

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

**BIODIESEL İLE ÇALIŞAN DIESEL MOTORUNDA ECFM-3Z (EXTENDED
COHERENT FLAME MODEL- 3 ZONES) MODELİNİN PERFORMANS VE
EMİSYON SİMÜLASYONUNA YAKLAŞIMI**

ŞEYMA KARAHAN

**DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ENERJİ PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. HAKAN KALELİ**

İSTANBUL, 2011

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BIODIESEL İLE ÇALIŞAN DIESEL MOTORUNDA ECFM-3Z (EXTENDED
COHERENT FLAME MODEL- 3 ZONES) MODELİNİN PERFORMANS VE
EMİSYON SİMÜLASYONUNA YAKLAŞIMI**

Şeyma KARAHAN tarafından hazırlanan tez çalışması 21.09.2011 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Anabilim Dalı'nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Hakan KALELİ
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Hakan KALELİ
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. İrfan YAVAŞLIOL
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Cem SORUŞBAY
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Metin ERGENEMAN
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Muammer ÖZKAN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Bu alışma, TÜBİTAK Kamu Araştırmaları Destek Grubu'nun 105G039 numaralı Devlet Planlama Teşkilatı Müsteşarlığı'nın 5062104 numaralı projeleri ile desteklenmiştir.

ÖNSÖZ

Doktora Tezi çalışmamda benden bilgi ve tecrübelerini esirgemeyen danışmanlarım merhum Sayın Prof.Dr. Orhan DENİZ ve Prof.Dr. Hakan KALELİ'ye sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Bu tez çalışmasının gerçekleşmesinde yardımlarını esirgemeyen, Prof. İrfan YAVAŞLIOL'a, Prof.Dr. Cem SORUŞBAY'a, Prof Dr Metin ERGENEMAN'a, Doç.Dr. Muammer ÖZKAN'a, Yrd. Doç.Dr. Tarkan SANDALCI'ya; STARCD programını kullanmama izin veren Marmara Üniversitesi Rektörü Sayın Prof. Dr Zafer GÜL'e, Yrd. Doç.Dr. Mustafa YILMAZ'a, Hasan KÖTEN'e; TÜBİTAK MAM Enerji Enstitüsü çalışanlarından Mak. Yük. Müh Emir AYDAR'a, Kimya Yük. Müh Özlem ATAÇ'a ve Kimya Yük. Müh Ömer Faruk GÜL'e; deney motorunun performans ve emisyon deneylerini gerçekleştirmemde yardımlarını esirgemeyen Anadolu Motor çalışanlarından Üretim Müdürü ZEKİ AYZAZ'a, teknisyen Cavit MESTAN'a, TÜBİTAK MAM Çevre Enstitüsü çalışanlarından Dr. Özgen ERCAN'a, Baş Uzman Osman ÇOLAK'a Uzman Teknisyen Yavuz ŞAHİN'e ve Uzman Teknisyen Serhat ÇALI'ya, A-Ztech firmasından Zeki ERMAN'a, Ali ÖĞE'ye, Ceren GENÇ'e teşekkürlerimi ve şükranlarımı sunmayı bir borç bilirim.

Ayrıca bu tezin hazırlanmasında bana yardımcı olan tüm çalışma arkadaşlarıma, çalışmalarım süresince bana sabır göstererek beni cesaretlendiren ve bana inanç vererek manevi desteklerini esirgemeyen anneme, babama, ablama, enişteme ve canım yeğenlerim Zeynep ve Zehra'ya sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Bu tezi saygıdeğer hocam Prof.Dr. Orhan DENİZ'e, DENİZ ailesine ve aileme ithaf ediyorum.

Ekim, 2011

Şeyma KARAHAAN

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	ix
KISALTMA LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÇİZELGE LİSTESİ	xvii
ÖZET	xx
ABSTRACT.....	xxii
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	6
1.3 Orijinal Katkı.....	6
BÖLÜM 2	7
DİSEL MOTORLARDA YANMA ve EMİSYON OLUŞUMU	7
2.1 Diesel Motorlarda Yanma	7
2.2 Diesel Motorlarda Emisyon Oluşumu	10
2.2.1 NO _x Oluşumu	10
2.2.1.1 Termal NO Oluşumu	11
2.2.1.2 Hızlı NO Oluşumu	14
2.2.1.3 Yakıt NO Oluşumu	15
2.2.1.4 NO ₂ Oluşumu	16
2.2.1.5 N ₂ O Oluşumu	16
2.2.2 PM Oluşumu	16
2.3 Diesel Motorlarda Çalışma Parametrelerinin Motor Performansı ve Egzoz Emisyonlarına Etkisi	18
2.3.1 Püskürtme Avansının Motor Performansı ve Egzoz Emisyonlarına Etkisi	18
2.3.2 Krank Açısı Başına Püskürtme Miktarının ve Kademeli Yakıt Püskürtülmesinin Yanma ve Egzoz Emisyonları Üzerine Etkileri	20

2.3.3 Püskürtme Basıncın Motor Performansı ve Egzoz Emisyonlarına Etkisi.....	23
BÖLÜM 3	26
DIESEL MOTORLARDA YAKIT OLARAK BODIESEL KULLANILMASI VE LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	26
3.1 Biodieselin Genel Özellikleri	26
3.2 Diesel ve Biodiesel Yakıt Özelliklerinin Karşılaştırılması	30
3.2.1 Özgül Kütle	30
3.2.2 Alevlenme Noktası ve Yanma Noktası	30
3.2.3 Viskozite	31
3.2.4 Akma ve Bulutlanma Noktası.....	31
3.2.5 Setan Sayısı	32
3.2.6 Isıl Değer	32
3.2.7 Yakıtın Yüzey Gerilimi	32
3.2.8 Yakıtın Yapısal Bileşimi	33
3.3 Bitkisel Yağlar ve Biodiesel Kullanımı ile İlgili Literatürde Yapılmış Deneysel Çalışmalar	33
3.4 Araç Üreticilerinin Biodiesel Kullanımı ile ilgili Garantileri	50
BÖLÜM 4	52
HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE ÇOK BOYUTLU MODELLEME.....	52
4.1 Türbülans Modelleri.....	53
4.2 Lagrange Çok Fazlı Akış Modelleme.....	56
4.3 Sprey Modelleme	57
4.3.1 Birincil Parçalanma Modelleri.....	57
4.3.2 İkincil Parçalanma Modelleri	61
4.4 Damlacıkların Çarpışması ve Birleşmesi.....	64
4.5 Yanma Modelleri.....	65
4.5.1 Tek Bölge Yanma Modeli.....	66
4.5.2 İki Bölge Yanma Modeli.....	67
4.5.3 Çok Bölge Yanma Modelleri	69
BÖLÜM 5	71
BODIESEL ÜRETİMİ VE DENEYSEL ÇALIŞMA.....	71
5.1 Biodiesel Üretimi.....	71
5.2 Motor Performans ve Egzoz Emisyon Deneyleri.....	75
5.2.1 Döndürme Momentinin Ölçülmesi	77
5.2.2 Efektif Gücün Hesaplanması	78
5.2.3 Özgül Yakıt Tüketiminin Hesaplanması.....	80
5.3 Egzoz Emisyon Ölçüm Sistemi.....	81
BÖLÜM 6	83
HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE SOĞUK AKIŞ VE YANMANIN MODELLENMESİ	83
6.1 Geometri ve Katı Modelleme.....	83

6.2 ES-ICE’da Yapılan Çalışmalar	84
6.2.1 Çözüm Ağ Yapısı	84
6.2.2 Supab Kalkışı ve Yakıt Tanımlanması	87
6.2.3 Başlangıç ve Sınır Koşulları	87
6.3 PROSTAR’da Soğuk Akış ve Yanma Simülasyonu	88
6.3.1 Temel Denklemler ve Çözüm Algoritması	92
6.3.2 Türbülansın Matematiksel Modeli	92
6.3.3 Çok Fazlı Akış Modeli	93
6.3.3.1 Korunum Denklemleri	94
6.3.4 Birincil Parçalanmanın Matematiksel Modeli	97
6.3.5 İkincil Parçalanmanın Matematiksel Modeli	99
6.3.5.1 Kese ayrılması	100
6.3.5.2 Şerit Ayrılması	100
6.3.7 Buharlaştırmanın Matematiksel Modeli	101
6.3.8 Duvar Etkileşim Modeli	101
6.3.9 Yanmanın Matematiksel Modeli	102
6.3.9.1 Ön Karışım Yanma	103
6.3.9.2 Alev Sonrası Yanma	107
6.3.10 NO _x Oluşumunun Matematiksel Modeli	109
 BÖLÜM 7	 110
MOTOR DENEY SONUÇLARI	110
7.1 3000 d/d Diesel Yakıtı Emisyonları için Toplam Bağlı Belirsizlik Hesapları	113
7.2 3000 d/d Biodiesel Emisyonları için Toplam Bağlı Belirsizlik Hesapları	114
7.3 2800 d/d Diesel Yakıtı Emisyonları için Toplam Bağlı Belirsizlik Hesapları	116
7.4 2800 d/d Biodiesel Yakıtı Emisyonları için Toplam Bağlı Belirsizlik Hesapları	117
7.5 2600 d/d Diesel Yakıtı Emisyonları için Toplam Bağlı Belirsizlik Hesapları	119
7.6 2600 d/d Biodiesel Yakıtı Emisyonları için Toplam Bağlı Belirsizlik Hesapları	121
7.7 2400 d/d Diesel Yakıtı Emisyonları için Toplam Bağlı Belirsizlik Hesapları	122
7.8 2400 d/d Biodiesel Yakıtı Emisyonları için Toplam Bağlı Belirsizlik Hesapları	124
7.9 ppm-kWh Dönüşüm Hesabı	137
7.9.1. 1.Yöntem	137
7.9.2 2.Yöntem	138
7.10 Bosch İs Sayısının g/kWh’e Dönüşümü Dönüşümü (kg/s)	138
7.11 1 Enjektör Deliğinden Püskürtülen Yakıt Debisi Hesabı	139
 BÖLÜM 8	 146
DENEY VE SİMÜLASYON SONUÇLARININ KARŞILAŞTIRILMASI	146
8.1 3000 d/d için Performans ve Emisyon Sonuçları	147
8.2 2800 d/d için Performans ve Emisyon Sonuçları	151
8.3 2600 d/d için Performans ve Emisyon Sonuçları	154
8.4 2400 d/d için Performans ve Emisyon Sonuçları	158

SONUÇ ve ÖNERİLER.....	164
KAYNAKLAR.....	167
ÖZGEÇMİŞ.....	179

SİMGE LİSTESİ

A, C	Katsayılar
A_d	Damlacığın akış yönüne dik kesit alanı
A_s	Damlacığın yüzey alanı
Bl	Buharlaştırma ısısı
$C_{am} C_{a1}$	Katsayılar
$C_{a2} C_{b1}$	Katsayılar
$C_{s1} C_{\mu}$	Katsayılar
C_d	Sürüklenme katsayısı
C_{de}	Enjektör deşarj katsayısını
c	Reaksiyon ilerleme değişkeni
C_p	Karışımın özgül ısısı
$C_{p,d}$	Damlacığın özgül ısısı
$\dot{C}$	Reynolds ortalamalı ilerleme değişkeni
D_d	Damlacık çapı – Enjektör delik çapı
D_{da}	Anlık damlacık çapı
D_m	Buhar difüzyonu
E	Aktivasyon enerjisi
F	Kuvvet
F_{am}	Sanal kütle kuvveti
F_b	Yerçekiminden kaynaklanan bünne kuvveti
F_{dr}	Sürüklenme kuvveti
$F_{h,j}$	x_j yönünde yayılan enerji akısı
F_m	Kütle geçiş hızı
F_p	Damlacığa etkiyen basınç kuvveti
f	Gecikme faktörü
$G_{Kütle}$	Kütle yayılım gücü
H_b	Yanmış gazın entalpisi
H_{ub}	Biodieselin alt ısı değeri
H_{ud}	Diesel yakıtının alt ısı değeri
h	Toplam ısı geçişi katsayısı
h_{bb}	Kaçak gaz entalpisi
h_{eg}	Egzoz gazı entalpisi
$h_{y_{stok}}$	Stokiometrik hava yakıt oranı

h_{fg}	Fiziksel faz değişim entalpisini
h_{in}	Giriş havası entalpisi
h_y	Yakıt entalpisi
K_g	Kütle geçişı katsayısı
K_a	Delik çıkışındaki ortalama türbölans kinetik enerjisi
K_i	Reaksiyon hızı
k_m	Sürekli faza ait ısı iletkenlik katsayısı
K_ϵ	Deneyssel katsayı
k_i	Isıl iletim katsayısı
k	Türbölans kinetik enerjisi
L	Mesafe
L_A	Atomizasyon uzunluk ölçeği
L_d	Delik derinliği
L_t^0	Türbölans uzunluğunun başlangıç değeri
M_d	Döndürme momenti
M_h	Havanın kütlelel debisi
M_y	Yakıtın kütlelel debisi
m_{bb}	Kaçak gaz kütleli
m_d	Damlacık kütleli
m_{eg}	Egzoz kütleli
m_h	Hava kütleli
m_{in}	Giriş hava kütleli
m_s	Sıvının kütlelel debisi
m_{sil}	Silindir kütleli
m_y	Yakıt kütleli
n	Motor devri
Nu	Nusselt sayısı
O_h	Ohnesorge sayısı
P_e	Efektif güç
P_d	Doyma basıncı
P_0	Referans alınan mutlak basınç
P_{sil}	Silindir basıncı
P_t	Gaz basıncı
P_c	Çevre basıncı
$P_{v,s}$	Damlacık yüzeyindeki buharın kısmi basıncı
$P_{v,\infty}$	Damlacık etrafındaki buharın kısmi basıncı
Q_w	Duvar ısı transferi
Q_{kim}	Kimyasal ısı
R	Üniversal gaz sabiti
R_m	Karışımın (gaz sabiti
Re	Reynolds sayısı
Re_d	Damlacığa ait Reynolds sayısı
$Re(\omega)$	Dalga genişleme hızı
r	Dönme eksenine olan uzaklık vektörü
S	Alev yüzeyi, entropi

S_i	Momentumla ilgili kaynak terim
S_c	Schmidt sayısı
S_e	Enerjiyle ilgili kaynak terim
S_m	Kütleyle ilgili kaynak terim
S_h	Sheerwood sayısı
T	Sıcaklık
T_b	Çevre basıncında kaynama sıcaklığı
T_c	Kritik sıcaklık
T_d	Damlacığın sıcaklığı
T_m	Ortalama Sıcaklık
T_0	Referans alınan mutlak sıcaklık (300 K)
T_{si}	Silindir sıcaklığı
T_u	Yanmamış gazların mutlak sıcaklığı
U	Spesifik iç enerji
U_L	Laminar alev hızı
U_p	Zaman boyunca ortalama püskürtme hızını
U_{sil}	Silindir iç enerjisi
u_b	Damlacık ve gaz bağıl hızı
u_d	Damlacık hızı
u'	Türbülans yoğunluğu
V	Yanmış gazların hacmi
V_h	Strok hacmi
V_{hava}	Havanın hacimsel debisi
V_p	Damlacığın hacmi
V_{sil}	Silindir hacmi
V_t	Türbülans hızı
V_y	Yakıtın hacimsel debisi
V_{egz}	Toplam hacimsel egzoz debisi
W_e	Weber sayısı
$Y_{i,b}$	Yanmış reaksiyon ürünleri
$Y_{i,u}$	Yanmamış reaksiyon ürünleri için kütle oranı
Y_Y	Yakıtın kütle akışının toplam yakıt karışımına oranı
Y_{TY}	Yakıt izi kütle oranı
Z	Düzeltilme faktörü
x_d	Damlacığa ait konum vektörü
ρ_b	Biodieselin yoğunluğu
ρ_d	Diesel yakıtının yoğunluğu
ρ_{dam}	Damlacık yoğunluğu
ρ_h	Havanın yoğunluğu
ρ_{th}	Havanın egzoz sıcaklığına bağlı yoğunluğu
ρ_{ty}	Yakıtın egzoz sıcaklığına bağlı yoğunluğu
ρ_g	Akış bölgesindeki gazın yoğunluğu
ρ_s	Sıvının yoğunluğu , yanmış gazın yoğunluğu
ρ_u	Yanmamış
ϵ	Türbülans kinetik enerjisi yayılım oranı

ε_a	Delik çıkışındaki ortalama türbülans kinetik enerjisi yayılım değeri
σ_b	Biodieselin yüzey gerilimi
σ_d	Diesel yakıtının yüzey gerilimi
σ_{dy}	Yüzey gerilim katsayısı
σ_s	Sıvı yüzey gerilimi
τ_A	Zaman ölçeği
τ_b	Karakteristik zaman
τ_c	Karakteristik zaman ölçeği
τ_{ij}	Gerilme tensörü bileşenleri
τ_l	Laminar zaman ölçeği
τ_M	Momentum gevşeme zaman ölçeği
τ_p	Parçalanma süresi
τ_t	Türbülanslı zaman ölçeği
α_k	Sprey koni açısı
ω	Özgül enerji yayılım oranı
ψ	Açısal hız
η_o, β, α	Katsayılar
λ	Hava fazlalık katsayısı
η_v	Volümetrik verim
ν_b	Biodieselin kinematik vizkozitesi
ν_d	Diesel yakıtının kinematik vizkozitesi
μ	Moleküler viskozite
μ_t	Türbülanslı viskozite
μ_s	Sıvının viskozitesi
∇p	Basınç gradyanı
$\dot{q}_d$	Yüzey ısı akısı
ϕ	Eşdeğerlik oranı
Σ	Alev alanı yoğunluğu
$\sigma_\Sigma, \sigma_{t\Sigma}$	Laminar ve türbülanslı Schmidt sayısı
$\acute{r}$	Türbülanslı net tutuşma gerilimi
$X_{artık}$	Artık gazların mol oranı
∇p	Basınç gradyanı
$\varpi_i, \sigma_{t,i}$	i reaksiyon elemanının reaksiyon oranı ve
$\sigma_{t,i}$	i reaksiyon elemanının Schmidt sayısı
ϖ	Yakıtın buharlaşma oranı
ϖ_{yb}	Magnussen modeli $(\Delta H)_i^0$ oluşum ısısı
$(\Delta H)_i^0$	Oluşum ısısı

KISALTMA LİSTESİ

AB	Avrupa Birliği
ASTM	Amerikan Test ve Materyalleri Birliği
AYME	Ayçiçek Yağı Metil Esteri
B10	%10 Biodiesel %90 Diesel Yakıtı Karışımı
B100	%100 Biodiesel
B75	%75 Biodiesel %25 Diesel Yakıtı Karışımı
B2	%2 Biodiesel %98 Diesel Yakıtı Karışımı
B20	%20 Biodiesel %80 Diesel Yakıtı Karışımı
B25	%25 Biodiesel %75 Diesel Yakıtı Karışımı
B5	%5 Biodiesel %95 Diesel Yakıtı Karışımı
B50	%50 Biodiesel %50 Diesel Yakıtı Karışımı
CFM	Tutarlı Alev Modeli
C ₂ H ₂	Asetilen
C ₃ H ₃	Siklo Propenil Radikali
C ₆ H ₆	Benzen
BiS	Bosch is sayısı
CN	Siyanür
CH ₂	Metilen
CO	Karbon Öonoksit
CO ₂	Karbon Dioksit
DDB	Damlacık Deformasyon ve Parçalanma Modeli
DNS	Doğrudan Nümerik Simülasyon
DP	Direkt Püskürtme
ECFM-3Z	Extended Coherent Flame Model–3 Zones
EDM	Girdaplı Yayılma Modeli
EDP	Endirekt Püskürtme
EGR	Egzoz Gazı Geri Dönüşümü
EN	Avrupa Birliği Standardı
EDP	Endirekt Püskürtme
FYEE	Fındık Yağı Etil Esteri
FYME	Fındık Yağı Metil Esteri
GTAB	Geliştirilmiş Taylor-Analoji Parçalanma
H	Hidrojen Atomu
H ₂	Hidrojen Molekülü

HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
HC	Hidrokarbon
HCN	Hidrojen Siyanür
H ₂ O	Su
H ₂ SO ₄	Sülfirik Asit
KMA	Krank Mili Açısı
KYME	Kanola Yağı Metil Esteri
MAM	Marmara Araştırma Merkezi
MARS	Monotone Advection and Reconstruction Scheme
NO	Azot Monoksit
NO _x	Azot Oksitler
N ₂	Azot Molekülü
NO ₂	Azot Dioksit
N ₂ O	Diazot Monoksit
N ₂ O ₃	Diazot Trioksit
N ₂ O ₅	Diazot Pentoksit
N ₂ O ₄	Diazot Tetraoksit
O	Oksijen Atomu
OH	Hidroksil Radikali
O ₂	Oksijen Molekülü
PM	Partikül Madde
OBD	On Board Diagnostic
OH	Hidroksil Radikali
PAH	Polisiklik Aromatik Hidrokarbonlar
PM	Partikül Madde
PISO	Pressure Implicit Splitting of Operator
PYEE	Pamuk Yağı Etil Esteri
PYME	Pamuk Yağı Metil Esteri
RANS	Reynolds Ortalama Nümerik Simülasyon
RNG	Reynolds Yeniden Normalizasyon Grup
RSM	Reynolds Gerilme Model
SOÇ	Sauter Ortalama Çap
SOF	Çözünür Organik Parçalar
SO ₂	Kükürt Dioksit
SST	Kesme Gerilmesi İletimi
SYME	Soya Yağı Metil Esteri
TAB	Taylor-Analoji Parçalanma
TG	Tutuşma Gecikmesi
TS	Türk Standartları
TÜBİTAK	Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu
TYME	Tütün Yağ Asidi Metil Esteri
ÜÖN	Üst Ölü Nokta
YAME	Yağ Asidi Metil Esteri

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 Yakıt spreyi	8
Şekil 2.2 Diesel motorda gerçekleşen prosesler	9
Şekil 2.3 Diesel motorda yanma ve emisyon oluşum bölgeleri	9
Şekil 2.4 Hava fazlalık katsayısına göre emisyon oluşumu	10
Şekil 3.1 Bitkisel yağların yakıt özelliklerinin iyileştirilmesi	27
Şekil 3.2 Trigliserollerin alkol ile transesterifikasyonu.....	28
Şekil 3.3 Biodiesel-Diesel yakıt karışım miktarlarına göre emisyon değerleri.....	34
Şekil 4.1 Çok bölgeli termodinamik model	52
Şekil 4.2 Türbülans kinetik enerji spektrumu	55
Şekil 4.3 Püskürtme mekanizması-ikincil parçalanma oluşumu	62
Şekil 4.4 Damlacıkların çarpışması ve birleşmesi.....	65
Şekil 4.5 Diesel motorda yanma prosesleri	65
Şekil 4.6 Tek bölgeli yanma modeli.....	66
Şekil 4.7 İki bölgeli yanma modeli.....	68
Şekil 5.1 Biodiesel üretim düzeneği	72
Şekil 5.2 Döner buharlaştırıcı ile metanol ayırma.....	73
Şekil 5.3 Biodiesel üretiminde saflaştırma.....	73
Şekil 5.4 Deney motoru genel görünümü	75
Şekil 5.5 Deney düzeneği	76
Şekil 5.6 Deney düzeneğinin şematik görünümü	77
Şekil 5.7 Deney düzeneğinde döndürme momentinin ölçülmesi.....	78
Şekil 5.8 Kaplin sistemi.....	79
Şekil 5.9 Kontrol paneli	79
Şekil 5.10 Deney düzeneğinde yakıt tüketiminin ölçülmesi	80
Şekil 5.11 Deney düzeneğinde yakıt tüketiminin ölçülmesi	80
Şekil 5.12 Emisyon ölçüm sistemi	81
Şekil 6.1 Yanma odasının yüzey çözüm ağı.....	84
Şekil 6.2 Yanma odasının hacim çözüm ağı ve kesit resmi	85
Şekil 6.3 Farklı çözüm ağlarına göre maksimum silindir içi basınç değerleri.....	86
Şekil 6.4 Çözüm ağı	86
Şekil 6.5 PROSTAR'a alınan model geometri	88
Şekil 6.6 ECFM3Z bölgeleri.....	103
Şekil 7.1 Diesel yakıtı ve biodiesel için farklı hızlarda güç değerleri	140

Şekil 7.2 Diesel yakıtı ve biodiesel için farklı hızlarda tork değerleri	140
Şekil 7.3 Diesel yakıtı ve biodiesel için farklı hızlarda özgül yakıt tüketim değerleri....	141
Şekil 7.4 Diesel yakıtı ve biodiesel için farklı hızlarda egzoz sıcaklık değerleri	142
Şekil 7.5 Diesel yakıtı ve biodiesel için farklı hızlarda CO emisyon değerleri	142
Şekil 7.6 Diesel yakıtı ve biodiesel için farklı hızlarda CO ₂ emisyon değerleri.....	143
Şekil 7.7 Diesel yakıtı ve biodiesel için farklı hızlarda NO emisyon değerleri.....	143
Şekil 7.8 Diesel yakıtı ve biodiesel için farklı hızlarda is emisyon değerleri.....	143
Şekil 7.9 Diesel yakıtı ve biodiesel için farklı hızlarda egzoz gazlarındaki O ₂	144
Şekil 8.1 3000 d/d'da Biodiesel ve Diesel yakıtları için silindir içi sıcaklıklar	149
Şekil 8.2 3000 d/d'da Biodiesel ve Diesel yakıtlarının yanma basınç diyagramı	150
Şekil 8.3 2800 d/d'da Biodiesel ve Diesel yakıtları için silindir içi sıcaklıklar	153
Şekil 8.4 2800 d/d'da Biodiesel ve Diesel yakıtlarının yanma zamanına ait basınç diyagramı	153
Şekil 8.5 2800 d/d'da Biodiesel ve Diesel yakıtları için silindir içi ısı açığa çıkış hızı	154
Şekil 8.6 2600 d/d'da Biodiesel ve Diesel yakıtları için silindir içi sıcaklıklar	156
Şekil 8.7 2600 d/d'da Biodiesel ve Diesel yakıtlarının yanma zamanına ait basınç diyagramı	157
Şekil 8.8 2600 d/d'da Biodiesel ve Diesel yakıtları için silindir içi ısı açığa çıkış hızı	157
Şekil 8.9 2400 d/d'da Biodiesel ve Diesel yakıtları için silindir içi sıcaklıklar	160
Şekil 8.10 2400 d/d'da Biodiesel ve Diesel yakıtları için silindir içi indikatör diyagramı	160
Şekil 8.11 2400 d/d'da Biodiesel ve Diesel yakıtları için silindir içi ısı açığa çıkış hızı ...	161

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1 AB emisyon standartları (binek araçlar, kategori M1*) g/km	2
Çizelge 1.2 Ülkemizde hafif ticari araçları için emisyon standartları	2
Çizelge 3.1 Diesel ve biodiesel yakıtlarının önemli fiziksel ve kimyasal özellikleri	29
Çizelge 3.2 Diesel yakıtı ve biodiesel özelliklerinin karşılaştırılması	33
Çizelge 3.3 Araç üreticilerinin biodiesel kullanımına garantileri	51
Çizelge 3.4 Yakıt püskürtme sistem üreticilerinin Biodiesel kullanımına garantileri.....	51
Çizelge 4.1. Parçalanma türleri	62
Çizelge 4.2 Parçalanma türleri ve parçalanma süreleri	62
Çizelge 5.1 Kolza yağının özellikleri.....	72
Çizelge 5.2 TS EN 14214 standardına göre biodiesel analizleri	74
Çizelge 5.3 TS EN 590 standardına göre Diesel yakıtı analizleri.....	75
Çizelge 5.4 Deney motoru teknik özellikleri	76
Çizelge 6.1 Farklı çözüm ağlarına göre maksimum silindir içi basınç değerleri	86
Çizelge 6.2 Diesel yakıtı gaz kromatografi analizleri.....	90
Çizelge 6.3 Biodiesel gaz kromatografi analizleri	91
Çizelge 6.4 Diesel yakıtı ve biodiesel simülasyonlarında kullanılan yakıt özellikleri	91
Çizelge 6.5 RNG $k-\epsilon$ türbülans modelinin katsayıları	93
Çizelge 7.1 Emisyon cihazının CO (500 ppm) için bağıl belirsizlik değeri.....	111
Çizelge 7.2 Emisyon cihazının CO (1000 ppm) için bağıl belirsizlik değeri.....	111
Çizelge 7.3 Emisyon cihazının CO ₂ (%7) için bağıl belirsizlik değeri.....	111
Çizelge 7.4 Emisyon cihazının NO (1500 ppm) için bağıl belirsizlik değeri	111
Çizelge 7.5 Emisyon cihazının O ₂ (%7) için bağıl belirsizlik değeri.....	112
Çizelge 7.6 Deney düzeneğinin toplam bağıl belirsizlik değeri.....	113
Çizelge 7.7 Termokupul için toplam bağıl belirsizlik değeri.....	113
Çizelge 7.8 CO (500 ppm) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri	113
Çizelge 7.9 O ₂ (%7) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri	113
Çizelge 7.10 CO ₂ (%7) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri	114
Çizelge 7.11 NO (1500 ppm) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri.....	114
Çizelge 7.12 Deney düzeneğinin toplam bağıl belirsizlik değeri.....	114
Çizelge 7.13 Termokupul için toplam bağıl belirsizlik değeri.....	114
Çizelge 7.14 CO (500 ppm) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri	115
Çizelge 7.15 O ₂ (%7) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri	115
Çizelge 7.16 CO ₂ (%7) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri	115

Çizelge 7.17 NO (1500 ppm) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri.....	116
Çizelge 7.18 Deney düzeneğinin toplam bağıl belirsizlik değeri.....	116
Çizelge 7.19 Termokupul için toplam belirsizlik değeri	116
Çizelge 7.20 CO (500 ppm) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri	116
Çizelge 7.21 O ₂ (%7) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri	117
Çizelge 7.22 CO ₂ (%7) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri	117
Çizelge 7.23 NO (1500 ppm) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri.....	117
Çizelge 7.24 Deney düzeneğinin toplam bağıl belirsizlik değeri.....	118
Çizelge 7.25 Termokupul için toplam bağıl belirsizlik değeri.....	118
Çizelge 7.26 CO (500 ppm) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri	118
Çizelge 7.27 O ₂ (%7) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri	118
Çizelge 7.28 CO ₂ (%7) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri	119
Çizelge 7.29 NO (1500 ppm) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri.....	119
Çizelge 7.30 Deney düzeneğinin toplam bağıl belirsizlik değeri.....	119
Çizelge 7.31 Termokupul için toplam belirsizlik değeri	119
Çizelge 7.32 CO (1000 ppm) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri	120
Çizelge 7.33 O ₂ (%7) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri	120
Çizelge 7.34 CO ₂ (%7) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri	120
Çizelge 7.35 NO (1500 ppm) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri.....	121
Çizelge 7.36 Deney düzeneğinin toplam bağıl belirsizlik değeri.....	121
Çizelge 7.37 Termokupul için toplam bağıl belirsizlik değeri.....	121
Çizelge 7.38 CO (500 ppm) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri	121
Çizelge 7.39 O ₂ (%7) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri	122
Çizelge 7.40 CO ₂ (%7) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri	122
Çizelge 7.41 NO (1500 ppm) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri.....	122
Çizelge 7.42 Deney düzeneğinin toplam bağıl belirsizlik değeri.....	123
Çizelge 7.43 Termokupul için toplam belirsizlik değeri	123
Çizelge 7.44 CO (1000 ppm) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri	123
Çizelge 7.45 O ₂ (%7) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri	123
Çizelge 7.46 CO ₂ (%7) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri	124
Çizelge 7.47 NO (1500 ppm) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri.....	124
Çizelge 7.48 Deney düzeneğinin toplam bağıl belirsizlik değeri.....	124
Çizelge 7.49 Termokupul için toplam bağıl belirsizlik değeri.....	124
Çizelge 7.50 CO (1000 ppm) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri	125
Çizelge 7.51 O ₂ (%7) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri	125
Çizelge 7.52 CO ₂ (%7) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri	125
Çizelge 7.53 NO (1500 ppm) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri.....	126
Çizelge 7.54 Diesel ve Biodiesel yakıtları için deney sonuçları	127
Çizelge 7.54 Diesel ve Biodiesel yakıtları için deney sonuçları (devam).....	128
Çizelge 7.54 Diesel ve Biodiesel yakıtları için deney sonuçları (devam).....	129
Çizelge 7.54 Diesel ve Biodiesel yakıtları için deney sonuçları (devam).....	130
Çizelge 7.54 Diesel ve Biodiesel yakıtları için deney sonuçları (devam).....	131
Çizelge 7.54 Diesel ve Biodiesel yakıtları için deney sonuçları (devam).....	132
Çizelge 7.54 Diesel ve Biodiesel yakıtları için deney sonuçları (devam).....	133
Çizelge 7.54 Diesel ve Biodiesel yakıtları için deney sonuçları (devam).....	134

Çizelge 7.54 Diesel ve Biodiesel yakıtları için deney sonuçları (devam).....	135
Çizelge 7.54 Diesel ve Biodiesel yakıtları için deney sonuçları (devam).....	136
Çizelge 8.1 Simülasyon çalışmasında elde edilen güç ve emisyon değerleri.....	147
Çizelge 8.2 3000 d/dk'da motorun deney ve simülasyon çalışma şartları ile performans ve emisyon değerleri.....	148
Çizelge 8.3 Çalışma şartları	150
Çizelge 8.4 2800 d/dk'da motorun deney ve simülasyon çalışma şartları ile performans ve emisyon değerleri.....	151
Çizelge 8.5 2600 d/dk'da motorun deney ve simülasyon çalışma şartları ile performans ve emisyon değerleri.....	155
Çizelge 8.6 2400 d/dk'da motorun deney ve simülasyon çalışma şartları ile performans ve emisyon değerleri.....	158

BIODIESEL İLE ÇALIŞAN DIESEL MOTORUNDA ECFM-3Z (EXTENDED COHERENT FLAME MODEL- 3 ZONES) MODELİNİN PERFORMANS VE EMİSYON SİMÜLASYONUNA YAKLAŞIMI

Şeyma KARAHAN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

Tez Danışmanı: Prof.Dr. Hakan KALELİ

Diesel motorlar ulaştırma sektöründe önemli role sahiptir. Diesel motorlarda kullanılan petrol kökenli yakıtlar yüksek miktarda aromatik bileşik ve kükürt içermekte, bunlarda çevre kirliliğine neden olmaktadır. Bu nedenle Diesel motorlardan kaynaklanan egzoz emisyonları çevre kirliliğini önemli derece etkilemektedir. Avrupa Birliği (AB) komisyonu Diesel motorlardan kaynaklanan egzoz emisyonlarını sınırlamak için 70/220/ EEC ana direktifini yayınlamıştır. Bu direktife bağlı Euro 5/6 için 2007/715/EC yönetmeliğini yayınlamıştır. Motor üreticileri bu emisyon değerlerini karşılayabilmek için yüksek performanslı ve düşük emisyonlu Diesel motorlar geliştirmeye yönelmiştir.

Emisyon seviyelerinin düşmesi büyük ölçüde silindir içi karışım oluşumuna ve yanmaya bağlıdır. Püskürtme süresi, püskürtme basıncı, püskürtme avansı ve damlacık sayısı gibi püskürtme sistemi parametreleri karışım oluşumunu ve yanma prosesini etkilemektedir. Bu nedenle atomizasyon, püskürtme parametreleri yakıt kalitesi emisyonlarda değişimlere sebep olur.

Diesel motorlarda yanmanın matematiksel modellenmesi, ısı transferi, tutuşma, emisyon oluşumu, sprey dinamiği gibi fiziksel ve kimyasal proseslerin daha iyi anlaşılmasında çok önemlidir. Modelleme çalışması, aynı zamanda motor tasarımı esnasında emisyon oluşumu hakkında öngörüm sağlar.

Bunlarla birlikte biodiesel, yenilenebilir ve emisyon seviyeleri düşük olduğundan günümüzde kullanılan en önemli alternatif motor yakıtlarından biridir.

Bu çalışmada, Diesel motorunda biodiesel yakıtı kullanımı ile performans ve egzoz emisyonları için ECFM-3Z yanma modelinin deney sonuçlarına yaklaşımının irdelenmesi amaçlanmıştır. Bu kapsamda kanola yağından transesterifikasyon yöntemi ile saf biodiesel üretilmiştir. TS EN14214 standardına göre analizi yapılan saf biodieselin 3 LD 510 tipi direkt püskürtmeli Diesel motorunda tam yükte ve farklı hız koşullarında performans ve emisyon deneyleri gerçekleştirilmiştir.

DeneySEL çalışmadan sonra, saf biodiesel yanmasının simülasyonu için STAR-CD/ES-ICE programı kullanılarak Extended Coherent Flame Model–3 Zones/Genişletilmiş Tutarlı Alev Modeli-3 Bölgesi (ECFM-3Z) yanma modeli uygulanmıştır. Simülasyon çalışmalarında farklı motor hızlarında püskürtme avansı, püskürtme süresi ve damlacık sayısı değiştirilmiştir. Emisyon ve performans simülasyon sonuçları deney sonuçları ile karşılaştırılarak Diesel motorunda biodiesel yakıtı kullanımı ile performans ve egzoz emisyonları için ECFM-3Z yanma modelinin deney sonuçlarına yaklaşımı belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Biodiesel, ECFM-3Z yanma modeli, Diesel yakıtı, alternatif motor yakıtları, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, egzoz emisyonları

ABSTRACT

APPROACH OF EXTENDED COHERENT FLAME MODEL-3 ZONES (ECFM-3Z) COMBUSTION MODEL TO THE PERFORMANCE AND EMISSIONS OF A DIESEL ENGINE RUNNING WITH BIODIESEL

Şeyma KARAHAN

Department of Mechanical Engineering

PhD. Thesis

Advisor: Assoc. Prof. Dr. Hakan KALELİ

Diesel engines play an important role in the transportation sector.

As petroleum fuels used in Diesel engines include high amount of aromatic compounds and sulphur, the impact of Diesel engine exhaust emissions on air pollution is very high. Thus, 70/220/ EEC Directive was published by European Union to limit the exhaust emissions emitted from Diesel engines. According to this directive, 2007/715/EC regulation is also published for Euro 5/6.

Because of emission limitations, engine manufacturers aims to develop high performance and low emission Diesel engines to meet the regulations. Reduction of emissions level strongly depends on the mixture formation and combustion process

Parameters such as injection duration, injection pressure, start injection advance and droplet number effect the mixture formation and combustion process. So, changes in exhaust emissions are related to atomisation, injection parameters and fuel quality.

Mathematical modeling of combustion in Diesel engines is very important for underlying physical and chemical processes such as heat transfer, ignition, emission formation, spray dynamics etc. It also helps to predict pollutant formation during the stage of engine design.

In addition to these, biodiesel is one of the most prominent alternative motor fuel because of its ability to be renewable and low emissions.

In this study, it is aimed to investigate the approach of ECFM-3Z Combustion Model to the performance and emissions of Diesel Engine running with Biodiesel.

In the scope of this study, pure biodiesel is produced from rapeed oil via transesterification process. The pure biodiesel, which is analyzed according to the TS EN14214 standard, has been expiremented on type 3 LD 510 direct injection Diesel engine on full load and different speed conditions for performance and emission.

After experimenatal study, 3 Zones Extendend Coherent Flame Model (ECFM-3Z) is applided to STAR-CD/ES-ICE programme for computing the combustion of biodiesel. Injection advance, injection duration and droplet number has been changed at different engine speeds for simulation studies.

Emission and performance simulation results have been compared against the experiment results to investigate the approach of ECFM-3Z Combustion Model to the performance and emissions of Diesel Engine running with Biodiesel.

Key words: Biodiesel, ECFM-3Z combustion model, Diesel fuel, alternative motor fuels, computational fluid dynamics, exhaust emissons

1.1 Literatür Özeti

İnsanoğlunun enerjiye olan ihtiyacı artan dünya nüfusu ve gelişen teknoloji ile beraber artış göstermektedir. Dünya üzerindeki enerji kaynaklarına bakıldığında zaman zaman kimi ülkeler bu kaynaklar bakımından çok zengin durumda iken kimi ülkeler ise yok denecek kadar az kaynağa sahiptir. Dolayısıyla enerji kaynakları eşit olarak dağılmış durumda değildir. Bu noktada enerji kaynaklarını elinde bulunduran ülkeler uluslararası politikalarda daha avantajlı ve söz sahibi olmaktadır. Ulaştırma sektöründe önümüzdeki yüzyılda daha fazla enerji gereksinimi olacağı öngörülmektedir. Bu nedenle de atmosfere salınacak olan karbon dioksit (CO_2) miktarının da artacağı ön görülmektedir [1].

Dünyanın gelişen ve gelişmekte olan ülkelerinde ulaştırma ve taşımacılık sektöründe teknolojinin gelişmesi ile birlikte Diesel motorlar giderek önem kazanmaya başlamıştır. Diesel motorlarda kullanılan petrol kökenli yakıtlar yüksek miktarda aromatik bileşik ve kükürt içermekte, bunlarda çevre kirliliğine neden olmaktadır. Bu nedenle Diesel motorlardan kaynaklanan egzoz emisyonları çevre kirliliğini önemli derece etkilemektedir. AB komisyonu Diesel motorlardan kaynaklanan egzoz emisyonlarını sınırlamak için 70/220/ EEC ana direktifini yayınlamıştır. Bu direktife bağlı Euro 5/6 için 2007/715/EC yönetmeliğini yayınlamıştır. Çizelge 1.1’de yolcu araçları için AB emisyon standart değerleri görülmektedir. 2014 yılından itibaren EURO 6’ya geçilmesi beklenmektedir[2,3].

Çizelge 1.1 AB emisyon standartları (binek araçlar, kategori M1*) g/km [3]

Seviyeler	Tarih	CO	HC	HC+NO _x	NO _x	PM
Diesel						
Euro 1	07.1992	2.72 (3.16)	-	0.97 (1.13)	-	0.14 (0.18)
Euro 2, IDI	01.1996	1.0	-	0.7	-	0.08
Euro 2, DI	01.1996 ^a	1.0	-	0.9	-	0.10
Euro 3	01.2000	0.64	-	0.56	0.50	0.05
Euro 4	01.2005	0.50	-	0.30	0.25	0.025
Euro 5#	09.2009 ^b	0.50	-	0.23	0.18	0.005
Euro 6#	09.2014	0.50	-	0.17	0.08	0.005
Petrol (Benzin)						
Euro 1 ⁺	07.1992	2.72 (3.16)	-	0.97 (1.13)	-	-
Euro 2	01.1996	2.2	-	0.5	-	-
Euro 3	01.2000	2.30	0.20	-	0.15	-
Euro 4	01.2005	1.0	0.10	-	0.08	-
Euro 5#	09.2009	1.0	0.10 ^c	-	0.06	0.005 ^d
Euro 6#	09.2014	1.0	0.10 ^c	-	0.06	0.005 ^d

* Euro 1..4 seviyelerinde, binek araçlar >2.500 kg kategori N₁ araçlar olarak kabul edildi.

+ Parantez içerisindeki değerler üretime uyma sınırı

önerilen

a 30.09.1999'a kadar (sonrasında DI motorlar IDI sınırlarına uymak zorundadır.)

b araçlar >2.500 kg için 09.2010

c ve NMHC=0.068 g/km

d sadece DI motorları kullanan araçlara uygulanabilir

Ülkemizde uygulanan hafif ticari araçlar için emisyon standartları ise Çizelge 1.2'de verilmektedir.

Çizelge 1.2 Ülkemizde hafif ticari araçları için emisyon standartları [3]

Tarih	Standart	Araçlar
2001.01	Euro 1	M1 Diesel
	Euro 3	M1 Benzin, araç üstü diyagnostik (OBD) yok
2007.01	Euro 4	Diesel ve Benzinli, OBD car

Ağır ticari araçlarda ise Euro 1 emisyon standardı uygulanmaktadır. Emisyonlar sınırlandırılırken motor performansı da daha iyi hale getirilmelidir. Motor ve araç üreticileri bu direktifleri karşılayabilmek için yüksek performanslı ve düşük emisyonlu Diesel motorlar geliştirmeye yönelmişlerdir. Günümüzde araç üreticileri, yüksek basınçlı yakıt püskürtme sistemleri, kademeli püskürtme, egzoz gazı geri dönüşümü (EGR), üç yollu katalitik konvertör, partikül filtreleri, Diesel motor yönetimi tarafından püskürtme başlangıcının kontrolü gibi sistemlerden yararlanarak Diesel motorlu

araçlardan kaynaklanan egzoz emisyonlarını kabul edilebilir sınırlar içerisine çekmeye çalışmaktadır. Bununla birlikte (azot oksit) NO_x ve partikül madde (PM) emisyon standartlarını karşılamak için kullanılan ek sistemler başka çevresel problemleri de beraberinde getirmektedir [2,3].

İçten yanmalı motorlarda emisyon değerlerinin iyileştirilebilmesi için öncelikli olarak silindir içi yanmanın iyileştirilmesi gerekmektedir. Diesel motorlarında yanmanın iyileştirilebilmesi doğrudan karışımın teşkili ile ilgilidir. Karışım teşkilinin iyi olması için, yakıtın parçalanarak zerrelere ayrılması, silindirdeki hava ile iyi bir yanma sağlayacak şekilde makro ve mikro karışımın sağlanması gerekmektedir [4]. Ayrıca, püskürtme süresi, püskürtme basıncı, püskürtmenin başlangıcı-bitişi ve demet sayısı gibi püskürtme sistemi parametreleri karışım oluşumunu, yanma prosesini ve dolayısı ile emisyonları etkilemektedir [4,5,6].

Hava kirliliğine ve iklim değişikliğine neden olan sera gazı emisyon değerlerinin azaltılması ve enerji güvenliğinin sağlanması amacıyla araç motor modifikasyonlarına ek olarak alternatif yakıtların da geliştirilerek ticarileştirilmesi ve kullanımın yaygınlaştırılması tüm ülkeler için öncelikli hedefler arasına girmiştir. Özellikle biyoyakıtlar, sıkıştırılmış doğal gaz, sıvılaştırılmış petrol gazı gibi çeşitli ticari yakıtlar önem kazanmaya başlamıştır.

Alternatif motor yakıtlarından oksijenli yakıtlar, motorlarda yanmayı iyileştirerek emisyon problemini çözmek için kullanılan önemli bir yöntemdir. Oksijenli yakıtların alternatif motor yakıtı olarak içten yanmalı motorlarda kullanılması ve emisyon ve performans değerlerinin petrol kökenli yakıtlar ile karşılaştırılması her zaman gündemde olan bir konu olmuştur. Oksijenli yakıtlardan en büyük ilgiyi, metanol, etanol, etil tersiyer bütül eter ve metil tersiyer bütül eter görmüştür [7]. Bununla birlikte oksijenli yakıtların genellikle yenilenebilir kaynaklardan üretilebilmesi bu yakıtlara stratejik ve ekonomik bir önem kazandırmaktadır [1].

Benzinli motorlardan kaynaklanan emisyonlarda azalma sağlanabilmesi için oksijenli yakıtlardan metil tersiyer bütül eter ve etanol benzine belirli oranlarda karıştırılarak kullanılabilir. Oksijenli yakıtların benzinli motorlarda kullanımı oksijenli

bileşiklerin Diesel yakıtına katkı olarak kullanımını tetiklemiştir. Oksijenli bileşikler yapısal olarak petrol kökenli Diesel yakıtına benzemektedir. Oksijen içeren yakıtlarda bir veya daha fazla oksijen atomu hidrokarbon zincirine bağlanmaktadır [8].

Günümüzde kullanımını önem kazanan oksijen içerikli yakıtlardan biodiesel, bitkisel, hayvansal veya atık yağlardan üretilen kütleli olarak %10–12 oksijen içeren alternatif bir Diesel yakıtıdır. Bitkisel yağların Diesel motorda direk olarak kullanması ile motorlarda oluşturduğu problemler sebebiyle motor üreticileri fosil yakıtlara yönelmiştir. Bitkisel yağlar 1930–1940 ve 1973 yıllarında olan petrol krizi gibi sadece acil durumlar için Diesel motorlarda kullanılmıştır. Ancak bitkisel yağların Diesel yakıtına göre viskozitelerinin ve moleküler ağırlığının daha yüksek olması, zayıf yakıt atomizasyonuna, silindir içerisinde tortulara, yapışkan maddelere, karbon birikimine neden olmaktadır. Bu durum Diesel motorlarda ciddi problemler oluşturmuştur. Bitkisel, hayvansal veya atık bitkisel yağların Diesel motorda herhangi bir değişiklik yapılmadan kullanılabilmesi ve motorda sorun yaratmaması için Diesel yakıtına yakın özelliklere sahip bir yakıtı dönüştürülmesi gerekmektedir. Yaygın olarak kullanılan transesterifikasyon reaksiyonu ile üretilen biodiesel, petrol rezervlerinin sınırlı olması, oksijenli yakıtların egzoz emisyonlarını azaltmadaki başarısı ve artan çevre kirliliği sebebiyle 1980’li yılların başında tekrar gündeme gelmiştir. Bu yöntem ile üretilen biodiesel fosil kökenli Diesel yakıtları ile yanma sonu emisyonları açısından karşılaştırıldığında; daha düşük karbon monoksit (CO), PM ve hidrokarbon (HC) emisyonu üretmektedir [9, 10, 11].

Biyoyakıt üretiminde hammadde olarak kullanılan biyokütle (bitkiler) büyürken fotosentez yolu ile havadan aldıkları CO₂’yi enerjiye dönüştüğü zaman tekrar havaya vermektedir. Biyokütle ve biyoyakıtların üretimi ve ulaştırması sırasında açığa çıkan emisyonlar dışında havaya net CO₂ emisyonu salınmamaktadır. Bu nedenle biyoyakıtlar “iklimsel-nötr” olarak kabul edildiğinden iklim değişikliği politikalarında ve sera gazı emisyonlarının azaltılmasında önemli yer tutmaktadır. AB, 2010 yılında toplam motor yakıt tüketiminin %5,75’inin, 2020’de ise %10’unun biyoyakıt olmasını hedeflemiştir. Bu miktarın önemli bir bölümünün biodiesel olacağı tahmin edilmektedir [1].

AB’de biodiesel üretimi artarken araçlarda Biodiesel kullanımında emisyon değerlerindeki değişiklikleri belirlemek amacıyla çalışmalar yapılmıştır.

Emisyonlar açısından literatürde yapılmış olan çalışmalar incelendiğinde Diesel motorunda biodiesel kullanılması durumunda Diesel yakıtına göre emisyon değerlerinde (CO, PM, HC) azalma olduğu görülmüştür. NO_x emisyonlarında ise aracın yaşına ve motorun devir sayısına bağlı olarak %10–18 azalma veya artma olduğu ifade edilmiştir. Tipik eski motorlarda %20 Biodiesel %80 Diesel Yakıtı Karışımı (B20) yakıtında %2 artış, saf biodiesel (B100) yakıtı kullanımında ise %10 artış görülürken, yeni motorlarda sırayla %4 artış ve %30 artış görülmüştür.

Ayrıca Enerji Koruma Ajansı analizlerine göre NO_x emisyonunda %5 biodiesel %95 Diesel Yakıtı Karışımı (B5) B5 yakıtı kullanımında değişiklik görülmezken, B20 yakıtında %2, B100 yakıtında ise %10 artma görülmüştür. PM’ de B5 yakıtında %5, B20 yakıtında %12 ve saf biodieselde %48 azalma görülmüştür [12]

İçten yanmalı motorlarda karışım oluşumu ve yanmanın analizi hakkında detaylı bilgi edinmek ve yanmayı etkileyen parametreleri deneysel olarak incelemek oldukça zor ve pahalıdır. Bu nedenle matematiksel Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yöntemi (HAD) ile nümerik olarak yanmanın etüdü ve motor tasarımı yaklaşımı günümüzde önemli bir yere sahiptir. Matematiksel modeller genelde termodinamik ve çok-boyutlu modeller olmak üzere ikiye ayrılır. Termodinamik modeller genelde kavramsal yaklaşımlarla, çevrim analizine yönelmektedir. Çok-boyutlu modellerde ise yanma odası içerisinde havanın ve yakıt damlacıklarının davranışları, konuma ve zamana bağlı olarak incelenebilmektedir [13].

HAD, günümüzde özellikle akışkan ile ilgili olan ürünlerin sanal ortamda nümerik analizlerinin yapılmasında ve performanslarının belirlenmesinde kullanılmaktadır. Mühendislik uygulama alanında karşılaşılan akışlar, karmaşık geometriler etrafında olup, oldukça üç-boyutlu, zamana bağlı olarak değişen, kopmalı ve türbülanslı akışlardır. Bu tür üç-boyutlu karmaşık akış problemlerinin HAD ile çözümü ve simülasyonları günümüzde yaygın olarak uygulanmaya başlanmıştır. Bu programlar ile süreklilik, momentum ve enerji denklemleri bilgisayar ortamında sayısal olarak

özlmektedir. Ayrıca bilgisayar konusundaki gelişmeler ve yüksek performanslı donanıma düşük maliyetlerle sahip olma imkanı milyonlarca elemana sahip modellerle yapılan analizleri hızlandırmaktadır.

Böylece HAD simülasyonları ile başarılı analizler elde edilme olup artık bütün bilim ve mühendislik alanlarında özellikle otomotiv uygulamalarında önemi artan bir rol oynamaktadır [14,15]

1.2 Tezin Amacı

Bu çalışmada, Diesel motorunda biodiesel yakıtı kullanımı ile performans ve egzoz emisyonları için Extended Coherent Flame Model–3 Zones/Genişletilmiş Tutarlı Alev Modeli-3 Bölgesi (ECFM-3Z) yanma modelinin motor performans ve egzoz emisyonları bakımından gerçek deney sonuçlarına yaklaşımının irdelenmesi amaçlanmıştır.

1.3 Orijinal Katkı

Bu çalışmada biodiesel ile çalışan 3 LD 510 tipi klasik direk püskürtmeli Diesel motorunda performans ve egzoz emisyonlarındaki (CO, CO₂, SO₂, NO) değışimler deneysel olarak incelenmiştir. Bu deneylerde elde edilmiş veriler modelleme çalışmasının yapıldığı STAR CD-ES-ICE programında kullanılmıştır. ECFM-3Z yanma modeli saf biodiesel ve Diesel yakıtı için uygulanarak farklı motor hızlarında püskürtme avansı, püskürtme süresi ve damlacık sayısı değıştirilerek simülasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. Biodiesel için metil oleat, Diesel yakıtı için hepta metil nonan tanımlanarak STARCD programının ve ECFM-3Z yanma modelinin doğruluğı incelenmiştir.

DIESEL MOTORLARDA YANMA ve EMİSYON OLUŞUMU

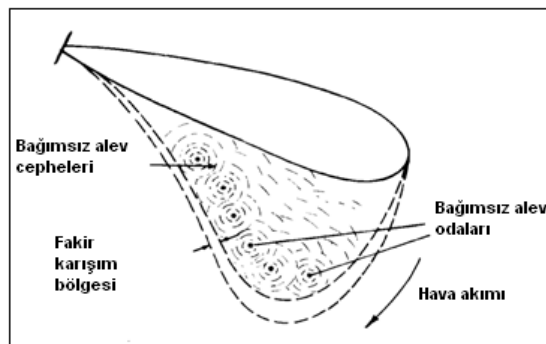
2.1 Diesel Motorlarda Yanma

Temelde yanma olayı, havadaki oksijen ile hidrokarbon yakıtların termo-kimyasal reaksiyonudur. Stokiyometrik denkleme göre tam yanma gerçekleştiği zaman CO_2 ve H_2O oluşmaktadır. Yanma prosesinde yanma gazları ile birlikte ısı da açığa çıkmaktadır. Yanma reaksiyonunun gerçekleşebilmesi için sıvı yakıtların öncelikli olarak gaz fazına geçmesi gerekmektedir. Diesel motorlarda yanma prosesi kararsız-heterojen üç boyutlu prosestir. Yanmanın temel çalışma prensibi yakıtın sahip olduğu kimyasal enerjinin ısı enerjisi şeklinde açığa çıkmasıdır. Diesel motorlarda gaz fazına geçen yakıt daha sonra havadaki O_2 ile birleşip yanma olayı gerçekleşmeye başlar. Eğer tam yanma gerçekleşirse, reaksiyona giren tüm bileşenler ürünlere dönüşüp ısının tamamı ortaya çıkmaktadır. Ancak tam yanma için yakıtın tamamının gaz fazına ulaşması ve ortamda yeterli miktarda havanın bulunarak O_2 ile uygun şekilde karışım (stokiyometrik karışım) ve tutuşma sağlanması gerekmektedir.

İçten yanmalı motorlarda kullanılan yakıtların hava ile yanması sonucu CO_2 , su (H_2O), sülfirik asit (SO_2), oksijen molekülü (O_2) ve azot molekülü (N_2) gibi bileşenler oluşmaktadır. Eğer yanma tam değilse ve disosiyasyon varsa yukarıda emisyonlara ek olarak CO , hidrojen molekülü (H_2), oksijen atomu (O), hidrojen atomu (H), NO_x , is, PM, HC vb. ürünler de ortaya çıkacaktır [16, 17].

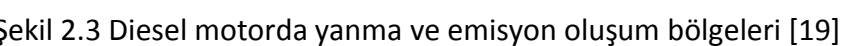
Diesel motorlarda iyi ve tam yanmanın oluşabilmesi karışım oluşumuna bağlıdır. Genel anlamda karışım oluşumu yakıtın küçük zerrelere parçalanarak, silindirdeki hava ile iyi bir yanma sağlayacak şekilde homojen ve tam karışması ile sağlanmaktadır. Benzinli motorlarda yakıt ve hava silindirler içerisine karışım şeklinde alınmaktadır. Ancak Diesel motorlarda bu şekilde olmadığından yakıtın silindir içine alınması takiben karışımın 15-30° Krank Mili Açısı (KMA) gibi kısa bir sürede hazırlanması gerekmektedir. Bu nedenle Diesel motorlar devir sayısı artışını sınırlayan en önemli etken karışım oluşumudur.

İyi bir karışım oluşumu için atomizasyonun çok iyi olması gerekmektedir. Atomizasyonun iyileşmesi ile yakıt daha ince zerrelere ayrılmakta olup, yakıtın sıcak hava ile temas yüzeyi artmaktadır. Böylece, yakıtın kolay bir şekilde buharlaşması ile havanın içerisindeki difüzyonu artarak karışım süresi kısalma olup homojenliğini arttırmaktadır. Silindir içerisine alınan yakıtın tamamının yüksek bir yanma verimi ile yanmasını sağlamak yanma odası içindeki hava ile uygun bir şekilde karışması ile mümkündür. Gerçek anlamda iyi bir makro ve mikro karışımın teşkilinin sağlanabilmesi için silindir içinde hava hareketlerinin yaratılması ve türbülansın iyi olması zorunludur. Diesel motorlarda sıkıştırma zamanının sonlarına doğru enjektörden püskürtülen yakıt hava ile sürtünerek parçalanmaktadır. Yakıt demeti çevresinde sürtünmelerin fazlalığı nedeni ile bu bölgelerde parçalanma ve çevrede daha küçük taneli damlacıklar oluşmaktadır. Küçük taneli damlacıkların kütlelerine göre hava ile temas yüzeyleri daha fazla olduğundan ilk buharlaşan ve tutuşma için gerekli hava-yakıt oranı demetin dış kısımlarında başlar. Damlacıkların tutuşma gecikmesi (TG) süresinden sonra yanmaya başlaması, demet çevresinde birkaç noktada birden meydana gelebilir [4, 16]. Şekil 2.1’de yakıt spreyi görülmektedir.



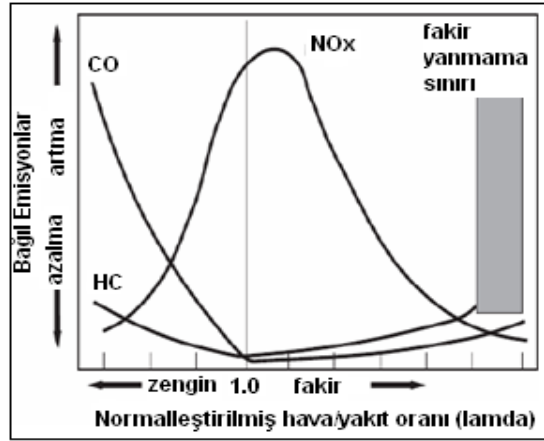
Şekil 2.1 Yakıt spreyi [16]

kürtme uzunluğu



2.2 Diesel Motorlarda Emisyon Oluşumu

Diesel motorda yakıt püskürtme sisteminin yapısı, püskürtme zamanı, püskürtme basıncı ve debisi, hava yakıt oranı, enjektör konumu vb. özellikler motor performansını ve kirletici emisyon miktarını belirlemek için çok önemli parametrelerdir. Hava/yakıt oranı CO, NO, HC ve aldehitler oluşumda çok önemli bir parametredir. Fakir karışımlarda CO ve HC oluşumu zengin karışımlara göre daha azdır. Hava fazlalık katsayısına (λ) göre emisyon oluşumu Şekil 2.4’de görülmektedir [20,21].



Şekil 2.4 Hava fazlalık katsayısına göre emisyon oluşumu [20]

Diesel motorlarda en önemli kirleticiler NO_x ve is'tir . Her ikisi de sağlık ve özellikle solunum ile ilgili problemlerin temel sebeplerindendir.

2.2.1 NO_x Oluşumu

Yanma esnasında oksijen varlığında aşağıdaki NO_x bileşimleri olarak azot monoksit (NO), azot dioksit (NO_2), diazot monoksit (N_2O), diazot trioksit (N_2O_3), diazot tetraoksit (N_2O_4) ve diazot pentoksit (N_2O_5) açığa çıkmaktadır.

NO_x emisyonları oksijen varlığında oluşmakta olup daha çok NO, daha az miktarlarda NO_2 ve N_2O şeklindedir. Diğerleri eser miktarda oluşmaktadır. NO emisyonları toplam NO_x emisyonlarının %90 kadarıdır. NO yüksek sıcaklıklarda kararlı olmasına rağmen, oda sıcaklığında NO_2 'ye oksitlenmektedir. Diesel motorlarda NO_2/NO oranı %10–%30 arasındadır. Yanma teorisinde termal NO, hızlı NO ve yakıt NO olmak üzere 3 farklı NO

oluşma mekanizması bulunmaktadır [22]. NO'nun ana oluşum kaynağı emme havasından gelen moleküler N_2 'dir.

Diesel motorlarda ön karışimli alev fazında karışımın içeriği stokiometri civarında değişken olup difüzyonlu alev fazında karışım stokiometriye daha yakındır. Yanma prosesi başlarında yanan karışım miktarı arttıkça yanma sonucu oluşan basınç yanmamış karışımı sıkıştırarak sıcaklıkların artmasına ve dolayısı ile NO oluşumunun artmasına sebep olur. Genişleme strokunda bu gazlar hava veya soğuk yanmamış gazlar ile karışarak oluşan NO miktarının korunumuna neden olur. Böylece Diesel motorlarda NO sönmesi daha hızlı olup NO bozunum eğilimi daha azdır. Yapılmış çalışmalar göre NO, yanmanın başlangıcını takip eden ilk 20° KMA oluşmaktadır. Püskürtme geciktirildiğinde NO oluşumu da azalmaktadır.

NO oluşumu sıcaklıklar ile artmakla birlikte artan yakıt/hava oranı ile de artmaktadır. Endirekt püskürtmeli (EDP) Diesel motorlarda yapılmış olan modelleme çalışmalarından oluşan NO'nun %35 kadarının ana yanma odasında kalanının ön yanma odasında oluştuğu ifade edilmiştir. Ön yanma odasında NO bozulması için yeterli süre yoktur ve ana yanma odasına transfer edilen NO'nun dönüşüm reaksiyonu hızlı bir şekilde soğuk hava ile karşılaşmaktadır. Konsantrasyonların sönmesi Üst Ölü Nokta'dan (ÜÖN) yaklaşık 15° KMA sonra olmaktadır [23].

2.2.1.1 Termal NO Oluşumu

Termal NO, Zeldovich mekanizmasına göre oluşmaktadır. Yüksek yanma sıcaklıkları havadaki oksijen molekülünün atomlarına ayrışmasına neden olmaktadır. Oluşan oksijen atomları havadaki azotu yanına alarak NO oluşumunu sağlar. NO dönüşümü yaklaşık 1000°C sıcaklıklarda başlar. 1300°C ve artan sıcaklıkla NO oluşumu da hızlanmaktadır. 1300°C'nin üzerinde artan her 100°C sıcaklık NO_x oluşumunu 2 katına çıkarmaktadır. NO dönüşümü ortamdaki oksijen atomunu konsantrasyonu ile doğru orantılıdır. Stokiometrik yanmada adyabatik alev sıcaklığı çok yüksek olduğu için bu çalışma şartlarında NO oluşumu en yüksektir. Gerçekte maksimum NO oluşumu stokiometrinin fakir karışım bölgesinde oksijen konsantrasyonu çok yüksek

olduğundan bu bölgede oluşmaktadır. Ancak çok fakir karışımlarda adyabatik alev sıcaklığı düşüktür [22].

Termal NO veya Zeldovich NO Mekanizması, temelde üç reaksiyon ile oluşmaktadır. Termal NO mekanizması kimyasal denge kabulüne göre tanımlanmakta olup, ara basamakların ilerlemesi için atomik azota ihtiyaç duyulmaktadır. Atomik azot yüksek sıcaklıklarda fakir karışım bölgelerinde oksijen ile okside olmaktadır. Bu mekanizmaya Zeldovich Mekanizması olarak ifade edilmektedir. Stokiyometri civarında NO oluşum ve bozunum reaksiyonları (2.1) ve (2.2) aşağıda verilmektedir.



Termal NO mekanizmasına üçüncü bir reaksiyon da eklenerek Genişletilmiş Zeldovich Mekanizması (2.3) adı verilmektedir.



Bu reaksiyonlar, Arrhenius tipi reaksiyonlar olup $K_i = ATC \exp(-E/RT)$ (cm^3/gmols) reaksiyon hızı ile ilerlemektedir.

T: Sıcaklık ($^{\circ}\text{K}$)

E: Aktivasyon enerjisi (kJ/mol)

R: Üniversal gaz sabiti

A, C: Sabit sayılar

Genişletilmiş Zeldovich Mekanizması, oksijen ve hidrojen radikallerinin NO oluşumu üzerine etkilerini de içermektedir. Bu radikaller denge kabulleri yapılarak hesaplanmaktadır. Bu kabuller ile ön görülen NO konsantrasyonları gerçek gözlem

konsantrasyonlarına göre daha düşük olmaktadır. Oksijen radikallerinin ölçümü ile ön görülen termal NO değerleri ölçülen değerler ile uyum göstermektedir. Termal NO reaksiyonları mikro saniyeler kadar kısa sürede gerçekleşmektedir. Sıcaklığa, kalma zamanına ve oksijen konsantrasyonlarına bağlıdır.

İlk reaksiyonun gerçekleşmesinde N₂ bağlarının kırılması için yüksek aktivasyon enerjisi gerektiğinden Zeldovich Mekanizmasının hızını belirleyen reaksiyon olarak kabul edilmektedir. Yüksek sıcaklıklar gerektiğinden termal olarak isimlendirilmektedir. Yüksek aktivasyon enerjisi sebebi ile bu mekanizma ile NO oluşumu yakıt bileşenlerinin oksidasyonuna göre daha düşük hızda ilerlemektedir. İlk reaksiyon için gerekli atomik oksijen için ise yine yüksek sıcaklığa ihtiyaç vardır. Son reaksiyon zengin karışımlarda gerçekleşmektedir. NO alev cephesinin içerisinde oluşmakla birlikte alevin arkasında kalan bölgede de oluşmaktadır. Yanma yüksek basınç altında gerçekleştiğinde alev içerisindeki reaksiyon bölgesi oldukça ince (yaklaşık 0,3 mm) ve kısa ömürlü olduğundan NO'nun daha çok alevin arkasındaki yüksek sıcaklı yanmış gaz bölgesinde oluştuğu kabul edilmektedir. Zengin yakıt/hava karışım bölgeleri hariç, NO'nun yalnızca küçük bir bölümünün alev içerisinde ve geri kalan büyük bölümünün alevin geçtiği bölgede kalan gazlar içerisinde oluşması sebebi ile yanmış gazların sıcaklığı, yanmanın hemen ardından oluşan sıcaklıktan daha yüksek sıcaklıklara ulaşmaktadır. NO oluşumunu (2.4) tanımlayan ana denklem;



Toplam tersinir üç termal reaksiyon için NO oluşum oranı (2.5);

$$\frac{d \text{ NO}}{dt} = 2 \text{ O} \left(\frac{K_1 [\text{N}_2] - \frac{K_{-1} K_{-2} \text{ NO}^2}{K_2 [\text{O}_2]}}{1 + \frac{K_{-1} \text{ NO}}{K_2 \text{ O}_2} + K_3 \text{ OH}} \right) \text{ g mol cm}^{-3} \text{ s}^{-1} \quad (2.5)$$

Sadece ileri Zeldovich Mekanizmasının göz önüne alınabilmesi için NO ve hidroksil radikali (OH) başlangıç konsantrasyonları çok düşük kabul edildiğinde (2.6) [23];

$$dNO/dt = 2K_1 O [N_2] \quad (2.6)$$

Bununla yanında NO oluşum oranı (2.7), (2.8), (2.9);

$$dNO/dt = K_1 O [N_2] + K_2 N [O_2] + K_3 N OH \quad (2.7)$$

$$dN/dt = K_1 O [N_2] - K_2 N [O_2] - K_3 N OH \text{ ve } dN/dt=0 \text{ kabul edildiğinde; } \quad (2.8)$$

$$dNO/dt = 2K_1 O [N_2] \quad (2.9)$$

2.2.1.2 Hızlı NO Oluşumu

Hızlı NO oluşum mekanizması ilk olarak Fenimore tarafından ifade edilmiştir. Bu mekanizmaya göre hidrokarbon-hava yanmasında karbon ve hidrojen radikallerinin azot üzerine çekilmesi ile siyanür (CN) ve hidrojen siyanür (HCN) oluşur. CN ve HCN radikalleri oksijen ve/veya hidroksil türleri ile oksidasyona uğrayarak NO_x oluşmaktadır. Bu proseste yakıtın yanması esnasında hidrokarbon radikalleri açığa çıkmaktadır. Bu radikaller havadaki azot ile birleşir. Açığa çıkan ara ürünler havadaki oksijen ile okside olarak NO_x açığa çıkmaktadır. Fenimore, yakıtça zengin alev bölgelerinde NO oluşum oranının daha fazla olduğunu gözlemlemiştir. Hızlı NO oluşumu yanmanın başlarında düşük sıcaklıklarda ve yakıt bakımından zengin karışımlarda oluşur [24,25]. Hızlı NO oluşumu (2.10) eşitliği ile açıklanabilmektedir [26, 27, 28]

$$dNO/dt \propto [CH][N_2] \quad (2.10)$$

Bu mekanizmayı açıklayan hidrokarbon alevlerindeki ana reaksiyon mekanizmaları (2.11) eşitliği ile aşağıda verilmektedir [23].



İlk reaksiyon NO oluşumundaki baskın reaksiyondur. HCN'nin hızlı NO oluşumunun %90'ında yer aldığı tahmin edilmektedir. Hidrokarbon alevlerinde hızlı NO oluşumlarında farklı hidrokarbon radikalleri de önerilmektedir. Ancak NO oluşumuna

esas katkı CH ve metilen (CH₂)’den gelmektedir. Hidrokarbon radikalleri (2.12) reaksiyonlar ile HCN oluşumunu arttırmaktadır.



[25]. HCN ve N seri şekilde hızlı reaksiyonlara girerek NO (2.13) oluşturmaktadır.



Hızlı NO oluşum mekanizmasının başlayabilmesi için hidrokarbona gereksinim duyulduğundan bu mekanizma yakıtça zengin bölgelerde oluşmaktadır.

Bu reaksiyonun ilk basamağı (2.14) aşağıdaki şekildedir.



HCN, birkaç basamak ile (2.15) atomik azota dönüşmektedir.



Daha yüksek sıcaklıklarda (2.16) aşağıdaki reaksiyon ile N₂ bağı kırılmaktadır.



Azot atomları ile daha sonra okside olarak NO oluşmaktadır [27].

2.2.1.3 Yakıt NO Oluşumu

Yakıt NO oluşumu yakıtın içindeki azotun oksitlenmesi ile oluşmaktadır. Reaksiyonlar tam olarak bilinmemektedir. Yakıt kaynaklı azotun sadece az miktarı NO’ya dönüşmektedir. Yakıttaki azotun bir kısmı N₂ şeklinde açığa çıkmaktadır. Diesel yakıtında azot içeriği çok düşük olup genellikle ağırlıksal olarak % 0,01’den daha azdır. Diesel motorlar için yakıt kaynaklı NO oluşumu bir problem değildir [22].

2.2.1.4 NO₂ Oluşumu

Diesel motorlarda NO₂ oranı NO_x'ler içerisinde %30'lara kadar çıkmaktadır. Kimyasal denge hesaplamaları ile yanmış gazlarda alevdeki sıcaklık artışıyla NO₂ konsantrasyonunun NO ile kıyaslandığında reaksiyon tipine bağlı olarak NO'nun hızlı bir şekilde NO₂ ye dönebileceğinden (2.17) öneminin azalacağı görülmektedir.



NO₂ alev içerisinde soğutucu bir akışkanla karşılaşmadığı sürece NO'ya (2.18) dönüşmektedir.



Benzinli motorlarda rölantide çalışma durumunda NO₂ oranı artmaktadır. Ancak Diesel motorlarda birçok soğuk bölge olduğundan dolayı NO'nun NO ya dönüşümü kısmi yüklerde olmaktadır. Bununla birlikte düşük hızlarda gazlar oksijen ile daha uzun süre temas halinde olduğundan NO₂ egzoz gazları içerisinde de oluşabilmektedir. NO₂ konsantrasyonu hıza ve yüke bağlı olup kısmi yüklerde daha yüksektir.

2.2.1.5 N₂O Oluşumu

Diesel motorlarda az miktarda N₂O açığa çıkmakta olup gaz fazda ara ürün olan NH ve NCO'nun NO ile reaksiyona girmesinden (2.19) oluşur [28].



2.2.2 PM Oluşumu

Yakıtın tam yanmaması is olarak adlandırılan katı karbon parçacıklarının birikmesine neden olur. Diesel yakıt partikülleri yanma esnasında meydana gelen, çeşitli çözünür organik parçaların (SOF) içerildiği, yanmayı takip eden safhalarda üzerinde yoğunlaşmış partiküllerden oluşan bir karbon (is) oluşumudur. SOF, yanmamış hidrokarbonları, ketonlar, esterler, aldehytler gibi oksitlenmiş türevleri ve polisiklik aromatik

hidrokarbonları (PAH) içerir. Bunlara ek olarak az miktarda SO₂ ve NO₂ ve kükürtler de is bünyesinde bulunur.

İs partiküllerinin içeriği motor çalışma koşullarına ve özellikle egzoz sıcaklığına bağlıdır. 500°C üzerinde çapları yaklaşık 15 ila 30 nm olan karbon küreleri oluşturacak şekilde bir araya gelirler. Bu sıcaklığın altına partiküller SOF ile kaplanırlar. Egzoz sisteminde ilerlemeleri esnasında partikül çaplarındaki büyüme, buhar fazında organik elemanların is üzerindeki yoğunlaşmasının devam etmesi nedeniyle PAH içeriğinin artmasından dolayıdır.

Gaz moleküllerinin yoğunlaşması ve daha sonrasında katı partiküllere halinde birikmeleri karmaşık bir proses olduğu için is miktarının doğru olarak tahmin edilmesi halen araştırmaya açık bir konudur. Pahalı fakat detaylı tanımlama yapabilen modeller mevcuttur. Motor çalışma şartlarını egzoz gazı is konsantrasyonuna bağlayan ampirik bağıntılar bir yere kadar geçerlidir. İs oluşumunun genel basamakları şöyle açıklanabilir:

- Yakıt moleküllerinin ayrılması sırasında siklopropenil radikali (C₃H₃) ve asetilen (C₂H₂) oluşumu
- Zengin yakıt şartlarında C₃H₃ ve C₂H₂'nin alifatik benzene (C₆H₆) yeniden birleşmesi
- C₆H₆'nın yeniden düzenlenmesiyle is partiküllerinin öncüsü olan PAH oluşumu
- Koagülasyon ve yüzey büyümesinden dolayı partiküllerin büyümesi
- Başta OH olmak üzere O ve O₂ ile bazı is partiküllerinin okside olması [21].

Direkt püskürtmeli (DP) Diesel motorlar yakıt ekonomisi açısından daha avantajlı olup çok delikli (5–7 adet) enjektör ve yakıtın buharlaşması ve yapıdaki karbonun serbest kalarak (piroliz) yanması hızlanması sebebiyle yüksek püskürtme basıncı kullanılması durumunda daha az miktarda is emisyonu oluşmaktadır. Sonuç olarak içinde hala çok miktarda yanmamış C olan alev cephesi, düşük basınçlı püskürtme halinden (alışılmış halinden) farklı olarak, yanma odasının soğuk çeperlerine ulaşmadan yanmakta ve tam yanma gerçekleşmektedir. Böylece yanma odası duvarlarında alev sönmesi olmadığından is emisyonları azalmaktadır [29].

İs konsantrasyonunun hesaplanmasında temel pozitif kaynak nükleasyonundan gelir. Nükleasyonun (2.21) aşağıdaki reaksiyon ile başlatıldığı düşünülmektedir.



Bir varsayıma göre bir tek is parçacığının oluşması için C_6H_6 molekülü gereklidir. Yüzey büyümesi veya oksidasyon prosesi is konsantrasyonunu değiştirmez. İs konsantrasyonu ifadesinde temel negatif kaynak koagülasyondur [21].

2.3 Diesel Motorlarda Çalışma Parametrelerinin Motor Performansı ve Egzoz Emisyonlarına Etkisi

2.3.1 Püskürtme Avansının Motor Performansı ve Egzoz Emisyonlarına Etkisi

Diesel motorlarda performans ve egzoz emisyonlarını etkileyen temel parametrelerden biri püskürtme zamanlamasıdır. Yakıt püskürtme süresi krank açısı olarak yanmanın başlama süresini belirler. Yakıt püskürtme oranı, delik sayısı ve yakıt püskürtme basıncı Diesel yakıtının sprey karakterini ve hava ile karışımı etkilemektedir [30, 31].

Püskürtme zamanlamasının farklı çalışma koşulları için belirlenmesi TG ve dolayısıyla ön karışımli fazda tutuşan yakıt miktarı açısından önemlidir. Sıkıştırma oranı, yanma odası tasarımı, silindire alınan havanın basınç ve sıcaklığı, yakıt kalitesi ve motor hızına göre optimum püskürtme avansı ve basıncı belirlenmelidir. Püskürtmenin erken olması motor vuruntusu bakımından olumsuz olan TG süresine sebep olmaktadır. Geç püskürtme ise yanma sonunu geciktirip fazla ısı kaybına ve düşük ortalama efektif basınca sebep olmaktadır [32,33].

Haşimoğlu ve İçingür [34] ile Andreews [35] tarafından püskürtme avansının artırılması ile yakıtın daha düşük sıcaklığa sahip olan düşük basınçlı bir ortama püskürtüldüğü ve bunun da TG süresini uzattığı ifade edilmiştir. TG süresinin uzaması ile bu zaman boyunca püskürtülen yakıtın miktarı artacağından yakıt ile havanın karışma şansı daha yüksek olur. Daha önce de ifade edildiği gibi yüksek NO oluşumu genellikle yakıtın önceden karışan miktarı ile ilgilidir. Püskürtme zamanı geciktirildiğinde ise TG daha kısa olur ve yakıtın önceden karışma miktarı azalır.

Böylece NO oluşumu azalır. Püskürtme zamanının gecikmesinin NO oluşumu üzerindeki etkisi istenen bir durum olduğu için, NO_x emisyonlarını azaltmak etkili bir yöntem olmaktadır. Ancak NO miktarı azalırken yakıt tüketimi artmaktadır. İstenmeyen bu durum gerekli önlemlerin alınmasıyla engellenebilir [36]. Püskürtme avansı en uygun değerde olursa motordan maksimum ısı verim ve tork alınmakta olup mekanik ve ısı zorlanmalar olmamaktadır [37].

Yukarıda da ifade edildiği gibi püskürtme zamanlaması veya püskürtmenin başlangıcı tüm motor karakteristiklerini büyük oranda etkileyen çok önemli bir parametredir. Püskürtme zamanlaması hava-yakıtın karışım kalitesini ve buna bağlı olarak emisyonları da oluşturan yanma olayını etkilemektedir. Püskürtme geciktirildiğinde silindir içi maksimum basınçlar ve sıcaklıklar azalmakta olup ve ısı transfer hızı azalmaktadır. Sıcaklıklar azaldığından NO_x emisyonları da azalmaktadır. NO_x emisyonları azalırken yakıt tüketimi ve is emisyonları artmaktadır [37,38].

Aktaş ve Sekmen [39], yaptıkları çalışmada püskürtme zamanlamasının motor performans ve egzoz emisyonlarını etkileyen temel parametrelerden birisi olduğunu ifade etmişlerdir. Bu nedenle LD 400 model tek silindirli 4 zamanlı DP bir Diesel motorda farklı püskürtme avans değerleri için Biodieselin motor performansı ve emisyonlarına etkileri belirlenmiştir. Püskürtme zamanlaması 24,9°, 26,6° ve 28,5° KMA için tam yükte motor torku, efektif güç, özgül yakıt tüketimi, egzoz gaz sıcaklıkları ile CO, HC ve NO_x emisyonları ölçülmüştür. Biodiesel ile çalışmada püskürtme avansının 26,6° KMA' ya artırılmasıyla motor momenti ve efektif güçte yaklaşık %6'ya kadar artış ve özgül yakıt tüketiminde %8'e kadar iyileşme gözlenmiştir. Ayrıca, CO ve HC emisyonlarında azalma elde edilirken, NO_x emisyonlarında %4–11 arasında değişen artışlar olduğu ifade edilmiştir.

Pandian vd. [40], yaptıkları çalışmada Diesel motorlarda Biodiesel kullanıldığında NO_x emisyonlarının arttığını ifade etmişlerdir. NO_x emisyon değerlerini azaltmak için püskürtme zamanlaması ve avansının önemli olduğu vurgulamışlardır. Bu çalışmada püskürtme zamanlamasının özgül yakıt tüketimi, termal verim ve egzoz emisyonları üzerine etkilerini belirlemişlerdir. Çalışmada 2 silindirli 4 zamanlı DP Diesel motor kullanmışlardır. Püskürtme zamanları ÜÖN'dan 18°, 21°, 24°, 27° ve 30° KMA önce

olarak seçilmiştir. Deney sonuçlarına göre püskürtme zamanlaması ÜÖN'ya göre 24° KMA'dan 18° KMA'ya geciktirildiğinde NO_x emisyonlarında %35 azalma, özgül yakıt tüketimi, CO ve HC emisyonlarının ise sırayla %3, %12,65 ve %10 arttığı gözlemlenmiştir. Termal verim ise %3,08 azalmıştır. Püskürtme zamanlaması avans verilerek ÜÖN'dan 30° KMA önce olduğu zaman ise NO_x emisyonları %25 artmıştır. Özgül yakıt tüketimi, CO ve HC emisyonlarının ise sırayla % 6,27, %32 ve %14,44 artığı gözlemlenmiştir. Termal verim ise %5,09 iyileşmiştir.

Leung vd. [41], yaptıkları çalışmada tek silindirli su soğutmalı DP Diesel motorda püskürtme zamanı ve püskürtme basıncı gibi motor parametrelerini değiştirerek biodiesel kullanımında egzoz emisyon değerlerini optimize etmeye çalışmışlardır. Deney sonuçlarında biodiesel kullanımında PM ve HC emisyon değerlerinde azalma gözlenirken, özellikle yüksek yüklerde NO_x emisyon değerlerinde artış gözlenmiştir. HC emisyonlarında yükleme aralığında %4–17 civarında azalma gözlenmiştir. PM emisyonları ise artan yük ile birlikte azalmış olup en yüksek yüklerde %50 seviyelerinde azalma olmuştur.

Püskürtme avansı geciktirildiğinde, TG'nin azaldığı ve silindir içi maksimum basıncın azaldığı ifade edilmiştir. Silindir içi yanma sıcaklıkları ve ısı çıkışı da azaldığı için NO_x emisyonlarının azaldığı ifade edilmiştir. PM emisyonları göz önüne alındığında yüksek yüklerde püskürtme basıncı arttığı zaman düşmekte, düşük yüklerde ise artmaktadır. Ayrıca püskürtme basıncı arttığı zaman, hava/yakıt karışımını iyileştirdiği ve silindir duvar sıcaklıklarını arttırdığı ifade edilmektedir. Bu sebeple NO_x emisyonlarının düştüğü ifade edilmektedir.

2.3.2 Krank Açısı Başına Püskürtme Miktarının ve Kademeli Yakıt Püskürtülmesinin Yanma ve Egzoz Emisyonları Üzerine Etkileri

Püskürtme kanunu, püskürtme sistemi tarafından birim zamanda veya birim KMA başına enjektörden püskürtülen yakıt miktarı ile belirlenmektedir. Püskürtme kanunu TG süresince ve ondan sonra yanma odasına püskürtülen yakıt miktarını ve yanmayı etkilemektedir. Bu nedenle yakıtın yanma odasına gönderiliş hızı, motorun yumuşak çalışmasını ve yanma verimini etkilemektedir. Çevrimin ısı veriminin yüksek olması için

yanma sonu elde edilen maksimum basıncın ÜÖN'dan 10-15° KMA kadar sonra olması gerekmektedir. Bununla birlikte motorun yumuşak çalışabilmesi için TG süresi boyunca yanma odasına püskürtülen yakıt miktarı az tutulmalıdır. Fakat bu durum toplam püskürtme süresini uzatmaktadır [16].

Püskürtme oranının arttırılması ile yakıt/hava oranı ve yanma daha hızlı olur ve yüksek ısı açığa çıkış oranlarının elde edilmesi sağlanır. Böylece NO_x emisyonları artar ve is ile PM emisyonları azalır. Püskürtme oranı enjektör delik alanına ve püskürtme basıncına bağlıdır. Artan püskürtme oranı en uygun püskürtme zamanı için yüksek ısı açığa çıkış oranı, kısa yanma prosesi ve minimum fren özgül yakıt tüketimi değerlerinin elde edilmesini sağlamaktadır. Diesel motorlarda yükü arttırmak, sabit bir hızda alınan aynı miktar hava oranı için yakıt miktarının artacağı anlamına gelir. Yakıt miktarı arttıkça daha çok ısı açığa çıkarak yanma sıcaklıkları artar. Böylece, Zeldovich ve Genişletilmiş Zeldovich Mekanizmaları ile tarif edilen kimyasal reaksiyonların meydana gelmesi için gerekli enerjinin ortaya çıkmasını sağlar. Bu da ortamda N₂ ve O₂ olduğu sürece daha fazla NO_x oluşumuna neden olur [36, 41].

Günümüz püskürtme teknolojisinde yanma gürültüsü ve egzoz emisyonlarının azaltılması ve motor performansının arttırılması ayrıca Diesel motorlarda NO_x problemini ortadan kaldırmak için pilot püskürtme ve kademeli püskürtme sistemleri geliştirilmiştir. Bu yöntemde, silindire önce az miktarda (~0,5–1,5 mm³) yakıt püskürtülür. Püskürtülen bu yakıt hemen yanarak yanma odasının ısınmasını sağlayarak esas yanmaya yönelik ideal şartları oluşturur [42]. Pilot püskürtme teknolojisi ile düşük yük bölgelerindeki hidrokarbon emisyonları, NO_x emisyonları ve yanmadan kaynaklanan gürültü kirliliği azalmaktadır. Yanma gürültüsü ve emisyon değerlerinin azalması pilot püskürtme zamanının geciktirilmesi ve pilot yakıtın azaltılması ile sağlanabilmektedir. Ancak pilot yakıt miktarının çok azaltılması ve püskürtme zamanının geciktirilmesi pilot yanmayı kötüleştireceğinden miktar ve zamanın belirli bir değer aralığında sınırlandırılması gerekmektedir [43].

Nehmer ve Reitz [44], yaptıkları çalışmada kademeli püskürtmenin emisyonlara etkisini belirlemek için deneysel çalışma yapmışlardır. Araştırmacılar yaptıkları çalışmada %10, %25 ve %75 pilot püskürtme yapmışlardır. Bu çalışma ile 25–75, 50–50 ve 75–25

şeklindeki iki fazlı püskürtmede NO_x emisyonlarında azalma, is emisyonlarında ise az miktarda artış gözlemlenmiştir. 10–90 şeklindeki pilot püskürtmede püskürtülen yakıtın çoğu ön karışimli yanma ile yanmış, ikinci püskürtmede ise difüzyon yanması olduğu ifade edilmiştir.

Pierpont vd. [45], yaptıkları deneysel çalışmada kademeli püskürtmede pilot püskürtme esnasında püskürtülen yakıt miktarının is oluşumuna etki ettiğini ancak NO_x emisyon seviyelerinin aynı kaldığını ifade etmişlerdir. Ancak enjektör püskürtme açısının da önemini vurgulamışlardır. 125° püskürtme açısı ile pilot püskürtmede %50–60 civarında yakıt püskürtüldüğünde iyi sonuçlar elde edilmiştir. Ayrıca EGR ve kademeli püskürtme uygulandığında %75 yükte ve 1600 d/d’da partikül ve NO_x emisyon seviyelerinin sırayla 0,093 ve 2,95 g/kWh seviyelerine düştüğü gözlemlenmiştir [46]

Kim vd. [47], yaptıkları çalışmada biodiesel kullanımında kademeli püskürtmenin NO_x ve is emisyonlarına etkilerini belirlemek için tek silindirli DP ortak hatlı yakıt püskürtme sistemine sahip bir Diesel motorda deney yapmışlardır. Deneylerde kullanılan Biodiesel soya yağından elde edilmiştir. Deneyler sabit 1500 d/d’da yürütülmüş olup, püskürtme basıncı 100 MPa’dır. EGR uygulanmamıştır. Kademeli püskürtme 2 fazda gerçekleştirilmiştir. 12 mg yakıt püskürtme 2 faza bölünmüştür. Püskürtme oranları ve püskürtme süreleri kısaltılmıştır. Deney sonuçlarına göre püskürtme 2 faza bölündüğünde tek püskürtmeye göre yanma basıncı ve ısı açığa çıkış hızı sırayla 1,68 MPa ve 45 J/°KMA azalmaktadır. Bu nedenle NO_x emisyonları azalmaktadır. Tek püskürtme durumunda püskürtme zamanını geciktirmekte is emisyonlarının arttığı gözlenmiştir. Ancak kademeli püskürtme yapıldığında, püskürtme geciktirildiğinde is emisyonlarında azalma gözlenmiştir. Kademeli püskürtme durumunda CO ve HC emisyonlarının tek püskürtmeye göre daha fazla olduğu gözlemlenmiştir. Bu durum yanma süresinin uzaması ve indike termal verimin azalması şeklinde ifade edilmiştir.

Ogawa vd. [48], yaptıkları çalışmada DP bir Diesel motor kullanmışlardır. Deneyde kullanılan motora ortak hat püskürtme sistemi eklenmiştir. Püskürtme zamanlaması isteğe bağlı değiştirilebilmektedir. Çalışmada yakıt pilot ve ana püskürtme olarak iki fazda silindire püskürtülmüştür. Pilot püskürtme Diesel motorda egzoz gaz

emisyonlarının azaltılmasına olanak sağlamaktadır. Bu ön püskürtme özellikle NO_x emisyonlarında ve motor gürültüsünde azalmaya neden olmaktadır.

2.3.3 Püskürtme Basıncın Motor Performansı ve Egzoz Emisyonlarına Etkisi

İçten yanmalı motorlarda yanma reaksiyonlarının hızı; yanma odasına alınan dolgunun enerji seviyesi, yoğunluğu ve ekzotermik reaksiyon oluşturan molekül çarpışmalarının sıcaklığına bağlı olarak değişmektedir. Diesel motorlarda karışımın oluşum ve TG süreleri benzinli motorlara göre daha uzun sürdüğünden fakir karışımlarda daha büyük HFK ile çalışmak daha uygun olmaktadır. Püskürtme basıncı arttığında yakıtın enjektörden çıkış hızı da artarak tanecik çapları küçülür ve taneciklerin dağılım aralığı da azalır. Küçük çaplı taneciklerin ataleti büyük çaplı taneciklere göre daha düşük olduğundan nüfuz derinliği daha kısa olur ve TG süresi kısalır. Ayrıca tanecikler yanma odasının her tarafına tamamen dağılmadan yanma başlayacağı için NO_x oluşumu azalır. Püskürtme basıncı azaldığı zaman yakıt huzmesindeki taneciklerin çapı büyümekte ve büyüyen taneciklerin ataleti de büyük olacağı için bir önceki çevrimden dolayı soğumuş silindir cidarları ile piston çeperlerine ulaşımı kolay olur. Bu damlacıklar burada yanmadan soğuyacağı için tam yanma gerçekleşmez. Bununla birlikte tanecik çapının büyümesi TG süresinin uzamasına yol açar ve yanma tamamlanmadan egzoz zamanı başlayarak tam yanma olmadan egzoz gazları dışarı atılmaktadır [49].

Yukarıda da ifade edildiği gibi Diesel motorlarda püskürtme basıncının, motor performansı ve emisyonu üzerinde önemli etkiler vardır. Bu nedenle motor üreticileri püskürtme basıncını arttırabilmek için yoğun araştırma ve geliştirme çalışmaları yapmaktadırlar. 100 bar mertebelerinden başlayan basınç değerleri günümüzde kullanılan ortak hatlı püskürtme sistemlerinde 2200 bar mertebesine yükselmiştir. Püskürtme basıncı artıkça Diesel motorda yüksek hızlarda çalışılmaktadır.

İlkılıç (2008) [49], yaptığı çalışmada 6 LD 400 model, tek silindirli 4 zamanlı, DP, enjektör açılma basıncı 200 bar, olan bir Diesel motor kullanılmıştır. Araştırmacı, bu dört zamanlı, DP, tek silindirli ve hava soğutmalı bir Diesel motorunun 150–200 ve 250 bar püskürtme basınçlarının egzoz emisyonlarına etkisi araştırmıştır. Emisyon değişimini araştırmak için bir Diesel motorda birçok deney yapılmıştır. Deneyde egzoz

emisy on ürünlerini ölçmek için MRU marka ve dijital göstergeli gaz analiz cihazı kullanılmıştır. Sonuçlar yüksek püskürtme basıncının ve yüklerde emisyonları etkilediğini, CO₂ ve NO_x emisyonlarının az değişimine karşılık CO emisyonunda düşmelerin olduğunu göstermiştir. Daha yüksek püskürtme basıncı ve motor hızında CO, CO₂ ve NO_x emisyonlarının sürekli düştüğü gözlemlenmiştir.

Sekmen vd. [50], 4 zamanlı, tek silindirli ve DP bir Diesel motorunda püskürtme basıncı ve maksimum yakıt miktarının performans ve duman emisyonlarına etkileri deneysel olarak araştırılmışlardır. Farklı püskürtme basıncı ve maksimum yakıt miktarı için motor hızına bağlı olarak, tork, motor gücü, özgül yakıt tüketimi ve duman emisyonları belirlenmiştir. Püskürtme basıncının artması ile tork ve güçte bir miktar artış, yakıt ekonomisinde iyileşme ve duman emisyonlarında azalma gözlenmiştir. Ancak, püskürtme basıncının belirli bir değerden daha fazla artırılması motor performansını olumsuz etkilemiştir. Maksimum yakıt miktarının artışı tork ve güçte artış sağlarken duman emisyonlarını ve özgül yakıt tüketimini artırmaktadır. Maksimum yakıt miktarının %75 artışı duman koyuluğunu oldukça fazla artırmakta ve tüm motor hızları için sınır değerin üzerine çıktığı gözlenmiştir.

Bakar vd. [51], yakıt püskürtme basıncının motor performans ve yakıt tüketimi üzerine etkilerini belirlemek için 180–200 bar aralığında farklı püskürtme basınçlarında deneysel çalışma yapmışlardır. Deneyler 4 silindirli, 2 stroklu ve DP Diesel motorda gerçekleştirilmiştir. Deney sonuçlarına göre püskürtme basıncı arttığında motor gücü ve yakıt tüketiminin arttığı gözlemlenmiştir. En iyi motor performansının 220 bar püskürtme basıncında en iyi yakıt ekonomisinin 200 bar püskürtme basıncında elde edildiği ifade edilmiştir.

Çanakçı vd. [52], püskürtme basıncının motor performans, emisyon ve yanma karakteristiği üzerine etkilerini belirlemek için tek silindirli, 4 stroklu, doğal emişli 200 bar püskürtme basıncında bir Diesel motorda deneysel çalışma yapmışlardır. Deneylerde %0–%15 aralığında %5 artımlı metanol/Diesel karışımı kullanmışlardır. 180 bar, 200 bar ve 220 bar olmak üzere 3 farklı püskürtme basıncı kullanılmıştır. Deneyler 5, 10, 15 ve 20 Nm yüklerinde ve 2200 d/d sabit hızında gerçekleştirilmiştir.

Deney sonuçlarına göre artan metanol oranı ile fren termal verim, ısı çıkış oranı, maksimum silindir basıncı, duman sayısı, CO ve HC emisyonları azalırken fren özgül yakıt tüketimi, yanma verimi, NO_x ve CO₂ emisyonları artmaktadır. Bununla birlikte püskürtme basıncı 180 bar'a düştüğü zaman pik silindir basıncı, ısı açığa çıkış hızı, yanma verimi, NO_x ve CO₂ emisyonları azalırken duman sayısı, HC ve CO emisyonları artmıştır. Ancak püskürtme basıncı 220 bar'a yükseldiğinde duman sayısı, HC ve CO emisyonlarında azalma, pik silindir basıncı, ısı açığa çıkış hızı, yanma verimi, NO_x ve CO₂ emisyonlarında artma gözlemlenmiştir.

İçingür ve Altıparmak [53], püskürtme basıncının ve setan sayısının motor performans ve emisyon üzerine etkilerini belirlemek için 4 silindirli 4 stroklu Diesel motorda deneysel çalışma gerçekleştirmişlerdir. Deney sonuçlarına göre 150 bar püskürtme basıncında yakıtın setan sayısı 46'dan 51'e yükseltildiğinde NO_x emisyonlarında %10 azalma gözlemlenmiştir. Ancak bazı motor hızlarında artan setan sayısı ile CO ve duman emisyonları artmıştır. Püskürtme basıncı 100 bar'a düşürüldüğünde duman seviyesi çok yüksek olmuştur. Buradan duman sayısının daha çok püskürtme basıncı ile ilişkili olduğu ifade edilmiştir. Püskürtme basıncı 200 bar'a yükseltildiğinde NO_x ve SO₂ emisyon değerleri iyileşmiştir.

Pireli ve Aktaş [54], yaptıkları çalışmada farklı karışım oranlarındaki Biodiesel ile farklı püskürtme basınçlarının motor performansı üzerine etkilerini incelemişlerdir. Çalışmada 4 zamanlı, tek silindirli, doğal emişli, DP, 6 LD 400 model Lombardini marka bir Diesel motor kullanılmıştır. Tam yük-değişik hızda, hem standart basınçta (200 bar) farklı yakıt karışımları (Diesel yakıtı, B25, B50, B100 yakıtları) ile hem de farklı püskürtme basınçlarında (215 bar ve 230 bar) saf ticari biodiesel ile çalıştırılmış ve farklı karışımlar ile farklı püskürtme basınçlarının motor performansına etkileri incelenmiştir. Deneylerde standart püskürtme basıncında biodiesel yakıtı ile yaklaşık %21,76 daha düşük güç ve %15,4 daha düşük tork gözlenmiştir. Ticari saf biodieselde püskürtme basıncının artması ile motor momentinin %19 ve motor gücünün ise %24 arttığı, ancak bu artış eğiliminin basınç arttıkça azaldığı gözlenmiştir. Aynı zamanda püskürtme basıncının artması ile özgül yakıt tüketiminin %6,44 azaldığı ifade edilmiştir.

DIESEL MOTORLARDA YAKIT OLARAK BIODIESEL KULLANILMASI VE LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

3.1 Biodieselin Genel Özellikleri

Biodiesel, bitkisel, hayvansal veya atık yağların katalizör eşliğinde mono hidrik bir alkol ile (metanol, etanol vb. gibi), tepkimeye sokulması sonucu elde edilen yağ asidi zincirinin mono alkil esteri olarak tanımlanmaktadır. “Bio” kelimesi yakıtın yenilenebilir ve biyolojik olduğunu, “Diesel” kelimesi ise Diesel motorlarda kullanılabilirliğini ifade eder. Biodiesel üretiminde alkol olarak metil alkol kullanıyor ise metil ester, etil alkol kullanılıyor ise etil ester kullanılan ana yağ kaynağından sonra yerini almaktadır. Ör; kanola yağı metil esteri (KYME), soya yağı metil esteri (SYME) vb [55,56].

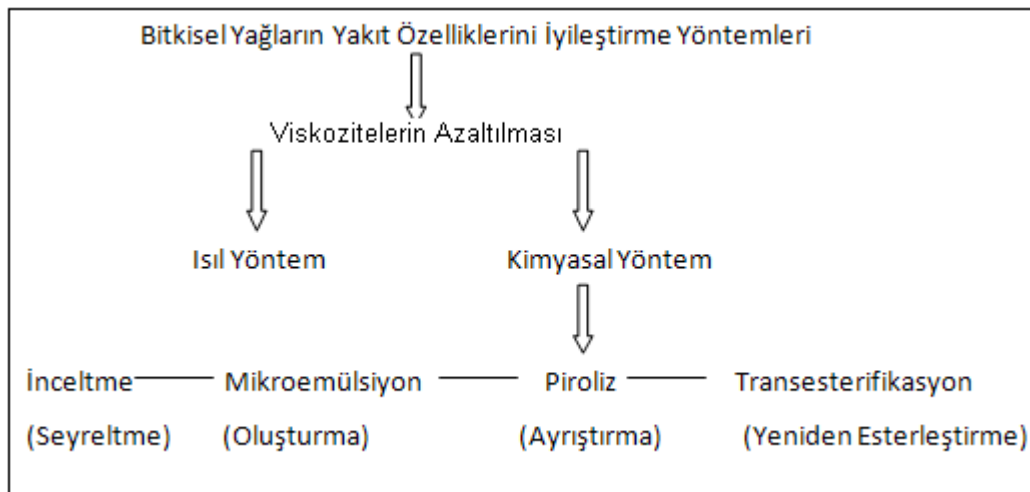
Biodiesel orta uzunlukta C16–C18 yağ asidi zincirlerini içeren metil veya etil ester tipi bir yakıttır. Biodiesel ağırlık olarak %10–12 civarında oksijen içermektedir. Oksijene zincir yapısı biodieseli, petrol kökenli Diesel yakıtından ayırmaktadır [57].

Biodieselin yakıt özellikleri, kullanılan yağın yağ asidi zincir yapısına bağlı olarak değişmektedir. Ana yağ kaynağı yakıtın, setan sayısını, soğuk akış özelliklerini ve oksitlenme kararlılığını belirlemektedir. Örneğin yüksek oranda doymuş bir don yağından üretilen biodieselin donma noktası yüksek olmakta, bu da yakıtın soğuk akış özelliklerini olumsuz olarak etkilemektedir. Bununla birlikte bir Diesel yakıtından istenen yüksek setan sayısı don yağından üretilen biodiesel ile elde edilebilmektedir. Biodiesel bir Diesel motorunda saf halde ve petrol kökenli Diesel yakıtı ile çeşitli

oranlarda karışım olarak kullanılabilir. Karışımındaki biodiesel yüzdesi "BXX" olarak ifade edilmektedir. Buradaki "XX" karışımında kullanılan biodiesel oranını göstermektedir. Örneğin B20 oranında bir karışım, %20 biodiesel ile %80 petrol kökenli Diesel yakıtını göstermektedir. B100 ise saf halde biodiesel kullanımını ifade etmektedir [55].

Biodiesel, Diesel motorlarında yakıt olarak kullanıldığı gibi ısıtma amaçlı da kullanılmaktadır. Biodiesel, Diesel yakıtına çok yakın ısı değere, Diesel yakıtından daha yüksek alevlenme noktasına sahiptir ($>110^{\circ}\text{C}$). Bu özellik kullanım, taşıma ve depolama açısından Biodieselin daha güvenli bir yakıt olmasını sağlamaktadır.

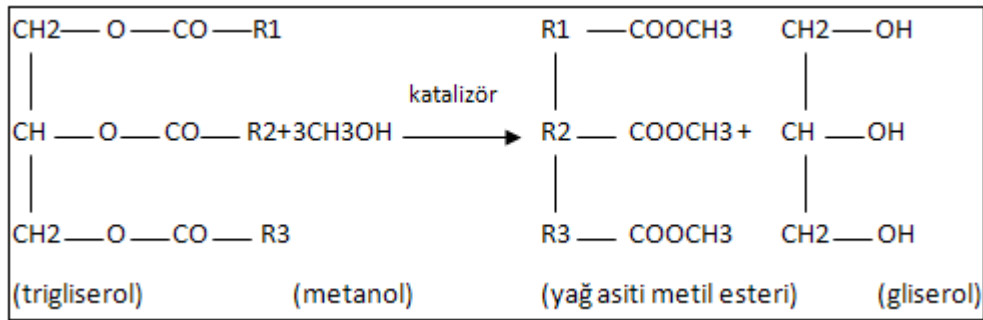
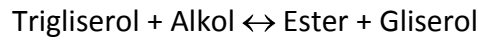
Bitkisel yağların yüksek viskoziteleri (Diesel yakıtının viskozitesinin yaklaşık 10–20 katı) bu yağların Diesel motorlarda doğrudan yakıt olarak kullanımını engellemektedir. Bitkisel yağlar motorlarda doğrudan kullanılması; motorda karbon birikmesi, motor ömrünün kısılması ve yağlama yağlarının kirlenmesi gibi istenmeyen olaylara neden olmaktadır [11, 58, 59, 60, 61]. Bitkisel yağların yakıt olarak kullanılabilirliğini sağlamak amacı ile iki yönde çalışmalar yapılmıştır. Bunlardan ilki, bitkisel yağların yakıt özelliklerinin iyileştirilmesi diğeri ise motoru yakıta uyarlamaktır. Yakıt özelliklerinin iyileştirilmesi için özellikle bitkisel yağların viskozitelerinin azaltılması konusunda çalışmalar yapılmıştır. Bitkisel yağların viskozitelerinin azaltılmasında, ısı ve kimyasal olmak üzere iki yöntem uygulanmaktadır. Kimyasal yöntemde kendi içinde dörde ayrılmaktadır [62]. İyileştirme yöntemleri Şekil 3.1’de gösterilmiştir.



Şekil 3.1 Bitkisel yağların yakıt özelliklerinin iyileştirilmesi [62]

Bu prosesler arasında transesterleşme prosesi ise iyi ürün kalitesi ve prosesin daha düşük sıcaklıkta gerçekleştirilmesi olmak üzere iki önemli avantaj sunmaktadır. Bununla birlikte sadece transesterleşme prosesi ile yüksek verimle kısa sürede trigliserollerin metil esterlerini üretmek mümkündür [55,63].

Yağların transesterifikasyonu 1800'lü yıllardan itibaren kullanılmaya başlanmıştır. Transesterleşme, yağların kısa zincirli alkoller ile katalizör varlığında ester ve gliserol oluşturdukları reaksiyondur. Reaksiyon için asit, baz ve enzim katalizörleri kullanılabilir [64]. Trigliserollerin alkol ile transesterifikasyonu Şekil 3.2'de verilmiştir.



Şekil 3.2 Trigliserollerin alkol ile transesterifikasyonu [62]

Alkoliz reaksiyonları denge reaksiyonları olup alkol fazlası genellikle reaksiyonu ürün lehine döndürür. Bu reaksiyon için stokiyometrik oran 3 mol alkole karşılık 1 mol yağ olmasına karşın pratikte ürün verimini arttırmak adına stokiyometrik orandan farklı olarak genellikle daha yüksek alkol mol oranlarında çalışılmaktadır [65,66]. Çizelge 3.1'de Diesel ve biodiesel yakıtlarının önemli fiziksel ve kimyasal özellikleri verilmektedir.

Çizelge 3.1 Diesel ve biodiesel yakıtlarının önemli fiziksel ve kimyasal özellikleri [67]

	Kalori Değeri (MJ/kg)	Yoğunluk (kg/dm ³)	Viskozite (mm ² /s)		Setan Sayısı	Parlama Noktası (° C)	Kimyasal Formül
			27° C	75° C			
Diesel yakıtı	43,35	0,815	4,3	1,5	47	58	C ₁₆ H ₄₃
Ayçiçek yağı (AY)	39,53	0,918	58	15	37,1	220	C ₅₇ H ₁₀₃ O ₆
Ayçiçek yağı metil esteri (AYME)	40,56	0,878	10	7,5	45–52	85	C ₅₅ H ₁₀₅ O ₆
Pamuk yağı (PY)	39,65	0,912	50	16	48,1	210	C ₅₅ H ₁₀₂ O ₆
Pamuk yağı metil esteri (PYME)	40,58	0,874	11	7,2	45–52	70	C ₅₄ H ₁₀₁ O ₆
Soya yağı (SY)	39,62	0,914	65	9	37,9	230	C ₅₆ H ₁₀₂ O ₆
Soya yağı metil esteri (SYME)	39,76	0,872	11	4,3	37	69	C ₅₃ H ₁₀₁ O ₆
Mısır yağı	37,83	0,915	46	10,5	37,6	270–295	C ₅₅ H ₁₀₃ O ₆
Haşhaş yağı	38,92	0,921	56	13	-	-	C ₅₇ H ₁₀₃ O ₆
Kolza–00 yağı	37,62	0,914	39,5	10,5	37,6	275–290	C ₅₇ H ₁₀₅ O ₆

Çizelge 3.1’den görüldüğü gibi Biodieselin ve bitkisel yağların alt ısı değeri petrol kaynaklı sıvı Diesel yakıtına çok yakın olduğundan bitkisel yağlar biyoyakıt üretimi için sürekli bir potansiyel oluşturmaktadırlar. Diesel yakıtına bakıldığı zaman hacimce %20 ila 40 arasında aromatik bileşik içermektedir. Bu aromatik bileşikler PM ve NO_x emisyonlarının artmasına neden olmaktadır. Biodiesel ise genel olarak aromatik olmayan bir yapıya sahiptir. Ayrıca biodiesel, çok düşük ya da az miktarda kükürt içermektedirler. Biodieselin kükürt içeriğinin düşük olması sebebi ile H₂SO₄ emisyonları da azalmaktadır. Diesel yakıtı ile biodiesel arasındaki kompozisyon açısından en önemli fark biodieselin oksijen içeriğidir. Bu oksijen içeriği yakıtın enerji yoğunluğunu düşürmesine rağmen, PM emisyonlarında azalmaya neden olmaktadır [68]. Bununla birlikte Biodieselin setan sayısı, oksidasyon kararlılığı ve soğuk akış özellikleri gibi bazı fiziksel değerleri yağ asidi profiline bağlıdır. Doymuşluk arttıkça setan sayısı ve oksidasyon kararlılığı artmakta olup, soğuk akış özellikleri kötüleşmektedir.

3.2 Diesel ve Biodiesel Yakıt Özelliklerinin Karşılaştırılması

İçten yanmalı motorlarda mekanik enerji, yakıtın kimyasal enerjisinin yanma sonucu ısı enerjisi ve sonuçta mekanik enerjiye dönüşümü ile elde edilir. Motorlarda kullanılan yakıtın fiziksel ve kimyasal özellikleri yanma olayını ve açığa çıkan ısı enerjisi doğrudan etkiler. Bu nedenle motorlarda, yanma olayını verimli şekilde sağlayacak yakıtlar kullanılmalıdır. İçten yanmalı motorlarda yakıt olarak genellikle sıvı hidrokarbonlar ve yaygın olarak da alkol ve biodiesel kullanılmaktadır. Yaygın kullanılan Diesel yakıtı 180–370° C arası kaynama noktasına sahip değişik yapıdaki hidrokarbonların karışımından oluşmaktadır [16].

3.2.1 Özgül Kütle

Özgül kütle, yakıtın birim hacminin kütlesidir. Diesel motorlarda uygun hava/yakıt oranının ve iyi bir yanma sağlanabilmesi için pompa-enjektör grubu tarafından sevk edilen yakıtın özgül kütlesi çok önemlidir. Özgül kütledeki değişim ısı değeri etkilemektedir. Artan yoğunluk ile aynı şartta daha yoğun bir yakıtın silindir içersine girmesi ile yanma karakteri bozulmakta ve is emisyonları artmaktadır [69]. Diesel yakıtı ve biodieselin yoğunluk değerleri (3.1) ve (3.2) eşitlikleri ile verilmektedir.

$$\text{Diesel yakıtı} \quad \rho_d = 820\text{--}840 \text{ kg/m}^3 \text{ [70]} \quad (3.1)$$

$$\text{Biodiesel} \quad \rho_b = 860\text{--}900 \text{ kg/m}^3 \text{ [71]} \quad (3.2)$$

3.2.2 Alevlenme Noktası ve Yanma Noktası

Alevlenme noktası, yakıt buharının açık alev ile temas ettiğinde bir an için alev yaydığı sıcaklıktır. Alevlenmenin ilk olarak ortaya çıktığı sıcaklık belirlenir. Bu sıcaklık alevlenme sıcaklığıdır. Eğer alevlenme en az 5 s kadar devam ediyorsa bu sıcaklığa yanma sıcaklığı denir [16]. Diesel yakıtı ve biodieselin alevlenme ve yanma noktası (3.3) ve (3.4) eşitlikleri ile verilmektedir.

$$\text{Diesel yakıtı en az } 55^\circ \text{ C [70]} \quad (3.3)$$

$$\text{Biodiesel en az } 101^\circ \text{ C [71]} \quad (3.4)$$

3.2.3 Viskozite

Viskozite, sıvıların akmaya karşı dirençlerinin ve iç sürtünmelerinin bir ölçüsüdür. Viskozite, içten yanmalı motorlarda ideal yakıt-hava karışımının elde edilmesini ve buna bağlı olarak silindirler içinde iyi bir atomizasyon sağlanmasını ve dolayısıyla verimli yanma elde edilmesini sağlar. Viskozite küçüldükçe enjektörlerden silindirlere gönderilen yakıt daha küçük zerrelere ayrılır ve hava ile homojen bir karışım oluşturarak daha düzgün bir yanmanın sağlanması gerçekleşmektedir [16,72]. Diesel yakıtı ve biodieselin viskozite değerleri (3.5) ve (3.6) eşitlikleri ile verilmektedir.

$$\text{Diesel yakıtı (40}^{\circ}\text{C)} \quad v_d = 2,00\text{--}4,50 \text{ mm}^2/\text{s} \quad [70] \quad (3.5)$$

$$\text{Biodiesel (40}^{\circ}\text{C)} \quad v_b = 43,50\text{--}5,00 \text{ mm}^2/\text{s} \quad [71] \quad (3.6)$$

3.2.4 Akma ve Bulutlanma Noktası

Akma noktası, numunenin, belirlenmiş standart şartlar altında soğutuluyor iken akıcılığını devam ettirdiği en düşük sıcaklığı ifade, bulutlanma noktası ise deney numunesinin belirlenmiş standart şartlar altında soğutulduğunda parafin kristallerinden oluşan bir sisin gözlemlendiği ilk sıcaklığı ifade eder. Diesel yakıtının akma noktasının yüksek olması ve yakıtın soğuk havalarda depodan püskürtme sistemine ve enjektöre iletilmemesi motorun çalışmasını engeller. Özellikle soğuk bölgelerde çalışan Diesel motorlarında yakıtın akma noktasını düşürmek için içerisine belirli oranlarda gaz yağı ve değişik kimyasal maddeler eklenmektedir[16].

Biodiesel üretiminde özellikle ucuz maliyeti sebebi ile kullanılan hayvansal yağlar ve kızartma yağları, fazla miktarda doymuş yağ asitleri içerdiği için, çok yüksek sıcaklıklarda kristalize olurlar. Bu nedenle, biodiesel kalitesine yönelik yapılan analizlerde; akma ve bulutlanma noktaları tayinleri ve Soğuk Filtre Tıkanma Noktası değerleri Uluslararası Standartlarda yer almaktadır [73]. Diesel yakıtının soğuk filtre tıkanma noktası (3.7) ve biodieselin akma noktası (3.18) eşitliği ile verilmektedir.

$$\text{Diesel yakıtı soğuk filtre tıkanma noktası -15 ile +5 arasında} \quad [70]. \quad (3.7)$$

$$\text{Biodieselin akma noktası ise maksimum } 0^{\circ}\text{C} \quad [71] . \quad (3.8)$$

3.2.5 Setan Sayısı

Setan sayısı, silindirler içersine püskürtülen Diesel yakıtının kendi kendine tutuşma kabiliyetini gösteren bir ölçüdür. Diesel motorda yakıt/hava karışımının sıkıştırma sonu basınç ve sıcaklıklarında kendi kendine tutuşabilmesi için Diesel yakıtlarının tutuşma meyillerinin yüksek olması istenir. Tutuşma meylinin düşük, yani TG süresinin büyük olması durumunda TG süresince yanma odasında biriken ve ani yanan yakıt miktarı da artacağından yanma sıcaklıkları artarak NO_x emisyonları artar ve mekanik zorlamalara neden olan yüksek basınçlar Diesel vuruntusunu ortaya çıkar [16,72]. Diesel yakıtı ve biodieselin setan sayıları en az 51'dir [70,71].

3.2.6 Isıl Değer

Yakıtın ısı değeri genellikle birim kütlesinin enerjisi (kJ/kg) olarak ifade edilmektedir. Bununla birlikte yanma sonucu oluşan ürünlerin, yanma öncesi referans bir sıcaklığa göre toplam entalpilerinin yakıt kütlesine bölünmesiyle elde edilen değere de ısı değeri denir. Motorlardaki yanma sonu sıcaklıklarında su her zaman buhar olarak bulunduğu için, ısı değeri alt ısı değeri olarak verilmelidir [16]. Diesel yakıtı ve biodieselin alt ısı değerleri (3.9) ve (3.10) eşitlikleri ile verilmektedir.

$$\text{Diesel yakıtı } H_{ud}=2000-44000 \text{ kJ/kg} \quad (3.9)$$

$$\text{Biodiesel } H_{ub} = \text{Dieselden \%5 civarında daha düşük} \quad (3.10)$$

3.2.7 Yakıtın Yüzey Gerilimi

Yüzey gerilimi, enjektörden püskürtülen yakıt demetinin parçalanmasında etkili olan bir özelliktir. Yakıtın yüzey gerilimi yoğunlukla artar, sıcaklıkla azalır. Yakıtın yüzey gerilimi azaldıkça, parçalanma iyileşmekte ve damlacık küçülmektedir [16]. Diesel yakıtı ve biodieselin yüzey gerilim değerleri (3.11) ve (3.12) eşitlikleri ile verilmektedir.

$$\text{Diesel yakıtı } \sigma_d=0,023-0,032 \text{ N/m} \quad (3.11)$$

$$\text{Biodiesel } \sigma_b = 0,3-0,4 \text{ N/m} \quad (3.12)$$

3.2.8 Yakıtın Yapısal Bileşimi

Sıvı hidrokarbonlar C_nH_m şeklinde hidrojen ve karbondan oluşmuş, bünyelerinde az miktarda O_2 , N_2 , S, H_2O ve bazı mineralleri bulunduran ham petrol türevleridir. Hidrokarbonların fiziksel ve kimyasal özellikleri, hidrojen ve karbon atomlarının sayıları ve bağlantı şekilleri ile belirlenmektedir. Diesel yakıtı, parafinik, naftenik, olefinik ve aromatik hidrokarbonlardan oluşmaktadır [16]. Biodiesel ise içeriğinde %10 mertebelerinde oksijen içeren ve yağların alkol ile transesterifikasyonu sonucu oluşan yağ asidi metil esterleridir ($C_nH_mO_x$).

Çizelge 3.2 Diesel yakıtı ve biodiesel özelliklerinin karşılaştırılması [62]

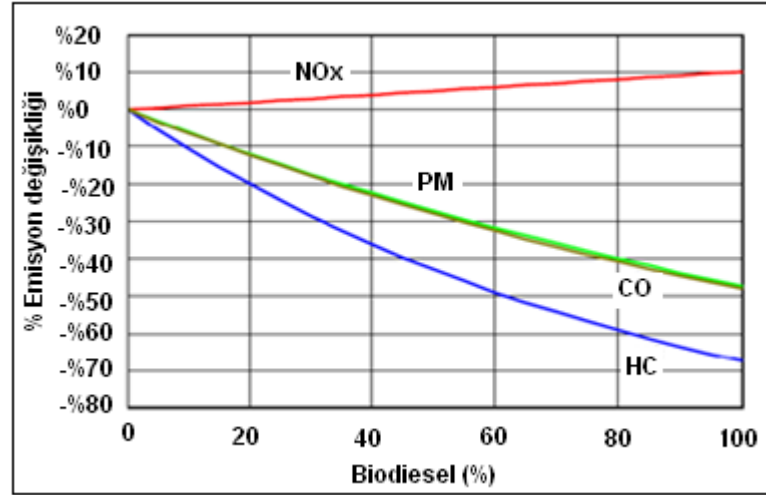
Yakıt Özellikleri	Birim	Sınır Değerler En az-En fazla	Biodiesel	Diesel Yakıtı
Kapalı Formül			$C_{19}H_{35,2}O_2$	$C_{12,226}H_{23,29}S_{0,0575}$
Molekül Ağırlığı	g/mol		296	120–320
Alt Isıl Değer	MJ/kg		37,1	42,7
Özgül Ağırlığı 15°C	kg/L	0,875–0,90	0,87–0,88	0,82–0,86
Kinematik Viskozite (40°C)	mm ² /s	2–4,5	4,3	2,5–3,5
Tutuşma Noktası	°C	55-	>100	>55
Kükürt İçeriği	% Kütlesel	..-0,05	<0.01	<0.05
Tutuşma Katsayısı	Setan Sayısı	49-	>55	49–55
Kül	% Kütlesel	..-0,01	<0.01	<0.01
Su Miktarı	mg/kg	..-200	<300	<200

3.3 Bitkisel Yağlar ve Biodiesel Kullanımı ile İlgili Literatürde Yapılmış Deneysel Çalışmalar

Biodieselin oksijen içeriği yüksek olduğu için yanma odasında gerekli oksijeni sağlayarak, HC, CO ve is emisyonlarında önemli azalmalar sağlamaktadır. Özellikle biodieselde aromatik bileşiklerin (benzen, tolüen vb.) olmaması ve kükürt miktarının çok az olması sebebi ile is ve PM emisyonları azalmaktadır. PM, elementel karbon ($\approx$ %31), kükürt ve nem ($\approx$ %14), yanmamış yakıt ($\approx$ %7), yanmamış yağlama yağı ($\approx$ %40) içerir ve kalan kısım ise metaller ve diğer maddeler olabilir.

Literatürde yapılmış deneysel çalışmalar incelendiğinde biodiesel ve karışımlarının kullanımı ile HC, CO ve is emisyonlarında önemli azalmalar olmuş, NO_x emisyonlarında

ise %5–20 oranında bir artış olmuştur. Ayrıca bazı çalışmalarda biodiesel kullanımı ile NO_x emisyonunda bir değişim olmadığı veya Diesel yakıtına göre daha düşük olduğu raporlanmıştır. Bununla birlikte biodiesel yakıtlarının yanması sonucu ortaya çıkan CO yeterli oksijen varlığında CO₂'ye dönüşerek Diesel yakıtından yaklaşık %50 daha azdır [74]. Şekil 3.3'te Biodiesel-Diesel yakıt karışım miktarlarına göre emisyon değerleri verilmektedir.



Şekil 3.3 Biodiesel-Diesel yakıt karışım miktarlarına göre emisyon değerleri [75]

Bitkisel yağlarla ilgili yapılmış olan çalışmalara bakıldığında Diesel motorlarda hiç bir değişiklik yapılmamıştır. Bitkisel yağlarla Diesel yakıtı arasında özgül ağırlık ile alt ısı değeri arasında fazla fark bulunmamasına rağmen kinematik viskoziteleri oldukça farklıdır. Bitkisel yağların viskoziteleri Diesel yakıtınınkinden yaklaşık 10–20 kat daha fazladır [76,77].

Bitkisel veya atık bitkisel yağlar Diesel motorlarda genelde iki farklı şekilde kullanılabilir. Birincisi, bitkisel veya atık bitkisel yağların saf halde veya çeşitli oranlarda Diesel yakıtı ile karıştırılarak Diesel motorda herhangi bir değişiklik yapılmadan direkt olarak kullanılmasıdır. Atık bitkisel yağların direkt kullanılabilmesi için yağın içerisindeki su ve yabancı maddeler ayrıştırılmaktadır [65]. Birçok araştırmacı yapmış oldukları çalışmalarda bitkisel yağların Diesel motorda uzun süreli olarak kullanılması durumunda enjektörlerde karbon birikimi, yanma odası duvarlarında yapışkan maddelerin oluşmasından dolayı segmanlarda sıkışma, yağlama yağının

kalınlaşması gibi problemlerin meydana getirdiğini ifade etmiştir. Bu problemler temel sebebi olarak bitkisel yağın yüksek viskozitesi ve uçuculuğunun düşük olması gösterilmiştir [56, 78, 79]. Yapılmış olan çalışmalar incelendiğinde bitkisel yağın yüksek viskozitesi, düşük uçuculuğu, yüksek kaynama noktası gibi özellikleri Diesel motorların, yakıt püskürtme sistemini olumsuz yönde etkilediği anlaşılmıştır. Özellikle, püskürtme açısının küçülmesi (azalan atomizasyon) ile artan penetrasyon, yanma veriminin düşmesine neden olmaktadır.

Bitkisel veya atık bitkisel yağların Diesel motorlarda ikinci kullanım şekli bu yağların esterlerine dönüştürerek kullanılmasıdır. Biodiesel ile yapılan çalışmalarda biodiesel ve Diesel yakıtının performansları birbirlerine yakın çıkarken, biodiesel kullanımında özgül yakıt tüketimi artmıştır. Buna sebep olarak biodieselin ısı değerinin Diesel yakıtından daha düşük olması gösterilmiştir. Bazı çalışmalarda bunun tam tersi sonuçlar da elde edilmiştir [80,81].

Senatore vd. [82], KYME)ve Diesel yakıtlarının egzoz emisyonları üzerine etkisini incelemişlerdir. Araştırmacılar çalışmalarında 1929 cm³ hacminde ara soğutucu ve EGR sistemine sahip DP Diesel motoru kullanmışlardır. Bu çalışmada stokiyometrik oranın önemi vurgulanmıştır. Biodieselin stokiyometrik oranının 12,6, Diesel yakıtının 14,6 olduğu ifade edilmiştir. Farklı eşdeğerlik (ϕ) oranlarında B100 ve Diesel yakıtı için deneysel ölçümler yapılmıştır. B100 kullanıldığında CO ve is emisyon değerleri Diesel yakıtına göre azalmış, ancak ϕ oranı düştükçe yük arttığından CO ve is değeri artmıştır. B100 kullanıldığında özellikle yüksek yüklerde NO_x emisyonları da artmıştır. Yarı yüklemede %20'ye kadar artma gözlenmiştir. Biodiesel kullanıldığında Diesel yakıtına göre daha erken püskürtülmeye başlanmıştır. Böylece püskürtme basıncında daha erken yüksek basınçlara ulaşılarak daha erken silindir içi püskürtme olmaktadır. Bunun sebebi olarak biodieselin elastisite modülü ve yoğunluğu olarak ifade edilmiştir. NO_x emisyon artışının sebebi olarak Biodieselin oksijen içeriği, daha yüksek silindir içi sıcaklıklara ulaşılması ve maksimum ısı çıkışının Diesel yakıtına göre ÜÖN' ya göre 3–5° KMA avans ile olduğu şeklinde ifade edilmiştir.

Kalam vd. [83], çeşitli oranlardaki (%10–20–30–40–50 ve %100) hindistancevizi yağını Diesel yakıtı ile karıştırarak, karışımların motor performans ve emisyon karakteristikleri

üzerine etkisini incelemişlerdir. Deneylerde dört silindirli, ön yanma odalı Isuzu 4FB1 model bir Diesel motoru kullanmışlardır. Emisyon ölçümleri MEXA 9100D cihazı ile yapılmıştır. Deneyler yarı yükte 800–3200 d/d aralıklarında ölçülmüştür. Her karışım için maksimum güç 1600 d/d'da elde edilmiştir. Deneylerin sonucunda, karışımların Diesel yakıtı ile benzer efektif güç ürettiği ancak en yüksek gücün ve ısı çıkışının %30 karışımda elde edildiği gözlenmiştir. Özgül yakıt tüketimlerinin ise daha fazla olduğunu ifade etmişlerdir. Araştırmacılar, enjektör deliklerinde ciddi bir karbon birikimine rastlamamışlardır. Emisyon deneylerinde CO, PM, HC emisyon değerinde yakıtın oksijen içeriğinin yüksek olmasından dolayı yanmanın iyileşerek azaldığı gözlenmiştir. %50 hindistancevizi yağı oranında NO_x emisyonlarında %8,42 azalma, CO₂ emisyon değerlerinde ise artış gözlenmiştir.

Çetinkaya vd. [84] kullanılmış kızartma yağından üretilmiş biodiesel yakıtını 4 silindirli, 4 stroklu Diesel motorunda kullanmışlardır. Yaptıkları çalışmada biodieselin motor performans ve egzoz emisyon değerleri Diesel yakıtı ile karşılaştırmıştır. Deney sonuçlarına göre biodiesel kullanıldığında CO, HC ve partikül emisyonlarında sırasıyla % 8,59, %30,66 ve % 63,33 azalma gözlenirken, CO₂ ve NO_x emisyonlarında sırasıyla % 2,62 ve % 5,03 artış gözlenmiştir. Ayrıca biodiesel kullanıldığında performans açısından değerlendirildiğinde teker kuvvetinde %3,35 ve teker gücünde %2,03 azalma olduğu ifade edilmiştir. Kızartma yağından üretilmiş biodiesel yakıtı 4 silindirli, 4 stroklu ve DP Diesel motor ile tahrik edilmiş Renault Megane model taşıtta yakıt olarak kullanılmıştır. Çalışmada bu araç şehir içi ve şehir dışı şartlarında 7500 km yol yapmıştır. Biodiesel kullanımında 2 numara Diesel yakıtına göre motor gücünde ve torkunda %3–5 civarında azalma gözlenmiştir. Ayrıca ilk aşamada biodiesel kullanımında soğuk ortam şartı ve yetersiz yanma sebebiyle enjektörlerde karbonizasyon gözlenmiştir. İkinci aşamada biodieselin viskozitesi azaldığı için enjektörler daha temiz olmuştur. Ayrıca silindirlerde ve pistonlarda kurumlanma gözlenmemiştir.

Di vd. [85], yaptıkları çalışmada atık yemeklik yağlardan üretilen biodiesel için farklı karışım oranlarının düzenlenmiş ve düzenlenmemiş egzoz emisyonları üzerine etkilerini incelemişlerdir. Deney sonuçları çok düşük kükürtlü Diesel yakıtı sonuçları ile

karşılaştırılmıştır. Deneyler doğal emişli, su soğutmalı, 4 silindirli DP Diesel motorda gerçekleştirilmiştir. Deneylerde çok düşük kükürtlü Diesel yakıtı, %2, %4, %6 ve %8 oksijen içeren hacimsel olarak %19,6, %39,4, %59,4 ve %79,6 biodiesel içeren 4 farklı karışım kullanılmıştır. Deney sonuçlarında özgül yakıt tüketiminin, termal verimin, NO ve NO₂ emisyonlarının arttığı, CO ve HC emisyonlarının ise azaldığı gözlenmiştir. Bununla birlikte yüksek yüklerde duman yoğunluğu ve PM konsantrasyonu azalmıştır. Düzenlenmemiş egzoz emisyonlarına bakıldığında formaldehit, 1–3 bütadien, tolüen ve ksilen azalırken, asetaldehit ve benzen emisyonlarında artış gözlenmiştir.

Alpgiray ve Gürhan [86], kanola yağı ve KYME'nin Diesel motor performansına ve emisyon karakteristiklerine etkilerini belirlemek için çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında, 5,5 kW gücünde 4 zamanlı DP Diesel motor kullanılmıştır. Çalışmalarında öncelikli olarak kanola yağı Diesel yakıtına hacimsel olarak %20, %40, %60 ve %80 oranlarında karıştırılarak seyreltilmiş, daha sonra emisyon ve motor deneyleri yapılmıştır. Devamında transesterifikasyon yöntemi ile KYME üretilerek yine emisyon ve motor deneyleri gerçekleştirilmiştir.

Kanola yağı kullanımı ile motor torku ve gücünde Diesel yakıtına göre düşüşler gözlenmiş, KYME kullanımı ile tork ve güç değerinin ham kanola yağlarına oranla daha yüksek olduğu ve Diesel yakıtına daha yakın olduğu saptanmıştır. Tam yanmanın gerçekleşmemesi nedeniyle karışımların içerdiği yağ oranlarına bağlı olarak, egzoz gazı içerisinde bulunan O₂ miktarının bir miktar arttığı ve CO₂ emisyonunda düşüş, devir sayısına ve karışım içerisindeki yağ oranının artmasına bağlı olarak CO miktarının doğru orantılı bir şekilde azaldığı gözlenmiştir. Ayrıca, KYME ve karışimli yakıtların ısı değerleri düşük olduğu için egzoz gazı sıcaklıkları Diesel yakıtına göre düşük çıkmıştır. NO_x emisyonlarında en yüksek değer %80 kanola yağı + %20 Diesel yakıtı kullanımında görülmüştür. Karışımdaki yağ oranı arttıkça NO_x emisyonlarında artış gözlenmiştir.

Altun ve Öner [87], yaptıkları çalışmada sussam yağını Lombardini marka 6 LD 400 model tek silindirli dört zamanlı, DP ve hava soğutmalı bir Diesel motorunda yakıt olarak kullanılmışlar ve motor performansı ve motor elemanları üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Çalışmalarında yakıt olarak %75 susam yağı ve %25 Diesel yakıtı karışımını kullanılmıştır. Deneylerde %75 susam yağı karışımı yakıt olarak

kullanıldığında, motor düzensiz, sarsıntılı ve sesli çalıştığını gözlenmiştir. Bunun sebebi olarak yanma ve yakıt pülverizasyonunu olumsuz etkileyen susam yağının yüksek viskozitesi ve parlama noktası gösterilmiştir. Ancak yakıt püskürtme basıncının artırılması durumunda motor momentinde artma olduğu, motorun normal çalıştığı ve Diesel yakıtına yakın performans değerleri elde edildiği gözlenmiştir. Saf Diesel yakıtı kullanıldığında elde edilen tork değerlerinin %75 susam yağı karışımı kullanıldığında elde edilen tork değerlerinden yüksek olduğu ifade edilmiştir. Bunun sebebi olarak Diesel yakıtının alt ısı değeri susam yağına göre daha yüksek olduğu şeklinde açıklanmıştır. Güç açısından değerlendirildiğinde saf Diesel yakıtı kullanımından elde edilen güç değerlerinin, karışım yakıt kullanımından elde edilen güç değerlerinden yüksek olduğu gözlenmiştir. Yine özgül yakıt tüketimi açısından değerlendirildiğinde %75 susam yağı karışımının özgül yakıt tüketiminin daha yüksek olduğu gözlenmiştir. Yakıt püskürtme basıncı artırılarak tekrar kullanılan %75 susam yağı karışımının Diesel yakıtına yakın güç değerleri vermesine rağmen özgül yakıt tüketimi Diesel yakıtına göre fazla çıktığı gözlenmiştir. Ayrıca motor söküldüğünde, supapların tabla ile sap kısmının birleştiği yerde, özellikle egzoz supabın da çok fazla is ve kurum olduğu gözlenmiştir. Yine piston, yanma odası ve segman yuvalarında da normalden fazla is ve kurum olduğu ifade edilmiştir.

Kılıçkan vd. [88], yaptıkları çalışmada pamuk yağının küçük güçlü bir Diesel motorda performans ve emisyonlara etkilerini belirlemişlerdir. Çalışmalarında DP, 5,5 kW gücünde 4 zamanlı bir LDA 450 model Diesel motoru kullanmışlardır. Yakıt olarak %10, %20, %30, %40 ve %50 oranlarda pamuk karışımları ve transesterifikasyon yöntemi ile edilen pamuk yağı etil ester (PYEE) ve pamuk yağı metil esterleri (PYME) kullanılmıştır. Deneylerde motor hızına bağlı olarak, tork, yakıt tüketimleri ve emisyon değerleri ölçülmüştür. Deney sonuçlarına göre en yüksek tork değerlerine Diesel yakıtı kullanıldığında elde edilmiştir. Diesel yakıtına her %10'luk pamuk yağı'na karşılık %5'lik bir tork düşüşü olduğu gözlenmiştir. PYEE ile PYME arasında herhangi bir değişim görülmezken, bu ester yakıtların Diesel yakıtından ise yaklaşık %9 daha az bir torka sahip olduğu gözlenmiştir. Diesel yakıtına her %10'luk pamuk yağı'na karşılık güçte az bir azalma olmakla beraber, bu düşüş %7–9 mertebelerinde olmuştur. Yakıt tüketimi

açısından ele alındığında Diesel yakıtı en dl zl yakıt tetimine sahip olmuştur. Her %10'luk yağ oranı artışına karşılık zl yakıt tetimlerinde yaklaşık %3 ile %10 oranında bir artış meydana geldiği ifade edilmiştir.

Emisyonlar karşılaştırıldığında karışım içerisindeki yağ oranının artmasıyla CO miktarı da doğru orantılı bir şekilde azalmıştır. Pamuk yağı alkil esterlerinde ise benzer bir durum söz konusu olup, Diesel yakıtına benzer özellikler göstermişlerdir. Karışımli yakıtların ve alkil ester yakıtların CO₂ değerleri ise Diesel yakıtından daha düşük çıktığı gözlenmiştir. Pamuk yağı ile yapılan deneylerde duman koyuluğunun Diesel yakıtına göre daha yüksek olduğu, fakat PYME kullanımı ile duman yoğunluğu ham bitkisel yağlara oranla daha düşük olduğu belirlenmiştir. Ayrıca NO_x emisyonlarının pamuk yağı kullanıldığında önemli ölçüde azaldığı, PYME kullanıldığında ise ham pamuk yağlarına oranla NO_x emisyonlarında kısmen artış olduğu gözlenmiştir.

Keskin vd. [89], yaptıkları çalışmada tek silindirli DP bir Diesel motorunda don yağından üretilen biodieselin Diesel yakıtı ile %90 oranındaki karışımının motor performans ve emisyonlarına etkisini incelemişlerdir. Deney sonuçlarına göre B90 kullanımı ile tork ve güç değerlerinde sırasıyla %2,99 ve %2,94'e civarında azalma, zl yakıt tetimi değerlerinde ortalama %7,63 oranında artış gözlenmiştir. Emisyonlar incelendiğinde B90 kullanımı ile CO emisyonu değerlerinde %35,44, duman emisyonlarında ise %13,27 civarında azalmalar gözlenmiştir. Bununla birlikte NO_x emisyonlarında ise %13,29 civarında artışlar gözlenmiştir.

Sekmen [90], tarafından yapılan çalışmada keten tohumu ve karpuz çekirdeklerinden üretilen biodiesel Diesel yakıtı ile hacimsel olarak %2 oranında karıştırılarak DP bir Diesel motorunda performans ve egzoz emisyonlarına etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Biodiesel karışımlarının kullanımı ile Diesel yakıtına göre motor torku ve gücünde %2–5 arasında azalma gözlenmiştir. Diesel yakıtına karpuz çekirdeği ve keten tohumu yağı metil esteri ilave edilmesi ile zl yakıt tetiminde sırasıyla ortalama %7 ve %3 oranında artış gözlenmiştir. Emisyonlar değerlendirildiğinde ise Biodiesel karışımları ile CO, HC ve duman emisyonlarında azalma, NO_x emisyonlarında ise artma gözlenmiştir.

Altıparmak vd. [91], yaptıkları çalışmada fındık yağı metil esterinin (FYME) tek silindirli DP Diesel motorunda performans ve emisyonunu incelemişlerdir. Deneyler 1800–3200 d/d arasında tam yükte gerçekleştirilmiştir. Deney sonuçlarına bakıldığında, FYME ile elde edilen motor performans değerlerinin Diesel yakıtı değerlerine yakın olduğu gözlenmiştir. Güç ve tork değerleri incelendiğinde ortalama sırasıyla %3,22 ve % 3,1 azalmış, özgül yakıt tüketimi ise %9,24 artmıştır. Bunun sebebi olarak fındık yağı metil esterinin ısıl değerinin düşük olmasından ve yoğunluğun yüksek olması ifade edilmiştir. CO emisyonlarında ve ışık absorpsiyon katsayısında sırasıyla %48,74 ve % 66,7'ye kadar düşme gözlenmiştir.

Eliçin ve Erdoğan [92], yaptıkları çalışmada fındık yağının küçük güçlü bir Diesel motorda performans ve emisyonlara etkilerini incelemişlerdir. Çalışmalarında DP, 5,5 kW gücünde 4 zamanlı bir LDA 450 model Diesel motoru kullanmışlardır. Yakıt olarak %10, %20, %30, %40 ve %50 oranlarda fındık yağı karışımları ve transesterifikasyon yöntemi ile edilen fındık yağı etil esteri (FYEE) ve FYME kullanılmıştır. Deneylerde motor hızına bağlı olarak, tork, yakıt tüketimleri ve emisyon değerleri ölçülmüştür. Deney sonuçlarına göre en yüksek tork değerlerine Diesel yakıtı kullanıldığında elde edilmiştir. Diesel yakıtına her %10'luk fındık yağı'na karşılık %5'lik bir tork düşüşü olduğu gözlenmiştir. FYEE ile FYME arasında herhangi bir değişim görülmezken, bu ester yakıtların Diesel yakıtından ise yaklaşık %5 daha az bir torka sahip olduğu gözlenmiştir. Diesel yakıtına her %10'luk fındık yağı'na karşılık güçte az bir azalma olmakla beraber, bu düşüş %3 mertebelerinde olmuştur. FYEE ile FYME arasında herhangi bir değişim görülmemekte ve fındık yağı alkil esterleri, Diesel yakıtından yaklaşık olarak %6 daha düşük güç elde edilmesine neden olduğu ifade edilmiştir.

Yakıt tüketimi açısından ele alındığında Diesel yakıtı en düşük özgül yakıt tüketimine sahip olmuştur. Her %10'luk yağ oranı artışına karşılık özgül yakıt tüketimlerinde yaklaşık %5 oranında bir artış meydana geldiği ifade edilmiştir. Buna karşılık FYEE'nin, Diesel yakıtından %11, FYME'nin ise Diesel yakıtından %6 daha fazla saatlik yakıt tüketimine sahip olduğu gözlenmiştir.

Emisyonlar karşılaştırıldığında karışım içerisindeki yağ oranının artmasıyla CO miktarı da doğru orantılı bir şekilde azalmıştır. Fındık yağı alkil esterlerinde ise benzer bir

durum söz konusu olup, Diesel yakıtına benzer özellikler göstermişlerdir. Karışımli yakıtların ve alkil ester yakıtların CO₂ değerleri ise Diesel yakıtından daha düşük çıktığı gözlenmiştir. Fındık yağı ile yapılan deneylerde duman koyuluğunun Diesel yakıtına göre daha yüksek olduğu, fakat FYME'nin kullanımı ile duman yoğunluğu ham bitkisel yağlara oranla daha düşük olduğu belirlenmiştir. Ayrıca NO_x emisyonlarının fındık yağı kullanıldığında önemli ölçüde azaldığı, FYME kullanıldığında ise ham fındık yağlarına oranla NO_x emisyonlarında kısmen artış olduğu gözlenmiştir.

Alfuso vd. [93], DP 4 silindirli motorda yaptıkları çalışmada KYME'nin motor performans ve emisyon üzerindeki etkilerini belirlemek için 3 farklı deney gerçekleştirmişlerdir. Deney sonuçları Diesel yakıtı ile karşılaştırılmıştır. Deneylerden ilki 2 yakıt için aynı dinamik püskürtme zamanında (12° ÜÖN) Avrupa 13 Nokta Testi, diğeri NO_x ve PM emisyonlarını belirlemek amacıyla iki yakıt için 2200 d/d ve tam yük testi, üçüncüsü ise EGR (%4 ve %9 EGR) testidir. Deneylerde göre aynı püskürtme zamanında KYME kullanıldığı zaman NO_x emisyonlarında artma, HC, CO ve duman emisyonlarında azalma gözlenmiştir. Geçiş çevrimlerinde ise PM emisyonlarında püskürtme zamanına bağlı olarak artma gözlenmiştir.

Senatore vd. [82], yaptıkları çalışmada kanola yağından üretilen biodieselin motor emisyon ve performansı üzerine etkilerini incelemişlerdir. Deney motoru olarak 1929 cm³ DP ara soğutucu ve EGR sistemine sahip turboşarjlı Diesel motor kullanılmıştır. Deneylerde biodiesel kullanıldığında Diesel yakıtı ile aynı ϕ oranında motor performansında (tork ve güç) %20–25 civarında azalma gözlenmiştir. Ancak bağıl ϕ oranına göre karşılaştırıldığında ciddi bir değişim gözlenmemiştir. Özgöl yakıt tüketiminde de aynı durum geçerli olmuştur. Biodiesel kullanımında CO emisyonlarında ve duman emisyonlarında azalma ancak yük arttıkça CO emisyonlarında ve duman olarak ölçülen C partiküllerinde artış gözlenmiştir. Kısmi yük durumlarında NO_x emisyonlarında %20'ye kadar bir artış gözlenmiştir. Biodiesel kullanımında ısı açığa çıkışı Diesel yakıtına göre 3-5° KMA daha erken olmuştur. Bu nedenle silindir içi sıcaklıklar artarak NO_x emisyonlarında artış gözlemlendiği ifade edilmiştir.

Senatore vd. [94] B100, B25 ve Diesel yakıtlarının performans ve egzoz emisyonları üzerine etkisini incelemişlerdir. Çalışmada kullanılan biodiesel kanola yağından

üretilmiştir. Deneylerde kullanılan motor 1910 cm³ hacminde EURO IV Ortak hatlı Diesel motorudur. Araştırmacılar bu çalışmada motor performansını ve emisyon değerlerini optimize etmeye çalışmışlardır. Bu amaçla elektronik kontrol ünitesi kullanılmıştır. B100 kullanıldığında biodieselin alt ısı değeri Diesel yakıtından daha düşük olduğundan motor performansı azalmıştır. Motorun performansını iyileştirmek için çevrim başına püskürtülen yakıt miktarı artırılmış ve püskürtme zamanı değiştirilmiştir. Böylece Diesel yakıtı ile yakın güç ve tork değerleri elde edilmiştir. Ancak bu durumda yakıt tüketiminin arttığı gözlemlenmiştir. Egzoz emisyon değerleri farklı yükleme ve hızlarda optimize edilmiştir. B100 kullanıldığında 1500 d/d'da CO emisyonları azalırken NO_x emisyonların arttığı gözlenmiştir. Elektronik kontrol ünitesi optimize edilip EGR miktarı artırıldığında NO_x azalmakta, püskürtme avansı geciktirildiğinde ise CO emisyonları artmaktadır. Püskürtme avansı geciktirildiğinde CO emisyon değeri artış gösterse de yine de Diesel yakıtı seviyelerine göre daha az olmuştur. Böylece emisyon seviyeleri Diesel yakıtına yakın olmuştur. Motor hızı 3000 d/d olduğunda ise B100 kullanıldığında CO ve NO_x emisyon değerleri Diesel yakıtına göre daha düşük olmuştur. Bu durumda elektronik kontrol ünitesi optimizasyonuna gerek kalmamıştır. Ancak daha düşük NO_x seviyeleri için optimizasyon yapılmıştır. 1500 d/d'da B25 kullanıldığında ise NO_x seviyeleri Diesel yakıtına göre daha yüksek CO seviyeleri daha düşük çıkmıştır. 2000 d/d'da elektronik kontrol ünitesi optimizasyonu olup EGR uygulandığında NO_x emisyonları azalmıştır. Araştırmacılar bu çalışmada EGR ve püskürtme avansı ile CO ve NO_x seviyelerini optimize etmişlerdir.

Kawano vd. [95], %100 , %5, %20 ve % 80 oranlarında KYME ile 2 numaralı Diesel yakıtı karışımlarının egzoz emisyonları üzerine etkisini incelemişlerdir. Araştırmacılar, çalışmalarında 4 silindirli, silindir hacmi 4 lt olan ara soğutuculu turbo motor kullanmışlardır. Motorda Diesel partikül-NO_x azaltım sistemi bulunmaktadır. Emisyon değerleri Horiba MEXA-7100EGR cihazı ile ölçülmüştür. Araştırmacılar yaptıkları deneyler sonucunda biodieselin yüzdesindeki artışla eş orantılı olarak NO_x emisyonun da arttığını raporlamışlardır. B5 ve B20 oranlarında PM emisyonları azalma gösterirken B80 ve B100 emisyonlarında Diesel yakıtına göre artma olmuştur. Ancak motor çıkındaki CO ve HC emisyonlarında azalma olduğu gözlenmiştir. B5 kullanıldığında

motor çıkış CO değerlerinin %50 azaldığı ifade edilmiştir. Bununla birlikte biodieselin içindeki oksijen içeriği sebebiyle düşük biodiesel oranlarında (B5) bile is emisyonlarında %15 azalma gözlenmiştir.

Veltman vd. [96], B100, B20 ve 2 numaralı Diesel yakıtlarının egzoz emisyonları üzerine etkisini incelemişlerdir. Çalışmalarında John Deere 4045 HF475 4-silindirli DP motor ve farklı karışım oranlarında SYME kullanarak EGR, püskürtme basıncı ve karışım oranlarının etkileri incelenmiştir. Emisyon ölçümleri HORIBA MEXA 7100 DEGR cihazı ile yapılmıştır. Duman sayısı ise AVL 415S cihazı ile ölçülmüştür. Silindir basıncı ise 6125 B piezoelektrik basınç sensörü ile ölçülmüştür. Maksimum %33 oranında EGR uygulanmıştır.

%0 EGR ve 150 MPa şartlarında B20 ve B100 için NO_x emisyonlarında sırayla %21 ve %43 artış, PM emisyonlarında ise sırayla %7 ve %63 azalma gözlenmiştir. Püskürtme basıncı 180 MPa olduğunda ise B20 için NO_x değeri %20, B100 için %45 arttığı ifade edilmiştir. PM emisyonlarında ise sırayla %13 ve %59 azalma olmuştur.

B20 için CO emisyonlarında ciddi bir değişim olmamıştır. Ancak B100 için CO emisyonlarında artma gözlenmiştir. Bu artış püskürtme zamanı geciktirildiğinde artmıştır. 180 MPa püskürtme şartında B20 ve 2 numaralı Diesel yakıtının HC emisyon değerleri aynı çıkmıştır. Ancak B100 kullanıldığında ve püskürtme avansı ÜÖN'dan 5° KMA önce olduğunda HC emisyonları artmıştır. Bunun sebebi olarak yanmanın tamamlanmaması olduğu ifade edilmiştir. Her iki püskürtme basıncında B20 yakıtı için yakıt tüketiminde %4,5 ve B100 için %21 arttığı gözlenmiştir.

%30 EGR uygulandığında her 3 çeşit yakıt için her iki püskürtme basıncı şartında yanma sıcaklıkları azaldığı için NO_x emisyonlarının azaldığı ve daha az oksijen içeriği olduğundan PM emisyonlarının arttığı gözlenmiştir. 150 MPa püskürme basıncında PM emisyonları B20 ve B100 için sırayla %35 ve %82 azalmıştır. 180 MPa püskürtme basıncında ise yine sırayla %7 ve %81 azalmıştır. Bu çalışma ile EGR uygulamalarında NO_x emisyonlarının azaldığı ve PM emisyonlarının arttığı gözlenmiştir.

Yunshan vd. [97], B100, B50, B20, Diesel ve düşük kükürtlü Diesel yakıtları için 3 farklı turboşarjlı ve ara soğutucu sistemine sahip DP motorda deney yapmışlardır. 2 motoru

emisyona ve performans, 3. motoru ise yanma karakteristiğini belirlemek için kullanmışlardır. B50 ile çalışan 2. motor tam yükte 1000–2400 d/d aralığında çalıştığında tork değerinde LD'ye göre %2,6'ya kadar azalma, yakıt tüketiminde ise %3,6–8,3'e kadar artma gözlenmiştir. Yakıt tüketimindeki bu değişikliklerin yakıtın yoğunluğu ve ısı değeriindeki farklılıktan kaynaklandığı ifade edilmiştir. B20 ile çalışan 1. motorda yakıt tüketiminde Diesel yakıtına göre %3 den az bir artış gözlenmiştir. B50 kullanıldığında tam yükte HC emisyonlarında düşük kükürtlü Diesel yakıtına göre % 25–33 arasında azalma, özellikle düşük yüklerde HC emisyon azalması daha ciddi şekilde gözlenmiştir. NO_x emisyonlarında ise 1800 d/d da %3–10 arasında artış gözlemlenmiştir. 1800 d/d da ise %44'e kadar artış olmuştur. CO emisyonlarında ise çok az değişim olmuştur. Düşük motor hızlarında ve yüksek yüklerde is emisyonları % 36–65 arasında azalmıştır. B20 kullanıldığında is emisyonları %13 oranında azalmıştır. Araştırmacılar bu çalışmada silindir içi yanma analizi de yapmışlardır. B100 kullanıldığında silindir içi maksimum basıncın düşük hızlarda ve yüksek yüklerde %2,7 arttığı gözlenmiştir. Bu da biodiesel kullanıldığında yanmanın iyileştiğini göstermektedir. Bu çalışmada biodieselin yoğunluğunun yüksek olmasından dolayı püskürtme basıncının daha hızlı istenilen değere geldiği ve püskürtme avansının arttığı vurgulanmıştır. Yine biodieselin setan sayısının daha yüksek olmasından dolayı B20 ve B100 kullanıldığında TG'de 1300 d/d'da düşük yüksekte yüksek yüke doğru sırayla %5–29,4 ve %10–42,9 arasında azalma gözlenmiştir. Ayrıca B20 kullanıldığında ön karışımli yanma miktarında %15,2–54,8 ve B100 kullanıldığında % 31,6–87,1 oranında azalma gözlenmiştir.

Usta [98], turboşarjlı EDP Diesel motorda bütün yağı metil esterli (TYME) ile yaptığı çalışmasında motorun performans ve egzoz emisyonlarını araştırmıştır. Deneylerde 2 numaralı Diesel yakıtı ve %10, %15 ve % 25 hacim oranlarında üç farklı TYME karışımı test edilmiştir. D100 ve D82,5/TYME17,5 yakıtları %50 ve %75 kısmi yüklerinde de test edilmiştir. Farklı TYME-Diesel yakıt karışımları için motor torkunda ve gücünde ciddi bir farklılık gözlenmemiştir. Çoğu çalışma şartında TYME kullanıldığı zaman motor torkunda ve gücünde küçük artışlar gözlenmiş olup bu durum normal Diesel yakıtına göre daha yüksek yoğunluklu ve viskoziteli olan TYME'nin daha iyi yanmış olmasıyla

açıklanmıştır. Deney sonuçları incelendiğinde Diesel yakıtına TYME eklendiği zaman CO ve SO₂ emisyonlarında bir azalma görülürken, NO_x emisyonlarında bir miktar artış gözlenmiştir. Diesel yakıtına TYME eklenmesi ile motor performansında ciddi bir değişiklik olmamıştır.

Agarwal vd. [99], Diesel motorunda Diesel yakıtı, B10 yakıtı, B20 ve B50 yakıtları kullanımında NO_x emisyonlarının kontrolü ile ilgili deneysel bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada Diesel motorda biodiesel ile EGR eşzamanlı kullanımı ile emisyonların düşürülmesi amaçlanmıştır. Çalışmada iki silindirli, hava soğutmalı sabit hız DP Diesel motor kullanılmıştır. Emisyonların tahmini için, egzoz gazında HC, NO_x, CO ve pusluluk ölçümleri yapılmıştır. Egzoz gazı ölçümleri EXSA-1500 Horiba cihazı ile yapılmıştır. Egzoz gazı opasitesi AVL 437 cihazı ile yapılmıştır. Elde edile verilerle, termal etkinlik, fren özgül yakıt tüketimi, fren özgül enerji tüketimi gibi çeşitli motor performans parametreleri hesaplanmıştır. 1500 d/d'da değişik yüklerde %10-%15 ve %20 oranlarında EGR uygulanmıştır. Araştırmacıların bu çalışmalarına göre biodiesel karışımı ile birlikte EGR uygulanması NO_x emisyonlarında düşüş sağlarken CO, HC ve PM emisyonlarında artış sağlamıştır. Bunun sebebi EGR ile silindir içi oksijen konsantrasyonunun düşerek yanma sıcaklarının düşmesi (dolayısı ise NO_x emisyonlarının düşmesi) ve yanmanın kötüleşmesi (CO, HC ve PM emisyonlarının artması) şeklinde ifade edilmiştir. Çalışma sonucunda B20 ile %15 uygulandığında en uygun performans ve emisyon değerlerinin elde edildiği ifade edilmiştir.

Huzayyin vd. [100] tarafından yapılan çalışmada jojoba yağı ve Diesel yakıtı karışımlarının tek silindirli, doğal emişli, DP motorunda performans ve emisyon üzerine etkileri belirlenmiştir. Çalışmalarında Jojoba yağının fiziksel ve kimyasal özelliklerinin alternatif Diesel motor yakıtı olarak iyi bir potansiyele sahip olduğu ifade edilmiştir. Jojoba yağının yüksek viskozitesini azaltmak için Diesel yakıtı karışım sağlanmıştır. Diesel yakıtı ve Diesel-Jojoba yağı karışımı kullanılarak Diesel motorun farklı performans parametreleri ölçülmüştür. Diesel yakıtı-Jojoba yağı karışımı kullanıldığı zaman ihmal edilebilir düzeyde bir güç kaybı ve fren özgül yakıt tüketiminde küçük bir artış gözlenmiştir. NO_x ve kurum emisyonlarında bir azalma olduğu gözlenmiştir.

Karışımdaki Jojoba yağı oranının artması ile kurum emisyonundaki azalmanın arttığı gözlenmiştir.

Reyes vd. [101], yaptıkları çalışmada som balığı yağından üretilen rafine biodiesel ile ham biodieselin Diesel motorda kullanılması durumunda PM-10 emisyonları üzerine etkilerini incelemişlerdir. Som balığı yağından elde ettikleri biodieseli hem distile ederek hem de ham biodiesel olarak karışım ve saf şekilde kullanmışlardır. Yaptıkları çalışmada ham biodieselde %40 kadar karışımların motora fazla zarar vermediğini ancak karışım oranının artması ile motor kararlılığının bir kısmını yitirdiğini fakat güç, sıcaklık ve ivmelenme olarak kabul edilebilir performans gösterdiğini gözlemlemişler. Rafine biodieselde ise %100 karışımın çalışma yumuşaklığı ve hız sağlamada çok iyi olduğu gözlemlenmiştir. Rafine biodiesel kullanılması durumunda yaklaşık %3,5 güç kaybı olmasına rağmen PM-10 emisyonunda %50 azalma gözlenmiştir. Yine biodiesel karışımlarında PM-10 emisyonlarında azalma gözlenmiştir.

Baranescu ve Lusco [102], yaptıkları çalışmada, % 25, 50, 75 oranlarında ayçiçek yağı-Diesel yakıt karışımlarının fiziksel ve kimyasal özelliklerini belirlemişler, yakıt karışımlarının enjektörlerde püskürtülmesini incelemişlerdir. Ayrıca %50 ayçiçek yağı ile % 50 Diesel yakıtı karıştırarak 200 saatlik deneme sonunda motorun çeşitli parçalarında meydana gelen değişimleri incelemişler, kısa süreli deneylerde motor parçalarında herhangi bir kurum birikmesinin meydana gelmediğini belirtmişlerdir.

Wagner ve Peterson [103], kanola yağı karışımını Diesel yakıtı olarak kullanımını araştırmış ve kısa süreli motor deneylerinde çeşitli motor hasarlarının oluştuğunu tespit etmişlerdir. %70 kanola yağı ve Diesel yakıtı karışımının kullanıldığı 850 saat gibi uzun süreli testlerde ise motorda önemli bir aşınma, yağlama yağında kirlenme veya güç kaybı meydana gelmemiştir.

Ziejewski ve Kaufman [104], yaptıkları çalışmada, %25/75 oranında ayçiçek yağı ile Diesel yakıtını karıştırarak Diesel motorlarında etkilerini incelemişlerdir. Yaptıkları çalışma sonucunda enjektör deliklerinde tıkanma, egzoz manifoldunda karbon birikmesi gibi problemlerin ortaya çıktığını ifade etmişlerdir.

Schmidt ve Gerpen [105], tarafından yapılan çalışmada DP turboşarjlı 1984 John Deere 4276T model motorda yapılan deneylerde emisyon değerleri ölçülmüştür. CO ve CO₂ emisyonları Beckman model 864 infrared analizörler ile NO/NO_x emisyonları Beckman model 955 kemilüminesans NO/NO_x analizörü ile ve termo elektron model 10A kemilüminesans NO/NO_x analizörü ile ölçülmüştür. HC emisyonları Beckman model 402 ısıtılmış alev iyonizasyon hidrokarbon analizörü ile oksijen konsantrasyonu ise Beckman model 7003 oksijen monitörü ile ölçülmüştür. Biodiesel/Diesel yakıtı karışımlarında NO_x değişimleri oldukça küçük olduğu ifade edilmiştir. NO_x emisyonlarında metil palmitat ve izopropil sterat hariç tüm %50 karışım esterlerinde % 0–5 arasında fark görülmüştür. 50% metil palmitat ve izopropil sterat karışımları 2 numara Diesel yakıtı ile karşılaştırıldığında NO_x emisyonlarında %2–3 azalma gözlenmiştir. HC emisyonları ise tüm ester kullanımında Diesel yakıtına göre daha düşük ölçülmüştür. Tüm esterlerde yakıt tüketiminde artma, ancak termal verimli bir değişiklik görülmemiştir.

Öztürk ve Bilen [106], yaptıkları çalışmada KYME'nin motor emisyon ve performansı üzerine etkilerini incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmada 4 silindirli, DP ve aşırı doldurmalı, Steyr marka, dört zamanlı bir Diesel motoru kullanılmıştır. Egzoz emisyon değerlerinin belirlenmesinde Gaco-Sn marka egzoz emisyon cihazı kullanılmıştır. Duman koyuluğu ile ışık absorpsiyon katsayısı değerlerinin tespitinde ise %1 hassasiyetle ölçüm yapabilen VLT 2600S marka gaz analiz cihazı kullanılmıştır. Deneylerde saf KYME, %50 KYME+%50 Diesel yakıtı karışımı ve saf Diesel yakıtı kullanılmıştır. Yapılan değişik yük ve devir sayısı deneylerinde, yakıt tüketimi ile CO, CO₂, NO_x, ışık absorpsiyon katsayısı ve duman koyuluğu emisyon değerleri ölçülmüştür. Ölçüm yapılan bütün devir sayılarında biodieselin ve karışımın saatlik yakıt tüketiminin Diesel yakıtından yüksek olduğu gözlenmiştir. Biodieselin saatlik yakıt tüketim değerlerinin, Diesel yakıtına göre ortalama %12 karışım yakıtı saatlik yakıt tüketim değerlerinin ise, Diesel yakıtına göre ortalama %8 oranında yüksek olduğu gözlenmiştir.

Yine ölçüm yapılan bütün devir sayılarında karışım yakıtı ve KYME kullanıldığında elde edilen NO_x emisyon değerlerinin, Diesel yakıtı değerlerine çok yakın olduğu görülmüştür. Biodiesel NO_x emisyon değerlerinin, Diesel yakıtına göre ortalama %1,7; karışım yakıtı NO_x emisyon değerlerinin ise ortalama %1,2 oranında yüksek olduğu,

CO₂ emisyon değerlerinin, Diesel yakıtı değerlerinden düşük olduğu biodiesel CO₂ emisyon değerlerinin, Diesel yakıtına göre ortalama %4,2; karışım yakıtı CO₂ emisyon değerlerinin ise, Diesel yakıtı değerlerine göre ortalama %2,8 oranında düşük olduğu, biodiesel ışık absorpsiyon değerleri, karışım yakıtı değerlerine göre düşük olduğu en yüksek K değerleri ise Diesel yakıtı ile yapılan deneylerde gözlenmiştir. Ayrıca tüm deneylerde, KYME'nin duman koyuluğu değerlerinin, Diesel yakıtı duman koyuluğu değerlerine göre ortalama %50,2, karışım yakıtı duman koyuluğu değerlerinin ise, Diesel yakıtına göre ortalama %20,1 oranında düşük olduğu gözlenmiştir.

Ergen ve Karabektaş [107], tarafından yapılan çalışmada rafine pamuk yağından transesterifikasyon yöntemi ile üretilen biodieselin, motor performansı ve egzoz emisyonları Diesel yakıtıyla karşılaştırılmıştır. Biodiesel kullanımı ile Diesel yakıtına göre efektif güç ve motor torkunda ortalama %3,07 oranında azalma, özgül yakıt tüketiminde ise ortalama %8 oranında artış gözlenmiştir. CO ve duman emisyonlarında azalma, NO_x emisyonlarında ortalama %29,51 ve CO₂ emisyonlarında %7,61 oranında artış olduğu gözlenmiştir.

Sugözü vd. [108], yaptıkları çalışmada %100 ayçiçek yağı metil ester (AYME) ve %50 AYME-%50 Diesel yakıtı karışımları tek silindirli, dört zamanlı ve ön yanma odalı Pancar E89 model bir Diesel motorda farklı motor hızlarında test edilmiştir. Deneyler tam yük şartlarında 1400–2200 d/d aralığında 200 d/d aralıklarla gerçekleştirilmiştir. CO ve NO_x ölçümü Testo 350 XL baca gazı analiz cihazı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. B100 ve B50 yakıtlarının kullanılması durumunda motor torku 1800 d/d motor devrine kadar artış göstermiş ve bu devirden sonra azalma gözlenmiştir. B100 ve B50 yakıtlarının kullanımıyla motor torkunda Diesel yakıtına göre ortalama olarak sırası ile %9,2 ve %4,4'luk azalma gözlenmiştir. Motor gücü ise B100 ve B50 yakıtları için 2000 d/d motor devrine kadar artmış bu devirden sonra belirgin bir şekilde azalma gözlenmiştir. B100 ve B50 yakıtları kullanımıyla motor gücünde Diesel yakıtına göre ortalama olarak %10 ve %5'lik azalma gözlenmiştir. Motor torku ve gücündeki azalmanın ayçiçek yağı metil esterinin ısı değeri düşük olmasından kaynaklandığı ifade edilmiştir. B100 ve B50 yakıtlarının özgül yakıt tüketimleri ise, düşük motor hızlarında yüksek değerde iken motor hızının artışı ile 2000 d/d'ya kadar azalmış ve bu devirden sonra artma

gözlenmiştir. 2000 d/d motor devrinde özgül yakıt tüketimleri karşılaştırıldığında B100 ve B50 yakıtlarının özgül yakıt tüketimin Diesel yakıtına göre sırasıyla %34 ve %25,8 daha fazla olduğu gözlenmiştir. CO emisyonlarında B50 yakıtı kullanımı ile ortalama olarak %16,3'luk, B100 yakıtı kullanımı ile %25,6'lık bir azalma, NO_x emisyonlarında ise B100 ve B50 yakıtının kullanımı ile ortalama olarak Diesel yakıtına göre sırası ile %9,5 ve %12,6'lık bir artış gözlenmiştir. NO_x emisyonlarındaki bu artış AYME'nin içerdiği oksijenden kaynaklandığı ifade edilmektedir. Yapılmış deneyler sonucunda, AYME'nin Diesel motorlarda alternatif yakıt olarak kullanılabileceği ifade edilmiştir.

Al-Widyan vd. [109], tarafından yapılan çalışmada, atık palmye yağları transesterifikasyon yöntemiyle etil alkol esterine dönüştürülmüş ve Diesel yakıtı ile %25, %50 ve %75 oranlarda karışım yaparak tek silindirli bir Diesel motorunda test edilmiştir. 1000, 1200, 1450 ve 1800 d/d'da deneyler gerçekleştirilmiştir. Püskürtme avansı 20° KMA olup deneyler boyunca değiştirilmemiştir. Elde edilen karışımların saf Diesel yakıtına göre daha iyi bir yakıt ekonomisine ve daha düşük CO, HC emisyon değerlerine sahip olduğu gözlenmiştir. B100 ve B75 yakıtları ile en iyi performans değerleri elde edilmiştir. Egzoz emisyonları göz önüne alınmadığında ise en iyi performans değerine B50 ile ulaşılmıştır. Bu sonuçlar ışığında bitkisel yağların alternatif bir Diesel yakıtı olduğu ifade edilmiştir.

Yücel [110], tarafından yapılmış olan bir çalışmada pamuk yağının motor elemanları üzerine etkileri incelenmiştir. Çalışmada pamuk yağı %25, %50, %75 oranlarında Diesel yakıtı ile karışım oluşturmuş, tek silindirli bir Diesel motorunda yakıt olarak kullanılmıştır. Çalışmada, yanma odası, piston, supab ve enjektörde karbon kalıntısı oluştuğun ve Diesel yakıtı ile çalışmada meydana gelen yanma odası, piston, supab ve enjektör kalıntıları kolay temizlenebildiği halde pamuk yağı karışımları ile çalışmada oluşan kalıntıların güçlükle temizlenebildiğin gözlenmiştir. Ayrıca karışımdaki pamuk yağı oranı arttıkça segman yuvaları ve yüzeylerinde tortu oluştuğu, ayrıca, egzoz supabı tablasında ve piston tablasında aşırı karbon kalıntısı olduğu gözlenmiştir. Ancak 100 saatlik çalışma sonucunda segman yapışmasına ve kırılmasına rastlanmadığı ifade edilmiştir [87].

He ve Bao [111], kanola yağı ve kanola yağı/Diesel yakıtı karışımlarının motor elemanları üzerine etkilerini belirlemek için tek silindirli, su soğutmalı S195 model motorda çalışma yapmışlardır. Yaptıkları çalışmaya göre kanola yağının ısı değeri yüksek olmasından dolayı alternatif yakıt olduğu ve motorda bir değişiklik yapılmadan saf olarak kullanılabileceğini ifade etmişlerdir. Bununla birlikte kanola yağının viskozitesinin yüksek olması yaygın kullanımında önemli bir sorun olduğu açıklanmıştır. Yine motor gücünde ve termal veriminde artış olabilmesi için motorda bazı değişikliklerin olması gerektiği ifade edilmiştir. Deney sonuçlarına göre %30 kanola yağı ve %70 0 numara Diesel yakıtının motorda uygun şekilde kullanılabileceği gözlenmiştir.

3.4 Araç Üreticilerinin Biodiesel Kullanımı ile ilgili Garantileri

Motor yakıtlarının motorlarda kullanılabilmesi için motor firmalarının bu yakıta garanti vermesi gerekmektedir. Ancak motor üreticileri ürettikleri motorlara malzeme ve işçilik kapsamında garanti vermektedirler. Eğer motor parçalarında malzeme, üretim veya işçilik hatası olursa bu problem garanti kapsamında çözmektedirler. Bununla birlikte araçların kullanım kılavuzlarında araçta kullanılan motorun hangi yakıta göre tasarlandığı ve motorda hangi yakıtın kullanılması ile ilgili bilgiler yazmaktadır.

Motor üreticileri yakıt veya yakıt elemanlarını üretmediğinden bu yakıtlara garanti vermezler. Eğer yakıt kaynaklı hasar olduğu zaman motor üreticileri değil yakıt üreticileri bu hasarı karşılamaktadır. Yakıt üreticileri veya dağıtıcıları sattıkları yakıtın standartlarda olmaması durumunda hasarı karşılamaktadır. Bu nedenle yakıt üreticileri ürettikleri yakıt kalitesinin arkasında olmalıdır.

Birçok araç üreticisi B20'ye kadar olan biodiesel karışımlarının motor parçalarına ve işçilik garantisine etki etmediğini resmi olarak ifade etmişlerdir. Özellikle B2 yakıtı karışımları yaygın kullanılabilmektedir. Bazı motor üreticileri kullanılan biodieselin ASTM D-6751 ve EN 14214 standartlarına uygun olması gerektiğini açıklamışlardır [112]. Araç üreticilerinin ve yakıt püskürtme sistem üreticilerinin biodiesel kullanımına garanti verdiği karışım oranları Çizelge 3.3 ve Çizelge 3.4'de verilmektedir.

Çizelge 3.3 Araç üreticilerinin biodiesel kullanımına garantileri [112]

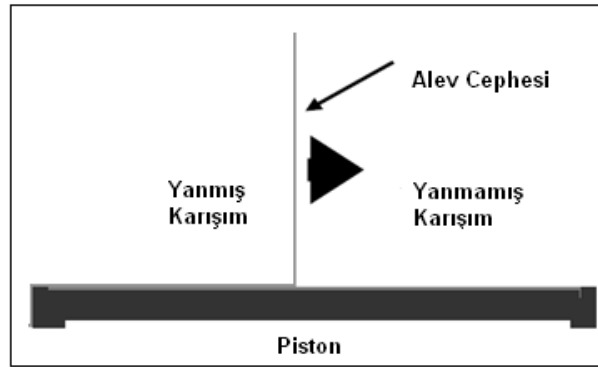
Üretici	Garanti
Caterpillar	Tier 4 Interim/Stage IIIb motor modellerine ve çoğu motorlara B20 için garanti verilmiştir. Bazı Tier 2/Stage II motorlar ve eski emisyon yönetmelikli motorlar ise B5 için garantilidir. Biodiesel ASTM D6751 standardına uygun olmalıdır.
Cummins	Tüm 2010 Cummins motorları B20 garantilidir. Biodiesel ASTM D6751 standardına uygun olmalıdır.
Ford	2010 ve öncesi olan motorlara B5 garantisi verilmiştir. 2011 ve sonrası model motorlar ise B20 garantilidir. Biodiesel ASTM D6751 ve EN 14214 standartlarına uygun olmalıdır.
General Motors	Tüm 2011 model araçlar ve Chevy Silverado, GMC Sierra, Chevy Express ve GMC Savanna model araçları içeren 2011 üstü model araçlar B20 için garantilidir. Diğer GM araçlara B5'e kadar garanti verilmiştir. Biodiesel ASTM D6751 standardına uygun olmalıdır.
Volvo	Volvo kamyon üreticisi B5'den fazla karışım oranlarına garanti vermemektedir.
John Deere	Tier 3/Stage IIIA araçlarda B20 kullanılabilir. Biodiesel ASTM D6751 standardına uygun olmalıdır.
Audi	B5 karışımlarına kadar garanti verilmiştir.
Wolkswagen	Tüm Amerikan TDI Diesel araçlar B5'e kadar garantilidir. Biodiesel ASTM D6751 ve ASTM D975 standartlarına uygun olmalıdır.
Mercedes Benz	Mercedes Benz-Amerika tüm Bluetec motorlar dahil ortak hatlı Diesel araçlara B5 için garanti vermiştir. Biodiesel ASTM D6751 standardına uygun olmalıdır.

Çizelge 3.4 Yakıt püskürtme sistem üreticilerinin Biodiesel kullanımına garantileri [112]

Yakıt Püskürtme Üreticisi	Garanti
Bosch	B5'e kadar onaylanmıştır. Biodiesel EN 14214 standardına uygun olmalıdır.
Delphi	B5'e kadar onaylanmıştır. Biodiesel ASTM D6751 standardına uygun olmalıdır.
Stanadyne	B20'ye kadar onaylanmıştır. Biodiesel ASTM D6751 standardına uygun olmalıdır.

HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE ÇOK BOYUTLU MODELLEME

İçten yanmalı motorların matematiksel olarak modellenmesi termodinamik ve çok-boyutlu modeller olarak incelenebilmektedir. Termodinamik modellerde termodinamiğin I. Yasası ile motor performansı incelenmektedir. Termodinamik modeller akışkanın yerel hız bileşenlerine ve yerel sıcaklıklara ilişkin bilgi içermemektedir. İçten yanmalı motorlarda yanma prosesi modellenirken, yanma odası bir ya da daha çok bölge ile temsil edilmektedir. Tek bölgeli modellerde karışım özellikleri, sıcaklık ve basınç değerleri homojen olarak kabul edilmektedir. Şekil 4.1’de görüldüğü gibi çok bölgeli modellerde yanma odası yanmamış, yanmakta olan ve yanmış karışım bölgelerinden oluşur [13].



Şekil 4.1 Çok bölgeli termodinamik model [13]

Termodinamik modeller, sadece zamana bağlı adi diferansiyel denklemler içerdiğinden hem zamana hem de konuma bağlı kısmi diferansiyel denklem içeren çok boyutlu modellere göre daha kısa zamanda ve düşük maliyetle çözülebilmektedir. Bu nedenle

termodinamik model kullanılarak, silindir içi basınç diyagramından hareketle yanma sırasında açığa çıkan ısınin analizini yapmak çok elverişlidir [113]. Ancak yanma odasındaki gaz hareketlerini etkileyen silindir ve piston geometrisinin etkileri bu yaklaşımla incelenemez. Bununla birlikte motorlardan kaynaklanan kirletici emisyonların hesaplanmasında da daha ayrıntılı ve hassas yaklaşımların kullanımı gerekmektedir.

Çok boyutlu modellerde, piston geometrisi 3 boyutlu bir ağ yapısı ile temsil edilmektedir. Navier Stokes denklemleri ile kütle, momentum ve enerji korunumu denklemlerinin çözülmesi ile akışkana ait hız, sıcaklık, basınç vb. gibi bilgiler hesaplanmaktadır. Akış problemi, yukarıda da ifade edildiği gibi hesaplamalı hücrelere ayrıştırılarak çözülmektedir. İçten yanmalı motorlarda yakıtın püskürtülmesi ve karışım oluşumunun HAD ile modellenmesi, sıvı yakıt ve karışım oluşumda yer alan daha birçok bileşeni içeren çok bileşenli çoklu faz problemidir.

İçten yanmalı motorlarda zamana bağlı akışlar sistem tasarımında önemli bir role sahiptir. Bu nedenle otomotiv sektöründe araç ve motor tasarımlarında simülasyon yazılımları kullanılmaktadır. Bu programlar silindir, piston vb gibi motor parçalarının tek boyutlu olarak bağlanabilmesini sağlamaktadır. Tek boyutlu yazılımlar konseptleri sebebiyle motor içi akışı 3 boyutlu olarak temsil edememekte olup en yaygınları GT-Power, Wave, Lotus Engine Simulation ve Boost gibi programlardır. İçten yanmalı motorların tasarımında ve yanmanın çok boyutlu modellenmesinde ise STAR-CD, KIVA-3V vb. sayısal akışkanlar dinamiği algoritması yaygın olarak kullanılmaktadır. STAR CD-ESICE yazılımı ve algoritması ile çeşitli motor geometrilerinin akış alanı içinde zamana bağlı, sıkıştırılabilir, üç boyutlu, iki fazlı, türbülanslı akışın ve çok bileşenli reaktif gazların korunum denklemleri çözülmektedir [13].

4.1 Türbülans Modelleri

Yanma prosesinde türbülans olayı çok önemlidir. Türbülans, yanma sisteminde reaktanların karışım oranına önemli ölçüde etki etmektedir. Tam yanma gerçekleşebilmesi için karışım oranının Kolmogorov ölçeği olarak bilinen en küçük türbülans ölçeğinde gerçekleşmesi gerekmektedir. Bu nedenle yanma akışlarında farklı

türbülans parametreleri doğru şekilde modellenmelidir. Akış analizleri için yapılan sayısal hesaplamalarda kullanılan çok sayıda türbülans modeli bulunmaktadır. Bu türbülans modellerin birçoğu aynı fiziksel durumlar için birbirinden farklı sonuçlar verebilmektedir. Literatürdeki türbülans modellerine incelendiğinde Reynolds Ortalama Navier-Stokes denklemleri için türbülans modelleri (RANS), büyük girdaplı simülasyon (LES), direk nümerik simülasyon (DNS) modelleri bulunmaktadır.

RANS temelli çok fazla tek fazlı akış modelleri bulunmaktadır. En yaygın RANS türbülans modelleri;

- Standart $k-\epsilon$,
- $k-\omega$ modeli
- Karışım uzunluklu model
- Spalart-Allmaras modeli
- Matematiksel gerilme modeli
- Reynolds gerilme modeli (RSM)

Ayrıca Reynolds Yeniden Normalizasyon Grup modeli (RNG), Menter SST $k-\omega$ modeli ve ileri türbülans modelleri de kullanılmaktadır [114].

k ve ϵ sırayla türbülans kinetik enerjisini ve türbülans yayılım oranını göstermektedir. Sonuçlara göre farklı $k-\epsilon$ modeller ile zayıf girdaplı akışlarda mantıklı sonuçlar elde edilmiştir.

Standart $k-\epsilon$ modelinin performansını arttırmak için bu modele bazı değişkenler eklenmiştir. Yakhot ve Orszang [115], RNG $k-\epsilon$ modelini, Shih vd. [116] ise gerçekleştirilebilir $k-\epsilon$ modelini önermişlerdir. Temel akış alanlarında RNG $k-\epsilon$ modelinin diğer $k-\epsilon$ modellerinden daha iyi olduğu ifade edilmiştir. Ancak güçlü girdaplı akışlarda RSM kullanılması gerektiği ifade edilmektedir. Standart $k-\epsilon$ modeli yarı ampirik model olup Jones ve Launder [117] tarafından önerilmiştir. Basit oluşu, sağlam ve doğru sonuç vermesi sebebi ile mühendislik uygulamalarında kullanılmaktadır. Daha sonra $k-\epsilon$ modelinin düşük Reynolds sayılarında kullanılamayacağını ifade edilmiş ve $k-\omega$ modeli önerilmiştir. Bundan duvara yakın türbülansı optimize eden zaman skalalı $k-\epsilon$ modeli

geliştirilmiştir. Ters basınç gradyenlerine karşı standart $k-\varepsilon$, RNG $k-\varepsilon$ ve Kesme Gerilmesi İletimi (SST) modellerinin performansı karşılaştırılmış ve SST modelin bu çeşit uygulamalar için optimize edildiğinden en iyi sonuç verdiğini ifade edilmiştir.

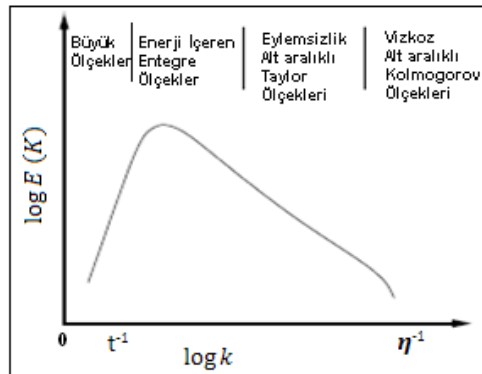
Genel olarak, mühendislik uygulamalarında $k-\varepsilon$ modelleri yeterli ölçüde doğru sonuçlar vermektedir. RSM modeli ise, diferansiyel iletim denklemlerini kullanarak ayrı ayrı Reynolds gerilmelerinin çözümünü içermektedir [118, 119, 120, 121]. Ayrı Reynolds gerilmeleri Reynolds-ortalama momentum eşitliğini kapatmak için kullanılır. RSM, izotropik viskozite etkisini hesaplayan RANS türbülans modelleri içinde en ayrıntılı modeldir. Yüksek girdaplı akışlarda kullanılabilir. Ancak ilave iletim denklemlerinin çözülmesi için daha fazla bilgisayar süresine ihtiyaç vardır.

RSM modeli, Reynolds gerilmeleri ve yayılım oranı iletim denklemlerinin çözülmesiyle Reynolds-ortalamalı Navier-Stokes denklemine yaklaşmaktadır.

LES modeli, mühendislik uygulamalarında da kullanılmaktadır. Bu modelin amacı, daha küçük skalalar modellenirken türbülansın büyük skalalarını çözmektir.

DNS modeli, süper bilgisayarların iyi olması durumunda uzun dönemde çok fazla akışlarda önemli rol oynayacağı düşünülmektedir [122].

Türbülanslı akışta büyük girdaplar küçük girdaplara dönüştükçe kinetik enerji çıkar ve sonra daha küçük girdaplara parçalanmaktadır. Uzunluk skalaları geometriye bağlı entegre uzunluk skalaları ile başlamakta olup en küçük girdaplara (Kolmogorov uzunluk ölçeği) azalmaktadır. Şekil 4.2’de uzunluk skalasının tersi olan dalga sayısının, k fonksiyonu olarak girdapların enerjisi $E(k)$ görülmektedir [123].



Şekil 4.2 Türbülans kinetik enerji spektrumu [123]

Türbülans, hesaplamalı akışlar dinamiği ile nümerik çözümlerde akış, damlacık ve yanma prosesinde doğru sonuçlar elde edilmesinde önemli rol oynamaktadır. Türbülans girdapları, değişken zamana ve uzunluk skalası ile birlikte farklı ölçüdeki vortekslerin sürekli spektrumunu oluşturmaktadır. En büyük girdaplar entegre uzunluk skalası ile karakterize edilmekte olup kararlı olmayıp parçalanarak enerjilerini daha küçük girdaplara transfer ederler. Bu küçük girdaplar da yine daha küçük girdaplara parçalanarak enerjilerini yine daha küçüklere transfer ederler. Bu enerji transferi atalet kuvvetlerinin yeteri kadar küçük ve moleküler viskozitenin kinetik enerjiyi yaymada efektif olana kadar devam eder. Isıya dönüşen türbülansın en küçük yapıları Kolmogorov ölçekleri ile karakterize edilmektedir.

Büyük girdapların geometrisini ortalama akış ve sınır şartlar belirlemektedir. Akıştaki en küçük yapılara ise moleküler viskozite ve büyük girdaplardan küçük girdaplara olan enerji transfer oranı etki etmektedir. Türbülans dengede olduğu zaman (türbülans üretim oranının yayılım oranına eşit olması) yayılım oranı ε , büyük girdaplardan transfer olan enerji ile belirlenir [124].

Standart k - ε türbülans modelinde girdap viskozitesinin izotropik olduğu ve bu nedenle tüm Reynolds gerilmelerinde aynı olduğu kabul edilmektedir. Türbülans kinetik enerjisi, k ve enerji yayılım oranı, ε , için iki iletim denklemi çözülmektedir. Bu model türbülans simülasyonlarında genel kullanılabilirliği ve ekonomisi yüzünden yaygın olarak kullanılmaktadır. Türbülans kinetik enerjisi ve yayılım oranı ile ilgili iletim denklemleri aşağıda verilmektedir.

Standart k - ε türbülans modelinde girdap viskozitesinin izotropik olduğu ve bu nedenle tüm Reynolds gerilmelerinde aynı olduğu kabul edilmektedir. Türbülans kinetik enerjisi k ve enerji yayılım oranı ε için iki iletim denklemi çözülmektedir. Bu model türbülans simülasyonlarında genel kullanılabilirliği ve ekonomisi yüzünden yaygın olarak kullanılmaktadır.

4.2 Lagrange Çok Fazlı Akış Modelleme

İçten yanmalı motorlarda çok fazlı akışın modellenmesinde hava ile yakıtın karışımı Lagrange yaklaşımı ile yapılır. Akış içerisindeki dağınık faz ile sürekli faz arasında

momentum, kütle ve ısı geçişi olmaktadır. Bu geçişlerin miktarı, damlacıkların büyüklüğüne, yoğunluğı, hızına ve sıcaklığına bağılıdır. Akış laminar ise bir noktadan çıkan her damlacık düzgün bir yol izler, diğeryandan, türbölanslı bir akış içerisindeki ayrık elemanlar, dalgalanan ve değışen türbölanslı hız alanının etkisiyle oluşan rastgele yörüngeleri takip eder. Bu damlacıklar kendi aralarında da etkileşim içerisinde bulunabilirler.

Eğerydağınik faz buharlaşabilir, çözünebilir ya da reaksiyona girebilir durumda ise, fazlar arasında kütle geçişi ve sıcaklık farkı sebebiyle oluşan ısı geçişi olmaktadır. Fazlar arası kütle geçişi, dağınik fazın elemanlarının boyutlarında değışikliğe neden olur. İlk boyutları aynı yani tek biçimli olan damlacıklar, bu etkileşimler sonucunda değışken dağılımlı boyutlara sahip olurlar. Boyut değışimi, damlacıklara etkiyen ve onların daha küçük parçalara ayrılmasına sebep olan akışkan dinamiğı temelli kuvvetlerden de kaynaklanabilir. Ayrıca diğery etkileşim ise cidar ile damlacıklar arasında oluşur. Bu olayın sonucu çarpışma şiddetine bağılı olarak parçalanma ya da yansıma olabilir [125].

4.3 Sprey Modelleme

Sıvı jetin parçalanması 2 mekanizma ile açıklanabilmektedir. İlk mekanizma, bozulmamış ana sıvı damlacığının küçük damlacıklara parçalanmasıdır. Buna birincil parçalanma adı verilmektedir. Bu mekanizma damlacık boyutu ve parçalanma uzunluğı ile karakterize edilmektedir. İkinci mekanizma ise damlacıkların daha küçük damlacıklara parçalanması olan ikincil parçalanmadır. Burada damlacıkların boyutu önemlidir. Parçalanma uzunluğı ve damlacık boyutu sıvının özelliklerine ve onu çevreleyen gaza bağılıdır. Ayrıca sıvı ve onu çevreleyen gaz arasındaki bağılı hız da önemlidir [126].

4.3.1 Birincil Parçalanma Modelleri

Birincil parçalanma Rayleigh, birinci girdap uyarışlı rejim, ikinci girdap uyarışlı rejim ve atomizasyon olmak üzere viskoz kuvvetlerin yüzey gerilme kuvvetlerine oranı olan Ohnesorge Oh (4.1) sayısına göre 4 farklı rejim ile açıklanabilmektedir. Diesel motorlarda birincil parçalanma için atomizasyon rejimi geçerlidir [127].

$$O_h = \sqrt{We} / Re \quad (4.1)$$

$$Re = u_b D_d \rho_g / \mu_s \quad (4.2)$$

$$We = u_b^2 D_d \rho_g / \sigma_s \quad (4.3)$$

$$O_h = \mu_s / \sqrt{\sigma_s \rho_g D_d} \quad (4.4)$$

Verilen denklemde, O_h Ohnesorge sayısını, Re Reynolds sayısını, We Weber sayısını, D_d damlacığın iç çapını (m), σ_s , sıvının yüzey gerilimini (N/m), ρ_g , akış bölgesindeki gazın yoğunluğu (kg/m³), u_b damlacık ve gaz fazı bağıl hızı ifade etmektedir.

Diesel motorlarda birincil parçalanma, silindir içinde karışım oluşumu ile ilgili hesaplamalar için başlangıç koşullarını verir. Sprey oluşumunun simülasyonu, sıvı fazın Lagrange tanımı damlaların varlığını gerektirdiği için, her zaman yanma odasına girmeye çalışan damlalarla başlar. Birincil parçalanma modelinin amacı enjektör içindeki akış şartlarından etkilenen bu damlaların başlangıç yarıçapı ve hız bileşenleri (sprey açısı) gibi başlangıç koşullarını belirlemektir.

Deneysel araştırmalar yoğun sprej ve küçük boyutlara bağlı olarak çok karmaşık olduğundan yüksek basınç sprejlerinin birincil parçalanma modellemesi için çok az sayıda ayrıntılı model vardır. Bu nedenle, birincil parçalanma modellerinin doğrulanması zordur. Yüksek basınçlı enjektörler içindeki akışı benzetmek mümkün olmakla beraber enjektör içindeki (Eulerian tarif) ve dışında (Lagrangian tarif) sıvı fazın farklı matematiksel tanımları yüzünden birincil parçalanmayı direkt olarak hesaplamak mümkün değildir ve modeller kullanılmalıdır.

Birincil parçalanma modellerine bakıldığında aerodinamik-uyarımlı, kavitasyon-uyarımlı ve türbülans-uyarımlı parçalanma gibi farklı parçalanma modelleri sınıfları vardır. Model basitleştikçe daha az veri girişine ihtiyaç duyulacağından daha genel bir modelleme ile uygulama alanları genişleyecektir. Ayrıntılı modeller, hesaplama zamanını çok fazla miktarda artırmakla birlikte her modelin kendine has uygulama alanları vardır. Giriş verisine, hesaplama zamanına, belirli bir konfigürasyonun ilgili

parçalanma prosesinin yanı sıra simülasyonunda istenen doğruluğa bağlı olarak uygun model seçilmelidir.

Günümüzde sıvılardaki parçalanma olayının fiziği kesin açıklamaya sahip olmamakla birlikte sıvıların parçalanmasında iç ve dış kuvvetlerin rolü önemlidir. Parçalanmada en büyük etkiyi atalet kuvvetleri ile viskoz kuvvetler arasındaki dengeyi tanımlayan Reynolds sayısının belirlediği bilinmektedir Bu konuda çok sayıda araştırma yapılmış ve çeşitli teoriler geliştirilmiştir [113,127].

Literatürdeki birincil yanma modelleri incelendiğinde, Reitz ve Diwaker [128] tarafından geliştirilen, Diesel yakıtı spreylarin çıkışındaki enjektörden çıkan ilk damlaların başlangıç şartlarını belirlemenin en kolay ve tercih edilen yöntemi olarak damla modeli karşımıza çıkmaktadır. Damla modeli, enjektör yakınındaki yoğun spraydeki damla parçalanması ile atomizasyonun ayırt edilemeyen prosesler olduğu varsayımına dayanır. Damla modeline ile detaylı bir simülasyon yerine, daha sonradan aerodinamik veya diğer etkenler ile uyarılmış ikincil parçalanmaya maruz kalacak olan aynı boyutlardaki büyük küresel damlaların püskürtmesi yapılabilmektedir. Bu damlaların çapı enjektör delik çapı olan D_d' 'ye eşittir. Birim zamanda püskürtülen damlaların sayısı kütle akış hızından belirlenebilir. Enjektörün içinde sert bir akış olduğu varsayılarak, kütle korunumu damlaların püskürtme hızını verir. Her bir damlanın hız bileşenlerinin belirlenmesi için, spray koni açısı α_k ölçümlerden bilinmeli veya yarı ampirik bağıntılarla tahmin edilmelidir [127].

Kuensberg vd. [129], tüm püskürtme olayı boyunca etkin püskürtme hızını ve etkin damla çapını dinamik olarak hesaplayan ve kavitasyona bağlı enjektör akış alanı azalmasını da göz önünde bulunduran bir damla metodu geliştirmişleridir. Enjektör deliğinin akışının tek boyutlu analitik modeli için girdi parametreleri olarak kütle akışı ve enjektör geometrisi kullanılır. Bu model ile püskürtme süresi boyunca her zaman adımı için enjektör deliği içindeki akışın türbülanslı veya kavitasyonlu olduğunu belirler.

Damla modeli, Eulerian-Lagrangian HAD kodlarına uygulamak için basit ve iyi bilinen bir yöntem olup birincil spray bileşimi hakkında detaylı bilgi olmadığından ve spray koni açısı ile ilgili ölçümler mümkün olduğundan yanma odasına giren sıvının başlangıç

şartları belirlenebilmektedir. Ancak bu model birincil parçalanma sırasındaki ilgili proseslerin detaylı bir fiziksel ve tatmin edici modellemesini temsil etmez. Bu modelde enjektör dışında türbülans ve kavitasyon kabarcıklarının parçalanmasıyla desteklenen birincil parçalanma dikkate alınmamıştır [127].

Huh ve Gosman [130], tam koni Diesel spreylerde türbülans-uyarımli atomizasyon için model geliştirmişlerdir. Bu model ile birincil spray koni açısı da tahmin edilmekte olup, araştırmacılar, aerodinamik kuvvetlere bağlı olarak eksponansiyel olarak artan ve yeni damlacıklar oluşturan başlangıç yüzeyindeki karışıklığın sebebinin enjektörden çıkan sıvıdaki türbülans kuvvetleri olduğunu ifade etmişlerdir. En kararsız yüzey dalgasının dalga boyu türbülans ölçeğine skalasına göre belirlenmiştir. Atomizasyon modeli, çapı enjektör delik çapı D_d' 'ye eşit olan küresel damlaların püskürtülmesi ile başlar. Gaz ve damla arasındaki bağıl hız nedeniyle başlangıçtaki yüzey dalgaları büyür ve karakteristik bir atomizasyon uzunluk ölçeği L_A ve zaman ölçeği τ_A ile parçalanır. Birincil spray koni açısının tahmin edilmesi için sprayin L_A/τ_A gibi bir radyal hız ile ayrıldığını kabul edilmiştir. Radyal ve eksensel hızların kombinasyonu spray koni açısı α_k' 'yi vermektedir. Bu modelde kavitasyon etkileri hesaba katılmamıştır. Bunun yerine enjektör delik çıkışındaki türbülansın, enjektör özelliklerinin birincil spray parçalanması üzerine etkisini temsil ettiği kabul edilmiştir. Bu model, kavitasyonsuz türbülanslı enjektör delik spreylерinde kullanılmaktadır [127].

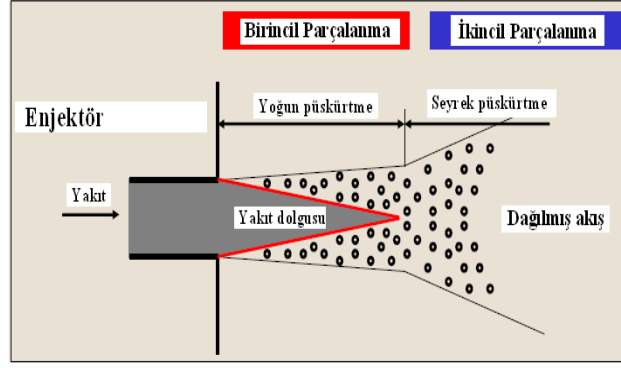
Arcoumanis vd. [131], tarafından tam koni Diesel spreylер için, kavitasyon, türbülans ve aerodinamik etkileri de göz önüne alan birincil parçalanma modeli geliştirilmişlerdir. Araştırmacılar tek boyutlu alt model kullanarak efektif delik alanı, püskürtme hızı ve türbülans kinetik enerjisi gibi giriş verilerini tahmin etmişlerdir. Böylece spray özelliklerinin enjektör delik akışı ile ilişkisi belirlenebilmektedir. Damlacığın başlangıç çapı efektif delik çapına eşit olarak alınmıştır [127].

Nishimura ve Assanis [132] tarafından tam koni spreylер için kavitasyon kabarcığının bozulma enerjisini de hesaba katan bir kavitasyon ve türbülans uyarımli birincil parçalanma modeli geliştirilmiştir [127].

Baumgarten vd. [133, 134, 135], tarafından tam koni spreyleri için ileri parçalanma ve karışma proseslerinin simülasyonu için gerekli olan başlangıç koşullarını tahmin eden ayrıntılı kavitasyon ve türbülans uyarımlı birincil parçalanma modeli geliştirilmiştir. Model enerji ve kuvvet denklıklarına dayanmakta olup giriş verisi enjektör akışının HAD hesaplamalarından çıkarılır. Bu model, delik içindeki sıvının ve kabarcıkların karmaşık dağılımını basitleştirir ve bir sıvı bölgesi (bölge 1) ve sıvı ile kabarcıklar içeren ve bölge 1'i saran bir karışım bölgesi (bölge 2) olarak iki bölge tanımlar. Bu model yüksek basınç Diesel yakıtı püskürtmelerinin simülasyonu için çok uygundur [127].

4.3.2 İkincil Parçalanma Modelleri

Yakıtın püskürtülmesi ile oluşan ilk damlacıklar ortam içerisinde ilerlerken damlacıklar, üzerindeki atalet kuvvetleri ve hava ile sıvı arasındaki direnç nedeniyle ikincil parçalanma ile daha küçük damlacıklara ayrılmaktadır. Damlacık yüzeyi üzerinde gelişen kararsız dalgalar içerisinde veya damlacığın tüm kısmında aerodinamik kuvvetler oluşmaktadır. Yüzeyde meydana gelen gerilme kuvvetleri ise, damlacık formunu küresel bir şekilde tutmaya çalışırken deformasyon kuvvetlerini ise etkisiz hale getirmeye parçalanmayı önlemeye çalışmaktadır. Bu durum daha önce de ifade edildiği gibi boyutsuz bir sayı olan ve parçalanma süresini de etkileyen atalet kuvvetlerinin yüzey gerilme kuvvetlerine oranı olarak tanımlanan W_e sayısı ile ifade edilebilmektedir [113,127]. Dolayısı ile çevredeki gaz ve damlacık arasındaki hızdan dolayı meydana gelen aerodinamik kuvvetler nedeniyle mevcut damlacıklar küçük parçalara ayrılarak parçalanmaktadır (Şekil 4.3). Parçalara ayrılan damlacıklar etki eden kuvvetler sonucunda önceki konumundan daha kararsız hale gelmektedir [137]. Çizelge 4.1'de bu modellerde incelenen parçalanma türleri ve Çizelge 4.2'te parçalanma süreleri verilmektedir.



Şekil 4.3 Püskürtme mekanizması-ikincil parçalanma oluşumu [137]

Çizelge 4.1. Parçalanma türleri [127]

Parçalanma Türleri	Parçalanma Şekilleri
Salınımlı parçalanma	
Kese şeklinde parçalanma	
Kese ve şerit halinde parçalanma	
Düzensiz parçalanma	
Tabakadan sökülme şeklinde parçalanma	
Dalga üzerinden geçerek parçalanma	
Katastrofik (kötü) parçalanma	

Çizelge 4.2 Parçalanma türleri ve parçalanma süreleri [127]

Parçalanma Türleri	Parçalanma Süresi (τ_p)	Weber sayısı
Salınımlı parçalanma	$\frac{\pi}{4} \left[\frac{\sigma}{\rho_\sigma \delta^3} - 6,25 \frac{\mu_\sigma}{\rho_\sigma \delta^2} \right]^{-0,5}$	$We \approx 12$
Kese şeklinde parçalanma	$6(We - 12)^{-0,25}$	$12 \leq We \leq 18$
Kese ve şerit halinde parçalanma	$2,45(We - 12)^{0,25}$	$18 \leq We \leq 45$
Düzensiz parçalanma	$14,1(We - 12)^{-0,25}$	$45 \leq We \leq 100$
Tabakadan sökülme şeklinde parçalanma	$14,1(We - 12)^{-0,25}$	$100 \leq We \leq 350$
Dalga üzerinden geçerek parçalanma	$0,766(We - 12)^{0,25}$	$350 \leq We \leq 1000$
Katastrofik (kötü) parçalanma	$0,766(We - 12)^{0,25}$	$1000 \leq We \leq 2760$

Damlacık boyutları ve parçalanma süreleri farklı olduğundan her parçalanma türünde yarı-ampirik ifadeler kullanılmaktadır. Buna göre Arcoumanis vd. (1997) [131], tarafından damlacık boyutu ile toplam parçalanma süresi arasındaki ilişki (4.5) eşitliği ile ifade edilebilmektedir [127].

$$\tau_p = \tau_{par} \frac{D_d}{u_b} \sqrt{\frac{\rho_s}{\rho_g}} \quad (4.5)$$

Reitz ve Diwakar [128], damlacığın parçalanmasını ifade edebilmek için Dalga veya diğer ismi ile Kelvin-Helmholtz modelini geliştirmişlerdir. Bu modelde sıkıştırılamayan bir gaz ortamına enjektörden aksel yönde silindirik biçimde püskürtülen sıvı ve ortam gazı arasında aerodinamik etkileşimler sonucu, sıvı yüzeyi üzerinde dalgalanmalar meydana gelmektedir. Damlacıklar sıvı yüzeyinden kararsız bir şekilde ayrılmaktadır [127].

O'Rourke ve Amsden [138], Taylor Analoji Parçalanma (TAB) modelini önermişlerdir. Model, bir gaz ortamına belirli hızda salınımlı olarak nüfuz eden bir damlacık ile salınımlı bir yay-kütle sistemi arasındaki kıyaslamaya dayanmaktadır. Bu modelde damlacık bir yay-kütle sistemi gibi düşünülmektedir. Damlacık için bir deformasyon denklemi çözülmekte ve maksimum deformasyondan sonra damlacıklar parçalanmaktadır. TAB modeli genellikle, püskürtme içerisindeki damlacıkların dinamik çekme katsayılarının hesaplanması için gerekli deformasyonlarının belirlenmesi amacıyla kullanılmaktadır. Yapılan araştırmalara göre; Diesel motorlardaki gibi aerodinamik kuvvetlerin üstün olduğu yüksek püskürtme basınçları altında püskürtme hesaplamaları için TAB modelinin en iyi elverişli olduğu düşünülmektedir. Modelde, kütle üzerindeki dış kuvvet, yayın dengeleme kuvveti ve sönümlenme kuvveti ile yüzey gerilimleri, sıvının viskozitesi, gaz aerodinamik kuvvetleri arasında ayrı ayrı kıyaslamalar yapılmaktadır. TAB modelinde parçalanma sonrası, küçük damlacıkların salınımları üzerindeki sıvı viskozitesinin etkileri belirlenerek, damlacık parçalanması için kritik bir We sayısı olmadığı kabul edilmektedir.

TAB modelinde damlaların yeni küçük damlacıklara parçalanmasıyla tam bir dağılım sağlanmakta olup yeni oluşan damlacıkların sayıları ve boyutları hakkında herhangi bir

bilgi verilmemekte ve damlacıklar hakkındaki değerler salınımdan ve yüzey geriliminden meydana gelen kinetik enerji dengesi vasıtasıyla belirlenmektedir. TAB modelinde parçalanma öncesi damlacığın enerjisi, sahip olduğu minimum yüzey enerjisinin toplamıdır. Dalga ve TAB modeli HAD uygulamalarında ikincil parçalanma olarak yaygın olarak kullanılmaktadır. TAB modeli ayrıca püskürtme açısını belirlemek için de kullanılmaktadır [127].

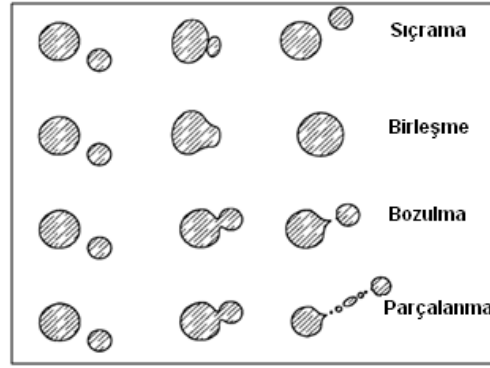
İbrahim vd. [139], akışkan dinamiğine dayalı damlacık deformasyon ve parçalanma modelini (DDB) geliştirmişlerdir. DDB modelinde damlacığın aşırı bir şekilde deforme olduğu ve ilk damlacığın geniş bir boyuta sahip akış tarafından deforme edildiği kabul edilir. Modelde TAB modelde belirlenmeyen lineer olmayan etkiler üzerinde durulduğundan TAB modele alternatif olarak uygulanmaktadır [127].

4.4 Damlacıkların Çarpışması ve Birleşmesi

Birçok sprej uygulamalarında, özellikle içten yanmalı motorlarda damlacıkların çarpışması ve birleşmesi (Şekil 4.4) gerçekleşmektedir. Damlacıkların birleşmesinde 2 damlacık birleşerek tek bir damlacık oluşturmaktadır. Özellikle damlacıkların aralarındaki mesafe kritik değerden daha kısa olduğu zaman bu birleşme oluşmaktadır.

Bu çarpışmaların ortalama damlacık boyutlarına, üç boyutlu dağılımlarına, sayı yoğunluğuna ve hızlarına etkisi vardır. Bu nedenle gaz ile damlacıkların arasındaki kütle, momentum ve enerji transferine etkisi vardır [140, 141].

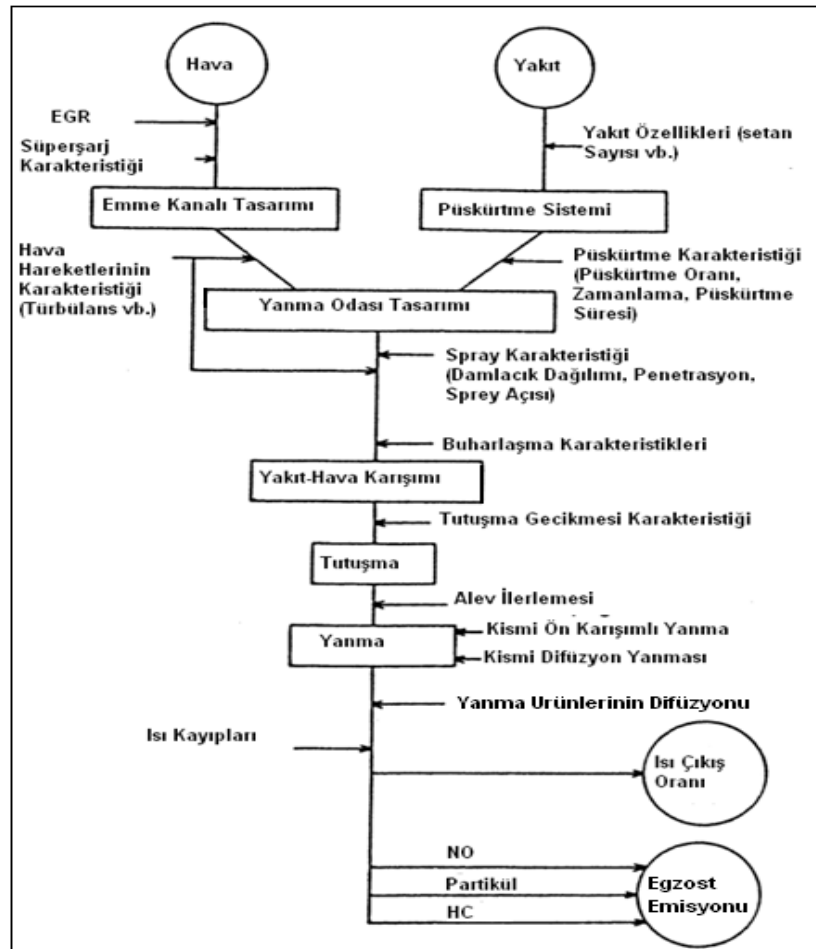
Damlacıkların çarpışması ve birleşmesi ile ilgili Brenn ve Frohn [140, 142], tarafından propanol ve hekzadekan sıvıları üzerine deneysel çalışmalar yapılmıştır. Ancak bu çalışmalar daha çok gözlemsel nitelikte olmuştur. Orme 1997 [141], hidrokarbon damlacıklarının çarpışma dinamiğinin su damlacıklarına göre daha karmaşık olduğunu ifade etmiştir. Bunun sebebi olarak fiziksel özellikleri göstermiştir.



Şekil 4.4 Damlacıkların çarpışması ve birleşmesi [141]

4.5 Yanma Modelleri

Diesel motorlarda yanma prosesi çok karmaşık olup detaylı mekanizmaları halen tam olarak anlaşılamamıştır. Diesel motorlarda yanma (Şekil 4.5), kısmi ön karışimli yanmayı ve kısmi difüzyon yanmasını içeren heterojen yanmadır [143, 144].

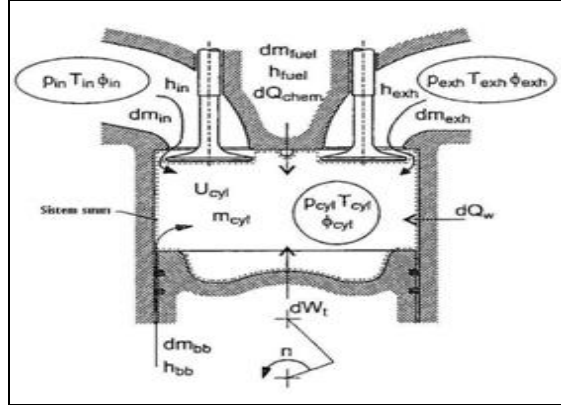


Şekil 4.5 Diesel motorda yanma prosesleri [143,144]

Heterojen yanma için birçok matematiksel modeller geliştirilmiştir. Detaylı çok boyutlu modeller için kısmi diferansiyel ve iletim denklemleri nümerik olarak çözülmektedir. Modeller 0 boyutlu (tek bölge) ve çok boyutlu (çok bölge) modeller olarak sınıflandırılmaktadır [143,144].

4.5.1 Tek Bölge Yanma Modeli

Literatürde yapılmış olan çalışmalar incelendiğinde genelde tek ve iki bölge yanma modelleri uygulanmıştır. Tek bölge yanma modeline göre, iş gazının termodinamik durumu yalnız sürenin fonksiyonu olmakla birlikte yanma odasının içeriği tüm safhalarda homojen karışmıştır. Şekil 4.6'da piston, silindir, silindir kafası ve supablarından ve oluşan tipik bir motor yanma odası görülmektedir. Kütle ve enerji akışları incelendiğinde, yanma odasında ki kütle ve enerji transferi sırayla (4.6) ve (4.7) eşitliği ile ifade edilmektedir [113].



Şekil 4.6 Tek bölge yanma modeli [113]

$$\frac{dm_{sil}}{dt} = \frac{dm_{in}}{dt} + \frac{dm_{eg}}{dt} + \frac{dm_y}{dt} + \frac{dm_{bb}}{dt} \quad (4.6)$$

$$\frac{dU_{sil}}{dt} = \frac{dQ_w}{dt} + \frac{dQ_{kim}}{dt} - P_{sil} \frac{dV_{sil}}{dt} + \frac{dm_{in}}{dt} h_{in} + \frac{dm_{eg}}{dt} h_{eg} + \frac{dm_y}{dt} h_y + \frac{dm_{bb}}{dt} h_{bb} \quad (4.7)$$

Silindir gazının yanma sonu sıcaklığı ve basıncı, belirli bir dolgu kompozisyonu için iç enerji değişiminin sıcaklık ve basınca bağlı değişim korelasyonları ile tanımlanmıştır.

Buna göre toplam diferansiyel iç enerji değişimi belirli gaz kompozisyonu için (4.8) eşitliği ile edilebilmektedir.

$$\frac{dU}{dt} = \frac{d(m_u)}{dt} = u \frac{dm}{dt} + m \frac{du}{dt} \quad (4.8)$$

Spesifik iç enerji U , sıcaklık, basınç ve yakıt fazlalık katsayısı fonksiyonu olarak da (4.9) eşitliği ifade edilebilmektedir.

$$\frac{dU}{dt} = u \frac{dm}{dt} + m \left[\frac{\delta u}{\delta T} \frac{dT}{dt} + \frac{\delta u}{\delta p} \frac{dp}{dt} + \frac{\delta u}{\delta \phi} \frac{d\phi}{dt} \right] \quad (4.9)$$

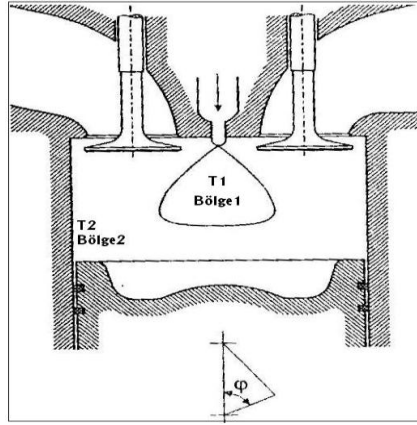
Basitleştirilmiş ideal gaz denklemleri (4.10) eşitliği ile verilmektedir [113].

$$p \frac{dV}{dt} + V \frac{dp}{dt} = mR \frac{dT}{dt} + RT \frac{dm}{dt} + mT \frac{dR}{dt} \quad (4.10)$$

4.5.2 İki Bölge Yanma Modeli

Tek bölge yanma modelinde kimyasal reaksiyonların sıcaklık ile üssel değişimi nedeniyle NO_x oluşum mekanizmasının belirlenmesi mümkün olmamaktadır. NO_x oluşumunun belirlenmesinde silindir sıcaklık değerinin ortalama değeri yerine, silindir içi pik sıcaklık değerinin bilinmesi daha önemlidir.

Heider vd. [145], termodinamik silindir modelinin bu eksikliklerinin giderilmesi için ampirik iki bölge yanma modelini geliştirmişlerdir (Şekil 4.7). Bu modele birinci bölge yüksek sıcaklıkta gazların bulunduğu reaksiyon bölgesi olup ikinci bölge ise temiz hava ile bir miktar art gazın bulunduğu bölgedir. Bu yaklaşıma göre, NO_x oluşum oranı reaksiyon bölgesindeki sıcaklığa bağlıdır.



Şekil 4.7 İki bölgeli yanma modeli [145]

Bu iki bölgedeki durum analizi için aşağıda verilen şartlar ve kabuller yapılmakta olup boyutsuz tek bölgeli yanma çözümleri kullanılmaktadır.

- Her iki bölgede de ideal gaz davranışı gözlenmektedir.
- Yanmada açığa çıkan ısı yalnızca reaksiyon bölgesinden yayılmaktadır.
- Kütle ve hacim her iki bölgede de korunmaktadır.
- Bölge 1 ile 2 arası sıcaklık farkı yanmadan önce maksimum, egzoz supabı açılıncaya kadar karşılıklı ısı transferi sonucu 0 değerine inecektir.
- Reaksiyon eşdeğerlik oranı ϕ_1 zaman içinde sabit olarak kabul edilmektedir.

Bu kabullere göre (4.11), (4.12) ve (4.13) eşitlikleri yazılabilir. Yanma ve yanma olmayan bölge 1 ve 2 numaraları ile temsil edilmektedir.

$$m_1 + m_2 = m_{sil}, V_1 + V_2 = V_{sil}, p_1 = p_2 = p_{sil} \quad (4.11)$$

$$m_1(\phi) = m_{h,1}(\phi) + m_y(\phi) \quad (4.12)$$

$$m_1(\phi) = m_y(\phi) \cdot \left[\frac{hy_{stok}}{\phi_1} + 1 \right] = \frac{Q_{kim}(\phi)}{BI} \cdot \left[\frac{hy_{stok}}{\phi_1} + 1 \right] \quad (4.13)$$

Bölgelerin hacimleri, kütle sıcaklık ve silindir basıncına bağlı olarak ideal gaz denkleminde (4.14) aşağıda gibi hesaplanır.

$$V_i = \frac{m_i R_i T_i}{p_{sil}} \quad m_1 T_1 + m_2 T_2 = m_{sil} T_{sil} \quad (4.14)$$

Yukarıda ifade edildiği gibi yanma esnasında 1. bölgeden 2. bölgeye enerji transferi olduğundan iki bölge arasında sıcaklık farkı azalmaktadır. Bu enerji transferi motorun yanmanın olduğu ve dışarıdan tahrik edildiği durumda elde edilen basınç değerleri ile ampirik olarak ifade edilebilmektedir [113].

4.5.3 Çok Bölgeli Yanma Modelleri

Girdaplı Yayılma Modeli (EDM), Magnussen ve Hjertager [146] tarafından geliştirilmiş olup ön karışimsız türbülanslı yanmalara uygulanmaktadır. Bu model girdaplı parçalanma modelinden türetilmiştir. Bu modele göre reaksiyon hızı yakıt, oksidan veya yanma ürünleri ile sınırlıdır olup reaksiyon oranı türbülans ile kontrol edilmektedir[147].

Fraktal modelde, yanma sınırındaki eğimler sonucu artan tutuşma hızı, bir iletim denkleminin çözümüyle elde edilmemekle birlikte farklı boyutlarda çeşitli benzerliklerle varsayımlar yapılmaktadır [113].

Patterson vd. [148], tarafından, laminar ve türbülanslı karakteristik zaman skalası modeli, geliştirilmiştir. Diesel motorlarda ön karışimsız yanmanın modellenmesi için ön karışimli yanmada kullanılan eşitliklerde bazı modifikasyonlar yapılarak adapte edilmiştir.

Karakteristik zaman ölçekli yanma modeli, Diesel motorlarda belirgin bir alev cephesi olmadan ön karışimsız yanmayı tanımlamak için çok uygun gözükmemektedir. Bu yanma modeli ile göreceli sadeliği göz önünde bulundurulunca genel olarak çok mantıklı sonuçlar elde edilmiş ve Diesel motor yanması üzerine pek çok çalışma için uygulanmıştır [113].

Tutarlı Alev Modeli (CFM) alev yüzeyindeki yoğunluk esas alınarak geliştirilmiş bir modeldir. Bu modelde, türbülans reaksiyon bölgesi, türbülanslı akış alanı içerisinde gerilmeye maruz kalan fakat laminar (katmanlı) ufak boyutlu tutuşmaları bölgesel olarak muhafaza eden alev oluşum elemanlarının bir topluluğu olarak ifade

edilmektedir. CFM, ilk olarak ön karışimli yanma için geliştirilmiştir. Burada alev cephesi çok ince olup taze karışımı ve yanmış gazları birbirinden ayırmaktadır [149]. Model, türbülanslı yanma sınırında küçük alevler olarak tanımlanan ara yüzeyleri belirleyerek, difüzyon yanma sırasında yakıt ve oksidanı ayırmaktadır. Bu küçük alevler, birim hacimdeki tutuşma alanında tutuşma yüzey yoğunluğu için bir iletim denklemi çözülerek hesaplanmaktadır [113].

BIODIESEL ÜRETİMİ VE DENEYSEL ÇALIŞMA

5.1 Biodiesel Üretimi

3 LD 510 tipi DP, hava soğutmalı ve tek silindirli Diesel motorda silindir içi yanmanın HAD yöntemi ile modellenebilmesi için öncelikli olarak motorun performans ve emisyon değerleri deneysel olarak incelenmiştir. Motor emisyon ve performans deneylerinde kullanılan Biodiesel, TÜBİTAK Marmara Araştırma Merkezi (MAM) Enerji Enstitüsü “Biodiesel Üretim ve Saflaştırma” laboratuvarında transesterifikasyon yöntemiyle kolza yağından üretilmiş olup TS EN 14214 standardına göre analiz edilmiştir. Biodiesel üretiminde hammadde olarak kolza yağı, katalizör olarak NaOH, alkol olarak CH_3OH kullanılmıştır. Biodiesel üretimine etki eden ön önemli parametrelerden biri hammaddedir. Hammaddenin yağ asidi profili üretilen biodieselin fiziksel özelliklerine etki etmektedir. Biodiesel üretiminden önce tedarik edilmiş olan kolza yağının asit sayısı, su ve metal içeriği ile birlikte yağ asidi içeriği belirlenmiştir. Tüm bu özellikler transesterifikasyon işleminin verimi etkileyen parametrelerdir. Örneğin yağın içindeki alkali metaller, serbest yağ asidi varlığında sabun oluşumuna neden olur. Sabun oluşması hem proses verimini düşürür hem de iyi saflaştırma yapılmazsa biodieselin kalitesini olumsuz yönde etkiler. Benzer şekilde yağın içindeki serbest yağ asitleri ve su da proses verimini düşüren etkenlerdir. Aynı zamanda yağın molekül ağırlığı da hesaplanmıştır (Çizelge 5.1)

Çizelge 5.1 Kolza yağının özellikleri

Özellikler	Kolza yağı
Asit sayısı (mg KOH/g yağ)	0,18
Yoğunluk (g/ml)	0,9211
Su içeriği (ppm)	275
İyot sayısı (g iyot/100g yağ)	102
Na (ppm)	2
K (ppm)	11
Mg (ppm)	11
Ca (ppm)	31
P (ppm)	32
Molekül ağırlığı (g/mol)	882,76

Biodiesel üretiminde sıcaklık kontrollü sirkülatörlü su banyosu, 500 mL, 1000 mL, 2500 mL ve 5000 mL hacimli ısıtma ceketli reaktörler ve bu reaktörlere bağlı geri soğutucular ile mekanik karıştırıcı kullanılmıştır. Biodiesel üretiminde (Şekil 5.1) metanol:yağ oranı 6:1 ve katalizör olarak da yağın ağırlıkça %1'i kadar NaOH kullanılmıştır.

Yapılan deneylerde, yağ ısıtma ceketli cam reaktörde 65°C olan reaksiyon sıcaklığına kadar sürekli karıştırılarak ısıtılmıştır. Aynı bir yerde NaOH katalizörü metanol ile karıştırılarak yaklaşık 40°C'ye ısıtıldıktan sonra 65°C'deki yağın üzerine eklenerek transesterifikasyon reaksiyonu başlatılmıştır. Reaktördeki karışım reaksiyon boyunca mekanik karıştırıcı ile 700 d/d sabit hızla sürekli olarak karıştırılmıştır.



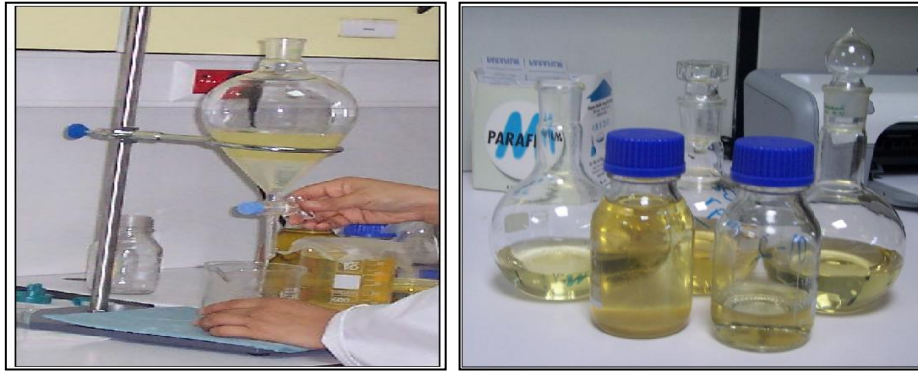
Şekil 5.1 Biodiesel üretim düzeneği

2 saatlik bir reaksiyon süresinden sonra karıştırma ve ısıtma durdurularak reaksiyon sonlandırılarak reaktördeki biodiesel fazı ile gliserol fazının ayrılması için karışım 4 saat bekletilmiştir. Alt faz olan gliserol fazı reaktörün alt kısmında yer alan musluktan alınarak iki faz birbirinden ayrılmıştır. Biodieselin içindeki fazla metanol, döner buharlaştırıcı (Şekil 5.2) yardımı ile alınmıştır.



Şekil 5.2 Döner buharlaştırıcı ile metanol ayırma

Fazla metanolü giderilen biodiesel içinde kalan az miktarda katalizör ve sabun gibi safsızlıkların giderilmesi amacıyla su ile yıkanarak ve suyun döner buharlaştırıcı kullanılarak giderilmesi ile saflaştırılmıştır (Şekil 5.3).



Şekil 5.3 Biodiesel üretiminde saflaştırma

Diesel ve Biodiesel yakıtlarının analiz sonuçları Çizelge 5.2 ve Çizelge 5.3'te verilmektedir.

Çizelge 5.2 TS EN 14214 standardına göre biodiesel analizleri

ÖZELLİK		BİRİM	REFERANS SINIR DEĞERLERİ		ÖLÇÜM BELİRSİZLİĞİ	ÖLÇÜM DEĞERİ	DENEY YÖNTEMİ
			EN AZ	EN ÇOK			
Yoğunluk		kg/m ³	860	900	0,1	883,7	ISO 12185
Viskozite (Akmazlık)		mm ² /s	3,50	5,00	0,0197	4,482	EN ISO 3104
Toplam Kirlilik		mg/kg	-	24	-	1,50	EN 12662
Oksidasyon Kararlılığı		h	6,0	-	0,1	10,47	EN ISO 12205
Parlama Noktası		°C	120	-	0,2	176	EN ISO 3679
Soğuk Filtre Tıkanma Noktası		°C	-	+5 (Yaz) -15 (Kış)	-	—10	EN 116
Karbon Kalıntısı		% (m/m)	-	0,30	-	0,130	EN ISO 10370
Metanol		% (m/m)	-	0,20	-	0,03	EN 14110
Su		mg/kg	-	500	19	440	EN ISO 12937
Sülfatlanmış Kül		% (m/m)	-	0,02	-	0,002	ISO 3987
Kükürt		mg/kg	-	10,0	-	10,0	ISO 20846
Fosfor		mg/kg	-	10,0	-	<4	EN 14107
*Sodyum		mg/kg	-	5,0	-	0,56	EN 14108
*Potasyum							EN 14109
Kalsiyum		mg/kg	-	5,0	-	1,30	EN 14538
Magnezyum							
İyot Sayısı		g. iyot/100g	-	120	1,73	109	EN 14111
Gliserol	Monogliserol	% (m/m)	-	0,80	-	0,52	EN 14105
	Digliserol	% (m/m)	-	0,20	-	0,07	
	Trigliserol	% (m/m)	-	0,20	-	<0,10	
Gliserol	Serbest Gliserol	% (m/m)	-	0,02	-	<0,06	
	Toplam Gliserol	% (m/m)	-	0,25	-	0,144	
Ester		% (m/m)	96,5	-	-	97,8	EN 14103
Linolenik asit metil esteri		% (m/m)	-	12,0	-	9,17	EN 14103
Asit sayısı		mg KOH/g	-	0,50	0,38	0,46	EN 14104
Çoklu doymamış metil esterleri		% (m/m)	-	1,0	-	-	EN 14103
Setan sayısı		-	51,0	-	-	55,5	EN ISO 5165
Bakır şerit korozyonu		derece	Sınıf 1		-	1	EN ISO 2160

Çizelge 5.3 TS EN 590 standardına göre Diesel yakıtı analizleri

ANALİZ	BİRİM	ANALİZ SONUCU	EN 590 EN AZ EN ÇOK		ANALİZ METODU
Yoğunluk, 15°C	kg/m ³	838,2	820	845	ISO 12185
Kinematik Viskozite 40°C	mm ² /s	2,729	2,00	4,50	EN ISO 3104
Toplam kirlilik	mg/kg	< 6	-	24	EN 12662
Oksidasyon Kararlılığı	g/m ³	4	-	25	EN ISO 12205
Parlama Noktası	°C	65,5	55	-	EN ISO 2719
Soğuk Filtre Tıkanma Noktası	°C	—11	-	+5(Yaz) -15(Kış)	EN 116
Destilasyon 250°C elde edilen	%H/H	36,1	-	65	EN ISO 3405
350°C elde edilen	%H/H	94,7	85	-	
%95'in elde edildiği sıcaklık	°C	351,5	-	360	
Karbon Kalıntısı	%m/m	<0,1	-	0,30	ISO 20847
Su	mg/kg	85	-	200	EN ISO 12937
Kül Tayini	%m/m	0,0015	-	0,01	EN ISO 6245
Kükürt	mg/kg	809	-	1000	ISO 8754
Yağ Asidi Metil Esteri (YAME)	%H/H	<0,05	-	5	EN 14078
Polisiklik Aromatik Hidrokarbonlar	%m/m	5,6	-	11	EN 12916
Setan Sayısı	-	51,5	51	-	EN ISO 5165
Yağlama Özelliği	µm	309	-	460	EN ISO 12156-1
Bakır Şerit Korozyon	Derece	1a	-	1	EN ISO 2160

Yaz:1Nisan–30.Eylül (±15 gün)

Kış: 1.Ekim–31.Mart (±15 gün)

5.2 Motor Performans ve Egzoz Emisyon Deneyleri

Diesel ve biodiesel yakıtları ile karşılaştırmalı olarak yapılan motor performans ve egzoz emisyon (CO, CO₂, NO, SO₂) deneyleri Anadolu Motor Üretim ve Pazarlama A.Ş. Fabrikası'nda yapılmıştır. Deneyler için Anadolu Motor'un 3 LD 510 tipi motor (Şekil 5.4) için kurmuş olduğu performans ve yakıt tüketimi ölçüm düzeneği (Şekil 5.5) kullanılmıştır.



Şekil 5.4 Deney motoru genel görünümü

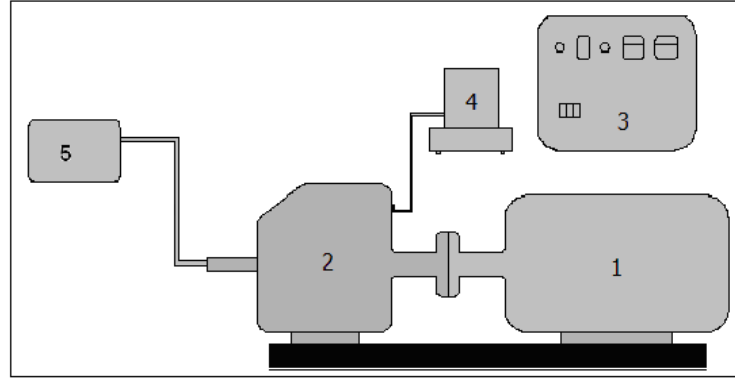
Performans ve emisyon deneyleri her iki yakıt için maksimum gaz konumunda 3000–1600 d/d aralığında 200 d/d aralıklarla tam yük şartlarında 8 noktada yapılmıştır. Deneylere motor kararlı hale geldikten sonra başlanmıştır. Motor her bir devir ve yük konumunda yaklaşık 5 dakika çalıştırıldıktan sonra veriler kaydedilmiştir. Motorun teknik özellikleri Çizelge 5.4’te görülmektedir. Deney düzeneğinin şematik görünümü Şekil 5.6’da verilmektedir.

Çizelge 5.4 Deney motoru teknik özellikleri

Modeli	3 LD 510
Silindir sayısı (adet)	1
Silindir çapı (mm)	85
Stroku (mm)	90
Strok hacmi (cm ³)	510
Sıkıştırma oranı	17,5:1
Devir (d/d)	3000
Güç (BG)	12
Maksimum moment (kg-m)	3,35 @1800 d/d
Yakıt tüketimi (g/BGh)	190
Yağ tüketimi (gr/h)	10
Boş ağırlık (kg)	60
IVC (° KMA)	592
EVO (° KMA)	134
IVO (° KMA)	338
EVC (° KMA)	389
Püskürtme Şekli	DP



Şekil 5.5 Deney düzeneği

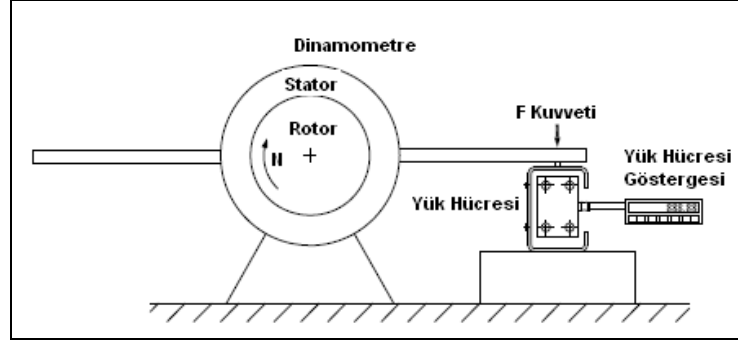


Şekil 5.6 Deney düzeneğinin şematik görünümü

1. Dinamometre 2. Diesel motor 3. Kontrol ünitesi 4. Yakıt tankı ve terazi 5. Emisyon cihazı

5.2.1 Döndürme Momentinin Ölçülmesi

Döndürme momenti (torku) bir motorun iş yapabilme yeteneğini göstermektedir. Döndürme momenti mekanik, hidrolik ve elektromanyetik dinamometreler yardımı ile ölçülebilmektedir. Bu çalışmada, içten yanmalı motorda güç ve moment ölçmek için maksimum çalışma devri 13000 d/d ve maksimum gücü 44 kW olan Barghi & Saveri marka FE60S model eddy akım dinamometresi kullanılmıştır. Motorun krank mili çıkışı dinamometreye bağlanarak dinamometrenin rotoruna güç iletilmektedir. Dinamometre, kumanda panosu üzerindeki potansiyometre ile elektrik enerjisi verilerek iki yerinden yataklanmış bir manyetik fren ile frenlenmeye çalışılmaktadır. Bu durumda manyetik frenin statoru da dönmek istemektedir. Fakat statorun üzerinde dönme ekseninden belirli mesafe uzaklığında bir yük hücresi olup, bu yük hücresinin diğer ucu gövdeye sabitlenmiş durumdadır. Böylece motorun dönme momenti yük hücresi üzerine gelen kuvvet*mesafe olarak hesaplanabilmektedir. Şekil 5.7’de motor deney düzeneğinde döndürme momentinin ölçülmesinde kullanılan sistemin çalışma prensibi gösterilmektedir.



Şekil 5.7 Deney düzeneğinde döndürme momentinin ölçülmesi

Stator üzerinde bulunan kol yük hücresine baskı yaparak, bir devirde $2\pi r$ yolu boyunca kuvvet uygulamaktadır. Bu kuvvet motorun döndürme momenti olarak ifade edilmektedir. Statoru döndürmeye çalışan F kuvvetinin oluşturduğu moment (5.1) eşitliği ile hesaplanabilmektedir.

$$M_d = F * L \quad (5.1)$$

Buradaki L uzunluğu, F kuvvetinin etkidiği nokta ile rotor merkezi arasındaki mesafeyi ifade etmektedir.

5.2.2 Efektif Gücün Hesaplanması

Motorun yanma odasında birim zamanda elde edilen iş indike güçtür. İndike gücün bir kısmı egzoz gazlarını dışarı atmak ve taze havayı emmek için kullanılmaktadır. Bir kısmı yataklar, piston segmanları gibi mekanik elemanların sürtünmelerini yenmek, diğer bir kısmı ise döner elemanlar için harcanmaktadır. (5.2) eşitliği ile verilen efektif güç bir motordan elde edilen yararlı gücün göstergesidir. Efektif güç (P_e), döndürme momenti ve açısal hıza bağlı olarak değişmektedir.

$$P_e = \psi * M_d \quad (5.2)$$

Motor devri (n) d/d cinsinden olduğundan açısal hız (5.3) eşitliği ile ifade edilebilmektedir.

$$\psi = 2\pi n / 60 = \pi n / 30 \quad (5.3)$$

Açısal hızı, (5.3)'te yerine koyup birimi kW cinsine dönüştürsek,

$$P_e = (\pi n / 30) M_d 10^{-3} \quad P_e = (\pi n / 9549,58) M_d \quad (5.4)$$

Motorun gücü ise takometreden gelen dönme hızı ile belirlenmiştir. Motor tam gazda iken manyetik fren devir önce boşta devri olan 3250 d/d'dan 3000 d/d'ya düşene kadar yüklenmiştir. Daha sonra fren gücü artırılarak yukarıda ifade edilen devirler için moment ve güç değerleri hesaplanmıştır.

Şekil 5.8'de içten yanmalı motor ile dinamometre arasında kaplin sistemi ve Şekil 5.9'da kontrol paneli görülmektedir.



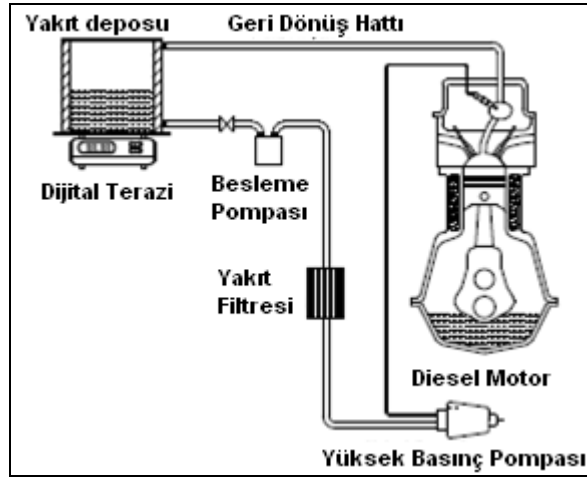
Şekil 5.8 Kaplin sistemi



Şekil 5.9 Kontrol paneli

5.2.3 Özgöl Yakıt Tüketiminin Hesaplanması

Özgöl yakıt tüketimi, birim güç başına, birim zamanda tüketilen yakıt miktarı olarak ifade edilmektedir. Şekil 5.10’da deney düzeneğinde yakıt tüketiminin ölçülmesinde kullanılan sistem gösterilmektedir. Deneylerde 50 gr yakıtın tüketildiği saniye kronometre ile ölçülmüştür (Şekil 5.11).



Şekil 5.10 Deney düzeneğinde yakıt tüketiminin ölçülmesi



Şekil 5.11 Deney düzeneğinde yakıt tüketiminin ölçülmesi

5.3 Egzoz Emisyon Ölçüm Sistemi

Emisyon gazları TÜBİTAK MAM Çevre Enstitüsü ile birlikte Anadolu Motor'da yer alan deney düzeneğinde ölçülmüştür. Emisyon gazlarını ölçmek için Horiba PG-250 cihazı deney düzeneğine bağlanmıştır (Şekil 5.12). Egzoz hattından emiş yapılarak egzoz gazlarının içerisindeki CO, CO₂, O₂, SO₂, ve NO miktarlarının tespiti yapılmıştır.



Şekil 5.12 Emisyon ölçüm sistemi

Cihaz ile tespit edilen emisyon gazlarının ölçüm prensipleri aşağıda ifade edilmektedir.

O₂ analizörün ölçüm prensibi (Galvanik Hücre metodu): Anot olarak Altın metali, katot olarak metalik olmayan kurşun ve elektrolit olarak da KOH veya KCl kullanılmaktadır. Elektrotlara uygun bir rezistansın bağlanmasıyla gaz, geçirgen membrandan geçer ve oksijen dahil aşağıda elektrokimyasal reaksiyonda görüldüğü anot tarafından indirgenir. Elektrokimyasal reaksiyon tarafından elektrik akımı oluşturularak ölçüm yapılır ve oksijen konsantrasyonu (5.5) ve (5.6) belirlenir.



NO analizörünün ölçüm prensibi (Kemilüminesans metodu): Örnek gazı içindeki NO, örnek gazı ozon ile karşılaştığında ozon ile reaksiyona girer ve yükseltgenerek NO₂'ye dönüşür. Oluşan NO₂ uyarılmış konuma geçer. Uyarılmış konumdan normal (temel) konuma geçerken enerji verir. Bu olay kemilüminesans (5.7) ve (5.8) olarak adlandırılır.



Bu reaksiyon çok hızlıdır ve yalnızca diğer gazlar tarafından etkilenmeyen mevcut NO iştirak eder. Eğer NO konsantrasyonu düşük ise konsantrasyona bağlı olarak elde edilen enerji de düşüktür.

CO ve SO₂ analizörün ölçüm prensibi (Non-dispersiyon metodu): HORIBA infrared gaz analizörleri içten yanmalı motorlar, duman bacalarından yayılan kirliliklerin gözlenmesi, örnek gazlarının denetlenmesi amacıyla ölçülmesinde kullanılır. PG–200 serileri, bir örnek gazındaki bileşik konsantrasyonunun ölçülmesi için non-dispersif infrared analizleme metodu kullanır. Bir infrared analizör, ölçülen bileşenin değişen konsantrasyonunu devamlı olarak ölçmek için ölçülen bileşik tarafından absorbe edilen infrared miktarının tespit edilmesi üzerine kuruludur.

CO₂ analizörün prensibi (Non-dispersiyon metodu): CO₂ analizörü iki piroelektrik element sensörü kullanır. Birincisi; ana sensör olup CO₂'nin absorpsiyonunu ölçer, diğeri; referans sensör olup algılanan ışık miktarı ile CO₂'in absorpsiyonunu ayırmak için bir dalga boyu kullanır. İnfrared ışınları örnek analizöründen geçip CO₂ tarafından absorbe edilirken ana sensörden gelen sinyal miktarı düşer. Böylece, CO₂ sinyali ana sensörün sinyali ve referans sensörün sinyali arasındaki farklılığın hesaplanmasıyla elde edilir. Referans sinyal tarafından CO₂ sinyalinin bölünmesiyle, analizör kirliliğinden ışık miktarındaki dalgalanmalar doğrulandıktan sonra, sinyal CO₂ konsantrasyonuna dönüştürülür. Cihazın emisyon ölçüm aralıkları aşağıda verilmektedir.

- CO 0 – 5000 ppm
- SO₂ 0 – 1000 ppm
- NO 0 – 5000 ppm
- O₂ 0 – 21 (% Hacim)
- CO₂ 0 – 20 (% Hacim)

HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI İLE SOĞUK AKIŞ VE YANMANIN MODELLENMESİ

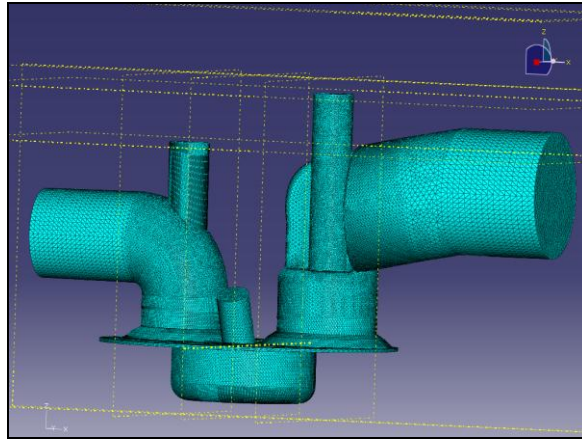
Çalışmanın bu bölümünde performans ve emisyon deneyleri yapılan motor için yanma odasına ait geometrinin ve çözüm ağının hazırlanması, soğuk akış ve yanmanın modellenmesinde kullanılan temel korunum denklemleri ve çözüm algoritması anlatılmıştır. Bunlarla birlikte soğuk akış ve yanmada kullanılan türbülans modeli, atomizasyon modeli, damlacık parçalanma, çarpışma, buharlaşma, duvar etkileşim, yanma ve emisyon modelleri matematiksel olarak açıklanmıştır.

Modelleme çalışması için Anadolu Motor Üretim ve Pazarlama A.Ş' den Diesel motora ait yanma odasının belirlenmesi amacıyla teknik çizimleri elde edilmiştir. Elde edilmiş olan teknik çizimlere göre motorun yanma bölgesi çizilmiştir. Bu yanma odası için soğuk akıştan sonra 3000–1600 d/d aralığında 200 d/d zaman adımlarında Diesel yakıtı ve biodiesel için farklı püskürtme avanslarında, püskürtme sürelerinde ve damlacık sayılarında yanma prosesi uygulanmıştır. Sonuçlar deneysel çalışma ile karşılaştırılmıştır.

6.1 Geometri ve Katı Modelleme

Anadolu Motor'dan yanma odası ile ilgili teknik çizimler elde edildikten sonra motorun yanma bölgesi olan kısımları ABAQUS programında oluşturulmuştur. Piston üst yüzeyi, silindir kafası, emme ve egzoz manifold çizimleri elde edildikten sonra birleştirme işlemleri yapılmıştır. ABAQUS'ta geometri birleştirildikten sonra çözüm ağı öncesinde

hesaplamalı akışkanlar dinamiği çizimlerden kalan hatalar düzeltilmiştir. Yüzey çözüm ağı yapılmıştır (Şekil 6.1). Parça STAR-CCM+'ta yüzeylere bölünerek global eksen takımı ES-ICE modülünde istenen şekle getirilmiştir. Bu işlem sırasında supablar, portlar ve piston kasesi birbirinden ayrılarak farklı sınır koşullar olarak kaydedilmiştir. Birleştirilmiş parça ES-ICE modülüne hazır hale getirilmiştir. Geometride piston üst yüzeyi, silindir kafası ile piston arasındaki kısım ve trim yapılacak yüzeyler tanımlanmış olup veritabanına kaydedilmiştir.

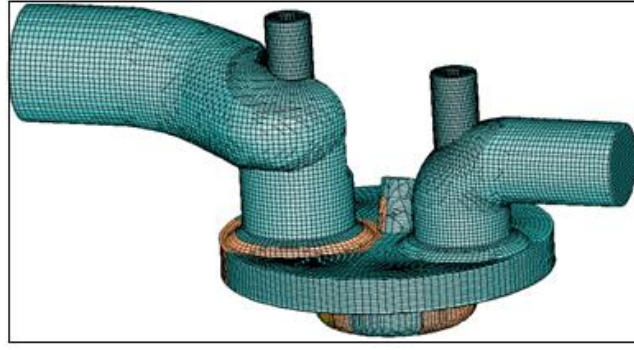


Şekil 6.1 Yanma odasının yüzey çözüm ağı

6.2 ES-ICE’da Yapılan Çalışmalar

6.2.1 Çözüm Ağ Yapısı

ES-ICE, STAR-CD’nin Diesel ve benzinli motor simülasyon modülüdür. Zamana bağlı çözümlerde motor akışkan hacminin hareketli geometri nedeni ile her zaman adımında yeniden oluşturulması gerekmektedir. ES-ICE sayısal çözüm ağının oluşturulması, hareketli hale getirilmesi başlangıç koşulları ve sınır koşullarının tanımlanmasında kullanılır. İlk aşamada hareketli bölgeler ve hareketsiz bölgelere ayrılmış katı model ve yüzey çözüm ağı motorun ÜÖN’daki konumunda ES-ICE’a aktarılmıştır (Şekil 6.2).



Şekil 6.2 Yanma odasının hacim çözüm ağı ve kesit resmi

Aktarım işleminin sonrasında hacim çözüm ağının oluşturulması ve hareketli parçaların tanımlanması için gerekli olan eğriler ve eksen takımları oluşturulmuştur. Bu işlemin ardından motorun karakteristik özellikleri olan çap, strok, supab hareket bilgileri ES-ICE’ya aktarılmış ve tüm bu aşamaların sonrasında trim metodu ile hacim çözüm ağı oluşturulmuştur.

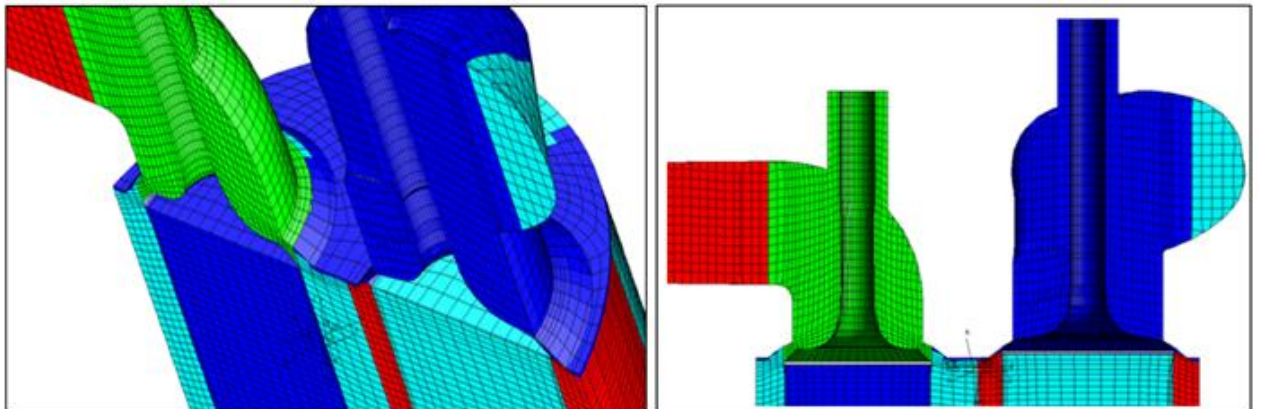
Sayısal çözüm ağı oluşturulurken silindir içersinde altı yüzlü elamanlar (hekzahedral), emme ve egzoz kanallarında ise hekzahedral ve dört yüzlü (tetrahedral) elemanlar kullanılmıştır (Şekil 6.3). Altı yüzlü elemanlar hareketli çözüm ağı için gerekli olup daha kısa hesaplama süresinde daha kararlı ve doğru sonuçlar vermektedir. Ancak geometrinin karmaşık olduğu kanallarda (emme-egzoz kanallarında) tetrahedral elemanlar kullanılmıştır. Sayısal çözüm ağı, emme ve egzoz kanallarını ve silindir içi hacmi kapsamaktadır. Oluşturulan hücre sayısı, alt ölü noktada seyrek çözüm ağı için 168,448 olmaktadır. Emme ve egzoz kanallarını ve silindir içi hacmi için çözüm ağı oluşturulurken malsimum silindir içi basıncının hücre sayısı ile değişmediği minimum hücre sayısı, hücre kalitesi ve çözüm zamanı dikkate alınmıştır. Çizelge 6.1’ve Şekil 6.3’de 4 farklı hücre sayısı için hesaplama zamanı ve maksimum silindir içi basınç değerleri verilmiştir. Şekil 6.4’de ise ağ yapısı görülmektedir. Motorun karmaşıklığı sebebiyle sayısal çözüm ağı farklı topolojilerle üç ana alana (emme kanalı, egzoz kanalı, silindir içi hacim) ayrılmış ve her bir alanda birbirinden ayrı çözüm ağı oluşturulmuştur. Böylece hem çözüm ağı kalitesi arttırılmış hem de çözüm ağı oluşturmak için gereken süre azaltılmıştır. Farklı alt tanım bölgelerinin koordinasyonları birbirinden ayrı bölgelerin yüzeylerini birleştiren keyfi ara yüzeylerle sağlanmıştır.

Çizelge 6.1 Farklı çözüm ağlarına göre maksimum silindir içi basınç değerleri

	Çok Seyrek Çözüm Ağı	Seyrek Çözüm Ağı	Orta Sıklıkta Çözüm Ağı	Sık Çözüm Ağı	Çok Sık Çözüm Ağı
Hücre Sayısı	75,000	120,000	168,448	250,000	400,000
Maksimum Silindir içi basıncı (3000d/dk Diesel yakıtı için)	Geometri düzgün tanımlanamadığından yanma olmamıştır.	53,08	69,61 bar	69,61	69,61
Çözüm Zamanı	-	24 saat	36 saat	63 saat	80 saat



Şekil 6.3 Farklı çözüm ağlarına göre maksimum silindir içi basınç değerleri



Şekil 6.4 Çözüm ağı

Emme ve egzoz supabları altındaki çözüm ağı supabların silindir ile temas eden alt yüzeylerinden oluşturulan bir düzlemin periyodik olarak aşağıya doğru indirilmesiyle yaratılan altı yüzlü elemanlardan oluşmaktadır. Emme supabları kapalı olduğunda emme kanalındaki çözüm ile silindir içindeki çözüm birbirinden bağımsız olmaktadır. Bu çözüm şekli ise daha az işlemci zamanıyla çözüme ulaşılmasını sağlamaktadır. Bu modellemede hareketli çözüm ağı ve sınır koşulları, Star-CD programında her bir zaman adımı için bir durum tanımı şeklinde ifade edilir. Bu tanımlanan hareketli çözüm ağı ve sınır koşullar duruma göre aktif ya da pasif duruma dönüştürülür. Örneğin silindirde emme sırasında piston aşağı doğru inerken yeni çözüm ağı elemanları aktif hale gelir; sıkıştırma durumunda ise, pistonun hareketi yukarı yöne olduğundan, aşağıda kalan elemanlar ve sınır koşullar çözüm için pasif durumdadır. Hareketli çözüm ağı kavramı, belirli elemanların sıfır hacme sahip olacak şekilde sıkıştırılıp, bu elemanlara ait bilgilerin (basınç, sıcaklık, kütle, momentum, entalpi, vb.) komşu elemanlara aktarılmasını içerir. Bu nedenle, korunum denklemleri hiçbir eleman tabakaları kaldırılmadan sağlanmış olur. Aynı zamanda, eleman tabakaları aktif hale geldiğinde, kendi gerçek hacimlerine geri dönmüş ve bilgilerini yüzey değerleriyle birlikte tekrar içermiş olur.

6.2.2 Supab Kalkışı ve Yakıt Tanımlanması

ES-ICE'de çözüm ağı oluşturulduktan sonra PROSTAR'da simülasyona başlanmadan önce motora ait emme ve egzoz supablarının kalkış haritası ve motor devirleri programa girilmiştir. Diesel yakıtı olarak hepta metil nonan ($C_{16}H_{34}$) biodiesel olarak metil oleat ($C_{19}H_{36}O_2$) tanımlanmıştır. Yakıt, 4 delikli enjektörlerden püskürtülerek silindir içine gönderilmiştir. Yanma modeli olarak ECFM-3Z, is modeli olarak Mauss seçilmiştir. Zaman adımı $0,1^\circ$ KMA seçilmiştir.

6.2.3 Başlangıç ve Sınır Koşulları

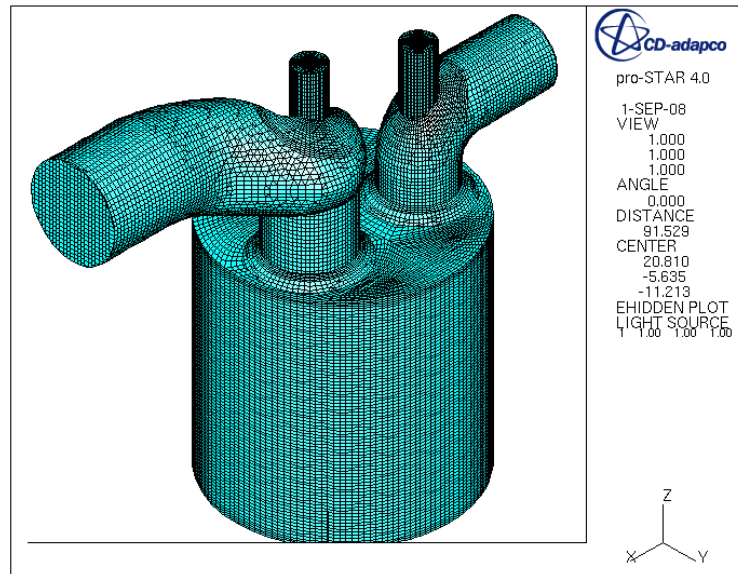
ES-ICE'de çözüm ağı oluşturulduktan sonra PROSTAR'da simülasyona başlanmadan önce başlangıçtaki silindir içi sıcaklıklarının girilmesi gerekmektedir. Başlangıç koşulu olarak silindir içerisinde, emme ve egzoz kanallarındaki basınç atmosfer koşullarında

seçilmiştir. Basınç 1 bar, sıcaklık ise 306°K olarak alınmış olup sıcaklıklar homojendir. Motorun tüm bölümlerinde başlangıçta havanın hareketsiz olduğu kabul edilmiş ve hızlar sıfır girilmiştir. Yakıt sıcaklığı ise 306°K olarak kabul edilmiştir.

Sınır koşulları olarak emme ve egzoz kanallarının atmosfere açıldığı kabulü yapılmıştır. Dolayısıyla emme kanalı girişinde ve egzoz kanalı çıkışında atmosferik koşullar sınır koşul olarak alınmıştır. Kanalların duvarları için ise adyabatik duvar sınır koşulu seçilmiştir. Silindir duvarı 400°K, piston kafası 450°K ve silindir kapağı 500°K kabul edilmiştir.

6.3 PROSTAR'da Soğuk Akış ve Yanma Simülasyonu

ES-ICE da yapılması gereken çalışmalar tamamlandıktan sonra PROSTAR'da model okutulup çözüm işlemi başlatılmıştır. Bunun için çok fazlı akış modeli, türbülans modeli, birincil ve ikincil parçalanma modelleri, NO_x ve is oluşum modelleri, yakıtın fiziksel özellikleri, her devir için püskürtülen yakıt miktarı, püskürtme avansı ve süresi girilmiştir. Model çözüme hazırlandıktan sonra çözüm başlatılmıştır (Şekil 6.5).



Şekil 6.5 PROSTAR'a alınan model geometri

Tam çevrim analizinde 4 işlemcili, 4 GB hafızalı HPxW8400 bilgisayarda 3 işlemci kullanılarak toplam çözüm zamanı yaklaşık 36 saat olmaktadır. Çözümde kullanılan

başlangıç ve sınır koşulları, temel denklemler, çözüm algoritması ve matematiksel modeller aşağıdaki bölümlerde açıklanmıştır.

Özetle soğuk akış ve yanmanın simülasyonunda;

- Diesel yakıtını temsil etmek için hepta metil nonan ($C_{16}H_{34}$)
- Biodieseli temsil etmek için metil oleat ($C_{19}H_{36}O_2$)
- Çok fazlı akış için Lagrange modeli
- Türbülans için RNG k- ϵ modeli
- Atomizasyon (Birincil parçalanma) için Huh modeli
- Damlacık parçalanması (İkincil parçalanma) için Reitz modeli
- Yanma için ECFM-3Z yanma modeli
- NO_x oluşumu için Zeldovich mekanizması
- İş için Mauss modeli kullanılmıştır.

Kanola yağından biodiesel üretildikten sonra biodiesel ve Diesel yakıtlarının gaz kromatografi analizleri yapılmıştır. Yapılan analizlerde yakıtların kütleli olarak % bileşimleri belirlenip ortalama kütle hesabına göre simülasyonda Diesel ve biodiesel yakıtlarını temsil eden hidrokarbon belirlenmiştir. Çizelge 6.2 ve Çizelge 6.3'de yakıtların % kütleli hidrokarbon bileşimleri ve Çizelge 6.4 'de Diesel ve biodiesel yakıtlarının programa girilen sıvı ve gaz özellikleri verilmektedir.

Diesel ve Biodiesel yakıtlarını tanımlayan hidrokarbonlar belirlendikten sonra yakıtların sıvı ve gaz özellikleri programa girilmiştir. Sıvı yakıtların yoğunluk, viskozite, setan sayısı ve alt ısı değeri TÜBİTAK MAM Enerji Enstitüsü Yakıt Analizleri laboratuvarında ölçülerek programa gerçek değerler girilmiştir. Sıvının diğer özellikleri ve gaz fazı özellikleri ise Hysis programından elde edilmiş olup literatür ile doğrulanmıştır.

Çizelge 6.2 Diesel yakıtı gaz kromatografi analizleri

Karbon Sayısı	%	% (kütlesele)	Molekül ağırlığı	% ağırlık* mol ağırlığı
C5	0,013	0,00013	72	0,00936
C7	0,129	0,00129	100	0,129
C8	0,39	0,0039	114	0,4446
C9	1,42	0,0142	128	1,8176
C10	3,68	0,0368	142	5,2256
C11	6,426	0,06426	156	10,02456
C12	9	0,09	170	15,3
C13	10,12	0,1012	184	18,6208
C14	11,9	0,119	198	23,562
C15	9,31	0,0931	212	19,7372
C16	8,91	0,0891	226	20,1366
C17	7,81	0,0781	240	18,744
C18	7,26	0,0726	254	18,4404
C19	6,31	0,0631	268	16,9108
C20	4,87	0,0487	282	13,7334
C21	3,91	0,0391	296	11,5736
C22	3,022	0,03022	310	9,3682
C23	2,29	0,0229	324	7,4196
C24	1.44	0,0144	338	4,8672
C25	0,83	0,0083	352	2,9216
C26	0,5	0,005	366	1,83
C27	0,4	0,004	380	1,52
			Ortalama Ağırlık	222,33612
				Hepta metil nonan (C₁₆H₃₄)

Çizelge 6.3 Biodiesel gaz kromatografi analizleri

Karbon Sayısı	% (kütle)	% kütle	Molekül ağırlığı	Molekül ağırlık* % kütle
12	0,010224949	0,0001022	214,31	0,02191309
14	0,061349693	0,0006135	242,36	0,14868712
16,0	4,580777096	0,0458078	270,43	12,3877955
16,1	0,224948875	0,0022495	268,43	0,60383027
18	1,840490798	0,0184049	298,484	5,49357055
18,1	60,21472393	0,6021472	296,468	178,517388
18,2	20,75664622	0,2075665	294,452	61,1183599
18,3	9,642126789	0,0964213	292,436	28,1970499
20,1	1,226993865	0,0122699	324	3,97546012
22,1	0,071574642	0,0007157	352,574	0,25235358
22	0,91002045	0,0090891	354,574	3,22274163
20,2	0,030674847	0,0003064	322	0,09865196
20,3	0,143149284	0,0014297	320	0,45751634
24	0,132924335	0,0013276	382,62	0,50797181
24,1	0,153374233	0,0015319	380,62	0,5830576
			Ortalama Kütle	295,586347
			Metil Oleat (C₁₉H₃₆O₂)	

Çizelge 6.4 Diesel yakıtı ve biodiesel simülasyonlarında kullanılan yakıt özellikleri

	Hepta metil nonan (C ₁₆ H ₃₄)	Metil oleat (C ₁₉ H ₃₆ O ₂)
Sıvı		
Yoğunluk* (kg/m ³)	838,2	883,7
Moleküler ağırlık (kg/mol)	226,4	296
Kaynama Sıcaklığı (°K)	519,45	617
Kritik sıcaklık (°K)	692	764
Oluşum sıcaklığı (°K)	298	298
Setan sayısı*	51,5	55,5
Moleküler viskozite* (kg/ms)	2,28E-03	3,89E-3
Yüzey gerilmesi N/m	0,023	0,3786
Özgül ısı kapasite (J/KgK)	1886	1937
Termal iletkenlik (W/mK)	0,093	0,09985
Doyma basıncı (Pa)	7,95	2,141e-2
Buharlaştırma ısısı (J/kg)	264859	217000
Alt ısı değeri* (kJ/g)	42,86	38,81
Gaz		
Oluşum ısısı (J/kg)	-1,82E+06	-2,111E+06
Yoğunluk (kg/m ³)	2,85	6,237
Moleküler ağırlık (kg/mol)	226,4	296
Termal genişleme katsayısı	0	0

Oluşum ısısı (°K)	298	298
Moleküler viskozite (kg/msn)	9,45E-06	6,82-6
Özgül ısı kapasite (J/KgK)	2526	2582
Termal iletkenlik	0,0303	0,04065

*TÜBİTAK MAM Yakıt analizleri laboratuvarında TS EN590 ve TS EN 14214 standartlarına göre analiz edilmiştir.

6.3.1 Temel Denklemler ve Çözüm Algoritması

Akış alanının, sıcaklık dağılımının ve türbülans özelliklerinin hesaplanması için, korunum denklemleri ile türbülans denklemlerinin çözümünde Monotone Advection ve Reconstruction Scheme (MARS) yöntemi kullanılmıştır. Basınç tabanlı çözüm algoritması olarak ise Pressure Implicit Splitting of Operator (PISO) kullanılmıştır [150, 151]. (6.1), (6.2) ve (6.3) eşitlikleri ile en genel halleriyle süreklilik, momentum ve enerji korunum denklemleri verilmektedir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \rho u_j = S_m \quad (6.1)$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + S_i \quad (6.2)$$

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho h u_j + F_{h,j}) = -\frac{\partial p}{\partial t} + u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + S_e \quad (6.3)$$

S_m Kütleye ilgili kaynak terim

S_i Momentumla ilgili kaynak terim

S_e Enerjiyle ilgili kaynak terim

τ_{ij} Gerilme tensörü bileşenleri

$F_{h,j}$ x_j yönünde yayılan enerji akısı [151].

6.3.2 Türbülansın Matematiksel Modeli

Çalışmada türbülans modeli olarak *RNG k-ε* modeli kullanılmıştır. Bu model için türbülans kinetik enerji (6.4) eşitliği ile hesaplanır.

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_j k - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] = \mu_t \frac{P + P_B}{\rho} - \rho \epsilon - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (6.4)$$

Türbülans yayılım hızı (6.5) eşitliği ile hesaplanır.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \rho \epsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_j \epsilon - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] = & C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \left[\mu_t P - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] \\ & + C_{\epsilon 3} \frac{\epsilon}{k} \mu_t \frac{P_B}{\rho} - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + C_{\epsilon 4} \rho \epsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} - \frac{C_\mu \eta^3}{1 + \beta \eta^3} \frac{1 - \eta/\eta_0}{k} \rho \epsilon^2 \end{aligned} \quad (6.5)$$

$$\eta = S \ k/\epsilon \quad (6.6)$$

η_0 ve β değerleri Çizelge 6.5’ de verilen deneysel katsayılarıdır.

RNG k - ϵ modeli ile standart k - ϵ modeli karşılaştırıldığında yayılım denkleminin son teriminde ciddi tanımlama farkları görülmektedir. Bu farklılık RNG analizinden kaynaklanıp ortalama akış bozulmasının türbülans üzerindeki etkisini temsil etmektedir [151].

Çizelge 6.5 RNG k - ϵ türbülans modelinin katsayıları [151]

C_μ	σ_k	σ_ϵ	σ_h	σ_m	$C_{\epsilon 1}$	$C_{\epsilon 2}$	$C_{\epsilon 3}$	$C_{\epsilon 4}$	κ	E	η_0	β
0.085	0,719	0,719	0,9	0,9	1,42	1,68	0,0 veya 1,42	-0,387	0,4	9,0	4,38	0,012

6.3.3 Çok Fazlı Akış Modeli

İçten yanmalı motorlarda yanma modelleme çalışması yaparken her damlacık için oluşturulan Lagrange denklem takımını çözmek mümkündür. Ancak damlacık sayısının büyük olduğu durumlarda istatistiksel bir yaklaşım yapılarak toplam popülasyon, her biri kendi içinde aynı özellikleri içeren sonlu sayıdaki hesaplama parselleri/örneklemeleri ile temsil edilir. Popülasyonun uygun bir şekilde temsili için parsel sayısının yeterince büyük olması gerekmektedir. Bu büyüklüğe farklı sayıda örneklemeler alınarak elde edilecek çözümlerin karşılaştırılması ile ulaşılabilir [125].

Yakıt ile hava arası etkileşimlerde Lagrange yaklaşımı kullanılarak hesaplanır. Hesaplama alanındaki parsellerin zaman içindeki değişimleri adi diferansiyel denklemlerin kütle, momentum ve enerji için çözülmesi ile elde edilir ve bu çözüm yakıtın hava içindeki hareketini ve karakterini tanımlar.

Ayrık faz için temel korunum denklemlerinde akışkan hızı u , tanecik hızı ise u_d ile ifade edilmiştir. Alt indis d ayrık faza ait bir özelliği ifade etmektedir. Bu göz önüne alınarak, damlacıklar için oluşturulan korunum denklemleri aşağıdaki gibidir[151].

6.3.3.1 Korunum Denklemleri

Kütle:

Birim yüzeydeki kütle geçiş hızının F_m olduğu kabul edilirse, damlacık kütlelerinin değişimi (6.7)'de gösterilmektedir.

$$dm_d/dt = -A_s F_m \quad (6.7)$$

Burada A_s damlacığın yüzey alanıdır. Buharlaşılabilen ya da yoğuşabilen tek bileşenli damlacık için F_m (6.8) eşitliği ile ifade edilmektedir [152].

$$F_m = K_g p_t \ln \frac{p_t - p_{v,\infty}}{p_t - p_{v,s}} \quad (6.8)$$

Bu denklemde, K_g kütle geçişi katsayısı p_t , $p_{v,\infty}$ ve $p_{v,s}$ ise sırasıyla gaz basıncı, damlacık etrafındaki ve yüzeyindeki buharın kısmi basınçlarıdır. Damlacık yüzeyindeki buharın kısmi basıncı, T_d sıcaklığındaki parçacığın doyma basıncına eşit olmalıdır.

(6.8) ve (6.9) eşitlikleri ile kütle gevşeme zaman ölçeği aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$\tau_m = \frac{m_d}{A_s |F_m|} = \frac{\rho_{dam} D_d}{6 |F_m|} = \frac{\rho_{dam} D_d}{6 K_g p_t \left| \frac{p_t - p_{v,\infty}}{p_t - p_{v,s}} \right|} \quad (6.9)$$

Kütle geçiş katsayısı K_g Ranz tarafından elde edilmiştir [153, 154].

$$K_g = \frac{Sh D_m}{R_m T_m D_d} \quad (6.10)$$

Bu denklemde R_m karışımın gaz sabitini, D_m buhar difüzyonunu, T_m ise ortalama sıcaklığı ifade etmektedir. S_h ise Sheerwood sayısıdır. S_c Schmidt sayısı olmak üzere, denklemdeki S_h sayısı (6.11) eşitliği ile hesaplanmaktadır.

$$S_h = 2 + 0,3 Re_d^{1/2} S_c^{1/3} \quad (6.11)$$

Momentum:

Kütlesi m_d olan bir damlacık için momentum denklemi (6.12) aşağıda ifade dilmektedir.

$$m_d \frac{du_d}{dt} = F_{dr} + F_p + F_{am} + F_b \quad (6.12)$$

Burada; C_d sürüklenme katsayısı, A_d ise damlacığın akış yönüne dik kesit alanı

Sürüklenme katsayısı için çözüm algoritmasında kullanılan korelasyon (6.13) aşağıda ifade edilmiştir.

$$C_d = 24 + 0,15 Re_d^{0,687} / Re_d, Re_d \leq 10^3 \quad (6.13)$$

$$C_d = 0,44, Re_d > 10^3$$

Burada kullanılan ayırık fazın Reynolds sayısı (6.14) aşağıda ifade edilmiştir:

$$Re_d = \rho |u - u_d| D_d / \mu \quad (6.14)$$

Kullanılan kod, bu standart korelasyon dışında, Yuen ve Chen [155] tarafından kurulan korelasyonun ya da kullanıcı tarafından belirlenebilecek bir korelasyonun algoritmaya dahil edilebilmesine olanak verir.

F_{dr} Sürüklenme kuvveti (6.15),

$$F_{dr} = \frac{1}{2} C_d \rho A_d |u - u_d| u - u_d \quad (6.14)$$

V_d damlacığın hacmi, ∇p ise basınç gradyanı

F_p damlacığa etkiyen basınç kuvveti (6.16)

$$F_p = -V_d \nabla p \quad (6.16)$$

F_{am} taşıyıcı sürekli faza damlacıkların nüfuz etmesinden kaynaklanan sanal kütle kuvveti, C_{am} ise bu kütle kuvvetine ait, genellikle 0,5 olarak alınan bir katsayı [125]

$$F_{am} = -C_{am} \rho V_p \frac{d(u-u_d)}{dt} \quad (6.17)$$

ψ açılal hız vektörü, r dönme eksenine olan uzaklık vektörü ve g yerçekimi ivmesi vektörü olmak üzere, F_b yerçekiminden kaynaklanan bünve kuvveti (6.18) ;

$$F_b = -m_d [g - \psi^* \psi^* r - 2 \psi^* u_d] \quad (6.18)$$

x_d 'nin damlacığa ait konum vektörü olduğu göz önüne alındığında damlacık hızı (6.19) aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$u_d = dx_d / dt \quad (6.19)$$

Momentum gevşeme zaman ölçeği, τ_M (6.20) aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$\tau_M = \frac{m_d |u-u_d|}{F_b} = \frac{2m_d}{C_d \rho A_d |u-u_d|} = \frac{4\rho_d D_d}{3C_d \rho |u-u_d|} \quad (6.20)$$

Enerji:

Damlacıklar için enerji dengesi, yüzeylerdeki ısı geçiş hızı ve faz değişiminden kaynaklanan ısı alışverişi mekanizmaları ile ilgilidir; bu nedenle denge (6.21) aşağıda verildiği gibi formüle edilir:

$$\tau_M = \frac{m_d |u-u_d|}{F_b} = \frac{2m_d}{C_d \rho A_d |u-u_d|} = \frac{4\rho_d D_d}{3C_d \rho |u-u_d|} \quad (6.21)$$

$$m_d C_{p,d} \frac{dT_d}{dt} = -A_s \dot{q}_d + h_{f,g} \frac{dm_d}{dt} \quad (6.22)$$

Bu eşitlkte $\dot{q}_d$ yüzey ısı akısını, $C_{p,d}$ damlacığın özgül ısısını, $h_{f,g}$ ise fiziksel faz değişim entalpisini ifade etmektedir [156]. h toplam ısı geçişi katsayısı olmak üzere düzeltilmiş ısı geçişi katsayısı ısı akısı (6.23) aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$h = \frac{k_m Nu Z}{(e^Z - 1) D_d} \quad (6.23)$$

Burada kullanılan Nusselt sayısı,

$$Nu = 2(1 + 0.3 Re_d^{1/2} Pr^{1/3}) \quad (6.24)$$

Z düzeltme faktörü ise,

$$Z = \frac{-C_p dm_d/dt}{\pi D_d k_m Nu} \quad (6.25)$$

6.21 ve 6.24 numaralı eşitlikler kullanıldığında, ayırık faz için ısıl gevşeme zaman ölçeği (6.26) aşağıdaki gibi belirtilebilir:

$$\tau_T = \frac{C_{p,d} \rho_d D_d}{6h} = \frac{C_{p,d} \rho_d D_d^2}{6k_m Nu} \quad (6.26)$$

Bu denklemde k_m sürekli faza ait ısıl iletkenlik katsayısı, Nu ise Nusselt sayısını ifade etmektedir [154].

6.3.4 Birincil Parçalanmanın Matematiksel Modeli

Sayısal çözümlemede, silindir içerisine püskürtülen yakıtın silindir içi dağılımını belirleyen en önemli etken kullanılan atomizasyon modelidir. Karışım oluşumunda hava hareketleri kadar, yakıt demetinin parçalanması ve yanma odası içerisindeki davranışları etkin olmaktadır. Yakıtın yüksek basınç ile yanma odasına püskürtülmesindeki amaç, sıvının atomizasyonu sonucunda çok sayıda damlacığın oluşması ve yakıtın hava ile temas eden yüzey alanının artırılması ile daha kısa sürede buharlaşma ve karışım oluşumunun sağlanmasıdır. Ancak yakıt demetinin çok boyutlu modellenmesinde, sıvının parçalanması sonucu oluşan damlacıklar, mevcut bilgisayar kapasitelerinin yetersizliği nedeniyle damlacık (çap) grupları ile temsil edilmektedir. Bu yöntemde yöneten denklemler Lagrange bakış açısıyla türetildiğinden yakıt demeti modeli ağ yapısına bağımlı olmaktadır [113,127].

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

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

Bu model enjektör çıkışında başlangıç değer karışıklık değerlerini tahmin etmekte ve dalga genişleme teorisi ve atomizasyon modelini temsil eden diğer hipotezleri kullanarak atomizasyonu benzetilmektedir.

Delik çıkışındaki ortalama türbülans kinetik enerji (6.27) ve enerji yayılım değeri (6.28) Huh modeline göre aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır:

$$k_a = \frac{U_p^2}{8 \frac{L_d}{D}} \left(\frac{1}{C_d^2} K_c - 1 \right) \quad (6.27)$$

$$\epsilon_a = \frac{K_\epsilon U_p^3}{2 L_d} \left(\frac{1}{C_{de}^2} K_c - 1 \right) \quad (6.28)$$

Denklemden kullanılan U_p zaman boyunca ortalama püskürtme hızını, L_d delik derinliğini, K_ϵ deneysel katsayısı, C_{de} ise enjektör deşarj katsayısını tanımlamaktadır.

Türbülans başlangıç değeri (6.29) ve zaman skalası (6.30) ise aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$L_t^0 = C_\mu^{0.75} k_a^{1.5} / \epsilon_a \quad (6.29)$$

$$\tau_t^0 = C_\mu^{0.75} k_a / \epsilon_a \quad (6.30)$$

Bu denklemde C_μ k- ϵ model katsayısıdır. C_{a1} ve C_{a2} nin model katsayıları olduğu denklemde, türbülans uzunluğu (6.31) ve zaman skalası (6.32) için zamana bağlı değerler ise aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$L_t(t) = L_t^0 \left(1 + C_{a1} \frac{t}{\tau_t^0} \right)^{C_{a2}} \quad (6.31)$$

$$\tau_t(t) = \tau_t^0 \left(1 + C_{a1} \frac{t}{\tau_t^0} \right) \quad (6.32)$$

Atomizasyon modelinde ikinci aşama olan yüzey dalga genişlemesi ise ayrık faz ile sürekli fazın etkileşimini açıklamaktadır. Karışıklık jet yüzeyinden ayrılanaya kadar dalga genişleme hızı olan $Re(\omega)$ ise karışıklığın genliğini arttırmaktadır. Jet yüzeyinden ayrılmış karışıklık ise ikincil damlacıkları oluşturur [151].

6.3.5 İkincil Parçalanmanın Matematiksel Modeli

Yakıt damlacıkları, sürekli faza göre hızları nedeniyle oluşan yüzey kuvvetleri sebebiyle kararlı durumda bulunmakta zorlanırlar. Bu durum Reitz ve Diwakar [136] tarafından geliştirilen kopma modeliyle çözülebilmektedir. Aerodinamik kuvvetler sebebiyle meydana gelen damlacık ayrılması, Reitz ve Diwakar [136] modelinde iki farklı durumda oluşmaktadır. Bunlardan ilki kese ayrılması olarak adlandırılır. Bu durumda damlacık çevresindeki homojen olmayan basınç bölgesi damlacık düşük basınçlı bölgeye doğru genişlemesine sebep olur. Diğeri ise şerit ayrılması olarak adlandırılır ve bu durumda tanecik yüzeyinden akışkan kopmaları olur.

Her durumda teorik çalışmalar ayrılma için kriterler yaratmaya kararlı damlacık çapını ve ayrılma prosesi sırasında karakteristik zaman skalasını tahmin etmeye çalışmaktadır [136]. Bu sayede ayrılma hızı (6.33) aşağıdaki denklem kullanılarak hesaplanır.

$$dD_{da}/dt = - D_{da} - D_{da,kararlı} / \tau_b \quad (6.33)$$

Bu denklemde D_{da} anlık damlacık çapını temsil etmektedir.

6.3.5.1 Kese ayrılması

Kararsızlık (6.34) eşitliği ile tanımlandığı şekilde kritik W_e sayısı ile tanımlanmaktadır.

$$W_e = \frac{\rho|u-u_d|^2 D_{da}}{2\sigma_{dy}} \geq C_{b1} \quad (6.34)$$

σ_{dy} yüzey gerilim katsayısı C_{b1} ise deneysel katsayı olarak tanımlanmış ve değeri 3.6 ile 8.4 arasında değişmektedir [151].

Ortak karakteristik zaman (6.35) eşitliği ile aşağıda tanımlanmıştır:

$$\tau_b = \frac{C_{b2}\rho_d^{1/2}D_{da}^{3/2}}{4\sigma_{dy}^{1/2}} \text{ olup} \quad (6.35)$$
$$C_{b2} \gg \pi$$

6.3.5.2 Şerit Ayrılması

Bu rejimin kriteri ise aşağıdaki (6.36) eşitliği ile tanımlanır.

$$W_e / \sqrt{Re_d} \geq C_{s1} \quad (6.36)$$

Re_d damlacığa ait Reynolds sayısı, C_{s1} ise değeri 0,5 olan bir katsayı. Bu durum için belirlenen karakteristik zaman (6.37) aşağıdaki gibidir [151]

$$\tau_b = \frac{C_{s2}}{2} \left(\frac{\rho_d}{\rho} \right)^{1/2} \frac{D_{da}}{|u-u_d|} \quad (6.37)$$

6.3.6 Çarpışma Modeli

O'Rourke [157] çarpışma modeli damlacıklar arası çarpışmaların modellenmesi için kullanılmaktadır [157]. Bu model Schmidt ve Rutland [158], tarafından speed-up algoritmasıyla iyileştirilmiştir. Bu model Aamir ve Watkins [159] tarafından vurgulanmış birleştirilmiş zaman skalası yaklaşımını içermektedir. Bu modeldeki kısıtlar ve hücre paralelleştirme mekanizması ise Nordin [160] tarafından incelenmiştir.

6.3.7 Buharlaşmanın Matematiksel Modeli

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

$$T_d > T_c$$

Burada T_c kritik sıcaklık olup ;

$$\left(\frac{\partial p_c}{\partial V} \right)_{T_c} = 0 \quad (6.38)$$

eşitliğini sağlayan sıcaklık değeridir.

$$T_d \geq T_b(p_c)$$

$T_b(p_c)$, çevre basıncında kaynama sıcaklığıdır. Kaynama sıcaklığı doyma basıncındaki (p_d) sıcaklıktır. İlk koşulda damlacık aniden buharlaşır. Eğer ikinci koşul sağlanırsa kütle transferi (6.39) eşitliği ile tanımlanır:

$$\frac{dm_d}{dt} = -2\pi \frac{k_l}{C_p} D_d \left[1 + 0.23Re^{1/2} \ln \left[1 + \frac{C_p (T - T_d)}{h_{fg}} \right] \right] \quad (6.39)$$

Bu denklemde k_l ısı iletim katsayısı, c_p ise karışımın özgül ısısı olarak tanımlanmıştır. Kaynama sırasında damlacık sıcaklığı sabit olarak kalır. Damlacıktan sürekli faza ısı transferi ise (6.40) eşitliği ile aşağıda belirtilmiştir [151]:

$$q_g \frac{dm_d}{dt} = -h_{fg} \frac{dm_d}{dt} \quad (6.40)$$

6.3.8 Duvar Etkileşim Modeli

Duvar etkileşim modeli olarak Bai ve Gosman [161]'nin çarpışma modeli kullanılmıştır. Bu model Lagrange modelini iskelet olarak ve literatür çalışmalarını, kütle, momentum enerji korunumu kısıtlarını dikkate alır. Bai'nin yaptığı çalışmaya göre, çarpışma sonrası damlacık özelliklerinin belirlenebilmesi için, ayırık faz ile duvar arasında gerçekleşen çarpışmanın yapısını yansıtmak yerine, rastgele gelişen prosedürlerin uygulanması

öngörülür. Bu yaklaşım, ilk damlacık çarpışma ve sıçraması sonucu oluşacak ikincil damlacıkların dağılımının ve boyutlarının elde edilebilmesini sağlar [161].

6.3.9 Yanmanın Matematiksel Modeli

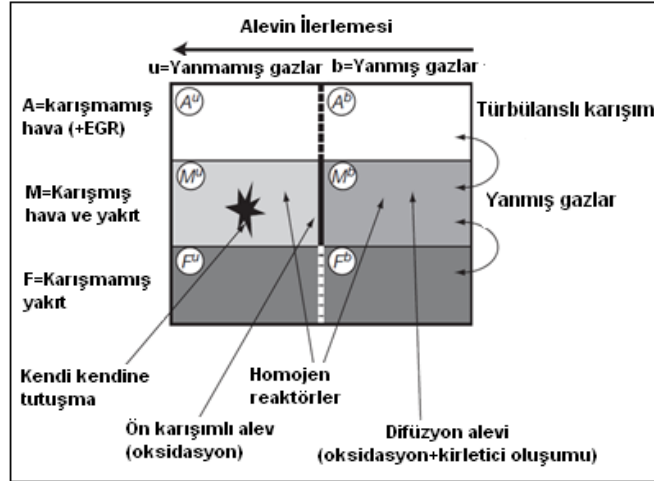
Bu çalışmada yanma modeli olarak ECFM-3Z modeli ve NO_x emisyonu için Zeldovich mekanizması kullanılmıştır.

ECFM-3Z Colin ve Benkenida [162], arkadaşları tarafından 2003 yılında geliştirilmiş olup, ön karışım ve kısmi ön karışım yanmayı içermektedir. Bununla birlikte bu model ön karışimsız yanmanın modellenmesi için de uyarlanmıştır. Bu model daha önce benzin motorlarında başarıyla uygulanmıştır. Modeli Diesel motor uygulamalarına uyarlamak için, modele bir karışım hali eklenmiştir. Bu modelde üç karışım bölgesi bulunmaktadır: saf yakıt bölgesi, saf hava ve muhtemel artık gazlar bölgesi ve ECFM modelinin uygulanacağı karışmış bölge. ECFM-3Z modeli Diesel motor yanmasındaki kendi kendine tutuşma, ön karışım ve difüzyon yanmasını içermektedir.

Kendi kendine tutuşma için ön reaksiyonlar hava ve yakıtın ön karışımı ile hesaplanmaktadır. TG süresi ise bölgesel sıcaklık, basınç, yakıt/hava oranı ve artık gazın miktarı ile belirlenmektedir. Bölgesel kendi kendine tutuşmadan sonra ön karışım yanma başlamaktadır. Difüzyon yanmasında reaksiyon, yakıt ve oksijeni ayıran ince bir bölgede gerçekleşmektedir. ECFM-3Z yanma modelinde reaksiyon bölgesindeki kimyasal zaman, difüzyon prosesinde gerekli olan zamandan daha kısa olduğu kabul edilmektedir. Bu nedenle difüzyon yanmasındaki reaksiyon oranı yakıt ve oksijenin karışması ile belirlenmektedir. ECFM-3Z modelindeki bu belirgin yanma rejimleri, modelin Diesel yanmasında uygulanabilirliğini arttırmaktadır.

ECFM-3Z yanma modeli, türbülans çevrintileri nedeniyle oluşan ön yüzey alev buruşmasını dikkate alan alev yüzey yoğunluğu denklemine ve yanmış veya yanmamış gazların yerel özelliklerinin, yüksek yerel yakıt tabakalaşma seviyesi durumları da dahil olmak üzere, hassas bir şekilde yeniden yapılandırılmasını sağlayan koşullama ortalama tekniğine dayanır. ECFM-3Z yanma modeli, karışım oranı uzayının sadece üç nokta ile temsil edildiği basitleştirilmiş Conditional Moment Closure tipi bir model olarak ifade edilebilir. Koşullama tekniği, üç karışım bölgesine genişletilmiş olup ECFM modelinde

olduğu gibi, karışım bölgesindeki yanmış ve yanmamış gaz özelliklerinin yeniden hesaplanmasını sağlar. Modelin içten yanmalı motorlara uygulanması, kendi kendine tutuşma modelinin, ön karışimli ve difüzyon alev tanımlarına bağlanmasını gerektirir. Şekil 6.6'da ECFM-3Z bölgeleri görülmektedir.



Şekil 6.6 ECFM3Z bölgeleri [162]

Şekil 6.6'da görüldüğü gibi ECFM-3Z modelinde her hesaplama elemanı, F harfi ile ifade edilen karışmamış yakıt bölgesi, M harfi ile ifade edilen yakıt içeren karışmış bölge ve A harfi ile ifade edilen hava+EGR bölgesi olarak üç karışım bölgesine bölünür. Yanmanın, A ve F bölgelerinde kesinlikle gerçekleşmediği gibi, sadece M bölgesinde gerçekleşmesi mümkündür. Bu nedenle, yanma hesaplamaları sadece bu bölge kullanılarak sınırlandırılmıştır. ECFM-3Z yanma modelinde, üç karışım bölgesi içeren hesaplama elemanı içerisindeki O_2 , N_2 , NO , CO_2 , CO , H_2 , H_2O , O , H , N , OH ve is bileşenlerinin Favre ortalama kütle yoğunluklarının hesaplanması için iletim denklemi çözülür [162].

6.3.9.1 Ön Karışimli Yanma

Model, turbulanslı yanma sınırında küçük tutuşmalar olarak tanımlanan ara yüzeyleri belirleyerek, difüzyon yanma sırasında yakıt ve oksidantı ayırmaktadır. Bu küçük tutuşmalar, birim hacimdeki tutuşma alanında tutuşma yüzey yoğunluğu için (6.41) eşitliğinde verilen transport denklemi çözülerek bulunmaktadır

$$\frac{\partial \rho \sigma}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \sigma u - \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{\sigma_{\Sigma}} + \frac{\mu}{\sigma_{t\Sigma}} \right) \nabla \sigma \right] \quad (6.41)$$

$$= \left[\frac{2}{3} \nabla u + \alpha \Gamma \frac{\varepsilon}{k} + \frac{2}{3} \frac{\rho_u}{\rho_b} U_L \frac{S}{V_b} - \beta U_L \frac{\Sigma}{1-c} - \frac{2}{3} \frac{1}{\gamma p} \frac{dp}{dt} \right] \Sigma + \phi(\Sigma)$$

Burada;

$c = 1 - Y_Y / Y_{TY}$ İlerleme değişkeni

$\acute{c} = 1 - (\rho Y_Y) / (\rho_u Y_{TY})$ Reynolds ortalamalı ilerleme değişkeni

U_L Laminar alev hızı

Y_Y Yakıtın kütle akışının toplam yakıt karışımına oranı

Y_{TY} Yakıt izleyici kütle oranı

α ve β Üretim ve tüketim denklemleri için ampirik katsayılar

μ Moleküler viskozite

μ_t Türbülanslı viskozite

$\acute{\Gamma}$ ITNFS katsayısı

Γ Politropik katsayı

ρ_u, ρ_b Yanmamış ve yanmış gazın yoğunluğu

S Alev yüzeyi

V Yanmış gazların hacmi

$\Sigma = \rho \sigma$ Alev alanı yoğunluğu

$\sigma_{\Sigma}, \sigma_{t\Sigma}$ Laminar ve türbülanslı Schmidt sayısı

Laminar alev hızı ile (6.42) eşitliği ile hesaplanmaktadır.

$$U_L = S_{I0} \left(\frac{T_u}{T_0} \right)^a \left(\frac{p}{p_0} \right)^b \quad 1 - 2,1X_{artık} \quad (6.42)$$

a, b Amprik katsayılar

T_u	Yanmamış gazların mutlak sıcaklığı
p	Mutlak basınç
Y_Y	Yakıtın kütle akışının toplam yakıt karışımına oranı
$X_{artık}$	Artık gazların mol fraksiyonu
S_{10}	300° K sıcaklıkta, 1 bar basınçta adyabatik alev hızı
P_0 ve T_0	Referans alınan mutlak basınç (1 bar) ve mutlak sıcaklık (300 K)

$\sigma_{t,\Sigma}$ ile ifade edilen schmidt sayısı, viskozitenin kütle yayılım gücüne oranını belirten boyutsuz bir sayıdır ve $\sigma_{t,\Sigma} = \nu / G_{küt\le}$ bağıntısı ile bulunmaktadır. Burada ν , kinematik viskozite olup $G_{küt\le}$, kütle yayılım gücünü ifade etmektedir. (6.43) eşitliği Γ , türbülanslı net tutuşma gerilimini göstermektedir.

$$\log_{10} \Gamma = \frac{1}{(s+0,4)} e^{-(s+0,4)} + (1 - e^{-(s+0,4)}) \left[\sigma_L (u' / U_L) s - 0,11 \right] \quad (6.43)$$

Burada u' ; turbulans yoğunluğunu, s entropiyi, U_L ise laminar alev hızını ifade etmektedir.

Reaksiyon Ürünlerinin Transport Denklemi

i.reaksiyon elemanının ortalama kütle oranı (Y_i) (6.44) eşitliği ile hesaplanır.

$$\frac{\partial \rho Y_i}{\partial t} + \nabla \cdot \rho Y_i u - \nabla \cdot \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_{t,i}} \nabla Y_i \right) = \varpi_i \quad (6.44)$$

$\varpi_i, \sigma_{t,i}$ i reaksiyon elemanının reaksiyon oranı ve Schmidt sayısı

Yakıt kütle oranı ise (6.45) ve (6.46) eşitlikleri ile hesaplanır.

$$\frac{\partial \rho Y_Y}{\partial t} + \nabla \cdot \rho Y_Y u - \nabla \cdot \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_{t,i}} \nabla Y_Y \right) = \varpi_Y \quad (6.45)$$

$$\varpi_Y = -\rho_u Y_{TY} U_L \Sigma \quad (6.46)$$

Buharlaşma

Eğer yakıt damlacıkları buharlaşırsa, yakıt kütle oranının transport denklemi için (6.47) eşitliğindeki kaynak terimine ihtiyaç duyulmaktadır.

$$\varpi_{Y,buh} = (1 - c)\varpi \quad (6.47)$$

ϖ yakıtın buharlaşma oranı , Bu nedenle Y_Y 'in son hali (6.48) eşitliği ile hesaplanır.

$$\frac{\partial \rho Y_Y}{\partial t} + \nabla \cdot \rho Y_Y u - \nabla \cdot \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_t} \nabla Y_Y \right) = \varpi_Y + \varpi_{Y,buh} \quad (6.48)$$

$\varpi_{Y,buh}$ için ifade edilen eşitlik buharlaşan yakıtın (1-c) kadarının yakıt kütle oranına (Y_Y) katıldığını, kalan (c) kısmının f_b 'ye (alevin arkasındaki bölge) katıldığını ifade etmektedir. Bu nedenle kaynak terin (6.49) eşitliği ile ifade edilmektedir.

$$\varpi_{Y,buh} = c\varpi \quad (6.49)$$

Böylece Y_{yb} kütle oranı için transport denklemi (6.50) eşitliği ile hesaplanmaktadır.

$$\frac{\partial \rho Y_{yb}}{\partial t} + \nabla \cdot \rho Y_{yb} u - \nabla \cdot \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_t} \nabla Y_{yb} \right) = \varpi_{Yb} + \varpi_{Yb,buh} \quad (6.50)$$

ϖ_{Yb} Magnussen modelinden elde edilen reaksiyon oranı

Yakıt İzleyici Transport Denklemleri

Tracerlar yanmamış gazın içindeki i reaksiyon elemanının trace ini tutmaktadır. ECFM yakıt (Y_{Tf}) ve oksijen (Y_{O2}) için (6.51) ve (6.52) eşitliklerini çözmektedir.

$$\frac{\partial \rho Y_{T,Y}}{\partial t} + \nabla \cdot \rho Y_{TY} u - \nabla \cdot \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_t} \nabla Y_{TY} \right) = \varpi \quad (6.51)$$

$$\frac{\partial \rho Y_{T,O2}}{\partial t} + \nabla \cdot \rho Y_{TO2} u - \nabla \cdot \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_t} \nabla Y_{TO2} \right) = 0 \quad (6.52)$$

Transport Denkleminin Termal Entalpisi

Reaksiyon elemanlarının reaksiyon kaynaklarına göre termal entalpi kaynak terimi (6.53) eşitliği ile hesaplanır.

$$\varpi_h = -\sum_i \varpi_i (\Delta H)_i^0 \quad (6.53)$$

$(\Delta H)_i^0$ oluşum ısısı

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \nabla \cdot \rho h u - \nabla \cdot \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_{h,t}} \nabla h \right) = \frac{\rho}{\rho_u} \frac{Dp}{Dt} + \rho \varepsilon + \varpi_h + \varpi_{h_{buh}} \quad (6.54)$$

$\varpi_{h_{buh}}$ Buharlaşıma/yoğuşma sebebi ile olan kaynak terim

Yanmamış gazların entalpsi

Yanmamış gazların entalpisi (6.55) eşitliği ile hesaplanır.

$$\frac{\partial \rho h_u}{\partial t} + \nabla \cdot \rho h_u u - \nabla \cdot \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_{h,t}} \nabla h_u \right) = \frac{\rho}{\rho_u} \frac{Dp}{Dt} + \rho \varepsilon + \varpi_{h_{buh}} \quad (6.55)$$

6.3.9.2 Alev Sonrası Yanma

Alev sonrası yanma için türbülans kontrollü Magnussen Edi Parçalanma Modeli uygulanmıştır. Bu model “*karişan yakılır*” esasına dayalı bir yanma modelidir. Modelde reaksiyonların karışım esnasında tamamlandığı varsayılarak, reaksiyon oranı tamamen, türbülanslı karışım ile kontrol edilmektedir. Bu durumda reaksiyon oranı, türbülans dağılımının oranı olarak kullanılmaktadır. Reaksiyon alanı ise, yanmış ve yanmamış bölgelerden oluşmaktadır .

Ana reaksiyon oranı (6.56), (6.57) ve (6.58) eşitlikleri ile verilmektedir.

$$R_Y = A_{ep} \frac{\rho}{\tau_t} \min \left[Y_Y, \frac{Y_O}{r_Y}, B_{ep} \frac{Y_{\ddot{U}}}{(1 + r_Y)} \right] \quad (6.56)$$

$$\tau_t = k/\varepsilon \quad (6.57)$$

Buradan;

$$R_Y = A_{ep} \frac{\rho}{\tau_c} \min \left[Y_Y, \frac{Y_O}{r_Y}, B_{ep} \frac{Y_{\ddot{U}}}{(1+r_Y)} \right] \quad (6.58)$$

Karakteristik zaman ölçeği (6.59) eşitliği ile hesaplanmaktadır.

$$\tau_c = \tau_l + f\tau_t \quad (6.59)$$

Laminar zaman ölçeği (6.60) eşitliği ile hesaplanmaktadır.

$$\tau_l = A^{-1} \exp E/R_m T \quad (6.60)$$

Türbülanslı zaman ölçeği (6.61) eşitliği ile hesaplanmaktadır.

$$\tau_t = C_2 k/\varepsilon \quad (6.61)$$

Gecikme faktörü (6.62) eşitliği ile hesaplanmaktadır.

$$f = 1 - e^{-c}/0,632 \quad (6.62)$$

Reaksiyon ilerleme değişkeni (6.63) eşitliği ile hesaplanmaktadır.

$$c = Y_{YT} - Y_Y / Y_{YT} - Y_{artık} \quad (6.63)$$

Karakteristik zaman ölçeğine (6.64) ve (6.65) göre yanma oluşur veya oluşmaz.

$$\tau_c = \tau_l \text{ ise yanma olmama sınırı} \quad (6.64)$$

$$\tau_c = \tau_l + \tau_t \text{ ise tam yanma sınırı} \quad (6.65)$$

Verilen bağıntılarda, Y_Y , Y_O , Y_P sırasıyla, yakıt, oksidan ve ürünlerin konsantrasyonunu ifade etmektedir. A_{ep} ve B_{ep} model katsayıları olup, deneysel çalışmalar sonucunda, sırasıyla 4 ve 0,5 değerlerine sahiptirler ancak bu değerler her durum için uygun olmamaktadır. Özellikle yüksek gerilimli bölgelerde, k 'nın ε 'a oranının yüksek olduğu durumlarda önlem alınmaktadır. Alev sonrası sürecinde yanmış reaksiyon ürünleri ($Y_{i,b}$) ve yanmış gazın entalpisi h_b hesaplandıktan sonra ortalama kütle oranı için

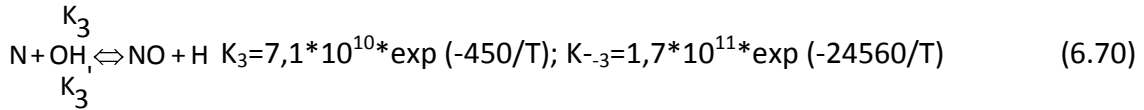
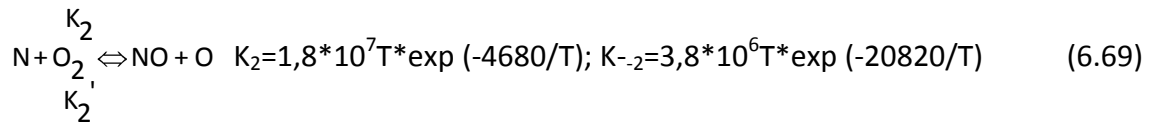
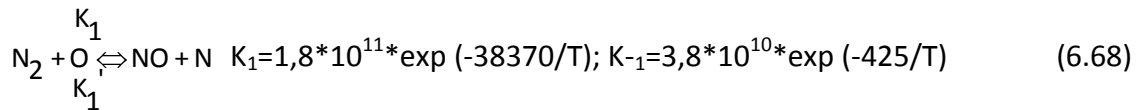
güncellenmiş değerler ($Y_{i,i}$) ve (h_b) ilerleme değişkeni c ile elde edilmektedir. Yanmamış reaksiyon ürünleri için kütle oranı ($Y_{i,u}$) ve h_b (6.66) ve (6.67) eşitlikleri ile hesaplanmaktadır [163].

$$Y_i^{yeni} = (1 - c)Y_{i,u} + cY_{i,b} \quad (6.66)$$

$$h^{yeni} = (1 - c)h_u + ch_b \quad (6.67)$$

6.3.10 NO_x Oluşumunun Matematiksel Modeli

NO emisyonlarının hesaplanabilmesi için Genişletilmiş Zeldovitch Modeli (termal NO oluşum modeli) uygulanmıştır. Bu modele göre NO oluşum reaksiyonları ve ileri/geri reaksiyon katsayıları (6.68), (6.69) ve (6.70) eşitlikleri ile verilmektedir [163].



$K = m^3(\text{kg mol})^{-1} s^{-1}$; Anlık NO_x oluşum oranı (6.71), (6.72) ve (6.73);

$$\hat{R} = \frac{\rho^2}{1 + K_{-1} \frac{Y_{NO}}{M_{NO}} / \left(K_2 \frac{Y_{O_2}}{M_{O_2}} + K_3 \frac{Y_{OH}}{M_{OH}} \right)} \quad (6.71)$$

$$\left[2K_1 \frac{Y_O}{M_O} \frac{Y_{N_2}}{M_{N_2}} - \frac{2K_{-1} \frac{Y_{NO}}{M_{NO}}}{K_2 \frac{Y_{O_2}}{M_{O_2}} + K_3 \frac{Y_{OH}}{M_{OH}}} \left(K_{-2} \frac{Y_O}{M_O} \frac{Y_{NO}}{M_{NO}} + K_{-3} \frac{Y_H}{M_H} \frac{Y_{NO}}{M_{NO}} \right) \right]$$

$$[O] = K_p [O_2]^{1/2} \quad (\text{kgmol}) m^{-3} \quad (6.72)$$

$$Y_o = [O] M_o / \rho \quad (\text{kgmol})^{1/2} m^{-3/2} \quad (6.73)$$

BÖLÜM 7

MOTOR DENEY SONUÇLARI

Performans ve emisyon deneyleri Diesel yakıtı ve biodiesel için maksimum gaz konumunda 3000 -1600 d/d aralığında 200 d/d aralıklar ile tam yük şartlarında 8 noktada yapılmıştır. Test sistemindeki bağıl belirsizlik değeri $\pm \%0,05$ dir.

Referans değerlerin elde edilebilmesi için deneylerde ilk olarak saf Diesel yakıtı kullanılmıştır. Deneylere başlamadan önce püskürtme avansı kontrol edilmiş ve statik püskürtme avansının Ü.Ö.N'dan önce 25° KMA olduğu tespit edilmiştir. Diesel motoruna ilk hareketi vermek amacı ile dinamometre ile çalıştırılmıştır. Diesel yakıtı ve biodiesel deneylerinin başlangıcında dışarıdan tahrik edilen motor 15 dakika süre ile testi yapılacak yakıt ile rölanti konumunda çalıştırılarak ısıtılmış ve akabinde ölçümlere geçilmiştir.

Öncelikle saf Diesel yakıtı ile tam yükte 3000 d/d'da motorun güç, tork, özgül yakıt tüketimi, egzoz gazı sıcaklıkları ve emisyon değerleri ölçülmüş ve kaydedilmiştir. Daha sonra artmaya başlayan motor hızı, motorun yüklenmesi ile düşürülmüş ve 200 d/d aralıklar ile ölçümler tekrarlanmıştır. Biodiesel için yukarıda anlatılan deney prosedürü tekrarlanmış ve sonuçlar kaydedilmiştir.

Deneyler sırasında egzoz kanalına %2 bağıl belirsizlik değeri ile termokupullar yerleştirilip egzoz gazı sıcaklıklarının ölçümü gerçekleştirilmiştir. Emisyon ölçümlerinde kullanılan kalibrasyon gazları için seyreltme ünitesine ait belirsizlik ise 0.0023'dür.

Çizelge 7.1, 7.2, 7.3, 7.4 ve 7.5’de emisyon cihazının gazlara ait ölçüm belirsizlikleri verilmektedir.

Çizelge 7.1 Emisyon cihazının CO (500 ppm) için bağıl belirsizlik değeri

Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
Seyreltme Ünitesi Belirsizliği	500	0,0023	0,000
Standart Belirsizliği	3000	15	0,005
Tekrarlanabilirlik	497,62	0,68	0,001
Toplam Belirsizlik	500		0,005
B (x)			2,59
Genişletilmiş belirsizlik(k=2)			5,19
Bağıl B (x), %			1,04

Çizelge 7.2 Emisyon cihazının CO (1000 ppm) için bağıl belirsizlik değeri

Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
Seyreltme Ünitesi Belirsizliği	1000	0,0023	0,000
Standart Belirsizliği	3000	15	0,005
Tekrarlanabilirlik	1002	0,82	0,001
Toplam Belirsizlik	1000		0,005
B (x)			5,07
Genişletilmiş belirsizlik(k=2)			10,13
Bağıl B (x), %			1,01

Çizelge 7.3 Emisyon cihazının CO₂ (%7) için bağıl belirsizlik değeri

Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
Seyreltme Ünitesi Belirsizliği	7	0,0023	0,000
Standart Belirsizliği	7,98	0,0399	0,005
Tekrarlanabilirlik	7,04	0,05	0,007
Toplam Belirsizlik	7		0,009
B (x)			0,06
Genişletilmiş belirsizlik(k=2)			0,12
Bağıl B (x), %			1,74

Çizelge 7.4 Emisyon cihazının NO (1500 ppm) için bağıl belirsizlik değeri

Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
Seyreltme Ünitesi Belirsizliği	1500	0,0023	0,000
Standart Belirsizliği	2505	12,5	0,005
Tekrarlanabilirlik	1501,85	1,00	0,001
Toplam Belirsizlik	1500		0,005
B (x)			7,57
Genişletilmiş belirsizlik(k=2)			15,13
Bağıl B (x), %			1,01

Çizelge 7.5 Emisyon cihazının O₂ (%7) için bağıl belirsizlik değeri

Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
Seyreltme Ünitesi Belirsizliği	7	0,0023	0,000
Standart Belirsizliği	20,566	0,041132	0,002
Tekrarlanabilirlik	7,19	0,03	0,005
Toplam Belirsizlik	7,00		0,005
B(x)			0,035
Genişletilmiş belirsizlik(k=2)			0,07
Bağıl B (x), %			1,05

Burada Çizelge 7.5'deki değerler (7.1), (7.2), (7.3), (7.4), (7.5), (7.6) ve (7.7) eşitlikleri ile hesaplanmıştır

Belirsizlik

$$= (\text{değer (X)} * \% \text{ölçüm belirsizliği})/100 \quad (7.1)$$

b(X)

$$= \text{belirsizlik} / \sqrt{1} \quad (7.2)$$

b(x)/X

$$= b(x)/\text{değer} \quad (7.3)$$

Toplam Belirsizlik:

$$\sqrt{\sum (\text{belirsizlikler})^2} \quad (7.4)$$

B(X)

$$= \text{Toplam belirsizlik} * 7 \quad (\%7 \text{ ile kalibrasyonu yapılmış O}_2 \text{ gazı için}) \quad (7.5)$$

şeklinde hesaplanmıştır. (kalibrasyon gazının değerine göre 7 sayısı değişmektedir)

Genişletilmiş Belirsizlik:

$$= 2 * B(X) \quad (7.6)$$

Bağıl Belirsizlik % B(X)

$$= (\text{genişletilmiş belirsizlik}/7) * 100 \quad (7.7)$$

7.1 3000 d/d Diesel Yakıtı Emisyonları için Toplam Bağlı Belirsizlik Hesapları

Emisyon gazlarının bağlı belirsizlik değeri hesabında; emisyon cihazının gazlara ait belirsizlik değerleri, deney düzeneğinin ve termokupulun belirsizlik değerleri de göz önüne alınmıştır.

Çizelge 7.6, 7.7, 7.8, 7.9, 7.10 ve 7.11’de belirsizlik hesapları verilmektedir.

Çizelge 7.6 Deney düzeneğinin toplam bağlı belirsizlik değeri

Deney düzeneği sertifika değerleri				
	kW	% Sertifika değeri	Belirsizlik	b(x)
Deney düzeneği	7,85	0,05	0,003925	0,004

Çizelge 7.7 Termokupul için toplam bağlı belirsizlik değeri

Egzoz gaz sıcaklığı sertifika değerleri				
	°C	% Sertifika değeri	Belirsizlik	b(x)
Sıcaklık	380	2	7,6	7,6

Çizelge 7.8 CO (500 ppm) gazının toplam bağlı belirsizlik değeri

CO (629,6 ppm) Belirsizliği			
Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
CO gaz bileşeni	629,6	2,59	0,004
Deney düzeneği	7,85	0,004	0,001
Sıcaklık	380	7,6	0,02
Toplam belirsizlik	500		0,02
B (x)			10,21
Genişletilmiş belirsizlik (k=2)			20,43
Bağıl B (x), %			4,09

Çizelge 7.9 O₂ (%7) gazının toplam bağlı belirsizlik değeri

O ₂ (%7,06) Belirsizliği			
Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
O ₂ gaz bileşeni	7,06	0,04	0,005
Deney düzeneği	7,85	0,004	0,001
Sıcaklık	380	7,6	0,02
Toplam belirsizlik	7		0,02067
B (x)			0,145
Genişletilmiş belirsizlik (k=2)			0,29
Bağıl B (x), %			4,13

Çizelge 7.10 CO₂ (%7) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri

CO₂ (%9,97) Belirsizliği			
Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
CO ₂ gaz bileşeni	9,97	0,06	0,006
Deney düzeneği	7,85	0,004	0,001
Sıcaklık	380	7,6	0,020
Toplam belirsizlik	7		0,02092
B (x)			0,146
Genişletilmiş belirsizlik (k=2)			0,29
Bağıl B (x), %			4,18

Çizelge 7.11 NO (1500 ppm) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri

NO (1554,8 ppm) Belirsizliği			
Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
NO gaz bileşeni	1554,8	7,57	0,005
Deney düzeneği	7,85	0,004	0,001
Sıcaklık	380	7,6	0,02
Toplam Belirsizlik	1500		0,021
B (x)			30,88
Genişletilmiş belirsizlik (k=2)			61,77
Bağıl B (x), %			4,12

7.2 3000 d/d Biodiesel Emisyonları için Toplam Bağıl Belirsizlik Hesapları

Çizelge 7.12, 7.13, 7.14, 7.15, 7.16 ve 7.17’de belirsizlik hesapları verilmektedir.

Çizelge 7.12 Deney düzeneğinin toplam bağıl belirsizlik değeri

Deney düzeneği sertifika değerleri				
	kW	% Sertifika değeri	Belirsizlik	b(x)
Deney düzeneği	7,33	0,05	0,004	0,004

Çizelge 7.13 Termokupul için toplam bağıl belirsizlik değeri

Egzoz gaz sıcaklığı sertifika değerleri				
	°C	% Sertifika değeri	Belirsizlik	b(x)
Sıcaklık	490	2	9,8	9,8

Çizelge 7.14 CO (500 ppm) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri

CO (532 ppm) Belirsizliği			
Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
CO gaz bileşeni	532	2,59	0,005
Deney düzeneği	7,33	0,004	0,001
Egzoz sıcaklığı	490	9,8	0,020
Toplam belirsizlik	500		0,021
B (x)			10,30
Genişletilmiş belirsizlik(k=2)			20,59
Bağıl B (x), %			4,12

Çizelge 7.15 O₂ (%7) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri

O₂ (%8,24) Belirsizliği			
Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
O ₂ gaz bileşeni	8,24	0,04	0,004
Deney düzeneği	7,33	0,004	0,001
Sıcaklık	490	9,8	0,020
Toplam Belirsizlik	7		0,020
B (x)			0,14
Genişletilmiş belirsizlik(k=2)			0,29
Bağıl B (x), %			4,10

Çizelge 7.16 CO₂ (%7) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri

CO₂ (%9,43) Belirsizliği			
Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
CO ₂ gaz bileşeni	9,43	0,04	0,005
Deney düzeneği	7,33	0,004	0,001
Sıcaklık	490	9,8	0,020
Toplam belirsizlik	7		0,020
B (x)			0,145
Genişletilmiş belirsizlik(k=2)			0,29
Bağıl B (x), %			4,13

Çizelge 7.17 NO (1500 ppm) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri

NO(1599 ppm) Belirsizliği			
Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
NO gaz bileşeni	1599	7,57	0,006
Deney düzeneği	7,33	0,004	0,001
Sıcaklık	490	9,8	0,020
Toplam Belirsizlik	1500		0,021
B (x)			0,147
Genişletilmiş belirsizlik(k=2)			0,29
Bağıl B (x), %			4,20

7.3 2800 d/d Diesel Yakıtı Emisyonları için Toplam Bağıl Belirsizlik Hesapları

Çizelge 7.18, 7.19, 7.20, 7.21, 7.22 ve 7.23’de belirsizlik hesapları verilmektedir.

Çizelge 7.18 Deney düzeneğinin toplam bağıl belirsizlik değeri

Deney düzeneği sertifika değerleri				
	kW	% Sertifika değeri	Belirsizlik	b(x)
Deney düzeneği	7,42	0,05	0,00371	0,004

Çizelge 7.19 Termokupul için toplam belirsizlik değeri

Sıcaklık sertifika değerleri				
	°C	% Sertifika değeri	Belirsizlik	b(x)
Sıcaklık	351	2	7,02	7,02

Çizelge 7.20 CO (500 ppm) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri

CO (721 ppm) Belirsizliği			
Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
CO gaz bileşeni	721	2,59	0,004
Deney düzeneği	7,42	0,004	0,001
Egzoz sıcaklığı	351	7,02	0,020
Toplam belirsizlik	500		0,02
B (x)			10,16
Genişletilmiş belirsizlik (k=2)			20,33
Bağıl B (x), %			4,07

Çizelge 7.21 O₂ (%7) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri

O₂ (%6,94) Belirsizliği			
Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
O ₂ gaz bileşeni	6,94	0,04	0,005
Deney düzeneği	7,42	0,004	0,001
Sıcaklık	351	7,02	0,020
Toplam belirsizlik	7		0,021
B (x)			0,14
Genişletilmiş belirsizlik (k=2)			0,29
Bağıl B (x), %			4,14

Çizelge 7.22 CO₂ (%7) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri

CO₂ (%10,08) Belirsizliği			
Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
CO ₂ gaz bileşeni	10,08	0,06	0,006
Deney düzeneği	7,42	0,004	0,001
Sıcaklık	351	7,02	0,020
Toplam belirsizlik	7		0,021
B (x)			0,15
Genişletilmiş belirsizlik (k=2)			0,29
Bağıl B (x), %			4,18

Çizelge 7.23 NO (1500 ppm) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri

NO(1554 ppm) Belirsizliği			
Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
NO gaz bileşeni	1742,5	7,57	0,004
Deney düzeneği	7,42	0,004	0,001
Sıcaklık	351	7,02	0,020
Toplam belirsizlik	1500		0,020
B (x)			30,71
Genişletilmiş belirsizlik(k=2)			61,42
Bağıl B (x), %			4,09

7.4 2800 d/d Biodiesel Yakıtı Emisyonları için Toplam Bağıl Belirsizlik Hesapları

Çizelge 7.24, 7.25, 7.26, 7.27, 7.28 ve 7.29’da belirsizlik hesapları verilmektedir.

Çizelge 7.24 Deney düzeneğinin toplam bağıl belirsizlik değeri

Deney düzeneği sertifika değerleri				
	kW	% Sertifika değeri	Belirsizlik	b(x)
Deney düzeneği	7,16	0,05	0,004	0,036

Çizelge 7.25 Termokupul için toplam bağıl belirsizlik değeri

Sıcaklık sertifika değerleri				
	°C	% Sertifika değeri	Belirsizlik	b(x)
Sıcaklık	503	2	10,06	10,06

Çizelge 7.26 CO (500 ppm) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri

CO (586,33 ppm) Belirsizliği			
Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
CO gaz bileşeni	586,33	2,59	0,004
Deney düzeneği	7,16	0,004	0,001
Egzoz sıcaklığı	503	10,06	0,020
Toplam belirsizlik	500		0,020
B(x)			10,24
Genişletilmiş belirsizlik (k=2)			20,49
Bağıl B(x), %			4,10

Çizelge 7.27 O₂ (%7) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri

O₂ (%7,93) Belirsizliği			
Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
O ₂ gaz bileşeni	7,93	0,04	0,005
Deney düzeneği	7,16	0,004	0,001
Sıcaklık	503	10,06	0,020
Toplam belirsizlik	7		0,021
B (x)			0,14
Genişletilmiş belirsizlik (k=2)			0,29
Bağıl B (x), %			4,11

Çizelge 7.28 CO₂ (%7) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri

CO₂ (%9,66) Belirsizliği			
Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
CO ₂ gaz bileşeni	9,66	0,06	0,006
Deney düzeneği	7,16	0,004	0,001
Sıcaklık	503	10,06	0,020
Toplam belirsizlik	7		0,021
B (x)			0,15
Genişletilmiş belirsizlik (k=2)			0,29
Bağıl B (x), %			4,20

Çizelge 7.29 NO (1500 ppm) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri

NO (1711,67 ppm) Belirsizliği			
Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
NO gaz bileşeni	1711,67	7,57	0,004
Deney düzeneği	7,16	0,004	0,001
Sıcaklık	503	10,06	0,020
Toplam belirsizlik	1500		0,020
B (x)			30,73
Genişletilmiş belirsizlik (k=2)			61,47
Bağıl B (x), %			4,10

7.5 2600 d/d Diesel Yakıtı Emisyonları için Toplam Bağıl Belirsizlik Hesapları

Çizelge 7.30, 7.31, 7.32, 7.33, 7.34 ve 7.35’de belirsizlik hesapları verilmektedir.

Çizelge 7.30 Deney düzeneğinin toplam bağıl belirsizlik değeri

Deney düzeneği sertifika değerleri				
	kW	% Sertifika değeri	Belirsizlik	b(x)
Deney düzeneği	6,94	0,05	0,00347	0,003

Çizelge 7.31 Termokupul için toplam belirsizlik değeri

Sıcaklık sertifika değerleri				
	°C	% Sertifika değeri	Belirsizlik	b(x)
Sıcaklık	382	2	7,64	7,64

Çizelge 7.32 CO (1000 ppm) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri

CO (866,25 ppm) Belirsizliği			
Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
CO gaz bileşeni	866,25	5,07	0,006
Test düzeneği	6,94	0,003	0,001
Sıcaklık	382	7,64	0,020
Toplam belirsizlik	1000		0,021
B (x)			20,84
Genişletilmiş belirsizlik (k=2)			41,69
Bağıl B (x), %			4,17

Çizelge 7.33 O₂ (%7) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri

O₂ (%6,92) Belirsizliği			
Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
O ₂ gaz bileşeni	6,92	0,04	0,005
Deney düzeneği	6,94	0,003	0,001
Sıcaklık	382	7,64	0,020
Toplam belirsizlik	7		0,021
B (x)			0,14
Genişletilmiş belirsizlik (k=2)			0,29
Bağıl B (x), %			4,14

Çizelge 7.34 CO₂ (%7) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri

CO₂ (%10,08) Belirsizliği			
Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
CO ₂ gaz bileşeni	10,08	0,06	0,006
Deney düzeneği	6,94	0,003	0,001
Sıcaklık	382	7,64	0,020
Toplam belirsizlik	7		0,021
B (x)			0,15
Genişletilmiş belirsizlik (k=2)			0,29
Bağıl B (x), %			4,18

Çizelge 7.35 NO (1500 ppm) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri

NO (1825,75 ppm) Belirsizliği			
Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
NO gaz bileşeni	1825,75	7,57	0,004
Deney düzeneği	6,94	0,003	0,001
Sıcaklık	382	7,64	0,020
Toplam belirsizlik	1500		0,020
B (x)			30,65
Genişletilmiş belirsizlik (k=2)			61,29
Bağıl B (x), %			4,09

7.6 2600 d/d Biodiesel Yakıtı Emisyonları için Toplam Bağıl Belirsizlik Hesapları

Çizelge 7.36, 7.37, 7.38, 7.39, 7.40 ve 7.41’de belirsizlik hesapları verilmektedir.

Çizelge 7.36 Deney düzeneğinin toplam bağıl belirsizlik değeri

Deney düzeneği sertifika değerleri				
	kW	% Sertifika değeri	Belirsizlik	b(x)
Deney düzeneği	6.75	0.05	0.0033	0.003

Çizelge 7.37 Termokupul için toplam bağıl belirsizlik değeri

Sıcaklık sertifika değerleri				
	°C	% Sertifika değeri	Belirsizlik	b(x)
Sıcaklık	470	2	9,4	9,40

Çizelge 7.38 CO (500 ppm) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri

CO (656 ppm) Belirsizliği			
Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
CO gaz bileşeni	656	2,59	0,004
Test düzeneği	6,75	0,003	0,001
Sıcaklık	470	9,40	0,020
Toplam belirsizlik	500		0,020
B (x)			10,20
Genişletilmiş belirsizlik (k=2)			20,39
Bağıl B (x), %			4,08

Çizelge 7.39 O₂ (%7) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri

O₂ (%8,07) Belirsizliği			
Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
O ₂ gaz bileşeni	8,07	0,04	0,005
Deney düzeneği	6,75	0,003	0,001
Sıcaklık	470	9,40	0,020
Toplam belirsizlik	7		0,021
B (x)			0,14
Genişletilmiş belirsizlik (k=2)			0,29
Bağıl B (x), %			4,10

Çizelge 7.40 CO₂ (%7) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri

CO₂ (%9,54) Belirsizliği			
Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
CO ₂ gaz bileşeni	9,54	0,06	0,006
Deney düzeneği	6,75	0,003	0,001
Sıcaklık	470,00	9,40	0,020
Toplam belirsizlik	7		0,021
B (x)			0,15
Genişletilmiş belirsizlik (k=2)			0,29
Bağıl B (x), %			4,20

Çizelge 7.41 NO (1500 ppm) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri

NO (1761) Belirsizliği			
Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
NO gaz bileşeni	1761	7,57	0,004
Deney düzeneği	6,75	0,003	0,001
Sıcaklık	470	9,40	0,020
Toplam belirsizlik	1500		0,020
B (x)			30,69
Genişletilmiş belirsizlik (k=2)			61,39
Bağıl B (x), %			4,09

7.7 2400 d/d Diesel Yakıtı Emisyonları için Toplam Bağıl Belirsizlik Hesapları

Çizelge 7.42, 7.43, 7.44, 7.45, 7.46 ve 7.47’de belirsizlik hesapları verilmektedir.

Çizelge 7.42 Deney düzeneğinin toplam bağıl belirsizlik değeri

Deney düzeneği sertifika değerleri				
	kW	% Sertifika değeri	Belirsizlik	b(x)
Deney düzeneği	6,45	0,05	0,003225	0,003

Çizelge 7.43 Termokupul için toplam belirsizlik değeri

Sıcaklık sertifika değerleri				
	°C	% Sertifika değeri	Belirsizlik	b(x)
Sıcaklık	350	2	7	700

Çizelge 7.44 CO (1000 ppm) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri

CO (1192 ppm) Belirsizliği			
Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
CO gaz bileşeni	1192	5,07	0,004
Deney düzeneği	6,45	0,003	0,001
Sıcaklık	350	7	0,020
Toplam belirsizlik	1000		0,020
B(x)			20,45
Genişletilmiş belirsizlik (k=2)			40,91
Bağıl B (x), %			4,09

Çizelge 7.45 O₂ (%7) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri

O₂ (%7,10) Belirsizliği			
Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
O ₂ gaz bileşeni	7,1	0,04	0,005
Deney düzeneği	6,45	0,003	0,001
Sıcaklık	350	7	0,020
Toplam belirsizlik	7		0,021
B(x)			0,14
Genişletilmiş belirsizlik (k=2)			0,29
Bağıl B (x), %			4,13

Çizelge 7.46 CO₂ (%7) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri

CO₂ (%9,92) Belirsizliği			
Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
CO ₂ gaz bileşeni	9,92	0,06	0,006
Deney düzeneği	6,45	0,003	0,001
Sıcaklık	350	7	0,020
Toplam belirsizlik	7		0,021
B (x)			0,15
Genişletilmiş belirsizlik (k=2)			0,29
Bağıl B (x), %			4,19

Çizelge 7.47 NO (1500 ppm) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri

NO (1853,25 ppm) Belirsizliği			
Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
NO gaz bileşeni	1853,25	7,57	0,004
Deney düzeneği	6,45	0,003	0,001
Sıcaklık	350	7	0,020
Toplam belirsizlik	1500		0,020
B(x)			30,63
Genişletilmiş belirsizlik (k=2)			61,26
Bağıl B (x), %			4,08

7.8 2400 d/d Biodiesel Yakıtı Emisyonları için Toplam Bağıl Belirsizlik Hesapları

Çizelge 7.48, 7.49, 7.50, 7.51, 7.52 ve 7.53’de belirsizlik hesapları verilmektedir.

Çizelge 7.48 Deney düzeneğinin toplam bağıl belirsizlik değeri

Deney düzeneği sertifika değerleri				
	kW	% Sertifika değeri	Belirsizlik	b(x)
Deney düzeneği	6,45	0,05	0,003225	0,003

Çizelge 7.49 Termokupul için toplam bağıl belirsizlik değeri

Sıcaklık sertifika değerleri				
	°C	% Sertifika değeri	Belirsizlik	b(x)
Sıcaklık	457	2	9,14	9,14

Çizelge 7.50 CO (1000 ppm) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri

CO (850,83 ppm) Belirsizliği			
Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
CO gaz bileşeni	850,83	5,07	0,006
Deney düzeneği	6,45	0,003	0,001
Sıcaklık	457,00	9,14	0,020
Toplam belirsizlik	1000		0,021
B (x)			20,87
Genişletilmiş belirsizlik (k=2)			41,75
Bağıl B (x), %			4,17

Çizelge 7.51 O₂ (%7) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri

O₂ (%7,68) Belirsizliği			
Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
O ₂ gaz bileşeni	7.68	0.04	0,005
Deney düzeneği	6.45	0,003	0,001
Sıcaklık	457	9,14	0,020
Toplam belirsizlik	7		0,021
B (x)			0,14
Genişletilmiş belirsizlik (k=2)			0,29
Bağıl B (x), %			4,11

Çizelge 7.52 CO₂ (%7) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri

CO₂ (%9,83) Belirsizliği			
Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
CO ₂ gaz bileşeni	9,83	0,06	0,006
Deney düzeneği	6,45	0,003	0,001
Sıcaklık	457	9,14	0,020
Toplam belirsizlik	7		0,021
B(x)			0,15
Genişletilmiş belirsizlik (k=2)			0,29
Bağıl B (x), %			4,19

Çizelge 7.53 NO (1500 ppm) gazının toplam bağıl belirsizlik değeri

NO (1847 ppm) Belirsizliği			
Parametre	Değer (X)	b(x)	b(x)/X
NO gaz bileşeni	1847	7,57	0,004
Deney düzeneği	6,45	0,003	0,001
Sıcaklık	457,00	9,14	0,020
Toplam belirsizlik	1500		0,020
B(x)			30,63
Genişletilmiş belirsizlik (k=2)			61,26
Bağıl B (x), %			4,08

Sonuçlar Çizelge 7.54’de verilmektedir.

Çizelge 7.54 Diesel ve Biodiesel yakıtları için deney sonuçları

DIESEL YAKITI												
Devir	Tork (Nm)	Güç (kW)	Egzoz Sıcaklığı (°C)	Yakıt Tüketim Miktarı (g)	Yakıt Tüketim Süresi (s)	Yakıt Tüketimi (mg/s) ¹	Yakıt Tüketimi (m ³ /s) ¹	Yakıtın (C ₁₅ H ₃₄) Yoğunluğu (mg/m ³)	Hava Tüketimi (mg/s) ¹	Hava Tüketimi (m ³ /s) ¹	Havanın Yoğunluğu (mg/m ³)	Toplam Egzoz Debisi (m ³ /s) ¹
3000	25,02	7,85	380	50	90	555,56	0,000128	4338000	12304	0,0231	533000	0,023
2800	25,56	7,42	351	50	96	520,83	0,000114	4574000	11431	0,0205	557700	0,021
2600	25,78	6,94	382	50	107	467,29	0,000108	4323000	10243	0,0193	531300	0,019
2400	25,61	6,45	350	50	115	434,78	0,000095	4583000	9658	0,0173	558600	0,017
2200	25,41	5,82	352	50	123	406,50	0,000089	4566000	8924	0,0160	556800	0,016
2000	25,50	5,29	345	50	135	370,37	0,000080	4627000	8072	0,0143	563100	0,014
1800	26,55	4,96	366	50	146	342,47	0,000077	4449000	7138	0,0131	544600	0,013
1600	25,71	4,25	343	50	167	299,40	0,000064	4645000	6394	0,0113	565000	0,011

Çizelge 7.54 Diesel ve Biodiesel yakıtları için deney sonuçları (devam)

DIESEL YAKITI												
Devir	Silindire Emilen Hava Miktarı (kg/s) ²	Silindire Emilen Yakıt Miktarı (kg/s) ²	Egzoz Hava Debisi (m ³ /s) ²	Egzoz Yakıt Debisi (m ³ /s) ²	Toplam Egzoz Debisi (m ³ /s) ²	Lamda	CO (ppm)	CO (mg/m ³)	CO (mg/s) ¹	CO (mg/s) ²	Motor CO Emisyon Testi (g/kWh) ¹	Motor CO Emisyon Testi (g/kWh) ²
3000	0,0122	0,00055	0,0229	0,000127	0,0230	1,507	629,60	329,25	7,64	7,57	3,50	3,47
2800	0,0114	0,00052	0,0204	0,000113	0,0205	1,493	721,00	394,57	8,13	8,10	3,95	3,93
2600	0,0106	0,00048	0,0199	0,000112	0,0200	1,491	866,25	451,62	8,76	9,03	4,55	4,69
2400	0,0098	0,00044	0,0175	0,000096	0,0176	1,511	1192,00	653,37	11,36	11,47	6,34	6,40
2200	0,0089	0,00041	0,0161	0,000089	0,0161	1,493	1490,50	814,37	13,12	13,15	8,12	8,14
2000	0,0081	0,00037	0,0144	0,000081	0,0145	1,483	1693,25	935,62	13,49	13,58	9,17	9,23
1800	0,0073	0,00035	0,0134	0,000079	0,0135	1,418	2850,25	1523,19	20,08	20,58	14,58	14,94
1600	0,0065	0,00030	0,0115	0,000066	0,0116	1,453	2125,40	1178,22	13,41	13,64	11,36	11,55

Çizelge 7.54 Diesel ve Biodiesel yakıtları için deney sonuçları (devam)

BIODIESEL												
Devir	Silindire Emilen Hava Miktarı (kg/s) ²	Silindire Emilen Yakıt Miktarı (kg/s) ²	Egzoz Hava Debisi (m ³ /s) ²	Egzoz Yakıt Debisi (m ³ /s) ²	Toplam Egzoz Debisi (m ³ /s) ²	Lamda	CO (ppm)	CO (mg/m ³)	CO (mg/s) ¹	CO (mg/s) ²	Motor CO Emisyon Testi (g/kWh) ¹	Motor CO Emisyon Testi (g/kWh) ²
3000	0.0122	0.00050	0.026	0.000105	0.0265	1.645	532.00	238.11	7.11	6.31	3.49	3.10
2800	0.0114	0.00048	0.025	0.000102	0.0252	1.606	586.33	258.03	7.48	6.49	3.76	3.26
2600	0.0106	0.00044	0.022	0.000089	0.0224	1.625	656.00	301.51	8.02	6.74	4.28	3.60
2400	0.0098	0.00042	0.020	0.000083	0.0203	1.576	850.83	397.78	9.68	8.07	5.40	4.50
2200	0.0089	0.00039	0.019	0.000078	0.0189	1.565	971.75	466.03	10.52	8.83	6.51	5.46
2000	0.0081	0.00036	0.017	0.000070	0.0167	1.535	1224.75	578.48	11.89	9.68	7.91	6.44
1800	0.0073	0.00034	0.015	0.000067	0.0151	1.450	1986.00	938.04	16.60	14.14	11.87	10.11
1600	0.0065	0.00029	0.013	0.000054	0.0130	1.533	1446.25	704.54	10.78	9.15	9.21	7.82

Çizelge 7.54 Diesel ve Biodiesel yakıtları için deney sonuçları (devam)

DIESEL YAKITI														
Devir	CO ₂ (%)	CO ₂ (ppm)	CO ₂ (mg/m ³)	CO ₂ (mg/s) ¹	CO ₂ (mg/s) ²	Motor CO ₂ Emisyon Testi (g/kWh) ¹	Motor CO ₂ Emisyon Testi (g/kWh) ²	O ₂ (%)	O ₂ ppm	O ₂ (mg/m ³)	O ₂ (mg/s) ¹	O ₂ (mg/s) ²	Motor O ₂ Emisyon Testi (g/kWh) ¹	Motor O ₂ Emisyon Testi (g/kWh) ²
3000	9,97	99740,00	81951,90	1902,38	1885,08	871,91	863,98	7,06	70620,00	42189,24	979,36	970,45	448,86	444,78
2800	10,08	100775,00	86649,57	1785,94	1777,89	866,53	862,62	6,94	69350,00	43355,52	893,60	889,57	433,57	431,62
2600	10,08	100825,00	82590,49	1601,26	1651,83	831,22	857,47	6,92	69175,00	41199,82	798,78	824,01	414,65	427,75
2400	9,92	99225,00	85453,74	1485,52	1500,35	829,09	837,36	7,10	71025,00	44473,93	773,13	780,85	431,49	435,80
2200	10,03	100325,00	86124,66	1387,95	1390,69	859,05	860,75	6,94	69375,00	43301,77	697,83	699,21	431,91	432,77
2000	10,09	100850,00	87555,74	1262,04	1270,93	858,13	864,17	6,84	68350,00	43145,10	621,90	626,28	422,86	425,84
1800	10,44	104350,00	87617,78	1155,20	1183,87	838,64	859,45	6,19	61900,00	37789,81	498,24	510,61	361,71	370,68
1600	10,24	102380,00	89172,56	1014,97	1032,15	859,64	874,19	6,55	65460,00	41454,95	471,84	479,83	399,63	406,40

Çizelge 7.54 Diesel ve Biodiesel yakıtları için deney sonuçları (devam)

BODİESEL														
Devir	CO ₂ (%)	CO ₂ (ppm)	CO ₂ (mg/m ³)	CO ₂ (mg/s) ¹	CO ₂ (mg/s) ²	Motor CO ₂ Emisyon Testi (g/kWh) ¹	Motor CO ₂ Emisyon Testi (g/kWh) ²	O ₂ (%)	O ₂ ppm	O ₂ (mg/m ³)	O ₂ (mg/s) ¹	O ₂ (mg/s) ²	Motor O ₂ Emisyon Testi (g/kWh) ¹	Motor O ₂ Emisyon Testi (g/kWh) ²
3000	9,43	94300,00	66313,87	1979,66	1756,64	971,91	862,42	8,24	82350,00	42105,67	1256,97	1115,37	617,11	547,59
2800	9,66	96633,33	66816,52	1937,24	1680,49	974,20	845,09	7,93	79266,67	39850,32	1155,40	1002,27	581,03	504,03
2600	9,54	95433,33	68916,97	1832,82	1540,89	977,71	821,98	8,07	80733,33	42389,98	1127,35	947,78	601,38	505,59
2400	9,83	98316,67	72262,25	1758,53	1465,62	981,46	817,98	7,68	76783,33	41033,80	998,57	832,24	557,32	464,49
2200	9,89	98900,00	71324,44	1609,47	1351,29	996,15	836,36	7,58	75800,00	39746,20	896,89	753,02	555,12	466,07
2000	10,08	100775,00	74787,15	1537,35	1251,97	1022,92	833,03	7,32	73150,00	39470,52	811,37	660,75	539,87	439,65
1800	10,60	105950,00	78627,62	1391,67	1184,93	995,34	847,47	6,51	65125,00	35140,36	621,97	529,57	444,84	378,75
1600	10,05	100475,00	76904,13	1176,73	998,58	1005,46	853,24	7,30	72975,00	40611,59	621,41	527,33	530,97	450,58

Çizelge 7.54 Diesel ve Biodiesel yakıtları için deney sonuçları (devam)

BODIESEL																
Devir	NO (ppm)	NO (mg/m ³)	NO (mg/s) ¹	NO (mg/s) ²	Motor NO Emisyon Testi (g/kWh) ¹	Motor NO Emisyon Testi (g/kWh) ²	SO ₂ (ppm)	SO ₂ (mg/m ³)	SO ₂ (mg/s) ¹	SO ₂ (mg/s) ²	Motor SO ₂ Emisyon Testi (g/kWh) ¹	Motor SO ₂ Emisyon Testi (g/kWh) ²	İs Sayısı (Bosch)	İs (mg/m ³)	İs(mg/s) ¹	İs(mg/s) ²
3000	1599,00	766,66	22,89	20,31	11,24	9,97	2,00	2,05	0,06	0,05	0,030	0,027	1,00	17,83	0,532	0,472
2800	1711,67	806,93	23,40	20,30	11,77	10,21	2,00	2,01	0,06	0,05	0,029	0,025	1,80	43,40	1,258	1,092
2600	1761,00	867,05	23,06	19,39	12,30	10,34	2,00	2,10	0,06	0,05	0,030	0,025	1,40	29,02	0,772	0,649
2400	1847,00	925,60	22,52	18,77	12,57	10,48	2,50	2,67	0,06	0,05	0,036	0,030	0,60	9,20	0,224	0,187
2200	1962,25	964,84	21,77	18,28	13,48	11,31	2,75	2,89	0,07	0,05	0,040	0,034	0,60	9,20	0,208	0,174
2000	2049,25	1036,88	21,31	17,36	14,18	11,55	3,00	3,24	0,07	0,05	0,044	0,036	0,60	9,20	0,189	0,154
1800	2164,75	1095,07	19,38	16,50	13,86	11,80	5,00	5,40	0,10	0,08	0,068	0,058	0,60	9,20	0,163	0,139
1600	2393,00	1248,80	19,11	16,22	16,33	13,86	6,00	6,69	0,10	0,09	0,087	0,074	0,60	9,20	0,141	0,119

Çizelge 7.54 Diesel ve Biodiesel yakıtları için deney sonuçları (devam)

DIESEL YAKITI									
Devir	Motor İis Emisyon Testi (g/kWh) ¹	İis Emisyon Testi (g/kWh) ²	Yakıt Tüketimi (g/kWh)	Enjektörden Püskürtülen Yakıt Miktarı (kg)	Enjektörden Püskürtülen Yakıt Süresi (s)	Enjektörden püskürtülen yakıt debisi (kg/s)	1 delikten Püskürtülen Yakıt Debisi (kg/s)	Püskürtme Avansı (°KMA)	Püskürtme Süresi (°KMA)
3000	0,141	0,139	254,62	2,2222E-05	0,000777778	0,028571429	0,0071429	13	14
2800	0,155	0,154	252,71	2,23214E-05	0,000892857	0,025	0,0062500	12	15
2600	0,205	0,211	242,57	2,15672E-05	0,001025641	0,021028037	0,0052570	11	16
2400	0,128	0,130	242,66	2,17391E-05	0,001180556	0,018414322	0,0046036	10	17
2200	0,203	0,204	251,60	2,21729E-05	0,001363636	0,016260163	0,0040650	9	18
2000	0,226	0,228	251,84	2,2222E-05	0,001583333	0,014035088	0,0035088	8	19
1800	0,543	0,556	248,62	2,28311E-05	0,001851852	0,012328767	0,0030822	7	20
1600	0,280	0,285	253,58	2,24551E-05	0,0021875	0,010265184	0,0025663	6	21

Çizelge 7.54 Diesel ve Biodiesel yakıtları için deney sonuçları (devam)

BODİSEL									
Devir	Motor İş Emisyon Testi (g/kWh) ¹	İş Emisyon Testi (g/kWh) ²	Yakıt Tüketimi (g/kWh)	Enjektörden Püskürtülen Yakıt Miktarı (kg)	Enjektörden Püskürtülen Yakıt Süresi (s)	Enjektörden püskürtülen yakıt debisi (kg/s)	1 delikten Püskürtülen Yakıt Debisi (kg/s)	Püskürtme Avansı (° KMA)	Püskürtme Süresi (° KMA)
3000	0,261	0,232	278,95	2,27273E-05	0,000777778	0,029220779	0,0073052	14	14
2800	0,633	0,549	279,38	2,38095E-05	0,000892857	0,026666667	0,0066667	13	15
2600	0,412	0,346	280,76	2,42915E-05	0,001025641	0,023684211	0,0059211	12	16
2400	0,125	0,104	281,88	2,52525E-05	0,001180556	0,021390374	0,0053476	11	17
2200	0,128	0,108	286,54	2,52525E-05	0,001363636	0,018518519	0,0046296	10	18
2000	0,126	0,102	294,41	2,65487E-05	0,001583333	0,016767583	0,0041919	9	19
1800	0,116	0,099	288,39	2,68817E-05	0,001851852	0,014516129	0,0036290	8	20
1600	0,120	0,102	290,63	2,55102E-05	0,002187500	0,011661808	0,0029155	7	21

Motor emisyon deneylerinde CO, NO ve SO₂ egzoz emisyonları ppm, CO₂ egzoz emisyonu ve egzoz gazları içerisindeki O₂ ise % olarak ölçülmüştür. Simülasyon ve gerçek deney değerleri ise birim enerji başına (g/kWh) açığa çıkan emisyon miktarı olarak karşılaştırılmıştır. Bu nedenle gerçek deneylerde elde edilmiş olan ppm ve % emisyon değerleri aşağıda ifade edilen 2 yöntem ile g/kWh'e dönüştürülmüştür. Çizelge 7.54'de ifade edilmiş olan (1) ve (2) değerleri aşağıda ifade edilen 1. ve 2. yöntemle göre hesaplanmış olan değerlerdir.

7.9 ppm-kWh Dönüşüm Hesabı

7.9.1. 1.Yöntem

Bu yöntemde silindir içine emilen yakıt debisine göre stokiyometrik yanma için gerekli hava miktarı hesaplanmıştır. Buna göre toplam hacimsel egzoz debisi bulunmuştur. Bu yöntemde hava fazlalık katsayısı (λ), havanın egzoz sıcaklığına bağlı yoğunluğu (ρ_{th}), yakıtın egzoz sıcaklığına bağlı yoğunluğu (ρ_{ty}) göz önüne alınmıştır.

$$M_h = M_y * \lambda * 14,7 \quad (7.8)$$

$$V_{hava} = M_h / \rho_{th} \quad (7.9)$$

$$V_y = M_y / \rho_{ty} \quad (7.10)$$

$$V_{egz} = V_{hava} + V_{yakıt} \quad (7.11)$$

$$mg/s = (ppm) mg/m^3 * m^3/s \quad (7.12)$$

$$g/kWh = (mg/s) / kW / 1000 * 3600 \quad (7.13)$$

M_h Havanın kütleli debisi (mg/s)

M_y Yakıtın kütleli debisi (mg/s)

V_{egz} Toplam hacimsel egzoz debisi (m³/s)

V_{hava} Havanın hacimsel debisi (kg/s)

V_y Yakıtın hacimsel debisi (kg/s)

ρ_{th} Havanın egzoz sıcaklığına bağlı yoğunluğu

ρ_{ty} Yakıtın egzoz sıcaklığına bağlı yoğunluğu

λ Hava fazlalık katsayısı

7.9.2 2.Yöntem

Bu yöntemde silindir strok hacmine göre ve stokiyometriye göre emilen hava miktarına göre hesaplanan yakıt miktarı göz önüne alınmıştır. Bu yöntemde λ , volümetrik verim (η_v), havanın yoğunluğu (ρ_h) ve motor devir sayısı (n) göz önüne alınarak (7.14), (7.15), (7.16), (7.17), (7.18) ve (7.19) eşitlikleri hesaplanmıştır.

$$M_h = (V_h / 1000000) * (n/2) * \eta_v / \rho_{hava} / 60 \quad (7.14)$$

$$M_y = M_{hava} / 14,7 / \lambda \quad (7.15)$$

$$V_h = (M_h * 1000000) / \rho_h \quad (7.16)$$

$$V_y = (M_y * 1000000) / \rho_y \quad (7.17)$$

$$mg/s = mg/m^3 * m^3/s \quad (7.18)$$

$$g/kWh = (mg/s) / kW / 1000 * 3600 \quad (7.19)$$

ρ_h 1,226 kg/m³ (Havanın yoğunluğu)

η_v 0,77 (volümetrik verim 0,77 kabul edilmiştir.)

V_h Strok hacmi (cm³);

n Motor devri (d/d)

14,7 Stokiyometriye göre 1 kg yakıtın yanması için 14,7 kg hava gerekmektedir.

7.10 Bosch İS Sayısının g/kWh'e Dönüşümü Dönüşümü (kg/s)

Bu dönüşüm için Christian vd. [164] kullandıkları eşitlik (7.20) kullanılmıştır.

$$is (mg/m^3) = 1 / 0,405 * 4,95.Bis * e^{0,38Bis} \quad (7.20)$$

BİS Bosch is sayısı

7.11 1 Enjektör Deliğinden Püskürtülen Yakıt Debisi Hesabı

Simülasyon çalışmalarında enjektörün 1 deliğinden püskürtülen yakıt debisini hesaplamak için (7.21), (7.22), (7.23) ve (7.24) eşitlikleri hesaplanmıştır.

1 çevrimde silindire enjektörden püskürtülen yakıt miktarı (kg/s)

$$= \frac{\text{Güç} * \text{Özgöl Yakıt Tüketimi}}{30 * 1000} * n \quad (7.21)$$

Güç =kW; Özgöl yakıt tüketimi =g/kWh; n=d/d

$$1 \text{ çevrimde enjektörden püskürtülen yakıt süresi (s)} = \frac{\text{Püskürtme süresi} * 6}{n * 3600} \quad (7.22)$$

Püskürtme süresi = °KMA

1 çevrimde enjektörden püskürtülen yakıt debisi (kg/s)

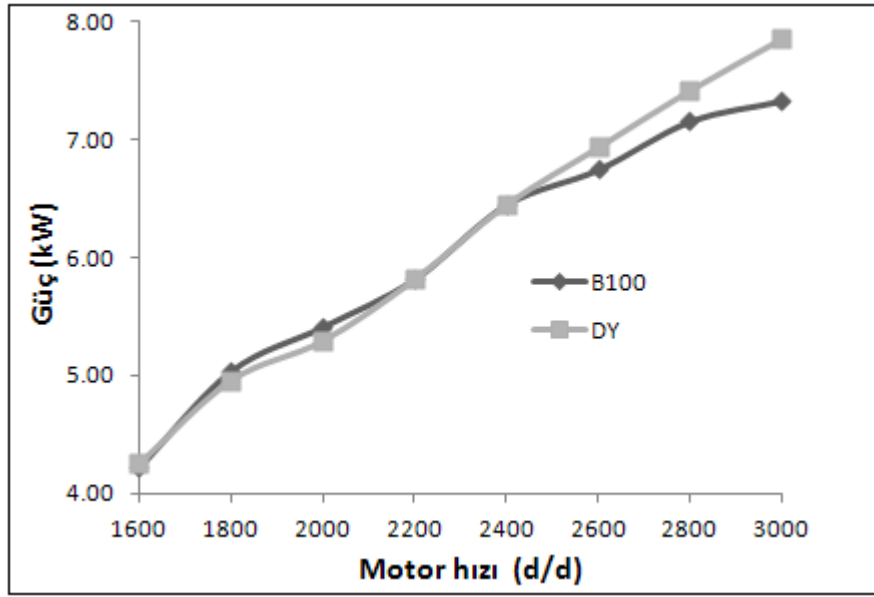
$$= \frac{1 \text{ çevrimde enjektörden püskürtülen yakıt miktarı}}{1 \text{ çevrimde enjektörden püskürtülen yakıt süresi}} \quad (7.23)$$

1 çevrimde 1 enjektör deliğinden püskürtülen yakıt debisi (kg/s)

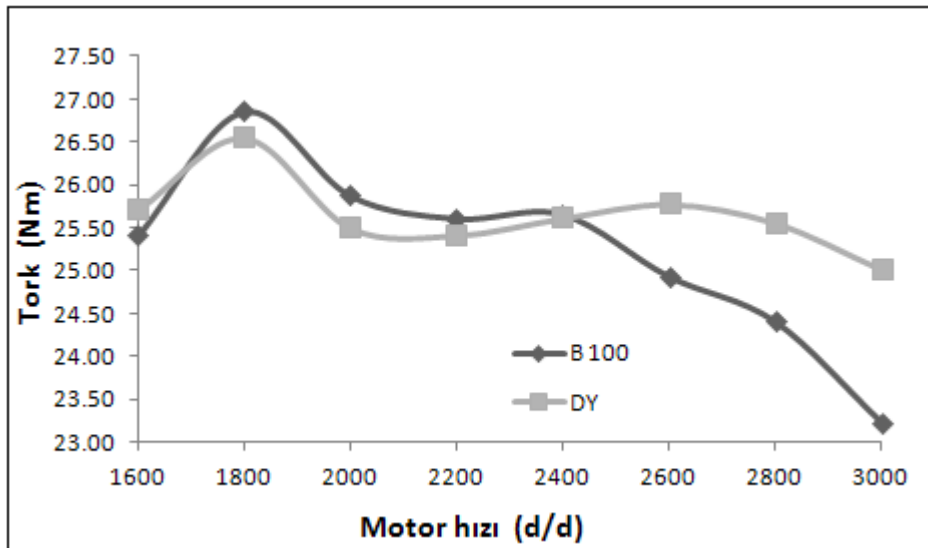
$$= \frac{1 \text{ çevrimde enjektörden püskürtülen yakıt debisi}}{\text{enjektör delik sayısı}} \quad (7.24)$$

Her devir için yukarıda ifade edilen hesaplar yapılarak simülasyon için gerekli veriler elde edilmiştir.

Biodiesel ve Diesel için karşılaştırmalı performans ve emisyon değerleri sırayla Şekil 7.1, Şekil 7.2, Şekil 7.3, Şekil 7.4, Şekil 7.5, Şekil 7.6, Şekil 7.7, Şekil 7.8 ve Şekil 7.9'da verilmektedir.



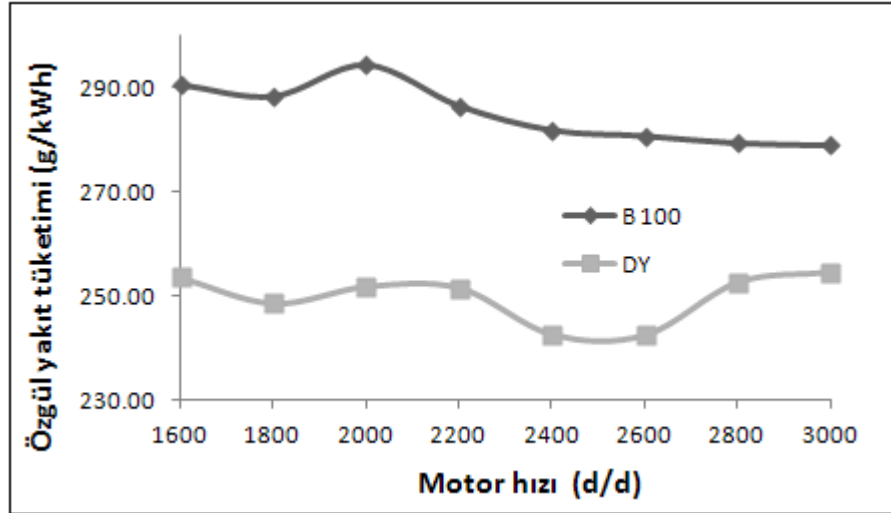
Şekil 7.1 Diesel yakıtı ve biodiesel için farklı hızlarda güç değerleri



Şekil 7.2 Diesel yakıtı ve biodiesel için farklı hızlarda tork değerleri

Motor torku incelendiğinde hem Diesel yakıtı hem de biodiesel kullanılması durumunda maksimum tork değeri her ikisi için de 1800 d/d'da elde edilmiş olup 3000–2400 d/d arasında Diesel yakıtı kullanıldığında motor gücü ve torku biodieselden daha yüksek çıkmıştır. Maksimum %5 fark gözlenmiştir.

2400–1600 d/d aralığında ise biodiesel kullanmak ile güç ve torkta bir miktar düşüş gözlenmiştir. Ancak belirsizlik değeri de göz önüne alındığında bu düşüş hata bandı arasına girebilmektedir.

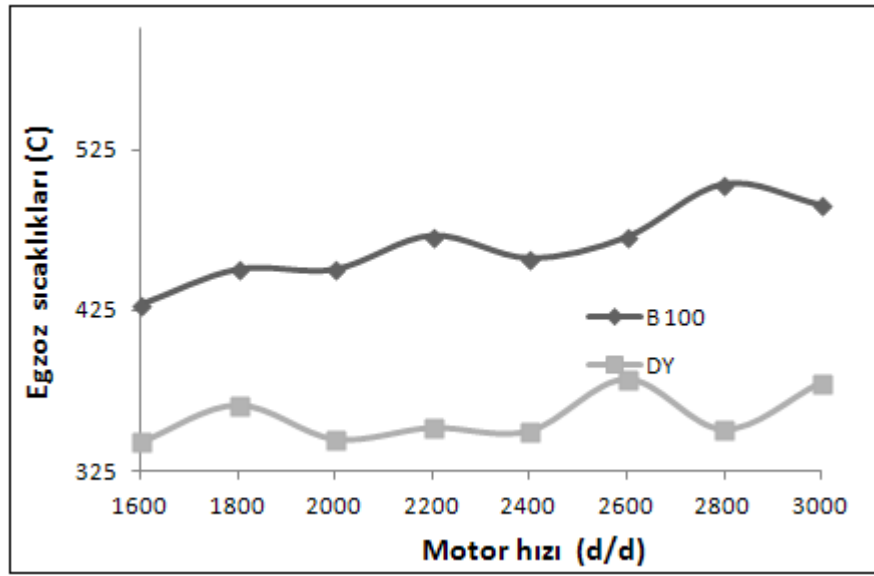


Şekil 7.3 Diesel yakıtı ve biodiesel için farklı hızlarda özgül yakıt tüketim değerleri

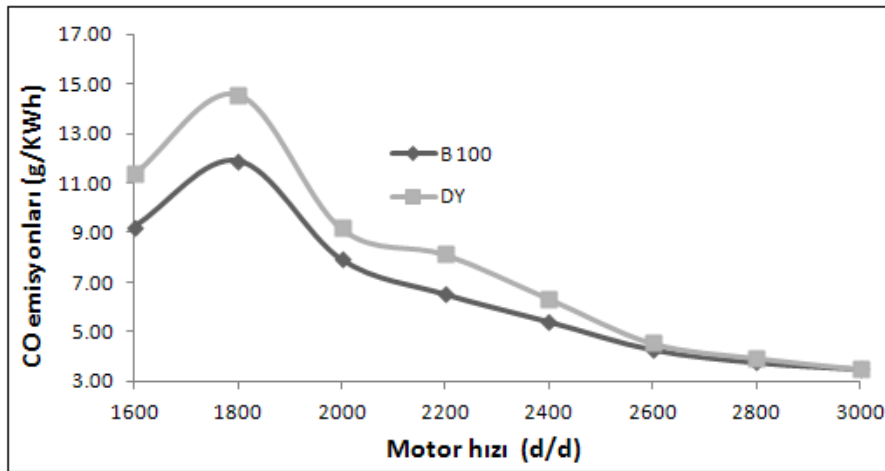
Deney sonuçları incelendiğinde ölçüm yapılan tüm hızlarda biodiesel kullanıldığında özgül yakıt tüketiminin Diesel yakıtından daha yüksek olduğu görülmüştür. Yakıt analiz sonucunda ise Diesel yakıtının alt ısıl değerinin 42,86 kJ/g, biodieselin alt ısıl değerinin ise 38,81 kJ/g olduğu belirlenmiştir. Literatürde yapılmış olan çalışmalar incelendiğinde ise biodieselin alt ısıl değerinin Diesel yakıtından daha düşük olduğu görülmüştür. Biodieselin alt ısıl değeri daha düşük olduğundan dolayı özgül yakıt tüketimi de daha yüksek olmuştur.

Karaosmanoğlu vd. [79], ayçiçeği yağını, tek silindirli, DP pancar Diesel motorda 1600 d/d'da kısmi yükte 50 saat test süresince direkt olarak kullanmışlardır. Deneyler sonucunda ayçiçeği yağının performans ve emisyon değerleri konvansiyonel Diesel yakıtı ile karşılaştırılmıştır. Performans açısından incelediklerinde ayçiçeği yağı kullanımı ile motor gücü azalırken, özgül yakıt tüketiminde artış olduğunu gözlenmiştir. Enjektörü incelendiklerinde enjektör üzerinde bir karbon tabakasına rastlamamışlardır. Egzoz emisyonları açısından incelediklerinde, CO, CO₂, NO, NO_x ve HC emisyonlarında artış olurken sadece is emisyonunda bir azalma olduğunu ifade etmişlerdir. Emisyonlardaki artışı, yağın viskozitesinin çok yüksek olmasından dolayı yeterli oranda atomizasyon sağlanamaması şeklinde yorumlamışlardır. HC emisyonunun %60–70 oranında artış göstermesini, ayçiçeği yağının setan sayısının Diesel yakıtına göre düşük olmasına bağlayarak, tam yanma gerçekleşemediğini ifade etmişlerdir.

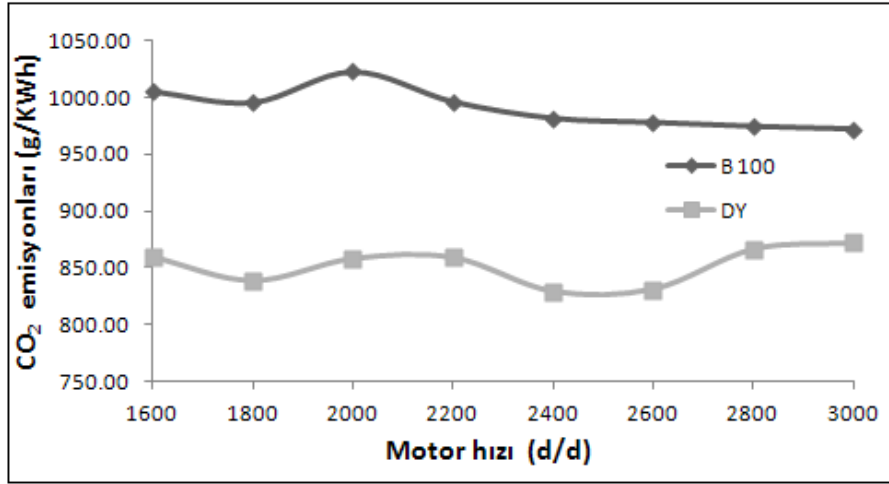
İlkılıç [165], yaptığı çalışmada ayçiçeği yağından üretilmiş biodieselin motor performans ve egzoz emisyonu üzerine etkilerini belirlemek için tek silindirli 4 stroklu, DP 6 LD 400 Lombardini model Diesel motorda deney yapmıştır. Deney sonuçları Diesel yakıtı sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Deney sonuçlarına göre B100 kullanıldığında CO, CO₂ ve NO_x emisyonlarında sırayla %30, %26 ve %25 azalma gözlenmiştir. Motor güç ve tork değerlerinde ise Diesel yakıtına göre az miktarda azalma olduğu vurgulanmıştır. Tüm püskürtme basınç değerlerinde ise biodieselin alt ısı değeri daha düşük olduğundan özgül yakıt tüketimin arttığı ifade edilmiştir. Biodieselin Diesel motorlarda kullanılabileceği vurgulanmıştır.



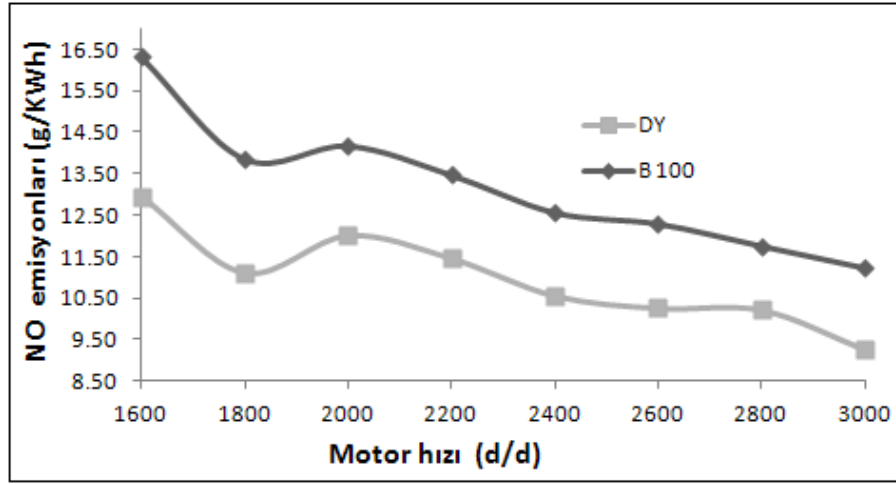
Şekil 7.4 Diesel yakıtı ve biodiesel için farklı hızlarda egzoz sıcaklık değerleri



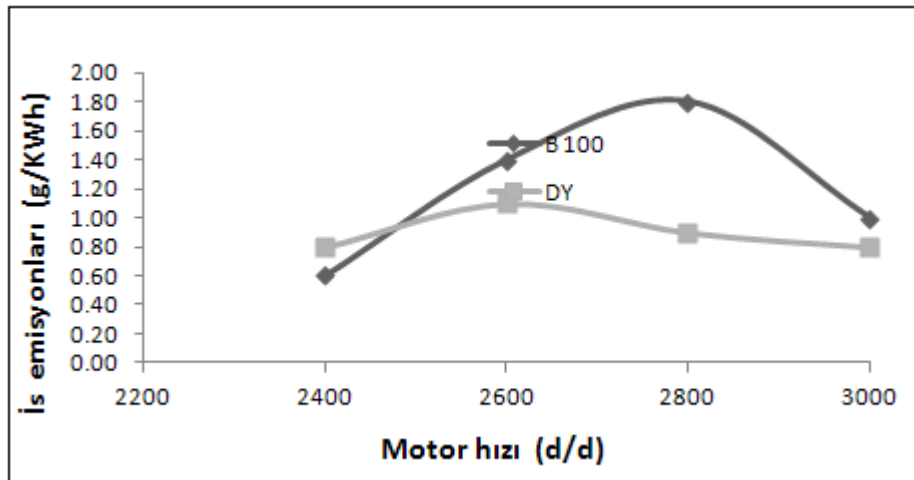
Şekil 7.5 Diesel yakıtı ve biodiesel için farklı hızlarda CO emisyon değerleri



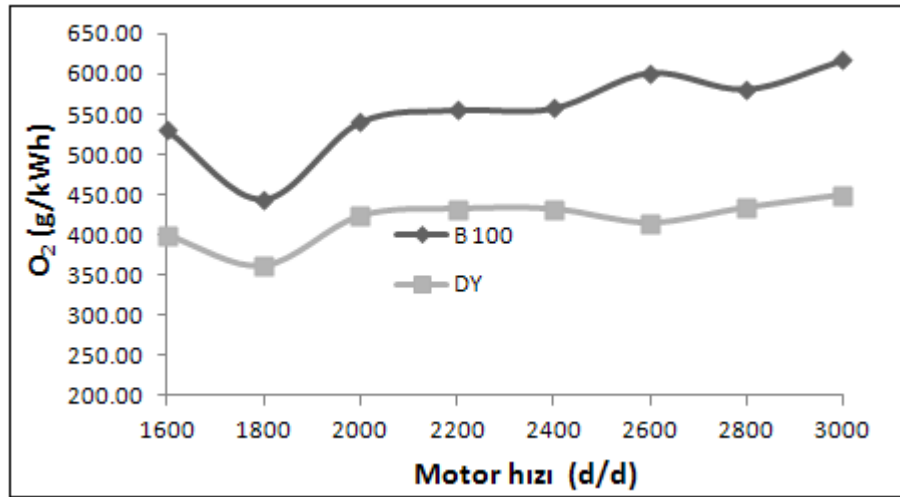
Şekil 7.6 Diesel yakıtı ve biodiesel için farklı hızlarda CO₂ emisyon değerleri



Şekil 7.7 Diesel yakıtı ve biodiesel için farklı hızlarda NO emisyon değerleri



Şekil 7.8 Diesel yakıtı ve biodiesel için farklı hızlarda is emisyon değerleri



Şekil 7.9 Diesel yakıtı ve biodiesel için farklı hızlarda egzoz gazlarındaki O₂

CO₂ ve NO emisyonları incelendiğinde biodiesel emisyon değerleri daha yüksek çıkmıştır. Bu durum konuya ilişkin literatür bulguları ile örtüşmektedir. Biodieselin oksijen içeriği daha yüksek olduğundan O₂ yüksek çıkmaktadır. Oksijen ilave olarak setan sayısının da yüksek olması sebebi ile yanma iyileşmekte yüksek sıcaklıklar elde edilerek egzoz sıcaklıkları ve yüksek sıcaklığa bağlı NO emisyonları da yüksek çıkmıştır.

Çelikten ve Arslan [166], yaptıkları çalışmada kanola yağı metil esteri (KYME) ve soya yağı metil esterlerinin (SYME) motor performans ve emisyon değişimlerine etkilerini incelemişlerdir. Çalışmalarında 4 zamanlı ve 4 silindirli Steyr marka DP Diesel motoru kullanmışlardır. Motorun 1600 d/d'daki Diesel yakıtı, KYME ve SYME sıralamasındaki performans değişimleri sırasıyla incelendiğinde, maksimum tork değeri Diesel yakıtına göre; KYME'nde %4,7, SYME'nde %8,4 kadar azaldığı gözlenmiştir. Motor güç değişimleri Diesel yakıtına göre; SYME'nde %9,7 ve KYME'nde ise %11,8 oranında azalmıştır. Özgül yakıt tüketimleri ise Diesel yakıtına göre; KYME'nde %10,1 ve SYME'nde ise %17,5 oranında arttığı gözlenmiştir. Aynı yakıtların aynı moment devrinde emisyon değişimlerinden % duman koyulukları Diesel yakıtına göre; KYME'nde %25, SYME'nde ise %37 kadar azalmıştır. CO emisyonları Diesel yakıtına göre azalma oranı KYME'nde %27, SYME'nde %39 oranında tespit edilmiştir. NO_x emisyonları da Diesel yakıtına göre KYME'nde %22, SYME'nde %33 oranında artışlar tespit edilmiştir. SYME ve KYME ısı değerler bakımından Diesel yakıtından kısmen düşüktür. Bu farkın temel sebepleri düşük ısı değeri, yüksek viskozite ve yoğunluk

olduğu ifade edilmiştir. Bu nedenle viskozitenin düşürölmesi için esterleşme reaksiyonlarında iyileştirme veya esterlere çeşitli kimyasal katıkların eklenerek kullanılabileceğı vurgulanmıştır.

Bayrakçeken vd. [167] yaptıkları çalışmada tek silindirli DP 6 LD 400 model hava soğutmalı bir motorda SYME'nin motor performans ve emisyon üzerine etkilerini incelemişlerdir. Deney sonuçlarına göre biodiesel kullanımı ile maksimum motor torku ve gücünde Diesel yakıtına göre sırası ile %2,3 ve %3,8'lik azalma, ortalama motor momenti ve gücünde sırası ile %4,2 ve %3'lük bir azalma gözlenmiştir. Motor torku ve gücündeki azalmanın biodieselin ısı değeri düşük olmasından kaynaklandığı şeklinde ifade edilmiştir. Biodieselin özgül yakıt tüketiminde ise %12,8'lik bir artış gözlenmiştir. Biodiesel kullanımı ile CO, HC ve NO_x emisyonlarında sırası ile ortalama olarak Diesel yakıtına göre %4,1, 4,47 ve 9,23 artarken, duman emisyonlarında %19,5'lik bir azalma gözlenmiştir. Maksimum güç devrinde ise biodieselin CO emisyon değeri Diesel yakıtına göre %16,7 daha az olduğı gözlenmiştir.

FEV Motor Teknoloji [168] tarafından yapılan çalışmada 13-mode US Heavy-Duty test çevrimi uygulanarak 7,3 lt Navistar motoru kullanılarak farklı karışım oranlarında soya yağı biodieseli kullanılmıştır. Artan biodiesel oranı ile NO_x emisyonlarında artış gözlemlenmiştir. Saf biodiesel kullanıldığında %8 artış olmuştur.

DENEY VE SİMÜLASYON SONUÇLARININ KARŞILAŞTIRILMASI

Simülasyon çalışmasında öncelikle her devir için deneyde elde edilmiş güç değerlerinin eşitlenmesi amaçlanmıştır. Emisyon değerleri birim enerji başına (g/kWh) karşılaştırıldığından püskürtme avansı, püskürtme süresi, püskürtme miktarı ve enjektörün her bir deliğinden püskürtülen damlacık sayısı parametreleri değiştirilerek her devir için deneylerde elde edilen güç değerine yaklaşılmaya çalışılmıştır.

Simülasyon çalışmasına Anadolu Motordan Diesel yakıtı için 3000 d/d'da püskürtme avansının 14° KMA ve püskürtme süresinin 17° KMA ve silindir içi maksimum basıncın 72 bar olduğu verileri elde edildiğinden Diesel yakıtı (hepta metil nonan) ile bu hızda çalışmaya başlanmıştır. Motor test gücü ile simülasyonda elde edilen gücün eşitlenmesi ile bu motor hızında püskürtme avansı, püskürtme süresi, damlacık sayısı vb. çalışma parametreleri belirlenmiştir. Çalışmanın devamında diğer hızlar ve biodiesel için aynı çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Simülasyon çalışmasında egzoz gazı hesapları egzoz supabı açıldığında yani 540° KMA'da (900° KMA) yapılmıştır.

Simülasyon çalışmasında elde edilen güç ve emisyon değerleri Çizelge 8.1'de verilmektedir.

Çizelge 8.1 Simülasyon çalışmasında elde edilen güç ve emisyon değerleri

DIESEL YAKITI (C ₁₆ H ₃₄)								
	3000 dev/dk		2800 dev/dk		2600 dev/dk		2400 dev/dk	
	Simulasyon	Test	Simulasyon	Test	Simulasyon	Test	Simulasyon	Test
Güç (kW)	8,01	7,85	7,66	7,42	6,53	6,94	6,06	6,45
	gr/kWh	gr/kWh	gr/kWh	gr/kWh	gr/kWh	gr/kWh	gr/kWh	gr/kWh
CO ₂	842,33	863,98	854,50	862,62	854,52	857,47	886,52	837,36
CO	3,75	3,47	4,04	3,93	4,95	4,69	6,03	6,4
NO	1,80	9,18	2,28	10,17	0,84	10,59	0,85	10,66
İs	243,57	0,139	333,25	0,154	217,46	0,21	231,53	0,13
O ₂	907,58	444,78	847,38	431,62	1035,22	427,75	977,91	435,8
BIODIESEL (C ₁₉ H ₃₆ O ₂)								
	3000 dev/dk		2800 dev/dk		2600 dev/dk		2400 dev/dk	
	Simulasyon	Test	Simulasyon	Test	Simulasyon	Test	Simulasyon	Test
Güç	7,7	7,33	7,36	7,16	6,64	6,75	6,37	6,45
	gr/kWh	gr/kWh	gr/kWh	gr/kWh	gr/kWh	gr/kWh	gr/kWh	gr/kWh
CO ₂	841,56	862,42	972,33	845,09	894,58	821,98	889,75	817,98
CO	2,99	3,10	1,12	3,26	1,29	3,6	1,90	4,5
NO	3,65	9,97	2,96	10,21	1,99	10,34	1,64	10,48
İs	407,21	0,31	283,10	0,549	411,14	0,65	512,98	0,104
O ₂	1075,32	547,59	1093,87	504,03	975,90	505,59	936,12	464,5

8.1 3000 d/d için Performans ve Emisyon Sonuçları

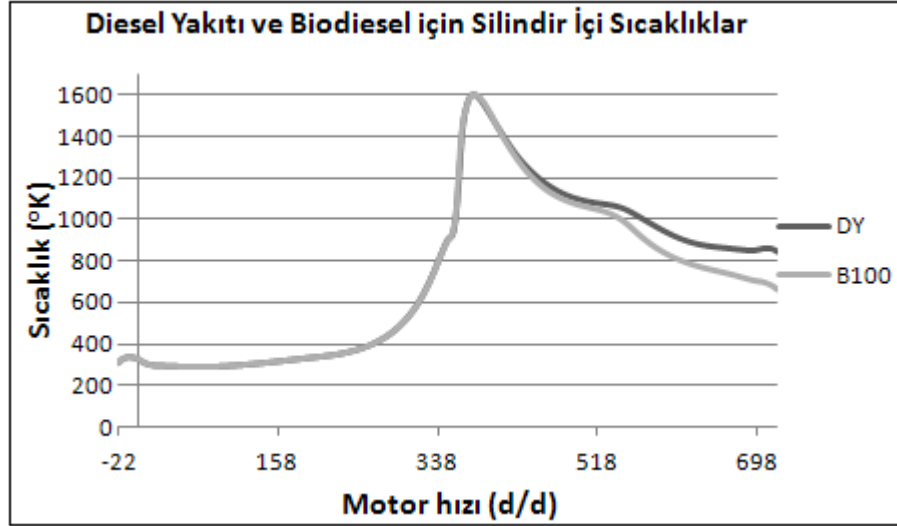
Anadolu Motor'dan elde edilmiş verilere göre 3000 d/d'da Diesel yakıtı için püskürtme avansı 14° KMA olup püskürtme süre 17° KMA'dır. Maksimum silindir içi basıncı ise 72 bar'dır. 3000 d/d için Diesel yakıtı ile deneysel çalışmada püskürtme avansı, motor gücü ve maksimum silindir içi basıncı değerleri bilindiğinden simülasyon çalışmasına bu devirde ve Diesel yakıtı ile başlanmıştır. Ancak deneysel veriler kullanılarak simülasyona başlandığında 3000 d/d için maksimum silindir içi basıncı ve değerlerine ulaşamamıştır. Bu nedenle Diesel yakıtı ve biodiesel için çalışma şartları değiştirilmiş ve 3000 d/d-2400 d/d simülasyon güç değeri, deneysel çalışmaya yaklaştırılarak birim enerji başına emisyonlar karşılaştırılmıştır. Sonuçlar Çizelge 8.2'de verilmektedir.

Çizelge 8.2 3000 d/dk'da motorun deney ve simülasyon çalışma şartları ile performans ve emisyon değerleri

	Diesel Yakıtı	Biodiesel	Bağıl Belirsizlik Oranı
Simülasyon			
Püskürtme Süresi ($^{\circ}$ KMA)	14	14	
Püskürtme Avansı ($^{\circ}$ KMA)	13	14	
Deney ve Simülasyon			
Püskürtme Miktarı (kg/s) (1 enjektör deliğinden)	0,00714	0,0073	
Simülasyon			
Damlacık Sayısı	75000	45000	
Motor gücü (kW)			
Deney	7,85	7,33	
Simülasyon	8,01	7,7	$\pm \%0,05$
Fark	$\%2 \pm 0,1$	$\%5 \pm 0,1$	
CO ₂ emisyonu (g/kWh)			
Deney	863,98	862,42	Diesel yakıtı : $\pm \% 4,13$
Simülasyon	842,33	841,56	Biodiesel : $\pm \%4,18$
Fark	Hata bandı arasında	Hata bandı arasında	
CO emisyonu (g/kWh)			
Deney	3,47	3,10	Diesel yakıtı : $\pm \% 4,12$
Simülasyon	3,75	2,99	Biodiesel : $\pm \% 4,07$
Fark	$\%8 \pm 4,6$	Hata bandı arasında	
NO emisyonu (g/kWh)			
Deney	9,18	9,97	Diesel yakıtı : $\pm \% 4,20$
Simülasyon	1,80	3,65	Biodiesel : $\pm \%4,09$
Fark	$\%80 \pm 0,9$	$\%63,4 \pm 1,6$	
O ₂ (g/kWh)			
Deney	444,78	547,59	Diesel yakıtı : $\pm \% 4,10$
Simülasyon	907,58	1075,32	Biodiesel : $\pm \%4,14$
Fark	$\%104,1 \pm 1,6$	$\%96,41 \pm 8,5$	
İs emisyonu (g/kWh)			
Deney	0,139	0,31	
Simülasyon	243,57	407,21	$\pm 0,01$
Maksimum basınç (bar)@ $^{\circ}$ KMA	69,61 @366,9	69,15 @366,4	
Egzoz sıcaklıkları, oK			
Deney	653	763	
Simülasyon	1063	1014	$\pm \%2$
Fark	$\%62,8 \pm 3,2$	$\%62,9 \pm 1,8$	

Biodieselin simülasyon sonuçları incelendiğinde NO emisyonları deneysel çalışmaya göre $\%63,4 \pm 1,6$ daha düşük çıkmıştır. CO₂ ve CO emisyonları hata bandı arasında olup O₂ değeri ise $\%96,41 \pm 8,5$ daha yüksek çıkmıştır. İs emisyonları deneysel çalışmaya göre çok yüksek çıkmıştır. Egzoz sıcaklıkları ise simülasyon çalışmasında $\%62,9 \pm 1,8$ daha

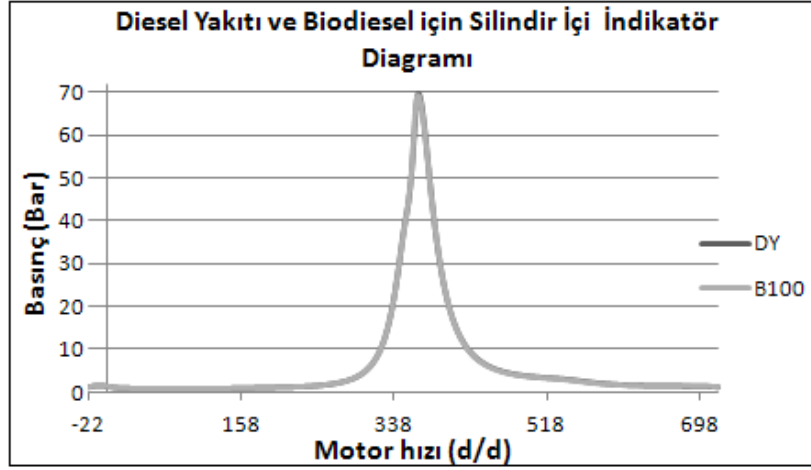
yüksek çıkmıştır. Diesel yakıtının simülasyon sonuçları incelendiğinde ise CO₂ emisyonları deneysel çalışmaya göre hata bandı arasında olup CO, NO emisyonları deneysel çalışmaya sırayla $8 \pm 4,6$ ve $80 \pm 0,9$ daha düşük çıkmıştır. O₂ değeri ise $104,1 \pm 1,6$ daha yüksek çıkmıştır. İS emisyonları deneysel çalışmaya göre çok yüksek çıkmıştır. Egzoz sıcaklıkları ise simülasyon çalışmasında (Şekil 8.1) $62,8 \pm 3,2$ daha yüksek çıkmıştır.



Şekil 8.1 3000 d/d'da Biodiesel ve Diesel yakıtları için silindir içi sıcaklıklar

Biodieselin güç değeri deneysel çalışmaya göre $5 \pm 0,1$, Diesel yakıtının ise $2 \pm 0,1$ daha yüksek çıkmıştır. Şekil 8.2'de görüldüğü gibi Diesel yakıtında maksimum basınç 366,9° KMA'da 69,61 bar, biodieselde ise maksimum basınç 366,4° KMA'da 69,15 bar çıkmıştır.

Biodiesel ve Diesel yakıtları için maksimum basınçlar aynı ve yaklaşık aynı yerde çıkmıştır. Güç değerleri incelendiğinde ise biodiesel ve Diesel yakıtları için deney ve simülasyon değerleri birbirine çok yakın çıkmıştır, NO ve İS simülasyon emisyonları ise sonuçları deneysel çalışma ile uyuşmamaktadır.



Şekil 8.2 3000 d/d'da Biodiesel ve Diesel yakıtlarının yanma basınç diyagramı

Colin ve Benkenida [162], yaptıkları çalışmada 4 supablı 4 stroklu DP motorda ECFM-3Z ve genişletilmiş karakteristik zaman modeli (ECTM) yanma modelleri kullanmışlardır. Her 2 model 2 farklı çalışma koşulu için gerçek deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Simülasyonlar IFP tarafından geliştirilmiş IFP-C3D paralel kodunda yapılmıştır. Çalışma koşulları Çizelge 8.3'de verilmektedir.

Çizelge 8.3 Çalışma şartları

Çalışma Şartı	A	B
Hız	1640	4000
Yük	kısmi	tam
Püskürtmenin başlangıç zamanı	6.	15,1
Püskürtme süresi	8,03	37,6
Püskürtme miktarı	0,0144	0,0428
Y/H eşdeğerlik oranı	0,67	0,7
EGR oranı (%)	31	0
Başlangıç girdap sayısı	2,8	1,4

ECFM3Z ve ECTM ile elde edilen basınç eğrileri ve toplam yanan kütle oranları yapılmış olan gerçek deneyler ile karşılaştırılmıştır. B çalışma şartı için her 2 model uygun anda yanmayı gerçekleştirmiştir. ECFM-3Z A çalışma şartı için doğru zamanda yanmayı gerçekleştirmiş olup ECTM aynı çalışma şartı için daha erken yanmayı başlatmıştır. Bu sonuç, ECFM-3Z'de tablolanmış kimyaya dayalı kendi kendine tutuşma modelinin A çalışma şartı için ECTM modeli ile yanma gerçek deney sonucundan 3,5 KMA daha erken başlamasına karşın ECFM-3Z ile zamanında basınç artışı başlamıştır. Her 2 yanma

modelinde maksimum basınçlar aynı olmasına karşın genişleme strokunda ECTM ile aynı basınç elde edilememiştir. Bu durum ECFM-3Z de toplam yanan kütle oranının ECFM3Z de aynı olmasına karşın ECTM’de 0,6 olduğunu da göstermektedir. B çalışma şartı için 2 modelde yanma olmuş ve maksimum basınçlar aynı çıkmıştır. Ancak ECFM3Z modelde yine toplam yanan yakıt miktarı da gerçek deney ile aynı elde edilmiştir. Yapılan bu çalışmada ECFM-3Z modeli için maksimum silindir içi basıncının ve yanma başlangıcının gerçek deney sonuçları ile örtüştüğü ifade edilmiştir.

8.2 2800 d/d için Performans ve Emisyon Sonuçları

2800 d/d için Diesel yakıtı ve biodiesel için simulasyon sonuçları Çizelge 8.4’de verilmektedir.

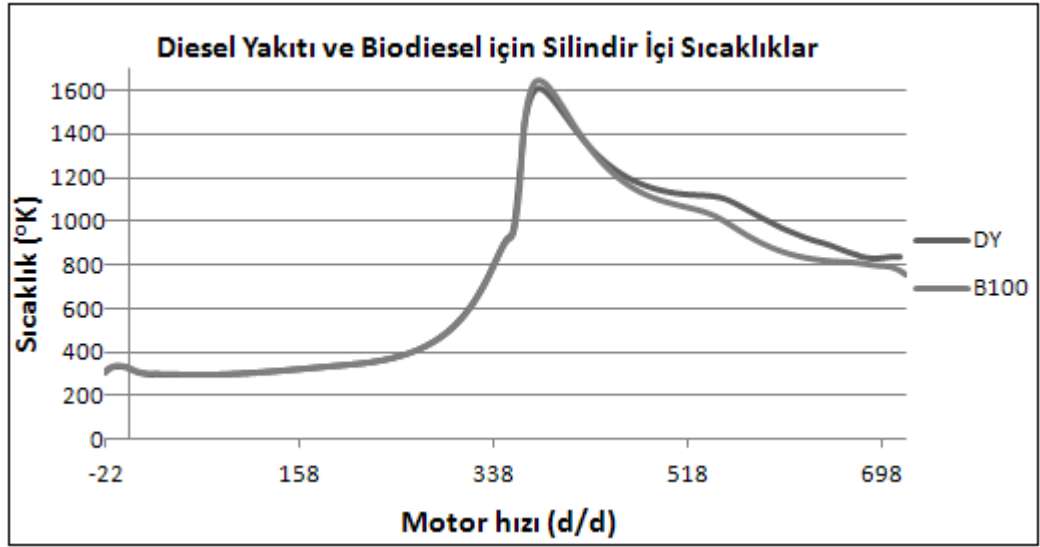
Çizelge 8.4 2800 d/d’da motorun deney ve simulasyon çalışma şartları ile performans ve emisyon değerleri

	Diesel Yakıtı	Biodiesel	Bağıl Belirsizlik Oranı
Simülasyon			
Püskürtme süresi (° KMA)	15	15	
Püskürtme avansı (° KMA)	12	13	
Deney ve Simülasyon			
Püskürtme miktarı (kg/s) (1 enjektör deliğinden)	0,00625	0,00666	
Simülasyon			
Püskürtme başlangıcı (° KMA)	348,20	347,30	
Yanma başlangıcı (° KMA)	351,50	352,80	
Simülasyon			
TG süresi (s)	185-03	347E-03	
Simülasyon			
Damlacık sayısı	60000	40000	
Motor gücü (kW)			
Deney	7,42	7,16	
Simülasyon	7,66	7,36	± %0,05
Fark	%3,2 ± 0,1	%2,8 ± 0,1	
CO ₂ emisyonu (g/kWh)			
Deney	862,62	845,09	
Simülasyon	854,50	972,33	Diesel yakıtı : ±%4,20
Fark	Hata bandı arasında	%15,05 ± 5,0	Biodiesel: ±%4,18
CO emisyonu			
Deney	3,93	3,26	
Simülasyon	4,04	1,12	Diesel yakıtı : ±% 4,10
Fark	%2,08 ± 4,4	%65,6± 1,5	Biodiesel : ±% 4,17

NO emisyonu (g/kWh) Deney Simülasyon Fark	10,17 2,28 %77,6 ± 1,0	10,21 2,96 %71 ± 1,2	Diesel yakıtı: ±%4,10 Biodiesel : ±%4,09
O ₂ (g/kWh) Deney Simülasyon Fark	431,62 847,38 %96,3 ± 8,4	504,03 1093,87 %117 ± 9,4	Diesel yakıtı: ±%4,11 Biodiesel : ±%4,14
İs emisyonu (g/kWh) Deney Simülasyon	0,154 333,25	0,549 283,10	±0,01
Maksimum basınç (bar) @° KMA	69,41 @727,2	69,95 @727,5	
Egzoz sıcaklıkları, °K Deney Simülasyon Fark	624 1116 %78,8 ± 3,6	776 1030 %32,7 ± 2,7	±%2

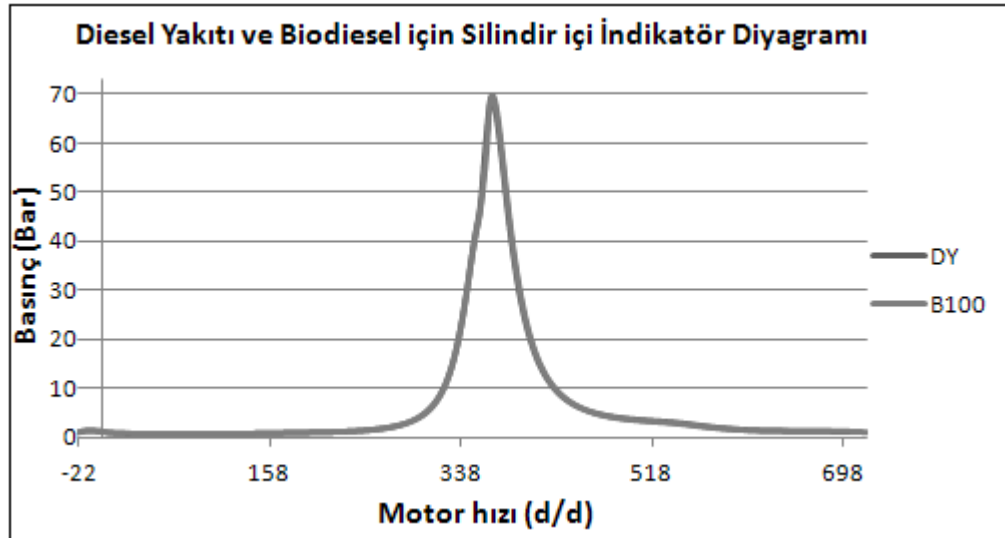
Biodieselin simülasyon sonuçları incelendiğinde CO ve NO emisyonları deneysel çalışmaya göre sırayla, %65,6±1,5 ve %71±1,2 daha düşük çıkmıştır. CO₂ emisyonları ve O₂ değeri ise sırayla %15,05±5,0 ve %117±9,4 daha yüksek çıkmıştır. İs emisyonları deneysel çalışmaya göre çok yüksek çıkmıştır. Egzoz sıcaklıkları ise simülasyon çalışmasında %32,7 ± 2,7 daha yüksek çıkmıştır.

Diesel yakıtın simülasyon sonuçları incelendiğinde ise CO₂ emisyonları deneysel çalışmaya göre hata bandı arasında olup NO emisyonları %77,6 ± 1,0 daha düşük çıkmıştır. CO emisyonları ve O₂ değeri ise sırayla ve %2,08 ± 4,4 ve %96,3 ± 8,4 daha yüksek çıkmıştır. İs emisyonları deneysel çalışmaya göre çok yüksek çıkmıştır. Egzoz sıcaklıkları ise simülasyon çalışmasında %78,8 ± 3,6 daha yüksek çıkmıştır (Şekil 8.3).



Şekil 8.3 2800 d/d'da Biodiesel ve Diesel yakıtları için silindir içi sıcaklıklar

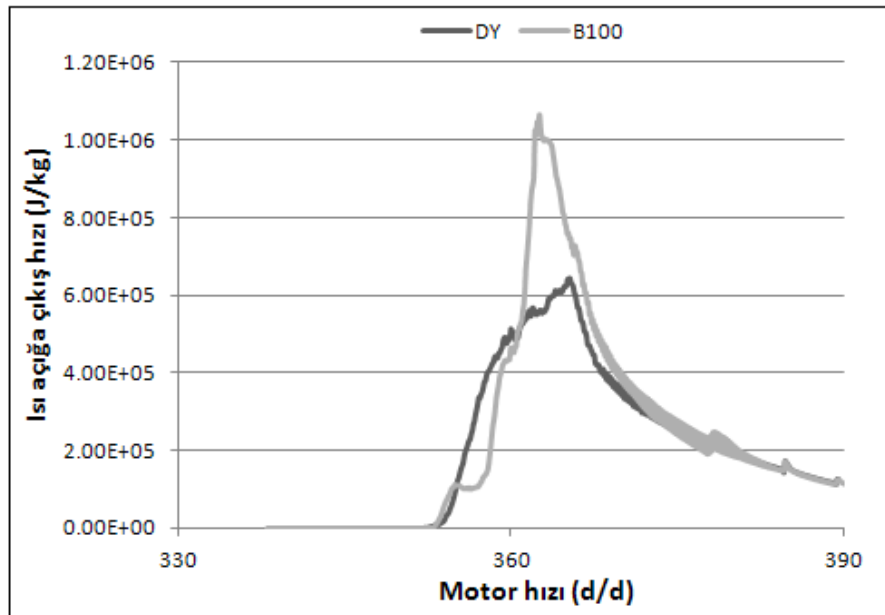
Şekil 8.4'e göre Biodieselin simülasyon çalışmasında güç değeri deneysel çalışmaya göre $2,8 \pm 0,1$, Diesel yakıtının ise $3,2 \pm 0,1$ daha yüksek çıkmıştır. Diesel yakıtında maksimum basınç $727,2^\circ$ KMA'da 69.41bar, biodieselde ise maksimum basınç $727,5^\circ$ KMA'da 69.95 bar çıkmıştır.



Şekil 8.4 2800 d/d'da Biodiesel ve Diesel yakıtlarının yanma zamanına ait basınç diyagramı

Biodiesel ve Diesel yakıtları için maksimum basınçlar aynı ve aynı yerde çıkmıştır. Güç değerleri incelendiğinde ise biodiesel ve Diesel yakıtları için deney ve simülasyon değerleri birbirine çok yakın çıkmıştır.

Şekil 8.5’den görüldüğü gibi biodieselin TG süresi daha uzun olduğundan ısı açığa çıkış hızı daha yüksek çıkmıştır.



Şekil 8.5 2800 d/d’da Biodiesel ve Diesel yakıtları için silindir içi ısı açığa çıkış hızı

Biodiesel ve Diesel yakıtları için maksimum basınçlar aynı ve yaklaşık aynı yerde çıkmıştır. Güç değerleri incelendiğinde ise biodiesel ve Diesel yakıtları için deney ve simülasyon değerleri birbirine çok yakın çıkmıştır, NO ve is simülasyon emisyonları ise sonuçları deneysel çalışma ile uyuşmamaktadır.

8.3 2600 d/d için Performans ve Emisyon Sonuçları

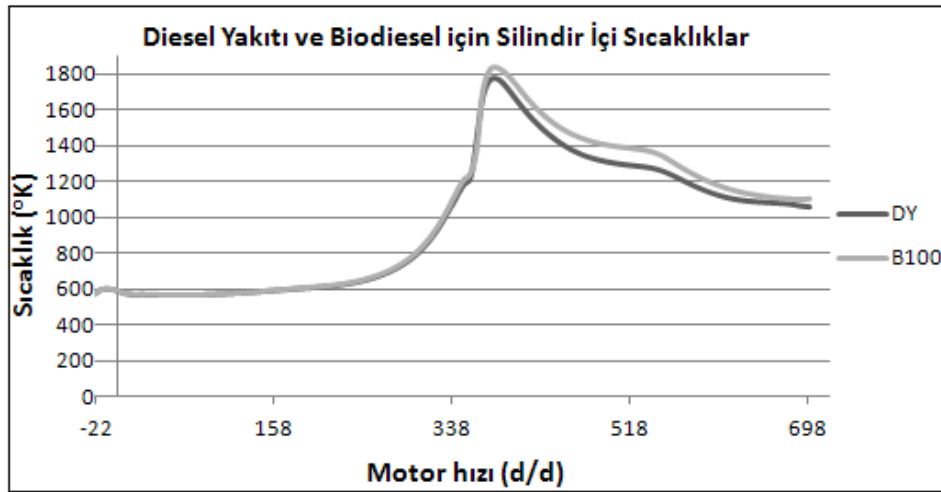
Çizelge 8.5’de 2600 d/d’da Biodiesel ve Diesel yakıtları için simülasyon sonuçları verilmektedir.

Çizelge 8.5 2600 d/dk'da motorun deney ve simülasyon çalışma şartları ile performans ve emisyon değerleri

	Diesel Yakıtı	Biodiesel	Bağıl Belirsizlik Oranı
Simülasyon Püskürtme süresi (° KMA) Püskürtme avansı (° KMA)	16 11	16 12	
Deney ve Simülasyon Püskürtme miktarı (kg/s) (1 enjektör deliğinden)	0,00525	0,00592	
Simülasyon Püskürtme başlangıcı (° KMA) Yanma başlangıcı (° KMA)	349,20 352,40	348,20 353,30	
Simülasyon TG süresi (s)	192-03	321E-03	
Simülasyon Damlacık sayısı	62000	39000	
Motor gücü (kW) Deney Simülasyon % Fark	6,94 6,53 %5,9	6,75 6,64 %1,6	± %0,05
CO ₂ emisyonu (g/kWh) Deney Simülasyon Fark	857,47 854,52 Hata bandı arasında	821,98 894,58 %8,8 ± 4,8	Diesel yakıtı: ±%4,20 Biodiesel : ±%4,19
CO emisyonu (g/kWh) Deney Simülasyon Fark	4,69 4,95 Hata bandı arasında	3,6 1,29 %64,2 ± 1,5	Diesel yakıtı: ±%4,08 Biodiesel : ±%4,09
NO emisyonu (g/kWh) Deney Simülasyon Fark	10,59 0,84 %92,2 ± 0,1	10,34 1,99 %80,8 ± 0,8	Diesel yakıtı: ±%4,09 Biodiesel : ±%4,08
O ₂ (g/kWh) Deney Simülasyon Fark	427,75 1035,22 %142 ± 10,5	505,59 975,90 %93 ± 8,3	Diesel yakıtı: ±%4,10 Biodiesel : ±%4,13
İs emisyonu (g/kWh) Deney Simülasyon (g/kWh) Fark	0,21 217,46	0,65 411,14	± 0,01
Maksimum basınç (bar) @° KMA	64,25 @728,2	66,11 @728,4	
Egzoz sıcaklıkları, °K Deney Simülasyon % Fark	655 1007 %53,7 ± 3	743 1071 %44,1 ± 2	±%2

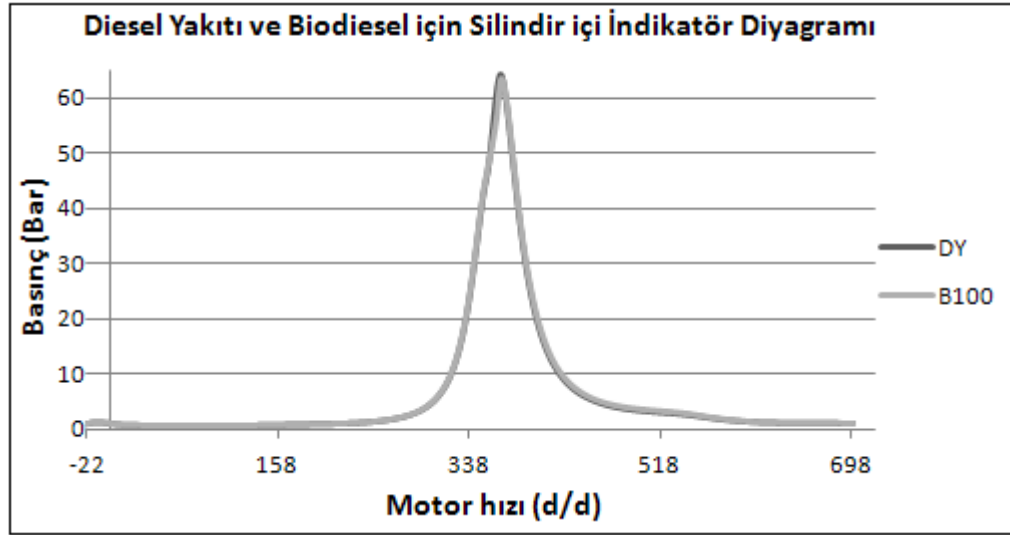
Biodieselin simülasyon sonuçları incelendiğinde CO ve NO emisyonları deneysel çalışmaya göre sırayla $64,2 \pm 1,5$ ve $80,8 \pm 0,8$ daha düşük çıkmıştır. CO₂ emisyonları ve O₂ değeri ise sırayla ve $8,8 \pm 4,8$ ve $93 \pm 8,3$ daha yüksek çıkmıştır. İS emisyonları deneysel çalışmaya göre çok yüksek çıkmıştır. Egzoz sıcaklıkları ise simülasyon çalışmasında $44,1 \pm 2$ daha yüksek çıkmıştır.

Diesel yakıtın simülasyon sonuçları incelendiğinde ise CO₂ ve CO emisyonları deneysel çalışmaya göre hata bandı arasında olup NO emisyonları $92,2 \pm 0,1$ daha düşük çıkmıştır. O₂ değeri ise $142 \pm 10,5$ daha yüksek çıkmıştır. İS emisyonları deneysel çalışmaya göre çok yüksek çıkmıştır. Egzoz sıcaklıkları ise simülasyon çalışmasında $53,7 \pm 3$ daha yüksek çıkmıştır (Şekil 8.6).



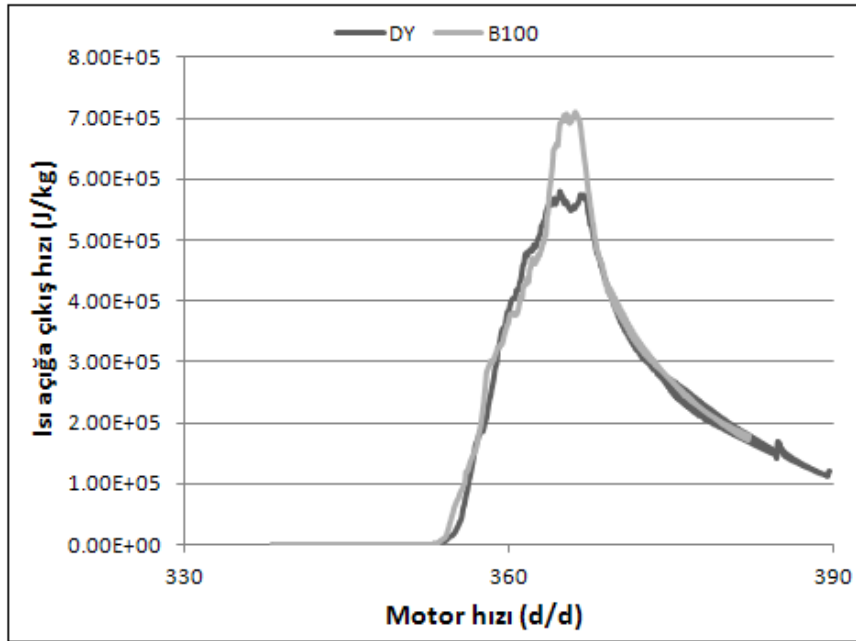
Şekil 8.6 2600 d/d'da Biodiesel ve Diesel yakıtları için silindir içi sıcaklıklar

Biodieselin simülasyon çalışmasında güç değeri deneysel çalışmaya göre %1,6, Diesel yakıtının ise $5,9 \pm 0,0$ daha yüksek çıkmıştır. Diesel yakıtında maksimum basınç 728,2° KMA'da 64,25 bar, biodieselde ise maksimum basınç 728,4° KMA'da 66,11 bar çıkmıştır (Şekil 8.7). Biodiesel ve Diesel yakıtları için maksimum basınçlar aynı olup aynı yerde çıkmıştır. Güç değerleri incelendiğinde ise biodiesel ve Diesel yakıtları için deney ve simülasyon değerleri birbirine çok yakın çıkmıştır.



Şekil 8.7 2600 d/d'da Biodiesel ve Diesel yakıtlarının yanma zamanına ait basınç diyagramı

8.8'den görüldüğü gibi Biodieselin TG süresi Diesel yakıtından daha yüksek olduğu için ısı açığa çıkış hızı daha yüksek çıkmıştır.



Şekil 8.8 2600 d/d'da Biodiesel ve Diesel yakıtları için silindir içi ısı açığa çıkış hızı

Biodiesel ve Diesel yakıtları için maksimum basınçlar aynı ve yaklaşık aynı yerde çıkmıştır. Güç değerleri incelendiğinde ise biodiesel ve Diesel yakıtları için deney ve

simülasyon değerleri birbirine çok yakın çıkmıştır, NO ve is simülasyon emisyonları ise sonuçları deneysel çalışma ile uyuşmamaktadır.

Yuan [169], yaptığı çalışmada KIVA-3V programında Diesel yakıtı (D2), soya metil esteri, yellow Grease metil esteri ve genetiği modifiye edilmiş soya metil esteri kullanarak simülasyon çalışması yapmıştır. John Dere 4045 T motoruna ait deneysel silindir basıncı, ısı açığa çıkış hızı ve NO_x emisyon sonuçlarını simülasyon sonuçları ile karşılaştırmıştır. Damlacık parçalanması için Kelvin-Helmholtz Rayleigh-Taylor modelini, Shell kendi kendine tutuşma modelini, tek basamaklı kinetik yanma modelini ve NO_x Zeldovich mekanizmasını kullanmıştır. Biodiesel ve Diesel yakıtları için özellikle maksimum basınç bölgesinde basınç ve ısı açığa çıkış hızlarının simülasyon ve deney değerlerinin birbirine yakın olduğunu ifade etmiştir. Soya yağı metil esterinde D2'ye göre daha yüksek sıcaklıklar ve daha yüksek NO_x emisyonları çıkmıştır. Ayrıca Biodiesel daha yavaş ön karışimli yanma ve daha hızlı difüzyon yanmasına uğramıştır. Silindir içi sıcaklıkları yüksek olduğundan püskürtme daha erken başlamıştır.

8.4 2400 d/d için Performans ve Emisyon Sonuçları

Çizelge 8.6'da 2400 d/d'da Biodiesel ve Diesel yakıtları için simülasyon sonuçları verilmektedir.

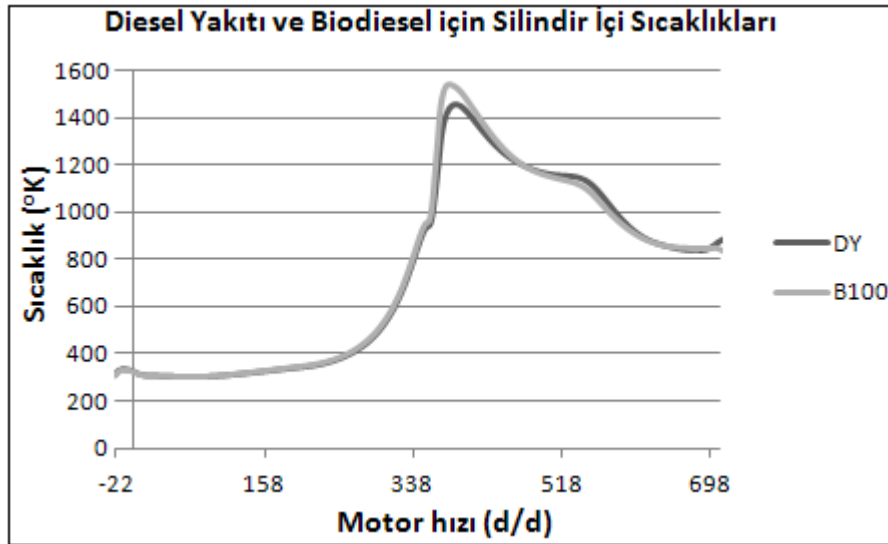
Çizelge 8.6 2400 d/d'da motorun deney ve simülasyon çalışma şartları ile performans ve emisyon değerleri

	Diesel Yakıtı	Biodiesel	Bağıl Belirsizlik Oranı
Simülasyon			
Püskürtme süresi (° KMA)	17	17	
Püskürtme avansı (° KMA)	10	11	
Simülasyon			
Püskürtme miktarı (kg/s) (1 enjektör deliğinden)	0,0046	0,00535	
Simülasyon			
Püskürtme başlangıcı (° KMA)	350,20	349,30	
Yanma başlangıcı (° KMA)	353,40	355,30	
Simülasyon	222E-03	415E-03	
TG süresi (s)			
Simülasyon			
Damlacık sayısı	68000	35000	
Motor gücü (kW)			
Deney	6,45	6,45	

Simülasyon % Fark	6,06 %6	6,37 %1,2	± %0,05
CO ₂ emisyonu (g/kWh) Deney Simülasyon Fark	837,36 886,52 Hata bandı arasında	817,98 889,75 Hata bandı arasında	Diesel yakıtı: ±%4,19 Biodiesel : ±%4,19
CO emisyonu (g/kWh) Deney Simülasyon Fark	6,40 6,03 Hata bandı arasında	4,5 1,90 %57,8 ± 1,8	Diesel yakıtı: ±%4,09 Biodiesel : ±%4,17
NO emisyonu (g/kWh) Deney Simülasyon Fark	10,66 0,85 %92	10,48 1,64 %84,4 ± 0,7	Diesel yakıtı: ±%4,08 Biodiesel: ±%4,08
O ₂ (g/kWh) Deney Simülasyon Fark	435,8 977,91 %129 ± 9,9	464,49 936,12 %101 ± 8,6	Diesel yakıtı: ±%4,13 Biodiesel : ±%4,11
İs emisyonu (g/kWh) Deney Simülasyon	0,13 231,53	0,104 512,98	± 0,01
Maksimum basınç (bar) @° KMA	57,58 @730,4	63,32 @729,6	
Egzoz sıcaklıkları, °K Deney Simülasyon Fark	623 1141 %83,1 ± 3,6	747 1112 %48,9 ± 2,1	±%2

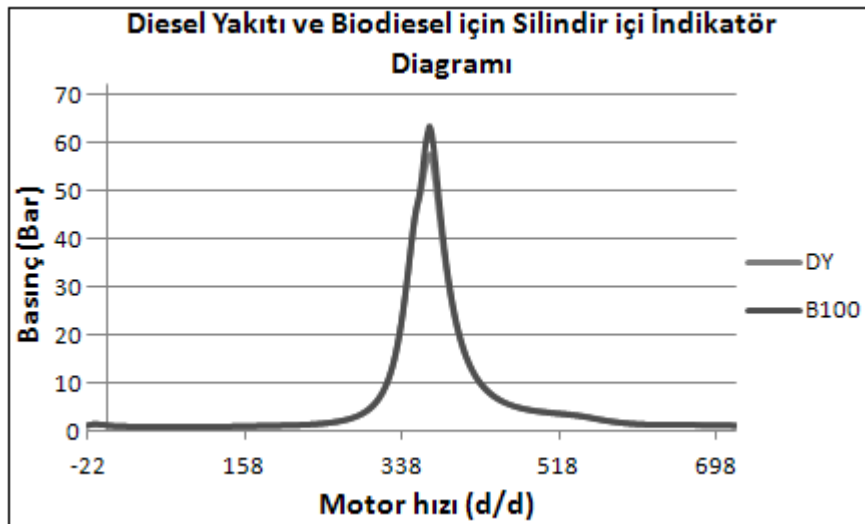
Biodieselin simülasyon sonuçları incelendiğinde CO₂ emisyonları deneysel çalışmaya göre hata bandı arasında olup CO ve NO emisyonları sırayla %57,8 ± 1,8 ve %84,4 ± 0,7 daha düşük çıkmıştır. O₂ değeri %101±8,6 daha yüksek çıkmıştır. İs emisyonları deneysel çalışmaya göre çok yüksek çıkmıştır. Egzoz sıcaklıkları ise simülasyon çalışmasında %48,9 ± 2,1 daha yüksek çıkmıştır.

Diesel yakıtın simülasyon sonuçları incelendiğinde ise CO₂ ve CO emisyonları deneysel çalışmaya göre hata bandı arasında olup NO emisyonları %92 daha düşük, O₂ değeri ise %129 ± 9,9 daha yüksek çıkmıştır. İs emisyonları deneysel çalışmaya göre çok yüksek çıkmıştır. Egzoz sıcaklıkları ise simülasyon çalışmasında %83,1 ± 3,6 daha yüksek çıkmıştır (Şekil 8.9).



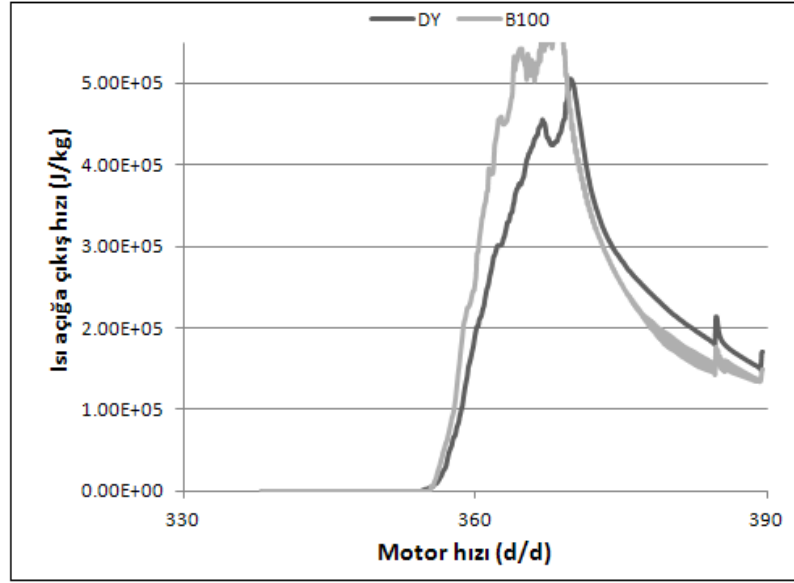
Şekil 8.9 2400 d/d'da Biodiesel ve Diesel yakıtları için silindir içi sıcaklıklar

Biodieselin simülasyon çalışmasında güç değeri deneysel çalışmaya göre %1,2, Diesel yakıtının ise %6 daha yüksek çıkmıştır. Diesel yakıtında simülasyon çalışmasında maksimum basınç 730,4° KMA' da 57,58 bar, biodieselde ise maksimum basınç 729,6° KMA' da 63,32 bar çıkmıştır (Şekil 8.10). Biodieselin maksimum basınca daha erken ulaşmış olup daha yüksek çıkmıştır. Güç değerleri incelendiğinde ise biodiesel ve Diesel yakıtları için deney ve simülasyon değerleri birbirine çok yakın çıkmıştır.



Şekil 8.10 2400 d/d'da Biodiesel ve Diesel yakıtları için silindir içi indikatör diyagramı

Şekil 8.11'den görüldüğü gibi biodieselin TG süresi daha uzun olduğundan ısı açığa çıkış hızı daha yüksek çıkmıştır.



Şekil 8.11 2400 d/d'da Biodiesel ve Diesel yakıtları için silindir içi ısı açığa çıkış hızı

Biodiesel ve Diesel yakıtları için maksimum basınçlar aynı ve yaklaşık aynı yerde çıkmıştır. Güç değerleri incelendiğinde ise biodiesel ve Diesel yakıtları için deney ve simülasyon değerleri birbirine çok yakın çıkmıştır, NO ve is simülasyon emisyonları ise sonuçları deneysel çalışma ile uyuşmamaktadır.

Kawano vd. [170], kanola yağı metil esterini 4 silindirli, 4 stroklu Diesel motorunda kullanmışlardır. Yaptıkları çalışmada biodieselin 13 noktada yapılan ECE R49 motor performans ve egzoz emisyon değerleri Diesel yakıtı ile karşılaştırmıştır. Deney sonuçlarına göre biodiesel kullanıldığında aynı püskürtme zamanında biodieselin daha yüksek NO_x oluştuğunu ifade etmişlerdir. Bununla birlikte düşük yüklerde daha fazla SOF ve PM oluşturduğunu, HC emisyonlarının belirli devir aralığında daha yüksek, CO emisyonlarının ise daha düşük çıktığını açıklamışlardır.

Lapuerta vd. [171], Biodiesel ve karışımlarının motor performans ve emisyonlar üzerine etkilerini belirlemek amacıyla literatürde yapılmış çalışmalardan derleme yapmışlardır. Bu çalışmada çeşitli araştırmacıların yaptıkları çalışmalar karşılaştırılmıştır. Bu derlemede motor güç ve tork değerleri bazı çalışmalarda azaldığı, bazı çalışmalarda değişmediği, az bir çalışmada ise arttığı ifade edilmiştir. Motor güç ve tork değerinde azalma sebebi biodieselin alt ısı değerinin dizere göre daha düşük olduğu (hacimsel olarak %9 civarında) şeklinde ifade edilmiştir. Diesel yakıtı ile aynı performans elde

edebilmek için daha fazla yakıtın tüketilmesi gerektiği bu nedenle yakıt tüketiminde artma olduğu ifade edilmiştir. Motor performans değerlerinin motor tipine, yükleme, devir şartına, karışım oranlarına ve biodiesel hammaddesine göre değiştiği vurgulanmıştır. Bununla birlikte özellikle tam yükte Biodieselin yağlama özelliğinden dolayı sürtünme kayıplarının azaldığı, bulk modülüs değerinin, setan sayısının ve viskozite değerinin yüksek olmasından dolayı püskürtme ve yanmanın daha erken başladığı ve bunların güce olumlu yönde etki ettiği ifade edilmiştir. Bu çalışmada maksimum güç istenmediği sürece biodieselde güç kaybının ciddi oranda olmadığı ifade edilmiştir. Alt ısı değerinden olan güç kayıplarının sürtünme kayıplarındaki azalma yanmanın erken başlamasıyla geri kazanıldığı vurgulanmıştır.

NO_x emisyonları değerlendirildiğinde yine aynı şekilde çoğu çalışmalarda artma, bazı çalışmalarda motor tipine ve çalışma şartlarında göre artma olduğu, bazı çalışmalarda değişme olmadığı, az bir çalışmada ise azaldığı ifade edilmiştir. NO_x emisyonlarında artma sebebi olarak yakıtın viskozitesinin, yoğunluğunun, bulk modülüs değerinin, sıkıştırılabilirliğinin, ses hızının, setan sayısının ve oksijen içeriğinin yüksek olmasından dolayı püskürtme ve yanmanın daha erken başlaması, dolayısı ile silindir içi daha yüksek sıcaklıklara ulaşıldığı ifade edilmiştir. Bazı çalışmalarda aynı biodiesel karışım oranı için farklı motor tiplerinde hem artma hem azalma olduğu ifade edilmiştir. Yine bazı çalışmalarda aynı motorda farklı hızlarda hem artma hem de azalma olduğu ifade edilmiştir. Bazı araştırmacıların ise setan sayısının yüksek olmasından dolayı ön karışımli yanmada daha az yakıtın yanacağından silindir içi sıcaklıkların azalmasıyla NO_x emisyonlarında azalma olacağını ifade ettiği açıklanmıştır.

PM ve is emisyonlarını değerlendirildiğinde yine aynı şekilde çoğu çalışmalarda azalma, bazı çalışmalarda değişme olmadığı, az bir çalışmada ise arttığı ifade edilmiştir. Yapılan derlemede PM ve is emisyonlarının azalmasına sebep olarak biodieselin oksijen içeriğinin yüksek olması, yanmanın daha erken başlaması ile daha iyi yanmanın olması, Biodieselde aromatik içeriğin olmaması ve kükürt içeriğinin çok az olması olarak ifade edildiği vurgulanmıştır. HC emisyon değerlerine bakıldığında birçok araştırmacının HC emisyon değerlerinin düştüğünü ifade ettiği vurgulanmıştır. EPA çalışmalarında konvansiyonel Diesel yakıtına göre %70 kadar düştüğü ifade edilmiştir. Bununla birlikte

az sayıda araştırmacının bir değişiklik olmadığını ve arttığını ifade ettiklerini vurgulamışlardır. HC emisyonlarının artışına sebepler olarak yakıtın oksijen içeriğinin ve setan sayısının yüksek olması, TGnin daha kısa ve yanmanın daha erken başlamasıyla yanmanın daha iyi olması gösterilmiştir. CO emisyonları da HC emisyonları ile benzerlik göstermiştir.

SONUÇ ve ÖNERİLER

Bu çalışmanın temel amacı, hava kirliliğine ve iklim değişikliğine neden olan sera gazı emisyon değerlerinin azaltılması ve enerji güvenliğinin sağlanması amacı ile araç motor modifikasyonlarına ek olarak çözüm getirilen Biodieselin Diesel motorda performans ve emisyon değerleri açısından modellenmesidir.

Diesel motorlarda emisyon değerlerinin iyileştirilebilmesi için öncelikli olarak silindir içi yanmanın iyileştirilmesi gerekmektedir. Diesel motorlarında yanmanın iyileştirilebilmesi doğrudan karışımın teşkili ile ilgilidir. Karışımın teşkilinin iyi olması için, yakıtın parçalanarak zerrelere ayrılması, silindirdeki hava ile iyi bir yanma sağlayacak şekilde makro ve mikro karışımın sağlanması gerekmektedir. Ayrıca, püskürtme süresi, püskürtme basıncı, püskürtmenin başlangıcı-bitişi ve damlacık sayısı gibi püskürtme sistemi parametreleri karışım oluşumunu, yanma prosesini ve dolayısı ile emisyonları etkilemektedir.

Anadolu Motor Üretim ve Pazarlama A.Ş tarafından üretilen Antor marka 3 LD 510 model DP, hava soğutmalı ve tek silindirli Diesel motorda HAD yöntemi ile uygun yanma ve püskürtme modellerinin belirlenebilmesi için öncelikle Diesel ve Biodiesel yakıtları kullanılarak motor performans (güç, tork yakıt tüketimi) ve egzoz emisyon (CO, CO₂, SO₂, ve NO) ve O₂ deneyleri gerçekleştirilmiştir. Performans deneyleri Kartal'da yer alan Anadolu Motor Üretim ve Pazarlama A.Ş. Fabrikası'nda yapılmıştır. Emisyon gazları ise TÜBİTAK MAM Çevre Enstitüsü ile birlikte Anadolu Motor'da yer alan deney düzeneğinde ölçülmüştür. Deneylerde kullanılan Biodiesel TÜBİTAK laboratuvarlarında

transesterifikasyon yöntemi ile üretilmiş olup Biodiesel ve Diesel yakıt analizleri yine TÜBİTAK Enerji Enstitüsü'nde bulunan "Yakıt Analizleri Laboratuvarında" sırayla TS EN14214 ve TS EN 590 standartlarına göre analiz edilmiştir.

Yapılmış olan deneyler sonucunda biodieselin performansı Diesel yakıtından maksimum %5 daha düşük, özgül yakıt tüketimi daha yüksek çıkmıştır. Yanma verimi açısından incelendiğinde ise, NO ve CO₂ emisyonları Diesel yakıtından daha yüksek çıkmıştır. CO emisyon değerleri özellikle düşük devirlerde daha düşük çıkmıştır.

Biodiesel ve Diesel yakıtı için 2400–3000 d/d aralığı için nümerik analiz yapılmıştır. Nümerik simülasyonlar için STAR-CD/ ES-ICE isimli HAD programı kullanılmıştır. Modelleme çalışmasında Diesel ve Biodiesel yakıt tanımlaması için deneylerde kullanılan yakıtların gaz kromatografi analizi yapılmıştır. Ortalama kütle hesabına göre Diesel yakıtı olarak heptametilnonan, Biodiesel olarak metil oleat tanımlanmıştır.

Modelleme çalışmasında türbülans modeli olarak k-ε RNG, çok fazlı akış modeli olarak Lagrange, atomizasyon modeli olarak Huh, duvar etkileşim modeli olarak Bai, parçalanma modeli olarak Reitz ve Diawaker, yanma modeli olarak ECFM-3Z, NO_x emisyonu olarak Zeldovitch mekanizması ve is emisyonu için Mauss modelleri seçilmiştir. Yakıtların viskozite, setan sayısı ve yoğunluk değerleri analiz edilip simülasyonda gerçek sıvı değerleri girilmiştir. Simülasyon çalışmasında öncelikle her devir için deneyte elde edilmiş güç değerlerinin eşitlenmesi amaçlanmıştır. Emisyon değerleri birim enerji başına (g/kWh) karşılaştırıldığından püskürtme avansı, püskürtme süresi, püskürtme miktarı ve enjektörün her bir deliğinden püskürtülen damlacık sayısı parametreleri değiştirilerek her devir için deneylerde elde edilen güç değerine yaklaşılmaya çalışılmıştır. Damlacık sayısının azalması ile güç değerinde artma olduğu saptanmıştır. Damlacık sayısı çok fazla olduğunda ise yanma gerçekleşmemiştir. Bu nedenle her devirde optimum damlacık sayısı belirlenmiştir. Simülasyon çalışmasında enjektörün her bir deliğinden püskürtülen damlacık sayısı Diesel yakıtının yanmasından daha fazla olmuştur. Biodieselin yüksek viskozitesi ve yoğunluğu sebebi ile 3000 d/d da Diesel yakıtında 75000 püskürtülen damlacık sayısı Biodieselde 45000 olmuştur. Devir sayısı düştükçe bu değerler de düşmüştür. Püskürtme süreleri 3000 d/d'da her iki yakıt için 14°KMA seçilmiş ve devir sayısı düştükçe her iki yakıt için 1°KMA arttırılmıştır.

Püskürtme avansı ise 3000 d/d Diesel yakıtında için 13°KMA, Biodiesel için 14°KMA seçilmiştir. Devir sayısı düştükçe avans değeri 1°KMA azaltılmıştır.

3000 d/d-2400 d/d aralığında simülasyon sonuçları incelendiğinde Biodieselin setan sayısı 55,5, Diesel yakıtının 51,5 olmasına rağmen Biodieselin yüksek yoğunluğu ve viskozitesi sebebi ile Diesel yakıtının tutuşma gecikmesi süresi her devirde Biodieselden daha yüksek çıkmıştır. Bu nedenle Biodiesel yanmasında ön karışimli yanma süresince silindirlere püskürtülen yakıt miktarı arttığından ısı açığa çıkış hızı da her devirde daha yüksek olmuştur.

Bunlarla birlikte simülasyonda elde edilen güç değerleri gerçek deney sonuçlarına çok yakın çıkmıştır. 3000 d/d için Anadolu Motor'un ölçtüğü maksimum silindir içi Diesel yakıtı basıncı 72 bar iken simülasyonda 69,61 bar elde edilmiştir. 3000 d/d-2400 d/d aralığında belirsizlik değerleri de göz önüne alındığında biodieselde maksimum %5, Diesel yakıtında ise %5 fark bulunmaktadır. Bu değer kabul edilebilir sınırlar arasındadır. ECFM-3Z yanma modeli uygulandığında deney sonuçları ile uygun performans elde edilmiştir. Simülasyon çalışması, bu modelin motor performansı açısından uygun olduğunu göstermektedir.

Ancak NO_x ve is emisyon değerleri deneyler çalışma ile örtüşmemektedir. Is emisyonları gerçek sonuçlardan oldukça yüksek, NO_x emisyonları ise literatürde bulunan reaksiyon hızları denenmiş olmasına rağmen düşük çıkmıştır. Bununla birlikte yine tüm devirlerde her iki yakıt için egzoz sıcaklıkları ve O₂ değeri deneysel çalışmadan yüksek çıkmıştır..

Bu çalışmada biodiesel olarak metil oleat tanımlanmış olup, farklı yakıt tanımlamaları ile de yanmanın modellenmesi önerilmektedir. Bununla birlikte uygulanan model NO_x ve is emisyon değerleri açısından uygun çıkmadığından NO_x ve is emisyonları için farklı modellerin kullanılarak detaylı çalışma yapılması önerilmektedir.

KAYNAKLAR

-
- [1] IEA, (2004). Biofuels for Transport-An Internatioanal Perspective, http://www.biodieselspain.com/articulos/biofuels_transport_2004.pdf, 10 Ağustos 2011
 - [2] Çanakçı, M. ve Özsezen, A.N., (2004). “Diesel Motorları Yardımcı Ekipmanlarındaki Gelişmeler”, Mühendis ve Makina, 45(530):37-42.
 - [3] Emission Standards, www.dieselnet.com, 30.03.2011.
 - [4] Yavaşlıol, İ., (1988). İçten Yanmalı Motorlar, Yıldız Üniversitesi Yayınları, İstanbul.
 - [5] Bauer, H., (1999). Diesel-Engine Managment, 2nd Edition, Robert Bosch Gmbh, Stuttgart.
 - [6] Bauer, H., (1999), Diesel Accumulaor Fuel-Injection System, Technical Instruction, 4th Edition, Robert Bosch Gmbh, Stuttgart.
 - [7] Heywood, JB., (1988). Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, Newyork.
 - [8] Graboski, M.S., McCormick, R.L., Alleman, T.L. ve Herring, A.M., (2003). The Effect of Biodiesel Composition on Engine Emissions from A DDC Series 60 Diesel Engine, NREL Final Report 2.
 - [9] Kann, J., Rang, H. ve Kriis, J., (2002), “Advances in Biodiesel Fuel Research”, Proceedings of the Estonian Academy of Sciences: Chemistry, 51(2):75- 117.
 - [10] Karaosmanoğlu, F., (1999). “Vegetable oil Fuels: A Review”, Energy Sources, 21(3):221-231.
 - [11] Ma, F. ve Hanna, M. A., (1999). “Biodiesel Production: A Review”, Bioresource, 70:1-15.
 - [12] Taşyürek, M. ve Acaroğlu, M., (2007). “Biyoyakıtlarda (biyomotorinde) Emisyon Azaltımı ve Küresel Isınmaya Etkisi”, International Global Climate Change and its environmental Impacts Conference, 18-20 October 2007, Konya.

- [13] Soruşbay, C., Ergeneman, M., İmren, A. ve Çalık, A.T., (2008). Experimental and Numerical Air Flow and Spray Dynamics Investigation in Internal Combustion Engines, 104M355 nolu TÜBİTAK Projesi Raporu.
- [14] Açıkgöz, A., Gelişli, M.Ö. ve Öztürk, E., Otomotiv Endüstrisinde Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, www.turkcadcam.net/rapor/otomotiv-HAD/index.html, 10 Ağustos 2010.
- [15] Uzol, N.S., (2009). “Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile Üç-Boyutlu Karmaşık Akış Problemlerinin Yüksek Başarımlı Hesaplamaları”, 1. Ulusal Yüksek Başarım ve Grid Konferansı, 15-18 Nisan 2009, Ankara.
- [16] Safgönül B., Ergeneman M., Arslan E. ve Soruşbay C., (1999). İçten Yanmalı Motorlar, Birsen Yayınları, İstanbul.
- [17] Majewski, W.A. ve Khair, M., (2006). Diesel Emissions and Their Control, SAE International.
- [18] Vervisch, L., Turbulent Combustion Modeling, <http://www-rocq.inria.fr/~kern/MoMaS/Journees/Momas1612/Exposes/Vervisch.pdf>, 08 Eylül 2011
- [19] Reitz, D. R., (2005). “Computational Fluid Dynamics Modeling of Diesel Engine Combustion and Emissions” Engine Research Center University of Wisconsin-Madison.
- [20] Soruşbay, C., “Ders Notları, İTÜ.
- [21] Sandalcı, T., “Ders Notları”, YTU.
- [22] Hsu., B.D., (2002). Practical Diesel Engine Combustion Analysis, SAE International.
- [23] Hill, S.C. ve Smoot, D. L., (2000). “Modeling of Nitrogen Oxides Formation and Destruction in Combustion Systems”, Progress in Energy and Combustion on Science, (26):417–458.
- [24] Warnatz, J., Mass, U. Ve Dibble, R.W., (2001). Combustion: Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments Pollutant Formation, 3rd Edition, Springer-Verlag Berlin, New York
- [25] Miller, A.J. ve Bowman, C.T., (1989). “Mechanism and Modeling of Nitrogen Chemistry in Combustion”, Progress in Energy and Combustion on Science, (15): 287-338.
- [26] Löffler, G., Siebera, R., Haraseka, M., Hofbauera, H., Haussb, R. ve Landaufb, J., (2006). “NO_x Formation in Natural Gas Combustion—A New Simplified Reaction Scheme for CFD Calculations”, Fuel, (85): 513–523.
- [27] Priesching, P., Ramusch, G., Ruetz, J. ve Tatschl, R., (2007). “3D-CFD Modeling of Conventional and Alternative Diesel Combustion and Pollutant Formation – A Validation Study”, SAE 2007-01-1907.

- [28] Schwerdt, C., (2006). Modelling NO_x-Formation in Combustion Processes, Msc Thesis, Lund University, Department of Automatic Control.
- [29] Mehdiyev, R., Kutlar, A., Arslan, H. ve alık., A., (2003). İten yanmalı Motorların Hesabı ve Geliştirilmesi, Yüksek Lisans ve Doktora Öğrencileri için Ders Notları, İTÜ, II Hisse.
- [30] Greeves, G., Khan, I. M. ve Wang , C.H.T., (1977). "Origins of Hydrocarbon Emissions From Diesel Engines," SAE 770259.
- [31] Greeves, G., (1979). "Response of Diesel Combustion Systems to Increase of Fuel Injection Rate", SAE 790037.
- [32] Borat O., Balcı M. ve Sürmen A., (1995). İçten Yanmalı Motorlar, Teknik Eğitim Vakfı Yayınları, 1, Ankara.
- [33] Öz İ.H., Borat, O. ve Sürmen, A., (2003). İçten Yanmalı Motorlar, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [34] Haşımoğlu, C. ve İçingür, Y., (2009). "Diesel Motorlarında Azot Oksit Kontrol (NO_x) Yöntemleri", 5. Uluslar arası İleri Teknolojiler Sempozyumu, 13-15 Mayıs 2009, Karabük.
- [35] Andreews, G., (1995). NO_x Formation and Control in Diesel Engines, A Short Course on Diesel Particulates and NO_x Emissions, University of Leeds, 3-7 April 1995, Leeds.
- [36] İlkılıç, C., Behçet, R., Aydın, S., ve Aydın, H., (2009). "Diesel Motorlarında Azot Oksitlerin Oluşumu ve Kontrol Yöntemleri", 5. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu (IATS'09), 13-15 Mayıs 2009, Karabük.
- [37] Kegl, B., (2006). "Experimental Investigation of Optimal Timing of The Diesel Engine Injection Pump using Biodiesel", Energy & Fuels, 20:1460-1470.
- [38] Stone, R., (1999). Introduction to Internal Combustion Engines, Macmillan Press Ltd., Houndsmills.
- [39] Aktaş, A. ve Sekmen, Y., (2007). "Biodiesel ile Çalışan bir Diesel Motorda Yakıt Püskürtme avansının Performans ve Egzoz Emisyonlarına Etkisi", Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 23(1):199-206.
- [40] Pandian, M., Sivapirakasam, S.P. ve Udayakumar, M., (2009). "Influence of Injection Timing on Performance and Emission Characteristics of Naturally Aspirated Twin Cylinder CIDI Engine Using Bio-diesel Blend as Fuel", International Journal of Recent Trends in Engineering, 1(5).
- [41] Leung, D.Y.C., Luo, Y. ve Chan, T.L., (2006). "Optimization of Exhaust Emissions of a Diesel Engine Fuelled with Biodiesel", Energy & Fuels, 20:1015-1023.
- [42] Stockner, A.R., Flinn, M.A. ve Camplin, F.A. (1993). "A New Direction for Diesel Engine Fuel System", SAE 930270.

- [43] Tanakaa, T., Andoa, A. ve Kazuyoshi Ishizakab, K., (2002). "Study on Pilot Injection of DI Diesel Engine Using Common-Rail Injection System", JSAE, 22:297-302.
- [44] Nehmer, D.A. ve Reitz, R.D., (1994). "Measurement of the Effect of InjectionRate and Split Injections on Diesel Engine Soot and NOx Emissions", SAE 940668.
- [45] Pierpont, D.A., Montgomery, D.T. ve Reitz, R.D., (1995). "Reducing Particulate and NOx Using Multiple Injections and EGR in a D. I. Diesel" , SAE 950217.
- [46] Han, Z., Uludogan, A., Hampson, J.G. ve Reitz, R.D., (1996). "Mechanism of Soot and NOx Emission Reduction Using Multiple-injection in a Diesel Engine", SAE 960633.
- [47] Kim, M.Y., Yoon, S.H. ve Lee, C.S., (2008). "Impact of Split Injection Strategy on the Exhaust Emissions and Soot Particulates from a Compression Ignition Engine Fueled with Neat Biodiesel", Energy & Fuels, 22:1260–1265.
- [48] Ogawa, H., Miyamoto, N., Li, C. ve Sakai, A., (2000). "Improvements of Diesel Combustion and Emissions with Two-Stage Fuel Injection at Different Piston Positions" SAE 2000-01-1180.
- [49] İlkılıç, C., (2008). "Bir Diesel Motorunda Enjeksiyon Basıncının Egzoz Emisyonlarına Etkisinin Araştırılması", Fırat Üniversitesi Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi, 20(3):483-491.
- [50] Sekmen, Y., Çınar, C., Erduranlı, P. ve Boran E., (2004). "Diesel Motorlarda Enjeksiyon Basıncı ve Maksimum Yakıt Miktarının Motor Performansı ve Duman Emisyonlarına Etkilerinin İncelenmesi", Politeknik Dergisi, 7(4):321-326.
- [51] Bakar, R.A., İsmail, S. ve İsmail, A.R., (2008). "Fuel Injection Pressure Effect on Performance of Direct Injection Diesel Engines Based on Experiment", American Journal of Applied Sciences, 5(3):197-202.
- [52] Çanakçı, M., Sayın, C., Özsezen, A. ve Türkcan, A., (2009). "Effect of Injection Pressure on the Combustion, Performance, and Emission Characteristics of a Diesel Engine Fueled with Methanol-blended Diesel Fuel", Energy & Fuels, 23:2908-2920.
- [53] İçingür, Y. ve Altıparmak, D., (2001). "Experimental Analysis of the Effects of Fuel Injection Pressure and Fuel Cetane Number on Direct Injection Diesel Engine Emissions" Turkish J. Eng. Env. Sci, 27:291-297.
- [54] Pireli, E. ve Aktaş, A., (2010). "Alternatif Yakıt Olarak Farklı Oranlarda Biodieselin Tek Silindirli Motorda Kullanılmasının ve Püskürtme Basıncının Performansa Etkisi", Türkiye 10. Enerji Kongresi, 27-30 Kasım 2006, İstanbul.
- [55] NREL Subcontractor Report, (2004). Biodiesel Production Technology, SR-510-36244, Colorado

- [56] Zhang, Y., Dube, M.A., Mclean, D.D. ve Kates, M., (2003). "Biodiesel Production from Waste Cooking Oil: 1. Process Design and Technological Assessment", Biosource Technology, 89:1-16.
- [57] Karaosmanoğlu, F., Biyomotorin ve Türkiye, www.biyomotorin-Biodiesel.com/biomoto.html, 10 Nisan 2010.
- [58] Vicente, G., Coteron, A., Martinez, M. ve Aracil, J., (1998). "Application of the Factorial Design of Experiments and Responce Surface Methodology to Optimize Biodiesel Production", Ind. Crops and Products, 8:29-35.
- [59] Crabbe, E., Nolasco-Hipolito, C., Kobayashi, G., Sonomoto, K. ve Ishizaki, A., (2001). "Biodiesel Production from Crude, Palm Oil and Evaluation of Butanol Extraction and Fuel Properties", Process Biochemistry, 37:65-71.
- [60] Shieh, C.J., Liao, H.F. ve Lee, C.C., (2003). "Optimisation of Lipase Catalyzed Biodiesel by Responce Surface Methodology", Bioresource Technology, 88:103-106.
- [61] Antolin, G., Tinaut, F. ve Briceno, Y., (2002). "Optimisation of Biodiesel Production by Sunflower Oil Tranesterification", Bioresource Technology, 83:111-114.
- [62] Ulusoy, Y. ve Alibaş, K., (2002). "Diesel Motorlarda Biodiesel Kullanımının Teknik ve Ekonomik Olarak İncelenmesi" Uludağ Üniversitesi Ziraat Fakültesi Dergisi, 16:37-50.
- [63] Karaosmanoglu, F., Kurt, G. ve Özaktas, T., (2000). "Direct Use of Sunflower Oil as a Compression-Ignition Engine Fuel", Energy Sources, 22:659-672.
- [64] Vicente, G., Martinez, M., Aracil, M., (2004). "Integrated Biodiesel Production: A Comparison of Diffrent Homogeneous Catalyst Systems", Bioresource Technology, 92:297-305.
- [65] Çanakçı, M. ve Özsezen, A.N., (2005). "Atık Mutfak Yağlarının Alternatif Diesel Yakıtı Olarak Değerlendirilmesi", G.Ü. Fen Bilimleri Dergisi, 18(1):81-91.
- [66] Tomasevic, A.V. ve Siler-Marinkovic, S.S., (2003). "Methanolysis of Used Frying Oil Fuel", Fuel Proc. Technol, 81:1-6.
- [67] Taşyürek, M., (2005). İçten Yanmalı Motorlarda Biyomotorin Yakıtlarının Geleneksel Yakıtlarla Emisyon Değerlerinin Karşılaştırılması, Yüksek Lisans Semineri, SÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Programı, Adapazarı
- [68] Graboski, M.S. ve McCormick, R.L.,(1998). "Combustion Of Fat And Vegetable Oil Derived Fuels in Diesel Engines", Prog. Energy Combust. Sci, 24:125-164.
- [69] Guibet, J.C., (1999). "Fuels and Engines", Institut Français Du Petrole Publications, 1:55-56.
- [70] TS 3082 EN 590, (2005). Otomotiv Yakıtları-Dizel (Motorin)-Gerekler ve Deney Yöntemleri, TSE, Ankara

- [71] TS EN 14214, (2009). Otomotiv Yakıtları–Yağ Asidi Metil Esterleri (YAME/BİYODİZEL)–Dizel Motorlar İçin–Gerekler ve Deney Yöntemleri, TSE, Ankara
- [72] Yamık, H., (2002). Diesel Motorlarında Alternatif Yakıt Olarak Yağ Esterlerinin Kullanılma İmkanlarının Araştırılması, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [73] Haupt, J., (2005). Onsite Training Course Seminar on Alternative Fuels, AGQM, 13-14 Ekim 2005, TÜBİTAK MAM Enerji Enstitüsü, Kocaeli
- [74] Cardone, M., Rocco, V. ve Prati M.V., (2000). “A Comparative Analysis of Combustion Process in D.I Diesel Engine Fueled with Biodiesel and Diesel Fuel”, SAE 2000 World Congress, 6-9 March 2000, Detroit
- [75] NREL Milestone Report, (2006). Effects of Biodiesel Blends on Vehicle Emissions, Fiscal Year 2006 Annual Operating Plan Milestone 10.4, NREL/MP-540-40554, Colorado.
- [76] Pryde, E.H., (1983). “Vegetable Oils as Diesel Fuels: Overview”, Journal of the American Oil Chemists Society, 60(8):1557-1558.
- [77] Pryde, E.H.,(1984). “Vegetable Oils as Fuel Alternatives”, Journal of the American Oil Chemists Society, 61(10):352-396.
- [78] Knothe, G., Dunn, R. ve Bagby, M., (1997). “Biodiesel: The Use of Vegetable Oils and Their Derivatives as Alternative Diesel Fuels”, ACS Symposium Series 666, 172-208.
- [79] Karaosmanoğlu, F., Kurt, G. ve Özaktaş, T., (2000). “Long Term CI Engine Test of Sunflower Oil”, Renewable Energy, 19:219-221.
- [80] Ulusoy, Y., Tekin, Y., Çetinkaya, M. ve Karaosmanoğlu, F., (2004). “The Engine Tests of Biodiesel from Used Frying Oil”, Energy Sources, 26:927-932.
- [81] Yoshimoto, Y., Onodera, M. ve Tamaki, H., (1999). “Reduction of NOx, Smoke, and Bsfc in a Diesel Engine Fueled by Biodiesel Emulsion with Used Frying Oil”, SAE 1999-01-3598.
- [82] Senatore, A., Cardone, M., Rocco, V.ve Prati, M. V., (2000). “A Comparative Analysis of Combustion Process in D. I. Diesel Engine Fueled with Biodiesel and Diesel Fuel”, SAE 2000-01-0691.
- [83] Kalam, M.A., Husnawan, M. ve Masjuki, H.H., (2003). “Exhaust Emission and Combustion Evaluation of Coconut Oil-Powered Indirect Injection Diesel Engine”, Renewable Energy, 28:2405-2415.
- [84] Çetinkaya, M., Ulusoy, Y., Tekin, Y. ve Karaosmanoğlu, F., (2004). “Engine and Winter Road Test Performances os Used Cooking Oil Orginated Biodiesel”, Energy Conversion Management, 46: 1279–1291.
- [85] Di, Y., Cheung, C.S. ve Huang, Z., (2009). “Experimental Investigation on Regulated and Unregulated Emissions of a Diesel Engine Fueled with Ultra-

Low Sulfur Diesel Fuel Blended with Biodiesel from Waste Cooking Oil", Science of the Total Environment, 835 – 846.

- [86] Alpgiray, B. ve Gürhan, R., (2007). "Kanola Yağının Diesel Motorunun Performansına ve Emisyon Karakteristiklerine Etkilerinin Belirlenmesi", Tarım Bilimleri Dergisi, 13(3):231-239.
- [87] Altun, Ş. ve Öner, C., (2005). "Susam Yağının Alternatif Yakıt olarak Diesel Motor Performansı ve Motor Elemanları Üzerindeki Etkileri", Teknoloji Dergisi, 8(3):229-236.
- [88] Kılıçkan, A., Eliçin, A.K. ve Erdoğan, D., (2008). "Pamuk Yağı Motorin Karışımlarının ve Pamuk Yağı Esterlerinin Küçük Güçlü Bir Diesel Motorda Yakıt Olarak Kullanımı", Tarım Bilimleri Dergisi, 14(3):237-245.
- [89] Keskin, A., Gürü, M. ve Altıparmak, D., (2007). "Tall Yağı Biodieselinin Diesel Yakıtı İle %90 Oranındaki Karışımının Alternatif Diesel Yakıtı Olarak İncelenmesi", Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 22(1):57-63.
- [90] Sekmen, Y., (2007), "Karpuz Çekirdeği ve Keten Tohumu Yağı Metil Esterlerinin Diesel Motorda Yakıt olarak Kullanılması", Teknoloji, 10(4):295-302.
- [91] Altıparmak, D., Keskin, A., Yıldırım, H.M. ve Gürü, M.,(2004) "Diesel Motorlarda Fındık Yağı Metil Esterinin Alternatif Yakıt Olarak İncelenmesi", 8. Uluslararası Yanma Sempozyumu, 8-9 Eylül 2004, Ankara.
- [92] Eliçin, A.K. ve Erdoğan, D.,(2007). "Fındık Yağı Metil ve Etil Esteri ile Diesel Yakıtı Karışımlarının Küçük Güçlü Bir Diesel Motorda Kullanım Olanaklarının Belirlenmesi", Tarım Bilimleri Dergisi, 13(2):137-146 .
- [93] Alfuso, S., Auriemma, M., Police, G. ve Prati, M.V.,(1993). "The Effect of Methyl-Ester of Rapeseed Oil on Combustion and Emissions of DI Engines", SAE 932801.
- [94] Senatore, A., Cardone, M., Buono, D., Rocco, V., Allocca, L. ve Vitolo, S., (2006). " Performances and Emissions Optimization of a CR Diesel Engine Fuelled with Biodiesel", SAE 2006-01-0235.
- [95] Kawano, D., Ishii, H. ve Goto, Y., (2008). "Effect of Biodiesel Blending on Emission Characteristics of Modern Diesel Engine", SAE 2008-01-2384.
- [96] Veltman, M.K., Karra, P.K. ve Kong, S.C., (2009). "Effects of Biodiesel Blends on Emissions in Low Temperature Diesel Combustion", SAE 2009-01-0485.
- [97] Yunshan, G., Sijin, W. ve Xiukun, H., (2005). "An Experimental Investigation on Combustion and Emissions Characteristics of Turbocharged DI Engines Fueled with Blends of Biodiesel", SAE 2005-01-2199.
- [98] Usta, N., (2005). "An Experimental Study on Performance and Exhaust Emissions of a Diesel Engine Fuelled with Tobacco Seed Oil Methyl Ester", Energy Conversion and Management, 46(15-16):2373-2386.

- [99] Agarwal, D., Sinha, S. ve Agarwal, A.K., (2006). "Experimental Investigation of Control of NO_x Emissions in Biodiesel-fueled Compression Ignition Engine", *Renewable Energy*, 31: 2356-2369.
- [100] Huzayyin, A.S., Bawady, A.H., Rady, M.A. ve Dawood, A., (2004). "Experimental Evaluation of Diesel Engine Performance and Emission Using Blends of Jojoba Oil and Diesel Fuel", *Energy Conversion and Management*, 45(13-14):2093–2112.
- [101] Reyes, J.F. ve Sepulveda, M.A., (2006). "PM-10 Emissions and Power of a Diesel Engine Fueled with Crude and Refined Biodiesel from Salmon Oil", *Fuel*, 1714-1719.
- [102] Baranescu, R. A. ve Lusco, J.J., (1982). "Performance, Durability, and Low Temperature Operation of Sunflower Oil as a Diesel Fuel Extender. Vegetable Oil Fuels", *Proceedings of the International Conference on Plant and Vegetable Oils as Fuels, ASAE*, 312-328
- [103] Wagner, G.L. ve Peterson, C.L., (1982). "Performance of Winter Rape (Brassica Napus) Based Fuel Mixtures in Diesel Engines," *Proceedings of the International Conference on Plant and Vegetable Oils as Fuels*, 204:329-336.
- [104] Ziejewski, M., ve Kaufman, K.R., (1983). "Laboratory Endurance Test of a Sunflower Oil Blend in a Diesel Engine", *Journal of the American Oil Chemists Society*, 60(8): 1567-1573.
- [105] Schmidt, K. ve Gerpen, J.H.V., (1996). "The Effect of Biodiesel Fuel Composition on Diesel Combustion and Emissions", *SAE 961086*.
- [106] Öztürk, M.G. ve Bilen, K., (2009). "Kanola Yağı Metil Esteri ve Karışımlarının Diesel Motoru Egzoz Emisyonuna ve Yakıt Tüketimine Etkisinin DeneySEL İncelenmesi", *Int.J.Eng.Research & Development*, 1(1).
- [107] Ergen, G. ve Karabektaş, M., (2006). "Pamuk Yağından Üretilen Biodiesel Yakıtının bir Diesel Motorda Kullanımı", 9. Uluslararası Yanma Sempozyumu, 16-17 Kasım 2006, Kırıkkale.
- [108] Sugözü, İ., Aksoy, F. ve Baydır, S.A., (2009). "Bir Diesel Motorunda Ayçiçeği Metil Esteri Kullanımının Motor Performans ve Emisyonlarına Etkisi" *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 6(2):49-56.
- [109] Al-Widyan, M. I., Tashtoush, G. ve Abu-Qudais, M.,(2002). "Utilization of Ethyl Ester of Waste Vegetable Oils as Fuel in Diesel Engines", *Fuel Processing Technology*, 76:91-103.
- [110] Yücel, H.L., (2002). "Pamuk Yağı – Motorin Karışımlarının Alternatif Diesel Yakıtı Olarak Kullanılması", IV.Ulusal Temiz Enerji Sempozyumu, 16-18 Ekim, İstanbul.
- [111] He Y. ve Bao Y.D., (2003). "Study on Rapeseed Oil as Alternative Fuel for a Single-Cylinder Diesel Engine", *Renewable Energy*, 28(9):1447–1453.
- [112] NBB, (2011), www.biodiesel.org, 03.02.2011.

- [113] Stiesch, G., (2003). Modeling Engine Spray and Combustion Processes, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg.
- [114] Versteeg, H.K. ve Malalasekera.W., (2007). An Introduction to Computational Fluid Dynamics the Finite-Volume Method, 2.nd Edition, Pearson
- [115] Yakhot, V. ve Orszag, S. A., (1986). "Renormalization Group Analysis of Turbulence", Journal of Scientific Computing, 1(1):3-51.
- [116] Shih, T. H., Liou, W.W., Shabbir, A. ve Zhu, J., (1995). "A New $k-\epsilon$ Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows-Model Development and Validation Computers", Fluids , 24(3):227-238.
- [117] Jones, W. P. ve Launder, B. E., (1972). "The Prediction of Laminarization with a Two-Equation Model of Turbulence", International Journal of Heat and Mass Transfer, 15:301-314.
- [118] Daly, B. J. ve Harlow, F. H.,(1970). "Transport Equations in Turbulence", Physics of Fluids, 13:2634-2649.
- [119] Launder, B. E., Reece, G. J., ve Rodi, W., (1975). "Progress in the Development of a Reynolds-Stress Turbulence Closure", Journal of Fluid Mechanics, 68(3):537-566.
- [120] Gibson, M. M. ve Launder, B. E., (1978). "Ground Effects on Pressure Fluctuations in the Atmospheric Boundary Layer", Journal of Fluid Mechanics, 86(3):491-511.
- [121] Launder, B.E., (1989). "Second-moment Closure: Present and Future" International Journal of Heat and Fluid Flow, 10(4):282-300.
- [122] Rochaya, D., (1997). Numerical Simulation of Spray Combustion using Biomass Derived Liquid Fuels, PhD Thesis, Cranfield University, School of Mechanical Engineering, Cranfield.
- [123] Aglave, R., (2007). CFD Simulation of Combustion Using Automatically Reduced Reaction Mechanisms: A Case for Diesel Engine, PhD Thesis, Rupertus-Carola University of Heidelberg, Combined Faculties for the Natural Sciences and for Mathematics, Heidelberg.
- [124] Kaario, O., (2007). The Influence Of Certain Submodels On Diesel Engine Modeling Results, PhD Thesis, Helsinki University of Technology, Department of Mechanical Engineering, Helsinki.
- [125] Milne-Thompson, L.M., (1968). Theoretical Hydrodynamics, McMillan&Co, New York.
- [126] Bekdemir, C., (2008). Numerical Modeling of Diesel Spray Formation and Combustion, Master Thesis, Eindhoven University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering, Section Combustion Technology, Eindhoven.

- [127] Baumgarten, C.,(2006). Mixture Formation in Internal Combustion Engines, Springer-Verlag, Heidelberg.
- [128] Reitz, R.D. ve Diwakar, R., (1987). "Structure of High Pressure Fuel Sprays", SAE 870598.
- [129] Kuensberg, S.C., Kong, S.C. ve Reitz, R.D., (1999). "Modeling the Effects of Injector Nozzle Geometry on Diesel Sprays", SAE 1999-01-0912.
- [130] Huh, K.Y. ve Gosman A.D., (1991). "A Phenomenological Model of Diesel Spray Atomization", Pront Int Conf on Multiphase Flows" Proceeding. Int. Conference on Multiphase Flow, 25-27 September 1991, Tsukuba.
- [131] Arcoumanis, C., Gavaises, M. ve French, B., (1997). "Effect of Fuel Injection Process on the Structure of Diesel Sprays", SAE 970799.
- [132] Nishimura, A. ve Assanis D.N., (2000). "A Model for Primary Diesel Fuel Atomization Based on Cavitation Bubble Collapse Energy", 8th Int Conf on Liquid Atomization and Spray Systems, 2000, Pasadena.
- [133] Baumgarten, C., Stegamann, J. ve Merker, G.P., (2002). "A New Model for Cavitation Induced Primary Break-Up of Diesel Sprays", 18th Annual Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, 2002, Zaragoza.
- [134] Baumgarten, C., (2003). "Modellierung des Kavitationseinflusses auf den primären Strahlzerfall bei der Hoshdruck Dieseleinspritzung", Dissertation, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr 543 .
- [135] Baumgarten, C. ve Merker, G.P., (2004). "Modeling Primary Break-Up in High Pressure Diesel Injection", Motortechnische Zeitschrift, 65:21-24.
- [136] Reitz, R.D. ve Diwakar, R., (1986). "The Effect of Drop Breakup on Fuel Sprays", SAE 870598.
- [137] Frank, T., Kumzerova, E. ve Esch, T., Validation of Lagrangian Spray Formation for Use in Internal Combustion Engines,
http://www.drthfrank.de/publications/2007/Frank_Kumzerova_Esch_Spray_Simulations_Dresden2007.pdf, 10 Eylül 2011
- [138] O'Rourke, P.J. ve Amsden, A.A., (1987). "The TAB Method for Numerical Calculation os Spray Droplet Breakup", SAE 872089.
- [139] İbrahim E.A., Yang, H.Q. ve Przwkwas, A.J., (1993). " Modeling of Spray Droplets Deformation and Breakup". AIAA J Propulsion and Power, 9(4):652-654.
- [140] Brenn, G. ve Frohn, A., (1989b). " Collision and Merging of Two Equal Droplets of Propanol", Experiments in Fluids , 7(7):441-446.
- [141] Orme, M., (1997). "Experiments on Droplet Collisions, Bounce, Coalescence and Disruption" Progress in Energy and Combustion Science, 23(1):65-79.
- [142] Brenn, G. ve Frohn, A., (1989a). "Collision and Coalescence of Droplets of Various Liquids", Journal of Aerosol Science, 20(8):1027-1030.

- [143] Hiroyasu, H., (1990).“ Diesel Engine Combustion and Its Modeling”, University of Hiroshima, Department of Mechanical Engineering, Hiroshima.
- [144] Hiroyasu, H. ve Arai, M., (1990).“ Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines”, SAE 900475.
- [145] Heider, G., Zeilinger, K. ve Woschni, G., (1995.) “Two-Zone Calculation Model for the Prediction of NO Emissions from Diesel Engines”, 21st CIMAC Cong, 15-18 May 1995, Interlaken.
- [146] Magnussen, B. F. ve Hjertager, B. H., (1977). “On Mathematical Models of Turbulent Combustion with Special Emphasis on Soot Formation and Combustion”, Symposium (International) on Combustion, 16(1):719-729.
- [147] Veynante, D. ve Vervisch, L., (2002). “Turbulent Combustion Modeling”, Progress in Energy and Combustion Science, 28:193-2206.
- [148] Patterson, M.A., Kong, S.C., Hampson, G.J. ve Reitz, R.D., (1994). “ Modeling the Effects of Fuel Injection Characteristics on Diesel Engine Soot and NOx Emissions”, SAE 940523.
- [149] Duclos, J.M., Zolver, M. ve Baritaud, T., (1999). “3D Modeling of Combustion for DI-SI Engines”, Oil & Gas Science and Technology, 54:259-264.
- [150] Issa, R.I., (1986). “Solution of the Implicitly Discretised Fluid Flow Equations by Operator-Splitting”, J. Comp. Phys, 62:40–65.
- [151] CD-adapco Inc, (2006). Star-CD Methodology Manual.
- [152] Bird, R.B., Stewart, E.W. ve Lightfoot, E.N., (1966). Transport Phenomena, John Wiley & Sons, New York.
- [153] Rans, W. E. ve Marshall, W. R., (1952). “Evaporation from Drops-Part I”, Chem. Engnr Prog, 48(3):141-146
- [154] Rans, W. E. ve Marshall, W. R., (1952). “Evaporation from Drops-Part II”, Chem. Engng Prog, 48(4):173-180
- [155] Yuen, M.C. ve Chen, L.W., (1976). “On Drag of Evaporating Liquid Droplets”, Combustion Science and Technology, 14:147–154.
- [156] NACA Technical Note, (1954). A Theoretical Investigation of the Heating-up Period of Injected Fuel Droplets Vaporizing in Air, 3179.
- [157] O’Rourke, P.J., (1981). Collective Drop Effects on Vaporising Liquid Sprays, PhD Thesis, University of Princeton, New Jersey.
- [158] Schmidt, D.P. ve Rutland, C.J.,(2000). “A new Droplet Collision Algorithm”, J. Comput. Phys, 164:62-80.
- [159] Aamir, M.A. ve Watkins, A.P.,(1999). “Dense Propane Spray Analysis with a Modified Collision Model”, ILASS-Europe 99 Congress, 5-7 July 1999, Toulouse.
- [160] Nordin, N., (2001). Complex Chemistry Modelling of Diesel Spray Combustion. PhD Thesis, Chalmers University of Technology, Gothenburg.

- [161] Bai,C. ve Gosman, A.D., (1995). “Development of Methodology for Spray Impingement Simulation”, SAE 950283.
- [162] Colin, O. ve Benkenida, A., (2004). “ The 3-Zones Extended Coherent Flame Model (ECFM3Z) for Computing Premixed/Diffusion Combustion”, Oil&Gas Science and Technology, 59(6):593-609.
- [163] CD-adapco Inc, (2011). Star-CD Methodology.
- [164] Christian, V.R., Knopf, F., Jasmek, A. ve Schindler, W.,(1993). “ A New Method for Fitler Smoke Number Measurement with Improved Sensitivity” MTZ 54:16-22.
- [165] İlkılıç, C., (2009). “Exhaust Emissions of a Diesel Engine Operating by Biodiesel Fuel”, Energy Sources Part A, 31(15):1415–1424.
- [166] Çelikten, İ. ve Arslan, M.A., (2008). “Diesel Yakıtı, Kanola Yağı ve Soya Yağı Metil Esterlerinin Direkt Püskürtmeli bir Diesel Motorunda Performans ve Emisyonlarına Etkilerinin İncelenmesi”, Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 23(4):829-836.
- [167] Bayrakçeken, H., Yavuz, H., Aksoy, F. ve Baydır, Ş.A.,(2009). “Soya Yağı Metil Esterinin Motor Performans ve Emisyonlarına Etkisi”, 5. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu 13-15 Mayıs 2009, Karabük.
- [168] FEV Engine Technology, (1995). Emissions and Performance Characteristics of the Navistar T444E DI Engine Fuelled with Blends of Biodiesel and Low Sulphur Diesel, Phase 2 Final Report, Michigan
- [169] Yuan. W., (2005), Computational Modeling of NOx Emissions from Biodiesel Combustion Based on Accurate Fuel Properties, PhD Thesis, University of Illinois at Urbana–Champaign, Champaign.
- [170] Kawano. D., Ishii. H. ve Goto. Y., (2008). “ The Effect of Methyl-Ester of Rapeseed Oil on Combustion and Emissions of DI Diesel Engines”, SAE 932801.
- [171] Lapuerta, M., Armas, O. ve Ferná'ndez, J.R., (2008). “Effect of Biodiesel Fuels on Diesel Engine Emissions”, Progress in Energy and Combustion Science, 34:198–223.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Şeyma KARAHAN
Doğum Tarihi ve Yeri : 18.08.1979, İstanbul
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : seyma.karahan@mam.gov.tr

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Makine Mühendisliği	YTÜ	2004
Lisans	Makine Mühendisliği	YTÜ	2001
Lise	Fen-Matematik	Kadıköy Anadolu Lisesi	1997

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2002-	TÜBİTAK MAM Enerji Enstitüsü	Uzman Araştırmacı

YAYINLARI**Bildiri**

1. **Karahan, S.**, (2005), Biodiesel Kalitesi ve Biodiesel Kalitesinin Diesel Motorlara Etkisi, Biodiesel Çalıştayı, Ankara,
2. **Karahan, S. ve DENİZ, O.**, (2004) “Konvansiyonel Araçların Hibrid Elektrikli Araçlara Dönüştürülmesi, IV. Ulusal Temiz Enerji Sempozyumu, İstanbul

Kitap

1. Ünlü, N., **Karahan, S.**, Tür, O., Uçarol, H., Özsu, E., Yazar, A., Turhan, L. ve Akgün, F., (2003), “Elektrikli Araçlar”, ISBN 975-403-306-4, TUBITAK-MAM, Kocaeli,

Proje

1. Ulaştırma Sektöründe Sera Gazı Azaltımı, 2006-2009
2. Yenilenebilir Alternatif Motor Yakıtı: BiyoDiesel, 2006-2009
3. Yakıt Katkılarının İçten Yanmalı Motorlara Etkilerinin İncelenmesi, 2003
4. Yakıt Katkılarının İçten Yanmalı Motorlara Etkilerinin İncelenmesi, 2003
5. E-Diesel Test Programı, 2003
6. FNSS Elektrikli Zırhlı Araç, 2003

ÖDÜLLERİ

1. Ulaştırma Sektöründe Sera Gazı Azaltımı Projesi Başarı Teşvik Ödülü