

**T.C.
SÜLEYMAN DEMİREL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**SIKIŞTIRMA İLE ATEŞLEMELİ MOTORDA FARKLI YANMA
STRATEJİLERİNİN MOTOR PERFORMANSI VE EGZOZ
EMİSYONLARINA ETKİSİNİN DENEYSEL ARAŞTIRILMASI**

Selim DEMİRTÜRK

**Danışman
Prof. Dr. İsmail Hakkı AKÇAY**

**II. Danışman
Doç. Dr. Habib GÜRBÜZ**

**DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISPARTA- 2020**



© 2020 [Selim DEMİRTÜRK]

TEZ ONAYI

Selim DEMİRTÜRK tarafından hazırlanan "**Sıkıştırma ile Ateşlemeli Motorda Farklı Yanma Stratejilerinin Motor Performansı ve Egzoz Emisyonlarına Etkisinin Deneysel Araştırılması**" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri üyeleri önünde Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**'nda **DOKTORA TEZİ** olarak başarı ile savunulmuştur.

Danışman **Prof. Dr. İsmail Hakkı AKÇAY**
Süleyman Demirel Üniversitesi

Jüri Üyesi **Prof. Dr. Murat ÖZTÜRK**
Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi

Jüri Üyesi **Doç. Dr. Ergin KILIÇ**
Süleyman Demirel Üniversitesi

Jüri Üyesi **Doç. Dr. Özer CAN**
Pamukkale Üniversitesi

Jüri Üyesi **Dr. Öğr. Üyesi Barış GÜREL**
Süleyman Demirel Üniversitesi

Enstitü Müdürü **Doç. Dr. Şule Sultan UĞUR**

TAAHHÜTNAME

Bu tezin akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin referans gösterilerek tezde yer aldığını beyan ederim.

Selim DEMİRTÜRK

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER	i
ÖZET.....	iii
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xi
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xii
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Dizel Motorlarda Yanmanın Temelleri	3
1.2. Dizel Motorlardan Yayılan Egzoz Emisyonları	6
1.2.1. Azot oksit (NO _x) emisyonu	6
1.2.2. Karbonmonoksit (CO) emisyonu.....	7
1.2.3. Hidrokarbon (HC) emisyonu	8
1.2.4. Partikül (is) madde emisyonu	8
1.3. Düşük Sıcaklıklı Yanma Stratejileri.....	9
1.3.1. Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşleme yanma stratejisi	10
1.3.2. Kısmi ön karışımli sıkıştırma ile ateşleme yanma stratejisi	13
1.3.3. Reaktivite kontrollü sıkıştırma ile ateşleme yanma stratejisi	14
1.4. Sıkıştırma Ateşlemeli Motorlarda Etanol: Çift Yakıtlı Yanma.....	15
1.5. Tezin Amacı ve Literatüre Katkısı	18
2. KAYNAK ÖZETLERİ.....	19
3. MATERYAL VE YÖNTEM	30
3.1. Deney Motorunun Teknik Özellikleri	31
3.2. Etanol Port Enjeksiyon Yakıt Sistemi	32
3.3. Direkt Enjeksiyon Yakıt Sistemi.....	34
3.4. Emme Havası Isıtma Tertibatı.....	36
3.5. Deneysel Çalışmalarda Kullanılan Cihaz ve Ekipmanlar	37
3.5.1. Silindir içi basınç ölçümü ve veri toplama sistemi.....	37
3.5.2. Hidrolik dinamometre ve motor yükünün ölçülmesi.....	43
3.5.3. Hava ve yakıt debisinin ölçümü	44
3.5.4. Elektronik kontrol ünitesi ve çalıştırılması.....	45
3.5.5. Emisyon ölçüm sistemi.....	47
3.5.6. Isı/Duman ölçüm sistemi	48
3.6. Silindir İçi Basınç Verilerinin Analizi.....	50
3.6.1. İndike ortalama efektif basıncın hesaplanması.....	50
3.6.2. İndike termik verimin hesaplanması.....	51
3.6.3. İndike özgül yakıt tüketiminin hesaplanması	51
3.6.4. Hacimsel verimin hesaplanması	51
3.6.5. Mekanik verimin hesaplanması	52
3.6.6. Çevrimler arası farklılıkların analizi.....	52
3.6.7. Silindir içi ortalama gaz sıcaklığının hesaplanması.....	53
3.6.8. Isı yayılımı ve yanmış kütle oranının analizi.....	54
4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA.....	60
4.1. Farklı Motor Torkunda Gerçekleştirilen Deneysel Çalışmalar	61
4.2. 20 Nm Sabit Motor Torkunda Gerçekleştirilen Deneysel Çalışmalar	65
4.2.1. Etanol-dizel çift yakıtlı yanma stratejisinin indike ve efektif motor parametrelerine etkisi	68

4.2.2. Etanol-dizel çift yakıtlı yanma stratejisinin silindir içi yanma parametrelerine etkisi	76
4.2.3. Etanol-dizel çift yakıtlı yanma stratejisinin çevrimler arası farka etkisi	87
4.2.4. Etanol-dizel çift yakıtlı yanma stratejisinin yanma fazına etkisi.....	91
4.2.5. Etanol-dizel çift yakıtlı yanma stratejisinin egzoz emisyonlarına etkisi	100
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	112
KAYNAKLAR	116
EKLER.....	124
ÖZGEÇMİŞ	138



ÖZET

Doktora Tezi

SIKIŞTIRMA İLE ATEŞLEMELİ MOTORDA FARKLI YANMA STRATEJİLERİNİN MOTOR PERFORMANSI VE EGZOZ EMİSYONLARINA ETKİSİNİN DENEYSEL ARAŞTIRILMASI

Selim DEMİRTÜRK

Süleyman Demirel Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. İsmail Hakkı AKÇAY

II. Danışman: Doç. Dr. Habib GÜRBÜZ

Bu tez çalışmasında; tek silindirli, hava soğutmalı direkt enjeksiyonlu bir dizel motorun port etanol enjeksiyonu ile çift yakıt modunda çalışması sırasında silindir içi yanma, motor performansı ve egzoz emisyonlarının değişimi incelenmiştir. Çalışmada, dizel yakıtı yüksek basınçta silindir içine direkt olarak enjekte edilirken etanol yakıtı düşük basınçta emme supabının hemen arkasına püskürtülmüştür. Deneysel çalışmalar iki aşamada gerçekleştirilmiştir. Birinci aşamada, yanma analizlerin gerçekleştirileceği motor devir aralığı ve motor yükü tespit edilmiştir. İkinci aşamada deney motoru, tespit edilen motor devir aralığı (1400-1800 d/d) ve motor yükü (20 Nm) şartlarında; 30-60 °C aralığında değişen emme hava sıcaklığı, %15 egzoz gazı re-sirkülasyon (EGR) oranı ve %0-40 aralığındaki tork değişim oranlarında çalıştırılmıştır. Farklı motor çalışma şartlarında gerçekleştirilen deneysel çalışmalarda, motorun ardışık 50 çevrimi boyunca silindir içi basıncın krank açısına bağlı değişim verileri toplanmıştır. Elde edilen silindir içi basınç verileri kullanılarak, indike motor parametreleri (indike ortalama efektif basınç, indike motor gücü, torku ve özgül yakıt tüketimi) ve silindir içi yanma parametreleri (ısı yayılım oranı, ortalama gaz sıcaklığı, basınç artış oranı, yanma başlangıcı, tutuşma gecikme süresi, yanmış kütle oranı, yanma safhaları ve çevrimler arası fark) hesaplanmıştır. Motorun çıkış miline bağlı hidrokinetik dinamometre yardımıyla efektif motor parametreleri (efektif güç, tork ve özgül yakıt tüketimi) ölçülmüştür. Bununla birlikte, deneyler sırasında motorun egzoz yolu üzerine yerleştirilen egzoz emisyon ve is emisyon ölçüm cihazları kullanılarak HC, CO, NO_x ve is emisyonlarının yanında egzoz O₂ konsantrasyonu ve λ değerlerinin değişimleri gözlemlenmiştir.

Deneysel çalışmalar sonucu elde edilen bulgulardan, 1400-1800 d/d motor devir aralığında %10 tork değişim oranına kadarki port etanol enjeksiyonun silindir içi yanma şartları üzerinde olumlu etkiye sahip olduğu, daha fazla artırılan port etanol enjeksiyonunun ise yanma safhasında faz farkına neden olarak yanma şartlarında olumsuz etkiye neden olduğu tespit edilmiştir. Bununla birlikte, emme dolgu sıcaklığının 30 °C'dan 60 °C'a kadar artırılması ile 1400-1600 d/d aralığındaki motor hızlarında çevrimler arası fark azalmakta iken, 1800 d/d'da belirli bir ön ısıtma sıcaklığından sonra çevrimler arası fark artmaktadır. Tüm motor devirleri ve 30 °C

emme dolgu sıcaklığında, port etanol enjeksiyon miktarının artışı ile HC ve CO emisyonları artmıştır. Bununla birlikte, port etanol enjeksiyon miktarı ile birlikte emme dolgu sıcaklığının artırılmasıyla HC ve CO emisyonları azalma eğilimi göstermiştir. Ancak emme dolgu sıcaklığının artışı NO_x emisyonlarını artırırken, is emisyonunu azaltmıştır. Bunun yanı sıra, emme havası sıcaklığının 30 °C olarak belirlenen deney şartlarında tork değişim oranının artışı ile NO_x-is zıt oluşum karakteristiğinin ortadan kalktığı ve anılan emisyonlarda eş zamanlı bir iyileşme olduğu görülmüştür. Çalışılan tüm motor devirleri için, %15 EGR uygulaması ile tork değişim oranının %20'ye kadar artırılabilirdiği ve bu şartlar altında silindir içi yanma gelişiminin olumlu etkilendiği görülmüştür. %15 EGR uygulamasının NO_x, HC ve is emisyonlarının oluşumu açısından değerlendirildiğinde, emme dolgu sıcaklığının artışından daha fazla etkili olduğu, CO emisyonunun oluşumu açısından değerlendirildiğinde ise olumsuz bir etkiye sahip olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Dizel motor, Port etanol enjeksiyonu, Çift yakıtlı yanma, Silindir içi yanma, Motor performansı, Egzoz emisyonları

2020, 139 sayfa

ABSTRACT

Ph.D. Thesis

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF DIFFERENT COMBUSTION STRATEGIES ON THE ENGINE PERFORMANCE AND EXHAUST EMISSIONS IN COMPRESSION IGNITION ENGINE

Selim DEMİRTÜRK

**Süleyman Demirel University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering**

Supervisor: Prof. Dr. İsmail Hakkı AKÇAY

Co-Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Habib GÜRBÜZ

In this study, in-cylinder combustion, engine performance and exhaust emissions change of air-cooled direct injection diesel engine in dual fuel mode with port ethanol during the operation of a single-cylinder injection were examined. Diesel fuel was injected directly into the cylinder at high pressure, while ethanol fuel was injected just behind the intake valve at low pressure. Experimental studies were carried out in two stages. In the first stage of the experimental studies, the engine speed range and engine load, where the combustion analysis will be performed, were determined. In the second stage, the test engine was operated under the conditions of the detected engine speed range (1400-1800 rpm) and engine load (20 Nm) at the intake air temperature varying in the 30-60 °C range, 15% exhaust gas re-circulation (EGR) ratio and 0-40% torque change rates. In experimental studies performed under different engine operating conditions, data on changes in cylinder pressure due to crank angle were collected during 50 consecutive cycles of the engine. The cylinder pressure data obtained using the indicated engine parameters (indicated mean effective pressure, engine power, torque and specific fuel consumption) and the in-cylinder combustion parameters (heat release rate, the average gas temperature, pressure rise rate, the start of combustion, ignition delay, mass fraction burned, combustion phasing and the coefficient of variation in indicated mean effective pressure) was calculated. Effective engine parameters (effective power, torque and specific fuel consumption) were measured with the help of a hydrokinetic dynamometer connected to the output shaft of the engine. Furthermore, changes in exhaust O₂ concentration and λ values were observed in addition to HC, CO, NO_x and soot emissions using exhaust emission and are emission measuring devices placed on the exhaust tile of the engine during the experiments.

Experimental results from 1400-1800 rpm engine speed in the range of 10% ethanol combustion in the cylinder of the port until the rate of change of torque have a positive effect on the injection conditions, the injection port of the combustion phase increased as more ethanol combustion has been found to cause adverse effects under conditions cause a difference. With all engine speed and an increase in the amount of port ethanol injection at the intake air temperature of 30 °C, HC and CO emissions increased.

Furthermore, with the increase in port ethanol injection amount, HC and CO emissions decreased with the increase of suction filler temperature. With increasing intake air temperature, NOx emissions increased while soot emission decreased. However, HC and CO emissions tended to decrease by increasing the intake fill temperature along with the amount of port ethanol injection. However, rise in intake fill temperature increased NOx emissions, while reducing soot emissions. In addition, it was observed that the NOx-soot trade-off formation characteristic was eliminated with the increase of the torque change rate in the experiment conditions determined as 30 °C of the intake air temperature and there was a simultaneous improvement in the aforementioned emissions. For all engine speeds studied, the torque change rate can be increased by up to 20% with 15% EGR application. Under these conditions the development of in-cylinder combustion is positively affected. Finally, 15% EGR application was evaluated for the formation of NOx, HC and soot emissions and it was found to be more effective than the increase of intake air temperature and to have a negative effect when evaluated for the formation of CO emission.

Keywords: Diesel engine, Port ethanol injection, Dual-fuel combustion, In-cylinder combustion, Engine performance, Exhaust emissions

2020, 139 pages

TEŞEKKÜR

Öncelikle, bu tez çalışmasının yürütücülüğünü üstlenen, engin bilgi ve tecrübesiyle yol gösteren danışman hocam Prof. Dr. İsmail Hakkı AKÇAY'a, çalışmanın gerçekleşmesi aşamasında sabır ve anlayışı, tüm bilgi birikimi ve içtenliğiyle yardımlarını esirgemeyen, beni sürekli cesaretlendiren değerli hocam Doç. Dr. Habib GÜRBÜZ'e en kalbi duygularımla saygı ve teşekkürlerimi sunmayı bir borç bilirim.

Bunun yanı sıra, doktora tezimin hazırlanma sürecinde vermiş olduğu değerli katkılarından dolayı tez izleme komitesi üyeleri Doç. Dr. Özer CAN ve Doç. Dr. Ergin KILIÇ hocalarıma en içten duygularımla teşekkür ederim. Ayrıca tez savunma sınavında jüri üyesi olarak görüş ve düşüncelerinden faydalandığım Prof. Dr. Murat ÖZTÜRK ve Dr. Öğr. Üyesi Barış GÜREL'e, lisans eğitimimde ve doktora sürecinde olumlu katkılarından dolayı değerli hocam Prof. Dr. Arif Emre ÖZGÜR'e, bu süreçte maddi ve manevi katkıları ile hiçbir zaman beni yalnız bırakmayan Arş. Gör. Hüsameddin AKÇAY ve Arş. Gör. Ümit TOPALCI'ya, doktora eğitimim boyunca anlayış ve sağlamış olduğu kolaylıklar için Uşak Üniversitesi Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu yönetimine teşekkür ve şükranlarımı sunarım.

Ayrıca, 5039-D2-17 No'lu Proje ile tezimi maddi olarak destekleyen Süleyman Demirel Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Yönetim Birimi Başkanlığı'na teşekkür ederim.

Son olarak bugünlere gelmemde vermiş oldukları emek ve çabadan dolayı sevgili Annem ve Babama, tezimin her aşamasında beni yalnız bırakmayan ve göstermiş oldukları sabır ve anlayıştan dolayı eşim ve aileme sonsuz sevgi ve saygılarımı sunarım.

Selim DEMİRTÜRK
ISPARTA, 2020

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1. Dizel yakıt sistemine sahip binek araçlar için Avrupa Birliği Emisyon Standartları	2
Şekil 1.2. Klasik dizel yanmasına ait ısı yayılım oranı grafiği ve yanma fazları.....	5
Şekil 1.3. Yakıt/Hava eşdeğerlik oranı ve silindir içi sıcaklık değerlerine göre LTC rejimlerinin işletme bölgeleri ile HC, CO, NO _x ve is oluşum bölgeleri.....	10
Şekil 1.4. HCCI yanma işleminin aşamaları ve konvansiyonel yanma sistemleri ile karşılaştırılması	11
Şekil 1.5. HCCI yanma kontrol metotları	12
Şekil 1.6. RCCI yanma prosesinin şematik gösterimi	14
Şekil 3.1. Deneysel çalışmada kullanılan dizel motor (Antor 4 LD 820).....	31
Şekil 3.2. Port enjeksiyon sisteminin kurulu olduğu emme manifoldu	32
Şekil 3.3. Port etanol enjeksiyon enjektörü.....	33
Şekil 3.4. Yakıt hattı basınç regülatörü.....	33
Şekil 3.5. Port enjeksiyon sisteminin şematik resmi.....	34
Şekil 3.6. Direkt enjeksiyon yakıt sistemi.....	35
Şekil 3.7. Emme havası ısıtma kontrol sistemi ve bileşenleri.....	36
Şekil 3.8. Piezoelektrik basınç dedektörü	37
Şekil 3.9. Silindir kapağı üzerinde basınç sensörünün konumu.....	37
Şekil 3.10. Piezoelektrik basınç sensörünün kesit resmi.....	38
Şekil 3.11. Kistler 5018A model şarj amplifikatörü	38
Şekil 3.12. Şarj amplifikatöründe drift kompanzasyonu.....	39
Şekil 3.13. Kistler 5018A şarj amplifikatörü DrCo modu ekran bilgileri	40
Şekil 3.14. Kistler 2618B krank açısı ölçüm seti	40
Şekil 3.15. USB-1616HS-4 veri toplama kartı.....	41
Şekil 3.16. İndikatör sistemi	42
Şekil 3.17. Veri toplama programının ara yüzü	43
Şekil 3.18. Hidrolik dinamometrenin kesit görünüşü	43
Şekil 3.19. S tipi yük sensörü ve PWI indikatör	44
Şekil 3.20. Port enjeksiyon yakıt sistemi elektronik kontrol ünitesi.....	46
Şekil 3.21. Konum sensörlerinin motor üzerinde bağlantı durumları.....	46
Şekil 3.22. VEMSTUNE programının genel görünüşü	47
Şekil 3.23. FGA4000XDS egzoz gaz analizörü.....	47
Şekil 3.24. Mobydick Duman koyuluğu ölçüm cihazı ve özellikleri.....	48
Şekil 3.25. Deney sisteminin şematik gösterimi	49
Şekil 3.26. Tek bölgeli yanma modeli	55
Şekil 3.27. Krank-biyel mekanizmasının şematik görünümü	57
Şekil 3.28. Silindir içi basıncın birinci ve ikinci dereceden türevleri ile yanma başlangıcının belirlenmesi	58
Şekil 3.29. Kümülatif ısı yayılımının normalleştirilmesi ile elde edilen yanmış kütle oranı eğrisi ve yanma fazı süreleri.....	59
Şekil 4.1. Deney motorunun tam yük hız karakteristiği.....	61
Şekil 4.2. 1600 d/d'da tork değişim oranı ile 10, 20 ve 30 Nm sabit motor torku için efektif termik verimin değişimi.....	63
Şekil 4.3. 1600 d/d'da tork değişim oranı ile 10, 20 ve 30 Nm sabit motor torku için efektif özgül yakıt tüketiminin değişimi	63

Şekil 4.4. 1600 d/d'da tork değişim oranı ile 10, 20 ve 30 Nm sabit motor torku için indike termik verimin değişimi	64
Şekil 4.5. 1600 d/d'da tork değişim oranı ile 10, 20 ve 30 Nm sabit motor torku için indike özgül yakıt tüketiminin değişimi.....	64
Şekil 4.6. 1600 d/d'da tork değişim oranı ile 10, 20 ve 30 Nm sabit motor torku için COV_{imep} 'in değişimi.....	65
Şekil 4.7. 1400, 1600 ve 1800 d/d sabit motor devrinde; tork değişim oranı, emme havası sıcaklığı ve EGR uygulaması ile indike termik verimin değişimi .	70
Şekil 4.8. 1400, 1600 ve 1800 d/d sabit motor devrinde; tork değişim oranı, emme havası sıcaklığı ve EGR uygulaması ile indike özgül yakıt tüketiminin değişimi	71
Şekil 4.9. 1400, 1600 ve 1800 d/d sabit motor devrinde; tork değişim oranı, emme havası sıcaklığı ve EGR uygulamasına bağlı olarak indike motor gücündeki değişim karakteristiği	72
Şekil 4.10. 1400, 1600 ve 1800 d/d sabit motor devrinde; tork değişim oranı, emme havası sıcaklığı ve EGR uygulaması ile efektif termik verimin değişimi	73
Şekil 4.11. 1400, 1600 ve 1800 d/d sabit motor devrinde; tork değişim oranı, emme havası sıcaklığı ve EGR uygulaması ile efektif özgül yakıt tüketiminin değişimi.....	74
Şekil 4.12. 1400, 1600 ve 1800 d/d sabit motor devrinde; tork değişim oranı ve emme havası sıcaklığı etkisi altında volümetrik verimin değişimi	75
Şekil 4.13. 1400 d/d motor devrinde tork değişim oranına göre silindir içi yanma parametrelerinin değişimi.....	77
Şekil 4.14. 1600 d/d motor devrinde tork değişim oranına göre silindir içi yanma parametrelerinin değişimi.....	78
Şekil 4.15. 1800 d/d motor devrinde tork değişim oranına göre silindir içi yanma parametrelerinin değişimi.....	79
Şekil 4.16. 1600 d/d motor devri ve %15 EGR uygulamasında tork değişim oranına göre silindir içi yanma parametrelerinin değişimi.....	80
Şekil 4.17. 1600 d/d motor devri ve 50 °C emme hava sıcaklığı uygulamasında tork değişim oranına göre silindir içi yanma parametrelerinin değişimi	81
Şekil 4.18. 1400, 1600 ve 1800 d/d motor devrinde tork değişim oranına göre silindir içi basınç artış oranının değişimi	82
Şekil 4.19. Farklı motor devirlerinde %15 EGR uygulaması ve farklı emme havası sıcaklıklarının tork değişim oranı ile birlikte maksimum basınç artış oranına etkisi	83
Şekil 4.20. 1600 d/d'da farklı tork değişim oranları için ardışık 50 yanma çevrimden alınmış silindir içi basıncın krank açısına bağlı değişimi	88
Şekil 4.21. 1600 d/d'da farklı tork değişim oranları için ardışık 50 yanma çevrimi boyunca IMEP değerlerinin değişimi.....	89
Şekil 4.22. Farklı motor devirleri için %15 EGR uygulaması ve farklı emme havası sıcaklıkları ile maksimum basınç artış oranının tork değişim oranı ile değişimi (COV_{IMEP} 'in) değişimi	91
Şekil 4.23. Farklı motor devirleri için dizel yanma şartına göre tork değişim oranı ile tutuşma gecikme sürelerinin değişimi.....	93
Şekil 4.24. 1400 d/d motor devrinde tork değişim oranı ile yanmış kütle oranının değişimi	95
Şekil 4.25. 1400 d/d motor devrinde tork değişim oranı ile yanma safhalarının değişimi	95

Şekil 4.26. 1600 d/d motor devrinde tork değişim oranı ile yanmış kütle oranının değişimi	96
Şekil 4.27. 1600 d/d motor devrinde tork değişim oranı ile yanma safhalarının değişimi	96
Şekil 4.28. 1800 d/d motor devrinde tork değişim oranı ile yanmış kütle oranının değişimi	97
Şekil 4.29. 1800 d/d motor devrinde tork değişim oranı ile yanma safhalarının değişimi	97
Şekil 4.30. 1600 d/d motor devri ve %15 EGR uygulamasında tork değişim oranı ile yanmış kütle oranının değişimi	98
Şekil 4.31. 1600 d/d motor devri ve %15 EGR uygulamasında tork değişim oranı ile yanma safhalarının değişimi.....	98
Şekil 4.32. Motorun farklı çalışma şartlarında mekanik verimin değişimi.....	99
Şekil 4.33. Farklı motor devirleri, farklı motor torkları ve port etanol enjeksiyon oranı (tork değişim oranı) ile hava fazlalık katsayısı (λ)'nın değişimi .	100
Şekil 4.34. Farklı motor devirleri için tork değişim oranı %15 EGR uygulaması ve farklı emme havası sıcaklıkları ile NO _x emisyonunun değişimi	105
Şekil 4.35. Farklı motor devirleri için; tork değişim oranı, %15 EGR uygulaması ve farklı emme havası sıcaklıkları ile is (K-faktörü) emisyonunun değişimi	106
Şekil 4.36. Farklı motor devirleri için; tork değişim oranı, farklı emme havası sıcaklıkları ve EGR uygulaması ile NO _x ve is (K-faktörü) emisyonlarının eş zamanlı değişimi	107
Şekil 4.37. Üç farklı motor devrinde tork değişim oranı, farklı emme havası sıcaklıkları ve %15 EGR uygulaması ile HC emisyonunun değişimi...	109
Şekil 4.38. Üç farklı motor devrinde tork değişim oranı, farklı emme havası sıcaklıkları ve %15 EGR uygulaması ile CO emisyonunun değişimi...	111

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 1.1. Dizel yakıt sistemine sahip binek araçlar için AB Emisyon Standartları.....	1
Çizelge 3.1. Deney motorunun teknik özellikleri	32
Çizelge 3.2. Deneylerde kullanılan yakıtların fiziksel ve kimyasal özellikleri.....	35
Çizelge 3.3. USB-1616HS-4 veri toplama kartı teknik özellikleri	41
Çizelge 3.4. Debi ölçümünde kullanılan teknik ekipmanlar ve özellikleri	45
Çizelge 3.5. FGA4000XDS egzoz gaz analizörünün teknik özellikleri.....	48
Çizelge 4.1. 20 Nm sabit motor yükü deney test prosedürü	66
Çizelge 4.2. Farklı motor hızlarında tork değişim oranı, emme hava sıcaklığı ve EGR ile NOx emisyonlarının değişimi	102
Çizelge 4.3. Üç farklı motor devrinde tork değişim oranı, farklı emme havası sıcaklıkları ve %15 EGR uygulaması ile CO emisyonunun değişimi .	108
Çizelge 4.4. Üç farklı motor devrinde tork değişim oranı, farklı emme havası sıcaklıkları ve %15 EGR uygulaması ile CO emisyonunun değişimi .	110

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

BAO	Basınç artış oranı
CA50	Yanmış yakıt kesrinin %50'ye ulaştığı krank açısı
CO	Karbonmonoksit
COV _{imep}	İndike ortalama efektif basınçtaki değişim katsayısı
DI	Direkt enjeksiyon
DOK	Dizel oksidasyon katalizörleri
DPF	Dizel partikül filtresi
EGR	Egzoz gazları resirkülasyonu
GF	Ön karışımli benzin miktarı
HC	Hidrokarbon
HCCI	Homojen şarjlı sıkıştırma ile ateşleme
HRR	Isı Yayılım Oranı
IMEP	İndike Ortalama Efektif Basınç
İYM	İçten yanmalı motor
KMA	Krank mili açısı
LHV	Alt Isıl Değer
LTC	Düşük sıcaklıkta yanma
MON	Motor Oktan Sayısı
NTP	Termal Olmayan Plazma
PM	Partikül madde
PPCI	Kısmi ön karışımli sıkıştırma ile ateşleme
RCCI	Reaktivite kontrollü sıkıştırma ile ateşleme
RON	Araştırma Oktan Sayısı
SA	Sıkıştırma ile ateşleme
SAM	Sıkıştırma ile ateşlemeli motor
SI	Buji ateşlemeli motor
TG	Tutuşma gecikmesi
ÜÖN	Üst ölü okta
$\dot{m}_h$	Silindire alınan havanın miktarı [L/d]
$\dot{m}_{dizel}$	Dizel yakıt debisi [L/d]
dV	Hacim Değişimi [$m^3/^{\circ}KMA$]
$\dot{m}_{etanol}$	Etanol yakıt debisi [L/d]
$\dot{W}$	Sınır işi
$\dot{Q}$	Isı transfer hızı [$J/^{\circ}KMA$]
CO ₂	Karbondioksit
dU/dt	Zamana Bağlı Olarak İç Enerji Değişimi
HC	Hidrokarbon
M	Mol kütlesi
$\dot{m}_a$	Emme havası debisi [L/d]
M _d	Motor Torku [Nm]
yko	Yanmış kütle oranı [%]
NO _x	Azotoksit
O ₂	Oksijen
O ₃	Ozon
P(θ)	Krank açısına bağlı silindir içi basıncı
P _e	Efektif Motor Gücü [kW]
P _i	İndike Motor Gücü [kW]
R	Karışımın Gaz Sabiti [kJ/kgK]

T_a	Emme havası sıcaklığı [$^{\circ}\text{C}$]
$T_g(\theta)$	Krank açısına bağlı silindir içi ortalama gaz sıcaklığı [K]
$V(\theta)$	Krank açısına bağlı silindir hacmi [m^3]
γ	Özgöl ısıların oranı
b_i	İndike özgöl yakıt tüketim [g/kWh]
$dP/d\theta$	Basınç artış hızı
n	Motor devri [d/d]
η_i	İndike termik verim [%]
η_m	Mekanik verim [%]
θ_{P_y}	50 ardışık motor çevrimin silindir içi basıncın krank açısına bağlı değişimi
$\theta_{\text{yan-baş}}$	Yanma başlangıcının gerçekleştiği krank açısı
λ	Hava fazlalık katsayısı
ρ_h	Hava yoğunluğu [kg/m^3]
σ_{imep}	İndike ortalama efektif basınç değerlerinin standart sapması



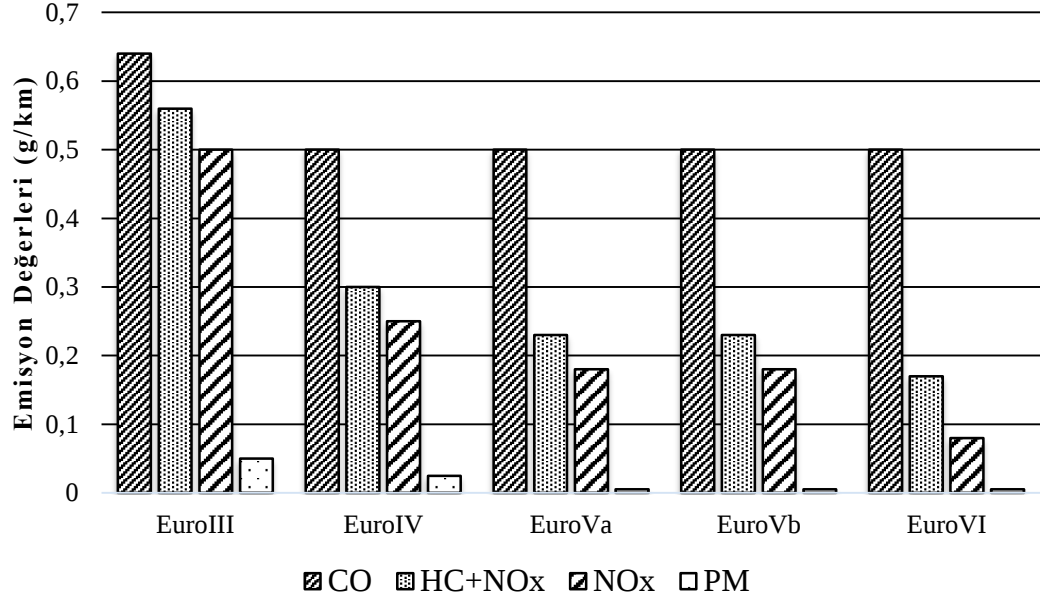
1. GİRİŞ

Petrol kökenli yakıt rezervlerinin azalmasıyla birlikte dünya bir enerji krizine doğru sürüklenmektedir. Artan enerji talebinin bu kaynaklardan sağlanmaya çalışılması da bu tükenmeyi hızlandırmaktadır. Bu hızlı tükenmenin getirmiş olduğu fosil yakıt fiyatlarındaki istikrarsızlık, artan sera gazı emisyonu, enerji güvenliği ve enerji çeşitliliğinin sağlanabilmesi için araştırmacılar, alternatif yakıt ve üretim teknolojileri, daha verimli içten yanmalı motor teknolojileri ve hibrit/elektrikli taşıtlar üzerine çalışmalarını yoğunlaştırmışlardır.

Dizel motorlar, sundukları iyi yakıt ekonomisi, benzinli motorlara göre yüksek ısı verim ve düşük karbon dioksit (CO₂) emisyonu açısından en etkili içten yanmalı motor türüdür. Bu özelliklerinden dolayı kara, hava, deniz yolu taşımacılığında sabit tesislerde güç üretmek gibi birçok alanda temel güç kaynağı olarak kullanılmaktadır. Fakat atmosfere yaydıkları egzoz gazları içerisinde bulunan partikül madde (PM) ve azot oksit (NO_x) gibi çevre ve insan sağlığını olumsuz etkileyen kirleticiler açısından dezavantajlı durumdadır (Dec, 2009). Son yıllarda oluşturulan emisyon standartları ile dizel motorlar, NO_x ve PM emisyonları bakımından hükümetlerin sıkı emisyon sınırlamalarına tabi tutulmaya başlanmıştır. Çizelge 1.1’de dizel yakıt sistemine sahip binek araçlar için Avrupa Birliği (AB) emisyon standartları görülmektedir (dieselnet.com, 2018).

Çizelge 1.1. Dizel yakıt sistemine sahip binek araçlar için AB Emisyon Standartları (dieselnet.com, 2018)

Norm	Tarih	CO	HC	HC+NO _x	NO _x	PM	PN
				<i>g/km</i>			<i>#/km</i>
Euro 1	1992.07	2.72 (3.16)	-	0.97 (1.13)	-	0.14 (0.18)	-
Euro 2, IDI	1996.01	1.0	-	0.7	-	0.08	-
Euro 2, DI	1996.01	1.0	-	0.9	-	0.10	-
Euro 3	2000.01	0.64	-	0.56	0.50	0.05	-
Euro 4	2005.01	0.50	-	0.30	0.25	0.025	-
Euro 5a	2009.09	0.50	-	0.23	0.18	0.005	-
Euro 5b	2011.09	0.50	-	0.23	0.18	0.005	6.0×10 ¹¹
Euro 6	2014.09	0.50	-	0.17	0.08	0.005	6.0×10 ¹¹



Şekil 1.1. Dizel yakıt sistemine sahip binek araçlar için Avrupa Birliği Emisyon Standartları

Şekil 1.1 incelendiğinde yapılan son düzenleme ile daha önceki regülasyonlara kıyasla Avrupa Birliği emisyon normlarının dizel motorlu araçlar için NO_x ve PM (partikül/is) madde değerlerinde ulaşılması gereken limitlerin sürekli olarak daha düşük seviyelere çekildiği görülmektedir.

Dizel motorlardan kaynaklanan NO_x ve PM emisyonlarını azaltmak için; yanma sürecinin daha düşük emisyon üretecek şekilde iyileştirilmesi ve/veya yanma sonrası egzoz gazı üzerinde bazı termokimyasal proseslere dayalı işlemler gerçekleştirilmesi ile emisyon mevzuatlarında istenilen değerlere ulaşmaya çalışılmaktadır.

Konvansiyonel dizel çevrimine göre çalışan motorlar, yüksek sıkıştırma oranlarına sahiptir ve fakir karışım şartları altında çalışır. Bu çalışma şartları altında dizel motorlar, benzin motorlarına kıyasla daha yüksek ısı verimliliğine sahiptir. Dizel çevriminde silindir içerisinde homojen karışım oluşturulabildiğinde, yüksek sıkıştırma oranıyla birlikte daha yüksek ısı verimliliği ve aynı zamanda daha düşük NO_x ve PM emisyonları elde edilebilir (Maurya, 2017). Geleneksel dizel motorunda yakıt doğrudan yanma odası içerisine yüksek basınçta enjekte edilir ve silindir içerisinde heterojen hava-yakıt karışımına karşın türbülanslı bir yanma meydana gelir. Heterojen

(yerel olarak zengin yakıt-hava karışımı) yanma, dizel motorunda NO_x ve is oluşumuna neden olur (Usta vd., 2005).

Dizel motorlardan yayılan is emisyonları egzoz hattında kullanılan dizel partikül filtresi (DPF) aracılığıyla etkili bir şekilde azaltılmaktadır. Fakat DPF'nin belirli sürelerde periyodik olarak gerçekleştirilen ve rejenerasyon olarak adlandırılan temizleme işleminin gerekliliği, yakıt tüketimini arttıran bir değişkendir. Buna ek olarak dizel motorların stokiometrik olarak fakir karışım şartları altında çalışması NO_x emisyonlarının üç yollu katalizör kullanılarak etkili bir şekilde azaltılmasına engel olmaktadır. Günümüzde dizel motorlarda yanma sonrası egzoz gazları üzerinde etki gösteren emisyon azaltıcı sistemler; dizel oksidasyon katalizörleri (DOK), dizel partikül filtreleri (DPF), NO tutucular, seçici katalitik indirgeme (SCR), fakir NO katalizörler ve termal olmayan plazma (NTP) katalizörler olarak belirtilebilir (Dec, 2009; Kokjohn, 2012).

Otomotiv sektöründe emisyon sınırlamalarına uygun olarak en katı çevre mevzuatlarının uygulanması ihtimali üzerine, son yıllarda araştırmacılar geleneksel yanma modlarına kıyasla emisyon düşürme ve daha yüksek verim elde etme potansiyeline sahip düşük sıcaklıkta yanma (LTC) teknolojilerine odaklanmışlardır (Agarwal, 2017). LTC stratejileri, katı emisyon kurallarının artan taleplerini karşılarken aynı zamanda gelişmiş yakıt ekonomisi ve daha düşük kirletici emisyon potansiyeli sunmaktadır (Niemeyer, 2015). Dizel motorlardan kaynaklanan NO_x ve PM gibi emisyonları azaltmak için çeşitli teknolojiler uygulanmış olsa da LTC gibi silindir içi NO_x emisyon azaltma teknikleri, modern dizel motorların araştırma ve geliştirilmesinde önemli bir alan olmaya devam etmektedir (Imtenan vd., 2014).

1.1. Dizel Motorlarda Yanmanın Temelleri

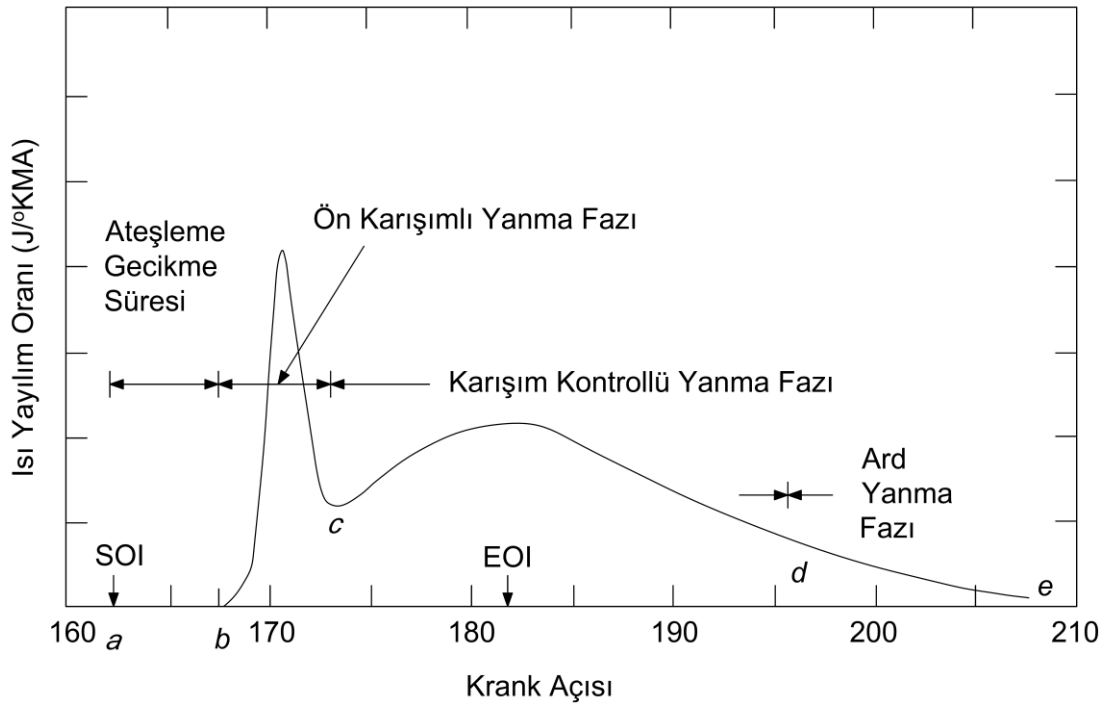
Dizel motorlarda yanma olayı, yanma başlamadan önce sıkıştırma zamanının sonuna doğru yakıtın yanma odasına püskürtülmeye başladığı andan yanma ürünlerinin silindir içerisinden atmosfere atıldığı egzoz zamanı başlangıcına kadar geçen süre içerisindeki karmaşık fiziksel ve kimyasal süreçleri kapsamaktadır (Safgönül vd., 2013).

Genellikle enjektörün uç kısmında yer alan nozullar yoluyla bir veya daha fazla yakıt hüzmeleri ile yüksek hızda enjekte edilen sıvı yakıt, yanma odasına atomize edilmiş bir şekilde girer. Yüksek basınç ve sıcaklığa ulaştırılmış hava ile karışarak hızla buharlaşmaya başlar (Usta ve Can, 2004; Heywood, 1988). Silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığı yakıtın tutuşma noktasının üstünde olduğu için, önceden karıştırılmış hava/yakıt karışımının kendiliğinden tutuşması, birkaç krank açısı derecesi gecikme süresinden sonra gerçekleşir. Tutuşma gecikme süresi olarak tanımlanan bu olay, enjeksiyon başlangıcı ile yanma başlangıcı arasındaki zaman aralığı olarak tanımlanır. Tutuşma gecikmesi fiziksel ve kimyasal gecikmeleri kapsar. Fiziksel gecikme olayı, yakıtın atomizasyonu, buharlaşma ve buharlaşan yakıtın hava ile karışması için geçen süreyi ifade eder. Kimyasal gecikme, yakıtın kendi kendine tutuşmasına yol açan hava, yakıt ve artık egzoz gazı karışımından oluşan dolgunun ön yanma reaksiyonları olup, tutuşma gecikme periyodunda daha etkili bir süreçtir (Heywood, 1988).

Buharlaşma püskürtülen yakıt demetinin dış kısmında daha iyi bir şekilde gerçekleşmekte olup, yanma olayı genellikle bu kısımda başlamaktadır. Dizel yanmasında tutuşma gecikmesinden sonra başlayan yanma olayına ön karışimli yanma (kontROLSÜZ yanma) fazı denir. Ön karışimli yanma fazında, tutuşma gecikme süresi içerisinde silindir içine enjeksiyonu yapılarak biriken yakıt, silindir içi ortam koşullarının yanmanın başlangıcı için yeterli duruma ulaşmasıyla kendi kendine ani olarak yanar (birkaç krank mili açısında) ve bu yanma fazının karakteristik özelliği olan yüksek ısı salınım oranları ortaya çıkar (Heywood, 1988). Bununla birlikte TG süresi içerisinde biriken yakıtın ani olarak yanması silindir içi basınç artış hızının artmasına neden olmaktadır. Krank açısına bağlı olarak piston üzerinde oluşan basıncın artış hızının fazla olması, dizel vuruntusu olarak literatürde açıklanan yanma gürültüsünü ortaya çıkartır. Dizel motorun daha sessiz ve gürültüsüz çalışmasını sağlayabilmek için bu yanma safhasında ortaya çıkan vuruntulu yanmanın önlenmesi gerekmektedir. Bir dizel motorda kabul edilebilir basınç artış oranı ($dP/d\theta$) 10 bar/°KMA değeridir (Heywood, 1988). Günümüz dizel motor teknolojisi için geliştirilmiş kademeli yakıt enjeksiyon stratejisi ile birlikte daha sessiz çalışan dizel motorlar ticari olarak üretilmektedir.

Ön karışimli yanma olayının gerçekleşmesinden sonra dizel yanmasının, ana yanmayı oluşturan üçüncü fazı karışım kontrollü yanmadır. TG sırasında yanma odasında

biriken yakıtın ani olarak yanmasından sonra (ön karışimli yanma safhası) karışım kontrollü yanma safhası (difüzyon kontrollü yanma) başlar. Bu yanma safhasında silindir içi yanma hızı, buharlaşma hızı ve yakıt buharının hava ile karışma hızı ile belirlenmektedir. Isı yayılım oranı bu aşamada ön karışimli yanma safhasında ortaya çıkan yüksek değerlere (genellikle daha düşük) ulaşamayabilir. Pistonun hareketi ile birlikte artan yanma odası hacmine bağlı olarak artan ısı transfer yüzey alanından dolayı bu aşamada görünür ısı yayılım oranı azalır. Silindir içi yanma şartlarında maksimum yanma sıcaklığına ulaşıldıktan sonra, yanma hızının difüzyon alev hızı ve karışımın oluşum hızı tarafından kontrol edildiği art yanma fazı başlar. Bu aşamada ısı yayılım oranı, genişleme zamanının da devam etmesiyle nispeten düşük bir oranda devam eder. Ayrıca genişleme zamanında gerçekleşen art yanma safhasında yanma prosesinin kinetiği, silindir içi gaz sıcaklığının düşmesiyle daha da azalır. Genişleme zamanında gerçekleşen art yanma ÜÖN'dan sonra 70-80 °KMA kadar devam eder (Heywood, 1988). Dizel motorlarda yanma esnasında görünür ısı yayılımının °KMA'ya göre değişimi ve yanma fazlarının oluşumu Şekil 1.2'de görülmektedir.



Şekil 1.2. Klasik dizel yanmasına ait ısı yayılım oranı grafiği ve yanma fazları (Heywood.,1988)

1.2. Dizel Motorlardan Yayılan Egzoz Emisyonları

Dizel motorlardan kaynaklanan birincil egzoz emisyonlarının içeriğini, azot oksitler (NO_x), partiküler madde (PM), karbon monoksit (CO) ve yanmamış hidrokarbon (HC) bileşikleri oluşturmaktadır (Haşimoğlu vd., 2002). Bu kirleticilerin konsantrasyonları, teorik olarak azot (N_2), oksijen (O_2), H_2O ve CO_2 gibi dizel motorlardan çıkan egzoz gazındaki birincil bileşimlere kıyasla daha düşüktür. Ancak, kirletici emisyonların çevre ve insan sağlığı üzerindeki etkilerinin daha önemli olması nedeniyle emisyonlara getirilen düzenlemeler NO_x , PM, CO ve HC emisyonları üzerinde oldukça sıkıdır. Bu emisyonların birincil oluşum mekanizmaları ve reaksiyon yolları aşağıda açıklanmıştır.

1.2.1. Azot oksit (NO_x) emisyonu

NO_x 'ler, yüksek sıcaklıkta azot ve oksijenin reaksiyonu ile ortaya çıkan bir grup kimyasaldır. Dizel motorlardan atmosfere atılan en yaygın iki NO_x emisyonu, azot monoksit (NO) ve azot dioksittir (NO_2). Atmosferde biriken en yaygın NO_x emisyonu olan NO_2 , insan aktiviteleri (enerji, ulaşım ve barınma) kaynaklı oluşmaktadır (EPA, 1999). Yanma ürünlerinin büyük bir kısmını NO gazları oluşturmaya rağmen, NO_2 'nin egzoz yoluyla atmosfere yayılmasından sonra, (1.1) no.lu reaksiyonda gösterildiği gibi, atmosfer havasında bulunan O_2 ile reaksiyona girererek fotokimyasal is emisyonu için önemli bir reaktan olan ozon (O_3) meydana gelir (EPA, 1999; Ergeneman vd., 1998).



Konvansiyonel dizel motorların egzozundan çıkan NO_x gazlarının büyük bir kısmı NO emisyonundan meydana gelmektedir. Silindir içi lokal gaz sıcaklığı ve hava/yakıt oranı NO oluşumunu etkileyen en önemli faktörlerdir (İçingür vd., 2002). Silindir içi NO oluşumu $\lambda=1-1,1$ şartları altında maksimum seviyeye ulaşırken karışımın zengin veya fakir olması durumunda azalmaktadır (Heywood, 1988). NO oluşumu genişletilmiş Zeldovich mekanizmasıyla açıklanabilir ve bu mekanizmaya ayrıca termal mekanizma da denir. Zeldovich mekanizmasına göre; silindir içi sıcaklığın 1300°C 'nin üzerinde ve hava içerisindeki O_2 konsantrasyonunun %20 ($\approx 200,000$ ppm)'nin üzerinde olması durumunda NO oluşumu gözlemlenmektedir (EPA, 1999).

Zeldovich mekanizması iki zincir reaksiyonu ile ifade edilir [Denklem (1.2) ve (1.3)]. Denklem (1.2) de gösterilen reaksiyonda N₂'nin moleküler bağ yapısının kırılması için yüksek aktivasyon enerjisine (yüksek sıcaklık) ihtiyaç vardır (Yan, 2015). Bu nedenle, lokal yanma ve alev sıcaklıkları, termal NO_x'in oluşum oranını belirler.



Dolayısıyla, silindir içi yanma sıcaklık artışının baskılanarak 1300 °C'nin altında tutulmasını sağlayan kontrol yöntemleri (EGR, LTC, Y/H oranının kontrolü) ile NO emisyonun oluşumu kontrol altında tutulabilir.

1.2.2. Karbonmonoksit (CO) emisyonu

İçten yanmalı motorlarda kullanılan hidrokarbon türevli yakıtların yanma prosesinde kısmi veya yetersiz oksitlenmesi veya yüksek sıcaklıklarda CO₂ gazının ısı parçalanmaya maruz kalması (su/gaz değişim reaksiyonu) sonucu CO emisyonu oluşur (Toulson, 2008). CO emisyonu, büyük ölçüde hava/yakıt karışım oranına bağlıdır ve zengin karışım olarak tanımlanan $\lambda \leq 1$ olduğu durumda artmaktadır. Hidrokarbon türevli yakıtların içten yanmalı motorlarda yanması sonucu CO emisyon oluşumu ve oksidasyonu, iki aşamalı reaksiyon sonucu gerçekleşmektedir. Bu reaksiyonlar denklem (1.5) ve denklem (1.6)'da görülmektedir. Denklem (1.5)'te gösterilen CO oluşumu daha sonra yavaş bir oranla CO₂'ye dönüşür (Heywood, 1988).



Burada **R**, hidrokarbon radikallerini temsil etmektedir. Dizel motorlarda yanma, oldukça yüksek hava/yakıt oranında (fakir karışım şartları altında) gerçekleşmektedir. Dolayısıyla dizel motorlarda CO oluşumu minimum düzeydedir. Bununla birlikte, bir dizel motorda yanma odasına enjeksiyon edilen yakıtın yetersiz atomizasyonu, yetersiz türbülans ve girdap oluşumu gibi olumsuz silindir içi şartlar CO emisyonu oluşumuna sebep olur (Reşitoğlu vd., 2015).

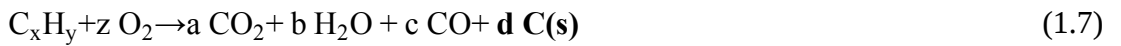
1.2.3. Hidrokarbon (HC) emisyonu

İYM’de HC emisyonlarının temel kaynağı, yakıtın yetersiz oksidasyonu ve soğuk silindir cidarlarında yetersiz buharlaşmasının sonucunda sekman silindir boşluğunda birikmesi, yanma odasından silindir duvarlarına ilerleyen alevin soğuk cidarlarda sönmesi, egzoz supabından atmosfere olan kaçaklar, yağlama yağına absorblanan yakıt ve hava/yakıt oranı gibi nedenlerdir (Greeves vd., 1977; Pulkrabek, 2004).

Bir dizel motor, genellikle %98 civarında yanma verimine sahiptir ve yakıtın yalnızca %2 civarındaki miktarı emisyon olarak egzoz yoluyla atmosfere atılır (Pulkrabek, 2004). Dizel motorlar, yüksek yanma sıcaklığı, fakir hava/yakıt karışım şartları, yüksek sıkıştırma oranı ve silindir içine doğrudan yakıt enjeksiyonu vb. işletme şartları altında çalıştıklarından, düşük HC emisyonu üretirler. Fakat, İYM’nin LTC stratejileri altında işletilmesi durumunda ön karışım dolgu miktarının tutuşma gecikmesini arttırmışından dolayı egzoz gazları içerisinde yüksek HC emisyonu gözlenir (Gao, 2017).

1.2.4. Partikül (is) madde emisyonu

SAM’da partikül (is) emisyonu, silindir içerisine enjeksiyon edilen yakıtı yanma esnasında CO₂’e dönüştürecek yeterli O₂’nin bulunmadığı zengin karışım bölgesinde meydana gelmektedir. Bu partiküller hoş olmayan bir kokuya sahiptir ve egzozda duman olarak görülür. Partikül emisyonlarının maksimum yoğunluğu, motor tam yük altındayken meydana gelir. Bu durumda, yüksek güç çıkışı sağlamak için yanma odasına enjekte edilen yakıt miktarının artması silindir içi karışımın zenginleşmesine yol açar. Yanma odası içinde meydana gelen partikül emisyonu denklem (1.7)’de ifade edilmektedir.



Yanmanın devam etmesiyle silindir içi türbülans ve kütle hareketleri altında katı karbon partiküllerinin çoğu O₂ ile reaksiyona girerek CO₂’e dönüşür [Denklem (1.8)]. Böylece yanma başlangıcında oluşumu başlayan is partiküllerinin %90’nından fazlası motor içerisinde CO₂’e dönüşür ve egzoz gazları ile atmosfere atılmazlar (Pulkrabek, 2004).



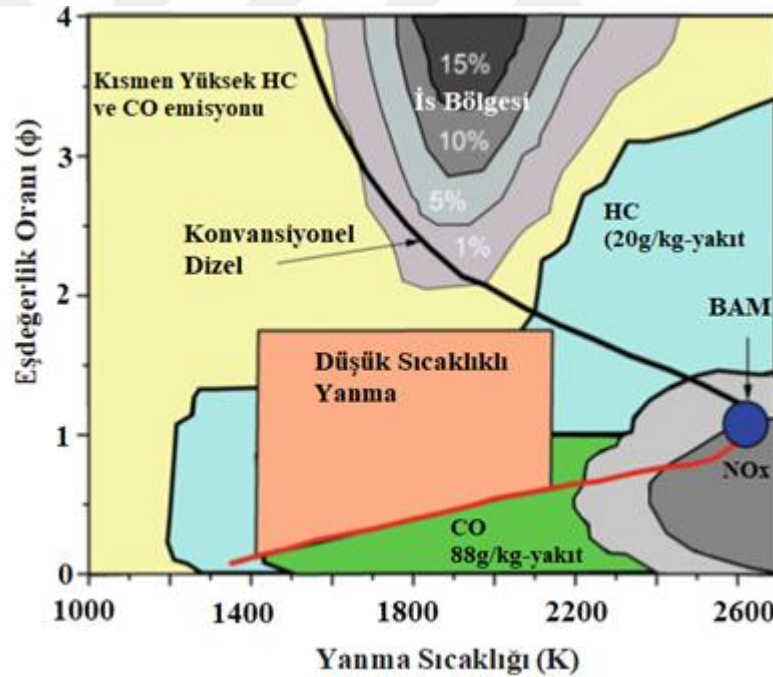
Dizel motorlar için partikül madde emisyonu, güncellenen emisyon mevzuatları ile gittikçe daha katı hale gelmiş ve egzoz hattında bir DPF kullanımını zorunlu kılmıştır. DPF kullanımı ile dizel motorlardan atmosfere yayılan partikül madde emisyonları, benzinli motorlardan daha düşük olmasından dolayı mevzuatlarda (Euro 5 ve 6 emisyon regülasyonları) benzinli motorlar için partikül madde sınırlaması getirilmiştir (Stone, 2012).

1.3. Düşük Sıcaklıklı Yanma Stratejileri

Günümüzde ülkelerin atmosfere atılan emisyon miktarları ile ilgili getirmiş olduğu katı sınırlamalar ve egzoz gazı iyileştirme uygulamalarının yüksek maliyetleri nedeniyle son zamanlarda daha çevreci ve verimli yanma stratejisine sahip motor geliştirme çalışmaları, İYM'ler üzerine yapılan çalışmaların odak noktası olmuştur. Bu yanma stratejileri, genel olarak silindir içi hava/yakıt karışımının yanma mekanizması üzerinde etkili olarak motorun verimliliğini artırır böylece İYM'den atmosfere salınan emisyonları azaltmanın yanında yeni nesil motorların karmaşık sistem maliyetlerini de ortadan kaldırır. Genel olarak yanma sıcaklığının düşürülmesi ve homojen karışım oluşumu prensibine dayanan bu yanma stratejileri “düşük sıcaklıklı yanma stratejileri” olarak tanımlanmaktadır. Bu yanma stratejileri; homojen dolgu sıkıştırma ile ateşleme (HCCI) ve reaktif kontrollü sıkıştırma ile ateşleme (RCCI) başlıkları altında toplanabilir.

Şekil 1.3, silindir içi yanma sıcaklığı ve yakıt/hava eşdeğerlik oranına bağlı olarak LTC stratejilerinin ve SAM'nin işletim şartlarında ortaya çıkan NO_x ve is emisyonu üretim bölgelerini göstermektedir. Şekil 1.3'te her bir yanma stratejisinin gölgeli bölgeleri, söz konusu yanma rejiminin işletim penceresini temsil eder. Yüksek yakıt/hava eşdeğerlik oranı ve düşük sıcaklıklı yanma bölgesinde işletilen LTC stratejileri, dizel motorlarda ortaya çıkan NO_x ve is emisyonunu eş zamanlı azaltma çelişkisini ortadan kaldırmaktadır. Bununla birlikte, silindir içi yüksek sıcaklık bölgelerinin oluşumunu önleyen yanma stratejileri, kimyasal reaksiyonların gerçekleşmesi için yeterli silindir içi sıcaklıkların oluşmasını engellediğinden genellikle yüksek CO ve HC emisyonu

üretilmesine yol açmaktadır. CO, HC, NO_x ve is oluşumunun eşzamanlı olarak düşük seviyelerde olduğu çok dar bir bölge bulunmaktadır. Düşük emisyon üretiminin olduğu bu çalışma bölgesi, bütün LTC stratejilerinin hedeflediği çalışma bölgesidir. Hedeflenen çalışma bölgesinde enjeksiyon stratejisi, silindir içerisinde zengin karışım bölgelerinin meydana gelmemesine dikkat edilerek is emisyonu oluşumunu engellemek adına oldukça önemli bir parametredir. Fakat, enjeksiyon stratejisinin düzenlenmesinde dikkat edilmesi gereken iki önemli etken bulunmaktadır. Birinci etken; yanma esnasında meydana gelen CO ve HC'lerin tamamen oksitlenebilmesi için ekivalans oranının yeterli seviyede sabit tutulmasıdır (Pedrozo vd., 2016). İkinci etken ise; ilk etken ile eşzamanlı olarak NO_x oluşumunun önlenmesi için silindir içi yanma sıcaklığının 2200 K seviyesinin altında tutulmasıdır. Bu iki etken göz önünde bulundurularak enjeksiyon stratejisi ve silindir içi karışım oranı belirlenmelidir (DelVescovo, 2016).

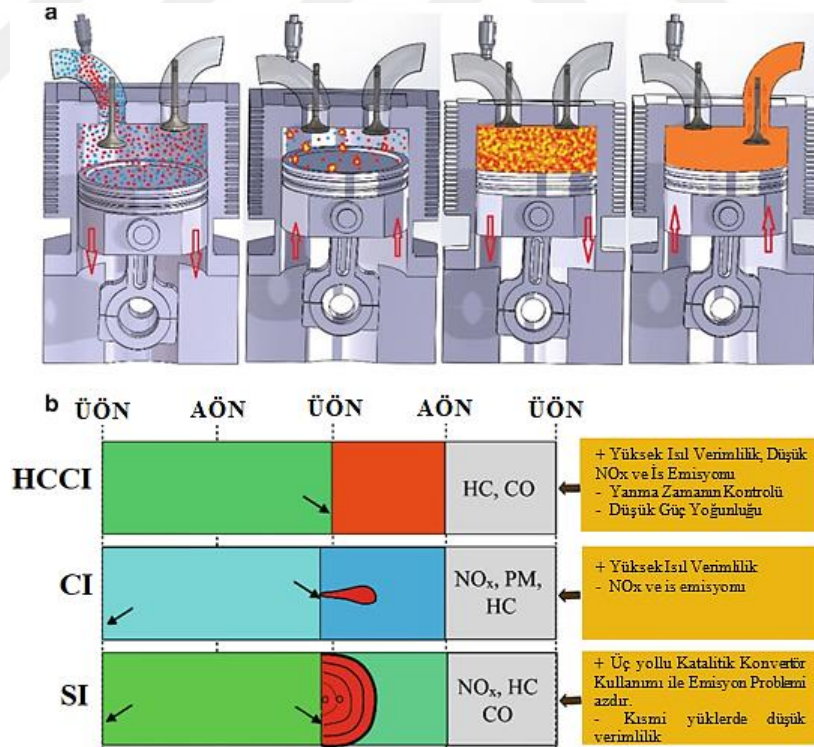


Şekil 1.3. Yakıt/Hava eşdeğerlik oranı ve silindir içi sıcaklık değerlerine göre LTC rejimlerinin işletme bölgeleri ile HC, CO, NO_x ve is oluşum bölgeleri (Maurya, 2018)

1.3.1. Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşleme yanma stratejisi

HCCI yanma modeline göre çalışan motorlar, emme zamanında silindir içerisine alınan homojen yakıt ve hava karışımının sıkıştırma ile ateşleme prensibine göre çalışmaktadır. Bu nedenle, HCCI çalışma modu, konvansiyonel SI motorun dolgu

hazırlama stratejisine, yanmanın başlatma işlemi de CI motorlarına benzemektedir. Kıvılcım ateşlemeli ve CI motorların aksine HCCI motorlarda yanmanın başlatılması için doğrudan bir kontrol yöntemi bulunmamaktadır. Hultqvist vd. (2002) gerçekleştirmiş oldukları çalışmada HCCI yanma işleminde üç farklı yanma aşaması olduğunu gözlemlemişlerdir. Yanma ilk olarak sıkıştırma işlemi süresince artan silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığı yardımıyla homojen hava yakıt karışımının kendi kendine tutuşma reaksiyonları için elverişli olan bölgelerde başlar. Egzotermik reaksiyonların başlamasıyla artan silindir içi kimyasal aktivite, tutuşma noktalarının büyümesine yol açar. Yanma odası içerisinde oluşan birçok tutuşma noktaları ile herhangi bir alev gelişiminin olmadığı yanma başlangıcı gerçekleşir. Ayrıca, hazırlanan şarj dolgusunun fakir olması nedeniyle is emisyonu ve yüksek sıcaklıkta difüzyon alevinin olmaması, termal NO_x oluşumunu baskılayarak benzin ve dizel motorlara kıyasla NO_x ve is emisyonu daha düşük seviyelerde meydana gelmektedir. Şekil 1.4'te HCCI yanma işleminin aşamaları ve konvansiyonel yanma sistemleri ile karşılaştırılması verilmiştir.

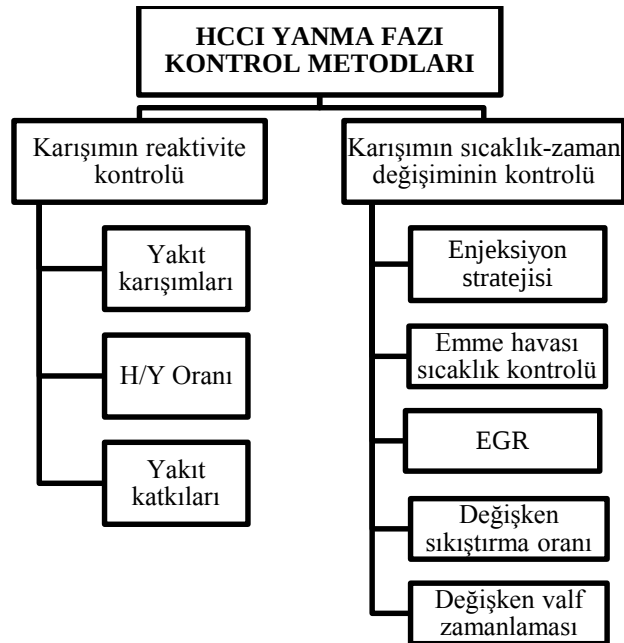


Şekil 1.4. HCCI yanma işleminin aşamaları ve konvansiyonel yanma sistemleri ile karşılaştırılması (Maurya, 2018)

HCCI motorlar, silindir içine alınan dolgunun emme kanalında bir kısılma işlemine uğramaması ve yüksek sıkıştırma oranı kullanılarak yanma işleminin gerçekleştirilmesi sonucunda yüksek termal verimliliğe sahiptir. Ayrıca HCCI yanma işleminde homojen dolgunun tamamının eş zamanlı olarak yanması, üniform ve hızlı bir şekilde gelişen ısı yayılım profili ortaya çıkarmaktadır (Can, 2012).

Sunmuş olduğu avantajların yanında (yüksek termal verimlilik, düşük NO_x ve is emisyonu) doğrudan yanma başlangıç kontrolünün olmadığı ve motor yükünün tamamen silindir içi kimyasal reaksiyon hızları ile kontrol edildiği bir HCCI motorun, geniş hız ve yük aralığında çalıştırılmasının kontrolü aşılması gereken bir zorluktur. HCCI yanma, yakıt-hava karışımı bileşiminden, silindir içine alınan karışımın sıcaklık-zaman geçmişi ve düşük oranda silindir basıncından etkilenir (Maurya, 2018).

HCCI yanmayı kontrol etmek için çeşitli potansiyel kontrol yöntemleri önerilmiştir: değişken sıkıştırma oranı, emme dolgunun farklı oranlarda EGR kullanımı ile seyreltilmesi, etkin sıkıştırma oranını değiştirmek için değişken supap zamanlaması, farklı kam mekanizması ile egzoz gazlarının silindir içerisinde tutulması (iç egzoz gazı devridaimi; IEGR). Genel olarak HCCI yanma fazları kontrol sistemleri Şekil 1.5'te gösterilmiştir.



Şekil 1.5. HCCI yanma kontrol metotları (Altinkurt, 2017)

Silindir içindeki dolgunun (yakıt, hava ve art egzoz gazları) sıcaklık-zaman geçmişi, yanma hızını ve termal verimliliğini yöneten yanma süresini belirler. İstenilen yanma fazının gerçekleşmesi ve motor çalışma yükünün genişletilmesi için silindir içi dolgunun sıcaklık-zaman geçmişi kontrol edilmelidir (Maurya ve Akhil, 2017).

1.3.2. Kısmi ön karışımli sıkıştırma ile ateşleme yanma stratejisi

Ön karışımli veya kısmi ön karışımli sıkıştırma ile ateşleme stratejisi (premixed veya partial premixed compression ignition: PCI, PPCI), yanma başlangıcının kontrollü olarak başlatılması amacıyla HCCI yanma modu üzerinde geliştirilmiştir (Gowtham vd., 2019). PPCI yöntemi, HCCI modunda meydana gelen hem yanma hem de emisyonla ilgili olumsuz durumları azaltmak için geliştirilmiş düşük sıcaklıklı yanma stratejisidir (An vd., 2019a). Bu yanma stratejisinde enjeksiyon başlangıç zamanı, dizel motorlarda gerçekleşen enjeksiyon olayından daha erken ve HCCI motorlara göre daha geç gerçekleştirilir (An vd., 2019b). Kendiliğinden tutuşma ve yanma başlangıcı, silindir içi katmanlanan (tabakalaşan) hava/yakıt karışımının yoğunluğu ve yakıt enjeksiyon zamanlaması ile kontrol edilir. Port enjeksiyon veya silindir içine doğrudan enjeksiyon sistemlerinin kombinasyonları kullanılarak farklı enjeksiyon başlangıç zamanlamaları ve çoklu enjeksiyon stratejisi ile silindir içi hava/yakıt karışımının katmanlanması sağlanır. Silindir içerisinde oluşan dolgunun makul oranlarda katmanlanması sayesinde yanma aşaması doğru bir şekilde kontrol edilebilir (Liu vd., 2018).

PPCI yanmanın gerçekleştirilebilmesi için enjeksiyon olayının yanma başlangıcından ayrılması kritik bir önem arz etmektedir. Bu nedenle, tek kademeli yakıt enjeksiyonu gerçekleştirilerek başlatılan yanma, dolgunun ön karışımli yanma safhasında tüketilmesi ile aşırı basınç artışı üreterek vuruntulu bir yanma meydana getirir. Bu olumsuz durumun önlenmesi için emme şarj dolgusunun yüksek oranda EGR gazları ile seyrettilmesini gerekmektedir (Manente vd., 2010). Bununla birlikte emme dolgusunun ön basınçlandırılması, EGR ve sıkıştırma oranının kontrolü gibi stratejiler kullanılarak PPCI yanma stratejisi ile eş zamanlı düşük NO_x ve is emisyonu elde edilebileceği ve silindir içi basınç artış oranının kritik sınırın altında kontrol edilebileceği belirtilmektedir (Noehre vd., 2006).

1.3.3. Reaktivite kontrollü sıkıştırma ile ateşleme yanma stratejisi

Reaktivite kontrollü yanma, silindir içinde dolgunun oluşması için en az iki farklı reaktiviteye sahip yakıt kullanan, yanma fazını ve süresini optimize etmek için silindir içi reaktiviteyi uygun EGR miktarıyla kontrol altında tutmaya çalışan düşük sıcaklı yanma stratejisidir. RCCI yanma stratejisinde düşük reaktiviteye sahip yakıt (DRY) (izo-oktan, etanol, metanol vb. yüksek uçuculuk ve yüksek oktan sayısına sahip yakıtlar) silindir içi homojen karışım oluşturmak için emme kanalına veya doğrudan silindir içine enjeksiyon edilmektedir. Yüksek reaktiviteye sahip olan yakıt (YRY) (n-heptan, biyodizel vb. yüksek setan sayısına sahip yakıtlar) yanma başlangıcının gerçekleştirilebilmesi için sıkıştırma zamanı süresi içerisinde farklı krank açısı değerlerinde tek veya kademeli olarak enjeksiyon edilmektedir (Şekil 1.6). Böylelikle yanma YRY ile başlatılmakta ve homojen hava yakıt karışımı tutuşturulmaktadır (Kokjohn vd., 2011; Curran vd., 2012; Li vd., 2017, Zheng vd., 2018).



Şekil 1.6. RCCI yanma prosesinin şematik gösterimi (Li vd., 2017)

İlk olarak 2010 yılında Wisconsin Madison Üniversitesi Motor Araştırma Merkezindeki bir grup araştırmacı tarafından savunulan reaktif kontrollü yanma (Splitter, 2010), günümüzde de ilgi çeken ve üzerine simülasyon ve deneysel araştırmalara dayanan çalışmalar gerçekleştirilen bir yanma stratejisidir. Gerçekleştiren çalışmalarda; karışım oranı, kademeli enjeksiyon stratejisi, giriş hava sıcaklığının değişimi, motor tasarım parametreleri gibi değişkenler kontrol değişkeni olarak belirlenmiş, RCCI yanma stratejisinin yanma başlangıcı üzerinde etkili olduğu

için ısı salınımı ve yanma fazının üzerinde hassas bir kontrole sahip olduğu ve eş zamanlı oldukça düşük NO_x ve is emisyonu üretebileceği bildirilmiştir (Benajes vd., 2015; Salahi vd., 2017).

1.4. Sıkıştırma Ateşlemeli Motorlarda Etanol: Çift Yakıtlı Yanma

Yanma işlemi sırasında, NO_x ve is emisyonlarını eş zamanlı olarak düşürmek ve egzoz emisyonu azaltma sistemlerine olan ihtiyacı en aza indirerek termal verimliliği artırmak için gelişmiş yanma teknolojileri araştırılmıştır (Akihama vd., 2001; Agarwal vd., 2017). Şekil 1.3, LTC stratejileri ile NO_x ve PM üretim bölgelerinden kaçınmanın mümkün olduğunu göstermektedir. Bununla birlikte, tek yakıtlı LTC stratejileri, yanma fazı kontrolü, düşük yanma kararlılığı, motor işletme şartlarının dar bir çalışma aralığı bölgesinde sınırlı kalması, basınç artış oranının (BAO) kararsızlığı ve yüksek miktarda HC ve CO emisyonları gibi aşılması gereken çeşitli zorluklara sahiptir (Shim vd., 2018).

Çift yakıtlı dizel motorlarda, kinetik kontrollü birçok yanma rejiminde olduğu gibi önceden karıştırılmış bir dolgu oluşturmak için emme manifolduna bir yakıt enjekte edilir. Bununla birlikte, yanma başlangıcı, önceden karıştırılmış dolgunun kendi kendine ateşlemesiyle değil, klasik dizel motorlarda olduğu gibi ikinci yakıtın üst ölü noktaya yakın enjeksiyonuyla başlatılır. Bu ikinci yakıt enjeksiyonu, yüksek sıkıştırma oranlarına veya emme havasının önceden ısıtılmasına olan ihtiyacı azaltır ve/veya tamamen ortadan kaldırır. Bu nedenle çift yakıtlı çalışma, yüksek sıkıştırma oranına sahip (15:1-18:1) konvansiyonel SAM kullanılarak büyük modifikasyonlara gerek olmadan kolayca sağlanabilmektedir (Splitter vd., 2011, Surawski vd., 2012, Ekholm vd., 2008, Lu vd., 2008a, Lu vd., 2008b, He vd., 2004).

Çift yakıtlı yanma şartları altında, aşırı basınç artış hızını önlemek için seçilen ön karışım yakıtının, ikincil yakıt enjeksiyonu gerçekleşmeden kendi kendine tutuşmaması gerekmektedir. Ayrıca, yanma olayının kısa bir ateşleme gecikmesinden sonra başlaması için ikincil enjeksiyon yakıtının dizel yakıtı gibi yüksek reaktiviteye sahip yakıtlardan seçilmesi gerekmektedir (Li vd., 2017). Bununla birlikte kendi kendine tutuşma özelliği farklı olan iki yakıtın silindir içinde harmanlanması yanma fazını ve ısı yayılım karakteristiğini kontrol avantajı sunmaktadır (Kokjohn, 2012; Chaudhari vd., 2020).

Literatürde, ön karışım yakıtı olarak yüksek oktan sayısına sahip farklı yakıtların çift yakıtlı dizel yanma stratejilerinde kullanılma potansiyelini ortaya koyan deneysel ve nümerik çalışmalar mevcuttur. Bu çalışmalarda doğal gaz, sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG) ve hidrojen gibi düşük reaktiveteye sahip yakıtların ön karışım yakıtı olarak seçildiği görülmektedir (Yousefi vd, 2015; Geo vd., 2008; Poonia vd., 1999). Doğalgaz ve hidrojenin ön karışım yakıtı olarak seçildiği çalışmalarda dizel yanma şartlarına göre, ısı verimliliğinin arttığı, NO_x ve is emisyonunun eş zamanlı olarak azaltılabileceği vurgulanmıştır (Ouchikh vd., 2019).

Bunun yanı sıra, yüksek oktan sayısına ve düşük buharlaşma noktasına sahip etanolün dizel motorlarda çift yakıtlı yanma çalışmaları için ön karışım yakıtı olarak seçildiği çalışmalar gerçekleştirilmiştir (Lee vd., 2018; Liu vd., 2018; Can, 2012; Imran vd., 2012). Yapılan çalışmaların, yukarıda da bahsedildiği gibi doğal gaz, hidrojen ve LPG'nin ön karışım yakıtı olarak seçildiği çalışmalarla benzer sonuçlara sahip olduğu görülmüştür.

Bununla birlikte yapılan çalışmalarda, maksimum ön karışım dolgu miktarının, motor işletme şartları ve yanma fazına etkisi açısından önemli bir parametre olarak değerlendirildiği görülmektedir. Artan ön karışım dolgu miktarı ile ön karışımlı yanma fazında yanma miktarının artması sonucunda silindir içi ısı yayılım oranı ve silindir içi maksimum basıncın artmasıyla ısı verimliliğinde artış meydana geldiği görülmüştür. Ancak, belirli bir ön karışım miktarının aşılması durumunda maksimum silindir basıncının düşmesine ve yanma fazının gecikmesine yol açtığı vurgulanmaktadır. Ayrıca yapılan çalışmalar motor emisyonları açısından incelendiğinde; HC ve CO emisyonlarının ön karışım dolgu miktarı arttıkça arttığı konusunda bir görüş birliği bulunmaktadır. (Lee vd., 2018; Park vd., 2016; Benajes vd., 2015; Tutak, 2014). Bu bağlamda, literatürde ön karışım yoluyla silindir içine alınan yakıt miktarı, kullanılan deney motorunun karakteristik özellikleri ile deney prosedüründe izlenen yola göre değiştiği ve kesin bir ön karışım miktarı söylenemediğine rastlanılmıştır.

Araştırmacılar etanolün gizli buharlaşma ısısının yüksek olması tutuşma gecikmesini arttırarak yakıtların silindir içinde hava ile daha fazla karışma süresi sağlaması ve etanolün bağ yapısında O₂ olmasından dolayı is emisyonlarını azaltmada etkin bir yakıt olduğunu bildirmektedir. Bununla birlikte etanol/dizel çift yakıtlı yanma

stratejisinde NO_x oluşumu etanol fraksiyonun %20 (veya daha düşük) miktarı ile sınırlandırıldığında yanma fazının gecikmesiyle artan etanol fraksiyonu ile NO_x emisyonları azalır (Ogawa vd., 2010).

Etil alkol ya da bitkisel alkol olarak da bilinen etanol, çeşitli biyokütle malzemelerden üretilen renksiz ve yanıcı bir kimyasal bileşiktir. Biyokütle kaynaklı üretimi gerçekleştirilebildiğinden yenilenebilir bir biyoyakıttır. Kimyasal formülü C₂H₅-OH ile ifade edilen etanolün pistonlu motorlarda yakıt olarak kullanımı çok eski yıllara kadar uzanmaktadır (Demirbaş,2007).

Genel olarak yakıt etanolü;

- Biyokütle kaynaklı üretimi, buğday atıkları ve şeker kamışı da dahil olmak üzere birçok ürünün tahıl nişastalarından elde edilen şekerin fermantasyonu yoluyla (Lin ve Tanaka, 2006),
- Bitkilerin lignoselülozik fraksiyonundan yararlanılarak (Lin ve Tanaka, 2006; Gnansounou, 2010),
- Etilenin kimyasal reaksiyonu ile üretilir (Hidzir vd., 2014).

Son yıllarda yukarıda anılan kaynaklardan biyoetanol üretiminin ve kullanımının yaşam döngüsü üzerindeki etkilerini değerlendiren çalışmalar gerçekleştirilmiştir (González-García vd., 2012; Jiao vd., 2019). Etanolün bir ulaşım yakıtı olarak kullanılmasının ekonomik ve çevresel etkilerine ilişkin tartışmalara rağmen yakıt çeşitliliğinin artırılması için yapılan çalışmalarda etanol alternatif bir yakıt olarak her zaman ön planda yer almaktadır (Blottnitz ve Curran 2007).

Fiziksel ve kimyasal özellikleri, fosil kökenli yakıtlar ile benzerlik göstermesinden dolayı etanol, içten yanmalı motorlarda fosil yakıtlara alternatif bir yakıt olarak önerilmektedir. Etanolün kendi kendine tutuşma sıcaklığının benzinden daha yüksek olması depolama ve nakliye açısından avantaj sağlar (Hsieh vd., 2002). Buharlaştırma gizli ısısının benzin ve dizelden daha yüksek olması manifolddan enjeksiyon stratejisi ile dolgunun soğutma etkisinden dolayı hacimsel verimde iyileşme sağlar. Ayrıca

etanol, benzine göre daha yüksek oktan sayısına sahiptir. Etanolün araştırma oktan sayısı (RON) ve motor oktan sayısı (MON) sırasıyla 106 ve 89 iken, benzinin RON ve MON sırasıyla 90 ve 83'tür (Baeyens vd., 2015). Daha yüksek oktan sayısına sahip olan etanol, motorun vuruntu yapmadan daha yüksek sıkıştırma oranlarında çalışmasını sağlar. Ayrıca, benzine göre daha yüksek laminar alev hızına sahip olması etanolün daha kısa yanma süresi, daha geniş yanıcılık sınırları ile (Wyman, 1996) benzine göre teorik verimlilik avantajları sağlar.

1.5. Tezin Amacı ve Literatüre Katkısı

Bu tez çalışması, etanol-dizel çift yakıtlı reaktif kontrollü yanma yöntemi ile bir dizel motordan atmosfere yayılan ve insan/çevre sağlığına ciddi zararları bulunan NO_x ve is emisyonlarının eş zamanlı iyileştirmeyi amaçlamaktadır. Bu kapsamda literatürde yer alan çalışmalar incelendiğinde farklı düşük sıcaklıklı yanma stratejileri ile sabit motor devrinde; motor yükünün ve ön karışım dolgu miktarının yanma ve motor performans karakteristiklerine etkisinin incelendiği görülmektedir. Bu çalışmada önceki çalışmalara katkı sağlamak, literatürde bir boşluğu doldurmak için tez çalışmasının amacı doğrultusunda:

- Motor hız değişiminin, yanma ve motor performans parametrelerine etkisini incelemek,
- Her bir motor devri için optimum bir ön karışım dolgu miktarını tespit etmek,
- Farklı ön ısıtma sıcaklıkları ve EGR yönteminin çift yakıtlı yanma sisteminin motor performansı ve egzoz emisyonları üzerine etkilerini ortaya çıkarılması hedeflenmiştir.

Bu amaçla deneysel çalışmalar iki aşamada gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmaların birinci aşamasında deney motorunun düzenli çalışma ve vuruntu sınırları içerisinde çalıştığı efektif motor yük değeri belirlenmiştir. Deneysel çalışmaların ikinci aşamasında, belirlenen sabit motor yükü ve üç farklı motor devri (1400-1600-1800 d/d) için efektif motor torku %10-%40 değerleri arasında azaltılmış ve zaltılan tork değerleri port enjeksiyon yoluyla emme supabının hemen arkasına püskürtülen etanol yakıtı ile tamamlanmıştır. Ayrıca farklı ön ısıtma sıcaklıkları ve sabit EGR oranının motor performans parametrelerine etkisi incelenmiştir.

2. KAYNAK ÖZETLERİ

Singh ve Agarwal (2012), dizel HCCI yanma davranışını incelemek için iki silindirli bir dizel motorun bir silindirinin orijinal, diğer silindirinde HCCI yanmayı gerçekleştirecek şekilde tasarimsal değişiklikler yapmışlardır. Homojen karışım hazırlama, dizel HCCI yanma elde etmek için en zorlu bölümdür. Düşük dizel volatilitesi, homojen yakıt-hava karışımının hazırlanmasında başlıca engel olduğundan, özel olarak tasarlanmış bir 'dizel buharlaştırıcı' sistem geliştirmişlerdir. Isı yayılım oranını kontrol altında tutmak için deneyler üç farklı EGR (%0, %10, %20) ve yakıt hava oranında ($\lambda=4.95, 3.70, 2.56$) gerçekleştirilmiştir. Deney sonuçları hava-yakıt oranının zenginleştirilmesiyle ısı salınım oranını ve yanmanın daha erken başlaması nedeniyle silindir içi basınç değişiminin üst ölü noktaya doğru arttırdığını göstermiştir. Ayrıca deneysel çalışmalar sonucunda fakir HCCI yanma koşullarını kontrol altında tutmak için EGR yönteminin etkili olduğunu vurgulamışlardır.

Padala vd. (2014), tek silindirli ön karışım dolgulu çift yakıtlı SA bir motorda, ön karışım oluşumu için yakıt enjektörü (PFI) konumunun çift yakıtlı yanma ve motor emisyonları üzerindeki etkisi üzerine bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada, ön karışım teşkili içi etanol yakıtı kullanılmış ve iki farklı enjektör konumunun (emme supabına uzaklık konum A=115 mm, konum B=325 mm) etkisi incelenmiştir. Emme manifoldunda etanol yakıtının sprey gelişimini ve ortam sıcaklığının damlacık boyutu üzerine etkisini simüle edebilmek için bir püskürtme odasında Mie saçılma görüntüleme tekniği ile optik bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmadaki başlıca bulgular aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- Spray görüntüleme tekniği çalışmaları, enjeksiyon edilen yakıtın ortam sıcaklığının damlacık atomizasyonu üzerinde önemli etkisi olduğunu göstermektedir.
- Port enjeksiyonu için seçilen enjektör pozisyonunun silindir içi basınç, görünür ısı yayılım oranı ve imep gibi yanma parametreleri üzerindeki etkisinin, etanol enerji fraksiyonunun etkisinden çok daha düşük olduğu bulunmuştur.
- Ön karışım enerji miktarının %30'luk bir etanol enerji fraksiyonuna kadar, silindir içi basınç, görünür ısı yayılım oranı ve imep gibi yanma

parametrelerinde, her iki etanol enjektör pozisyonu için değişim göstermemektedir. Bununla birlikte, etanol enjektör pozisyonu için seçilen Konum A pozisyonunda düzensiz çalışma durumu, daha yüksek etanol enerji fraksiyonunda meydana gelir.

- Ön karışım dolgu oluşturmak için enjektör konumunun emme supabına yakın seçilen konumda, enjeksiyon edilen etanol yakıtının emme supabının sıcaklığından büyük ölçüde faydalanabileceği ve bu da artan buharlaşma ve emme kanalında yakıt film tabakası oluşumunu azaltacağı önerilmektedir. Bununla birlikte enjektör konumu için seçilen Konum A pozisyonunda daha düşük HC ve CO emisyon oluşumu yukarıda açıklanan temel nedenlerin ışığında gerçekleştiğini belirtmişlerdir.

Polat (2015), direkt enjeksiyonlu HCCI bir motorda, hava/yakıt oranının, emme havası giriş sıcaklığının, enjeksiyon zamanlamasının, süperşarj uygulamasının, n-heptan, RON20 ve RON40 yakıtlarının HCCI yanması üzerine etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Deneysel çalışmalar; motorun 800 – 1800 d/d aralığında, 40 °C, 60 °C, 80 °C ve 100 °C emme havası sıcaklıklarında ve üç farklı n-heptan, RON20 ve RON40 yakıtları kullanılarak farklı hava fazlalık katsayılarında gerçekleştirilmiştir. Emme havası giriş sıcaklığının artması ile motorun çalışma aralığının genişleyerek daha fakir karışımlarda ve daha yüksek motor hızlarında HCCI yanmasının elde edilebildiği görülmüştür. Diğer taraftan emme havası sıcaklığının artışı ile birlikte motorda vuruntu oluşumunda arttığı gözlemlenmiştir. Yapılan deneylerde enjeksiyon zamanının yanma parametrelerine etkisi de incelenmiştir. Enjeksiyon zamanının avansa alınmasıyla silindir içerisindeki dolgunu homojenliğinin artması sonucunda maksimum silindir içi basıncının arttığı ve yanmanın avansa alınmasıyla ısı yayılım oranında iki aşamalı bir HCCI yanmasının gerçekleştiği gözlemlenmiştir. Ayrıca emme manifold basıncının arttırılmasıyla volümetrik verimin arttığı, yüksek manifold basınçlarında yanma veriminin iyileşerek efektif özgül yakıt tüketiminin düştüğü görülmüştür.

Klos vd. (2015), tek silindirli ağır hizmet tipi SA bir motor, RCCI yanma şartları altında yüksek verimli temiz yanma elde etmek için umut verici bir yöntem olarak gösterilmiştir. Çalışmada SA motorun emme hattı üzerine yerleştirilen port tipi

enjektör ile motorun emme zamanı süresince benzin enjeksiyonu gerçekleştirilerek silindir içi reaktivite harmanı oluşturulmuştur. Deneyler sabit 1300 d/dk ve 4 farklı motor yükü (4.6, 5.9, 9.3, 11.6, 14.6 bar gIMEP) işletme şartları altında gerçekleştirilmiştir. Elde ettikleri bulguları, dizel yakıtı ile gerçekleştirilen motor deneyleri sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Farklı motor yüklerinde yapılan çalışmalar ile RCCI yanma şartları altında sıfıra yakın NO_x ve is emisyonu, kabul edilebilir basınç artış oranı ve yüksek indike termal verimlilik elde etmişlerdir. Egzoz emisyonları açısından RCCI yanma ile konvansiyonel dizel yanmaya göre NO_x emisyonunda %30, is emisyonunda ise %60 a varan azalamalar gözlenirken, indike termal verimlilikte %16,4 bir artış meydana geldiğini bildirmişlerdir. Çalışmada, ayrıca, deneysel motor karşılaştırmalarına ek olarak, RCCI ve yüksek EGR miktarlarında çalışan dizel yanmasını karşılaştırmak için bir CFD modellemesi gerçekleştirmişlerdir. Aynı çalışma koşullarında (giriş oksijen konsantrasyonları) NO_x ve is emisyonlarında ciddi miktarlarda azalma olduğu gözlemlenirken, toplam verimlilikte %11,5 oranında iyileşme olduğunu, CFD modellemesi ile gözlenen NO_x ve is azalma durumunu, yanma odasında yüksek eşdeğerlik oranından ve yüksek sıcaklık bölgelerinden kaçınılmasından kaynaklandığını vurgulamışlardır. Termal verimliliğin artışına sebep olarak;

- RCCI yanması ile yanma başlangıcı ve sonu üzerinde gelişmiş bir kontrol sağlandığını ve yanma kontrolü ile (yanma zamanlaması ve süresi) minimum sıkıştırma işi ve maksimum genişleme işi elde edildiği,
- RCCI yanmasında, konvansiyonel dizel yanma durumunda piston oyuğunda meydana gelen yüksek sıcaklık bölgeleri oluşmadığından ısı transfer kayıplarının iki kata yakın azaldığını vurgulamışlardır.

Pedrozo vd. (2016) tek silindirli ağır hizmet tipi bir dizel motorda etanol-dizel çift yakıtlı yanma stratejisinde konvansiyonel dizel yanma şartlarına kıyasla yanma verimliliğini artırmayı, ön karışım yolu ile etanol ikamesini en üst düzeye çıkarmayı, NO_x ve PM emisyonlarını en aza indirmeyi amaçlamışlardır. Araştırmacılar deneysel çalışmalarını motorun 1200 d/d hızında ve 0,615 MPa OEB şartlarında gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında üç farklı etanol ikame oranı, dizel enjeksiyon stratejisi (tek kademeli ve bölünmüş enjeksiyon), EGR oranı, emme havası basıncı ve

dizel yakıt hattı basıncının etanol-dizel çift yakıtlı yanma şartlarına etkisini incelemişlerdir. Gerçekleştirilen çalışmada;

- Tek kademeli ve bölünmüş yakıt enjeksiyon stratejisinin etanol dizel çift yakıtlı yanma şartlarına önemli bir etki göstermektedir. ÜÖN'ya yakın gerçekleştirilen tek kademeli yakıt enjeksiyonu ile başlatılan yanma sonucu yüksek silindir içi basınç artış hızı ürettiğini, çalışma aralığını daralttığını ve indike efektif verimin azaldığını; bununla birlikte bölünmüş yakıt enjeksiyonu ile silindir içi homojen dolgunun reaktivite gradyanı desteklenmesiyle yakıt dönüşüm verimliliğinin arttığını HC ve CO emisyonlarının azaldığını bildirmişlerdir.
- Yüksek etanol ikame oranlarında etanolün silindir içi şarj sıcaklığını azaltması ve silindir-segman boşluğunda yakıt birikmesinin sonucu olarak yanma veriminin azaldığını bildirmişlerdir. Düşük etanol ikame oranlarının ise indike termal verimlilikte ve hedeflenen emisyonların azaltımı açısından fayda göstermediğini belirtmişlerdir.
- Çift yakıtlı RCCI yanma şartları için optimum etanol ikame oranının %54 oranının en uygun oran ve kademeli enjeksiyon yönteminde ön enjeksiyonun 36,5 °KMA açısı olduğunu söylemişlerdir.
- Çift yakıtlı RCCI stratejisinde EGR yöntemi ile NO_x emisyonlarının ciddi oranda azaldığını ve EGR yönteminin tutuşma gecikmesini arttırarak yanma başlangıcından önce düşük ve yüksek reaktiviteli yakıtların yeterli oranda karışması için zaman sağladığını bildirmişlerdir.
- Yakıt enjeksiyon hattı basıncının arttırılması, enjeksiyon edilen yakıtın daha fazla atomize olmasını destekleyerek silindir içi basınç artış hızını arttırdığını ve yüksek miktarda NO_x emisyonu oluşturduğunu kaydetmişlerdir.

Benajes vd. (2017), tek silindirli, turboşarjlı ve değişken supap zamanlama sistemine sahip bir dizel motorda RCCI yanma stratejisi ile düşük NO_x ve is emisyonlarını sağlamak ve RCCI yanma verimliliğini arttırmak için farklı motor modifikasyonları (EGR, emme havası sıcaklığı, ön karışım dolgu miktarı, piston çanak geometrisi) ve farklı yakıt karışımlarının silindir içi karışım teşkili ve yanma şartları üzerine etkilerini

irdelemişlerdir. Araştırmacılar, RCCI yanma koşullarını 1200 d/d sabit motor devri ve üç farklı motor yükünde (IMEP=7,7, 13,5 ve 18 bar) gerçekleştirerek elde edilen bulguları konvansiyonel dizel yakıtla elde edilen sonuçlar ile karşılaştırmışlardır. Yapılan deneysel çalışmalarda;

- Deneysel çalışmalarda, EGR+ön karışimli benzin miktarının (GF) ve emme havası sıcaklığı(T) + ön karışimli benzin miktarı şeklinde oluşturulan iki farklı kombinasyonu kullanmışlardır. Çalışmalarında dizel yanma şartlarına göre NOx ve kurum emisyonlarını artırmadan CO ve HC emisyonlarının iyileştiği ve EGR + GF stratejisinin T + GF stratejisinden daha verimli bir çalışma sağladığını tespit etmişlerdir. Ayrıca, bu strateji ile termal verimliliğin arttığını, EGR + EF stratejisinin emme havasının sıcaklığını düşürmesine rağmen daha yüksek bir ısı salınım tepe noktası meydana getirdiğini,
- Aynı sıkıştırma oranında rötara alınan pilot yakıt enjeksiyonu için piston çanağı geometrisinin özellikle yüksek yüklerde silindir içi karışım teşkilinde etkili olduğunu, stok ve konik piston çanak geometrisinin ise yüksek motor yüklerinde düşük is emisyonu ürettiğini, kuvvet tipi piston çanak geometrisi ile yüksek motor yüklerinde ÜÖN'da türbülans şiddetinin azalmasıyla yüksek is emisyonu ürettiğini,
- Motorun orta yükünde (13,5 bar IMEP), toplam yanma süresinin düşük motor yüküne göre ilk önce azalmasına rağmen daha sonra arttığını ve yanmış yakıt kesrinin %50 ye ulaştığı krank açısının her iki motor yükünde de aynı olduğunu belirtmişlerdir. Bu durumunun, yüksek motor yükünde ön karışimli dolgu miktarının artmasıyla daha fazla ısı salınımının ortaya çıkması ve daha uzun yanma süresinden kaynaklandığını vurgulamışlardır. Yüksek motor yükünde ise artan pilot yakıt miktarı ile difüzyon yanma aşamasının arttığı ve daha fazla yanma süresinin ortaya çıktığını,
- Homojen dolgu ve pilot yakıt ile tutuşturma şartlarının sağlanabilmesi için farklı reaktiveteye sahip yakıt harmanları ile gerçekleştirilen deneylerde; bu tür yakıtların normal dizel ve benzine göre daha verimli sonuçlar ortaya çıkardığını, B7+E10-95 yakıt kombinasyonu ile %3'e kadar daha fazla indike

ısı verim elde edilebileceğini, ancak farklı yakıt harmanları ile yapılan deneylerde yüksek HC ve CO emisyonları oluştuğunu,

- Piston yüzey alanı ile indike ısı verim arasında ters bir değişim eğrisini olduğu, piston çanağının yüzey alanı azaldıkça ısı transfer miktarının azalmasına bağlı olarak daha yüksek ısı verim elde edilebileceğini tespit etmişlerdir.

Jain vd. (2017), PCCI yöntemiyle tek silindirli bir dizel motorda enjeksiyon basıncı (400-1000 bar) ve ana enjeksiyon zamanlamasının yanma, motor performans ve egzoz emisyonlarına etkilerini araştırmışlardır. Araştırma sonucunda 700 bar enjeksiyon basıncına kadar PCCI yanma şartlarında iyileştirilmelerin ortaya çıktığı ve daha fazla artırılan enjeksiyon basıncının vuruntu oluşumundan dolayı motor performans parametrelerini olumsuz yönde etkilediğini ortaya koymuşlardır.

Lee vd. (2018), SAM'de ön karışimli etanol kullanımının motor performans ve emisyon parametrelerine etkisini ortaya koymak için bir araştırma gerçekleştirmişlerdir. Deneyler 1,8 L silindir hacmine sahip motorun 1000 d/d devrinde ve dört farklı yük altında (0,2, 0,4, 0,6 ve 0,8 MPa IMEP) gerçekleştirilmiştir. Ayrıca etanol ikame oranı, her bir motor yükünde silindir içine alınan toplam yakıtın ısı enerjisine oranla %0- %50 aralığında arttırılarak kontrol edilmiştir. Gerçekleştirilen çalışmada;

- Etanol ikame oranının artırılması ile NO_x ve PM emisyonlarının birlikte azaldığı ve ayrıca PM emisyonlarının boyutsal olarak da azaldığını tespit etmişlerdir. Orta motor yüklerinde (IMEP 0,6 MPa) için, etanol ikame oranının %63'e kadar arttırılarak yanma kararlılığı sağlanabilmiş, bununla birlikte düşük ve yüksek motor yüklerinde (0,4 ve 0,8 MPa IMEP) ise silindir içi yanma şartları açısından kabul edilebilir etanol ikame oranının ancak %50 ye kadar çıkartılabildiğini belirtmişlerdir. Düşük motor yüklerinde düşük ateşleme enerjisi nedeniyle daha fazla etanol ikame oranının kullanılamadığını, yüksek motor yüklerinde ise, silindir içi basınç artış hızının aşırı yükseldiği ve yakıt/hava oranındaki değişimin etanol ikame oranını sınırlandırdığını tespit etmişlerdir.

- Ayrıca, etanol-dizel çift yakıtlı yanma stratejisinde, etanol ikame oranının artışı ile NO_x ve PM emisyonlarının birlikte azaldığı görülmüş ancak düşük motor yüklerinde (0.2 ve 0.4 MPa IMEP) CO ve HC emisyonlarının ciddi oranda arttığını, CO ve HC emisyonlarının karakterize ettiği yanma veriminin azaldığını belirtmişlerdir. Araştırmacılar çalışmadan elde ettikleri bulgular ışığında etanol-dizel çift yakıtlı yanma şartlarında silindir cidarlarına doğru ilerleyen alevin sönmesi ve segman-silindir boşluğunda yakıt birikmesi gibi HC ve CO emisyonunu arttıran nedenler için piston çanağı (yanma odası) geometrisinin optimizasyonun gerekli olduğunu vurgulamışlardır.
- Motorun tüm yük koşulları için indike termal verimlilik, artan etanol ikame oranı ile birlikte azalmıştır. Bu azalmaya neden olarak farklı motor yüklerinde dizel enjeksiyon zamanının değişen etanol ikame oranı için kontrol edilmediğinden dolayı çift yakıtlı yanmanın yanma fazı tam olarak kontrol edilememiştir.

Liu vd. (2018), yapmış oldukları çalışmada, su/etanol karışımından oluşan emülsiyon-dizel yakıt ikilisinin kullanıldığı çift yakıtlı RCCI yanma şartlarının yanma karakteristiği ve motor emisyonu üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Bu amaçla araştırmacılar deneysel çalışmalarını su soğutmalı altı silindirli bir motorun beş silindirini pasifleştirerek tek silindirinde gerçekleştirmişlerdir. Deneylerde ön karışım dolgu içilen seçilen etanol yakıtını iki farklı ön karışım oranında (RE:%60 ve %80) ve etanol saflığını %60 dan %100'e kadar %10 arttırarak kullanmışlardır. Hazırlanan deney düzeneği kullanılarak emme havası sıcaklığı, EGR oranı ve enjeksiyon basıncı gibi kontrol değişkenlerinin yanma parametrelerine ve egzoz emisyonlarına etkileri incelenmiştir. Araştırmacılar çalışmanın sonucunda;

- Tüm çalışma parametrelerinde etanol-dizel çift yakıtlı RCCI yanmasında maksimum iki tepe değerine sahip ısı yayılımı profili gözlemlendiğini, ilk ısı yayılım pik değerinin pilot dizel yanmasından ikinci pik değerinin etanolün difüzyon yanması altında ısı ortaya çıkarmasından dolayı olduğunu söylemişlerdir. Yüksek (100 °C) ön ısıtma sıcaklığında gerçekleştirilen çalışmalarda ise iki tepe değerine sahip ısı yayılımı profili tek tepe değerine sahip ısı yayılımı profiline dönmüştür.

- Ön karışım dolgu oranının %80 olarak seçilen çalışmalarda yanma verimi ve indike termal verimliliğin azaldığını, bununla birlikte etanol saflığının azalmasının da yanma verimini düşürdüğünü gözlemlemişlerdir. Etanol saflığının azalması NO_x emisyonlarını azaltılabileceğini, ancak CO ve HC emisyonlarını artırdığını; ön karışım dolgu miktarının artışı ile NO_x ve CO emisyonlarını azaltılabileceğini, ancak HC emisyonlarının artış göstereceğini; Tüm test durumlarında kurum emisyonlarının sıfıra yakın olduğunu ortaya koymuşlardır.
- Yüksek EGR oranı, tutuşma gecikmesini arttırarak silindir içi daha homojen dolgu oluşmasına katkı sağlayarak yanma verimini arttırmış ve bu şart altında NO_x , HC ve CO emisyonlarının azaldığını vurgulamışlardır. Ek olarak dizel yakıt hattı enjeksiyon basıncının artması, ateşleme gecikmesinde bir azalmaya ve ısı yayılım oranında artışa katkı sağlayarak yanma veriminin arttığını ve özellikle düşük etanol saflığı koşullarında HC ve CO emisyonlarını azaltılabileceğini tespit etmişlerdir.

Ghadikolaei vd. (2019), dört silindirli direkt enjeksiyonlu bir dizel motor üzerinde; biyodizel, etanol ve dizel yakıtları kullanarak karışım, fumigasyon ve kombine (fumigasyon + karışım) yakıt modlarının yanma, motor performansı ve emisyonlar üzerine etkilerini araştırmışlardır. Çalışma, deney motorunun 1400, 1600, 1800, 2000 ve 2200 d/d arasında değişen beş farklı motor devri ve sabit 142.5 Nm motor yükünde gerçekleştirilmiştir. Araştırmacılar karışım modunda; dizel, biyodizel ve etanol yakıtları hacimce sırasıyla %80, %5, ve %15 oranlarında harmanlanmasıyla elde edilen yakıt karışımının (D80B5E15) yanma odasına direkt enjeksiyonu; fumigasyon modunda, hacimsel olarak %25 biyodizel - %75 etanolün karışımıyla elde edilen yakıt harmanının (BE) emme manifolduna ve dizel yakıtının yanma odasına direkt enjeksiyonu; kombine yakıt modunda ise fumigasyon modunun gerçekleştirilmesi için harmanlanan BE yakıtının yarısı deney motorunun emme manifolduna, diğer yarısı ise dizel yakıtı ile birlikte yanma odasına direkt enjeksiyonu gerçekleştirilmiş ve bu üç yakıt karışım hazırlama yöntemi ile elde edilen sonuçları bildirmişlerdir. Gerçekleştirilen çalışmada elde edilen bulgulara göre;

- Karışım modunda fumigasyon moduna göre, daha yüksek ısı yayılım oranı (HRR), ateşleme gecikmesi, efektif ısı verimliliği ve NO_x seviyeleri

gözlemlenmiş, yanma süresi, özgül yakıt tüketimi, CO₂, CO, HC, NO₂, partikül madde (PM), PM konsantrasyonu ve PM büyüklüğü daha düşük seviyelerde olduğunu tespit etmişlerdir. Bununla birlikte silindir içi maksimum basıncın ise her iki çalışma şartında benzer değerler aldığını belirtmişlerdir. Ek olarak, hemen hemen tüm parametreler için, F + B modunda elde edilen sonuçlar, karışım ve fumigasyon modlarında elde edilen bulguların ortalama değerlerini taşımakta olduğunu gözlemlemişlerdir.

- Çalışmadan elde edilen bulgular ışığında araştırmacılar, fumigasyon modunun motor performansı ve egzoz emisyonlarının geliştirilmesi açısından yetersiz, karışım modunun anılan karakteristik büyüklükler açısından olumlu sonuçlar sergilediğini vurgulamışlardır.

Pandey vd. (2019), tek silindirli 3,5 kW gücünde bir SAM'de, dizel/etanol PCCI stratejisinin yanma ve emisyon karakteristiklerine etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. PCCI yanma stratejisinin uygulanabilmesi için test motoru üzerinde bazı modifikasyonlar gerçekleştirilmiş etanol yakıtı emme hattı üzerinden bir enjektör yardımıyla silindir içerisine şarj edilmiştir. Deneyler 1500 d/d sabit motor devri ve dört farklı motor yükünde (1-4 bar bmep), 40 °C sabit emme havası şartlarında gerçekleştirilmiştir. Yapmış oldukları deneysel çalışmalarda;

- Düşük ve orta motor yüklerinde (1-3 bar bmep) ön karışım dolgu miktarının artmasıyla net ısı yayılım oranının ve maksimum silindir içi basıncın azaldığını, yüksek motor yüklerinde (4 bar bmep) ise arttığını,
- Tüm motor yüklerinde HC emisyonu ön karışım dolgu miktarının artmasıyla artış gösterdiği, CO emisyonunun düşük ve orta motor yüklerinde arttığını ancak yüksek motor yükünde azaldığını,
- Yüksek motor yükü hariç tüm motor yüklerinde ön karışım dolgulu miktarının artmasıyla birlikte NO_x emisyonlarının azaldığını, is emisyonunun ise tüm motor yüklerinde azaldığını,

gözlemlemişlerdir. Araştırmacılar yapmış oldukları deneysel çalışmaların sonucunda dizel (poliaromatik hidrokarbonların) yakıtı ile etanol yakıtının yer değiştirilerek çift

yakıtlı yana stratejisinin motor performans ve emisyon parametreleri açısından faydalı olduğunu tespit etmişlerdir.

Thiyagarajan vd. (2020) tek silindirli sıkıştırma ile ateşlemeli bir motorda geleneksel dizel yakıtına alternatif direkt enjeksiyon yakıtı olarak aspir yağı biyodizeli ile emme manifolduna metanol ve n-pentanol ön enjeksiyonunun motor performansı, emisyon ve yanma parametrelerine etkisini değerlendirmek için bir araştırma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada, metanol ve n-pentanol, direkt enjeksiyon yoluyla silindir içine enjeksiyon edilen aspir biyodizeline ilave yakıt olarak kütlece %10 ve %30 oranında emme zamanı süresince yanma odasına giren hava üzerine enjeksiyon edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre metanol ve n-pentanol enjeksiyonuyla motorun sadece biyodizel yakıtı ile çalışma şartına kıyasla daha yüksek efektif ısı verim elde edilirken, metanol ve n-pentanol manifold enjeksiyonuyla HC, CO ve NO_x emisyonlarının arttığı, duman emisyonlarının ise azaldığını belirtmişlerdir. Motorun tam yük şartlarında silindir içi maksimum basıncın, metanol ve n-pentanol yakıtlarının içeriğinde oksijen bulunması ve daha yüksek alev hızına sahip olması nedeniyle çift yakıt modunda tek yakıt moduna kıyasla daha yüksek olduğu, bununla birlikte metanol ve n-pentanol manifoldu enjeksiyonu ile yanma başlangıcındaki gecikmeye bağlı olarak ısı yayılım oranının arttığını tespit etmişlerdir.

Duraisamy vd. (2020) üç silindirli, turboşarjlı bir dizel motorda Metanol/Dizel ve Metanol/ PODE (polyoxymethylene dimethyl ethers) RCCI yanmasının, motor performansı ve egzoz emisyon parametrelerine etkisini araştırmışlardır. Deneysel çalışmalar motorun 4 bar BMEP ve 1500 rpm'de, sabit CA50'de (yaklaşık ÜÖN'dan sonra 10 °KMA) ve ön karışım dolgu miktarını miktarının değiştirilmesi ile gerçekleştirilmiştir. Çalışmalarda sabit CA50'nin direkt enjeksiyon zamanının değiştirilmesi ile sağlandığını bildirmişlerdir. Gerçekleştirmiş oldukları deneysel çalışmalarda;

- Hem Metanol / Dizel hem de Metanol / PODE çift yakıtlı yanma şartları altında konvansiyonel dizel yanma şartlarına kıyasla daha uzun bir ateşleme gecikmesi gözlemişlerdir. PODE oksijen içeriğinin yanında yüksek setan sayısı ve uçuculuğa sahip olması, yakıt-hava karışımının dizel yakıttan daha erken yanma başlangıcı gösterdiğini belirtmişlerdir.

- Ön karışımli metanol fraksiyonun arttırıldığı deneysel çalışmalarda her iki çift yakıtlı RCCI yanma şartlarında ateşleme gecikmesinin arttığını belirtmişlerdir. Ayrıca ön karışım dolgu miktarının artması, her iki çift yakıtlı RCCI şartlarında yanma süresini azalttığını gözlemlemişler ve bu duruma neden olarak metanolün daha hızlı yanma özelliklerine sahip olduğundan dolayı gerçekleştiğini vurgulamışlardır.
- Hem Metanol / Dizel hem de Metanol / PODE çift yakıtlı yanma şartları altında ön karışım metanol dolgu miktarının artışına bağılı olarak konvansiyonel dizel yanma şartlarına kıyasla yüksek miktarda HC ve CO emisyon oluşumu gözlemlemişlerdir. Metanolün yüksek buharlaşma gizli ısısına sahip olması, çift yakıtlı RCCI yanma şartlarında silindir içi sıcaklığın düşmesine ve bununla birlikte silindir duvar sıcaklığının düşük olması segman-silindir boşluğunda biriken yakıtın oksitlenemesi gibi durumlardan dolayı oksidasyonu reaksiyonlarının yeterince gerçekleşemediği, bunun sonucunda belirtilen emisyonlarda %95'lere varan bir artış gerçekleştiğini bildirmişlerdir.
- Metanol / Dizel çift yakıtlı RCCI yanma şartlarında Metanol / PODE çift yakıtlı RCCI yanmadan nispeten daha düşük bir silindir içi basınç basıncı sergilediği gözlenmektedir. Karbon / karbon bağı içermeyen PODE'nin sahip olduğu fiziksel ve kimyasal özellikleri nedeniyle RCCI yanması için uygundur.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Tez çalışması kapsamında, reaktif kontrollü yanma şartlarında silindir içi homojen karışımın oluşturularak yanma fazının kontrol edilebilmesi ile bir dizel motorda NO_x ve is emisyon oluşumunun eş zamanlı olarak iyileştirmesi amaçlanmıştır. Farklı ön karışım oranlarının, emme havasının ısıtılması ve EGR uygulamasının silindir içi yanma şartları, motor performans parametreleri ve egzoz emisyonları üzerine etkileri incelenmiştir.

Sıkıştırma ile ateşlemeli içten yanmalı bir motorda, reaktif kontrollü yanma stratejisinin gerçekleştirilmesi için tek silindirli, direkt enjeksiyonlu (DI) bir dizel motor kullanılmıştır. Dizel motorda reaktif kontrollü yanma stratejisinin gerçekleştirilmesi için yüksek oktan sayısı, düşük kaynama noktası ve yüksek uçuculuğa sahip olmasının yanında yenilenebilir yakıt olması nedeniyle ön karışım yakıtı olarak etanol seçilmiştir. Kullanılan etanol yakıtı tarımsal kökenli atıkların fermantasyon yöntemiyle elde edilmiş ve konu ile ilgili literatürde biyoetanol yakıtı olarak isimlendirilmektedir. Kullanılan biyoetanol yakıtının fiziksel ve kimyasal özelliklerine ait ürün sertifikası Ek A'da verilmiştir.

Deneyisel çalışmaların yapıldığı tek silindirli dizel motorda, dizel yakıtı direkt enjeksiyon modunda silindir içine yüksek basınçlı yakıt hattından enjekte edilirken, etanol yakıtı motorun emme supabının hemen arkasına püskürtmenin yapılacağı şekilde konumlandırılmış, elektronik kontrollü düşük basınçlı yakıt enjektörü kullanılarak enjekte edilmiştir. Ayrıca egzoz gaz resikülasyonun (EGR) ve farklı ön ısıtma sıcaklıklarının silindir içi yanma parametreleri üzerine etkisinin değerlendirilebilmesi için motorun emme hattında yapısal değişiklikler gerçekleştirilmiştir. EGR sistemi, motorun egzoz hattı üzerinde konumlandırılan ve EGR oranının ayarlanabilmesine müsaade eden bir küresel vana, hava soğutmalı ısı eşanjörü ve uygun bağlantı elemanları kullanılarak montaj işlemi gerçekleştirilmiştir.

Deneyler, içten yanmalı motorun normal dizel yanma şartları altında verdiği tork miktarı %10, %20, %30 oranlarında azaltılmış ve azalan tork değeri emme manifolduna püskürtülen biyoetanol yakıtı ile tamamlanarak gerçekleştirilmiştir. Deneylerde motorun indike çıkış parametrelerinin belirlenmesi için krank açısına bağlı olarak silindir içi yanma basıncı, piezoelektrik basınç dedektörü ve shaft kodlayıcı

(enkoder) kullanılarak ölçülmüştür. Şaft kodlayıcı her 0,5 °KMA da bir sinyal olmak üzere bir yanma çevrimi süresince 1440 pals üretmektedir. Ayrıca şaft kodlayıcı kullanılarak motorun emme zamanı başlangıcı üst ölü noktası (ÜÖN) belirlenmiştir. Bu şekilde motorun bir yanma çevrimi boyunca silindir içi yanma basıncının krank açısına bağlı değişimi elde edilmiştir. Bir yanma çevrimi boyunca alınan silindir içi basınç verileri kullanılarak indike ortalama efektif basınç (i_{mep}), indike motor gücü (P_i), indike motor torku (M_d), indike termik verim (η_i), indike özgül yakıt tüketimi (b_i) hesaplanmıştır. Elde edilen bulgular ile deney motorunu reaktif kontrollü yanma konumunda çalıştırılması ile dizel çalışma konumu karşılaştırılmıştır.

3.1. Deney Motorunun Teknik Özellikleri

Deneysel çalışmaların yapılabilmesi için Lombardini 4 LD 820 model, tek silindirli, hava soğutmalı, 17 BG gücünde Şekil 3.1’de gösterilen dizel motor kullanılmıştır. Çizelge 3.1’de ise deney motoruna ait teknik bilgiler verilmiştir.



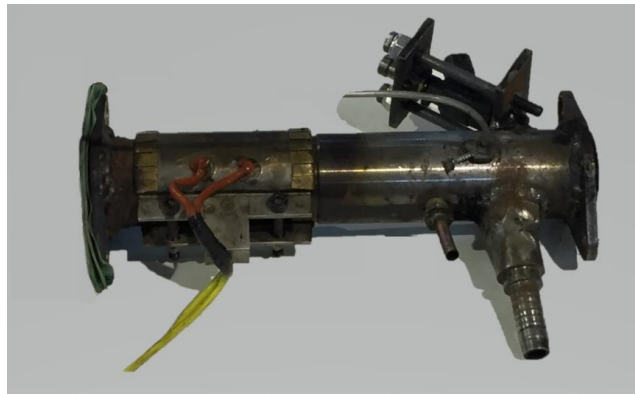
Şekil 3.1. Deneysel çalışmada kullanılan dizel motor (Antor 4 LD 820)

Çizelge 3.1. Deney motorunun teknik özellikleri

Lombardini Dizel 4 LD 820	
Motor tipi	Tek silindirli, hava soğutmalı OHV motor
Supap düzenlemesi	1 emme, 1 egzoz
Kurs hacmi	825 cm ³
Silindir çapı	102,5 mm
Strok	100 mm
Sıkıştırma oranı	17:1
Maksimum motor devri	3000 d/d
Maksimum motor gücü	17 BG
Maksimum motor torku	45 Nm @ 1600 min-1
Yağlama Sistemi	Basınçlı yağlama
Yakıt Sistemi	Mekanik pompalı, direkt enjeksiyon
Çalıştırma sistemi marşlı	Marşlı

3.2. Etanol Port Enjeksiyon Yakıt Sistemi

Reaktif kontrollü sıkıştırma ile yanma stratejisinin bir motor üzerinde gerçekleştirilebilmesi için hem DI sistemine hem de silindir içinde ön karışımın oluşturulabilmesi için ikincil enjeksiyon sistemine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu çalışmada homojen ön karışımın oluşturulması için port tipi yakıt enjeksiyon sistemi kullanılmıştır. Port tipi yakıt enjeksiyon sisteminin çalışmada kullanılan motorun emme manifoldu üzerine yerleştirilebilmesi ve EGR miktarının ölçülmesi için EGR örneklem hat girişi bağlantısını içeren yeni bir emme manifoldu tasarlanarak imal edilmiştir. İmalatı gerçekleştirilen emme manifold hattı Şekil 3.2’de görülmektedir.



Şekil 3.2. Port enjeksiyon sisteminin kurulu olduğu emme manifoldu

İmalatı gerçekleştirilen emme manifoldu üzerine ticari olarak kullanılan, yüksek empedans değeri ve 4 bar çalışma basıncına sahip port tipi yakıt enjektörü adapte edilmiştir.



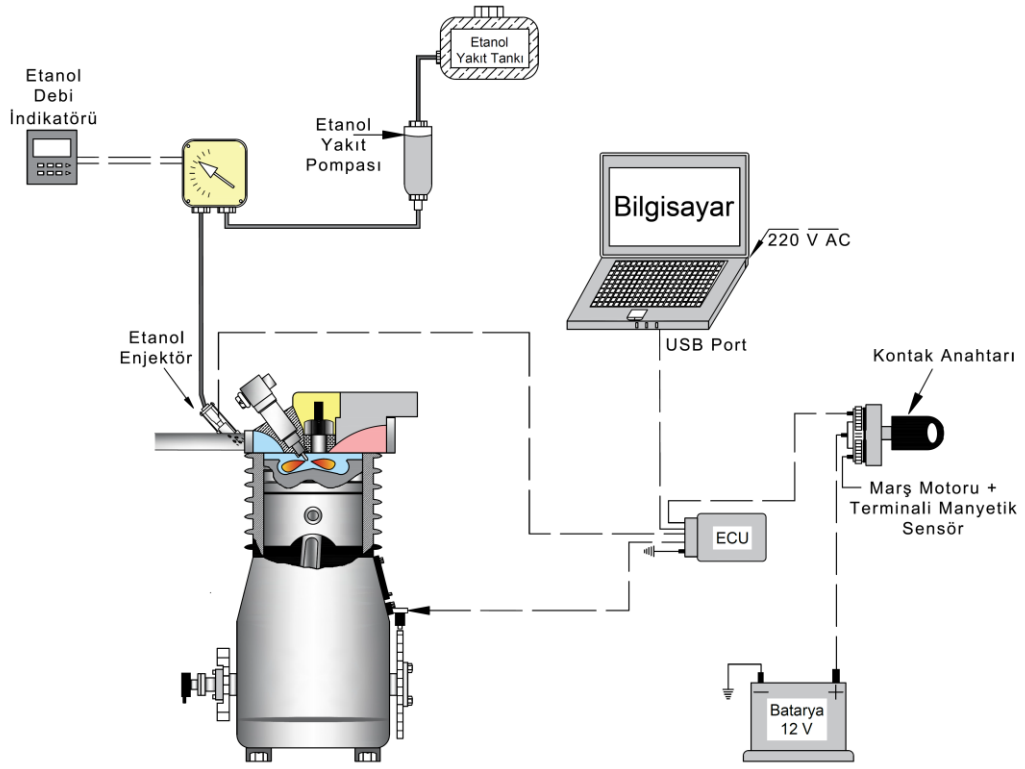
Şekil 3.3. Port etanol enjeksiyon enjektörü

Ön karışım dolgu miktarı, deney motorunun çalışma parametrelerinin (motor devri, manifoldu mutlak basıncı, silindir gömlek sıcaklığı vb.) etkilediği enjektör tetikleme süresi ve yakıt hattı basıncına bağlı olarak kontrol edilebilmektedir. Yakıt hattı basıncı, Şekil 3.4’te görülen basınç regülatörü kullanılarak belirlenen basınç değerinde sabit tutulabilmektedir.



Şekil 3.4. Yakıt hattı basınç regülatörü

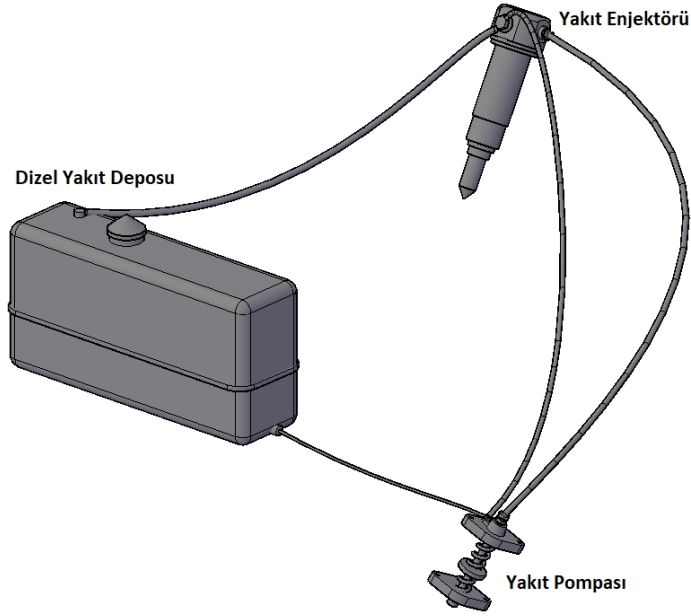
Ön karışımlı etanol yakıtının emme hattı üzerinde kontrol edilmesini sağlayan port tipi yakıt enjeksiyon sistemi ve çevre birim elemanları şematik olarak Şekil 3.5’te görülmektedir.



Şekil 3.5. Port enjeksiyon sisteminin şematik resmi

3.3. Direkt Enjeksiyon Yakıt Sistemi

Ön karışım yoluyla silindir içine alınan homojen karışımın tutuşturulması için ana yanma odasına direkt olarak püskürtülen dizel yakıtı, deney motoru üzerinde bulunan mekanik kontrollü yakıt enjeksiyon sistemi kullanılarak kontrol edilmiştir. Direkt yakıt enjeksiyon avansı 24 °KMA ÜÖN öncesinde gerçekleşmektedir. Sistemde bulunan basınç pompası, motor gövdesine sabitlenmiş ve mekanik olarak kam mili tarafından tahrik edilmektedir. Depodan pompaya yakıt sevki herhangi bir ön basınçlandırma sistemi kullanılmadan, yükseklik farkından yararlanılarak gerçekleştirilmektedir. Şekil 3.6’ da direkt enjeksiyon yakıt sistemi ve sistem bileşenleri görülmektedir.



Şekil 3.6. Direkt enjeksiyon yakıt sistemi

Deneysel çalışmalarda ön karışım dolgu yakıtı olarak düşük reaktiveteli %99,9 saflıkta biyoetanol yakıtı ile direkt enjeksiyon yakıtı olarak yüksek reaktiveteye sahip referans dizel yakıtı seçilmiştir. Deneylerde kullanılan dizel ve biyoetanol yakıtlarının literatürde bazı fiziksel ve kimyasal özellikleri Çizelge 3.2’de gösterilmektedir.

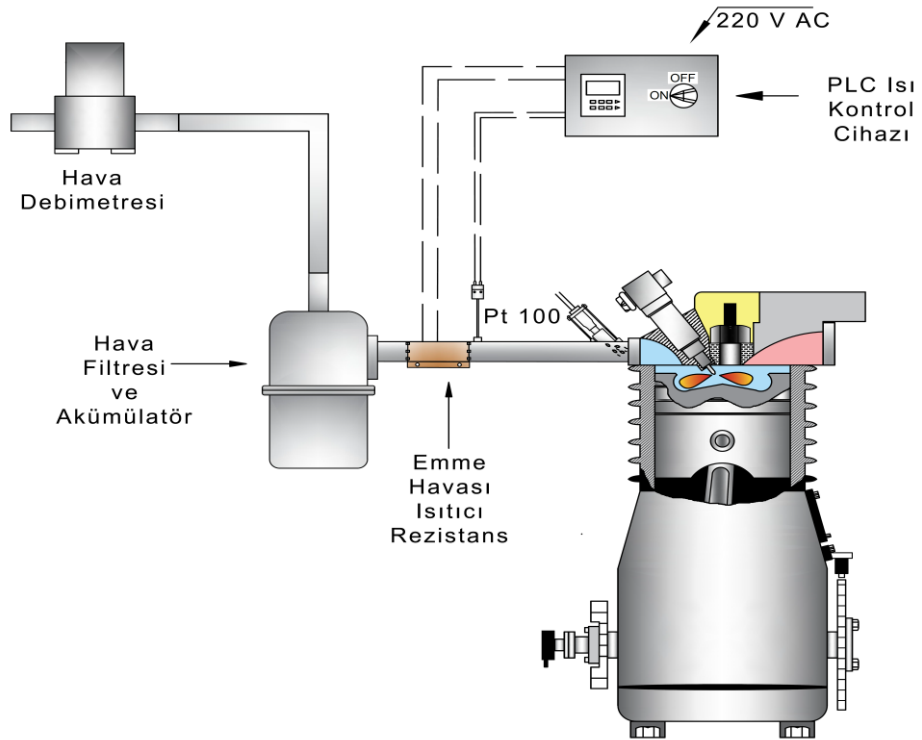
Çizelge 3.2. Deneylerde kullanılan yakıtların fiziksel ve kimyasal özellikleri (Gürbüz ve Demirtürk, 2020)

Özellik	Dizel Yakıtı	Biyoetanol Yakıtı
Moleküler ağırlık	190-212	46
Yoğunluk (15 °C’de kg/m ³)	810-890	785
Oktan Sayısı	-	108
Setan Sayısı	40-55	8
Alt ısı değeri (MJ/kg)	43,5	27
Buharlaştırma gizli ısı (kJ/kg)	290-420	921
Kendikendine tutuşma sıcaklığı (°C)	210	363-442
Buharlaştırma noktası (°C)	188	78,4

3.4. Emme Havası Isıtma Tertibatı

Ön karışım dolgulu sıkıştırma ile ateşleme prensibine göre çalışan motorlarda, önemli parametrelerden biri de karışımın sıcaklık zaman geçmişi'dir. Karışımın sıcaklık zaman geçmişi kontrolü, emme havasının ısıtılması veya sıcak egzoz gazlarının emme hattına yönlendirilmesini amaçlayan EGR sistemi ile gerçekleştirilmektedir. Homojen ön karışım dolgu için seçilen etanol yakıtı, yüksek gizli buharlaşma ısısına sahip olduğundan motorun sıkıştırma zamanı süresince silindir içi sıcaklıkların düşmesine neden olmaktadır. Bu problemin üstesinden gelebilmek ve farklı ön karışım sıcaklıklarının yanma üzerine etkilerini araştırmak için motorun tasarlanan emme manifoldu üzerine kelepçe tipi rezistanslı bir ısıtıcı yerleştirilmiştir.

Ön karışım dolgu sıcaklığının kontrolünde K tipi ısıl çift sensörü, ısıtma elemanı olarak kullanılan rezistans ve ısı kontrol cihazı elemanları kullanılmıştır. Motorun emme hattından geçen havanın sıcaklığının ölçülmesi ve kontrol edilmesi için kullanılan ısıl çift elemanı motorun giriş kanalının önüne yerleştirilmiştir. Şekil 3.7'de emme havası ısıtma kontrol sistemi ve bileşenleri görülmektedir.



Şekil 3.7. Emme havası ısıtma kontrol sistemi ve bileşenleri

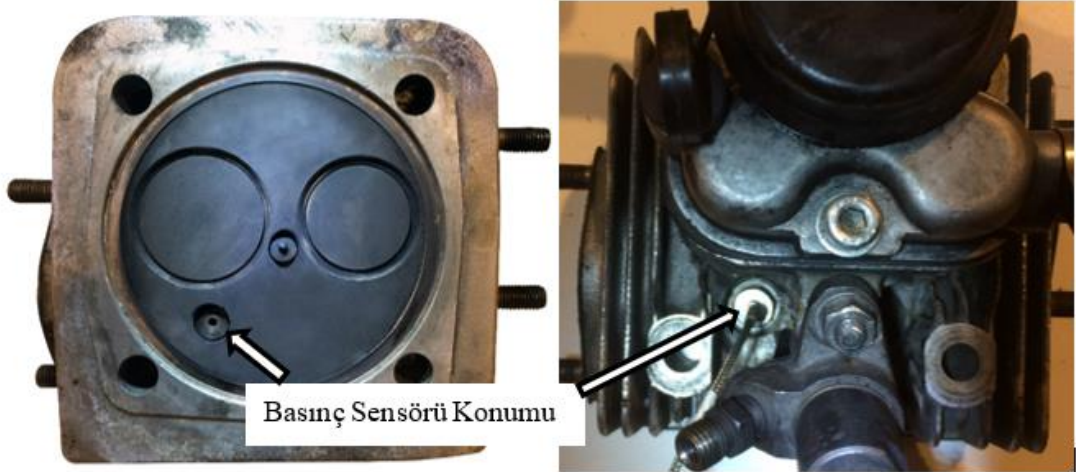
3.5. Deneysel Çalışmalarda Kullanılan Cihaz ve Ekipmanlar

3.5.1. Silindir içi basınç ölçümü ve veri toplama sistemi

Deneysel çalışmalarda yanma parametrelerinin analizinin gerçekleştirilmesi amacıyla silindir içi gerçek zamanlı basınç verilerinin ölçülmesi ihtiyacı vardır. Bu amaçla silindir içi basıncın ölçülmesinde 0-250 bar basınç ve -50 ile 400 °C aralığında çalışabilen, teknik detayları Ek B’de verilen Kistler 6052C model piezoelektrik basınç dedektörü uygun adaptör yardımıyla silindir kapağına montaj edilerek kullanılmıştır. Şekil 3.8’de silindir içi basınç ölçümünde kullanılan sensör ve motor silindir kapağı üzerindeki konumu Şekil 3.9’da görülmektedir.



Şekil 3.8. Piezoelektrik basınç dedektörü



Şekil 3.9. Silindir kapağı üzerinde basınç sensörünün konumu

Sensör uç kısmında bulunan membrana etkiyen silindir içi gaz basıncı, piezoelektrik ölçüm elemanına uygulanan bir kuvvete dönüşür. Piezoelektrik kristal paketinde bu kuvvet, sensör üzerinde bir elektrostatik yük üretir. Üretilen yük sensör içerisinde yer

alan elektrotlar ile sensör konnektörüne, ardından piezoelektrik kabloyla şarj amplifikatörüne iletilir ve amplifikatör elektrostatik yükü silindir içi basıncın bir fonksiyonu olan gerilime dönüştürür. Piezoelektrik prensibine göre çalışan sensörler, hızlı ve dinamik ölçüm gerçekleştirme imkânı sunduğu için silindir içi yanma basıncı ölçümlerinde önemli bir rol oynar. Şekil 3.10’da piezoelektrik prensibe göre çalışan basınç sensörünün kesit resmi görülmektedir.



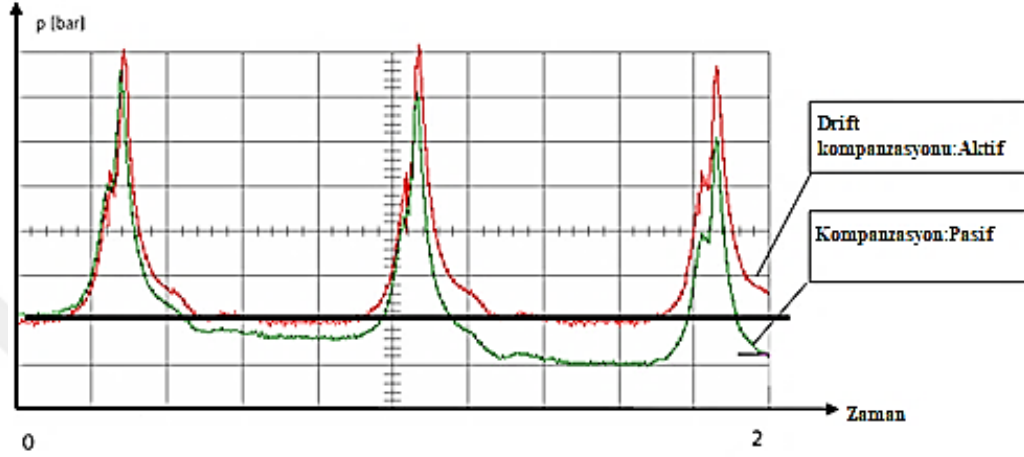
Şekil 3.10. Piezoelektrik basınç sensörünün kesit resmi

Piezoelektrik basınç dedektörü tarafından, artan silindir içi basınca bağlı olarak orantısal olarak üretilen voltajın basınç sinyaline dönüştürülmesinde; Şekil 3.11’de verilen tek kanallı, likit kristal ekrana sahip yanma analizi için spesifik özellikleri bulunan Kistler 5018A model şarj amplifikatörü kullanılmıştır. Ayrıca, bu sinyal şartlandırıcı $\approx 0\text{-}200\text{ kHz}$ aralığında gelen voltaj sinyalini basınç değerine dönüştürebilme kapasitesine ve okunan voltaj değeri için filitreleme özelliği bulunmaktadır.



Şekil 3.11. Kistler 5018A model şarj amplifikatörü

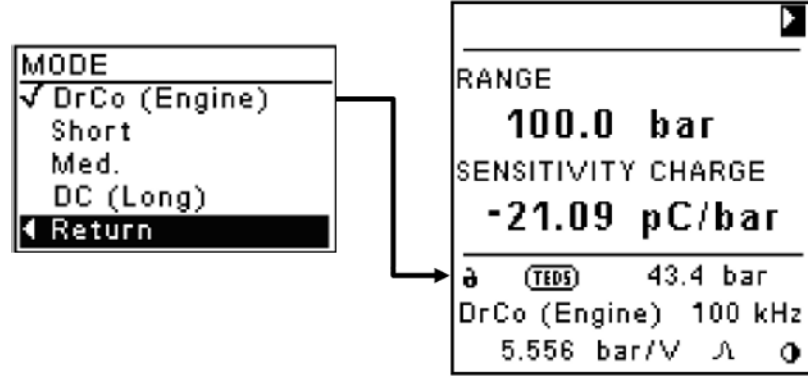
Klasik şarj amplifikatörlerinde, silindir içi ani sıcaklık değişimlerine bağlı olarak meydana gelen termal şoklar nedeniyle sensör ile amplifikatör arasında bağlantı sağlayan hat üzerinde gürültü ve yük birikimine neden olmaktadır. Biriken bu yükler zamana bağlı olarak artmakta ve şarj amplifikatörün çıkış sinyalinde Şekil 3.12’de görülebileceği gibi kaymaya (drift) neden olmaktadır.



Şekil 3.12. Şarj amplifikatöründe drift kompanzasyonu

Motor işletme şartları, çevre birimleri arasında bağlantı sağlayan hatlarda düşük izolasyon direnci vb. gibi çalışma şartlarına bağlı olarak silindir basınç sinyallerinde meydana gelen sapmayı otomatik olarak dengeleme işlemi gerçekleştiren şarj amplifikatörler vardır. Bu tip şarj amplifikatörlerinde, kaymanın engellenmesi cihaz içerisinde bulunan bir mikroişlemci devre ile amplifikatöre gelen sinyal dijital olarak alınır. Mikroişlemci veri iletiminde son çevrimlerdeki sapmayı hesaplar ve eğilimini tahmin eder. Bu beklenen sapma daha sonra ters akım olarak şarj amplifikatörünün girişine geri beslenir. Böylece, silindir basınç sinyalinin faz veya genlik eğrisinde bozulmaların meydana gelmesi önlenir.

Silindir içi basınç ölçümleri sırasında oluşan sinyal kaymalarından doğacak veri analiz hatalarının ve analiz güvenilirliğinin sağlanması için deneysel çalışmalarda, '**DrCo (Engines)**' çalışma modu sayesinde sinyal kaymalarını engelleyebilen Kistler marka 5018A model şarj amplifikatörünün kullanılması tercih edilmiştir. Şekil 3.13'te Kistler 5018A şarj amplifikatörü DrCo modu ekran bilgileri görülmektedir.



Şekil 3.13. Kistler 5018A şarj amplifikatörü DrCo modu ekran bilgileri

Silindir içi basınç verilerinin krank açısı değerleri ile eş zamanlanması için Şekil 3.14’de verilen Kistler 2618B model krank açısı ölçüm seti kullanılmıştır. Krank açısı ölçüm seti; optik prensibe göre çalışan, 0,1 – 6 °KMA aralığında ayarlanabilen kare dalga sinyali verebilen bir açı kodlayıcı, sinyal koşullandırıcı ve hat sonlandırıcıdan oluşur. Açı kodlayıcı teflon malzemeden üretilmiş flanş ile motor volanı üzerine montaj yapılmıştır. Silindir içi basınç verileri bir yanma çevriminde krank milinin her 0,5 °KMA değişiminde kaydedilmiştir.



Şekil 3.14. Kistler 2618B krank açısı ölçüm seti

Deney motorunun şaft kodlayıcı ve şarj amplifikatöründen elde edilen silindir içi basınç bilgilerini eş zamanlı olarak bilgisayar ortamında kaydedebilmek için Şekil

3.15’te görülen Measurement Computing firmasının USB-1616HS-4 model veri toplama kartı kullanılmıştır. Veri toplama kartının teknik özellikleri Çizelge 3.3’de görülmektedir.

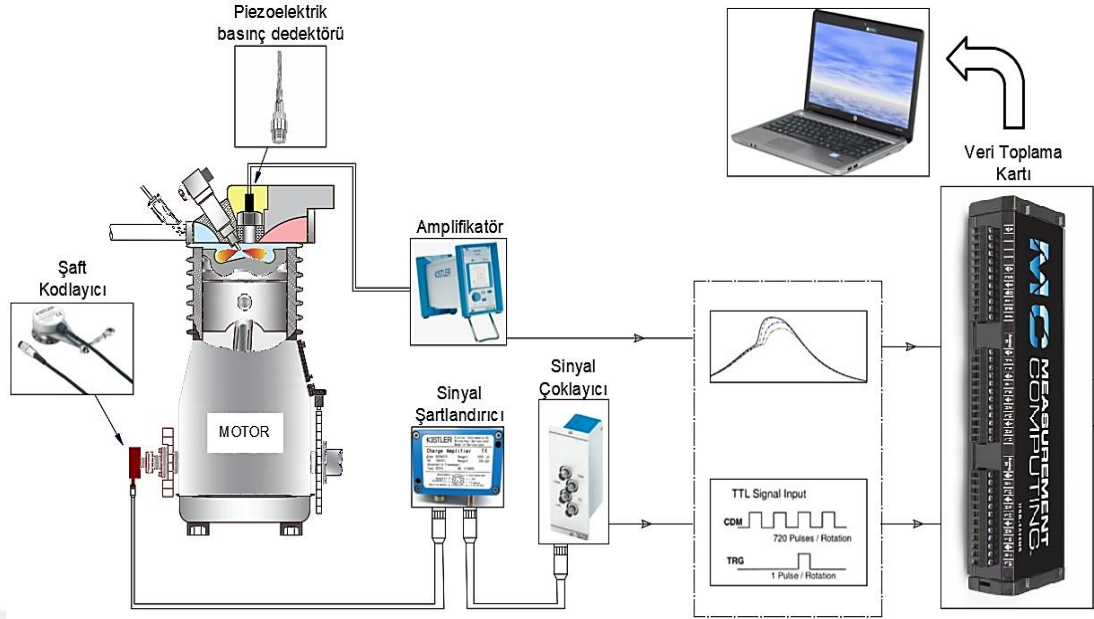
Çizelge 3.3. USB-1616HS-4 veri toplama kartı teknik özellikleri

ANALOG GİRİŞ			
KANAL SAYISI	ÇÖZÜNÜRLÜK	AZAMI ÖRNEKLEM HIZI	ÖRNEKLEM
16 SE/8 DIFF	16-bit	1 MS/s	Çoklanmış
ÖLÇÜM ARALIKLARI		İZOLE KANAL ÖZELLİĞİ	
±10 V, ±5 V, ±2 V, ±1 V, ±0.5 V, ±0.2 V, ±0.1 V		-	
SENSÖR GİRİŞLERİ			
ISIL ÇİFT	RTD	TERMİSTÖR	GERİLİM
EYET (J, K, T, E, R, S, N, T)	—	—	EYET
ANALOG ÇIKIŞ			
KANAL SAYISI	ÇÖZÜNÜRLÜK	HIZ	
4	16-bit	1 MS/s	
DİJİTAL GİRİŞ/ÇIKIŞ			
KANAL SAYISI	SAYAÇ/ZAMANLAYICI	ENKODER	
24	4/2	1	



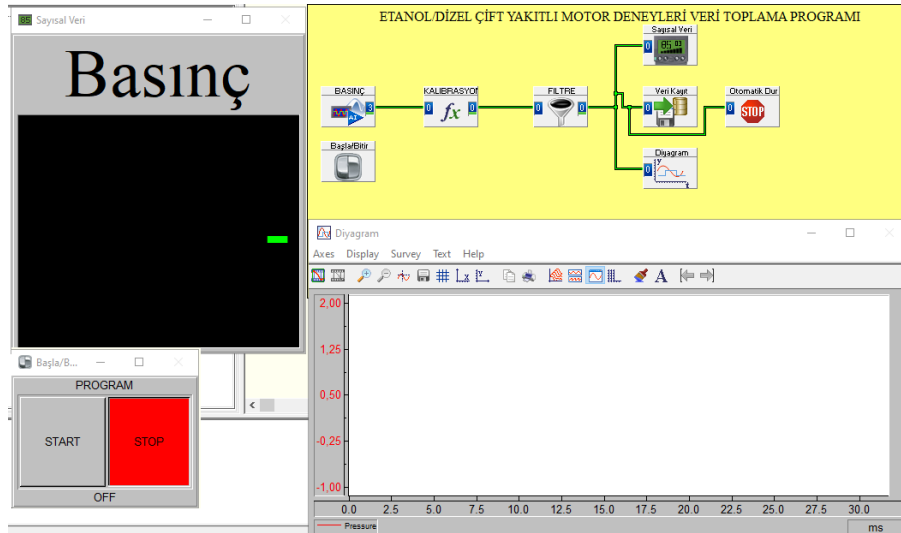
Şekil 3.15. USB-1616HS-4 veri toplama kartı

Basınç dedektörü ile ölçülen gerçek zamanlı silindir içi basınç verileri şarj amplifikatörü ile basınç değerine dönüştürülüp veri edinim kartı ile bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Yukarıda ki bölümlerde teknik detayları verilen ve krank açısının değişimine bağlı olarak elde edilen silindir içi basınç bilgi sistemin elde edilmesinde kullanılan çevre birim elemanlarının yer aldığı indikatör sistemi Şekil 3.16’da görülmektedir.



Şekil 3.16. İndikatör sistemi

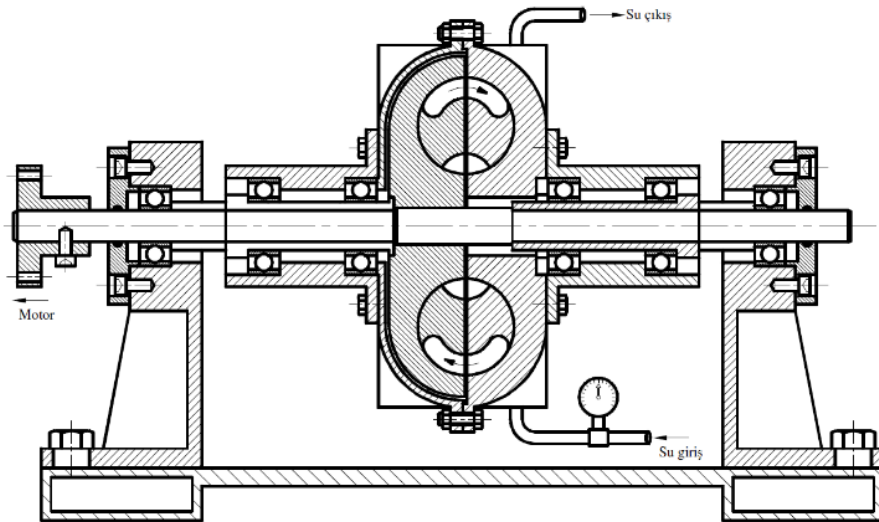
Basınç dedektöründen alınan silindir içi basınç verileri, sinyal şartlandırıcıdan DAQ kartına aktarılmıştır. Alınan veriler, basınç dedektörü kalibrasyon değerleri kullanılarak, veri toplama programı ile basınç değerlerine dönüştürülmüştür. DAQ kart vasıtasıyla, bilgisayara alınan 0,5 °KMA kodlama verileri, basınç verileri, hazırlanan veri toplama programı üzerinde karşılaştırılarak krank açısına bağlı silindir içi basınç değişim verileri Excel dosyası formatında bilgisayarda depolanmıştır. Deneysel çalışmalarda, her 0,5 °KMA açısında bir olmak üzere, motorun bir çevriminden toplam 1440 veri alınmıştır. Deneylerde, her çalışma parametresi için motorun ardışık 50 çevrimden alınan silindir içi basınç verileri analiz edilmiştir. Krank açısına bağlı olarak silindir içi basınç değişim verilerinin bilgisayar ortamına aktarılması için hazırlanan program Şekil 3.17’de ve kurulumu yapılan deney düzeneğinin komple şematik resmi Şekil 3.25’de verilmiştir.



Şekil 3.17. Veri toplama programının ara yüzü

3.5.2. Hidrolik dinamometre ve motor yükünün ölçülmesi

Deney motorunun belirlenen şartlar altında farklı yük ve devirlerde efektif motor gücü ve torkunu ölçmek için motora kaplin bağlantı elemanları ve şaft ile bağlanan hidro kinetik dinamometre kullanılmıştır. Dinamometre üzerinde bulunan ayarlanabilir su basıncı sayesinde motor yükü değiştirilebilmekte, dolayısıyla değişik yük değerlerinde testler yapılabilmektedir.



Şekil 3.18. Hidrolik dinamometrenin kesit görünüşü (Gürbüz, 2010)

Efektif motor torku, Şekil 3.19’da görülen dinamometre üzerine yerleştirilmiş S tip bir yük hücresi kullanılarak elektriksel sinyale dönüştürülmüş, sensör tarafından elektriksel sinyale dönüştürülen yük, ESIT marka PWI-P indikatör tarafından motor yüküne dönüştürülmektedir. Efektif motor gücü Denklem (3.3) kullanılarak hesaplanmıştır.



Şekil 3.19. S tipi yük sensörü ve PWI indikatör

3.5.3. Hava ve yakıt debisinin ölçümü

Deneysel çalışmalarda, silindir içine alınan emme havası debisinin ölçülmesinde 1500 l/d kapasiteye sahip New-Flow TSF03A10111 model termal kütleli debi ölçer kullanılmıştır. Debi ölçerin gücü 24 V DC adaptör kullanılarak şehir şebekesinden sağlanmıştır. Cihazın ölçüm uçlarındaki 4-20 mA aralığındaki akım, 220 V AC şehir şebekesi ile çalışan universal LED ekranlı dijital indikatörler tarafından l/h biriminde göstermektedir. Bununla birlikte çift yakıtlı motor işletme şartlarında silindir içine alınan etanol ve dizel yakıt debilerinin ölçümünde ise Techfluid marka yakıt debimetreleri kullanılmıştır. Her bir debimetre, kullanılan yakıtların kimyasal özellikleri göz önünde bulundurularak tedarikçi firma tarafından yakıtta özel kalibrasyonları gerçekleştirilmiştir. Hava ve yakıt debisinin ölçümünde kullanılan teknik ekipmanlar ve özellikleri Çizelge 3.4’te görülmektedir.

Çizelge 3.4. Debi ölçümünde kullanılan teknik ekipmanlar ve özellikleri

					
New-Flow TSF03A10111 Termal kütleli hava debi ölçer	TechFluid M21 Dizel Yakıt Debimetresi	TechFluid M21 Etanol Yakıt Debimetresi			
Teknik Özellikleri	Teknik Özellikleri	Teknik Özellikleri			
Bağlantı ölçüsü	1/2" NPT iç dişli	Bağlantı Ölçüsü	1/4" NPT iç dişli	Bağlantı Ölçüsü	1/4" NPT iç dişli
Ölçüm aralığı	0-1500 L/d	Ölçüm aralığı	1-12 L/h	Ölçüm Aralığı	1-13 L/h
Sıcaklık aralığı	0-50 °C	Sıcaklık aralığı	-10....70 °C	Sıcaklık aralığı	-10....70 °C
Doğruluk	± %1 F.S	Doğruluk	%4	Doğruluk	%4
Basınç	35 bar	Çalışma Basıncı	8-15 bar	Çalışma Basıncı	8-15 bar
Analog Çıkış	4 - 20 mA / 0 - 5V DC	Çıkış	4 - 20 mA / 0 - 10 V DC	Çıkış	4 - 20 mA / 0 - 10 V DC
Besleme	24 V DC	Besleme	12 V DC	Besleme	12 V DC

3.5.4. Elektronik kontrol ünitesi ve çalıştırılması

Deney motorunun çift yakıtlı çalışma şartlarında, ön karışım yoluyla silindir içine alınan etanol yakıtının debisi önemli bir kontrol parametresidir. Ön karışımli etanol yakıt enjeksiyon sisteminin kumanda ve yakıt miktarının kontrol edilmesinde Şekil 3.20’de gösterilen ve Spark EMS firmasından tedarik edilen Elektronik Kontrol Ünitesi (EKÜ) deney motoruna akuple edilmiştir.

Çalışmada, motor devir ve piston pozisyon bilgisinin EKÜ’ye aktarılmasında, Şekil 3.21’de görüldüğü gibi motorun krank miline bağlı 60-2 kare profil dişe sahip krank mili dişli çarkı ve endüktif tip krank mili konum sensörü ile krank milinden hareket

alan ve EKÜ'nün çevrim tamamlama bilgi sinyalini oluşturan kam mili konum sensörü ve dişli çarkı görülmektedir.



Şekil 3.20. Port enjeksiyon yakıt sistemi elektronik kontrol ünitesi



Şekil 3.21. Konum sensörlerinin motor üzerinde bağlantı durumları

Deney motorunun uygun işletme şartlarında çalıştırılması için VEMSTUNE programı kullanılmıştır. VEMSTUNE programı, kontrol ünitesinin enjeksiyon zamanının ve enjeksiyon miktarının kontrol edilmesi gibi işletme şartlarının istenildiği şekilde programlanmasına imkân vermektedir.



Şekil 3.22. VEMSTUNE programının genel görünüşü

3.5.5. Emisyon ölçüm sistemi

Deney motorunun egzoz gazı bileşen (HC, CO, CO₂, O₂ ve NOx) değerlerindeki değişiminin ölçülmesinde IMR marka FGA4000XDS egzoz gaz analizörü kullanılmıştır. Şekil 3.23’de IMR marka egzoz gaz analizörünün resmi görülmekte ve gaz analizörünün teknik özellikleri Çizelge 3.5’te verilmiştir.



Şekil 3.23. FGA4000XDS egzoz gaz analizörü

Çizelge 3.5. FGA4000XDS egzoz gaz analizörünün teknik özellikleri

FGA4000XDS Egzoz Gaz Analizörü Teknik Özellikler		
HC emisyonu ölçüm aralığı	0-10000 ppm	Non-dispersive infrared
CO emisyonu ölçüm aralığı	0-10 %	Non-dispersive infrared
CO2 emisyonu ölçüm aralığı	0-20 %	Non-dispersive infrared
NOx emisyonu ölçüm aralığı	1-5000 ppm	Elektrokimyasal sensör
O2 ölçüm aralığı	0-25 %	
Hava/yakıt oranı ölçüm aralığı	0-50 %	
Lamda (λ) ölçüm aralığı	0-5	
Ekran	0,8" parlak dijital LED	
Isınma süresi	≈ 5 dakika	
Güç gereksinimi	220 V AC	
Ağırlık	4,1 kg	
Boyut	33,5 x 27,4 x 16,5 cm	
Çalışma sıcaklığı	2 - 45 °C	

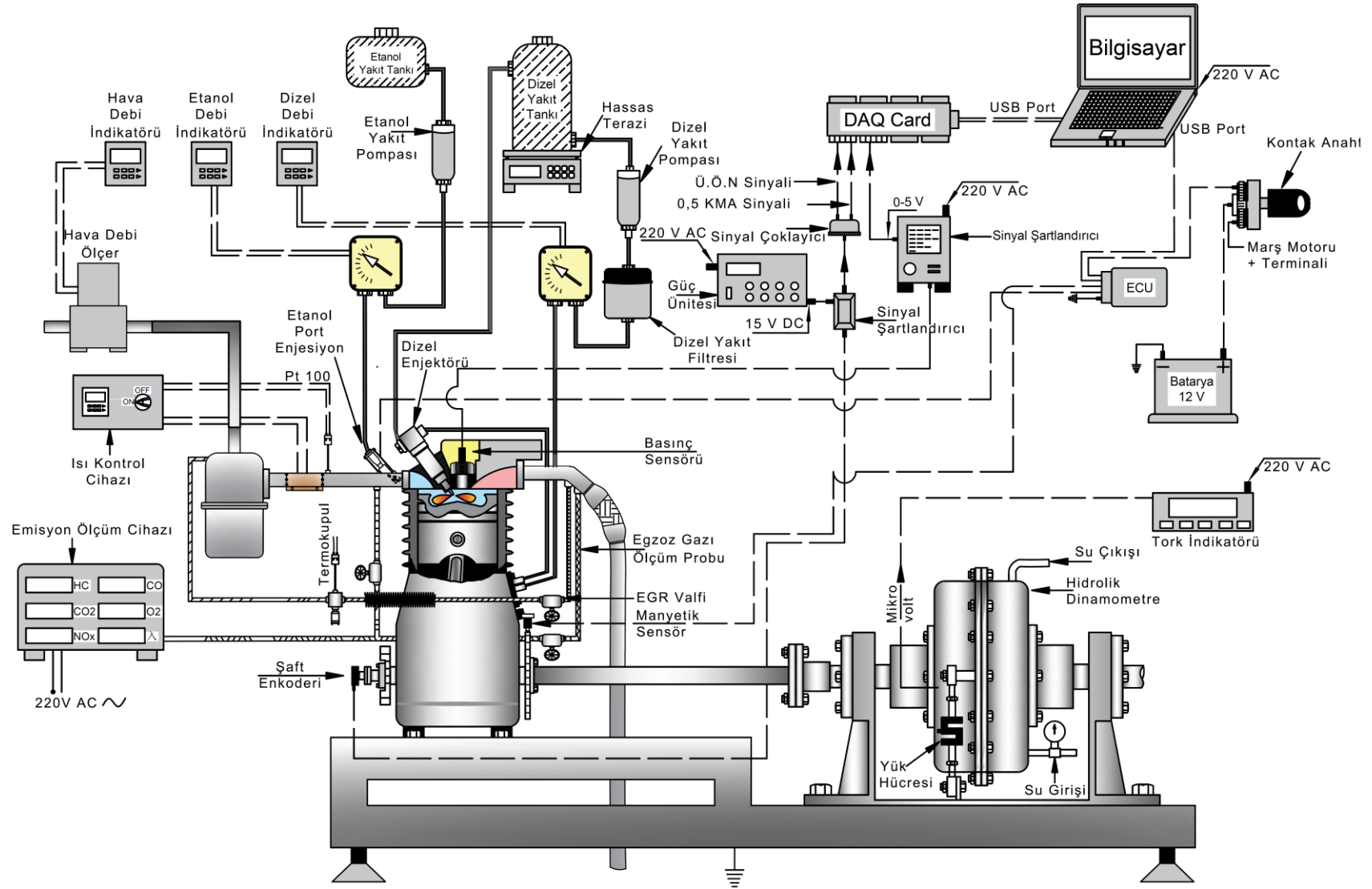
3.5.6. İs/Duman ölçüm sistemi

Motorun yanma sonrası is emisyonlarını ölçmek için mobydick marka duman koyuluk cihazı kullanılmıştır.



ÖZELLİKLERİ	DİZEL
Markası	mOByDic
Modeli ve/veya Tipi	5100
Güç kaynağı	230 V AC 50 Hz
Çevre (ortam) sıcaklığı	0 °C ile +40 °C
Etkin optik yol boyu (mm)	203
Opasite çözünürlüğü ve skalası (%)	0,1
Işık absorpsiyon çözünürlüğü ve skalası (m ⁻¹)	0,01
Sınıfı	-
Minimum akış hızı(L/min)	-
Ölçüm aralığı/Çözünürlük	-

Şekil 3.24. Mobydic Duman koyuluğu ölçüm cihazı ve özellikleri



Şekil 3.25. Deney sisteminin şematik gösterimi

3.6. Silindir İçi Basınç Verilerinin Analizi

Krank açısına bağlı olarak silindir içi basınç ölçümü ve analizi, içten yanmalı motorların araştırılması ve geliştirilmesi için genel olarak kullanılan temel bir uygulamadır. Deneysel çalışmalarda elde edilen silindir içi basınç, motorun her bir çevrimi için, sıkıştırma zamanı sonu ÜÖN'sından başlayarak, bir yanma çevrimi boyunca krank milinin her 0.5 °KMA değişim aralığında, toplam 1440 noktadan alınan verilerin ölçülmesi şeklinde tespit edilmiştir. İçten yanmalı motorun kompresyon eğrisi, deneyler sırasında her iki enjeksiyon sisteminden püskürtülen yakıtlar kesilerek, yanma basınç verileri ile aynı yöntem kullanılarak elde edilmiştir. Motor performans parametreleri, krank açısına bağlı olarak değişen ve motorun ardışık 50 çevriminden elde edilen silindir içi basınç değerlerinin ortalamaları uygun denklem takımları kullanılarak elde edilmiştir.

3.6.1. İndike ortalama efektif basıncın hesaplanması

Krank açısına bağlı olarak deney motorunun silindir içi basıncı, bir shaft kodlayıcı ve basınç sensörü kullanılarak ölçülmektedir (Heywood, 1988). İçten yanmalı bir motorun kapalı basınç – hacim diyagram alanı, piston üzerindeki gaz tarafından yapılan iş tir. Ortalama indike efektif basınç, birim süpürme hacmi başına belirtilen iş çıktısının, motor devri ve silindir sayısından bağımsız bir ölçüdür (Stone, 2012). Basınç hacim diyagramının (P-V) sınırladığı alanın sayısal integrali alınarak indike ortalama efektif basınç (imep) Eşitlik (3.1) ile hesaplanmıştır (Heywood,1998).

$$imep = \frac{1}{V_h} \oint P.dV \quad (3.1)$$

Burada; V_h kurs hacmini (m^3), P silindir içi basıncı (bar), dV krank açısına bağlı silindir hacim değişimini ifade etmektedir.

Ayrıca indike motor gücü (P_i) ve torku (M_d) aşağıdaki eşitlikler kullanılarak hesaplanmıştır.

$$P_i = \frac{imep \cdot V_h \cdot n \cdot z \cdot f}{60} \quad (3.2)$$

$$M_d = \frac{P_i \cdot 9549}{n} \quad (3.3)$$

Burada; M_d indike motor torkunu (Nm), P_i indike motor gücü (kW), n motor devrini (d/d), z silindir sayısını, f çevrim katsayısını göstermektedir. Dört zamanlı motorlar için $f=0,5$ olarak alınır.

3.6.2. İndike termik verimin hesaplanması

Motor performans parametrelerinden olan indike termik verim; silindire alınan yakıtın toplam enerjisinin indike güce dönüşüm oranını ifade eder. İndike termik verim Denklem (3.4) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\eta_i = \frac{P_i}{(\dot{m}_{dizel} \cdot Hu_{dizel} + \dot{m}_{etanol} \cdot Hu_{etanol})} \quad (3.4)$$

Burada; Hu yakıtın alt ısı enerjisini (kJ/kg), $\dot{m}_{dizel}$ ve $\dot{m}_{etanol}$ sırasıyla silindir içine alınan dizel ve etanol yakıtlarının kütleli debisini (L/d) ifade etmektedir.

3.6.3. İndike özgül yakıt tüketimin hesaplanması

İndike özgül yakıt tüketimi; farklı ebattaki motorların verimliliğini karşılaştırmanın etkili bir yoludur ve üretilen indike motor gücü başına tüketilen yakıt miktarını ifade eder. İndike özgül yakıt tüketimi:

$$b_i = \frac{\dot{m}_{dizel} + \dot{m}_{etanol}}{P_i} \quad (3.5)$$

şeklinde ifade edilir.

3.6.4. Hacimsel verimin hesaplanması

Hacimsel verim, emme ve egzoz işlemlerinin etkinliğinin bir ölçüsüdür (Stone, 2012). Motorlarda emme veya egzoz zamanı sonunda silindir içinde taze hava veya hava/yakıt karışımı ile artık egzoz gazları bulunmaktadır. Ayrıca emme sonundaki silindir içi basınç emme hattı tasarımına bağlı olarak pompalama kayıpları nedeniyle atmosfer basıncının altındadır. Bununla birlikte çeper sıcaklığının etkisiyle, taze hava

veya hava/yakıt karışımı ısınarak genişlemekte ve genişleyen hacim kadar daha az hava veya dolgu silindire girmektedir (Safgönül vd., 2013).

Hacimsel verim, emme zamanında silindire alınan havanın miktarının kurs hacmine oranı olarak tanımlanır ve Eşitlik (3.6) ile hesaplanır (Heywood, 1988).

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_h}{\rho_h V_h n} \quad (3.6)$$

Burada; $\dot{m}_h$ silindire alınan havanın kütleli debisini (kg/d), ρ_h havanın yoğunluğunu (kg/m³) göstermektedir.

3.6.5. Mekanik verimin hesaplanması

Mekanik verim, indike motor gücün efektif motor gücüne oranıdır. Günümüz modern otomotiv motorlarında mekanik verim 1800-2400 d/d altında %90 civarında iken, nominal motor hızında %75'e kadar düşmektedir (Heywood, 1988). Aerodinamik ve mekanik kayıplardan dolayı silindir içi yanma sonucu üretilen indike gücün tamamı motorun çıkış milinden alınamaz (Çakır, 2013).

Mekanik verim;

$$\eta_m = \frac{bmep}{imep} = \frac{P_e}{P_i} \quad (3.7)$$

olarak ifade edilir. Burada, P_e efektif motor gücüdür.

3.6.6. Çevrimler arası farklılıkların analizi

Yanma işleminde çevrimler arası fark, motor performansını olumsuz yönde etkilemenin yanında güç ve verimlilikte kayıplar yaşanmasına ve yanma gürültüsünün artmasına yol açar. İçten yanmalı motorda, ardışık çevrimler arasındaki farklılıkların incelenmesi ile motorun istenilen düzende çalışıp çalışmadığı belirlenebilmektedir. Çevrimler arası değişimin tespit edilmesinde, yanmış kütle oranı, indike ortalama efektif basınç (imep) veya maksimum basıncın standart sapmaları göz önünde bulundurulur (Öner vd., 2014). Motordaki çevrimler arası farkın araştırılmasında,

ortalama efektif basınçtaki değişim katsayısı (COV_{imep}) kullanılmaktadır ve yüzde olarak ifade edilir (Kuroda vd., 1978; Matekunas, 1983).

$$COV_{imep} = \frac{\sigma_{imep}}{\bar{imep}} * 100 \quad (3.8)$$

Burada; σ_{imep} motorun ardışık 50 çevriminde alınan basınç verilerinden hesaplanmış indike ortalama efektif basınç değerlerinin standart sapmasını simgelemektedir.

3.6.7. Silindir içi ortalama gaz sıcaklığının hesaplanması

Deneysel çalışmalarda bir çevrim boyunca silindir içi ortalama gaz sıcaklığının değişimi, bir iş çevrimi için silindir içine alınan yakıt/hava karışımının kütlesi, indikatör sistemi aracılığıyla krank mili açısına bağlı olarak kaydedilen silindir içi basınç ve hacim değişim bilgileri kullanılarak hesaplanmıştır. Hesaplama, silindir içine kütle transferinin olmadığı durumda ve karışımın mükemmel gaz karışımı olduğu kabulü yapılarak Denklem (3.9) yardımıyla hesaplanmıştır.

$$T_{g(\theta)} = \frac{P(\theta) \cdot V(\theta)}{m \cdot R} \quad (3.9)$$

Burada; $T_{g(\theta)}$ krank açısına bağlı silindir içi ortalama gaz sıcaklığını (K), $P(\theta)$ krank açısına bağlı silindir içi basıncı, $V(\theta)$ krank açısına bağlı silindir hacmini, m bir çevrimde silindir içine alınan hava/yakıt karışımının kütlesini (kg) ve R karışımın ortalama gaz sabitini (kJ/kgK) göstermektedir.

Karışımın ortalama gaz sabiti, silindir içine bir çevrimde alınan etanol/dizel-hava karışımının, mükemmel gaz karışımı olduğu kabul edilerek aşağıdaki eşitlikler kullanılarak hesaplanmıştır (Çengel ve Boles, 2008).

N adet bileşenden oluşan bir gaz karışımında; karışımın toplam kütlesi m ; karışanların ayrı ayrı kütlesini ve karışımın mol miktarı n ise; karışanların ayrı ayrı mol miktarını simgelemektedir.

$$m = \sum m_{ni} \quad (3.10)$$

Burada $m_{ni} = m_{O_2} + m_{N_2} + m_{C_2H_6O} + m_{C_{16}H_{34}}$ dir.

$$n_i = \frac{m_i}{M} \text{ ise;} \quad (3.11)$$

$$n_{O_2} = \frac{m_{O_2}}{M_{O_2}}, \quad n_{N_2} = \frac{m_{N_2}}{M_{N_2}}, \quad n_{C_2H_6O} = \frac{m_{C_2H_6O}}{M_{C_2H_6O}}, \quad n_{C_{16}H_{34}} = \frac{m_{C_{16}H_{34}}}{M_{C_{16}H_{34}}}$$

$$n = \sum_i^N n_i \rightarrow (n_i = n_{O_2} + n_{N_2} + n_{C_2H_6O} + n_{C_{16}H_{34}}) \quad (3.12)$$

Burada **M**, gazın mol kütlesini simgelemektedir. Bileşenlerin kütesinin, karışımın toplam kütesine oranı olarak tanımlanan kütle oranı, aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır.

$$y_{m_i} = \frac{m_i}{m} \text{ ise;} \quad (3.13)$$

$$y_{m,O_2} = \frac{m_{O_2}}{m}, \quad y_{m,N_2} = \frac{m_{N_2}}{m}, \quad y_{m,C_2H_6O} = \frac{m_{C_2H_6O}}{m}, \quad y_{m,C_{16}H_{34}} = \frac{m_{C_{16}H_{34}}}{m}$$

Karışımın ortalama mol kütlesi, Denklem (3.14) ile tanımlanırsa:

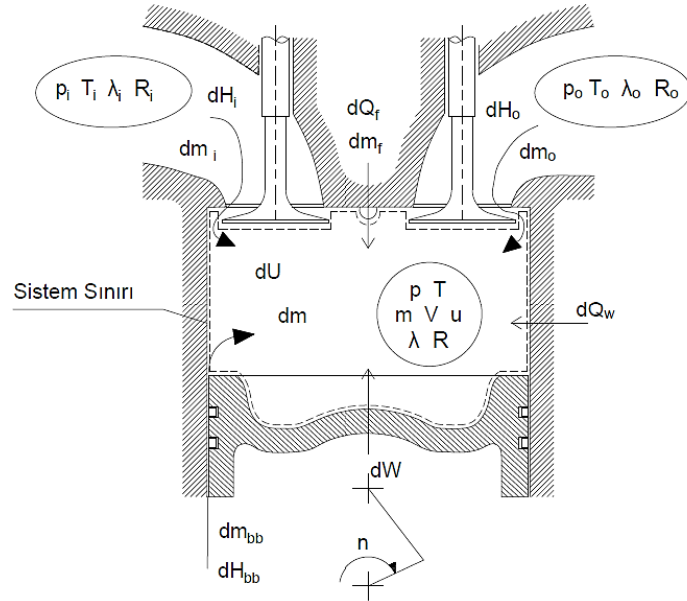
$$M = \frac{m}{n} \text{ (kg/kmol)} \quad (3.14)$$

Karışımın ortalama gaz sabiti, Denklem (3.15) ile hesaplanır.

$$R = \frac{R_u}{M} \text{ (kJ/kgK)} \quad (3.15)$$

3.6.8. Isı yayılımı ve yanmış kütle oranının analizi

Termodinamiğin I. Kanunu, Şekil 3.26'da görülen yanma odasına uygulanarak, silindir içerisine alınan hava/yakıt karışımının, yanma süresi boyunca kimyasal enerjisinin hangi oranda açığa çıktığı Denklem (3.16) kullanılarak belirlenebilmektedir.



Şekil 3.26. Tek bölge yanma modeli

$$\dot{Q} - \dot{W} = \frac{dU}{dt} \quad (3.16)$$

Burada; $\dot{Q}$ sistemin sınırlarına karşı yapılan ısı transfer oranını veya silindir duvarlarına giden enerjiyi, $\dot{W}$ sistem sınırlarının yer değiştirmesi sırasında gerçekleştirilen sınır işini, $\frac{dU}{dt}$ ifadesi zamana bağlı olarak iç enerji değişimini ifade etmektedir. Eşitlik (3.16)'da sistemin zamana bağlı iç enerji ve sınır işi değişimi ifadeleri sırasıyla Eşitlik (3.17) ve (3.18) kullanılarak Eşitlik (3.19) elde edilir.

$$\frac{dU}{dt} = mc_v \frac{dT}{dt} \quad (3.17)$$

$$\dot{W} = P \frac{dV}{dt} \quad (3.18)$$

$$\dot{Q} = mc_v \frac{dT}{dt} + P \frac{dV}{dt} \quad (3.19)$$

İdeal gaz denkleminde [Eşitlik (3.20)], kütlenin sabit olduğu kabul edilip zamana göre türevi alınırsa, Eşitlik (3.21) elde edilir.

$$PV = mRT \rightarrow T = \frac{PV}{mR} \quad (3.20)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{mR} \left[P \frac{dV}{dt} + V \frac{dP}{dt} \right] \quad (3.21)$$

Elde edilen (3.21) eşitliği, (3.19) numaralı eşitlikte yerine yazıldığında, Eşitlik (3.22) elde edilir.

$$\dot{Q} = \left[\frac{c_v}{R} + 1 \right] P \frac{dV}{dt} + \frac{c_v}{R} V \frac{dP}{dt} \quad (3.22)$$

$\frac{c_v}{R}$, γ özgül ısı oranı cinsinden, $\frac{c_p}{R} = \frac{1}{\gamma-1}$, şeklinde yazılır. Elde edilen ifade Eşitlik (3.22)'de yerine yazıldığında, krank açısına bağlı silindir içi net ısı yayılım oranı ifadesi elde edilir.

$$\frac{d\dot{Q}}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dP}{d\theta} \quad (J/^{\circ}KMA) \quad (3.23)$$

Burada; V silindir hacmi, $\frac{dV}{d\theta}$ silindir hacminin krank açısına göre değişimi, P silindir içi basıncı, $\frac{dP}{d\theta}$ silindir içi basıncın krank açısına bağlı değişimi, γ özgül ısıların oranıdır.

Eşitlik (3.23)'te yer alan görünür ısı yayılımı denkleminde yer alan ifadelerde γ 'nın çevrim boyunca değişimi sabit kabul edilebileceği gibi, literatürde yer alan ampirik ifadeler (Szwaja,2011) kullanılarak silindir içi ortalama gaz sıcaklığına bağlı değişimi hesaplanabilir. Bu çalışmada γ 'nın çevrim boyunca değişimi Brunt'un eşitliği kullanılarak [Eşitlik (3.24)] hesaplanmıştır (Brunt vd., 1998).

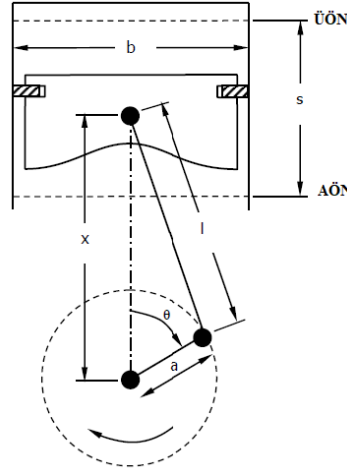
$$\gamma = 1,338 - 6(10^{-5})T + (10^{-8})T^2 \quad (3.24)$$

Bununla birlikte görünür ısı yayılımı eşitliğinde görüldüğü gibi krank açısına bağlı olarak silindir hacminin ve türevinin hesaplanması gereklidir. Şekil 3.27'de görülen krank-biyel mekanizmasında silindir hacminin krank açısına bağlı değişimi Eşitlik (3.25) (Heywood, 1988) ve türevi (3.26) ile hesaplanabilir.

$$V = \frac{V_s}{r_c - 1} + \frac{V_s}{2} \left[R + 1 - \cos \theta - (R^2 - \sin^2 \theta)^{1/2} \right] \quad (3.25)$$

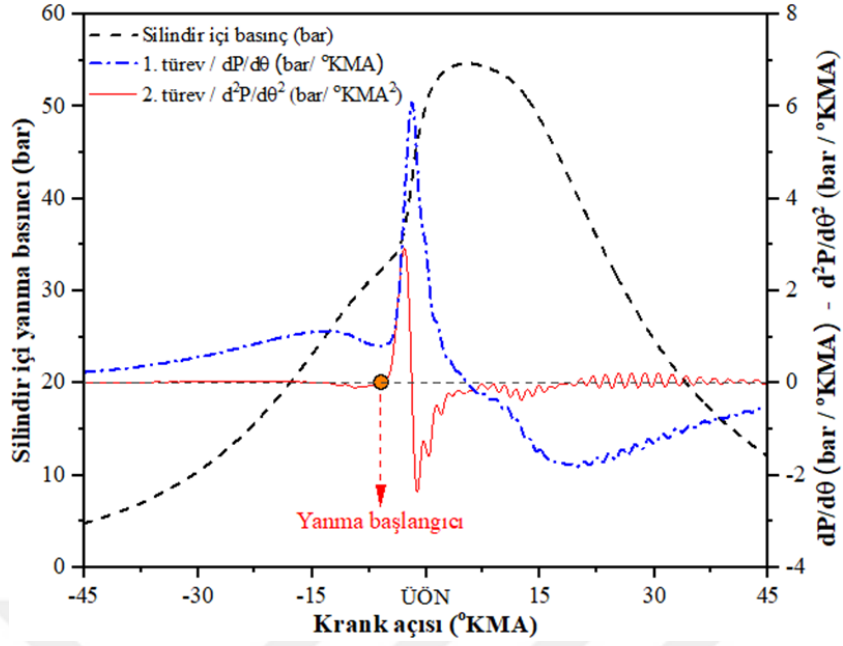
$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{V_s}{2} \sin \theta \left[1 + \cos \theta (R^2 - \sin^2 \theta)^{-1/2} \right] \quad (3.26)$$

Burada; V_s kurs hacmi, r_c sıkıştırma oranını, R biyel kolu uzunluğunun krank yarıçapına oranıdır.



Şekil 3.27. Krank-biyel mekanizmasının şematik görünümü

Silindir içinde meydana gelen yanmanın izlenmesinde ve değerlendirilmesinde, safhalarının belirlenmesinde silindir içi basınç parametreleri kullanılmaktadır. Silindir içi basınç verileri kullanılarak yanma başlangıcı ($\theta_{yan-baş}$) belirlenebilmektedir. Yanma başlangıcı, kirletici oluşumunu ve yanma gürültüsünü etkileyen ısı yayılım oranı üzerindeki doğrudan etkisi nedeniyle önemli bir yanma parametresidir. En basit olarak yanma başlangıcı, yanma sırasında ölçülen silindir içi basıncın, motorun silindir içinde yanma olmadan ölçülen kompresyon basıncından ayrıldığı krank açısı olduğu söylenebilir. Bununla birlikte yanma başlangıcının belirlenmesinde silindir içi basıncın türevleri ve ısı yayılım oranı kullanılır. Yanma başlangıcı, ölçülen silindir içi basıncın ikinci mertebeden türevinin sıfırdan büyük olduğu ($\frac{d^2P}{d\theta^2} > 0$) noktadaki krank açısı olarak kabul edilir (Maurya, 2019). Yanma sonu ise, ısı yayılım eğrisinin genişleme zamanı süresince azalarak krank açısı eksenini kestiği nokta olarak belirlenmektedir (Can, 2012). Şekil 3.28’de silindir içi basınç verilerinin sayısal olarak işlenmesi ile elde edilen birinci ve ikinci dereceden türev grafiği görülmektedir.



Şekil 3.28. Silindir içi basıncın birinci ve ikinci dereceden türevleri ile yanma başlangıcının belirlenmesi

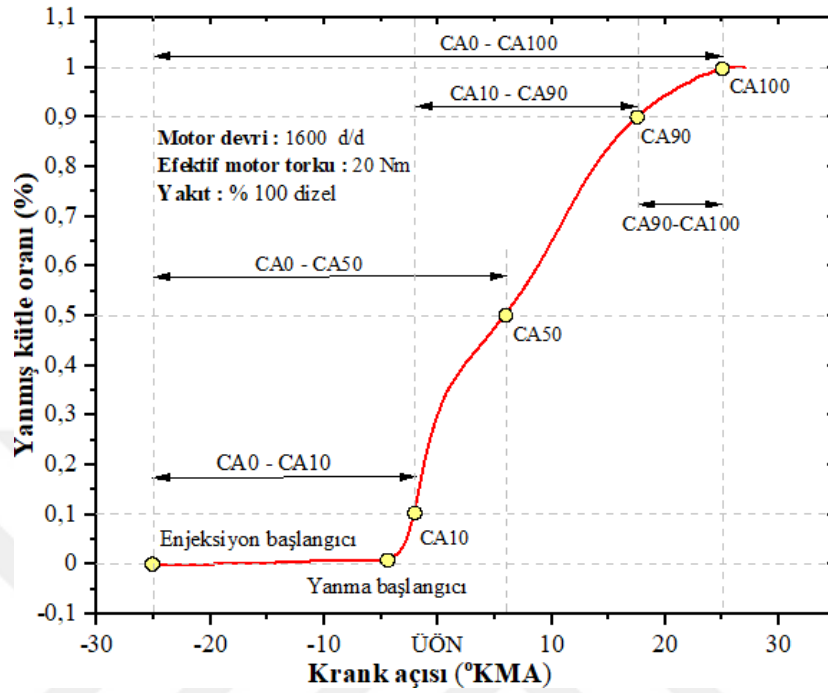
Krank açısının değişimine bağlı olarak yanmış kütle oranı, kümülatif ısı yayılımı kullanılarak hesaplanmaktadır. Kümülatif ısı yayılımı emme supabının kapandığı krank açısından başlayarak geçerli krank açısına kadar Eşitlik (3.23)'ün integre edilmesiyle Eşitlik (3.27) elde edilir (Maurya, 2019).

$$Q(\theta) = \int_{\theta_{EmK}}^{\theta} \frac{d\theta}{d\alpha} d\alpha \quad (3.27)$$

Burada θ_{EmK} emme supabının kapandığı krank açısını ifade eder.

Yanmış kütle oranı, Eşitlik (3.27) kullanılarak hesaplanan kümülatif ısı yayılımının normalleştirilmesiyle elde edilebilir. Kümülatif ısı yayılımı, genellikle yanma başlangıcında sıfır ile başlayan ve yanma sonunda 1 değeri ile biten normalleştirilmiş bir eğri yardımıyla krank açısının bir fonksiyonu olarak tanımlanır. Yanmış kütle oranının ısı yayılımı ile doğru orantılı olduğu varsayıp eşitlik (3.28) kullanılarak hesaplanır (Eriksson vd., 2014). Şekil 3.29'da kümülatif ısı yayılımının normalleştirilmesi ile elde edilen yanmış kütle oranı ve krank açısına bağlı olarak yanma fazı süreleri görülmektedir.

$$y_{ko}(\theta) = \frac{Q(\theta)}{Q(\theta)_{\max}} \quad (3.28)$$



Şekil 3.29. Kümülatif ısı yayılımının normalleştirilmesi ile elde edilen yanmış kütle oranı eğrisi ve yanma fazı süreleri

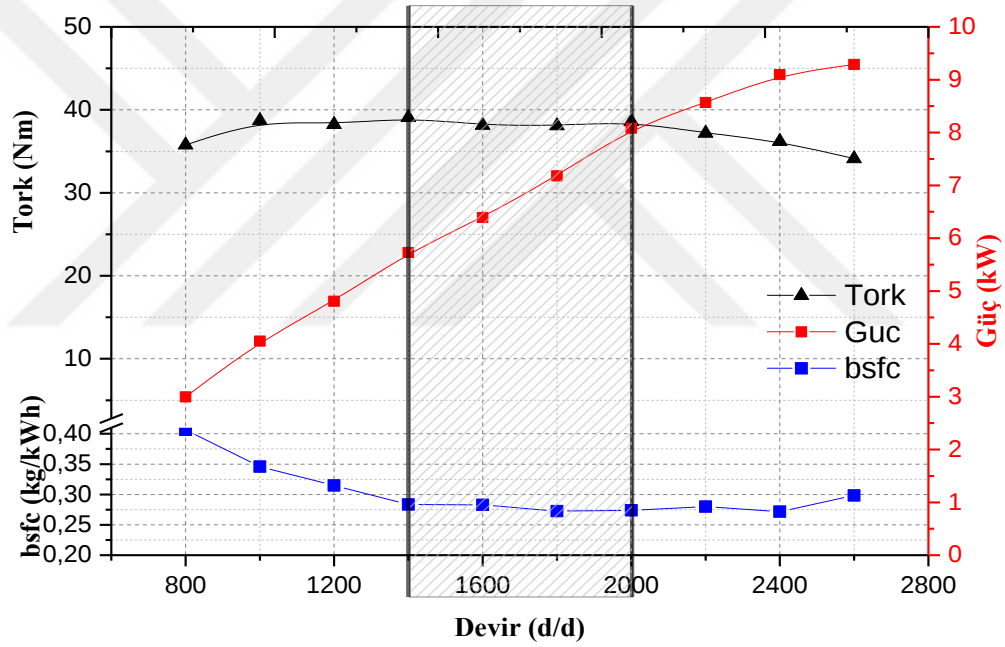
Bu çalışmada yanma başlangıcı yanmış kütle oranının %10'a ulaştığı krank açısı (CA10), yanma sonu ise yanmış kütle oranının %90'a ulaştığı krank açısı (CA90) olarak kabul edilmiştir. Toplam yanma süresi CA10-CA90 olarak hesaplanmıştır.

4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

Bu tez çalışmasında, kullanılan tek silindirli direkt enjeksiyonlu dizel motor üzerinde yapılan modifikasyonlar neticesinde; motor emme supabının arkasına yerleştirilen ve emme akışı boyunca silindir içine etanol yakıtının alınacağı bir port enjeksiyonu ilave edilerek enjeksiyon avansı ve süresi elektronik kontrol ünitesi (EKÜ) tarafından kontrol edilmiştir. Motor devri, çıkış mili torku, ikame oranına bağlı olarak değişen etanol yakıt miktarı değişken alanlı manyetik debimetre yardımıyla ölçülmüştür. Tek silindirli motorda, silindir içine direkt olarak dizel yakıtının püskürtüldüğü yakıt sistemi üzerinde herhangi bir değişiklik yapılmadan dizel yakıt hattı üzerine bağlanan değişken alanlı manyetik debi metre yardımıyla motora alınan dizel yakıt miktarı ölçülmüştür. Farklı çalışma şartlarında motora alınan hava miktarı, hava filtresi öncesine bağlanan termal kütleli debi ölçer yardımıyla ölçülmüştür. Emme manifoldu üzerine yerleştirilen kelepçe tipi ısıtıcı rezistans ve ısı kontrol cihazı yardımıyla emme giriş havası istenilen sıcaklık değerinde sabit tutulmuştur. Motorun egzoz manifoldu çıkışına bağlanan ve emme manifoldu girişi ile irtibatlandırılan bir hat boyunca sıcak egzoz gazlarının emme akışı içerisine alındığı egzoz gazı re-sirkülasyonu (EGR) gerçekleştirilmiştir. EGR hattı üzerine bağlanan kontrol vanası yardımıyla emme akışına alınan EGR miktarı manuel olarak kontrol edilmiştir. Motorun çıkış miline bağlanan hidrolik dinamometre yardımıyla motor çıkış mili torku ve motor devri sabit tutulmuştur. Hidrolik dinamometre üzerinden S tipi yük sensörü (load-cell) yardımıyla efektif motor torku ölçülerek efektif motor gücü hesaplanmıştır. Motorun silindir kapağı üzerinden yanma odası içerisine açılan bir kanala yerleştirilen piezoelektrik basınç detektörü ve motor çıkış miline bağlanan bir optik şaft kodlayıcı yardımıyla 0,5 °KMA aralıklarla silindir içi basıncın krank miline bağlı değişim verileri veri toplama kartı yardımıyla bilgisayar ortamına kaydedilmiştir. Motorun egzoz yoluna bağlanan 5 gaz emisyon ölçüm cihazı ve is emisyon ölçüm cihazı yardımıyla CO, CO₂, HC ve NO_x emisyonları, egzoz O₂ konsantrasyonu ve is emisyonu ölçülmüştür. Deneysel çalışmalar iki aşamada gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmaların birinci aşamasında, motorun tam yük hız karakteristiği tespit edilerek detaylı deneysel çalışmaların gerçekleştirileceği motor devir aralığı belirlenmiştir. Belirlenen motor devir aralığı kullanılarak farklı motor çıkış mili torklarında gerçekleştirilen deneysel çalışmalarla detaylı yanma analizinin gerçekleştirileceği çıkış mili torku belirlenmiştir.

4.1. Farklı Motor Torkunda Gerçekleştirilen Deneysel Çalışmalar

Tez çalışması kapsamında hedeflenen deneysel çalışmaların gerçekleştirilebilmesi ve detaylı yanma analizlerin gerçekleştirileceği motor devir aralığının belirlenebilmesi için, önceki bölümde detaylı bir şekilde teknik özellikleri verilen tek silindirli direkt enjeksiyonlu deney motorunun tam yük hız karakteristiği çıkartılmış ve motorun maksimum tork ve minimum özgül yakıt tüketim davranışı gösterdiği devir aralığı belirlenmiştir. Şekil 4.1’de deney motorunun tam yük hız karakteristiği verilmiştir. Şekil 4.1’de görülebileceği gibi taralı alan ile verilen bölgede, deney motorunun maksimum tork ve minimum özgül yakıt tüketim davranışını gösterdiği devir aralığı 1400 – 1800 d/d olarak tespit edilmiştir.



Şekil 4.1. Deney motorunun tam yük hız karakteristiği

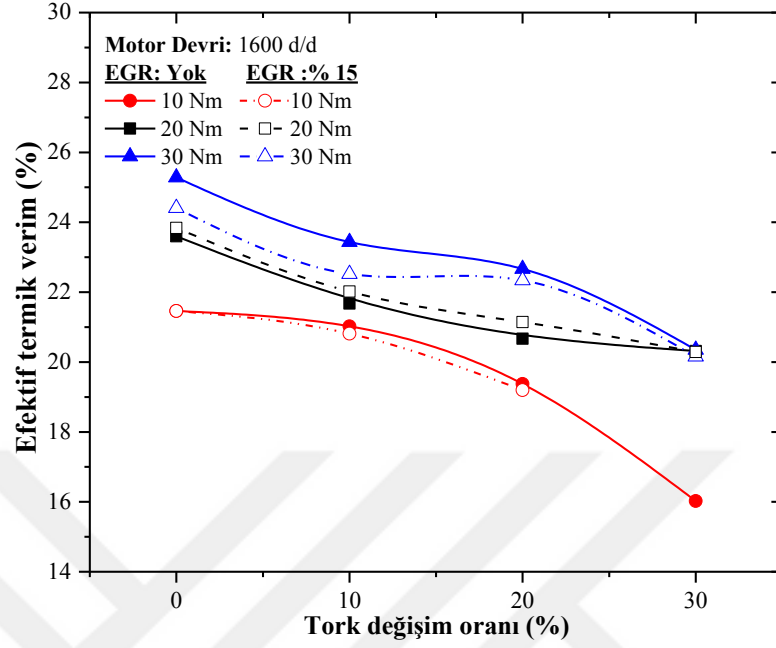
Deney motoru için verimli çalışma devir aralığı belirlendikten sonra maksimum çıkış mili torkunun elde edildiği 1600 d/d sabit motor devrinde 10 Nm, 20 Nm ve 30 Nm olmak üzere üç farklı motor çıkış mili yükünde detaylı yanma analizlerinin gerçekleştirileceği çıkış mili torkunun optimizasyonu için deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Bu deneysel çalışmalar, 30 °C sabit emme havası sıcaklığı ve rejim sıcaklığına kadar ısıtılmış (100 °C silindir kapak yüzeyi sıcaklığı) motor çalışma şartlarında gerçekleştirilmiştir. 1600 d/d sabit motor devrinde her bir motor torku (10,

20 ve 30 Nm) için silindir içine direkt enjekte edilen dizel yakıtı ile sağlanan motor torku önce %10, %20 ve %30 oranlarında (2 Nm, 4 Nm ve 6 Nm) azaltılmış ve azaltılan tork değerleri port enjeksiyon yoluyla emme supabının hemen arkasına püskürtülen etanol yakıtı ile tamamlanmıştır. Bununla birlikte, 1600 d/d sabit motor devrinde her bir motor torku (10, 20 ve 30 Nm) ve etanol katkılama oranı (%10, %20 ve %30 tork değişimi) için motorun emme manifoldu boyunca %15 egzoz gazı re-sirkülasyonu (EGR) uygulanmıştır.

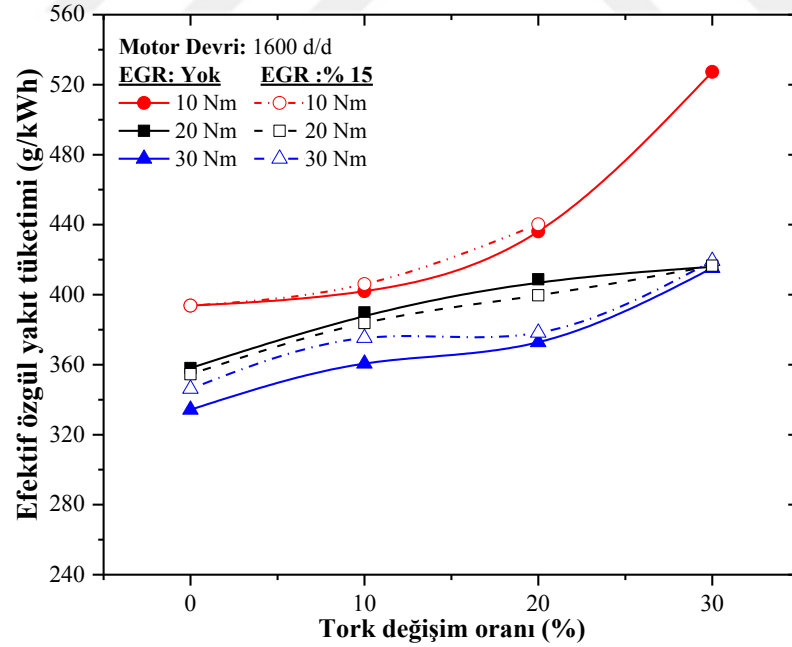
1600 d/d'da port etanol enjeksiyon oranı ile 10, 20 ve 30 Nm sabit motor torkları için efektif termik verimin tork değişim oranı ile değişimi Şekil 4.2'de, efektif özgül yakıt tüketiminin tork değişim oranı ile değişimi Şekil 4.3'de, indike termik verimin tork değişim oranı ile değişimi Şekil 4.4'de, indike özgül yakıt tüketiminin tork değişim oranı ile değişimi Şekil 4.5'de ve COV_{imep} 'in tork değişim oranı ile değişimi Şekil 4.6'da verilmiştir.

Deney motorunun üç farklı motor torkunda geleneksel dizel çalışma konumuna göre ön karışım dolgu miktarının artışına bağlı olarak efektif termik verimde azalma eğilimi gösterdiği Şekil 4.2'de görülmektedir. Düşük motor yükünde tork değişim oranı ile birlikte ön karışım dolgu miktarının artması, silindir içi karışım reaktivitesini azaltarak karışımın yanma meylini azalacaktır. Ön karışımlı etanol yakıt miktarının tork değişim oranının artmasıyla artması bilhassa düşük motor yükünde efektif ve indike yakıt tüketimini olumsuz etkilemektedir. Bunun yanı sıra %15 EGR uygulaması ile silindir içine alınan egzoz gazlarının yüksek ısı tutma kapasitesi ve silindir içi O_2 konsantrasyonunun azalmasının sonucunda silindir içi yanma sıcaklığı azalacaktır. Bu şartlar altında Şekil 4.2-Şekil 4.5'te de görüleceği üzere efektif ve indike parametreler özellikle düşük motor yükünde tork değişim oranı ve EGR yöntemi ile belirli bir oranda düşmektedir. Fakat, motor yükünün artmasıyla her bir yanma çevrimine alınan direkt enjeksiyon dizel yakıt miktarının artması karışımın reaktivite gradyanını arttırarak silindir içinde daha kararlı bir yanma olayının gerçekleşmesine katkı sunmaktadır. Şekil 4.6'da da görülebileceği gibi özellikle düşük motor yükünde tork değişim oranı ile çevrimler arası farkın kritik sınıra yaklaşması yukarıda açıklanan ifadeleri doğrulamaktadır. Deneysel çalışmaların birinci aşamasından elde edilen sonuçlar göz önünde bulundurularak detaylı deneysel çalışmaların gerçekleştirileceği

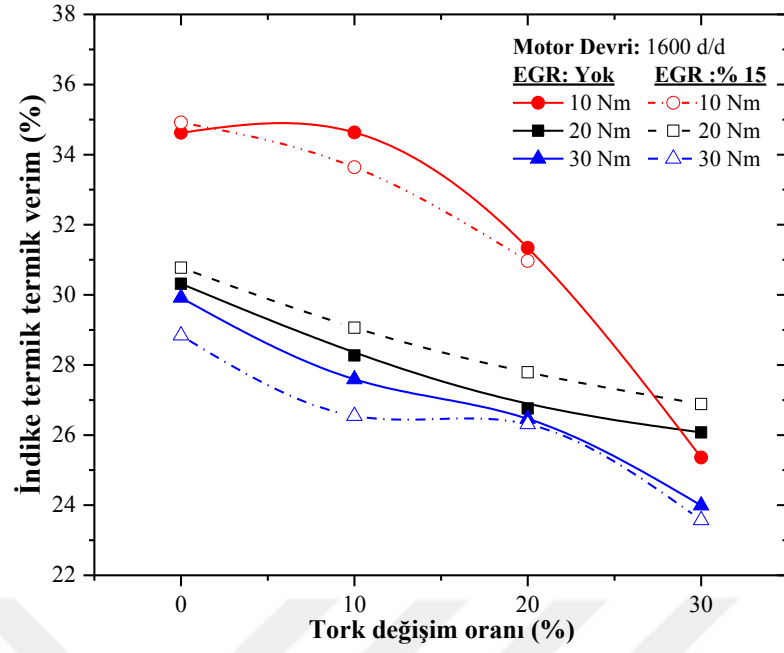
motor devir aralığı ve efektif motor yükü 1400-1800 d/d ve 20 Nm olarak belirlenmiştir.



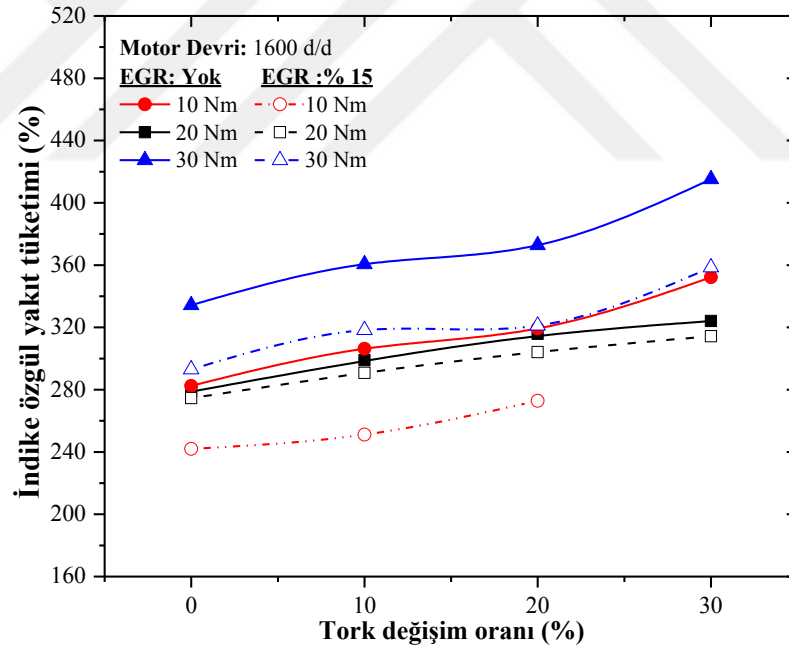
Şekil 4.2. 1600 d/d'da tork değişim oranı ile 10, 20 ve 30 Nm sabit motor torku için efektif termik verimin değişimi



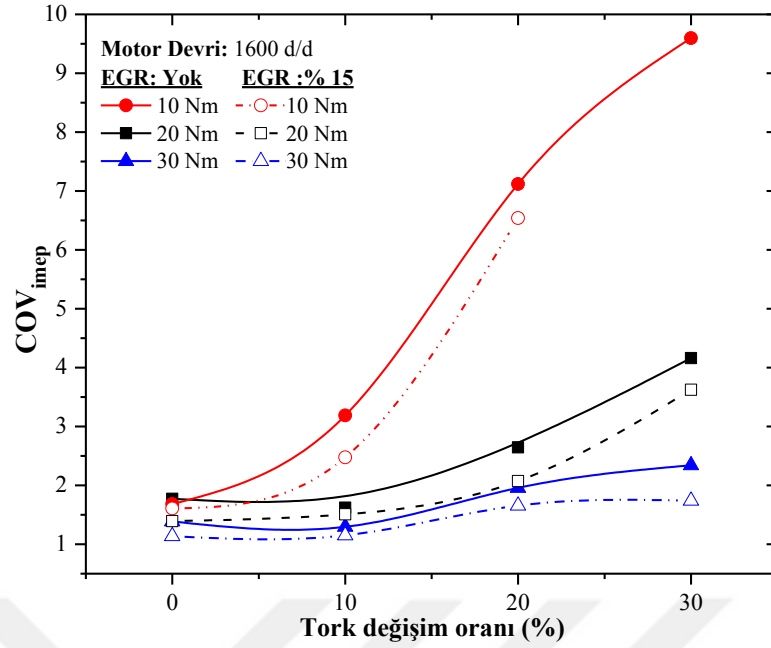
Şekil 4.3. 1600 d/d'da tork değişim oranı ile 10, 20 ve 30 Nm sabit motor torku için efektif özgül yakıt tüketiminin değişimi



şekil 4.4. 1600 d/d'da tork değişim oranı ile 10, 20 ve 30 Nm sabit motor torku için indike termik verimin değişimi



şekil 4.5. 1600 d/d'da tork değişim oranı ile 10, 20 ve 30 Nm sabit motor torku için indike özgül yakıt tüketiminin değişimi



Şekil 4.6. 1600 d/d'da tork değişim oranı ile 10, 20 ve 30 Nm sabit motor torku için COV_{imep} 'in değişimi

4.2. 20 Nm Sabit Motor Torkunda Gerçekleştirilen Deneysel Çalışmalar

Deneysel çalışmalar; motorun 20 Nm sabit motor torkunda 1400 d/d, 1600 d/d ve 1800 d/d olmak üzere 3 farklı motor devrinde gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalar, 30 °C sabit emme havası sıcaklığı ve rejim sıcaklığına kadar ısıtılmış (100 °C silindir kapak yüzeyi sıcaklığı) motor çalışma şartlarında gerçekleştirilmiştir. 20 Nm sabit motor torkunda her bir motor devri (1400, 1600 ve 1800 d/d) için silindir içine direkt enjekte edilen dizel yakıtı ile sağlanan motor torku (20 Nm) önce %10, %20 ve %30 oranlarında (2 Nm, 4 Nm ve 6 Nm) azaltılmış ve azaltılan tork değerleri port enjeksiyon yoluyla emme supabının hemen arkasına püskürtülen etanol yakıtı ile tamamlanmıştır. Bununla birlikte, 20 Nm sabit motor torkunda her bir motor devri (1400 d/d, 1600 d/d, 1800 d/d) ve her bir etanol katkılama oranı (%10, %20 ve %30 tork değişimi) için motorun emme manifoldu boyunca %15 egzoz gazı re-sirkülasyonu (EGR) uygulanmıştır. Ayrıca, 20 Nm sabit motor torkunda her bir motor devri ve etanol katkılama oranları için etanol port enjeksiyonu öncesinde 40 °C, 50 °C ve 60 °C emme havası ön ısıtması uygulanmıştır. Çizelge 4.1'de tez çalışması kapsamında gerçekleştirilen deneylere ait deney prosedürü görölmektedir.

Çizelge 4.1. 20 Nm sabit motor yükü deney test prosedürü

Motor Devri (d/d)	Tork Değişim Oranı(%)	Dizel Yak. Torku	Port Etanol Torku	Ön Isıtma Sıcaklığı (°C)				%15 EGR	Silindir İçi Yanma Parametreleri
				30	40	50	60		
1400	0	20	0	✓	✓	✓	✓	✓	Her deney grubu için °KMA'ya bağlı silindir içi basınç değişimi kaydedildi ve $T_g(\theta)$, γ , HRR ifadelerinin °KMA'ya bağlı değişimleri hesaplandı ve analiz edildi.
	10	18	2	✓	✓	✓	✓	✓	
	20	16	4	✓	✓	✓	✓	✓	
	30	14	6	✓	✓	✓	✓	✓	
	40	12	8	✓	✓	✓	✓	✓	
1600	0	20	0	✓	✓	✓	✓	✓	
	10	18	2	✓	✓	✓	✓	✓	
	20	16	4	✓	✓	✓	✓	✓	
	30	14	6	✓	✓	✓	✓	✓	
1800	0	20	0	✓	✓	✓	✓	✓	
	10	18	2	✓	✓	✓	✓	✓	
	20	16	4	✓	✓	✓	✓	✓	
	30	14	6	✓	✓	✓	✓	✓	

Deneysel çalışmalarda, motorun çıkış miline bağlı hidrokinetik dinamometre yardımıyla yüklenen efektif motor torku (M_{de} : 20 Nm) ve efektif motor gücünün (P_e) yanında, 50 ardışık motor çevrimi için silindir içi basıncın krank açısına bağlı değişimi (θP_y), emme havası debisi ($\dot{m}_a$), dizel yakıt debisi ($\dot{m}_{dizel}$), etanol yakıt debisi ($\dot{m}_{etanol}$), emme havası sıcaklığı (T_a), silindir kapak sıcaklığı (T_{kpk}), egzoz gaz sıcaklığı (T_{egz}), egzoz emisyonları (CO , CO_2 , HC ve NO_x), egzoz O_2 konsantrasyonu ve is emisyonu (K -faktörü) ölçülmüştür. Ayrıca EGR oranının tespit edilebilmesi için emme manifolduna EGR uygulamasının gerçekleştiği giriş ağzı sonrası emme hattı içerisindeki emisyon (CO , CO_2 , HC ve NO_x) değerleri ve O_2 konsantrasyonu ölçülmüştür.

Elde edilen deneysel sonuçlardan; her bir motor çalışma şartı için motorun ardışık 50 yanma çevriminden alınan silindir içi basıncın krank açısına bağlı değişim verilerinin ortalama değerleri (θP_{y-ort}) kullanılarak indike ortalama efektif basınç ($imep$), silindir

içi ortalama gaz sıcaklığı (T_g), ısı yayılım oranı (HRR) hesaplanmıştır. Her bir motor çalışma şartı için hesaplanan $imep$ değerleri kullanılarak indike motor gücü (P_i), indike motor torku (Md_i), indike termik verim (η_i), indike özgül yakıt tüketim (b_i) değerleri hesaplanmıştır. 50 ardışık motor çevriminin silindir içi krank açısına bağlı değişiminin ortalamasını veren θP_{y-ort} verileri kullanılarak sıkıştırma ve genişleme stroğu boyunca 1° krank mili açısı ($^\circ KMA$) için silindir içi basınç artış hızı ($dP/d\theta$) tespit edilmiştir. Silindir içi basıncın krank açısına bağlı değişim verilerinin maksimum değeri (P_{y-max}) ve maksimum silindir içi yanma basıncının (P_{y-max}) gerçekleştiği krank açısı (θ_{Py-max}) tespit edilmiştir. Ayrıca, silindir içi basıncın krank açısına bağlı değişim verilerinin 2. türevi kullanılarak yanma başlangıcının gerçekleştiği krank açısı ($\theta_{yan-baş}$) tespit edilmiştir. Bununla birlikte, dizel yakıtının püskürtme başlangıcından silindir içi yanma basınç verilerinin (P_y), yalnızca silindir içine alınan dolgunun (emme havası + dizel yakıtı + etanol yakıtı) sıkıştırılmasından dolayı ortaya çıkan motor kompresyonu basınç verilerden (P_{komp}) ayrılma noktası ($^\circ KMA$ açısı olarak) tespit edilerek her bir çalışma şartı için tutuşma gecikme süresi (TG) krank mili açısı ($^\circ KMA$) cinsinden tespit edilmiştir. Son olarak, her bir motor çalışma şartı için krank açısına bağlı olarak hesaplanan HRR değerinin dizel yakıtının püskürtme başlangıcına karşılık gelen $^\circ KMA$ ($\theta_{psk-str}$)’dan (ÜÖN öncesi $24^\circ KMA$) yanma sonuna kadarki kümülatif toplamaları kullanılarak yanmış kütle oranı (yko) hesaplanmıştır. Belirlenen yko eğrileri üzerinden yanmanın safhaları; %0-10 yko : alev gelişim açısı, %10-90 yko : toplam yanma süresi, %90-100 yko : son yanma açısı ve %100 yko : toplam yanma süresinin yanında dizel motorlarda maksimum basınç artış hızına ($dP/d\theta$) karşılık gelen %50 yko ($CA50$) tespit edilmiştir. Ayrıca, motorun ardışık 50 yanma çevrimi için alınan silindir içi basıncın krank açısına bağlı değişimin verilerinden hesaplanan $imep$ değerleri kullanılarak her bir motor çalışma şartı için çevrimler arası fark (COV_{imep}) hesaplanmıştır.

Deneysel çalışmalarda elde edilen ölçüm sonuçları kullanılarak elde edilen ve hesaplanan dizel motorun indike motor parametreleri (P_i , Md_i , η_i ve b_i), efektif motor parametreleri (P_e , Md_e , η_e ve b_e), silindir içi yanma parametreleri (θP_{y-ort} , $imep$, T_g , HRR , $dp/d\theta$, P_{y-max} , θ_{Py-max} , $\theta_{yan-baş}$, TG , mfb ve COV_{imep}), motor kompresyon basıncı (P_{komp}), egzoz emisyonları (CO , CO_2 , HC ve NO_x), egzoz O_2 konsantrasyonu ve is emisyonu (K-faktörü) değerlerinin 20 Nm sabit motor torkunda ki her bir çalışma şartının (1400 d/d, 1600 d/d ve 1800 d/d motor devirleri; % 10, %20 ve %30 etanol katkılama oranları; % 15 EGR uygulaması; $30^\circ C$, $40^\circ C$, $50^\circ C$ ve $60^\circ C$ emme havası

giriş sıcaklığı) tekil ve kombinasyonlarından ortaya çıkan sayısal sonuçlar bu bölümde karşılaştırılmalı olarak grafikler ve tablolar halinde sunulmuştur.

4.2.1. Etanol-dizel çift yakıtlı yanma stratejisinin indike ve efektif motor parametrelerine etkisi

20 Nm sabit motor torkunda, 1400 d/d, 1600 d/d ve 1800 d/d sabit motor devirlerinde gerçekleştirilen deneysel çalışmalarda; tork değişim oranı, emme havası sıcaklığı ve EGR uygulamasına bağlı olarak indike termik verimin değişimi Şekil 4.7’de, indike özgül yakıt tüketimin değişimi Şekil 4.8’de, indike motor gücündeki değişim karakteristiği Şekil 4.9’da, efektif termik verimin değişimi Şekil 4.10’da, efektif özgül yakıt tüketiminin değişimi Şekil 4.11’de, tork değişim oranı ve emme havası sıcaklığı ile volümetrik verimin değişimi Şekil 4.12’de verilmektedir.

Şekil 4.7’de görüldüğü gibi, 1400 d/d sabit motor devrinde motorun sadece dizel yakıtla çalıştığı durumda ön ısıtma sıcaklığının 30 °C’den 60 °C’a arttırılması ile birlikte indike termik verim %29,14’den %29,34’e artmıştır. Bununla birlikte, çift yakıtlı RCCI yanma şartlarının sağlandığı çalışma şartlarında tork değişim oranının ön ısıtma sıcaklığının artışı ile birlikte indike termik verime etkisi incelendiğinde; %10 tork değişim oranında %27,14’den %28,48’e, %20 tork değişim oranında %26,41’den %27,43’ye, %30 tork değişim oranında %25,89’den %27,29’ye, %40 tork değişim oranında ise %24,90’dan %26,48’e yükseldiği görülmektedir.

1600 d/d sabit motor devrinde motorun sadece dizel yakıtla çalıştığı durumda ön ısıtma sıcaklığının 30 °C’den 60 °C’a arttırılması ile birlikte indike termik verim %30,31’den %32,85’e yükselmiştir. Çift yakıtlı RCCI yanma şartlarının sağlandığı çalışma şartlarında tork değişim oranının ön ısıtma sıcaklığının artışı ile birlikte indike termik verime etkisi incelendiğinde; %10 tork değişim oranında %28,27’den %30,06’ya, %20 tork değişim oranında %26,75’den %28,51’e, %30 tork değişim oranında ise %26,07’den %28,13’e yükseldiği görülmektedir.

1800 d/d sabit motor devrinde motorun sadece dizel yakıtla çalıştığı durumda ön ısıtma sıcaklığının 30 °C’den 60 °C’a arttırılması ile birlikte indike termik verim %31,57’den %34,24’e yükselmiştir. Çift yakıtlı RCCI yanma şartlarının sağlandığı çalışma şartlarında ön ısıtma sıcaklığı (30 °C’den 60 °C’a) ile birlikte tork değişim oranının

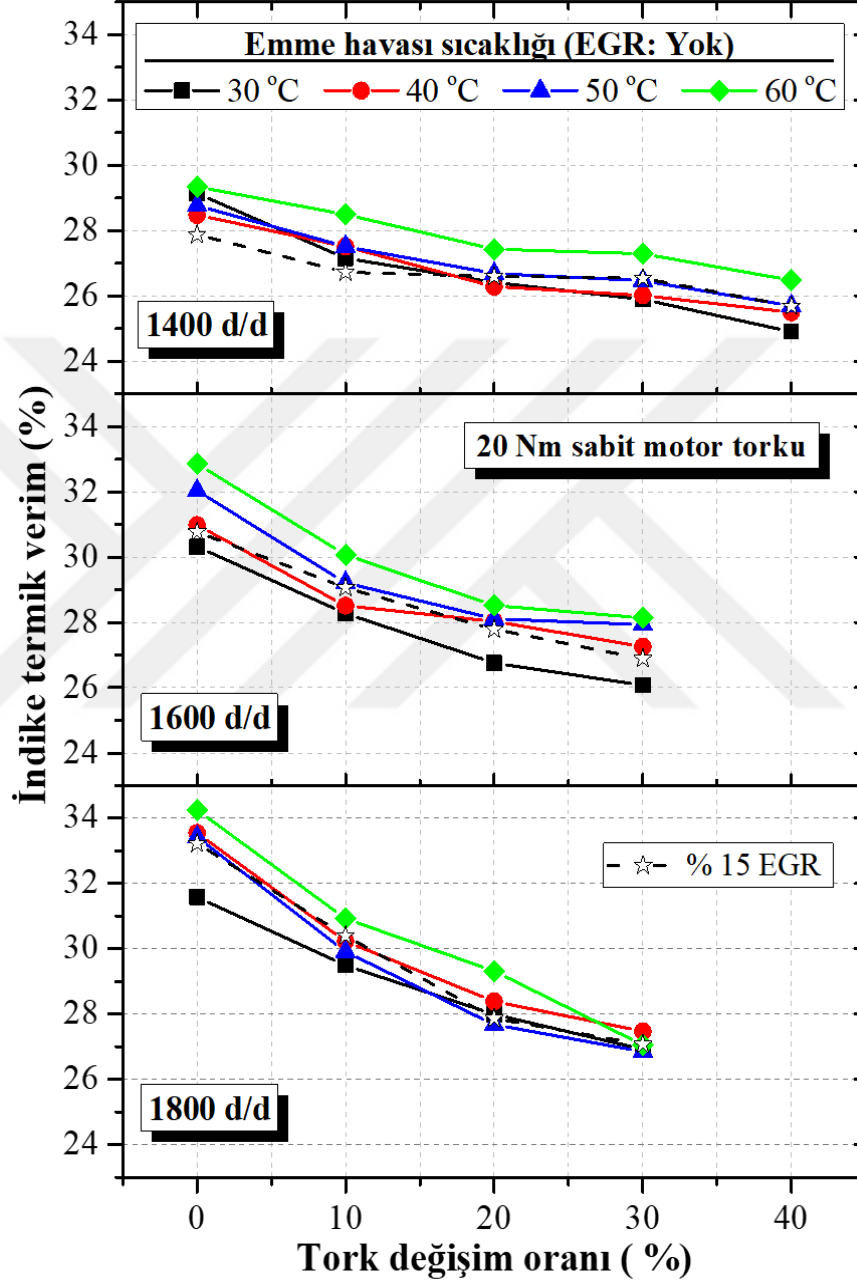
indike termik verime etkisi incelendiğinde; %10 tork değişim oranında %29,49'dan %30,92'ye, %20 tork değişim oranında %27,98'den %29,31'e, %30 tork değişim oranında %26,92'den %27,05'e yükseldiği görülmektedir.

Tüm devir şartlarında aynı tork değişim oranı (etanol ikame oranı) göz önüne alındığında; Şekil 4.7'de görüldüğü gibi ön ısıtma sıcaklığının 30 °C'dan 60 °C'a arttırılması ile indike termik verimin arttığı, indike özgül yakıt tüketiminin ise azaldığı görülmektedir. Bu durum ön ısıtma sıcaklığının arttırılması sonucunda, etanolün emme manifoldu içerisinde hava ile karışması ve sıkıştırma zamanı boyunca buharlaşması için gerekli ısının nispeten ön ısıtma ile karşılandığından, etanol ikamesinden dolayı silindir içi soğutma etkisinin kısmen azalarak tutuşma gecikmesi üzerindeki olumsuz etkisinin azaldığı ve böylece silindir içi yanma şartlarının iyileşerek yanma süresinin kısalma eğilimi içerisinde olduğunu söylemek mümkündür (Reitz ve Duraisamy, 2015).

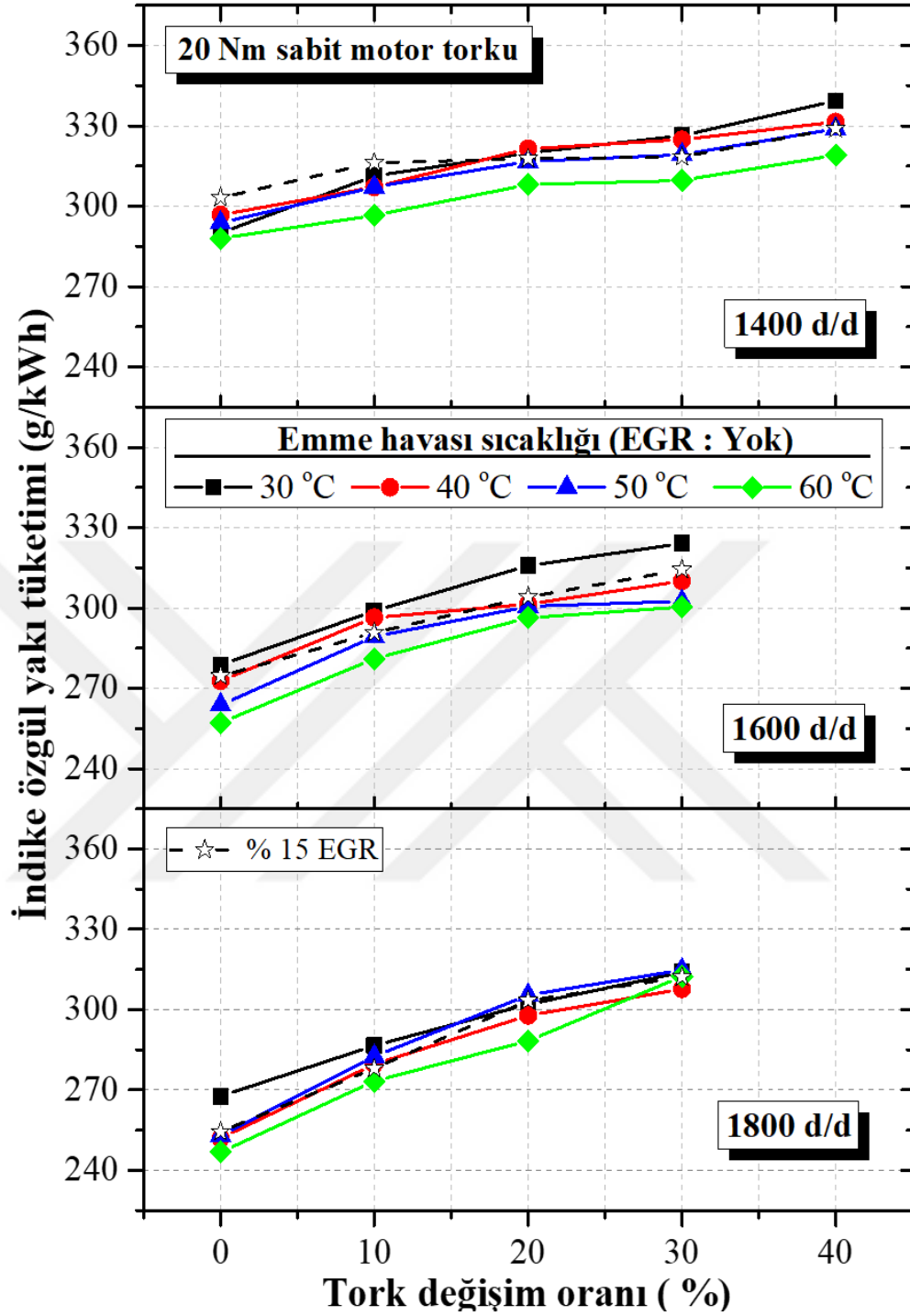
Bununla birlikte, %15 EGR uygulaması ve ön ısıtmanın gerçekleştirildiği çalışma şartları indike termik verim açısından karşılaştırıldığında; %15 EGR uygulaması ile elde edilen indike termik verimin 30-40 °C aralığındaki ön ısıtma uygulaması ile yaklaşık olarak benzer indike termik verim karakteristiği sunduğu, ancak 50- 60 °C aralığındaki ön ısıtma uygulaması ile %15 EGR uygulamasından daha yüksek indike termik verim elde edildiği görülebilmektedir. %15 EGR uygulaması ile silindir içerisine alınan dolgunun oksijen konsantrasyonunu azaltmakta olup azalan oksijen konsantrasyonuna bağlı olarak yanmada faz farkı oluşmakta ve yüksek miktardaki CO₂ ve H₂O'dan dolayı yüksek ısı tutma kapasitesine sahip egzoz gazları, yanma sonucunda oluşan silindir içi sıcaklıkların azalmasına yol açmaktadır. Bu sebeple indike termik verim azalmakta ve indike özgül yakıt tüketimi ise artmaktadır (Jamuwa vd., 2016). Bununla birlikte, Şekil 4.7 ve Şekil 4.8 detaylı bir şekilde incelendiğinde; silindir içine alınan emme şarj dolgusunun ısıtılması ve artan devir ile birlikte silindir içi yanma gazlarından yanma odası duvarlarına gerçekleşen ısı transferi miktarı da azalmakta ve bu durumun indike termik verimin artışına ve indike özgül yakıt tüketiminin azalmasına katkı sağlandığı da görülebilmektedir.

1400 d/d, 1600 d/d ve 1800 d/d sabit motor devirlerinde gerçekleştirilen deneysel çalışmalarda indike motor değişim karakteristiği incelendiğinde (Şekil 4.9); silindir içi

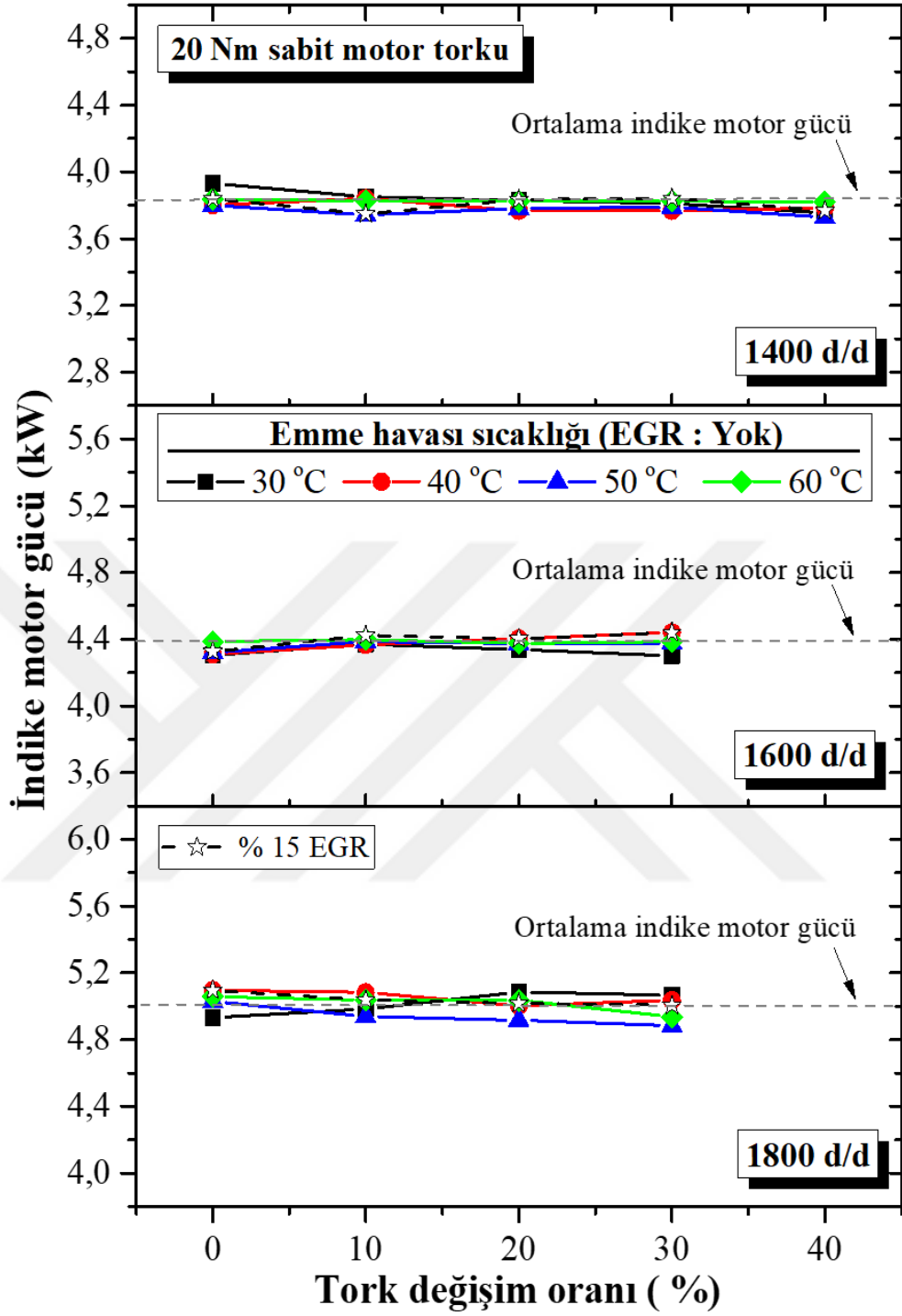
basıncın krank açısına bağlı değişim verilerinden hesaplanan IMEP değerleri kullanılarak hesaplanan indike motor gücünün tüm motor devirleri için tork değişim oranı, emme havası sıcaklığı ve EGR uygulaması ile yaklaşık %2'lik bir değişim karakteristiğine sahip olduğu görülmektedir.



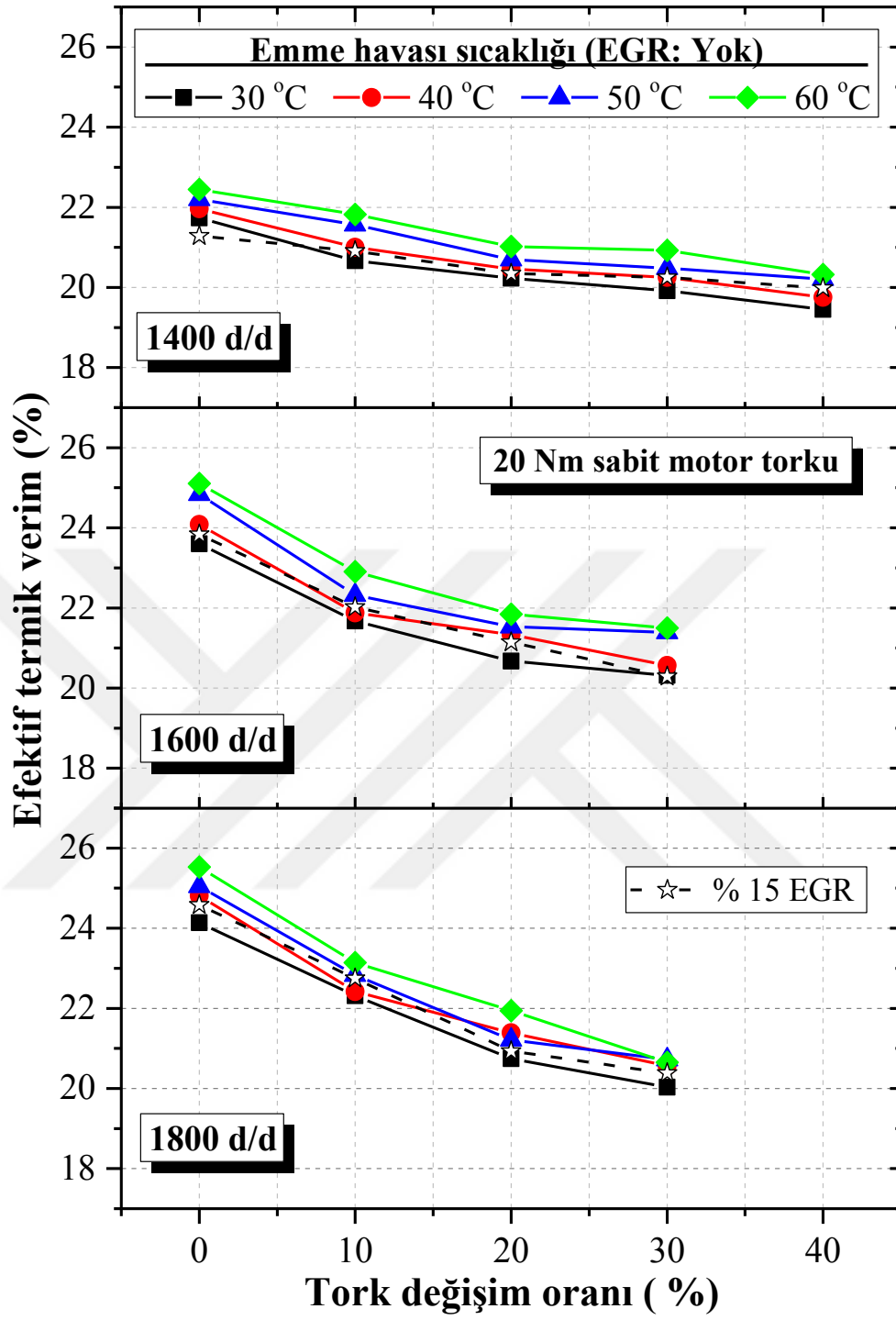
Şekil 4.7. 1400, 1600 ve 1800 d/d sabit motor devrinde; tork değişim oranı, emme havası sıcaklığı ve EGR uygulaması ile indike termik verimin değişimi



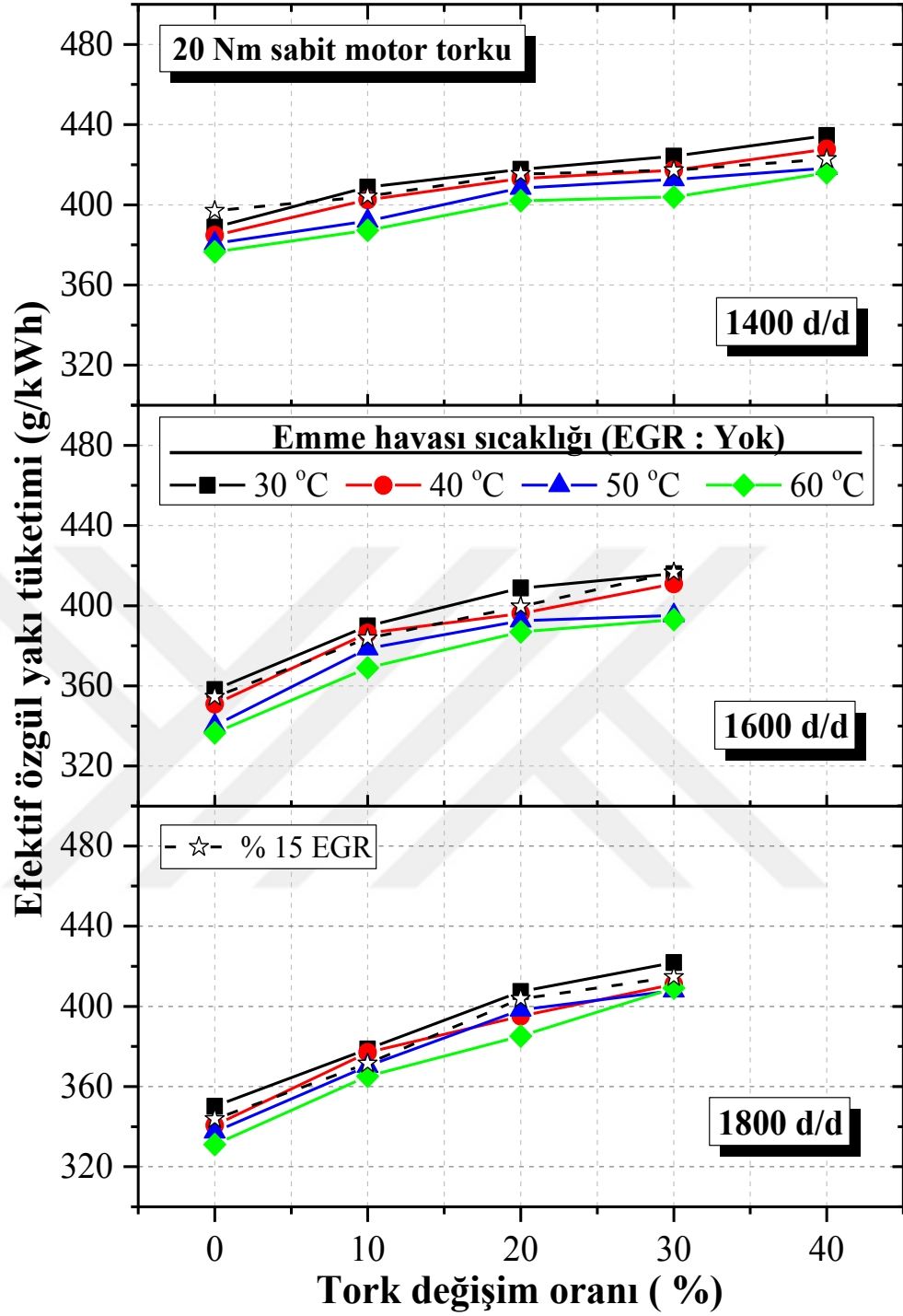
Şekil 4.8. 1400, 1600 ve 1800 d/d sabit motor devrinde; tork değişim oranı, emme havası sıcaklığı ve EGR uygulaması ile indike özgül yakıt tüketiminin değişimi



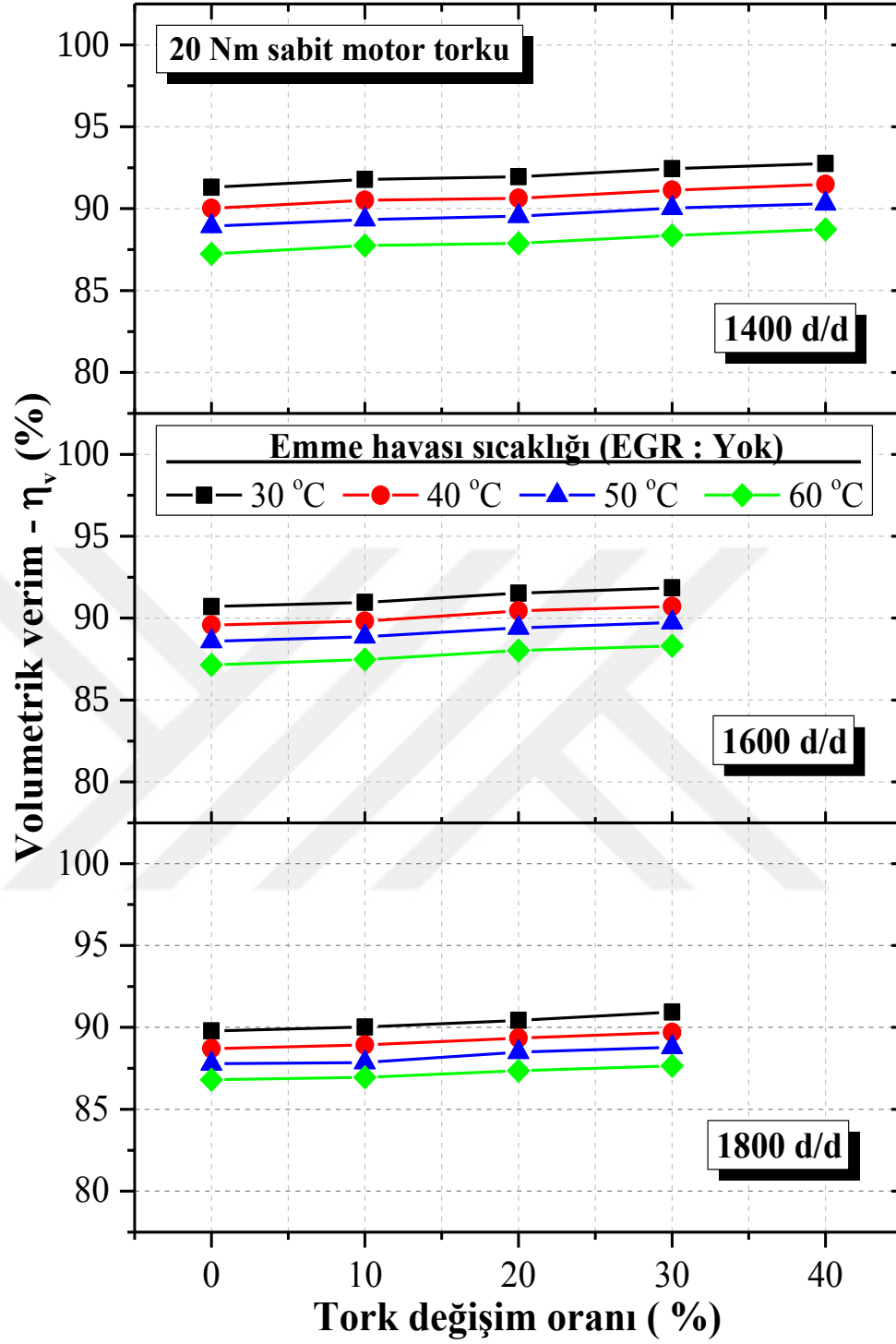
Şekil 4.9. 1400, 1600 ve 1800 d/d sabit motor devrinde; tork değişim oranı, emme havası sıcaklığı ve EGR uygulamasına bağlı olarak indike motor gücündeki değişim karakteristiği



Şekil 4.10. 1400, 1600 ve 1800 d/d sabit motor devrinde; tork değişim oranı, emme havası sıcaklığı ve EGR uygulaması ile efektif termik verimin değişimi



Şekil 4.11. 1400, 1600 ve 1800 d/d sabit motor devrinde; tork değişim oranı, emme havası sıcaklığı ve EGR uygulaması ile efektif özgül yakıt tüketiminin değişimi



şekil 4.12. 1400, 1600 ve 1800 d/d sabit motor devrinde; tork değişim oranı ve emme havası sıcaklığı etkisi altında volümetrik verimin değişimi

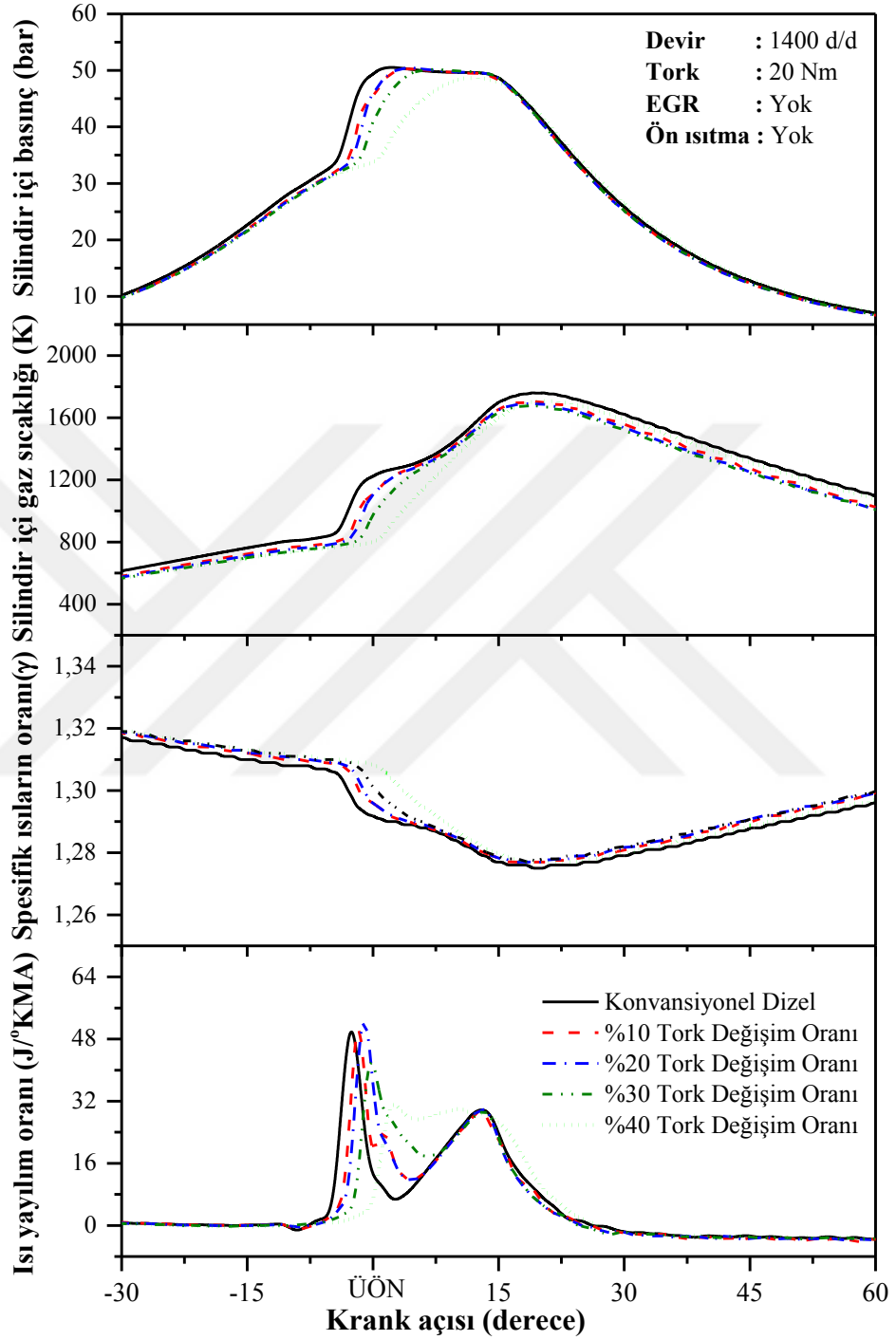
1400 d/d, 1600 d/d ve 1800 d/d sabit motor devirlerinde; tork değişim oranı, emme havası sıcaklığı ve EGR uygulaması ile efektif motor gücü ve efektif özgül yakıt tüketimin değişimi incelendiğinde (Şekil 4.10 ve Şekil 4.11); silindir içi yanma şartlarının etkisi ile indike motor parametrelerinde (termik verim ve özgül yakıt tüketimi) meydana gelen değişim eğrilerinin, efektif motor parametrelerini (termik verim ve özgül yakıt tüketimi) karakterize ettiği ve benzer değişim eğrileri ortaya çıktığı görülmektedir. Bu sonuç, deneysel çalışmalar sırasında kullanılan tork değişim oranı, emme havası sıcaklığı ve EGR parametrelerinin motorun mekanik veriminde herhangi bir etkiye sahip olmadığını göstermektedir.

20 Nm sabit motor torkunda, 1400 d/d, 1600 d/d ve 1800 d/d sabit motor devirlerinde tork değişim oranı, emme havası sıcaklığı ve EGR uygulaması ile gerçekleştirilen deneysel çalışmalarda volümetrik verimin değişimi incelendiğinde (Şekil 4.12); artan emme havası sıcaklığı ile birlikte tüm motor devirleri için volümetrik verim azalırken port enjeksiyonla birlikte azaltılan dizel yakıt miktarına karşın artırılan etanol ilavesi ile volümetrik verimin tüm devir şartları için arttığı görülmektedir. Ortaya çıkan bu sonuç, dizel yakıtından daha yüksek buharlaşma gizli ısısına sahip etanolün emme dolgusunu soğutarak emme zamanı boyunca silindir içine daha fazla emme havasının alınmasına neden olduğu şeklinde yorumlamak mümkündür.

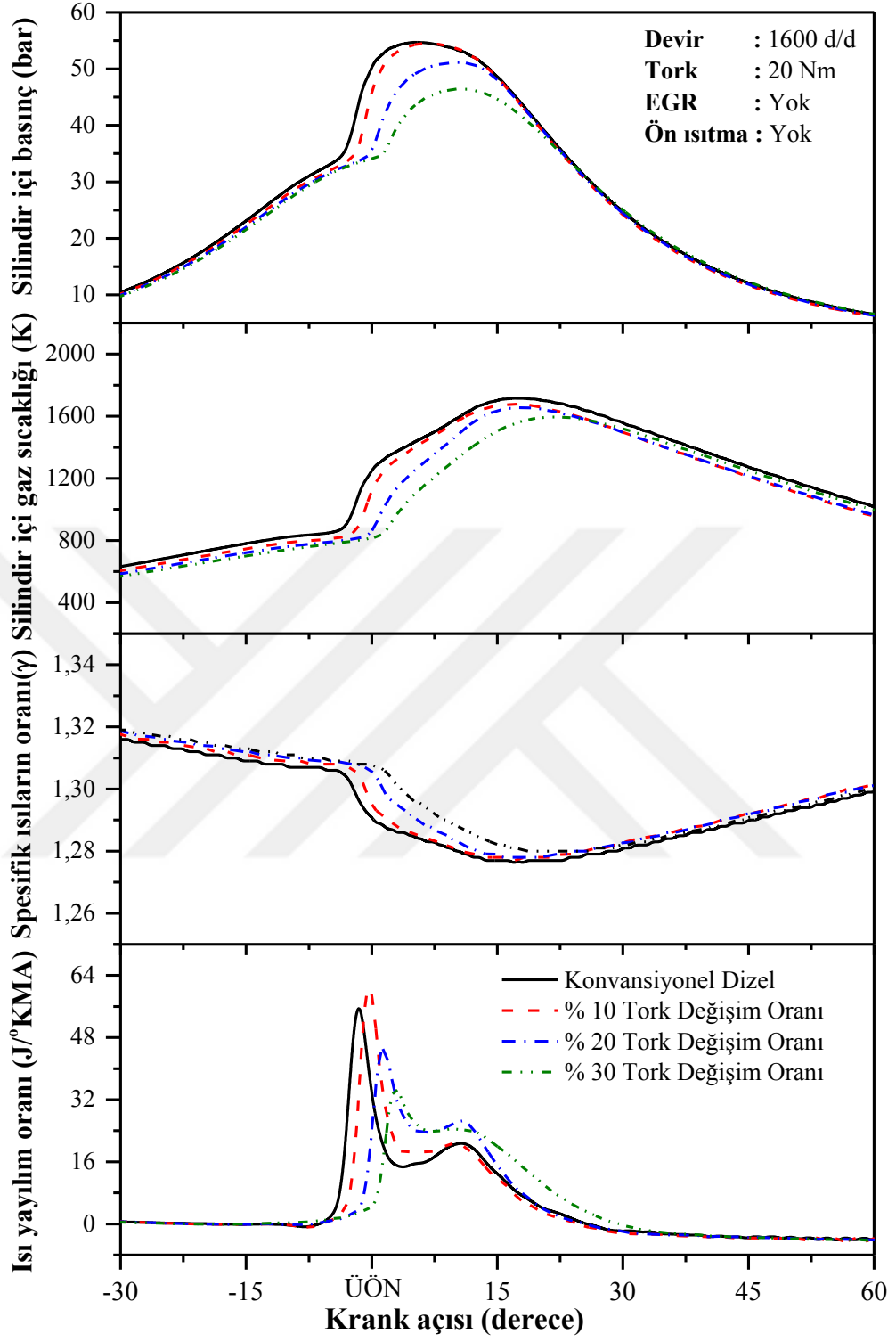
4.2.2. Etanol-dizel çift yakıtlı yanma stratejisinin silindir içi yanma parametrelerine etkisi

20 Nm sabit motor torkunda, 1400 d/d, 1600 d/d ve 1800 d/d sabit motor devirlerinde gerçekleştirilen deneysel çalışmalarda; 1400 d/d motor devrinde tork değişim oranına göre ile silindir içi basınç, silindir içi gaz sıcaklığı, spesifik ısıların oranı ve ısı yayılım oranının değişimi Şekil 4.13’de, 1600 d/d motor devrinde tork değişim oranına göre silindir içi basınç, silindir içi gaz sıcaklığı, spesifik ısıların oranı ve ısı yayılım oranının değişimi Şekil 4.14’de, 1800 d/d motor devrinde tork değişim oranına göre silindir içi basınç, silindir içi gaz sıcaklığı, spesifik ısıların oranı ve ısı yayılım oranının değişimi Şekil 4.15’de, 1600 d/d motor devri ve %15 EGR uygulamasında tork değişim oranına göre silindir içi basınç, silindir içi gaz sıcaklığı, spesifik ısıların oranı ve ısı yayılım oranının değişimi Şekil 4.16’da ve 50 °C emme hava sıcaklığı uygulamasında tork

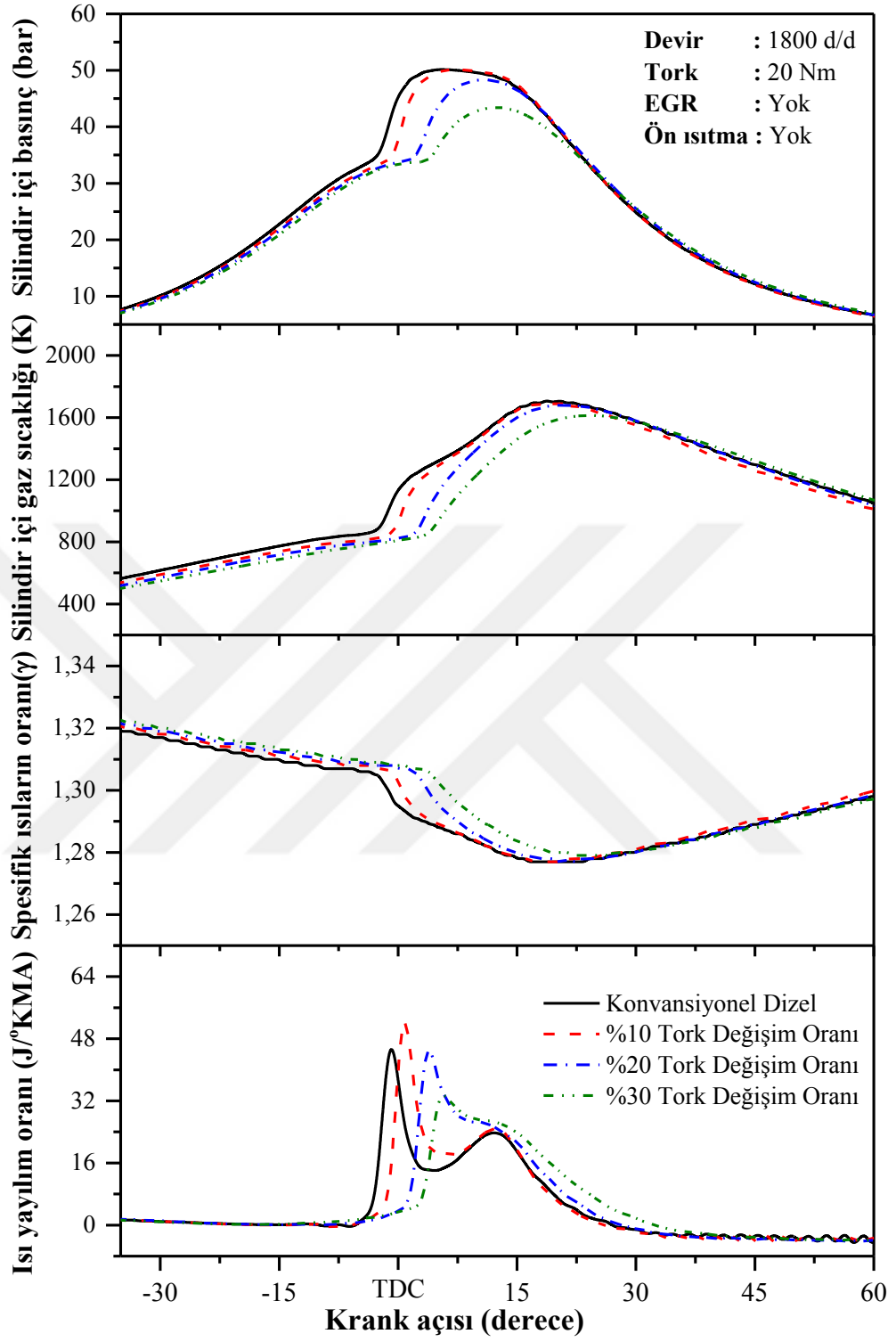
değişim oranına göre silindir içi basınç, silindir içi gaz sıcaklığı, spesifik ısıların oranı ve ısı yayılım oranının değişimi Şekil 4.17’de verilmiştir.



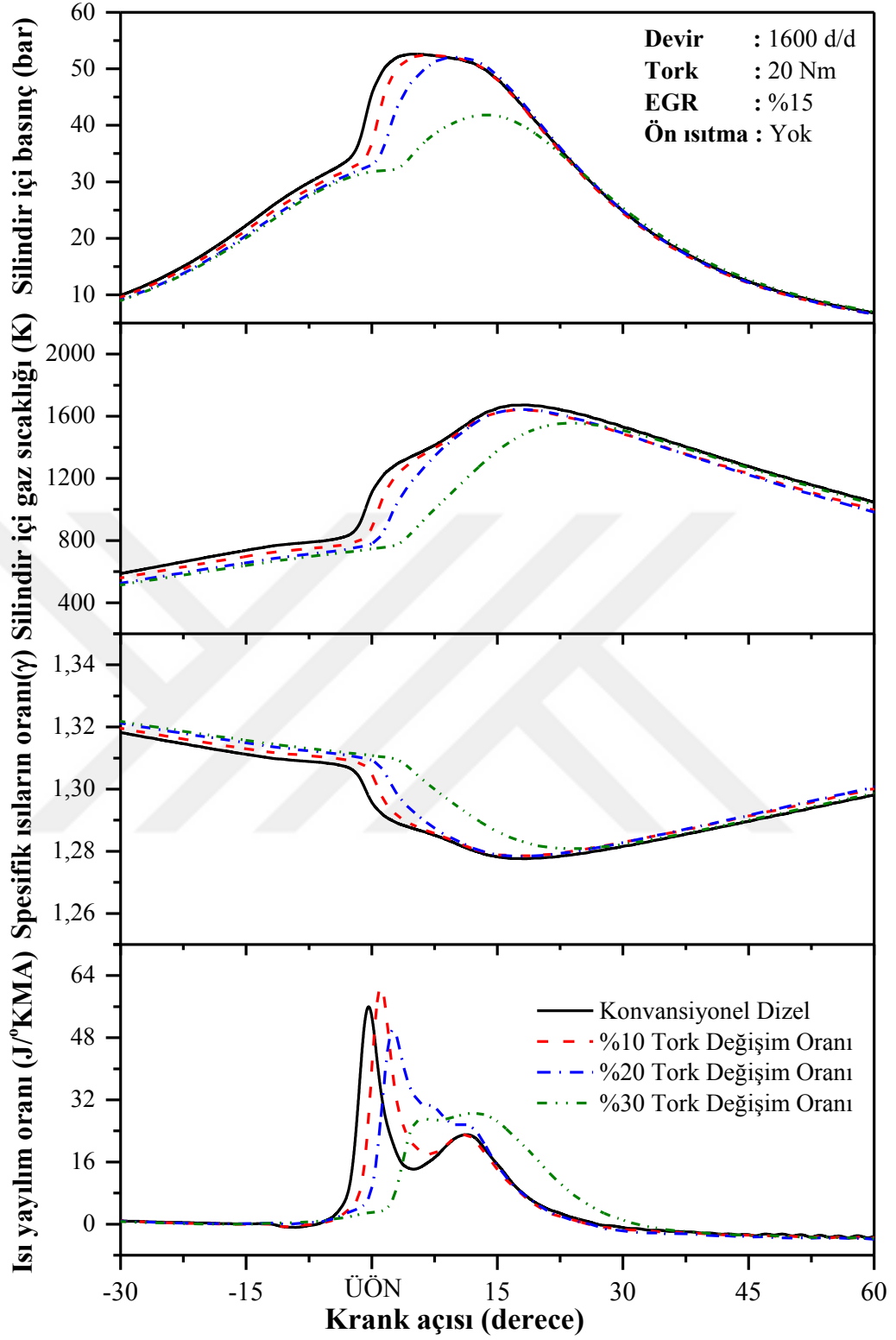
Şekil 4.13. 1400 d/d motor devrinde tork değişim oranına göre silindir içi yanma parametrelerinin değişimi



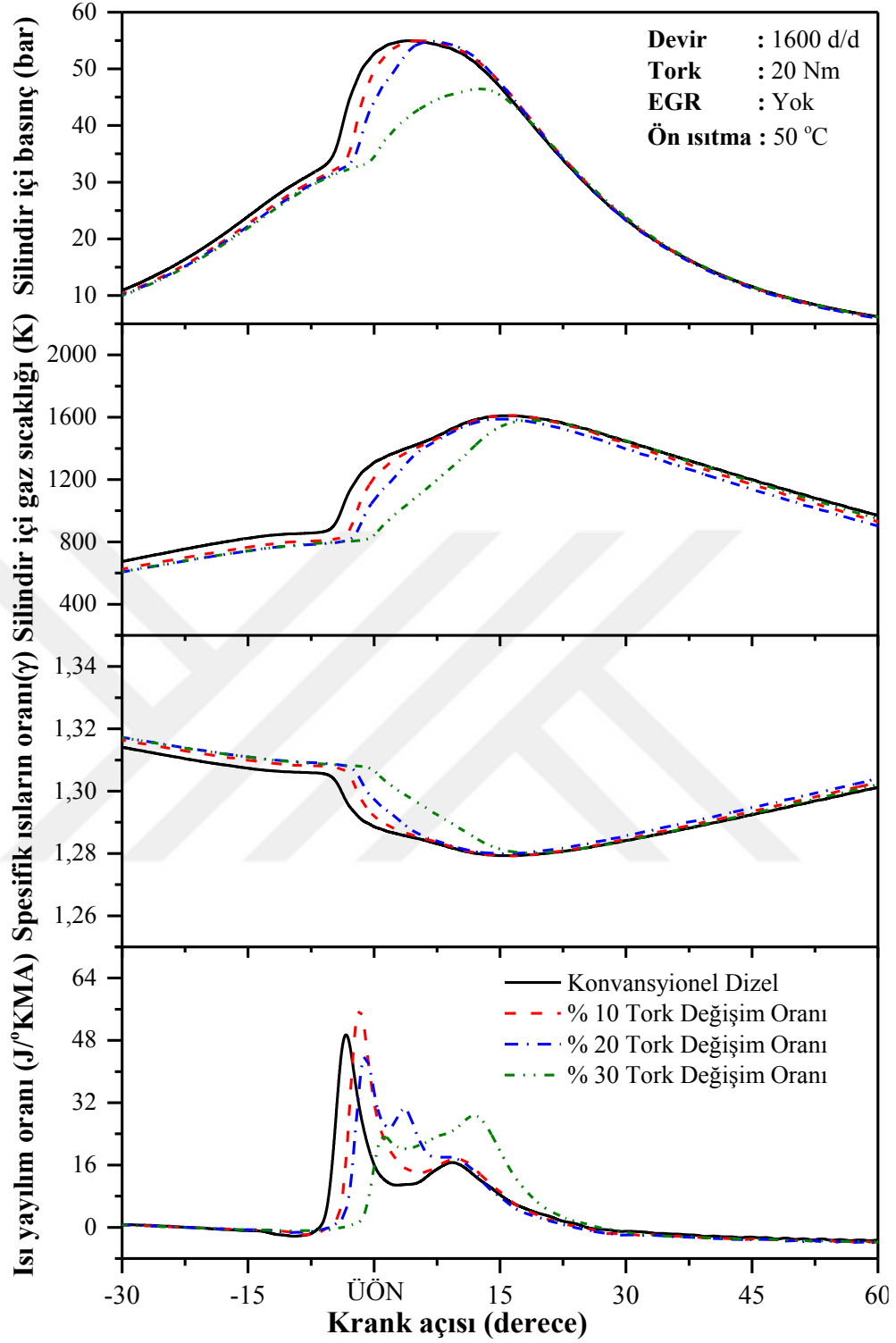
Şekil 4.14. 1600 d/d motor devrinde tork değişim oranına göre silindir içi yanma parametrelerinin değişimi



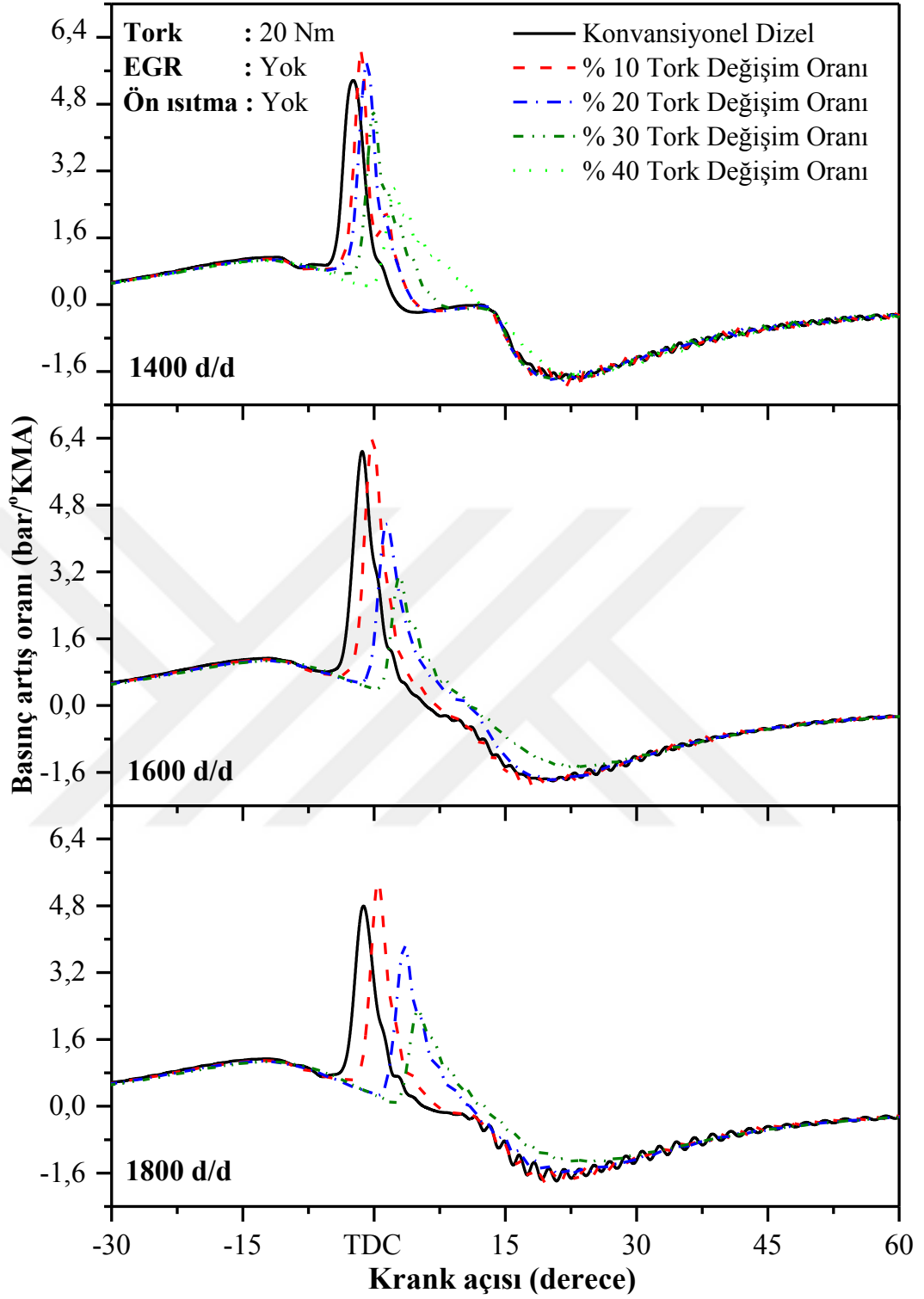
Şekil 4.15. 1800 d/d motor devrinde tork değişim oranına göre silindir içi yanma parametrelerinin değişimi



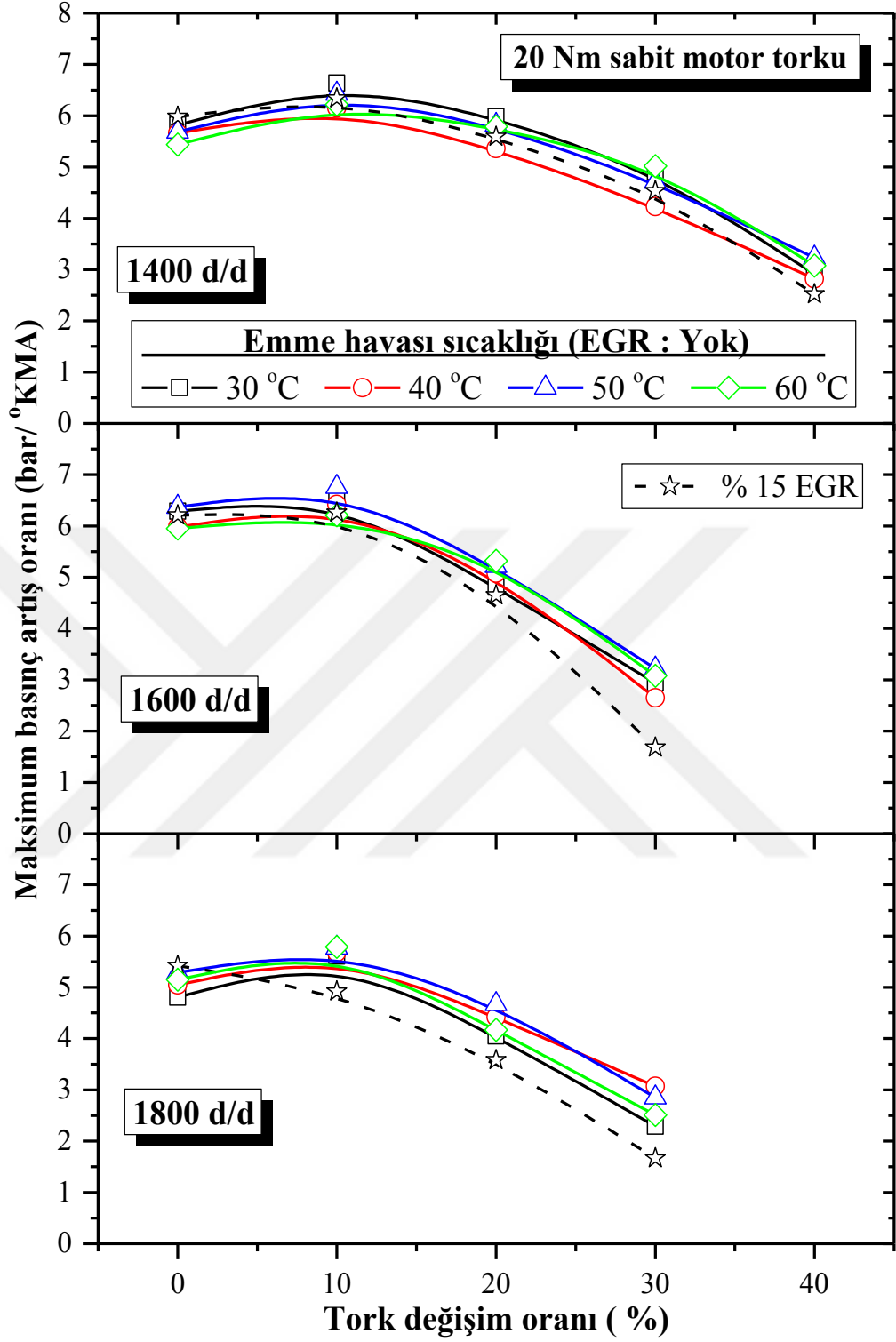
Şekil 4.16. 1600 d/d motor devri ve %15 EGR uygulamasında tork değişim oranına göre silindir içi yanma parametrelerinin değişimi



Şekil 4.17. 1600 d/d motor devri ve 50 °C emme hava sıcaklığı uygulamasında tork değişim oranına göre silindir içi yanma parametrelerinin değişimi



Şekil 4.18. 1400, 1600 ve 1800 d/d motor devrinde tork değişim oranına göre silindir içi basınç artış oranının değişimi



Şekil 4.19. Farklı motor devirlerinde %15 EGR uygulaması ve farklı emme havası sıcaklıklarının tork değişim oranı ile birlikte maksimum basınç artış oranına etkisi

Tork değişim oranının silindir içi yanma şartlarına (silindir içi basınç, ortalama gaz sıcaklığı, spesifik ısıların oranı ve ısı yayılım oranı) etkisi genel bir bakış açısı ile

incelendiğinde(Şekil 4.13-Şekil 4.17); 20 Nm sabit motor yükünde çalışılan tüm motor devir şartlarında konvansiyonel dizel yanma şartına göre, dizel yakıt miktarının azaltılması oranında ön karışım yoluyla silindir içine alınan etanol miktarının artışı silindir içi karışım reaktivitesini azaltmakta ve tutuşma gecikme süresi arttırmaktadır. TG süresinin artması yanma başlangıcında bir gecikme meydana getirmekte ve silindir içi maksimum basınç oluşumu ÜÖN'dan genişleme strokunun ilerleyen safhalarına kaymaktadır. Bununla birlikte tutuşma gecikmesinin artması, dolgu içerisinde yer alan etanolün hava ile daha iyi karışım sağlamasına zaman tanımaktadır (Reitz ve Duraisamy, 2015; Nour vd., 2017) Yüksek laminar alev hızına sahip olan etanolün çalışılan tüm devir şartlarında (1400,1600 ve 1800 d/d) %10 tork değişim oranına kadar, ısı yayılım oranının tepe değerlerini artırdığı ve hatta 1400 d/d'da bu etkinin %20 tork değişim oranına kadar devam ettiği görülmektedir. Bununla birlikte, port enjeksiyonla alınan ön karışimli etanol miktarının daha fazla arttırılmasıyla birlikte ısı yayılım oranının tepe değerlerinde azalmaya neden olduğu görülmektedir. Burada, etanolün yüksek laminar alev hızına sahip olmasına rağmen, dolgu içerisindeki etanolün buharlaşması için daha fazla ısı çekmesi nedeniyle alev hızının gelişimine olumsuz etkisi silindir içi ısı yayılımı tepe değerlerinin ve bununla birlikte silindir gaz basıncı ve ortalama gaz sıcaklıklarının azalmasına neden olmaktadır (Qian vd., 2015).

Silindir içi basınç eğrilerinin sıkıştırma periyoduna karşılık gelen krank açısına bağlı değişimi incelendiğinde, motorun yalnızca direkt enjeksiyonlu dizel modunda elde edilen eğriden farklı olarak tork değişim oranı ile birlikte port enjeksiyonla püskürtülen etanol miktarına bağlı olarak aynı krank mili açısına karşılık gelen basınç ve sıcaklık değerleri düşmektedir. Bu durum, ön karışım yakıtı olarak silindire alınan etanolün buharlaşma gizli ısının yüksek olmasından dolayı, emme dolgusunu soğutarak emme şarj sıcaklığının azalmasına ve buna bağlı olarak silindir içi basıncın düşmesine neden olduğu söylenebilir (Tutak, 2014). Sıkıştırma periyodunda etanol ilavesi ile ortaya çıkan bu durum, motorun yalnızca direkt enjeksiyonlu dizel motor şartlarında çalıştığı durumdan farklı olarak yanma başlangıcını ÜÖN ve hatta %30 tork değişim oranı için ÜÖN sonrasına kaymasına neden olmaktadır. Deneysel çalışmalarda motorun yalnızca direkt enjeksiyonlu dizel yakıtıyla çalışması ve dizel yakıtı ilave olarak port enjeksiyon yoluyla etanolün ilave edildiği çift yakıtlı çalışma modlarında dizel yakıtının püskürtme avansı 24 °KMA da sabit tutulmuştur. Bu nedenle daha yüksek sıkıştırma sıcaklığına sahip tek yakıt modunda direkt

enjeksiyonlu dizel yanması, tutuşma gecikme süresi sonrasında görünür basınç artışının ortaya çıktığı (ön karışimli yanma safhası) krank açısı, port enjeksiyonla etanol ilavesinin yapıldığı motor çalışma şartlarına göre ÜÖN'dan daha önce gerçekleşmiştir. Bu durum, tek yakıt modunda direkt enjeksiyonlu dizel yanmasının, port etanol enjeksiyonlu çift yakıt çalışma şartlarına göre tutuşma gecikme süresinin daha kısa olduğunu göstermektedir. Başka bir ifadeyle, port enjeksiyonla etanol ilavesi ile birlikte reaktif kontrollü yanma şartlarının (RCCI) gerçekleştirilmeye çalışıldığı motor çalışma şartlarında tutuşma gecikme süresi uzamıştır. Bununla birlikte, sabit çıkış mili torku (IMEP) için gerçekleştiren deneylerde %30 tork değişim oranına karşılık gelen etanol ilavesinin yapıldığı deneysel çalışmanın dışında, yalnızca direkt enjeksiyonlu dizel yanma ve port enjeksiyonlu RCCI yanma şartlarında yaklaşık olarak birbirine eşit silindir içi maksimum basınçlar elde edilmiştir. Burada, maksimum basıncın oluştuğu °KMA dikkate alındığında RCCI yanma şartlarında direkt enjeksiyonlu dizel yanma şartlarına göre maksimum basınçların daha geç oluşarak genişleme strokuna kaydığı görülmektedir. Bu durum eşit direkt dizel yakıt püskürtme avansı başlangıcı (24 °KMA) için yanma süresinin, çift yakıtlı port etanol enjeksiyonunun sağlandığı RCCI yanma şartlarında daha uzun gerçekleştiğinin bir göstergesidir.

Çalışılan tüm devir şartları için, silindir içi ortalama gaz sıcaklık eğrileri göz önünde bulundurulduğunda, basınç eğrilerinden farklı olarak, yalnızca direkt enjeksiyonlu dizel yanma şartlarında ortaya çıkan ön karışimli yanma safhasıyla kontrollü yanma safhasını birbirinden ayıran krank açısına bağlı sıcaklık profilinin port enjeksiyonla ikame edilen etanol miktarının artışı ile birlikte yavaş yavaş ortadan kalktığı görülmektedir. Ayrıca, %30 tork değişim oranına karşılık gelen etanol ilavesinin yapıldığı motor çalışma şartında, literatürde benzer çalışmalarda RCCI yanma stratejisinde elde edildiği gibi daha yumuşak bir artış hızı ile maksimum silindir içi gaz sıcaklığına ulaşılan bir sıcaklık profili ortaya çıkmaktadır. Bu durum, ısı yayılım oranı eğrilerinden daha net bir şekilde görülmektedir.

Çalışılan tüm motor şartları için ısı yayılım eğrileri değerlendirildiğinde; deney motorunda RCCI şartlarındaki yanmanın gerçekleştirmesi için azaltılan direkt enjeksiyonlu (pilot) dizel yakıt miktarına karşı artırılan port etanol enjeksiyonu ile reaksiyona giren etanol miktarının arttırılması, tutuşma gecikme süresini arttırarak

yanma başlangıcını geciktirmesine rağmen ön karışimli yanma safhasında ısı yayılım oranını arttırmaktadır. Tutuşma gecikmesi arttıkça, silindir içi maksimum basıncın ve ısı yayılımının ortaya çıktığı krank açısı ÜÖN'ya doğru yaklaşmaktadır. Burada, ısı yayılım miktarının artmasına etken iki temel durumun etkili olduğu söylenebilir. İlk olarak, silindir içine alınan etanol miktarı arttıkça, ön karışimli yanma safhasında meydana gelen yanma sonucunda açığa çıkan ısı miktarı artar. İkinci olarak, artan tutuşma gecikmesi, henüz yanma başlangıcı gerçekleşmeden, silindir içine direkt olarak enjekte edilen pilot dizel yakıtının silindir içi homojen dolgu ile daha fazla karışımını sağlayarak, ısı yayılım eğrilerinin daha yüksek bir tepe noktasına ulaşmasını sağlar (Padala, 2013). Ancak, direkt enjeksiyonlu (pilot) dizel yakıt miktarının daha da azaltılarak port enjeksiyonu ile silindir içine alınan etanol miktarının arttırıldığı %20-30 tork değişim oranlarında, yanmanın daha fazla gecikmesine karşın hacim genişlemesiyle birlikte artan soğutma kayıpları ve karışım içerisinde artan etanol miktarına bağlı olarak dolgu sıcaklığının azalmasının etkisiyle ön karışimli yanma safhasının oluşturduğu birinci ısı yayılım tepe değeri düşmektedir. Bununla birlikte, yüksek etanol miktarının etkisi ile genişleme strokuna kayan yanma safhasının daha düşük reaksiyon kinetiğine sahip olması, yanma süreci genişleme strokunun ilerleyen safhalarına doğru devam eden ısı yayılım profillerinin ortaya çıkarmasına neden olmaktadır. Bu durum, direkt enjeksiyonlu (pilot) dizel yanması ile ortaya çıkan iki maksimum tepe değerine sahip ısı yayılım profilinin, artan etanol ikame oranıyla birlikte genişleme strokuna kayan ve tek maksimum tepe değerine sahip ısı yayılım profillerinin ortaya çıkmasına sebep olmaktadır.

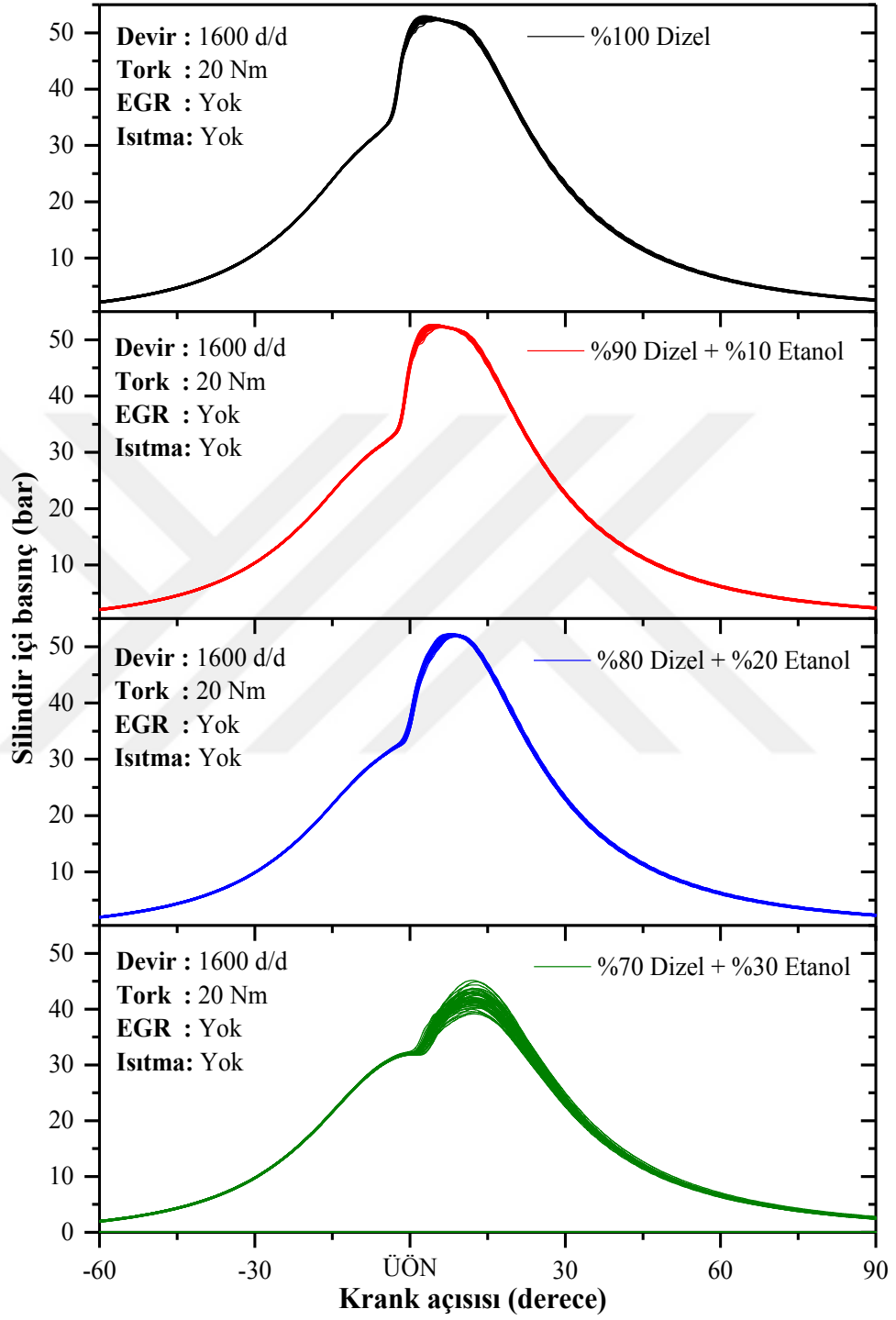
Son olarak, çalışılan tüm motor çalışma şartları için silindir içi basınç artış hızları değerlendirildiğinde (Şekil 4.18 ve Şekil 4.19); kinetik kontrollü yanma stratejilerinde, yanma stabilitesinin değerlendirilmesinde maksimum basınç artış oranı önemli bir parametredir. Dizel motorlarda kabul edilebilir MBAO 10 bar/°KA olduğu ve bu değeri aştığında motorda vuruntunun artmasıyla gürültülü bir çalışma olacağı vurgulanmıştır (Paykani vd., 2016). Gerçekleştirilen deneylerde belirlenen tüm motor çalışma şartlarında ortaya çıkan maksimum basınç artış oranının kritik sınırın altında gerçekleştiği görülmüştür.

4.2.3. Etanol-dizel çift yakıtlı yanma stratejisinin çevrimler arası farka etkisi

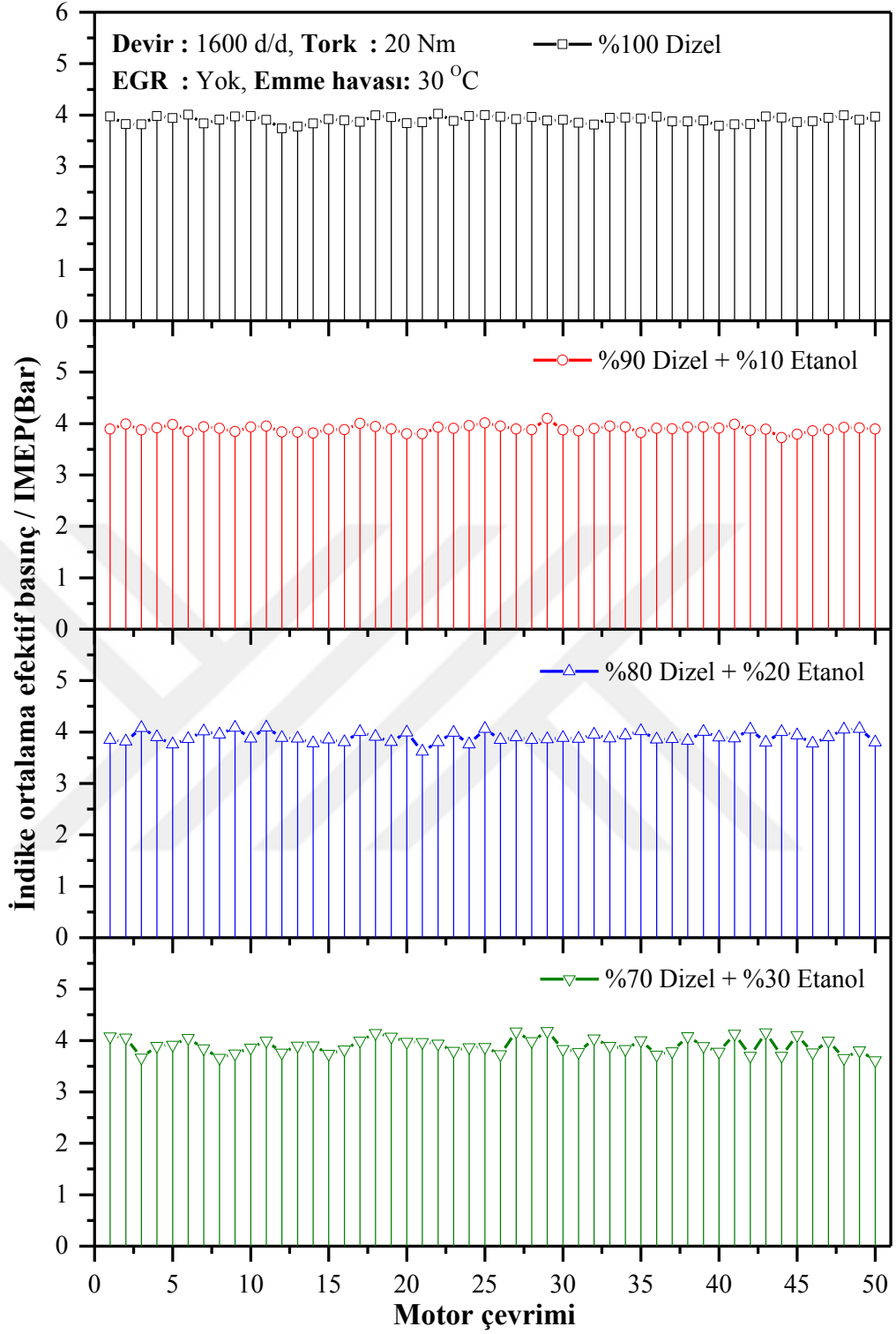
20 Nm sabit motor torkunda, 1400 d/d, 1600 d/d ve 1800 d/d sabit motor devirlerinde gerçekleştirilen deneysel çalışmalarda; 1600 d/d'da farklı tork değişim oranları için ardışık 50 yanma çevrimden alınmış silindir içi basıncın krank açısına bağlı değişimi Şekil 4.20'de, 1600 d/d'da farklı tork değişim oranları için ardışık 50 yanma çevrimi boyunca IMEP değerlerinin değişimi Şekil 4.21'de ve farklı motor devirleri, farklı motor devirleri için %15 EGR uygulaması ve farklı emme havası sıcaklıkları ile maksimum basınç artış oranının tork değişim oranına bağlı olarak COV_{IMEP} 'in değişimi Şekil 4.22'de verilmiştir.

Şekil 4.21'de görüldüğü gibi, motorun hem tek yakıtlı (yalnızca dizel) hem de çift yakıtlı (dizel + etanol) çalışma şartlarında motorun ardışık 50 çevriminden alınan silindir içi basıncın krank açısına bağlı değişim verilerinde silindir içi yanmanın başladığı krank açısına kadar çevrimsel farklılıklar oluşmamaktadır. Bununla birlikte, yanmanın başladığı krank açısından genişleme strokunun ortalarına kadar yani yanma periyodunda çevrimsel farklılıklar ortaya çıkmaktadır. Yanma periyodunda silindir içi basınç verilerinde ortaya çıkan çevrimsel farklılıkların port etanol enjeksiyon oranı ile değişimi incelendiğinde; motorun tek yakıtlı olarak yalnızca direkt enjeksiyonlu dizel yakıtı ile çalışması durumunda çevrimsel farklılıkların oldukça düşük olduğu görülmektedir. Bu duruma karşı olarak çift yakıtlı yanma şartlarında ön karışım yoluyla silindir içine alınan etanol miktarının artırılması ile çevrimsel farklılıkların arttığı, özellikle de motorun çift yakıtlı şartlarda %30 tork değişim oranında çevrimsel farklılıkların belirgin hale geldiği görülmektedir. Burada dikkati çeken bir diğer önemli sonuç; yanma periyodunda meydana gelen çevrimsel farklılıklar, silindir içi maksimum basınç değerinde değişimlere sebep olurken silindir içi maksimum basıncın gerçekleştiği krank mili açısında dikkate değer bir değişime sebep olmamasıdır. Burada elde edilen sonuçlar; motorun tek yakıtlı olarak yalnızca dizel yakıtı ile çalışma şartlarında daha stabil çalıştığını, direkt enjeksiyon ile motora alınan dizel yakıtının azaltılarak yerine port enjeksiyon yoluyla etanol yakıtının sağlandığı motor çalışma şartlarında motorun daha düzensiz çalıştığını göstermektedir. Ayrıca, ön karışım yoluyla silindir içine alınan etanol miktarının, silindir içine alınan toplam yakıt enerjisi içerisindeki oranının artması ile motorun düzensiz çalışma şartlarının daha da arttığı görülmektedir. Bununla birlikte, motorun ardışık 50 çevriminden alınan basınç

verilerindeki en büyük çevrimler arası farkın çift yakıtlı şartlarda %30 tork değişim oranında ortaya çıktığı görülmektedir.



Şekil 4.20. 1600 d/d'da farklı tork değişim oranları için ardışık 50 yanma çevrimden alınmış silindir içi basıncın krank açısına bağlı değişimi



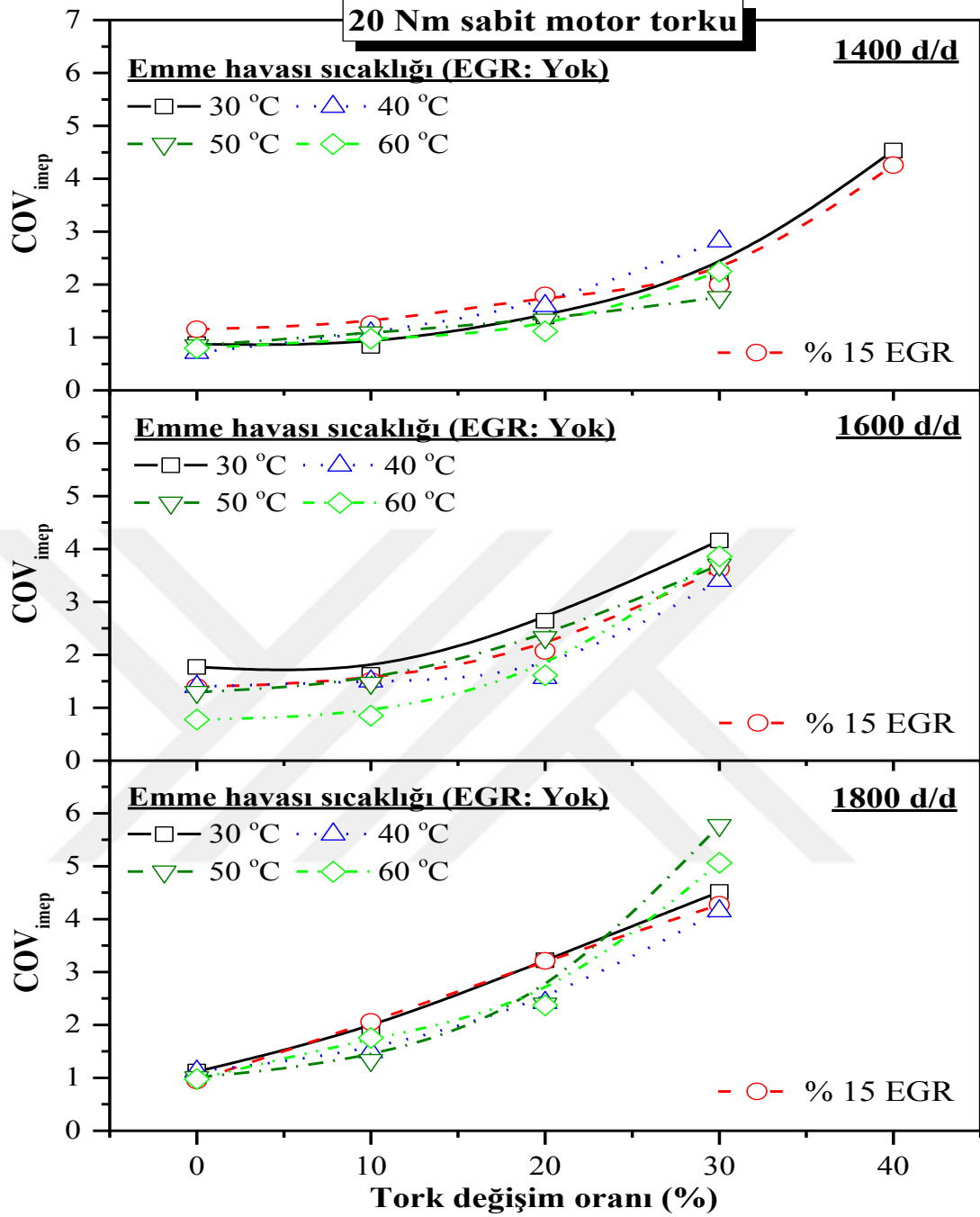
Şekil 4.21. 1600 d/d’da farklı tork değişim oranları için ardışık 50 yanma çevrimi boyunca İMEP değerlerinin değişimi

Şekil 4.21’de görüldüğü gibi, silindir içi basıncın krank açısına bağlı değişim eğrilerinde ortaya çıkan çevrimsel farklılıkların motorun ardışık 50 çevrimi için hesaplanan indike ortalama efektif basınç (İMEP) değerlerinde de değişime sebep

olmaktadır. İMEP değerlerindeki çevrimler arası farklılıkların motorun yalnızca direkt enjeksiyonlu yakıt ile çalıştığı tek yakıtlı çalışma şartlarında ardışık çevrimlerin İMEP değerlerindeki değişimi düşük oranda olup port etanol enjeksiyonun artışı ile İMEP değerlerindeki değişimin arttığı görülmektedir.

Şekil 4.22’de görüldüğü gibi, çalışılan tüm motor devirleri ve emme havası sıcaklıkları için genel olarak artan port etanol enjeksiyon oranı ile birlikte COV_{IMEP} artmaktadır. Bununla birlikte artan emme havası sıcaklığının COV_{IMEP} değerlerinde azalmaya (1400 d/d’da 40 °C ve 1800 d/d’da 50 ve 60 °C’daki %30 tork değişim oranı hariç) sebep olduğunu söylemek mümkündür. Özellikle de 1600 d/d’da emme havası sıcaklığının 30 °C’dan 60 °C’a çıkartılması ile COV_{IMEP} değerlerinin dikkate değer oranda azaldığı net bir şekilde görülmektedir. Ancak, %15 EGR uygulamasının 1600 d/d motor devri dışındaki çalışma şartlarında COV_{IMEP} ’in değişimi üzerinde net bir etkisinin olduğunu söylemek mümkün görülmemektedir. Özellikle 1800 d/d’da %15 EGR uygulaması ile motorun normal çalışma şartları ile yaklaşık olarak aynı COV_{IMEP} karakteristiği elde edilmiştir. 1600 d/d’da ise motorun %15 EGR uygulandığı çalışma şartları ile EGR’siz 50 °C emme havası ısıtma şartları ile yaklaşık olarak benzer COV_{IMEP} karakteristiği elde edilmiştir. Bununla birlikte, çalışılan tüm motor çalışma şartları için COV_{IMEP} değerlerinin, literatürde dizel motorlarda sınır şartı olarak belirlenen %10 değerinin altında olduğu görülmektedir. Ayrıca, aynı port etanol enjeksiyon oranı ve emme havası sıcaklık değerleri için artan motor devri ile birlikte COV_{IMEP} değerlerinin arttığını söylemek mümkündür.

Sonuç olarak, artan port etanol enjeksiyonu ile yanma reaksiyonun kimyasal kinetik hızı azalarak yanma süresi artmaktadır. Bu durum, maksimum silindir içi basınç ve sıcaklığın ÜÖN’den uzaklaşarak genişleme strokunun ilerleyen safhalarına kaymasına neden olmaktadır. Daha geniş hacimde gerçekleşen yanma reaksiyonları, yanma odası duvar yüzeyinin artışı ile daha fazla ısı transferi kayıplarına maruz kalmaktadır. Düşük hız ve sıcaklıklarda gerçekleşen kimyasal reaksiyonlar hava-yakıt karışım şartlarından, soğutma yüzey alanından, artık egzoz gazı miktarından ve silindir içi hava hareketlerinden daha fazla etkileneceğinden çevrimler arası fark artmaktadır.



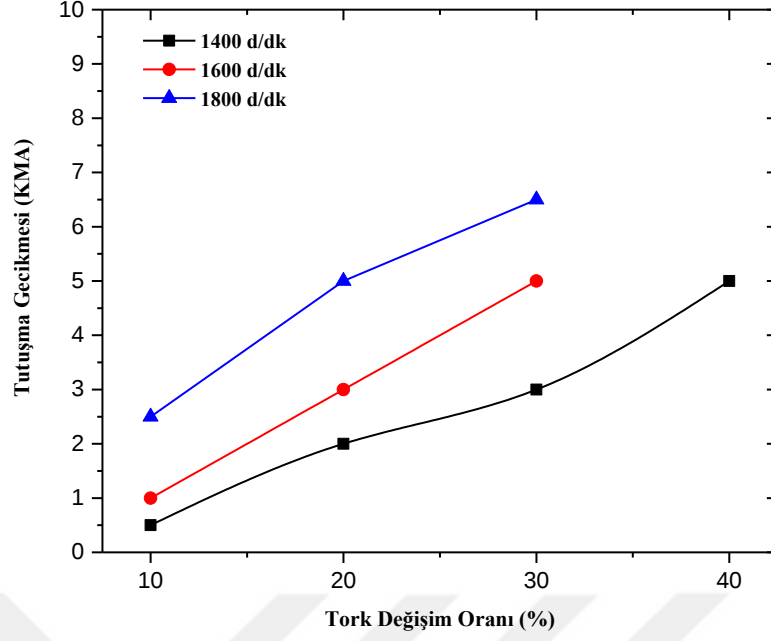
Şekil 4.22. Farklı motor devirleri için %15 EGR uygulaması ve farklı emme havası sıcaklıkları ile maksimum basınç artış oranının tork değişim oranı ile değişimi (COV_{IMEP} 'in) değişimi

4.2.4. Etanol-dizel çift yakıtlı yanma stratejisinin yanma fazına etkisi

IMEP verisi, deney motorunun silindir sayısına, hacmine ve devrine bağlı olmadığından, motor veriminin belirlenmesinde temel bir parametredir (Can, 2012). Bununla birlikte IMEP, sadece yanma ile ortama salınan ısı enerjisi miktarına değil,

aynı zamanda ortaya çıkan bu ısınn krank açısı pozisyonuna göre zamanlamasına da bağılı olduğu bilinmektedir. Daha yüksek ısı salınım oranı, güç çıktısını kesinlikle arttıracaktır, ancak yanma genişleme zamanının sonraki kısmında meydana gelirse ortaya çıkan güç, ÜÖN yakınında meydana gelen kadar yüksek olmayabilir. Bu zamanlama faktörü yanma fazı olarak adlandırılır (Padala, 2013).

Farklı motor devirleri için tork değışim oranına bağılı tutuşma gecikme sürelerinin değışimi Şekil 4.23’de gösterilmektedir. Şekil 4.23’de görüldüğü gibi devir ile birlikte referans dizel yakıtı göre, çalışılan tüm motor devir şartları için (1400,1600 ve 1800 d/d) artan port etanol enjeksiyon oranı ile birlikte tutuşma gecikme süresinin lineere yakın bir değışimle arttığı görülmektedir. Bununla birlikte, port etanol enjeksiyon oranı ile birlikte artan motor devrinin tutuşma gecikme süresinin daha fazla artmasına neden olduğu görülmektedir. Burada ortaya çıkan sonuçlar, dizel yakıt enerjisinin azaltılması oranında port etanol enjeksiyonu ile silindire alınan etanol yakıtının yüksek buharlaşma gizli ısı enerjisinin bir etkisi olarak sıkıştırma zamanının sonunda azalan silindir içi basınç ve sıcaklığın etkisi ile silindir içi dolgunun tutuşma başlangıcının ÜÖN’ya doğru kaymasının bir etkisi olarak ortaya çıkmaktadır. Öyle ki, artan port etanol enjeksiyon oranı ile silindir içine direkt olarak alınan ve etanole göre daha yüksek reaktiviteye sahip dizel yakıt miktarının azaltılması ve azalan dizel yakıt ile aynı enerji miktarına sahip fakat daha düşük reaktiviteye sahip etanol yakıtının silindir içindeki miktarının artması ile tutuşma gecikme süreleri lineere yakın olarak artmaktadır. TG sürelerinin motor devri ile artışı dikkate alındığında; artan motor devri ile birlikte silindir içine alınan dolgunun buharlaşması için gerekli °KMA’nın kısalmakta, buna karşın dolgunun buharlaşması için geçen süre yaklaşık olarak sabit kalacağından, tutuşma öncesi dolgunun buharlaşması için geçen süre daha fazla °KMA karşılık gelerek tutuşma gecikme süresini artırmaktadır. Düşük devirlere oranla (1400 d/d) yüksek devrilerde (1800 d/d) artan port etanol enjeksiyon oranı ile birlikte tutuşma gecikme sürelerinin daha da fazla artması benzer şekilde yorumlanabilir.



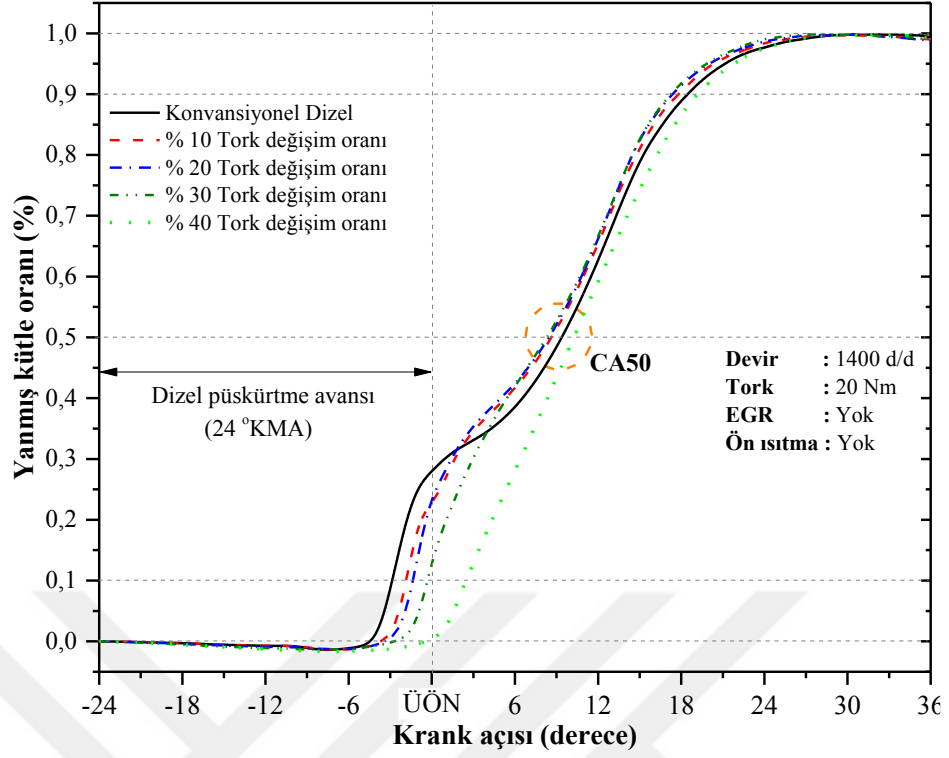
Şekil 4.23. Farklı motor devirleri için dizel yanma şartına göre tork değişim oranı ile tutuşma gecikme sürelerinin değişimi

Tork değişim oranına göre; 1400 d/d motor devrinde yanmış kütle oranının değişimi Şekil 4.24'te ve yanma safhalarının değişimi Şekil 4.25'de, 1600 d/d motor devrinde yanmış kütle oranının değişimi Şekil 4.26'da ve yanma safhalarının değişimi Şekil 4.27'de; 1800 d/d motor devrinde yanmış kütle oranının değişimi Şekil 4.28'de ve yanma safhalarının değişimi Şekil 4.29'da; 1600 d/d motor devri ve %15 EGR uygulamasında yanmış kütle oranının değişimi Şekil 4.30'da ve yanma safhalarının değişimi Şekil 4.31'de verilmiştir.

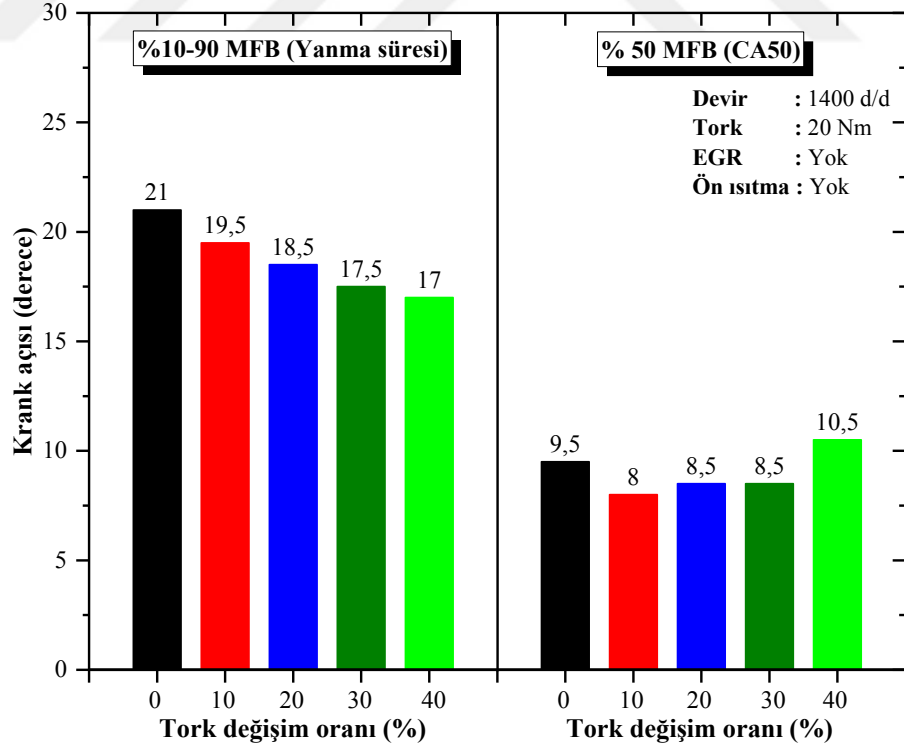
Çalışılan motor devirlerinde (1400, 1600, 1800 d/d) tork değişim oranı ile birlikte yanmış kütle oranı eğrileri üzerinden yanma safhaları birlikte değerlendirildiğinde (Şekil 4.24 - Şekil 4.29); tork değişiminin sağlanması için dizel yakıt miktarının azaltılması oranında aynı enerji miktarına sahip olacak şekilde artırılan port etanol enjeksiyon oranı (ön karışımli etanol dolgusu) miktar olarak daha fazla etanol içermesinden dolayı her seferinde (%10, %20, %30 ve %40 tork değişim oranına karşılık gelen etanol miktarı) artan etanol miktarına bağlı olarak yakıtın uçuculuğunun daha da fazla düşmesine, dolayısıyla yakıtı buharlaştırabilmek için ortamdan daha fazla ısı çekilmesine neden olmaktadır. Etanol yüksek laminar alev hızına sahip olmasına rağmen, port etanol enjeksiyon oranı (ön karışımli etanol miktarı) ile homojen olarak silindir içerisine alınan etanolün buharlaşması için ortamdan çok daha

fazla ısı çekilmesi alev gelişimini yavaşlatmakta, daha düşük silindir içi sıcaklık ve basıncının elde edilmesine, dolayısıyla toplam yanma süresinin kısalmasına neden olmaktadır. Bununla birlikte, yanmış yakıt kesrinin %50 ye ulaştığı krank açısı (CA50) da ÜÖN'ya doğru yaklaşmaktadır. Şekillerden de görüleceği gibi motorun çalışılan tüm devirlerinde azalan pilot dizel miktarına karşın, port etanol enjeksiyon oranı (ön karışımli etanol miktarı) artması tutuşma gecikmesinin artmasına yol açarak (Şekil 4.23) yanma safhalarında faz farkının meydana gelmesine neden olmaktadır.

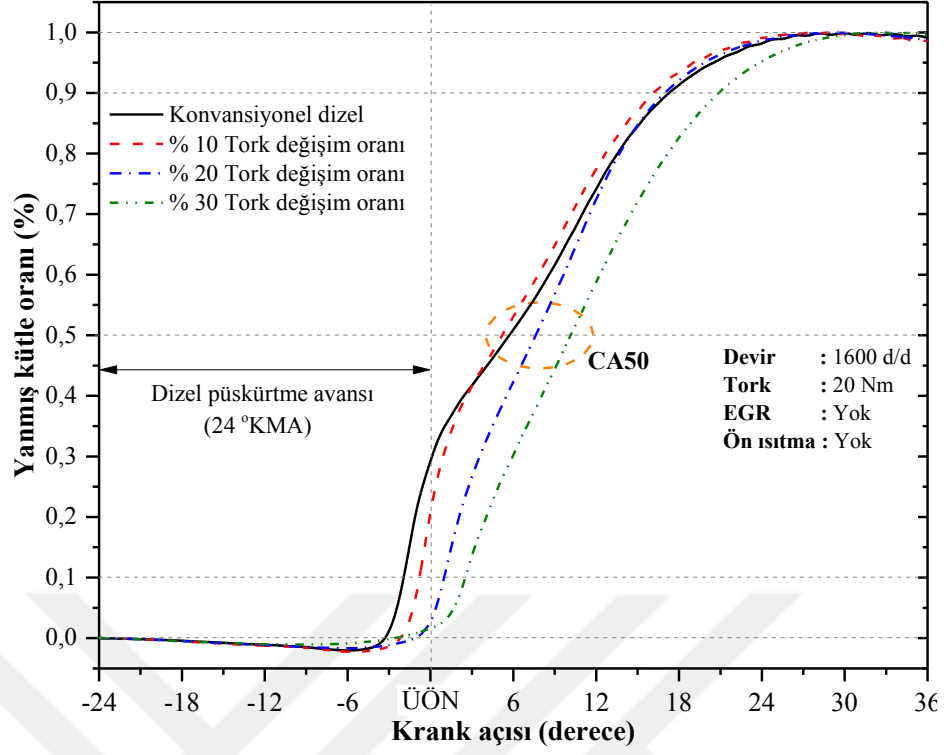
Şekil 4.24 ve Şekil 4.25'de görüldüğü gibi deney motorunun düşük devrinde (1400 d/d) tork değişim oranı ile birlikte ön karışımli etanol miktarının artması sonucunda yanma başlangıcında gecikme meydana gelmektedir. Buna rağmen TG süresi içerisinde silindir içi artan homojenliğin bir sonucu olarak ön karışımli yanma safhasında yanma oranı artmış, tek yakıtlı dizel motor çalışma şartlarında ortaya çıkan ısı yayılım miktarından daha fazla ısı açığa çıkarmıştır. Deney motorunun 20 Nm sabit yük ve 1400 d/d çalışma şartında, standart dizel çalışma modunda 21 °KMA yanma süresi gerçekleşirken, ön karışımli yanma modunda (RCCI çalışma durumu) %10, %20, %30 ve %40 tork değişim değerinin sağlanmaya çalışıldığı deney şartlarında toplam yanma süresi kısalarak sırasıyla 19.5, 18.5, 17.5 ve 17 °KMA yanma sürelerinin gerçekleştiği gözlemlenmiştir. Bununla birlikte, çalışılan tüm motor devirlerinde port etanol enjeksiyonun (ön karışımli etanol miktarı) %10 tork değişimin sağlandığı miktarı, yanmış yakıt kesrinin %50 ye ulaştığı krank açısını (CA50) ÜÖN'ya doğru yaklaştırdığı diğer port etanol enjeksiyon (ön karışımli etanol miktarı) oranlarında ise CA50'nin ÜÖN'dan uzaklaştığı görülmektedir. Bu etkinin çalışılan tüm devir şartlarından bağımsız olarak ortaya çıktığı, dizel motorlarda difüzyon alev gelişimi ile kontrollü yanma safhasının ayırt edilmesinde kullanılan aynı zamanda silindir içi basınç artış oranı ve vuruntulu yanma şartlarının sınırlandırılmasında kontrolünde CA50'nin gelişimi açısından %10 tork değişim oranına kadarki etanol ikamesinin kabul edilebilir olduğunu göstermektedir.



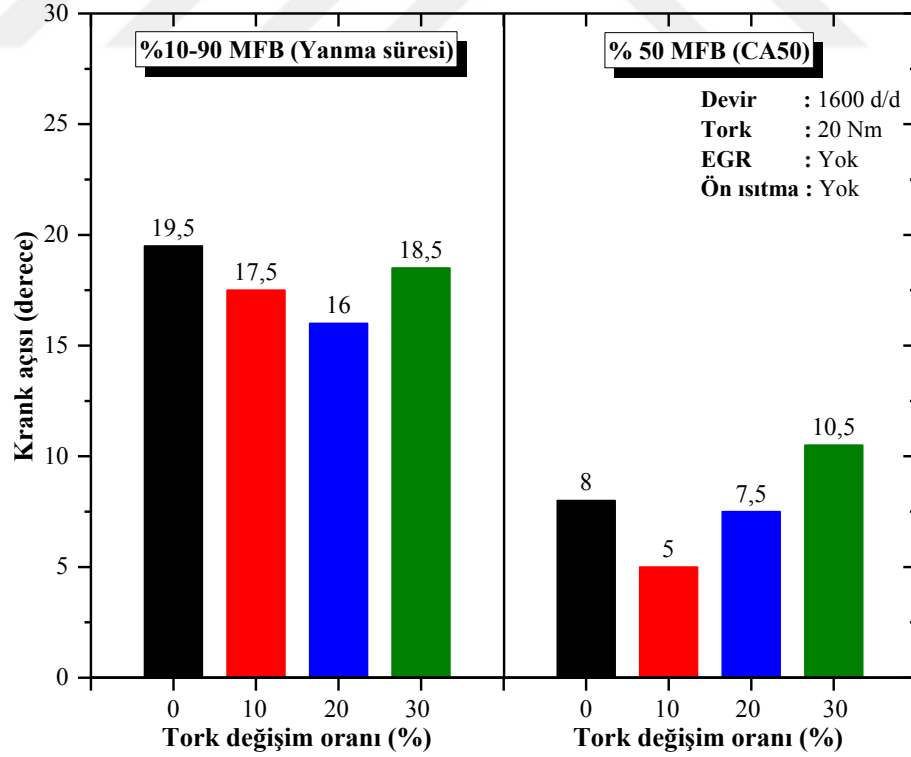
Şekil 4.24. 1400 d/d motor devrinde tork değişim oranı ile yanmış kütle oranının değişimi



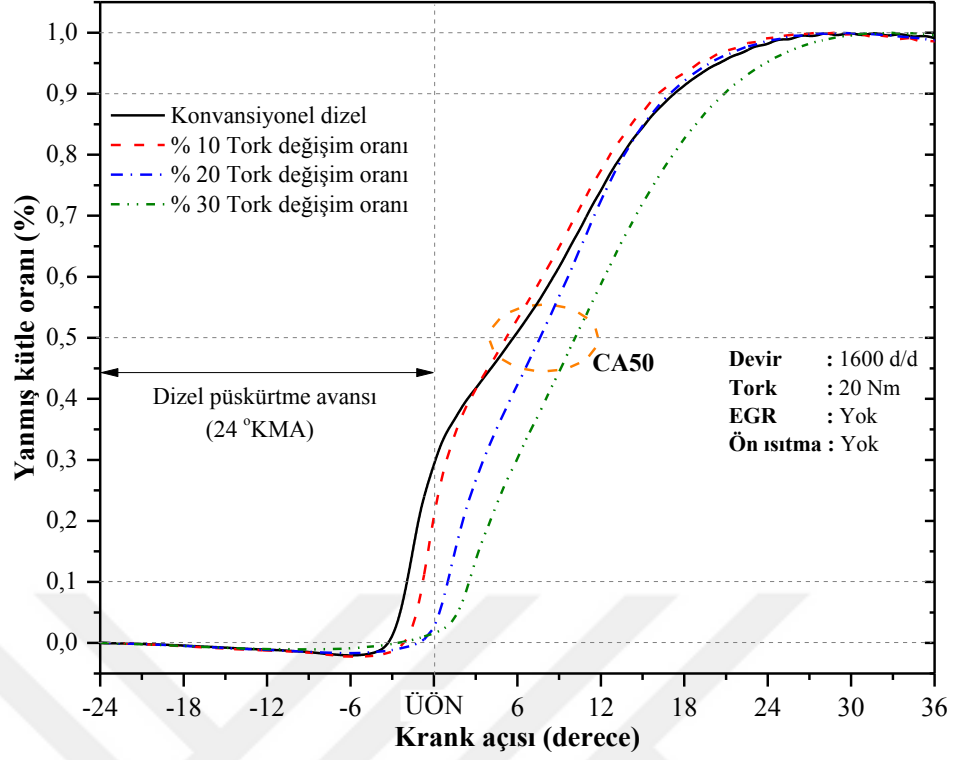
Şekil 4.25. 1400 d/d motor devrinde tork değişim oranı ile yanma safhalarının değişimi



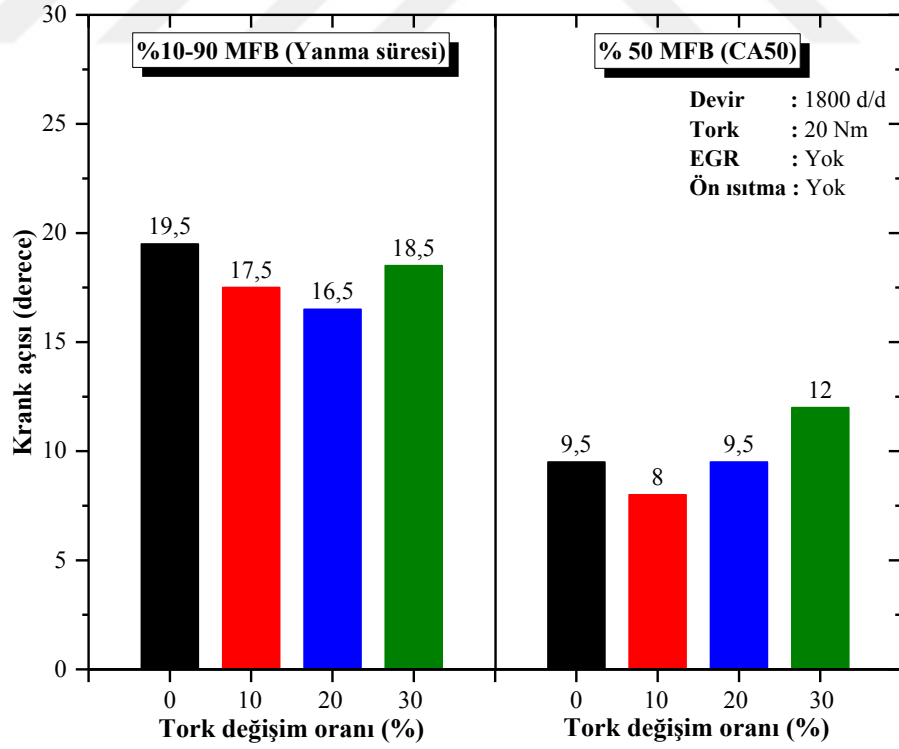
Şekil 4.26. 1600 d/d motor devrinde tork değişim oranı ile yanmış kütle oranının değişimi



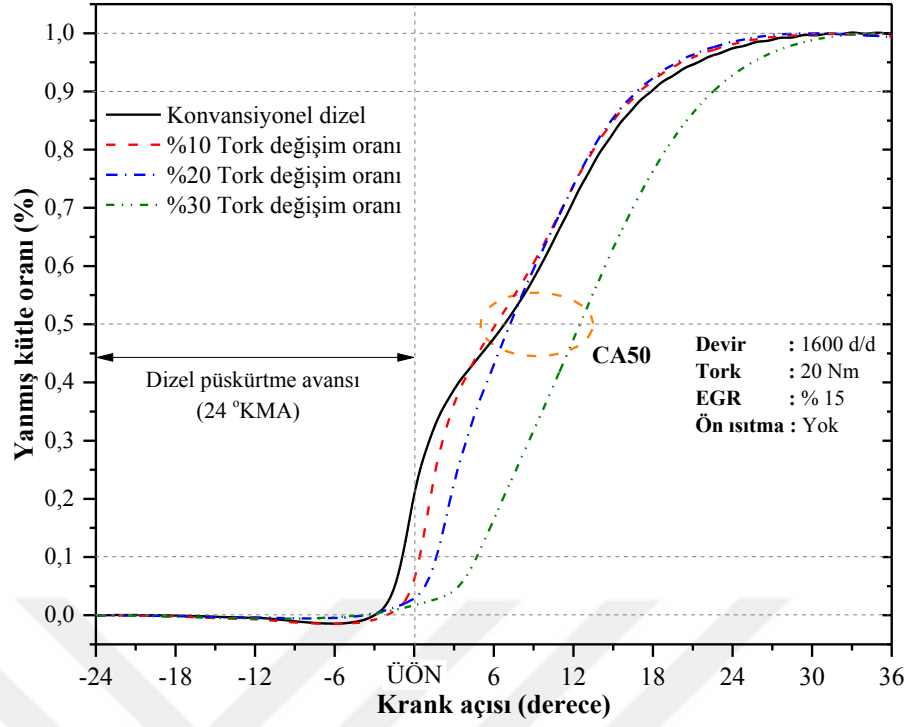
Şekil 4.27. 1600 d/d motor devrinde tork değişim oranı ile yanma safhalarının değişimi



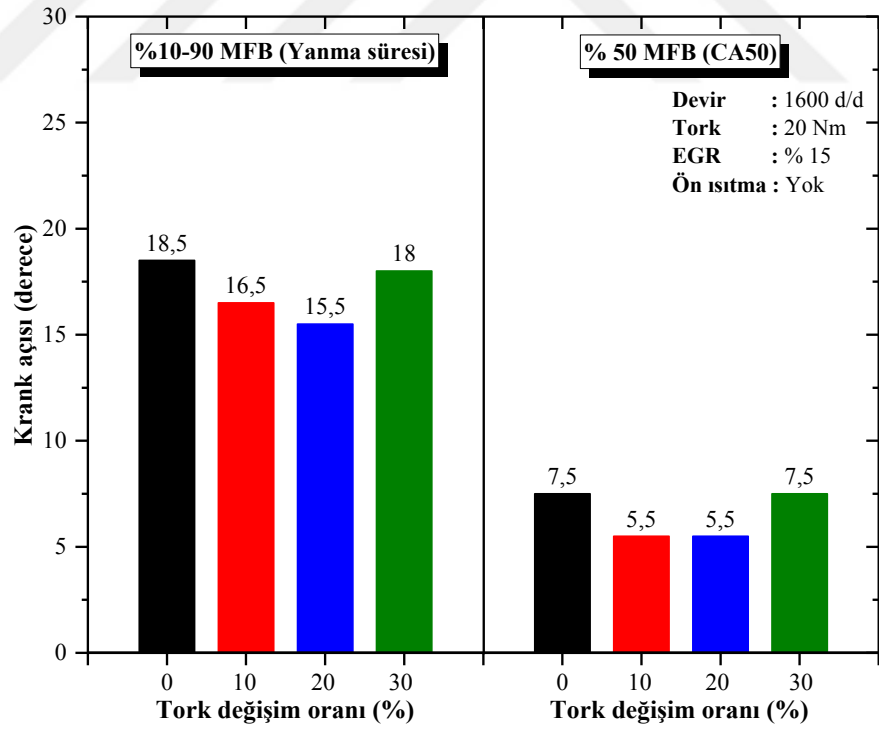
Şekil 4.28. 1800 d/d motor devrinde tork değişim oranı ile yanmış kütle oranının değişimi



Şekil 4.29. 1800 d/d motor devrinde tork değişim oranı ile yanma safhalarının değişimi



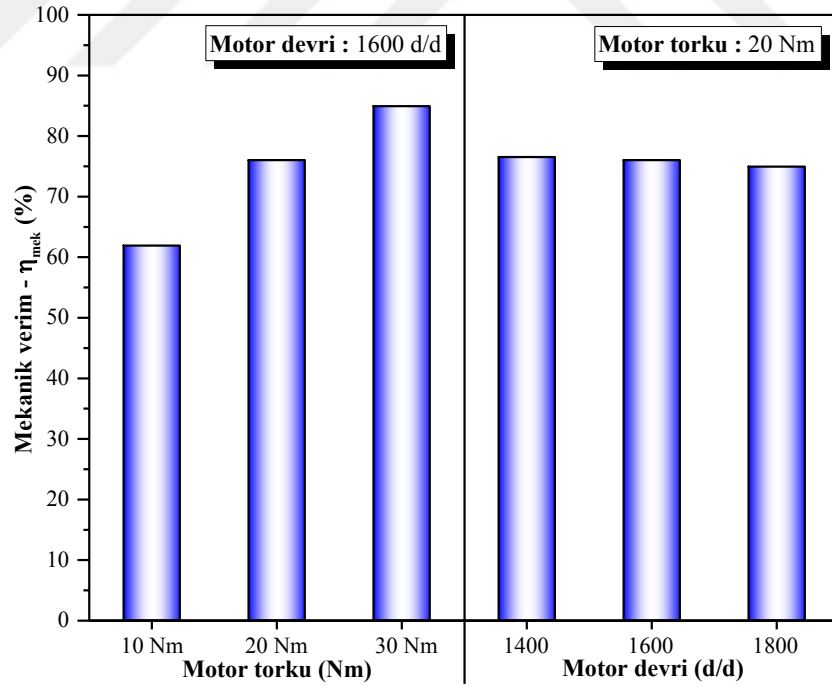
Şekil 4.30. 1600 d/d motor devri ve %15 EGR uygulamasında tork değişim oranı ile yanmış kütle oranının değişimi



Şekil 4.31. 1600 d/d motor devri ve %15 EGR uygulamasında tork değişim oranı ile yanma safhalarının değişimi

%15 EGR uygulaması ile birlikte port etanol enjeksiyon oranının (tork değişim oranı) yanmış kütle oranı ve yanma safhalarının gelişime etkisi incelendiğinde (Şekil 4.30-Şekil 4.31); aynı devri şartları (1600 d/d) ve tork değişim oranlarında gerçekleştirilen motor çalışma şartlarından farklı olarak %15 EGR uygulaması ile birlikte port etanol enjeksiyonu ile etanol ikamesinin toplam yanma süresini daha da kısaltarak CA50'nin daha da kısalmasına neden olduğu görülmektedir. Bununla birlikte, CA50'nin gelişimi açısından EGR'siz port etanol enjeksiyonu (tork değişim oranı) için tespit edilen %10 tork değişim oranının %15 EGR uygulaması ile %20'ye kadar artırılabilceği görülmektedir.

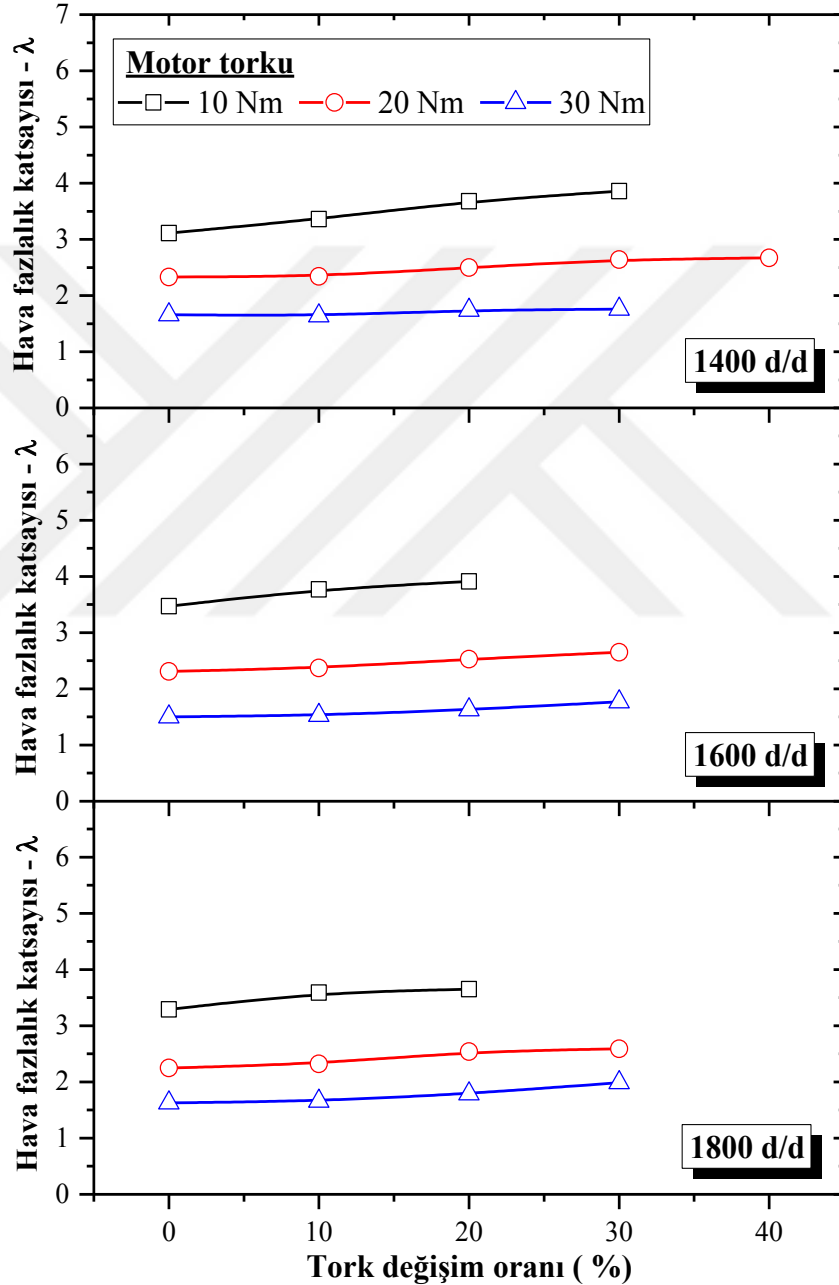
Şekil 4.32'de motorun farklı çalışma şartları için mekanik verimin değişimi verilmektedir. Şekilde görüleceği gibi, motor çıkış mili torkunun 10 Nm'den 30 Nm'ye artırılması ile motorun mekanik veriminin %62'den yaklaşık olarak %40 oranında artarak %84'e çıktığı görülmektedir. Bununla birlikte 20 Nm sabit motor çıkış mili torkunda gerçekleştirilen deneylerde, Motor devrinin 1400 d/d'dan 1800 d/d'ya artırılması ile mekanik verimin yaklaşık %4 oranında azaldığı görülmektedir.



Şekil 4.32. Motorun farklı çalışma şartlarında mekanik verimin değişimi

4.2.5. Etanol-dizel çift yakıtlı yanma stratejisinin egzoz emisyonlarına etkisi

20 Nm sabit motor torkunda 1400 d/d, 1600 d/d ve 1800 d/d sabit motor devirlerinde gerçekleştirilen deneysel çalışmalarda; farklı motor devirleri, farklı motor torkları ve port etanol enjeksiyon oranı (tork değişim oranı) ile hava fazlalık katsayısı (λ)'nın değişimi Şekil 4.33'de görülmektedir.



Şekil 4.33. Farklı motor devirleri, farklı motor torkları ve port etanol enjeksiyon oranı (tork değişim oranı) ile hava fazlalık katsayısı (λ)'nın değişimi

1400 d/d, 1600 d/d ve 1800 d/d sabit motor devirlerinde gerçekleştirilen deneysel çalışmalarda hava fazlalık katsayısı (λ)'nın değişimi incelendiğinde (Şekil 4.33); motorun yalnızca dizel yakıtı ile çalıştığı şartlarda, deney motorunun normal yakıt püskürtme karakteristiğine bağlı olarak artan çıkış mili torku ile birlikte hava fazlalık katsayısı(λ) azalmış, yani silindir içine alınan dolgu zengin karışıma doğru kaymıştır. Bununla birlikte, çalışılan tüm motor devir şartlar (1400,1600 ve 1800 d/d) ve çıkış mili torkları (10,20 ve 30 Nm) için artan port etanol enjeksiyon oranı (tork değişim oranı) ile birlikte hava fazlalık katsayısı(λ) artmış, yani silindir içine alınan dolgu fakir karışıma doğru kaymıştır. Bu durum, dizel yakıt miktarının azalmasına karşın artan port etanol enjeksiyon oranı (tork değişim oranı) ile birlikte oksijen içeren bir yakıt olan etanolün silindir içindeki varlığının artması ve dizel yakıtla oranla etanolün daha yüksek buharlaşma sıcaklığının yanında daha düşük alt ısı değere (LHV) sahip olmasının etkisiyle silindir içi yanma şartlarının kötüleşmesinin bir sonucu olarak ortaya çıkmaktadır. Önceki bölümlerde tartışıldığı gibi silindir içi basınç ve sıcaklığın azalmasına neden olan etanolün yanma reaksiyonundaki varlığı ve miktarı, silindir içi reaksiyonları tam yanma şartlarından uzaklaştırarak eksik yanma şartlarının etkin hale gelmesini ve sonuç olarak CO ve HC emisyonlarında artışa sebep olacaktır. Bu şartlarda, daha az oksijen yanma reaksiyonuna iştirak ederek arta kalan oksijen egzoz gazları ile atmosfere atılacaktır. Bu nedenle, motorun çalışılan tüm devir şartları ve çıkış mili torkları için port etanol enjeksiyon oranının artması ile egzoz gazları içerisinden ölçülen hava fazlalık katsayısı (λ) artış göstermiştir.

Üç farklı motor devrinde; tork değişim oranı, emme hava sıcaklığı ve %15 EGR uygulaması ile NO_x emisyonunun değişimi Çizelge 4.2 ve Şekil 4.34'te, is (K-faktörü) emisyonunun değişimi Şekil 4.35'te, NO_x ve is (K-faktörü) emisyonlarının eş zamanlı değişimi Şekil 4.36'da görülmektedir.

Çizelge 4.2. Farklı motor hızlarında tork değişim oranı, emme hava sıcaklığı ve EGR ile NO_x emisyonlarının değişimi

NO _x EMİSYONLARININ DEĞİŞİMİ (ppm)						
Motor Devri (d/d)	Tork Değişim Oranı	Emme havası sıcaklığı (°C)				EGR
		30	40	50	60	
1400	0	480	531	568	602	126
	10	369	393	449	478	81
	20	268	306	341	389	66
	30	180	249	291	336	36
	40	113	161	221	286	16
<i>Azalma Oranı</i>		<i>%76</i>	<i>%70</i>	<i>%61</i>	<i>%52,4</i>	<i>%87,3</i>
Motor Devri (d/d)	Tork Değişim Oranı	Emme havası sıcaklığı (°C)				EGR
		30	40	50	60	
1600	0	400	443	482	538	69
	10	301	319	347	396	48
	20	219	232	269	336	38
	30	108	172	216	258	22
<i>Azalma Oranı</i>		<i>%73</i>	<i>%61,1</i>	<i>%55,1</i>	<i>%52</i>	<i>%68,1</i>
Motor Devri (d/d)	Tork Değişim Oranı	Emme havası sıcaklığı (°C)				EGR
		30	40	50	60	
1800	0	290	331	364	411	67
	10	221	243	275	339	42
	20	131	189	221	253	34
	30	59	114	187	229	21
<i>Azalma Oranı</i>		<i>%79,6</i>	<i>%65,5</i>	<i>%48,6</i>	<i>%44,2</i>	<i>%68,6</i>

Motorun belirlen devir çalışma aralığı (1400 d/d, 1600 d/d, 1800 d/d) için emme havası sıcaklığıyla birlikte NO_x emisyonlarının değişimi incelendiğinde (Şekil 4.34); motorun yalnızca dizel yakıtı ile çalışması durumunda emme havası sıcaklığının artışı ile birlikte NO_x emisyonlarının artma eğilimi gösterdiği görülmektedir. Bununla birlikte emme havası sıcaklığı ile artış eğilimi içerisinde olan NO_x emisyonlarının, artan port etanol enjeksiyon oranı (tork değişim oranı) için azalma eğilimi içerisine girdiği görülmektedir. Bu durum, çalışılan tüm devir ve emme havası sıcaklık şartları için geçerli olmuştur. Bununla birlikte, çalışılan tüm devir şartlarında %15 EGR uygulaması ile motorun hem tek yakıtlı (yalnızca dizel) hem de çift yakıtlı (dizel + etanol) çalışma şartlarında çok daha düşük miktarda NO_x emisyonlarına sahip olduğu görülmektedir.

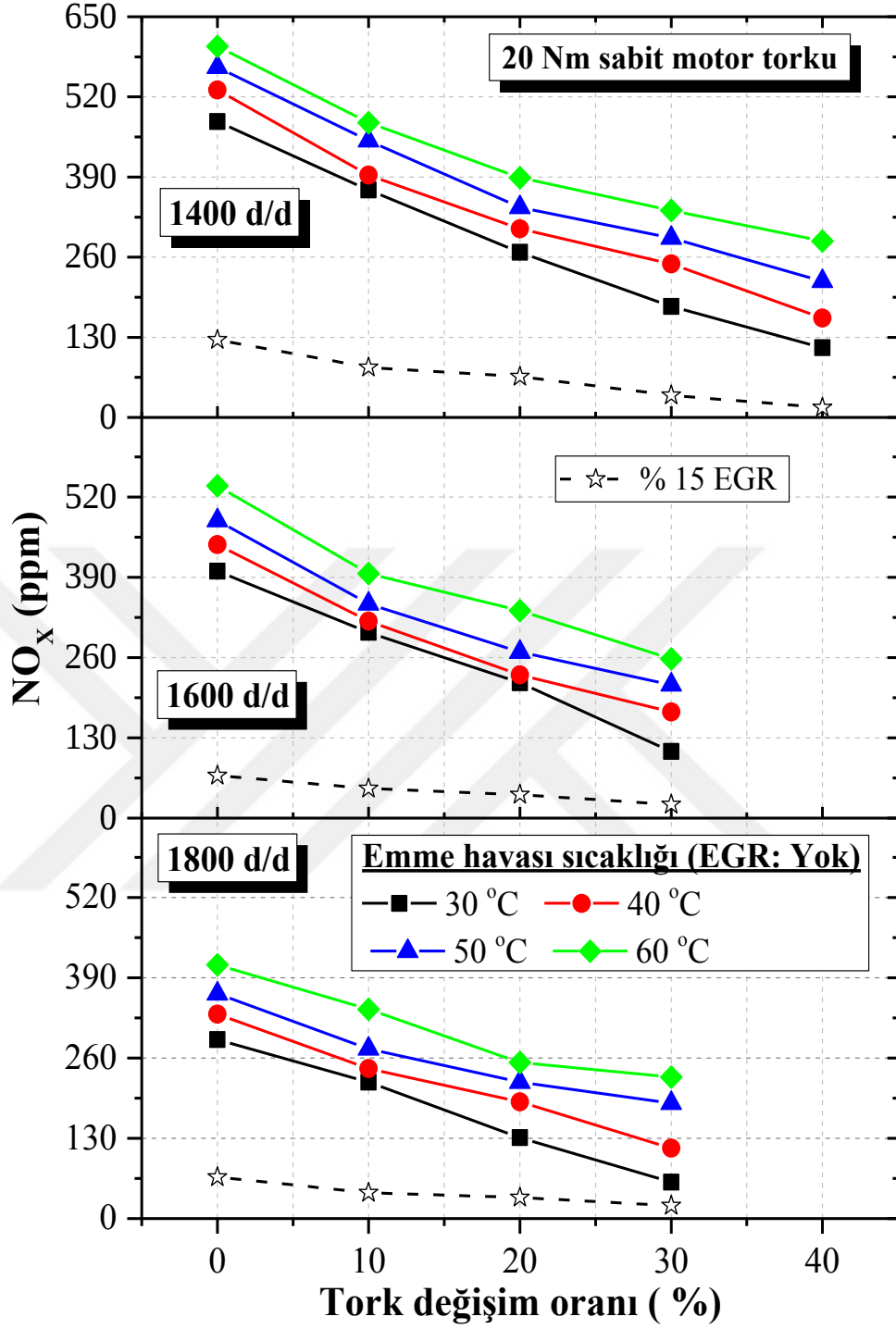
Bununla birlikte %15 EGR uygulamasının gerçekleştirildiği deneysel çalışmalar için; EGR ile birlikte silindir içine alınan egzoz gazlarının yüksek ısı tutma kapasitesinin yanında emme havasının O_2 derişiminin azalması ile silindir içi lokal zengin karışım bölgelerinin fakirleşmesinin bir etkisi olarak silindir içi yanma şartlarının kötüleşmesi sonucu yanma sıcaklıklarının düşmesi ile Şekil 4.34'te görüldüğü gibi tüm devir şartlarında NO_x emisyonları ciddi oranda azalmaktadır. Bununla birlikte %15 sabit EGR oranında ön karışım etanol dolgu miktarının artması NO_x emisyonu oluşumuna EGR'siz motor çalışma şartları dikkate alındığında daha düşük oranlarda etki etmektedir. Bu etkinin motor devri ile değişimini bakıldığında NO_x emisyonlarında ki azalmanın düşük devirde (1400 d/d), orta ve yüksek (1600 ve 1800 d/d) motor devirlerine oranla daha yüksek olduğu görülmektedir.

Şekil 4.35'de görüldüğü gibi çalışılan tüm motor devirlerinde artan tork değişim oranı ile birlikte is emisyonu azalmaktadır. Bununla birlikte emme havası sıcaklığının artışı ile is emisyonunun arttığı görülmektedir. Ön karışım yoluyla silindir içine alınan etanol miktarının artışı ile silindir içine direkt enjeksiyon yoluyla alınan dizel miktarı azalmaktadır. Bu durum silindir içi homojen bir yakıt reaktivite gradyanını meydana getirir. Ön karışımli yanma safhasında yanmış kütle oranının artması, yoğun is oluşumunun meydana geldiği karışım kontrollü yanma fazı süresini kısaltmaktadır. Ayrıca, is oluşum mekanizmasına göre düşük karbon içerikli yakıtlar, is oluşumunu azaltmak için faydalı olan aromatik bileşik üretimi önleyebilir (Duraismy vd., 2020). Dolayısıyla düşük reaktivite yakıtı olarak seçilen etanol yakıtının, ön karışım miktarının tork değişim oranı ile artması dizel yakıt demeti içerisinde is emisyonun oluşuma neden olan zengin karışım bölgelerinin kısmen fakirleşmesine neden olarak is emisyonu azaltmaktadır.

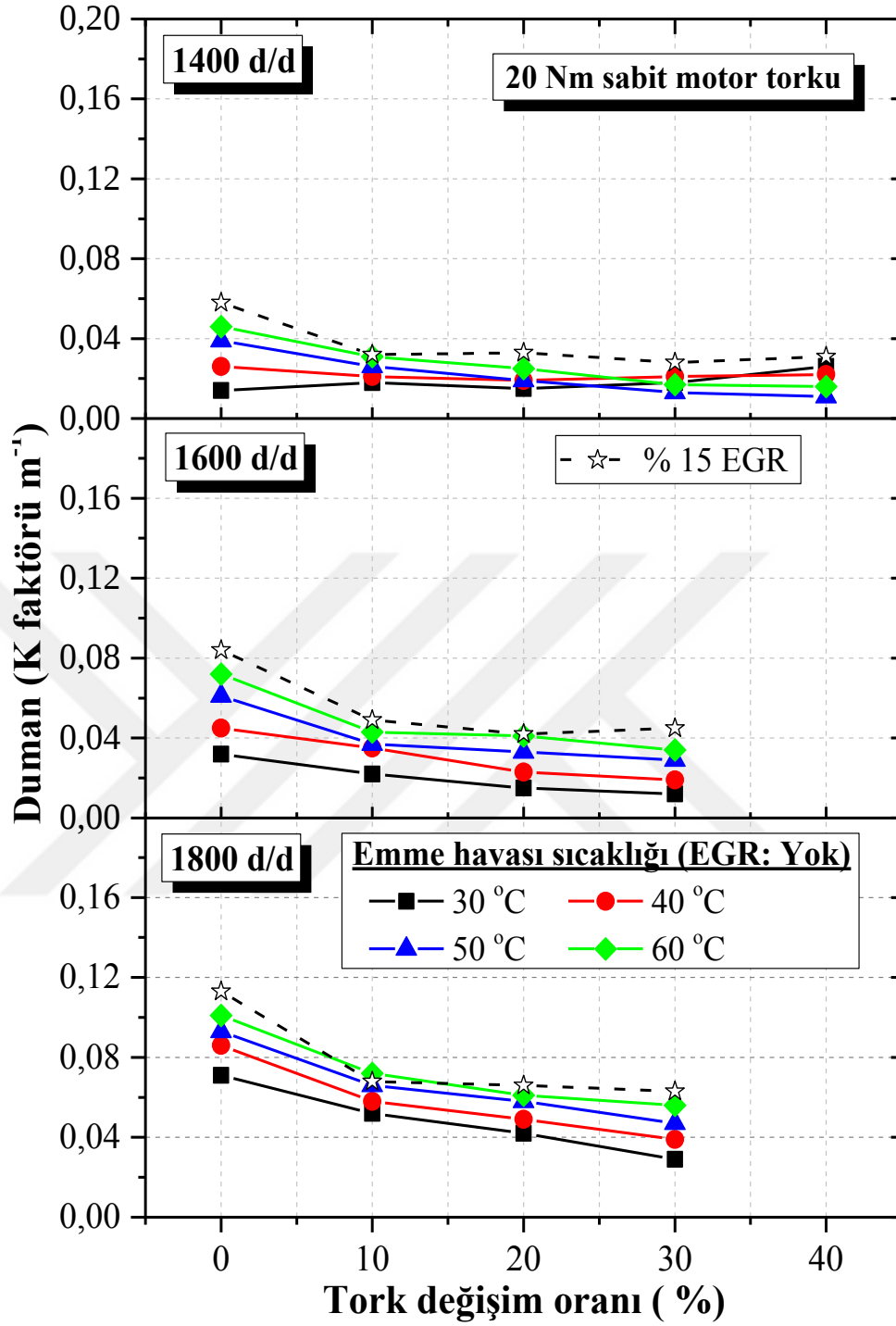
Etanol port enjeksiyonu ile birlikte duman emisyonunun azalmasına bir diğer etken olarak; azaltılan dizel yakıt oranınca port enjeksiyon ile alınan etanol yakıtının yüksek buharlaşma sıcaklığı ve düşük alt ısı değerinin etkisi ile silindir içi yanma hızları azalarak yanma safhasının yavaşlaması gösterilebilir. Düşük sıcaklık ve basınç altında gerçekleşen yavaş yanma süreci, heterojen karışımın etkisi ile dizel motorun normal çalışma şartlarına bağlı olarak yanmanın ilk safhalarında ortaya çıkan is emisyonunun bir kısmının yanmanın ilerleyen safhalarında homojen karışım içerisindeki O_2 ile

oksitlenerek azalması için daha fazla süre sağlamaktadır ve böylece daha düşük is emisyonu oluşmaktadır. Buna karşın, çalışılan tüm devir şartları için artan emme havası sıcaklığı ile birlikte duman emisyonunun artışı ise; artan emme sıcaklığı ile birlikte artan silindir içi yanma hızlarının bir etkisi ile heterojen dizel yanma şartlarından dolayı yanmanın ilk safhalarında ortaya çıkan is emisyonlarının ilerleyen yanma aşamalarında oksitlenerek azalmasını sağlayacak yeterli sürenin sağlanamamasından kaynaklandığı şeklinde yorumlanabilir. Bununla birlikte, %15 EGR uygulaması ile çalışılan tüm motor devirlerin is emisyonlarının arttığı görülmektedir. EGR uygulaması ile is emisyonlarındaki artış beklenen bir durumdur. EGR ile birlikte silindir içine alınan egzoz gazları, silindir içi taze dolgunun seyreltilmesine sebep olarak hem homojen karışımlı yanma şartlarını hem de silindir içi yanma sıcaklığını düşürerek is emisyonlarının artmasına neden olmuştur.

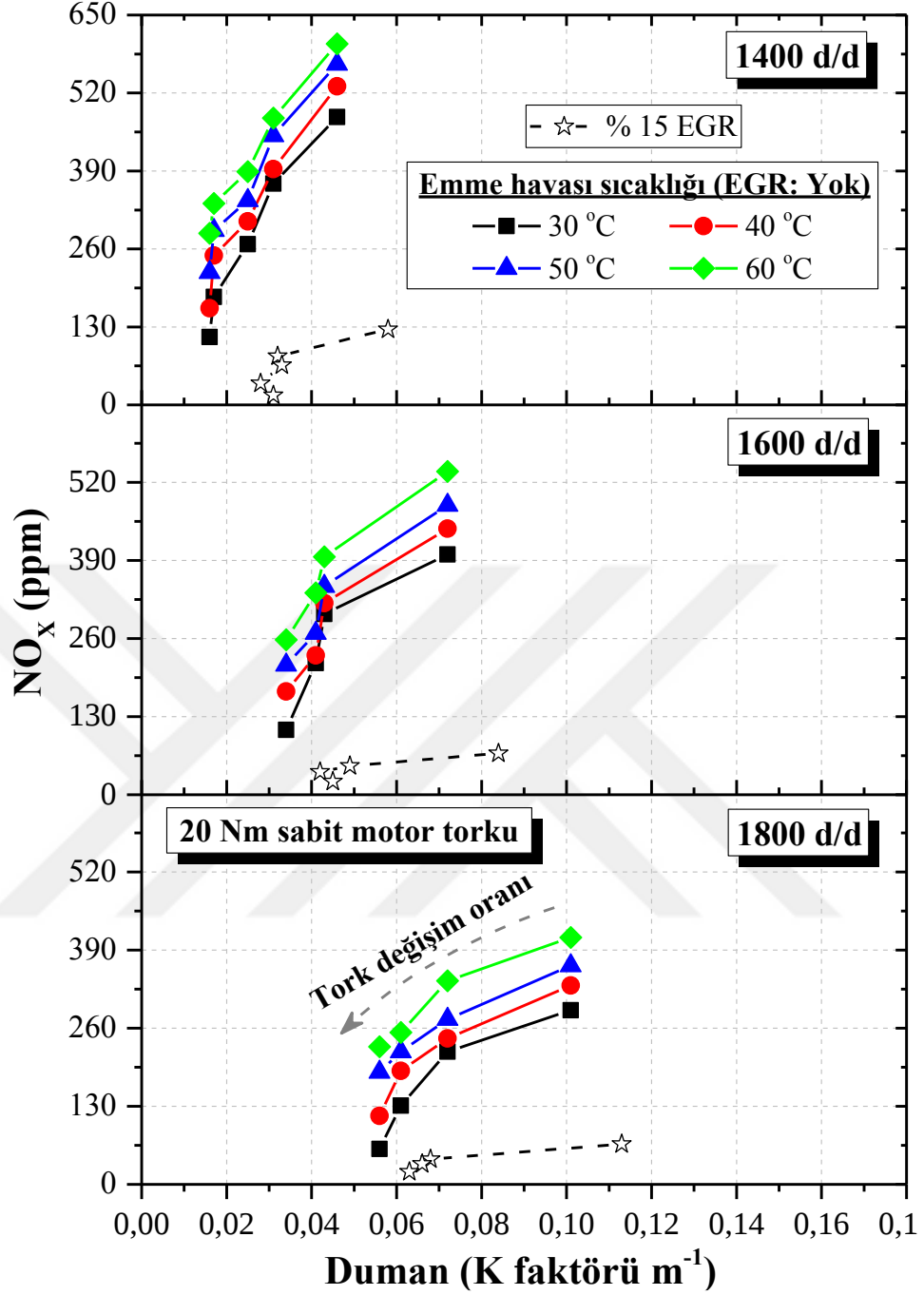
Sonuç olarak; konvansiyonel dizel yanma prosesinde yakıt açısından zengin ve fakir bölgelerin varlığı NO_x ve is oluşumuna neden olur. Ön karışımli yanma modunda homojen dolgu olarak silindir içine alınan etanolün dizel yakıtı ile yer değiştirilmesinin sonucu olarak çevrime alınan dizel yakıt miktarı azalmaktadır. Etanol yakıtının yüksek gizli buharlaşma ısısı, ateşleme gecikmesini arttırarak yanma sonucu açığa çıkan ısıнын daha çok ön karışımli yanma safhasında meydana gelmesine neden olmaktadır. Genel olarak is emisyonu karışım kontrollü yanma safhasında, hava ile yakıtın yetersiz karışması ve eksik yanma gibi nedenlerden dolayı, lokal ortalama yakıt eşdeğerlik oranı oldukça zengin bölgelerde meydana gelmektedir. Çevrime alınan yüksek reaktiviteli dizel yakıtı, artan tutuşma gecikme süresince silindir içerisinde düşük reaktiviteye sahip etanol ile karışarak homojen bir reaktivite katmanı oluştururlar ve böylece yanma odası içerisinde yakıtça zengin bölgelerin oluşumu engellenerek, is molekülerinin oluşumu için uygun ortam oluşumu gerçekleşmemiş olur. Ayrıca düşük reaktiviteye sahip etanol yakıtı bağ yapısında oksijen atomu varlığı, yakıt açısından zengin bölgelerde yanmayı iyileştirerek is emisyonlarının azalmasına olumlu etkiye sahiptir. Çalışılan motor çalışma şartları için NO_x emisyonu ile is emisyonunun değişim grafikleri üzerinde (Şekil 4.36) bu etkiler daha net bir şekilde görülmektedir.



Şekil 4.34. Farklı motor devirleri için tork değişim oranı %15 EGR uygulaması ve farklı emme havası sıcaklıkları ile NO_x emisyonunun değişimi



Şekil 4.35. Farklı motor devirleri için; tork değişim oranı, %15 EGR uygulaması ve farklı emme havası sıcaklıkları ile is (K-faktörü) emisyonunun değişimi



Şekil 4.36. Farklı motor devirleri için; tork değişim oranı, farklı emme havası sıcaklıkları ve EGR uygulaması ile NO_x ve is (K -faktörü) emisyonlarının eş zamanlı değişimi

Deneysel çalışmaların gerçekleştirildiği motor devir aralığında; tork değişim oranı, emme havası sıcaklığı ve EGR oranının HC emisyonları üzerine etkisi Çizelge 4.3 ve Şekil 4.37’de görülmektedir. Çizelgeden de görülebileceği üzere; her bir motor devrinde tork değişim arttıkça HC emisyonunun artma eğilimi içerisinde olduğu; bu

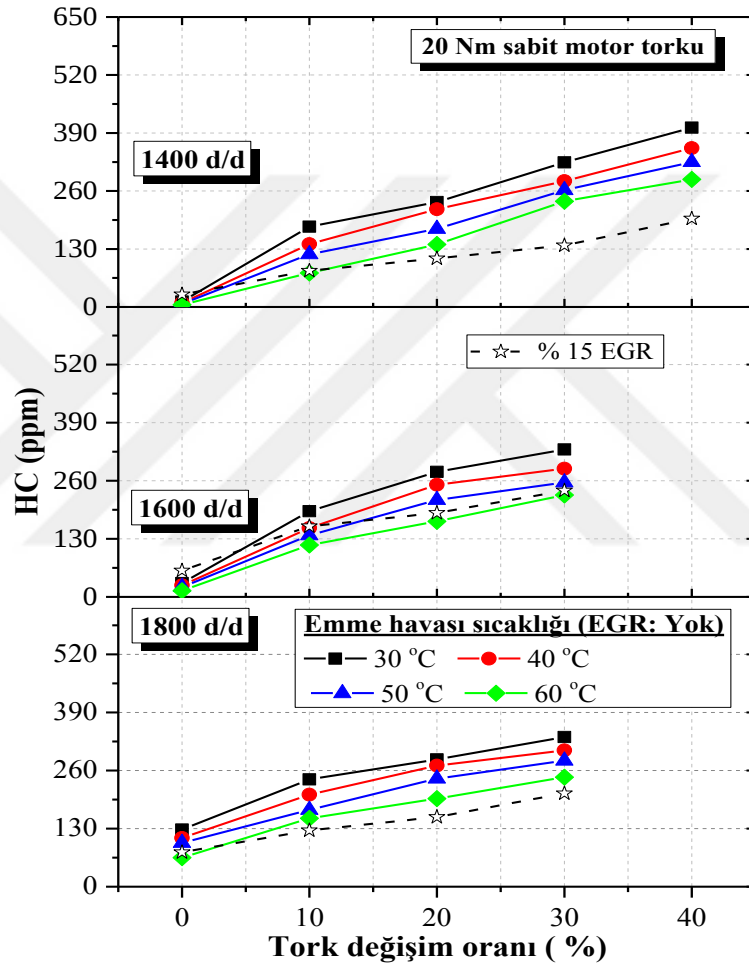
durumun aksine sabit tork değişim oranlarında ise artan emme havası sıcaklığı ile birlikte HC emisyonunun azalma eğilimi içerisinde olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.3. Üç farklı motor devrinde tork değişim oranı, farklı emme havası sıcaklıkları ve %15 EGR uygulaması ile CO emisyonunun değişimi

HC EMİSYONLARININ DEĞİŞİMİ (ppm)						
Motor Devri (d/d)	Tork Değişim Oranı	Emme havası sıcaklığı (°C)				EGR
		30	40	50	60	
1400	0	12	9	7	5	28
	10	180	141	118	76	81
	20	235	219	175	140	109
	30	324	282	262	237	138
	40	402	356	325	286	198
Motor Devri (d/d)	Tork Değişim Oranı	Emme havası sıcaklığı (°C)				EGR
		30	40	50	60	
1600	0	31	26	22	14	59
	10	192	154	138	116	158
	20	280	251	217	169	188
	30	330	287	256	228	238
1800	0	128	109	98	65	77
	10	240	206	172	153	126
	20	285	271	242	197	156
	30	335	305	282	245	209

Şekil 4.37 incelendiğinde, motorun 20 Nm sabit yük ve 1400 d/d sabit motor devri çalışma şartlarında, standart dizel yanma şartlarında açığa çıkan HC emisyon miktarının, port etanol enjeksiyonu ile sağlanan ön karışimli yanma şartlarında %40 tork değişim oranı ile birlikte oldukça yüksek oranda arttığı görülmektedir. HC emisyonlarında port etanol enjeksiyon oranının artışı ile birlikte ortaya çıkan bu ciddi artış, motorun diğer devir şartlarında da benzer oranlarda ortaya çıkmıştır (Zhang vd.,2011; Zhang vd.,2009; Broukhiyan vd. 1981). Port etanol enjeksiyon oranının artışı ile birlikte HC emisyonlarındaki artış eğilimi; artan ön karışım dolgu oranı ile gözlemlenen daha yüksek HC emisyonları, homojen dolgu olarak silindir içine alınan etanolün, sıkıştırma zamanı süresince silindir cidar sıcaklığının düşük olmasından dolayı yetersiz buharlaşma ile birikmesi ve düşük yanma sıcaklığı, genleşme zamanı sırasında yakıtı oksitlemek için yetersiz olmasından kaynaklandığı söylenebilir (Ma vd., 2013, Li vd. 2016, Can, 2012).

Çalışılan tüm devir şartları (1400,1600 ve 1800 d/d) için ön ısıtma sıcaklığının 30 °C'dan 60 °C'a kadar artırılması ile aynı tork değişim oranlarında HC emisyonlarının azalma eğilimi içerisinde olduğu görülmektedir. Port etanol enjeksiyon oranının artışı ile birlikte HC emisyonlarında ortaya çıkan olumsuz şartların, artırılan emme havası sıcaklığı ile birlikte kademeli olarak ortadan kalktığı ve sabit emme hava sıcaklığına kıyasla her bir tork değişim oranında HC emisyonunun daha düşük değerlerde olduğu söylenebilir.



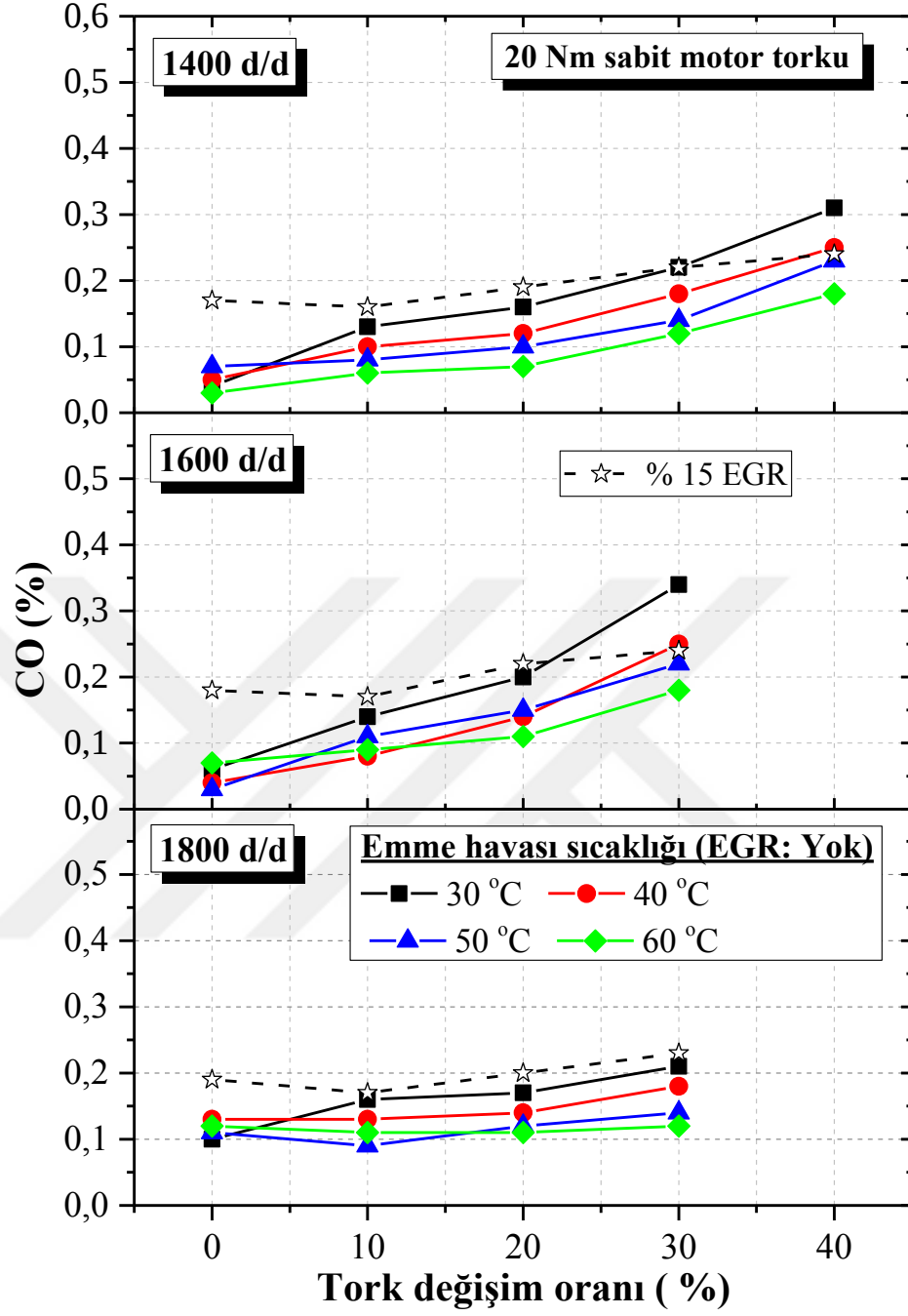
Şekil 4.37. Üç farklı motor devrinde tork değişim oranı, farklı emme havası sıcaklıkları ve %15 EGR uygulaması ile HC emisyonunun değişimi

Deneysel çalışmaların gerçekleştirildiği motor devir aralığında; tork değişim oranı, emme havası sıcaklığı ve EGR oranının CO emisyonları üzerine etkisi Çizelge 4.4 ve Şekil 4.38'de görülmektedir.

Çizelge 4.4. Üç farklı motor devrinde tork değişim oranı, farklı emme havası sıcaklıkları ve %15 EGR uygulaması ile CO emisyonunun değişimi

CO EMİSYONUNUN FARKLI MOTOR ÇALIŞMA ŞARTLARI ALTINDA DEĞİŞİMİ (%)						
Motor Devri (d/d)	Tork Değişim Oranı	Emme havası sıcaklığı (°C)				EGR
		30	40	50	60	
1400	0	0,04	0,05	0,07	0,03	0,17
	10	0,13	0,1	0,08	0,06	0,16
	20	0,16	0,12	0,1	0,07	0,19
	30	0,22	0,18	0,14	0,12	0,22
	40	0,31	0,25	0,23	0,18	0,24
Motor Devri (d/d)	Tork Değişim Oranı	Emme havası sıcaklığı (°C)				EGR
		30	40	50	60	
1600	0	0,06	0,04	0,03	0,07	0,18
	10	0,14	0,08	0,11	0,09	0,17
	20	0,2	0,14	0,15	0,11	0,22
	30	0,34	0,25	0,22	0,18	0,24
Motor Devri (d/d)	Tork Değişim Oranı	Emme havası sıcaklığı (°C)				EGR
		30	40	50	60	
1800	0	0,1	0,13	0,11	0,12	0,19
	10	0,16	0,13	0,09	0,11	0,17
	20	0,17	0,14	0,12	0,11	0,2
	30	0,21	0,18	0,14	0,12	0,23

Tork değişim oranı ile CO emisyonların değişimi ile ilişkili olarak; tork değişim oranı arttıkça ön karışım yoluyla silindir içine alınan etanol miktarı artmakta, direkt enjeksiyon yolu ile silindir içine enjekte edilen dizel yakıt miktarı azalmaktadır. Etanolün gizli buharlaşma ısısının yüksek olması ve setan sayısının düşük olmasından dolayı silindir içi karışımın TG süresi artarak yanma fazında faz farkı ortaya çıkmaktadır. Faz kaymasının etkisi ile yanma genişleme zamanına kaymakta ve silindir genişleme oranı, kimyasal reaksiyon hızlarından daha hızlı gerçekleşerek silindir içi sıcaklıkların düşmesine neden olur ve kimyasal kinetik hızını belirleyen hidroksil radikallerinin varlığını ortadan kaldırır. Böylece, kimyasal kinetik hızını etkileyen OH radikallerinin azalması sonucu CO'nin CO₂'e dönüşümü tamamlamamakta ve CO emisyonun artmasına neden olmaktadır (Padala, 2013; Sjoberg ve Dec, 2005).



şekil 4.38. Üç farklı motor devrinde tork değişim oranı, farklı emme havası sıcaklıkları ve %15 EGR uygulaması ile CO emisyonunun değişimi

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Son yüzyılda fosil yakıt kullanımındaki hızlı artışla birlikte meydana gelen çevre kirliliğinin insan ve çevre üzerinde olumsuz etkileri kaçınılmaz bir gerçeklik taşımaktadır. Yasa koyucular, ulusal ve uluslararası düzeyde giderek daha da katılan ve sert tedbirler alınmasını gerektiren emisyon mevzuatları ile çevre ve insan sağlığının korunmasını amaçlamaktadırlar. Bunların birlikte, giderek fosil yakıt kaynaklarının azalıyor olması ham petrol fiyatlarını yükseltmesi beklenirken, petrol üreten ülkelerin değişken politikalarına bağlı olarak petrol üretiminde ve fiyatlarında da bir istikrarsızlık ortaya koymaktadır. Bu koşullar altında, enerji güvenliliği ve enerji kaynaklarının çeşitliliğinin sağlanması yönünden alternatif yakıtlar, fosil kökenli yakıtlar ile kıyaslandığında içten yanmalı motorlarda yakıt olarak kullanılabilme potansiyeli yönünden yoğun ilgi görmektedir. Araştırmacılar, içten yanmalı motorlardan kaynaklanan zararlı motor emisyonlarını azaltacak ve tatmin edici motor performansı elde etmek için uygulanabilecek kullanım teknikleriyle birlikte alternatif sürdürülebilir yakıtlar bulma konusunda çalışmalar gerçekleştirmektedir.

Konvansiyonel dizel motorlar, yüksek sıkıştırma oranı ve gaz keleşi gibi emme kanalında pompalama kayıplarına yol açan donanımlar olmadığından benzinli motorlara kıyasla daha iyi yakıt ekonomisi sunmaktadır. Ancak geleneksel dizel yanması, yüksek miktarda NO_x ve partikül madde (PM) emisyonları üretmektedir. Alternatif yakıtlar arasında yer alan etanol üretiminin, yenilenebilir kaynaklardan sağlanabilmesi ve uygun kullanma tekniğı ile birlikte dizel motorlarda alternatif yakıt olarak kullanılabilir. Çift yakıtlı RCCI yanma stratejisi, dizel motorlardan kaynaklı atmosfer kirliliğinin azaltılması amacıyla sıkılaşılan emisyon düzenlemelerini karşılamak için umut verici ve NO_x – is emisyonu arasındaki zıt oluşum olgusunun aksine eş zamanlı olarak bu emisyonları azaltmayı amaçlayan çift yakıtlı bir yanma tekniğıdir.

Tez çalışması kapsamında, RCCI yanma şartlarında silindir içi homojen karışımın oluşturularak yanma fazının kontrol edilebilmesi ile bir dizel motorda NO_x ve is emisyon oluşumunun eş zamanlı olarak iyileştirmesi amaçlanmıştır. Bu amaçla çift yakıtlı RCCI yanma stratejisinde farklı ön karışım oranlarının, karışımın sıcaklık-

zaman geçmişinin emme havasının ısıtılması ve EGR uygulaması ile birlikte kontrol edildiği şartlarda silindir içi yanma, motor performans parametreleri ve egzoz emisyonları üzerine etkileri incelenmiştir.

Deneysel alışmalar sonucunda; motor performansı ve emisyon testlerinden elde edilen önemli bulgular aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- n karışım dolgu miktarının artmasıyla (tork değişim oranının artışı) indike termik verim azalma eğilimi göstermektedir. Bu azalma eğilimi, deney motoru yükünün sabit 20 Nm ve motor hızının 1400-1800 d/d olarak belirlendiği çalışma aralığında motor hız değişiminin etkisinden bağımsız olarak çalışma parametrelerinin tümünde gözlemlenmektedir. Sabit n karışım dolgu miktarında ön ısıtma sıcaklığının arttırılması indike termik verimi iyileştirme olduğu, ancak artan n karışım dolgu miktarı silindir içinde soğutma etkisi gösterdiği ve ön ısıtma sıcaklığının yetersiz olmasından kaynaklı indike termik verimin kötüleştiği ve indike özgül yakıt tüketimi artış göstermektedir. İndike parametrelerde gözlemlenen bu olumsuz durumlar etanol yakıtının bazı kimyasal özelliklerinin olumsuz etkisinin yanında artan ön ısıtma sıcaklığına bağlı olarak azalan volümetrik verimi etkisi altında gerçekleştiği söylenebilir.
- Silindir içi basınç verilerinin krank açısına bağlı olarak değişimi incelendiğinde; sabit yük altında motor hızının 1400-1800 d/d aralığında sadece %10 tork değişimi sağlayan n karışım dolgu miktarı, silindir içi basınç değerlerinin artışına yol açarken, n karışım dolgu miktarının artışı tutuşma gecikmesinin artmasına yol açarak yanmada faz farkı oluşturmakta ve silindir içi maksimum basınç değerinin motorun genişleme strokuna kaymasına neden olmaktadır.
- n karışım dolgu sıcaklığının arttırılması ile birlikte düşük ve orta motor hızlarında çevrimsel farklılıklar azalmakta iken yüksek motor hızında belirli bir ön ısıtma sıcaklığından sonra başlangıç duruma göre çevrimler arası fark artmaktadır. Ancak tüm motor hızlarında meydana gelen çevrimler arası fark literatürde düzenli çalışma aralığı olan COVimep<%10 dan düşük kalmaktadır. Karışımın sıcaklık-zaman geçmişinin EGR ile birlikte kontrol edildiği

deneysel çalışmalarda ise ön karışım dolgu miktarının artışı düşük motor hızında başlangıç durum ile benzer çevrimler arası fark üretirken, artan motor hızlarında daha düşük veya başlangıç durumla aynı oranda çalışma kararlılığının gerçekleştiği görülmüştür.

- Ön karışım dolgu miktarının artışı, NO_x – is zıt oluşum karakteristiğini ortadan kaldırarak egzoz emisyonlarında eş zamanlı bir iyileşme gözlemlenmiştir.
- Egzoz gazı bileşimi içerisinde bulunan CO ve HC emisyonları, ön karışım dolgu miktarının artışına bağlı olarak tüm motor hızlarında arttığı gözlemlenmiştir. Farklı olarak, emme şarj dolgusunun ön ısıtma uygulaması ile referans durum ile kıyaslandığında sabit her ön karışım dolgu miktarında artan emme havası sıcaklığı ile HC ve CO emisyonlarında azalma meydana geldiği görülmektedir.
- Alkol kökenli bir yakıt olan biyoetanol yakıtının düşük setan sayısına ve yüksek buharlaşma gizli ısıya sahip olması nedeniyle silindir içine ön karışım yoluyla alınması yanma kinetiği üzerinde önemli etkileri bulunmaktadır. Ön karışım dolgu miktarının artması, tutuşma gecikme süresinin artmasına yol açarak yanma başlangıcını geciktirmekte ve çalışma alanı içerisine tüm motor hızlarında bu durum gözlenmektedir. Tutuşma gecikme süresi içerisinde silindir içi homojenlik artarak yanma başlangıcı ile birlikte ön karışımli yanma safhasında ısı salınım miktarı başlangıç duruma göre daha yüksek değerler üretmektedir. Bu durum %10 tork değişimi sağlayan ön karışım dolgu miktarı için çalışma aralığı içerisinde tüm motor hızlarında görülmektedir. Bununla birlikte tüm motor hızlarında ön karışım yoluyla silindir içine alınan etanol miktarının artması ve etanolün yüksek buharlaşma gizli ısıya sahip olması silindir içi karışımın özgül ısı oranını arttırarak karışımın buharlaşmasını sağlayabilmek için silindir içinden daha fazla ısı çekmesine neden olmaktadır.

Tez çalışması süresince gerçekleştirilen deneysel çalışmalar esnasında elde edilen bulgular ve tespit edilen eksiklikler doğrultusunda ilerleyen dönemlerde çift yakıtlı RCCI yanma stratejisi üzerine gerçekleştirilecek deneysel ve teorik çalışmalara ışık tutabilecek öneriler aşağıdaki şekilde sıralanabilir;

- Deneysel çalışmalarda kullanılacak içten yanmalı motorun piston çanak geometrisi ve ön karışım teşkili için seçilecek düşük reaktiviteli yakıtın kimyasal özellikleri göz önünde bulundurularak RCCI yanma stratejisi şartları için emme kanalı ve farklı enjeksiyon stratejilerinin motor performans parametrelerine etkisi bilgisayar destekli sayısal analiz tabanlı çalışmalar ile optimize edilmelidir.
- Deneysel çalışmalarda elde edilen bulgulara göre; tüm motor hızlarında tork değişim oranının %10 olarak gerçekleştirilen çalışmalarda silindir içi yanma şartlarının başlangıç değere göre motor performans parametreleri açısından olumlu değişimler gözlemlendiği, diğer tork değişim değerlerinde performans parametrelerinin başlangıç değere kıyasla olumsuz sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. Bu açıdan ileride gerçekleştirilecek optimizasyon ve deneysel çalışmalarda tork değişim oranının daha düşük adımlarla değiştirilmesi ve silindir içine alınan toplam dolgu içerisinde ön karışım dolgu miktarı oranının kontrol değişkeni olarak göz önünde bulundurulması önerilmektedir.
- RCCI yanma şartları altında yüksek miktarlarda oluşan yanmamış HC ve CO emisyon salınımının azaltılması için egzoz hattı üzerinde oksidasyon katalizörü kullanılabilir.
- Silindir içi yanma kinetiğinin kontrolü amacıyla deney motorunun emme kanalı üzerine yerleştirilen ön ısıtma sistemi gibi ek sistemlere ihtiyaç duyulmadan, sıkıştırma oranı ve uygun EGR oranının optimizasyonu ile yanma fazının kontrolü ile motorun düzenli çalışma limitleri içerisinde işletilmesi sağlanabilir.

KAYNAKLAR

- Agarwal, A. K., Singh, A. P., Maurya, R. K., 2017. Evolution, Challenges and Path Forward for Low Temperature Combustion Engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, 61, 1-56.
- Akihama, K., Takatori, Y., Inagaki, K., Sasaki, S., Dean, A. M., 2001. Mechanism of the Smokeless Rich Diesel Combustion by Reducing Temperature. *SAE Transactions*, 648-662.
- Altinkurt, M.D., 2017. Direkt Enjeksiyonlu Bir HCCI Motorda Enjeksiyon Parametrelerinin Deneysel ve Teorik Olarak İncelenmesi. Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 121s, Kocaeli.
- An, Y., Tang, Q., Vallinayagam, R., Shi, H., Sim, J., Chang, J., ..., Johansson, B., 2019a. Combustion Stability Study of Partially Premixed Combustion by High-Pressure Multiple Injections with Low-Octane Fuel. *Applied Energy*, 248, 626-639.
- An, Y., Raman, V., Tang, Q., Shi, H., Sim, J., Chang, J., ..., Johansson, B., 2019b. Combustion Stability Study of Partially Premixed Combustion with Low-Octane Fuel at Low Engine Load Conditions. *Applied Energy*, 235, 56-67.
- Baeyens, J., Kang, Q., Appels, L., Dewil, R., Lv, Y., Tan, T., 2015. Challenges and Opportunities in Improving the Production of Bio-ethanol. *Progress in Energy and Combustion Science*, 47, 60-88.
- Benajes, J., García, A., Monsalve-Serrano, J., Boronat, V., 2017. Dual-Fuel Combustion for Future Clean and Efficient Compression Ignition Engines. *Applied Sciences*, 7(1), 36.
- Benajes, J., Molina, S., García, A., Monsalve-Serrano, J., 2015. Effects of Direct Injection Timing and Blending Ratio on RCCI Combustion with Different Low Reactivity Fuels. *Energy Conversion and Management*, 99, 193-209.
- Broukhiyan, E. M. H., Lestz, S. S., 1981. Ethanol Fumigation of a Light Duty Automotive Diesel Engine. *SAE Technical Paper*, 811209.
- Brunt, M. F., Rai, H., Emtage, A. L., 1998. The Calculation of Heat Release Energy From Engine Cylinder Pressure Data. *SAE Transactions*, 1596-1609.
- Can, Ö., 2012. Bir DI Dizel Motorda Etanol Ön Karışımli Kısmi-HCCI Uygulamasının Yanma ve Emisyonlar Üzerine Etkilerinin İncelenmesi. Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, 180s, Ankara.
- Chaudhari, V. D., Deshmukh, D., 2020. Diesel and Diesel-Gasoline Fuelled Premixed Low Temperature Combustion (LTC) Engine Mode for Clean Combustion. *Fuel*, 266, 116982.

- Curran, S. J., Hanson, R. M., Wagner, R. M., 2012. Reactivity Controlled Compression Ignition Combustion on a Multi-Cylinder Light-Duty Diesel Engine. *International Journal of Engine Research*, 13(3), 216-225.
- Çakır, M., 2013. Tek Silindirli Hava Soğutmalı Bir Motorda Borlanmış Dökme Demir Gömleğin Motor Performans Değerleri Üzerindeki Etkilerinin Deneysel Araştırılması. Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, 135s, Isparta.
- Çengel, Y.A., Boles, M.A., 2008. Termodinamik: Mühendislik Yaklaşımıyla. Çev. Ed. Pınarbaşı, A. İzmir Güven Kitabevi, 946s, İzmir.
- Dec, J. E., 2009. Advanced Compression-Ignition Engines—Understanding The In-Cylinder Processes. *Proceedings of the Combustion Institute*, 32(2), 2727-2742.
- DelVescovo, D. A., 2016. The Effects of Fuel Stratification and Heat Release Rate Shaping in Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Combustion. The University of Wisconsin-Madison, PhD dissertation, 243s, Wisconsin.
- Di Blasio, G., Beatrice, C., Molina, S., 2013. Effect of Port Injected Ethanol on Combustion Characteristics in a Dual-Fuel Light Duty Diesel Engine. *SAE Technical Paper*, 2013-01-1692.
- Dieselnet.com, 2018. EU: Cars and Light Trucks. Erişim Tarihi: 03.07.2018. <https://dieselnet.com/standards/eu/ld.php#intro>
- 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*, 145, 542–556.
- Ekholm, K., Karlsson, M., Tunestål, P., Johansson, R., Johansson, B., and Strandh, P., 2008. Ethanol Diesel Fumigation in a Multi-Cylinder Engine. *SAE Technical Paper*, 2008-01-0033.
- Eriksson, L., Nielsen, L., 2014. Modeling and Control of Engines and Drivelines. John Wiley & Sons, 589p, UK.
- Ergeneman, M., Arslan, H., Mutlu, M., Kutlar, O. A., 1998. Taşıt Egzozundan Kaynaklanan Kirleticiler. Birsan Yayınevi, İstanbul.
- Gao, T., 2017. Mixing and Reactivity Control with Butanol and Ethanol in Compression Ignition Engines. University of Windsor, PhD dissertation, 224p, University of Windsor, Ontario, Canada.
- Geo, V. E., Nagarajan, G., Nagalingam, B., 2008. Studies on Dual Fuel Operation of Rubber Seed Oil and Its Bio-Diesel with Hydrogen as the Inducted Fuel. *International Journal of Hydrogen Energy*, 33(21), 6357-6367.

- Ghadikolaie, M. A., Cheung, C. S., Yung, K. F., 2019. Comparison Between Blended Mode and Fumigation Mode on Combustion, Performance and Emissions of a Diesel Engine Fueled with Ternary Fuel (Diesel-Biodiesel-Ethanol) Based on Engine Speed. *Journal of the Energy Institute*, 92(5), 1233-1250.
- Gnansounou, E., 2010. Production and Use of Lignocellulosic Bioethanol in Europe: Current Situation and Perspectives. *Bioresource Technology*, 101(13), 4842-4850.
- González-García, S., Moreira, M. T., Feijoo, G., Murphy, R. J., 2012. Comparative Life Cycle Assessment of Ethanol Production From Fast-Growing Wood Crops (black locust, eucalyptus and poplar). *Biomass and bioenergy*, 39, 378-388.
- Gowtham, M., Mohan, C. G., Prakash, R., 2019. Effect of n-Butanol Fumigation on the Regulated and Unregulated Emission Characteristics of a Diesel Engine. *Fuel*, 242, 84-95.
- Greeves, G., Khan, I. M., Wang, C. H. T., Fenne, I. 1977. Origins of Hydrocarbon Emissions from Diesel Engines. *SAE Transactions*, 1235-1251.
- Gürbüz, H., 2010. Tek Silindirli Buji Ateşlemeli Hidrojen Motorunda Yanma Optimizasyonu. Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, 189s, Isparta.
- Gürbüz, H., Demirtürk, S., 2020. Investigation of Dual-Fuel Combustion by Different Port Injection Fuels (Neat Ethanol and E85) in a DE95 Diesel/Ethanol Blend Fueled Compression Ignition Engine. *Journal of Energy Resources Technology*, 142(12).
- Haşimoğlu, C., İçingür, Y., Ögüt, H., 2002. Dizel Motorlarında Egzoz Gazları Resirkülasyonunun (EGR) Motor Performansı ve Egzoz Emisyonlarına Etkisinin Deneysel Analizi. *Turkish Journal of Engineering and Environmental Science*, 26, 127-135.
- He, B.Q., Wang, J., Shuai, S., and Yan, X., 2004. Homogeneous Charge Combustion and Emissions of Ethanol Ignited by Pilot Diesel on Diesel Engines. *SAE Technical Paper 2004-01-0094*.
- Heywood, J. B., 1988. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, 917p, NewYork.
- Hultqvist, A., Christensen, M., Johansson, B., Richter, M., Nygren, J., Hult, J., Aldén, M., 2002. The HCCI Combustion Process in a Single Cycle—High-Speed Fuel Tracer LIF and Chemiluminescence Imaging. *SAE Transactions*, 913-927.
- Imran, A., Varman, M., Masjuki, H. H., Kalam, M. A., 2013. Review on Alcohol Fumigation on Diesel Engine: A Viable Alternative Dual Fuel Technology for Satisfactory Engine Performance and Reduction of Environment Concerning Emission. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 26, 739-751.

- Imtenan, S., Varman, M., Masjuki, H. H., Kalam, M. A., Sajjad, H., Arbab, M. I., Fattah, I. R., 2014. Impact of Low Temperature Combustion Attaining Strategies on Diesel Engine Emissions for Diesel and Biodiesels: A Review. *Energy Conversion and Management*, 80, 329-356.
- Jamuwa, D. K., Sharma, D., Soni, S. L., 2016. Experimental Investigation of Performance, Exhaust Emission and Combustion Parameters of Stationary Compression Ignition Engine Using Ethanol Fumigation in Dual Fuel Mode. *Energy Conversion and Management*, 115, 221-231.
- Jiao, J., Li, J., Bai, Y., 2019. Uncertainty Analysis in the Life Cycle Assessment of Cassava Ethanol in China. *Journal of Cleaner Production*, 206, 438-451.
- Kašpar, J., Fornasiero, P., Hickey, N., 2003. Automotive Catalytic Converters: Current Status And Some Perspectives. *Catalysis Today*, 77(4), 419-449.
- Klos, D., Janecek, D., Kokjohn, S., 2015. Investigation of the combustion instability-NOx tradeoff in a dual fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI) engine. *SAE International Journal of Engines*, 8(2), 821-830.
- Kokjohn, S. L., 2012. Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Combustion. The University of Wisconsin-Madison, PhD dissertation, 274s, Wisconsin.
- Kokjohn, S. L., Hanson, R. M., Splitter, D. A., Reitz, R. D., 2011. Fuel Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI): A Pathway to Controlled High-Efficiency Clean Combustion. *International Journal of Engine Research*, 12(3), 209-226.
- Kuroda, H., Nakajima, Y., Sugihara, K., Takagi, Y., Muranaka, S., 1978. The Fast Burn with Heavy EGR, New Approach for Low NOx and Improved Fuel Economy. *SAE Transactions*, 1-15.
- Lee, J., Lee, S., Lee, S., 2018. Experimental Investigation on the Performance and Emissions Characteristics of Ethanol/Diesel Dual-Fuel Combustion. *Fuel*, 220, 72-79.
- Li, J., Yang, W., Zhou, D., 2017. Review on the Management of RCCI Engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 69, 65-79.
- Lin Y, Tanaka S., 2006. Ethanol Fermentation From Biomass Resources: Current State And Prospects. *Applied Microbiology and Biotechnology*, 69(6), 627-642.
- Liu, H., Ma, G., Hu, B., Zheng, Z., Yao, M., 2018. Effects of Port Injection of Hydrous Ethanol on Combustion and Emission Characteristics in Dual-Fuel Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Mode. *Energy*, 145, 592-602.
- Liu, H., Ma, G., Ma, N., Zheng, Z., Huang, H., Yao, M., 2018. Effects of Charge Concentration and Reactivity Stratification on Combustion and Emission

Characteristics of a PFI-DI Dual Injection Engine Under Low Load Condition. *Fuel*, 231, 26-36.

- Lu, X., Ji, L., Ma, J., and Huang, Z., 2008a. Improved NO_x and Smoke Emission Characteristics of a Biodiesel Fueled Engine with the Port Fuel Injection of Various Premixed Fuels, *Energy & Fuels* 22(6), 3798–3805.
- Lu, X., Ji, L., Ma, J., and Huang, Z., 2008b. Simultaneous reduction of NO_x emission and smoke opacity of biodiesel-fueled engines by port injection of ethanol, *Fuel* 87(7), 1289–1296.
- Manente, V., Johansson, B., Tunestal, P., 2010. Characterization of Partially Premixed Combustion with Ethanol: EGR Sweeps, Low and Maximum Loads. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 132(8).
- Matekunas, F. A., 1983. Modes and Measures of Cyclic Combustion Variability. *SAE transactions*, 1139-1156.
- Maurya, R. K., Akhil, N., 2017. Comparative Study of the Simulation Ability of Various Recent Hydrogen Combustion Mechanisms in HCCI Engines Using Stochastic Reactor Model. *International Journal of Hydrogen Energy*, 42(16), 11911-11925.
- Maurya, R. K., 2018. *Characteristics and Control of Low Temperature Combustion Engines*. Springer International Publishing, 539p, Switzerland.
- Maurya, R. K., 2019. *Reciprocating Engine Combustion Diagnostics In-Cylinder Pressure Measurement and Analysis*. Springer International Publishing, 625p, Switzerland.
- Niemeyer, K. E., Daly, S. R., Cannella, W. J., Hagen, C. L., 2015. A Novel Fuel Performance Index for Low-Temperature Combustion Engines Based on Operating Envelopes In Light-Duty Driving Cycle Simulations. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 137(10).
- Noehre, C., Andersson, M., Johansson, B., Hultqvist, A., 2006. Characterization of Partially Premixed Combustion. *SAE Technical Paper*, 2006-01-3412.
- Nour, M., Kosaka, H., Bady, M., Sato, S., Abdel-Rahman, A. K., 2017. Combustion and Emission Characteristics of DI Diesel Engine Fuelled by Ethanol Injected into the Exhaust Manifold. *Fuel Processing Technology*, 164, 33-50.
- Ouchikh, S., Lounici, M. S., Tarabet, L., Loubar, K., Tazerout, M., 2019. Effect of Natural Gas Enrichment with Hydrogen on Combustion Characteristics of a Dual Fuel Diesel Engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 44(26), 13974-13987.
- Qian, Y., Ouyang, L., Wang, X., Zhu, L., Lu, X., 2015. Experimental Studies on Combustion And Emissions of RCCI Fueled with n-heptane/alcohols Fuels. *Fuel*, 162, 239-250.

- Öner, İ. V., Ceviz, M. A., Güner, E., Köksal, H., 2014. İçten Yanmalı Motorlarda Çevrimsel Farkların Önemi. Ordu Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi, 4(1), 27-35.
- Padala, S., Kook, S., Hawkes, E. R., 2014. Effect of Ethanol Port-Fuel-Injector Position On Dual-Fuel Combustion in an Automotive-Size Diesel Engine. Energy & Fuels, 28(1), 340-348.
- Pandey, S., Bhurat, S., Chintala, V., 2019. Combustion and Emissions Behaviour Assessment of a Partially Premixed Charge Compression Ignition (PCCI) Engine with Diesel and Fumigated Ethanol. Energy Procedia, 160, 590-596.
- Park, S. H., Shin, D., Park, J. 2016. Effect of Ethanol Fraction on the Combustion and Emission Characteristics of a Dimethyl Ether-Ethanol Dual-Fuel Reactivity Controlled Compression Ignition Engine. Applied Energy, 182, 243-252.
- Paykani, A., Kakaee, A. H., Rahnama, P., Reitz, R. D., 2016. Progress and Recent Trends in Reactivity-Controlled Compression Ignition Engines. International Journal of Engine Research, 17(5), 481-524.
- Pedrozo, V. B., May, I., Dalla Nora, M., Cairns, A., Zhao, H., 2016. Experimental Analysis of Ethanol Dual-Fuel Combustion in a Heavy-Duty Diesel Engine: An Optimisation at Low Load. Applied Energy, 165, 166-182.
- Poonia, M. P., Ramesh, A., Gaur, R. R., 1999. Experimental Investigation of the Factors Affecting the Performance of a LPG-Diesel Dual Fuel Engine. SAE Transactions, 499-508.
- Pulkrabek, W. W., 2004. Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine. Pearson Prentice Hall, 478p, New Jersey.
- Reitz, R. D., Duraisamy, G., 2015. Review of High Efficiency and Clean Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Combustion in Internal Combustion Engines. Progress in Energy and Combustion Science, 46, 12-71.
- Reşitoğlu, İ. A., Altinişik, K., Keskin, A., 2015. The Pollutant Emissions From Diesel-Engine Vehicles and Exhaust Aftertreatment Systems. Clean Technologies and Environmental Policy, 17(1), 15-27.
- Saccullo, M., Benham, T., and Denbratt, I., 2018. Dual Fuel Methanol and Diesel Direct Injection HD Single Cylinder Engine Tests, SAE Technical Paper 2018-01-0259.
- Safgönül, B., Ergeneman, M., Arslan, H. E., Soruşbay, C., 2013. İçten Yanmalı Motorlar. Birsan Yayınevi, 217s, İstanbul.
- Salahi, M. M., Esfahanian, V., Gharehghani, A., Mirsalim, M., 2017. Investigating the Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Combustion Strategy in a

- Natural Gas/Diesel Fueled Engine with a Pre-Chamber. *Energy Conversion and Management*, 132, 40-53.
- Shim, E., Park, H., Bae, C., 2018. Intake Air Strategy for Low HC and CO Emissions in Dual-Fuel (CNG-Diesel) Premixed Charge Compression Ignition Engine. *Applied energy*, 225, 1068-1077.
- Sjöberg, M., Dec, J. E., 2005. An Investigation into Lowest Acceptable Combustion Temperatures for Hydrocarbon Fuels in HCCI engines. *Proceedings of the Combustion Institute*, 30(2), 2719-2726.
- Singh, A. P., Agarwal, A. K., 2012. Combustion Characteristics of Diesel HCCI Engine: An Experimental Investigation Using External Mixture Formation Technique. *Applied Energy*, 99, 116-125.
- Splitter, D. A., 2010. Experimental Investigation of Fuel Reactivity Controlled Combustion in a Heavy-Duty Internal Combustion Engine. The University of Wisconsin-Madison, M.Sc Thesis, 280s, Wisconsin.
- Stone, R., 2012. *Introduction to Internal Combustion Engines*. Palgrave Macmillan Publishers, 516p, United Kingdom.
- Szwaja, S., 2011. Simplified Calculation of Combustion Progress in the IC Engine. *Teka Komisji Motoryzacji I Energetyki Rolnictwa*, 11.
- Thiyagarajan, S., Sonthalia, A., Geo, V. E., Prakash, T., Karthickeyan, V., Ashok, B., Dhinesh, B., 2020. Effect Of Manifold Injection Of Methanol/N-Pentanol In Safflower Biodiesel Fuelled CI Engine. *Fuel*, 261, 116378.
- Toulson, E., 2008. Applying Alternative Fuels in Place of Hydrogen To The Jet Ignition Process. The University of Melbourne, PhD dissertation, 403p, Melbourne, Australia.
- Tutak, W., 2014. Bioethanol E85 as a Fuel for Dual Fuel Diesel Engine. *Energy Conversion and Management*, 86, 39-48.
- United States Environmental Protection Agency (EPA), 1999. Nitrogen Oxides (NO_x), Why and How They Are Controlled. Erişim Tarihi: 05.08.2018. <https://www3.epa.gov/ttn/catc1/dir1/fnoxdoc.pdf>
- Usta, N., Can, Ö., Öztürk, E., 2005. Alternatif Dizel Motor Yakıtı Olarak Biyodizel ve Etanolün Karşılaştırılması. *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 11(3), 325-334.
- Wyman, C., 1996. *Handbook on Bioethanol: Production and Utilization*. CRC press, Taylor & Francis Group, 417p, United Kingdom.
- Yan, J. (Ed.), 2015. *Handbook of Clean Energy Systems*, 6 Volume Set (Vol. 5). John Wiley & Sons.

- Yousefi, A., Birouk, M., Lawler, B., Gharehghani, A., 2015. Performance and Emissions of a Dual-Fuel Pilot Diesel Ignition Engine Operating on Various Premixed Fuels. *Energy Conversion and Management*, 106, 322-336.
- Zhang, Z. H., Tsang, K. S., Cheung, C. S., Chan, T. L., Yao, C. D., 2011. Effect of Fumigation Methanol and Ethanol on the Gaseous and Particulate Emissions of a Direct-Injection Diesel Engine. *Atmospheric Environment*, 45(11), 2001-2008.
- Zhang, Z.H., Cheung, C.S., Chan, T.L., Yao, C.D., 2009. Emission Reduction from Diesel Engine Using Fumigation Methanol and Diesel Oxidation Catalyst. *Science of the Total Environment*, 407, 4497-4504.
- Zheng, Z., Xia, M., Liu, H., Shang, R., Ma, G., Yao, M., 2018. Experimental Study on Combustion and Emissions of n-butanol/biodiesel Under Both Blended Fuel Mode and Dual Fuel RCCI mode. *Fuel*, 226, 240-251.

EKLER

EK A. BİYOETANOL YAKITI ÖZELLİKLERİ

EK B. BASINÇ DEDEKTÖRÜNÜN KALİBRASYON SERTİFİKASI



EK A. BİYOETANOL YAKITI ÖZELLİKLERİ

	GÜVENLİK BİLGİ FORMU / ÜRÜN SPESİFİKASYONU	Spekt No : KK./SP/09
		Yürürlük Tarihi : 01/09/2008
		Revizyon No : 8
		Revizyon Tarihi : 12.10.2016
		GBF Sertifika No : 01.74.05
		Sayfa No : 1/15

Tehlikeli Maddeler ve Müstahzarlara İlişkin Güvenlik Bilgi Formlarının Hazırlanması ve Dağıtılması
Hakkında Yönetmeliğe [R.G. 13.12.2014-29204] uygundur.

1-MADDE /MÜSTAHZAR VE ŞİRKET /İŞ SAHİBİNİN TANITIMI	
1.1 Ürün :	
Kimyasal Türü : Madde	
Madde Adı : Etilalkol	
Ticaret Ünvanı :Etilalkol-Biyoetanol	
Ec No :200-578-6	
Cas No :64-17-5	
Index No :603-002-00-5	
1.2 Madde veya karışımın belirlenmiş kullanımları ve tavsiye edilmeyen kullanımları:	
Kullanım alanları; Motorlu araçlarda kullanmak için uygun yakıt.	
Tavsiye edilmeyen kullanım alanları ; ateş yakmak ya da daha parlak hale getirmek , cildi temizlemek , çözücü ya da temizlik maddesi olarak <u>kullanılmaz.</u>	
1.3 Güvenlik bilgi formu tedarikçinin bilgileri :	
Tezkim Tarımsal Kimya San.Ve Tic. A.Ş.	
Adana Hacı Sabancı Organize Sanayi Bölgesi İstiklal Caddesi NO:20 Sarıçam / Adana	
TEL : +90 (0322) 394 48 75	
FAKS: +90 (0322) 394 48 72	
WEB SİTESİ : http://www.tezkim.com	
e-mail : tezkim@tezkim.com	
1.4 Acil Durum Telefon No : 0 322 394 48 75	
ULUSAL ZEHİR DANIŞMA MERKEZİ : UZEM 114	
2.ZARARLILIK TANIMLAMASI :	
2.1 Madde veya karışımın sınıflandırılması:	
SEA göre sınıflandırılması:	
Fiziksel tehlike : Flam. Liq. 2 H225 (Kolay alevlenir sıvı ve buhar, Kategori 2)	
Sağlık için tehlike : ilişkisi yok	
Çevre için tehlike : ilişkisi yok	

HAZIRLAYAN	ONAYLAYAN	KALİTE SİSTEM ONAYI
KALİTE KONTROL ŞEFİ	FABRİKA MÜDÜRÜ	KYS MÜDÜRÜ



GÜVENLİK BİLGİ FORMU / ÜRÜN SPESİFİKASYONU

Spekt No	: KK./SP/09
Yürürlük Tarihi	: 01/09/2008
Revizyon No	: 8
Revizyon Tarihi	: 12.10.2016
GBF Sertifika No	: 01.74.05
Sayfa No	: 2/15

Tehlikeli Maddeler ve Müstahzarlara İlişkin Güvenlik Bilgi Formlarının Hazırlanması ve Dağıtılması
Hakkında Yönetmeliğe [R.G. 13.12.2014-29204] uygundur.

2.2 Etiket Unsurları;
SEA göre etiketleme;
Tehlike Semboleri ;



GHS02

Uyarı Kelime : Tehlike
Zararlılık İfadeleri :
H225 ; Kolay alevlenir sıvı ve buhar
Önlem İfadeleri :
P210 : Isıdan/kıvılcımdan/alevden/sıcak yüzeylerden uzak tutun. - Sigara içilmez
P233 : Kabı sıkıca kapalı tutun.
P240 : Kabı ve alıcı ekipmanı toprağa oturtun/bağlayın.
P241 : Patlamaya dayanıklı elektrikli/havalandırma/tutuşturucu/.../malzeme kullanın.
P242 : Sadece ateş almayan aletler kullanın.
P243 : Statik boşalmaya karşı önleyici tedbirler alın.
P280 : Koruyucu eldiven/koruyucu kıyafet/göz koruyucu/yüz koruyucu kullanın.
P303+P361+P353: DERİ (veya saç) İLE TEMAS HALİNDE İSE: Kirlenmiş tüm giysilerinizi hemen kaldırın/çıkartın. Cildinizi su/duş ile durulayın.
P370+P378 : Yangın durumunda: Alanı boşaltın. Patlama riskine karşı yangınla uzaktan savaşın.
P403+P235 : İyi havalandırılmış bir alanda depolayan. Soğuk tutun.
P501 : İçeriği/kabı ... bertaraf edin.

2.3 Diğer Zararlar :İçerik yok

3-BİLEŞİM / BİLEŞENLERİ HAKKINDA BİLGİLER:

Ürün adı	Ürün Tanımı	%	SEA
Ethanol	(CAS No.) 64-17-5 (EC no) 200-578-6 (EC index no) 603-002-00-5	> 99,9	Flam. Liq. 2, H225

3.2 Karışımlar ; Karışım uygulanmaz.

4-İLK YARDIM ÖNLEMLERİ:

HAZIRLAYAN	ONAYLAYAN	KALİTE SİSTEM ONAYI
KALİTE KONTROL ŞEFİ	FABRİKA MÜDÜRÜ	KYS MÜDÜRÜ



GÜVENLİK BİLGİ FORMU / ÜRÜN SPESİFİKASYONU

Spekt No	: KK./SP/09
Yürürlük Tarihi	: 01/09/2008
Revizyon No	: 8
Revizyon Tarihi	: 12.10.2016
GBF Sertifika No	: 01.74.05
Sayfa No	: 3/15

Tehlikeli Maddeler ve Müstahzarlara İlişkin Güvenlik Bilgi Formlarının Hazırlanması ve Dağıtılması
Hakkında Yönetmeliğe [R.G. 13.12.2014-29204] uygundur.

4.1 İlk yardım önlemlerinin açıklanması :

Göz ile temasında: Göz kapaklarını açık tutarak gözleri bol su ile yıkayın. Gözleri kapalı tutarak 30 dk dinlendirin. Kızarıklık , yanma, görme bulanıklığı veya şişkinlik devam ederse tıbbi yardım alın.

Deri ile temasında: Tıbbi yardım alın. Deri ile temas olan bölgeyi su ve sabun ile yumuşakça yıka. Kıyafetinizde de bulunuyorsa tekrar kullanmadan önce kıyafetinizi yıkayınız.

Yutma durumunda: Yutulursa, kusturmaya çalışmayın. Tedavi için en yakın sağlık merkezine gidin. Aniden kusma olursa, nefes borusunun tıkanmasını önlemek için başınızı kalça düzeyinin altında tutun.

Soluma durumunda : Açık havaya çıkarın .Eğer hemen kendine gelmiyorsa ek tedavi için hemen en yakın tıp merkezine nakledin.

Hekime tavsiye : Semptomlara göre bir tedavi uygulayın

4.2 Akut ve sonradan görülen önemli belirtiler ve etkiler :

Göz ile teması: Korneada tahribata yol açabilir, gözde şiddetli acıya ve kaşıntıya neden olur.

Deri ile temas: Deri ile temas halinde şiddetli kaşıntıya ve morarmaya neden olabilir.

Yutma durumunda: Boğaz yolunu tahrip ile birlikte sinir sistemine etki ederek bilinç kaybına, şiddetli baş ağrısına, baş dönmesine neden olur.

Soluma durumunda : Yüksek oranda teneffüs edildiği takdirde sinir sistemini etkileyerek bilinç kaybına, şiddetli baş ağrısına, baş dönmesine, ve komaya neden olabilir.

4.3 Tıbbi müdahale ve özel tedavi gereği için ilk işaretler:

İçerik yok

5 YANGINLA MÜCADELE ÖNLEMLERİ :

5.1 Yangın Söndürücüler :

Küçük çaplı yangınlara: karbon dioksit, su ve alkole direnç gösteren köpük, kuru kimyasal toz , kum ve toprak ile müdahale edilir.

Büyük çaplı yangınlarda: su spreyleri ile yangının etrafında sis perdesi oluşturularak ve alkole direnç gösteren köpük ile müdahale edilir

Söndürme : Söndürme işlemi esnasında koruyucu maske ve kıyafet giyilmelidir. Kapalı bir alanda bir ateşe yaklaşırken, solunum aparatını da içeren uygun koruyucu donanım kullanınız.

HAZIRLAYAN	ONAYLAYAN	KALİTE SİSTEM ONAYI
KALİTE KONTROL ŞEFİ	FABRİKA MÜDÜRÜ	KYS MÜDÜRÜ



GÜVENLİK BİLGİ FORMU / ÜRÜN SPESİFİKASYONU

Spekt No	: KK./SP/09
Yürürlük Tarihi	: 01/09/2008
Revizyon No	: 8
Revizyon Tarihi	: 12.10.2016
GBF Sertifika No	: 01.74.05
Sayfa No	: 4/15

Tehlikeli Maddeler ve Müstahzarlara İlişkin Güvenlik Bilgi Formlarının Hazırlanması ve Dağıtılması
Hakkında Yönetmeliğe [R.G. 13.12.2014-29204] uygundur.

Uygun olmayan söndürücü Madde : Fiskiyede su kullanmayınız.

5.2 Madde veya karışımdan kaynaklanan özel zararlar:

Yanıcı

Havadan ağır buharlar zemin üzerinde yoğunlaşabilir

Atmosfer sıcaklığındaki hava ile patlayıcı karışımlar oluşturabilir.

Parlama olabilir. Dikkat ediniz.

Yangın durumunda tehlikeli yanıcı gazlar veya buharlar gelişebilir.

5.3 Yangın söndürme ekipleri için tavsiyeler:

Acil müdahale personeli dışında herkesi yangın alanından uzaklaştırın. Tehlikeli yanma ürünleri şunları içerebilir.

Havada ki katı ve sıvı partiküllerle gazın (duman) kompleks bir karışımı. Karbon monoksit. Etanol, normal ışıktaki her zaman görülemeyen dumsız mavi bir alevle yanar.

İtfaiyeciler için Koruyucu Donanım: Kapalı bir alanda bir ateşe yaklaşıırken, solunum aparatını da içeren uygun koruyucu donanımı kullanınız.

Ek Tavsiye : Mümkünse konteynerleri tehlikeli bölgeden uzaklaştırın. Eğer yangın söndürülemiyorsa, yapılacak tek şey binayı derhal terk etmektir. Malzemenin drenaj(kanalizasyon),ark ve suyollarına girmesini önlemek için etkilenen yerlerdeki malzemeleri kontrol altına alın.

6. KAZA SONUCU YAYILMAYA KARŞI ÖNLEMLER :

6.1 Kişisel önlemler ,koruyucu donanım ve acil durum prosedürleri :

Dökülmüş veya serbest kalmış materyal ile temastan kaçının. Derhal bütün bulaşmış giysileri çıkarın. Deri gözler ve giysilerle temasından kaçının. Acil durum personeli olmayan personeli bölgeden uzaklaştırın.

Maddenin etkilediği bölgeyi iyice havalandırın. Eğer yer, fabrika kirlenirse ,temizlenmesi özel danışmanlık gerektirebilir. Tüm donanımı bağlayarak ve toplayarak (topraklama) elektriksel sürekliliği sağladığınızdan emin olun. Statik elektrik boşalmasına karşı önlem alın. Acil durum prosedürlerini uygulayın.

Koruyucu Önlemler : Buhar yeryüzünün hem altında hem üstünde oldukça uzun yol kat edebilir. Yeraltı hizmetleri tercih edilen akış yollarıdır. Buğu ve buharı solumayın. Yeraltı sularına etkisini en aza indirmek için önlem alın. Mümkünse kişisel risk almadan sızıntıları kapatın. Çevredeki tüm muhtemel tutuşturucu kaynakları uzaklaştırın. Çevreye bulaşmasını önlemek için uygun muhafazalar kullanın.

HAZIRLAYAN	ONAYLAYAN	KALİTE SİSTEM ONAYI
KALİTE KONTROL ŞEFİ	FABRİKA MÜDÜRÜ	KYS MÜDÜRÜ



GÜVENLİK BİLGİ FORMU / ÜRÜN SPESİFİKASYONU

Spekt No	: KK./SP/09
Yürürlük Tarihi	: 01/09/2008
Revizyon No	: 8
Revizyon Tarihi	: 12.10.2016
GBF Sertifika No	: 01.74.05
Sayfa No	: 5/15

Tehlikeli Maddeler ve Müstahzarlara İlişkin Güvenlik Bilgi Formlarının Hazırlanması ve Dağıtılması
Hakkında Yönetmeliğe [R.G. 13.12.2014-29204] uygundur.

Kum, toprak veya diğer uygun bariyerleri kullanarak yayılmasını ve drenaj sistemine, kanallara veya nehirlere girmesini engelleyin. Statik deşarja karşı önleyici tedbirler alın Bütün donanımı bağlayıp topraklayarak elektrik devamlılığını garanti edin.

Temizleme Yöntemleri : Büyük ölçekli sıvı dökülmelerinde geri kazanmak veya güvenli biçimde bertaraf etmek için,vakumlu bir araç gibi mekanik bir yöntemle bir tanka alın. Kalıntıları suyla yıkayarak uzaklaştırmayın.Kirlenmiş atık gibi işleme koyunuz. Kalıntıların ya buharlaşmasına izin verin ya da uygun emici bir madde kullanarak emdirip uzaklaştırın ve güvenli bir biçimde bertaraf edin. Kirlenmiş toprağı uzaklaştırın ve bertaraf edin.

Ek Bilgi: İnsanların veya çevrenin maruz kalması veya maruz kalma olasılığının ortaya çıkması durumunda yetkili makamlara ihbarda bulunun. Önemli miktarda sızıntıların kontrol altına alınmaması halinde, yerel yetkililer durumdan haberdar edilmelidir. Buhar hava ile karışarak patlayıcı bir karışım oluşturabilir.

6.2 Çevresel önlemler: Kanalizasyona veya insanların kullandığı sulara karışmasını önleyin. Ürün kanalizasyona veya insanların kullandığı suya karışırsa bu durumu yetkililere bildiriniz.

6.3 Muhafaza etme ve temizleme için yöntemler ve materyaller:

Sınırlama için: Atıl granüller katılar ile karıştırarak büyük döküntüleri toplayın ve kurtarın.
Temizlik işlemleri: Deterjan. Sıvı maddeyi emici malzeme, kum, talaş, diatomit (yosun kumu) ile alın.
Diğer bilgiler : Dökülen alan kaygan olabilir. Uygun imha konteynerlerini kullanın.

6.4 Diğer bölümlere Atıflar : Atık işlemeye ilişkin endikasyonlar için13. Bölüme bakınız.

7 ELLEÇLEME ve DEPOLAMA :

Genel önlemler: Buharını solumaktan veya madde ile temasından kaçınınız Sadece iyi havalandırılmış alanlarda kullanınız. Dokunduktan sonra iyice yıkayınız. Kişisel koruyucu ekipmanlarınızı giyiniz. Bulaşmış giysileri yıkamadan önce iyi havalandırılan bir alanda havada kurutun. Yangınları önlemek için bulaşmış bütün temizlik malzemelerini uygun bir şekilde atın. Dökülmeleri önleyin. Pompayı çalıştırmadan önce bataryayla çalışan tüm elektronik aygıtları kapatın. Motor yakıtı dışında başka amaçlarla kullanmayın. Bulaşmış deri eşya, ayakkabılar dahil temizlenemez ve yeniden kullanımını önlemek için yok edilmelidir.
Ele alma, ürün nakli, depolama ve tank temizliği ile ilgili kapsamlı tavsiye almak için ürünün tedarikçisine başvurunuz. Araç doldurulurken buharını solumaktan ve cilde temasından kaçınınız.

HAZIRLAYAN	ONAYLAYAN	KALİTE SİSTEM ONAYI
KALİTE KONTROL ŞEFİ	FABRİKA MÜDÜRÜ	KYS MÜDÜRÜ



GÜVENLİK BİLGİ FORMU / ÜRÜN SPESİFİKASYONU

Spekt No	: KK./SP/09
Yürürlük Tarihi	: 01/09/2008
Revizyon No	: 8
Revizyon Tarihi	: 12.10.2016
GBF Sertifika No	: 01.74.05
Sayfa No	: 6/15

Tehlikeli Maddeler ve Müstahzarlara İlişkin Güvenlik Bilgi Formlarının Hazırlanması ve Dağıtılması
Hakkında Yönetmeliğe [R.G. 13.12.2014-29204] uygundur.

7.1. Güvenli elleçleme için önlemler : Açık ateş kaynaklarını söndürün .Sigara içmeyin. Parlama yaratabilecek kaynakları uzaklaştırın. Kıvılcım yaratmayın. Asla ağzınızla sifonlama yapmayın. Maruz kalmaktan sakının. Statik elektrik oluşmasını engellemek için önlem alınır.

Hijyen önlemleri ; Kirlenen giysiyi değiştirin.

7.2 Uyumsuzlukları da içeren güvenli depolama için koşullar : Serin,kuru ve havalandırılan alanlarda, etanol ile reaksiyona girecek malzemelerden uzak tutarak kapalı tanklar içerisinde depolanır.

Tutuşmaya neden olacak kaynaklardan uzak depolanmalıdır.

Perklorat, preoksitler, nitrik asit ve kromik asitten uzak depolanmalıdır

Depolama tanklarının temizlik, teftiş ve bakımı, titiz prosedürler ve önlemlerin uygulamaya koyulmasını gerektiren bir uzmanlık operasyonudur.

Doldurma veya işlem görme operasyonlarında basınçlı hava **KULLANMAYIN**.

Konteynerler, boşaltılmış olanlar bile patlayıcı buharlar içerebilir. Konteynerlerin üzerinde veya yakınında kesme, delme, taşlama, kaynak veya benzeri işler yapmayın.

Dolum: Otomatik dolum ünitesiyle gerçekleşir. Boş tankler önceki partiden kalan artık (sıvı veya buhar halinde) taşıyabilir ve bu durum tehlikeye neden olabilir. Ateş ile kontakten kaçının. Dolum esnasında gerekli kişisel tedbirleri alın.

Raf Ömrü: Katkı maddeleri olmadan raf ömrü 18-24 aydır.

7.3 Belirli son kullanımlar : Bölüm 1.2’de belirtilen kullanımlar dışında başka bir belirli kullanım öngörülmemiştir.

8.MARUZ KALMA KONTRELLERİ / KİŞİSEL KORUNMA :

8.1. Kontrol parametreleri : İçerik yok

8.2 Maruz kalma kontrolleri :

8.2.1 Mühendislik Önlemleri ; Mümkün olduğu ölçüde yalıtılmış sistemler kullanılır. Acil durumlarda göz banyoları ve duşları kullanın. Özellikle kapalı alanlarda yeterli havalandırma sağlayın.

8.2.2 Kişisel koruyucu donanımlar :

Solunumun korunması; Havadaki konsantrasyonun işçi sağlığını korumak için yeterli derecede kontrol edilemediği yerlerde ,ilgilen yerin şartlarına göre seçilmiş yerel mevzuata uygun koruyucu nefes cihazları kullanın.

HAZIRLAYAN	ONAYLAYAN	KALİTE SİSTEM ONAYI
KALİTE KONTROL ŞEFİ	FABRİKA MÜDÜRÜ	KYS MÜDÜRÜ



GÜVENLİK BİLGİ FORMU / ÜRÜN SPESİFİKASYONU

Spekt No	: KK./SP/09
Yürürlük Tarihi	: 01/09/2008
Revizyon No	: 8
Revizyon Tarihi	: 12.10.2016
GBF Sertifika No	: 01.74.05
Sayfa No	: 7/15

Tehlikeli Maddeler ve Müstahzarlara İlişkin Güvenlik Bilgi Formlarının Hazırlanması ve Dağıtılması
Hakkında Yönetmeliğe [R.G. 13.12.2014-29204] uygundur.

Ellerin korunması: Eldivenleri kullanım öncesi kontrol ediniz. El bakımı sağlamak için bireysel hijyen önemlidir. Eldivenler yalnızca eller temizken giyilmelidir. Eldivenleri kullandıktan sonra ,eller iyice yıkanmalı ve kurulanmalıdır. Parfüm içermeyen bir nemlendiricinin kullanılması önerilir. Kirlenmiş eldivenler değiştirilmelidir.

Kullanılacak eldivenler EC talimatı 89/686/EEC spesifikasyonlarına ve sonuç standart EN 374'e uymalıdır.

(Ölçülen dayanıklılık süresi > 30 dakika - sınıf 2 'ye göre eldiven)

Gözlerin korunması Kimyasal sıçrama gözlüğü kullanılmalıdır.

Kişisel koruyucu ekipman:



8.3 Çevresel maruz kalma kontrolleri : Buhar içeren havanın dışarı atılmasında, tehlikeli maddelerin emisyonuna ilişkin yerel şartlara uyulmalıdır.

9-KİMYASAL VE FİZİKSEL ÖZELLİKLERİ :

9.1 Temel fiziksel ve kimyasal özellikler hakkında bilgi :

Görünüm	:Renksiz temiz sıvı
Renk	:Şeffaf. Renksiz
Koku	:Keskin alkol kokusu
pH	: 6,5 - 10
Erime Noktası	: -114°C
Başlangıç kaynama noktası	:78°C
Parlama noktası	:13°C - 16°C
Buharlaşma Hızı	: ilişkisi yok.
Alevlenirlik	:Yanıcı
Üst/Alt alevlenirlik veya patlayıcı limitleri	:Patlama alt limiti :% 3,1 hacmen :Patlama üst limiti: % 23,5 hacmen
Buhar basıncı	: ilişkisi yok.
Buhar yoğunluğu	: ilişkisi yok.
Bağıl yoğunluk	:0.785g/ml 25°C
Çözünürlük	:Her oranda karışır

HAZIRLAYAN	ONAYLAYAN	KALİTE SİSTEM ONAYI
KALİTE KONTROL ŞEFİ	FABRİKA MÜDÜRÜ	KYS MÜDÜRÜ



GÜVENLİK BİLGİ FORMU / ÜRÜN SPESİFİKASYONU

Spekt No	: KK./SP/09
Yürürlük Tarihi	: 01/09/2008
Revizyon No	: 8
Revizyon Tarihi	: 12.10.2016
GBF Sertifika No	: 01.74.05
Sayfa No	: 11/15

Tehlikeli Maddeler ve Müstahzarlara İlişkin Güvenlik Bilgi Formlarının Hazırlanması ve Dağıtılması
Hakkında Yönetmeliğe [R.G. 13.12.2014-29204] uygundur.

ADR

Sınıf : 3
Paketleme Grubu : II
Sınıflandırma kodu : F1
UN No : 3475
Uygun Nakliye Adı : ETHANOL AND GASOLINE MIXTURE
Çevresel Zarar : Hayır
Tehlike Etiketleri (Birincil Risk) : 3



RID

Sınıf : 3
Paketleme Grubu : II
Sınıflandırma kodu : F1
UN No : 3475
Uygun Nakliye Adı : ETHANOL AND GASOLINE MIXTURE
Çevresel Zarar : Hayır
Tehlike Etiketleri (Birincil Risk) : 3



HAZIRLAYAN	ONAYLAYAN	KALİTE SİSTEM ONAYI
KALİTE KONTROL ŞEFİ	FABRİKA MÜDÜRÜ	KYS MÜDÜRÜ



GÜVENLİK BİLGİ FORMU / ÜRÜN SPESİFİKASYONU

Spekt No	: KK./SP/09
Yürürlük Tarihi	: 01/09/2008
Revizyon No	: 8
Revizyon Tarihi	: 12.10.2016
GBF Sertifika No	: 01.74.05
Sayfa No	: 12/15

Tehlikeli Maddeler ve Müstahzarlara İlişkin Güvenlik Bilgi Formlarının Hazırlanması ve Dağıtılması
Hakkında Yönetmeliğe [R.G. 13.12.2014-29204] uygundur.

IATA (Hava Yolu Taşınması) :

UN No : 3475
Uygun Nakliye Adı : ETHANOL AND GASOLINE MIXTURE
Sınıf / Bölüm : 3
Paketleme Grubu : II
Tehlike Etiketi :



IMDG (Deniz Yolu Taşınması) :

Etiket : UN 3475
Uygun Nakliye Adı : ETHANOL AND GASOLINE MIXTURE
Sınıf / Bölüm : 3
Paketleme Grubu : II
Deniz Kirleticisi Madde : Hayır
Tehlike Etiketi :



15- MEVZUAT BİLGİLERİ:

15.1 Madde veya karışıma özgü güvenlik, sağlık ve çevre mevzuatı:

- Zararlı maddeler ve karışımlara ilişkin güvenlik bilgi formları hakkında yönetmelik
- Tehlikeli maddelerin Karayolu ile taşınması hakkında yönetmelik(R.G.24.10.2013-28801)

HAZIRLAYAN	ONAYLAYAN	KALİTE SİSTEM ONAYI
KALİTE KONTROL ŞEFİ	FABRİKA MÜDÜRÜ	KYS MÜDÜRÜ



GÜVENLİK BİLGİ FORMU / ÜRÜN SPESİFİKASYONU

Spekt No	: KK./SP/09
Yürürlük Tarihi	: 01/09/2008
Revizyon No	: 8
Revizyon Tarihi	: 12.10.2016
GBF Sertifika No	: 01.74.05
Sayfa No	: 13/15

Tehlikeli Maddeler ve Müstahzarlara İlişkin Güvenlik Bilgi Formlarının Hazırlanması ve Dağıtılması
Hakkında Yönetmeliğe [R.G. 13.12.2014-29204] uygundur.

- 30 Aralık 2013 tarih ve 28867 sayılı ülkemizde tehlikeli maddeler bulunduran kuruluşlarda büyük endüstriyel kazaların önlenmesi ve muhtemel kazaların insanlara ve çevreye olan zararlarının en aza indirilmesi, yüksek seviyede, etkili ve sürekli korumanın sağlanması amacıyla "Büyük Endüstriyel Kazaların Önlenmesi ve Etkilerinin Azaltılması Hakkında Yönetmelik",
- 28848 sayılı, 11 Aralık 2013 tarihli, Maddelerin Ve Karışımların Sınıflandırılması, Etiketlenmesi Ve Ambalajlanması Hakkında Yönetmelik.
29204 sayılı 13 Aralık 2014 T.C. Çevre ve Şehircilik Bakanlığı, Taslak yönetmelik; Zararlı Maddeler Ve Karışımlara İlişkin Güvenlik Bilgi Formları Hakkında Yönetmelik.
- Atık yönetimi yönetmeliği
- İş sağlığı ve güvenliği yönetmeliği
- Kişisel koruyucu donanım yönetmeliği

16 – DİĞER BİLGİLER :

SEA ya göre risk ifadeleri ; H225 ; Kolay alevlenir sıvı ve buhar

Anahtar Bilgi Kaynakları : Bu güvenlik bilgi formu SEA da verilen bilgiler baz alınarak hazırlanmıştır. Bu belge, bu ürünün güvenli depolanması, taşınması ve kullanımı için önemli bilgiler içerir.

Kullanım Ve Kısıtlamalar : Bu ürün, önceden tedarikçi firmanın tavsiyesi alınmaksızın ,Bölüm 1'de önerilen uygulamaların dışında kullanılmamalıdır.

Malzeme Güvenlik Bilgi Formu : Bu dokümandaki bilgiler bu ürünü ele alabilecek tüm kişilerin kullanımına sunulmalıdır.

Feragat : Bu bilgi mevcut bilgilerimize dayanmaktadır ve ürün, sadece sağlık, güvenlik ve çevreye ilişkin gereksinimler maksadıyla tanımlanmaktadır. Bu sebeple ürünün herhangi spesifik bir özelliği garanti oluşturmaz ve yasal bir bağlayıcı anlaşma özelliği taşımaz.

Eğitim tavsiyesi : İşletmeciler için uygun bilgi,talimat ve eğitim sağlayınız.



Amerika Birleşik Devletleri'nin [Milli Yangından Korunma Kurumu](#) (NFPA) tarafından belirlenmiş, [tehlikeli madde](#) işaretleme standardı ;NFPA 704 Tehlikeli madde işaretleme standardı dört karo ve her bölümü farklı renklerle kodlanır.

HAZIRLAYAN	ONAYLAYAN	KALİTE SİSTEM ONAYI
KALİTE KONTROL ŞEFİ	FABRİKA MÜDÜRÜ	KYS MÜDÜRÜ



GÜVENLİK BİLGİ FORMU / ÜRÜN SPESİFİKASYONU

Spekt No	: KK./SP/09
Yürürlük Tarihi	: 01/09/2008
Revizyon No	: 8
Revizyon Tarihi	: 12.10.2016
GBF Sertifika No	: 01.74.05
Sayfa No	: 14/15

Tehlikeli Maddeler ve Müstahzarlara İlişkin Güvenlik Bilgi Formlarının Hazırlanması ve Dağıtılması
Hakkında Yönetmeliğe [R.G. 13.12.2014-29204] uygundur.

Mavi bölüm : zehiri tehlikesi

0-sihhi tehlike yok

1- temas halinde hafif tahriş ;

Yoğun ve devamlı temas halinde geçici inkapasitasyon(yetmezlik),

3-Kısa temas halinde ciddi kalıcı veya orta dereceli artık hastalıklar,

4-Çok kısa temas halinde ölüm veya ağır artık hastalıklar

Kırmızı bölüm : yangın riskini

0-Yanmaz

1-Isıtıldığı takdirde yanabilir.

2-Kısmen ısıtıldığı veya göreceli olarak yüksek basınca maruz kaldığı takdirde yanabilir.

Hemen hemen tüm basınç koşullarında yanabilecek katı ve sıvı maddeler

4-Normal atmosfer basıncı ve sıcaklık altında süratle veya tamamen buharlaşabilir.

Sarı bölüm :kimyasal tepkime ihtimalini

0-Yangına maruz kalsa dahi kimyasal tepkimeye girmez.

1-Normal şartlarda durağan olup,yüksek sıcaklık ve basınçta tepkimeye girebilir..

2-Yüksek sıcaklık ve basınçta şiddetli bir kimyasal değişime uğrar.

3-Yüksek ısı sonucunda patlayabilir ve patlamayla çözünebilir.

4-Normal sıcaklık ve basınç altında patlayabilir ve patlamayla çözünebilir.

Beyaz bölüm :münferit riskleri gösterir.

Beyaz 'özel not' alanı pek çok farklı karakter veya sembol içerebilir.Aşağıdaki semboller,NFPA 704 standardında belirtilmektedir OX – Madde oksidanttır.

W – Madde su ile tepkimeye girer.

SA – Madde asfiksiye(Oksijen yetersizliğinden ileri gelen boğulma) yol açacak bir boğucu gazdır.

Bunun dışındaki tüm bölümlerde;0(sıfır) tehlike olmadığını gösterirken,4 ise yüksek tehlikeye dikkat çekmektedir. Maddeye özel herhangi bir risk bulunmaması halindeyse beyaz bölüm boş bırakılır.

HAZIRLAYAN	ONAYLAYAN	KALİTE SİSTEM ONAYI
KALİTE KONTROL ŞEFİ	FABRİKA MÜDÜRÜ	KYS MÜDÜRÜ



GÜVENLİK BİLGİ FORMU / ÜRÜN SPESİFİKASYONU

Spekt No	: KK./SP/09
Yürürlük Tarihi	: 01/09/2008
Revizyon No	: 8
Revizyon Tarihi	: 12.10.2016
GBF Sertifika No	: 01.74.05
Sayfa No	: 15/15

Tehlikeli Maddeler ve Müstahzarlara İlişkin Güvenlik Bilgi Formlarının Hazırlanması ve Dağıtılması
Hakkında Yönetmeliğe [R.G. 13.12.2014-29204] uygundur.

Güncelleme ;

Rev.1 – 28.02.2013 26 Aralık 2008 tarihli,27092 mükerrer sayılı," T.C. Çevre ve Orman Bakanlığı Tehlikeli Maddeler ve Müstahzarlara İlişkin Güvenlik Bilgi Formlarının Hazırlanması ve Dağıtılması Hakkında Yönetmeliği "ne uygun olarak düzenlendi.
Rev.2 – 28.01.2014 3.ve 15 bölümlerde yeni düzenleme yapıldı.
Rev.3 – 29-05-2014 adres değişikliği, 3.9. ve 15 bölümlerde yeni düzenleme yapıldı.
Rev. 4 – 22.10.2014 üst bilgi güvenlik bilgi formu olarak değiştirildi.
Rev. 5 -01.06.2015 29204 sayılı 13 Aralık 2014 T.C. Çevre ve Şehircilik Bakanlığı, Zararlı Maddeler Ve Karışımlara İlişkin Güvenlik Bilgi Formları Hakkında Yönetmeliğe uygun olarak düzenleme yapıldı.
Rev. 6 – 06.02.2016 Üst bilgi, 2. ve 16.bölümlerde ve düzenlemeler yapıldı.
Rev. 7 – 29.04.2016 14. bölümde etiket sembolleri eklendi.
Rev. 8 – 12.10.2016 14. Bölümde değişiklik ve düzenleme yapıldı.

Hazırlayan

Fadime Mehtap TEZCAN
Tezkim Tarımsal Kimya A.Ş.
Tel: 0322 394 48 75
mehtaptezcane@tezkim.com
NBC sertifika no: 01.74.05 Güvenlik Bilgi Formu düzenleyicisi
İLK DÜZENLEYEN
Fadime Mehtap TEZCAN Tezkim Tarımsal Kimya A.Ş.
Tel: 0322 394 48 75

HAZIRLAYAN	ONAYLAYAN	KALİTE SİSTEM ONAYI
KALİTE KONTROL ŞEFİ	FABRİKA MÜDÜRÜ	KYS MÜDÜRÜ

EK B. BASINÇ DEDEKTÖRÜNÜN KALİBRASYON SERTİFİKASI

KISTLER
measure. analyze. innovate.

Kalibrierschein DRUCK Calibration Certificate PRESSURE

Type 6052C

Serial No. 1660760

Kalibriert durch Calibrated by	Datum Date
G. Ratano	10.01.2008

Referenzgeräte Reference Equipment	Typ Type	Serien-Nr. Serial No.
Gebrauchsnorm Working Standard	Kistler 7005-350	492592
Ladungsverstärker Charge Amplifier	Kistler 5017B	1479193
Ladungskalibrator Charge Calibrator	Kistler 5395A	441991

Umgebungstemperatur Ambient Temperature	Relative Feuchte Relative Humidity
24 °C	36 %

Messergebnisse Results of Measurement

Kalibrierter Bereich Calibrated Range	Empfindlichkeit Sensitivity	Linearität Linearity
bar	pC / bar	≤ ± %FSO
0 ... 250 (23°C)	-21.64	0.07
0 ... 150 (23°C)	-21.69	0.07
0 ... 100 (23°C)	-21.71	0.06
0 ... 50 (23°C)	-21.70	0.06
0 ... 250 (200°C)	-21.38	0.02
0 ... 150 (200°C)	-21.41	0.03
0 ... 100 (200°C)	-21.42	0.04
0 ... 50 (200°C)	-21.41	0.07
0 ... 250 (350°C)	-21.60	0.08
0 ... 150 (350°C)	-21.59	0.14
0 ... 100 (350°C)	-21.57	0.21
0 ... 50 (350°C)	-21.54	0.22

Messverfahren Measurement Procedure Kontinuierliche Kalibrierung, Vergleichsverfahren
Continuous Calibration, Comparison Method

Bestätigung Confirmation

Die Geräte halten die Herstellertoleranzen gemäss Spezifikationen der Datenblätter ein. Wir bestätigen, dass das oben identifizierte Gerät nach den vorgeschriebenen Verfahren geprüft wurde. Alle Messmittel sind auf nationale Normale rückverfolgbar. Kistler betreibt die SCS (Swiss Calibration Service) Kalibrierstelle Nr. 049, akkreditiert nach ISO 17025. Das Kistler Qualitätsmanagement System ist nach ISO 9001 zertifiziert.

The equipment meets the manufacturing tolerances according to the specification data sheets. We confirm that the device identified above was tested by the prescribed procedures. All measuring devices are traceable to national standards. The SCS (Swiss Calibration Service) Calibration Laboratory No. 049 is operated by Kistler and accredited per ISO 17025. The Kistler Quality Management System is certified per ISO 9001.

Kistler Instrumente AG
Eulachstrasse 22
PO Box
CH-8408 Winterthur

Tel. +41 52 224 11 11 ZKB Winterthur BC 732
Fax +41 52 224 14 14 Swift: ZKBKCHZZ80A
info@kistler.com Account: 1132-0374.628

IBAN: CH67 0070 0113 2003 7462 8
VAT: 229 713
ISO 9001 certified

www.kistler.com

Seite page 1 / 1

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Selim DEMİRTÜRK
Doğum Yeri ve Yılı : İzmit, 1986
Medeni Hali : Evli
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : selim.demirturk@usak.edu.tr



Eğitim Durumu

Lise : Kocaeli Teknik Lisesi, 2004
Lisans : SDÜ, Teknik Eğitim Fakültesi, Otomotiv Öğretmenliği, 2009
Yüksek Lisans : SDÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi A.B.D., 2011

Mesleki Deneyim

Teknoloji Fakültesi, Batman Üniversitesi 2010-2012
Uşak Üniversitesi TBMYO 2012-..... (halen)

Yayınlar

SCI, SSCI ve AHCI tarafından taranan dergilerde yayımlanan teknik not, editöre mektup, tartışma, vaka takdimi ve özet türünden yayınlar dışındaki makale

- Gürbüz, H., Demirtürk, S. 2020. Investigation of Dual-Fuel Combustion by Different Port Injection Fuels (Neat Ethanol and E85) in a DE95 Diesel/Ethanol Blend Fueled Compression Ignition Engine. Journal of Energy Resources Technology, 142(12).
- Gürbüz, H., Akçay, H., Akçay, İ.H., Demirtürk, S., 2018. Experimental Study on Operating Characteristics of On-Board PEMe Hydrogen Generator Integrated with a SI Engine. Journal of Energy Engineering. 144(5), 04018055.

SCI, SSCI ve AHCI dışındaki indeks ve özer tarafından taranan dergilerde yayımlanan teknik not, editöre mektup, tartışma, vaka takdimi ve özet türünden yayınlar dışındaki makale

- Usal, M., Demirtürk, S., 2017. Fiber Takviyeli Piezoelektrik Kompozitlerin Elektro-Termoelastik Analizi İçin Matematiksel Bir Model. Uluslararası Teknolojik Bilimler Dergisi, 9(1), 47-70.
- Coşkun, H., Demirtürk, S., 2016. A Mobile Learning Application Using Cloud Computing Platform Towards Engineering Education. Journal of Educational & Instructional Studies in the World, 6(4).

Uluslararası toplantıda sunularak özet metin olarak yayımlanan bildiri

- Demirtürk S., Gürbüz H., Akçay İ.H., Akçay H., 2017. Investigation of Low Temperature Combustion Techniques on Diesel Engine Using Ethanol-Diesel Fuel Mixtures: Development Studies of a New Diesel Combustion Strategy. 1. International Conference on Energy Systems Engineering, 2-4 November, Karabük.
- Gürbüz, H., Akçay, H., Akçay, İ.H., Demirtürk, S., 2017. Energetic and Economic Analysis of On-Board Hydrogen Production System in SI Engine Vehicle, The Second International Hydrogen Technologies Congress, Adana.
- Gürbüz, H., Akçay, H., Demirtürk, S., 2016. Experimental Investigation of the Effect of Pure Water Temperature on Power Consumption of the PEM Electrolyser. 1st International Physics Conference at the Anatolian Peak (IPCAP 2016), Erzurum.