MARMARA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

METANOL-DİZEL YAKITLARI KULLANILAN COMMON-RAİL BİR RCCI MOTORDA METANOL İÇERİĞİNİN YANMA KARAKTERİSTİKLERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

MUSTAFA TEMÜR

(723216003)

DOKTORA TEZİ
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Makine Mühendisliği (Türkçe)

DANIŞMAN
Prof. Dr. Cenk SAYIN

II. DANIŞMAN
Doç. Dr. İlker Turgut YILMAZ

İSTANBUL, 2024

MARMARA UNIVERSITY
INSTITUTE FOR GRADUATE STUDIES
IN PURE AND APPLIED SCIENCES

INVESTIGATION OF THE EFFECT OF METHANOL CONTENT ON COMBUSTION CHARACTERISTICS IN A COMMON-RAIL RCCI ENGINE USED WITH METHANOL-DIESEL FUELS

MUSTAFA TEMÜR

Ph.D. THESIS

Department of Mechanical Engineering

Thesis Supervisor
Prof. Dr. Cenk SAYIN

Thesis II. Supervisor
Assoc. Prof. Dr. İlker Turgut YILMAZ

ISTANBUL, 2024

TEŞEKKÜR

Bu doktora çalışmasında, metanol ve dizel yakıtları kullanılan bir RCCI motorda farklı basınçlarda ve yüklerde motorun performans, emisyon ve yanma karakteristikleri incelenmiştir. Motor deneyleri Marmara Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Makine Mühendisliği Otomotiv laboratuvarında yapılmıştır.

Bu tez çalışması sürecinde daima destek, tavsiye ve yol gösteren, bilgi ve değerli yorumlarıyla danışmanım Prof. Dr. Cenk Sayın'a teşekkür ederim. Deney konsepti ve laboratuvar çalışmalarındaki desteklerinden dolayı her zaman görüş ve önerilerini bizden esirgemeyen Doç. Dr. İlker Turgut Yılmaz'a teşekkür ederim.

RCCI yanma konsepti oluşturulmasında değerli fikirleri ve tezin oluşumundaki katkılarından dolayı Prof. Dr. Ali Türkcan'a ve tez izleme süreçlerinde değerli yorumlarıyla bana yol gösteren Doç. Dr. Mustafa Yılmaz'a teşekkür ederim. Tez jüri üyeleri Prof. Dr. Ahmet Necati Özsezen ve Doç. Dr. Abdullah Demir'e teze katkılarından dolayı teşekkür ederim. Tez süreci ve hayatım boyunca maddi ve manevi tüm desteklerini gösteren başta anne ve babam olmak üzere tüm aileme sabır ve hoşgörülerinden dolayı teşekkür ederim.

Aralık, 2024 **Mustafa TEMÜR**

İÇİNDEKİLER

SAYFA

TEŞEKKÜR …….i

İÇİNDEKİLER……ii

ÖZET……...vi

ABSTRACT……...…...viii

YENİLİK BEYANI……..x

SEMBOLLER…….....xi

KISALTMALAR……...xii

ŞEKİL LİSTESİ……...….xiv

TABLO LİSTESİ…….....xix

1. GİRİŞ……...….1

1.1. Çalışmanın Amacı……..……....2

1.2. Metanolün Fiziksel ve Kimyasal Özellikleri……..3

1.2.1. Metanolün Üretimi……..4

1.2.2. Metanolün İçten Yanmalı Motorlarda Kullanımı……....5

1.3. Dizel Motorlar.....……6

1.3.1. Dizel Motorlarda Yanma ve Emisyonların Oluşumu…….....7

1.3.1.1. Dizel Motorlarda Yanma ……7

1.3.2.2. Dizel Motorlarda Emisyonların Oluşumu……...8

1.4. Düşük Sıcaklık Yanma Yöntemleri……...…....8

1.4.1. Homojen Dolgulu Sıkıştırma ile Ateşleme (HCCI)……....8

1.4.2. Ön Karışım Dolgulu Sıkıştırma ile Ateşleme (PCCI)……...12

1.4.3. Reaktivite Kontrollü Sıkıştırma ile Ateşleme (RCCI)……..15

1.5. Günümüze Kadar Yapılan Çalışmalar…….17

2. MATERYAL VE YÖNTEM…….....28

2.1. Deney Düzeneği……..28

2.1.1. Deney Motoru……..30

2.1.2. Motor Dinamometresi……..31

2.1.3. Silindir İçi Basınç Sisteminin Teknik Özellikleri…….……33

2.1.4. Yakıt Hattı Basınç Sistemi ……...34

2.1.5. Sinyal Şartlandırıcının Teknik Özellikleri.....35

2.1.6. Veri Toplama Kartının Teknik Özellikleri ……..……....36

2.1.7. Enkoderin Teknik Özellikleri ..….....……..37

2.1.8. Elektronik Kontrollü Yakıt Enjeksiyon Sistemi.....39

2.1.9. Emme Hava Isıtıcısı.....41

2.1.10. Egzoz Emisyonları Ölçüm Sistemi ……..…….....43

2.2. Deneysel Veriler ile Hesaplanan Performans Parametreleri……...44

2.2.1. Özgül Yakıt Tüketiminin Hesaplanması……..44

2.2.2. Özgül Enerji Tüketiminin Hesaplanması…….44

2.2.3. Volümetrik Verimin Hesaplanması……..45

2.2.4. Yanma Parametrelerinin Hesaplanması……...45

2.2.4.1. Silindir Gaz Basıncının Hesaplanması…….45

2.2.4.2. Isı Dağılım Oranının Hesaplanması……..47

2.2.4.3. Kümülatif Isı Dağılımının Hesaplanması…….……49

2.2.4.4. Yakıt Hattı Basıncının Belirlenmesi…….....……50

2.2.4.5. Tutuşma Gecikmesinin Hesaplanması…….51

2.2.4.6. Basınç Artış Oranının Hesaplanması……51

2.2.4.7. Çevrimsel Değişim Katsayılarının Hesaplanması……...……51

2.2.4.8. Silindir İçi Maksimum Gaz Sıcaklıklarının Hesaplanması……..52

2.2.4.9. Metanol Enerji Oranının Hesaplanması……...…….52

2.2.5. Deney Prosedürü……..53

3. BULGULAR VE TARTIŞMA……..55

3.1. Yanma Analizi……55

3.1.1. İndikatör Diyagramları ve Silindir Basınçlarının Karşılaştırılması…….55

3.1.2. Isı Dağılım Oranlarının Karşılaştırılması…….61

3.1.3. Kümülatif Isı Dağılımının Karşılaştırılması……...…….…….64

3.1.4. Basınç Artış Oranlarının Karşılaştırılması……68

3.2. Tutuşma Gecikmesinin Karşılaştırılması……71

3.3. Püskürtme Başlangıçlarının Karşılaştırılması…….……73

3.4. Yanma Başlangıçlarının Karşılaştırılması……..…….75

3.5. Yanma Sonu Karşılaştırılması……..…….....…….77

3.6. Yanma Sürelerinin Karşılaştırılması……..…….....…….79

3.7. Yakıt Hattı Basınçlarının Karşılaştırılması…….....…81

3.8. Ortalama İndike Basınç ve Maksimum Basınç İçin Çevrimsel Değişim Katsayılarının Karşılaştırılması.....84

3.9. Özgül Yakıt Tüketimlerinin Karşılaştırılması…….……86

3.10. Özgül Enerji Tüketimlerinin Karşılaştırılması……..88

3.11. Volümetrik Verimlerin Karşılaştırılması…….……..…89

3.12. Egzoz Emisyonlarının Karşılaştırılması……..……..91

3.12.1. Hidrokarbon Emisyonlarının Karşılaştırılması……..……..…..91

3.12.2. Azotoksit Emisyonlarının Karşılaştırılması……..…….....93

3.12.3. Karbondioksit Emisyonlarının Karşılaştırılması……...…95

3.12.4. Oksijen Emisyonlarının Karşılaştırılması……..……...…97

3.12.5. İs Emisyonlarının Karşılaştırılması……..……..98

4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER……..…...101

4.1. Sonuçlar…….....101

4.2. Öneriler…….....105

KAYNAKLAR....……..…...106

EKLER……...…..121

ÖZET

METANOL-DİZEL YAKITLARI KULLANILAN COMMON-RAİL BİR RCCI MOTORDA METANOL İÇERİĞİNİN YANMA KARAKTERİSTİKLERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Dünyada insan nüfusunun ve taşıt sayısının artmasına bağlı olarak artan emisyon kirliliği insan sağlığını ve doğayı olumsuz etkilemektedir. Bu kirletici emisyonlar, atmosferde sera gazı ve partiküllerin birikmesine neden olur. Bu da günümüzde, başta iklim değişikliği ve hava kirliliği olmak üzere birçok soruna yol açmaktadır. Dizel ve benzin motorlarının avantajlarını birleştiren RCCI motorlar, daha verimli ve temiz bir yanma sağlayan yenilikçi bir düşük sıcaklıkta yanma konseptidir. Bu konseptte, yüksek reaktiviteli ve düşük reaktiviteli olmak üzere en az iki farklı türde yakıt kullanılmaktadır.

Bu yapılan çalışmada, düşük sıcak yakıtı olarak, yüksek oktan sayısı ile bilinen bir alkol yakıtı olan metanol ile geleneksel dizel yakıtı kullanılmıştır. Dört silindirli, turboşarjlı, su soğutmalı, common-rail yakıt enjeksiyon sistemine sahip bir dizel motor, emme manifolduna metanol yakıtı püskürtecek yeni bir enjektör eklenmesiyle birlikte RCCI yanma konseptine dönüştürülmüştür. Deneyler 1750 d/d sabit hızda ve dört farklı motor yükünde (40 Nm, 60 Nm, 80 Nm ve 100 Nm) gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada kullanılan metanol, 12,19 ve 26 g/d (M12, M19 ve M26) olmak üzere üç farklı kütlesel debide motora gönderilmiş, elde edilen sonuçlar dizel yakıtı ile elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Yapılan deneysel çalışmada, geleneksel sıkıştırma ile ateşlemeli motorun emme manifolduna bir benzin enjektörü takılarak, düşük reaktiviteli yakıt olan metanol püskürtülmüş ve RCCI yanma moduna dönüştürülmüştür. Deneylerde, emme havasına metanol püskürtmenin yanma özellikleri (silindir basıncı, ısı dağılım oranı, kümülatif ısı dağılımı, basınç artış oranı, tutuşma gecikmesi, yanma süresi), motor performans parametreleri (özgül yakıt tüketimi, özgül enerji tüketimi, volümetrik verim) ve emisyonlar (HC, NO_x, CO_2, O_2 ve is) üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Deneyler sonucunda, kullanılan metanol oranının artmasıyla birlikte basınç artış oranı değerinin vuruntu limitini geçtiği tespit edilmiştir ve özgül yakıt tüketimi artmıştır. Motor yükü arttıkça maksimum silindir basınçlarının ve basınç artış oranlarının arttığı, maksimum ısı dağılım oranının ise azaldığı görülmektedir. Minimum tutuşma gecikmesi M12 yakıtı ile 40 Nm'de, 5,63 krank mili açısında meydana gelirken, maksimum tutuşma gecikmesi M26 yakıtı ile 80 Nm'de 15,12 krank mili açısında meydana gelmiş olup motor yükü arttıkça artan bir eğilim göstermektedir. En yüksek yanma süresi M26 yakıtıyla 100 Nm torkta elde edilirken, en düşük yanma süresi aynı yakıtla 40 Nm'de elde edilmiştir. Genel olarak artan yükle azalma eğilimi gösteren özgül yakıt tüketimi için minimum değer geleneksel dizel yakıtı için 100 Nm'de 231,11 g/kWh olurken, en yüksek değeri M21 yakıtı ile 40 Nm'de 350,49 g/kWh olmuştur. Özgül enerji tüketimi minimum değere 100 Nm'de geleneksel dizel yakıtı ile 9,82 MJ/kWh ile elde edilirken, en yüksek değere ise 40 Nm'de M26 yakıtı ile 12,54 MJ/kWh değeri hesaplanmıştır. Metanol oranı arttıkça NO_x ve CO_2 emisyonlarında önemli iyileşmeler gözlenirken, HC ve O_2 emisyonlarında artış görülmüştür. İs emisyonu ise düşük yüklerde azalırken, yüksek yüklerde artma eğilimi göstermiştir.

ABSTRACT

INVESTIGATION OF THE EFFECT OF METHANOL CONTENT ON COMBUSTION CHARACTERISTICS IN A COMMON-RAIL RCCI ENGINE USED WITH METHANOL-DIESEL FUELS

The increase in human population and the number of vehicles worldwide has led to a rise in emission pollution, negatively impacting human health and the environment. These pollutant emissions cause the accumulation of greenhouse gases and particulates in the atmosphere, contributing to critical issues such as climate change and air pollution. RCCI (Reactivity Controlled Compression Ignition) engines, which combine the advantages of diesel and gasoline engines, represent an innovative low-temperature combustion concept that provides cleaner and more efficient combustion. This concept involves the use of at least two different types of fuels: one with high reactivity and the other with low reactivity.

In this study, methanol, an alcohol fuel known for its high octane rating, was used as the low-reactivity fuel alongside conventional diesel fuel. A four-cylinder, turbocharged, water-cooled diesel engine equipped with a common-rail fuel injection system was modified to incorporate a new injector in the intake manifold for methanol fuel injection, thereby converting it to the RCCI combustion concept. Experiments were conducted at a constant engine speed of 1750 rpm and four different engine loads (40 Nm, 60 Nm, 80 Nm, and 100 Nm). Methanol was supplied to the engine at three different mass flow rates (12, 19, and 26 g/s, labeled as M12, M19, and M26), and the results were compared with those obtained using diesel fuel.

In the experimental setup, the conventional compression ignition engine was modified by installing a gasoline injector in the intake manifold to inject methanol, a low-reactivity fuel, thus achieving RCCI combustion mode. The effects of methanol injection into the intake air on combustion characteristics (cylinder pressure, heat release rate, cumulative heat release, pressure rise rate, ignition delay, and combustion duration), engine

performance parameters (brake specific fuel consumption, brake specific energy consumption, and volumetric efficiency), and emissions (HC, NO_x, CO_2, O_2, and smoke) were examined.

The experimental results indicated that increasing the methanol ratio caused the pressure rise rate to exceed the knock limit and increased brake specific fuel consumption. As engine load increased, maximum cylinder pressures and pressure rise rates also increased, while the maximum heat release rate decreased. The minimum ignition delay was observed with M12 fuel at 40 Nm (5.63 crank angle degrees), while the maximum ignition delay occurred with M26 fuel at 80 Nm (15.12 crank angle degrees), showing a trend of increasing ignition delay with higher engine loads. The longest combustion duration was observed with M26 fuel at 100 Nm, whereas the shortest was recorded with the same fuel at 40 Nm. For brake specific fuel consumption, the minimum value was 231.11 g/kWh at 100 Nm with conventional diesel fuel, while the maximum value was 350.49 g/kWh at 40 Nm with M21 fuel. For brake specific energy consumption, the minimum value was 9.82 MJ/kWh at 100 Nm with conventional diesel fuel, while the maximum value was 12.54 MJ/kWh at 40 Nm with M26 fuel.

As the methanol ratio increased, significant improvements were observed in NO_x and CO_2 emissions, while HC and O_2 emissions increased. Smoke emissions decreased at low loads but tended to increase at higher loads.

YENİLİK BEYANI

METANOL-DİZEL YAKITLARI KULLANILAN COMMON-RAİL BİR RCCI MOTORDA METANOL İÇERİĞİNİN YANMA KARAKTERİSTİKLERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Araştırmacılar ve bilim insanları, dünyada son yıllarda hızla artan CO_2 ve NO_x gibi kirletici emisyonların neden olduğu küresel ısınma, iklim değişikliği ve hava kirliliği gibi olumsuz etkilerin giderilmesi için içten yanmalı motorlarda daha çevre dostu alternatif yakıtlara ve farklı yanma konseptlerine ilgi duymaktadırlar.

Alkol yakıtları, petrol kökenli yakıtlara alternatif olabilecek yakıtlardır. Bu yakıtların birçoğu doğada bulunan çeşitli bitkisel kaynaklardan elde edilmektedir. Daha az kirletici emisyon salınımına neden olurlar. Ayrıca, yüksek motor performansı ve yakıt verimliliği sağlayabilirler. Alkol yakıt türü olan metanol yüksek buharlaşma ısısı ve düşük yanma sıcaklığına sahip olması nedeniyle soğuk bir yakıttır. Daha iyi bir yanma verimi elde etmek için bu çalışmada emme havası 55 ^oC sıcaklıkta sabit tutulmuştur.

Literatür araştırması yapıldığında, metanol-dizel çift yakıtlı bir RCCI motorda, sabit emme havası sıcaklığında, farklı metanol enerji oranlarında ve kısmi yüklerde detaylı araştırma yapılmadığı tespit edilmiştir. Common-rail dizel motorlarda yakıt hattı basıncı sabit ve yüksek basınçlarda gerçekleştirildiği için atomizasyon ve yanma parametreleri daha hassas kontrol edilebilmektedir. Literatürde genellikle mekanik yakıt enjeksiyon sistemleri üzerinde çalışmalar mevcut olduğundan, dolayısıyla bu çalışmada common rail yakıt enjeksiyon sistemine sahip bir dizel motor, RCCI yanma konseptine dönüştürülerek düşük reaktiviteli yakıt olarak metanol seçilmiş ve yüksek metanol oranlarında RCCI yanma konseptinin yanma, performans ve emisyonlarına etkisi değerlendirilerek bu çalışmadan elde edilecek sonuç ve bulgular ile literatürdeki bu boşluğun doldurulması amaçlanmıştır.

SEMBOLLER

$\boldsymbol{\theta}$: Krank mili açısı (ºKMA)

Ne **:** Motor gücü (kW)

$\boldsymbol{\dot{m}}$ **:** Yakıt kütlesel debisi (kg/h)

$\boldsymbol{V_y}$ **:** Yakıt hacmi (l)

$\boldsymbol{\dot{m}_{h,teorik}}$: Teorik hava kütlesel debi (kg/h)

t **:** Zaman (s)

$\boldsymbol{V_s}$ **:** Strok hacmi (m^3)

$\boldsymbol{\rho_y}$ **:** Yakıt yoğunluğu (kg/m^3)

$\boldsymbol{\rho_h}$ **:** Havanın yoğunluğu (kg/m^3)

z **:** Silindir sayısı

$\boldsymbol{\dot{m}_h}$ **:** Havanın kütlesel debisi (kg/h)

$\boldsymbol{\eta_{vol}}$ **:** Volümetrik verim (%)

$\boldsymbol{\frac{dQ}{d\theta}}$ **:** Isı dağılım oranı (J/ºKMA)

V **:** Silindir hacmi (m^3)

$\boldsymbol{\gamma}$ **:** Özgül ısılar oranı

$\boldsymbol{Q_k}$ **:** Kümülatif ısı dağılımı (J)

$\boldsymbol{\theta_e}$ **:** Yanma sonu (ºKMA)

$\boldsymbol{\theta_s}$: Yanma başlangıcı (ºKMA)

$\boldsymbol{\phi_c}$ **:** Isı dağılım merkezi (ºKMA)

KISALTMALAR

KMA : Krank mili açısı

bsfc : Özgül yakıt tüketimi (g/kWh)

bsec : Özgül enerji tüketimi (kJ/kWh)

$C_{12}H_{26}$: Dizel yakıt

CH_3OH : Metanol yakıt

RCCI : Reaktivite kontrollü sıkıştırma ile ateşleme

H_2 : Hidrojen

HC : Hidrokarbon

O_2 : Oksijen

CO : Karbon monoksit

CO_2 : Karbon dioksit

NO_x : Azot oksit

AÖN : Alt ölü nokta

ÜÖN : Üst ölü nokta

CH_4 : Metan yakıtı

PODE : Polioksimetilen dimetil eter

EGR : Egzoz gazı resirkülasyonu

LPG : Sıvılaştırılmış petrol gazı

CFD : Hesaplamalı akışkanlar dinamiği

THC : Toplam hidrokarbon emisyonu

CNG : Sıkıştırılmış doğal gaz yakıtı

ppm : milyonda bir birim

LTC : Düşük sıcaklıkta yanma

MEO : Metanol enerji oranı

IDO : Isı dağılım oranı

KID : Kümülatif ısı dağılımı

BAO : Basınç artış oranı

ÇDK : Çevrimsel değişim katsayısı

$ÇDK_{OİB}$: Ortalama indike basınç için çevrimsel değişim katsayısı

$ÇDK_{Pmaks}$: Maksimum basınç için çevrimsel değişim katsayısı

ABE : Aseton-Bütanol-Etanol

ŞEKİL LİSTESİ

SAYFA

Şekil 1.1. Metanol üretim prosesinin şematik gösterimi …..……...……4

Şekil 1.2. Dizel motorda silindir basıncı ile krank mili açısının değişimini……...…..7

Şekil 1.3. Benzinli, dizel ve HCCI motorlarda yanmanın şematik gösterimi….....…..9

Şekil 1.4. HCCI motorların çalışma bölgeleri ve sıcaklık ile eşdeğerlik oranı değişimi……10

Şekil 1.5. NO_x ve is emisyonları açısından PCCI ve HCCI yanma konseptlerinin çalışma bölgeleri ….……14

Şekil 1.6. Dizel, benzin ve PCCI motorları için alev yayılımının…….……..14

Şekil 1.7. RCCI motorlarda yanmanın gösterimi……..……..16

Şekil 2.1. Deney düzeneğinin genel görünümü…….…....28

Şekil 2.2. Deney düzeneğinin şematik görünümü…….…....29

Şekil 2.3. Deney motoru……...….....30

Şekil 2.4. Motor dinamometresi……..31

Şekil 2.5. Motor dinamometresinin kontrol sistemi ekranı…...……...….....32

Şekil 2.6. Silindir içi basınç sensörü montajı ……...……..33

Şekil 2.7. Yakıt hattı basınç sensörü……..……...…....……...……..34

Şekil 2.8. Sinyal şartlandırıcı ….....…….....….36

Şekil 2.9. National instruments veri toplama kartı..……...…...……..37

Şekil 2.10. Enkoder montaj bağlantıları ….....……...….38

Şekil 2.11. Febris yanma analiz sistemi ara yüzü……..……..……..39

Şekil 2.11. Febris yanma analiz sistemi ara yüzü……..……..……..39

Şekil 2.12. Arduino mega 2560 r3 kartı 40

Şekil 2.13. Benzin enjektörü.....41

Şekil 2.14. PTC seramik ısıtıcı görünümü..... 42

Şekil 2.15. Sıcaklık kontrol paneli 42

Şekil 2.16. Egzoz emisyon cihazı görünümü.……..…..……...…...43

Şekil 2.17. 200 çevrimde toplanan üç boyutlu silindir basıncı grafiği (40 Nm, M19)....46

Şekil 2.18. Logaritmik P-V diyagramı (40 Nm, dizel) 47

Şekil 2.19. Isı dağılım oranı, silindir basıncı ve iğne kalkma miktarıyla dizel yanma safhaları..... 48

Şekil 2.20. Isı dağılım oranı 49

Şekil 2.21. Yakıt hattı basıncında pilot ve ana püskürtmelerin gösterimi

(40 Nm, M26) 50

Şekil 2.22. Farklı yakıt türleri ve motor yüklerinde enerji oranlarının gösterimi……...53

Şekil 3.1. 40 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan indikatör diyagramları……..……..……..55

Şekil 3.2. 60 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan indikatör diyagramları……...……...……...……..56

Şekil 3.3. 80 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan indikatör diyagramları……...……...……...……..56

Şekil 3.4. 100 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan indikatör diyagramları……...……...……...……..57

Şekil 3.5. 40 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan silindir basınçları……...……...……...……..58

Şekil 3.6. 60 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan silindir basınçları……...……...……...……..59

Şekil 3.7. 80 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan silindir basınçları……...……...……...……..59

Şekil 3.8. 100 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan silindir basınçları……...……...……...……..60

Şekil 3.9. 40 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan ısı dağılım oranları……...……...……...……...……..62

Şekil 3.10. 60 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan ısı dağılım oranları……..……..……..……..……..63
Şekil 3.11. 80 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan ısı dağılım oranları……..……..……..……..……..63
Şekil 3.12. 100 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan ısı dağılım oranları……..……..……..……..……..64
Şekil 3.13. 40 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan kümülatif ısı dağılımları……..……..……..……..66
Şekil 3.14. 60 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan kümülatif ısı dağılımları……..……..……..……..66
Şekil 3.15. 80 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan kümülatif ısı dağılımları……..……..……..……..67
Şekil 3.16. 100 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan kümülatif ısı dağılımları……..……..……..……..67
Şekil 3.17. 40 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan basınç artış oranı……..……..……..……..……..69
Şekil 3.18. 60 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan basınç artış oranı……..……..……..……..……..70
Şekil 3.19. 80 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan basınç artış oranı……..……..……..……..……..70
Şekil 3.20. 100 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan basınç artış oranı……..……..……..……..……..71
Şekil 3.21. Farklı yüklerde oluşan dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için tutuşma gecikmesinin değişimi……..……..……..……..……..74
Şekil 3.22. Farklı yüklerde oluşan dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için püskürtme başlangıcının krank açısı ile değişimi 75
Şekil 3.23. Farklı yüklerde oluşan dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için püskürtme başlangıçlarının değişimi 76
Şekil 3.24. Farklı yüklerde oluşan dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için yanma başlangıcının krank açısı ile değişimi 77

Şekil 3.25. Farklı yüklerde oluşan dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için yanma başlangıcının değişimi 78

Şekil 3.26. Farklı yüklerde oluşan dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için yanma sonunun krank açısı ile değişimi 79

Şekil 3.27. Farklı yüklerde oluşan dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için yanma sonu basıncının değişimi 80

Şekil 3.28. Farklı yüklerde oluşan dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için yanma sürelerinin değişimi……..…….…….....……...……..82

Şekil 3.29. 40 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan yakıt hattı basıncı 83

Şekil 3.30. 60 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan yakıt hattı basıncı 84

Şekil 3.31. 80 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan yakıt hattı basıncı 84

Şekil 3.32. 100 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan yakıt hattı basıncı 85

Şekil 3.33. Farklı yüklerde oluşan dizel, M12, M19 ve M26 yakıtlarında ortalama indike basınç için çevrimsel değişim katsayıları 86

Şekil 3.34. Farklı yüklerde oluşan dizel, M12, M19 ve M26 yakıtlarında maksimum basınç için çevrimsel değişim katsayıları 87

Şekil 3.35. Farklı yüklerde oluşan dizel, M12, M19 ve M26 yakıtlarında ortalama indike basınç ve maksimum basınç için çevrimsel değişim katsayılarının kıyaslanması 87

Şekil 3.36. Farklı yüklere bağlı meydana gelen özgül yakıt tüketimi değişimleri……88

Şekil 3.37. Farklı yüklere bağlı meydana gelen özgül enerji tüketimi değişimleri…….90

Şekil 3.38. Farklı yüklere bağlı meydana gelen volümetrik verim değişimleri…….…91

Şekil 3.39. 40 Nm, 60 Nm, 80 Nm ve 100 Nm farklı motor yüklerindeki yakıtlar için hidrokarbon emisyonları değişimi……..….93

Şekil 3.40. 40 Nm, 60 Nm, 80 Nm ve 100 Nm farklı motor yüklerindeki yakıtlar için azotoksit emisyonları değişimi..……..….95
Şekil 3.41. 40 Nm, 60 Nm, 80 Nm ve 100 Nm farklı motor yüklerindeki yakıtlar için karbondioksit emisyonları değişimi. ..……..……..….97
Şekil 3.42. 40 Nm, 60 Nm, 80 Nm ve 100 Nm farklı motor yüklerindeki yakıtlar için oksijen emisyonları değişimi. ..……...……..……..….99
Şekil 3.43. 40 Nm, 60 Nm, 80 Nm ve 100 Nm farklı motor yüklerindeki yakıtlar için is emisyonları değişimi. ..…….....……...…..……...….101

TABLO LİSTESİ

SAYFA

Tablo 1.1. Dizel ve metanolün bazı fiziksel ve kimyasal özellikleri…..……3

Tablo 2.1. Deney motorunun özellikleri…..……..…31

Tablo 2.2. Silindir içi basınç sensörü teknik özellikleri 34

Tablo 2.3. Yakıt hattı basınç sensörü teknik özellikleri 35

Tablo 2.4. Sinyal şartlandırıcının teknik özellikleri 36

Tablo 2.5. Veri toplama kartı teknik özellikleri 37

Tablo 2.6. Enkoderin teknik özellikleri 38

Tablo 2.7. Arduino mega 2560 r3 kartı teknik özellikleri 40

Tablo 2.8. Bosch benzin enjektörü teknik özellikleri 41

Tablo 2.9. Egzoz emisyon cihazı teknik özellikleri 44

Tablo 2.10. Metanol ve dizel yakıtlarının kütlesel değerleri 53

1. GİRİŞ

Dünyada hızla artan endüstriyel gelişmelerin paralelinde bazı problemler de ortaya çıkmaktadır. Bu endüstriyel gelişmeler içerisinde içten yanmalı motorlar önemli bir yer tutar. İçten yanmalı motorlar, uzun yıllardır taşıtlarda kullanılan yaygın bir motor tipidir. Genellikle fosil kökenli yakıtlar kullanılır. Bu yakıtların yanmasıyla egzozdan çevreye kirletici gazlar yayılır. Bu gazların küresel ısınmaya, hava kirliliğine, çevre ve insan sağlığına olumsuz etkileri olduğu bilinmektedir. Bir diğer problem ise bu fosil kökenli yakıtların rezervlerinin sınırlı olmasıdır. Bu problemlerin çözümü için bilim adamları içten yanmalı motorlarda kullanılabilecek alternatif yakıt arayışlarına yönelmişlerdir.

Fosil kökenli yakıt rezervlerinin azalması sonucunda, petrol kökenli olmayan alternatif yakıtlara olan ilginin artması dikkat çekmektedir. Buna göre motorlarda yapılacak çok küçük değişikliklerle kömürden elde edilen sentetik benzin veya metanolün yakıt olarak kullanılması mümkündür [1]. Metanol, benzine alternatif olarak düşünülen yakıtlar içinde ümit vaat eden ve üzerinde araştırmalar yapılan bir yakıttır. Saf metanol ve farklı yüzdelerdeki metanol-benzin karışımları son yıllarda motorlar üzerinde kapsamlı bir şekilde test edilmektedir [2-3].

Benzin-metanol karışımlarının yakıt olarak kullanılmasında ortaya dezavantajlar da ortaya çıkmaktadır. Bu sorunlardan biri alkolün su ile reaksiyona girme eğilimidir. Bu olay gerçekleştiğinde metanol yerel olarak benzinden ayrışır ve bu durumda homojen olmayan bir karışım meydana gelir. Bu durum, iki yakıt arasındaki yüksek hava-yakıt oranı farklılıkları sebebiyle motorun düzensiz çalışmasına neden olur. Bununla birlikte, otomotiv firmaları herhangi bir benzin-metanol-etanol bileşimi kullanılabilen motor üzerinde de testler yapmaktadır [4].

Çift yakıtlı bazı dizel motorlarda metanol kullanılmaktadır. Metanol tek başına kullanıldığında dizel motorlar için uygun değildir. Ancak, tutuşmayı iyileştirmek için az miktarda dizel yakıtının kullanılması durumunda metanol iyi sonuçlar vermektedir. Metanol, dizel yakıtından çok daha ucuz olarak üretildiği bazı ülkelerde cazip bir yakıt olarak kullanılmaktadır. Metanol ile gerçekleştirilen ilk deneylerde eski tip büyük vasıta dizel motoru kullanılarak, metanol ile çalışacak şekilde dönüştürülmüştür. Bu deneyler sonucunda dizel yakıtı ile çalışan büyük vasıta dizel motoruna kıyasla zararlı emisyonların hepsinde iyileşmeler görülmüştür [5].

1.1. Çalışmanın Amacı

Organik bileşik olan metanolün kimyasal formülü CH_3OH'dir. Metil alkol olarak da bilinmektedir. Uçucu, yanıcı ve renksiz bir sıvıdır. Endüstriyel ve ticari birçok uygulamada kullanılmaktadır. Metanol, genellikle doğalgaz, kömür ve biyokütle gibi karbon içeren kaynaklardan üretilir. Metanol, sentetik gaz, kömür ve biyokütle ile kimyasal reaksiyonlar sonucu oluşur. Yüksek oktan sayısına sahip olması, düşük emisyon üretmesi ve çevre dostu bir yakıt olması sebebiyle içten yanmalı motorlarda kullanılmaktadır.

Bu çalışmada, emme manifoldundan metanol yakıtı gönderilmek üzere benzin enjektörü ilave edilmiştir. Alternatif yenilenebilir bir yakıt olan metanolden en yüksek performansı almak ve kirletici egzoz emisyonlarını düşürmenin yöntemlerini araştırmak bu çalışmanın ana prensibini oluşturmaktadır.

Deneylerde bir dizel motorda, ana püskürtmede dizel yakıtı ve pilot püskürtmede metanol yakıtı kullanılarak reaktivite kontrollü sıkıştırma ile ateşleme uygulaması (RCCI) yapılmıştır. Başlangıçta emme manifolduna benzin enjektörü ile metanol, daha sonra sıkıştırma zamanı sonuna doğru dizel yakıtı enjekte edilmiştir. Motor farklı yüklerde çalıştırılmış, egzoz emisyonları, motor performansı ve yanma analizi (indikatör diyagramı, silindir basıncı, ısı dağılım oranı, kümülatif ısı dağılımı ve tutuşma gecikmesi) motor yükü değişimine bağlı olarak incelenmiştir.

Metanolün içten yanmalı motorlarda kullanılmasıyla birlikte motor performansı ve egzoz emisyonlarına etki eden parametreler üzerine yapılan araştırmalar devam etmektedir. Emme havasının ısıtılması ve sıkıştırma oranlarının değiştirilmesi gibi farklı yöntemler tercih edilmektedir. Bu çalışmada, emme havası ısıtılarak metanol yakıtı kullanılan bir RCCI motorda yanma, performans ve emisyonların etkisinin incelenmesi amaçlanmıştır.

1.2. Metanolün Fiziksel ve Kimyasal Özellikleri

Bu bölümde, içten yanmalı motorlarda yenilenebilir alternatif yakıt olarak kullanılan metanolün fiziksel ve kimyasal özellikleri hakkında genel bilgiler verilmiştir. Metanol, renksiz, kokusu çok az algılanabilen ve önemli derecede zehirli bir alkol çeşididir. Özellikle sinir sistemine etki edebilir ve körlüğe sebebiyet verebilir. Düşük ihtimalle olsa, ağızdan alınması öldürücü sonuçlar doğurabilir. Metanol buharlarının solunması, baş

ağrısı, baş dönmesi, mide bulantısı ve solunum zorluğu gibi semptomlara yol açabilir. Metanol, cilt yoluyla emilebilir ve uzun süreli temas cilt tahrişine veya kimyasal yanıklara neden olabilir. Benzin ve dizel yakıtları da dikkatle kullanılmalıdır; fakat metanol kadar tehlikeli değillerdir [6-7].

Metanol, etanol, bütanol ve propanol gibi yakıtlar birer alkol yakıtıdır. Alkol yakıtlarının en önemli avantajları, dizel yakıtına göre düşük viskoziteli olmalarıdır. Bu nedenle kolayca enjekte edilebilir, atomize edilebilir ve hava ile karışabilirler. Ayrıca, yanma işleminin daha erken bitmesini sağlayabilen yüksek laminer yanma hızı, motordaki ısıl verimliliği artırmaktadır. Yüksek oksijen içeriği ve düşük kükürt içeriği nedeniyle daha az emisyon ortaya çıkmaktadır [8].

Metanol ve dizelin bazı fiziksel ve kimyasal özellikleri Tablo 1.1.'de verilmiştir.

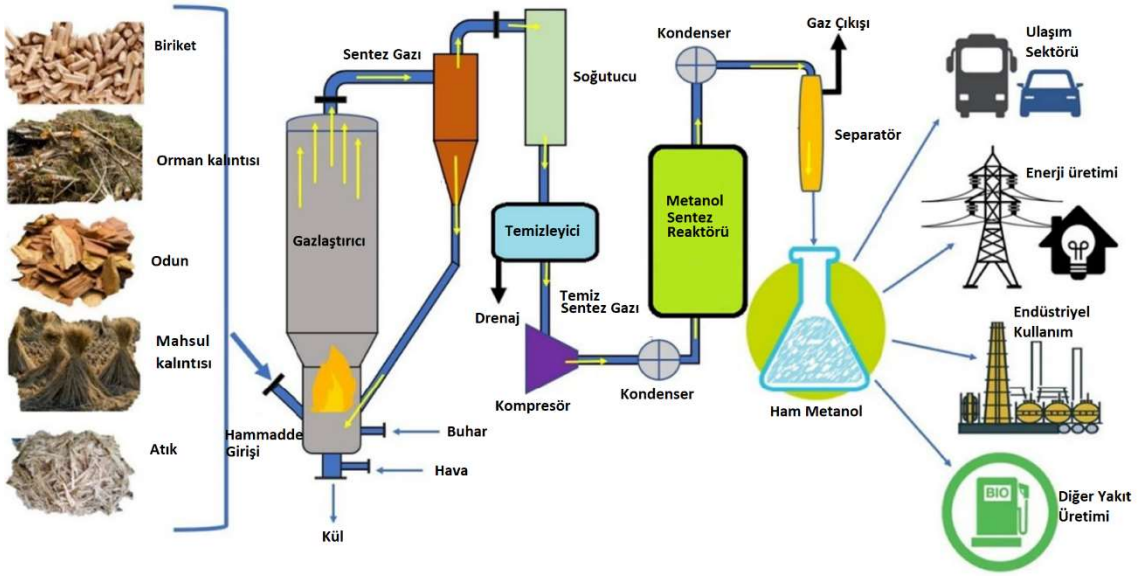
Tablo 1.1. Dizel ve metanolün bazı fiziksel ve kimyasal özellikleri [9-11]

Yakıt özellikleri	**Dizel**	**Metanol**
Kimyasal formülü	$C_{12}H_{24}$	CH_3OH
Yoğunluk (kg/m^3, 293 K)	847	795
Tutuşma sıcaklığı (K)	483-523	743
Alt ısıl değeri (MJ/kg)	42,5	20,1
Gizli buharlaşma ısısı (kJ/kg)	260	1100
Setan sayısı	51	<5
Oktan sayısı	17	111
Laminer yanma hızı (cm/s)	-	523
Stokiyometrik hava/yakıt oranı	14,3	6,5
Viskozite (mm^2/s, 313 K)	2,72	0,58
Kaynama noktası (°C)	180-360	64,5

1.2.1 Metanol Üretimi

Metanol üretimi genellikle petrol, doğalgaz ve kömür gibi karbon içeren kaynaklardan elde edildiği gibi bünyesinde şeker bulunan biyolojik kaynaklardan, odun ve orman kalıntılarından da elde edilmektedir. Metanol ulaşımda, enerji üretiminde, endüstriyel uygulamalarda, ilave yakıt ve kimyasalların üretiminde kullanılabilir. Metanol üretim prosesinde ilk adım sentez gazı üretimidir. Metan veya kömür gazlaştırılarak sentez gazı üretilir. Sentez gazı, hidrojen (H) ve karbon monoksit (CO) gibi bileşenlerden oluşmaktadır. Daha sonra, üretilen sentez gazı çeşitli arıtma adımlarından geçirilir. Bu adımda kömür tozu, kükürt bileşikleri ve diğer kirleticiler ayrılır. Arıtılmış sentez gazı

metanol sentez reaktörüne gönderilir. Sentez gazı, uygun katalizörler yardımıyla kimyasal reaksiyonlara tabi tutularak metanol üretilir. Bu reaksiyonlarda H ve CO metanolün temel moleküler yapısını oluşturur. Reaktörden çıkan gaz daha sonra soğutulur ve metanol sıvı fazda yoğunlaşır. Metanol sıvı fazda ayrıştırma prosesi ile diğer gazlar ve yan ürünlerden ayrılır. Elde edilen metanol, saflaştırma işlemleriyle daha yüksek saflıkta bir ürün elde etmek için işlenir. Bu işlemler, istenmeyen bileşenlerin giderilmesi ve metanolün istenilen saflık seviyesine çıkarılmasını sağlar. Saf metanol, depolama tankları ile endüstriyel tesislere ya da diğer kullanım yerlerine dağıtılır [12]. Şekil 1.1'de metanolün üretim prosesinin şematik gösterimi verilmiştir.



Şekil 1.1. Metanol üretim prosesinin şematik gösterimi [12]

1.2.2. Metanolün İçten Yanmalı Motorlarda Kullanımı

1980'lerin başında, metanolün benzinle hacimsel %15 oranında karıştırılmasıyla ilk olarak araçlarda kullanımına başlanmıştır. Daha sonra yapılan araştırmalar ve denemelerle %85-%90 oranında metanol içeren M85 ve M90 olarak adlandırılan motorlara sahip araçlar geliştirilip, üretilmiştir. Ayrıca, tamamen metanol kullanılan yani M100 adı verilen araçlar için de geliştirilmiş, ancak üretime geçilmemiştir. Daha sonraki aşamada, mevcut benzin motorlarının metanole dönüştürülmesi yerine, direkt olarak metanol yakıtı kullanabilen yeni motorlar tasarlandı. Bu tasarımlar üzerine yapılan araştırmalara göre, metanol yakıtlı araçların gelişmiş teknolojiye sahip benzinli araçlara

kıyasla %5-10 oranında daha fazla verim elde edebileceği gösterilmiştir. Metanolün benzinle çalışan motorlarda kullanılması durumunda, oktan sayısı yüksektir ve kendi kendine zor tutuşur. Metanolün motor içinde tam yanması sonucu yanmamış HC'lerin oluşmadığını unutmamak önemlidir. Ayrıca, metanolün benzine göre daha düşük alev sıcaklığına sahip olması, yanmanın kötüleşmesine ve CO, karbondioksit (CO_2) ve azot oksit (NO_x) emisyonlarında yaklaşık %10 artışa neden olur. Metanol, sıvı bir yakıt olduğundan benzin gibi depolanabilir. Ancak, enerji yoğunluğu benzinin altındadır; bu nedenle aynı mesafeyi kat etmek için daha fazla metanol gerekebilir, bu da daha büyük yakıt tankları anlamına gelir. Metanolün buharlaşma ısısının yüksek olması, soğuk havalarda ilk hareketi zorlaştırabilirken, M85 yakıtı kullanan motorlarda benzin, metanolün düşük buharlaşma özelliğini iyileştirerek soğuk havalarda çalışmayı kolaylaştırabilir. Metanol kullanımında karşılaşılan bir diğer sorun ise aşırı korozyona yol açmasıdır. Bu nedenle, özel yakıt pompaları, depolar ve yakıt sistemleri gerekebilir. Metanol yüksek oktan sayısına ve düşük setan sayısına sahiptir. Metanolün enerji yoğunluğu benzinden daha düşüktür; bu da aynı miktarda enerji elde etmek için daha fazla yakıt tüketimi gerektiği anlamına gelir. Ayrıca, yüksek tutuşma sıcaklığı ve kendi kendine tutuşma direnci, dizel motorlarında kullanımda sorunlara neden olabilir. Bu nedenle metanolün dizel motorlarda kullanılması durumunda bujilere veya dizel yakıtıyla karıştırılmasına ihtiyaç vardır. Metanol, içten yanmalı motorlar için umut verici bir yakıttır [13].

Metanol, motorlar için en uygun alternatif yakıtlardan biri olarak kabul edilmektedir. Bazı özel uygulamalarda metanolün yüksek oktan sayısından dolayı yüksek sıkıştırma oranına sahip buji ateşlemeli motorlarda kullanılabilmesine imkan vermesi örnek olarak verilebilir. Yine emme portundan enjeksiyonlu buji ateşlemeli motorlarda da kullanılabilir. Bununla birlikte, yüksek sıkıştırma oranına sahip, direkt enjeksiyonlu ve kademeli dolgulu buji ateşlemeli motorlarda da kullanılabilir. Ayrıca turboşarjlı, manifold enjeksiyonlu ve yüksek sıkıştırma oranına sahip motorlarda da kullanılabilir [14-17].

Diğer taraftan metanol, içten yanmalı motorlarda alternatif bir yakıt olarak kullanıldığında, havadan nem çekerek korozyonu artırabilir. Yanma sırasında asidik yan ürünler (formik asit, formaldehit) oluşturarak motor bileşenlerine zarar verebilir ve kirleticilerle birleşerek korozyon riskini yükseltebilir. Yakıt sistemindeki metaller (çelik, alüminyum, bakır) ve elastomer contalar üzerinde aşındırıcı etkiler gösterir. Motor

yağının viskozitesini düşürerek aşınmayı hızlandırabilir. Bu etkileri azaltmak için paslanmaz çelik, metanolle uyumlu elastomerler, korozyon inhibitörleri ve su ayırıcılar gibi çözümler kullanılmalı ve yakıtın nemle teması da önlenmelidir. Metanol, düşük karbon emisyonları gibi avantajlara sahip olsa da korozyon riski nedeniyle motorlarda özel tasarım ve malzeme gerektirir. Metanol kullanımı, korozif yapısı nedeniyle motor bileşenlerinde ağırlık kaybına yol açabilir ve bu kayıp üzerinden hesaplanan korozyon hızı, bileşenlerin ömrünü tahmin etmek için önemlidir. Motor parçalarının metanol kullanımı sırasında korozyona karşı direnci, kritik bir faktördür [18].

1.3. Dizel Motorlar

Dizel motorlar, ulaşım ve tarım sektörleri dahil olmak üzere geniş bir alanda tercih edilirler. Bunun nedeni, düşük yakıt sarfiyatı, yüksek ısıl verimlilik, güvenilirlik ve ekonomik yakıt maliyeti gibi avantajlar sunmalarıdır [19-21]. Dizel motorlar, bujiyle ateşlenen motorlardan belirgin bir şekilde farklıdır çünkü yanma işleminin başlatılma şekli üzerinde önemli bir farklılık gösterirler. Bujiyle ateşlenen motorlarda, yanma genellikle sıkıştırma işlemi sona ererken dış bir kaynak tarafından tetiklenir. Tipik olarak, bu tür motorlarda hava-yakıt karışımı emme sırasında silindire alınır ve homojen bir karışım elde edilir. Fakat dizel motorlarda, silindire sadece hava emilirken, sıkıştırma işlemi sona ererken yüksek sıcaklık ve basınç altındaki havaya dizel yakıtı püskürtülür. Bu motorlarda, yanma süreci aslında kararsızdır. Bunun sebebi, heterojen bir karışım içinde birden fazla alev cephesinin oluşması ve silindir duvarlarına doğru ilerlemesidir. Dizel motorlarda yanma, tutuşma gecikmesi, kontrolsüz yanma, kontrollü yanma ve art yanma olarak dörde ayrılır.

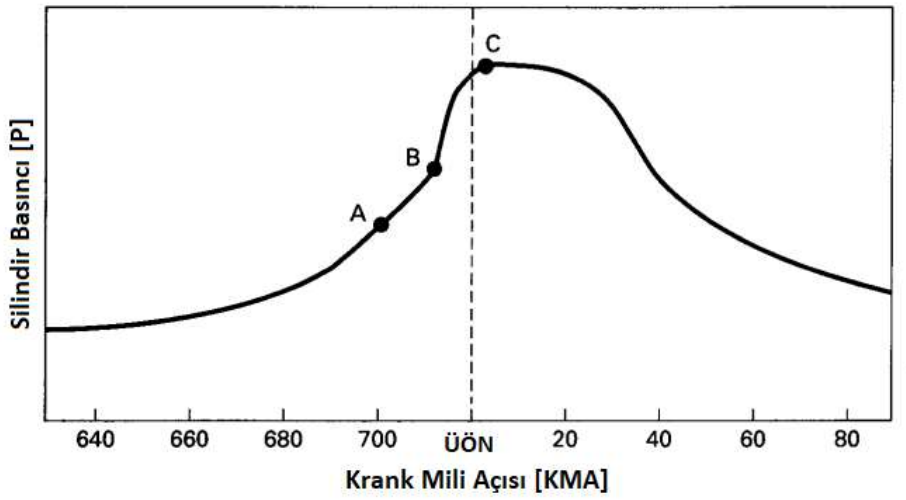
1.3.1. Dizel Motorlarda Yanma ve Emisyonların Oluşumu

Dizel motorlarda, yanma ve emisyonların oluşumu, yüksek basınç ve sıcaklık koşullarında meydana gelen bir olaydır ve yanma sürecinin etkinliği, oluşan emisyonların miktarını belirleyen önemli bir faktördür. Emisyonların oluşumu, yanma sürecinde gerçekleşen kimyasal tepkimelerin bir sonucudur.

1.3.1.1. Dizel Motorlarda Yanma

Yanma, yakıtın atomizasyonu sonucunda yanabilen hava-yakıt karışımının birçok noktada eş zamanlı olarak tutuşmasıyla başlar. Tutuşma gerçekleştikten sonra ana yanma

süreci başlar. Bu aşamada, birden fazla alev hattı eş zamanlı olarak oluşur. Bu alev hatları, yanma gerçekleşmeyen ancak yanabilen hava/yakıt karışımının bulunduğu noktalarda hava/yakıt miktarını hızla tüketir. Bu durum, silindir içinde basıncın ve sıcaklığın hızla yükselmesine yol açar. Yanma süreci, motorun performansı ve verimli çalışması için kritik bir öneme sahiptir.



Şekil 1.2. Dizel motorda silindir basıncı ile krank mili açısının değişimi [4]

Şekil 1.2'de gösterildiği gibi, yakıt ilk olarak A noktasında silindir içine enjekte edilir ve B noktasında kendiliğinden tutuşmaya başlar. Yakıtın silindir içine enjekte edilip kendiliğinden tutuşmaya başladığı an arasındaki süreye tutuşma gecikmesi denir ve A-B arası bu gecikmeyi gösterir. C noktası ise yanmanın sonucunda elde edilen maksimum silindir içi basıncı gösterir [4,22,23]. Yüksek devirlerde çalışabilen sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarda, yakıtın buharlaşma ve karışma süreçlerini artırmak, tutuşma gecikmesini ve yanma süresini optimize etmek için silindir içinde yüksek türbülans hareketi ve yüksek basınçta yakıtın püskürtülmesi gerekmektedir. Silindir içindeki yüksek türbülans hareketi, yanma odası geometrisi ve özel emme manifoldu tasarımıyla sağlanabilir. Yüksek basınçta yakıt püskürtülmesi ise günümüzde common rail yakıt sistemiyle (2200 bar'a kadar) gerçekleştirilebilmektedir [4,23].

1.3.1.2. Dizel Motorlarda Emisyonların Oluşumu

Dizel motorlarda yanma reaksiyonları sonucu emisyonlar açığa çıkmaktadır. Bu emisyonlar çevreyi kirletmekte, küresel ısınma ve insan sağlığına olumsuz etkileri gibi birçok soruna neden olmaktadır. Bu emisyonların temel oluşum nedenleri; yanma reaksiyonunun stokiyometrik olmaması, azot ve oksijenin kimyasal reaksiyon sonucu birleşmesi ve yakıt ile hava içerisinde mevcut bulunan kirleticilerdir. Oluşan emisyonların en önemlileri HC, CO, NO_x, is, kükürt ve katı partiküllerdir.

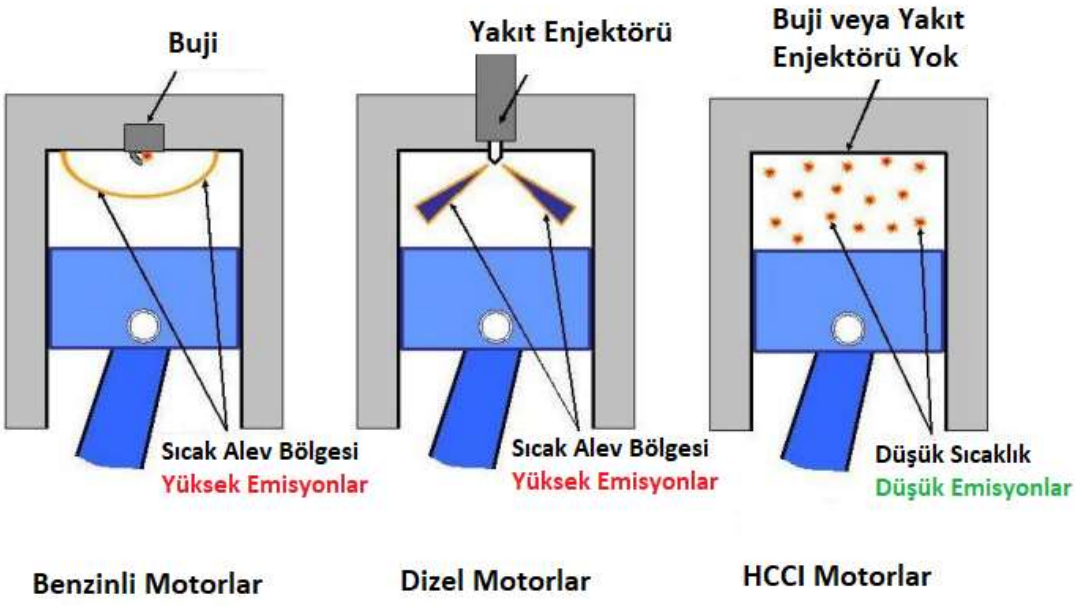
1.4. Düşük Sıcaklık Yanma Yöntemleri

Günümüzde içten yanmalı motorlar geniş bir kullanım alanına sahiptir. Fosil yakıtların tükenme riski ve artan yakıt fiyatları, yeni çözümler arayışına yol açmıştır. İçten yanmalı motorların neden olduğu zararlı emisyonları azaltmak, çevre dostu yakıtlar ve araçlar geliştirmek amacıyla farklı motor tiplerine odaklanılmıştır. Daha temiz ve verimli yanma süreçlerine olan ihtiyaç, düşük sıcaklıkta yanma (LTC) uygulamalarının ortaya çıkmasını sağlamıştır. LTC uygulamalarında, iki farklı yakıtın aynı çevrimde kullanıldığı çift yakıtlı sistemler kullanılmaktadır. LTC uygulamalarını içeren üç ana yöntem bulunmaktadır: Homojen Karışımlı Sıkıştırma Ateşlemesi (HCCI), Ön Karışımlı Sıkıştırma Ateşlemesi (PCCI) ve Reaktivite Kontrollü Sıkıştırma Ateşlemesi (RCCI) [24].

1.4.1. Homojen Dolgulu Sıkıştırma ile Ateşleme (HCCI)

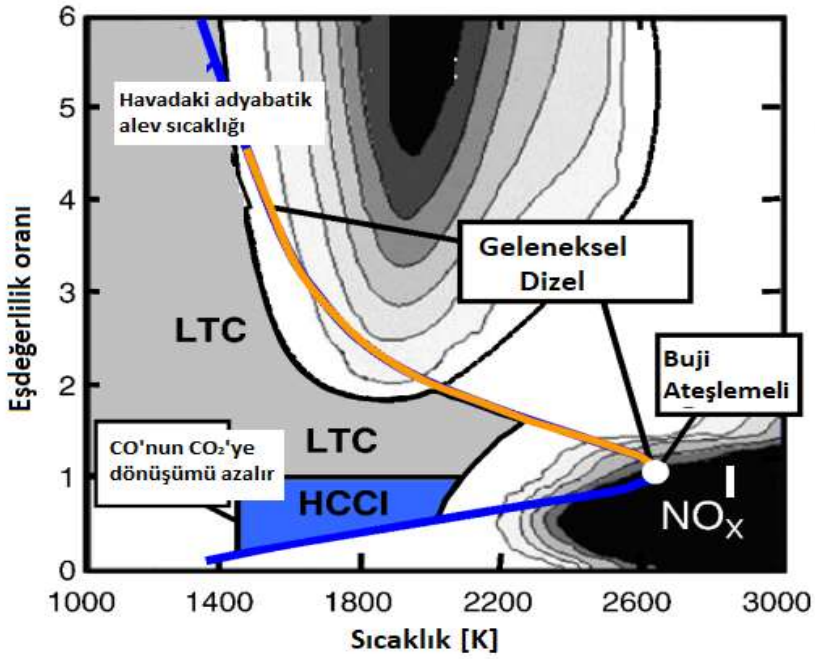
HCCI motorlar, benzinli ve dizel motorlarda kullanılan bir yanma teknolojisinin birleşimi olan bir türdür. Diğer içten yanmalı motorlar gibi, HCCI motorları da dört zamanlı çalışma prensibine dayanır; bu da emme, sıkıştırma, yanma genleşme ve egzoz stroklarını içerir. HCCI motorlarda, piston emme stroku sırasında ÜÖN'dan AÖN'ya doğru hareket eder. Bu sırada emme valfi açılarak, silindirin düşük basınçta homojen bir hava-yakıt karışımı ile doldurulması sağlanır. HCCI modundan geçişte, homojen bir hava-yakıt karışımı hazırlamak için port enjeksiyonu veya erken direkt enjeksiyon kullanılabilir. Emme strokunun sonunda, piston silindir içindeki homojen hava-yakıt karışımını sıkıştırarak AÖN'dan ÜÖN'ya doğru hareket eder. Sıkıştırma strokunun sonunda, hava-yakıt karışımı uygun basınç ve sıcaklıkta kendiliğinden tutuşarak yanma işlemini başlatır. Yanma işlemi, silindir içinde çeşitli noktalarda eşzamanlı olarak başladığından yanma süresi kısalır ve ısıl verimde artış sağlanır. Genleşme stroku sırasında, yanma sonucu açığa çıkan ısı enerjisi, pistonu ÜÖN'dan AÖN'ya doğru hareket ettirir; bu da kimyasal

enerjinin mekanik enerjiye dönüştürülmesi anlamına gelir. Genleşme strokunun sonunda, piston egzoz strokunu başlatmak için AÖN'dan ÜÖN'ya doğru hareket eder ve yanma artıklarını egzoz manifoldu boyunca dışarı atar.



Şekil 1.3. Benzinli, Dizel ve HCCI motorlarda yanmanın şematik gösterimi [25]

Geleneksel içten yanmalı motorlarla karşılaştırıldığında, HCCI motorları eşzamanlı yanma ve daha iyi ısıl verim gibi avantajlar sunar. Bu motorlar, buji ateşlemeli ve sıkıştırmayla ateşlemeli motorların avantajlarını birleştirir.



Şekil 1.4. HCCI motorların çalışma bölgeleri ve sıcaklık ile eşdeğerlik oranı değişimi [25]

Literatür incelendiğinde, Çalam'ın yapmış olduğu deneysel çalışmada, HCCI modunda ABE (aseton-bütanol-etanol) ve n-heptan karışımlarının çalışma aralığı, yanma fazı ve emisyonlar üzerindeki etkileri incelenmiştir. Testler, 310 K ve 350 K emme sıcaklıklarında, değişken lambda değerleri ve motor hızlarında gerçekleştirilmiştir. ABE içeriği ve artan emme sıcaklığı, HCCI modunun çalışma aralığını genişletmiştir. Yapılan çalışmada en geniş çalışma aralığı, 350 K emme sıcaklığında ABE20 ile elde edilmiştir. ABE, küçük krank açılarında gerçekleşen geleneksel HCCI yanmasını yavaşlatmış ve kontrol altına alındığı sonucuna varılmıştır. Yavaş oksidasyon reaksiyonları, ısıl verimliliği artırmıştır ve maksimum ısıl verim, %43,73 ile ABE40 yakıtı kullanılarak elde edilmiştir. Ancak, ABE karışımları, HCCI motorlarının en büyük dezavantajı olan CO ve HC emisyonlarını artırmıştır [26].

Awad ve diğerleri, yapmış oldukları deneysel çalışmada buji ateşlemeli bir motorda, HCCI moduna dönüştürerek fuzel yağı-benzin karışımlarının performans ve emisyonlarına bağlı olarak en uygun karışım oranlarını belirlemek için çalışma yapmışlardır. Çalışmanın sonucunda, %80 benzin - %20 fuzel yağı karışımının en ideal

karışım olduğu belirlenmiştir. Fuzel yağındaki nem içeriği azaldıkça, ısıl verimlilik ve NO_x emisyonları artmış, özgül yakıt tüketimi, HC ve CO emisyonları ise azalmıştır [27].

Chun-hua ve diğer araştırmacılar, bir HCCI motorunda etanol, metanol ve benzin yakıtları ile deneysel çalışmalar gerçekleştirmiştir. Bu çalışmalar sonucunda, emme havası giriş sıcaklığı ve karışım yoğunluğunun HCCI motorunun yanma özellikleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Emme havası giriş sıcaklığının arttırılmasıyla silindirdeki maksimum basıncın yükseldiği gözlemlenmiştir. Benzinle yapılan deneylerde, emme havası giriş sıcaklığının artmasıyla HC ve CO emisyonlarının azaldığı, ancak NO_x emisyonlarının arttığı tespit edilmiştir. Ayrıca, yakıt karışımının zenginleşmesi ile HC ve CO emisyonlarının arttığı belirlenmiştir. Üç farklı yakıtla yapılan deneyler sonucunda ise, metanol ile en düşük HC emisyonunun elde edildiği gözlemlenmiştir [28].

HCCI motorlarında yanma sürecini kontrol etmek için çeşitli yöntemler kullanılır. Bunlar arasında sıkıştırma oranının ayarlanması, hava-yakıt karışımının homojenliğinin sağlanması, yakıt enjeksiyon zamanlamasının optimize edilmesi ve yüksek sıkıştırma oranıyla başlangıç sıcaklığının artırılması bulunur. Ayrıca, turboşarj veya kompresör kullanımıyla daha fazla hava ve oksijen silindire gönderilerek yanma verimliliği artırılabilir. Emisyonları azaltmak için EGR uygulanabilir. Port enjeksiyonu ve direkt enjeksiyon kombinasyonları, hava-yakıt karışımını iyileştirirken, farklı yakıt türleri veya karışımlarıyla yanma karakteristikleri kontrol edilebilir. Ayrıca, motorun sıcaklık ve basınç değerleri dinamik olarak kontrol edilerek yanma süreci optimize edilebilir. Bu yöntemler, HCCI motorlarının verimliliğini artırarak emisyonları kontrol etmek için kritik öneme sahiptir.

Geleneksel benzinli ve dizel motorlara kıyasla, daha yüksek ısıl verime sahiptirler ve daha düşük NO_x ile partikül madde emisyonları üretirler. Ayrıca, geleneksel dizel motorlarda genellikle zorlayıcı olan NO_x ve partikül madde emisyonlarını aynı anda azaltma imkanı sunarlar. HCCI motorları, alternatif yakıtlarla çalışmaya son derece uygun hale gelir. Yakıt ve hava karışımı, emme aşamasında önceden homojen bir şekilde karıştırıldığı için silindir içinde homojen bir karışım oluşturulur [29-31].

HCCI motorlar, yüksek ısıl verim ve düşük NO_x emisyonları nedeniyle son yıllarda araştırmacıların dikkatini çekmektedir. İçten yanmalı motorlarda gelişmekte olan bir alan

olarak geleceğin motor teknolojileri arasında önemli bir yere sahip olma potansiyeli taşımaktadır. Ancak, HCCI motorların yanma fazlarının doğrudan kontrol edilememesi, dar bir çalışma aralığına sahip olmaları ve düşük sıcaklıkta yanmanın bir sonucu olarak yüksek seviyede yanmamış HC ve CO emisyonları üretmeleri başlıca dezavantajları arasında yer almaktadır [32-33].

Bu sebeple araştırmacılar, HCCI motorların çalışma aralığını genişletmek ve düşük yüklerde ise alevin sönmesi, yüksek yüklerde ise vuruntu gibi sorunları çözmek için çaba sarf etmektedirler. Bu hedeflere ulaşmak için sıkıştırma oranı, emme havası sıcaklığı, egzoz gazı resirkülasyonu (EGR), değişken valf zamanlaması, alternatif yakıtlar, yakıt enjeksiyon stratejileri ve süperşarj gibi faktörlere odaklanmaktadırlar [34-38].

1.4.2. Ön Karışım Dolgulu Sıkıştırma ile Ateşleme (PCCI)

HCCI sistemi, yanma başlangıcını daha iyi kontrol etmek için geliştirilmiştir. Bu sistemde, silindir içinde homojen bir karışım sağlanarak, eşzamanlı ateşleme ile hızlı bir yanma gerçekleşir ve bu durum geniş bir yanma gürültüsü üretir. Ancak, HCCI yanma aşamalarını kontrol etmek oldukça zordur. Bu sorunları çözmek için PCCI işlemi eklenmiştir ve HCCI gibi tamamen homojen değildir [39].

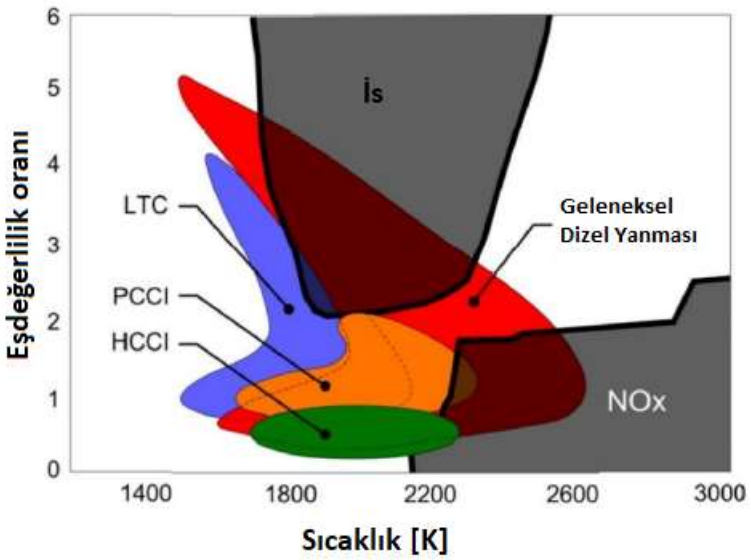
HCCI motorlarda yanmayı kontrol etmek güçtür. PCCI motorlarında ise bu zorluğun üstesinden gelmek için silindirlere uzun aralıklarla az miktarda yakıt alınırken, daha sonra daha fazla miktarda yakıt enjekte edilir. Böylece, yanma zamanlaması ikincil enjeksiyonla kontrol edilir [40-42]. PCCI yanma moduna geçiş, geleneksel bir dizel motorda yüksek düzeyde EGR uygulanarak ve enjeksiyon ilerlemesinin artırılmasıyla gerçekleştirilebilir. Hava-yakıt karışımının homojen olduğu bölgelerde yüksek oksijen konsantrasyonu, NO_x emisyonlarını artırabileceğinden, PCCI motorlar için EGR kullanımı önerilir. Bu durum, özellikle hava-yakıt karışımının hava fazlalık oranının diğer bölgelere göre nispeten yüksek olduğu, yanmış gaz bölgelerini kapsayan 1800 K üstü yüksek sıcaklık bölgelerinde yaygındır [43-45].

HCCI motorlarla kıyaslandığında, PCCI motorları daha yüksek seviyede NO_x ve is emisyonu üretir. İs oluşumu, yanmamış ve buharlaşmamış yakıtların yanmış gazlarla temas ettiğinde oksidasyona uğramasıyla meydana gelir. Bu oksidasyon genellikle yakıt karışımının zengin olduğu bölgelerde, özellikle de yakıt püskürtme çekirdeğinde

gerçekleşir. PCCI motorlarında bu olay HCCI motorlarına kıyasla daha belirgindir [46-47].

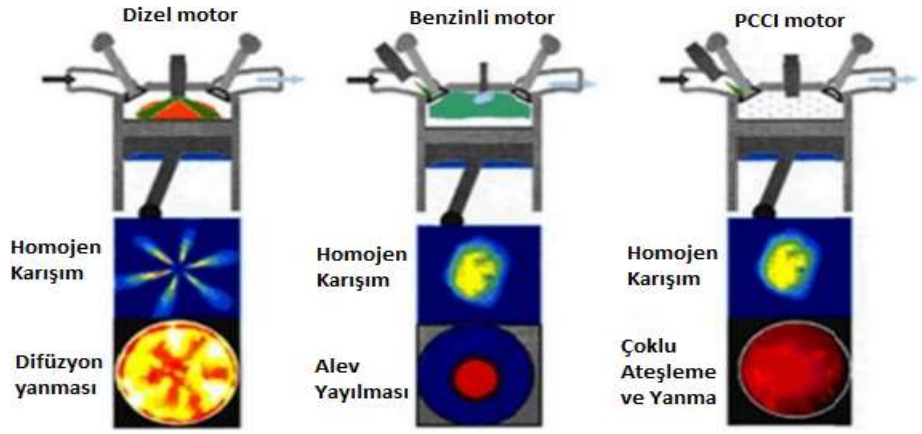
PCCI ile ilgili literatür incelendiğinde, Elumalai ve arkadaşları, pirolize edilmiş lastik atık yağı ve n-pentanol katkılı bir PCCI motorunun performans, yanma ve emisyon özelliklerini incelemişlerdir. Ayrıca, iyileştirilmiş yanma sağlamak için yakıt karışımına ekstra oksijen sağlamak amacıyla CuO/ZnO nanoparçacıkları eklenmiştir. Bu deney için yakıt karışımı, %20 atık lastik piroliz yağı ile %80 dizel yakıtının karıştırılmasıyla oluşturulmuş ve 50 ppm CuO/ZnO nanoparçacıkları içeren bu yakıta, emme manifolduna farklı oranlarda (%10, %20 ve %30) n-pentanol püskürtülmüştür. PCCI çift yakıt modunun sonucunda, NO_x, CO ve HC gibi emisyon parametreleri önemli ölçüde azaltılmıştır [48].

Bir başka çalışmada, enjeksiyon zamanlamasının ve yakıt kimyasının uygun şekilde optimize edilmesinin emisyonları tatmin edici bir seviyeye düşürebileceği gösterilmiştir. Bu araştırmada, kontrol faktörleri ve seviyeleri dikkate alınarak, dizel ile hekzanol karışımları, farklı EGR seviyeleri ve enjeksiyon başlangıç anı optimize edilmiştir. Çalışmada, %10 oranında hekzanol içeren dizel karışımının, ÜÖN'den 21° önce enjeksiyon zamanlaması ve %10 EGR seviyesi ile en uygun çalışma ayarları olduğu bulunmuş; bu düzenekle hem is hem de NO_x emisyonlarında azalma sağlanırken, özgül yakıt tüketiminde artış gözlemlenmiştir [49]. Ayrıca, PCCI özelliğinin erken yakıt uygulaması yoluyla oluşturulmasının is ve NO_x oluşumunu engellediği belirtilmiştir [50].



Şekil 1.5. NO_x ve is emisyonları açısından PCCI ve HCCI yanma konseptlerinin çalışma bölgeleri [51]

Şekil 1.5'de gösterildiği gibi, HCCI yanmasının PCCI yanmasına göre NO_x ve is emisyon limitlerine daha yakın olduğu görülmektedir.



Şekil 1.6. Dizel, Benzin ve PCCI motorları için alev yayılımının gösterimi [52]

Dizel motorda yanma, enjeksiyon işlemi sırasında aşamalı bir şekilde gerçekleşir ve bu da difüzyon yanması olarak adlandırılan bir yanma modeliyle sonuçlanır. PCCI motorlarında, birden fazla ateşleme noktasının aynı anda meydana gelmesi nedeniyle

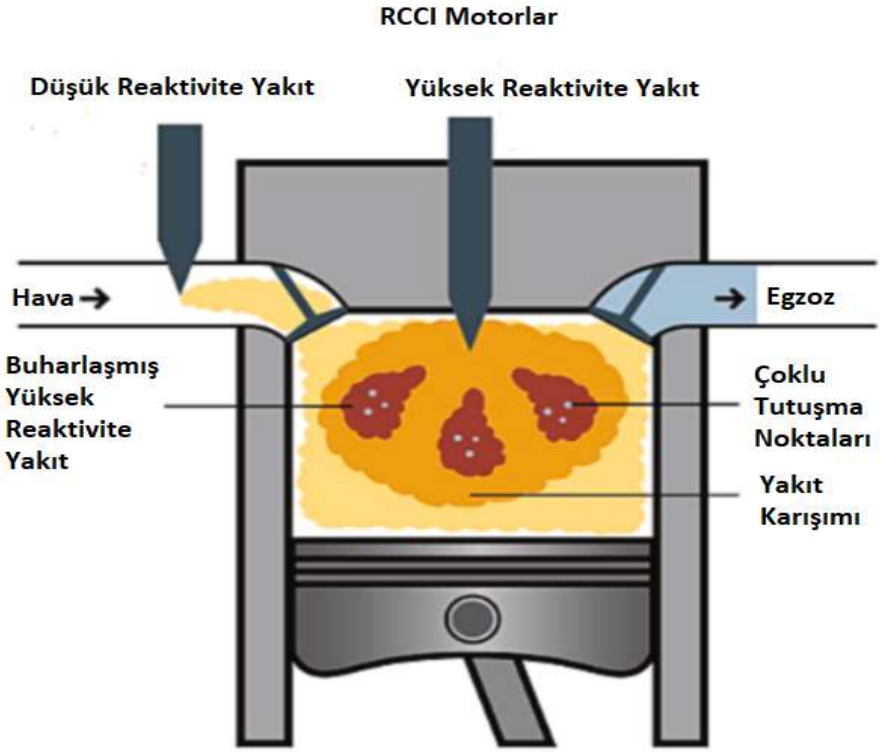
yanma odası içinde yanma daha homojen hale gelir. Bu durum, her ateşleme noktasında bir buji olduğunu varsaymamıza benzer. Ancak özellikle yüksek yüklü bölgelerde bu eşzamanlı ateşlemelerin kontrol edilmesi oldukça zordur; bu da HCCI motorlarında olduğu gibi PCCI motorlarının çalışma aralığının dar olmasına neden olur. PCCI motorları, hem HCCI yanma modunun hem de geleneksel dizel yanma modunun öğelerini birleştirir. Yakıtın bir kısmının yüksek ilerleme ile enjekte edilmesiyle elde edilen kısmi ön karışım, HCCI motorlarına benzer. Yakıtın önemli bir kısmının düşük avans ile silindirlere gönderilmesi dizel motorların yanmasına benzer. Bu iki modun bir arada olması, düşük NO_x ve is emisyonlarına sahip olmasını sağlarken aynı zamanda HCCI motorlara kıyasla çalışma aralığını artırır. Bunun nedeni, ikinci enjeksiyon zamanlamasının esnekliğinin yanma aşamasının kontrolüne izin vermesidir [24].

1.4.3. Reaktivite Kontrollü Sıkıştırma ile Ateşleme (RCCI)

RCCI, yanma fazını, süresini ve büyüklüğünü optimize etmek ve silindir içindeki yakıt reaktivitesini kontrol etmek için farklı reaktivitelere ve çoklu enjeksiyonlara sahip en az iki farklı yakıt kullanır. Şekil 1.7'de RCCI yanma prosesi gösterilmektedir. Emme valfinde bir port yakıt enjektörü bulunmaktadır. Düşük reaktiviteli benzin gibi yakıtlar, port yakıt enjektöründen enjekte edilir ve emme zamanında silindirin içine hava ile önceden karıştırılır. Yüksek reaktiviteli yakıtlar olan dizel ve benzeri yakıtlar, doğrudan enjektörden silindir içine tek, çift veya üçlü enjeksiyon stratejisi ile sıkıştırma sırasında enjekte edilir ve RCCI yanması gerçekleşir. Dizel motorlarda yanma, enjeksiyon işlemi sırasında aşamalı olarak gerçekleşir ve bu, difüzyon yanması olarak bilinen bir yanma modeline yol açar. PCCI motorlarında, birden fazla ateşleme noktasının aynı anda oluşması nedeniyle yanma odasında homojen bir yanma gerçekleşir. Bu, benzinli motorlardaki buji etrafında başlayan yanmaya benzer. Ancak, PCCI motorlarında özellikle yüksek yüklü bölgelerde bu eşzamanlı ateşlemelerin kontrol edilmesi zordur. Bu nedenle, HCCI motorlarında olduğu gibi PCCI motorlarının çalışma aralığı oldukça dar olabilir. PCCI motorları, HCCI yanma modunun ve geleneksel dizel yanma modunun unsurlarını birleştirir. Yakıtın bir kısmı yüksek ilerleme ile enjekte edilerek elde edilen kısmi ön karışım, HCCI motorlarına benzer. Yakıtın önemli bir kısmı ise düşük ilerleme ile silindirlere gönderilir, bu da dizel motorlarının yanması ile benzerlik gösterir. Bu iki yaklaşımın birleşimi, düşük NO_x ve is emisyonlarına sahip olmasını sağlarken aynı zamanda HCCI motorlarına kıyasla çalışma aralığını artırır. Bunun nedeni, ikincil

enjeksiyon zamanlamasının esnekliğinin yanma sürecinin kontrolüne izin vermesidir [53-54].

İkincil yakıt, kolay buharlaşma ancak zor tutuşma özelliklerine sahip olmalıdır. Yüksek reaktiviteli yakıt tercih edilirse silindir içinde erken ateşleme eğilimleri meydana gelir ve piston ÜÖN'ye ulaşmadan önce maksimum basınç kuvveti oluşturulur. Diğer yandan birincil yakıtın oldukça reaktif olması arzu edilir. Yakıt enjekte edildiğinde, ortam sıcaklıkları ortalama 500 K civarındadır. Bu ortamda püskürtülen yüksek reaktiviteli yakıt önce buharlaşır, daha sonra tutuşma limitlerinin sıcaklık aralığında tutuşur. RCCI yanması, diğer LTC stratejileriyle karşılaştırıldığında daha düşük NO_x ve is emisyonlarını gösterir. Aynı zamanda daha yüksek ısıl verim sağlar. Ancak RCCI ile ilgili bir sorun, diğer LTC yöntemleri gibi çalışma aralığının sınırlı olması ve yüksek yük koşullarında NO_x ve is emisyonlarının önemli ölçüde artmasıdır [55].



Şekil 1.7. RCCI motorlarda yanmanın gösterimi [56]

1.5. Günümüze Kadar Yapılan Çalışmalar

RCCI motorlar, yüksek ısıl verimleri ve düşük NO_x ile is emisyonları nedeniyle verimli bir yanma konseptidir. RCCI yanma konsepti ile ilgili çok sayıda çift yakıtlı çalışma yapılmıştır. Araştırmalar daha çok deneysel çalışmalar olup, teorik olarak gerçekleşen çalışmalar da bulunmaktadır. Bu bölümde, RCCI motorların kapsamlı bir literatür araştırması yapılmıştır.

Loyte ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada hidrojenle ve doğalgaz yakıtı kullanılan bir RCCI motorunun enjeksiyon stratejilerini incelemişlerdir. Tek silindirli, 1600 d/d maksimum torkta, sıkıştırma oranı 16 olan 2,44 litrelik bir RCCI motorda testler gerçekleştirmişlerdir. Düşük sıcaklıklı yakıt olarak doğalgaza %5 oranında hidrojen ilave etmişlerdir. Bu çalışmada, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) adlı sayısal analiz programı tercih edilmiştir. Analiz sonucunda doğalgaza hidrojen ilavesi ile daha yüksek yanma verimi olduğu görülmüş, RCCI modunda yüksek ve düşük yüklerde tam yanmanın olduğu gözlenmiştir. Dizel enjeksiyon zamanlamasının ilerlemesiyle en yüksek silindir basıncı ve sıcaklık artışı olduğu tespit edilmiştir. Optimum enjeksiyon zamanlaması ise düşük, orta ve yüksek yük koşullarında -11°, -15° ve -21° ÜÖN'dan sonrasında gerçekleştiği vurgulanmıştır. Sonuç olarak, NO_x emisyonlarında azalma ve biraz fazla partikül madde emisyonlarının da açığa çıktığı belirlenmiştir [57].

Duan ve arkadaşları, yapmış oldukları çalışmada, hidrojen yakıtının RCCI motoru üzerindeki güvenilir ve esnek yanma davranışlarını incelemek amacıyla kapsamlı bir analiz gerçekleştirmişlerdir. Tek silindirli motorda yapılan deneylerde, tek ve çift enjeksiyon stratejisi kullanarak 1500 d/dk sabit devirde deneyler gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada emme, soğutma suyu ve yağlama yağı sıcaklıkları sırasıyla 40 ^{o}C, 60 ^{o}C ve 80 ^{o}C sabit tutulmuştur. Ana enjeksiyon 900 bar, pilot enjeksiyon ise 5 bar basınçlarında gerçekleştirilmiştir. Deney sonuçları analizinde, çift enjeksiyon stratejisinin, tek enjeksiyon stratejisine göre daha az NO_x emisyonu ürettiği ve ısıl verimde de önemli ölçüde iyileşmeler olduğu görülmüştür. Pilot enjeksiyonda hidrojen kullanımının metanole kıyasla daha yüksek ısıl verime ulaştığı gözlemlenmiştir. Ek olarak, ön karışım oranının artırılmasıyla hidrojen/dizel yakıtlı RCCI motorunun maksimum basınç artış oranı ve yanma kararlılığının iyileştiği gözlemlenmiştir [58].

Kumar ve Ramesh yapmış oldukları çalışmada, düşük sıcaklıklı yakıt olarak biyogaz kullanarak RCCI motoru üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Turboşarjlı, 1500 d/d sabit devirde, 34 kW maksimum güçte ve 98 Nm maksimum tork veren çift silindirli bir motorda deneyler gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada, enjektörler dar açılı ve geniş açılı olarak konumlandırılmıştır. Biyogaz/dizel RCCI modunda geniş açılı enjektörün kullanılması, ana enjeksiyonda silindir duvarının ıslanması sonucunda düşük verimlilik, yüksek toplam hidrokarbon emisyonu (THC) ve is emisyonları ile sonuçlanmıştır. Bu modda dar açılı enjektör kullanılması, silindir duvarının ıslanma sorununu ortadan kaldırsa da doğrudan piston yuvasına çarpan yakıt nedeniyle düşük performansa neden olmuştur. Bununla birlikte, hem geniş hem de dar açılı enjektörlerin kullanılması ile daha yüksek ısıl verim ve düşük NO_x ile THC emisyonları elde edilmiştir [59].

Gharehghani ve arkadaşları, yapmış oldukları çalışmada, farklı oranlarda ozon gazı ilavesinin RCCI motoru üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Tek silindirli ve 180 bar enjeksiyon basıncında bir RCCI motor kullanılmıştır. Kimyasal bir tür olan ozon gazının aşırı reaktivitesi ile,RCCI motorunun yanma verimliliğinin artabileceği vurgulanmıştır. Düşük konsantrasyondan yüksek konsantrasyona 0, 10, 100 ve 1000 ppm değerinde ozon gazı ilavesinin etkileri incelenmiştir. Ozon gazı değerlerinin artmasıyla birlikte yalnızca yanma fazının kontrol edilebilirliği artmakla kalmamış, aynı zamanda RCCI motorunun düşük giriş sıcaklıklarındaki çalışma aralığı genişletilmiştir. Sonuçlarda, hava-yakıt karışımına 1000 ppm ozon gazı eklenmesiyle dizel yakıt oranının %20'den %10'a, emme havası sıcaklığının ise 355 K'den 335 K'ye düşürülmesinin mümkün olduğu anlaşılmıştır [60].

Liu ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada, doğalgaz/dizel RCCI modunun temiz ve verimli yanma düşük sıcaklıklı yanma stratejisi üzerine bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Yazarlar burada yüksek yük altında vuruntulu yanma gerçekleşen motorların bu sorunu çözmek için ana enjeksiyon başlangıcı, pilot enjeksiyon başlangıcı ve pilot enjeksiyon miktarının silindir içi yanma ve emisyonlara etkisini gözlemlemişlerdir. Testler dört silindirli, turboşarjlı, ara soğutmalı 300 Nm maksimum tork ve 70 kW güç üreten bir motorda gerçekleştirilmiştir. Sonuçlarda, ana enjeksiyonun geciktirilmesinin RCCI motorunda CO, HC ve is emisyonlarını önemli ölçüde azalttığı ancak vuruntu eğilimini ve NO_x emisyonunu artırdığı gözlemlenmiştir. Pilot enjeksiyon başlangıcı -15° KMA

ÜÖN sonradan, -27° KMA ÜÖN'ye geciktirildiğinde maksimum yanma basıncı ve maksimum efektif basınç artmıştır. Vuruntu eğilimi ise önemli ölçüde azalmıştır. CO, HC ve is emisyonları sırasıyla %55,6, %43,1 ve %28,8 oranında azalmıştır. Pilot enjeksiyon miktarının artmasıyla tutuşma gecikmesi kısalmış ve vuruntu eğilimi artmıştır [61].

Wang ve arkadaşları, yapmış oldukları yanma modeli çalışmasında, RCCI motorun yüksek yük altında yanma kararsızlığını ve emisyon sorunlarını çözmek için Converge yazılımı tarafından polioksimetilen dimetil eter (PODE) ile metanol çift yakıtlı bir RCCI motorunun silindir içi yanma modelini oluşturmuşlardır. Yazarlar bu çalışmada, dört silindirli, common-rail ve turboşarjlı, 300 Nm maksimum tork ve 1800 maksimum devirde 70 kW gücünde bir motor kullanmışlardır. EGR oranı, sıkıştırma oranının motor performansı üzerindeki etkileri, silindir içi yanma ve PODE/metanol yakıtının emisyonlar üzerindeki etkileri incelenmiştir. Edinilen bulgularda, EGR oranının artmasıyla RCCI modunun yanma fazının kademeli olarak geciktiği, tutuşma gecikmesi ve yanma süresinin uzadığı, yanma sıcaklığının düştüğü ve karışım dağılımının daha üniform hale geldiği tespit edilmiştir. EGR oranı %0'dan %30'a yükseldiğinde, NO_x emisyonu %47,3, maksimum basınç artış hızı 0,37 MPa/^{o} azalmış, ısıl verimliliği %45,45'ten %43,19'a düşmüştür. Sıkıştırma oranı 17,5'ten 15,5'e düşürüldüğünde NO_x ve is emisyonları sırasıyla %28,58 ve %20,1 azalmış, ısıl verim de %45,45'ten %44,52'ye düşmüştür. Optimum sonuçlar ise sıkıştırma oranı 16,5 olan PODE/metanol çift yakıtlı RCCI motorunda gerçekleşmiştir [62].

Sun ve arkadaşları, yapmış oldukları çalışmada, düşük sıcaklıkta yakıt olarak sıvılaştırılmış kömür yakıtı ve benzini RCCI motorunda alternatif yakıt olarak test etmişlerdir. Benzin oranı, akış hızı ve giriş sıcaklıkları yanma sınır koşulları, düşük yük altında ve 1400 d/d motor devrinde modifiye edilmiştir. Yanma parametreleri ve emisyon değerleri analiz edilmiştir. Sonuçlarda, port enjeksiyonunda sıvılaştırılmış kömür/benzin yakıtı kullanımında saf benzine kıyasla tutuşma gecikmesinin kısaldığı gözlemlenmiştir. Dizel yakıtı ile karşılaştırıldığında, yüksek setan sayılı sıvılaştırılmış kömür yakıtı kullanıldığında yanma daha kararlı olmaktadır. Yaklaşık %3 ısıl verimliliği daha fazladır. Emisyonlar incelendiğinde, sıvılaştırılmış kömür/benzin daha düşük CO, HC ve is emisyonu sağlarken, NO_x emisyonlarının ise arttığı tespit edilmiştir [63].

Elkelawy ve arkadaşları, yapmış oldukları çalışmada, farklı yük koşulları altında, harici, sıcak ve yüksek basınçlı EGR'nin yanı sıra direkt enjeksiyonun RCCI motoru üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Deneyler EGR sistemi ile RCCI modunda çalışan direkt enjeksiyonlu, tek silindirli ve dört zamanlı modifiye dizel motor (maksimum gücü 5 kW ve 1500 d/d motor devrinde) üzerinde gerçekleştirilmiştir. Ana enjeksiyonda yüksek reaktiviteli yakıt olarak biyodizel/dizel yakıtı kullanılırken, düşük reaktiviteli yakıt olarak sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG) kullanılmıştır. EGR oranları %10, %20 ve %30 olarak ve farklı yüklerde yapılmıştır. Sonuçlarda EGR oranının artmasıyla orta ve yüksek motor yüklerinde ısıl verimin kısmen arttığı görülmüştür. NO_x emisyonları önemli ölçüde azalmıştır. CO ve HC emisyonları ise EGR kullanıldığında biraz daha fazla çıkmıştır. Direkt enjeksiyonda biyodizel oranının artmasıyla özgül yakıt tüketimi, CO ve HC emisyonları artarken, NO_x emisyonu ve ısıl verim azalmıştır [64].

Armin ve Gholinia yapmış oldukları çalışmada, çift yakıtlı metan/doğalgaz yakıtlı motorun giriş parametrelerini değiştirerek motorun performanslarını karşılaştırmak için RCCI yanma moduna yaklaşmaya çalışmışlardır. Tek kademeli enjeksiyonun başlama zamanı, iki kademeli enjeksiyon programı, sıkıştırma oranı, yüksek reaktiviteli enjeksiyon miktarı ve açısı çalışma parametrelerinin RCCI motorunun yanma performansı üzerindeki etkisi, sayısal olarak CONVERGE-CFD programında hesaplanmıştır. Ayrıca, laboratuvar testleri ile de analizler yapılmıştır. Sonuçlara bakıldığında, CO, HC ve NO_x emisyonlarının tek kademeli enjeksiyonda arttığı görülmüştür. İki kademeli enjeksiyonda ise enjeksiyon süresinin iki katına çıkarılmasıyla sıcaklığın ve ısı dağılım oranının azaldığı gözlemlenmiştir. Sıkıştırma oranı 11,5'ten 19'a çıkarıldığında sıkıştırma zamanının sonunda sıcaklığın 700 K'nin üzerine çıktığı görülmüştür. Sıkıştırma oranının arttırılması, CO ve HC emisyonlarının üretimini azaltmıştır. Ayrıca, krank mili enjeksiyon açısının (55◦ ile 70◦ arası) genişletilmesi, daha fazla dizel yakıtın boşluklarda ve sıkışma bölgelerinde hapsolmasına neden olacağı için CO, NO_x ve HC emisyonlarının azaldığı gözlemlenmiştir [65].

Panda ve Ramesh yapmış oldukları deneysel çalışmada, metanol-dizel yakıtı kullanılan RCCI motorun emisyonlarını azaltmayı ve ısıl verimini yükseltmeyi amaçlamışlardır. Tek silindirli, common-rail su soğutmalı dizel motor, 1500 d/d sabit hızda 5 bar ortalama indike efektif basınçta test edilmiştir. Metanolden dizele enerji paylaşımı ikili yakıt modunda %45 enjeksiyon parametrelerinin uygun şekilde ayarlanmasıyla RCCI

modunda %56'ya yakın çıkarılabilmektedir. Bu durumda, ısıl verim %36'dan %38'e çıkarken, NO_x emisyonu RCCI modunda %95 daha düşük bulunmuştur. Is emisyonları %78 oranında azaltılmıştır. Isıl verimi %42 düzeyine çıkarmak için ise emme havasının yaklaşık 85 ^oC yükseltilmesi gerekmektedir. Bunun için ise %45'ten fazla metanol enerji oranına ihtiyaç vardır. Bu durumda, NO_x emisyonları azalırken, CO ve HC emisyonları da artmıştır [66].

Oh ve arkadaşları, yapmış oldukları çalışmada, doğalgaz-dizel çift yakıtlı RCCI motorunda farklı piston geometrilerinin ve enjektör tasarımlarının yüksek yüklerde değişimini deneysel olarak incelemişlerdir. Testler, altı silindirli, 1200 d/d kısmi yükte (yakıt giriş enerjisinin çevrim başına yaklaşık 1950 J/silindir) ve 1800 d/d maksimum yükte gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, piston geometrisi değiştirilen dizel motorda enjeksiyon zamanlamasının geciktirilmesinin dizel enjeksiyon zamanlaması geciktirildikçe pistondaki değişikliklerin NO_x ve is emisyonları üzerinde etkili olduğu ortaya konulmuştur. Ayrıca, çok açılı enjektörlerin kullanımı, yakıtın silindire daha homojen bir şekilde dağılmasını sağlayarak yanma sürecini optimize etmektedir. İki kademeli enjektörün emisyonlar üzerindeki etkisi, farklı piston geometrisi uygulamasından daha az olmasına rağmen, silindir içindeki karışımı etkileyerek yanma süresini ve soğutma kaybını azalttığını tespit etmişlerdir. Piston ve enjektör modifikasyonları yüksek yükte çalıştıklarında fren gücünü 80,9 kW'tan 101 kW'a çıkarmıştır. Ayrıca, yapılan modifikasyonlar NO_x ve is emisyonlarını da etkili bir şekilde azaltmaktadır. Bu da RCCI motorlarının çevreye zararlı etkilerini azaltmaktadır. NO_x ve is emisyonları sırasıyla 0,4 g/kWh ve 15 mg/kWh olarak tespit edilmiştir [67].

Kumbhar ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada, tek silindirli, sabit devirde, RCCI bir motorun emisyon, performans ve yanma özelliklerini incelemiş ve geleneksel dizel motorla karşılaştırmışlardır. Düşük reaktiviteli yakıt olarak benzin ve etanol E10 (%10 etanol - %90 benzin) ile E20 (%20 etanol - %80 benzin) yakıtları kullanılmıştır. Yüksek reaktiviteli yakıt olarak dizel ve jatropha biyodizel yakıtları tercih edilmiş, karışım olarak ise B10 (%10 biyodizel - %90 dizel) ve B20 (%20 biyodizel - %80 dizel) yakıtları kullanılmıştır. RCCI modu için pilot yakıt enjeksiyonu 3 bar, yüksek reaktivite enjeksiyonu için ise 500 bar olarak ayarlanmıştır. Testler 1500 d/d sabit devirde ve 0, 4, 8 ve 12 kg yükleme şartlarında gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar karşılaştırıldığında, 12 kg yükleme koşulunda, E20-B20 yakıtı için yanma odasının sıcaklığının azalması sonucu

NO_x'te %92 ve is emisyonunda %72 azalma gözlemlenmiştir. E10-B10 yakıtı için RCCI motoru, geleneksel dizel motorla karşılaştırıldığında ısıl veriminde %11 artış olduğu sonucuna varılmıştır. NO_x, is emisyonu ve ısıl verim için optimum yakıtın E10-B10 yakıtı olduğu bulunmuştur [68].

Wategave ve arkadaşları, RCCI bir motorda doğal gaz (CNG) ve Karanja biyodizelinin yakıtlarının performans ve yanma üzerine etkilerini incelemişlerdir. Çalışmada, RCCI modunda çalışan bir dizel motorun, düşük ve yüksek reaktif yakıt kombinasyonları ile daha az gürültülü yanma ve temiz egzoz sağlamak amacıyla işletim sınırları belirlenmiştir. Araştırma kapsamında, tam yük çalışması sırasında hava-yakıt oranı, çevrimsel farklılıklar, yanma gürültüsü ve emisyonların incelenmesi yer almaktadır. CNG'nin %90 enerji payı ve 3,5 kW çıkış gücü vuruntu limitini belirlenmiştir. CNG'nin daha yüksek enerji paylarında ise yanma gürültüsü, HC ve CO emisyonları artmıştır. Ancak, NO_x emisyonları ve is emisyonları miktarında azalma gözlemlenmiştir. En yüksek ısıl verim %24,2 ve en düşük özgül yakıt tüketimi 0,3 kg/kWh olarak kaydedilmiştir. Sonuç olarak, RCCI modunda %60 enerji payı ile CNG kullanımı, temiz yanma ve emisyon stratejileri için optimum sonuç olarak belirlenmiştir. Çalışma, RCCI motorlarının çevresel sürdürülebilirlik açısından önemli bir potansiyele sahip olduğunu vurgulamaktadır.

Sattarzadeh ve arkadaşları, yapmış oldukları modelleme çalışmasında, farklı bileşimlerdeki sentez gazı ve doğalgaz yakıtları kullanılan bir RCCI motorunun performansını incelemişlerdir. Testlerde, tek silindirli, ağır hizmet tipi bir dizel motor kullanmışlardır. Yapılan araştırmada, hacimsel olarak farklı oranlarda sentez gazı ve doğalgaz karışımlarının (33,33/66,67, 50/50, 66,67/33,33, 80/20 ve 100/0) motorun çıkış gücü, yakıt tüketimi ve emisyon seviyeleri üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Bu bağlamda, RCCI motorların doğal gaz ve sentez gazı ile çalıştırılması, hem yakıt tüketimini azaltmada hem de NO_x emisyonlarını düşürme potansiyeli taşımaktadır. Sentez gazı kullanımının, özgül yakıt tüketiminde %60 oranında bir azalma gösterdiği ve motor gücünde %28'e kadar bir artış sağladığı görülmektedir. Bu, alternatif yakıtların kullanımının motor verimliliğini artırabileceğini ortaya koymaktadır. Doğal gaz kullanılarak yapılan testlerde, motorun çıkış gücünü %2 oranında artırabileceği ve verimin %50'nin üzerine çıkabileceği görülmektedir. Ancak, yüksek reaktiviteye sahip

doğalgaz kullanımı, motorun çalışma maliyetlerini artırmakta ve güvenlik endişeleri doğurmaktadır [70].

Thomas ve arkadaşları, yapmış oldukları çalışmada 1500 d/d motor devrinde, orta yüklerde tarım ve gıda endüstrisinin atıklarından üretilen biyodizel yakıtı ile hekzanol yakıtlarının RCCI motorda etkilerini incelemişlerdir. 400–600 bar basınç aralığında biyodizel doğrudan silindire enjekte edilirken, hekzanol ise daha düşük bir enjektör basıncı olan 3 bar ile giriş manifolduna püskürtülmüştür. Hekzanol ile biyodizel oranı %20 ile %50 arasında değiştirilmiştir. RCCI motorda yakıt enjeksiyon zamanlaması, süresi ve yakıt miktarı değiştirilmiştir. Enjeksiyon parametreleri, EGR ile birlikte, en düşük is ve NO_x emisyonları için optimize edilmiştir. Ana enjeksiyonun geciktirilmesiyle is ve NO_x emisyonlarının azaldığı, ancak pilot yakıt enjeksiyonunun geciktirilmesiyle is emisyonunun arttığı ve NO_x'ın azaldığı gözlemlenmiştir. %25 EGR ile NO_x emisyonlarında maksimum %96 ve is emisyonlarında %80 oranında azalma gözlemlenmiştir. Ayrıca, ısıl verim de %1'lik bir artış rapor edilmiştir [71].

Harari ve arkadaşları, yapmış oldukları çalışmada, tek silindirli, 5 bar manifold enjeksiyon basıncı ve 900 bar direkt enjeksiyon basıncına sahip bir RCCI motorun yük değişimlerini incelemişlerdir. Düşük reaktiviteli yakıt olarak CNG ve biyogaz kullanmışlardır. Yüksek reaktivite yakıt olarak ise dizel ve Thevetia peruviana metil esterin farklı karışımları kullanılmıştır. Tüm deneyler %50 ve %75 yükte yapılmıştır. %75 yükte çalıştırılan RCCI motorun ısıl verimliliği %29,74 oranında daha yüksek bulunmuştur. NO_x emisyonu ise yük arttıkça artma eğilimi göstermiştir. Yük %50'den %75'e yükseldiğinde HC, CO ve is emisyonları azalma eğilimi göstermiştir. Test edilen yakıt kombinasyonlarında CNG'nin performans ve emisyon açısından daha iyi sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir [72].

Dalha ve arkadaşları, yapmış oldukları çalışmada, RCCI motorunda biyogaz-dizel karışımları kullanarak gücün artırılması ve emisyonların azaltılmasını amaçlamışlardır. Araştırmacılar, 6,5 bar efektif basınçta, 1600 d/d motor devri çalışma şartlarında biyogaz-dizel karışımlarının emisyonlar üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Deney sonuçları incelendiğinde, biyogaz enjeksiyonunun silindir duvarında sıcaklığın artmasına neden olduğu, CO_2, CO, yanmamış HC, NO_x ve is emisyonlarının sırasıyla %4,46, %2,04, %3,05, %44,67 ve %9,13 oranında azaldığı görülmüştür. Bu sebeple, artan sıcaklık ile

birlikte egzozdan daha fazla ısı transferi gerçekleşmiştir. Ayrıca, daha yüksek püskürtme mesafelerinde artan biyogaz içeriği nedeniyle düşen emisyonlar, RCCI motorunun çıkış gücünü sınırlamıştır [73].

Duraisamy ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada, üç silindirli, common-rail direkt enjeksiyonlu, turboşarjlı RCCI yanma konseptine dönüştürülmüş bir dizel motorda metanol/dizel ve metanol/polioksimetilen dimetil ester kullanımının emisyonlar üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Testler 3,4 bar fren ortalama efektif basıncı ve 1500 d/d motor devrinde gerçekleştirilmiştir. Araştırmacılar, metanolün kütlesinin artmasıyla tutuşma gecikmesinin uzadığını, hem metanol/dizel hem de metanol/polioksimetilen dimetil ester yakıtları için silindir içi basıncın azaldığını gözlemlemişlerdir. %80 metanol enerji oranında, hem metanol/dizel hem de metanol/polioksimetilen dimetil esterin maksimum ısıl verimliliği yaklaşık %31 oranında olduğu saptanmıştır. Bu oran, geleneksel dizel yanmasından yaklaşık %3,5 daha yüksek bir değerdir. Metanol kütle oranının artmasıyla NO_x ve is emisyonları önemli ölçüde azalmıştır. Ancak HC ve CO emisyonları bir miktar artmıştır. İlaveten, metanol/polioksimetilen dimetil esterin kullanımı ile metanol/dizel çift yakıtına kıyasla daha düşük NO_x, HC ve is emisyonlarının ortaya çıktığı gösterilmiştir [74].

Taghavifar, yapmış olduğu çalışmada hibrit elektrikli içten yanmalı bir motorda RCCI yanma konseptine dönüştürmüştür. Bu yeni konsepti emisyonu nasıl azaltabileceği ve ısıl verimliliğini nasıl artırabileceği ile ilgili bir araştırma yapmıştır. Düşük reaktiviteli yakıt olarak metanol ve hidrojen, yüksek reaktiviteli yakıt olarak dizel yakıtı kullanılmıştır. Bu çalışmada D100 (saf dizel), D80H20 (%80 dizel ve %20 hidrojen) ve D50M50 (%50 dizel ve %50 metanol) yakıt karışımları kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, D80H20 yakıtı için oluşan ısı kayıplarının D100'den daha düşük olduğu görülmüştür. Bunun nedeninin D80 yakıtındaki %20 hidrojen katkısı olduğu düşünülmektedir. Hibrit elektrikli araç sistemindeki RCCI motoru, geleneksel dizel motoruna göre daha düşük NO_x emisyonu üretmiştir. Bunun nedeni RCCI modundaki düşük sıcaklıkta yanma olduğu saptanmıştır [75].

Elumalai ve Rai yaptıkları çalışmada tek silindirli, su soğutmalı, RCCI bir motorda matematiksel ve istatistiksel bir modelleme gerçekleştirmişlerdir. Düşük reaktiviteli yakıt olarak %20, %30, %40 ve %50 oranlarında amonyak, yüksek reaktiviteli yakıt olarak ise

algal biyodizel kullanmışlardır. Tepki yüzeyi yöntemi kullanılarak ilgili yakıtların performans ve emisyonlar üzerindeki etkileri ele alınmıştır. Sonuçlara göre maksimum performansın (%35,13 ısıl verim ve 10,84 MJ/kWh özgül enerji tüketimi) %40 oranındaki amonyak yakıtı ile elde edildiği görülmüştür. HC, CO, CO_2, NO_x ve is emisyonları, algal biyodizel yakıtı ile karşılaştırıldığında sırasıyla %44, %32, %48, %55 ve %66 azalmıştır [76].

Deepanraj ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada, yüksek reaktiviteli yakıt olarak Jatropha yağı biyodizel yakıtı ve düşük reaktiviteli yakıt olarak pentanol kullanmışlardır. Tek silindirli ve su soğutmalı bir motorda farklı yakıt karışımları (D100, JOBD20, P10JD90, P20JD80 ve P30JD70) kullanılarak testler gerçekleştirilmiştir. Öncelikle, testler saf dizel ile standart enjeksiyon basıncı ve enjeksiyon zamanında yapılmıştır. Daha sonra saf dizelin yerine Jatropha yağı ve düşük reaktiviteli pentanol yakıtı 2 bar sabit enjeksiyon basıncında silindire gönderilmiştir. 23° ÜÖN'dan sonraki yüksek enjeksiyon açısında silindir basıncının 89,82 bar arttığı görülmüştür. Bu durum biyodizel yakıtı kullanıldığında yanmanın iyileştiğini göstermiştir. Araştırmacılar, Jatropha yağı biyodizel yakıtı kullanılan deneylerde 27° ÜÖN KMA'dan önce ısıl verimi %4,6 olarak bulmuşlardır. İkili yakıt stratejisine (dizel ve biyodizel) düşük reaktiviteli pentanol eklendiğinde CO emisyonlarında kayda değer bir düşüş görülmüştür [77].

Kokabi ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada, düşük reaktiviteli yakıt olarak propan veya hidrojen ya da ikisini bir arada kullanmışlardır. Sayısal simülasyon için ağır hizmet tipi, 2,44 L, Caterpillar 3401E tipi tek silindirli bir dizel motor kullanılmış ve kullanılan yakıtların motor performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Araştırmacıların amacı, maksimum enerji verimliliği sağlamak ve EURO VI emisyon standartlarını karşılamaktır. Araştırma sonunda, CO, HC ve NO_x emisyonları sırasıyla 1,5, 0,13 ve 0,4 g/kWh olarak hesaplanmıştır. Maksimum tepe basıncı 150 bar ve maksimum basınç artış hızı 10 bar/^{o} ile sınırlanmıştır. En iyi sonuçlar optimum püskürtme oranı (%3,4 oranında propan ve %6,6 oranında hidrojen enjeksiyonuyla) 0,31 eşdeğerlik oranı, 1,983 bar emme basıncı ve 75° KMA ÜÖN enjeksiyon zamanlamasında gerçekleşmiştir [78].

Agarwal ve arkadaşları yaptıkları çalışmada, tek ve çift kademeli pilot enjeksiyon stratejilerinin kullanıldığı tek silindirli bir dizel motorda püskürtme avansının emisyonlar üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Testler, farklı metanol ön karışım oranlarında, 1500

d/d motor devri ve 3 bar ortalama efektif basınçta gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak, özellikle düşük devirlerde pilot enjeksiyon uygulamasının uygun olacağı kanaatine varılmıştır. RCCI modunda CO ve HC emisyonları artarken NOx emisyonları azalmıştır. RCCI modunda geleneksel dizel motoruna göre daha düşük HC emisyonu açığa çıkarken, karışım içerisindeki metanol oranının artmasıyla birlikte HC emisyonu azalma eğilimi göstermiştir [79].

Tamilvanan ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada, tek silindirli bir motorda Calophyllum inophyllum hammaddesinden elde edilen biyodizel kullanmışlardır. RCCI yanma modunda, ısıl verim, maksimum silindir basıncı ve net ısı dağılım oranı sırasıyla %0,2 - 1,2, %4,9 - 13,6 ve %11,3 - 44,6 artış göstermiştir. Biyodizel katkısıyla, NOx ve is emisyonları sırasıyla %24,40 - 43,74 ve %31,28 - %52,57 oranları arasında azalmıştır. Ek olarak, biyodizel kullanımıyla CO ve HC emisyonları artmıştır. Benzin enjeksiyonunun 3 milisaniyeden 5 milisaniyeye çıkarılmasıyla maksimum basınç, net ısı dağılım oranı, ısıl verimlilik, NO_x ve is emisyonları azalmıştır. Yazarlar bu durumu benzinin gizli buharlaşma ısısının biyodizele göre daha düşük olması ve daha uzun tutuşma gecikmesi nedeniyle açıklamışlardır [80].

Ganesan ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada, tek silindirli, common-rail yakıt enjeksiyon teknolojisine sahip direkt enjeksiyonlu bir motorda atık pişirme yağından üretilen biyodizel ve metanol kullanmışlardır. Testlerde, çift yakıtlı çalışma modunda birçok aşamalı enjeksiyon kademesi kullanılmıştır. 1500 d/d sabit hızda gerçekleştirilen testlerde çalışma parametreleri olarak üç farklı enjeksiyon basıncı (20, 35 ve 50 MPa) ve üç farklı enjeksiyon zamanlaması (23°, 25° ve 27° KMA ÜÖN'den önce) seçilmiştir. Sonuçta, %20 metanol enerji oranındaki RCCI çift yakıtlı yanma modunda ısıl verim %32,4 olarak hesaplanmıştır. NO_x emisyonu, optimize edilmiş çok aşamalı enjeksiyon şartlarında 8,1 g/kWh iken RCCI yanma modunda 6,5 g/kWh değerine düşürülmüştür. Ayrıca, is emisyonu da RCCI modunda %46'dan %19'a düşmüştür [81].

Duan ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada, yüksek sıkıştırma oranlı, direkt enjeksiyonlu, buji ateşlemeli tek silindirli bir motorda, metanolün enjeksiyon zamanlaması ve ateşleme zamanlamasının yanma, performans ve emisyon parametreleri üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Araştırmacılar deneyleri 65 kPa ve 87 kPa'lık iki emme basıncında ve 1500 d/d sabit motor devrinde gerçekleştirmişlerdir. Sonuçlar

incelendiğinde, tutuşma gecikmesi ve yanma süresi enjeksiyon başlangıcının geciktirilmesiyle bir miktar azalmıştır. Ancak, enjeksiyon başlangıcının geciktirilmesiyle hacimsel verimin ve yanma veriminin hızla azaldığı görülmüştür. Ateşleme zamanının geciktirilmesiyle ısı dağılım hızı, ısıl verimlilik, metanol ve formaldehit emisyonlarındaki sonuçlar umut verici olmasa da NO_x ve CO emisyonları düşmüştür. Araştırmacılar elde ettikleri bulgularda, genel olarak, yanma kararlılığının tüm enjeksiyon başlangıçlarında ve ateşleme zamanlarında iyi olduğunu ancak yanma verimliliği ve emisyonların enjeksiyon başlangıcının geciktirilmesiyle kötüleştiğini vurgulamışlardır. -270° ve -240° KMA ÜÖN'dan sonraki KMA'larda enjeksiyon başlangıcının iyi performans elde etmek için ideal olduğunu belirtmişlerdir [82].

Literatür çalışmaları incelendiğinde, common-rail yakıt enjeksiyon sistemine sahip RCCI araştırmalarında, sabit emme havası sıcaklığında (55 ^{o}C), metanol ve dizel yakıtları kullanılan çift kademeli enjeksiyon yanma (silindir basıncı, ısı dağılım oranı, kümülatif ısı dağılımı, basınç artış oranı, tutuşma gecikmesi ve yanma süresi) performans (özgül yakıt tüketimi, özgül enerji tüketimi, volümetrik verim) ve emisyon parametrelerinin (HC, CO_2, O_2, NO_x ve is) yüksek metanol enerji oranlarında (M12, M19 ve M26) araştırılmadığı görülmektedir. Yapılan bu çalışma ile literatürdeki bu eksikliğin giderilmesi amaçlanmaktadır.

2. MATERYAL VE YÖNTEM

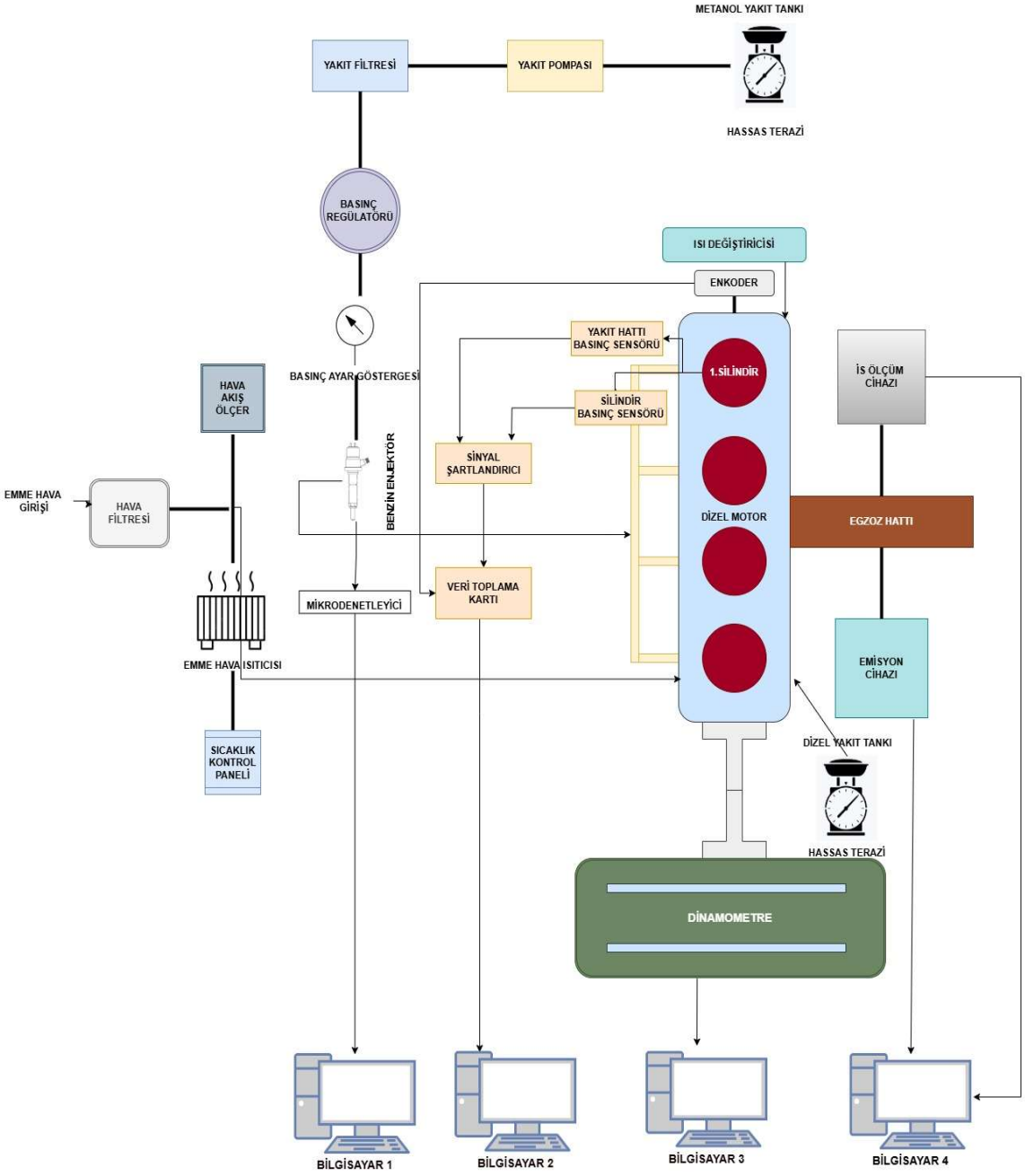
Bu bölümde, testlerde kullanılan deney ekipmanları ve donanımları tanıtılmıştır. Deney aşamaları ve deney verilerinin analizinde kullanılan yöntemler açıklanmıştır.

2.1. Deney Düzeneği

Testler, Marmara Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Otomotiv Laboratuvarları'nda gerçekleştirilmiştir. Deney düzeneği; test motoru, motor dinamometresi, silindir içi basınç ve yakıt hattı basınç ölçüm sistemleri, sinyal şartlandırıcı, enkoder, veri toplama kartı, hava ve yakıt ölçüm sistemi, gaz besleme sistemi, emme hava ısıtıcısı, sıcaklık kontrol paneli, elektronik kontrol ünitesi ve egzoz gazı analiz cihazından oluşmaktadır. Deney düzeneğinin genel görünümü Şekil 2.1'de verilmiştir. Şekil 2.2'de ise deney düzeneğinin şematik görünümü gösterilmiştir.



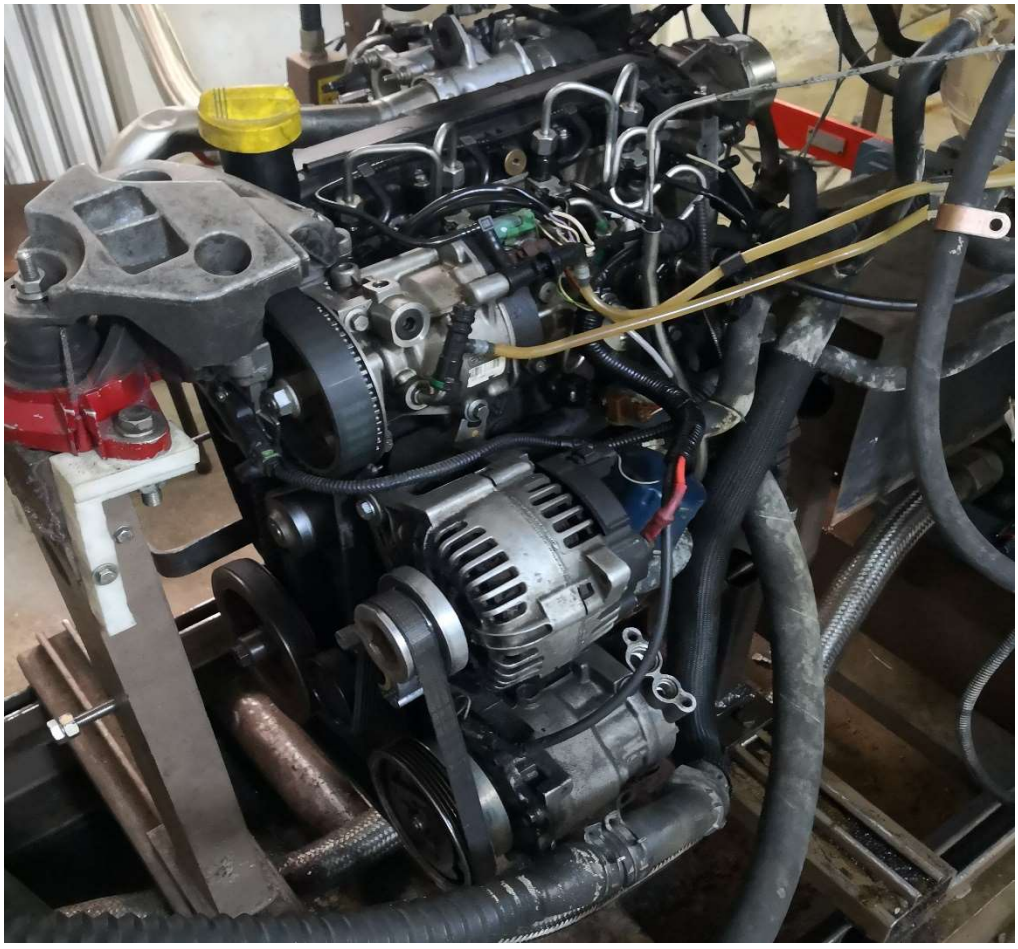
Şekil 2.1. Deney düzeneğinin genel görünümü



Şekil 2.2. Deney düzeneğinin şematik görünümü

2.1.1. Deney Motoru

Deneyler common rail yakıt enjeksiyon sistemine sahip, turboşarjlı, dört silindirli, su soğutmalı bir dizel motorda yapılmıştır. RCCI yanma modu için düşük reaktiviteli yakıt olan metanol, elektronik kontrol ünitesi ve basınç ayar valfi ile kontrol edilerek emme manifoldundan püskürtülmüştür. Deney motoru Şekil 2.3'te gösterilmektedir.



Şekil 2.3. Deney motoru

Tablo 2.1. Deney motorunun özellikleri

Özellikler	
Motor modeli	Renault-1,5 litre dCi K9K-700
Motor tipi	4 silindirli, turboşarjlı, common-rail
Silindir çapı x kurs	76 x 80,5 mm
Silindir hacmi	1461 cm^3
Sıkıştırma oranı	18,25:1
Valf sayısı	8
Maksimum güç	48 kW-4000 d/d
Maksimum tork	160 Nm-1750 d/d

2.1.2. Motor Dinamometresi

Deney motoru maksimum torku, maksimum gücü ve maksimum devri sırasıyla 475 Nm, 160 kW ve 8000 d/d olan Eddy Current dinamometre (Cussons P8602) ile yüklenmiştir. Dinamometre bir ısı değiştiricisine sahiptir. Hem dinamometre hem de motor şehir şebeke suyundan yararlanılarak soğutma işlemi gerçekleştirilmiştir. Motor dinamometresi Şekil 2.4'te gösterilmektedir.



Şekil 2.4. Motor dinamometresi

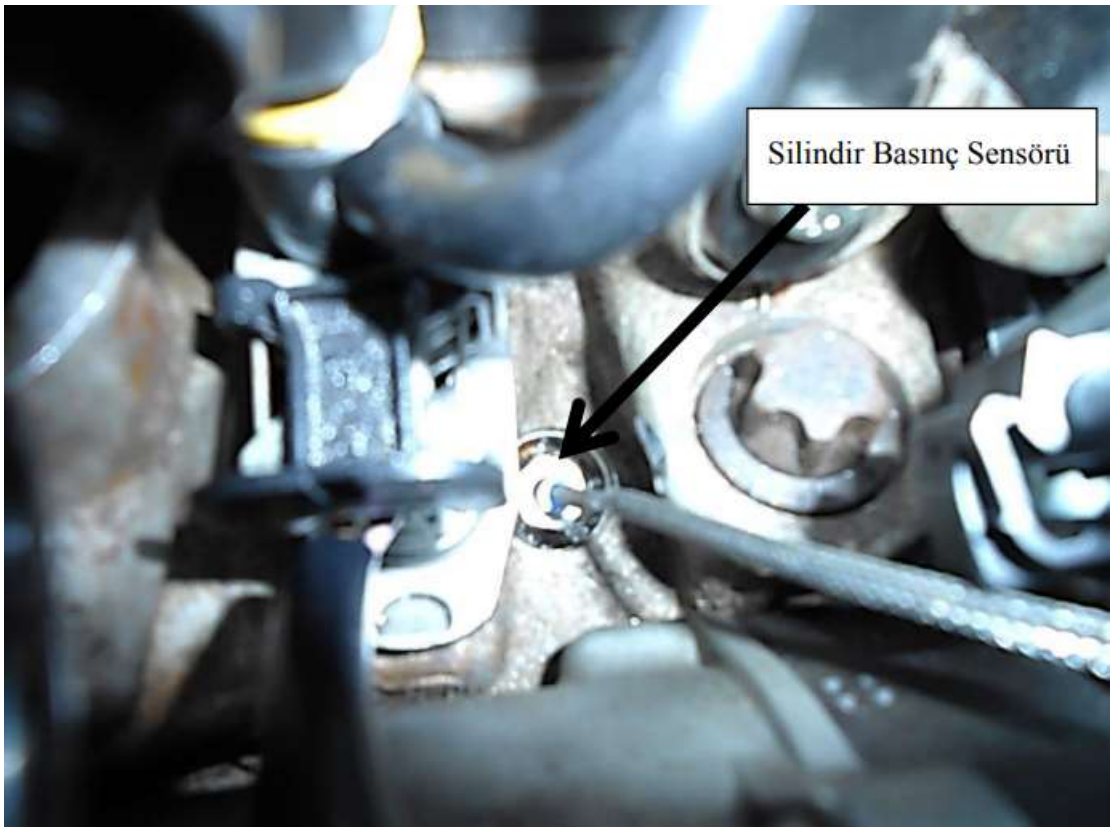
Ayarlanabilen bir termostat ile motor suyu sıcaklığı 80±5 ºC aralığında sabit tutulmuştur. Motor test sisteminde bulunan sensörler sayesinde birçok noktadan sıcaklık, basınç ve debi bilgileri alınmaktadır. Motora ilk hareket, devir artırma ve azaltma gibi komutlar verilebilmektedir. Motor dinamometresi kontrol sisteminin ara yüzü yazılımı olan MOTEST ile birçok parametre görülebilmektedir. Motor devri, motor gücü, tork, motor suyu giriş ve çıkış sıcaklığı, yağ ve yakıt sıcaklığı, egzoz sıcaklığı, emme havası sıcaklığı, emme havası debisi ölçülerek kayıt altına alınmaktadır. Yüksek ve düşük reaktiviteli yakıt debileri hassas terazide ölçülmüştür. Şekil 2.5'te motor dinamometresinin kontrol sistemi ekranı gösterilmiştir.



Şekil 2.5. Motor dinamometresinin kontrol sistemi ekranı

2.1.3. Silindir İçi Basınç Sisteminin Teknik Özellikleri

Silindir içi basınç ölçüm sisteminde Biltek marka enkoder, Oprant AutoPSI marka silindir basınç sensörü, National Instruments veri toplama kartı, yanma analizi programı ve bilgisayar kullanılmıştır. Silindir içi basınç sensörü, kızdırma bujisi sökülerek yuvasına takılmıştır. Sızdırmazlığı sağlamak için etrafına sıvı conta sürülmüştür. Şekil 2.6'da deneylerde kullanılan silindir içi basınç sensörünün konumu gösterilmektedir.



Şekil 2.6. Silindir içi basınç sensörü montajı

Tablo 2.2. Silindir içi basınç sensörü teknik özellikleri

Özellikler	
Sensör modeli	Optrand AutoPSI
Frekans aralığı	1 Hz-25kHz
Diayagram rezonans frekansı	120 kHz
Giriş voltajı	9-18 V DC
Çıkış voltajı	0,5-5 V DC
Çalışma sıcaklığı	-20° C ile 60° C arası
Basınç ölçüm aralığı	0 ile 20 MPa arası
Titreşim dayanımı	1000 m^2/s

2.1.4. Yakıt Hattı Basınç Sistemi

Yakıt hattı basınç sensörü konumu, birinci silindirin yüksek basınç borusu üzerinde bulunmaktadır. Sensörden alınan veriler Febris yanma analiz programında işlenmektedir. Kistler 6533-A11 marka yakıt hattı basınç sensörü kullanılmıştır. Şekil 2.7'de yakıt hattı basınç sensörü ve Tablo 2.3'te teknik özellikleri gösterilmektedir.



Şekil 2.7. Yakıt hattı basınç sensörü

Tablo 2.3. Yakıt hattı basınç sensörü teknik özellikleri

Özellikler	
Sensör modeli	Kistler 6533-A11
Ölçüm aralığı	0 ile 3000 bar arası
Çalışma sıcaklığı aralığı	20° C ile 120° C arası
Çıkış sinyali	4-20 mA
Çıkış kanal sayısı	2 kanal
Besleme (amplifikatör)	18-30 VDC
Hassasiyet	0,3333 mV/MPa
Aşırı yükleme	350 MPa

2.1.5. Sinyal Şartlandırıcısının Teknik Özellikleri

Sinyal şartlandırıcılar, sensörlerden gelen ham sinyalleri işleyip daha anlaşılır ve kullanılabilir duruma getiren elektronik cihazlardır. Sensörlerin ürettiği sinyaller çoğunlukla doğrudan işlenebilecek seviyelerde ve formatta olmayabilir. Bu sinyaller genellikle çok zayıf, parazitli ya da farklı bir biçimde olabilir. Sinyal şartlandırıcılar, bu sinyalleri düzenleyerek, ölçüm ve kontrol sistemleri tarafından daha kolay algılanabilen, analiz edilebilen ve kullanılabilen bir forma dönüştürürler. Deneylerde KISTLER Piezoresistive Amplifier Type 4618AO tip sinyal şartlandırıcı kullanılmıştır. Sinyal şartlandırıcı Şekil 2.8'de gösterilmektedir.



Şekil 2.8. Sinyal Şartlandırıcısı

Deneylerde kullanılan sinyal şartlandırıcının teknik özellikleri Tablo 2.4'te gösterilmektedir.

Tablo 2.4. Sinyal şartlandırıcının teknik özellikleri

Özellikler	
Model	KISTLER piezoresistive amplifier type 4618AO
Akım	1,5 ± 3% mA
Besleme gerilimi	18 ile 30 VDC
Besleme gerilimi aralığı	0 V ile 10 V arasında
Çalışma sıcaklığı aralığı	0º C ile 60º C arası

2.1.6. Veri Toplama Kartının Teknik Özellikleri

Veri toplama kartları, analog-dijital dönüştürücüleri kullanarak bir sistemden ölçülen verilerin depolanmasını, çeşitli matematiksel ve istatistiksel hesapların yapılmasını, verilerin görüntülenmesini, raporlanmasını ve analiz edilmesini sağlamak için bir bilgisayara iletilmesini sağlar. Deneylerde National Instruments marka veri toplama kartı kullanılmıştır. Veri toplama kartı Şekil 2.9'da görülmektedir.



Şekil 2.9. National Instruments veri toplama kartı

Tablo 2.5. Veri toplama kartı teknik özellikleri

Özellikler	
Kart modeli	National instruments
Örnekleme oranı	48 kSPS
Çözünürlük	14 bit
Giriş kanal sayısı	8 kanal
Çıkış kanal sayısı	2 kanal
Besleme gerilimi aralığı	-10 V ile 10 V arasında
Çalışma sıcaklığı aralığı	0° C ile 55° C arası

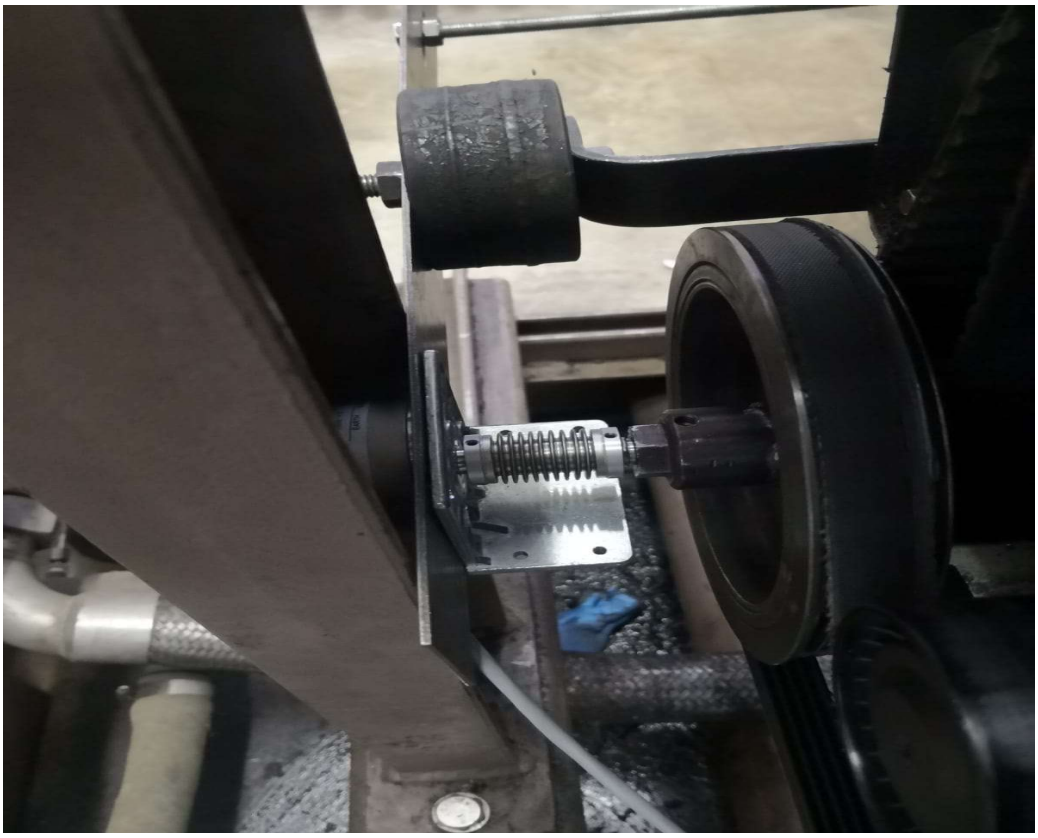
2.1.7. Enkoderin Teknik Özellikleri

Deneylerde Biltek marka optik enkoder kullanılmıştır. 360°'lik bir açıda, 1024 pulse özellikli bir enkoder olduğundan bir çevrimde veriler 360/1024'lük değerde 0,35 KMA açılarında alınmıştır. Enkoderin teknik özellikleri Tablo 2.6'da gösterilmektedir.

Tablo 2.6. Enkoderin teknik özellikleri

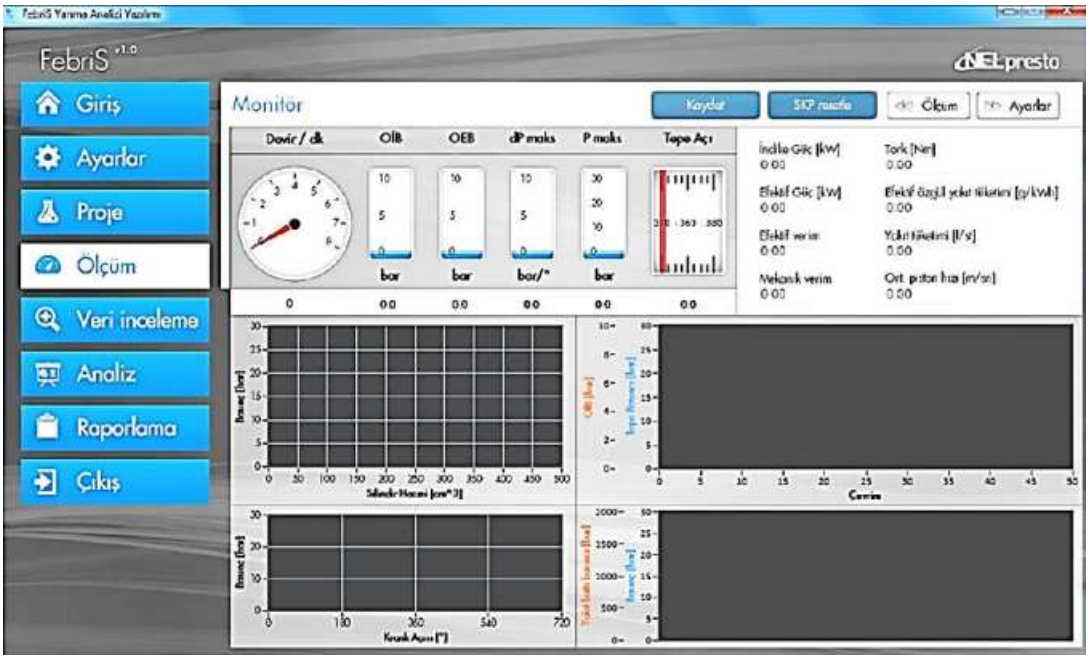
Özellikler	
Enkoder tipi	Optik enkoder
Pulse hızı	1024 pulse/devir
Çalışma sıcaklığı	-20° C ile 80° C arası
Besleme voltajı	5-24 V DC
Maksimum hız	3500 d/d
Maksimum şaft yükü	Radyal 60 N, eksenel 40 Nm
Gövde çapı	58 mm
Mil malzemesi	Paslanmaz çelik

Motorun krank kasnağına, enkoder montajı yapılmıştır. Sabitleme cıvatası ve aparat ile enkoder sabitlenmiştir. Ayrıca, titreşimsiz çalışması için kaplin takılmıştır. Enkoderin montajı yapıldıktan sonraki resmi Şekil 2.10'da gösterilmektedir.



Şekil 2.10. Enkoder montaj bağlantıları

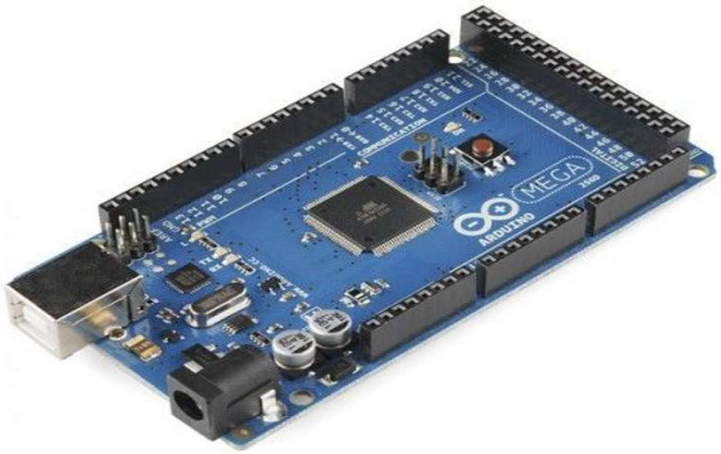
Silindir içi basınç sensöründen alınan veriler, Febris yanma analiz sistemine aktarılmaktadır. Yanma analiz sistemi arayüzü ile indikatör diyagramı, maksimum basınç, ısı dağılım oranı, basınç artış oranı, kümülatif ısı dağılımı, kütlesel yanma miktarı, yanma odası basıncı, yakıt hattı basıncı, Wiebe fonksiyonları, yanma başlangıcı ve sonu gibi yanma parametrelerinin grafik ve sayısal değerleri KMA olarak belirlenmektedir. Şekil 2.11'de Febris yanma analizi sistemi arayüzü gösterilmiştir.



Şekil 2.11. Febris yanma analiz sistemi ara yüzü

2.1.8. Elektronik Kontrollü Yakıt Enjeksiyon Sistemi

Elektronik Kontrol Ünitesi (ECU), doğru zamanda ve uygun miktarda yakıtın püskürtülmesini sağlayan bir sistemdir. Deneysel çalışmanın üretilen donanım kısmında, benzin enjektörünü kontrol edebilmek için Arduino Mega 2560 R3 kartı, BOSCH marka benzin enjektörü ve LCD ekran ile kontrol edebilmek için Arduino IDE 1.8.19 programı kullanılmıştır. Şekil 2.12 ve Tablo 2.7'de Arduino Mega 2560 R3 kartının görünümü ve teknik özellikleri gösterilmektedir.



Şekil 2.12. Arduino Mega 2560 R3 kartı

Tablo 2.7. Arduino Mega 2560 R3 kartı teknik özellikleri

Özellikler	
Mikro denetleyici	ATmega2560
Çalışma gerilimi	5V
Giriş gerilimi	6-20V
PWM dijital I/O pinleri	15
Analog giriş pinleri	16
I/O pin başına DC akımı	20mA
Saat hızı	16MHz

RCCI yanma konseptinde, düşük reaktiviteli yakıtı püskürtmek için BOSCH marka bir benzin enjektörü kullanılmıştır. Şekil 2.13 ve Tablo 2.6'da benzin enjektörüne dair bilgiler verilmektedir.



Şekil 2.13. Benzin enjektörü

Tablo 2.8. Bosch benzin enjektörü teknik özellikleri

Özellikler	
3 bar'da statik akış hızı	213 g/d
Direnç	12 Ohm
Yakıt Türü	Benzin
Ticari numara	EV-14-ES
Ağırlık	0,036 kg

RCCI konseptinde metanolün kütle akış debisini değiştirebilmek için farklı oranlarda yakıt püskürtülmüştür. Bu amaçla, Arduino IDE 1.8.19 programı kullanılmıştır.

2.1.9. Emme Hava Isıtıcısı

Emme manifolduna giren havanın ısıtılması için yalıtımlı plastik varil içerisine 2000 W'lık PTC seramik bir ısıtıcı yerleştirilmiştir. Bu ısıtıcının sıcaklık kontrolü, sıcaklık kontrol paneli ile sağlanmaktadır. Şekil 2.12'de PTC seramik ısıtıcı gösterilmektedir.



Şekil 2.14. PTC Seramik Isıtıcı Görünümü

Emme havası sıcaklığını artırmak için, PTC seramik kullanılmıştır. Daha sonra kapalı bir plastik varil içerisinden RCCI motorunun emme manifolduna kanalize edilmiştir. İlaveten sıcaklık kontrol panelinde uygun değerlere ulaşan havanın girişi sağlanmaktadır. Sıcaklık kontrol paneli Şekil 2.13'te gösterilmiştir.



Şekil 2.15. Sıcaklık kontrol paneli

2.1.10. Egzoz Emisyonları Ölçüm Sistemi

Deneylerde egzoz emisyonları ölçmek için Bosch BEA 460 egzoz emisyon ölçüm cihazı ve Bosch is ölçüm cihazı kullanılmıştır. Daha sağlıklı veri alabilmek için deneylerden önce emisyon test cihazının bakım ve kalibrasyonu yapılmıştır. Emisyon ölçüm sonuçları 3 kez tekrarlanarak ortalama değerler alınmıştır. Filtreler her deney öncesi değiştirilmiştir. Emisyon ve diğer verilerin alınması için motor soğutma suyunun 80° C'ye çıkması beklenmiştir. Egzoz emisyon cihazı ile HC, NO_x, CO, CO_2, O_2 ve is emisyonları ölçülmektedir. Şekil 2.11'de Bosch BEA 460 egzoz emisyon ölçüm cihazı ve Tablo 2.9'da emisyon cihazının teknik özellikleri gösterilmektedir.



Şekil 2.16. Egzoz emisyon cihazı görünümü

Tablo 2.9. Egzoz emisyon cihazı teknik özellikleri

Özellikler	Ölçme Aralığı	Hassasiyet
Hidrokarbon (HC)	0-10000 ppm	1 ppm
Oksijen (O_2)	0-22 % hacim	0,01 % hacim
Azotoksit (NO_x)	0-10000 ppm	1 ppm
Karbondioksit (CO_2)	0-18 % hacim	0,01 % hacim
Hava fazlalık katsayısı	0,5-1,8	0,001
Absorbiyon katsayısı (K)	0-10 m^{-1}	0,01 m^{-1}
Opaklık derecesi	%0-100	%0,1

2.2. Deneysel Veriler ile Hesaplanan Performans Parametreleri

Testler sırasında elde edilen sonuçlar ve yanma özellikleri, aşağıda belirtilen matematiksel denklemler kullanılarak hesaplanmıştır.

2.2.1. Özgül Yakıt Tüketiminin Hesaplanması

Dizel ve metanol yakıtları hassas terazi ile ölçülmüştür. Bir dakika süresince hem ana enjeksiyondan püskürtülen dizel yakıtı hem de port enjeksiyondan püskürtülen yakıt miktarları ölçülmüş ve bsfc (özgül yakıt tüketimi) hesaplanmıştır.

2.1 eşitliğinde bsfc hesaplanmıştır.

$$bsfc = \frac{\dot{m}}{N_e} \cdot 10^3 \qquad (2.1)$$

Ne: Motor gücü (kW)

bsfc: Özgül yakıt tüketimi (g/kWh)

2.2.2. Özgül Enerji Tüketiminin Hesaplanması

Test motorundan elde edilen gücün veya işin, tüketilen yakıt veya enerji biriminin karşılığı olarak ifade edilen bir parametredir. Özgül enerji tüketimi, özgül yakıt tüketimi ile yakıtların alt ısıl değerleri çarpılarak hesaplanır.

$$bsec = bsfc \cdot \text{LHV} / 1000 \qquad (2.2)$$

bsec: Özgül enerji tüketimi (kJ/kWh)

bsfc: Özgül yakıt tüketimi (kg/kWh)

LHV: Yakıtın alt ısıl değeri (kJ/kg)

2.2.3. Volümetrik Verimin Hesaplanması

Volümetrik verim, motorun çalışma sırasında silindirlere çektiği gerçek hava miktarının, teorik olarak silindirlere çekilebilecek hava miktarına oranı olarak tanımlanır. Aşağıdaki denklemler ile teorik hava kütlesi ve volümetrik verim hesaplanabilir.

$$\dot{m}_{h,teorik} = \frac{V_s \cdot \rho_h \cdot n \cdot 60 \cdot z}{2} \tag{2.3}$$

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{m}h, gerçek}{\dot{m}h, teorik} \cdot 100 \tag{2.4}$$

$\dot{m}_{h,teorik}$: Teorik hava kütlesel debi (kg/h)

V_s: Strok hacmi (m^3)

ρ_h : Havanın yoğunluğu (kg/m^3)

z: Silindir sayısı

$\dot{m}_h$: Havanın kütlesel debisi (kg/h)

η_{vol}: Volümetrik verim (%)

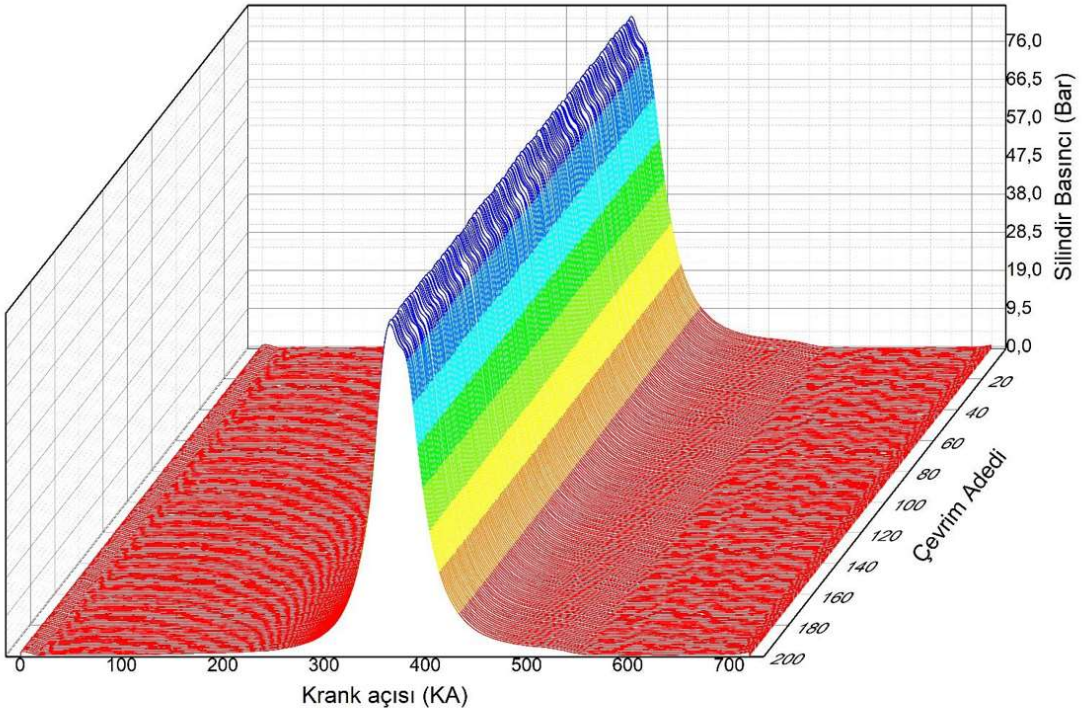
2.2.4. Yanma Parametrelerin Hesaplanması

Yanma parametrelerinin hesaplanabilmesi için enkoder, silindir içi basınç sensörü, veri toplama kartı, bilgisayar ve yanma analiz programı kullanılmıştır. Bu sayede motorda her bir krank açısına denk gelen değerlerde silindir içi basınç, ısı dağılım oranı, basınç artış oranı, yanma süresi ve tutuşma gecikmesi gibi yanma parametreleri belirlenmiştir.

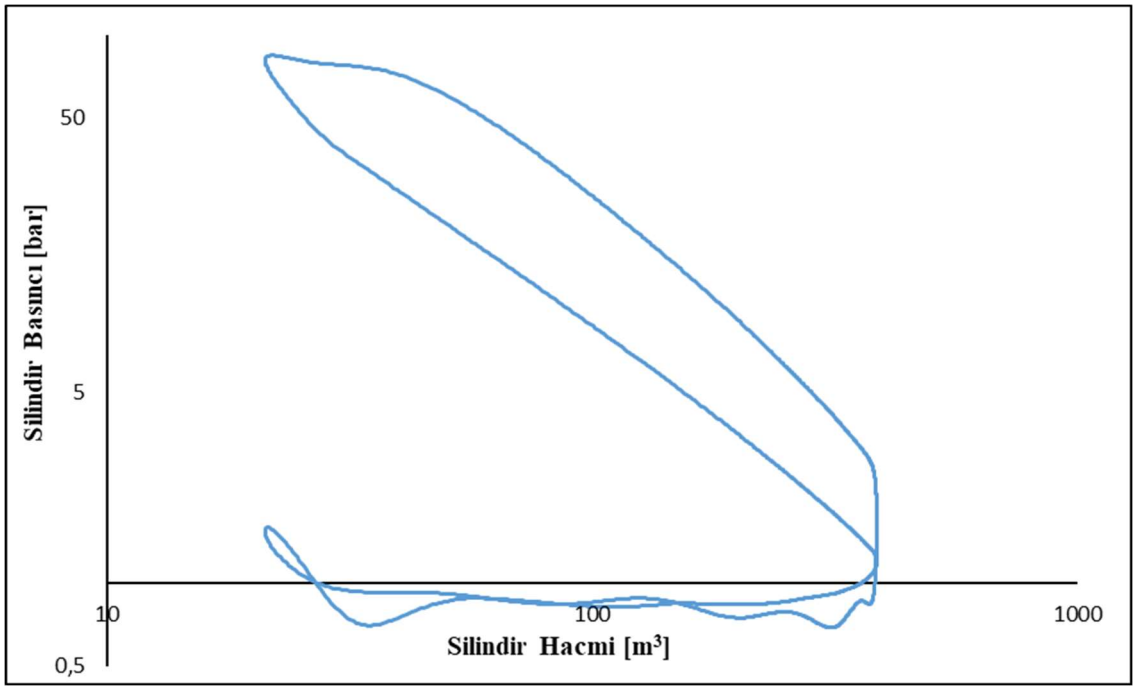
2.2.4.1. Silindir Gaz Basıncının Belirlenmesi

Deneyler gerçekleştirilirken motor devri 1750 d/d'da sabit tutulmuş, motor yükü 40, 60, 80 ve 100 Nm olarak değiştirilmiştir. Motor yükünün artmasıyla birlikte silindir basınçları da artmıştır. Ölçüm sonuçlarının sensörler, yükselticiler ve devreler nedeniyle gürültüye maruz kalmaması için Savitzky-Golay yöntemi kullanılmıştır.

Şekil 2.17'de 200 çevrimde elde edilen, her bir çevrimde meydana gelen silindir basınçlarının krank açısına göre dağılımları üç boyutlu olarak gösterilmektedir. Sıkıştırma süreci, emme supabının kapanması ile pistonun ÜÖN'ye ulaşması arasında tanımlanır ve politropiktir. Elde edilen ortalama basıncın doğruluğu, Şekil 2.18'de görülen logaritmik basınç-hacim diyagramından (log P – log V) kontrol edilmektedir.



Şekil 2.17. 200 çevrimde toplanan üç boyutlu silindir basıncı grafiği (40 Nm, M19)

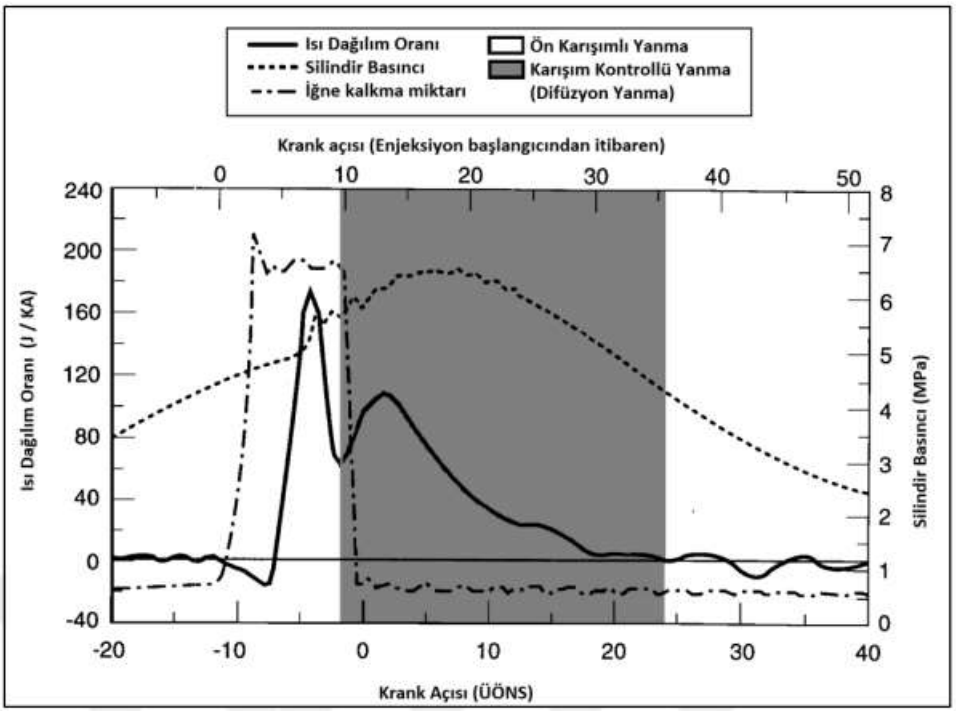


Şekil 2.18. Logaritmik P-V diyagramı (40 Nm, dizel)

2.2.4.2. Isı Dağılım Oranının Hesaplanması

Dizel motorlarda yanma karakteristiklerini incelemek için, silindir basıncından türetilen ısı dağılım oranı grafikleri kullanılmaktadır. Denklem 2.5'te ısı dağılım oranı hesaplaması verilmektedir. Dizel motorlarda, ısı dağılım oranı grafikleri yanmanın safhalarını ayrıntılı bir şekilde ortaya koyar ve yanma, enjeksiyon başlangıcından itibaren dört ana aşamada gerçekleşir: tutuşma gecikmesi, ön karışımlı yanma (hızlı yanma), karışım kontrollü yanma (difüzyon) ve art (son) yanma safhalarından oluşmaktadır. Tutuşma gecikmesi aşamasında, enjektör iğnesi kalkıp yakıtın yüksek basınçla yanma odasına püskürtülmeye başladığı andan itibaren, yakıtın yanma reaksiyonuna başlayana kadar geçen süreyi kapsar. Bu süreçte, ısı dağılım oranı genellikle negatif değerler alır, çünkü henüz yanma başlamamıştır. Ön karışımlı yanma olarak bilinen ikinci aşama safhası, tutuşma gecikmesi sırasında oluşan hava-yakıt karışımının, üst ölü nokta civarında hızlıca yanmasıyla gerçekleşir. Bu safhada, birkaç krank açısı aralığında oldukça yüksek ısı dağılım oranı görülür ve yanma eğrisi yükten bağımsızdır. Bu aşamada görülen hızlı yanma, tutuşma gecikmesi süresince püskürtülen yakıt miktarına bağlı olarak değişiklik gösterir. Bu dört aşama, yanma sürecinin nasıl geliştiği hakkında detaylı bilgi sunarak motor performansı ve emisyonlar üzerindeki etkilerin anlaşılmasında da önemli rol oynar [83-85].

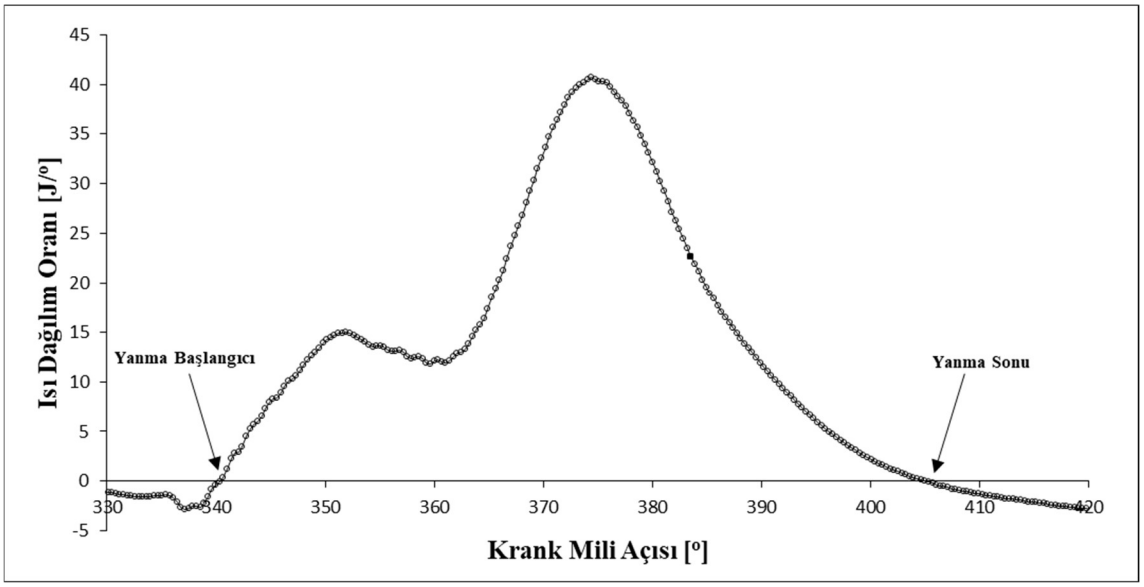
Genişleme periyodunun sonuna doğru, ısı dağılım oranı oldukça düşük seviyelere ulaştığında art yanma fazı başlar. Bu aşamada, yanmamış durumda kalan küçük miktardaki zengin karışım ve is, yanma sürecine yeniden katılır. Yanma odasındaki dolgu homojen olmadığından, gazların sıcaklığı genleşmeyle daha da düşer. Bu düşük sıcaklık nedeniyle yanma daha verimli hale gelir. Karışımda tam yanma belirtileri görülmeye başlar ve ayrışma oranı da oldukça düşük seviyeye ulaşır. Art yanma fazı, motor verimliliği açısından yanmamış yakıt ve is miktarını azaltarak daha temiz bir yanma süreci sağlar [86].



Şekil 2.19. Isı dağılım oranı, silindir basıncı ve iğne kalkma miktarıyla dizel yanma safhaları [85-87]

Şekil 2.20'de, ısı dağılımı oranının krank açısına bağlı olarak değişimi verilmiştir. Isı dağılımı grafiğinden, yanma başlangıcı ve yanma sonu görülmektedir. Yanma başlangıcı olarak, dört yakıt için de ısı dağılım oranının 0 J/^{o} değerine en yakın olduğu KMA açısı kabul edilmiştir.

Tutuşma gecikmesi, yakıtın yanma odasına püskürtülmesi ile yanmanın başlaması arasında geçen zaman farkının krank açısı olarak hesaplanmasıdır. Püskürtme başlangıcı, dizel hat basınç eğrisinde ilk ani düşme başlangıç noktası olarak kabul edilmektedir [85].



Şekil 2.20. Isı dağılım oranı

Bu çalışmada net ısı dağılım oranı hesaplanmıştır. Bu hesaplama yapılırken krank açısına bağlı olarak silindir basıncı kullanılmıştır. Termodinamiğin I.yasası (kapalı bir sistem için enerjinin korunumu) kullanılarak aşağıdaki denklem elde edilmiştir [88-89].

$$\frac{dQ}{d\theta} = +\frac{\gamma}{\gamma - 1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dP}{d\theta} \tag{2.5}$$

$\frac{dQ}{d\theta}$: Isı dağılım oranı (J/^{o}KMA)

V: Silindir hacmi (m^3)

γ: Özgül ısılar oranı

2.2.4.3. Kümülatif Isı Dağılımının Hesaplanması

Bu çalışmada, silindir içinde yanma başlangıcından sonuna kadar meydana gelen toplam ısı dağılımı kümülatif ısı dağılımı olarak tanımlanmıştır. Yakıtın yanmasıyla açığa çıkan enerji olarak da bilinen kümülatif ısı dağılımını hesaplamak için aşağıdaki denklem kullanılmıştır.

$$Q_k = \int_{\theta s}^{\theta e} \frac{dQ}{d\theta} d\theta \tag{2.6}$$

Q_k : Kümülatif ısı dağılımı (J)

θ_e: Yanma sonu (°KMA)

θ_s: Yanma başlangıcı (°KMA)

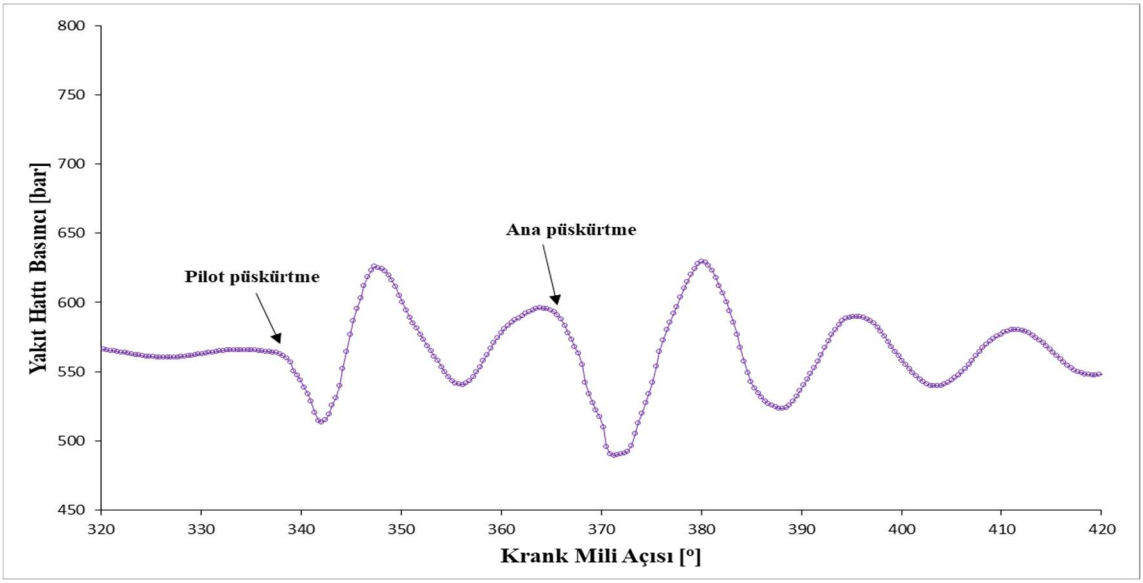
Isı dağılım merkezi, ağırlıklı ısı dağılım noktası olarak belirlenmiştir. KMA'ya göre yanma olaylarının incelenmesi için ısı dağılım noktasının belirlenmesi önemli bilgiler içerir. Bu nedenle aşağıdaki formül kullanılarak ısı dağılım merkezi hesaplanmıştır.

$$\phi_c = \frac{\int_{\theta s}^{\theta e} \frac{dQ}{d\theta} \theta d\theta}{\int_{\theta s}^{\theta e} \frac{dQ}{d\theta} d\theta} \tag{2.7}$$

ϕ_c: Isı dağılım merkezi (°KMA)

2.2.4.4. Yakıt Hattı Basıncının Belirlenmesi

Yakıt hattı basıncı en çok motor yükünden etkilenerek, motordaki çalışma şartlarına göre değişmektedir. Yakıt hattı basıncı, birinci silindire giden yakıt hattı borusundan, yakıt hattı basınç sensörü ile ölçülmektedir. Ölçülen bu değerler, enjeksiyon başlangıcı ve tutuşma gecikmesinin belirlenmesinde kullanılmaktadır. Yakıt hattındaki basınçta oluşan ilk ani düşüş, enjeksiyonun başlangıcını ifade etmektedir. Bu çalışmada kullanılan dizel motor, common-rail yakıt enjeksiyon sistemine sahip olup, ana enjeksiyondan önce bir pilot enjeksiyon gerçekleşmektedir. Bu yüzden, Şekil 2.21'de gösterilen grafikte yakıt hattındaki ilk ani düşüş pilot enjeksiyon başlangıcını, ikinci büyük düşüş ise ana enjeksiyon başlangıcını göstermektedir.



Şekil 2.21. Yakıt hattı basıncında pilot ve ana püskürtmelerin gösterimi (40 Nm, M26)

2.2.4.5. Tutuşma Gecikmesinin Hesaplanması

Tutuşma gecikmesi, enjeksiyonun başlaması ile yanmanın başlaması arasındaki zaman aralığı olarak tanımlanır [90]. Denklem 2.9'da hesaplanmıştır.

$$TG = \theta_s - \theta_p \tag{2.8}$$

TG: Tutuşma gecikmesi (°KMA)

θ_s: Yanma başlangıcı (°KMA)

θ_p: Püskürtme başlangıcı (°KMA)

2.2.4.6. Basınç Artış Oranının Hesaplanması

Denklem 2.8 kullanılarak basınç artış oranı hesaplanmıştır [91].

$$BAO = \frac{\mathrm{dP}}{\mathrm{d}\theta} \tag{2.9}$$

BAO: Basınç artış oranı (bar/°KMA)

P: Silindir basıncı (bar)

θ: Krank mili açısı (°KMA)

2.2.4.7. Çevrimsel Değişim Katsayılarının Hesaplanması

Çevrimsel değişim katsayısı, 200 adet çevrimden oluşan art arda yanma olayları hakkında önemli bilgiler vermektedir. Ortalama indike basınç ($ÇDK_{OİB}$) ve maksimum basınç ($ÇDK_{Pmaks}$) için çevrimsel değişim katsayıları olarak literatürde incelenmektedir. Çevrimsel değişim katsayıları aşağıda verilen formüllerle hesaplanmaktadır.

$$ÇDK_x = \frac{\sigma_x}{\bar{\mathrm{x}}}.100 \tag{2.10}$$

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{N}(x_i - \bar{\mathrm{x}})}{N}} \tag{2.11}$$

$$\bar{x} = \frac{1}{N}.\sum_{i=1}^{N}.x_i \tag{2.12}$$

σ_x= Standart sapma

x_i= Çevrimdeki gerçek değer

$\bar{x}$= Ortalama değer

N= Çevrim sayısı

2.2.4.8. Silindir İçi Maksimum Gaz Sıcaklıklarının Hesaplanması

Silindir içi maksimum gaz sıcaklığı, Denklem 2.10 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$T_i = P_i \mathrm{V}_i \frac{T_r}{P_r V_r} \tag{2.13}$$

T_i: Herhangi bir noktadaki sıcaklık (K)

P_i: Herhangi bir noktadaki basınç (Pa)

V_i**:** Herhangi bir noktadaki hacim (m^3)

T_r: Referans noktasındaki sıcaklık (K)

P_r: Referans noktasındaki basınç (Pa)

V_r: Referans noktasındaki hacim (m^3)

2.2.4.7. Metanol Enerji Oranının Hesaplanması

Metanol enerji oranı (MEO), metanol/dizel yakıt karışımlarındaki metanolün toplam enerji içeriğinin, karışımın toplam enerji içeriğine oranını ifade eder. Denklem 2.14 ile hesaplanır.

$$MEO = LHV_{CH_3OH}.\dot{m}_{CH_3OH} \,/\, LHV_D.\dot{m}_D \; + LHV_{CH_3OH}.\dot{m}_{CH_3OH} \tag{2.14}$$

MEO: Metanol enerji oranı (%)

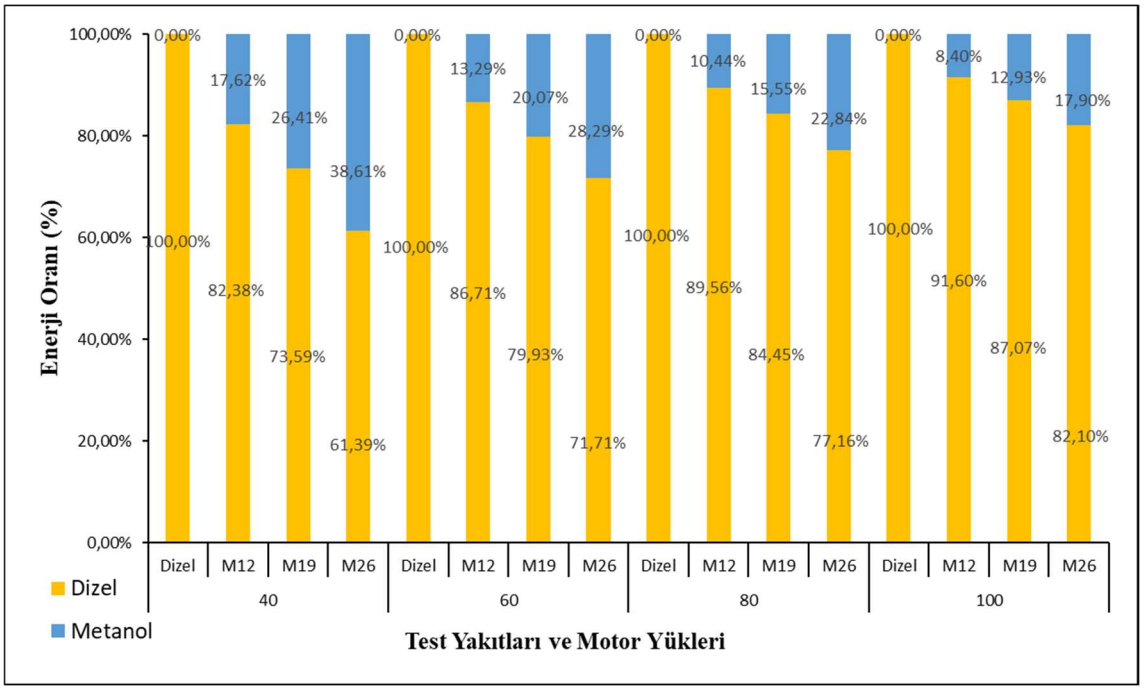
$\dot{m}_D$: Dizel yakıt kütlesel akış oranı (g/d)

$\dot{m}_{CH_3OH}$: Metanol yakıt kütlesel akış oranı (g/d)

LHV_D: Dizel yakıt alt ısıl değer (J/g)

LHV_{CH_3OH}: Metanol yakıt alt ısıl değer (J/g)

Şekil 2.22'de deneyde kullanılan yakıtlar için MEO yüzdeleri gösterilmektedir.



Şekil 2.22. Farklı yakıt türleri ve motor yüklerinde enerji oranlarının gösterimi

Metanol yakıtı kütlesel olarak püskürtülmüştür. Aşağıdaki tabloda dakikada kütlesel olarak gram cinsinden verilmiştir.

Tablo 2.10. Metanol ve Dizel yakıtlarının kütlesel değerleri

	Dizel		M12		M19		M26	
TORK	**Dizel**	**Metanol**	**Dizel**	**Metanol**	**Dizel**	**Metanol**	**Dizel**	**Metanol**
40	36,73	0	28	12,73	25	19,07	20	26,73
60	44,67	0	37,67	12,27	35,67	19,03	32	26,83
80	56,67	0	51	12,63	49	19,17	42,33	26,63
100	69,33	0	64	12,47	60,33	19,03	57,33	26,57

2.2.5. Deney Prosedürü

Bu deneysel çalışmada, ECU ile kontrol edilen benzin enjektörü, düşük reaktiviteli yakıt olan metanolü enjekte etmiş ve farklı kütlesel debilerde püskürtmüştür. Kütle akış debisi dakikada 12, 19 ve 26 g yakıt olarak gönderilmiştir. Bu yakıtlar M12, M19 ve M26 yakıtları olarak adlandırılmıştır. Vuruntu 100 Nm yükte ve 5 bar/^{o} basınç artış oranını geçtiği anda oluşmaya başlamıştır. Bu limit sınırında kullanılabilecek yakıtın M26 olduğu saptanmıştır. Testler sabit devir ve dört farklı (40, 60, 80 ve 100 Nm) motor yükünde

gerçekleştirilmiştir. Motor yükünün artmasıyla oluşan enerji ihtiyacı dizel yakıtından karşılanmıştır. Emme havası ısıtılarak sıcaklık kontrol paneli 55 ºC'de sabit tutulmuştur. Çünkü bu sıcaklığın altındaki değerlerde emme hattındaki metanol sıvı fazda kalmıştır. Daha yüksek sıcaklıklarda ise hacimsel verim düşmektedir. Deneylerde kullanılan metanol yakıtı %99 saflıktadır. Deneyler motorun maksimum tork ürettiği 1750 d/dk'da yapılmıştır. Dizel ve metanol yakıt tüketim ölçümleri hassas terazi ile gerçekleştirilmiştir.

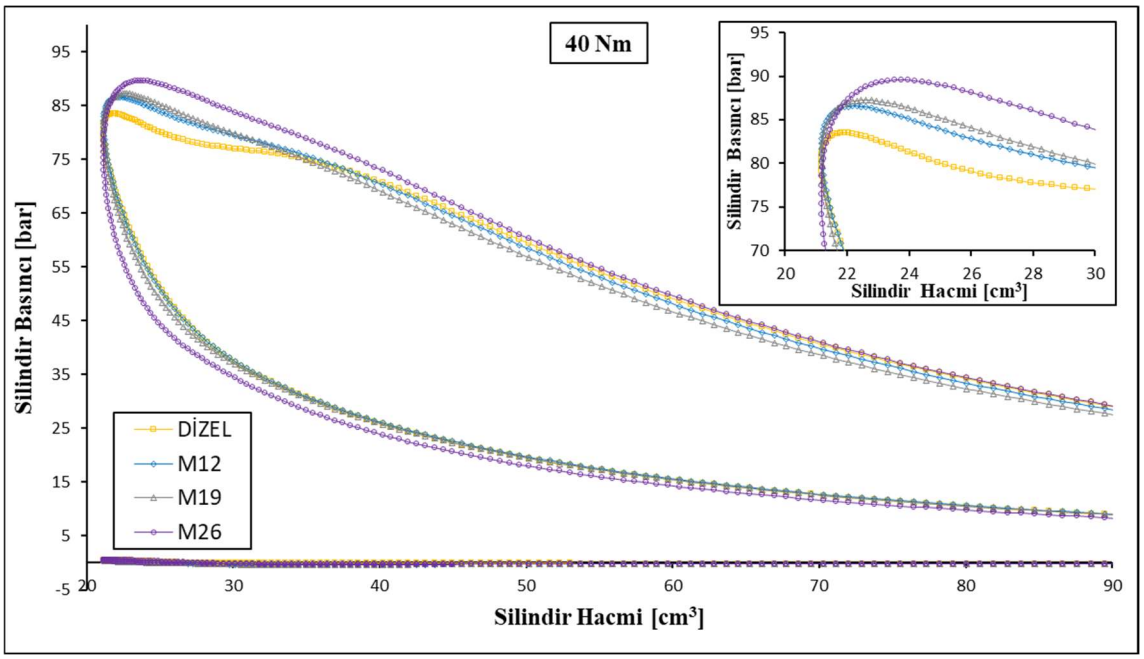
Enjeksiyon başlangıcı, yakıt hattı basıncına göre belirlenmiştir. Basınçtaki ilk ani düşüş, pilot püskürtmenin başlangıç aşamasını göstermektedir. Yakıt hattı basıncındaki ikinci veya üçüncü ani düşüş noktası ise ana püskürtme başlangıcı olarak kabul edilir. Yanma analizi yapılırken, hata oranını en aza indirmek için deneyler üç kez tekrarlanmış ve her bir deneyde 200 çevrimlik veri elde edilmiştir.

3. BULGULAR ve TARTIŞMA

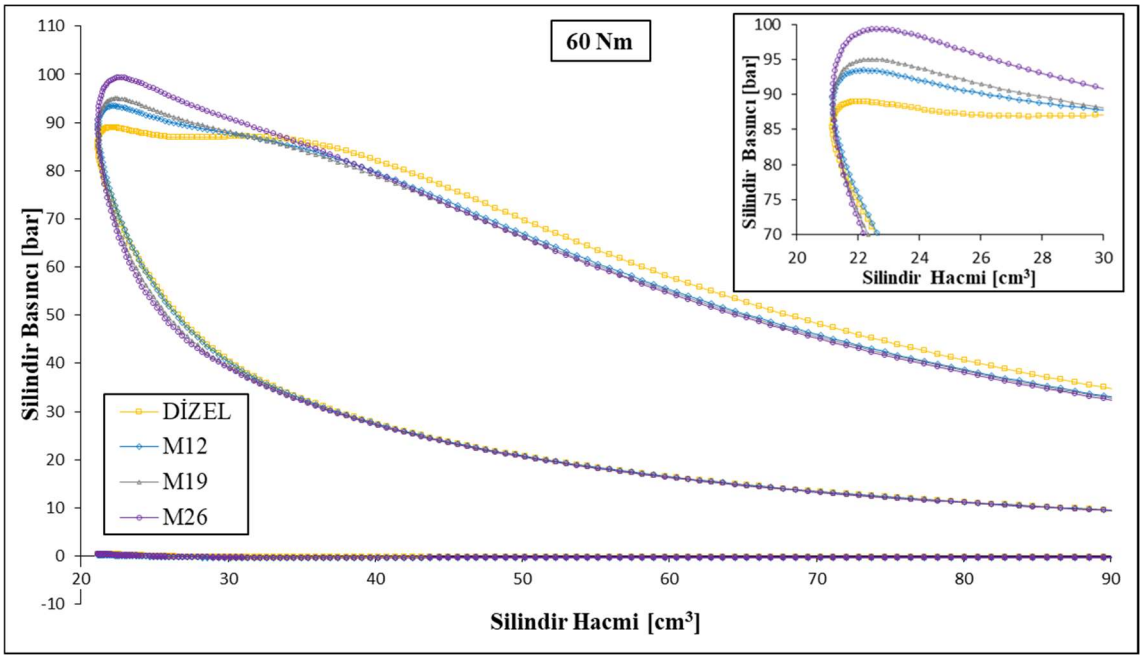
3.1. Yanma Analizi

Yanma analizi, deneyde kullanılan RCCI motorunun yanma karakteristiklerini belirlemede önemli bir rol oynar. Her KMA'da silindir basıncı ve hacminin bilinmesiyle indikatör diyagramları oluşturulmuştur. Isı dağılım oranı, kümülatif ısı dağılımı, basınç artış oranı, tutuşma gecikmesi ve yanma süreleri gibi yanma parametreleri hesaplanmıştır.

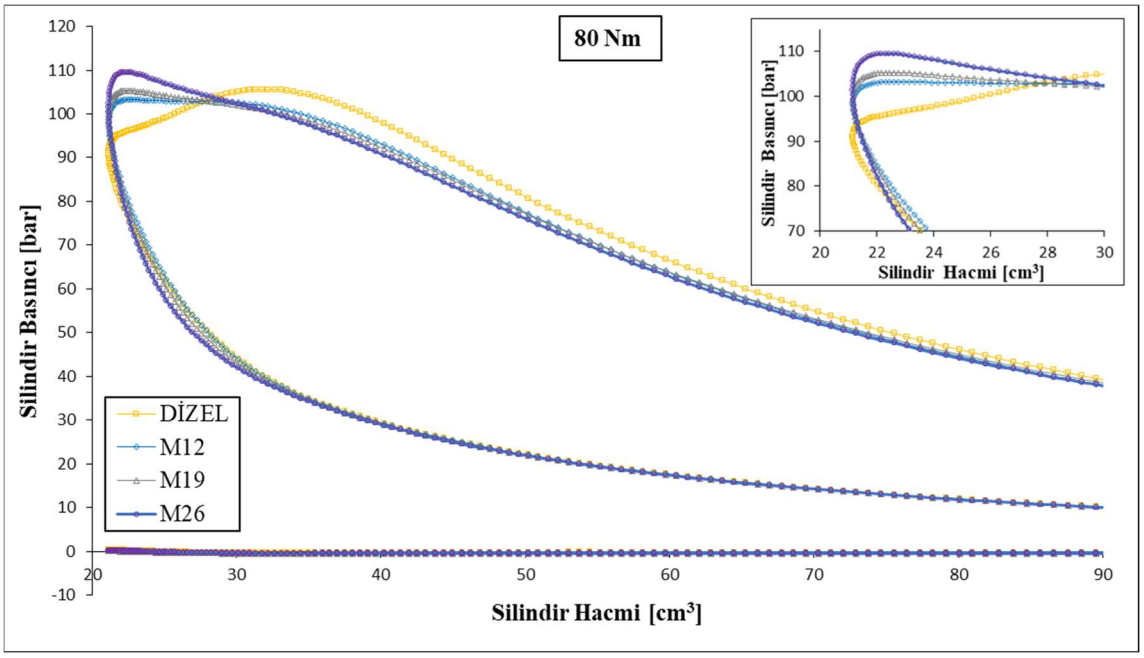
3.1.1. İndikatör Diyagramları ve Silindir Basınçlarının Karşılaştırılması



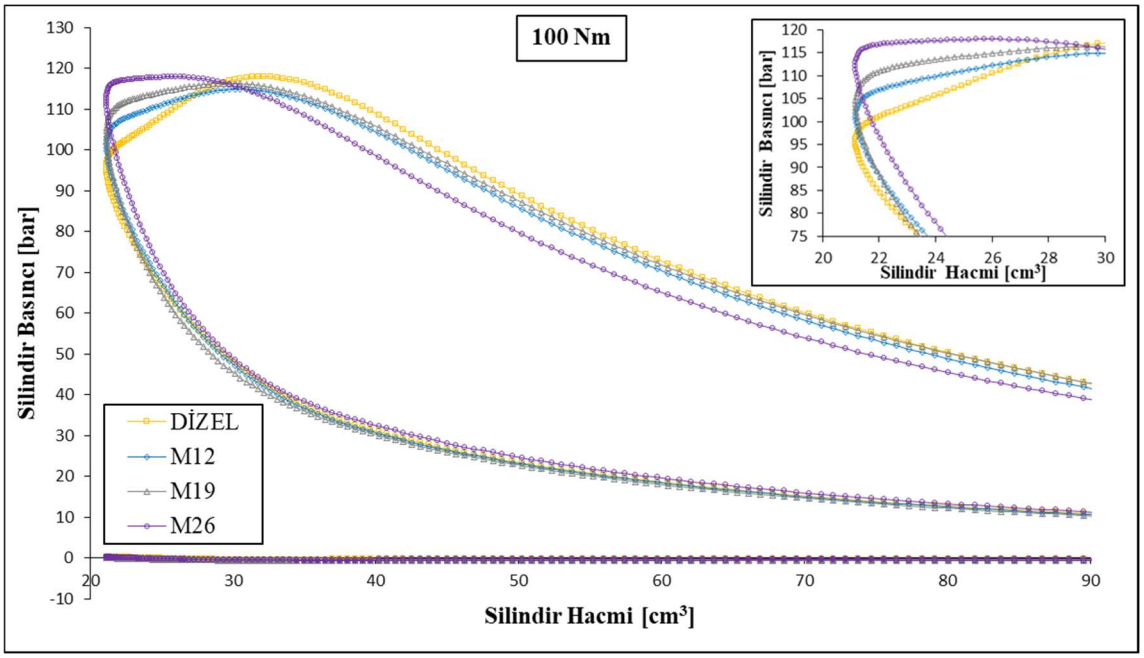
Şekil 3.1. 40 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan indikatör diyagramları



Şekil 3.2. 60 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan indikatör diyagramları



Şekil 3.3. 80 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan indikatör diyagramları



Şekil 3.4. 100 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan indikatör diyagramları

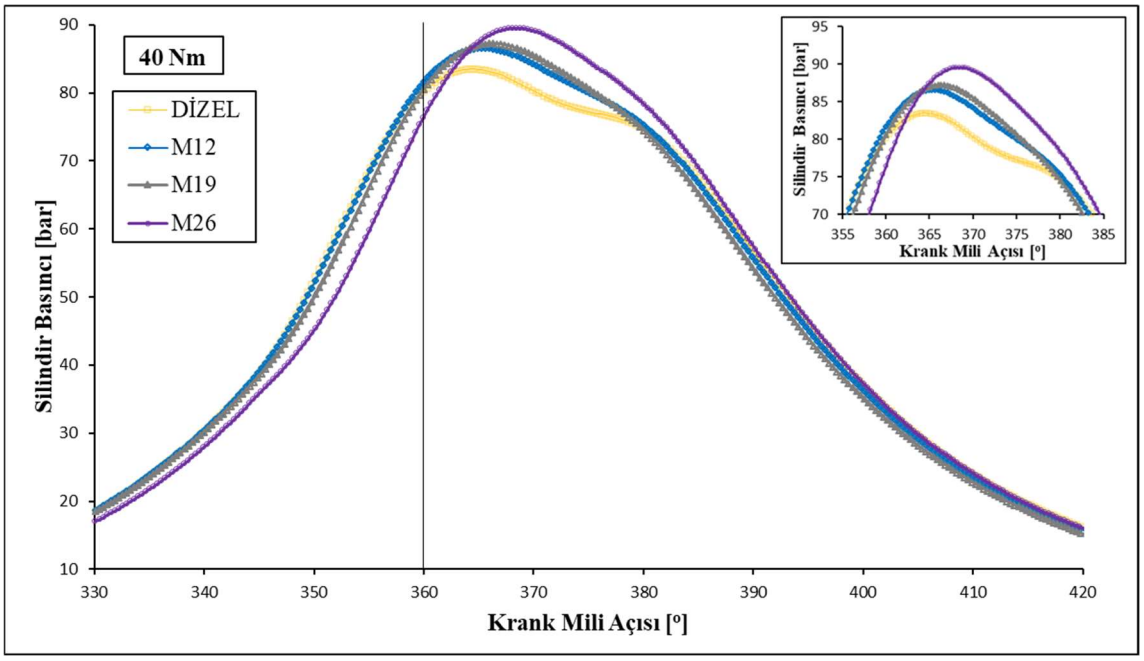
Şekil 3.1, 3.2, 3.3 ve 3.4'te gösterilen grafikler incelendiğinde 40 Nm, 60 Nm, 80 Nm ve 100 Nm yükte, geleneksel dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için maksimum silindir basınçları elde edilmiştir. Maksimum silindir basınçları 40 Nm yükte dizel yakıtında 364,57° KMA'da 83,48 bar, M12 yakıtında 365,63° KMA'da 86,56 bar, M19 yakıtında 366,33° KMA'da 87,24 bar, M26 yakıtında 368,44° KMA'da 89,55 bar olarak bulunmuştur. 40 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen maksimum silindir basınç değerleri, dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %3,69, %4,5 ve %7,27 oranında artmıştır.

Maksimum silindir basınçları 60 Nm yükte dizel yakıtında 364,92° KMA'da 88,97 bar, M12 yakıtında 365,27° KMA'da 93,45 bar, M19 yakıtında 365,98° KMA'da 95,03 bar, M26 yakıtında 366,33° KMA'da 99,29 bar olarak bulunmuştur. 60 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen maksimum silindir basınç değerleri, dizele göre karşılaştırıldığında sırasıyla %5,04, %6,81 ve %11,60 oranında arttığı gözlemlenmiştir.

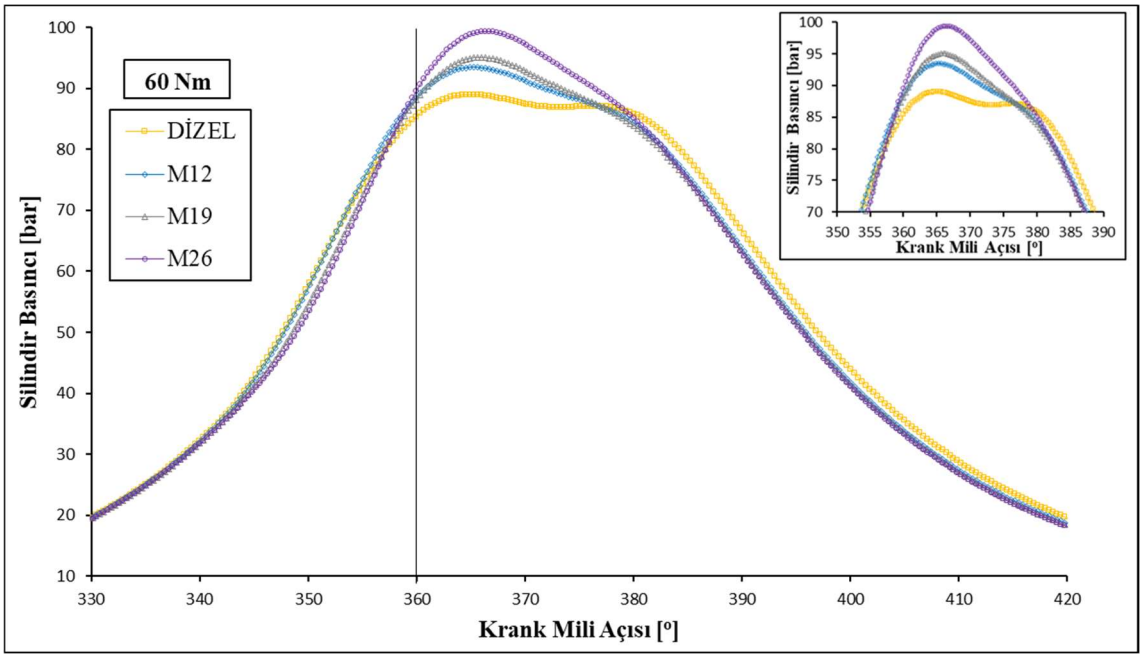
Maksimum silindir basınçları 80 Nm yükte dizel yakıtında 377,58° KMA'da 105,57 bar, M12 yakıtında 366,68° KMA'da 103,27 bar, M19 yakıtında 365,98° KMA'da 105,33 bar, M26 yakıtında 365,63° KMA'da 109,56 bar olarak bulunmuştur. 80 Nm sabit yükte M12

ve M19 yakıtlı çalışmalardan elde edilen maksimum silindir basınç değerleri, dizele göre karşılaştırıldığında sırasıyla %2,28 ve %0,23 azalırken, M26 yakıtlı çalışmada %3,78 oranında arttığı tespit edilmiştir.

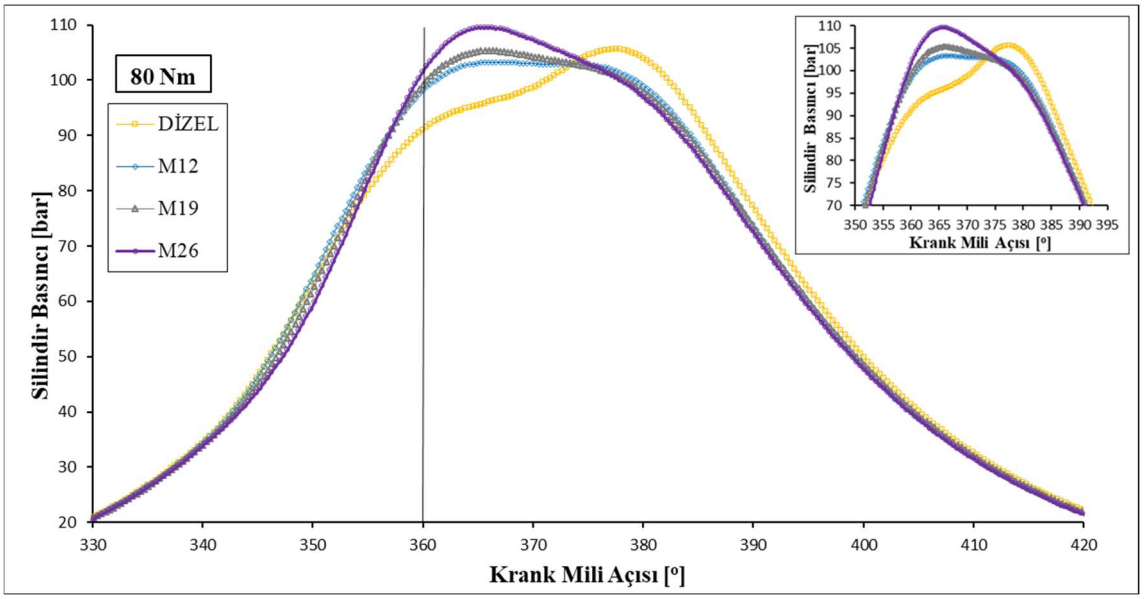
Maksimum silindir basınçları 100 Nm yükte dizel yakıtında 377,23° KMA'da 117,97 bar, M12 yakıtında 375,82° KMA'da 114,86 bar, M19 yakıtında 375,47° KMA'da 116,31 bar, M26 yakıtında 371,25° KMA'da 117,89 bar olarak bulunmuştur. 100 Nm sabit yükte M12,M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen maksimum silindir basınç değerleri, dizele göre karşılaştırıldığında sırasıyla %2,64, %1,41 ve %0,07 oranında azaldığı hesaplanmıştır.



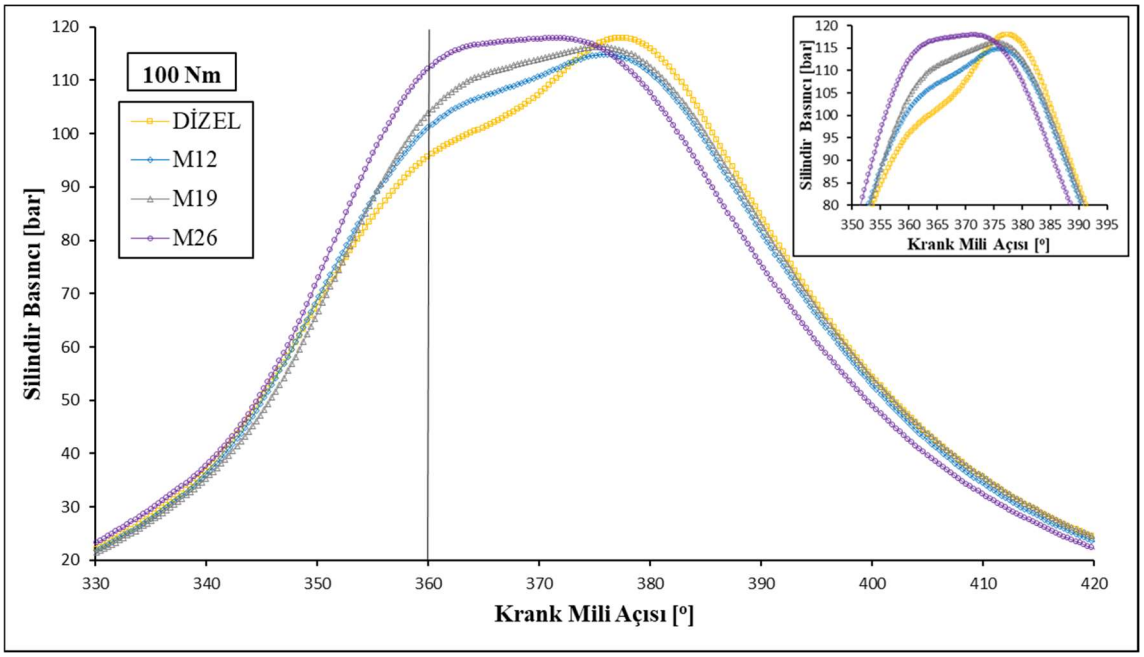
Şekil 3.5. 40 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan silindir basınçları



Şekil 3.6. 60 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan silindir basınçları



Şekil 3.7. 80 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan silindir basınçları



Şekil 3.8.100 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan silindir basınçları

Şekil 3.5, 3.6, 3.7 ve 3.8'de gösterilen grafikler incelendiğinde, motor yükünün artmasıyla birlikte genelde maksimum silindir basınçlarının arttığı görülmektedir. Özellikle 60 Nm yükte M26 yakıtının kullanılmasıyla maksimum silindir basıncı en yüksek %11,60 oranında artmıştır. Aynı yükte metanolün kütle akış debisi arttıkça maksimum silindir basınçları da artmaktadır.

Ana püskürtülen dizel yakıta metanol eklenmesiyle viskozitenin azalması ve metanolde bulunan doğal oksijen içeriği sayesinde silindir basıncı artmıştır. Bu durum, daha fazla yakıt molekülünün buharlaşmasına ve yanma sürecinin iyileşmesine olanak tanımıştır

Metanol yakıtlarında özellikle düşük yüklerde maksimum silindir basınçlarının yüksek olması emme havası sıcaklığına da bağlanabilir. Maksimum silindir basıncı metanol ile dizel yakıtları ile kıyaslandığında, metanol yakıtlarında daha erken gerçekleşmektedir. Bunun nedeni, homojen metanol/hava karışımının yanmasından kaynaklanmaktadır. Düşük yükte metanolün enerji dağılım oranından aldığı pay daha fazla olacağından yani görece daha fazla metanol alındığından silindir içi soğumuş ve basınç düşmüştür. Yük arttıkça sıcaklıklar artmış ve metanolün soğutma etkisi bertaraf edilmiştir [81,92].
100 Nm'de dizel yakıtında basınç yüksektir. Ana yanmanın M26'da bariz bir şekilde geç başladığını görüyoruz. Bunun nedeni, metanolün yüksek buharlaşma gizli ısısından kaynaklanmaktadır. Manifolddan silindire aldığımız pilot enjeksiyon ortamdan daha fazla

ısı çeker. Fazla ısı çekmesi silindir içi sıcaklığını düşürür. Sıcaklığın düşmesiyle yanmanın bir miktar gecikmesine neden olur. Ancak metanol yakıtı tutuştuktan sonra oksijen içeriğinin fazla olması yanma hızını artırmıştır.

Common-rail yakıt enjeksiyon sistemi, mekanik enjeksiyon pompalarına göre atomizasyon oranı oldukça iyidir ve daha kontrollüdür. Enjeksiyon basıncı sabit ve yüksek basınçlarda 2300 barlara kadar çıkabilmektedir. Common-rail yakıt enjeksiyon sistemi sayesinde yüksek basınçlarda atomizasyon ve dizel yakıtı ile birlikte yüksek oranlardaki metanol karışımı bu mümkün olabilmektedir. Kontrollü yanma süresinin, özellikle yüksek yüklerde (80 ve 100 Nm) daha fazla arttığını görüyoruz. Hem dizel hem de metanol yakıtlarının yakıt miktarlarının artmasıyla yanma sürelerinin uzadığını grafik eğrilerinden gözlemliyoruz. Burada M26 yakıtında yanma süresi daha kısadır. Bunun, oksijen içeriğinin fazla olması ve metanolün yanma hızının yüksek olmasından kaynaklandığı düşünülmektedir.

3.1.2. Isı Dağılım Oranlarının Karşılaştırılması

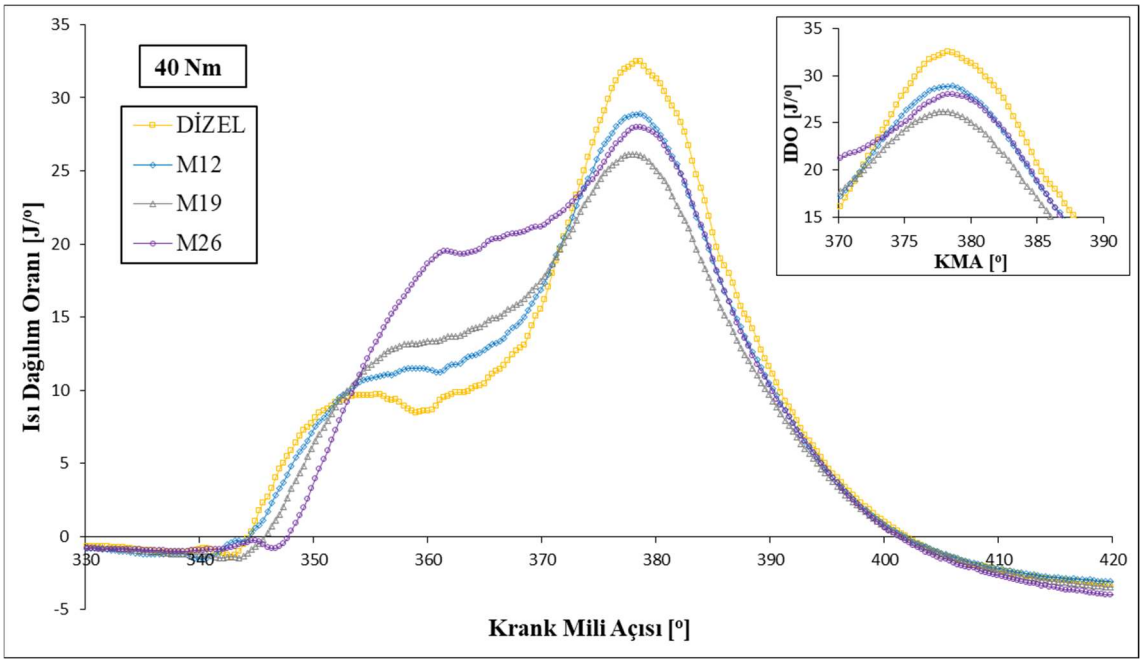
Şekil 3.9, 3.10, 3.11 ve 3.12'de gösterilen grafikler incelendiğinde, 40 Nm, 60 Nm, 80 Nm ve 100 Nm yükte, geleneksel dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için ısı dağılım oranları gösterilmektedir. Isı dağılım oranları 40 Nm yükte dizel yakıtında 375,12^{o} KMA'da 32,47 J/^{o}, M12 yakıtında 375,82^{o} KMA'da 28,88 J/^{o}, M19 yakıtında 377,93^{o} KMA'da 26,15 J/^{o}, M26 yakıtında 378,28^{o} KMA'da 28,01 J/^{o} olarak bulunmuştur. 40 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen ısı dağılım oranları değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %11,05, %19,46 ve %13,74 oranında azalmıştır.

Isı dağılım oranları 60 Nm yükte dizel yakıtında 377,93^{o} KMA'da 39,85 J/^{o}, M12 yakıtında 377,93^{o} KMA'da 34,74 J/^{o}, M19 yakıtında 377,93^{o} KMA'da 33,00 J/^{o}, M26 yakıtında 378,28^{o} KMA'da 30,81 J/^{o} olarak bulunmuştur. 60 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen ısı dağılım oranları değerleri dizele göre karşılaştırıldığında sırasıyla %12,82, %17,19 ve %22,69 oranında azaldığı gözlemlenmiştir.

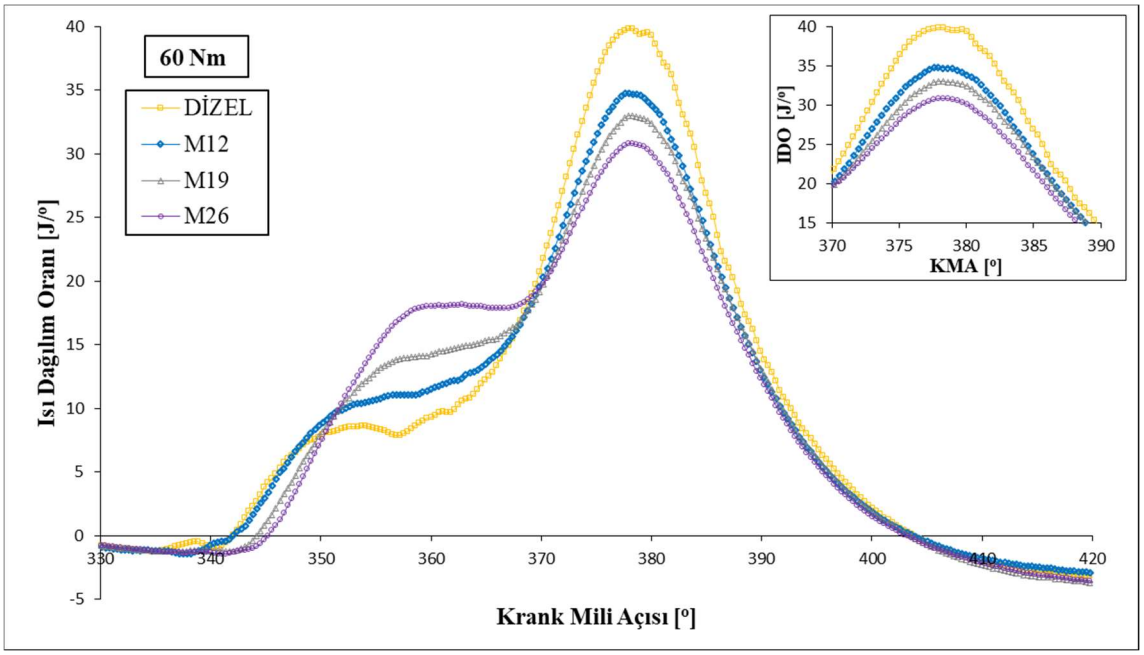
Isı dağılım oranları 80 Nm yükte dizel yakıtında 375,82^{o} KMA'da 50,87 J/^{o}, M12 yakıtında 376,88^{o} KMA'da 42,12 J/^{o}, M19 yakıtında 377,93^{o} KMA'da 40,16 J/^{o}, M26 yakıtında 377,93^{o} KMA'da 37,05 J/^{o} olarak bulunmuştur. 80 Nm sabit yükte M12, M19

ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen ısı dağılım oranları değerleri dizele göre karşılaştırıldığında sırasıyla yükte %17,20, %21,05 ve %27,17 oranında azaldığı tespit edilmiştir.

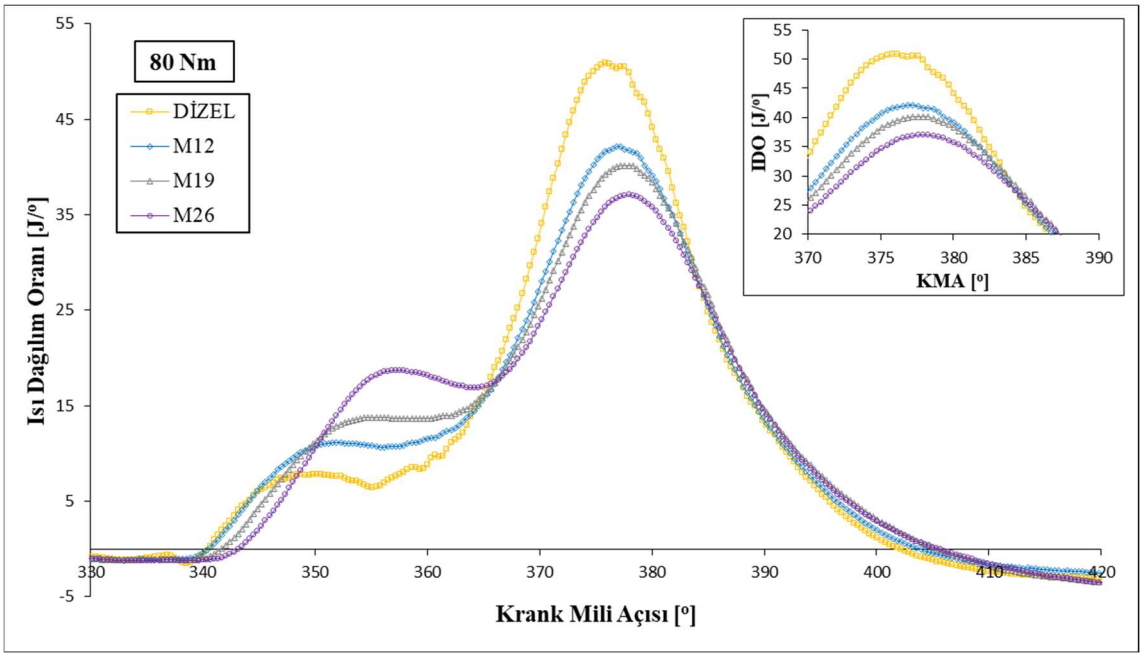
Isı dağılım oranları 100 Nm yükte dizel yakıtında 375,12° KMA'da 58,30 J/°, M12 yakıtında 375,82° KMA'da 50,20 J/°, M19 yakıtında 376,52° KMA'da 49,41 J/°, M26 yakıtında 374,41° KMA'da 40,70 J/° olarak bulunmuştur. 100 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen ısı dağılım oranları değerleri dizele göre karşılaştırıldığında sırasıyla %13,89, %15,25 ve %30,19 oranında azaldığı hesaplanmıştır.



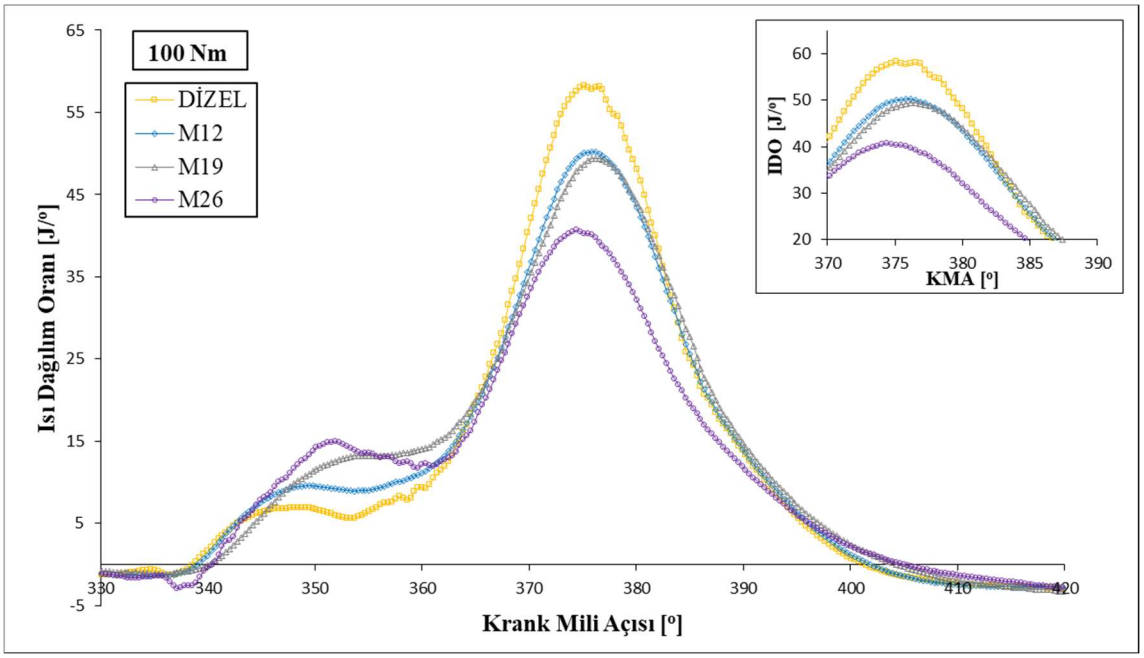
Şekil 3.9. 40 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan ısı dağılım oranları



Şekil 3.10. 60 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan ısı dağılım oranları



Şekil 3.11. 80 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan ısı dağılım oranları



Şekil 3.12. 100 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan ısı dağılım oranları

Yanma başlangıcı, dört yakıt için de ısı dağılım oranının 0 J/° değerine en yakın olduğu KMA açısı olarak kabul edilmiştir. Isı dağılım oranları yaklaşık 340° KMA'larında, en erken dizel yakıtta başlamış, sırasıyla M12, M19 ve M26 olarak devam etmiştir. Bunun nedeni, metanolün buharlaşma ısısının, dizel yakıtına kıyasla yüksek olmasıdır.

Yakıt ve hava miktarının artmasına bağlı olarak artan silindir içi sıcaklıklar yükselmektedir. Bunun sonucu olarak motor yükü arttıkça ısı dağılım oranı da artmaktadır. Şekil 3.9, 3.10, 3.11 ve 3.12'deki grafiklerde görülmektedir ki, motor yükü arttıkça, ısı dağılım oranı da artmaktadır. Örneğin, M26 yakıtı için, 40 Nm'de maksimum ısı dağılım oranı 28,01 J/°, 60 Nm'de maksimum ısı dağılım oranı 30,81 J/°, 80 Nm'de maksimum ısı dağılım oranı 37,05 J/°, 100 Nm'de maksimum ısı dağılım oranı 40,70 J/° olarak artmaktadır.

RCCI motorlarda, düşük reaktiviteli yakıt kullanılması özelliğiyle, geleneksel dizel motorlara kıyasla, ısı dağılım oranları daha düşüktür [93]. Çünkü sıcaklık ve basınçları dizel yakıtına göre daha düşüktür. Buna bağlı olarak, RCCI motorlarda yanma daha yavaş gerçekleşmektedir. Örneğin, 100 Nm motor yükünde geleneksel dizel yakıtında maksimum ısı dağılım oranı 58,30 J/° iken, M12 yakıtında 32,47 J/° olarak hesaplanmıştır. Metanolün kütle akış debisi arttıkça, ısı dağılım oranı da buna paralel olarak azalmaktadır

[94-95]. 100 Nm'de M12, M19 ve M26 yakıtları için maksimum ısı dağılım oranları sırasıyla 50,20 J/^{o}, 49,41 J/^{o} ve 40,70 J/^{o} olarak azalma eğilimindedir. Bu durum, metanolün, dizel yakıta göre daha düşük setan sayısına sahip olmasına bağlı olarak tutuşma gecikmesi süresinin uzamasına ve sonuç olarak yanma başlangıcının geciktirilmesine neden olmaktadır [96-97].

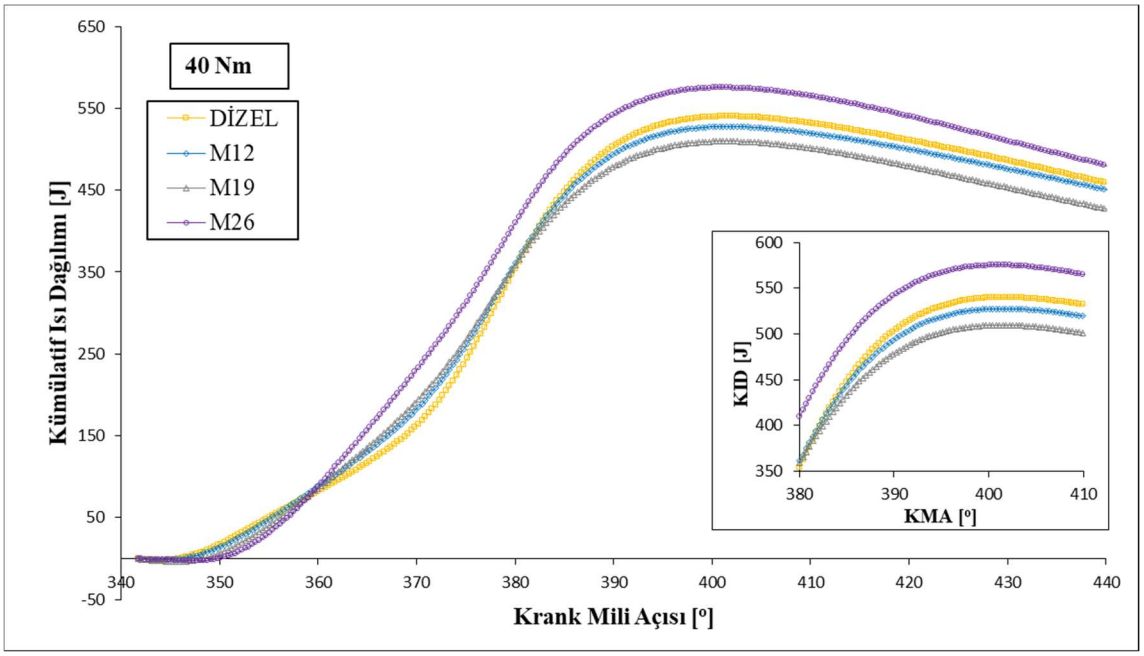
3.1.3. Kümülatif Isı Dağılımlarının Karşılaştırılması

Şekil 3.13, 3.14, 3.15 ve 3.16'da gösterilen grafikler incelendiğinde, 40 Nm, 60 Nm, 80 Nm ve 100 Nm yükte, geleneksel dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için kümülatif ısı dağılımları gösterilmektedir. Kümülatif ısı dağılımları 40 Nm yükte dizel yakıtında 401,84^{o} KMA'da 540,01 J, M12 yakıtında 401,48^{o} KMA'da 527,53 J, M19 yakıtında 401,48^{o} KMA'da 509,65 J, M26 yakıtında ise 401,13^{o} KMA'da 575,21 J olarak bulunmuştur. 40 Nm sabit yükte M12 ve M19 yakıtlı çalışmalardan elde edilen kümülatif ısı dağılım değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %2,31 ve %5,62 oranında azalırken, M26 yakıtlı çalışmada %6,52 oranında artmıştır.

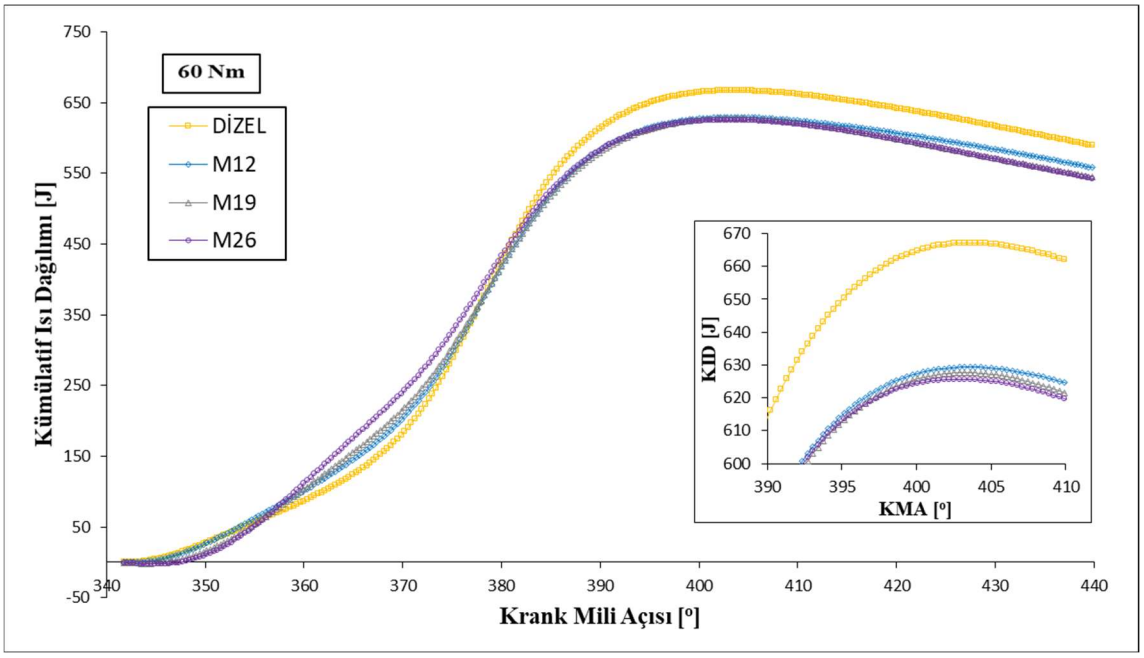
Kümülatif ısı dağılımları 60 Nm yükte dizel yakıtında 403,59^{o} KMA'da 667,17 J, M12 yakıtında 403,59^{o} KMA'da 629,37 J, M19 yakıtında 403,24^{o} KMA'da 627,62 J, M26 yakıtında ise 402,89^{o} KMA'da 625,73 J olarak bulunmuştur. 60 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen kümülatif ısı dağılım değerleri dizel yakıta göre karşılaştırıldığında sırasıyla %5,67, %5,93 ve %6,21 oranında azaldığı gözlenmiştir.

Kümülatif ısı dağılımları 80 Nm yükte dizel yakıtında 401,84^{o} KMA'da 780,02 J, M12 yakıtında 403,59^{o} KMA'da 744,35 J, M19 yakıtında 405,00^{o} KMA'da 757,77 J, M26 yakıtında ise 405,35^{o} KMA'da 746,25 J olarak bulunmuştur. 80 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen kümülatif ısı dağılım değerleri dizele göre karşılaştırıldığında sırasıyla %4,57, %2,85 ve %4,33 oranında azaldığı tespit edilmiştir.

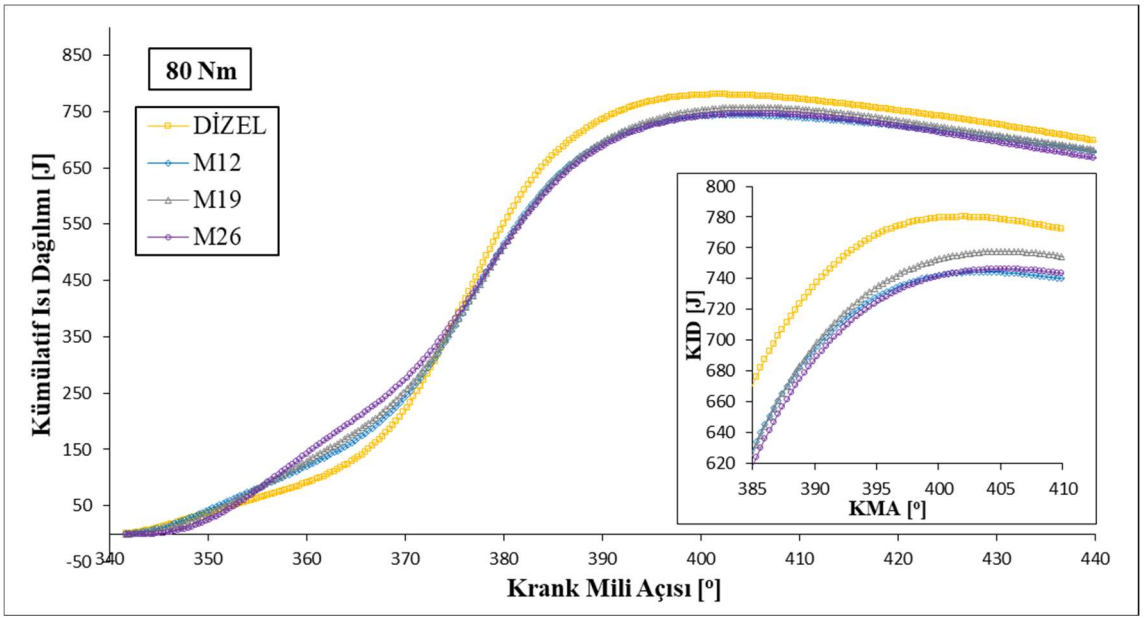
Kümülatif ısı dağılımları 100 Nm yükte dizel yakıtında 401,13^{o} KMA'da 859,35 J, M12 yakıtında 401,84^{o} KMA'da 830,45 J, M19 yakıtında 404,30^{o} KMA'da 868,15 J, M26 yakıtında ise 405,00^{o} KMA'da 749,12 J olarak bulunmuştur. 100 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen kümülatif ısı dağılım değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında M12 yakıtı ile %3,36 azalırken, M19 yakıtı ile %1,02 artmış ve M26 yakıtının kullanılmasıyla %12,83 oranında azaldığı hesaplanmıştır.



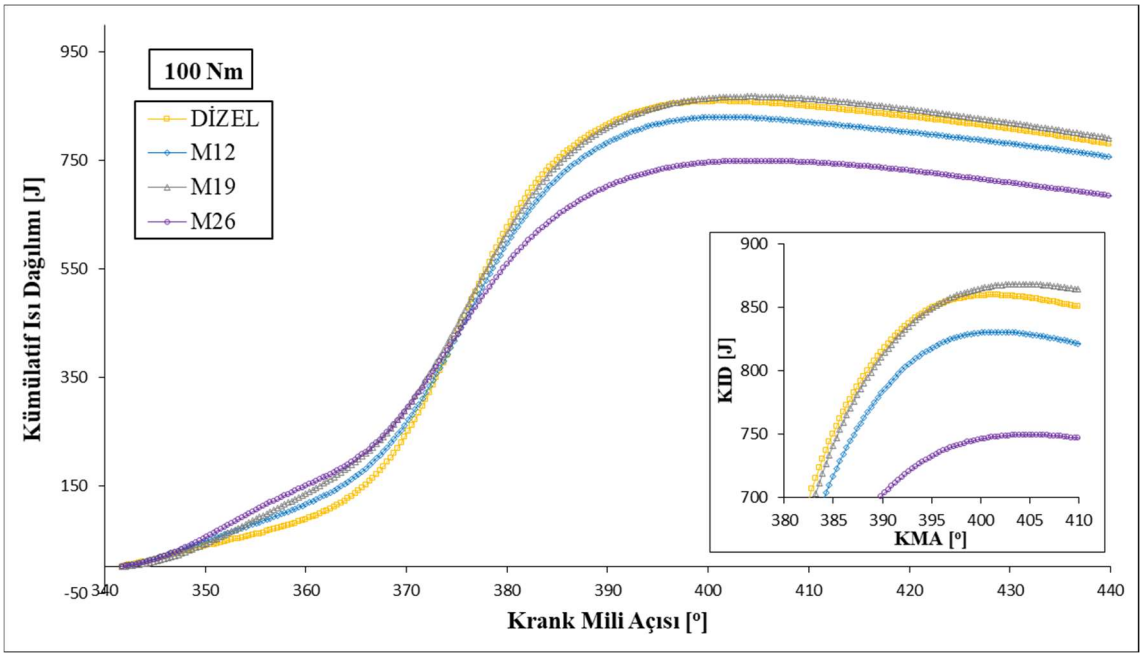
Şekil 3.13. 40 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan kümülatif ısı dağılımları



Şekil 3.14. 60 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan kümülatif ısı dağılımları



Şekil 3.15. 80 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan kümülatif ısı dağılımları



Şekil 3.16. 100 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan kümülatif ısı dağılımları

Motor yükü arttıkça kümülatif ısı dağılımı artmaktadır. Şekil 3.13, 3.14, 3.15 ve 3.16'daki grafiklerde görülmektedir ki, motor yükü arttıkça kümülatif ısı dağılımı da artmaktadır. Örneğin M12 yakıtı için 40 Nm'de maksimum kümülatif ısı dağılımı 527,53 J, 60 Nm'de

maksimum kümülatif ısı dağılımı 629,37 J, 80 Nm'de maksimum kümülatif ısı dağılımı 744,35 J ve 100 Nm'de maksimum kümülatif ısı dağılımı 830,45 J olarak artış göstermiştir. Motor yükündeki artış ile birlikte, buna bağlı olarak kümülatif ısı dağılımındaki artış, yüksek motor yüklerinde silindire daha fazla yakıtın gönderilmesiyle açıklanabilir. Ayrıca, yakıt miktarı arttıkça yanma süresi de uzamıştır [11].

RCCI motorlarda, düşük reaktiviteli yakıt kullanılmasıyla geleneksel dizel motorlara kıyasla kümülatif ısı dağılımları genelde düşüktür. Bu durum, metanolün gizli buharlaşma ısısının dizel yakıtına göre daha yüksek olmasıyla ilişkilendirilir [98]. Şekil 3.13'teki grafik incelendiğinde, 40 Nm'de M26 yakıtının dizel yakıtına kıyasla daha yüksek olduğu görülmektedir. Bu durumun emme havasının ısıtılmasından kaynaklandığı düşünülmektedir.

Metanolün kütle akış debisi arttıkça kümülatif ısı dağılımı genellikle azalmıştır. 60 Nm'de M12, M19 ve M26 yakıtları için maksimum kümülatif ısı dağılımı sırasıyla 629,37 J, 627,62 J ve 625,73 J olarak bulunmuştur. Bu durum, metanol yakıtının dizel yakıtına göre alt ısıl değerinin daha düşük olmasından kaynaklanmaktadır [99].

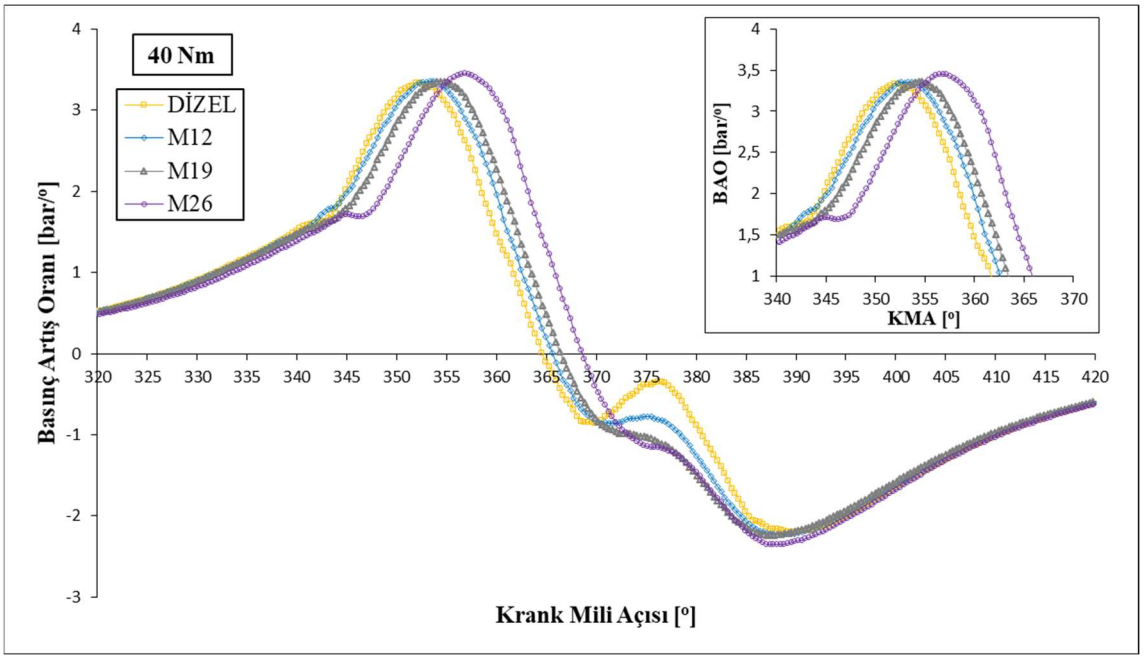
3.1.4. Basınç Artış Oranlarının Karşılaştırılması

Şekil 3.17, 3.18, 3.19 ve 3.20'de gösterilen grafikler incelendiğinde, 40 Nm, 60 Nm, 80 Nm ve 100 Nm yükte geleneksel dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için basınç artış oranları gösterilmektedir. Maksimum basınç artış oranları 40 Nm yükte dizel yakıtında 352,27^{o} KMA'da 3,33 bar/^{o}, M12 yakıtında 353,67^{o} KMA'da 3,36 bar/^{o}, M19 yakıtında 354,38^{o} KMA'da 3,36 bar/^{o}, M26 yakıtında ise 356,84^{o} KMA'da 3,45 bar/^{o} olarak bulunmuştur. 40 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen basınç artış oranı değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %0,9, %0,9 ve %3,6 oranında artmıştır.

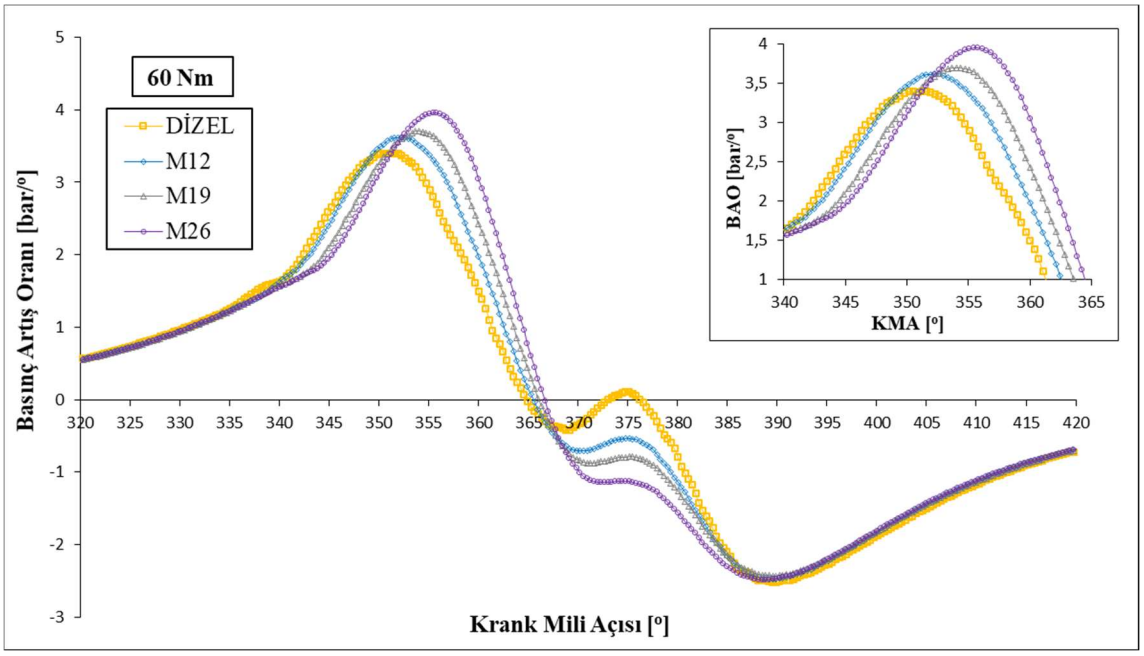
Maksimum basınç artış oranları 60 Nm yükte dizel yakıtında 351,56^{o} KMA'da 3,40 bar/^{o}, M12 yakıtında 352,62^{o} KMA'da 3,62 bar/^{o}, M19 yakıtında 354,02^{o} KMA'da 3,70 bar/^{o}, M26 yakıtında ise 355,78^{o} KMA'da 3,96 bar/^{o} olarak bulunmuştur. 60 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen basınç artış oranı değerleri dizele göre karşılaştırıldığında sırasıyla %6,47, %8,82 ve %16,47 oranında arttığı gözlemlenmiştir.

Maksimum basınç artış oranları 80 Nm yükte dizel yakıtında 349,80º KMA'da 3,59 bar/º, M12 yakıtında 351,21º KMA'da 4,09 bar/º, M19 yakıtında 352,62º KMA'da 4,28 bar/º, M26 yakıtında ise 354,38º KMA'da 4,67 bar/º olarak bulunmuştur. 80 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen basınç artış oranı değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %13,93, %19,22 ve %30,08 oranında arttığı tespit edilmiştir.

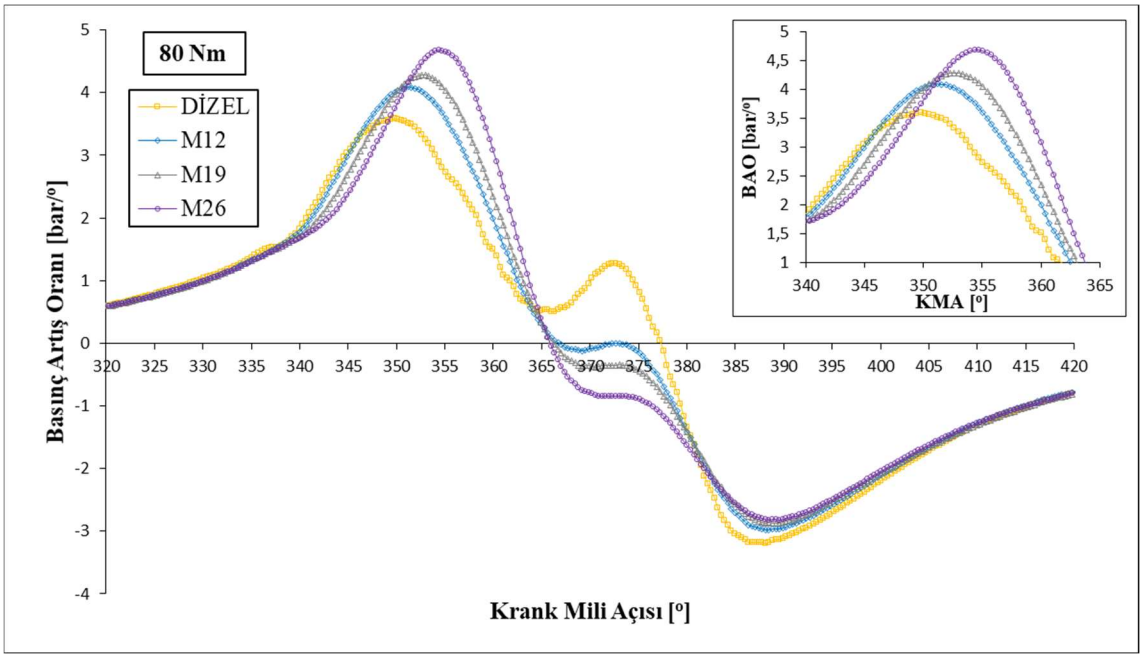
Maksimum basınç artış oranları 100 Nm yükte dizel yakıtında 349,10º KMA'da 3,62 bar/º, M12 yakıtında 350,16º KMA'da 4,04 bar/º, M19 yakıtında 352,27º KMA'da 4,37 bar/º, M26 yakıtında 351,56º KMA'da 4,96 bar/º olarak bulunmuştur. 100 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen basınç artış oranı değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %11,60, %20,72 ve %37,02 oranında arttığı hesaplanmıştır.



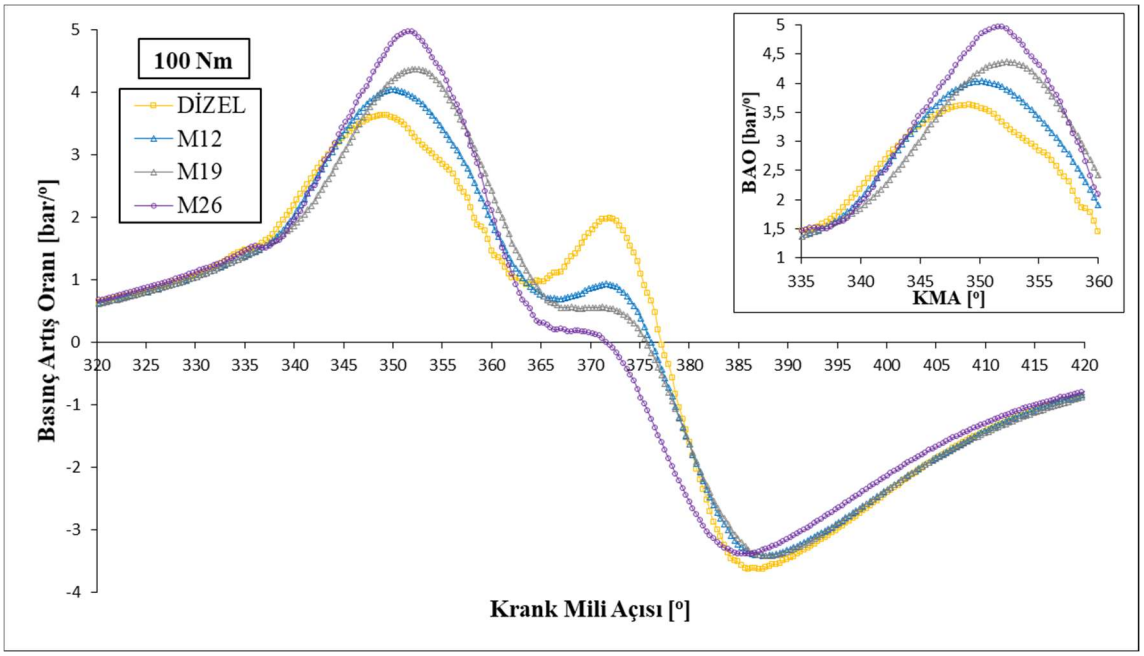
Şekil 3.17. 40 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan basınç artış oranı



Şekil 3.18. 60 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan basınç artış oranı



Şekil 3.19. 80 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan basınç artış oranı



Şekil 3.20. 100 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan basınç artış oranı

Basınç artış oranı, her krank mili açısında silindir içinde oluşan basıncı ifade etmek için kullanılır. dP/dθ'deki maksimum basınç artış oranının değişimi 5 bar/°'yi aşmamalıdır; aksi takdirde motorda vuruntu meydana gelebilir ve motorun zarar görmesine neden olabilir [100]. En yüksek basınç artış oranı 100 Nm yükte M26 yakıtının kullanılmasıyla elde edilmiş ve 4,96 bar/° olarak hesaplanmıştır. Maksimum basınç artış oranları M26 yakıtı için, 40 Nm'de 3,45 bar/°, 60 Nm'de 3,96 bar/°, 80 Nm'de 4,67 bar/° ve 100 Nm'de 4,96 bar/° olarak bulunmuştur. 100 Nm ve M26 yakıtında 5 bar/° değerine yaklaşıldığı için motorun kararlı çalışma bölgesi M26 yakıtı ile sınırlanmıştır. Bir diğer kararlı çalışma bölgesi çevrimsel değişim katsayılarının %10'u geçmemesidir. Bu değerlerden sonra vuruntu gözlemlenmiştir.

Motor yükünün artmasıyla birlikte basınç artış oranlarının doğru oranda arttığı görülmektedir. Ayrıca, motor yükü arttıkça, maksimum basınç artış hızının daha erken KMA'larda elde edildiği gözlemlenmiştir. Motor yükünün artmasıyla birlikte, silindirdeki maksimum basıncın hızlı yükselmesi ve basınç artış oranının artmasının nedeni, yakıtın debisinin artması, başka bir deyişle yakıt miktarıyla ilişkili olduğu söylenebilir [101].

Bu çalışmada, RCCI motorda emme havası sıcaklığının artırılmasıyla tutuşma başlangıcının daha geç KMA'larda başladığı gözlemlenmiştir. Emme havasının

sıcaklığının artırılması, daha yüksek basınç artışına neden olur. Bu nedenle dizel motorlara göre basınç artış oranı daha yüksektir [102]. Emme havası sıcaklığının artırılması, buharlaşmayı artıran bir faktördür. Buharlaşmanın daha fazla olması ve silindir içerisine daha fazla yakıt buharının birçok noktada aynı anda tutuşması, basınç artış oranını yükseltir.

Metanolün kütlesel akış debisi arttıkça basınç artış oranı da artmaktadır. Alkol yakıtların düşük setan sayıları nedeniyle tutuşma gecikmesinin daha uzun sürmesi basınç artış oranını artırmaktadır. Daha fazla yakıtın birlikte yanmasıyla ani basınç artışları meydana gelir [103]. Metanolün gizli buharlaşma ısısı, dizel yakıtına göre daha yüksektir. Bu nedenle, ortamdan daha fazla ısı çekmesine neden olur. Bu durum, reaksiyon hızının artmasını sağlamış ve basınç artış oranını artırıcı bir unsur olmuştur.

3.2. Tutuşma Gecikmesinin Karşılaştırılması

Tutuşma gecikmesi, yakıtın yanma odasına püskürtülmesi ile yanma odasında ilk alev çekirdeğinin oluştuğu ana kadar geçen süre olarak tanımlanır. Şekil 3.21'de tutuşma gecikmeleri farklı yükler için gösterilmektedir. Tutuşma gecikmesi 40 Nm yükte dizel yakıtında 5,98º KMA, M12 yakıtında 5,63º KMA, M19 yakıtında 11,25º KMA ve M26 yakıtında 10,20º KMA olarak bulunmuştur. 40 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen tutuşma gecikmesi değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında M12 yakıtı ile %5,85 azalmış, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalarda ise sırasıyla %88,13 ve %70,57 oranında artmıştır.

Tutuşma gecikmesi 60 Nm yükte dizel yakıtında 13,01º KMA, M12 yakıtında 13,01º KMA, M19 yakıtında 10,55º KMA ve M26 yakıtında 11,60º KMA olarak bulunmuştur. 60 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen tutuşma gecikmesi değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında M12 yakıtı ile değişmezken, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalarda ise %18,91 ve %10,84 oranında azaldığı gözlemlenmiştir.

Tutuşma gecikmesi 80 Nm yükte dizel yakıtında 12,66º KMA, M12 yakıtında 14,41º KMA, M19 yakıtında 15,12º KMA ve M26 yakıtında 15,12º KMA olarak bulunmuştur. 80 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen tutuşma gecikmesi değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %13,82, %19,43 ve %19,43 oranında arttığı tespit edilmiştir.

Tutuşma gecikmesi 100 Nm yükte dizel yakıtında 12,30º KMA, M12 yakıtında 14,77º KMA, M19 yakıtında 13,71º KMA ve M26 yakıtında 13,36º KMA olarak bulunmuştur. 100 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen tutuşma gecikmesi değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %20,08, %11,46 ve %8,62 oranında arttığı hesaplanmıştır.

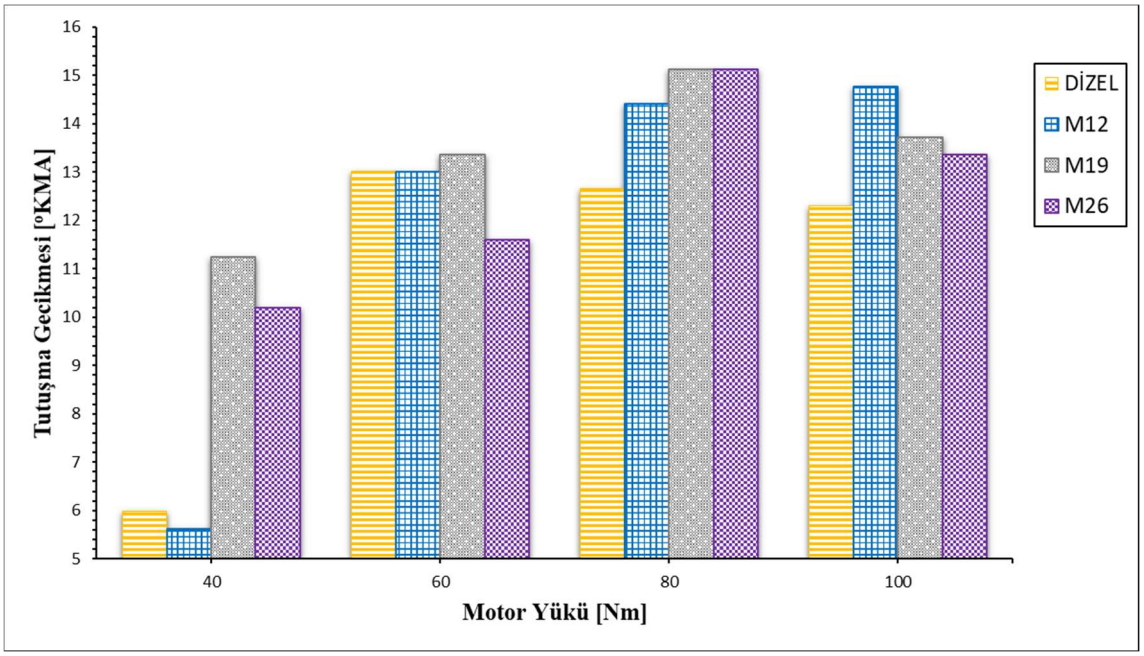
Alkol yakıtlar, düşük setan sayıları nedeniyle tutuşma gecikmesi süresini uzatmaktadır. Tutuşma gecikmesi artarsa, yanma daha geç başlamaktadır. Tutuşma gecikmesi süresinin uzaması bazen daha iyi bir hava-yakıt karışımına yol açmakta ve bu da ısı salınımını etkilemektedir [104].

Motor yükü arttıkça tutuşma gecikmesi süresi de artmaktadır. Motor yükünün artmasıyla birlikte silindir içerisine alınan yakıt miktarı artmaktadır. Buna bağlı olarak sıcaklık ve basıncın artması da tutuşma gecikmesi süresini uzatmaktadır. Motor yükünün artmasıyla optimal yanma fazının sağlanması için emme havası sıcaklığının arttırılması gibi çözümler, tutuşma gecikmesi süresini dengeleyebilir [105-106].

RCCI motorlarda, düşük reaktiviteli yakıt kullanılmasıyla geleneksel dizel yakıtına göre tutuşma gecikmesi süresi uzamaktadır. Metanolün kütlesel akış debisi arttıkça tutuşma gecikmesi süresi de genelde artmaktadır. Metanolün sahip olduğu düşük setan sayısı, tutuşma gecikmesi süresini artırarak silindir içerisinde daha fazla yakıtın birikmesine neden olmaktadır. Böylece, yanma odasında biriken yakıtın ani bir şekilde yanması ve metanolün kimyasal yapısında bulunan oksijen içeriğinin yanma hızını artırmadaki rolü sonucunda ısı dağılım oranı değerlerinin arttığı düşünülebilir [107-108].

Düşük yüklerde (40 ve 60 Nm'de) tutuşma gecikmesi artmaktadır. Bu durumun, yüksek oktan sayılı metanol yakıtının enerji oranının dizel yakıtına göre azalması ve gizli buharlaşma ısısının dizel yakıtına göre daha yüksek olmasından kaynaklandığı düşünülmektedir [74].

Dizel ve metanol yakıtları arasında bariz farkın 40 Nm'de olduğu görülebilir. Dizel yakıtında tutuşma gecikmesi süresi daha kısadır. Bu durum buharlaşma gizli ısısından kaynaklanmaktadır. 80 Nm'den 100 Nm'ye doğru gidildikçe metanol oranı artmakta ve tutuşma gecikmesi azalmaktadır. Bunun nedeni, yük artışına bağlı olarak silindirden daha fazla ısı çekilmesi ve daha fazla buharlaşma etkisidir.

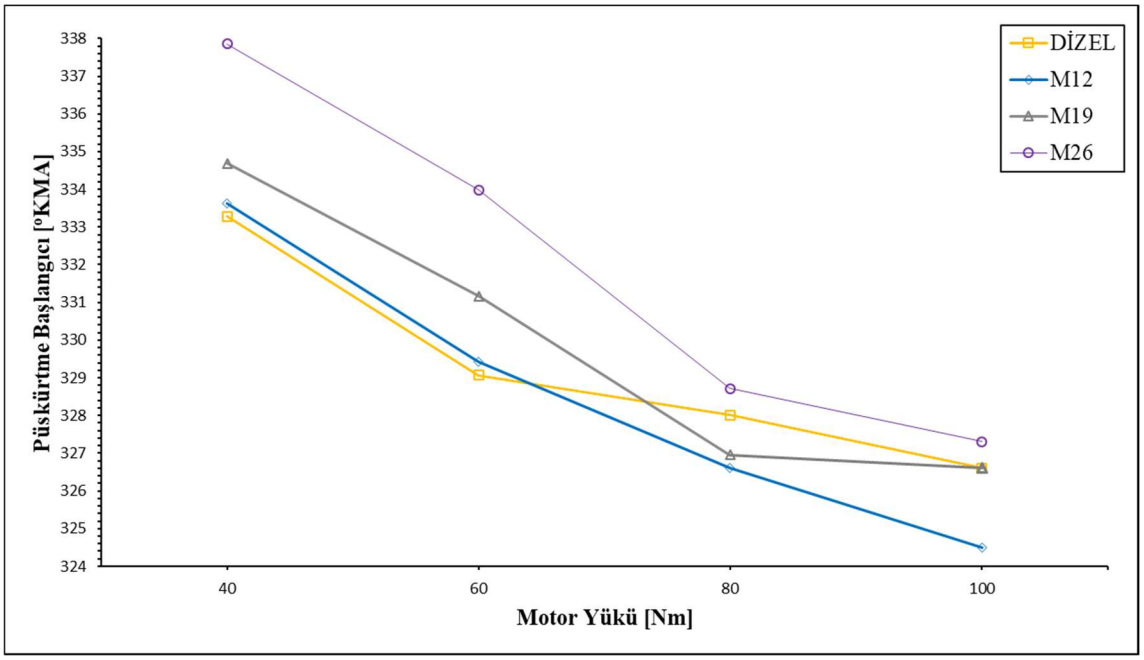


Şekil 3.21. Farklı yüklerde oluşan dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için tutuşma gecikmesinin değişimi

3.3. Püskürtme Başlangıçlarının Karşılaştırılması

Püskürtme başlangıcı, dizel hat basınç eğrisinde ilk ani düşme başlangıç noktası olarak kabul edilmektedir [48]. Şekil 3.22'de püskürtme açılarının farklı yükler için krank açısı ile değişimi gösterilmektedir. Püskürtme başlangıcı 40 Nm yükte dizel yakıtında 333,28° KMA, M12 yakıtında 333,63° KMA, M19 yakıtında 334,69° KMA, M26 yakıtında 337,85° KMA olarak bulunmuştur.

Püskürtme başlangıcı 60 Nm yükte dizel yakıtında 329,06° KMA, M12 yakıtında 329,41° KMA, M19 yakıtında 331,17° KMA, M26 yakıtında 333,98° KMA olarak bulunmuştur. Püskürtme başlangıcı 80 Nm yükte dizel yakıtında 328,01° KMA, M12 yakıtında 326,6° KMA, M19 yakıtında 326,95° KMA, M26 yakıtında 328,71° KMA olarak bulunmuştur. Püskürtme başlangıcı 100 Nm yükte dizel yakıtında 326,6° KMA, M12 yakıtında 324,49° KMA, M19 yakıtında 326,6° KMA, M26 yakıtında 327,3° KMA olarak bulunmuştur.



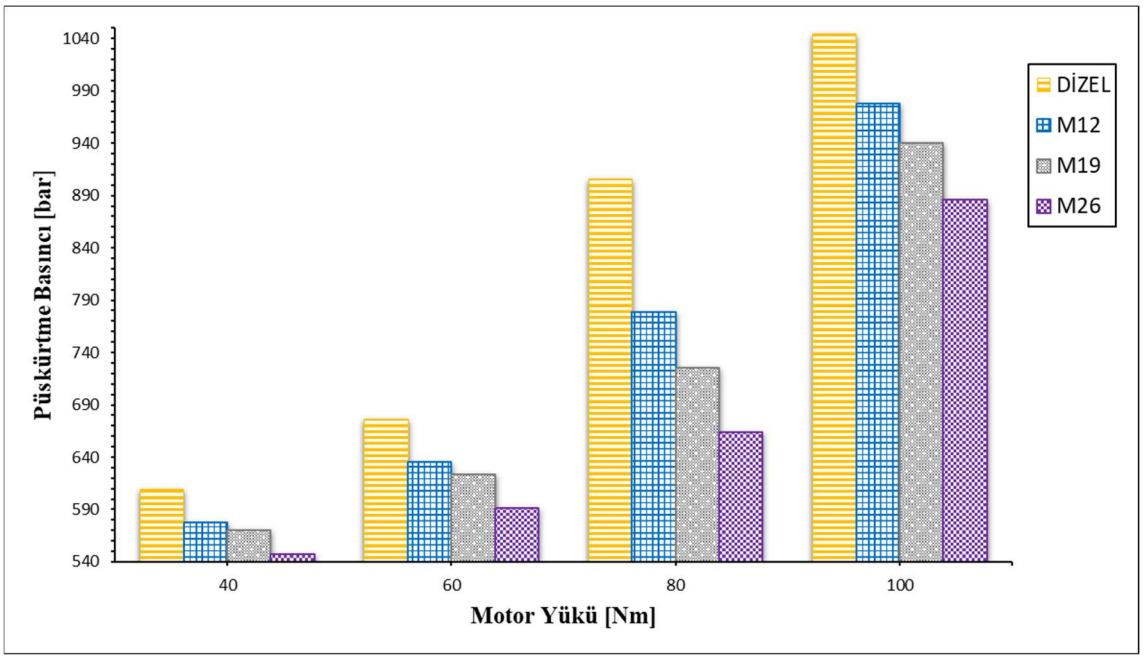
Şekil 3.22. Farklı yüklerde oluşan dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için püskürtme başlangıcının krank açısı ile değişimi

Şekil 3.22'de püskürtme başlangıcı basıncının farklı yükler için krank açısı ile değişimi gösterilmektedir. Püskürtme başlangıcı 40 Nm yükte dizel yakıtında 608,77 bar, M12 yakıtında 577,31 bar, M19 yakıtında 570,19 bar, M26 yakıtında ise 547,52 bar olarak bulunmuştur. 40 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen püskürtme başlangıcı basınç değerleri, dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %5,17, %6,34 ve %10,06 oranında azalmıştır.

Püskürtme başlangıcı 60 Nm yükte dizel yakıtında 676,07 bar, M12 yakıtında 635,72 bar, M19 yakıtında 623,72 bar, M26 yakıtında ise 591,19 bar olarak bulunmuştur. 60 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen püskürtme başlangıcı basınç değerleri, dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %5,97, %7,74 ve %12,55 oranında azaldığı gözlemlenmiştir.

Püskürtme başlangıcı 80 Nm yükte dizel yakıtında 905,79 bar, M12 yakıtında 778,39 bar, M19 yakıtında 725,69 bar, M26 yakıtında ise 663,98 bar olarak bulunmuştur. 80 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen püskürtme başlangıcı basınç değerleri, dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %14,06, %19,88 ve %26,69 oranında azaldığı tespit edilmiştir.

Püskürtme başlangıcı 100 Nm yükte dizel yakıtında 1044,63 bar, M12 yakıtında 977,8 bar, M19 yakıtında 940,32 bar, M26 yakıtında ise 886,29 bar olarak bulunmuştur. 100 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen püskürtme başlangıcı basınç değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %6,39, %9,99 ve %15,15 oranında azaldığı hesaplanmıştır.



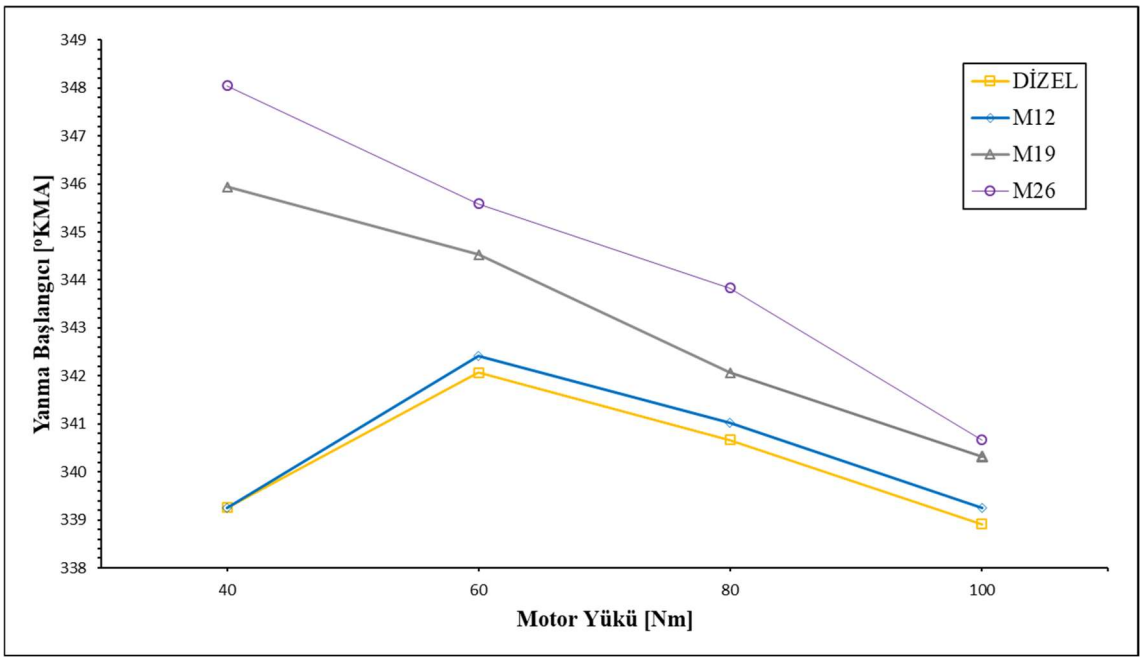
Şekil 3.23. Farklı yüklerde oluşan dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için püskürtme başlangıçlarının değişimi

3.4. Yanma Başlangıçlarının Karşılaştırılması

Yanma başlangıcı, dört yakıt için de ısı dağılım oranının 0 J/° değerine en yakın olduğu KMA açısı olarak kabul edilmiştir. Şekil 3.24'te yanma başlangıçlarının farklı yükler için krank açısı ile değişimi gösterilmektedir. Yanma başlangıcı 40 Nm yükte dizel yakıtında 339,26° KMA, M12 yakıtında 339,26° KMA, M19 yakıtında 345,94° KMA, M26 yakıtında 348,04° KMA olarak bulunmuştur.

Yanma başlangıcı 60 Nm yükte dizel yakıtında 342,07° KMA, M12 yakıtında 342,42° KMA, M19 yakıtında 344,53° KMA, M26 yakıtında 345,59° KMA olarak bulunmuştur. Yanma başlangıcı 80 Nm yükte dizel yakıtında 340,66° KMA, M12 yakıtında 341,02° KMA, M19 yakıtında 342,07° KMA, M26 yakıtında 343,83° KMA olarak bulunmuştur.

Yanma başlangıcı 100 Nm yükte dizel yakıtında 338,91° KMA, M12 yakıtında 339,26° KMA, M19 yakıtında 340,31° KMA, M26 yakıtında 340,66° KMA olarak bulunmuştur.



Şekil 3.24. Farklı yüklerde oluşan dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için yanma başlangıcının krank açısı ile değişimi

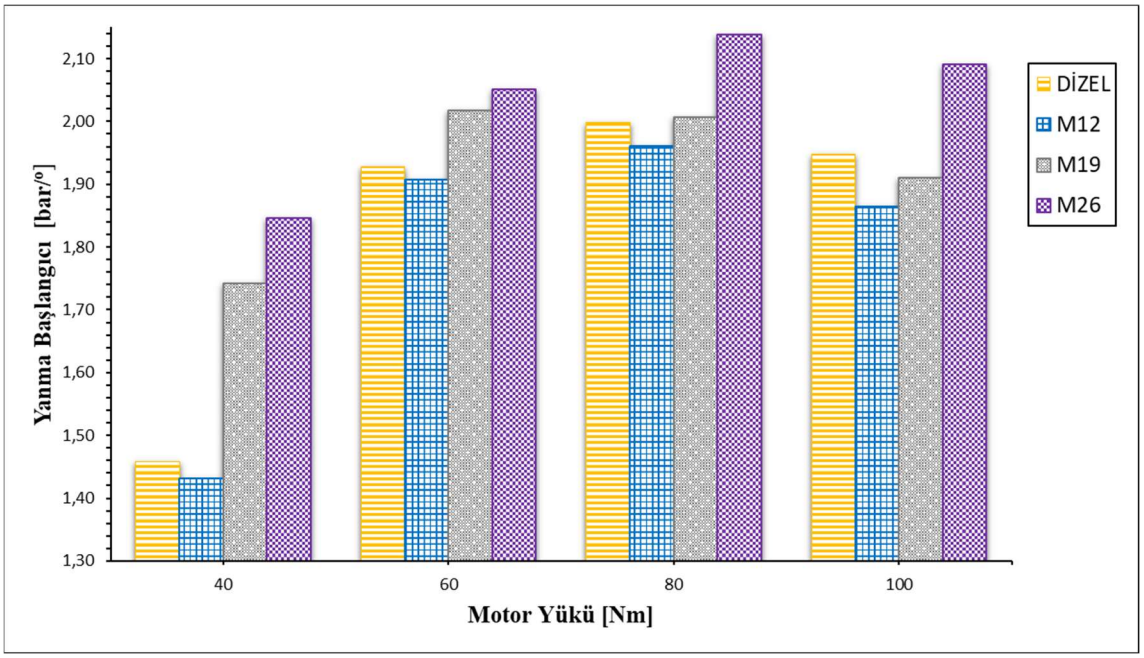
Şekil 3.24'te yanma başlangıcının, farklı yükler için krank açısı ile değişimi gösterilmektedir. Yanma başlangıcı 40 Nm yükte dizel yakıtında 1,46 bar/°, M12 yakıtında 1,43 bar/°, M19 yakıtında 1,74 bar/°, M26 yakıtında ise 1,84 bar/° olarak bulunmuştur. 40 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen yanma başlangıcı değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında, M12 yakıtlı çalışmada %2,05 oranında azalmış, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalarda ise sırasıyla %19,17 ve %26,03 oranında artmıştır.

Yanma başlangıcı 60 Nm yükte dizel yakıtında 1,93 bar/°, M12 yakıtında 1,91 bar/°, M19 yakıtında 2,02 bar/°, M26 yakıtında ise 2,05 bar/° olarak bulunmuştur. 60 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen yanma başlangıcı değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında M12 yakıtlı çalışmada %1,03 oranında azalma, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalarda ise sırasıyla %4,66 ve %6,22 oranında artış gözlemlenmiştir.

Yanma başlangıcı 80 Nm yükte dizel yakıtında 1,99 bar/°, M12 yakıtında 1,96 bar/°, M19 yakıtında 2,01 bar/°, M26 yakıtında ise 2,14 bar/° olarak bulunmuştur. 80 Nm sabit yükte

M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen yanma başlangıcı değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında, M12 yakıtlı çalışmada %1,51 oranında azalmış, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalarda ise %1,01 ve %7,54 oranında artış tespit edilmiştir.

Yanma başlangıcı 100 Nm yükte dizel yakıtında 1,95 bar/^{o}, M12 yakıtında 1,86 bar/^{o}, M19 yakıtında 1,91 bar/^{o}, M26 yakıtında ise 2,09 bar/^{o} olarak bulunmuştur. 100 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen yanma başlangıcı değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında, M12 ve M19 yakıtlı çalışmalarda sırasıyla %4,61 ve %2,05 oranında azalırken, M26 yakıtlı çalışmada ise %7,18 oranında arttığı hesaplanmıştır.

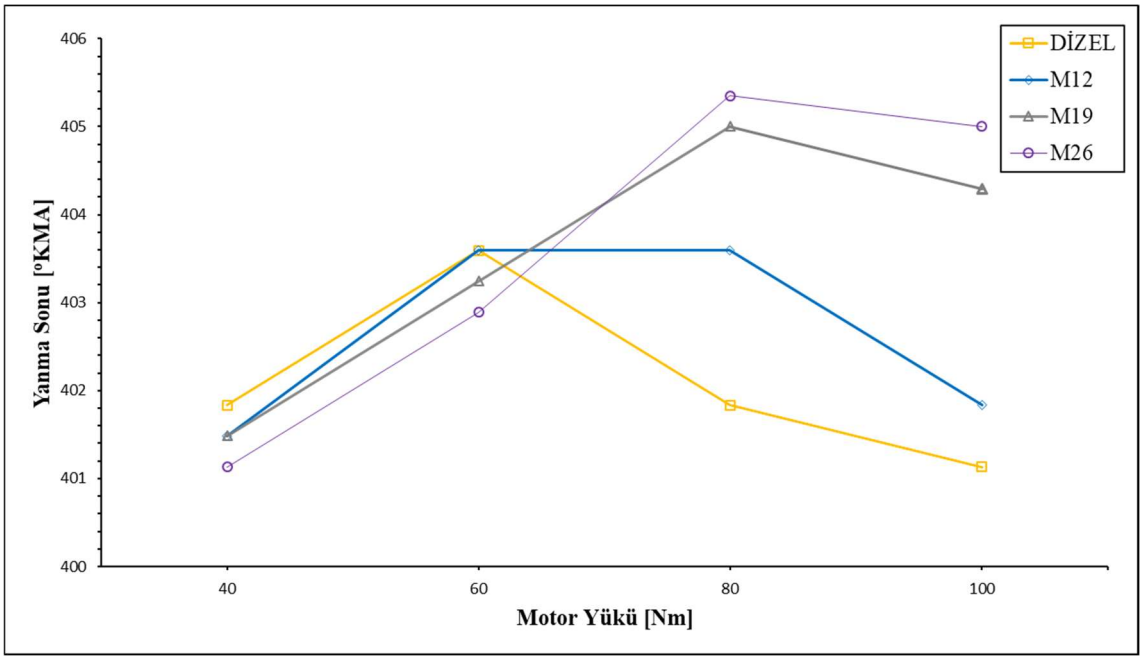


Şekil 3.25. Farklı yüklerde oluşan dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için yanma başlangıcının değişimi

3.5. Yanma Sonu Karşılaştırılması

Şekil 3.26'da yanma sonu açılarında farklı yükler için krank açısı ile değişimi gösterilmektedir. Yanma sonu 40 Nm yükte dizel yakıtında 401,84^{o} KMA, M12 yakıtında 401,48^{o} KMA, M19 yakıtında 401,48^{o} KMA, M26 yakıtında 401,13^{o} KMA olarak bulunmuştur. Yanma sonu 60 Nm yükte dizel yakıtında 403,59^{o} KMA, M12 yakıtında 403,59^{o} KMA, M19 yakıtında 403,24^{o} KMA, M26 yakıtında 402,89^{o} KMA olarak bulunmuştur. Yanma sonu 80 Nm yükte dizel yakıtında 401,83^{o} KMA, M12 yakıtında

403,59º KMA, M19 yakıtında 405º KMA, M26 yakıtında 405,35º KMA olarak bulunmuştur. Yanma sonu 100 Nm yükte dizel yakıtında 401,13º KMA, M12 yakıtında 401,84º KMA, M19 yakıtında 404,29º KMA, M26 yakıtında 405º KMA olarak bulunmuştur.



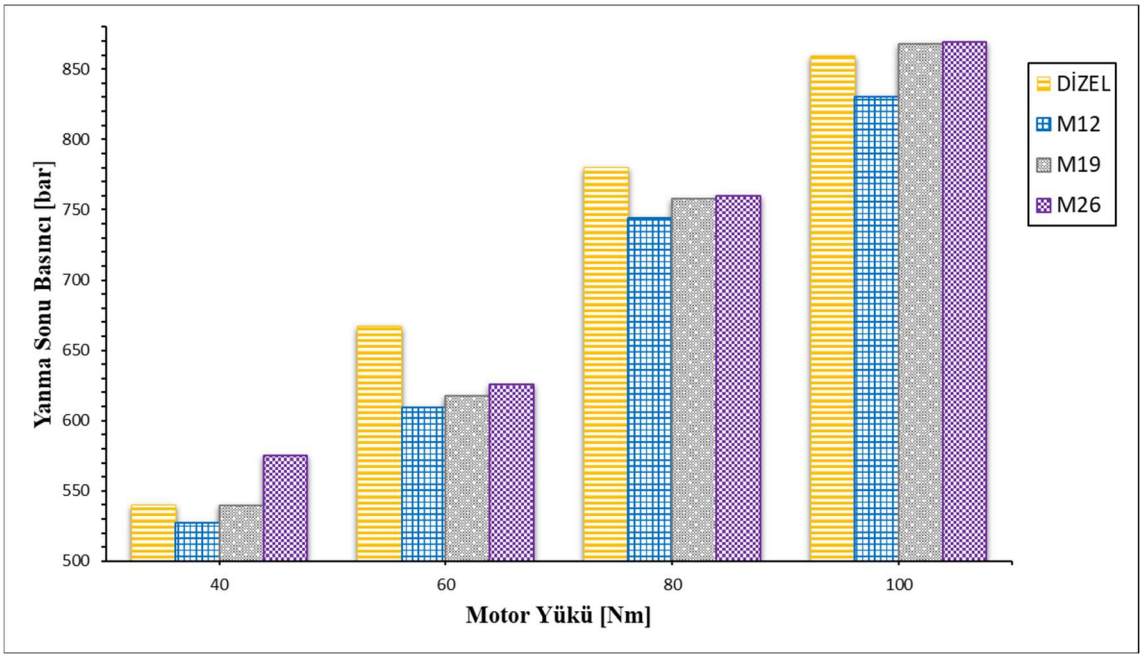
Şekil 3.26. Farklı yüklerde oluşan dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için yanma sonunun krank açısı ile değişimi

Şekil 3.26'da yanma sonu basınçlarının farklı yükler için krank açısı ile değişimi gösterilmektedir. Yanma sonu 40 Nm yükte dizel yakıtında 540,01 bar, M12 yakıtında 527,53 bar, M19 yakıtında 509,65 bar, M26 yakıtında ise 575,21 bar olarak bulunmuştur. 40 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen yanma sonu değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında M12 ve M19 yakıtlı çalışmalarda sırasıyla %2,31 ve %5,62 oranında azalırken, M26 yakıtlı çalışmada ise %6,52 oranında artmıştır.

Yanma sonu 60 Nm yükte dizel yakıtında 667,17 bar, M12 yakıtında 629,37 bar, M19 yakıtında 627,62 bar, M26 yakıtında ise 625,73 bar olarak bulunmuştur. 60 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen yanma sonu değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %5,97, %5,66 ve %6,22 oranında azaldığı gözlemlenmiştir.

Yanma sonu 80 Nm yükte dizel yakıtında 780,01 bar, M12 yakıtında 744,35 bar, M19 yakıtında 757,77 bar, M26 yakıtında ise 746,25 bar olarak bulunmuştur. 80 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen yanma sonu değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %4,57, %2,85 ve %4,33 oranında azaldığı tespit edilmiştir.

Yanma sonu 100 Nm yükte dizel yakıtında 859,35 bar, M12 yakıtında 830,45 bar, M19 yakıtında 868,15 bar, M26 yakıtında ise 749,12 bar olarak bulunmuştur. 100 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen yanma sonu değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında, M12 yakıtlı çalışmada %3,36 azalırken, M19 yakıtlı çalışmada %1,02 oranında artmış ve M26 yakıtlı çalışmada ise %12,83 oranında azaldığı hesaplanmıştır.



Şekil 3.27. Farklı yüklerde oluşan dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için yanma sonu basıncının değişimi

3.6. Yanma Sürelerinin Karşılaştırılması

Yanma süresi, yanma başlangıcı ile yanma sonu arasındaki fark ile bulunur [109]. Şekil 3.28'de yanma süreleri farklı yükler için gösterilmektedir. Yanma süresi 40 Nm yükte dizel yakıtında 62,58° KMA, M12 yakıtında 62,23° KMA, M19 yakıtında 55,55° KMA, M26 yakıtında 53,09° KMA olarak bulunmuştur. 40 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26

yakıtlı çalışmalardan elde edilen yanma süreleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %0,56, %11,23 ve %15,16 oranında azalmıştır.

Yanma süresi 60 Nm yükte dizel yakıtında 61,52º KMA, M12 yakıtında 61,17º KMA, M19 yakıtında 58,71º KMA, M26 yakıtında 57,30º KMA olarak bulunmuştur. 60 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen yanma süreleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %0,57, %4,57 ve %6,86 oranında azaldığı gözlemlenmiştir.

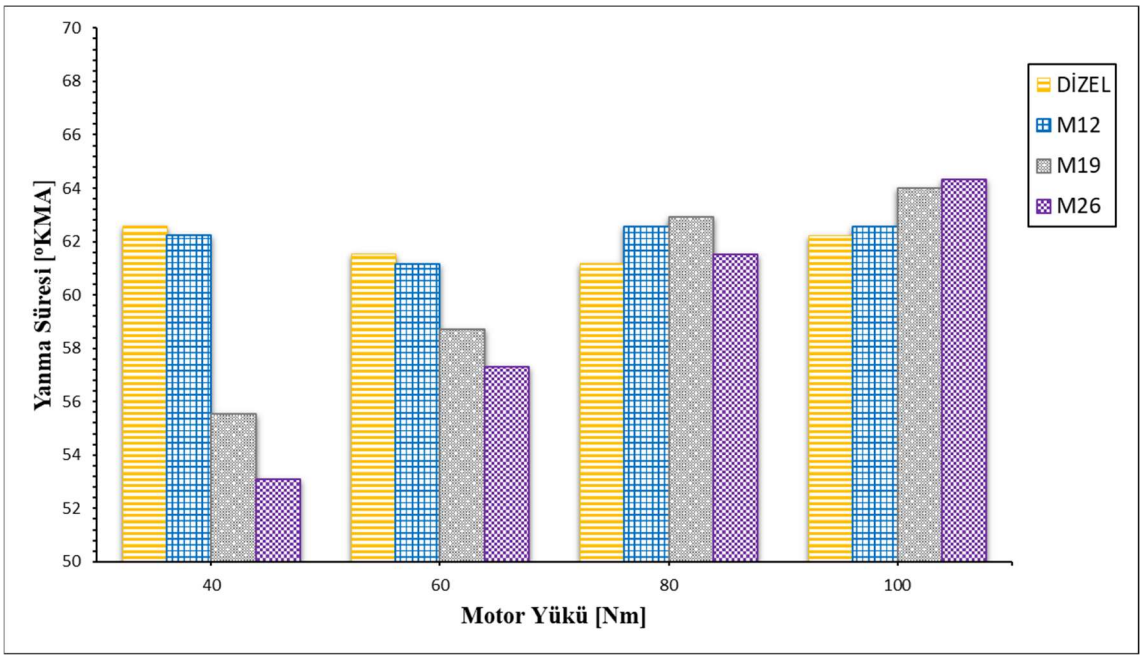
Yanma süresi 80 Nm yükte dizel yakıtında 61,17º KMA, M12 yakıtında 62,58º KMA, M19 yakıtında 62,93º KMA, M26 yakıtında 61,52º KMA olarak bulunmuştur. 80 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen yanma süreleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %2,31, %2,87 ve %0,57 oranında arttığı tespit edilmiştir.

Yanma süresi 100 Nm yükte dizel yakıtında 62,23º KMA, M12 yakıtında 62,58º KMA, M19 yakıtında 63,98º KMA, M26 yakıtında 64,34º KMA olarak bulunmuştur. 100 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen yanma süreleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %0,56, %2,81 ve %3,39 oranında arttığı hesaplanmıştır.

Motor yükü arttıkça, yanma süreleri genelde artmaktadır. Motor yükündeki artışa bağlı olarak yanma süresinin uzamasının nedeni, silindire gönderilen yakıt miktarının artmasıdır. RCCI motorlarda, geleneksel dizel motorlara kıyasla düşük yüklerde (40 ve 60 Nm) yanma süresi azalırken, , yüksek yüklerde (80 ve 100 Nm) artmaktadır. Bunun nedeni, bir alkol yakıtı olan metanolde bulunan oksijenin, silindir içindeki yanmayı iyileştirmesi ve hızlandırmasıdır [11].

Metanol enerji oranı arttıkça, tutuşma gecikmesi düşük yüklerde azalırken, yüksek yüklerde artmaktadır. Düşük yüklerde enerji daha çok metanolden karşılanırken, yüksek yüklerde artan motor yükü ile birlikte daha çok dizel yakıtından karşılanmaktadır. Özellikle, 100 Nm'de yanma süreleri arasındaki fark çok daha düşüktür. Yanma süresini etkileyen en önemli parametrelerden biri de oktan sayısıdır. Düşük oktan sayısı, yakıtın erken KMA'larında hızlı yanmasına neden olur. Ayrıca, yanmanın çoğunun genleşme strokunda gerçekleşmesi sonucu silindir hacminin artması, gaz sıcaklığının azalmasına

yol açmaktadır. Silindir içi reaksiyon hızlarının azalması, daha yavaş ve uzun yanmaya yol açar. Çevreden daha fazla ısı emen metanol yakıtı, silindir içi gaz sıcaklığını düşürür ve yanma süresini etkileyen reaksiyon hızını azaltmaktadır. Metanolün daha düşük adyabatik alev sıcaklığı ile yanma odasının gaz sıcaklığı azalır. Çünkü, birim kütle başına üretilen enerji miktarı azalır. Bu durum, yanma süresinin artmasına yol açar [100].



Şekil 3.28. Farklı yüklerde oluşan dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için yanma sürelerinin değişimi

3.7. Yakıt Hattı Basınçlarının Karşılaştırılması

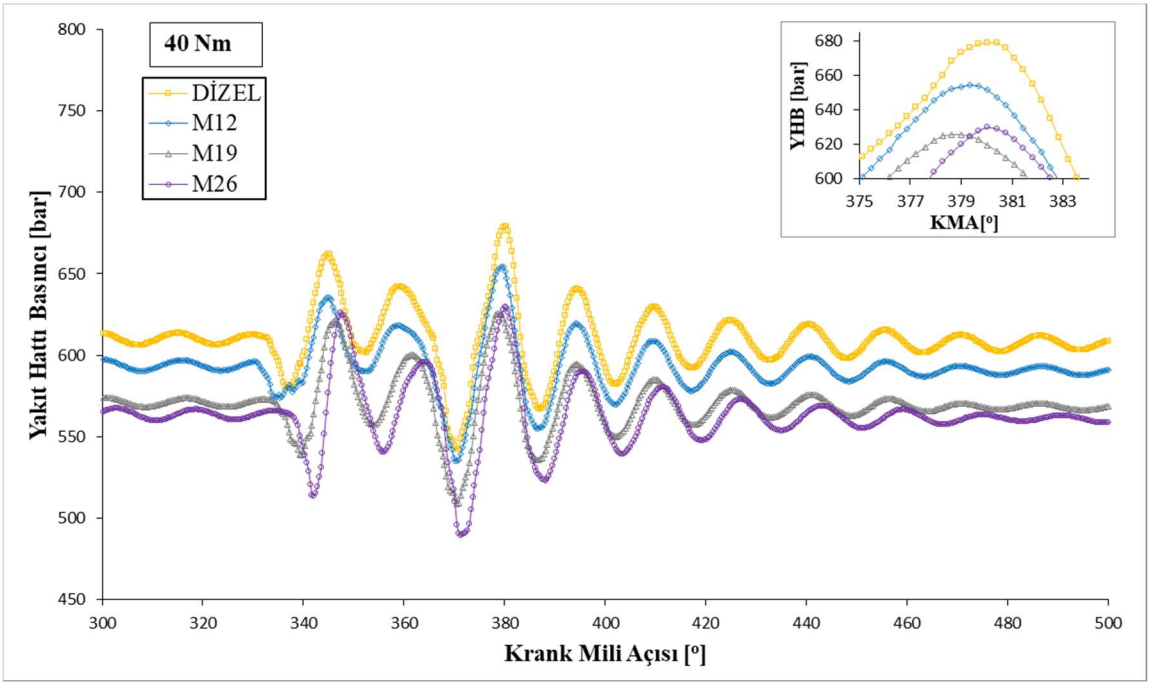
Şekil 3.29, 3.30, 3.31 ve 3.32'de gösterilen grafikler incelendiğinde, 40 Nm, 60 Nm, 80 Nm ve 100 Nm yükte, geleneksel dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için yakıt hattı basınçları gösterilmektedir. Maksimum yakıt hattı basınçları 40 Nm yükte dizel yakıtında 380,04° KMA'da 679,2 bar, M12 yakıtında 379,33° KMA'da 654,33 bar, M19 yakıtında 378,63° KMA'da 625,61 bar, M26 yakıtında ise 380,04° KMA'da 629,72 bar olarak bulunmuştur. 40 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen maksimum yakıt hattı değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %3,66, %7,89 ve %7,29 oranında azalmıştır.

Maksimum yakıt hattı basınçları 60 Nm yükte dizel yakıtında 380,74° KMA'da 734,41 bar, M12 yakıtında 380,39° KMA'da 707,33 bar, M19 yakıtında 379,69° KMA'da 678,24

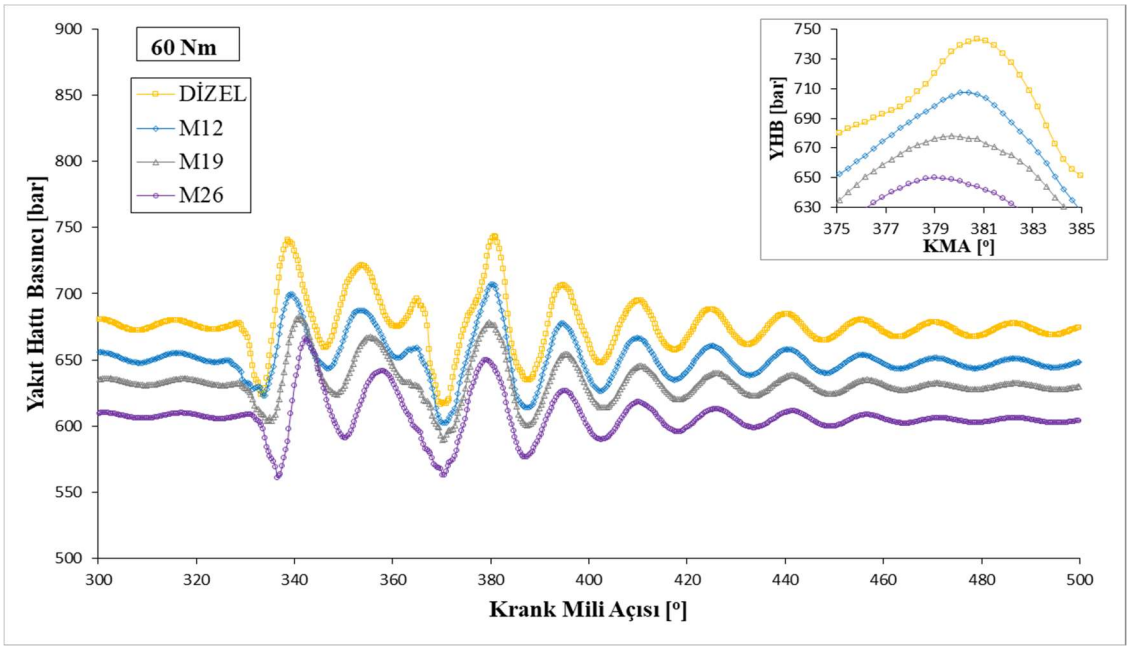
bar, M26 yakıtında ise 379,34° KMA'da 649,44 bar olarak bulunmuştur. 60 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen maksimum yakıt hattı değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %3,69, %7,65 ve %11,57 oranında azaldığı gözlemlenmiştir.

Maksimum yakıt hattı basınçları 80 Nm yükte dizel yakıtında 379,34° KMA'da 980,38 bar, M12 yakıtında 380,39° KMA'da 843,24 bar, M19 yakıtında 379,69° KMA'da 786,64 bar, M26 yakıtında ise 380,04° KMA'da 727,68 bar olarak bulunmuştur. 80 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen maksimum yakıt hattı değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %14,02, %19,76 ve %25,77 oranında azaldığı tespit edilmiştir.

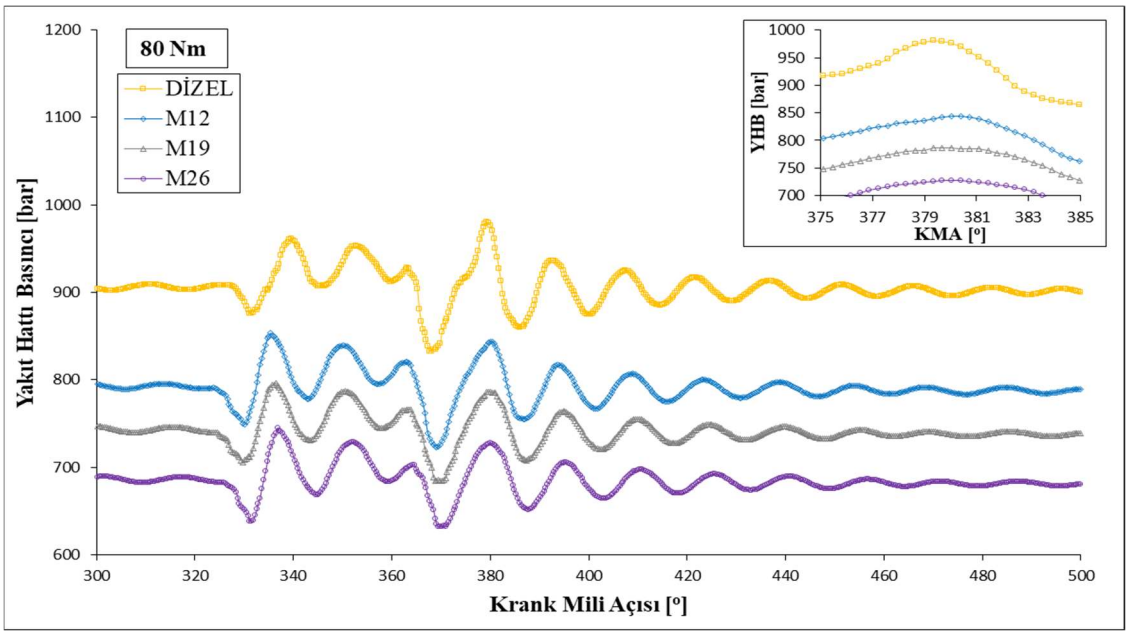
Maksimum yakıt hattı basınçları 100 Nm yükte dizel yakıtında 379,69° KMA'da 1122,82 bar, M12 yakıtında 3379,69° KMA'da 1034,23 bar, M19 yakıtında 381,09° KMA'da 994,84 bar, M26 yakıtında ise 376,88° KMA'da 945,65 bar olarak bulunmuştur. 100 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen maksimum yakıt hattı değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %7,89, %11,39 ve %15,78 oranında azaldığı hesaplanmıştır.



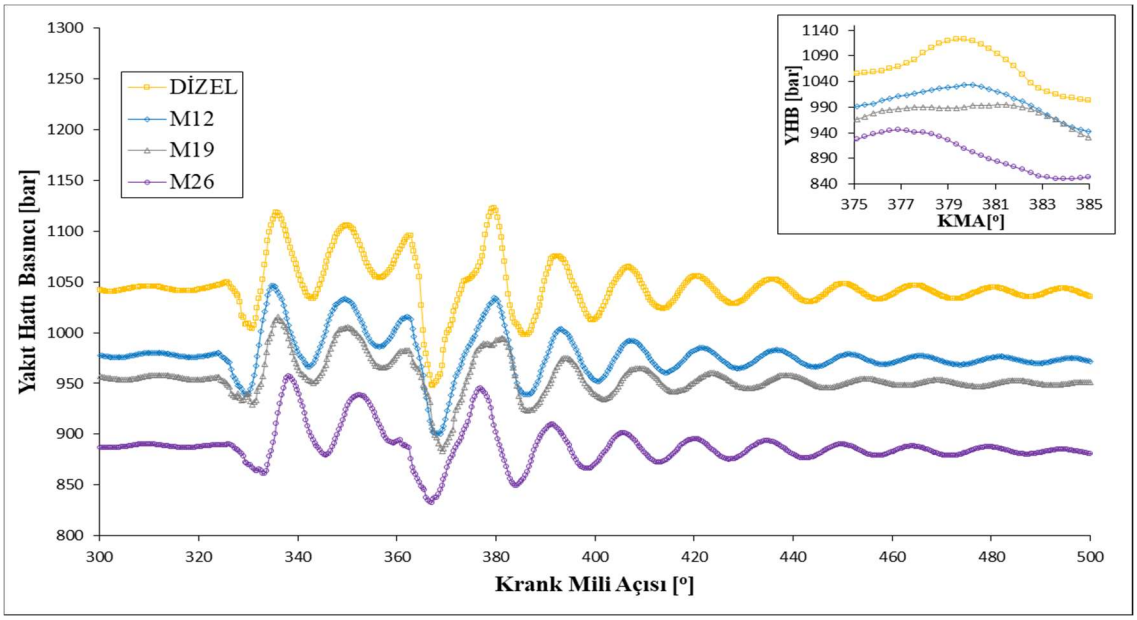
Şekil 3.29. 40 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan yakıt hattı basıncı



Şekil 3.30. 60 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan yakıt hattı basıncı



Şekil 3.31. 80 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan yakıt hattı basıncı



Şekil 3.32. 100 Nm yükte dizel, M12, M19 ve M26 yakıtları için oluşan yakıt hattı basıncı

3.8. Ortalama İndike Basınç ve Maksimum Basınç İçin Çevrimsel Değişim Katsayılarının Karşılaştırılması

Çevrimsel değişim katsayısı, yanmanın ne kadar kararlı olduğunu ve her çevrimde aynı düzeyde gerçekleşip gerçekleşmediğini anlamak için kullanılır. Yanma çevrimleri arasındaki dalgalanmalar, motorun verimliliğini azaltabilir, emisyon oranlarını yükseltebilir ve motor performansını olumsuz etkileyebilir. Çevrimsel değişim katsayısının düşük olması, yanmanın her çevrimde daha tutarlı ve sabit olduğunu gösterirken; yüksek bir katsayı, çevrimler arasında belirgin farklılıkların yaşandığını ifade eder. $ÇDK_{OİB}$ ve $ÇDK_{Pmaks}$ değerleri %10'u geçtiğinde motorda her bir çevrimde düzenli bir yanma görülmez ve motor vuruntulu bir şekilde çalışmaya başlar [110-111].

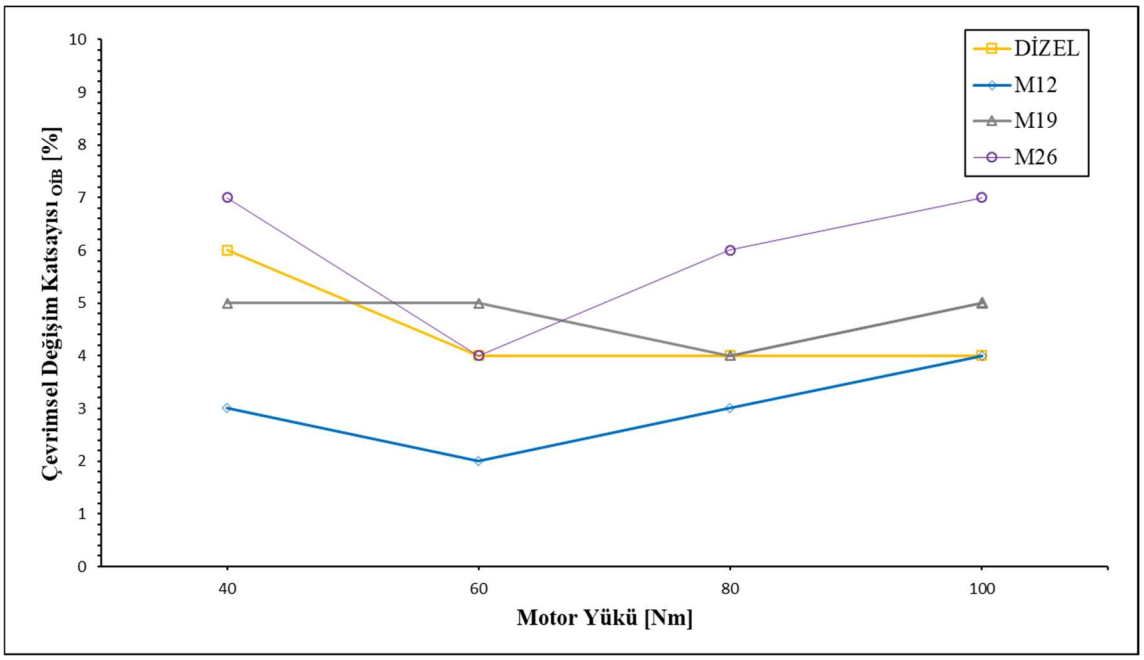
Şekil 3.33'de $ÇDK_{OİB}$ farklı yükler için gösterilmektedir. $ÇDK_{OİB}$ 40 Nm yükte dizel yakıtında %6, M12 yakıtında %3, M19 yakıtında %5, M26 yakıtında %7 olarak hesaplanmıştır. 40 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen $ÇDK_{OİB}$ değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında, M12 ve M19 yakıtlı çalışmalarda sırasıyla %50 ve %16,67 oranında azalırken, M26 yakıtlı çalışmada ise %16,67 oranında artmıştır.

$ÇDK_{OİB}$ 60 Nm yükte dizel yakıtında %4, M12 yakıtında %2, M19 yakıtında %5, M26 yakıtında %4 olarak hesaplanmıştır. 60 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı

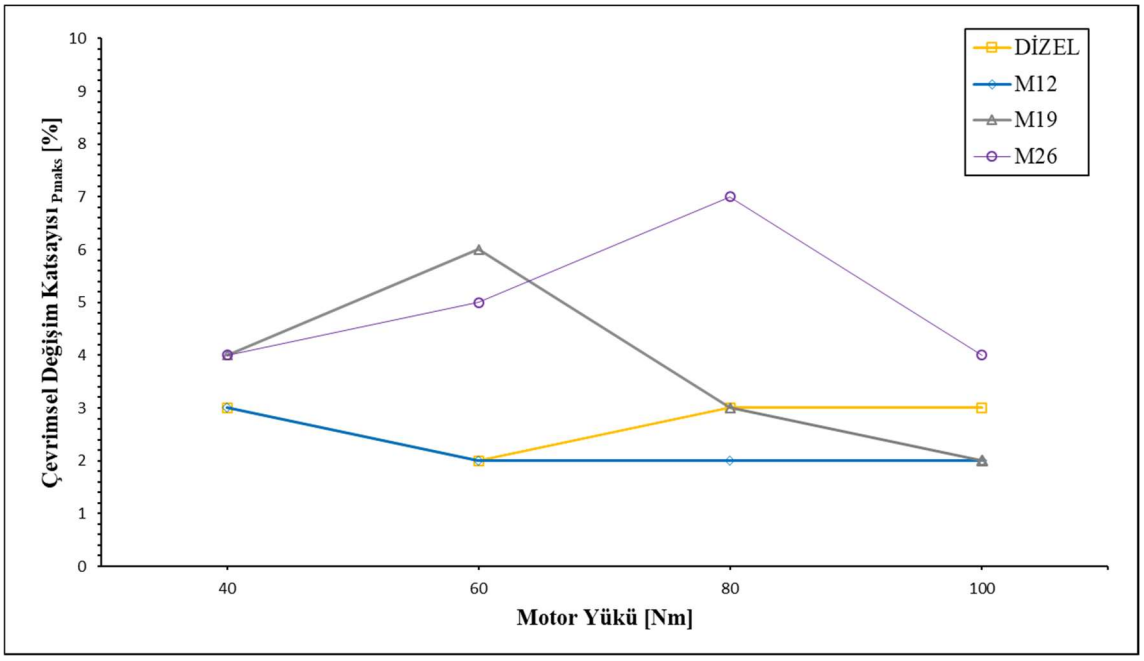
çalışmalardan elde edilen $ÇDK_{OİB}$ değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında, M12 yakıtlı çalışmada %50 oranında azalırken, M19 yakıtlı çalışmada %25 oranında artmış, M26 yakıtlı çalışmada ise değişmediği gözlemlenmiştir.

$ÇDK_{OİB}$ 80 Nm yükte dizel yakıtında %4, M12 yakıtında %3, M19 yakıtında %4, M26 yakıtında %6 olarak hesaplanmıştır. 80 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen $ÇDK_{OİB}$ değerleri dizele göre karşılaştırıldığında, M12 yakıtlı çalışmada %25 oranında azalırken, M19 yakıtlı çalışmada oran değişmemiş ve M26 yakıtlı çalışmada ise %50 oranında artış tespit edilmiştir.

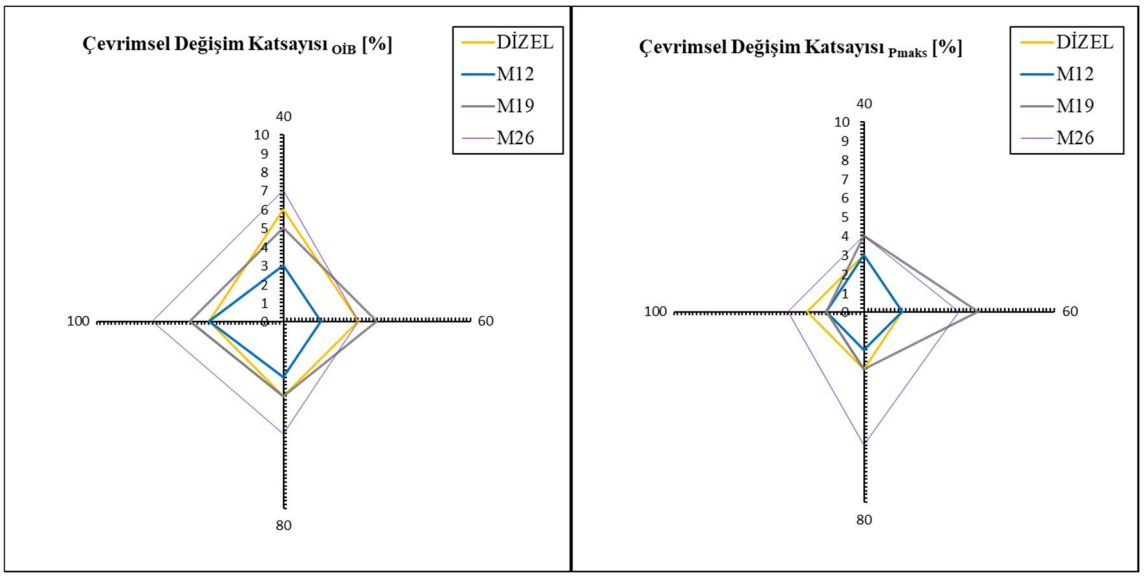
$ÇDK_{OİB}$ 100 Nm yükte dizel yakıtında %4, M12 yakıtında %4, M19 yakıtında %5, M26 yakıtında %7 olarak hesaplanmıştır. 100 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen $ÇDK_{OİB}$ değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında M12 yakıtlı çalışmada değişmezken, M19 ve M26 yakıtlı çalışmada sırasıyla %25 ve %75 oranında arttığı hesaplanmıştır.



Şekil 3.33. Farklı yüklerde oluşan dizel, M12, M19 ve M26 yakıtlarında ortalama indike basınç için çevrimsel değişim katsayıları



Şekil 3.34. Farklı yüklerde oluşan dizel, M12, M19 ve M26 yakıtlarında maksimum basınç için çevrimsel değişim katsayıları



Şekil 3.35. Farklı yüklerde oluşan dizel, M12, M19 ve M26 yakıtlarında ortalama indike basınç ve maksimum basınç için çevrimsel değişim katsayılarının kıyaslanması

3.9. Özgül Yakıt Tüketimlerinin Karşılaştırılması

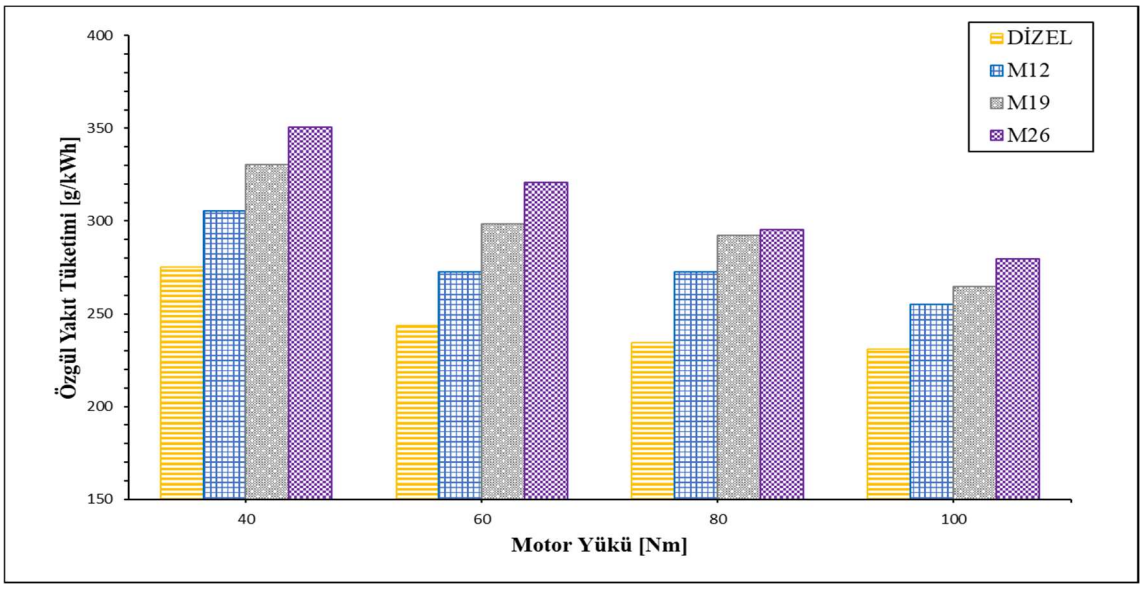
Özgül yakıt tüketimi, motorun ürettiği birim güç başına tükettiği birim yakıt miktarı olarak tanımlanmaktadır. Şekil 3.36'da farklı yakıt türleri için RCCI motorunun birim güç başına sarf ettiği yakıt miktarları gösterilmektedir. Özgül yakıt tüketimi, 40 Nm yükte

dizel yakıtında 275,37 g/kWh, M12 yakıtında 305,47 g/kWh, M19 yakıtında 330,52 g/kWh ve M26 yakıtında 350,49 g/kWh olarak bulunmuştur. 40 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen özgül yakıt tüketimi değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %9,85, %16,68 ve %21,43 oranında artmıştır.

Özgül yakıt tüketimi, 60 Nm yükte dizel yakıtında 243,63 g/kWh, M12 yakıtında 272,4 g/kWh, M19 yakıtında 298,36 g/kWh ve M26 yakıtında 320,89 g/kWh olarak bulunmuştur. 60 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen özgül yakıt tüketimi değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %10,56, %18,34 ve %24,07 oranında arttığı tespit edilmiştir.

Özgül yakıt tüketimi, 80 Nm yükte dizel yakıtında 234,48 g/kWh, M12 yakıtında 272,4 g/kWh, M19 yakıtında 295,15 g/kWh ve M26 yakıtında 295,54 g/kWh olarak bulunmuştur. 80 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen özgül yakıt tüketimi değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %13,92, %20,55 ve %20,66 oranında arttığı tespit edilmiştir.

Özgül yakıt tüketimi, 100 Nm yükte dizel yakıtında 231,11 g/kWh, M12 yakıtında 254,9 g/kWh, M19 yakıtında 264,53 g/kWh ve M26 yakıtında 279,66 g/kWh olarak bulunmuştur. 100 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen özgül yakıt tüketimi değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %9,33, %12,63 ve %17,36 oranında arttığı hesaplanmıştır.



Şekil 3.36. Farklı yüklere bağlı meydana gelen özgül yakıt tüketimi değişimleri

Motor yükünün artmasıyla birlikte özgül yakıt tüketimi azalmaktadır. Örneğin, M26 yakıtı 80 Nm'de 295,54 g/kWh iken 100 Nm'de 279,66 g/kWh olarak azalmıştır. Yüksek motor yüklerinde, yanma odası içindeki türbülans ve silindir içi sıcaklığı artacağından, sürtünme kayıpları azalacak ve yakıt atomizasyonu daha iyi olacaktır. Bu da daha yüksek yanma verimliliğine neden olmaktadır. Motorun daha verimli çalışmasıyla birlikte daha yüksek ısıl verim elde edilir [112].

RCCI motorlar, geleneksel dizel motorlarla kıyaslandığında özgül yakıt tüketimi artmaktadır. En yüksek değer, 40 Nm'de M21 yakıtında 350,49 g/kWh olarak bulunurken, en düşük değer, 100 Nm'de geleneksel dizel yakıtında 231,11 g/kWh olarak hesaplanmıştır. Dizele göre daha yüksek buharlaşma gizli ısı değerine sahip olan metanol, silindir içi sıcaklığını düşürmektedir. Yapılan bir araştırmada, uzun yanma süresi ve düşük alev sıcaklıkları nedeniyle özgül yakıt tüketiminin arttığı belirtilmiştir [113].

3.10. Özgül Enerji Tüketimlerinin Karşılaştırılması

Motorun ürettiği birim güç başına sarfettiği yakıt miktarına özgül enerji tüketimi denilmektedir. Farklı ısıl değerlere sahip yakıtların kıyaslanmasında anlamlı sonuçlar vermektedir. Şekil 3.37'de farklı yakıt türleri için RCCI motorunun birim güç başına sarf ettiği enerjiler gösterilmektedir. Özgül enerji tüketimi, 40 Nm yükte dizel yakıtında 11,7 MJ/kWh, M12 yakıtında 11,77 MJ/kWh, M19 yakıtında 12,08 MJ/kWh ve M26 yakıtında 12,54 MJ/kWh olarak bulunmuştur. 40 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen özgül enerji tüketimi değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %0,59, %2,56 ve %6,69 oranında artmıştır.

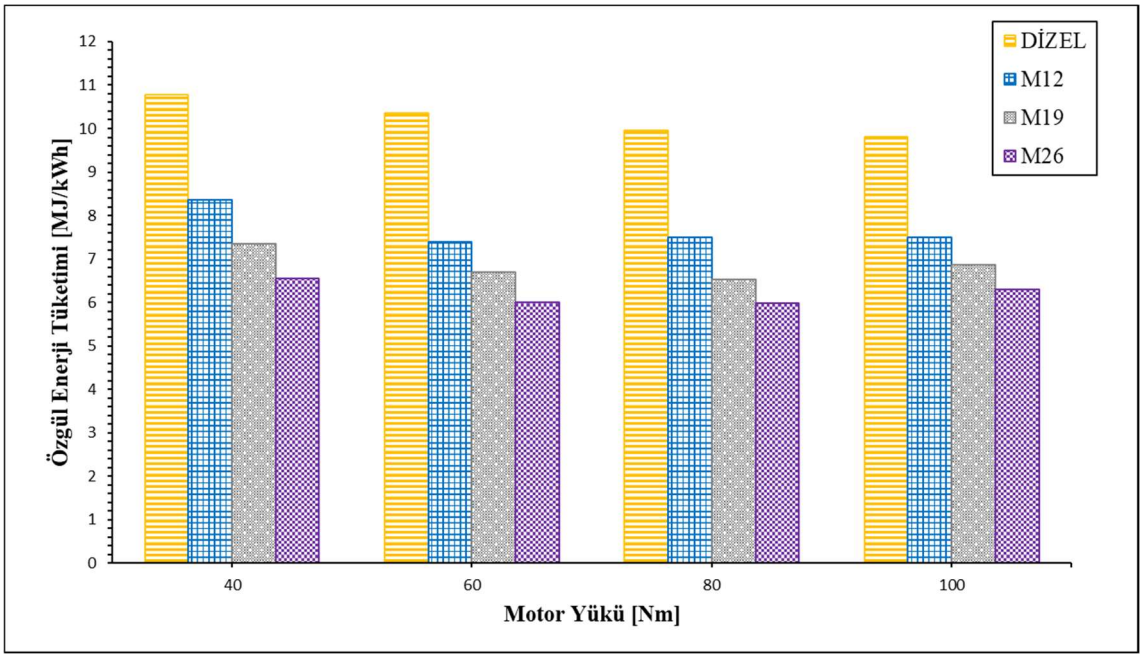
Özgül enerji tüketimi, 60 Nm yükte dizel yakıtında 10,35 MJ/kWh, M12 yakıtında 10,76 MJ/kWh, M19 yakıtında 11,33 MJ/kWh ve M26 yakıtında 11,59 MJ/kWh olarak bulunmuştur. 60 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen özgül enerji tüketimi değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %3,81, %8,64 ve %10,69 oranında arttığı gözlemlenmiştir.

Özgül enerji tüketimi, 80 Nm yükte dizel yakıtında 9,96 MJ/kWh, M12 yakıtında 10,94 MJ/kWh, M19 yakıtında 11,39 MJ/kWh ve M26 yakıtında 11,48 MJ/kWh olarak bulunmuştur. 80 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen

özgül enerji tüketimi değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %8,95, %12,55 ve %13,24 oranında azaldığı tespit edilmiştir.

Özgül enerji tüketimi, 100 Nm yükte dizel yakıtında 9,82 MJ/kWh, M12 yakıtında 10,35 MJ/kWh, M19 yakıtında 10,47 MJ/kWh ve M26 yakıtında 10,75 MJ/kWh olarak bulunmuştur. 100 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen özgül enerji tüketimi değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %5,12, %6,21 ve %8,65 oranında azaldığı hesaplanmıştır.

Özgül enerji tüketimi motor yükü arttıkça azalmaktadır. Maksimum özgül enerji tüketimi 40 Nm'de M26 yakıtı ile 12,54 MJ/kWh olurken, minimum değer 100 Nm'de geleneksel dizel yakıtı ile 9,82 MJ/kWh olarak hesaplanmıştır. Özgül enerji tüketimi, özgül yakıt tüketimine bağlı bir parametredir. Özgül yakıt tüketimi arttıkça, özgül enerji tüketimi azalma eğilimi gösterir.



Şekil 3.37. Farklı yüklere bağlı meydana gelen özgül enerji tüketimi değişimleri

3.11. Volümetrik Verimlerin Karşılaştırılması

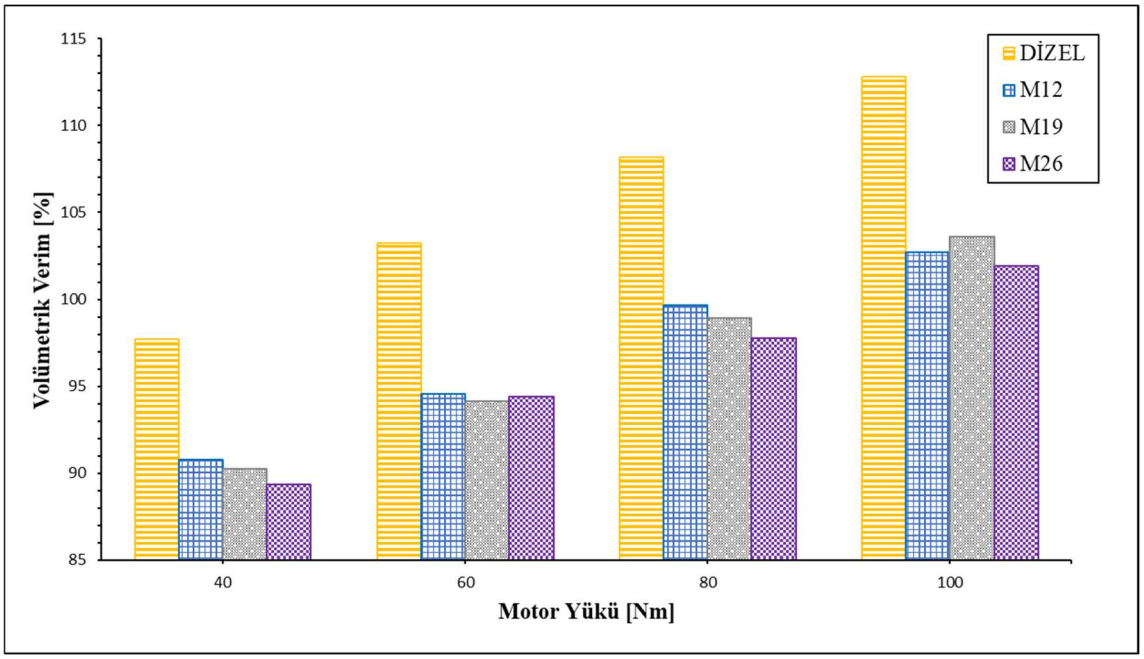
Şekil 3.38'de farklı yakıt türleri için geleneksel dizel ve RCCI motorunda oluşan volümetrik verimler gösterilmektedir. Volümetrik verim, 40 Nm yükte dizel yakıtında %97,71, M12 yakıtında %90,78, M19 yakıtında %90,24 ve M26 yakıtında %89,36 olarak bulunmuştur. 40 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen

volümetrik verim değerleri, dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %7,09, %7,64 ve %8,54 oranında azalmıştır.

Volümetrik verim, 60 Nm yükte dizel yakıtında %103,22, M12 yakıtında %94,57, M19 yakıtında %94,16 ve M26 yakıtında %94,41 olarak bulunmuştur. 60 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen volümetrik verim değerleri, dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %8,38, %8,77 ve %8,53 oranında azaldığı gözlemlenmiştir.

Volümetrik verim, 80 Nm yükte dizel yakıtında %108,16, M12 yakıtında %99,64, M19 yakıtında %98,9 ve M26 yakıtında %97,77 olarak bulunmuştur. 80 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen volümetrik verim değerleri, dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %7,87, %8,56 ve %9,60 oranında azaldığı tespit edilmiştir.

Volümetrik verim, 100 Nm yükte dizel yakıtında %112,80, M12 yakıtında %102,71, M19 yakıtında %103,59 ve M26 yakıtında %101,92 olarak bulunmuştur. 100 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen volümetrik verim değerleri, dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %8,94, %8,16 ve %9,64 oranında azaldığı hesaplanmıştır.



Şekil 3.38. Farklı yüklere bağlı meydana gelen volümetrik verim değişimleri

Motor yükü arttıkça volümetrik verim artmaktadır. En yüksek artış 100 Nm'de geleneksel dizel yakıtında %112,8 olarak hesaplanmıştır. Volümetrik verimi etkileyen birçok parametre mevcuttur. Bunlar vuruntu, emme havası sıcaklığı, manifold basıncı, motor soğutma sisteminin verimi, egzoz gazı sıcaklığı ve yanma odasının sıcaklığı gibidir [114]. Deney motorunun turboşarjlı olmasından dolayı, içeri alınan havanın yoğunluğu turboşarj sayesinde artırılmaktadır. Motor yükü arttıkça, daha fazla hava ve yakıt gereksinimi duyulur. Bu da volümetrik verimi artırıcı bir unsurdur [115,116,117].

Metanolün alt ısıl değeri dizelden çok daha düşüktür. Bu, aynı enerji çıkışını elde etmek için metanolün daha fazla miktarda kullanılması gerektiği anlamına gelir. Daha fazla metanol, yanma odasına giren saf hava miktarını sınırlayabilir. Bu nedenle volümetrik verim azalmaktadır. [118-119].

3.12. Egzoz Emisyonların Karşılaştırılması

Fosil kökenli hidrokarbon yakıtların içten yanmalı motorlarda yanması sonucu çeşitli egzoz emisyonları ortaya çıkar. Bu emisyonlar, farklı miktarlarda ve yüzdelerde çevreye yayılır. Günümüz içten yanmalı motorlarında emisyonları azaltmak için kullanılan cihazlar, standartları belirtilen düşük emisyon değerlerini karşılamalıdır. Ancak, bu uygulamalar hem motor performansının düşmesine hem de maliyetlerin artmasına neden olmaktadır.

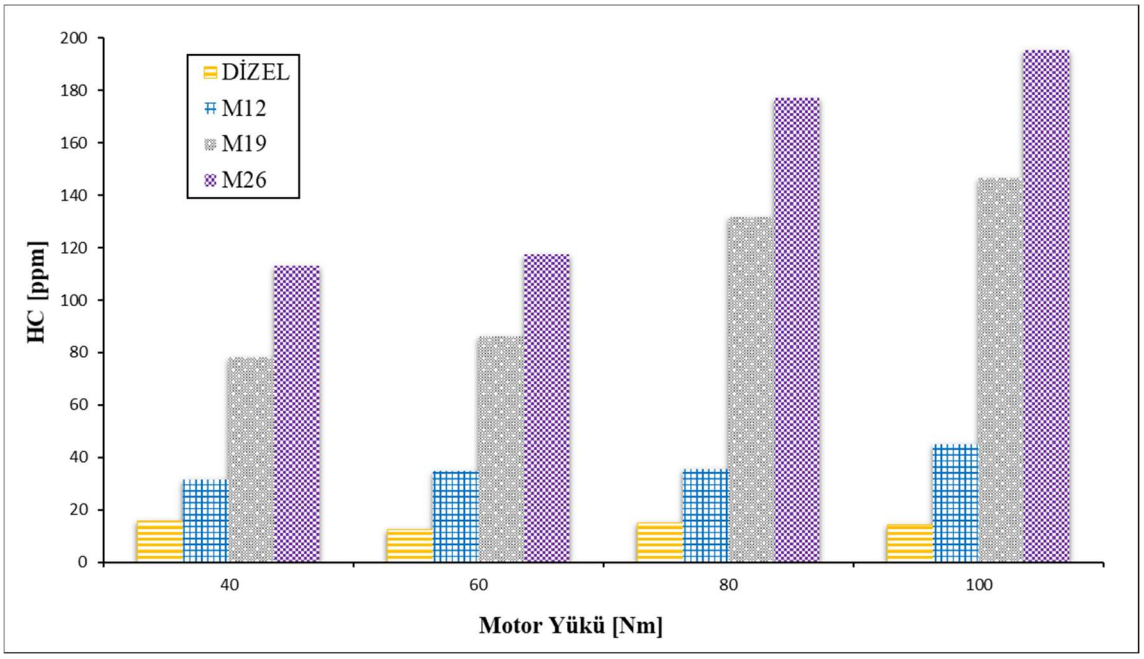
3.12.1. Hidrokarbon Emisyonların Karşılaştırılması

Şekil 3.39'da farklı yüklerde meydana gelen HC emisyonları gösterilmektedir. 40 Nm yükte HC emisyonları dizel yakıtında 15,6 ppm, M12 yakıtında 31,57 ppm, M19 yakıtında 78 ppm ve M26 yakıtında 113,17 ppm olarak bulunmuştur. 40 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen HC emisyonları değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %102,37, %400 ve %625,45 oranında artmıştır.

60 Nm yükte HC emisyonları dizel yakıtında 12,33 ppm, M12 yakıtında 34,83 ppm, M19 yakıtında 86,3 ppm ve M26 yakıtında 117,35 ppm olarak bulunmuştur. 60 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen HC emisyonları değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %182,48, %599,92 ve %751,74 oranında arttığı gözlemlenmiştir.

80 Nm yükte HC emisyonları dizel yakıtında 14,80 ppm, M12 yakıtında 35,67 ppm, M19 yakıtında 131,57 ppm ve M26 yakıtında 177,30 ppm olarak bulunmuştur. 80 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen HC emisyonları değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %141,01, %788,99 ve %1097,97 oranında arttığı tespit edilmiştir.

100 Nm yükte HC emisyonları dizel yakıtında 14,07 ppm, M12 yakıtında 45 ppm, M19 yakıtında 146,7 ppm ve M26 yakıtında 195,60 ppm olarak bulunmuştur. 100 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen HC emisyonları değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %219,83, %942,64 ve %1290,19 oranında arttığı hesaplanmıştır.



Şekil 3.39. 40 Nm, 60 Nm, 80 Nm ve 100 Nm farklı motor yüklerindeki yakıtlar için hidrokarbon emisyonları değişimi.

Geleneksel dizel motorlarda motor yükünün artmasıyla HC emisyonu azalırken, RCCI motorlarda artmaktadır. Dizel motorda HC emisyonları azalmaktadır. Dizel motorda motor yükünün artmasıyla HC emisyonunun düşmesinin temel nedeni, silindir içi gaz sıcaklığının artmasına bağlı olarak yanma veriminin yükselmesidir [120-122]. Metanol, tutuşma gecikmesi süresinin uzamasına neden olur. RCCI motorlarda kullanılan çift yakıt stratejisi, yanma süresinin uzamasına ve bazı bölgelerde yanmanın tamamlanmamasına yol açar. Bu durum, HC emisyonlarının artışında önemli bir faktördür. Metanolün

buharlaşma ısısının dizel yakıtına göre yüksek olması, karışımın yerel soğuma etkisine yol açar. Bu, silindir içinde bazı bölgelerde sıcaklığın yanma eşiğinin altına düşmesine ve HC emisyonlarının artmasına neden olur [124].

Metanol kütle akış debisi arttıkça, HC emisyonları da artmaktadır. Metanol, soğutma etkisi nedeniyle silindir sıcaklığını düşürmektedir. Sonuç olarak, silindir duvarlarına yakın bölgelerde tutuşmaya ve kısmi yanmaya sebep olmaktadır. Böylece HC emisyonu artma eğilimi göstermektedir. [125-126].

3.12.2. Azotoksit Emisyonların Karşılaştırılması

Yüksek sıcaklıklarda yanma meydana geldiğinde, havadaki azotun oksijenle etkileşimi sonucu NO_x oluşur. NO_x oluşumunu etkileyen iki önemli faktör yanma odası sıcaklığı ve hava-yakıt oranıdır. Ayrıca, NO_x emisyonlarının oluşumunda kimyasal reaksiyon hızları da belirleyici rol oynamaktadır. Ancak, kimyasal reaksiyon hızları sıcaklığa bağlı olduğundan, bu durum aynı zamanda NO_x oluşumunu etkileyen faktörler arasındadır [127].

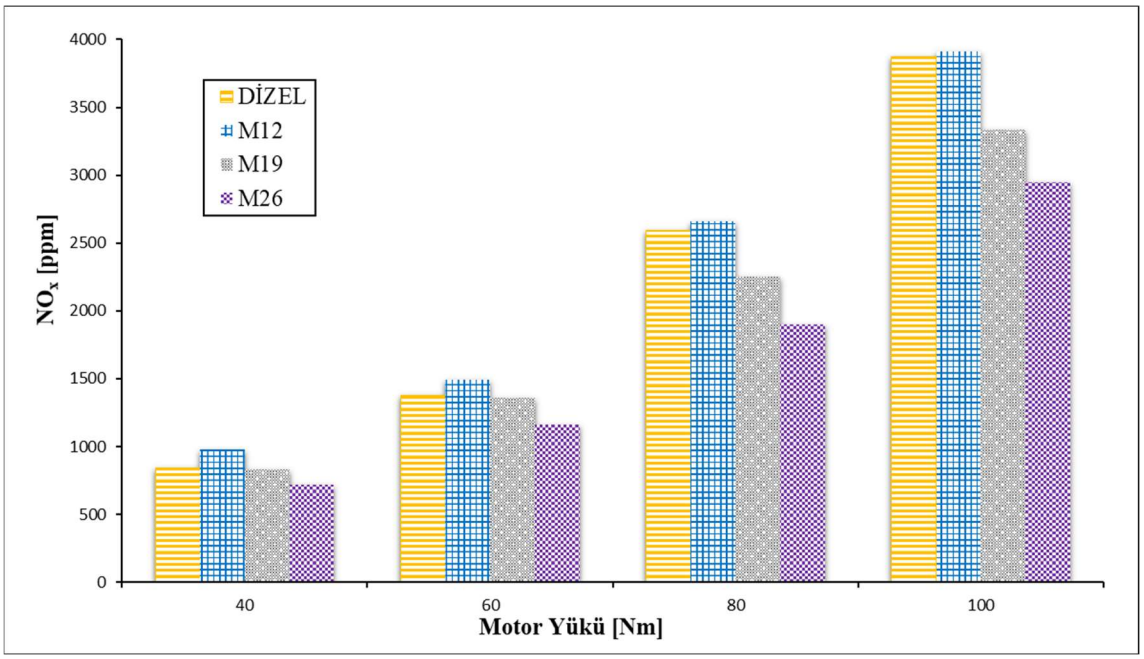
Şekil 3.40'ta farklı yüklerde meydana gelen NO_x emisyonları gösterilmektedir. 40 Nm yükte NO_x emisyonları dizel yakıtında 840,02 ppm, M12 yakıtında 980,83 ppm, M19 yakıtında 828,07 ppm ve M26 yakıtında 718,43 ppm olarak bulunmuştur. 40 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen NO_x emisyon değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında M12 yakıtlı çalışmada %16,76 oranında artarken, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalarda ise sırasıyla %1,42 ve %14,47 oranında azalmıştır.

60 Nm yükte NO_x emisyonları dizel yakıtında 1376,69 ppm, M12 yakıtında 1494,47 ppm, M19 yakıtında 1360,25 ppm ve M26 yakıtında 1164,81 ppm olarak bulunmuştur. 60 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen NO_x emisyon değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında, M12 yakıtlı çalışmada %8,56 oranında artarken, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalarda ise sırasıyla %1,19 ve %15,31 oranında azaldığı gözlemlenmiştir.

80 Nm yükte NO_x emisyonları dizel yakıtında 2593,07 ppm, M12 yakıtında 2662,77 ppm, M19 yakıtında 2253,80 ppm ve M26 yakıtında 1902,47 ppm olarak bulunmuştur. 80 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen NO_x emisyon değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında, M12 yakıtlı çalışmada %2,69 oranında artarken,

M19 ve M26 yakıtlı çalışmalarda ise sırasıyla %13,08 ve %26,63 oranında azaldığı tespit edilmiştir.

100 Nm yükte NO_x emisyonları dizel yakıtında 3876,23 ppm, M12 yakıtında 3911,27 ppm, M19 yakıtında 3331,6 ppm ve M26 yakıtında 2947,4 ppm olarak bulunmuştur. 100 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen NO_x emisyon değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında, M12 yakıtlı çalışmada %0,9 oranında artarken, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalarda ise sırasıyla %14,05 ve %23,96 oranında azaldığı hesaplanmıştır.



Şekil 3.40. 40 Nm, 60 Nm, 80 Nm ve 100 Nm farklı motor yüklerindeki yakıtlar için azotoksit emisyonları değişimi.

Motor yükü arttıkça NO_x emisyonları da artmaktadır. Bunun temel nedeni, yükün artmasıyla birlikte silindirdeki yanma sıcaklığının artması ve çalışma akışkanının yüksek sıcaklıkta silindir içinde kalış süresinin uzamasıyla NO_x emisyonunda artışa yol açmasıdır [128]. Aynı zamanda, motor yükü arttıkça silindirlere daha fazla yakıt çekildiği ve silindirdeki ani basınç oranının yükselmesiyle birlikte daha yüksek maksimum basınç ve yanma sıcaklığına yol açtığı belirtilmiştir. Bu etkinin, NO_x emisyonlarının artmasına neden olduğu açıklanmıştır [129].

RCCI motorlarda, emme havası sıcaklığının artırılmasıyla geleneksel dizel motorlara kıyasla NO_x emisyonu bir miktar daha artsa da, metanol kütle akış debisi arttıkça azalma eğilimi göstermektedir. Emme havasının ısıtılmasıyla yanma daha yüksek sıcaklıklarda gerçekleşmekte ve daha iyi ısıl verim elde edilmektedir. Bu durumda, daha yüksek sıcaklık tepe noktalarına ulaşabilmektedir. RCCI motorlar, geleneksel dizel motorlara kıyasla NO_x emisyonunu azaltmaktadır. Bir araştırmada, RCCI motorda daha düşük NO_x emisyonu oluştuğu, ısıl verimin arttığı, bunun nispeten daha zayıf yanma ve azalan emme oksijen konsantrasyonu nedeniyle alev sıcaklıklarının NO_x oluşumu eşiğinin altında kalmasının etkisi olduğu bildirilmiştir [130].

Metanolün kütle akış debisi arttıkça, NO_x emisyonları azalmıştır. Metanolün gizli buharlaşma ısısının yüksek olması sonucu karışım sıcaklığının düşmesi neden olmaktadır. Böylece silindir duvarlarında ısı kaybının azalmasına paralel olarak NO_x emisyonları da azalmaktadır. Ayrıca, metanolün ısıl değerlerinin ve adyabatik alev sıcaklıklarının düşük olması da NO_x emisyonunu azaltmaktadır [131-133].

Ayrıca Benajes ve arkadaşları tarafından yapılan bir çalışmada, daha yüksek bir tutuşma gecikmesinin uzamasının NO_x emisyonlarının düşürülmesine yardımcı olduğu belirtilmiştir. Maksimum adyabatik alev sıcaklıklarının yüksek olduğu durumlarda NO_x emisyonlarının arttığı gözlemlenmiştir [134].

3.12.3. Karbondioksit Emisyonların Karşılaştırılması

CO_2'nin insan ve çevre sağlığına doğrudan etkisi olmasa da, yanma sonucu ortaya çıkan CO_2'nin yarısı atmosferde birikmekte ve bu birikim, atmosferdeki CO_2 konsantrasyonunun artmasına neden olmaktadır. CO_2, hava koşullarını etkilediği için bu artış, atmosferde sera etkisi yaratarak çevreyi etkilemektedir. Şekil 3.32, farklı motor yüklerinde meydana gelen CO_2 emisyonlarını göstermektedir.

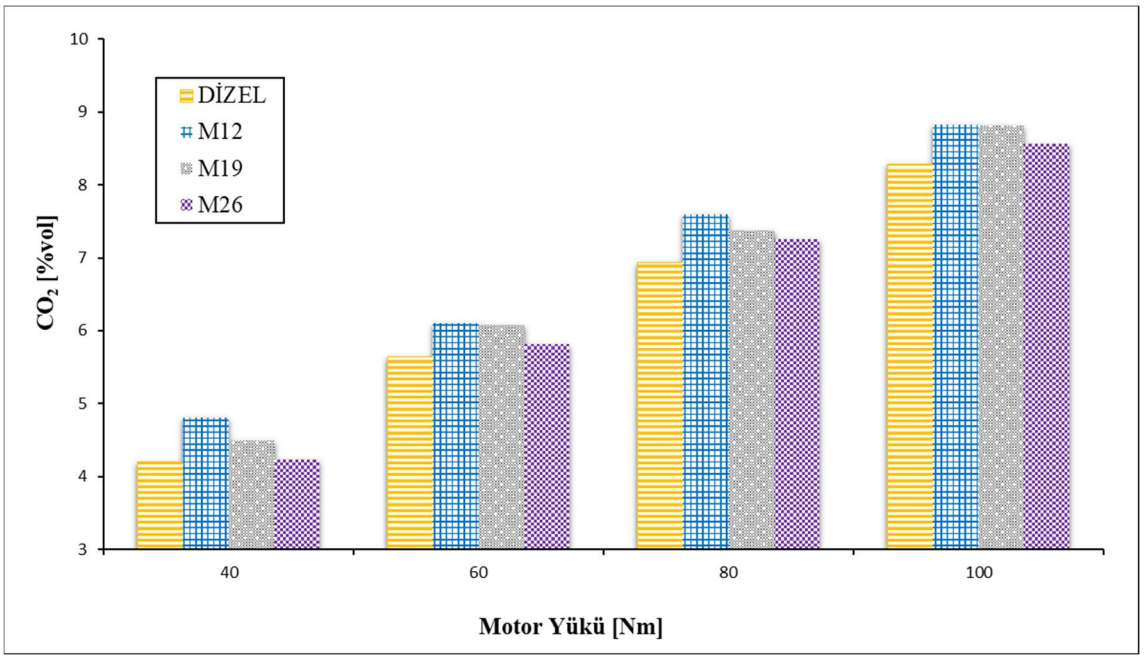
40 Nm yükte, CO_2 emisyonları dizel yakıtında yüzdesel hacim olarak %4,2, M12 yakıtında %4,81, M19 yakıtında %4,49 ve M26 yakıtında %4,23 olarak belirlenmiştir. 40 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen CO_2 değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %14,52, %6,9 ve %0,71 oranında artmıştır.

60 Nm yükte, CO_2 emisyonları dizel yakıtında yüzdesel hacim olarak %5,64, M12 yakıtında %6,1, M19 yakıtında %6,08 ve M26 yakıtında %5,82 olarak belirlenmiştir. 60

Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen CO_2 değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %8,16, %7,8 ve %3,19 oranında arttığı gözlemlenmiştir.

80 Nm yükte, CO_2 emisyonları dizel yakıtında yüzdesel hacim olarak %6,94, M12 yakıtında %7,6, M19 yakıtında %7,37 ve M26 yakıtında %7,26 olarak belirlenmiştir. 80 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen CO_2 değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %9,51, %6,2 ve %4,61 oranında arttığı tespit edilmiştir.

100 Nm yükte CO_2 emisyonları dizel yakıtında yüzdesel hacim olarak %8,28, M12 yakıtında %8,83, M19 yakıtında %8,82 ve M26 yakıtında %8,57 olarak belirlenmiştir. 100 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen CO_2 değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %6,64, %6,52 ve %3,5 oranında arttığı hesaplanmıştır.



Şekil 3.41. 40 Nm, 60 Nm, 80 Nm ve 100 Nm farklı motor yüklerindeki yakıtlar için karbondioksit emisyonları değişimi.

Motor yükü arttıkça CO_2 miktarı da artmaktadır. Silindir içine alınan yakıt miktarı arttıkça CO_2 miktarı da artmaktadır. Literatürde, daha yüksek motor yükleri için daha yüksek yakıt tüketimlerinin gerekli olduğu belirtilmiştir. Motor yükü arttıkça silindir içindeki

reaksiyona uğrayan gazların sıcaklıkları yükselmektedir. Bu durumda CO_2 emisyonu artmaktadır [135,136].

RCCI motorlarda, geleneksel dizel motorlara göre CO_2 emisyonu azalmaktadır. Ancak, emme hava sıcaklığının arttırılmasıyla CO_2 emisyonunda, NO_x emisyonuna benzer bir yapı oluşmuştur. CO_2 emisyonu emme havası sıcaklığının artmasıyla yükselişe geçmekte ve metanol kütle akış debisinin artmasıyla azalma eğilimini göstermektedir.

Metanol kütle akış debisi arttıkça CO_2 emisyonu azalmaktadır. Literatürde yapılan bir araştırmaya göre dizel-metanol karışımlı yakıtlardan elde edilen CO_2 emisyon değerlerinin dizel yakıta göre daha düşük olduğu tespit edilmiştir. Bunun nedeni, metanolün dizel yakıta göre daha az C atomu içermesidir. Dizel-metanol yakıtlarındaki C atomu oranı azaldıkça yanma sonucu açığa çıkan CO_2 emisyonlarının da azaldığı belirtilmektedir [137].

3.12.4. Oksijen Emisyonların Karşılaştırılması

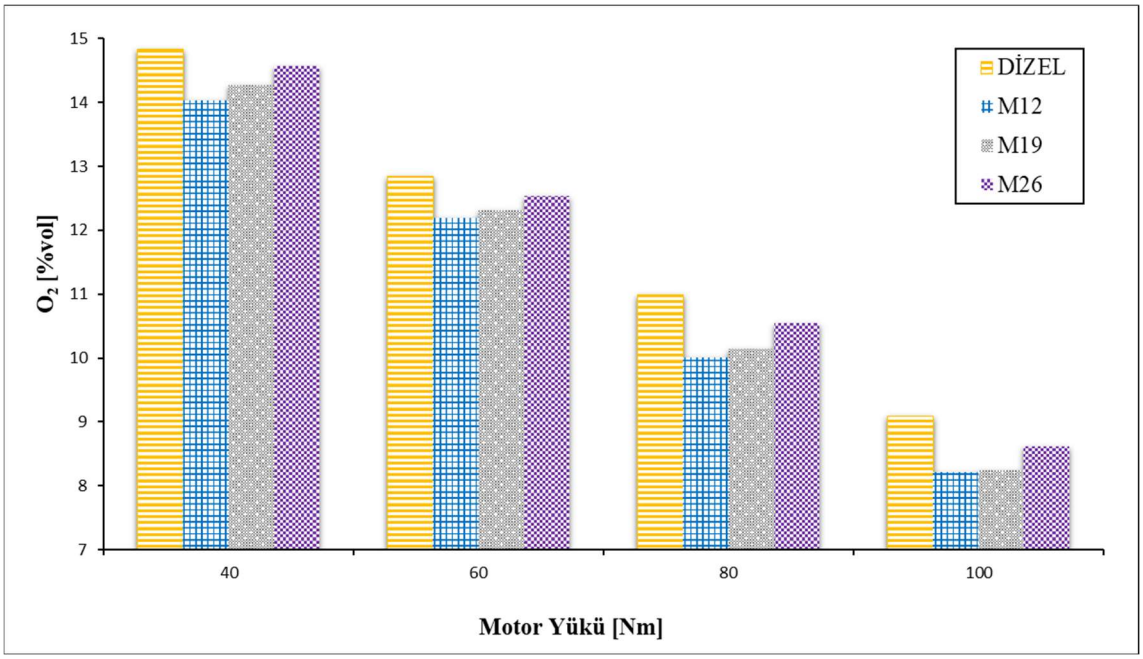
Şekil 3.42'de farklı yüklerde meydana gelen O_2 emisyonları gösterilmektedir. 40 Nm yükte, O_2 emisyonları dizel yakıtında yüzdesel hacim olarak %14,84, M12 yakıtında %14,04, M19 yakıtında %14,28 ve M26 yakıtında %14,57 olarak bulunmuştur. 40 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen O_2 değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %5,39, %3,77 ve %1,82 oranında azalmıştır.

60 Nm yükte, O_2 emisyonları dizel yakıtında yüzdesel hacim olarak %12,85, M12 yakıtında %12,19, M19 yakıtında %12,32 ve M26 yakıtında %12,54 olmuştur. 60 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen O_2 değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %5,14, %4,12 ve %2,41 oranında azaldığı gözlemlenmiştir.

80 Nm yükte, O_2 emisyonları dizel yakıtında yüzdesel hacim olarak %10,99, M12 yakıtında %10,01, M19 yakıtında %10,14 ve M26 yakıtında %10,54 olmuştur. 80 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen O_2 değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %8,92, %7,73 ve %4,09 oranında azaldığı tespit edilmiştir.

100 Nm yükte O_2 emisyonları dizel yakıtında yüzdesel hacim olarak %9,08, M12 yakıtında %8,21, M19 yakıtında %8,24 ve M26 yakıtında %8,61 olmuştur. 100 sabit

yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen O_2 değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %9,58, %9,25 ve %5,18 oranında azaldığı hesaplanmıştır.



Şekil 3.42. 40 Nm, 60 Nm, 80 Nm ve 100 Nm farklı motor yüklerindeki yakıtlar için oksijen emisyonları değişimi.

Motor yükü arttıkça O_2 emisyonları azalmıştır. Motor yükü artarken, silindirlere daha fazla yakıt enjekte edilir ve daha fazla O_2 kullanılır. O_2 emisyonlarının büyük bir kısmı yanma için harcanmaktadır [138-139].

RCCI motorda, geleneksel dizel motor ile kıyaslandığında emme havasının ısıtılmasıyla O_2 emisyonları azalmıştır. Ancak, metanol kütle akış debisi arttıkça O_2 emisyonları artmıştır. Bu duruma alkollerin bünyesinde bulunan yüksek orandaki oksijen molekülleri neden olmaktadır. Dizel yakıtı moleküler yapısında oksijen barındırmadığı için daha düşük O_2 emisyonlarına sahip olmaktadır [140].

3.12.5. İs Emisyonlarının Karşılaştırılması

Dizel motorlarda meydana gelen difüzyon kontrollü yanma sırasında, genellikle hidrojen, karbona oranla oksijene karşı daha aktif olduğundan, hidrojen reaksiyona girerken, karbonlar sıcaklık etkisiyle kurumlaşarak yanmanın tamamlanması için zaman ve özellikle oksijen bulunmadığı durumlarda is oluştururlar. Oluşan is, katı karbon tanecikleridir. Genellikle, is oluşumu dizel yanmasının bir parçasıdır. Bu nedenle,

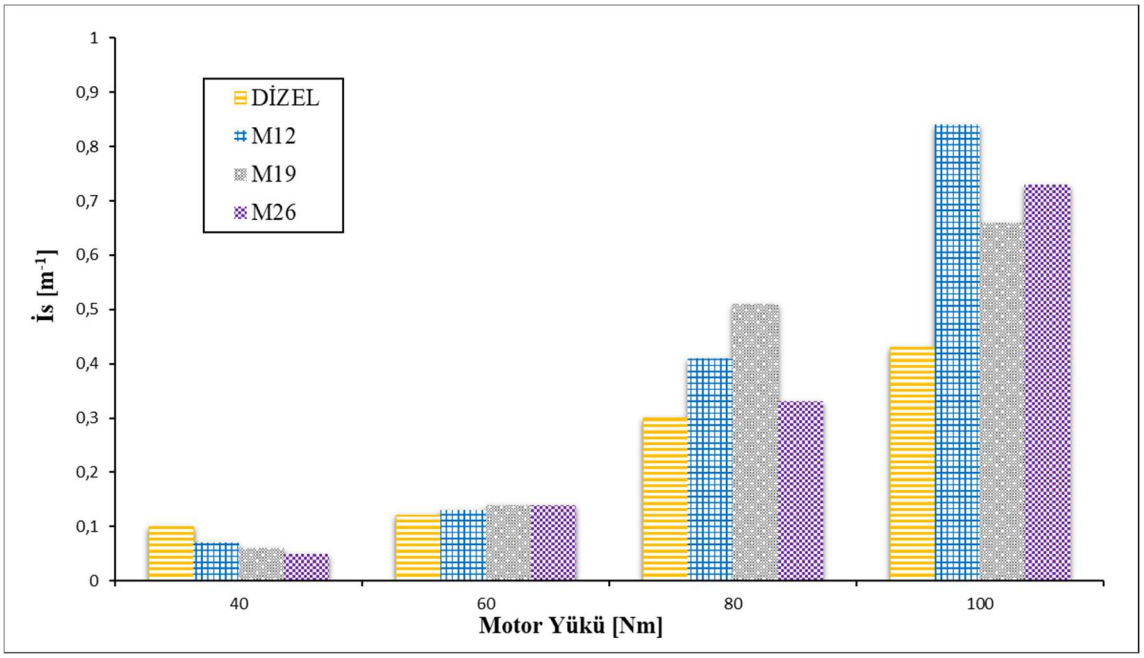
başlangıçta oluşan karbonun büyük bir kısmı tekrar yanar. Motor yükü arttıkça, yanma odasına gönderilen yakıt miktarı artar; bu da silindir içinde yeterli miktarda oksijen olmamasına ve is oluşmasına neden olur [141].

Şekil 3.43'te farklı motor yüklerinde meydana gelen is emisyonları gösterilmektedir. 40 Nm yükte is emisyonları dizel yakıtında 0,1 m^{-1}, M12 yakıtında 0,07 m^{-1}, M19 yakıtında 0,06 m^{-1} ve M26 yakıtında 0,05 m^{-1} olarak gerçekleşmiştir. 40 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen is emisyon değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %30, %40 ve %50 oranında azalmıştır.

60 Nm yükte is emisyonları dizel yakıtında 0,12 m^{-1}, M12 yakıtında 0,13 m^{-1}, M19 yakıtında 0,14 m^{-1} ve M26 yakıtında 0,14 m^{-1} olarak bulunmuştur. 60 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen is emisyon değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %8,33, %16,67 ve %16,67 oranında arttığı gözlemlenmiştir.

80 Nm yükte is emisyonları dizel yakıtında 0,3 m^{-1}, M12 yakıtında 0,41 m^{-1}, M19 yakıtında 0,51 m^{-1} ve M26 yakıtında 0,33 m^{-1} olarak gerçekleşmiştir. 80 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen is emisyon değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %36,67, %70 ve %10 oranında arttığı tespit edilmiştir.

100 Nm yükte is emisyonları dizel yakıtında 0,43 m^{-1}, M12 yakıtında 0,84 m^{-1}, M19 yakıtında 0,66 m^{-1} ve M26 yakıtında 0,73 m^{-1} olarak gerçekleşmiştir. 100 Nm sabit yükte M12, M19 ve M26 yakıtlı çalışmalardan elde edilen is emisyon değerleri dizel yakıtına göre karşılaştırıldığında sırasıyla %95,35, %53,49 ve %69,77 oranında arttığı hesaplanmıştır.



Şekil 3.43. 40 Nm, 60 Nm, 80 Nm ve 100 Nm farklı motor yüklerindeki yakıtlar için is emisyonları değişimi.

Motor yükü arttıkça is emisyonları da artmaktadır. Yapılan bir çalışmaya göre motor yükü arttıkça is emisyonlarındaki bu artışın etkilerinden biri, pilot yakıt miktarı ve dizel yakıtın enerji oranının artmasıdır [142].

RCCI motorlarda, geleneksel dizel yakıtına göre is emisyonu 40 Nm'de daha düşük kalırken, diğer yüklerde daha fazla artmaktadır. Özellikle is emisyonu 80 ve 100 Nm'de çok daha hızlı artmıştır. M12 ve M19 yakıtlarındaki artışın, karışımdaki dizelin daha yüksek sıcaklıktaki ortama maruz kalmasından ve oksijen kullanılabilirliğinin azalmasından kaynaklandığı düşünülmektedir [66].

4. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

RCCI motorlar, iki farklı (düşük ve yüksek reaktiviteli) yakıtın kullanıldığı LTC yanma konsepti olarak bilinir. RCCI teknolojisinin kullanılmasıyla birlikte geniş bir çalışma aralığında daha kontrollü yanma sağlanmaktadır. Bu, motorun daha yüksek verimlilikle çalışmasını sağlarken aynı zamanda egzoz emisyonlarını da azaltır. Alkollü yakıtlar, benzin ve dizel yakıtlara alternatif olabilecek bir yakıt türüdür. Metanol, yüksek oktan sayısına sahip alkollü bir yakıttır. Metanolün özellikle zararlı NO_x ve CO_2 gibi emisyonlarının düşük olması ve yenilenebilir kaynaklardan elde edilebilmesi, motor yakıtlarına alternatif olarak kullanımını daha cazip kılmaktadır. RCCI motorlarında metanol kullanımı, emisyon kontrolü açısından önemli avantajlar sağlayabilmektedir. Metanol enerji oranının da motor performansı ve emisyonlar üzerinde önemli bir etkisi vardır. Bu oran motorun çalışma karakteristiklerini ve yanma verimliliğini belirler. RCCI motorlarında, metanol ve dizel yakıtların dengeli kullanımı için enerji oranlarının optimize edilmesi ve dolayısıyla motor verimliliğinin artırılması önemlidir. Bu çalışmanın önemli katkıları, sabit emme havası sıcaklığında, kısmi yüklü, dört silindirli, turboşarjlı dizel/metanol yakıtlı RCCI motorunun farklı motor yükleri ve metanol enerji oranları altında ayrıntılı olarak incelenmesidir. Elde edilen sonuçlar, RCCI motorunun yanma, performans ve emisyonlarını nasıl etkilediğini göstermektedir. Deneysel çalışmanın önemli sonuçları aşağıda özetlenmiştir.

4.1. Sonuçlar

1) Motor yükü artmasıyla birlikte maksimum silindir basınçları da artmıştır. Metanol kütlesel akış debisi arttıkça, viskozite azalmış ve metanolün oksijen içeriği sayesinde yanma koşulları iyileşmiştir. Düşük yükte metanolün daha fazla ısı çekmesi silindir sıcaklığını düşürmüş, yüksek yüklerde ise bu etki ortadan kalkmıştır. Common-rail enjeksiyon sistemi, metanol ve dizel karışımlarında kontrollü yanma ve yüksek verim sağlamıştır. 100 Nm'de M26 yakıtında, diğer karışım yakıtlarına göre (M12 ve M19) yanma süresi kısalmıştır. Bu durum, metanolün yüksek oksijen içeriği ve hızlı yanma özelliğine bağlanmıştır.

2),Motor yükü arttıkça maksimum sıcaklık değerleri yükselmekte buna bağlı olarak da ısı dağılım oranı artmaktadır. Metanol dizel yakıtından daha yüksek buharlaşma ısısı ve daha düşük setan sayısına sahiptir. Böylece karışım içerisindeki metanol miktarı arttıkça

yanma başlangıcı gecikme eğilimi göstermiştir. Yüksek yüklerde, metanol miktarı arttıkça, daha düşük setan sayısına sahip olmasına bağlı olarak ısı dağılım oranı azalmıştır.

3) Motor yükü ve emme havası sıcaklığının artmasıyla basınç artış oranlarının yükseldiği ve maksimum basınç artış hızlarının da daha erken KMA'larda gerçekleştiği tespit edilmiştir. 100 Nm yükte M26 yakıtıyla elde edilen 4,96 bar/° değeri, 5 bar/° sınırına yaklaşarak motorun kararlı çalışma bölgesini sınırlamıştır. Metanolün düşük setan sayısı ve yüksek gizli buharlaşma ısısı, tutuşma gecikmesini uzatarak artış oranlarının yükselmesine neden olmuştur. Daha yüksek emme havası sıcaklığı ise buharlaşmayı arttırmış, silindir içerisinde daha fazla yakıt buharının aynı anda tutuşmasıyla ani basınç artışlarına yol açmıştır. Ayrıca, çevrimsel değişim katsayılarının %10'u geçmesiyle vuruntu oluştuğu tespit edilmiştir. Bu nedenle, motorun güvenli ve kararlı çalışması için basınç artış oranlarının sınır değerler içinde kalması büyük önem taşımaktadır.

4) Tutuşma gecikmesi süresi, metanolün düşük setan sayısı ve yüksek buharlaşma gizli ısısı nedeniyle uzamaktadır. Motor yükü arttıkça silindire alınan yakıt miktarı ve sıcaklık artışı, tutuşma gecikmesini daha da uzatmaktadır. RCCI motorlarda metanol gibi düşük reaktiviteli yakıtların kullanılması, tutuşma gecikmesini artırarak silindir içinde daha iyi bir hava-yakıt karışımı oluşmasını sağlamaktadır. Ancak, biriken yakıtın ani yanması ısı dağılım oranlarını yükseltmektedir. Düşük yüklerde tutuşma gecikmesi artarken, 80-100 Nm aralığında metanol oranının yükselmesi ve buharlaşma etkisiyle tutuşma gecikmesi azalmaktadır. Bu sonuçlar, tutuşma gecikmesini dengelemek için emme havası sıcaklığının optimize edilmesi gerektiğini göstermektedir.

5) Motor yükü artmasıyla birlikte yanma süresi uzamaktadır. Çünkü daha fazla yakıt silindire gönderilmektedir. RCCI motorlarda düşük yüklerde yanma süresi azalırken, yüksek yüklerde artmaktadır. Bu durum, metanolün oksijen içeriği sayesinde yanma sürecinin hızlanmasından kaynaklanmaktadır. Metanolün enerji oranı arttıkça, düşük yüklerde tutuşma gecikmesi azalırken, yüksek yüklerde artmaktadır. Düşük oktan sayısına sahip metanolün hızlı yanması, silindir içindeki gaz sıcaklığını düşürür ve yanma süresinin uzamasına neden olur. Metanolün çevreden daha fazla ısı çekmesi ve düşük adyabatik alev sıcaklığı, yanma odasında gaz sıcaklığını azaltarak reaksiyon hızlarını düşürür ve yanma süresini uzatır.

6) Motor yükü arttıkça özgül yakıt tüketimi azalmakta, bu da daha verimli bir yanma sürecini işaret etmektedir. Örneğin, M26 yakıtının özgül yakıt tüketimi değeri 80 Nm'de 295,54 g/kWh iken 100 Nm'de 279,66 g/kWh'ye düşmüştür. Yüksek motor yüklerinde, silindir içindeki türbülansın artması ve sıcaklığın yükselmesi, sürtünme kayıplarını azaltarak yakıt atomizasyonunu iyileştirir ve yanma verimliliğini artırır. Ancak, RCCI motorlarında özgül yakıt tüketimi geleneksel dizel motorlara göre daha yüksektir. En yüksek özgül yakıt tüketimi, 40 Nm'de M21 yakıtında 350,49 g/kWh olarak bulunurken, en düşük özgül yakıt tüketimi 100 Nm'de geleneksel dizel yakıtında 231,11 g/kWh olarak hesaplanmıştır. Metanolün yüksek buharlaşma gizli ısısı, silindir içi sıcaklığını düşürerek özgül yakıt tüketiminin artmasına neden olmaktadır. Bu durum, uzun yanma süresi ve düşük alev sıcaklıklarından kaynaklanmaktadır.

7) Özgül enerji tüketimi, motor yükü arttıkça azalma eğilimi göstermektedir. Maksimum özgül enerji tüketimi 40 Nm'de M26 yakıtı ile 12,54 MJ/kWh olarak ölçülürken, minimum değer 100 Nm'de geleneksel dizel yakıtı ile 9,82 MJ/kWh olarak hesaplanmıştır. Özgül yakıt tüketimi arttıkça, özgül enerji tüketimi de azalır. Bu durum, motorun daha verimli çalışmasıyla birlikte enerji tüketiminin düşmesini sağladığını göstermektedir.

8) Motor yükünün artmasıyla birlikte volümetrik verim de artmıştır. Maksimum volümetrik verim 100 Nm'de ve dizel yakıtında %112,8 olarak hesaplanmıştır. Kullanılan Test motorunun turboşarj özelliği silindirlere alınan hava yoğunluğu artarak volümetrik verimi olumlu yönde etkilemiştir. Motor yükü arttıkça, daha fazla hava ve yakıt gereksinimi doğar; bu da verimi artıran bir faktördür. Öte yandan, metanolün alt ısıl değeri dizelden daha düşük olduğu için aynı enerji çıkışını elde etmek için daha fazla metanol kullanımı gerekebilir. Bu durum, yanma odasına giren saf hava miktarını sınırlayarak volümetrik verimin azalmasına yol açar.

9) Geleneksel dizel motorlarında motor yükü arttıkça HC emisyonları azalırken, RCCI motorlarında artmaktadır. Dizel motorda, motor yükünün artmasıyla HC emisyonlarının düşmesinin temel nedeni, silindir içi gaz sıcaklığının artması ve buna bağlı olarak yanma veriminin yükselmesidir. Ancak, metanolün tutuşma gecikmesi süresini uzatması ve RCCI motorlarında çift yakıt stratejisinin uygulanması, yanma süresinin uzamasına ve bazı bölgelerde yanmanın tamamlanmamasına yol açar; bu da HC emisyonlarının

artmasına neden olur. Metanolün yüksek buharlaşma ısısı, karışımın yerel soğuma etkisine yol açarak silindir sıcaklığının yanma eşiğinin altına düşmesine ve HC emisyonlarının artmasına sebep olur. Ayrıca, metanol kütle akış debisi arttıkça HC emisyonları artmaktadır. Çünkü metanolün yüksek gizli buharlaşma ısısına sahip olması, silindir sıcaklığını düşürerek silindir duvarlarına yakın bölgelerde tutuşmaya ve kısmi yanmaya yol açmaktadır. Bu durum da HC emisyonlarının artışına neden olmaktadır.

10) Motor yükünün artmasıyla birlikte NO_x emisyonları da artış göstermiştir. Bunun temel nedeni, yükün artmasıyla birlikte silindirdeki yanma sıcaklığının yükselmesi ve çalışma akışkanının yüksek sıcaklıkta silindirde daha uzun süre kalmasıdır. Ayrıca, motor yükü arttıkça silindirlere daha fazla yakıt çekilmesi ve basınç oranının artması, yüksek maksimum basınç ve yanma sıcaklığına yol açarak NO_x emisyonlarını artırır. RCCI motorlarda ise emme havası sıcaklığının arttırılması NO_x emisyonlarını bir miktar artırsa da, metanol kütle akış debisi arttıkça NO_x emisyonlarında azalma eğilimi gözlemlenmiştir. Metanolün yüksek gizli buharlaşma ısısı nedeniyle karışım sıcaklığı düşer ve bu da NO_x emisyonlarının azalmasına neden olur. Ayrıca, metanolün düşük ısıl değerleri ve adyabatik alev sıcaklıkları da NO_x emisyonlarını azaltmaktadır. Sonuç olarak, RCCI motorları geleneksel dizel motorlara kıyasla daha düşük NO_x emisyonları üretmekte ve daha iyi ısıl verim sağlamaktadır.

11) Motor yükünün artmasıyla birlikte silindire alınan yakıt miktarının artması CO_2 emisyonları yükseltmiştir. Literatürde, daha yüksek motor yüklerinin daha fazla yakıt tüketimi gerektirdiği belirtilmiştir; bu da CO_2 emisyonlarını artırmaktadır. RCCI motorlarında ise geleneksel dizel motorlara kıyasla CO_2 emisyonu azalmaktadır. Emme hava sıcaklığının artırılması, CO_2 emisyonlarını tıpkı NO_x emisyonları gibi artırırken, metanol kütle akış debisinin artması CO_2 emisyonlarının azalmasına yol açmaktadır. Metanolün dizel yakıta göre daha az karbon atomu içermesi, dizel-metanol karışımlı yakıtlarla elde edilen CO_2 emisyonlarının daha düşük olmasına neden olmaktadır. Bu durum, metanol oranı arttıkça yanma sonucu açığa çıkan CO_2 emisyonlarının da azaldığını göstermektedir.

12) Motor yükü arttıkça, silindirlere daha fazla yakıt enjekte edilir ve daha fazla oksijen kullanılır ve bu nedenle O_2 emisyonları azalmaktadır. RCCI motorlarında, geleneksel dizel motorlara kıyasla emme havasının ısıtılmasıyla O2 emisyonlarında azalma

gözlemlenmiştir. Ancak, metanol kütle akış debisi arttıkça, metanolün yüksek oranda oksijen molekülleri içermesi nedeniyle O_2 emisyonları artmaktadır.

13) Motor yükünün artmasıyla birlikte is emisyonları da artmaktadır. RCCI motorlarda geleneksel dizel yakıtına kıyasla is emisyonu 40 Nm'de daha düşük seviyelerde kalırken, diğer yüklerde özellikle 80 ve 100 Nm'de belirgin bir artış gözlemlenmiştir. Metanol yakıtlı çalışmalarda buharlaşmanın yeterince olmayışı nedeniyle yüksek yüklerde is emiyonu artmıştır. Ayrıca silindirlere alınan metanolün heterojen karışım oluşturması nedeniyle is emisyonları yükselmektedir.

4.2. Öneriler

1) Kullanılan test motorunun sıkıştırma oranı 18,25/1'dir. Gelecek çalışmalarda sıkıştırma oranı düşürülerek mekanik kayıplar azaltılabilir.

2) Metanol yakıta farklı oranlarda benzin ya da alkol yakıtı karıştırılarak yanma, performans ve emisyonlara etkisi incelenebilir.

3) Ana püskürtmede dizel yerine, biyodizel yakıtı tercih edilebilir. Bu sayede, yenilenebilir kaynaklardan daha temiz ve düşük emisyonlara sahip bir yanma gerçekleşebilir.

4) Bundan sonra yapılacak çalışmalarda RCCI kullanımının gürültü kirliliğine etkisi incelenebilir.

5) RCCI uygulamalarında çok kriterli karar verme modeli kullanılarak optimum yakıt ve çalışma parametleri (püskürtme açısı, püskürtme basıncı, motor yükü, motor devri, ateşleme avansı vb.) belirlenebilir.

KAYNAKLAR

[1] Safgönül, B., Ergeneman, M., Arslan, H. E. ve Sorusbay, C. (2008) "İçten Yanmalı Motorlar", Birsen Yayınevi, İstanbul, 38-41, 196-205.

[2] Methanol/Gasoline Blends and Emissions. (1992) Automotive Engineering, vol 10. no.5, pp.17-19 SAE International.

[3] Valenti, M. (1991) "Insulating Catalytic Converters" Mechanical Engineering, vol.113, no 12, pp.42-46, ASME.

[4] Pulkrabek, W.W. (2016) Çeviri: Yaşar, H. "İçten Yanmalı Motorlar Mühendislik Temelleri", p.174.

[5] Southern California Alternative-Fuel Projects (1995) "Automotive Engineering", vol.103, no.3, pp.63-66, SAE International.

[6] Kulakoğlu, T. (2009) Dizel-metanol karışımı kullanılan bir dizel motorda püskürtme basıncının performans ve emisyonlara etkisi. Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.

[7] Shayan, S.B., Seyedpour, S.M., Ommi, F., Moosavy, S. H., Alizadeh, M. (2011) Impact of methanol-gasoline fuel blends on the performance and exhaust emissions of a SI engine. International Journal of Automotive Engineering, 1(3), pp.219-227.

[8] Sayin, C. (2023) Engine performance and exhaust gas emissions of methanol and ethanol-diesel blends. Fuel, vol.89, pp.3410-3415.

[9] Yin, X., Yue G., Liu, J., Duan, H., Duan Q., Kou, H., Wang, Y., Yang, B., Zeng, K. (2023) Investigation into the operating range of a dual-direct injection engine fueled with methanol and diesel. Energy, vol.267, 126625.

[10] Feng, H., Chen, X., Sun, L., Ma, R., Zhang X., Zhu, X., Yang, C. (2023) The effect of methanol/diesel fuel blends with co-solvent on diesel engine combustion based on experiment and exergy analysis. Energy, In Press, 128792.

[11] Vargün, M., Yılmaz, İ.T., Sayin, C. (2022) Investigation of performance, combustion and emission characteristics in a diesel engine fueled with methanol/ethanol/ n-heptane/diesel blends. Energy, vol.257, 124750.

[12] Deka, T.J., Osman, A., Baruah, D., Rooney D. (2022) Methanol fuel production, utilization, and techno-economy: a review. Environmental Chemistry Letters, vol.20 p.3524-3554.

[13] Alliance Consulting International (2008) Methanol safe handling manual. Methanol Institute, Arlington, Virginia.

[14] Stone, R. (1999) Introduction to internal combustion engines. 3rd ed. London: Macmillan Press Ltd.

[15] Nichols, R.J. (2003) The methanol story: a sustainable fuel for the future. J Sci Ind Res India 62:97–105.

[16] Brusstar, M., Stuhldreher, M., Swain, D., Pidgeon, W., (2002) High efficiency and low emissions from a port-injected engine with neat alcohol fuels. SAE technical paper No. 2002-01-2743;

[17] Zhen X.D., Wang, Y., Xu, S.Q., Zhu, Y.S. (2013) Numerical analysis on knock for a high compression ratio spark-ignition methanol engine. Fuel 103:892–8.

[18] Sathish Kumar, T., Ashok, B. (2023) Material compatibility of SI engine components towards corrosive effects on methanol-gasoline blends for flex fuel applications. Mater. Chem. Phys. 296,127344.

[19] Wei, L., Yao, C., Wang, Q., Pan, W. and Han, G. (2015) Combustion and emission characteristics of a turbocharged diesel engine using a high premixed ratio of methanol and diesel fuel. Fuel, 140, 156-163.

[20] Geng, P., Cao, E., Tan., Q., and Wei, L. (2017) Effects of alternative fuels on the combustion characteristics and emission products from diesel engines: A review, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 71, 523-534.

[21] Kalsi, S.S., and Subramanian, K.A. (2017) Effect of simulated biogas on performance, combustion and emissions characteristics of a biodiesel fueled diesel engine. Renewable Energy, 106, 78-90.

[22] Stone, R. (1992) Introduction to internal combustion engines, MacMillan, pp. 75-77.

[23] Gülcan, H.E. (2023) Metan Gazı-Dizel Çift Yakıtlı Sıkıştırma İle Ateşlemeli Bir Motorda Yanma Odası Geometrisi ve Yakıt Karışım Oranının Motor Performansı ve

Egzoz Emisyonlarına Etkisinin İncelenmesi. Doktora Tezi, Selçuk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.

[24] Ekin, F. (2024) Sıkıştırma Ateşlemeli Bir Dizel Motorda Alternatif Yakıt Kullanımının Performans ve Emisyon Değerleri Üzerindeki Etkilerinin Araştırılması. Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.

[25] Dec., J.E. (2009) Advanced compression ignition engines understanding the in cylinder processes. Proc. Combust. Inst., vol. 32, no. 2, pp. 2727– 2742.

[26] Alper Calam, An experimental research on the determination of the combustion characteristics of ABE fuel in a port injection HCCI engine, Energy Conversion and Management, Volume 321, 2024, 119087.

[27] Awad, O.I., Mamat, R., Ali, O.M., Azmi, W.H., Kadirgama, K., Yusri, I.M., Yusaf, T. (2017). Response surface methodology (RSM) based multi-objective optimization of fusel oil –gasoline blends at different water content in SI engine. Energy Conversion and Management, 150, 222–241.

[28] Chun-hua, Z., Jiang-ru, P., Juan-juan, T., Jing, L. (2011). Effects of intake temperature and excessive air coefficient on combustion characteristics and emissions of HCCI combustion. Procedia Environmental Sciences, 11, 1119-1127.

[29] Antunes, J.G., Mikalsen, R., Roskilly, A.P. (2008) An investigation of hydrogen fuelled HCCI engine performance and operation. Int. J. Hydrog. Energy, vol. 33, no. 20, pp. 5823–5828.

[30] Li, G., Zhang, C., Zhou. J. (2017) Study on the knock tendency and cyclical variations of an HCCI engine fueled with n-butanol/n-heptane blends. Energy Convers. Manag., vol. 133, pp. 548–557.

[31] Yap, D., Peucheret, S.M., Megaritis, A., Wyszynski, M.L., Xu, H. (2006) Natural gas HCCI engine operation with exhaust gas fuel reforming. Int. J. Hydrog. Energy, vol. 31, no. 5, pp. 587–595.

[32] Türkcan, A., (2013) Direkt püskürtmeli HCCI bir motorda püskürtme parametrelerinin yanma ve emisyon karakteristiklerine etkisinin incelenmesi, Doktora Tezi, Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.

[33] Dec, J. E. ve Yang, Y. (2010) Boosted HCCI for high power without engine knock and with ultra-low NO_x emissions-using conventional gasoline. SAE Int. J. Engines, vol. 3, no. 1, pp. 750–767.

[34] Gan, S. Ng, H.K., Pang, K.M. (2011) Homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion: implementation and effects on pollutants in direct injection diesel engines. Appl. Energy, vol.88, no.3, pp.559–567.

[35] Gray, A.W., ve Ryan, T. W. (1997) Homogeneous charge compression ignition (HCCI) of diesel fuel. SAE Trans., pp. 1927–1935.

[36] Komninos, N. P. ve Kosmadakis, G. M. (2011) Heat transfer in HCCI multi-zone modeling: Validation of a new wall heat flux correlation under motoring conditions. Appl. Energy, vol. 88, no. 5, pp. 1635–1648.

[37] Lü, X.C., Chen, W., Huang, Z. (2005) 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.

[38] Nakano, M., Mandokoro, Y., Kubo, S., Yamazaki, S. (2000) Effects of exhaust gas recirculation in homogeneous charge compression ignition engines. Int. J. Engine Res., vol. 1, no. 3, pp. 269–279.

[39] Imtenan, S., Varman, M., Masjuki, H.H., Kalam, M.A., Sajjad, H., Arbab, M.I., Rizwanul Fattah, I.M. (2014) Impact of low temperature combustion attaining strategies on diesel engine emissions for diesel and biodiesels, Energy Conversion and Management, 80, 329–356.

[40] Fuyuto, T., Taki, M., Ueda, R., Hattori, Y., Kuzuyama, H., Umehara, T. (2014) Noise and emissions reduction by second injection in diesel PCCI combustion with split injection. SAE Int. J. Engines, vol. 7, no. 4, pp. 1900–1910.

[41] Ikeda, H., Iida, N., Kuzuyama, H., Umehara, T., Fuyuto, T. (2014) An investigation of controlling two-peak heat release rate for combustion noise reduction in split-injection PCCI engine using numerical calculation. SAE Technical Paper.

[42] Peng, Z., Liu, B., Wang, W., Lu, L. (2011) CFD investigation into diesel PCCI combustion with optimized fuel injection. Energies, vol. 4, no. 3, pp. 517–531.

[43] Jain, A., Singh, A. P., Agarwal, A. K. (2017) Effect of split fuel injection and EGR on NOx and PM emission reduction in a low temperature combustion (LTC) mode diesel engine. Energy, vol. 122, pp. 249–264.

[44] d'Ambrosio, S., ve Ferrari, A. (2015) Effects of exhaust gas recirculation in diesel engines featuring late PCCI type combustion strategies. Energy Convers. Manag., vol. 105, pp. 1269–1280.

[45] Hardy, W. L. ve Reitz, R. D. (2006) A study of the effects of high EGR, high equivalence ratio, and mixing time on emissions levels in a heavy-duty diesel engine for PCCI combustion, SAE Technical Paper.

[46] Chauhan, B. V. S., Sayyed, I., Vedrantam, A., Garg, A., Bharti, S., Shukla, M. (2022) State of the art in low-temperature combustion technologies: HCCI, PCCI, and RCCI. Advanced Combustion for Sustainable Transport, pp. 95–139.

[47] Shim, E., Park, H., Bae, C. (2020) Comparisons of advanced combustion technologies (HCCI, PCCI, and dual-fuel PCCI) on engine performance and emission characteristics in a heavy-duty diesel engine, Fuel, vol. 262, p. 116436.

[48] Elumalai, P., Dash, S.K., Parthasarathy, M., Dhineshbabu, N., Balasubramanian, D., Cao, D.N., Truong, T.H., Le, A.T., Hoang, A.T. (2022) Combustion and emission behaviors of dual-fuel premixed charge compression ignition engine powered with n-pentanol and blend of diesel/waste tire oil included nanoparticles. Fuel, 324, 124603.

[49] Kaliyaperumal Gopal, A.P. Sathiyagnanam, B. Rajesh Kumar, D. Damodharan, Melvin Victor De Poures, S. Saravanan, D. Rana, Balaji Sethuramasamyraja, (2019) Prediction and optimization of engine characteristics of a DI diesel engine fueled with cyclohexanol diesel blends, Energy Sources, Part A Recovery, Util. Environ. Eff.

[50] Kanda, T., Hakozaki, T., Uchimoto, T., Hatano, J., Kitayama, N., Sono, H. (2005) PCCI Operation with early injection of conventional diesel fuel, SAE Technical Paper Series.

[51] Neely, G. D., Sasaki, S., Huang, Y., Leet, J. A., Stewart, D. W. (2005) New diesel emission control strategy to meet US Tier 2 emissions regulations. SAE Trans., pp. 512–524.

[52] Bhiogade, G., Suryawanshi, J.G. (2021) Effects of external mixture formation and EGR technique on a diesel-fueled PCCI engine. J. Inst. Eng. India Ser. C 102, 99–107.

[53] Benajes, J., Molina, S., García, A., Monsalve-Serrano, J. (2015) Effects of low reactivity fuel characteristics and blending ratio on low load RCCI (reactivity controlled compression ignition) performance and emissions in a heavy-duty diesel engine, Energy, vol. 90, pp. 1261–1271.

[54] Jing, L., Yang, W., & Zhou, D. (2017) Review on the management of RCCI engines. Renewable and Sustainable Energy Reviews.

[55] Singh, A. P., Kumar, V., Agarwal, A. K. (2020) Evaluation of comparative engine combustion, performance and emission characteristics of low temperature combustion (PCCI and RCCI) modes, Appl. Energy, vol. 278, p. 115644.

[56] Fakhari, A., H., Gharehghani, A., Salahi, M., M., Andwari, A. M. (2024) RCCI combustion of ammonia in a dual fuel engine with early injection of diesel fuel, Fuel, Vol. 365, 131182.

[57] Loyte, A., Suryawanshi, J., Bhiogade, G., Devarajan Y., Thandavamoorthy R., Mishr,a R., Natrayan, L. (2023) Influence of injection strategies on ignition patterns of RCCI combustion engine fueled with hydrogen enriched natural gas. vol.234 Environmental Research, 116537.

[58] Duan, H., Jia, M., Xu, Z., Li Y., Xia, G. (2023) Comprehensive analysis of combustion behaviors of hydrogen (H_2)/diesel reactivity-controlled compression ignition (RCCI) in a light-duty diesel engine. Fuel, vol.234, 129237.

[59] Kuma, S.G., Ramesh , A., Xu, Z., Li Y., Xia, G. (2023) Twin injector biogas diesel RCCI mode-an effective means to reduce NOx emissions without penalty in fuel consumption. Fuel, vol.352, 129103.

[58] Gharehghani, A., Salahi , M.M., Andwari, A.M., Mikulski M., Könnö, J. (2023) Reactivity enhancement of natural gas/diesel RCCI engine by adding ozone species. vol.274, Fuel, 127341.

[61] Liu, J., Liu, Y., Ji, Q., Sun P., Zhang , X., Wang, X., Ma, H. (2022) Effects of split injection strategy on combustion stability and GHG emissions characteristics of natural gas/diesel RCCI engine under high load. vol.266, Energy, 126542.

[62] Wang, L., Liang, W., Ma, H., Ji Q., Sun, P., Liu, J. (2023) Simulation study on effects of EGR ratio and compression ratio on combustion and emission characteristics of PODE/methanol RCCI engine. vol.334, Fuel, 126593.

[63] Sun, W., Zeng, W., Guo, L., Ji Q., Zhang, H., Yan, Y., Lin, S., Zhu, G., Sun, Y. (2022) Experimental investigation into the effects of pilot fuel and intake condition on combustion and emission characteristics of RCCI engine. vol.325, Fuel, 124912.

[64] Elkelawy, M., El Shenawy, E.A., Mohamed S., Elarabi M.M., Bastawissi, H.A.E. (2022) Impacts of using EGR and different DI-fuels on RCCI engine emissions, performance, and combustion characteristics. vol.15, Energy Conversion and Management: X, 100236.

[65] Armin, M., Gholinia, M. (2022) Comparative evaluation of energy, performance, and emission characteristics in dual-fuel (CH_4/Diesel) heavy-duty engine with RCCI combustion mode.vol.16, Results in Engineering, 100766.

[66] Panda, K., Ramesh, A. (2022) Parametric investigations to establish the potential of methanol based RCCI engine and comparison with the conventional dual fuel mode.vol.308, Fuel, 122025.

[67] Oh, S., Oh J., Jang, H.J., Lee, S., Lee, S., Kim, C., Lee, J. (2022) Effects of piston shape and nozzle specifications on part-load operation of natural gas–diesel dual-fuel RCCI engine and its application to high load extension.vol.328, Fuel, 125361.

[68] Kumbhar, V.S., Shahare A.S., Awari, G.K. (2022) An experimental investigation on gasoline diesel and biofuelled RCCI combustion and its comparison with the conventional diesel combustion. Vol.59, Materials Today: Proceedings, p.525-533.

[69] Wategave, S.P., Banapurmath, N.R., Sawant, M.S., Soudagar, M.E.M., Mujtaba, M.A., Afzal, A., Basha, J.S., Alazwari, A., Safaei, M.R., Elfasakhany, A.,Sajjan, A.M. (2021) Clean combustion and emissions strategy using reactivity controlled compression ignition (RCCI) mode engine powered with CNG-Karanja biodiesel.Vol.124, Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers, p.116-131.

[70] Sattarzadeh, M., Ebrahimi, M., Jazayeri, S.A. (2022) A detailed study of an RCCI engine performance fueled with diesel fuel and natural gas blended with syngas with different compositions. International Journal of Hydrogen Energy, vol.47, p.16283-16296.

[71] Thomas, J.J., Nagarajan, G., Sabu, V.R., Manojkumar, C.V., Sharma, V. (2022) Performance and emissions of hexanol-biodiesel fueled RCCI engine with double injection strategies. Energy, vol. 253, 124069.

[72] Harari, P.A., Yaliwal, V.S., Banapurmath, N.R. (2022) Effect of CNG and CBG as low reactivity fuels along with diesel and TPME as high reactivity fuels in RCCI mode of combustion by varying different loads. Materials Today: Proceedings, vol. 47, p.2491-2494.

[73] Dalha, I.B., Said, M.A., Abdul Karim, Z.A., El-Adawy, M. (2020) Effects of port mixing and high carbon dioxide contents on power generation and emission characteristics of biogas-diesel RCCI combustion. Applied Thermal Engineering, vol. 198, 117449.

[74] Duraisamy, G., Rangasamy, M., Govindan, N. (2020) A comparative study on methanol/diesel and methanol/PODE dual fuel RCCI combustion in an automotive diesel engine. Renewable Energy, vol. 145, p.542-546.

[75] Taghavifar, H. (2023) The influence of different fuels and injection methods of RCCI and DCI in hybrid ICE-Battery vehicle performance. Fuel, vol. 340, 127467.

[76] Elumalai, R., Ravi, K. (2022) Strategy to reduce carbon emissions by adopting ammonia-Algal biodiesel in RCCI engine and optimizing the fuel concoction using RSM methodology. International Journal of Hydrogen Energy, vol. 47, p.39701-79718.

[77] Deepanraj, B., Ashok, A., Gugulothu, S.K., Reddy, R.V., Senthilkumar, N., Said, Z., Bhowmik, M. (2023) Enhancement of RCCI engine characteristics of Jatropha oil biodiesel as high reactivity fuel and 1-pentanol as low reactivity fuel with variable injection timing. Fuel, vol. 348, 128390.

[78] Kokabi, H., Najafi, M., Jazayeri, S.F., Jahanian, O. (2023) Performance optimization of RCCI engines running on landfill gas, propane and hydrogen through the deep neural networks and genetic algorithms. Sustainable Energy Technologies and Assessments, vol.56, 103045.

[79] Agarwal, A.K., Singh, A.P., Kumar, V. (2023) Effect of pilot injection strategy on the methanol-mineral diesel fueled reactivity controlled compression ignition combustion engine. Fuel, vol.338, 127115.

[80] Tamilvanan, A., Mohanraj, T., Ashok, B., Santhoskumar, A. (2023) Enhancement of energy conversion and emission reduction of Calophyllum inophyllum biodiesel in diesel engine using reactivity controlled compression ignition strategy and TOPSIS optimization. Energy, vol.264, 126168.

[81] Ganesan, N., Wiswanathan , K., Karthic, S.V., Ekambaran , P., Wu, W., Dai-Viet, N.V. (2022) Split injection strategies based RCCI combustion analysis with waste cooking oil biofuel and methanol in an open ECU assisted CRDI engine. Fuel, vol.319, 123710.

[82] Duan, Q., Kou, H., Li, T., Yin, X., Zeng, K., Wang, L. (2023) Effects of injection and spark timings on combustion, performance and emissions (regulated and unregulated) characteristics in a direct injection methanol engine. Fuel Processing Technology, vol.247, 107758.

[83] Ferguson, C.R., Kirkpatrick, A.T. (2001) Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences. Second Edition. John Wiley & Sons, Inc. New York.

[84] Lata, D.B., Misra, A. (2010) Theoretical and experimental investigations on the performance of dual fuel diesel engine with hydrogen and LPG as secondary fuels. International Journal of Hydrogen Energy, 35(21), 11918-11931.

[85] Şanlı, A., (2020) Metan-hidrojen ön karışımı kullanılan bir dizel motorda sıkıştırma oranı ve yakıt kompozisyon etkisinin deneysel incelenmesi. Doktora Tezi, Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.

[86] Heywood, J.B. (1988) Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, USA.

[87] Dec, J.E. (1997) A conceptual model of DI diesel combustion based on laser-sheet imaging. SAE Technical Paper 970873.

[88] Willems, R., Willems, F., Deen, N., Somers, B. (2021) Heat release rate shaping for optimal gross indicated efficiency in a heavy-duty RCCI engine fueled with E85 and diesel. Fuel, vol.288, 119656.

[89] Yousefi, A., Guo, H., Dev, S., Liko, B., Lafrance, S. (2022) Effects of ammonia energy fraction and diesel injection timing on combustion and emissions of an ammonia/diesel dual-fuel engine. Fuel, vol.314, 122723.

[90] Lakshminarayanan, P.A., Aghav, Y.V. (2010) Ignition Delay in a Diesel Engine. In: Modelling Diesel Combustion. Mechanical Engineering Series. Springer, Dordrecht.

[91] Asad, U., Kumar, R., Han, X.Y., Zheng, M. (2011) Precise instrumentation of a diesel single-cylinder research engine. Measurement, 44(7): p. 1261-1278.

[92] Wang S, Viswanathan K, Esakkimuthu S, Azad K. (2021) Experimental investigation of high alcohol low viscous renewable fuel in DI diesel engine. Environmental and Energy Management Research, 28(10), 12026-40.

[93] Li, J., Yang, W. M., An, H., Zhou, D. Z., Yu, W. B., Wang, J. X., Li, L. (2015) Numerical investigation on the effect of reactivity gradient in an RCCI engine fueled with gasoline and diesel. Energy Conversion and Management, vol.92, pp.342- 352.

[94] İnal, O.M. (2020) Deri endüstri atık yağlardan üretilen biyodizelin dizel motor yanma performansı ve emisyonlara etkisinin incelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Bolu Abant İzzet Baysal Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.

[95] Zhu, J., Wang, Z., Li, R., Liu, S. Li, M. (2024) Experimental and simulation study of methanol/coal-to-liquid (CTL) reactivity and combustion characteristics of diesel engines in RCCI mode, Fuel, Vol. 357, Part A, 129799.

[96] Emiroğlu, A.O., Şen, M. Combustion, performance and emission characteristics of various alcohol blends in a single cylinder diesel engine. Fuel 2018, vol.212, pp.34-40.

[97] Karvounis, P., Theotokatos, G., Vlaskos, I., Hatziapostolou, A. (2023) Methanol combustion characteristics in compression ignition engines: A critical review. Energies vol.16, 8069.

[98] Işık, M.Z. (2016) Çift yakıtlı reaktivite kontrollü bir dizel motorda biyodizel yakıtların düşük sıcaklıklı yanma performans ve emisyon karakteristiklerinin incelenmesi. Doktora Tezi, Batman Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.

[99] Chaudhary, N., Subramanian, K.A. (2022) Experimental investigation of combustion characteristics of a spark ignition engine fueled with methanol-gasoline blends (M15 and M85). International Journal of Automotive Science and Technology, 6(1), 54-60.

[100] Calam, A., Aydoğan, B., Halis, S. (2020) The comparison of combustion, engine performance and emission characteristics of ethanol, methanol, fusel oil, butanol, isopropanol and naphtha with n-heptane blends on HCCI engine, Fuel, Vol. 266, 117071.

[101] Gülmez, Y. (2022) Dizel motorlarda egzoz karşı basıncının motor performansı ve egzoz salımları üzerine etkilerinin analizi. Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.

[102] Can, Ö. (2012) Bir di dizel motorda etanol ön karışımlı kısmi-HCCI uygulamasının yanma ve emisyonlar üzerine etkilerinin incelenmesi. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.

[103] Vargün, M., Özsezen, A. N., Botsalı, H., Sayın, C. (2023) A study on the impact of fuel injection parameters and boost pressure on combustion characteristics in a diesel engine using alcohol/diesel blends. Process Safety and Environmental Protection, Vol.177, pp. 29-41.

[104] Yeşilyurt, M. K. (2020) Dizel yakıtına farklı ağır alkoller (1-Bütanol, 1-Pentanol ve 1-Hekzanol) ilave edilmesinin tek silindirli bir dizel motorunun performans, yanma ve

egzoz emisyon karakteristiklerine etkileri. Uluslararası Mühendislik Araştırma ve Geliştirme Dergisi, Cilt.12, Sayı.2, s.397-426.

[105] Özden, C. M. (2005) Homojen karışımlı içten yanmalı motorlar. Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü, Enerji Makineleri Programı, Yüksek Lisans Tezi.

[106] Türkmen, Ü. (2012) Homojen dolgulu motorlarda yüksek basınçlı püskürtme teknolojisinin deneysel olarak uygulanarak performans ve emisyon açısından konvansiyonel dizel ile karşılaştırılması. Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Bölümü, Yüksek Lisans Tezi.

[107] Emiroğlu, A. O. (2019) Effect of fuel injection pressure on the characteristics of single cylinder diesel engine powered by butanol-diesel blend. Fuel, vol.256, 115928.

[108] Tse, H., Leung, C. W., Cheung, C. S. (2015) Investigation on the combustion characteristics and particulate emissions from a diesel engine fueled with diesel-biodiesel-ethanol blends. Energy, vol.83, pp.343-350.

[109] Ibrahim, A. (2016) Performance and combustion characteristics of a diesel engine fueled by butanol–biodiesel–diesel blends. Applied Thermal Engineering, vol.103, pp.651-659.

[110] Kinato K., Nishiumi R., Tsukasaki Y., Tanaka T., Morinaga M. (2003) Effects of fuel properties on premixed charge compression ignition combustion in a direct injection diesel engine, Society of Automotive Engineers, SAE Papers, 2003-01-1815.

[111] Yao M., Zhang B., Zheng Z., Chen Z. (2007) Experimental study on homogeneous charge compression ignition combustion with primary reference fuel, Combust. Sci. Technol. Vol.179, pp. 2539-2559.

[112] Wei, J., He, C., Lv, G., Zhuang, Y., Qian, Y. İ., Pan, S. (2021) The combustion, performance and emissions investigation of a dual fuel diesel engine using silicon dioxide nanoparticle additives to methanol. Energy, vol.230, 120734.

[113] Molina, S., García, A., Pastor, J. M., Belarte, E., Balloul, I. (2015) Operating range extension of RCCI combustion concept from low to full load in a heavy-duty engine. Applied Energy, vol.143, pp.211-227.

[114] Nanthagopal, K., Ashok, B., Saravanan, B., Pathy, M. R., Sahil, G., Ramesh, A., Nabi, M. N., Rasul, M. G. (2019). Study on decanol and Calophyllum inophyllum biodiesel as ternary blends in CI engine. Fuel, vol.239, pp.862-873.

[115] Ingale, M., Kawale, H., Thakre, A., Shrikhande, N. (2018) Performance enhancement of engine using turbocharger-A review. International Journal of Creative Research Thoughts, vol.6, pp.2320-2882.

[116] Reddy, S.S.K., Pandurangadu, V., Hussain, S.P.A. (2013) Effect of turbocharging on volumetric efficiency in an insulated DI diesel engine for improved performance. International Journal of Modern Engineering Research, vol.3, pp.674-677.

[117] Müller, M. (2009) Volumetric efficiency and pumping torque estimation and compressor recirculation control of turbocharged engines. SAE International Journal of Engines, 2(1), 344-356.

[118] Rajak, U., Verma, T. N. (2018) Spirulina microalgae biodiesel–A novel renewable alternative energy source for compression ignition engine. Journal of Cleaner Production, vol.201, pp.343-357.

[119] Wu, F., Xu, B., Liu, Y., Wu, J. (2019) Performance and emission characteristics of a diesel engine fueled with alcohol-diesel fuel blends containing low ratio of alcohols. Environmental Progress & Sustainable Energy, 38(3), e13035.

[120] Con, G. J., Kim, J.Y., Yoo, B.O., Song, J.H. (2023) Effects of engine load and ternary mixture on combustion and emissions from a diesel engine using later injection timing. Sustainability, vol.15, no. 2, 1391.

[121] Wei, L., Cheung, C.S., Ning, Z. (2018) Effects of biodiesel-ethanol and biodiesel-butanol blends on the combustion, performance and emissions of a diesel engine. Energy, vol.155, pp.957-970.

[122] Zhu, L., Cheung, C.S., Zhang, W.G., Huang, Z. (2011) Combustion, performance and emission characteristics of a DI diesel engine fueled with ethanol-biodiesel blends. Fuel, vol.90, pp.1743-1750.

[123] Cho, K., Curran, S., Prikhodko, V. Y., Sluder, S., Parks, I. I., James, E., Wagner, R.M. (2011) Experimental investigation of fuel-reactivity controlled compression

ignition (RCCI) combustion mode in a multi-cylinder, light-duty diesel engine. Oak Ridge National Laboratory (ORNL), Fuels, Engines and Emissions Research Center.

[124] Imtenan, S., Varman, M., Masjuki, H.H., Kalam, M.A., Sajjad, H., Arbab. M.I., Fattah, I.M.R. (2014) Impact of low temperature combustion attaining strategies on diesel engine emissions for diesel and biodiesels. Energy Conversion and Management vol.80, pp.329-356.

[125] Agarwal, A.K., Karare, H., Dhar, A. (2014) Combustion, performance, emissions and particulate characterization of a methanol-gasoline blend (Gasohol) fueled medium duty spark ignition transportation engine. Fuel Processing Technology, 121, 16-24.

[126] Çelik, B., Özdalyan, B., Alkan, F. (2011) The use of pure methanol as fuel at high compression ratio in a single cylinder gasoline engine. Fuel, vol.90, pp.1591-1598.

[127] Gonca, G., Hocaoglu, M. F. (2023) Emission and in-cylinder combustion characteristics of a spark ignition engine operated on binary mixtures of gas and liquid fuels. International Journal of Hydrogen Energy, vol. 52, pp.1502-1518.

[128] Sun, Z., Wang, X., Wang, X., Zhou, J. (2017) Combustion and emission analysis of heavy-duty vehicle diesel engine. AIP Conf. Proc. 1820(1), 050003.

[129] Sayin, C., Uslu, K., Canakci, M. (2008) Influence of injection timing on the exhaust emissions of a dual-fuel CI engine. Renewable Energy, vol.3, pp.1314-1323.

[130] Kokjohn S, Hanson R, Splitter D, Kaddatz J, Reitz R. (2011) Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in light-and heavy-duty engines. SAE, 01-0357.

[131] Doğan, B., Erol, D., Yaman, H., Kodanli, E. (2017) The effect of ethanol-gasoline blends on performance and exhaust emissions of a spark ignition engine through exergy analysis. Applied Thermal Engineering, vol.120, pp.433-443.

[132] Akansu, S.O., Tangöz, S., Kahraman, N., İlhak, M.İ., Açıkgöz, S. (2017) Experimental study of gasoline-ethanol-hydrogen blends combustion in an SI engine. International Journal of Hydrogen Energy, vol.42, pp.25781-25790.

[133] Hasan, A.O., Al-Rawashdeh, H., Al-Muhtaseb, A.H., Abu-Jrai, A., Ahmad, R., Zeaiter, J. (2018) Impact of changing combustion chamber geometry on emissions and combustion characteristics of a single cylinder SI (Spark Ignition) engine fueled with ethanol/gasoline blends. Fuel, vol.231, pp.197-203.

[134] Benajes, J., Molina, S., García, A., Belarte, E., Vanvolsem, M. (2014) An investigation on RCCI combustion in a heavy duty diesel engine using in cylinder blending of diesel and gasoline fuels. Applied Thermal Engineering, vol.63, pp.66-76.

[135] Farouk, E.B., Mohammed, G., Sayeda, A., Hassan, A.H. (2017) Comparative study of performance and exhaust emissions of a diesel engine fueled with algal, used cooked and Jatropha oils biodiesel mixtures. International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering, vol.17, pp.90-100.

[136] Khalaf, M., Abdel-Fadeel, W., Abdelhady, S., Esmail, M. (2022) Performance and emissions of a diesel engine fueled with a biofuel extracted from Jatropha seeds. International Journal of Applied Energy Systems, vol.4, no.2.

[137] Cheng, C.H., Cheung, C.S., Chana, T.L., Lee, S.C., Yao, C.D. (2008) Experimental investigation on the performance, gaseous and particulate emissions of a methanol fumigated diesel engine. Science of the Total Environment, vol.389, pp.115-124.

[138] Zhu, H., Bohac S.V., Huang, Z., Assanis, D.N. (2014) Emissions as functions of fuel oxygen and load from a premixed low-temperature combustion mode. International Journal of Engine Research, vol.15(6), pp.731-740.

[139] Mohsen, M., A., Basem A.R., Abdelrahman H. H. (2013) Effect of adding oxygen to the intake air on a dual-fuel engine performance, emissions, and knock tendency. Energy, vol.61, pp.612-620.

[140] Ağbulut, Ü., Sarıdemir, S., Albayrak, S. (2019) Experimental investigation of combustion, performance and emission characteristics of a diesel engine fueled with diesel–biodiesel–alcohol blends. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 41(9), 389.

[141] Pilusa, T.J., Mollagee, M.M., Muzenda, E. (2012) Reduction of vehicle exhaust emissions from diesel engines using the whale concept filter. Aerosol and Air Quality Research, vol.12, pp.994-1006.

[142] Papagiannakis, R.G., Rakopoulos, C.D., Hountalas, D.T., Rakopoulos, D.C. (2010) Emission characteristics of high-speed, dual-fuel, compression ignition engine operating in a wide range of natural gas/diesel fuel proportions. Fuel, vol.89(7), pp.1397-1406.

EKLER

EK 1- Tablo.1 40 Nm yükte elde edilen parametreler

Boyut	Birim	Dizel	M12	M19	M26
Devir	d/d	1749,00	1749,67	1750,00	1749,00
Güç	kW	7,14	7,69	7,15	7,14
Tork	Nm	39,00	42,00	39,00	39,00
Silindir Basıncı	KMA	364,57	365,62	366,32	368,43
	bar	83,48	86,56	87,23	89,54
Isı Dağılım Oranı	KMA	375,11	375,82	377,92	378,28
	J/°	58,29	28,88	26,14	28,00
Kümülatif Isı Dağılımı	KMA	401,83	401,48	401,48	401,13
	J	2160,02	2110,14	2038,59	2300,83
Basınç Artış Oranı	KMA	352,26	353,67	354,3	356,83
	bar/°	3,33	3,36	3,35	3,45
Yanma Başlangıcı	KMA	339,25	339,25	345,93	348,04
	J/°	0,87	0,27	0,24	0,34
Püskürtme Başlangıcı	KMA	333,28	333,63	334,68	337,85
	bar	608,77	577,31	570,18	547,51
Yakıt Hattı Basıncı	KMA	380,03	379,33	378,63	380,03
	bar	679,20	654,32	625,60	629,72
Enerji Paylaşım Oranları	Dizel (%)	100	82,37	73,58	61,39
	Metanol (%)	0	17,63	26,42	38,61
Emme Havası Sıcaklığı	°C	19,00	54,33	55,33	55,33
Egzoz Sıcaklığı	°C	202,00	252,00	259,33	244,00
Tutuşma Gecikmesi	KMA	5,98	5,63	11,25	10,20
Yanma Süresi	KMA	62,58	62,23	55,55	53,09
Özgül Yakıt Tüketimi	g/kWh	275,37	305,47	330,52	350,49
Özgül Enerji Tüketimi	MJ/kWh	11,7	11,77	12,08	12,54
Volümetrik Verim	%	97,71	90,78	90,24	89,36
HC	ppm	15,6	31,57	78	113,17
NO_x	ppm	840,02	980,83	828,07	718,43
CO_2	%vol	4,2	4,81	4,49	4,23
O_2	%vol	14,84	14,04	14,28	14,57
İs	m^{-1}	0,1	0,07	0,06	0,05

EK 1- Tablo.2 60 Nm yükte elde edilen parametreler

Boyut	Birim	Dizel	M12	M19	M26
Devir	d/d	1748,33	1749,33	1750,67	1750,00
Güç	kW	10,92	11,05	10,94	10,75
Tork	Nm	59,67	60,33	59,67	58,67
Silindir Basıncı	KMA	364,92	365,27	365,97	366,32
	bar	88,96	93,44	95,03	99,29
Isı Dağılım Oranı	KMA	377,92	377,92	377,92	378,28
	J/°	39,84	34,74	32,99	30,80
Kümülatif Isı Dağılımı	KMA	403,59	403,59	403,24	402,89
	J	2668,7	2517,49	2510,49	2502,92
Basınç Artış Oranı	KMA	351,56	352,61	354,02	355,78
	bar/°	3,39	3,62	3,70	3,95
Yanma Başlangıcı	KMA	342,07	342,42	344,53	345,58
	J/°	0,01	0,26	0,35	0,38
Püskürtme Başlangıcı	KMA	329,06	329,41	331,17	333,98
	bar	676,07	635,72	623,71	591,18
Yakıt Hattı Basıncı	KMA	380,74	380,39	379,68	379,33
	bar	743,41	707,33	678,23	649,44
Enerji Paylaşım Oranları	Dizel (%)	100	86,71	79,93	71,71
	Metanol (%)	0	13,29	20,07	28,29
Emme Havası Sıcaklığı	°C	18,67	55,33	55,33	55,33
Egzoz Sıcaklığı	°C	252,33	286,00	292,00	288,00
Tutuşma Gecikmesi	KMA	13,01	13,01	13,36	11,60
Yanma Süresi	KMA	61,52	61,17	58,71	57,30
Özgül Yakıt Tüketimi	g/kWh	243,63	272,4	298,36	320,89
Özgül Enerji Tüketimi	kJ/kWh	10,35	10,76	11,33	11,59
Volümetrik Verim	%	103,22	94,57	94,16	94,41
HC	ppm	12,33	34,83	86,3	117,35
NO_x	ppm	137,69	1494,47	1360,25	1164,81
CO_2	%vol	5,64	6,1	6,08	5,82
O_2	%vol	12,85	12,19	12,32	12,54
İs	m^{-1}	0,12	0,13	0,14	0,14

EK 1- Tablo.3 80 Nm yükte elde edilen parametreler

Boyut	Birim	Dizel	M12	M19	M26
Devir	d/d	1748,33	1749,67	1749,67	1749,67
Güç	kW	14,67	14,84	14,16	14,78
Tork	Nm	80,00	81,00	77,33	80,67
Silindir Basıncı	KMA	377,57	366,67	365,97	365,62
	bar	105,56	103,26	105,33	109,56
Isı Dağılım Oranı	KMA	375,82	376,87	377,92	377,92
	J/°	50,87	42,11	40,15	37,05
Kümülatif Isı Dağılımı	KMA	401,83	403,59	405	405,35
	J	3120,06	2977,41	3031,07	2984,99
Basınç Artış Oranı	KMA	349,80	351,21	352,61	354,37
	bar/°	3,58	4,08	4,28	4,67
Yanma Başlangıcı	KMA	340,66	341,01	342,07	343,82
	J/°	0,30	0,54	0,36	0,62
Püskürtme Başlangıcı	KMA	328,01	326,60	326,95	328,71
	bar	905,79	778,39	725,69	663,98
Yakıt Hattı Basıncı	KMA	379,33	380,39	379,68	380,03
	bar	980,38	843,24	786,64	727,68
Enerji Paylaşım Oranları	Dizel (%)	100	89,56	84,45	77,15
	Metanol (%)	0	10,44	15,55	22,85
Emme Havası Sıcaklığı	°C	18,33	55,67	55,67	55,67
Egzoz Sıcaklığı	°C	295,67	328,00	325,33	329,33
Tutuşma Gecikmesi	KMA	12,66	14,41	15,12	15,12
Yanma Süresi	KMA	61,17	62,58	62,93	61,52
Özgül Yakıt Tüketimi	g/kWh	234,48	272,7	292,15	295,54
Özgül Enerji Tüketimi	kJ/kWh	9,96	10,94	11,39	11,48
Volümetrik Verim	%	108,16	99,64	98,90	97,77
HC	ppm	14,8	35,67	131,57	177,3
NO_x	ppm	2593,07	2662,77	2253,8	1902,47
CO_2	%vol	6,94	7,6	7,37	7,26
O_2	%vol	10,99	10,01	10,14	10,54
İs	m^{-1}	0,3	0,41	0,51	0,33

EK 1- Tablo.4 100 Nm yükte elde edilen parametreler

Boyut	Birim	Dizel	M12	M19	M26
Devir	d/d	1748,67	1750,00	1748,33	1748,33
Güç	kW	18,00	18,00	18,00	17,67
Tork	Nm	100,00	98,00	97,33	96,00
Silindir Basıncı	KMA	377,22	375,82	375,46	371,25
	bar	117,97	114,86	116,30	117,89
Isı Dağılım Oranı	KMA	375,11	375,82	376,52	374,41
	J/°	58,29	50,19	49,40	40,69
Kümülatif Isı Dağılımı	KMA	401,13	401,83	404,29	405
	J	3437,4	3321,81	3472,60	2996,46
Basınç Artış Oranı	KMA	349,10	350,15	352,26	351,56
	bar/°	3,62	4,03	4,36	4,96
Yanma Başlangıcı	KMA	338,90	339,25	340,31	340,66
	J/°	0,37	0,27	0,10	0,33
Püskürtme Başlangıcı	KMA	326,60	324,49	326,60	327,30
	bar	1044,62	977,80	940,31	886,29
Yakıt Hattı Basıncı	KMA	379,68	379,68	381,09	376,87
	bar	1122,81	1034,23	994,843	945,64
Enerji Paylaşım Oranları	Dizel (%)	100	91,6	87,08	82,09
	Metanol (%)	0	8,4	12,92	17,91
Emme Havası Sıcaklığı	°C	18,67	55,67	54,33	55,00
Egzoz Sıcaklığı	°C	335,00	357,33	355,33	359,33
Tutuşma Gecikmesi	KMA	12,30	14,77	13,71	13,36
Yanma Süresi	KMA	62,23	62,58	63,98	64,34
Özgül Yakıt Tüketimi	g/kWh	231,11	254,9	264,53	279,66
Özgül Enerji Tüketimi	kJ/kWh	9,82	10,35	10,47	10,75
Volümetrik Verim	%	112,80	102,71	103,59	101,92
HC	ppm	14,07	45	146,7	195,6
NO_x	ppm	3876,23	3911,27	3331,6	2947,4
CO_2	%vol	8,28	8,83	8,82	8,57
O_2	%vol	9,08	8,21	8,24	8,61
İs	m^{-1}	0,43	0,84	0,66	0,74