

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**STOKASTİK REAKTÖR MODEL YAKLAŞIMI İLE BİYODİZEL PİLOT
YAKITLI DOĞALGAZ MOTORU SİMÜLASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisi Enes Fatih PEHLİVAN

**MAYIS 2016
TRABZON**



KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünce

Unvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : / /

Tezin Savunma Tarihi : / /

Tez Danışmanı :

Trabzon

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalında
Enes Fatih PEHLİVAN Tarafından Hazırlanan**

**STOKASTİK REAKTÖR MODEL YAKLAŞIMI İLE BİYODİZEL PİLOT YAKITLI
DOĞALGAZ MOTORU SİMÜLASYONU**

başlıklı bu çalışma, Enstitü Yönetim Kurulunun 26 / 04 / 2016 gün ve 1650 sayılı
kararıyla oluşturulan jüri tarafından yapılan sınavda
YÜKSEK LİSANS TEZİ
olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

Başkan : Prof. Dr. Atilla BİLGİN

Üye : Prof. Dr. Hakan Serhad SOYHAN

Üye : Yrd. Doç. Dr. İsmail ALTIN



Prof. Dr. Sadettin KORKMAZ
Enstitü Müdürü

ÖNSÖZ

Gelecekte fosil kökenli yakıtların tükenmesi endişesi ve fosil yakıtların içten yanmalı motorlarda kullanımı sonucunda ortaya çıkan zararlı emisyonların havayı kirletmesi ve doğal dengenin bozulması bilim adamlarının alternatif yakıtlar ve bu yakıtlarla çalışan motor teknolojileri üzerinde çalışmalar yapmasını zorunlu kılmıştır. Bu motor teknolojilerinden biri de çift yakıtlı motorlardır. Uygulamada genellikle çift yakıtlı motorlar doğalgaz ve dizelin birlikte yanma odası içerisinde yakılmasıyla çalışırlar. Bu çalışmada çift yakıtlı motorda pilot yakıt olarak dizel yerine biyodizel kullanılarak bir simülasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. Buradaki amaç, iki alternatif yakıtın (doğalgaz + biyodizel) avantajlarını bir araya getirerek yanma işlemi sonucunda motor performansı ve emisyonlar üzerindeki etkilerini incelemektir. Simülasyon çalışması ‘Stokastik Reaktör Model’ yaklaşımına dayanmaktadır. Bu yaklaşım 0-boyutlu bir yaklaşımdır, yani stokastik parçacıkların her biri yanma odasında konuma bağlı olmaksızın rastgele dağılırlar ve kimyasal bileşimi, sıcaklığı ve basıncı temsil ederler. Bu yaklaşımın algoritması temelde olasılık yoğunluk fonksiyonuna (PDF) dayanmaktadır.

Tez çalışması boyunca, bana bilgi ve tecrübeleriyle yol gösteren, her konuda maddi ve manevi desteğini esirgemeyen Danışman Hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. İsmail ALTIN’a teşekkürlerimi bir borç bilirim. Ayrıca, yazılımın temin edilmesi ve görüş ve önerilerinden yararlandığım Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Öğretim Üyesi Sayın Prof. Dr. Hakan Serhad SOYHAN Hocam’a, yazılımın kullanımı konusunda yardımlarını esirgemeyen Sayın Arş. Gör. Usame DEMİR’e, yazılımda kullandığım kimyasal kinetik mekanizmasında bana yardımcı olan Sayın Arş. Gör. Dr. Gökhan COŞKUN Hocam’a ve K.T.Ü BAP Birimi’ne katkılarından dolayı teşekkürlerimi sunarım. Tez çalışması sırasında bazı sayısal verileri elde etmemde bana yardımcı olan değerli arkadaşım Sayın Arş. Gör. Samet GÜRGEN’e ayrıca teşekkür ederim. Son olarak, beni bugünlere getiren ve hayatım boyunca her konuda desteklerini benden hiç esirgemeyen aileme saygı ve sevgilerimi sunarım.

Enes Fatih PEHLİVAN

Trabzon 2016

TEZ ETİK BEYANNAMESİ

Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “Stokastik reaktör model yaklaşımı ile biyodizel pilot yakıtlı doğalgaz motoru simülasyonu” başlıklı bu çalışmayı baştan sona kadar danışmanım Yrd. Doç. Dr. İsmail ALTIN’ın sorumluluğunda tamamladığımı, verileri ilgili yayınlardan yararlanarak kendim topladığımı, analizleri ilgili bilgisayarda gerçekleştirdiğimi, başka kaynaklardan aldığım bilgileri metinde ve kaynakçada eksiksiz olarak gösterdiğimi, çalışma sürecinde bilimsel araştırma ve etik kurullara uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim. 20/05/2016

Enes Fatih PEHLİVAN

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ.....	III
TEZ ETİK BEYANNAMESİ.....	IV
İÇİNDEKİLER.....	V
ÖZET	VIII
SUMMARY	IX
ŞEKİLLER DİZİNİ	X
TABLolar DİZİNİ.....	XIII
SEMBOLLER DİZİNİ	XVI
1. GENEL BİLGİLER.....	1
1.1. Giriş	1
1.2. Çevre Dostu Alternatif Yakıtlar	3
1.2.1. Biyodizel.....	3
1.2.2. Gaz Yakıtlar.....	5
1.3. Çift Yakıtlı Motorlar.....	7
1.4. Dizel Motorların Çift Yakıtlı Motorlara Dönüştürülmesi	7
1.5. Kimyasal Kinetik.....	8
1.6. Simülasyon Çalışmalarıyla İlgili Temel Bilgiler.....	10
1.6.1. Sistem, Model ve Modelleme.....	10
1.6.2. Simülasyon	11
1.7. Stokastik Reaktör Model Yaklaşımı.....	14
1.7.1. Ana Tanımlamalar	14
1.7.2. SRM Engine Suite Yazılımı	14
1.8. Monte Carlo Simülasyon Yöntemi	16
1.8.1. Monte Carlo Simülasyon Yönteminin Tanımı	16
1.8.2. Monte Carlo Simülasyon Yönteminin Algoritması.....	17
1.9. Literatür İncelemesi.....	17
1.9.1. Biyodizel Pilot Yakıt Püskürtmeli Çift Yakıtlı Motorlar	17
1.9.2. İçten Yanmalı Motorlarda SRM Uygulamaları	28
1.10. Tez Çalışmasının Amacı ve Kapsamı.....	36
1.10.1. Tezin Amacı	36

1.10.2.	Tezin Kapsamı.....	36
2.	YAPILAN ÇALIŞMALAR.....	37
2.1.	Giriş.....	37
2.2.	Kimyasal Kinetik Model.....	37
2.3.	Yazılımın Genel Algoritma Yapısı.....	39
2.3.1.	Sayısal Çözücüler.....	39
2.3.2.	Termodinamik Formüller.....	40
2.3.2.1.	İdeal Gaz Yasası.....	40
2.3.2.2.	Moleküler Kütle.....	41
2.3.2.3.	Mol Oranı.....	41
2.3.2.4.	Kütlesel Oran.....	41
2.3.2.5.	Ortalama Molekül Kütlesi.....	42
2.3.2.6.	Ekivalans Oranı.....	42
2.3.2.7.	EGR Oranı.....	43
2.3.2.8.	Yoğunluk.....	43
2.3.2.9.	Özgül Isı.....	43
2.3.2.10.	İç Enerji.....	44
2.3.2.11.	Entalpi.....	44
2.3.2.12.	Entropi.....	45
2.3.2.13.	NASA Polinomları.....	46
2.3.3.	Yazılımda Çözümü Yapılan Ana Eşitlik ve Çözüm Aşamaları.....	46
2.3.3.1.	Piston Üstü Boşluk Bölgesindeki Akış.....	48
2.3.3.2.	Piston Hareketi.....	49
2.3.3.3.	Kimyasal Reaksiyonlar.....	49
2.3.3.4.	Taşınımli Isı Transferi.....	50
2.3.3.4.1.	Motor Reaktör Modelinde Taşınımli Isı Transferi.....	50
2.3.3.4.2.	Woschni Isı Transfer Modeli.....	51
2.3.3.5.	Basınç Eşitleme.....	52
2.3.3.6.	Türbülans Karışma.....	53
2.3.3.7.	Sayısal Çözüm.....	58
2.3.3.8.	Motor Performansı.....	59
2.3.3.9.	Doğrudan Püskürtme.....	60
2.3.3.10.	Damlacık Modeli.....	62

2.3.3.11.	Gaz Fazı Emisyonları Modeli.....	63
2.3.3.11.1.	Azot Oksit Emisyonları	63
2.3.3.11.2.	Yanmamış Hidrokarbon Emisyonları	64
2.3.3.11.3.	Diğer Gaz Emisyonları	65
2.4.	Simülasyon Model Parametreleri	65
2.5.	Çözüm Yöntemi.....	72
3.	BULGULAR VE TARTIŞMA.....	73
3.1.	Giriş	73
3.2.	Kurulan Modelin Isıl Enerji Açısından Değerlendirilmesi	73
3.2.1.	Biyodizelin Yerine Geçen Kimyasal Kinetik Mekanizmasının Geçerliliğinin Gösterilmesi.....	73
3.2.2.	Silindire Püskürtülen Yakıt Miktarlarının Belirlenmesi.....	74
3.2.3.	Doğalgazın Simülasyon ve Deneysel Isıl Değerlerinin Karşılaştırılması	76
3.2.4.	Farklı Pilot Yakıt Püskürtme Durumları için Isıl Enerji Miktarlarının Belirlenmesi.....	76
3.2.5.	Doğalgaz ve Biyodizel Kimyasal Kinetik Mekanizmasının Enerji Bilançosu	77
3.3.	Stokastik Reaktör Model Yönteminin Geçerliliğinin Gösterilmesi	78
3.4.	Stokastik Reaktör Model Yazılımı Yardımıyla Elde Edilen Sonuçlar	80
3.4.1.	Farklı Pilot Yakıt Püskürtme Basınçlarında Yanma ve Egzoz Emisyon Karakteristikleri.....	80
3.4.1.1.	Yanma Karakteristikleri	80
3.4.1.2.	Egzoz Emisyon Karakteristikleri.....	94
3.4.2.	Farklı Pilot Yakıt Püskürtme Zamanlamalarında Yanma ve Egzoz Emisyon Karakteristikleri.....	100
3.4.2.1.	Yanma Karakteristikleri	100
3.4.2.2.	Egzoz Emisyon Karakteristikleri.....	114
4.	SONUÇLAR.....	123
5.	ÖNERİLER	127
6.	KAYNAKLAR.....	128
7.	EKLER	136
ÖZGEÇMİŞ		

Yüksek Lisans Tezi

ÖZET

STOKASTİK REAKTÖR MODEL YAKLAŞIMI İLE BİYODİZEL PİLOT YAKITLI
DOĞALGAZ MOTORU SİMÜLASYONU

Enes Fatih PEHLİVAN

Karadeniz Teknik Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Yrd. Doç. Dr. İsmail ALTIN
2016, 135 Tez Sayfa, 6 Ek Sayfa

Bu çalışmanın amacı, iki alternatif yakıtın çift yakıtlı motorda birlikte yakılmasının motor performansı ve egzoz emisyonları üzerine etkilerini teorik olarak incelemektir. Teorik çalışmada kullanılan yöntem stokastik reaktör model yaklaşımıdır ve yaklaşım temel olarak olasılık yoğunluk fonksiyonuna (PDF) dayanmaktadır. Bu yaklaşımı temel alan motor simülasyon yazılımı ana yakıt doğalgaz ve pilot yakıt biyodizel içeren çift yakıtlı motorda simülasyon yapmak için kullanılmıştır. Yazılım yakıtların detaylı ve indirgenmiş kimyasal kinetik mekanizmalarıyla çalışmaktadır. Çalışmada kullanılan biyodizel kimyasal kinetik mekanizması 71 bileşen ve 217 reaksiyon içeren indirgenmiş metil dekanoat/metil-9-dekanoat/n-heptan ile temsil edilmektedir. Biyodizelin doğalgaz motorunda yanmasını temsil eden toplam 80 farklı durum için simülasyonlar parametrik olarak gerçekleştirilmiştir. Motor performansı açısından silindir basıncı ve ısı açığa çıkış oranı karakteristikleri ve egzoz emisyonları incelenmiştir. Optimum durumlarda simülasyon basınç ve ısı açığa çıkış oranı karakteristiklerinin deneysel veriyle uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Egzoz emisyonları açısından NO_x emisyonu haricindeki diğer emisyonların deneysel veriye yakın sonuçlar vermediği gözlemlenmiştir. Elde edilen sonuçlar stokastik reaktör modelin çift yakıtlı motorların incelenmesinde etkin bir şekilde kullanılabileceğini göstermiştir. Bununla beraber, simülasyonun hassasiyeti kullanılan yakıtların kimyasal kinetik mekanizmalarının doğruluğuna bağlı olduğu yapılan çalışma ile açıkça ortaya konmuştur.

Anahtar Kelimeler: İçten Yanmalı Motorlar, Gemi Makinaları, Çift Yakıtlı Motorlar, Biyodizel Pilot Yakıtlı Doğalgaz Motoru, Stokastik Reaktör Model, Olasılık Yoğunluk Fonksiyonu

Master Thesis

SUMMARY

BIODIESEL PILOT FUELED NATURAL GAS ENGINE SIMULATION USING STOCHASTIC REACTOR MODEL

Enes Fatih PEHLIVAN

Karadeniz Technical University
The Graduate School of Natural and Applied Sciences
Naval Architecture and Marine Engineering Graduate Program
Supervisor: Assist. Prof. Ismail ALTIN
2016, 135 Pages, 6 Pages Appendix

The aim of this study is to examine theoretically the influences of simultaneous combustion of two alternative fuels in dual fuel engine on engine performance and exhaust emissions. Method used in this theoretical study is stochastic reactor model approach and the approach is based on probability density function (PDF) as a basis. An engine simulation software based on this approach were utilized to simulate in dual fuel engine included biodiesel as a pilot fuel and natural gas as a main fuel. The software is to run with detailed and reduced chemical kinetic mechanisms. The chemical kinetic mechanism of biodiesel used in this study is represented with reduced methyl decanoate/methyl-9-decenoate/n-heptane contained 71 species and 217 reactions. Simulations were parametrically performed for total 80 different cases exemplified combustion of the biodiesel in natural gas engine. Cylinder pressure and heat release rate characteristics in terms of engine performance and exhaust emissions were investigated. It was observed that simulation pressure and heat release rate characteristics are accordant with experimental data in optimum cases. It was observed that other emissions, excluding NO_x emission, did not give results close to experimental data in terms of exhaust emissions. The observed results shows that stochastic reactor model is effectively utilized to investigate the dual fuel engines. In addition, simulation precision is clearly revealed with performed study that utilized fuels depended on accuracy of the chemical kinetic mechanisms.

Key Words: Internal Combustion Engines, Marine Engines, Dual Fuel Engines, Biodiesel Pilot Fueled Natural Gas Engine, Stochastic Reactor Model, Probability Density Function

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa No

Şekil 1.1. Dünyadaki doğalgaz rezervlerinin dağılımı	5
Şekil 1.2. Dünyada doğalgazın 2014 yılındaki üretim verileri.....	6
Şekil 1.3. Dünyada doğalgazın 2014 yılındaki tüketim verileri	6
Şekil 1.4. Stokastik parçacıklar ve olasılık yoğunluk fonksiyonu.....	16
Şekil 2.1. Üç farklı gıda ürününden elde edilen biyodizelin bileşimi	39
Şekil 2.2. Sanki boyutlu k-ε modeli.....	54
Şekil 2.3. Basitleştirilmiş silindir geometrisi (Emme supabı IV, Egzoz supabı EV).....	56
Şekil 2.4. Yakıt nüfuz geometrisi ve nüfuz aşamaları	60
Şekil 2.5. ‘kinetics & srm engine suite’ yazılımı ekran görüntüsü	65
Şekil 3.1. 120 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı ve ÜÖNÖ 17° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için basıncın krank mili açısına göre değişimi	79
Şekil 3.2. 120 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı ve ÜÖNÖ 17° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için ısı açığa çıkış oranının krank mili açısına göre değişimi.....	79
Şekil 3.3. 30 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için basıncın krank mili açısına göre değişimi	84
Şekil 3.4. 60 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için basıncın krank mili açısına göre değişimi	84
Şekil 3.5. 90 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için basıncın krank mili açısına göre değişimi	85
Şekil 3.6. 120 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için basıncın krank mili açısına göre değişimi	85
Şekil 3.7. 150 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için basıncın krank mili açısına göre değişimi	86
Şekil 3.8. 30 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için ısı açığa çıkış oranının krank mili açısına göre değişimi.....	86
Şekil 3.9. 60 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için ısı açığa çıkış oranının krank mili açısına göre değişimi.....	87
Şekil 3.10. 90 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için ısı açığa çıkış oranının krank mili açısına göre değişimi.....	87
Şekil 3.11. 120 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için ısı açığa çıkış oranının krank mili açısına göre değişimi.....	88
Şekil 3.12. 150 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için ısı açığa çıkış oranının krank mili açısına göre değişimi.....	88

Şekil 3.13. 30 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için farklı stokastik parçacık sayılarındaki basıncın krank mili açısına göre değişimi.....	89
Şekil 3.14. 60 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için farklı stokastik parçacık sayılarındaki basıncın krank mili açısına göre değişimi.....	89
Şekil 3.15. 90 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için farklı stokastik parçacık sayılarındaki basıncın krank mili açısına göre değişimi.....	90
Şekil 3.16. 120 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için farklı stokastik parçacık sayılarındaki basıncın krank mili açısına göre değişimi.....	90
Şekil 3.17. 150 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için farklı stokastik parçacık sayılarındaki basıncın krank mili açısına göre değişimi.....	91
Şekil 3.18. 30 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için farklı stokastik parçacık sayılarındaki ısı açığa çıkış oranının krank mili açısına göre değişimi.....	91
Şekil 3.19. 60 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için farklı stokastik parçacık sayılarındaki ısı açığa çıkış oranının krank mili açısına göre değişimi.....	92
Şekil 3.20. 90 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için farklı stokastik parçacık sayılarındaki ısı açığa çıkış oranının krank mili açısına göre değişimi.....	92
Şekil 3.21. 120 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için farklı stokastik parçacık sayılarındaki ısı açığa çıkış oranının krank mili açısına göre değişimi.....	93
Şekil 3.22. 150 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için farklı stokastik parçacık sayılarındaki ısı açığa çıkış oranının krank mili açısına göre değişimi.....	93
Şekil 3.23. ÜÖN ₀ 11° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için basıncın krank mili açısına göre değişimi	104
Şekil 3.24. ÜÖN ₀ 14° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için basıncın krank mili açısına göre değişimi	104
Şekil 3.25. ÜÖN ₀ 17° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için basıncın krank mili açısına göre değişimi	105
Şekil 3.26. ÜÖN ₀ 20° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için basıncın krank mili açısına göre değişimi	105
Şekil 3.27. ÜÖN ₀ 23° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için basıncın krank mili açısına göre değişimi	106
Şekil 3.28. ÜÖN ₀ 11° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için ısı açığa çıkış oranının krank mili açısına göre değişimi.....	106
Şekil 3.29. ÜÖN ₀ 14° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için ısı açığa çıkış oranının krank mili açısına göre değişimi.....	107
Şekil 3.30. ÜÖN ₀ 17° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için ısı açığa çıkış oranının krank mili açısına göre değişimi.....	107
Şekil 3.31. ÜÖN ₀ 20° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için ısı açığa çıkış oranının krank mili açısına göre değişimi.....	108
Şekil 3.32. ÜÖN ₀ 23° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için ısı açığa çıkış oranının krank mili açısına göre değişimi.....	108

Şekil 3.33. ÜÖN ₀ 11° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için farklı stokastik parçacık sayılarındaki basıncın krank mili açısına göre değişimi.....	109
Şekil 3.34. ÜÖN ₀ 14° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için farklı stokastik parçacık sayılarındaki basıncın krank mili açısına göre değişimi.....	109
Şekil 3.35. ÜÖN ₀ 17° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için farklı stokastik parçacık sayılarındaki basıncın krank mili açısına göre değişimi.....	110
Şekil 3.36. ÜÖN ₀ 20° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için farklı stokastik parçacık sayılarındaki basıncın krank mili açısına göre değişimi.....	110
Şekil 3.37. ÜÖN ₀ 23° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için farklı stokastik parçacık sayılarındaki basıncın krank mili açısına göre değişimi.....	111
Şekil 3.38. ÜÖN ₀ 11° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için farklı stokastik parçacık sayılarındaki ısı açığa çıkış oranının krank mili açısına göre değişimi.....	111
Şekil 3.39. ÜÖN ₀ 14° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için farklı stokastik parçacık sayılarındaki ısı açığa çıkış oranının krank mili açısına göre değişimi.....	112
Şekil 3.40. ÜÖN ₀ 17° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için farklı stokastik parçacık sayılarındaki ısı açığa çıkış oranının krank mili açısına göre değişimi.....	112
Şekil 3.41. ÜÖN ₀ 20° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için farklı stokastik parçacık sayılarındaki ısı açığa çıkış oranının krank mili açısına göre değişimi.....	113
Şekil 3.42. ÜÖN ₀ 23° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için farklı stokastik parçacık sayılarındaki ısı açığa çıkış oranının krank mili açısına göre değişimi.....	113

TABLolar DİZİNİ

Sayfa No

Tablo 1.1. Bu çalışmada kullanılan dizel ve biyodizelin fiziksel ve kimyasal özellikleri ..	4
Tablo 1.2. Bu çalışmada kullanılan doğalgazın fiziksel ve kimyasal özellikleri	7
Tablo 2.1. Genel ayar parametreleri	66
Tablo 2.2. Geometri, piston üstü boşluk ve segman boşluğu parametreleri	67
Tablo 2.3. Başlangıç karışım parametreleri.....	67
Tablo 2.4. Doğrudan püskürtme parametreleri	69
Tablo 2.5. Farklı pilot yakıt püskürtme zamanlamaları için püskürtme zamanlaması değerleri	69
Tablo 2.6. Farklı pilot yakıt püskürtme basınçları için püskürtme zamanlaması değerleri	70
Tablo 2.7. Isı transferi parametreleri	70
Tablo 2.8. Motor performans parametreleri	71
Tablo 2.9. Emisyon parametreleri	72
Tablo 3.1. Farklı pilot yakıt püskürtme durumları için püskürtülen yakıt miktarları.....	75
Tablo 3.2. Farklı pilot yakıt püskürtme durumları için açığa çıkan ısıl enerji miktarları .	77
Tablo 3.3. Çift yakıtlı motor sistemi için hesaplanan enerji değerleri	78
Tablo 3.4. 30 MPa için deneysel ve simülasyon NO _x emisyon değerleri ve hata oranları	94
Tablo 3.5. 30 MPa için deneysel ve simülasyon CO emisyon değerleri ve hata oranları	94
Tablo 3.6. 30 MPa için deneysel ve simülasyon HC emisyon değerleri ve hata oranları	95
Tablo 3.7. 60 MPa için deneysel ve simülasyon NO _x emisyon değerleri ve hata oranları	95
Tablo 3.8. 60 MPa için deneysel ve simülasyon CO emisyon değerleri ve hata oranları	96
Tablo 3.9. 60 MPa için deneysel ve simülasyon HC emisyon değerleri ve hata oranları	96
Tablo 3.10. 90 MPa için deneysel ve simülasyon NO _x emisyon değerleri ve hata oranları	97
Tablo 3.11. 90 MPa için deneysel ve simülasyon CO emisyon değerleri ve hata oranları	97

Tablo 3.12. 90 MPa için deneysel ve simülasyon HC emisyon değerleri ve hata oranları	97
Tablo 3.13. 120 MPa için deneysel ve simülasyon NO _x emisyon değerleri ve hata oranları	98
Tablo 3.14. 120 MPa için deneysel ve simülasyon CO emisyon değerleri ve hata oranları	98
Tablo 3.15. 120 MPa için deneysel ve simülasyon HC emisyon değerleri ve hata oranları	99
Tablo 3.16. 150 MPa için deneysel ve simülasyon NO _x emisyon değerleri ve hata oranları	99
Tablo 3.17. 150 MPa için deneysel ve simülasyon CO emisyon değerleri ve hata oranları	100
Tablo 3.18. 150 MPa için deneysel ve simülasyon HC emisyon değerleri ve hata oranları	100
Tablo 3.19. ÜÖN ₀ 11° için deneysel ve simülasyon NO _x emisyon değerleri ve hata oranları	114
Tablo 3.20. ÜÖN ₀ 11° için deneysel ve simülasyon CO emisyon değerleri ve hata oranları	115
Tablo 3.21. ÜÖN ₀ 11° için deneysel ve simülasyon CO ₂ emisyon değerleri ve hata oranları	115
Tablo 3.22. ÜÖN ₀ 11° için deneysel ve simülasyon HC emisyon değerleri ve hata oranları	115
Tablo 3.23. ÜÖN ₀ 14° için deneysel ve simülasyon NO _x emisyon değerleri ve hata oranları	116
Tablo 3.24. ÜÖN ₀ 14° için deneysel ve simülasyon CO emisyon değerleri ve hata oranları	116
Tablo 3.25. ÜÖN ₀ 14° için deneysel ve simülasyon CO ₂ emisyon değerleri ve hata oranları	117
Tablo 3.26. ÜÖN ₀ 14° için deneysel ve simülasyon HC emisyon değerleri ve hata oranları	117
Tablo 3.27. ÜÖN ₀ 17° için deneysel ve simülasyon NO _x emisyon değerleri ve hata oranları	118
Tablo 3.28. ÜÖN ₀ 17° için deneysel ve simülasyon CO emisyon değerleri ve hata oranları	118
Tablo 3.29. ÜÖN ₀ 17° için deneysel ve simülasyon CO ₂ emisyon değerleri ve hata oranları	118
Tablo 3.30. ÜÖN ₀ 17° için deneysel ve simülasyon HC emisyon değerleri ve hata oranları	119
Tablo 3.31. ÜÖN ₀ 20° için deneysel ve simülasyon NO _x emisyon değerleri ve hata oranları	119

Tablo 3.32. ÜÖN ₀ 20° için deneysel ve simülasyon CO emisyon değerleri ve hata oranları	120
Tablo 3.33. ÜÖN ₀ 20° için deneysel ve simülasyon CO ₂ emisyon değerleri ve hata oranları	120
Tablo 3.34. ÜÖN ₀ 20° için deneysel ve simülasyon HC emisyon değerleri ve hata oranları	120
Tablo 3.35. ÜÖN ₀ 23° için deneysel ve simülasyon NO _x emisyon değerleri ve hata oranları	121
Tablo 3.36. ÜÖN ₀ 23° için deneysel ve simülasyon CO emisyon değerleri ve hata oranları	121
Tablo 3.37. ÜÖN ₀ 23° için deneysel ve simülasyon CO ₂ emisyon değerleri ve hata oranları	122
Tablo 3.38. ÜÖN ₀ 23° için deneysel ve simülasyon HC emisyon değerleri ve hata oranları	122

SEMBOLLER DİZİNİ

A	: Isı transfer alanı [mm^2]
b	: Silindir çapı [mm]
B	: Piston çapı [mm]
BSU	: Bosch duman birimi
CFD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
CNG	: Sıkıştırılmış doğalgaz
C_{IT}	: Kullanıcı tanımlı ısı transfer çarpanı
c_p	: Sabit basınçtaki özgül ısı [kJ/kg.K]
c_v	: Sabit hacimdeki özgül ısı [kJ/kg.K]
C_ϕ	: Mekanik ve skaler zaman ölçeklerinin oranı
ÇYY	: Çift yakıtlı yanma
EGR	: Egzoz gazı devir daimi
EVO	: Emme supabı açılması
EVC	: Emme supabı kapanması
GDI	: Direkt benzin püskürtmeli motoru
h	: Entalpi [kJ/kg]
HCCI	: Homojen dolgulu sıkıştırma ateşlemeli
HOME	: Honge yağı metil esterleri
IVC	: Emme supabı kapanması
JSR	: Jet karıştırmalı reaktör
h_g	: Isı transfer katsayısı [$\text{W/m}^2.\text{K}$]
k	: Türbülanslı kinetik enerjisi [$\text{J/kg, m}^2/\text{s}^2$]
l	: Biyel kolu uzunluğu [mm]
m	: Toplam kütle [g, kg]
m_i	: i 'inci bileşenin kütlesi
M_i	: i 'inci bileşenin molekül kütlesi [g/mol]
MB	: Metil bütanoat
MD	: Metil dekanat
MDF	: Kütle yoğunluk fonksiyonu
MD5D	: Metil-5-dekenat

MD9D : Metil-9-dekenoat
n : Toplam mol sayısı
n_i : i'inci bileşenin mol sayısı
NC7H16: n-heptan
p : Silindir basıncı [Pa]
PDF : Olasılık yoğunluk Fonksiyonu
PPME : *Pongamia Pinnata* Metil Esteri
R₀ : Üniversal gaz sabiti [kJ/kmol.K]
RCCI : Reaktif kontrollü sıkıştırma ateşlemeli
RME : Kolza metil ester
RBME : Pirinç kepeği yağı metil esterleri
s : Entropi [kJ/kg.K]
s_p : Sabit basınçta entropi [kJ/kg.K]
s_v : Sabit hacimde entropi [kJ/kg.K]
SMD : Sauter ortalama çapı [μm]
SME : Soya metil ester
SI-SRM: Buji ateşlemeli stokastik reaktör model
T : Sıcaklık [K]
T_D : Ortalama duvar sıcaklığı [K]
TSDI : İki aşamalı direkt püskürtme
TYT : Tek yakıtlı yanma
u : İç enerji [kJ/kg]
ÜÖN₀ : Üst Ölü Noktadan Önce [°KMA]
V : Toplam silindir hacmi [mm³]
V_c : Ölü hacim [mm³]
V(t) : t anındaki hacim [mm³]
w : Yerel gaz hızı [m/s]
X_i : i'inci bileşenin mol oranı
Y_i : i'inci bileşenin kütle oranı
° : Derece
φ : Ekivalans (Eşdeğerlik) oranı
λ : Hava fazlalık katsayısı
ε : Türbülans dağılıma oranı [m²/s³]

- ρ : Yoğunluk [kg/m³]
 γ : Özgül ısılar oranı
 τ : Türbülanslı zaman ölçeği [s]
 τ_m : Türbülanslı karışma zamanı [s]
 τ_m : Türbülans karışma zaman ölçeği [s]
 Λ : Bütünleştirici uzunluk ölçeği [m]



1. GENEL BİLGİLER

1.1. Giriş

Enerji hem ekonomik hem de ekolojik bakış açısı ile göz önüne alınması gereken önemli bir konudur. Enerji üretiminin maliyeti enerjinin ekonomikliğini gösterir. Enerji kaynaklarının çevreye verdiği zararları en aza indirebilme durumu da enerjinin ekolojik olmasını gösterir. Enerji, dünyadaki yaşamın devamı için en temel gereksinimlerden biridir. Gündelik yaşam, savunma vb. ekonomik faaliyetler ancak enerji kaynaklarının kullanımı ile gerçekleştirilebilir.

İçten yanmalı motorlar yakıtın kimyasal enerjisini mekanik enerjiye dönüştürmektedir. Üretilen bu mekanik enerji daha sonra taşıt sevki, gemi sevki, eğer jeneratöre bağlanırsa elektrik üretimi vb. işler için kullanılabilir. İçten yanmalı motorlar temel olarak iki gruba ayrılmaktadırlar. Bunlar; buji ateşlemeli (Otto) motorlar ve sıkıştırma ateşlemeli (Dizel) motorlarıdır. İçten yanmalı motorlarda genellikle egzoz emisyonları ve motor hız karakteristikleri vb. konular incelenmektedir. Motor hız karakteristikleri; efektif verim, özgül yakıt tüketimi, motor döndürme momenti ve efektif güç karakteristikleridir. NO_x (Azot oksit), UHC (Yanmamış hidrokarbonlar), CO (Karbon monoksit), CO₂ (Karbon dioksit) ve is emisyonları yanma sonucunda meydana gelen ürünlerdir. İçten yanmalı motorlardan genellikle yüksek efektif verim, düşük özgül yakıt tüketimi ve düşük egzoz emisyon değerlerinin sağlanması istenir. İçten yanmalı motorların yakıt tüketimlerinin iyileştirilmesi ve egzoz emisyonlarının azaltılması için çok çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Bu araştırmalar günümüzde de hız kesmeden devam etmektedir. Ayrıca, fosil kaynaklı yakıtların motorlarda kullanımı bu tip yakıtların gelecekte tükenebileceği endişesini beraberinde getirmiştir. Yukarıda belirtilen olumsuz durumları azaltabilmek için araştırmacılar çeşitli çalışmalar yapmışlardır.

Bu çalışmalardan biri de çift yakıtlı motor sistemleridir. Bu tip motorların çalışma mantığı iki farklı yakıtın (gaz yakıt + sıvı yakıt) yanma odası içerisinde birlikte yanmasına dayanmaktadır. Gaz yakıt ile hava silindir içi karışımı oluşturur ve püskürtülen pilot yakıt bu karışımı ateşleyerek yanmayı başlatır. Ancak motor performansı açısından, bu tip motorlar saf dizel yakıtlı motordan daha düşük performans karakteristiklerine sahiptirler. Çünkü silindir içerisindeki doğalgaz havadaki oksijen oranını azaltmakta ve yanmayı güçleştirmektedir.

Çift yakıtlı motorlar genellikle dizel motorlarından dönüştürülmektedirler. Bunun nedeni, çift yakıtlı motor sistemine dönüşüm maliyetini azaltmaktır. Ana yakıt olarak çeşitli gazlar kullanılmış olmasına karşın, doğalgaz yüksek kendiliğinden tutuşma sıcaklığına (düşük kendiliğinden tutuşma eğilimine) sahip olması nedeniyle yakıt olarak tercih edilmektedir. Pilot yakıt olarak ilk olarak dimetil eter (Karim, 1968; Namasivayam vd. 2009), ikinci olarak dizel (Karim, 1980; Abd Alla vd., 2002; Papagiannakis ve Hountalas, 2004) ve sonrasında dizel-etanol karışımları denenmiştir (Paul vd. 2013; Britto Jr. ve Martins, 2014). Yakın zamanda, biyodizelin pilot yakıt olarak kullanılmasıyla birlikte iyi performans ve çevre dostu motorların gelişimine katkıda bulunulmuştur (Korakianitis vd., 2011; Ryu, 2013a; Ryu, 2013b; Paul vd., 2014; Tarabet vd. 2014; Bora ve Saha, 2016). Bu gerekçelere dayalı olarak, sunulan tez çalışması kapsamında biyodizel pilot yakıt olarak belirlenmiştir. Çift yakıtlı motorlar otomotiv sektöründe çok yaygın şekilde kullanılmaktadır. Bu tip motorların denizcilik sektöründe kullanımı son birkaç yıla dayanmaktadır. Çift yakıtlı motor sistemlerinin denizcilik sektöründeki öncüleri MAN (ME-GI tip), Wärtsilä (32DF, 40DF) ve Rolls-Royce (Bergen gaz motorları)'dır. Çift yakıtlı makineye sahip bir gemi IMO Tier III kurallarına uyum sağlamakta, daha çevreci bir gemi özelliğine sahip olmaktadır.

Bilimsel bir çalışmada veri takımlarının elde edilmesi için çeşitli yöntemler kullanılmaktadır. Bu yöntemler; deneysel, analitik ve simülasyon yöntemleridir. Kesin sonuç veren yöntem deneysel yöntemdir. Ancak, genelde yapılacak deneysel çalışmaların maliyeti yüksek olabilir ve deneysel çalışmada bazı aksilikler çıkabilir. Deneysel çalışma sırasında meydana gelen bu olumsuzluklar, hem zaman kaybına hem de deneylerin sonlanmasına neden olmaktadır. Bu tür olumsuzlukları bertaraf eden alternatif yöntem simülasyon (benzetim) yöntemidir. Simülasyon yöntemiyle; inceleme yapılacak teknik bir problemin modeli oluşturulmakta, oluşturulan model üzerinde belirlenen çalışma şartları girdi olarak girilmekte, modellenen yapı girdi değerleriyle çalıştırılmakta ve elde edilen

değerler ile deneysel veriler karşılaştırılarak bu değerlerin birbiriyle yakınlığı sorgulanmaktadır. En sonunda çıktı verileriyle deneysel veriler arasında çeşitli yorumlamalar yapılabilmektedir.

Bu tez çalışmasında stokastik reaktör model yaklaşımına dayanan bir bilgisayar yazılımından faydalanılarak biyodizel pilot yakıtlı doğalgaz motorunun yanma ve emisyon karakteristikleri incelenmiştir. Yazılım kimyasal kinetik mekanizma ile çalışmaktadır ve bu çalışma için biyodizelin yerine geçen indirgenmiş kimyasal kinetik mekanizma (71 bileşen ve 217 reaksiyon) kullanılarak analizler gerçekleştirilmiştir.

1.2. Çevre Dostu Alternatif Yakıtlar

İçten yanmalı motorlarda kullanılan fosil kaynaklı yakıtlar, çevre kirliliği endişelerini beraberinde getirmiştir. Çevre kirliliği endişelerini azaltmak için araştırmacılar hem farklı motor teknolojileri üzerinde hem de alternatif yakıtlar üzerinde çalışmalar yapmaktadırlar. Çift yakıtlı motorlar yukarıda bahsedilen farklı motor teknolojilerinden biridir. Bu tip motorlarda genellikle ana yakıt olarak alternatif bir yakıt olan doğalgaz ve pilot yakıt olarak fosil kaynaklı bir yakıt olan dizel yakıtı kullanılmaktadır. Ancak, sunulan tez çalışması kapsamında pilot yakıt olarak kullanılan alternatif yakıt olarak biyodizel seçilmiştir. Bu bölümde, çift yakıtlı motorda çevre dostu iki alternatif yakıtın (doğalgaz + biyodizel) üstünlükleri hakkında temel bilgiler verilmektedir.

1.2.1. Biyodizel

Enerji ihtiyacının büyük bir kısmı kömür, petrol ve doğal gaz gibi geleneksel enerji kaynakları tarafından karşılanmaktadır. Petrol türevli yakıtlar dünyanın belirli bölgelerinde yoğunlaşmış sınırlı kaynaklardır. Dünyadaki enerji talebi artmaya devam edecektir. Bu talebi karşılamak için en mantıklı yol alternatif yakıtların kullanılmasıdır. Bu alternatif yakıtlardan biri de biyoyakıttır (özellikle biyodizel). Biyoyakıt terimi biyokütleden üretilen taşımacılık sektöründe baskın bir şekilde kullanılan sıvı ve gaz yakıtları ifade eder (Demirbaş, 2008; Gülüm ve Bilgin, 2015).

Yaygın olarak “biyodizel” olarak adlandırılan bitkisel yağ metil esterleri en çok kullanılan alternatif yakıttır. Biyodizel ismi transesterifiye edilmiş bitkisel yağın bir dizel yakıt olarak kullanımını tanımlamak için kullanılır. Geleneksel dizel yakıtın aksine, biyodizel daha az kirlenici ve yenilenebilir özelliğe sahiptir ve biyodizel üretmek için bitkisel

yağlar sürekli bir şekilde kullanılır. Bitkisel yağlar bir katalizör yardımıyla bir organik asit esterini başka bir estere dönüştürme işlemi aracılığıyla metil esterlerine dönüştürülebilirler. Transesterifikasyon işleminin amacı yağın viskozitesini düşürmektir (Demirbaş, 2008).

Biyodizelin motorlarda kullanımını açısından fiziksel özellikleri; yoğunluk, viskozite, iyot değeri, asit değeri, donma noktası, saflık noktası, net yanma ısısı ve uçuculuk olarak sıralanabilir. Biyodizel yakıtıyla motorlar çalıştırıldığı zaman, dizelere göre daha az güç ve daha düşük döndürme momenti üretilir. Ayrıca, biyodizel ile çalışan motorda daha fazla yakıt tüketimi meydana gelir. Bunun nedeni, yakıtın alt ısıl değerinin dizelere göre daha düşük olmasıdır. Biyodizel sülfür içeriği, alev noktası, aromatik yapısı ve biyoçözünürlük açısından dizel yakıtından daha iyidir (Demirbaş, 2008).

Biyodizel, sıkıştırma ateşlemeli motorlar için önemli bir potansiyele sahiptir. Bitkisel yağdan üretilen biyodizel dizel yakıtın yerine kullanılabilir. Günümüzde biyodizel başlıca soya fasulyesi, kolza, ayçiçeği ve hurma yağlarından üretilmektedir (Demirbaş, 2008). Bu tez çalışmasında, soya metil esteri (biyodizeli) simülasyon çalışmasındaki kimyasal kinetik mekanizmasıyla karşılaştırmak için kullanılmıştır. Soya biyodizelinin fiziksel ve kimyasal özellikleri Tablo 1.1'de gösterilmiştir.

Tablo 1.1. Bu çalışmada kullanılan dizel ve biyodizelin fiziksel ve kimyasal özellikleri (Ryu, 2013a; Ryu, 2013b)

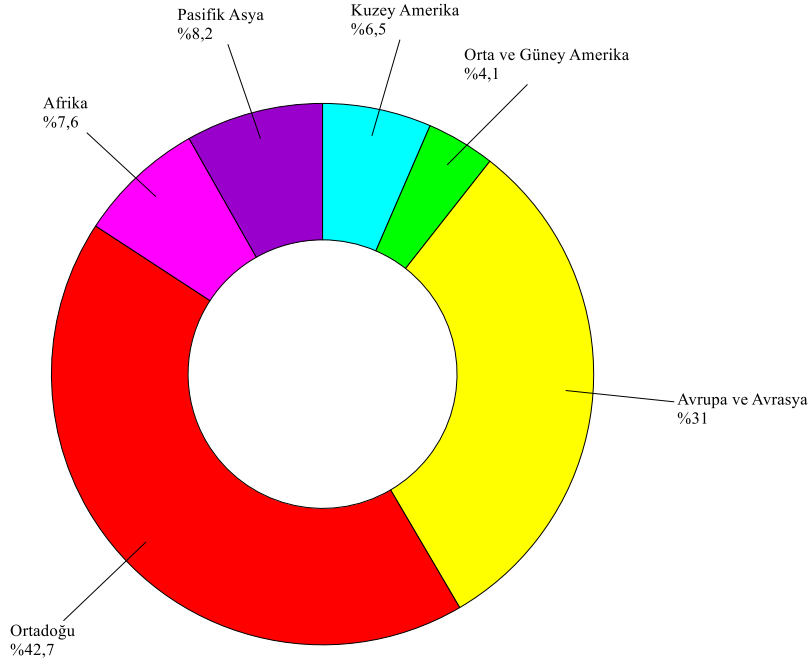
Özellikler	Dizel	Biyodizel
Alevlenme Noktası (PM, °C)	72	78
Kinematik Viskozite (40 °C, mm ² /s)	2.52	4.2
Sülfür (mg/kg)	8	1
Setan İndeksi	51.4	54<
Yoğunluk (15 °C, kg/m ³)	826	882
Alt Isıl Değer (MJ/kg)	43.116	40.001
Karbon İçeriği (%)	84.15	78.11
Hidrojen İçeriği (%)	14.6	12.79
Oksijen İçeriği (%)	0.25	9.1

Biyodizelin üstünlükleri; taşınabilirliği, hazır bulunması, yenilenebilirliği, yüksek yanma verimi, düşük sülfür ve aromatik içeriği, yüksek setan sayısı ve yüksek biyolojik parçalanma özelliğidir. Biyodizelin ana avantajları; hangi yağdan oluştuğu, petrol etkisine bağımlı olan ekonomiyi azaltma potansiyeli, biyolojik parçalanma, yüksek alev noktası ve yağlayıcılık özelliğidir. Biyodizelin ana dezavantajları; dizel yakıtına göre yüksek viskozitesi, düşük enerji içeriği, yüksek donma noktası ve kaynama noktası, yüksek azot oksit

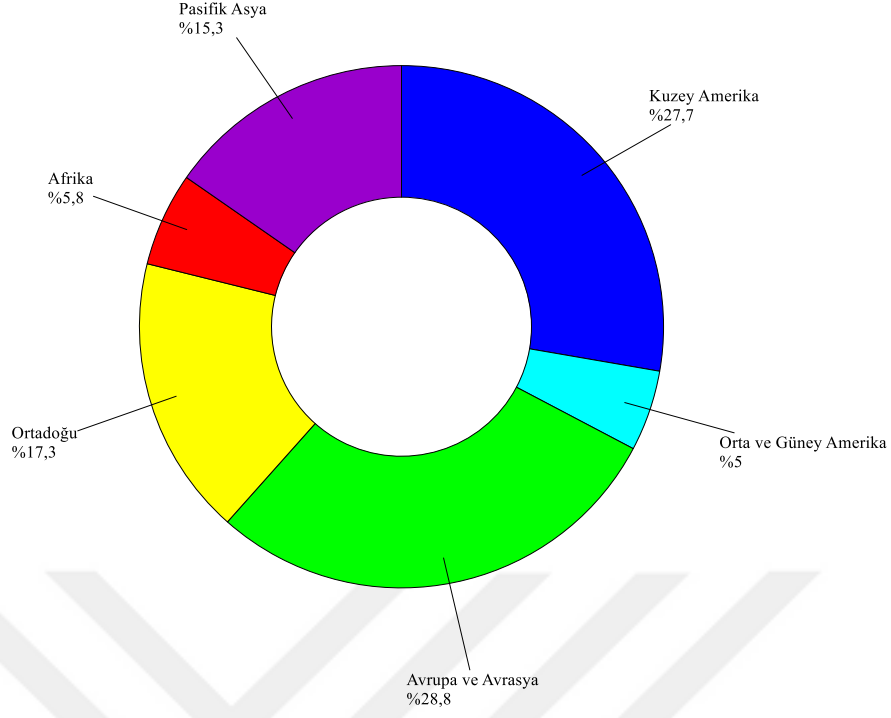
emisyolları, düşük efektif güç ve düşük motor döndürme momenti, enjektör koklaşması, motor uyumluluğu ve yüksek motor aşındırmasıdır (Demirbaş, 2008; Gülüm ve Bilgin, 2015).

1.2.2. Gaz Yakıtlar

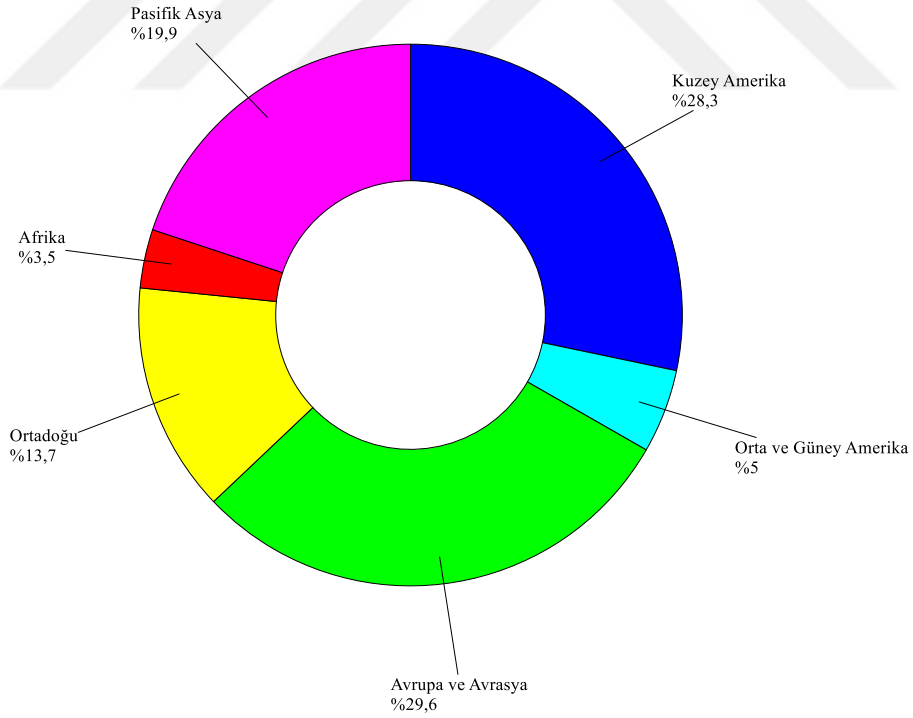
İçten yanmalı motorlarda kullanılan petrol kökenli yakıtların dünyadaki rezervlerinin gittikçe azalması ve fiyatlarının artması gaz yakıtların öneminin artmasına neden olmuştur. Gaz yakıtlar içten yanmalı motorlarda belirli bir süre nadir olarak kullanılmıştır. Ancak, petrol krizinin meydana gelmesiyle birlikte gaz yakıtların önemi artmıştır. Motorlarda gaz formunda yakıt olarak havagazı, jeneratör gazı, kok fırın gazı, yüksek fırın gazı, biyogaz kullanılmaktadır. Son yıllarda, yeni doğalgaz yataklarının bulunması ve doğalgazın çeşitli amaçlarla (ısınma gibi...) kullanımı doğalgazın alternatif yakıt olarak kullanılmasına neden olmuştur (Özaktaş, 1988). Doğalgazın dünyadaki rezervleri, üretimi ve tüketimi ile ilgili sayısal veriler Şekil 1.1, Şekil 1.2 ve Şekil 1.3'te gösterilmiştir. Doğalgazın Türkiye'deki tüketim oranı 2014 yılında yaklaşık %1.4 oranında gerçekleşmiştir (BP, 2015). Simülasyon çalışması için kullanılacak olan doğalgazın fiziksel ve kimyasal özellikleri Tablo 1.2'de gösterilmiştir.



Şekil 1.1. Dünyadaki doğalgaz rezervlerinin dağılımı (BP, 2015)



Şekil 1.2. Dünyada doğalgazın 2014 yılındaki üretim verileri (BP, 2015)



Şekil 1.3. Dünyada doğalgazın 2014 yılındaki tüketim verileri (BP, 2015)

Tablo 1.2. Bu çalışmada kullanılan doğalgazın fiziksel ve kimyasal özellikleri (Ryu, 2013a; Ryu, 2013b)

Özellik	Sıkıştırılmış Doğalgaz
Net ısı değeri (MJ/m ³ , 1 bar)	43.58
Özgül Ağırlık ($\rho_{\text{gaz}}/\rho_{\text{hava}}$)	0.55
Yanma Oranı (%)	5-15
Tutuşma Sıcaklığı (°C)	580
Metan (Hacimce %)	85.12
Etan (Hacimce %)	9.32
Propan (Hacimce %)	0.58
i-bütan (Hacimce %)	0.56
n-bütan (Hacimce %)	0.42
Azot (Hacimce %)	0.01

1.3. Çift Yakıtlı Motorlar

Dizel motorlarındaki “çift yakıt” terimi, yanma odasına aynı anda iki farklı yakıtın (dizel yakıt ve doğal gaz yakıt) girdiğini ifade etmektedir. Çift yakıt dönüşümünün amacı, doğal gaz kullanımı için motorda en az değişikliği yapmak ve çalışma basitliğini korumaktır. Bu uygulama kullanıcıya dizel veya çift yakıtın herhangi birini seçme olanağı vermesinin yanında gaz ile ilgili herhangi bir sorunla karşılaşıldığında otomatik olarak dizele dönme şansına sahiptir. Dönüşüm motor çalışırken yapılabildiğinden, taşıtın normal çalışma düzeyinde bir aksama söz konusu değildir (Altın, 1991).

Dizel motorlarda çift yakıtlı çalışma prensibi, dizel çalışması devam ederken güç artışı gerektiğinde motor giriş havasına uygun oranda doğal gaz karıştırmak ve pilot püskürtmeyi dizel yakıtı ile sağlamaktır. Pilot yakıt püskürtme olayı, genellikle tutuşma sıcaklığı sıkıştırma sonu sıcaklığından yüksek olan doğal gaz karışımının tutuşmasına yardımcı olur. Püskürtülen yakıt tutuşarak gaz-hava karışımını tutuşturmakta, yani buji görevi görmektedir. Bu püskürtmeyi gerektiren bir başka neden de enjektörlerin soğutulması, korozyon ve yapımların önlenmesidir. İyi bir ateşleme ile karışımın tutuşmasını garantiye almak için enjektörler tarafından püskürtülen yakıtın yeterli düzeyde tutulması gereklidir (Altın, 1991).

1.4. Dizel Motorların Çift Yakıtlı Motorlara Dönüştürülmesi

Dizel çevrimine göre çalışan çift yakıtlı (bu tez çalışmasında doğalgaz + biyodizel olarak göz önüne alınan) motorlar iki grupta toplanmaktadır. İlk grup, silindiri içine hava emilerek sıkıştırma sonunda dizel yakıt yerine sıvı formdaki gaz yakıt basınçla püskürtülür.

Karışımın ateşlenmesini sağlamak amacıyla pilot dizel yakıtı sıvı olarak püskürtülür. Gazın sıvı halde püskürtülmesiyle, sıvının buharlaşma ısı silindiri soğutur. Böylece motor elemanlarındaki ısı zorlanmaları azaltılmış olur. Bu yöntemin avantajı vuruntu probleminin meydana gelmemesidir. Dolayısıyla sıkıştırma oranı yüksek ön yanma odalı motorlar bu yöntem ile gaz yakıtlı motora dönüştürülebilir. Ancak ilave püskürtme sisteminin gerekmesi motor kafasında yapısal değişikliklere neden olmaktadır (Özaktaş, 1988). İkinci grup ise, silindir içine hava ile birlikte gaz emilmektedir ve sıkıştırma sonunda tutuşmayı sağlamak amacıyla pilot dizel yakıtı sıvı halde püskürtülmektedir.

Dizel motorlarının gaz yakıtlı motorlara dönüştürülmesinde dikkat edilmesi gereken en önemli husus; motorun sıkıştırma oranına uygun, vuruntu problemi çıkartmayacak, metan sayısı yüksek gazı seçmektir. Kullanılması gereken gazın metan sayısının düşük olup motorun sıkıştırma oranına uymaması durumunda motorun sıkıştırma oranının düşürülmesi gereklidir. Bu durum, motor üzerinde yapısal değişiklikler gerektirmektedir. Gaz yakıtlı motorlara dönüştürülen dizel motorlarında gaz-hava karışımının silindir dışında sağlanması halinde karışım ayarını uygun şekilde yapacak karışım odasına ihtiyaç duyulmaktadır. Sıvılaştırılmış gaz ile çalışan sistemlerde gaz, depo edildiği tanktan motorun yanında bulunan basınç akım düzenleyiciye kadar sıvı halde ve depolandığı yüksek basınçta gelir. Burada basıncı düşürülüp gaz haline dönüştükten sonra karışım odasında hava ile karışarak silindirlere gönderilir. Motorun gücüne göre bazı hallerde, sıvılaştırılmış gazın basınç akım düzenleyicisinde buharlaşması için ısıtılmasına ihtiyaç vardır. Bu durumda gerekli ısı motorun soğutma suyundan alınır (Özaktaş, 1988).

1.5. Kimyasal Kinetik

Kimyasal kinetik veya reaksiyon kinetiği, kimyasal reaksiyonların hızları ile mekanizmalarını inceleyen bir bilim dalıdır. Bazı reaksiyonların verimi büyük olmasına karşılık, reaksiyonun sonlanması çok uzun bir süre almaktadır. Bazı reaksiyonlar ise çok hızlı ve anında sonlanan reaksiyonlar olarak gözlenmektedir. Bu açıdan kimyasal kinetik, bir kimyasal reaksiyonun zamanla ilerlemesini incelemektir ve ilerleme hızını istenilen şartlarda tutmak için yapılması gerekenleri veya reaksiyon hızını değiştiren faktörleri araştırmaktır (Atalay, 2005).

Kimyasal termodinamik, reaksiyonun ilk ve son hali ile ilgilenir; kimyasal değişimdeki izlenen yol ve geçen zamanla ilgilenmez. Kısaca termodinamik denge halindeki

sistemlerle ilgilenir. Termodinamik verilerle incelenen olayın gerçekleşip gerçekleşmeyeceğine karar verilebilir. Ancak termodinamik açıdan gerçekleşmesi mümkün olan olayların pratikte uygulanabilirliğine ve ekonomik olup olmadığına, kimyasal kinetik analiziyle karar verilebilir.

Reaksiyon hızları, kimyasal değişmelerin hızlı veya yavaş oluşu hakkında bilgi edinilmesini sağlar. Reaksiyon hızları, değişik yöntemlerle maddelerin yoğunluklarının zamana bağlı olarak izlenmesiyle hesaplanabilir. Bu nedenle zaman, kimyasal kinetikte en önemli değişkendir. Herhangi bir reaksiyonun hızı, stokiyometrik katsayısı 1 olmak şartıyla, reaksiyon sistemindeki maddelerden herhangi birinin yoğunluğunda birim zaman içerisinde meydana gelen değişme olarak tanımlanır. Birçok reaksiyonda, reaksiyona giren başlangıç maddelerinin kaybolması ya da yeni bileşenlerin meydana gelişi kolayca izlenebilir. Ancak bu durum, çoğunlukla net reaksiyonlarda gözlenir. Net reaksiyonu bilmek reaksiyonun tüm mekanizmasını anlamaya yetmez. Bunun için kimyasal reaksiyonların incelenmesinde net reaksiyonlar kadar ara reaksiyonların da bilinmesi gerekmektedir. Basamaklı bir reaksiyonda, reaksiyon sırasında bazı ara bileşenler oluşur; ancak bu ara bileşenler öteki basamak reaksiyonlarda kullanıldığından reaksiyon sonunda ortamda bulunamazlar. Genellikle atom, iyon, serbest radikal veya karmaşık bileşik şeklinde oluşan ara bileşenler son derece kararsızdırlar. Simülasyon ve deneysel sonuçlardan faydalanılarak izlenen reaksiyon için, teorik olarak önerilmiş mekanizmalardan uygun olanı seçilir (Atalay, 2005).

Bir kimyasal reaksiyonun meydana gelmesi için moleküllerin yüksek enerjiyle birbirlerine çarpması gerekir. Bu çarpışma sonucunda kimyasal reaksiyonun (moleküler hasar) meydana gelme şartı, eşik (aktivasyon) enerji değerine eşit veya büyük olması gereklidir. Yüksek enerjili çarpışmaların sayısını arttırmak ve bu enerji değerini aşmak için sıcaklığın artırılması gerekir. Sıcaklığın artması doğrudan reaksiyon hızının artmasına neden olur. Reaksiyon hız sabiti ile sıcaklık arasındaki teorik bağıntı 1889 yılında Arrhenius tarafından bulunmuştur. Arrhenius eşitliği şu şekilde verilmiştir:

$$k=A \times e^{-E_A/RT} \quad (1.1)$$

Eşitlik (1.1)'de A Arrhenius sabitini (frekans çarpanı veya ön-üstel çarpan), E_A reaksiyonun aktivasyon enerjisini, R ideal gaz sabitini, T ise sıcaklığı [K] göstermektedir (Atalay, 2005). Arrhenius formunda deneysel değerlerin tablo şeklinde gösterilmesi yaygın olmasına karşın, şimdiki Arrhenius eşitliği üç parametrelili fonksiyonel formda sıklıkla kullanılmaktadır (Turns, 2011). Bu eşitlik şu şekilde verilmiştir:

$$k=A \times T^b \times e^{-E_A/RT} \quad (1.2)$$

Eşitlik (1.2)'de A, b ve E_A tablolarındaki üç parametreyi göstermektedir. Bu tez çalışması kapsamında biyodizel için kullanılan kimyasal kinetik mekanizmasının bu üç parametre ile gösterimi Ek 1 'de verilmiştir.

Sonuç olarak; kimyasal kinetik bir reaksiyonun hızını, reaksiyonun meydana geliş biçimini, çok basamaklı ise reaksiyonun basamaklarını ve bu reaksiyonlarla ilgili bağıntıları türetme gibi konuları açıklar. Ayrıca reaksiyon hızına etki eden faktörler nelerdir, bunları araştırır ve açıklamaya çalışır (Atalay, 2005).

1.6. Simülasyon Çalışmalarıyla İlgili Temel Bilgiler

1.6.1. Sistem, Model ve Modelleme

Sistem, ortak bir amaca erişebilmek için birlikte hareket eden ve birbiriyle ilişki içerisinde bulunan elemanlar bütünüdür. Sistemin başka bir tanımı ise; araştırmacılar tarafından bir veya daha çok amaca veya sonuca ulaşmak için aralarında ilişkiler olan fiziksel veya kavramsal nitelikteki birden çok bileşenin oluşturduğu bir bütündür (Öztürk, 2004). Sistem, girdileri çıktılara dönüştüren birbirleriyle bağlantılı faaliyetlerden ve öğelerden oluşur. Sistemin çok sayıda girdisi ve çıktısı olabilir. Sistem şeması, bir sistemin genel karakteristiklerinin gösterilmesinden ibarettir. Sistem şeması genel olarak girdiler, girdilerin işlendiği yer ve çıktılar şeklinde gösterilirler.

Model, bir sistemin değişen koşullar altındaki davranışlarını incelemek, kontrol etmek ve geleceği hakkında varsayımlarda bulunmak amacıyla elemanları arasındaki bağlantıları sözel veya sayısal terimlerle belirleyen ifadeler topluluğudur (Öztürk, 2004).

Model kullanılmasının nedenleri şunlardır:

- Genellikle simülasyonda modelleme yapmak, gerçekleştirilen deneylerden daha ucuz, daha güvenilir ve daha emniyetli olabilir. Bu nedenle endüstride ve sanayide modellerin kullanılma nedenleri; az maliyet, tehlikeli olmaması ve gerçek sistemler üzerinde deney yapmanın bazen olanaksız hale gelmesidir.
- Gerçek sistemlerde benzer modeller üzerinde deneyler yapmak, para ve zaman tasarrufuna eş değerdir.

Modelleme, bir sistemin ya da işlemin matematiksel, algoritmik veya davranışsal karakteristiklerinin açıklanmasıdır (Öztürk, 2004). Sistem modelleri iki grupta incelenir.

Bunlar, fiziksel model ve matematiksel/mantıksal modellerdir. Matematiksel/mantıksal model de kendi içerisinde iki gruba ayrılır. Bunlar; analitik çözüm ve simülasyondur.

Fiziksel model yöntemi, mevcut sistem ya da sistemin fiziksel modeli değişik koşullar altında incelenerek elde edilebilir. Fiziksel model veya gerçek bir sistemle çalışma pratik olmayan, yüksek maliyet ve uzun zaman gerektiren bir yöntemdir. Fiziksel model yöntemi en sağlıklı yöntemdir. Mümkün olduğu sürece kullanılmalıdır. Fiziksel modelin uygulanması mümkün olmayan durumlar şunlardır:

- Çok tehlikeli alanlar (Kritik duruma varmış bir nükleer reaktör santralin davranışları vb.)
- Çok pahalı (Hasara sebebiyet verecek tüm durumlarda)
- Sistemin araştırılması olanağı olmayan durumlar (Tasarım seviyesinde mümkün olan birçok alternatiflerin değerlendirilmesi)

Analitik çözüm, birçok kabule dayanan analitik denklemlerle ifade edilebilen bir modelleme tekniğidir. Analitik model diğer yöntemler arasında basit olma avantajına sahiptir ve genellikle basitleştirilmiş varsayımlar ve ideal kabuller üzerine kurulur. Bu yüzden kesin sonuçları elde etmek için analitik modeli oluşturmak karmaşıklık ve zaman harcama açısından sistemin fiziksel modelini oluşturmak kadar zordur. Analitik modelin dezavantajları şunlardır:

- Çok karmaşık cihazların kullanılması veya hesaplamalarda çok uzun zaman harcanması
- Gerekli parametrelerin eksikliği veya yokluğu
- Diğer benzetim sistemlerinin tahmin edilen verileri kullanması ve sonuçlara güvenilirliğin azaltılması

1.6.2. Simülasyon

Simülasyon, somut anlamda belirli bir sistemin modeli ya da temsilidir. Başka bir deyişle, gerçek bir sistemin modelinin tasarımı ve bu model ile amacına yönelik olarak sistemin işletilmesi, sistemin davranışını anlayabilmek veya değişik stratejileri değerlendirebilmek için deneyler yürütülmesi sürecidir. Simülasyonun bir başka tanımı; sistemdeki neden-sonuç ilişkilerini bilgisayara taşıyarak, değişik koşullar altında gerçek sisteme ait davranışların bilgisayar modelinde izlenmesini sağlayan bir modelleme tekniğidir (Öztürk, 2004).

Simülasyon tekniği bir teoriden öte problemlerin çözümünde kullanılan bir yöntem bilimidir. Simülasyon tekniğinin problemlere yaklaşımı sistemin yapısına ve bu yapıya bağlı olarak kurulacak modele göre değişiklik göstermektedir.

Genel olarak simülasyon modelleri altı gruba ayrılır:

Statik Simülasyon Modelleri: Bir sistemin bir andaki veya dönemdeki durumu söz konusu ise buna ilişkin olarak (zaman boyutunu içermeyen) kurulan model statik bir model olacaktır. Genellikle statik benzetim modelleri Monte-Carlo simülasyonu olarak adlandırılmaktadırlar.

Dinamik Simülasyon Modelleri: Zaman üzerinde ilerleyen sistemlerin gösterimini sağlayan benzetim modellerine dinamik modeller adı verilmektedir. Bu modeller zamanın değişimi ile karşılıklı olarak etkileşimi olan matematiksel modellerdir (Öztürk, 2004).

Deterministik Simülasyon Modelleri: Davranışı daha önceden tahmin edilebilen ve gelecekte ne tür davranışlara gireceği bilinen modeller belirleyici modellerdir. Sistemdeki mekanizma açık ve belirgin bir şekilde tanımlanır.

Stokastik Simülasyon Modelleri: Davranışı daha önceden bütünüyle kestirilemeyen modeller stokastik modellerdir. Yani, bazı olayların hangi olasılıklarla meydana geleceği hakkında çeşitli söylemler oluşturulabilir. Bu tip modellerde girdi değerleri ve süreç, olasılık dağılımları ile temsil edilebilmektedirler. Stokastik modeller deterministik modellerden daha karmaşık olduğu için bu modellere çözümler bulmak ve bulunan çözümlerin analitik olarak yeterli olması oldukça güçtür. Bu açıdan benzetim tekniği olasılıksal modellerin analizi ve çözümünde en çok başvurulan temel tekniklerden biri olmuştur (Öztürk, 2004).

Sürekli Modeller: Sürekli sistemlerde, durum değişkenleri zaman üzerinde sürekli değiştiğinden dolayı, istatistikler yalnızca sistemdeki durumu sürekli bir şekilde gözlemleyerek elde edilir. Bu değişkenler zaman süresince sürekli bir şekilde değiştiğinden bu yönüyle kesikli durumlardakilerden farklılaşmaktadırlar (Öztürk, 2004).

Kesikli Modeller: Zaman içerisinde kesikli veya sayılabilir noktalarda sistemin temel değişkenlerinin değerleri değişime uğruyorsa bu sistemler kesikli sistemler olarak tanımlanmaktadırlar (Öztürk, 2004).

Simülasyon sonuçlarının doğruluğu, modelin gerçek sisteme yakınlığıyla doğru orantılıdır. Gerçeğine daha yakın model daha fazla ayrıntı gerektirir. Buna paralel olarak modelin tasarlanması ve simülasyonunun gerçekleştirilmesi daha uzun sürer.

Simülasyonun avantajları aşağıdaki gibi maddeler halinde sıralanabilir:

1. Sistemin modeli kurduktan sonra, farklı durumların analizi için istenildiği kadar kullanılabilir.

2. Simülasyon yöntemleri, sistem verilerinin detaylı olmadığı durumlarda elverişlidir.

3. Simülasyon modeli üzerinde daha sonra yapılacak analiz için veri, çoğu kez gerçek hayatta olduğundan daha ucuz elde edilir.

4. Simülasyon bir sistemdeki içsel karmaşık etkileşimleri etüt etme ve bunlar üzerinde deney yapma olanağını sağlar.

5. Benzetilen sistemin ayrıntılı gözlemlenmesi; daha iyi anlaşılmasını, daha önce görülmemiş eksikliklerin giderilmesini, daha etkin fiziksel ve işlevsel sistemin kurulmasını sağlayabilir.

6. Simülasyon (benzetim), değişik şartlar altında sistemin nasıl olacağı hakkında çok az veriye sahip olunan veya hiçbir veriye sahip olunmadığı yeni durumlar üzerinde deney yapma amacı ile kullanılabilir (Öztürk, 2004). Bir başka deyişle, sistemin verilerinin ayrıntılı ve yeterli olmadığı durumlarda simülasyon yöntemleri bu boşluğu kapatabilir.

7. Simülasyon analitik çözümler ve matematiksel modellerin doğruluğunu ispatlamak üzere kullanılabilir.

8. Simülasyon ile dinamik sistemlerin gerçek zamanı, daraltılmış veya genişletilmiş süre içinde incelenebilir (Öztürk, 2004). Bir başka deyişle, incelenen sistemin farklı zaman akışlarında ele alınması mümkündür.

9. Simülasyon, analiz yapan kişileri daha genel düşünmeye zorlar.

Simülasyonun dezavantajları aşağıdaki gibi maddeler halinde sıralanabilir:

1. Bir sistemin bilgisayar simülasyonunu kurmak ve geçerli olduğunu ispatlamanın maliyeti çok yüksektir ve çok fazla çaba harcanmasına neden olur. Genel olarak her bir sistem için ayrı bir program yazma gereği vardır. Simülasyon dilleri bu engelleri bir dereceye kadar ortadan kaldırmıştır (Öztürk, 2004).

2. Araştırmacılar simülasyon tekniğini öğrendikten sonra onu analitik yöntemlerin daha uygun olduğu durumlarda da kullanma eğilimindedir.

3. Karmaşık bir sistemin modelinin oluşturulması çok yorucudur.

4. Simülasyonda bilgisayara olan bağımlılık, çalışmanın uzun sürmesine ve pahalı olmasına neden olur.

5. Simülasyon modelleri probleme en iyi çözüm bulmaz, alternatif çözümleri birbirleriyle karşılaştırır.

1.7. Stokastik Reaktör Model Yaklaşımı

1.7.1. Ana Tanımlamalar

Olasılık yoğunluk fonksiyonu: Olasılık yoğunluk fonksiyonu (PDF) veya sürekli rastsal bir değişkenin yoğunluğu, rastsal değişkenin göreceli ihtimalini tanımlayan bir fonksiyondur. Özel bir aralık içerisine düşen rastsal değişkenin ihtimali bu değişkenin yoğunluğunun mevcut aralık boyunca integrali tarafından belirlenir. Başka bir deyişle, yoğunluk fonksiyonunun en düşük ve en yüksek değerleri arasındaki eğrinin altında kalan alanı verir. Olasılık yoğunluk fonksiyonu her yerde negatif olmaz ve bu fonksiyonun bütün uzay üzerindeki integrali bire eşittir.

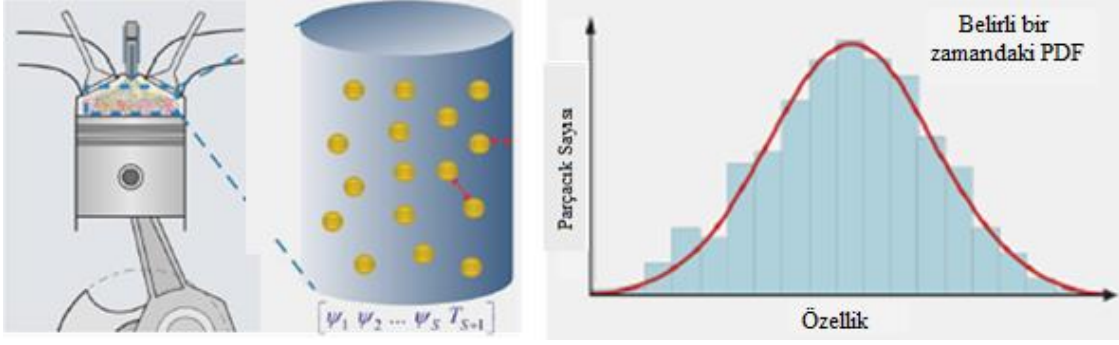
Kütle yoğunluk fonksiyonu: Olasılık yoğunluk fonksiyonunun yoğunlukla çarpılması sonucu elde edilen fonksiyona kütle yoğunluk fonksiyonu (MDF) denir. Kütle yoğunluk fonksiyonu, belirlenen olasılıksal parçacıkların aynı ağırlığa sahip olması durumunda PDF'den türetilir.

1.7.2. SRM Engine Suite Yazılımı

SRM (Stokastik Reaktör Model) Engine Suite yazılımı içten yanmalı motordaki yakıtların yanma olayını ve emisyon oluşumunu gerçekleştirmesi için özelleştirilmiş bir mühendislik aracıdır. Bu yazılımın en önemli özelliği, herhangi bir modele ve ağ yapısına ihtiyaç duymadan ve sanki boyut varmış gibi çözüm yapabilen hesaplama mantığına sahip olmasıdır (Coskun vd., 2015). 1-boyutlu kodların aksine, SRM bileşim/ısı katmanlaşma olayını inceleyen silindir içi homojensizlikleri çözümleyebilmektedir. SRM'nin özgün yaklaşımından dolayı, 3-boyutlu sayısal akışkanlar dinamiği (CFD) kodlarından daha hızlıdır. SRM, tasarımı ve model parametrelerini en iyi duruma getirerek daha hızlı bir şekilde simülasyonlar gerçekleştirmektedir. SRM, ayrıntılı yanma kimyasal yapısını, yanma karakteristiklerini, emisyonları ve motor performansını çözmektedir. NO_x, CO ve HC emisyonları yanma ve genişleme işlemleri boyunca yakıt molekülü başlangıç oluşumuna dayalı olarak hesaplanmaktadır. İS emisyonlarını da is parçacık dinamiğini çözümlen detaylı bir is modeli kullanarak hesaplanmaktadır. SRM hem 1-boyutlu hem de 3-boyutlu iki kodu içermektedir. Bu kodlar hız ve tahmin etme özelliklerini biraraya getirir, fakat ayrıntılı yanma kimyasal yapısının eklenmesi gereklidir (Boretti, 2012).

SRM engine suite yazılımı modern bir özelliğe sahiptir ve yakıtlar, silindir içerisindeki yanma ve emisyonlar için yakıt şirketleri ve motor üreticileri tarafından uygulanmaktadır. Son yıllarda, bu yazılımın uygulaması diğer çalışmalarda (Aldawood vd., 2011; Smallbone vd., 2011; Brownbridge vd. 2011; Coble vd., 2011; Etheridge vd., 2011) sunulmuştur. Bu uygulamaların büyük bir kısmı buji ateşlemeli ve sıkıştırma ateşlemeli motorlar ile ilgili konularda gerçekleştirilmiştir.

Stokastik terimi, yanmanın olasılık dağılımından rastsal bir örnek olarak düşünülen gözlemler dizisinin her birini kapsayan bir süreç olarak modellenmesi anlamına gelmektedir. Stokastik dalgalanmalar herhangi bir içten yanmalı motor çalışmasının doğasında vardır ve motor modellerini açıklamak için gereklidir. Olasılık dağılımının her unsuru stokastik bir parçacık olarak adlandırılmaktadır. Bir bakımdan, stokastik parçacık bir yakıt-hava paketini temsil etmektedir. Uygulamaya bağlı olarak, 50 ila 500 arasında stokastik parçacıklar genel olarak silindir içerisindeki işlemleri örneklemek için gereklidir (Şekil 1.4). Stokastik parçacıkların her biri silindir içerisindeki konumuna göre belirlenen koşullarda çözülmektedir. Bu koşulların en önemlilerinden biri parçacığın bulunduğu noktanın hangi ısı duruma sahip olduğudur. Silindir merkezinden çepere doğru gidildikçe bu yönde dağılan parçacıkların ısı değerleri düşecektir ve her bir parçacık için çözümlenen kimyasal mekanizmanın farklı sonuçlar verecektir. Bunun sonucunda, boyutsuz olan çözüm istatistiksel yaklaşımla hayali ve rastsal bir boyut kazanmaktadır. Tüm parçacıkların istatistiksel ortalaması alınarak sıcaklık ve yanma karakteristikleri elde edilmektedir (Coskun vd., 2015). SRM Suite yazılımı 3-boyutlu CFD kodlarının tahmin etme yeteneklerine sahip olmasına rağmen, sayısal olarak en pahalı akışkanlar dinamiği süreçlerinin pek çoğunu basitleştiren olasılık yoğunluk fonksiyonunun dayanan yaklaşımı kullanmaktadır (Boretti, 2012). Silindir içi bileşim durumlarını en iyi temsil eden on binlerce nokta birkaç yüz stokastik parçacığa indirgenir. Stokastik parçacıklar topluluğu, kimyasal bileşenlerin bileşimleri ve sıcaklık gibi silindir içi özelliklerin dağılımlarını tahmin etmektedir. Model; yakıt püskürtme, yanma kinetiği, çalkantılı karışım, piston hareketi ve taşınım ısı kaybı gibi süreçlerin çok boyutlu olasılıksal yoğunluk fonksiyonu üzerindeki etkisini açıklamak için çözümlenmiştir (Boretti, 2012).



Şekil 1.4. Stokastik parçacıklar ve olasılık yoğunluk fonksiyonu (URL-1, 2016).

SRM’de; kütle, hacim, ortalama yoğunluk ve ortalama basınç gibi genel miktarların uzaysal olarak homojen olduğu varsayılmaktadır. Hacim, bilinen bir fonksiyona göre zamanla değişmektedir. Kütleli oranlar ve sıcaklık gibi yerel miktarlar rastsal değişkenler olarak işlenmektedir. SRM istatistiki homojenliği varsayan kütle yoğunluk fonksiyonunun zamana göre değişimini incelemektedir. Uzaysal homojenlik varsayımı uzaysal istatistiksel homojenlik varsayımıyla yer değiştirebilir. İstatistiksel homojenlik, kütleli oranı ve sıcaklığı tanımlayan rastsal değişkenlerin aynı olasılık yoğunluk fonksiyonundan örneklenebileceğini varsaymaktadır (URL-2, 2014).

1.8. Monte Carlo Simülasyon Yöntemi

1.8.1. Monte Carlo Simülasyon Yönteminin Tanımı

Monte Carlo yönteminde izlenen yol; düzgün dağılımdan rastsal değişkenler elde etmek ve bunları uygun bir şekilde ilgili bir dağılıma taşımaktır (URL-3, 2016). Düzgün dağılım, değişken değerlerinin özel bir alana sınırlandırmış olması ve eşit şanslara sahip olması durumunda veya aynı olasılıklara sahip olması durumunda mevcuttur. Çoğunlukla bu düzgün rastsal değişkenlerden rastsal sayılar olarak bahsedilir. Bu sayılar iki önemli şartı sağlamaktadırlar;

1. Bütün değerlerin meydana gelmesi eşit şansa sahiptir.
2. Bütün yeni değerler önceki elde edilen değerlerden bağımsızdır.

Benzetim modeli için rastsal düzgün sayıların ihtiyacımız olan rastsal değişkenlere çevrilmesini çeşitli yollarla meydana getirebiliriz. En basit durum, sayıları alt kümeler şeklinde özel olaylara tahsis etmektir. Öyle ki alt kümedeki sayıların olasılıklarının birleşimi modellenen olayın olasılığına tam olarak eşit olmalıdır (Öztürk, 2004).

Monte Carlo örnekleme bir simülasyondan ziyade stokastik simülasyon modelleri ile birleşik olarak kullanılan bir yöntemdir. Monte Carlo yöntemini gerçek bir durumun stokastik modelini oluşturup, bu model üzerinden örnekleme deneylerini hazırlama tekniği olarak tanımlanmaktadır. Bu simülasyonlar, stokastik yapıda birbiriyle ilişkili çok sayıda değişkene sahip sistem çıktılarıyla çalışmada kullanılmaktadırlar (Öztürk, 2004).

1.8.2. Monte Carlo Simülasyon Yönteminin Algoritması

$1 \leq i \leq d$ ve $1 \leq l \leq N$ için $[0,1]$ aralığında bağımsız ve düzgün bir şekilde dağıtılan rastsal değişkenler $U_i^{(l)}$ simülasyonu yapılır. Rastsal sayıların toplamı şu şekilde belirlenir:

$$\frac{1}{N} \sum_{l=1}^N f(U_1^{(l)}, \dots, U_d^{(l)}) \quad (1.3)$$

Rastsal değerlerin bir ortalaması aracılığıyla belirlenmiş bir miktara yaklaştırma tekniği ‘Monte Carlo yöntemi’ olarak adlandırılır. N, iyi bir hassasiyeti sağlamak için yeterince büyük olmalıdır ve genel olarak ‘d’ ile doğrusal olarak artar.

Stokastik modeller, stokastik süreçlere dayanmaktadır. Bu nedenle, örneklenmiş stokastik süreçlere dayanan Monte Carlo yöntemlerinin anlaşılmasına ihtiyaç duyulmaktadır. Özellikle stokastik diferansiyel eşitliklerin ayrıklaştırma adımı açısından simülasyonların ve diğer sayısal parametrelerin sayısı Monte Carlo yöntemlerinin yakınsama oranlarıyla dikkatli bir şekilde gözden geçirilmektedir. Hata analizleri sayısal işlemin yani rastsal değişken beklentilerinin veya stokastik süreç fonksiyonlarının yaklaşım amacını derin bir şekilde yansıtmaktadır (Graham vd., 2013).

1.9. Literatür İncelemesi

Literatür incelemesi iki ana başlık altında incelenmiştir:

1.9.1. Biyodizel Pilot Yakıt Püskürtmeli Çift Yakıtlı Motorlar

Banapurmath vd. (2008), ana yakıt olarak hava gazı pilot yakıt olarak Honge yağı/Honge yağı biyodizeli ile çalışan bir çift yakıtlı motorda deneysel bir araştırma gerçekleştirmişlerdir. Deneyler üç farklı püskürtme zamanlaması ÜÖNÖ 19°, 23° ve 27° ve

üç farklı püskürtme basıncı 190, 200 ve 210 bar ile çalışan tek silindirli, 4-zamanlı sıkıştırma ateşlemeli motorda yapılmıştır. İlk olarak, tek yakıtla çalışma durumunda Honge yağı ve Honge yağı biyodizeli için bütün püskürtme basınçları ve zamanlamaları açısından en uygun şartlar belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlar bütün püskürtme zamanlamalarında çift yakıtlı yöntemde çalışan motordaki efektif verimin tek yakıtlı yöntemde çalışan motordaki efektif verimden daha az olduğunu göstermiştir. Ancak, hem Honge yağı hem de Honge yağı biyodizeli için püskürtme zamanlaması ilerlediğinde efektif verimin çok az iyileştiği gözlemlenmiştir. Hava gazı – Honge yağı durumu için duman emisyonunun hava gazı – dizel durumunkinden daha fazla olduğu belirlenmiştir. Bu durum Honge yağının oldukça yüksek viskozitesinden kaynaklanmaktadır. Ancak, hava gazı – Honge yağı biyodizel durumuyla daha yüksek efektif verim ve daha düşük emisyonlar elde edilmiştir. Hava gazı – Honge yağı biyodizel yakıtlarıyla çalışan çift yakıtlı motorda is ve NO_x emisyonlarının büyük ölçüde azaldığı gözlemlenmiştir.

Carlucci vd. (2014), çift yakıtlı biyodizel – hava gazı karışımının birlikte yakılması sonucunda oluşan kirletici emisyonlar için kapsamlı bir deneysel çalışma yapmış ve biyodizel pilot yakıt püskürtme parametrelerinin etkisini vurgulamak amacıyla bu çalışmadan elde ettiği sonuçları vermişlerdir. Bu amaçla; ortak hatlı püskürtmeli bir dizel motoru çift yakıtlı motora dönüştürülmüş, gaz yakıt emme kanalına yukarı yönde yuvalı ve kesikli püskürten bir enjektör aracılığıyla silindir içerisine gönderilmiş ve hava gazının bileşimindeki karbon monoksit, hidrojen ve azot gazlarının arzu edilen miktarda karışımını üretebilmek için bir karışım sistemi kullanılmıştır. Gaz yakıtı tutuşturmak için gerekli olan biyodizel, ortak hatlı yüksek basınçlı bir püskürtme sistemi kullanarak silindir içerisine püskürtülmüştür. Testler boyunca biyodizel; püskürtme miktarı, püskürtme basıncı ve püskürtme zamanlaması, gaz yakıtın miktarı ve bileşimiyle birlikte çeşitli seviyelerde değiştirilmiştir. Silindir basıncından faydalanılarak ısı salınım oranı ve ortalama efektif basınç tahmin edilmiştir. Ayrıca, egzoz gazı içerisindeki kirletici emisyonlar ölçülmüştür. Motor çift yakıtlı biyodizel – hava gazı ile çalıştırıldığında, yanma ve emisyon karakteristiklerini kontrol etmek için biyodizel pilot yakıt püskürtme parametrelerinin önemli olduğu belirlenmiştir. Bu nedenle, efektif güç, yanma verimindeki artış ve çevresel etkilerin azaltılması açısından ortak hatlı yüksek basınçlı püskürtme sistemi içeren bu tip motorların çalışmasını mümkün olduğu kadar en uygun duruma getirmek için geliştirilebileceği sonucuna varılmıştır.

Yoon ve Lee (2011), biyogaz – biyodizel çift yakıtıyla çalışan bir dizel motorunda çift yakıtlı yanma karakteristiklerinin egzoz emisyonlarına ve performansa etkisini incelemek için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Dizel motorunda hem tek yakıt (dizel ve biyodizel) hem de çift yakıt (biyogaz – dizel ve biyogaz – biyodizel) yanma yöntemlerinde yanma ve emisyon karakteristiklerini analiz etmek için, basınç ve ısı salınım oranı karakteristikleri farklı şartlarda değerlendirilmiştir. Bunun yanında, bu yanma yöntemlerinde motor performansı ve egzoz emisyon karakteristiklerini karşılaştırmak için yakıt tüketimi, egzoz gaz sıcaklığı, efektif verim ve egzoz emisyonları farklı test şartları altında incelenmiştir. Çift yakıtlı sistem için, test motorunun emme sistemi biyogaz ve biyodizel içerecek şekilde dönüştürülmüştür. Biyogaz emme borusuna kurulu olan elektronik olarak kontrol edilen iki gaz enjektörü tarafından emme süresi boyunca püskürtülmüştür. Biyodizel ve dizel için tek yakıtlı yanma karakteristiklerinin farklı motor yüklerinde benzer sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. Çift yakıtlı yöntemde, biyogaz – biyodizel için en yüksek basınç ve ısı salınımı değerleri düşük yükte biyogaz – dizel çalışmasına göre kısmen daha düşük olduğu belirlenmiştir. %60 yükte, biyogaz – biyodizel çift yakıtlı yanma biyogaz – dizel çift yakıtlı yanmaya göre daha yüksek maksimum basınç, ısı salınım oranı ve ortalama efektif basınç elde edilmiştir. Ayrıca, biyodizelin yüksek setan sayısından dolayı biyogaz – biyodizel çift yakıtlı yanma için tutuşma gecikmesi ultra düşük sülfür içerikli çift yakıtlı yanmayla karşılaştırıldığında kısaldığı gözlemlenmiştir. Bütün motor yük şartlarında, pilot yakıtların her ikisi için çift yakıtlı yanma yöntemi tek yakıtlı yanma yöntemiyle karşılaştırıldığında önemli derecede düşük NO_x emisyonu göstermiştir. Biyodizeldeki aromatik bileşenlerin varlığı, düşük sülfür ve oksijen içeriğinden dolayı biyogaz – biyodizel çift yakıtlı yanma yöntemi is emisyonlarının azalmasına yardımcı olmuştur.

Pattanaik vd. (2013), ana yakıt olarak biyogaz ve ikincil yakıt olarak dizel ve Karanja yağı metil ester (KME) yakıtlarıyla çalışan bir çift yakıtlı motorda deneysel çalışma yapmışlardır. Deneyler farklı yük şartlarında performans parametrelerini (özgül yakıt tüketimi, efektif verim ve egzoz gazı sıcaklığı) ve karbon monoksit, karbon dioksit, azot oksit, yanmamış hidrokarbon ve duman gibi egzoz emisyon parametrelerini ölçmek için gerçekleştirilmiştir. Çift yakıtlı yanma yöntemi için, test motorunun emme sistemi çift yakıtlı motora biyogaz ve biyodizeli içerecek şekilde düzenlenmiştir. Biyogaz; gaz enjektörleri tarafından emme boyunca püskürtülmüştür. Hem dizel hem de KME kullanılarak bütün test durumları için efektif güç, efektif verim ve egzoz gazı sıcaklığı gibi motor performans parametrelerinin motor yükündeki artışla gittikçe arttığı belirlenmiştir. Ancak, bütün test

şartları için motorun özgül yakıt tüketimi motor yükünün artışıyla azaldığı gözlemlenmiştir. Bütün test yakıtları için özgül yakıt tüketim değerleri %40 motor yükünün üzerinde birbirleriyle çok yakın olduğu belirlenmiştir. Her iki pilot yakıtın kullanılmasıyla hem tek hem de çift yakıtlı yanma yöntemi için CO₂, CO ve NO_x emisyonlarının motor yükünün artmasıyla arttığı gözlemlenmiştir.

Barik vd. (2014), ana yakıt olarak biyogaz ve pilot yakıt olarak KME kullanarak çift yakıtlı yöntemde çalıştırmak için dönüştürülen sıkıştırma ateşlemeli motor üzerinde gerçekleştirilen deneysel araştırmanın sonuçlarını sunmuşlardır. Deneyler tek silindirli, 4-zamanlı, doğal emişli, hava soğutmalı, doğrudan püskürtmeli bir dizel motorunda gerçekleştirilmiştir. Biyogaz karanja tohumu kalıbının anaerobik sindirimi aracılığıyla üretilmiştir. Çift yakıtlı yanma yönteminde, biyogaz motorun emme manifoldu boyunca 0.3, 0.6, 0.9 ve 1.2 kg/h olmak üzere dört farklı akış debisinde emilmiştir. 0.9 kg/h'lik biyogaz akış debisi daha iyi performans ve daha düşük emisyonlar vermiştir. Tam yükte, NO ve duman emisyonları KME çalışmasına göre sırasıyla yaklaşık %34 ve %14 daha az olduğu belirlenmiştir. KME tek yakıt çalışmasıyla karşılaştırıldığında, çift yakıtlı çalışmada kısmi yük motor performansının daha iyi olduğu belirlenmiştir. Ayrıca, çift yakıtlı çalışmadaki kısmi yük tutuşma gecikmesi KME çalışmasından daha düşük olduğu belirlenmiştir.

Bora ve Saha (2015), güç üretmek için tasarlanan ana yakıt biyogazla çalışan çift yakıtlı dizel motoru için pilot yakıtlar olarak pirinç kepeği yağı metil esteri (RBME), Pongamia yağı metil esteri (POME) ve hurma yağı metil esteri (PME) olmak üzere üç farklı biyodizeli kullanarak bir çalışma yapmışlardır. Çift yakıtlı çalışma durumunda, tam yükte POME – biyogaz ve PME – biyogaz için sırasıyla %18.4 ve %17.4 efektif verimde çalışırken RBME – biyogaz çift yakıtlı motor maksimum efektif verimde (%19.97) çalıştığı gözlemlenmiştir. Emisyon karakteristikleri için, çift yakıtlı çalışma altında PME – biyogaz ve POME – biyogaz için sırasıyla %25.74 ve %32.58 oranında CO emisyonunda bir artışın var olduğunu ortaya çıkarmıştır. Ayrıca, PME – biyogaz ve POME – biyogaz için HC emisyonları sırasıyla %11.73 ve %16.27 oranında bir artma gözlemlenmiştir. Diğer taraftan, PME – biyogaz ve POME – biyogaz için NO_x emisyonlarında sırasıyla %5.8 ve %14 oranında bir azalma gözlemlenmiştir.

Bora ve Saha (2016), pirinç kepeği biyodizeli – biyogaz çift yakıtıyla çalışan bir dizel motorunda sıkıştırma oranının performansa, yanmaya ve emisyon karakteristiklerine etkisini açıklamak için bir araştırma yapmışlardır. Deney için, tek silindirli, direkt püskürtmeli, doğal emişli, su soğutmalı ve değişken sıkıştırma oranlı bir dizel motoru biyogazla çalışan çift

yakıtlı bir motora dönüştürülmüştür. Deneyle farklı yükleme şartları altında, sabit püskürtme zamanlamasında (ÜÖN₀ 23°) ve üç farklı sıkıştırma oranında (18, 17.5 ve 17) gerçekleştirilmiştir. Tam yükte, çift yakıtlı yanma durumunda maksimum efektif verim değerleri sıkıştırma oranları 18, 17.5 ve 17 için sırasıyla %20.27, %19.97 ve %18.39 olarak belirlenmiştir. Ortalama olarak, sıkıştırma oranı 17'den 18'e doğru arttıkça karbon monoksit ve hidrokarbon emisyonlarında %17.67 ve %17.18 oranında bir azalış gözlemlenmiştir. Ancak, sıkıştırma oranı 17'den 18'e doğru arttıkça karbondioksit ve azot oksit emisyonlarının sırasıyla %42.85 ve %14.13 oranında bir artış gözlemlenmiştir.

Geo vd. (2008), emilen gaz yakıt olarak hidrojen ve pilot yakıt olarak kauçuk tohumu yağı (RSO), kauçuk tohumu metil esteri (RSOME) ve dizel kullanılan çift yakıtlı motorda deneysel bir araştırma gerçekleştirmişlerdir. Tek silindirli dizel motoru çift yakıtlı yöntemde çalıştırmak için dönüştürülmüştür. RSO ve RSOME ile değişen hidrojen miktarlarında çalışan çift yakıtlı motor daha yüksek efektif verime ve duman seviyesinde önemli bir azalmaya neden olmuştur. Hidrojen enerji içeriği sırasıyla %8.39, %8.73 ve %10.1 olduğu durumlarda maksimum efektif verim RSO, RSOME ve dizel için sırasıyla %28.12, %29.26 ve %31.62 olarak belirlenmiştir. Maksimum verim noktasında duman emisyonu RSOME için 5.5 BSU'dan 3.5 BSU'ya, RSO için 6.1 BSU'dan 3.8 BSU'ya azalmıştır. Maksimum basıncın ve maksimum basınç artış oranının hidrojen emilimiyle arttığı gözlemlenmiştir. Isı salınım oranı hidrojen emilimiyle arttığı gözlemlenmiştir. RSO ve bu yağın biyodizeliyle çalışan dizel motorlarda duman seviyesini azaltmak ve efektif verimini iyileştirmek için hidrojenin havayla birlikte emilebileceği sonucuna varılmıştır.

Korakianitis vd. (2010), ana yakıt olarak hidrojen ve pilot yakıtlar olarak iki tane su emülsiyonlu biyodizel kullanılan bir çift yakıtlı motoru deneysel olarak test etmişlerdir. Emülsiyonlu biyodizel pilot yakıtlar saf biyodizel yakıta göre genellikle yüksek efektif verimler elde edilmiş ve hidrojen çift yakıtlı çalışma işlemine en iyi efektif verimlere ulaşılmıştır. Saf pilot yakıtla karşılaştırıldığında, emülsiyonlu pilot yakıtın NO_x emisyonlarında net bir azalmaya neden olduğu gözlemlenmiştir. NO_x emisyonlarının azalması düşük devir sayılarında daha belirgin iken, yüksek devir sayılarında efektif verimdeki artmanın daha belirgin olduğu gözlemlenmiştir. Bunun nedeni, emülsiyonlu pilot yakıtta özgü iki çelişkili etkinin birlikte meydana gelmesinden kaynaklanmaktadır. İlk etki dolgudaki suyun buharlaşması sonucunda ortaya çıkan soğutma etkisidir. İkinci etkiyse yakıt – hava karışımını genişleten mikro patlama olayıdır. Efektif verimdeki artma emülsiyonlu pilot yakıtın şiddetli mikro patlamalar sonucunda oluşan daha homojen bir dolgu neden

olmuştur, fakat saf pilot yakıtla karşılaştırıldığında NO_x emisyonlarındaki azalma emülsiyonlu pilot yakıtın basınç artış oranlarındaki azalıştan kaynaklanmıştır. Duman, CO , UHC ve CO_2 emisyonları saf pilot yakıt testleriyle kıyaslandığında sabit kalmıştır. Saf pilot yakıtlarla çalışan hidrojen çift yakıtlı motor çalışması boyunca efektif güçte azalma, CO_2 emisyonunda artma ve su buharı emisyonunda artma gözlemlenmiştir.

Korakianitis vd. (2011), çift yakıtlı sıkıştırma ateşlemeli motor çalışma durumu için ana yakıt olarak hidrojen ve doğalgaz, pilot yakıt olarak kolza metil esteri (RME) ve dizel yakıtı kullanarak deneysel bir inceleme gerçekleştirmişlerdir. Her iki pilot yakıt kullanarak oluşturulan hidrojen çift yakıt çalışma boyunca, efektif verim genellikle sabit kalmıştır. Bu çalışma yönteminde is, yanmamış hidrokarbon ve CO seviyeleri normal sıkıştırma ateşlemeli motor çalışmayla karşılaştırıldığında nispeten sabit kalırken, NO_x emisyonlarının arttığı gözlemlenmiştir. Dizel – hidrojen ve RME – hidrojen çift yakıt çalışmaları normal sıkıştırma ateşlemeli motorlarla karşılaştırıldığında kısmen tutuşma gecikmesindeki artışın yanında, yüksek alev yayılma hızları sonucu basınç artış oranlarının artmasına, NO_x emisyonlarının artmasına ve maksimum basınç değerlerine neden olmuştur. Dizel – doğalgaz ve RME – doğalgaz çift yakıt çalışmaları, normal sıkıştırma ateşlemeli motor çalışmasıyla karşılaştırıldığında düşük ve orta motor yüklerinde daha düşük yanma verimleri ve daha düşük efektif verimler elde edilmiş ve bunun sonucunda daha yüksek yanmamış HC ve CO emisyonları elde edilmiştir. Bu durum, doğalgaz-hava dolgusunu tutuşturmak için pilot yakıtın eksikliğinden kaynaklanmaktadır. Her iki gaz yakıtın kullanıldığı çift yakıtlı çalışma toplam hidrojen/karbon oranını arttırmış ve bunun sonucunda CO_2 emisyonlarını azaltmıştır. Maksimum motor devir sayısına erişilmiş ve efektif güç çıkışı sınırlanmıştır. Genel olarak, sıkıştırma ateşlemeli motorlar en az değişikliklerle başarılı bir şekilde çift yakıtlı yöntemde çalıştırılabilir. Ancak, manifolddan gaz yakıt emilimi yüksek devir sayılarında güç çıkışını sınırlarken hidrojenin kullanılması NO_x emisyonlarını arttırmış ve düşük ve orta yüklerde doğalgaz kullanılması eksik yanmaya sebep olmuştur.

Sigar vd. (2008), ana yakıtı sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG) olan ve pilot yakıtı *Pongamia Pinnata* biyodizeli olan sıkıştırma ateşlemeli bir çift yakıtlı motorda performans ve emisyon karakteristiklerini incelemek için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Dizel yakıt referans pilot yakıt olarak kullanılmıştır. Çift yakıtlı yanma yönteminde motorun performansı motor dizel ile sadece çalıştırıldığında elde edilen verilerle kıyaslanabilir düzeyde olduğu görülmüştür. Bunun yanında, duman yoğunluğunda ve NO_x emisyonunda azalmalar, CO ve HC emisyonlarında bir artış gözlemlenmiştir.

Selim vd. (2008), pilot yakıt olarak jojoba metil esterini (JME) ve ana yakıt olarak kısmi yükte sıkıştırılmış doğal gaz (CNG) veya LPG ile çalışan çift yakıtlı motorun performansını iyileştirmek için deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Dizel yakıt çift yakıtlı motor sonuçları için bir referans yakıt olarak kullanılmıştır. Deneysel testler boyunca; özgül yakıt tüketimi açısından motorun verimi ve efektif güç, maksimum basınç artış oranı açısından yanma gürültüsü ve maksimum basınç, egzoz emisyonları açısından karbon monoksit ve hidrokarbon emisyonları, vuruş başlangıcında maksimum döndürme momenti açısından vuruş sınırları ve maksimum basınç ve basınç artış oranı ortalaması ve standart sapma açısından 100 motor çevrimi için çevrim farklılığı incelenmiştir. Deneyler gaz yakıtın tipi, motorun devir sayısı ve yükü, pilot yakıt püskürtme zamanlaması, pilot yakıt miktarı ve sıkıştırma oranı parametrelerini incelemek için gerçekleştirilmiştir. JME pilot yakıt olarak kullanıldığında çift yakıtlı motorun performansının iyileştiği, yanma gürültüsünün azaldığı, vuruş sınırlarının genişlediği ve yanma olayındaki çevrimsel farklılığın azaldığı gözlemlenmiştir.

Nwafor (2000), dizel motorda doğalgazın yanması için dizel yakıtın yerini tutan bitkisel pilot yakıt püskürtmenin olabilirliğini incelemiştir. Kullanılan pilot yakıtlar RME ve kolza tohumu yağıdır. Bütün test sonuçları, dizel yakıt sistemiyle RME pilot yakıt sistemi arasında performans açısından hiçbir farklılığın olmadığını göstermiştir. Düşük motor devrinde, kolza tohumu yağı önemli bir gelişme sağlanmıştır.

Crookes ve Bob-Manuel (2007), doğal gaz çift yakıtlı sıkıştırma ateşlemeli bir motorda dimetil eter (DME), RME ve dizel yakıtlar egzoz emisyonları seviyesini ve motor performansını incelemek için hem ana püskürtme hem de pilot püskürtme ile deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Dizel motorlar için alternatif yakıtların yararlılığı ve eksiklikleri ele alınmıştır. RME dizel yakıtına benzer özellikleri temsil etmesine rağmen, çift yakıtlı çalışmada DME'nin daha düşük özgül azot oksitleri ürettiği gözlemlenmiştir.

Namasivayam vd. (2010), ana yakıt olarak doğalgaz, pilot yakıt olarak biyodizel, emülsiyonlu biyodizel ve DME yakıtları ayrı ayrı kullanılarak oluşturulan 4-zamanlı ve tek silindirli sıkıştırma ateşlemeli motor üzerinde deneysel bir araştırma yapmışlardır. Dizel ve biyodizel gibi geleneksel pilot yakıtların performans ve emisyon açısından benzer oldukları geniş kapsamda yapılan araştırmalar sonucunda elde edilmiştir. Bunun nedeni, çeşitli metil esterlerin fiziksel, kimyasal ve yanma özelliklerinin geleneksel dizel ile kıyaslanabilir olmasıdır. Normal sıkıştırma ateşlemeli motorun çalışmasında pilot yakıtlar olarak hem DME hem de geleneksel biyodizel ile suyun belli oranlarda karıştırılması sonucunda oluşan

emülsiyonlu biyodizelin kullanılması yanma kalitesini iyileştirirken, duman ve NO_x emisyonlarını önemli derecede azalttığı belirlenmiştir. Bu çalışmada, DME ve emülsiyonlu biyodizelin pilot yakıtlar olarak kullanıldığında elde edilen motor performans karakteristikleri değerlendirilmiştir. Emülsiyonlu biyodizelin beklenen performansı sağlayamadığı gözlemlenmiştir ve ortalama efektif basınç eşik değerinin altında kalmıştır. DME saf biyodizelden daha fazla HC ve CO emisyonları üretmiş ve NO_x emisyonlarını önemli derecede azaltmıştır. Saf biyodizelde CO ve HC emisyonlarının yüksek iken, emülsiyonlu biyodizelde bu emisyonlar düşük seviyelerde olduğu belirlenmiştir.

Doijode vd. (2013), CNG'nin emme manifolduna püskürtülmesinin ve emilmesinin CNG – biyodizel ile çalışan çift yakıtlı motorun performansı üzerindeki etkisini ve emme manifolduyla emilen ve emme manifolduna püskürtülen CNG ve Honge yağı metil esteri (HOME) karışımının yanmaya etkisini incelemişlerdir. Püskürtme zamanlaması ÜÖN₀ 27° ve sıkıştırma oranı 17.5 olan en uygun parametrelerle çalışan çift yakıtlı bir motorda CNG ve HOME'nin yanması sonucunda kabul edilebilir yanma emisyonları ve artan efektif verimler elde edilmiştir. Hem CNG hem de HOME yakıtları için püskürtme stratejilerinin uygulanması efektif verimleri arttırmış ve duman, HC, CO ve NO_x gibi yanma sonucu meydana gelen emisyonlar büyük ölçüde azalmıştır.

Ryu (2013a), biyodizel çift yakıtlı yanma sisteminin ana yakıtı olan CNG'yi tutuşturmak için bir pilot yakıt olarak kullanmıştır. Özellikle, tek silindirli bir dizel motorunda pilot yakıt püskürtme basıncı motor performansı ve egzoz emisyonlarının karakteristiklerini incelemek için kontrol edilmiştir. Yüksek pilot yakıt püskürtme basıncında biyodizel – CNG çift yakıtlı yanma sistemindeki ortalama efektif basıncının tek yakıtlı dizel yanma sisteminkinden daha düşük olduğu gözlemlenmiştir. Ancak, biyodizel – CNG çift yakıtlı yöntemin yanma kararlılığı pilot yakıt püskürtme basıncı artışıyla artmıştır. Aynı püskürtme basıncında, tek yakıtlı dizel yanmayla karşılaştırıldığında biyodizel – CNG çift yakıtlı yanmanın başlangıcı pilot yakıtın tutuşma gecikmesinin artmasından dolayı gecikmiştir. Aksine, pilot yakıt püskürtme basıncı arttıkça biyodizel – CNG çift yakıtlı yanma için yanma işlemi başlamış ve biraz daha erken bir krank açısında sonlanmıştır. Çift yakıtlı yanma (ÇYY)'da tutuşma gecikmesi dizel tek yakıtlı yanma (TYY) ile karşılaştırıldığında yaklaşık 1.2-2.6°KMA daha uzun olmuş, fakat pilot yakıt püskürtme basıncının artışıyla azaldığı gözlemlenmiştir. Biyodizel – CNG ÇYY'da pilot yakıt püskürtme basıncı arttıkça, is ve NO_x emisyonları sırasıyla azalmış ve artmıştır. Duman emisyonlarının bütün çalışma şartları boyunca önemli derecede azaldığı gözlemlenmiştir ve

NO_x emisyonlarının biyodizel – CNG ÇYY’da tam yük durumu hariç diğer durumlarda benzer bir eğilim sergilediği gözlemlenmiştir. ÇYY yöntemi tam yük durumu hariç bütün durumlarda daha yüksek CO emisyonları üretmiştir. ÇYY yöntemi dizel TYY yöntemine göre daha fazla yanmamış hidrokarbon emisyonu üretmiş, ancak bu pilot yakıt püskürtme basıncı artışıyla azalmıştır.

Ryu (2013b), çift yakıtlı (biyodizel – CNG) yanma sistemine sahip sıkıştırma ateşlemeli motorun yanma ve emisyon karakteristiklerini deneysel olarak incelemiştir. Bu deneyde CNG ana dolgusunu tutuşturmak için biyodizel pilot yakıt püskürtme yöntemini kullanılmıştır. Tek silindirli bir dizel motorunda motor performansı ve egzoz emisyon karakteristiklerini incelemek için, pilot yakıt püskürtme zamanlaması ÜÖNÖ 11° - 23° krank açıları boyunca değiştirilirken, pilot yakıt püskürtme basıncı yaklaşık olarak 120 MPa’da sabit tutulmuştur. Biyodizel – CNG ÇYY işlemi için düşük yüklerde performans değerlerinin pilot yakıt püskürtme zamanlaması avanslanarak ve yüksek yüklerde tutuşma zamanlaması geciktirilerek en uygun duruma getirilebileceği saptanmıştır. Çift yakıt kullanıldığında hafif bir çevrimsel farklılık gözlemlenmiştir, fakat bütün şartlarda %1.3’ten daha düşük olduğu saptanmıştır. Pilot yakıtın tutuşma gecikmesindeki artıştan dolayı, biyodizel – CNG’in yanması dizel TYY ile karşılaştırıldığında daha geç bir krank mili açısında başlamıştır. ÇYY’da tutuşma gecikmesi dizel tek yakıtlı yanmadan 1.6° - 4.4°KMA daha uzun olmuştur. Tutuşma gecikmeleri artan motor yüküyle azaltılmıştır. Biyodizel – CNG çift yakıtlı yanmanın özgül enerji tüketimi düşük yükte avanslanmış pilot yakıt püskürtme zamanlamasıyla ve tam yükte geciktirilmiş pilot yakıt püskürtme zamanlamasıyla artmıştır. Biyodizel – CNG ÇYY pilot yakıt püskürtme zamanlamasının ilerlemesiyle duman emisyonunun azaldığı ve NO_x emisyonunun arttığı gözlemlenmiştir. Ancak, dizel TYY ile karşılaştırıldığında duman emisyonlarının bütün çalışma şartları boyunca önemli derecede azaldığı görülmüştür ve NO_x emisyonlarının tam yük durumu hariç azaldığı saptanmıştır. ÇYY dizel TYY ile karşılaştırıldığında bütün motor şartları boyunca daha düşük CO₂ emisyonları verdiği gözlemlenmiştir. CNG’in düşük yanma sıcaklığından dolayı biyodizel – CNG ÇYY düşük yükte yüksek CO ve HC emisyonlarına neden olmuştur, fakat pilot yakıt püskürtme zamanlamasının değişimleriyle HC emisyonlarının önemli eğiliminin olmadığı keşfedilmiştir.

Harshavardhann (2014), hem CNG hem de pirinç kepeği yağı etil esteri (ROEE) için CNG emiliminin CNG – biyodizel ile çalışan çift yakıtlı motorun performansı üzerindeki etkisi ve çift yakıtlı bir motorda manifolddan emilen CNG ve ROEE karışımının yanmaya

etkisini incelemiştir. Deneyler 4-zamanlı, tek silindirli, su soğutmalı, doğrudan püskürtmeli sıkıştırma ateşlemeli motorda gerçekleştirilmiştir. Motorun devir sayısı 1500 d/dak olarak belirlenmiştir. Dizel, çift yakıtlı motor sonuçları için temel yakıt olarak kullanılmıştır. Deneyde, motor performans karakteristikleri açısından efektif verim ve özgül yakıt tüketimi ölçülmüştür. Pirinç kepeği biyodizel karışımları kullanıldığında HC ve NO_x emisyonlarının azalışıyla birlikte sıkıştırma ateşlemeli motorun performansının iyileştiği saptanmıştır.

Imran vd. (2014), ana yakıtı doğalgaz pilot yakıtı dizel ve RME olan tek silindirli sıkıştırma ateşlemeli bir motorda performans ve emisyon haritaları elde etmek için geniş kapsamlı deneyler yapmışlardır. Pilot yakıtlar olarak kullanılan iki sıvı yakıtın performansları değerlendirilmiş ve karşılaştırılmıştır. Testler tek yakıtlı durumlar için 48 farklı çalışma şartında (altı farklı hız ve her bir hız için sekiz farklı çıkış gücü durumunda) gerçekleştirilmiştir. Hem dizel hem de RME'ne dayalı tek yakıtlı durumlar için 36 çalışma şartında (altı farklı hız ve her bir hız için altı farklı çıkış gücü durumunda) veriler toplanmış ve doğalgaza dayalı çift yakıtlı yanma ile karşılaştırmak için kullanılmıştır. Performans ve emisyon karakteristikleri efektif güç – devir sayısı grafikleri üzerinde haritalandırılmıştır. Doğalgaza dayalı çift yakıtlı çalışma tek yakıtlı çalışma ile karşılaştırıldığında efektif verim değerleri maksimum güç durumu hariç daha düşük olduğu saptanmıştır. Doğalgaza dayalı çift yakıtlı çalışma durumunda devir sayısının volumetrik verime etkisi tek yakıtlı durumda gözlemlenen verilerden önemli ölçüde farklı olduğu gözlemlenmiştir. Dizel ve RME yakıtları doğalgazın yanmasında pilot yakıtlar olarak kullanıldığında, dizel ve RME'ne dayalı tek yakıtlı çalışma için özgül NO_x değerleri önemli ölçüde farklı çıkmıştır. Her iki tek yakıtlı çalışma durumu için, maksimum özgül NO_x emisyonları devir sayıları ve güçlerin ortasındaki kesişim noktasında merkezlenmiş ve bu bölgeden bütün yönler doğru gittikçe azaldığı saptanmıştır. Diğer taraftan, minimum özgül NO_x değerlerinin haritanın merkezinde olduğu çift yakıtlı çalışma durumlarıyla zıt bir eğilim gözlemlenmiş ve minimum NO_x bölgesinden bütün yönler doğru gidildikçe bu değerlerin arttığı saptanmıştır. En yüksek devir sayılarında RME pilot yakıtlı çalışmada özgül NO_x değerleri bu eğrilerin dışındadır. Doğalgaza dayalı çift yakıtlı motor çalışmasında daha yüksek özgül HC ve daha düşük özgül CO₂ gözlemlenmiştir.

Paul vd. (2014), ana yakıt olarak CNG ve pilot yakıt olarak dizel ve *Pongamia Pinnata* Metil Esteri (PPME) kullanılan çift yakıtlı bir motorda performans ve egzoz emisyonlarını deneysel olarak incelemişlerdir. Deneyler 4-zamanlı, doğrudan püskürtmeli ve su soğutmalı bir sıkıştırma ateşlemeli motorda gerçekleştirilmiştir. Motorun performans ve egzoz

emisyona karakteristiklerinin ilerlemedesinde PPME – CNG çift yakıtlı çalışmanın Dizel – CNG çift yakıtlı çalışmasından daha etkili olduğu görülmüştür. PPME pilot yakıtla elde edilen enerji miktarı dizel pilot yakıtla elde edilen enerji miktarından daha düşük olduğu saptanmıştır. Düşük miktarda sıkıştırılmış doğalgazın püskürtülmesi de motorun efektif verimini arttırmıştır. PPME – CNG çift yakıtlı çalışması CO ve duman emisyonunun azalmasında Dizel – CNG çift yakıtlı çalışmasından daha etkili olduğu saptanmıştır. Motordan salınan NO_x emisyonu, PPME – CNG çift yakıtlı çalışma Dizel – CNG çift yakıtlı çalışma ile karşılaştırıldığında artış göstermiştir. Hidrokarbon emisyonunun azalmasında, PPME – CNG çalışması Dizel – CNG çalışmasından daha etkili olduğu saptanmıştır.

Tarabet vd. (2014), çift yakıtlı yanma yöntemi altında okalıptüs biyodizeli ve doğal gazın tek silindirli doğrudan püskürtmeli dizel motorunun performans ve egzoz emisyonları üzerinde etkisini incelemek için deneysel araştırma yapmışlardır. Doğal gaz emme manifoldu boyunca emme havasıyla birlikte emilmiştir. Sıvı pilot yakıt (okalıptüs biyodizel veya dizel yakıt) maksimum gücün yaklaşık %10'unu sağlayacak şekilde yanma odası içerisine püskürtülmüştür. Sonrasında, pilot yakıt akış debisi sabit tutularak efektif güç sadece doğal gaz kullanılarak daha fazla artırılmıştır. Çift yakıtlı yanma yönteminin (Doğalgaz-Dizel yakıt ve Doğalgaz-Biyodizel) yanma karakteristikleri (silindir basıncı, tutuşma gecikmesi ve ısı salınım oranı) ve egzoz emisyonları geleneksel dizel yanma yöntemiyle çeşitli yük şartlarında karşılaştırılmıştır. Geleneksel ve çift yakıtlı yanma yöntemlerinde yanma analizi pilot yakıt olarak biyodizelin dizel ile benzer basınç-zaman eğrileri ürettiği saptanmıştır. Çift yakıtlı yöntemle dizel yakıtlı yöntem birbirleriyle karşılaştırıldığında, pilot yakıt olarak okalıptüs biyodizelinin kullanılması kirletici emisyonları, özellikle yüksek motor devirlerinde yüksek UHC, CO ve CO₂ emisyon değerlerini azalttığı saptanmıştır. Ancak, okalıptüs biyodizelinin molekülündeki oksijenin varlığı ve düşük ısı değeri, azot oksit emisyonlarını ve özgül yakıt tüketimini arttırmıştır.

Gharehghani vd. (2015), ana yakıtı sıkıştırılmış doğalgaz ve pilot yakıtı biyodizel olan reaktif kontrollü sıkıştırma ateşlemeli (RCCI) motorun yanma karakteristiklerini, performans karakteristiklerini ve egzoz emisyonlarını çeşitli yük durumlarında deneysel olarak incelemişlerdir. Deneysel sonuçlar, çift yakıtlı yöntemde yüksek reaktif yakıt olan atık balık yağı biyodizelinin geleneksel yanmaya kıyasla daha kısa ısı salınım oranı süresi ve daha yüksek silindir basıncına neden olduğu saptanmıştır. Özellikle farklı motor yükleri için, CNG – biyodizel çift yakıtı CNG – dizelden daha kararlı olmuştur. Bunun nedeni çevrimsel farklılığın CNG – biyodizelde daha az olmasıdır. Ayrıca, bütün motor yüklerinde

CNG – dizel yöntemine kıyasla CNG – biyodizel çift yakıtlı yöntem ortalama olarak yaklaşık %1.6 daha fazla efektif verim elde edilmiştir. Yüksek motor yüklerinde CNG – biyodizel yöntemi için CO emisyonları geleneksel dizel yanmasıyla benzer seviyeye ulaşmıştır. Yanmamış hidrokarbon emisyonları açısından bütün motor yüklerinde CNG – biyodizel çift yakıtlı yöntem ortalama olarak yaklaşık %32.5 oranında azalmıştır. CNG – biyodizel için NO_x emisyon miktarı CNG – dizelden daha yüksek iken, dizel veya biyodizel yakıtlarıyla yanma sonucu elde edilen NO_x emisyon miktarlarından daha az olduğu belirlenmiştir.

1.9.2. İçten Yanmalı Motorlarda SRM Uygulamaları

Bhave vd. (2004a), doğalgaz yakıtlı homojen dolgulu sıkıştırma ateşlemeli motorda (HCCI) egzoz gazı devir daimi (EGR) olması ve olmaması durumu için stokastik reaktör model yaklaşımı kullanarak simülasyon yapmışlar ve deneysel ölçümlerle karşılaştırmışlardır. Stokastik reaktör model yaklaşımı, ısıl dalgalanmaları ve akışkan - duvar etkileşimlerinin etkilerini açıklayan taşınımlı ısı transferini modellemek için sunulmuştur. Bu model, EGR'nin basınca, kendiliğinden tutuşma zamanlamasına ve CO ve yanmamış hidrokarbon (UHC) emisyonlarına etkisini araştırmak için kullanılmıştır. Analizi yapılan silindir basınç değerleri deneysel ölçümlerle karşılaştırılmış ve model doğrulanmıştır. %0 EGR, %38 EGR ve %47 EGR durumları için model aracılığıyla tahmin edilen maksimum basınç, ateşleme avansı ve CO ve UHC emisyonlarıyla ölçümlerden elde edilen bu veriler arasında mükemmel bir uyum sağlanmıştır. İncelenen durumlar için basınç profilleri arasındaki karşılaştırma ateşleme avansı ve maksimum basıncın EGR'ye bağlı olduğunu ortaya çıkarmıştır. EGR, maksimum basınç değerini azaltmıştır ve kendiliğinden tutuşmayı geciktirmiştir. EGR'nin değişimiyle ölçülen emisyonlar gözlemlenen model aracılığıyla doğru bir şekilde tahmin edilmiştir.

Bhave vd. (2004b), çift yakıtlı çok silindirli bir HCCI motorunun çalışmasını tam olarak simüle etmek için olasılık yoğunluk fonksiyonuna dayalı stokastik reaktör model ile 1-boyutlu CFD dayalı motor çevrim simülatörü olan GT-POWER ile birleştirilerek kullanmışlardır. Taşınımlı ısı transferi stokastik sıçrama süreci olarak modellenmiş ve ısıl dalgalanmalar ve akışkan-duvar etkileşimlerinin etkileri açıklanmıştır. Türbülanslı karışmayı tanımlamak için bu işi yapan Curl birleşme - dağılma modeli kullanılmıştır. Referans durum için NO_x emisyonlarının yanında silindir basıncı, kendiliğinden tutuşma zamanlaması ve CO ile HC emisyonları için tahmin edilen değerlerle ölçümler arasında iyi

bir uyum gözlemlenmiştir. Gelişmiş PDF temelli motor çevrim simülasyonu yaygın olarak kullanılan homojen modele dayalı tam çevrim motor simülasyonundan daha iyi olduğu belirlenmiştir. Değişen oktan sayılarıyla ilgili olarak ateşleme krank açısı ve yanma süresi gibi yanma karakteristikleri ölçümlerle karşılaştırıldığında iyi tahmin edilmiştir. Geniş oktan sayısı aralığında birleştirilmiş model silindir sıcaklığı, NO_x, CO ve HC emisyonları için güvenilir tahminler sunmuştur.

Su vd. (2007), çift püskürtmeli HCCI yanmayı incelemek için PDF'na dayanan stokastik reaktör model yaklaşımını kullanmışlardır. Direkt püskürtme için, yeni yakıt demetinin piston tablasına çarpıp geri yansımaları içeren alt modeli stokastik yakıt demet modeli olarak dahil edilmiştir. Sonrasında, 4-zamanlı HCCI motoru üzerinde gerçekleştirilen simülasyonda model yanma parametreleri ve emisyonları ölçümlerle doğrulanmıştır. Sayısal simülasyon sonucunda, HCCI çalışma aralığı genişlemiştir. Bunun yanında, maksimum motor efektif gücünü elde etmek için tanımlanan bir yakıt bölünme oranında ikinci püskürtme zamanlamasının yanma üzerinde etkisinin var olduğu kanıtlanmıştır.

Tunér vd., (2008), PDF'na dayalı model tam çevrimli motor simülasyon aracı (WAVE) ile birleştirmiş ve uygulamışlardır. Elde edilen simülasyon sonuçları motor deneylerinden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Modelleme sonuçları ile deneysel veriler arasında iyi bir uyum gözlemlenmiştir ve PDF'na dayalı direkt püskürtmeli motor modellerinin emisyonlar ve motor performansının hızlı ve hassas simülasyonunun yapılabileceği saptanmıştır.

Pasternak vd. (2009), motor çevrim simülasyonu için modelleme parametre takımının indirgenmesi hakkında bir araştırma yapmışlardır. Bu araştırma, modern bir dizel motoruna uygulanan tam çevrim simülasyon aracına eklenmiş detaylı kimyasal kinetik modelini dikkate almıştır. İlk olarak, dizel motorunun genel ve anlık performans parametrelerinin simülasyonu farklı çalışma şartlarında yapılmıştır. Model doğrulanmış ve modelin kalitesini değerlendirmek için simülasyon sonuçları deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Akabinde, seçilen modelleme parametrelerinin silindir basıncı, egzoz emisyonları ve genel performans karakteristikleri gibi motor performansına etkileri incelenmiştir. Türbülanslı karışma zamanı, stokastik reaktör modelin en önemli modelleme parametresi olmaktadır. Bu nedenle, türbülanslı karışma zamanının motor modeli üzerindeki etkileri incelenmiştir. Araştırmalar, yanma ve emisyon alt modellerinin kinetik mekanizma temelli yaklaşımını kullanarak aynı modelleme parametrelerinin oluşturduğu takımla eş zamanlı olarak

kurulabileceğini ortaya çıkarmıştır. Motor performans karakteristikleri iyi tahmin edilmiştir ve bunun sonucunda bütün modelleme parametreleri simülasyonu hızlandırmış ve önemli derecede basitleştirmiştir.

Smallbone vd. (2009), genişleyen HCCI çalışma aralığında yakıt hassasiyetinin rolünü incelemek için PDF'na dayanan stokastik reaktör model kullanmışlardır. Toluene, n-Heptan ve İzo-Oktanın tersiyer olan bir karışımından oluşan Toluene referans yakıtları (TRF) ana referans yakıtlarından (izo-oktan/n-heptan karışımları) daha yüksek hassasiyet sergilemiştir ve gerçek benzin yakıtlarına daha yakın olduğu düşünülmektedir. 137 kimyasal bileşen ve 633 reaksiyondan oluşan detaylı bir TRF kimyasal mekanizması SRM'de birleştirilmiştir. Model deneysel çalışmalarla (Kalghatgi vd., 2003; Andrae vd., 2008) doğrulanmış ve sonrasında yüksek yük noktalarında yakıt hassasiyetinin ortalama efektif basınca etkisi incelenmiştir.

Smallbone vd. (2010), yakıt oktan sayısı hassasiyetinin simülasyonunu yapma yeteneğine sahip üç bileşenli yerini tutan yakıt karışımları kullanarak gerçekte ve muhtemel gelecek yakıtlar için ayrıntılı kimyasal kinetik mekanizmaları tanımlamışlardır. Bugünkü yakıtların yanma karakteristikleri yakıtın Araştırma Oktan Sayısı (RON) ve Motor Oktan Sayısı (MON) değerleri kullanılarak düzenli olarak ölçüldüğünden dolayı, bu yakıtlar için ayrıntılı kimyasal kinetik mekanizmalarını üretilmesinde bu verilere dayanan bir yöntem sunulmuştur. İlk olarak, çeşitli üç-bileşenli karışımlar (izo-oktan, n-heptan ve toluenden oluşan) ile yakıtın RON ve MON değerleri arasındaki özgün bir bağlantı standart oktan testleri gerçekleştirilerek elde edilmiştir. İkinci olarak, üç-bileşenli yakıtlar için kimyasal kinetik mekanizması motor yanma simülatörü olan SRM engine suite yazılımında kullanılmış ve HCCI çalışma yönteminde gerçekleştirilen birtakım motor deneylerinden faydalanarak doğrulanmıştır. Üçüncü olarak, detaylı kimyasal kinetik mekanizmalar kullanılarak gerçek benzin, etanol ve di-izo-bütülen karışımlarını içeren yakıt karışımlarının yanma karakteristiklerini tahmin etmek için bu yöntem uygulanmıştır. Son olarak, bu tekniğin iki tane motor ve iki tane yakıtın en uygun duruma getirilmesinde HCCI yönteminin ilk kez uygulanması için detaylı kimyasal kinetik mekanizma işletilmiştir.

Lundgren vd. (2013), benzin yakıtlı kısmi olarak ön karışimli yanma (PPC) motorunda tahmini iki-bölgeli SRM modelleme aracı kullanarak bir sonraki çevrimde meydana gelen karışma şartları hakkında parametrik bir çalışma yapmışlardır. İki bölgeli SRM yaklaşımı ateşlemeden önce kısmi olarak ön karışmış ve tabakalı bölgelerin davranışlarını belirlemek için kullanılmıştır. Araştırma sonuçları iki bölgeli SRM'in PPC şartlarının tahminine uygun

olduğu ve ortalama çevrim başına 25 dakikada simülasyonların koşturulabileceğini göstermiştir. Basınç artış oranlarının azalmasından dolayı, yanma başlangıcından önce daha yüksek karışma yoğunluğu daha uzun karışma zamanına tercih edilebileceği saptanmıştır.

Smallbone vd. (2013), motor performansı, yanma ve emisyon karakteristiklerinin optimizasyonu ve sanal motor haritalandırma için gelişmiş bir simülatör kullanmışlardır. Model; parçacıkların oluşumu ve yanmasının yanında türbülanslı karışmayı, çoklu püskürtme olaylarını, değişken püskürtme basınçlarını, motorun emme ve gaz alışverişini içeren alt modelleri kapsamaktadır. Gelişmiş PDF temelli modeli kalibre etmek için ayrıntılı bir yöntem üç tane durum çalışmasıyla aşağıda sunulmuştur: (1) Hem NO_x hem de parçacık madde için Tier 4 egzoz gaz emisyon sınırları ve motor tasarım sınırlamalarını buluşturmak için artan püskürtme basıncı ve daha düşük sıkıştırma oranının etkisini inceleyen kavramsal çalışma, (2) Bir yüksek hızlı direkt püskürtmeli (HSDI) dizel motorunda ısı salınımının ve egzoz emisyonlarının simülasyonunu yapmak için hem önerilen model hem de 3-boyutlu CFD'nin performansını inceleyen kavramsal çalışma ve (3) yanma ve NO_x emisyonları açısından tam yük – hız haritaları boyunca modelin performansını inceleyen kavramsal çalışma. Modelin deneysel gözlemlerle karşılaştırıldığı ve eş değer performans sağlayan 3-boyutlu CFD simülasyonlarındaki yoğun CPU açısından karşılaştırılmıştır.

Lauer vd. (2014), benzin motorundaki yanmanın ön ateşleme ve vuruntulu yanma ile sınırlı olduğundan dolayı, çevrim farklılığı, detaylı kimyasal kinetik ve CFD simülasyonunu içeren kapsamlı bir modelleme yaklaşımı kullanmışlardır. Sayısal yaklaşımın hassasiyetini doğrulamak için, 4-silindirli direkt püskürtmeli buji ateşlemeli (DISI) test motoru düşük devirlerde ve yüksek turbo basıncında kurulmuş ve devir sayısı arttırılmıştır. Araştırmalar, vuruntulu yanma ile ilk yanma aşaması arasındaki ilişkiyi belirlemiştir. Stokastik reaktör model ve detaylı kimyasal kinetik mekanizmasıyla birlikte vuruntunun başlangıcı simüle edilmiştir. Vuruntunun başlangıç konumunu belirlemek için optik bir buji kullanılmıştır. Simülasyon sonuçları ölçümlerle oldukça uyumlu olduğu gözlemlenmiştir.

Matrisciano vd. (2014), dizel, iki farklı biyodizel karışımı ve saf biyodizel ile çalışan tek silindirli direkt püskürtmeli dizel motorunun her bir çalışma noktasındaki deneysel ve simülasyon verilerini sunmuşlardır. Modelleme yaklaşımı yanma ve emisyon davranışları aracılığıyla biyodizelin yerini tutan yakıt karışımlarının değerlendirilmesine ve test edilmesine odaklanmıştır. Detaylı kinetik mekanizmalar, reaktör ve dizel motorun çalışması sırasında kullanılan yakıt karışımlarının yanmasını incelemektedir. Direkt püskürtmeli stokastik reaktör model (DI-SRM) deneysel verilerle karşılaştırılan yanma ve motor egzoz

emisyonlarının (NO_x , HC, CO ve CO_2) simülasyonunu yapmak için kullanılmaktadır. Araştırma sonucunda, dikkate alınan modelleme yaklaşımının dizel motor performansının simülasyonunu yapmak ve biyodizel karışımlarının kalitesini karşılaştırmak için kullanılabileceğini ifade etmektedir.

Pasternak vd. (2014), dizel motorlar için yanma ve is oluşumunun 0-boyutlu ve 3-boyutlu modelleme boyutlarını incelemek için aynı motor deneyinde 0-boyutlu ve 3-boyutlu modelleri uygulamışlardır. 0-boyutlu simülasyonlar, PDF yaklaşımına dayanan direkt püskürtmeli stokastik reaktör model kullanılarak gerçekleştirilmiştir. 0-boyutlu model yanma hesabı, emisyon oluşumu ve kimyasal yapının türbülans akış arasındaki etkileşimini incelemek için detaylı kimyasal kinetik mekanizmasının kullanımına izin vermektedir. 3-boyutlu CFD simülasyonları, PDF-zaman eksenli yanma modeli ve alev çekirdeği veri tabanı kullanılarak yapılmıştır. Direkt püskürtmeli stokastik reaktör model sonuçları yanma işlemi için alev çekirdeği modelinin uygulanabilirliğini göstermiştir ve emisyon oluşumları hesaplanırken etkileşimli alev çekirdeği modelinin sınırlarını açıklamıştır. Emisyon sonuçları NO ve CO gibi bileşenlerin dağılımını sunmuştur. CFD hesaplamaları direkt püskürtmeli stokastik reaktör modelde yapılan varsayımları doğrulamak için kullanılmıştır ve direkt püskürtmeli stokastik reaktör model sonuçlarından tablolanmış madde yapısı kullanılarak çıkartılan varsayımları doğrulamak için yararlanılmıştır. Direkt püskürtmeli stokastik reaktör modelin dizel çalışma şartları altında is modellemesini yapabileceği ve CFD'de is oluşumunu modellenmesi için alev çekirdeği veri tabanı yaklaşımının mantıklı olduğu belirlenmiştir.

Ahmedi vd. (2015), ayrıntılı madde yapısı ve kirletici oluşum modelini gelişmiş yanma simülasyon aracı olan direkt püskürtmeli stokastik reaktör modelde birleştirmişler ve ön karışimli sıkıştırma ateşlemeli (PCI) yöntemiyle çalışan tek silindirli bir dizel motorda sıkıştırma, ısı transferi, dolgu katmanlaşması/karışımı ve gaz halindeki kimyasal yapı gibi silindir içerisindeki fiziko-kimyasal işlemlerin simülasyonunu yapmak için zamana dayalı karışım modelini kullanmışlardır. Bu modeller, beş yakıt için aynı üç bileşeni (n-heptan, izo-oktan ve toluen) yerine geçen yakıt modeli kullanarak farklı model yakıtlarının (n-heptan, PRF84 ve TRF82, toluen, izo-oktan ve n-heptan karışımı) ve tam kaynama aralığındaki kurşunsuz benzinin (ULG 84 ve ULG 91) yanmasının simülasyonunu yapmak için kullanılmıştır. NO_x , CO ve UHC gibi diğer kirleticiler bu çalışmada kullanılan kimyasal mekanizma modeli aracılığıyla tahmin edilmiştir. Yerini tutan her bir yakıtın karışımları deneysel çalışmada kullanılan yakıtın kendiliğinden tutuşma karakteristiklerine

dayanmaktadır. Model; silindir içi basıncı, ısı salınım oranı ve kirletici emisyonlar açısından iyi performans göstermiştir. Ekivalans oranı-sıcaklık haritaları hem simülasyon hem de deneysel verilerin daha fazla iç yüzünü anlamak için kullanılmıştır. Bu haritalar; türbülanslı karışma, yakıtın kendiliğinden tutuşma karakteristikleri ve RON ve aromatik içeriğin parçacık madde emisyonları üzerindeki etkisi gibi PCI yanma yöntemi altında yanma olayı boyunca meydana gelen süreçleri daha iyi anlamak için kullanılmıştır.

Demir vd. (2015), PRF-85 (%85 izo-oktan ve %15 n-heptan) yakıtlı HCCI motordan elde edilen deneysel sonuçları sıfır boyutlu analiz için yanma kodlarının performanslarını karşılaştırmak için kullanmışlardır. SRM engine suite ve Chemkin Pro olarak adlandırılan 0-boyutlu kodlar HCCI motorda yanma, ısı transferi ve emisyonlar açısından değerlendirilmiştir. Simülasyonlar İngiltere'deki Shell Araştırma laboratuvarlarındaki deneysel veriye ve çalışma şartlarına dayanmaktadır. Deneysel verinin bir bölümü indirgenmiş ve detaylı kinetik mekanizmalarla birlikte her iki programda analizler için kullanılmıştır. Basınç, ısı salınım oranı ve emisyonlar açısından simülasyon sonuçları deneysel veriyle karşılaştırılmıştır. Deneysel olarak elde edilemeyen sıcaklık değişimi, OH ve H₂O₂ bileşenleri iki kod arasında karşılaştırma için kullanılmıştır. Analizler, her iki kodun birbiri üzerindeki avantajlara sahip olduğunu göstermiştir. Stokastik reaktör modellemeye dayanan piston üstü boşluk, egzoz gazlarının geriye kaçması, segman boşluğu ve PDF; SRM engine suite yazılımının ana avantajları olmakta ve bu parametreler sonuçların daha iyi yakınsamasına yardımcı olmaktadır. Detaylı ve indirgenmiş kinetik mekanizmaların analizleri etkilediği saptanmıştır.

Pasternak vd. (2015), artan egzoz gazı devir daimi ve çoklu buji teknolojisiyle çalışan buji ateşlemeli (SI) motorlarda yanma analizi için bir simülasyon yöntemini ortaya koymuşlardır. Modelleme işlemi SI motorlar için 0-boyutlu stokastik reaktör modele dayanmaktadır. Model, detaylı madde yapısının değerlendirmesine olanak sağlayan türbülanslı reaktif akışlar için PDF yaklaşımı üzerine kurulmuştur. Hesaplamalar bir, iki ve üç kızdırma bujisi için gerçekleştirilmiştir. Çoklu buji (çoklu ateşleme) sistemleriyle motorların benzetimini yapmak için buji ateşlemeli stokastik reaktör modelin (SI-SRM) kabiliyeti 3-boyutlu sayısal akışkanlar dinamiği modelinden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Sayısal simülasyonlar %12.5, %20 ve %25 EGR oranlarıyla kısmi yük çalışma noktalarında gerçekleştirilmiştir. Yüksek yükte, motor %0 ve %20 EGR'li vuruntu sınırı ve farklı emme supabı kapanma zamanlamasında çalıştırılmıştır. Yanma odası geometrisinin sanki-3-boyutlu yaklaşımı ve 0-boyutlu SI-SRM vasıtasıyla küresel alev

yayılması buji sayısının yanma seyrine etkisi ve vuruntunun meydana gelme riskini arttırmıştır. Üç tane kızdırma bujisinin kullanımı yanma süresini önemli derecede kısaltmıştır. Motor vuruşu sınırında ve %20 EGR ile çalıştırıldığı durumdaki yanma süresi, EGR olmadan ve bir kızdırma bujisiyle gerçekleştirilen motorun yanma süresine benzer olduğu saptanmıştır.

Turkcan vd. (2015), iki aşamalı direkt püskürtme (TSDI) stratejileriyle HCCI yanmayı SRM ile modellemişler ve TSDI benzinli HCCI motorunun deneysel sonuçları kullanarak doğrulamışlardır. Deneysel çalışma için, dizel motor elektronik olarak kontrol edilen HCCI benzin motoruna dönüştürülmüştür. Yüksek ekivalans oranında ve sabit motor devir sayısında, püskürtme zamanlamalarının ve püskürtme oranlarının HCCI yanma karakteristiklerine etkileri incelenmiştir. Her bir püskürtme için püskürtme zamanlamaları (birinci ve ikinci) ve yakıt miktarı silindir içerisinde arzu edilen karışım oluşumunu elde etmek için ayarlanmıştır. Deneysel boyunca; maksimum silindir gaz basıncı, basınç artma oranı ve yanma başlangıcı ikinci yakıt püskürtme zamanlaması ve püskürtme oranı kullanarak doğrudan kontrol edilmiştir. En uygun ikinci yakıt püskürtme zamanlaması ve püskürtme oranının kullanılması sonucunda NO_x ve HC emisyonlarında bir azalma gözlemlenmiştir. HCCI yanmadaki model sonuçları deneysel sonuçlarla oldukça uyumlu olmuştur. Hem deneysel hem de modelleme sonuçları ikinci yakıt püskürtme zamanlaması birinci püskürtme zamanlamasıyla karşılaştırıldığında HCCI yanma üzerinde güçlü bir etkiye sahip olduğu saptanmıştır.

Holly vd. (2016), detaylı kimyasal kinetik mekanizmalar kullanarak farklı yanmış gaz karışımları için artık gazın kendiliğinden tutuşmasını ve azot oksit oluşumunu modellemek için bir araştırma yapmıştır. Bu inceleme için, SRM engine suite yazılımıyla birleştirilmiş 1-boyutlu gaz alışverişi modeli kullanılmıştır. Bu çalışmada, olasılık yoğunluk fonksiyonu 100 stokastik parçacıkla temsil edilmiştir. Düzgün yanmada ısı salınımı zamana bağlı deneysel veriye uyumlanan çift Wiebe yaklaşımı tarafından temsil edilmiştir. Bu çalışma için kullanılan yakıtın kimyasal kinetik mekanizması Doğalgaz III mekanizmasıdır. Bu mekanizma; araştırılan yakıt karışımları için düşük ve ara değer sıcaklıktaki madde yapısını iyi bir şekilde temsil ettiği gözlemlenmiştir. Sadece fakir karışımların araştırılmasından ve yakıttaki alkanın propan olmasından dolayı, bu mekanizma C3 kimyasal yapısına indirgenmiştir. Bunun yanında, azot oksit oluşumunu dikkate almak için Kaliforniya Üniversitesi NO_x bileşenini eklemiştir. Bu işlemler sonucunda elde edilen mekanizma 137 bileşen ve 734 reaksiyon içermektedir. Bu model tek silindirli araştırma motorundan elde

edilen ölçümlerle karşılaştırılmıştır. Azot oksit oluşumu ve vuruntu eğiliminin yanında yanma ve motor performansı için deneysel ölçüm değerleriyle simülasyon verilerinin birbirine iyi uyduğu saptanmıştır.

Pasternak vd. (2016), buji ateşlemeli benzin motorları için bir simülasyon işlemi gerçekleştirmişlerdir. Bu işlem, 0-boyutlu SI-SRM ve soğuk silindir içindeki akış içeren üç-boyutlu sayısal akışkanlar dinamiğine dayanmaktadır. Türbülans kinetik enerjisi ve bu enerjinin dağılımındaki değişimleri analiz etmek için soğuk akış simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Bu analizden, hacim ortalamalı türbülanslı karışma zamanı SI-SRM için ana girdi parametresi olarak değerlendirilebilir. SI-SRM; yanma ilerlemesinin benzetimini yapmak ve detaylı reaksiyon kinetiğine dayanan yakıt-hava karışımının kendiliğinden tutuşma eğilimini analiz etmek için kullanılmıştır. Sunulan mühendislik işlemi 3-boyutlu modelle 0-boyutlu model arasındaki boşluğu birleştirmiş ve tekli ve çoklu buji teknolojilerine sahip nozul püskürtmeli ve direkt püskürtmeli motorlar gibi çeşitli motor kavramlarında uygulanmıştır. Modelleme, sınırlı deneysel verinin mevcut olduğu yeni motor kavramlarında veya farklı çalışma şartlarında vuruntu oluşum riskinin tahmin edilmesine ve yanma etkilerinin tahmin edilmesine olanak sağlamıştır.

Wang vd. (2016), direkt püskürtmeli bir benzin motorunda (GDI) is oluşumunu incelemek için SRM engine suite yazılımı kullanarak simülasyon yapmışlardır. Silindir, çepere yakın olan karışımın ekivalans oranı ve sıcaklık dağılımlarını çözmek için çeper ve toplu bölge olarak ikiye ayrılır. Yanma odasındaki çeperin sadece duvar bölgesiyle direkt olarak ısı alışverişi yaptığı varsayılmıştır. Her bir bölge içerisinde ve iki bölge arasındaki farklı karışma modeller kullanılarak türbülanslı karışma simülasyonu yapılmıştır. İki bölgedeki önemli parametrelerin sıcaklık ve ekivalans oranı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu iki bölge arasındaki karışma oranı duvar bölgesi üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu belirlenmiştir. Deneysel veri; stokiyometrik olarak çalışan 4-silindirli, benzin yakıtlı direkt püskürtmeli buji ateşlemeli motordan elde edilmiştir. Yakıt demetinin piston tablasından geri sıçramasının is oluşumuna etkisini incelemek için püskürtme zamanlaması $\dot{U}\ddot{O}N_{\dot{O}}$ 120° ila $\dot{U}\ddot{O}N_{\dot{O}}$ 330° arasında değişen püskürtme zamanlamalarında deneyler gerçekleştirilmiştir. Partikül madde emisyonlarının önemli derecede yüksek seviyelere ulaştığı en erken püskürtme durumu ($\dot{U}\ddot{O}N_{\dot{O}}$ 330°) bu model vasıtasıyla simüle edilmiştir. Silindir basıncı ve ısı salınım oranının deneysel veriyle tam anlamıyla uyum içinde olduğu gözlemlenmiştir. Duvardaki tabakanın buharlaşması sonucunda duvara yakın olan zengin karışımın is oluşumuna neden olduğu belirlenmiştir.

1.10. Tez Çalışmasının Amacı ve Kapsamı

1.10.1. Tezin Amacı

Bu tez çalışmasında, çift yakıtlı (doğalgaz + biyodizel) bir motorun yanma, performans ve egzoz emisyonu karakteristiklerinin modellenmesinde stokastik reaktör model yaklaşımının etkin bir şekilde kullanılabilirliğinin gösterilmesi amaçlanmıştır. Ayrıca, bu tez çalışmasında iki çevreci yakıtın çift yakıtlı motorlarda kullanımının önemi vurgulanmaya çalışılmıştır.

1.10.2. Tezin Kapsamı

Bu tez çalışmasında tüm modelleme işlemleri “kinetics & srm engine suite” yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Modeli doğrulamak için gerekli deneysel veriler Ryu (2013a) ve Ryu (2013b)’den sağlanmıştır. Çalışmada biyodizel yakıt olarak soya metil esterini temsilen “metil dekanoat+metil-9-dekanoat+n-heptan” dan oluşan yakıt karışımının indirgenmiş kimyasal kinetik mekanizması kullanılmıştır. SRM engine suite yazılımından optimum parçacık sayısı 100 olarak belirlenmiş olup farklı parçacık sayılarında (50, 75 vb.) da irdelemeler yapılmıştır.

2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

2.1. Giriş

Bu bölümde, biyodizel pilot yakıt tutuşturmalı doğalgaz motorlarının motor performans ve emisyon karakteristiklerinin incelenmesi için yazılımda kullanılan kimyasal kinetik mekanizma hakkında bilgiler, stokastik reaktör model yazılımının arka planında işleyen sayısal algoritma ve yazılımda kullanılan girdi değerleri ve çözüm yöntemi hakkında bilgiler verilmiştir.

2.2. Kimyasal Kinetik Model

'kinetics & srm engine suite' yazılımının çalışması için en gerekli ve en temel olan konu püskürtülecek yakıtın kimyasal kinetik mekanizmasının belirlenmesidir. Kimyasal kinetik mekanizma yazılıma aktarılmadan veya yazılım içerisinde mevcut olan kimyasal kinetik mekanizma seçilmeden yazılımın çalışması mümkün değildir.

Biyodizel pilot yakıt tutuşturmalı doğalgaz motorunu bu yazılımda simüle edebilmek için biyodizelin kimyasal kinetik mekanizmasının belirlenip yazılıma aktarılması gerekmektedir. Ancak, her bir biyodizele (örneğin soya ve kolza metil esteri gibi) özgü kimyasal kinetik mekanizma geliştirilememiştir. Diğer taraftan, biyodizel için geliştirilmiş kimyasal kinetik mekanizmalar geliştirilebilmiş ve geliştirilmeye devam etmektedir. Şu ana kadar geliştirilmiş en çok bilinen kimyasal kinetik mekanizmalar; metil-5-dekenoat (MD5D), metil dekenoat (MD), metil-9-dekenoat (MD9D), metil dekenoat + n-heptan (NC7H16) ve metil dekenoat + metil-9-dekenoat + n-heptan mekanizmalarıdır (Herbinet vd., 2010).

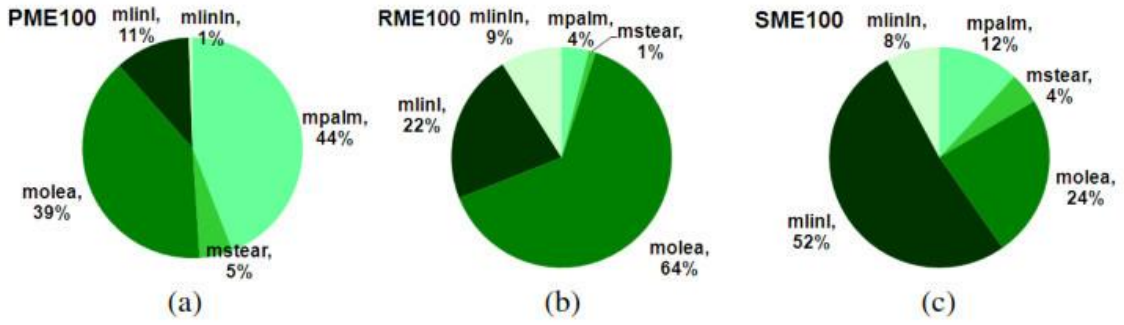
İlk olarak, biyodizelin yerini tutan metil bütanoatın ($C_5H_{10}O_2$) kullanımını gündeme gelmiştir (Fisher vd., 2000), fakat çalışmalar sonucunda bu bileşenlerin tutuşma gecikmesi değerlerinin yüksek olduğu ve tam yanma bileşenlerinin (örneğin CO_2) yeterince bulunmadığı saptanmıştır (Gail vd., 2007; Hakka vd., 2009; Herbinet vd., 2008; Herbinet vd., 2010). Bunun nedeni, metil bütanoat (MB)'taki karbon zinciri uzunluğunun yetersiz oluşundan kaynaklanmaktadır. Bu soruna çözüm olarak, MB'in 1/3'ü ve NC7H16'in 2/3'ünün oranlarında karışımı önerilmiştir (Brakora vd., 2008).

Lawrance Livermore Ulusal Laboratuvarı (LLNL)'deki araştırmacılar biyodizelin yerini tutan MD ($C_{11}H_{22}O_2$)'ı önermişlerdir. MD'nin karbon uzunluğu tutuşma ve bileşen oluşma zamanlarının daha iyi tahmin edilebileceği görölmüştür (Herbinet vd., 2008). Sınırlı sayıda tutuşma ve jet karıştırmalı reaktör (JSR) deneyleriyle bu mekanizma test edilmiş ve biyodizel yakıtının madde yapısını daha fazla temsil ettiği saptanmıştır.

Biyodizelin yerini tutan MD için yapılmış çalışmalarda, çift bağların görünümü ve konumunun yakıtın kimyasal yapısı üzerinde önemli bir etkiye sahip olabileceği saptanmıştır (Herbinet vd., 2010; Sarathy vd., 2007). Genel olarak biyodizel çeşitli doymamış metil esterleri içermesinden dolayı, MD mekanizması karbon zincirinin dokuzuncu karbonunda bir çift bağa sahip olan MD9D ($C_{11}H_{20}O_2$)'ı içerecek şekilde genişletilmiştir (Herbinet vd., 2010). Son olarak, biyodizel karışımları için bir alkan olarak NC7H16'ı da kapsayan MD ve MD9D'nin oluşturduğu birleşik kimyasal kinetik mekanizması 3299 bileşen ve 12363 reaksiyonu içermektedir. Bu mekanizma biyodizel kimyasal yapısını yeterince temsil etmesine rağmen, detaylı kimyasal kinetik reaksiyon olmasıyla orantılı olarak hesaplama süresini de arttırmaktadır. Bu yüzden, bu mekanizmayı indirgeme yollarına gidilmiştir.

En yeni biyodizelin yerini tutan mekanizmalar olan MD ve MD9D, MB ile değiştirilmiştir. Başlangıçtaki amaç MD/MD9D bileşenlerini tek başına kullanılması iken, gerçek biyodizel yakıtlarının doğrulanması için detaylı mekanizmaları geliştiren LLNL'deki araştırmacıların NC7H16'ı dahil ettiği dikkat edilmelidir. Bunun yanında, Connecticut and Argonne Ulusal Laboratuvar Üniversitesindeki araştırmacılar kendi MD/MD9D indirgenmiş mekanizmasını oluşturmuşlardır. Bu kuruluşlar %25 MD, %25 MD9D ve %50 NC7H16 karışımı kullanılarak mekanizmayı doğrulamıştır, fakat çeşitli yakıt bileşimlerini açıklamak için bir yaklaşım elde edememişlerdir.

MD ve MD9D metil esterlerinin uzun zincir uzunluğu her bir metil ester türü için uygulanmış olan NC7H16 ile birleştirilmiştir. Bu strateji kullanılarak, B100 simölasyonları altı tane bileşen gerektirmekte ve %50 (mol oranı) NC7H16 ile temsil edilmektedir. Kalan kısım temsil edilen biyodizel tipine bağlı olarak MD ve MD9D arasında ayrılmaktadır. Örneğin, RME için %2.5 MD ve %47.5 MD9D, SME (Soya metil ester) için %8 MD ve %42 MD9D ve palmiye metil ester için %24.5 MD ve %25.5 MD9D içerdeği düşünülebilir (şekil 2.1).



Şekil 2.1. Üç farklı gıda ürününden elde edilen biyodizelin bileşimi (a) Palmiye, (b) Kolza ve (c) Soya

Biyodizelin yerini tutan modellerin ana bileşenleri metil esterler ve normal alkanlardır. Normal alkan gerçek biyodizeldeki gibi enerjiyi ve C/H/O oranını karşılamak için kullanılırken; metil ester, ester grubunun oksitlenme karakteristiklerinin simülasyonunu yapmak için sunulmaktadır. Son araştırmalar büyük moleküllü bileşenleri içeren biyodizelin yerini tutan yakıtın gerçek biyodizel yakıtındaki tutuşma ve yanma davranışını daha iyi temsil edebileceğini kanıtlamıştır (Brakora vd., 2011; Luo vd., 2010; Luo vd., 2012). Ancak, uzun zincirli esterlerden sadece birkaç indirgenmiş mekanizma mevcuttur ve bu mekanizmaların bütünü NC7H16, MD ve MD9D'tan oluşan biyodizelin yerini tutan yakıtın detaylı mekanizması indirgenerek elde edilmiştir. Ancak, Wang vd. (2013)'ne göre MD, MD9D ve MD5D'in tutuşma gecikme zamanının deneysel olarak karşılaştırılması sonucunda MD ile MD9D'in benzer reaksiyon özelliklerinden dolayı biyodizel için MD9D'in uygun bir bileşen olmadığını saptamışlardır. Bu çalışmada belirlenen kimyasal kinetik mekanizması 'MD+MD9D+NC7H16' indirgenmiş kimyasal kinetik mekanizmasıdır.

2.3. Yazılımın Genel Algoritma Yapısı

2.3.1. Sayısal Çözümler

"kinetics & srm engine suite" yazılımı iki sayısal çözümlü seçme olanağını sunmaktadır. Bu çözümler, her stokastik parçacık üzerinde meydana gelen işlemleri tanımlayan eşitlikleri birleştirmek için kullanılmaktadır. Simülasyon için gerekli olan zaman

kullanıcı tanımlı hata toleranslarının sabit bir fonksiyonudur. Maalesef, çözücünün ve toleransın en uygun seçimi genellikle kendine özgü bir durumdur.

- Çözücü 1 çoğunlukla küçük sistemler (200 bileşenden daha az) için kullanılmakta ve analizler hızlı bir şekilde gerçekleşmektedir.
 - Çözücünün hassasiyetini kontrol etmek için mutlak tolerans kullanılır.
 - Varsayılan toleranslar, atol: 10^{-11} ; rtol: 10^{-3}
- Çözücü 2 sıklıkla büyük sistemler (750 bileşenden daha büyük) için kullanılmakta ve analizler hızlı bir şekilde gerçekleşmektedir.
 - Çözücünün hassasiyetini kontrol etmek için bağıl tolerans kullanılır.
 - Simülasyonun hızının artması mutlak toleransın azalmasına bağlıdır.
 - Varsayılan toleranslar, atol: 10^{-6} ; rtol: 10^{-8} .

Varsayılan toleranslar geniş çapta uygulamalar için elverişlidir. Bazı durumlarda, daha hızlı simülasyonlar yapabilmek için mutlak toleransın daha azaltılması gerekir. Örneğin, kararlı bir çözüme erişmek için çevrimin sadece kapalı kısmını benzeten EGR ile pistonlu motor benzetimleri genellikle düşük toleranslar (örneğin, Çözücü 1, atol: 10^{-17} ; rtol: 10^{-3}) gerektirmektedir.

Birkaç farklı toleransla durumlar koşturularak belirlenmiş bir simülasyon için çözücü toleranslarının elverişliliğini değerlendirmek doğru bir uygulamadır. Gerekli hesaplama zamanını minimuma düşürmesine rağmen, toleranslar azaltıldığında ideal toleransların seçimi sabit bir çözüm vermelidir (CMCL, 2014).

2.3.2. Termodinamik Formüller

2.3.2.1. İdeal Gaz Yasası

İdeal gaz yasası, pek çok gaz için iyi bir yaklaşım olan bir ideal gazın durum denklemini belirtir. Bu yasa molekül boyutunu ve moleküller arası kuvvetleri ihmal ettiğinden dolayı, yüksek sıcaklıklarda ve düşük basınçlarda tek moleküllü gazlar için en iyi hassasiyet elde edilir.

$$pV = nR_0T \quad (2.1)$$

2.3.2.2. Moleküler Kütle

Moleküler kütle, bileşenlerdeki bütün elementlerin (j tane) atom kütlelerinin toplanmasıyla i'inci bileşenin molekül ağırlığının belirlenmesi işlemidir.

$$M_i = \sum_j a_{ij} \cdot M_j \quad (2.2)$$

Molekül kütlesi, bileşenlerin belirlenmiş bir karışımından da hesaplanabilir. Yani i. bileşenin molekül kütlesinin, i. bileşenin molekül mol sayısına oranından da elde edilebilir.

$$M_i = \frac{m_i}{n_i} \quad (2.3)$$

2.3.2.3. Mol Oranı

Bir mol 6.0236×10^{23} (Avogadro sayısı) molekül olarak belirlenir ve bir karışımında i. bileşenin mol sayısı n_i ve toplam mol sayısı n olarak gösterilirse aşağıdaki eşitlik tanımlanır.

$$n = \sum_i n_i \quad (2.4)$$

Burada i. bileşenin mol oranı, i. bileşenin mol sayısının karışımında bulunan toplam mol sayısına oranlanarak verilir.

$$X_i = \frac{n_i}{n} \quad (2.5)$$

Burada $\sum X_i = 1$ 'dir.

2.3.2.4. Kütleli Oran

Karışımındaki i. bileşenin mol sayısı n_i ise i. bileşenin kütlesi aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$m_i = M_i n_i \quad (2.6)$$

Karışımın toplam kütlesi, karışımındaki her bir bileşenin kütlelerinin toplamına eşittir.

$$m = \sum_i m_i \quad (2.7)$$

Burada i. bileşenin kütle oranı, i. bileşenin kütlesiyle karışımda bulunan toplam kütlenin oranı şeklinde hesaplanır.

$$Y_i = \frac{m_i}{m} \quad (2.8)$$

Burada $\sum Y_i = 1$ 'dir.

2.3.2.5. Ortalama Molekül Kütlesi

Bir karışımın ortalama molekül kütlesi aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\bar{M} = \frac{m}{n} \quad (2.9)$$

Önceki bölümlerde eşitliklerin birleştirilmesiyle, mol ve kütle oranları arasında ilişkiyi açıklayan bir ifade elde edilir.

$$Y_i = \frac{M_i}{\bar{M}} X_i \quad (2.10)$$

2.3.2.6. Ekivalans oranı

Yanabilir bir karışımın etkinliğini belirlemenin sayısız yolları vardır. En yaygın yaklaşımlardan biri olan (yakıt/yakıcı madde) ekivalans oranıdır ve aşağıdaki gibi belirlenir.

$$\phi = \frac{X_{\text{yakıt}} / X_{\text{yakıcı madde}}}{\left(X_{\text{yakıt}} / X_{\text{yakıcı madde}} \right)_{\text{stokiyometrik}}} \quad (2.11)$$

Motor geliştirme şirketleri tarafından uygulanan ikinci en yaygın ölçüm Hava Fazlalık Katsayısı (λ)'dır. Bu büyüklük, üstteki eşitliğin çarpıma göre tersinden elde edilir.

$$\lambda = \phi^{-1} \quad (2.12)$$

Yanma bilimi ve motor gelişimi boyunca, şirketler sıklıkla kafa karışıklığına neden olan pek çok değişken önerdikleri not edilmelidir (CMCL, 2014).

2.3.2.7. EGR Oranı

EGR değeri, EGR kütlelerinin karışımda bulunan toplam kütleyle oranı şeklinde belirlenir.

$$EGR = \frac{m_{EGR}}{m_{EGR} + m_{Yakıt} + m_{Yakıcı Madde}} \quad (2.13)$$

2.3.2.8. Yoğunluk

Yoğunluk, bir gazın kütlesiyle hacmi arasındaki orandır. Her elementin yoğunluğu ve toplam yoğunluk ideal gaz yasasından hesaplanır.

$$\rho = \frac{pW_i}{R_0T} \quad (2.14)$$

$$\rho = \frac{p\bar{W}}{R_0T} \quad (2.15)$$

2.3.2.9. Özgül Isı

Özgül ısı, sistemlerin ısı transferinden kaynaklanan sıcaklıktaki değişiminin bir ölçüsüdür.

$$c = \frac{\delta q}{dT} \quad (2.16)$$

Bu değer transfer edilen ısının sabit basınçta veya sabit hacimde eklenip eklenmemesine bağlıdır (sırasıyla c_p ve c_v).

2.3.2.10. İç Enerji

İç enerji (u), sistemdeki kinetik ve potansiyel enerjilerin toplamıdır. İç enerji, bütün kimyasal bağlardaki enerjiyi içerir, fakat enerji bir bütün olarak sistemle bağlantılı değildir. u_i , sistemde i . bileşene karşılık gelen iç enerjisidir.

Termodinamiğin 1. yasası; bir sistemin iç enerjisindeki değişimin çevresiyle olan ısı alışverişi (δq), sistemin yaptığı iş (δw) ve sisteme eklenen parçacıklarla taşınan enerjilerin toplamına eşit olduğunu açıklar.

$$du = \delta q - \delta w + \sum_i \mu_i dn_i \quad (2.17)$$

Burada μ_i , i . bileşenin kimyasal potansiyeli ve n_i i . bileşenin mol sayısıdır. Kapalı bir sistem için son terim sıfırdır.

Sabit hacimde kapalı bir sistem için, sistem tarafından yapılan iş sıfırdır ve iç enerjideki değişim sisteme giren veya çıkan ısı miktarına eşittir. Bu durum, bu tür sistemlerin enerji içeriğinin belirlenmesi için kullanımda iç enerjiye kolaylık sağlar.

$$du_v = \delta q \quad (2.18)$$

Birim zamanda iç enerji değişimi $c_v dT$ ile aynıdır. Bu eşitlik, iç enerjinin sıcaklığa bağlı olarak değişimini açıklamak için kullanılabilir.

$$u_v = u_{298} + \int_{298}^{T'} c_v dT \quad (2.19)$$

Burada, u_{298} oda sıcaklığındaki gaz karışımının iç enerjisidir.

2.3.2.11. Entalpi

Entalpi (h), sistemin iç enerjisiyle hacimsel işinin toplamı yani sistemin toplam enerjisi olarak bir sistemin enerji içeriğini tanımlar.

$$h = u + PV \quad (2.20)$$

Bu tanımlamadan, kapalı bir sistemde entalpideki değişim aşağıdaki gibi açıklanabilir.

$$dh = du + VdP + PdV = \delta q - PdV + VdP + PdV = \delta q + VdP \quad (2.21)$$

Bu nedenle, sabit basınçta entalpideki değişim sistemden veya sisteme transfer edilen ısıya eşittir.

$$dh_p = \delta q \quad (2.22)$$

Birim zamanda entalpi değişimi $c_p dT$ ile aynı olduğu görülebilir. Bu eşitlik, entalpinin sıcaklığa bağlı olarak değişimini açıklamak için kullanılabilir.

$$h_p = h_{298} + \int_{298}^{T'} c_p dT \quad (2.23)$$

Burada, h_{298} oda sıcaklığındaki gaz karışımının oluşum entalpisidir.

2.3.2.12. Entropi

Entropi (s), iş yapmak için bir sistemin enerjisinin olmaması durumunun bir ölçüsüdür. Termodinamiğin ikinci yasası, sistemin ve çevrenin toplam entropisinin sadece artabileceği veya sabit kalacağını ifade eder. Bu yüzden, eğer sistemin entropisini arttırmak için enerji ısı olarak sisteme eklenirse, bu enerji iş yapmak için sistem tarafından asla kullanılamaz. Entropi aşağıdaki ifade ile belirlenir:

$$ds \geq \frac{\delta q}{T} \quad (2.24)$$

Burada eşitlik olması durumunda tersinir durum, eşitsizlik olması durumunda tersinmez durum söz konusudur. Tersinmezlikler sistemin entropisini artırıcı yönde etki yapar. Bu yüzden, entropi asla azalamaz.

Entropi, iç enerji ve entalpi formüllerinde olduğu gibi sıcaklıkla ilişkisini tanımlamak için özgül ısı kullanılarak benzer şekilde açıklanabilir.

$$s_p = s_{298} + \int_{298}^{T'} \frac{s_p}{T} dT \quad (2.25)$$

$$s_v = s_{298} + \int_{298}^{T'} \frac{s_v}{T} dT \quad (2.26)$$

Burada, s_{298} oda sıcaklığındaki gaz karışımının oluşum entropisidir.

2.3.2.13. NASA Polinomları

Durum fonksiyonlarını ve özgül ısıyı elde etmek için için sıcaklığa bağlı polinom fonksiyonları uygulanır. Polinom katsayıları kullanıcı girdileridir.

$$\frac{c_{p,i}}{R_0} = a_{1,i} + a_{2,i}T + a_{3,i}T^2 + a_{4,i}T^3 + a_{5,i}T^4 \quad (2.27)$$

$$\frac{h_i}{R_0T} = a_{1,i} + \frac{a_{2,i}}{2}T + \frac{a_{3,i}}{3}T^2 + \frac{a_{4,i}}{4}T^3 + \frac{a_{5,i}}{5}T^4 + \frac{a_{6,i}}{T} \quad (2.28)$$

$$\frac{s_i}{R_0} = a_{1,i} \ln T + a_{2,i}T + \frac{a_{3,i}}{2}T^2 + \frac{a_{4,i}}{3}T^3 + \frac{a_{5,i}}{4}T^4 + a_{7,i} \quad (2.29)$$

Bütün diğer termodinamik özellikler bu polinomlardan türetilebilir. Bu polinomlar genellikle belirli sıcaklık aralıklarında geçerlidirler (300-1000 K ve 1000-5000 K). Yukarıda verilen iki ardışık sıcaklık aralığında bu katsayılar yaygın olarak kullanılırlar (CMCL, 2014).

2.3.3. Yazılımda Çözümü Yapılan Ana Eşitlik ve Çözüm Aşamaları

Bu bölümde, motor çevriminin kapalı hacimde (Emme supabı kapanmasından egzoz supabı açılmasına kadar) uygulaması tanımlanmış ve türbülanslı karışma, ısı transferi, stoklanmış akış, yakıt püskürtme ve kimyasal mekanizma modüllerini bir araya toplayan bir eşitlik geliştirilmiştir.

SRM bir PDF taşıma yönteminden türetilmiştir (Pope, 1985). Model, PDF'nin motor silindiri boyunca aynı olduğunu öne süren istatistiksel homojenliği varsaymaktadır. Model, zamanın bir fonksiyonu olarak N_S kimyasal bileşenlerinin kütle oranlarının (Y_1, \dots, Y_{N_S}) ve sıcaklığın (T) ilerlemesini dikkate alarak hesaplamaktadır.

$N_S + 1$ rastgele skaler değişkenleri, PDF aracılığıyla sağlanan bir vektör $\psi = (\psi_1, \dots, \psi_{N_S}, \psi_{N_S+1}) = (Y_1, \dots, Y_{N_S}, T)$ içerisinde birleştirilir. PDF kullanılarak ortalama miktarlar hesaplanabilir:

$$\langle \psi_j(t) \rangle = \int \psi_j f(\psi; t) d\psi \quad (2.30)$$

Motor bağlamında, silindir içi yoğunluk bir motor çevrimi boyunca değişir. Bu yüzden, PDF yerine Kütle Yoğunluk Fonksiyonu (MDF) kullanmak daha uygun olur. MDF, PDF ile ilişkilidir ve aşağıdaki ifade ile belirtilir:

$$\mathcal{F}(\psi; t) = \rho(\psi) f(\psi; t) \quad (2.31)$$

Burada ρ kütleli yoğunluktur. SRM'de MDF'nin zamana göre değişimi aşağıda belirtilen PDF taşıma fonksiyonu tarafından tanımlanır:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \mathcal{F}(\psi; t) = & - \underbrace{\sum_{j=1}^{N_S+1} \frac{\partial}{\partial \psi_j} [G_j(\psi) \mathcal{F}(\psi; t)]}_{\text{kimyasal reaksiyon}} + \underbrace{\sum_{j=1}^{N_S+1} \frac{\partial}{\partial \psi_j} [A_j(\psi) \mathcal{F}(\psi; t)]}_{\text{türbülanslı karışma}} \\ & - \underbrace{\frac{1}{V} \frac{dV}{dt} \mathcal{F}(\psi; t)}_{\text{pistonun hareketi}} - \underbrace{\frac{\partial}{\partial \psi_{N_S+1}} [U(\psi_{N_S+1}) \mathcal{F}(\psi; t)]}_{\text{taşınım ile ısı transferi}} \\ & + \underbrace{\frac{\mathcal{F}_C(\psi; t)}{\tau_{crev}} - \frac{\mathcal{F}(\psi; t)}{\tau_{cyl}}}_{\text{stoklanmış akış (crevice flow)}} + \underbrace{\frac{\mathcal{F}_f(\psi; t)}{\tau_f}}_{\text{yakıt püskürtme}} \end{aligned} \quad (2.32)$$

Başlangıç şartı aşağıdaki gibi verilmiştir:

$$\mathcal{F}(\psi; 0) = \mathcal{F}_0(\psi) \quad (2.33)$$

(2.32) Eşitliğinin sağ tarafında; kimyasal reaksiyonlar, türbülanslı karışma, ısı transferi, piston hareketi, piston üstü boşluk bölgesindeki akış ve yakıt püskürtmeyi tanımlamaktadır.

2.3.3.1. Piston Üstü Boşluk Bölgesindeki Akış

Piston üstü boşluk (Demir, 2013) bölgesinde bulunan gazların ve yakıtın MDF'si sırasıyla F_C ve F_f şeklinde temsil edilir. Silindir içindeki gazın, piston üstü boşluk bölgesinde bulunan gazın ve yakıtın karakteristik kalma süreleri sırasıyla τ_{cyl} , τ_{crev} ve τ_f olarak ifade edilirler.

Piston üstü boşluk bölgesindeki basıncın silindirdeki basınca eşitlendiği varsayılır. Basınçlar, her zaman adımı boyunca piston üstü boşluk bölgesiyle silindir arasındaki kütle alışverişi aracılığıyla eşitlenir. İdeal gaz varsayılarak, piston üstü boşluktaki ve silindirdeki sıcaklık ve moleküler ağırlıktaki değişimler ihmal edilirse:

$$\Delta m = M_c \left(n_{c(i)} - n_{c(i-1)} \right) = \frac{P_{c(i)} - P_{c(i-1)}}{\frac{RT_c}{V_c M_c}} \quad (2.34)$$

Burada Δm , i zaman adımında silindir dolgusundan piston üstü boşluk bölgesine eklenen kütle alışveriştir. M , n , P , R , T ve V sembolleri; sırasıyla moleküler ağırlık, mol sayısı, basınç, ideal gaz sabiti, sıcaklık ve hacmi belirtir. Alt indis c ise piston üstü boşluğu belirtir. Boşluktaki en son basınçla silindir basıncı tekrar düzenlenip eşitlenirse:

$$P_{c(i)} = \Delta m \left(\frac{RT_c}{V_c M_c} \right) + P_{c(i-1)} = -\Delta m \left(\frac{RT_b}{V_b M_b} \right) + P_{b(i-1)} \quad (2.35)$$

Alt indis b , silindir gövdesini gösterir. Bu durumda (2.35) eşitliği şu şekle dönüşür:

$$\Delta m = \frac{P_{b(i-1)} - P_{c(i-1)}}{\frac{RT_b}{V_b M_b} + \frac{RT_c}{V_c M_c}} \quad (2.36)$$

Piston üstü boşlukta bulunan gazın homojen olduğu ve bu bölgedeki sıcaklığın simülasyon boyunca sabit tutulan duvar sıcaklığıyla aynı olduğu varsayılır. Kütle alışverişi hesaplandıktan sonra; parçacık ve piston üstü boşluk bölgesi içerisindeki bileşimler, basınç, sıcaklık ve kütle değerleri güncellenir. Kütle sadece piston üstü boşluğu ve mevcut stokastik parçacıkların bazıları arasında transfer edilir. Değiş tokuş yapan parçacıkların sayısı ve değişim yapan parçacıklar için arta kalan zaman, piston üstü boşluk zaman faktörü ve kütle

faktörü tarafından belirlenir. Kütle faktörü, herhangi bir zamanda piston üstü boşluk bölgesindeki kütleyle değiş tokuşu yapabilen toplam silindir kütesinin oranıdır. Değiş tokuş yapan parçacıklar, toplam kütle için gerekli kütleyle eşitlenmesine veya aşmasına kadar rastgele bir şekilde düzgün dağılımlı seçilirler. Yeni değiş tokuş yapmış parçacıklar piston üstü boşluk zaman faktörü ve karışma zamanı tarafından belirlenen bir zamandan sonra seçilirler (CMCL, 2014).

2.3.3.2. Piston Hareketi

Eşitlik (2.32)'in sol tarafındaki ikinci terim, piston hareketinin MDF üzerine etkisini belirtir. Krank mili açısı (KMA) açısından hacim $V(t)$ hesaplanırsa:

$$V(t) = V_c + \frac{\pi}{4} b^2 \left(l + a - a \cos \theta - \sqrt{l^2 - a^2 \cos^2 \theta} \right) \quad (2.37)$$

Burada V_c ölü hacim, b motor silindir çapı, l biyel kolu uzunluğu ve a krank mili yarıçapının "r" biyel kolu uzunluğuna "l" oranıdır.

2.3.3.3. Kimyasal Reaksiyonlar

Devam eden kimyasal reaksiyonlardan dolayı bileşimdeki ve sıcaklıktaki değişimler Eşitlik (2.32)'in sağ tarafındaki ilk terim tarafından temsil edilir. $G(\psi)$ fonksiyonu aşağıdaki eşitliklerle verilir:

$$G(\psi) = \frac{M_i \dot{\omega}_i}{\rho}, i = 1, \dots, N_s \quad (2.38)$$

$$G_{N_s+1}(\psi) = -\frac{1}{c_v \rho} \sum_{j=1}^{N_s} e_j M_j \dot{\omega}_j - \frac{p}{c_v m} \frac{dV}{dt} \quad (2.39)$$

Burada; M_i moleküler kütle, $\dot{\omega}_i$ üretim oranı ve e_i i . bileşenin özgül iç enerjisidir. Sabit hacimde özgül ısı, toplam kütle ve silindir hacmi sırasıyla c_v , m ve V şeklinde belirtilir.

2.3.3.4. Taşınımli Isı Transferi

Motorda silindir dolgusuyla silindir duvarları arasındaki ısı transferi yanma işlemini etkiler. Bu durum, daha sıcak dolguyu çevreleyen düşük sıcaklıklı sınır katmanını oluşturur. Sıcaklık katmanlaşması yanma safhalarına ayrılma ve sürecini değiştirir. Eşitlik (2.32)'deki taşınımli ısı transferi terimi sonlu farklar çözümü ile modellenir:

$$\frac{1}{h} \left[U(\psi_{N_s+1} + h) \mathcal{F}(\psi_1, \dots, \psi_{N_s}, \psi_{N_s+1} + h; t) - U(\psi_{N_s+1}) \mathcal{F}(\psi; t) \right], \quad (2.40)$$

Burada, h sıcaklık dalgalanmasının genliğini belirtir. Her parçacığın duvarlarla ısıyı transfer eden belirleyici bir işlem yerine, stokastik sıçrama işlemi kullanılır (Bhave vd., 2004a). Bu işlem, emisyonların ve yanma süresi tahminlerini iyileştiren homojen olmayan sıcaklık dağılımını üretir.

$$h^{(i)} = \left| \frac{T^{(i)} - T_D}{C_h} \right| \quad (2.41)$$

$h^{(i)}$ parametresi dalgalanmayı tetikler ve C_h eksponansiyel olarak dağılmış zaman adımı boyunca dalgalanmanın büyüklüğünü değiştiren modelde bir girdi parametresidir.

$U(T)$ fonksiyonu, her bir zaman adımı boyunca silindir içerisindeki dolgu ile silindir duvarları arasında transfer edilen ısı miktarını belirler ve modellenir:

$$U(T) = -\frac{C_{IT} h_g A}{c_v m} (T - T_D) \quad (2.42)$$

(2.42) eşitliğinde; h_g ısı transfer katsayısı, A mevcut olan ısı transfer alanı ve C_{IT} kullanıcı tanımlı bir ısı transfer çarpanıdır.

2.3.3.4.1. Stokastik Motor Modelinde Taşınımli Isı Transferi

Mevcut olan ısı transfer alanı (A) aşağıdaki yöntem kullanılarak hesaplanır.

$$A = A_{\text{silindir duvarı}} + A_{\text{silindir kafası}} + A_{\text{piston tablası}} \quad (2.43)$$

(2.43) eşitliğinde;

$$A_{piston\ tablası} = C_{piston\ tablası} \pi \frac{B^2}{2} \quad (2.44)$$

$$A_{silindir\ kafası} = C_{silindir\ kafası} \pi \frac{B^2}{2} \quad (2.45)$$

$$A_{silindir\ duvarı} = \pi B l \quad (2.46)$$

B piston çapı, l pistondan piston başına olan uzaklık ve $C_{piston\ tablası}$ ve $C_{silindir\ kafası}$ piston tablası, tek eğimli çatı gibi yapılardan dolayı yüzeydeki artışı açıklamak için kullanıcı tanımlı çarpanlardır.

Eşitlik (2.42)'de, T_D ortalama duvar sıcaklığıdır (Heywood, 1988). Gerçekte, model hiç geometrik bilgi taşımaz ve bu yüzden parçacıklar sadece tekil duvar sıcaklığıyla etkileşir. Bu nedenle, 0-boyutlu ve 1-boyutlu çözümlerle tutarlı olması için bütün silindir duvarları, piston yüzeyi ve silindir kafası için ortalama bir değer kullanılır. Bu üç duvar sıcaklık değerinin çevrim boyunca sabit kaldığı varsayılır. Ancak, silindir gömleği alanı çevrim boyunca değişir. Bu yüzden, ortalama değer (T_D) dolayısıyla değişecektir.

$$T_D = - \frac{T_{silindir\ duvarı} A_{silindir\ duvarı} + T_{silindir\ kafası} A_{silindir\ kafası} + T_{piston\ tablası} A_{piston\ tablası}}{A} \quad (2.47)$$

2.3.3.4.2. Woschni Isı Transfer Modeli

(2.42) eşitliğinde özetlenen Woschni bağıntısı (Woschni, 1967) ısı transfer katsayısını hesaplamak için uygulanır. Bu eşitlikte h_g aşağıdaki gibidir:

$$h_g = 3.26 B^{-0.2} p^{0.8} T^{-0.53} w^{0.8} \quad (2.48)$$

Bu eşitlikte; p , $V(t)$, T ve w sırasıyla silindir basıncı, anlık hacim, silindir içi sıcaklığı ve yerel gaz hızını belirtir.

2.3.3.5. Basınç Eşitleme

Kimyasal reaksiyonlar ve ısı transferinden dolayı, basınçtaki değişiklik her bir stokastik parçacıkta meydana gelmektedir. Basınç dalgalanmalarının dengelenmesinden dolayı, akışkan parçalarının genişlemesi ve sıkıştırması silindir içerisinde meydana gelecektir. Daha sıcak yanmış gazlar genişlediğinden ve daha soğuk yanmamış gazlar sıkıştırıldığından dolayı, bu durum özellikle buji ateşlemeli yanmada önemlidir (Gogan vd., 2004). “kinetics & srm engine suite” yazılımında, sanki-anlık basınç dengelenmesinin parçacıkların sabit entropide sıkıştırma ve genişlemesi boyunca meydana geldiği varsayılmaktadır.

Özgül ısılar oranı (γ), sabit entropili bir sıkıştırma veya genişlemeye maruz kalan bir ideal gazın basınç ve sıcaklık arasında ilişki kurmak için kullanılır:

$$p_1^{(i)} V_1^{(i)\gamma^{(i)}} = p_2^{(i)} V_2^{(i)\gamma^{(i)}} \quad (2.49)$$

Burada, $p^{(i)}$ ve $V^{(i)}$ sırasıyla i . parçacığın basınç ve hacmini belirtir. Her parçacığın bileşimi ve sıcaklığı, her bir parçacığın γ değerini hesaplamak için kullanılır. 1 ve 2 alt indisleri dengeden önce ve sonraki değerleri belirtir. Bütün parçacıklar dengeden sonra aynı basınca sahip olduğundan dolayı p_2 üzerinde hiç parçacık belirtisi yoktur. Parçacık hacimlerinin toplamı toplam silindir hacmine (V) eşit olması gerektiğinden dolayı, Eşitlik (2.49) kullanılırsa:

$$V = \sum_{i=1}^{N_{par}} V_1^{(i)} \left(\frac{p_1^{(i)}}{p_2} \right)^{\frac{1}{\gamma^{(i)}}} \quad (2.50)$$

(2.50) eşitliğinde sadece p_2 bilinmeyendir. Dengelenmiş basınç Newton yöntemi kullanılarak Eşitlik (2.50)'den hesaplanır (Press vd., 2002). Parçacık sıcaklığı $T^{(i)}$ sonrasında güncellenirse:

$$T_2^{(i)} = T_1^{(i)} \left(\frac{p_1^{(i)}}{p_2} \right)^{\frac{1}{\gamma^{(i)}-1}} \quad (2.51)$$

elde edilir.

2.3.3.6. Türbülanslı Karışma

Türbülanslı karışmanın etkisi bir “karışma modeli” uygulanarak benzetilir. Türbülanslı karışma daha homojen karışımlara neden olan katmanlaşmayı azaltır. Aslında, karışma modeli simülasyonun tamamında PDF yapısının değişimi üzerinde bir etki uygular.

Karışma modelleri, türbülanslı karışma zamanı (τ_m) açısından belirlenen skaler bir karışma oranı aracılığıyla parametrelerle ifade edilir.

$$\frac{1}{\tau_m} = \frac{C_\phi}{2\tau} \quad (2.52)$$

Burada τ türbülanslı zaman ölçeğidir ve C_ϕ mekanik ve skaler zaman ölçeklerinin oranıdır. C_ϕ 'nin değeri kullanıcı tanımlı girdi olarak belirtilmelidir.

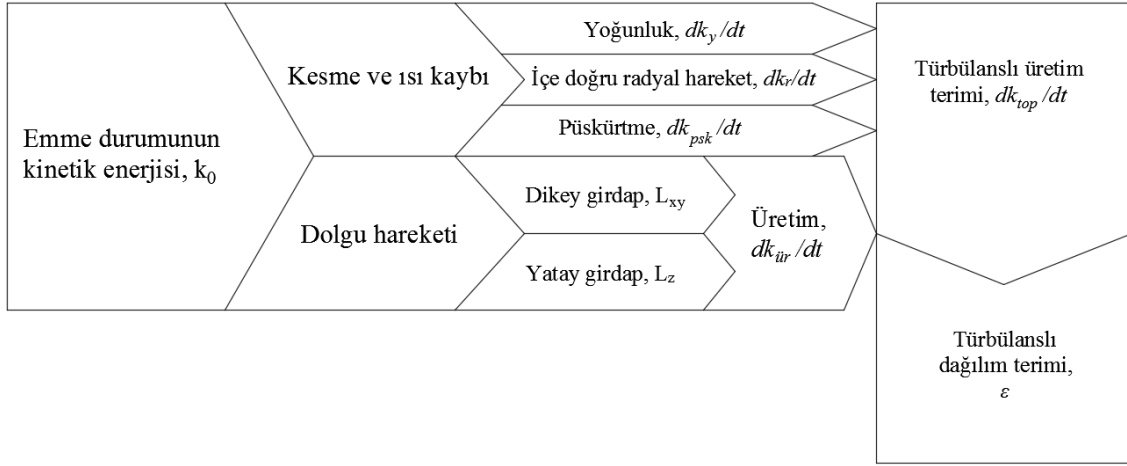
$$C_\phi = \begin{cases} C_{\phi^{inj}} & \text{püskürtme olayları boyunca} \\ C_{\phi^{std}} & \text{aksi durumlarda.} \end{cases} \quad (2.53)$$

Stokastik ve CFD temelli motorların simülasyonları için 0.1-15 aralığındaki değerler kendine özgüdür (Bianchi vd., 2001). Türbülans zaman ölçeği için modeller aşağıda tanımlanmıştır.

- I. Kullanıcı tanımlı türbülanslı zaman ölçeği (sabit değer veya profil).
- II. Deneysel k- ϵ türbülanslı zaman ölçeği modeli (sadece içten yanmalı motor uygulamalarında).
- III. Ayrıntılı k- ϵ türbülanslı zaman ölçeği modeli (sadece içten yanmalı motor uygulamalarında).

Simülasyon işlemi sırasında, ayrıntılı k - ϵ türbülanslı zaman ölçeği modeli kullanıldığı için sadece bu model ile ilgili çözüm algoritması açıklanmıştır. Bu model dikey ve yatay girdaplar gibi önemli çalkantı üretme etkileri dahil türbülanslı kinetik enerjisinin değişiminin simülasyonunu yapmaktadır.

Modelde türbülans kinetik enerjinin üretiminden sorumlu olan süreçler Şekil 2.2’de gösterilmiştir. Türbülans üretim terimi bu süreçlerin birleşik etkisini tanımlamaktadır. Türbülanslı dağılma oranı (ϵ) türbülanslı kinetik enerjinin viskoz dağılıma oranı olarak tanımlanır.



Şekil 2.2. Sanki boyutlu k - ε modeli

Türbülanslı zaman ölçeği τ şu şekilde hesaplanır:

$$\tau = \frac{k}{\varepsilon} \quad (2.54)$$

Türbülans kinetik enerjisi (k) ve dağılım oranının (ε) zamana bağlı değerleri aşağıdaki 1-boyutlu adi diferansiyel denklem çözülerek tahmin edilir.

$$\frac{dk}{dt} = \frac{dk_{psk}}{dt} + \frac{dk_y}{dt} + \frac{dk_r}{dt} + \frac{dk_{ür}}{dt} - \varepsilon \quad (2.55)$$

Eşitlik (2.55)'in sağ tarafındaki terimler aşağıda belirtilmiştir:

- Püskürtmenin etkisi: Püskürtülen karışımın silindir içerisine girdikçe oluşan sürüklenme akımlarından dolayı türbülans doğrudan püskürtme olayları boyunca üretilir.

$$\frac{dk_{psk}}{dt} = C_{psk} \frac{v_{psk}^2}{m_{sil}} \frac{dm_{psk}}{dt} \quad (2.56)$$

Burada kütle, m_{sil} toplam kütesini içeren silindir içerisinde v_{psk} hızıyla dm_{psk}/dt oranında püskürtülür. C_{psk} terimi kullanıcı tanımlı bir ölçekleme parametresidir.

- Yoğunluk değişiminin etkisi: Türbülanslı kinetik enerji sıkıştırma ve genişleme süreçleri boyunca silindir dolgusunun çarpıtılması aracılığıyla neden olan yoğunluk değişimleriyle birleştirilir.

$$\frac{dk_y}{dt} = C_y \frac{2}{3} \frac{k}{\rho} \frac{d\rho}{dt} \quad (2.57)$$

Burada ρ silindir dolgusunun yoğunluğudur. C_y terimi kullanıcı tanımlı bir ölçekleme parametresidir.

- Radyal olarak içeriye doğru gaz akışını sağlayan boşluğun etkisi: Piston ve silindir kafası arasındaki küçük ölü hacimden dolayı, piston kafası üzerindeki radyal olarak içeriye doğru gaz akışını sağlayan bölge ÜÖN'ya yakınken aniden azalır. Sonuçlanan kayma akışları silindirde ek türbülans üretir.

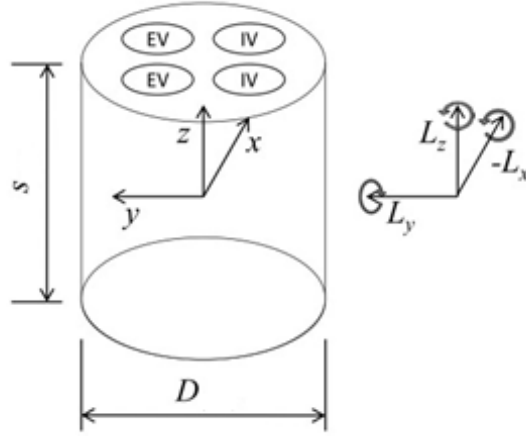
$$\frac{dk_r}{dt} = C_r \frac{v_r^2}{V_{sil}} \frac{dv_r}{dt} \quad (2.58)$$

Burada akışkan radyal hız (v_r) ile dV_r/dt oranında radyal olarak içeriye doğru gaz akışını sağlayan boşluk bölgesine sürülür ve V_{sil} anlık silindir hacmidir. C_r terimi kullanıcı tanımlı bir ölçekleme parametresidir.

- Dikey ve yatay girdapların etkisi: Türbülans, dolgunun dikey ve yatay girdapların hareketi aracılığıyla üretilir. Kartezyen koordinatlarda

$$\frac{dk_{ür}}{dt} = -\frac{1}{m_{sil}} \left(\frac{dE_{xy}}{dt} + \frac{dE_z}{dt} \right) \quad (2.59)$$

Burada E_{xy} (yatay girdap) ve E_z (dikey girdap) Şekil 2.3'te varsayılan geometriye dayanan silindir dolgusunun dönel enerjisini tanımlar.



Şekil 2.3 Basitleştirilmiş silindir geometrisi (Emme supabı IV, Egzoz supabı EV)

Silindir dolgusunun dönel enerjisi şu şekilde yazılabilir.

$$E_{xy} = \frac{1}{2} \frac{L_{xy}^2}{m_{\text{sil}} J_{xy}} \quad \text{ve} \quad E_z = \frac{1}{2} \frac{L_z^2}{m_{\text{sil}} J_z} \quad (2.60)$$

Öyle ki tanımlanmış bir silindir konumunda dikey ve yatay girdap hareketinden dolayı dönel enerjideki değişim (piston hareketinin etkisi ihmal edilerek)

$$\frac{dE_{xy}}{dt} = 2 \frac{E_{xy}}{L_{xy}} \frac{dL_{xy}}{dt} \quad \text{ve} \quad \frac{dE_z}{dt} = 2 \frac{E_z}{L_z} \frac{dL_z}{dt} \quad (2.61)$$

Burada L dolgunun açısal momentumudur.

$$L_{xy} = m_{\text{sil}} j_{xy} \omega_{xy} \quad \text{ve} \quad L_z = m_{\text{sil}} j_z \omega_z \quad (2.62)$$

ω dolgunun açısal hızıdır ve j silindir içerisindeki akışkanın birim kütlesi (m_{sil}) başına düşen atalet momentidir. Dikey girdap hareketinde olan gazın atalet momenti şu şekilde verilmiştir:

$$j_{xy} = \frac{1}{4} \left[\left(\frac{D}{2} \right)^2 + \frac{s^2}{3} \right] \quad (2.63)$$

Burada D silindir çapı, s pistonun konumudur ve

$$s = \frac{4V_{sil}}{\pi D^2} \quad (2.64)$$

V_{sil} anlık silindir hacmidir. Yatay girdap hareketinin girdap deformasyonu oluşturmadığından dolayı yatay girdap yapan gazın atalet momenti silindirin konumundan bağımsızdır.

$$j_z = \frac{1}{2} \left(\frac{D}{2} \right)^2 \quad (2.65)$$

Eşitlik (2.61)'e yakın olmak için gerekli olan açılma momentum için eşitlikler aşağıdaki gibi modellenir.

$$\begin{aligned} \frac{dL_{xy}}{dt} &= C_{ür} L_{xy} \psi_{xy} s \sqrt{k} \\ \frac{dL_z}{dt} &= C_{ür} L_z \psi_z s \sqrt{k} \end{aligned} \quad (2.66)$$

Burada $C_{ür}$ kullanıcı tanımlı ölçekleme parametresidir ve ψ_{xy} ve ψ_z piston konumu tarafından parametrelerle ifade edilen azalma fonksiyonlarıdır.

- Viskoz dağılımının etkisi: Moleküler uzunluk ölçeklerinde türbülanslı kinetik enerjinin viskoz dağılımı şu şekilde modellenir:

$$\varepsilon = \frac{k^{\frac{3}{2}}}{\Lambda} \quad (2.67)$$

Burada Λ bütünleyici uzunluk ölçeğidir.

$$\Lambda = V_{sil}^{\frac{1}{3}} \quad (2.68)$$

ve V_{sil} anlık silindir hacmidir.

Detaylı k - ε modeli k , ε , L_{xy} ve L_z 'nin zamana bağlı değerler için çözüm yapar. Zamana bağlı yatay ve dikey girdap oranları aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\text{dikey girdap oranı} = \frac{\omega_{xy}}{2\pi n / 60} \quad \text{ve yatay girdap oranı} = \frac{\omega_z}{2\pi n / 60} \quad (2.69)$$

Burada n , dev/dak cinsinden motor devir sayısı ve açısal hızlar (ω_{xy} ve ω_z) eşitlikler (2.62) - (2.65) kullanılarak hesaplanır.

Detaylı k - ε modeli için sınır şartları şunlardır:

Emme Supabı Kapanmasında yatay ve dikey girdap oranları: Başlangıç yatay girdap ve dikey girdap oranları için kullanıcı tanımlı değerler IVC'de L_{xy} ve L_z değerlerini hesaplamak için gereklidir.

Emme Supabı Kapanmasında türbülanslı kinetik enerji: Başlangıç türbülanslı kinetik enerji (k_0) silindirdeki toplam kütle ve emme supap kapanmasının zamanlamasının bir fonksiyonu olarak IVC'de hesaplanır. k_0 'ın değeri C_{k0} ölçekleme parametresi kullanılarak ayarlanabilir.

Aşağıdaki model parametreleri ayrıca gereklidir:

Radyal olarak içeriye doğru dönen gazın hacimsel oranı: Kullanıcı tanımlı bu değer silindirde radyal olarak içeriye doğru dönen gaz bölgesinin hacimsel oranı için gereklidir.

Ölçekleme faktörleri: Kullanıcı tanımlı değerler IVC ölçekleme faktöründeki türbülanslı kinetik enerji (C_{k0}) ve C_{psk} , C_y , C_r ve $C_{ür}$ ölçekleme faktörleri için gereklidir.

En uygun performansa erişmek için, detaylı k - ε modeli kullanılan simülasyonların emme supabının kapandığı krank açısında başlatılması önerilmektedir.

Bu yazılımda tanımlanan türbülanslı karışma modelleri; IEM, Curl (Birleşme-Dağılma), Yerellik ve Hibrit karışma modelleridir. Simülasyon işlemi sırasında, hibrit türbülanslı karışma modeli seçildiğinden dolayı sadece bu model ile ilgili bilgiler verilmiştir. Hibrit karışma modeli (HMM) ilk püskürtme olayından önce birleşme-dağılma (Curl) karışma modelini sonrasında yerellik karışma modelini uygular. Bu karışma modeli, simülasyonun türbülanslı karışmada duyarlı olması beklenen LMM modelinin faydalarıyla Curl modelinin hesaplama verimini birleştirmektedir.

2.3.3.7. Sayısal Çözüm

(2.32) eşitliği Monte Carlo stokastik parçacık yöntemi kullanılarak çözümlenir. N_{par} tane stokastik parçacıktan oluşan grup PDF'nin istatistiki bir temsilini oluşturur.

$$f(\psi; t) \approx \frac{1}{N_{par}} \sum_{i=1}^{N_{par}} \delta(\psi - \psi^{(i)}(t)) \quad (2.70)$$

Bu eşitlikte alt indisler stokastik parçacıkları ifade eder. (2.30) ve (2.70) eşitlikleri ortalama miktarların yaklaşımını vermek için birleştirilir:

$$\langle \psi_j(t) \rangle \approx \frac{1}{N_{par}} \sum_{i=1}^{N_{par}} \psi_j^{(i)}(t) \quad (2.71)$$

(2.32) eşitliğini çözmek için, her bir terimi ayrı bir şekilde işleyebilmek için işlemci ayırma döngüsü gerçekleştirilir (Pope, 1985; Strang, 1968). İşlemci ayırma döngüsü aşağıdaki gibi tanımlanır:

1. “t=0, Δt ve KMA=Emme supabı açılması (EVO)” başlangıç koşullarıyla başlatılır. Parçacık topluluğunun sıcaklık, bileşim, kütle, hacim ve basıncı belirlenir.
2. “t→ t+Δt” durumuna ilerle. Eğer KMA ≥ Egzoz Supabı Kapanması (EVC) veya t ≥ t_{durma} ise, sonrasında EGR ve durma zamanını girdi olarak ayrıntılı egzoz bileşimine kaydet.
3. Piston hareketinden dolayı hacim değişimini gerçekleştir.
4. Kuru ve boşluk hacimleri arasında gaz değiş tokuşunu gerçekleştir.
5. Türbülanslı karışma ayırma adımının ilk kısmını gerçekleştir.
6. Stokastik ısı transfer ayırma adımını gerçekleştir.
7. Basınç dengeleme adımını gerçekleştir.
8. Kimyasal yapı adımını gerçekleştir.
9. Basınç dengeleme adımını gerçekleştir.
10. Türbülanslı karışma ayırma adımının ikinci kısmını gerçekleştir.
11. Doğrudan püskürtme ayırma adımını gerçekleştir.
12. (2) adımına geri git.

2.3.3.8. Motor Performansı

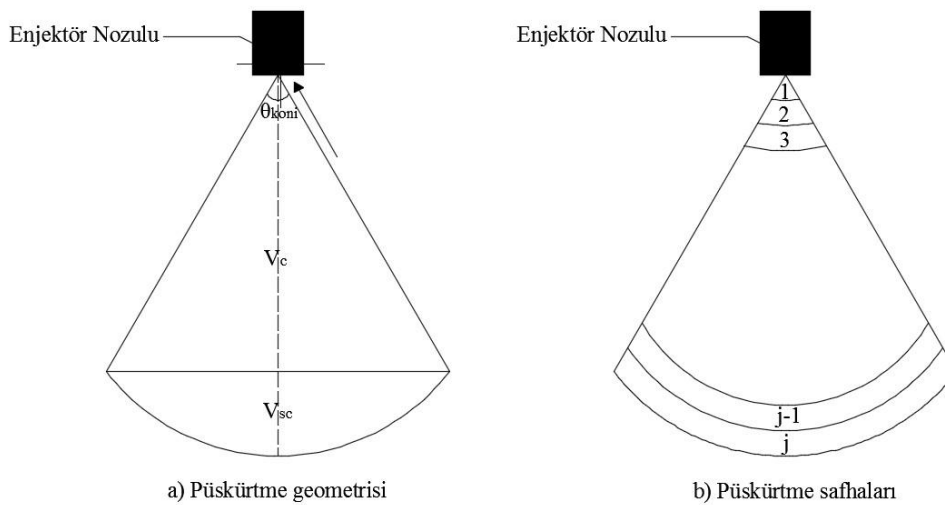
Bu bölümdeki hesaplamalar motor teknolojileri için standart tanımlamaları içerir (Heywood, 1988). Simülasyon sadece kapalı bir sistemi (yani emme supabı egzoz supabı açılmasına kadar kapatılması) temsil etmesi durumunda, çevrimin açık kısımları sırasıyla

emme manifold basıncı (P_{mem}) ve egzoz manifold basıncı (P_{meg}) ile aynı olduğu varsayılmaktadır.

2.3.3.9. Doğrudan Püskürtme

Simülasyon işlemi sırasında, fiziksel doğrudan püskürtme modeli kullanıldığı için sadece bu model ile ilgili çözüm algoritması açıklanmıştır. Fiziksel doğrudan püskürtme modelde ön tanımlı parametreler; damlacık çapı, püskürtme hızı, konik açı, efektif buharlaşma oranı, püskürtülen sıvının sıcaklığı ve buharlaşma gizli ısısıdır. Püskürtme aracılığıyla üretilen sprey damlacıkların çapı püskürtüldükleri zamana ve konumlarına göre değişir. Sauter ortalama çapı (SMD), buharlaşma oranını belirleyen sıvı damlacıkların yüzey alanını hesaplamak için kullanılır. SMD aynı yüzey/hacim oranına sahip olan küresel bir damlacığın çapı olarak belirlenir (Heywood, 1988).

Püskürtme modeli; nüfuziyet, püskürtme ve buharlaşma alt modellerini içerir. Sıvı yakıt tarafından nüfuz edilen silindirin hacimsel oranı silindir hacminden sprey hacmi çıkartılarak hesaplanır. Şekil 2.4(a), aşağıdaki eşitliklerde kullanılan uzunluklar için sembolleri ve yakıt demeti geometrisini göstermektedir. Yakıt demetinin şekli, parçacık topluluğu boyunca yakıt dağılımını sırayla etkileyecek olan nüfuz edilmiş hacmi etkiler. Yakıt demetinin hacmi (V_s), koni hacmi (V_c) ve küresel başlık hacminin (V_{sc}) toplanmasıyla hesaplanır:



Şekil 2.4. Yakıt nüfuz geometrisi ve nüfuz aşamaları

$$V_C = \frac{\pi}{3} r^2 h = \frac{\pi}{3} (s^2 h - h^3) \quad (2.72)$$

$$V_{SC} = \frac{\pi a}{6} (3r^2 + a^2) = \frac{\pi}{6} (4s^3 - 6s^2 h + 2h^3) \quad (2.73)$$

Sprey hacmi, koni açısının (θ_{koni}), püskürtme hızının (v_{psk}) ve püskürtme zamanından beri geçen sürenin ($\Delta t_{PBaş}$) bir fonksiyonu olarak açıklanabilir.

$$V_S = \frac{2\pi}{3} (s^3 - s^2 h) = \frac{2\pi}{3} (v_{psk} \Delta t_{PBaş})^3 \left(1 - \cos\left(\frac{\theta_{koni}}{2}\right) \right) \quad (2.74)$$

Nüfuziyet sağlanmış gerçek hacim nüfuz eden parçacıkların hacimleri toplamıdır. Eğer bu gerekli değerden daha azsa, hesaplanan nüfuz edilmiş hacme ulaşana veya aşana kadar yeni parçacıklar seçilir. Aynı zaman adımı boyunca nüfuz eden parçacıklar aynı nüfuz aşamasına (j) bağlı olur. En eski aşamadan ($j=1$) en yeni aşamaya doğru her bir aşamanın yakıt akışı Şekil 2.4(b)'de gösterilmektedir. Her aşamadan yenisine doğru transfer edilen sıvı yakıt miktarı (Δm_s) şu şekilde verilir:

$$\Delta m_s = m_{st} \frac{\Delta t}{t_{PBit} - t_{PBaş}} \quad (2.75)$$

(2.75) eşitliğinde m_{st} püskürtülen yakıtın toplam kütesidir ve $t_{PBaş}$ ve t_{PBit} sırasıyla püskürtme başlangıç ve bitiş zamanlamalarıdır. Eğer bu değer bir aşamadaki sıvının toplam kütesinden daha büyükse, sonrasında bulunduğu aşamadaki sıvının toplam kütesine karşılık olarak transfer edilir.

Her bir parçacığın ($j-1$)'inci aşamadan j 'inci aşamaya geçtiği sıvı damlacıklarının sayısı (N_{j-1}) şu şekilde verilir:

$$N_{j-1} = \frac{6\Delta m_s}{\pi \rho_s D_{j-1}^3 N_{parj}} \quad (2.76)$$

Bu eşitlikte D_{j-1} , ($j-1$)'inci aşamada ortalama damlacık SMD'dir ve N_{parj} j 'inci aşamadaki parçacıkların sayısını belirtir. Bir parçacıkta sıvı damlacıkların sayısı ($N^{(i)}$) şu şekilde hesaplanır:

$$N^{(i)} = \frac{6m_s^{(i)}}{\pi\rho_s (D^{(i)})^3} \quad (2.77)$$

Her parçacıkta SMD j 'inci seviyede güncellenir:

$$D_{jYeni}^{(i)} = \frac{N_{j-1}D_{j-1}^3 + N_j^{(i)}(D_j^{(i)})^3}{N_{j-1}D_{j-1}^2 + N_j^{(i)}(D_j^{(i)})^2} \quad (2.78)$$

Bu eşitlikte $N_j^{(i)}$ damlacıkların sayısıdır ve $D_j^{(i)}$ j 'inci nüfuz etme aşamasının i 'inci parçacığındaki SMD'dır.

Sonradan buharlaşma meydana gelir ve parçacık bileşimleri, sıcaklıkları, sıvı kütleleri ve SMD'ler güncellenir. Buharlaşmadan sonra yeni sıvı kütlesi ($m_{sYeni}^{(i)}$) aşağıdaki gibi verilir:

$$m_{sYeni}^{(i)} = m_s^{(i)} \exp\left(-\frac{3\lambda_{ef}\Delta t}{2(D^{(i)})^2}\right) \quad (2.79)$$

Bu eşitlikte λ_{ef} efektif buharlaşma oranıdır.

Yeni SMD ($D_{Yeni}^{(i)}$) şu şekilde belirlenir:

$$D_{Yeni}^{(i)} = \sqrt{(D^{(i)})^2 - \lambda_{ef}\Delta t}. \quad (2.80)$$

Püskürtme alt programı, püskürtmenin sonunda sonlanır, fakat nüfuz etme ve buharlaşma alt programları sıvı yakıtın tümünün buharlaşana kadar devam eder (CMCL, 2014). Püskürtme boyunca karışma zamanı, belirli bir KMA sonrasında meydana gelen türbülansı açıklamak için azaltılmalıdır.

2.3.3.10. Damlacık Modeli

Kullanıcılar bir SMD uygulayabilir veya enjektör deliğinin çıkışında damlacık boyutunu tahmin etmek için bir bağıntı uygulayabilir (Wang vd., 2010).

$$SMD(D) = Av^B \sigma^C \rho_f^D \rho_a^E \Delta P^F \quad (2.81)$$

Bu eşitlikte ν ve σ viskozite ve yüzey gerilmesidir. ΔP püskürtme basıncı ile çevresel basınç arasındaki farktır. A'dan F'ye kadar olan parametreler deneysel gözlemlerle türetilir ve eğer gerekiyorsa kullanıcılar tarafından doğrudan girilebilir.

2.3.3.11. Gaz Fazı Emisyonları Modeli

Simülasyonda kullanılan kimyasal bileşenler, bu bileşenlerin bağlantılı olduğu termokimyasal veri ve reaksiyon oranları kabul edilmiş kimyasal kinetik mekanizması veya yakıt modeli aracılığıyla belirlenir. Her bir kimyasal bileşenin oluşumu genel bir kütle oranı, molar ve mol oranı bileşimi için her bir zaman adımında işlenir. Buna ek olarak, eğer mevcutsa sınırlı sayıda önemli kimyasal bileşenler için (NO_x , CO, yanmamış hidrokarbonlar yani μHCs , CO, OH, O_2 , HO_2 ve is), kütle oranı parçacık başına düşen bir çıktı olur.

Modern yakıt yanma işlemi ve egzoz emisyonlarının oluşum modelleri fiziksel temele dayanmaktadır ve kurulan modelin analiz sonuçlarının deneysel olarak elde edilen verilere yakın olması gerekmektedir. Eğer model deneysel veriye yakın değilse, kimyasal kinetik mekanizması değiştirilerek deneysel verilere mümkün olduğunca yaklaşılması sağlanmalıdır. Ancak, basit bir çözüm elde etmek için bu durum karmaşık olabilir, en son elde edilen egzoz gaz emisyonunun deneysel egzoz emisyonu değerine eşit olması için doğrusal bir parametre (emisyon çarpanı) kullanılarak elde edilebilir.

2.3.3.11.1. Azot Oksit Emisyonları

Azot oksit (NO_x) emisyonlarının simülasyonunu yapmak için, kabul edilmiş kimyasal kinetik mekanizmasının azot oksit emisyonu oluşumu için kimyasal yapısının yeterince doğru bir tanımlamasının yapılması ve NO ve NO_2 olarak adlandırılan kimyasal bileşenleri içermesi gereklidir.

NO_x emisyonları aşağıdaki ifadeye göre elde edilir:

$$X_{\text{NO}_x} = X_{\text{NO}} + X_{\text{NO}_2} \quad (2.82)$$

Bu değer, çevrim için milyonda bir (ppm) de bir egzoz gazı emisyonu olarak çıkar.

$$\text{NO}_x [\text{ppm}] = 1 \times 10^6 \cdot X_{\text{NO}_x} \quad (2.83)$$

2.3.3.11.2. Yanmamış Hidrokarbon Emisyonları

Yanmamış hidrokarbon (μ HCs) emisyonlarının simülasyonunu yapmak için, benimsenmiş kimyasal kinetik mekanizmasının yanmamış hidrokarbon emisyonu oluşumu için kimyasal yapının yeterince doğru tanımlanması ve hidrojen ve karbon atomlarını içeren kimyasal bileşenleri içermesi gereklidir.

Yanmamış hidrokarbon emisyonları, hidrojen ve karbon atomlarını içeren bütün kimyasal bileşenlerin mol oranları toplanarak elde edilir.

$$X_{\mu HC} = \sum_i X_{HC,i} \quad (2.84)$$

Sonrasında “ppm” birimine dönüştürülür.

$$\mu HC_s[\text{ppm}] = 1 \times 10^6 \cdot X_{\mu HC_s} \quad (2.85)$$

Yukarıdaki yöntem bir simülasyonda uyumlu olan yanmamış hidrokarbon emisyonları hakkında bilgi sahibi olmak için idealleştirilmiş bir yöntemi temsil eder. Ancak, deneysel ölçümler simülasyon verilerine karşılık gelen yöntem ve araçlar tarafından sınırlanmaktadır. Örneğin, μ HC emisyonlarının ölçümleri için klasik ölçü aleti bileşimdeki karbon atomlarının sayısını sayan Alev İyonlaştırma Bulucusu (FID)'dir (Heywood, 1988). Bu alet tarafından belirlenen karbon atomları hidrojen atomlarıyla bağlanır ve hidrokarbonları oluşturur, ancak bu varsayım hidrojen atomlarına karşılık gelen karbon atomu sayısının tahmin edilmesi anlamına gelmektedir. Aşağıdaki iki ana eksiklik, hidrokarbonların saf propan (C_3H_8) olarak varsayım yapılmasına neden olmuştur.

1. FID boyunca geçen bütün karbon atomları belirlenemez. Örneğin; oksijen atomlarıyla bağlantılı olan karbon atomları özellikle oksijen ve karbon atomları karbonil grubu ($C=O$) oluşturduğu zaman kolaylıkla belirlenemez.
2. Oksijenlenmiş karbon atomları FID tarafından belirlenmiş olsa bile, oksijenlenmiş karbon grubunun gerçek molar kütlesi 28 kg/kmol iken, saf propan varsayımı yapıldığında 41 kg/kmol'lük molar kütleyle sahiptir.

Yukarıdaki eksiklikleri gidermek ve simüle edilen ve ölçülen μ HCs arasındaki farkı görmek için saf propana dayanan (μ HC3) yanmamış hidrokarbonlar için bir referans değer aşağıda tanımlanmıştır:

$$X_{uHC3} = \frac{\sum_i X_{HC,i} Z_i}{Z_{C_3H_8}} \quad (2.86)$$

$$uHC3[\text{ppm}] = 1 \times 10^6 \cdot X_{uHC3} \quad (2.87)$$

Burada Z kimyasal bileşenler için karbon atomlarının sayısını temsil etmektedir.

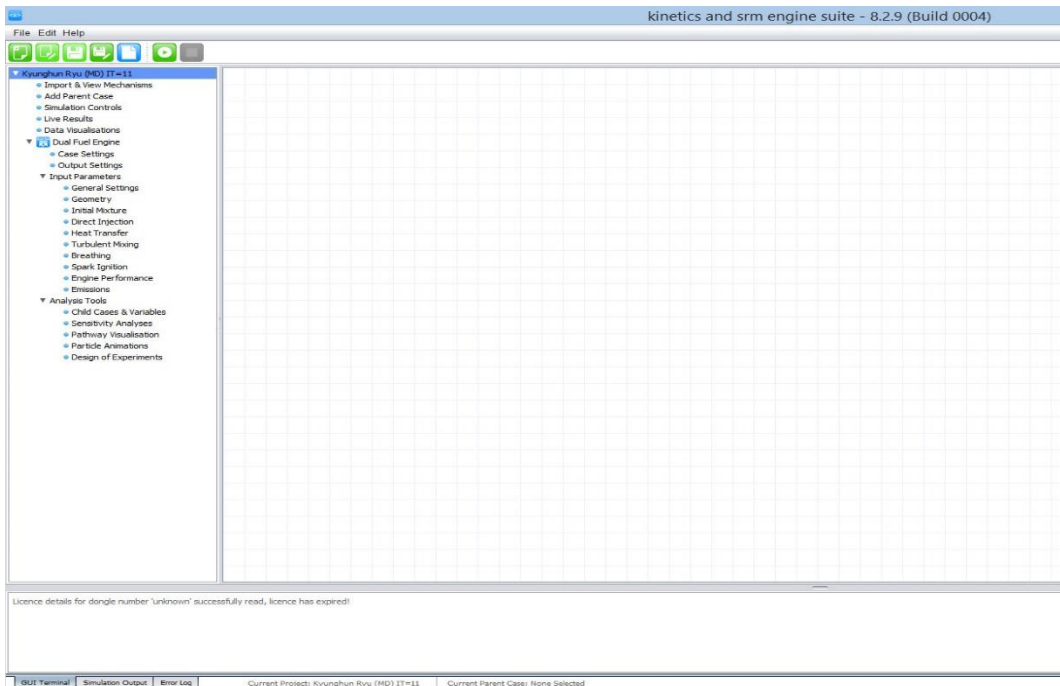
2.3.3.11.3. Diğer Gaz Emisyonları

Çevrim için CO dahil diğer bileşenlerin mol sayısının bazıları (X_i) aşağıdaki eşitliğe göre milyonda bir (ppm) cinsinden çıktı aşağıda gösterilmiştir.

$$Emisyon_i[\text{ppm}] = 1 \times 10^6 \cdot X_i \quad (2.88)$$

2.4. Simülasyon Model Parametreleri

Sayısal olarak ‘kinetics & srm engine suite’ yazılımı ile analizi yapılacak olan piston silindir modeli için tanımlanması gereken parametreler bulunmaktadır. Programın ara yüzü aşağıdaki gibidir.



Şekil 2.5. ‘kinetics & srm engine suite’ yazılımı ekran görüntüsü

Yazılımın girdi parametreleri aşağıda sırasıyla incelenmiştir:

Genel ayarlar (General Settings): Bu kısımda genel ayarlar (simülasyonun başlangıç ve bitiş zamanları, zaman adımı ve çevrim sayısı), stokastik model parametreleri (stokastik parçacık sayısı, parçacık ağırlıklandırma ve ağırlıklandırma faktörü) ve kimyasal çözücü ayarları (kimyasal çözücü tipi, göreceli tolerans, kesin tolerans ve mevcut aktif çözümlenme periyodu) tanımlanmaktadır. Sunulan tez çalışması için kullanılan değerler Tablo 2.1’de verilmiştir.

Tablo 2.1. Genel ayar parametreleri

Genel ayarlar	
Simülasyonun başlangıcı	ÜÖN ₀ -224°KMA
Simülasyonun bitışı	ÜÖN ₀ 136°KMA
Zaman adımı	1°KMA
Çevrim sayısı	1
Stokastik model parametreleri	
Parçacıkların sayısı	25, 50, 75, 100, 125, 150, 175, 200
Parçacıkların ağırlıklandırması	İkinci dereceden
Ağırlıklandırma faktörü	15.0
Çözücü ayarları	
Kimyasal çözücü	Solver-1 (Bileşen sayısı 200’den küçük için)
Göreceli tolerans	1.0e-3 (Çözücü-1’e göre varsayılan değer)
Kesin tolerans	1.0e-11 (Çözücü-1’e göre varsayılan değer)
Aktif çözücü periyodu	Kapalı

Geometri (Geometry): Bu kısımda motor ayarları (motor devir sayısı, silindir sayısı ve strok sayısı), geometrik ayarlar (çap, strok uzunluğu, biyel kolu uzunluğu, eksen kaçıklık ayarı ve sıkıştırma oranı) ve piston üstü boşluk ve segman aralığı ayarları (piston üstü boşluk hacmi, piston üstü boşluk zaman faktörü, piston üstü boşluk kütle faktörü ve segman boşluğu) tanımlanır. Sunulan tez çalışması için kullanılan değerler Tablo 2.2’de verilmiştir.

Tablo 2.2. Geometri, piston üstü boşluk ve segman boşluğu parametreleri

Motor ayarları	
Motor devir sayısı	1800 dev/dak
Silindir sayısı	1
Strok (zaman) sayısı	Dört zamanlı
Geometrik ayarlar	
Çap	95 mm
Strok uzunluğu	95 mm
Biyel kolu uzunluğu	166.25 mm
Eksen kaçıklığı uzunluğu	0.0
Sıkıştırma oranı	18:1
Piston üstü boşluk ve segman aralığı ayarları	
Piston üstü boşluk hacmi (%)	0.514438339
Piston üstü boşluk zaman faktörü	0.03
Piston üstü boşluk kütle faktörü	0.05
Segman boşluğu	-6.9e-4 m

Başlangıç şartları (Initial Mixture): Bu kısımda başlangıç koşulları tanımlanmaktadır. İlk olarak, silindir içerisindeki başlangıç basıncı, başlangıç sıcaklığı ve başlangıç ekivalans oranı girilmektedir. İkinci olarak, yakıtı miligram cinsinden ya da ekivalans oranı cinsinden seçim yaparak tanımlanabilir. Üçüncü olarak, başlangıç yakıt bileşiminde ilgili yakıt içerisindeki bileşimler tanımlanır. Aynı zamanda başlangıçtaki havanın bileşimi (genellikle %79 Azot, %21 Oksijen) tanımlanabilir. Son olarak, eğer çalışılacak motorda EGR varsa ‘EGR bileşimi’ sekmesinden EGR tanımlanabilir. Gerçekleştirilen çalışmada EGR mevcut değildir. Tablo 2.3’te başlangıç karışma parametreleri verilmiştir.

Tablo 2.3. Başlangıç karışım parametreleri

Başlangıç karışım ayarları			
Basınç	1.45 bar		
Sıcaklık	342.0 K		
Ekivalans oranı	0.526316		
Yakıt/EGR girdi birimi	Ekivalans oranı + EGR		
Havayla karışan yakıt bileşiminin belirlenmesi			
Bileşenler	Kütleli oran	Mol oranı	Moleküler ağırlık (g/mol)
CH ₄	8.383E-1	9.067E-1	1.604E1
C ₂ H ₆	1.615E-1	9.322E-2	3.007E1
N ₂	1.615E-4	1.000E-4	2.801E1
Havanın bileşiminin belirlenmesi			
Bileşenler	Kütleli oran	Mol oranı	Moleküler ağırlık (g/mol)
N ₂	7.680E-1	7.909E-1	2.801E1
O ₂	2.320E-1	2.091E-1	3.200E1

Doğrudan püskürtme (Direct Injection): Bu bölümde çift yakıtlı motorlar için pilot püskürtmede kullanılacak yakıtın özellikleri tanımlanmıştır. İlk olarak, doğrudan püskürtme ayarları (püskürtme modeli, profil tipi, yakıtın enjektör ucundan püskürtme açısı, püskürtme hızı ve kullanılan püskürtme yakıtı) tanımlanmalıdır. Bu tez çalışmasında, pilot püskürtme olayının tanımlanabilmesi için 'Injection Fuel' seçeneği seçilmelidir. İkinci olarak, yakıt ve enjektör ayarları sekmesinden damlacık model parametreleri (model, nozul deliği sayısı, nozul çapı, püskürtme basıncı, püskürtülecek yakıtın yoğunluğu, gaz difüzyon katsayısı, buharlaşma ısısı, yakıt sıcaklığı, yüzey gerilimi ve kinematik viskozite) tanımlanmalıdır. Püskürtme basıncının değiştirebilmesi için 'Model' sekmesinden 'Correlation' seçeneği seçilmelidir. Biyodizelin yakıtının fiziksel özellikleri (yoğunluk, gaz difüzyon katsayısı, yüzey gerilimi, kinematik viskozite, yakıtın sıcaklığı ve buharlaşma ısısı) bu yazılımda damlacık model parametreleri içerisine dahil olduğundan dolayı, bu değerlerin hesaplanması gerekmektedir. Bu çalışmada, Chakravarthy (2007)'nin yaptığı çalışmadan faydalanarak biyodizel için fiziksel özellikleri yaklaşık olarak belirlenmiştir. Üçüncü olarak, 'Pulse Injections' sekmesinde püskürtme başlangıç zamanı ve püskürtme bitiş zamanı girilerek püskürtme zamanlaması belirlenebilir. Püskürtülecek yakıtın miktarı da tanımlanabilir. Son olarak, 'Injection Fuel' sekmesinden püskürtülecek yakıtın kimyasal kinetik mekanizmasında hangi bileşenlerden oluşması gerektiği ve bunların kütle ve molar oranları tanımlanabilir. Sunulan tez çalışması için belirlenen değerler Tablo 2.4'te verilmiştir. Farklı pilot yakıt püskürtme zamanlaması durumları için püskürtme zamanlamaları değerleri Tablo 2.5'te ve farklı pilot yakıt püskürtme basınçları durumları için püskürtme zamanlamaları değerleri Tablo 2.6'da verilmiştir.

Tablo 2.4. Doğrudan püskürtme parametreleri

Doğrudan püskürtme ayarları	
Püskürtme modeli	Fiziksel
Profil tipi	Darbeli püskürtme durumu
Yakıtın enjektör ucundan püskürtme açısı	153.0°
Püskürtme hızı	32.942 m/s
Kullanılan yakıt püskürtme	Yakıt püskürtme (Pilot püskürtme)
Damlacık Model Parametreleri	
Model	Correlation
Nozul deliklerinin sayısı	7
Nozul çapı	0.25 mm
Püskürtme basıncı	120 MPa
Yakıtın kütleli yoğunluğu	882 kg/m ³
Difüzyon katsayısı (Buharlaşma katsayısı)	0.120885537 mm ² /s
Buharlaşma ısısı	0.3368221 MJ/kg
Yakıt sıcaklığı	299.9208 K
Yüzey gerilimi	24.74878 mN/m
Viskozite	4.2 mm ² /s

Tablo 2.5. Farklı pilot yakıt püskürtme zamanlamaları için püskürtme zamanlaması değerleri

Püskürtme zamanlamaları (ÜÖN ₀ 11°)	
Püskürtme başlangıcı*	-11
Püskürtme sonu*	-7.76
Püskürtülen toplam miktar**	38.12699469
Püskürtme zamanlamaları (ÜÖN ₀ 14°)	
Püskürtme başlangıcı	-14
Püskürtme sonu	-10.76
Püskürtülen toplam miktar	38.51507676
Püskürtme zamanlamaları (ÜÖN ₀ 17°)	
Püskürtme başlangıcı	-17
Püskürtme sonu	-13.76
Püskürtülen toplam miktar	39.23054089
Püskürtme zamanlamaları (ÜÖN ₀ 20°)	
Püskürtme başlangıcı	-20
Püskürtme sonu	-16.76
Püskürtülen toplam miktar	38.89783178
Püskürtme zamanlamaları (ÜÖN ₀ 23°)	
Püskürtme başlangıcı	-23
Püskürtme sonu	-19.76
Püskürtülen toplam miktar	39.45918348

*Püskürtme başlangıç ve bitiş değerlerinin birimleri ÜÖN₀ °KMA

**Püskürtülen toplam miktarın birimi mg cinsindedir.

Tablo 2.6. Farklı pilot yakıt püskürtme basınçları için püskürtme zamanlaması değerleri

Püskürtme zamanlamaları (30 MPa)	
Püskürtme başlangıcı *	-17
Püskürtme sonu *	-13.112
Püskürtülen toplam miktar **	27.56238994
Püskürtme zamanlamaları (60 MPa)	
Püskürtme başlangıcı	-17
Püskürtme sonu	-13.22
Püskürtülen toplam miktar	31.88147703
Püskürtme zamanlamaları (90 MPa)	
Püskürtme başlangıcı	-17
Püskürtme sonu	-13.544
Püskürtülen toplam miktar	35.00354379
Püskürtme zamanlamaları (120 MPa)	
Püskürtme başlangıcı	-17
Püskürtme sonu	-13.76
Püskürtülen toplam miktar	39.27283936
Püskürtme zamanlamaları (150 MPa)	
Püskürtme başlangıcı	-17
Püskürtme sonu	-13.922
Püskürtülen toplam miktar	41.86403724

*Püskürtme başlangıç ve bitiş değerlerinin birimleri $\ddot{U}O\dot{N}_o \text{ } ^\circ\text{KMA}$

**Püskürtülen toplam miktarın birimi mg cinsindedir.

Isı transferi (Heat Transfer): Bu bölümde ısı transferi ile ilgili girilen parametreler Tablo 2.7’de gösterilmiştir.

Tablo 2.7. Isı transferi parametreleri

Isı transferi parametreleri	
Isı transfer modeli	Stokastik
Isı transfer çarpanı	1.0
Stokastik ısı transfer sabiti	2000.0
Stokastik parçacık ısı transferi alışveriş faktörü	0.05
Ortalama piston üstü sıcaklığı	500 K
Ortalama silindir kafası sıcaklığı	500 K
Ortalama silindir gömleği sıcaklığı	500 K
Piston üstü yüzey alan oranı	1.0
Silindir kafası yüzey alan oranı	1.2

Türbülanslı karışma (Turbulent Mixing): Bu bölümde yakıt hava karışımının piston içerisinde ne kadar sürede karıştığı ile ilgili bilgiler girilmektedir (Demir, 2013). Hibrit karışma modelinde simülasyonun türbülanslı karışmada duyarlı olması beklenen yerellik

karışma modelinin faydalarıyla Curl modelinin hesaplama verimini birleştirmesinden dolayı bu model türbülanslı karışma modeli olarak seçilmiştir. Karışma zamanı ayarlamasında C_{ϕ} std ve C_{ϕ} inj değerleri 2.0 olarak tanımlandı ve zaman ölçeği modeli detaylı $k-\varepsilon$ modeli seçilmiştir.

Supap açılması ve kapanması (Breathing): Bu bölümde supapların açılma ve kapanma zamanlamaları, supap profilleri, supapların sayısı, supapların çapı ve supapların sıcaklıkları yazılıma tanıtılmaktadır. Gerçekleştirilen tez çalışmasında, türbülanslı karışma modelini detaylı $k-\varepsilon$ modeli olarak belirlendiğinden dolayı bu sekme kapalı (off) olarak seçilmiştir.

Buji ateşlemeli (Spark Ignition): Bu kısımda ilgilenilen çalışma eğer benzinli yani buji ateşlemeli motor ise buji ateşleme modelini açarak vuruntu ve tutuşamama noktası (knock and misfire flag), türbülanslı alev girişi sabiti (turbulence flame entrainment constant), buji ateşleme zamanı (spark timing) gibi parametreler tanımlanmaktadır (Demir, 2013). Bu tez çalışmasında çift yakıtlı motor incelendiği için bu sekme kapalı olarak seçilmiştir.

Motor performansı (Engine Performance): Bu kısımda motordaki sürtünme olayını temsil eden fren ortalama efektif basınç denklemindeki katsayılar ve motor performans değerlerini temsil eden emme ve egzoz manifold basınçları tanımlanmaktadır. Yazılıma tanımlanan motor performans parametreleri Tablo 2.8'de verilmiştir.

Tablo 2.8. Motor performans parametreleri

Sürtünme model parametreleri	
ACF	0.5
BCF	0.006
CCF	600 Pa.min/m
QCF	0.2 Pa.min ² /m ²
Manifold basınçları	
Emme manifold basıncı	1.0 bar
Egzoz manifold basıncı	1.0 bar

Emisyonlar (Emissions): Emisyonların oluşumu ile ilgili matematiksel algoritma 2.3.3.11 Bölümünde ayrıntılı olarak açıklanmıştır. Yazılıma girilen emisyon çarpanları Tablo 2.9'da verilmiştir.

Tablo 2.9. Emisyon parametreleri

Gaz fazı ayarları	
NO _x çarpanı	1.0
CO çarpanı	1.0
uHCs çarpanı	1.0
C ₂ H ₂ çarpanı	1.0

Analiz sonuçları (Data Visualisations): Analiz sonunda elde edilecek veriler sayısal ve görsel olarak elde edilebilmektedir. Sayısal verileri elde etmek için yazılımın 'Data visualizations' bölümünden 'Create visualisation' sekmesi seçilir ve ilgili eksenler belirlenerek grafiksel görünüm elde edilir. Aynı zamanda, simülasyon anında grafiğin değişimi de görülebilmektedir. Bunun için 'Live results' sekmesi seçilmelidir.

2.5. Çözüm Yöntemi

Herhangi bir içten yanmalı motor için stokastik reaktör modeline ilişkin ana eşitlik Bölüm 2.3.3'te verilmiştir. Sözü edilen bu eşitliğin sol tarafı kısmi türevden oluşmakta olup Monte Carlo simülasyon yöntemiyle çözümlenmektedir. Eşitliğin sağ tarafındaki terimlerin her biri kendine özgü çözüm aşamalarından geçerek eşitliğin sol tarafıyla eşitlenir. Eşitliğin çözümlenmesi işlemi yazılım içerisinde otomatik olarak gerçekleştirilmektedir. Programda dışarıdan girilebilen değerler Bölüm 2.4'te belirtilmiştir. Programda işlem adımları birer derecelik krank mili açısı adımlarıyla gerçekleştirilmiştir. Programın tanımlandığı aralık [-360, +360] şeklindedir. Elde edilen karakteristikler Java aracılığıyla program içerisinde grafikler halinde görselleştirilebilmektedir.

3. BULGULAR VE TARTIŞMA

3.1. Giriş

Bu çalışma kapsamında beş farklı pilot yakıt püskürtme zamanlaması ve beş farklı pilot yakıt püskürtme basıncı durumları 8 farklı parçacık sayısı olmak üzere toplam 80 tane durum yazılımda koşturulmuştur. İlk olarak, biyodizelin yerine geçen kimyasal kinetik mekanizmasının gerçek biyodizelin özelliklerini tam olarak temsil edip etmediğini kontrol edilmiştir. İkinci olarak, 120 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı ve ÜÖNö 17° pilot yakıt püskürtme zamanlaması durumları için stokastik modelin geçerliliği elde edilen basıncın krank açısına göre ve ısı açığa çıkış oranının krank açısına göre değişimleri ile gösterilmiştir. Üçüncü olarak, bütün pilot yakıt püskürtme durumları için basıncın krank açısına göre ve ısı açığa çıkış oranının krank açısına göre değişimleri 100 stokastik parçacık sayısında incelenmiştir. Son olarak, bütün pilot yakıt püskürtme durumları için elde edilen emisyon değerlerinin parçacık sayılarına göre değişimleriyle ilgili bulgular ve bu bulgularla ilgili irdelemelere yer verilmiştir.

3.2. Kurulan Modelin Isıl Enerji Açısından Değerlendirilmesi

3.2.1. Biyodizelin Yerine Geçen Kimyasal Kinetik Mekanizmasının Geçerliliğinin Gösterilmesi

Simülasyon çalışmasının doğruluğunu göstermek için ilgili motor hakkında gerçekleştirilmiş deneysel verilere ihtiyaç vardır. Bu çalışma için deneysel veriler Ryu (2013a) ve Ryu (2013b) çalışmalarından alınmıştır. Yukarıda belirlenmiş olan kimyasal kinetik mekanizma ile yayında kullanılan soya biyodizeli yakıtının yerine tercih edilebilirliğini gösterebilmesi için alt ısıl değerler karşılaştırılmıştır. Ryu (2013a) ve Ryu (2013b)'ye göre soya metil esteri için belirlenen alt ısıl değer 40.001 MJ/kg iken, Brakora (2012) ve Brakora (2013)'e göre biyodizel vekili kimyasal kinetik mekanizması olan metil dekenoat + metil-9-dekenoat + n-heptan mekanizması için belirlenen alt ısıl değer 37.7 MJ/kg şeklindedir. Bu verilerden de görülebileceği gibi, %5.75'lik hata oranıyla biyodizelin yerini tutan kimyasal kinetik mekanizmasının soya biyodizel yakıtı yerine kullanılabileceği açıkça görülmektedir.

3.2.2. Silindire Püskürtülen Yakıt Miktarlarının Belirlenmesi

Püskürtülen biyodizel yakıt miktarları yanmayı başlatıcı unsur olduğundan dolayı bu miktarların belirlenmesi önem arz etmektedir. Yazılımda pilot yakıt püskürtme için belirlenen toplam yakıt [mg] miktarları aşağıdaki işlem adımlarıyla belirlenmiştir.

- I. Deneysel verilerin alındığı yayınlardan (Ryu, 2013a; Ryu, 2013b) özgül enerji tüketim [MJ/kWh] değerleri okunur.
- II. Özgül enerji tüketimi [MJ/kWh] değerleri, özgül yakıt tüketimi [g/kWh] değerlerine aşağıdaki eşitlik aracılığıyla çevrilir.

$$b_e \text{ [g/kWh]} = \frac{1000 \times b_c \text{ [MJ/kWh]}}{\text{LHV}_{\text{fuel}} \text{ [MJ/kg]}} \quad (3.1)$$

- III. Deneysel verilerin alındığı yayınlardan (Ryu, 2013a; Ryu, 2013b) indike ortalama efektif basınç değerleri [Pa] okunur.
- IV. İndike ortalama efektif basınç aşağıdaki eşitliklerle indike güce dönüştürülür.

$$\text{IP} = \text{IMEP} \times A \times L \times n \quad (3.2)$$

IP = İndike Güç (W)

IMEP = İndike Ortalama Efektif Basınç [Pa]

$A \text{ [m}^2\text{]} = \frac{\pi B^2}{4}$ (Piston Alanı)

L = Strok Uzunluğu [m]

n = Saniye başına düşen iş çevrimlerinin sayısı

4-zamanlı motor için $n = \frac{\text{dev/s}}{2}$

2-zamanlı motor için $n = \text{dev/s}$

- V. İndike gücü mekanik verimle çarparsak efektif güç değeri hesaplanır. Burada mekanik verimi 0.8 olarak seçilmiştir.

$$\text{Efektif Güç [W]} = \eta_m \times \text{İndike Güç [W]} \quad (3.3)$$

- VI. Özgül yakıt tüketimi değerinden yararlanarak toplam püskürtülen yakıt miktarı [g/h] hesaplanabilir. Yani;

$$B \text{ [g/h]} = b_c \text{ [g/kWh]} \times N_e \text{ [kW]} \quad (3.4)$$

VII. Silindir başına püskürtülen toplam yakıt miktarını hesaplamak için toplam püskürtülen yakıt miktarı önce [mg/s] birimine dönüştürülür. Sonrasında devir sayısına (dev/s cinsinden) ve toplam silindir sayısına bölünerek püskürtülen miktarlar belirlenebilir.

Yukarıda sıralanan işlem sırasına göre her bir pilot yakıt püskürtme durumu için hesaplanan pilot yakıt püskürtme miktarları Tablo 3.1’de gösterilmiştir. Tablo 3.1’de görüldüğü gibi, püskürtülen biyodizel pilot yakıt miktarları yanmayı başlatması durumu esas alınarak hesaplanmıştır. Farklı pilot yakıt püskürtme zamanlaması durumlarında püskürtülen yakıt miktarları birbirine yakındır ve en yüksek değerin ÜÖN₀ 23° pilot yakıt püskürtme zamanlaması durumu için belirlenmiştir. Farklı pilot yakıt püskürtme basınç durumlarında, pilot yakıt püskürtme basıncı arttıkça püskürtülen yakıt miktarının arttığı görülmektedir ve en yüksek değerin 150 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı durumu için belirlenmiştir. Model geçerliliğinin gösterilmesi için ÜÖN₀ 17° pilot yakıt püskürtme zamanlaması ve 120 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı durumları esas alınmıştır. Bu iki durum karşılaştırıldığında püskürtülen yakıt miktarlarının birbirine neredeyse eşit olduğu Tablo 3.1’de görülmektedir ve modelin geçerliliği sağlanmıştır.

Tablo 3.1. Farklı pilot yakıt püskürtme durumları için püskürtülen yakıt miktarları

Farklı pilot yakıt püskürtme zamanlamaları için püskürtülen yakıt miktarları	
Pilot yakıt püskürtme zamanlaması	Püskürtülen yakıt miktarı [kg]
ÜÖN ₀ 11°	3.8127E-5
ÜÖN ₀ 14°	3.85151E-5
ÜÖN ₀ 17°	3.92305E-5
ÜÖN ₀ 20°	3.88978E-5
ÜÖN ₀ 23°	3.94592E-5
Farklı pilot yakıt püskürtme basınçları için püskürtülen yakıt miktarları	
Pilot yakıt püskürtme basıncı	Püskürtülen yakıt miktarı [kg]
30 MPa	2.75624E-5
60 MPa	3.18815E-5
90 MPa	3.50035E-5
120 MPa	3.92728E-5
150 MPa	4.1864E-5

3.2.3. Doğalgazın Simülasyon ve Deneysel Isıl Değerlerinin Karşılaştırılması

Pilot yakıtı biyodizel ana yakıtı doğalgaz olan çift yakıtlı motorla ilgili yapılmış deneysel çalışmalarda (Ryu, 2013a; Ryu, 2013b), doğalgazın net ısıl değeri 43.58 MJ/m^3 olarak belirlenmiştir. Analiz için kullanılan doğalgazın net ısıl değerini hesaplamak için programda ana yakıt olarak belirlenen doğalgazın bileşimlerini ve bu bileşimlerin ısıl değerlerinin bilinmesi gerekmektedir. Analiz için kullanılan doğalgazın bileşimi kullanılan mekanizma gereğince sadece Metan (CH_4), Etan (C_2H_6) ve Azot (N_2)'den oluşmaktadır. Bu gazların hacimsel oranları (yazılımda mol oranları) ile her bir gazın ısıl değerleri çarpılmış ve bu değerler toplanmıştır. Bu işlem sonucunda simülasyonda kullanılan doğalgaz yakıtının net ısıl değeri yaklaşık 36.443 MJ/m^3 olarak hesaplanmıştır. Hata oranı aşağıdaki eşitliğe göre hesaplanır:

$$\text{Hata Oranı} = \left(\frac{\text{Gerçek Isıl Değer} - \text{Simülasyon Isıl Değer}}{\text{Gerçek Isıl Değer}} \right) \times 100 \quad (3.5)$$

Bu eşitliğe dayanarak, hata oranı yaklaşık %16.4 olarak belirlenmiştir.

3.2.4. Farklı Pilot Yakıt Püskürtme Durumları için Isıl Enerji Miktarlarının Belirlenmesi

Farklı pilot yakıt püskürtme durumları için açığa çıkan ısıl enerji miktarlarını belirlenmesi işlemi, her bir durum için silindir başına püskürtülen toplam yakıt miktarı (Tablo 3.1) ile biyodizel vekili kimyasal kinetik mekanizması için belirlenmiş olan alt ısıl değerin (37.7 MJ/kg) çarpılmasıyla elde edilmiştir. Tablo 3.2'de bu ısıl enerjilerin değerleri gösterilmiştir. Tablo 3.2'de görüldüğü gibi, püskürtülen biyodizel pilot yakıtının yanmayı başlatacak miktarda püskürtüldüğünden dolayı açığa çıkan ısıl enerji miktarı da oldukça düşüktür. Farklı pilot yakıt püskürtme zamanlaması durumlarında bu ısıl değerler birbirine çok yakındır ve en yüksek değer ÜÖNÖ 17° pilot yakıt püskürtme zamanlaması durumunda belirlenmiştir. Farklı pilot yakıt püskürtme basınç durumlarında, pilot yakıt püskürtme basıncı arttıkça açığa çıkan ısıl enerji miktarının artmış ve en yüksek değer 150 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı durumunda gözlemlenmiştir. Modelin geçerliliğinin gösterilmesi için ÜÖNÖ 17° pilot yakıt püskürtme zamanlaması ve 120 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı durumları esas alınmıştır. Bu iki durum karşılaştırıldığında açığa çıkan ısıl enerji

miktarlarının birbirine neredeyse eşit olduğu Tablo 3.2’de görülmektedir ve modelin geçerliliği kanıtlanmıştır.

Tablo 3.2. Farklı pilot yakıt püskürtme durumları için açığa çıkan ısı enerjisi miktarları

Farklı pilot yakıt püskürtme zamanlamaları için ısı enerjisi miktarları	
Pilot yakıt püskürtme zamanlaması	Isıl enerji miktarı [kJ]
ÜÖN _ö 11°	1.437
ÜÖN _ö 14°	1.452
ÜÖN _ö 17°	1.479
ÜÖN _ö 20°	1.467
ÜÖN _ö 23°	1.488
Farklı pilot yakıt püskürtme basınçları için ısı enerjisi miktarları	
Pilot yakıt püskürtme basıncı	Isıl enerji miktarı [kJ]
30 MPa	1.039
60 MPa	1.202
90 MPa	1.320
120 MPa	1.481
150 MPa	1.578

3.2.5. Doğalgaz ve Biyodizel Kimyasal Kinetik Mekanizmasının Enerji Bilançosu

Simülasyon sonucunda doğalgaz ve biyodizel vekili yakıtın yanması sonucu ortaya çıkan ısı enerjileri açısından bir değerlendirme yapılmıştır. SRM Engine Suite programında kullanılan doğalgazın ısı enerjisi Bölüm 3.2.3’te hesaplanmış ve biyodizelin yerini tutan yakıtın ısı enerjisi değerleri farklı durumlar için Bölüm 3.2.4’te hesaplanmıştır. Doğalgaz ve biyodizel yakıtlarının yanma sonucunda açığa çıkan toplam ısı enerjisi değerleri ve biyodizel yakıtının toplam ısı enerjideki payı Tablo 3.3’te gösterilmiştir. Biyodizel yakıtının toplam ısı enerjideki payı aşağıdaki eşitlikle hesaplanmıştır:

$$\text{Biyodizel Yakıtının Toplam Isıl Enerjideki Payı[\%]} = \left(\frac{\text{Biyodizelin Isıl Enerjisi}}{\text{Toplam Isıl Enerji}} \right) \times 100 \quad (3.6)$$

Tablo 3.3’te görüldüğü gibi, biyodizel yakıtının toplam ısı enerjideki payı farklı pilot yakıt püskürtme zamanlamalarında birbirine çok yakındır ve farklı pilot yakıt püskürtme basınçlarında artış gözlemlenmiştir. Modelin geçerliliğinin gösterilmesi için ÜÖN_ö 17° pilot yakıt püskürtme zamanlaması ve 120 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı durumları esas alınmıştır. Bu iki durum karşılaştırıldığında biyodizel yakıtının ısı enerjideki payları

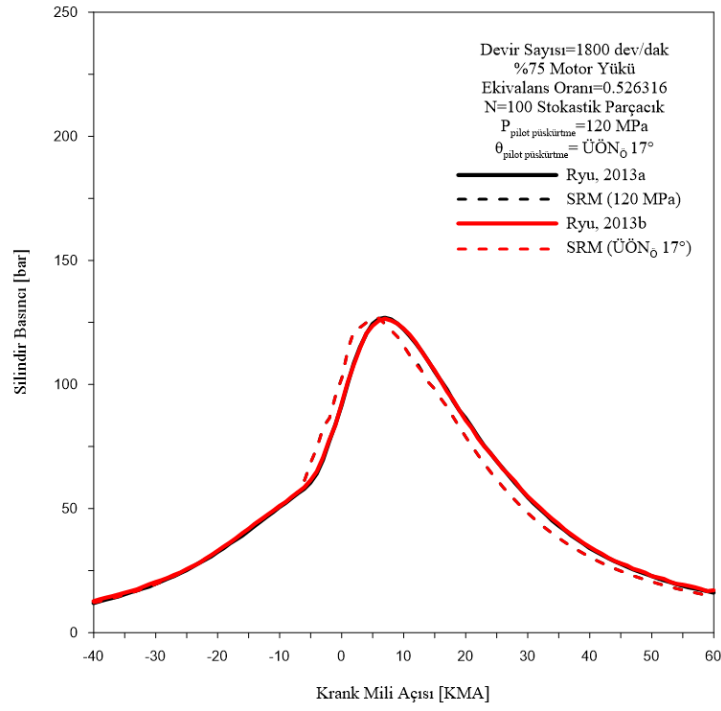
birbirine neredeyse eşit olduğu Tablo 3.3'te görülmektedir ve modelin geçerliliği kanıtlanmıştır.

Tablo 3.3. Çift yakıtlı motor sistemi için hesaplanan enerji değerleri

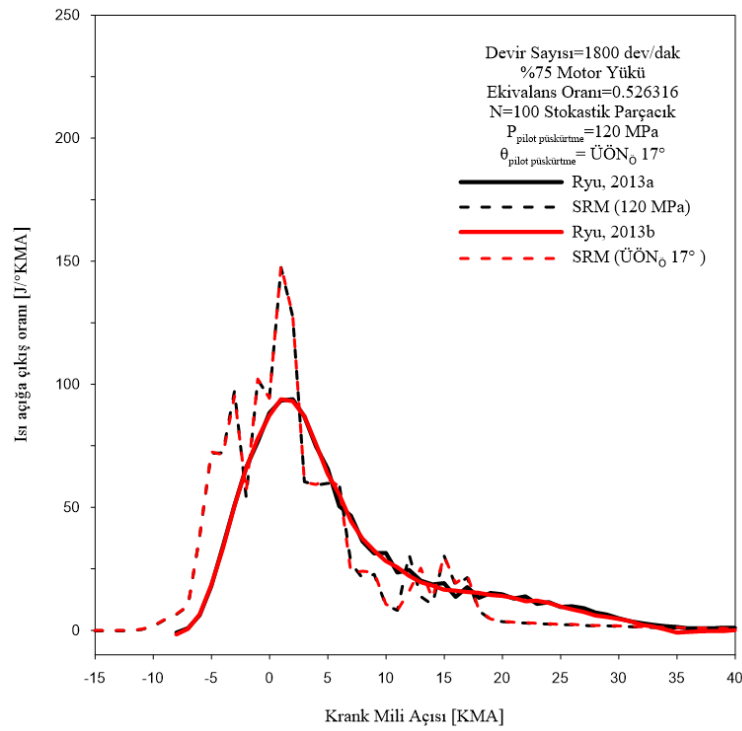
Farklı pilot yakıt püskürtme zamanlamaları için ısı enerjisi miktarları		
Pilot yakıt püskürtme zamanlaması	Toplam ısı enerjisi miktarı [kJ]	Biyodizel yakıtının ısı enerjideki payı [%]
ÜÖN ₀ 11°	37.573	3.826
ÜÖN ₀ 14°	37.588	3.863
ÜÖN ₀ 17°	37.615	3.932
ÜÖN ₀ 20°	37.602	3.899
ÜÖN ₀ 23°	37.624	3.954
Farklı pilot yakıt püskürtme basınçları için ısı enerjisi miktarları		
Pilot yakıt püskürtme basıncı	Toplam ısı enerjisi miktarı [kJ]	Biyodizel yakıtının ısı enerjideki payı [%]
30 MPa	37.175	2.795
60 MPa	37.338	3.219
90 MPa	37.456	3.523
120 MPa	37.617	3.936
150 MPa	37.714	4.185

3.3. Stokastik Reaktör Model Yönteminin Geçerliliğinin Gösterilmesi

Bu bölümde, yöntemin geçerliliğini göstermek için, 120 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı ve ÜÖN₀ 17° pilot yakıt püskürtme zamanlaması durumları esas alınmıştır. Bunun nedeni, farklı pilot yakıt püskürtme zamanlaması deneyleri (Ryu, 2013b) için pilot yakıt püskürtme basıncının (120 MPa) sabit tutulması ve farklı pilot yakıt püskürtme basınç deneyleri (Ryu, 2013a) için pilot yakıt püskürtme zamanlamasının (ÜÖN₀ 17°) sabit tutulmasından kaynaklanmaktadır. 100 stokastik parçacık sayısı için basıncın krank açısına göre ve ısı açığa çıkış oranının krank açısına göre değişimleri Şekil 3.1 ve Şekil 3.2'de gösterilmiştir. Şekil 3.1 ve Şekil 3.2'de görüldüğü gibi, her iki durum için deneysel ve analiz basınç – krank açısı değişim eğrileri ile deneysel ve analiz ısı açığa çıkış oranı – krank açısı değişim eğrileri birbiri üzerine örtüşmektedir. Şekiller 3.1 ve 3.2'den stokastik reaktör model yaklaşımının geçerliliğini kanıtlamaktadır.



Şekil 3.1. 120 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı ve ÜÖNö 17° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için basıncın krank mili açısına göre değişimi



Şekil 3.2. 120 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı ve ÜÖNö 17° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için ısı açığa çıkış oranının krank mili açısına göre değişimi

3.4. Stokastik Reaktör Model Yazılımı Yardımıyla Elde Edilen Sonuçlar

Bu bölümde, beş farklı pilot yakıt püskürtme zamanlaması (ÜÖN₀ 11°, 14°, 17°, 20° ve 23°) ve beş farklı pilot yakıt püskürtme basıncı (30, 60, 90, 120 ve 150 MPa) durumları için basınç – krank açısı ve ısı açığa çıkış oranı – krank açısı değişim eğrileri, farklı stokastik parçacık sayıları (50, 100, 150 ve 200 Stokastik Parçacık) için basınç – krank açısı ve ısı açığa çıkış oranı – krank açısı değişim eğrileri ve emisyonların stokastik parçacık sayısına göre değişimleri incelenmiştir.

3.4.1. Farklı Pilot Yakıt Püskürtme Basınçlarında Yanma ve Egzoz Emisyon Karakteristikleri

3.4.1.1. Yanma Karakteristikleri

Bu çalışmada, en uygun stokastik parçacık sayısı 100 olarak belirlenmiştir (CMCL, 2015). Bütün pilot yakıt püskürtme basınçları için deneysel basınç ve ısı açığa çıkış oranı ile simülasyon basınç ve ısı açığa çıkış oranı verilerinin karşılaştırması ve farklı stokastik parçacık sayıları kullanılarak gerçekleştirilen simülasyon basınç ve ısı açığa çıkış oranı verileriyle deneysel basınç ve ısı açığa çıkış oranı verilerinin karşılaştırması Şekil 3.3-3.22 olarak gösterilmiştir. Karşılaştırma ölçütü basıncın krank açısına göre değişimi için ortalama mutlak yüzde hata (MAPE) ve ısı açığa çıkış oranının krank açısına göre değişimi için yüzde hataların geometrik ortalaması olarak belirlenmiştir. Bu hata oranlarının belirlenmesinin nedeni, deneysel ve simülasyon yanma karakteristiklerinin birbirlerine hangi oranda yaklaştıklarını belirlemektir. Ortalama mutlak yüzde hata ve geometrik ortalama ile ilgili eşitlikler aşağıdaki gibidir:

$$MAPE = \left(\frac{1}{n} \sum_{t=1}^n \left| \frac{\text{Deneysel Veri}_t - \text{Simülasyon Veri}_t}{\text{Deneysel Veri}_t} \right| \right) \times 100 \quad (3.7)$$

$$GO = \sqrt[n]{\left(\prod_{t=1}^n \left| \frac{\text{Deneysel Veri}_t - \text{Simülasyon Veri}_t}{\text{Deneysel Veri}_t} \right| \times 100 \right)} \quad (3.8)$$

Şekil 3.3, 3.4, 3.5, 3.6 ve 3.7’de görüldüğü gibi, deneysel ve simülasyon basınç eğrileri 30 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için [-40,-10]°KMA, [24,51]°KMA ve [57,59]°KMA aralıklarında, 60 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için [-40,-10]°KMA ve [-1,8]°KMA

aralıklarında, 90 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için $[-40,-5]^{\circ}\text{KMA}$ ve $[-2,12]^{\circ}\text{KMA}$ aralıklarında, 120 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için $[-40,-6]^{\circ}\text{KMA}$, $[3,23]^{\circ}\text{KMA}$ ve $[43,60]^{\circ}\text{KMA}$ aralıklarında ve 150 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için $[-40,-7]^{\circ}\text{KMA}$ ve $[2,60]^{\circ}\text{KMA}$ aralıklarında birbirlerine yakın değerler almıştır. Bu aralıklar, deneysel ve simülasyon basınç eğrilerinin her bir krank açısındaki mutlak yüzde hata değerleriyle belirlenmiş olan bir hata oranı ($<10\%$) karşılaştırılarak belirlenmiştir. Bütün pilot yakıt püskürtme basınçları (30, 60, 90, 120 ve 150 MPa) için, MAPE değerleri en düşük pilot yakıt püskürtme basıncından en yüksek pilot yakıt püskürtme basıncına doğru sırasıyla %9.9319, %13.2201, %9.3129, %6.6472 ve %5.2261 olarak hesaplanmıştır. 30 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için maksimum basınç değerleri, simülasyon için 72.856 bar iken deneysel için 60.566 bar olarak belirlenmiştir. Simülasyon maksimum basıncı 7°KMA kadar sonra meydana gelmiştir. 60 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için maksimum basınç değerleri, simülasyon için 102.428 bar iken deneysel için 109.701 bar olarak belirlenmiştir. Simülasyon maksimum basıncı 2°KMA kadar önce meydana gelmiştir. 90 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için maksimum basınç değerleri, simülasyon için 117.79 bar iken deneysel için 119.015 bar olarak belirlenmiştir. Simülasyon maksimum basıncı 2°KMA kadar önce meydana gelmiştir. 120 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için maksimum basınç değerleri, simülasyon için 126.834 bar iken deneysel için 126.798 bar olarak belirlenmiştir. Simülasyon maksimum basıncı 1°KMA kadar önce meydana gelmiştir. 150 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için maksimum basınç değerleri, simülasyon için 130.825 bar iken deneysel için 127.613 bar olarak belirlenmiştir. Simülasyon maksimum basıncı 1°KMA kadar önce meydana gelmiştir. Simülasyon maksimum basıncı ve deneysel maksimum basıncın meydana geldiği krank açıları arasındaki farklılıkların nedeni, yazılımdaki piston silindir arasındaki boşluk hacminin (%) yaklaşık olarak elde edilmiş olmasıdır (Demir, 2013).

Şekil 3.8, 3.9, 3.10, 3.11 ve 3.12’de görüldüğü gibi; simülasyonda elde edilen ısı açığa çıkış oranı eğrileri 30 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için -13°KMA ila 21°KMA arasında, 60 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için -12°KMA ila 20°KMA arasında, 90 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için -10°KMA ila 25°KMA arasında, 120 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için -10°KMA ila 30°KMA arasında ve 150 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için -11°KMA ila 30°KMA arasında sıçramalar göze çarpmaktadır. Bu sıçramaların nedeni çözüm sırasında stokastik sıçrama işlemini kullanmasıdır (Bhave, 2004b). Bütün pilot yakıt püskürtme basınçları (30, 60, 90, 120 ve 150 MPa) için simülasyon maksimum

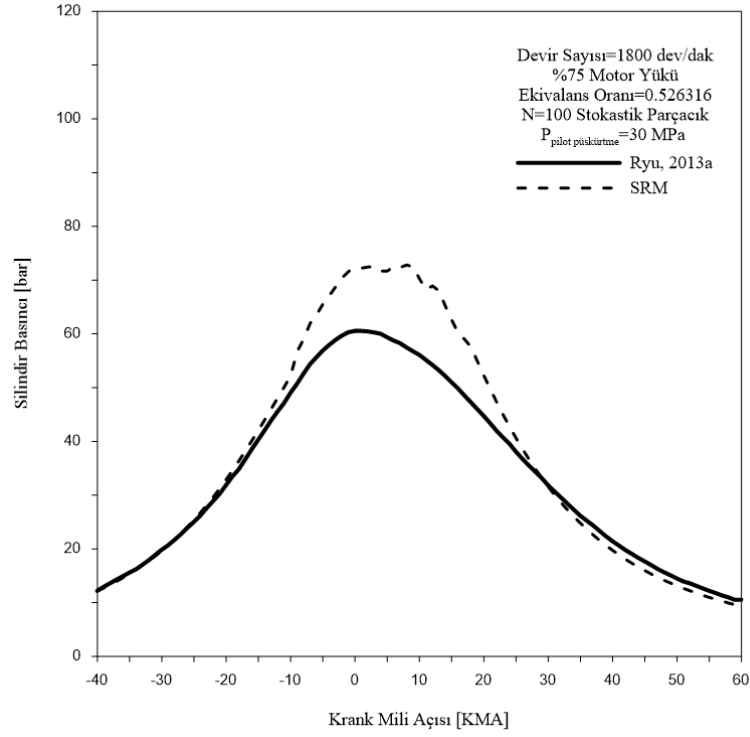
ısı açığa çıkış oranı değerleri en düşük pilot yakıt püskürtme basıncından en yüksek pilot yakıt püskürtme basıncına doğru sırasıyla 46.489, 86.484, 121.02, 147.654 ve 148.831 J/°KMA iken, deneysel maksimum ısı açığa çıkış oranı değerleri en düşük pilot yakıt püskürtme basıncından en yüksek pilot yakıt püskürtme basıncına doğru sırasıyla 48.708, 76.883, 86.554, 93.934 ve 97.857 J/°KMA olarak belirlenmiştir. Literatürde farklı tip motorlarda simülasyon sonucu elde edilen basınç ve ısı açığa çıkış oranı karakteristikleriyle bu tez çalışmasında elde edilmiş olan sonuçların benzer karakteristiklere sahip olduğu görülmektedir (Cao vd., 2008; Holly vd., 2016; Pasternak vd., 2014; Smallbone vd., 2013).

Şekil 3.13, 3.14, 3.15, 3.16 ve 3.17’de görüldüğü gibi, bütün pilot yakıt püskürtme basınçları (30, 60, 90, 120 ve 150 MPa) için simülasyon ve deneysel basıncın krank açısına göre değişimlerinin birbirlerine en yakın olduğu parçacık sayıları en düşük pilot yakıt püskürtme basıncından en yüksek pilot yakıt püskürtme basıncına doğru sırasıyla 150, 50, 200, 150 ve 150, en uzak olduğu parçacık sayıları ise en düşük pilot yakıt püskürtme basıncından en yüksek pilot yakıt püskürtme basıncına doğru sırasıyla 50, 100, 50, 200 ve 200 olarak belirlenmiştir. Bu parçacık sayıları belirlenirken, ortalama mutlak hata kareleri (MAPE) yönteminden yararlanılmıştır. Bütün pilot yakıt püskürtme basınçları (30, 60, 90, 120 ve 150 MPa) için deneysel ve simülasyon basınç eğrilerinin en yakın olduğu parçacık sayılarında MAPE değerleri en düşük pilot yakıt püskürtme basıncından en yüksek pilot yakıt püskürtme basıncına doğru sırasıyla %8.5217, %10.6987, %8.9999, %6.5781 ve %4.1865, en uzak olduğu parçacık sayılarında MAPE değerleri en düşük pilot yakıt püskürtme basıncından en yüksek pilot yakıt püskürtme basıncına doğru sırasıyla %10.5845, %13.2201, %10.1623, %6.9968 ve %7.6220 olarak belirlenmiştir.

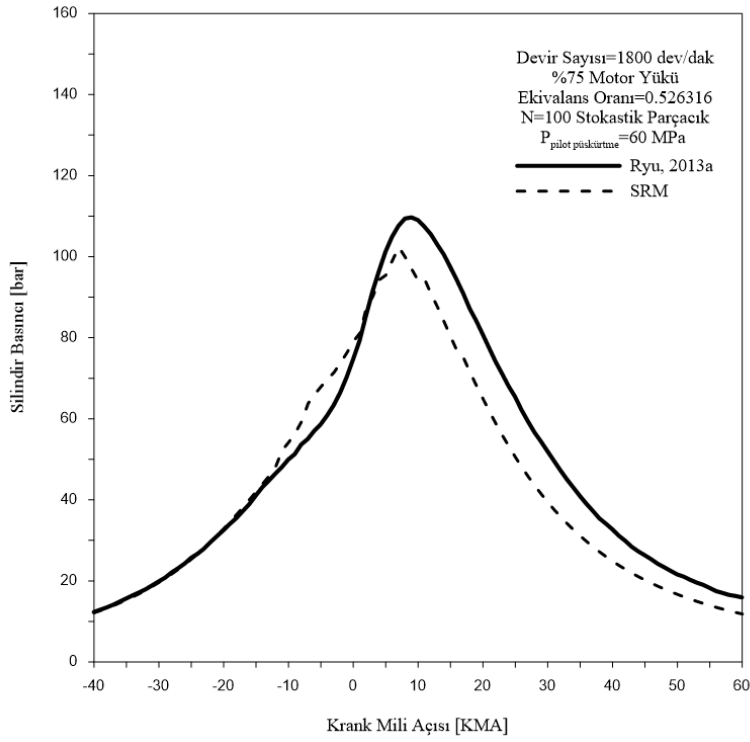
Şekil 3.18, 3.19, 3.20, 3.21 ve 3.22’de görüldüğü gibi, bütün pilot yakıt püskürtme basınçları (30, 60, 90, 120 ve 150 MPa) için simülasyon ve deneysel ısı açığa çıkış oranının krank açısına göre değişimlerinin birbirlerine en yakın olduğu parçacık sayıları en düşük pilot yakıt püskürtme basıncından en yüksek pilot yakıt püskürtme basıncına doğru sırasıyla 200, 100, 100, 150 ve 50, en uzak olduğu parçacık sayıları ise en düşük pilot yakıt püskürtme basıncından en yüksek pilot yakıt püskürtme basıncına doğru sırasıyla 50, 150, 50, 50 ve 100 olarak belirlenmiştir. Bu parçacık sayıları belirlenirken, her bir krank açısında elde edilen yüzde hataların geometrik ortalaması alınarak hata oranları elde edilmiştir. Geometrik ortalama alınmasının nedeni ortalama alınan verilerde birbirinden çok uzak herhangi bir değer bulunması durumu için daha gerçekçi bir ortalamanın hesaplanabilmesine olanak sağlamasıdır. Özellikle stokastik süreçler ile ilgili çalışmalarda yaygın olarak

kullanılmaktadır. Bütün pilot yakıt püskürtme basınçları (30, 60, 90, 120 ve 150 MPa) için deneysel ve simülasyon ısı açığa çıkış oranı eğrilerinin en yakın olduğu parçacık sayılarında geometrik ortalama hata değerleri en düşük pilot yakıt püskürtme basıncından en yüksek pilot yakıt püskürtme basıncına doğru sırasıyla %3.8991, %3.9857, %2.6582, %2.3226 ve %2.531, en uzak olduğu parçacık sayılarında geometrik ortalama hata değerleri en düşük pilot yakıt püskürtme basıncından en yüksek pilot yakıt püskürtme basıncına doğru sırasıyla %6.9913, %4.2481, %3.8121, %3.7425 ve %2.8717 olarak belirlenmiştir.

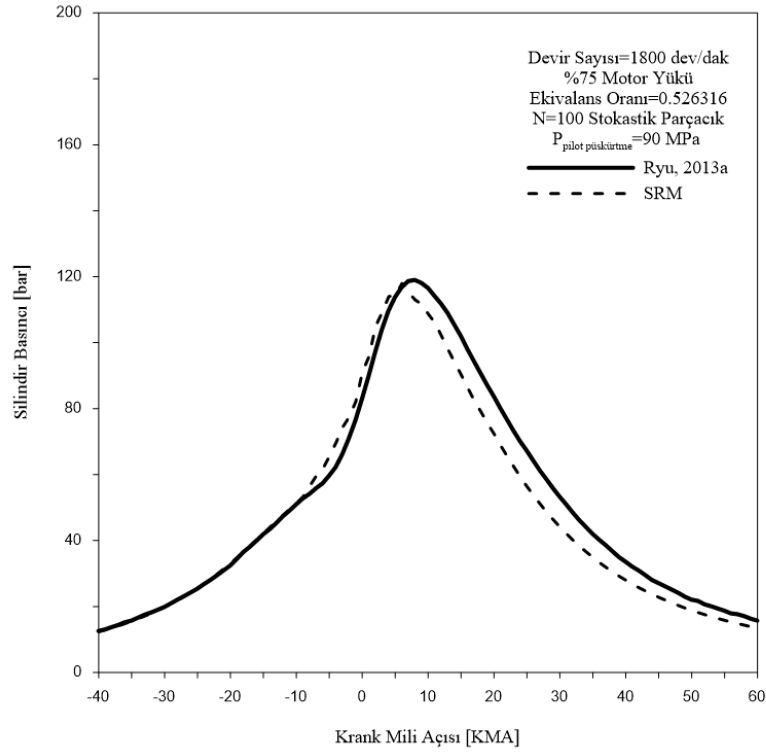
Eğriler arasındaki farklılıkların nedenleri; en uygun durumlar için belirlenen girdi değerlerinin diğer durumlar için değiştirilmemesi, programdaki bazı parametrelerin (piston silindir arasındaki boşluk hacmi ve yaklaşık olarak hesaplanması, türbülans modellemedeki boyutsuz parametreler ve ısı transferi ile ilgili oranlar ve katsayılar) varsayılan değerler olarak kabul edilmiş olması ve alternatif yakıtlarla ilgili kimyasal kinetik mekanizmalarının henüz yeni geliştirilmeye başlanmış olması ve bunun sonucunda indirgenmiş biyodizelin yerine geçen kimyasal kinetik mekanizmasının kullanılmış olmasıdır.



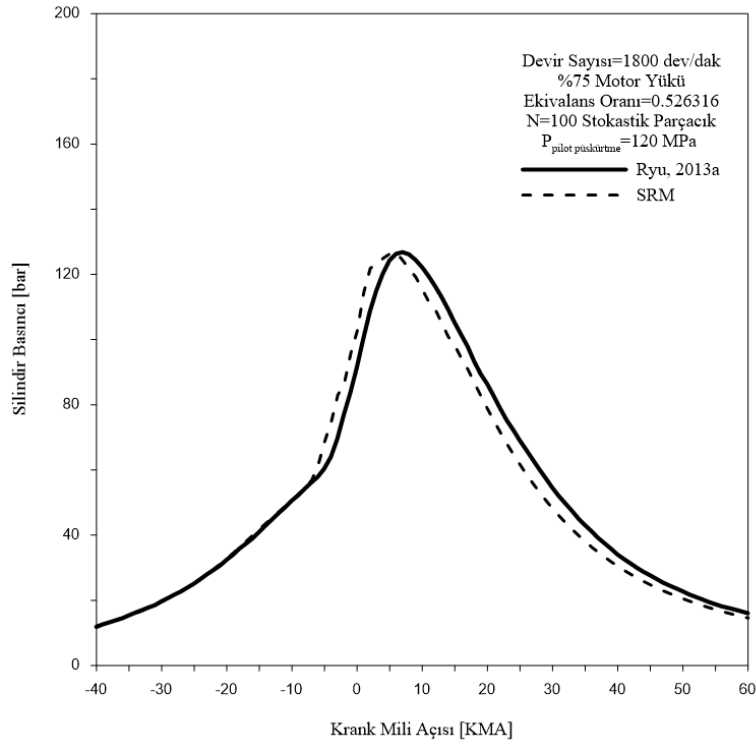
Şekil 3.3. 30 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için basıncın krank açısına göre değişimi



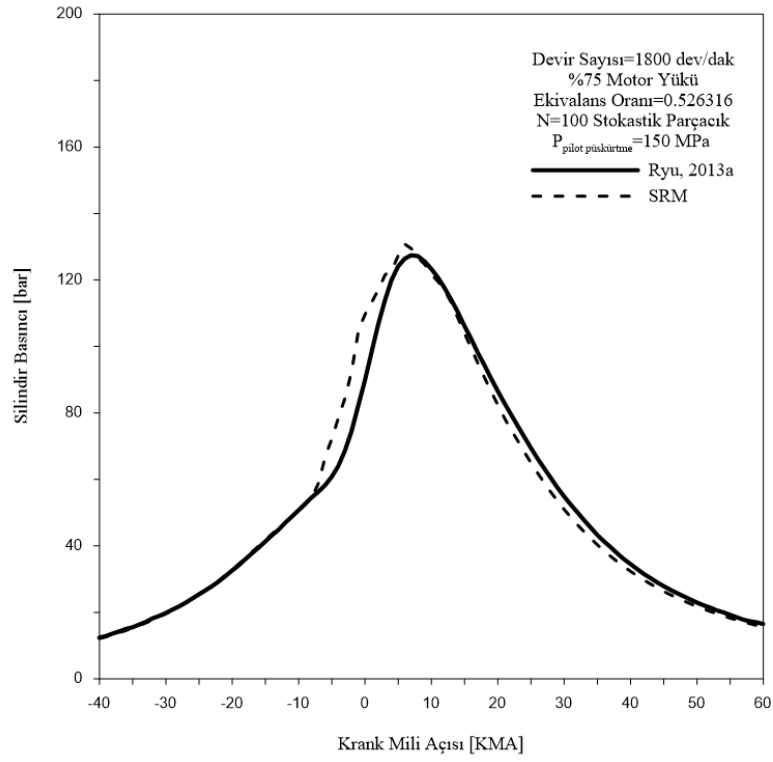
Şekil 3.4. 60 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için basıncın krank açısına göre değişimi



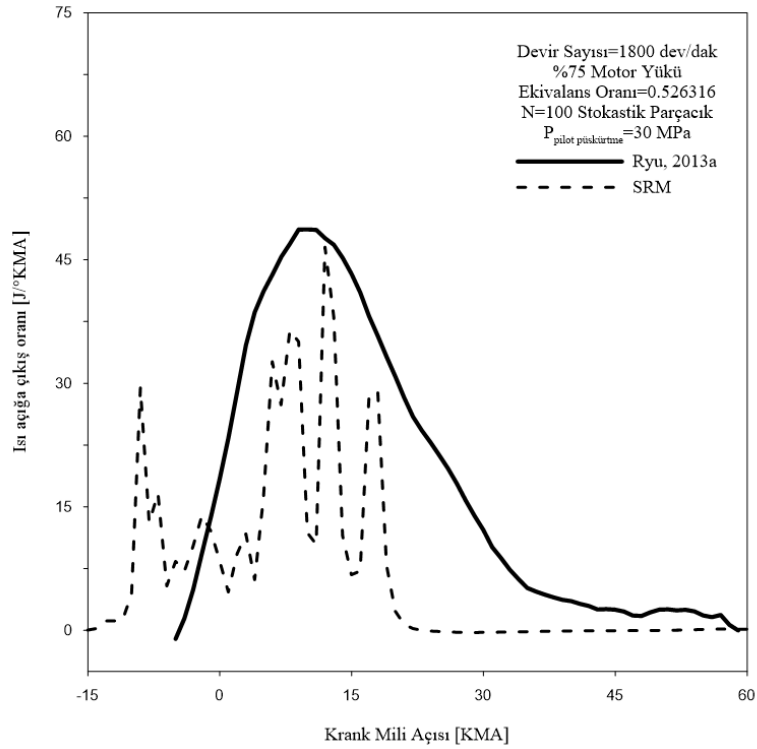
Şekil 3.5. 90 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için basıncın krank açısına göre değişimi



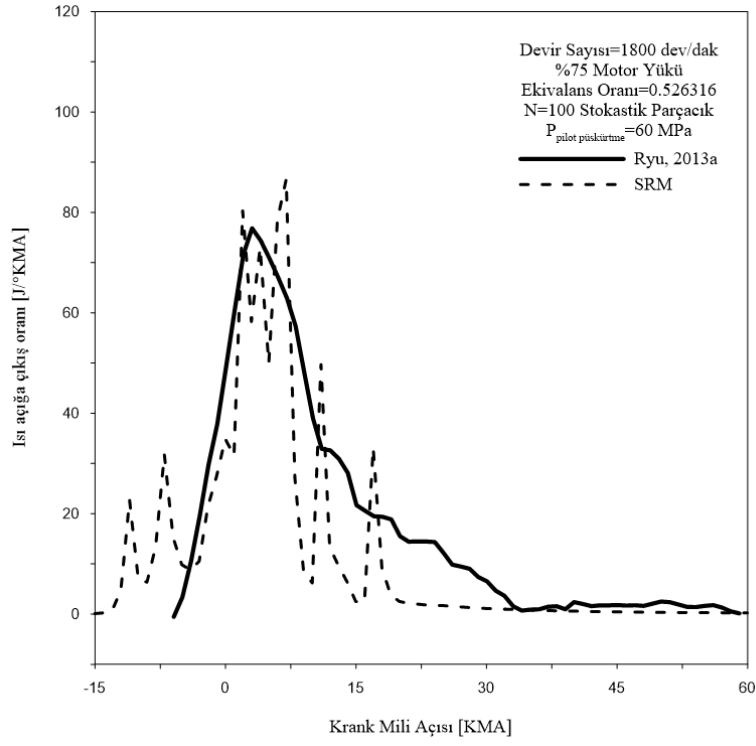
Şekil 3.6. 120 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için basıncın krank açısına göre değişimi



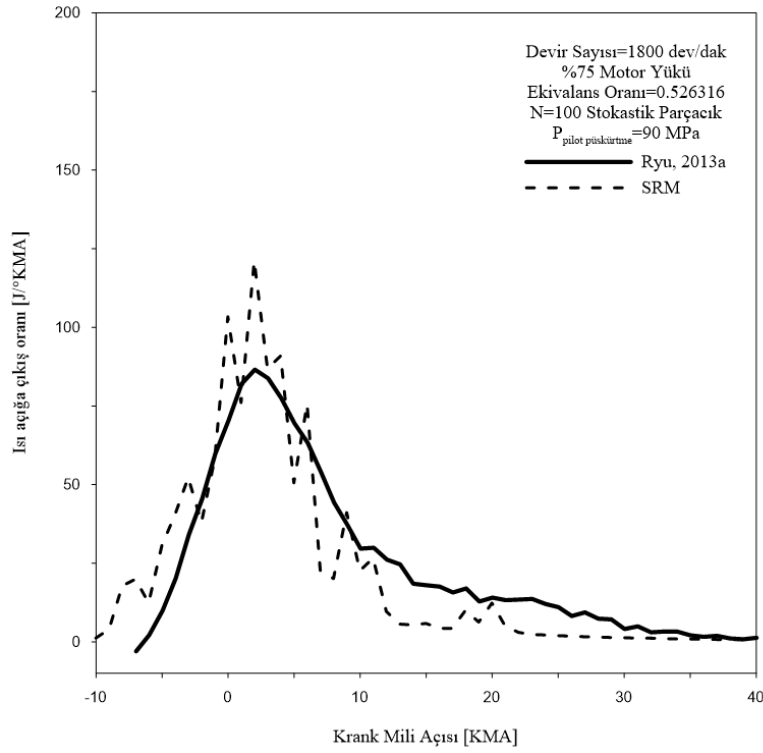
Şekil 3.7. 150 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için basıncın krank açısına göre değişimi



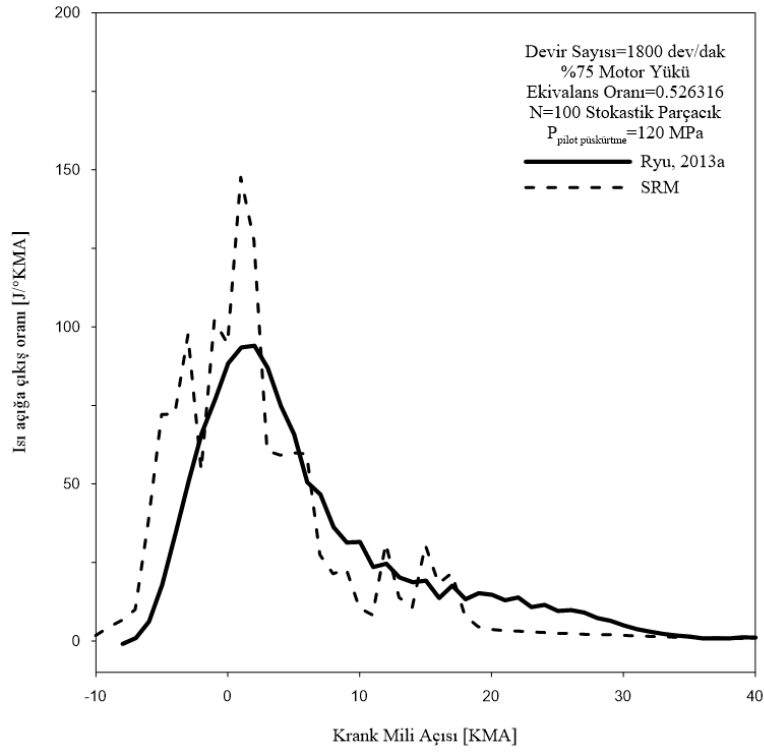
Şekil 3.8. 30 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için ısı açığa çıkış oranının krank açısına göre değişimi



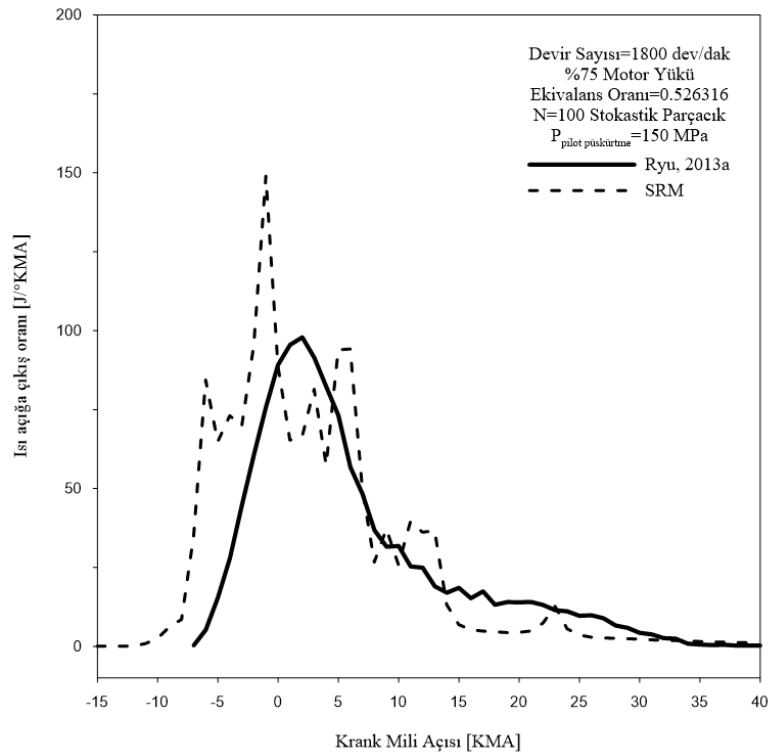
Şekil 3.9. 60 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için ısı açığa çıkış oranının krank açısına göre değişimi



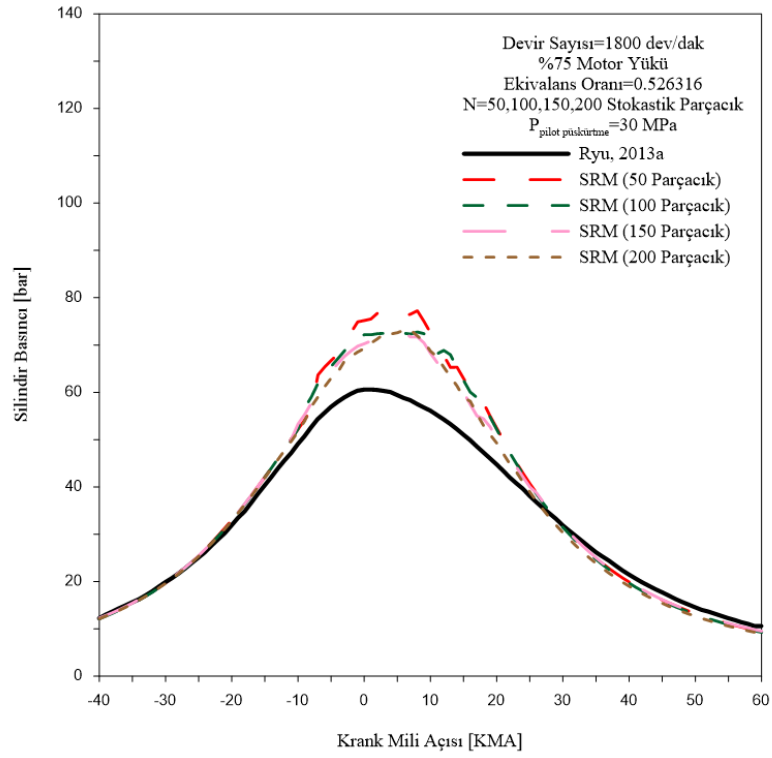
Şekil 3.10. 90 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için ısı açığa çıkış oranının krank açısına göre değişimi



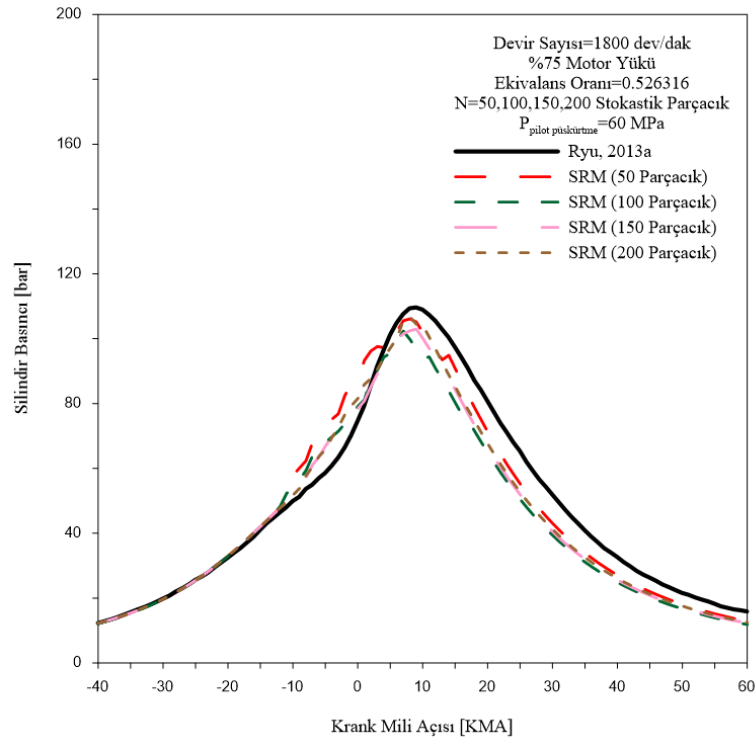
Şekil 3.11. 120 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için ısı açığa çıkış oranının krank açısına göre değişimi



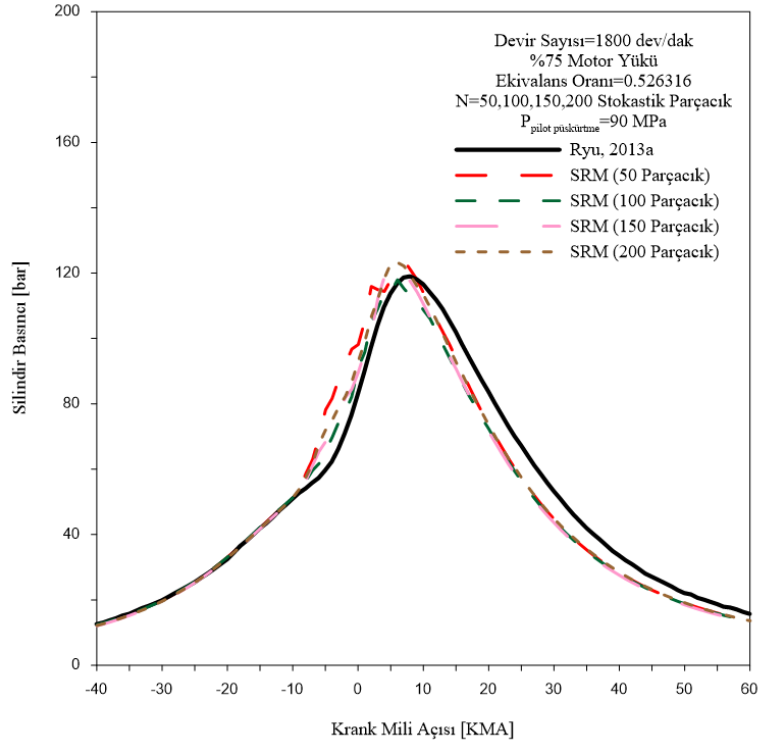
Şekil 3.12. 150 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için ısı açığa çıkış oranının krank açısına göre değişimi



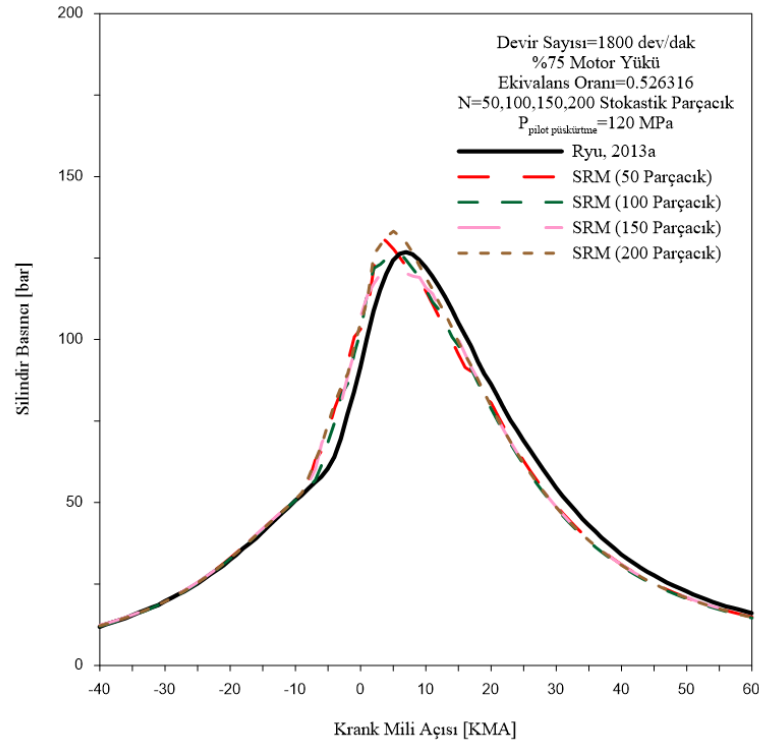
Şekil 3.13. 30 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için farklı stokastik parçacık sayılarındaki basıncın krank açısına göre değişimi



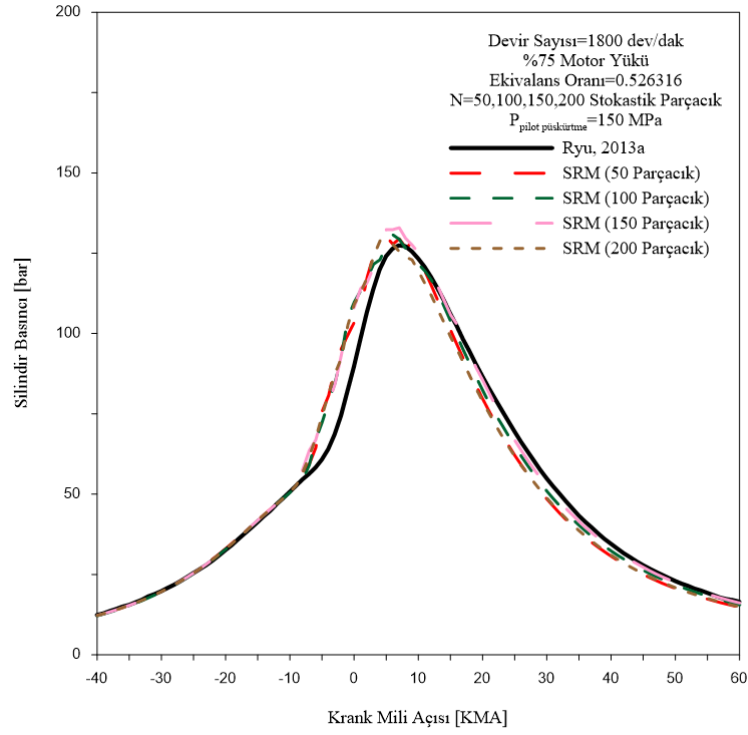
Şekil 3.14. 60 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için farklı stokastik parçacık sayılarındaki basıncın krank açısına göre değişimi



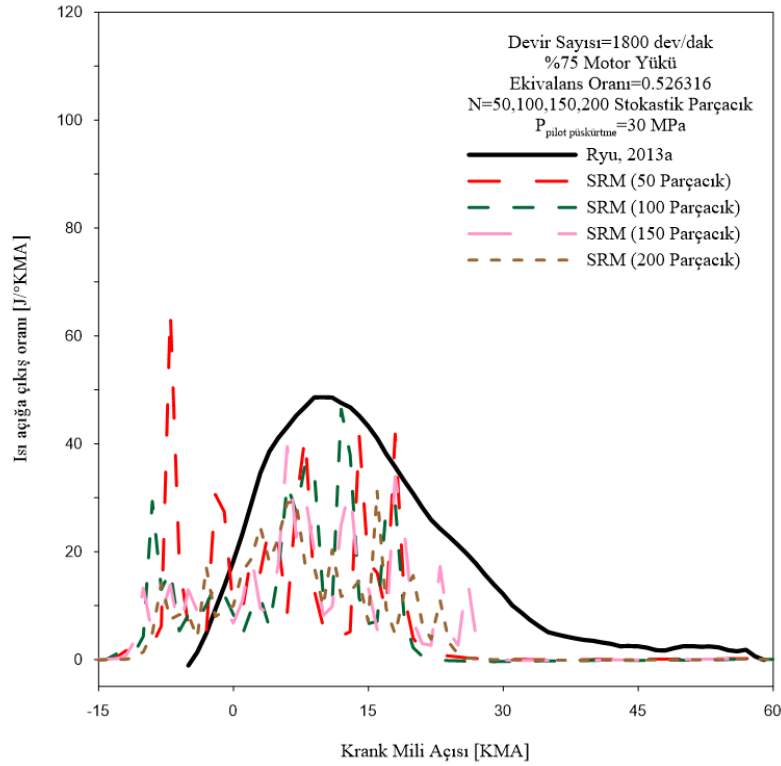
Şekil 3.15. 90 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için farklı stokastik parçacık sayılarındaki basıncın krank açısına göre değişimi



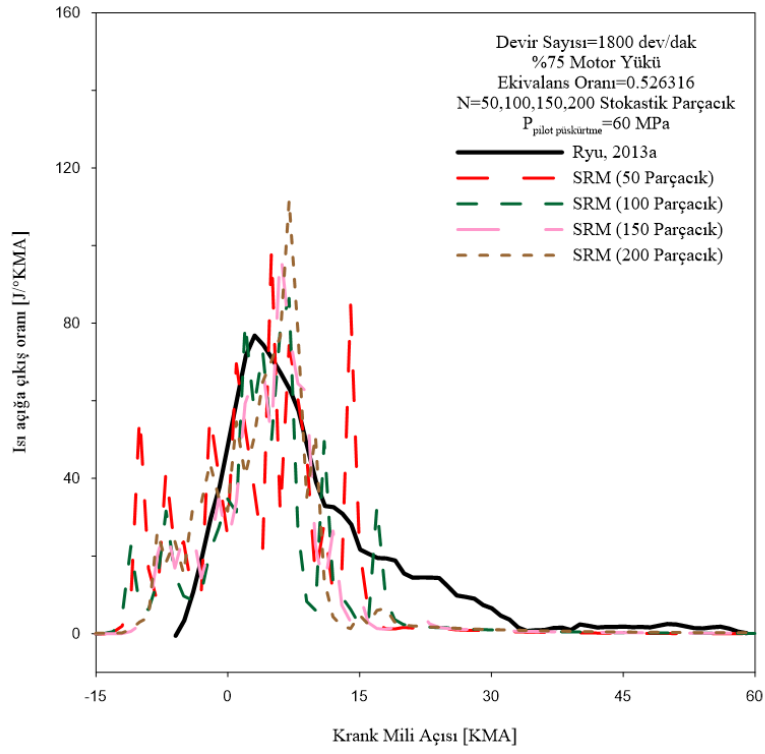
Şekil 3.16. 120 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için farklı stokastik parçacık sayılarındaki basıncın krank açısına göre değişimi



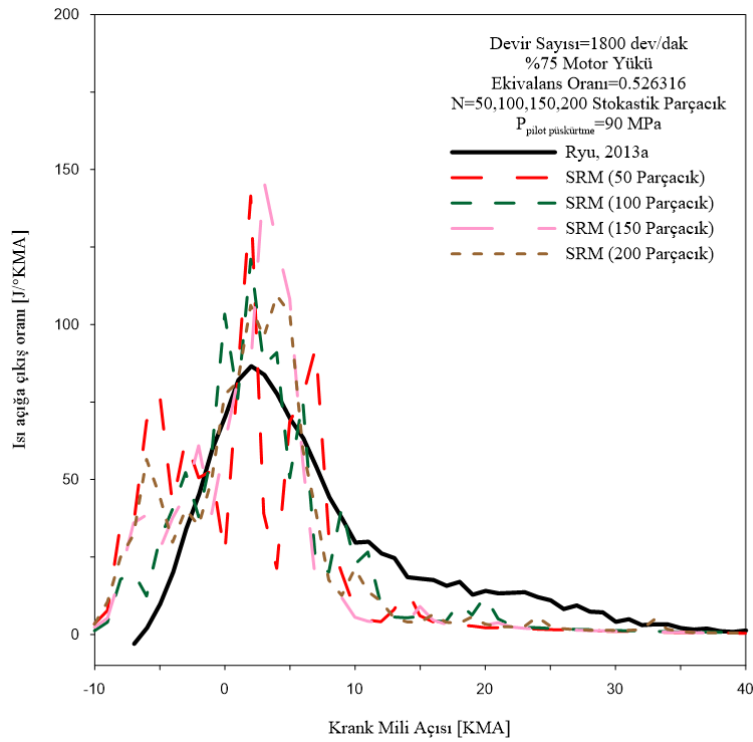
Şekil 3.17. 150 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için farklı stokastik parçacık sayılarındaki basıncın krank açısına göre değişimi



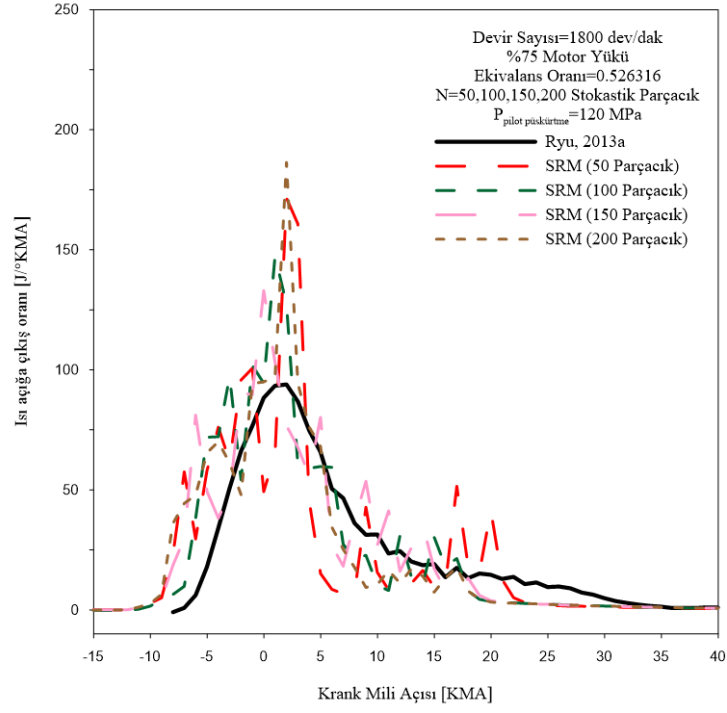
Şekil 3.18. 30 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için farklı stokastik parçacık sayılarındaki ısı açığa çıkış oranının krank açısına göre değişimi



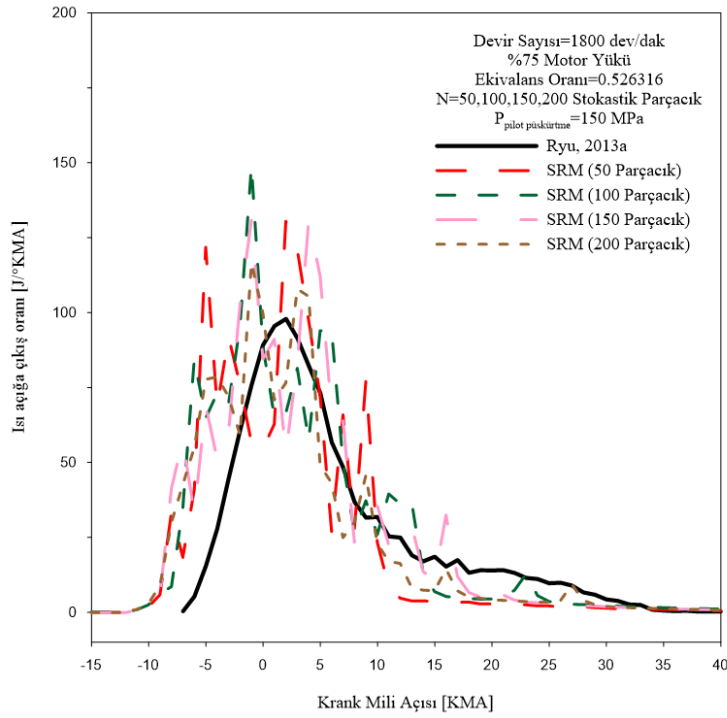
Şekil 3.19. 60 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için farklı stokastik parçacık sayılarındaki ısı açığa çıkış oranının krank açısına göre değişimi



Şekil 3.20. 90 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için farklı stokastik parçacık sayılarındaki ısı açığa çıkış oranının krank açısına göre değişimi



Şekil 3.21. 120 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için farklı stokastik parçacık sayılarındaki ısı açığa çıkış oranının krank açısına göre değişimi



Şekil 3.22. 150 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için farklı stokastik parçacık sayılarındaki ısı açığa çıkış oranının krank açısına göre değişimi

3.4.1.2. Egzoz Emisyon Karakteristikleri

30 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için farklı stokastik parçacık sayılarına göre deneysel ve simülasyon NO_x , CO ve HC emisyon değerleri ve hata oranları sırasıyla Tablo 3.4, Tablo 3.5 ve Tablo 3.6'da gösterilmiştir. Tablo 3.4, 3.5 ve 3.6'da görüldüğü gibi, NO_x emisyonları için hata oranları %367.708 ile %856.547 arasında değişmekte olup, en düşük hata oranı 100 stokastik parçacık sayısında hesaplanmıştır. CO emisyonları için hata oranları %1204.676 ile %2172.511 arasında değişmekte olup, en düşük hata oranı 25 stokastik parçacık sayısında hesaplanmıştır. HC emisyonları için hata oranları %14.064 ile %49.833 arasında değişmekte olup, en düşük hata oranı 75 stokastik parçacık sayısında hesaplanmıştır. Stokastik reaktör model yazılımı kullanılarak yapılan analizler sonucunda, deneysel emisyon verilerine yakınlık bakımından (en yakından en uzağa doğru) bir sıralama yapıldığında sırasıyla HC, NO_x ve CO emisyonları olduğu belirlenmiştir.

Tablo 3.4. 30 MPa için deneysel ve simülasyon NO_x emisyon değerleri ve hata oranları

Stokastik parçacık sayısı	Deneysel NO_x emisyonu (g/kWh)	Simülasyon NO_x emisyonu (g/kWh)	Hata oranı (%)
25	1.7	15.494	811.418
50	1.7	12.667	645.129
75	1.7	12.228	619.306
100	1.7	7.951	367.708
125	1.7	14.102	729.535
150	1.7	10.521	518.853
175	1.7	10.114	494.965
200	1.7	16.261	856.547

Tablo 3.5. 30 MPa için deneysel ve simülasyon CO emisyon değerleri ve hata oranları

Stokastik parçacık sayısı	Deneysel CO emisyonu (g/kWh)	Simülasyon CO emisyonu (g/kWh)	Hata oranı (%)
25	24.4273	318.697	1204.676
50	24.4273	394.429	1514.706
75	24.4273	526.909	2057.05
100	24.4273	495.028	1926.536
125	24.4273	555.113	2172.511
150	24.4273	490.283	1907.111
175	24.4273	455.875	1766.252
200	24.4273	504.937	1967.101

Tablo 3.6. 30 MPa için deneysel ve simülasyon HC emisyon değerleri ve hata oranları

Stokastik parçacık sayısı	Deneysel HC emisyonu (g/kWh)	Simülasyon HC emisyonu (g/kWh)	Hata oranı (%)
25	23.5234	11.801	49.833
50	23.5234	14.937	36.502
75	23.5234	20.215	14.064
100	23.5234	15.102	35.801
125	23.5234	18.449	21.572
150	23.5234	15.34	34.787
175	23.5234	13.596	42.202
200	23.5234	17.971	23.606

60 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için farklı stokastik parçacık sayılarına göre deneysel ve simülasyon NO_x, CO ve HC emisyon değerleri ve hata oranları sırasıyla Tablo 3.7, Tablo 3.8 ve Tablo 3.9'da gösterilmiştir. Tablo 3.7, 3.8 ve 3.9'da görüldüğü gibi, NO_x emisyonları için hata oranları %5.873 ila %52.759 arasında değişmekte olup, en düşük hata oranı 25 stokastik parçacık sayısında hesaplanmıştır. CO emisyonları için hata oranları %2184.221 ila %3234.4 arasında değişmekte olup, en düşük hata oranı 200 stokastik parçacık sayısında hesaplanmıştır. HC emisyonları için hata oranları %63.038 ila %70.976 arasında değişmekte olup, en düşük hata oranı 100 stokastik parçacık sayısında hesaplanmıştır. Stokastik reaktör model yazılımı kullanılarak yapılan analizler sonucunda, deneysel emisyon verilerine yakınlık bakımından (en yakından en uzağa doğru) yapıldığında sırasıyla NO_x, HC ve CO emisyonları olduğu belirlenmiştir.

Tablo 3.7. 60 MPa için deneysel ve simülasyon NO_x emisyon değerleri ve hata oranları

Stokastik parçacık sayısı	Deneysel NO _x emisyonu (g/kWh)	Simülasyon NO _x emisyonu (g/kWh)	Hata oranı (%)
25	7.35	6.918	5.873
50	7.35	11.228	52.759
75	7.35	8.867	20.634
100	7.35	9.865	34.212
125	7.35	9.195	25.097
150	7.35	10.088	37.249
175	7.35	9.648	31.259
200	7.35	11.064	50.533

Tablo 3.8. 60 MPa için deneysel ve simülasyon CO emisyon değerleri ve hata oranları

Stokastik parçacık sayısı	Deneysel CO emisyonu (g/kWh)	Simülasyon CO emisyonu (g/kWh)	Hata oranı (%)
25	11.401	307.836	2600.079
50	11.401	288.336	2429.041
75	11.401	304.308	2569.134
100	11.401	380.155	3234.4
125	11.401	263.725	2213.174
150	11.401	303.218	2559.574
175	11.401	304.33	2569.327
200	11.401	260.424	2184.221

Tablo 3.9. 60 MPa için deneysel ve simülasyon HC emisyon değerleri ve hata oranları

Stokastik parçacık sayısı	Deneysel HC emisyonu (g/kWh)	Simülasyon HC emisyonu (g/kWh)	Hata oranı (%)
25	17.8381	5.177	70.976
50	17.8381	5.305	70.26
75	17.8381	6.288	64.751
100	17.8381	6.593	63.038
125	17.8381	6.343	64.44
150	17.8381	6.155	65.498
175	17.8381	6.564	63.202
200	17.8381	5.944	66.676

90 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için farklı stokastik parçacık sayılarına göre deneysel ve simülasyon NO_x, CO ve HC emisyon değerleri ve hata oranları sırasıyla Tablo 3.10, Tablo 3.11 ve Tablo 3.12’de gösterilmiştir. Tablo 3.10, 3.11 ve 3.12’de görüldüğü gibi, NO_x emisyonları için hata oranları %0.637 ila %32.889 arasında değişmekte olup, en düşük hata oranı 200 stokastik parçacık sayısında hesaplanmıştır. CO emisyonları için hata oranları %1591.472 ila %2832.448 arasında değişmekte olup, en düşük hata oranı 125 stokastik parçacık sayısında hesaplanmıştır. HC emisyonları için hata oranları %67.371 ila %69.36 arasında değişmekte olup, en düşük hata oranı 150 stokastik parçacık sayısında hesaplanmıştır. Stokastik reaktör model yazılımı kullanılarak yapılan analizler sonucunda, deneysel emisyon verilerine yakınlık bakımından (en yakından en uzağa doğru) bir sıralama yapıldığında sırasıyla NO_x, HC ve CO emisyonları olduğu belirlenmiştir.

Tablo 3.10. 90 MPa için deneysel ve simülasyon NO_x emisyon değerleri ve hata oranları

Stokastik parçacık sayısı	Deneysel NO _x emisyonu (g/kWh)	Simülasyon NO _x emisyonu (g/kWh)	Hata oranı (%)
25	11.97	8.033	32.889
50	11.97	10.559	11.79
75	11.97	15.453	29.099
100	11.97	12.829	7.173
125	11.97	14.371	20.059
150	11.97	13.166	9.989
175	11.97	11.849	1.013
200	11.97	11.894	0.637

Tablo 3.11. 90 MPa için deneysel ve simülasyon CO emisyon değerleri ve hata oranları

Stokastik parçacık sayısı	Deneysel CO emisyonu (g/kWh)	Simülasyon CO emisyonu (g/kWh)	Hata oranı (%)
25	11.5688	339.249	2832.448
50	11.5688	273.559	2264.627
75	11.5688	195.847	1592.889
100	11.5688	268.95	2224.787
125	11.5688	195.683	1591.472
150	11.5688	244.29	2011.628
175	11.5688	225.598	1850.055
200	11.5688	222.481	1823.112

Tablo 3.12. 90 MPa için deneysel ve simülasyon HC emisyon değerleri ve hata oranları

Stokastik parçacık sayısı	Deneysel HC emisyonu (g/kWh)	Simülasyon HC emisyonu (g/kWh)	Hata oranı (%)
25	15.6274	4.83	69.094
50	15.6274	4.836	69.057
75	15.6274	5.098	67.378
100	15.6274	5.009	67.947
125	15.6274	5.005	67.974
150	15.6274	5.099	67.371
175	15.6274	4.788	69.36
200	15.6274	4.796	69.309

120 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için farklı stokastik parçacık sayılarına göre deneysel ve simülasyon NO_x, CO ve HC emisyon değerleri ve hata oranları sırasıyla Tablo 3.13, Tablo 3.14 ve Tablo 3.15'te gösterilmiştir. Tablo 3.13, 3.14 ve 3.15'te görüldüğü gibi, NO_x emisyonları için hata oranları %10.552 ile %44.926 arasında değişmekte olup, en düşük hata oranı 75 stokastik parçacık sayısında hesaplanmıştır. CO emisyonları için hata oranları

%1160.887 ila %2032.559 arasında değişmekte olup, en düşük hata oranı 75 stokastik parçacık sayısında hesaplanmıştır. HC emisyonları için hata oranları %65.518 ila %76.139 arasında değişmekte olup, en düşük hata oranı 75 stokastik parçacık sayısında hesaplanmıştır. Stokastik reaktör model yazılımı kullanılarak yapılan analizler sonucunda, deneysel emisyon verilerine yakınlık bakımından (en yakından en uzağa doğru) bir sıralama yapıldığında sırasıyla NO_x, HC ve CO emisyonları olduğu belirlenmiştir.

Tablo 3.13. 120 MPa için deneysel ve simülasyon NO_x emisyon değerleri ve hata oranları

Stokastik parçacık sayısı	Deneysel NO _x emisyonu (g/kWh)	Simülasyon NO _x emisyonu (g/kWh)	Hata oranı (%)
25	19.9	15.33	22.964
50	19.9	10.96	44.926
75	19.9	17.8	10.552
100	19.9	15.61	21.56
125	19.9	16.003	19.582
150	19.9	16.107	19.062
175	19.9	15.467	22.276
200	19.9	14.138	28.955

Tablo 3.14. 120 MPa için deneysel ve simülasyon CO emisyon değerleri ve hata oranları

Stokastik parçacık sayısı	Deneysel CO emisyonu (g/kWh)	Simülasyon CO emisyonu (g/kWh)	Hata oranı (%)
25	12.3402	263.162	2032.559
50	12.3402	180.071	1359.223
75	12.3402	155.596	1160.887
100	12.3402	163.343	1223.666
125	12.3402	160.362	1199.509
150	12.3402	173.292	1304.288
175	12.3402	192.616	1460.882
200	12.3402	176.038	1326.541

Tablo 3.15. 120 MPa için deneysel ve simülasyon HC emisyon değerleri ve hata oranları

Stokastik parçacık sayısı	Deneysel HC emisyonu (g/kWh)	Simülasyon HC emisyonu (g/kWh)	Hata oranı (%)
25	13.9716	3.334	76.139
50	13.9716	4.191	70
75	13.9716	4.818	65.518
100	13.9716	4.235	69.687
125	13.9716	4.341	68.929
150	13.9716	4.179	70.091
175	13.9716	4.415	68.404
200	13.9716	4.169	70.164

150 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı için farklı stokastik parçacık sayılarına göre deneysel ve simülasyon NO_x, CO ve HC emisyon değerleri ve hata oranları sırasıyla Tablo 3.16, Tablo 3.17 ve Tablo 3.18’de gösterilmiştir. Tablo 3.16, 3.17 ve 3.18’de görüldüğü gibi, NO_x emisyonları için hata oranları %3.352 ile %16.389 arasında değişmekte olup, en düşük hata oranı 75 stokastik parçacık sayısında hesaplanmıştır. CO emisyonları için hata oranları %756.255 ile %1558.833 arasında değişmekte olup, en düşük hata oranı 150 stokastik parçacık sayısında hesaplanmıştır. HC emisyonları için hata oranları %67.995 ile %75.868 arasında değişmekte olup, en düşük hata oranı 75 stokastik parçacık sayısında hesaplanmıştır. Stokastik reaktör model yazılımı kullanılarak yapılan analizler sonucunda, deneysel emisyon verilerine yakınlık bakımından (en yakından en uzağa doğru) bir sıralama yapıldığında sırasıyla NO_x, HC ve CO emisyonları olduğu belirlenmiştir.

Tablo 3.16. 150 MPa için deneysel ve simülasyon NO_x emisyon değerleri ve hata oranları

Stokastik parçacık sayısı	Deneysel NO _x emisyonu (g/kWh)	Simülasyon NO _x emisyonu (g/kWh)	Hata oranı (%)
25	21.9	18.311	16.389
50	21.9	19.995	8.7
75	21.9	22.634	3.352
100	21.9	23.186	5.873
125	21.9	19.886	9.198
150	21.9	22.967	4.874
175	21.9	20.117	8.144
200	21.9	19.357	11.612

Tablo 3.17. 150 MPa için deneysel ve simülasyon CO emisyon değerleri ve hata oranları

Stokastik parçacık sayısı	Deneysel CO emisyonu (g/kWh)	Simülasyon CO emisyonu (g/kWh)	Hata oranı (%)
25	12.2717	203.567	1558.833
50	12.2717	142.911	1064.557
75	12.2717	116.778	851.604
100	12.2717	105.986	763.662
125	12.2717	111.473	808.375
150	12.2717	105.077	756.255
175	12.2717	135.389	1003.262
200	12.2717	143.232	1067.173

Tablo 3.18. 150 MPa için deneysel ve simülasyon HC emisyon değerleri ve hata oranları

Stokastik parçacık sayısı	Deneysel HC emisyonu (g/kWh)	Simülasyon HC emisyonu (g/kWh)	Hata oranı (%)
25	13.6556	3.295	75.868
50	13.6556	4.314	68.41
75	13.6556	4.371	67.995
100	13.6556	3.881	71.581
125	13.6556	3.778	72.335
150	13.6556	3.643	73.321
175	13.6556	4.077	70.145
200	13.6556	4.277	68.679

3.4.2. Farklı Pilot Yakıt Püskürtme Zamanlamalarında Yanma ve Egzoz Emisyon Karakteristikleri

3.4.2.1. Yanma Karakteristikleri

Bu çalışmada, en uygun stokastik parçacık sayısı 100 olarak belirlenmiştir (CMCL, 2015). Bütün pilot yakıt püskürtme zamanlamaları için deneysel basınç ve ısı açığa çıkış oranı ile simülasyon basınç ve ısı açığa çıkış oranı verilerinin karşılaştırması ve farklı stokastik parçacık sayıları kullanılarak gerçekleştirilen simülasyon basınç ve ısı açığa çıkış oranı verileriyle deneysel basınç ve ısı açığa çıkış oranı verilerinin karşılaştırması Şekil 3.23-3.42 olarak gösterilmiştir. Karşılaştırma ölçütü basıncın krank açısına göre değişimi için ortalama mutlak yüzde hata (MAPE) ve ısı açığa çıkış oranının krank açısına göre değişimi için yüzde hataların geometrik ortalaması olarak belirlenmiştir. Bu hata oranlarının belirlenmesinin nedeni, deneysel ve simülasyon verilerinin birbirlerine hangi oranda

yaklaştıklarını belirlemektir. Ortalama mutlak yüzde hata ve geometrik ortalama ile ilgili eşitlikler, Eşitlik (3.7) ve (3.8) olarak yukarıda verilmiştir.

Şekil 3.23, 3.24, 3.25, 3.26 ve 3.27’de görüldüğü gibi, deneysel ve simülasyon basınç eğrileri ÜÖNö 11° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için [-40,-2]°KMA ve [4,12]°KMA aralıklarında, ÜÖNö 14° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için [-40,-6]°KMA, [6,12]°KMA aralıklarında ve 2°KMA’da, ÜÖNö 17° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için [-40,-6]°KMA, [3,23]°KMA aralıklarında ve 54°KMA ve 59°KMA’da, ÜÖNö 20° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için [-40,-8]°KMA ve [6,60]°KMA aralıklarında ve ÜÖNö 23° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için [-40,-9]°KMA ve [1,7]°KMA aralıklarında birbirlerine yakın değerler almıştır. Bu aralıklar, deneysel ve simülasyon basınç eğrilerinin her bir krank açısındaki mutlak yüzde hata değerleriyle belirlenmiş olan bir hata oranı (<10%) karşılaştırılarak belirlenmiştir. Bütün pilot yakıt püskürtme zamanlamaları (ÜÖNö 11°, 14°, 17°, 20° ve 23°) için, MAPE değerleri en düşük pilot yakıt püskürtme zamanlamasından en yüksek pilot yakıt püskürtme zamanlamasına doğru sırasıyla %12.5467, %10.493, %7.3055, %6.6176 ve %13.8046 olarak hesaplanmıştır. ÜÖNö 11° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için maksimum basınç değerleri, simülasyon için 110.07 bar iken deneysel için 108.995 bar olarak belirlenmiştir. Simülasyon maksimum basıncı 3°KMA kadar önce meydana gelmiştir. ÜÖNö 14° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için maksimum basınç değerleri, simülasyon için 120.858 bar iken deneysel için 118.068 bar olarak belirlenmiştir. Simülasyon maksimum basıncı 4°KMA kadar önce meydana gelmiştir. ÜÖNö 17° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için maksimum basınç değerleri, simülasyon için 126.817 bar iken deneysel için 126.568 bar olarak belirlenmiştir. Simülasyon maksimum basıncı 1°KMA kadar önce meydana gelmiştir. ÜÖNö 20° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için maksimum basınç değerleri, simülasyon için 143.019 bar iken deneysel için 128.765 bar olarak belirlenmiştir. Simülasyon maksimum basıncı 1°KMA kadar önce meydana gelmiştir. ÜÖNö 23° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için maksimum basınç değerleri, simülasyon için 118.029 bar iken deneysel için 127.995 bar olarak belirlenmiştir. Simülasyon maksimum basıncı 5°KMA kadar önce meydana gelmiştir. Simülasyon maksimum basıncı ve deneysel maksimum basıncın meydana geldiği krank açıları arasındaki farklılıkların nedeni, yazılımdaki piston silindir arasındaki boşluk hacminin (%) yaklaşık olarak elde edilmiş olmasıdır (Demir, 2013).

Şekil 3.28, 3.29, 3.30, 3.31 ve 3.32’de görüldüğü gibi; simülasyonda elde edilen ısı açığa çıkış oranı eğrileri ÜÖNö 11° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için -6°KMA ila

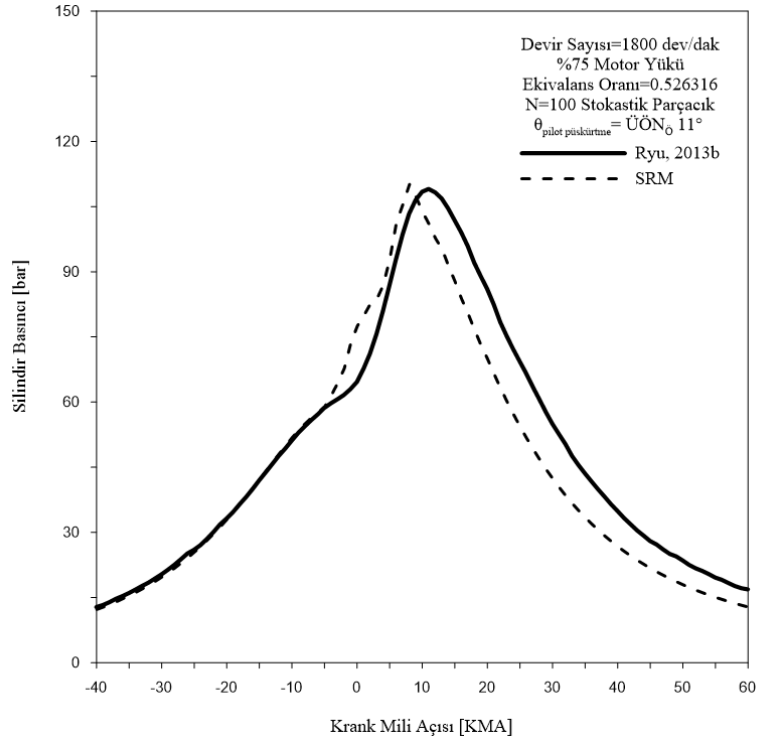
25°KMA arasında, ÜÖN₀ 14° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için -8°KMA ila 25°KMA arasında, ÜÖN₀ 17° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için -11°KMA ila 20°KMA arasında, ÜÖN₀ 20° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için -13°KMA ila 20°KMA arasında ve ÜÖN₀ 23° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için -15°KMA ila 30°KMA arasında sıçramalar göze çarpmaktadır. Bu sıçramaların nedeni çözüm sırasında stokastik sıçrama işlemini kullanmasıdır (Bhave, 2004b). Bütün pilot yakıt püskürtme zamanlamaları (ÜÖN₀ 11°, 14°, 17°, 20° ve 23°) için simülasyon maksimum ısı açığa çıkış oranı değerleri en düşük pilot yakıt püskürtme zamanlamasından en yüksek pilot yakıt püskürtme zamanlamasına doğru sırasıyla 133.287, 178.737, 148.291, 203.996 ve 152.325 J/°KMA iken, deneysel maksimum ısı açığa çıkış oranı değerleri en düşük pilot yakıt püskürtme zamanlamasından en yüksek pilot yakıt püskürtme zamanlamasına doğru sırasıyla 94.335, 92.177, 93.856, 90.351 ve 88.33 J/°KMA olarak belirlenmiştir. Literatürde farklı tip motorlarda simülasyon sonucu elde edilen basınç ve ısı açığa çıkış oranı karakteristikleriyle bu tez çalışmasında elde edilmiş olan sonuçların benzer karakteristiklere sahip olduğu görülmektedir (Cao vd., 2008; Holly vd., 2016; Pasternak vd., 2014; Smallbone vd., 2013).

Şekil 3.33, 3.34, 3.35, 3.36 ve 3.37'de görüldüğü gibi, bütün pilot yakıt püskürtme zamanlamaları (ÜÖN₀ 11°, 14°, 17°, 20° ve 23°) için simülasyon ve deneysel basıncın krank açısına göre değişimlerinin birbirlerine en yakın olduğu parçacık sayıları en düşük pilot yakıt püskürtme zamanlamasından en yüksek pilot yakıt püskürtme zamanlamasına doğru sırasıyla 100, 100, 150, 100 ve 50, en uzak olduğu parçacık sayıları ise en düşük pilot yakıt püskürtme zamanlamasından en yüksek pilot yakıt püskürtme zamanlamasına doğru sırasıyla 200, 50, 200, 150 ve 150 olarak belirlenmiştir. Bu parçacık sayıları belirlenirken, ortalama mutlak hata kareleri (MAPE) yönteminden yararlanılmıştır. Bütün pilot yakıt püskürtme zamanlamaları (ÜÖN₀ 11°, 14°, 17°, 20° ve 23°) için deneysel ve simülasyon basınç eğrilerinin en yakın olduğu parçacık sayılarında MAPE değerleri en düşük pilot yakıt püskürtme zamanlamasından en yüksek pilot yakıt püskürtme zamanlamasına doğru sırasıyla %12.5467, %10.493, %7.2863, %6.6176 ve %12.1238, en uzak olduğu parçacık sayılarında MAPE değerleri en düşük pilot yakıt püskürtme zamanlamasından en yüksek pilot yakıt püskürtme zamanlamasına doğru sırasıyla %13.7775, %11.8970, %7.7405, %18.6836 ve %13.9386 olarak belirlenmiştir.

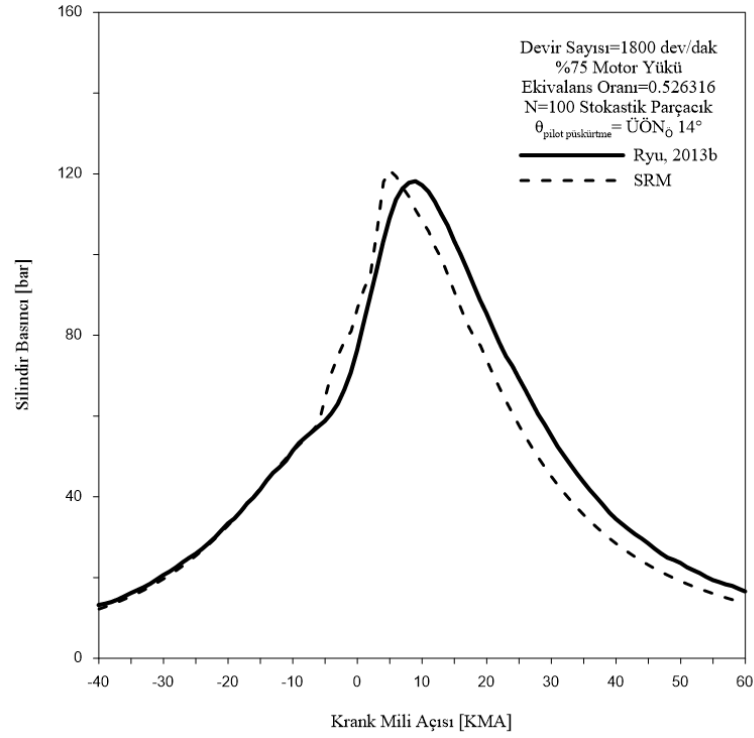
Şekil 3.38, 3.39, 3.40, 3.41 ve 3.42'de görüldüğü gibi, bütün pilot yakıt püskürtme zamanlamaları (ÜÖN₀ 11°, 14°, 17°, 20° ve 23°) için simülasyon ve deneysel ısı açığa çıkış oranının krank açısına göre değişimlerinin birbirlerine en yakın olduğu parçacık sayıları en

düşük pilot yakıt püskürtme zamanlamasından en yüksek pilot yakıt püskürtme zamanlamasına doğru sırasıyla 150, 200, 150, 200 ve 150, en uzak olduğu parçacık sayıları ise en düşük pilot yakıt püskürtme zamanlamasından en yüksek pilot yakıt püskürtme zamanlamasına doğru sırasıyla 200, 150, 50, 50 ve 50 olarak belirlenmiştir. Bu parçacık sayıları belirlenirken, her bir krank açısında elde edilen yüzde hataların geometrik ortalaması alınarak hata oranları elde edilmiştir. Geometrik ortalama alınmasının nedeni ortalama alınan verilerde birbirinden çok uzak herhangi bir değer bulunması durumu için daha gerçekçi bir ortalamanın hesaplanabilmesine olanak sağlamasıdır. Özellikle stokastik süreçler ile ilgili çalışmalarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Bütün pilot yakıt püskürtme zamanlamaları (ÜÖN₀ 11°, 14°, 17°, 20° ve 23°) için deneysel ve simülasyon ısı açığa çıkış oranı eğrilerinin en yakın olduğu parçacık sayılarında geometrik ortalama hata değerleri en düşük pilot yakıt püskürtme zamanlamasından en yüksek pilot yakıt püskürtme zamanlamasına doğru sırasıyla %3.0988, %2.9556, %2.4286, %2.5498 ve %3.8793, en uzak olduğu parçacık sayılarında geometrik ortalama hata değerleri en düşük pilot yakıt püskürtme zamanlamasından en yüksek pilot yakıt püskürtme zamanlamasına doğru sırasıyla %4.517, %3.391, %3.1012, %3.8761 ve %4.2138 olarak belirlenmiştir.

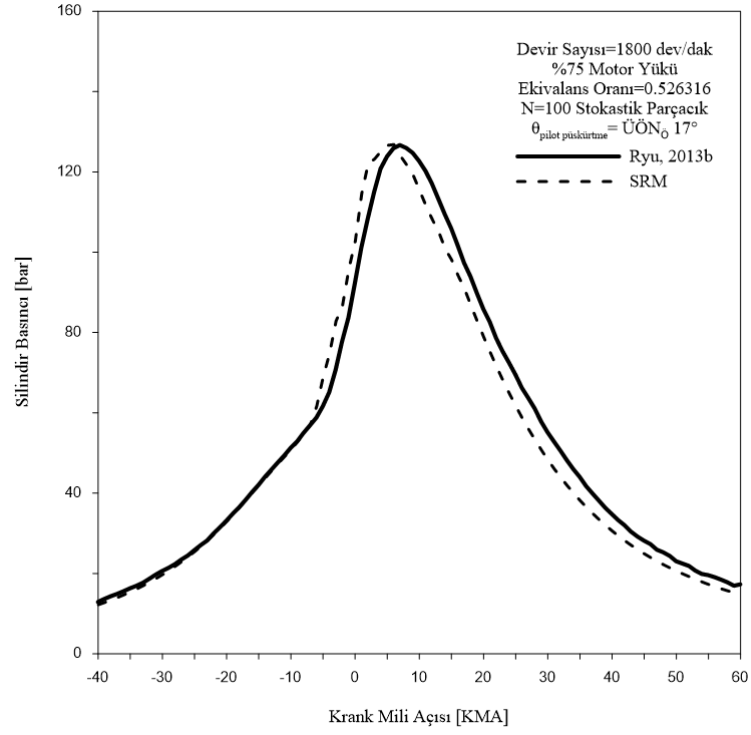
Eğriler arasındaki farklılıkların nedenleri; en uygun durumlar için belirlenen girdi değerlerinin diğer durumlar için değiştirilmemesi, programdaki bazı parametrelerin (piston silindir arasındaki boşluk hacmi ve yaklaşık olarak hesaplanması, türbülans modellemedeki boyutsuz parametreler ve ısı transferi ile ilgili oranlar ve katsayılar) varsayılan değerler olarak kabul edilmiş olması ve alternatif yakıtlarla ilgili kimyasal kinetik mekanizmalarının henüz yeni geliştirilmeye başlanmış olması ve bunun sonucunda indirgenmiş biyodizelin yerine geçen kimyasal kinetik mekanizmasının kullanılmış olmasıdır.



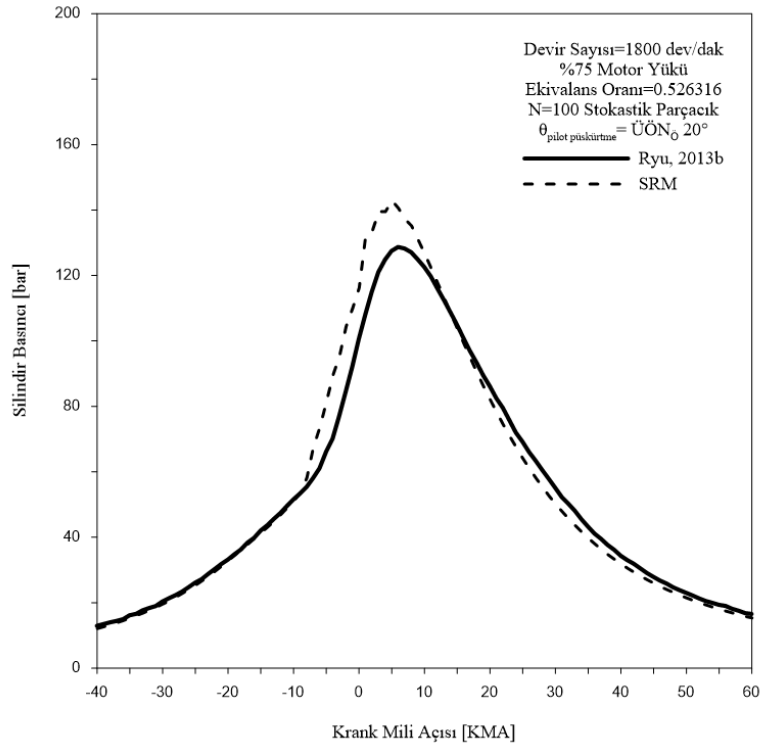
Şekil 3.23. ÜÖN₀ 11° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için basıncın krank açısına göre değişimi



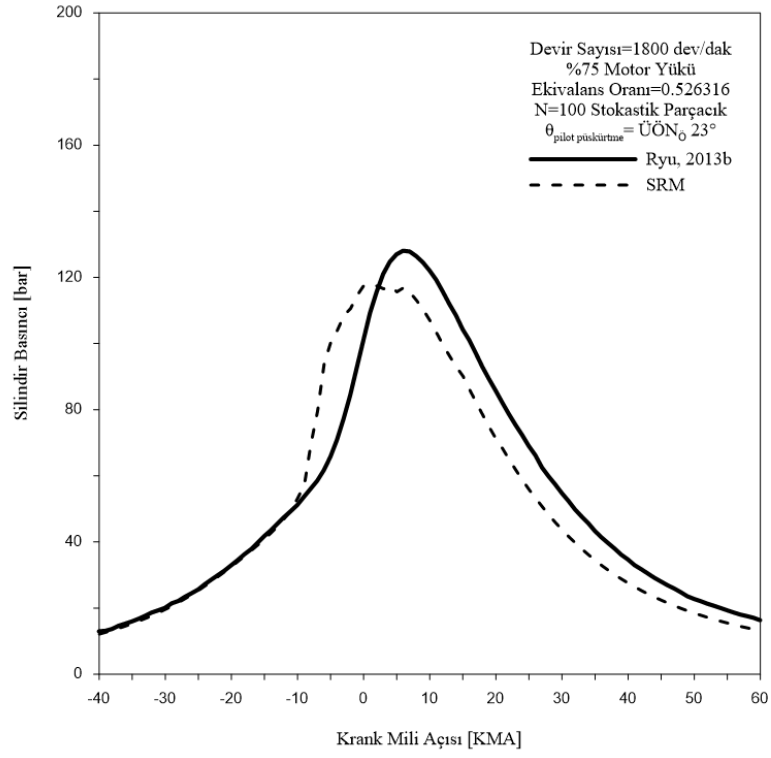
Şekil 3.24. ÜÖN₀ 14° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için basıncın krank açısına göre değişimi



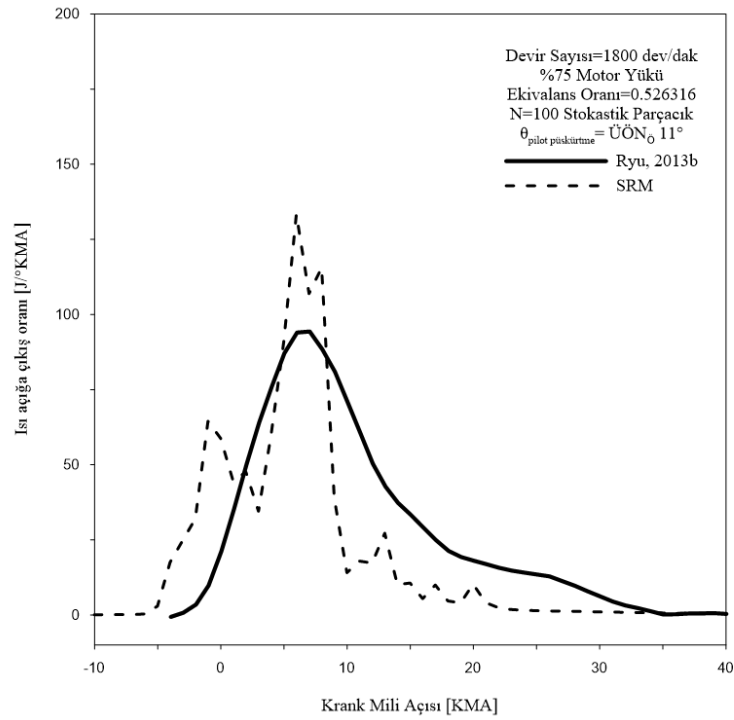
Şekil 3.25. ÜÖN₀ 17° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için basıncın krank açısına göre değişimi



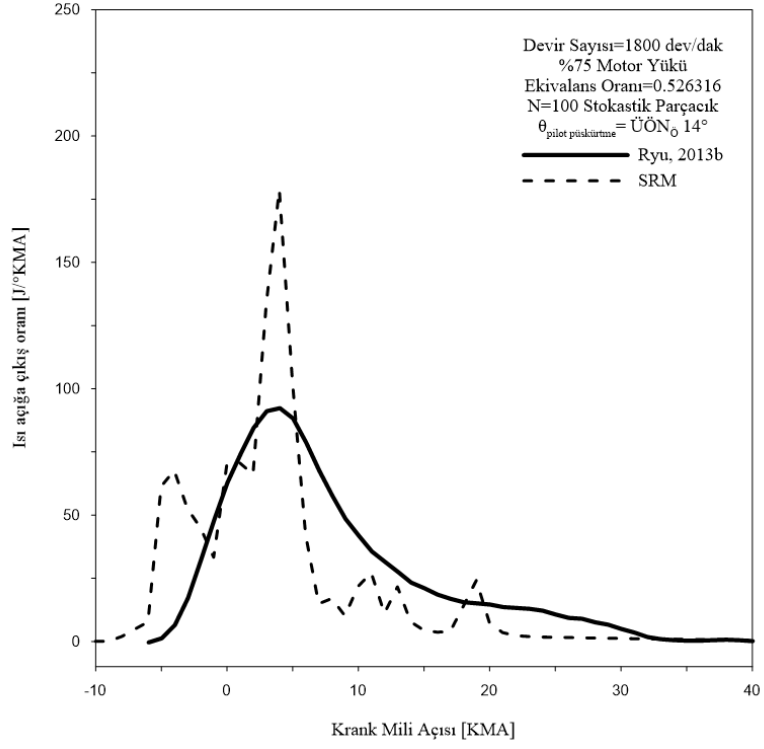
Şekil 3.26. ÜÖN₀ 20° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için basıncın krank açısına göre değişimi



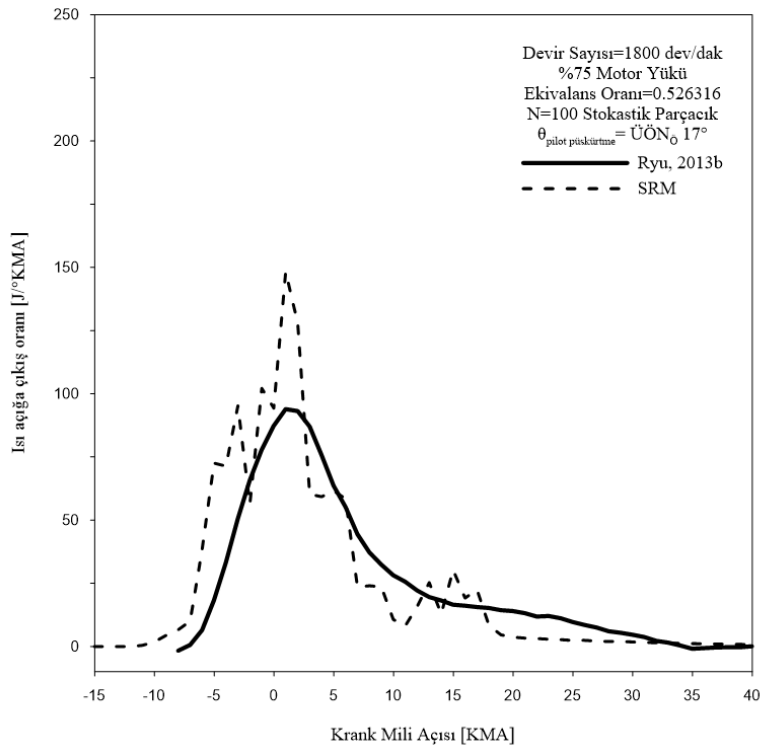
Şekil 3.27. $\text{ÜÖN}_0 23^\circ$ pilot yakıt püskürtme zamanlaması için basıncın krank açısına göre değişimi



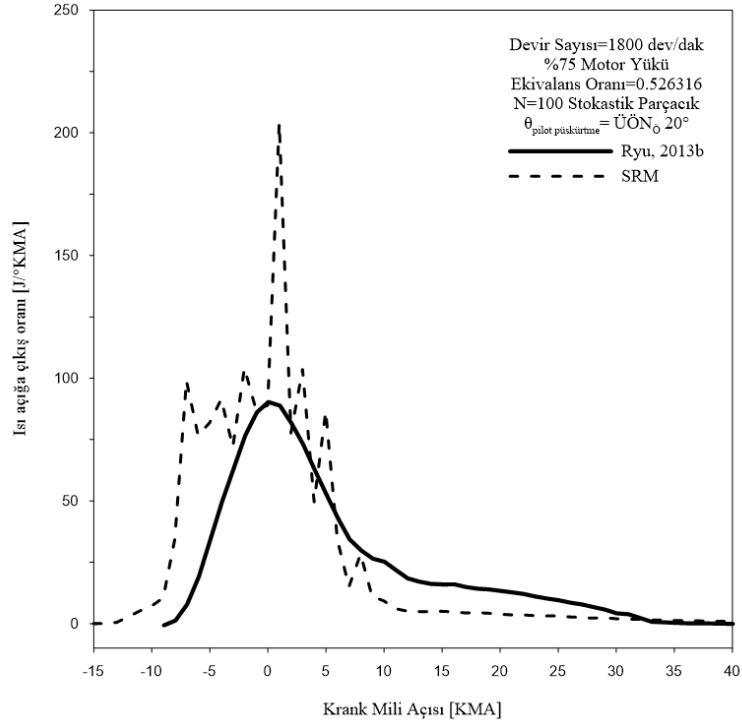
Şekil 3.28. $\text{ÜÖN}_0 11^\circ$ pilot yakıt püskürtme zamanlaması için ısı açığa çıkış oranının krank açısına göre değişimi



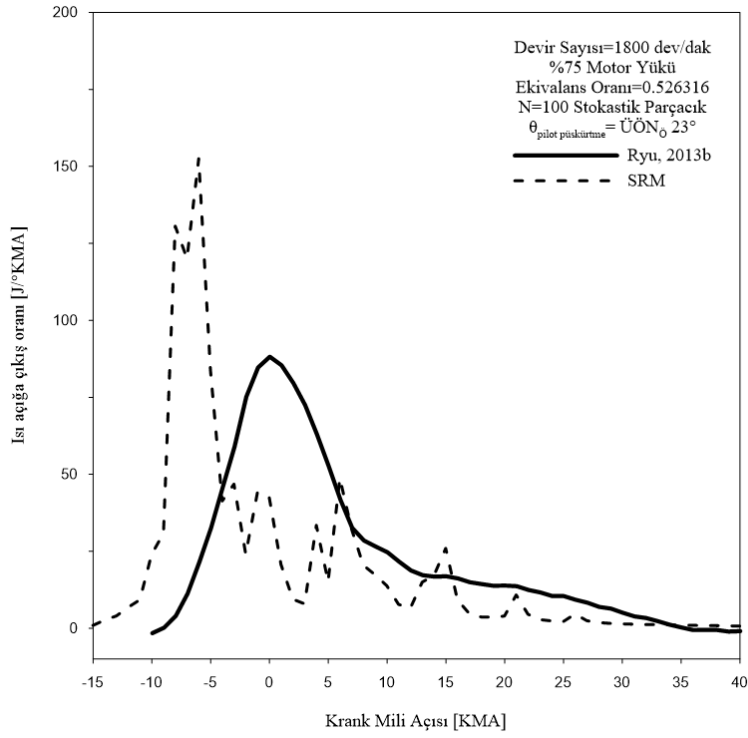
Şekil 3.29. ÜÖN₀ 14° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için ısı açığa çıkış oranının krank açısına göre değişimi



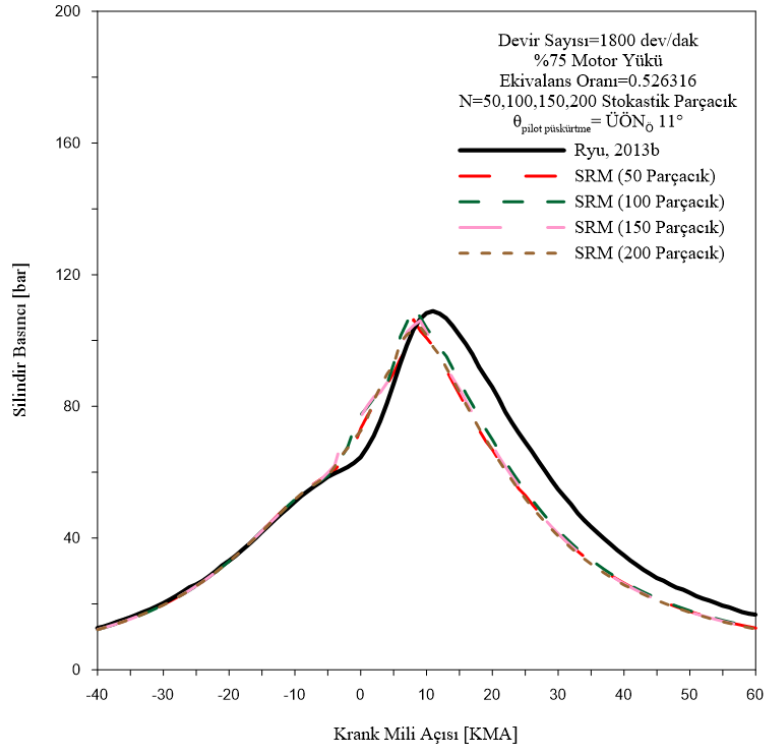
Şekil 3.30. ÜÖN₀ 17° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için ısı açığa çıkış oranının krank açısına göre değişimi



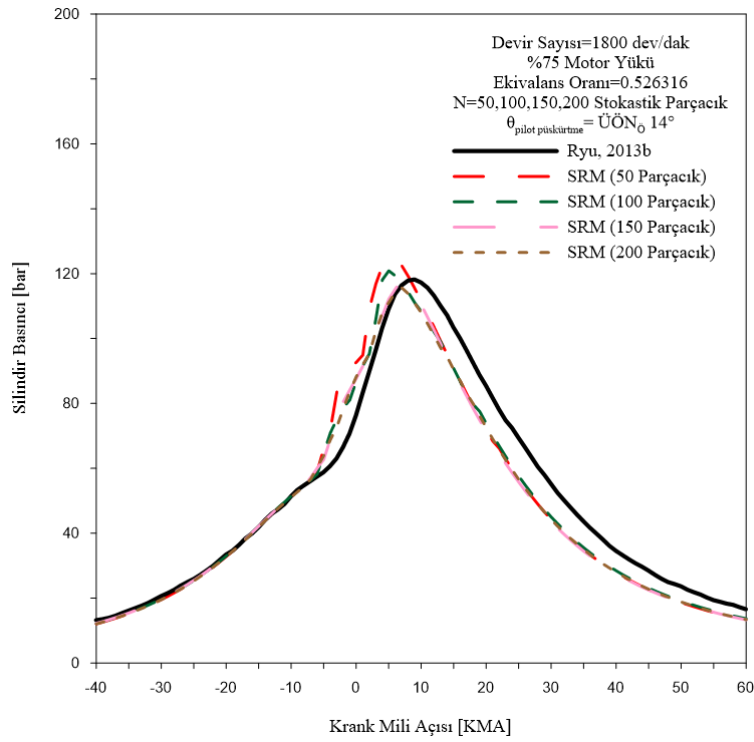
Şekil 3.31. ÜÖN₀ 20° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için ısı açığa çıkış oranının krank açısına göre değişimi



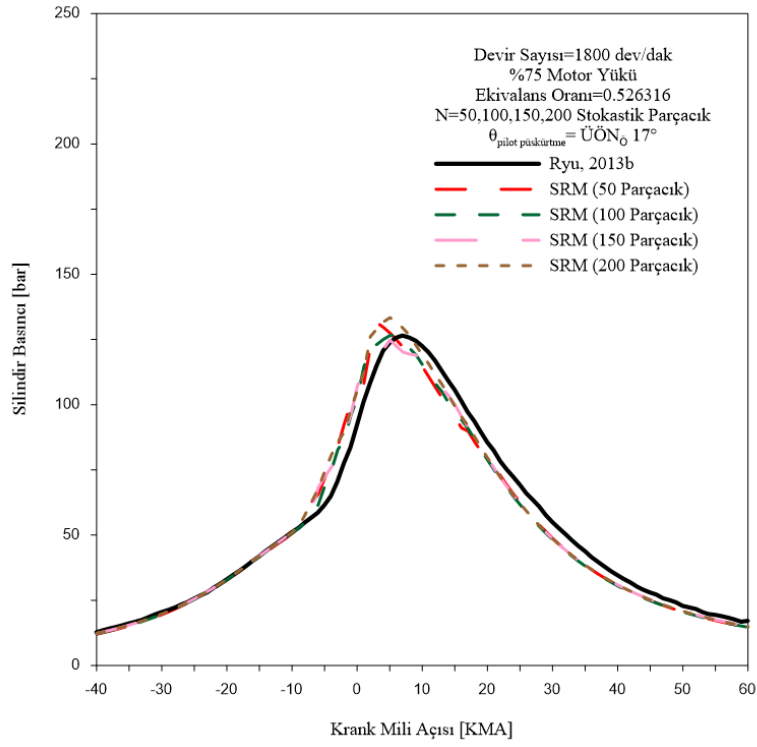
Şekil 3.32. ÜÖN₀ 23° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için ısı açığa çıkış oranının krank açısına göre değişimi



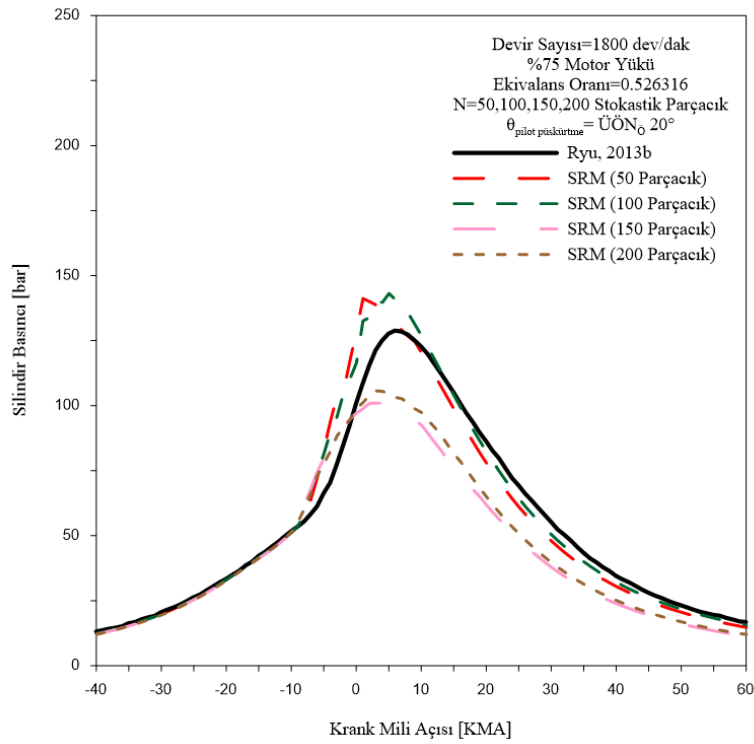
Şekil 3.33. $\ddot{U}ÖN_0 11^\circ$ pilot yakıt püskürtme zamanlaması için farklı stokastik parçacık sayılarındaki basıncın krank açısına göre değişimi



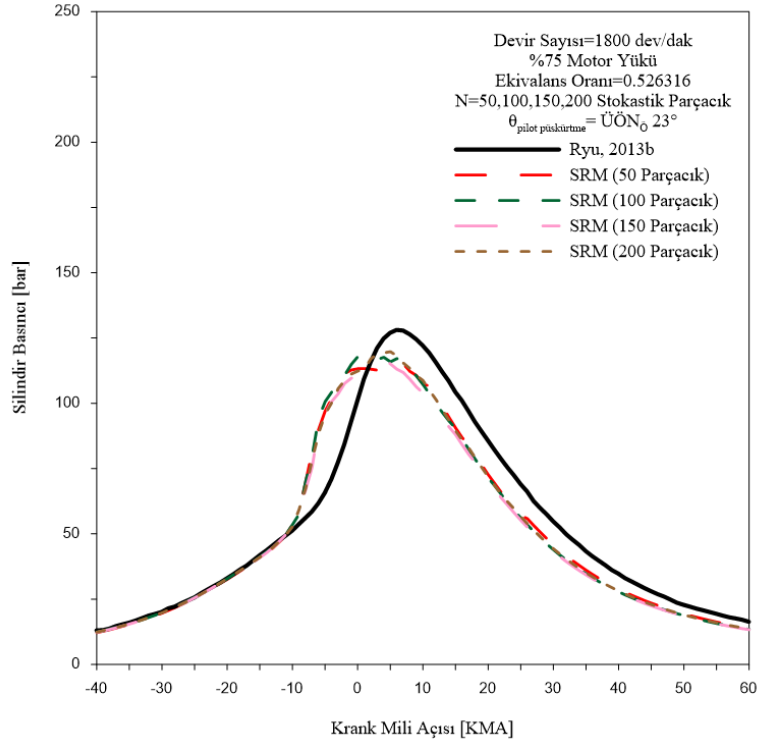
Şekil 3.34. $\ddot{U}ÖN_0 14^\circ$ pilot yakıt püskürtme zamanlaması için farklı stokastik parçacık sayılarındaki basıncın krank açısına göre değişimi



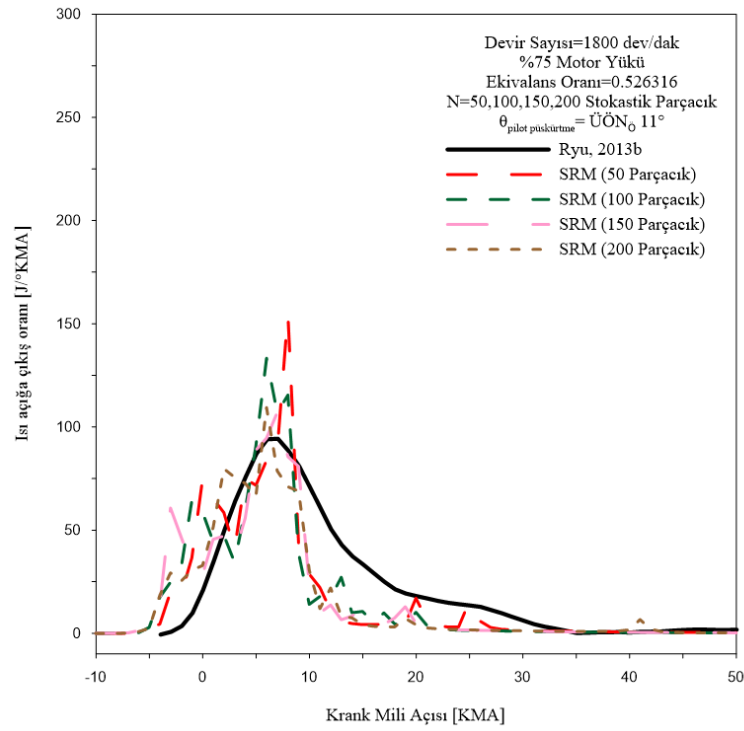
Şekil 3.35. ÜÖN₀ 17° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için farklı stokastik parçacık sayılarındaki basıncın krank açısına göre değişimi



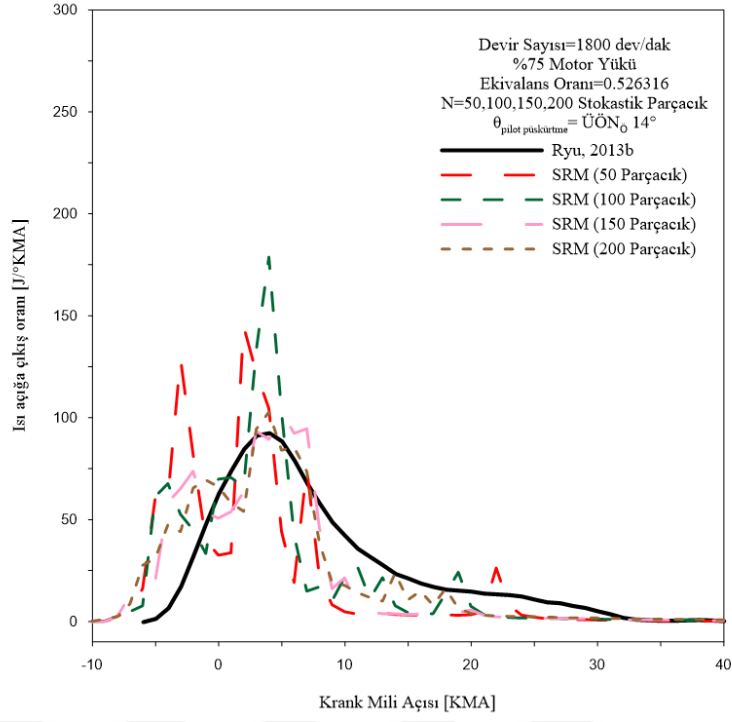
Şekil 3.36. ÜÖN₀ 20° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için farklı stokastik parçacık sayılarındaki basıncın krank açısına göre değişimi



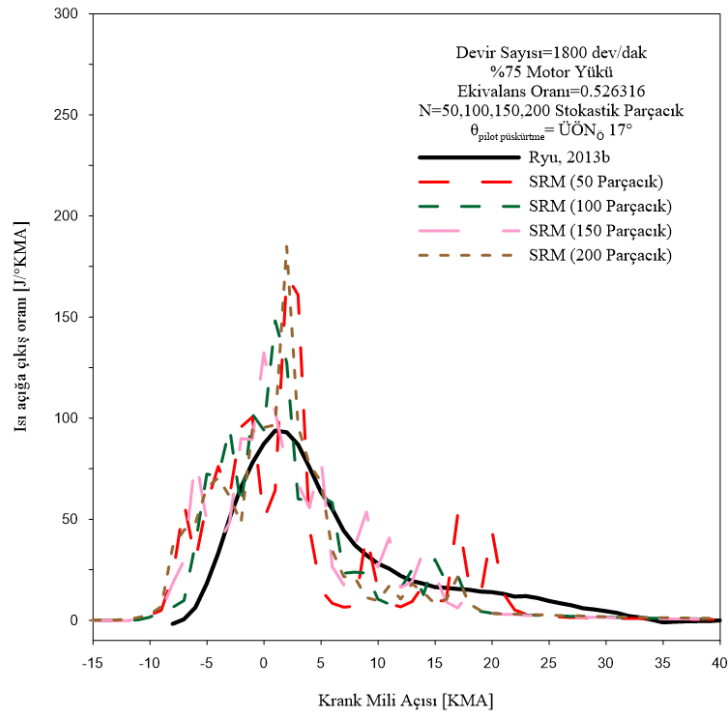
Şekil 3.37. ÜÖNö 23° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için farklı stokastik parçacık sayılarındaki basıncın krank açısına göre değişimi



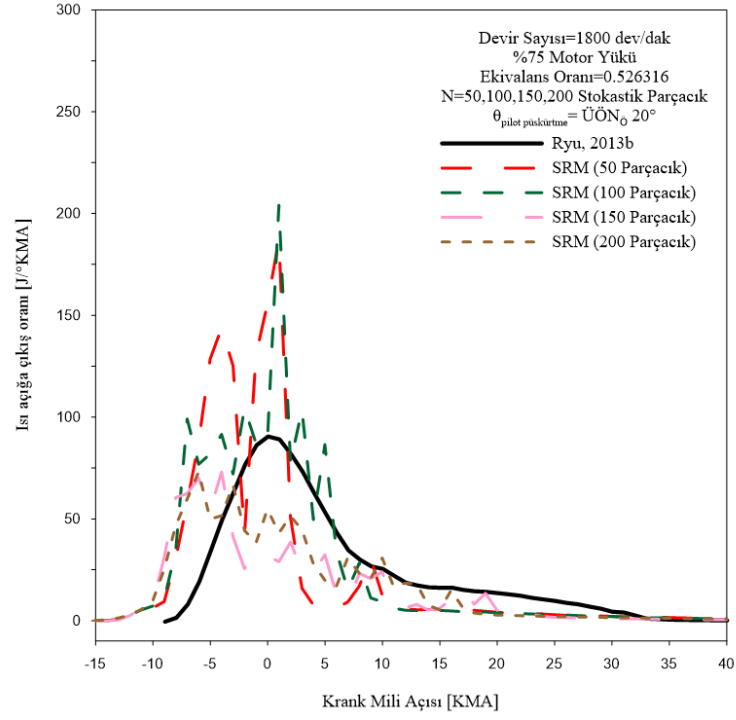
Şekil 3.38. ÜÖNö 11° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için farklı stokastik parçacık sayılarındaki ısı açığa çıkış oranının krank açısına göre değişimi



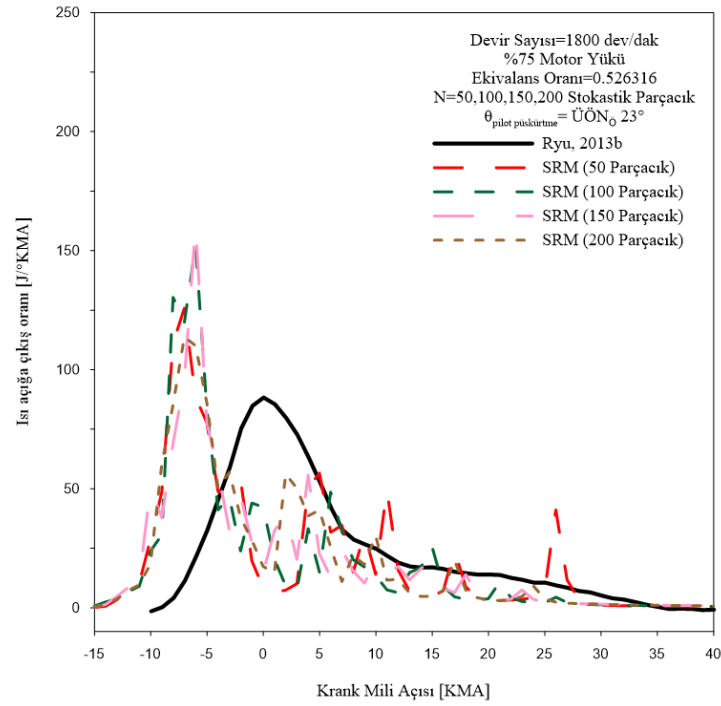
Şekil 3.39. ÜÖNö 14° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için farklı stokastik parçacık sayılarındaki ısı açığa çıkış oranının krank açısına göre değişimi



Şekil 3.40. ÜÖNö 17° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için farklı stokastik parçacık sayılarındaki ısı açığa çıkış oranının krank açısına göre değişimi



Şekil 3.41. ÜÖNö 20° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için farklı stokastik parçacık sayılarındaki ısı açığa çıkış oranının krank açısına göre değişimi



Şekil 3.42. ÜÖNö 23° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için farklı stokastik parçacık sayılarındaki ısı açığa çıkış oranının krank açısına göre değişimi

3.4.2.2. Egzoz Emisyon Karakteristikleri

ÜÖN₀ 11° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için farklı stokastik parçacık sayılarına göre deneysel ve simülasyon NO_x, CO, CO₂ ve HC emisyonlarının yüzde cinsinden değerleri ve hata oranları sırasıyla Tablo 3.19, Tablo 3.20, Tablo 3.21 ve Tablo 3.22’de gösterilmiştir. Tablo 3.19, 3.20, 3.21 ve 3.22’de görüldüğü gibi, NO_x emisyonları için hata oranları %4.38 ila %32.802 arasında değişmekte olup, en düşük hata oranı 150 stokastik parçacık sayısında hesaplanmıştır. CO emisyonları için hata oranları %1968.967 ila %3640.477 arasında değişmekte olup, en düşük hata oranı 50 stokastik parçacık sayısında hesaplanmıştır. CO₂ emisyonları için hata oranları %44.445 ila %58.591 arasında değişmekte olup, en düşük hata oranı 50 stokastik parçacık sayısında hesaplanmıştır. HC emisyonları için hata oranları %3375.852 ila %4025.829 arasında değişmekte olup, en düşük hata oranı 100 stokastik parçacık sayısında hesaplanmıştır. Stokastik reaktör model yazılımı kullanılarak yapılan analizler sonucunda, deneysel emisyon verilerine yakınlık bakımından (en yakından en uzağa doğru) bir sıralama yapıldığında sırasıyla NO_x, CO₂, CO ve HC emisyonları olduğu belirlenmiştir.

Tablo 3.19. ÜÖN₀ 11° için deneysel ve simülasyon NO_x emisyon değerleri ve hata oranları

Stokastik parçacık sayısı	Deneysel NO _x emisyonu (%)	Simülasyon NO _x emisyonu (%)	Hata oranı (%)
25	0.112	0.098	12.8
50	0.112	0.141	25.891
75	0.112	0.093	17.354
100	0.112	0.149	32.802
125	0.112	0.088	21.598
150	0.112	0.117	4.38
175	0.112	0.092	18.148
200	0.112	0.123	9.569

Tablo 3.20. ÜÖNö 11° için deneysel ve simülasyon CO emisyon değerleri ve hata oranları

Stokastik parçacık sayısı	Deneysel CO emisyonu (%)	Simülasyon CO emisyonu (%)	Hata oranı (%)
25	0.1259	4.709	3640.477
50	0.1259	2.605	1968.967
75	0.1259	2.843	2158.403
100	0.1259	3.124	2381.525
125	0.1259	3.058	2328.761
150	0.1259	3.131	2386.664
175	0.1259	3.032	2308.094
200	0.1259	3.109	2369.396

Tablo 3.21. ÜÖNö 11° için deneysel ve simülasyon CO₂ emisyon değerleri ve hata oranları

Stokastik parçacık sayısı	Deneysel CO ₂ emisyonu (%)	Simülasyon CO ₂ emisyonu (%)	Hata oranı (%)
25	6.4668	2.678	58.591
50	6.4668	3.593	44.445
75	6.4668	2.987	53.807
100	6.4668	3.432	46.937
125	6.4668	2.799	56.704
150	6.4668	3.22	50.213
175	6.4668	3.124	51.692
200	6.4668	3.191	50.661

Tablo 3.22. ÜÖNö 11° için deneysel ve simülasyon HC emisyon değerleri ve hata oranları

Stokastik parçacık sayısı	Deneysel HC emisyonu (%)	Simülasyon HC emisyonu (%)	Hata oranı (%)
25	0.0863	3.368	3802.572
50	0.0863	3.258	3675.110
75	0.0863	3.337	3766.987
100	0.0863	2.999	3375.852
125	0.0863	3.561	4025.829
150	0.0863	3.261	3678.447
175	0.0863	3.299	3722.677
200	0.0863	3.324	3751.692

ÜÖNö 14° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için farklı stokastik parçacık sayılarına göre deneysel ve simülasyon NO_x, CO, CO₂ ve HC emisyon değerleri ve hata oranları sırasıyla Tablo 3.23, Tablo 3.24, Tablo 3.25 ve Tablo 3.26'da gösterilmiştir. Tablo 3.23, 3.24, 3.25 ve 3.26'da görüldüğü gibi, NO_x emisyonları için hata oranları %2.905 ile %50.396 arasında değişmekte olup, en düşük hata oranı 175 stokastik parçacık sayısında

hesaplanmıştır. CO emisyonları için hata oranları %1845.982 ila %3053.207 arasında değişmekte olup, en düşük hata oranı 150 stokastik parçacık sayısında hesaplanmıştır. CO₂ emisyonları için hata oranları %40.727 ila %64.555 arasında değişmekte olup, en düşük hata oranı 75 stokastik parçacık sayısında hesaplanmıştır. HC emisyonları için hata oranları %2792.845 ila %3970.866 arasında değişmekte olup, en düşük hata oranı 125 stokastik parçacık sayısında hesaplanmıştır. Stokastik reaktör model yazılımı kullanılarak yapılan analizler sonucunda, deneysel emisyon verilerine yakınlık bakımından (en yakından en uzağa doğru) bir sıralama yapıldığında sırasıyla NO_x, CO₂, CO ve HC emisyonları olduğu belirlenmiştir.

Tablo 3.23. ÜÖN₀ 14° için deneysel ve simülasyon NO_x emisyon değerleri ve hata oranları

Stokastik parçacık sayısı	Deneysel NO _x emisyonu (%)	Simülasyon NO _x emisyonu (%)	Hata oranı (%)
25	0.1418	0.102	28.132
50	0.1418	0.081	43.181
75	0.1418	0.213	50.396
100	0.1418	0.146	2.939
125	0.1418	0.17	20
150	0.1418	0.161	13.666
175	0.1418	0.138	2.905
200	0.1418	0.156	10.161

Tablo 3.24. ÜÖN₀ 14° için deneysel ve simülasyon CO emisyon değerleri ve hata oranları

Stokastik parçacık sayısı	Deneysel CO emisyonu (%)	Simülasyon CO emisyonu (%)	Hata oranı (%)
25	0.1369	4.317	3053.207
50	0.1369	3.865	2722.856
75	0.1369	2.732	1895.727
100	0.1369	3.254	2276.647
125	0.1369	2.931	2040.65
150	0.1369	2.664	1845.982
175	0.1369	2.86	1989.335
200	0.1369	2.68	1857.224

Tablo 3.25. ÜÖNö 14° için deneysel ve simülasyon CO₂ emisyon değerleri ve hata oranları

Stokastik parçacık sayısı	Deneysel CO ₂ emisyonu (%)	Simülasyon CO ₂ emisyonu (%)	Hata oranı (%)
25	6.9717	2.471	64.555
50	6.9717	3.622	48.049
75	6.9717	4.132	40.727
100	6.9717	3.967	43.094
125	6.9717	3.892	44.178
150	6.9717	3.943	43.442
175	6.9717	3.823	45.16
200	6.9717	4.045	41.986

Tablo 3.26. ÜÖNö 14° için deneysel ve simülasyon HC emisyon değerleri ve hata oranları

Stokastik parçacık sayısı	Deneysel HC emisyonu (%)	Simülasyon HC emisyonu (%)	Hata oranı (%)
25	0.097	3.949	3970.866
50	0.097	3.322	3324.454
75	0.097	2.912	2901.567
100	0.097	3.166	3163.887
125	0.097	2.806	2792.845
150	0.097	3.103	3099.402
175	0.097	3.048	3042.165
200	0.097	2.958	2949.381

ÜÖNö 17° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için farklı stokastik parçacık sayılarına göre deneysel ve simülasyon NO_x, CO, CO₂ ve HC emisyon değerleri ve hata oranları sırasıyla Tablo 3.27, Tablo 3.28, Tablo 3.29 ve Tablo 3.30'da gösterilmiştir. Tablo 3.27, 3.28, 3.29 ve 3.30'da görüldüğü gibi, NO_x emisyonları için hata oranları %8.519 ile %30.096 arasında değişmekte olup, en düşük hata oranı 200 stokastik parçacık sayısında hesaplanmıştır. CO emisyonları için hata oranları %1630.038 ile %3484.057 arasında değişmekte olup, en düşük hata oranı 75 stokastik parçacık sayısında hesaplanmıştır. CO₂ emisyonları için hata oranları %30.692 ile %35.53 arasında değişmekte olup, en düşük hata oranı 100 stokastik parçacık sayısında hesaplanmıştır. HC emisyonları için hata oranları %1704.534 ile %2574.714 arasında değişmekte olup, en düşük hata oranı 25 stokastik parçacık sayısında hesaplanmıştır. Stokastik reaktör model yazılımı kullanılarak yapılan analizler sonucunda, deneysel emisyon verilerine yakınlık bakımından (en yakından en uzağa doğru) bir sıralama yapıldığında sırasıyla NO_x, CO₂, HC ve CO emisyonları olduğu belirlenmiştir.

Tablo 3.27. ÜÖNö 17° için deneysel ve simülasyon NO_x emisyon değerleri ve hata oranları

Stokastik parçacık sayısı	Deneysel NO _x emisyonu (%)	Simülasyon NO _x emisyonu (%)	Hata oranı (%)
25	0.1949	0.254	30.096
50	0.1949	0.162	16.899
75	0.1949	0.242	24.119
100	0.1949	0.232	19.093
125	0.1949	0.233	19.752
150	0.1949	0.241	23.533
175	0.1949	0.22	12.705
200	0.1949	0.212	8.519

Tablo 3.28. ÜÖNö 17° için deneysel ve simülasyon CO emisyon değerleri ve hata oranları

Stokastik parçacık sayısı	Deneysel CO emisyonu (%)	Simülasyon CO emisyonu (%)	Hata oranı (%)
25	0.1309	4.692	3484.057
50	0.1309	2.876	2097.219
75	0.1309	2.265	1630.038
100	0.1309	2.608	1892.284
125	0.1309	2.515	1820.901
150	0.1309	2.786	2028.587
175	0.1309	2.941	2147.082
200	0.1309	2.827	2059.427

Tablo 3.29. ÜÖNö 17° için deneysel ve simülasyon CO₂ emisyon değerleri ve hata oranları

Stokastik parçacık sayısı	Deneysel CO ₂ emisyonu (%)	Simülasyon CO ₂ emisyonu (%)	Hata oranı (%)
25	7.1198	4.929	30.773
50	7.1198	4.788	32.754
75	7.1198	4.59	35.53
100	7.1198	4.935	30.692
125	7.1198	4.922	30.864
150	7.1198	4.848	31.902
175	7.1198	4.57	35.81
200	7.1198	4.84	32.022

Tablo 3.30. ÜÖNö 17° için deneysel ve simülasyon HC emisyon değerleri ve hata oranları

Stokastik parçacık sayısı	Deneysel HC emisyonu (%)	Simülasyon HC emisyonu (%)	Hata oranı (%)
25	0.0997	1.799	1704.534
50	0.0997	2.423	2330.291
75	0.0997	2.667	2574.714
100	0.0997	2.321	2227.492
125	0.0997	2.375	2282.427
150	0.0997	2.318	2225.316
175	0.0997	2.471	2378.626
200	0.0997	2.412	2319.077

ÜÖNö 20° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için farklı stokastik parçacık sayılarına göre deneysel ve simülasyon NO_x, CO, CO₂ ve HC emisyon değerleri ve hata oranları sırasıyla Tablo 3.31, Tablo 3.32, Tablo 3.33 ve Tablo 3.34'te gösterilmiştir. Tablo 3.31, 3.32, 3.33 ve 3.34'te görüldüğü gibi, NO_x emisyonları için hata oranları %2.911 ila %73.766 arasında değişmekte olup, en düşük hata oranı 50 stokastik parçacık sayısında hesaplanmıştır. CO emisyonları için hata oranları %607.307 ila %1625.662 arasında değişmekte olup, en düşük hata oranı 175 stokastik parçacık sayısında hesaplanmıştır. CO₂ emisyonları için hata oranları %22.604 ila %55.242 arasında değişmekte olup, en düşük hata oranı 100 stokastik parçacık sayısında hesaplanmıştır. HC emisyonları için hata oranları %2232.37 ila %3728.011 arasında değişmekte olup, en düşük hata oranı 75 stokastik parçacık sayısında hesaplanmıştır. Stokastik reaktör model yazılımı kullanılarak yapılan analizler sonucunda, deneysel emisyon verilerine yakınlık bakımından (en yakından en uzağa doğru) bir sıralama yapıldığında sırasıyla NO_x, CO₂, CO ve HC emisyonları olduğu belirlenmiştir.

Tablo 3.31. ÜÖNö 20° için deneysel ve simülasyon NO_x emisyon değerleri ve hata oranları

Stokastik parçacık sayısı	Deneysel NO _x emisyonu (%)	Simülasyon NO _x emisyonu (%)	Hata oranı (%)
25	0.2061	0.215	4.44
50	0.2061	0.2	2.911
75	0.2061	0.358	73.766
100	0.2061	0.358	73.637
125	0.2061	0.302	46.597
150	0.2061	0.219	6.584
175	0.2061	0.273	32.35
200	0.2061	0.277	34.162

Tablo 3.32. ÜÖN₀ 20° için deneysel ve simülasyon CO emisyon değerleri ve hata oranları

Stokastik parçacık sayısı	Deneysel CO emisyonu (%)	Simülasyon CO emisyonu (%)	Hata oranı (%)
25	0.1519	2.621	1625.662
50	0.1519	2.287	1405.879
75	0.1519	2.567	1589.855
100	0.1519	2.09	1276.221
125	0.1519	2.196	1345.444
150	0.1519	1.258	727.887
175	0.1519	1.074	607.307
200	0.1519	1.256	726.866

Tablo 3.33. ÜÖN₀ 20° için deneysel ve simülasyon CO₂ emisyon değerleri ve hata oranları

Stokastik parçacık sayısı	Deneysel CO ₂ emisyonu (%)	Simülasyon CO ₂ emisyonu (%)	Hata oranı (%)
25	7.3339	4.882	33.428
50	7.3339	5.143	29.881
75	7.3339	5.251	28.398
100	7.3339	5.676	22.604
125	7.3339	5.545	24.388
150	7.3339	3.283	55.242
175	7.3339	3.383	53.871
200	7.3339	3.724	49.217

Tablo 3.34. ÜÖN₀ 20° için deneysel ve simülasyon HC emisyon değerleri ve hata oranları

Stokastik parçacık sayısı	Deneysel HC emisyonu (%)	Simülasyon HC emisyonu (%)	Hata oranı (%)
25	0.092	2.513	2631.62
50	0.092	2.451	2564.065
75	0.092	2.146	2232.37
100	0.092	2.167	2254.924
125	0.092	2.165	2253.478
150	0.092	3.522	3728.011
175	0.092	3.455	3655.239
200	0.092	3.29	3475.489

ÜÖN₀ 23° pilot yakıt püskürtme zamanlaması için farklı stokastik parçacık sayılarına göre deneysel ve simülasyon NO_x, CO, CO₂ ve HC emisyon değerleri ve hata oranları sırasıyla Tablo 3.35, Tablo 3.36, Tablo 3.37 ve Tablo 3.38'de gösterilmiştir. Tablo 3.35, 3.36, 3.37 ve 3.38'de görüldüğü gibi, NO_x emisyonları için hata oranları %19.526 ila %45.459 arasında değişmekte olup, en düşük hata oranı 25 stokastik parçacık sayısında

hesaplanmıştır. CO emisyonları için hata oranları %1466.374 ile %1856.707 arasında değişmekte olup, en düşük hata oranı 150 stokastik parçacık sayısında hesaplanmıştır. CO₂ emisyonları için hata oranları %45.549 ile %53.322 arasında değişmekte olup, en düşük hata oranı 125 stokastik parçacık sayısında hesaplanmıştır. HC emisyonları için hata oranları %2475 ile %2756.096 arasında değişmekte olup, en düşük hata oranı 50 stokastik parçacık sayısında hesaplanmıştır. Stokastik reaktör model yazılımı kullanılarak yapılan analizler sonucunda, deneysel emisyon verilerine yakınlık bakımından (en yakından en uzağa doğru) bir sıralama yapıldığında sırasıyla CO₂, NO_x, HC ve CO emisyonları olduğu belirlenmiştir.

Tablo 3.35. ÜÖNö 23° için deneysel ve simülasyon NO_x emisyon değerleri ve hata oranları

Stokastik parçacık sayısı	Deneysel NO _x emisyonu (%)	Simülasyon NO _x emisyonu (%)	Hata oranı (%)
25	0.1926	0.23	19.526
50	0.1926	0.247	28.392
75	0.1926	0.234	21.655
100	0.1926	0.25	29.908
125	0.1926	0.28	45.459
150	0.1926	0.239	24.205
175	0.1926	0.242	25.849
200	0.1926	0.254	31.609

Tablo 3.36. ÜÖNö 23° için deneysel ve simülasyon CO emisyon değerleri ve hata oranları

Stokastik parçacık sayısı	Deneysel CO emisyonu (%)	Simülasyon CO emisyonu (%)	Hata oranı (%)
25	0.1649	3.227	1856.707
50	0.1649	3.045	1746.343
75	0.1649	3.091	1774.445
100	0.1649	2.652	1508.102
125	0.1649	2.609	1482.323
150	0.1649	2.583	1466.374
175	0.1649	2.891	1653.42
200	0.1649	3.203	1842.244

Tablo 3.37. ÜÖNö 23° için deneysel ve simülasyon CO₂ emisyon değerleri ve hata oranları

Stokastik parçacık sayısı	Deneysel CO ₂ emisyonu (%)	Simülasyon CO ₂ emisyonu (%)	Hata oranı (%)
25	7.4	3.454	53.322
50	7.4	4.015	45.738
75	7.4	3.585	51.55
100	7.4	3.961	46.474
125	7.4	4.029	45.549
150	7.4	3.903	47.259
175	7.4	3.775	48.991
200	7.4	3.814	48.465

Tablo 3.38. ÜÖNö 23° için deneysel ve simülasyon HC emisyon değerleri ve hata oranları

Stokastik parçacık sayısı	Deneysel HC emisyonu (%)	Simülasyon HC emisyonu (%)	Hata oranı (%)
25	0.1004	2.868	2756.096
50	0.1004	2.585	2475
75	0.1004	2.805	2693.606
100	0.1004	2.757	2645.896
125	0.1004	2.652	2541.375
150	0.1004	2.737	2625.727
175	0.1004	2.84	2728.845
200	0.1004	2.682	2571.564

4. SONUÇLAR

Bu tez çalışmasında elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi sıralanabilir:

1. Biyodizelin yerini tutan kimyasal kinetik mekanizmasının deneysel çalışmada kullanılan biyodizel yakıtını temsil edip etmediğini belirlemek için ısı değerlerinden yararlanılmıştır. Biyodizelin yerini tutan kimyasal kinetik mekanizmasının ısı değeri 37.7 MJ/kg iken, deneysel çalışmada kullanılan biyodizel kimyasal kinetik mekanizmasının ısı değeri 40.001 MJ/kg olarak belirtilmiştir. Yaklaşık %5.75'lik hata oranıyla deneysel veriye yakın olduğu saptanmıştır.
2. Farklı pilot yakıt püskürtme zamanlaması durumlarında püskürtülen yakıt miktarları birbirine yakındır ve en yüksek değer ÜÖNÖ 23° pilot yakıt püskürtme zamanlaması durumu için elde edilmiştir. Farklı pilot yakıt püskürtme basınç durumlarında, pilot yakıt püskürtme basıncı arttıkça püskürtülen yakıt miktarı artmış ve en yüksek değer 150 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı durumunda elde edilmiştir.
3. Pilot yakıtı biyodizel ana yakıtı doğalgaz olan çift yakıtlı motorla ilgili yapılmış deneysel çalışmalarda (Ryu, 2013a; Ryu, 2013b), doğalgazın net ısı değeri 43.58 MJ/m³ olarak belirtilmiştir. Simülasyon için kullanılan doğalgazın bileşimi kullanılan mekanizma gereği Metan (CH₄), Etan (C₂H₆) ve Azot (N₂) bileşenlerinden oluşmaktadır. Hesaplama sonucunda simülasyonda kullanılan doğalgaz yakıtının net ısı değeri yaklaşık 36.443 MJ/m³ olarak hesaplanmıştır. Simülasyon ısı değeri gerçek ısı değerine yaklaşık %16.4'lük hata oranıyla yakın olduğu belirlenmiştir.
4. Farklı pilot yakıt püskürtme durumlarında biyodizel pilot yakıtının yanması sonucu açığa çıkan ısı enerjisi değerleri, biyodizelin yerine geçen kimyasal kinetik mekanizmasının ısı değeriyle silindir başına püskürtülen toplam yakıt miktarının çarpılmasıyla elde edilmiştir. Farklı pilot yakıt püskürtme zamanlaması durumlarında bu ısı değerleri birbirine çok yakındır ve en yüksek değer ÜÖNÖ 17° pilot yakıt püskürtme zamanlaması durumu için elde edilmiştir. Farklı pilot yakıt püskürtme basınç durumlarında, pilot yakıt püskürtme basıncı arttıkça açığa çıkan ısı enerjisi miktarı artmış ve en yüksek değer 150 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı durumunda elde edilmiştir.

5. Yöntemin geçerliliğini göstermek için, 120 MPa pilot yakıt püskürtme basıncı ve ÜÖNÖ 17° pilot yakıt püskürtme zamanlaması durumları esas alınmıştır. Bunun nedeni, farklı pilot yakıt püskürtme zamanlaması deneyleri (Ryu, 2013b) için pilot yakıt püskürtme basıncının (120 MPa) sabit tutulması ve farklı pilot yakıt püskürtme basınç deneyleri (Ryu, 2013a) için pilot yakıt püskürtme zamanlamasının (ÜÖNÖ 17°) sabit tutulmasından kaynaklanmaktadır. Her iki durum için deneysel ve simülasyon basıncın krank açısına göre değişim grafikleri ve deneysel ve simülasyon ısı salınım oranının krank açısına göre değişim grafikleri birbiri üzerine örtüşmüştür.
6. Stokastik reaktör model yönteminin geçerliliğini göstermenin ikinci yolu, bu iki durum (120 MPa ve ÜÖNÖ 17°) için silindir başına püskürtülen toplam yakıt miktarlarının ve açığa çıkan ısı enerjilerin birbirine yakınlığını göstermektir. Püskürtülen yakıt miktarıyla açığa çıkan ısı enerji doğru orantılı olduğu bir önceki bölümde belirtilmiştir. Açığa çıkan ısı enerji değerlerini bu iki durum için karşılaştırdığımızda birbirine çok yakın oldukları görülmektedir.
7. Farklı pilot yakıt püskürtme basınçlarında, simülasyon ve deneysel basınç değerlerinin birbirlerine yakınlığının belirlenmesinde MAPE değerleri esas alınmıştır. Simülasyon basınç değerlerinin deneysel basınç değerlerine en yakın olduğu pilot yakıt püskürtme basıncının 150 MPa olduğu belirlenmiştir (MAPE=%4.1865). Bu yüzde hata 150 parçacık sayısında gerçekleştirilen analiz sonucunda elde edilmiştir. Burada simülasyon basınçlarının deneysel basınçlara yakınlığı açısından en yakından en uzağa doğru pilot yakıt püskürtme basınçları (100 stokastik parçacık için) 150 MPa, 120 MPa, 90 MPa, 30 MPa ve 60 MPa şeklinde sıralanmıştır.
8. Farklı pilot yakıt püskürtme basınçlarında, simülasyon ve deneysel ısı salınım oranı değerlerinin birbirlerine yakınlığının belirlenmesi için önce her bir krank açısının yüzde cinsinden hataları hesaplanmıştır. Sonrasında her krank açısındaki yüzde hata değerlerinin geometrik ortalaması alınarak hata oranı hesaplanmıştır. Simülasyon ısı salınım oranı değerlerinin deneysel ısı salınım oranı değerlerine en yakın olduğu pilot yakıt püskürtme basıncının 120 MPa olduğu belirlenmiştir (Hata oranı=%2.3226). Bu yüzde hata 100 parçacık sayısında gerçekleştirilen analiz sonucunda elde edilmiştir. Burada simülasyon ısı salınım oranlarının deneysel ısı salınım oranlarına yakınlığı açısından en yakından en uzağa doğru pilot yakıt püskürtme basınçları (100 stokastik parçacık için) 90 MPa, 120 MPa, 150 MPa, 60 MPa ve 30 MPa şeklinde sıralanmıştır.

9. Farklı pilot yakıt püskürtme zamanlarında simülasyon ve deneysel basınç değerlerinin birbirlerine yakınlığının belirlenmesinde MAPE değerleri esas alınmıştır. Simülasyon basınç değerlerinin deneysel basınç değerlerine en yakın olduğu pilot yakıt püskürtme basıncının ÜÖNö 20° olduğu belirlenmiştir (MAPE=%6.6176). Bu yüzde hata 100 parçacık sayısında gerçekleştirilen analiz sonucunda elde edilmiştir. Burada simülasyon basınçlarının deneysel basınçlara yakınlığı açısından en yakından en uzağa doğru pilot yakıt püskürtme zamanlamaları (100 stokastik parçacık için) ÜÖNö 20°, ÜÖNö 17°, ÜÖNö 14°, ÜÖNö 11° ve ÜÖNö 23° şeklinde sıralanmıştır.
10. Farklı pilot yakıt püskürtme zamanlamalarında simülasyon ve deneysel ısı salınım oranı değerlerinin birbirlerine yakınlığının belirlenmesi için önce her bir krank açısının yüzde cinsinden hataları hesaplanmıştır. Sonrasında her krank açısındaki yüzde hata değerlerinin geometrik ortalaması alınarak hata oranı hesaplanmıştır. Simülasyon ısı salınım oranı değerlerinin deneysel ısı salınım oranı değerlerine en yakın olduğu pilot yakıt püskürtme zamanlamasının ÜÖNö 17° olduğu belirlenmiştir (Hata oranı=%2.4286). Bu yüzde hata 150 parçacık sayısında gerçekleştirilen analiz sonucunda elde edilmiştir. Burada simülasyon ısı salınım oranlarının deneysel ısı salınım oranlarına yakınlığı açısından en yakından en uzağa doğru pilot yakıt püskürtme zamanlamaları (100 stokastik parçacık için) ÜÖNö 17°, ÜÖNö 20°, ÜÖNö 14°, ÜÖNö 11° ve ÜÖNö 23° şeklinde sıralanmıştır.
11. Farklı pilot yakıt püskürtme basınçlarında simülasyon ve deneysel egzoz emisyon değerlerinin birbirlerine yakınlığının belirlenmesi için MAPE değerleri karşılaştırılmıştır. Farklı pilot yakıt püskürtme basınçları için NO_x, CO ve HC emisyonları incelenmiştir. Simülasyon NO_x emisyonunun deneysel NO_x emisyonuna en yakın olduğu pilot yakıt püskürtme basıncının 90 MPa olduğu belirlenmiştir (MAPE=%0.637). Bu yüzde hata 200 stokastik parçacıkla analiz sonucunda elde edilmiştir. Simülasyon CO emisyonunun deneysel CO emisyonuna en yakın olduğu pilot yakıt püskürtme basıncının 150 MPa olduğu belirlenmiştir (MAPE=%756.255). Simülasyon HC emisyonunun deneysel HC emisyonuna en yakın olduğu pilot yakıt püskürtme basıncının 30 MPa olduğu belirlenmiştir (MAPE=%14.064). Bu yüzde hatalar sırasıyla 200, 150 ve 75 stokastik parçacık sayılarındaki analizler sonucunda elde edilmiştir.
12. Farklı pilot yakıt püskürtme zamanlamalarında simülasyon ve deneysel egzoz emisyon değerlerinin birbirlerine yakınlığının belirlenmesi için MAPE değerleri

karşılaştırılmıştır. Farklı pilot yakıt püskürtme zamanlamaları için NO_x , CO, CO_2 ve HC emisyonları incelenmiştir. Simülasyon NO_x emisyonunun deneysel NO_x emisyonuna en yakın olduğu pilot yakıt püskürtme zamanlamasının $\dot{U}\ddot{O}N\ddot{O}$ 14° olduğu belirlenmiştir (MAPE=%2.905). Simülasyon CO emisyonunun deneysel CO emisyonuna en yakın olduğu pilot yakıt püskürtme zamanlamasının $\dot{U}\ddot{O}N\ddot{O}$ 20° olduğu belirlenmiştir (MAPE=%607.307). Simülasyon CO_2 emisyonunun deneysel CO_2 emisyonuna en yakın olduğu pilot yakıt püskürtme zamanlamasının $\dot{U}\ddot{O}N\ddot{O}$ 20° olduğu belirlenmiştir (MAPE=%22.604). Simülasyon HC emisyonunun deneysel HC emisyonuna en yakın olduğu pilot yakıt püskürtme zamanlamasının $\dot{U}\ddot{O}N\ddot{O}$ 17° olduğu belirlenmiştir (MAPE=%1704.534). Bu yüzde hatalar sırasıyla 175, 175, 100 ve 25 stokastik parçacık sayılarındaki analizler sonucunda elde edilmiştir.

13. Bütün elde edilen simülasyon sonuçlarının deneysel veriyle birbirine tam olarak örtüşmemesinin nedenleri; en uygun durumlar için belirlenen girdi değerlerinin diğer durumlar için değiştirilmemesi, programdaki bazı parametrelerin (piston silindir arasındaki boşluk hacmi ve yaklaşık olarak hesaplanması, türbülans modellemedeki boyutsuz parametreler ve ısı transferi ile ilgili oranlar ve katsayılar) varsayılan değerler olarak kabul edilmiş olması, alternatif yakıtlarla ilgili kimyasal kinetik mekanizmalarının henüz yeni geliştirilmeye başlanmış olması ve bunun sonucunda indirgenmiş biyodizelin yerine geçen kimyasal kinetik mekanizmasının kullanılmış olması ve detaylı kimyasal kinetik mekanizmasının indirgenmesi sırasında tutuşma gecikmesi zamanlamasının temel parametre olarak seçilmesidir.
14. Genel olarak bakıldığında stokastik reaktör model yaklaşımının çift yakıtlı motor karakteristiklerinin incelenmesinde etkin bir araç olduğu bu çalışma ile açıkça gösterilmiştir.

5. ÖNERİLER

1. Alternatif yakıtlar özellikle biyodizel için kimyasal kinetik mekanizmalar yeni oluşturulmaya başlanmıştır. Her bir biyodizel için kendine özgü kimyasal kinetik mekanizması geliştirilemediğinden dolayı, mevcut biyodizel için ortalama olarak kabul edilen bazı kimyasal kinetik mekanizmaları kullanılmaktadır. Her bir biyodizel (soya, kolza tohumu, fındık, mısır biyodizeli gibi...) için kimyasal kinetik mekanizmalar geliştirilebilir ve bu mekanizmalarla analizler gerçekleştirildiğinde deneysel verilerle simülasyon verileri daha yakın sonuçlar verebilecektir.

2. Sunulan tez çalışmasında kullanılan kimyasal kinetik mekanizması 'metil dekanolat/metil – 9 – dekanolat/n – heptan' indirgenmiş mekanizmasıdır. Çift yakıtlı motorlar için yazılımda sadece doğalgaz/dizel oksidasyon kimyasal kinetik mekanizması mevcuttur. Bu nedenle biyodizeli pilot yakıtını temsil etmek için yukarıdaki mekanizma kullanılmıştır. Yazılıma doğalgaz/biyodizel oksidasyon kimyasal kinetik mekanizması geliştirilerek eklenebilir ve bu geliştirilen mekanizmadan faydalanılarak analizler gerçekleştirilebilir.

3. 'kinetics & srm engine suite' yazılımında kullanıcıya kapalı parametreler (parçacık ağırlıklandırma, ağırlıklandırma oranı, piston üstü boşluk hacmi oranı (%), piston üstü boşluk hacmi kütle faktörü ve zaman faktörü gibi) kullanımı yeni sürümlerde daha ayrıntılı ipuçları ile verilmesi durumunda modelleme işlemine büyük katkı sağlanmış olacaktır.

4. Ana yakıtı biyogaz ve LPG olan, pilot yakıtı dizel veya biyodizel olan çift yakıtlı motorlar için eğer bu yakıtlar için kimyasal kinetik mekanizmalar geliştirilebilirse bu yazılım aracılığıyla analizler gerçekleştirilebilecek ve analiz sonuçları ve deneysel veriler birbiriyle karşılaştırılabilecektir.

6. KAYNAKLAR

- Abd Alla, G., H., Soliman, H., A., Badr, O., A. ve Abd Rabbo, M., F., 2002. Effect of injection timing on the performance of a dual fuel engine, Energy Conversion and Management, 43, 2, 269-277.
- Ahmedi, A., Ahmed, S., S. ve Kalghatgi, G., T., 2015. Simulating combustion in a PCI (premixed compression ignition) engine using DI-SRM and 3 components surrogate model, Combustion and Flame, 162, 10, 3728-3739.
- Aldawood, A., Mosbach, S., Kraft, M. ve Amer, A., 2011. Multi-objective optimization of a kinetics-based HCCI model using engine data, SAE, Paper No. 2011-01-1783.
- Altın, R., 1991. Dizel motorlarında yakıt olarak doğal gazın kullanılması, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Andrae, J., C., Brinck, T. ve Kalghatgi, G., T., 2008. HCCI experiments with toluene reference fuels modeled by a semidetailed chemical kinetic model, Combustion and Flame, 155, 4, 696-712.
- Atalay, T., 2005. Kimyasal Kinetik, Nobel yayın dağıtım, Birinci baskı, Konya, 233 s.
- Banapurmath, N., R., Tewari, P., G. ve Hosmath, R., S., 2008. Experimental investigations of a four-stroke single cylinder direct injection diesel engine operated on dual fuel mode with producer gas as inducted fuel and Honge oil and its methyl ester (HOME) as injected fuels, Renewable Energy, 33, 9, 2007-2018.
- Barik, D. ve Murugan, S., 2014. Simultaneous reduction of NO_x and smoke in a dual fuel DI diesel engine, Energy Conversion and Management, 84, 217-226.
- Bhave, A., Balthasar, M., Kraft, M. ve Mauss, F., 2004a. Analysis of a natural gas fuelled homogeneous charge compression ignition engine with exhaust gas recirculation using a stochastic reactor model, International Journal of Engine Research, 5, 1, 93-104.
- Bhave, A., Kraft, M., Montorsi, L. ve Mauss, F., 2004b. Modelling a dual-fuelled multi-cylinder HCCI engine using a PDF based engine cycle simulator, SAE, Paper No. 2004-01-0561.
- Bianchi, G., M., Pelloni, P., Zhu, G., S. ve Reitz, R., D., 2001. On non-equilibrium turbulence corrections in multidimensional HSDI diesel engine computations, SAE, Paper No. 2001-01-0997.
- Boretti, A., 2012. Stochastic reactor modelling of multi modes combustion with diesel direct injection or hydrogen jet ignition start of combustion, International Journal of Hydrogen Energy, 37, 18, 13555-13563.

- Bora, B., J. ve Saha, U., K., 2015. Comparative assessment of a biogas run dual fuel diesel engine with rice bran oil methyl ester, pongamia oil methyl ester and palm oil methyl ester as pilot fuels, Renewable Energy, 81, 490-498.
- Bora, B., J. ve Saha, U., K., 2016. Experimental evaluation of a rice bran biodiesel – biogas run dual fuel diesel engine at varying compression ratios, Renewable Energy, 87, 782-790.
- BP, 2015. British Petroleum Statistical Review of World Energy, 64th Edition, England, 48 s.
- Brakora, J., L., Ra, Y., Reitz, R., D., McFarlane, J. ve Daw, C., S., 2008. Development and validation of a reduced reaction mechanism for biodiesel-fueled engine simulations, SAE Int. J. Fuels Lubr., Paper No:2008-01-1378, 1, 1, 675-702.
- Brakora, J., L., Ra, Y. ve Reitz, R., D., 2011. Combustion Model for Biodiesel-Fueled Engine Simulations using Realistic Chemistry and Physical Properties, SAE International Journal of Engines, Paper No: 2011-01-0831, 4, 1, 931-947.
- Brakora, J., L., 2012. A comprehensive combustion model for biodiesel-fueled engine simulations, Doctoral Thesis (Ph. D), University of Wisconsin, Mechanical Engineering, Madison, WI.
- Brakora, J., L. ve Reitz, R., D., 2013. A comprehensive combustion model for biodiesel-fueled engine simulations, SAE, Paper No:2013-01-1099.
- Britto Jr., R., F. ve Martins, C., A., 2014. Experimental analysis of a diesel engine operating in Diesel- Ethanol Dual Fuel mode, Fuel, 134, 140-150.
- Brownbridge, G., Smallbone, A., Phadungsukanan, W., Mosbach, S., Kraft, M. ve Johansson, B., 2011. Automated IC engine model development with uncertainty propagation, SAE, Paper No. 2011-01-0237.
- Cao, L., Su, H., Mosbach, S., Kraft, M., Bhave, A., Kook, S. ve Bae, C., 2008. Studying the Influence of Direct Injection on PCCI Combustion and Emissions at Engine Idle Condition Using Two Dimensional CFD and Stochastic Reactor Model, SAE, Paper No. 2008-01-0021, 1-13.
- Carlucci, A., P., Ficarella, A. ve Laforgia, D., 2014. Potentialities of a Common Rail Injection System for the Control of Dual Fuel Biodiesel-Producer Gas Combustion and Emissions, Journal of Energy Engineering, 1-8.
- Chakravarthy, K., McFarlane, J., Daw, C., S., Ra, Y., Reitz, R., D. ve Griffin, J., 2007. Physical properties of biodiesel and implications for use of biodiesel in diesel engines, SAE, Paper No. 2007-01-4030.
- Christensen, M. ve Johanson, B., 1998. Influence of mixture quality on homogeneous charge compression ignition, SAE, Paper No. 982454.

- CMCL, 2014. kinetics & srm engine suite, cmcl innovations, Cambridge, United Kingdoms.
- Coble, A., R., Smallbone, A., Bhave, A., Mosbach, S., Kraft, M., Niven, P., ve Amphlett, S., 2011. Implementing detailed chemistry and in-cylinder stratification into 0/1-D IC engine cycle simulation tools, SAE, Paper No. 2011-01-0849.
- Coskun, G., Jonsson, M., Bood, J., Tunér, M., Algotsson, M., Li, B., Li, Z., Soyhan, H., S., Aldén, M. ve Johansson, B., 2015. Analysis of in-cylinder H₂O₂ and HO₂ distributions in an HCCI engine – Comparison of laser-diagnostic results with CFD and SRM simulations, Combustion and Flame, 162, 9, 3131-3139.
- Crookes, R., J. ve Bob-Manuel, K., D., H., 2007. RME or DME: A preferred alternative fuel option for future diesel engine operation, Energy Conversion and Management, 48, 11, 2971-2977.
- Curl, R., L., 1963. Dispersed phase mixing: I. theory and effects in simple reactors, A. I. Ch. E. Journal, 9, 2, 175-181.
- Demir, U., 2013. İçten yanmalı motorlarda yanma modellenmesinde 0 ve 3 boyutlu simülasyon yazılımlarının performans değerlendirmesi, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi, Makine Mühendisliği, Sakarya.
- Demir, U., Yılmaz, N., Coşkun, G. ve Soyhan, H., S., 2015. Evaluation of zero dimensional codes in simulating IC engines using primary reference fuel, Applied Thermal Engineering, 76, 18-24.
- Demirbaş, A., 2008. Biodiesel A Realistic Fuel Alternative for Diesel Engines, Springer-Verlag London Limited, İlk baskı, Londra, 214 s.
- Doijode, E., D., Tewari, P., Basavarajappa, Y., H., Banapurmath, N., R. ve Yaliwal, W., S., 2013. Experimental studies on manifold injected CNG – biodiesel dual fuel engine, International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering, 3, 3, 77-83.
- Etheridge, J., Bhave, A., Smallbone, A., Coble, A., Mosbach, S. ve Kraft, M., 2011. Optimisation of injection strategy, combustion characteristics and emissions for IC engines using advanced simulation technologies, SAE, Paper No. 2011-26-0080.
- Fisher, E., M., Pitz, W., J., Curran, H., J. ve Westbrook, C., K., 2000. Detailed chemical kinetic mechanisms for combustion of oxygenated fuels, Proceedings of the Combustion Institute, 28, 2, 1579-1586.
- Gaïl, S., Thomson, M., J., Sarathy, S., M., Syed, S., A., Dagaut, P., Diévar, P., Marchese, A., J. ve Dryer, F., L., 2007. A wide-ranging kinetic modeling study of methyl butanoate combustion, Proceedings of the Combustion Institute, 31, 1, 305-311.
- Geo, V., E., Nagarajan, G. ve Nagalingam, B., 2008. Studies on dual fuel operation of rubber seed oil and its bio-diesel with hydrogen as the inducted fuel, International Journal of Hydrogen Energy, 33, 21, 6357-6367.

- Gharehghani, A., Hosseini, R., Mirsalim, M., Jazayeri, S., A. ve Yusaf, T., 2015. An experimental study on reactivity controlled compression ignition engine fueled with biodiesel/natural gas, Energy, 89, 558-567.
- Gogan, A., Sundén, B., Lehtiniemi, H. ve Mauss, F., 2004. Stochastic model for the investigation of the influence of turbulent mixing on engine knock, SAE, Paper No. 2004-01-2999.
- Graham, C., ve Talay, D., 2013. Stochastic simulation and Monte Carlo methods-mathematical foundations of stochastic simulation, Edited by Glynn, P., W., and Le Jan, Y., Springer-Verlag Berlin Heidelberg, New York Dordrecht Londons, 264 s..
- Gülüm, M. ve Bilgin, A., 2015. Density, flash point and heating value variations of corn oil biodiesel-diesel fuel blends, Fuel Processing Technology, 134, 456-464.
- Hakka, M., H., Glaude, P., A., Herbinet, O. ve Battin-Leclerc, F., 2009. Experimental study of the oxidation of large surrogates for diesel and biodiesel fuels, Combustion and Flame, 156, 11, 2129-2144.
- Harshavardhan, D., 2014. Performance and emission characteristics of rice bran biodiesel in dual fuel mode with CNG in single cylinder four stroke diesel engine, International Conference on Recent Trends in Engineering and Technology, 1-7.
- Herbinet, O., Pitz, W., J. ve Westbrook, C., K., 2008. Detailed chemical kinetic oxidation mechanism for a biodiesel surrogate, Combustion and Flame, 154, 3, 507-528.
- Herbinet, O., Pitz, W., J. ve Westbrook, C., K., 2010. Detailed chemical kinetic mechanism for the oxidation of biodiesel fuels blend surrogate, Combustion and Flame, 157, 5, 893-908.
- Heywood, J., B., 1988. Internal Combustion Engine Fundamentals, Mc Graw-Hill Series in Mechanical Engineering, İlk baskı, New York.
- Holly, W., E., Lauer, T., Schuemie, H., A. ve Murakami, S., 2016. Prediction of the knocking combustion and NO_x formation for fuel gases with different methane numbers, International Journal of Engine Research, 17, 1, 35-43.
- Imran, S., Emberson, D., R., Diez, A., Wen, D., S., Crookes, R., J. ve Korakianitis, T., 2014. Natural gas fueled compression ignition engine performance and emissions maps with diesel and RME pilot fuels. Applied Energy, 124, 354-365.
- Kalgathi, G., Risberg, P. ve Angstrom, H., 2003. A method of defining ignition quality of fuels in HCCI engines, SAE, Paper No. 2003-01-1816.
- Karim, G., A., 1968. The ignition of a premixed fuel and air charge by pilot fuel spray injection with reference to dual-fuel combustion, SAE, Paper No. 680768.
- Karim, G., A., 1980. A review of combustion processes in the dual fuel engine – the gas diesel engine, Progress in Energy and Combustion Science, 6, 3, 277-285.

- Korakianitis, T., Namasivayam, A., M. ve Crookes, R., J., 2010. Hydrogen dual-fuelling of compression ignition engines with emulsified biodiesel as pilot fuel, International Journal of Hydrogen Energy, 35, 24, 13329-13344.
- Korakianitis, T., Namasivayam, A., M. ve Crookes, R., J., 2011. Diesel and rapeseed methyl ester (RME) pilot fuels for hydrogen and natural gas dual-fuel combustion in compression-ignition engines, Fuel, 90, 7, 2384-2395.
- Lauer, T., Heiss, M., Bobicic, N., Holly, W. ve Pritze, S., 2014. A comprehensive simulation approach to irregular combustion, SAE, Paper No. 2014-01-1214.
- Lundgren, M., Tuner, M., Johansson, B., Bjerkborn, S., Frojd, K., Andersson, A., Mauss, F. ve Jiang, B., 2013. Gasoline PPC: A parametric study of late cycle mixing conditions using a predictive two-zone SRM modeling tool, SAE, Paper No. 2013-01-2621.
- Luo, Z., Lu, T., Maciaszek, M. J., Som, S. ve Longman, D. E., 2010. A reduced mechanism for high-temperature oxidation of biodiesel surrogates, Energy & Fuels, 24, 12, 6283-6293.
- Luo, Z., Plomer, M., Lu, T., Som, S., Longman, D., E., Sarathy, S., M. ve Pitz, W., J., 2012. A reduced mechanism for biodiesel surrogates for compression ignition engine applications, Fuel, 99, 143-153.
- Matrisciano, A., Pasternak, M., Wang, X., Antoshkiy, O., Mauss, F. ve Berg, P., 2014. On the Performance of Biodiesel Blends - Experimental Data and Simulations Using a Stochastic Fuel Test Bench, SAE, Paper No. 2014-01-1115.
- Namasivayam, A., M., Crookes, R., J., Korakianitis, T. ve Olsen, J., 2009. Assessment of combustion in natural gas dual-fuelled compression ignition engines with dimethyl ether and rapeseed methyl ester pilot ignition, International Journal of Engine Research, 10, 3, 165-174.
- Namasivayam, A., M., Korakianitis, T., Crookes, R., J., Bob-Manuel, K., D., H. ve Olsen, J., 2010. Biodiesel, emulsified biodiesel and dimethyl ether as pilot fuels for natural gas fuelled engines, Applied Energy, 87, 3, 769-778.
- Nwafor, O., M., I., 2000. Effect of choice of pilot fuel on the performance of natural gas in diesel engines, Renewable Energy, 21, 495-504.
- Özakaş, M., T., 1988. Benzin ve doğal gaz motorunun çevrim analizinin matematiksel model ile karşılaştırılması, Doktora Tezi, İ.T.Ü, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Öztürk, L., 2004. Monte Carlo simülasyon yöntemi ve bir işletme uygulaması, Doğu Anadolu Bölgesi Araştırmaları, 116-122.
- Papagiannakis, R., G. ve Hountalas, D., T., 2003. Experimental investigation concerning the effect of natural gas percentage on performance and emissions of a DI dual fuel diesel engine, Applied Thermal Engineering, 23, 353-365.

- Papagiannakis, R., G. ve Hountalas, D., T., 2004. Combustion and exhaust emission characteristics of a dual fuel compression ignition engine operated with pilot diesel fuel and natural gas, Energy Conversion and Management, 45, 18, 2971-2987.
- Papagiannakis, R., G., Hountalas, D., T. ve Rakopoulos, C., D., 2007. Theoretical study of the effects of pilot fuel quantity and its injection timing on the performance and emissions of a dual fuel diesel engine, Energy Conversion and Management, 48, 11, 2951-2961.
- Pasternak, M., Mauss, F. ve Bensler, H., 2009. Diesel engine cycle simulation with a reduced set of modeling parameters based on detailed kinetics, SAE, Paper No. 2009-01-0676.
- Pasternak, M., Mauss, F., Perlman, C. ve Lehtiniemi, H., 2014. Aspects of 0D and 3D modeling of soot formation for diesel engines, Combustion Science and Technology, 186, 10-11, 1517-1535.
- Pasternak, M., Mauss, F., Xavier, F., Riess, M., Sens, M. ve Benz, A., 2015. 0D/3D simulations of combustion in gasoline engines operated with multiple spark plug technology, SAE, Paper No. 2015-01-1243.
- Pasternak, M., Mauss, F., Sens, M., Riess, M., Benz, A. ve Stapf, K., G., 2016. Gasoline engine simulations using zero-dimensional spark ignition stochastic reactor model and three-dimensional computational fluid dynamics engine model, International Journal of Engine Research, 17, 1, 76-85.
- Pattanaik, B., P., Nayak, C. ve Nanda, B., K., 2013. Investigation on utilization of biogas & Karanja oil biodiesel in dual fuel mode in a single cylinder DI diesel engine, International Journal of Energy and Environment, 4, 2, 279-290.
- Paul, A., Bose, P., K., Panua, R., S. ve Banerjee, R., 2013. An experimental investigation of performance-emission trade off of a CI engine fueled by diesel-compressed natural gas (CNG) combination and diesel-ethanol blends with CNG enrichment, Energy, 55, 787-802.
- Paul, A., Panua, R., S., Debroy, D. ve Bose, P., K., 2014. Effect of compressed natural gas dual fuel operation with diesel and Pongamia pinnata methyl ester (PPME) as pilot fuels on performance and emission characteristics of a CI (compression ignition) engine, Energy, 68, 495-509.
- Pope, S., B., 1985. PDF Methods for Turbulent Reactive Flows, Prog. Energy Combust. Sci., 11, 119-192.
- Press, W., H., Teukolsky, S., Vetterling, W. ve Flannery, B., 2002. Numerical Recipe in C++: The Art of Scientific Computing, İkinci Baskı, Cambridge University Press.
- Risberg, P., Kalghatgi, G. ve Angström, H., E., 2003. A method of defining ignition quality of fuels in HCCI engines, SAE, Paper No. 2003-01-1816.

- Ryu, K., 2013a. Effects of pilot injection pressure on the combustion and emissions characteristics in a diesel engine using biodiesel-CNG dual fuel, Energy Conversion and Management, 76, 506-516.
- Ryu, K., 2013b. Effects of pilot injection timing on the combustion and emissions characteristics in a diesel engine using biodiesel-CNG dual fuel, Applied Energy, 111, 721-730.
- Sarathy, S., M., Gaïl, S., Syed, S., A., Thomson, M., J. ve Dagaut, P., 2007. A comparison of saturated and unsaturated C4 fatty acid methyl esters in an opposed flow diffusion flame and a jet stirred reactor, Proceedings of the Combustion Institute, 31, 1, 1015-1022.
- Selim, M., Y., E., Radwan, M., S. ve Saleh, H., E., 2008. Improving the performance of dual fuel engines running on natural gas/LPG by using pilot fuel derived from jojoba seeds, Renewable Energy, 33, 6, 1173-1185.
- Sigar, C., P., Soni, S., L., Sharma, D. ve Mathur, J., 2008. Effect of LPG induction on performance and emission characteristics of biodiesel in a CI engine, Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization and Environmental Effects, 30, 16, 1451-1459.
- Smallbone, A., Bhave, A., Morgan, N., Kraft, M., Cracknell, R. ve Kalghatgi, G., 2009. Role of Fuel Sensitivity in Extending the HCCI Engine Operating Window, 1-9.
- Smallbone, A., J., Morgan, N., Bhave, A., Kraft, M., Cracknell, R., F. ve Kalghatgi, G., 2010. Simulating combustion of practical fuels and blends for modern engine applications using detailed chemical kinetics, SAE, Paper No. 2010-01-0572.
- Smallbone, A., Bhave, A., Coble, A., Mosbach, S., Kraft, M. ve McDavid, R., 2011. Identifying optimal operating points in terms of engineering constraints and regulated emissions in modern diesel engines, SAE, Paper No. 2011-01-1388.
- Smallbone, A., Bhave, A., Hillman, M., Saville, A. ve McDavid, R., 2013. Virtual Performance and Emissions Mapping for Diesel Engine Design Optimization, SAE, Paper No. 2013-01-0308, 1-23.
- Strang, G., 1968. On the construction and comparison of difference schemes, SIAM Journal on Numerical Analysis, 5, 3, 506-517.
- Su, H., Mosbach, S., Kraft, M., Bhave, A., Kook, S. ve Bae, C., 2007. Two-stage fuel direct injection in a diesel fuelled HCCI engine, SAE, Paper No. 2007-01-1880, 1769-1780.
- Tarabet, L., Loubar, K., Lounici, M., S., Khiari, K., Belmrabet, T. ve Tazerout, M., 2014. Experimental investigation of DI diesel engine operating with eucalyptus biodiesel/natural gas under dual fuel mode, Fuel, 133, 129-138.
- Tunér, M., Pasternak, M., Mauss, F. ve Bensler, H., 2008. A PDF-Based model for full cycle simulation of direct injected engines, SAE, Paper No. 2008-01-1606, 1-13.

- Tunér, M., 2008. Stochastic Reactor Models for Engine simulations, Doctoral Thesis (Ph.D), Lund University, Faculty of Engineering, Sweden.
- Turkcan, A., Ozsezen, A., N., Canakci, M., Coskun, G., Soyhan, H., S. ve Demir, U., 2015. An experimental and modeling study to investigate effects of two-stage direct injection variations on HCCI combustion, Combustion Science and Technology, 187, 4, 642-658.
- Turns, S., R., 2011. An Introduction to Combustion Concepts and Applications, Third Edition, Mc-Graw Hill Book, New York, 732 s.
- URL-1,
<http://www.altairhyperworks.com/ResourceLibrary.aspx?title=Gasoline+engine+development+using++LOGEengine>, Stokastik Parçacıklar, 7 Nisan 2016.
- URL-2, <http://como.cheng.cam.ac.uk/>, SRM Engine Suite ile İlgili Bilgiler. 23 Ekim 2014.
- URL-3, <http://economics.about.com/library/glossary/bldef-monte-carlo-simulations.htm>, Monte Carlo Simülasyon. 22 Şubat 2016.
- Wang, X., Huang, Z., Kuti, O., A., Zhang, W. ve Nishida, K., 2010. Experimental and analytical study on biodiesel and diesel spray characteristics under ultra-high injection pressure, International Journal of Heat and Fluid Flow, 31, 4, 659-666.
- Wang, W., Gowdagiri, S. ve Oehlschlaeger, M., A., 2013. Comparative study of the autoignition of methyl decenoates, unsaturated biodiesel fuel surrogates, Energy & Fuels, 27, 9, 5527-5532.
- Wang, B., Mosbach, S., Schmutzhard, S., Shuai, S., Huang, Y. ve Kraft, M., 2016. Modelling soot formation from wall films in a gasoline direct injection engine using a detailed population balance model, Applied Energy, 163, 154-166.
- Woschni, G., 1967. A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine, SAE, Paper No. 670931, 76(4), 3065–3083.
- Yasar, F., Altun, S. ve Adin, H., 2011. Fuel properties of biodiesels produced from blends of Canola oil and Animal tallow, Energy Education Science and Technology, 27, 1, 199-208.
- Yehliu, K., Boehman, A., L. ve Armas, O., 2010. Emissions from different alternative diesel fuels operating with single and split fuel injection, Fuel, 89, 2, 423-437.
- Yoon, S., H. ve Lee, C., S., 2011. Experimental investigation on the combustion and exhaust emission characteristics of biogas – biodiesel dual-fuel combustion in a CI engine, Fuel Processing Technology, 92, 5, 992-1000.

7. EKLER

Ek 1. Biyodizelin yerine geçen indirgenmiş kimyasal kinetik mekanizma adımları ve Arrhenius denkleminde kullanılan parametreler

Reaksiyon	İleri Oran Katsayısı (k)		
	A	b	E _A
<i>n-Heptan Reaksiyonları</i>			
$\text{NC}_7\text{H}_{16} + \text{H} \leftrightarrow \text{H}_2 + \text{C}_7\text{H}_{15}^{-2}$	43.8	2	19915.84
$\text{NC}_7\text{H}_{16} + \text{OH} \leftrightarrow \text{H}_2\text{O} + \text{C}_7\text{H}_{15}^{-2}$	13550	1.3	2886.96
$\text{NC}_7\text{H}_{16} + \text{HO}_2 \leftrightarrow \text{H}_2\text{O}_2 + \text{C}_7\text{H}_{15}^{-2}$	3.3E+8	0	70918.8
$\text{NC}_7\text{H}_{16} + \text{O}_2 \leftrightarrow \text{HO}_2 + \text{C}_7\text{H}_{15}^{-2}$	1.25E+8	0	158590.336
$\text{O}_2 + \text{C}_7\text{H}_{15}^{-2} \leftrightarrow \text{C}_7\text{H}_{15}\text{O}_2$	2.34E+6	0	0
$\text{O}_2 + \text{C}_7\text{H}_{15}\text{O}_2 \leftrightarrow \text{OH} + \text{C}_7\text{KET}_{12}$	3.29E+8	0	76285.667
$\text{C}_7\text{KET}_{12} \leftrightarrow \text{OH} + \text{CH}_2\text{O} + \text{C}_5\text{H}_{11}\text{CO}$	6.005E+14	0	171962.4
$\text{C}_5\text{H}_{11}\text{CO} \leftrightarrow \text{CO} + \text{C}_2\text{H}_4 + \text{C}_3\text{H}_7$	9.84E+15	0	168196.8
$\text{C}_7\text{H}_{15}^{-2} \leftrightarrow \text{C}_2\text{H}_4 + \text{C}_2\text{H}_5 + \text{C}_3\text{H}_6$	4.038E+15	0	144766.4
<i>Alt kademe (Düşük düzeyli) Reaksiyonlar</i>			
$\text{C}_3\text{H}_7 \leftrightarrow \text{CH}_3 + \text{C}_2\text{H}_4$	9.6E+13	0	129494.8
$\text{C}_3\text{H}_7 \leftrightarrow \text{H} + \text{C}_3\text{H}_6$	1.25E+14	0	154389.6
$\text{CH}_3 + \text{C}_3\text{H}_6 \leftrightarrow \text{CH}_4 + \text{C}_3\text{H}_5$	900000	0	35480.32
$\text{O}_2 + \text{C}_3\text{H}_5 \leftrightarrow \text{HO}_2 + \text{C}_3\text{H}_4$	9.49E+23	-5.6	65019.36
$\text{O}_2 + \text{C}_3\text{H}_5 \rightarrow \text{OH} + \text{CH}_2\text{O} + \text{C}_2\text{H}_2$	9.72E+23	-5.71	89746.8
$\text{OH} + \text{CH}_2\text{O} + \text{C}_2\text{H}_2 \rightarrow \text{O}_2 + \text{C}_3\text{H}_5$	0	0	0
$\text{O}_2 + \text{C}_3\text{H}_5 \rightarrow \text{CH}_2\text{O} + \text{CH}_2\text{CHO}$	7.14E+9	-1.21	88073.2
$\text{CH}_2\text{O} + \text{CH}_2\text{CHO} \rightarrow \text{O}_2 + \text{C}_3\text{H}_5$	4.944E+10	-1.4	370786.08
$\text{O}_2 + \text{C}_3\text{H}_5 \leftrightarrow 2\text{HCO} + \text{CH}_3$	1000000	0	92675.6
$\text{HO}_2 + \text{C}_3\text{H}_5 \leftrightarrow \text{OH} + \text{CH}_2\text{O} + \text{C}_2\text{H}_3$	2.028E+6	0.09	98575.04
$\text{H} + \text{C}_3\text{H}_5 \rightarrow \text{H}_2 + \text{C}_3\text{H}_4$	1.232E-3	3.035	10803.088
$\text{H}_2 + \text{C}_3\text{H}_4 \rightarrow \text{H} + \text{C}_3\text{H}_5$	2.818E-6	3.784	197568.48
$\text{OH} + \text{C}_3\text{H}_4 \leftrightarrow \text{CH}_2\text{O} + \text{C}_2\text{H}_3$	1000000	0	0
$\text{OH} + \text{C}_3\text{H}_4 \leftrightarrow \text{HCO} + \text{C}_2\text{H}_4$	1000000	0	0
$\text{O} + \text{C}_3\text{H}_4 \rightarrow \text{CH}_2\text{O} + \text{C}_2\text{H}_2$	3E-9	4.6	-17752.712
$\text{CH}_2\text{O} + \text{C}_2\text{H}_2 \rightarrow \text{O} + \text{C}_3\text{H}_4$	2.32E-4	3.2	339698.96
$\text{O} + \text{C}_3\text{H}_4 \rightarrow \text{HCO} + \text{C}_2\text{H}_3$	3.2E+6	0	8409.84
$\text{HCO} + \text{C}_2\text{H}_3 \rightarrow \text{O} + \text{C}_3\text{H}_4$	2.55E+6	-0.4	135352.4
$\text{HO}_2 + \text{C}_3\text{H}_4 \leftrightarrow \text{CO} + \text{OH} + \text{C}_2\text{H}_4$	3E+6	0	79496
$\text{OH} + \text{C}_3\text{H}_4 \leftrightarrow \text{H}_2 + \text{HCO} + \text{C}_2\text{H}_2$	7.07	1.75	4184
$\text{O}_2 + \text{C}_3\text{H}_4 \leftrightarrow \text{H} + \text{HCO} + \text{CH}_2\text{CO}$	1500	0	12008.08
$\text{HO}_2 + \text{CH}_3 \leftrightarrow \text{OH} + \text{CH}_3\text{O}$	5E+7	0	0
$\text{OH} + \text{CH}_3 \leftrightarrow \text{H}_2\text{O} + \text{CH}_2$	7.5	2	20920
$\text{OH} + \text{CH}_2 \leftrightarrow \text{H} + \text{CH}_2\text{O}$	2.5E+7	0	0
$\text{O}_2 + \text{CH}_2 \leftrightarrow \text{OH} + \text{HCO}$	43000	0	-2092
$\text{O}_2 + \text{CH}_2 \leftrightarrow \text{CO}_2 + \text{H}_2$	690000	0	2092
$\text{O}_2 + \text{CH}_2 \leftrightarrow \text{H}_2\text{O} + \text{CO}$	20000	0	-4184
$\text{O}_2 + \text{CH}_2 \leftrightarrow \text{O} + \text{CH}_2\text{O}$	5E+7	0	37656

Ek 1'in devamı

$O_2+CH_2\leftrightarrow CO_2+2H$	1.6E+6	0	4184
$O_2+CH_2\leftrightarrow CO+OH+H$	86000	0	-2092
$CO+CH_3O\leftrightarrow CO_2+CH_3$	3.96425E+7	0	49371.2
$CO+OH\leftrightarrow CO_2+H$	4.74	1.3	-3171.472
$CO+O (+M)\leftrightarrow CO_2 (+M)$	18000	0	9978.84
$O_2+CO\leftrightarrow CO_2+O$	2.5E+6	0	199995.2
$CO+HO_2\leftrightarrow CO_2+OH$	4.76E+7	0	98742.4
$OH+O\leftrightarrow O_2+H$	4E+8	-0.5	0
$HO_2+H\leftrightarrow 2OH$	1.7E+8	0	3661
$2OH\leftrightarrow H_2O+O$	600	1.3	0
$O_2+H (+M)\leftrightarrow HO_2 (+M)$	1.475E+6	0.6	0
$2OH (+M)\leftrightarrow H_2O_2 (+M)$	1.236E+8	-0.37	0
$H_2O_2+H\leftrightarrow H_2+HO_2$	1.98	2	10188.04
$H_2O_2+H\leftrightarrow H_2O+OH$	3.07E+7	0	17643.928
$H_2O_2+O\leftrightarrow OH+HO_2$	9.55	2	16610.48
$OH+H_2O_2\leftrightarrow H_2O+HO_2$	2.4E-6	4.042	-9045.808
$H_2+OH\leftrightarrow H_2O+H$	1170	1.3	15171.184
$2HO_2\leftrightarrow O_2+H_2O_2$	3E+6	0	0
$OH+CH_2O\leftrightarrow H_2O+HCO$	55630	1.095	-320.147128
$HO_2+CH_2O\leftrightarrow H_2O_2+HCO$	3E+6	0	33472
$O_2+HCO\leftrightarrow CO+HO_2$	3.3E+7	-0.4	0
$HCO+M\leftrightarrow CO+H+M$	1.591E+12	0.95	237284.384536
$CH_3O+CH_3\leftrightarrow CH_2O+CH_4$	4.3E+7	0	0
$OH+C_2H_4\leftrightarrow CH_2O+CH_3$	7.59E+6	0	4016.64
$OH+C_2H_4\leftrightarrow H_2O+C_2H_3$	8.02E+7	0	24915.72
$O_2+C_2H_4\leftrightarrow HO_2+C_2H_3$	4E+7	0	201668.8
$O+C_2H_4\leftrightarrow HCO+CH_3$	8.564	1.88	765.672
$H+C_2H_4\leftrightarrow H_2+C_2H_3$	50.7	1.93	54182.8
$C_2H_4 (+M)\leftrightarrow H_2+C_2H_2 (+M)$	8E+12	0.44	325389.68
$O_2+C_2H_3\leftrightarrow CH_2O+HCO$	4E+6	0	-1046
$HCO+C_2H_3\leftrightarrow CO+C_2H_4$	6.034E+7	0	0
$O_2+C_2H_5\leftrightarrow HO_2+C_2H_4$	150000	0	12552
$O_2+C_2H_5\leftrightarrow H_2O+CO+CH_3$	3E+6	0	86441.44
$O_2+C_2H_5\leftrightarrow OH+HCO+CH_3$	3.63E+7	0	155644.8
$CH_3+C_2H_5\rightarrow CH_4+C_2H_4$	1.18E-2	2.45	-12221.464
$CH_4+C_2H_4\rightarrow CH_3+C_2H_5$	2.39	2.4	279030.96
$H+C_2H_5\rightarrow 2CH_3$	9.69E+7	0	920.48
$2CH_3\rightarrow H+C_2H_5$	2029	1.028	43973.84
$H+C_2H_5\rightarrow H_2+C_2H_4$	2E+6	0	0
$H_2+C_2H_4\rightarrow H+C_2H_5$	444000	0.396	284804.88
$O+C_2H_5\leftrightarrow H+HCO+CH_3$	1.1E+8	0	0
$O_2+CH_4\leftrightarrow HO_2+CH_3$	20.2	2.1	222630.64
$OH+HO_2\leftrightarrow O_2+H_2O$	7.5E+6	0	0
$O_2+CH_3\leftrightarrow OH+CH_2O$	380000	0	37656
$H+CH_4\leftrightarrow H_2+CH_3$	660	1.6	45354.56
$OH+CH_4\leftrightarrow H_2O+CH_3$	5.83E-2	2.6	9162.96
$O+CH_4\leftrightarrow OH+CH_3$	1020	1.5	35999.136

Ek 1'in devamı

$\text{HO}_2+\text{CH}_4\leftrightarrow\text{H}_2\text{O}_2+\text{CH}_3$	1.13E-5	3.7	87905.84
$\text{CH}_2+\text{CH}_4\leftrightarrow 2\text{CH}_3$	2.46	2	34601.68
$\text{C}_3\text{H}_6\leftrightarrow\text{CH}_3+\text{C}_2\text{H}_3$	3.15E+15	0	357732
$2\text{CH}_2\leftrightarrow\text{H}_2+\text{C}_2\text{H}_2$	1.2E+7	0	3347.2
$2\text{CH}_2\leftrightarrow 2\text{H}+\text{C}_2\text{H}_2$	1.2E+8	0	3347.2
$\text{O}_2+\text{C}_2\text{H}_2\leftrightarrow 2\text{HCO}$	4E+6	0	117152
$\text{O}+\text{C}_2\text{H}_2\leftrightarrow\text{CO}+\text{CH}_2$	10.2	2	7949.6
$\text{C}_2\text{H}_3+\text{M}\leftrightarrow\text{H}+\text{C}_2\text{H}_2+\text{M}$	2.289E+6	2.3E-2	153636.48
$\text{H}+\text{C}_2\text{H}_3\leftrightarrow\text{H}_2+\text{C}_2\text{H}_2$	4E+7	0	0
$\text{OH}+\text{C}_2\text{H}_3\leftrightarrow\text{H}_2\text{O}+\text{C}_2\text{H}_2$	3E+7	0	0
$\text{CH}_2+\text{C}_2\text{H}_3\leftrightarrow\text{CH}_3+\text{C}_2\text{H}_2$	3E+7	0	0
$2\text{C}_2\text{H}_3\leftrightarrow\text{C}_2\text{H}_2+\text{C}_2\text{H}_4$	1.4645E+7	0	0
$\text{O}+\text{C}_2\text{H}_3\leftrightarrow\text{OH}+\text{C}_2\text{H}_2$	1E+7	0	0
$\text{OH}+\text{C}_2\text{H}_2\leftrightarrow\text{CO}+\text{CH}_3$	4.83E-10	4	-8368
<i>NO_x Reaksiyonları (GRI-Mech)</i>			
$\text{N}+\text{NO}\leftrightarrow\text{N}_2+\text{O}$	3.5E+7	0	1380.72
$\text{O}_2+\text{N}\leftrightarrow\text{O}+\text{NO}$	2.65E+6	0	26777.6
$\text{OH}+\text{N}\leftrightarrow\text{H}+\text{NO}$	7.333E+7	0	4686.08
$\text{O}+\text{N}_2\text{O}\leftrightarrow\text{O}_2+\text{N}_2$	1.4E+6	0	45229.04
$\text{O}+\text{N}_2\text{O}\leftrightarrow 2\text{NO}$	2.9E+7	0	96859.6
$\text{H}+\text{N}_2\text{O}\leftrightarrow\text{N}_2+\text{OH}$	4.4E+8	0	78993.92
$\text{OH}+\text{N}_2\text{O}\leftrightarrow\text{N}_2+\text{HO}_2$	2E+6	0	88115.04
$\text{N}_2\text{O} (+\text{M})\leftrightarrow\text{N}_2+\text{O} (+\text{M})$	1.3E+11	0	249450.08
$\text{HO}_2+\text{NO}\leftrightarrow\text{OH}+\text{NO}_2$	2.11E+6	0	-2008.32
$\text{O}+\text{NO}+\text{M}\leftrightarrow\text{NO}_2+\text{M}$	1.06E+8	-1.41	0
$\text{O}+\text{NO}_2\leftrightarrow\text{O}_2+\text{NO}$	3.9E+6	0	-1004.16
$\text{H}+\text{NO}_2\leftrightarrow\text{OH}+\text{NO}$	1.32E+8	0	1506.24
<i>Alt kademe (Düşük düzeyli) Reaksiyonlar (Devamı)</i>			
$\text{H}+\text{C}_3\text{H}_6\leftrightarrow\text{H}_2+\text{C}_3\text{H}_5$	5E+6	0	6276
$\text{O}_2+\text{C}_3\text{H}_6\leftrightarrow\text{HO}_2+\text{C}_3\text{H}_5$	4E+6	0	166941.6
$\text{OH}+\text{C}_3\text{H}_6\rightarrow\text{H}_2\text{O}+\text{C}_3\text{H}_5$	3.12	2	-1246.832
$\text{H}_2\text{O}+\text{C}_3\text{H}_5\rightarrow\text{OH}+\text{C}_3\text{H}_6$	6.194	2.01	133385.92
$\text{O}+\text{C}_3\text{H}_6\rightarrow\text{HCO}+\text{C}_2\text{H}_5$	15.8	1.76	-5087.744
$\text{HCO}+\text{C}_2\text{H}_5\rightarrow\text{O}+\text{C}_3\text{H}_6$	0.1402	1.88	110917.84
$\text{HO}_2+\text{C}_3\text{H}_6\rightarrow\text{H}_2\text{O}_2+\text{C}_3\text{H}_5$	150000	0	59370.96
$\text{H}_2\text{O}_2+\text{C}_3\text{H}_5\rightarrow\text{HO}_2+\text{C}_3\text{H}_6$	0.5867	1.33	40831.656
$\text{O}+\text{C}_3\text{H}_6\rightarrow\text{OH}+\text{C}_3\text{H}_5$	524000	0.7	24618.656
$\text{OH}+\text{C}_3\text{H}_5\rightarrow\text{O}+\text{C}_3\text{H}_6$	110400	0.697	84307.6
$\text{H}+\text{CH}_2\text{CHO}\leftrightarrow\text{HCO}+\text{CH}_3$	2.2E+7	0	0
$\text{CH}_3\text{O} (+\text{M})\leftrightarrow\text{H}+\text{CH}_2\text{O} (+\text{M})$	5E+9	0	114725.28
$\text{O}_2+\text{CH}_2\text{O}\leftrightarrow\text{HO}_2+\text{HCO}$	6.2E+7	0	163176
$\text{O}+\text{CH}_2\text{O}\leftrightarrow\text{OH}+\text{HCO}$	410000	0.57	11547.84
$\text{H}+\text{CH}_2\text{O}\leftrightarrow\text{H}_2+\text{HCO}$	219	1.8	12552
$\text{CH}_2\text{O}+\text{M}\leftrightarrow\text{CO}+\text{H}_2+\text{M}$	6.25E+9	0	290955.36
$\text{CH}_2\text{O}+\text{M}\leftrightarrow\text{H}+\text{HCO}+\text{M}$	3.3E+10	0	338904
$\text{OH}+\text{HCO}\leftrightarrow\text{H}_2\text{O}+\text{CO}$	1E+8	0	0
$\text{O}+\text{HCO}\leftrightarrow\text{CO}+\text{OH}$	3E+7	0	0

Ek 1'in devamı

$O+HCO \leftrightarrow CO_2+H$	3E+7	0	0
$HO_2+HCO \leftrightarrow CO_2+OH+H$	3E+7	0	0
$CH_3+C_2H_6 \rightarrow CH_4+C_2H_5$	1.51E-13	6	25300.648
$CH_4+C_2H_5 \rightarrow CH_3+C_2H_6$	9.649E-16	6.56	42760.48
$H+C_2H_6 \rightarrow H_2+C_2H_5$	5.37E-4	3.5	21756.8
$H_2+C_2H_5 \rightarrow H+C_2H_6$	9.72E-4	3.5	114306.88
$OH+C_2H_6 \rightarrow H_2O+C_2H_5$	5.125	2.06	3577.32
$H_2O+C_2H_5 \rightarrow OH+C_2H_6$	10.1	2.06	96148.32
$O+C_2H_6 \rightarrow OH+C_2H_5$	1.13E+8	0	32844.4
$OH+C_2H_5 \rightarrow O+C_2H_6$	2.08E+7	0	53220.48
$2CH_3 (+M) \leftrightarrow C_2H_6 (+M)$	7.371E+10	-1.17	2660.1872
$O_2+C_2H_6 \rightarrow HO_2+C_2H_5$	4E+7	0	212965.6
$HO_2+C_2H_5 \rightarrow O_2+C_2H_6$	300000	0	0
$HO_2+C_2H_6 \rightarrow H_2O_2+C_2H_5$	1.7E+7	0	85604.64
$H_2O_2+C_2H_5 \rightarrow HO_2+C_2H_6$	106900	0.24	32810.928
$C_2H_4+C_2H_6 \rightarrow 2C_2H_5$	500000	0	251040
$2C_2H_5 \rightarrow C_2H_4+C_2H_6$	500000	0	0
$C_2H_6+M \rightarrow H+C_2H_5+M$	8.851E+14	-1.22	427604.8
$H+C_2H_5+M \rightarrow C_2H_6+M$	11.48	0.34	-6485.2
$CH_2+C_2H_6 \rightarrow CH_3+C_2H_5$	2.2E+7	0	36275.28
$CH_3+C_2H_5 \rightarrow CH_2+C_2H_6$	26650	0.56	71379.04
$C_2H_5+C_3H_6 \rightarrow C_3H_5+C_2H_6$	100000	0	41003.2
$C_3H_5+C_2H_6 \rightarrow C_2H_5+C_3H_6$	0.5369	1.33	68784.96
$C_2H_5+C_3H_5 \rightarrow C_3H_4+C_2H_6$	400000	0	0
$C_3H_4+C_2H_6 \rightarrow C_2H_5+C_3H_5$	1.802E+6	5E-2	168740.72

Metil Bütanoat Mekanizma Eklentisi

$O+C_2H_4 \leftrightarrow H+CH_2CHO$	3.39	1.88	748.936
$O_2+C_2H_3 \leftrightarrow O+CH_2CHO$	3.5E+8	-0.61	22007.84
$OH+C_2H_2 \leftrightarrow H+CH_2CO$	100000	0	50208
$H+CH_2CO \leftrightarrow CO+CH_3$	1.1E+7	0	14225.6
$O+CH_2CO \leftrightarrow CO_2+CH_2$	1.75E+6	0	5648.4
$CH_2CO (+M) \leftrightarrow CO+CH_2 (+M)$	3E+14	0	296980.32
$O+C_3H_6 \leftrightarrow H+CH_3+CH_2CO$	15	1.76	317.984
$CH_2CHO \leftrightarrow H+CH_2CO$	3.094E+15	-0.26	212630.88
$OH+CH_2CO \leftrightarrow CO+CH_3O$	6E+6	0	-4225.84

Toluen Reaksiyonları

$C_2H_3CO \leftrightarrow CO+C_2H_3$	2.04E+14	-0.4	131586.8
$CH_3OCO \rightarrow CO+CH_3O$	7.451E+12	-1.76	71755.6
$CO+CH_3O \rightarrow CH_3OCO$	150000	0	12552
$CH_3OCO \rightarrow CO_2+CH_3$	1.514E+12	-1.78	57822.88
$CO_2+CH_3 \rightarrow CH_3OCO$	150000	0	153678.32
$C_2H_5CHO \leftrightarrow HCO+C_2H_5$	9.85E+18	-0.73	341874.64

Sikloheksan Oksidasyon Reaksiyonları

$OH+C_2H_3CHO \leftrightarrow H_2O+CO+$ C_2H_3	0.924	1.5	-4025.008
$H+C_2H_3CHO \leftrightarrow CO+H_2+C_2H_3$	1.34E+6	0	13807.2
$O+C_2H_3CHO \leftrightarrow CO+OH+C_2H_3$	594000	0	7815.712

Ek 1'in devamı

HO ₂ +C ₂ H ₃ CHO↔CO+H ₂ O ₂ + C ₂ H ₃	301000	0	49915.12
CH ₃ +C ₂ H ₃ CHO↔CO+CH ₄ + C ₂ H ₃	0.2608	1.78	24731.624
H+MD↔H ₂ +MD6J	1.3	2.4	18706.664
OH+MD↔H ₂ O+MD6J	1.401	1.61	-146.44
HO ₂ +MD↔H ₂ O ₂ +MD6J	1.764E-3	2.5	3730.4544
O ₂ +MD↔HO ₂ +MD6J	4E+6	0	167903.92
O ₂ +MD6J↔MD6O2	7.54E+6	0	0
MD6O2↔MD6OOH8J	2.5E+10	0	87236.4
O ₂ +MD6OOH8J↔OH+ MDKET68	7.54E+6	0	0
MDKET68↔OH+C ₂ H ₃ CHO+ MS6OXO7J	1.05E+16	0	174054.4
C ₆ H ₁₂ ⁻¹ +MB4J↔MD6J	8.8E-3	2.48	25647.92
C ₆ H ₁₂ ⁻¹ ↔2C ₃ H ₆	3.98E+12	0	241123.92
C ₆ H ₁₂ ⁻¹ ↔C ₃ H ₅ +C ₃ H ₇	2.5E+16	0	297064
H+MD6J↔MD	1E+8	0	0
O+MD↔OH+MD6J	0.5946	2.44	11907.664
C ₂ H ₃ +MD↔C ₂ H ₄ +MD6J	400000	0	70291.2
C ₈ H ₁₇ ⁻¹ +ME2J↔MD	8E+6	0	0
H+C ₂ H ₄ +C ₆ H ₁₂ ⁻¹ ↔C ₈ H ₁₇ ⁻¹	8.8E-9	2.48	25647.92
H+C ₆ H ₁₂ ⁻¹ +MB4J↔MD	8	0	0
H+MD9D6J↔MD9D	1E+8	0	0
OH+MD9D↔H ₂ O+MD9D6J	23.35	1.61	-146.44
HO ₂ +MD9D↔H ₂ O ₂ +MD9D6J	2.954E-3	2.5	12434.848
O ₂ +MD9D↔HO ₂ +MD9D6J	4E+7	0	209869.44
O ₂ +MD9D6J↔MD9D6O2	7.54E+6	0	0
MD9D6O2↔MD9D6OOH8J	1.25E+10	0	68408.4
O ₂ +MD9D6OOH8J↔OH+ MD9DKET68	7.54E+6	0	0
MD9DKET68↔OH+C ₂ H ₃ CHO +MS6OXO7J	2.1E+12	0	139243.52
C ₂ H ₃ CHO↔HCO+C ₂ H ₃	2.003E+24	-2.14	432625.6
C ₆ H ₁₀ ⁻¹⁵ +MB4J↔MD9D6J	8.8E-3	2.48	25647.92
C ₆ H ₁₀ ⁻¹⁵ ↔2C ₃ H ₅	2.5E+16	0	297064
O+MD9D↔OH+MD9D6J	0.5946	2.44	11907.664
C ₂ H ₃ +MD9D↔C ₂ H ₄ +MD9D6J	400000	0	70291.2
MD9D↔C ₂ H ₄ +C ₃ H ₅ +MF5J	6.25E+15	0	297064
MD9D6J↔C ₃ H ₅ +MS6D	3.31E+13	0	89788.64
MD9D↔C ₃ H ₆ +MS6D	3.98E+12	0	241123.92
MS6D↔C ₃ H ₅ +MB4J	2.5E+16	0	297064
<i>Metil Dekanoat + Metil-9-dekenoat Mekanizmasının Birleştirilmesi</i>			
CH ₂ CO+MF5J↔MS6OXO7J	151000	0	20125.04
O ₂ +MF5J↔MF5O2	4.52E+6	0	0
MF5O2↔MF5OOH3J	2.5E+10	0	87236.4

Ek 1'in devamı

$O_2 + MF5OOH3J \leftrightarrow OH +$ MFKET53	7.54E+6	0	0
$MFKET53 \leftrightarrow OH + CH_2CHO +$ MP3OXO	1.05E+16	0	174054.4
$OH + MP3OXO \leftrightarrow H_2O + CO +$ ME2J	26900	0.76	-1422.56
$C_2H_4 + ME2J \leftrightarrow MB4J$	200000	0	31798.4
$CH_3O + CH_2CO \leftrightarrow ME2J$	500000	0	-4184
$O_2 + CH_2CHO \leftrightarrow CO + OH + CH_2O$	2E+7	0	17572.8



ÖZGEÇMİŞ

Enes Fatih PEHLİVAN 1991 yılında Trabzon'da doğdu. İlk ve ortaokulu Akçaabat Mevlüt Selami Yardım İlköğretim Okulunda tamamladı. Lise öğrenimini 2008 yılında Akçaabat Anadolu Lisesi'nden okul üçüncüsü olarak tamamladı. 2013 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesinden Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümünü bitirdi. Aynı yıl KTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Ana Bilim Dalı'nda Yüksek Lisans öğrenimine başladı. Ocak 2014'te Ordu Üniversitesi Fatsa Deniz Bilimleri Fakültesi Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Gemi Makineleri Ana Bilim Dalına Araştırma Görevlisi olarak atandı ve halen bu göreve devam etmektedir. İyi seviyede İngilizce bilmektedir.

Enes Fatih PEHLİVAN'ın bu çalışmadan elde edilen sonuçlar kullanarak yazılan bir uluslararası poster bildiri sunmuş ve bir uluslararası sözlü sunum için özeti kabul edilmiştir.

Pehlivan, E., F., Altın, İ. ve Soyhan, H., S., 2016. Investigation of Heat Release Rate of Biodiesel Pilot Fuelled Natural Gas Engine with Stochastic Reactor Model, 5th International Conference on Fuels, Fire and Combustion in Engineering, İstanbul, TURKEY, 18-20 Ocak 2016.

Pehlivan, E., F., Altın, İ. ve Gürgen, S., 2016. Investigation of Exhaust Emissions in Biodiesel Pilot Fuelled Natural Gas Engine with Stochastic Reactor Model, The 2nd Global Conference on Innovation in Marine Technology and The Future of Maritime Transportation, Muğla, TURKEY (Tam metin hazırlanmakta).