

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BİODİSEL YAKIT İLE ÇALIŞAN MOTORDAKİ
PÜSKÜRTMENİN PERFORMANS VE EMİSYON
YÖNÜNDEN OPTİMİZASYONU**

Mak. Yük. Müh. Alp Tekin ERGENÇ

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Programında
Hazırlanan**

DOKTORA TEZİ

Tez Savunma Tarihi : 27.10.2009

Tez Danışmanı : Prof. İrfan YAVAŞLIOĞLU (YTÜ).

Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Orhan DENİZ (YTÜ)

: Prof. Dr. Metin ERGENEMAN (İTÜ)

: Prof. Dr. Hakan KALELİ (YTÜ)

: Prof. Dr. Ertuğrul ARSLAN (İTÜ)

İSTANBUL, 2009

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	iii
KISALTMA LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vii
ÇİZELGE LİSTESİ	xi
ÖNSÖZ	xii
ÖZET	xiii
ABSTRACT	xiv
1. GİRİŞ	1
1.1 Diesel Çevrimi	3
1.2 Diesel Motorlarında Karışım Teşkili ve Yanma	5
1.2.1 Diesel motorlarında karışım teşkili	5
1.2.2 Diesel motorlarında yanma	6
2 DİSEL MOTORU YAKITLARI VE TEMEL ÖZELİKLERİ	11
2.1 Diesel Motor Yakıtı Temel Özellikler	11
2.1.1 Özgül Ağırlık	11
2.1.2 Alevlenme noktası ve Yanma Noktası	11
2.1.3 Vizkozite	12
2.1.4 Setan sayısı	12
2.1.5 Akma ve bulutlanma noktası	13
2.1.6 Korozyon etkisi	13
2.1.7 Isıl değer	13
2.1.8 Diesel indeksi	14
3 DİSEL MOTORLARINDA ÇALIŞMA PARAMETRELERİNİN MOTOR PERFORMANSI VE EGZOZ EMİSYONLARINA ETKİSİ	15
3.1 Püskürtme Avansının Motor Performansı ve Egzoz Emisyonlarına Etkisi	15
3.2 Krank Açısı Başına Püskürtme Miktarı ve Püskürtme Basıncının Motor Performansı ve Egzoz Emisyonlarına Etkisi	17
3.2.1 Krank açısı başına püskürtme miktarının motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkisi	17
3.2.2 Püskürtme basıncın motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkisi	19
3.3 Diesel Motorunda Kademeli Yakıt Püskürtülmesinin Yanma ve Egzoz Emisyonları Üzerine Etkileri	20
4. DİSEL MOTORUNDA YAKIT OLARAK BİODİSEL KULLANIMI	22

4.1	Biodieselin Genel Özellikleri	22
4.2	Biodieselin Yakıt Olarak Özellikleri	24
4.3	Literatür Araştırması.....	28
4.3.1	Saf bitkisel yağ ve biodiesel yakıtların kullanımı ile ilgili çalışmalar.....	28
4.3.2	Bitkisel yağ ve biodiesel yakıtların motorin ile karışımları çalışmaları	37
4.3.3	Bitkisel yağ ve biodiesel yakıtların motor elemanları üzerine etkisi çalışmaları ..	45
4.4	Çalışmanın Literatüre Katkısı.....	47
5.	DİESEL MOTORLARINDA ISI AÇIĞA ÇIKIŞI.....	48
5.1	Isı Açığa Çıkış Analizi	48
5.1.1	Wiebe fonksiyonu ve diesel motorunda ısı açığa çıkışı	48
5.1.2	Poligon hiperbol yanma profili.....	52
5.1.3	Termodinamiğin 1. kanununa göre ısı açığa çıkışı analizi	53
5.1.3.1	Direkt püskürtmeli diesel motorunda ısı açığa çıkış analizi.....	55
5.1.3.2	Yakıt yanma oranı analizi.....	56
5.1.4	Yüksek basınçlı fazlı püskürtmede ısı açığa çıkış analizi	58
5.2	Basınç Analizi.....	62
5.2.1	Sonlu ısı açığa çıkışı ile basınç değişimi analizi	63
5.2.2	Yüksek basınçlı fazlı püskürtmede basınç analizi	66
5.3	Tutuşma Gecikmesi Hesabı	66
6.	DENEY DÜZENEGİ KURULUMU	67
6.1	Motor Yükleme Düzeneği Grubu	67
6.2	Egzoz Emisyon Ölçüm Sistemi	68
6.3	Silindir içi Basınç Ölçüm Sistemi	69
6.4	PLC ile Yüksek Basınç Enjektörünün Kontrollü	71
6.4.1	PLC seçimi	71
6.4.2	Artımsal kodlayıcı	72
6.4.3	Enjektör kontrolü.....	73
6.4.3.1	Enjektör püskürtme sürelerinin tespiti.....	73
6.4.4	PLC programının hazırlanması.....	76
6.4.4.1	Hat basınç sensörü verisinin plc sistemine aktarımı.....	76
6.5	Yüksek basınç püskürtme sisteminin kurulumu	77
6.6	Püskürtme Avansı ve Basıncı Değiştirilebilen Sistem Kurulumu.....	79
7.	KARIŞIM BİODİESEL YAKITLARIN DEĞİŞKEN PÜSKÜRTME AVANSI İLE DİESEL MOTORUNDA KULLANIMI.....	80
7.1	Farklı Püskürtme Basıncı Değerlerinde Püskürtme Avansı Değişiminin Motor Performansı ve Egzoz Emisyonu Üzerine Etkileri	80
7.2	Fazlı Püskürtmenin Motor Performansı ve Egzoz Emisyonu Üzerine Etkileri.....	98
8	SONUÇLAR.....	111
	ÖZGEÇMİŞ.....	125

SİMGE LİSTESİ

M_d	Döndürme momenti
n	Motor devri
F	Kuvvet
L	Kuvvet kolu
η_k	Kasnak verimi
η_e	Termik verimi
be	Özgöl yakıt sarfiyatı
V	Hacim
ρ	Yoğunluk
pC	Piko Coulomb
Ω	Ohm
P	Güç
p	Silindir basıncı
B	Silindir çapı
w	Ortalama gaz hızı
S_p	Ortalama piston hızı
V_d	Silindir hacmi
T_{ivc}	Emme valfi kapanması esnasındaki sıcaklık
p_{ivc}	Emme valfi kapanması esnasındaki basınç
V_{ivc}	Emme valfi kapanması esnasındaki hacim
p_m	Yanma basıncına eş krank açısında dışarıdan tahrik basıncı
H_u	Alt ısı değer
T	Sıcaklık
γ	Spesifik ısı oranı
C_v	Sabit hacim spesifik ısı katsayısı
R	Üniversal gaz sabiti
ϕ_{soc}	Yanma başlangıcı açısı değeri.
ϕ	Toplam ısı açığı çıkışı olan açısı değeri.
$\Delta\phi_c$	Yanma süresi açısı değeri.
m	İntegre edilen ısı açığı çıkış eğrisinin şekil faktörü.
a	Wiebe fonksiyonu boyutsuz sabiti
η_{conv}	Dönüşüm verimi
ϕ_{eoc}	Yanma sonu açısı değeri.

Q_p	Ön yanma fazında açığa çıkan ısı
Q_d	Difüzyonlu yanma fazında açığa çıkan ısı
Q_m	Ana yanma fazında açığa çıkan ısı
Q_{hr}	Toplam ısı açığa çıkışı
Q_w	Cidar ısı transferi
T_w	Cidar sıcaklığı
T_g	Gaz sıcaklığı
h_c	Isı transfer katsayısı
A_w	Cidar alanı
θ_p	Ön yanma fazı yanma süresi
θ_d	Difüzyonlu yanma fazı yanma süresi
m_p	Ön yanma fazı şekil faktörü
m_d	Difüzyonlu yanma fazı şekil faktörü
dm_{cyl}	Silindir içi dolgu kütleli değişimi
dm_{in}	Giren dolgu kütleli değişimi
dm_{exh}	Egzoz kütleli değişimi
dm_{fuel}	Yakıt kütleli değişimi
dm_{bb}	Karter kaçağı kütleli değişimi

KISALTMA LİSTESİ

CR	Ortak hat yakıt püskürtme sistemi
K _{ma}	Krank mili açısı
UIS	Birim enjektör sistemi
UPS	Birim pompa sistemi
VP44	Radyal pistonlu distribütörlü pompa
ECU	Elektronik kontrol ünitesi
ECM	Motor kontrol modülü
NTC	Negatif ısı katsayılı termistör
PTC	Pozitif ısı katsayılı termistör
NO _x	Nitrojen oksitler
CO	Karbon monoksit
CO ₂	Karbon dioksit
SO ₂	Kükürt dioksit
HC	Hidrokarbon
DC	Doğru akım
M5	Metrik beş
ÜÖN	Üst ölü nokta
AÖN	Alt ölü nokta
PWM	Darbe genlik modülasyonu
PLC	Programlanabilir lojik kontrolör
FBD	Fonksiyonel blok diyagramı
ASTM	Amerikan Test ve Materyalleri Birliği
DI	Direk enjeksiyon
IDI	İndirek Enjeksiyon
TG	Tutuşma gecikmesi
PYME	Pamuk Yağı Metil Esteri
DY	Diesel yakıtı
JME	Jojoba Yağı Metil Esteri
TSE	Türk Standartları Enstitüsü
EN	Avrupa Birliği standardı
DIN	Alman standardı
LHV	Alt Isıl Değer
BSFC	Fren özgül yakıt tüketimi
D100	Saf motorin

B50	%5 Bio yakıt % 95 Diesel karışımı
B10	%10 Bio yakıt % 90 Diesel karışımı
B20	%20 Bio yakıt % 80 Diesel karışımı
SME	Soya Yağı Metil Esteri
KME	Kanola Metil Esteri

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Diesel çevrimi, emme, sıkıştırma ve yanma prosesleri	4
Şekil 1.2 Diesel yanmasının p- α diagramı.....	5
Şekil1.3 Diesel yanma modeli	6
Şekil 1.4 Tek Bölgeli yanma modeli	7
Şekil 1.5 İki Bölgeli yanma modeli	8
Şekil 3.1 Diesel motorunda püskürtme zamanlamasının performans ve emisyonlarına etkisi	15
Şekil 3.2 NO _x ve HC emisyonlarına yükün etkisi	16
Şekil 3.3 Püskürtme zamanlaması ve oranının özgül yakıt sarfiatına etkisi	18
Şekil 3.4 Püskürtme oranı ve ısı açığa çıkışı	19
Şekil 4.1 Transesterifikasyon Prosesi.....	22
Şekil 5.1 Farklı m değerleri için wiebe yanma profilleri.....	49
Şekil 5.2 Ön karışım parametresine (m_p) bağlı yanma gidişinin değişimi	50
Şekil 5.3 Difüzyonlu aşama parametresi (m_d) bağlı yanma gidişinin değişimi.....	51
Şekil 5.4 Ön karışım fazında verilen ısıнын oranına (Q_p/Q_T) bağlı yanma gidişinin değişimi	51
Şekil 5.5 Diesel yanması için ikili Wiebe ve poligon-hiperbol profili.....	52
Şekil 5.6 Yanma fazlarını gösteren DI Diesel motoru ısı açığa çıkışı.....	56
Şekil 5.7 Kriger- Borman metodu ile basınç verisi kullanılarak hesaplanan yanma oranı	58
Şekil 5.8 Ortak hat sistemli motorda yanmanın fazları	59
Şekil 5.9 Pilot püskürtme ısı açığa çıkışı.....	61
Şekil 5.10 Ana püskürtme ısı açığa çıkışı	61
Şekil 5.11 4 stroklu DI bir Diesel motorunun enjektör kalkış ve silindir basınç değişimi.....	63
Şekil 5.12 1500 rpm % 40 yük şartında basınç değişimi	66
Şekil 6.1 Deney motoru genel görünümü.	67
Şekil 6.2 Elektrik motoru genel görünümü	82
Şekil 6.3 Yükleme dirençleri görünümü.	68
Şekil 6.4 Emisyon cihazı ekran görüntüsü	82
Şekil 6.5 Otomatik Numune Alma Sistemi	68
Şekil 6.7 Osiloskopun genel görünümü.....	83
Şekil 6.8 Sinyal yükseltici genel görünümü.	69
Şekil 6.9 İki farklı Piezo elektrik basınç transduseri şematik şekli	70
Şekil 6.10 PLC sistemi	72
Şekil 6.11 Artımsal Kodlayıcı	72
Şekil 6.12 16V gerilim altında enjektör ölçümleme eğrisi	75

Şekil 6.13 Step7-Micro/WIN yazılımı program bloğunun yapısı	76
Şekil 6.14 Rampa basınç sensörü gerilim değişimi	77
Şekil 6.15 Basınç Kontrol Devresi	78
Şekil 6.16 Simülatör düzeneği kontrol birimleri	78
Şekil 6.17 Elektronik kontrollü, yüksek basınçlı motor test düzeneği prensip şeması	79
Şekil 7.1 Sabit basınçta avans değişimine bağlı silindir içi basınç değişimi (3000 d/d motor hızı, 1300 bar püskürtme basıncı)	87
Şekil 7.2 Sabit basınçta avans değişimine bağlı ısı açığa çıkışı (3000 d/d motor hızı, 1300 bar püskürtme basıncı).....	87
Şekil 7.3 Sabit basınçta avans değişimine bağlı silindir içi basınç değişimi (2200 d/d motor hızı, 1300 bar püskürtme basıncı)	88
Şekil 7.4 Sabit basınçta avans değişimine bağlı ısı açığa çıkışı (2200 d/d motor hızı, 1300 bar püskürtme basıncı).....	88
Şekil 7.5 D100 yakıtı 3 farklı püskürtme basıncı 2 farklı avans değeri için silindir içi basınç değişimi (3000 d/d motor hızı)	89
Şekil 7.6 D100 yakıtı 3 farklı püskürtme basıncı 2 farklı avans değeri için ısı açığa çıkışı (3000 d/d motor hızı, 1300 bar püskürtme basıncı)	90
Şekil 7.7 Diesel yakıtı için 1300 bar püskürtme basıncı 3000 d/d motor hızı şartında gerçek ve ikili wiebe fonksiyonu ile elde edilmiş ısı açığa çıkış grafiği	90
Şekil 7.8 Diesel yakıtı için 1300 bar püskürtme basıncı 3000 d/d motor hızı şartında gerçek ve ikili wiebe fonksiyonu ile elde basınç değişim grafiği	91
Şekil 7.9 B5 yakıtı 3 püskürtme basıncı 2 farklı avans değeri için silindir içi basınç değişimi	91
Şekil 7.10 B5 yakıtı 3 farklı püskürtme basıncı 2 farklı avans değeri için ısı açığa çıkışı (3000 d/d motor hızı, 1300 bar püskürtme basıncı)	92
Şekil 7.11 B5 yakıtı için 1300 bar püskürtme basıncı 3000 d/d motor hızı şartında gerçek ve ikili wiebe fonksiyonu ile elde edilmiş ısı açığa çıkış grafiği	92
Şekil 7.12 B5 yakıtı için 1300 bar püskürtme basıncı 3000 d/d motor hızı şartında gerçek ve ikili wiebe fonksiyonu ile elde basınç değişim grafiği	93
Şekil 7.13 B10 yakıtı 3 farklı püskürtme basıncı 2 farklı avans değeri için silindir içi basınç değişimi (3000 d/d motor hızı)	94
Şekil 7.14 B10 yakıtı 3 farklı püskürtme basıncı 2 farklı avans değeri için ısı açığa çıkışı (3000 d/d motor hızı, 1300 bar püskürtme basıncı)	94
Şekil 7.15 B10 yakıtı için 1300 bar püskürtme basıncı 3000 d/d motor hızı şartında gerçek ve ikili wiebe fonksiyonu ile elde edilmiş ısı açığa çıkış grafiği	95
Şekil 7.16 B10 yakıtı için 1300 bar püskürtme basıncı 3000 d/d motor hızı şartında gerçek ve	

ikili wiebe fonksiyonu ile elde basınç değişim grafiği	95
Şekil 7.17 B20 yakıtı 3 farklı püskürtme basıncı 2 farklı avans değeri için silindir içi basınç değişimi (3000 d/d motor hızı)	96
Şekil 7.18 B20 yakıtı 3 farklı püskürtme basıncı 2 farklı avans değeri için ısı açığa çıkışı....	96
Şekil 7.19 B20 yakıtı için 1300 bar püskürtme basıncı 3000 d/d motor hızı şartında gerçek ve ikili wiebe fonksiyonu ile elde edilmiş ısı açığa çıkış grafiği	97
Şekil 7.20 B20 yakıtı için 1300 bar püskürtme basıncı 3000 d/d motor hızı şartında gerçek ve ikili wiebe fonksiyonu ile elde basınç değişim grafiği	97
Şekil 7.17 Pilot püskürtme 30 kma ana püskürtme 20 kma çalışma şartında silindir içi basınç değişimi (3000 d/d motor hızı, 1100-1300 bar püskürtme basıncı)	101
Şekil 7.18 Diesel ve B5 yakıtı için pilot püskürtme 30 kma ana püskürtme 20 kma çalışma şartında silindir içi teorik ve deneysel basınç değişimi (3000 d/d motor hızı, 1300 bar püskürtme basıncı).....	102
Şekil 7.19 Pilot püskürtme 30 kma ana püskürtme 20 kma çalışma şartında ısı açığa çıkışı (3000 d/d motor hızı, 1100-1300 bar püskürtme basıncı).....	102
Şekil 7.20 Pilot püskürtme 30 kma ana püskürtme 17 kma çalışma şartında silindir içi basınç değişimi (3000 d/d motor hızı, 1100-1300 bar püskürtme basıncı)	103
Şekil 7.21 Diesel ve B5 yakıtı için pilot püskürtme 30 kma ana püskürtme 17 kma çalışma şartında silindir içi teorik ve deneysel basınç değişimi (3000 d/d motor hızı, 1300 bar püskürtme basıncı).....	104
Şekil 7.22 Pilot püskürtme 30 kma ana püskürtme 17 kma çalışma şartında ısı açığa çıkışı (3000 d/d motor hızı, 1100-1300 bar püskürtme basıncı)	104
Şekil 7.23 Pilot püskürtme 30 kma ana püskürtme 15 kma çalışma şartında silindir içi basınç değişimi (3000 d/d motor hızı, 1100-1300 bar püskürtme basıncı)	105
Şekil 7.24 Diesel ve B5 yakıtı için pilot püskürtme 30 kma ana püskürtme 15 kma çalışma şartında silindir içi teorik ve deneysel basınç değişimi (3000 d/d motor hızı, 1300 bar püskürtme basıncı).....	105
Şekil 7.25 Pilot püskürtme 30 kma ana püskürtme 15 kma çalışma şartında ısı açığa çıkışı (3000 d/d motor hızı, 1100-1300 bar püskürtme basıncı)	106
Şekil 7.26 Pilot püskürtme 25 kma ana püskürtme 15 kma çalışma şartında silindir içi basınç değişimi (3000 d/d motor hızı, 1100-1300 bar püskürtme basıncı)	107
Şekil 7.27 Diesel ve B5 yakıtı için pilot püskürtme 25 kma ana püskürtme 15 kma çalışma şartında silindir içi teorik ve deneysel basınç değişimi (3000 d/d motor hızı, 1300 bar püskürtme basıncı).....	107
Şekil 7.28 Pilot püskürtme 25 kma ana püskürtme 15 kma çalışma şartında ısı açığa çıkışı	

(3000 d/d motor hızı, 1100-1300 bar püskürtme basıncı)	108
Şekil 7.29 Pilot püskürtme 27 kma ana püskürtme 17 kma çalışma şartında silindir içi basınç değişimi (3000 d/d motor hızı, 1100-1300 bar püskürtme basıncı)	109
Şekil 7.30 Diesel ve B5 yakıtı için pilot püskürtme 27 kma ana püskürtme 17 kma çalışma şartında silindir içi teorik ve deneysel basınç değişimi (3000 d/d motor hızı, 1300 bar püskürtme basıncı).....	109
Şekil 7.31 Pilot püskürtme 27 kma ana püskürtme 17 kma çalışma şartında ısı açığa çıkışı (3000 d/d motor hızı, 1100-1300 bar püskürtme basıncı)	110

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 4.1 Biodiesel yakıtların önemli fiziksel ve kimyasal özellikleri (Taşyürek, 2004)....	23
Çizelge 4.2 Bazı Bitkisel Yağların Temel Bileşenleri ve Isıl Değerleri (Oğuz,2001).	23
Çizelge 4.3 Diesel ile biodiesel yakıt özellikleri	25
Çizelge 4.4 Yakıt biodieselin TSE EN 14213 standardı	26
Çizelge 4.5 Motorda kullanıma uygun biodieselin standardı	27
Çizelge 6.1 Deney motoru teknik özellikleri.....	67
Çizelge 6.2 Basınç transdüseri ve sinyal yükseltici özellikleri	70
Çizelge 6.3 On farklı yük durumunda mekanik püskürtmeli motor performans değerleri	73
Çizelge 6.4 Maksimum ve minimum devirler arasında enterpolasyonla elde edilen değerler	74
Çizelge 6.5 16 V DC gerilimi altında enjektör püskürtme sonuçları	75
Çizelge 6.6 Rampa basınç sensörü gerilim değişimi sonuçları	77
Çizelge 7.1 15 °Kma Püskürtme Avansı için Performans ve Egzoz Emisyonu Sonuçları.....	84
Çizelge 7.2 17 °Kma Püskürtme Avansı için Performans ve Egzoz Emisyonu Sonuçları.....	84
Çizelge 7.3 20 °Kma Püskürtme Avansı için Performans ve Egzoz Emisyonu Sonuçları.....	85
Çizelge 7.4 25 °Kma Püskürtme Avansı için Performans ve Egzoz Emisyonu Sonuçları.....	85
Çizelge 7.5 30 °Kma Pilot Püskürtme 20 °Kma Ana Püskürtme Avansı için Performans ve Egzoz Emisyonu Sonuçları	100
Çizelge 7.6 30-27 °Kma Pilot Püskürtme 17 °Kma Ana Püskürtme Avansı için Performans ve Egzoz Emisyonu Sonuçları	100
Çizelge 7.7 30-25 °Kma Pilot Püskürtme 15 °Kma Ana Püskürtme Avansı için Performans ve Egzoz Emisyonu Sonuçları	101

ÖNSÖZ

Doktora Tezi çalışmamda engin bilgi ve tecrübelerini esirgemeyen danışmanım Sayın Prof. İrfan YAVAŞLIOĞLU' a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Bu tez çalışmasının gerçekleşmesinde yardımlarını esirgemeyen, Yrd. Doç. Dr. Ali Fuat ERGENÇ'e, Mak. Yük. Müh. Levent Yüksek'e, Öğr. Gör. Dr. Övün IŞIN'a, Yrd. Doç. Dr. Tarkan SANDALCI'ya, Mak. Yük. Müh. Orkun ÖZENER'e, Dr. Müh. Serden MÜJDECİ'ye, Teknisyen Fatih AKBULUT'a, Teknisyen yardımcısı Seyfettin KÖMLEKSİZ'e, Uğur TÜRE'ye, Mak. Müh. Emre İLERİ, Mak. Müh. Caniğit ATAY, Mak. Yük. Müh. Hüseyin HACIKADİROĞLU, Mak. Yük. Müh. Özgür ÖZTÜRK, Mak. Müh. Onur EKİNGEN, Mak. Müh. Fatih RAVALI, Mak. Müh. Seyhan ŞEN, Mak. Müh. Tanju NAYIR'a, deney motorunun tamirinde yardımlarını esirgemeyen Anadolu Motor çalışanlarına, yedek parça temininde yardımcı olan Hakan ÇEVİK, Güngör VARLIK ve Mak. Yük. Müh. Tuncer KANER'e ile Hyundai-Assan Eğitim merkezi çalışanlarına şükranlarımı bir borç bilirim.

Tez çalışmasında kullanılan cihazların satın alınmasında emeği geçen, başta Satınalma Müdürlüğü ve Bilimsel Araştırma Proje Koordinatörlüğü personeli olmak üzere tüm üniversite personeline, tezin hazırlanmasında bana yardımcı olan tüm çalışma arkadaşlarıma, desteklerini esirgemeyen aileme, eşim Nilay ERGENÇ'e ve pozitif enerji deposu biricik kızım Melis'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Eylül 2009

Mak. Yük. Müh. Alp Tekin ERGENÇ

ÖZET

Günümüzde kömür, petrol, doğal gaz gibi birinci derece enerji kaynaklarındaki, artan tüketime bağlı azalma, araştırmacıları yeni ve yenilenebilir enerji teknolojilerine yöneltmektedir. Son yıllarda bu konuda yapılan çalışmalar, enerji kaynakları içinde Biyokütle enerjisini ön plana çıkartmaktadır. Ana bileşenleri karbo-hidrat bileşikler olan bitkisel ve hayvansal kökenli tüm maddeler biyokütle enerji kaynağıdır. Bitkisel biyokütle, yeşil bitkilerin güneş enerjisini fotosentez yoluyla doğrudan kimyasal enerjiye dönüştürülerek depolanması sonucu oluşmaktadır. Kökeni biyokütleyle dayanan ve son yıllarda üzerinde yoğun olarak çalışılan Diesel motor yakıtı alternatifi biyomotorin (biodiesel) dir.

Bu çalışmanın temel amacı 2003 yılı itibari ile dünya bazında yıllık üretimi 3 milyon tonu bulan biodieselin motorda kullanımının neden olduğu performans kayıplarını minimuma indirmektir. Farklı karışım (B20+D80 vb.) oranında hazırlanmış yakıtlar ile yapılan çalışmalarda, karışım yakıtların saf kullanıma göre daha iyi sonuç verdiği görülmüştür. Ancak karışım yakıt olması ve uzun beklemeelerde ayrışma gözlenmesi nedeniyle, yakıtın farklı tanklardan eş yada değişken zamanlı beslenmesi gerekliliği ortaya çıkmaktadır. Bu noktadan yola çıkarak alternatif yakıt olarak biodieselin kullanımından kaynaklan kayıpları minimuma indirecek bir optimum püskürtme karakteri ve karışım oranı belirlenmesi amaçlanmıştır.

Silindir içersindeki yanmada krank açısı başına ısı açığa çıkışı olarak tanımlanan ısı açığa çıkış hızı (HRR), özellikle yanma etüdü ve buna bağlı silindir içi basınç analizinde büyük önem arz etmektedir. Bu bağlamda, farklı çalışma şartları için krank açısına bağlı teorik ısı açığa çıkışı ve buna bağlı basınç değişimi hesaplanması çalışmanın teorik temelini oluşturması açısından önemlidir. İçten yanmalı motorlarda literatürde en çok kullanılan ısı açığa çıkış ifadesi termodinamiğin 1. kanununa göre ortaya konmaktadır. Bu ifade basitleştirilmiş bir denklem olmasına rağmen yakın sonuçlar vermektedir. Literatürdeki diğer bir ısı açığa çıkış hızı denklemi ise Vibe (Wiebe) fonksiyonudur. Bu ifadeler ışığında, tez çalışmasında Vibe fonksiyonu kullanılarak ısı açığa çıkış hızı ve basınç değişimi teorik olarak elde edilmiş ve deneylerde elde edilen silindir içi basınç verisi kullanılarak termodinamiğin 1. kanununa göre işlenen ısı açığa çıkış hızı ve basınç değerleri ile karşılaştırılmıştır.

Deneylerde silindire püskürtülen yakıtın, püskürtme avansı ve püskürtme karakteri değiştirilerek saf ve karışım yakıtlar için performans deneyleri yapılmış, elde edilen sonuçlar irdelenerek, Diesel motorunda biodiesel yakıt kullanımı ile maksimum güç, minimum yakıt tüketimi ve minimum egzoz kirleticileri için optimum püskürtme avansı ve püskürtme karakteristiği araştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Diesel, biodiesel, püskürtme, avans, vibe, egzoz emisyonları

AN OPTIMIZATION STUDY OF THE INJECTION PROCESS IN A BIODIESEL USED IC ENGINE, FROM THE PERFORMANCE AND EMISSIONS POINT OF VIEW

ABSTRACT

At the present day, researchers are shepherded toward to the new and renewable energy technologies due to the decrease related to the increasing consumption in primary energy sources such as coal, petroleum, natural gas. In recent years, the studies on this subject brought biomass energy to foreground within the energy sources. All the elements that have the main components as carbohydrate compounds with vegetable and animal origin are the biomass energy resources. Vegetable biomass is produced and stored in plants by converting the sun's energy through the process of photosynthesis to chemical energy. In the recent years biomass originated and alternative fuel for diesel engine is the biodiesel.

The main purpose of this study is to minimize the performance loss of the engines that are using biodiesel which the yearly production was 3 millions of tons in the world by the year of 2003. In the studies, which fuels are prepared with different rate of mixtures (B20+D80 etc.), it is observed that fuel mixtures are giving better results compared to the pure utilizations. But since the fuel is a mixture and some resolutions in long durations are observed, it is aimed to feed by fuel from different tanks at synchronous or variable times.

Heat release rate has an important role to analyze the combustion and the cylinder pressure changes. At this point of view, the base theory of this study was the computation of the cylinder pressure variation according to the theoric heat release data. In internal combustion engines, two different equations are used to calculate the heat release data in general. In literature, the first equation is the thermodynamics 1.law equation and the second is the wiebe function. In the theory part of this study, the heat release was calculated with the wiebe function and the pressure variation was calculated with this data. The real pressure data were taken at the experiments and the real heat release was calculated according to the thermodynamic 1. law. The observed differences with these two different equations are determined.

From this point it is aimed to determine a mixture rate and optimum injection character, to minimize the losses of the engine using biodiesel as an alternative fuel. In the study, the injection advance and injection character of the injected fuel has been changed; performance experiments for pure and mixed fuels were done. The results are examined and optimum injection advance and injection character was surveyed by using biodiesel fuel in a diesel engine for a maximum power, minimum fuel consumption and minimum exhaust contaminants.

Keywords: Diesel, biodiesel, injection, advance, wiebe, exhaust emmissions

1. GİRİŞ

Ülkemizde yıllık yaklaşık 10 milyon ton motorin tüketilmektedir. Bu bağlamda petrol bazlı yakıt tüketiminin azaltılması amacıyla düşünülen %2'lik biodiesel ilavesi için, yıllık 200.000 ton biodiesel yakıtına ihtiyaç vardır. Ülkemizde yılda 1,5 milyon ton bitkisel yağ tüketilmekte ve bu yağın 350.000 tonu atık bitkisel yağ olarak geri dönüştürülebilmektedir. Bu çalışma, yaklaşık olarak 200 milyon Dolarlık kaynağın ülkemizde kalmasını sağlayacaktır Biodiesel üretimi için gerekli ithal yağın maliyeti 500-550 \$/ton, metil alkolün ise 350\$/ton dur. Bu bağlamda 1 ton (1100 lt) biodiesel'in toplam maliyeti 535\$ dır. 1 litre biodiesel'in maliyeti ise \$0.48 olacaktır (Akınerdem, 2005).

Deneyisel çalışmaların büyük bir kısmında Diesel motorunda B100 yakıtının kullanımının %5-10 arasında performans kaybına neden olduğu saptanmıştır. Bu çerçevede motorine alternatif yakıt olarak kullanılması düşünülen biodieselin, yanma karakterinin etüd edilerek, uygun püskürtme avansı ve karakterinin belirlenmesi bu yakıtın Diesel motorunda kullanımını daha verimli hale getirecektir.

Diesel motorlarında yanmanın iyileştirilebilmesi doğrudan karışımın teşkili ile ilgilidir. Karışımın teşkili, yakıtın zerrelere ayrılarak, silindirdeki hava ile iyi bir yanma sağlayacak şekilde karışması ile sağlanmaktadır(Yavaşlıol,1988). Bununla birlikte, püskürtmenin başlangıcı-bitişi, püskürtme süresi, püskürtme basıncı, püskürtme demeti sayısı gibi püskürtme sistemi parametreleri yanma prosesini ve karışım oluşumunu etkilemektedir(Bauer, 1999a-b). Bu bağlamda yakıt püskürtme sistemlerinin karışım teşkilindeki önemi de göz önüne alındığında, alternatif yakıt çalışmalarında ancak yakıt sevkini kumanda edilebildiği bir motor kullanılabilir. Bu tip çalışmalarda kullanılan tek silindirli Diesel motorunun mekanik yakıt püskürtme sistemi yerine püskürtme avansı, basıncı, faz sayısı gibi parametrelerin değiştirilebildiği yapıda olması gerekir. Ayrıca hava yakıt karışım oluşumu yakıt tüketimini, egzoz gaz kompozisyonunu ve yanma gürültüsünü direkt olarak etkilemektedir.

Yakıt püskürtme süresi, motor hızı, motor yükü ve motor sıcaklığı gibi parametrelerden etkilenerek, tutuşma gecikmesi süresinin değişimini de etkilemektedir.

Diesel motorlarında mekanik püskürtme pompasına göre, ortak hat püskürtme sistemleri yakıt püskürtme miktarını ve püskürtme zamanını etkili biçimde kontrol etmektedir. Ortak hat püskürtme sistemlerinde kullanılan motor kontrol ünitesi, çeşitli sensörlerden gelen verileri işleyerek, enjektörlere uygulanacak olan akımın süresi ile zamanını kontrol ederek en uygun püskürtme şartlarını belirler.

Yüksek basınç yakıt püskürtme uygulaması ile krank açısı başına püskürtme miktarı artarken, tutuşma gecikmesi süresi kısalmaktadır. Ancak bu değer belirli bir değerin altına düşmemektedir. Bunun sonucunda, tutuşma başlangıcına kadar ki sürede enjekte edilen yakıt miktarı artmaktadır. Bu yüksek yakıt sevki tutuşma gecikmesi süresinde yanmaya katılan yakıt miktarında artışa neden olmaktadır. Bu durum hem NO_x oranını hem de gürültüyü arttırmaktadır. Bu nedenle, ortak hat püskürtme sistemlerinde daha az yakıt sevkini gerçekleştirildiği ön püskürtme yapılmaktadır. Bu ön püskürtme motor gürültüsünü ve NO_x seviyesi azaltmaktadır (Desantes 2004, Heywood 1988). Bununla birlikte yüksek basınçlı püskürtme, özgül yakıt tüketiminde iyileşme ve partikül emisyonunda azalma sağlamaktadır(Guzella,1998).

Diesel motorlarında kontrol stratejisinin temeli, egzoz ve gürültü emisyonu standartlarının öngördüğü sınırlar dahilinde gereken torkun minimum özgül yakıt sarfiyatı değerinde optimum motor hızı değerinde elde edilmesine dayanır. Egzoz emisyonu sınır değerlerinin her geçen gün düşürülmesi, optimum püskürtme koşulları, aşırı doldurma ve EGR sistemleri gibi emisyon düşürülmesine yönelik çalışmaların yapılmasını gerektirmiştir. Kontrol açısından bakıldığında bu gereksinimler yakıt sevk parametreleri, dolgu basıncı ve EGR kontrolünü gündeme getirmektedir. Bu bağlamda Diesel motorunda yakıt sevk kontrolünün hıza bağlı değişimi, tork, motor hızı ve egzoz emisyonlarını etkilemektedir. Dolayısıyla, yakıt sevki ile bu parametrelerin değişimi kapalı döngü şeklinde olmaktadır. Kontrol stratejisinde temel parametre motor hızıdır. Hız kontrolüne etki eden girdiler ise püskürtme başlangıcı, püskürtme süresi ve basıncıdır(Guzella, 1998).

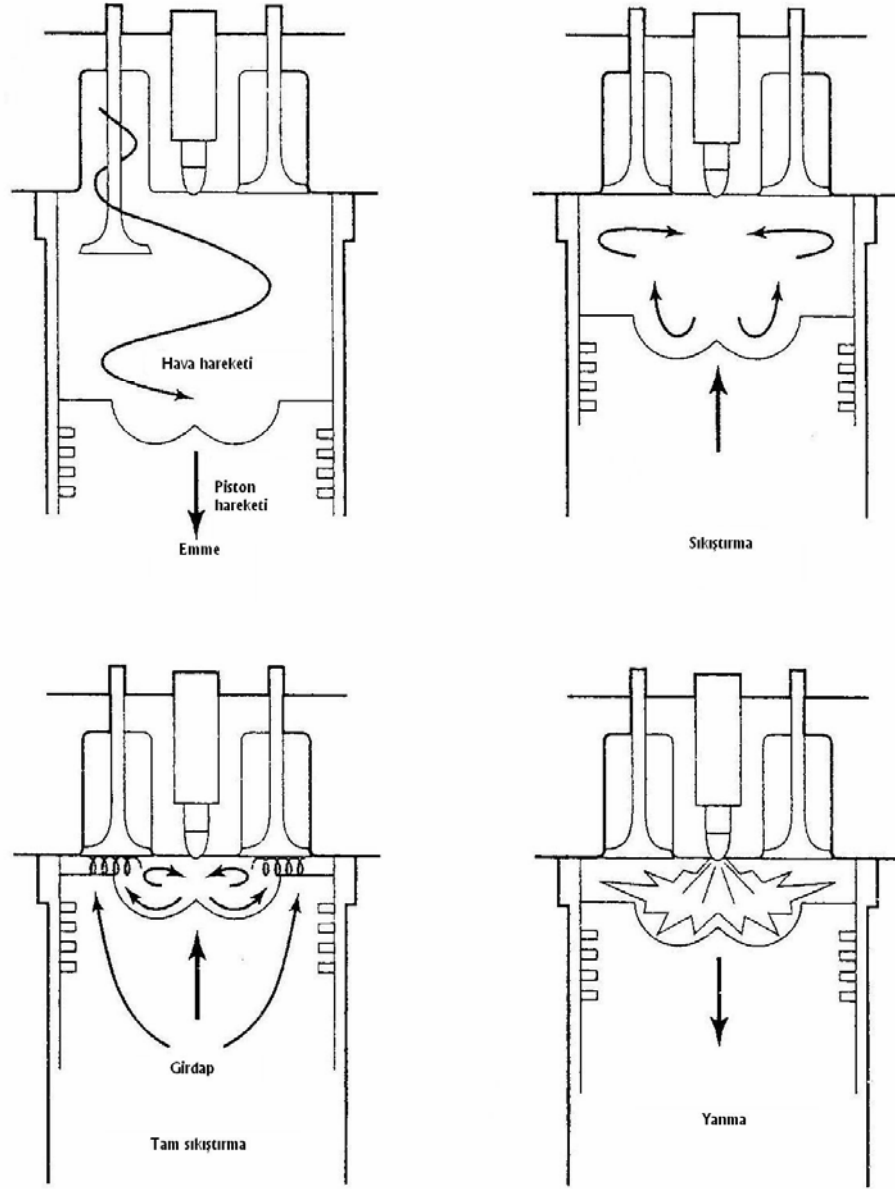
Yeni nesil araçlarda kullanılan ortak hat püskürtme sistemleri ile püskürtme avansı, basıncı, süresi ve faz sayısına müdahale edilebilmesi, optimum çalışma noktalarının yakalanabilmesine olanak sağlamaktadır. Klasik Diesel püskürtme sistemleri ile karşılaştırıldığında aşırı doldurma ile birlikte yapılan fazlı yüksek basınçlı püskürtme, karışım teşkilinde yaratılan olumlu katkı sonucu, başta motor hızı artışı olmak üzere torkta da ciddi artış sağlamaktadır. Alternatif yakıt çalışmaları ile yanmaya dayalı optimizasyon çalışmalarında Diesel motorunun, çalışma parametrelerinin elektronik kontrolü gerekmektedir. Bu noktadan yola çıkarak, bir elektromanyetik enjektörün motorun çalışma parametrelerine bağlı kontrol edilmesi çalışmanın parametrik değerlerinin değiştirilebilmesi için gerekmektedir. Yapılan araştırmada bu tip bir sistemin programlanabilir lojik kontrollere ile kontrol edilebileceği belirlenmiştir. Sistemin PLC ile kontrol edilebilmesi için deney motorunun performans ile egzoz (CO, CO₂, HC, O₂, NO_x ve lambda) emisyonlarındaki değişimler incelenmiştir. Ar-ge ve uygulama dönemini takiben, Lombardini LDA 450 tipi

klasik Diesel püskürtme sistemli bir motor farklı yakıtların optimum çalışma noktalarının belirlenmesi imkan sağlayacak, püskürtme avansı, süresi, adedi ve basıncı (600–1600 bar) değiştirilebilen bir ar-ge motoruna dönüştürülmüş ve çalışmanın deneyleri modifiye edilmiş bu motorda yapılmıştır.

1.1 Diesel Çevrimi

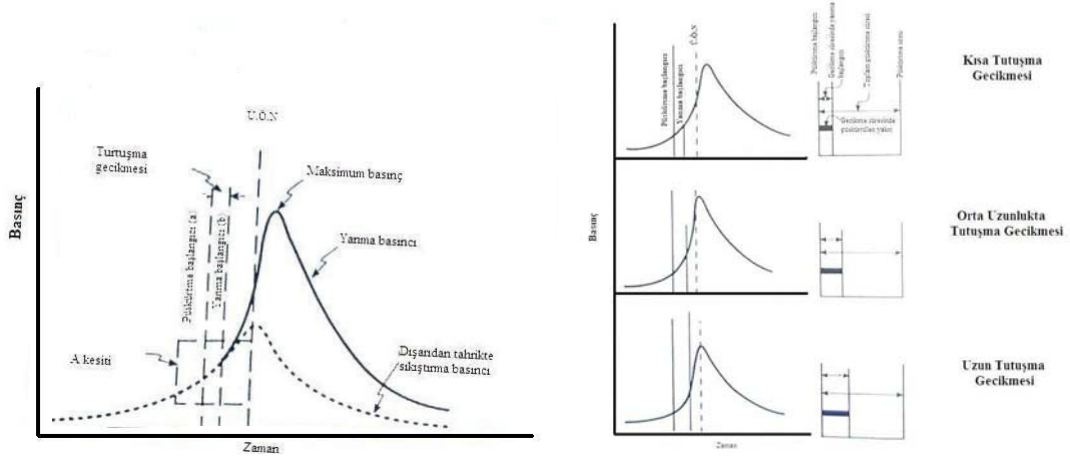
Literatürde sıkıştırma ateşlemeli ve Diesel motor olarak bilinen motorların yanma prosesi kısaca şu şekilde açıklanmaktadır. Diesel motorunda yakıt, sıkıştırma strokunun sonlarına doğru bir enjektör vasıtasıyla püskürtülerek silindir içersine gönderilmektedir. Sıvı yakıt yüksek hızda küçük çaplı orifislerden tek yada çok sayıda jet olarak püskürtülür. Yüksek hız ve küçük çap yakıtın daha iyi atomize ve penetre olmasını sağlamaktadır. Yakıt yüksek sıcaklık ve basınçta silindir içersinde buharlaşmakta ve hava ile karışmaktadır. Silindir içi basınç ve sıcaklık yakıtın kendi kendine tutuşma noktasına ulaştığı bölgede gecikme ile tutuşma gerçekleşir ve yanmanın silindir içersinde yayılması ile silindir içi basınç ve sıcaklık yükselir. Yakıtın ilk tutuşan kısmı, diğer yanmamış karışımın tutuşma gecikme süresinin kısılmasını sağlar ve püskürtme gerekli yakıtın silindir içine püskürtülmesine kadar sürer. Yanma genişleme sürecinde devam eder(Heywood 1988). Dört stroklu bir Diesel motorunun çevrimi şekil 1.1 de verilmektedir

- a- Emme strokunda silindir içersine direkt olarak hava alınır
- b- Sıkıştırma strokunda yakıt sıcaklığı, kendi kendine tutuşma sıcaklığına kadar yükseltilir ve sıkıştırma strokunun sonuna doğru diesel yakıtı püskürtülerek silindir içersine sokulur.
- c- Buharlaşma, karışım ve ardından tutuşma ve yanma sıkıştırma strokunun sonuna doğru başlar ve genişleme strokunda devam eder.
- d- Egzoz strokunda, egzoz supabının açılması ile yanmış gazların dışarı atılması sağlanır.



Şekil 1.1 Diesel çevrimi, emme, sıkıştırma ve yanma prosesleri (Ferguson 2001)

Diesel motorunun hava girişi kelebeksizdir. Motordan alınan güç silindire püskürtülen yakıt miktarı ile ayarlanır. Yakıt-hava karışımının tutuşabilmesi için, Diesel motorlarında sıkıştırma oranı yüksek tutulur, yüksek sıkıştırma oranı teorik verimin otto motoruna göre daha yüksek olmasını sağlar. Diesel motorun performansı duman oluşumu ile sınırlanmaktadır. Karışımın aşırı zenginleşmesi Diesel motorunda duman oluşumu artırmaktadır(Ferguson,2001).



Şekil 1.2 Diesel yanmasının p- α diagramı (Keating 1993)

1.2 Diesel Motorlarında Karışım Teşkili ve Yanma

1.2.1 Diesel motorlarında karışım teşkili

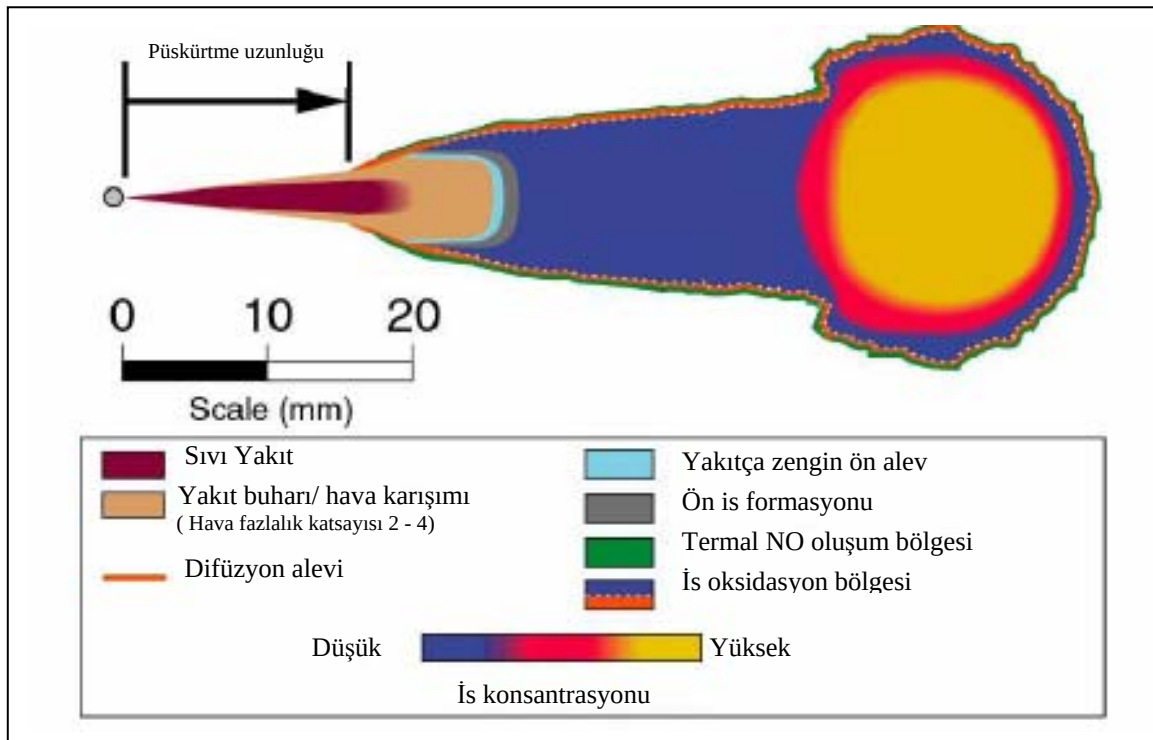
Diesel motorlarında iyi yanmanın elde edilebilmesi karışımın teşkili ile doğrudan ilgilidir. Genel anlamda karışımın teşkili; yakıtın zerrelere ayrılarak, silindirdeki hava ile iyi bir yanma sağlayacak şekilde karışması ile sağlanmaktadır (Yavaşlı ol, 1988). Diesel motorlarında yakıt hava karışımının benzin motorlarında olduğu gibi karışım halinde silindir içine alınmaması nedeniyle, yakıtın silindir içine alınması takiben karışımın 15-30 ° Kma gibi kısa bir sürede hazırlanması gerekmektedir. Bu süre içinde yakıtla havanın homojen olarak karışmasının zorluğu diesel motorlarındaki devir sayısı artışını sınırlayan en önemli nedendir.

Karışım teşkilinin iyileştirilmesinin en temel yolu pülüverizasyonu artırmaktır. Artan pülüverizasyon ile daha ince zerrelere ayrılan yakıtın, sıcak hava ile temas yüzeyi artmaktadır. Bu durum, yakıtın kolaylıkla buharlaşması ile havanın içersindeki difüzyonunu artırarak karışım süresinin kısılmasını sağlar. Yanma için gerekli sürenin kısılması ve bunun sonucu olarak yakıtın kolaylıkla buharlaşması ve havanın içersindeki difüzyonun artması karışım süresini kısaltır ve karışımın homojenliğini artırır (Yavaşlıol, 1988). Homojen karışımın oluşma hızının yakıtın silindir içine alınma hızına ve yakıtın pülüverizasyonuna bağlı olduğu bu tip motorlarda, yakıtın silindire püskürtülerek sokulması mecburidir. Silindire sokulan yakıtın tamamının yüksek bir yanma verimi ile yanmasını sağlamak, yakıtın silindir içinde tamamen dağıtılması, diğer bir deyişle yanma odası içindeki hava ile uygun bir şekilde karışması ile mümkündür. Makro karışım teşkili olarak tanımlanan bu durum, yakıtın direkt silindire püskürtüldüğü, direkt püskürtmeli yanma odalarında püskürtülen demet sayısının artırılması ile bir oranda sağlanabilir. Gerçek anlamda iyi bir makro ve mikro karışımın

teşkilinin sağlanabilmesinde silindir içinde hava hareketlerinin yaratılması zorunludur. . (Yavaşlıol, 1988).

1.2.2 Diesel motorlarında yanma

Enjektörden püskürtülen yakıt, hava ile sürtünmesi sonucu parçalanır, yakıtta parçalanma oranı demet çevresinde sürtünmelerin fazlalığı nedeni ile daha fazla olur ve çevrede daha küçük taneli damlacıklar oluşur. Küçük taneli damlacıkların kütlelerine göre hava ile temas yüzeyleri daha fazla olduğundan ilk buharlaşan ve yanmaya hazır olan yakıt zerrelere demet çevresinde oluşur. Damlacıkların hazırlanma zamanını tamamlayarak yanmaya başlaması, demet çevresinde birkaç noktada birden meydana gelebilir.



Şekil 1.3 Diesel yanma modeli (Reitz 2005)

İlk yanma başladıktan sonra mevcut yakıt demetinin içindeki ve süren püskürtme nedeni ile silindire giren yakıtın iyi bir şekilde yanması için diesel motorlarında değişik şekillerde hava hareketleri yaratılır (Yavaşlıol, 1988).

Diesel motorun üzerinde yapılan çalışmalarda yanma tek, iki ve çok bölgeli yanma modelleri ile yorulanmakta ve çözümlenmektedir. Literatürde genelde tek ve iki bölgeli yanma modelleri uygulanmaktadır. Tek bölgeli yanma modelinde, yanma odasının içeriği tüm safhalarda homojen karışmış olarak bulunmaktadır. Böylece, iş gazının termodinamik durumu

Diğer taraftan, spesifik iç enerji “u” sıcaklık, basınç ve yakıt fazlalık katsayısı fonksiyonu olarak ifade edilebilir. Bu durumda denklem aşağıda verilen hali almaktadır.

$$\frac{dU}{dt} = u \frac{dm}{dt} + m \left[\frac{\partial u}{\partial T} \frac{dT}{dt} + \frac{\partial u}{\partial p} \frac{dp}{dt} + \frac{\partial u}{\partial \phi} \frac{d\phi}{dt} \right] \quad (1.4)$$

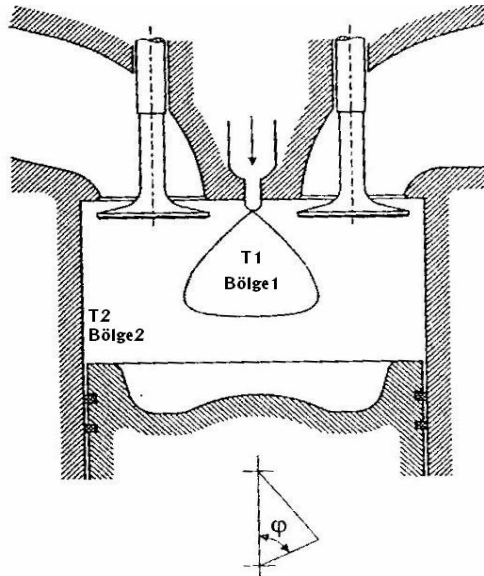
Denklem 1.4 de dm/dt ve $d\phi/dt$ kütle korunum kurallarına ile gaz kanununun basınç ve sıcaklıktaki değişimlerini veren diferansiyel form ile elde edilebilir. Basitleştirilmiş ideal gaz denklemi 1.5 de verilmektedir.

$$p \frac{dV}{dt} + V \frac{dp}{dt} = mR \frac{dT}{dt} + RT \frac{dm}{dt} + mT \frac{dR}{dt} \quad (1.5)$$

Bu denklemde yazılması ile denklem 1.4 de yalnız basınç, sıcaklık ve karışımın kısmi türevleri bilinmemektedir. Bu ifadelerin belirlenmesi için literatürde değişik yaklaşımlar kabul edilmiştir.

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

Termodinamik silindir modelinin bu kusurların giderilmesi için Heider vd. (1995) ampirik iki bölge yanma modelini ortaya atmışlardır. Bu modelde silindir gazları iki bölgeye ayrılmıştır. Birinci bölge yüksek sıcaklıkta gazların bulunduğu reaksiyon bölgesi, ikinci bölge ise temiz hava ile bir miktar art gazın bulunduğu bölgedir. Bu yaklaşımda, NO_x oluşum oranı reaksiyon bölgesindeki sıcaklığın yüksekliğine bağlıdır (Stiesch 2003).



Şekil 1.5 İki Bölge yanma modeli Heider vd. (1995)

Bu iki bölgedeki durum analizi için boyutsuz tek bölge yanma çözümleri kullanılmakta ve

aşağıda verilen şartlar ve kabuller yapılmaktadır.

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

Bu kabuller ışığında aşağıda verilen denklemler yazılabilir. Bu denklemlerde 1 yanma, 2 ise yanma olmayan bölgeyi temsil etmektedir.

$$m_1 + m_2 = m_{cyl} \quad (1.6)$$

$$V_1 + V_2 = V_{cyl} \quad (1.7)$$

$$p_1 = p_2 = p_{cyl} \quad (1.8)$$

$$m_1(\varphi) = m_{air,1}(\varphi) + m_{fuel}(\varphi) \quad (1.9)$$

$$m_1(\varphi) = m_{fuel}(\varphi) \cdot \left[\frac{af_{stoic}}{\phi_1} + 1 \right] = \frac{Q_{chem}(\varphi)}{LVH} \cdot \left[\frac{af_{stoic}}{\phi_1} + 1 \right] \quad (1.10)$$

Bölgelerin hacimleri de, kütle sıcaklık ve silindir basıncına bağlı olarak ideal gaz denkleminde aşağıda gibi belirlenir.

$$V_i = \frac{m_i R_i T_i}{p_{cyl}} \quad i=1,2 \quad (1.11)$$

$$m_1 T_1 + m_2 T_2 = m_{cyl} T_{cyl} \quad (1.12)$$

Daha önce belirtildiği gibi iki bölge arasındaki sıcaklık farkı enerji transferleri sonucu azalmaktadır. Bu transfer motorun, dışarıdan tahrik edildiği ve yanmanın olduğu durumda elde edilen basınç değerleri ile ampirik olarak ifade edilebilir, örneğin Woschni'nin cidar ısı transfer modelinde bu değerler kullanılmaktadır.

$$T_1(\varphi) - T_2(\varphi) = B(\varphi) \cdot A^* \quad (1.13)$$

$$B(\varphi) = \frac{\int_{\varphi_{SOC}}^{\varphi_{EVO}} [p_{cyl}(\varphi) - p_{mot}(\varphi)] m_1(\varphi) d\varphi - \int_{\varphi_{SOC}}^{\varphi} [p_{cyl}(\varphi) - p_{mot}(\varphi)] m_1(\varphi) d\varphi}{\int_{\varphi_{SOC}}^{\varphi_{EVO}} [p_{cyl}(\varphi) - p_{mot}(\varphi)] m_1(\varphi) d\varphi} \quad (1.14)$$

Bu denklem B 1 den 0 doğru azalmaktadır. Bu durumda bölgeler arası sıcaklık farkı yanma başlangıcında A^* , egzoz supabı açılma anında sıfıra eşit olur. Emme havası girdaplı küçük ve orta büyüklükteki diesel motorlarında reaksiyon bölgesinde eşdeğerlik oranı stokiometriktir. $\phi_1=1,0$ değerini alır ve A^* silindir içersindeki genel eşdeğerlik oranına bağlı olur.

$$A^* = A \cdot \frac{\phi_{cyl}}{2.2} \left[1,2 + \left(\frac{1}{\phi_{cyl}} - 1,2 \right)^{0,15} \right] \quad (1.15)$$

Girdapsız büyük çaplı diesel motorlarında ϕ_1 bir miktar fakirdir. Bu durumda $\phi_1=0,971$ ve A^* motor yükünden bağımsızdır.

$$A^* = A = \text{sabit}$$

Silindir içersindeki yanmada krank açısı başına ısı açığa çıkışı olarak tanımlanan ısı açığa çıkış hızı (HRR), özellikle yanma etüdü ve buna bağlı silindir içi basınç analizinde büyük önem arz etmektedir. Bu bağlamda, farklı çalışma şartları için krank açısına bağlı teorik ısı açığa çıkışı ve buna bağlı basınç değişimi hesaplanması çalışmanın teorik temelini oluşturması açısından önemlidir. İçten yanmalı motorlarda literatürde en çok kullanılan ısı açığa çıkış ifadesi termodinamiğin 1. kanununa göre ortaya konmaktadır. Bu ifade basitleştirilmiş bir ifadede olmasına rağmen yakın sonuçlar vermektedir. Literatürdeki diğer bir ısı açığa çıkış hızı denklemi ise Vibe (Wiebe) fonksiyonudur. Bu ifadeler ışığında, tez çalışmasında Vibe fonksiyonu kullanılarak ısı açığa çıkış hızı ve basınç değişimi teorik olarak elde edilmiş ve deneylerde elde edilen silindir içi basınç verisi kullanılarak termodinamiğin 1. kanununa göre işlenen ısı açığa çıkış hızı ve basınç değerleri ile karşılaştırılmıştır. Vibe fonksiyonu ve termodinamiğin 1. kanununa göre ısı açığa çıkış ifadeleri 5. bölümde detaylı olarak anlatılmaktadır.

2 DİESEL MOTORU YAKITLARI VE TEMEL ÖZELİKLERİ

İçten yanmalı motorlarda mekanik enerjiyi sağlayacak olan ısı enerjisi, silindir içersine belirli oranlarda alınmış olan yakıt ile hava arasındaki kimyasal reaksiyon sonucunda oluşur. Kullanılan yakıtın fiziksel ve kimyasal özellikleri silindirlerde oluşan yanma olayını ve neticede elde edilecek olan enerjiyi doğrudan etkiler.

İçten yanmalı motorlarda genel olarak sıvı hidrokarbonlar ve yaygın olarak da alkoller yakıt olarak kullanılmıştır. Elde edildikleri yerlerde değerlendirilmek üzere hava gazı, metan, biyogaz ve özellikle hava kirlenmesinin sorun olduğu şehir içi taşımacılığında sıvı petrol gazı (LPG) ve doğal gaz gibi gaz yakıtlar da kullanılmaktadır. Yaygın kullanılan motorin 180 ila 370°C arası kaynama noktasına sahip değişik yapıdaki hidrokarbonların karışımından oluşmaktadır. Ham petrolün kademeli damıtımı ile elde edilir (Bauer 1999a).

2.1 Diesel Motor Yakıtı Temel Özellikler

2.1.1 Özgül Ağırlık

Özgül ağırlık veya yoğunluk; birim hacmin ağırlığı olarak tanımlanır. Kütlesel olarak uygun hava yakıt oranının sağlabilmesi için pompa-enjektör grubu tarafından sevk edililen yakıtın yoğunluk değeri çok önemlidir. Yoğunluk artışı ile eş hacminli pompada daha düşük kütleli yakıtın sevki gerçekleşmektedir. Bu nedenle genel olarak Diesel yakıtlarının özgül ağırlıkları 0,815–0,934 gr/dm³ arası sınırlandırılmaktadır.

Diesel yakıtın yoğunluk değişimi motorda yanmayı etkilemektedir. Örneğin yoğunluktaki değişim ısı değeri etkilemektedir. Artan yoğunluk ile aynı şartta daha yoğun bir yakıtın silindir içersine girmesi ile yanma karakteri bozulmakta ve is emisyonları artmaktadır (Guibet, 1999).

2.1.2 Alevlenme noktası ve Yanma Noktası

Bir kapta ısıtılan yakıtın üzerine yaklaştırılan alev ile geçici olarak tutuşma halinde yakıt buharı teşekkül ettiği en düşük sıcaklık yakıtın parlama noktası olarak tarif edilir. Alevlenme noktası ise tutuşma buharının sönmeden devam etme sıcaklığıdır. Alevlenme sıcaklığı parlama sıcaklığında biraz yüksektir. Diesel yakıtının alevlenme sıcaklığı ASTM–93 ‘e göre 55 °C’nin altında olmamalıdır.

2.1.3 Viskozite

Viskozite, sıvıların akmaya karşı dirençlerinin ve iç sürtünmelerinin bir ölçüsüdür. Viskozite kinematik ve dinamik viskozite olmak üzere ikiye ayrılır. Tanım olarak dinamik viskozite; birbirlerinden Δx uzaklıktaki iki düzlem arasında Δx^2 alanındaki sıvı tabakasının $\Delta x / s^2$ hızla kayması için gerekli olan Newton kuvvetine denir.

Kinematik viskozite; dinamik viskozitenin yoğunluğa oranıdır. Kinematik viskozite birimi santistok (cSt) olup, 1 cSt= 1 mm/saniyedir ve ASTM D-88'e göre viskozite 40 °C de ölçülmelidir. Viskozite değerleri, Engler (DIN 51560), Redwood (Institute of Petroleum, Standart Medhods IP 70/57), Saybold Universal ve Saybold –Furol viskozimetreleri ile belirlenmektedir (Yamık 2002).

Diesel yakıtı viskozitesi, ideal yakıt-hava karışımının elde edilmesini ve buna bağlı olarak ta silindir içerisinde meydana gelecek yanmayı doğrudan etkilemektedir. Viskozite küçüldükçe enjektörlerden silindirlere gönderilen yakıtın daha küçük zerrelere ayrılması ve hava ile homojen bir karışım oluşturarak daha düzgün bir yanmanın sağlanması gerçekleşmektedir. Viskozitenin büyük olması durumunda ise yakıtın enjektörlerden yeterince küçük zerreler şeklinde püskürtülmesi ve homojen yakıt-hava karışımının oluşması sağlanamaz. Buna ilave olarak özellikle soğuk havalarda yakıtın püskürtülmesinde sorunlar yaşanabilmektedir. Bu da yanma olayının verimini düşürerek yanmamış hidrokarbonların miktarını arttırmaktadır.

2.1.4 Setan sayısı

Diesel yakıtının en önemli özelliklerinden birisi setan sayısıdır. Sıkıştırma zamanı sonunda basıncı ve sıcaklığı artmış olan havanın içerisine püskürtülen Diesel yakıtının kendi kendine tutuşma kabiliyetini gösteren bir ölçüdür.

Diesel motorunda yakıt buharı-hava karışımının sıkıştırma sonu basınç ve sıcaklıklarında kendi kendine tutuşabilmesi için Diesel yakıtlarının tutuşma meyillerinin benzinin aksine yüksek olması istenir. Tutuşma meylinin düşük, yani tutuşma gecikmesi (TG)'nin zaman olarak büyük olması durumunda yanma için ayrılabilen krank mili açısı aralığı azalır. Ayrıca TG süresince yanma odasında biriken ve ani olarak yanan yakıt miktarı da artacağından mekanik zorlamalara neden olan yüksek basınçlar (Diesel vuruntusu) ortaya çıkar (Yamık 2002)

2.1.5 Akma ve bulutlanma noktası

Diesel yakıtının özellikle soğuk havalarda akıcılık özelliğini kaybetmemesi gerekir. Akma noktasının yüksek olması ve yakıtın soğuk havalarda yakıt 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 katılmaktadır.

Biodiesel üretiminde özellikle ucuz maliyeti sebebi ile kullanılan hayvansal yağlar ve kızartma yağları, yüksek miktarlarda doymuş yağ asitleri içerdiği için, çok yüksek sıcaklıklarda kristalize olurlar. Bu özellik, iklim şartlarından etkilenerek donmalarına; depolama ve kullanma esnasında problemlerin ortaya çıkmasına neden olmaktadır. Bu nedenle, biodiesel kalitesine yönelik yapılan analizlerde; Akma ve Bulutlanma noktaları tayinleri ve Soğuk Filtre Tıkanma Noktası değerleri Uluslararası Standartlarda yer almaktadır.

Akma noktası; numunenin, belirlenmiş standart şartlar altında soğutuluyor iken akıcılığını devam ettirdiği en düşük sıcaklığı ifade eder. Standart analiz metodunda ön ısıtmadan sonra numune belirli bir hızda soğutulur ve akış karakteristikleri için 3 °C aralıklarla kontrol edilir. Numune hareketinin gözlenebildiği en düşük sıcaklık akma noktası olarak kaydedilir.

Bulutlanma Noktası; deney numunesi, belirlenmiş standart şartlar altında soğutulduğunda parafin kristallerinden oluşan bir sisin gözlendiği ilk sıcaklıktır. Analiz metodunda numune belirli bir hızda soğutulur ve belirli aralıklarla gözlenir. Deney tüpünde ilk sisin ilk gözlendiği sıcaklık bulutlanma noktası olarak kaydedilir.

2.1.6 Korozyon etkisi

Diesel yakıtında bulunan kükürt oranı hem koroziye hem de partikül oluşumunu artırıcı yönde etki ederek zararlı bir özellik olarak karşımıza çıkmaktadır. Özellikle düşük çalışma sıcaklıklarında motor parçalarında şiddetli korozyona sebep olmaktadır. Kükürt miktarı ASTM-129' da ve IP 3362 ye göre motor hızına bağlı olarak yüksek hızlı motorlarda %1'in altında olmalıdır (Yamık 2002).

2.1.7 Isıl değer

Yanma sonucu oluşan ürünlerin, yanma öncesi referans bir sıcaklığa göre toplam entalpilerinin yakıt kütesine bölünmesiyle elde edilen değere ısı değeri denir. Yakıtın ısı değeri genellikle birim kütesinin enerjisi ile verilmektedir (kJ/kg veya kcal/kg) . Motorlardaki yanma sonu sıcaklıklarında su her zaman buhar olarak bulunduğundan, ısı

değer, alt ısı değer olarak verilmelidir. Hidrokarbonlarda yakıtın alt ısı değerini hidrojen miktarına, diğer bir deyişle özgül kütleyle aşağıdaki ampirik ifade ile bağlamak mümkündür (Yamık 2002).

$$H_u = 9822,2 + 36,6 \text{ API (Kcal/kg)} \quad (2.1)$$

Benzin veya Diesel yakıtı için,

$$H_u = 42000 - 44000 \text{ kJ/kg} \quad (2.2)$$

$$H_u = 10200 - 10500 \text{ kcal/kg olarak verilebilir} \quad (2.3)$$

2.1.8 Diesel indeksi

Diesel indeksi, diesel yakıtlarının kendi kendine tutuşma eğilimi (kalitesi) süresini ifade etmektedir. Denklem 2.4'te Diesel indeksi ifadesi verilmektedir.

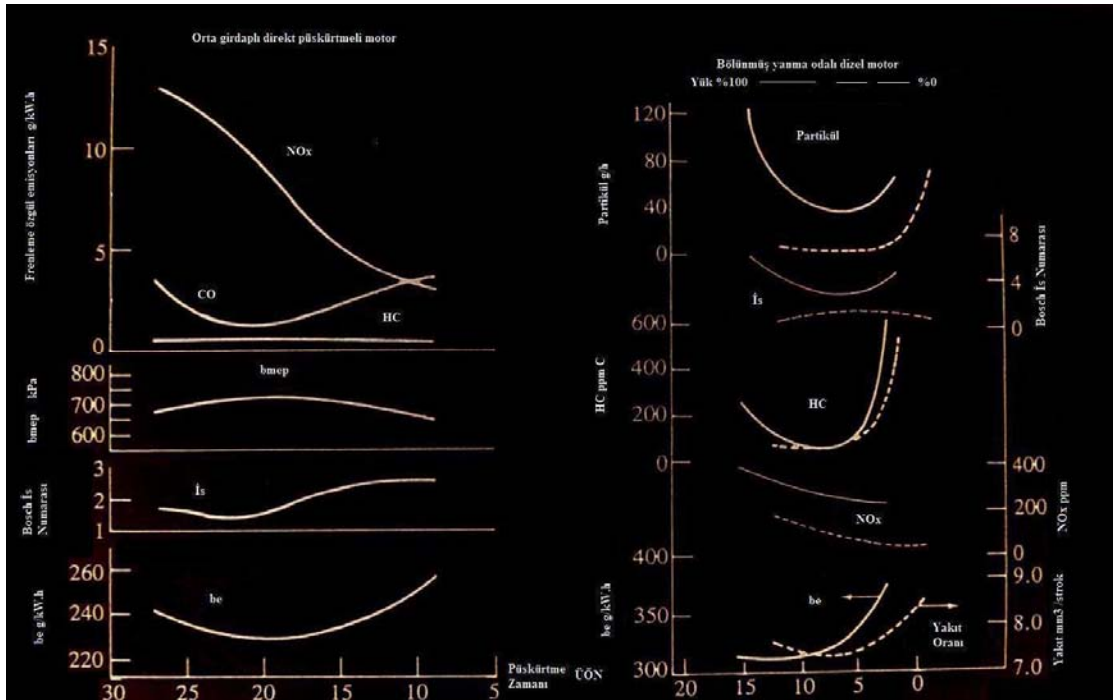
$$DI = \text{Anilin Noktası (}^{\circ}\text{F)} * \text{Özgöl Kütle} / 100 \quad (^{\circ}\text{API}) \quad (2.4)$$

Anilin noktası yakıt ile anilinin hacimsel olarak eşit oranda karıştığı ve homojen olduğu sıcaklık değeridir. Petrol bazlı bileşiklerin anilin gibi aromatik bir bileşik içinde çözülmesi tamamen o bileşiğin yapısına bağlıdır. Düşük çözünürlüğe sahip parafinler, yüksek anilin noktası değerine sahiptirler. Örneğin, düşük yoğunluğa ve anilinde düşük çözünürlüğe sahip parafinik diesel yakıtların DI değeri yüksektir (Guibet, 1999).

3 DİSEL MOTORLARINDA ÇALIŞMA PARAMETRELERİNİN MOTOR PERFORMANSI VE EGZOZ EMİSYONLARINA ETKİSİ

3.1 Püskürtme Avansının Motor Performansı ve Egzoz Emisyonlarına Etkisi

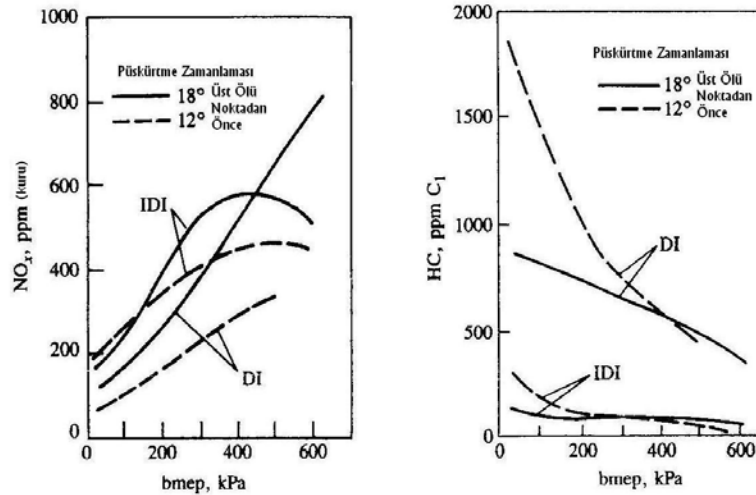
Yakıt püskürtme süresi krank açısı olarak yanmanın başlama süresini belirler. Yakıt püskürtme süresi içeri alınan havanın durumunun değişimini ve tutuşma gecikmesi süresinin değişimini etkilemektedir. Yakıt püskürtme oranı, delik sayısı ve yakıt püskürtme basıncı Diesel yakıtının sprey karakterini ve hava ile karışımı etkilemektedir. Şekil 3.1’de orta girdaplı direkt püskürtmeli Diesel motoru ile bölünmüş odalı Diesel motorunda püskürtme zamanlamasının değişiminin performans ve emisyon üzerine etkileri görülmektedir. Sabitlenmiş motor hızında ve sabit çevrim başına yakıt sevkinde DI Diesel motoru uygun püskürtme süresi için optimum bsfc ve bmep değeri vermektedir. Optimum püskürtme zamanı, maksimum tork değerinin elde edilmesini sağlamaktadır. IDI Diesel motorunda belirlenmiş bmep değeri için, tam yükte bsfc ve yakıt sevk oranı rölantide minimum değer almaktadır. Optimum değerden önce yapılan püskürtmede yanma çok erken başlamaktadır. Diğer taraftan optimum değerden gecikmelerde ise yanma çok geç kalmaktadır.



Şekil 3.1 Diesel motorunda püskürtme zamanlamasının performans ve emisyonlarına etkisi (Heywood 1989).

Püskürtme zamanı değişiminin DI Diesel motorlarında NOx emisyonları üzerinde önemli etkisi vardır. Bu etki IDI Diesel motorlarında nispeten daha azdır. DI motorlarında, yüksek

yüklerde özgül HC emisyonları düşük ve püskürtme zamanı ile çok az değişim göstermektedir. Düşük yüklerde HC emisyonları daha yüksek ve püskürtme süresinin optimumundan gecikmesi ile artmaktadır. Bu durum özellikle rölantide gerçekleşmektedir. IDI motorlarında HC emisyonları aynı trendi göstermektedir. Ancak DI motorlarından daha düşük değerler almaktadır. (Greeves, 1977,1979) Şekil 3.2 de bu görüşü desteklemektedir (Pischinger 1972).



Şekil 3.2 NO_x ve HC emisyonlarına yükün etkisi “Doğal emişli 5.9 dm³ silindir hacmine sahip 6 silindirli 17 sıkıştırma oranlı 2800 d/d hızda dönen direkt püskürtmeli motor ile 16.7 sıkıştırma oranlı bölünmüş yanma odalı 3000 d/d dönen indirekt püskürtmeli motor” (Heywood 1989).

Püskürtme zamanındaki gecikme genelde isi artırmaktadır. Bu eğilim Diesel motorun tipi ve dizaynına göre değişim göstermektedir. Bununla birlikte partikül emisyonları da artan gecikme ile artmaktadır.

Uchida vd. (1992) yaptığı çalışmada püskürtme avansı artışı ile NO_x emisyonlarında artış partikül emisyonlarında azalma, bununla birlikte HC emisyonlarında artış, is miktarında ise önce artan sonra azalan bir eğilim gözlemişlerdir.

Desantes vd.(2004) yaptıkları çalışmada, direkt püskürtmeli Diesel motorunda püskürtme basıncı ve püskürtme zamanının motor performansı ve egzoz emisyonları üzerine etkilerini araştırmışlardır. Deney yapılan motorda püskürtme avansı ÜÖN dan önce ve sonra olmak üzere değişik değerlere ayarlanmıştır. Bununla birlikte çalışmada da genel literatüre uygun olarak artan püskürtme avansı ile birlikte NO_x emisyonlarında artış, kuru is emisyonlarında azalma gözlemişlerdir. BSFC değerinde de artan püskürtme avansında, artışa paralel azalma görülmüştür.

Huang vd. (2004) metanol-motorin karışımlarını bir diesel motorunda yakıt olarak denemişlerdir. Bu çalışma esnasında karışımın püskürtme avansı değiştirilerek karışımın davranışı gözlenmiştir. Biodiesel yakıtlarda methanol kullanıldığı düşünüldüğünde, bu çalışma özellikle yoğun alkol içerikli esterlerin etkisinin gözlenmesinde referans olabilecektir. Çalışmada, methanol miktarının artırılması ile ön yanma fazının ısı açığa çıkış hızı nın arttığı, difüzyonlu fazda yanma gecikmesinin kısaldığı görülmüştür. Motorin ve metanol karışımları için, artan yakıt sevk avansı, tutuşma gecikmesini artırmaktadır. Yüksek hız, düşük motor yükünde, artan metanol(oksijen oranı artmaktadır) ilavesi tutuşma gecikmesini artırmaktadır. Bununla birlikte hızlı yanma süresi ve toplam yanma süresi, yakıt sevk avansının artması ile artmaktadır. Diğer taraftan artan sevk avansı, silindir içi basıncın artmasına neden olmaktadır. Ayrıca motorin-metanol karışımları saf motorine göre daha yüksek silindir içi basınç değerleri göstermiştir.

3.2 Krank Açısı Başına Püskürtme Miktarı ve Püskürtme Basıncının Motor Performansı ve Egzoz Emisyonlarına Etkisi

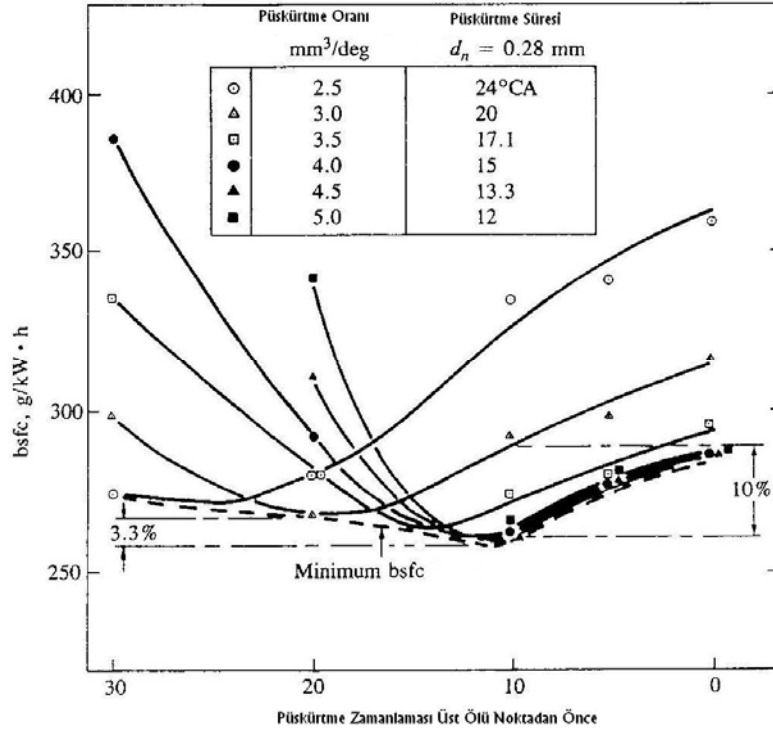
3.2.1 Krank açısı başına püskürtme miktarının motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkisi

Püskürtme oranı enjektör delik alanına ve püskürtme basıncına bağlıdır. Yüksek enjeksiyon oranı daha iyi yakıt-hava karışım oranlarının oluşmasını ve yüksek ısı açığa çıkış oranlarının elde edilmesini sağlamaktadır. Bir silindire çevrim başına alınan yakıtın püskürtme oranının artması optimum püskürtme zamanının Ü.Ö.N ya yaklaşmasını sağlar. Şeki 3.3’de püskürtme oranı ve zamanlamasının doğal emişli DI Diesel motorunda bsfc üzerine etkileri görülmektedir. Artan püskürtme oranı optimum püskürtme zamanı için yüksek ısı açığa çıkış oranı, kısa yanma prosesi ve minimum bsfc değerlerinin elde edilmesini sağlamaktadır.

Püskürtme oranının artırılması, NO_x emisyonlarını artırmakta is ve partikül emisyonlarını azaltmaktadır. Silindir başına her çevrimde püskürtülen yakıt miktarının sabit olduğu durumda yakıt püskürtme basıncının artması püskürtme süresini kısaltmaktadır. Delik çapı yüksek basınçta küçültülebilmektedir. Diğer taraftan artan basınç pülüverizasyonu artırmaktadır. Ayrıca tutuşma gecikmesi süresi kısalmaktadır.

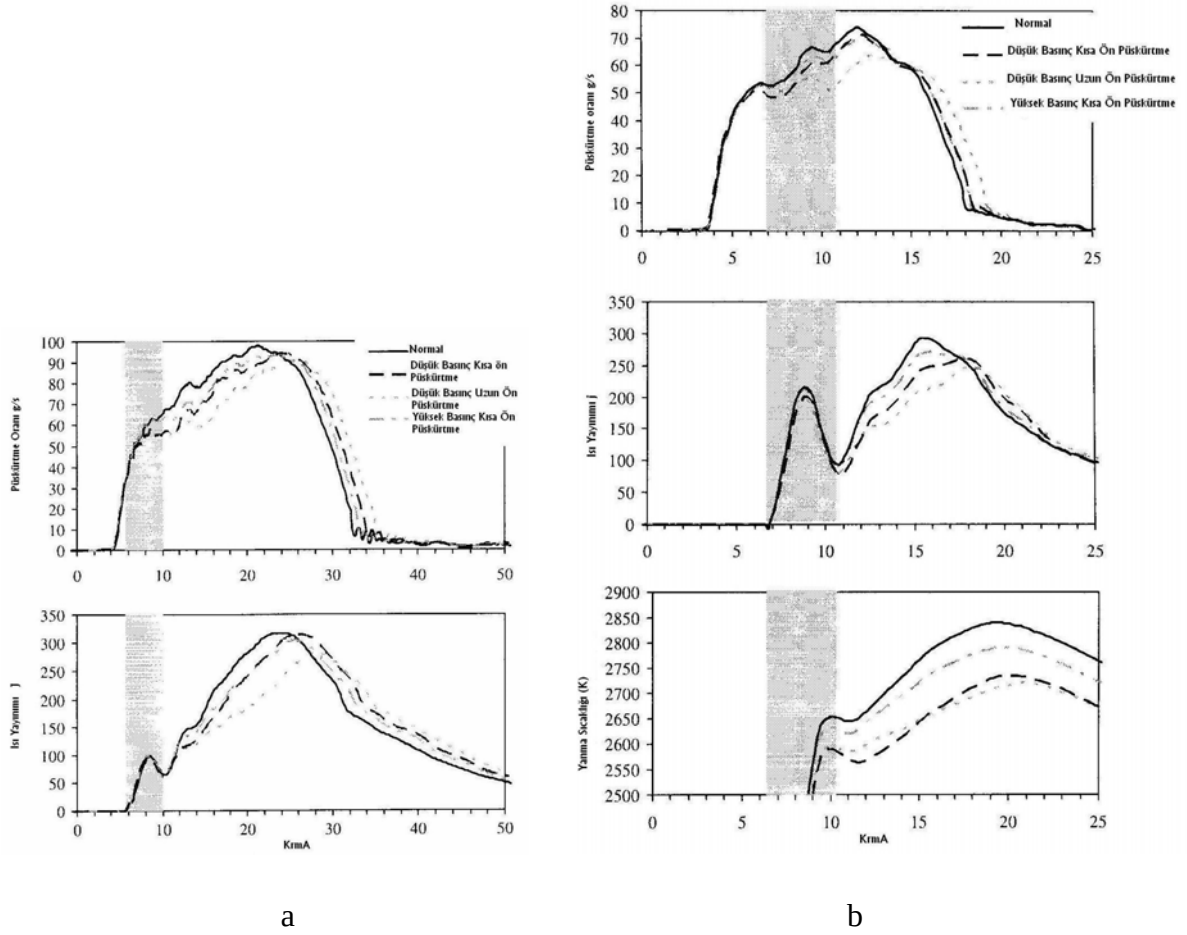
Uchida vd. (1992) yaptığı çalışmada, yakıt püskürtme oranı artışının ön yanma fazında daha fazla yakıtın girmesini ve daha yüksek ısı açığa çıkışı sağladığını belirlemişlerdir. Diğer taraftan gecikmeli püskürtme zamanlamasında tutuşma gecikmeleri kısalmıştır.

Bu durumun doğal bir sonucu olarak yanma basıncının ve sıcaklığının erken yanma fazında hızla yükseldiği görülmüştür. Yükselen sıcaklığın doğal bir sonucu olarak NO_x emisyonlarında artış, partikül emisyonlarında azalma gözlenmiştir. (Kamimoto, 1980)



Şekil 3.3 Püskürtme zamanlaması ve oranının özgül yakıt sarfiyatına etkisi “0.97 cm³ Tek silindirli doğal emişli direkt püskürtmeli 60 mm³ /strok yanma oranlı 2000 d/d da çalışan Diesel motorda” (Greeves1979)

Desantes vd. (2004) yaptıkları çalışmada, direkt püskürtmeli Diesel motorunda püskürtme oranı yapısının ve basıncını yanma prosesi ve egzoz emisyonları üzerine etkilerini araştırmışlardır. Bu çalışmada da literatüre paralel olarak püskürtme basıncının, sprey penetrasyonunu ve hava ile birleşimini direkt etkilediği belirtilmiştir. Düşük püskürtme basıncı karışım oluşma oranını düşürdüğü görülmüştür. Karışım oranı veriminin düşmesi, difüzyon prosesinde ısı açığa çıkışı ve yanma sıcaklığının düşmesine neden olduğu görülmüştür. Düşen sıcaklığa bağlı NO_x emisyonlarında düşme, is emisyonlarında ise artış gözlenmiştir (Arregle,1999).



Şekil 3.4 Püskürtme oranı ve ısı açığa çıkışı a) Yüksek hız yüksek yük şartında farklı ön püskürtme değerleri için püskürtme oranı ve ısı açığa çıkışı b) Düşük hız düşük yük şartında farklı ön püskürtme değerleri için (Desantes, 2004)

3.2.2 Püskürtme basıncının motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkisi

Diesel motorlarda püskürtme basıncının, motor performansı ve emisyonu üzerinde önemli etkiler vardır. Bu nedenle motor üreticileri püskürtme basıncını arttırabilmek için yoğun arge çalışmaları yapmaktadırlar. 100 bar mertebelerinden başlayan basınç değerleri günümüzde kullanılan ortak hat püskürtme sistemlerinde 2200 bar mertebesine yükselmiştir. Yükselen basınç Diesel motorunda yüksek devirlerde çalışma imkanı doğurmakta, bu durum otomobillerde kullanılan taşıt motorlarında performans yönünden konforu arttırmaktadır.

Çelikten (2003) yaptığı çalışmada 100–250 bar arası değişken basınç şartında farklı gaz pozisyonunda performans çalışması yapmıştır. Bu çalışmada maksimum performans 150 bar’da elde edilmiştir. O_2 , SO_2 ve CO_2 emisyonlarında yüksek basınç değerlerinde düşüş, NO_x emisyonlarında ise düşük basınç değerlerinde düşüş gözlenmiştir.

Çınar vd. (2005) indirekt püskürtmeli 4 stroklu 4 silindirli Diesel motorunda yaptıkları çalışmada artan basıncın torkta düşüşe neden olduğunu gözlemişlerdir. Güç üzerine etki incelendiğinde düşük püskürtme basınçlarının, güçte çok değişime neden olmadığını, buna rağmen artan püskürtme basıncının gücü düşürdüğünü, özgül yakıt sarfiyatını artırdığı gözlemişlerdir.

Reddy ve Ramesh (2006) tek silindirli direkt püskürtmeli motorda yaptıkları çalışmada yüksek püskürtme basıncının atomizasyonu arttırdığını bu durumun krank açısı başına ısı açığa çıkışını arttırdığını, bununla birlikte artan püskürtme basıncının performansı ve emisyonları iyileştirdiğini gözlemişlerdir.

Sekmen vd. (2004) 4 zamanlı tek silindirli ve direkt püskürtmeli bir Diesel motorunda püskürtme basıncı ve maksimum yakıt miktarının performans ve duman emisyonlarına etkilerini deneysel olarak araştırmışlardır. Bu çalışmada enjeksiyon basıncının artması ile birlikte belli değere kadar motor momenti ve gücünde artış gözlenmiş ancak değer daha fazla artırıldığında bu durum terse döndüğü gözlenmiştir. Bu durum artan enjeksiyon basıncı ile belirli bir değere kadar damlacık çapı küçülmesi ve yanma hızının artışı ile açıklanmaktadır. Ancak basıncının çok artmasının damlacık çapının küçülttüğü, nüfuz derinliğini azalttığı, görüşü ile de güçte ve momente düşüşü izah etmektedirler. Bununla birlikte, belirli bir noktaya kadar artan basınçta duman koyuluğunun azaldığı, ancak artışın devamı ile birlikte bu durumun terse döndüğü gözlenmiştir.

Salman ve Topgül (2001) tek silindirli, direkt püskürtmeli bir diesel motorunda enjeksiyon basıncının motor performansına ve egzoz emisyonlarına etkisini incelemişlerdir. Deneylerde basınç 20 MPa ile 35 MPa arası değiştirilmiştir. Bu çalışmada 30 MPa' a kadara artan basınç pozitif etkise de 30 MPa üstü basınç değerlerinde, efektif güce dönüşen ısı oranının azaldığı ve soğutma suyu ile egzoz gazlarına geçen ısı kayıplarının arttığı anlaşılmıştır. Artan enjeksiyon basıncının yakıt damlacıklarını küçülttüğü, ataletini azalttığı ve yakıtın yanma odasında nüfuz derinliğini azalttığı sonucuna varılmıştır.

3.3 Diesel Motorunda Kademeli Yakıt Püskürtülmesinin Yanma ve Egzoz Emisyonları Üzerine Etkileri

Miyamoto vd.(1994) yaptıkları çalışmada direkt püskürtmeli kademeli dolgulu iki fazlı püskürtmeli bir sistem tasarlamışlardır. Bu çalışmada geniş piston çapına sahip tek silindirli bir diesel motoru tek silindirli bir buji ateşlemeli motora dönüştürülmüştür. Yakıt olarak

benzin ve benzin-motorin karışımları yakıt olarak kullanılmıştır. Çalışmada yakıt iki fazda silindire püskürtülmüştür. Birinci faz düzgün dağılmış fakir bir ön karışım elde etmek için kompresyon strokundan önce, ikinci faz ise iyi bir yanma elde edebilmek için sıkıştırma sonunda yapılmaktadır. İki fazlı püskürtme motorda yanmayı daha verimli hale getirmiş ve özgül yakıt tüketimlerinde ve özellikle NOx emisyonlarında azalma gözlenmiştir.

Ghaffarpour ve Baranescu (1996) yaptıkları çalışmada püskürtme oranı ve hava soğutuscusu kullanımının NOx emisyonlarına etkisini araştırmışlardır. Relanti konumunda 1 Kma fark ile %10 pilot, %90 ana püskürtme yapılmasının minimum NOx emisyonu oluşturduğunu saptamışlardır. Yüksek hız , orta yükte de püskürtme oranı değişiminin olumlu etki yaptığını ancak yüksek hız ve yükte çok etkili olmadığı sonuçlarına varmışlardır.

Hideyuki vd.(2000) yaptıkları çalışmada direkt püskürtmeli bir diesel motor kullanmışlardır. Kullanılan motora ortak hat püskürtme sistemi monte edilmiş olup, püskürtme zamanlaması isteğe bağlı değiştirilebilmektedir. Çalışmada yakıt pilot ve ana püskürtme olarak iki fazda silindire püskürtülmüştür. Pilot püskürtme diesel motorunda egzoz gaz emisyonlarının azaltılmasına olanak sağlamaktadır. Bu ön püskürtme özellikle NOx emisyonlarında ve motor gürültüsünde azalma ya neden olmaktadır (Yokoto,1997).

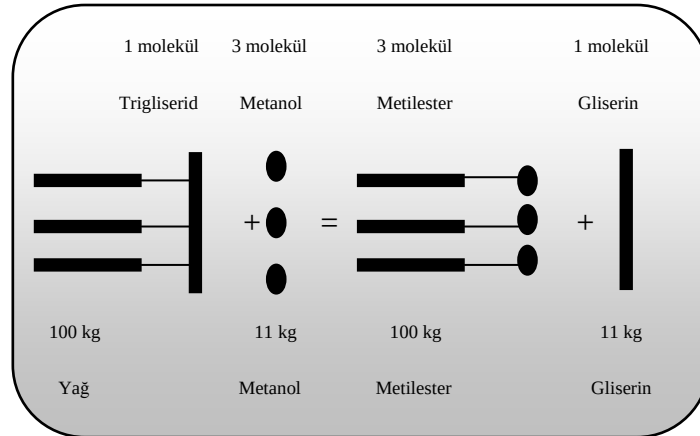
Papagiannakis vd. (2007) yaptıkları çalışmada direkt püskürtmeli tek silindirli bir diesel motorunda pilot yakıt olarak doğalgaz kullanmış ve bu pilot yakıtın miktarı ile püskürtme zamanında değişiklik yapmışlardır. Bu çalışmada püskürtme zamanı ile birlikte püskürtülen yakıt miktarında artırılması, motor veriminde artışa, CO emisyonlarında düşüşe ve NO emisyonlarında artışa neden olmuştur.

4. DİESEL MOTORUNDA YAKIT OLARAK BİODİESEL KULLANIMI

4.1 Biodieselin Genel Özellikleri

Biodiesel orta uzunlukta C16-C18 yağ asidi zincirlerini içeren metil veya etil ester tipi bir yakıttır. Oksijene zincir yapısı biodieseli, petrol kökenli motorinden ayırır. Biodiesel, motorine çok yakın ısıl değere, motorinden daha yüksek alevlenme noktasına sahiptir. Bu özellik kullanım, taşıma ve depolama açısından biodieselin daha güvenli bir yakıt olmasını sağlamaktadır.

Bitkisel yağlardan transesterifikasyon reaksiyonu (alkoliz) ile biodiesel elde edilmektedir. Transesterifikasyon reaksiyonunda yağ, monohidrik bir alkolle (etanol, metanol), katalizör (asidik, bazik katalizörler ile enzimler) varlığında ana ürün olarak yağ asidi esterleri ve gliserin vererek esterleşir. Ayrıca esterleşme reaksiyonunda yan ürün olarak di- ve monogliseridler, reaktan fazlası ve serbest yağ asitleri oluşur. Biodiesel üretiminde bitkisel yağ olarak kolza, ayçiçek, soya ve kullanılmış kızartma yağları, alkol olarak metanol, katalizör olarak alkali katalizörler (sodyum veya potasyum hidroksit) tercih edilmektedir (Karaosmanoğlu, 2007).



Şekil 4.1 Transesterifikasyon Prosesi (Laforgia ve Ardito, 1994).

Hayvansal ve bitkisel yağ esterlerinin kimyasal kompozisyonu alkil yağ asit zincirinin doymamışlık oranına ve zincirin uzunluğuna bağlıdır. Bu bağlamda çizelge 4.1’de motorin ile bazı biodiesel yakıtların önemli fiziksel ve kimyasal verilmektedir. Çizelge 4.2’de ise bazı bitkisel yağların temel bileşenleri ve ısıl değerleri görülmektedir.

Çizelge 4.1 Biodiesel yakıtların önemli fiziksel ve kimyasal özellikleri (Taşyürek, 2004)

	Kalori değeri (MJ/kg)	Yoğunluk (kg/dm ³)	Viskozite (mm ² /s)		Setan sayısı	Parlama Noktası (°C)	Kimyasal Formül
			27 °C	75 °C			
Motorin	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
Biyomotorin (AY)	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
Biyomotorin (PY)	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
Biyomotorin (SY)	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 4.2 Bazı Bitkisel Yağların Temel Bileşenleri ve Isıl Değerleri (Oğuz,2001).

	Birim	Diesel Yakıtı	Kolza Yağı	Soya Yağı	Ayçiçek Yağı
Karbon, C	%	86	77,7	77,8	77,6
Hidrojen, H	%	13	12.0	11,8	11,7
Oksijen, O	%	0	10,9	10,7	11,1
Kükürt, S	%	0	-	-	-
Isıl Değeri	MJ/kg	41,6 - 45,2	35,8	36,1	36,2
	MJ/dm ³	36	32,9	33,2	33,3

Biodiesel yakıtların carbon-hidrojen oranı doymamışlık oranına bağlıdır. Diesel yakıtı ile biodiesel yakıtı arasındaki kompozisyon açısından en önemli fark biodiesel yakıtının oksijen içeriğidir. Biodiesel yakıtı ağırlık olarak %10-12 mertebesinde oksijen içermektedir. Bu oksijen içeriği yakıtın enerji yoğunluğunu düşürmesine rağmen, partikül emsiyonlarında azalmaya neden olmaktadır (Graboski, 1998).

Diesel motor yakıtlarında çevre için tehlike arz eden elementlerin başında sülfür gelmektedir. Sülfür ekzoz hatında önce sülfür oksite daha sonrada sülfürik aside dönüşerek çevre üzerinde tahrip edici etki yaratmaktadır. Biodiesel yakıtlar genellikle çok düşük yada eser miktarda kükürt içermektedirler. Ancak bu durum biodiesel yakıtının temelini oluşturan yağlı tohum bitkisinin yetiştirildiği yerdeki toprağın yapısına ve üretim şekline bağlıdır. Çünkü yağlı

tohum doğası gereği sülfür barındırabilmekte, bu sülfür bu tip tohumdan elde edilen yakıtta da görülebilmektedir. Daha önce yaptığımız deneysel bir çalışmada kullandığımız kullanılmış kızartma yağından elde edilen metilesterde eser miktarda sülfür görünmesine rağmen, başka bir çalışmada kullandığımız ilk maml palm metilesterinin, mevcut diesel yakıtından daha yüksek sülfür içerdiği görülmüştür.

Petrolden üretilen diesel yakıtı hacmen %20 ila 40 arasında aromatik bileşik içermektedir. Bu aromatik bileşikler partikül ve NO_x emisyonlarını artırmaktadır. Biodiesel yakıtı ise genel olarak aromatik olmayan bir yapıdadır. Diğer taraftan, diesel yakıtı olefinik bağ içermemesine rağmen, biodiesel yakıtı tepkimeye girebilecek doymamış yapılar içermektedir. (Graboski, 1998).

Yağ asitleri ve bunları içeren yağlar biyolojik maddeler içinde en yüksek ısıl değer sahiptirler. Selüloz için ısıl değer 18.83 MJ/kg, protein için 23.44 MJ/kg, odun için 17.58 MJ/kg, et için 24.28 MJ/kg, bitkisel yağ için 38.93 MJ/kg ve petrol için ise 43.95 MJ/kg dır. Görüldüğü gibi bitkisel yağlar ısıl değer bakımında petrol bazlı sıvı yakıtlara en yakın biyolojik maddelerdir, bu nedenle biyoyakıt üretimi için sürekli bir potansiyel oluşturmaktadırlar. Ancak bitkisel yağların doğrudan Diesel motorunda kullanımı başta vizkozite olmak üzere bazı olumsuzlukları beraberinde getirmektedir. Modern Diesel motorlarının yaklaşık on kat yüksek olan vizkozite değerinde hassas çalışması mümkün olmamaktadır. Bu nedenle yağlar çeşitli reaksiyonlar ile kullanıma daha uygun hale getirilmektedir. Bu tip işlem görmüş yağlar ise biodiesel olarak adlandırılmaktadırlar.

4.2 Biodieselin Yakıt Olarak zellikleri

Motorin için gerekli dağıtım ve depolama yöntem ve kuralları biodiesel depolanmasında da yeterlidir. Biodieselin alevlenme noktası, Dieselden daha yüksektir (>110 °C). Bu zellik biodieselin kullanım, taşınım ve depolanmasında daha güvenli bir yakıt olmasını sağlar. Biodiesel petrol diesel ile her oranda karıştırılarak veya yüzde yüz biodiesel olarak kullanılabilir. Diesel yakıtların düşürülmesi hedeflenen kükürt içeriği biodieselde sıfırdır. Yağlayıcı özelliği ile motorun ömrünü uzatır. Biodieselin setan sayısı Dieselin setan sayısından daha yüksektir. Biodiesel, diesel yakıt kullanan motorlarda herhangi bir teknik değişiklik yapılmadan kullanılabilir (Ulusoy ve .Alibaş 2002). Çizelge 4.3 'de Diesel ile biodieselin yakıt özellikleri, izelge 4.4 'de yakıt biodieselin TSE EN 14213 standardı, izelge 4.5 'de de motorda kullanıma uygun biodieselin standardı verilmiştir

Çizelge 4.3 Diesel ile biodiesel yakıt özellikleri (Ulusoy ve Alibaş 2002).

Yakıt Özellikleri	Birim	Sınır Değeri Min-Max	Biodiesel	Diesel
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
<u>Alt Isıl Değeri</u>				
Kütlesel	MJ/kg		37,1	42,7
Hacimsel	MJ/L		32,6	35,5
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

Çizelge 4.4 Yakıt biodieselin TSE EN 14213 standardı (Aypet)

YAKIT BİODİZEL - TSE EN14213				
Özellik	Birim	Sınırlar		Deney yönetimi ^a
		En az	En çok	
Ester muhtevası ³	% (m/m)	96,5°	-	EN 14103
Yoğunluk , 15°C'ta	kg/m ³	860	900	EN ISO 3675 EN ISO 12185
Viskozite , 40°C'ta	mm ² /s	3,5	5,0	EN ISO 3104 ISO 3105
Parlama Noktası	°C	120	-	EN ISO 3679 ^a
Kükürt muhtevası	mg/kg	-	10,0	EN ISO 20846 EN ISO 20884
Karbonkalıntısı (%10 damıtma kalıntısında)	% (m/m)	-	0,30	EN ISO 10370
Sülfatlanmış kül muhtevası	% (m/m)	-	0,02	ISO 3987
Su muhtevası	mg/kg	-	500	EN ISO 12937
Toplam kirlilik	mg/kg	-	24	EN 12662
Oksidasyon karanlığı , 110°C'ta	h	4,0	-	EN 14112
Asit sayısı	mg KOH/g	-	0,50	EN 14104
İyot değeri	g iyot/100 g	-	130	EN 14111
Çoklu doymamış (>=4 çift bağlar) metin esterleri	% (m/m)	-	1	
Monogliserit muhtevası	% (m/m)	-	0,80	EN 14105
Digliserit muhtevası	% (m/m)	-	0,20	EN 14105
Trigliserit muhtevası	% (m/m)	-	0,20	EN 14105
Serbest gliserol	% (m/m)	-	0,02	EN 14105 EN 14106
Soğuk filtre tıkanma noktası (SFTN)	°C	-	-	EN 116
Akma noktası	°C	-	0	ISO 3016
Net yanma ısısı (hesaplanmış)	MJ/kg	35	-	DIN 51900-1 DIN 51900-2 DIN 51900-3

Çizelge 4.5 Motorda kullanıma uygun biodieselin standardı (Aypet)

BİODİZEL - TSE EN 14214				
Özellik	Birim	Sınırlar		Deney yönetimi ^a
		En az	En çok	
Ester muhtevası	% (m/m)	96,5°	-	EN 14103
Yoğunluk , 15°C'ta	kg/m ³	860	900	EN ISO 3675 EN ISO 12185
Viskozite , 40°C'ta	mm ² /s	3,5	5,0	EN ISO 3104
Parlama Noktası	°C	120	-	EN ISO 3679
Kükürt muhtevası	mg/kg	-	10,0	EN ISO 20846 EN ISO 20884
Karbonkalıntısı (%10 damıtma kalıntısında)	% (m/m)	-	0,30	EN ISO 10370
Setan sayısı		51,0	-	EN ISO 5165
Sülfatlanmış kül muhtevası	% (m/m)	-	0,02	ISO 3987
Su muhtevası	mg/kg	-	500	EN ISO 12937
Toplam kirlilik	mg/kg	-	24	EN 12662
Bakır şerit korozyonu (50°C'ta 3 saat)	derece	Sınıf 1		EN ISO 2160
Oksidasyon karanlığı , 110°C'ta	h	6,0	-	EN 14112
Asit sayısı	mg KOH/g	-	0,50	EN 14104
İyot sayısı	g iyot/100 g	-	120	EN 14111
Linolenik asit metil esterleri	% (m/m)		12,0	EN 14103
Poli doymamış (>=4 çift bağ) metil esterleri	% (m/m)	-	1,0	
Metanol muhtevası	% (m/m)		0,20	EN 14110
Monogliserit muhtevası	% (m/m)	-	0,80	EN 14105
Digliserit muhtevası	% (m/m)	-	0,20	EN 14105
Trigliserit muhtevası	% (m/m)	-	0,20	EN 14105
Serbest gliserol	% (m/m)	-	0,02	EN 14105 EN 14106
Toplam gliserol	% (m/m)	-	0,25	EN 14105
Grup I metaller (Na+K)	mg/kg	-	5,0	EN 14108
Grup I metaller (Ca+Mg)	mg/kg	-	5,0	EN14109 prEN 14538
Fosfor muhtevası	mg/kg	-	10,0	EN 14107

4.3 Literatür Araştırması

Bitkisel kaynaklı yağların yakıt olarak kullanılabileceği bilinmesine rağmen uzun zaman petrol kaynaklı yakıtlara güçlü bir alternatif olarak düşünülmemiştir. Günümüzde gerek petrol rezervlerinin tükeniyor olması gerekse çevre ile ilgili yönetmeliklerin artan baskıları sonucu alternatif enerji kaynaklarına hızlı bir yönelme görülmektedir.

80'li yıllarda yeniden dikkat çekmeye başlayan biodiesel, Ağustos 1982'de Kuzey Dakota'da yapılan ilk uluslararası konferans ile resmiyet kazanmıştır. Konferansta ele alınan temel konular, yakıtın maliyeti, motor performansına etkisi, sürekliliği, yakıt ayrılma potansiyeli ve ekstraksiyondur.

Bitkisel yağlarla ilgili olarak yapılan çalışmalarda, Diesel motorlarında hiç bir değişiklik yapılmadan gerçekleştirilmiştir. Bitkisel yağlarla Diesel yakıtı arasında özgül ağırlık ile ısı değeri arasında fazla fark bulunmamasına rağmen kinematik viskoziteleri oldukça farklıdır. Yağların viskoziteleri Diesel yakıtınıninkinden yaklaşık 10–20 kat daha fazladır. Bitkisel yağların avantajı motorlarda minimum değişiklik ile kullanılabilmeleridir. Bu yakıtlarının en az Diesel yakıtı kadar güvenilir olduğu ve Diesel yakıtının yerini alacağı tahmin edilmektedir (Pryde, 1983, 1984).

4.3.1 Saf bitkisel yağ ve biodiesel yakıtların kullanımı ile ilgili çalışmalar

Nye vd. (1983), kullanılmış kızartma yağları ve metanol, etanol, 1-propanol, 2-propanol, 1-butanol, 2-etoksietanol gibi çeşitli alkoller ile yaptıkları transesterifikasyon reaksiyonlarında en iyi verimin KOH'in katalitik etkisi altında metanol ile yapılan reaksiyonlarda elde edildiğini tespit etmişlerdir. Ayrıca aynı çalışmada elde edilen metil, etil, 1-bütül esterlerin laboratuarda yüksek hızlı Diesel motorları için emisyon testleri yapılmış ve iyi sonuçlar alınmıştır.

Strayer vd. (1983), kanola ve yüksek asitli kolza yağının direkt enjeksiyonlu Diesel motorlarda kullanılması üzerine çalışmışlardır. Metil esterleri ve bu yakıtların metanol ve etanol ile karışımları hazırlanmış ve bunlar ASTM standartlarına göre incelenerek kullanılabirliği saptanmıştır. Çalışmada, kolza yağının metil esteri ve onun bileşenlerini alternatif yakıt olarak iki ve altı silindirli motorda kullanmış ve Diesel yakıtına yakın güç değerleri elde etmiştir. Özgül yakıt tüketiminin Diesel yakıtında % 6 daha fazla olduğu görülmüştür. Ayrıca ilk çalışma zorluğu görülmemiş ve partikül madde emisyonlarında düşüş olduğu gözlenmiştir. Kolza yağının ısıl değerinin Diesel yakıtı ısıl değerinden % 14 daha düşük olduğu tespit edilmiştir .

Klopfenstein vd. (1983) laurik, miristik, palmitik, stearik, linoeik ve oleik asitlerin metil esterleri ile oleik asitin etil ve bütül esterlerinin motorda yanmaları ve Diesel yakıt yerine kullanılmaları üzerine yaptıkları incelemelerinde tek çifte bağlı doymuş yağ asitlerinin metil esterleri ve kısa zincirli yağ asitlerinin etil esterlerinin iyi bir yakıt olabileceğini saptamışlardır. Motor momenti ve güç düşüşü gibi olumsuz ve kirlletici emisyonların düşüşü gibi olumlu sonuçlar bulmuşlardır.

Clark vd. (1984) soya yağının çeşitli alkoller ile yapılan esterlerinin viskozite değerlerinin düşük olduğunu ve bu esterler ile yapılan 200 saatlik motor testlerinde karbon birikmesi gerçekleştiğini ve ayrıca yakıtın renk ve yapı farklılığı gösterdiğini saptamışlardır.

Gomez vd. (2000) kullanılmış kızartma yağı metil esterini doğal emişli, bölünmüş yanma odalı Diesel motorunda kullanmışlardır. Bu çalışmada kullanılan metil ester CO, CO₂ ve SO₂ ve is emisyonlarında düşüşe neden olurken, O₂, NO₂ ve NO emisyonlarında motorine göre artış gözlenmiştir.

Leung (2001) çalışmasında restoranların atık kızartma ve hayvansal yağlarından elde edilmiş biodiesel yakıtını motorin ile üç farklı karışım oranında karıştırarak Diesel motorunda kullanmıştır. Çalışmada %15 oranında biodiesel içeren karışımın motorun performansını etkilemediği gözlenmiştir. Kirleticilerde % 1,5 ile %44 oranında azalma gözlenirken artan motor hızlarında NO emisyonlarında %16 artış gözlenmiştir.

Guo vd.(2002) kullanılmış yağlardan temiz biodiesel eldesi konulu çalışmalarında, biodiesel yakıtın is ve HC emisyonlarını düşürdüğünü ancak NO_x emisyonlarında sınırlı değişim olduğunu gözlemişlerdir.

Dorado vd.(2003) çalışmalarında atık zeytinyağı metil etserini 3 silindirli, 4 stroklu, su soğutmalı ve direkt püskürtmeli bir Diesel motorunda yakıt olarak kullanmış ve emisyon değerlerini elde etmişlerdir. Çalışmalarında CO, is NO_x emisyonlarında azalma söz konusu olmuştur.

Ulusoy vd. (2004) kullanılmış kızartma yağından elde edilmiş biodiesel yakıtını 4 silindirli, 4 stroklu Diesel motorunda yakıt olarak kullanmış ve bu yakıtın performans ve egzoz emisyonu değerlerini elde etmişlerdir. Bu çalışmada kullanılan biodiesel yakıtı ile 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. Diğer taraftan performans yönünden karşılaştırıldığında Diesel yakıtına göre teker kuvvetinde %3,35 ve teker gücünde %2,03 azalma gözlenmiştir.

Çetinkaya vd. (2004) düşük hammadde maliyetli kızartma yağından üretilmiş biodiesel yakıtını 4 silindirli, 4 stroklu ve direkt püskürtmeli bir Diesel motor ile tahrik edilmiş taşıtta yakıt olarak kullanmışlardır. Çalışmada motor gücünde ve torkunda bir miktar düşüş gözlenmiştir. Ayrıca aynı çalışmada soğuk ortam şartında biodiesel yakıtının motorine benzer şekilde enjektörlerde karbon birikmesine neden olduğu gözlenmiştir.

Özkan vd. (2005) çalışmalarında kullanılmış kızartma yağı metil esterini doğal emişli, direkt püskürtmeli bölünmüş yanma odalı Diesel motorunda kullanmış ve yakıtın performans ve egzoz emisyonu değerlerini elde etmişlerdir. Çalışmada kullanılan yakıt motorun performans karakterini etkilemesine karşın genel olarak olumlu sonuçlar vermiştir. Diğer çalışmalara benzer şekilde CO ve is emisyonlarında azalma söz konusu olmuştur. Diğer taraftan yakıtının alkol içerikli bir yakıt olması HC emisyonlarının bir miktar artırmıştır.

Geyer vd (1984), ayçiçek yağı, pamuk tohumu yağı ve bunların metil esterleriyle yaptıkları çalışmada elde ettikleri yakıtları, tek silindirli direkt püskürtmeli Diesel motorunda denemişlerdir. Denemeler esnasında emisyon değerlerini incelemişler, sonuçta tam yükte ayçiçek yağı hariç diğer bitkisel yağların partikül artıklarının Diesel yakıtından daha fazla, metil ester yakıtların partikül artıklarının Diesel yakıtından daha az çıktığını belirtmişlerdir.

Wagner (1984) tarafından, soya yağının etil, metil ve butil esterleri direkt püskürtmeli turboşarjlı motorda test edilmiş performans olarak Diesel yakıtı ile esterler arasında fazla fark olmadığı, HC, CO ve partiküllere bakıldığında da Diesel yakıtına benzerlik gösterdiği, NO_x emisyonlarında ise esterlerin yüksek çıktığı gözlenmiştir.

Yahya'nın yaptığı çalışmada John Deere marka traktör motorunda soya yağı metil ester ve tallow yağı metil ester yakıt olarak kullanılmıştır. Yakıtların fiziksel ve kimyasal özellikleri belirlenerek, değişik püskürtme avansı ve basınçlarında Diesel yakıtı ile bu yakıtların mukayesesi yapılmıştır. Püskürtme basıncı artırıldığında yakıt tüketiminin % 6,4 – 7 civarında azaldığını tespit etmiştir. Düşük devirlerde her iki esterinde yüksek devre göre % 5,6-8 daha fazla efektif güç sağladığı belirtilmiştir (Altın, 1998)

Işığür, deneme amaçlı aspir bitkisi yetiştirmiş, bu bitkiden elde edilen yağın viskozitesinin seyreltme ve transesterifikasyon yöntemleriyle düşürülerek alternatif Diesel yakıtı olabileceği belirtilmiştir. Motor denemesi yapılarak emisyon değerleri çıkarılmıştır. Motor denemeleri sonucu, motor karakteristik eğrilerinin Diesel yakıtına yakın değerlerde çıkmasına karşın emisyon değerlerinde düşme olduğunu belirtilmiştir (Işığür,1992).

Scholl ve Sorenson (1992) tarafından yapılan bir çalışmada, bitkisel yağların metil esterleri Diesel motorlarında alternatif yakıt olarak önerilmiştir. Bu çalışmanın amacı direkt püskürtmeli bir Diesel motorunda Diesel yakıtı ile soya yağı metil esterini karşılaştırmaktır. Yapılan çalışmada motor performansı, egzoz emisyonları ve ısı kayıpları araştırılmış, deneysel ölçümleri yapılmış değişik meme çapları ile değişik enjeksiyon zamanlamasının performansa etkileri araştırılmıştır. Soya metil esterinin performans ve ısı kaybı açısından Diesel yakıtı ile karşılaştırılabilir olduğu görülmüştür. Metil esterin HC emisyonu ve duman koyuluğu bakımından Diesel yakıtından daha iyi olduğu görülmüştür.

Hasset ve Hasan (1992) yaptıkları çalışmada ayçiçek metil ester üretimi yaparak sıkıştırma ateşlemeli motorda kullanmışlardır. Metil ester üretiminde ayçiçek yağı ile metil alkol karışımına sodyum ilave ederek karıştırılmış ve bu karışım büyük bir kazanda 62–65 °C 'de 2 saat süreyle karıştırılmıştır. Karışımın dibinde gliserin toplanmaya başlayınca karışım soğumaya bırakılmış ve dipte toplanan gliserin karışımdan ayrılmıştır. Daha sonra karışım sıcak su ile yıkanarak karışımda kalan gliserin, reaksiyona girmeyen metanol ve katalizör ham esterden ayrılmıştır. Distilasyon yapılarak saf metil ester elde edilmiştir. Üretilen ester Diesel motorda yakıt olarak kullanılmış ve testlerde motor orta yükte ve orta hızda iken performans değerleri tespit edilmiştir.

Culshaw, yaptığı araştırmada kolza yağının metil esterini Diesel motoru üzerinde hiç bir değişiklik yapmadan rahatlıkla kullanmıştır. Bu yağın metil esterinin fiziksel ve kimyasal özellikleri yani ısı değeri, yoğunluğu, viskozite ve setan sayısı gibi değerleri Diesel yakıtına çok yakındır. Bu yakıt traktörde kullanıldığı zaman Diesel yakıtına oranla %5'e varan güç kaybı görülmüştür. Buna karşılık azot oksit emisyonlarının seviyelerinin diğer yakıtlardan daha düşük olduğu görülmüştür. CO emisyonunda da düşüş gözlenmiştir (Kaplan, 2001).

Wolfensberger (1994), yaptığı araştırmada, kolza metil esterini dört değişik marka ve model traktör ve otobüste deneyerek, emisyon değerlerini tespit etmiş ve Diesel yakıtıyla karşılaştırmıştır. Araştırmada kolza metil esterini 48 kW'lık Same traktörde, 35 kW'lık Steyr traktörde, 46 kW'lık John Deere traktörde ve 177 kW'lık Mercedes otobüste denemiş ve emisyon değerlerini ölçerek karşılaştırmıştır. Sonuç olarak CO değerinin John Deere traktörde yüksek, diğerlerinde Diesel yakıtından daha düşük çıktığını, HC değerinin Mercedes otobüste yüksek diğerlerinde Diesel yakıtından daha düşük çıktığını, NO_x değerinin hepsinde Diesel yakıtından yüksek çıktığını en fazla da John Dere traktörde meydana geldiğini ortaya koymuştur (Oğuz 2001).

Könler (1994) Almanya ve Avrupa'da kolza yağının yakıt olarak kullanımı ile ilgili yapılan çalışmaları değerlendirmiştir. Kolza yağından elde edilen yakıtın enerji değerinin olumlu olduğunu, yakıtın yanma sonucu açığa çıkan atık gazların atmosfere olan etkisinin olumlu sonuçlar verdiğini ve % 15–30 oranında daha az zararlı gaz açığa çıktığını, biodieselin zehirsiz ve toprakta hızlı bir şekilde indirgendiğini, biodieselin, dolumu sırasında depodan zehirli gaz açığa çıkmadığını, biodieselin iyi bir yağlama kabiliyetine sahip olduğunu ve böylece yüksek derecede motor aşınması oluşmadığını, yanması sonucunda çevreye atılan zararlı gazlar, Diesel yakıtına göre; %15 daha az CO, %27 daha az HC, sadece %5 daha fazla NO_x, %22 daha az partikül, %50 daha az is ve %10 daha düşük ısı değeri, buna karşın ortalama yakıt tüketiminin yaklaşık olarak Dieselden %3 fazla olduğunu bildirmiştir.

Peterson ve Reece (1996) tarafından yapılan çalışmada yakıt olarak Kolza yağı etil esterini kullanımı, HC ve CO emisyonlarına azalma, CO₂ de artma ölçülmüştür. Etil esterde katalitik konvertör kullanıldığında NO_x de azalma görülmüş, katalitik konvertör kullanılmadığında NO_x de % 20-50 arasında artma gözlemlenmiştir. Yapılan testler 1 yıl sonra tekrarlandığında ilk yapılan testlere göre HC emisyonunda azalma, CO ve CO₂ emisyonunda artma görülmüştür.

Yücesu ve Altın (1999) kanola yağının Diesel motorlarda alternatif yakıt olarak kullanımı üzerinde bir araştırma yapmışlardır. Tek silindirli direk püskürtmeli bir Diesel motorunda 900 d/d -1800 d/d aralığında 100 d/d'lık aralıklarla performans ve emisyon testleri yapmışlardır. Ticari Diesel yakıtı ve kanola yağı ile yapılan testler sonucunda; motor devrine bağlı olarak Diesel yakıtının kanola yağından daha yüksek moment verdiği [maksimum fark 1800d/d' da %6], devir azaldıkça bu farkın azaldığı, benzer şekilde Diesel yakıtının kanola yağından daha yüksek güç verdiği [maksimum fark 1800d/d' da %6], özgül yakıt tüketiminin kanola yağında Diesel yakıtına göre daha yüksek olduğu, kanola yağının termik veriminin Diesel yakıtından yaklaşık %9 düşük olduğu, CO emisyonunun kanola yağı kullanımında daha fazla olduğu, NO_x oluşumunun ise Diesel yakıtı kullanımında daha yüksek çıktığı, duman koyuluğunun kanola yağı kullanımında daha fazla olduğu ve motor momenti arttıkça her iki yakıtta da arttığı bildirilmiştir kanola yağının Diesel yakıtından daha düşük ısı değere sahip olması, viskozitesinin daha yüksek olması, performans ve emisyon değerlerinde Diesel yakıtına göre kötü sonuçlar vermekle beraber aradaki farklılıkların çok fazla olmadığı ve kanola yağının kısa süreli çalışmalarda Diesel yakıtına alternatif olabileceğini belirtmişlerdir.

Kaplan (2001) ayçiçek yağı metil esterinin Diesel motorlarda alternatif yakıt olarak kullanımı konusunda bir çalışma yapmıştır. Çalışmasında motorin ile ayçiçek yağı metil esterini

performans ve emisyon bakımından karşılaştırmıştır. Ayçiçek yağı metil esterinin kullanımı ile motorine göre %1–10 arasında tork ve güç düşüşü olduğunu bildirmiştir. Bu düşüşlerin, ayçiçek yağının viskozitesinin motorinden yüksek, ısıl değerinin ise düşük olmasından kaynaklandığını belirtmişlerdir. Özgül yakıt tüketiminin ise motorinden %2–5 yüksek olduğu ve bunun da ayçiçek yağının motorinden daha düşük bir ısıl değere sahip olmasından kaynaklandığı sonucuna varmıştır. Ayrıca duman koyuluğunun motorinden az, HC miktarının motorine göre %10 düşük ve CO miktarının da yine motorine göre daha düşük çıktığını göstermiştir.

Altın vd. (2001) çalışmalarında tek silindirli bir Diesel motorunda alternatif yakıt olarak bitkisel yağ kullanımının motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkileri deneysel olarak incelemişlerdir. Deneylerde No 2-D Diesel yakıtı ile birlikte dokuz değişik bitkisel yağ [ham ayçiçek yağı, ham pamuk yağı, ham soya yağı ve bunlardan elde edilen ayçiçek yağı metil esterleri, pamuk yağı metil esterleri, soya yağı metil esterleri ile rafine edilmiş haşhaş yağı, kanola yağı ve mısır yağı] kullanılmıştır. Motor performansı ve egzoz emisyon karakteristiklerini belirlemek amacıyla motoru tam gaz-değişik devir ve sabit devir-değişik yük deneyine tabi tutmuşlardır. Araştırmacılara göre; yapılan testler sonucunda bitkisel yağların performans değerlerinin Diesel yakıtından daha düşük, duman koyuluğu bitkisel yağlarda daha yüksek, NOx emisyonlarının ise No 2-D Diesel yakıtından daha yüksek olduğu ortaya çıkmıştır. Esterleştirme işlemi ile ham yağların fiziksel ve kimyasal özelliklerinde bir miktar iyileşme olduğu görülmüştür. Üretilen bitkisel yağ metil esteri esaslı yakıtların motor performansı değerlerinin ham yağlardan daha iyi olduğunu belirlemişlerdir.

Yamık (2002) çalışmasında ham ayçiçek yağından metil ve etil ester üreterek, fiziksel özelliklerini tespit etmiştir. Tek silindirli bir Diesel motorunda Diesel yakıtı, ayçiçek yağı metil esteri ve etil esterinin tam yük değişik devir ve sabit devir değişik yük deneylerini yapmıştır. Deneyler sonucunda her yakıt için performans haritaları çıkartmıştır. Araştırmacı tarafından, tam yük değişik devir deneylerinde etil ester performansı Diesel yakıtı ve metil estere göre daha düşük değerlerde ölçülmüştür. Emisyonlar bakımından etil ester emisyon değerleri metil esterinkine yakın değerlerde ölçülmüştür. Ayçiçek yağı metil esterinin ısıl değer ve özgül yakıt tüketiminin Diesel yakıtına benzer değerler verdiği saptanmıştır. Deneyler sırasında gürültü ölçümü yapılmış ve esterlerin gürültü seviyelerinin Diesel yakıtından düşük olduğunu belirlemiştir. Her yakıt için maksimum momentin meydana geldiği optimum avans değerleri tespit edilmiştir. Deneyler sonucunda metil esterinin performans bakımından Diesel yakıtına alternatif olabileceği saptanmıştır. Etil esterinin motor

gücü ve momentinin ise Diesel yakıtına yakın olduğu belirlenmiş buna karşılık özgül yakıt tüketimlerinin yüksek olduğu görülmüştür. Özellikle özgül enerji tüketimi ve özgül enerji maliyetlerinin etil esterde diğer yakıtlara göre yüksek olduğu hesaplanmıştır. Yapılan deneyler sonucunda bitkisel yağ metil esterlerinin Diesel yakıtına alternatif olabileceği görülmüştür.

Nwafor (2004) kanola metil esteriyile çalışan Diesel motorunun emisyon karakteristiklerini incelemiş ve CO emisyonlarının Diesel yakıtı ile benzerlik gösterdiğini tespit etmiştir. Test sonuçları HC emisyonunun Diesel yakıtına göre çok düşük olduğu ve yakıt tüketiminin ise biraz yüksek olduğunu göstermiştir. Ayrıca egzoz sıcaklıklarının Diesel yakıtıyla benzer olduğu rapor edilmiştir.

Selim (2003) yaptıkları çalışmada jojoba yağı metil esterinin Diesel motorlarının performansına etkilerini incelemişlerdir. Deneylerinde ön yanma odalı bir Diesel motoru kullanmışlardır. Yapılan testler de maksimum yanma basıncı, düşük devir ve yüksek devirlerin her ikisinde de yükselmiştir ve 1400 r.p.m devir civarında bütün karışım oranlarında minimum olmuştur. Saf JME için basınç ve basınç artış oranı motorinin özellikleriyle tamamen benzerlik göstermiştir. JME, motorinden daha yumuşak bir basınç artış oranına sahiptir ve bu özelliği yeni yakıtın bir avantajı olarak görünmektedir. JME tutuşma gecikmesine sahiptir. Test edilen bütün JME yakıtları için yük artırıldığında ön yanma odası içerisindeki maksimum basınç artış oranı azalmıştır. Düşük yüklerde saf JME yakıtı, motorin ve onun karışımlarından biraz daha yüksek bir basınç artış oranı sergilemiştir. Püskürtme avansı değişimi genellikle maksimum basıncı ve maksimum basınç artış oranını artırmıştır. JME için maksimum basınç artış oranı A.Ö.N' den 25° ile 35° aralığında saf motorininkine benzerdir. Çok erken [45°] veya çok geç [20°] enjeksiyon için JME çok yüksek basınç oranı meydana getirmiştir. Saf JME yakıtı için yüksek sıkıştırma oranı, basınç artış oranını azaltmıştır. Motorda periyodik değişkenlik gösteren motorin yakıtı kadar JME yakıtının 50 çevrim için maksimum basınç artış oranı ve maksimum basıncın standart sapması azdır. Motorinin yerine JME yakıtı kullanıldığında motorun çalışmasının pürüzsüzlüğü değişkenlik göstermemiştir. Test edilen bütün motor devirlerinde JME yakıtı, motorinin ürettiği güç ve torka yakın değerler üretmiştir. Tork ve güç üretimi, yanma sesi veya motor gürültüsü ve titreşimi, motorun sarsıntısız çalışması ve periyodik değişkenlik açılarından JME yakıtının motorinin yerine kullanılabilecek iyi bir yakıt olduğu sonucuna varmıştır

Altıparmak vd. (2004) çalışmalarında, üretilip fiziksel ve kimyasal özellikleri belirlenen fındık yağı metil esterinin Diesel motorlarda alternatif yakıt olarak kullanılabilirliğini test

etmişlerdir. Fındık yağı metil esteri, tek silindirli direk püskürtmeli bir Diesel motorunda 1800 – 3200 d/d arasında tam yük testine tabi tutulmuştur. Test esnasında motor performans ve emisyon değerleri ölçülmüştür. Fındık yağı metil esteri ile elde edilen motor performans değerlerinin Diesel yakıtı değerlerine yakın olduğu görülmüştür. Tork ve güç değerlerine bakıldığında ortalama azalma miktarı sırasıyla % 3.22 ve % %3,1 seviyesinde kalmıştır. Fındık yağı metil esterinin özgül yakıt tüketimi büyük oranda ısıl değerinin düşük olmasından ve yoğunluğun yüksek olmasından dolayı artış göstermiştir. Özgül yakıt tüketiminde ortalama artış miktarı % 9.24 olmuştur. CO emisyonların da ve ışık absorpsiyon katsayısının da sırasıyla %48.74 ve %66,7'e kadar düşmeler tespit edilmiştir. Fındık yağının metil esterinin yenilenebilir olması, bünyesinde kükürt, aromatik hidrokarbonları ve ham petrol artıklarını içermemesi, Diesel yakıtına göre yağlama özelliğinin daha iyi olması ve ayrıca ısıl değer, yoğunluk ve viskozite değerleri gibi özelliklerinin Diesel yakıtı değerlerine çok yakın olması alternatif yakıt olarak kullanımın da en önemli avantajlar olarak ön plana çıkmaktadır.

Puhan vd. (2005) yaptıkları çalışmada, mahua yağı [Madhuca Indica çekirdeği yağı] metil esterini tek silindirli bir Diesel motorda test etmişlerdir. Çalışmada, mahua yağına 6:1 mol oranında metanol eklenerek düşük viskoziteli [52 cSt] mahua metil ester elde edilmiş ve çevrim verimi %92 olarak ölçülmüştür. Mahua metil esteri Diesel yakıtla karşılaştırıldığında %12 oranında daha düşük ısıl değere sahip olduğu, her iki yakıtın özgül ağırlıkları arasında fazla farkın bulunmadığı, metil ester kinematik viskozitesi [52 cSt] biodiesel standart limitleri içerisinde olmasına rağmen Diesel yakıtın viskozite değerinden biraz daha yüksek olduğu, setan sayısının Diesel yakıtından %10 daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Performans testleri neticesinde elde edilen sonuçlara göre; mahua metil esterinin özgül yakıt tüketiminin Diesel yakıtına göre %20 daha fazla ve ısıl veriminin Diesel yakıtına göre %13 daha düşük olduğu belirlenmiştir. Mahua metil esterinin CO, HC, duman koyuluğu ve NO_x emisyonları ise Diesel yakıtına göre sırasıyla %30, %35, %11, %4 oranında azaldığı tespit edilmiştir.

Labeckas ve Slavinskas (2005) yaptıkları çalışmada, Estonya' da üretilen ve bölgesel bir yağ olan shale yağını, doğal emişli, dört zamanlı, dört silindirli, su ile soğutmalı, direk enjeksiyonlu bir Diesel motorda test etmişlerdir. Diesel motoru shale yağı ile tam yükte çalıştırıldığında, maksimum tork değerindeki özgül yakıt tüketiminin %12,3 ve güç oranının ise %20,4 arttığı tespit edilmiştir. Isıl verim açısından her iki yakıt arasındaki farkın çok fazla olmadığı değerlendirilmiş ve ısıl verimin maksimum değerleri Diesel yakıt için 0,36–0,37 ve shale yağı için 0,32–0,33 olarak tespit edilmiştir. Motor kısmi yükte çalıştırıldığında, shale

yağının meydana getirdiği toplam NO_x miktarının oldukça düşük olduğu fakat motor maksimum tork ve güç oranında çalıştırıldığında ise NO_x oranının %21,8' den %27,6'ya yükseldiği tespit edilmiştir. Motor tam yükte shale yağı ile çalıştırıldığında, duman koyuluğu %30–35 oranında azaldığı tespit edilmiştir. Egzoz gazındaki yanmamış hidrokarbon [HC] konsantrasyonu 10 ile 25 ppm arasında ölçülmüş ve bu değerler motor yüküne, hızına veya kullanılan yakıtla ilgili olarak çok değişmediği belirtilmiştir. Shale yağına ait HC emisyonlarının, düşük yük ve devirlerde biraz yüksek çıkmasına, başarısız yanma çevriminin ve kararsız motor performansının neden olduğu tahmin edilmiştir.

İleri (2005) yaptığı çalışmada kanola yağı metil esterinin Diesel motorlarda alternatif yakıt olarak kullanılabilirliğini test etmiştir. Kanola yağı metil esteri, 4 silindirli direk püskürtmeli ve turboşarjlı bir Diesel motorunda 1750–4400 d/d arasında tam yük testine tabi tutulmuştur. Test esnasında motor performans ve emisyon değerleri ölçülmüştür. Kanola yağı metil esteri ile elde edilen motor performans değerleri Diesel yakıtı değerlerine yakın olduğu görülmüştür. Tork ve güç değerlerine bakıldığında ortalama azalma miktarı sırasıyla % 0,63 ve % 1,21'dir. Kanola yağı metil esterinin özgül yakıt tüketimi büyük oranda ısı değeri düşük olmasından ve yoğunluğun yüksek olmasından kaynaklanmaktadır. Özgül yakıt tüketiminde ortalama artış miktarı % 11,1'dir. CO emisyonların da ve ışık absorpsiyon katsayısının da sırasıyla % 18,83 ve %58,75 düşmeler tespit edilmiştir.

Koçak (2005) çalışmasında, üretilip fiziksel ve kimyasal özellikleri belirlenen fındık yağı metil esterinin Diesel motorlarda alternatif yakıt olarak kullanılabilirliğini test etmiştir. Fındık yağı metil esteri, 4 silindirli direk püskürtmeli ve turboşarjlı bir Diesel motorunda 1750–4500 d/d arasında tam yük testine tabi tutulmuştur. Test esnasında motor performans ve emisyon değerleri ölçülmüştür. Test sonuçlarına göre; fındık yağı metil esteri ile elde edilen motor performans değerleri Diesel yakıtı değerlerine yakındır. Tork ve güç değerlerine bakıldığında ortalama azalma miktarı sırasıyla % 1,16 ve % 1,61'dir. Fındık yağı metil esterinin özgül yakıt tüketimi, ısı değeri düşük olmasından ve yoğunluğun yüksek olmasından dolayı artış göstermiştir. Özgül yakıt tüketiminde ortalama artış miktarı %11,8'dir. Işık absorpsiyon katsayısında ortalama %68,6 düşme tespit edilmiştir.

Pryde (1983,1984) küçük Diesel motorlarında yakıt olarak soya yağı kullanılarak yapılan çalışmada, kullanılan soya yağı rafine edilmiş olup, ısı değeri 30531 kJ/kg ve yoğunluğu 0,923 kg/l, viskozitesi 60 °C sıcaklıkta Diesel yakıtından [2D] 11 kez daha yüksektir. Yakıt tüketiminde ise artış olduğu ve özgül yakıt tüketiminin % 13–14 daha yüksek olduğu belirtilmektedir. Deneyde soya yağı kullanıldığında Diesel yakıtına göre efektif gücün, % 3

daha yüksek olduğu bildirilmiştir.

Hemmerlein vd. (1990) altı değişik Diesel motorunda yaptığı test sonuçlarına göre kanola yağı ile çalışan motorların, Tork, güç ve NO_x emisyonları 5 motorda motorin ile çalışan motorlara göre daha iyi sonuç vermiştir. HC emisyon değerleri 5 motorda motorin ile çalışan motorlara göre daha kötü sonuç vermiştir. CO emisyon değerleri kanola yağı ile çalışan bütün motorlarda kötü sonuç vermiştir. Bütün motorların enerji tüketim değerleri her iki yakıtta da yaklaşık aynı olduğu görülmüştür.

4.3.2 Bitkisel yağ ve biodiesel yakıtların motorin ile karışımları çalışmaları

Adams vd. (1983), 1/1 ve 1/2 oranında karıştırdıkları reçinesi giderilmiş soya fasulyesi yağı ve Dieseli, Diesel motorunda kullanmış ve 1/1'lik karışım kullanılmasında jelleşme ve kalınlaşma olduğunu, 2/3 ve 1/3'lük karışımlarda ise en iyi sonuçların alındığını, dolayısıyla bu karışımların Diesel yakıtı yerine kullanılabileceğini ispatlamışlardır.

Ulusoy (1999) ayçiçek, kolza, pamuk ve soya yağlarının motorinle değişik oranlardaki karışımlarının yakıt olarak Diesel motorlarında kullanılmasını incelemiştir. Karışım yakıtlarının tümünün dönme momenti ve güç değerleri %100 motorinden düşüktür. En yakın değerler %25'lik yağ oranındaki karışımlardan elde edilmiştir. Bu sonuç yağların yüksek viskozite ve düşük ısıl değere sahip olmasından kaynaklanmaktadır. Karışımların yağ oranı arttıkça, saatlik yakıt tüketimi artmış ancak özgül yakıt tüketimleri birbirine yakın kalmıştır. Karışımların gürültü ve egzoz sıcaklık değerleri motorine yakın çıkmıştır. Motor yakıt pompasının konumunun değiştirilmesi ile her iki kriter yükselmiştir. Çalışmada, motorine en yakın değerler nötr kolza yağında, en uzak değerler ise nötr ayçiçek yağında elde edilmiştir. Nötr ayçiçek yağı ile yapılan çalışmada, avans değerinin artırılması ile moment ve güç değerleri bir miktar artmış, buna bağlı olarak egzoz sıcaklığı ve gürültü de artmıştır.

Usta vd. (2004) iki aşamalı bir proses ile metanol, sülfürik asit ve sodyum hidroksit kullanarak fındık yağı atığı ile atık ayçiçek yağından bir karışım biodiesel yakıtı elde etmişlerdir. Aynı çalışmada elde edilen metil ester biodiesel yakıtı ile motorin belli oranlarda karıştırılarak 4 silindirli, 4 stroklu, turboşarjlı bölünmüş yanmalı Diesel motorunda kullanılmıştır. Yapılan deneylerde % 82,5 motorin, % 17,5 biodiesel'den oluşan karışım yakıtı ile maksimum güç değeri elde edilmiştir. Tam yükleme şartında CO emisyonunda düşük devirlerde artış, yüksek devirlerde azalma, CO₂ emisyonunda ise tüm devir aralığında artış gözlenmiştir. Diğer taraftan kısmi yüklerde CO, CO₂ emisyonlarında fazla bir değişim gözlenmemiştir. Karışım yakıtın kükürt oranının düşmesi SO₂ emisyonlarında azalmaya

neden olurken, artan yanma sıcaklıkları NO_x emisyonlarının artırmıştır.

Usta (2005) çalışmasında tütün tohumundan elde edilmiş metil esteri ile motorin karışımını Diesel motorunda yakıt olarak kullanmış ve emisyon ile performans karakterini incelemiştir. Hacimsel olarak % 25 oranında tütün tohumu metil esteri ile hazırlanmış karışım performansta düşüğe neden olmamıştır. Diğer taraftan %11,4 oksijen içiren tütün tohumu metil esteri, CO emisyonlarında düşüğe neden olmuştur. Ayrıca içerdiği kükürt miktarının düşük olması nedeniyle SO_2 emisyonlarında da düşüş gözlenmiştir. Buna rağmen tam yük şartında yakıttan kaynaklı oksijen, NO_x miktarında artışa neden olmuştur.

Braun ve Stephenson (1982), Diesel yakıtı, soya yağı, etanol ve bunların % 40–40–20 ve % 30–40–30 oranlarındaki karışımlarıyla elde ettikleri alternatif yakıtların, viskozitelerini ve yanmalarını incelemiştir. Motor testi sonuçlarında elde edilen güç değerleri Diesel yakıtından sağlanan gücün % 40–40–20 karışımlarında % 98,5, % 30–40–30 karışımlarında % 95,9 oranında gerçekleştiğini ortaya koymuşlardır.

Sims vd. (1981), Yeni Zelanda' da yaptığı çalışma bitkisel yağların, özelliklede kanola yağının Diesel yakıtı yerine kullanılabileceğini göstermiştir. Kısa süreli motor testlerinde %50 bitkisel yağ karışımının motora olumsuz bir etki yapmadığını fakat uzun süreli motor testlerinde enjektörlerde ve ilk çalışmada bazı problemlerin ortaya çıktığını tespit etmişlerdir. Yanma odalarındaki karbon birikintilerinin %100 Diesel yakıtı kullanılan motorlardakineyle yaklaşık aynı olduğu görülmüştür. Yapılan çalışmalar sonucunda kanola yağının Diesel yakıtına önemli bir alternatif bir yakıt olduğunu fakat daha fazla ve geliştirmeye yönelik testlerin yapılması gerektiğini belirlemişlerdir.

Baranescu ve Lusco (1982), yaptıkları çalışmada, alternatif yakıt olarak % 25, 50, 75 oranlarında ayçiçek yağı-Diesel yakıt karışımlarının fiziksel ve kimyasal özelliklerini belirlemişler, yakıt karışımlarının enjektörlerde püskürtülmesini incelemişler, birbirleriyle mukayese etmişlerdir. Ayrıca % 50 ayçiçeği ile % 50 Diesel yakıtı karıştırarak 200 saatlik deneme sonunda motorun çeşitli parçalarında meydana gelen değişimleri incelemişler, kısa süreli testlerde motor parçalarında herhangi bir kurum birikmesinin meydana gelmediğini belirtmişlerdir.

Wagner ve Peterson (1982), kanola yağı karışımını Diesel yakıtı olarak kullanımını araştırmış ve kısa süreli motor testlerinde çeşitli motor hasarlarının oluştuğunu tespit etmişlerdir. %70 kanola yağı ve Diesel yakıtı karışımının kullanıldığı uzun süreli testlerde [850 saat] ise motorda önemli bir aşınma, yağlama yağında kirlenme veya güç kaybı meydana gelmemiştir.

Blumberg ve Fort (1982), dokuz farklı çeşit yakıt [Hacimsel olarak; %30 pamuk çekirdeği yağı, %70 2D motorin; %50 pamuk çekirdeği yağı, %50 2D motorin; %65 pamuk çekirdeği yağı, %35 2D motorin; %80 pamuk çekirdeği yağı, %20 2D motorin; %50 pamuk çekirdeği yağı, %50 transesterified pamuk çekirdeği yağı; %50 transesterified pamuk çekirdeği yağı, %50 2D motorin ve %100 pamuk çekirdeği metil esteri] kullanarak kısa ve uzun (200 saat) periyotlu motor performans ve emisyon testleri yapmışlardır. Çalışmaları sonucunda kısa periyotlu sonuçların uzun periyotlu sonuçlara göre daha cazip olduğunu belirlemişlerdir. Uzun periyotlu testlerde yanma odasında karbon birikintisi, kül, aşınma ve yakıt sistemi parçalarında reçine oluşumu gibi olumsuzlukları meydana gelmiştir.

Ziejeswski ve Kaufinan (1983), yaptıkları çalışmada, % 25/75 oranında ayçiçek yağı ile Diesel yakıtını karıştırarak Diesel motorlarında denemişler; çıkan sonuçları Diesel yakıtı denemeleri ile mukayese etmişlerdir. Denemeler sonucunda enjeksiyon memelerinde tıkanma, egzoz manifoldunda karbon birikmesi gibi problemlerin ortaya çıktığını belirtmişlerdir.

Schinstock vd. (1988) direkt enjeksiyonlu bir motorda, rafine edilmiş soya ve ayçiçek yağını Diesel yakıtıyla 25/75 hacimsel oranında karıştırmış ve kullanımının performans etkilerini değerlendirmiştir. Yapılan deneyde özgül enerji sarfiyatının ayçiçek yağı/Diesel yakıtı karışımında, soya yağı/Diesel yakıtı karışımından daha düşük olduğu, moment-devir grafiğinde ise ayçiçek yağı/Diesel yakıtı karışımı olarak kullanıldığında elde edilen değerlerin, her ikisi yalnız Diesel yakıtı olarak kullanıldığında elde edilen değerlerden daha büyük olduğu görülmüştür.

Schumacher vd. (1992) bir Dodge kamyonunda yakıt olarak soya yağı metil esteri denemiş ve soya yağı metil esterinin Diesel motorlarında kolayca kullanılabileceğini sonucuna varmıştır. Aynı zamanda motorlarda hacimsel olarak % 10–20–30–40–50 soya yağı metil esteri - motorin karışımlarının kullanımı sonucunda; karışımdaki soya yağı metil esteri oranının artmasıyla güç, ısı oranı, CO ve HC emisyon değerlerinin düştüğü, NO_x emisyonları ve yakıt tüketiminin arttığını tespit etmiştir.

Erdoğan ve Onurbaşı (1994) küçük bir Diesel motorunda bazı bitkisel yağların yakıt olarak kullanılma olanaklarını incelemek amacıyla yaptıkları çalışmada; %25, %50, %75 oranında bitkisel yağ karışımı [ayçiçeği, pamuk, mısır özü yağları] ile motorin karışımını ve %100 bitkisel yağ karışımını yakıt olarak kullanmışlardır. Araştırmacılara göre tüm yakıtlarda, ilk hareket zorluğu görülmemiştir. Püskürtme pompasında bir değişiklik yapılmamış ve motorlarda güç düşüklüğü görülmüştür. Karışımların özgül yakıt tüketimi, normal Diesel

yakıtına göre daha fazla çıkmıştır. Tüm yakıtların kullanımında motor düzgün çalışmıştır. %100 yağ karışımı ile yapılan deneylerde düşük devirlerde daha sık devir sayısı değişimi, soğutma ve yağlama sistemlerinde yetersizlikler saptanmıştır .

Çetinkaya, yaptığı araştırmada enjeksiyon öncesinde ısıtılan ve enjeksiyon basıncı arttırılan ayçiçek yağı ve ayçiçek yağı + Diesel yakıtı karışımlarının türbülans odalı bir Diesel motorunun performansına etkilerini incelemiştir. Deney sonuçları, ayçiçek yağı ve ayçiçek yağı/Diesel yakıtı karışımlarının performans açısından Diesel yakıtına yakın olduğunu, ancak ayçiçek yağının viskozitesinin yüksek oluşu, zamanla kuruma ve düşük sıcaklıklarda katılaşma eğilimi nedeniyle çözümlenmesi gereken akış ve atomizasyon problemleri olduğunu belirtmiştir (Altın 1998).

Schmidt ve Gerpen (1996) tarafından yapılan çalışmada direkt püskürtmeli turboşarjlı motorda yapılan testlerde emisyonlar ölçülmüştür. Deneylerde özgül yakıt sarfiyatı esterli yağlarda daha yüksek ölçülmüştür. Fakat termik verimde farklılık gözlenmemiştir. Biodiesel/Diesel yakıtı karışımlarında NO_x değişimleri oldukça küçüktür. NO_x emisyonunda tüm esterlerde % 0-5 arasında fark görülmüştür. HC emisyonu, ester kullanımında Diesel yakıtına göre daha düşük ölçülmüştür.

Zang ve Gerpen (1996) tarafından, soya yağı metil, vintelize metil, isopropil esterleri ve bunların Diesel yakıtı ile karışımları 4 zamanlı 4 silindirli turboşarjlı, 16.8:1 sıkıştırma oranlı motorda test edilmiştir. Motor performans eğrisinin ester/Diesel yakıt karışımlarında Diesel yakıtına benzer olduğu görülmüştür. Özgül yakıt sarfiyatında ester/Diesel yakıt karışımlarının daha yüksek olduğu ölçülmüştür. NO_x emisyonları Diesel yakıtından daha yüksek çıkmıştır. Ayrıca esterle yapılan çalışmalarda testlerden sonra enjektörde karbon birikintileri gözlenmiştir.

Cıgızoğlu vd. (1997) yaptıkları araştırmada, kullanılmış, ayçiçek yağını % 20/80 oranlarında Diesel yakıt ile karıştırarak elde ettikleri yakıtı ön yanma odalı Diesel motorunda denemişlerdir. Kısa süreli testlerde motor karakteristik değerleri Diesel yakıt ile elde edilen karakteristik eğrilere benzerlik göstermiş, Diesel yakıtından daha az duman emisyonu yaydığını bildirmişlerdir.

Erdoğan ve Mohammed (1997) mısır özü, ayçiçek yağı ve soya yağlarının uygulanabilirliği üzerine yaptıkları çalışmalarda, direkt püskürtmeli, 5.5 kW gücünde bir Diesel motorda saf olarak ve Diesel yakıtıyla %50 oranında karıştırarak kullanmışlardır. Sonuç olarak 90 °C ön ısıtmaya tabi tutulan saf bitkisel yağlarla çalışmada ve Diesel yakıtıyla % 50 oranında

karıştırılan yağlarla elde edilen performans değerlerinin, Diesel yakıtıyla elde edilen değerlere yakın olduğunu bildirmişlerdir.

Demirsoy ve Kındıroğlu (1997) Diesel yakıtına alternatif olarak, bitkisel yağların, Diesel yakıtı ile belirli oranlardaki karışımlarının Diesel motorlarda yakıt olarak kullanım olanakları üzerinde durmuşlardır. Çalışmalarında, pamuk, soya ve ayçiçek yağlarının Diesel yakıtı ile %15 ve %85'lik karışımlarını ve %100 Diesel yakıtını kullanmışlardır. Performans, yakıt tüketimi ve emisyon testleri yapmışlardır. %85 Diesel ve %15 pamuk yağı karışımının yapılan denemelerde %100 Diesel yakıtına ve diğer karışımlara göre daha iyi sonuçlar verdiğini, ancak özgül yakıt tüketiminde dikkate değer bir artış olduğunu, yanma odasında karbon birikintilerinin arttığını belirtmişlerdir. Bu olumsuzlukları azaltmak için, yağlar yerine, bunların metil esterlerinin kullanılmasını önermişlerdir.

Aytaç (1997) küçük güçlü bir Diesel motorunda bitkisel yağların[ayçiçek ve soya] oransal karışımlarını kullanmış ve bazı performans değerlerinin saptanması üzerine bir araştırma yapmıştır. Deneylerinde, bitkisel yağların motorinle karışım oranlarının, motordaki indike basınç, devir, yakıt tüketimi, emme ve egzoz gazları sıcaklığı, motor gürültüsü, yağ basıncı, pompa eleman aşınması ve hacimsel verim üzerindeki etkilerini incelemiştir. Karışım oranlarını %25, 50, 75 bitkisel yağ + motorin olacak şekilde belirlemiş ve %100 motorinle mukayese yapmıştır. Soya yağının kinematik viskozitesinin yüksek olmasından dolayı en yüksek egzoz sıcaklığı %75'lik soya yağı + motorin karışımında ölçülmüştür. Emilen hava miktarı, ortam sıcaklığı, hava yoğunluğu, motorun iç ısısı gibi etkenlere bağlı olduğundan kullanılan yöntemlere göre farklılıklar göstermiştir. Gürültü miktarları, genel olarak karışım yakıtlarda daha azdır. Yakıt tüketimi, karışım yakıtlarda daha yüksektir. Motor yağının, karışım yakıt kullanılması sonucu incelmesi ve kirlenmesinden dolayı yağ basıncı karışım yakıtlarda yükselmiştir. Karışım yakıt kullanımı sonunda silindirdeki aşınma miktarı normal, krank yatağındaki aşınma %0,5 olarak tespit edilmiştir. İlk harekete geçişte zorluklar yaşanmamıştır. Duman koyuluğu, karışım yakıtlarda Diesel yakıtına göre daha azdır. Soya yağı karışımlarında egzozda çok miktarda sıvı atık ve ağır koku oluşmuştur.

Radu ve Mircea (1997) bitkisel yağların, yenilenebilir, düşük sülfür içeren, güvenli depolanabilen ve sağlıklı olmasından dolayı alternatif Diesel yakıtı olabileceği fakat direkt püskürtmeli motorlarda düşük ısı değer ve yüksek viskozitelerinin problem olduğu gözlemiştir. Direkt püskürtmeli, 3 silindirli, 17:1 sıkıştırma oranlı Diesel motorunda Diesel yakıtı yerine ayçiçek yağı/Diesel yakıtı karışımı kullanılmıştır. Bu yakıt ile karşılaştırma yapmak üzere sedimente edilmiş ayçiçek yağı, yağ asitleri alınmış ayçiçek yağı ve ham

ayçiçek yağı ile bu üç yağın Diesel yakıtı ile karıştırılması ile 6 ayrı yakıt ile testler yapılmıştır. Motor, % 20, % 40 ve tam yükte testlere tabi tutularak, maksimum güç, moment, yakıt sarfiyatı testleri yapılmıştır. Test sonuçlarında yağ ve yağ/Diesel karışımlarını düşük yanma ısısı ve yüksek viskoziteye sahip olduğu, yağ/Diesel yakıtı karışımlarının ham olarak kullanılan yağlara göre güç, moment ve yakıt sarfiyatında daha iyi olduğu ölçülmüştür. Araştırmaların çıkış gücünü arttırmaya yönelik sürdürülmesini tavsiye etmişlerdir.

Oğuz (1998) Diesel yakıtı ile ayçiçek yağı karışımlarının Diesel motorlarda yakıt olarak kullanılma imkanlarını araştırmıştır. Çalışmasında; viskozite haricinde ayçiçek yağı ve Diesel yakıtının fiziksel özelliklerinin yakın olduğunu belirtmiştir. Yağın viskozitesini iyileştirmek için seyreltme yöntemini kullanmış ve Diesel yakıtına hacimsel olarak %20, 30, 40, 50, 60, 70, 80 oranlarında ayçiçek yağı karıştırarak seyreltme işlemini gerçekleştirmiştir. Elde ettiği bu yakıtları, dört zamanlı ve üç silindirli bir Diesel traktör motorunda hiç bir değişiklik yapmadan kullanmış ve %100 Diesel yakıtı ile mukayese etmiştir. Ayçiçek yağı ve motorin karışımlarının motorine göre, motor performansında önemli bir değişikliğe yol açmadığını, yağın ısıl değerinin motorinden düşük olması nedeni ile karışımların özgül yakıt tüketimlerinin motorine göre yaklaşık %10-12 arttığını, karışımlarının duman yoğunluklarının motorinden daha düşük çıktığını, CO, HC ve CO₂ miktarlarının motorinden daha fazla çıktığını bildirmiştir.

Altın(1998, 2001), çalışmasında, soya ve ayçiçek yağları ile bunların metil esterlerini tek silindirli bir Diesel motorunda yakıt olarak kullanmıştır. Deneylerinde saf ayçiçek yağı, saf soya yağı, %50 ayçiçek yağı + %50 motorin, %50 soya yağı + %50 motorin, saf ayçiçek yağı metil esteri, saf soya yağı metil esteri, %50 ayçiçek yağı metil esteri + %50 motorin, %50 soya yağı metil esteri + %50 motorin ve %100 motorin olarak belirlediği yakıt çeşitlerini test etmiştir. Saf yağ kullanımı esnasında viskoziteyi azaltmak için yağı ön ısıtma işlemine tabi tutmuştur. Motorda tam gaz değişik hız ve sabit devir değişik yük testleri ile emisyon ölçümü yapmıştır. Motor elemanlarının durumunu incelemek için de rölantide 25 saat, %50 yükte 1300 d/d'da 25 saat olmak üzere 50 saatlik dayanıklılık testi de yapmıştır. Bu testler neticesinde; bitkisel yağların ve özellikle metil esterlerin fiziksel ve kimyasal özellikleri Diesel yakıtına benzediğini, bitkisel yağların ve metil esterlerinin kısa süreli performans ve emisyon testlerinde motorine yakın sonuçlar verdiğini, motorda oluşan birikintiler uzun süreli çalışmalar için problem teşkil edebileceğini, özellikle soğuk havalarda yağların yüksek yoğunluk ve viskozitesinden kaynaklanan problemlerin giderilmesi için ön ısıtmanın faydalı olacağını, sülfür oranı çok düşük olduğu için bitkisel yağlar ve metil esterleri çevre dostu

olduğunu, yağların yenilenebilir olduğunu, bitkisel yağ kullanımı sonucu atmosfere ilave bir CO₂ verilmediğini ve hızlı bir CO₂ sirkülasyonu sağladığını, yani fotosentez ile atmosferden bitkiler tarafından alınan CO₂'nin, yağın yakılması ile tekrar atmosfere verildiğini beyan etmişlerdir.

Yücel (1998), çalışmasında, alternatif yakıt olarak pamuk yağı +motorin karışımlarının kullanılması halinde oluşabilecek problemleri ve performans ile emisyon karakteristikleri üzerindeki etkilerini incelemiştir. Belirli oranlardaki pamuk yağı + motorin karışımlarının kullanılarak tek silindirli bir Diesel motoru elemanlarının durumlarını incelemiştir. Artan pamuk yağı yüzdesinin silindir içerisindeki kalıntı miktarını arttırdığını tespit etmiştir. Pamuk yağı +motorin karışımlarının kullanılması halinde, CO ve HC emisyonlarında motorine göre artış, NO_x de ise azalma olduğunu gözlemlemiştir. Motor gücünün yaklaşık aynı kaldığını, özgül yakıt tüketiminin ise arttığını belirtmiştir. Kısa süreli çalışmalar için pamuk yağı + motorin karışımlarının motorda bir değişiklik yapılmadan kullanılabileceğini uzun süreli çalışmalarda ise pamuk yağı oranının % 30-40'dan fazla olmaması gerektiğini rapor etmiştir.

İlkılıç (2002, 2003) yaptığı çalışmada ayçiçek yağı ve pamuk yağı metil esterini, %100 ester ve hacimsel olarak %50 oranında motorinle karıştırılmış ester şeklinde karıştırarak %100 motorinle mukayese etmiştir. Yakıtları, tek silindirli bir Diesel motorunda motor performansı ve emisyonlar bakımından incelemiştir. Yapılan testlerde enjeksiyon basıncı 150 bar dan 250 bar a kadar değiştirilerek motorun performansı ve emisyonları da incelenmiştir. Çalışmasında, pamuk ve ayçiçek yağı metil esterlerinin fiziksel özellikleri motorine yakın olduğunu, bitkisel yağların metil esterlerinin performans bakımından motorine iyi bir alternatif olduğunu, pamuk ve ayçiçek yağı metil esterlerinin özgül enerji tüketimlerinin ısıl değerinin motorinden az olması nedeniyle yüksek olduğunu, ester yakıtların motorine göre % 10–12 düşük NO_x oluşturduğunu, duman koyuluğu ve partikül oluşumunu ile CO ve diğer zararlı gazların azatlığını yaptıkları deneylerde elde etmişlerdir.

He ve Bao (2003) kanola yağını alternatif bir yakıt olarak tek silindirli bir motorda test etmiştir. Test sonucunda optimum yanma karakteristiklerinin %30 kanola yağı ve %70 Diesel yakıtı karışımından elde edildiğini tespit etmişlerdir. Özgül yakıt tüketimi ve ısıl verimin en iyi sonuç verebilmesi için yakıt dağıtım açısının 20° olması gerektiği Diesel yakıtında ise 2-3° avans verilmesi gerektiği belirtilmiştir.

Al-Vidyan vd. (2002) tarafından yapılan çalışmada, restoranlardan toplanan atık palmye yağları transesterifikasyon yöntemiyle etil alkol esterine dönüştürülmüş ve Diesel yakıtıyla

çeşitli oranlarda karıştırılarak tek silindirli bir Diesel motorunda test edilmiştir. Elde edilen karışımların, %100 Diesel yakıtına göre daha iyi bir yakıt ekonomisine ve daha düşük CO, HC emisyon değerlerine sahip olduğu tespit edilmiştir. Genel olarak %100 ester ve 75:25 ester/Diesel [25D] karışımlarıyla en iyi performans değerleri elde edilmiştir. Egzoz emisyonları göz önüne alınmadığında ise en iyi performans değerine 50:50 ester/Diesel karışımıyla ulaşılmıştır. Bu sonuçlar ışığında bitkisel yağların alternatif bir Diesel yakıtı olduğu vurgulanmıştır.

Yücesu ve ilkılıç (2003) çalışmalarında pamuk yağı metil esterinin egzoz emisyonlarına etkilerini incelemişlerdir. Araştırmacılara göre; yüksek viskoziteden dolayı püskürtme zorlukları ortaya çıkmakta ve iyi bir atomizasyon sağlanamamaktadır. Araştırmacılar tarafından viskozite probleminin çözümü için pamuk yağından metil esteri elde edilmiş ve hacimsel olarak Diesel yakıtı ile %50 oranında karıştırılmıştır. Elde edilen karışım tek silindirli, dört zamanlı, hava soğutmalı ve direkt püskürtmeli bir Diesel motorunun değişik enjeksiyon basınçlarında denenmiş ve egzoz emisyon değerleri ölçülmüştür. Tam gaz değişik enjeksiyon basınçlarında yapılan deneylerde CO emisyonu maksimum moment devrindeki motor hızında PYME-DY karışımının kullanılması ile Diesel yakıtına göre bir azalma göstermiştir. Genellikle Diesel yakıtına karşılık karışımın CO düşüşü bütün devirlerde birbirine yakındır. Azot oksit emisyonlarında maksimum moment ve maksimum güç devirlerinde % 11 ve % 13 oranında bir düşüş mevcuttur. Karbondioksit miktarı ise Diesel yakıtına oranla karışımında daha düşük çıkmaktadır. Diesel yakıtına göre karışım iyi bir yanma göstermemektedir. Deney sonuçları pamuk yağı metil esteri ile Diesel yakıtı karışımının Diesel yakıtına göre kirletici miktarında bir düşüş olduğunu göstermiştir. Sonuçta pamuk yağı metil esterinin Diesel yakıtı ile karışımının bir Diesel motorunda Diesel yakıtına alternatif olarak kullanılabileceği ortaya çıkmıştır.

İlkılıç ve Öner (2003) yaptıkları çalışmada viskozite probleminin çözümü için ayçiçek yağı metil esterini hacimsel olarak motorin ile %50 oranında karıştırmışlardır. Elde ettikleri karışımı, tek silindirli, hava soğutmalı ve direkt püskürtmeli bir Diesel motorun değişik devirlerinde denemişler, motor performansı ile egzoz gazı emisyonlarını ölçmüşlerdir. Bu değerleri motorin kullanımı ile ölçülen değerlerle karşılaştırmışlardır. Araştırmacılara göre; deney sonuçları ayçiçek yağı esteri karışımının motorine yakın güç ve moment verdiği, kirletici emisyon miktarlarında bir düşüş olduğunu göstermiştir. Maksimum moment devrinde Diesel yakıtına göre CO miktarının %21, NO_x miktarının %11, maksimum güç devrinde ise CO %7, NO_x'in % 12 azaldığı görülmüştür.

Pramanik(2003) çalışmasında; Jatropha Curcas yağının viskozitesini Diesel yakıtının viskozite değerine düşürmeyi ve viskozitesi düşürülen yağın motor performansına etkilerini incelemeyi amaçlamıştır. Oluşturulan karışımlardan, %30 Jatropha Curcas yağı %70 Diesel yakıtı karışımının viskozitesi Diesel yakıtı viskozite değerine yakın olduğu tespit edilmiştir. %70 ve %60 Jatropha Curcas yağı karışımları 70–75 ve 60–65 °C ye ısıtılarak yine Diesel yakıtı viskozite değerine ulaşılabilir. %50 Jatropha Curcas yağı ve %50 Diesel yakıtı karışımında özgül yakıt tüketimi ve ısı verimi kabul edilebilir değerlerde oluşmuştur. Karışımlardaki Jatropha Curcas yağı oranı azaldıkça egzoz gaz sıcaklığının da azaldığı görülmüştür. %50 Jatropha Curcas yağı ve %50 Diesel yakıtı karışımı Diesel motorlarında herhangi bir çalışma zorluğu çekilmeden kullanılmıştır.

Raheman ve Phadatare (2004) yaptıkları çalışmada, karanja metil esterini ve onun hacimsel olarak %20-%80 arasında Diesel yakıtla yapmış olduğu karışımları Diesel motorda test etmişlerdir. Testler sonucunda, karanja metil esterinin Diesel yakıtla yapmış olduğu karışımların CO, duman koyuluğu ve NO_x emisyonlarını ortalama olarak sırasıyla %80, %50 ve %26 azalttığı tespit edilmiştir. B40 [%40 karanja metil ester / %60 Diesel yakıt] yakıtıyla çalıştırılan motorda gücün ortalama olarak %6 arttığı ve karışım içerisindeki biodiesel yüzdesinin artmasıyla gücün azaldığı belirtilmiştir. Ayrıca B40 yakıtının Diesel yakıtı yerine sorunsuzca kullanılabileceği vurgulanmıştır.

4.3.3 Bitkisel yağ ve biodiesel yakıtların motor elemanları üzerine etkisi çalışmaları

Bitkisel yağlarla ilgili yapılan birçok araştırmada, yanma odasında özellikle enjektör memesinde karbon birikimi olduğu gözlenmiştir. Yakıt atomizasyonunun azalması sonucu, yanma veriminin düşmesi, yağlama yağının katılaşması, piston segman yapışması gibi problemlerin de ortaya çıktığı ve bu durumlara karşı yeni tedbirlerin alınması zorunlu hale gelmiştir. Bunun için de farklı deneylerin yapılması tavsiye edilmiştir [Ziejewski ve Goettler 1992]

Engler vd. (1983) tarafından kullanılan bitkisel yağ türlerinde pamuk yağı için performans değerleri olumlu bulunmuş olup bu sonuçlar çeşitli yerlerde yayımlanmıştır. Bununla beraber pamuk yağı için çeşitli olumsuzluklar ortaya çıkmaktadır. Bunlar enjektör memesi üzerinde aşırı derecede karbon birikimi, motor parçalarının korozyonu olarak belirtilmektedir.

Schoedder (1981), kanola yağı ile yaptığı çalışmada kısa süreli motor testleri sonucunda kanola yağının verdiği enerjinin Diesel yakıtıyla karşılaştırıldığında birbirine yakın sonuçlar elde etmiştir. Fakat kanola yağı ile yapılan uzun süreli (100 saatten sonra) motor testleri

sonucunda ise piston segmanlarında, valflerde ve enjektörlerde kalıntılar meydana geldiğini tespit etmiştir.

Vellguth (1983) tarafından, direkt püskürtmeli Diesel motorlarında bitkisel yağ ve esterleri Diesel yakıtı olarak kullanılmıştır. Yapılan testler sonucunda kısa ve uzun süreli yakıt kullanımında bazı problemler ortaya çıkmıştır. Uzun süreli çalışmalarda motor elemanlarında çeşitli arızalar olduğu belirlenmiştir. Deneyde, kolza yağ esterleri kullanıldığında motor piston yüzey partiküllerinin, rafine edilmiş kolza yağı kullanımına göre daha temiz olduğu belirtilmektedir. Sonuç olarak kolza yağ esterinin Diesel motorlarında kısa süreli kullanılmasına karşın, uzun süreli kullanıldığında bazı problemler meydana geldiği tespit edilmiştir.

Hemmerlein vd. (1990) altı değişik Diesel motorunda yaptığı test sonuçlarına göre kanola yağı ile çalışan motorların ikisinde dayanıklılık test sonuçları daha iyi sonuç vermiştir. Bununla birlikte uzun süreli çalışmalar için bazı problemler olduğu belirtilmiştir. Bu problemlerin bitkisel yağlarla uzun süreler çalışmaya engel olacağı, bunun yerine bitkisel yağlarda bazı modifikasyonlar yapıldıktan sonra kullanılmasının uygun olacağı belirtilmiştir.

Schinstock vd. (1988) direkt enjeksiyonlu bir motorda, rafine edilmiş soya ve ayçiçek yağını Diesel yakıtıyla 25/75 hacimsel oranında karıştırmış ve 200 saat süreyle sabit güç testi uygulamıştır. Yanma odalarında görülen aşırı birikintilerin deney yapılan motorda bu yakıtların kullanımını engelleyecek düzeyde olmadığını ifade etmiştir.

Bruwer vd. (1981) Ay çiçek yağını yakıt olarak kullandıkları bir araştırmada, bu yakıtın kısa süreli çalışmalarda Diesel yakıtı ile karşılaştırılabilir özelliklere sahip olduğunu belirtmişlerdir. Uzun süreli çalışmalarda ise; yağlama yağı problemleri, segmanların yapışması ve enjektör memelerinin karbon atıkları ile tıkanması, motorda mekanik olumsuzluklara yol açtığı ifade edilmiştir.

Çelik ve Cerrahoğlu, çalışmalarında, motorin ve ayçiçek yağının belirli oranlarda karıştırılarak Diesel motorlarında yakıt olarak kullanılabilirliğini araştırmışlardır. Çalışmalarında tek silindirli dört zamanlı, direk püskürtmeli bir Diesel motoru kullanmışlardır. Denemelerde %20, %40, %80 ayçiçeği-motorin karışımları kullanılmış, bütün denemeler 1400 d/d da yapılmıştır. %100 motorin çalışması da 1400d/d da yapılmıştır, araştırmacılara göre motor devir sayısı belirli oranlarda yağ ilave edilmesi ile bir miktar azalmaktadır. Bu azalma; 1400 d/d da motorun yüksüz çalışmasında 10- 25 d/d arasında gerçekleşmiştir. Yakıt tüketim miktarı da %100 motorine göre daha fazla olmuştur (Aytaç, 1997).

Thompson (1998), tarafından yapılan çalışmada Kolza yağı metil ve etil esteri üretilmiş ve 24 ay bekletilmiştir. Motorlarda Diesel yakıtı, yeni üretilmiş kolza yağı metil ve etil esteri ve bekletilmiş kolza yağı metil ve etil esteri kullanılmıştır. Testler direkt püskürtmeli turboşarjlı motorda yapılmıştır. Etil ve metil esterinin moment, güç, özgül yakıt sarfiyatı eğrileri birbirine yakın görülmüştür. Etil esterinin yoğunluğu daha düşük ölçülmüştür.

McDonnell vd. (2000) yarı rafine edilmiş kanola yağı ile yaptıkları çalışma sonucunda karbon birikintileri nedeniyle enjektör ömrünün kısaldığını, motor aşınmasına veya yağlama yağına olumsuz bir etkide bulunmadığını rapor etmişlerdir.

Kavalcı (2001) çalışmasında bazı bitkisel kökenli yakıtların [ayçiçek, soya, susam, kolza, yer fıstığı, keten, pamuk, mısır, etanol ve metanol yakıtlar] Diesel motorlarda kullanılma imkanlarını incelemiştir. Bitkisel yağların üst ısı değeri, yoğunluk ve viskozite bakımından birbirlerine yakın değerlere sahip olduğunu ve setan sayısı bakımından da Diesel yakıtına yakın olduğunu bildirmiştir. Yağların, Diesel yakıtından daha yüksek donma ve akma noktası sıcaklık değerlerine sahip olduklarını vurgulamış, yağlardaki su ve tortuların %0,05'lik ASTM sınır değerinden daha az olduğunu belirtmiştir. Yağların alevlenme sıcaklıklarının 240°C civarında olduğunu, bunun da yangın tehlikesini azaltıcı etkisi olduğunu, yağların karbon birikintisi oluşturmasının ise önemli bir dezavantaj olduğunu rapor etmiştir.

4.4 Çalışmanın Literatüre Katkısı

Literatürde yapılan çalışmaların büyük bir bölümünde bitkisel yağ ve biodiesel yakıtların performans karakteri ve emisyon değişimleri incelenmiştir. Bu çalışmalarda genel olarak statik basınç ve püskürtme avansı değerlerinde deneyler yapılmış ve sonuçlar elde edilmiştir. Bu noktada çalışmamızı literatür çalışmalardan ayıran temel fark püskürtme basıncı ve püskürtme avansının değiştirilebilmesidir. Silindir içi yakıt sevkini yanmayı direkt olarak etkilediği diesel motorunda bu iki parametrenin değiştirilebilirliği, farklı yakıtların kullanıldığı performans optimizasyonu çalışmalarında büyük önem arz etmektedir.

5. DİESEL MOTORLARINDA ISI AÇIĞA ÇIKIŞI

5.1 Isı Açığa Çıkış Analizi

Silindir içersindeki yanmada krank açısı başına ısı açığa çıkışı olarak tanımlanan ısı açığa çıkış hızı (HRR), özellikle yanma etüdü ve buna bağlı silindir içi basınç analizinde büyük önem arz etmektedir. İçten yanmalı motorlarda literatürde en çok kullanılan ısı açığa çıkış ifadesi termodinamiğin 1. kanununa göre ortaya konmaktadır. Bu ifade basitleştirilmiş bir ifadede olmasına rağmen yakın sonuçlar vermektedir. Literatürdeki diğer bir ısı açığa çıkış hızı denlemi ise Vibe(Wiebe) fonksiyonudur. Bu ifadeler ışığında, tez çalışmasında Vibe fonksiyonu kullanılarak ısı açığa çıkış hızı ve basınç değişimi teorik olarak elde edilmiş ve deneylerde elde edilen silindir içi basınç verisi kullanılarak termodinamiğin 1. kanununa göre işlenen ısı açığa çıkış hızı ve basınç değerleri ile karşılatırılmıştır.

5.1.1 Wiebe fonksiyonu ve diesel motorunda ısı açığa çıkışı

Literatüre Wiebe fonksiyonları olarak geçen ifade Vibe tarafından geliştirilmiştir. Fonksiyon esasta kendi adını taşısa da İngiliz literatürüne Wiebe fonksiyonu olarak geçmiştir. Bu fonksiyonun amacı buji ateşlemeli motorun ısı açığa çıkış hızı nın elde edilmesidir. Diğer taraftan, yapılan çalışmalarda wiebe fonksiyonunun tekil olarak Diesel yanmasını karşılayamadığı görülmüştür. Diesel motorunda ön karışım yanması ve kontrollü yanma fazı bu durumun nedenidir. Bu problemin çözümü için iki wiebe fonksiyonunun kullanılması benimsenmiştir. Birinci kısım ön karışım yanmasını, diğeri ise kontrollü yanma kısmını temsil etmektedir. Bu durumda iki fonksiyonun farklı yanma zamanları gibi farklı parametreleri vardır ve toplam ısı çıkışı iki fonksiyonun toplamı olarak elde edilir (Stiesch 2003).

$$dQ_{chem} = dQ_{chem,1} + dQ_{chem,2} \quad (5.1)$$

$$dQ_{chem} = a.Q_{chem,1} \cdot (m_1 + 1) \cdot \left[\frac{\varphi - \varphi_{soc,1}}{\Delta\varphi_{c,1}} \right]^{m_1} \cdot \exp \left[-a \cdot \left(\frac{\varphi - \varphi_{soc,1}}{\Delta\varphi_{c,1}} \right) \right]^{m_1+1} \\ + a.Q_{chem,2} \cdot (m_2 + 1) \cdot \left[\frac{\varphi - \varphi_{soc,2}}{\Delta\varphi_{c,2}} \right]^{m_2} \cdot \exp \left[-a \cdot \left(\frac{\varphi - \varphi_{soc,2}}{\Delta\varphi_{c,2}} \right) \right]^{m_2+1} \quad (5.2)$$

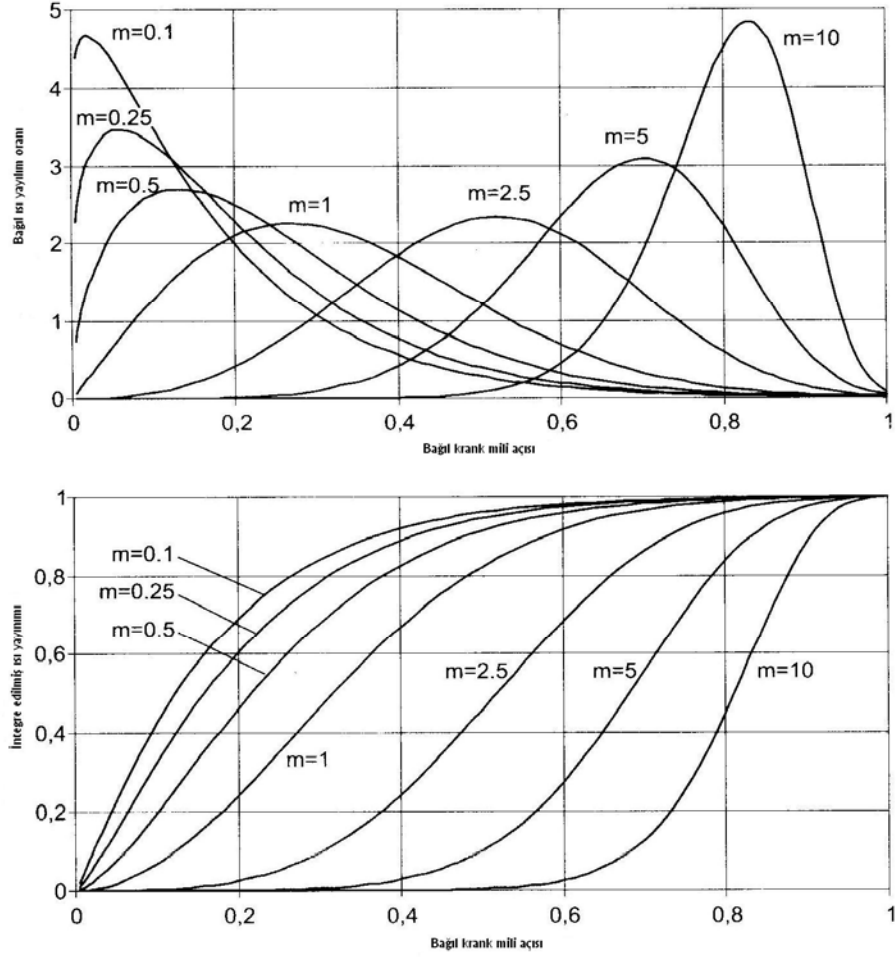
$$Q_{chem,1} + Q_{chem,2} = Q_{chem,tot} \quad (5.3)$$

$$Q_{chem,tot} = m_{fuel} \cdot LVH \quad (5.4)$$

$$a = -\ln(1 - \eta_{conv}) \quad (5.5)$$

$$\eta_{conv} = \frac{Q_{chem}(\varphi)}{Q_{chem,tot}} \bigg|_{\varphi=\varphi_{eoc}} = 1 - e^{-a} \quad (5.6)$$

$$\eta_{conv} = \%99,9 \text{ iken } a = 6,908$$



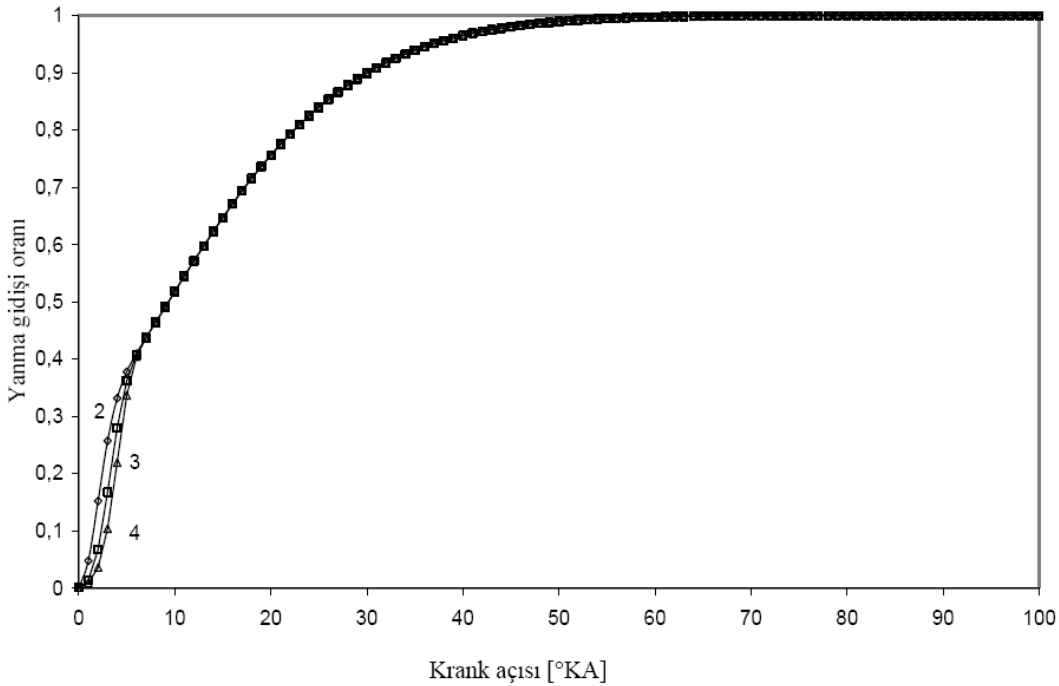
Şekil 5.1 Farklı m değerleri için wiebe yanma profilleri (Stiesch 2003).

Isı açığa çıkış eğrisinin ön yanma fazındaki bölümü yükten nispeten bağımsızdır. Kısaca ilk karışım püskürtme süresinden bağımsızdır. İkinci pik değer gerçekleştiği karışım kontrollü yanma fazı ise püskürtme süresine bağlıdır. Püskürtme süresinin uzaması, püskürtülen yakıt miktarını arttırmakta, bu durum kontrollü yanma fazındaki ısı açığa çıkış pik değerini yükselttiğini ve süresini uzatmaktadır. Diesel motorundaki ısı açığa çıkış değişiminin elde edilmesi için yukarıda verilen ikili wiebe fonksiyonuna benzer, yedi parametrelili bir wiebe fonksiyonu Miyamoto ve arkadaşları tarafından tanımlanmıştır.

$$\frac{dQ}{d\theta} = a \left(\frac{Q_p}{\theta_p} \right) (m_p) \left(\frac{\theta}{\theta_p} \right)^{m_p-1} \exp \left[-a \left(\frac{\theta}{\theta_p} \right)^{m_p} \right] + a \left(\frac{Q_d}{\theta_d} \right) (m_d) \left(\frac{\theta}{\theta_d} \right)^{m_d-1} \exp \left[-a \left(\frac{\theta}{\theta_d} \right)^{m_d} \right] \quad (5.7)$$

Bu denklemde “p” ön karışım yanma fazını, “d” ise karışım kontrollü yanma fazını ifade etmektedir. θ_p ve θ_d her iki fazın yanma sürelerini, a boyutsuz sabiti, Q_p ve Q_d her iki faza verilen ısı miktarını, m_p ve m_d her iki fazın şekil faktörlerini ifade etmektedir.

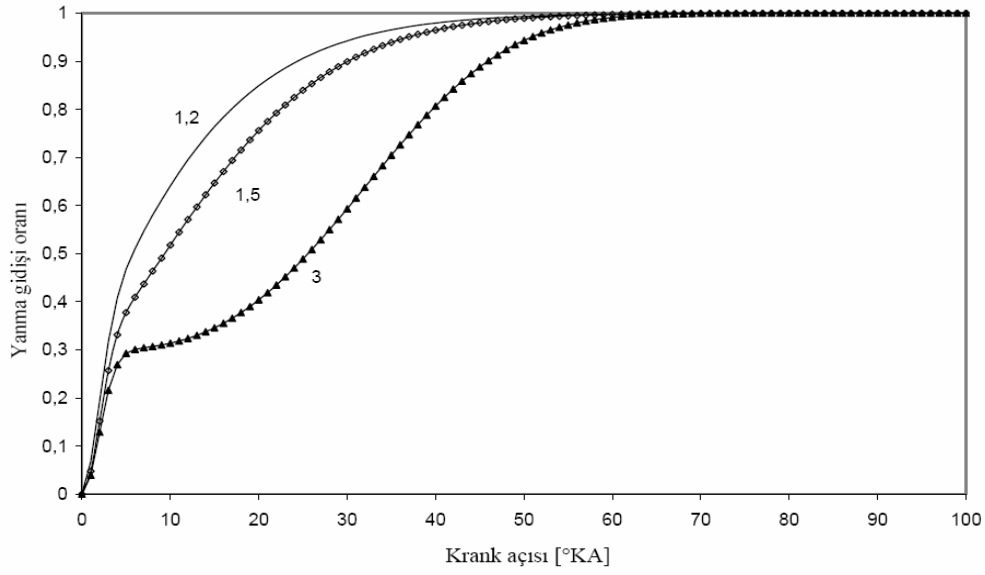
Miyamoto ve arkadaşları yaptıkları çalışmada, m_p , m_d ve θ_p nin motor hızı, motor yükü ve püskürtme zamanlamasından bağımsız olduğunu tespit etmişlerdir. Çalışmalarında $a=6.9$, $m_p=4$, $m_d=1.5$ (DI) ve 1.9 (IDI), $\theta_p=+7^\circ$ değerlerini uygun bulmuşlardır (Stiesch 2003). Ön karışımli yanma sırasında açığa çıkan yakıtın ısı enerjisi, difüzyonlu yanma sırasında açığa çıkan yakıtın ısı enerjisinden daha az miktardadır. Bu nedenle şekilk 5.2’de görüldüğü gibi m_p parametresinin yanma hızına etkisi yok sayılacak kadar azdır (Safa, 2006).



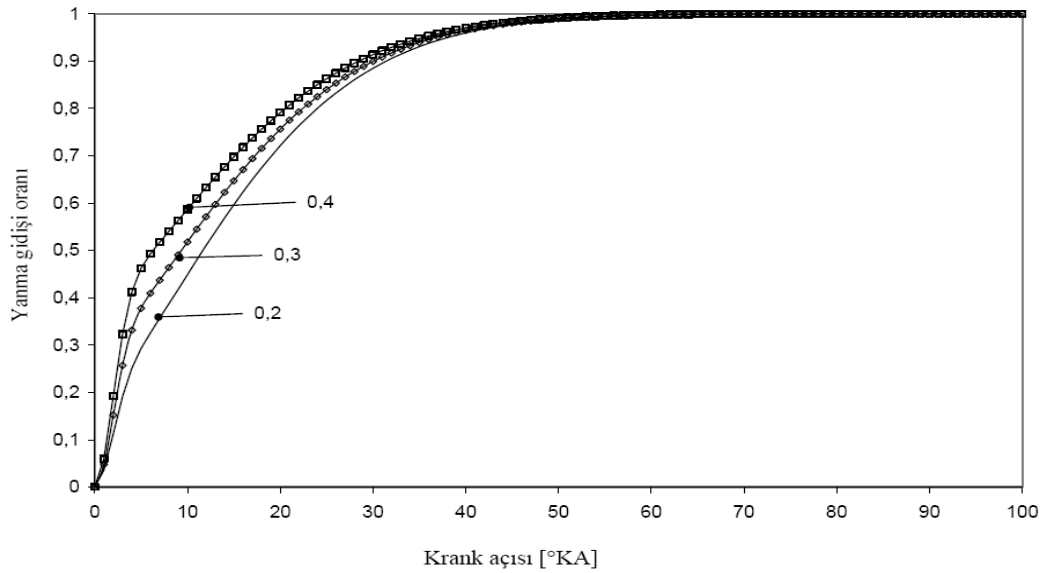
Şekil 5.2 Ön karışım parametresine (m_p) bağlı yanma gidişinin değişimi (Safa, 2006)

Difüzyonlu yanma için form parametresinin (m_d) yanma hızına etkisi önemli miktarda olmaktadır. Yanma gidişi üzerinde de önemli etkiye sahiptir.

Ön karışımli ve difüzyonlu aşamada verilen ısıнын toplam yanma ısısına oranlarının farklı değerlerinde yanma gidişinin değişimi Şekil 5.4’te görülmektedir. Yanmanın ön karışımli yanma ağırlıklı duruma gelmesi, yanma gidişinin eğiminde azalmaya neden olmaktadır (Safa, 2006).



Şekil 5.3 Difüzyonlu aşama parametresi (m_d) bağlı yanma gidişinin değişimi (Safa, 2006)



Şekil 5.4 Ön karışım fazında verilen ısıların oranına (Q_p/Q_T) bağlı yanma gidişinin değişimi (Safa, 2006)

Saker (2000) yaptıkları çalışmada ikili Wiebe fonksiyonun farklı bir versiyonunu kullanmışlardır. Bu form Ramos (1989) tarafından düzenlenmiştir. Aşağıda verilen denklem 8.14 te bu ikili wiebe fonksiyonu görülmektedir.

$$\frac{dQ}{d\theta} = 6,9 \left(\frac{Q_p}{\theta_p} \right) (m_p + 1) \left(\frac{\theta - \theta_{ig}}{\theta_p} \right) \exp \left[-6,9 \left(\frac{\theta - \theta_{ig}}{\theta_p} \right)^{m_p + 1} \right]$$

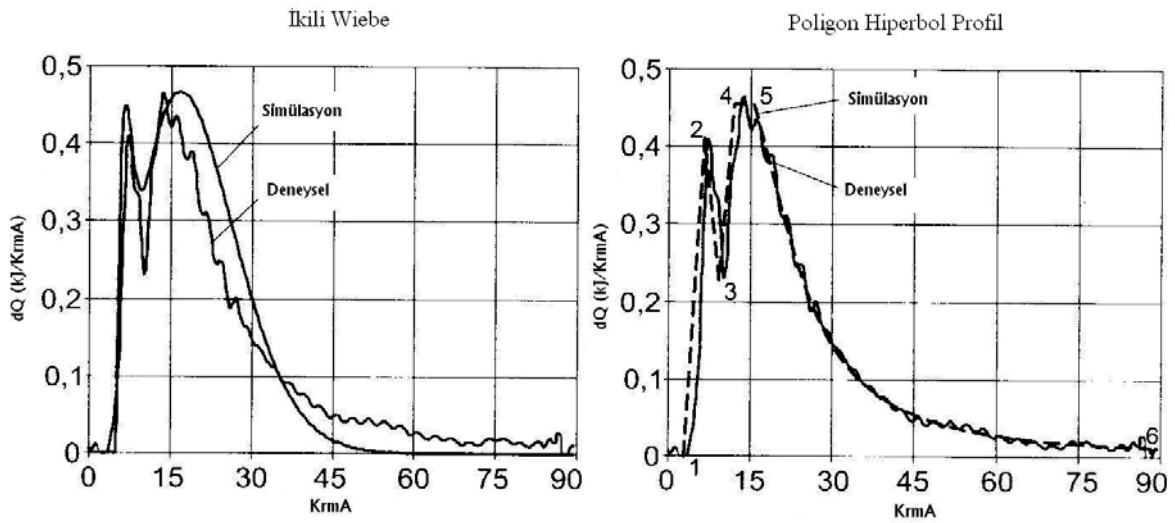
$$+ 6,9 \left(\frac{Q_d}{\theta_d} \right) (m_d + 1) \left(\frac{\theta - \theta_{ig}}{\theta_d} \right) \exp \left[-6,9 \left(\frac{\theta - \theta_{ig}}{\theta_p} \right)^{m_d + 1} \right] \quad (5.8)$$

Yukarıda verilen denklemler arasındaki fark, Ramos'un denkeleminde tutuşma açısının (θ_{ig}) dikkate alınmasıdır. İfade de yer 6,9 denklem 8.13 te yer alan a katsayısıdır.

İkili Wiebe fonksiyonu ısı açığa çıkış ifadesinin matlab programı ile çözülerek, ısı açığa çıkışının değişimi elde edilmiştir.

5.1.2 Poligon hiperbol yanma profili

Çift Wiebe fonksiyonunun özellikle difüzyonlu yanmanın geç sürecine daha iyi uyması için Schreiner (1995) poligon-hiperbol fonksiyonunu ortaya koymuştur. Bu fonksiyon dört doğru ile bir hiperbolun birleşiminden oluşmaktadır. Şekil 5.5'de görüldüğü gibi ilk iki doğru (1-2-3) yanmanın ön karışım kısmını, 3 ve 4 ise (3-4-5) difüzyonlu yanmanın yükselen ve maksimum kısmını ifade etmektedir. Difüzyonlu yanmanın pistonun aşağı hareketi ile sıcaklığın düştüğü kısmı (5-6) hiperbolu ile belirtilmiştir. Bu fonksiyon Wiebe fonksiyonundan daha yakın sonuçlar vermiştir (Stiesch 2003).



Şekil 5.5 Diesel yanması için ikili Wiebe ve poligon-hiperbol profili

Aşama 1-2

$$\varphi_1 \leq \varphi \leq \varphi_2$$

$$\frac{dQ_{kim}}{d\varphi} = y_2 \frac{\varphi - \varphi_1}{\varphi_2 - \varphi_1} \quad (5.9)$$

Aşama 2-3

$$\varphi_2 \leq \varphi \leq \varphi_3$$

$$\frac{dQ_{kim}}{d\varphi} = y_2 \frac{\varphi_3 - \varphi}{\varphi_3 - \varphi_2} \quad (5.10)$$

Aşama 3-4

$$\varphi_3 \leq \varphi \leq \varphi_4$$

$$\frac{dQ_{kim}}{d\varphi} = y_4 \frac{\varphi - \varphi_1}{\varphi_4 - \varphi_1} \quad (5.11)$$

Aşama 4-5

$$\varphi_4 \leq \varphi \leq \varphi_5$$

$$\frac{dQ_{kim}}{d\varphi} = y_4 \quad (5.12)$$

Aşama 5-6

$$\varphi_5 \leq \varphi \leq \varphi_6$$

$$\frac{dQ_{kim}}{d\varphi} = h_3 + h_1(\varphi - \varphi_1)^{h_2} \quad (5.13)$$

$$\frac{dQ_{kim}}{d\varphi} = y_4 - \frac{y_4 - y_6}{1 - \left[\frac{\varphi_6 - \varphi_1}{\varphi_5 - \varphi_1} \right]^{h_2}} + \frac{y_4 - y_6}{(\varphi_5 - \varphi_1)^{h_2} - (\varphi_6 - \varphi_1)^{h_2}} \cdot (\varphi - \varphi_1)^{h_2} \quad (5.14)$$

Y_2 = Ön yanma eğrisi pik yüksekliği.

5.1.3 Termodinamiğin 1. kanununa göre ısı açığa çıkışı analizi

İçten yanmalı motorlarda literatürde en çok kullanılan ısı açığa çıkış ifadesi termodinamiğin 1. kanununa göre ortaya konmaktadır. Bu ifade basitleştirilmiş bir ifadede olmasına rağmen yakın sonuçlar vermektedir, bu denklemde yer alan dQ_w ifadesi cidara geçen ısıyı temsil etmektedir (Brunt, 1999, Egnell 2001, Çanakçı 2006).

$$\frac{dQ_{hr}}{dt} = \frac{\bar{\gamma}}{\gamma - 1} \cdot p \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma - 1} \cdot V \cdot \frac{dp}{dt} + \frac{dQ_w}{dt} \quad (5.15)$$

Bu denklemde γ dolgu sıcaklığı ve kompozisyonuna göre değişmektedir. Gamma hesaplanan ısı açığa çıkışı üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. İdeal olarak, gamma hava-yakıt oranı, EGR, dolgu basıncı ve sıcaklığına göre değişse de, genelde sıcaklığın bir fonksiyonu olarak tanımlanır. Bu bağlamda daha önce yapılmış çalışmalara göre gamma için denklem 5.16'daki korelasyon verilebilir(Brunt vd., 1996).

$$\gamma = 1.35 - 6.0 \cdot 10^{-5} \cdot T + 1.0 \cdot 10^{-8} \cdot T^2 \quad (5.16)$$

Bu denklemde T , Kelvin cinsinden sıcaklıktır. Burada 1000 K değeri için bu denklem 1.3 değerini, 2000K için ise 1.27 değerini almaktadır.

Denklem 5.17 de yer alan cidara transfer olan ısı “ dQ_w ” ifadesi yerine aşağıda verilen eşitlik yazılabilir(Egnell, 2000,2001)

$$\frac{dQ_w}{dt} = h_c \cdot A_w (T_g - T_w) \quad (5.17)$$

Bu denklemde yer h_c (W/Km²) ısı transfer katsayısı olup, literatürde farklı eşitlikler ile ifade edilmektedir.

Denklem 5.17’de yer alan h_c (W/Km²) ısı transfer katsayısı , denklem 5.18 de verilen ifade ile hesaplanabilmektedir.(Egnell,2000). Bu ifade Woschni(1967) korelasyonu olarak literatürdeki yerini almıştır.

$$h_c = 3.26 \cdot B^{-0.2} \cdot P^{0.8} \cdot T^{-0.55} \cdot w^{0.8} \quad (5.18)$$

Denklem 8.17’de B(m), p (kPa), T (K) ve w(m/s) dir. Bu denklemde yer alan w denklem 5.19 da verilen şekilde hesaplanabilir.

$$w = \left[C_1 \cdot S_p + C_2 \cdot \frac{V_d T_{ivc}}{p_{ivc} V_{ivc}} (p - p_m) \right] \quad (5.19)$$

Denklem 5.19’de S_p (m/s), V_d (m³), T (K), p(Pa), dir. Bu denklemdeki C_1 ve C_2 katsayısı aşağıdaki değerleri almaktadır(Heywood 1988).

Gaz değişim periyodunda $C_1=6.18, C_2= 0$

Sıkıştırma periyodunda $C_1=2.28, C_2= 0$

Yanma ve genişleme periyodunda $C_1=2.28, C_2= 3.24 \cdot 10^{-3}$

Silindir dolgusundan yanma odasına transfer olan anlık ısı miktarını veren diğer bir,

denklemise 5.20 de verilen Annand korleasyonudur(Annand, 1963, Şahin 2008).

$$Q_{cyl} = A \left\{ \left[a \frac{K}{B} (Re)^{0.7} (T - T_w) \right] + \left[b_A (T^4 - T_w^4) \right] \right\} \quad (5.20)$$

Bu denklem ilk bölümü konvektif, ikinci bölümü ise radiatif ısı tansferini temsil etmektedir. Denklemde B silindir çapını, A ısı transfer alanını, K silindir içi gazların termal iletkenliğini, Re reynolds sayısını (piston hızı ve çapa bağlı), T silindir içi gaz sıcaklığını, T_w cidar sıcaklığını temsil etmektedir (Şahin 2008).

$$b_A = 3.267 \cdot 10^{-11} \text{ W/m}^2 \text{K}^4$$

$$a = 0,35 \div 0.8 \text{ (dolgunun yoğunluğuna, dolgunluğuna göre)}$$

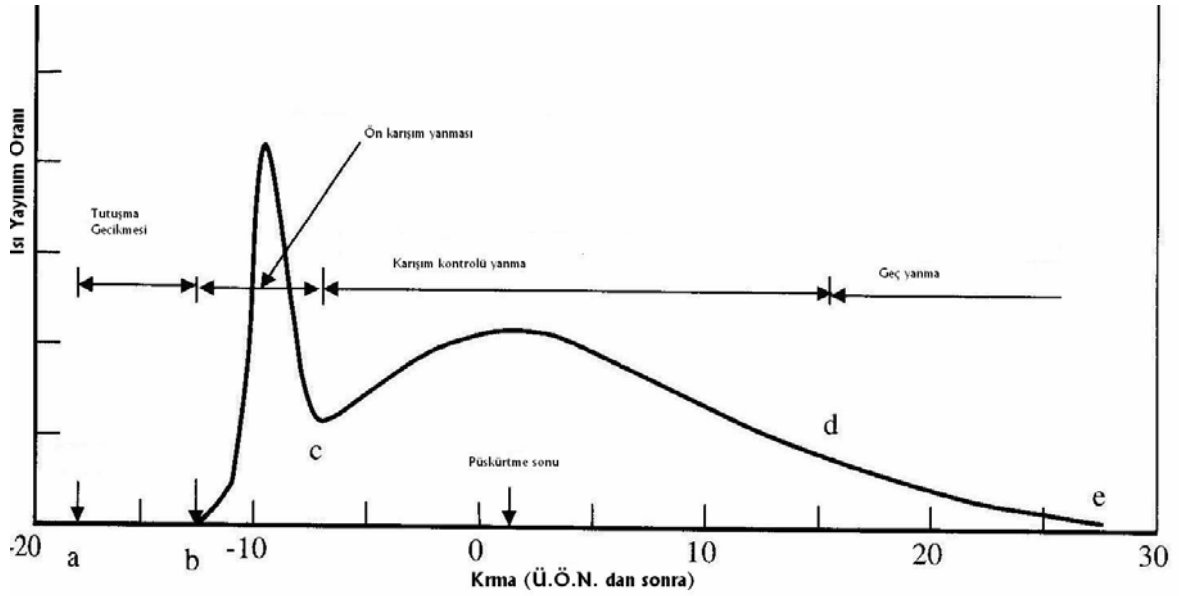
Yukarıda verilen sabit “a” değeri sıkıştırma ve genişleme strokunda 0.35, yanma stroku içinde 0.49 alınmıştır.

5.1.3.1 Direkt püskürtmeli diesel motorunda ısı açığa çıkış analizi

Bir açık sistemde termodinamiğin 1. kanunu uygulamalarına dayanan basınç datasından yanma bilgisi elde edilmesi iki temel yaklaşıma dayanmaktadır. Bu iki yaklaşımdan biri yakıt yanma oranını, diğeri ise ısı açığa çıkış oranını vermektedir. Bu her iki yaklaşımda da yanma esnasında silindir içersinde sıcaklık düzgün olarak dağılmaktadır. Ayrıca silindir içersindeki karışım ve yanma ürünleri homojendir. Bu bağlamda yanma homojen olarak gerçekleşmektedir. Diğer taraftan, bu yaklaşımda sıcaklık gradyeni, dengesiz bileşimler, yakıt buharlaşması ve karışım göz önüne alınmamıştır.

$$\frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} + m_f \cdot h_f = \frac{dU}{dt} \quad (5.21)$$

Şekil 5.7 de tipik bir direk püskürtmeli diesel motorunun ısı açığa çıkış hızı diyagramı verilmektedir. Bu diyagramda; “ab” tutuşma gecikmesi, “bc” ön ve hızlı karışımlı yanma fazını, “cd” karışım kontrollü yanma fazını ve “de” art yanma fazını göstermektedir. Bu tip bir diyagram kullanılarak, püskürtme parametreleri ve motor dizaynının yanma prosesi üzerine etkileri ifade edilebilmektedir. (Zhao, 2001)



Şekil 5.6 Yanma fazlarını gösteren DI Diesel motoru ısı açığa çıkışı (Zhao, 2001).

Denklem 5.21 de silindir içinde dolgunun iç enerjisi “U” ve püskürtülen yakıtın entalpisi “ h_f ” hissedilir olarak kabul edilir ise dQ/dt net ısı açığa çıkış hızı olarak ifade edilir. Kısaca, yakıt tarafından açığa çıkarılan kimyasal enerji ile motor tarafından atılan ısı miktarı farkıdır.

Silindir içindeki gaz yapısı ideal gaz olarak kabul edilmesi durumunda, direkt püskürtmeli bir Diesel motorunun ısı açığa çıkış oranı denklem 5.22 deki gibi verilebilir.

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dp}{dt} \quad (5.22)$$

Bu denklemde akış etkileri ihmal edilmiş ve hissedilir yakıt entalpisi $h_{s,f}$ dikkate alınmamıştır. Bu durumda denklem spesifik ısı oranına (γ) bağlı bir yapıya dönüşmektedir. Diesel yanmasında γ sıkıştırma strokunda $\approx 1,35$, yanma strokunda $\approx 1,26-1,3$ arası değerler almaktadır (Zhao, 2001).

5.1.3.2 Yakıt yanma oranı analizi

Kruger ve Borman tarafından ortaya atılan yaklaşım direk olarak yakıt yanma oranının vermektedir. Burada “U” silindir içindeki tüm dolgunun iç enerjisi olarak ifade etmektedir. Bu bağlamda termodinamiğin 1. kanununa göre denklem şu şekilde yazılabilir.

$$\frac{d(mu)}{dt} = -p \frac{dV}{dt} + \frac{dQ_{ht}}{dt} + h_f \frac{dm}{dt} \quad (5.23)$$

Bu denklem de Q_{ht} yanma odası ile gaz arasındaki ısı transferi miktarıdır. Silindir içersindeki

gazların spesifik iç enerjisi “u” ve gaz sabiti “R” basıncın (p), sıcaklığı(T) ve eşitlik oranının(ϕ) fonksiyonudur.

$$u = u(T, p, \phi) \text{ ve } R = R(T, p, \phi)$$

$$\frac{du}{dt} = \frac{\partial u}{\partial T} \cdot \frac{dT}{dt} + \frac{\partial u}{\partial p} \cdot \frac{dp}{dt} + \frac{\partial u}{\partial \phi} \cdot \frac{d\phi}{dt} \quad (5.24)$$

$$\frac{dR}{dt} = \frac{\partial R}{\partial T} \cdot \frac{dT}{dt} + \frac{\partial R}{\partial p} \cdot \frac{dp}{dt} + \frac{\partial R}{\partial \phi} \cdot \frac{d\phi}{dt} \quad (5.25)$$

Eşitlik oranı;

$$\phi = \phi_0 + \left(\frac{m}{m_0} - 1 \right) \frac{1 + \left(\frac{F}{A} \right)_o}{\left(\frac{F}{A} \right)_s} \quad (5.26)$$

$$\frac{d\phi}{dt} = \frac{1 + (F/A)_o}{(F/A)_s m_0} \frac{dm}{dt} \quad (5.27)$$

Bu denklemlerde, “o” yakıt püskürtmeden önceki ilk değeri, “s” stokiometrik değeri, F/A da yakıt-hava oranını ifade etmektedir.

$$\frac{1}{m} \frac{dm}{dt} = \frac{-(RT/V)(dV/dt) - (\partial u / \partial p)(dp/dt) + (1/m)(dQ/dt) - CB}{u - h_f + D(\partial_u / \partial \phi) - C[1 + (D/R)(\partial R / \partial \phi)]} \quad (5.28)$$

Bu denklemde;

$$B = \frac{1}{p} \frac{dp}{dt} - \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial p} \frac{dp}{dt} + \frac{1}{V} \frac{dV}{dt} \quad (5.29)$$

$$C = \frac{T(\partial u / \partial T)}{1 + (T/R)(\partial R / \partial T)} \quad (5.30)$$

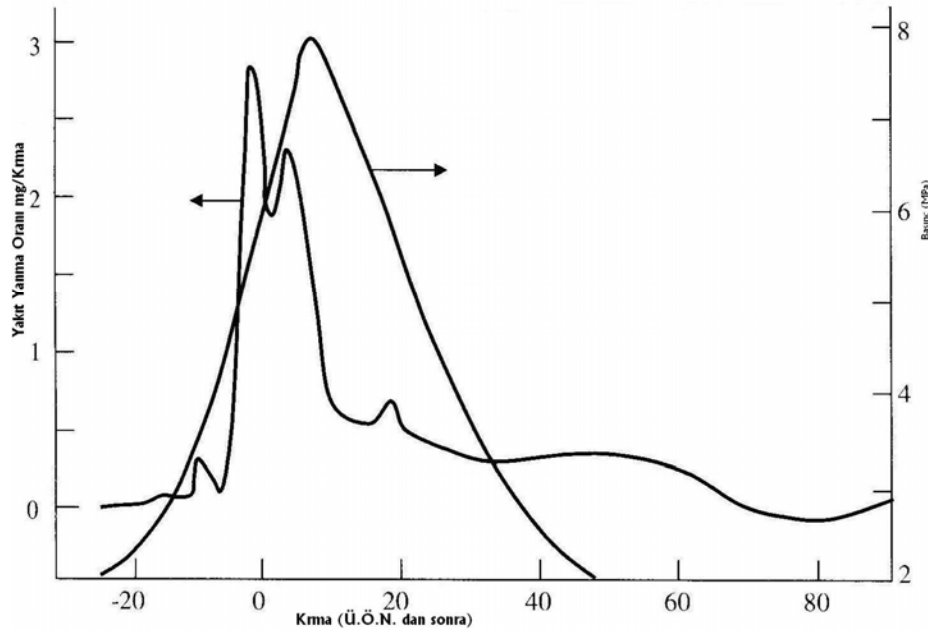
$$D = \frac{[1 + (F/A)_o]m}{(F/A)_s m_0} \quad (5.31)$$

Kriger ve Borman direkt püskürtmeli Diesel motorlarda yanma ürünlerinin ayrışma etkisinin ihmal edilebilir olduğunu ortaya koymuşlardır. Ayrışma olmadığı durumda $u = u(T, \phi)$ ve R sabit alınabilir. Bu durum dikkate alındığında denklem şu şekilde sadeleştirilebilir.

$$\frac{dm}{dt} = \frac{[1 + (c_v / R)]p(dV / dt) + (c_v / R)V(dp / dt) - (dQ / dt)}{h_f + (c_v / R)(pV / m) - u - D(\partial u / \partial \phi)} \quad (5.32)$$

Bu denklemde dp/dt ile dV/dt silindir basınç verisinden ve motor geometrisinden elde edilir. Bu ifade yakıt yanma oranını göreceli olarak vermektedir. Elde edilen sonucun yakıtın alt ısı değeri ile çarpılması, yakıtın kimyasal enerjisini yada ısı açığa çıkış oranını vermektedir. Diğer taraftan gerçek yanma oranı, tüm yakıt tam olarak yeterli hava ile yanmadığı için elde edilememektedir.

Şekil 5.8’de DI Diesel motorunda silindir basınç ölçümü yapılarak, Krieger ve Borman yaklaşımı ile elde edilen yakıt yanma oranı profili görülmektedir. Isı transferi modelinde Annand korelasyonu kullanılmıştır. Bu şekildeki ilk büyük pik yanmanın ön karışım kısmını ifade etmektedir. Bununla birlikte kimyasal enerji açığa çıkışı genişleme prosesinde de devam etmektedir(Zhao, 2001).



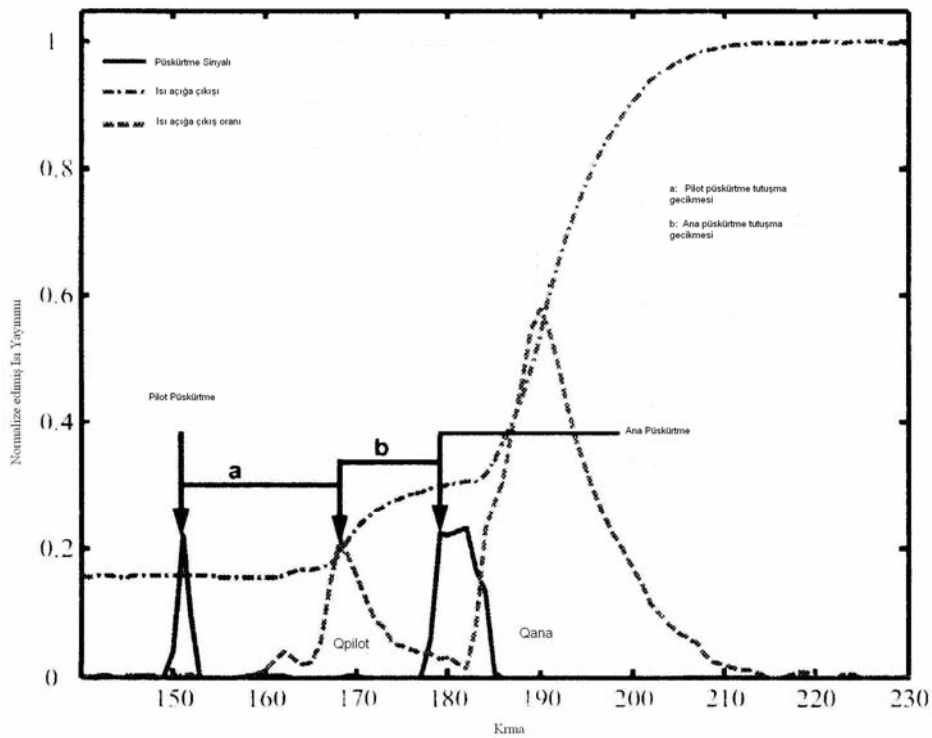
Şekil 5.7 Krieger- Borman metodu ile basınç verisi kullanılarak hesaplanan yanma oranı (Zhao, 2001).

5.1.4 Yüksek basınçlı fazlı püskürtmede ısı açığa çıkış analizi

Kumar vd. (2004) yaptıkları çalışmada, ölçtükleri silindir içi basınç ve püskürtme verilerini analiz ederek ampirik ısı açığa çıkış modeli geliştirmişlerdir. Daha önce belirtilen ikili Wiebe fonksiyonu kullanılarak ısı açığa çıkış modeli oluşturulmuştur. Bu modelde birinci bölüm pilot püskürtmeyi, ikinci bölüm ise ana püskürtmeyi temsil etmektedir. Modeldeki katsayılar

gözlenen ısı açığa çıkış diagramı ile eşleşecek şekilde belirlenmiştir. Test koşulları için pilot püskürtme ve ana püskürtme için tutuşma gecikmesi önerilmiştir.

Literatürde bazı yayınlarda motor modellemesinde yanmanın sadece matematik modeli yerine yanma üzerinde etkili olan termal etkileri içeren ampirik ifadelerde kullanılmaktadır(Watson 1980, Egnell 1999) Bu bağlamda en çok kullanılan model Watson'nun (1980) ikili Wiebe modelidir. Kumar vd. (2004) çalışmalarında Watson modelini ortak hat püskürtme sistemine uyarlamışlardır. Ortak hat püskürtme sistemine sahip motorlarda, pilot püskürtmede, ana püskürtmenin tutuşma gecikmesini düşürmek için az miktarda yakıt sevk edilmektedir. Bu tip motorlarda yanmadaki ısı açığa çıkışı pilot ile ana püskürtmenin toplamıdır.



Şekil 5.8 Ortak hat sistemli motorda yanmanın fazları (Kumar, 2004)

Bu ısı açığa çıkış modelinde her iki püskürtme fazın tutuşma gecikmesi için literatürde tanımlanmış Arrhenius tipi korelasyon kullanılmıştır(Kumar, 2004).

$$\tau = A(1/\lambda)^M P^N \exp\left(\frac{E_a}{RT}\right) \text{ (m.s)} \quad (5.33)$$

λ : Hava/yakıt oranı

P_m : Ortalama silindir basıncı (bar)

T_m : Ortalama silindir sıcaklığı (K)

E_a : Aktivasyon enerjisi

R: Universal gaz sabiti

A, m,n : uygun katsayılar

Burada aktivasyon enerjisi molküllerin aktivitesine bağlıdır ve bir değişken olarak kullanılmayabilir. Aynı şekilde bu konuda yapılmış benzer çalışmalarda, ters basınç değişimlerinde elementer reaksiyon kinetiğine bağlıdır(Pischinger, 1998)

Bu bağlamda $E_a / R = 2100$, basınç üssüde -1.02 alınmıştır. Bu kabuller ile tutuşma gecikmesinin yeni hali denklem 5.34 deki hali almaktadır.

$$\tau = X \xi^Y P_m^{-1.02} \exp\left(-2100/T_m\right) \quad (5.34)$$

ξ : Motor yükü (yüzdesel)

Bu denklemde X ve Y ısı açığa çıkış analizine göre tanımlanan katsayılar. Bu katayılar en küçük kareler yöntemi ile elde edilmektedir. Dolayısıyla ölçülen ve hesaplanan tutuşma gecikmeleri arası hata minimum olmaktadır.

Pilot püskürtme için;

$$X= 1818$$

$$Y = 0.1268$$

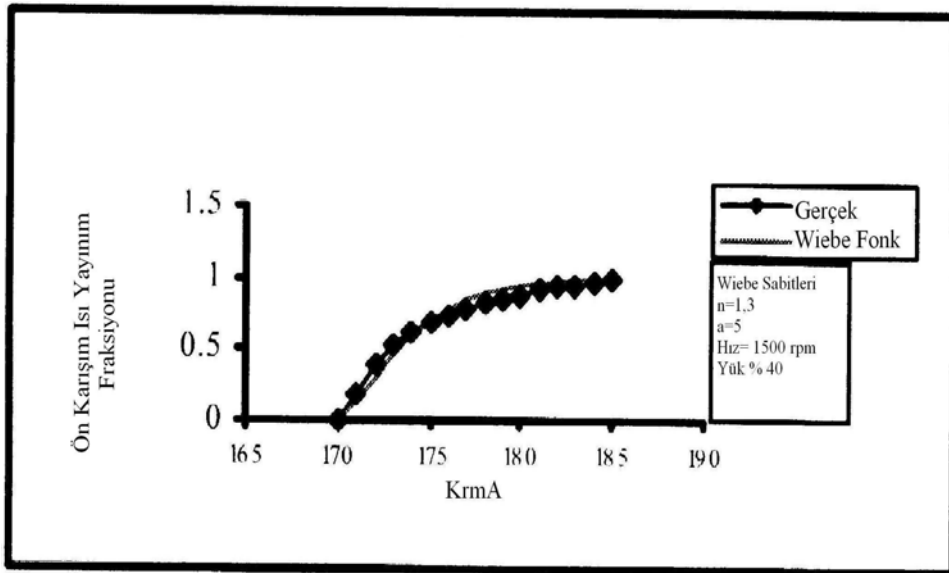
Ana Püskürtme İçin;

$$X= 114,5$$

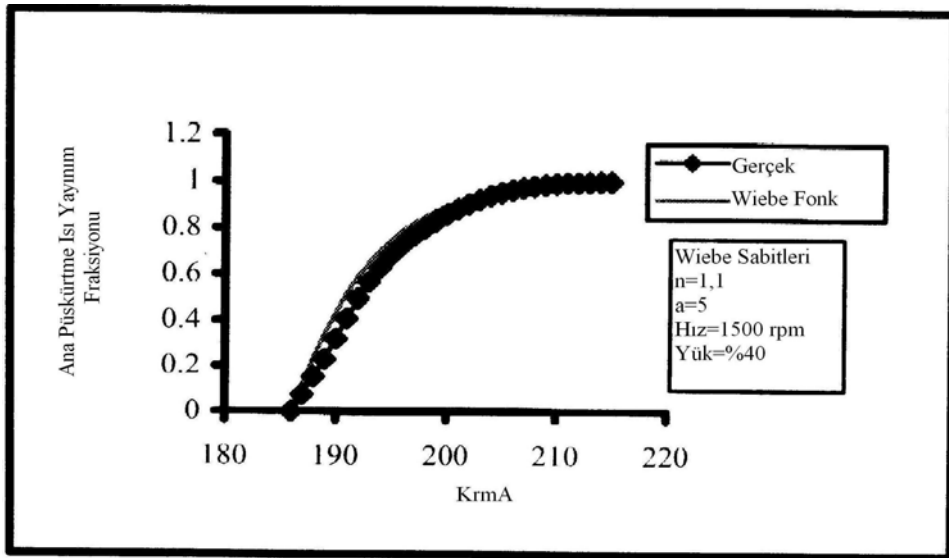
$$Y = -1.1707$$

Yukarıda görüldüğü gibi Y katsayısı pilot püskürtmede pozitif, ana püskürtmede negatif değer almaktadır.

Çift fazlı püskürtme için ısı açığa çıkış analizi için temelde tekli Wiebe fonksiyonu kullanılmıştır. Bu denklem θ anlık krank açısı, $\Delta\theta$ yanma süresi, a ve m ise Wiebe katsayılarıdır. Isı açığa çıkış analizi değerleri incelendiğinde pilot ve ana püskürtme için a=5 ve m=1.1 değerlerinin uygun olduğu testlerle belirlenmiştir. Şekil 5.10 da ve şekil 5.11 de pilot ve ana püskürtme için gerçek ısı açığa çıkışı değişimi görülmektedir.



Şekil 5.9 Pilot püskürtme ısı açığa çıkışı (Kumar, 2004)



Şekil 5.10 Ana püskürtme ısı açığa çıkışı (Kumar, 2004)

Deneylerde elde edilen sonuçlar motorun diğer çalışma şartlarında da benzerlik göstermiştir. Bu bağlamda ortak hat püskürtme sistemine sahip Diesel motorlarda test koşullarındaki pilot ve ana püskürtme yanmasının açıklanmasında ikili wiebe fonksiyonu kullanılabilir.

$$Q_t = Q_p + Q_m \quad (5.35)$$

$$Q_p = (1.28\phi + 34.1392) * (1 - \exp(-5 * (\frac{\theta - \theta_o}{\Delta\theta})^{1.3})) \quad (5.36)$$

$$Q_m = (102.68e^{0.00332\phi}) * (1 - \exp(-5 * (\frac{\theta - \theta_o}{\Delta\theta})^{1.3})) \quad (5.37)$$

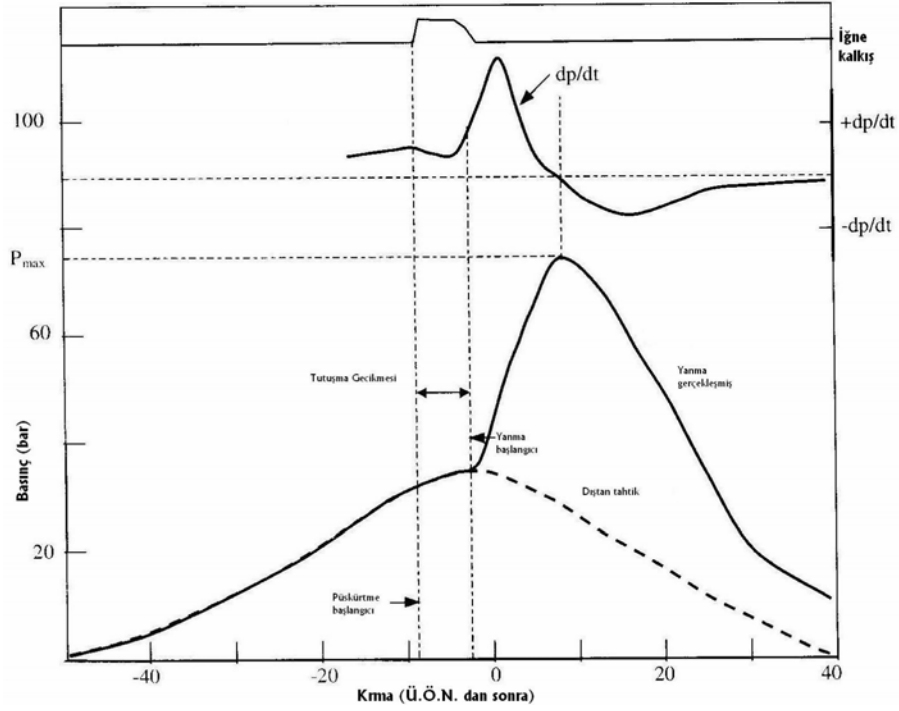
Pilot püskürtmede yer alan $Q = (1.28 \cdot \Phi + 34.1392)$ ve ana püskürtmede yer alan $Q = (102.68e^{0.000322\Phi})$ ifadeleri Excel programının eğilim çizgisi fonsiyonuna dayanmaktadır. Pilot püskürtme için ısı değeri için korelasyon katsayısı 0.7, ana püskürtme değeri için 0.93 bulunmuştur(Kumar, 2004).

5.2 Basınç Analizi

Diesel yanmasında en önemli parametre püskürtme başlangıcı ile yanma başlangıcı arasındaki tutuşma gecikmesi süresidir. Tutuşma gecikmesi Diesel yanmasının fazlarını etkilediğinden, yanmanın optimizasyonunda önemli bir parametredir. Püskürtme başlangıcı iğne kalkış sensörünün sinyali ile ölçülür. Yanma başlangıcı ise, zamana bağlı basınç diyagramlarından (dp/dt) tespit edilir. Şekil 5.12 de doğal emişli, dört stroklu bir Diesel motorunun p-t diagramı görülmektedir.

Diesel motorlarındaki çoklu yanma başlangıçları, ısı açığa çıkışını hızlandırmaktadır. Bu durum Diesel motorlarında yanma basıncının çok yüksek olmasına neden olmaktadır. Motor tasarımı yapılırken bu yüksek basınç dikkate alınmaktadır. Turbo doldurmalı motorlarda yüksek sıkıştırma basıncı ile hatalı yakıt kontrolü silindirde aşırı yüksek basınç oluşmasına neden olmaktadır. Bu nedenle, deneylerde pik silindir basıncı değişimi gözlenmelidir (Zhao, 2001).

Tutuşma gecikmesi süresini takiben başlayan hızlı basınç yükselmeleri motorda vibrasyona ve gürültüye(diesel vuruntusu) neden olmaktadır. Yüksek basınç, krank mili, biyel kolu ve krank yataklarında yüksek mukavemet ihtiyacı doğurmaktadır. Bu durum parça ağırlığını ve maliyetlerini artırmaktadır. Silindir içi basınç ölçümleri ile optimize edilen yakıt püskürtme parametreleri diesel motor gürültüsünün azaltılmasında etkili olmaktadır (Zhao, 2001).



Şekil 5.11 4 stroklu DI bir Diesel motorunun enjektör kalkış ve silindir basınç değişimi (Zhao, 2001).

5.2.1 Sonlu ısı açığa çıkışı ile basınç değişimi analizi

Basit modellerde, Otto motorlarında yanma sabit hacim Diesel motorunda ise sabit basınçta o kabul edilmektedir. Gerçekte ise motor basınç ve sıcaklık değerleri bu basit model ile bağdaşmamaktadır. Bu nedenle sonlu ısı açığa çıkış modeli tercih edilir. Sonlu ısı açığa çıkış modeli, motorun güç çevriminin krank açısına bağlı ısı girişinin fonksiyon olarak tanımlandığı diferansiyel bir modeldir (Ferguson, 2001). Genelde ele alınan çevrimler kapalı yapıdadır ve sonuç noktaları belirlenir. Bu nedenle ara noktalarda herhangi bir zamanda ısı açığa çıkışı üzerinde çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalar sonunda buji ateşlemeli içten yanmalı bir motor için krank açısını bağlı ısı açığa çıkış fraksiyonu şu şekilde verilmektedir (Ferguson, 1986).

$$x = \frac{1}{2} \left(1 - \cos \left[\pi \frac{(\theta - \theta_s)}{\theta_b} \right] \right) \quad (5.38)$$

x: ısı açığa çıkış fraksiyonu

θ : Krank açısı değışimi

θ_s : Isı verme başlangıç değeri

θ_b : Isı verme süresi

Yukarıda verilen bu eşitlik yalnız $\theta_s < \theta < \theta_s + \theta_b$ durumu için geçerlidir. Bu nedenle aşağıda verilen şu fonksiyon tanımlanmaktadır.

$$x = 1 - \exp \left[- \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_b} \right)^n \right] \quad (5.39)$$

n : Bulunan değerin deneysel değere yaklaştırılması için kullanılır.

Isı açığa çıkış fraksiyonunun açığa bağlı değişimini $x(\theta)$ olarak açıklamak için ideal gaz denkleminden yola çıkarsak ve bu denklemin her iki logaritması alınıp, krank açısına bağlı diferansiyeli alınırsa denklem 5.41 elde edilir;

$$P.V = m.R.T \quad (5.40)$$

$$\frac{1}{P} \frac{dP}{d\theta} + \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} = \frac{1}{T} \frac{dT}{d\theta} \quad (5.41)$$

Termodinamiğin birinci kanunu diferansiyel formda sabit spesifik ısı için şu şekilde verilir;

$$m c_v \frac{dT}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} \quad (5.42)$$

$$c_v = R / \gamma - 1 \quad (5.43)$$

Eşitliğin sol tarafını $m.R.T$ 'ye ve sağ tarafını $P.V$ 'ye bölerek ile aşağıdaki denklem elde edilir;

$$\frac{1}{T} \frac{dT}{d\theta} = (\gamma - 1) \left[\frac{1}{P.V} \frac{dQ}{d\theta} - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} \right] \quad (5.44)$$

$$dQ = Q_{in}.dx \quad (5.45)$$

Yukarıda verilen denklemlerin birleştirilmesi ile aşağıdaki verilen denklem elde edilir;

$$\frac{dP}{d\theta} = -\gamma \frac{P}{V} \frac{dV}{d\theta} + (\gamma - 1) \frac{Q_{in}}{V} \frac{dx}{d\theta} \quad (5.46)$$

$$\frac{dP}{d\theta} = -\gamma \frac{P}{V} \frac{dV}{d\theta} + (\gamma - 1) \frac{1}{V} \frac{dQ}{d\theta} \quad (5.47)$$

Bu denklemi normalize etmek için şu dönüşümler yapılır;

$$\tilde{P} = P / P_1 \quad \tilde{V} = V / V_1 \quad \tilde{Q} = Q_{in} / P_1.V_1 \quad (5.48)$$

Normalize edilen değerlerin ana denkleme uygulanması ile aşağıda verilen basıncın açığa bağlı değişim denklemi elde edilmiş olur.

$$\frac{d\tilde{P}}{d\theta} = -\gamma \frac{\tilde{P}}{\tilde{V}} \frac{d\tilde{V}}{d\theta} + (\gamma - 1) \frac{\tilde{Q}}{\tilde{V}} \frac{dx}{d\theta} \quad (5.49)$$

$dV/d\theta$: hacmin krank açısına bağlı türevi.

$dx/d\theta$: ısı açığa çıkış fraksiyonunun açığa bağlı değişimi.

$\tilde{Q}$: Sisteme transfer olan toplam ısı miktarı

$$\frac{d\tilde{P}}{d\theta} = f(\theta, \tilde{P})$$

Birinci derece diferansiyel denklem olarak ifade edilir ve nümerik integrasyonla çözülür.

Denklem 5.39 da verilen krank açısına bağlı ısı açığa çıkış fraksiyonu x , buji ateşlemeli motorlar için uygundur. Diesel yanmasının ısı açığa çıkış profili iki pik değer içerir. Birinci pik değer, tutuşma gecikmesi süresinde püskürtülen yakıtın ön karışım yanma fazında oluşmaktadır. Bu yanma fazı hızlı olarak gerçekleşir. İkinci pik ise kontrollü yanma fazında oluşmaktadır. Bu fazdaki ısı açığa çıkış püskürtme süresine bağlıdır. Püskürtme süresinin uzaması pik değerın büyümesine ve ısı açığa çıkış süresinin artmasına neden olmaktadır. Diesel yanmasının bu iki pikli ısı açığa çıkış hızı n ifade etmek için daha öncede verildiği gibi ikili (dual) Wiebe fonksiyonu kullanılmaktadır. Denklem 5.50 de yedi parametrelili ikili Wiebe fonksiyonu verilmektedir(Ferguson, 2001). Bu denklemden elde edilen krank mili açısına bağlı ısı açığa çıkış hızı kullanılarak, 5.47 diferansiyel denklemi çözümü ile basınç değişiminin teorik değişimi elde edilecektir.

$$\frac{dQ}{d\theta} = a \left(\frac{Q_p}{\theta_p} \right) (m_p) \left(\frac{\theta}{\theta_p} \right)^{m_p-1} \exp \left[-a \left(\frac{\theta}{\theta_p} \right)^{m_p} \right] + a \left(\frac{Q_d}{\theta_d} \right) (m_d) \left(\frac{\theta}{\theta_d} \right)^{m_d-1} \exp \left[-a \left(\frac{\theta}{\theta_d} \right)^{m_d} \right] \quad (5.50)$$

Wiebe fonksiyonu ısı açığa çıkış ifadesinin yazılması ile oluşturulan yeni denklem matlab programı ile çözülmüş ve basıncın zamana bağlı teorik değişimi elde edilmiştir.

Denklem 5.51 de yer alan $Q_{in} * dx/d\theta$ ifadesinin yerine daha önce belirtildiği gibi ikili Wiebe fonksiyonu ile elde edilen ısı değeri yazılır. Bu denklemde fark, sisteme transfer olan dQ_w ısının toplam elde edilen ısıdan çıkarılmasıdır.

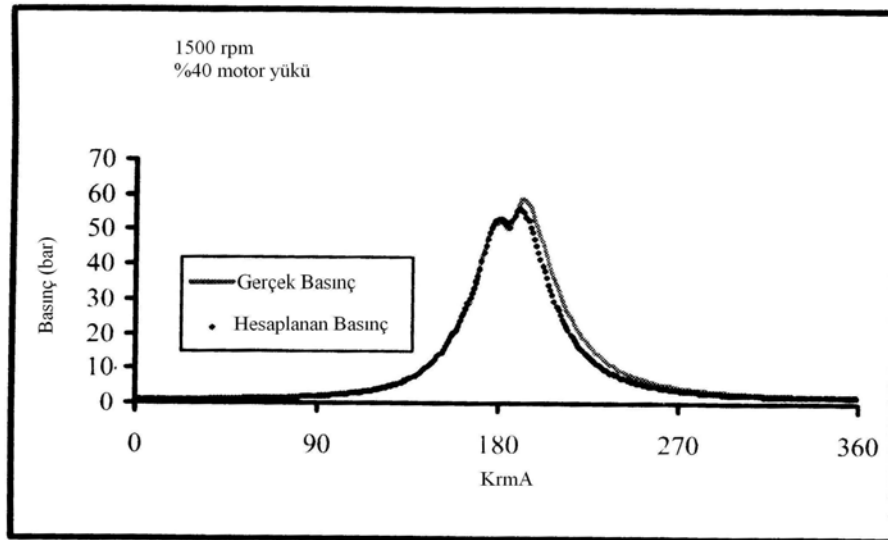
$$\frac{dp}{d\theta} = \frac{\gamma - 1}{V} \left[Q_{in} \frac{dx}{d\theta} - \frac{dQ_w}{d\theta} \right] - \gamma \frac{P}{V} \frac{dV}{d\theta} \quad (5.51)$$

5.2.2 Yüksek basınçlı fazlı püskürtmede basınç analizi

Isı açığa çıkış analizi denklemlerinde ısı açığa çıkışı motor yükünün ve yanmanın fonksiyonu olarak izah edilmekte ve bu ifadelerin doğruluğunu araştırmak amacıyla genelde termodinamiğin birinci kanunu kullanılmaktadır. Bu bağlamda denklem 5.52 de silindir içi basınç değişiminin termodinamiğin birinci kanuna uyarlanmış formu görülmektedir.

$$\frac{dp}{d\theta} = (\gamma - 1) \frac{1}{V} \frac{\partial(Q_p + Q_m)}{\partial\theta} - \gamma p \frac{dV}{d\theta} \quad (5.52)$$

Denklem 5.52 Matlab kullanılarak numerik olarak çözülmüş, basıncın krank açısı başına değişimi elde edilmiştir.



Şekil 5.12 1500 rpm % 40 yük şartında basınç değişimi (Kumar, 2004)

5.3 Tutuşma Gecikmesi Hesabı

Yakıtın silindire püskürtülmesinden sonra, yanma başlamadan önce çok değişik fiziksel ve kimyasal olaylar söz konusu olmaktadır. Tutuşma gecikmesi olarak nitelendirilen bu süre denklem 5.53 de verilen Arrhenius tipi eşitlik ile hesaplanabilmektedir (Saker,2000).

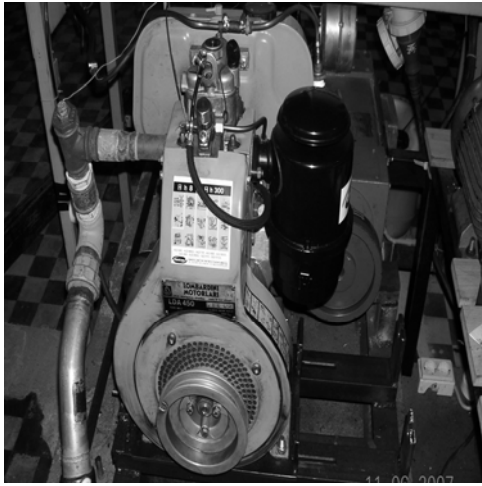
$$t_d \text{ (ms)} = A.p \text{ (atm)}^{-n} \exp(T_a/T(K)) \quad (5.53)$$

Bu denklemde yer alan sabitler Ramos (1989) tarafından $A=53.5$, $n=1,23$, $T_a =676.5$ K olarak alınmıştır.

6. DENEY DÜZENEGİ KURULUMU

6.1 Motor Yükleme Düzeneği Grubu

Bu çalışmada Lombardini marka, hava soğutmalı, tek silindirli bir Diesel motoru kullanılmıştır. Motorun genel görünümü Şekil 6.1’de, teknik özellikleri ise Çizelge 6.1’de görülmektedir.



Şekil 6.1 Deney motoru genel görünümü.

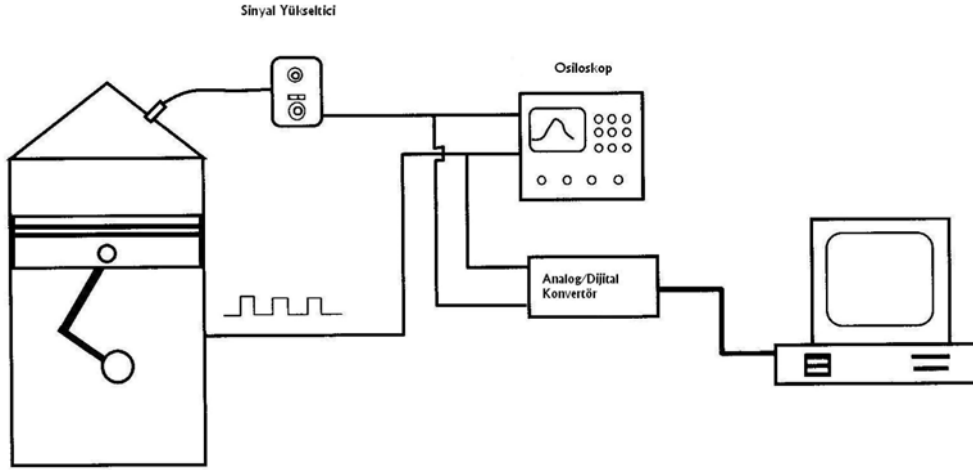
Çizelge 6.1 Deney motoru teknik özellikleri.

Markası	ANTOR- LOMBARDINI
Modeli	LDA 450
Silindir sayısı (adet)	1
Silindir çapı (mm)	85
Stroku (mm)	80
Strok hacmi (cm ³)	454
Kompresyon oranı	17,5:1
Devir (d/d)	3000
Güç (N DIN70020) (kW)	7,5
Maksimum tork (Nm)	28,5
Yakıt tüketimi (lt/h)	1,7
Yağ tüketimi (kg/h)	0,007
Boş ağırlık (kg)	57
Yanma havası ihtiyacı (3000 d/d) (lt/1')	560
Soğutma havası ihtiyacı (3000 d/d) (lt/1')	9000
Krank mili maksimum eksenel yük (kg)	250

İçten yanmalı motora karşı yük yüklemek için Femsan marka bir elektrik motoru kullanılmıştır. Femsan marka DC motorun maksimum çalışma devri 3000 d/d olması nedeniyle, Diesel motor ile DC motor çift v kayışlı, ½ çevrim oranlı kayış kasnak bağlantısı ile birbirine bağlanmıştır. DC motor askıda kalacak şekilde iki tarafından yataklanmış ve yükleme momenti ölçümü yapılabilecek şekilde moment kolu bağlanmıştır. Motor tarafından DC motora uygulanan momentin ölçülebilmesi için moment kolu ucuna s tipi yük hücresi ve kontrol paneli üzerine dijital gösterge bağlantısı yapılmıştır. DC motoru motor ve generatif çalıştırabilmek amacı ile bir DC motor sürücü kullanılmıştır. Elektrik motorunun genel görünümü Şekil 6.2’de görülmektedir. DC motor alan sargılarının 0-200 volt gerilim ile uyarılması ve deney motorunun DC motoru döndürmesi ile üretilen elektrik 3.5 Ω luk toplam dirence sahip yükleme direncinde harcanmıştır.

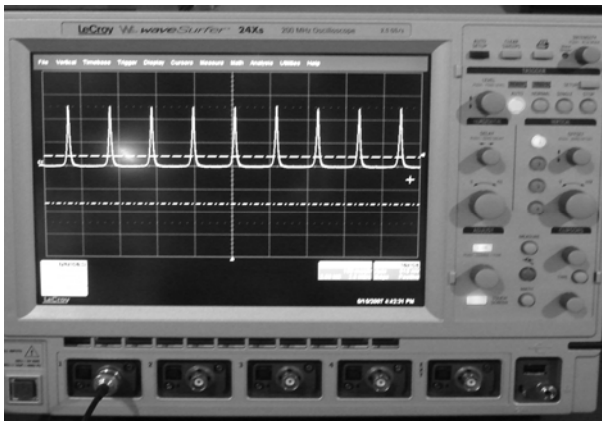
6.3 Silindir içi Basınç Ölçüm Sistemi

Modern laboratuarlarda ölçüm için piezzo elektrik basınç transduserleri kullanılmaktadır. Şekil 6.6 de modern laboratuarlarda kullanılan tipik bir silindir içi basınç ölçüm sistemi görülmektedir.



Şekil 6.6 Silindir içi basınç ölçümü deneysel altyapı şeması

Basınç transdüseri basıncı elektrik sinyallerine dönüştürür. Bunlar sinyal yükseltici ile bilgisayarın ölçebileceği seviyeye gelir. Bilgisayarın ses girişine gelen bu sinyaller aynı zamanda osiloskop vasıtası ile elektriksel dalga şeklinde gözlemlenir. Transdüser silindir kafasına delik açılmak sureti ile yerleştirilmiştir. Diğer taraftan silindir içi basınç sinyalinin yükseltilmesi için aynı firmanın ürettiği sinyal yükseltici kullanılmıştır. LeCroy marka 4 kanallı dijital osiloskop vasıtasıyla silindir içerisindeki basınç değişimleri incelenmiş ve kayıt edilmiştir. Ayrıca ÜÖN sinyali ve püskürtme sinyali değişimleri de bu osiloskop ile kayıt edilmiştir. Şekil 6.7 Şekil 6.8 de sinyal yükseltici ve osiloskopun genel görünümü görülmektedir.



Şekil 6.7 Osiloskopun genel görünümü.



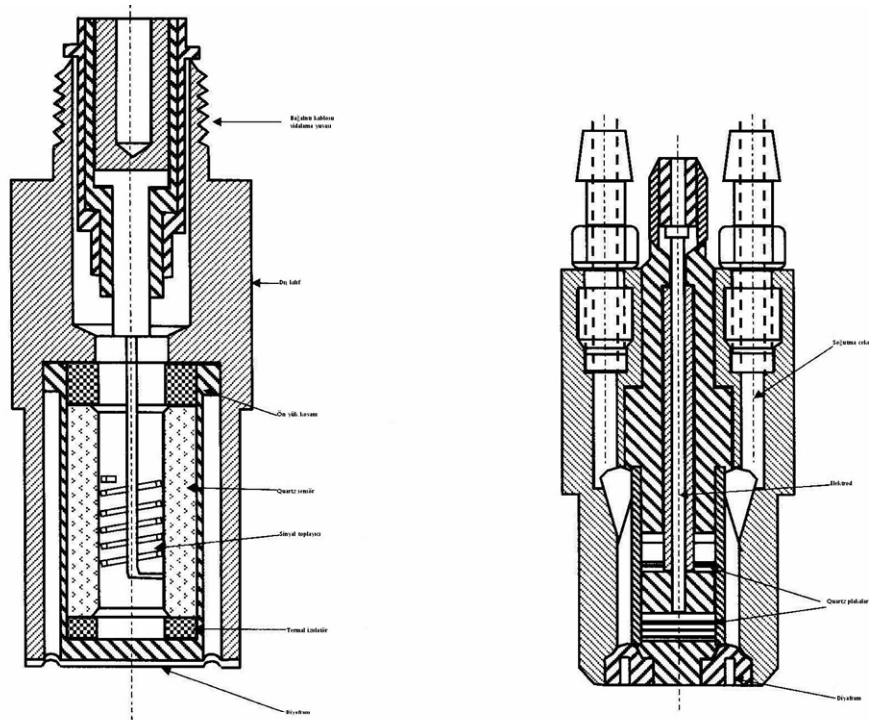
Şekil 6.8 Sinyal yükseltici genel görünümü.

Çizelge 6.2 Basınç transdüseri ve sinyal yükseltici özellikleri

Markası	Kistler	Markası	Kistler
Modeli	6052 B	Modeli	5011 B
Ölçüm aralığı	0–150 bar	Ölçüm aralığı	$\pm 10 \dots 999000$ pC
Hassasiyet	-19,92 pC/bar	Hassasiyet	0,01...9990 pC/bar
Kalibre sıcaklığı	200°C	Çıkış gerilimi	± 10 V
Bağlantı Tipi	M5 x 0,5	Çıkış direnci	10 Ω

Şekil 6.9’de Kistler Instrument Ltd tarafından üretilmiş bir transduserin kesit resmi görülmektedir. Bu transduserde quartz kristal silindir şeklinde kesilmiştir. Silindir içi basıncın yükselmesi ile metal diyafram quartz kristali sıkıştırır. Sıkıştırmanın artışı ile birlikte kristalin iç ve dış yüzeyleri elektriklenir. Bu elektrik yük picocoulomb (PC) olarak ölçülür ve kristale etki eden yükü ifade etmektedir. Bu özellik piezo elektrik etki olarak tanımlanmaktadır.

Basınç transduseri silindir duvarına yada küçük bir delik kanal aracılığıyla motora bağlanır. Diesel motorlarda bu küçük delik zamanla dolabilir. Ayrıca kanal çapının çok küçük olması basınç düşüşlerine neden olabilir (Zhao, 2001).



Şekil 6.9 İki farklı Piezo elektrik basınç transduseri şematik şekli (Zhao, 2001).

Sinyal yükseltici çıkışı krank açısı tabanlı olarak kayıt edilir. Bu kayıt esnasında veri toplama sistemi konum belirlemek için bir shaft artımsal kodlayıcı kullanmaktadır. Bu sistemde sinyal

toplama oranı, kodlayıcının hassasiyetine bağlıdır. Örneğin buji ateşlemeli bir motorda, basınç yükselmesi göreceli olarak daha yavaş olduğundan 1° Kma çözünürlük yeterli olacaktır. Ancak vuruntu üzerine bir çalışma yapılıyorsa bu değer olabildiğince düşük olmalıdır. Diesel motorlarında ise basınç yükselmesi çok yüksek olduğundan $\frac{1}{4}^\circ$ Kma aralık ile değer alınması daha yaygın olarak tercih edilmektedir.(Zhao, 2001).

Sinyal yükseltici çıkışı volt cinsinde vermektedir. Basınç transduseri belirli bir referans noktasına göre basınç değişimlerini vermektedir. Çıkış voltajı ile krank açısına bağlı gerçek basınç arası ilişki 6.1 denklemindeki gibi verilmektedir.

$$E(\theta) = \frac{p(\theta)}{C} + E_b \quad (6.1)$$

Burada, E_b sıfır basınç değerindeki ön gerilimi ve C (bar/v) sistemin kalibrasyon faktörünü (kazancı) ifade etmektedir. Bununla birlikte, basınç değerlerinin çevrim içindeki yerinin belirlenebilmesi için, basınç değerleri belirli noktalarda referanslanması gerekmektedir.

Randolph (1990a) bu referanslama işlemi için dokuz metot belirlemiştir. En yaygın olarak alt ölü noktanın (AÖN) referanslanması kullanılmaktadır. Bu noktada silindir basıncı emme manifoldu basıncına eşit kabul edilmektedir. Böylece, krank açısı değişimine bağlı çıkış voltajı değişimi 6.2 denklemiyle elde edilmektedir.

$$p = C \cdot (E - E_{IBDC}) + p_{IBDC} \quad (6.2)$$

Burada, E_{IBDC} mutlak basıncın elde edildiği sinyal yükselticinin alt ölü noktadaki çıkış değeridir.

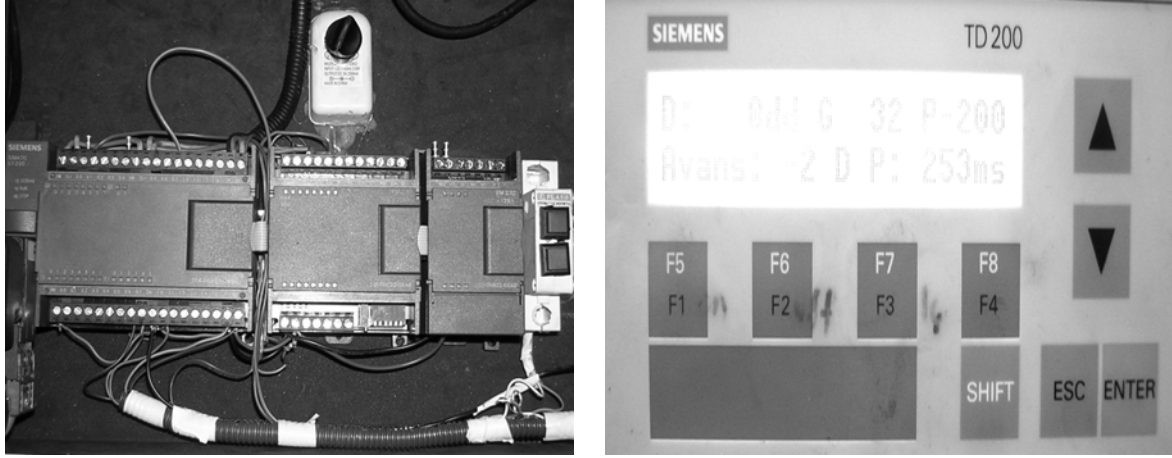
6.4 PLC ile Yüksek Basınç Enjektörünün Kontrollü

6.4.1 PLC seçimi

Programlanabilir lojik kontrolör (PLC) sistemleri endüstriyel alanda yaygın olarak kullanılmaktadır. PLC sistemini üreten firma tarafından geliştirilmiş yazılım ile pc yada taşınabilir bilgisayar kullanılarak çalışmaya uygun düzenlenen akış diagramının PLC'ye yüklenmesi ile isteğe uygun kontrol yapılmaktadır.

Elektromanyetik enjektörün motorun çalışma parametrelerine (motor devri, gaz konumu vb.) bağlı kontrol edilmesi çalışmanın parametrik değerlerinin değiştirilebilmesi için gerekmektedir. Yapılan araştırmada bu tip bir sistemin programlanabilir lojik kontroller ile kontrol edilebileceği belirlenmiştir. Bu bağlamda Siemens S7-200 tipi 14 dijital girişli, 10

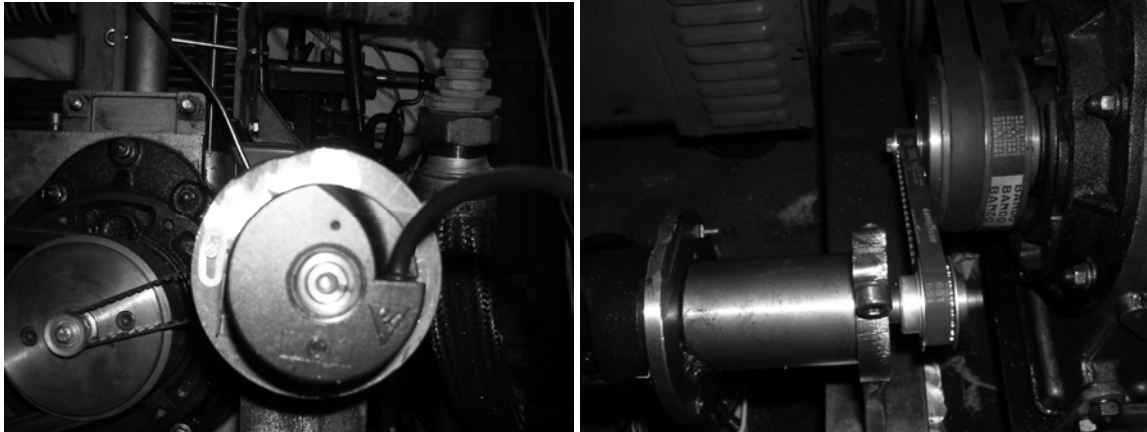
dijital çıkışlı bir PLC kullanılmıştır. Ayrıca gaz konumu vb analog girişlerin sisteme girilebilmesi için 4 adet analog girişli ek bir kullanılmıştır. Şekil 6.10 de PLC sistemi görülmektedir.



Şekil 6.10 PLC sistemi

6.4.2 Artımsal kodlayıcı

Motor devri ile krank mili konumunun belirlenebilmesi ve PLC sistemine sinyal olarak aktarılabilmesi için IVO marka devir başına 360 puls üreten bir artımsal kodlayıcı motor ile ilişkilendirilmiştir. Bu kodlayıcının her devirde tek sinyal üreten çıkış sinyalinin PLC de yazılan program ile sayılması ile devir ölçülmüştür. Her devirde 360 sinyal üreten çıkışı kullanılarak krankın konumu belirlenmiş ve bu konuma göre PLC sistem ile püskürtme sinyali oluşturulmuştur. Kodlayıcının her devirde ürettiği tek sinyal ÜÖN'ya gelecek biçimde ½ kasnak oranı ile dişli kayış kullanılarak motor ile ilişkilendirilmiştir.



Şekil 6.11 Artımsal Kodlayıcı

6.4.3 Enjektör kontrolü

6.4.3.1 Enjektör püskürtme sürelerinin tespiti

Tam gaz koşulunda farklı yük kademelerinde bir iş çevriminde silindire püskürtülen yakıt miktarının ve buna bağlı olarak enjektöre akım gönderme süresinin bilinmesi gerekmektedir. Bu amaçla klasik mekanik püskürtmeli motorda tam gaz koşulunda yükleme deneyleri yapılarak her bir hıza karşıt fren gücü, özgül yakıt tüketimi ve çevrim başına yakıt tüketimi değerleri belirlenmiştir. Testler sonucunda elde edilen ve hesaplanan değerler çizelge 6.3 de gösterilmiştir.

Çizelge 6.3 On farklı yük durumunda mekanik püskürtmeli motor performans değerleri

	Motor Devri d/d	DC Motor Devri d/d	Kasnak Kayması %	Yük kg	Tork Nm	Güç kW	be g/kWh	η _e %	Ortam Sıcaklığı °C	Nem %
1	3230	1553	3,84	3,8	6,52	2,21	422,55	36,34	23	70
2	2986	1402	6,10	13,2	22,66	7,08	284,45	24,46	23	70
3	2737	1293	5,52	13,7	23,52	6,74	274,76	23,63	23	70
4	2590	1220	5,79	14	24,03	6,51	269,56	23,18	23	70
5	2288	1058	7,52	14,35	24,64	5,90	266,90	22,95	23	70
6	2125	1009	5,04	14,4	24,72	5,50	273,79	23,55	23	70
7	1920	896	6,67	14,5	24,89	5,00	282,32	24,28	23	70
8	1759	831	5,51	14,25	24,46	4,50	289,67	24,91	23	70
9	1532	722	5,70	14,1	24,21	3,88	329,85	28,37	23	70
10	1216	560	7,89	13,2	22,66	2,88	365,37	31,42	23	70

Çalışmada kullanılacak yüksek basınçlı enjektörün yakıt sevk süresi, dolayısıyla sevk edilen yakıt miktarını tüm çalışma şartında belirleyebilmek için ön deney çalışmalarında elde edilen güç ve devir değerleri enterpolasyon ile artırılarak çevrim başına sevk edilmesi gereken yakıt miktarı değerleri detaylandırılmıştır. Bu bağlamda ölçülen maksimum ve minimum devirler arasında, değerleri deneyde alınmamış noktalar enterpolasyon yapılarak elde edilmiş ve bu sayede değer sayısı 50 adete çıkarılmıştır. Çizelge 6.4 bu yöntemle elde edilmiş değerler görülmektedir.

Çizelge 6.4 Maksimum ve minimum devirler arasında enterpolasyonla elde edilen değerler

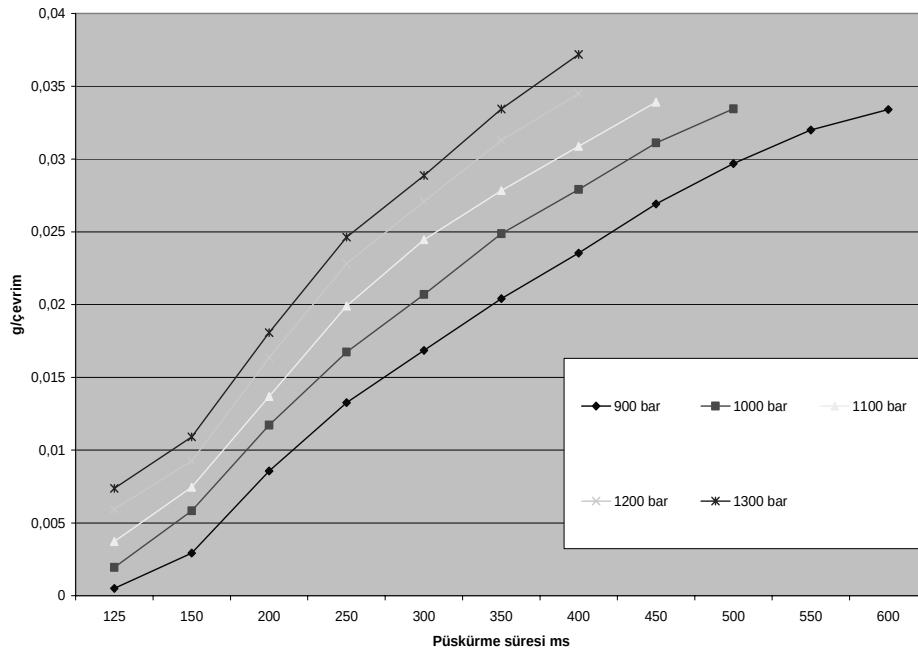
	Devir d/d	Çevrim/s	be g/kWh	Güç kW	g/sn	g/çevrim	cm ³ /çevrim	ms/çevrim
1	3230	26,917	461,972	2,205	0,28299	0,0105	0,0126	37,1517
2	3200	26,667	359,974	3,105	0,31045	0,0116	0,0140	37,5000
3	3150	26,250	314,849	4,895	0,42806	0,0163	0,0196	38,0952
4	3100	25,833	290,995	6,684	0,54026	0,0209	0,0251	38,7097
5	3050	25,417	299,690	6,859	0,57096	0,0225	0,0270	39,3443
6	3000	25,000	308,757	7,033	0,60320	0,0241	0,0290	40,0000
7	2986	24,883	310,990	7,082	0,61176	0,0246	0,0295	40,1875
8	2950	24,583	308,890	7,032	0,60337	0,0245	0,0295	40,6780
9	2900	24,167	306,677	6,963	0,59315	0,0245	0,0295	41,3793
10	2850	23,750	305,446	6,894	0,58490	0,0246	0,0296	42,1053
11	2800	23,333	303,135	6,824	0,57463	0,0246	0,0296	42,8571
12	2750	22,917	300,776	6,755	0,56437	0,0246	0,0296	43,6364
13	2737	22,808	300,395	6,737	0,56216	0,0246	0,0296	43,8436
14	2700	22,500	298,574	6,681	0,55411	0,0246	0,0296	44,4444
15	2650	22,083	296,394	6,606	0,54385	0,0246	0,0296	45,2830
16	2600	21,667	295,158	6,530	0,53539	0,0247	0,0297	46,1538
17	2590	21,583	294,711	6,515	0,53333	0,0247	0,0297	46,3320
18	2550	21,250	292,594	6,439	0,52333	0,0246	0,0296	47,0588
19	2500	20,833	291,157	6,344	0,51307	0,0246	0,0296	48,0000
20	2447	20,392	289,014	6,243	0,50120	0,0246	0,0295	49,0396
21	2400	20,000	289,702	6,141	0,49421	0,0247	0,0297	50,0000
22	2350	19,583	290,699	6,033	0,48717	0,0249	0,0299	51,0638
23	2300	19,167	291,642	5,925	0,47999	0,0250	0,0301	52,1739
24	2288	19,067	291,805	5,899	0,47816	0,0251	0,0301	52,4476
25	2250	18,750	293,110	5,806	0,47268	0,0252	0,0303	53,3333
26	2200	18,333	295,699	5,683	0,46675	0,0255	0,0306	54,5455
27	2150	17,917	298,267	5,560	0,46062	0,0257	0,0309	55,8140
28	2125	17,708	299,334	5,498	0,45714	0,0258	0,0310	56,4706
29	2100	17,500	299,795	5,438	0,45282	0,0259	0,0311	57,1429
30	2050	17,083	302,205	5,317	0,44630	0,0261	0,0314	58,5366
31	2000	16,667	304,578	5,196	0,43957	0,0264	0,0317	60,0000
32	1950	16,250	306,922	5,075	0,43264	0,0266	0,0320	61,5385
33	1920	16,000	308,659	5,002	0,42887	0,0268	0,0322	62,5000
34	1900	15,833	309,114	4,940	0,42418	0,0268	0,0322	63,1579
35	1850	15,417	311,667	4,786	0,41430	0,0269	0,0323	64,8649
36	1800	15,000	314,345	4,631	0,40435	0,0270	0,0324	66,6667
37	1759	14,658	316,701	4,504	0,39619	0,0270	0,0325	68,2206
38	1750	14,583	318,875	4,479	0,39676	0,0272	0,0327	68,5714
39	1700	14,167	328,347	4,342	0,39603	0,0280	0,0336	70,5882
40	1650	13,750	337,903	4,205	0,39468	0,0287	0,0345	72,7273
41	1600	13,333	347,560	4,068	0,39270	0,0295	0,0354	75,0000
42	1550	12,917	357,311	3,930	0,39010	0,0302	0,0363	77,4194
43	1532	12,767	360,627	3,881	0,38879	0,0305	0,0366	78,3290
44	1500	12,500	363,505	3,780	0,38168	0,0305	0,0367	80,0000
45	1450	12,083	369,683	3,622	0,37197	0,0308	0,0370	82,7586
46	1400	11,667	375,211	3,465	0,36109	0,0310	0,0372	85,7143
47	1350	11,250	381,809	3,301	0,35006	0,0311	0,0374	88,8889
48	1300	10,833	387,439	3,149	0,33890	0,0313	0,0376	92,3077
49	1250	10,417	394,263	2,991	0,32760	0,0314	0,0378	96,0000
50	1216	10,133	399,456	2,884	0,32000	0,0316	0,0380	98,6842

Mekanik püskürtmeli sistem ile sevk edilen püskürtme miktarlarının elektromanyetik enjektör ile sevk edilebilmesi için, enjektörün açık kalma süresine bağlı yakıt püskürtme miktarının tespit edilmesi gerekmektedir. Bu amaçla, darası alınmış kaba farklı püskürtme basıncı (900–1000-1100-1200-1300 bar) değerlerinde 125µs’den başlayan açık kalma sürelerinde 1000 püskürtme yapılmış ve bu kaptaki ağırlık değişimi ölçümleri tespit edilmiştir.

Çizelge 6.5’de verilen değerler ile çizelge 6.3’de verilen mekanik püskürtmeli motor ile elde edilen değerler eşleştirilmiş ve aynı çalışma şartı yakalayabilmek için enjektörün kaç µs açık kalması gerektiği hesaplanmıştır.

Çizelge 6.5 16 V DC gerilimi altında enjektör püskürtme sonuçları

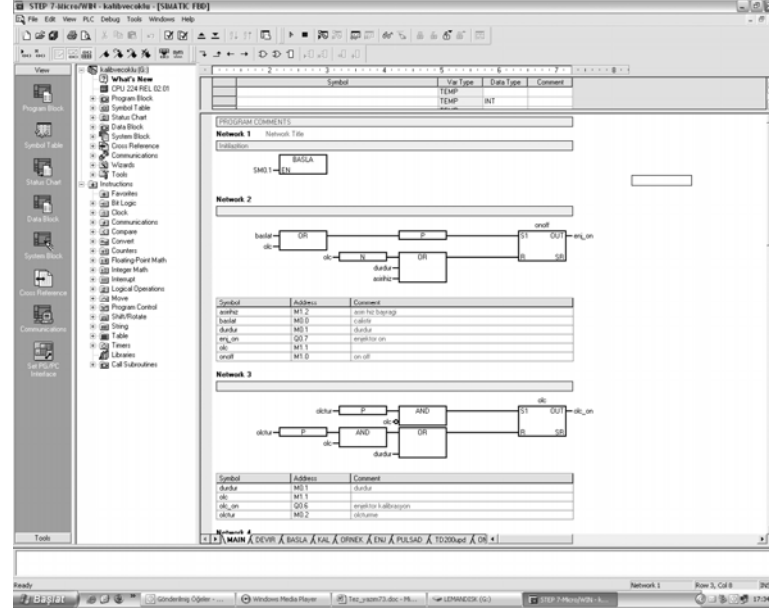
Püskürtme süre µs	Püskürtme Adedi						
		900	1000	1100	1200	1300	Miktar
125	1000	0,0005	0,001945	0,00372	0,00595	0,00737820	g/cevrim
150	1000	0,00292	0,005823	0,00744	0,00926	0,01091200	g/cevrim
200	1000	0,00857	0,011714	0,01369	0,01636	0,01806840	g/cevrim
250	1000	0,01326	0,016738	0,0199	0,0228	0,02462730	g/cevrim
300	1000	0,01685	0,0207	0,02446	0,02709	0,02886640	g/cevrim
350	1000	0,02041	0,024872	0,02783	0,03128	0,03343290	g/cevrim
400	1000	0,02353	0,027913	0,03087	0,03451	0,03718350	g/cevrim
450	1000	0,02691	0,031106	0,03391			g/cevrim
500	1000	0,02969	0,033449				g/cevrim
550	1000	0,03199					g/cevrim
600	1000	0,0334					g/cevrim



Şekil 6.12 16V gerilim altında enjektör ölçümleme eğrisi

6.4.4 PLC programının hazırlanması

Çalışmada kullanılan siemens S7-200 tipi PLC, bu marka için geliştirilmiş Step7-Micro/WIN yazılımı ile FBD yapısında programlanmıştır. Bu program püskürtme süresi, zamanlaması ve faz yapısı değiştirilebilecek şekilde oluşturulmuştur. Şekil 6.13’de bu programın, program bloğunun yapısı görülmektedir.



Şekil 6.13 Step7-Micro/WIN yazılımı program bloğunun yapısı

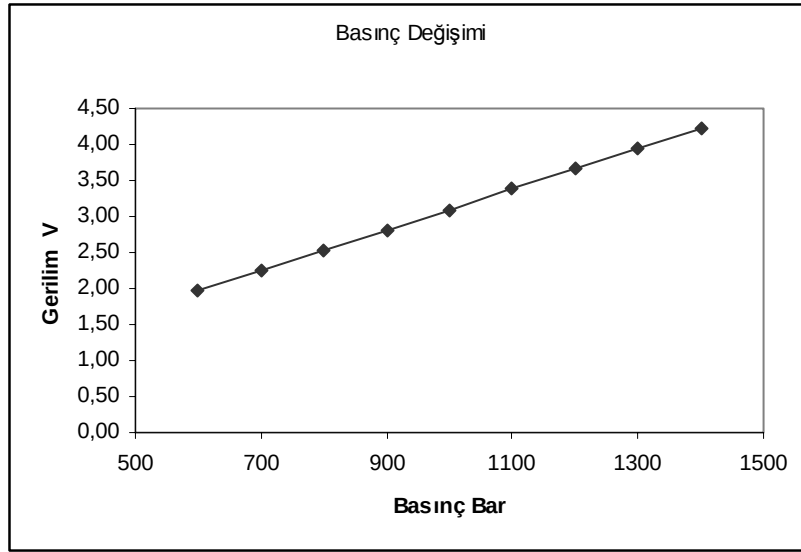
6.4.4.1 Hat basınç sensörü verisinin plc sistemine aktarımı

Yüksek basınç sisteminde yer alan rampa basınç sensörü gerilim değişiminin PLC sistemine aktarılabilmesi için çeşitli basınç şartlarında ölçümler yapılmış ve bir sensör modeli oluşturulmuştur. Örneğin mekanik manometrede ölçülen 900 bar değerine karşılık sensörden gelen 2.81 volt değeri not edilmiştir. Çizelge 6.6’da yapılan ölçümler ve basınç değişiminde sensörün uçları arası gerilim değişimi görülmektedir. Denklem 6.3’te basınç değişimi için oluşturulmuş eşitlik görülmektedir.

$$P = 600 + \frac{(V - 1.96)}{0.28} * 100 \quad (6.3)$$

Çizelge 6.6 Rampa basınç sensörü gerilim değişimi sonuçları

	Basınç Bar	Gerilim Volt		Basınç Bar	Gerilim Volt
1	600	1,96	6	1100	3,38
2	700	2,25	7	1200	3,67
3	800	2,52	8	1300	3,95
4	900	2,81	9	1400	4,22
5	1000	3,08			

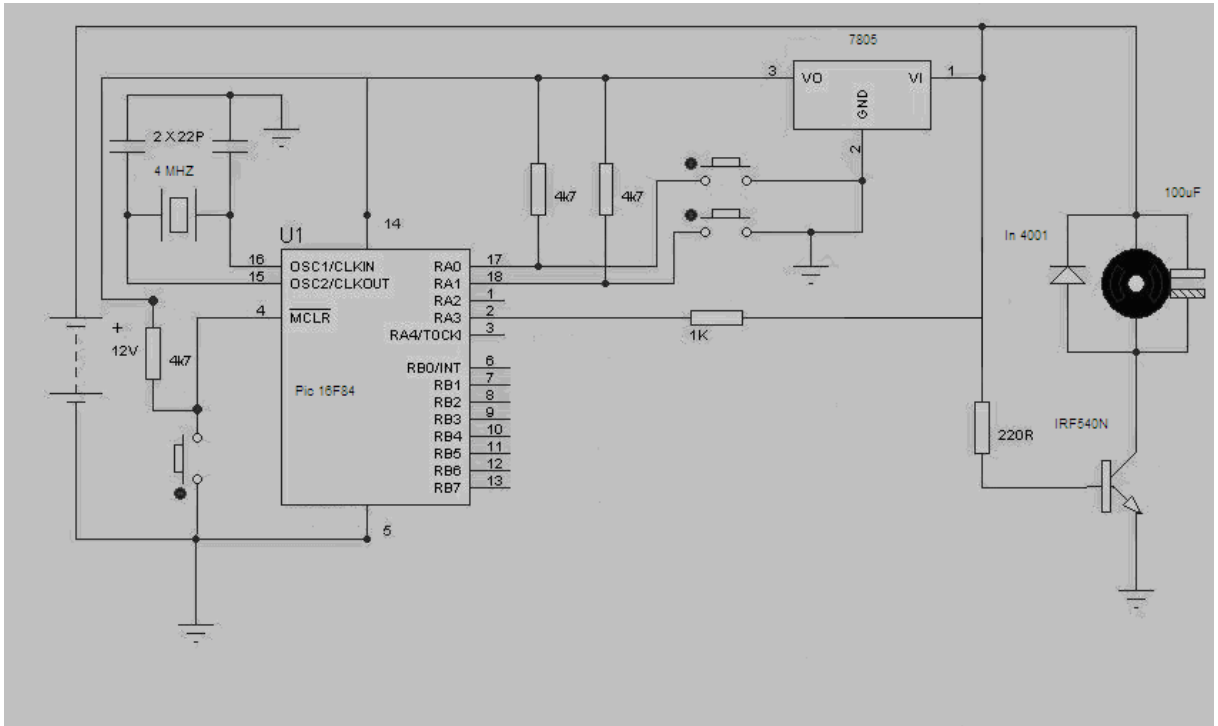


Şekil 6.14 Rampa basınç sensörü gerilim değişimi

6.5 Yüksek basınç püskürtme sisteminin kurulumu

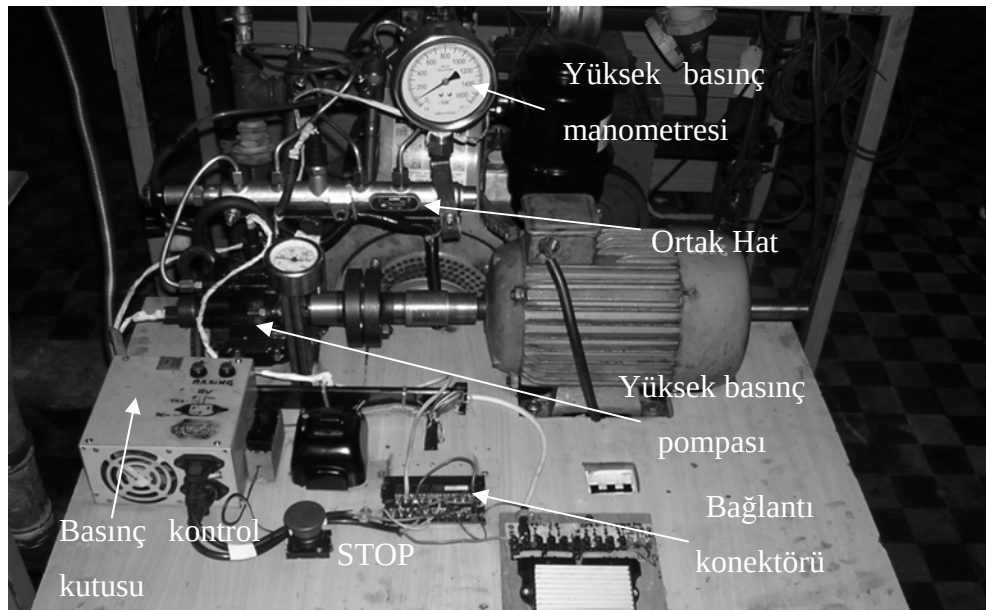
Yüksek basınç püskürtme sistemi için gerekli basıncı elde edebilmek için 3 radyal pistonlu ve 1600 bar' a kadar yakıt basıncı sağlayabilen bir yüksek basınç pompası 2 kW lik bir elektrik motoru ile tahrik edilmiştir. Yüksek basınç pompasının giriş hattı için gerekli olan minimum 0,5 bar'lık , 0,5 l/dk debili yakıt akışını sağlamak üzere yakıt tankı içine bir besleme pompası yerleştirilmiştir.

Püskürtme basınç değerinin çalışma şartlarına bağlı 25 bar hassasiyetle (200-1600 bar) değiştirilebilmesi için kontrol kartı yapılmış ve sisteme eklenmiştir. Bu devre temelde PWM tipi bir DC Motor sürücü devresi olup yüksek basınç pompasının basıncı kademelendiren valfinin bobininin kontrolü için kullanılmıştır.



Şekil 6.15 Basınç Kontrol Devresi

Yüksek basınç pompasından basılan yakıtın tutulduğu 4 silindirli bir motora ait ortak hattın 2 çıkışı kapatılmış, kalan bir çıkışa manometre diğerine ise enjektör bağlantısı yapılmıştır. Hazırlanan düzeneğin sensör çıkışlarının kontrol sistemi ile bağlantısının yapılabilmesi için 20 giriшли bir elektrik kontrol dağıtıcısı kullanılmıştır. Elektrik motoru ve besleme pompası için kontrol şalteri ve acil durum durdurma düğmesi takılmıştır.

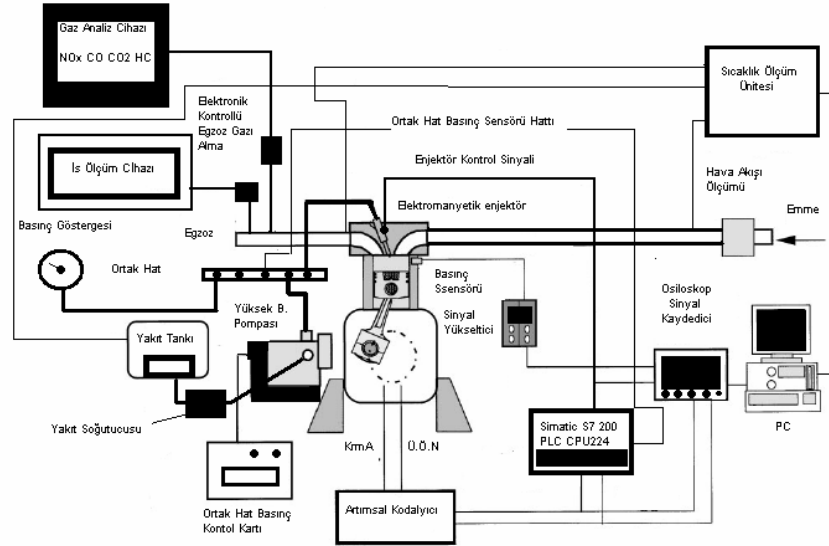


Şekil 6.16 Simülâtör düzeneği kontrol birimleri

Yapılan ön deney çalışmalarında yakıt sıcaklığının zamana bağlı hızla artış gösterdiği ve bu durumun püskürtme karakterini değiştirdiği saptanmıştır. Bu amaçla yakıt sistemine fanlı bir soğutucu ilave edilmiş ve yakıt sıcaklığının 60°C geçmesi engellenmiştir. Soğutucu ünitesi olarak bir klima kondenseri kullanılmıştır.

6.6 Püskürtme Avansı ve Basıncı Değiştirilebilen Sistem Kurulumu

Bölüm 6 da anlatılan sistemlerin uygulanması ile püskürtme basıncı ve avansı değiştirilebilen, yüksek basınç püskürtme sistemine sahip tek silindirli bir arge motoru düzeneği oluşturulmuştur. Bu sistem ile silindir içi basınç ölçümü, ÜÖN ölçümü, püskürtme başlangıcı ölçümü, emme havası, egzoz, yakıt, ortam sıcaklığı ile egzoz emisyonu ölçümü yapılabilir. Sistem detayı şekil 6.17 görülmektedir.



Şekil 6.17 Elektronik kontrollü, yüksek basınçlı motor test düzeneği prensip şeması

7. KARIŞIM BİODİSEL YAKITLARIN DEĞİŞKEN PÜSKÜRTME AVANSI İLE DİSEL MOTORUNDA KULLANIMI

Bu bölümde motorin saf ve metil ester ile karışım şeklinde(B5, B10, B20) motor yakıtı olarak kullanılmış, performans, egzoz emisyonu, silindir içi basınç değişimleri, püskürtme başlangıç sinyali ile Ü.Ö.N sinyali gözlenmiştir. Üç farklı basınç değeri (1100–1200–1300bar) için tüm deneyler tekrarlanmıştır. Bu bağlamda püskürtme basıncı ve püskürtme avansı değişimlerinin araştırılan parametrelere etkileri gözlenmiştir.

7.1 Farklı Püskürtme Basıncı Değerlerinde Püskürtme Avansı Değişiminin Motor Performansı ve Egzoz Emisyonu Üzerine Etkileri

Referans değerlerin elde edilebilmesi için deneylerde ilk olarak %100 motorin kullanılmıştır. Deneylere başlamadan önce her basınç değeri için aynı püskürtme miktarını verecek şekilde yakıt püskürtme süreleri belirlenmiştir. Deneylerde püskürtme avansı Ü.Ö.N ‘dan önce 25-20-17-15 Kma olarak değiştirilmiş ve etkileri gözlenmiştir.

Deney başlangıcında, generatif olarak kullanılan DC motor, Diesel motoruna ilk hareketi vermek amacıyla motor olarak kullanılmıştır. Her deneyden önce dışarıdan tahrik edilen motor 5 dakika yakıt püskürtülmeden ısıtılmıştır. Bu süreyi takiben motor 5 dakika süreyle minimum yakıt sevki ile relanti konumunda çalıştırılmış ve akabinde ölçümlere geçilmiştir. Öncelikle motorun püskürtme basıncı 1100, püskürtme avansı 25 Kma değerine ayarlanmıştır. Motorun maksimum gücü verdiği motor hızı olan 3000 d/d için belirlenmiş yakıt miktarı PLC ile ayarlandıktan sonra, artmaya başlayan motor hızı, motorun yüklenmesi ile düşürülmüş ve bu hız değerinde çalışması sağlanmıştır. Bu esnada motor torku, silindir içi basınç değişimi ve egzoz emisyonları ölçülmüş ve kaydedilmiştir. Bu işlemin ardından yakıt püskürtme miktarı (ilgili hız için belirlenmiş değere kadar) ve motorun yükleme miktarı artırılarak motorun moment bölgesi olan 1800–2200 aralığındaki üç hız (1800–2000–2200) kademesi için ölçümler tekrarlanmıştır. Çizelge 7.1,7.2,7.3 ve 7.4’te sonuçlar verilmektedir.

Bu deneyi takiben püskürtme basıncı değiştirilen(1200-1300bar) motorun, püskürttüğü yakıt miktarı yukarıda belirtilen hız şartları için sabit olacak şekilde yeni püskürtme süreleri belirlenmiştir. Tüm avans ve basınç değerleri için yukarıda anlatılan deney prosedürü tekrarlanmış ve sonuçlar kaydedilmiştir. Deneyler sırasında, Ü.Ö.N sinyali ile püskürtme sinyali osiloskop aracılığıyla kayıt edilmiştir. Değişik noktalara yerleştirilen termokupullar ile yakıt, egzoz çıkış, ortam ve emme sıcaklıkları tespit edilmiştir.

Elde edilen deney sonuçları incelendiğinde, püskürtme basıncı artışının performans değerlerinde artışa neden olduğu görülmüştür. Genel olarak tüm yakıtlar için püskürtmenin ÜÖN dan 17 Kma önce yapıldığı şartta maksimum güç değerleri elde edilmiştir. Motorin için yapılan deneylerde 1300 bar püskürtme basıncı değeri için 3000 d/d motor hızında 7,27 kW güç elde edilmiştir. Aynı motor hızı ve püskürtme basıncı şartında, B5 yakıtı için 7,34kW, B10 yakıtı için 7,14 kW ve B20 yakıtı için 7,15 kW güç elde edilmiştir. Püskürtme avansının artışının gözlenen maksimum güç değerinde düşüşe neden olduğu görülmüştür. Diğer taraftan avansın azaltıldığı durumdada düşüş gözlenmiştir. Biodiesel ilavesinin uygun püskürtme avansı değerinde motorun maksimum güç değerini düşürmediği gözlenmiştir.

Maksimum moment bölgesinde elde edilen sonuçlar incelendiğinde, püskürtme avansı değerlerinin azaltılmasının moment değerlerini arttırdığı görülmüştür. Moment bölgesinde, maksimum momentin elde edildiği motor hızı değerleri püskürtme basıncına bağlı olarak bazı noktalarda farklılık göstermiştir. Deneylerde, motorin yakıtı ile 1300 bar püskürtme basıncı değerinde ÜÖN'dan 15 Kma önce yapılan püskürtme ile maksimum tork değeri olan 26,77 Nm 2200 d/d motor hızı şartında elde edilmiştir. Karışım yakıtlar ile yapılan deneylerde ise maksimum tork 1300 bar basınç ve 2200 d/d motor hızı değerinde B5 yakıtı için 26,84 Nm, B10 yakıtı için 26,93 Nm ve B20 yakıtı için 26,96 Nm olarak ölçülmüştür. Elde edilen bu değerlerin ışığında hacimsel olarak %20'e kadar biodiesel ilavesinin gözlenen maksimum tork ve güç değerlerinde olumsuz bir etkisi gözlenmemiştir.

Emisyon sonuçları incelendiğinde, motorin ile yapılan deneylerde artan püskürtme basıncına bağlı iyileşen yanma ile artan güç ve egzoz sıcaklıklarına bağlı NOx emisyonlarında artış gözlenmiştir. Performans sonuçları ile eşlenik olarak incelendiğinde maksimum gücün alındığı avans olan 17 Kma değerinde en yüksek NOx değerleri gözlenirken, %3-5 oranında daha düşük gücün elde edildiği 20-25 Kma avans değerlerinde daha düşük NOx değerleri gözlenmiştir. Diğer taraftan biodiesel katkılı yakıtların kullanımında ise bu değerlerin tam tersi sonuçlar elde edilmiştir. Karışım yakıtlar ile artan püskürtme avansı değerlerinde daha düşük güç değeri için yüksek NOx değerleri gözlenmiştir. Bu durum erken yapılan püskürtmenin, biodiesel yakıtta bulunan oksijenin daha fazla kısmının NOx'e dönüşmesi için süre kalmasına neden olduğu şeklinde yorumlanabilir. Benzer şekilde Suzuki ve ark. (2000) çalışmalarında püskürtme başlangıcının üst olu noktaya yaklaştırılmasının NOx emisyonlarını azalttığını gözlemişlerdir.

Biodiesel ilavesi ile maksimum güç değeri için CO₂ emisyonlarında da bir miktar artış gözlenmiştir. Bazı sapmalar olsa da genel olarak artan basınç etkisi ile CO₂ emisyonlarının arttığı görülmüştür. Maksimum moment bölgesinde ise CO₂ emisyonları küçük değişimler gösterse de genel eğiliminde kayda değer farklılık gözlenmemiştir. CO emisyonu değişimleri incelendiğinde, artan püskürtme basıncı ile CO emisyonlarında gözle görünür bir düşüş olduğu görülmüştür. Maksimum güç değerinin elde edildiği 17 Kma avans değeri için motorin ve karışım yakıtlar ile benzer sonuçlar elde edildiği ve bu sonuçların diğer avans değerleri için elde edilen sonuçlar ile karşılaştırıldığında dikkate değer farklar göstermediği görülmüştür.

Çanakçı ve ark.(2006) yaptıkları çalışmada % 20 karışım oranına kadar diesel yakıtına biodiesel eklemiş ve artan biodiesel miktarının aynı çalışma şartında yakıt tüketimi, egzoz sıcaklığını, CO₂ ve NO_x emisyonlarını artırdığını, CO emisyonlarını azalttığını gözlemişlerdir.

Çanakçı ve ark (2009) palm yağı bazlı biodiesel kullandıkları diğer bir çalışmalarında, düşük motor hızlarında artan biodiesel ilavesinin CO₂ emisyonlarını artırdığını, 3000 d/d motor hızı şartında ise sonuçların yakın olduğunu, karışım yakıtta artan biodiesel oranının CO emisyonunu azalttığını, NO_x emisyonlarını artırdığını, %10'a kadar ilavenin maksimum tork değerini artırdığını gözlemişlerdir.

Ramadhass ve ark. (2005) yaptıkları çalışmada B10, B20, B50, B75, B100 yakıtlarını kullanmış ve benzer şekilde maksimum güç bölgesinde B10 ve B20 yakıtları için CO ve CO₂ emisyonlarda azalma, NO_x emisyonlarında artış. Maksimum moment bölgesinde ise farklı olarak CO₂ emisyonlarında gözle görünür düşüş gözlemişlerdir.

Antolin ve ark. (2001) %30'a kadar biodiesel ilavesinin maksimum gücü düşürmediğini, CO ve CO₂ emisyonlarını azda olsa düşürdüğünü, maksimum moment bölgesinde ise % 100 biodiesel kullanımının CO emisyonlarını gözle görünür oranda düşürdüğünü gözlemişlerdir.

Banapurmath ve ark. (2008) diesel yakıtı ile 23° Kma püskürtme avans ile elde edilen maksimum gücün susam yağı metil esteri ve jatropha yağı metil esteri ile 27° Kma, honge yağı metil esteri ile 19° Kma avans ile elde edildiğini gözlemişlerdir. Maksimum güç şartında, diesel yakıtına kıyasla jatropha, honge ve susam yağları ile daha yüksek CO, daha düşük NO emisyonları gözlenmiştir. Biodiesel yakıtlar ile tutuşma gecikme süresi artmış, ön karışım fazındaki yanma ısı açığa çıkışı düşmüştür.

Nwafor ve ark. (2000) 30° – $33,5^{\circ}$ - $35,5^{\circ}$ Kma püskürtme avansı değerleri için kolza yağı ile yaptıkları deneylerde, artan püskürtme avansının CO ve CO₂ emisyonlarını azalttığını ve bitkisel yağ ile yanma süresinin ve maksimum güç bölgesinde özgül yakıt tüketimini arttırdığını gözlemişlerdir.

Carraretto ve ark. (2004) artan biodiesel ilavesi ile tork ve güçte düşüş gözlemler de, saf biodiesel ile artan yanma hızı yüksek hızda elde edilen torku arttırmıştır. Çalışmada yanmanın optimize edebilmesi için biodiesel yakıt kullanımında püskürtme avansının küçültülmesi gerektiği sonucuna varmışlardır. Tork bölgesinde avansının küçültülmesinin CO ve NO_x emisyonlarını düşürdüğünü, güç bölgesinde de bu etkinin benzer şekilde NO_x emisyonlarını etkilediğini gözlemişlerdir. Güç bölgesinde CO emisyonları 24° Kma püskürtme avansı değerinde en düşük değeri almış ancak 21° ve 27° Kma açısı değerlerinde her iki yönde artmıştır. Benzer şekilde, Reddy ve Ramesh'in (2006) çalışmalarında da artan avansın NO_x emisyonlarını arttırdığını, püskürtme basıncının artmasının da benzer etki yarattığını gözlemişlerdir.

Hountalas (2004) artan püskürtme basıncının (400-1600 bar) yanma sonu silindir basıncını arttırdığını, yanma hızını ve egzoz sıcaklığını arttırdığını, özgül yakıt tüketimini azalttığını gözlemişlerdir. Her çalışma şartı için belli değerin üstünde pozitif etki bozulmaya başlamıştır. Diğer taraftan artan püskürtme basıncı püskürtme avansının küçülmesine imkan sağlamıştır. Kısmi yük ve tam yük şartında yüksek basınç NO emisyonlarını arttırmış, basınç artırılırken püskürtme avansının düşürülmesi ile NO_x emisyonlarında azalma görülmüştür. Ancak bu durumda da özgül yakıt sarfiyatı artmıştır. Benzer şekilde Salman ve ark. artan püskürtme basıncının özgül yakıt tüketimini düşürdüğünü, NO_x emisyonlarını arttırdığını gözlemişlerdir.

Mohammad(2002) karışımların düşük özgül yakıt tüketimi ile daha verimli yandığını, saf biodiesel ile B75 yakıtlarının daha yüksek frenleme gücü değeri verdiğini gözlemişlerdir. Maksimum güç şartı için biodiesel ilavesi ile CO₂ emisyonlarında düşüş, CO emisyonlarında artış gözlenmiştir. Bu çalışmadan farklı olarak Puhan (2005) ve ark. direkt püskürtmeli motorda yakıt olarak biodiesel yakıt kullanımında CO, CO₂ ve NO_x emisyonları ile özgül yakıt tüketiminde artış gözlemişlerdir.

Labeckas ve Slavinskas (2006) çalışmalarında karışım yakıtların diesel yakıtına oranla daha yüksek özgül yakıt tüketimi değerlerine sahip olduklarını, karışım içinde artan biodiesel oranının artan oksijen miktarı ile NO_x emisyonlarını arttırdığını, CO emisyonlarında bir miktar düşme CO₂ emisyonlarında artış gözlemişlerdir.

Desantes ve ark.(2004) çalışmasın da da genel literatüre uygun olarak artan püskürtme avansı ile birlikte NOx emisyonlarında artış, kuru is emisyonlarında azalma gözlemlenmiştir. BSFC değerinde de artan püskürtme avansında, artışa paralel azalma görülmüştür.

Çizelge 7.1 15 °Kma Püskürtme Avansı için Performans ve Egzoz Emisyonu Sonuçları

	n (d/d)	Mdo (Nm)	Neo (kW)	be g/kwh	η	Egz Sic C	Em. Sic C	CO2 %vol	CO % vol	O2 % vol	NOX ppm	λ	Püs. Bas. Bar
Diesel	2200	25,95	5,97	281,15	30,59	636	22,4	10,06	0,32	4,52	1038	1,29	1100
	2200	26,27	6,05	277,86	30,95	629	22,6	10,01	0,13	5,02	1367	1,34	1200
	2200	26,77	6,16	272,60	31,55	598	22,6	10,33	0,25	4,71	1404	1,31	1300
	3000	20,94	6,57	330,22	26,04	618	22,2	9,56	0,23	5,62	918	1,39	1100
	3000	21,66	6,80	319,34	26,93	628	22,7	8,92	0,10	6,93	925	1,54	1200
	3000	22,34	7,02	309,54	27,78	590	22,7	8,75	0,10	6,79	965	1,54	1300
B5	2200	26,44	6,09	271,46	31,68	600	20,2	11,38	0,55	3,31	1252	1,18	1100
	2200	26,46	6,09	275,84	31,18	609	20,3	11,51	0,51	3,19	1354	1,17	1200
	2200	26,84	6,18	271,87	31,63	598	20,4	11,74	1,28	1,85	1232	1,06	1300
	3000	22,11	6,94	307,68	27,95	604	20,3	9,84	0,29	5,74	872	1,32	1100
	3000	22,06	6,93	313,50	27,43	597	20,2	9,82	0,22	5,84	971	1,40	1200
	3000	22,37	7,02	309,18	27,82	611	20,5	9,63	0,34	5,96	935	1,41	1300
B10	2200	26,05	6,00	279,12	30,81	585	22,9	10,82	0,22	4,31	1104	1,27	1100
	2200	26,23	6,04	278,22	30,91	560	22,7	11,10	0,31	3,92	1148	1,23	1200
	2200	26,93	6,20	270,96	31,74	573	22,4	10,82	0,22	4,31	1104	1,27	1300
	3000	20,41	6,41	337,70	25,47	580	23,1	9,98	0,21	5,96	636	1,40	1100
	3000	21,64	6,79	319,62	26,91	555	22,5	9,51	0,19	6,28	692	1,45	1200
	3000	22,02	6,91	314,15	27,38	566	22,4	9,98	0,21	5,96	636	1,40	1300
B20	2200	26,11	6,01	280,96	30,61	564	24,9	10,40	0,30	4,20	1200	1,266	1100
	2200	26,37	6,07	276,77	31,07	559	25,3	10,17	0,19	4,28	1395	1,284	1200
	2200	26,99	6,22	270,35	31,81	609	25	10,89	0,38	2,79	1347	1,161	1300
	3000	22,01	6,91	315,98	27,22	594	24,9	9,39	0,27	5,71	770	1,406	1100
	3000	22,02	6,91	314,15	27,38	585	25,3	9,12	0,18	5,6	809	1,418	1200
	3000	22,2	6,95	300,84	28,59	624	25	10,01	0,30	4,09	886	1,268	1300

Çizelge 7.2 17 °Kma Püskürtme Avansı için Performans ve Egzoz Emisyonu Sonuçları

	n (d/d)	Mdo (Nm)	Neo (kW)	be g/kwh	η	Egz Sic C	Em. Sic C	CO2 %vol	CO % vol	O2 % vol	NOX ppm	λ	Püs. Bas. Bar
Diesel	2200	26,05	6,00	280,20	30,69	595	21,9	10,80	0,40	3,83	1352	1,23	1100
	2200	26,09	6,01	279,78	30,74	590	21,9	11,21	0,46	3,53	1612	1,20	1200
	2200	26,51	6,10	275,25	31,24	585	22,3	8,83	0,49	3,60	1269	1,25	1300
	3000	22,03	6,92	313,92	27,40	598	22	8,16	0,16	8,24	866	1,69	1100
	3000	22,48	7,06	307,65	27,95	596	22	8,26	0,14	8,66	916	1,72	1200
	3000	23,17	7,27	298,54	28,81	602	22,3	9,66	0,21	5,77	1063	1,40	1300
B5	2200	26,54	6,11	274,98	31,28	597	20	11,48	0,62	3,49	1360	1,18	1100
	2200	25,95	5,97	281,23	30,58	608	20,1	11,34	0,67	3,46	1357	1,18	1200
	2200	26,93	6,20	271,01	31,73	616	20	12,16	1,42	1,52	1285	1,03	1300
	3000	21,86	6,86	316,34	27,19	557	20,1	9,49	0,21	6,52	1018	1,47	1100
	3000	22,65	7,11	305,31	28,17	556	20,3	9,76	0,25	6,18	1070	1,43	1200
	3000	23,38	7,34	295,79	29,07	623	20,1	11,46	0,72	2,92	1050	1,14	1300
B10	2200	25,91	5,96	281,71	30,53	565	23,1	9,97	0,27	5,08	1147	1,34	1100
	2200	25,90	5,96	281,82	30,52	550	23,3	10,80	0,28	4,80	1432	1,30	1200
	2200	26,51	6,10	275,26	31,24	610	23,3	10,50	0,27	4,39	1276	1,28	1300
	3000	21,93	6,89	315,38	27,27	595	23,1	9,11	0,22	6,64	844	1,49	1100
	3000	21,83	6,85	316,84	27,14	588	23,2	8,49	0,19	7,83	913	1,63	1200
	3000	22,66	7,12	305,16	28,18	610	23,3	9,85	0,23	5,97	935	1,41	1300
B20	2200	25,98	5,98	280,89	30,62	555	24,4	10,94	0,36	3,35	1511	1,197	1100
	2200	26,03	5,99	280,33	30,68	555	24,7	10,99	0,42	4,01	1448	1,233	1200
	2200	26,48	6,10	275,64	31,20	568	24,8	10,94	0,36	3,35	1511	1,197	1300
	3000	22,03	6,92	313,96	27,39	582	24,4	10,26	0,27	4,5	1032	1,291	1100
	3000	22,60	7,09	306,08	28,10	584	24,5	10,29	0,40	4,95	948	1,311	1200
	3000	23,21	7,15	297,94	28,87	585	24,7	10,26	0,27	4,5	1032	1,291	1300

Çizelge 7.3 20 °Kma Püskürtme Avansı için Performans ve Egzoz Emisyonu Sonuçları

	n (d/d)	Mdo (Nm)	Neo (kW)	be g/kwh	η _e	Egz Sic C	Em. Sic C	CO ₂ %vol	CO % vol	O ₂ % vol	NOX ppm	λ	Püs. Bas. Bar
Diesel	2200	25,41	5,85	285,30	30,14	596	21,5	10,64	0,59	4,17	627	1,24	1100
	2200	25,48	5,87	286,37	30,03	610	21,7	11,59	0,78	3,04	711	1,15	1200
	2200	25,57	5,89	285,41	30,13	619	22,3	11,89	2,25	1,18	587	0,99	1300
	3000	20,63	6,48	332,95	25,83	591	21,4	9,98	0,43	5,27	547	1,34	1100
	3000	21,06	6,61	328,46	26,18	560	21,7	9,50	0,28	6,20	590	1,45	1200
B5	3000	21,37	6,71	323,71	26,57	590	21,8	8,68	0,11	7,72	579	1,61	1300
	2200	25,25	5,81	283,02	30,39	587	18,9	10,81	0,51	5,17	1447	1,30	1100
	2200	25,76	5,93	283,27	30,36	589	19,5	10,80	0,51	4,22	1486	1,25	1200
	2200	26,26	6,05	277,95	30,94	596	19,7	12,04	0,93	2,27	1577	1,09	1300
	3000	21,02	6,60	322,30	26,68	550	18,9	8,82	0,18	7,40	1265	1,57	1100
B10	3000	21,78	6,84	317,57	27,08	547	19,6	9,73	0,24	6,13	1301	1,42	1200
	3000	22,66	7,12	305,16	28,18	559	19,8	9,99	0,28	5,82	1369	1,39	1300
	2200	25,63	5,90	284,16	30,26	549	23	10,36	0,20	5,16	1643	1,34	1100
	2200	25,34	5,83	288,00	29,86	550	23	10,86	0,23	4,44	1676	1,28	1200
	2200	25,75	5,93	283,40	30,35	580	23,1	11,26	0,49	3,51	1618	1,19	1300
B20	3000	21,16	6,64	326,21	26,36	544	22,9	8,62	0,19	7,68	1034	1,61	1100
	3000	20,90	6,56	330,89	25,99	552	23	9,06	0,21	6,87	1183	1,51	1200
	3000	21,52	6,76	321,40	26,76	557	23,1	9,38	0,20	6,57	1253	1,48	1300
	2200	25,69	5,91	286,84	29,98	554	23,3	10,59	0,34	4,51	1627	1,279	1100
	2200	25,68	5,91	284,24	30,26	559	23,8	10,48	0,26	4,21	1729	1,267	1200
	2200	25,99	5,98	280,77	30,63	550	24	10,47	0,25	4,05	1660	1,258	1300
	3000	21,10	6,63	328,07	26,21	576	23,3	9,50	0,31	6,42	1138	1,449	1100
	3000	21,52	6,76	321,41	26,76	562	23,7	9,28	0,31	6,19	1158	1,442	1200
	3000	22,76	6,80	319,34	28,30	570	24	9,36	0,23	5,85	1327	1,420	1300

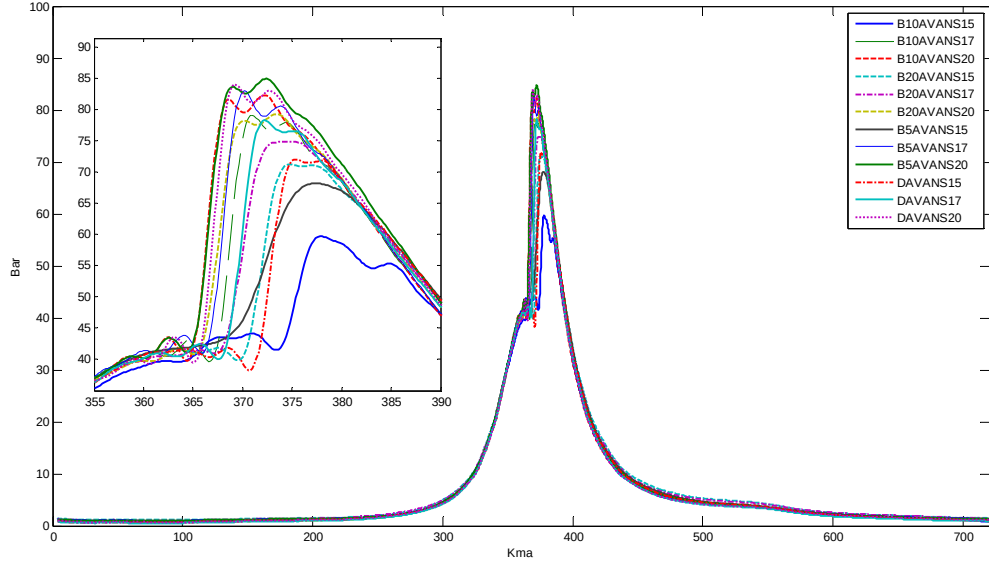
Çizelge 7.4 25 °Kma Püskürtme Avansı için Performans ve Egzoz Emisyonu Sonuçları

	n (d/d)	Mdo (Nm)	Neo (kW)	be g/kwh	η _e	Egz Sic C	Em. Sic C	CO ₂ %vol	CO % vol	O ₂ % vol	NOX ppm	λ	Püs. Bas. Bar
Diesel	2200	23,84	5,49	306,14	28,09	571	20,8	11,37	1,98	1,84	844	1,032	1100
	2200	24,20	5,57	301,60	28,51	570	21,1	11,43	1,53	2,26	1005	1,072	1200
	2200	24,17	5,56	301,98	28,48	581	21,5	11,33	1,51	2,18	1041	1,068	1300
	3000	22,02	6,91	314,10	27,38	578	21	10,25	0,63	4,44	760	1,349	1100
	3000	22,40	7,03	308,83	27,85	590	21,2	5,78	0,08	12,79	627	2,533	1200
B5	3000	22,37	7,02	309,13	27,82	594	21,5	9,06	0,10	9,41	879	1,720	1300
	2200	23,79	5,48	306,80	28,03	577	19,4	10,79	0,58	4,09	2018	1,233	1100
	2200	24,38	5,61	299,35	28,73	582	19,9	11,43	1,24	2,66	1834	1,106	1200
	2200	24,62	5,67	296,48	29,01	585	20,1	11,11	1,17	3,10	1950	1,137	1300
	3000	21,72	6,82	318,49	27,00	561	19,4	9,35	0,22	6,33	1701	1,458	1100
B10	3000	22,12	6,94	312,72	27,50	550	19,7	9,13	0,21	6,67	1642	1,495	1200
	3000	22,45	7,05	308,02	27,92	580	20,1	9,77	0,26	5,79	1570	1,397	1300
	2200	23,53	5,42	310,11	27,73	553	20,9	10,67	0,29	4,73	2096	1,294	1100
	2200	24,16	5,56	302,01	28,48	536	21,5	11,26	0,80	3,4	2085	1,171	1200
	2200	23,75	5,48	306,78	28,03	565	21,9	10,76	0,37	4,03	2102	1,241	1300
B20	3000	21,80	6,84	317,25	27,11	544	20,9	8,92	0,18	7,19	1451	1,550	1100
	3000	22,08	6,93	313,19	27,46	567	21,6	8,91	0,14	7,63	1569	1,588	1200
	3000	22,03	6,93	313,43	27,44	548	21,8	9,20	0,19	6,63	1557	1,491	1300
	2200	23,80	5,48	306,66	28,04	551	22,6	11,00	0,62	3,94	1814	1,216	1100
	2200	23,74	5,47	307,38	27,98	540	22,9	10,63	0,41	4,61	1929	1,279	1200
	2200	23,78	5,47	306,94	28,02	588	23,2	6,42	0,17	4,56	1936	1,478	1300
	3000	21,73	6,82	318,36	27,01	565	22,3	9,62	0,34	6,38	1456	1,438	1100
	3000	21,81	6,85	317,13	27,12	560	22,8	9,68	0,31	6,00	1575	1,411	1200
	3000	21,98	6,90	314,66	27,33	595	23,3	6,09	0,06	5,92	1678	1,675	1300

Şekil 7.1’de Diesel ve karışım yakıtlar için maksimum güç devri olan 3000 d/d motor hızı şartında ÜÖN’den 15-17-20 Kma önce yapılan püskürtmenin 1300 bar püskürtme basıncı değerinde gözlenen silindir içi basınç değişimi verilmektedir. Biodiesel katkılı yakıtların motor için uygun püskürtme avansı değerinde literatürde de verildiği gibi daha kısa sürede pik basınç değerlerini yakaladıkları görülmüştür. Bununla birlikte Yanagihara ve ark.(1997) çalışmalarında da belirtildiği gibi püskürtme avansının küçültülmesi, pik basınç değerinin düşmesine neden olmuştur.

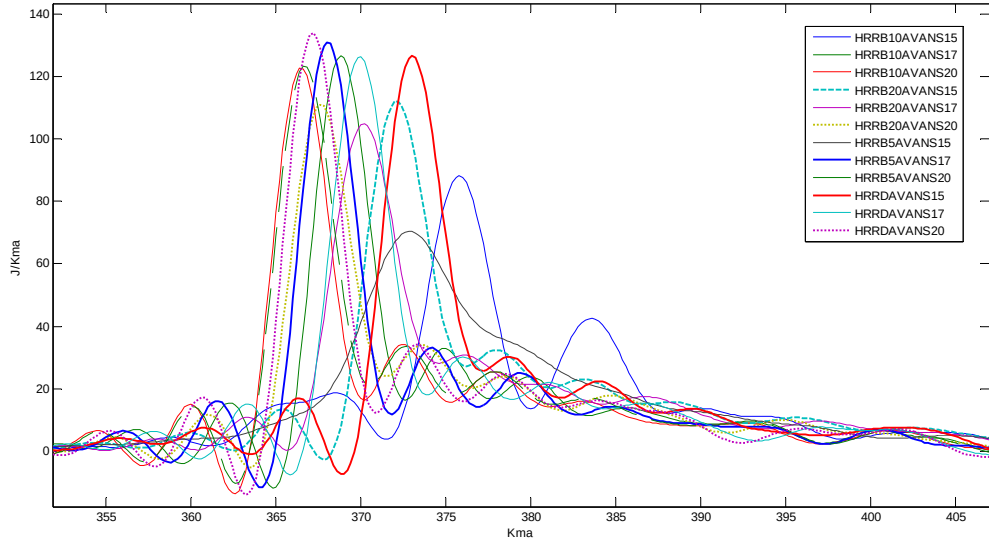
Laforgia ve Ardito (1994) ile Kumar ve ark. (2006) çalışmalarında, yakıta biodiesel ilavesinin pik basınç değerini düşürdüğünü gözlemişlerdir. Kumar'ın çalışmasında % 20 ye kadar biodiesel ile oluşturulan karışımın, çalışmamızda da olduğu gibi Diesel yakıtı ile elde edilen sonuçlara yakın değerler sergilemiştir.

Şekil 7.1'de görülen basınç verisi kullanılarak elde edilen Şekil 7.2'deki ısı açığa çıkış eğrileri incelendiğinde, yapılan çalışmalara benzer şekilde diesel yakıtına biodiesel katılmasının ön karışım yanma (premixed) fazındaki ısı açığa çıkışını yükselttiği, difüzyon fazındaki yanmayı kısalttığı görülmektedir. Diğer taraftan püskürtme avansının ÜÖN' ya yaklaştırılması, ön fazın pik değerinin düşmesine, difüzyon fazındaki değerlerin yükselmesine neden olmuştur. Huang ve ark. (2004) yaptıkları çalışmada da bu sonuçlara benzer şekilde biodiesel yakıtların ön karışım yanma fazı pik değerinin yükselttiği, püskürtme avansının küçültülmesinin ısı açığa çıkışı faz yapısını etkilediği, ÜÖN'ya yaklaşmasının ön karışım pik değerini düşürdüğü sonuçlarına varmışlardır. Benzer sonuç Rakopoulos ve ark. (2007a) tarafından da gözlenmiştir. Çalışmada her ne kadar biodiesel kullanımında basıncın pik değerleri değişmese de, biodiesel kullanımındaki ısı açığa çıkış yapısı yüksek pik değere sahip ön karışım yanmalıdır. Rakopoulos ve ark. (2007b) diğer bir çalışmada da yağların biodiesele dönüştürülmesinde temel katkı olan etanolün yakıta katılmasının benzer şekilde ön yanma fazının pik değerini arttırdığını gözlemişlerdir. Etanolün düşük setan sayısına sahip olması tutuşma gecikme süresini uzatmakta, yanmaya hazır yakıt miktarının artmasına neden olmaktadır. Bu durum tutuşmayı takiben hızlı yanma gerçekleşmesine dolayısıyla ön karışım (premixed) yanma fazının daha yüksek ve keskin olmasını sağlamaktadır. Biodieselin ana katkı maddeleri olan alkollerin (methanol-ethanol) neden olduğu bu durum, biodiesel-diesel karışımlarının ön yanma fazındaki yüksek pik değerlerinin temel nedeni olarak verilebilir. Çanakçı'nın (2006) çalışmasında ise %20 lik biodiesel-diesel karışımının diesel yakıtına yakın ısı açığa çıkışı davranışı gösterdiği, %100 biodieselin ise erken tutuşma ile daha düşük ön karışım pik değerine sahip olduğu görülmüştür. Benzer şekilde Kumar ve ark.(2006) çalışmasında da, B20 yakıtı ile diesel yakıtına yakın ısı açığa çıkışı davranışı gözlenmiştir.

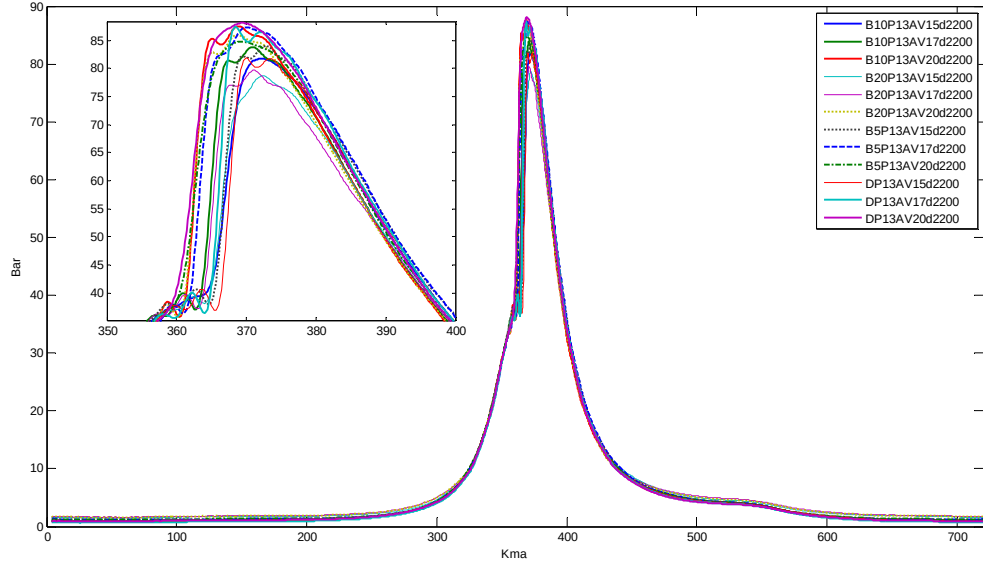


Şekil 7.1 Sabit basınçta avans değişimine bağlı silindir içi basınç değişimi (3000 d/d motor hızı, 1300 bar püskürtme basıncı)

Şekil 7.3'de Diesel ve karışım yakıtlar için maksimum moment devri olan 2200 d/d motor hızı şartında ÜÖN'dan 15-17-20 Kma önce yapılan püskürtmenin 1300 bar püskürtme basıncı değerinde gözlenen silindir içi basınç değişimi verilmektedir. Biodiesel katkılı yakıtların motor için uygun püskürtme avansı değerinde maksimum güç devrinde elde edilen sonuçlara benzer şekilde daha kısa sürede pik basınç değerlerini yakaladıkları görülmüştür.

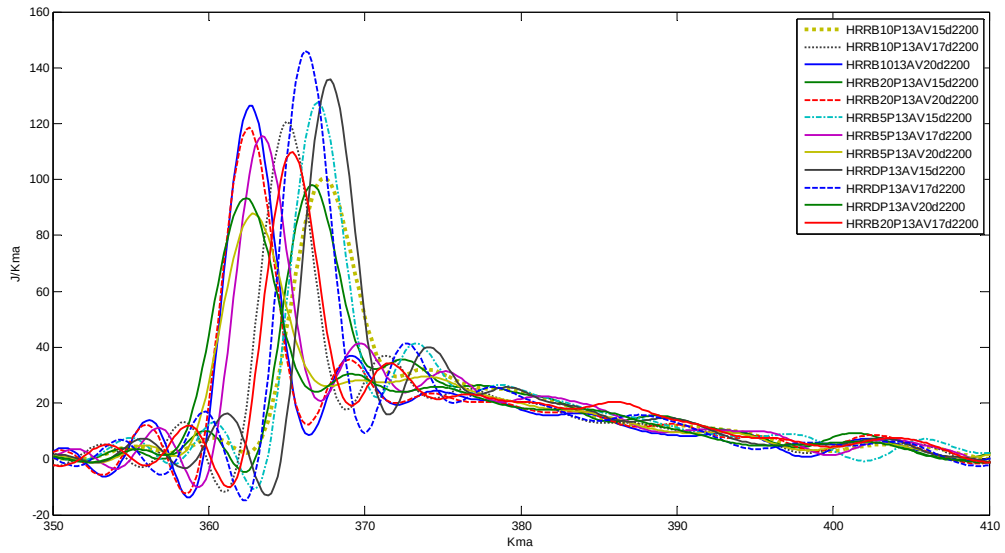


Şekil 7.2 Sabit basınçta avans değişimine bağlı ısı açığa çıkışı (3000 d/d motor hızı, 1300 bar püskürtme basıncı)



Şekil 7.3 Sabit basınçta avans değişimine bağlı silindir içi basınç değişimi (2200 d/d motor hızı, 1300 bar püskürtme basıncı)

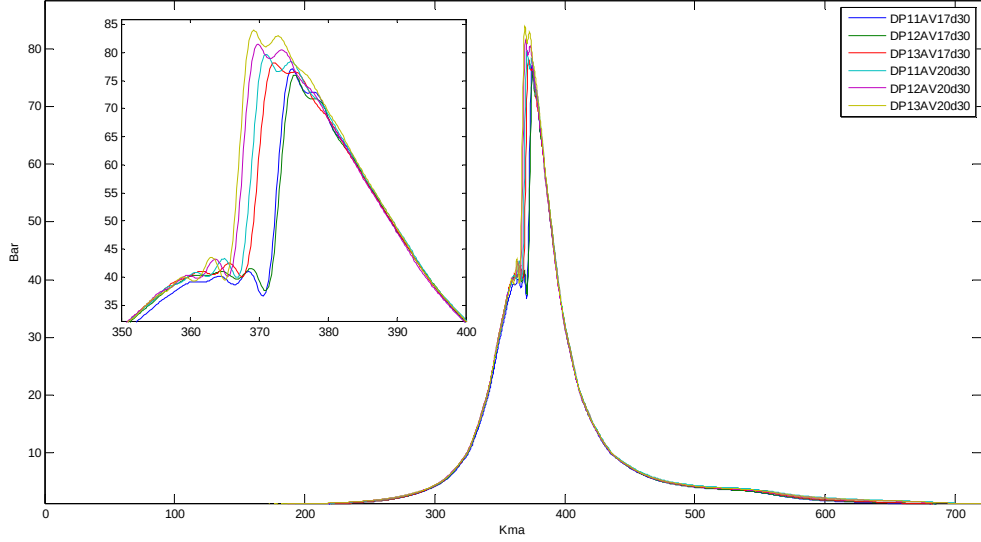
Şekil 7.3’de görülen basınç verisi kullanılarak elde edilen Şekil 7.4’de verilen ısı açığa çıkış eğrileri incelendiğinde, püskürtme avansının ÜÖN’ ya yaklaştırılması maksimum güç bölgesinin aksine ön karışım yanma fazının pik değerinin yükselmesine olmuştur.



Şekil 7.4 Sabit basınçta avans değişimine bağlı ısı açığa çıkışı (2200 d/d motor hızı, 1300 bar püskürtme basıncı)

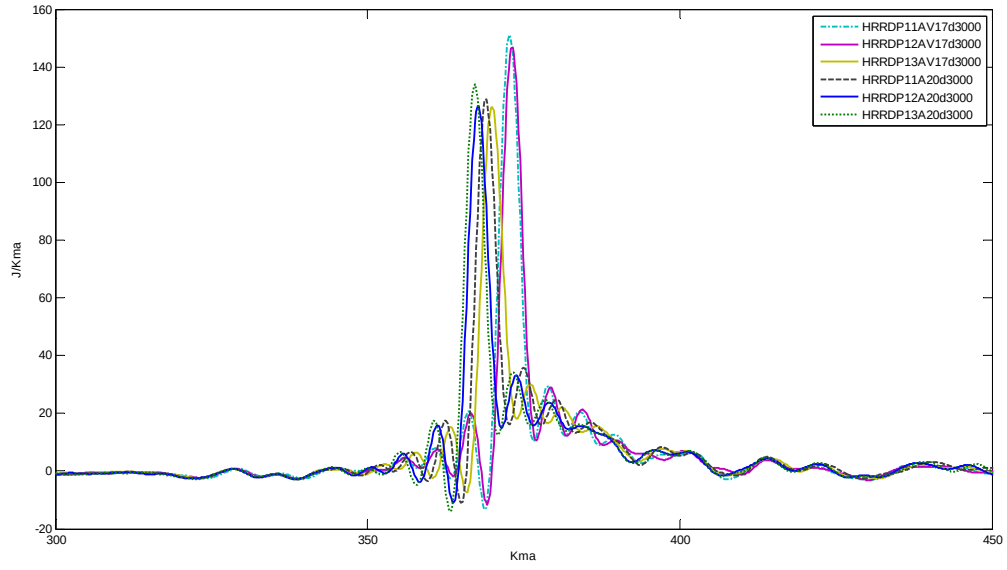
Şekil 7.5’da Diesel yakıtı için maksimum güç devri olan 3000 d/d motor hızı şartında ÜÖN’den 17–20 Kma önce yapılan püskürtmenin 3 farklı püskürtme basıncı (1100-1200-1300bar) değerinde gözlenen silindir içi basınç değişimi verilmektedir. Püskürtme basıncının

artırılması ile birim zamanda püskürtülen yakıt miktarının artması, artan basınç ile daha erken ve daha yüksek pik basınç değerlerinin yakalanmasını sağlamıştır. Diesel yakıtı için 20° Kma önce yapılan püskürtme ile daha yüksek pik basınç değerleri elde edilmiştir.

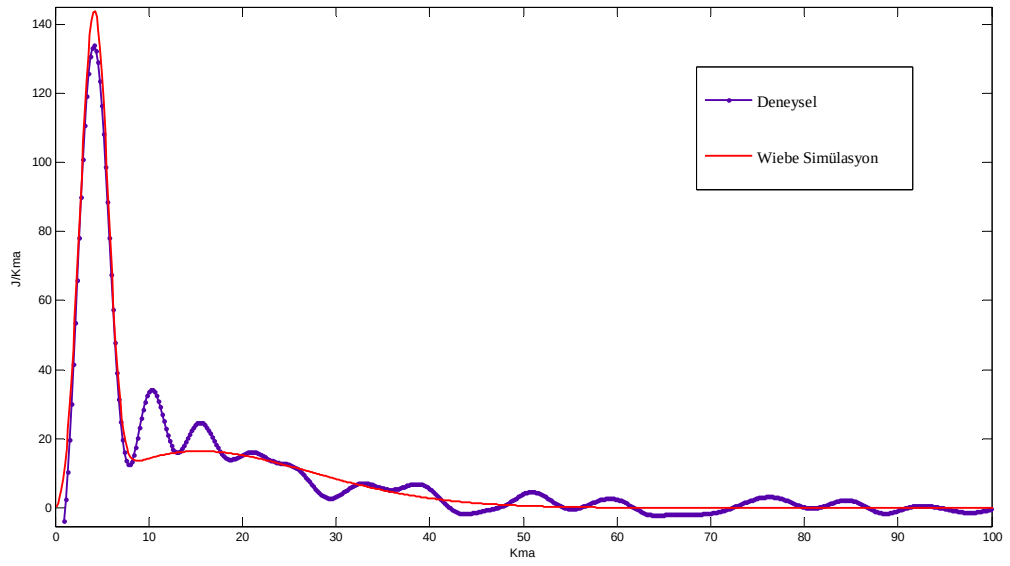


Şekil 7.5 D100 yakıtı 3 farklı püskürtme basıncı 2 farklı avans değeri için silindir içi basınç değişimi (3000 d/d motor hızı)

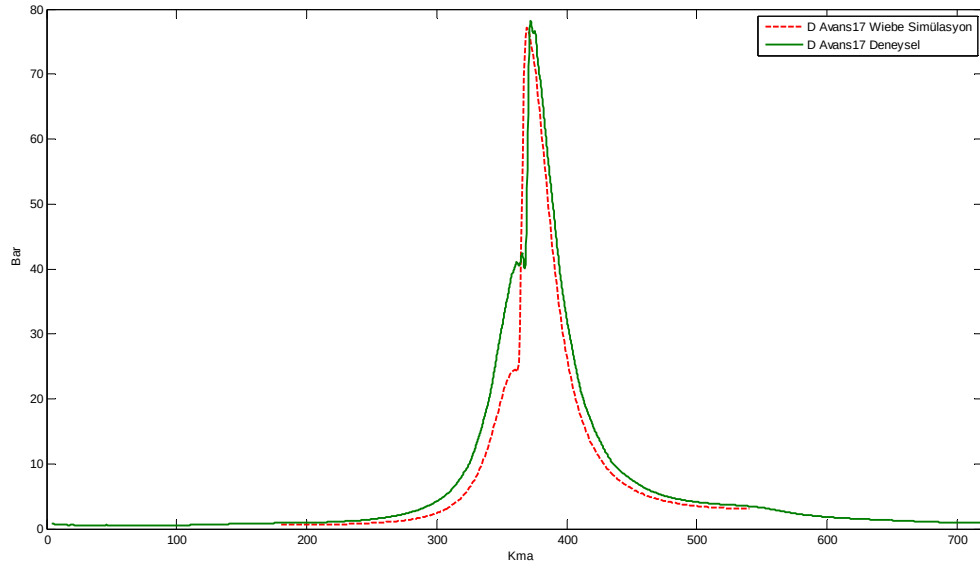
Basınç sonuçları ile şekil 7.6’da verilen ısı açığa çıkış eğrileri incelendiğinde, genel olarak geç yapılan püskürtmede ön karışım yanma fazının pik değeri yüksek gözlenmiştir. Erken yapılan püskürtmede ise, püskürtme basıncının artırılması ile ön karışım fazında tutuşma daha erken, eğri daha yüksek ve keskindir. Şekil7.7 de verilen karşılaştırmalı ısı açığa çıkış grafiği incelendiğinde ön yanma fazında wiebe denklemi ile deneysel ölçümlere yakın sonuçlar elde edilmiştir. Difüzyon fazı sapmaları kabul edilebilir sınırlarda hesaplanmıştır. Bu ısı açığa çıkış değerleri kullanılarak, şekil 7.8’deki basınç değişim grafiği elde edilmiştir.



Şekil 7.6 D100 yakıtı 3 farklı püskürtme basıncı 2 farklı avans değeri için ısı açığa çıkışı (3000 d/d motor hızı, 1300 bar püskürtme basıncı)

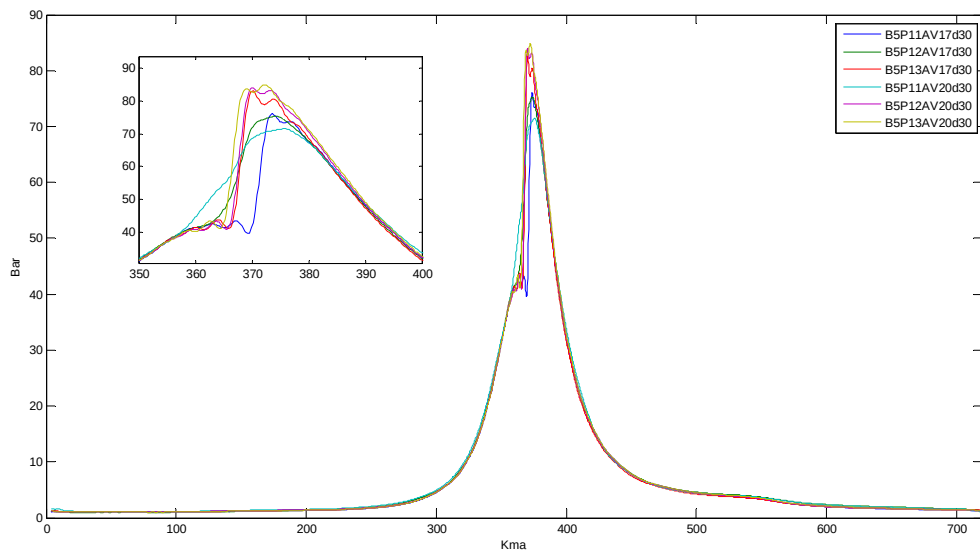


Şekil 7.7 Diesel yakıtı için 1300 bar püskürtme basıncı 3000 d/d motor hızı şartında gerçek ve ikili wiebe fonksiyonu ile elde edilmiş ısı açığa çıkış grafiği



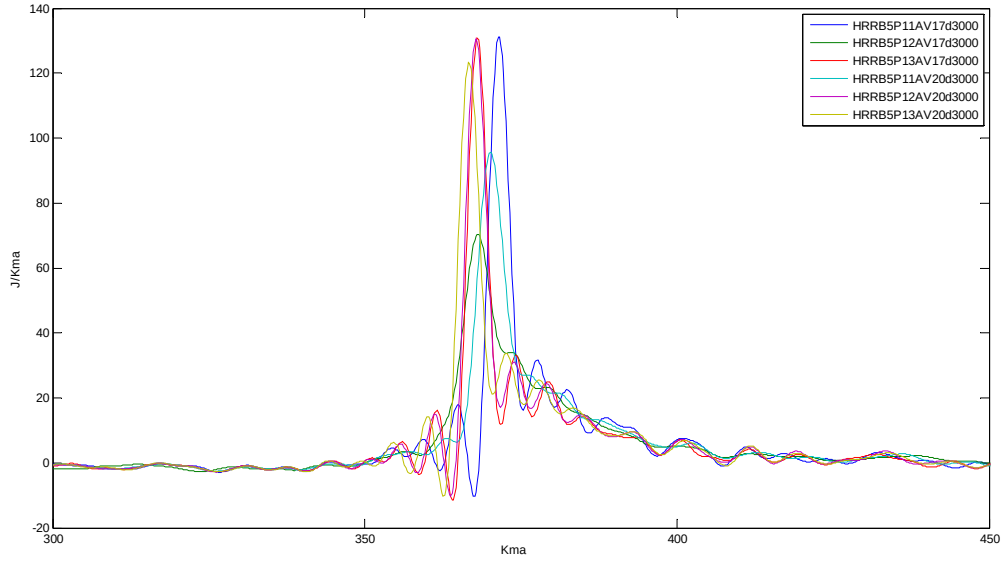
Şekil 7.8 Diesel yakıtı için 1300 bar püskürtme basıncı 3000 d/d motor hızı şartında gerçek ve ikili wiebe fonksiyonu ile elde basınç değişim grafiği

Şekil 7.9'da B5 yakıtı için maksimum güç devri olan 3000 d/d motor hızı şartında ÜÖN'dan 17–20 Kma önce yapılan püskürtmenin 3 farklı püskürtme basıncı (1100-1200-1300bar) değerinde gözlenen silindir içi basınç değişimi verilmektedir. Diesel deneylerinde olduğu gibi püskürtme basıncının artırılması ile birim zamanda püskürtülen yakıt miktarının artması, artan basınç ile daha erken ve daha yüksek pik basınç değerlerinin yakalanmasını sağlamıştır. Benzer şekilde B5 yakıtı için 20° Kma önce yapılan püskürtme ile daha yüksek pik basınç değerleri elde edilmiştir.

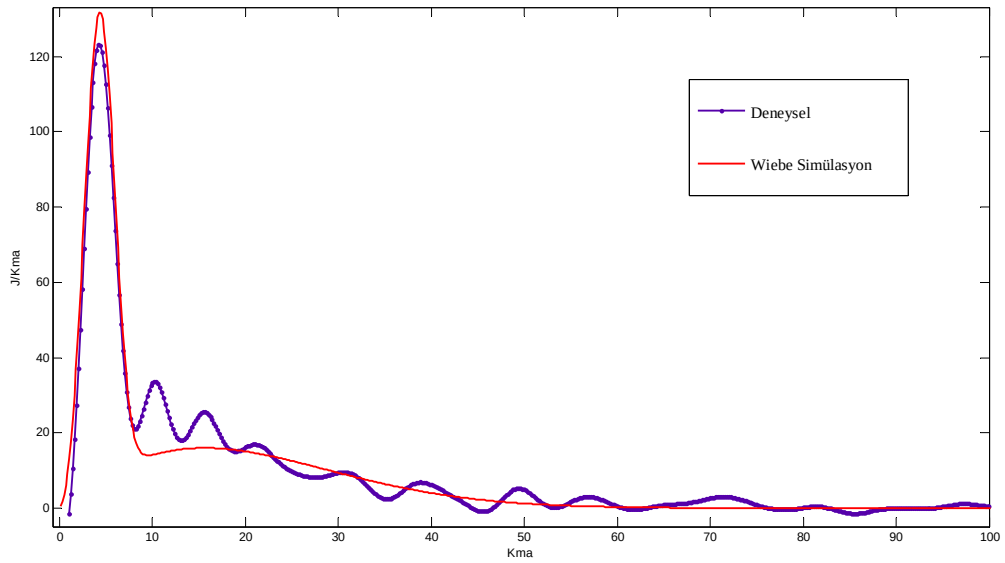


Şekil 7.9 B5 yakıtı 3 püskürtme basıncı 2 farklı avans değeri için silindir içi basınç değişimi (3000 d/d motor hızı)

Basıncın artırılması ile 17° Kma püskürtme avansı değerinde de 20° Kma değerinde elde edilen pik basınç değeri elde edilmiştir. Basınç sonuçları ile şekil 7.10'da verilen ısı açığa çıkış eğrileri incelendiğinde, D100 deneylerine benzer şekilde, geç yapılan püskürtmede ön karışım yanma fazının pik değerleri genel olarak yüksek gözlenmiştir. Erken yapılan püskürtmede ise, püskürtme basıncının artırılması ile ön karışım fazında tutuşma daha erken, eğri daha yüksek ve keskindir. Bununla birlikte, basıncın düşürülmesi ile difüzyon yanma fazı belirginleşmiştir.

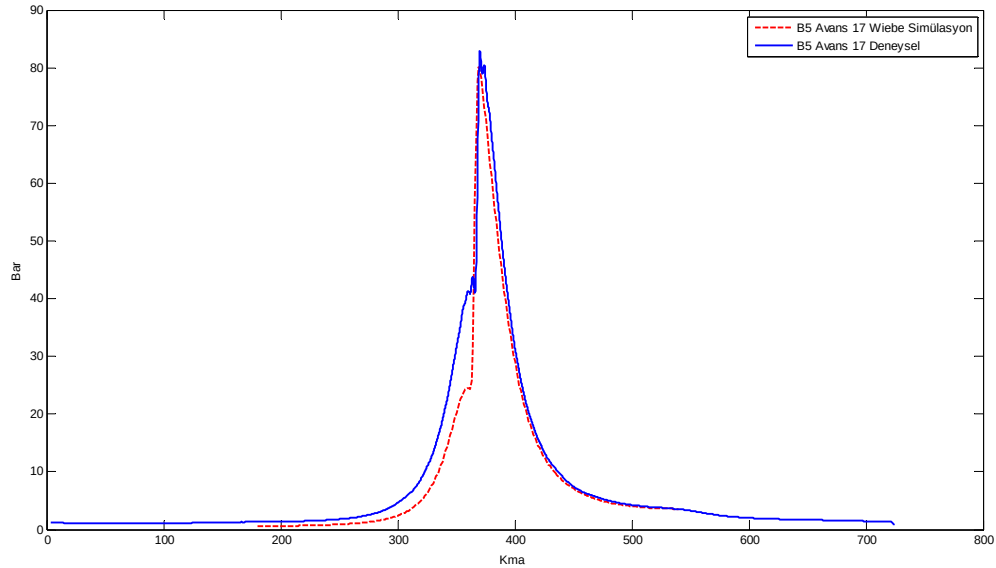


Şekil 7.10 B5 yakıtı 3 farklı püskürtme basıncı 2 farklı avans değeri için ısı açığa çıkışı (3000 d/d motor hızı, 1300 bar püskürtme basıncı)



Şekil 7.11 B5 yakıtı için 1300 bar püskürtme basıncı 3000 d/d motor hızı şartında gerçek ve ikili wiebe fonksiyonu ile elde edilmiş ısı açığa çıkış grafiği

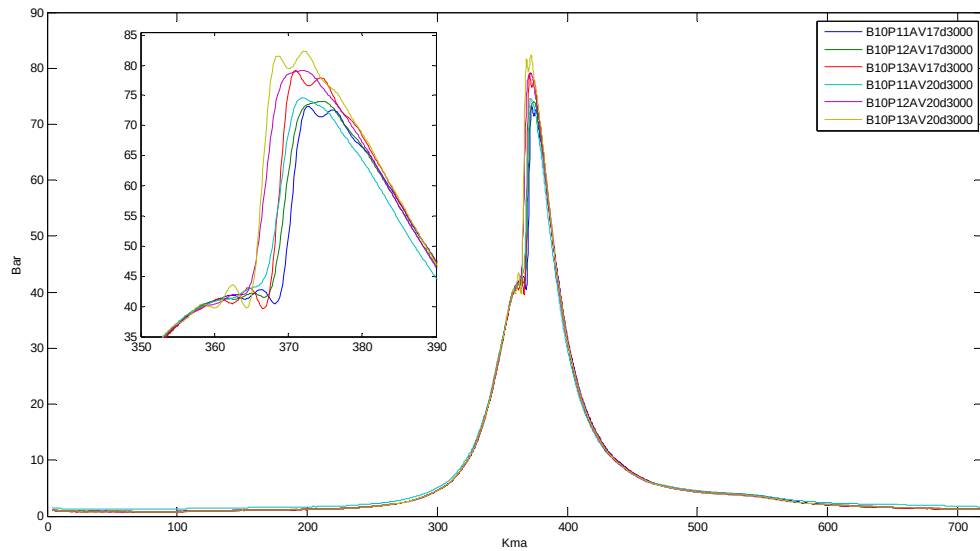
Şekil 7.11’de verilen karşılaştırmalı ısı açığa çıkış grafiği incelendiğinde ön yanma fazında wiebe denklemi ile deneysel ölçümlere yakın sonuçlar elde edilmiştir. Difüzyon fazının başlangıç bölümlerindeki hesaplanan ısı açığa çıkış değerlerindeki sapmalar fazla olsa da genel olarak bu fazda da deneysel sonuçlara yakın değerler elde edilmiştir. Bu ısı açığa çıkış değerleri kullanılarak, şekil 7.12’deki basınç değişim grafiği elde edilmiştir.



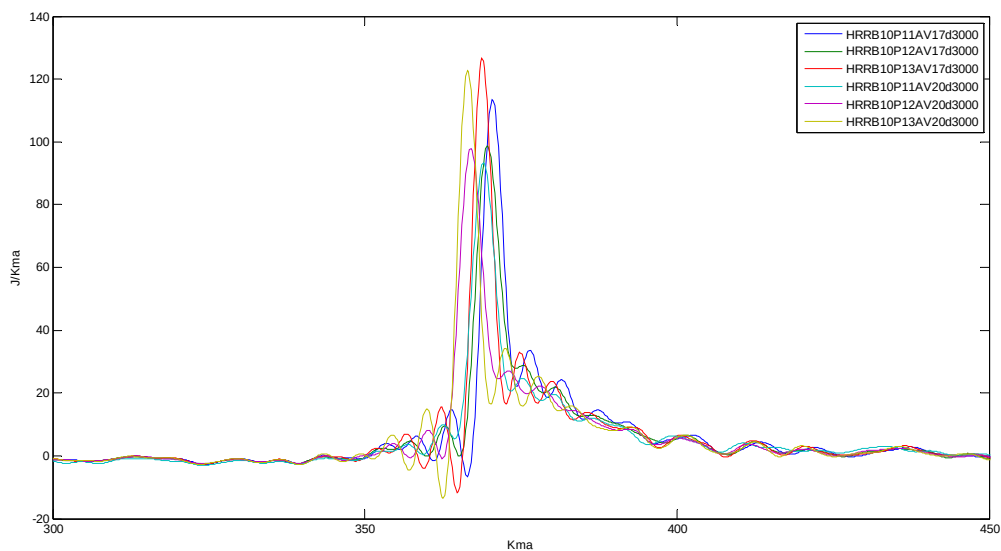
Şekil 7.12 B5 yakıtı için 1300 bar püskürtme basıncı 3000 d/d motor hızı şartında gerçek ve ikili wiebe fonksiyonu ile elde basınç değişim grafiği

Şekil 7.13’de B10 yakıtı için maksimum güç devri olan 3000 d/d motor hızı şartında ÜÖN’den 17–20 Kma önce yapılan püskürtmenin 3 farklı püskürtme basıncı (1100-1200-1300bar) değerinde gözlenen silindir içi basınç değişimi verilmektedir. Püskürtme basıncının artırılması benzer şekilde yüksek pik basınç değerlerinin yakalanmasını sağlamıştır. B5 yakıtı deneylerinde de olduğu gibi B10 yakıtı içinde 20° Kma önce yapılan püskürtme ile daha yüksek pik basınç değerleri elde edilmiştir. Bununla birlikte basıncın artırılması ile 17° Kma püskürtme avansı değerinde de 20° Kma değerinde elde edilen pik basınç değeri görülmüştür.

Basınç sonuçları ile şekil 7.15’de verilen ısı açığa çıkış eğrileri incelendiğinde, her iki avans değerinde de yüksek basıçta püskürtmede ön karışım yanma fazının pik değerlerinin yüksek olduğu gözlenmiştir. Az miktarda biodiesel ilavesinde ön yanma fazındaki ısı açığa çıkış değerleri yükselse de, deneylerde kullandığımız yakıtın karışım yakıt içindeki oranı arttıkça ön yanma fazı pik değerleri düşmüştür.

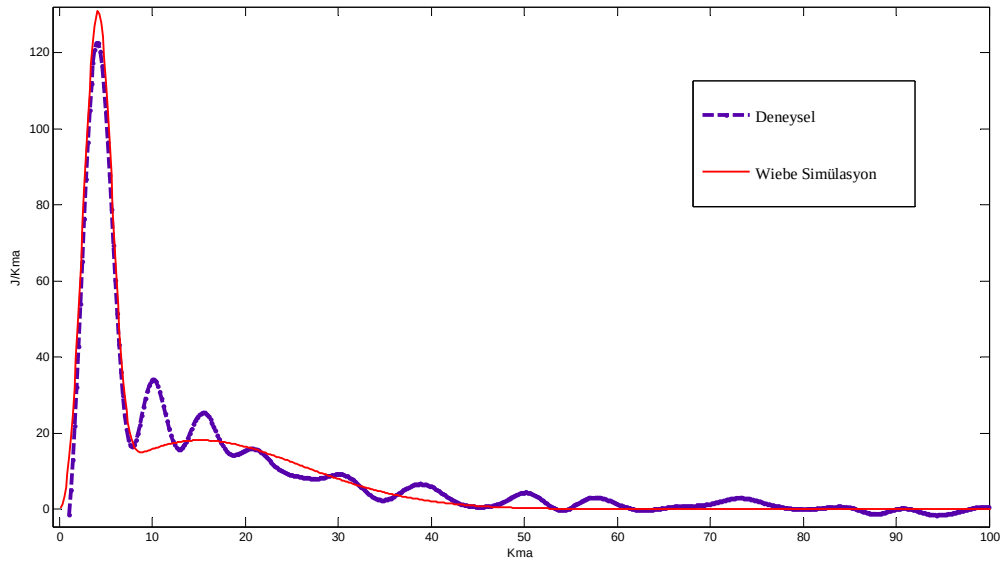


Şekil 7.13 B10 yakıtı 3 farklı püskürtme basıncı 2 farklı avans değeri için silindir içi basınç değişimi (3000 d/d motor hızı)

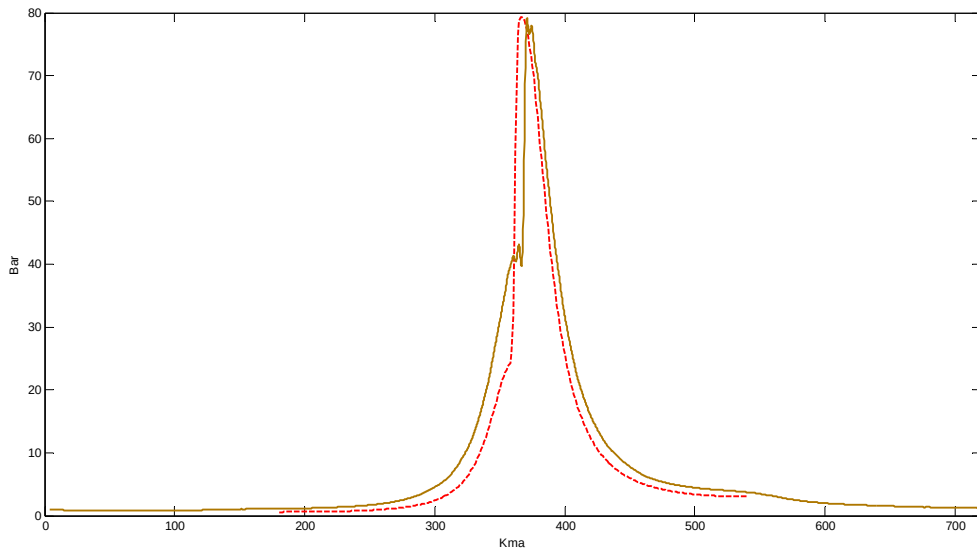


Şekil 7.14 B10 yakıtı 3 farklı püskürtme basıncı 2 farklı avans değeri için ısı açığa çıkışı (3000 d/d motor hızı, 1300 bar püskürtme basıncı)

Şekil 7.15’da verilen karşılaştırmalı ısı açığa çıkış grafiği incelendiğinde diğer sonuçlara benzer şekilde ön yanma fazında wiebe denklemi ile deneysel ölçümlere yaklaşılmıştır. Difüzyon fazının başlangıç bölümlerindeki hesaplanan ısı açığa çıkış değerlerindeki sapmalar fazla olsa da genel olarak bu fazda da deneysel sonuçlara yakın değerler elde edilmiştir. Wiebe fonksiyonu kullanılarak hesaplanan ısı açığa çıkış değerleri kullanılarak, şekil 7.16’daki basınç değişim grafiği elde edilmiştir. Bu grafik incelendiğinde, pik basınç değerinin yakalandığı ancak yanma başlangıç noktasında sapma olduğu görülmektedir.

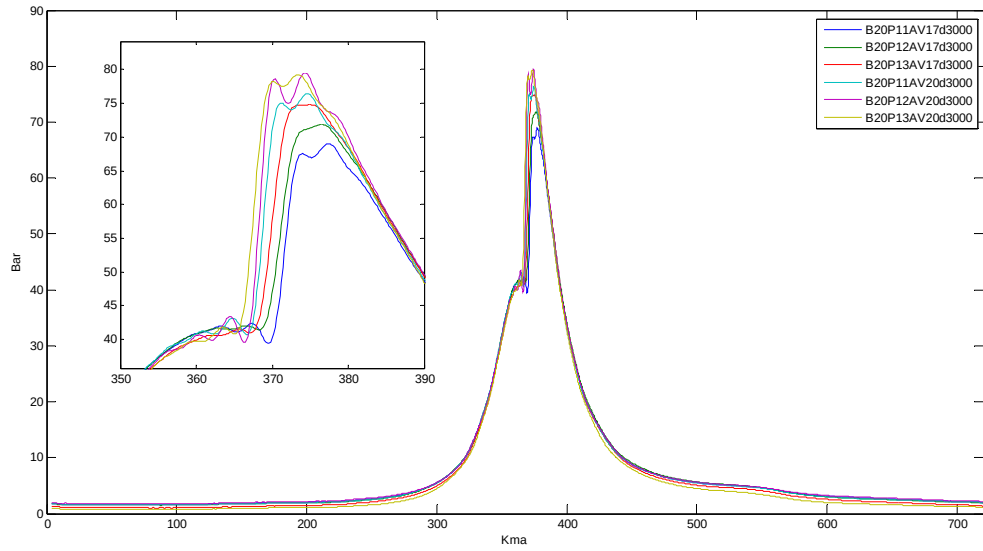


Şekil 7.15 B10 yakıtı için 1300 bar püskürtme basıncı 3000 d/d motor hızı şartında gerçek ve ikili wiebe fonksiyonu ile elde edilmiş ısı açığa çıkış grafiği



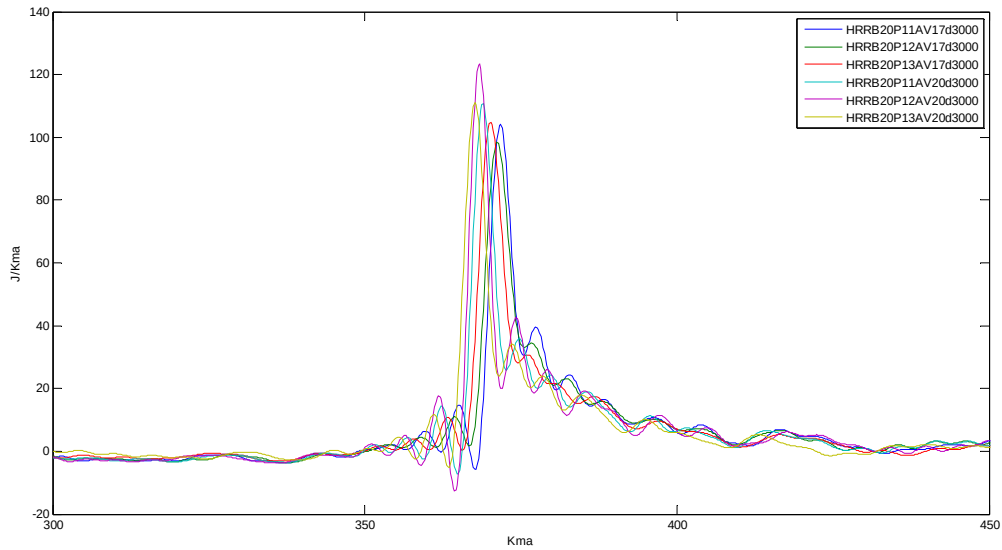
Şekil 7.16 B10 yakıtı için 1300 bar püskürtme basıncı 3000 d/d motor hızı şartında gerçek ve ikili wiebe fonksiyonu ile elde basınç değişim grafiği

Şekil 7.17'de B20 yakıtı için maksimum güç devri olan 3000 d/d motor hızı şartında ÜÖN'dan 17–20 Kma önce yapılan püskürtmenin 3 farklı püskürtme basıncı (1100-1200-1300bar) değerinde gözlenen silindir içi basınç değişimi verilmektedir. Püskürtme basıncının artırılması uygun avans değerinde diğer deneyler sonuçlarında görüldüğü gibi yüksek pik basınç değerlerinin yakalandığı görülmüştür. Bununla birlikte, karışımda artan biodiesel miktarının püskürtme basıncı yükseltile de gözlenen pik basınç değerlerini düşürdüğü görülmüştür. Diğer taraftan, avans deneylerinin genelinde görüldüğü gibi B20 yakıtı içinde 20° Kma önce yapılan püskürtme ile daha yüksek pik basınç değerleri elde edilmiştir.



Şekil 7.17 B20 yakıtı 3 farklı püskürtme basıncı 2 farklı avans değeri için silindir içi basınç değişimi (3000 d/d motor hızı)

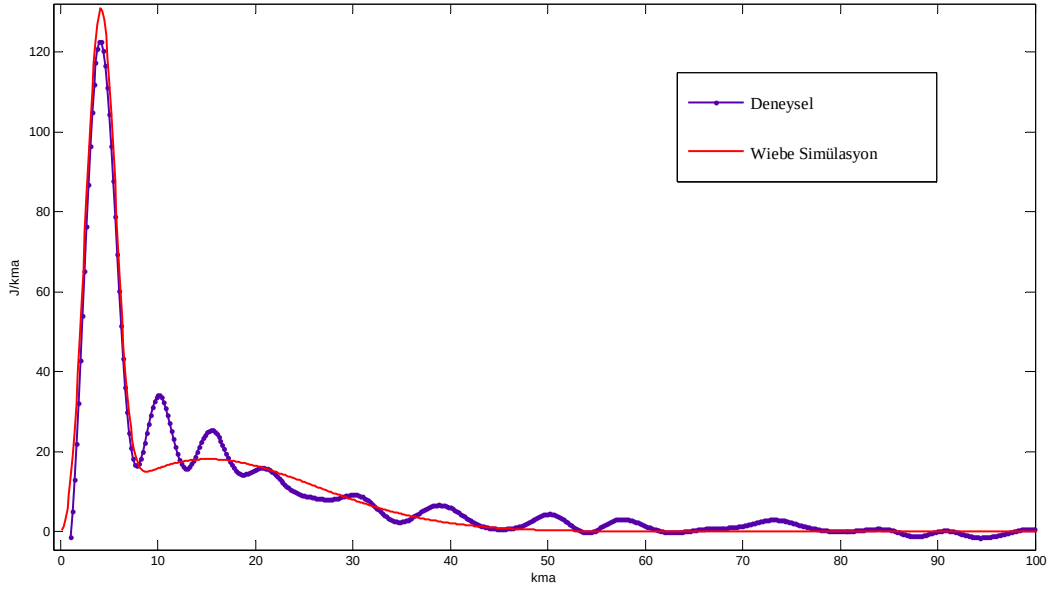
Basınç sonuçları ile şekil 7.18’de verilen ısı açığa çıkış eğrileri incelendiğinde, karışımdaki biodiesel miktarının artışı ile erken yapılan püskürtmede ön yanma fazındaki ısı açığa çıkış değerleri yükselmektedir. Bu durum bu konuda yapılan çalışmalarda da karşılaşılan bir sonuçtur.



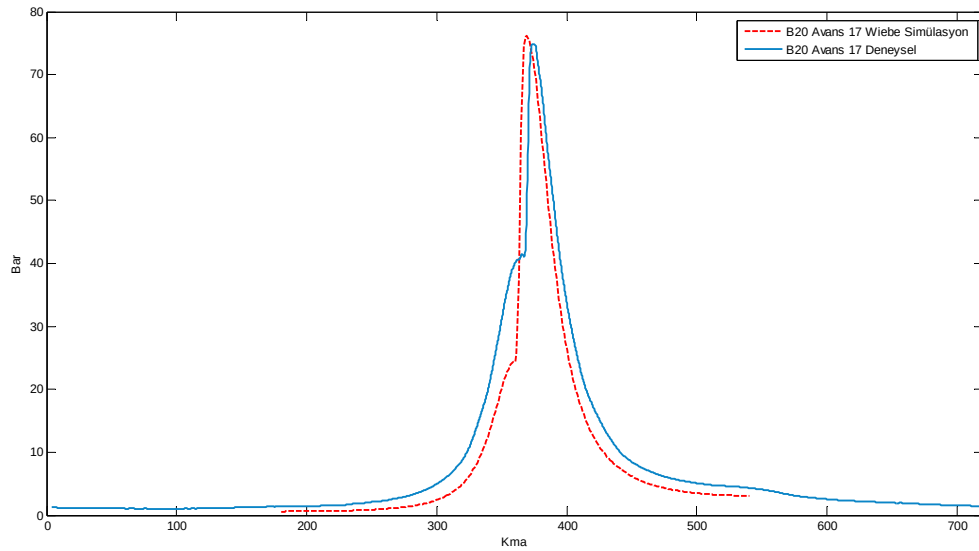
Şekil 7.18 B20 yakıtı 3 farklı püskürtme basıncı 2 farklı avans değeri için ısı açığa çıkışı (3000 d/d motor hızı, 1300 bar püskürtme basıncı)

Şekil 7.19’da verilen karşılaştırmalı ısı açığa çıkış grafiği incelendiğinde diğer sonuçlara benzer şekilde ön yanma fazında wiebe denklemi ile deneysel ölçümlere yaklaşılmıştır. Difüzyon fazının başlangıç bölümlerindeki hesaplanan ısı açığa çıkış değerlerindeki sapmalar fazla olsa da genel olarak bu fazda da deneysel sonuçlara yakın değerler elde

edilmiştir. Wiebe fonksiyonu kullanılarak hesaplanan ısı açığa çıkış değerleri kullanılarak, şekil 7.20'deki basınç değişim grafiği elde edilmiştir. Bu grafik incelendiğinde, pik basınç değerinin yakalandığı ancak yanma başlangıç noktasında önceki sonuçlarda olduğu gibi kabul edilebilir sapma olduğu görülmektedir.



Şekil 7.19 B20 yakıtı için 1300 bar püskürtme basıncı 3000 d/d motor hızı şartında gerçek ve ikili wiebe fonksiyonu ile elde edilmiş ısı açığa çıkış grafiği



Şekil 7.20 B20 yakıtı için 1300 bar püskürtme basıncı 3000 d/d motor hızı şartında gerçek ve ikili wiebe fonksiyonu ile elde edilmiş basınç değişim grafiği

7.2 Fazlı Püskürtmenin Motor Performansı ve Egzoz Emisyonu Üzerine Etkileri

Referans değerlerin elde edilebilmesi için deneylerde öncelikle %100 motorin kullanılmıştır. Deneylere başlamadan önce her basınç değeri için aynı püskürtme miktarını (pilot ve ana püskürtme toplamı) verecek şekilde yakıt püskürtme süreleri belirlenmiştir. Deneylerde pilot püskürtme avansı Ü.Ö.N ‘dan önce 30-27-25 Kma, ana püskürtme avansıda 20-17-15 Kma olarak değiştirilmiş ve etkileri gözlenmiştir. Daha önce püskürtme avansı deneylerinde anlatılan ısıtma periyodunu takiben ölçümlere geçilmiştir. Öncelikle motorun püskürtme basıncı 1100 bar, ön püskürtme avansı 30 Kma, ana püskürtme avansı 20-17-15 olarak ayarlanmıştır. Motorun maksimum gücü verdiği hız olan 3000 d/d için belirlenmiş yakıt miktarı PLC ile ayarlandıktan sonra, artmaya başlayan motor hızı, motorun yüklenmesi ile düşürülmüş ve bu hız değerinde çalışması sağlanmıştır. Bu esnada motor torku, silindir içi basınç değişimi ve egzoz emisyonları ölçülmüş ve kaydedilmiştir. Bu işlemin ardından yakıt püskürtme miktarı (ilgili hız için belirlenmiş değere kadar) ve motorun yükleme miktarı artırılarak üç hız (1800–2000–2200) kademesi için sonuçlar alınmıştır. Bu şartta püskürtme basıncı değeri değiştirilerek (1200–1300) uygun püskürtme miktarlarında ölçümler tekrarlanmıştır. Çizelge 7.7,7.8,7.9’de sonuçlar verilmektedir

Bu deneyi takiben pilot püskürtme avansı 27 Kma, ana püskürtme avansı 17 Kma değiştirilmiş, daha sonra pilot püskürtme avansı 25 Kma, ana püskürtme avansı 15 Kma olarak değiştirilmiştir ve yukarıda anlatılan deney prosedürü tekrarlanmıştır.

Elde edilen deney sonuçları incelendiğinde, püskürtme basıncı artışının performans değerlerinde artışa neden olduğu görülmüştür. Genel olarak tüm yakıtlar için plot püskürtmenin ÜÖN dan 30 Kma önce ve ana püskürtmenin ÜÖN dan 17 Kma önce yapıldığı şartta maksimum güç değerleri elde edilmiştir. Motorin için yapılan deneylerde 1300 bar püskürtme basıncı değeri için 3000 d/d motor hızında 7,56 kW güç elde edilmiştir. Aynı motor hızı ve püskürtme basıncı şartında, B5 yakıtı için 7,28kW, B10 yakıtı için 7,66 kW ve B20 yakıtı için 7,6 kW güç elde edilmiştir. Elde edilen bu sonuçlar, biodiesel ilavesinin uygun püskürtme avansı değerinde motorun maksimum güç değerini düşürmediği görülmüştür.

Maksimum moment bölgesinde elde edilen sonuçlar incelendiğinde, pilot ve ana püskürtme avansı değerlerinin ÜÖN’ ya yaklaştırılmasının moment değerlerini artırdığı görülmüştür. Bu durumun en temel nedeni düşen motor devri ile azalan çevrim sayısı ve birim çevrim süresinin uzamasıdır. Deneylerde, motorin yakıtı ile 1200 bar püskürtme basıncı değerinde ÜÖN’ dan 25 Kma önce yapılan pilot ve 15 Kma önce yapılan ana püskürtme ile maksimum tork değeri olan 27,34 Nm elde edilmiştir. Karışım yakıtlar ile yapılan deneylerde ise

maksimum tork 1300 bar basınç değerinde B5 yakıtı için 27,4 Nm, B10 yakıtı için 28,01Nm ve B20 yakıtı için 27.48 Nm olarak ölçülmüştür. Elde edilen bu değerlerin ışığında hacimsel olarak %20'e kadar biodiesel ilavesinin gözlenen maksimum tork ve güç değerlerinde olumsuz bir etkisi gözlenmemiştir.

Emisyon sonuçları incelendiğinde, tek kademe püskürtmede olduğu gibi fazlı püskürtmede de artan püskürtme basıncı ile ufak sapmalar göz ardı edildiğinde genel olarak NO_x emisyonlarında artış görülmüştür. Performans sonuçları ile eşlenik olarak incelendiğinde maksimum gücün alındığı avans olan 17 Kma değerinde tek faz püskürtmeden farklı olarak nispeten daha düşük değerler gözlenmiştir. Genel olarak erken yapılan püskürtmede NO_x emisyonlarında artış görülmüştür. Ön püskürtmenin 30 Kma ve 25 Kma değerinde ve ana püskürtmenin 15 Kma yapıldığı sonuçlar incelendiğinde, pilot püskürtmenin ÜÖN'ya yaklaştırılmasının tüm yakıtlar için belirgin olarak NO_x emisyonlarını azalttığı gözlenmiştir. Buna rağmen CO₂ ve CO emisyonlarında eğilim tam ters olarak gözlenmiştir. Ancak performans sonuçları ile eşlenik incelendiğinde ana püskürtmenin ÜÖN'dan 15 kma önce, pilot püskürtmenin 25 kma önce yapıldığı durumda, pilot püskürtmenin 30 kma önce yapıldığı duruma oranla tüm yakıtlar için gözle görünür daha yüksek güç ve tork değerleri gözlenmiştir. Bununla birlikte biodiesel ilavesi ile maksimum güç değeri için CO₂ emisyonlarında da bir miktar artış gözlenmiştir. Pilot püskürtmeli çalışma şartında tek faz püskürtmeden farklı olarak, artan basınç etkisi ile CO₂ emisyonları küçük değişimler gösterse de genel eğiliminde kayda değer farklılık gözlenmemiştir. CO emisyonu değişimleri incelendiğinde, artan püskürtme basıncı ile CO emisyonlarında bir miktar artış olduğu görülmüştür.

Ghaffarpour ve Baranescu (1996) çalışmalarında ön püskürtmenin özellikle rölantide NO_x emisyonu azaltmada çok etkili olduğunu gözlemişlerdir. Ancak yakın yapılan ikili püskürtmenin yüksek hız ve yükte NO_x azaltmada etkili olmadığı, hava soğutucu (intercooler) kullanmanın daha etkili sonuçlarına varmışlardır

Ogawa ve ark.(2000) yaptıkları iki aşamalı püskürtmede, pilot püskürtmenin NO_x emisyonlarını azalttığını, NO_x emisyonlarındaki azalma ve yanmadaki iyileşmenin pilot püskürtme miktarının minimum tutulması ile gerçekleştiğini gözlemişlerdir. Bununla birlikte, ağır yük şartında erken yapılan pilot püskürtmenin, geç yapılan pilot püskürtmeye oranla özgül yakıt tüketiminde daha fazla iyileşme sağladığını, NO_x emisyonlarını ise bir miktar arttırdığı, sonucuna varmışlardır.

Çizelge 7.5 30 °Kma Pilot Püskürtme 20 °Kma Ana Püskürtme Avansı için Performans ve Egzoz Emisyonu Sonuçları

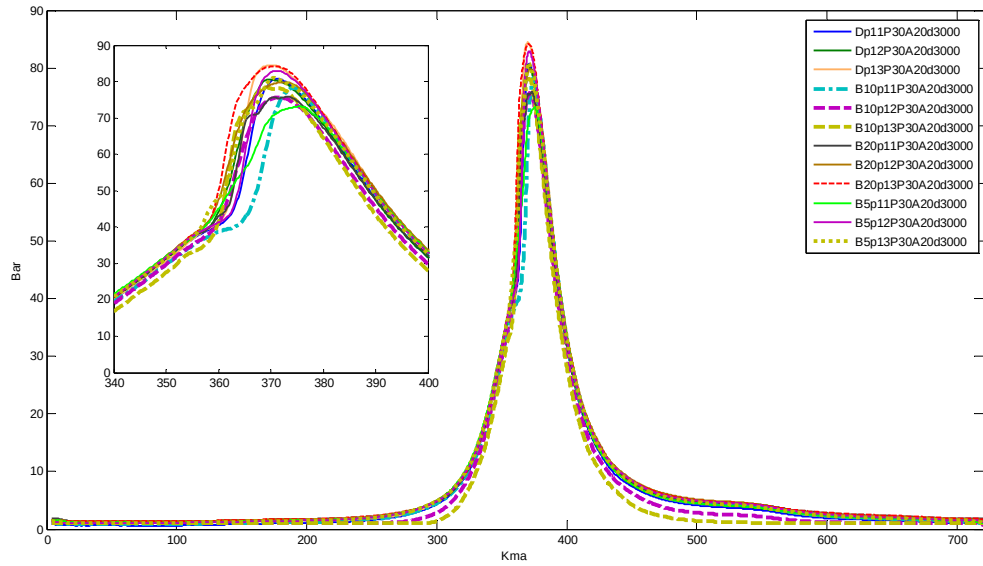
	n (d/d)	Mdo (Nm)	Neo (kW)	t _{ops} μs	PSÜ μs	be g/kwh	CO ₂ %vol	CO % vol	O ₂ % vol	NOX ppm	λ	Egz Sıc C	Em. Sıc C	Püs. Bas. Bar
Diesel	2200	22,77	5,24	100	287	318,43	9,71	0,31	6,02	1621	1,411	538	21,3	1100
	2200	26,14	6,02	100	255	277,84	11,11	1,15	2,82	1634	1,121	562	21,6	1200
	2200	26,81	6,17	100	227	271,63	11,17	2,70	1,98	1250	1,013	571	21,7	1300
	3000	22,38	7,03	100	272	307,07	9,51	0,40	6,10	1183	1,417	570	21,3	1100
	3000	22,57	7,08	100	242	304,97	9,84	0,68	5,27	1215	1,326	587	21,7	1200
	3000	23,55	7,40	100	217	293,00	8,49	0,63	7,29	1150	1,533	570	21,7	1300
B5	2200	23,59	5,43	100	287	301,70	10,42	0,63	4,99	1712	1,294	566	17,1	1100
	2200	25,59	5,89	100	255	278,21	9,29	0,22	7,02	2297	1,511	586	17,8	1200
	2200	26,40	6,08	100	227	270,76	9,48	0,84	4,70	2018	1,286	610	18,5	1300
	3000	21,72	6,82	100	272	310,62	9,91	0,55	5,51	1191	1,350	606	17,2	1100
	3000	21,97	6,90	100	242	307,07	10,18	0,57	5,41	1273	1,333	600	17,9	1200
	3000	22,73	7,14	100	217	297,98	10,05	0,69	4,96	1375	1,298	615	18,5	1300
B10	2200	23,27	5,36	100	287	314,42	10,17	0,58	5,36	1353	1,329	510	23,1	1100
	2200	25,30	5,82	100	255	285,30	11,58	2,42	1,84	923	1,016	605	21,2	1200
	2200	26,18	6,03	100	227	276,94	11,26	3,91	0,81	742	0,921	554	22,3	1300
	3000	22,03	6,92	100	272	314,74	10,74	0,78	4,00	845	1,216	595	23,1	1100
	3000	22,04	6,92	100	242	310,38	9,69	0,64	5,30	1111	1,336	637	20,9	1200
	3000	23,21	7,29	100	217	296,01	10,96	2,60	1,72	882	1,003	600	22,2	1300
B20	2200	24,53	5,65	100	287	300,42	9,45	1,13	0,00	1139	0,954	653	24,9	1100
	2200	26,44	6,09	100	255	278,75	8,80	2,76	0,00	886	0,892	609	25,3	1200
	2200	27,01	6,22	100	227	272,85	11,05	3,42	1,20	881	0,952	605	25,8	1300
	3000	22,42	7,04	100	272	311,58	8,98	0,61	0,00	1055	0,973	680	24,8	1100
	3000	23,09	7,25	100	242	302,46	8,25	0,80	0,00	1105	0,963	633	25,3	1200
	3000	23,49	7,38	100	217	297,32	10,42	1,28	3,53	1282	1,165	625	25,7	1300

Çizelge 7.6 30-27 °Kma Pilot Püskürtme 17 °Kma Ana Püskürtme Avansı için Performans ve Egzoz Emisyonu Sonuçları

	n (d/d)	Mdo (Nm)	Neo (kW)	be g/kwh	CO ₂ %vol	CO % vol	O ₂ % vol	NOX ppm	λ	Egz Sıc C	Mdo (Nm)	Neo (kW)	be g/kwh	CO ₂ %vol	CO % vol	O ₂ % vol	NOX ppm	λ	Egz Sıc C	Püs. Bas. Bar
30 °Kma Pilot 17 °Kma Ana Püskürtme											27 °Kma Pilot 17 °Kma Ana Püskürtme									
Diesel	2200	23,44	5,40	310,29	9,50	0,14	6,51	1447	1,471	518	25,41	5,85	287,21	10,93	0,38	4,50	1540	1,267	579	1100
	2200	25,40	5,85	286,26	9,95	0,35	5,84	1898	1,385	542	25,99	5,98	280,78	11,25	1,45	2,64	1287	1,097	575	1200
	2200	25,61	5,90	284,00	11,04	0,83	3,54	1150	1,181	568	26,50	6,10	275,43	10,79	2,80	1,30	933	0,975	629	1300
	3000	21,38	6,71	322,30	8,48	0,12	9,22	980	1,75	539	20,90	6,56	331,00	10,28	0,58	5,07	927	1,307	574	1100
	3000	22,31	7,00	308,95	8,59	0,19	7,91	1166	1,626	590	21,58	6,77	320,57	9,89	0,48	5,50	1042	1,355	581	1200
	3000	24,08	7,56	286,23	10,12	0,63	5,87	970	1,36	610	22,08	6,93	313,23	9,28	0,41	5,70	1255	1,398	628	1300
B5	2200	23,44	5,40	304,95	9,02	0,19	6,57	1446	1,495	505	25,63	5,90	284,71	11,28	0,86	3,40	1450	1,167	612	1100
	2200	24,70	5,69	289,38	9,77	0,28	6,14	1491	1,419	555	26,16	6,02	278,98	11,28	1,35	2,75	1217	1,107	595	1200
	2200	24,97	5,75	286,26	10,27	0,55	5,13	1321	1,313	591	26,89	6,19	271,41	11,10	1,77	2,33	1168	1,067	596	1300
	3000	20,66	6,49	327,80	8,56	0,16	7,66	1096	1,613	539	20,74	6,51	333,42	8,09	0,45	8,30	883	1,662	530	1100
	3000	21,69	6,81	312,30	8,39	0,20	8,17	1041	1,661	570	21,47	6,74	322,08	9,00	0,56	6,60	1112	1,46	522	1200
	3000	23,20	7,28	291,94	10,19	0,69	4,72	1088	1,279	618	22,03	6,92	313,89	8,59	1,98	5,48	898	1,276	519	1300
B10	2200	25,01	5,76	291,16	10,17	0,58	5,36	1353	1,329	588	26,02	5,99	280,44	10,86	0,72	3,95	1340	1,214	599	1100
	2200	25,73	5,93	284,35	11,58	2,42	1,84	923	1,016	625	26,65	6,14	273,80	11,79	2,82	0,84	778	0,954	628	1200
	2200	25,96	5,98	281,90	11,26	3,91	0,81	742	0,921	605	27,20	6,26	268,31	11,17	4,12	0,76	705	0,912	588	1300
	3000	21,50	6,75	321,01	10,74	0,78	4,00	845	1,216	560	22,94	7,20	301,54	11,07	1,03	3,15	854	1,147	640	1100
	3000	23,51	7,38	294,93	9,69	0,64	5,30	1111	1,336	664	23,40	7,35	295,61	11,20	1,31	2,68	823	1,105	661	1200
	3000	24,41	7,66	284,11	10,96	2,60	1,72	882	1,003	665	23,65	7,43	292,41	11,19	1,97	2,11	802	1,046	662	1300
B20	2200	24,55	5,65	300,21	10,04	0,40	4,67	1296	1,300	587	25,87	5,96	282,15	9,88	0,38	5,32	1512	1,351	588	1100
	2200	25,55	5,88	288,40	10,15	0,47	4,62	1369	1,289	602	27,13	6,25	268,99	10,71	1,83	2,42	946	1,072	610	1200
	2200	25,80	5,94	285,68	10,99	0,86	3,69	1472	1,189	609	27,48	6,33	265,60	11,75	1,79	1,77	980	1,035	619	1300
	3000	22,16	6,96	315,24	9,49	0,57	5,42	915	1,357	612	21,90	6,87	315,88	9,85	0,67	4,79	935	1,294	584	1100
	3000	23,02	7,23	303,37	11,07	1,19	2,49	788	1,101	675	22,47	7,05	307,84	9,92	0,76	4,77	964	1,285	613	1200
	3000	24,20	7,60	288,59	11,70	1,65	1,55	794	1,028	690	22,28	6,99	310,48	9,78	0,89	5,75	1231	1,344	595	1300

Çizelge 7.7 30-25 °Kma Pilot Püskürtme 15 °Kma Ana Püskürtme Avansı için Performans ve Egzoz Emisyonu Sonuçları

	n (d/d)	Mdo (Nm)	Neo (kW)	be g/kwh	CO2 %vol	CO % vol	O2 % vol	NOX ppm	λ	Egz Sic C	Mdo (Nm)	Neo (kW)	be g/kwh	CO2 %vol	CO % vol	O2 % vol	NOX ppm	λ	Egz Sic C	Püs. Bas. Bar
	30 °Kma Pilot 15° Kma Ana Püskürtme										25 °Kma Pilot 15 °Kma Ana Püskürtme									
Diesel	2200	22,11	5,09	328,41	7,92	0,06	8,10	1223	1,714	495	26,12	6,01	279,40	11,12	0,96	3,38	1098	1,163	577	1100
	2200	22,39	5,16	324,26	8,33	0,09	7,68	1495	1,639	499	27,34	6,29	266,94	11,61	2,20	1,50	911	1,006	624	1200
	2200	23,16	5,33	313,49	9,88	0,32	5,92	1599	1,397	500	26,17	6,03	274,97	11,19	2,82	1,26	958	0,973	628	1300
	3000	17,59	5,52	391,14	7,33	0,05	9,13	873	1,871	505	21,41	6,72	322,98	9,68	0,60	5,79	757	1,372	585	1100
	3000	18,62	5,84	369,61	6,68	0,05	10,38	891	2,084	515	21,62	6,79	319,95	9,51	0,41	6,47	878	1,442	616	1200
	3000	20,15	6,33	341,42	8,67	0,23	7,74	1081	1,603	552	21,45	6,73	317,97	10,27	0,73	4,90	1182	1,286	665	1300
B5	2200	21,69	5,00	330,82	9,01	0,12	7,42	1404	1,568	496	25,97	5,98	281,06	10,48	0,32	5,14	1293	1,323	582	1100
	2200	22,29	5,13	322,04	7,23	0,08	7,23	1408	1,570	498	27,22	6,27	268,13	11,51	1,89	2,04	992	1,045	628	1200
	2200	22,66	5,22	316,76	8,80	0,10	7,44	1591	1,585	488	27,40	6,31	266,31	11,59	2,39	1,44	945	0,997	635	1300
	3000	17,69	5,56	384,42	8,14	0,10	8,64	971	1,735	462	21,55	6,77	320,98	9,91	0,39	5,61	848	1,369	595	1100
	3000	18,15	5,70	374,76	7,54	0,08	9,20	954	1,847	470	21,72	6,82	318,48	10,14	0,50	5,42	783	1,339	617	1200
	3000	19,84	6,23	342,87	8,18	0,10	8,11	962	1,686	490	21,82	6,85	317,00	9,62	0,59	5,87	920	1,381	619	1300
B10	2200	22,87	5,27	318,43	9,66	0,27	5,34	1244	1,367	509	26,71	6,15	273,22	11,95	2,05	1,28	766	1,000	617	1100
	2200	22,99	5,29	316,76	9,59	0,24	6,50	1419	1,456	566	27,89	6,42	261,64	11,08	4,11	0,80	630	0,913	608	1200
	2200	24,40	5,62	298,52	11,50	1,95	1,88	987	1,035	593	28,01	6,45	260,52	9,92	5,27	0,58	594	0,865	600	1300
	3000	18,62	5,85	370,63	8,58	0,20	7,24	837	1,571	541	21,97	6,90	314,74	11,34	1,02	3,11	721	1,142	654	1100
	3000	19,60	6,15	352,16	9,54	0,35	6,28	777	1,433	545	22,09	6,94	313,03	11,24	2,55	1,56	704	0,997	644	1200
	3000	21,01	6,60	328,61	9,58	0,58	5,63	806	1,367	550	22,23	6,96	311,10	10,93	2,01	2,00	753	1,039	671	1300
B20	2200	23,14	5,33	318,43	9,77	0,30	5,85	1230	1,398	542	26,40	6,08	276,41	11,07	0,500	4,11	1211	1,233	587	1100
	2200	24,41	5,62	301,92	10,39	0,36	4,89	1426	1,307	566	27,20	6,26	268,31	11,39	1,11	2,96	1171	1,129	610	1200
	2200	25,35	5,84	290,77	10,61	1,17	3,07	1255	1,141	587	27,48	6,33	265,60	11,50	1,47	2,32	963	1,077	620	1300
	3000	20,32	6,38	343,75	9,03	0,30	7,12	805	1,525	556	22,09	6,93	313,16	10,30	0,616	4,89	784	1,292	589	1100
	3000	21,84	6,86	319,74	9,81	0,36	5,89	889	1,394	584	22,28	6,98	310,38	10,28	0,708	4,75	823	1,278	630	1200
	3000	22,19	6,97	314,74	9,75	0,57	5,45	1001	1,350	611	22,35	7,02	309,42	10,32	0,763	4,63	993	1,265	635	1300

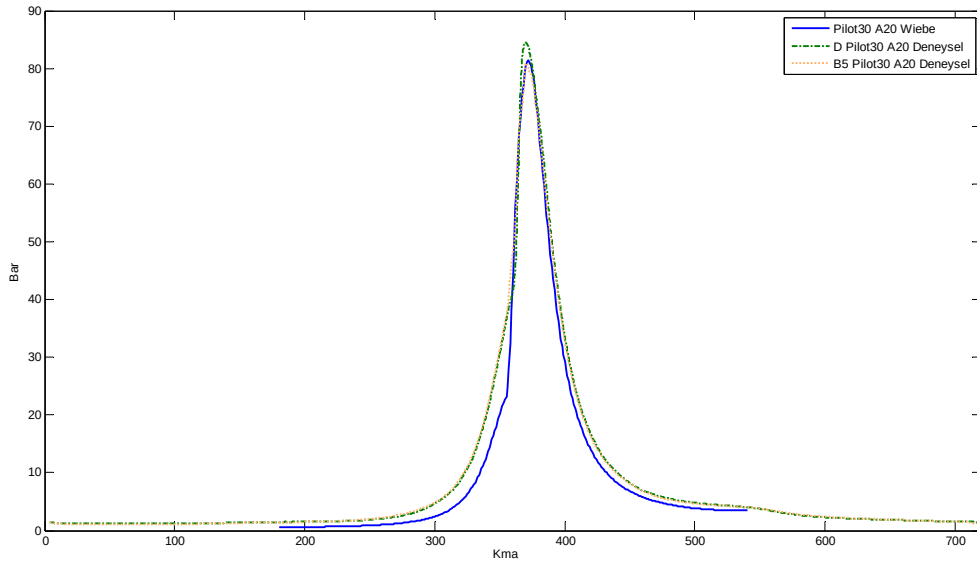


Şekil 7.17 Pilot püskürtme 30 kma ana püskürtme 20 kma çalışma şartında silindir içi basınç değişimi (3000 d/d motor hızı, 1100-1300 bar püskürtme basıncı)

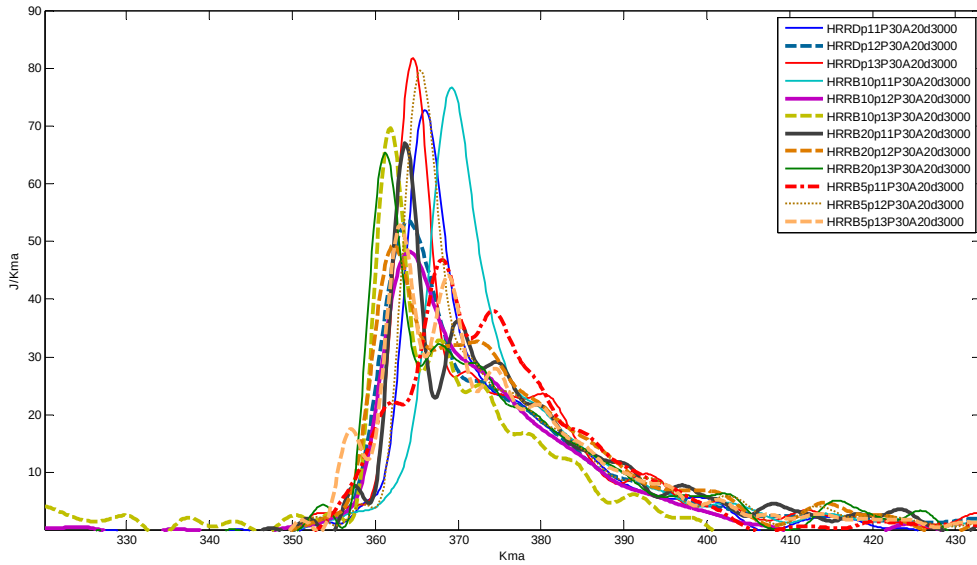
Şekil 7.17’de Diesel ve karışım yakıtlar için maksimum güç devri olan 3000 d/d motor hızı şartında ÜÖN’den 30° kma önce yapılan pilot ve 20° kma önce yapılan ana püskürtmenin üç farklı püskürtme basıncı (1100-1200-1300) değerinde gözlenen silindir içi basınç değişimi verilmektedir. Grafikte de görüldüğü gibi 30° kma önce yapılan pilot ve 20° kma önce yapılan ana püskürtme şartında Diesel yakıtı ve B20 yakıtı ile aynı pik basınç değerleri

gözlenebilmiştir. Bununla birlikte, performans sonuçları ile eşlenik incelendiğinde, bu iki yakıtın bu püskürtme karakteri şartında yaklaşık eşit gücü verdiği görülmektedir.

Püskürtülen yakıtın yaklaşık %10'nun pilot püskürtmede sevk edildiği göz önüne alınarak ikili (dual) wiebe fonksiyonu kullanılarak yapılan basınç analizinde, Diesel ve B5 yakıtı için deneysel ve hesaplanan sonuçların yakın olduğu gözlenmiştir. Şekil 7.18'de bu iki yakıt için 1300 bar püskürtme basıncı ve 3000 d/d motor hızı şartında hesaplanan ve deneyler ile elde edilen sonuçlar ile çizilen basınç eğrileri görülmektedir.



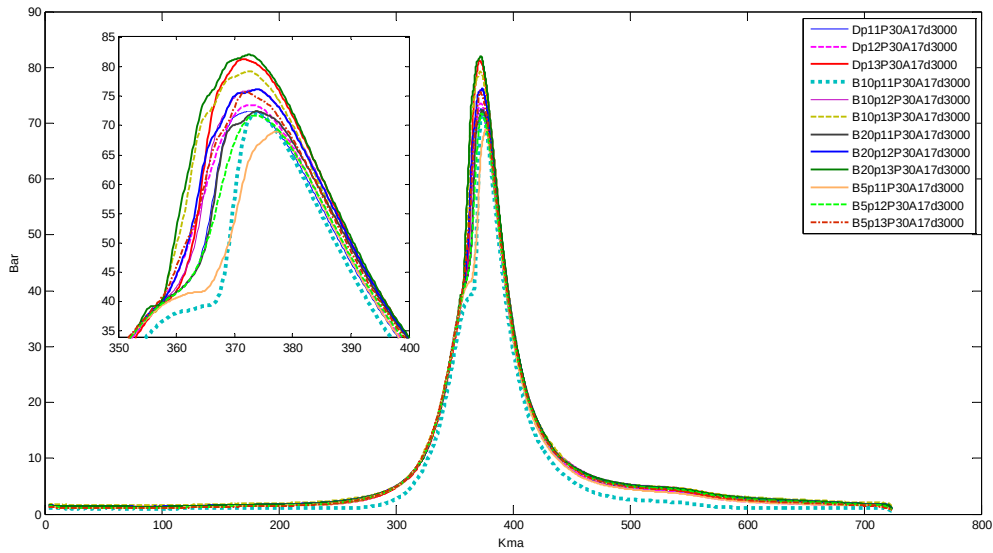
Şekil 7.18 Diesel ve B5 yakıtı için pilot püskürtme 30 kma ana püskürtme 20 kma çalışma şartında silindir içi teorik ve deneysel basınç değişimi (3000 d/d motor hızı, 1300 bar püskürtme basıncı)



Şekil 7.19 Pilot püskürtme 30 kma ana püskürtme 20 kma çalışma şartında ısı açığa çıkışı (3000 d/d motor hızı, 1100-1300 bar püskürtme basıncı)

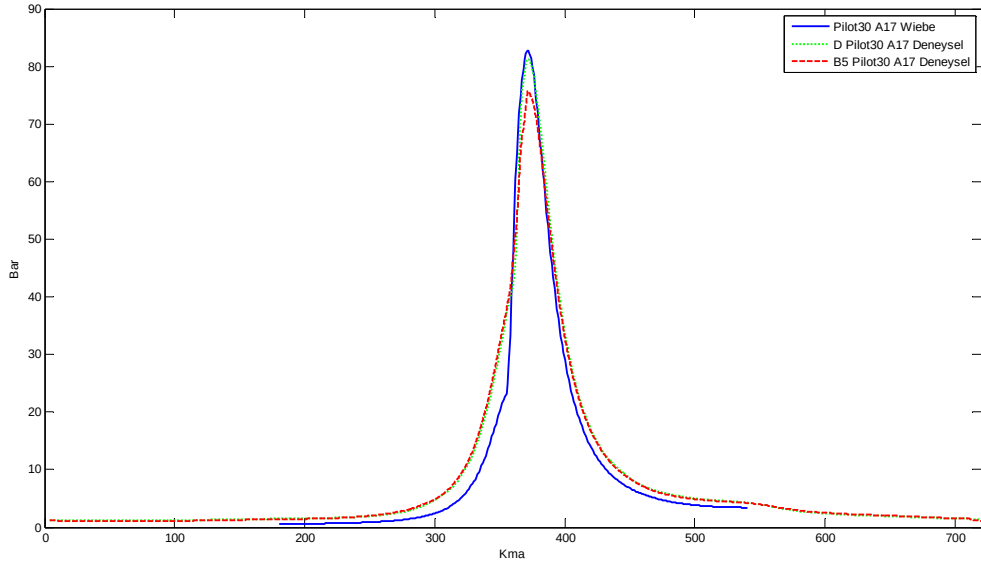
Basınç sonuçları ile şekil 7.19’da verilen ısı açığa çıkış eğrileri incelendiğinde, genel olarak yüksek basıçta püskürtmede ön karışım yanma fazının pik değerlerinin yüksek olduğu gözlenmiştir. Diğer taraftan tek fazda yapılan püskürtme ile birlikte incelendiğinde pilotlu yapılan püskürtme de ön yanma fazı pik değerinin düştüğü, yanmanın difüzyon fazının daha belirginleştiği görülmektedir.

Şekil 7.20’de Diesel ve karışım yakıtlar için maksimum güç devri olan 3000 d/d motor hızı şartında ÜÖN’den 30° kma önce yapılan pilot ve 17° kma önce yapılan ana püskürtmenin üç farklı püskürtme basıncı (1100-1200-1300) değerinde gözlenen silindir içi basınç değişimi verilmektedir. 30° kma önce yapılan pilot ve 20° kma önce yapılan ana püskürtmede gözlenen sonuçlara benzer şekilde, Diesel yakıtı ve B20 yakıtı ile aynı pik basınç değerleri gözlenebilmiştir. Bununla birlikte, performans sonuçları ile eşlenik incelendiğinde, bu iki yakıtın bu püskürtme karakterinde de yaklaşık eşit gücü verdiği görülmektedir.



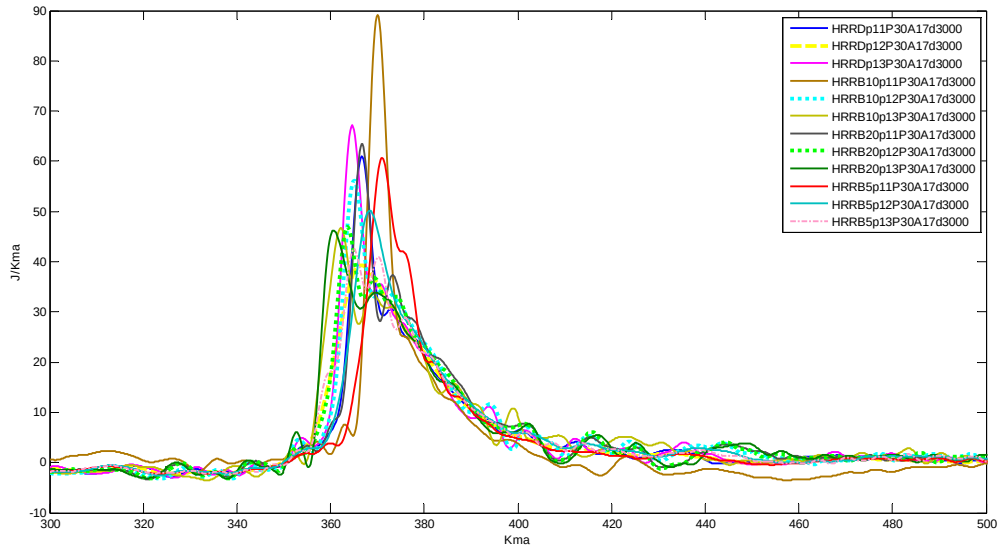
Şekil 7.20 Pilot püskürtme 30 kma ana püskürtme 17 kma çalışma şartında silindir içi basınç değişimi (3000 d/d motor hızı, 1100-1300 bar püskürtme basıncı)

Püskürtülen yakıtın yaklaşık %10’nun pilot püskürtmede sevk edildiği göz önüne alınarak ikili (dual) wiebe fonksiyonu kullanılarak yapılan basınç analizinde, Diesel ve B5 yakıtı için deneysel ve hesaplanan sonuçların Diesel yakıtı için çok yakın, B5 yakıtı için kabul edilebilir sınırlarda olduğu gözlenmiştir. Şekil 7.21’de bu iki yakıt için 1300 bar püskürtme basıncı ve 3000 d/d motor hızı şartında hesaplanan ve deneyler ile elde edilen sonuçlar ile çizilen basınç eğrileri görülmektedir.



Şekil 7.21 Diesel ve B5 yakıtı için pilot püskürtme 30 kma ana püskürtme 17 kma çalışma şartında silindir içi teorik ve deneysel basınç değişimi (3000 d/d motor hızı, 1300 bar püskürtme basıncı)

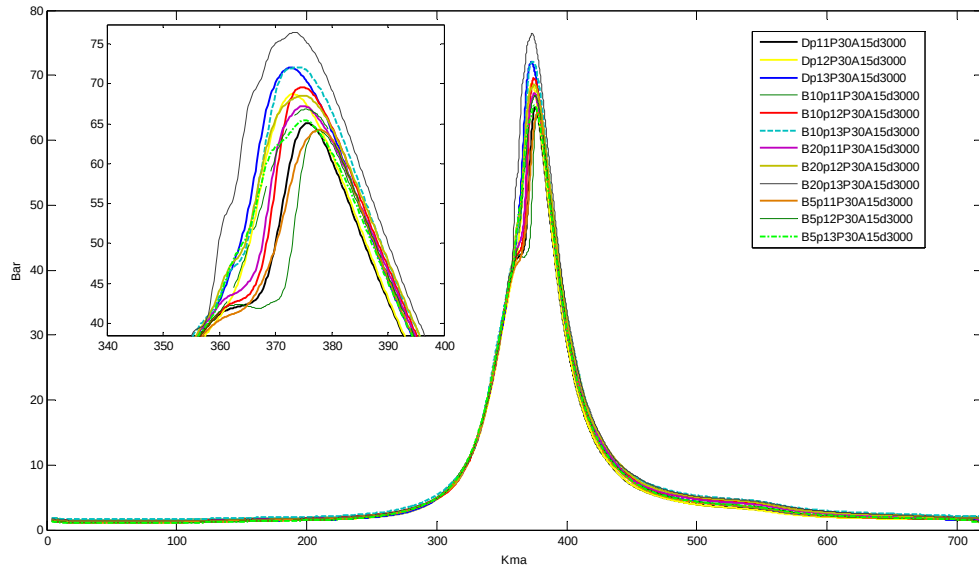
Basınç sonuçları ile şekil 7.22’de verilen ısı açığa çıkış eğrileri incelendiğinde, pilot püskürtme ile ana püskürtmenin arasının açılmasının belirgin şekilde ön yanma fazı pik değerini düşürdüğü, yanmanın difüzyon fazının daha belirginleştiği görülmektedir.



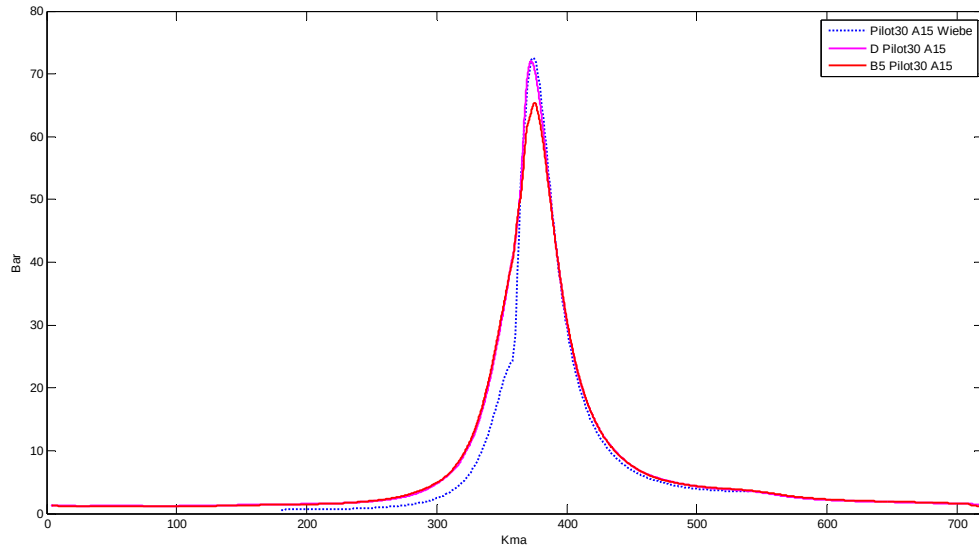
Şekil 7.22 Pilot püskürtme 30 kma ana püskürtme 17 kma çalışma şartında ısı açığa çıkışı (3000 d/d motor hızı, 1100-1300 bar püskürtme basıncı)

Şekil 7.23’de Diesel ve karışım yakıtlar için maksimum güç devri olan 3000 d/d motor hızı şartında ÜÖN’den 30° kma önce yapılan pilot ve 15° kma önce yapılan ana püskürtmenin üç farklı püskürtme basıncı (1100-1200-1300) değerinde gözlenen silindir içi basınç değişimi verilmektedir. Grafikte de görüldüğü gibi, yüksek basınçlı püskürtmede karışımlar, Diesel

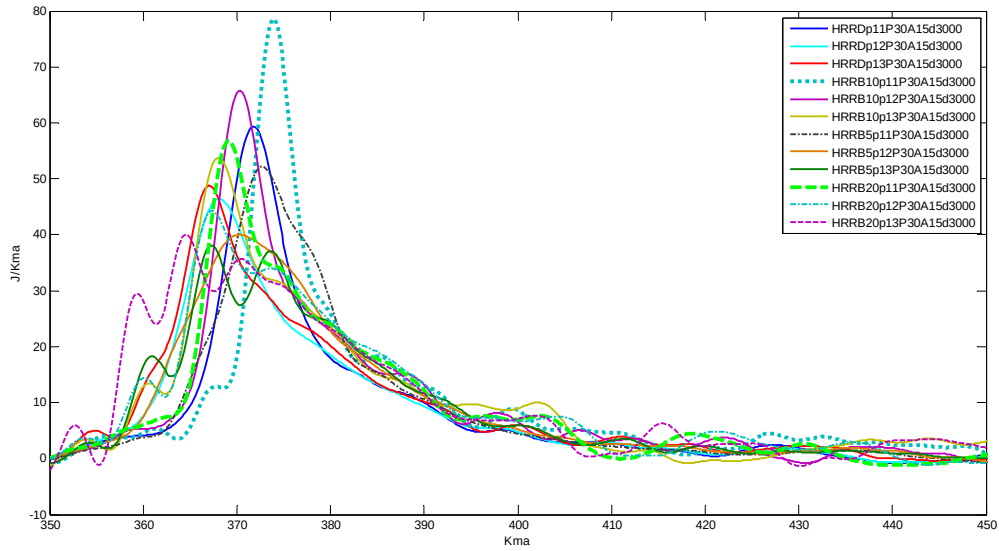
yakıtına yakın pik basınç değerleri sergilemişlerdir. Diğer sonuçlarda da olduğu gibi püskürtme basıncının düşmesi, silindir içi pik basınç değerinin ÜÖN'dan daha sonra gözlenmesine neden olmaktadır. İkili (dual) wiebe fonksiyonu kullanılarak yapılan basınç analizinde, Diesel ve B5 yakıtı için deneysel ve hesaplanan sonuçların Diesel yakıtı için çok yakın, B5 yakıtı için kabul edilebilir sınırlarda olduğu gözlenmiştir. Şekil 7.23'de bu iki yakıt için 1300 bar püskürtme basıncı ve 3000 d/d motor hızı şartında hesaplanan ve deneyler ile elde edilen sonuçlar ile çizilen basınç eğrileri görülmektedir.



Şekil 7.23 Pilot püskürtme 30 kma ana püskürtme 15 kma çalışma şartında silindir içi basınç değişimi (3000 d/d motor hızı, 1100-1300 bar püskürtme basıncı)



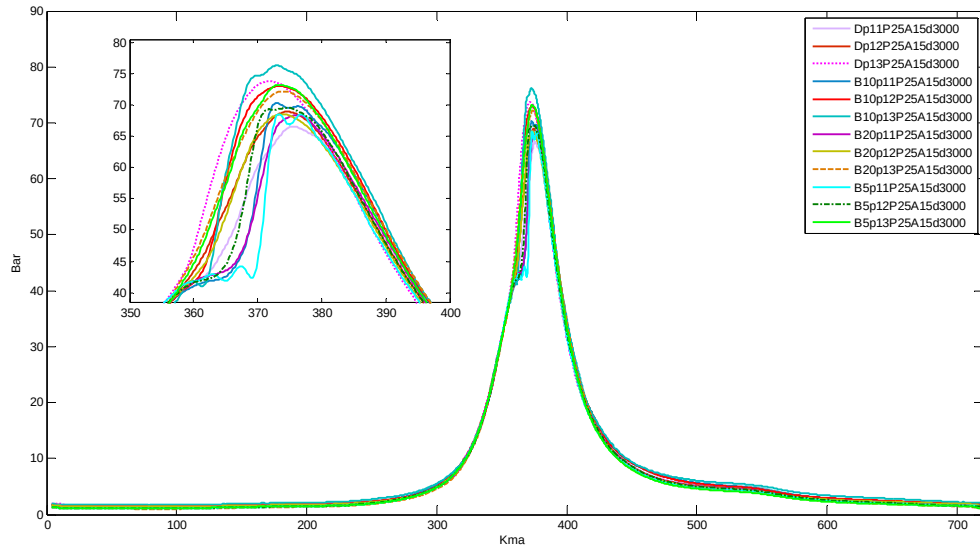
Şekil 7.24 Diesel ve B5 yakıtı için pilot püskürtme 30 kma ana püskürtme 15 kma çalışma şartında silindir içi teorik ve deneysel basınç değişimi (3000 d/d motor hızı, 1300 bar püskürtme basıncı)



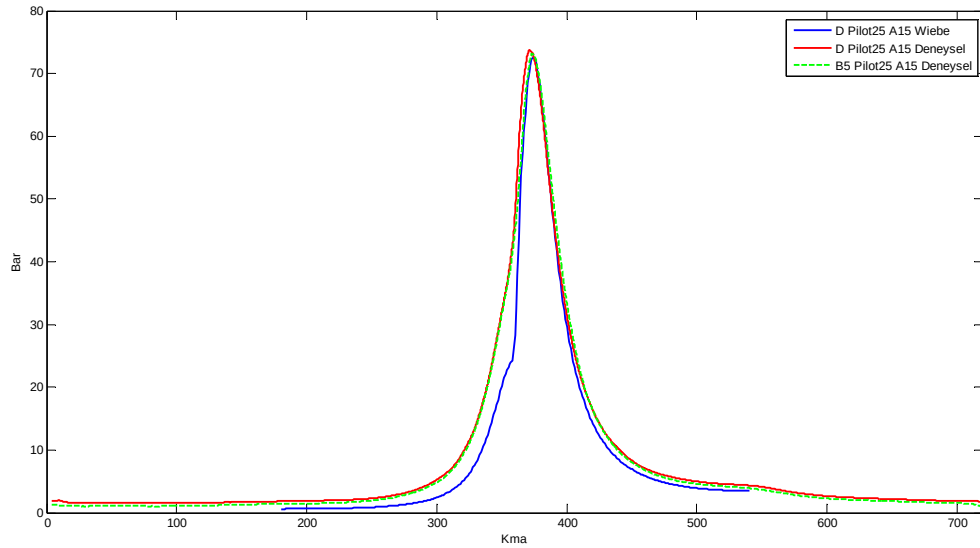
Şekil 7.25 Pilot püskürtme 30 kma ana püskürtme 15 kma çalışma şartında ısı açığa çıkışı (3000 d/d motor hızı, 1100-1300 bar püskürtme basıncı)

Şekil 7.25’de verilen ısı açığa çıkış eğrileri incelendiğinde, ana püskürtmenin ÜÖN’ya yaklaştırılması ve iki faz arasının açılması ısı açığa çıkış yapısını değiştirmektedir. Şekilde de görüldüğü gibi, ön karışım yanma fazı pik değerinde azalma gözlenmiştir. Diğer taraftan, difüzyon fazı daha belirgindir. Bununla birlikte, püskürtme basıncının düşürülmesi ile püskürtme süresi uzadığından yanmanın daha geç başladığı ve biyodisel katkılı yakıtlar ile yapılan deneylerde ön yanma pik değerinin yükseldiği gözlenmiştir.

Şekil 7.26’da Diesel ve karışım yakıtlar için maksimum güç devri olan 3000 d/d motor hızı şartında ÜÖN’dan 25° kma önce yapılan pilot ve 15° kma önce yapılan ana püskürtmenin üç farklı püskürtme basıncı (1100-1200-1300) değerinde gözlenen silindir içi basınç değişimi verilmektedir. 25° kma önce yapılan pilot ve 15° kma önce yapılan ana püskürtmede, 30° kma önce yapılan pilot ve 15° kma önce yapılan ana püskürtmeye oranla daha yüksek pik basınç değerleri gözlenmiştir. Bununla birlikte, performans sonuçları ile eşlenik incelendiğinde, 25° kma önce yapılan pilot ve 15° kma önce yapılan ana püskürtme ile aynı çalışma şartında daha yüksek güç gözlenmiştir.

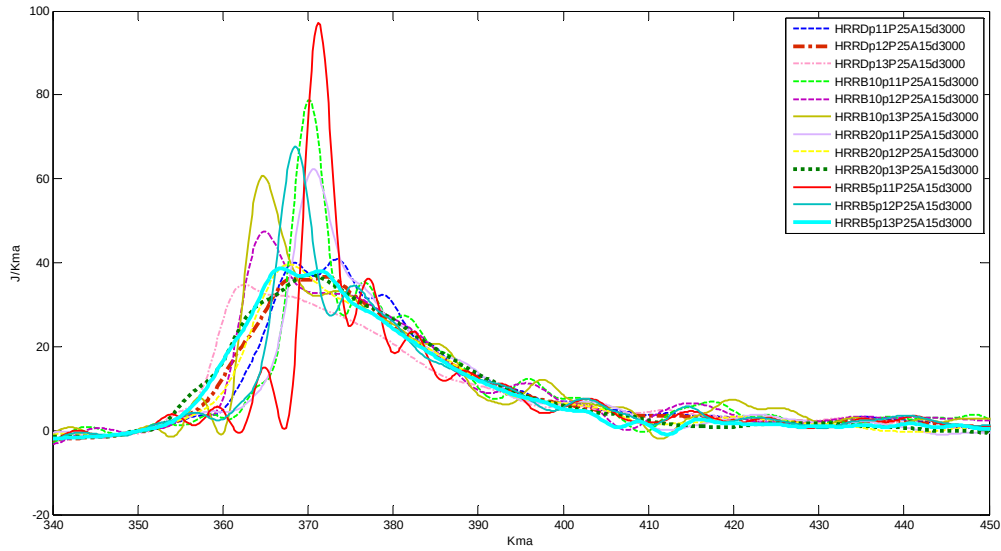


Şekil 7.26 Pilot püskürtme 25 kma ana püskürtme 15 kma çalışma şartında silindir içi basınç değişimi (3000 d/d motor hızı, 1100-1300 bar püskürtme basıncı)



Şekil 7.27 Diesel ve B5 yakıtı için pilot püskürtme 25 kma ana püskürtme 15 kma çalışma şartında silindir içi teorik ve deneysel basınç değişimi (3000 d/d motor hızı, 1300 bar püskürtme basıncı)

Şekil 7.27'de verilen 1300 bar püskürtme basıncı ve 3000 d/d motor hızı şartında hesaplanan ve deneyler ile elde edilen sonuçlar ile çizilen basınç eğrileri incelendiğinde, ikili (dual) wiebe fonksiyonu kullanılarak yapılan basınç analizinde, Diesel ve B5 yakıtı için deneysel ve hesaplanan sonuçların çok yakın olduğu görülmektedir.

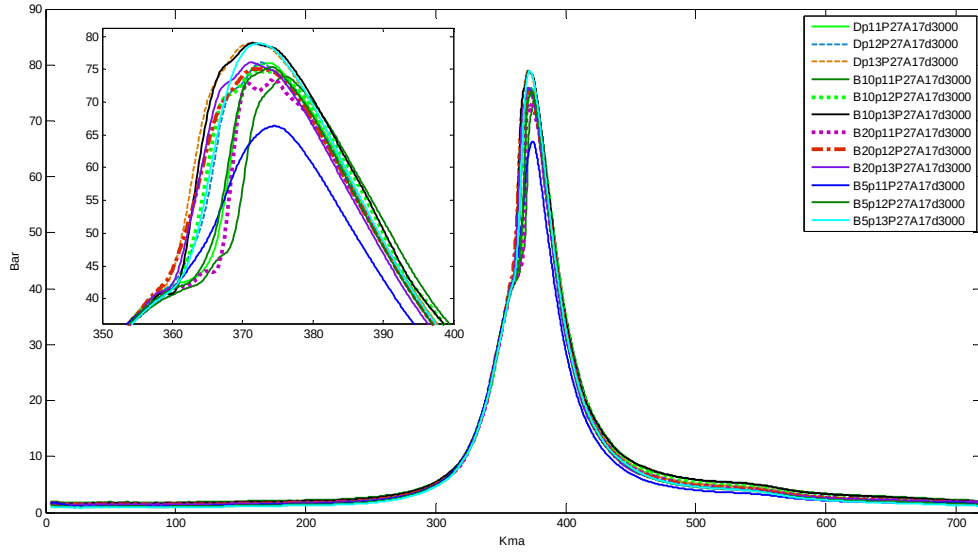


Şekil 7.28 Pilot püskürtme 25 kma ana püskürtme 15 kma çalışma şartında ısı açığa çıkışı (3000 d/d motor hızı, 1100-1300 bar püskürtme basıncı)

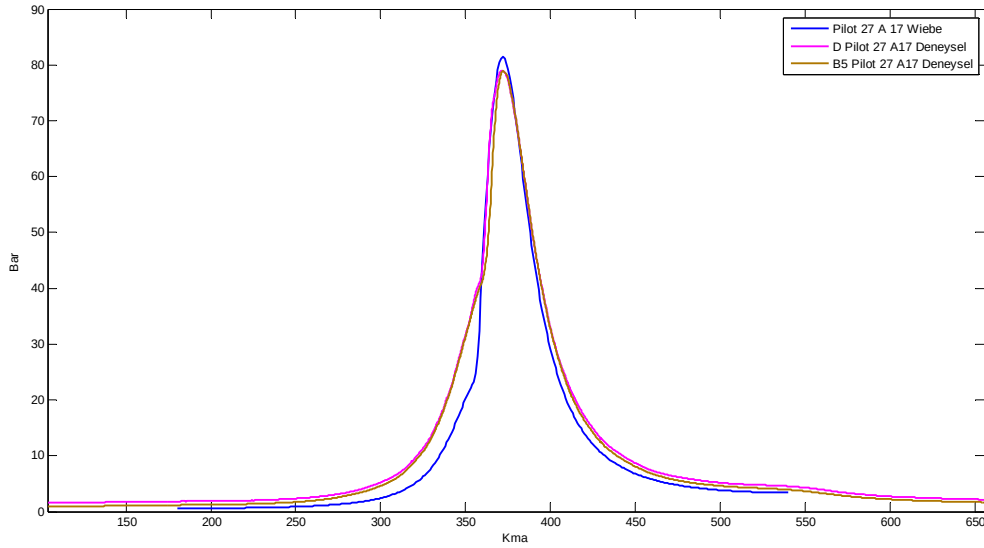
Şekil 7.28’de verilen ısı açığa çıkış eğrileri incelendiğinde, biodiesel ilavesi ile 1300 bar püskürtme basıncı şartında ön yanma pik değeri nispeten yüksek gözlenmiştir. Diesel yakıtı ile yapılan deneylerde yanmanın difüzyon fazının daha belirginleştiği görülmektedir. Bununla birlikte, püskürtme basıncının düşürülmesi ile püskürtme süresi uzadığından yanmanın daha geç başladığı ve biodiesel katkılı yakıtlar ile yapılan deneylerde ön yanma pik değerinin yükseldiği gözlenmiştir.

Şekil 7.29’da Diesel ve karışım yakıtlar için maksimum güç devri olan 3000 d/d motor hızı şartında ÜÖN’den 27° kma önce yapılan pilot ve 17° kma önce yapılan ana püskürtmenin üç farklı püskürtme basıncı (1100-1200-1300) değerinde gözlenen silindir içi basınç değişimi verilmektedir. Deneylerde Diesel, B5 ve B10 yakıtları ile aynı pik basınç değerleri gözlenebilmiştir. Tek faz deneylerinde olduğu gibi pilot püskürtme deneylerinde de 17° kma önce yapılan ana püskürtme ile yüksek güç değerleri elde edilmiştir.

Şekil 7.30’de verilen 1300 bar püskürtme basıncı ve 3000 d/d motor hızı şartında hesaplanan ve deneyler ile elde edilen sonuçlar ile çizilen basınç eğrileri incelendiğinde, ikili (dual) wiebe fonksiyonu kullanılarak yapılan basınç analizinde, Diesel ve B5 yakıtı için deneysel ve hesaplanan sonuçların çok yakın olduğu görülmektedir.

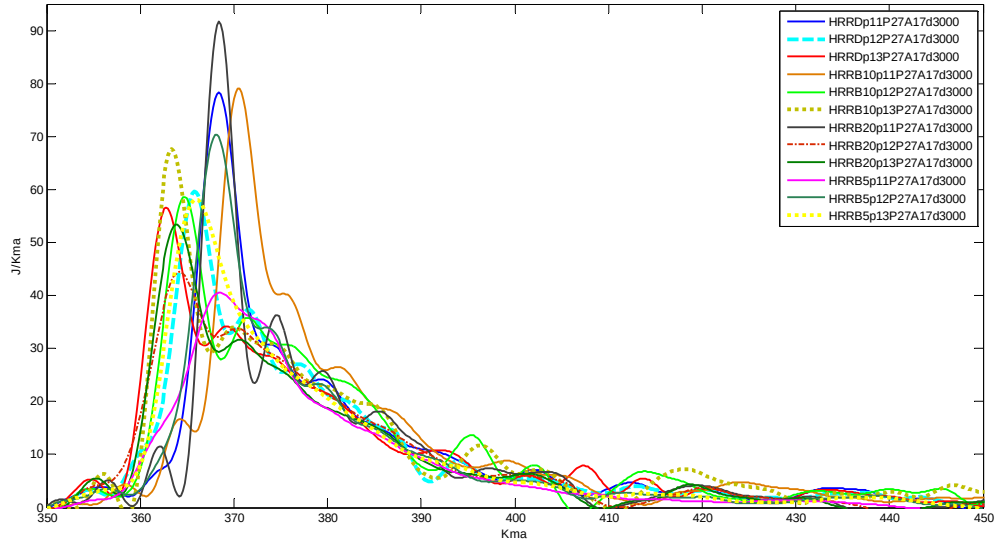


Şekil 7.29 Pilot püskürtme 27 kma ana püskürtme 17 kma çalışma şartında silindir içi basınç değişimi (3000 d/d motor hızı, 1100-1300 bar püskürtme basıncı)



Şekil 7.30 Diesel ve B5 yakıtı için pilot püskürtme 27 kma ana püskürtme 17 kma çalışma şartında silindir içi teorik ve deneysel basınç değişimi (3000 d/d motor hızı, 1300 bar püskürtme basıncı)

Şekil 7.31’de verilen ısı açığa çıkış eğrileri incelendiğinde, benzer şekilde püskürtme basıncının düşürülmesi ile püskürtme süresi uzadığından yanmanın daha geç başladığı ve biodesel katkılı yakıtlar ile yapılan deneylerde ön yanma pik değerinin yükseldiği gözlenmiştir. Genel olarak, pilot püskürtmeli karakterinin genel özelliği olan belirgin difüzyonlu yanma bu püskürtme yapısında da görülmüştür.



Şekil 7.31 Pilot püskürtme 27 kma ana püskürtme 17 kma çalışma şartında ısı açığa çıkışı (3000 d/d motor hızı, 1100-1300 bar püskürtme basıncı)

8 SONUÇLAR

Bu çalışmanın temel amacı 2003 yılı itibari ile dünya bazında yıllık üretimi 3 milyon tonu bulan biodieselin motorda kullanımının neden olduğu performans kayıplarını minimuma indirmektir. Bu noktadan yola çıkarak alternatif yakıt olarak biodieselin motorda karışım olarak kullanımından kaynaklan kayıpları minimuma indirecek bir optimum püskürtme avansı ve basıncı belirlenmesi amaçlanmıştır.

İçten yanmalı motorlarda ısı açığa çıkış hızı (HRR), özellikle yanma etüdü ve buna bağlı silindir içi basınç analizinde büyük önem arz etmektedir. Bu bağlamda, farklı çalışma şartları için krank açısına bağlı teorik ısı açığa çıkışı ve buna bağlı basınç değişimi hesaplanması çalışmanın teorik temelini oluşturmaktadır. Tez çalışmasında Wiebe fonksiyonu kullanılarak ısı açığa çıkış oranı ve basınç değişimi teorik olarak elde edilmiş ve deneylerde elde edilen silindir içi basınç verisi kullanılarak termodinamiğin 1. kanununa göre işlenen ısı açığa çıkış hızı ve basınç değerleri ile karşılatırılmıştır.

Deneylerde silindire püskürtülen yakıtın, püskürtme avansı ve püskürtme karakteri değiştirilerek saf ve karışım yakıtlar için performans deneyleri yapılmış, elde edilen sonuçlar irdelenerek, Diesel motorunda biodiesel yakıt kullanımı ile maksimum güç, minimum yakıt tüketimi ve minimum egzoz kirleticileri için optimum püskürtme avansı ve püskürtme karakteristiği araştırılmıştır.

Tek püskürtme fazında, yüksek basınçta yapılan deneyler ile elde edilen deney sonuçları incelendiğinde, püskürtme basıncı artışının performans değerlerinde artışa neden olduğu görülmüştür. Genel olarak tüm yakıtlar için çalışılan basınç şartlarında püskürtmenin ÜÖN dan 17 Kma önce yapıldığı şartta maksimum güç değerleri elde edilmiştir. Motorin için yapılan deneylerde 1300 bar püskürtme basıncı değeri için 7,27 kW güç elde edilmiştir. Aynı motor hızı ve püskürtme basıncı şartunda, B5 yakıtı için 7,34kW, B10 yakıtı için 7,14 kW ve B20 yakıtı için 7,15 kW güç elde edilmiştir. Püskürtme avansı değerinin optimum değerden daha büyük seçilmesi durumunda, gözlenen maksimum güç değerinde düşüş görülmüştür. Diğer taraftan avansın azaltıldığı durumdada düşüş gözlenmiştir. Püskürtme avansı artışının gözlenen güç değerlerinde genel olarak artışa neden olduğu, bununla birlikte biodiesel ilavesinin uygun püskürtme avansı değerinde motorun maksimum güç değerini düşürmediği gözlenmiştir. Elektronik kontrollü sistem ile mekanik yakıt sevk sisteminde statik olan püskürtme avansı değeri (25° Kma) püskürtme basıncının arttırılması ile birlikte azaltılabilmiş ve biodiesel-diesel karışımlarının kayıpları düşürülmüştür.

Maksimum moment bölgesinde elde edilen sonuçlar incelendiğinde, püskürtme avansı değerlerinin azaltılmasının moment değerlerini arttırdığı görülmüştür. Moment bölgesinde, maksimum momentin elde edildiği motor hızı değerleri püskürtme basıncına bağlı olarak bazı noktalarda farklılık göstermiştir. Deneylerde, motorin yakıtı ile 1300 bar püskürtme basıncı değerinde ÜÖN'dan 15 Kma önce yapılan püskürtme ile maksimum tork değeri olan 26,77 Nm 2200 d/d motor hızı şartında elde edilmiştir. Karışım yakıtlıkar ile yapılan deneylerde ise maksimum tork 1300 bar basınç ve 2200 d/d motor hızı değerinde B5 yakıtı için 26,84 Nm, B10 yakıtı için 26,93 Nm ve B20 yakıtı için 26,96 Nm olarak ölçülmüştür. Bu noktada, elektronik kontrollü sistem ile püskürtme avansı değerinin azaltılması, biodiesel-diesel karışımları ile elde edilen momentteki kayıpları ortadan kaldırmıştır.

Emisyon sonuçları incelendiğinde, motorin ile yapılan deneylerde artan püskürtme basıncına bağlı iyileşen yanma ve artan güç NOx emisyonlarında artışa neden olmuştur. Performans sonuçları ile eşlenik olarak incelendiğinde maksimum gücün alındığı avans olan 17 Kma değerinde en yüksek NOx değerleri gözlenirken,. %3-5 oranında daha düşük gücün elde edildiği 20-25 Kma avans değerlerinde daha düşük NOx değerleri gözlenmiştir. Diğer taraftan biodiesel katkılı yakıtların kullanımında ise bu değerlerin tam tersi sonuçlar elde edilmiştir. Karışım yakıtlar ile artan püskürtme avansı değerlerinde daha düşük güç değeri için yüksek NOx değerleri gözlenmiştir. Bu durum erken yapılan püskürtmenin, biodiesel yakıtta bulunan oksijenin daha fazla kısmının NOx'e dönüşmesi için süre kalmasına neden olduğu şeklinde yorumlanabilir.

Biodiesel ilavesi ile maksimum güç değeri için CO2 emisyonlarında da bir miktar artış gözlenmiştir. Bazı sapmalar olsa da genel olarak artan basınç etkisi ile CO2 emisyonlarının arttığı görülmüştür. Maksimum moment bölgesinde ise CO2 emisyonları küçük değişimler gösterse de genel eğiliminde kayda değer farklılık gözlenmemiştir. CO emisyonu değişimleri incelendiğinde, artan püskürtme basıncı ile CO emisyonlarında gözle görünür bir düşüş olduğu görülmüştür. Maksimum güç değerinin elde edildiği 17 Kma avans değeri için motorin ve karışım yakıtlar ile benzer sonuçlar elde edilidiği ve bu sonuçların diğer avans değerleri için elde edilen sonuçlar ile karşılaştırıldığında dikkate değer farklar göstermediği görülmüştür.

Deney motorunda motorin ve karışım yakıtlar için maksimum güç bölgesi olan 3000 d/d motor hızı mertebesinde biodiesel katkılı yakıtların motor için belirlenmiş optimum püskürtme avansı değerinde püskürtmeyi takiben daha kısa sürede pik basınç değerlerine ulaştıkları görülmüştür. Bu durum konuya ilişkin literatür bulgularıyla bağdaşmaktadır.

Isı açığa çıkışeğrileri incelendiğinde, yapılan çalışmalara benzer şekilde diesel yakıtına biodiesel katılmasının ön karışım yanma (premixed) fazındaki ısı açığa çıkışını yükselttiği, difüzyon fazındaki yanmayı kısalttığı görülmüştür. Diğer taraftan püskürtme avansının azaltılmasının ön fazın pik değerinin düşmesine, difüzyon fazındaki değerlerin yükselmesine neden olduğu belirlenmiştir. Ethanol gibi biodieselin ana katkı maddesi olan alkollerin düşük setan sayısına sahip olması tutuşma gecikme süresinin uzatmakta, yanmaya hazır yakıt miktarının artmasına neden olmaktadır. Bu durum tutuşmayı takiben hızlı yanma gerçekleşmesine dolayısıyla ön karışım (premixed) yanma fazının daha yüksek ve keskin olmasını sağlamaktadır.

Püskürtme basıncının artırılması ile birim zamanda püskürtülen yakıt miktarının artması, artan basınç ile daha erken ve daha yüksek pik basınç değerlerinin yakalanmasını sağlamıştır. Genelde erken yapılan püskürtmede, püskürtme basıncının artırılması ile ön karışım fazında tutuşma daha erken, eğiri daha yüksek ve keskindir.

İki fazlı püskürtmede elde edilen deney sonuçları incelendiğinde, püskürtme basıncı artışının performans değerlerinde artışa neden olduğu görülmüştür. Genel olarak tüm yakıtlar için pilot püskürtmenin ÜÖN dan 30 Kma önce ve ana püskürmenin ÜÖN dan 17 Kma önce yapıldığı şartta maksimum güç değerleri elde edilmiştir. Motorin için yapılan deneylerde 1300 bar püskürtme basıncı değeri için 3000 d/d motor hızında 7,56 kW güç elde edilmiştir. Aynı motor hızı ve püskürtme basıncı şartında, B5 yakıtı için 7,28kW, B10 yakıtı için 7,66 kW ve B20 yakıtı için 7,6 kW güç elde edilmiştir. Elde edilen bu sonuçlar, biodiesel ilavesinin uygun püskürtme avansı değerinde motorun maksimum güç değerini düşürmediği görülmüştür.

Maksimum moment bölgesinde elde edilen sonuçlar incelendiğinde, pilot ve ana püskürtme avansı değerlerinin azaltılmasının moment değerlerini arttırdığı görülmüştür. Bu durumun en temel nedeni düşen motor devri ile azalan çevrim sayısı ve birim çevrim süresinin uzamasıdır. Deneylerde, motorin yakıtı ile 1200 bar püskürtme basıncı değerinde ÜÖN'dan 25 Kma önce yapılan pilot ve 15 Kma önce yapılan ana püskürtme ile maksimum tork değeri olan 27,34 Nm elde edilmiştir. Karışım yakıtlar ile yapılan deneylerde ise maksimum tork 1300 bar basınç değerinde B5 yakıtı için 27,4 Nm, B10 yakıtı için 28,01Nm ve B20 yakıtı için 27.48 Nm olarak ölçülmüştür. Bu noktada, elektronik kontrollü sistem ile püskürtme avansı değerinin azaltılması ve fazla püskürtme yapılması biodiesel-diesel karışımları ile elde edilen momentteki kayıpları ortadan kaldırmıştır.

Emisyon sonuçları incelendiğinde, tek kademe püskürtmede olduğu gibi fazlı püskürtmede de artan püskürtme basıncı ile ufak sapmalar göz ardı edildiğinde genel olarak NO_x emisyonlarında artış görülmüştür. Performans sonuçları ile eşlenik olarak incelendiğinde maksimum gücün alındığı avans olan 17 Kma değerinde tek faz püskürtmeden farklı olarak nispeten daha düşük değerler gözlenmiştir. Genel olarak erken yapılan püskürtmede NO_x emisyonlarında artış görülmüştür. Ön püskürtmenin 30 Kma ve 25 Kma değerinde ve ana püskürtmenin 15 Kma yapıldığı sonuçlar incelendiğinde, pilot püskürtmenin ÜÖN'ya yaklaştırılmasının tüm yakıtlar için belirgin olarak NO_x emisyonlarını azalttığı gözlenmiştir. Buna rağmen CO₂ ve CO emisyonlarında eğilim tam ters olarak gözlenmiştir. Ancak performans sonuçları ile eşlenik incelendiğinde, ana püskürtmenin ÜÖN'dan 15 kma önce, pilot püskürtmenin 25 kma önce yapıldığı durumda, pilot püskürtmenin 30 kma önce yapıldığı duruma oranla tüm yakıtlar için gözle görünür daha yüksek güç ve tork değerleri gözlenmiştir. Bununla birlikte biodiesel ilavesi ile maksimum güç değeri için CO₂ emisyonlarında da bir miktar artış gözlenmiştir. Pilot püskürtmeli çalışma şartında tek faz püskürtmeden farklı olarak, artan basınç etkisi ile CO₂ emisyonları küçük değişimler gösterse de genel eğiliminde kayda değer farklılık gözlenmemiştir. CO emisyonu değişimleri incelendiğinde, artan püskürtme basıncı ile CO emisyonlarında bir miktar artış olduğu görülmüştür.

Tek faz deneylerinde görüldüğü gibi, fazlı püskürtme de de püskürtme basıncının artırılması ile birim zamanda püskürtülen yakıt miktarının artması, artan basınç ile daha erken ve daha yüksek pik basınç değerlerinin yakalanmasını sağlamıştır. Bununla birlikte, ısı açığa çıkış eğrileri incelendiğinde, genel olarak yüksek basıçta püskürtmede ön karışım yanma fazının pik değerlerinin yüksek olduğu gözlenmiştir. Diğer taraftan tek fazda yapılan püskürtme ile birlikte incelendiğinde, pilotlu yapılan püskürtme de ön yanma fazı pik değerinin düştüğü, yanmanın difüzyon fazının daha belirginleştiği görülmüştür.

Fazlı püskürtme de ana püskürtmenin avansının azaltılması ve iki faz arasının açılması ısı açığa çıkış yapısını değiştirmiş, ön karışım yanma fazı pik değerinde azalma gözlenmiştir. Diğer taraftan, difüzyon fazı daha belirginleşmiştir. Bununla birlikte, püskürtme basıncının düşürülmesi ile püskürtme süresi uzadığından yanma daha geç başlamış ve biodesel katkılı yakıtlar ile yapılan deneylerde ön yanma pik değerleri yükselmiştir.

Isı açığa çıkış grafikleri incelendiğinde wiebe denklemi ile deneysel ölçümlere yaklaşılmıştır. Difüzyon fazının başlangıç bölümlerindeki hesaplanan ısı açığa çıkış değerlerindeki sapmalar fazla olsa da genel olarak bu fazda da deneysel sonuçlara yakın değerler elde

edilmiştir. Wiebe fonksiyonu kullanılarak hesaplanan ısı açığa çıkış değerleri kullanılarak elde edilen basınç değişim grafiklerinde yanma başlangıç noktalarında kabul edilebilir sapmalar olduğu pik basınç değerlerinin deney bulguları ile örtüştüğü gözlenmiştir. Bu bulgular avans değişiminin teorik kabüllerinin, elde edilen deneysel sonuçlar ile desteklendiğini göstermektedir.

Kaynaklar

- Adams, C., Peters, J.F., Rand, M.C., Schroer, B.J., Ziemke, M.C., (1983), "Investigation of soybean oil as a diesel fuel extender: endurance tests", JAOCS, 60, 1574-1579.
- Akınerdem F., (2005) "Türkiye Biyoyakıt (Biodiesel-Biyoetanol) Raporu" Ocak – 2005 Ankara
- Al-Vidyan, M. I., Tashtoush, G., Abu-Qudais, M., (2002) "Utilization of Ethyl Ester of Waste Vegetable Oils as Fuel in Diesel Engines", Fuel Processing Technology, 76: 91-103.
- Altın, R., (1998) "Bitkisel Yağların Diesel Motorlarında Kullanılmasının Deneysel Olarak İncelenmesi", Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara
- Altın, R., Çetinkaya, S., ve Yücesu, S., (2001) "Diesel Motorlarında Alternatif Yakıt Olarak Bitkisel Yağ Kullanımının Deneysel İncelenmesi", Turk J Engin Environ Sci, TÜBİTAK, Ankara, 25: 39 – 49.
- Altıparmak, D., Keskin, A., Yıldırım, H.M., Gürü, M., (2004) "Diesel Motorlarda Fındık Yağı Metil Esterinin Alternatif Yakıt Olarak İncelenmesi", 8. Uluslararası Yanma Sempozyumu, Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi, Otomotiv Anabilim Dalı, Ankara, (2004), 641 – 646.
- Annand W.J.D, (1963) "Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines", Proc. Instn. Mech. Engrs. 17:973-990
- Arregle J., Pastor J.V., ve Ruiz S., (1999) "The influence of injection parameters on diesel spray characteristics", SAE paper 1999-01-0200
- Aytaç, S., (1997) "Küçük Güçlü Bir Diesel Motorunda Motorin ve Bitkisel Yağların Oransal Karışımlarının Yakıt Olarak Kullanılmasında Bazı Performans Değerlerinin Saptanması Üzerine Bir Araştırma", Doktora Tezi, Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Edirne
- Bauer H., (1999a) "Diesel-engine management" Robert Bosch GmbH, Stuttgart
- Bauer H., (1999b) "Diesel Accumulator fuel-injection system Common Rail", Robert Bosch GmbH, Stuttgart
- Braun D.E. & Stephenson K.O. (1982) Alternative fuel blends and diesel engine tests. Proceedings of the International Conference on Plant and Vegetable Oils as Fuels. American Society of Agricultural Engineers, August, 1982 294-299
- Baranescu, R. A. and J. J. Lusco. (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 Fuels. St. Joseph, MI: ASAE, 1982
- Brunt F.J.M., Rai, H., ve Emtage, A.L., (1996) "The Calculation of Heat Release Energy from Cylinder Pressure Data" SAE Paper, 981052
- Brunt F.J.M., ve Platts C.K., (1999) "Calculation of Heat Release in Direct Injection Diesel Engines", SAE Paper, 1999-01-0187.
- Bruwer, J. J., B. D. Boshoff, F. J. C. Hugo, L. M. DuPlessis, J. Fuls, C. Hawkins, A. N. VanderWalt, and A. Engelbert. (1981) The Utilization of sunflower seed oil as renewable fuel

diesel engines. In *Agricultural Energy*, Vol. 2, Biomass Energy/Crop Production. ASAE Publication 4-81. St. Joseph, MI: ASAE. 1981

Çanakçı M., (2006) "Combustion characteristics of a turbocharged DI compression ignition engine fuelled with petroleum diesel fuels and biodiesel" *Bioresource Technology*, Elsevier

Çanakçı M., (2009) "Prediction of performance and exhaust emissions of a diesel engine fuelled with biodiesel produced from waste frying palm oil" *Expert Systems with Applications*, Elsevier 36: 9268-80

Çetinkaya, M., Ulusoy, Y., Tekin, Y., ve Karaosmanoğlu, F., (2004), "Engine and winter road test performances of used cooking oil originated biodiesel", *En. Con. Man*, 46:1279–1291

Çelikten, İ., (2003) "An experimental investigation of the effect of the injection pressure on engine performance and exhaust emission in indirect injection diesel engines" *Applied Thermal Energy*, Pergamon 23:2051–2060

Çınar, C., Topgül, T., Ciniviz, M., Haşimoğlu, C., (2005) "Effects of injection pressure and intake CO₂ concentration on performance and emission parameters of an IDI turbocharged diesel engine" *Applied Thermal Engineering*, Elsevier, 25:1854–1862

Cigizoğlu, K.B., T. Özaktaş, ve F. Karaosmanoğlu, (1997) "Ed Sunflower Oil as an Alternative Fuel for Diesel Engines", *Energy Sources*, 19, 559-566.

Demirsoy, M., Kındıroğlu, K., (1997) "Diesel Motorlarında Alternatif Yakıt olarak Değişik Yağların Kullanılması", 1.Uluslararası Katılımlı Otomotiv Teknolojisi Kongresi, Çukurova Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü, Adana, (1997)

Denso Corporation, (2003) "Opel 4EE2 tipi motor için Commonrail sistemi", İstanbul

Desantes J.M., Benajes J., Molina S., C.A. Gonzalez., "The modification of the fuel injection rate in heavy-duty diesel engines" Part 2: Effects on combustion, *Applied Thermal Engineering*, 24 (2004) 2715-2726 Part1

Desantes J.M., Benajes J., (2004) Molina S., C.A. Gonzalez., "The modification of the fuel injection rate in heavy-duty diesel engines" Part 1: Effects on engine performance and emissions, *Applied Thermal Engineering*, 2701–2714

Dorado, M.P., Ballesteros, E., Arnal, J.M., Gomez, J., Lopez, F.J., (2003), "Exhaust emissions from a diesel engine fueled with transesterified waste olive oil", *Fuel*, 82, 1311-1315.

Egnell R, (1999) "A simple Approach to Studying the Relation between Fuel Rate Heat Release Rate and NO Formation in Diesel Engines", *Sae paper* 1999-01-3548

Egnell R, (2000) "The Influence of EGR on Heat Release Rate and NO Formation in a DI Diesel Engine", *Sae paper* 2000-01-1807

Egnell R, (2001) "Comparison of Heat Release and NO_x Formation in a DI Diesel Engine Running on DME and Diesel Fuel", *Sae paper* 2001-01-0651

Erdoğan, D., Mohammed, A. A., (1997) Yakıt olarak kullanılan bazı bitkisel yağların diesel motor performansına etkileri. Sayfa No. 886, 30, Tarımsal Mekanizasyon 17. Ulusal Kongresi. Tokat, Eylül

Erdoğan, D. ve Onurbaş A., (1994) "Küçük Güçlü Bir Diesel Motorunun Yakıt Olarak Kullanılan Bazı Bitkisel Yağlarla Ölçülen Performans Değerleri". Ankara Üniversitesi Ziraat

Fakültesi Yıllığı Cilt: 44, Fasikül No: 1-2, s.7-16

Engler, C.R., Johnson, L.A., Lepori, W.A. and Yarbrough, C.M., (1983) "Effects of Processing and Chemical Characteristics of Plant Oils on Performance of an Indirect-Injection Diesel Engine", Journal of the American Oil Chemists Society, 60 (8): 1592-1596 .

Ferguson C.R, Kirkpatrick A.T (2001) Internal Combustion Engines Applied Thermosciences. John Wiley&Sons Inc. NewYork

Ferguson C.R, (1986) Internal Combustion Engines Applied Thermosciences. John Wiley&Sons Inc. NewYork

Fort E.F. & Blumberg P.N. (1982) Performance and durability of a turbocharged diesel engine fuelled with cottonseed oil blends. Proceedings of the International Conference on Plant and Vegetable Oils as Fuels. American Society of Agricultural Engineers, August 1982,374-383.

Ghaffarpour, M., and Baranescu, R.,(1996) "NO_x Reduction Using Injection Rate Shaping and Intercooling in Diesel Engines" SAE Paper 960845

Geyer, S.M., Jacobus, M.J. and Lestz, S.S., (1984) "Comparison of Diesel Engine Performance and Emissions from Neat and Transesterified Vegetable Oils", Transactions of the ASAE, 27(2): 375-381.

Gomez, G.,Howard-Hildige, R., Leahy, JJ., O'Reilly, TO., Supple, B., Malone, M., (2000) "Emission and performance characteristics of a 2 litre Toyota van operating on esterified waste cooking oil and mineral Diesel fuel", Env. Mon. Ass.,65, 13-20.

Graboski M.S., McCormick R.L.,(1998). Combustion of fat and vegetable oil derived fuels in Diesel engines. Prog.Energy Combust.Sci., vol. 24, (1998), p.125-164

Greeves, G., Khan, I. M., and wang , C.H.T.: "Origins of Hydrocarbon Emissions From Diesel Engines," SAE paper 770259, SAE Trans.,vol.86,1977

Greeves, G.: (1979) "Response of Diesel Combustion Systems to Increase of fuel Injection Rate" SAE paper 790037, SAE Trans.,vol.88.

Guibet, J.C., (1999) "Fuels and Engines Volume 1" Institut Français Du Petrole Publications, France

Guo, Y., Leung, YC., Koo, CP., (2002) "A clean biodiesel fuel produced from recycled oils and grease trap oils", BAQ, 16-18 December, 2002, Hong Kong.

Hacıkadrioğlu H., (2007) "Bitkisel Yağ Esterleri-Motorin Karışımının Motor Performansı ve Emisyonlarına Etkisi" Makine Mühendisliği Anabilim Dalı / Enerji Programı, Yüksek Lisans Tezi,

Han, Z., Uludoğan, A., Hampson,G., Reitz, R.,(1996) "Mechanism of Soot and Nox Emission Reduction Using Multiple-Injection in a Diesel Engine" SAE Paper 960633

Hassett, D.J. and Hasan R.A., (1992) "Sunflower Methyl Ester as Diesel Fuel", Vegetable Oils Fuels of The International Conference on Plant and Vegetable Oils as Fuel, ASAE, Fargo, ND, , 123-126.

He, Y. and Bao, T.D., (2003) "Study on Rapeseed Oil as Alternative Fuel for a Single-Cylinder Diesel Engine", Renewable Energy, 28, 1447-1453.

Heider G, Zeilinger K, Woschni, G., (1995) "Two-Zone Calculation Model for the Prediction

of NO Emissions from Diesel Engines, Proc 21st CIMAC Cong, Paper D52, Interlaken

Hemmerlein, N., Korte, V., Richter, H. and Schroder, G., (1990) "Performance, Exhaust Emissions and Durability of Modern Diesel Engines Running on Rapeseed Oil", SAE Paper, No.910848, U.S.A, 400-415.

Heywood JB (1988) Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill, Newyork

Hiromichi Yanagihara, Yasuo Sato, Jun'ichi Mizuta 'A study of DI diesel combustion under uniform higher-dispersed mixture formation' JSAE Review 18 (1997) 247-254

Hideyuki Ogawa, Noburo Miyamoto, Chenyu Li, Atsushi Sakai, (2000) "Improvements of Diesel Combustion and Emissions with Two-Stage Fuel Injection at Different Piston Positions" SAE Paper 2000-01-1180,

Huang, Z., Lu, H., Jiang, D., Zeng, K., Liu, Bing., Zhang, J., Wang, X., (2004) "Combustion behaviors of a compression- ignition engine fuelled with diesel/methanol blends under various fuel delivery advance angles" Bioresource Technology 95:331-341

Işığür, A., (1992) "Türkiye Kökenli Aspir Tohum Yağlarının Transesterifikasyonu ve Diesel Yakıtı Alternatifi Olarak Değerlendirilmesi", Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul

İleri, E., (2005) "Kanola Yağı Metil Esterinin Diesel Motor Performansı ve Emisyonlarına Etkilerinin Deneyisel Olarak İncelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir

İleri, E. ve Atay C., (2006) "Commonrail Püskürtme Sistemi Simülatörünün Kurulması", Bitirme Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü

İlkılıç, C., Yücesu, H. S. (2003) "Pamuk Yağı Metil Esterinin Diesel Motoru Egzoz Emisyonlarına Etkisinin Araştırılması", F. Ü. Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi, Cilt 15, Sayı 4, Say. 569-578,

İlkılıç, C., Yücesu, H. S. (2002) "Pamuk Yağı Metil Esteri ile Diesel Yakıtı Karışımının Bir Diesel Motoru Performansına Etkileri", F. Ü. Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi, Cilt 14, Sayı 1, Say. 199-205

İlkılıç, C., Öner, C., (2003) "Bir Diesel Motorunda Ayçiçek Yağı Metil Esteri ile Motorin Karışımı Kullanılarak Egzoz Gazı Emisyonlarının İncelenmesi", Fırat Üniversitesi Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi, Elazığ, 15:579-588 .

Kamimoto,T., Aoyagi, Y., Matsui, Y., Matsuoka, S., (1980) "Some Effects of Engine variables on measured rates of air entrainment and heat release in a DI Diesel Engine" SAE Paper 800253

Kaplan C, Arslan R., (2001) "Diesel Motorlarında Ayçiçek Yağı Metil Esterinin Alternatif Yakıt Olarak Kullanılması ve Türkiye'deki Bitkisel Yağ Potansiyelinin İncelenmesi" VII otomotiv ve Yan Sanayii Sempozyumu, 26-27 Ekim 2001, Bursa

Kaplan, C., (2001) "Ayçiçek Yağı Metil Esterinin Diesel Motorlarında Alternatif Yakıt Olarak Kullanımı", Doktora Tezi, Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli

Karaosmanoğlu,F., (2007) "Biyomotorin ve Türkiye", www.biyomotorin-biodiesel.com/biomoto.html

Kavalcı, D., (2001) "Bitkisel Kökenli Alternatif Yakıtların Diesel Motorlarında Kullanılma

Olanakları Üzerine Bir Araştırma”, Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir,

Keating L. E., (1993) “ Applied Combustion” , Marcel Dekker Inc. Newyork 440

Klopfestein, W. E., (1983), “ Proceedings: Vegetable oil as a Diesel Fuel seminar III” , Peoria, II, 104.

Koçak, M.S., (2005). “Fındık Yağı Metil Esterinin Diesel Motorlarda Alternatif Yakıt Olarak Kullanımının Deneysel Olarak Araştırılması”, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara

Könler E., (1994) “BioDiesel Ein Vollwertiger Kraftstoffersatz”. Raps, 12. Jg. (1), 8-11.

Kumar, R., Reader, T.G., Zheng, M., (2004) “Apreliminary study of ignition consistency and heat release analysis for a common-rail Diesel engine”, SAE Paper, 2004-01-932

Kumar, C., Babu G.M.K., Das, L.M., (2006) “Experimental Investigations on a Karanja Oil Methyl Ester Fueled DI Diesel Engine”, SAE Paper, 2006-01-0238

Küçükşahin, F., (1999), “Diesel Motorları”, Güven Kitabevi, İstanbul 15-16

Labeckas, G., Slavinskas, S., (2005) “Performance and exhaust emission characteristics of direct-injection diesel engine when operating on shale oil. ” Energy Conversion And Management, 46:139-150.

Labeckas, G., Slavinskas, S., (2006) “The effect of rapeseed oil methyl ester on direct injection Diesel engine performance and exhaust emission” Energy Conversion And Management, 47:1954-67.

Laforgia D., Ardito V., (1994). Biodiesel fueled IDI engines, performances emissions and heat release investigation. ELSEVIER, Bioresource Technology, vol. 51, (1995), p. 53-59.

Leung, DYC., (2001),“ Development of a clean biodiesel fuel in Hong Kong used cooking oil”, Water, Air Soil Pollut. 130: 277-282.

Mark P. B. Musculus, John E. Dec, Lyle M. Pickett, Cherian Idicheria (2005)“ In-Cylinder Imaging of Conventional and Advanced, Low-Temperature Diesel Combustion” Diesel Engine Emissions Reduction Conference Palmer House Hilton, Chicago IL August 25, 2005

McDonnel, K. P., Ward, S. M., Mc Nully, P. B. and Howard-Hildige, R., (2000) “Results of Engine and Vehicle Testing of Semi-Refined Rapeseed Oil”, Transactions of the ASAE, 43, 1309-1316.

Miyamoto, N., Ogawa, H., Shudo, T., Takeyama, F., (1994)“Combustion and Emissions in a New Concept DI Stratified Charge Engine with Two-Stage Fuel Injection” SAE Paper 940675

Nwafor, O.M.I., (2004) “Emission Characteristics of Diesel Engine Operating on Rapeseed Methyl Ester”, Renewable Energy, 29:119-129.

Nye, M.J., Williamson, T.W., Deshpande, S., Schrader, J.H., Snively, W.H., (1983), “Conversion of used frying oil to diesel fuel by transesterification: preliminary test “, J.Am.Oil Soc. Chem., 60(8),1598-1601

Oğuz H., Öğüt H., (2001) “Tarım Traktörlerinde Bitkisel Kökenli Yağ Ve Yakıt Kullanımı” Selçuk-Teknik Online Dergisi / Issn 1302- 6178 Volume 2 , Number: 2

- Oğuz, H., (1998) “Diesel Yakıtı - Ayçiçek Yağı Karışımlarının Diesel Motorlarında Yakıt Olarak Kullanılma İmkanlarının Araştırılması”, Yüksek Lisans Tezi, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya
- Opel satış sonrası eğitim katılımcı notları, (2004) "MM 6JF motor yönetimi", Opel akademi satış sonrası eğitim bölümü, İstanbul
- Öztürk Ö., (2007) “Diesel Motorlarında Karışimsız Olarak Kullanılan Biodiesellerin Motor Performansına Olan Etkilerinin Araştırılması“Makine Mühendisliği Anabilim Dalı / Enerji Programı Yüksek Lisans Tezi
- Özkan, M., Ergenç, A.T., Deniz, O., (2005) “Experimental Performance Analysis of Biodiesel Traditional Diesel and Biodiesel with Glycerine", Turk. J. Engin. Environ. Sci., 29:89-94.
- Özkan, M., Işın, Ö., Ergenç, A.T., Sandalcı, T., (2005), “Performance characteristics biodiesel fuelled diesel engine”, 2nd ICAT, 18-20 Mayıs, 2005 İstanbul.
- Özkan, M., Sandalcı, T., Ergenç, A.T., Işın, Ö., (2005), “ The experimental investigation of exhaust emissions of biodiesel fuelled diesel engine” ”, 2nd ICAT, 18-20 Mayıs, 2005 İstanbul.
- Papagiannakis, R.G., Hountalas, D.T., Rakopoulos C.D., (2007) “Theoretical study of the effects of pilot fuel quantity and its injection timing on the performance and emissions of a dual fuel diesel engine”, Energy Conversion and Managment, 48, 2951-2961
- Peterson, C.L. and Reece, D.L., (1996) “Emissions Testing with Blends of Esters of Rapeseed Oil Fuel with and Without a Catalytic Converter”, SAE Paper, No:961114, U.S.A, 39:805-816.
- Pramanik, K., (2003) “Properties and Use of Jatropha Curcas Oil and Diesel Fuel Blends in Compression Ignition Engine”, Renewable Energy, 28:239-248.
- Pischinger, R. And Cartellieri, W.: (1972) ‘‘Combustion System Parametres and Their Effect upon Diesel Engine Exhaust Emissions,’’ SAE paper 720756, SAE trans., vol. 81
- Pischinger, F., Reuter, U., and Scheid E., (1998) “Self Ignition of Diesel Sprays and its Dependence on Fuel Properties and Injection Parametres”, AME Journal of Engine and Gas Turbines and Power , vol. 110:399–404
- Pryde, E.H., (1983) “Vegetable Oils as Diesel Fuels: Overview”, Journal of the American Oil Chemists Society, 60 8:1557-1558
- Pryde, E.H., (1984) “Vegetable Oils as Fuel Alternatives”, Symposium Overview, Journal of the American Oil Chemists Society, 61, 10:352-396 .
- Puhan, S., Vederaman, N., Ram, V.B., Sankarnarayanan, G., Jeychandran, K., (2005) “Mahua Oil (Madhuca Indica Seed Oil) Methyl Ester as Biodiesel – Preparation and Emission Characteristics”, Biomass and Bioenergy, 28:87-93.
- Radu, R. and Mircea, Z., (1997) “The Use of Sunflower Oil in Diesel Engines”, SAE Paper, No. 972979, U.S.A ,381-395.
- Raherman, H., Phadatare, A.G., (2004) “Diesel Engine Emissions And Performance From Blends Of Karanja Methyl Ester And Diesel”, Biomass and Bioenergy, 27:393-397.
- Rakopoulos C.D., Antonopoulos K.A., Rakopoulos D.C., (2007a) “Development and application of multi-zone model for combustion and pollutants formation in direct injection diesel engine running with vegetable oil or its bio-diesel” Elsevier, Energy Conversion and

Managment, 48:1881-1901

Rakopoulos C.D., Antonopoulos K.A., Rakopoulos D.C., (2007b) "Experimental heat release analysis and emissions of a HSDI diesel engine fueled with ethanol-diesel blends" Elsevier, Energy, 32:1791-1808

Ramos, J.I., (1989) "Internal Combustion Engine Modeling", HPC

Reddy, N., Ramesh, A., (2006) "Parametric studies for improving the performance of a Jatropha oil-fuelled compression ignition engine" Elsevier Renewable Energy 31: 1994–2016

Reitz, D. R., (2005) "Computational Fluid Dynamics Modeling of Diesel Engine Combustion and Emissions" Engine Research Center University of Wisconsin-Madison

Safa, A., (2006) "İçten Yanmalı Motorlarda Proses ve Emisyon Modellemesi", Doktora Tezi, İstanbul

Saker, F.L, Colaço,J.M.,Orlande, R.B.H., (2000) "Transient Heat Conduction In A Two-Stroke Diesel Engine Piston" In: Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Natal.

Salman, S., ve Topgöl T., (2001) "Bir Diesel Motorunda Enjeksiyon Basıncının Motor Performansına, Soğutma Suyu ve Egzoz Gazı Yoluyla Kaybedilen Isı Enerjisine Etkisi" Politeknik Dergisi, Cilt 4, 2:27-30

Schinstock, J.L., Hamma, M.A. and Schlick, M.L., (1988) "Soybean and Sunflower Oil Performance in a Diesel Engine", Transactions of the ASAE, 31, 5: 1345-1349.

Schmidt, K. and Gerpen, J.H.V., (1996) " The Effect of Biodiesel Fuel Composition on Diesel Combustion and Emissions", SAE Tech. Paper, No:961086, 840-851.

Schoedder, C. (1981) "Rapeseed oil as an alternative fuel for agriculture. . Beyond the Energy Crisis -- Opportunity and Challengeé Volume III. Third International Conference on Energy Use Management. Berlin (West). Eds. R. A. Fazzolare and C. R. Smith, 1815-22. Pergamon Press, Oxford

Scholl, K.W. and Sorenson, S.C., (1993) "Combustion of Soybean Oil Methyl Ester in a Direct Injection Diesel Engine", SAE Tec.Paper, No:920934, 211-223.

Schreiner, K.,(1995) "Equivalent Combustion Rate with the Polygon-HyperbolaFunction:Investigations into the Dependence of the Parameters in the Performance Map. Proc 5th Symp, The Working Process of the Internal Combustion Engine, Technical University Graz, Austria, 239-257

Schumacher, L.G., Hires, W.G. and Borgelt, S.C., (1992) "Fueling a Diesel Engine with Methyl-Ester Soybean Oil", Liquid Fuels from Renewable Resources – Proceedings of an Alternative Energy Conference, Ed. By John Cundiff, ASAE, Nashville, TN., 124-131.

Sekmen Y, Çınar C., Erduranlı P., Boran E., (2004) "Diesel Motorlarda Enjeksiyon Basıncı ve Maksimum Yakıt Miktarının Motor Performansı ve Duman Emisyonlarına Etkilerinin İncelenmesi" Politeknik Dergisi, cilt 7 sayı 4 s.321-326

Selim, M.Y.E., Radwan M.S. and Elfeky, S.M.S., (2003) "Combustion of Jojoba Methyl Ester in an Indirect Injection Diesel Engine", Renewable Energy, 28:1401–1420.

Sims, R. E. H., Raine, R.R., and R. J. McLeod. (1981). Rapeseed oil as a fuel for diesel engines. SAE-Australia. Paper presented at the National Conference on Fuels from Crops of the Society of Automotive Engineers - Australia.

- Stiesch G. (2003) Modeling Engine Spray and Combustion Processes. Springer NewYork
- Strayer, R.C., Blake, J.A., Craig, W.K., (1983), "Canola and high erucic rapeseed oil as substitutes for diesel fuel: preliminary tests. JAOCS, 60:1587-1592.
- Suzuki H., Odaka M., Kariya T., (2000) "Effect of start of injection on NO_x and smoke emissions in homogeneous charge diesel combustion" JSAE 21:385-416
- Şahin Z. ve Durgun O., (2008) "Multi-zone combustion modeling for the of prediction of diesel engine cycles and engine performance parameters" Applied Thermal Engineering, Elsevier, 2008.01.002
- Taşyürek M., (2004), "İçten Yanmalı Motorlarda Biyomotorin Yakıtlarının Geleneksel Yakıtlarla Emisyon Değerlerinin Karşılaştırılması", S.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya
- Thompson, J.C., Peterson, C.L., Reece, D.L. and Beck S.M., , (1998) "Two Year Storage Study with Methyl and Ethyl Esters of Rapeseed", Transactions of the ASAE, 410:931-939.
- Toyotasa eğitim notları, (2006) "Toyota D-4D Diesel Motor Teknolojisi ", Toyotasa Eğitim Departmanı), İstanbul
- Uchida, N., Daisho, Y., Saito, T., (1992) "The control of Diesel emissions by supercharging and varying Fuel-injection parametres" SAE Paper 920117
- Ulusoy, Y., (1999) "Ayçiçeği, Kolza, Pamuk ve Soya Yağlarının Diesel Motorlarında Yakıt Olarak Kullanım Olanaklarının Belirlenmesi Üzerine Karsılaştırmalı Bir Araştırma", Uludağ Üniversitesi Fen Bil. Enstitüsü, Doktora Tezi, Bursa
- Ulusoy Y. ve Alıbaş K., (2002) "Diesel Motorlarda BioDiesel Kullanımının Teknik ve Ekonomik Olarak İncelenmesi" Ulud. Üniv Ziraat Fakültesi Dergisi, 16: 37-50
- Ulusoy, Y., Tekin, Y., Çetinkaya, M., Karaosmanoğlu, F., (2004), "The engine tests of biodiesel from used frying oil", Energy Sources, 26, 927-932.
- Usta, N.,(2005) "An experimental study on performance and exhaust emissions of a diesel engine fuelled with tobacco seed oil methyl ester", 46, 2373-2386.
- Usta, N., Öztürk, E., Can, Ö., Conkur, E.S., Nas, S., Çon, A.H., Can, A.Ç., Topçu, M., (2004), "Combustion of biodiesel fuel produced from hazelnut soapstock/waste sunflower oil mixture in a Diesel engine", En. Con Man, 46, 741-755.
- Wagner, G.L. and 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, ASAE, Fargo, ND, 204:329-336.
- Wagner, L.E., Clark, S.J. and Schrock, M.D., (1984) "Effects of Soybean Oil Esters on the Performance, Lubricating Oil, and Wear of Diesel Engines", SAE Paper, No.841385, U.S.A, 670-679.
- Watson, N., Pilley, A.D., and Marzouk, M., (1980) "A Combustion correlation for Diesel Engine Simulation", Sae Paper 800029
- Wolfensberger, U., (1994) Rapsölmethylester als treibstoff für dieselmotoren. Paper No. 69. Emissionen von Pflanzenöl-Kraftstoffen und ihre Umweltwirkungen. Würzburg, Januar 11.
- Woschni, G., (1967) "Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine" SAE paper 670931, Sae Trans, vol, 76,

Vellguth, G., (1983) "Performance of Vegetable Oils and their Monoesters as Fuels for Diesel Engines", SAE Paper, No.831358, U.S.A, (1983), 1098-1108

Yamık, H., (2002) "Diesel Motorlarında Alternatif Yakıt Olarak Yağ Esterlerinin Kullanılma İmkânlarının Araştırılması", Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

Yavaşlıoğlu İ., (1988) "İçten Yanmalı Motorlar" Eğitim Yayınları A.Ş.

Yokota, H., Kudo, Y., Nakajima, H., Kakegawa, T., Suzuki, T.,(1997) "A New concept for low emission diesel combustion" SAE Paper 970891

Yücel, H.L.,(1998) "Diesel Yakıtına Belirli Oranlarda Karıştırılmış Pamuk Yağının Motor Performansı ve Emisyon Karakteristikleri Üzerine Etkilerinin Araştırılması", Doktora Tezi, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ

Yücesu, S., Altın, R.,(1999) "Kanola Yağının Alternatif Yakıt Olarak Diesel Motorlarında Kullanımının Motor Performansı ve Egzoz Emisyonlarına Etkilerinin DeneySEL Olarak İncelenmesi", Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, Ankara, 12 :1045-1058.

Yücesu, S., İlkılıç, C., (2003) "Pamuk Yağı Metil Esterinin Diesel Motoru Egzoz Emisyonlarına Etkisinin Araştırılması", Fırat Üniversitesi Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi, Elazığ, 15: 569-578.

Zang, Y. and Gerpen, J.H.V.,(1996) "Combustion Analysis of Esters of Soybean Oil in a Diesel Engine", SAE Tech. Paper, No:960765, 782-794.

Zhao H., Ladommatos N. (2001) Engine Combustion Instrumentation and Diagnostics. SAE Book. Warrendale

Ziejewski, M., and Goettler, H.J., (1992) "Comparative Analysis of the Exhaust Emissions for Vegetable Oil Based Alternative Fuels", SAE Paper, No. 920195, U.S.A, 144-154.

Ziejewski, M., and 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.

<http://www.aypetbiodiesel.com/standartlari.html>

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 20.07.1978

Doğum yeri Ankara

Lise 1993-1996 Özel Arı Lisesi-Ankara

Lisans 1996-2000 Yıldız Üniversitesi Mühendislik Fak.
Makine Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 2000-2002 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Müh. Anabilim Dalı Enerji Mak. Programı

Doktora 2002- Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Müh. Anabilim Dalı, Enerji Mak. Programı

Çalıştığı kurum(lar)

2000- Devam ediyor YTÜ Makina Fakültesi Araştırma Görevlisi