doğrulukta uyduğu görülmektedir.

$$R^2 = \frac{\sum_{i=1}^{n}\left(Y_{p,i} - \overline{Y}\right)^2}{\sum_{i=1}^{n}\left(Y_{o,i} - \overline{Y}\right)^2} \tag{6.8}$$

Y_o = Hesaplanan çıktı

Y_p = Tahmin edilen çıktı

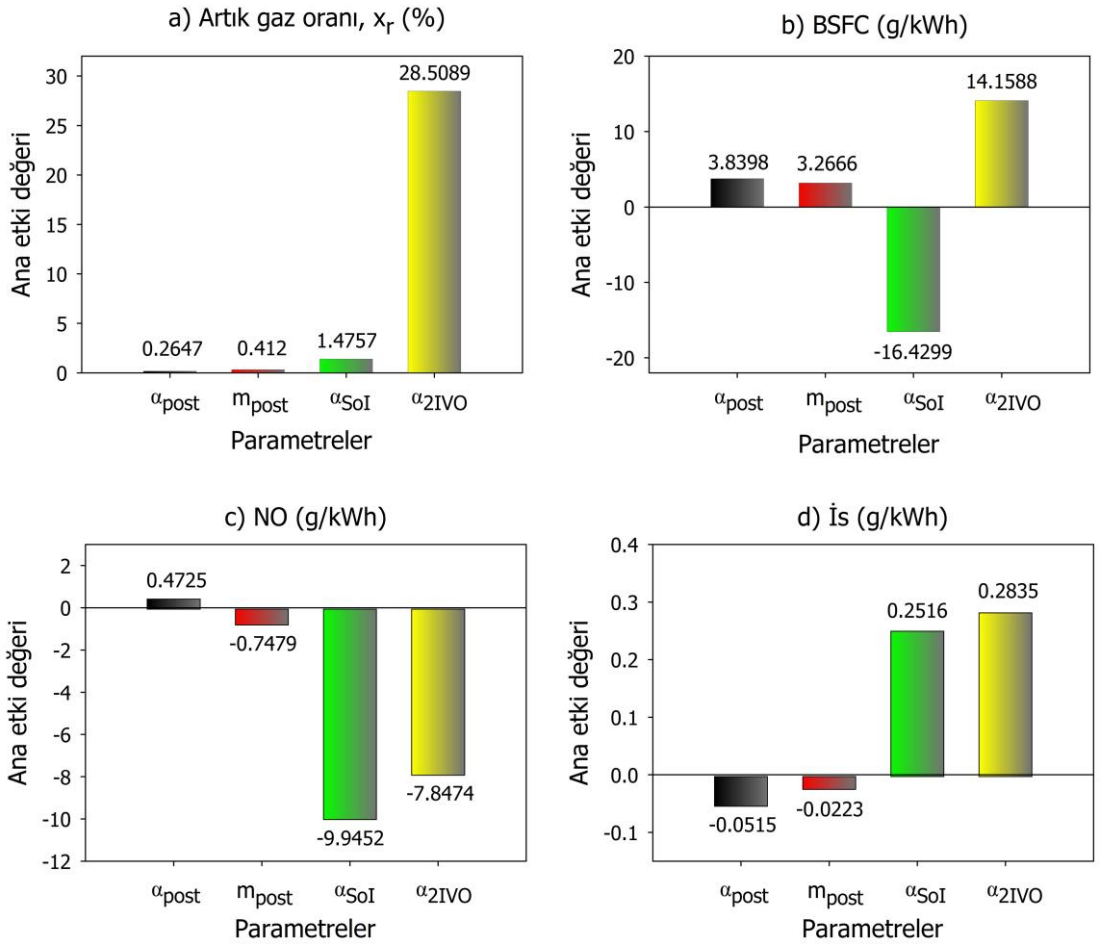
$\overline{Y}$ = Hesaplanan çıktıların ortalaması

n = Simülasyon sayısı

Şekil 6.6, yakıt püskürtme ve dahili EGR parametrelerinin çıktılar üzerindeki ana etki değerlerini göstermektedir. Grafikte her faktör, uzunluğun (ve yönün) o faktör için ana etki değerini temsil ettiği bir bar olarak temsil edilmektedir. Ana etki değeri, faktörün tüm aralığı boyunca (Tablo 6.1) cevabın tahmin edilen maksimum değeri ile minimum değeri arasındaki farkı (tüm diğer faktörler ortalama değerlerinde sabitlenmiştir) ifade etmekte olup ana etki değerinin işareti minimum ve maksimum noktaları birleştiren çizginin eğimini belirtmektedir [114]

Artık gaz miktarındaki 28.51% oranındaki maksimum artışın beklendiği üzere emme supabı ikincil açılma fazındaki artışa bağlı gerçekleştiği, ana püskürtme avansının azaltılması, art püskürtme miktarı ve bekleme açısının artırılmasıyla artık gaz oranındaki artışın sırasıyla 1.48%, 0.41% ve 0.26% olduğu görülmektedir (Şekil 6.6a). Emme supabı ikincil açılma fazındaki artışa bağlı olarak özgül yakıt tüketimi 14.16 g/kWh artarken ana püskürtme avansının azaltılması ile 16.43 g/kWh azalmış, art püskürtme miktarı ve bekleme açısının artırılmasıyla ise sırasıyla 3.27 g/kWh ve 3.84 g/kWh artmıştır (Şekil 6.6b). NO emisyonuna etki eden en önemli parametrelerin emme supabı ikincil açılma fazı ve ana püskürtme avansı olduğu; emme supabı ikincil açılma fazındaki artış ve ana püskürtme avansının azaltılmasıyla NO emisyonlarındaki düşüşün sırasıyla 7.85 g/kWh ve 9.85 g/kWh olduğu; art püskürtme miktarı ve bekleme açısının artırılmasına bağlı olarak NO emisyonlarının sırasıyla 0.75 g/kWh azaldığı ve 0.47 g/kWh arttığı görülmektedir (Şekil 6.6c). NO ve is emisyonlarındaki denge nedeniyle NO emisyonlarına benzer şekilde is emisyonuna da etki eden en önemli parametreler emme supabı ikincil

açılma fazı ve ana püskürtme avansı olup emme supabı ikincil açılma fazındaki artış ve ana püskürtme avansının azaltılması ile is emisyonları sırasıyla 0.28 g/kWh ve 0.25 g/kWh artmış; art püskürtme miktarı ve bekleme açısındaki artışa bağlı olarak ise sırasıyla 0.02 g/kWh ve 0.05 g/kWh azalmıştır (Şekil 6.6d).



Şekil 6.6 Yakıt püskürtme ve dahili EGR parametrelerinin a)artık gaz oranı b)özgül yakıt tüketimi c)NO ve d)is emisyonları üzerindeki ana etki değerleri

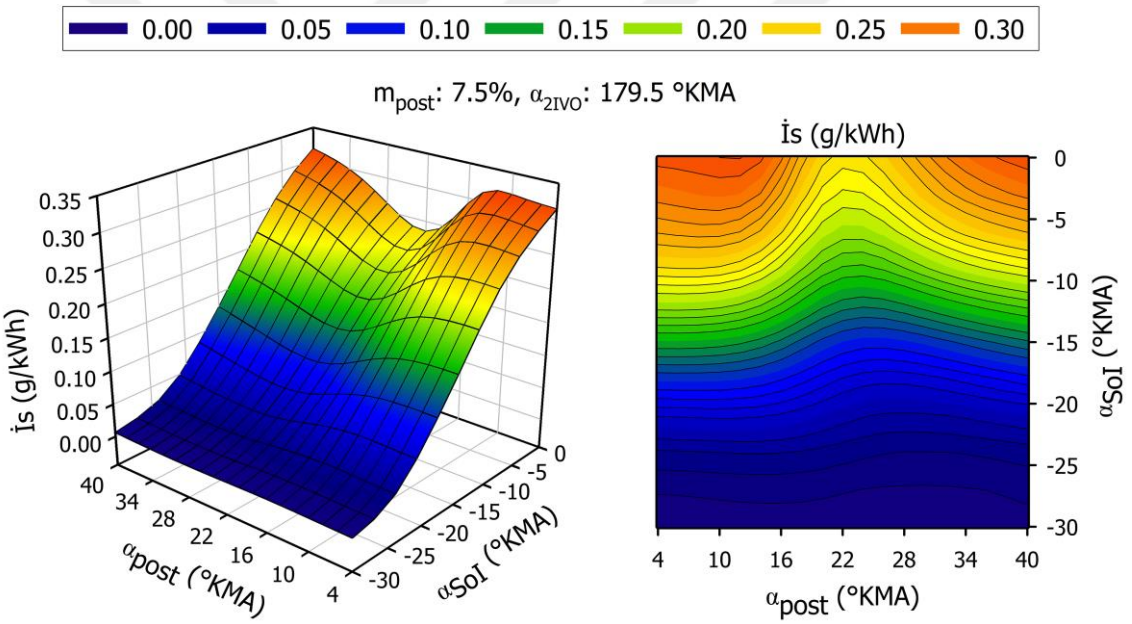
6.3 Cevap Yüzeyleri Analizi

Bu kısımda, dahili EGR ve art püskürtme parametrelerinin NO ve is emisyonlarının oluşum ve oksidasyon mekanizmaları ve özgül yakıt tüketimi üzerindeki etkileri seçilmiş bazı eğitilmiş cevap yüzeyleriyle incelenmiştir. Herhangi iki parametrenin belirtilen çıktı üzerindeki etkisi incelenirken diğer parametreler Tablo 3'te belirtilen tasarım aralıklarının ortalama değerlerinde sabit tutulmuştur.

6.3.1 İs Emisyonu Cevap Yüzeyleri

6.3.1.1 α_{SoI} – α_{post} – İs Cevap Yüzeyi

Şekil 6.7, art püskürtme oranı ve emme supabının ikinci kez açılma fazı sabit olduğu durumda (m_{post}: 7.5% ve α_{2IVO}: 179.5 °KMA) değişen ana püskürtme avansları (α_{SoI}) için art püskürtme bekleme açısına (α_{post}) bağlı olarak is emisyonlarındaki değişimi göstermektedir. Ana püskürtme zamanlaması α_{SoI}: 0 °KMA için çok yakın art püskürtme durumunda (örn. α_{post}: 4, 8 ve 12 °KMA) art püskürtülen yakıtın ana yanmadan kaynaklanan daha yüksek eşdeğerlik oranı ve daha yüksek sıcaklığa sahip bölgeye penetrasyonu nedeniyle is emisyonunun daha yüksek olduğu görülmektedir [42], [54]. Art püskürtme bir miktar geciktirildiğinde (örn. α_{post}: ~ 22 °KMA), azalan yerel eşdeğerlik oranı [42] ve is oksidasyonu için hala mevcut olan

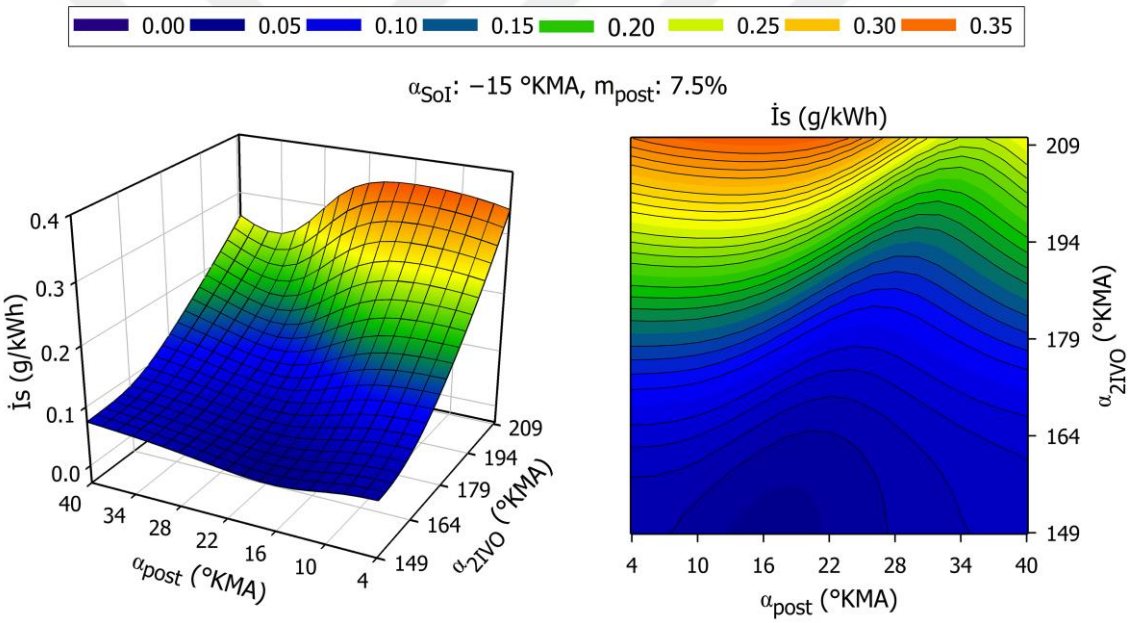


Şekil 6.7 α_{SoI} – α_{post} – is cevap yüzeyi

yeterli sıcaklıklar nedeniyle is emisyonu azalmakta ve minimum seviyeye ulaşmaktadır. Art püskürtme bekleme açısının 40 °KMA'ya kadar artırılmasıyla art püskürtme anındaki daha düşük silindir içi sıcaklıklar nedeniyle is oksidasyonu kötüleşmekte ve is emisyonu artmaya başlamaktadır. Ana püskürtme avansının 0 °KMA'dan ÜÖNS -30 °KMA'ya artırılmasının bir sonucu olarak maksimum silindir içi sıcaklık artmakta (Şekil 5.12) ve buna bağlı artan is oksidasyonu nedeniyle is emisyonu azalmaktadır [155].

6.3.1.2 α_{2IVO} – α_{post} – İs Cevap Yüzeyi

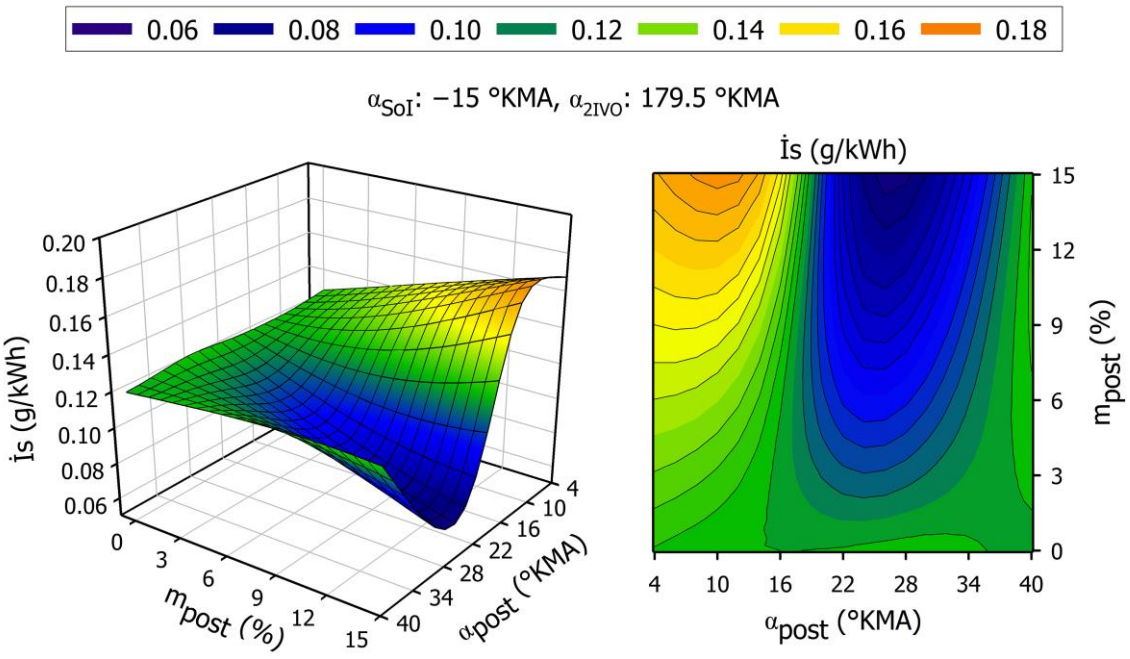
Ana püskürtme zamanlaması ve art püskürtme miktarı sabit tutulduğunda (α_{SoI}: −15 °KMA ve m_{post}: 7.5%) Şekil 6.8'de gösterildiği gibi, emme supabının ikinci kez açılma fazı α_{2IVO}'nun 149 °KMA'dan 210 °KMA'ya doğru artışı ile azalan O_2 konsantrasyonu, yakıt bakımından zengin bölgelerin oluşumuna ve böylelikle is emisyonlarının artışına neden olmuştur [9], [156]. Emme supabının ikinci kez açılma fazının artmasıyla is oksidasyonunun maksimum olduğu art püskürtme bekleme açıları (α_{post}) da büyümektedir. Bu durum emme supabının ikinci kez açılma fazındaki artış sonucunda yükselen silindir içi sıcaklıkların (Şekil 5.9) maksimum is oksidasyonuna imkan tanıyacak art püskürtmenin daha düşük yerel eşdeğerlik oranı koşullarında yani daha geç yapılabilmesine izin verebilecek düzeyde olması ile açıklanabilir.



Şekil 6.8 α_{2IVO} – α_{post} – İs cevap yüzeyi

6.3.1.3 m_{post} – α_{post} – İs Cevap Yüzeyi

Sabit ana püskürtme avansı ve emme supabı ikincil açılma zamanlaması koşulunda (α_{SoI}: −15 °KMA, α_{2IVO}: 179.5 °KMA) Şekil 6.9'da gösterildiği gibi tek püskürtme durumuna göre (m_{post}: 0%) is oluşumunun maksimum olduğu yakın art püskürtme durumunda (örn. α_{post}: 4, 10 °KMA) art püskürtme oranı m_{post} arttıkça ana yanmanın hala devam ettiği oksijence fakir ana yanma bölgesine penetre olan yakıt miktarı art-



Şekil 6.9 m_{post} – α_{post}– is cevap yüzeyi

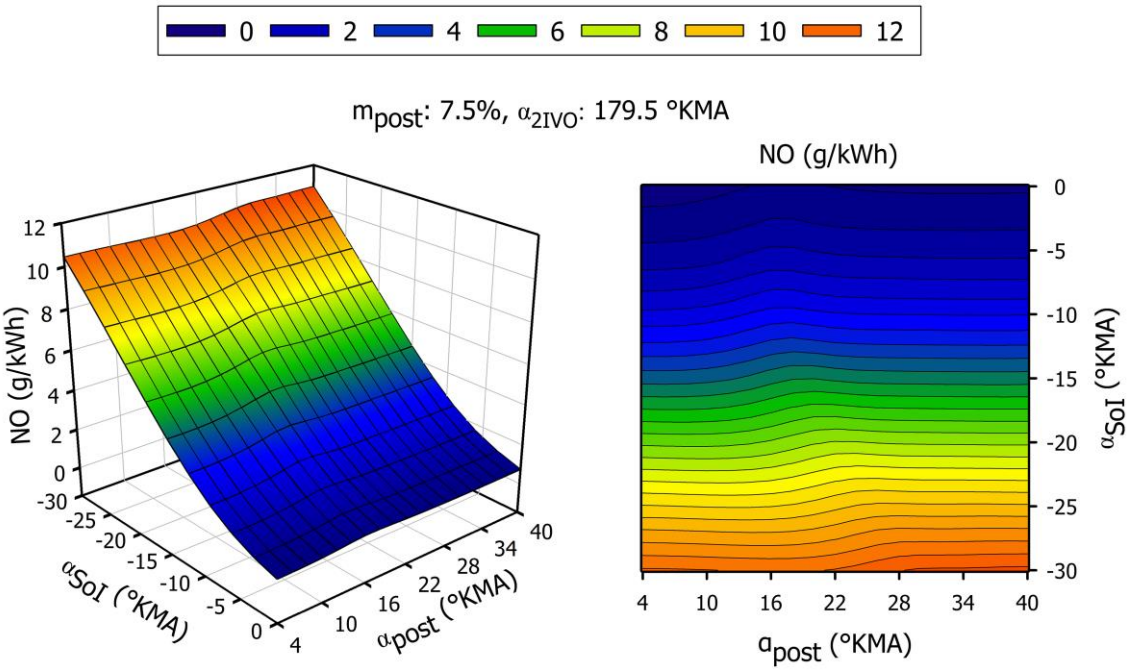
tığından is emisyonu artmaktadır. Ayrıca art püskürtme oranı arttıkça yakın art püskürtme durumunda (örn. α_{post}: 4 °KMA) is emisyonundaki artışın çok daha uzak art püskürtme durumundaki (örn. α_{post}: 40 °KMA) artıştan daha fazla olduğu görülmektedir. Bu durumun, çok geç uygulanan art püskürtme anında nispeten düşük silindir içi sıcaklıklar nedeniyle yakıtın bir kısmının is oluşumunu destekleyememesinden kaynaklandığı sonucuna varılabilir. İs oksidasyonunun maksimum olduğu nispeten geç art püskürtme durumunda (örn. α_{post}: ~ 26 °KMA) ise art püskürtme oranı arttıkça is oksidasyonuna katkı sağlayan yakıt miktarı arttığından is emisyonu oldukça hızlı azalmaktadır [41].

6.3.2 NO Emisyonu Cevap Yüzeyleri

6.3.2.1 α_{SoI} – α_{post} – NO Cevap Yüzeyi

Şekil 6.10, ana püskürtme avansı (α_{SoI}) ve art püskürtme bekleme açısı α_{post}'a bağlı olarak NO emisyonundaki değişimi göstermektedir. Ana püskürtme erken yapıldığında tutuşma gecikmesi süresinin uzaması ve böylelikle ön karışımlı yanma fazında yanan yakıt miktarı ve dolayısıyla ısı açığa çıkış oranı pikindeki artış nedeniyle yükselen silindir içi sıcaklıklardan ötürü (Şekil 5.12) NO emisyonunun arttığı [140] görülmektedir. 0 °KMA ana püskürtme avansı için, kısmen art yanma

ana yanmadan uzaklaştıkça ana yanmanın NO oluşturma kapasitesinin artmasına, kısmen de eşdeğerlik oranındaki azalmaya bağlı olarak art yanmadaki iyileşme nedeniyle (Şekil 5.10) α_{post}:~18 °KMA'ya kadar NO emisyonunun bir miktar arttığı görülmektedir. Silindir içi maksimum sıcaklıkların ÜÖN civarında gerçekleşmesi nedeniyle ana püskürtme avansı arttıkça art püskürtme nedeniyle NO emisyonunun hafifçe artmaya başladığı art püskürtme bekleme açısı da büyümektedir.

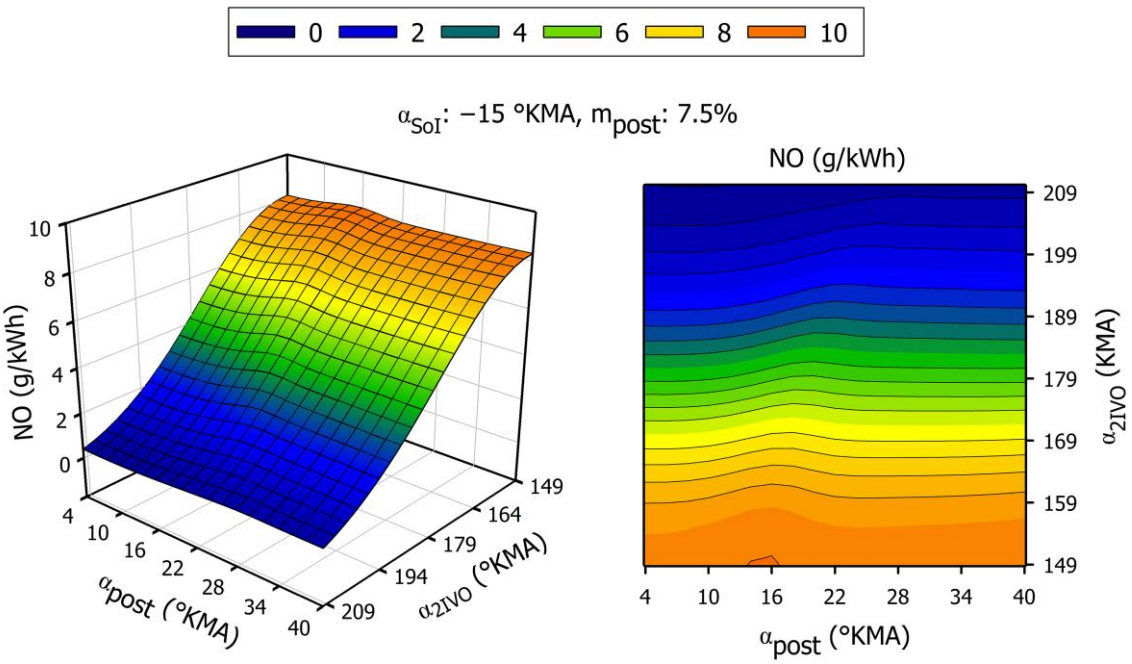


Şekil 6.10 α_{SoI} – α_{post} – NO cevap yüzeyi

6.3.2.2 α_{2IVO} – α_{post} – NO Cevap Yüzeyi

Termal NO oluşumunun silindir içi maksimum sıcaklıkların ve yerel hava yakıt oranının bir fonksiyonu olduğu iyi bilinmesine karşın Şekil 5.9'da gösterildiği gibi emme supabının ikinci açılma fazı α_{2IVO} arttıkça artık gaz oranındaki (x_r) artışa bağlı olarak silindir içi sıcaklıklardaki artışa rağmen NO emisyonu oldukça hızlı bir şekilde azalmaktadır (Şekil 6.11)[23]. Bu durum, daha önce belirtildiği gibi egzoz gazı resirkülasyonu ile NO_x emisyonlarındaki azalmanın kimyasal ve termal süreçlerden daha çok silindir içi dolgunun seyreltilme etkisinden kaynaklandığı [2], [91] tezini doğrular niteliktedir. Bununla birlikte art püskürtme neticesinde NO emisyonunun bir miktar artmaya başladığı art püskürtme bekleme açısı α_{post}'un da NO oluşumuna izin verecek yerel eşdeğerlik oranının emme supabı ikinci kez açılma

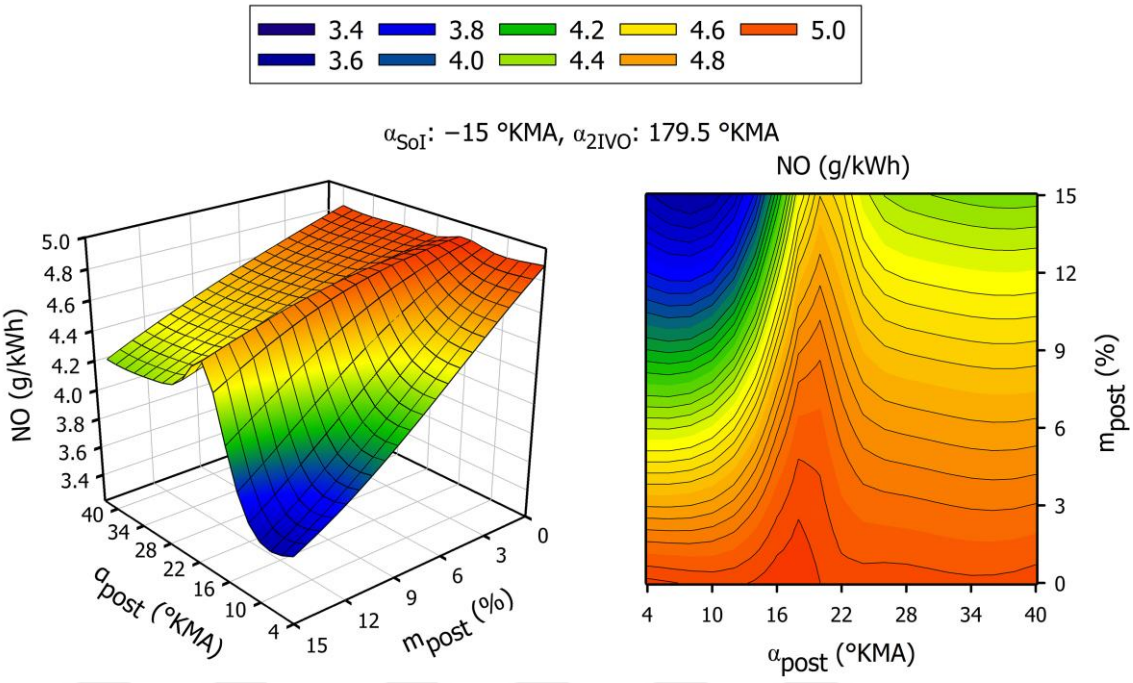
fazı ve dolayısıyla artık gaz oranı arttıkça daha büyük art püskürtme bekleme açılarında elde edilebilmesi neticesinde büyüdüğü görülmektedir.



Şekil 6.11 α_{2IVO} – α_{post} – NO cevap yüzeyi

6.3.2.3 m_{post} – α_{post} – NO Cevap Yüzeyi

Şekil 6.12'den, art püskürtme uygulaması ile tek püskürtme durumuna göre (m_{post}: %0) her koşulda NO emisyonunun azaldığı ve bu düşüşün yakın art püskürtme durumunda (örn. α_{post}: 4 ve 10 °KMA) uzak art püskürtme durumuna göre (örn. α_{post}: 28, 34 ve 40 °KMA) daha fazla olduğu görülmektedir. Buradan, artan art püskürtme miktarının NO emisyonunu tek püskürtme durumuna göre, yakın art püskürtme durumunda hem art yanma nedeniyle ana yanma bölgesinde NO oluşumuna katılan O_2 miktarındaki azalma, hem de art püskürtme nedeniyle azalan ana püskürtme miktarı ve bu nedenle düşen silindir içi sıcaklıklardan (Şekil 5.11) dolayı [48]; daha geç yapılan art püskürtme durumunda ise artık art püskürtme ana yanma bölgesindeki NO oluşumuna müdahale edemeyeceğinden yalnızca ana püskürtme miktarındaki azalma nedeniyle düşen silindir içi sıcaklıklardan ötürü düşürdüğü sonucu çıkarılabilir.

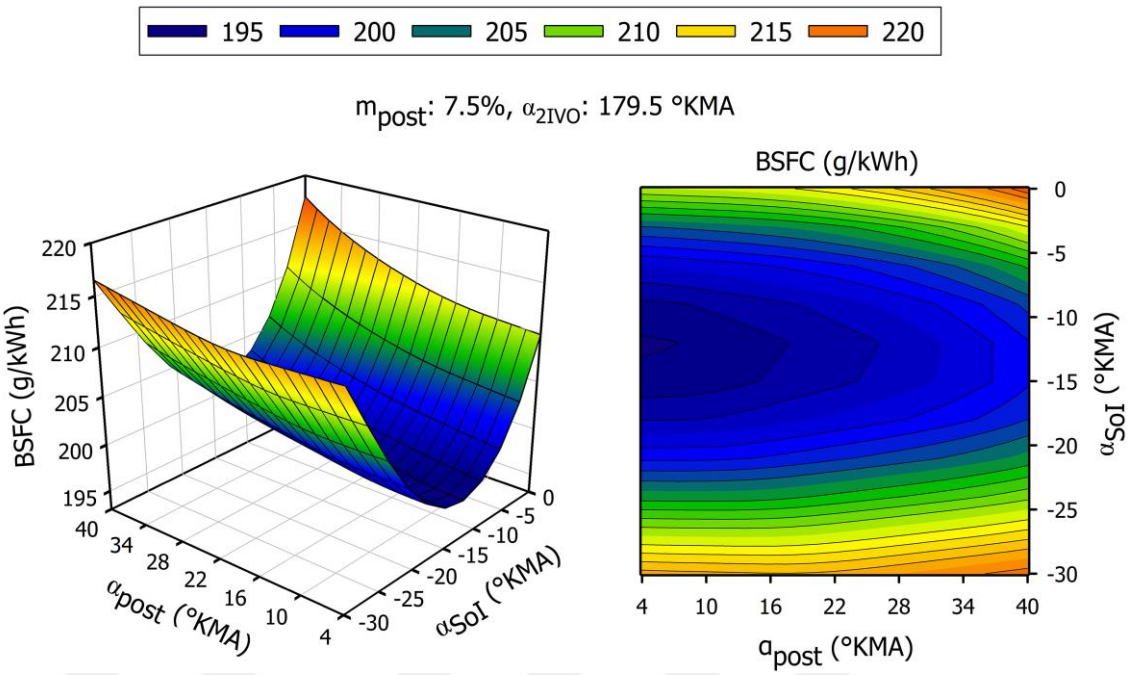


Şekil 6.12 m_{post} – α_{post} – NO cevap yüzeyi

6.3.3 BSFC Cevap Yüzeyleri

6.3.3.1 α_{SoI} – α_{post} – BSFC Cevap Yüzeyi

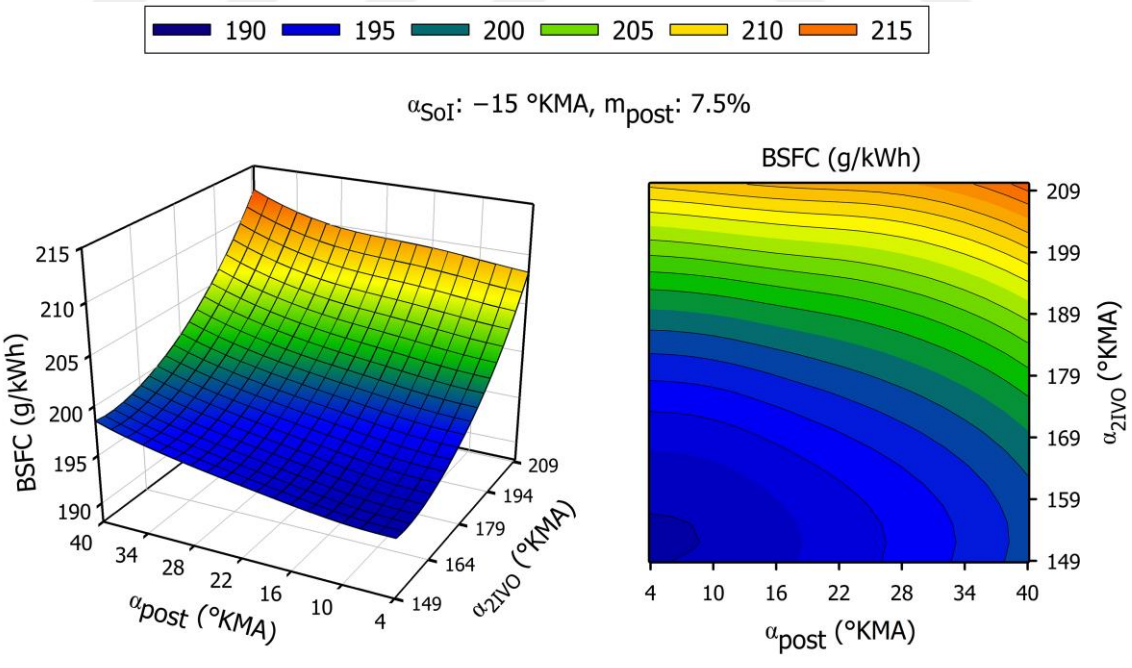
Art püskürtme bekleme açısı (α_{post})–ana püskürtme avansı (α_{SoI}) cevap yüzeyinden anlaşılacağı üzere (Şekil 6.13) özgül yakıt tüketimi (BSFC), α_{SoI}: −12 °KMA ÜÖNS için ve α_{post}: 4 °KMA için minimumdur. α_{SoI} 0 °KMA'ya düşürüldüğünde yanma başlangıcı genişleme stroğuna doğru kaydığından (Şekil 5.12) ve silindir içi maksimum basınçtaki azalma nedeniyle güç üretimine olan katkı azaldığından [140] α_{SoI}: −12 °KMA ile karşılaştırıldığında özgül yakıt tüketimi artmaktadır. Öte yandan, α_{SoI} −30 °KMA'ya artırıldığında silindir içi maksimum basınç artmakta ancak silindir içi basıncın maksimum olduğu krank açısı ÜÖN'ye yaklaştığı ve basınç artışının daha büyük bir kısmının ÜÖN'dan önce gerçekleştiği için (Şekil 5.12) özgül yakıt tüketiminin artmasına neden olmaktadır [138]. α_{SoI}: 0 °KMA için art püskürtme bekleme açısı α_{post} arttıkça art püskürtmenin güç üretimine olan katkısının azalması nedeniyle özgül yakıt tüketimi artmaktadır [50]. Buna karşın özgül yakıt tüketimi, sıkıştırma stroğunda yanan yakıt miktarı azaldığı için α_{SoI}: −30 °KMA durumunda α_{post}: ~ 15 °KMA'ya kadar bir miktar iyileşmektedir.



Şekil 6.13 α_{SoI} – α_{post} – BSFC cevap yüzeyi

6.3.3.2 α_{2IVO} – α_{post} – BSFC Cevap Yüzeyi

Şekil 6.14, emme supabının ikincil açılma fazı (α_{2IVO}) ve art püskürtme bekleme açısına (α_{post}) bağlı olarak özgül yakıt tüketimi cevap yüzeyini göstermektedir. Em-

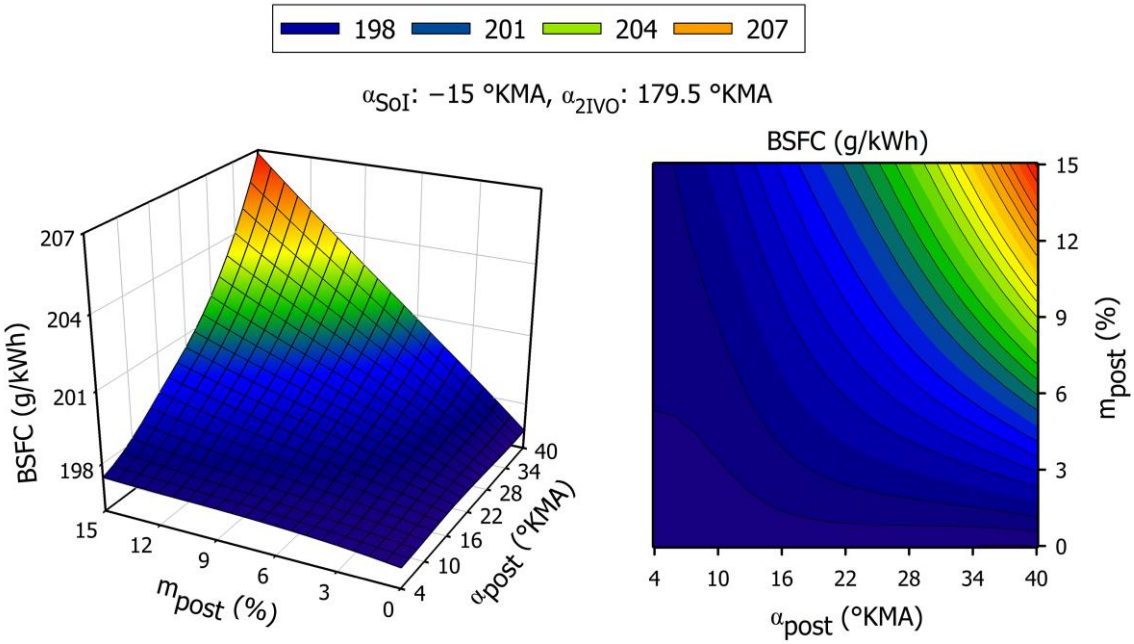


Şekil 6.14 α_{2IVO} – α_{post} – BSFC cevap yüzeyi

me supabının ikincil açılma fazının artışı ile yükselen silindir içi artık gaz oranı sonucu hem silindir içi sıcaklıklardaki artış nedeniyle azalan volumetrik verim (Şekil 5.7) hem de silindir içi dolgunun oksijen konsantrasyonundaki azalma nedeniyle yanma sonucunda silindir içi maksimum basıncın azalması (Şekil 5.9) yakıt tüketimini artırmaktadır [7]. Bununla birlikte art püskürtme bekleme açısının artırılması ile hem art yanmanın ana yanmadan ayrılmaya başlaması sonucunda silindir içi maksimum basınçtaki azalma hem de art yanmanın güç üretimine olan katkısının azalmasından ötürü özgül yakıt tüketimi artmaktadır. Ayrıca, emme supabının ikincil açılma fazı büyüdükçe, art püskürtme bekleme açısının artırılmasına bağlı olarak özgül yakıt tüketimindeki artış oranının bir miktar azaldığı görülmüştür.

6.3.3.3 m_{post} – α_{post} – BSFC Cevap Yüzeyi

Art püskürtme bekleme açısı (α_{post}) ve art püskürtme oranı (m_{post})'a bağlı olarak özgül yakıt tüketimi cevap yüzeyini gösteren Şekil 6.15'de yakın art püskürtme durumunda (α_{post}: 4 °KMA) art yanma neredeyse ana yanma ile beraber gerçekleşti-



Şekil 6.15 m_{post} – α_{post} – BSFC cevap yüzeyi

ğinden silindir içi maksimum basınç ve maksimum basıncın meydana geldiği krank açısındaki az miktardaki azalmadan ötürü art püskürtme oranı arttıkça tek

püskürtme durumuna göre (m_{post}: 0%) özgül yakıt tüketiminde hafif bir artış meydana gelirken art püskürtme zamanının daha da geciktirilmeye ve bu nedenle art yanmanın ana yanmadan ayrılmaya başlayıp güç üretimine olan katkısının azalmaya başlamasından ve art püskürtme oranındaki artış nedeniyle ana yanma miktarındaki azalmaya bağlı olarak maksimum silindir içi basınçtaki azalmadan ötürü özgül yakıt tüketimi hızlı bir şekilde artmaya başlamaktadır.

6.4 Çok Amaçlı Pareto Optimizasyonu

Dizel motorlarda is–NO_x dengesinden (trade-off) ötürü bu iki emisyondan herhangi birini azaltmaya yönelik silindir içi kontrol uygulamalarının diğer emisyonda kötüleşmeye ve motor performansında da olumlu ya da olumsuz yönde değişimlere neden olduğu bilinmekte olup bir önceki kısımda cevap yüzeylerinden elde edilen bilgiler doğrultusunda bir çıkarım yapılacak olursa ana püskürtme avansının düşürülmesi ve iEGR'deki artışa bağlı olarak NO emisyonlarının azalmasına karşın is emisyonu ve özgül yakıt tüketiminin arttığı; çok yakın ve çok uzak art püskürtme durumunda is emisyonu artarken NO emisyonunun azaldığı, özgül yakıt tüketiminin ise genellikle arttığı; is emisyonlarını minimum yapan art püskürtme zamanlamasında NO emisyonunun arttığı ve bu noktada art püskürtme oranı arttıkça is emisyonu ve NO emisyonu azalırken özgül yakıt tüketiminin arttığı; art püskürtmenin emisyonlar üzerindeki etkisinin ana püskürtme zamanlaması ve iEGR'ye bağlı olarak değişkenlik gösterdiği sonucuna varılabilir. Dolayısıyla art püskürtme ve iEGR parametrelerinin emisyonlar ve motor performansı üzerinde kompleks bir etkiye sahip olduğu görülmüş ve is, NO_x ve BSFC arasındaki bilinen bu denge ilişkisi belirgin bir şekilde ortaya konmuştur.

Dizel motorlarda, bir girdi parametresine bağlı olarak birkaç çıktı aynı anda değiştiğinde bu çıktıları geleneksel şekilde iyileştirerek optimum sonuçları elde etmek oldukça zordur ve aynı zamanda verimsizdir. Çok amaçlı pareto optimizasyonu birbirleriyle denge ilişkisi içinde olan bu göstergelerin optimum değerlerini elde etmenin etkili bir yoludur [157] ve tez çalışması kapsamında özgül yakıt tüketiminde aşırı bir artışa sebebiyet vermeden NO ve is emisyonlarını aynı anda azaltabilen girdi değişkenlerini belirlemek amacıyla kullanılmıştır.

Çok amaçlı optimizasyon problemleri, aynı anda birkaç hedef fonksiyonunun optimize edilmesinden oluşmaktadır ve temelleri tek amaçlı optimizasyondan oldukça farklıdır [158]. n değişkene sahip, k adet amaç fonksiyonu içeren ve m adet kısıt uygulanan çok amaçlı optimizasyon (6.1) ile tanımlanmaktadır.

$$\vec{x} \in X = \left\{\vec{x} \middle| \vec{x} \in R^n, g_j(\vec{x}) \leq 0 \ (j = 1, \ldots, m)\right\} \text{ koşulu için}$$
$$\min \vec{f}(\vec{x}) = (f_1(\vec{x}), f_2(\vec{x}), \ldots, f_k(\vec{x}))^T \tag{6.1}$$

$$f_i(\vec{x}) = f_i(x_1, x_2, \ldots, x_n), i = 1, \ldots, k \tag{6.2}$$

$$g_j(\vec{x}) = g_j(x_1, x_2, \ldots, x_n), j = 1, \ldots, m \tag{6.3}$$

Burada (6.2) amaç fonksiyonu vektörü, (6.3) ise kısıt koşulu vektörüdür. $\vec{x} \in X$ için,

$$f_i(\vec{x}) \leq f_i(\vec{x}^*), {}^{\forall}i = \{1, \ldots, k\} \text{ ve } f_i(\vec{x}) < f_i(\vec{x}^*), {}^{\exists}i = \{1, \ldots, k\} \tag{6.4}$$

sağlayan başka uygun çözüm yok ise $\vec{x}^* \in X$, belirtilen problem için pareto optimal çözümünü belirtirken, $f(\vec{x}^*)$ pareto optimal çözüm setlerini içeren pareto cephesini ifade etmektedir [159], [160]. Bu çalışma özelinde, f_1, f_2 ve f_3 sırasıyla is, NO ve BSFC'yi; x_1, x_2, x_3 ve x_4 ise sırasıyla ana püskürtme avansı (α_{Sol}), art püskürtme bekleme açısı (α_{post}), art püskürtme oranı (m_{post}) ve emme supabı ikincil açılma fazını (α_{2IVO}) temsil etmektedir.

Ağırlıklı doğrusal toplamlar ve ε kısıtlamaları gibi skalarizasyon tabanlı teknikler, çok amaçlı pareto analizlerinde optimizasyon yöntemleri olarak sıklıkla kullanılmaktadır. Ancak son zamanlarda, çok amaçlı genetik algoritmaların ve biyolojik evrime dayalı çok amaçlı optimizasyon yöntemlerinin kullanımı bu tür optimizasyon problemlerinin çözümünde oldukça yaygınlaşmıştır [161].

Genetik algoritma sürecinin ilk adımı olan popülasyonun başlangıç aşamasında optimize edilecek parametreler (mevcut çalışmadaki art püskürtme ve iEGR parametreleri), her parametrenin gen adı verilen ikili (binary) sistem ile kodlandığı bir kromozom (birey) ile temsil edilmektedirler. Algoritmada amaç fonksiyonlarına uyum bakımından en iyi kromozomlar en yüksek hayatta kalma olasılığına sahip olup bir sonraki nesil en iyi kromozomların seçilmesi ve kromozomların çaprazlama

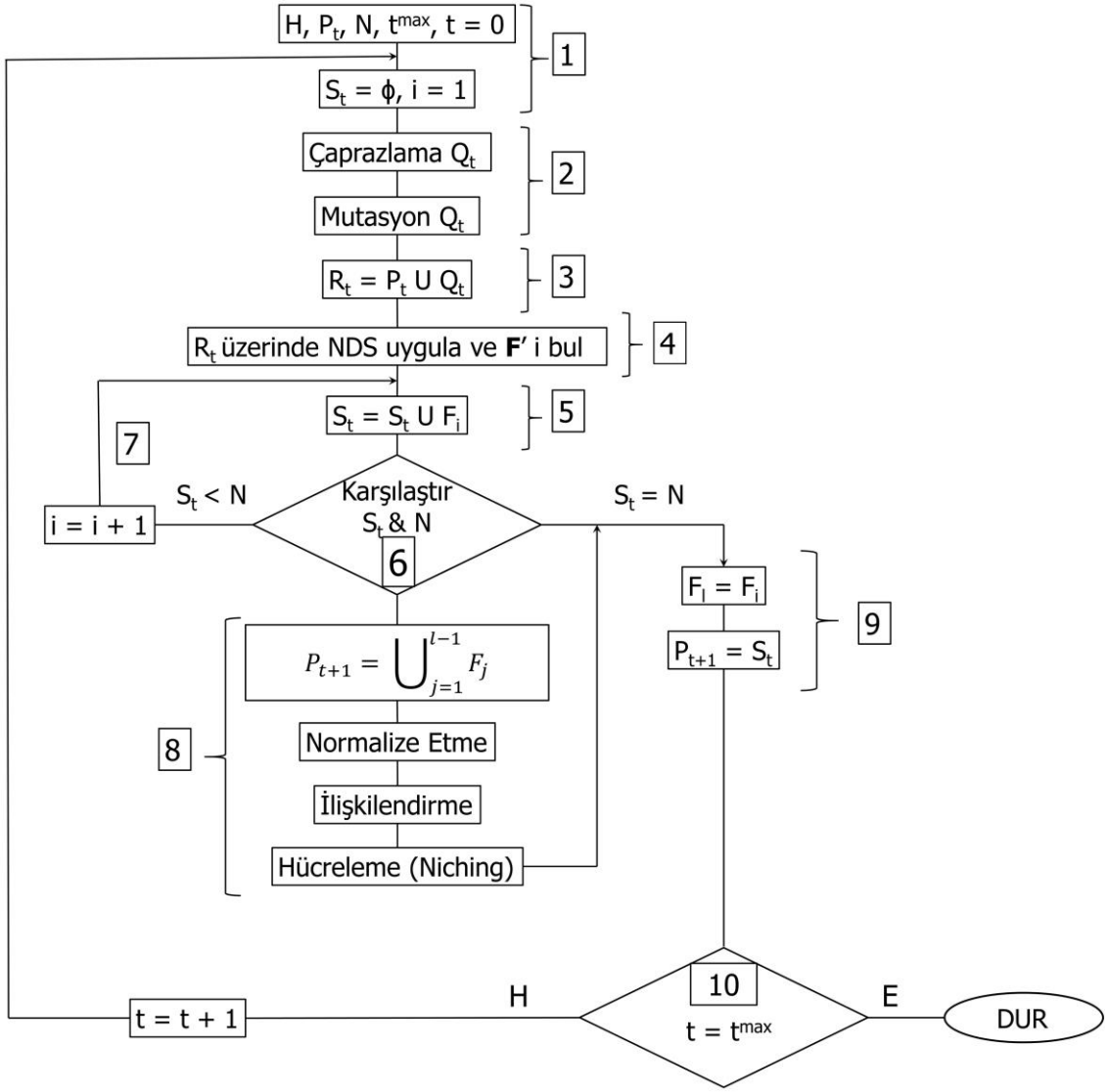
ve mutasyon işlemi sonucunda bir yavru popülasyonunun oluşturulması ile elde edilmektedir. Değerlendirme ve çoğaltma adımları belirli bir nesil sayısına, tanımlanmış bir uygunluk veya popülasyonun yakınsama kriterine ulaşılana kadar tekrarlanmaktadır [162].

Bastırılmamış sınıflandırma (NDS - Non-Dominated Sorting), temel olarak, birçok çok amaçlı evrimsel algoritmanın seçilim prosesinde çok önemli bir rol oynayan pareto baskınlık ilkesine göre popülasyondaki çözümleri sınıflandırmak amacıyla kullanılmaktadır. Bastırılmamış sınıflandırmada bir A bireyinin ya da kromozomunun hedef değeri diğer bir birey B'ninkinden daha kötü değilse ve A'nın en az bir hedef değeri B'nin hedef değerlerinden daha iyi ise A bireyinin B bireyine baskın olduğu söylenebilir [163]. Bu çalışma özelinde birey ya da kromozom, ikili dizi kodlama işlemi sonucu her biri birer gen olarak adlandırılan püskürtme ve iEGR parametre setini; popülasyon, farklı iEGR ve art püskürtme parametrelerine sahip birey (çözüm önerileri) topluluğunu ifade etmektedir. Bir minimizasyon problemi göz önüne alındığında ve popülasyonun çözümlerinin K adet pareto cephesine (F_i, i=1, 2, …, K) atanabileceği varsayılırsa bastırılmamış sınıflandırma, önce P popülasyonundan baskın olan tüm çözümleri seçer ve onları F_1'e atar (1. sıra cephesi); sonra kalan çözümlerden tüm baskın çözümleri seçer ve bunları F_2'ye (2. sıra cephesi) atar ve tüm bireyler bir cepheye atanıncaya kadar yukarıdaki süreci tekrarlar [163]. Tez çalışması kapsamında is, NO ve BSFC bakımından pareto optimal çözümlerin elde edilebilmesi amacıyla akış diyagramı Şekil 6.16'da gösterilen NSGA-III algoritması [164] kullanılmış olup algoritmanın genel işleyiş mekanizması aşağıda açıklanmıştır [165]:

1. Adım: Rastgele seçilmiş bir ebeveyn popülasyonu $P_t = \{\mathbf{x}^i\}_{i=1}^{N}$ oluşturulur ve hedef uzayında 8. adımda oluşturulacak referans noktalarının sayısı belirlenir:

- N boyutunda bir başlangıç popülasyonu rastgele oluşturulur ve popülasyondaki her bir birey $\mathbf{x}^i$ ($i = 1, 2, \ldots, N$) izin verilen aralıkta (Tablo 6.1) rastgele seçilmiş art püskürtme ve iEGR parametrelerine bağlı olarak belirli is, NO ve BSFC değerlerine atanır [166].
- is, NO ve BSFC olmak üzere 3 adet hedef için (M=3) ve her hedef ekseninin 4 bölmeye ayrılması durumunda (d=4), 8. adımda kullanılmak üzere sayısı

$H = \binom{M + d - 1}{d}$ [164] ile belirlenmiş olan 15 adet referans noktası oluşturulacaktır.



Şekil 6.16 NSGA-III algoritması akış diyagramı

2. Adım: Başlangıç (ebeveyn) popülasyonundan çaprazlama ve mutasyon işlemleri ile N boyutunda bir yavru popülasyonu Q_t oluşturulur:

- **Çaprazlama**

  Rastgele iki ebeveyn birey seçilir ve bu kromozomların genlerinin takas edileceği nokta da rastgele belirlenerek ebeveyn 1'in ilk kısmı ve ebeveyn 2'nin son kısmı, benzer şekilde ebeveyn 1'in son kısmı ile ebeveyn 2'nin ilk

kısmı birleştirilerek yavru bireyler oluşturulur [160]. Bu işlem çaprazlama olarak adlandırılırken çaprazlama oranı, bir nesildeki kromozomlar için bir çaprazlamanın meydana gelme sayısı, yani iki kromozomun bazı kısımlarının değiştirilme olasılığını ifade etmektedir. %100 çaprazlama oranı, tüm yavruların çaprazlama ile meydana geldiğini. %0 ise mutasyon sürecinden kaynaklananlar hariç yeni neslin tamamının eski popülasyondan tam olarak kopyalanacağı anlamına gelmektedir. Çaprazlama oranı [0-1] aralığında tanımlanmaktadır [167], [168].

- **Mutasyon**

  Çaprazlama işleminden sonra gerçekleştirilen mutasyon aşamasında bir kromozomun bir veya daha fazla biti rastgele seçilerek ikili kod değeri değiştirilir (0'dan 1'e veya 1'den 0'a) ve böylelikle yeni uyarlanabilir çözümler üretilir. Mutasyon oranı, bir nesil boyunca mutasyona uğrayacak kromozom oranını belirler ve [0-1] aralığında tanımlanmaktadır [168].

3. Adım: Ebeveyn ve yavru popülasyonu birleştirilir ve 2N boyutunda $R_t = P_t \cup Q_t$ popülasyonu oluşturulur.

4. Adım: En iyi bireyleri belirlemek ve korumak adına bastırılmamış sınıflandırma [169] kullanılarak $R_t = P_t \cup Q_t$ birkaç bastırılmamış cepheye ($F_1, F_2, F_3 \cdots$ gibi) bölünür.

5. Adım : Her bir bastırılmamış cephedeki bireyler, ilk bastırılmamış cephe F_1'den başlayarak N boyutlu yeni bir S_t popülasyonu oluşturmak için cephe cephe sırayla toplu olarak seçilir ($S_t = S_t \cup F_i$).

6. Adım: Sırası gelen cepheden her toplu birey seçim işleminde S_t popülasyonunun boyutu N ile karşılaştırılır.

7. Adım

$S_t < N$ olması durumunda 7. adıma geçilir ve sırası gelen cephedeki bireylerin toplu seçimine devam edilir $\big((i = i + 1) \rightarrow (S_t = S_t \cup F_i)\big)$. Seçim işlemi sırasında sırası gelen cepheden toplu olarak seçilen bireylerle beraber $S_t = N$ olması halinde ise doğrudan 9. adıma geçilerek bu cephe son cephe olarak atanır ($F_l = F_i$) ve bir sonraki nesil popülasyonu ($P_{t+1} = S_t$) elde edilerek seçilim işlemi sonlandırılır. 10.

adımda, önceden tanımlanmış nesil sayısına (t^{max}) ulaşılmışsa algoritma sonlandırılır ve pareto optimum cephesi elde edilir, aksi takdirde 1. adıma geri dönülür.

8. Adım

S_t popülasyonuna, kabul edilebilir son cepheden (F_l) bir önceki cephenin (F_{l-1}) bireylerin tümünün eklenmesi ile elde edilen popülasyonun son hali $P_{t+1} = \cup_{j=1}^{l-1} F_j$'dir. Bu durumda $P_{t+1} = N$ olana kadar kabul edilebilir son cephe F_l'den en iyi $K = N - |P_{t+1}|$ adet bireyin seçilimi yapılmalıdır.

- **Normalizasyon:**

  Yukarıda belirtilen işlemden önce hedef değerleri (6.5), (6.6) ve (6.7) ile normalize edilir:

$$f'_g(x) = f_g(x) - z_g^{min} \tag{6.5}$$

$$ASF(x, w) = \frac{max_{g=1}^{G} f'_g(x)}{w_g} \tag{6.6}$$

$$f_g^n(x) = \frac{f'_g(x)}{a_g - z_g^{min}} \tag{6.7}$$

  S_t popülasyonunun ideal noktası $\left(\bar{z} = z_1^{min}, z_2^{min}, \dots, z_G^{min}\right)$ her hedef fonksiyonu için minimum değerin $\left(z_g^{min}, g = 1,2, \dots, G\right)$ tanımlanması ile belirlenir. Daha sonra, her hedef fonksiyonu için minimum değerin $\left(z_g^{min}\right)$, hedef fonksiyonu değerinden $\left(f_g(x)\right)$ çıkarılmasıyla (Eşitlik 6.5) S_t'nin her hedef değeri dönüştürülmüş olur $\left(f'_g(x)\right)$. Sonrasında, eksen yönü ağırlık vektörü w olmak üzere, $x \in S_t$ için (6.6) ile belirtilen başarı skalarizasyon fonksiyonunu (ASF) minimum yapan çözüm bulunarak her bir hedef eksenindeki uç nokta belirlenir. (6.7) ile belirtilen $f_g^n(x)$ normalize edilmiş hedef fonksiyonlarını, a_g ise g hedef ekseninin kesişimini ifade etmektedir [170][164].

- **İlişkilendirme**

  Normalleştirilmiş hedef uzayında bir dizi referans noktası oluşturularak S_t'nin her bir bireyinin tüm referans çizgilerine (referans noktaları ile orijini

birleştiren çizgiler) olan dikey mesafeleri hesaplanır ve buna bağlı olarak, normalleştirilmiş hedef uzayında, referans çizgisi popülasyon üyesine en yakın olan referans noktası popülasyon üyesi ile ilişkili kabul edilmektedir [164]–[166].

- **Hücreleme (Niching)**

  F_l cephesinde referans noktaları ile ilişkilendirilmiş çözüm sayısı belirlenir ve dolayısıyla bu referans noktalarının kalabalıklıkları tespit edilerek çözüm sayısı bakımından en az kalabalık referans noktasından rastgele seçilen bir çözüm S_t'ye eklenir ve bu süreç, S_t'nin boyutu N'ye eşit olana kadar tekrarlanır ve $S_t = N$ durumunda 9. adıma geçilir.

9. Adım

S_t'ye birey ilave edilmesi ile $S_t = N$ koşulunun sağlandığı bu cephe son cephe olarak atanır ($F_l = F_i$) ve bir sonraki nesil popülasyonu ($P_{t+1} = S_t$) elde edilerek seçilim işlemi sonlandırılır.

10. Adım

Önceden tanımlanmış nesil sayısına (t^{max}) ulaşılmışsa algoritma sonlandırılır ve pareto optimum cephesi elde edilir, aksi takdirde 1. adıma geri dönülür.

6.4.1 İs, NO ve BSFC Pareto Optimum Çözümleri

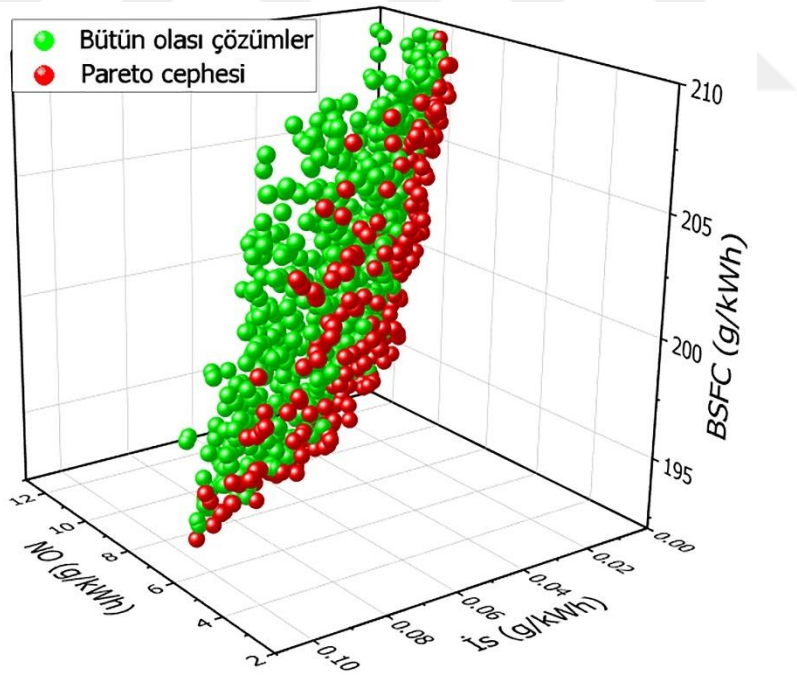
İncelenen motor çalışma noktasında gerçekleştirilen optimizasyon işlemi için Tablo 6.2'de belirtildiği gibi 18 bireylik başlangıç (ebeveyn) popülasyonu rastgele belirlenmiş ve evrim sırasında toplam 100 nesil oluşturulmuştur. Böylelikle art püskürtme ve iEGR parametreleri açısından ileri beslemeli sinir ağı üzerinden 1800

Tablo 6.2 Genetik algoritma genel özellikleri

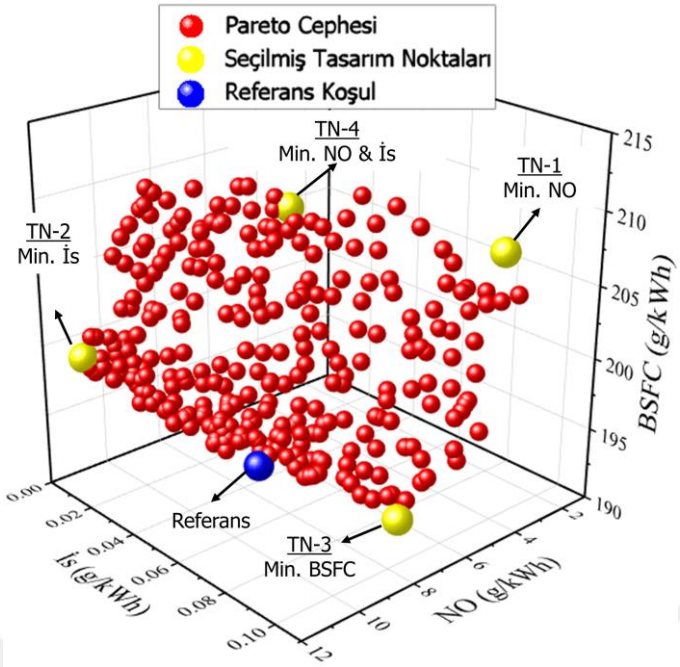
Başlangıç popülasyonu sayısı	18
Nesil sayısı	100
Çaprazlama oranı	1
Mutasyon oranı	0.089

farklı konfigürasyon çalıştırılmış ve BSFC, NO_x ve is emisyon çıktıları değerlendirilmiştir.

Optimizasyon sürecinde negatif çıktıya sahip olan çözüm noktaları değerlendirme dışı bırakılmış olup emisyon ve yakıt tüketiminde aşırı artış görülen çözüm noktalarının da değerlendirmeye alınmaması için [171] çözüm bölgesi is, NO ve BSFC bakımından sırasıyla 0.1 g/kWh, 12 g/kWh ve 210 g/kWh ile sınırlandırılmıştır. Şekil 6.17, belirtilen kısıtlamalar dahilinde NSGA-III algoritması tarafından üretilen tüm olası (feasible) çözümleri (yeşil noktalar) ve pareto optimum çözümleri (kırmızı noktalar) göstermektedir. Optimizasyon üç adet hedef içerdiğinden, pareto cephesi, bu üç hedefi (is, NO ve BSFC çıktısı) farklı şekilde minimuma indiren dört motor tasarım değişkeni setlerini içermektedir [172]. Farklı is, NO ve BSFC çıktılarına sahip çözüm noktalarından oluşan pareto cephesi, referans koşulun cepheye bağlı konumu ve cephe üzerinden seçilmiş bazı tasarım noktaları Şekil 6.18'de gösterilmektedir.



Şekil 6.17 İs – NO – BSFC uzayında çok amaçlı pareto optimizasyonu sonuçları



Şekil 6.18 Pareto optimal cephesi ve seçilmiş tasarım noktaları

Tablo 6.3, tüm pareto cephesinden seçilen dört optimum tasarım noktası (TN) için girdi parametresi değerlerini, bu parametrelere bağlı olarak cevap yüzeyi modellerinden (CYM) elde edilen sonuçları, 1B model tarafından gerçekleştirilen doğrulama simülasyonlarının sonuçlarını, cevap yüzey modellerinden elde edilen sonuçların 1B modeli doğrulama sonuçlarına göre hata yüzdesini ve 1B model sonuçları göz önünde bulundurularak tasarım noktalarının hedef çıktılarının referans koşul çıktılarına göre değişimlerini göstermektedir. Referans koşul ÜÖNS −15 °KMA' da tek püskürtme yapılan ve iEGR uygulanmayan koşulu (h_{2IVO}: 3 mm, α_{2IVO}: 149 °KMA) temsil etmekte olup değerlendirmeler tasarım noktalarındaki çıktıların referans koşula göre karşılaştırılması ile yapılmıştır. Tabloda belirtilen artık gaz oranı (x_r) çıktısı optimizasyon sürecinde bir amaç olarak tanımlanmamış ve yalnızca optimum tasarım noktalarındaki değerlerini gözlemlemek için dahil edilmiştir.

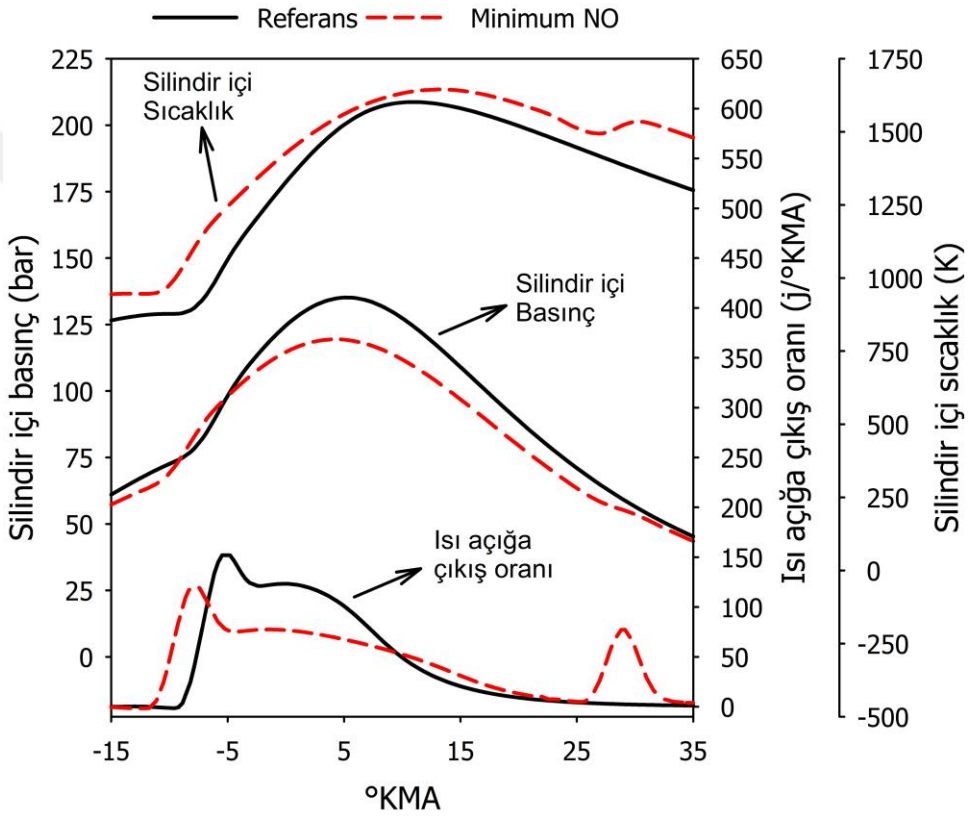
Tablo 6.3 Seçilmiş dört optimum tasarım noktası için tasarım değişkenleri ve hedef çıktıları

TN	**Tasarım Değişkenleri**			
-	**α_{Sol} (°KMA ÜÖNS)**	**m_{post} (%)**	**α_{post} (°KMA)**	**α_{2IVO} (°KMA)**
Ref.	−15	0	0	149
1	−18.29	12.57	32.15	195.97
2	−20.70	2.60	16.24	155.11
3	−11.99	0.65	11.5	150.12
4	−22.92	10.47	33.84	188.66

		Çıktılar			
		İs (g/kWh)	**NO (g/kWh)**	**BSFC (g/kWh)**	**x_r (%)**
Ref	CYM 1B Model Hata (%) Değişim (%)	0.0498 0.0549 −9.29 -	8.8109 8.7983 +0.14 -	193.5786 193.7229 −0.07 -	1.2278 1.2709 −3.39
1	CYM 1B Model Hata (%) Değişim (%)	0.0952 0.0919 +3.59 ▲67.4	2.888 2.9217 −1.15 ▼66.79	207.2265 207.1815 +0.02 ▲6.95	24.1377 24.1287 +0.04
2	CYM 1B Model Hata (%) Değişim (%)	0.0109 0.0099 +10.1 ▼81.97	11.3309 11.3523 −0.19 ▲29.03	199.6339 199.4705 +0.08 ▲2.97	2.2404 2.2292 +0.5
3	CYM 1B Model Hata (%) Değişim (%)	0.0952 0.0965 −1.35 ▲75.77	7.2344 7.2478 −0.18 ▼17.62	192.3003 192.4023 −0.05 ▼0.68	1.387 1.3725 +1.06
4	CYM 1B Model Hata (%) Değişim (%)	0.0407 0.0381 +6.82 ▼30.6	5.9497 5.9689 −0.32 ▼32.16	208.4513 208.4541 −0.001 ▲7.6	20.9319 20.9297 +0.01

6.4.1.1 Minimum NO Koşulu

"Minimum NO" koşulunu temsil eden 1 noktası için ana püskürtme avansının hafifçe artırılmasına karşın (α_{SoI}: −18.29 °KMA) emme supabının α_{2IVO}: 195.97 °KMA'da tekrar açılması (x_r: 24.1287%) ve α_{post}: 32.15 °KMA'da 12.57% art püskürtme uygulanmasıyla ısı açığa çıkış oranının birinci piki ve silindir içi maksimum basınç referans koşula göre azalmıştır (Şekil 6.19). Buna karşın çevrim başlangıcındaki silindir içi sıcaklık ve maksimum silindir içi sıcaklık, yüksek sıcaklıktaki artık gazlardan ötürü artmıştır. Çevrim başlangıcında silindir içi basıncın referans koşula



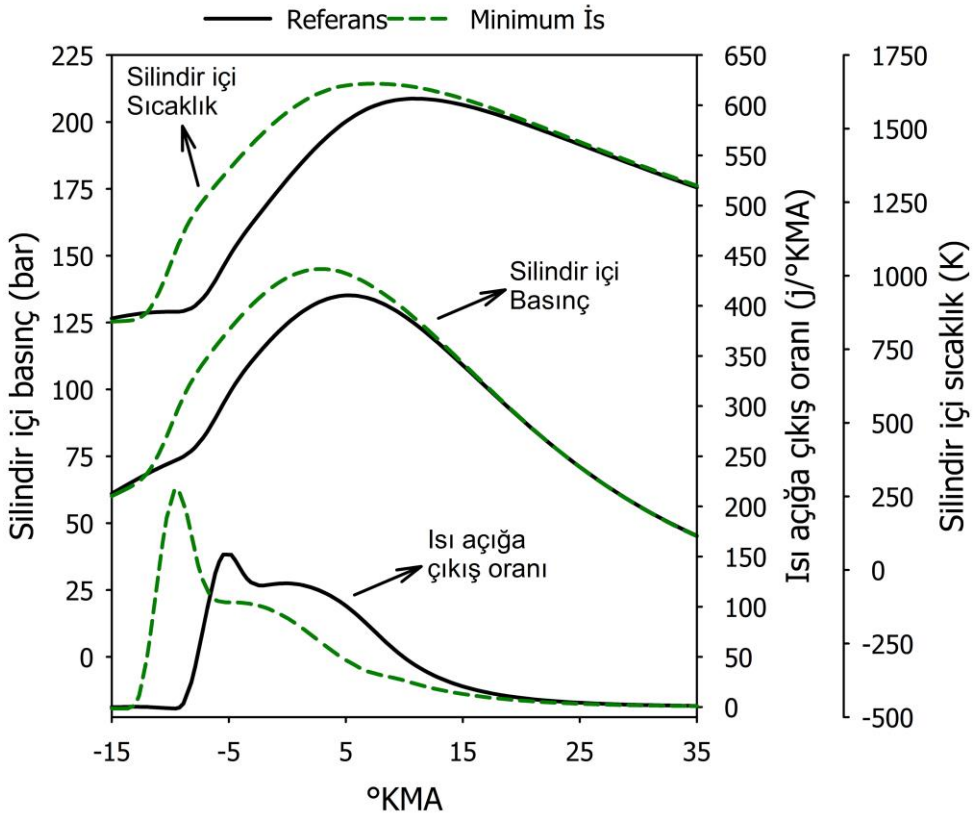
Şekil 6.19 'Minimum NO' koşulu için krank açısına bağlı silindir içi sıcaklık, basınç ve ısı açığa çıkış oranı profilleri

göre düşük olması iEGR nedeniyle volumetrik verimdeki azalmadan kaynaklanmaktadır. Ana püskürtme avansının artırılması ve art püskürtme uygulaması ile iEGR kaynaklı yüksek is emisyonu seviyeleri 0.1 g/kWh limitinin altında tutulabilmiştir. iEGR uygulaması, art püskürtme uygulaması ve ana püskürtme avansının artırılmasıyla NO emisyonu 8.8109 g/kWh'ten 2.9217

g/kWh'e 66.79% azalmış; is emisyonu 0.0549 g/kWh'den 0.0919 g/kWh'e 67.4% artmış ve BSFC 193.7229 g/kWh'ten 207.1815 g/kWh'e 6.95% artmıştır.

6.4.1.2 Minimum İs Koşulu

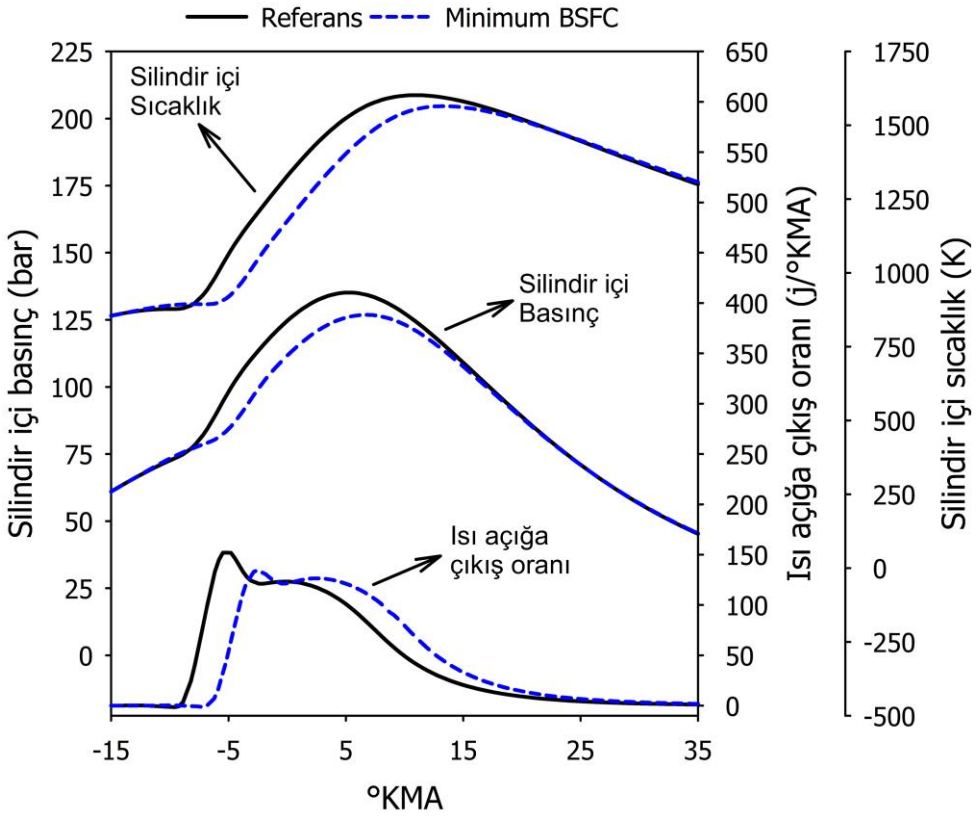
"Minimum is" koşulunu ifade eden 2 noktası için püskürtme avansının ÜÖNS −20.7 °KMA'ya artırılması ile ısı açığa çıkış oranı piki ve buna bağlı olarak maksimum silindir içi sıcaklık ve basınç artmıştır (Şekil 6.20). Artan silindir içi sıcaklıklar ve α_{post}: 16.24 °KMA'da 2.6% art püskürtme uygulaması ile is oksidasyonu artmış ve is emisyonu 81.97% azalarak 0.0099 g/kWh'e düşmüştür. α_{2IVO}: 155.11 °KMA için oldukça düşük artık gaz oranı (x_r: 2.2292%) ve yüksek silindir içi sıcaklıklar nedeniyle NO emisyonu %29.03 artışla 11.3523 g/kWh'e , BSFC ise ana püskürtme avansının artırılması sonucu silindir içi basınç artışının sıkıştırma stroğundaki payının artması ile termal verimdeki azalma neticesinde 2.97% artışla 199.4705 g/kWh'e yükselmiştir.



Şekil 6.20 'Minimum is' koşulu için krank açısına bağlı silindir içi sıcaklık, basınç ve ısı açığa çıkış oranı profilleri

6.4.1.3 Minimum BSFC Koşulu

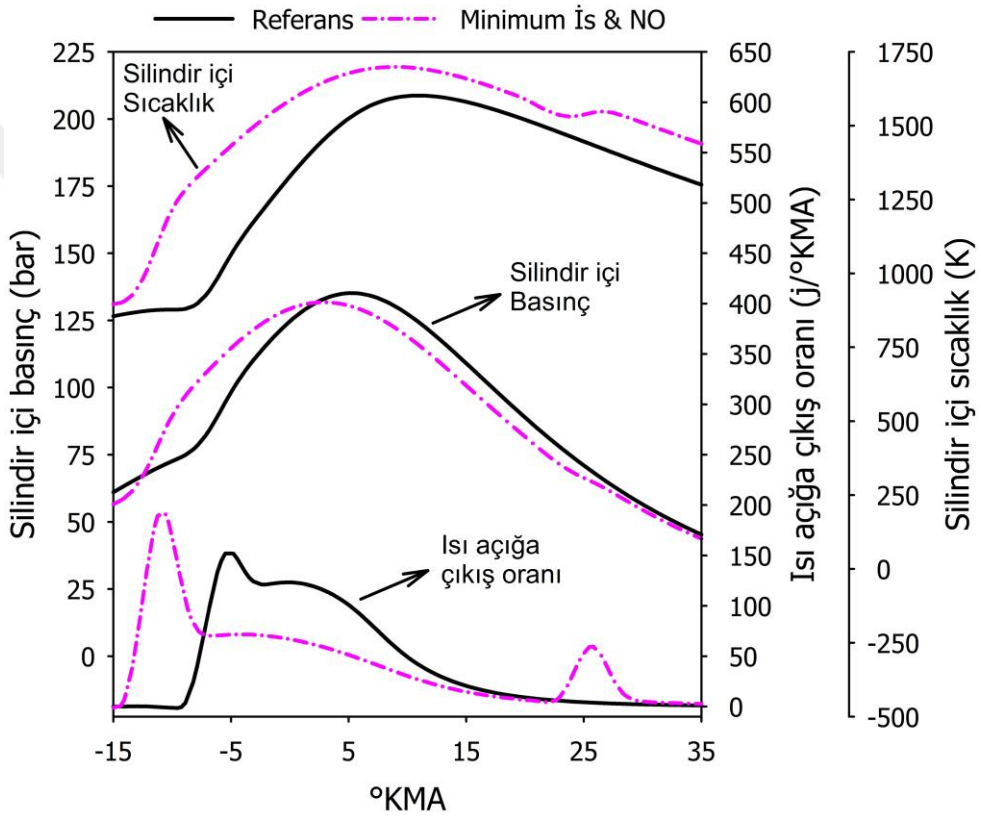
"Minimum BSFC" koşunu temsil eden 3 noktası için neredeyse iEGR (x_r: %1.3725) ve art püskürtme uygulanmadan (m_{post}: 0.65%) ana püskürtmenin −11.99 °KMA'ya geciktirilmesi ile referans duruma göre ısı açığa çıkış oranı piki, silindir içi maksimum sıcaklık ve basınç azalmıştır (Şekil 6.21). Ayrıca, silindir içi basınç artışının sıkıştırma stroğundaki payı azalmış ve silindir içi basıncın maksimum olduğu krank açısı genişleme stroğuna doğru kaymıştır. Buna bağlı olarak termik verimdeki artıştan ötürü BSFC 0.68% azalarak 193.7229 g/kWh'ten 192.4023 g/kWh'e düşmüştür. Diğer taraftan ana püskürtmenin geciktirilmesi ile düşen silindir içi sıcaklıklar neticesinde is emisyonları 75.77% artarak 0.0549 g/kWh'ten 0.0965 g/kWh'e yükselirken NO emisyonaları 17.62% azalarak 8.7983 g/kWh'ten 7.2478 g/kWh'e düşmüştür.



Şekil 6.21 'Minimum BSFC' koşulu için krank açısına bağlı silindir içi sıcaklık, basınç ve ısı açığa çıkış oranı profilleri

6.4.1.4 Minimum İs & NO Koşulu

"Minimum is & NO" koşulunu temsil eden 4 noktası için ana püskürtme avansının −22.92 °KMA'ya artırılmasıyla is oluşumu azalırken α_{2IVO}: 188.66 °KMA'da emme supabının ikinci kez açılması ile uygulanan iEGR (x_r: %20.9297) ile NO oluşumu azaltılmıştır (Şekil 6.22). Tutuşma gecikmesi bakımından ana püskürtme avansının artırılması sıcak artık gaz oranındaki artışa baskın geldiğinden referans koşula göre ısı açığa çıkış oranı piki artmış, dolayısıyla hem bu artışın hem de sıcak artık gaz oranındaki artışın ortak etkisi ile silindir içi maksimum sıcaklıklar yükselmiştir. Art



Şekil 6.22 'Minimum NO & is' koşulu için krank açısına bağlı silindir içi sıcaklık, basınç ve ısı açığa çıkış oranı profilleri

püskürtme uygulaması ile ana püskürtme miktarı azalmış ve ana püskürtme avansının artırılmasıyla yanma sonucu ısının büyük bir kısmı sıkıştırma stroğunda ÜÖN'dan daha uzakta salınmıştır. Bu nedenle referans koşula göre silindir içi maksimum basınç azalmış ve basıncın maksimum olduğu krank açısı güç stroğundan ÜÖN' ya doğru kaymıştır. Böylelikle BSFC, termal verimdeki azalmaya bağlı olarak 7.6% artış ile 208.4541 g/kWh'e yükselmiştir. Ana püskürtme

avansının artırılması ve iEGR'ye ilaveten α_{post}: 33.84 °KMA koşulunda 10.47% art püskürtme uygulanması ile is ve NO emisyonları sırasıyla 30.6% ve 32.16% azalarak 0.0381 g/kWh ve 5.9689 g/kWh seviyelerine düşmüşlerdir.

7
SONUÇ VE ÖNERİLER

Tez çalışması kapsamında tek silindirli ağır hizmet bir dizel motorunda emme supabının ikinci kez açılması ile (2IVO) dahili EGR ve bölünmüş püskürtme kapsamında art püskürtme uygulamalarının dizel yanma karakteristiklerine, emisyon oluşumuna ve performansına yönelik etkileri 8.47 bar BMEP temel yük ve 1500 rpm hız koşulunda art püskürtme testleri ile doğrulanmış tek boyutlu bir motor modeli ve model çıktılarıyla eğitilen cevap yüzeyleri vasıtasıyla incelenmiştir. Eğitilen cevap yüzeyleri ile çok amaçlı pareto optimizasyonu gerçekleştirilmiş olup emisyon ve performans bakımından optimum çalışma koşulları değerlendirilmiştir.

Bu doğrultuda, çalışmadan elde edilen sonuçlar ve bu sonuçlara bağlı öneriler aşağıda belirtilmiştir.

- Çalışma noktasında doğrulanan tek boyutlu motor modelinin dizel motor silindir içi yanma karakteristiklerini, NO_x emisyonu ve motor performansı öngörü kabiliyetinin yüksek olduğu, buna karşın silindir içi üç boyutlu etkilerin ve hava-yakıt dağılımı ve sprey oluşumu gibi lokal davranışların yeterince tespit edilememesi neticesinde is emisyonlarını öngörü kabiliyetinin yüksek olmadığı fakat tahmin edilen sonuçların deneysel sonuçların karakteristiği ile uyumlu olduğu görülmüştür.
- Emme supabının ikinci kez açılması (2IVO) ile iEGR uygulamasıyla h_{2IVO}: 5 mm için α_{2IVO}: 149–210 °KMA aralığında 37.66%'ya kadar; sayısal çalışmaların gerçekleştirildiği h_{2IVO}: 3 mm için ise 28.81%'e kadar artık gaz oranı elde edilebilmiştir. Emme supabı ana açılma ve ikinci kez açılma arasındaki açı arttıkça (α_{2IVO}>149 °KMA) sıcak artık gazların artan miktarlarda çevrime dahil olmasıyla volumetrik verimin azaldığı, α_{2IVO}<149 °KMA durumunda ise emme supabının egzoz stroğunun sonuna doğru tekrar açılması ve supap kalkış yüksekliğinin artışıyla volumetrik verimin arttığı görülmüştür. Art püskürtme uygulanması durumunda art püskürtmenin

emme supabının ikinci kez açılması esnasında emme portuna kaçışını engellemek amacıyla art püskürtme zamanlaması ve ikinci açılma için supap zamanlaması sınırlandırılmalıdır.

- Dahili EGR uygulaması ile oksijen konsantrasyonundaki azalmaya rağmen sıcak artık gaz miktarının artışı nedeniyle silindir içi sıcaklıklar artmakta fakat buna rağmen silindir içi dolgunun seyreltilmesi etkisiyle NO emisyonları önemli derecede azalmaktadır. Buna karşın beklenen bir sonuç olarak oksijen konsantrasyonundaki ve buna ilave volumetrik verimdeki azalma neticesinde is emisyonları ve yakıt tüketimi artmaktadır. Ayrıca ısı açığa çıkış oranları iEGR uygulaması nedeniyle oksijen konsantrasyonundaki azalma ve silindir içi sıcaklıkların artışı etkilerinin tutuşma gecikmesi bakımından birbirini kompanse ettiğini göstermiştir.
- Art püskürtmenin ana püskürtmeye çok yakın uygulanması durumunda oksijen bakımından fakir ana yanma bölgesine püskürtülen yakıtın is oluşumunu tek püskürtme durumuna göre artırdığını, buna karşın ana yanmanın etkilerinin azalmaya başladığı anlarda, yani bir miktar geç yapılan art püskürtmenin is emisyonlarını azaltmada önemli bir potansiyelinin olduğu, ana püskürtme bitişinden itibaren is emisyonları bakımından optimum art püskürtme bekleme açısının (α_{post}) iEGR oranı ve ana püskürtme avansının artırılması sonucunda yükselen silindir içi sıcaklıklar nedeniyle büyüdüğü görülmüştür. Bu duyarlılık nedeniyle motor kalibrasyon sürecinde art püskürtme zamanlaması ve miktarının çok çeşitli silindir içi koşullara ve dolayısıyla motor işletme şartlarına bağlı olarak belirlenmesi gerekmektedir.
- Art püskürtmenin NO emisyonlarının azaltılmasında art püskürtme zamanlamasına bağlı olarak iki farklı davranış gösterdiği; bu düşüşün ana püskürtmeye yakın art püskürtme durumunda art yanmanın oksijen tüketiminden ve ana püskürtme miktarındaki azalma sonucu silindir içi sıcaklıkların azalmasından; ana püskürtmeye uzak art püskürtme durumunda ise yalnızca ana püskürtme miktarındaki azalma sonucu silindir içi sıcaklıkların azalmasından kaynaklandığı sonucuna varılmıştır. Art

püskürtme oranındaki (m_{post}) artış ile NO emisyonundaki düşüşün arttığı, is emisyonlarının ise yakın art püskürtme durumunda artış oranının, is oksidasyonu bakımından optimum art püskürtme zamanlamasında ise düşüş oranının arttığı görülmüştür.

- BSFC, yanmanın güç stroğuna olan katkısı bakımından ana püskürtmenin ÜÖN'ya olan konumuna oldukça duyarlıdır. BSFC'nin, ana püskürtme avansı ÜÖNS yaklaşık −12 °KMA için minimum olduğu ve püskürtme avansının −30 °KMA' artırılmasıyla yanma sonucu basınç artışının büyük bir kısmının sıkıştırma stroğuna doğru kaymasıyla, 0 °KMA ya geciktirilmesi ile de yanmanın genişleme stroğuna kayması neticesinde arttığı gözlenmiş olup art püskürtmenin BSFC üzerindeki olumlu etkileri sıkıştırma stroğunda yanan yakıt miktarının azalmasına sebep olduğu için yalnızca erken ana püskürtme durumlarında ortaya çıkmaktadır. Dolayısıyla bölünmüş ya da çoklu püskürtme durumlarında motor performansı bakımından ana püskürtme zamanlamasının genel püskürtme stratejisine göre belirlenmesi gerekmektedir.
- Optimizasyon sonuçları , dahili EGR ve art püskürtmenin motorun emisyon ve performans karakteristikleri üzerine etkisinin incelenmesi amacıyla gerçekleştirilen sayısal çalışmalarla uyumlu olup is, NO ve BSFC'yi eş zamanlı olarak azaltacak bir çözümün bulunmadığını, buna karşın dahili EGR ve art püskürtmenin ortak kullanımı ve ana püskürtme zamanlamasının optimum koşullarda belirlenmesi ile BSFC'de yalnızca 7.6% artış ile referans koşula göre is ve NO emisyonlarının eşzamanlı olarak sırasıyla 30.6% ve 32.16% azaltılabileceğini göstermiştir.
- Modelin bütün motor haritasını kapsayacak şekilde kalibre edilmesi durumunda, hesaplama süresi bakımından çok boyutlu çözücülere nazaran oldukça avantajlı olan tek boyutlu motor modeli ve izlenen optimizasyon sürecinin motor kalibrasyon sürecinde ve aynı zamanda motor geliştirme sürecinin ilk safhalarında kullanılabilecek oldukça etkili bir araç olduğu; bu tür modeller ile gerçek miktarının öngörülmesinin oldukça zor olduğu is emisyonlarının bölünmüş püskürtme kapsamındaki art püskürtmeye bağlı

davranışının literatürde belirtilen mekanizmalarla oldukça uyumlu sonuçlar verdiği görülmüştür.

Yukarıda belirtilen gözlemler sonucunda kompleks ve pahalı harici EGR donanımlarına nazaran, belirtilen motor çalışma noktasında genişleme ya da egzoz stroğunda emme supabının ikinci kez küçük bir miktar kalkışı vasıtasıyla dahili EGR uygulanmasının silindir içi dolguyu seyreltmede ve buna bağlı NO emisyonlarını azaltmada oldukça etkili olmasının yanı sıra, ana püskürtme zamanlaması ile birlikte bölünmüş püskürtme yoluyla art püskürtme uygulamasının dahili EGR kullanımı neticesinde is-NO_x dengesine bağlı olarak artan is emisyonlarını kontrol edebildiği ve is emisyonlarının art püskürtmeye bağlı davranışının ana püskürtme zamanlaması ve dahili EGR'ye bağlı artık gaz oranı gibi art püskürtmenin gerçekleştiği andaki silindir içi koşulları belirleyen faktörlere bağlı şekillendiği anlaşılmaktadır.

Bu çalışma doğrultusunda bir sonraki aşamada, oluşturulan modele egzoz son işlem sistemi elemanları ve ilgili alt modellerin dahil edilmesiyle, farklı dahili EGR stratejileri ile birlikte tek ve çoklu art püskürtme uygulamalarının silindir içi emisyon kontrolünün yanı sıra motorun düşük yüklerde çalışması ve soğuk çalışma sonrası egzoz son işlem sistemi elemanlarının etkinliğinin incelenmesine yönelik, ve bununla birlikte dahili EGR kullanımı ile özellikle yüksek yüklerde artan artık gaz sıcaklıkları ve miktarları nedeniyle dahili EGR parametrelerinin emme ve egzoz supabı gibi motor elemanlarının termal dayanım limitleri dahilinde belirlenmesi yönünde çalışmalar gerçekleştirilebilir.

KAYNAKÇA

[1] A. Marques, E. Monteiro, N. A. Moreira, and S. Malheiro, "NOx emissions reduction in a biodiesel engine by means of EGR technology," SAE Tech. Pap. 2007-01-0078, 2007.

[2] N. R. Abdullah, "Effects of Split Injection and Exhaust Gas Recirculation Strategies on Combustion and Emissions Characteristics in a Modern V6 Diesel Engine," PhD Thesis, The University of Birmingham, 2011.

[3] T. Li and H. Ogawa, "Analysis of the trade-off between soot and nitrogen oxides in diesel-Like combustion by chemical kinetic calculation," SAE Int. J. Engines, vol. 5, no. 2, pp. 94–101, 2012.

[4] D. A. Pierpont and R. D. Reitz, "Effects of injection pressure and nozzle geometry on D.I. Diesel emissions and performance," SAE Tech. Pap. 950604, 1995.

[5] Z. Han, A. Uludogan, G. J. Hampson, and R. D. Reitz, "Mechanism of soot and NOx emission reduction using multiple-injection in a diesel engine," SAE Tech. Pap. 960633, 1996.

[6] J. K. Yeom, S. H. Jung, and J. H. Yoon, "An experimental study on the application of oxygenated fuel to diesel engines," Fuel, vol. 248, pp. 262–277, 2019.

[7] X. Zhou, W. Qian, M. Pan, R. Huang, L. Xu, and J. Yin, "Potential of n-butanol / diesel blends for CI engines under post injection strategy and di ff erent EGR rates conditions," Energy Convers. Manag., vol. 204, no. 1, 2020.

[8] J. O'Connor and M. Musculus, "Effects of exhaust gas recirculation and load on soot in a heavy-duty optical diesel engine with close-coupled post injections for high-efficiency combustion phasing," Int. J. Engine Res., vol. 15, no. 4, pp. 421–443, 2014.

[9] J. B. Heywood, Internal combustion engine fundamentals. New York: McGraw-Hill, 1988.

[10] M. Baratta, R. Finesso, D. Misul, and E. Spessa, "Comparison between Internal and External EGR Performance on a Heavy Duty Diesel Engine by Means of a Refined 1D Fluid-Dynamic Engine Model," SAE Int. J. Engines, vol. 8, no. 5, 2015.

[11] R. K. Maurya, Characteristics and control of low temperature combustion engines: Employing gasoline, ethanol and methanol. Cham: Springer International Publishing, 2017.

[12] M. A. D. Gonzalez and D. Di Nunno, "Internal Exhaust Gas Recirculation for Efficiency and Emissions in a 4-Cylinder Diesel Engine," SAE Tech. Pap. 2016-01-2184, 2016.

[13] X. Song, H. Surenahalli, J. Naber, G. Parker, and J. Johnson, "Experimental and modeling study of a diesel oxidation catalyst (DOC) under transient and CPF

active regeneration conditions," SAE Tech. Pap. 2013-01-1046, 2013.

[14] J. Girard, G. Cavataio, R. Snow, and C. Lambert, "Combined Fe-Cu SCR systems with optimized ammonia to NOx ratio for diesel NOx control," SAE Int. J. Fuels Lubr., vol. 1, no. 1, pp. 603–610, 2009.

[15] H. Ü. Başaran, "Improving Exhaust Temperature Management At Low loaded Diesel Engine Operations Via Internal Exhaust Gas Recirculation," Dokuz Eylul Univ. Eng. J. Sci. Eng., vol. 21, no. 61, pp. 125–135, 2019.

[16] S. Honardar, H. Busch, T. Schnorbus, C. Severin, A. F. Kolbeck, and T. Korfer, "Exhaust temperature management for diesel engines assessment of engine concepts and calibration strategies with regard to fuel penalty," SAE Tech. Pap. 2011-24-0176, 2011.

[17] N. Cavina, G. Mancini, E. Corti, D. Moro, M. De Cesare, and F. Stola, "Thermal management strategies for SCR after treatment systems," SAE Tech. Pap. 2013-24-0153, 2013.

[18] S. P. Edwards, G. R. Frankle, F. Wirbeleit, and A. Raab, "The potential of a combined miller cycle and internal egr engine for future heavy duty truck applications," SAE Tech. Pap. 980180, 1998.

[19] J. Balaji, M. V. Ganesh Prasad, L. N. Rao, B. Bandaru, and A. Ramesh, "Modelling and Experimental Study of Internal EGR System for NOx Control on an Off-Road Diesel Engine," SAE Tech. Pap. 2014-01-2645, 2014.

[20] V. B. Pedrozo, I. May, T. D. M. Lanzanova, and H. Zhao, "Potential of internal EGR and throttled operation for low load extension of ethanol-diesel dual-fuel reactivity controlled compression ignition combustion on a heavy-duty engine," Fuel, vol. 179, no. 9, pp. 391–405, 2016.

[21] N. Dronniou, M. Lejeune, I. Balloul, and P. Higelin, "Combination of high EGR rates and multiple injection strategies to reduce pollutant emissions," SAE Tech. Pap. 2005-01-3726, 2005.

[22] W. Guan, V. B. Pedrozo, H. Zhao, Z. Ban, and T. Lin, "Variable valve actuation–based combustion control strategies for efficiency improvement and emissions control in a heavy-duty diesel engine," Int. J. Engine Res., vol. 21, no. 4, pp. 578–591, 2020.

[23] J. Kim and C. Bae, "Emission reduction through internal and low-pressure loop exhaust gas recirculation configuration with negative valve overlap and late intake valve closing strategy in a compression ignition engine," Int. J. Engine Res., vol. 18, no. 10, pp. 973–990, 2017.

[24] J. Schwoerer, S. Dodi, M. Fox, S. Huang, and Z. Yang, "Internal EGR systems for NOx emission reduction in heavy-duty diesel engines," SAE Tech. Pap. 2004-01-1315, 2004.

[25] X. Zhang, H. Wang, Z. Zheng, R. D. Reitz, and M. Yao, "Effects of late intake valve closing (LIVC) and rebreathing valve strategies on diesel engine performance and emissions at low loads," Appl. Therm. Eng., vol. 98, no. 4, pp. 310–319, 2016.

[26] F. Millo, F. Mallamo, L. Arnone, M. Bonanni, and D. Franceschini, “Analysis of different internal EGR solutions for small diesel engines,” SAE Tech. Pap. 2007-01-0128, 2007.

[27] D. B. Gosala et al., “Diesel engine aftertreatment warm-up through early exhaust valve opening and internal exhaust gas recirculation during idle operation,” Int. J. Engine Res., vol. 19, no. 7, pp. 758–773, 2018.

[28] A. Piano, F. Millo, D. Di Nunno, and A. Gallone, “Numerical Assessment of the CO2 Reduction Potential of Variable Valve Actuation on a Light Duty Diesel Engine,” SAE Tech. Pap. 2018-37-0006, 2018.

[29] N. Ladommatos, S. Abdelhalim, and H. Zhao, “The effects of exhaust gas recirculation on diesel combustion and emissions,” Int. J. Engine Res., vol. 1, no. 1, pp. 107–126, 2000.

[30] D. R. Tree and K. I. Svensson, “Soot processes in compression ignition engines,” Progress in Energy and Combustion Science, vol. 33, no. 3. pp. 272–309, 2007.

[31] C. A. Idicheria and L. M. Pickett, “Soot formation in diesel combustion under high-EGR conditions,” SAE Tech. Pap. 2005-01-3834, 2005.

[32] D. A. Nehmer and R. D. Reitz, “Measurement of the effect of injection rate and split injections on diesel engine soot and NOx emissions,” in SAE Technical Paper 940668, 1994.

[33] B. Mohan, W. Yang, and S. K. Chou, “Fuel injection strategies for performance improvement and emissions reduction in compression ignition engines - A review,” Renew. Sustain. Energy Rev., vol. 28, pp. 664–676, Dec. 2013.

[34] J. Hu et al., “Effects of pilot injection strategy of diesel fuel on combustion characteristics in a premixed methanol-air mixture atmosphere in a CVCC,” Fuel, vol. 234, no. 92, pp. 1132–1143, 2018.

[35] S. Jafarmadar, “The Effect of Split Injection on the Combustion and Emissions in DI and IDI Diesel Engines,” in Diesel Engine - Combustion, Emissions and Condition Monitoring, Rijeka: InTech, 2013, pp. 3–32.

[36] J. O’Connor and M. Musculus, “Effect of Load on Close-Coupled Post-Injection Efficacy for Soot Reduction in an Optical Heavy-Duty Diesel Research Engine,” J. Eng. Gas Turbines Power, vol. 136, no. 10, 2014.

[37] J. O’Connor and M. Musculus, “Post injections for soot reduction in diesel engines: A review of current understanding,” SAE Int. J. Engines, vol. 6, no. 1, pp. 400–421, 2013.

[38] M. Y. Kim, S. H. Yoon, K. H. Park, and C. S. Lee, “Effect of multiple injection strategies on the emission characteristics of dimethyl ether (DME)-fueled compression ignition engine,” Energy and Fuels, vol. 21, no. 5, pp. 2673–2681, 2007.

[39] G. Derrico, T. Lucchini, F. Atzler, and R. Rotondi, “Computational fluid dynamics simulation of diesel engines with sophisticated injection strategies for in-cylinder pollutant controls,” Energy and Fuels, vol. 26, no. 7, pp. 4212–

4223, 2012.

[40] H. L. Yip et al., “Flame–Wall Interaction Effects on Diesel Post-injection Combustion and Soot Formation Processes,” Energy & Fuels, vol. 33, no. 8, pp. 7759–7769, 2019.

[41] S. Nimodia, K. Senthilkumar, V. Halbe, P. R. Ghodke, and R. Velusamy, “Simultaneous reduction of NOx and soot using early post injection,” SAE Tech. Pap. 2013-26-0055, pp. 1–7, 2013.

[42] W. Liu and C. Song, “Effect of post injection strategy on regulated exhaust emissions and particulate matter in a HSDI diesel engine,” Fuel, vol. 185, no. December, pp. 1–9, 2016.

[43] A. Helmantel and V. Golovitchev, “Injection Strategy Optimization for a Light Duty DI Diesel Engine in Medium Load Conditions with High EGR rates,” SAE Tech. Pap. 2009-01-1441, 2009.

[44] O. Özener, “Diesel Motorlarında Pilot Püskürtmenin Performans ve Emisyon Açısından Optimizasyonu,” Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, 2013.

[45] C. Baumgarten, Mixture Formation in Internal Combustion Engine. Berlin: Springer-Verlag, 2006.

[46] R. Hessel, R. Reitz, M. Musculus, J. O’Connor, and D. Flowers, “A CFD Study of Post Injection Influences on Soot Formation and Oxidation under Diesel-Like Operating Conditions,” SAE Int. J. Engines, vol. 7, no. 2, pp. 694–713, 2014.

[47] J. M. Desantes, J. Arrègle, J. J. López, and A. García, “A comprehensive study of diesel combustion and emissions with post-injection,” SAE Tech. Pap. 2007-01-0915, 2007.

[48] Y. Park and C. Bae, “Effects of single and double post injections on diesel PCCI combustion,” SAE Tech. Pap. 2013-01-0010, 2013.

[49] J. Lee et al., “Emission reduction using a close post injection strategy with a modified Nozzle and piston bowl geometry for a heavy EGR rate,” SAE Tech. Pap. 2012-01-0681, 2012.

[50] F. Payri, J. Benajes, J. V. Pastor, and S. Molina, “Influence of the post-injection pattern on performance, soot and NOx emissions in a HD diesel engine,” SAE Tech. Pap. 2002-01-0502, 2002.

[51] M. Alriksson, S. Gjirja, and I. Denbratt, “The effect of charge air and fuel injection parameters on combustion with high levels of EGR in a HDDI single cylinder diesel engine,” SAE Tech. Pap. 2007-01-0914, 2007.

[52] S. K. Chen, “Simultaneous reduction of NOx and particulate emissions by using multiple injections in a small diesel engine,” SAE Tech. Pap. 2000-01-3084, Aug. 2000.

[53] M. Bobba, M. Musculus, and W. Neel, “Effect of post injections on in-cylinder and exhaust soot for low-temperature combustion in a heavy-duty diesel engine,” SAE Int. J. Engines, vol. 3, no. 1, pp. 496–516, 2010.

[54] H. Choi et al., “Comparison of the effects of multiple injection strategy on the

emissions between moderate and heavy EGR rate conditions: Part 2-post injections," J. Mech. Sci. Technol., vol. 27, no. 7, pp. 2217–2223, 2013.

[55] Y. Hotta, M. Inayoshi, K. Nakakita, K. Fujiwara, and I. Sakata, "Achieving lower exhaust emissions and better performance in an HSDI diesel engine with multiple injection," SAE Tech. Pap. 2005-01-0928, 2005.

[56] K. Sun, D. Li, H. Liu, and S. Bai, "Influence of Diesel Engine Intake Throttle and Late Post Injection Process on the Rise of Temperature in the Diesel Oxidation Catalyst," Fluid Dyn. Mater. Process., vol. 16, no. 3, pp. 574–584, 2020.

[57] F. L. Almeida, P. Zoldak, Y. Wang, A. Sobiesiak, and P. T. Lacava, "Multi-dimensional engine modeling study of egr, fuel pressure, post-injection and compression ratio for a light duty diesel engine," in ASME 2014 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, ICEF 2014, 2014, vol. 2.

[58] I. Cho, Y. Lee, and J. Lee, "Investigation on the Effects of Internal EGR by Variable Exhaust Valve Actuation with Post Injection on Auto-ignited Combustion and Emission Performance," Appl. Sci., vol. 8, no. 4, p. 597, 2018.

[59] F. Payri, J.-M. Desantes, and J. Benajes, "Compression Ignition Engines: State-of-the-Art and Current Technologies. Future Trends and Developments," in Handbook of Clean Energy Systems, John Wiley & Sons, Ltd, 2015, pp. 1–35.

[60] M. V. Lechtman, "Calibration and assessment of the 'DIPulse' heat release predictive model for a 2.3L diesel engine for light-duty applications simulated in GT-power," MSc Thesis, Politecnico di Torino, 2019.

[61] A. T. Kirkpatrick, Internal Combustion Engines Applied Thermosciences, 4th ed. John Wiley & Sons, Ltd, 2020.

[62] T. Kamimoto and H. Kobayashi, "Combustion processes in diesel engines," Progress in Energy and Combustion Science, vol. 17, no. 2. pp. 163–189, 1991.

[63] P. A. Lakshminarayanan and Y. V. Aghav, Modelling Diesel Combustion. Dordrecht: Springer, Dordrecht, 2009.

[64] H. Zhao, Ed., Advanced direct injection combustion engine technologies and development: Diesel engines, 2nd ed. Boca Raton: CRC Press, 2010.

[65] K. B. Binder, "Diesel Engine Combustion," in Handbook of Diesel Engines, Berlin: Springer-Verlag, 2010, pp. 61–75.

[66] H. N. Gupta, Fundamentals of Internal Combustion Engines, 2nd ed. New Delhi: PHI, 2009.

[67] V. Ganesan, IC Engines, 4th ed. New Delhi: Tata McGraw-Hill Education, 2012.

[68] R. Prasad and V. R. Bella, "A review on diesel soot emission, its effect and control," Bulletin of Chemical Reaction Engineering & Catalysis, vol. 5, no. 2. Diponegoro University, pp. 69–86, 2010.

[69] I. A. Reşitoŧlu, K. Altinişik, and A. Keskin, "The pollutant emissions from diesel-engine vehicles and exhaust aftertreatment systems," Clean Technol. Environ. Policy, vol. 17, no. 1, pp. 15–27, 2015.

[70] M. W. Khair MK, Diesel emissions and their control. Warrendale: SAE Inernational, 2006.

[71] W. P. Faiz A, Weaver CS, “Air pollution from motor vehicles : standards and technologies for controlling emissions,” The World Bank, Washington, 1996.

[72] W. G. Demers D, “Guide to exhaust emission control options,” BAeSAME, Bristol, 1999.

[73] M. Duica and R. Tatschlb, “Modeling of nitrogen pollutants in combustion systems,” in 6th International Conference on Process Systems Engineering, 2013, no. 2, pp. 25–27.

[74] J. A. Sutton and J. W. Fleming, “Towards accurate kinetic modeling of prompt NO formation in hydrocarbon flames via the NCN pathway,” Combust. Flame, vol. 154, no. 3, pp. 630–636, 2008.

[75] T. Kolb, “Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Minderung der NOx-Emission technischer Feuerungen durch gestufte Verbrennungsführung,” Universität karlsruhe (TH), 1990.

[76] G. A. Lavoie, J. B. Heywood, and J. C. Keck, “Experimental and theoretical study of nitric oxide formation in internal combustion engines,” Combust. Sci. Technol., vol. 1, no. 4, pp. 313–326, 1970.

[77] W. Kleinschmidt, “Untersuchung des Arbeitsprozesses und der NO-, NO 2 -, und CO-Bildung in Ottomotoren,” PhD Thesis, RWtH Aachen, 1974.

[78] N. S. Savva and D. T. Hountalas, “Evolution and application of a pseudo-multi-zone model for the prediction of NOx emissions from large-scale diesel engines at various operating conditions,” Energy Convers. Manag., vol. 85, pp. 373–388, 2014.

[79] S. J. Lee, S. J. Jeong, W. S. Kim, and C. B. Lee, “Computational study on the effects of volume ratio of DOC/DPF and catalyst loading on the PM and NOx emission control for heavy-duty diesel engines,” Int. J. Automot. Technol., vol. 9, no. 6, pp. 659–670, 2008.

[80] Emissions-Control Technology for Diesel Engines. Gerlingen: Robert Bosch GmbH, 2005.

[81] Z. Y.B., “The oxidation of nitrogen in combustion and explosions,” Acta Physicochim., vol. USRR 21, pp. 577–628, 1946.

[82] M. Cavadini, “1-D Simulations of EGR on a Marine Diesel Engine using GT-Power,” MSc Thesis, Swiss Federal Institute of Technology, 2014.

[83] W. W. Pulkrabek, Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine, 2nd ed. Essex: Pearson Education Limited, 2014.

[84] T. K. and S. M. Y. Matsui, “Formation and Oxidation Processes of Soot Particles in a D.I. Diesel Engine—An Experimental Study Via the Two- Color Method,” SAE Tech. Pap. 820464, 1982.

[85] N. Englert, “Fine particles and human health - A review of epidemiological studies,” Toxicol. Lett., vol. 149, no. 1–3, pp. 235–242, 2004.

[86] Organisation for Economic Co-Operation and Develeopment (OECD), “Strategies to Reduce Greenhouse Gas Emissions from Road Transport: Analytical Methods,” Paris, 2002.

[87] R. A. Michaels and M. T. Kleinman, “Incidence and apparent health significance of brief airborne particle excursions,” Aerosol Sci. Technol., vol. 32, no. 2, pp. 93–105, 2000.

[88] N. Sharma and A. K. Agarwal, Air Pollution and Control. Singapore: Springer Nature, 2018.

[89] F. J. W. Gary Hawley, Chris J. Brace, “Combustion-Related Emissions in CI Engines,” in Handbook of air pollution from internal combustion engines_ pollutant formation and control, San Diego: Academic Press, 1998.

[90] M. Okubo and K. Takuya, New Technologies for Emission Control in Marine Diesel Engines. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2019.

[91] N. Ladommatos, S. M. Abdelhalim, H. Zhao, and Z. Hu, “The effects of carbon dioxide in exhaust gas recirculation on diesel engine emissions,” Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng., vol. 212, no. 1, pp. 25–42, 1998.

[92] T. Kamimoto and M. H. Bae, “High combustion temperature for the reduction of particulate in diesel engines,” SAE Trans. J. Engines, vol. 97, no. 6, pp. 692–701, 1988.

[93] K. J. Siczek, Tribological Processes in the Valve Train Systems with Lightweight Valves: New Research and Modelling. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2016.

[94] W. Knecht and P. A. Lakshminarayanan, “Modern Diesel Combustion,” in Design and Development of Heavy Duty Diesel Engines, Singapore: Springer Nature, 2020, pp. 17–66.

[95] M. Zheng, G. T. Reader, and J. G. Hawley, “Diesel engine exhaust gas recirculation - A review on advanced and novel concepts,” Energy Convers. Manag., vol. 45, no. 6, pp. 883–900, 2004.

[96] Q. Xin, Diesel engine system design. Cambridge: Woodhead Publishing, 2011.

[97] X. Fan and S. Chang, “Electromagnetic Exhaust Valve Event Optimization for Enhancing Gasoline Engine Performance,” in MATEC Web of Conferences, 2017, vol. 95, pp. 1–5.

[98] P. A. Dittrich, F. Peter, G. Huber, and M. Kühn, “Thermodynamic potentials of a fully variable valve actuation system for passenger-car diesel engines,” SAE Tech. Pap. 2010-01-1199, 2010.

[99] C. A. Chryssakis, J. R. Hagena, A. Knafl, V. D. Hamosfakidis, Z. S. Filipi, and D. N. Assanis, “In-cylinder reduction of PM and NOx emissions from diesel combustion with advanced injection strategies,” Int. J. Veh. Des., vol. 41, no. 1–4, pp. 83–102, 2006.

[100] “GT-SUITE Engine Performance Application Manual.” Gamma Technologies, Westmont, Illinois, USA, 2017.

[101] S. Roy, R. Banerjee, and P. K. Bose, "Performance and exhaust emissions prediction of a CRDI assisted single cylinder diesel engine coupled with EGR using artificial neural network," Appl. Energy, vol. 119, pp. 330–340, 2014.

[102] H. Liu, Z. Wang, J. Zhang, J. Wang, and S. Shuai, "Study on combustion and emission characteristics of Polyoxymethylene Dimethyl Ethers/diesel blends in light-duty and heavy-duty diesel engines," Appl. Energy, vol. 185, pp. 1393–1402, Jan. 2017.

[103] G. Stiesch, Modeling Engine Spray and Combustion Processes. Berlin: Springer-Verlag, 2003.

[104] A. Rossini, "Development and calibration of a predictive 1D CNG heavy duty engine model," MSc Thesis, Politecnico di Torino, 2019.

[105] V. Venkateshmohan and M. Kumar, "Predictive Diesel Combustion Using DI-Pulse in GT-Power Master's thesis in Automotive engineering," MSc Thesis, Chalmers University of Technology, 2015.

[106] O. Grondin, R. Stobart, H. Chafouk, and J. Maquet, "Modelling the compression ignition engine for control: Review and future trends," SAE Tech. Pap. 2004-01-0423, 2004.

[107] T. Luigi, A. Roberto, and N. Fabio, "A 1D/3D methodology for the prediction and calibration of a high performance motorcycle SI engine," in Energy Procedia, 2015, vol. 82, pp. 936–943.

[108] "GT-SUITE Engine Performance Tutorials Manual." Gamma Technologies, Westmont, Illinois, USA, 2012.

[109] G. R. de Souza, C. de C. Pellegrini, S. L. Ferreira, F. Soto Pau, and O. Armas, "Study of intake manifolds of an internal combustion engine: A new geometry based on experimental results and numerical simulations," Therm. Sci. Eng. Prog., vol. 9, pp. 248–258, 2019.

[110] "GT-SUITE Flow Theory Manual." Gamma Technologies, Westmont, Illinois, USA, 2017.

[111] R. Wang, "Predictive Combustion Modeling." Gamma Technologies, Westmont, Illinois, USA, 2014.

[112] A. Piano, "Analysis of Advanced Air and Fuel Management Systems for Future Automotive Diesel Engine Generations," PhD Thesis, Politecnico di Torino, 2018.

[113] R. Miller, "Supercharged engine," US patent No. 2817322, United States of America, 1957.

[114] "GT-SUITE User's Manual." Gamma Technologies, Westmont, Illinois, USA, 2017.

[115] N. Watson and M. S. Janota, Turbocharging the internal combustion engine. London: Macmillan, 1982.

[116] F. Z. Aklouche, K. Loubar, A. Bentebbiche, S. Awad, and M. Tazerout, "Predictive model of the diesel engine operating in dual-fuel mode fuelled

with different gaseous fuels," Fuel, vol. 220, no. 5, pp. 599–606, 2018.

[117] G. F. Hohenberg, "Advanced approaches for heat transfer calculations," SAE Tech. Pap. 790825, 1979.

[118] S. Sommarsjö and M. Lengquist, "Gas exchange modeling of a single-cylinder engine GT-Power modeling of a compression ignition engine running on DME," MSc Thesis, Chalmers University of Technology, 2015.

[119] B. Menacer, A. Soualmia, C. Belhout, and M. Bouchetara, "The convection heat transfer rate evaluation of a 6-cylinder in-line tur-bocharged direct-injection diesel engine," Mechanika, vol. 23, no. 4, pp. 528–536, 2017.

[120] F. Sapio, A. Piano, F. Millo, and F. C. Pesce, "Digital Shaping and Optimization of Fuel Injection Pattern for a Common Rail Automotive Diesel Engine through Numerical Simulation," SAE Tech. Pap. 2017-24-0025, 2017.

[121] H. Hiroyasu, T. Kadota, and M. Arai, "Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions : Part 1 Combustion Modeling," Bull. JSME, vol. 26, no. 214, pp. 569–575, 1983.

[122] J. Nagle and R. F. Strickland-Constable, "Oxidation of Carbon Between 1000–2000°C," in Proceedings of the Fifth Conference on Carbon, 1962, pp. 154–164.

[123] B. Stanmore, J. Brilhac, and P. Gilot, "The oxidation of soot: A review of experiments, mechanisms and models," Carbon N. Y., vol. 39, no. 15, pp. 2247–2268, 2001.

[124] F. Perini, E. Mattarelli, and F. Paltrinieri, "Development and validation of predictive emissions schemes for quasi-dimensional combustion models," SAE Tech. Pap. 2010-01-0148, 2010.

[125] A. Sabău and O. Emil, "Soot Modeling in Diesel Engine," in 3rd International Conference on Environmental and Geological Science and Engineering, 2010.

[126] M. A. Patterson, S. C. Kong, G. J. Hampson, and R. D. Reitz, "Modeling the effects of fuel injection characteristics on diesel engine soot and NOx emissions," SAE Int. J. Engines, vol. 103, no. 3, pp. 836–852, 1994.

[127] C. Park and J. P. Appleton, "Shock-tube measurements of soot oxidation rates," Combust. Flame, vol. 20, no. 3, pp. 369–379, 1973.

[128] B. S. Haynes and H. G. Wagner, "Soot formation," Prog. Energy Combust. Sci., vol. 7, no. 4, pp. 229–273, 1981.

[129] M. A. Patterson and R. D. Reitz, "Modeling the effects of fuel injection characteristics on diesel engine combustion and emission," SAE Tech. Pap. 940523, 1998.

[130] S. K. Chen and P. F. Flynn, "Development of a single cylinder compression ignition research engine," SAE Tech. Pap. 650733, 1965.

[131] Y. Chen et al., "Study of injection pressure couple with EGR on combustion performance and emissions of natural gas-diesel dual-fuel engine," Fuel, vol.

261, no. 2, p. 116409, 2020.

[132] V. B. Pedrozo, I. May, T. D. M. Lanzanova, and H. Zhao, "Potential of internal EGR and throttled operation for low load extension of ethanol-diesel dual-fuel reactivity controlled compression ignition combustion on a heavy-duty engine," Fuel, vol. 179, no. 9, pp. 391–405, 2016.

[133] Z. Zheng and M. Yao, "Mechanism of oxygen concentration effects on combustion process and emissions of diesel engine," Energy and Fuels, vol. 23, no. 12, pp. 5835–5845, 2009.

[134] Z. Bao, R. Kishigami, N. Horibe, H. Kawanabe, and T. Ishiyama, "The effect of close post injection on combustion characteristics and cooling loss reduction," Fuel, vol. 268, no. 5, 2020.

[135] Z. Zheng, L. Yue, H. Liu, Y. Zhu, X. Zhong, and M. Yao, "Effect of two-stage injection on combustion and emissions under high EGR rate on a diesel engine by fueling blends of diesel/gasoline, diesel/n-butanol, diesel/gasoline/n-butanol and pure diesel," Energy Convers. Manag., vol. 90, no. 1, pp. 1–11, 2015.

[136] M. Oguma, S. Goto, M. Konno, K. Sugiyama, and M. Mori, "Experimental Study of Direct Injection Diesel Engine Fueled with Two Types of Gas To Liquid (GTL)," J. Fuels Lubr., vol. 111, no. 4, pp. 1214–1220, 2002.

[137] H. Jia, B. Yin, J. Wang, and L. Chen, "Visualizations of combustion and emissions characteristics in a light-duty diesel engine with achieved premixed low temperature combustion," Int. J. Automot. Technol., vol. 16, no. 2, pp. 201–209, 2015.

[138] Y. H. Teoh, H. H. Masjuki, M. A. Kalam, and H. G. How, "Effect of injection timing and EGR on engine-out-responses of a common-rail diesel engine fueled with neat biodiesel," RSC Adv., vol. 5, no. 116, pp. 96080–96096, 2015.

[139] M. Wei, S. Li, J. Liu, G. Guo, Z. Sun, and H. Xiao, "Effects of injection timing on combustion and emissions in a diesel engine fueled with 2,5-dimethylfuran-diesel blends," Fuel, vol. 192, no. 3, pp. 208–217, 2017.

[140] Y. H. Teoh, H. H. Masjuki, H. G. How, M. A. Kalam, K. H. Yu, and A. Alabdulkarem, "Effect of two-stage injection dwell angle on engine combustion and performance characteristics of a common-rail diesel engine fueled with coconut oil methyl esters-diesel fuel blends," Fuel, vol. 234, no. 12, pp. 227–237, 2018.

[141] I. H. Witten, E. Frank, M. A. Hall, and C. J. Pal, Data Mining: Practical Machine Learning Tools and Techniques. Cambridge: Morgan Kaufmann, 2016.

[142] R. K. Mehra, H. Duan, S. Luo, A. Rao, and F. Ma, "Experimental and artificial neural network (ANN) study of hydrogen enriched compressed natural gas (HCNG) engine under various ignition timings and excess air ratios," Appl. Energy, vol. 228, no. 10, pp. 736–754, 2018.

[143] M. Gölcü, Y. Sekmen, P. Erduranli, and M. S. Salman, "Artificial neural-network based modeling of variable valve-timing in a spark-ignition engine," Appl.

Energy, vol. 81, no. 2, pp. 187–197, 2005.

[144] D. W. Patterson, Artificial Neural Networks - Theory and Applications. Prentice Hall, 1996.

[145] Y. He and C. J. Rutland, “Application of artificial neural networks in engine modelling,” Int. J. Engine Res., vol. 5, no. 4, pp. 281–296, 2004.

[146] S. A. Kalogirou, “Applications of artificial neural-networks for energy systems,” Appl. Energy, vol. 67, no. 1–2, pp. 17–35, 2000.

[147] M. A. Akcayol, C. Cinar, H. I. Bulbul, and A. Kilicarsalan, “Artificial Neural Network Based Modeling of Injection Pressure in Diesel Engines,” WSEAS Trans. Comput., vol. 5, no. 3, pp. 1538–1544, 2004.

[148] S. Haykin, Neural networks: a comprehensive foundation. Singapore: Pearson Education, 2001.

[149] D. Ziviani, A. M. Bahman, N. A. James, D. R. Lumpkin, E. James, and E. A. Groll, “Machine Learning Applied to Positive Displacement Compressors and Expanders Performance Mapping,” in 24th International Compressor Engineering Conference, 2018, pp. 1–10.

[150] D. W. Marquardt, “An Algorithm for Least-Squares Estimation of Nonlinear Parameters,” J. Soc. Ind. Appl. Math., vol. 11, no. 2, pp. 431–441, 1963.

[151] E. Eyng, F. Vasconcelos Da Silva, F. Palú, A. Maria, and F. Fileti, “Neural Network Based Control of an Absorption Column in the Process of Bioethanol Production Eduardo,” Brazilian Arch. Biol. Technol., vol. 52, no. 4, pp. 961–972, 2009.

[152] D. Aşkin, İ. İskender, and A. Mamizadeh, “Farklı Yapay Sinir Ağları Yöntemlerini Kullanarak Kuru Tip Transformatör Sargısının Termal Analizi,” Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der., vol. 26, no. 4, pp. 905–913, 2011.

[153] D. J. C. MacKay, “Bayesian Interpolation,” Neural Comput., vol. 4, no. 3, pp. 415–447, 1992.

[154] F. Dan Foresee and M. T. Hagan, “Gauss-Newton approximation to bayesian learning,” in IEEE International Conference on Neural Networks - Conference Proceedings, 1997, vol. 3, pp. 1930–1935.

[155] A. Gunabalan, P. Tamilporai, and R. Ramaprabhu, “Effect of injection timing and EGR on DI Diesel Engine.pdf,” J. Appl. Sci., vol. 10, no. 22, pp. 2823–2830, 2010.

[156] S. Fischer and J. O. Stein, “Investigation on the effect of very high fuel injection pressure on soot-NOx emissions at high load in a passenger car diesel engine,” SAE Int. J. Engines, vol. 2, no. 1, pp. 1737–1748, 2009.

[157] S. Park, J. Cho, J. Park, and S. Song, “Numerical study of the performance and NOx emission of a diesel-methanol dual-fuel engine using multi-objective Pareto optimization,” Energy, vol. 124, no. 2, pp. 272–283, 2017.

[158] D. Sarkar and J. M. Modak, “Pareto-optimal solutions for multi-objective optimization of fed-batch bioreactors using nondominated sorting genetic

algorithm," Chem. Eng. Sci., vol. 60, no. 2, pp. 481–492, 2005.

[159] J. Cho, S. Park, and S. Song, "The effects of the air-fuel ratio on a stationary diesel engine under dual-fuel conditions and multi-objective optimization," Energy, vol. 187, no. 11, 2019.

[160] T. Hiroyasu, M. Miki, J. Kamiura, S. Watanabe, and H. Hiroyasu, "Multi-objective optimization of diesel engine emissions and fuel economy using genetic algorithms and phenomenological model," SAE Tech. Pap. 2002-01-2778, 2002.

[161] J. Park, S. Song, and K. S. Lee, "Numerical investigation of a dual-loop EGR split strategy using a split index and multi-objective Pareto optimization," Appl. Energy, vol. 142, pp. 21–32, 2015.

[162] F. J. Dieterle, "Multianalyte Quantifications by Means of Integration of Artificial Neural Networks , Genetic Algorithms and Chemometrics for Time-Resolved Analytical Data," PhD. Thesis, Universität Tübingen, 2003.

[163] C. Bao, L. Xu, E. D. Goodman, and L. Cao, "A novel non-dominated sorting algorithm for evolutionary multi-objective optimization," J. Comput. Sci., vol. 23, pp. 31–43, Nov. 2017.

[164] K. Deb and H. Jain, "An Evolutionary Many-Objective Optimization Algorithm Using Reference-point Based Non-dominated Sorting Approach, Part I: Solving Problems with Box Constraints," IEEE Trans. Evol. Comput., vol. 8, no. 4, pp. 577–601, 2013.

[165] K. Li, R. Chen, D. Savic, and X. Yao, "Interactive decomposition multiobjective optimization via progressively learned value functions," IEEE Trans. Fuzzy Syst., vol. 27, no. 5, pp. 849–860, 2019.

[166] X. Ni, Z. Dong, W. Xie, W. Jia, C. Duan, and H. Yao, "Research on the multi-objective cooperative competition mechanism of Jinsha River downstream cascade reservoirs during the flood season based on optimized NSGA-III," Water, vol. 11, no. 4, p. 849, 2019.

[167] A. Hassanat, K. Almohammadi, E. Alkafaween, E. Abunawas, A. Hammouri, and V. B. S. Prasath, "Choosing mutation and crossover ratios for genetic algorithms-a review with a new dynamic approach," Information, vol. 10, no. 12, p. 390, 2019.

[168] K. A. De Jong and W. M. Spears, "A formal analysis of the role of multi-point crossover in genetic algorithms," Ann. Math. Artif. Intell., vol. 5, no. 1, pp. 1–26, 1992.

[169] K. Deb, A. Pratap, S. Agarwal, and T. Meyarivan, "A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II," IEEE Trans. Evol. Comput., vol. 6, no. 2, pp. 182–197, 2002.

[170] Y. Li, Y. Kou, and Z. Li, "An improved nondominated sorting genetic algorithm III method for solving multiobjective weapon-target assignment Part I: The value of fighter combat," Int. J. Aerosp. Eng., vol. 2018, 2018.

[171] J. Liu, B. Ma, and H. Zhao, "Combustion parameters optimization of a

diesel/natural gas dual fuel engine using genetic algorithm," Fuel, vol. 260, no. 1, 2020.

[172] S. L. Kokjohn and R. D. Reitz, "A computational investigation of two-stage combustion in a light-duty engine," SAE Int. J. Engines, vol. 1, no. 1, pp. 1083–1104, 2009.

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Makaleler

V. Akgül, O. Özener, C. Büyük, and M. Özkan, "Numerical Investigation and Multi-Objective Optimization of Internal EGR and Post-Injection Strategies on the Combustion, Emission and Performance of a Single Cylinder, Heavy-Duty Diesel Engine," Energies, vol. 14, no. 1, p. 15, Dec. 2020.

Projeler

M. Özkan, O. Özener, C. Soruşbay, A. Çalık, E. Özcan, **V. Akgül**, M. Güler, A. Güney, T. Korkmaz, ve F. Akbulut, "Yeni Nesil Euro 6 Ağır Hizmet Motor Geliştirilmesi: Bölünmüş Püskürtme Stratejisi, Düşük Sıcaklıkta Yanma" (SAN-TEZ Proje No: 0665.STZ.2014), 2015-2017