

**T.C.
SAKARYA UYGULAMALI BİLİMLER ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**KİSMİ HOMOJEN DOLGULU DİREKT ENJEKSİYONLU BİR
DİZEL MOTORUNUN DENEYSEL VE NUMERİK OLARAK
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Adem TÜYLÜ

Enstitü Anabilim Dalı : OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Ahmet KOLİP

Nisan 2021

T.C.
SAKARYA UYGULAMALI BİLİMLER ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

KİSMİ HOMOJEN DOLGULU DİREKT ENJEKSİYONLU BİR
DİZEL MOTORUNUN DENEYSSEL VE NUMERİK OLARAK
İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Adem TÜYLÜ

Enstitü Anabilim Dalı : OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ

Bu tez 15/04/2021 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği ile kabul edilmiştir.

JÜRİ	BAŞARI DURUMU
Jüri Başkanı: Prof. Dr. Ahmet KOLİP	BAŞARILI
Üye: Prof. Dr. Halit YAŞAR	BAŞARILI
Üye: Doç. Dr. İdris CESUR	BAŞARILI

BEYAN

Tez içindeki tüm verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezde yer alan verilerin bu üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim

Adem TÜYLÜ

15/04/2021

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim boyunca hem tez aşamasında hem de diğer akademik çalışmalarında her türlü desteğini aldığım, bilgi ve birikiminden yararlandığım, beni sürekli teşvik eden değerli danışman hocam Prof. Dr. Ahmet KOLİP'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Deneysel çalışmalarım esnasında bana eşlik eden ve her türlü konuda benden desteğini esirgemeyen Doç. Dr. İdris CESUR'a ve Yüksek Mühendis Çiçek ÇANGAL'a ve teorik modelin oluşturulmasında bilgilerini paylaşmakta geri durmayan Arş. Gör. Mehmet Fatih YAŞAR'a teşekkür ederim.

Bu zorlu süreçte bana maddi ve manevi yardımlarını esirgemeyen, sabırla beni motive eden değerli aileme teşekkür ederim. Pandemi süresi boyunca desteğini hiç esirgemeyen, belirli zaman aralıklarında yanımda bulunan annem Ünzüle TÜYLÜ'ye en içten teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR	i
İÇİNDEKİLER	ii
KISALTMALAR	v
SİMGELER LİSTESİ.....	vi
TABLolar LİSTESİ.....	viii
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	ix
ÖZET.....	xi
SUMMARY	xii

BÖLÜM 1.	
GİRİŞ	1

BÖLÜM 2.	
HCCI MOTORLAR	5
2.1. HCCI Motorlar Hakkında Genel Değerlendirme	5
2.2. HCCI Motorlarda Yanma	8
2.2.1. HCCI oksidasyon.....	10
2.3. HCCI Motorun Emisyon Karakteristiği	12
2.4. Homojen Yakıt-Hava Karışımının Oluşturulması	14
2.4.1. Port enjeksiyon	15
2.4.2. Erken enjeksiyon	16
2.4.3. Geç enjeksiyon.....	17
2.5. HCCI Yanması Kontrol Yöntemleri	19
2.5.1. Değişken sıkıştırma oranı ve emme havası sıcaklığının HCCI yanmasına etkisi	20
2.5.2. Değişken supap zamanlamasının HCCI yanmasına etkisi.....	21
2.5.3. EGR ve enjeksiyon stratejisinin HCCI yanmasına etkisi	22
2.5.4. Emme havası sıcaklıklarının HCCI yanmasına etkisi	23
2.5.5. Yakıt özellikleri, EGR ve emme havası sıcaklıklarının HCCI yanmasına etkisi	24
2.5.6. Hava/yakıt oranı ve yakıt karışımlarının HCCI yanmasına etkisi	24

BÖLÜM 3.

ETANOL YAKITI	27
3.1. Etanol Yakıtı Genel Bilgiler	27
3.2. Etanol Yakıtının Dizel Motorlarda Kullanımı	30
3.2.1. Etanol-dizel yakıt karışımları	30
3.2.2. Etanol-dizel emülsife yakıtı	35
3.2.3. Etanol fumigasyonu	36
3.2.4. Alkollerin İçten Yanmalı Motorlardaki Kullanımı	38

BÖLÜM 4.

MATERYAL VE METOT	41
4.1. Deney düzeneği	41
4.1.1. Deney motoru	42
4.1.2. Dinamometre	42
4.1.3. Yakıt sarfiyatı ölçümü	43
4.1.4. Motor hızı ölçümü	44
4.1.5. Sıcaklık Ölçümleri	44
4.1.6. Emisyon Ölçümleri	44
4.1.7. Motor soğutma suyu ve eşanjör soğutma suyu debi ölçümleri.....	45
4.1.8. Hava sarfiyatı ölçümü	45
4.2. Etanol Fumigasyonu	46
4.3. Deney Yakıtlarına Ait Bazı Özellikler	47
4.4. Motor Performans Parametrelerinin Hesaplanması	47
4.4.1. Motor döndürme momenti ve efektif güç	48
4.4.2. Özgül yakıt sarfiyatı	48
4.4.3. Efektif verim	49
4.4.4. Ortalama efektif basınç	49
4.4.5. Hava fazlalık katsayısı	49
4.5. Belirsizlik Analizi	50

BÖLÜM 5.

TEORİK MODEL.....	51
5.1. Simülasyon Teorisi	51
5.1.1. Temel korunum denklemleri.....	52
5.1.1.1. Silindir içi enerji dengesi.....	52
5.1.1.2. Port debileri	54
5.1.1.3. Piston hareketi ve anlık hacim.....	54
5.1.1.3. Isı transferi	55
5.1.2. Yanma modeli.....	56
5.1.2.1. MCC (Mixing Controlled Combustion) Yanma Modeli	56
5.1.3. Emisyon modelleri	58
5.1.3.1. CO emisyonu	58
5.1.3.2. NO _x emisyonları	59
5.1.3.3. İS emisyonu.....	60
5.2. AVL Boost ile Motor Simülasyonu	61
5.2.1. Modelin oluşturulması	62

5.2.2. Simülasyon parametreleri	62
---------------------------------------	----

BÖLÜM 6.

ARAŞTIRMA SONUÇLARI	64
6.1. Deneysel Çalışma ve Teorik Model Sonuçları	64
6.1.1. Performans verileri	64
6.1.1.1. Efektif güç ve döndürme momenti	64
6.1.1.2. Özgül yakıt sarfiyatı (ÖYS).....	65
6.1.1.3. Efektif verim.....	66
6.1.2. Emisyon verileri.....	67
6.1.2.1. NO _x emisyonları	67
6.1.2.2. İş emisyonları	68
6.1.2.3. CO emisyonları.....	69
6.1.3. Silindir İçi Basınç ve Isı Yayılımı Verileri.....	70

BÖLÜM 7.

SONUÇLAR ve DEĞERLENDİRME	75
--	-----------

KAYNAKÇA	77
-----------------------	-----------

KISALTMALAR

BAM	: Buji Ateşlemeli Motor
CAI	: Kontrollü Kendi Kendine Tutuşma (Controlled Auto-Ignition)
DI	: Direkt enjeksiyon
EGR	: Egzoz Gazı Resirkülasyonu
HCCI	: Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli
HTO	: Yüksek Sıcaklık Oksidasyonu (High Temperature Oxidation)
KA	: Krank Açısı, derece
LCV	: Alt ısııl değer (kJ/kg)
LTO	: Düksek Sıcaklık Oksidasyonu (Low Temperature Oxidation)
NTC	: Negatif sıcaklık katsayısı rejimi (Negative Temperature Coefficient Regime)
OEB	: Ortalama Efektif Basınç
ÖYS	: Özgül Yakıt Sarfiyatı
PCCI	: Önkarişım Dolgulu Sıkıştırma ile Ateşleme (Premixed Charge Compression Ignition)
PM	: Partikül Madde
RCCI	: Reaktivite Kontrollü Sıkıştırma ile Ateşleme (Reactivity controlled compression ignition)
RON	: Araştırma Oktan Sayısı (Research Octane Number)
SAM	: Sıkıştırma Ateşlemeli Motor
SCR	: Seçici Katalitik Reaktör
STD	: Standart motor
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta

SİMGELER LİSTESİ

\dot{m}_c	: Silindirden çıkan kütleli debi [kg/s]
\dot{m}_{bb}	: Blow-by kütleli debi [kg/s]
\dot{m}_g	: Silindire giren kütleli debi [kg/s]
A_{eff}	: Efektif akış alanı, [m ²]
A_i	: Yüzey alanını, [m ²]
C_{Diss}	: Yayınım sabiti
C_{EGR}	: EGR etki sabiti
C_{Rate}	: Karışım oran sabiti
C_{turb}	: Türbülanslı enerji üretim sabiti
C_{yan}	: Yanma sabiti, [kJ/kg ^o KA]
E_{kin}	: Kinetik jet enerjisi, [J]
h_{bb}	: Blow-by entalpisi
h_e	: Silindire terk eden kütleli entalpisi
h_i	: Silindire giren kütleli entalpisi
m_c	: Silindir içi kütle, [kg]
m_F	: Buharlaşmış yakıt kütleli, [kg]
m_{st}	: Taze hava dolgusunun stokiometrik kütleli, [kg/kg]
p_c	: Silindir içi basınç, [kPa]
p_{o1}	: Giriş basıncı, [kPa]
Q_F	: Yakıt enerjisi, [kJ]
Q_{MCC}	: Karışım kontrollü yanma için kümülatif ısı salınımı, [kJ]
Q_W	: Duvarlardan ısı kaybı, [kJ]
Q_{wi}	: Isı transferi, [kJ]
R_o	: Gaz sabiti, [kJ/kg K]
T_c	: Silindir içi gaz sıcaklığı, [K]
T_{o1}	: Giriş sıcaklığı, [K]
T_{wi}	: Cidar sıcaklığı, [K]
w_O	: Mevcut oksijenin kütle oranı
α_w	: Isı taşınım katsayısı, [W/m ² K]
λ_{Diff}	: Difüzyon yanması için hava fazlalık katsayısı
V_c	: Yanma odası hacmi, [m ³]
\dot{m}	: Kütleli debi, [kg/s]
m_F	: Püskürtülen yakıt kütleli, [kg]
C	: Karbon
CO	: Karbon monoksit
CO_2	: Karbondioksit
D	: Piston çapı, [m]
e	: Piston pin boşluğu, [m]

E12	: %12 Etanol, %88 Dizel
E18	: %18 Etanol, %82 Dizel
E6	: %6 Etanol, %94 Dizel
H ₂	: Hidrojen
H ₂ O	: Su buharı
HC	: Hidrokarbon
k	: Türbülanslı kinetik enerji yerel yoğunluğu, [m ² /s ²]
l	: Biyel kolu uzunluğu, [m]
N ₂	: Azot
N ₂ O	: Diazot oksit
N ₂ O ₃	: Diazot trioksit
N ₂ O ₅	: Diazot pentaoksit
NO	: Azot monoksit
NO ₂	: Azot dioksit
NO _x	: Azot oksitler
O ₂	: Oksijen
r	: Krank mili yarıçapı, [m]
s	: Pistonun ÜÖN'ye mesafesi, [m]
t	: Zaman, [s]
v	: Enjeksiyon hızı, [m/s]
V	: Silindir hacmi, [m ³]
ψ	: Akış katsayısı
ψ	: Dikey krank konumu ile piston ÜÖN konumu arasındaki açı, [derece]
V(α)	: Herhangi bir krank açısında silindir hacmi, [m ³]
f	: Silindir yükünde buharlaşma ısısının oranı
u	: Özgül iç enerji, [kJ]
α	: Krank mili açısı, [derece]

TABLolar LİSTESİ

Tablo 1.1. Avrupa Birliği Emisyon Standartları [7]	2
Tablo 3.1. Etanol yakıtının özellikleri.....	29
Tablo 4.1. Test Motorunun Özellikleri.....	42
Tablo 4.2. Sıcaklık sensörleri.....	44
Tablo 4.3. Emisyon Ölçüm Cihazlarının Hassasiyetleri	44
Tablo 4.4. Yakıtlara Ait Bazı Özellikler [55]	47
Tablo 4.5. Belirsizlik analizi	50
Tablo 5.1. CO oluşumu denklem ve katsayıları [88]	59
Tablo 5.2. NO _x oluşumu Zeldovich mekanizması reaksiyonları.....	59

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Fosil yakıt kaynakları rezervlerinin ömürleri	2
Şekil 1.2. Silindir içi gaz sıcaklıklarına göre NO _x emisyonu oluşumu	4
Şekil 2.1. Dizel, otto ve HCCI motorlarında yanma	7
Şekil 2.2. HCCI motor yanma aşamaları ve dizel, otto motorlarla karşılaştırılması	8
Şekil 2.3. DI dizel, HCCI ısı yayılım oranları.....	9
Şekil 2.4. Dizel türü yakıtlarda gerçekleşen ısı yayılım profili.....	10
Şekil 2.5. Ağır hidrokarbonların oksidasyon şeması	12
Şekil 2.6. Eşdeğerlik oranı ve silindir içi sıcaklık değerlerine göre LTC rejimlerinin işletme bölgeleri ile HC, CO, NO _x ve is oluşum bölgeleri	13
Şekil 2.7. LTC yanma stratejilerinin çalışma aralıkları	14
Şekil 2.8. Homojen karışım oluşturma yöntemlerinin enjeksiyon zamanlarına göre sınıflandırılması.....	15
Şekil 2.12. Konvansiyonel dizel ve MK yanmasında ısı yayılım oranı ve yanma fotoğrafları	18
Şekil 2.13. HCCI motorda homojen dolgu oluşturma stratejileri	19
Şekil 2.14. HCCI yanma kontrol yöntemleri	20
Şekil 3.1. Etanol yakıtı üretim yöntemleri	30
Şekil 4.1. Deney düzeneği.....	41
Şekil 4.2. Deney düzeneği şematik çizimi	42
Şekil 4.5. Türbin tipi debi ölçerler	45
Şekil 4.6. Hava sarfiyatı ölçüm tertibatı.....	46
Şekil 4.7. Etanol yakıtı enjeksiyon sistemi	47
Şekil 5.1. Silindir içi enerji dengesi	52
Şekil 5.2. Krank biyel mekanizması	54
Şekil 5.3. AVL Boost kullanıcı arayüzü	61
Şekil 5.4. Modellenen deney motorunun AVL Boost görüntüsü.....	62
Şekil 6.1. Efektif gücün ve döndürme momentinin devir sayısı ile değişimi	65
Şekil 6.2. Özgül yakıt sarfiyatının motor devrine göre değişimi	66
Şekil 6.3. Efektif verimin motor devrine göre değişimi.....	67
Şekil 6.4. NO _x emisyonlarının motor devrine göre değişimi	68
Şekil 6.5. İS emisyonlarının motor devrine göre değişimi	69
Şekil 6.6. CO emisyonlarının motor devrine göre değişimi.....	70
Şekil 6.7. Deneysel, AVL Boost çalışmalarından elde edilen silindir basıncı ve ısı yayılımı değerleri, (STD)	71
Şekil 6.8. Deneysel, AVL Boost çalışmalarından elde edilen silindir basıncı ve ısı yayılımı değerleri, (E6).....	71
Şekil 6.9. Deneysel, AVL Boost çalışmalarından elde edilen silindir basıncı ve ısı yayılımı değerleri, (E12).....	72

Şekil 6.10. Deneysel, AVL Boost çalışmalarından elde edilen silindir basıncı ve ısı yayılımı değerleri, (E18).....	72
Şekil 6.11. Deneysel, AVL Boost çalışmalarından elde edilen silindir basıncı ve ısı yayılımı değerleri, (STD)	73
Şekil 6.12. Deneysel, AVL Boost çalışmalarından elde edilen silindir basıncı ve ısı yayılımı değerleri, (E6).....	73
Şekil 6.13. Deneysel, AVL Boost çalışmalarından elde edilen silindir basıncı ve ısı yayılımı değerleri, (E12).....	74
Şekil 6.14. Deneysel, AVL Boost çalışmalarından elde edilen silindir basıncı ve ısı yayılımı değerleri, (E18).....	74



KİSMİ HOMOJEN DOLGULU DİREKT ENJEKSİYONLU BİR DİZEL MOTORUNUN DENEYSSEL VE NUMERİK OLARAK İNCELENMESİ

ÖZET

Fosil yakıt rezervleri sınırlıdır ve var olan kaynaklar hızlı bir şekilde tüketilmektedir. Her geçen gün artan enerji ihtiyacının yanında petrol rezervlerinin azalması, petrol kökenli yakıtların kullanım maliyetlerinde artışa neden olmaktadır. Bununla birlikte, yürürlükte olan yasal emisyon standartlarının fosil yakıt kaynakları ile karşılanmasında zorluklar yaşanmaktadır. Araştırmacılar içten yanmalı motorlar için emisyon düzenlemelerini ve enerji ihtiyacını karşılayacak, yenilenebilir, temiz yakıtlar üzerinde çalışmaktadır. Yaygın olarak kullanılan, alternatif, yenilenebilir kaynaklardan birisi etanoldür. Etanol yakıtının içten yanmalı motorlarda kullanılması ile motor performans ve emisyon parametrelerinde iyileşmeler gerçekleşmektedir.

Bu çalışmada, doğal emişli, tek silindiri, bir dizel motoruna belirli oranlarda etanol fumigasyonu uygulanarak kısmi homojen dolgulu bir yanma sağlanmıştır. Kısmi-HCCI (Partially homogeneous Charged Compression Ignition) yanmanın motor performansı ve emisyonları üzerine etkileri deneysel ve numerik olarak araştırılmıştır. Numerik çalışmalar AVL Boost programı ile gerçekleştirilmiştir. İlk olarak motor tam yük şartlarında yalın dizel yakıtı ile çalıştırılarak standart motor performans ve emisyon parametreleri kayıt altına alınmıştır. Dizel yakıtı oranla kütlece üç farklı oranda etanol fumigasyonu gerçekleştirilmiştir. Etanol fumigasyonu gerçekleştirilirken, dizel yakıtı azaltılarak motordan elde edilen güç değerleri standart durumda elde edilen değerlere çekilmiştir. Motor özgül yakıt sarfiyatı (ÖYS) ve efektif verimindeki değişimler gözlemlenmiştir. Etanol fumigasyonları ile standart motor verilerine kıyasla özgül yakıt sarfiyatı ve NO_x emisyonlarında belirgin azalmalar, is emisyonlarında artışlar tespit edilmiştir.

Teorik model ve deneysel çalışmalardan elde edilen veriler birlikte sunulmuştur. Model ile tespit edilen verilerin deneysel çalışmadan elde edilen verileri başarıyla yakınsadığı görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Dizel motor, etanol, fumigasyon, HCCI, AVL Boost

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL INVESTIGATION OF A PARTIALLY HOMOGENEOUS CHARGE DI DIESEL ENGINE

SUMMARY

Fossil fuel reserves are limited and existing resources are being consumed quickly. In addition to the ever-increasing energy need, the decrease in oil reserves causes an increase in the usage costs of petroleum based fuels. However, there are difficulties in meeting the current legal emission standards with fossil fuel sources. Researchers are working on renewable, clean fuels that meet emission regulations and energy needs for internal combustion engines. One of the most widely utilized renewable sources is ethanol. Improvements are realized in engine performance and emission parameters with the use of ethanol fuel in internal combustion engines.

In this study, a partially homogeneous combustion was achieved by applying certain rates of ethanol fumigation to a naturally aspirated, single-cylinder diesel engine. The impacts of partial combustion of the HCCI on engine performance and emissions were investigated experimentally and numerically. Numerical studies were carried out with AVL Boost program. First, the engine was operated under full load conditions with lean diesel fuel and standard engine performance and emission parameters were recorded. Ethanol fumigation was carried out at three different rates by mass compared to diesel fuel. During the fumigation of ethanol, diesel fuel was reduced and engine power values were reduced to those obtained in the standard state. Changes in engine specific fuel consumption (BSFC) and effective efficiency were observed. In the case of ethanol fumigations, significant reductions in specific fuel consumption and NO_x emissions, as well as increases in soot emissions were detected with respect to standard engine data.

The data obtained from the theoretical model and experimental studies are presented together. It was seen that the data determined by the model successfully converged to the experimental data.

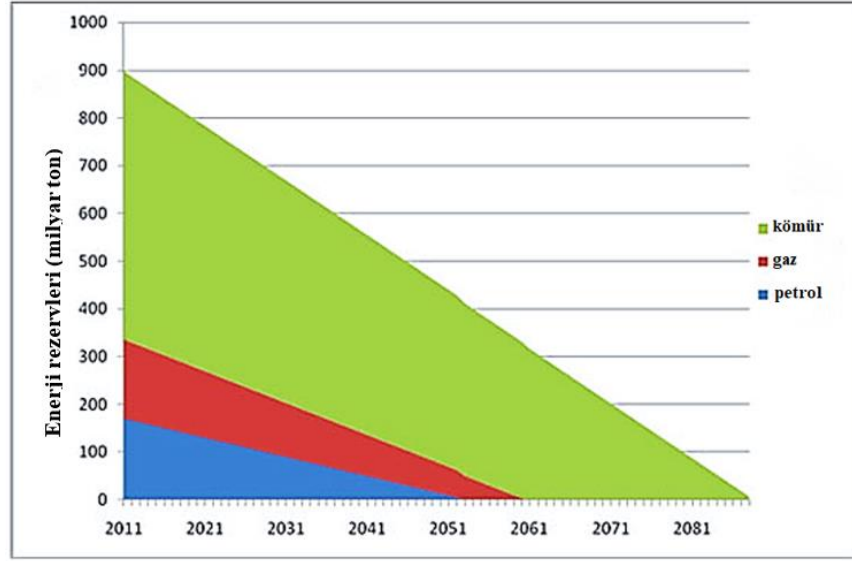
Keywords: Diesel engine, ethanol, fumigation, HCCI, AVL Boost

BÖLÜM 1. GİRİŞ

İçten yanmalı motorlarda faydalı iş elde etmek için enerji kaynağı olarak petrol kökenli yakıtlar kullanılmaktadır. Fosil yakıt kaynaklarının ise tahminen 30-40 sene içerisinde tükeneceği öngörülmektedir Şekil 1.1. Petrol rezervlerinin azalıyor olması, kullanılmaları sonucu insan ve çevre sağlığına olan olumsuz etkileri ve katı emisyon düzenlemeleri araştırmacıları motor yanma verimliliğinin iyileştirilmesi ve daha temiz alternatif yakıtların geliştirilmesi çalışmalarına yönlendirmektedir [1,2,3].

Çevre ve insan sağlığını tehlikeye atan egzoz emisyonları Avrupa Birliği ve ABD’de yürürlüğe giren yasal düzenlemelerle sınırlandırılmaktadır. Motor üretici firmalar, otomotiv sektörü rekabet ortamında bir yandan bu emisyon düzenlemelerini karşılamak bir yandan da motor performans ve yakıt sarfiyatını iyileştirmek durumunda kalmaktadır. Tablo 1.1’de dizel motora sahip ağır hizmet tipi araç için çevreye salınabilecek üst emisyon sınırları verilmiştir. Avrupa Birliği Emisyon Standartları NO_x emisyonu için 1992 senesinde üst sınır olarak 8.0 g/kWh salınma izin verirken, 2013 yılına gelindiğinde üst sınır 20 kat düşürülerek 0.4 g/kWh olmuştur [4].

Fosil yakıt kaynaklarının kullanılması hava kirliliği, iklim değişikliği ve küresel ısınmaya neden olmaktadır. Dünya üzerinde insanlar tarafından oluşturulan karbondioksit (CO₂) emisyonlarının çoğu fosil yakıtların yakılması ile ilişkilidir. Diğer yandan CO₂ emisyonlarının küresel ısınma ve iklim değişikliği üzerine etkisi yaygın bir biçimde bilinmektedir. Avrupa Parlamentosu, yenilenebilir kaynaklardan enerji kullanımının teşvik edilmesine ilişkin 2009/28/EC Direktifini kabul etmiştir. Avrupa Birliği ülkeleri için 2020 yılı itibariyle yenilenebilir kaynaklardan elde edilen enerjinin toplam enerji tüketimindeki yüzdesinin %20 olması hedefi belirlenmiştir [5].



Şekil 1.1. Fosil yakıt kaynakları rezervlerinin ömürleri [6]

Tablo 1.1. Avrupa Birliği Emisyon Standartları [7]

	Tarih	Test Periyodu	CO	HC	NO _x (g/kWh)	PM	İs (l/m)
Euro I	1992, <85 kW	ECE R-49	4.5	1.1	8.0	0.612	-
	1992, >85 kW	ECE R-49	4.5	1.1	8.0	0.36	-
Euro II	Ekim 1996	ECE R-49	4.0	1.1	7.0	0.25	-
	Ekim 1998	ECE R-49	4.0	1.1	7.0	0.15	-
Euro III	Ekim 1999	ESC&ELR	1.5	0.25	2.0	0.02	0.15
	Ekim 2000	ESC&ELR	2.1	0.66	5.0	0.1, 0.13 ^a	0.8
Euro IV	Ekim 2005	ESC&ELR	1.5	0.46	3.5	0.02	0.5
Euro V	Ekim 2008	ESC&ELR	1.5	0.46	2.0	0.02	0.5
Euro VI	Ocak 2013	WHSC	1.5	0.13	0.4	0.01	-

^a Silindir başına strok hacmi (<0,75 dm³) olan motorlar için.

-Ağır hizmet dizel motorları içindir.

Dizel motorları yüksek yakıt ekonomisi ve yüksek verime sahip olmaları sebebiyle ulaşım, endüstri, tarım başta olmak üzere birçok sektörde yaygın olarak kullanılmaktadır [9,10]. Araştırmacılar yakıt ekonomisinden dolayı benzinli motorlardan ziyade dizel motorları üzerine araştırmalar yapmaktadır. Bununla birlikte son yıllarda yürürlükte olan katı emisyon düzenlemelerini karşılamada dizel motorlarında is ve azot bileşikleri (NO_x) emisyonları büyük bir sorun doğurmaktadır. Bu emisyonlar, yanma sonrası egzoz hattında müdahaleler (after-treatment) teknolojileri ile çok yüksek maliyetlerle istenen seviyelere indirgenmektedir [10].

Dizel motorlarının verimini artırmak, bununla birlikte çevreye salınan emisyonları azaltmak amacıyla farklı çalışmalar gerçekleştirilmektedir. Çeşitli yenilenebilir, alternatif yakıtların kullanılması ile dizel motor emisyonları indirgenebilmektedir. Emisyonların

indirgenmesi motor modifikasyonu, seçici katalitik reaktör (SCR) gibi egzoz hattına kurulan teknolojiler ve alternatif yakıtların kullanımı ile sağlanmaktadır. Maliyet ve fizibilite göz önünde bulundurulduğunda alternatif yakıt kullanımı ön plana çıkmaktadır [11]. İçten yanmalı motorlarda alternatif yakıt olarak etanol ve metanol alkollerini yaygın olarak kullanılmaktadır. Alkollerin oksijence zengin bir yapıya sahip olmaları dizel motorlarda yakıt olarak kullanılabilirlikleri durumunda yanmayı iyileştirmekte ve emisyonları düşürmektedir [13, 14, 15].

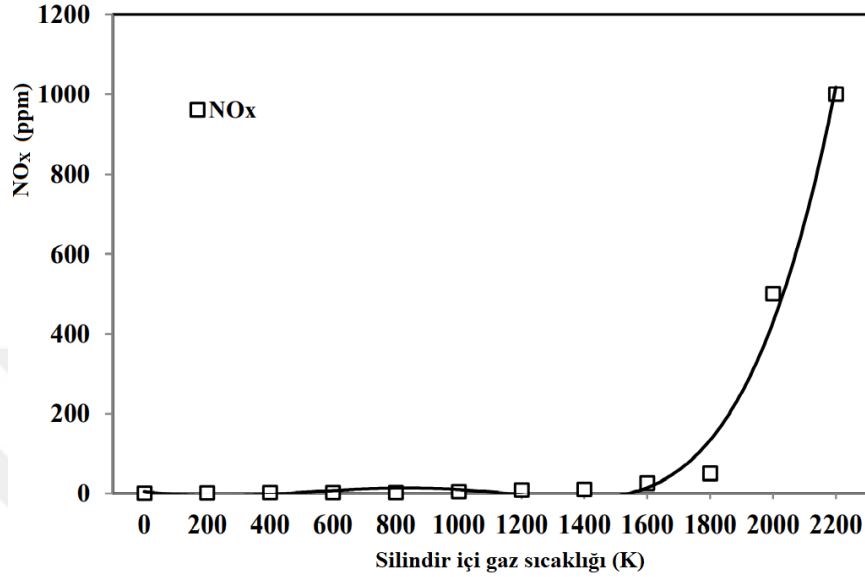
Alkollerin dizel motorlarında kullanımı dört farklı yöntem ile gerçekleştirilmektedir. Bunlar; alkol-dizel yakıt karışımı, alkol-dizel emülsiyonu, alkol fumigasyonu ve çift enjeksiyon sistemi ile alkol ve dizelin ayrı ayrı yanma odasına püskürtülmesidir. Bu yöntemler arasında tatbik edilmesi daha kolay ve ekonomik olan yöntemler yakıt karışımı ve emülsiyonu ile alkol kullanımınıdır [15].

Metanol ve etanol yakıtları çeşitli hammaddelerden ekonomik bir şekilde elde edilebilirlikleri ve içten yanmalı motorlarda yapısal bir değişikliğe gidilmeden kullanılabilirlikleri ve kullanılabilirlikleri durumunda çevreye daha düşük oranlarda emisyon yaymaları, temiz yakıt olmaları bakımından birçok araştırmacı tarafından gelecek vaat eden yakıtlar olarak görülmektedir. Etanol-dizel yakıt karışımında etanol yüzdesi, karışımın setan sayısını iyileştirecek katkı maddeleri kullanılarak veya motorun sıkıştırma oranının artırılması gibi değişikliklere gidilerek %95 oranlarına kadar çıkarılabilmektedir. Etanol, şeker kamışı, şeker pancarı gibi bitkisel kaynakların fermantasyonu ile veya odun, saman gibi ürünlerin asit hidrolizi, enzimatik hidroliz ve fermantasyon işlemleri ile üretilmektedir [16].

Emisyonlar açısından is ve NO_x emisyonları dizel motorlarında temel sorun olarak karşımıza çıkmaktadır. is yanmamış karbon partikülleridir. Dizel motorlarında yakıt içerisinde bulunan hidrojen (H_2) molekülleri oksijen (O_2) ile hızlıca reaksiyona girerken, karbon (C) elementi reaksiyonu için yeterli O_2 bulamaz. Yanması tamamlanmayan C is partiküllerini oluşturur. Silindir içinde yeterli havanın bulunmaması ve hava-yakıt karışımının homojen olmaması is emisyonlarının oluşumuna neden olmaktadır [4].

NO_x emisyonları yüksek yanma sıcaklıklarında azot (N_2) ve O_2 'nin reaksiyonu sonucu oluşmaktadır. Azot oksitlerin hacimce %90'ını azot monoksit (NO), %5'ini azot dioksit (NO_2) ve geride kalan %5'ini ise N_2O , N_2O_3 ve N_2O_5 oluşturmaktadır. NO_x emisyonları

oluşumu üzerinde etkili olan en önemli iki faktör; silindir içi sıcaklıklar ve silindir içi oksijen konsantrasyonudur. Silindir içinde yanma sonucu oluşan zirve sıcaklıkların 1800 °C'nin üzerine çıkması halinde NO_x emisyonları oluşumu artmaktadır Şekil 1.2. [5,18].



Şekil 1.2. Silindir içi gaz sıcaklıklarına göre NO_x emisyonu oluşumu [18]

Dizel motorlarında hava-yakıt karışımının heterojen olması ve yanma sonu sıcaklıklarının yüksek olması sonucu is ve NO_x emisyonları oluşmaktadır. Ve bu iki emisyonun eş zamanlı indirgenmesinde çelişki yaşanmaktadır. Yani, bu emisyonların birisi üzerinde indirgeyici etkiye sahip olan uygulama diğeri üzerinde artırıcı bir etkiye sebep olmaktadır. Homojen hava-yakıt karışımı oluşturulması ve yanma sonu zirve sıcaklıkların düşürülmesi ile her iki emisyon eş zamanlı indirgenebilmektedir [18].

Alternatif yakıt araştırmalarının yanı sıra son yıllarda geliştirilen çeşitli yanma stratejileri ile dizel motor emisyonlarının düşürülmesi, performansının artırılması sağlanabilmektedir. Bu stratejilerden birisi homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli motorlardır (HCCI-Homogeneous Charged Compression Ignition). Hava-yakıt karışımının homojen oluşturulduğu, yanma sonu zirve sıcaklıkların düşük olduğu bu strateji ile yüksek termik verim, düşük egzoz emisyonları elde edilmektedir. NO_x ve is emisyonlarının eş zamanlı indirgenmesinde yaşanan zorluklar aşılmaktadır. Ancak bunlarla birlikte HCCI motorlarının uygulamalarında belirli teknik sorunlarla karşılaşmaktadır. Temel zorluklar tutuşma başlangıç zamanı ve ana yanma fazının kontrol edilmesinde yaşanmaktadır [19].

BÖLÜM 2. HCCI MOTORLAR

2.1. HCCI Motorlar Hakkında Genel Değerlendirme

HCCI yanma teknolojisi üzerine günümüzde birçok araştırma geliştirme çalışmaları yürütülmektedir. Bununla birlikte bu yanma stratejisi son on yılda ortaya konmuş olan bir teknoloji de değildir. Tarihte bu yanma teknolojisinin içten yanmalı motorlar üzerindeki ilk deneme çalışmaları aşağıda verilmiştir.

HCCI yanma teknolojisi iki zamanlı motor üzerinde ilk olarak Onishi ve ark. tarafından 1976 yılında yapılmıştır. Deneysel çalışmalarında yanmanın konvansiyonel benzinli motorlardaki gibi bir alev cephesi oluşmadan gerçekleştiğini, bunun yerine tüm karışımın yavaş ve eş zamanlı bir şekilde yandığını tayin etmişlerdir.

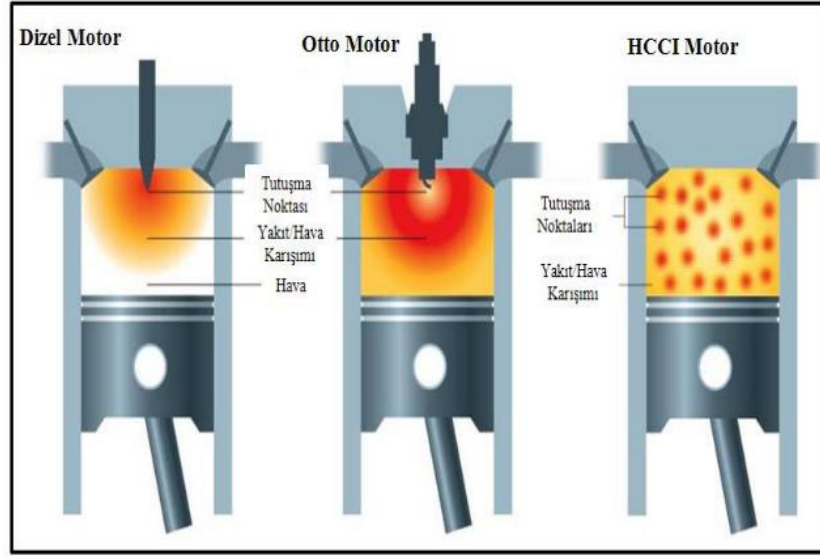
HCCI yanmanın dört zamanlı motorlardaki ilk denemelerini ise Njat ve Foster 1983 senesinde gerçekleştirmişlerdir. Deneysel çalışmalarını değişken sıkıştırılmalı bir motorda izooktan ve n-heptan yakıt karışımı kullanarak ortaya koymuşlardır. Yüksek sıkıştırma oranlarında motorun çalıştırılması ile emme havası sıcaklıklarının düşürüldüğü fakat yüksek ısı yayılım ve vuruntulu çalışmaya sebebiyet verdiğini tespit etmişlerdir [20].

HCCI motor özetle konvansiyonel buji ateşlemeli motor (BAM) ile sıkıştırma ateşlemeli motorun (SAM) kombinasyonudur. Geleneksel her iki motorun yanma ve emisyonlar bakımından üstün özelliklerini bünyesinde barındırmaktadır [21]. HCCI motor SAM'ın kısmi yüklerde BAM'a kıyasla yakıt sarfiyatının ekonomikliği özelliğini, BAM'ın tam yük koşullarında SAM'a kıyasla hava yakıt karışımı homojenliği sayesinde daha yüksek çıkış gücü vermesi özelliğini bir arada barındırma potansiyeline sahip bir yanma teknolojisidir. HCCI motor, kısmi yük koşullarında emme havasının kısılmadığı, tam yük koşullarında homojen yakıt-hava dolgununun oluşturulduğu, SAM ve BAM'ın sentezi bir motordur [22].

Geleneksel SAM ve BAM motorlar sırasıyla kontrollü kendiliğinden tutuşma (CAI: Controlled Auto-Ignition) ve HCCI motorlara dönüştürülmektedir [18].

HCCI motorlarda yanma sıkıştırma zamanı sonucunda hava-yakıt karışımının kendiliğinden tutuşması ile gerçekleşmektedir. Yanma silindir içerisinde yanma rejimine ulaşmış olan birçok noktada tutuşmaların eş zamanlı olarak gerçekleşmesi ile başlamaktadır. Homojen yakıt hava karışımının mevcut bulunması sayesinde yanmada çevrimden çevrime farklılıklar oluşmamaktadır. Düşük sıcaklıklarda, silindir içinde yakıtça zengin bölgelerin bulunmadığı, kararlı bir yanma karakteristiği HCCI yanma ile başarılmaktadır. Gerek silindir içi yakıt-hava dolgununun homojen olması gerekse yanmanın geleneksel dizel ve otto motorlara kıyasla düşük sıcaklıklarda gerçekleşmesi, HCCI motorlarında düşük seviyelerde NO_x ve is emisyonlarının elde edilmesini mümkün kılmaktadır. Dizel motorlarda emisyonlar bakımından indirgenmesinde zorluk yaşanan bu iki emisyonun HCCI yanma teknolojisi ile eş zamanlı bir biçimde indirgenmesi gerçekleştirilebilmektedir [19, 22, 24].

HCCI yanması yakıtça fakir dolgunun birçok noktada eş zamanlı tutuşması ile başlamakta akabinde bu noktalardan çıkan ısıların diğer bölgelerin alev almasına neden olması ile devam etmektedir. Dizel motorlarında yanma enjektörün yakıt püskürtmesinden belli bir süre sonra yakıtça zengin bölgelerde başlamakta ve difüzyon alevi olarak gerçekleşmektedir. Otto motorlarında yanma buji ateşlemesi ile ilk tutuşmanın başlaması ve sonrasında alev cephesinin oluşup ilerlemesi ile meydana gelmektedir. Şekil 2.1.'de üç motor türü için silindir içi tutuşma noktaları ve dolgu teşkilleri sunulmuştur.



Şekil 2.1. Dizel, otto ve HCCI motorlarında yanma [24]

HCCI motorları, motor performans ve emisyon parametrelerine bakılarak değerlendirildiğinde genel olarak konvansiyonel dizel ve buji ateşlemeli motorlardan üstündür. Diğer yandan HCCI motorlarında özellikle yanma kontrolü ve homojen dolgunun oluşturulmasında sorunlar yaşanmaktadır. Aşağıda HCCI motorlarının avantaj ve dezavantajları maddeler halinde sıralanmıştır [22, 26, 27, 28].

HCCI motor avantajları;

- Düşük NO_x ve is emisyonları,
- Yüksek sıkıştırma oranlarında çalışabilme,
- Çeşitli yakıtların kullanılabilirliği,
- Kararlı çalışma, çevrimden çevrime düşük farklılıklar,
- Yüksek basınçlı yakıt enjeksiyon sistemi gerektirmez,
- Düşük maliyetli olma,
- Yüksek verimlilik.

HCCI motor dezavantajları;

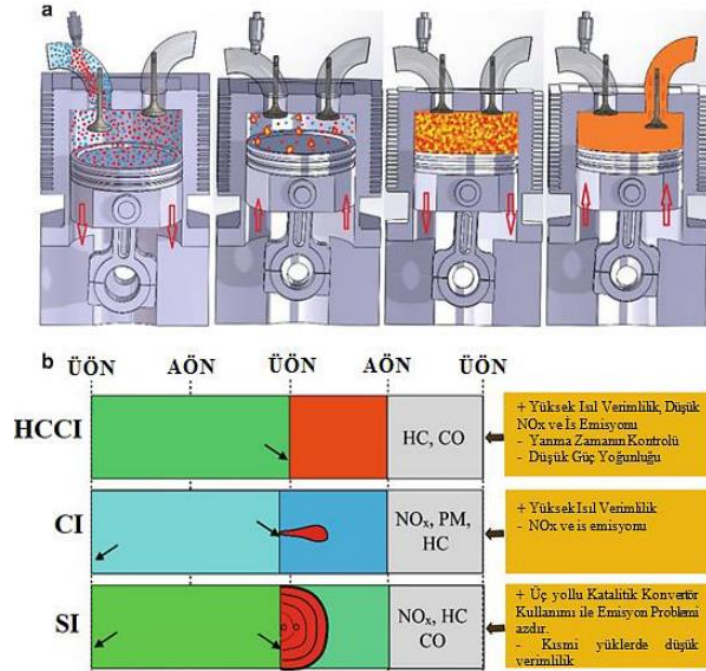
- Dar çalışma aralığı,
- Yüksek yük koşullarında çalışma zorluğu,
- Tam yük koşullarında yüksek basınç artış oranı ve ısı yayılım oranı,
- Vuruntulu yanmaların gerçekleşmesi,
- Tutuşma başlangıç noktasının kontrol edilme zorluğu,

- Yüksek HC ve CO emisyonları.

2.2. HCCI Motorlarda Yanma

HCCI yanması konvansiyonel dizel ve buji ateşlemeli motorların kombine edilmiş bir yanma biçimidir. Bu yanma konsepti geleneksel motorların üstün yönlerine, düşük emisyonlar ve yüksek yakıt ekonomisine sahiptir. Konvansiyonel dizel yanmasında yakıtça zengin ve fakir bölgelerin varlığından ötürü is ve NO_x emisyonları oluşmaktadır. Is ve NO_x emisyonlarının eş zamanlı indirgenmesi dizel motorlarında mümkün olmamaktadır [28].

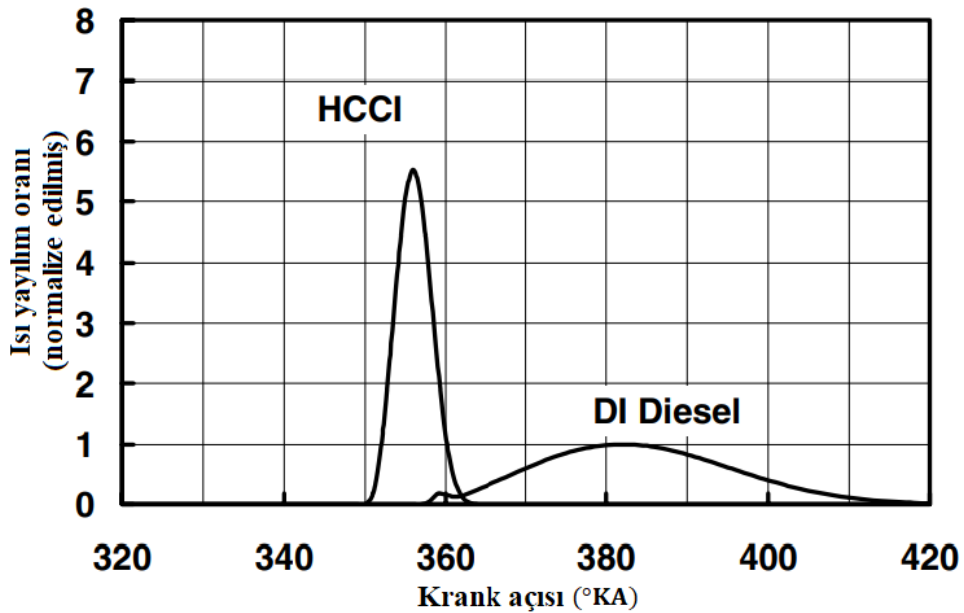
HCCI motorlarda yanma sıkıştırma zamanı sonunda homojen yakıt-hava karışımının artan basınç ve sıcaklığın etkisiyle kendiliğinden tutuşmanın gerçekleşebileceği birçok noktada başlar. Bu noktalarda gerçekleşen ekzotermik reaksiyonlar diğer noktalardaki karışımın tutuşmasını tetikler. Tutuşmaların gerçekleştiği noktalar artar ve silindir içi alev cephesi gelişmeksizin yanma tamamlanır [30, 31]. Şekil 2.2.'de HCCI yanmasının aşamaları, konvansiyonel motorlar ve HCCI motorunun bazı üstün ve zayıf özellikleri verilmiştir.



Şekil 2.2. HCCI motor yanma aşamaları ve dizel, otto motorlarla karşılaştırılması [29]

HCCI yanmasında dolgunun kendiliğinden tutuşmadan önce homojen bir biçimde karışmış olması, silindir içinde yakıtça zengin ve fakir bölgelerin bulunmaması is emisyonları oluşumunu azaltır. HCCI yanmasının görece yüksek hava fazlalık katsayısı ile gerçekleşmesi sonucu silindir içi sıcaklıklar düşük seyrederek ve bu NO_x emisyonlarının oluşumunu bastırmaktadır. HCCI yanmada dizel yanmasında olduğu gibi bir difüzyon alevi veya buji ateşlemeli motorlarda olduğu gibi bir alev cephesi oluşmamaktadır. Bu nedenle lokal sıcaklıklar HCCI yanmasında düşüktür. HCCI yanmasında silindir içinde lokal olarak lambda ve sıcaklık değerlerinde belirgin farklılıklar oluşmadığı için sıkıştırma zamanı sonunda dolgunun tamamı eş zamanlı olarak tutuşmaktadır. Bununla birlikte, HCCI yanmada dolgu homojenliğini pratikte gerçekleştirmek bir hayli zordur.

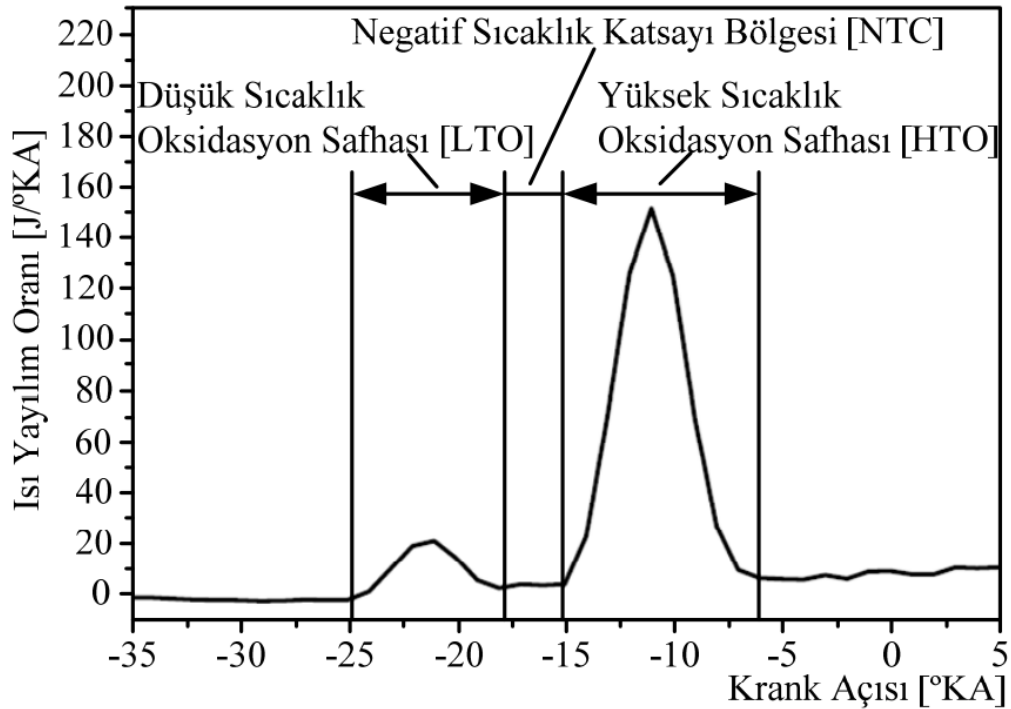
Yanma kıvılcım vasıtasıyla başlatılmadığı için aşırı fakir karışımlar yakılabilir. Dolgunun tamamı yanmaya eş zamanlı dahil olduğu için çok hızlı bir ısı yayılımı gerçekleşmektedir. Isı yayılımı yanma boyunca kimyasal enerjiden ısı enerjisiye dönüşümün hızına işaret etmektedir. Dizel ve HCCI yanmasına ait normalize edilmiş ısı yayılım oranları Şekil 2.3.'te sunulmuştur. HCCI yanmasının daha kısa sürede ve yüksek ısı yayılım oranları ile gerçekleştiği görülmektedir. Diğer taraftan, HCCI yanma teknolojisinde dizel, benzin yakıtlarının yanı sıra doğal gaz, metanol, etanol, hidrojen vb. alternatif yakıtlar kullanılabilir [29, 32].



Şekil 2.3. DI dizel, HCCI ısı yayılım oranları [32]

2.2.1. HCCI oksidasyon

HCCI oksidasyon kimyası yanma sürecine dair tutuşma zamanı, ısı yayılım oranı, yanma ara ürün ve nihai ürünlerini tanımlamaktadır. HCCI yanmasında kullanılan yakıtlar, özellikle dizel tipi yakıtlar iki aşamalı ısı yayılım profili sergiler. Diğer yandan yüksek oktandır sayılı yakıtlar tek aşamalı ısı yayılımını gerçekleştirirler. Dizel yakıtı ısı yayılım karakteristiği Şekil 2.4.'te verilmiştir. Isı yayılımının ilk safhası düşük sıcaklıklardaki oksidasyonlarla (low temperature oxidation-LTO ya da soğuk alev bölgesi) ilişkilendirilmektedir. İkinci aşaması ise çok daha güçlü olan ana reaksiyonların gerçekleştiği yüksek sıcaklıklardaki oksidasyonlarla (high temperature oxidation-HTO) ilişkilendirilmektedir. LTO ve HTO arasında kalan zaman gecikmesi negatif sıcaklık katsayısı rejimi (negative temperature coefficient regime-NTC) olarak isimlendirilmektedir. Toplam yakıt enerjisinin %7-10 kadarı ısı yayılımının LTO rejiminde geriye kalan enerji ise HTO süresince açığa çıkmaktadır [20, 34].



Şekil 2.4. Dizel türü yakıtlarda gerçekleşen ısı yayılım profili [19]

Konvansiyonel dizel yanması ile HCCI yanması arasındaki temel fark HCCI yanmada tutuşma anında yakıt buharının bulunmasıdır. Dizel motorlarında dolgunun heterojen yapısından kaynaklı yanma en iyi tutuşma koşullarına sahip, yakıtça zengin bölgelerde

başlar ve sonrasında bu bölgelerdeki yanmalardan açığa çıkan ısı komşu bölgelerin tutuşmasını tetikler. Konvansiyonel dizel yanması tutuşma gecikmesi süresince birikmiş olan yakıt-hava karışımının çok hızlı olarak yüksek sıcaklıkta oksidasyonu ile başlar. Ana ısı yayılımı ise difüzyon yanma safhasında gerçekleşmektedir. Difüzyon yanma yanmış ya da kısmi olarak yanmış yakıt ile havanın türbülans karışım hızına bağlı olarak değişmektedir [20, 34, 35, 36].

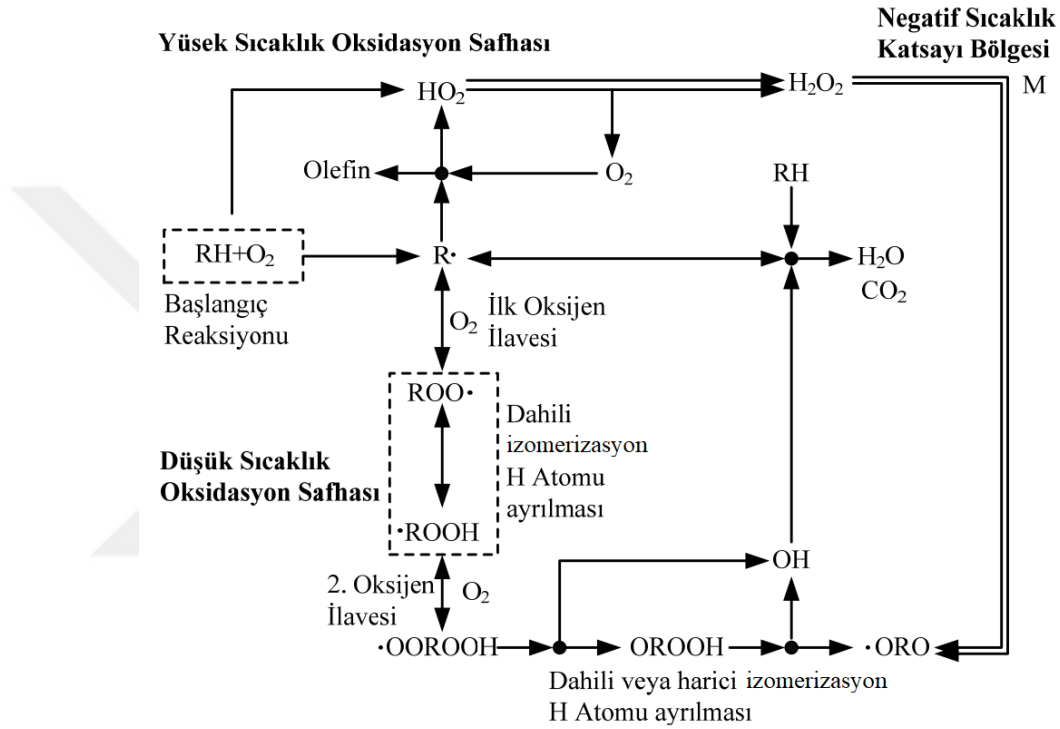
HCCI motorlarda ise yanma, homojen yakıt-hava karışımının eş zamanlı bir şekilde reaksiyona girmesiyle başlar. Dolgunun oksidasyonu ilk olarak düşük sıcaklık oksidasyon aşamasına göre gerçekleşir. Akabinde negatif sıcaklık katsayı bölgesinde duraksamaya uğrar ve yüksek sıcaklık oksidasyon aşamasına geçerek okside olur.

Arzu edilen biçimde homojen hava-yakıt karışımını temin etmek için, yakıt enjeksiyonunun erken bir krank açısında uygulanması gerekmektedir. Bu homojen hava-yakıt karışımının oluşumu için ihtiyaç duyulan zamanı vermektedir. Fakat erken yakıt enjeksiyonu LTO ve HTO aşamalarının gerçekleşmelerini öne çekmektedir. Bu, silindir içindeki dolgunun eş zamanlı olarak reaksiyonlara girmesi ve ısı yayılımının çok hızlı gerçekleşmesinden kaynaklanmaktadır. Isı yayılımının kısa sürede gerçekleşmesi konvansiyonel dizel yanmasına kıyasla yüksek basınç artış oranlarına ve gürültülü çalışmaya neden olmaktadır.

HCCI yanmasında üç temel zorluk vardır. Bunlar, homojen dolgu oluşturma, erken tutuşmanın önlenmesi ve aşırı ısı yayılım oranının önlenmesinde yaşanmaktadır. HCCI yanmasında karşılaşılan bu zorlukların aşılması HCCI motorunun kısmi yük şartlarında çalıştırılması ile sağlanmaktadır [20, 34, 35, 36].

HCCI yanma kavramlarının teorik ve pratik kökleri, 1930'larda Rus bilim adamı Nikolai Semenov'in ateşleme alanında yapmış olduğu çalışmalara dayanmaktadır. HCCI yanma kimyası iki farklı teori ile açıklanabilmektedir. İlk teori, uygun basınç ve sıcaklık şartlarında moleküllerin çarpışması sonucu yanmanın başlamasıdır. Bu teori termal tutuşma teorisi olarak adlandırılmaktadır. İkinci teori ise kimyasal dallanma zincir reaksiyonlarının gerçekleşmesini kapsayan ve meydana gelen aktif kimyasal merkezlerde yanmanın başladığını belirten, kimyasal ya da zincir tutuşma teorisidir. Reaksiyona başlayan zincirlerin sayısı reaksiyondaki sonlanmış zincir sayısını geçtiği anda tutuşma eş zamanlı olarak gerçekleşmektedir [20, 34, 36].

Dizel yakıtı gibi ağır hidrokarbonların ısı yayılımı iki aşamalıdır. Ağır hidrokarbonların oksidasyonu Şekil 2.5.'te sunulmuştur. LTO ve HTO safhalarında gerçekleşen kinetik reaksiyonlar görünmektedir. HCCI yanmasındaki en önemli reaksiyonlar dahili izomerizasyon reaksiyonlarıdır. Gerçekleşmekte olan reaksiyonlar içerisindeki $R + O_2 = \text{Olefin} + H_2O$ reaksiyonunun ilerleyişi ile tutuşma gecikmesi tanımlanmaktadır. Bu reaksiyonlar, bilhassa sıcaklıklar ve yakıt bileşimi ile gelişim göstermektedir.



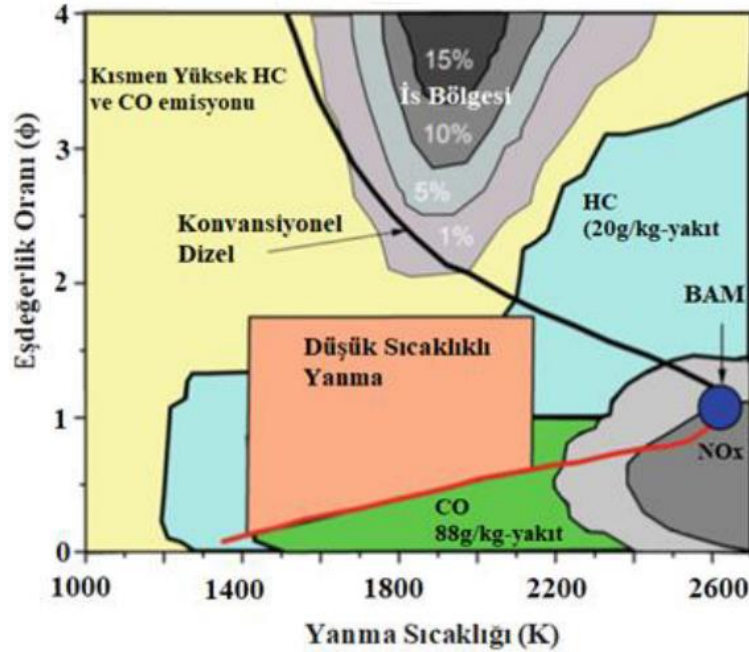
Şekil 2.5. Ağır hidrokarbonların oksidasyon şeması [19]

2.3. HCCI Motorun Emisyon Karakteristiği

Konvansiyonel dizel yanmasında yakıtça zengin bölgelerin bulunması ve maksimum sıcaklık değerlerin $2200\text{ }^\circ\text{C}$ 'nin üzerine çıkması sırasıyla is ve NO_x emisyonlarının oluşumuna sebep olmaktadır. Bu iki emisyonun eş zamanlı olarak indirgenmesinde zorluklarla karşılaşmaktadır. Bunların dışında, dizel motorlarında tutuşma gecikmesi süresince silindir içerisinde biriken yakıtın ani, kontrolsüz yanması NO_x emisyonlarda artışa ve motorun gürültülü çalışmasına neden olmaktadır [30, 37, 38].

Şekil 2.6.'da konvansiyonel dizel motorun yanma eğrisine bakıldığında, yanmanın yüksek eşdeğerlik oranları ile başlayıp eşdeğerlik oranının yaklaşık 1 olduğunda

sonlandığı anlaşılmaktadır. Buji ateşlemeli motor yanmasının ise eşdeğerlik oranının 1 olduğu, stokiometrik hava-yakıt karışımlarında, nispeten yüksek sıcaklıklarda gerçekleştiği görülmektedir. Böylece konvansiyonel dizel yanmasında is ve NO_x emisyonlarının oluşum koşullarını ayrı ayrı sağladığı açıktır. Diğer taraftan silindir içi sıcaklıkların düşük olup, belirli kimyasal reaksiyonların gerçekleşmesi için yeterli olmadığı bölgelerde yüksek oranlarda CO ve HC emisyonları oluşmaktadır. CO, HC, is ve NO_x emisyonlarının tümünün düşük seviyelerde tutulabildiği dar bir çalışma bölgesi vardır. Bu bölge düşük sıcaklıklı yanma (LTC) bölgesidir. Günümüzde birçok yanma stratejisi bu bölgeyi hedeflemektedir. Bu stratejiler ile yanma, yakıtça zengin bölgelerin ve difüzyon alevinin oluşmadığı, zirve sıcaklıkların düşük seviyelerde tutulduğu koşullarda gerçekleşerek is ve NO_x emisyonlarının birlikte indirgenmesi sağlanmaktadır. Ayrıca LTC ile dizel motorlarda karşılaşılan is ve NO_x emisyonlarını eş zamanlı indirgeme çelişkisi aşılmaktadır [20, 29, 38].

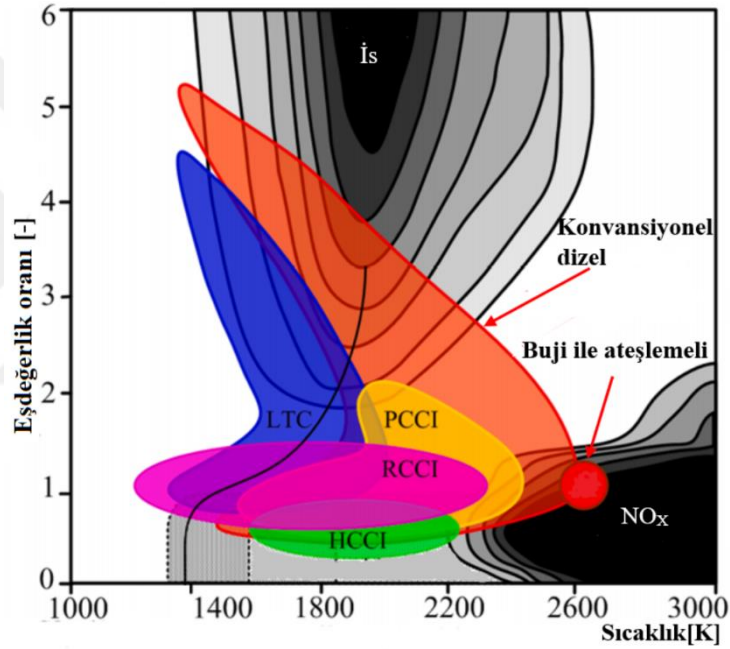


Şekil 2.6. Eşdeğerlik oranı ve silindir içi sıcaklık değerlerine göre LTC rejimlerinin işletme bölgeleri ile HC, CO, NO_x ve is oluşum bölgeleri [29]

LTC, konvansiyonel dizel yanmasına kıyasla motor çalışma sıcaklıklarının, EGR uygulamaları veya motorun yakıt bakımından fakir dolgu ile çalıştırılması sonucu motorun düşük yanma sıcaklıklarında işletilmesidir. LTC stratejisi EGR, değişken supap zamanlaması ve ileri yakıt enjeksiyon teknolojilerinin bir arada uyarlanması ile

gerçekleştirilmektedir. Düşük sıcaklıkta yanma (LTC) ile NO_x ve is emisyonları eş zamanlı indirgenebilmektedir.

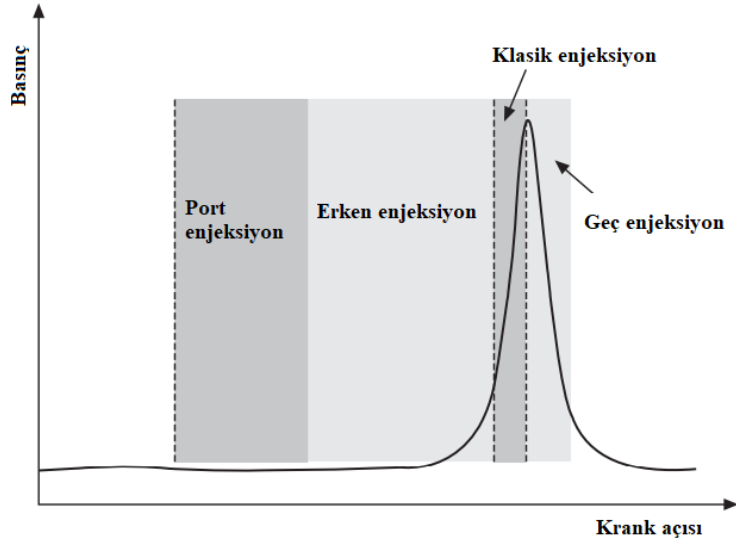
LTC, HCCI, ön karışım dolgu sıkıştırma ile ateşleme (PCCI), reaktivite kontrollü sıkıştırma ile ateşleme (RCCI) ve daha birçok farklı teknoloji ile gerçekleştirilebilmektedir [10, 39]. Şekil 2.7.'de bu yanma stratejilerinin yakıt/hava oranı ve silindir içi sıcaklıklara bağlı olarak hangi aralıklarda gerçekleştikleri verilmiştir. HCCI yanma stratejisinde, karışımın yakıtça fakir ve homojen oluşu, yanmanın düşük sıcaklıklarda gerçekleşmesi NO_x ve is emisyonlarının birlikte indirgenebilmesini mümkün kılmaktadır [23].



Şekil 2.7. LTC yanma stratejilerinin çalışma aralıkları [40]

2.4. Homojen Yakıt-Hava Karışımının Oluşturulması

Dizel motorları üzerinde önemli yapısal değişiklikler yapılmadan, çeşitli yakıt enjeksiyon stratejileri ile HCCI motorlara dönüştürülmektedir. HCCI motorlarda homojen karışım oluşumu klasik enjeksiyonun yanında farklı zamanlarda gerçekleştirilen yakıt enjeksiyonları ile sağlanmaktadır. Şekil 2.8'de çeşitli homojen karışım oluşturmak için gerçekleştirilen enjeksiyon stratejileri sunulmuştur.



Şekil 2.8. Homojen karışım oluşturma yöntemlerinin enjeksiyon zamanlarına göre sınıflandırılması [41]

2.4.1. Port enjeksiyon

Homojen karışım oluşumu için belli bir zamana ihtiyaç olduğu göz önüne alındığında port enjeksiyon stratejisinin diğer yakıt enjeksiyon stratejilerine kıyasla karışımı oluşturmada avantajlı olduğu açıktır. Port enjeksiyon sisteminde yakıt, emme zamanı esnasında emme supabının önüne enjekte edilmektedir. Yakıt emme ve sıkıştırma zamanı boyunca hava ile karışarak homojen bir karışım oluşmaktadır. Dolgu teşkili geleneksel buji ateşlemeli motorlarda olduğu gibi gerçekleşmektedir. HCCI yanmasındaki fark, hazırlanan homojen karışımın, sıkıştırma zamanı sonunda yüksek sıcaklık ve basınç altında kendiliğinden tutuşmasıdır. Port enjeksiyonlu HCCI motorlar ile geleneksel dizel motorlara kıyasla çok daha düşük is ve NO_x emisyonları salınmaktadır. Diğer yandan, CO ve HC emisyonları salınımı karışımın homojenliğine bağlı olmakla birlikte genellikle geleneksel dizel motorlarından fazladır.

Port enjeksiyonda temel sorun yakıt buharlaşmasının sağlanmasında yaşanmaktadır. Dizel yakıtı gibi yüksek sıcaklıklarda buharlaşan yakıtların emme manifolduna enjeksiyonlarının yapılması durumunda, yakıt buharlaşmasının çeşitli uygulamalar ile güçlendirilmesi gerekmektedir. Emme havasının ısıtılması ile istenen buharlaşma sağlanabilmektedir. Fakat bu işlem yanmanın öne çekilmesine neden olmaktadır. EGR uygulaması ile sıcak egzoz gazları emme havasını ısıtarak püskürtülen yakıtın

buharlaşmasını sağlarken ayrıca emilen hava içerisindeki oksijen miktarını azalttığından yanma başlangıcının öne çekilmesine neden olmamaktadır [41].

Chen ve diğerleri [42] common rail, direkt enjeksiyonlu dizel motorunda n-bütanol yakıtının port enjeksiyonunu gerçekleştirmişlerdir. Deneysel çalışmalarını motor hızının 1900 d/d, ortalama indike basıncın 1 MPa ve enjeksiyon zamanının ÜÖN'den 8°KA önce gerçekleştiği şartlarda yürütmüşlerdir. Faklı oranlarda n-bütanol yakıtının port enjeksiyonunu %15 ve %45 oranlarında EGR ile eş zamanlı uygulamışlardır. Port enjeksiyonla silindir içerisine gönderilen n-bütanol yakıtının toplamda tüketilen yakıttaki yüzdesi arttıkça homojen yakıt oluşumunun iyileştiğini görmüşlerdir. Bununla birlikte n-bütanolün total yakıttaki yüzdesi arttıkça silindir içi basınç ve ısı yayılımında artışlar yaşanmıştır. Bütanol konsantrasyonu arttıkça yanma süresinin kısaldığını fakat tutuşma başlangıcında belirgin bir değişikliğin olmadığını tespit etmişlerdir. EGR miktarı ve bütanol konsantrasyonunun artırılması CO ve HC emisyonlarında artışa neden olmuştur. İS ve NO_x emisyonları yüksek EGR oranı ve bütanol konsantrasyonu ile eş zamanlı indirgenebilmiştir.

2.4.2. Erken enjeksiyon

Homojen karışım sıkıştırma zamanı boyunca ÜÖN öncesinde direkt yakıt enjeksiyonu ile oluşturulabilmektedir. Homojen karışımın oluşması için erken yakıt enjeksiyonun sonu ile tutuşma başlangıcı arasında yeterli zamanın bulunması gerekmektedir. Bu nedenle enjeksiyon zamanı iyi ayarlanmalıdır. Bu yakıt enjeksiyon stratejisi ile gerçekleşen yanmaya PCCI yanması denilmektedir. Bu enjeksiyon stratejisinde port enjeksiyonda olduğu gibi emme havasının ısıtılmasına ihtiyaç olmamaktadır. Yakıtın sıkıştırma zamanında sıcak ve yoğun hava içerisine püskürtülmesi ile yakıtın buharlaşması ve hava ile homojen bir karışım oluşturması gerçekleşmektedir. Bununla birlikte sıkıştırma zamanında yakıt enjeksiyonu ile silindir içi sıcaklıklar düşmekte ve karışımın erken tutuşma problemi ortadan kalkmaktadır. Fakat yine de tutuşma başlangıcı ile enjeksiyon başlangıcı arasında doğrudan bir bağlantı bulunmadığından bu enjeksiyon stratejisi ile de yanma başlangıcı kontrolünde zorluklar yaşanmaktadır. Bu stratejinin bir başka avantajı tek bir yakıt enjeksiyon sistemi ile çalışabilmesi ikinci bir yakıt enjeksiyon sistemine ihtiyaç duymamasıdır.

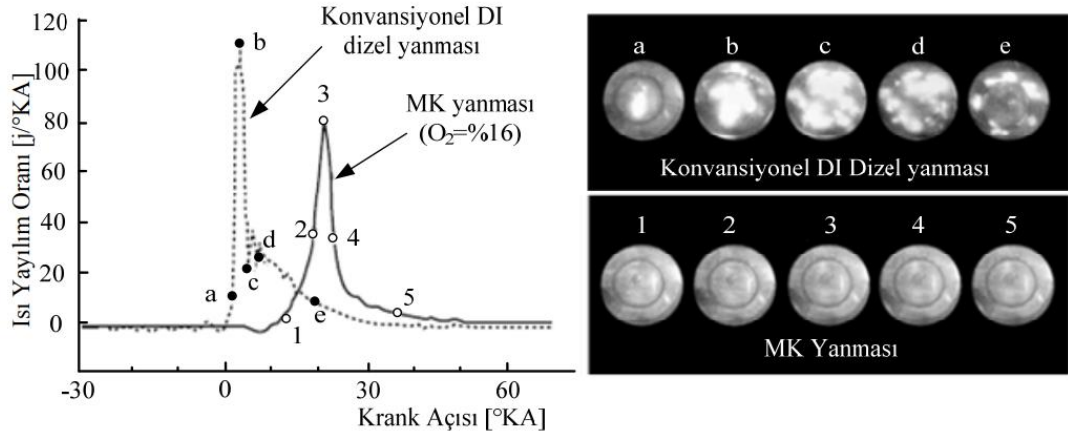
Erken enjeksiyon stratejisinin dezavantajları homojen karışımın oluşması için kısa bir sürenin kalıyor olmasıdır. Karışım homojenliğinin azalması is ve NO_x emisyonlarının artmasına neden olmaktadır. Düşük yoğunluktaki hava üzerine yakıt enjeksiyonu yapıldığında silindir duvarında yakıt filmi oluşumu gerçekleşebilmektedir. Bu problem enjeksiyon basıncının düzenlenmesi veya enjeksiyon sistemi üzerinde yapısal değişikliklere gidilerek aşılabilmektedir [41].

Neely ve diğerleri [43] PCCI yanmasını EGR ve common rail yakıt enjeksiyon sistemleri ile donatılmış bir DI dizel motorunda çalışmışlardır. Testleri iki farklı koşul altında kısmi yük şartlarında gerçekleştirmişlerdir. Birinci durumda motor hızı 1500 d/d, OEB 270 kPa, güç 6.74 kW, moment 42.9 Nm, ikinci durumda motor hızı 2600 d/d, OEB 824 kPa, güç 35.6 kW, moment 130.9 Nm olarak belirlemişlerdir. Ana enjeksiyon zamanı ise sırasıyla ÜÖN'dan önce 4 ve 6 °KA açılarında gerçekleştirilmiştir. Çoklu erken enjeksiyonlarda her bir enjeksiyon aralığını 8° KA olarak ayarlamışlardır. Öncelikle pilot enjeksiyon gerçekleştirilmeden motor performans ve emisyon verileri kayıt altına alınarak standart verileri belirlemişlerdir. Tekli ve çoklu pilot enjeksiyonlarının motor performans ve emisyonlarına etkilerini standart verilere kıyasla yüzde değişimlerle tayin etmişlerdir. Birinci ve ikinci motor çalışma durumları için pilot enjeksiyonla püskürtülen yakıtın toplam yakıttaki optimum yüzdeleri sırasıyla %25 ve %15 olarak tespit etmişlerdir. Her iki durumda ısı yayılımının çoklu erken enjeksiyon ile azaldığını görmüşlerdir. Isı yayılımındaki azalmalar çoklu enjeksiyon ile daha homojen hava-yakıt karışımının oluşturulması ile açıklanmıştır. Isı yayılımı eğrilerine bakıldığında çoklu enjeksiyon ile yanmanın belirgin bir biçimde erken gerçekleştiği de anlaşılmaktadır. Düşük motor yüklerinde çoklu erken yakıt enjeksiyonu ile homojen dolgunun sağlanması ve silindir içi zirve sıcaklık ve basınçların düşmesi NO_x emisyonlarının indirgenmesini sağlamıştır. Yüksek motor yüklerinde çoklu erken yakıt enjeksiyonu sonucu NO_x emisyonlarındaki artışlar görülmüştür. Bunun yakıt atomizasyonunun halihazırda tek pilot enjeksiyon ile çoklu enjeksiyona kıyasla daha iyi gerçekleştirilmesinden kaynaklandığını öne sürmüşlerdir.

2.4.3. Geç enjeksiyon

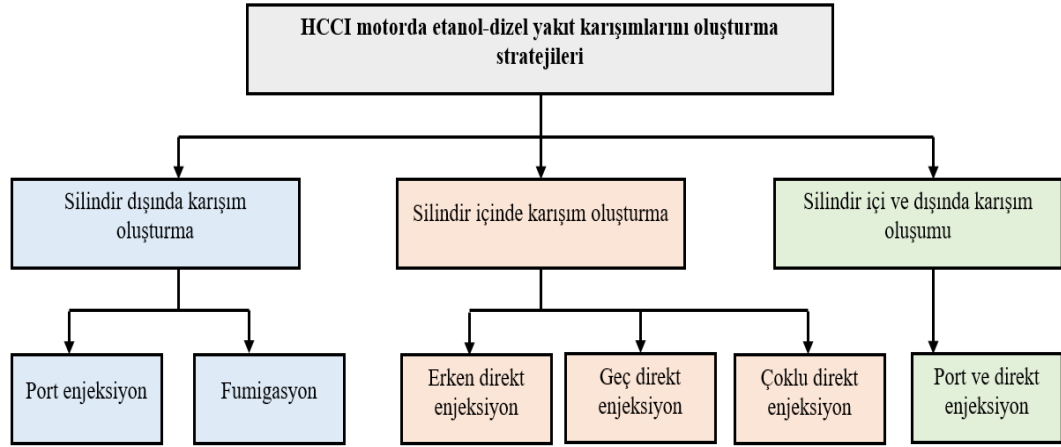
Kimura ve ark., (Nissan MK konsepti) [44] gecikmeli yakıt enjeksiyon stratejisi ile homojen karışım oluşturarak HCCI yanmasını gerçekleştirmişlerdir. Yakıt enjeksiyonu

ÜÖN'ye yakın (-7 ile 3 °KA) başlatılmıştır. Konvansiyonel dizel yanması ile MK yanmasına ait ısı yayılım oranları ve Şekil 2.12.'de verilmiştir. Sıkıştırma zamanı sonunda yüksek yoğunluk ve sıcaklığa ulaşmış hava içerisinde yakıt püskürtüldüğünde homojen dolgunun oluşumunda iyileşmeler yaşanmıştır. Ancak bu şartlar altında tutuşma gecikme süresi oldukça kısalmaktadır. Yakıt enjeksiyon zamanı ile yanma zamanının çakışmaması için tutuşma gecikmesi süresinin uzatılması yakıt enjeksiyon süresinin azaltılması gerekmektedir. Tutuşma gecikmesi süresi, düşük sıkıştırma oranları, soğutulmuş EGR ve yüksek girdap (swirl) oranları (3-5) ile uzatılabilmektedir. Yakıt enjeksiyon süresi ise yüksek enjeksiyon basınçları ve enjektör delik çapındaki artışlar ile kısaltılabilmektedir. Bu sayede tutuşma başlamadan önce yakıt enjeksiyonu tamamlanmış olmaktadır [41, 44].



Şekil 2.12. Konvansiyonel dizel ve MK yanmasında ısı yayılım oranı ve yanma fotoğrafları [19]

HCCI yanmasında temel faktörlerden biri homojen karışım oluşturmaktır. Yalın dizel yakınının kullanıldığı HCCI yanmalarında homojen karışım; erken enjeksiyon, çoklu enjeksiyon ve geç enjeksiyon stratejileri ile gerçekleştirilmektedir. Karışım hazırlama stratejileri yalın dizel yakıt kullanımı kısıtlaması olmaksızın iki kategoriye ayrılmaktadır. Bunlar dahili (silindir içi) ve harici (silindir dışı) karışım oluşturmaktır. Etanol yakıtının HCCI yanmasında alternatif yakıt olarak kullanılması durumunda homojen karışım oluşturma stratejileri Şekil 2.13'te verilmiştir. Buradaki port enjeksiyon ve fumigasyon yöntemleri dizel yakıtı ile birlikte etanol gibi alternatif yakıtların kullanımı ile gerçekleştirilebilmektedir. Etanol yakıtının kullanıldığı HCCI motorlarında uygun tutuşma zamanının sağlanabilmesi için bir kontrol yöntemine ihtiyaç duyulmaktadır [45].



Şekil 2.13. HCCI motorda homojen dolgu oluşturma stratejileri [45]

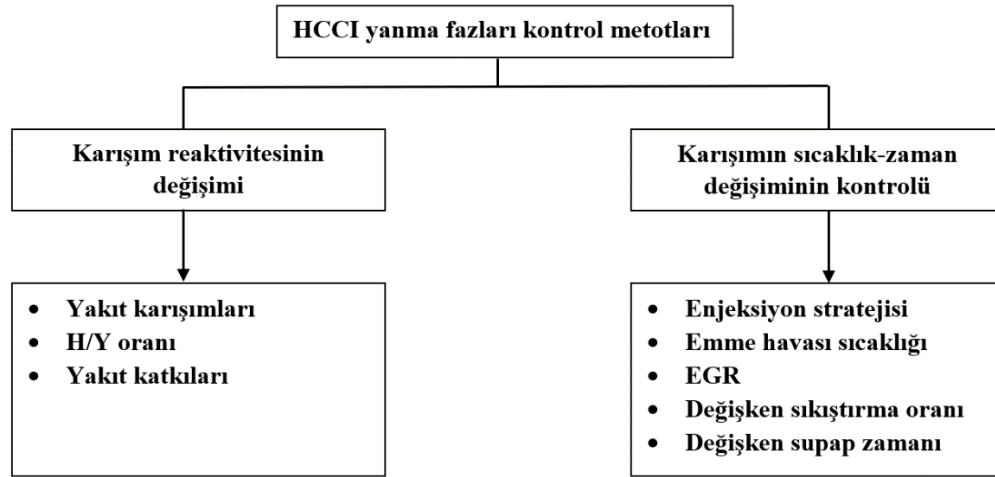
2.5. HCCI Yanması Kontrol Yöntemleri

HCCI yanmasında homojen karışım oluşturulmasında yaşanan zorlukların yanında, tutuşma başlangıcının ve ana yanma fazının kontrollerinde de önemli güçlükler yaşanmaktadır. Kontrolünde zorlukların yaşandığı her iki aşama motor verimliliği ve operasyon aralığı üzerinde güçlü bir etkiye sahiptir. Erken gerçekleşen bir yanma vuruntulu yanmanın gerçekleşmesine neden olarak motor üzerinde deformasyona sebep olmaktadır. HCCI motorda kararlı bir yanma düşük ve kısmi yük şartlarında, yakıtça fakir karışımlarla ve/veya yüksek EGR oranları ile gerçekleştirilmektedir. Motor yükünün stokiometrik karışımlara çıkılarak artırıldığı durumlarda, vuruntulu yanma ile sonuçlanan, ısı yayılım oranlarında belirgin artışlar yaşanmaktadır.

Tutuşma zamanı kontrolü, konvansiyonel dizel motorlarda yakıt enjeksiyonu ile, buji ile ateşlemeli motorlarda buji kıvılcımı vasıtasıyla sağlanmaktadır. HCCI motorlarda ise yanma başlangıcı hava-yakıt karışımının kendiliğinden tutuşma kimyası tarafından belirlenmektedir. Karışım zaman-sıcaklık gelişimine bağlı olarak gelişen düşük oksidasyon kimyasının tutuşma başlangıcı üzerindeki etkisi büyüktür.

HCCI motorlarında dizel yakıtı gibi setan sayısı yüksek yakıtların kullanılması sonucu erken tutuşma sorunu yaşanmaktadır. Bu tür yakıtların kullanımında tutuşma gecikmesi süresinin uzatılması için soğutulmuş EGR veya sıkıştırma oranının indirgenmesi uygulamaları tatbik edilmektedir. Kendiliğinden tutuşmaya karşı direnci yüksek olan benzin yakıtının kullanıldığı, düşük sıkıştırma oranlarında işletilen motorlarda tutuşma kontrolü için emme havasının ısıtılması veya sıcak EGR uygulamalarına başvurulmaktadır.

HCCI motorlarında yanma başlangıcı kontrolündeki temel zorluk düşük sıcaklık reaksiyonlarının gerçekleştiği uzun zaman aralığıdır. Sınır koşullarındaki küçük bir değişiklik ana yanma fazı üzerinde büyük etkiye neden olmaktadır. HCCI yanması, EGR oranı, emme havası sıcaklığı, karışım homojenliği, motora olan ısı transferi, sıkıştırma oranı, yakıt/hava oranı, yakıtın uçuculuğu, yakıtın kendi kendine tutuşması gibi parametrelerden etkilenmektedir. HCCI motorlarında yanma fazı kontrol yöntemleri iki ana gruba ayrılmaktadır. Şekil 2.14.'te yanma fazı kontrol yöntemleri verilmiştir. İlk grubun amacı karışımın zaman-sıcaklık değişimini kontrol altına almaktır. Bu grupta emme hava sıcaklığının değişimi, değişken supap zamanlaması, sıkıştırma oranının değişimi, yakıt enjeksiyon zamanlamasının değişimi gibi yöntemler yer almaktadır. İkinci grubun amacı karışımın reaktivitesini kontrol etmektir. Bu grupta EGR ya da yakıt/hava oranı ile oksijen konsantrasyonunun değişimi, yakıt özelliklerinin değişimi yöntemleri bulunmaktadır [19, 32, 33].



Şekil 2.14. HCCI yanma kontrol yöntemleri [46]

2.5.1. Değişken sıkıştırma oranı ve emme havası sıcaklığının HCCI yanmasına etkisi

Haraldsson ve ark., [47] 5 silindirli, doğal emişli deney motorlarında HCCI yanmanın değişken sıkıştırma oranları ve emme havasının ısıtılması uygulamaları ile kontrol edilmesini araştırmışlardır. Sıkıştırma oranı ve emme havası sıcaklığına müdahale faktörlerinin arasındaki ilişkiler irdelenmiştir. Yanma üzerinde çok büyük etkiye sahip olan bu parametrelerle birlikte çalışmalarında oktan sayıları 40, 60, 80 olan üç farklı yakıt kullanılmış ve egzoz supap zamanlamasında değişiklikler ile dahili EGR uygulamışlardır.

Düşük motor yükleri altında motor çalıştırılırken değişken emme havası sıcaklıkları ve sıkıştırma oranları tatbik edilmiştir. Tüm emme havası sıcaklıkları için motorun kararlı bir biçimde çalışmasına engel olmayacak maksimum sıkıştırma oranlarını tespit etmişlerdir. Daha düşük emme havası sıcaklıkları ile daha yüksek sıkıştırma oranlarının uygulanabildiği ve bu durumda motor yanma verimliliğinde artışların yaşandığını görmüşlerdir. Sıkıştırma oranı ile emme havası arasındaki ters orantılı bir ilişki olduğunu ifade etmişlerdir.

Değişken emme havası sıcaklığı ve sıkıştırma oranının CO, HC ve NO_x emisyonları üzerine etkilerini araştırmışlardır. Artan emme havası sıcaklıkları ile NO_x emisyonlarının arttığını görmüşlerdir. Azalan emme havası sıcaklığına bağlı olarak artırılan sıkıştırma oranları ile yanma reaksiyonlarının çok hızlı ve kısa sürede gerçekleşmesinin CO emisyonlarını artırdığını tespit etmişlerdir. HC emisyonlarının araştırılan yük koşulları altında emme havası sıcaklıklarından belirgin bir biçimde etkilenmediğini tayin etmişlerdir.

Silindir içi hacminin arttıkça silindir duvarlarından olan ısı kaybının arttığı ve bu nedenle silindir içerisinde yanma odası hacminin ne denli küçük olursa aynı motor performansının sürdürülebilmesi için daha yüksek emme havası sıcaklıklarına ve sıkıştırma oranlarına ihtiyacın duyulacağını öne sürmüşlerdir.

Çalışmalarında yüksek oktan sayılı yakıtlar ile daha yüksek sıkıştırma oranlarının tatbik edilebildiğini tespit etmişlerdir. Ayrıca egzoz supabı açılımındaki ötelemeler ile silindir içerisinde kalan sıcak egzoz gazlarının motorun ilk çalışmasını kolaylaştırdığını ve düşük yüklerde motor hızlarının artmasına sebep olduğunu saptamışlardır.

2.5.2. Değişken supap zamanlamasının HCCI yanmasına etkisi

Agrell ve ark., [48] hidrolik valf sistemi ile valf zamanlarının değiştirilebildiği tek silindirli deney motorunda çalışmışlardır. HCCI motorunun yanma kontrolünde iki farklı supap zamanlama stratejisi araştırmışlardır. Bunlardan birincisi negatif supap bindirmesi olmuştur. Bu strateji ile silindir içerisinde daha fazla yanmış sıcak egzoz gazları kaldığından yanmada tutuşma başlangıcını öne çekmiş ve yanma reaksiyonlarını hızlandırıcı bir etki yapmıştır.

Değişken supap zamanlaması adına ikinci strateji emme supabının kapanma zamanının değiştirilmesi olmuştur. Bu strateji sıkıştırma oranının etkinliğini doğrudan etkilemektedir. Dolayısıyla emme supabı kapanma zamanındaki değişimler sıkıştırma zamanı sonunda oluşan silindir içi basınç ve sıcaklık üzerinde önemli bir etkiye sahiptir.

Her iki stratejinin yanma üzerine etkisini araştırdıklarında HCCI yanma kontrolünde ikinci stratejinin daha etkili olduğunu, emme supabı kapanma zamanındaki ufak değişimler ile yanma üzerinde belirgin değişimler tespit etmişlerdir.

2.5.3. EGR ve enjeksiyon stratejisinin HCCI yanmasına etkisi

Das ve ark., [49] tek silindirli bir dizel motorunda erken ve ana yakıt enjeksiyonu ile EGR uygulamalarının HCCI yanması üzerine etkilerini deneysel olarak araştırmışlardır. Kısmi yük şartlarında ve 1500 d/d motor hızında çalışmalarını yürütmüşlerdir. Emme zamanı boyunca gerçekleştirilen erken dizel yakıtı enjeksiyonu ile homojen yakıt-hava karışımının oluşturulduğunu ve bu karışımın sıkıştırma zamanı sonlarına doğru uygulanan ana enjeksiyon tarafından tutuşturulduğunu ifade etmişlerdir. Yakıt-hava karışımının ilk alev alması ana enjeksiyon aşamasında enjektöre yakın, yakıtça zengin bölgelerde gerçekleşmektedir. Bu nedenle yanmanın kontrolü üzerinde ana enjeksiyon çok önemli rol oynadığını ifade etmişlerdir.

Yakıt enjeksiyon stratejisinde pilot enjeksiyon ile püskürtülen yakıt miktarı toplam püskürtülen yakıt miktarının %0, %20, %40, %60 ve %80'i olacak şekilde uygulamışlardır. Bu enjeksiyon stratejilerinin her birisi için %15 ve %30 oranlarında EGR tatbik etmişlerdir.

Pilot enjeksiyon ile ön karışımındaki yakıt miktarı artırıldıkça yanma başlangıcının öne çekildiği ve silindir içi maksimum basıncın oluştuğu noktaların ÜÖN'ye daha yakın noktalarda gerçekleştiğini tespit etmişlerdir. Bu şekilde yanmanın vuruntulu yanmaya neden olduğunu ve özellikle motor yükü artırıldıkça HCCI yanmasını kısıtlayacağını belirtmişlerdir. EGR uygulamaları ile silindir içi maksimum basıncın oluştuğu noktaların ÜÖN'den 5-8 °KA sonra gerçekleştiğini ve vuruntulu yanmanın önlendiğini saptamışlardır.

Ön karışımındaki yakıt miktarının %80'e artırılması ile pilot enjeksiyonun %0 olduğu duruma kıyasla is emisyonlarında %58'lik bir azalma, NO_x emisyonlarında ise %10'luk bir artma görülmüştür. Mevcut yakıt stratejisine %15 ve %30 EGR uygulamaları yapıldığında is emisyonlarında sırasıyla %55 ve %40, NO_x emisyonlarında ise %43 ve %76 indirgemeler tespit etmişlerdir. EGR oranlarındaki artışlar ve ön karışımındaki yakıt miktarının artışı CO ve HC emisyonlarının artmasına neden olmuştur.

Ön karışım miktarı yakıtça zenginleştirildikçe ısı yayılımının belirgin bir biçimde iki aşamalı gerçekleştiğini gözlemlemişlerdir. Yakıtça fakir ön karışımların HCCI yanması üzerinde belirgin bir etki oluşturmadığını saptamışlardır. Ön karışımındaki yakıt miktarı artırıldıkça yüksek oranda gerçekleşen silindir içi basınç ve ısı yayılımı artışlarının EGR ile indirgenebildiği ve bu sayede NO_x emisyonlarının da azaltılabildiğini belirtmişlerdir. Ön karışımındaki yakıt miktarının artırılmasının, düşük motor yüklerinde çevrimden çevrime yanmada büyük farklılıkların oluşması nedeniyle, yüksek motor yüklerinde ise yanmanın vuruntulu gerçekleşmesi sebebiyle sınırlandırıldığını öne sürmüşlerdir.

2.5.4. Emme havası sıcaklıklarının HCCI yanmasına etkisi

Gowthaman ve Sathiyagnanam [50] deneysel çalışmalarını tek silindirli, su soğutmalı, port enjeksiyonlu bir dizel motorunda gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında farklı emme havası sıcaklıklarının HCCI yanması üzerine etkilerini motor performans ve emisyon parametrelerini irdelerek araştırmışlardır. Elektrikli ısıtıcı vasıtasıyla emme havası sıcaklıkları, 90°C, 100°C, 110°C, 120°C, 130°C, 140°C ve 150°C olarak ayarlamışlardır.

Artan emme havası sıcaklıkları ile yakıt tüketim oranı azalmıştır. %60 yük ve 130°C emme havası sıcaklığında motor çalışırken özgül yakıt sarfiyatı, en düşük seviyede, 0,273 kg/kWh olarak tespit etmişlerdir. Bu ÖYS değerinin konvansiyonel dizel motoru yakıt tüketimine çok yakın bir değer olduğunu vurgulamışlardır. Tüm emme havası sıcaklıkları ile elde edilen termik verimler mukayese edildiğinde en iyi sonuçları 130°C emme havası sıcaklığı ile almışlardır. Emme havası sıcaklığı 130 °C'nin üzerine çıkarıldığında silindir içine çekilen hava miktarının azaldığını ve bu durumun motorun veriminde düşmelere neden olduğu ifade etmişlerdir.

Emme havası sıcaklıklarının artırılması ile silindir içi maksimum sıcaklıkların artmasından dolayı NO_x emisyonlarında artışların yaşandığını ifade etmişlerdir. En düşük NO_x emisyonu seviyesini, 55 ppm 90°C emme havası sıcaklığı ile elde edilmiştir. İis emisyonları için, en düşük seviye, %27 is yoğunluğu 130°C emme havası sıcaklığı ile başarılmıştır. HC ve CO emisyonlarının artan emme havası sıcaklıkları ile azaldıklarını görmüşlerdir.

2.5.5. Yakıt özellikleri, EGR ve emme havası sıcaklıklarının HCCI yanmasına etkisi

Lü ve ark., [51] emme havası sıcaklıklarının değişimi, farklı oktan sayılarına sahip yakıtların kullanımı ve farklı oranlarda EGR uygulamalarının HCCI yanması üzerine etkilerini deneysel olarak araştırmışlardır.

EGR'nin HCCI yanması üzerine etkilerini maddeler halinde açıklamışlardır. Bunlar;

- Sıcak egzoz gazlarının emme havası ile karıştığında emme havası sıcaklıklarını artırması ile,
- Yanmış gazların taze dolgunun yerini alması sonucu silindir içi oksijen konsantrasyonlarının düşürülmesi ile,
- EGR ile emme havası içerisine CO₂ ve su buharı gibi ısı kapasitesi yüksek gazların ilave edilmesi sonucunda sıkıştırma sonu dolgu sıcaklığının düşmesi ile,
- Egzoz gazlarının yanma aşamasında kimyasal reaksiyonlara katılması ile.

Yüksek oktan sayılı yakıtlar EGR uygulamaları ile başarıyla gerçekleştirilebilmektedir. Yakıtın kendiliğinden tutuşmaya karşı direncinin yüksek olması EGR uygulamaları sonucu tutuşma ve ana yanma zamanlarının öne çekilmesini engellemektedir. Oktan sayısı yüksek yakıtların yanma karakteristiğini araştırdıklarında tutuşma başlangıç noktalarının daha düşük oktan sayılı yakıtlara kıyasla ÜÖN'ye yaklaştığı ve yanma sürelerinin uzadığını saptamışlardır. Soğuk EGR uygulaması ve değişen emme havası sıcaklıkları altında farklı oktan sayılı yakıtlardan salınan emisyonlar değerlerini analiz etmişlerdir. Artan oktan sayıları ile CO ve HC emisyonlarında artışlar, NO_x emisyonlarında ise azalmalar gözlemlenmiştir.

HCCI yanması üzerine uygulamış oldukları tüm yöntemler içerisinde en etkili parametrenin emme havası sıcaklıkları olduğunu öne sürmüşlerdir. Artan emme havası sıcaklıkları ile yanma zamanının öne çekildiğini, yanma süresinin kısaldığını belirtmişlerdir.

2.5.6. Hava/yakıt oranı ve yakıt karışımlarının HCCI yanmasına etkisi

Aydoğan [31] tek silindirli, port enjeksiyonlu HCCI benzinli deney motorunda n-hekzan, n-heptan ve her iki yakıtın farklı oranlarda karışımı ile elde edilen yakıtların yanma karakterlerini incelemiştir. Deneysel çalışmasını motor hızının (800 – 1800 d/d),

lambdanın ($\lambda = 1.5 - 3$), emme havası sıcaklıklarının 60 °C ve 80 °C olduğu şartlarda yapmıştır. Çalışmasında farklı hava/yakıt oranlarının, değişen emme havası sıcaklıklarının ve çeşitli yakıt kompozisyonlarının tam yük koşulları altında HCCI yanması üzerine etkilerini araştırmıştır. Yakıt olarak n-heptan (N100), n-hekzan (H100), %50 n-hekzan - %50 n-heptan (H50N50) ve %75 n-hekzan- %25 n-heptane (H75N25) kullanıldığı, emme havası sıcaklığının 60°C olduğu, motor hızının 1000 d/d sabitlendiği, değişen lambda değerlerinde silindir içi basınç ve ısı yayılımı verilerini elde etmiştir. Silindir içi basınçların azalan lambda değerleri ile arttığını tespit etmiştir. Azalan lambda değeri yanma odasına daha fazla yakıtın enjekte edildiği ve dolayısıyla yakıtça zengin karışımların oluştuğunu ifade etmektedir. Yakıtça zengin karışımlar ile daha yüksek ısı enerjisinin ortaya çıkması sonucu silindir içi basınç ve ısı yayılımında artışların yaşandığını ortaya koymuştur. Ayrıca lambda değerlerinin düşmesi sonucu vuruntulu bir yanmanın gerçekleştiğini bu durumun silindir içi basınç eğrilerinden de okunabildiğini ifade etmiştir. Daha yüksek ısı yayılımı, daha yüksek basınç artış oranlarının ve vuruntulu yanmanın gerçekleştiğini göstermektedir.

Artan lambda değerleri ile yanma hızında düşmeler ve zirve basınç değerlerinde azalmalar tespit etmiştir. Yakıtça fakir karışımların yanması sonucu silindir içi sıcaklıkların düşmekte olduğunu ve oksidasyon reaksiyonlarının kötüleştiğini belirtmiştir. Yanma süresine bakıldığında en uzun süreli yanmanın n-hekzan yakıtı ile gerçekleştiğini ve n-hekzan yakıtının karışımdaki yüzdesinin artması ile yanma süresinin uzadığını tespit etmiştir. Bu durumu n-hekzan yakıtının oktan sayısının 26 iken, n-heptan yakıtının oktan sayısının 0 olması ile açıklamıştır.

HCCI yanması düşük sıcaklıklarda gerçekleştiği için NO_x emisyonları başarıyla indirgenebilmektedir. Düşük sıcaklık değerlerindeki yanmada yakıtın oksidasyonu istenen seviyede gerçekleşmediğinden HC emisyonlarında artışa neden olmaktadır. Çalışmalarında artan lambda değerleri ile HC emisyonlarında artışların yaşandığı saptamıştır. Bu durum düşük sıcaklıklarda eksik yanmanın artmasıyla açıklamıştır. Hava/yakıt oranları stokiyometrik orana yaklaştığı şartlarda HC emisyonlarının azaldığını ve bu azalmaların yanma verimliliğinin artması sonucu elde edildiğini ileri sürmüştür. Diğer yandan CO emisyonlarının kontrolünde lambda önemli bir parametredir. Çünkü CO emisyonları eksik yanma sonucu oluşmaktadır. Silindir içi düşük oksijen konsantrasyonu ve sıcaklıklar CO emisyonunun oluşmasına neden

olmaktadır. Artan lambda değerleri ile CO emisyonlarında artışların yaşandığını görmüştür. Yakıtça fakir karışımların yanması sonucunda silindir içi gaz sıcaklıklarının düşmesinin CO emisyonlarında artışlara neden olduğu ifade etmiştir. Düşük sıcaklıklarda CO'nun oksidasyon reaksiyonları yavaşladığı için CO₂'e dönüşümü yavaşlamaktadır.

Lawler ve ark., [52] bilinen HCCI yanma kontrol yöntemlerinin dışında kızdırma bujisinin yanma üzerine etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. Isıtma bujisi ile homojen dolgu ısıtılmakta ve bu sayede yanma kontrol edilebilmektedir. Isıtma bujisi voltaj değerlerinin artırılması ile emme havası sıcaklıkları artırılmış olmaktadır. Isıtma bujisinin kullanımı ile yanma veriminin iyileştiiğini, HC ve NO_x emisyonlarının indirildiğini görmüşlerdir. Bu stratejinin dezavantajı kızdırma bujisinin çalışması sırasında harcadığı elektrik enerjisinin total yanma verimini %1,4 ila %2,5 oranlarında azaltıyor olmasıdır.

BÖLÜM 3. ETANOL YAKITI

3.1. Etanol Yakıtı Genel Bilgiler

1970’li yıllarda yaşanan küresel enerji krizleri sonucu alternatif, yenilenebilir yakıtlar üzerine yoğun araştırmalar yapılmaya başlanmıştır. 1970’li yılların ortalarına gelindiğinde etanol yakıtı üzerine çalışmalar yoğunlaşmıştır. Yenilenebilir enerji kaynağı olan etanol, bitkisel kaynaklardan halihazırda mevcut teknolojiler ile üretilebilmektedir. Etanol yakıtının kullanımı daha ziyade benzin yakıtına belli oranlarda katkı olarak kullanılması iledir. Etanol ilavesi ile yakıt oktan sayısı artırılmakta ve daha verimli yanmalar gerçekleştirilmektedir. Diğer yandan, etanol yakıtı dizel motorlarında da kullanılmakta ve araştırılmaktadır.

Etanol yakıtının dizel motorlarda kullanımında belirli zorluklarla karşılaşmaktadır. Bu zorluklar;

- Etanolün dizel yakıt içerisinde çözünürlüğü sınırlıdır. Faz ayrışmaları ve su toleransı etanol-dizel yakıt karışımının kritik sorunudur.
- Etanol yakıtının düşük setan sayılı bir kimyası vardır. Bu dizel motorlarında gerçekleşen kendiliğinden tutuşma aşamasında zorlukların yaşanmasına, tutuşma gecikmesi sürelerinde uzamalara neden olmaktadır.
- Etanol yakıtının dinamik viskozitesi dizel yakıtı kıyasla oldukça düşüktür. Bu durum, etanol-dizel yakıt karışımlarının kullanımında yağlama problemlerinin yaşanmasını tetikleyebilmektedir [53].

Etanol ve metanol gibi alternatif yakıtların içten yanmalı motorlarda kullanılması ile petrol kökenli yakıtlara olan bağlılık azalmaktadır. Alkoller dizel motorlarında saf ve yakıt karışımları halinde kullanılabilir. Alkollerin yakıt olarak kullanılmaları sonucunda elde edilen avantajlar:

- Alkoller dizel yakıtı kıyasla düşük viskoziteli yakıtlardır. Bu sayede enjeksiyonları, atomizasyonları ve hava ile karışımları daha kolay gerçekleştirilmektedir.
- Alkollerin kullanımı ile emisyonlar önemli derecede indirgenebilmektedir. Bu alkollerin dizel yakıtı kıyasla yapılarında yüksek oksijen içermeleri, yüksek stokiometrik hava-yakıt oranına sahip olmaları, yüksek H/C oranı ve düşük sülfür içeren kimyada olmalarından kaynaklanmaktadır.
- Alkoller yüksek buharlaşma enerjisine sahip yakıtlardır. Dolayısıyla emme ve sıkıştırma zamanlarında silindir içi sıcaklıkları düşürmektedirler. Alkollerin bu soğutucu etkisi sayesinde emme zamanı silindir içine daha fazla hava alınabilmekte, motor volumetrik veriminde iyileşmeler sağlanmaktadır.
- Alkollerin kullanımı sonucu yüksek laminar alev yayılım hızları ile yanma daha erken tamamlanabilmektedir. Bu motorun termik verimini artırmaktadır [54].

Etanol ve metanol alkolleri oksijenli yakıtlar olmaları, yenilenebilir kaynaklardan elde edilebilmeleri ve diğer alkollere kıyasla daha ekonomik olarak üretilmeleri gibi özelliklerinden dolayı içten yanmalı motorlarda alternatif yakıt olarak yaygın biçimde kullanılmaktadır. Bu alkollerin yapısında C elementinin az olması ve oksijenin dizel yakıtı kıyasla zengin olması dolayısıyla dizel motorlarda kullanıldıklarında is emisyonlarında belirgin bir indirgeme gösterirler. Etanol yakıtı fiziksel ve kimyasal özellikleri Tablo 3.1.'de görülmektedir [54, 55, 56]. Dizel motorlarında yakıt olarak alkol karışımları kullanıldığında görece yüksek oranlarda EGR uygulaması gerçekleştirilebilmektedir. Ve bu sayede NO_x emisyonları indirgenmektedir [57].

Tablo 3.1. Etanol yakıtının özellikleri

Özellikler	Etanol
Kapalı formül	C ₂ H ₅ OH
Mol kütlesi (g/mol)	46
Özgül ağırlık (20 °C' de, kg/m ³)	786
Viskozite (40 °C' de mm ² /s)	1,2
Setan sayısı	6
Alt ısııl değer (kJ/kg)	28400
Gizli buharlaşma ısısı (kJ/kg)	840
Oksijen içeriği (% ağırlık)	34,8
Alevlenme noktası (°C)	15
Yüzey gerilimi (20 °C' de, N/m)	0.015
Kaynama noktası (°C)	78
Stokiyometrik hava/yakıt oranı	9
Karbon içeriği (kütlece, %'de)	52,2
Hidrojen içeriği (kütlece, %'de)	13
Oksijen içeriği (kütlece, %'de)	34,8
Kükürt içeriği (kütlece, %'de)	0
C/H oranı	0,33
Kendi kendine tutuşma sıcaklığı (°C)	423
Oktan sayısı	109
Donma noktası (°C)	-117

Metanol, düşük maliyetli üretimle fosil yakıt kaynaklarından üretilebilmektedir. Fakat metanolün dizel yakıt içerisindeki çözünürlüğü sınırlıdır. Etanol ise çeşitli bitkisel maddelerin fermantasyonu ile elde edilebilmektedir ve dizel yakıt içerisinde çözünürlüğü metanole kıyasla yüksektir. Etanol yakıtının dizel yakıt ile metanole kıyasla daha iyi karışabilir olması dizel motorlarda kullanımını ön planda tutmaktadır [15].

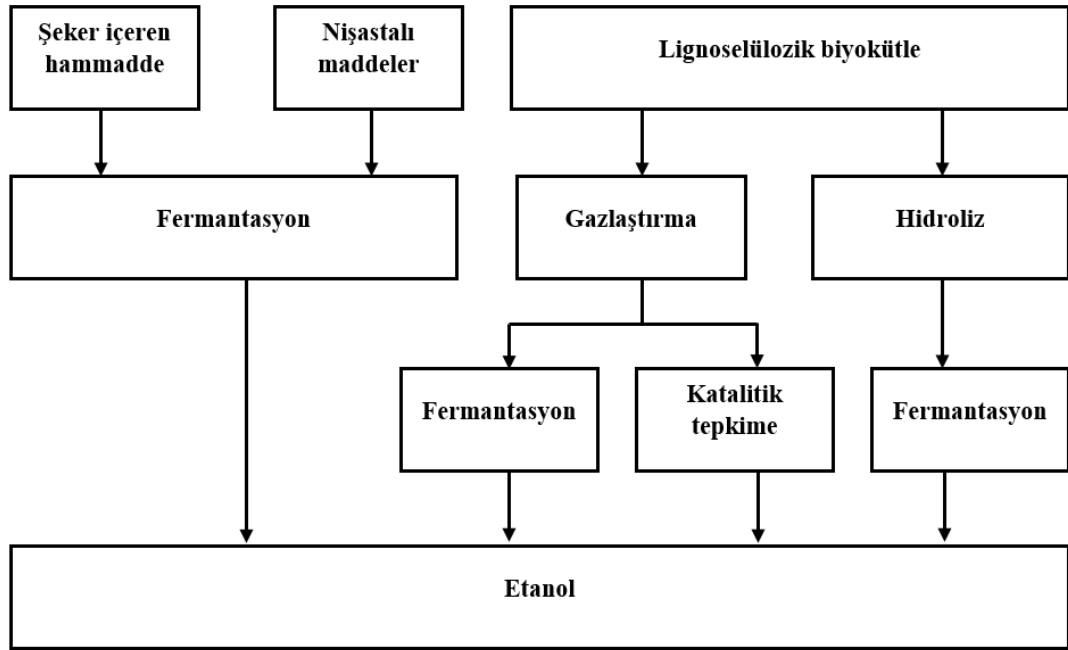
Etanol-dizel yakıtı karışımlarının yalın dizel yakıtla kıyasla setan sayıları, viskoziteleri ve alt ısııl değerleri düşüktür. Yakıt kompozisyonundaki bu farklılıklar dizel motor üzerinde gerçekleştirilen uygulamalarda zorlukların yaşanmasına neden olabilmektedir. Bu güçlükler etanol yakıtının çeşitli kullanım teknikleri ile dizel motorlarında kullanılması ile aşılacaktır. Etanol yakıtının dizel motorlarda kullanımını dört ayrı şekilde gerçekleştirmektedir.

Bunlar:

- Etanol-dizel karışımı (belirli oranlarla sınırlı)
- Etanol-dizel emülsiyonu (katkı maddesi kullanımı ile karışımda faz ayrışmasının önüne geçilir)
- Etanol fumigasyonu (emme manifolduna etanol püskürtülmesi)
- Çift püskürtme sistemi (etanol ve dizel yakıtının ayrı enjeksiyon sistemleri ile enjeksiyonu) [15, 58, 59].

Bu yöntemler içerisinde etanol-dizel karışımı ve emülsiyonun tatbik edilmesi daha kolay ve ekonomiktir. Motor üzerinde herhangi bir yapısal değişikliğe gidilmeden bu yöntemler gerçekleştirilebilmektedir. Dizel motoru üzerinde yapısal bir değişikliğe ihtiyaç duyulmadan etanol-dizel yakıt karışımındaki etanol oranı %20 değerlerine kadar çıkarılabilmektedir.

Etanol, karbonhidratların (nişasta ve şeker) enzimler vasıtasıyla katalizlenerek fermantasyonu ile temin edilebilen yenilenebilir bir yakıttır. Etanol üretiminde fermente edilen karbonhidratları çoğunlukla şeker ve mısır rafinasyonu artığı melas (şeker kamışı, şeker pancarı) oluşturmaktadır. Bunların dışında, çeşitli meyveler, çavdar, patates, pirinç gibi tarımsal ürünler ve kâğıt endüstrisi artığı olan selüloz etanol üretiminde karbonhidrat kaynağı olarak kullanılmaktadır [15][59]. Etanol yakıtının hammaddesi ve üretim yöntemleri Şekil 3.1.'de verilmiştir.



Şekil 3.1. Etanol yakıtı üretim yöntemleri [45]

3.2. Etanol Yakıtının Dizel Motorlarda Kullanımı

3.2.1. Etanol-dizel yakıt karışımları

Alkoller dizel motor egzoz emisyonlarını indirgemede ve petrole olan bağımlılığı azaltmada etkili olan alternatif yakıtlardır. Etanol ve metanol gibi düşük karbon yüksek

oksijen içeren alkoller alternatif yakıt olarak büyük ilgi çekmektedir. Dizel motor emisyonları içerisinde en temel sorun teşkil eden NO_x ve is emisyonlarını indirgemedi maliyetli, egzoz hattı üzerine kurulan sistemlerin (after-treatment) yerine oksijence zengin yakıtların dizel yakıtı karıştırılmasının iyi bir seçenek olduğu beyan edilmektedir. Diğer taraftan, düşük karbonlu alkollerin düşük setan sayısına ve yüksek gizli buharlaşma ısılarına sahip olmaları ve kararlılık, karışabilirlik gibi problemlerinden dolayı dizel motorlarında alternatif yakıt olarak kullanılmaları, belirli oranlarla kısıtlanmaktadır.

Etanol, bütanol, metanol yakıtlarının dizel yakıtı karıştırılması ile tutuşma gecikme süresinde uzamalar, silindir içi zirve basınçlarda ve zirve ısı yayılım oranlarında artışlar görülmektedir. Alkollerin yüksek oksijen içermeleri ve yakıt karışımlarında tutuşma gecikmesi süresinin uzaması ısı yayılım oranlarındaki bu artışların yaşanmasına neden olmaktadır [60].

Etanol-dizel yakıt karışımları çoğunlukla biyodizel yakıtının belirli oranlarda karışıma eklenmesi ile tatbik edilmektedir. Literatürde dizel-biyodizel-etanol yakıt karışımları üzerine birçok araştırma yazısı bulunmaktadır. Bu üç yakıtın farklı oranlarda karıştırılması ile elde edilen yakıt karışımına diesterol ismi verilmiş ve İran devletinde bu isimle patent verilmiştir [61].

Emiroğlu ve Şen [62] tek silindirli dizel motorlarında alkol katkılı biyodizel yakıt kullanımının yalın dizel yakıt kullanımına kıyasla motor performans ve emisyonlarına etkilerini incelemiştir. Biyodizel yakıtı yüksek yoğunluk ve viskoziteye sahiptir. Bu nedenle dizel motorlarında doğrudan kullanılmalarında sorunlar yaşanmaktadır. Biyodizel yakıtı belirli oranlarda alkoller karıştırılarak istenen seviyede yoğunluk ve viskoziteye sahip yakıt karışımı elde edilebilmektedir. Deneğinde pamuk tohumundan üretilen biyodizel kullanmışlardır. Araştırılan yakıtlar; %20 biyodizel ihtiva eden dizel-biyodizel karışımı (B20), oluşturulan bu karışımın %10'u oranında bütanol (B20BU10), etanol (B20E10) ve metanoldür (B20M10). Tüm bu yakıt karışımlarının kullanımı ile dizel yakıtı yanmasına kıyasla yanmada meydana gelen değişimleri motor hızının 1500 d/dk da sabit tutulduğu, dört farklı OEB'nin sağlandığı şartlarda araştırmışlardır. Yakıtların yanma karakteristiğini tutuşma gecikmesi, yanma başlangıcı, yanma süresi, silindir içi maksimum basınç, maksimum basınç artış oranı ve maksimum ısı yayılımında meydana gelen değişimleri analiz ederek tespit etmişlerdir.

Yakıt karışımlarına alkol ilaveleri sonucu tutuşma gecikmesi sürelerinin uzadığı ve yanma süresinin kısaldığını belirlemişlerdir. Bu durumu alkollerin düşük setan sayılı yakıtlar olması ile açıklamışlardır. Tutuşma gecikmesi süresince biriken yakıtın kısa sürede ani bir şekilde yanması sonucu basınç artış oranları ve ısı yayılımında artışların yaşandığını ifade etmişlerdir [62].

Fayad ve ark., [63] tek silindirli deney motorunda etanol ve LPG yakıtlarının motor performans ve emisyonları üzerine etkilerini araştırmışlardır. Etanol yakıtını, %10 etanol, %15 biyodizel ve %75 dizel yakıtının karışımı olarak kullanmışlardır. Karışımdaki biyodizel kanola yağından üretmişlerdir. Etanol yakıtının zayıf karışabilir özellikte olması nedeniyle dizel yakıtlarında düşük miktarlarda kullanılabilir. Biyodizel-etanol yakıt karışımlarında biyodizelin solvent davranışı neticesinde yakıt karışımı içerisinde etanol ayrışmasının önüne geçilebilmektedir. Tüm yakıtları 1500 d/dk sabit motor hızında, ortalama indike efektif basıncın 4 bar ve enjeksiyon basıncının 180 bar olduğu şartlar altında kullanmışlardır. Etanol yakıtı kullanımı ile PM emisyonların azalmaları tespit etmişlerdir. Etanolün zengin oksijen içeren bir yakıt olması sebebiyle yakıt karışımının yanmasını geliştirdiğini ve bu nedenle PM emisyonlarının indirildiğini ifade etmişlerdir. Diğer taraftan, etanol karışımları ile NO_x emisyonlarında artışlar gözlemlenmiştir. Her iki alternatif yakıtın kullanılması sonucunda CO ve HC emisyonlarında azalmaların görüldüğünü saptamışlardır.

Yuvaraj ve Viswanath [64] sıkıştırma oranının 15:1, 16,5:1, 17,5:1 ve 18:1 olarak değiştiği tek silindirli dizel motorunda %70 dizel, %20 biyodizel ve %10 etanol yakıtlarından oluşan üçlü yakıt karışımının motor performans ve emisyonları üzerine etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. Farklı yük koşulları altında çalıştırılan motorun yalnız dizel yakıtı, biyodizel ve üçlü yakıt kullanımı sonucu yaydığı emisyonları değerlendirmişlerdir. Motor yükü artırıldıkça CO emisyonlarının azaldığını tespit etmişlerdir. Bütün yakıt uygulamaları arasında en düşük CO emisyonları üçlü yakıt uygulaması ve sıkıştırma oranının 18 olduğu şartlarda görmüşlerdir. HC emisyonlarının üçlü yakıt kullanımı sonucu dizel ve biyodizel yakıtlarına kıyasla tüm motor yüklemelerinde daha yüksek miktarda oluştuğunu açıklamışlardır. En düşük HC emisyonu salınımını biyodizel yakıtının kullanımı ile elde etmişlerdir. Tüm motor yüklemelerine bakıldığında en düşük miktarda NO_x emisyonları salınımını sıkıştırma oranının 15, yakıt olarak üçlü yakıtın kullanıldığı şartlarda sağlamışlardır. Üçlü yakıt

uygulamalarında sıkıştırma oranı artırıldıkça NO_x emisyonlarında artışlar görmüşlerdir. Duman koyuluğunun üçlü yakıt uygulamaları sonucu dizel yakıtla kıyasla arttığını belirtmişlerdir.

Ghadikolaei ve ark., [65] deneysel çalışmalarını farklı yük koşulları altında, sabit 1800 d/d motor hızında, farklı yakıtlar kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Yakıt olarak dizel, dizel-biyodizel karışımı ve bu karışıma belirlenen oranlarda metanol, etanol, propanol, bütanol, pentanol alkollerini eklenerek elde edilen karışımları kullanmışlardır. Deneysel çalışmalarında kullanılan yakıtların karışım oranlarını oksijen oranı kütlece %5 olacak şekilde ayarlamışlardır. Dizel yakıtının oksijen içeriği bulunmamaktadır. Dizel-biyodizel-alkol karışım oranları, biyodizelin karışım oksijen konsantrasyonunun %1'ini, alkollerin ise %4' ünü karşılayacak şekilde ayarlamışlardır. Üçlü yakıt karışımlarında alkol ilavesi ile dizel-biyodizel yakıt karışımına kıyasla daha düşük NO_x ve PM emisyonları elde etmişlerdir. Tüm yakıt karışımları arasında en iyi motor performansını, en düşük ÖYS ve en yüksek termik verim, dizel-biyodizel-metanol karışımını kullanımında görmüşlerdir.

Aydın ve Ögüt [66], kütlece farklı oranlarda oluşturdukları etanol-biodizel-dizel yakıt karışımlarını tek silindirli, su soğutmalı, direkt enjeksiyonlu bir dizel motorunda test etmişlerdir. B_{2,5}M₅D_{92,5} (%2,5 bioetanol, %5 biodizel, %92,5 dizel) yakıtının kullanılması ile yalnız dizel yakıtı kullanılması sonucu elde edilen emisyon değerlerinden daha düşük emisyonlar elde edilmiştir. Emisyonlarda ki iyileşmeyi B_{2,5}M₅D_{92,5} yakıt karışımı setan sayısının dizel yakıtı setan sayısından yüksek olması ile açıklamışlardır. Yüksek setan sayılı özellikteki yakıtın daha verimli yanması ile eksik yanma ürünlerinin azaldığını ileri sürmüşlerdir.

Jiang ve ark., [11] dört silindir, dizel motorlu ağır hizmet aracında etanol-dizel yakıt karışımlarının motor performans ve emisyonlarına etkilerini araştırmışlardır. Deneysel çalışmalarında kullanılan yakıtlar; yalnız dizel yakıtı (B0), kütlece %96 dizel, %4 etanol (B0E4) karışımı ve bu etanol-dizel karışımına 30 ppm miktarında karbon kaplı alüminyum sürfaktan, yüzey aktifleştirici madde, katılarak oluşturulan (B0E4N30) yakıtıdır. Öncelikle, sürfaktan maddeyi yakıt karışımına kütlece farklı oranlarda katarak oluşturdukları yakıtları iki hafta dinlendirilerek faz ayrışmalarını incelemişlerdir. İki hafta sonunda 30 ppm, 60 ppm ve 90 ppm oranlarında karbon kaplı alüminyum sürfaktan

katılmış yakıt karışımları içinde en homojen kalanının 30 ppm sürfaktan katılan yakıt karışımı (B0E4N30) olduğunu tayin etmişlerdir. Bu nedenle çalışmalarına 30 ppm oranında sürfaktan eklenmiş etanol-dizel yakıt karışımı ile devam etmişlerdir. Üç farklı yakıt kullanımında motor hızını 1810 d/d sabit tutmuş, motor yükünü %25, %50, %75 ve %100 olarak değiştirmişlerdir.

Motor yükü %25'in üzerine çıktığında B0E4 yakıtı ile B0 yakıtına kıyasla özgül yakıt sarfiyatında artış görmüşlerdir. B0E4 yakıtı ile aynı yük koşulları altında daha fazla yakıt tüketilmiştir. Bu durumu etanolün enerji yoğunluğunun dizel yakıtına kıyasla az olması ile açıklamışlardır. Tüm yük koşulları altında en düşük yakıt sarfiyatını B0E4N30 yakıtının kullanımı ile elde etmişlerdir. B0E4N30 ile B0E4'e kıyasla ÖYS'de %16,8 oranlarına kadar indirgeme başarmışlardır. Dizel yakıtına sürfaktan ve etanolün karıştırılması ile dizel yakıtına kıyasla ısı yayılımı ve ısı iletkenliği daha yüksek, dinamik viskozitesi daha düşük bir yakıt elde etmişlerdir. Yakıt özelliklerinde meydana gelen bu değişimlerin daha homojen hava-yakıt karışımı oluşmasına imkân sağladığını ifade etmişlerdir. Böylece yanma verimliliğinin de iyileştiğini öne sürmüşlerdir.

Düşük yük şartlarında B0E4N30 ve B0E4 yakıtlarının kullanılmaları sonucunda benzer NO_x emisyonları elde edilmiş iken, motor yükü arttıkça B0E4N30 ile yalın dizel yakıtı kullanımına kıyasla %16,8 daha fazla NO_x emisyonu indirgendini tespit etmişlerdir. Motor tam yük koşullarında çalıştırıldığında B0E4N30 ile yalın dizel yakıtı kullanımına kıyasla HC emisyonları için %48,8, CO emisyonları için %33,5 oranlarda indirgemelerin gerçekleştiğini görmüşlerdir. Düşük yük koşullarında dizel yakıt kullanımı ile en düşük HC emisyonlarının oluştuğunu tespit etmişlerdir. Bu durumu yakıt karışımlarındaki etanol varlığının düşük yanma sıcaklıklarında HC emisyonlarının oluşmasına sebep olması ile açıklamışlardır. Karbon kaplı alüminyum sürfaktan, HC emisyonları üzerinde indirgeyici bir etkiye sahip olmuştur. HC oksidasyonunun sürfaktan ilavesi ile daha iyi gerçekleştiğini öne sürmüşlerdir. CO emisyonları B0E4N30 ile diğer iki yakıtına kıyasla tüm yük koşullarında daha düşük miktarlarda oluşmuştur. Karbon kaplı alüminyum sürfaktanın bir oksidasyon katalizörü olarak davrandığını, daha yüksek ısı yayılımını ve yanmanın daha verimli gerçekleşmesini sağladığını ve bu sayede emisyonların indirgenmesinde etkili olduğunu iddia etmişlerdir.

3.2.2. Etanol-dizel emülsife yakıtı

Rao ve ark., [67] tek silindirli, doğal emişli dizel motorunda bitkisel yağın doğrudan kullanımı (SVO), hacimce %80 bitkisel yağ, %15 etanol, %5 bütanolden oluşan (ESVO-80) ve hacimce %70 bitkisel yağ, %20 etanol, %10 bütanolden oluşan (ESVO-70) emülsife yakıt karışımlarını test etmişlerdir. Deneylelerini değişen motor hızlarında, farklı yükleme koşullarında gerçekleştirmişlerdir.

Deneylelerinde kullanılan dört yakıt için de motor çıkış gücü arttıkça termik verimlerin de arttığını görmüşlerdir. Bu durum yüksek motor yüklerinde daha düşük ısı kayıplarının yaşanması ile açıklamışlardır. En düşük termik verimleri SVO yakıtının kullanımı ile elde etmişlerdir. Bitkisel yağın yüksek viskozite ve düşük alt ısı değere sahip olması nedeniyle ısı veriminin düşük olduğu belirtilmiştir. Yüksek viskoziteye sahip olan yakıtın atomizasyon ve sprey karakteristiği iyi değildir. Yakıt atomizasyonunun iyi gerçekleşmemesi yanma odası içerisinde yakıtın hava ile iyi karışmamasına neden olmaktadır. Bu durum düşük termik verimle sonuçlanmaktadır. Bitkisel yağa etanol eklenmesi ile yakıtın viskozitesi düşmekte, uçuculuğu artmaktadır. Etanolün bu etkileri ve yapısında oksijen bulunması emülsife yakıtın yanmasını iyileştirmektedir. Yakıt karışımlarının alt ısı değerleri dizel yakıtı kıyasla düşüktür. En yüksek termik verimler dizel yakıtı ile elde etmişlerdir. Emülsife yakıtların içindeki alkol yüzdesinin arttıkça termik verimlerin arttığını saptamışlardır. Özgöl enerji tüketimi, aynı çıkış gücünün farklı yakıtlarla elde edilmesi durumunda harcanan enerji miktarlarını ifade etmektedir. Daha verimli bir yanma beraberinde daha düşük özgöl enerji tüketimini getirmektedir. Emülsife yakıt içerisindeki alkol miktarının artırılması sonucu yakıt karışımının yanma verimliliğinin arttığını ve özgöl enerji tüketiminin azaldığını tespit etmişlerdir.

Bitkisel yağın fiziksel ve kimyasal özelliklerinden dolayı yanma verimliliği düşüktür. Yanma verimliliğinin düşük olması ve eksik yanmaya neden olmasından dolayı CO, HC ve duman koyuluğu emisyonları için en yüksek değerleri bitkisel yağ kullanımında elde etmişlerdir. NO_x emisyonları için en düşük seviyeleri bitkisel yağın kullanımı ile elde etmişlerdir. Bitkisel yağın yakıt olarak kullanımı sonucunda gelişmemiş bir yanmanın gerçekleştiğini ve silindir içi zirve sıcaklıkların düşük seviyelerde kaldığını bu nedenle NO_x emisyonlarının düşük miktarda oluştuğunu ifade etmişlerdir. Emülsife yakıtlar içerisindeki etanol ve bütanolün karışımın atomizasyonunu iyileştirdiğini ve yanma

verimliliğini artırdığını, CO, HC ve duman koyuluğu emisyonlarını azalttığını saptamışlardır. Artan yanma verimliliği ile daha yüksek silindir içi gaz sıcaklıkları teşkilinin NO_x emisyonlarını artırdığını ifade etmişlerdir.

3.2.3. Etanol fumigasyonu

Fumigasyon yöntemi ile alkol enjeksiyonu, içten yanmalı motorun emme manifolduna alkol püskürtülmesi ile gerçekleştirilmektedir. Bu yöntem motor yakıt enjeksiyon sisteminden ayrı olarak, bir enjektör, yakıt tankı, kontrol sistemi ve gerekli bağlantı elemanlarının kullanımını gerektirir. Fumigasyon yönteminin diğer alkol uygulamalarına kıyasla bazı avantajları aşağıda verilmiştir.

- İstenildiğinde çift yakıt kullanımından yalın dizel yakıtı kullanımına geçilebilmesi,
- İS emisyonlarının belirgin bir şekilde indirgenebilmesi,
- Alkol enjektörü emme manifolduna yerleştirilip motor yapısında küçük değişiklikler yapılarak uygulanması,
- Dizel yakıtı kısılarak ihtiyaç duyulan yakıt enerjisinin fumigasyon ile alkolden sağlanabilmesi şeklindedir [68].

Hansdah ve Murugan [69] tek silindirli, dört zamanlı, hava soğutmalı direkt enjeksiyonlu dizel motoruna 0,24, 0,48, 0,96 ve 1,22 (kg/h) debilerde etanol fumigasyonu gerçekleştirmişlerdir. Deney adımlarını tam yük koşulları altında gerçekleştirmişlerdir. Dizel yakıtı ve farklı miktarlarda uygulanan etanol fumigasyonları sonucu gerçekleşen ısı yayılımı ve silindir içi basıncını değerlendirmişlerdir. Standart dizel yakıtıya kıyasla alkol fumigasyonu uygulamalarında tutuşma gecikmesi süresinin tam yük koşulları altında 2 – 4 °KA uzamış olduğunu gözlemlemişlerdir. Fumigasyon ile yanmanın geç başlayıp, daha kısa sürede tamamladığını ısı yayılımı eğrisinden okumuşlardır. Zirve ısı yayılımları etanol fumigasyonu sonucu arttığını ifade etmişlerdir. Maksimum basınç değerlerine baktıklarında ise, 1,22 kg/h debide uygulanan etanol fumigasyonu haricindeki uygulamalarda dizel yakıtıya kıyasla basınçların düşük olduğu görmüşlerdir. Yalın dizel yakıtı kullanımı ve etanol fumigasyonlarının tatbik edilmesi ile elde edilen emisyonları değerlendirmişlerdir.

Tüm etanol uygulamaları için motor performans artışı ve emisyonlardaki azalmalar dikkate aldıklarında uygulanan etanol miktarları arasında en iyi sonuç verenin 0,48 kg/h olduğu ve bu koşullarda motor çalışırken, yalın dizel yakıtı kullanımına kıyasla özgül NO ve is emisyonlarında sırasıyla %24,2 ve %5,5 azalmaların, özgül HC ve CO emisyonlarında sırasıyla %1,8 ve %4,4 artışların gerçekleştiği tayin etmişlerdir.

Ghadikolaei ve ark., [70] deneysel çalışmalarında hacimce %80 dizel, %5 biyodizel, %15 etanol üçlü yakıtını, dört silindirli, direkt enjeksiyonlu dizel motorunda farklı yöntemlerle kullanmışlardır. Bunlar, belirlenen oranlarda üç yakıtın karıştırılması, dizel-biyodizel yakıt karışımına etanolün fumigasyonu ve etanolün belirli kısmının fumigasyonu kalan kısmının yakıt karışımına dahil edilmesi şeklinde olmuştur. Fumigasyonu ve karışımın birlikte tatbik edildiği durumda %2,5 biyodizel ve %7,5 etanol yakıt karışımı emme manifolduna enjeksiyonu yapılırken, %90 dizel, %2,5 biyodizel ve %7,5 etanol karışımının yanma odasına direk enjeksiyonunu gerçekleştirmişlerdir. Deneylerini farklı motor hızlarında %50 yük koşulları altında yürütmüşlerdir. Belirlenen oranlarda dizel, biyodizel ve etanol yakıtlarının karışım, fumigasyon, karışım ve fumigasyon yöntemleriyle oluşturulup kullanılması sonucu elde edilen motor performans parametrelerini değerlendirmişlerdir. Tüm motor hızlarında F+K (fumigasyonu ve karışım) ile en iyi motor verimliliğini elde etmişlerdir. Yakıt sarfiyatının fumigasyon uygulamalarında arttığını tespit etmişlerdir.

Yakıt karışımı ve fumigasyonun emisyonlar üzerine etkisine bakıldığında, fumigasyon uygulaması sonucu dizel yakıt kullanımına kıyasla CO, HC emisyonlarında önemli artışların, NO_x emisyonlarında azalmaların, PM emisyonlarında düşük motor hızlarında artışların, yüksek motor hızlarında azalmaların gerçekleştiğini tespit etmişlerdir. Karışım ve F+K uygulamalarını yalın dizel yakıtından elde edilen verilerle mukayese ettiklerinde CO ve HC emisyonlarında artışlar, NO_x ve PM emisyonlarında azalmalar görmüşlerdir. Motor performans ve emisyon parametreleri bir bütün olarak ele alındığında en uygun yakıt teşkilinin üç yakıtın karışımı olduğu saptamışlardır. Etanolün fumigasyon ile motora gönderildiği durumda ise en iyi özgül NO_x emisyonları indirgemelerini gerçekleştirmişlerdir.

3.2.4. Alkollerin İçten Yanmalı Motorlardaki Kullanımı

Alkoller arasında içten yanmalı motorlarda alternatif yakıt olarak en yaygın biçimde etanol ve metanol yakıtları araştırılmaktadır. Gowtham ve ark., [21] etanol ve metanole kıyasla daha uzun zincirli bir moleküler yapıya sahip n-bütanolü deneysel çalışmalarında araştırmışlardır. Tek silindirli, DI dizel motorunda n-bütanol yakıtının fumigasyonu işlemini tatbik etmişlerdir. Toplam yakıt miktarının %10, %20 ve %30'u n-bütanol olacak şekilde çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir.

Uzun zincirli moleküler yapıda olan n-bütanol, görece daha düşük gizli buharlaşma enerjisine sahiptir ve daha yüksek entalpide yanmaktadır. Hacimce %20 n-bütanol, %80 dizel yakıtı kullanıldığında yalnız dizel yakıtı kullanımına kıyasla termal veriminde %14,76'lık bir artış tespit etmişlerdir. HC ve CO emisyonlarının n-bütanol miktarı arttıkça arttığını saptamışlardır. %20 n-bütanol fumigasyonu ile tüm yük koşullarında en düşük is ve NO_x emisyonlarını elde etmişlerdir. Is ve NO_x emisyonları %30 n-bütanol fumigasyonu en yüksek seviyelerini görmüştür.

Sezer [71] tek silindirli, direkt enjeksiyonlu bir dizel motorunda sabit 1500 devirde farklı yükleme şartlarında, dizel yakıtı oranla kütlece %15 etanol, %15 etanol ile %2 dietil eter ve %15 etanol ile %4 dietil eter karışımlarını test etmiştir. Etanol ve dietil eter yakıtlarının kullanılması durumunda standart duruma göre hava fazlalık katsayısında %10 civarında artış, egzoz gazı sıcaklığında yaklaşık %5 azalma olduğunu gözlemlemişlerdir. Etanol dietil eter karışımlarının kullanılması sonucu motor gücünde kayda değer bir azalma olmazken, özgül yakıt sarfiyatında %8,5'lik bir azalma ile efektif verimde ortalama %16'lık bir artışın gerçekleştiği tespit edilmiştir. NO_x emisyonlarında ise motor yüküne bağlı olarak %6,8-18,2 oranlarında önemli bir azalma saptamışlardır.

Wu ve ark., [72] 6 silindirli, aşırı doldurmalı, common rail yakıt enjeksiyon sistemine sahip olan bir dizel motorunda dizel-etanol-tetrahidrofuran yakıt karışımlarının motor performans ve emisyonları üzerine etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Tetrahidrofuran (THF) biyoyakıtını, farklı oranlardaki etanol ve dizel yakıt karışımlarının çözünürlüğünü iyileştirmek için kullanmışlardır. Hazırlanan yakıt karışımlarında, THF hacimce %5 olarak sabit, etanol ise %0, %10 ve %30 oranlarında kullanılmıştır. Dizel-THF ve dizel-etanol-THF yakıt karışımlarının kullanılması ile tüm yük koşullarında, yalnız dizel yakıtı kullanımına kıyasla NO_x emisyonlarında artışlar, is emisyonlarında

azalmalar tespit edilmiştir. Tüm yakıtlar içinde en iyi efektif verim yalın dizel yakıtı ile elde edilmiş olup, dizel-etanol-THF yakıt karışımlarının termal verimleri dizel-THF yakıt karışımından yüksek çıkmıştır.

Rakopoulos ve ark., [73] Mercedes-Benz marka, 6 silindirli, aşırı doldurmalı, direkt enjeksiyonlu bir dizel motorunda dizel-etanol ve dizel-n-bütanol yakıt karışımlarının motor performans ve emisyonlarına etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Dizel-etanol yakıt karışımlarının, is emisyonlarını indirgemedi dizel-n-bütanol yakıt karışımlarından daha etkili olduğu, NO_x emisyonlarını indirgemedi ise daha az etkili olduğunu tayin etmişlerdir.

Yılmaz [74] iki silindirli, direkt enjeksiyonlu dizel motorunda biyodizel-etanol-dizel ve biyodizel-metanol-dizel yakıt karışımlarını aynı koşullar altında test etmiştir. Karışımların içeriğinde alkol konsantrasyonu arttıkça CO ve HC emisyonlarında artış, NO emisyonlarında ise azalmaların gerçekleştiğini gözlemlemiştir. Aynı oranda karışım içeriğinde bulduklarında NO emisyonlarını indirgemedi etanolün metanolden daha etkili olduğunu saptamışlardır.

Pedrozo ve ark., [75] tek silindirli, common rail enjeksiyonlu bir dizel motorda EGR' li ve EGR' siz etanol fumigasyonu uygulamalarının motor performans ve emisyonları üzerine etkilerini araştırmışlardır. Deney adımları, 1200 d/d sabit motor devrinde, ortalama efektif basıncın 0,9, 1,2 ve 1,5 MPa olarak hesaplandığı üç farklı yük koşulu altında, %0 ve %25 EGR uygulaması ile gerçekleştirilmiştir. EGR uygulamalarını sıcak egzoz gazlarını ısı değiştiricisi ile soğutarak uygulamışlardır. Etanol ve dizel yakıtın alt ısı değerleri ve yakıtların kütleli debileri kullanılarak hesaplanan total yakıt enerjisinde, etanol kestrinin 0,0' dan 0,8' e değiştiği durumlarda, motor performans ve emisyon parametreleri araştırılmıştır. Etanol miktarının artması sonucu yanma odasında gerçekleşen basınç artış oranındaki aşırı yükselmeler, ana enjeksiyon öncesi uygulanan ön enjeksiyon ile düşürülerek, %80 etanol oranlarına kadar verimli bir yanmanın meydana gelmesi sağlanmıştır. Etanol fumigasyonu ile NO_x emisyonlarında maksimum %68 azalma gözlemlenirken, etanol fumigasyonuna ilave %25 EGR uygulandığında mevcut NO_x emisyonlarında maksimum %80 oranda indirgeme tespit edilmiştir.

Pandey ve ark., [76] 40 °C sıcaklığına ısıtılan emme havası içerisine belirli oranlarda etanol fumigasyonu gerçekleştirmişlerdir. Düşük yüklerde emme havasına karıştırılan

etanol miktarının artırılması ile NO_x emisyonlarında azalmaların olduğu, daha yüksek yüklerde ise NO_x emisyonlarında artışların yaşandığı tespit edilmiştir. Tüm yükleme koşullarında, etanol fumigasyonu oranının artması ile is emisyonlarında belirgin bir azalmanın yaşandığı belirlenmiştir. Düşük yüklerde etanol fumigasyonu ile etanolün yüksek gizli buharlaşma ısısından dolayı ısı salınım oranlarının ve maksimum silindir içi basınçların düşmesinin NO_x emisyonları üzerinde azaltıcı bir etkiye sahip olduğunu beyan etmişlerdir.



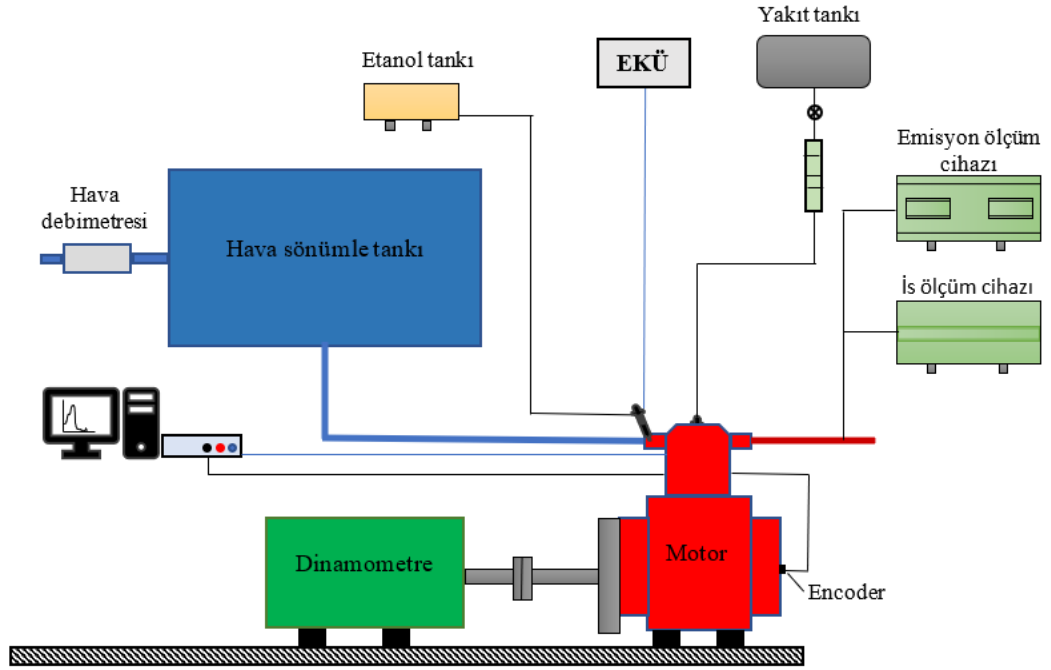
BÖLÜM 4. MATERYAL VE METOT

4.1. Deney düzeneği

Deneysel alışmalar Sakarya Uygulamalı Bilimler Üniversitesi Mekanik Atölyesi'nde aşağıda Şekil 4.1'de fotoğrafı ve Şekil 4.2'de basitleştirilmiş şematik çizimi verilen deney düzeneğinde gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.1. Deney düzeneği



Şekil 4.2. Deney düzeneği şematik çizimi

4.1.1. Deney motoru

Deneysel çalışmalarda, Tablo 4.1.'de teknik özellikleri verilmiş olan, tek silindirli, doğal emişli, Süper Star marka bir dizel motorda kullanılmıştır.

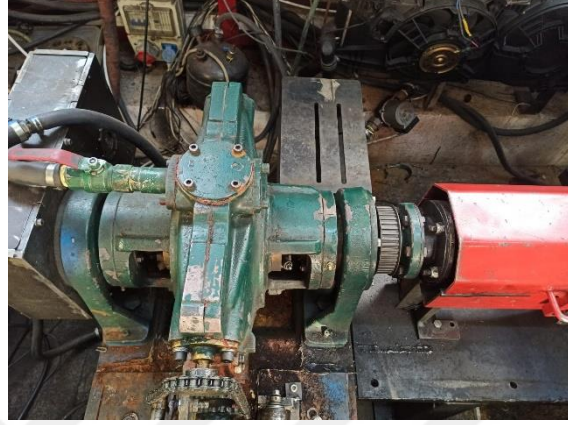
Tablo 4.1. Test Motorunun Özellikleri

Motor Tipi	Süper Star
Piston Çapı [mm]	108
Strok uzunluğu [mm]	100
Silindir Sayısı	1
Strok Hacmi [dm ³]	0,92
Güç, 2200 d/d, [kW]	12
Enjektör Açma Basıncı [bar]	225
Püskürtme Avansı [KMA]	32
Maksimum Devir $\left[\frac{d}{d}\right]$	2800
Soğutma Tipi	Su
Püskürtme Tipi	Direkt Enjeksiyon
Piston Tipi	Çanak

4.1.2. Dinamometre

Farklı yükleme şartları ve yakıt karışımları kullanımı sonucu motor tork ve gücü 50 kg yük yutma kapasiteli hidrolik tip dinamometre ile ölçülmüştür. Hidrolik dinamometre gerekli şaft bağlantıları ile krank mili çıkışına bağlanmıştır. Deney sürecinde hidrolik

dinamometrenin su basıncı sabit tutulmuştur. Yük ölçümünde kullanılan S tipi Loadcell'in hassasiyeti 0,1 kg' dır. Deneysel çalışmalar öncesinde belirli zaman aralıklarıyla Loadcell'in kalibrasyonu yapılmıştır. Dinamometre Şekil 4.3.'te sunulmuştur.



Şekil 4.3. Hidrolik dinamometre

4.1.3. Yakıt sarfiyatı ölçümü

Motor yakıt sarfiyatı hacimsel olarak ölçülmüştür. 25 cm³ ve 50 cm³ bölmelere sahip olan cam tüp içindeki yakıtın tüketim süresi tespit edilerek hacimsel yakıt tüketimi elde edilmiştir. Dizel yakıt yoğunluğu bilgisi ve elde edilen verilerden kütleli yakıt debisi hesaplanmıştır. Şekil 4.4'te yakıt sarfiyatı ölçüm düzeneği verilmiştir.



Şekil 4.4. Yakıt tankı ve yakıt ölçüm tüpü

4.1.4. Motor hızı ölçümü

Motor devri krank mili yakınına konumlandırılmış Proximity sensör vasıtasıyla 1 dev/dak hassasiyetle ölçülmüştür.

4.1.5. Sıcaklık Ölçümleri

Deney düzeneği üzerinde birçok noktada sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Ortam sıcaklığı, soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları, motor yağı sıcaklığı, egzoz gazları sıcaklığı Tablo 4.2.'de verilen sensörler ile ölçülmüştür.

Tablo 4.2. Sıcaklık sensörleri

Sensör	Çalışma Aralığı	Sensör Tipi	Hassasiyet
Enda sıcaklık sensörü	-60 < ... < +150 °C	NTC-LPS-XXS	±0,5 °C
Egzoz gazı sıcaklık sensörü	200 < ... < +1200 °C	NiCr-Ni K	-

4.1.6. Emisyon Ölçümleri

Egzoz gazı emisyon ölçümlerinde Bosch BEA 070 duman koyuluğu ölçme cihazı ile Bosch BEA 550 cihazları eş zamanlı olarak kullanılmıştır. Cihazlar vasıtasıyla NO, HC, CO, CO₂ ve is emisyonlarının egzoz gazları içerisindeki miktarları yüzde (%) ve milyonda bir partikül (ppm) şeklinde tespit edilmiştir. Deneylere başlamadan önce emisyon cihazlarının kalibrasyonları yapılmıştır. Tablo 4.3.'te Emisyon ölçüm cihazlarının teknik özellikleri sunulmuştur.

Tablo 4.3. Emisyon Ölçüm Cihazlarının Hassasiyetleri

Model	Ölçüm Aralığı
Bosch BEA 070	Opasite çözünürlüğü: %(0-100) (%0,01) Işık absorpsiyon çözünürlüğü (m ⁻¹): 0-9,9 (0,01 hassasiyet)
Bosch BEA 550	CO: %(0-10) / %0,001 hacimce CO ₂ : %(0-18) / %0,01 hacimce HC: (0-9999) ppm / 1 ppm hacimce O ₂ : %(0-22) / %0,01 hacimce λ: 0,5 – 9,9999 NO: (0-9999) / 1 ppm hacimce

4.1.7. Motor soğutma suyu ve eşanjör soğutma suyu debi ölçümleri

Motor soğutma suyu ve eşanjör soğutma suyu debileri ölçüm aralığı 3-20 l/d ve 10-100 l/d olan türbin tipi debimetreler ile %1 hassasiyetinde ölçülmüştür. Motor soğutma suyu ve eşanjör soğutma suyu hattına Şekil 4.5.'te görüldüğü gibi bağlanmıştır.



Şekil 4.5. Türbin tipi debi ölçerler

4.1.8. Hava sarfiyatı ölçümü

Motor emme manifoldu hava akış debisi elektronik hava debi ölçer ile ölçülmüştür. Manifold içinde hava akışı palslı gerçekleştiği için ölçüm aleti hava sönümleme tankının girişine bağlanmıştır. Silindir hacminin yaklaşık 150 katı hacme sahip olan hava sönümleme tankı çıkışında manifolda palslı hava akışı olurken, girişinde lineer hava akışı gerçekleşmektedir. Bu sayede sağlıklı bir şekilde hava debisi ölçümü sönümleme tankı girişinde gerçekleştirilmektedir. Şekil 4.6'da hava sarfiyatı ölçüm tertibatı verilmiştir.



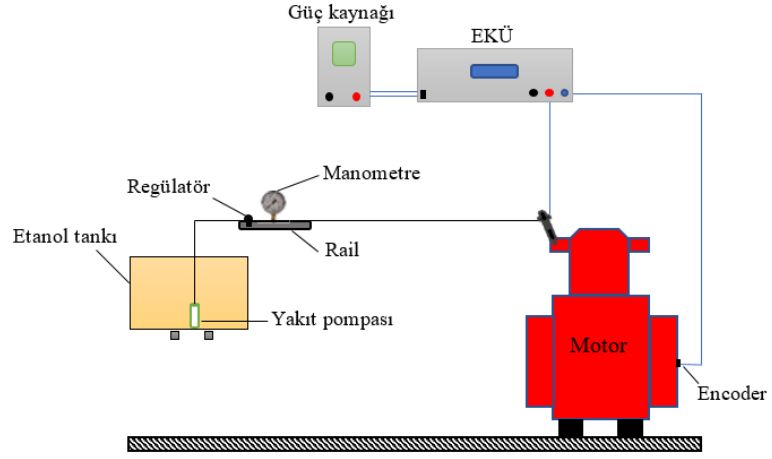
Şekil 4.6. Hava sarfiyatı ölçüm tertibatı

4.2. Etanol Fumigasyonu

Deneysel çalışmalara düzenek üzerindeki ölçüm aletleri ve cihazların kalibrasyon ve kontrol işlemleri ile başlanmıştır. Dizel motoru ilk olarak boşta belli bir süre çalıştırılarak motor soğutma suyu ve yağ sıcaklıklarının kararlı hale gelmesi sağlanmıştır. Motor tam yük koşulları altında yalnız dizel yakıtı ile çalıştırılırken motor performans ve emisyon verileri kayıt altına alınmıştır. Bu koşullar altında çalışan motorun yakıt sarfiyatı tespit edilmiştir. Dizel yakıtı tüketim debisinin kütlece %6, %12, %18'i oranlarında etanol yakıtının emme manifolduna püskürtülmesi sağlanmıştır. Etanol fumigasyonu, emme supabı arkasına püskürtme yapacak şekilde emme manifolduna konumlandırılmış ikinci bir enjektör ile uygulanmıştır.

Dizel yakıtı oranla çevrim başına verilmek istenen alkol miktarları etanol enjektörünün püskürtme karakteristiği çıkarılarak gerçekleştirilmiştir. Farklı koşullar altında çalıştırılan enjektörün püskürtmüş olduğu yakıt ölçüm kabında toplanmış ve 0,01 gram hassasiyetli terazide tartılmıştır. Elektronik kontrol ünitesi (EKÜ) vasıtasıyla enjektör farklı açılma süreleri (ms) ve voltajlar altında çalıştırılmıştır. EKÜ enjektörün açma gecikmesi süresinden itibaren her bir açık kalma süresini 500 tekrarlı tatbik etmiştir. Bu sayede tek bir palsta püskürtülen yakıt miktarının kesinliği artırılmıştır. İstenilen miktarlarda alkolün püskürtüldüğü enjektör açık kalma süreleri ve çalışma voltajları kayıt altına alınmıştır. EKÜ kontrolünde alkol püskürtme başlangıcı ÜÖN'den 5° sonra olarak belirlenmiştir.

Etanol fumigasyonu düzeneği, etanol yakıt tankı, yakıt pompası, basınç sınırlayıcı, manometre, selenoid enjektör, absolut encoder, mikro denetleyici ve üst ölü nokta sensöründen oluşmaktadır. Şekil 4.7.'de şematik olarak sunulmuştur. Etanol yakıt hattı boyunca, regülatör vasıtasıyla basınç 3 bar büyüklükte sabit tutulmuştur.



Şekil 4.7. Etanol yakıtı enjeksiyon sistemi

4.3. Deney Yakıtlarına Ait Bazı Özellikler

Deneysel çalışmalarda Shell marka eurodizel, KİMETSAN firmasından tedarik edilmiş olan etanol yakıtları kullanılmıştır. Tablo 4.4'te yakıtlara ait özellikler sunulmuştur.

Tablo 4.4. Yakıtlara Ait Bazı Özellikler [55]

Yakıt özellikleri	Dizel	Etanol
Özgül ağırlık (20 °C' de kg/m ³)	840	786
Viskozite (40 °C' de mm ² /s)	2,4	1,2
Setan sayısı	52	6
Alt ısı değer (kJ/kg)	42500	28400
Gizli buharlaşma ısısı (kJ/kg)	270	840
Oksijen içeriği (% ağırlık)	–	34,8
Alevlenme noktası (°C)	78	15

4.4. Motor Performans Parametrelerinin Hesaplanması

İçten yanmalı motorların performans ve emisyon verilerinin elde edilmesi amacıyla gerçekleştirilen deneysel çalışmalarda motor devri, dinamometre kuvvet kolundan okunan yük değeri, soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları vb. değerler doğrudan elde edilir iken, bu verilerden hareketle motor performans parametreleri hesaplanmaktadır. Motor momenti, gücü, efektif verimi ve özgül yakıt sarfiyatı verilerinin düşey ekseninde motor devrinin yatay ekseninde verildiği eğrilere motor karakteristik eğrileri denilmektedir. Bu karakteristik eğriler motorun farklı koşullar altındaki performansını kullanıcılara sunmaktadır. Motor performans parametreleri hesaplamalarında kullanılan denklemler aşağıda verilmiştir [77].

4.4.1. Motor döndürme momenti ve efektif güç

Deneysel çalışmada hidrolik tip bir dinamometre kullanılarak motor döndürme kuvveti tespit edilmiştir. Motor döndürme momenti hesabında kullanılan formül 4.1.'de verilmiştir [77].

$$M_d = F \cdot L \text{ (Nm)} \quad (4.1)$$

Döndürme momenti ile açısal hızın çarpımı neticesinde motor gücü hesaplanmıştır.

$$P_e = \frac{2\pi \cdot F \cdot L \cdot n}{1000} \quad (4.2)$$

Burada;

M_d = Döndürme momenti (Nm),

F = Fren terazi kuvveti (N),

L = Moment kolu uzunluğu (m),

P_e = Efektif güç (kW),

n = Motor devri $\left(\frac{d}{s}\right)$.

4.4.2. Özgül yakıt sarfiyatı

Birim zamanda birim güç başına harcanan yakıt miktarına özgül yakıt sarfiyatı denir. Deneysel çalışmalarda yakıt sarfiyatı hacimsel olarak ölçülmüştür. Dizel yakıtı yoğunluğu, hacimsel yakıt debisi ve motorun belirli devirdeki vermiş olduğu güç aşağıdaki bağıntıda kullanılarak motorun özgül yakıtı hesaplanmaktadır [77].

$$b_e = \frac{3600 \cdot \Delta V \cdot \rho_y}{P_e \cdot \Delta t} = \frac{3600 \cdot m_y}{P_e} \left(\frac{g}{kWh}\right) \quad (4.3)$$

Bu denklemde;

b_e = Özgül yakıt sarfiyatı (g/kWh),

ΔV = Tüketilen yakıt hacmi (cm³),

ρ_y = Yakıt yoğunluğu $\left(\frac{g}{cm^3}\right)$.

Δt = Yakıt tüketme süresi (s),

\dot{m}_y = Kütleli debi $\left(\frac{g}{s}\right)$.

4.4.3. Efektif verim

Efektif verim, motor krank milinden alınan işin silindire verilen enerjiye oranı şeklinde tarif edilir. Silindir içerisine gönderilen yakıtın enerjisi, yakıt alt ısı değeri $H_u \left(\frac{kJ}{kg}\right)$ alınarak hesaplandığında efektif verim bağıntısı elde edilmektedir [77].

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{m}_y \cdot H_u} \quad (4.4)$$

4.4.4. Ortalama efektif basınç

Ortalama efektif basınç motorun gerçek çevrimdekine eşdeğer bir P_e gücünü vermesi için bir strok boyunca pistonu etkimesi gereken sabit basınç olarak ifade edilir. W_e (Nm/çev.) çevrim işi ve V_H (m^3) toplam strok hacmi olmak üzere ortalama efektif basınç [77]:

$$p_{me} = \frac{W_e}{V_H} = \frac{P_e}{n_c \cdot V_H} \quad (4.5)$$

Burada;

p_{me} = Ortalama efektif basınç $\left(\frac{N}{m^2}\right)$,

P_e = Efektif güç (kW),

n_c = Çevrim sayısı, $n_c = n \cdot i \left(\frac{\text{çevrim}}{s}\right)$.

4.4.5. Hava fazlalık katsayısı

İdeal koşullar altında içten yanmalı motorlarda silindir içerisine gönderilen yakıtın yakılması için gerekli olan hava miktarına stokiyometrik hava miktarı denir ve $h_{\min} = (m_{\text{hava}} / m_{\text{yakıt}})_{\text{teorik}}$ olarak ifade edilir. Gerçek çalışma şartlarında bu oran, $h = (m_{\text{hava}} / m_{\text{yakıt}})_{\text{gerçek}}$ olarak ifade edilirse hava fazlalık katsayısı;

$$\lambda = \frac{(\dot{m}_H / (\dot{m}_Y)_g)}{(\dot{m}_H / (\dot{m}_Y)_t)} = \frac{(\dot{m}_H / (\dot{m}_Y)_g)}{h_{\min}} \quad (4.6)$$

ifade edilebilmektedir [4].

4.5. Belirsizlik Analizi

Deneysel çalışmalarda kayıt altına alınan veriler cihaz, sensör ve deneyi gerçekleştiren kişi tarafından kaynaklı sistematik ve rastlantısal hatalarla elde edilmektedir. Elde edilen verilerin doğruluğu ve güvenilirliğinin artırılması için bu hataların en aza indirgenmesi gerekmektedir. Bu amaçla çeşitli hata analiz metotları geliştirilmiştir. Deneysel çalışma sonucu elde edilen verilerdeki hataların analizi için belirsizlik analizi yöntemi kullanılmıştır.

Belirsizlik analizine göre; R sistemde ölçülmesi gereken büyüklük olsun. Bu büyüklüğe $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ n adet bağımsız değişkenin etki ettiği durumda R, denklem 4.7 şeklinde ifade edilebilmektedir [78].

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (4.7)$$

Her bir bağımsız değişkenin hata oranı sırasıyla $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ise R büyüklüğüne ait toplam hata w_R denklem 4.8'de ifade edilmiştir.

$$w_R = \sqrt{\left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 + \frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 + \dots + \frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]} \quad (4.8)$$

Motor performans parametrelerinin ölçümlerindeki belirsizlik analizi sonuçları Tablo 4.5.'te verilmiştir.

Tablo 4.5. Belirsizlik analizi

Hesaplanan büyüklük	Birim	Değer	Belirsizlik (%)
Döndürme momenti, M_d	Nm	0,505	1
Efektif güç, P_e	kW	0,89	1,5
ÖYS, b_e	g/kWh	4,689	1,5
Efektif verim, η_e		0,00274	1

BÖLÜM 5. TEORİK MODEL

5.1. Simülasyon Teorisi

Motor tasarımcıları ve araştırmacılar içten yanmalı motorlar için dört farklı model kullanmaktadır.

- Hava standart çevrim simülasyonu
- Boyutsuz ve yarı boyutlu termodinamik çevrimler
- Boyutsuz ve bir boyutlu modellerin bir kombinasyonu
- Çok boyutlu modeller

Tüm modeller motor emisyonlarını, performansını ve emisyonlarını hesaplamak için kullanılmaktadır. Yanma odası geometrisinde yapılacak değişimlerin etkileri araştırılmak istenirse çok boyutlu modeller, motor geliştirme üzerine parametrik çalışmalar araştırılacaksa sıfır boyutlu ve sanki boyutlu modeller kullanılmaktadır [79,80]

Optimum yakıt enjeksiyon sistemini belirlemek için güvenilir 1 Boyutlu ve 3 Boyutlu ticari simülasyon yazılımları kullanılmaktadır. AVL Boost, GT-Power, Ricardo Wave (RW), Reynolds Averaged Naviere Stokes (RANS) ve Lotus Engine Simulation (LESoft) gibi yazılımlar, deneysel maliyetleri düşürmek için kullanılan önde gelen yazılımlardır [81].

AVL Boost yazılımı ile kullanıcılar 1 boyutlu motor simülasyonları yapabilmektedir. Borulardaki akışların fiziksel özellikleri dinamik gaz denklemlerinin çözümlenmesi ile elde edilir. Elde edilen akışkanlara ait basınç, sıcaklık ve hız değerleri boru kesitleri boyunca ortalama değerler olarak kabul edilir. 1 boyutlu yaklaşımla tespit eden veriler ihtiyaç duyulduğunda modelin belirli elementlerinde akış katsayısı, ısı iletim katsayısı vb. değişkenler üzerinde modifikasyonlar yapılarak gerçeğe yakın çözümlenmeler yapılabilmektedir. Geometrik değişikliklerin motor performans ve emisyonları üzerine

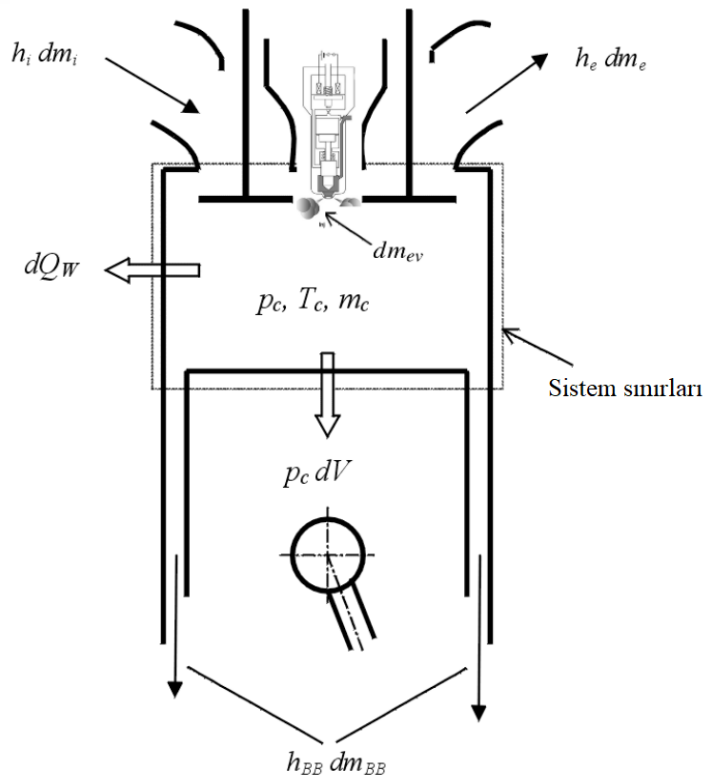
etkilerini detaylı bir biçimde araştırmak istiyorsak AVL Fire yazılımı kullanılabilir [82][83].

AVL Boost yazılımı tanımlanan girdilere göre çözümlene yaparken hesaplanan denklemler ve modeller vardır. Kullanılan ısı transfer ve termodinamik denklemleri, temel korunum denklemleri ve emisyon modelleri açıklanmıştır.

5.1.1. Temel korunum denklemleri

5.1.1.1. Silindir içi enerji dengesi

Termodinamiğin birinci yasasına göre silindir içi enerji değişimi, piston işi, yakıtın yanması ile ısı salınımı, duvarlardan ısı transferi, emme ve egzoz supaplarındaki entalpi akışı ve blow-by kaynaklı entalpi akışını dikkate alarak denklem 5.1'deki gibi ifade edilebilmektedir. Denklem 5.1 hem silindir içi hem de silindir dışı karışım oluşturulan motorlar için kullanılmaktadır.



Şekil 5.1. Silindir içi enerji dengesi [84]

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha} = -p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_W}{d\alpha} - h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \sum \frac{dm_g}{d\alpha} \cdot h_i - \sum \frac{dm_c}{d\alpha} \cdot h - q_{ev} \cdot f \cdot \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (5.1)$$

Burada; $\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha}$ silindir içi enerji değişimi, $-p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha}$ piston işi, $\sum \frac{dQ_W}{d\alpha}$ silindir duvarlarından ısı kaybı, $\frac{dQ_F}{d\alpha}$ yakıt ısısı, $h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha}$ blow-by kaynaklı entalpi akışı, m_c silindir içi kütle, u özgül iç enerji, p_c silindir içi basınç, V silindir hacmi, Q_F yakıt enerjisi, Q_W duvarlardan ısı kaybı, α krank açısı, h_{bb} blow-by entalpisi, $\frac{dm_{BB}}{d\alpha}$ blow-by kütleli debi, dm_g silindire giren kütleli debi, dm_c silindirden çıkan kütleli debi,

h_g silindire giren kütleli entalpisi, h_c silindirden çıkan kütleli entalpisi, q_{ev} yakıtın buharlaşma ısısı, f silindir yükünde buharlaşma ısısının oranı, m_e buharlaşan yakıttır. Silindir içi kütle değişimi ise giren ve çıkan kütlelerin toplanması ile denklem 5.2'deki gibi hesaplanmaktadır.

$$\frac{dm_c}{d\alpha} = \sum \frac{dm_i}{d\alpha} - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} - \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (5.2)$$

Karışımın silindir içerisinde oluşturulduğu motorlarda yapılan kabuller:

- Silindir içine eklenen yakıt hemen yanmaktadır,
- Yanma ürünleri silindir içindeki dolguyla hemen karışır ve homojen karışım oluşturur,
- H/Y oranı, yanmanın başlangıcındaki yüksek bir değerden yanmanın sonundaki son değere kadar sürekli olarak azalır.

İdeal gaz denklemi ele alındığında sıcaklık, basınç ve yoğunluk arasında bir bağıntı kurabiliriz. Burada, R_o gaz sabiti, T_c silindir içi sıcaklıktır.

$$p_c = \frac{1}{V} \cdot m_c \cdot R_o \cdot T_c \quad (5.3)$$

Denklem 5.1'in Runge-Kutta metoduyla çözümlenmesiyle silindir içi sıcaklıklar hesaplanmaktadır. Tespit edilen silindir içi sıcaklıkları ideal gaz denkleminde yerine koyulduğunda silindir içi basınçlar elde edilebilmektedir.

5.1.1.2. Port debileri

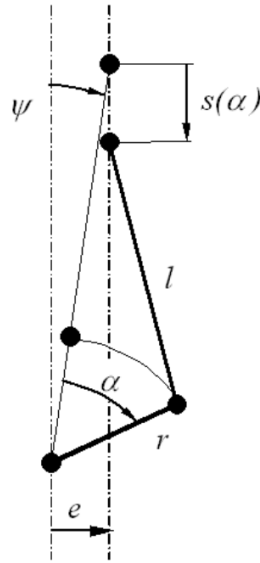
Emme ve egzoz portlarındaki hava akış debileri sürekli hal ve izantropik akış kabulü ile denklem 5.4 ile hesaplanmaktadır.

$$\frac{dm}{dt} = A_{eff} \cdot p_{o1} \cdot \sqrt{\frac{2}{R_o \cdot T_{o1}}} \cdot \psi \quad (5.4)$$

Burada; $\frac{dm}{dt}$ kütleli debi, A_{eff} efektif akış alanı, p_{o1} giriş basıncı, T_{o1} giriş sıcaklığı, R_o gaz sabiti, ψ akış katsayısıdır.

5.1.1.3. Piston hareketi ve anlık hacim

Krank biyel mekanizmasındaki elemanların uzunlukları ve aralarındaki açılarla pistonun ÜÖN'ye olan mesafesi denklem 5.5'deki gibi hesaplanmaktadır. Mekanizma görseli Şekil 5.2'de sunulmuştur. Motora ait yanma odası hacmi biliniyorsa, herhangi bir krank açısında mevcut silindir hacmi denklem 5.7 ile hesaplanabilmektedir.



Şekil 5.2. Krank biyel mekanizması [84]

$$s = (r + l) \cdot \cos \psi - r \cdot \cos(\psi + \alpha) - l \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\psi + \alpha) - \frac{e}{l}\right)^2} \quad (5.5)$$

$$\psi = \arcsin\left(\frac{e}{r+l}\right) \quad (5.6)$$

$$V(\alpha) = V_{tdc} + \frac{\pi}{4} D^2 s \quad (5.7)$$

Burada; s pistonun ÜÖN'ye mesafesi, r krank yarıçapı, l biyel kolu uzunluğu, ψ dikey krank konumu ile piston ÜÖN konumu arasındaki açı, e piston pin boşluğu, α ÜÖN'ye göre krank açısı, $V(\alpha)$ herhangi bir krank açısında silindir hacmi, V_{tdc} yanma odası hacmi, ölü hacim, D piston çapıdır.

5.1.1.3. Isı transferi

Yanma odasından pistonu, silindir gömleğine ve silindir kafasına olan ısı transferi Newton'un ısı transferi modeli ile denklem 5.8'deki gibi hesaplanmaktadır:

$$Q_{wi} = A_i \cdot \alpha_w \cdot (T_c - T_{wi}) \quad (5.8)$$

Burada; Q_{wi} ısı transferi, A_i yüzey alanını, α_w ısı transfer katsayısını, T_c silindir içi gaz sıcaklığını, T_{wi} cidar sıcaklığını temsil etmektedir.

Silindir gömleği sıcaklığı pistonun ÜÖN ve AÖN arasındaki aksel sıcaklık değişimi dikkate alınarak hesaplanmaktadır:

$$T_L = T_{L,TDC} \cdot \frac{1 - e^{-c \cdot x}}{x \cdot c} \quad (5.9)$$

$$c = \ln \left(\frac{T_{L,TDC}}{T_{L,BDC}} \right) \quad (5.10)$$

Yukarıdaki denklemlerde T_L gömlek sıcaklığını, $T_{L,TDC}$ ve $T_{L,BDC}$ sırasıyla piston ÜÖN ve AÖN'de iken gömlek sıcaklıklarını ve x piston konum fonksiyonunu ifade etmektedir.

AVL Boost yazılımında ısı transfer katsayısının hesabı için 6 farklı model mevcuttur. Bunlar; Woschni 1978, Woschni 1990, Hohenberg, Lorenz, Avl 2000, Bargende'dir. Bu çalışmada ısı transfer katsayısı 1978 senesinde yayınlanan Woschni modeli [85] ile hesaplanmıştır:

$$\alpha_w = 130 \cdot D^{-0.2} \cdot p_c^{0.8} \cdot T_c^{-0.53} \cdot \left[C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{V_D \cdot T_{c,1}}{p_{c,1} \cdot V_{c,1}} \cdot (p_c - p_{c,o}) \right]^{0.8} \quad (5.11)$$

$$C_1 = 0,28 + 0,308 \cdot \frac{c_u}{c_m} \quad (5.12)$$

Yukarıdaki denklemlerde, c_u çevresel hızı, c_m ortalama piston hızını, D silindir çapını, V_D silindir başına yer değiştirme hacmini, $T_{c,1}$ emme supabı kapalı iken silindir içi sıcaklığını, $p_{c,1}$ emme supabı kapalı iken silindir içi basıncı, $p_{c,0}$ yakıt enjeksiyonsuz kompresyon basıncını temsil etmektedir. Direkt enjeksiyonlu motorlar için C_2 katsayısı 0,00324 alınmaktadır.

5.1.2. Yanma modeli

AVL Boost yazılımında 5 farklı yanma modeli bulunmaktadır. Bunlar; Ön Tanımlı Isı Salınımı Modelleri, Hesaplanan Isı Salınımı Modelleri, Ön Tanımlanmış Basınç Eğrisi ile Yanma Analizi, İdeal Isı Salınımı Modeli, Kullanıcı Tanımlı Isı Salınımı Modeli'dir. Bununla birlikte bu modeller kendi içinde birçok alt modele sahiptir. Yanma modelleri bir motor çevrimindeki ısı salınım oranlarını yüksek doğrulukla tespit edilmesini sağlamaktadır. Bu çalışmada Hesaplanan Isı Salınımı Modelinin alt modeli olan MCC (Mixing Controlled Combustion) modeli kullanılmıştır.

5.1.2.1. MCC (Mixing Controlled Combustion) Yanma Modeli

Karışım Kontrollü Yanma (MCC) modeli, direkt enjeksiyonlu sıkıştırma ateşlemeli motorlarındaki yanma karakteristiklerini öngörmek için kullanılır. Modelde, önceden karıştırılmış yanma (PMC) ve difüzyon kontrollü yanma (MCC) süreçleri ayrı ayrı hesaplanmaktadır. Toplam ısı salınımı denklem 5.13'te görüldüğü gibi hesaplanır:

$$\frac{dQ_{top}}{d\alpha} = \frac{dQ_{MCC}}{d\alpha} + \frac{dQ_{PMC}}{d\alpha} \quad (5.13)$$

- Karışım kontrollü yanma (MCC)

Yukarıdaki denklem de yer alan MCC modeli [86] denklem 5.14'teki gibi ifade edilmektedir:

$$\frac{dQ_{MCC}}{d\alpha} = C_{yan} \cdot f_1(m_F, Q_{MCC}) \cdot f_2(k, V) \quad (5.14)$$

Bu rejimde ısı salınımı, mevcut yakıt miktarının (f_1) ve türbülanslı kinetik enerji yoğunluğunun (f_2) bir fonksiyonudur:

$$f_1(m_F, Q) = \left(m_F - \frac{Q_{MCC}}{LCV} \right) \cdot (w_O)^{C_{EGR}} \quad (5.15)$$

$$f_2(k, V) = C_{Rate} \cdot \frac{\sqrt{k}}{\sqrt[3]{V}} \quad (5.16)$$

Burada; Q_{MCC} karışım kontrollü yanma için kümülatif ısı salınımı (kJ), C_{yan} yanma sabiti (kJ/kg°KA), C_{Rate} karışım oran sabiti, k türbülanslı kinetik enerji yerel yoğunluğu (m^2/s^2),

m_F buharlaşmış yakıt kütlesi (kg), LCV alt ısıl değer (kJ/kg), V silindir hacmi (m^3), α krank açısı (°KA), w_O mevcut oksijenin kütle oranı, C_{EGR} EGR etki sabitidir.

- Yakıt jeti kinetik enerjisi korunum denklemleri

Havanın sıkışma (squish) ve döngü (swirl) hareketlerinin kinetik enerjileri nispeten daha küçük olduğu için kinetik enerji girişinde sadece yakıt spreyi kinetik enerjisi hesaba katılmaktadır. Bu nedenle silindirdeki dolguya aktarılan kinetik enerji miktarı doğrudan yakıt enjeksiyon miktarı ile belirlenir. Dağılımın ise kinetik enerji ile orantılı olduğu düşünülür. Revize edilmiş türbülanslı kinetik enerji değişimi hesabı denklem 5.17.'de verilmiştir.

$$\frac{dE_{kin}}{dt} = 0.5 \cdot C_{turb} \cdot m_F \cdot v_F^2 - C_{Diss} \cdot E_{kin}^{1.5} \quad (5.17)$$

$$k = \frac{E_{kin}}{m_{F,I}(1+\lambda_{Diff}m_{stoich})} \quad (5.18)$$

Yukarı yer alan denklemlerde; E_{kin} kinetik jet enerjisi (J), C_{turb} türbülanslı enerji üretim sabiti (-), C_{Diss} yayılım sabiti (-), m_F püskürtülen yakıtın kütlesi (kg), v enjeksiyon hızı(m/s) $v = \frac{\dot{m}_F}{\rho_F \cdot \mu A}$, μA efektif nozul deliği alanı (m^2), ρ_F yakıt yoğunluğu (kg/m^3), m_{stoich} taze hava dolgusunun stokiyometrik kütlesi (kg/kg), λ_{Diff} difüzyon yanması için hava fazlalık katsayısı (-), t : zaman (s) temsil edilmektedir.

- Tutuşma gecikmesi

Tutuşma gecikmesi, aşağıdaki diferansiyel denklemin çözümünde Andree ve Pachernegg [87] modeli kullanılarak denklem 5.19 ile hesaplanır:

$$\frac{dI_{id}}{d\alpha} = \frac{T_{UB}-T_{ref}}{f_{id} \cdot Q_{ref}} \quad (5.19)$$

Tutuşma gecikmesi integrali tutuşma gecikmesi anında yani $I_{id} = 1.0$ (α_{id} açısında) değerine ulaştığında tutuşma gecikmesi τ_{id} aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\tau_{id} = \alpha_{id} - \alpha_{SOI} \quad (5.20)$$

Denklem 5.19 ve 5.20'de I_{id} tutuşma gecikmesi integralini, T_{ref} referans sıcaklığını (505 K), T_{UB} yanmamış bۆlge sıcaklığı, Q_{ref} referans aktivasyon enerjisini, (damlacık çapı, oksijen içeriği, vb.), τ_{id} tutuşma gecikmesini, α_{SOI} pűskűrtme başlangıç zamanını krank açısı cinsinden, α_{id} tutuşma gecikme zamanını krank açısı cinsinden, f_{id} ise tutuşma gecikme kalibrasyon faktۆrűnű ifade etmektedir.

- n karışım yanma modeli

n karışım yanma modeli ısı salınımı tanımlanmasında Vibe fonksiyonu kullanılmaktadır.

$$\left(\frac{dQ_{PMC}}{Q_{PMC}} \right) = \frac{a}{\Delta\alpha_c} \cdot (m + 1) \cdot y^m \cdot e^{-a \cdot y^{(m+1)}} \quad (5.21)$$

$$y = \frac{\alpha - \alpha_{id}}{\Delta\alpha_c} \quad (5.22)$$

Denklem 5.21 ve 5.22'de Q_{PMC} toplam yakıt ısısı girdisini $= m_{fuel,id} \cdot C_{PMC}$, $m_{fuel,id}$ tutuşma gecikmesi boyunca enjekte edilen yakıt miktarını, C_{PMC} n karışım yanma parametresini, $\Delta\alpha_c$ n karışım yanma sűresini, m biçim parametresini ($m = 2$), a Vibe parametresini ($a = 6.9$) ifade etmektedir.

5.1.3. Emisyon modelleri

5.1.3.1. CO emisyonu

AVL Boost programında kullanılan CO oluşum modeli Onorati ve ark., [88] tarafından geliştirilen Tablo 5.1'deki iki reaksiyona dayandırılmaktadır.

Toplam CO ۆretim/yıkım oranı [$\text{mol}/\text{cm}^3 \cdot \text{s}$] cinsinden denklem 5.23'teki gibi hesaplanmaktadır.

Tablo 5.1. CO oluşumu denklem ve katsayıları [88]

	Stokiyometri	Oran
R1	CO + OH = CO ₂ + H	$r_1 = 6.76 \cdot 10^{10} \cdot e^{\left(\frac{T}{1102}\right)} \cdot c_{CO} \cdot c_{OH}$
R2	CO + O ₂ = CO ₂ + O	$r_2 = 2.51 \cdot 10^{12} \cdot e^{\left(\frac{-24055}{T}\right)} \cdot c_{CO} \cdot c_{O_2}$

$$r_{CO} = C_{Const} \cdot (r_1 + r_2) \cdot (1 - \alpha) \quad (5.23)$$

$$\alpha = \frac{c_{CO,act}}{c_{CO,equ}} \quad (5.24)$$

5.1.3.2. NO_x emisyonları

AVL Boost programında kullanılan NO_x oluşum modeli Pattas ve Haefner'e [89] dayanmaktadır. İyi bilinen Zeldovich mekanizmasının Tablo 5.2'deki 6 reaksiyonuna göre hesaplanmaktadır.

Tablo 5.2. NO_x oluşumu Zeldovich mekanizması reaksiyonları

	Stokiyometri	Oran	k ₀	a [-]	T _A [K]
		$k_i = k_{0,i} \cdot T^a \cdot e^{\left(\frac{-T A_i}{T}\right)}$	[cm ³ ,mol,s]		
R1	N ₂ + O = NO + N	$r_1 = k_1 \cdot c_{N_2} \cdot c_O$	4.93E13	0.0472	38048.01
R2	O ₂ + N = NO + O	$r_2 = k_2 \cdot c_{O_2} \cdot c_N$	1.48E08	1.5	2859.01
R3	N + OH = NO + H	$r_3 = k_3 \cdot c_{OH} \cdot c_N$	4.22E13	0.0	0.0
R4	N ₂ O + O = NO + NO	$r_4 = k_4 \cdot c_{N_2O} \cdot c_O$	4.58E13	0.0	12130.6
R5	O ₂ + N ₂ = N ₂ O + O	$r_5 = k_5 \cdot c_{O_2} \cdot c_{N_2}$	2.25E10	0.825	50569.7
R6	OH + N ₂ = N ₂ O + H	$r_6 = k_6 \cdot c_{OH} \cdot c_{N_2}$	9.14E07	1.148	36190.66

Tablodaki reaksiyon oranları (r_i) birimi mol/cm³s'dir. c_i denge reaksiyonları altında molar konsantrasyondur ve birimi mol/cm³tür.

NO_x emisyonları içinde N₂O konsantrasyonu denklem 5.25'e göre hesaplanmaktadır.

$$c_{N_2O} = 1.1802 \cdot 10^{-6} \cdot T^{0.6125} \cdot e^{\left(\frac{9471.6}{T}\right)} \cdot c_{N_2} \cdot \sqrt{p_{O_2}} \quad (5.25)$$

NO oluşum ve yıkımı denklem 5.26 ile hesaplanmaktadır.

$$r_{NO} = C_{PostProcMult} \cdot C_{KineticMult} \cdot 2.0 \cdot (1 - \alpha^2) \cdot \left(\frac{r_1}{1 + \alpha \cdot A_{K_2}} + \frac{r_4}{1 + A_{K_4}} \right) \quad (5.26)$$

Burada;

$$\alpha = \frac{c_{NO,act}}{c_{NO,equ}} \cdot \frac{1}{C_{KineticMult}}, \quad A_{K_2} = \frac{r_1}{r_2 + r_3}, \quad A_{K_4} = \frac{r_4}{r_5 + r_6} \quad (5.27)$$

5.1.3.3. İis emisyonu

AVL Boost programında iki farklı is oluşum modeli vardır. İki bölgeyi yanma modelleri için Schubiger ve ark., [90] tarafından oluşturulan model, çok bölgeyi yanma modelleri için Hiroyasu [91] ve ark., tarafından geliştirilen model is oluşumlarını hesaplamak için kullanılmaktadır.

Schubiger modeli is oluşum mekanizmasını için iki farklı reaksiyona dayandırmaktadır. Bunlar, difüzyon yanma ve oksidasyon reaksiyonlarıdır. Aşağıda yer alan reaksiyonlarda $\frac{dm_{s,f}}{dt}$ ifadesi difüzyon yanmada yanma oranını ifade etmektedir. Oksidasyon reaksiyonu, silindirdeki gerçek net is kütlesine ve yanmış bölgedeki oksijen mevcudiyetine bağlıdır.

Karışım terimi τ_{char} küresel ısı salınım oranı ile ilgilidir.

$$\frac{dm_{s,f}}{dt} = A_{s,f} \cdot \frac{dm_{fb,diff}}{dt} \cdot \left(\frac{p}{p_{ref}}\right)^{n_1} \cdot e^{\frac{E_{s,f}}{R_m \cdot T}} \quad (5.28)$$

$$\frac{dm_{s,o}}{dt} = A_{s,o} \cdot \frac{1}{\tau_{char}} \cdot (m_{soot})^{n_2} \cdot \left(\frac{p_{O_2}}{p_{O_2,ref}}\right)^{n_3} \cdot e^{\frac{E_{s,o}}{R_m \cdot T}} \quad (5.29)$$

Denklem 5.28 ve denklem 5.29'da,

$\frac{dm_{s,f}}{dt}$: is oluşum oranını,

$\frac{dm_{s,o}}{dt}$: is oksidasyon oranını,

$\frac{dm_{fb,diff}}{dt}$: difüzyon yanmasının yanma oranını,

p, p_{ref} : gerçek ve referans basınç değerlerini,

$E_{s,f}, E_{s,o}$: oluşum ve oksidasyon aktivasyon enerjilerini,

$p_{O_2}, p_{O_2,ref}$: oksijenin gerçek ve referans kısmı basınçlarını,

m_{soot} : is kütlesini,

$A_{s,f}, A_{s,o}$: sırasıyla is oluşum parametresini ve is oksidasyon parametresini,

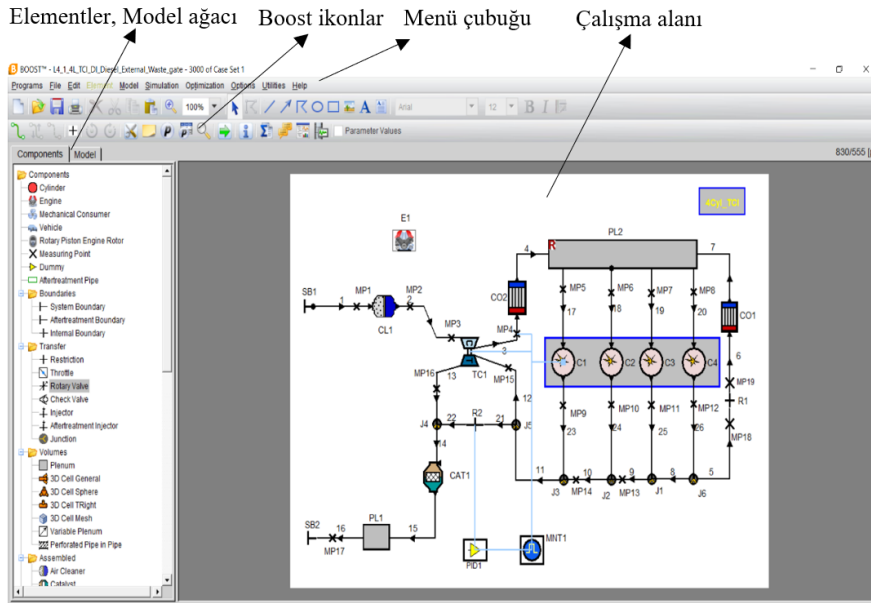
τ_{char} : karışım terimini,

n_1, n_2, n_3 : model sabitlerini temsil etmektedir.

5.2. AVL Boost ile Motor Simülasyonu

AVL Boost programı arayüzü Şekil 5.3'te verilmiştir. Program kullanıcılarına dizel ve buji ile ateşlemeli motorlara ait çok sayıda örnekler sunmaktadır. Görselde çalışma alanına bakıldığında birçok teknolojik ekipman ile donatılmış bir dizel motorunun modeli görülmektedir. Model oluşturmada motor teknik özelliklerinin yanı sıra, aşırı doldurma, EGR, katalitik konvertör vb. teknolojiler modele eklenebilmektedir.

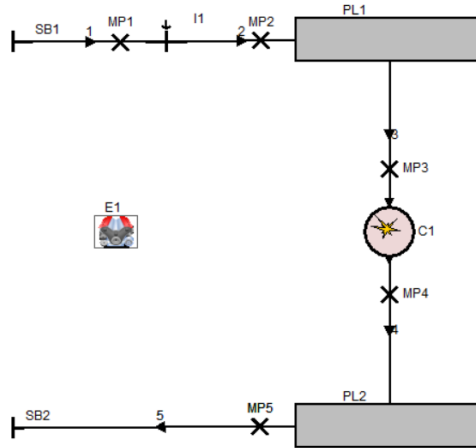
Kurulan modelde başlangıç ve sınır şartlarına ait basınç, sıcaklık, hava fazlalık katsayısı vb. fiziksel özellikler, kullanılan yakıtların tanımlanması, simülasyon süresi ve daha birçok parametre simülasyon kontrol butonu altında açılan pencerede girilmektedir. P ikonu ile simülasyonun hangi şartlar altında koşurulacağı belirlenmektedir. Örneğin, değişen motor hızlarına bağlı olarak değişen hava/yakıt oranı, yakıt debisi vb. parametreler model parametrelerinde tanımlanmaktadır. Çalışma alanına taşınmış olan tüm elementlerin üzerinde mouse sağ tuş tıklanarak özellikleri kolaylıkla değiştirilebilmektedir. Elementler içerisinde en kompleks element silindirdir. Silindir içerisinde silindir fiziksel özelliklerinin tanımlanmasının yanında yanma modeli ve ısı transferi modeli de belirlenmektedir. Yanma modeli, içten yanmalı motorların bilgisayar destekli simülasyonlarında en önemli unsurdur [92].



Şekil 5.3. AVL Boost kullanıcı arayüzü

5.2.1. Modelin oluşturulması

Bu çalışmada, tek silindirli, doğal emişli DI dizel motoru Şekil 5.4'te görüldüğü gibi modellenmiştir. Burada E1 motoru, C1 silindiri, PL1 ve PL2 plenumları, SB1 ve SB2 sırasıyla, sistem giriş ve çıkış sınır şartlarını, MP1,2...5 ölçüm noktalarını, I1 yakıt enjektörünü simgelemektedir. Elementler arasındaki akışlar ise 1'den 5'e kadar numaralandırılmış borular ile gerçekleşmektedir. E1 altında motor hızları, zamanı ve sürtünme kayıpları tanımlanmıştır. C1 altında, silindir çapı, strok, sıkıştırma oranı vb. motor teknik özellikleri, egzoz supabı açılma zamanı silindir içi basınç ve sıcaklık değeri, yanma modeli, ısı transfer modeli, emme ve egzoz valfleri açılma kapanma karakteristikleri girilmiştir. PL1 ve PL2 sırasıyla emme ve egzoz manifoldlarını temsil etmektedir. Ölçüm noktaları ile belirlenen noktalarda basınç, sıcaklık, emisyon vb. veriler alınmıştır. SB1 ve SB2 ile sistem sınır şartları tanımlanmıştır. I1 ile emme manifolduna etanol yakıtının enjeksiyonu gerçekleştirilmiştir.



Şekil 5.4. Modellenen deney motorunun AVL Boost görüntüsü

5.2.2. Simülasyon parametreleri

Bölüm 4'te verilen deney motoru teknik özellikleri modelde yer alan E1 ve C1 elementleri içerisinde tanımlanmıştır. Motor hızı deneysel çalışmada olduğu gibi 1400, 1600, 1800, 2000 ve 2200 d/d olarak belirlenmiştir.

Deneysel çalışmalardan elde edilen dizel yakıtı ve etanol yakıtına ait debileri, emme havası debileri, hava/yakıt oranları model parametreler kısmında programa girilmiştir.

Yanma modeli altında enjektör delik sayısı, delik çapı, boşaltma katsayısı ve püskürtme basıncı bilgileri de tanımlanmıştır. Silindir elementi içerisinde bulunan ısı transfer modeli için piston, silindir ve silindir gömleğine ait yüzey alanları motor teknik resimlerinden hesaplanarak modele işlenmiştir. Deney motoru supap açılma ve kapanma süreleri ve maksimum açıklıkları dikkate alınarak modelde uygun bir supap mekanizması oluşturulmuştur.



BÖLÜM 6. ARAŞTIRMA SONUÇLARI

6.1. Deneysel Çalışma ve Teorik Model Sonuçları

Bu çalışmada, etanol fumigasyonu ile sağlanan HCCI yanmasının standart dizel motor performansı ve emisyonları üzerine etkileri araştırılmıştır. Tüm deney aşamaları 3'er tekrarlarla yapılmış ve elde edilen verilerin ortalamaları alınarak nihai veriler sunulmuştur. Öncelikle tam yük koşullarında yalın dizel yakıtı ile çalıştırılan motordan standart veriler (STD) tayin edilmiştir. Dizel yakıt tüketim debisinin %6, %12 ve %18'i oranlarında etanol emme manifolduna püskürtülmüştür.

Deneysel çalışmalardan elde edilen belirli veriler ve motor teknik özellikleri AVL Boost programına tanımlanmıştır. Uygun yanma modeli belirlenmiş ve yanma analizi gerçekleştirilmiştir.

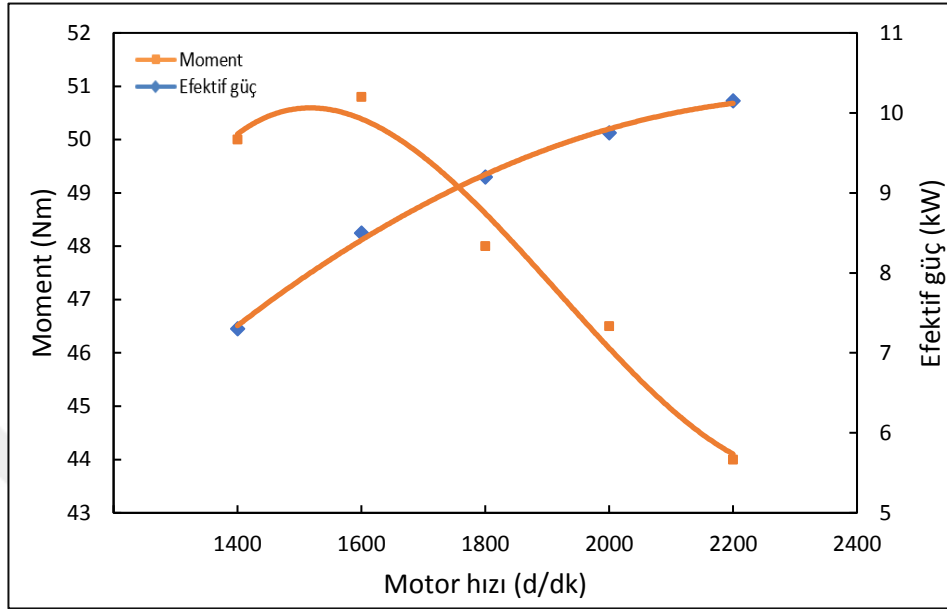
Bu bölümde deneysel ve simülasyon çalışmalarından elde edilen motor performans ve emisyon verileri birlikte sunulmuştur. AVL Boost programında oluşturulan teorik modelden elde edilen veriler model, deneysel çalışmalardan elde edilen veriler ise deney etiketi ile adlandırılmıştır. Son kısımda motor maksimum momentinin elde edildiği 1600 d/dk motor hızı için silindir içi basınç verileri, motor maksimum gücünün elde edildiği 2200 d/dk motor hızı için ise ısı yayılımı verileri sunulmuştur.

6.1.1. Performans verileri

6.1.1.1. Efektif güç ve döndürme momenti

Tam yük koşulları altında, yalın dizel yakıt kullanımı ile elde edilen motor efektif gücü ve döndürme momenti verileri Şekil 6.1'de görülmektedir. Maksimum döndürme momenti 50,8 Nm 1600 d/dk, maksimum efektif güç 10,14 kW 2200 d/dk motor hızlarında tespit edilmiştir. Farklı oranlarda etanol yakıtının emme manifolduna püskürtüldüğü deney

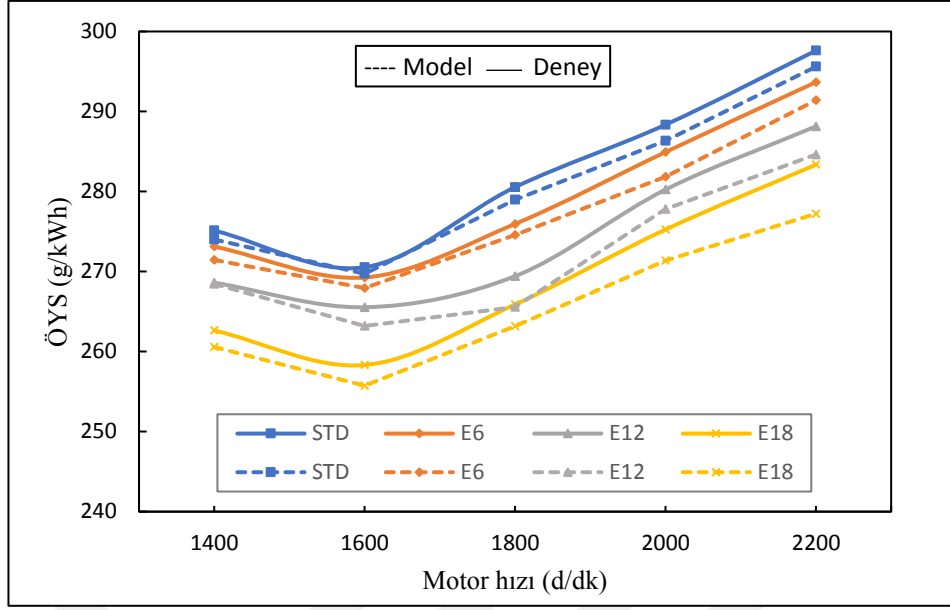
adımlarında dizel yakıtı kısılarak motor döndürme momenti ve efektif gücü STD veri değerlerine çekilmiştir. Bu nedenle STD, E6, E12 ve E18 yakıtları ile elde edilen motor momenti ve efektif gücü Şekil 6.1’de görüldüğü değerlerde sabit tutulmuştur.



Şekil 6.1. Efektif gücün ve döndürme momentinin devir sayısı ile değişimi

6.1.1.2. Özgül yakıt sarfiyatı (ÖYS)

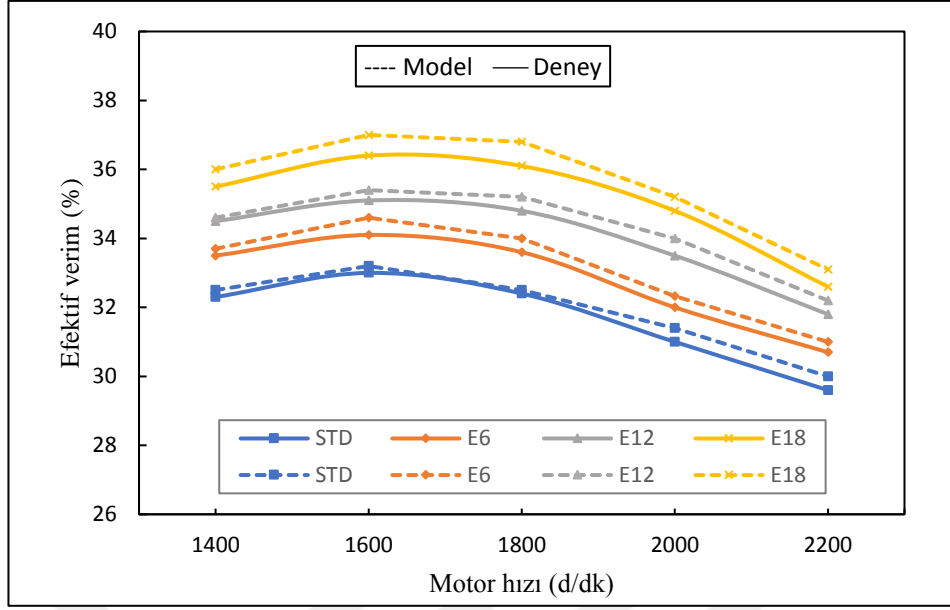
Standart ve etanol fumigasyonunun uygulandığı durumlarda tespit edilen özgül yakıt sarfiyatları Şekil 6.2’de sunulmuştur. Etanol fumigasyonu uygulamaları ile STD duruma kıyasla tüm motor devirlerinde daha düşük yakıt sarfiyatı gerçekleşmiştir. Tüm yakıt uygulamaları içerisinde en düşük ÖYS 1600 d/dk motor hızında, E18 yakıtı ile 258,32 g/kWh olarak elde edilmiştir. STD durumda 1600 d/dk motor hızında ÖYS 269,72 g/kWh iken E18 yakıt uygulaması ile %4,22 düşerek 258,32 g/kWh’e gerilemiştir. Etanol yakıtının oksijence zengin bir yakıt olması, emme manifolduna enjeksiyonunun yapılması ile emilen havayı soğutup daha fazla havanın yanma odasına alınmasına imkân vermesi motor yanma verimini iyileştirmiş ve ÖYS’de indirgenmeler sağlamıştır. Teorik model ile elde edilen ÖYS’ler deneysel verileri yakınsamış, maksimum sapma E18 yakıt uygulamasında 2200 d/dk motor hızında %2,5 oranında gerçekleşmiştir.



Şekil 6.2. Özgül yakıt sarfiyatının motor devrine göre değişimi

6.1.1.3. Efektif verim

Standart ve etanol fumigasyonunun uygulandığı durumlarda tespit edilen motor efektif verimleri Şekil 6.3'te sunulmuştur. Tam yük koşulları altında, belirlenen motor hızlarında, yalın dizel yakıtı kullanımı ile elde edilen motor güçleri, aynı motor hızları için etanol fumigasyonu uygulamalarında daha az yakıt sarfiyatı ile elde edilmiştir. Dolayısıyla etanol fumigasyonu sonucu motor efektif veriminde artışlar gerçekleşmiştir. Maksimum artış 1600 d/dk motor hızında tespit edilmiştir. 1600 d/dk motor hızında STD durumunda efektif verim %33,2 iken, E18 yakıt uygulaması sonucu %9,6 oranında artarak %36,4'e yükselmiştir. Teorik modelden elde edilen veriler deneysel verileri %2'i geçmeyen sapmalarla yakınsamıştır.

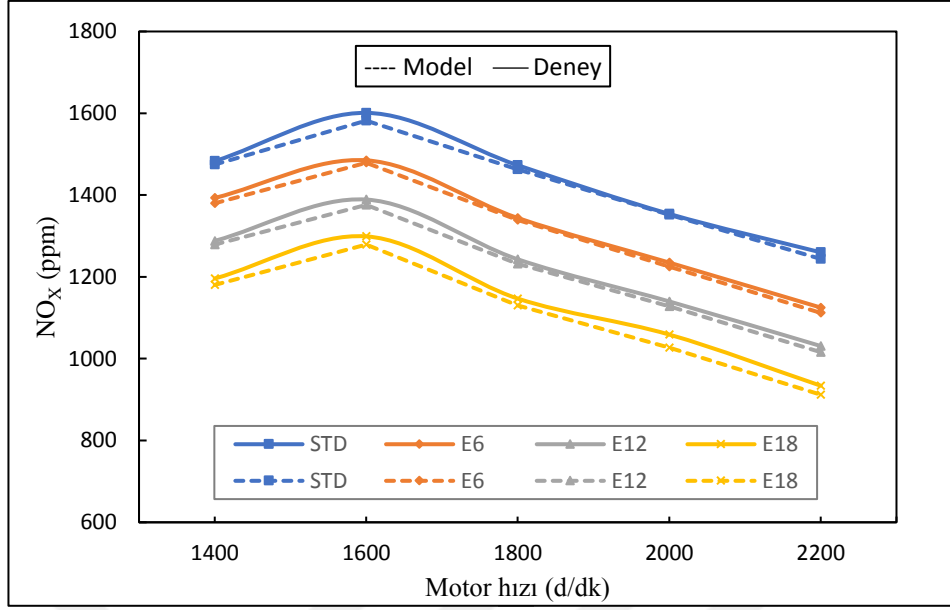


Şekil 6.3. Efektif verimin motor devrine göre değişimi

6.1.2. Emisyon verileri

6.1.2.1. NO_x emisyonları

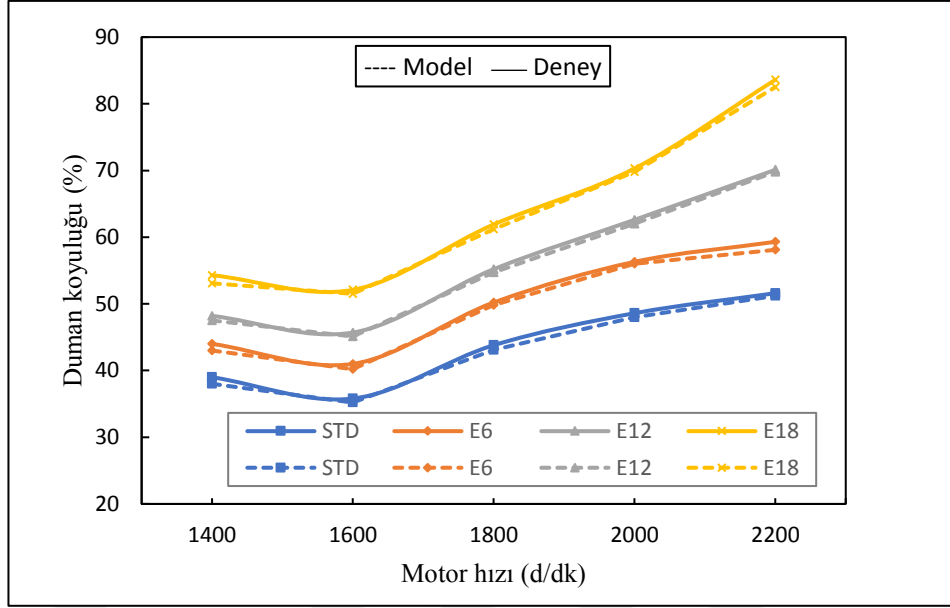
Şekil 6.4'te yalnız dizel yakıtı ve belirlenen oranlarda gerçekleştirilen etanol fumigasyonu ile elde edilen NO_x emisyonlarının devirlere göre değişimi verilmiştir. Tüm yakıt uygulamalarında 1400 d/dk' dan 1600 d/dk motor hızına geçerken NO_x emisyonlarında artışlar yaşanırken 1600 d/dk sonrasında azalmalar gerçekleşmiştir. Etanol fumigasyonu uygulamalarında etanol miktarının artırılması ile tüm devirlerde NO_x emisyonlarının indirgeniği görülmüştür. NO_x emisyonu miktarı 2200 d/dk motor hızında STD durumunda 1260 ppm iken, aynı motor hızında E18 yakıt uygulamasında 934 ppm ölçülmüş olup %25,8'lik bir azalma tespit edilmiştir. NO_x emisyonlarının oluşumu üzerinde ağırlıklı olarak etkili olan iki parametre vardır. Bunlar, silindir içi maksimum sıcaklık ve hava-yakıt oranıdır [93]. Etanol fumigasyonu uygulamaları sayesinde silindir içi maksimum gaz sıcaklıklarının düşmesi NO_x emisyonları üzerinde indirgeyici bir etki oluşturmuştur. Şekil 6.5'te 1600 d/dk motor hızı için silindir içi sıcaklık dağılımı verilmiştir. Teorik model ile elde edilen NO_x emisyonu verileri deneysel verileri %3'ün altında sapmalarla tutturmuştur.



Şekil 6.4. NO_x emisyonlarının motor devrine göre değişimi

6.1.2.2. İş emisyonları

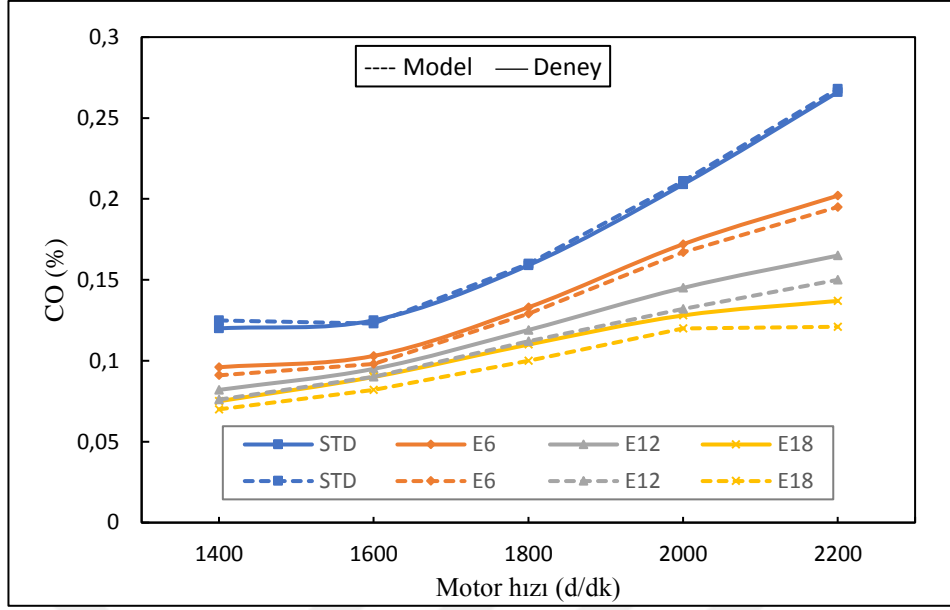
Şekil 6.5'te yalın dizel yakıtı ve belirlenen oranlarda gerçekleştirilen etanol fumigasyonu ile elde edilen iş emisyonlarının devirlere göre değişimi verilmiştir. Tüm yakıt uygulamalarında 1400 d/dk' dan 1600 d/dk motor hızına geçerken iş emisyonlarında azalmalar yaşanırken, 1600 d/dk sonrasında atışlar görülmüştür. Etanol fumigasyonu uygulamalarındaki etanol miktarı arttıkça iş emisyonlarında artış yaşanmıştır. 2200 d/dk motor hızında STD duruma kıyasla E18 yakıtı uygulaması ile duman koyuluğu %51,2'den %83,6'ya yükselmiş, %62 oranında artış gerçekleştirmiştir. İş emisyonlarında yaşanan artışların temel nedeni etanol fumigasyonu uygulamalarında yakıt-hava karışımının homojen bir biçimde karışamamış olmasıdır. Ayrıca artan motor hızlarında homojen karışımın oluşabilmesi için yeterli zamanın bulunmaması iş emisyonları oluşumunda artışlara sebep olmaktadır [82]. Teorik model ile elde edilen iş emisyonu verileri deneysel verileri %2'yi geçmeyen sapmalarla tutturmuştur.



Şekil 6.5. İş emisyonlarının motor devrine göre değişimi

6.1.2.3. CO emisyonları

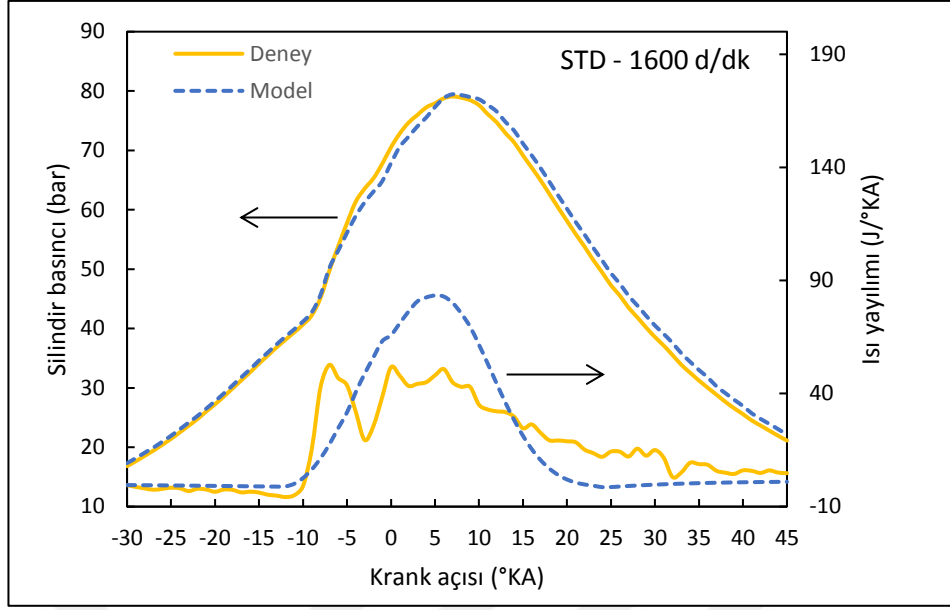
Şekil 6.6’da yalnız dizel yakıtı ve belirlenen oranlarda gerçekleştirilen etanol fumigasyonu ile elde edilen CO emisyonlarının devirlere göre değişimi verilmiştir. Etanol fumigasyonu uygulamalarında STD duruma kıyasla CO emisyonlarında azalmalar tespit edilmiştir. Etanol miktarı arttıkça CO emisyonlarının azaldığı, artan motor hızları ile CO emisyonlarının arttığı görülmüştür. CO emisyonları oluşumu üzerinde temelde silindir içi gaz sıcaklığı ve oksijen konsantrasyonu etkilidir. Özellikle silindir içerisinde yeterli O₂’nin olmaması CO emisyonu oluşumunu tetiklemektedir [4]. Etanol fumigasyonu uygulamaları ile silindir içi O₂ konsantrasyonunda artışlar yaşanmış ve CO emisyonları oksitlenerek CO₂’e dönüşmüştür. Deneysel çalışmalarda STD duruma kıyasla etanol yakıtı uygulamaları ile CO₂ emisyonlarında artışların yaşandığı tespit edilmiştir.



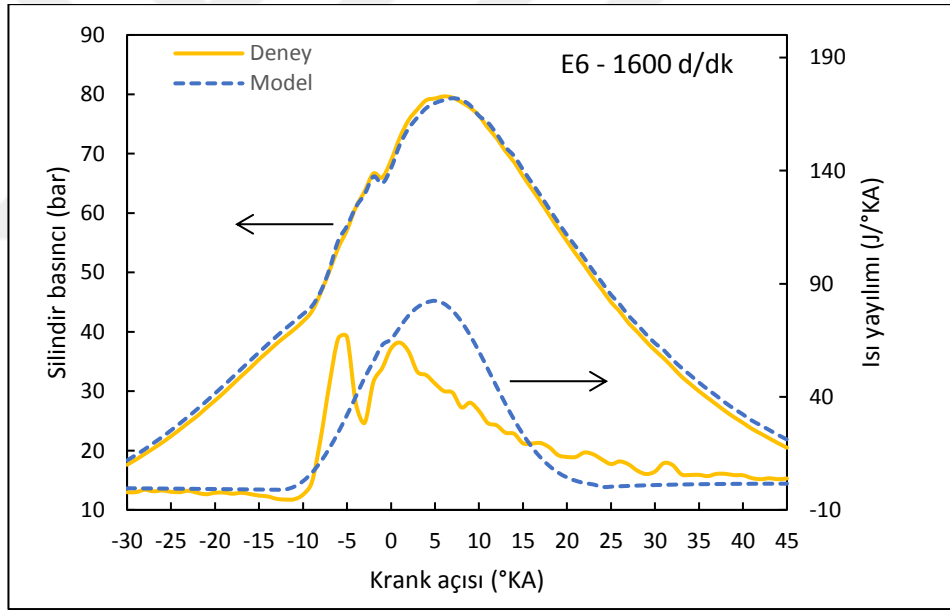
Şekil 6.6. CO emisyonlarının motor devrine göre değişimi

6.1.3. Silindir İçi Basınç ve Isı Yayılmı Verileri

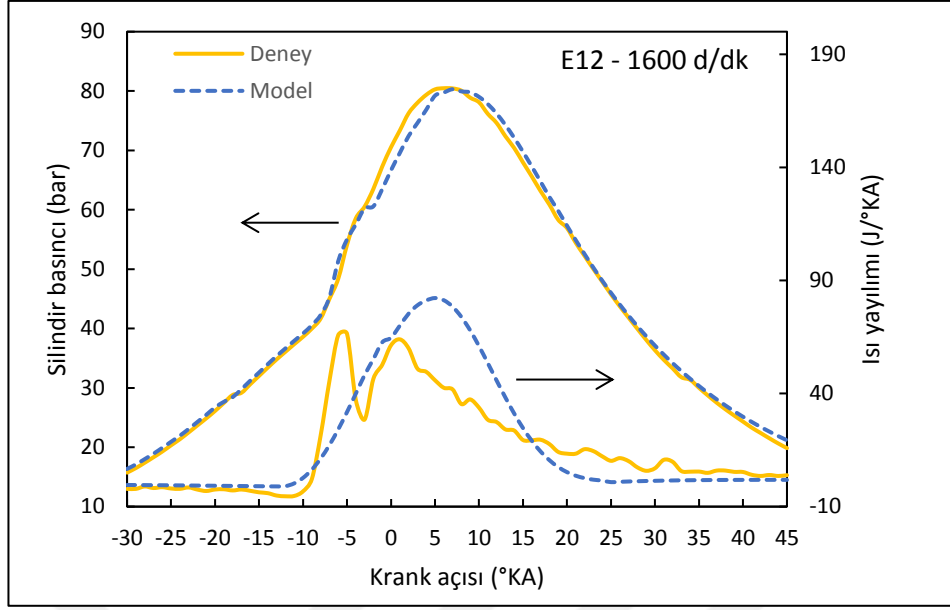
Deneysel ve simülasyon çalışmaları ile tespit edilen silindir içi basınç ve ısı yayılımı verileri, maksimum momentin elde edildiği 1600 d/dk motor hızı ve maksimum gücün elde edildiği 2200 d/dk motor hızı için sırasıyla verilmiştir. 1600 d/dk motor hızında yalnız dizel yakıtı ve etanol fumigasyonu uygulamaları, E6, E12, E18 yakıtları kullanımı sonucu tespit edilen silindir içi basınç ve ısı yayılımı sırasıyla Şekil 6.8., Şekil 6.9., Şekil 6.10. ve Şekil 6.11’de verilmiştir. Silindir içi basıncı için teorik modelden elde edilen veriler deneysel çalışmadan elde edilen verileri %5’in altında sapmalarla yakınsamıştır. Teorik model deneysel çalışmayı doğrular niteliktedir. Silindir basıncı bakımından teorik model ve deney sonuçları arasındaki en büyük sapma E18 yakıt kullanımı, ÜÖN’den sonra 2 °KA’ da gerçekleşmiştir. Deneysel çalışmada basınç 78,79 bar iken, model ile 74,88 bar çıkmıştır ve yaklaşık %4,96’lık bir sapma olmuştur.



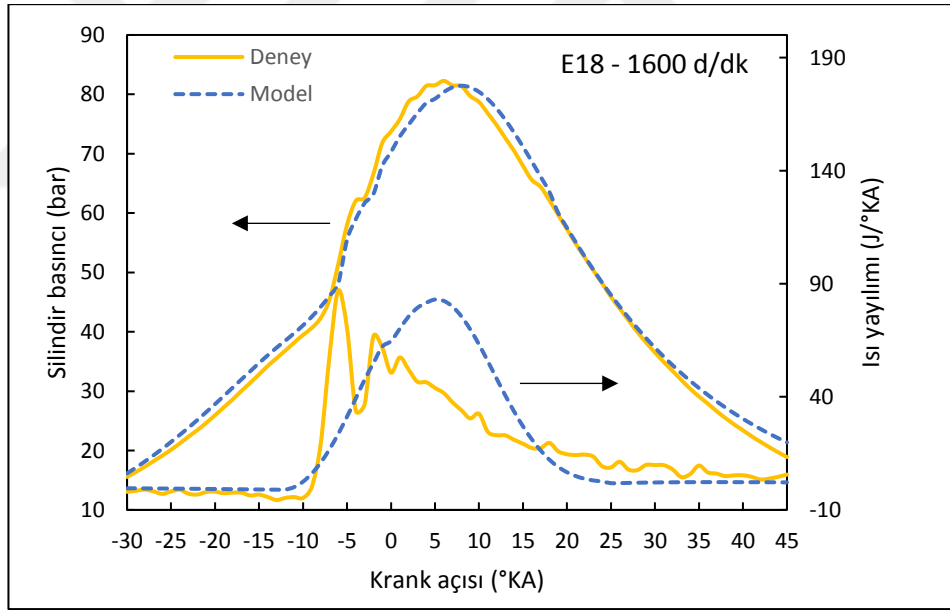
Şekil 6.7. Deneysel, AVL Boost çalışmalarından elde edilen silindir basıncı ve ısı yayılımı değerleri, (STD)



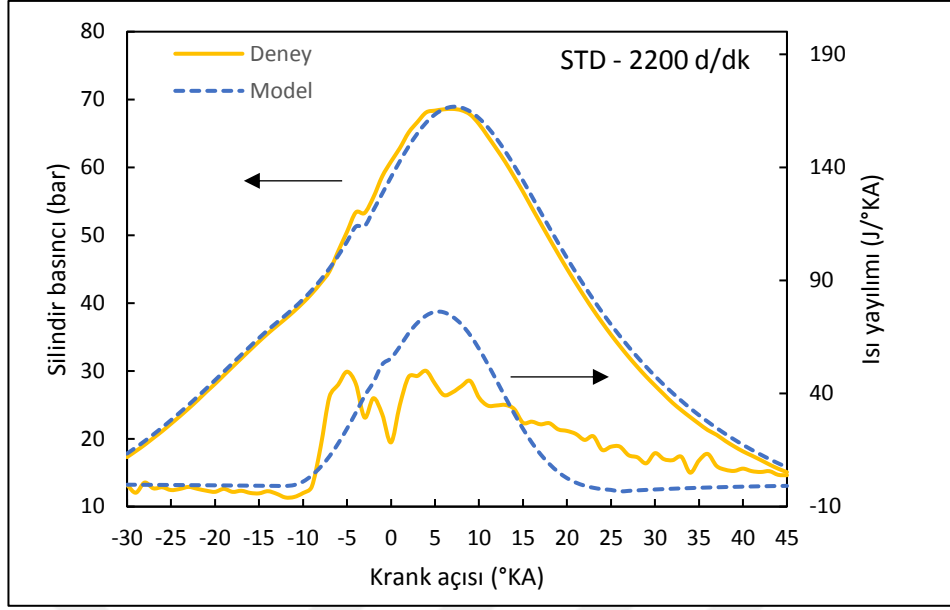
Şekil 6.8. Deneysel, AVL Boost çalışmalarından elde edilen silindir basıncı ve ısı yayılımı değerleri, (E6)



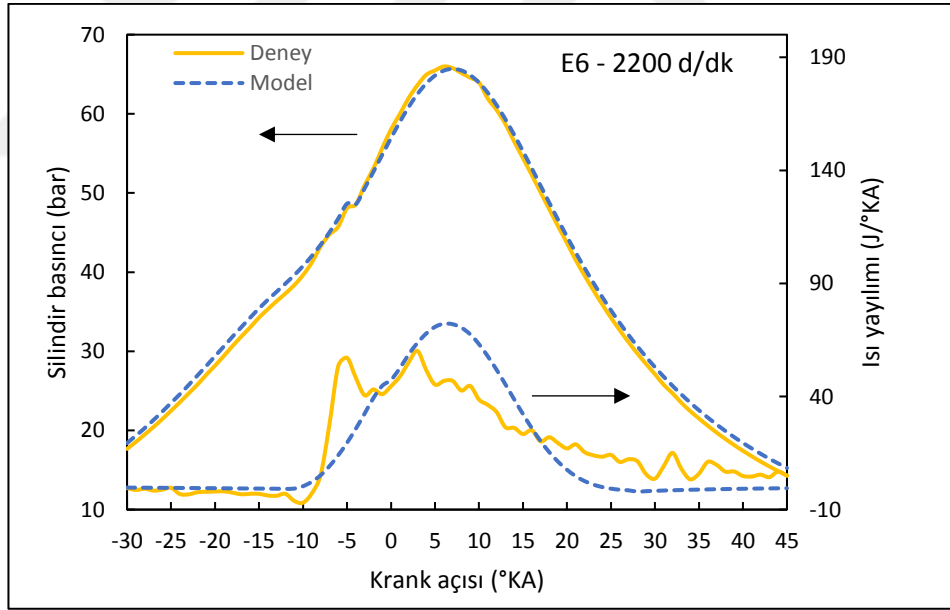
Şekil 6.9. Deneysel, AVL Boost çalışmalarından elde edilen silindir basıncı ve ısı yayılımı değerleri, (E12)



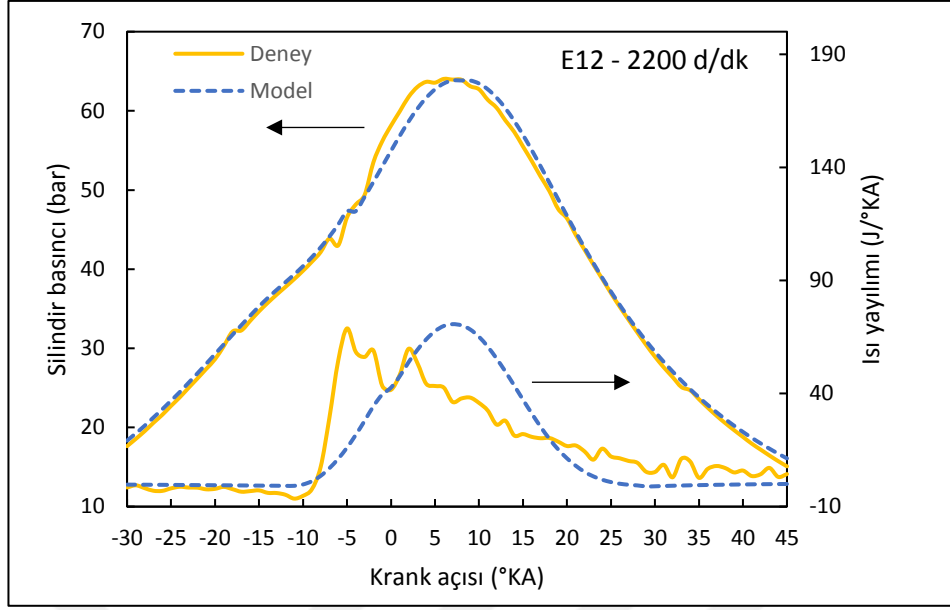
Şekil 6.10. Deneysel, AVL Boost çalışmalarından elde edilen silindir basıncı ve ısı yayılımı değerleri, (E18)



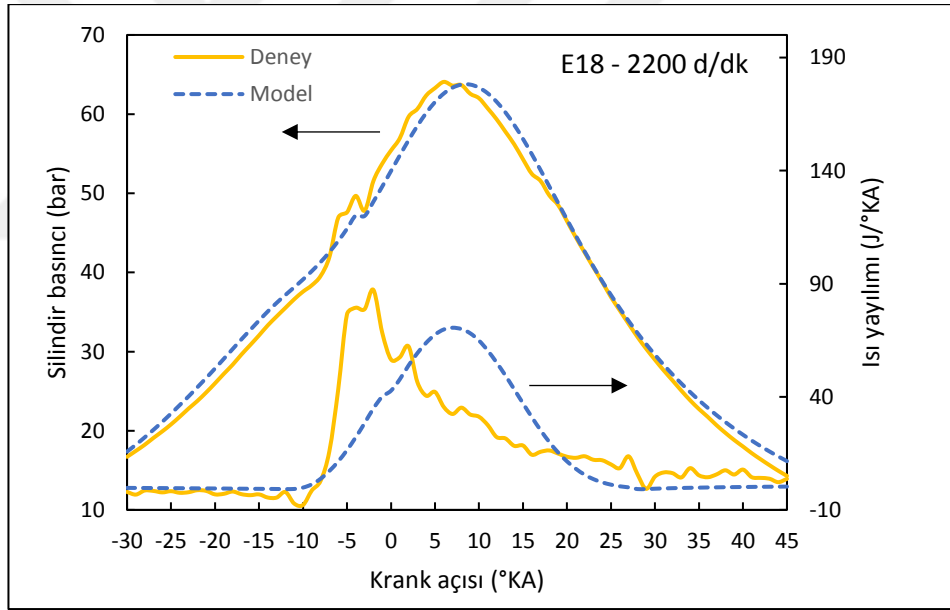
Şekil 6.11. Deneysel, AVL Boost çalışmalarından elde edilen silindir basıncı ve ısı yayılımı değerleri, (STD)



Şekil 6.12. Deneysel, AVL Boost çalışmalarından elde edilen silindir basıncı ve ısı yayılımı değerleri, (E6)



Şekil 6.13. Deneysel, AVL Boost çalışmalarından elde edilen silindir basıncı ve ısı yayılımı değerleri, (E12)



Şekil 6.14. Deneysel, AVL Boost çalışmalarından elde edilen silindir basıncı ve ısı yayılımı değerleri, (E18)

BÖLÜM 7. SONUÇLAR ve DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada, tek silindirli, doğal emişli, su soğutmalı bir dizel motorunun performans emisyon parametreleri deneysel ve numerik olarak incelenmiştir. Dizel yakıt ile tam yük koşulları altında çalıştırılan motorun STD verileri elde edilmiş, motor karakteristik eğrileri elde edilmiştir. Deney motoru emme manifolduna motor emme zamanında dizel yakıtla kıyasla kütlece %6, %12 ve %18 oranlarında etanol fumigasyonu gerçekleştirilerek kısmi HCCI yanması temin edilmiştir.

Deneysel çalışmalarda etanol fumigasyonunun motor performansı üzerine etkisi ÖYS'ler ve efektif verimlerin mukayese edilmesi ile irdelenmiştir. Etanol fumigasyonlarının motor performans ve emisyon parametreleri üzerine etkileri aşağıda verilmiştir.

- Etanol fumigasyonları ile STD motor verileri kıyasla ÖYS'lerde azalmalar gerçekleşmiştir. Etanol yakıtının oksijence zengin bir yakıt olması, emme havasına karıştığında soğutucu etkisi ile yanma odasına daha fazla havanın çekilmesini sağlaması motor performansında yaşanan gelişmelerin temel nedenleri arasında yer almaktadır. E18 ile 1600 d/dk motor devrinde ÖYS'de STD veriye kıyasla %4,5'lik bir azalma tespit edilmiştir.
- Motor efektif verimlerine bakıldığında etanol fumigasyonları ile sabit motor hızlarında, aynı güçlerin daha az yakıt sarf edilerek elde edildiği görülmüştür. Fumigasyon uygulamalarında artan etanol miktarları ile efektif verimlerin arttığı saptanmıştır. E18 uygulaması, 1600 d/dk motor hızında efektif verimde STD veriye kıyasla %10'luk bir artış gözlemlenmiştir.
- STD motor NOX emisyon verilerinin etanol fumigasyonları ile indirildiği tespit edilmiştir. Artan etanol miktarları ile NOX emisyonlarında daha büyük indirgemeler gerçekleşmiştir. Etanol fumigasyonu sonucu silindir içi zirve sıcaklıkların düşmesi NOX emisyonları üzerinde indirgeyici bir etkiye sahiptir. Etanol fumigasyonu ile STD motor verilerine kıyasla is emisyonlarında artışlar

yaşanmıştır. Gerek silindir içi zirve sıcaklıkların düşmesinin gerekse emme manifolduna püskürtülen etanolün tamamen buharlaşmaması sonucu emme manifoldu ve yanma odası cidarlarında yakıt filmi oluşmasının is emisyonları üzerine artırıcı bir etkiye sahip olduğu düşünülmektedir. Homojen yakıt-hava karışımı teşkilinin etanol fumigasyonu uygulamalarında sağlanamaması is emisyonlarının oluşumunu artırmıştır. CO emisyonlarının etanol fumigasyonu ile azaldığı tespit edilmiştir. Etanol uygulamaları sonucu yanma odası içerisinde O₂ konsantrasyonunun artıyor olması CO emisyonlarının indirgenmesindeki temel unsurdur.

AVL Boost programında oluşturulan model ile elde edilen motor performans ve emisyon parametrelerinin deneysel verilerle oldukça yakınsadığı tespit edilmiştir. Simülasyonla tespit edilen verilerin %4 sapmanın altında farklarla deneysel verileri tutturduğu görülmüştür.

Deneysel ve numerik çalışmalar ışığında aşağıda bazı öneriler sıralanmıştır.

- Etanol fumigasyonu sonucu is emisyonlarında yaşanan artışlar, emme havasının bir ısıtıcı veya EGR yöntemi ile ısıtılması sayesinde etanol yakıtı ve havanın daha homojen bir biçimde karışması ile gerçekleşmeyebilir.
- Statik yakıt püskürtme avansı etanol fumigasyonu uygulamalarında öne çekilerek tutuşma gecikmesi süresi azaltılabilir.
- AVL Boost yazılımı, motor teknik özelliklerinin tanımlanması, deney motorunun çalışma şartlarının uygun alt modeller seçilerek doğru bir şekilde girilmesi ile gerçek verileri oldukça yakınsayan çıktılar vermektedir. Deneysel olarak uygulanması yüksek maliyet getirecek olan SCR, turbo, kompresör vb. teknolojilerin motor parametreleri üzerine etkileri kısa zamanda sıfır maliyetle araştırılabilmektedir.
- Deneysel çalışmalarda uzun vakit alacak olan, optimum yakıt püskürtme avansı ve püskürtme basıncının belirlenmesi, kullanılan yakıtların optimum oranlamaları vb. işlemler AVL Boost ile kısa sürede, doğru şekilde belirlenebilir.

KAYNAKÇA

- [1] İ. Temizer, Ö. Cihan, and B. Eskici, “Numerical and experimental investigation of the effect of biodiesel/diesel fuel on combustion characteristics in CI engine,” *Fuel*, vol. 270, no. February, 2020, doi: 10.1016/j.fuel.2020.117523.
- [2] Z. H. Zhang, C. S. Cheung, and C. D. Yao, “Influence of fumigation methanol on the combustion and particulate emissions of a diesel engine,” *Fuel*, vol. 111, pp. 442–448, 2013, doi: 10.1016/j.fuel.2013.05.014.
- [3] Ç. Çangal, “Farklı Yakıt Karışımları ve Emisyon Azaltma Teknikleri Uygulanan Bir Dizel Motorda Optimum Parametrelerin Taguchi Yöntemi ile Belirlenmesi,” M.Sc. Thesis, 2019.
- [4] V. Ayhan, “Bir Dizel Motoruna Buhar Enjeksiyonunun NOx Ve İş Emisyonlarına Etkisinin Araştırılması,” Ph. D. Thesis, 2009.
- [5] A. Jamrozik, W. Tutak, M. Pyrc, M. Gruca, and M. Kočiško, “Study on co-combustion of diesel fuel with oxygenated alcohols in a compression ignition dual-fuel engine,” *Fuel*, vol. 221, no. September 2017, pp. 329–345, 2018, doi: 10.1016/j.fuel.2018.02.098.
- [6] “Url - 1.” <https://www.ecotricity.co.uk/our-green-energy/energy-independence/the-end-of-fossil-fuels> Erişim Tarihi: 10.10.2020.
- [7] “Url - 2.” <https://dieselnet.com/standards/eu/hd.php> Erişim Tarihi: 16.11.2020.
- [8] A. Turkcan and M. Canakci, “Combustion Characteristics of an Indirect Injection (IDI) Diesel Engine Fueled with Ethanol/Diesel and Methanol/Diesel Blends at Different Injection Timings,” *Proc. World Renew. Energy Congr. – Sweden, 8–13 May, 2011, Linköping, Sweden*, vol. 57, no. Idi, pp. 3565–3572, 2011, doi: 10.3384/ecp110573565.
- [9] C. Chen *et al.*, “Study of the characteristics of PM and the correlation of soot and smoke opacity on the diesel methanol dual fuel engine,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 148, no. 92, pp. 391–403, 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.11.062.
- [10] S. Dong *et al.*, “Investigations on the effects of fuel stratification on auto-ignition and combustion process of an ethanol/diesel dual-fuel engine,” *Appl. Energy*, vol. 230, no. August, pp. 19–30, 2018, doi: 10.1016/j.apenergy.2018.08.082.

- [11] L. Jiang, Y. D. Wang, A. P. Roskilly, X. L. Xie, Z. C. Zhang, and R. Z. Wang, "Investigation on thermal properties of a novel fuel blend and its diesel engine performance," *Energy Convers. Manag.*, vol. 171, no. June, pp. 1540–1548, 2018, doi: 10.1016/j.enconman.2018.06.085.
- [12] Erdiwansyah, R. Mamat, M. S. M. Sani, K. Sudhakar, A. Kadarohman, and R. E. Sardjono, "An overview of Higher alcohol and biodiesel as alternative fuels in engines," *Energy Reports*, vol. 5, pp. 467–479, 2019, doi: 10.1016/j.egy.2019.04.009.
- [13] Q. Wang, L. Wei, W. Pan, and C. Yao, "Investigation of operating range in a methanol fumigated diesel engine," *Fuel*, vol. 140, pp. 164–170, 2015, doi: 10.1016/j.fuel.2014.09.067.
- [14] V. Ayhan, "5 Bir Dizel Motora Metanol Fumigasyonunun Performans ve Emisyonlara Etkisi," 2016.
- [15] Ö. Can, I. Çelikten, and N. Usta, "Effects of ethanol addition on performance and emissions of a turbocharged indirect injection Diesel engine running at different injection pressures," *Energy Convers. Manag.*, vol. 45, no. 15–16, pp. 2429–2440, 2004, doi: 10.1016/j.enconman.2003.11.024.
- [16] Y. Çelebi and H. Aydın, "An overview on the light alcohol fuels in diesel engines," *Fuel*, vol. 236, no. August 2018, pp. 890–911, 2019, doi: 10.1016/j.fuel.2018.08.138.
- [17] Y. M. ECE, "Bir Dizel Motoruna Direkt Su Enjeksiyonunun Performans ve Emisyonlara Etkisinin İncelenmesi," Ms. C. Thesis, 2019.
- [18] H. S. Yücesu *et al.*, "Bir Dizel Motorunda Kısmi ve Tam HCCI Uygulaması," no. May, pp. 16–18, 2011.
- [19] Ö. Can, "Bir DI Dizel Motorda Etanol Ön Karışımli Kısmi-HCCI Uygulamasının Yanma Ve Emisyonlar Üzerine Etkilerinin İncelenmesi," Ph. D. Thesis, 2012.
- [20] M. Christensen, "Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Using Isooctane, Ethanol and Natural Gas Spark Ignition Operation," 2015.
- [21] M. Gowtham, C. G. Mohan, and R. Prakash, "Effect of n-butanol fumigation on the regulated and unregulated emission characteristics of a diesel engine," *Fuel*, vol. 242, no. November 2018, pp. 84–95, 2019, doi: 10.1016/j.fuel.2019.01.019.
- [22] R. H. Thrlng, "II!!! The Engineering Society Homogeneous .. Charge Compression .. Ignition (HCCI) Engines," *October*, 2011.
- [23] A. Kutluata and Alper, "Homojen Karışımli Sıkıştırılmalı Ateşlemeli Motorların Çok Boyutlu Modellenmesi," no. MAY, 2002, [Online]. Available: <https://polen.itu.edu.tr/handle/11527/3853>.

- [24] A. TÜRKCAN, "Direkt Püskürtmeli HCCI Bir Motorda Püskürtme Parametrelerinin Yanma Ve Emisyon Karakteristiklerine Etkisinin İncelenmesi," Pd.D Thesis, 2013.
- [25] S. M. Aceves *et al.*, "A multi-zone model for prediction of HCCI combustion and emissions," *SAE Tech. Pap.*, no. 724, 2000, doi: 10.4271/2000-01-0327.
- [26] G. R. Gawale and G. Naga Srinivasulu, "Experimental investigation of ethanol/diesel and ethanol/biodiesel on dual fuel mode HCCI engine for different engine load conditions," *Fuel*, vol. 263, no. October 2019, p. 116725, 2020, doi: 10.1016/j.fuel.2019.116725.
- [27] J. A. Eng, "Characterization of pressure waves in HCCI combustion," *SAE Tech. Pap.*, no. 724, 2002, doi: 10.4271/2002-01-2859.
- [28] F. Mayinger, "Mixture Formation in Internal Combustion Engine," *Mix. Form. Intern. Combust. Engine*, 2006, doi: 10.1007/3-5403-0836-9.
- [29] S. Demirtürk, "Sıkıştırma ile Ateşlemeli Motorda Farklı Yanma Stratejilerinin Motor Performansı ve Egzoz Emisyonlarına Etkisinin Deneysel Araştırılması," Ph. D. Thesis, 2020.
- [30] S. Tez, "FBilimleriEnstitüsü Etanol –Dizel Yakıt KarışımlarınınKismi Homojen DolguluBirDizel Motorun," 2017.
- [31] B. Aydoğan, "An experimental examination of the effects of n-hexane and n-heptane fuel blends on combustion, performance and emissions characteristics in a HCCI engine," *Energy*, vol. 192, 2020, doi: 10.1016/j.energy.2019.116600.
- [32] R. H. Stanglmaier and C. E. Roberts, "(HCCI): Benefits , Compromises , and Future Engine Applications," *Engineering*, no. 724, 2012.
- [33] C. Baumgarter, "*Mixture formation in internal combustion engines*", *Springer, Heat and Mass transfer series, Berlin, 253-278. 2006.*
- [34] S. POLAT, "HCCI Bir Motorda Çalışma Parametrelerinin Yanmaya Etkilerinin İncelenmesi," Ph. D. Thesis, 2017.
- [35] M. DUMAN, "Homojen Dolgulu Sıkıştırma ile Ateşlemeli (HCCI) Bir Motorda Yanma Parametrelerinin İyon Akımı Üzerindeki Etkilerinin İncelenmesi," 2019.
- [36] A. T. Ergenç, A. . Ergenç, and F. Ravalı, "Design Of a Diesel Engine Control System to Change The Number of Injection and The Effects Of Multi Phase Injection on NOx Emission Levels And The Performance," 2015.
- [37] S. Tanaka, F. Ayala, J. C. Keck, and J. B. Heywood, "Two-stage ignition in HCCI combustion and HCCI control by fuels and additives," *Combust. Flame*, vol. 132, no. 1–2, pp. 219–239, 2003, doi: 10.1016/S0010-2180(02)00457-1.

- [38] A. Gharehghani, "Load limits of an HCCI engine fueled with natural gas, ethanol, and methanol," *Fuel*, vol. 239, no. April 2018, pp. 1001–1014, 2019, doi: 10.1016/j.fuel.2018.11.066.
- [39] M. Krishnamoorthi, R. Malayalamurthi, Z. He, and S. Kandasamy, "A review on low temperature combustion engines: Performance, combustion and emission characteristics," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 116, no. September, p. 109404, 2019, doi: 10.1016/j.rser.2019.109404.
- [40] X. Duan, M. C. Lai, M. Jansons, G. Guo, and J. Liu, "A review of controlling strategies of the ignition timing and combustion phase in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine," *Fuel*, vol. 285, no. September 2020, p. 119142, 2021, doi: 10.1016/j.fuel.2020.119142.
- [41] H. Zhao, "*HCCI and CAI engines for the automotive industry*", Woodhead Publishing Limited, Cambridge, 141-146, 241-246, 252-255, 323- 334, 374-376. 2007.
- [42] Z. Chen, J. Liu, Z. Wu, and C. Lee, "Effects of port fuel injection (PFI) of n-butanol and EGR on combustion and emissions of a direct injection diesel engine," *Energy Convers. Manag.*, vol. 76, no. x, pp. 725–731, 2013, doi: 10.1016/j.enconman.2013.08.030.
- [43] G. D. Neely, S. Sasaki, and J. A. Leet, "Experimental investigation of PCCI-DI combustion on emissions in a light-duty diesel engine," *SAE Tech. Pap.*, vol. 2004, no. 724, 2004, doi: 10.4271/2004-01-0121.
- [44] S. Kimura, O. Aoki, Y. Kitahara, and E. Aiyoshizawa, "Ultra-clean combustion technology combining a low-temperature and premixed combustion concept for meeting future emission standards," *SAE Tech. Pap.*, no. 724, 2001, doi: 10.4271/2001-01-0200.
- [45] H. K. Noh and S. Y. No, "Effect of bioethanol on combustion and emissions in advanced CI engines: HCCI, PPC and GCI mode – A review," *Appl. Energy*, vol. 208, no. April, pp. 782–802, 2017, doi: 10.1016/j.apenergy.2017.09.071.
- [46] M. D. ALTINKURT, "Direkt Enjeksiyonlu Bir HCCI Motorda Enjeksiyon Parametrelerinin Deneysel ve Teorik Olarak İncelenmesi," M.Sc. Thesis, 2017.
- [47] G. Haraldsson, P. Tunestål, and B. Johansson, "HCCI Combustion Phasing in a Multi Cylinder Engine Using Variable Compression Ratio Reprinted From: Homogeneous Charge Compression Ignition Engines," *SAE Pap.*, no. 724, 2018.
- [48] F. Agrell, H. E. Ångström, B. Eriksson, J. Wikander, and J. Linderyd, "Integrated simulation and engine test of closed loop HCCI control by aid of variable valve timings," *SAE Tech. Pap.*, vol. 2003, no. 724, 2003, doi: 10.4271/2003-01-0748.
- [49] P. Das, P. M. V. Subbarao, and J. P. Subrahmanyam, "Control of combustion process in an HCCI-DI combustion engine using dual injection strategy with EGR," *Fuel*, vol. 159, pp. 580–589, 2015, doi: 10.1016/j.fuel.2015.07.009.

- [50] S. Gowthaman and A. P. Sathiyagnanam, "Analysis the optimum inlet air temperature for controlling homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine," *Alexandria Eng. J.*, vol. 57, no. 4, pp. 2209–2214, 2018, doi: 10.1016/j.aej.2017.08.011.
- [51] X. C. Lü, W. Chen, and Z. Huang, "A fundamental study on the control of the HCCI combustion and emissions by fuel design concept combined with controllable EGR. Part 2. Effect of operating conditions and EGR on HCCI combustion," *Fuel*, vol. 84, no. 9, pp. 1084–1092, 2005, doi: 10.1016/j.fuel.2004.12.015.
- [52] B. Lawler, J. Lacey, O. Güralp, P. Najt, and Z. Filipi, "HCCI combustion with an actively controlled glow plug: The effects on heat release, thermal stratification, efficiency, and emissions," *Appl. Energy*, vol. 211, no. December 2017, pp. 809–819, 2018, doi: 10.1016/j.apenergy.2017.11.089.
- [53] L. Xing-Cai, Y. Jian-Guang, Z. Wu-Gao, and H. Zhen, "Effect of cetane number improver on heat release rate and emissions of high speed diesel engine fueled with ethanol-diesel blend fuel," *Fuel*, vol. 83, no. 14-15 SPEC. ISS., pp. 2013–2020, 2004, doi: 10.1016/j.fuel.2004.05.003.
- [54] C. Sayin, "Engine performance and exhaust gas emissions of methanol and ethanol-diesel blends," *Fuel*, vol. 89, no. 11, pp. 3410–3415, 2010, doi: 10.1016/j.fuel.2010.02.017.
- [55] M. A. Ghadikolaie, L. Wei, C. S. Cheung, K. F. Yung, and Z. Ning, "Particulate emission and physical properties of particulate matter emitted from a diesel engine fueled with ternary fuel (diesel-biodiesel-ethanol) in blended and fumigation modes," *Fuel*, vol. 263, no. August 2019, p. 116665, 2020, doi: 10.1016/j.fuel.2019.116665.
- [56] D. C. Rakopoulos, C. D. Rakopoulos, E. C. Kakaras, and E. G. Giakoumis, "Effects of ethanol-diesel fuel blends on the performance and exhaust emissions of heavy duty DI diesel engine," *Energy Convers. Manag.*, vol. 49, no. 11, pp. 3155–3162, 2008, doi: 10.1016/j.enconman.2008.05.023.
- [57] P. Geng, E. Cao, Q. Tan, and L. Wei, "Effects of alternative fuels on the combustion characteristics and emission products from diesel engines: A review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 71, no. November 2016, pp. 523–534, 2017, doi: 10.1016/j.rser.2016.12.080.
- [58] H. B. Yayla, "Bir Dizel Motoruna Metanol Fumigasyonu ve EGR Uygulamasının Etkilerinin İncelenmesi," M.Sc. Thesis, 2019.
- [59] M. Özdemir, "Bir Dizel Motorda Biyodizel ve Etanol Kullanımının Motor Performansına ve Emisyonlara Etkisinin Araştırılması," M.Sc. Thesis, 2011.

- [60] A. O. Emiroğlu and M. Şen, “Combustion, performance and emission characteristics of various alcohol blends in a single cylinder diesel engine,” *Fuel*, vol. 212, no. June 2017, pp. 34–40, 2018, doi: 10.1016/j.fuel.2017.10.016.
- [61] Y. Noorollahi, M. Azadbakht, and B. Ghobadian, “The effect of different diesterol (diesel–biodiesel–ethanol) blends on small air-cooled diesel engine performance and its exhaust gases,” *Energy*, vol. 142, pp. 196–200, 2018, doi: 10.1016/j.energy.2017.10.024.
- [62] A. O. Emiroğlu and M. Şen, “Combustion, performance and exhaust emission characterizations of a diesel engine operating with a ternary blend (alcohol–biodiesel–diesel fuel),” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 133, no. January, pp. 371–380, 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.01.069.
- [63] M. A. Fayad, A. Tsolakis, and F. J. Martos, “Influence of alternative fuels on combustion and characteristics of particulate matter morphology in a compression ignition diesel engine,” *Renew. Energy*, vol. 149, pp. 962–969, 2020, doi: 10.1016/j.renene.2019.10.079.
- [64] M. Yuvaraj and G. Viswanath, “Effect of compression ratio on a single cylinder diesel engine operated with Ternary fuel,” *Mater. Today Proc.*, vol. 22, pp. 976–982, 2020, doi: 10.1016/j.matpr.2019.11.232.
- [65] M. A. Ghadikolaei, C. S. Cheung, and K. F. Yung, “Study of combustion, performance and emissions of diesel engine fueled with diesel/biodiesel/alcohol blends having the same oxygen concentration,” *Energy*, vol. 157, pp. 258–269, 2018, doi: 10.1016/j.energy.2018.05.164.
- [66] F. Aydın and H. Ögüt, “Effects of using ethanol-biodiesel-diesel fuel in single cylinder diesel engine to engine performance and emissions,” *Renew. Energy*, vol. 103, pp. 688–694, 2017, doi: 10.1016/j.renene.2016.10.083.
- [67] N. D. Rao, B. Sudheer Premkumar, and M. Yohan, “Performance and emission characteristics of straight vegetable oil-ethanol emulsion in a compression ignition engine,” *ARPJ. Eng. Appl. Sci.*, vol. 7, no. 4, pp. 447–452, 2012.
- [68] W. Tutak, “Bioethanol E85 as a fuel for dual fuel diesel engine,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 86, pp. 39–48, 2014, doi: 10.1016/j.enconman.2014.05.016.
- [69] D. Hansdah and S. Murugan, “Bioethanol fumigation in a di diesel engine,” *Fuel*, vol. 130, pp. 324–333, 2014, doi: 10.1016/j.fuel.2014.04.047.
- [70] M. A. Ghadikolaei, C. S. Cheung, and K. F. Yung, “Comparison between blended mode and fumigation mode on combustion, performance and emissions of a diesel engine fueled with ternary fuel (diesel–biodiesel–ethanol) based on engine speed,” *J. Energy Inst.*, vol. 92, no. 5, pp. 1233–1250, 2019, doi: 10.1016/j.joei.2018.10.010.
- [71] İ. SEZER, “Experimental Investigation the Effects of Ethanol and Diethyl Ether (In Turkish),” *J. Therm. Sci. Technol.*, vol. 37, no. 1, pp. 61–68, 2017.

- [72] H. Liu, X. Wang, Y. Wu, X. Zhang, C. Jin, and Z. Zheng, “Effect of diesel/PODE/ethanol blends on combustion and emissions of a heavy duty diesel engine,” *Fuel*, vol. 257, no. June, p. 116064, 2019, doi: 10.1016/j.fuel.2019.116064.
- [73] C. D. Rakopoulos, D. C. Rakopoulos, G. M. Kosmadakis, and R. G. Papagiannakis, “Experimental comparative assessment of butanol or ethanol diesel-fuel extenders impact on combustion features, cyclic irregularity, and regulated emissions balance in heavy-duty diesel engine,” *Energy*, vol. 174, pp. 1145–1157, 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.03.063.
- [74] N. Yilmaz, “Comparative analysis of biodiesel-ethanol-diesel and biodiesel-methanol-diesel blends in a diesel engine,” *Energy*, vol. 40, no. 1, pp. 210–213, 2012, doi: 10.1016/j.energy.2012.01.079.
- [75] V. B. Pedrozo, I. May, and H. Zhao, “Exploring the mid-load potential of ethanol-diesel dual-fuel combustion with and without EGR,” *Appl. Energy*, vol. 193, pp. 263–275, 2017, doi: 10.1016/j.apenergy.2017.02.043.
- [76] S. Pandey, S. Bhurat, and V. Chintala, “Combustion and emissions behaviour assessment of a partially premixed charge compression ignition (PCCI) engine with diesel and fumigated ethanol,” *Energy Procedia*, vol. 160, no. 2018, pp. 590–596, 2019, doi: 10.1016/j.egypro.2019.02.210.
- [77] İ. Cesur, “Kısmi Yalıtılmış Bir Buji Ateşlemeli Motorda Buhar Enjeksiyonu Etkilerinin İncelenmesi,” Ph.D. Thesis, 2013.
- [78] Ç. Çangal, “Farklı Yakıt Karışımları Ve Emisyon Azaltma Teknikleri Uygulanan Bir Dizel Motorda Optimum Parametrelerin Taguchi Yöntemi İle Belirlenmesi,” 2019.
- [79] Ş. A. Baydır, “HCCI (homojen şarjlı sıkıştırma ile ateşlemeli) bir motorda yanma analizi,” Ph.D Thesis, 2012.
- [80] G. Coşkun, “CFD kullanılarak bir HCCI motorun iki boyutlu modellenmesi,” 2010.
- [81] H. Gürbüz, “Analysis of the effects of multiple injection strategies with hydrogen on engine performance and emissions in diesel engine,” *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 45, no. 51, pp. 27969–27978, 2020, doi: 10.1016/j.ijhydene.2020.07.012.
- [82] F. AKTAŞ, M. KILIÇ, S. KARAASLAN, and N. YÜCEL, “Farklı Oranlarda Etanol ve Metanol Katkısının Tam Yük Altında Dört Silindirli Dizel Bir Motorun Performans ve Emisyon Değerlerine Olan Etkilerinin Sayısal Olarak İncelenmesi,” *J. Polytech.*, vol. 0900, no. 4, pp. 967–977, 2019, doi: 10.2339/politeknik.492979.
- [83] S. BERK, “Bir Dizel Motorda CMA-ES Metodu Kullanılarak NO_x-PM Emisyonlarının Optimizasyonu,” M.Sc. Thesis, 2018.
- [84] “AVL BOOST Theory Guide version.” AVL LIST GmbH, Graz, Austria., 2020.

- [85] G. Woschni, "A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine," *SAE Tech. Pap.*, 1967, doi: 10.4271/670931.
- [86] F. G. Chmela and G. C. Orthaber, "SAE TECHNICAL Rate of Heat Release Prediction for Direct Injection Diesel Engines Based on Purely Mixing Controlled Combustion," no. 724, 2018.
- [87] A. Andree and S. J. Pachernegg, "Ignition conditions in diesel engines," *SAE Tech. Pap.*, 1969, doi: 10.4271/690253.
- [88] A. Onorati, G. Ferrari, and G. D'Errico, "1D unsteady flows with chemical reactions in the exhaust duct-system of S.I. engines: Predictions and experiments," *SAE Tech. Pap.*, no. 724, 2001, doi: 10.4271/2001-01-0939.
- [89] K. Pattas, "Pattas K., Harfner G., 'Stickoxidbildung bei der ottomotorischen Verbrennung', MTZ Nr. 12: 397-404, (1973)."
- [90] R. . Schubiger, "Russbildung und Oxidation bei der dieselmotorischen Verbrennung", : 342-353, (2002).," *MTZ 5/2002*, pp. 342–353, 2002.
- [91] H. Hiroyasu, "Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions, Part I," *Combust. Model. Bull. JSME*, vol. 26, pp. 569–575, 1983.
- [92] A. Praptijanto, A. Muharam, A. Nur, and Y. Putrasari, "Effect of ethanol percentage for diesel engine performance using virtual engine simulation tool," *Energy Procedia*, vol. 68, pp. 345–354, 2015, doi: 10.1016/j.egypro.2015.03.265.
- [93] Y. Wang *et al.*, "An analytic study of applying Miller cycle to reduce NOx emission from petrol engine," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 27, no. 11–12, pp. 1779–1789, 2007, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2007.01.013.