KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

DOKTORA TEZİ

YERLİ LİNYİT VE ALKOL KÖKENLİ YAKITLARIN KULLANILDIĞI BİR DİZEL MOTORDA SUPAP VE ENJEKSİYON ZAMANI DEĞİŞİMİNİN YANMA VE EMİSYONLAR ÜZERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

MERSİN HÜRPEKLİ

KOCAELİ 2024

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ

ANABİLİM DALI

DOKTORA TEZİ

YERLİ LİNYİT VE ALKOL KÖKENLİ YAKITLARIN KULLANILDIĞI BİR DİZEL MOTORDA SUPAP VE ENJEKSİYON ZAMANI DEĞİŞİMİNİN YANMA VE EMİSYONLAR ÜZERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

MERSİN HÜRPEKLİ

Prof. Dr. Ahmet Necati ÖZSEZEN		
Danışman,	**Kocaeli Üniversitesi**	**.....**
Prof. Dr. Mustafa ÇANAKCI		
Jüri Üyesi,	**Kocaeli Üniversitesi**	**.....**
Doç. Dr. Ufuk DURMAZ		
Jüri Üyesi,	**Sakarya Üniversitesi**	**.....**
Prof. Dr. Cenk ÇELİK		
Jüri Üyesi,	**Kocaeli Üniversitesi**	**.....**
Prof. Dr. Cenk SAYIN		
Jüri Üyesi,	**Marmara Üniversitesi**	**.....**

Tezin Savunulduğu Tarih: 25.06.2024

ETİK BEYAN VE ARAŞTIRMA FONU DESTEĞİ

Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez/proje çalışmasında,

- Bu tezin/projenin bana ait, özgün bir çalışma olduğunu,
- Çalışmamın hazırlık, veri toplama, analiz ve bilgilerin sunumu olmak üzere tüm aşamalarında bilimsel etik ilke ve kurallara uygun davrandığımı,
- Bu çalışma kapsamında elde edilen tüm veri ve bilgiler için kaynak gösterdiğimi ve bu kaynaklara kaynakçada yer verdiğimi,
- Bu çalışmanın Kocaeli Üniversitesi'nin abone olduğu intihal yazılım programı kullanılarak Fen Bilimleri Enstitüsü'nün belirlemiş olduğu ölçütlere uygun olduğunu,
- Kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- Tezin/Projenin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez/proje çalışması olarak sunmadığımı,

beyan ederim.

☒ Bu tez/proje çalışmasının herhangi bir aşaması hiçbir kurum/kuruluş tarafından maddi/alt yapı desteği ile desteklenmemiştir.
☐ Bu tez/proje çalışması kapsamında üretilen veri ve bilgiler …….. tarafından ..... no'lu proje kapsamında alt yapı desteği alınarak gerçekleştirilmiştir.

Herhangi bir zamanda, çalışmamla ilgili yaptığım bu beyana aykırı bir durumun saptanması durumunda, ortaya çıkacak tüm ahlaki ve hukuki sonuçları kabul ettiğimi bildiririm.

.....
(İmza)
.....
Mersin Hürpekli

YAYIMLAMA VE FİKRİ MÜLKİYET HAKLARI

Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından onaylanan lisansüstü tezimin/projemin tamamını veya herhangi bir kısmını, basılı ve elektronik formatta arşivleme ve aşağıda belirtilen koşullarla kullanıma açma izninin Kocaeli Üniversitesi'ne verdiğimi beyan ederim. Bu izinle Üniversiteye verilen kullanım hakları dışındaki tüm fikri mülkiyet hakları bende kalacak, tezimin/projemin tamamının ya da bir bölümünün gelecekteki makale, kitap, tebliğ, lisans, patent gibi çalışmalarda kullanımı, danışmanımın isim hakkı saklı kalmak koşuluyla ve her iki tarafın bilgisi dâhilinde bana ait olacaktır.
Tezin/projenin kendi özgün çalışmam olduğunu, başkalarının haklarını ihlal etmediğimi ve tezimin/projenin tek yetkili sahibi olduğumu beyan ve taahhüt ederim. Tezimde yer alan telif hakkı bulunan ve sahiplerinden yazılı izin alınarak kullanılması zorunlu metinlerin yazılı izin alarak kullandığımı ve istenildiğinde suretlerini Üniversiteye teslim etmeyi taahhüt ederim.
Yükseköğretim kurulu tarafından yayınlanan ***"Lisanüstü Tezlerin Elektronik Ortamda Toplanması, Düzenlenmesi ve Erişime Açılmasına İlişkin Yönerge"*** kapsamında tezim aşağıda belirtilen koşullar haricinde YÖK Ulusal Tez Merkezi/ Kocaeli Üniversitesi Kütüphaneleri Açık Erişim Sisteminde erişime açılır.

☐ Enstitü yönetim kurulu kararı ile tezimin/projemin erişime açılması mezuniyet tarihinden itibaren 2 yıl ertelenmiştir.
☐ Enstitü yönetim kurulu gerekçeli kararı ile tezimin/projemin erişime açılması mezuniyet tarihinden itibaren 6 ay ertelenmiştir.
☒ Tezim/projem ile ilgili gizlilik kararı verilmemiştir.

.....
(İmza)
.....
Mersin Hürpekli

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Sanayi devrimi ve içten yanmalı motorlarla çalışan araçların yaygın kullanımı, ham petrolden yakıt üretiminin önemini artırmıştır. Dizel yakıtlı motorlar, yakıt verimliliği, güvenilirliği ve dayanıklılığı nedeniyle ulaşımdan enerji üretimine kadar birçok alanda kullanılmaktadır. Binek otomobiller dışında otomotiv, yol dışı ve elektrik üretimi ihtiyaçları için dizel yakıtlı motorlara olan ihtiyacın uzun yıllar devam etmesi öngörülmektedir. Petrol rezervelerinin sınırlı olması ve fosil yakıtların çevreye verdiği zararlar dolayısı ile içten yanmalı motorlarda çevreci ve yenilenebilir yakıtların kullanılması zorunlu hale gelmiştir. Avrupa Birliği gibi toplulukların fosil yakıt rezervlerine ilişkin endişeleri ve artan çevre sorunları nedeniyle açıkladığı hedefler, fosil yakıtlara alternatiflerin geliştirilmesini tetiklemiştir. İçten yanmalı motorların kullanıldığı ulaşım ve enerji sektörlerinde düşük karbonlu veya karbon içermeyen alternatif yakıtların kullanımı büyük önem kazanmıştır. Karbon içermeyen yakıtlar olan hidrojen ve amonyak gibi yakıtlara olan ilgi son yıllarda artmakla birlikte bu yakıtların üretim, depolama ve yanma ile ilgili sorunları çözülmesi gereken problemlerdendir. Alternatif olarak, düşük karbon sayısına sahip sentetik yakıtların ve alkollerin kullanılması çevreci içten yanmalı motorlar için elzem hale gelmiştir. Bu tez çalışmasında, ülkemiz yer altı kaynaklarından linyitten Fischer-Tropsch yöntemi ile üretilen ve dizel yakıta alternatif olabilecek FT dizel yakıt ile fosil kökenli dizel yakıtın emisyon salımlarını iyileştirebilecek yine ülkemiz kaynaklarından üretilen etanol ve 2-bütanol kullanılmıştır. Bu tez çalışmasında, FT dizel ve dizel-etanol yakıt karışımlarının doğrudan kullanılması, farklı enjeksiyon ve supap zamanları kullanılarak kurum, NO_x ve CO_2 emisyonlarının azaltılması ve kararlı bir yanma elde edilmesi hedeflenmiştir. Bununla birlikte farklı enjeksiyon ve supap zamanlarının etkilerinin bilgisayar ortamında incelenebileceği 1B motor modeli oluşturulmuştur.

Doktora eğitimi sürecinde beni destekleyen, tez çalışması sürecinde de tüm bilgi birikimi ve içtenliğiyle yardımlarını esirgemeyen değerli danışman hocam Prof. Dr. Ahmet Necati ÖZSEZEN'e minnettarlığımı ve teşekkürlerimi sunarım. Çalışma sonuçlarının yorumlanmasında akademik tecrübesi ve bilgi birikimi ile değer katan saygıdeğer hocam Prof. Dr. Mustafa ÇANAKCI'ya; farklı bakış açıları ile her daim araştırmaya yönlendiren sayın hocam Doç. Dr. Ufuk DURMAZ'a minnet ve şükranlarımı sunarım.

Bu tez çalışmasının gerçekleşmesinde desteklerini esirgemeyen TÜBİTAK RUTE yönetici ve çalışanlarına teşekkürü bir borç bilirim. Motor Mükemmeliyet Merkezi bünyesinde gerçekleştirilen motor testlerinde verdiği destek için İbrahim Hakkı TONYALI'ya, kullanılan FT yakıtın üretimini gerçekleştiren TÜBİTAK MAM çalışanlarına teşekkür etmek isterim.

Beni yetiştiren, bugünlere gelmemi sağlayan ve eğitim hayatında her daim bir adım daha ileri gitmemi teşvik eden anne ve babama, manevi desteklerinden ve emeklerinden dolayı teşekkür eder, saygı ve şükranlarımı sunarım.

Tez çalışması boyunca, her zaman sabırla yanımda olan değerli eşim Nariye Türkay HÜRPEKLİ'ye sonsuz sevgi ve teşekkürlerimi sunarım.

Haziran 2024 Mersin HÜRPEKLİ

İÇİNDEKİLER

ETİK BEYAN VE ARAŞTIRMA FONU DESTEĞİ i
YAYIMLAMA VE FİKRİ MÜLKİYET HAKLARI ii
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR iii
İÇİNDEKİLER iv
ŞEKİLLER DİZİNİ vi
TABLOLAR DİZİNİ ix
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ x
ÖZET xi
ABSTRACT xii
1. GİRİŞ 1
2. GENEL BİLGİLER 8
2.1. Kömür Kökenli Yakıtlar 10
2.2. Alkol Kökenli Yakıtlar 17
2.3. Çalışmanın Etkisi 21
2.3.1. Akademik Etkisi 21
2.3.2. Ekonomik, Toplumsal ve Sosyal Etkisi 23
3. MALZEME VE YÖNTEM 24
3.1. İçten Yanmalı Motorun 1 Boyutlu Modellenmesi 30
3.1.1. 1 Boyutlu Motor Sürtünme Kayıpları Modeli Doğrulaması 39
3.1.2. 1 Boyutlu Motor Isı Transferi Modeli Doğrulaması 48
3.1.3. 1 Boyutlu Motor Yanma Modeli Doğrulaması 51
3.2. Deneysel Test Sistemi Özellikleri ve Kurulumu 54
3.2.1. Tek Silindirli Araştırma Motoru ve Test Odası Özellikleri 54
3.2.2. Silindir İçi Basınç Ölçümü 60
3.3. Hesaplamalar ve Deneysel Test Prosedürü 61
3.3.1. Isıl Verim 61
3.3.2. Isı Açığa Çıkma Hızı ve Isı Transferi 62
3.3.3. Yanma Parametreleri 63
3.3.4. Yanma Kaynaklı Motor Gürültüsünün Hesaplanması 66
3.3.5. Egzoz Gaz Emisyonlarının Hesaplanması 68
3.3.6. Belirsizlik Analizi ve Varyasyon Katsayısı 69
4. BULGULAR VE TARTIŞMA 70
4.1. Yakıtların Yanma, Performans ve Emisyonlara Etkisi 72
4.1.1. İndike Ortalama Efektif Basınç 73
4.1.2. Fren Isıl Verim 75
4.1.3. Anlık Silindir İçi Gaz Basıncı Değişimi 76
4.1.4. Yanma Kaynaklı Motor Gürültüsü 78
4.1.5. Silindir İçi Gaz Sıcaklığı Değişimi 80
4.1.6. Isı Açığa Çıkma Hızı (RoHR) 80
4.1.7. Tutuşma Gecikmesi (ID) 82
4.1.8. Kümülatif Açığa Çıkan Isı Oranı (CuHR) 83
4.1.9. Toplam Yanma Süresi (BD) 85
4.1.10. Karbondioksit (CO_2) Emisyonu 86
4.1.11. Karbonmonoksit (CO) Emisyonu 87
4.1.12. Hidrokarbon Emisyonu 88
4.1.13. Kurum Emisyonu 90

4.1.14. NO_x Emisyonu 91
4.2. Enjeksiyon Zamanının Yanma, Performans ve Emisyonlara Etkisi 93
4.2.1. İndike Ortalama Efektif Basınç 93
4.2.2. Fren Isıl Verim 94
4.2.3. Anlık Silindir İçi Gaz Basıncı Değişimi 99
4.2.4. Yanma Kaynaklı Motor Gürültüsü 105
4.2.5. Silindir İçi Gaz Sıcaklığı Değişimi 106
4.2.6. Isı Açığa Çıkma Hızı (RoHR) 108
4.2.7. Tutuşma Gecikmesi (ID) 110
4.2.8. Kümülatif Açığa Çıkan Isı Oranı (CuHR) 113
4.2.9. Toplam Yanma Süresi (BD) 115
4.2.10. MBF Analizi 118
4.2.11. Karbondioksit (CO_2) Emisyonu 119
4.2.12. Karbonmonoksit (CO) Emisyonu 120
4.2.13. Hidrokarbon Emisyonu 121
4.2.14. Kurum Emisyonu 122
4.2.15. NO_x Emisyonu 124
4.3. Supap Zamanlamasının Yanma, Performans ve Emisyonlara Etkisi 125
4.3.1. İndike Ortalama Efektif Basınç 126
4.3.2. Fren Isıl Verim 130
4.3.3. Anlık Silindir İçi Gaz Basıncı Değişimi 132
4.3.4. Yanma Kaynaklı Motor Gürültüsü 135
4.3.5. Silindir İçi Gaz Sıcaklığı Değişimi 136
4.3.6. Isı Açığa Çıkma Hızı (RoHR) 138
4.3.7. Tutuşma Gecikmesi (ID) 140
4.3.8. Kümülatif Açığa Çıkan Isı Oranı (CuHR) 141
4.3.9. Toplam Yanma Süresi (BD) 143
4.3.10. MBF Analizi 144
4.3.11. Karbondioksit (CO_2) Emisyonu 145
4.3.12. Karbonmonoksit (CO) Emisyonu 146
4.3.13. Hidrokarbon Emisyonu 147
4.3.14. Kurum Emisyonu 148
4.3.15. NO_x Emisyonu 149
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER 151
KAYNAKLAR 155
KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER 169
ÖZGEÇMİŞ 170

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Emisyon seviyelerinin yıllara göre değişimi (Euro 1-6) 9
Şekil 2.2. FT dizel (solda) ve tipik dizel (sağda) yanması 11
Şekil 2.3. Dizel (solda) ve FT dizel (sağda) silindir içi basınç verileri 14
Şekil 2.4. 1996-2024 yılları arasında farklı yakıtlarla yapılan yayın çalışmaları 22
Şekil 3.1. Tez çalışmasında izlenen yöntem 25
Şekil 3.2. 1B motor modeli şematik gösterimi 32
Şekil 3.3. Tek silindirli motor egzoz ve emme supapları kalkış eğrileri 34
Şekil 3.4. Tek silindirli motor supap zamanlama diyagramı 34
Şekil 3.5. 1B motor modeli supap geometrik bilgileri 35
Şekil 3.6. 1B motor modeli supap zamanlaması 35
Şekil 3.7. 1B motor modeli silindir özellikleri 36
Şekil 3.8. 1B motor modeli yanma modelleri 37
Şekil 3.9. Pistonun krank açısına bağlı olarak hareket denklemi 41
Şekil 3.10. Teorik hesaplanan silindir içi gaz basıncı 42
Şekil 3.11. 1B model ile motor testi tork ölçümü karşılaştırması 43
Şekil 3.12. 1B model ile motor testi silindir içi basınç karşılaştırması 43
Şekil 3.13. Dinamometre testi ile elde edilen silindir içi gaz basıncı eğrileri 45
Şekil 3.14. 1B motor modeli ile elde edilen silindir içi gaz basıncı eğrileri 45
Şekil 3.15. Test ve 1B model ile elde edilen silindir içi basınç değerleri 46
Şekil 3.16. Motor sürtünme kaybı modelleri karşılaştırması 48
Şekil 3.17. 1B motor modeli ısı transferi modelleri 49
Şekil 3.18. Woschni ve Hohenberg ısı transferi modelleri karşılaştırması 51
Şekil 3.19. Silindir içi gaz basıncı karşılaştırması 52
Şekil 3.20. Tork karşılaştırması 52
Şekil 3.21. İndike ortalama efektif basınç (IMEP) karşılaştırması 53
Şekil 3.22. Özgül yakıt tüketimi karşılaştırması 53
Şekil 3.23. Egzoz gaz sıcaklığı karşılaştırması 54
Şekil 3.24. Tek silindirli motor test odası genel görünümü 55
Şekil 3.25. Motor test düzeneği ve motor dinamometresi yerleşim şeması 56
Şekil 3.26. Yakıt değişim kolaylığı sağlayan harici yakıt tankı 57
Şekil 3.27. Ana enjeksiyon yakıt miktarı (mg) 59
Şekil 3.28. Ana enjeksiyon püskürtme açısı (ÜÖNö) 59
Şekil 3.29. Kızdırma bujisi (solda) ve silindir içi basınç sensörü (sağda) 60
Şekil 3.30. AVL X-ion Silindir içi basınç ölçüm sistemi şematik gösterimi 61
Şekil 3.31. Yanma parametrelerinin gösterimi 65
Şekil 3.32. AVL Concerto yanma parametreleri hesaplama ara yüzü 67
Şekil 4.1. Sırası ile E20B4, D100 ve FT100 yakıtları 71
Şekil 4.2. E20B4 yakıt karışımında faz ayrışması 71
Şekil 4.3. Kam mili üzerinden egzoz profilinin kaydırılması 72
Şekil 4.4. Yakıtların IMEP üzerindeki etkisi 74
Şekil 4.5. Yakıtların fren ısıl verim üzerindeki etkisi 75
Şekil 4.6. Yakıtların gaz basıncı üzerindeki etkisi - 1400 dev/dak 77
Şekil 4.7. Yakıtların gaz basıncı üzerindeki etkisi - 1800 dev/dak 77
Şekil 4.8. Yakıtların gaz basıncı üzerindeki etkisi - 2200 dev/dak 78
Şekil 4.9. Yakıtların yanma kaynaklı motor gürültüsü üzerindeki etkisi 79
Şekil 4.10. Yakıtların silindir içi gaz sıcaklığı üzerindeki etkisi 80

Şekil 4.11. Yakıtların ısının açığa çıkma hızı üzerindeki etkisi 81
Şekil 4.12. Yakıtların tutuşma gecikmesi üzerindeki etkisi..... 82
Şekil 4.13. Yakıtların açığa çıkan ısı üzerindeki etkisi..... 84
Şekil 4.14. Yakıtların yanma süresi üzerindeki etkisi..... 85
Şekil 4.15. Yakıtların CO_2 emisyonu üzerindeki etkisi 86
Şekil 4.16. Yakıtların CO emisyonu üzerindeki etkisi 88
Şekil 4.17. Yakıtların HC emisyonu üzerindeki etkisi 89
Şekil 4.18. Yakıtların kurum emisyonu üzerindeki etkisi..... 90
Şekil 4.19. Yakıtların NO_x emisyonu üzerindeki etkisi..... 91
Şekil 4.20. Enjeksiyon zamanının IMEP üzerindeki etkisi – D100..... 95
Şekil 4.21. Enjeksiyon zamanının IMEP üzerindeki etkisi – FT100..... 96
Şekil 4.22. Enjeksiyon zamanının IMEP üzerindeki etkisi – E20B4 97
Şekil 4.23. Enjeksiyon zamanının fren ısıl verim üzerindeki etkisi – D100..... 98
Şekil 4.24. Enjeksiyon zamanının fren ısıl verim üzerindeki etkisi – FT100..... 98
Şekil 4.25. Enjeksiyon zamanının fren ısıl verim üzerindeki etkisi – E20B4 99
Şekil 4.26. Enjeksiyon zamanının silindir içi basınç üzerindeki etkisi – D100..... 101
Şekil 4.27. Enjeksiyon zamanının silindir içi basınç üzerindeki etkisi – FT100..... 102
Şekil 4.28. Enjeksiyon zamanının silindir içi basınç üzerindeki etkisi – E20B4 103
Şekil 4.29. Enjeksiyon zamanının vuruntu üzerindeki etkisi..... 104
Şekil 4.30. Enjeksiyon zamanının yanma gürültüsü üzerindeki etkisi 106
Şekil 4.31. Farklı enjeksiyon zamanlarına ait silindir içi gazı sıcaklık eğrileri..... 107
Şekil 4.32. Enjeksiyon zamanının RoHR üzerindeki etkisi – 1400 dev/dak 109
Şekil 4.33. Enjeksiyon zamanının RoHR üzerindeki etkisi – 1800 dev/dak 109
Şekil 4.34. Enjeksiyon zamanının RoHR üzerindeki etkisi – 2200 dev/dak 110
Şekil 4.35. Enjeksiyon zamanının tutuşma gecikmesi üzerindeki etkisi – D100 111
Şekil 4.36. Enjeksiyon zamanının tutuşma gecikmesi üzerindeki etkisi – FT100..... 112
Şekil 4.37. Enjeksiyon zamanının tutuşma gecikmesi üzerindeki etkisi – E20B4 112
Şekil 4.38. Enjeksiyon zamanının açığa çıkan ısı üzerindeki etkisi – D100 113
Şekil 4.39. Enjeksiyon zamanının açığa çıkan ısı üzerindeki etkisi – FT100..... 114
Şekil 4.40. Enjeksiyon zamanının açığa çıkan ısı üzerindeki etkisi – E20B4 114
Şekil 4.41. Enjeksiyon zamanının yanma süresi üzerindeki etkisi – D100 116
Şekil 4.42. Enjeksiyon zamanının yanma süresi üzerindeki etkisi – FT100 116
Şekil 4.43. Enjeksiyon zamanının yanma süresi üzerindeki etkisi – E20B4..... 117
Şekil 4.44. CO_2 emisyonunun enjeksiyon zamanına göre değişimi..... 120
Şekil 4.45. CO emisyonunun enjeksiyon zamanına göre değişimi..... 121
Şekil 4.46. Hidrokarbon emisyonunun enjeksiyon zamanına göre değişimi..... 122
Şekil 4.47. Kurum emisyonunun enjeksiyon zamanına göre değişimi..... 123
Şekil 4.48. NO_x emisyonunun enjeksiyon zamanına göre değişimi 124
Şekil 4.49. Egzoz supap açılma zamanının öne alınması 125
Şekil 4.50. Supap zamanlamasının IMEP üzerindeki etkisi – D100 127
Şekil 4.51. Supap zamanlamasının IMEP üzerindeki etkisi – FT100..... 128
Şekil 4.52. Supap zamanlamasının IMEP üzerindeki etkisi – E20B4 129
Şekil 4.53. Supap zamanlamasının fren ısıl verim üzerindeki etkisi – D100 130
Şekil 4.54. Supap zamanlamasının fren ısıl verim üzerindeki etkisi – FT100 131
Şekil 4.55. Supap zamanlamasının fren ısıl verim üzerindeki etkisi – E20B4..... 131
Şekil 4.56. Supap zamanlamasının silindir içi gaz basıncı üzerindeki etkisi 133
Şekil 4.57. Supap zamanlamasının vuruntu üzerindeki etkisi 134
Şekil 4.58. Supap zamanlamasının yanma gürültüsü üzerindeki etkisi..... 135

Şekil 4.59. Supap zamanlamasının silindir içi gaz sıcaklığı üzerindeki etkisi 137
Şekil 4.60. Supap zamanlamasının RoHR üzerindeki etkisi – 1400 dev/dak..... 138
Şekil 4.61. Supap zamanlamasının RoHR üzerindeki etkisi – 1800 dev/dak..... 139
Şekil 4.62. Supap zamanlamasının RoHR üzerindeki etkisi – 2200 dev/dak..... 139
Şekil 4.63. Supap zamanlamasının tutuşma gecikmesi üzerindeki etkisi..... 140
Şekil 4.64. Supap zamanlamasının açığa çıkan ısı üzerindeki etkisi – D100..... 141
Şekil 4.65. Supap zamanlamasının açığa çıkan ısı üzerindeki etkisi – FT100 142
Şekil 4.66. Supap zamanlamasının açığa çıkan ısı üzerindeki etkisi – E20B4..... 142
Şekil 4.67. Supap zamanlamasının toplam yanma süresi üzerindeki etkisi..... 143
Şekil 4.68. Supap zamanlamasının CO_2 emisyonu üzerindeki etkisi 145
Şekil 4.69. Supap zamanlamasının CO emisyonu üzerindeki etkisi..... 146
Şekil 4.70. Supap zamanlamasının HC emisyonu üzerindeki etkisi..... 147
Şekil 4.71. Supap zamanlamasının kurum üzerindeki etkisi 149
Şekil 4.72. Supap zamanlamasının NO_x emisyonu üzerindeki etkisi 150

TABLOLAR DİZİNİ

Tablo 2.1. Dizel yakıtların özelliklerinin yıllara göre değişimi 9
Tablo 2.2. Tipik dizel ile LTFT ve HTFT dizel karşılaştırması 12
Tablo 2.3. FT dizel yakıtın tipik dizel yakıtına göre karşılaştırması 17
Tablo 3.1. Konvansiyonel dizel ve FT dizel özellikleri 27
Tablo 3.2. Dizel, etanol ve 2-bütanol özellikleri 28
Tablo 3.3. Dizel-etanol test yakıtı özellikleri 29
Tablo 3.4. Motor test matrisi 30
Tablo 3.5. Testlerde kullanılan yakıtlar ve özellikleri 30
Tablo 3.6. Tek silindirli motor geometrik ölçüleri 33
Tablo 3.7. Motor sürtünme modeli doğrulaması 40
Tablo 3.8. Motor dinamometre egzoz gaz sıcaklığı ve blow-by ölçümü 46
Tablo 3.9. 1-B motor modeli motor sürtünme kayıpları modelleri karşılaştırması 47
Tablo 3.10. Woschni ve Hohenberg ısı transferi modelleri karşılaştırması 50
Tablo 3.11. Woschni ve Hohenberg ısı transferi modelleri karşılaştırması 50
Tablo 3.12. Tek silindirli araştırma motoru teknik özellikleri 55
Tablo 3.13. Motor test odasında kullanılan cihazların ölçüm hassasiyetleri 57
Tablo 3.14. Egzoz emisyon ölçüm cihazlarının ölçüm hassasiyetleri 58
Tablo 4.1. Maksimum yanma basıncının görüldüğü açı 100
Tablo 4.2. Farklı SOI zamanlarının ve yakıtların yanma başlangıcı (ÜÖNö) 110
Tablo 4.3. Enjeksiyon zamanının tutuşma gecikmesi üzerindeki gecikmesi 113
Tablo 4.4. Enjeksiyon zamanının toplam yanma süresi üzerine etkisi 117
Tablo 4.5. Enjeksiyon zamanlamasının yanma süresi üzerine etkisi (MBF50) 118
Tablo 4.6. Enjeksiyon zamanlamasının yanma süresi üzerine etkisi (MBF90) 119
Tablo 4.7. Maksimum yanma basıncının görüldüğü açı 134
Tablo 4.8. Supap zamanlamasının tutuşma gecikmesi üzerindeki etkisi 141
Tablo 4.9. Supap zamanlamasının yanma süresi üzerine etkisi (MBF50) 144
Tablo 4.10. Supap zamanlamasının yanma süresi üzerine etkisi (MBF90) 144

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

C_v : sabit hacimdeki özgül ısı
C_p : sabit basınçtaki özgül ısı
MBF50 : Mass Burn Fraction 50% (Yakıt Kütlesinin %50'sinin Yandığı An)
MBF90 : Mass Burn Fraction 90% (Yakıt Kütlesinin %90'ının Yandığı An)
κ : özgül ısılar oranı
ρ : özkütle (kg/m^3)

Kısaltmalar

1B : 1 Boyutlu
AB : Avrupa Birliği
AC : Alternating Current (Alternatif Akım)
ASTM : American Society for Testing Materials (Amerika Test Materyalleri Topluluğu)
BD : Burn Duration (Yanma Süresi)
bsfc : brake specific fuel consumption (fren özgül yakıt tüketimi)
BSN : Bosch Smoke Number (Bosch Kurum Sayısı)
CN : Cetane Number (Setan Sayısı)
CoV : Coefficient of Variation (Varyasyon Katsayısı)
CO : Karbonmonoksit
CO_2 : Karbondioksit
CRDI : Common Rail Direct Injection (Ortak Raylı Direk Enjeksiyon)
CTL : Coal to Liquid (Kömürden Sıvıya)
CuHR : Cumulative Heat Release Rate (Kümülatif Açığa Çıkan Isı Oranı)
EC : European Commission (Avrupa Komisyonu)
EOC : End of Combustion (Yanma Sonu)
EPA : Environmental Protection Agency (Çevreyi Koruma Ajansı)
ESC : European Stationary Cycle (Avrupa Sabit Çevrimi)
FID : Flame Ionization Detector (Alev İyonlaştırma Dedektörü)
GTL : Gas to Liquid (Gasdan Sıvıya)
HC : Hidrokarbon
HTFT : High Temperature Fischer Tropsch (Yüksek Sıcaklık Fischer Tropsch)
ID : Ignition Delay (Tutuşma Gecikmesi)
IMEP : Indicated Mean Effective Pressure (İndike Ortalama Efektif Basınç)
LTFT : Low Temperature Fischer Tropsch (Düşük Sıcaklık Fischer Tropsch)
MPRR : Maximum Pressure Rise Rate (Maksimum Basınç Artış Hızı)
NO_x : Azotoksitler
P_{max} : Maksimum Silindir İçi Gaz Basıncı
RoHR : Rate of Heat Release (Isı Açığa Çıkma Hızı)
SCR : Selective Catalytic Reduction (Seçici Katalitik İndirgeme)
STD : Standard Deviation (Standart Sapma)
SOC : Start of Combustion (Tutuşma Başlangıcı)
SOI : Start of Injection (Enjeksiyon Başlangıç Zamanı)
UFP : Ultra Fine Particle (Çok İnce Taneli Partikül)
ÜÖNö : Üst Ölü Noktadan Önce

YERLİ LİNYİT VE ALKOL KÖKENLİ YAKITLARIN KULLANILDIĞI BİR DİZEL MOTORDA SUPAP VE ENJEKSİYON ZAMANI DEĞİŞİMİNİN YANMA VE EMİSYONLAR ÜZERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

ÖZET

Dizel motorlar, yüksek verim ve dayanımları ile günümüzde de tercih edilmektedir. Avrupa Birliği, Paris İklim Anlaşması kapsamındaki taahhütlerine ulaşmak için dizel motor kaynaklı emisyon limitlerini her geçen gün sıkılaştırmaktadır. Avrupa Komisyonu tarafından beyan edilen NO_x ve kurum limitlerinin sağlanabilmesi için egzoz gazı arıtma sistemlerinin kullanılması gerekmektedir. AB, 2009/28/EC direktifi ile petrol kökenli yakıtların sera gazı etkisini azaltmak için oksijen içeriği yüksek alternatif yakıtların kullanımını teşvik etmektedir. Amerika Birleşik Devletleri'nde EPA, 2011 yılından itibaren petrol kökenli yakıtlara %10-15 oranında etanol ilave edilmesini tavsiye ederek alternatif yakıt kullanımını teşvik etmiştir. Artan çevre sorunları nedeniyle AB ve EPA'nın açıkladığı düzenlemeler, fosil yakıtlara alternatif olan yakıtların gelişmesini tetiklemiştir.

Araştırmacılar ve otomotiv şirketleri, emisyon düzenlemelerinin sıkılaşması ile birlikte dizel motorlarda yanma sürecini iyileştirmek için yoğun çalışmalar yapmaktadırlar. Özellikle NO_x emisyonlarının azaltılmasında yakıt enjeksiyon başlangıç zamanının değiştirilmesi, getirilen çözüm önerilerinden biridir. Bu tez çalışmasında petrol kaynaklı yakıtlara alternatif olarak Fischer-Tropsch (FT) yöntemi ile yerli linyit kullanılarak üretilen dizel ve etanol-2-bütanol-dizel yakıt karışımı kullanımının, farklı enjeksiyon ve supap zamanlarına bağlı olarak motor performans ve emisyonları üzerine etkisi incelenmiştir. Bu tez çalışmasında seçilen yakıtlar ile CO_2 emisyonunda %7 iyileşme sağlanır iken kurum oluşumunda %45 azalma elde edilmiştir. Ayrıca FT yakıtta enjeksiyon başlangıç zamanının değiştirilmesi ile CO emisyonunda %40, HC emisyonunda %94 ve NO_x emisyonunda %63 oranında azalma tespit edilmiştir. Bu tez çalışmasında aynı zamanda egzoz supabının açılma zamanı değiştirilmiştir. Supap zamanının değiştirilmesi ile kurum ve NO_x emisyonlarının önemli oranda değiştiği tespit edilmiştir. Diğer taraftan egzoz supabının erken açılması ile indike ortalama efektif basınçta %6'ya kadar artış görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Egzoz Supap Zamanlaması, Enjeksiyon Zamanlaması, Etanol-Dizel Karışımları, Fischer-Tropsch Sentezi Dizel Yakıt, Motor Performans ve Emisyonları.

INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF VALVE AND INJECTION TIME VARIATION ON COMBUSTION AND EMISSIONS IN A DIESEL ENGINE USING DOMESTIC LIGNITE AND ALCOHOL BASED FUELS

ABSTRACT

Diesel engines are still preferred today due to their high efficiency and durability. The European Union is tightening diesel engine emission limits day by day to meet its commitments under the Paris Climate Agreement. Exhaust gas treatment systems must be used to meet the NO_x and particulate matter limits set by the European Commission. The EU, with directive 2009/28/EC, encourages the use of high oxygen content alternative fuels to reduce the greenhouse gas effects of petroleum-based fuels. In the United States, the EPA has promoted the use of alternative fuels by recommending the addition of 10-15% ethanol to petroleum-based fuels since 2011. Due to increasing environmental issues, regulations announced by the EU and EPA have triggered the development of fuels alternative to fossil fuels.

Researchers and automotive companies are working intensively to improve the combustion process in diesel engines as emission regulations become more stringent. One proposed solution to reduce NO_x emissions is to change the start time of fuel injection. In this thesis, the effects of diesel fuel that is produced from domestic lignite with the Fischer-Tropsch (FT) method and an ethanol-isobutanol-diesel fuel mixture, as alternatives to petroleum-based fuels, on engine performance and emissions were examined, depending on different injection and valve timings. With the selected fuels in this thesis, a 7% reduction in CO_2 emissions and a 45% reduction in soot were achieved. Additionally, it was found that by changing the start of injection with FT fuel, CO emissions decreased by 40%, HC emissions by 94% and NOx emissions by 63%. In this thesis, the opening time of the exhaust valve was also changed. It was found that changing the valve timing significantly affected soot and NO_x emissions. On the other hand, an increase of up to 6% in indicated mean effective pressure was observed with the early opening of the exhaust valve.

Keywords: Exhust Valve Timing, Injection Timing, Ethanol-Diesel Blends, Fischer-Tropsch Synthesized Diesel Fuel, Engine Performance and Emission.

1. GİRİŞ

Uluslararası Enerji Ajansı'nın (UEA) tahminlerine göre dünya enerji arzında birinci sırada yer alan fosil yakıtlarına olan talep 2015 yılında 13,7 milyar ton eş değer petrol iken 2040 yılında yaklaşık %30 artışla 19,3 milyar ton eş değer petrol olması beklenmektedir. Fosil yakıtların birincil enerji talebini karşılamadaki payı son yirmi yıla kadar %80'dir. Fosil yakıtların birincil enerji kaynağı olarak kullanımının azaltılması için farklı senaryolar oluşturulmuştur. STEPS (Stated Policies Scenario) sanayi öncesi seviyeye kıyasla 2100 yılı itibarıyla küresel sıcaklığın 2,6°C artmasına yol açacak olan, enerji arzının gelecekteki gelişimine yönelik bir yaklaşımı temsil etmektedir. APS (Announced Policies Scenario) 2100 yılına kadar 1,7°C'lik tahmini sıcaklık artışıyla ilişkilidir. NZE (Net Zero Emission) ise küresel ısınmayı 1,5°C ile sınırlamayı amaçlamakta, enerji verimliliğinde ve tüketici davranışı değişikliklerinde agresif kazanımlar elde edileceğini varsaymaktadır. Devletler enerji ve iklim politikaları ile oluşturulan farklı senaryolara göre fosil yakıtların birincil enerji talebini karşılamadaki oranlarının 2030 yılına kadar STEPS'te %73'e, APS'de %69'a ve NZE senaryosunda ise %62'ye düşmesi hedeflenmektedir (URL-1) . Bütün senaryolarda enerji talebinin yüksek oranda fosil yakıtlar ile karşılanacağı aşikârdır. Diğer taraftan UEA tarafından fosil yakıt kullanımında 2040 yılında bir azalma beklenirken, yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımında artış beklenmektedir (URL-1).

2016 yılında dünyada 86,4 milyon adet araç satılmış olup bu araçların 85,6 milyonu konvansiyonel araçlardan oluşmaktadır (URL-2). UEA'nın yayınlamış olduğu rapora göre 2022 yılında satışı yapılan binek araçlarında %85,6'sı konvansiyonel bir içten yanmalı motora sahiptir (URL-2). S&P'nin 2023 yılında yayınlamış olduğu rapora göre (URL-3) göre 2024 yılında 88,3 milyon binek araç satışı öngörülmekte ve içten yanmalı motor kullanan binek araç satışının toplam araç satışı içerindeki oranının %84 olması beklenmektedir. İçten yanmalı motor pazarı ile ilgili 2022 yılında yayınlanmış diğer bir rapora göre (URL-4) 2022 yılında dünya genelinde 181 milyondan fazla içten yanmalı motor üretimi yapılmış olup 2030 yılına kadar da yıllık %9,2 büyüme ile üretim adetlerinin artacağı beklenmektedir. Elektrikli güç aktarma organlarının içten yanmalı motorlar ile birlikte kullanılması sayesinde yakıt tüketimini iyileştirilmesi sağlanmış ve içten yanmalı motor pazarın büyümesini sağlayan önemli bir faktör olmuştur. Diğer

taraftan küresel bazda elektrikli araç altyapısının henüz tamamlanamamış olması içten yanmalı motor pazarının yükselişinde etkin rol oynamaktadır.

Sanayi devrimi ve içten yanmalı motorlarla çalışan araçların yaygın kullanımı, ham petrolden yakıt üretiminin önemini artırmıştır. Çeşitli güçlerdeki dizel yakıtlı motorlar yakıt verimliliği, güvenilirliği ve dayanıklılığı nedeniyle ulaşımda, enerji üretiminde ve tarım makinelerinde kullanılmaktadır (Reitz, 2013). Dizel yakıtlı motorların yaygınlaşmasını etkileyen faktörler, sınırlı petrol rezervleri ve her geçen gün daha sıkı hale gelen emisyon standartlarıdır. Binek otomobiller dışında otomotiv, yol dışı ve elektrik üretimi ihtiyaçları için dizel yakıtlı motorlara olan ihtiyacın uzun yıllar devam etmesi öngörülmektedir (Jones ve diğ., 2022).

Günümüzde, artan taşıt sayısı ile birlikte her geçen gün fosil yakıtlara olan talep de artmaktadır. Dünyadaki petrol üretimi 2019 yılında 95,2 milyon varil/gün olarak belirlenmiştir. 2019 yılı dünya geneli petrol rezervi 1.733,9 milyar varil olarak tespit edilmiştir. Petrol rezervlerinin dağılımı birkaç ülke üzerinde yoğunlaşmaktadır. 832,3 milyar varil (%48) petrol rezervi ile Orta Doğu ülkeleri birinci sırada, 329,4 milyar varil (%19) petrol rezervi ile Güney ve Orta Amerika ülkeleri ikinci sırada ve 242,8 milyar varil (%14) petrol rezervi ile Kuzey Amerika ülkeleri üçüncü sırada yer almaktadır (URL-5) . 2021 yılında ham petrol üretimi 4 milyar 222 milyon ton olup, 2021 yılında toplam üretimin %42'sini ABD, Rusya ve Suudi Arabistan karşılamıştır. Ham petrol fiyatları tarih boyunca ekonomik krizlerden ve salgın hastalıklardan etkilenmiştir. 1973 ve 1979 enerji krizleri, Arap ambargosu ve İran devrimi petrol piyasasını etkileyen krizlere örnek olarak verilebilir. Bu bağlamda enerji kaynağı konusunda yurtdışı bağımlılığın azaltılması önem arz etmektedir. Fosil yakıt rezervlerinin azalması ve artan çevre sorunlarına ilişkin endişeler, petrol bazlı yakıtlara alternatiflerin geliştirilmesini tetiklemiştir. Birçok ülke ulaştırma sektörü için akaryakıt üretmenin alternatif yollarını aramaktadır.

Petrol rezervlerinin sınırlı olmasından dolayı fosil yakıtlara alternatif olarak daha çevreci, yenilenebilir ve ülkelerin kendi yerel kaynaklarından üretilebilecek yakıtlar üzerine araştırmalar yapılmaktadır. Alternatif yakıtların içten yanmalı motorlarda kullanılması sera gazlarını azaltmak için umut verici bir çözüm sunmaktadır.

Kömürden sıvı dizel yakıtı üretimi, özellikle Çin, Hindistan, Endonezya ve Güney Afrika gibi kömür üretimine sahip ülkelerde büyük ilgi gören umut verici bir alternatif yakıt olarak görülmektedir (Christophers, 2022; Z. Liu ve diğ., 2010; Wang ve diğ., 2022).

Araştırmacılar fosil yakıtların yanması sonucu açığa çıkan zararlı egzoz gazlarının çevre ve insan sağlığı üzerine etkilerini ifade etmişlerdir (Adigüzel, 2013; Gouveia ve Oliveira, 2009; Searchinger ve diğ., 2008). 19. Yüzyılın ortalarından 21. Yüzyılın başına kadar geçen sürede fosil kökenli yakıtların yanması sonucu atmosfere salınan toplam karbon miktarı yaklaşık 270 milyar tondur (Adigüzel, 2013; Lal, 2004). Atmosferdeki CO_2 oranı 1880 yılından bugüne %42 artarak en yüksek seviyeye ulaşmıştır. Önlem alınmaz ise atmosferdeki CO_2 miktarının 2040 yılında 450 ppm değerine ulaşması beklenmektedir (URL-6).

Her geçen gün dizel motorlar için egzoz emisyon regülasyonları sıkılaşmakta ve bugüne kadar sınırlandırılmamış yanma sonu ürünlerini de kapsayacak sınırlamalar getirilmektedir. Bunun yanında tüm ülkelerin emisyon regülasyonları daha verimli ve çevreci motoru olan araçların kullanımını zorunlu kılmaktadır (McCormick, 2016). Avrupa Birliği (AB) gibi topluluklar ülkelerin, enerji kaynağı olarak fosil yakıtların kullanımını sınırlayıp alternatif enerji kaynaklarının kullanımını teşvik edecek direktifler yayınlamaktadır (Gizlenci, Şahin; Acar, 2008). AB, düzenlemeye dayalı emisyon azaltımına öncülük etmekte ve emisyonların düşürülmesi için hedefler belirlemektedir. AB, 2015 ve 2021 yılları için filo ortalama CO_2 emisyon hedeflerini, 2007 filo ortalamasına kıyasla, sırasıyla %18 ve %40 oranında azaltmıştır (URL-7). AB tarafından açıklanan direktifler, 2030 yılından itibaren uygulanması beklenen emisyon normlarının güçlendirilmesini amaçlamakta ve içten yanmalı motorlu araçlar için 2035 yılından itibaren %100 emisyon azaltımı hedefi koymaktadır (URL-8). AB'nin fosil yakıt rezervlerine ilişkin endişeleri ve artan çevre sorunları nedeniyle açıkladığı hedefler, fosil yakıtlara alternatiflerin geliştirilmesini tetiklemiştir. AB tarafından 8 Mayıs 2003 yılında yayınlanan bir direktifte yenilenebilir yakıt kullanımı teşvik edilmektedir. Bu direktife göre; 31 Aralık 2005 tarihinde %2,31 oranında kullanımla başlamak üzere Aralık 2010 itibariyle %5,75, 2020'de %10 ve 2030'da %25 biyoyakıt kullanımı hedeflenmiştir (Koçtürk ve Avcioğlu, 2012). Bu kapsamda ülkemizde Resmi Gazete'de yayınlanan

yönetmelik ile ithal edilen akaryakıta en az %3 oranında yerli tarım ürünlerinden elde edilen etanolün katılması zorunlu hale getirilmiştir (URL-9).

Küresel ısınmanın yeryüzü üzerinde yaratmış olduğu tahribatların durdurulmasına yönelik 197 ülke tarafından imzalanan Paris İklim Anlaşması ile çeşitli taahhütler verilmiştir. Paris İklim Anlaşması'na göre, emisyon azaltım adımlarıyla küresel sıcaklık artışını sınırlamak, 2035'e kadar CO_2 emisyonlarını %40 azaltmak ve 2050 itibariyle tüm gezegende karbon-nötr hedefine ulaşmak hedeflenmektedir (Labeckas ve diğ., 2017).

Paris İklim Anlaşması ile 2050 yılında karbon-nötr gezegen ve AB Komisyonu'nun açıkladığı Yeşil Mutabakat çerçevesi ile de karbon-nötr ilk kıta olma hedefleriyle ülkeler, bir dizi derinden dönüştürücü politikalar tasarlamayı, Ar-Ge ve yenilik projeleri yoluyla bu hedeflere katkı sunmayı amaçlamaktadırlar. Avrupa Komisyonu enerji, iklim değişimi ve çevre politikaları oluşturmaktadır. AB politikası çevreyi korumayı ve iklim, insan sağlığı ve biyolojik çeşitliliğe yönelik riskleri en aza indirmeyi amaçlamaktadır. 2050 vizyonu ile hava, su ve toprak kirliliğinin, gezegenimizin başa çıkabileceği sınırlara düşürülmesi ve böylece toksik olmayan bir çevre yaratılması hedeflenmiştir. Bu hedefler şunları içermektedir:

- Hava kirliliğinin neden olduğu erken ölümlerin sayısını %55 azaltmak için hava kalitesinin iyileştirilmesi;
- Atıkları, denizdeki plastik çöpleri (%50 oranında) ve çevreye salınan mikroplastikleri (%30 oranında) azaltarak su kalitesini artırmak;
- Besin kayıplarını ve kimyasal pestisit kullanımını %50 azaltarak toprak kalitesini artırmak;
- Hava kirliliğinin biyolojik çeşitliliği tehdit ettiği AB ekosistemlerinin %25 oranında azaltılması;
- Ulaşım gürültüsünden kronik olarak rahatsız olan kişilerin oranının %30 azaltılması;
- Atık oluşumunu önemli ölçüde azaltılmak ve belediye atığını %50 oranında azaltmaktır.

Eylem planı, daha sağlıklı, sosyal açıdan daha adil bir Avrupa ve gezegen yaratırken AB'nin yeşil, dijital ve ekonomik liderliğini güçlendirmeyi amaçlamaktadır (URL-8).

7 Ekim 2021 tarihli resmi gazetede yayımlanarak onaylanan ve yasal bağlayıcılığı olan anlaşmanın kararlarına göre, Türkiye 2030'a kadar mevcutta öngörülen karbon salımını %21 azaltma, 2053 yılında karbon-nötr hedefine ulaşmak hedefinde olduğunu bildirmiştir.

Enerji üretiminde ve taşımacılıkta fosil yakıtların birincil enerji kaynağı olması, elektrikli araç teknolojileri altyapısının bütün taşımacılık alanları için henüz hazır olmaması, çevre ve iklim değişikliği sebepleri ile bir dizi direktif ile daha sıkı emisyon limitlerinin belirlenmesi, motor üreticilerini daha çevreci ve sürdürülebilir motor teknolojileri konusunda çalışmaya zorlamaktadır. Bu yüzden, içten yanmalı motorlarda alternatif yakıtların kullanılması, performans, yanma ve egzoz emisyon karakteristiklerinin belirlenmesi ile ilgili çalışmalar güncelliğini korumaktadır. Ticari araçlarda esas olarak petrol kökenli dizel kullanılmakta ve sıkıştırma ateşlemeli motorlarda kömür bazlı Fisher-Tropsch (FT) sentezi ile elde edilen dizelin kullanılması petrol rezervi eksikliğini giderebileceği ve kömür kaynaklarının çevre dostu olarak kullanılabileceği düşünülmektedir (Geng ve diğ., 2023).

Bilindiği gibi sera gazı emisyonlarının kontrol altına alınması küresel ısınmanın azaltılmasında hayati bir rol oynamaktadır. İçten yanmalı motorlardan kaynaklanan egzoz emisyonlarının sera gazı konsantrasyonu üzerindeki etkilerine yönelik çözüm önerilerine artan bir ihtiyaç vardır. Bunlar, dizel motorlar için alternatif enerji kaynakları alanındaki geliştirme ve araştırma faaliyetlerinin ana itici güçleridir. Fischer-Tropsch (FT) sentezi alternatif dizel yakıt üretmek için bilinen bir yaklaşımdır. Taşımacılıkta kömür bazlı FT dizel yakıtının kullanılması, petrol kıtlığını çözebilir ve temiz kömür kullanımını teşvik edebilir.

Dizel motorlar, yüksek verimlilikleri ve güvenilirlikleri nedeniyle ulaşımda yaygın olarak kullanılmaktadır. Ancak dizel motorlardan kaynaklanan, özellikle kurum ve NO_x gibi zararlı egzoz emisyonlarını azaltmak için dünya çapında çaba sarf edilmektedir. En büyük zorluk, egzoz gazı emisyonlarının ve karbon bazlı partikül kirleticilerin aynı anda azaltılmasının sağlanmamasıdır. Bunu sağlamak için hem silindir içi yöntemlerin (egzoz gazı resirkülasyonu-EGR, farklı yanma stratejileri vb.) hem de egzoz gazı arıtma sistemlerinin (dizel partikül filtresi, katalistler, SCR vb.) kombine uygulaması gerekmektedir. Silindir içi yöntemler genellikle egzoz emisyonlarının kontrolünde

önemli bir etkiye sahip olan supap zamanlaması, yakıt enjeksiyon zamanlaması ve yakıt türü olmak üzere üç parametreyle uygulanabilmektedir.

Literatürde Fisher-Tropsch sentezi ile elde edilen dizel yakıtının alternatif yakıt olarak dizel motorlarda kullanımı ile ilgili çalışmalar oldukça sınırlıdır. Bununla birlikte FT dizel ve alkol bazlı yakıtların farklı oranlarda karıştırılması ile oluşturulan yakıtlar ile ilgili çalışmalar da oldukça sınırlıdır. Sıkıştırma ateşlemeli motorlarda FT dizel yakıtı kullanan sınırlı sayıda çalışma bulunmaktadır ve bu çalışmaların çoğu yalnızca motor performansı veya egzoz emisyonları ile ilgilidir.

Türkiye'de, yakıtların püskürtme karakteristiklerinin incelenmesi üzerine yapılmış çalışma sayısı az olmakla birlikte FT dizel yakıt ile bu alanda yapılmış uluslararası çalışmalara da son yıllarda rastlanmaktadır. FT dizel yakıtın kullanıldığı çalışmalarda çok kez motor performansına ve emisyonlara odaklanılmıştır. Bununla birlikte alternatif dizel yakıtın püskürtme parametreleri değiştirilerek yapılan çalışmada NO_x ve partikül kütlesinde daha fazla azalmanın olduğu görülmüştür (Shi ve diğ., 2018).

Bu doktora tez çalışması kapsamında tek silindirli bir dizel motor üzerinde testler gerçekleştirilmiştir. Motor üzerinde bulunan ortak raylı yüksek basınç yakıt püskürtme sistemi bir yazılım tarafından kontrol edilerek yakıt istenen zamanda ve miktarda püskürtülebilmektedir. Ayrıca, motorun egzoz supap zamanı kam mili üzerinden ilgili kam pozisyonu değiştirilerek ayarlanabilmektedir. Motor devri, yakıt miktarı, yağ sıcaklığı ve basıncı, soğutma suyu sıcaklığı ve basıncı ile emme havası sıcaklığı sabit tutularak gerçekleştirilen testlerde, petrol kökenli dizel, Fisher-Tropsch (FT) yöntemi ile yerli linyitten elde edilen dizel yakıt ve dizel-etanol-2-bütanol yakıt karışımı kullanılarak motordaki yanma karakteristiklerinin değişimi ve emisyonlara etkisi incelenmiştir. Bu çalışmada, değişen motor parametresi olarak yakıt enjeksiyonunun zamanı ve egzoz supap zamanlamasının değiştirilmesi seçilmiştir. Petrol kökenli dizel yakıt referans alınarak yerli linyit ve alkol kökenli yakıtlarından elde edilen yanma ve emisyon sonuçları karşılaştırılarak yorumlanmıştır. Yakıtların aynı çalışma şartlarındaki yanma karakteristiklerini (silindir içi gaz basıncı, açığa çıkan ısı, tutuşma gecikmesi ve egzoz emisyonları vb.) tespit edebilmek için motor sabit yük ve sabit hız testlerine tabi tutulmuştur. Motor testlerinde kullanılan yakıtların, yanmamış hidrokarbon (HC), azot oksitler (NO_x), karbon monoksit (CO), karbon dioksit (CO_2), kurum, yanma verimi,

yanma kaynaklı motor gürültüsü ve motor performansı üzerine etkisi için alınan ölçümler analiz edilmiştir. Ayrıca, bir bilgisayar programı kullanılarak 1 boyutlu motor modeli oluşturulmuştur. Elde edilen deneysel veriler ile sayısal çözümleme ile elde edilen veriler karşılaştırılarak yakıtların yanma davranışları hakkında yorumlar literatüre ışık tutacak şekilde yapılmıştır. Yapılan bu çalışma ile FT dizelin ve alkol kökenli yakıt karışımlarının içten yanmalı motorlarda kullanılabileceği, kömür kaynaklarının daha çevreci birincil enerji kaynağı olarak değerlendirilebileceği belirlenmiştir.

2. GENEL BİLGİLER

Dizel motorlarda yanmanın verimliliği motor tasarımının bir fonksiyonu olarak değişmektedir. Dizel motorda yakıt, enjektör memesini terk ettikten sonra yüksek sıcaklık ve basınç altında sıvı halden gaz hale geçmekte, buhar halindeki yakıt yakın bölgedeki hava ile reaksiyona girmekte ve yanmaktadır. Dizel motorlarda yanma veriminin artırılması, hava-yakıt karışımının daha homojen hale gelmesi için hassas enjektör tasarımının kullanılması ve yakıtın yüksek basınçlarda silindir içerisine püskürtülmesi gerekliliği ifade edile gelmiştir. Yüksek püskürtme basıncı ile yakıtın daha küçük damlacıklara ayrılması (atomizasyon) sağlanırken, yanma odasına gönderilen yakıtın yüzey alanı da artırılmış olmaktadır. Böylece, hava-yakıt karışımında reaksiyon hızı artmakta ve kısa sürede daha homojen hava-yakıt karışımı elde edilebilmektedir. Dizel motor çalışmalarında, motor performansını ve egzoz emisyonları belirleyen temel etken olarak karşımın homojenliği gösterilmektedir.

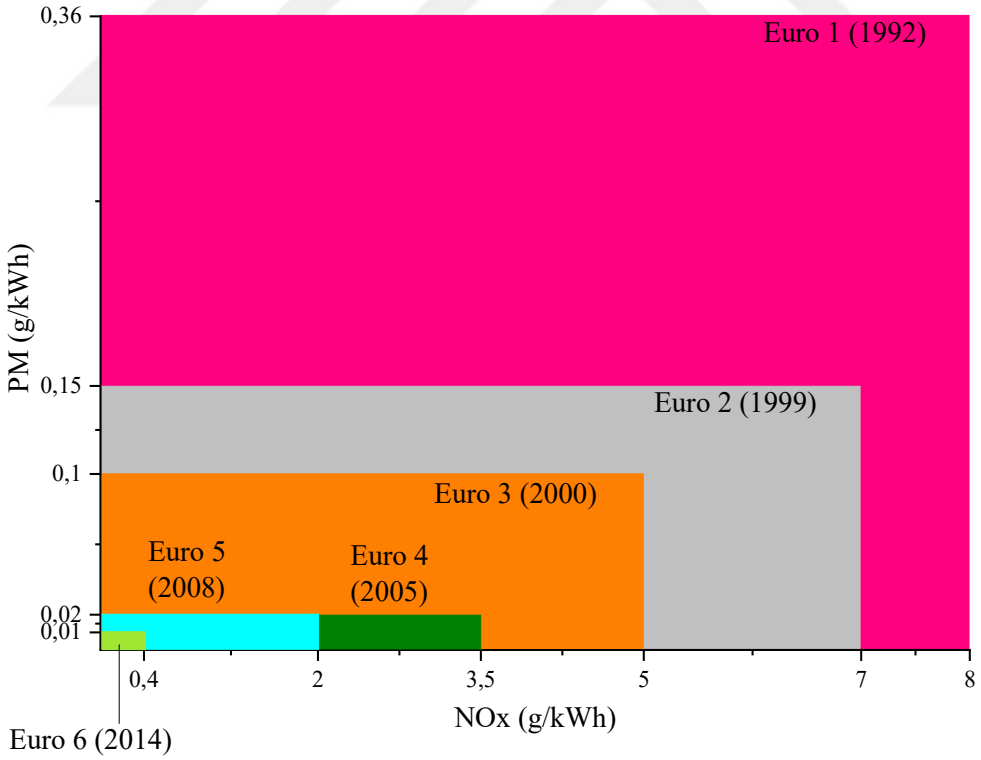
Bir dizel motorun performans ve egzoz emisyonlarını belirleyen en önemli parametreler olarak yakıt püskürtme özellikleri ile kullanılan yakıtın fiziksel ve kimyasal özellikleri gösterilmektedir. Yapılmış olan çalışmalarda alternatif yakıtların ve yakıt karışımlarının püskürtme karakteristikleri bir model üzerinden veya atmosfer şartlarında oluşturulan test düzenekleri ile ya da araştırma motorları kullanılarak incelenmeye çalışılmıştır.

Setan sayısı yakıtın tutuşma kabiliyetini gösteren bir parametredir. Tutuşma gecikmesi yakıtın yanma odasına püskürtülmesi ile yakıtın kendiliğinden yanmaya başlaması arasında geçen süre olarak ifade edilmektedir. Tutuşma gecikmesi ne kadar uzun ise yanma o kadar gürültülü olmakta ve daha fazla NO_x emisyonu gözlemlenmektedir (Klerk, 2008). Bu çerçevede tutuşma gecikmesinin yakıt için kritik bir parametre olduğu söylenebilmektedir. Dizel yakıtların setan sayısı geçmişten günümüze artış göstermektedir. Bunun nedeni artan setan sayısı ile daha kısa tutuşma gecikmesi, daha düşük hidrokarbon ve CO emisyonlarının hedeflenmiş olmasıdır (Klerk, 2008). Tablo 2.1'de petrol kökenli dizel yakıtların özelliklerinin geçmişten günümüze kadar değişimini gösterilirken Şekil 2.1'de de yıllara göre emisyon sınırlamalarının değişimi verilmektedir (Jurchiş ve diğ., 2018). Emisyon sınırlamaları sıkılaştıkça yakıt kalitesinin de arttığı görülmektedir.

Tablo 2.1. Dizel yakıtların özelliklerinin yıllara göre değişimi

Standart Özellikler	**- EN590:1993**	**Euro 2 1996**	**Euro 3 EN590:1999**	**Euro 4 EN590:2004**	**Euro 5 EN590:2009**	**Euro 6 EN590:2014**
Yoğunluk (kg/m^3)	820-860	820-860	820-845	820-845	820-845	820-845
Setan Sayısı (min)	49	49	51	51	51	51
Vizkozite (cSt, 40°C)	2,0-4,5	2,0-4,5	2,0-4,5	2,0-4,5	2,0-4,5	2,0-4,5
Parlama Noktası (°C)	55	55	55	55	55	55
HC İçeriği (% m/m)	11	11	11	11	11	11
Kükürt (mg/kg, max)	2000	500	350	50	10	10
Su (mg/kg, max)	200	200	200	200	200	200
Distilasyon %95 (° C)	370	370	360	360	360	360
FAME (%v/v, max)	-[a]	-[a]	-[a]	5	7	7

[a] Standart ile kontrol edilmemektedir.



Şekil 2.1. Emisyon seviyelerinin yıllara göre değişimi (Euro 1-6)

2.1. Kömür Kökenli Yakıtlar

Fischer-Tropsch (FT) sentezi sentez gazının sıvıya dönüştürülmesi teknolojisindeki temel bileşendir. FT sentezi CO ve H_2'den oluşan sentez gazının uygun katalizörler ile daha ağır hidrokarbonlara ve oksijenatlara indirgenmesi prensibine dayanmaktadır. Fischer-Tropsch sentezi ilk olarak 1925'te Alman bilim insanları Franz Fischer ve Hans Tropsch tarafından tanıtılmıştır. FT sentezi 21 Temmuz 1925'te patentlenmiştir (de Klerk, 2011). FT sentezi, doğal gazı (Bharadwaj ve Schmidt, 1995; Ostadi ve diğ., 2015), biyogazı (Yang ve diğ., 2014), çöp gazını (Zhao ve diğ., 2019), kömürü (Steynberg ve Nel, 2004; Xu ve diğ., 2015) ve biyokütleyi (Basu, 2018; Sikarwar ve diğ., 2017) buhar reformasyonu yoluyla, kısmi olarak sıvı yakıta veya biyoyakıtlara dönüştürmek için kullanılmaktadır. FT sentezi ile üretilen sıvı yakıtların özellikleri, ürün şartlarına ve kullanılan katalizör tipine göre farklılıklar gösterebilmektedir (Basu, 2018; Knottenbelt, 2002). FT sentezinde hammadde olarak kullanılan kömürün kalitesi ve katalizör tipi üretilen sıvı yakıtın kalitesini de etkilemektedir.

Reaksiyon (2.1)'de gösterildiği gibi sentez gazı oluşumundan sonra, CO'nun uygun bir katalizör tarafından adsorpsiyonu ile FT senzeti başlamaktadır. Reaksiyon zinciri başladıktan sonra Reaksiyon (2.2) ve Reaksiyon (2.3)'te gösterildiği gibi zincir oluşumu ve tamamlanması katalizör üzerinde oluşan monomere bağlı olarak gerçekleşmektedir (de Klerk, 2011; Gill ve diğ., 2011).

Sentetik Gaz Oluşumu

$$CH_n + O_2 \longrightarrow \frac{1}{2}nH_2 + CO \quad (2.1)$$

FT Sentezi

$$nCO + (2n+1)H_2 \rightarrow C_nH_{2n+2} + nH_2O \text{ (Paraffinler)} \quad (2.2)$$

$$nCO + 2nH_2 \rightarrow C_nH_{2n} + nH_2O \text{ (Olefinler)} \quad (2.3)$$

Ana bileşenleri doğrusal doymuş hidrokarbonlar ve dallanmış izomerik doymuş hidrokarbonlardır. FT sentezi doğalgaz, biyokütle ya da kömürden sentetik yakıt üretiminde kullanılmaktadır. FT dizel, geleneksel dizelle karşılaştırıldığında daha yüksek H/C oranına, yüksek setan sayısına ve daha düşük aromatik içeriğe sahiptir (Geng ve diğ., 2021). FT dizel yakıtlarda genellikle kükürt içeriğine rastlanmamakta; ancak kullanılan

kaynağa bağlı olarak da değişiklik göstermektedir. FT dizel yakıtlarda aromatik içeriğine de eser miktarda rastlanmaktadır (Klerk, 2008). Bu sebeple FT sentezi ile üretilen yakıtların daha çevreci olduğu söylenebilmektedir. Şekil 2.2'de FT ile üretilen bir sentetik dizel yakıt ile ham petrolden damıtılan tipik bir dizel yakıtın yanması gösterilmektedir. Tipik dizelde kükürt ve aromatik içeriği nedeni ile yanma esnasında is oluşumu gözlenirken FT dizelde is oluşumu gözlenmemektedir.



Şekil 2.2. FT dizel (solda) ve tipik dizel (sağda) yanması

FT sentezi ile üretilen sıvı yakıtların fiziksel ve kimyasal özellikleri, kaynak hammadde özelliklerine ve kullanılan katalizör tipine göre farklılıklar göstermektedir (Khodakov ve diğ., 2007). FT sentezi ile üretilen sıvı yakıt, petrol kökenli dizel yakıtlara göre genellikle yüksek setan sayısına, düşük yoğunluğa, düşük ısıl değere ve düşük kinematik viskoziteye sahiptir (Cai ve diğ., 2021).

Setan sayısı dizel yakıtta tutuşma gecikmesinin ölçüsü olarak tanımlanmaktadır. Uzun tutuşma gecikmesi silindir içinde yüksek yanma basıncına, gürültülü çalışmaya ve yüksek NO_x emisyonuna neden olmaktadır (Klerk, 2008; Suppes ve diğ., 1999). 2003 yılında yapılan bir çalışmada farklı üreticiler tarafından LTFT ve HTFT yöntemleri ile üretilen FT dizel yakıtlar ile petrol kökenli dizel yakıtın özellikleri karşılaştırılmıştır. FT sentezi ile üretilen dizel yakıtlarda yüksek setan sayısına rastlanmıştır (Tablo 2.2) (Alleman ve

Mccormick, 2003). Özellikle düşük sıcaklık Fischer-Tropsch yöntemi (LTFT) ile üretilen dizel yakıtlarda setan sayısı uzun alken zincirleri dolayısı ile daha yüksektir (Klerk, 2008). FT dizelde setan sayısının yüksek olması dolayısı ile tutuşma gecikmesi kısa olup silindir içi yanma basıncı daha düşüktür. FT dizel yakıt ile daha düşük NO_x emisyonuna rastlandığı raporlanmıştır (Suppes ve diğ., 1999). Ne var ki kısa tutuşma gecikmesi ile yanma daha kısa sürede gerçekleştiğinden dolayı hava-yakıt karışımı yeteri kadar gerçekleşememekte ve is-kurum oluşumu gözlenmesi beklenmektedir. Diğer taraftan FT dizelde daha iyi atomizasyon gözlemlenirken silindir içinde daha homojen bir hava-yakıt karışımı fırsatı sunabilmektedir. Bu nedenle, FT dizel yakıtının hafif, orta ve ağır hizmet dizel araçlarına uygulanması, yanma kalitesini önemli ölçüde artırdığı ve daha sıkı emisyon limitlerini karşılayabildiği çalışmalarda ifade edilmiştir (Geng ve diğ., 2021; Yuan ve diğ., 2022).

Tablo 2.2. Tipik dizel ile LTFT ve HTFT dizel karşılaştırması

Özellikler	**ASTM Metodu**	**Tip No.2 Yakıt**	**LTFT**	**HTFT**
Yoğunluk (kg/m^3)	D4052	846,4	769,5-790,5	800,7-804,2
Setan Sayısı	D613	44,9	>74	48,9-51,4
Distilasyon (^oC)	D86			
İlk Kaynama		174	159-210	230
%10			181-260	235
%50		253	244-300	254
%90		312	327-334	323
Son Kaynama		344	338-358	361
Kükürt (ppm)	D5453	300	0-10	0-10
Aromatik İçeriği	D5186	-	0,1-2,68	9,18-10,1

Yakıtın yoğunluk ve viskozitesi, yakıtın püskürtme özellikleri üzerine etkisi önemlidir. Yoğunluk ve viskozite birim kütledeki enerji miktarı ile yakıtın enjeksiyonu esnasında oluşan tanecik boyutu (ortalama damlacık çapı) ve dağılımını da etkilemektedir (Suppes ve diğ., 1999). Tablo 2.2'de gösterildiği gibi yüksek sıcaklık (300-350°C) Fischer-Tropsch yöntemi (HTFT) ile üretilen dizel yakıtlarda tipik bir dizel yakıttan beklenen en düşük yakıt yoğunluğu sağlanabilirken düşük sıcaklık (200-240°C) Fischer-Tropsch (LTFT) ile üretilen dizel yakıtın yoğunluğu beklenen değerin altındadır (Alleman ve

Mccormick, 2003). Bu durumun aynı enerji miktarı için %5 daha fazla yakıt sarfiyatına neden olduğu çalışmalarda ifade edilmiştir (Klerk, 2008).

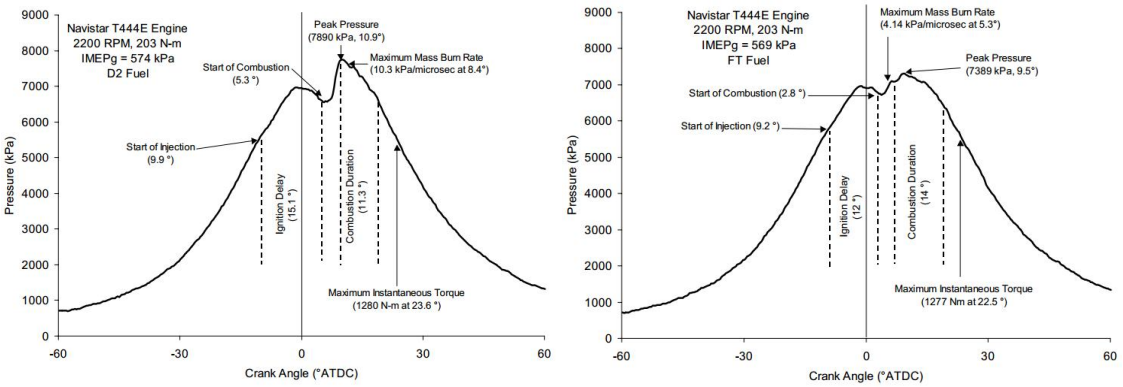
Dizel yakıttaki aromatik içerik NO_x salımına ve is-kurum oluşumuna neden olduğu çalışmalarda gösterilmiştir (Stavinoha ve diğ., 2000). Alleman ve diğ.'nin (Alleman ve Mccormick, 2003) yapmış olduğu çalışmalarda kullanılan FT dizel yakıt özelliklerinin Tablo 2.2'de de gösterildiği gibi FT dizelin düşük aromatik içeriğine sahip olması dolayısı ile yanma sonucunda nispeten düşük NO_x salımı ve düşük is-kurum oluşumu yapılan çalışmalarda gözlenmiştir (Alleman ve Mccormick, 2003; Klerk, 2008; Suppes ve diğ., 1999).

Yakıt içerisinde bulunan kükürt, partikül oluşumunu tetiklemekte ve motor sistemlerinin aşınmasına ve korozyona uğramasına neden olmaktadır (Atkinson ve diğ., 1999; Hou ve diğ., 2023). Bu açıdan bakıldığında eser miktarda kükürt içeriği bulunan FT dizel yakıtının motor sistemleri için daha güvenli ve emisyonlar açısından daha çevreci olduğu söylenebilir. Yapılan çalışmalarda da (Larsson ve Denbratt, 2007; Malik ve diğ., 2013) FT yakıt ile kurum oluşumunda %30 azalma olduğu tespit edilmiştir. Dahası dizel motorlarda gözlemlenen partikül-NO_x ilişkisinin FT yakıtlar kullanılan motorlarda görülmediği de tespit edilmiştir. Bu çalışmalarda partikül ile beraber NO_x emisyonunun da azaldığı tespit edilmiştir (Larsson ve Denbratt, 2007). İçten yanmalı motorlardaki en büyük handikaplardan biri olan partikül madde miktarı ile NO_x emisyonunun ters davranış göstermesidir. Yapılan çalışmalarda dizel yakıt ile FT karşılaştırıldığında FT dizelin egzoz gaz emisyonları açısından daha iyi sonuçlar verdiği ifade edilmiştir.

Birçok araştırmacı (Alleman ve Mccormick, 2003; Geng ve diğ., 2021; Gill ve diğ., 2011) FT dizel yakıtların dizel motorlardaki yanma ve performans özellikleri üzerine çalışmalar yapmışlardır. Çalışma sonuçları FT dizel yakıtın, sıkıştırma ateşlemeli motorlarda herhangi bir önemli değişiklik olmadan doğrudan kullanılabileceğini göstermiştir. FT dizelin kimyasal ve fiziksel özelliklerinden dolayı motor emisyon seviyelerini azaltabileceği belirtilmiştir (Geng ve diğ., 2021; Gill ve diğ., 2011; Z. Liang ve diğ., 2022; Sun ve diğ., 2021).

Atkinson ve diğ. (Atkinson ve diğ., 1999) FT dizel ile tipik dizelin aynı enjeksiyon zamanı ve yakıt enjeksiyonu süresinde silindir içi basınç davranışlarını incelemişlerdir. Yüksek

setan sayısına sahip FT dizel yanmasında beklendiği gibi tutuşma gecikmesinin kısa ve silindir içi basıncın düşük olduğu tespit edilmiştir. Atkinson ve diğ. yaptığı çalışmada Şekil 2.3'te dizel yakıta ait silindir içi basınç grafiğinde gösterildiği gibi tutuşma gecikmesi 15,1°KA (krank açısı) olarak ve yanma basıncı da yaklaşık 79 bar olarak tespit etmişlerdir (Atkinson ve diğ., 1999). Yine aynı çalışmada Şekil 2.3'te FT dizel yakıta ait silindir içi basınç grafiğinde gösterildiği gibi tutuşma gecikmesi 12° KA olarak ve yanma basıncı da yaklaşık 74 bar olarak tespit edilmiştir (Atkinson ve diğ., 1999). Bu çalışmada FT dizel ile tutuşma gecikmesinin 3,1°KA daha kısa ve silindir içi basıncın 5 bar daha düşük olduğu gösterilmiştir.



Şekil 2.3. Dizel (solda) ve FT dizel (sağda) silindir içi basınç verileri

Yuan ve diğ. tarafından 1600 dev/dak sabit motor devrinde 0,9 MPa ve 0,6 MPa IMEP koşullarında yapılan motor testlerinde, FT dizel yakıtın setan sayısının yüksek olması nedeniyle petrol kökenli dizele göre tutuşma gecikmesinde ve ön karışım yanma fazı süresinde kısalma meydana geldiği raporlanmıştır (Yuan ve diğ., 2022). Bazı araştırmacılar (Gill ve diğ., 2011; Z. Liang ve diğ., 2022; Sun ve diğ., 2021) FT senteziyle üretilen dizel yakıtın bazı özelliklerinin emisyon kontrolünde avantaj sağladığına dikkat çekmişlerdir. Geng ve diğ. (Geng ve diğ., 2021) FT dizel yakıtlarının düşük kinematik viskozitesi ve daha iyi buharlaşma özellikleri, daha yüksek setan sayısı ve düşük aromatik içeriğinin motor emisyonunu azaltmada faydalı olduğunu belirtmişlerdir. Song ve diğ. (Song ve diğ., 2012), Avrupa Sabit Çevrim (European Stationary Cycle-ESC) test yöntemine göre kömürden sentezlenen FT dizel yakıtın egzoz emisyonları üzerindeki etkisini incelemiştir. Hazırlanan FT dizel-dizel yakıt karışımlarındaki FT dizel yakıtın oranı arttıkça özgül CO_2 emisyonlarının azaldığını bildirmişlerdir. Bu sonucu, petrol kökenli dizele kıyasla daha düşük C/H oranı ve FT dizel yakıtın alt ısıl değeri ile

ilişkilendirmişlerdir. Cai ve diğ. (Cai ve diğ., 2021) 7,8L'lik bir dizel motorda FT dizel-dizel yakıt karışımlarının yanma özelliklerini incelemişlerdir. Ön karışımlı yanma fazında yakıt karışımlarının petrol kökenli dizele göre daha az ısının açığa çıktığını ve daha düşük basınç artış hızına sahip olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca, FT dizel-dizel yakıt karışımlarının kullanılmasıyla kurum emisyonunda önemli bir azalma gözlemlenmiştir. Başka araştırmacılar (Huang ve diğ., 2009; McMillian ve Gautam, 1998; C. Zhang ve diğ., 2022) FT dizel yakıtının veya bunun petrol bazlı dizel ile karışımlarının daha kısa bir ön karışımlı yanma periyoduna ve daha uzun difüzyon periyoduna sahip olduğunu ve bunun silindir içi yanma basıncını düşürmek, termal verimi arttırmak, partikül ve NO_x emisyonunu azaltmak için faydalı olduğunu bildirmişlerdir. Liang ve diğ. (Z. Liang ve diğ., 2022) FT dizel-pentanol karışımı ile motor testleri yapmışlar ve 8 bar IMEP'de NO_x emisyonunda önemli azalma olduğunu belirtmişlerdir.

Zhang ve diğ. (C. Zhang ve diğ., 2022) FT dizel-benzin karışımlarının yanma ve emisyonlar üzerindeki etkilerini araştırmış ve FT dizelin yüksek yüklerde petrol bazlı dizelden daha yüksek fren ısıl verime sahip olduğunu göstermiştir. Bermudez ve diğ. (Bermúdez Vicente ve diğ., 2011) EURO IV normlarına uygun 4 silindirli, hafif hizmet tipi bir dizel motorda FT dizel yakıtın ve ultra düşük kükürtlü dizelin egzoz emisyonları üzerindeki etkisini incelemiştir. FT dizel yakıtı kullanmanın, fosil dizele göre daha düşük egzoz emisyonu ve yakıt tüketimi ile sonuçlandığını bildirmişlerdir. Torregrosa ve diğ. (Torregrosa ve diğ., 2013) FT dizel yakıtın performans ve emisyonlar üzerindeki etkisini incelemiştir. NO_x emisyonlarının ve özgül yakıt tüketiminin arttığını, kurum emisyonunun ise azaldığını göstermiştir. Garcia ve diğ. (García ve diğ., 2019) dizel ve e-Fischer Tropsch dizel (e-FT) yakıtlarla çift yakıtla çalışan çok silindirli bir motorda yanmayı, motor performansını ve emisyonlarını incelemişlerdir. Deneysel sonuçlar, düşük yüklerde tipik dizel yakıtın doğrudan e-FT ile değiştirilmesinin fren özgül yakıt tüketimini (bsfc) %2,24 iyileştirdiğini göstermiştir. Tam yükte FT dizel yakıt ile, fosil dizele kıyasla kurumda %20'ye kadar azalma sağlandığı raporlanmıştır (García ve diğ., 2019). Pei ve diğ. (Pei ve diğ., 2017) kömürün sıvılaştırılmasıyla elde edilen FT dizel yakıtın püskürtme davranışını, yanma ve emisyon özelliklerini araştırmışlar. FT dizel yakıt kullanımının emisyon regülasyonuna dahil egzoz emisyonlarında (NO_x, UHC, CO ve kurum) azalma sağladığı, ancak regülasyona dahil olmayan diğer emisyon gazlarında (kükürt dioksit, formaldehit, asetaldehit, toluen, etan ve hidrojen siyanür) az da olsa bir

artışa yol açtığını tespit etmişlerdir. Bu doktora tez çalışmasında regülasyona dahil egzoz emisyonları üzerinde çalışma yapılmış olup bu çalışmanın devamı niteliğinde yapılabilecek çalışmalarda regülasyona dahil olmayan egzoz emisyonlarının da değerlendirilmesi önerilmektedir. Geng ve diğ. (Geng ve diğ., 2021) sabit motor devri ve üç farklı yük altında turboşarjlı, ortak yakıt hatlı direkt enjeksiyonlu (CRDI) bir motorda yakıt enjeksiyon zamanlaması ve ray basıncının FT dizel yakıt ile NO_x, kurum ve ultra ince parçacıklar (UFP'ler) emisyonları üzerindeki etkilerini araştırmıştır. Petrol kökenli dizel ve FT dizel yakıtın yakıt enjeksiyon zamanı erkene alındıkça NO_x emisyonunun arttığını, is emisyonunun ise azaldığını tespit etmişler. Shi ve diğ. (Shi ve diğ., 2018) enjeksiyon parametrelerinin kömürden sentezlenen Fischer-Tropsch yakıtıyla çalışan 4 silindirli bir dizel motorun performansına etkilerini araştırmışlardır. Bu çalışmada 6°KA erken ana enjeksiyon zamanlaması ile kurum emisyonlarının %52,2 oranında, NO_x emisyonlarının ise 6°KA rötarlı (geciktirilmiş) enjeksiyon zamanlaması ile 171 ppm azaldığı gözlenmiştir. Rahman ve diğ. (Rahman ve diğ., 2014) yakıt enjeksiyon zamanlamasının motor emisyonları üzerindeki etkilerine ilişkin bir literatür değerlendirmesi yapmıştır. Enjeksiyon zamanlamasının geciktirilmesinin silindir içi yanma basıncını azalttığını, bunun da daha düşük yanma sıcaklıklarına yol açtığını ve dolayısı ile daha düşük NO_x emisyonuna yol açtığını belirtmişlerdir.. Söz konusu çalışmada erken enjeksiyon zamanlamasının daha yüksek silindir içi gaz sıcaklığına neden olduğu, karbon ile oksijen molekülleri arasındaki oksidasyon süresini arttırdığı, dolayısıyla HC ve CO emisyonlarının azaldığı ifade edilmiştir (Rahman ve diğ., 2014).

Dizel motorlarda motor performansı ve egzoz emisyonu ortam koşullarından, yakıt enjeksiyon stratejilerinden (enjeksiyon basıncı, enjeksiyon zamanlaması vb.) ve yakıtın fiziksel özelliklerinden önemli ölçüde etkilenmektedir. Alternatif yakıtların püskürtme özellikleri araştırma motorları ile yapılan farklı çalışmalarda incelenmiş olup (Bao ve diğ., 2020; McMillian ve Gautam, 2001; Shi ve diğ., 2018; Yu ve diğ., 2017) yapılan çalışmalarda aynı enjeksiyon stratejileri kullanılmıştır. Bahsi geçen çalışmalarda FT dizel yakıtın yanma üzerinde ve egzoz zamanında tam oksidasyon ürünleri üzerindeki etkisini anlamak amacıyla her iki yakıt (FT dizel ve dizel yakıtlar) için aynı yakıt enjeksiyon haritası kullanılmıştır. Dizel yakıtla yapılan yanma ve performans ölçümlerinin sonuçları referans olarak kabul edilmiş ve FT dizel yakıt sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Yanma özelliklerini (silindir içi gaz basıncı, ısı açığa çıkma hızı ve silindir içi gaz sıcaklığı)

karşılaştırmak için performans (indike ortalama efektif basınç) ve tam oksidasyon ürünleri (NO_x ve CO_2) kullanılmıştır. Tutuşma gecikmesi ve yanma kaynaklı motor gürültüsü gibi yanma özelliklerini hesaplamak için silindir içi basınç verileri kullanılmıştır. Sonuçlar, FT dizel yakıtının hem egzoz emisyonlarını hem de motor gürültüsünü azaltmak için iyi bir alternatif olabileceğini göstermiştir.

Araştırmacılar tarafından (Gill ve diğ., 2011; Z. Zhang ve diğ., 2023) FT dizel yakıt ve konvansiyonel dizel yakıt ile literatürde yapılmış çalışmalar karşılaştırılmış ve yapılan çalışmaların sonuçları motor performans ve emisyonlar açısından incelenmiştir. Tablo 2.3'te, yapılan çalışmaların alternatif yakıt olarak FT dizel ve dizel yakıtın belirlenen özelliklerine göre birbirine göre üstünlükleri, literatürde yapılan çalışmaların içerisinde oransal olarak ne kadarında daha iyi, daha kötü veya aynı sonuçları verdiği özetlenmiştir. Örneğin literatürdeki çalışmaların %75'inde FT dizelin dizel yakıt ile benzer performans değerleri gösterdiği, %25'inde ise performans değerlerinde azalma gösterdiği Gill ve diğ. tarafından (Gill ve diğ., 2011) belirtilmiştir. Yapılan bu karşılaştırmaya göre, FT dizel ile yapılan çalışmalarda genel olarak egzoz emisyonlarının iyileştiği ifade edilmiştir.

Tablo 2.3. FT dizel yakıtın tipik dizel yakıtına göre karşılaştırması

	Artış (%)		**Aynı (%)**	**Azalma (%)**	
Efektif Güç	-		75	25	↓
Özgül Yakıt Tüketimi	17	↑	-	83	↓
Termal Verim	58	↑	33	8	↓
NO_x Emisyonu	-		21	79	↓
PM Emisyonu	5	↑	16	79	↓
THC Emisyonu	-		-	100	↓
CO Emisyonu	-		6	94	↓
CO_2 Emisyonu	11	↑	22	67	↓

2.2. Alkol Kökenli Yakıtlar

Etanol, renksiz şeffaf sıvı bir alkoldür. Etanol C_2H_5-OH kimyasal formülü ile gösterilmektedir. % 52,18 karbon, % 34,78 oksijen ve % 13,04 hidrojenden oluşur. Etanol, şekerin maya, mısır ve sebze içerikleriyle fermantasyonu yoluyla elde edilir. Etanolün ülkemizdeki yerel tarım ürünleri ile üretilebilir olması ülkemizdeki fosil kökenli

yakıtlara olan bağımlılığını azaltıp ayrıca tarımın kalkınmasına ve istihdamın gelişimine katkı sağlamaktadır (Dağdelen, 2015). Ulaştırma sektörünün sera gazları ve insan sağlığı üzerindeki etkisi ve petrol kaynaklarının sınırlı olması nedeniyle içten yanmalı motorlarda alternatif yakıt kullanımına ilgi her geçen gün artmaktadır. Etanol gibi alkol kökenli yakıtlar sıvı olmaları ile birlikte benzin ve dizel yakıta benzer çeşitli fiziksel ve yanma özelliklerine sahip olmaları nedeniyle alternatif yakıtlara aday olarak gösterilmektedirler (Ozsezen ve diğ., 2011). Alkollerin oktan sayısı ve oksijen içeriği daha yüksektir. Alkollü yakıtın dizel motorlarda kullanımında setan sayısının düşük olması, buharlaşma ısısının yüksek olması ve tutuşma gecikmesinin uzun olması nedeniyle vuruntu gibi sorunlar yaşanmıştır. Bu sorunların aşılması amacıyla alkol fümigasyonu, çoklu yakıt enjeksiyonu, alkol-dizel yakıt karışımı ve alkol-dizel yakıt emülsiyonu gibi farklı yöntemler kullanılmıştır (Agarwal, 2007; Ribeiro ve diğ., 2007).

Birçok araştırmacı, yakıt enjeksiyon özelliklerinin ve etanol-dizel karışımlarının dizel motorun performansı, yanma ve egzoz emisyonları üzerindeki etkilerini araştırmıştır. İçten yanmalı motorların gelişimi sürekli devam etmektedir. Yakıt enjeksiyon stratejilerinin (enjeksiyon basıncı ve enjeksiyon zamanı) gelişim parametrelerinden olan performans, yanma karakteristiği ve egzoz emisyon değerleri üzerine önemli rol oynadığı bilinmektedir (Raeie ve diğ., 2014). Enjeksiyon zamanlaması ile ilgili yapılan bir çalışmada, enjeksiyon zamanı erkene alındıkça indike ısıl verim ile yanma veriminin arttığı ve özgül yakıt tüketiminin azaldığı raporlanmıştır. Bahsi geçen çalışmada maksimum indike ısıl verim erken enjeksiyon zamanında elde edilmiştir (Solmaz ve diğ., 2017). Püskürtme zamanlaması değiştirilerek NO_x ve CO_2 egzoz emisyonlarında azalma görülürken, yapılan çalışma ile optimum performans ve yanma değerleri elde edilmiştir (Ahmed ve diğ., 2019).

Dizel motorda etanol, dizel yakıtla herhangi bir ek işleme gerek kalmadan belirli oranlarda karıştırılabilmektedir (Shahir ve diğ., 2014). Yapılan çalışmalarda etanol-dizel yakıt karışımının kullanıldığı içten yanmalı motorda anormal bir aşınmanın veya hasarın meydana geldiği gözlemlenmemiştir (Likos ve diğ., 1982). Etanolün içerdiği oksijen sayesinde fosil kökenli dizel yakıtla karışımı sonucunda silindir içindeki yanmanın iyileştiği, egzoz emisyonlarının azaldığı araştırmacılar tarafından ifade edilmiştir (Balat ve diğ., 2008).

Alkol yakıtların önemli avantajlarından biri soğutma etkisi, diğeri ise oksijen içeriğidir (Yilmaz ve diğ., 2014). Fosil yakıtlarla karşılaştırıldığında, etanolün yüksek alev hızı, yüksek buharlaşma sıcaklığı, daha yüksek kendi kendine tutuşma sıcaklığı ve daha düşük setan sayısı, silindir içinde daha hızlı bir yanma ve yüksek sıkıştırma oranına izin verdiği ifade edilmiştir (Balat ve diğ., 2008). Öte yandan etanolün dizel yakıtla karıştırılarak kullanılmasının en önemli dezavantajları etanol oranı arttıkça düşen setan sayısı, düşen alt ısıl değer ve etanol-dizel yakıt karışımlarında görülebilen faz ayrışmasıdır. Etanolün setan sayısının düşük olmasından dolayı dizel-etanol yakıt karışımları ile daha uzun tutuşma gecikmesi görülmüştür (Balat ve diğ., 2008; Çelebi ve Aydın, 2019; Shahir ve diğ., 2014). Faz ayrışmasının ana nedenleri, karışımdaki düşük sıcaklık, su ve yüksek etanol içeriğidir. Literatürde, faz ayrışmasını önlemek için dizel-etanol yakıt karışımlarına n-butanol, butan-2-ol, i-butanol ve t-butanol gibi solventlerin eklenmesi önerilmiştir (Karaosmanoğlu, 1990; Lapuerta ve diğ., 2007; Yusri ve diğ., 2017). Bu tez çalışmasında dizel-etanol yakıt karışımlarında faz ayrışmasını önlemek için stabilizatör olarak belirli bir oranda 2-bütanol eklenmiş ve dizel-etanol-2-bütanol olarak yakıt karışımları hazırlanmıştır.

He ve diğ. (He ve diğ., 2003) dizel-etanol yakıt karışımlarına solvent ekleyerek dizel motor üzerinde çalışmıştır. Yüksek motor yüklerinde, dizel-etanol yakıt karışımı kullanırken is, CO_2 ve NO_x emisyonlarında azalma görmüşlerdir. Dizel yakıt ile karşılaştırıldığında, dizel-etanol yakıt karışımlarının kullanımında asetaldehit emisyonlarında önemli bir artış bulmuşlardır. Sayın ve diğ. (Sayin ve Canakci, 2009) yaptıkları çalışmada, dizel-etanol yakıt karışımları kullanarak bir dizel motorda enjeksiyon zamanlamasının performans ve emisyon üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Yakıt karışımındaki etanol oranı arttıkça aynı motor devrinde CO emisyonunda azalma, CO_2 emisyonlarında ise artış gözlemlemişlerdir. Karışımlardaki etanol oranı arttıkça ve enjeksiyon zamanlaması rötara alındıkça CO ve HC emisyonlarında azalma tespit edilmiştir. Dizel-etanol yakıt karışımları kullanımında dizel yakıta kıyasla özgül yakıt tüketimi değerlerinde artış bulmuşlardır.

Başka bir çalışmada Sandalcı ve diğ. (Sandalci ve diğ., 2014), bir dizel motorda dizel-etanol karışımları kullanarak egzoz emisyon gazları ve motor performansı üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Yapılan bu çalışmada, dizel yakıt ile karşılaştırıldığında,

harmanlanmış yakıt kullanımında motor gücünde azalma olurken, özgül yakıt tüketimi ve CO emisyonlarının arttığı ve CO_2 emisyonunun azaldığı tespit edilmiştir.

Murcak ve diğ. (Murcak ve diğ., 2015), tek silindirli bir dizel motorda gerçekleştirdikleri testlerde dizel-etanol yakıt karışımları kullanımının ve enjeksiyon zamanlamasının performans üzerindeki etkisini incelemiştir. E5 (%5 etanol katkılı dizel yakıt) yakıt kullanarak 2400 dev/dak motor devrinde ve 35°KA üst ölü noktadan (ÜÖN) önce enjeksiyona başlama zamanlamasında maksimum motor gücü elde edildiği raporlanmıştır. Dizel yakıt ile karşılaştırıldığında, tüm test koşullarında E5 ve E10 yakıt karışımlarının kullanımında motor torkunda bir artış bulunmuştur. Tüm çalışma bölgelerinde, dizel-etanol karışım yakıtların kullanımında dizel yakıta kıyasla özgül yakıt tüketiminde düşüş görülmüştür.

Sayın (Sayin, 2010), dizel-etanol ve dizel-metanol yakıt karışımlarının bir dizel motorun performansı ve egzoz emisyonları üzerindeki etkisini incelemiştir. Aynı motor devrinde dizel yakıt ile karşılaştırıldığında, karışımlardaki alkol içeriği arttıkça özgül yakıt tüketimi artarken fren ısıl verimde azalma tespit edilmiştir. Dizel yakıt ile karşılaştırıldığında, karışımlardaki alkol içeriği ne kadar yüksekse, CO ve THC emisyonları o kadar düşük elde edildiği raporlanmıştır. Park ve diğ. (Park ve diğ., 2011) dizel-etanol kullanımının ve enjeksiyon zamanlamasının 4 zamanlı dizel motorda yanma, performans ve emisyon üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Dizel-etanol karışımlarındaki etanol oranı arttıkça, daha uzun tutuşma gecikmesi ve NO_x emisyonlarının arttığı tespit edilmiştir. Ayrıca, enjeksiyon zamanlaması rötara alındıkça, silindir içi yanma basıncı ve NO_x emisyonunda bir artış gözlemlenmiştir.

Vargün ve diğ. (Vargün ve diğ., 2020, 2022) farklı zamanlarda yapmış oldukları çalışmalarda tek silindirli bir dizel motorun yakıt püskürtme başlangıç zamanlaması değiştirilerek dizel-etanol karışımlarının performans, yanma ve emisyon karakteristikleri üzerine etkisini incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmalarda hacimsel olarak %5, %10, %15 ve %20 dizel-etanol karışımı hazırlamışlar ve her karışım için etanol miktarının %20'si kadar 2-bütanol eklemişlerdir. Yapılan çalışmalara göre CO ve NH_3 emisyonları %50'den fazla azalmış, karışımdaki etanol oranı arttıkça CO_2 emisyonunda ciddi farklılık oluşmamış ancak CO emisyonunda ciddi düşüş gözlemlenmiştir.

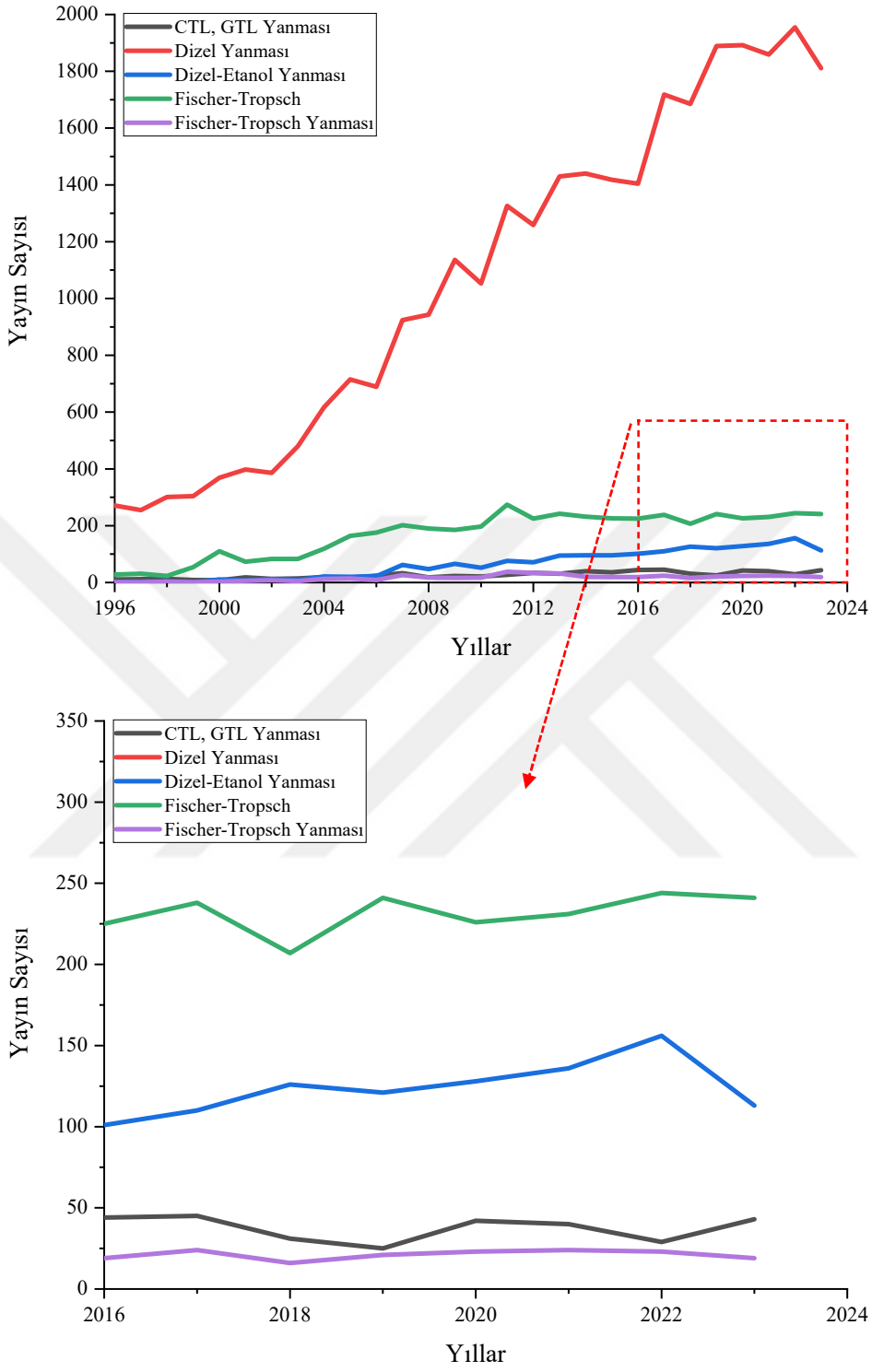
Dizel-etanol karışımları ile yapılan çalışmalarda dizel yakıt içerisine farklı oranlarda etanol ve faz ayrışmasını geciktirmek için 2-bütanol eklendiği görülmektedir. Fosil kökenli dizel yakıta eklenebilecek en fazla etanol ilavesi yanma vuruntusu ile sınırlıdır (Likos ve diğ., 1982). Etanolün setan sayısı çok düşük olduğundan, dizel-etanol karışımlarında yakıtın setan sayısı önemli ölçüde azalmaktadır. Bu tez çalışmasında dizel-etanol-2-bütanol yakıt karışımı oluşturulurken düşen setan sayısına dikkat edilmiştir.

2.3. Çalışmanın Etkisi

Tez çalışmasının etki alanları dört başlık altında; akademik, ekonomik, toplumsal, sosyal ve ulusal güvenlik olarak belirlenmiştir. Çalışmanın bu alanlardaki etkileri aşağıdaki gibidir.

2.3.1. Akademik Etkisi

Yapılan bu tez çalışması ile içten yanmalı motorlar ve yanma konusunda motor teknolojileri alanındaki bilgi birikimine ve literatüre önemli katkılar sağlanması amaçlanmıştır. Çalışma sonucunda elde edilen veriler SCI-E indeksli yayın, yurt içi ve yurt dışında yapılan bildiriler ile literatüre kazandırılmıştır. Bu konu ile ilgili bilgi birikiminin genişletilmesi konusunda katkı sağlanmıştır. Liteatürde içten yanmalı motorlarda dizel yakıt ile birçok çalışma olmasına rağmen FT sentezi ile elde edilmiş dizel yakıt ile içten yanmalı motorlarda yanmaya, emisyona ve performansa etkisini inceleyen çalışmalar kısıtlıdır. Şekil 2.4'te 1996 ile 2024 yılları arasında farklı yakıtlar kullanılarak yanma ile ilgili yapılan yayın çalışmaları verilmektedir. SciVal veritabanı kullanılarak yapılan araştırmaya göre son 28 yılda dizel yanması ile ilgili yılda ortalama 1068 yayın yapılmışken son altı yılda yılda ortalama 1776 yayın yapılmıştır. Dizel-etanol yakıt karışımları ile ilgili yıllar arasında yılda ortalama 63 yayın yapılmışken son altı yılda yılda ortalama 124 yayın yapılmıştır. FT dizel yakıt (CTL ve GTL dahil) için ilgili yıllar arasında yılda ortalama 42 yayın yapılmışken son altı yılda yılda ortalama 59 yayın yapılmıştır. Yapılan araştırmaya göre FT dizel ve dizel-etanol ile ilgili yapılan yayın çalışmaları son yıllarda artış göstermiş olsa da hala kısıtlı olduğu görülmektedir. Bu tez çalışması kapsamında yapılan çalışma sonuçlarının uluslararası ve ulusal dergilerde veya sempozyumlarda yayınlanması, Kocaeli Üniversitesi'nin bilimsel niteliğine de katkıda bulunacağı düşünülmektedir.



Şekil 2.4. 1996-2024 yılları arasında farklı yakıtlarla yapılan yayın çalışmaları

2.3.2. Ekonomik, Toplumsal ve Sosyal Etkisi

Enerji üretiminde hem enerji kaynağı olarak hem de kullanılan enerji teknolojileri açısından büyük ölçüde dışa bağımlı olan ülkemizde linyit kömüründen sıvı yakıt üretimi ve bu yakıtların enerji üretim ve ulaşım sektöründe kullanımına yönelik teknolojiler pilot tesis seviyesinde uygulanmaktadır. Ülkemizin yeraltı kaynakları (linyit) Fischer-Tropsch sentezi ile dizel yakıtın üretimi mümkün olup içten yanmalı motorlarda kullanılabilirliğinin bu tez çalışmasında elde edilen sonuçlar ile gösterilmesi ile hem ülkemizin yer altı kaynaklarının daha verimli kullanılabileceği hem de ülkemize büyük bir katma değer sağlayabileceği gösterilmiştir. Diğer taraftan ülkemizde üretilen kömürün çevreci enerji üretimine dahil edilmesi mümkün olduğu bu tez çalışması ile gösterilmiştir. Ülkemizde Soma'da kurulan pilot tesiste yılda 7,2 milyon ton kömürden 1,4 milyon ton sıvı yakıtın FT sentezi ile üretilmesi öngörülmüştür (URL-10). Ülkemizde petrol kuyularından günde 47.000 varil ham pertrol üretimi gerçekleşmektedir ve bu da toplam yakıt tüketimin %7'sine tekabül etmektedir. Soma'da kurulan pilot tesiste ise FT sentezi ile günlük 750 varil üretim gerçekleştirilebilmekte iken proje kapsamında kurulacak ticari ölçekli tesis ile günde 20.000 varil üretilmesi öngörülmüştür. FT sentezi ile üretilen yakıtın varil fiyatının 60 $ mertebesinde olabileceği düşünüldüğünde üretimin arttırılması ile katma değeri de yükselecektir (URL-10). Ülkemiz yer altı ve yer üstü kaynakları kullanılarak elde edilen FT dizelin, etanolün ve bunlardan elde edilen yakıt karışımlarının motor performansı ve egzoz emisyonları üzerindeki etkisi gösterilerek ülkemizde kömür ve alkol bazlı yakıtların yaygın üretimi için teşvik edici olacağı düşünülmektedir.

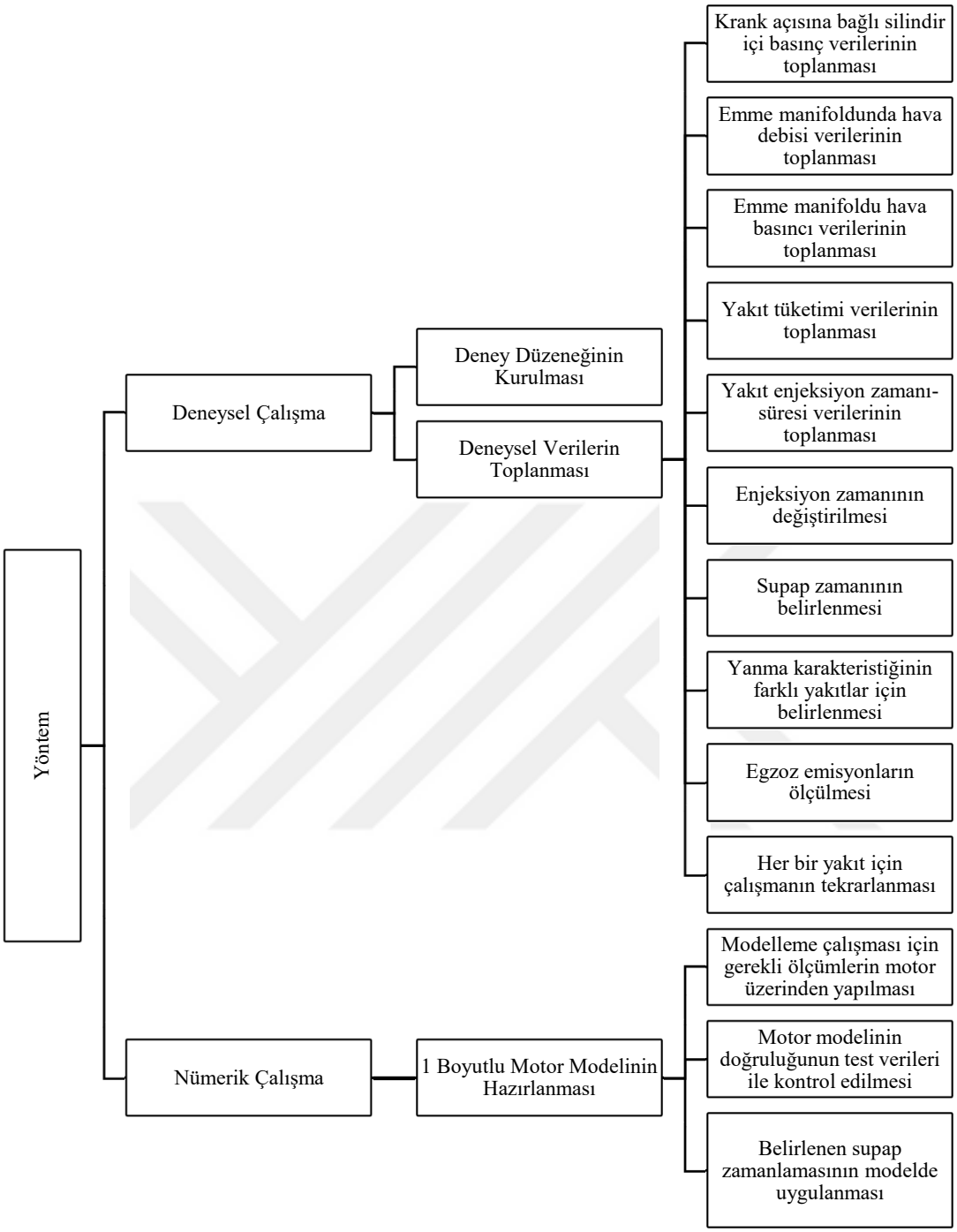
2.3.3. Ulusal Güvenlik Etkisi

Yabancı petrol kaynaklarına bağımlılık ve uzun tedarik hatlarının olası kesintilerden korunmasına ilişkin stratejik sorunlar birer soru olarak ortaya çıkarmaktadır. Barış zamanında, krizde veya savaşta ulusal güvenliği sağlamaya hazır olmayı sürdürmek için enerji şarttır. 1973 ve 1979 enerji krizleri, Arap ambargosu ve İran devrimi gibi yaşanan krizlerin petrol piyasasını etkilediği görülmüştür (van Vliet ve diğ., 2009) (URL-11, URL-12). Enerji kaynağı konusunda yurtdışı bağımlılığın azaltılması önem arz etmektedir. Bu sebeple ülkemiz kaynakları ile üretilebilen yakıtların mevcudiyeti stratejik öneme sahiptir. Bu tez çalışması ile enerjide yurtdışına bağımlılığı azaltacak öncü çalışmalardan biri olması hedeflenmiştir.

3. MALZEME VE YÖNTEM

Bu doktora tezi kapsamında gerçekleştirilen çalışmalar; numerik ve deneysel olarak iki aşamada tamamlanmıştır. Bu bölümde tez çalışmasında takip edilen yöntem hakkında bilgi verilmekte, içten yanmalı motor ve test odası tanıtılmakta ve bu tez çalışmasında kullanılan test yakıtları hakkında da bilgiler verilmektedir. Nümerik çalışmada kullanılan hesaplama yöntemi adım adım açıklanmakta ve benzetim modelinin oluşturulmasında kullanılan modeller anlatılmaktadır. Şekil 3.1'de numerik ve deneysel çalışmalar için takip edilen yöntem genel hatları ile verilmiştir.

Bu tez çalışmasındaki motor testleri, TÜBİTAK RUTE Motor Mükemmeliyet Merkezi bünyesinde kurulu olan tek silindirli araştırma motoru dinamometresinde gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalar, dört zamanlı, turboşarjlı, direkt püskürtmeli ve ortak raylı yüksek basınç yakıt sistemine sahip tek silindirli bir dizel motor ile gerçekleştirilmiştir. Tek silindirli araştırma motoru test odası içten yanmalı motor, aktif elektrik motor dinamometresi, yakıt sistemi (şartlandırma ve filtreleme), motor kontrol ünitesi, hava şartlandırma sistemi, hava debisi ölçüm sistemi ve egzoz emisyon ölçüm sistemlerinden oluşmaktadır. Motor yağlama ve motor soğutma sisteminin pompaları motor dinamometresinin alt bileşeni olup motor dinamometresi tarafından tahrik edilmektedir. Böylece yağlama ve soğutma sistemleri pompaları motor üzerinde yük oluşturmamaktadır. Dinamometre test hücresinde yakıt şartlandırıcı, emme havası şartlandırıcı (superşarj), yakıt tüketimi ölçümü, hava debisi ölçümü, nem, sıcaklık ve basınç sensörleri, silindir içi basınç ölçümü gibi şartlandırıcı ve ölçüm birimleri bulunmaktadır. Ayrıca emisyon ölçüm cihazı test odasına entegre edilerek test odası emisyon ölçümlerine uygun hale getirilmiştir. Motor dinamometre ve test hücresi ekipmanları ile motor sistemi entegre şekilde çalışmakta ve bir kontrolcü tarafından kontrol edilebilmektedir. Ayrıca, kontrol panosu üzerinden cihazlardan gelen bütün veriler anlık olarak görüntülenmekte ve kayıt altına alınabilmektedir. Bu tez çalışmasında kapsamında değiştirilen yakıt enjeksiyon startejileri anlık olarak kontrol panosu üzerinden ayarlanarak, supap zamanlaması ise motor kam mili üzerindeki egzoz lobunun pozisyonu ayarlanarak çalışamalar yapılmış ve sonuçları irdelenmiştir.



Şekil 3.1. Tez çalışmasında izlenen yöntem

Motor üreticileri ve geliştiricileri, geliştirdikleri motorların performans değerlerini elde etmek için motorlarının bilgisayar destekli motor modelini oluşturmaktadılar. Var olan bir motor modelinin modernizasyonu sırasında, performans modeli oluşturulması işinde öncelikle mevcut motorun performans modeli oluşturulmaktadır. Mevcut motorun performans modelinin oluşturulmasının sonrasında ise hazırlanan bu modelde gerekli

değişikliklere gidilmektedir. Bu işlem, motora gerekli değişikliklerin ve geliştirmelerin yapılabilmesi açısından önemlidir.

Tasarlanan sistem, bilgisayar ortamına aktarıldıktan sonra gerekli sınır koşulları sisteme girilerek sürekli veya zamana bağlı analizler yapılmakta ve motor performans parametreleri yapılan benzetim çalışmasından irdelenebilmektedir. Bu tez çalışmasında bu amaçla AVL BOOST™ programından faydalanılmıştır. Yapılan testler sırasında alınan verilerin AVL BOOST™ yazılımına aktarılabilir olması, test ile analiz sonuçlarının doğrudan grafiksel ortamda karşılaştırılabilmesine olanak sağlamıştır. Yapılan numerik ve deneysel çalışmalar sonucunda motorun güç, tork, hacimsel verim, yakıt sarfiyatı, sürtünme kayıpları gibi değerlerle beraber, hesabı daha karmaşık olan silindir içi gaz basıncı ve sıcaklığı değerleri elde edilerek motor numerik olarak modellenmiştir.

Test motorunun AVL BOOST™ ile performans modeli tamamlandıktan sonra, öncelikle sistemin performans değerleri elde edilmiştir. Bu performans değerlerinin eldesi, tez çalışması kapsamında belirlenecek yakıt püskürtme parametrelerinin ve supap zamanlamasının motor üzerinde deneme-yanılma yapmaya ihtiyaç olmadan öncesinde bilgisayar ortamında analiz edilmesi açısından önem arz etmektedir. Ayrıca test motorunun performans modeli tamamlandıktan sonra, yeni parametreler, sisteme tanımlanmalarının ve sınır koşullarının sisteme eklenmesinin akabinde hızlıca modelin 1B analizi tekrardan koşulabilmektedir. Bu sayede modelde yapılan değişikliklerin etkileri hemen görülebilmekte, gerekli çıktı elde edilene kadar hızlıca iterasyon yapılabilmektedir.

AVL BOOST™ ile aşağıdaki özellikler de kontrol edilebilir değişkenler arasındadır:

- İstenen hıza ve istenen bir yük değerine göre ayrı şekillerde analiz yeteneği,
- Supap zamanlaması modellemesi,
- Silindir giriş ve çıkışlarının modellenmesi
- Silindir içi akış modellemesi,
- Yakıt enjeksiyonunun modellenmesi,
- Silindir içine direkt enjeksiyonun modellenmesi.

Yukarıda bahsi geçen yöntemler kullanılarak, fiziksel test verilerine gerek kalmadan belli bir seviyeye kadar motor üzerinde modifikasyon çalışması yapılabilmektedir. Böylece test ve kalibrasyon işlemlerinin yükü azaltılmakta ve test maliyetleri de düşürülebilmektedir. Bu tür analiz çalışmaları motor üreticileri için motor üzerindeki ön çalışmalar için önemli bir etki oluşturmaktadır.

Bu doktora çalışması kapsamında yapılan çalışmalarda ülkemiz yeraltı kaynaklarından çıkarılan linyit kömürünün sıvı yakıta dönüştürülmesi ile elde edilen FT dizel yakıtı kullanılmıştır. FT dizel yakıt TÜBİTAK MAM'ın yürütücülüğünü yapmış olduğu "Biyokütle ve Kömürden Sıvı Yakıt Üretimi - 108G043" projesi kapsamında kullanılan pilot tesisinde üretilmiştir. Soma linyit kömürü ile üretilen FT dizel yakıtının bazı fiziksel ve kimyasal özellikleri Tablo 3.1'de verilmektedir.

Etanol, ülkemiz tarım ürünlerinden temin edilmiş olup 2-bütanol ise Merck firmasından satın alınmıştır. Tez çalışmasında kullanılan yakıtların özelliklerinin bir bölümü üretici firmalar tarafından yapılan ölçümlerden alınmış olup ölçümü yapılmamış özellikleri (alt ısıl değer, etanol ve 2-bütanol için setan sayısı) de literatürden özetlenerek (Boundy ve diğ., 2011; Doustdar ve diğ., 2016; Jian-guang ve diğ., 2004; T. Zhang ve diğ., 2016) aşağıdaki tablolarda (Tablo 3.1 ve Tablo 3.2) verilmiştir. EN590:2014 Euro6 dizel standart özellikleri ise karşılaştırma için verilmiştir.

Tablo 3.1. Konvansiyonel dizel ve FT dizel özellikleri

Özellikler	**Standart: Euro 6 EN590:2014**	**Motorin**	**FT Dizel**
Yoğunluk (kg/m^3)	820-845	842,8	784,8
Kinematik Vizkozite (mm^2/s)	2,00-4,50	2,839	2,12
Parlama Noktası (^{o}C)	>55	69,5	85,5
Setan Sayısı	>51	51,7	>65
Distilasyon (%)			
250 ^{o}C	<65	35,6	51,5
350 ^{o}C	>85	95,8	100
Su (%)	0,02	0,006	0,003
Kükürt (mg/kg)	<10	7,6	14,3
Aromatik İçeriği (%)	<8	-	1,8
Alt Isıl Değeri (MJ/kg)	-	42,612	43,247

Tablo 3.2. Dizel, etanol ve 2-bütanol özellikleri

Özellikler	**Motorin**	**Etanol (C_2H_5OH)**	**2-bütanol (C_4H_9OH)**
Yoğunluk (kg/m^3)	842,8	790	805
Kinematik Vizkozite (mm^2/s)	2,839	1,13	3,1
Donma Noktası (^{o}C)	-	-114,5	-115
Parlama Noktası (^{o}C)	69,5	12	20,5
Setan Sayısı	51,7	-	-
Saflık (%)	-	>99,9	>99,0
Su (%)	0,006	0,003	0,003
Alt Isıl Değeri (MJ/kg)	42,612	26,952	34,366

Tablo 3.1 incelendiğinde FT dizel yakıt özelliklerinin petrol kökenli dizel yakıtına yakın olmasından doalyı bu tez çalışmasında FT yakıtın %100 kullanılmasına karar verilmiştir.

Tablo 3.2'de verilen üreticilerden alınan yakıt özelliklerine ek olarak etanol ve 2-bütanolün setan sayısı literatür taramasından etamol için 5-8 arasında, 2-bütanol için ise 17-25 arasında olduğu tespit edilmiştir. Alkol kökenli yakıtların özellikleri bir bütü olarak incelendiğide %100 oranında sıkıştırmalı ateşlemeli bir motorda kullanılmasının uygun olmadığına karar kılınmıştır. Sıkıştırmalı ateşlemeli motorlarda vuruntusuz bir çalışma için setan sayısı en az 40 olması gerekliliği yapılan literatür taramasında görülmüştür (Chukwuezie ve diğ., 2017). Bu sebep ile hacimsel olarak eklenebilecek etanol miktarının tayini önem arz etmektedir. Dizel yakıta eklenen her %5 (hacimsel) etanol, dizel-etanol karışımında setan sayısını 4-6 birim civarında azalttığı ifade edilmektedir (Gerdes ve Suppes, 2001; Nagy, 2011). Dizel-etanol karışım yakıtın setan sayısının tayini, karışıma eklenen yakıtların setan sayısı (CN), yakıtların karışım içindeki hacimsel oranı kadar etkili olacak şekilde Denklem (3.1) kullanılarak hesaplanmıştır (Chukwuezie ve diğ., 2017).

$$CN = xCN_{motorin} + yCN_{etanol} + zCN_{2\text{-}bütanol} \quad (3.1)$$

Yukarıdaki denklemde CN test yakıtının setan sayısını göstermektedir. $CN_{motorin}$, CN_{etanol} ve $CN_{2\text{-}bütanol}$ sırasıyla dizel yakıt, etanol ve 2-bütanolün setan sayılarını belirtirken x, y ve z hacimsel yüzde olarak harmanlanmış yakıttaki dizel, etanol ve 2-bütanolün oranını göstermektedir. Dizel-etanol karışımı hazırlanırken motor çalışması için güvenli bir karışım oranı belirlemek adına test yakıtının en az 40 setan sayısına sahip olması

gerekliliği gözönünde bulundurulmuştur. Diğer taraftan farklı oranlarda dizel-etanol karışımları ile yapılan bir çalışmada Huang ve diğ. (Huang ve diğ., 2009) dizel-etanol yakıt karışımlarına n-bütanol eklenmesinin, karışım yakıtlarında 11 güne kadar faz ayrışmasının önlendiğini bildirmiştir. Jin ve diğ. (Jin ve diğ., 2021), n-bütanolün dizel ve suyun karşılıklı çözünürlüğü için faydalı olduğunu ve aynı zamanda izopropanol-butanol-etanol'ün su toleransını da desteklediğini raporlamıştır. Bu doktora tez çalışmasında dizel-etanol karışımı hazırlanırken faz ayrışmasını önlemek için etanolün %20'si kadar 2-bütanol eklenmiştir. Buna göre yapılan farklı karışım oranları arasından %20 etanol, %4 2-bütanol ve %76 dizel karışımının uygun olduğuna karar verilmiştir. Üreticiler tarafından sağlanan ve literatürden elde edilen yakıt özellikleri ile hesaplamalar yapılmış ve bunun sonucunda elde edilen yakıt özellikleri Tablo 3.3'te verilmiştir.

Tablo 3.3. Dizel-etanol test yakıtı özellikleri

Test Yakıtı Özellikleri	**E10B2**	**E15B3**	**E20B4**	**E30B6**
Dizel (% v/v)	88	82	76	64
Etanol (% v/v)	10	15	20	30
İzobütanol (% v/v)	2	3	4	6
Yoğunluk (kg/m^3)	836,76	833,75	830,73	824,70
Kinematik Vizkozite (mm^2/s)	2,67	2,59	2,51	2,34
Setan Sayısı	46,3	43,7	40,9	35,6
Alt Isıl Değeri (MJ/kg)	40,881	40,016	39,150	37,419

Karışım oranı belirlenen dizel-etanol-2-bütanol yakıt ile faz ayrışmasının gözlemlenmesi için karışım hazırlanmış ve faz ayrışması olana kadar beklenmiştir. Bu çalışmada etanol-dizel yakıt karışımına 2-bütanol ilave edilmeden önce hazırlanan karışımlarda 30 dakika içerisinde faz ayrışması gözlemlenmiştir. Etanol-dizel yakıt karışımına 2-bütanol ilavesi sonrasında yapılan gözlemlerde E20B4 için 24 saat içerisinde iki kat halinde birbirinden ayrıldığı tespit edilmiştir.

Pilot üretim tesisinden elde edilen FT dizel yakıt miktarının kısıtlı olması dolayısı ile çalışılması yapılabilecek olan test noktalarının belirlenmesi gerekmekte idi. 1000-2200 dev/dak arasında 200 dev/dak artış ile yapılacak olan enjeksiyon zamanı ve supap zamanlaması çalışmaları için 35 test noktasının çalışılması gerekmektedir. Eldeki kısıtlı FT dizel yakıtı dolayısı ile en fazla 15 test noktasının çalışılabileceği tespit edilmiştir. Bu sebeple bütün motor çalışma devirlerinden ziyade sırası ile motorun maksimum tork,

maksimum güç ve maksimum hız devirleri olan 1400, 1800 ve 2200 dev/dak motor devrinde çalışmaya karar verilmiştir. Enjeksiyon zamanlaması için de baz durumdan 10°KA (-10) daha önce yakıt püskürtülmesi ve yine baz duruma göre 10°KA (+10) daha sonra yakıt püskürtülmesi çalışmaları yapılmıştır. Supap zamanlaması için de yapılan 1B model çalışmaları sonuçlarına göre supap zamanının 10°KA değiştirilmesine karar verilmiştir. Tez çalışmasında takip edilen motor test matrisi ve kullanımına karar verilen yakıt bilgileri sırası ile Tablo 3.4 ve Tablo 3.5'te verilmektedir.

Tablo 3.4. Motor test matrisi

Motor Devri	**(dev/dak)**	**1000**	**1200**	**1400**	**1600**	**1800**	**2000**	**2200**
Enjeksiyon Zamanlaması	(°KA)			-10 +10		-10 +10		-10 +10
Supap Zamanlaması	(°KA)			10		10		10

Tablo 3.5. Testlerde kullanılan yakıtlar ve özellikleri

Test Yakıtı	**D100**	**FT100**	**E20B4**
Dizel (% v/v)	100	-	76
FT dizel (% v/v)	-	100	-
Etanol (% v/v)	-	-	20
2-bütanol (% v/v)	-	-	4
Yoğunluk (kg/m^3)	842,8	784,8	830,73
Kinematik Vizkozite (mm^2/s)	2,839	2,12	2,51
Setan Sayısı	51,7	>65	40,9
Alt Isıl Değeri (MJ/kg)	42,612	43,247	39,150

3.1. İçten Yanmalı Motorun 1 Boyutlu Modellenmesi

Günümüzde içten yanmalı motor modellemesinde kullanılan başlıca yazılımlar AVL BOOST™, GT-Power™ ve Ricardo WAVE™'dir (Alqahtani ve diğ., 2015; Nerkar, 2012). Bu yazılımlar motor modellemesi ve gaz dinamiği benzetim çalışmalarında kullanılmakta ve modern içten yanmalı motorların mühendislik ve tasarım çalışmalarında tercih edilmektedir (Alqahtani ve diğ., 2015; Nabi ve diğ., 2019). Bu yazılımlar sayesinde farklı tasarım parametreleri pahalı ve zaman alan prototip motorların üretimi

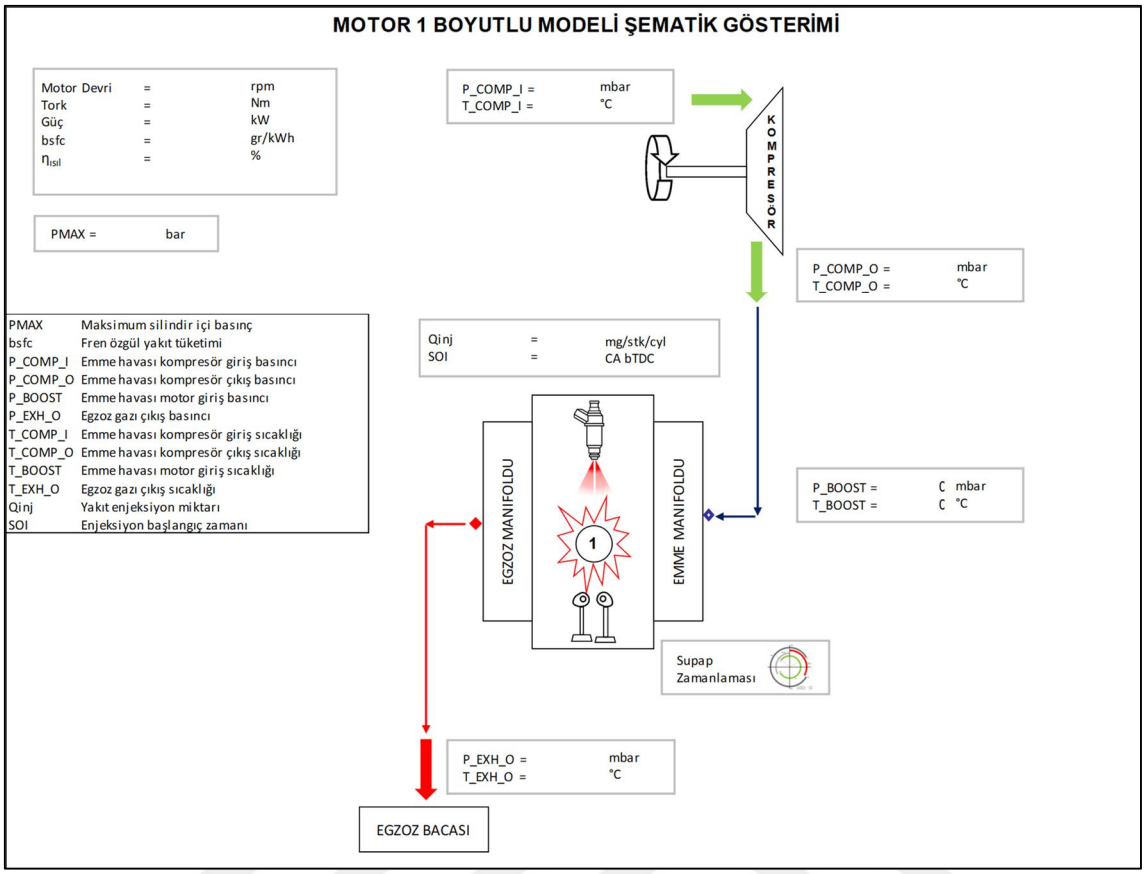
gerçekleştirmeden önce irdelenebilmekte ve optimizasyon çalışmaları yapılabilmektedir (Alqahtani ve diğ., 2015). Yapılan literatür araştırmasına göre 1 boyutlu motor modelleme yazılımları ile tam yükte %1'e kadar, kısmı yüklerde ise %10'a kadar yakınsama ile güç, tork, özgül yakıt tüketimi, silindir içi gaz basıncı, egzoz sıcaklığı ve NO_x gibi motor performans ve emisyon değerleri doğru tahmin edilebilmektedir (Nerkar, 2012).

Doktora tez çalışmasında Kocaeli Üniversitesi'nde lisansı bulunan AVL BOOST™ yazılımı kullanılarak 1 boyutlu motor modeli oluşturulmuştur. AVL BOOST™ yazılımı ile akışkanların sıcaklık, basınç, yoğunluk ve özgül enerjileri kullanılarak hesaplamalar yapılmaktadır (Iliev, 2014). Tez çalışmasında testlerin yapılacağı tek silindirli araştırma motorunun geometrik ölçüleri (silindir çapı, kurs boyu, sıkıştırma oranı, emme ve egzoz port uzunlukları, emme ve egzoz supap çapları vb.) ölçülmüş ve modelin kurulmasında kullanılmıştır. Motor test dinamometresinde yakıt enjeksiyonu yapılmadan, yani yanma olmadan (motored modu) motor üzerinde testler gerçekleştirilerek motorun sürtünme kayıpları çıkartılmıştır. Bunun yanında içten yanmalı motor farklı devirlerde çalıştırılarak 1B motor modeli doğrulama çalışmasında kullanılan silindir içi gaz basıncı, egzoz gaz sıcaklıkları, motor torku vb. ölçümler yapılmıştır. Yapılan ölçümler aynı zamanda yanma eğrisi, tutuşma gecikmesi ve yanma başlangıcı hesaplarının yapılmasında kullanılmıştır.

Tek silindirli araştırma motorunun termodinamik modeli kurulması için öncelikle motor modeli blok diyagram olarak oluşturulmuştur. Yazılım üzerinde yapılan irdelemeler ile birlikte, girdi olarak kullanılacak parametreler belirlenmiş ve blok diyagrama eklenmiştir (Şekil 3.2). Buna göre modelde, motora ait geometrik bilgiler dışında;

- Emme havası giriş sıcaklığı ve basıncı
- Enjeksiyon miktarı
- Enjeksiyon başlangıç zamanı
- Supap zamanlaması ve emme/egzoz portlarındaki kayıplar
- Egzoz gazı sıcaklığı ve basıncı

gibi bilgilerin de girdi olarak kullanılması gerektiği tespit edilmiştir. Dinamometre testlerinde yapılan ölçümler ile yukarıdaki bilgiler elde edilmiştir.



Şekil 3.2. 1B motor modeli şematik gösterimi

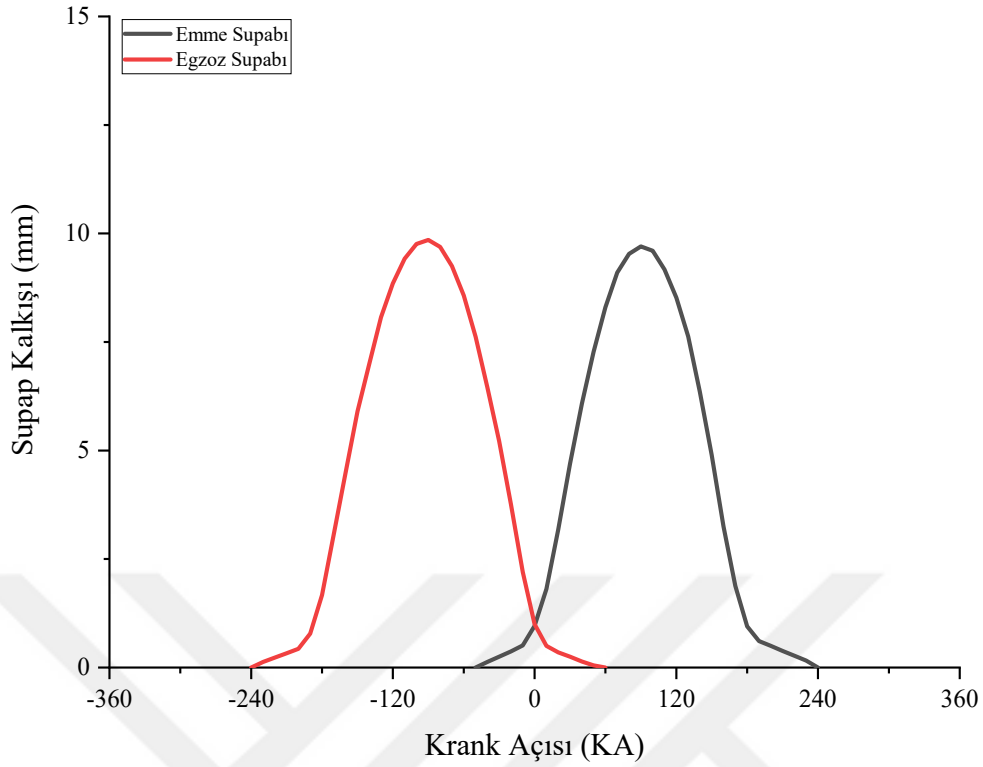
Oluşturulan şematik model yardımı ile AVL BOOST™ yazılımı kullanılarak tek silindirli araştırma motorunun termodinamik modeli kurulmuştur. Kurulan 1B modelde sistem giriş sınır koşulu olarak kompresör çıkışındaki emme havasının basınç ve sıcaklık ölçüm değerleri kullanılmıştır. Kompresörden motor emme manifolduna kadar uzanan hava emiş borusu da modele eklenmiş ve boru üzerine bir ölçüm noktası konulmuştur. Böylece model çalıştırılıp sonuçlar alındığında ölçüm noktasındaki havanın debi, basınç ve sıcaklık bilgileri elde edilebilmiştir. Elde edilen bu teorik hesaplar ile motor test dinamometresinden elde edilen ölçümler karşılaştırılarak sonuçların tutarlılığı irdelenebilmiştir. 1B motor modelinde emme manifoldu hava kutusu olarak modellenerek hacimsel verim hesabında referans olarak kullanılmıştır. Emme manifoldundan sonra emme ve egzoz portları da modele eklenmiş olup yine bunlar üzerine ölçüm noktaları eklenmiştir. Model sonuçları incelenirken portlardan geçen hava miktarı ile havanın basınç ve sıcaklık değerleri irdelenmiştir. Portlar sonrasında yanma odası modellenmiştir. Yanma odası modellenirken motora ait geometrik bilgiler, ısı transfer modelleri, yanma modelleri ve supap zamanlama bilgileri kullanılmıştır. Silindir modellemesinde

kullanılan bilgilerin olduğu arayüzde öncelikle motorun geometrisine ait olan çap, kurs boyu, biyel kolu uzunluğu ve piston pim kaçıklığı bilgilerinin tanımlanması gerekmiştir. Bu arayüzde tanımlanan motora air geometrik bilgiler tek silindirli araştırma motoru üzerinden ölçümlenmiştir. Tek silindirli araştırma motoruna ait geometrik bilgiler Tablo 3.6'da verilmektedir.

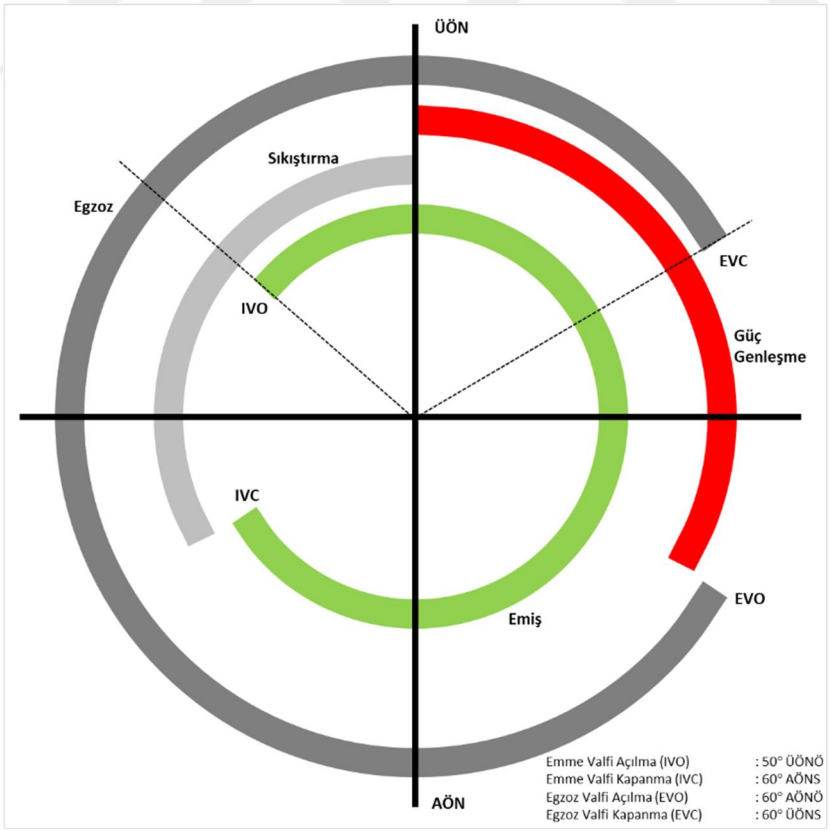
Tablo 3.6. Tek silindirli motor geometrik ölçüleri

Ölçü		**Değer**
Silindir Çapı	mm	106,5
Kurs Boyu	mm	127,0
Biyel Kolu Uzunluğu	mm	203,0
Sıkıştırma Oranı	-	16,14
Efektif Blow-by Açıklığı	mm	0,0008
Piston Yüzey Alanı	mm^2	11580,64
Silindir Kafası Yüzey Alanı	mm^2	8908,18
Emme Supap Çapı	mm	37,0
Egzoz Supap Çapı	mm	36,0

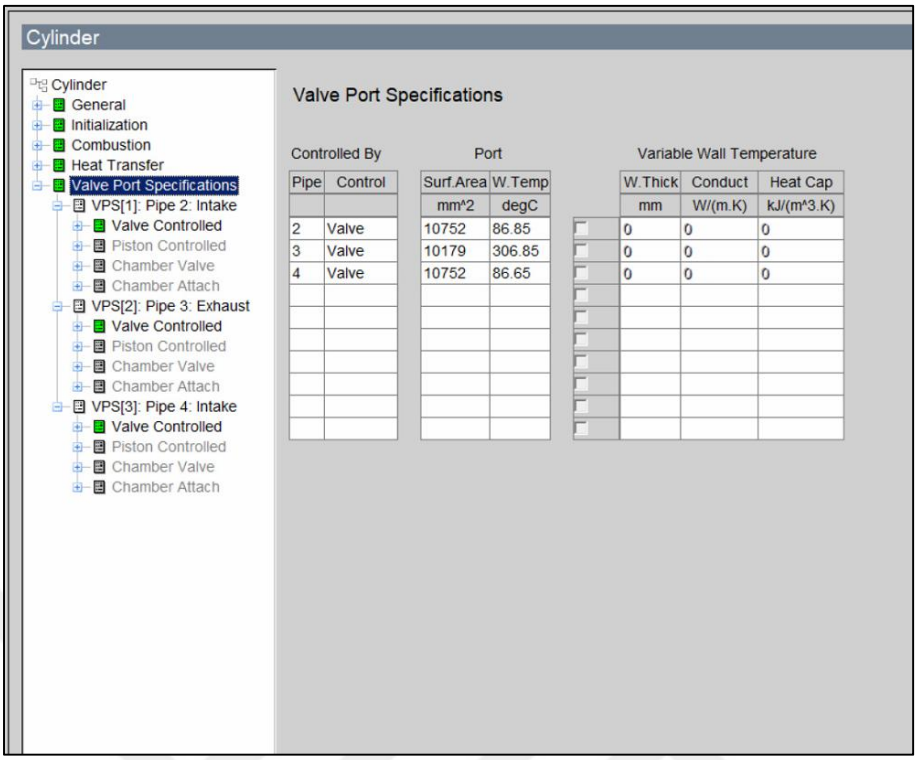
1B motor modelinde silindire bağlanan her bir boru segmentinin piston kontrollü mü yoksa supap kontrollü mü olduğunun tanımlanması gerekmektedir. Piston kontrollü durum sadece 2 zamanlı motorlar için geçerli olduğundan bu çalışmada kullanılan 4 zamanlı motor için supap kontrollü boru segmentleri eklenmiştir. Tek silindirli araştırma motorunda 2 adet emme ve 1 adet egzoz supabı olduğu için silindir elemanına 3 boru segmenti bağlanmıştır. Her supap için de geometrik bilgiler ile birlikte supap kalkış eğrilerinin tanımlanması gerekmektedir. Bu amaç ile motor üzerinden krank açısına bağlı supap kalkış ölçümleri yapılarak supap eğrileri çıkartılmıştır. Tek silindirli motora ait supap kalkış eğrileri ve supap zamanlama diyagramı sırası ile Şekil 3.3 ve Şekil 3.4'te verilmiştir. Sadece bu bölüme özgü, Şekil 3.3'te emme ve egzoz supap eğrilerini art arda gösterebilmek adına 0°KA emme zamanındaki ÜÖN olarak tanımlanmıştır. Her supap için kalkış eğrileri program arayüzünde tanımlanmıştır (Şekil 3.5 ve Şekil 3.6). Tez çalışmasında supap zamanlamasının da etkisi incelendiğinden dolayı supap zamanlaması kalkış eğrileri krank açısına bağlı kaydırılarak güncellenmiştir.



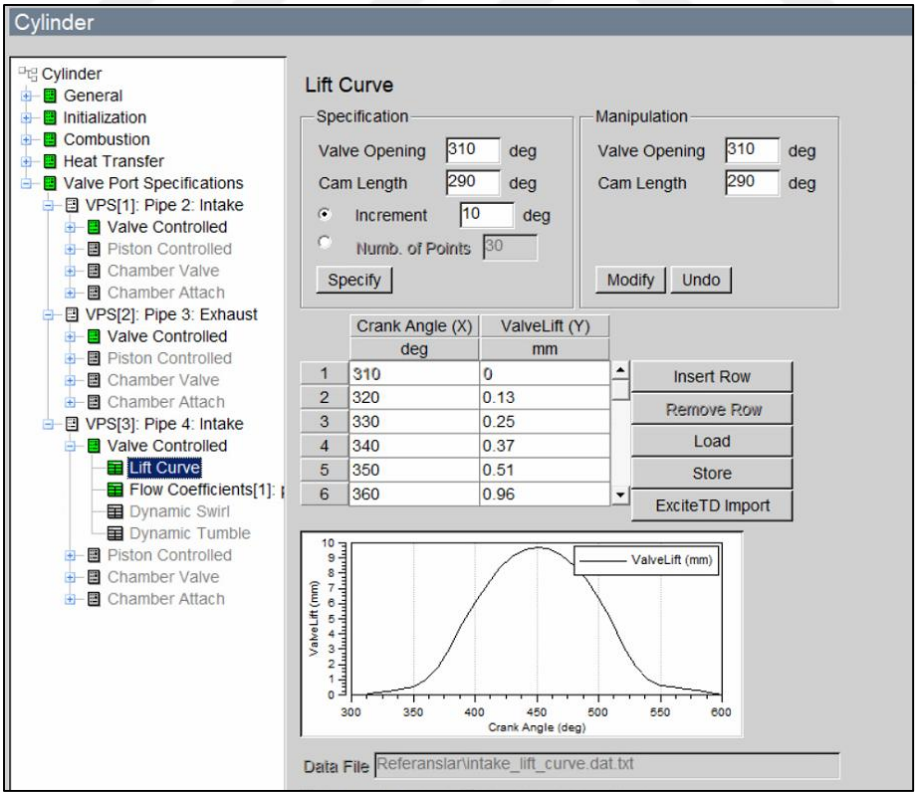
Şekil 3.3. Tek silindirli motor egzoz ve emme supapları kalkış eğrileri



Şekil 3.4. Tek silindirli motor supap zamanlama diyagramı



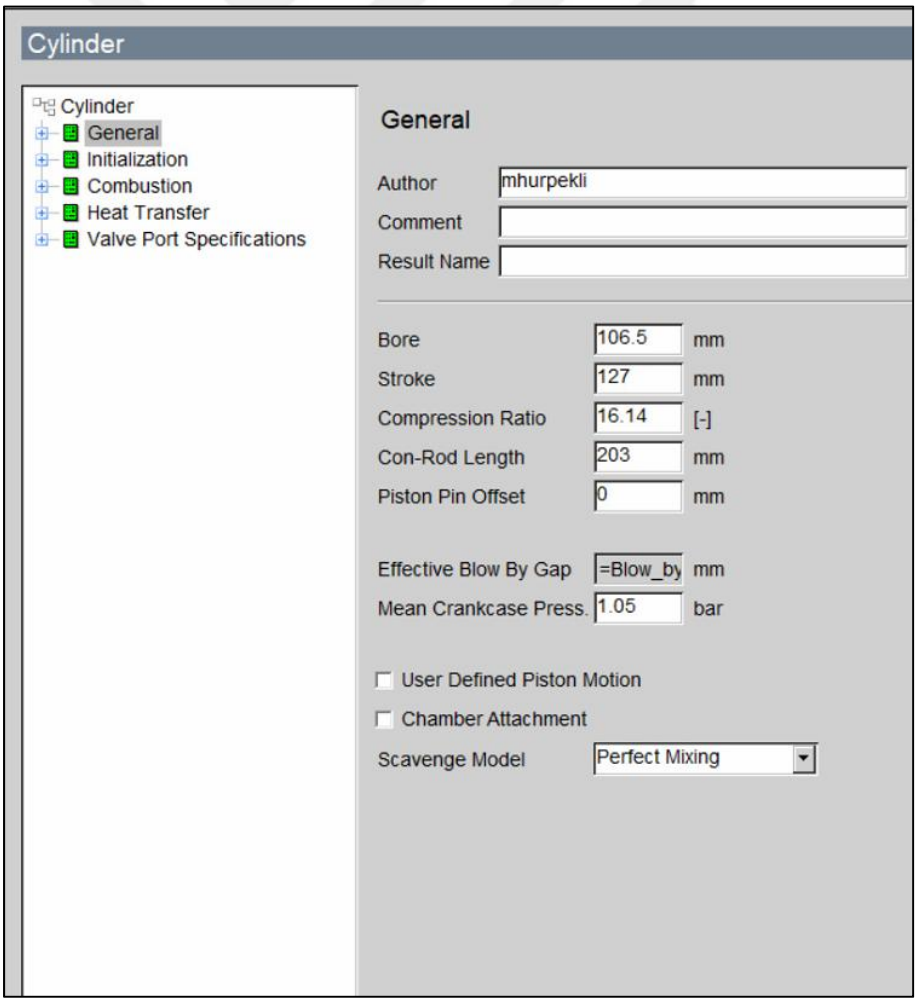
Şekil 3.5. 1B motor modeli supap geometrik bilgileri



Şekil 3.6. 1B motor modeli supap zamanlaması

Silindir modellemesinde kullanılan bilgilerin olduğu arayüzde motor geometrik verileri Şekil 3.7'de gösterildiği gibi girilmiştir. Yanma odasından egzoz tahliyesi için "İdeal Tahliye" (Perfect Scavenging) modeli kullanılmıştır. 4 zamanlı motorlarda "İdeal Tahliye" modelinin kullanılması AVL BOOST™ yazılımı tarafından da önerilmektedir.

Sıkıştırmalı ateşlemeli motorlarda yakıt silindir içine doğrudan püskürtülmekte olup yakıt enjeksiyon sistemi silindirin bir parçası olarak modellenmektedir. AVL BOOST™'ta ayrıca bir enjeksiyon sistemi tasarımına ihtiyaç duyulmamaktadır. Yakıt sistemi tanımında da iki farklı seçenek olup ya çevrim başına püskürtülen yakıt miktarı tanımlanmakta ya da hedef hava-yakıt oranı belirlenmektedir. Hedef hava-yakıt oranının tanımlanması durumunda yazılım, silindir içindeki hava miktarına göre yakıt miktarını ayarlamaktadır. Tez çalışmasında silindir içine sevk edilen yakıt miktarı bilindiğinden silindir içine püskürtülen yakıt miktarı bu çalışmada parametre olarak kullanılmıştır.



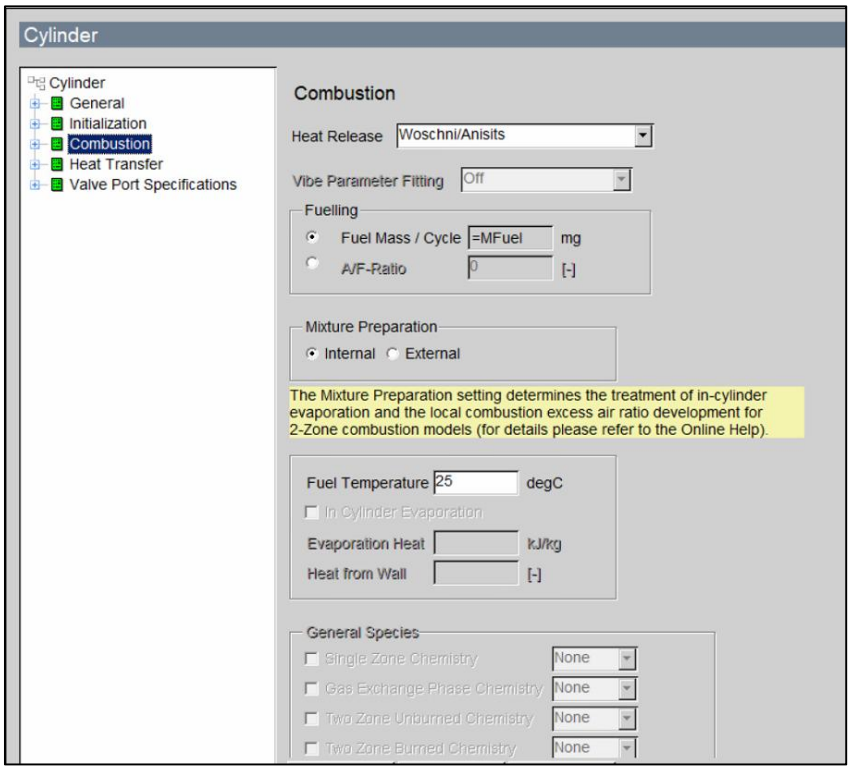
Şekil 3.7. 1B motor modeli silindir özellikleri

Yanma modelleri incelendiğinde yazılım içerisinde tanımlanan modeller (Şekil 3.8) ve modeller ile ilgili edinilen bilgiler şu şekildedir.

Single Vibe Function: Buji ve sıkıştırmalı ateşlemeli motorlar için kullanılabilen bir modeldir. Yanma başlangıcı ve yanma süresi ile tanımlanmaktadır. Vibe modeli yanan yakıt kütlesinin oranını hesaplamak için kullanılmaktadır. Vibe modeli Denklem (3.2) ile ifade edilmektedir (Ghojel, 2010). Buna göre "x" toplam yanan yakıt kütlesinin oranını verirken "a" Vibe parametresi, "t" tutuşma başlangıcından itibaren geçen süre, "t_d" toplam yanma süresi ve "m" ise yanma karakteristik üsteli olarak tanımlanmaktadır.

$$x = 1 - e^{a(t/td)^{m+1}} \tag{3.2}$$

Yanma eğrisinin karakteristiğini belirleyen "a" ve "m" parametrelerinin her yanma durumu (her devir, yakıt miktarı gibi çalışma durumları) için tanımlanması gerekmektedir. Tam bir yanma için "a" parametresinin 6,9 olarak seçilmesi gerekmektedir. Yanma eğrisi motor yüküne bağlı olarak değiştiği için "m" parametresinin de farklı yükler için değiştirilmesi zarüridir. Dizel motorlar için 0,9-1,0 arasında değerler seçilebilmektedir.



Şekil 3.8. 1B motor modeli yanma modelleri

Double Vibe Function: Silindir içi basınç eğrisinde iki tepenin gözlemlendiği, sıkıştırmalı ateşlemeli motorlarda kullanılmaktadır. Her iki tepe noktası için Vibe fonksiyonu tanımlanabilmektedir. Yanma eğirisi motor yüküne bağlı olarak değiştiği için "m" parametresinin de farklı yükler ve her iki tepe noktası için değiştirilmesi gerekmektedir. Dizel motorlar için 0,9-1,0 arasında değerler seçilebilmektedir.

Single Zone Table: Optimum açığa çıkan ısı yaklaşımı için referans noktalarının kullanılabildiği modeldir. Referans açığa çıkan ısı noktaları ilgili krank açısına göre tanımlanmaktadır.

Woschni/Anisits (sadece sıkıştırmalı ateşlemeli motorlar için): Bu model Vibe parametrelerini bilinen bir çalışma noktasını kullanarak tahmin etmektedir. Özellikle değişken yük durumu çalışmalarında tercih edilmektedir. Model sayesinde her çalışma noktası için tekrar tekrar Vibe parametrelerinin tanımlanmasına gerek kalmamaktadır. Bu model için motor hızı, tutuşma gecikmesi, hava-yakıt oranı ve emme supapları açıldığındaki silindir içindeki durumun (sıcaklık ve basınç) bilinmesi gerekmektedir.

User Defined Model: Kullanıcının kendi yanma modelini oluşturmasına imkân sağlamaktadır.

Constant Volume Combustion: Kullanıcı tarafından tanımlanan krank açısında, yanmanın gerçekleştiği modeldir. Maksimum yanma verimi modellenmektedir.

Constant Pressure Combustion: Bu modelde silindir içi yanma basıncı kullanıcı tarafından tanımlanmaktadır. AVL BOOST™ yazılımı da buna göre yanma eğrisini oluşturmaktadır. Sıkıştırma sonunda silindir içi basınç kullanıcı tarafından tanımlanan basınçtan düşük ise silindir içi basınç sabit hacimde yanma modeli kullanılarak ve yakıt, silindir içindeki basıncı sabit tutacak şekilde yakılmaktadır. Sıkıştırma sonunda silindir içi basınç kullanıcı tarafından tanımlanan basınçtan yüksek ise yanma genişleme zamanında başlatılmaktadır.

Motored: Yanmanın olmadığı, içten yanmalı motorun dinamometre tarafından döndürüldüğü durumları modellemek için kullanılmaktadır.

Vibe 2 Zone: Vibe parametreleri tanımlanmakla birlikte yanmanın gerçekleştiği ve yanmanın gerçekleşmediği bölgeler için de sıcaklık hesaplanmaktadır. Motorun vuruntu karakteristiği bu model ile tahmin edilebilmektedir.

Target Pressure Curve: Testlerden elde silindir içi basınç eğrisinin tanımlanabildiği modeldir. Farklı yakıt miktarlarında, yük durumunda ve motor devrinde farklı silindir içi basınç eğrileri oluştuğu için her duruma özel silindir içi basınç eğrisi tanımlanması gerekmektedir.

Bu tez çalışmasında farklı devir ve yüklerde çalışma yapıldığı için *Woschi/Anisits* modeli tercih edilmiştir. Diğer taraftan 1B motor modeli doğrulaması öncelikle yanmanın olmadığı durum için yapılmış olup bunun için de *Motored* modeli kullanılmıştır.

3.1.1. 1 Boyutlu Motor Sürtünme Kayıpları Modeli Doğrulaması

1B motor modeli ile gerçek motorun benzetimi için tork ve silindir içi basınç parametrelerinin kalibre edilmesi zarüridir. Bu kapsamda öncelikle motorun sürtünme kayıplarını tespit etmek için yanmanın olmadığı durum için tek silindirili motor dinamometre tarafından tahrik edilerek yakıt enjeksiyonu yapılmamış ve veriler alınmıştır. Numerik çalışmada kullanılan AVL BOOST™ yazılımı içerisinde *Motored* modeli kullanılarak motorun piston hareketi ve dönen parçalarından kaynaklı sürtünme kayıpları ve sıkıştırma sonu silindir içi basınç verileri elde edilmiştir. Yapılan literatür araştırmasına göre 1 boyutlu motor modelleme yazılımları ile tam yükte %1'e kadar, kısmı yüklerde ise %10'a kadar fark ile güç, tork, silindir içi gaz basıncı ve egzoz sıcaklığı gibi motor performans değerleri doğru tahmin edilebilmektedir (Nerkar, 2012). Doğrulama çalışmasında da bu değerler referans alınarak iterasyonlar gerçekleştirilmiştir.

Bu hedefler gözetilerek 1B modelde iterasyon çalışması yapılarak motorun sürtünme kayıpları modellenmiştir. Motor çalışma devirleri motorun maksimum hızı (2200 dev/dak) aşılacak şekilde 1000 dev/dak'tan başlayarak 2250 dev/dak'a kadar 250 dev/dak artış ile belirlenmiştir. Yapılan ilk iterasyon sonuçları incelendiğinde tork ve silindir içi gaz basıncı (P_{max}) için 1000, 1250 ve 1500 dev/dak motor devirleri için model yakın sonuçlar vermiştir. İkinci iterasyon çalışması silindir içi gaz basıncını iyileştirmek için, üçüncü iterasyon çalışması da elde edilen torku iyileştirmek için yapılmıştır. Tablo 3.7'de

gösterildiği gibi üçüncü iterasyon sonucunda %1 civarında ve altında yakınsamalar ile motor modeli kalibre edilebilmiştir. Buna göre 3 iterasyon sonucunda motor için uygun sürtünme modeli parametreleri bulunmuştur. Bu çalışmada literatürde de hedeflenen %10 sapmanın altında yakınsama ile model oluşturulmuştur.

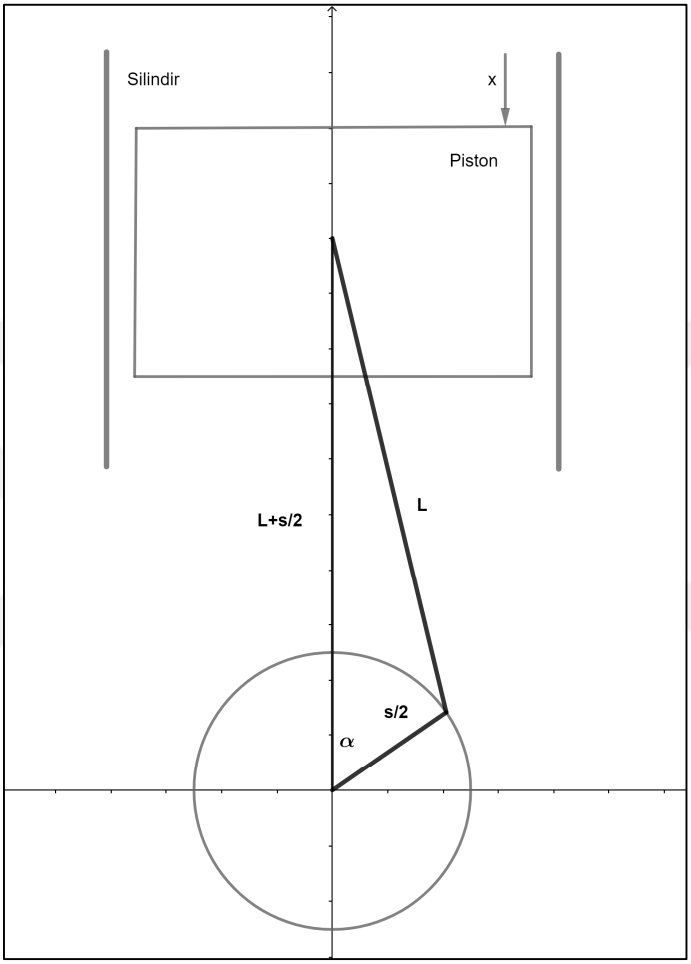
Tablo 3.7. Motor sürtünme modeli doğrulaması

Motor Devri	**Çalışma**	**İterasyon 1**		**İterasyon 2**		**İterasyon 3**	
		Tork (Nm)	**P_{max} (bar)**	**Tork (Nm)**	**P_{max} (bar)**	**Tork (Nm)**	**P_{max} (bar)**
1000	Deneysel	-19,19	45,35	-19,19	45,35	-19,19	45,35
	Nümerik	-19,17	43,87	-18,02	44,79	-19,12	44,79
	Fark (%)	0,09	3,26	6,08	1,23	0,35	1,23
1250	Deneysel	-20,22	43,00	-20,22	43,00	-20,22	43,00
	Nümerik	-19,85	44,37	-21,75	42,81	-20,27	42,81
	Fark (%)	1,82	3,20	7,58	0,43	0,26	0,43
1500	Deneysel	-22,11	45,81	-22,11	45,81	-22,11	45,81
	Nümerik	-21,46	44,68	-20,70	45,31	-22,02	45,31
	Fark (%)	2,92	2,47	6,39	1,10	0,39	1,10
1750	Deneysel	-23,76	37,91	-23,76	37,91	-23,76	37,91
	Nümerik	-22,95	44,94	-30,67	37,91	-23,86	37,91
	Fark (%)	3,39	18,53	29,11	0,01	0,44	0,01
2000	Deneysel	-23,66	39,56	-23,66	39,56	-23,66	39,56
	Nümerik	-22,79	45,10	-28,98	39,51	-23,78	39,51
	Fark (%)	3,68	13,99	22,31	0,13	0,50	0,13
2250	Deneysel	-26,74	42,70	-26,74	42,70	-26,74	42,70
	Nümerik	-25,87	45,19	-28,58	42,78	-26,84	42,78
	Fark (%)	3,27	5,83	6,87	0,19	0,36	0,19

Yapılan motor dinamometre testlerinde her bir motor devri için farklı silindir içi gaz basıncı (P_{max}) değerinin elde edildiği görülmüştür. İdeal gaz denklemi kullanılarak P_{max} hesaplandığında, motor devrinden bağımsız ve sadece sıkıştırma oranı ile izentropik indekse bağlı olarak değişim gösterdiği görülmüştür. Bu hesaplamada yakıt girişi (ısı girişi) olmadığı için çevrim sadece izentropik sıkıştırma ve izentropik genleşme olarak ele alınabilmektedir. Her iki durumda da P_{max} aşağıdaki Denklem (3.3) ile hesaplanmaktadır. Motorun çalışması esnasında silindir içine giren havanın özelliklerinin sabit kalacağı varsayılır ise izentropik indeks (k) de sabit kabul edilebilir. Hava için normal şartlar altında izentropik indeks 1,4 olarak alınmıştır (Çengel, 2004).

$$P_1 V_1^k = P_2 V_2^k \tag{3.3}$$

Silindir içi gaz basınç değişimini krank açısına göre hesaplayabilmek için silindir hacminin krank açısına göre değişiminin öncelikle hesaplanması gerekmektedir. Şekil 3.9'da ve aşağıda verilen Denklem (3.4) ve Denklem (3.5) kullanılarak krank açısına bağlı silindir hacmi hesaplanmıştır.



Şekil 3.9. Pistonun krank açısına bağlı olarak hareket denklemi

$$x(a) = L + \frac{s}{2}(1 - cos(a)) - \sqrt{L^2 - (\frac{s}{2}.sin(a))^2} \quad (3.4)$$

$$V(a) = \frac{\pi D^2}{4}.(\frac{s}{r_c - 1} + x(a)) \quad (3.5)$$

L: Biyel kolu uzunluğu

D: Silindir çapı

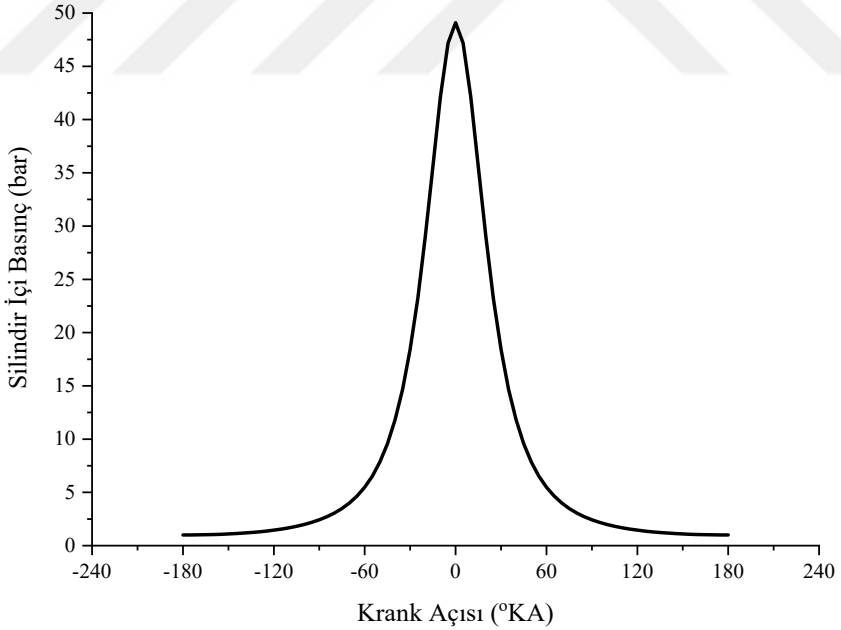
s: kurs boyu

r_c: sıkıştırma oranı

Teorik olarak hesaplanan P_{max} (Şekil 3.10) motor devrinden bağımsız olup ve maksimum 49,1 bar olarak bulunmuştur. Ne var ki Tablo 3.7'de verilen motor test ölçümlerinde P_{max} motorun farklı devirlerinde farklı değerler almıştır. Bunun sebepleri arasında;

- ideal gaz denklemi ile yapılan teorik P_{max} hesabında silindir içine alınan havanın şartlarının değişmediğinin varsayılması, özgül ısılar oranının (k) sabit ve 1,4 olarak kabul edilmesi,
- ters gaz akışının (blow-by) ihmal edilmesi,
- silindir içinde kalan art gaz miktarının ihmal edilmesi,
- çevrimler arası silindir içi durumun farklılık göstermesi söylenebilir.

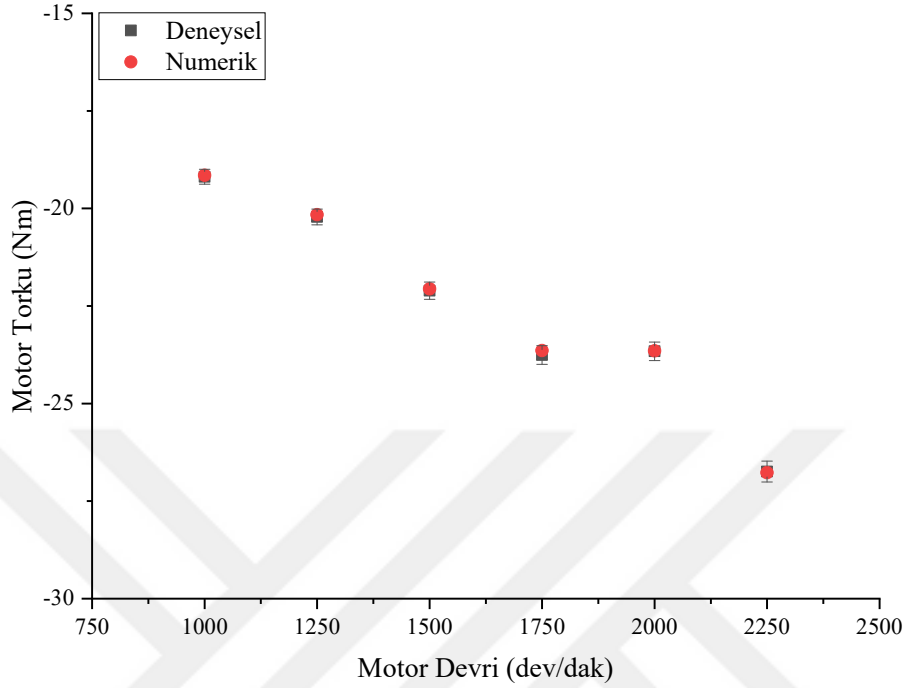
Bu sebeple 1B motor modeli benzetimi yapılırken P_{max} değerlerinin de yakınsaması sağlanmaya çalışılmıştır. Bu amaçla, 1B modelde özgül ısılar oranı sabit kabul edilmeyip gaz sıcaklığına göre hesaplanmış, ters akış için piston ile silindir duvarı arasına açıklık tanımlanmış ve silindir içinde kalan art gaz miktarı için tanımlama yapılmıştır. Böylece 1B model ile motor test verileri P_{max} açısından yakınsayabilmiştir.



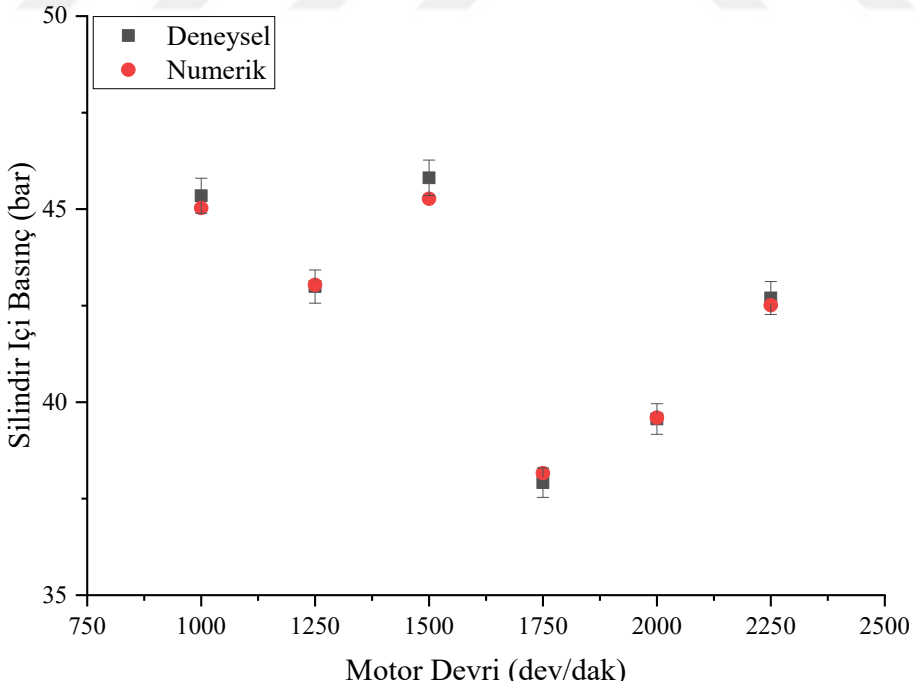
Şekil 3.10. Teorik hesaplanan silindir içi gaz basıncı

1B motor modeli ile motor dinamometre testi çalışmalarının benzetimi motor torku ve silindir içi P_{max} basıncı açısından değerlendirildiğinde Şekil 3.11 ve Şekil 3.12'de de

gösterildiği gibi motor modelinin motor test sonuçlarına göre %1 hata payı içerisinde kalibre edilebilmiştir.



Şekil 3.11. 1B model ile motor testi tork ölçümü karşılaştırması

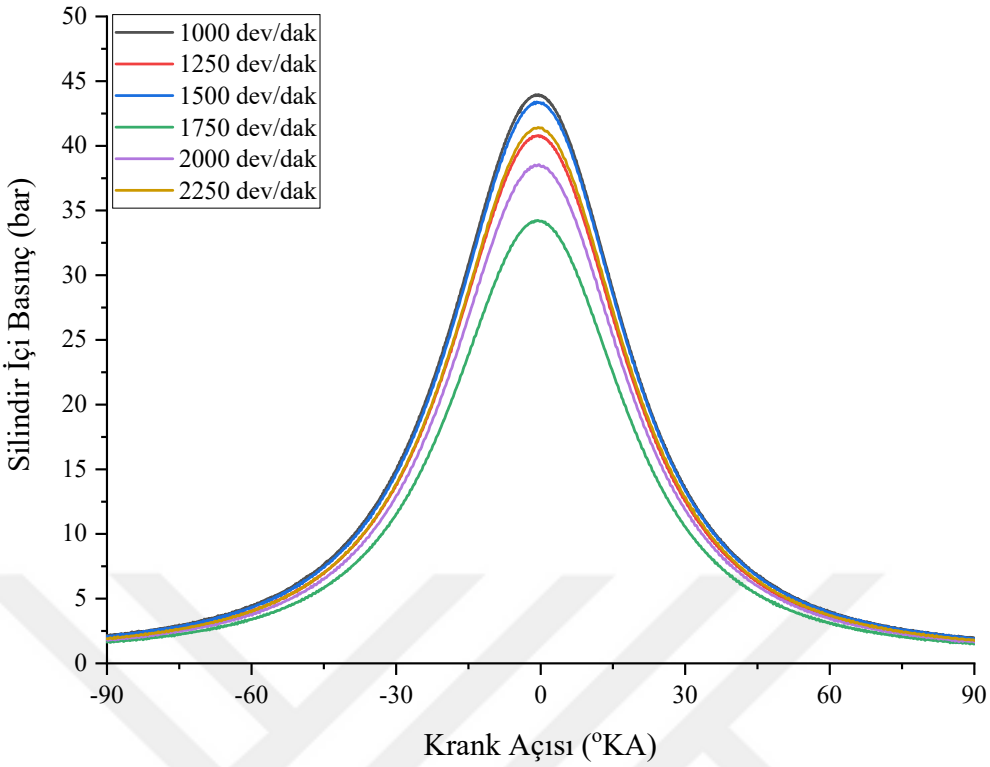


Şekil 3.12. 1B model ile motor testi silindir içi basınç karşılaştırması

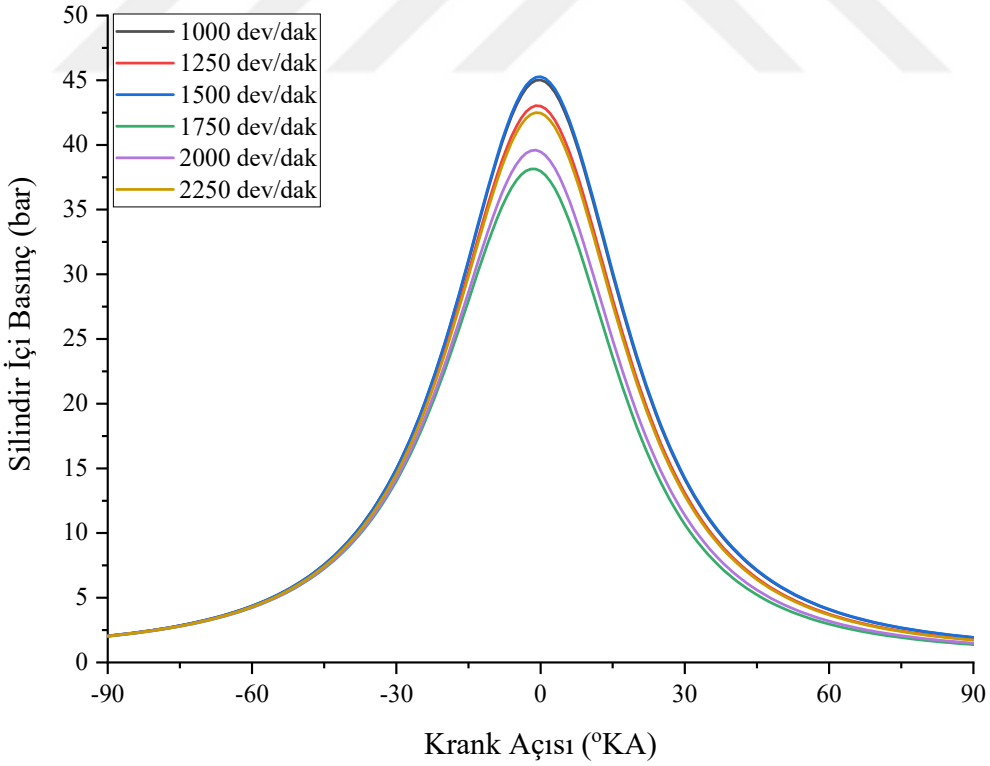
Silindir içi gaz basıncı değerlerinin literatürde de önerilen hata payı değerleri içerisinde olduğu yukarıdaki grafiklerde gösterilmiştir. Diğer taraftan 1B motor modelinden elde edilen silindir içi gaz basınç eğrilerinin krank açısına bağlı olarak değişimininin de motor dinamometre testlerinden elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılması yapılmıştır. Dinamometre testlerinde ölçülen, 1B model ile elde edilen silindir içi gaz basınç değerleri grafik olarak Şekil 3.13, Şekil 3.14 ve Şekil 3.15'te verilmiştir. Silindir içi gaz basıncı motor devrine bağlı olarak değişmektedir. Teorik olarak hesaplanan silindir içi gaz basıncı ise motor devrinden bağımsızdır. Bu farklılık piston segmanları üzerinden gerçekleşen ters gaz akışının olması (blow-by), silindir içi gaz sıcaklığının motor devrine bağlı olarak değişmesi ve dolayısı ile silindir içindeki hava özelliklerinin sabit kalmamasından kaynaklanmaktadır. Araştırma motoru, sırası ile 1000-1250-1500-1750-2000-2250 dev/dak hızlarında dinamometre tarafından yakıt enjeksiyonu olmadan döndürülmüştür. Her ne kadar motor yağı ve soğutma suyu sıcaklıkları sabit tutulmuş olsa da silindir içi duvar sıcaklığının, artan motor devri ile artması kaçınılmazdır. Artan yüzey sıcaklığının silindir içindeki gaz sıcaklığını arttırması ve akabinde izentropik indeksin azalması beklenmektedir (Heywood, 2018). Bu sebeple, farklı çalışma devirlerinde farklı P_{max} değerlerinin görülmesi ve teorik hesaplanan değerden farklılaşması kaçınılmazdır. Yapılan ölçümlere göre silindir içi gaz basıncı en az 33,2 bar (1750 dev/dak'da) ve en çok 43,9 bar (1000 dev/dak'da) olarak tespit edilmiştir. 1B model ile elde edilen silindir içi gaz basıncı değerlerine (Şekil 3.14) göre ise en az 38,1 bar (1750 dev/dak'da) ve fazla 45,2 bar (1500 dev/dak) elde edilmiştir.

Şekil 3.15'te gösterildiği gibi silindir içi basınç eğrileri her ne kadar deneysel ve numerik çalışma arasında farklılık gösterse de bu fark tam yük çalışmaları için kabul edilen %1 sapma içerisindedir. Diğer taraftan aynı motor devri için silindir içi basınç eğrileri benzer formu göstermektedir. Örnek olarak deneysel ve numerik çalışmada 1750 dev/dak motor devrinde en düşük silindir içi gaz basıncı görülmüştür. Benzer şekilde her iki çalışmada da en yüksek silindir içi gaz basıncı 1000 dev/dak ve 1500 dev/dak motor devirlerinde tespit edilmiştir.

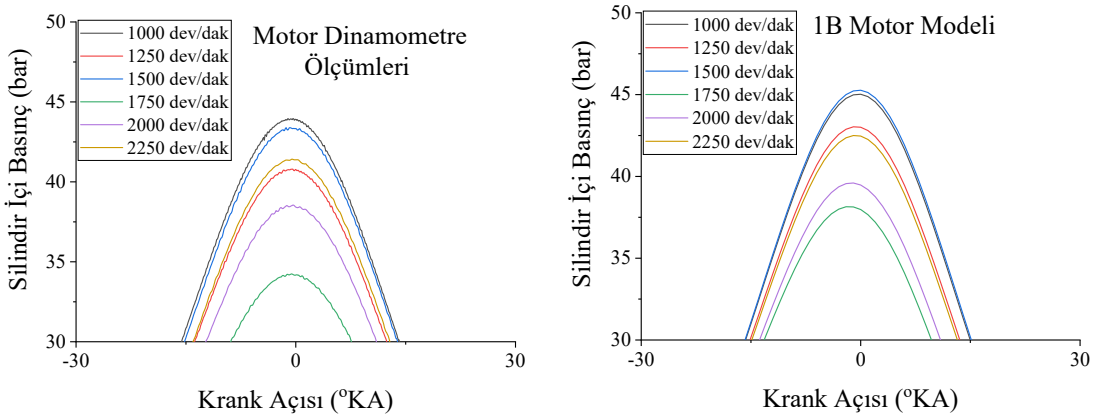
Motor dinamometre testlerinde egzoz gazı sıcaklığı ölçümü egzoz manifold çıkışından yapılmıştır. Yapılan ölçümler göstermiştir ki motor devri arttıkça egzoz gazının sıcaklığı özellikle 1500 dev/dak'dan sonra artmıştır (Tablo 3.8).



Şekil 3.13. Dinamometre testi ile elde edilen silindir içi gaz basıncı eğrileri



Şekil 3.14. 1B motor modeli ile elde edilen silindir içi gaz basıncı eğrileri



Şekil 3.15. Test ve 1B model ile elde edilen silindir içi basınç değerleri

Diğer taraftan yapılan ters gaz akışı (blow-by) ölçümleri de göstermiştir ki (Tablo 3.8) motor devri arttıkça ters gaz akışı artmış; ancak 2250 dev/dak'ta azalmıştır. Egzoz gaz sıcaklığı ve piston segmanlarından kaçan gazın debisi birlikte değerlendirildiğinde 1000 dev/dak ve 1500 dev/dak P_{max}'ın en yüksek olması, 1750 dev/dak ve 2000 dev/dak de en az olması beklenmektedir. Yapılan P_{max} ölçümlerinde de bunun destekleyen bir durum tespit edilmiştir (Şekil 3.15).

Tablo 3.8. Motor dinamometre egzoz gaz sıcaklığı ve blow-by ölçümü

Motor Devri (dev/dak)	**Egzoz Gaz Sıcaklığı (°C)**	**Blow-by (lt/dak)**
1000	63,9	6,10
1250	60,9	7,41
1500	59,0	7,79
1750	79,0	6,88
2000	81,2	8,01
2250	95,3	1,85

Test verileri ile 1B motor modeli çıktıları arasında farklılıklar görünüyor olsa da bu farklılıklar, %1 hata payı içerisinde yapılan benzetim çalışmasından kaynaklanmaktadır.

Silindir içi gaz basıncı doğrulması yanında, yazılım içerisinde kullanılan ve motorun dönen parçaları ve piston segmanları ile silindir duvarı arasındaki sürtünme kayıplarının tahmin edildiği motor sürtünme modelleri ile de çalışma genişletilerek sonuçlar irdelenmiştir.

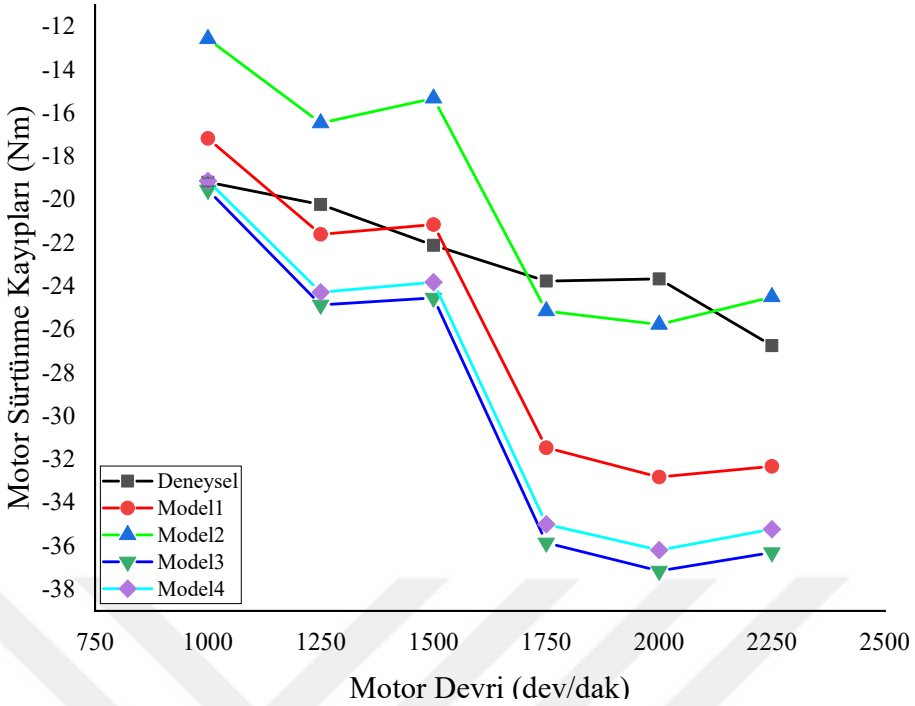
Bu modeller aşağıdaki gibidir.

- Model 1: Patton, Nitschke, Heywood - User Defined Engine Bearing Dimensions
- Model 2: Patton, Nitschke, Heywood - Default
- Model 3: Shayler, Leong, Murphy - User Defined Engine Bearing Dimensions
- Model 4: Shayler, Leong, Murphy – Default

Bu modeller ile farklı iterasyon çalışmaları yapılmış olup *motored* durumu için motor sürtünme kayıpları motor dinamometre test sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Tablo 3.9'da çalışmanın özeti verilmiştir. Model 1, 1250 dev/dak ve 1500 dev/dak motor devirlerinde kabul edilebilir hata payı içerisinde yakınsama yaparken, Model 2 daha yüksek devirlerde daha iyi yakınsamıştır. Model 3 ve Model 4 ise 1000 dev/dak çalışma koşulunda yakınsamıştır. Şekil 3.16'da, kullanılan motor sürtünme modelleri ile elde edilen motor sürtünme kayıpları değerleri deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır.

Tablo 3.9. 1-B motor modeli motor sürtünme kayıpları modelleri karşılaştırması

Motor Devri	**Çalışma**	**Model 1**	**Model 2**	**Model 3**	**Model 4**
		Tork (Nm)	**Tork (Nm)**	**Tork (Nm)**	**Tork (Nm)**
1000	Deneysel	-19,19	-19,19	-19,19	-19,19
	Nümerik	-17,17	-12,57	-19,55	-19,13
	Fark (%)	10,51	34,49	-1,89	0,3
1250	Deneysel	-20,22	-20,22	-20,22	-20,22
	Nümerik	-21,60	-16,46	-24.86	-24,28
	Fark (%)	-6,84	18,58	-22.97	-20,10
1500	Deneysel	-22,11	-22,11	45,81	-22,11
	Nümerik	-21,15	15,31	-24,54	-23,81
	Fark (%)	4,33	30,74	-11,01	-7,71
1750	Deneysel	-23,76	-23,76	-23,76	-23,76
	Nümerik	-31,46	-25,14	-35,85	-35,00
	Fark (%)	-32,43	-5,83	-50,91	-47,33
2000	Deneysel	-23,66	-23,66	-23,66	-23,66
	Nümerik	-32,81	-25,77	-37,15	-36,19
	Fark (%)	-38,67	-8,91	-57,01	-52,95
2250	Deneysel	-26,74	-26,74	-26,74	-26,74
	Nümerik	-32,32	-24,49	-36,30	-35,23
	Fark (%)	-20,85	8,43	-35,73	-31,73



Şekil 3.16. Motor sürtünme kaybı modelleri karşılaştırması

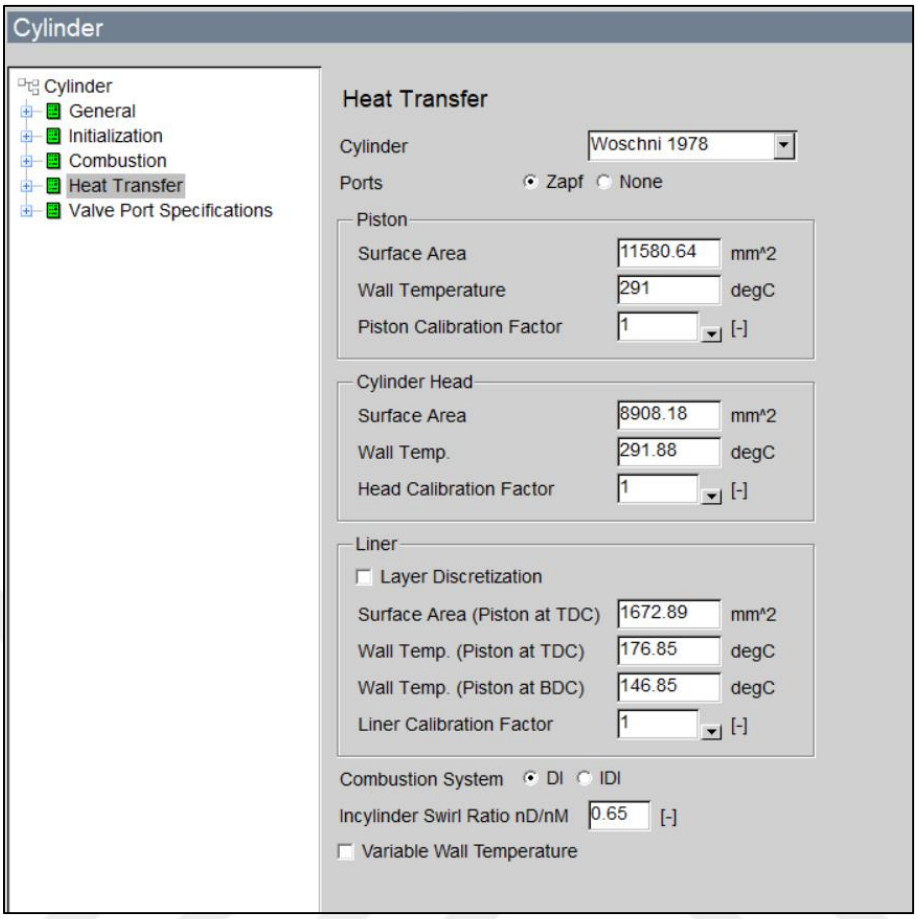
Bahsi geçen 4 farklı model kabul edilebilir sınırlar içinde deneysel olarak elde edilen sürtünme kaybı değerlerine yakınsayamamıştır. Bu sebeple her motor devri için bir sürtünme kaybı katsayısı hesaplanarak sürtünme kayıp tablosu oluşturulmuş ve 1B model çalışmalarında kullanılmıştır.

3.1.2. 1 Boyutlu Motor Isı Transferi Modeli Doğrulaması

AVL BOOST™ yazılımı içerisinde;

- Woschni 1978 and 1990
- Hohenberg
- Lorenz 1978 and 1990 (Cylinders with attached chamber only)
- AVL 2000
- Bargende (Two zone model)

ısı transferi modellerine tanımlanmıştır (Şekil 3.17). Literatür taramasında da görülmüştür ki Woschni ısı transfer modeli buji ateşlemeli ve sıkıştırmalı ateşlemeli motorlar için doğru sonuçlar vermektedir (Borman ve Nishiwaki, 1987). Bununla birlikte Hohenberg ısı transferi modeli Woschni modelinin modifiye edilmesi ile elde edilmiştir (Borman ve Nishiwaki, 1987).



Şekil 3.17. 1B motor modeli ısı transferi modelleri

Çalışmada aynı sınır şartları kullanılarak Woschni 1978 ve Hohenberg modelleri ile çalışılmış ve buna göre silindir içi gaz basıncı ile motor sürtünme kayıpları tekrardan hesaplanmıştır. Çalışma sonuçları Tablo 3.10'da verilmiştir. Yapılan karşılaştırmada görülmüştür ki Woschni 1978 modeli ile deneysel veriler Hohenberg modeline göre daha iyi yakınsama sağlamıştır. Yüksek devirler için ise her iki model de benzer sonuçlar vermiştir. Yine Woschni ve Hohenberg modelleri ile aynı sınır şartları kullanılarak yapılan nümerik çalışmada, egzoz gaz sıcaklıkları (T_{egz}) deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. Buna göre Tablo 3.11 ve Şekil 3.18'de gösterildiği gibi 1000 dev/dak hariç diğer motor devirlerinde Hohenberg modeli ile egzoz gaz sıcaklığı deneysel verilerine daha çok yaklaşılmıştır. Woschni modeli ile sadece 1000 dev/dak motor devrinde daha iyi sonuç alınabilmiştir.

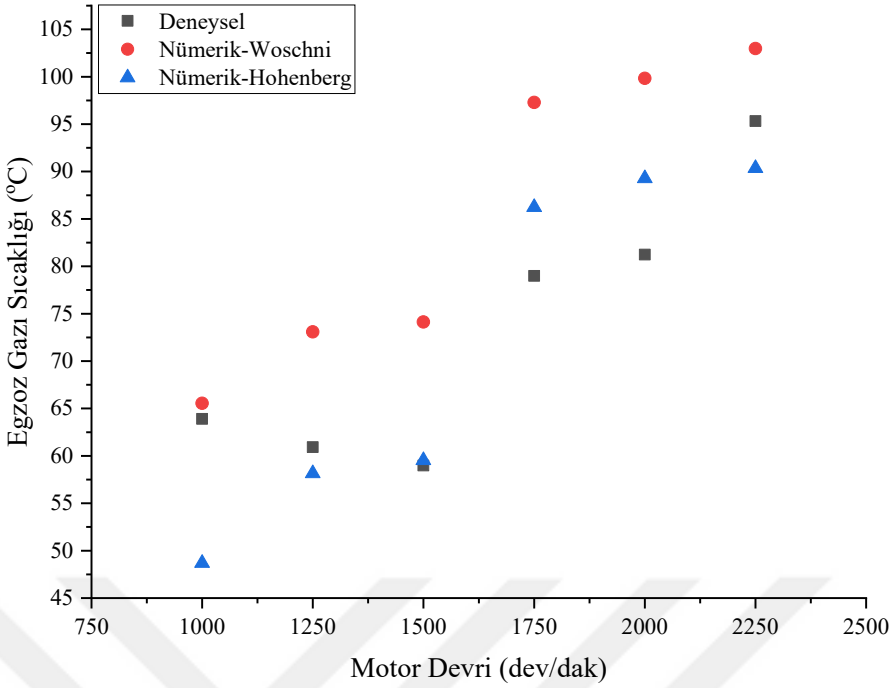
Bu tez çalışmasında, farklı ısı transferi modelleri ile çalışma yapılmış olup sonuçların değerlendirmesine göre Hohenberg ısı modelinin kullanılmasına karar verilmiştir.

Tablo 3.10. Woschni ve Hohenberg ısı transferi modelleri karşılaştırması

Motor Devri	Çalışma	Woschni 1978		Hohenberg	
		Tork (Nm)	P_{max} (bar)	Tork (Nm)	P_{max} (bar)
1000	Deneysel	-19,19	45,35	-19,19	45,35
	Nümerik	-19,15	45,03	-19,92	44,62
	Fark (%)	0,2	0,70	-3,82	1,60
1250	Deneysel	-20,22	43,00	-20,22	43.00
	Nümerik	-20,16	43,04	-20,72	42,73
	Fark (%)	0,28	0,10	-2,49	0,62
1500	Deneysel	-22,11	45,81	-22,11	45.81
	Nümerik	-22,06	45,27	-22,81	44,89
	Fark (%)	0,21	1,18	-3,18	2,01
1750	Deneysel	-23,76	37,91	-23,76	37,91
	Nümerik	-23,64	38,16	-23,91	37,97
	Fark (%)	0,49	0,65	-0,65	0,15
2000	Deneysel	-23,66	39,56	-23,66	39,56
	Nümerik	-23,65	39,60	-23,94	39,35
	Fark (%)	0,05	0,09	-1,18	0,54
2250	Deneysel	-26,74	42,70	-26,74	42,70
	Nümerik	-26,77	42,51	-27,63	42,13
	Fark (%)	-0,10	0,44	-3,31	1,33

Tablo 3.11. Woschni ve Hohenberg ısı transferi modelleri karşılaştırması

Motor Devri	Çalışma	Woschni 1978	Hohenberg
		Egzoz Sıcaklığı (°C)	Egzoz Sıcaklığı (°C)
1000	Deneysel	63,9	63,9
	Nümerik	65.6	48,7
	Fark (%)	-2,58	23,81
1250	Deneysel	60,9	60,9
	Nümerik	73,1	58,1
	Fark (%)	-19,98	4,55
1500	Deneysel	58.9	58.9
	Nümerik	74,1	59.5
	Fark (%)	-25,68	-0,92
1750	Deneysel	79.0	79.0
	Nümerik	97,3	86,2
	Fark (%)	-23,17	-9,16
2000	Deneysel	81.2	81,2
	Nümerik	99.8	89,3
	Fark (%)	-22,89	-9,90
2250	Deneysel	95,3	95,3
	Nümerik	102,9	90,3
	Fark (%)	-8,03	5,23

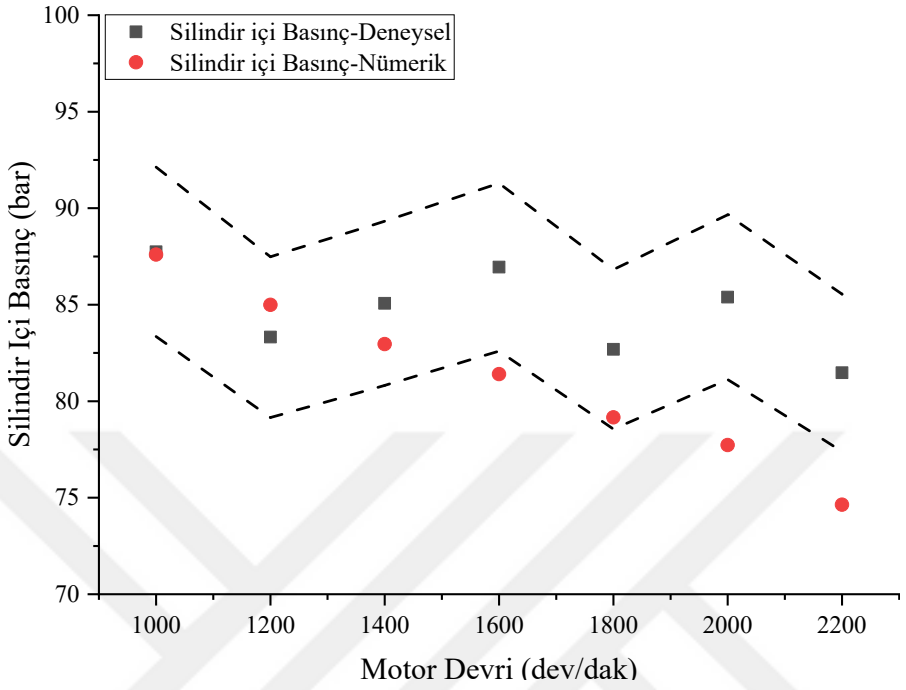


Şekil 3.18. Woschni ve Hohenberg ısı transferi modelleri karşılaştırması

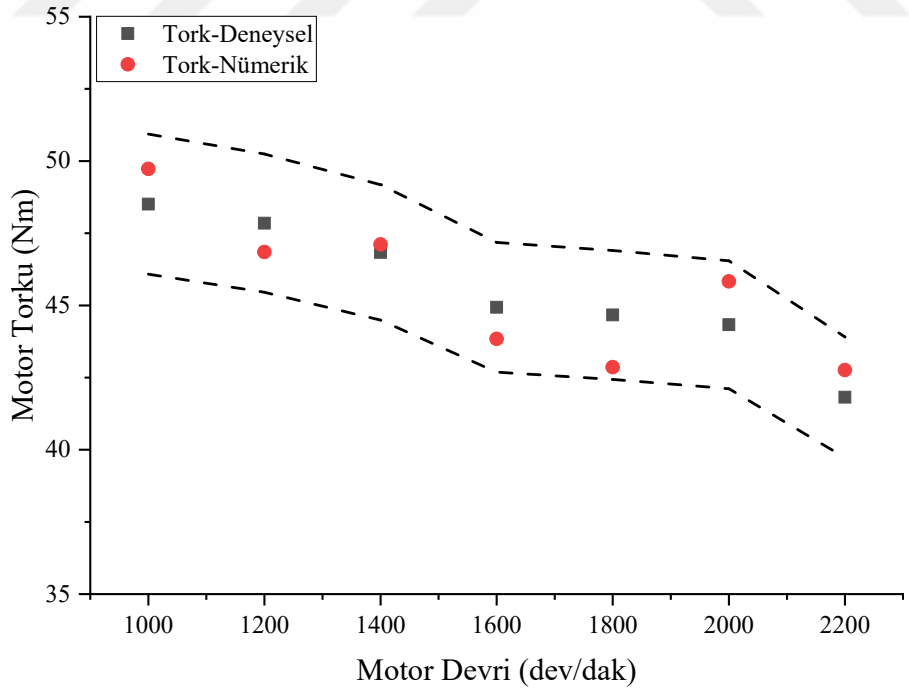
3.1.3. 1 Boyutlu Motor Yanma Modeli Doğrulaması

Yanma olmadan yapılan dinamometre testleri ile doğrulanan 1B motor modelinin, yanmanın olduğu durum ile doğrulaması da yapılmıştır. Önceki bölümlerde AVL BOOST™'un sunduğu yanma modelleri içerisinden farklı motor devirleri için çalışmaya uygun olan Woschni-Anisitis yanma modeli hakkında bilgi verilmişti. Tez çalışmasında farklı çalışma şartlarında deneysel çalışmalar yapıldığı için 1B motor modeli doğrulaması da Woschni-Anisitis yanma modeli kullanılarak yapılmıştır. Dizel yakıt ile 1B motor modelinin yanma durumunda doğrulaması için yapılan çalışma için motor test matrisinde (Tablo 3.4) belirlenen motor devirlerini de kapsayacak şekilde 1000-2200 dev/dak arasındaki motor devirleri belirlenmiştir. Kısmı yükte yapılan bu çalışmada literatürde de kabul gören ± %5 hata payı yakınsama kontrolü için kullanılmış ve 1B modelin doğrulaması yapılmıştır. Yanma eğrisinin doğrulanması için öncelikle Vibe fonksiyonunda bulunan "m" ve "a" parametrelerine karar verilmesi gerekmektedir. Yapılan birçok iterasyon çalışmasından sonra "m" ve "a" parametrelerinin sırası ile 0,6 ve 0,99 olmasına karar verilmiştir. Şekil 3.19'da silindir içi gaz basıncı karşılaştırmasında en yakın sonuçların elde edildiği iterasyonda sapma, 1B modellerin yakınsama limitleri içerisindedir. 2000 ve 2200 dev/dak motor devirleri için yakınsama limitlerinin bir miktar

dışında kaldığı söylenebilir. Şekil 3.20'da motor torku karşılaştırmasında 1B model ile deneysel çalışmanın sonuçları tutarlılık göstermiştir.

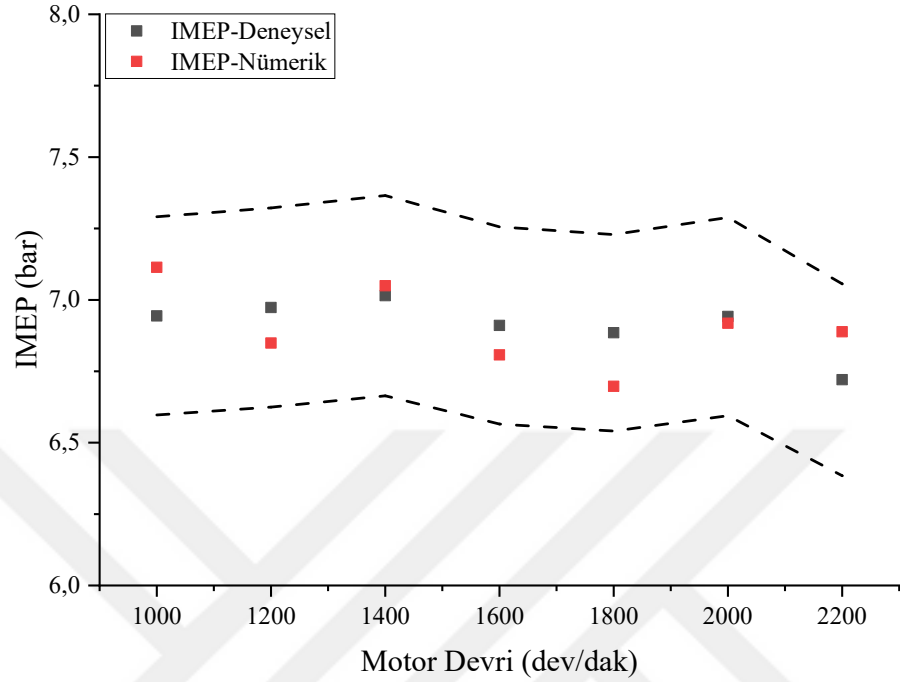


Şekil 3.19. Silindir içi gaz basıncı karşılaştırması

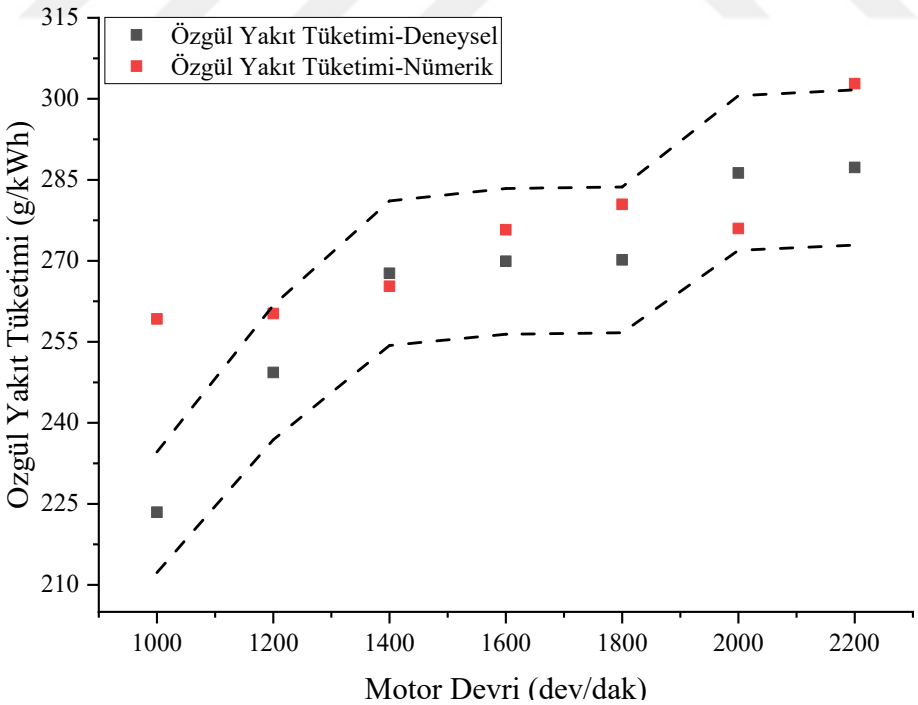


Şekil 3.20. Tork karşılaştırması

Şekil 3.21'de de gösterildiği gibi indike ortalama efektif basınç karşılaştırmasında da nümerik çalışma ile deneysel çalışma arasında tutarlı sonuçlar görülmüştür.

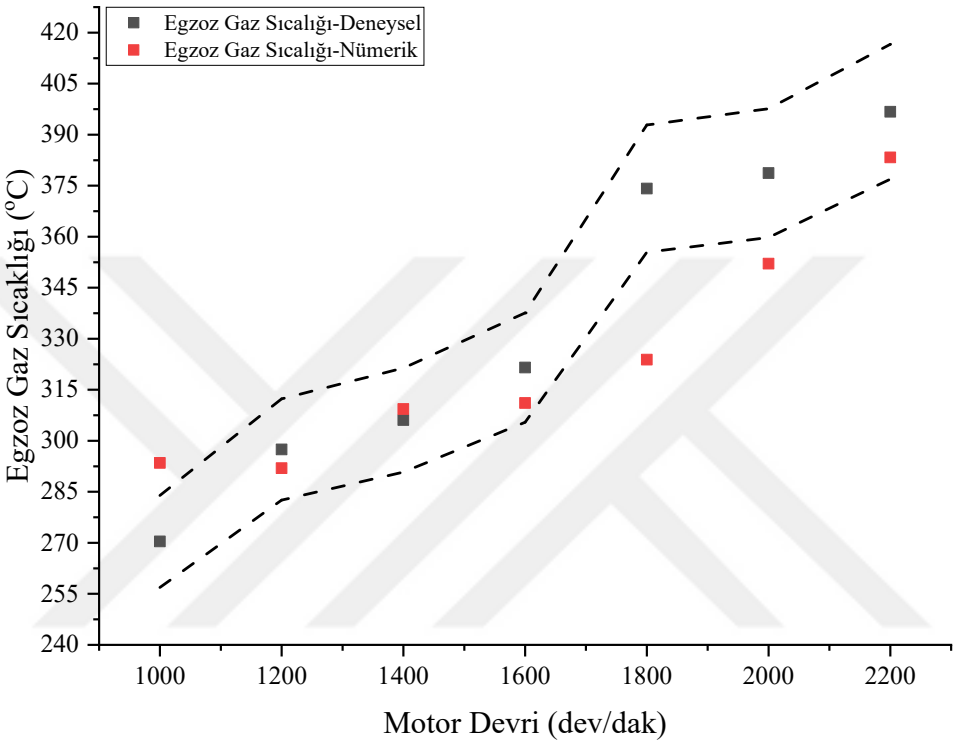


Şekil 3.21. İndike ortalama efektif basınç (IMEP) karşılaştırması



Şekil 3.22. Özgül yakıt tüketimi karşılaştırması

Şekil 3.22'de özgül yakıt tüketimi karşılaştırmasında 1000 dev/dak noktası haricinde sonuçlar kabul edilebilir limitler içinde olduğu görülmektedir. Şekil 3.23'te egzoz gazı sıcaklığı ile ilgili yapılan karşılaştırma gösterilmektedir. Buna göre sadece 1800 ve 2000 dev/dak çalışma noktalarında farlılıklar görülmüştür. Diğer çalışma devirlerinde ise numerik değerler deneysel sonuçlara kabul edilebilir hata payı içerisinde yakınsamıştır.



Şekil 3.23. Egzoz gaz sıcaklığı karşılaştırması

3.2. Deneysel Test Sistemi Özellikleri ve Kurulumu

Bu bölümde tez çalışmalarında kullanılan test odası ve cihazları, motor dinamometresi, test motoru, ölçüm sistemleri ve yöntemleri hakkında bilgi verilmiştir.

3.2.1. Tek Silindirli Araştırma Motoru ve Test Odası Özellikleri

TÜBİTAK RUTE'nin altyapısında bulunan Motor Mükemmeliyet Merkezi'ndeki tek silindirli araştırma motoru ve test odası bu tez çalışmasında kullanılmıştır. Test odası, tek silindirli test motoru, emisyon cihazları ve diğer ölçüm-kontrol cihazları Şekil 3.24'te gösterilmiştir. Motora ait teknik özellikler Tablo 3.12'de özetlenmiştir.

Tablo 3.12. Tek silindirli araştırma motoru teknik özellikleri

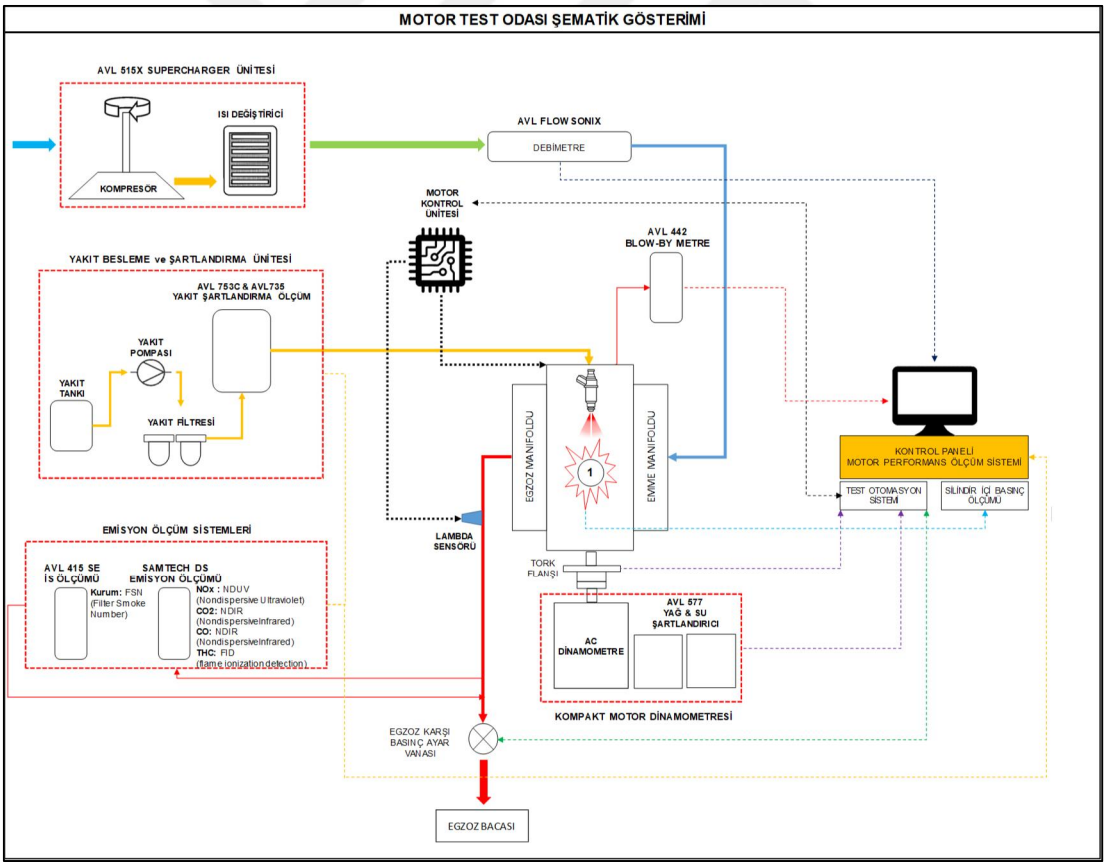
Motor	**Tek Silindirli Araştırma Motoru**
-	4 Zamanlı
Soğutma Şekli	Su Soğutmalı
Enjeksiyon Tipi	Direkt Enjeksiyonlu 1800 bar
Silindir Hacmi	1120 cm^3
Supap Sayısı	3
Maksimum Silindir İçi Basınç	190 bar
Maksimum Motor Hızı	2250 dev/dak
Maksimum Güç	50 kW
Maksimum Tork	160 Nm
Silindir Çapı	106,5 mm
Kurs Boyu	127,0 mm
Sıkıştırma Oranı	16,14



Şekil 3.24. Tek silindirli motor test odası genel görünümü

Motor dinamometresi ve test odasının şematik gösterimi Şekil 3.25'te verilmiştir. Test odasında kullanılan cihazların ölçüm hassasiyetleri Tablo 3.13'te verilmiştir. Motor dinamometresi AVL PUMA otomasyon sistemi (Kontrol Paneli) ile kontrol edilmektedir. Motor dinamometresi AC elektrik motoru tarafından frenlenmekte olup fren gücü 60 kW (3000 dev/dak'da) ve torku 190 Nm (2500 dev/dak'da)'dir. Test odası ölçüm ve şartlandırma cihazları ile donatılmıştır. Motor dinamometresinde tork ölçümü HBM T40B marka tork flanşı ile yapılmaktadır. Tork flanşı eletkrik motoru ile içten yanmalı

motor şaftları arasına konumlandırılmıştır. Motor devri ölçümü açısal olarak enkoder ile yapılmaktadır. Motor devri aynı zamanda motor kontrol ünitesi üzerinden krank sensörü ile takip edilebilmektedir. Yakıt tankından emilen yakıt AVL 753C ve AVL 735 yakıt şartlandırma ve yakıt ölçüm cihazları vasıtası ile motora iletilmektedir. Yakıt şartlandırma cihazı vasıtası ile yakıt sıcaklığı sabit sıcaklıkta tutulabilmektedir. Bu doktora tez çalışmasında farklı yakıtlar kullanılması sebebi ile yakıt değişiminin kolay yapılabilmesi için ek bir yakıt tankı sisteme eklenmiş ve yakıt şartlandırma cihazından yüksek bir noktaya asılarak yakıt emişinin kolaylıkla yapılması sağlanmıştır (Şekil 3.26). Test odası AVL 515X süperşarjır ile donatılmış olup emiş havasının sıcaklığı ve basıncı kontrol paneli üzerinden kontrol edilebilmekte ve aynı zamanda ölçüm yapılabilmektedir. Emiş havası en fazla 2,5 bar'a kadar basınçlandırılabilmektedir. Aynı zamanda AVL Flowsonix hava debisi ölçüm cihazı da sistem üzerine entegre olup hava debisinin ölçümü AVL Flowsonix üzerinden yapılabilmektedir.



Şekil 3.25. Motor test düzeneği ve motor dinamometresi yerleşim şeması

Tablo 3.13. Motor test odasında kullanılan cihazların ölçüm hassasiyetleri

Ölçüm Cihazı	Cihaz Adı	Doğruluk
Tork	HBM Torque Flange	±%0,1
Motor Devri	AVL Encoder	≤±0,1°KA
Nem	Vaisala – HMT 330	±%1 bağıl
Sıcaklık	Vaisala – HMT 330	±0.2°C
Silindir İçi Basınç	AVL Xion	0,05°KA
Enjeksiyon Zamanlaması	Angle Encoder	±0,1°KA
Süperşarjır – Emiş Havası Sıcaklığı	AVL 515X	±5°C
Süperşarjır – Emiş Havası Basıncı	AVL 515X	±10mbar
Motor Su&Yağ Şartlandırma	AVL 577	±1K
Yakıt Ölçüm Cihazı	AVL 735	<%0,15
Blow-by Metre	AVL 442	≤%1,5
Sıcaklık Sensörleri	PT100 (K Tipi)	≤%±1



Şekil 3.26. Yakıt değişim kolaylığı sağlayan harici yakıt tankı

Silindir içi basınç ölçümü için kızdırma bujisi deliği kullanılarak tek silindirli motor basınç sensörü ile donatılmıştır. GH14D tipi piezoelektrik sensör ile ölçüm yapılmaktadır. Bununla birlikte Fluke-600 marka akım ölçer enjektör kablosu üzerine entegre edilmiş

olup enjeksiyon sinyali ölçümü yapılmaktadır. Silindir içi basınç ve enjeksiyon sinyali ölçümü için AVL Indicom kullanılmaktadır. AVL 442 blow-by metre ile motordan (piston segmanları, supap keçeleri ve enjektör) sızan gazların ölçümü yapılmaktadır. Motor dışına sızan gazlar test odasına ve böylece egzoz bacasına verilmektedir. Aynı zamanda motor soğutma ve yağlama sistemi şartlandırması için AVL 577 Su ve Yağ Şartlandırma cihazı dinamometre sistemine entegre edilmiştir. Motor soğutma ve yağlama pompaları bu sistem üzerinde olup motor ile yapılacak testler öncesinde soğutma sıvısı ve yağı istenen sıcaklığına şartlandırılabilmektedir. Bu tez çalışmasında soğutma suyu 70°C ve motor yağı ise 90°C'ye şartlandırılmış ve testler boyunca sabit tutulmuştur. Bununla birlikte soğutma sistemi 1 bar ve yağlama sistemi ise 3,5 bar basınçta sabit tutulmuştur. Bahsi geçen sistemler haricinde motor ve dinamometre sıcaklık ve basınç sensörleri ile donatılmıştır. Bu sensörlerden gelen sinyaller AVL-FEM veri toplama sistemi ile otomasyon sistemine iletilmektedir. Motor egzoz manifoldu sonrasında egzoz sistemi üzerinde karşı basınç oluşturmak için karşı basınç ayar vanası eklenmiş olup vananın açıklık oranına göre motor egzoz sistemi üzerinde karşı basınç oluşturulabilmektedir. Bu çalışmada egzoz karşı basıncı oluşturmamak için vana %100 açık bırakılmıştır. Emisyon ölçümü için iki farklı cihaz kullanılmıştır. AVL 415 SE ile kurum ölçümü (ISO 10054'e uygun olarak) yapılmıştır. Portatif egzoz emisyon ölçüm cihazı SAMTECH DS ile CO, CO_2, NO_x ve toplam hidrokarbon (HC) emisyonları ölçümü yapılmıştır. Egzoz emisyon ölçümü için kullanılan cihazların ölçüm doğrulukları Tablo 3.14'te verilmiştir. Bahsi geçen şartlandırma ve ölçüm cihazları ile sıcaklık ve basınç sensörleri kontrol paneli üzerinden otomasyon yazılımı (PUMA) ile takip edilmiş ve yapılan ölçümler kayıt altına alınmıştır.

Tablo 3.14. Egzoz emisyon ölçüm cihazlarının ölçüm hassasiyetleri

Emisyon Gazı	**Cihaz Adı**	**Ölçüm Yöntemi**	**Doğruluk**
NO_x	SAMTECH DS	Chemiluminescence Detector	≤±%1
CO_2	SAMTECH DS	Non-Dispersive Infrared Rays	≤±%0,5
CO	SAMTECH DS	Non-Dispersive Infrared Rays	≤±%0,5
THC	SAMTECH DS	FID	≤±2
İs	AVL 415SE	Filtre kurum numarası	0,001 FSN

Tek silindirli araştırma motoru üzerinde bulunan motor kontrol ünitesi (EKÜ) kontrol paneli üzerinden kontrol edilebilmektedir. EKÜ üzerinden gelen sinyaller INCA yazılımı ile otomasyon sistemine CAN bağlantısı ile iletilmektedir. EKÜ'de tarafından kontrol edilen enjeksiyon zamanı ve enjeksiyon miktarı gibi motor haritaları kullanıcıya açık olup haritalar yine INCA yazılımı üzerinden değiştirilebilmektedir. Bu tez çalışmasında bahsi geçen parametrelere müdahale edilmiştir. Test motorunun mevcut durumda kullanılan haritaları çalışma için çıkartılmıştır. Şekil 3.27'de motor devrine ve pedal pozisyonuna göre püskürtülecek yakıt miktarı miligram (mg) olarak verilmiştir. Şekil 3.28'de ise ana enjeksiyonun zamanlama haritası gösterilmiştir. Bu haritada, yapılan ana enjeksiyonun motor devrine ve pedal pozisyonuna göre üst ölü noktadan kaç krank açısı öncesinde (ÜÖNö) başlayacağı krank açısı cinsinden verilmektedir.

		Motor Devri (dev/dak)														
	y \ x	600	800	1000	1200	1300	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2500	2550	2600	2650
Pedal Pozisyonu (Yük) (%)	0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	10	25,00	25,00	25,00	25,00	25,00	25,00	25,00	25,00	25,00	25,00	25,00	25,00	25,00	25,00	25,00
	20	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00
	30	35,00	32,00	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00	35,00
	40	40,00	35,00	40,00	40,00	40,00	40,00	40,00	40,00	40,00	40,00	40,00	40,00	40,00	40,00	40,00
	50	45,00	40,00	45,00	45,00	45,00	45,00	45,00	45,00	45,00	45,00	45,00	45,00	45,00	45,00	45,00
	60	50,00	45,00	50,00	50,00	50,00	50,00	50,00	50,00	50,00	50,00	50,00	50,00	50,00	50,00	50,00
	70	55,00	55,00	55,00	55,00	60,00	60,00	60,00	60,00	60,00	60,00	60,00	60,00	60,00	60,00	60,00
	80	65,00	65,00	65,00	70,00	70,00	70,00	70,00	70,00	70,00	70,00	70,00	70,00	70,00	70,00	70,00
	90	70,00	70,00	75,00	75,00	80,00	80,00	80,00	80,00	80,00	80,00	80,00	80,00	80,00	80,00	80,00
	100	80,00	80,00	85,00	85,00	90,00	90,00	90,00	90,00	90,00	90,00	90,00	90,00	90,00	90,00	90,00

Şekil 3.27. Ana enjeksiyon yakıt miktarı (mg)

		Motor Devri (dev/dak)														
	y\x	600	800	1000	1200	1300	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2500	2550	2600	2650
Pedal Pozisyonu (Yük) (%)	0	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	4,00	5,00	6,00	6,00	8,00	9,00	10,00	10,00	10,00	10,00
	5	3,70	3,30	3,30	3,70	3,70	4,50	5,50	6,50	7,00	9,00	10,00	11,00	11,00	11,00	11,00
	10	4,10	3,70	3,70	4,00	4,10	5,30	6,00	7,00	8,50	10,00	11,10	11,50	11,50	11,50	11,50
	15	4,10	4,00	4,50	4,90	5,80	6,40	7,00	8,50	9,30	11,50	13,00	13,50	13,50	13,50	13,50
	20	4,80	4,40	4,80	5,60	6,00	7,00	8,10	9,50	10,40	12,70	14,00	15,00	15,00	15,00	15,00
	25	5,20	4,80	5,20	5,90	6,70	7,30	9,00	10,60	11,50	13,80	15,00	16,50	16,50	16,50	16,50
	30	5,60	5,00	5,60	6,50	7,20	7,80	9,80	11,60	12,50	14,00	15,50	17,00	17,00	17,00	17,00
	35	5,20	5,20	6,10	7,40	7,70	8,60	10,10	12,10	13,00	14,80	16,40	17,40	17,40	17,40	17,40
	40	5,10	5,10	6,20	7,80	8,30	9,10	10,70	12,60	13,00	15,20	16,90	17,50	17,50	17,50	17,50
	45	5,00	5,00	6,20	8,30	8,70	9,80	11,20	13,00	13,00	15,40	17,10	17,60	17,60	17,60	17,60
	50	5,00	5,00	6,30	8,60	9,00	10,10	11,50	13,20	13,10	15,40	17,30	17,70	17,70	17,70	17,70
	55	4,80	4,80	6,30	8,80	9,10	10,20	11,60	13,20	13,10	15,60	17,50	17,80	17,80	17,80	17,80
	60	4,60	4,60	6,40	8,90	9,30	10,40	11,80	13,30	13,50	15,80	17,50	18,00	18,00	18,00	18,00
	65	4,30	4,30	6,50	9,00	9,40	10,60	11,80	13,70	14,00	16,00	17,50	18,00	18,00	18,00	18,00
	70	4,00	4,00	6,60	9,00	9,40	10,60	11,80	14,60	14,50	16,20	17,50	18,00	18,00	18,00	18,00
	75	3,50	3,50	6,70	9,00	9,40	10,60	11,80	14,50	15,00	16,40	17,50	18,00	18,00	18,00	18,00
	80	3,00	3,00	6,40	9,00	9,40	11,00	11,50	14,50	15,50	16,80	17,50	18,00	18,00	18,00	18,00
	85	2,70	2,70	6,30	9,00	9,60	11,50	11,50	14,50	15,50	17,20	17,50	18,00	18,00	18,00	18,00
	90	2,40	2,40	7,00	9,00	10,00	11,50	11,50	15,00	16,00	17,50	17,50	18,00	18,50	18,00	18,00
	100	2,00	2,00	7,10	9,00	10,40	12,50	13,50	15,00	16,50	17,20	17,50	18,00	18,00	18,00	18,00

Şekil 3.28. Ana enjeksiyon püskürtme açısı (ÜÖNö)

3.2.2. Silindir İçi Basınç Ölçümü

Silindir içi gaz basıncı verisi bu çalışmanın en önemli ölçümlerindendir. Yanmanın karakteristiği ve verimi silindir içi basıncın krank açısına göre değişimi ile analiz edilmektedir. Silindir içi basınç ölçümü için özel bir sensör kullanımı gerekmektedir. Günümüzde silindir içi basınç ölçümü için piezoelektrik sensör kullanımı yaygındır. Piezoelektrik sensörler kuartz kristal ve bir diyafram ile donatılmış olup diyaframın şekil değişimine orantılı olarak elektrik akımı üretmektedir. Üretilen elektrik sinyali bir yükselticiye iletilmekte ve yükseltici elektrik sinyalini anlamlı silindir içi basınç verisine evirmektedir.

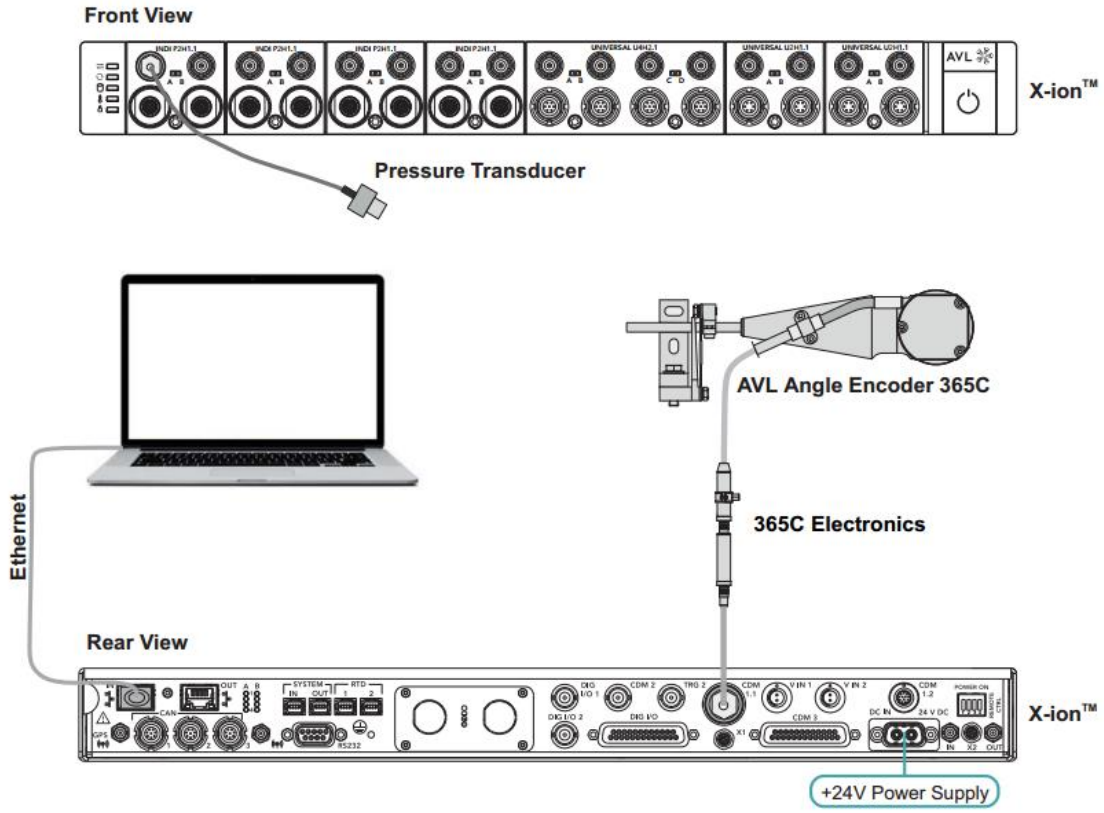
Motor kızdırma bujisi yuvası silindir içi basınç sensörü entegrasyonu için kullanılmıştır (Şekil 3.29). Bu tez çalışmasında GH14D tipi piezo sensör kullanılmıştır. Sensör 250 bar basınca kadar dayanıklı olup ±%0,01 doğrulukta ölçüm yapabilmektedir.



Şekil 3.29. Kızdırma bujisi (solda) ve silindir içi basınç sensörü (sağda)

Silindir içi basınç sensörü ile birlikte Fluke600 100 Amp AC/DC akımölçer kullanılmıştır. Akımölçer 100A'e kadar ±%3 doğrulukla ölçüm yapabilmektedir. Akımölçer ile enjektör sinyalinin başlangıç ve bitiş zamanları kayıt edilmiştir. Aynı zamanda yapılan ölçüm ile yakıt enjeksiyonunun istenen krank açısında yapılıp yapılmadığının da kontrolü yapılabilmiştir.

Şekil 3.30'da AVL kullanıcı el kitabından görseli alınan AVL X-ion silindir içi basınç ölçüm sistemi gösterilmiştir. Ölçüm sistemi basınç sensöründen ve akımölçerden gelen sinyalleri işlemektedir. Bununla birlikte motor devir sinyali de bu sisteme beslenmektedir. Böylece krank açısına göre silindir içi basınç ve enjeksiyon sinyali ölçümü mümkün olmaktadır.



Şekil 3.30. AVL X-ion Silindir içi basınç ölçüm sistemi şematik gösterimi

3.3. Hesaplamalar ve Deneysel Test Prosedürü

Bu bölümde tez çalışmasında kullanılan deneysel yöntemler, kullanılan hesaplamalar ve hesaplamalar için hazırlanan arayüzler hakkında bilgi verilmiştir.

3.3.1. Isıl Verim

Fren ısıl verim net işin harcanan enerjiye oranıdır. Bu doktora tez çalışmasında fren ısıl verim hesaplanarak D100'e kıyas ile FT100 ve E20B4 yakıtlarının, enjeksiyon zamanı değişiminin ve egzoz supap zamanlamasının motor ısıl verimi üzerindeki etkisi irdelenmiştir. Isıl verim hesabı için motorun ürettiği güç ile silindir içine sevk edilen yakıt enerjisinin oranı kullanılmıştır. Aşağıda verilen Denklem (3.6) ile ısıl (termik) verim hesabı yapılmaktadır.

$$\eta_{th} = \frac{\text{Motor Fren Gücü (kW)} * 3600}{\text{Yakıt Debisi } \left({}^{kg}/_{h}\right) * \text{Yakıt Alt Isıl Değeri } \left({}^{kJ}/_{kg}\right)} \tag{3.6}$$

3.3.2. Isı Açığa Çıkma Hızı ve Isı Transferi

Silindir içi basınç ölçümü ile yanma karakteristiğinin belirlenmesi için ısının açığa çıkma (ısı salımı) hızı hesabı yapılmıştır. Isı salım hesabı ile yanma prosesi ve yanma parametreleri ile ilgili veriler elde edilebilmektedir. Bu çalışmada, Krieger ile Borman tarafından geliştirilmiş olan hesaplama yöntemi kullanılmıştır. Silindir içi basınç ve enjeksiyon sinyali ölçümleri kullanılarak ısının açığa çıkma hızı (RoHR) Denklem (3.7) (Heywood, 2018; Krieger ve Borman, 1966) kullanılarak hesaplanmıştır. Denklem (3.7)'de verilen özgül ısılar oranı κ, sabit basınçta (Cp) ve sabit hacimdeki (Cv) özgül ısıların oranı ile hesaplanmaktadır. P anlık silindir içi basınç ve V ise anlık silindir hacmidir.

$$\dot{Q} = \left[\frac{k}{k-1}\right] P \frac{dV}{d\theta} + \left[\frac{1}{k-1}\right] V \frac{dP}{d\theta} \tag{3.7}$$

Denklem (3.7)'de verilen basınç (P) ve hacim (V) değişiminin krank açısına göre değişimi Merkezi Fark Alma Yöntemi ile hesaplanmaktadır (Denklem (3.8)) (Ferziger ve diğ., 1997).

$$\left(\frac{\partial\theta}{\partial x}\right)_i = \frac{-\varphi_{i+2} + 8\varphi_{i+1} - 8\varphi_{i-1} + \varphi_{i-2}}{12\Delta x} + O(\Delta x^4) \tag{3.8}$$

Diğer taraftan özgül ısılar oranı (κ) gaz sıcaklığına bağlı olarak değişmektedir ve sıcaklığa bağlı olarak hesaplanması gerekmektedir. Özgül ısılar oranı Denklem (3.9) ile hesaplanmıştır (Brunt ve diğ., 1998).

$$\kappa = 1.338 - 6x10^{-5} T_g + 10^{-8} T_g^2 \tag{3.9}$$

Yukarıdaki denklemde verilen gaz sıcaklığı Denklem (3.10)'da gösterildiği gibi, referans bir noktadaki basınç (P_{ref}), hacim (V) ve sıcaklık (T_{ref}) değerleri kullanılarak ideal gaz kanunlarına göre hesaplanmıştır.

$$T_g = PV \frac{T_{ref}}{P_{ref} T_{ref}} \tag{3.10}$$

Denklem (3.10)'da kullanılan T_{ref} ve P_{ref} değerleri için emme valfinin kapandığı andaki silindir içi gaz basıncı, hacim ve sıcaklık değerleri kullanılmıştır. Gaz sıcaklığı referans noktası için 440 K olarak kabul edilmiştir (Özsezen, 2023).

Silindir duvarındaki ısı transferinin hesaplanması dikkate alınması gereken bir diğer önemli parametredir. Açığa çıkan brüt ısının belirlenmesi için silindir duvarından ısı transferinin hesaplanması gerekir. Açığa çıkan brüt ısı Denklem (3.11) ile hesaplanmıştır.

$$dQ_{gross} = dQ_{net} + dQ_{wall} \tag{3.11}$$

Woschni, Annand, Eichelberg vb. gibi birçok ısı transferi modeli silindir yüzeyi boyunca yayılan ısı miktarını hesaplamak için kullanılmaktadır. Tez çalışmasında ısı transferi ve konvektif ısı transfer katsayısını hesaplamak için Hohenberg yaklaşımı (Denklem (3.12) ve Denklem (3.13)) kullanılmıştır (Hohenberg, 1979).

$$dQ_{wall} = h\,A\,(T_g - T_w) \tag{3.12}$$

$$h = C_1\,V^{-0.06}\,P^{0.4}\,T_g^{-0.4}\,(V_P + C_2)^{0.8} \tag{3.13}$$

Denklem (3.13)'te kullanılan C_1 ve C_2 değerleri Hohenberg'in (Hohenberg, 1979) yapmış olduğu çalışmada önerdiği gibi sırası ile 130 ve 1,4 olarak alınmış olup V_p ise ortalama piston hızıdır.

3.3.3. Yanma Parametreleri

Homojen olmayan bir yanma reaksiyonunda yakıt enjeksiyonu sonrasında sprey oluşumu, damlacık oluşumu ve yakıtın buharlaşması, yakıt hava karışımının oluşması ile endotermik/ekzotermik reaksiyonlar oluşmaktadır. Bu reaksiyonlar yakıtın kendi kendine tutuşması ile sonuçlanmaktadır. Bu reaksiyonlar aynı anda oluştuğu için her bir reaksiyon zamanını tespit etmek zorlaşmaktadır. Bu sebeple yanma parametrelerinin tanımı ve hesaplanması için farklı yaklaşımlar geliştirilmiştir. Yanma parametrelerinin tanımları şu şekilde yapılmaktadır:

Enjeksiyon Başlangıç Zamanı (SOI): Enjeksiyon başlangıcı enjektör iğnesinin kalkışa başladığı an olarak tanımlanmaktadır. Ancak bu anın tespiti pratik değildir. Kabul gören diğer tanım ise enjektörün enerjilendiği andır (Joshi ve diğ., 2015). Bu doktora tez çalışmasında akım ölçer ile yakıt enjektörünün enerjilendiği an tespit edilmiş ve bu an yakıt enjeksiyon başlangıcı olarak kullanılmıştır.

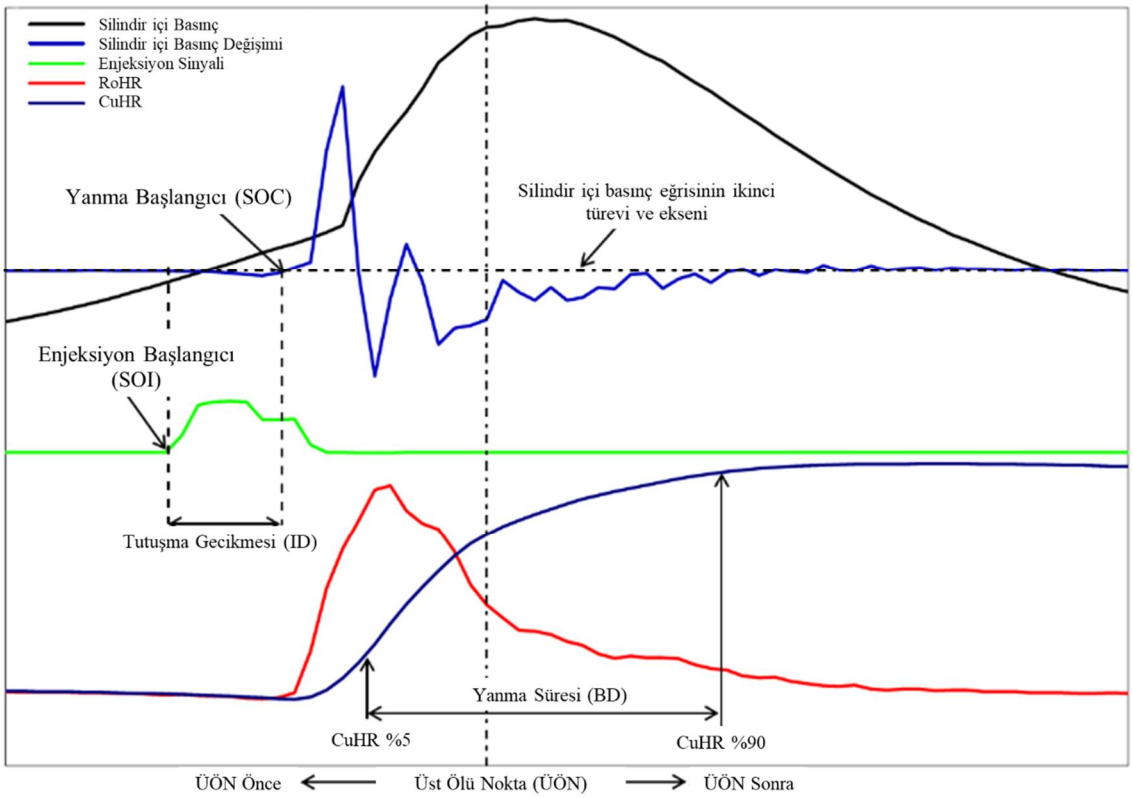
Yanma Başlangıcı (SOC): Yanma başlangıcı için farklı yaklaşımlar sunulmuştur. Zaidi ve diğ. (Zaidi ve diğ., 1998) SOC'yi silindir içi basınç değişim eğrisinin enjeksiyon başlangıcından sonra minimum olduğu ilk an olarak tanımlarken Assanis vs. (Assanis ve diğ., 2003) ise silindir içi basınç eğrisinin ikinci türevinin enjeksiyon başlangıcından sonra maksimum olduğu ilk an olarak tanımlamıştır. Yakıt enjeksiyonunun üst ölü noktadan (ÜÖN) önce yapıldığı durumlarda her iki yaklaşım da benzer sonuçlar verirken yakıt enjeksiyonu ÜÖN'e yaklaştırıldıkça ya da ÜÖN'den sonra yapıldığında sonuçların farklılaştığı görülmüştür (Joshi ve diğ., 2015). Diğer bir yaklaşım ise silindir içi basınç eğrisinde görülen dip noktanın SOC olarak tanımlanmasıdır (Jayakumar ve diğ., 2012). Bu yaklaşımın kullanılabilmesi için yakıt enjeksiyonundan sonra basınç eğrisinde bir dip noktanın gözlemlenebilmesi gerekmektedir. Bu da ancak genleşme çevriminde gerçekleşen yanma durumu için geçerli olmaktadır. ÜÖN'den önce gerçekleşen yanma durumu için bu yaklaşım kullanılamamaktadır. Birçok araştırmacı SOC tanımında ısının açığa çıkma hızı (RoHR) eğrisinden faydalanmıştır. Buna göre RoHR eğrisinin sıfır eksenini kestiği ve değerin negatiften pozitife döndüğü an SOC olarak tanımlanmaktadır. Bu yöntem genel olarak birçok çalışmada tercih edilmiştir. Ancak, setan sayısı düşük yakıtlar, homojen karışımlı sıkıştırmalı ateşlemeli, ön karışımlı sıkıştırmalı ateşlemeli ve düşük sıcaklık yanması gibi yanma ile yapılan çalışmalarda SOC anının bu yöntem ile doğru tahmin edilemediği Joshi ve diğ. (Joshi ve diğ., 2015) tarafından raporlanmıştır. Diğer bir yöntem de açığa çıkan toplam ısının oranı (CuHR) eğrisinin kullanılmasıdır. Bu yöntemde de yakıtın %5 ya da %10'unun yandığı krank açısı SOC olarak kabul edilmektedir (Joshi ve diğ., 2015). Yapılan karşılaştırma çalışmalarında konvansiyonel sıkıştırmalı ateşlemeli motorlar için RoHR ya da CuHR eğrisinin sıfırı kestiği yer SOC anı olarak tanımlanabileceği görülmüştür.

Tutuşma Gecikmesi (ID): Silindir içinde ekzotermik reaksiyonlar başlamadan önce gerçekleşen kimyasal ve fiziksel reaksiyonların süresi olarak tanımlanmaktadır. Diğer bir deyişle yakıt enjeksiyonu başlangıcından yanmanın başladığı zamana kadar geçen süre olarak tanımlanmaktadır (Can ve diğ., 2017; Joshi ve diğ., 2015)

Yanma Süreci (BD): SOC ve ID'ye ek olarak yanma süresi de ısının açığa çıkma hızı kullanılarak hesaplanmaktadır. BD ısı salımının başladığı ve bittiği zaman arasındaki fark

olarak ifade edilmektedir. Yapılan çalışmalarda (Can ve diğ., 2017) CuHR grafiğinde açığa çıkan ısının %5 ile %90'ı arasında kalan krank açısı BD olarak tanımlanmıştır.

Tanımları yapılan yanma parametreleri Şekil 3.31'de özetlenmiştir. Farklı yaklaşımlar ile hesaplanan enjeksiyon başlangıcı (SOI), yanma başlangıcı (SOC), tutuşma gecikmesi (ID) ve yanma süresi (BD) şekil üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 3.31. Yanma parametrelerinin gösterimi

Bu doktora tez çalışmasında 100 çevrim boyunca silindir içi basınç ölçümü yapılmış ve 100 çevrimin ortalaması hesaplamalarda kullanılmıştır. Isının açığa çıkma hızı Denklem (3.7) ve Denklem (3.8) kullanılarak yapılmıştır. Hesaplamalarda AVL Concerto yazılımı kullanılmıştır. AVL Concerto, krank açısına bağlı alınan ölçümlerin hızlı bir şekilde değerlendirilebilmesi için uygun bir yazılım olup çalışmada tercih edilmiştir. AVL Concerto yazılımı kullanılarak yanma parametrelerin hesaplanması ve yapılan ölçümlerin değerlendirilmesi için komut dosyası (script) oluşturulmuştur. Şekil 3.32'de yazılımın yanma parametrelerinin hesaplanacağı ara yüz gösterilmiştir. Komut dosyası 7 blok olarak tasarlanmış ve farklı bloklar ile IMEP, RoHR, CuHR, SOC, BD, yakıtın %5, %10, %50 ve %90'nın (MBF5, MBF10, MBF50 ve MBF90) yandığı krank açısı ve yanma

kaynaklı motor gürültüsü hesaplanmıştır. 1 numaları blok indike ortalama efektif basınç, 2 numaralı blok ile yanma kaynaklı motor gürültüsü, 3 numaralı blok ile 100 çevrim olarak ölçümü alınan silindir içi gaz basıncı değerlerinin ortalaması, 4 numaralı blok ile enjeksiyon sinyali değerlendirilerek SOC hesaplanmıştır. Yanma parametrelerin hesabı için 5 ve 7 numaralı bloklar oluşturulmuştur. 5 numaları blok ile herbir silindir içi basınç ölçümüne göre yanma parametreleri hesabı yapılırken 6 numaları blokta bu parametreler 100 ölçümün ortalaması olarak hesaplanan ortalama silindir içi basınç değerleri ile yapılmıştır. 6 numaralı blok ile de herbir çevrimde görülen en yüksek silindir içi basınç değeri ve bu değerin görüldüğü an (krank mili açısı) hesaplanmıştır. Yanma parametelerinden yanma süresi (BD) için literatürde de kabul gören, yakıtın yanmaya başladığı kabul edilen ısının açığa çıkma hızının (RoHR) sıfır eksenin kestiği ve değerin negatiften pozitife döndüğü andaki konumu (krank açısı) ile yanma odasına sevk edilen yakıtın kütlesinin %90'ının (MBF90) yandığı kabul edilen CuHR'in %90'da olduğu an (krank açısı) kullanılmıştır.

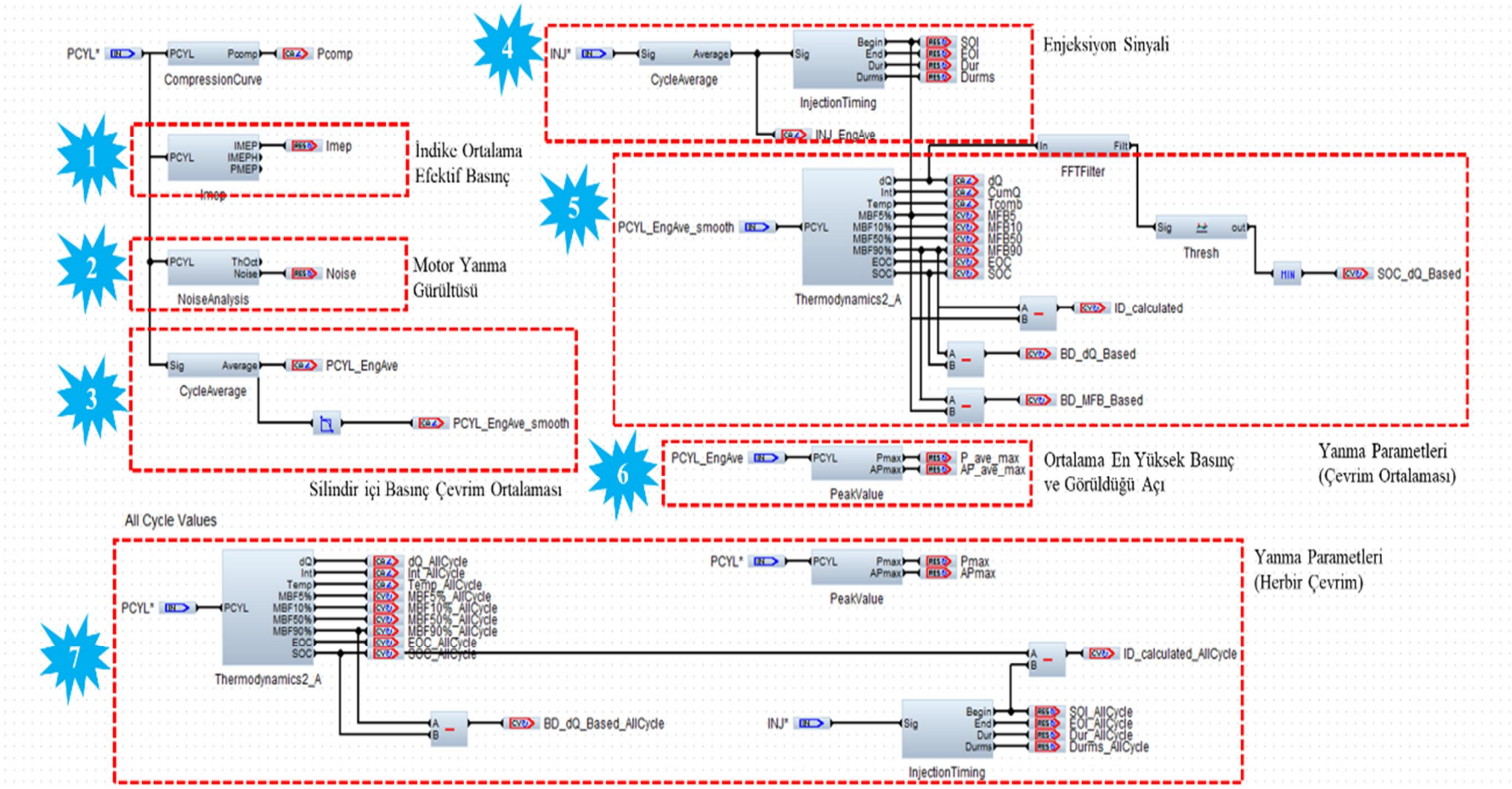
3.3.4. Yanma Kaynaklı Motor Gürültüsünün Hesaplanması

Tez çalışmasında farklı yakıtlar, enjeksiyon ve supap zamanlaması ile çalışma yapılmış olup herbir yakıt ve karışımının farklı fiziksel ve yanma özelliklerinden dolayı motor gürültüsüne etki ettiği tespit edilmiştir. Bu sebeple yanma gürültüsünün hesaplanması ve çalışılan herbir test noktasının değerledirilmesi hasıl olmuştur. Yanmadan kaynaklı motor gürültüsü Denklem (3.14) kullanılarak silindir basınç sinyalinden bir güç spektrumu ile hesaplanmıştır.

$$\text{Noise (dB)} = 20 * \log_{10}\left({}^{P_{rms}}/_{20\mu Pa}\right) \tag{3.14}$$

Filtrelenen silindir içi basıncın ortalama karekök (RMS) değeri P_{rms} verilen denklemde kullanılmak üzere hesaplanmıştır. Gürültü seviyesi, P_{rms}'nin bir referans ses seviyesiyle karşılaştırılması yoluyla yanma kaynaklı motor gürültüsü hesaplanmaktadır.

Bu denklemde paydadaki referans basınç seviyesi için insanın işitme eşiği olarak verilen $2e^{-10}$ bar (20μPa) kullanılmıştır (Broch, 1990; Seifriedsberger ve Rumplmayr, 2016).



Şekil 3.32. AVL Concerto yanma parametreleri hesaplama ara yüzü

3.3.5. Egzoz Gaz Emisyonlarının Hesaplanması

Egzoz gazlarının ölçümünde Samtech DS Plus ve AVL 415 SE cihazları kullanılmıştır. Samtech DS Plus ile NO_x, CO, CO_2 ve HC (hidrokarbon) ölçümü yapılırken AVL 415 SE ile kurum ölçümü yapılmıştır. Samtech DS Plus emisyon ölçümlerini milyonda partikül (ppm) olarak yaparken AVL 415 SE ise kurum ölçümünü filtredeki kurum sayısı (FSN) olarak yapmaktadır. Yapılan emisyon ölçümlerinin sağlıklı değerlendirilebilmesi için emisyon ölçüm sonuçlarının özgül emisyon olarak hesaplanması gerekmektedir. ISO 8778-1 ve emisyon ölçüm cihaz üreticilerinin (Benajes ve diğ., 2016; International Organization for Standardization, 2017) tarif ettiği şekilde aşağıdaki denklemler özgül emisyon değerlerinin hesaplanması için kullanılmıştır.

Kurum hesabı için AVL 415 SE ile yapılan FSN ölçümü önce birim hacimdeki kütle miktarı olarak (mg/m^3) Denklem (3.15) ile hesaplanmıştır. Birim hacimdeki kütle miktarı hesaplanan kurum için daha sonra Denklem (3.16) kullanılarak özgül kurum (g/kWh olarak) değeri hesabı yapılmıştır.

$$\text{Kurum} = \frac{1}{0.405} * 4.95 * \text{FSN} * \exp(0.38 * \text{FSN}) \tag{3.15}$$

$$\text{Kurum} = \frac{\text{Kurum (mg/m}^3)}{1000} * \frac{(m_{hava} * m_{yakıt}) * 3.6}{\rho_{kurum} * W_e} \tag{3.16}$$

Denklem (3.16)'da kullanılan W_e efektif güç (kW), m_{hava} ve $m_{yakıt}$ ise sırası ile hava ve yakıt debileri (kg/h) olup ρ_{kurum} ise kurumun özkütlesidir (kg/m^3). Kurum özkütlesi Benajes ve diğ. (Benajes ve diğ., 2016) yapmış olduğu çalışmada önerdiği gibi 1,165 kg/m^3 olarak alınmıştır.

Diğer egzoz gazları (NO_x, HC, CO, and CO_2) için de aşağıdaki denklemler benzer şekilde oluşturulmuştur. Böylece ppm olarak ölçülen değerler g/kWh olarak hesaplanabilmiştir.

$$BSNO_x = NO_x\ (\text{ppm}) * \frac{(m_{hava} + m_{yakıt}) * \rho_{NO_x}}{1000 * W_e} \tag{3.17}$$

$$BSCO = CO\ (\text{ppm}) * \frac{(m_{hava} + m_{yakıt}) * \rho_{CO}}{1000 * W_e} \tag{3.18}$$

$$BSHC = HC\ (\text{ppm}) * \frac{(m_{hava} + m_{yakıt}) * \rho_{HC}}{1000 * W_e} \tag{3.19}$$

$$BSCO_2 = CO_2\ (\text{ppm}) * \frac{(m_{hava} + m_{yakıt}) * \rho CO_2}{1000 * W_e} \quad (3.20)$$

Denklem (3.17), Denklem (3.18), Denklem (3.19)ve Denklem (3.20)'de NO_x, CO, HC, and CO_2 için sırası ile 1,587, 0,966, 0,479, ve 1,518 değerleri özkütle olarak kullanılmıştır (Benajes ve diğ., 2016).

3.3.6. Belirsizlik Analizi ve Varyasyon Katsayısı

Motor testlerinde ölçülen bir değerin kesinlik düzeyini belirlemek amacıyla Denklem (3.21) kullanılarak belirsizlik analizi yapılmıştır. Kararlı olduğu kabul edilen bir motor testinde, hata değerlerini tanımlamak için bir X değişkeninin (tutuşma gecikmesi, yanma gürültüsü vb.) N ardışık ölçümü kullanılmaktadır. Ayrıca Denklem (3.22)'de verilen standart sapmayı tanımlamak için Denklem (3.21)'den ortalama X değeri hesaplanmaktadır. Standart sapma (STD) ise X değerlerinin dağılım genişliğini göstermektedir.

$$\overline{X} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} X_i \quad (3.21)$$

$$STD = \left[\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^{N} (X_i - \overline{X})^2 \right]^{1/2} \quad (3.22)$$

Bu tez çalışmasında yanma ile ilgili yapılan herbir çalışma noktasında yanmanın kararlılığını ve çevrimsel farklılıklarını kontrol etmek ve karşılaştırmak adına varyasyon katsayısı (CoV) IMEP için hesaplanmıştır. CoV_{IMEP} değeri yüzde olarak Denklem (3.23)'te gösterildiği gibi hesaplanmıştır (Ishii ve diğ., 1997).

$$CoV_{IMEP}(\%) = \frac{STD_{IMEP}}{\overline{X}_{IMEP}} * 100 \quad (3.23)$$

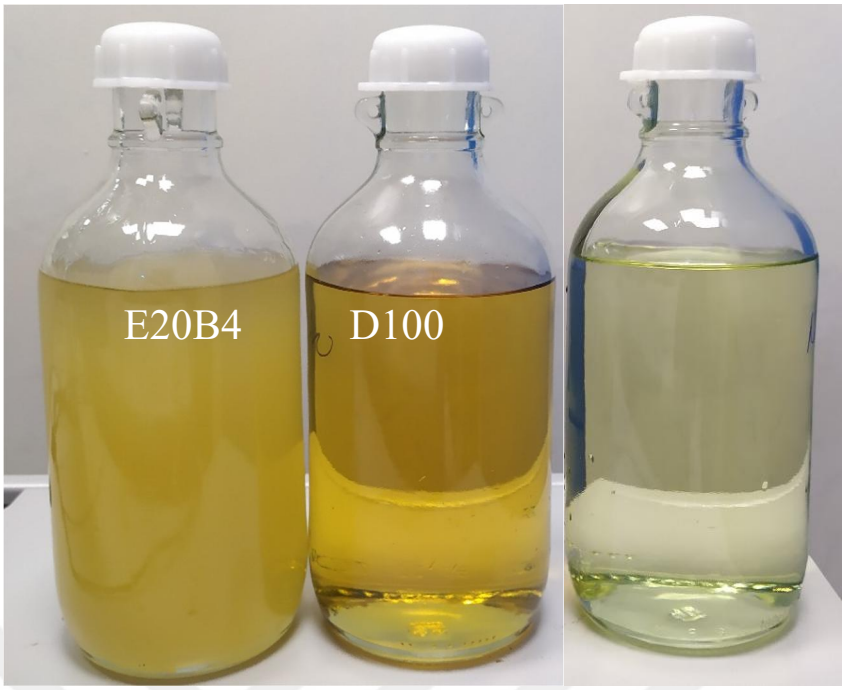
Bu tez çalışmasında 0,1°KA aralıklar ile silindir içi basınç ölçümü 100 çevrim olarak yapılmıştır. Motor performans ve emisyon gazlarının ölçümü ise motor rejime ulaştıktan ve herbir çalışma noktasında en az 180 saniye boyunca yapılmıştır. Belirsizlik analizi ve IMEP varyasyon katsayısı herbir ölçümden alınan değerler ile hesaplanmıştır. Yapılan hesapların sonuçları ilerleyen bölümlerde ilgili başlıklar altında verilmiştir.

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

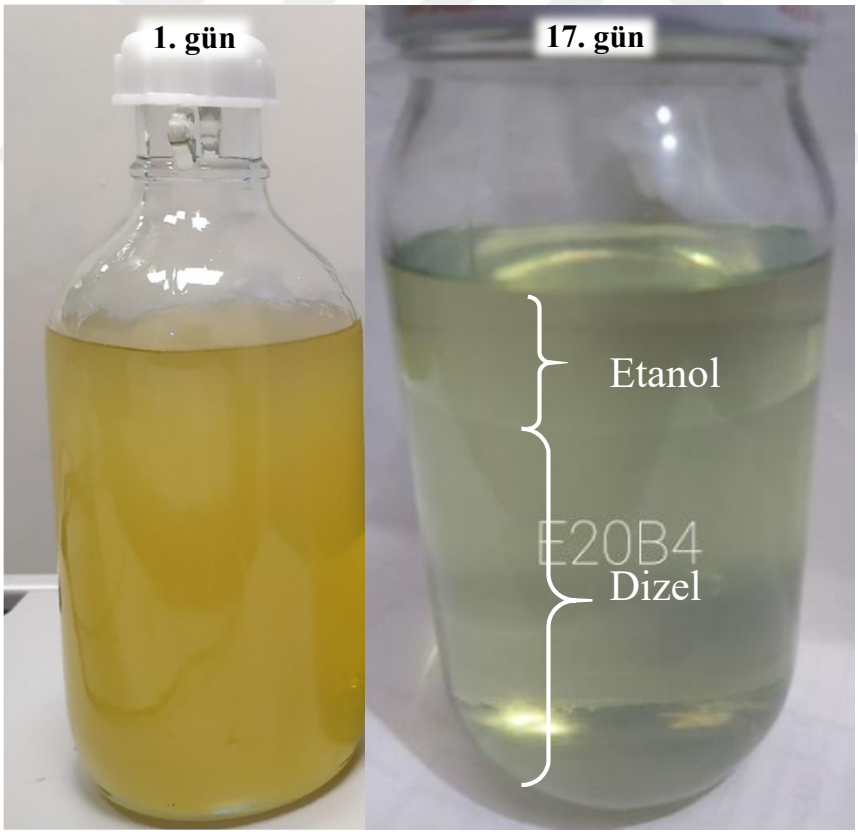
Bu bölümde motor dinamometre testlerinde yapılan ölçümlerin ve hesaplanan değerlerin değerlendirmesi üç başlık altında incelenmiştir. İlk bölümde dizel, FT dizel ve dizel-etanol-2-bütanol karışım yakıtların test motorunun baz enjeksiyon haritası kullanılarak yapılan çalışma ve bulgulardan bahsedilmiştir. Tez çalışmasında kullanılan petrol kökenli dizel yakıt (D100), kömürden FT sentez ile elde edilen yakıt (FT100) ve dizel-etanol-2-bütanol karışımı E20B4 yakıtlarının görselleri Şekil 4.1'deki gösterilmiştir. Motor testleri öncesinde E20B4 yakıt karışımı bir süre boyunca gözlemlenmiş ve 17 günün sonunda faz ayrışmasının oluştuğu tespit edilmiştir (Şekil 4.2). Bu çalışmada da dizel-etanol karışımlarında görülen faz ayrışması her ne kadar 2-bütanol ile geciktirilmiş olsa da yine bir süre sonra faz ayrışmasını görülmüştür. Bu sebeple dizel-etanol karışımlarının uzun süre bekletilmeden kullanılması bu çalışma kapsamında elde edilen sonuçlar ile önerilmektedir.

İkinci bölümde enjeksiyon haritası değiştirilerek yakıt enjeksiyonunun baz durumdan 10°KA daha önce yapıldığı (avans enjeksiyon) yani ÜÖN'den uzaklaştırıldığı ve 10°KA daha sonra yapıldığı (rötar enjeksiyon) yani ÜÖN'ye yaklaştırıldığı durumda elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir.

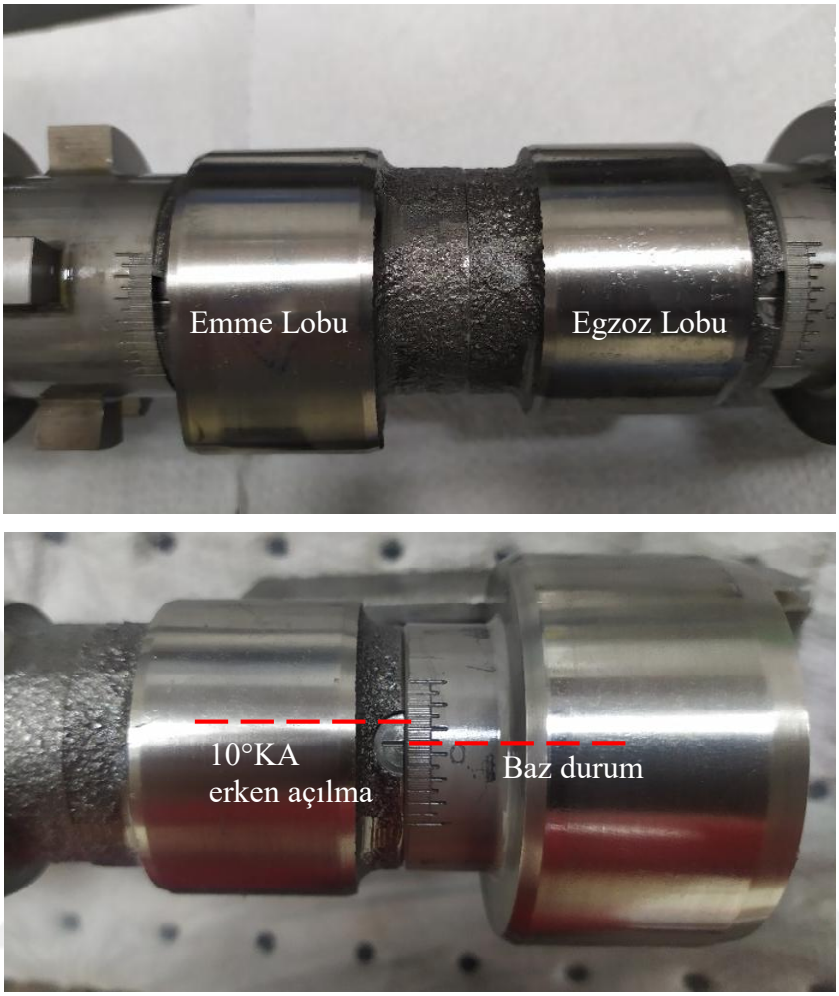
Üçüncü bölümde ise supap zamanlamasının değiştirilmesi ile elde edilen bulgular değerlendirilmiştir. Supap zamanlanması ile yapılan çalışmalarda supap zamanının ne kadar değişirilebileceği supap kalkış profili ile kısıtlanmıştır. Emme supabı kalkış profiline göre emme supabı daha erken açılamamaktadır; aksi durumda piston ile teması sözkonusu olmuştur. Emme supabının daha geç açılması da kam geometrisi değişitirilmediği için supabın daha geç kapanmasına ve hacimsel verimin düşmesine neden olacağı değerlendirilmiştir. Bu sebepler ile emme supabı zamanlaması için değişiklik yapılmamıştır. Egzoz supap kalkış profili için yapılan değerlendirmeler neticesinde egzoz supabının ancak erken açılması mümkün olmuştur. Geç açılması durumunda yine pistona çarpma riski hasıl olmuştur. Egzoz supap zamanlamasına karar verilirken AVL BOOST™ ile hazırlanan 1B motor modeli kullanılmıştır. Detayları ilgili bölümde verilmekle birlikte egzoz supabı 10°KA erken açılacak şekilde ayarlanmıştır. Erken açılması için ayarlanan kam mili Şekil 4.3'te gösterilmiştir.



Şekil 4.1. Sırası ile E20B4, D100 ve FT100 yakıtları



Şekil 4.2. E20B4 yakıt karışımında faz ayrışması



Şekil 4.3. Kam mili üzerinden egzoz profilinin kaydırılması

Bu doktora tez çalışmasında dizel, FT dizel ve dizel-etanol-2-bütanol karışımı yakıtlar ile yapılan çalışmalarda indike ortalama efektif basınç (IMEP), ısının açığa çıkma hızı (RoHR), kümülatif açığa çıkan ısının oranı (CuHR), tutuşma gecikme süresi (ID), yanma başlangıcı (SOC) ile toplam yanma süresi (BD) yanma parametreleri açısından analiz edilmiştir. Silindir gaz sıcaklıkları, silindir içi basınç değişimi ve maksimum basınç artış hızı (MPRR) da performans açısıdan değerlendirilmiştir. Aynı zamanda her çalışma noktası için egzoz emisyonları karşılaştırması yapılmıştır.

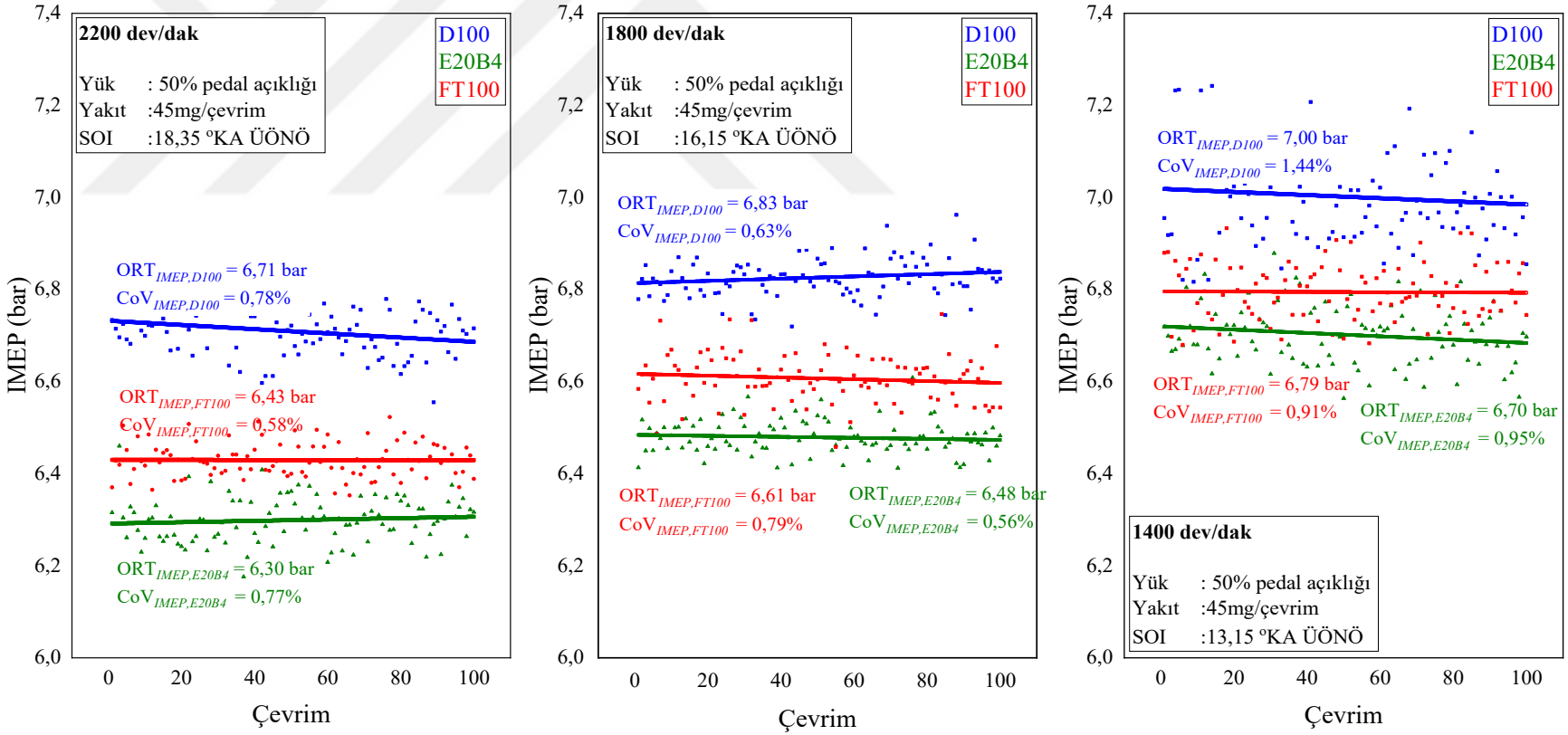
4.1. Yakıtların Yanma, Performans ve Emisyonlara Etkisi

Bu bölümde farklı yakıtların aynı çalışma şartları altında etkilerinden bahsedilmiştir. Dizel, FT dizel ve dizel-etanol-2-bütanol yakıtları ile baz enjeksiyon haritası kullanılarak

ve sabit %50 pedal açıklığında çalışmalar yapılmıştır. Bu bölümdeki değerlendirmelerde değişen parametre yakıt tipidir. Karşılaştırmalar tipik dizel yakıta göre yapılmıştır.

4.1.1. İndike Ortalama Efektif Basınç

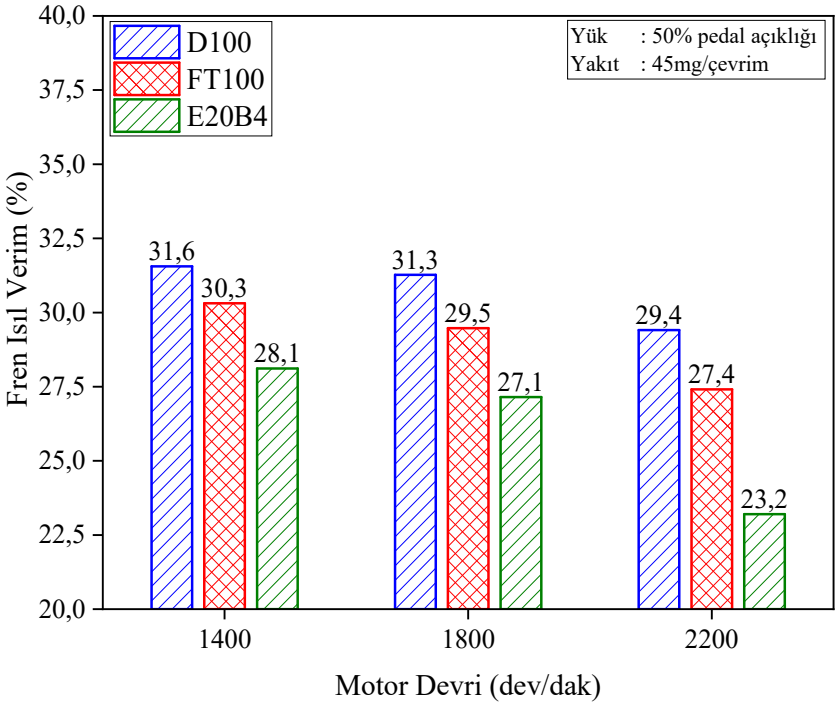
Bu tez çalışmasında yakıtların motor performansına etkisi, farklı motor devirleri için IMEP sonuçları üzerinden değerlendirilmiştir. Bütün yakıtlar için enjeksiyon başlangıç zamanı (SOI) aynı tutulmuştur. Yakıt enjektörleri hacimsel olarak püskürtme işlemini gerçekleştirmektedir; ancak motor kontrol ünitesindeki (EKÜ) yakıt haritaları kütlesel olarak hazırlanmakta olup kullanılan yakıt ile kalibre edilmektedirler. Bu çalışmada yakıt miktarı haritalarına müdahale edilmemiştir. FT dizel yakıtının yoğunluğunun düşük olması (Tablo 3.5) nedeniyle aynı hacimde daha az miktarda FT dizel yakıtın püskürtülmesi ve dolayısı ile IMEP sonuçlarının tüm motor devirleri için dizel yakıt sonuçlarından daha düşük olması beklenmektedir. Benzer şekilde dizel-etanol-2-bütanol karışımı yakıtın özkütlesi dizele yakın olsa dahi alt ısıl değerinin hem FT dizel hem de dizel yakıttan daha düşük olması nedeni ile diğer iki test yakıtından daha düşük IMEP sonuçları vermesi beklenmektedir. Şekil 4.4'te test yakıtlarının 100 çevrim boyunca IMEP dağılımı ve ortalama sonuçları gösterilmiştir. IMEP sonuçları arasındaki en belirgin fark 2200 dev/dak motor devrinde elde edilmiştir. FT100 ile dizel yakıta kıyas ile 2200 dev/dak, 1800 dev/dak ve 1400 dev/dak için sırasıyla %4,17, %3,21 ve %2,96 daha düşük IMEP elde edilmiştir. E20B4 için ise yine dizel yakıta kıyasla 2200 dev/dak için %6,11, 1800 dev/dak için %5,09 ve 1400 dev/dak için %4,28 daha düşük IMEP elde edilmiştir. Motor devrinin düşmesiyle, D100 yakıtına kıyasla, FT100 ve E20B4 yakıtları arasındaki yüzdelik IMEP farklarının azaldığı görülmüştür. Tüm motor çalışma devirleri için IMEP değerlerinin varyasyon katsayısı ($\mathrm{CoV_{IMEP}}$), her çevrimin yanma stabilitesini hakkında fikir sahibi olmak amacıyla hesaplanmıştır. Heywood (Heywood, 2018) %5'in altındaki $\mathrm{CoV_{IMEP}}$ değerlerinin kararlı motor çalışma koşulu olarak kabul edildiğini belirtmiştir. Hesaplanan en yüksek $\mathrm{CoV_{IMEP}}$ 1400 dev/dak motor devrinde D100 için %1,44'tür. FT100 için görülen en yüksek $\mathrm{CoV_{IMEP}}$ %0,91 ile 1400 dev/dak'da, E20B4 için ise %0,95 ile yine 1400 dev/dak'da gözlemlenmiştir. Bu sonuçlara göre üç yakıt türü için tüm motor çalışma devirlerinde yanmanın kararlı olduğunu söylenebilir. Bütün motor çalışma devirleri karşılaştırıldığında, FT100 ve E20B4 yakıtları ile yapılan testlerde D100'e kıyasla daha kararlı bir yanmanın gerçekleştiği tespit edilmiştir.



Şekil 4.4. Yakıtların IMEP üzerindeki etkisi

4.1.2. Fren Isıl Verim

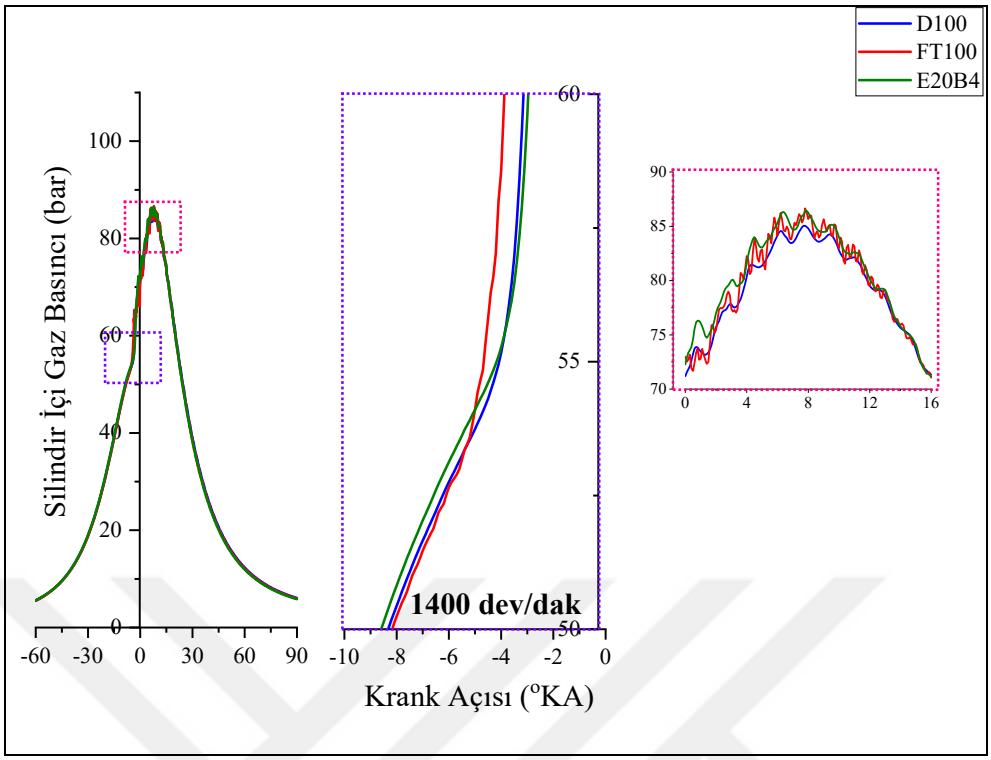
Yapılan çalışmada kullanılan yakıtların ısıl verim üzerindeki etkisi için ısıl verim hesabı yapılmıştır. D100 ve FT100 için literatürden edinilen alt ısıl değerleri ile E20B4 için hesaplanan alt ısıl değerler kullanılarak herbir yakıt için ısıl verim hesabı yapılmıştır. Test yakıtları ile yapılan motor testlerinde, 1400, 1800 ve 2200 dev/dak motor devirleri için hesaplanan fren ısıl verimleri Şekil 4.5'te gösterilmiştir. Buna göre, D100 ile tüm motor devirleri için FT100 ve E20B4 yakıtlarından daha yüksek ısıl verim elde edilmiştir. Diğer taraftan motor devrinin azalması ile çevrim süresi uzamakta, hava-yakıt karışım oluşumu ve yakıtın tamamen oksidasyonu için daha fazla zaman kalmaktadır. Bu da daha verimli bir yanmanın gerçekleşmesine neden olmaktadır. Dolayısıyla Şekil 4.5'te de görüldüğü gibi motor devrinin azalması (çevrim süresinin artması) ısıl verimi arttırmıştır. D100 sonuçları ile karşılaştırıldığında FT100 ile 2200, 1800 ve 1400 dev/dak motor devirleri için sırası ile %2,0, %1,8 ve %1,3 daha düşük ısıl verim elde edildiği görülmüştür. Benzer durum E20B4 için de geçerli olup 2200, 1800 ve 1400 dev/dak motor devirleri için sırası %6,2, %4,2 ve %3,5 daha düşük ısıl verim elde edilmiştir. Isıl verim sonuçları IMEP sonuçları (Şekil 4.4) ile kıyaslandığında benzer sonuçlar elde edilmiştir.



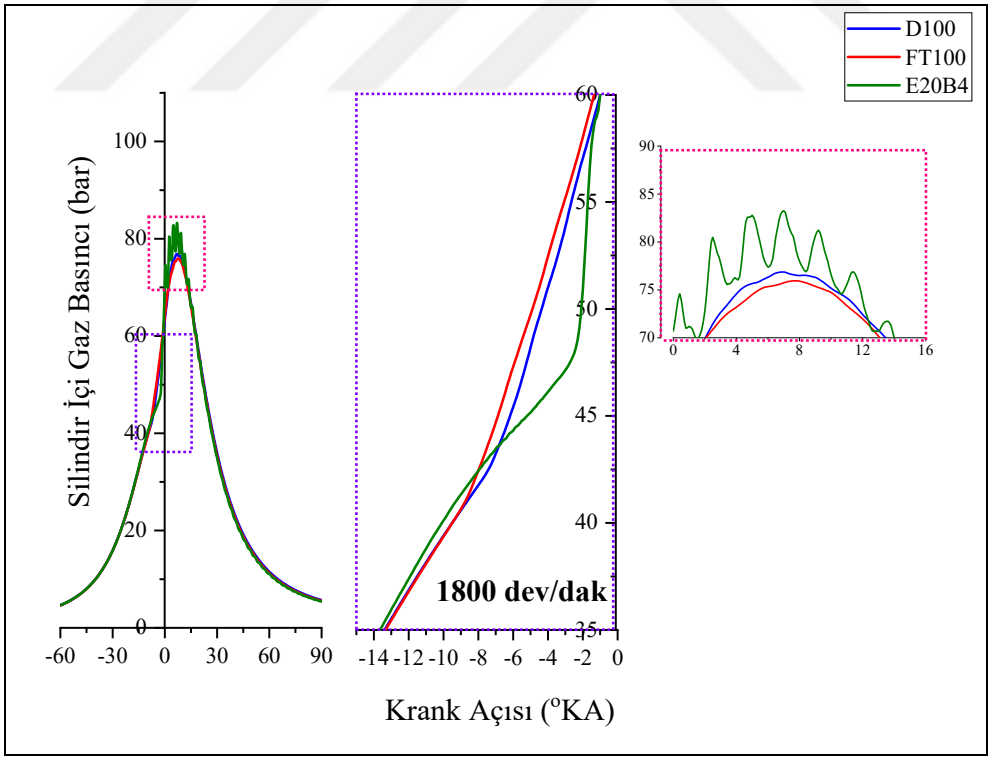
Şekil 4.5. Yakıtların fren ısıl verim üzerindeki etkisi

4.1.3. Anlık Silindir İçi Gaz Basıncı Değişimi

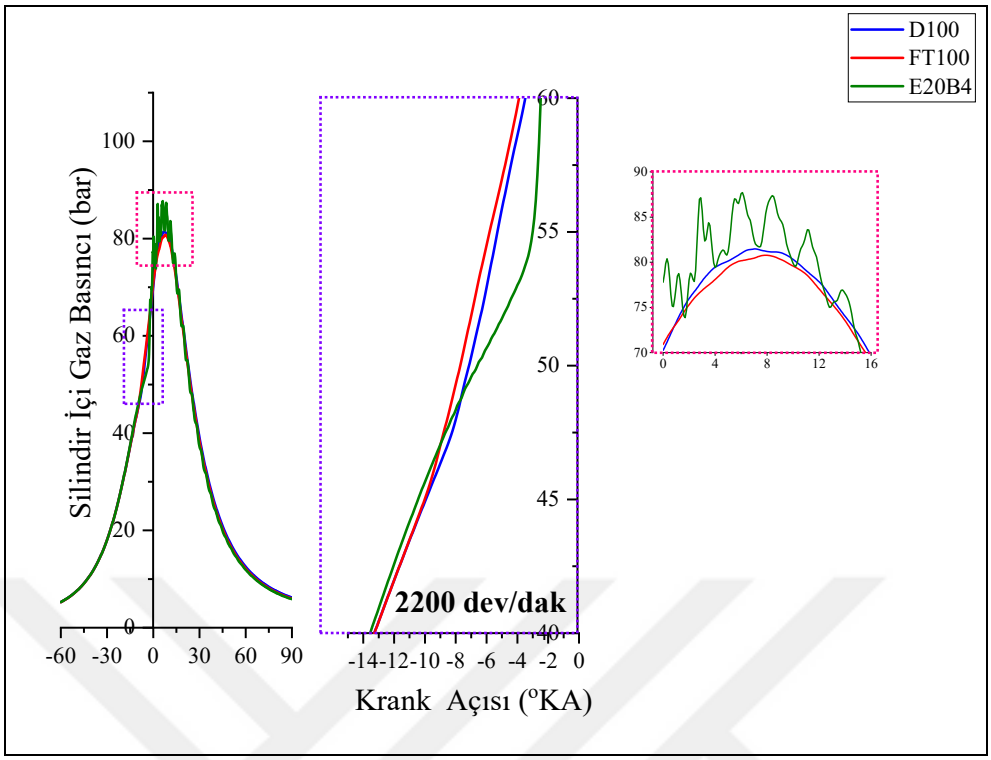
Farklı motor devirleri ve test yakıtları ile yapılan çalışmada elde edilen silindir içi gaz basınçları aşağıdakı şekillerde gösterilmiştir. Silindir içi gaz basıncı ölçümü sonucunda elde edilen değerler üzerinden filtreleme yapılmamakla birlikte 0,1°KA ile yapılan her bir ölçüm 100 çevrimin ortalaması olarak hesaplanmıştır. Farklı yakıtlar ve farklı motor devirleri ile yapılan çalışmalarda yakıtların tutuşmaya başlamasına kadar geçen sürede benzer basınç artış oranı görülmüştür. Ancak, yanmanın başlaması ile silindir içi basınç eğrileri her bir yakıt türü için farklılaşmıştır. FT100 (kırmızı) ile yapılan testlerde basınç artışının erken başladığı silindir içi basınç grafiklerinden görülmüştür (Şekil 4.6, Şekil 4.7 ve Şekil 4.8). Daha erken silindir içi gaz basıncı artışı her devirde belirgin olup FT100 yakıtının yüksek setan sayısıyla ilgili olduğu söylenebilir. Yüksek setan sayısı tutuşma gecikmesinin kısalmasına, düşük setan sayısının ise uzun tutuşma gecikmesine neden olduğu bilinmektedir (Klerk, 2008; Suppes ve diğ., 1999). Beklendiği gibi FT100 ile yapılan testlerden yüksek setan sayısı ve kısa tutuşma gecikmesi dolayısı ile silindir içi gaz basıncında daha erken artış gözlemlenirken, E20B4 ile yapılan testlerde düşük setan sayısı ve uzun tutuşma gecikmesi dolayısı ile silindir içi gaz basıncında daha geç artış gözlemlenmiştir. 1400 dev/dak ile yapılan testlerde Şekil 4.6'da gösterildiği gibi silindir içi gaz basınç artış farkı çok belirgin değildir. Ancak 1800 dev/dak ve 2200 dev/dak ile yapılan testlerde sırası ile Şekil 4.7 ve Şekil 4.8'de gösterildiği gibi silindir içi gaz basınç artışı farklı yakıtlar için daha belirgindir. Diğer taraftan FT100 yakıtının yanmaya erken başlaması gaz basıncının daha erken düşmesine neden olmuştur. Özellikle Şekil 4.7 ve Şekil 4.8'de sırası ile1800 dev/dak ve 2200 dev/dak ile yapılan testlerde en fazla silindir içi gaz basıncının görüldüğü yakın gösterimde bu durum belirgindir. Bazı araştırmacılar da yapmış oldukları çalışmalarda benzer bulgulardan bahsetmişlerdir (Cai ve diğ., 2021; Huang ve diğ., 2009; McMillian ve Gautam, 1998; Pei ve diğ., 2017; C. Zhang ve diğ., 2022). Bu araştırmacılar çalışmalarında FT dizel yakıtın veya bunun petrol bazlı dizel ile karışımlarının, daha kısa bir ön karışım yanma periyoduna ve daha uzun bir difüzyon periyoduna sahip olduğu ve bunun da maksimum yanma basıncını düşürdüğünü rapor etmişlerdir. Daha uzun bir ön karışım yanma süresine sahip olan E20B4 yakıt karışımı ile maksimum silindir içi gaz basıncı D100'den 7 bar, FT100'den ise 8 bar daha yüksek ölçülmüştür.



Şekil 4.6. Yakıtların gaz basıncı üzerindeki etkisi - 1400 dev/dak



Şekil 4.7. Yakıtların gaz basıncı üzerindeki etkisi - 1800 dev/dak

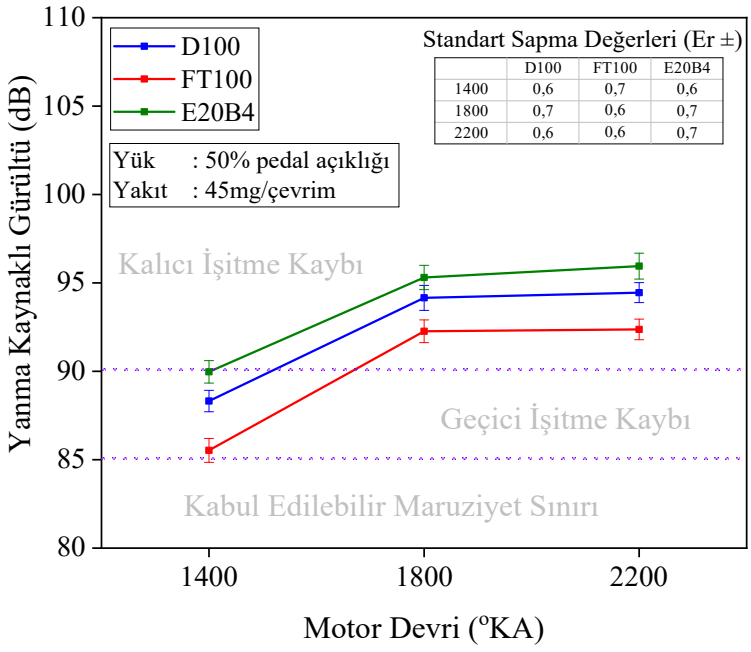


Şekil 4.8. Yakıtların gaz basıncı üzerindeki etkisi - 2200 dev/dak

4.1.4. Yanma Kaynaklı Motor Gürültüsü

Dizel yakıt ile çalışan motorlarda yanma kaynaklı gürültü motor gürültüsünde baskın karakterdir. İnsan sağlığı açısından gürültünün azaltılması elzemdir. Motor üreticileri motor kaynaklı gürültünün azaltılması için farklı uygulamalar yapmaktadır. Motor üzerini bir ses yalıtım malzemesi ile kaplamak bu uygulamalardan biri olup herbir uygulama ek bir maliyet getirmektedir. Bu tez çalışmasında, yakıtların gürültüye etkisinin karşılaştırmalı olarak verilebilmesi ve metrik bir veriye dayanması için Çalışanların Gürültü İle İlgili Risklerden Korunmalarına Dair Yönetmelik'te (Özkan ve diğ., 2015) bahsedilen gürültü maruziyet sınır değerleri kullanılmıştır. Buna göre maruziyet sınır değeri 8 saat için 87 dB(A), en yüksek maruziyet etkin değeri 8 saat için 85 dB(A), en düşük maruziyet etkin değeri 8 saat için 80 dB(A)'dır. İlgili yönetmeliğe göre 90 dB(A)'nın üzerinde gürültünün bulunduğu bir ortamda çalışanların sağlığının korunması güçleşmektedir. 90 dB(A)'nın üzerindeki seslerin oluşturduğu işitme kayıpları kalıcı olmaktadır (Serin ve diğ., 2013). Tüm motor çalışma devirleri için D100, FT100 ve E20B4 yakıtlarının yanma gürültüsü sonuçları Şekil 4.9'da gösterilmiştir. Yanma kaynaklı gürültü silindir içi gaz basıncı verileri ile hesaplandığı için Şekil 4.6, Şekil 4.7

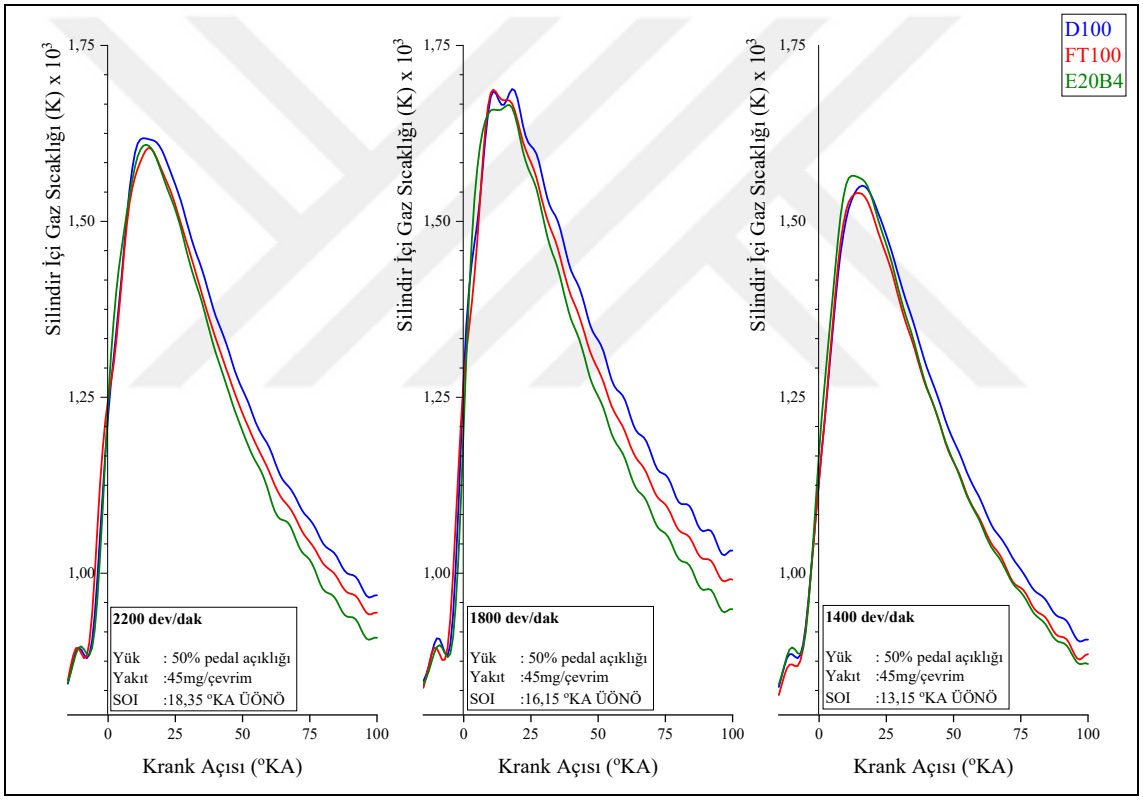
ve Şekil 4.8'de silindir içi gaz basınç eğrilerinde görülen değişkenlikler yanma gürültüsü hakkında ipuçları vermektedir. D100'ün tepe silindir gaz basıncı, FT100 yakıtına göre daha fazla değişkenlik gösterdiği tespit edilmiştir. E20B4 ile yapılan testlerde ise bu değişkenlik daha fazla olduğu görülmüştür. Buradan yola çıkarak E20B4 yakıtı ile yapılan çalışmalarda gürültünün en fazla olması beklenirken FT100 ile yapılan çalışmalarda yanma gürültüsünün en az olması beklenmiştir. Hesaplanan gürültü değerlerinin ölçülen gaz basıncı eğrileriyle uyumlu olduğu görülmüştür. Şekil 4.9'da özet olarak verilen hesaplanan gürültü seviyelerine göre, motor devri arttıkça her bir yakıt için gürültü seviyesi de artmıştır. Bu tez çalışmasında beklendiği gibi FT100'ün en az gürültüye sebep olan yakıt olduğu tespit edilmiştir. Buna göre D100 yakıtı ile elde edilen sonuçlar referans olarak alındığında 1400, 1800 ve 2200 dev/dak için sırası ile FT100'de 2,8 dB, 1,9 dB ve 2,1 dB iyileşme sözkonusu iken E20B4'de 1,7 dB, 1,1 dB ve 1,5 dB kötüleşme sözkonusudur. Yanma gürültüsü dizel motorların sorunlarından biridir. Gürültüyü azaltmak için motor üreticileri pilot yakıt enjeksiyonu gibi farklı enjeksiyon stratejileri kullanmaktadır. Bu stratejiler ile motor performansından feragat edilerek yanma kaynaklı motor gürültüsü azaltılabilmektedir. Bu çalışmada, FT100 yakıt kullanılarak ve sadece ana yakıt enjeksiyon ile yanma gürültüsünün azaltılabileceğini gösterilmiştir. FT100'ün daha sessiz dizel motorlar için bir seçenek olabileceği değerlendirilmiştir.



Şekil 4.9. Yakıtların yanma kaynaklı motor gürültüsü üzerindeki etkisi

4.1.5. Silindir İçi Gaz Sıcaklığı Değişimi

FT100 ve E20B4 yakıtların silindir içindeki yanma davranışı ve egzoz gaz emisyonları üzerindeki etkilerini anlamak için silindir içi gaz sıcaklığı hesaplanmıştır. Şekil 4.10'da, FT100 ve E20B4 yakıtların farklı motor devirlerinde silindir içi gaz sıcaklığı üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Önceki bölümlerde belirtildiği gibi setan sayısının yüksek olması nedeniyle FT100'ün yanma başlangıcı D100'den erken olduğundan bu durum silindir içi gaz sıcaklığının erken yükselmesine neden olmuştur. E20B4'ün setan sayısının düşük olması da yanma başlangıcının D100'den geç olmasına ve dolayısı ile silindir içi gaz sıcaklığının geç yükselmesine neden olmuştur.

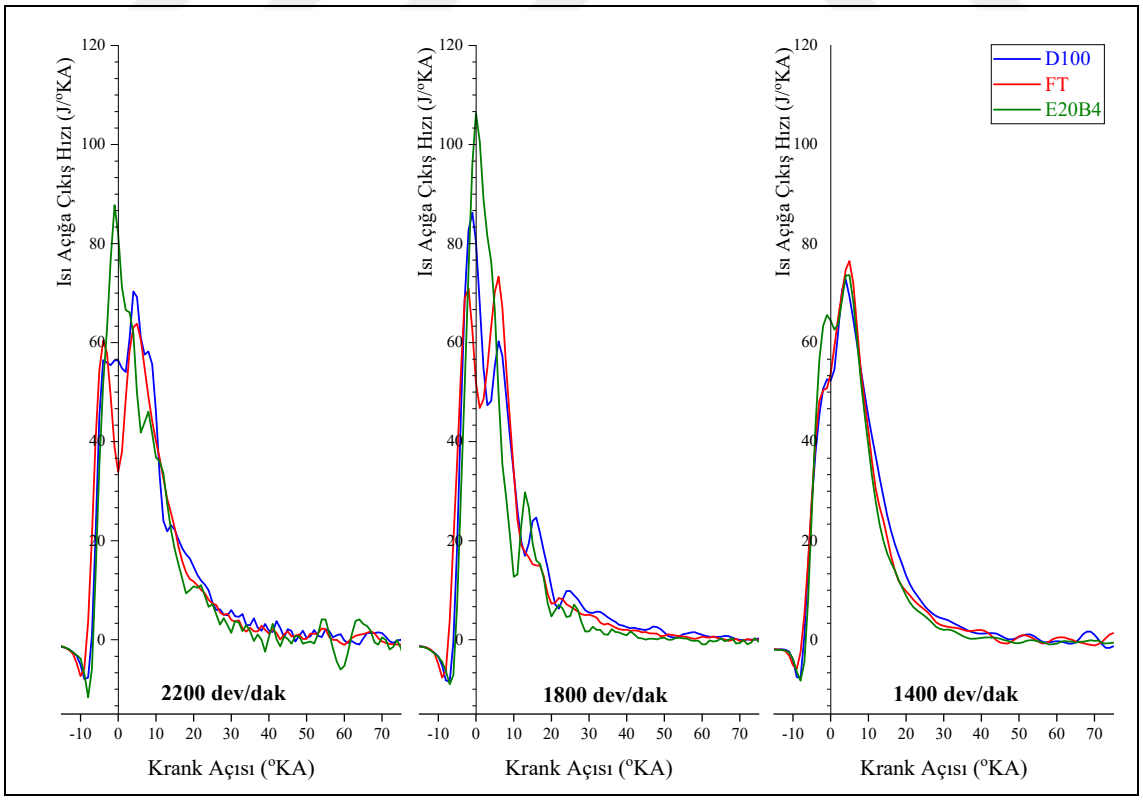


Şekil 4.10. Yakıtların silindir içi gaz sıcaklığı üzerindeki etkisi

4.1.6. Isı Açığa Çıkma Hızı (RoHR)

RoHR, her bir krank açısı süresince açığa çıkan enerjiyi ifade etmektedir. Yanma başlangıcı (SOC) ve yanma bitişi (EOC) zamanları arasındaki enerji dönüşümünü tanımlamak, test yakıtlarının yanma parametrelerinin hesaplanmasında kullanılmıştır. Şekil 4.11'de, farklı motor devirleri için test yakıtlarının RoHR eğrileri gösterilmiştir.

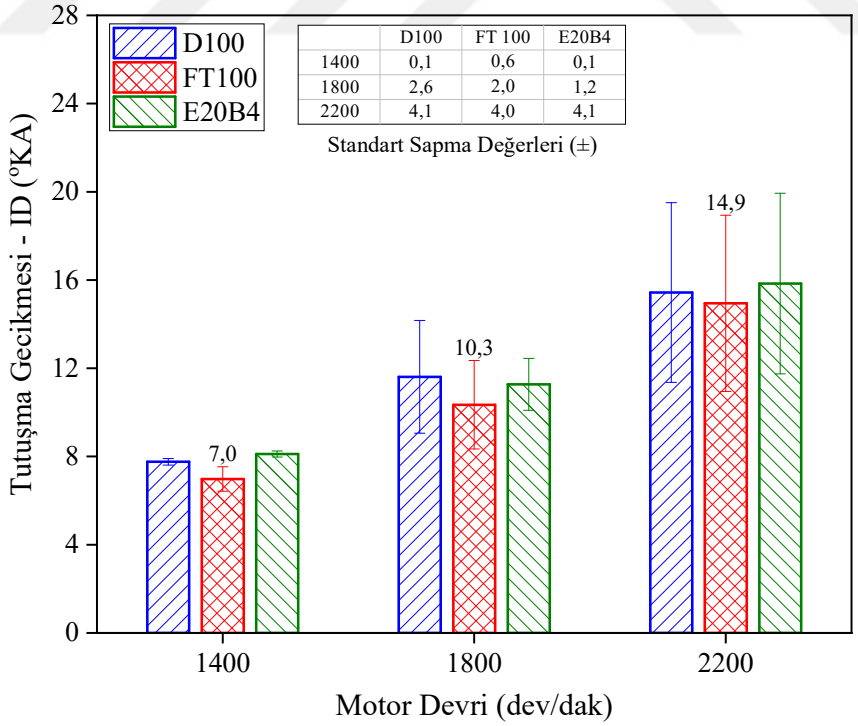
Ön karışımlı yanma fazı 1800 dev/dak ve 2200 dev/dak motor devirlerinde belirgin iken, 1400 dev/dak motor devrinde sadece kontrollü yanma fazı gözlemlenmiştir. Yakıtların setan sayısına bağlı olarak FT100'de en kısa tutuşma gecikmesi görülmüş ve Şekil 4.11'de de gösterildiği gibi açığa çıkan ısının hızı FT100 için daha yüksek olarak tespit edilmiştir. Özellikle yanma için gerekli zamanın kısa olduğu 1800 dev/dak ve 2200 dev/dak motor devirlerinde bu durumun daha belirgin olduğu görülmüştür. Diğer taraftan, tutuşma gecikmesi süresinin uzun olduğu E20B4 yakıtı ile yapılan çalışmada hava-yakıt karışımının oluşması için daha fazla zamanın olduğu, dolayısı ile daha iyi bir yanma ve enerjinin daha hızlı açığa çıktığı gözlemlenmiştir. FT100 yakıtı, daha yüksek setan sayısı nedeniyle ön karışımlı yanmada daha kısa tutuşma gecikmesine ve daha düşük ısı salım hızına sahip olduğu gözlemlenmiştir. Bu tez çalışmasında SOC, RoHR'nin sıfır çizgisini kestiği an olarak tanımlanmıştır (Joshi ve diğ., 2015). Şekil 4.11'de gösterildiği gibi FT100'ün yanması D100 ve E20B4'ten daha erken başlamıştır. D100, FT100 ve E20B4 yakıtları için 1400 dev/dak ile yapılan test çalışmasında SOC sırası ile 5,4° KA ÜÖNö, 6,4° KA ÜÖNö ve 5,2° KA ÜÖNö elde edilmiştir. SOC 1800 dev/dak için 5,3° KA ÜÖNö, 6,2° KA ÜÖNö ve 5,0° KA ÜÖNö hesaplanırken, 2200 dev/dak için 5,8° KA ÜÖNö, 7,2° KA ÜÖNö ve 5,6° KA ÜÖNö olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.11. Yakıtların ısının açığa çıkma hızı üzerindeki etkisi

4.1.7. Tutuşma Gecikmesi (ID)

Test çalışmasında D100, FT100 ve E20B4 yakıtları ile her bir motor devri için yakıt enjeksiyon haritasında tanımlandığı şekliyle enjeksiyon başlangıç ve bitiş zamanları sabit tutulmuştur. Açığa çıkan ısıdan yola çıkılarak yakıtların enjeksiyon sonrası yanmaya başladığı zamana kadar geçen süre de tutuşma gecikmesi olarak hesaplanmıştır. Şekil 4.12'de, hesaplanan tutuşma gecikmeleri motor devrine ve yakıt türüne göre karşılaştırmalı olarak verilmiştir. D100 ile yapılan testler referans olarak alındığında FT100 yakıtı ile her motor devri için daha kısa bir tutuşma gecikmesi (ID) gözlemlenmiştir. FT sentezi ile elde edilen yakıtın yüksek setan sayısı ID'nin kısalmasına neden olduğu söylenebilir. FT sentezi ile elde edilen dizel yakıtların esas olarak n-alkanlardan oluştuğu farklı çalışmalarda rapor edilmiş ve yine bu çalışmalarda aromatik yakıtların (örnek olarak petrol kökenli dizel yakıt) n-alkanlardan daha uzun ID'ye sahip olduğu gösterilmiştir (Roubaud ve diğ., 2000). FT100 yakıtı ile 1400, 1800 ve 2200 dev/dak'da yapılan testlerde sırası ile 0,8°KA, 1,3°KA ve 0,5°KA daha kısa tutuşma gecikmesi gözlenmiştir.



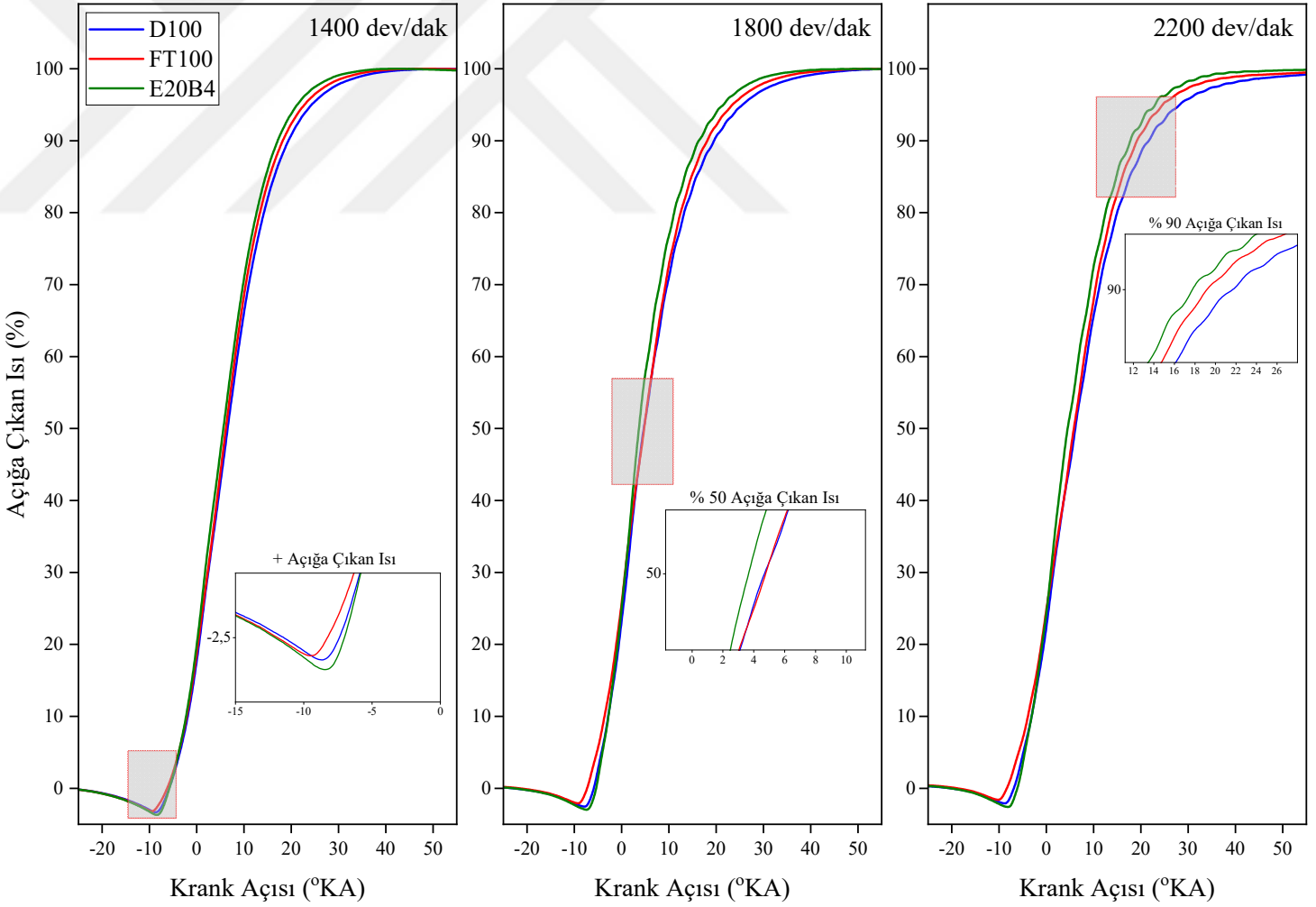
	D100	FT 100	E20B4
1400	0,1	0,6	0,1
1800	2,6	2,0	1,2
2200	4,1	4,0	4,1

Şekil 4.12. Yakıtların tutuşma gecikmesi üzerindeki etkisi

E20B4 yakıtı ile yapılan testlerde de setan sayısına bağlı olarak ID süresinin uzadığı görülmüştür. E20B4 ile yapılan testlerde sırası ile 0,3°KA ve 0,4°KA daha uzun ID gözlenmiştir. Motor devrinin artması ile bütün yakıtlar için ID süresinin de krank açısı cinsinden arttığı gözlemlenmiştir. FT100'ün tutuşma gecikmesinin kısa olması bu yakıt ile yapılacak çalışmalarda yakıt enjeksiyon zamanının rötara alınabilmesine ya da aynı çalışma şartlarında daha yüksek motor devirlerinde çalışılabilmesine imkan sağlayacağı değerlendirilmiştir.

4.1.8. Kümülatif Açığa Çıkan Isı Oranı (CuHR)

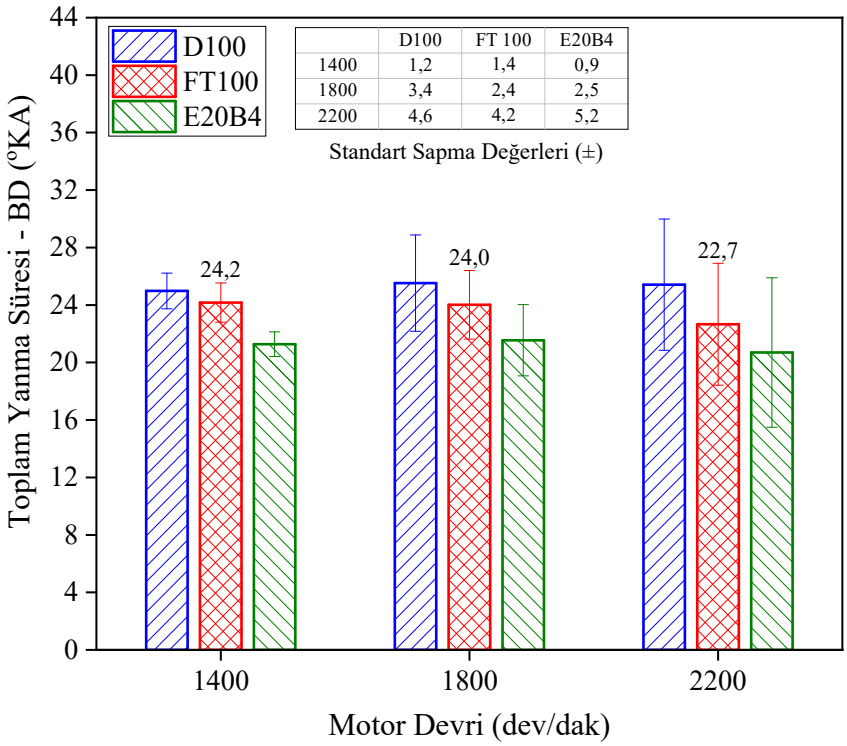
Açığa çıkan ısı grafiği, yakıt enjeksiyonu ile yanmanın tamamlanması boyunca silindir içinde açığa çıkan toplam enerjinin oranını göstermektedir. CuHR eğrisi, yanmanın başlangıcı (SOC) ve bitişi (EOC) zamanları arasında açığa çıkan enerjiyi tanımlamak ve aynı zamanda yakıtın yanma karakteristiği hakkında bilgi sahibi olmak için kullanılmaktadır. Şekil 4.13'te D100, FT100 ve E20B4 ile yapılan test çalışmaları sonunda hesaplanan CuHR değerleri yüzde oran olarak gösterilmiştir. Açığa çıkan ısı grafiklerinin üç bölümünü incelemek faydalı olacaktır. İlk kısım, açığa çıkan ısının negatif bölgeden artışa geçtiği bölümdür. Bu bölüm yakıtın yanmaya başladığı an ile ilgili bilgi vermektedir. Bu çalışmada yakıtın yanmaya başladığı an literatürde de kabul gören RoHR eğrisinin yatay ekseni kestiği an olarak tanımlanmıştır. Yapılan karşılaştırma çalışmalarında konvansiyonel sıkıştırmalı ateşlemeli motorlar için RoHR ya da CuHR eğrisinin sıfırı kestiği yerin SOC anı olarak tanımlanabileceği görülmüştür (Joshi ve diğ., 2015). İkinci kısım, silindir içindeki yakıt kütlesinin %50'sinin yanmayı tamamladığı andır. Yanmanın merkezi olarak tanımlanan bu anın optimum yanma için önemli olduğu başka araştırmacılar tarafından ifade edilmiştir (Beatrice ve diğ., 2013; Guido ve diğ., 2010). Şekil 4.13'te yakıtların %50 kütlelerinin yanmayı tamamladığı an D100 ile karşılaştıralarak incelendiğinde FT100 1400, 1800 ve 2200 dev/dak için sırası ile 0,3°KA, 0,1°KA ve 0,3°KA daha erken gerçekleştiği görülmüştür. E20B4'te ise sırası ile 0,8°KA, 1,0°KA ve 1,6°KA daha erken gerçekleştiği tespit edilmiştir. Motor devrinin artması ile D100 ve FT100 arasındaki fark benzer iken D100 ile E20B4 arasındaki fark motor devri ile orantılı olarak artmıştır. Etanol daha yüksek alev hızına sahiptir. Bu sebeple E20B4 yakıtı ile yanma daha hızlı gerçekleşerek daha erken tamamlanmıştır. Üçüncü kısım, yakıtın %90'ının yandığı son kısımdır. Yanma süresinin hesaplanmasında kullanılmıştır.



Şekil 4.13. Yakıtların açığa çıkan ısı üzerindeki etkisi

4.1.9. Toplam Yanma Süresi (BD)

Toplam yanma süresi (BD), yanmanın başlangıcı ile bitişi arasındaki süredir. Şekil 4.14'te D100, FT100 ve E20B4 yakıtları için toplam yanma süreleri gösterilmiştir. Bu tez çalışmasında BD'nin hesaplanmasında RoHR eğrisinin yatay ekseni kestiği an yanma başlangıcı olarak ve CuHR eğrisinde yakıtın %90'ının yanmayı tamamladığı an yanma bitişi olarak alınmıştır. Motor devrinin artması ile FT100 ve E20B4 yakıtları için BD azalma eğilimde olduğu görülmüştür. Motor devrinin artması ile hava-yakıt karışımı oluşumu ve yanmayı tamamlamak için daha kısa zaman olduğu söylenebilir. Daha önce tartışıldığı gibi, FT sentezi ile elde edilen yakıt daha yüksek setan sayısına sahiptir, bu da ID'yi kısaltmakta ve yanmanın daha erken başlamasına yol açmıştır. Daha erken başlayan yanma da yine daha erken sonlanmıştır. Diğer taraftan E20B4 daha düşük setan sayısına sahip olup ID daha uzundur. Daha uzun tutuşma gecikmesi dolayısı ile karışım oluşumu için daha fazla zaman olmakta ve yanma başlangıcında daha yüksek enerji açığa çıkmıştır (Şekil 4.11). Diğer taraftan etanol içerikli yakıtların alev yayılım hızı daha yüksek olup yanma daha hızlı tamamlandığı farklı çalışmalarda da raporlanmıştır (Jamrozik ve diğ., 2017).

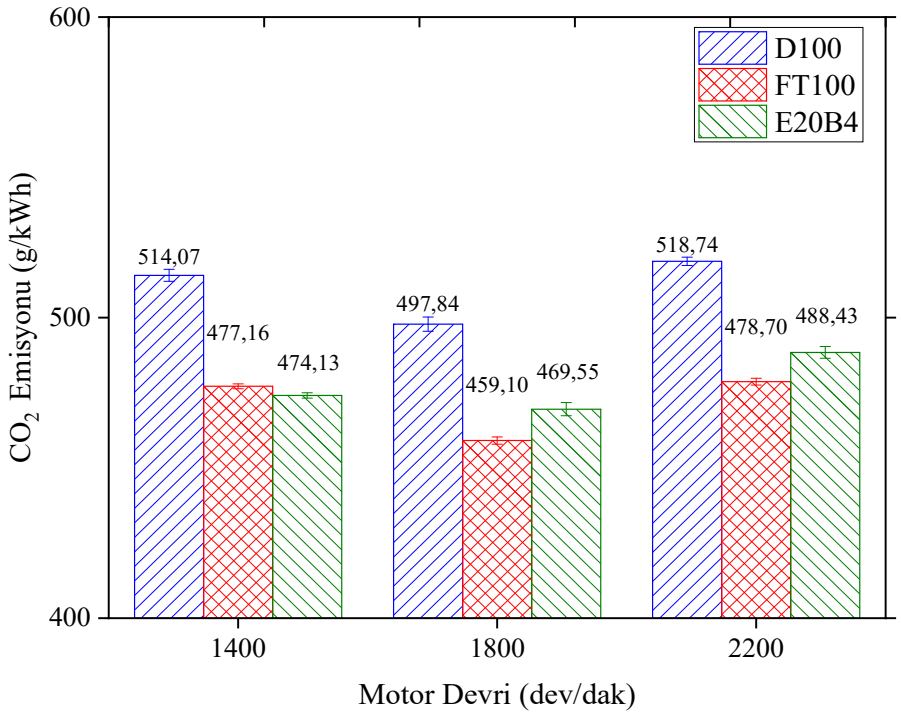


Şekil 4.14. Yakıtların yanma süresi üzerindeki etkisi

Bu da E20B4 yakıtının daha hızlı yanmayı tamamlamasına neden olmuştur. E20B4 ile yapılan test sonuçlarına göre Şekil 4.14'te gösterildiği gibi E20B4'ün toplam yanma süresinin diğer yakıtlara göre daha kısa olduğu tespit edilmiştir.

4.1.10. Karbondioksit (CO_2) Emisyonu

CO_2 emisyonları daha doğru bir karşılaştırma için özgül emisyon olarak hesaplanmış ve sonuçlar Şekil 4.15'te verilmiştir. Motor devrine bağlı olarak CO_2 emisyonları değişim göstermekle birlikte değişim eğiliminin her üç yakıt için de benzer olduğu gözlemlenmiştir. D100 için en yüksek CO_2 emisyonu 2200 dev/dak çalışma noktasında görülürken FT100 ve E20B4 için de aynı çalışma devrinde görülmüştür. FT100 ve E20B4 ile elde edilen sonuçlar D100 sonuçları ile karşılaştırıldığında 1400 dev/dak'da FT100 ile %7,2 ve E20B4 ile %7,8 emisyonda iyileşme olduğu tespit edilmiştir. 1800 dev/dak için FT100 ile %7,8 ve E20B4 ile %5,7; 2200 dev/dak için ise FT100 ile %7,7 ve E20B4 ile de %5,8 azalma olduğu görülmüştür. Yapılan çalışmada FT100 ve E20B4 yakıtları CO_2 emisyonunun azaltılması açısından umut verici sonuçlar göstermiştir. Song ve diğ. (Song ve diğ., 2012) FT dizel karışımları ile yaptıkları çalışmada FT dizel karışımlarındaki FT dizel yakıt oranı arttıkça karbondioksit emisyonlarının azaldığını bildirmiştir.

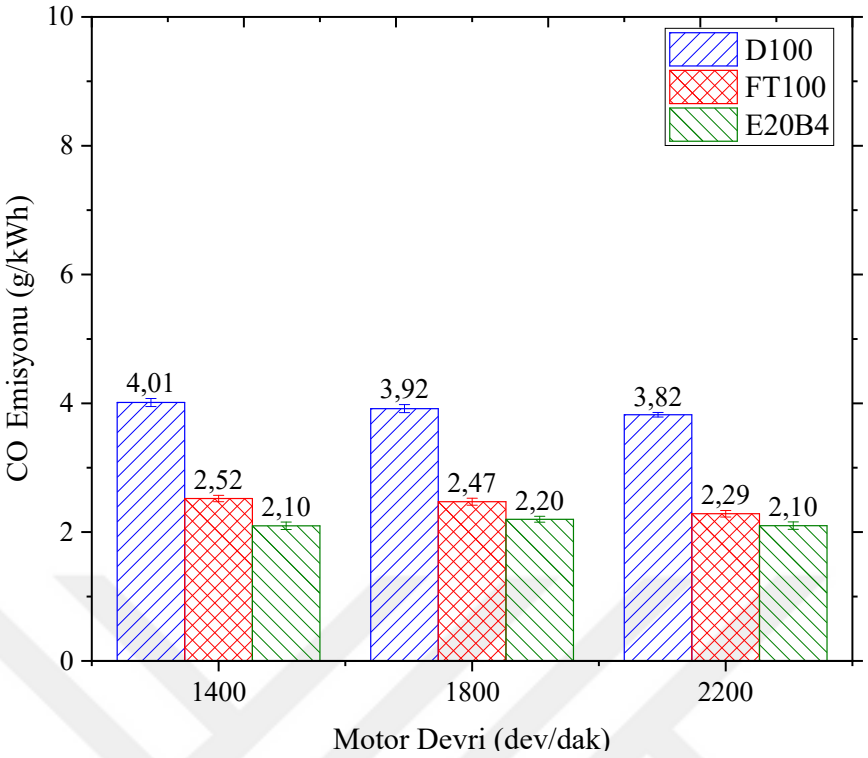


Şekil 4.15. Yakıtların CO_2 emisyonu üzerindeki etkisi

Bu sonucu, petrol kökenli dizele kıyasla FT dizel yakıtın H/C oranının daha yüksek olmasına bağlamışlardır. Diğer taraftan E20B4 içeriğinde bulunan etanol (C_2H_5OH) ve bütanolün (C_4H_9OH) sahip olduğu karbon atomu D100 ile kıyaslandığında ($\sim C_{12}H_{24}$) yanma sonunda oluşabilecek CO_2'nin daha az olacağı aşikârdır. Bu durumda Şekil 4.15'te de gösterildiği gibi dizel-etanol karışımları ile daha düşük CO_2 oluşması beklenmektedir. Birçok araştırmacı da yaptıkları çalışmalarda (Balat ve diğ., 2008; Necati Özsezen, 2022; Sandalci ve diğ., 2014) dizel-etanol karışımlarının CO_2 emisyonunda iyileşme sağladığını raporlamışlardır.

4.1.11. Karbonmonoksit (CO) Emisyonu

CO emisyonu içten yanmalı motorlarda yanmanın tam olarak gerçekleşmemesi sonucunda oluşmaktadır (Heywood, 2018; Türköz ve diğ., 2014). Dizel motorlar yakıt-hava oranı açısından fakir şartlarda çalışsalar bile yanma odasındaki fazla oksijen, yakıt zincirindeki tüm karbon atomlarını yakamamaktadır (Heywood, 2018). Petrol kökenli dizel yakıt ile FT sentezi ile üretilen yakıt sadece karbon ve hidrojen atomlarından oluşurken, etanol ve bütanol karbon ve hidrojen zincirleri ile birlikte oksijen içeriğine de sahiptir. Dizel yakıta etanol ve 2-bütanol ilavesi yanma reaksiyonundaki oksijen içeriğini arttırmakta ve yanma odasında yakıtla daha fazla oksijenin reaksiyona girmesine olanak sağlamaktadır (Ghobadian ve diğ., 2009; Vargün ve diğ., 2022). Şekil 4.16'da gösterildiği gibi tüm motor hızlarında E20B4 yakıt karışımı ile CO emisyonunun azalması, etanolün oksijen içeriğiyle ilişkilendirilmiştir. E20B4 yakıtı CO emisyonunun azaltılması için bir fırsat sunmaktadır. 1400 dev/dak'da yapılan testler sonucunda E20B4 ile D100'e kıyasla %47,6, 1800 dev/dak'da yapılan testlerde %43,9 ve 2200 dev/dak'da yapılan testlerde %45,0 daha düşük CO emisyonu elde edilmiştir. Oksijen içerikli yakıtlar ile yapılan farklı bir çalışmalarda da oksijen içeriğinin CO emisyonu üzerindeki etkisi, bu tez çalışmasında ortaya konulan sonuçlar ile benzerlik göstermiştir (Kaya ve diğ., 2020). FT100 ile yapılan çalışmalarda da D100'e kıyasla daha düşük CO emisyonu elde edilmiştir. FT100 ile CO emisyonu 1400, 1800 ve 2200 dev/dak'da sırası ile %37,2, %37,0 ve %40,1 daha düşük elde edilmiştir. CO emisyonunun azaltılması için FT100 ve E20B4 yakıtları bir fırsat sunmaktadır.



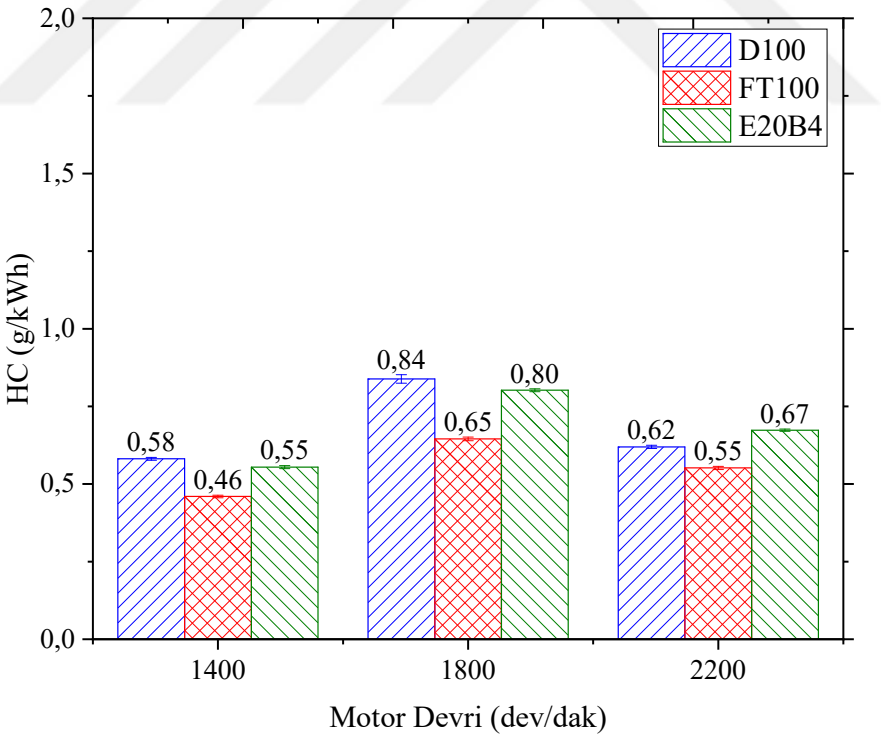
Şekil 4.16. Yakıtların CO emisyonu üzerindeki etkisi

4.1.12. Hidrokarbon Emisyonu

Hidrokarbon (HC) emisyonu yanma odasında yanma reaksiyonuna dahil olmamış hidrojen ve karbon bileşikleri ile ilgilidir. Bu bileşiklerin kaynağı silindir duvarlarındaki motor yağı ya da silindir içindeki yanmamış yakıttır. Test çalışmalarında çalışma şartları her yakıt için sabit tutulduğu için yakıtlar arasında görülen HC emisyonları farkı yakıtların yanması ile ilgilidir. Şekil 4.17'de farklı devirlerde yakıtların HC emisyonları gösterilmiştir. FT100 ile her devirde en düşük HC emisyonu elde edilmiştir. E20B4 ile yapılan çalışmalar sonucunda hesaplanan HC emisyonu D100 sonuçları ile hemen hemen aynı olup 2200 dev/dak motor devrinde en yüksek HC emisyonu E20B4 ile elde edildiği görülmüştür. Etanolün diğer yatkıtlara göre daha hızlı buharlaşması karışım oluşumu için avantaj sağlamaktadır (H. Liu ve diğ., 2019). Ancak alkol kökenli yakıtlar ile çalışmanın dezavantajlarından biri alkolün buharlaşma ısısının dizel yakıta göre yüksek olmasıdır (Mohebbi ve diğ., 2018). Bu sebeple silindir içi gaz sıcaklığı ve yanma sıcaklığı daha düşük olmakta ve daha yüksek HC emisyonu gözlemlenmektedir (H. Liu ve diğ., 2019). Diğer taraftan uzun tutuşma gecikmesi dolayısı ile yakıtın silindir duvarına nüfuziyeti meydana gelebilmektedir. Hulwan ve diğ. (Hulwan ve diğ., 2013) yaptığı çalışmada

silindir duvarına yakıt nüfuziyetinin yüksek HC emisyonuna neden olduğunu raporlamıştır. FT100 yakıtının yüksek setan sayısı dolayısı ile tutuşma gecikmesi daha kısa olup tutuşma gecikmesi süresince yakıtça zengin bölgelerin oluşması daha azdır. Böylece yakıtça zengin bölgelerde karışım oluşumu ve kısmi yanmanın gerçeklemesinin daha kısıtlı olması muhtemeldir. Diğer taraftan yetersiz hava-yakıt karışımı HC oluşumu neden olmaktadır.

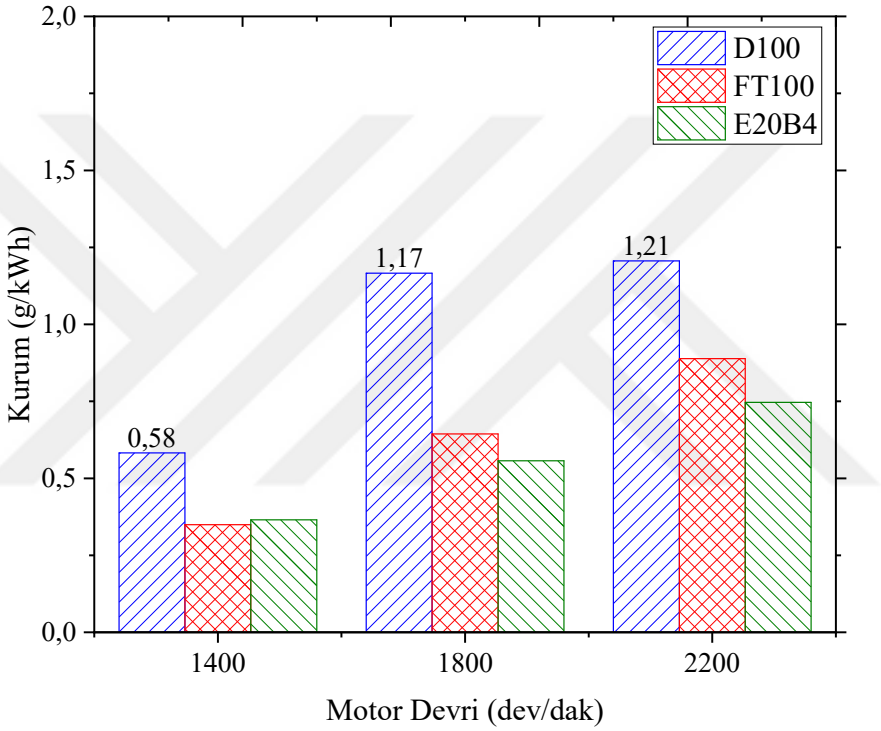
Yapılan test çalışmalarında motor devrinden bağımsız olarak en düşük HC emisyonu FT100 ile elde edilmiştir. FT100'ün yüksek setan sayısının yanında FT100'ün dizel yakıta nazaran daha hızlı buharlaşarak daha homojen hava-yakıt karışımı oluşturduğu düşünülmektedir. Tablo 3.1'de verilen yakıt özellikleri (dizel yakıtın 350°C'de %85'inin damıtılabilmesine karşın FT sentezi ile elde edilen yakıtın aynı sıcaklıkta %100'ünün damıtılmış olması) de bunu desteklemektedir. Yüksek setan sayısına ve düşük damıtma sıcaklığına sahip yakıtlar ile testler gerçekleştiren bazı araştırmacılar da (Park ve Lee, 2013; Xinling ve Zhen, 2009) HC emisyonu için benzer yorumlarda bulunmuşlardır.



Şekil 4.17. Yakıtların HC emisyonu üzerindeki etkisi

4.1.13. Kurum Emisyonu

Kurum, insan sağlığı üzerinde akciğer ve kan kanseri gibi etkisi olan önemli bir egzoz gazı emisyonudur (Fayyazbakhsh ve Pirouzfar, 2017). Bu sebeple azaltılması insan sağlığı açısından önemlidir. Kurum, çoğunluğu karbon olan hidrokarbonların yüksek sıcaklıkta yanması sırasında yakıtça zengin bölgelerde oluşmaktadır. İçten yanmalı motorlarda yanma esnasında yetersiz yanmanın gerçekleşmesi sonucunda oluşmaktadır. Şekil 4.18'de test yakıtlarının kurum emisyonu üzerindeki etkisi gösterilmiştir.



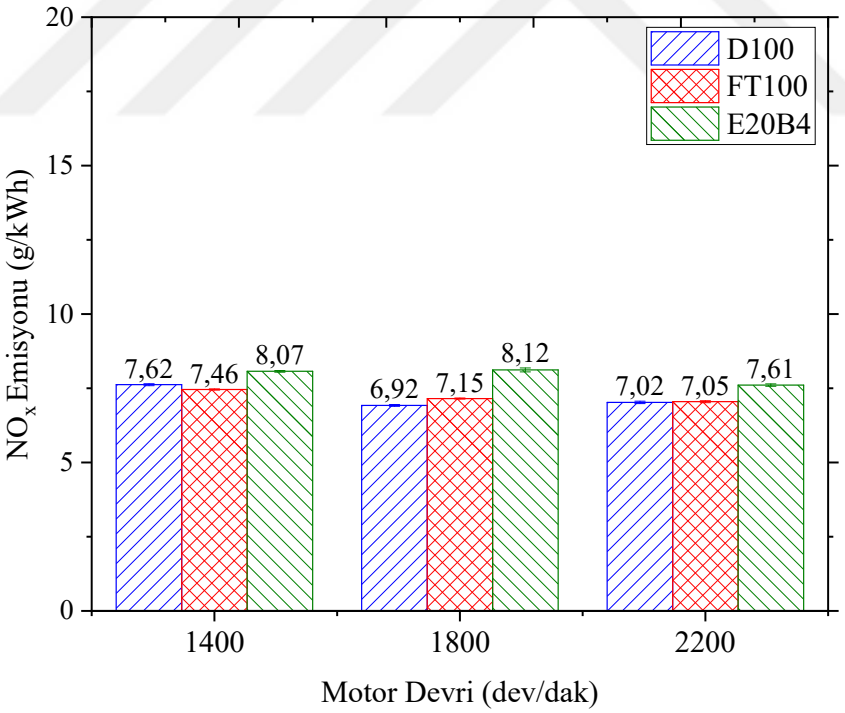
Şekil 4.18. Yakıtların kurum emisyonu üzerindeki etkisi

FT100 ve E20B4 yakıtları ile kurum emisyonlarının azaltılabileceği görülmüştür. FT100 yakıtının yüksek setan sayısı daha kısa tutuşma gecikmesine ve dolayısı ile yanma esnasında yakıtça zengin bölgelerin daha az oluşmasına neden olmuştur. Böylece FT100 ile daha düşük kurum emisyonu elde edilebilmiştir. Motor çalışma devrine göre farklılıklar olmakla birlikte FT100 ile 1400 dev/dak'da %39,7, 1800 dev/dak'da %45,3 ve 2200 dev/dak ise %26,5 kurum emisyonunda iyileşme elde edilmiştir. E20B4 yakıtı ile yapılan testlerde de kurum emisyonunda iyileşme görülmüştür. Alkol kökenli yakıtların dizel yakıta göre düşük C/H oranı ve oksijen içeriği dolayısı ile daha düşük kurum emisyonu farklı çalışmalarda da raporlanmıştır (Beatrice ve diğ., 2014;

Fayyazbakhsh ve Pirouzfar, 2017; Gürbüz ve Sandalci, 2021; Labeckas ve diğ., 2017). Dizel yakıta etanol eklenmesi, yakıt karışımındaki oksijen içeriğini arttırmış ve bu da daha iyi bir yanmanın gerçekleşmesine neden olmuştur. E20B4 ile 1400 dev/dak'da %36,2, 1800 dev/dak'da %52,1 ve 2200 dev/dak %38,0 kurum emisyonunda iyileşme elde edilmiştir.

4.1.14. NO_x Emisyonu

Azot oksitler (NO_x); nitrik oksit (NO) ve azot dioksitlerden (NO_2) oluşmaktadır. Azot oksitler asit yağmularının oluşmasında ana etkendir. İçten yanmalı motorlarda NO_x silindir içi gaz sıcaklığına ve tutuşma gecikmesine bağlı olarak oluşmaktadır (Graboski,Michael S. ; McCormick, 1998). NO_x oluşumu için gaz sıcaklığının 1600°C olması gerekmektedir. Bu durumda ortamdaki oksijen ve azot reaksiyona girmektedir. Aksi durumda NO_x oluşumu beklenmemektedir (Fayyazbakhsh ve Pirouzfar, 2017). Bu tez çalışmaları sonucunda hesaplanan azot oksit emisyonları Şekil 4.19'da verilmiştir.



Şekil 4.19. Yakıtların NO_x emisyonu üzerindeki etkisi

D100 ile FT100 sonuçları incelendiğinde farklı motor devirlerinde bu yakıtlar ile elde edilen NO_x emisyonları arasındaki fark %3 mertebesindedir. 1400 dev/dak FT100 ile diğer devirlerde D100 ile daha düşük NO_x emisyonu elde edilmiştir.

Stavinoha ve diğ. (Stavinoha ve diğ., 2000) dizel yakıttaki aromatik içeriğin NO_x salımına ve is-kurum oluşumuna neden olduğunu çalışmalarında göstermiştir. FT sentezi ile elde edilen dizelin aromatik içeriğe sahip olmaması dolayısı ile yanma sonucunda nispeten düşük NO_x salımı ve düşük is-kurum oluşumu diğer birçok araştırmacı tarafından raporlanmıştır (Alleman ve Mccormick, 2003; Klerk, 2008; Suppes ve diğ., 1999). Bu tez çalışmasında kullanılan FT sentezi ile elde edilmiş olan yakıtta az miktarda da olsa aromatik içerik mevcuttur. Bu sebeple FT100 ile yapılan çalışmada daha önceden yapılmış çalışmalardan farklı olarak NO_x emisyonu gözlemlenmiştir. Diğer taraftan yüksek setan sayısına sahip FT100'ün daha kısa tutuşma gecikmesi, dolayısı ile daha düşük silindir içi gaz basıncı ve gaz sıcaklığına neden olduğu bu çalışmada da tespit edilmiştir (Şekil 4.6, Şekil 4.7, Şekil 4.8 ve Şekil 4.10). Bu sebeple, tez çalışmasında kullanılan FT sentez yakıtının aromatik içerik bulundurmasına karşın daha düşük NO_x emisyonuna sahip olması beklenmektedir (Atkinson ve diğ., 1999). FT100'ün aromatik içeriği dolayısı ile dezavantıjı, yüksek setan sayısı ile telafi edilmiştir. FT dizel yakıtı, kurum-NO_x emisyonları ilişkisi açısından emisyon azaltılması açısından umut verici sonuçlar göstermiştir.

Silindir içi gaz basıncı ve gaz sıcaklıkları grafikleri incelendiğinde (Şekil 4.6, Şekil 4.7, Şekil 4.8 ve Şekil 4.10) E20B4 yakıtı ile daha yüksek yanma basıncı her motor devri için elde edildiği görülmüştür. Yakıtlarda bulunan oksijen içeriğinin NO_x emisyonunu arttırdığı birçok çalışmada raporlanmıştır (Fayyazbakhsh ve Pirouzfar, 2017; Gürbüz ve Sandalci, 2021; Kaya ve diğ., 2021). Diğer taraftan, alkol kökenli yakıtların yüksek buharlaşma ısısı dolayısı ile yanma sonu silindir içi gaz sıcaklığı düşmekte ve bunun da belli bir miktara kadar NO_x emisyonunun azalmasına neden olduğu bazı çalışmalarda gösterilmiştir (Li ve diğ., 2016; Z. H. Zhang ve diğ., 2016). E20B4 karışımındaki etanol ve 2-bütanol oranı setan sayısını düşürdüğü ve tutuşma gecikmesini arttırdığı önceki bölümlerde tartışılmıştır. E20B4 yakıt karışımı ile yanma daha hızlı gerçekleşerek anlık olarak daha yüksek ısının ortaya çıktığı gözlemlenmiştir (Şekil 4.10 ve Şekil 4.11). Bu da, E20B4 yakıt karışımı ile daha yüksek azot oksit emisyonuna neden olmuştur. Şekil

4.19'da gösterildiği gibi 1400, 1800 ve 2200 dev/dak motor çalışma devirlerinde en yüksek azot oksit emisyonu alkol kökenli yakıt karışımı olan E20B4 ile elde edilmiştir. E20B4 ile NO_x emisyonu D100'e göre 1400, 1800 ve 2200 dev/dak'da sırası ile %5,9, %17,3 ve %8,4 daha yüksek hesaplanmıştır.

4.2. Enjeksiyon Zamanının Yanma, Performans ve Emisyonlara Etkisi

Bu bölümde, yakıt enjeksiyon zamanının D100, FT100 ve E20B4 yakıtları ve herbir yakıt için 1400 dev/dak, 1800 dev/dak ve 2200 dev/dak motor devirlerinde değiştirilerek, enjeksiyon zamanının yanma parametreleri, motor performansı ve motor egzoz emisyonlarına etkisi incelenmiştir. Çalışmada üç farklı enjeksiyon zamanı ile testler gerçekleştirilmiştir. Buna göre baz alınan enjeksiyon zamanı 10°KA erken (avans) ve 10°KA geç (rötar) olacak şekilde tekrardan haritalandırılarak motor testleri yapılmış ve karşılaştırma yapılarak sonuçlar değerlendirilmiştir.

4.2.1. İndike Ortalama Efektif Basınç

Motor sürtünme kayıplarından bağımsız olarak enjeksiyon başlangıç zamanının (SOI) etkisinin gözlemlenmesi için indike ortalama efektif basınç (IMEP) her bir yakıt için hesaplanmıştır. Bu çalışmadaki baz enjeksiyon zamanı yakıtın pistonun üst ölü noktasından (ÜÖN) 1400 dev/dak için 13,15° KA, 1800 dev/dak için 16,15° KA ve 2200 dev/dak için 18,35° KA önce püskürtüldüğü zamandır (grafiklerde mavi renk ile gösterilmiştir). Enjeksiyon zamanının rötara alındığında elde edilen sonuçlar kırmızı renk ile, avansa alındığında elde edilen sonuçlar ise yeşil renk ile gösterilmiştir. D100 ile yapılan çalışmaların sonuçları Şekil 4.20'de verilmiştir. Artan motor devri ile IMEP azalmıştır.

Diğer taraftan SOI ile değerlendirme yapıldığında IMEP'in her durumda azaldığı; ancak IMEP'in kötüleşmesinde yakıt enjeksiyonunun rötara alınmasının daha etkin olduğu tespit edilmiştir. Enjeksiyonun rötara alınması ile yanma başlangıcı daha geç gerçekleşmekte ve genleşme zamanında yanma devam etmiştir. Bu da motor performansının azalmasına neden olmuştur. Avansa alınan yakıt enjeksiyonu ile hava-yakıt karışım oluşumu için daha fazla zaman oluşmuştur. Ancak yanmanın ÜÖN'den çok

önce başlaması da sıkıştırma zamanında piston üzerinde piston hareketine ters kuvvet oluşturarak motor gücünde azalmaya neden olmuştur.

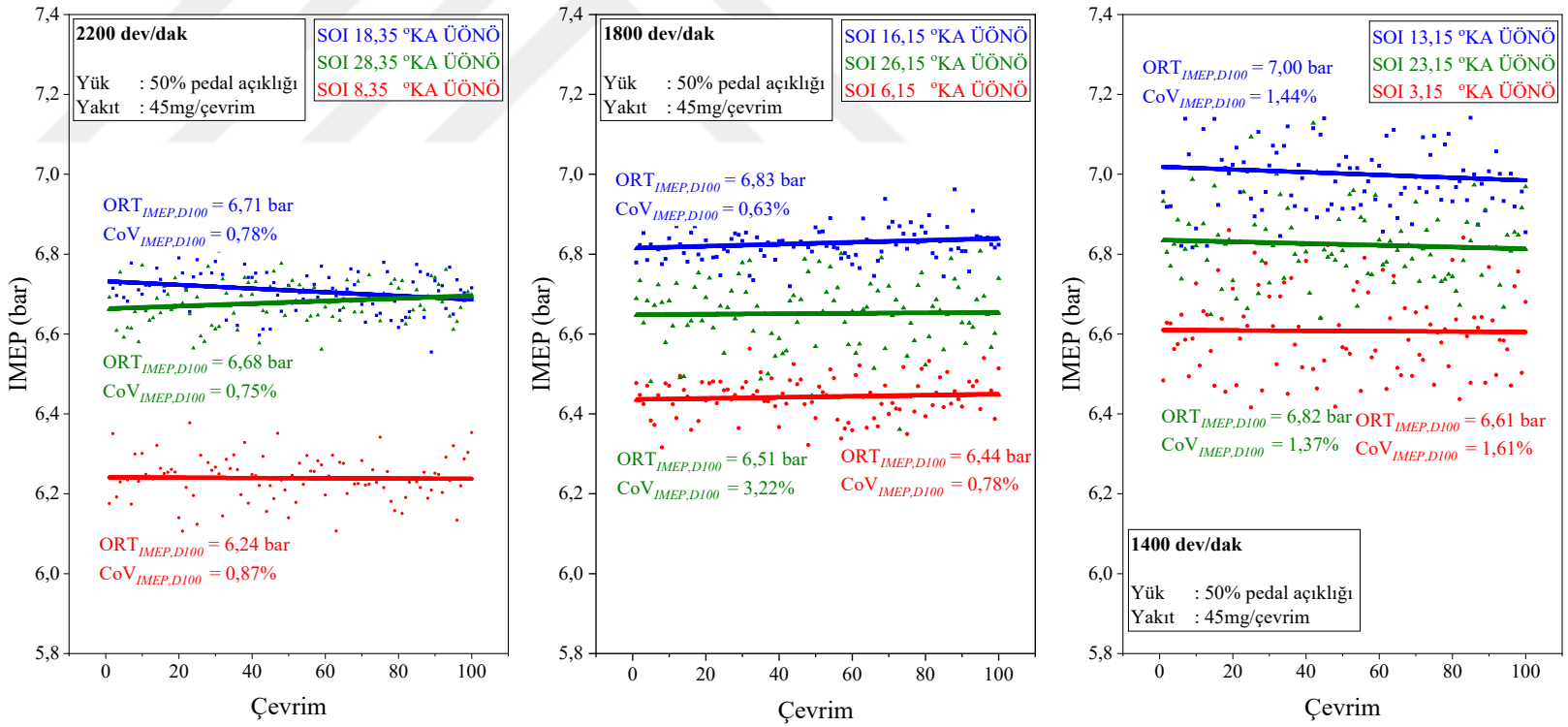
Şekil 4.21'de FT100 ile elde edilen IMEP değerleri gösterilmiştir. D100'e benzer şekilde, artan motor devri ve değişen SOI zamanlanması ile motor performansında azalma görülmüştür. FT100 ile yapılan çalışmada da en düşük IMEP değerleri rötara alınan SOI ile elde edilmiştir. D100'den farklı olarak 1400 dev/dak'da yakıt enjeksiyonunun erken ya da geç yapılması daha az fark oluştururken motor devri arttıkça bu farkın arttığı gözlemlenmiştir.

Şekil 4.22'de E20B4 ile yapılan test sonuçları ile hesaplanan IMEP değerleri gösterilmiştir. Diğer yakıtlarda tespit edilen sonuçlar ile benzer sonuçlar E20B4 ile elde edilmiştir. Yine FT100'e benzer şekilde yakıt enjeksiyonunun erken ya da geç yapılması 1400 dev/dak'da daha az fark oluştururken motor devri arttıkça bu farkın arttığı görülmüştür.

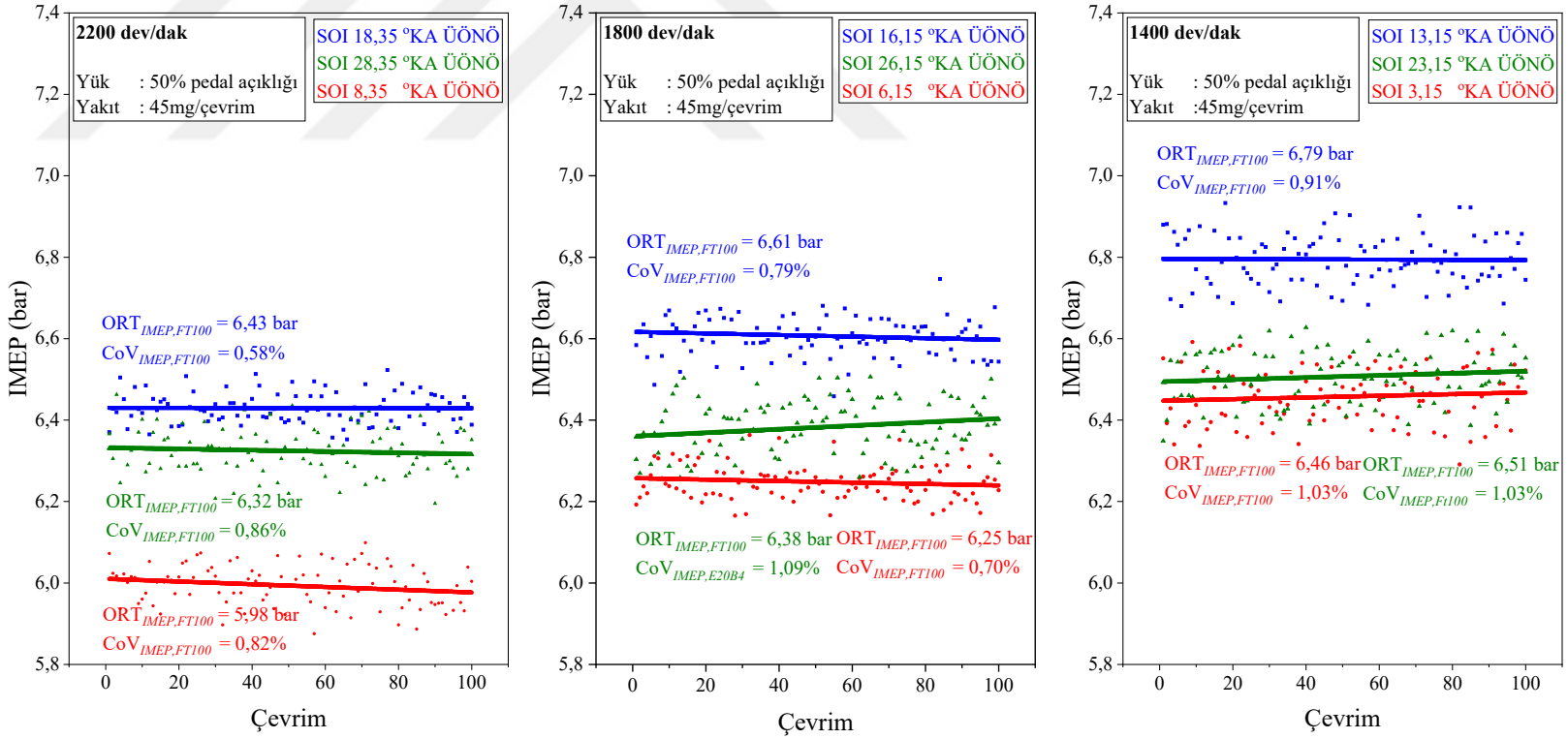
CoV_{IMEP} değerlerine bakıldığında genel olarak baz enjeksiyon zamanlaması ile yapılan çalışmalarda yanmanın daha kararlı olduğu tespit edilmiştir. Diğer taraftan değişen SOI zamanlaması IMEP varyasyon katsayısını değiştirmiş ve genelde avansa alınan SOI zamanlaması ile daha yüksek CoV_{IMEP} değerleri elde edilmiştir. En yüksek CoV_{IMEP} değeri D100 ile 1800 dev/dak'da avansa alınan enjeksiyonla yapılan testte görülmüştür. Hesaplanan varyasyon katsayısı %3,22 olmasına karşın literatürde kararlı yanma için ifade edilen limit değerin (%5) altındadır.

4.2.2. Fren Isıl Verim

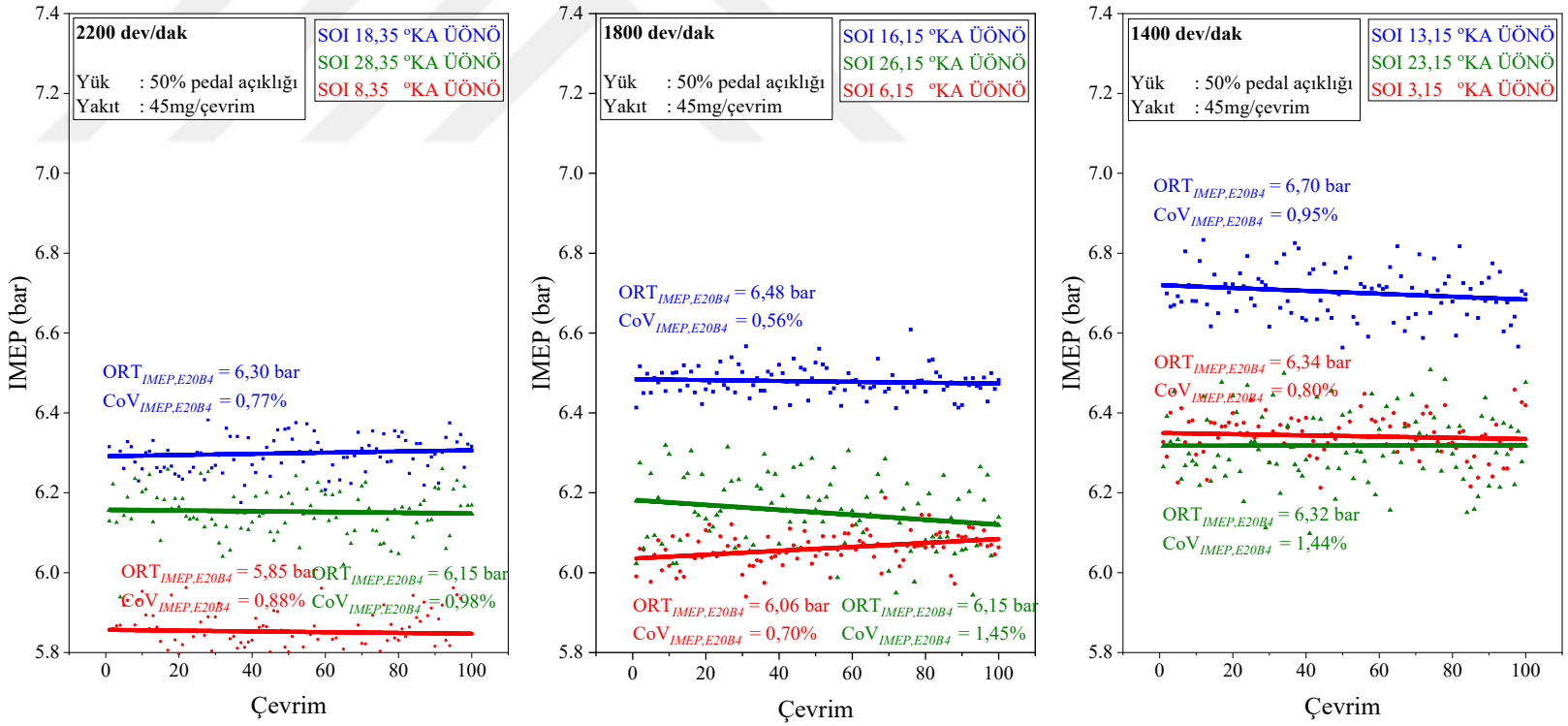
Isıl verim, yakıtların hesaplanan alt ısıl değerleri ve testlerde ölçümü yapılan yakıt tüketimleri kullanılarak hesaplanmıştır. Dinamometre testlerinde kullanılan motor ile en yüksek tork 1400 dev/dak'da, en yüksek güç ise 1800 dev/dak'da alındığı bilinmektedir. Buna göre herhangi bir yakıt ile en yüksek ısıl verimin 1400 dev/dak motor devrinde alınması beklenmektedir. Şekil 4.23'te D100 için farklı motor devirleri ve SOI'ler için hesaplanan ısıl verim gösterilmiştir. Aynı çalışma şartları için değerlendirildiğinde en yüksek termik verim 1400 dev/dak'da SOI'nin rötara alındığı durumda elde edilmiştir.



Şekil 4.20. Enjeksiyon zamanının IMEP üzerindeki etkisi – D100

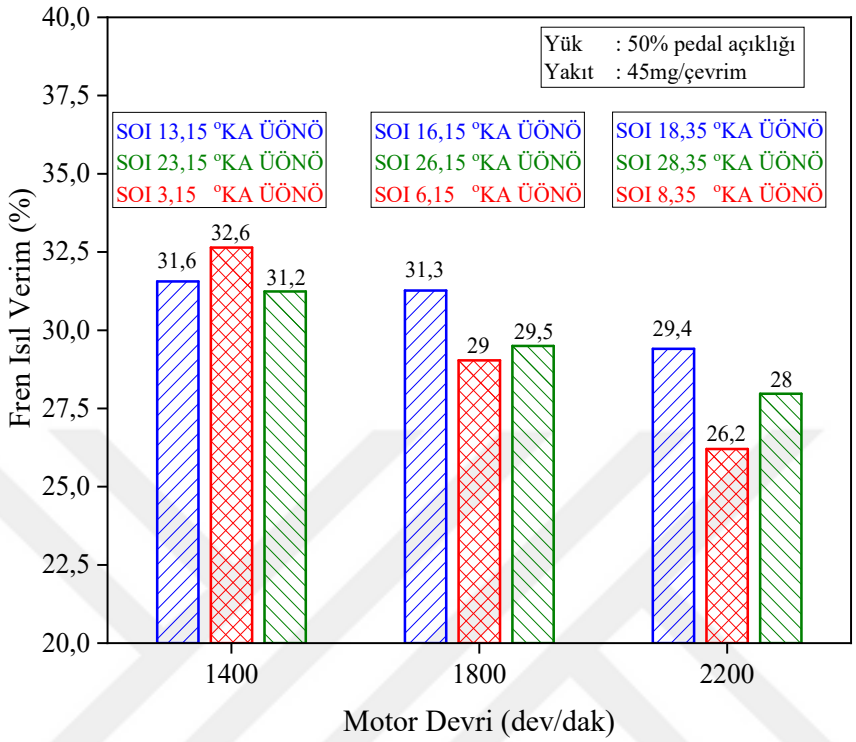


Şekil 4.21. Enjeksiyon zamanının IMEP üzerindeki etkisi – FT100

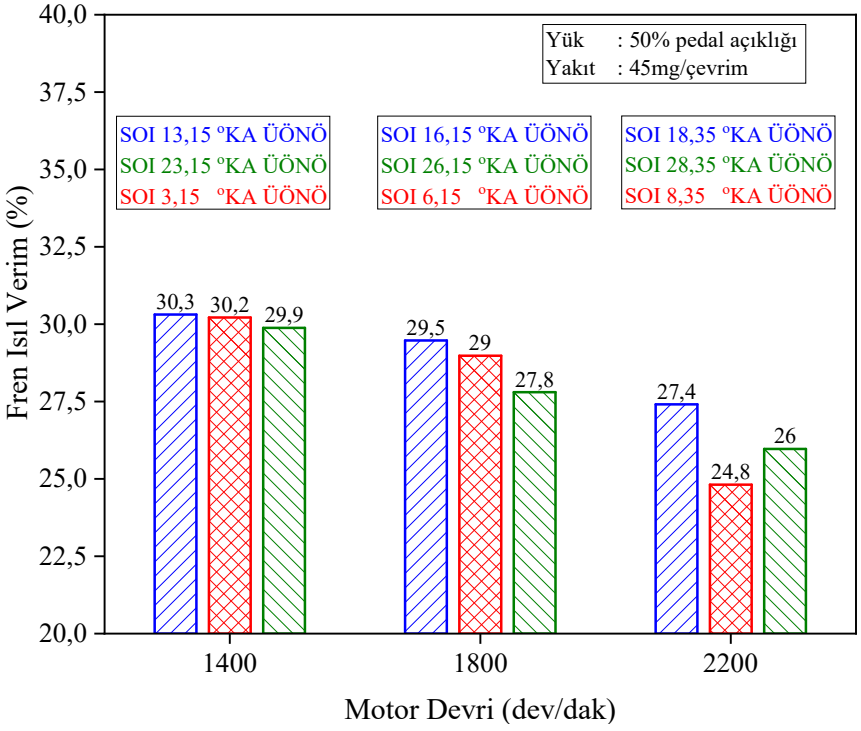


Şekil 4.22. Enjeksiyon zamanının IMEP üzerindeki etkisi – E20B4

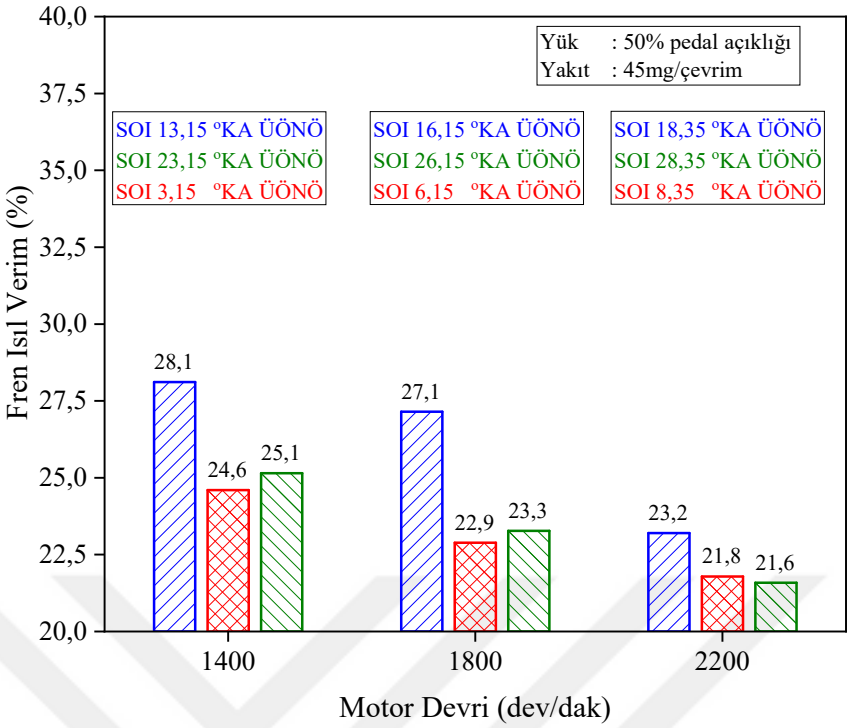
Diğer devirlerdeki sonuçlar değerlendirildiğinde IMEP sonuçları ile benzer şekilde, rötara alınan yakıt enjeksiyonu ısıl verimi daha da kötüleştirmiştir.



Şekil 4.23. Enjeksiyon zamanının fren ısıl verim üzerindeki etkisi – D100



Şekil 4.24. Enjeksiyon zamanının fren ısıl verim üzerindeki etkisi – FT100



Şekil 4.25. Enjeksiyon zamanının fren ısıl verim üzerindeki etkisi – E20B4

FT100 ile yapılan çalışmanın sonuçları Şekil 4.24'te özetlenmiştir. Buna göre artan motor devri ile ve değişen enjeksiyon zamanı ile ısıl verimin de düştüğü görülmüştür. 1400 dev/dak için enjeksiyon zamanının değişimi ısıl verimi en fazla %1,3 azaltırken bu fark diğer devirlerde daha belirgindir. 1800 dev/dak'da avansa alınan enjeksiyon zamanı motor ısıl verimini daha çok azalttığı, 2200 dev/dak'da ise rötara alınan enjeksiyon zamanının motor ısıl verimini daha çok azalttığı tespit edilmiştir.

Motor fren ısıl verimdeki en büyük değişlik E20B4 ile yapılan motor dinamometre çalışmalarında görülmüştür. Şekil 4.25'te gösterildiği gibi baz enjeksiyondan farklı olarak yapılan enjeksiyon zamanları ile motor ısıl veriminde 1400 dev/dak'da %12,5 (rötarlı enjeksiyon ile), 1800 dev/dak'da %15,5 (rötarlı enjeksiyon ile) ve 2200 dev/dak'da ise %6,9 (rötarlı enjeksiyon ile) düşüş hesaplanmıştır.

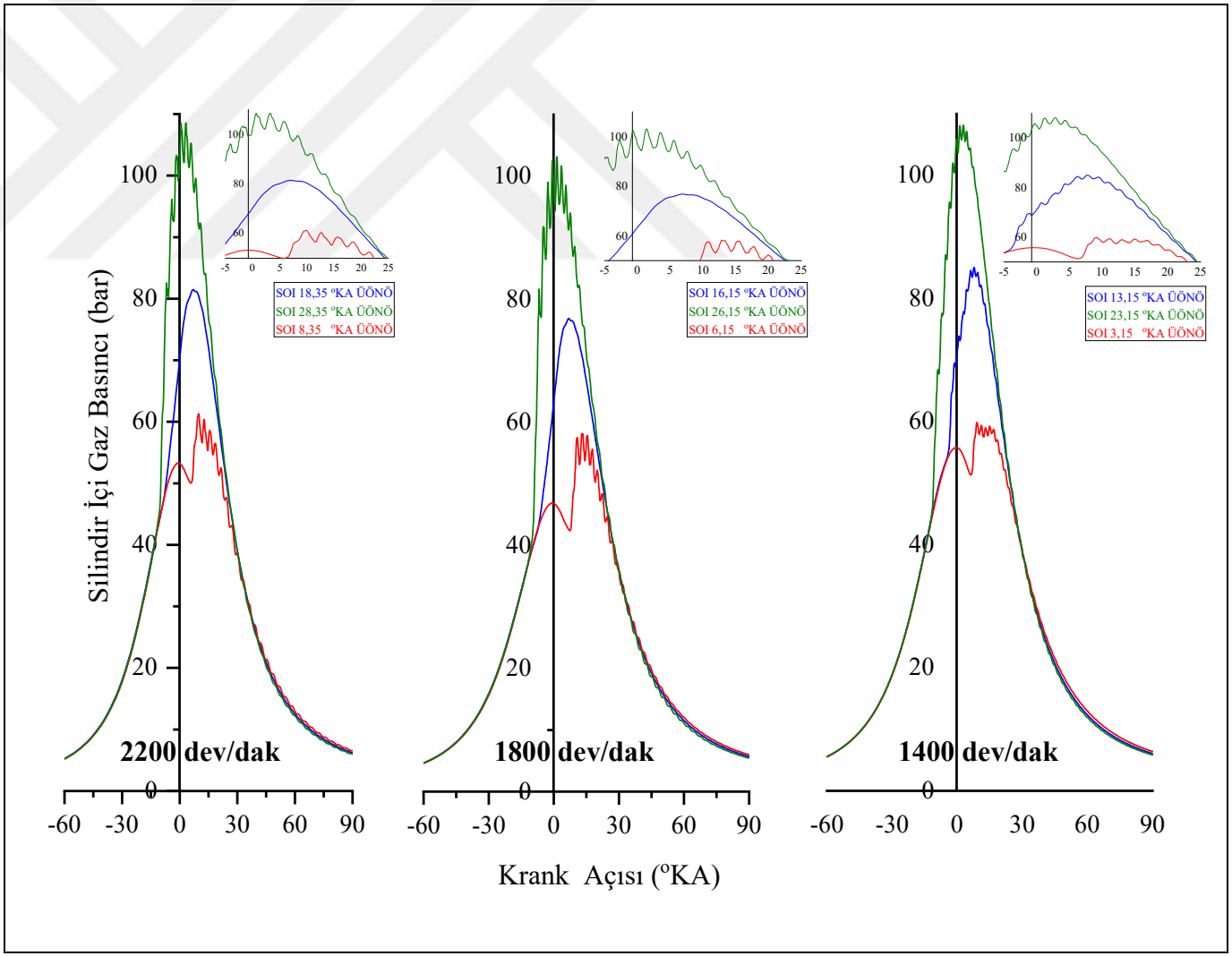
4.2.3. Anlık Silindir İçi Gaz Basıncı Değişimi

Silindir içi gaz basıncı değişimi motor yanma parametreleri ve performansı hakkında bilgi vermektedir. D100 ile yapılan çalışmada elde edilen silindir içi gaz basınç eğrileri Şekil 4.26'da verilmiştir. SOI'nin etkisi silindir içi gaz basınç grafiklerinde net olarak

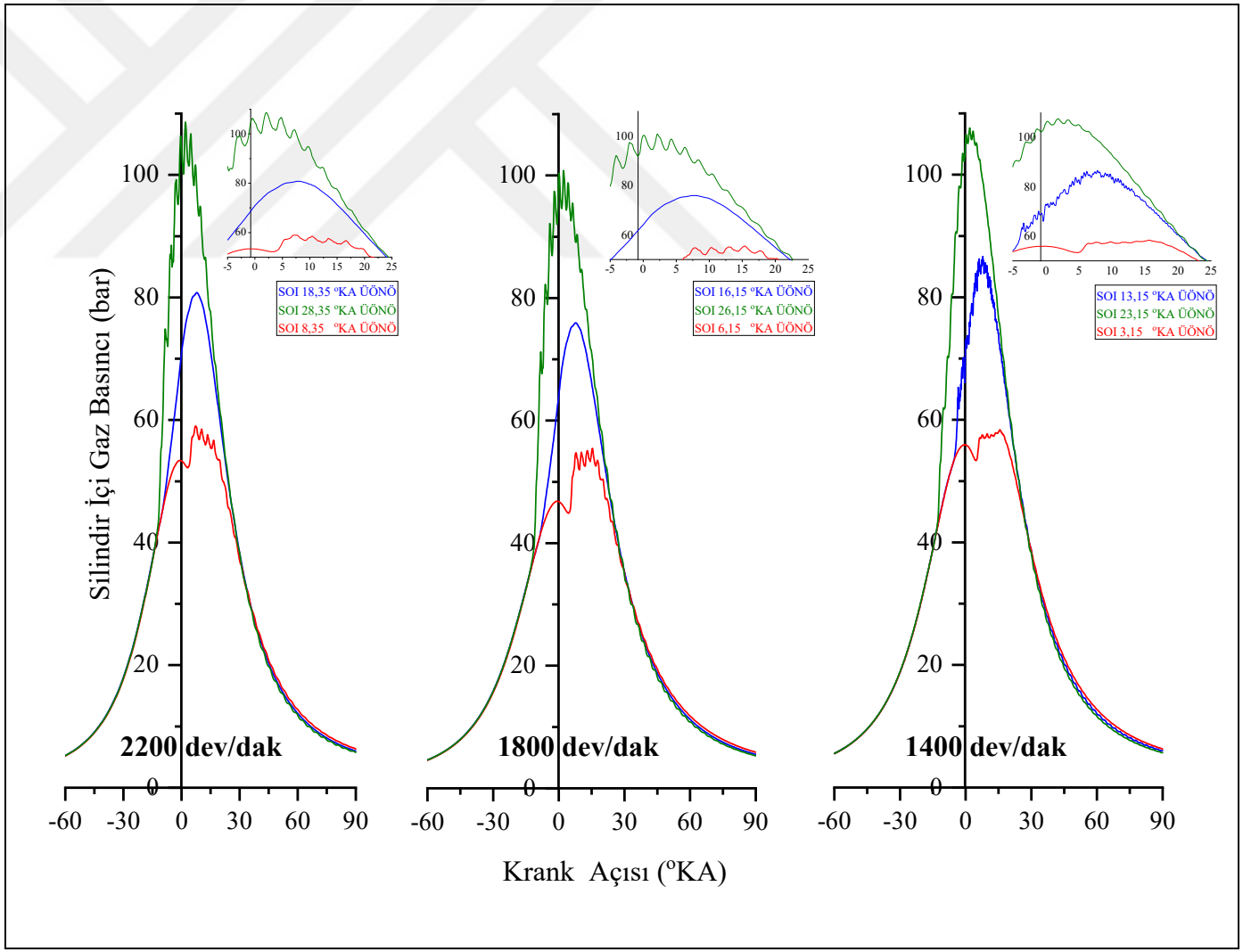
görülmektedir. Avansa alınan enjeksiyon zamanı ile erken yanma gerçekleşmiş ve silindir içi basınç artışı daha erken olmuştur. Aynı zamanda karışım oluşumu için daha fazla zaman olmuş ve daha yüksek gaz basıncı elde edilmiştir. Diğer taraftan avansa alınan enjeksiyon zamanı ile ÜÖN'den önce daha yüksek gaz basıncı gözlemlenmiştir. Bu da piston üzerine etkiyen negatif işin artmasına neden olmuştur. Erkene alınan yakıt enjeksiyonu silindir içi basıncı arttırmakta, ancak basınç artışı ÜÖN'den önce olduğu için faydalı iş olarak yansımamaktadır. Önceki bölümlerde incelenen IMEP değerleri de bu sonuçlar ile tutarlılık göstermiştir (Şekil 4.20, Şekil 4.21 ve Şekil 4.22). Farklı motor devirleri ile FT100 (Şekil 4.27) ve E20B4 (Şekil 4.28) yakıtları ile gerçekleştirilen testlerde de benzer sonuçlar elde edilmiştir. Avansa alınan enjeksiyon zamanı ile silindir içi gaz basıncı FT100 ve E20B4 için diğer SOI zamanlarına göre daha yüksek olduğu görülmüştür. Rötara alınan enjeksiyon zamanı ile yanma ÜÖN'den sonra tepe basıncı oluşturmuş ve genleşme zamanında daha yüksek silindir içi basınca neden olmuştur. Rötara alınan enjeksiyon zamanı ile elde edilen basınç grafiklerinde görülen ilk tepe sıkıştırma sonucunda oluşan tepe basınç iken ikinci tepe ise yanma sonucunda oluşan tepe basınçtır. Optimum motor performansı ile ilgili yorumda bulunabilmek için silindir içi gaz basıncının maksimum olduğu krank açısına bakılması gerekmektedir. Tablo 4.1'de farklı motor devirleri ve farklı enjeksiyon zamanları için D100, FT100 ve E20B4 yakıtlarına ait maksimum yanma basıncının görüldüğü an verilmiştir. Optimum motor performansının tepe gaz basıncının ÜÖN'den 5-10° KA sonra gerçekleştiği durumlarda elde edildiği bilinmektedir. Buna göre baz enjeksiyon zamanlaması haritası ile bütün yakıtlar için optimum motor performansı elde edildiği söylenebilir. Rötara ve avansa alınan enjeksiyon zamanları ile hedeflenen değerden uzaklaşmıştır.

Tablo 4.1. Maksimum yanma basıncının görüldüğü açı

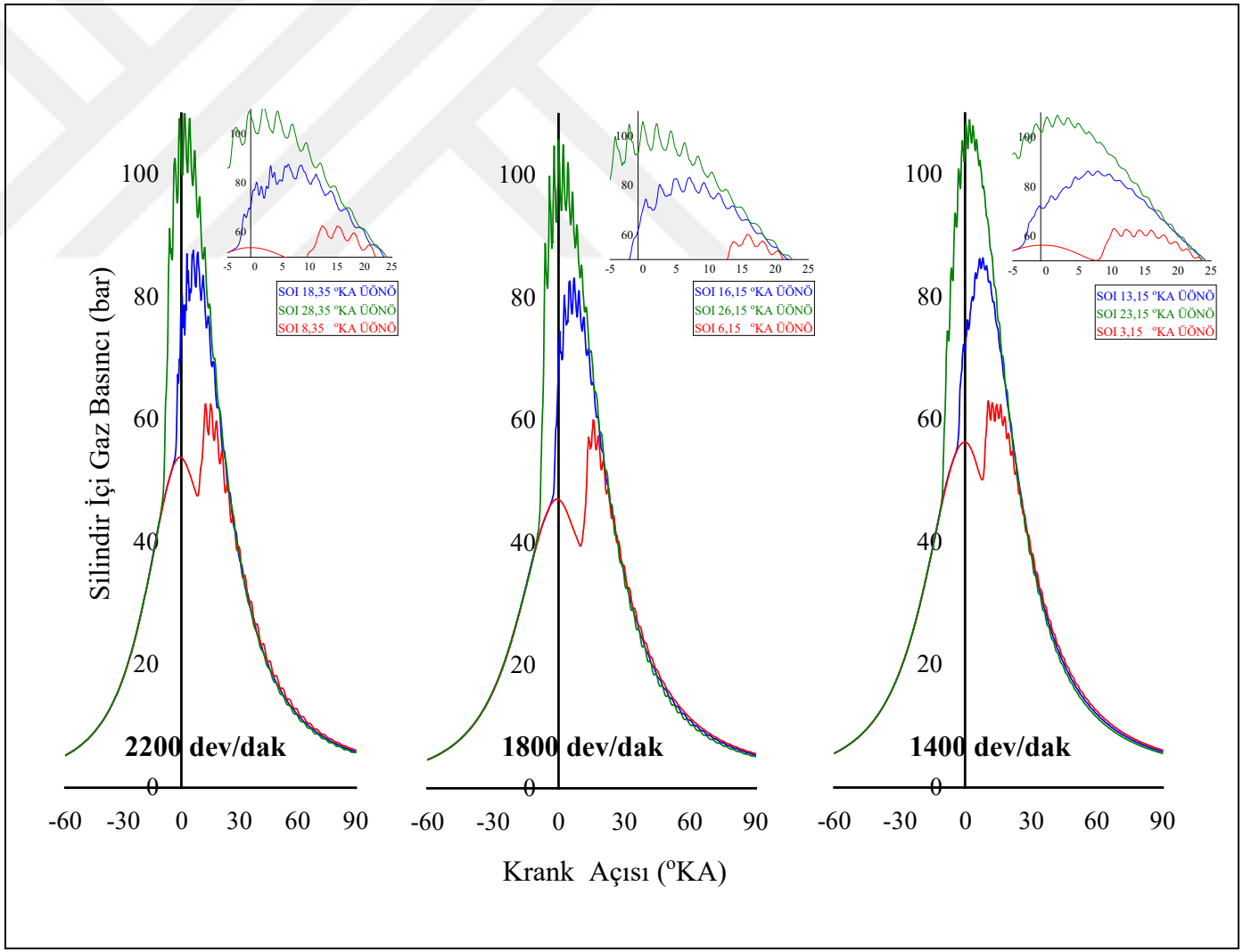
Motor Devri	**Rötar (10 °KA) SOI**			**Baz SOI**			**Avans (10 °KA) SOI**		
(dev/dak)	D100	FT100	E20B4	D100	FT100	E20B4	D100	FT100	E20B4
1400	11,1	14,3	12,4	7,5	7,6	7,6	2,6	2,0	1,6
1800	13,1	11,9	15,9	7,1	7,5	6,1	1,0	1,0	0,5
2200	10,3	7,9	14,0	7,2	7,3	5,3	1,7	2,0	1,0



Şekil 4.26. Enjeksiyon zamanının silindir içi basınç üzerindeki etkisi – D100

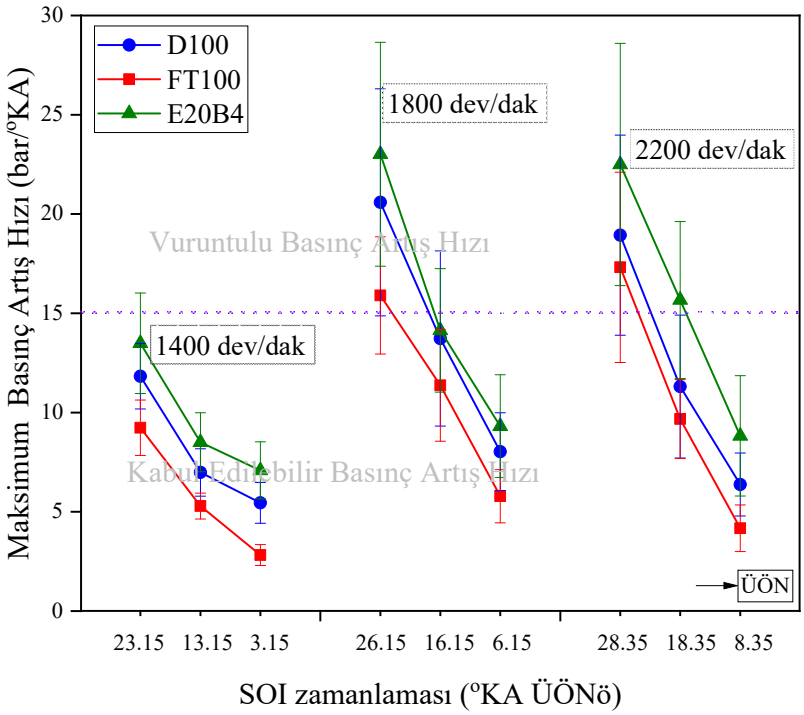


Şekil 4.27. Enjeksiyon zamanının silindir içi basınç üzerindeki etkisi – FT100



Şekil 4.28. Enjeksiyon zamanının silindir içi basınç üzerindeki etkisi – E20B4

Silindir içi gaz basıncı verilerinden hesaplanan diğer bir parametre de maksimum gaz basınç artış hızıdır. Maksimum basınç artış hızı (MPRR), motor vuruntu eğilimini karakterize eden ana parametrelerden biridir (Cai ve diğ., 2021). Şekil 4.29'da tüm SOI zamanlamaları için D100, FT100 ve E20B4 yakıtlarının maksimum basınç artış hızı verilmiştir. Her yakıt için en yüksek MPRR değeri 1800 dev/dak'da tespit edilmiştir. Artan motor devri ile MPRR'ın da artış eğiliminde olduğu gözlemlenmiştir. SOI zamanlamasının avansa alınması ile her üç test yakıtı için MPRR değeri artmıştır. Diğer taraftan rötara alınan yakıt enjeksiyon zamanlamasının da MPRR'in düşmesine neden olduğu tespit edilmiştir. FT100, tüm test noktalarında en daha düşük MPRR göstermiştir. Bu durumda FT dizel kullanımıyla motor gürültüsünün iyileştirilebileceği yorumlanmıştır. Mohammadi ve diğ. (Mohammadi ve diğ., 2005), daha kısa ID'nin daha kötü hava-yakıt karışımına neden olduğuna ve dolayısı ile daha düşük MPRR'nin görüldüğünü çalışmalarında göstermiştir. Yapılan bu çalışmada da daha kısa tutuşma gecikmesine sahip FT100 ile daha düşük MPRR elde edilmiştir. Daha uzun ID'ye sahip E20B4 ile daha yüksek MPRR elde edilmekle birlikte avansa alınan yakıt enkesiyon zamanı bütün test yakıtları için hava-yakıt karışımının daha homojen olması için daha fazla zaman sağlamış olup daha yüksek MPRR'a neden olduğu görülmüştür.



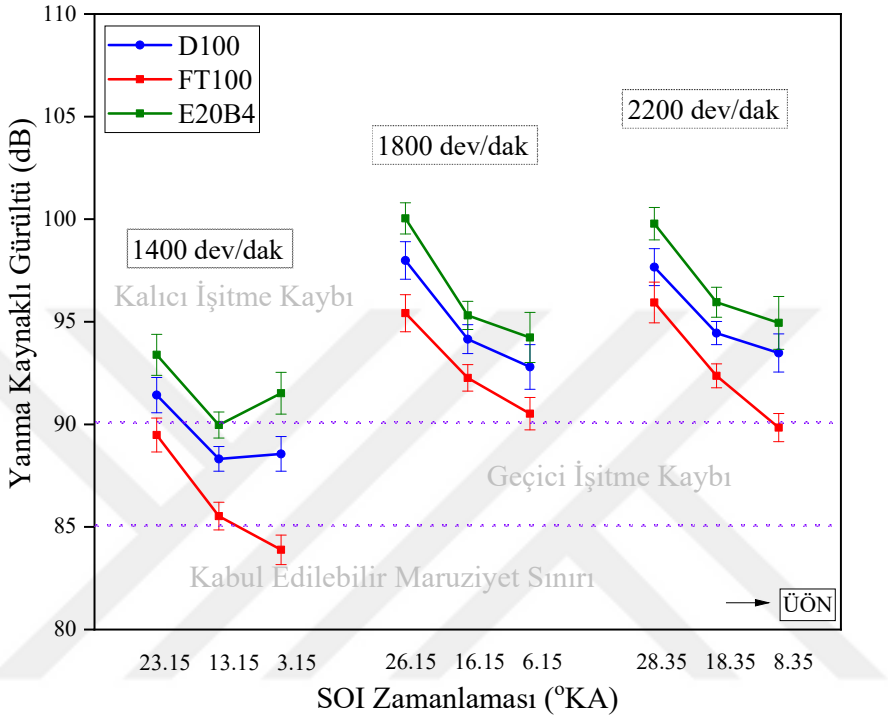
Şekil 4.29. Enjeksiyon zamanının vuruntu üzerindeki etkisi

Motor vuruntu eğilimi gözönünde bulundurulduğunda FT100'ün bütün motor devirleri ve farklı SOI zamanlamaları için geniş bir çalışma aralığı sunabileceği değerlendirilmiştir.

4.2.4. Yanma Kaynaklı Motor Gürültüsü

Çalışanların Gürültü İle İlgili Risklerden Korunmalarına Dair Yönetmelik'te (Özkan ve diğ., 2015) bahsedilen gürültü maruziyet sınır değerlerine göre maruziyet sınır değeri 8 saat için 87 dB(A), en yüksek maruziyet etkin değeri 8 saat için 85 dB(A), en düşük maruziyet etkin değeri 8 saat için 80 dB(A)'dır. İlgili yönetmeliğe göre 90 dB(A)'nın üzerinde gürültünün bulunduğu bir ortamda çalışanların sağlığının korunması güçleşmektedir. 90 dB(A)'nın üzerindeki seslerin oluşturduğu işitme kayıpları kalıcı olmaktadır (Serin ve diğ., 2013). Yapılan test çalışmaları sonunda hesaplanan yanma gürültüsünün etkisi bu kapsamda değerlendirilmiş ve sınır değerler için Şekil 4.30'da da gösterildiği gibi ilgili yönetmelik eşik değerleri kullanılmıştır. Önceki bölümde farklı yakıtların ve enjeksiyon zamanlamalarının MPRR üzerindeki etkisinden bahsedilmişti. MPRR'ın en yüksek olduğu durum E20B4 yakıtı ile 1800 dev/dak'da ve avansa alınan enjeksiyon zamanı ile olduğu Şekil 4.29'da gösterilmiştir. Motor vuruntu eğilimi ile yanma kaynaklı motor gürültüsü ilişkilendirilebilmekte ve bu durumda en yüksek motor gürültüsü E20B4 ile avansa alınan SOI ile beklenmektedir. E20B4 yakıt karışımı ile yapılan test sonuçları Şekil 4.30'da incelendiğinde en yüksek motor gürültüsünün elde edildiği görülmüştür. Her çalışma noktası için en yüksek motor gürültüsü E20B4 ile elde edilmiştir. Kullanılan yakıttan bağımsız olarak artan motor devri ve avansa alınan yakıt enjeksiyonu ile motor gürültüsünün arttığı görülmüştür. Avansa alınan SOI zamanlaması, yakıtın havayla karışması için daha fazla zaman tanımış ve dolayısıyla daha yüksek basınç artışı görülmüştür. Avansa alınan SOI zamanlaması daha yüksek yanma gürültüsüne yol açmıştır. Diğer taraftan, SOI zamanlamasını geciktirmek, karışım oluşma süresini azaltmış ve tam olmayan yanma meydana gelmiştir. Böylece rötara alınan SOI zamanlaması daha düşük yanma gürültüsüne yol açmıştır. Aynı çalışma koşullarında değerlendirme yapıldığında D100'e kıyasla FT100 ile en az 1,8dB (2200dev/dak ve avansa alınan SOI ile) ve en fazla 4,7dB (1400 dev/dak ve rötara alınan SOI ile) daha az gürültülü bir yanma elde edilebilmiştir. E20B4 yakıtı ile ise en az 1,1dB (1800 dev/dak ve baz SOI ile) ve en fazla 2,9dB (1400 dev/dak ve rötara alınan SOI ile) daha yüksek

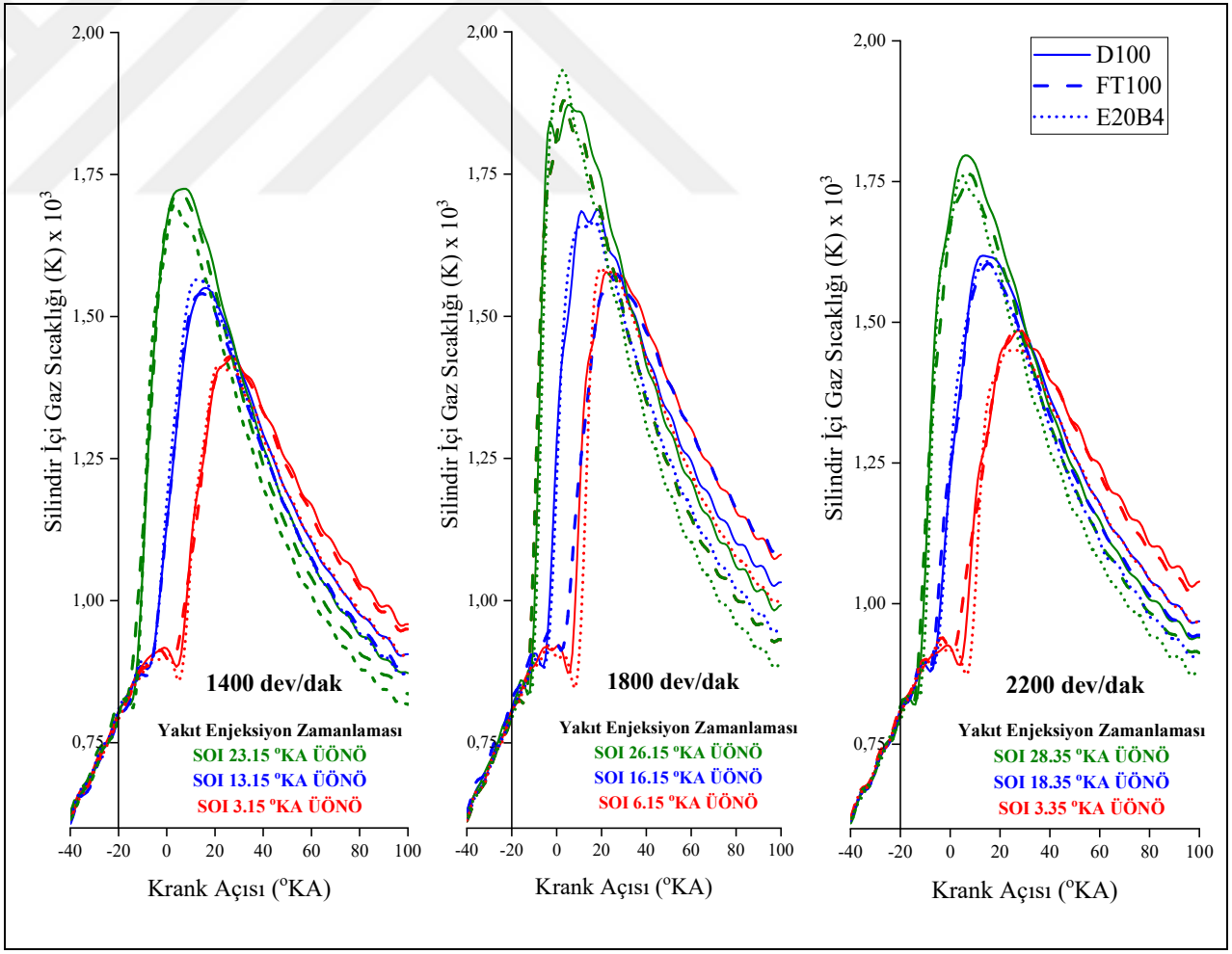
yanma gürültüsü hesaplanmıştır. Yanma gürültüsü dizel motorların sorunlarından biridir. Motor üreticileri gürültüyü azaltmak için birçok çalışma yapmaktadır. Yakıt olarak FT100'ün kullanılması motor gürültüsünü azaltmak için bir alternatif olarak değerlendirilebileceği düşünülmektedir.



Şekil 4.30. Enjeksiyon zamanının yanma gürültüsü üzerindeki etkisi

4.2.5. Silindir İçi Gaz Sıcaklığı Değişimi

Test yakıtları ile farklı enjeksiyon zamanları kullanılarak yapılan motor test çalışmalarında ölçülen silindir içi gaz basıncından yola çıkılarak hesaplanan silindir içi gaz sıcaklıkları Şekil 4.31'de verilmiştir. Şekilde, farklı SOI zamanları baz, avans ve rötar enjeksiyon için sırası ile mavi renk, kırmızı renk ve yeşil renk ile tanımlanırken D100, FT100 ve E20B4 yakıtları ise sırası ile bütün, kesikli ve noktalı çizgiler ile gösterilmiştir. Genel olarak en yüksek sıcaklıklar 1800 dev/dak'da hesaplanmıştır. Enjeksiyon zamanının avansa alınması ile her yakıt için silindir içi gaz sıcaklığında artış görülmüştür. Bilindiği gibi, SOI zamanlamasının avansa alınması, hava-yakıt karşımının daha homojen olmasına olanak sağlamakta ve dolayısıyla silindir içi gaz sıcaklığının daha yüksek olmasına neden olmaktadır.



Şekil 4.31. Farklı enjeksiyon zamanlarına ait silindir içi gazı sıcaklık eğrileri

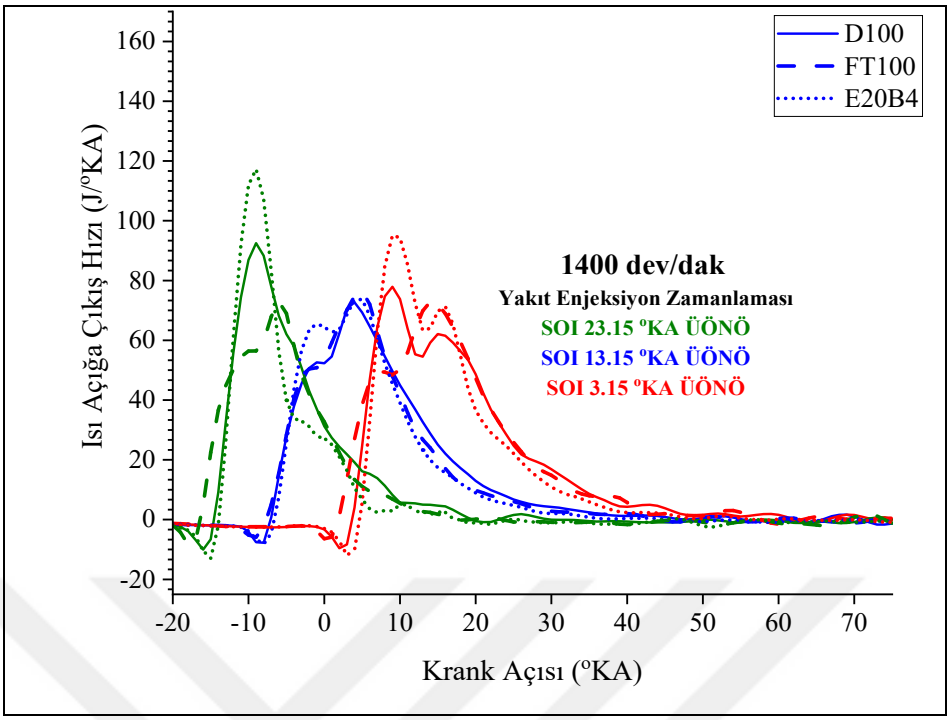
Diğer taraftan SOI zamanlamasının rötara alınması, yanma süresini kısalttığı için silindir içi gaz sıcaklığının azalmasına neden olduğu tespit edilmiştir. İlerleyen bölümlerde egzoz emisyonları değerlendirmesi yapılırken NO_x emisyonu için detaylı bilgi verilmiştir. Ancak, sadece silindir içi gaz sıcaklığına bakarak şu söylenebilir ki her üç yakıt ve motor devri için avansa alınan yakıt enjeksiyonu ile diğer SOI zamanlarına göre daha yüksek NO_x emisyonu olması beklenirken rötara alınan yakıt enjeksiyonu ile diğer SOI zamanlarına göre daha düşük NO_x emisyonu beklenmektedir.

4.2.6. Isı Açığa Çıkma Hızı (RoHR)

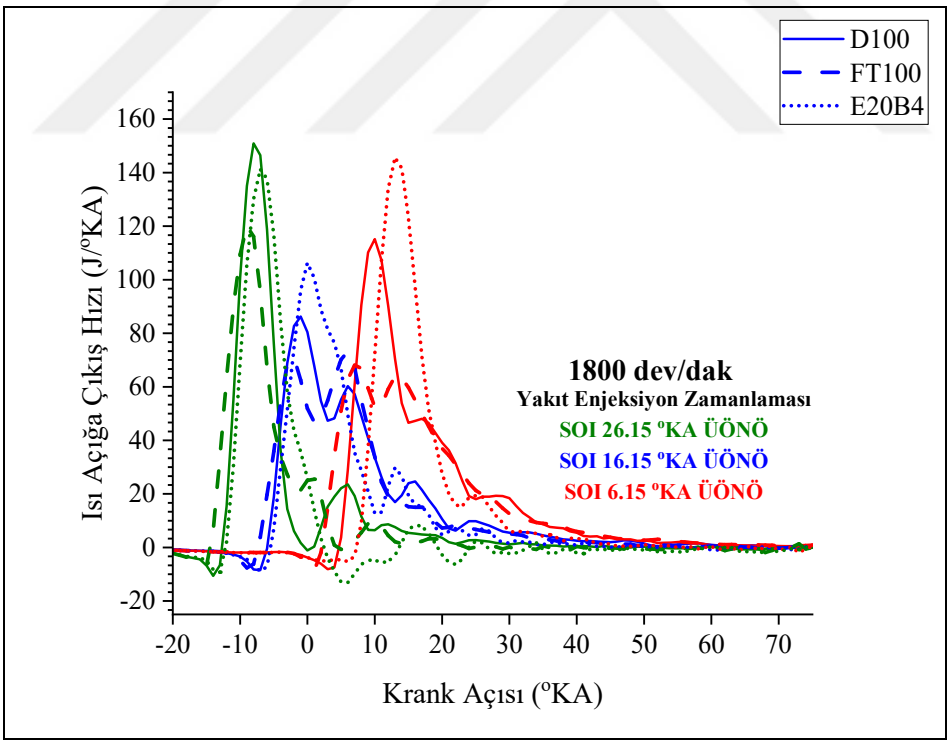
Yanma odası içerisinde açığa çıkan ısının krank açısına bağlı olarak anlık değişimi, RoHR, D100, FT100 ve E20B4 için 1400 dev/dak, 1800 dev/dak ve 2200 dev/dak'da farklı enjeksiyon zamanları için Şekil 4.32, Şekil 4.33 ve Şekil 4.34'te verilmiştir. Her bir yakıt için yanma başlangıcının hesabı için RoHR eğrileri bu tez çalışmasında kullanılmıştır. FT100'ün (grafiklerde kesikli çizgi) sahip olduğu yüksek setan sayısı dolayısı ile tutuşma gecikmesi daha kısa olup her devirde ısının daha erken açığa çıkmasını sağladığı görülmüştür. Yine yüksek setan sayısı sebebi ile karışım oluşumu için daha kısa zaman olduğundan dolayı ısının açığa çıkma hızının diğer yakıtlara daha yavaş olduğu tespit edilmiştir.

E20B4 (grafiklerde noktalı çizgi) ise setan sayısı en düşük yakıt olup her durumda daha uzun tutuşma gecikmesine sahip olduğu grafiklerde görülmüştür. Tutuşma gecikmesinin uzun olması karışım oluşumu için daha fazla zaman sağlamış ve yanma olayı başladıktan sonra ısının açığa çıkma hızı da daha yüksek olmuştur. Benzer durum 1400, 1800 ve 2200 dev/dak motor devirleri ve her SOI zamanlaması için görülmüştür.

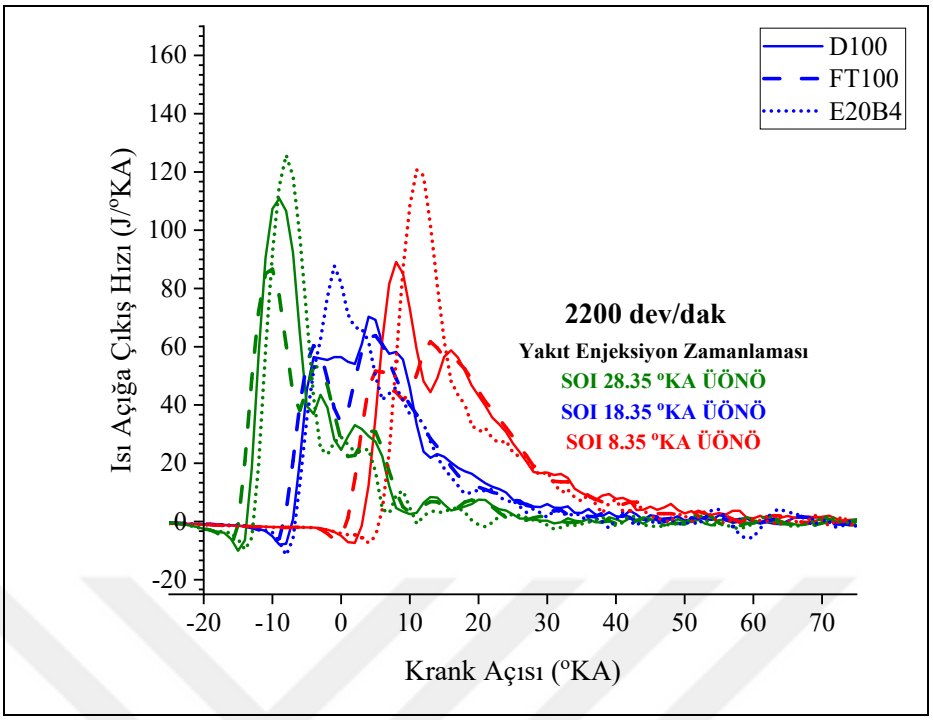
RoHR eğrileri üzerinden her yakıt için hesaplanan yanma başlangıçları (SOC) Tablo 4.2'de özetlenmiştir. SOI, motor devrine bağlı olarak değişmekle birlikte aynı çalışma şartlarında her üç yakıt için de aynı tutulmuştur. Tabloda verilen SOC açıları ÜÖN'den önce olarak hesaplanmıştır. Bu sebeple ÜÖN'den sonra gerçekleşen SOC değerleri tabloda negatif değer olarak verilmiştir. Yakıtların setan sayısına uygun olarak SOC FT100 için her çalışma durumunda daha erken olduğu, E20B4 için ise daha geç olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 4.32. Enjeksiyon zamanının RoHR üzerindeki etkisi – 1400 dev/dak



Şekil 4.33. Enjeksiyon zamanının RoHR üzerindeki etkisi – 1800 dev/dak



Şekil 4.34. Enjeksiyon zamanının RoHR üzerindeki etkisi – 2200 dev/dak

Tablo 4.2. Farklı SOI zamanlarının ve yakıtların yanma başlangıcı (ÜÖNö)

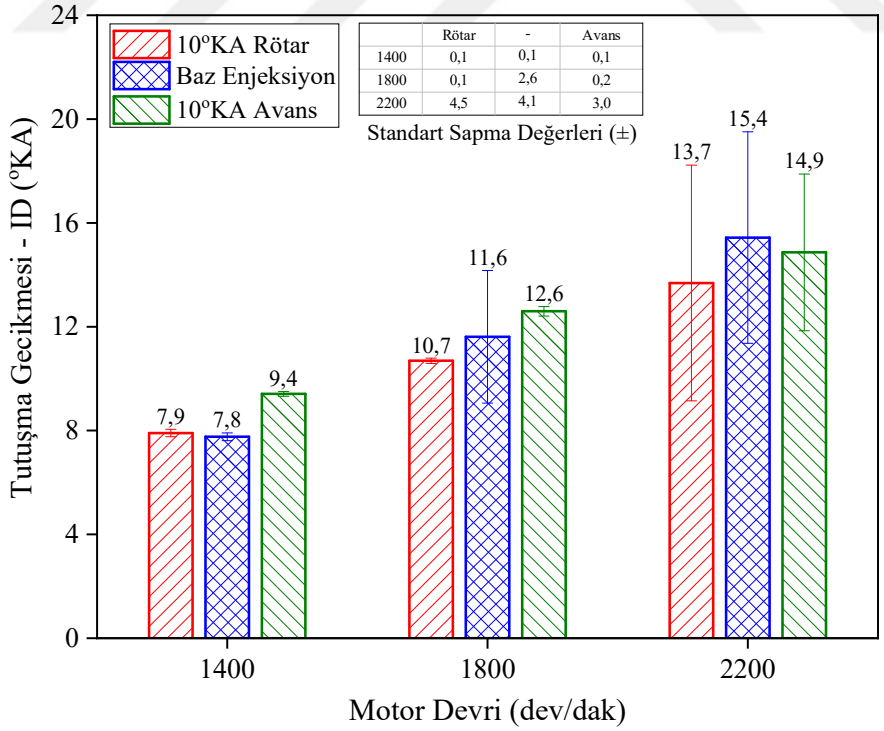
Motor Devri	**Rötar (10 °KA) SOI**			**Baz SOI**			**Avans (10 °KA) SOI**		
(dev/dak)	D100	FT100	E20B4	D100	FT100	E20B4	D100	FT100	E20B4
1400	-4,8	-3,4	-5,7	5,4	6,2	4,5	13,8	14,7	11,7
1800	-4,6	-4,0	-5,9	4,6	5,9	4,9	13,6	14,8	13,0
2200	-5,4	-4,6	-5,2	3,0	3,5	2,6	13,5	12,2	13,5

4.2.7. Tutuşma Gecikmesi (ID)

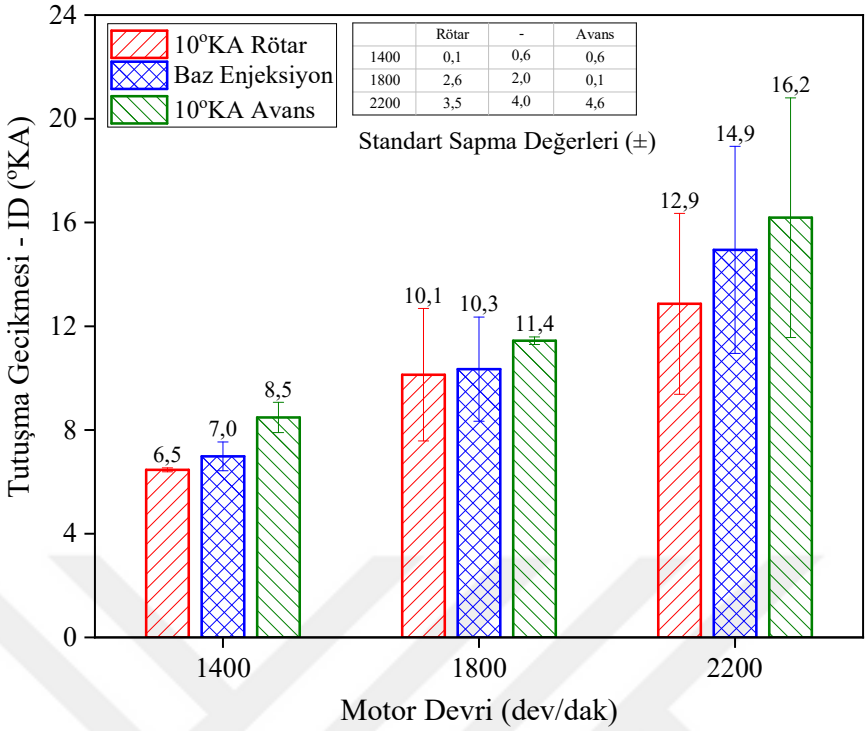
Enjeksiyon başlangıç zamanı ile yakıtın yanmaya başladığı zaman arasında geçen süre olarak tanımlanan tutuşma gecikmesi (ID) D100, FT100 ve E20B4 yakıtları için sırası ile Şekil 4.35, Şekil 4.36 ve Şekil 4.37'de verilmiştir. Verilen şekillerde de görülmektedir ki yakıt tipinden bağımsız olarak artan motor devri ile ID krank açısı olarak artmıştır. Artan motor devri ile yanma çevrimi için geçen süre kısalmakta ve bu da daha uzun ID'ye neden olmaktadır. Diğer taraftan artan motor devri ile ID'de daha yüksek varyasyon gözlemlenmiştir. D100 ile yapılan testlerde Şekil 4.35'te gösterildiği gibi 1400 dev/dak'da değişen SOI zamanlaması tutuşma gecikmesini en fazla 1,6°KA ve 1800 dev/dak için 1,0°KA artırırken ve 2200 dev/dak için ise 1,7°KA kısalttığı tespit edilmiştir.

FT100 çalışmasında diğer yakıtlara göre daha kısa ID tespit edilmiştir. Daha kısa ID esas olarak FT dizel yakıtın daha yüksek setan sayısı ve daha iyi uçuculuğu ile ilgilidir. FT dizel yakıtının esas olarak n-alkanlardan oluştuğu rapor edilmiş ve birçok çalışma, aromatik içerikli (petrol kökenli dizel gibi) yakıtların n-alkanlardan daha uzun ID'ye sahip olduğu gösterilmiştir (Roubaud ve diğ., 2000).

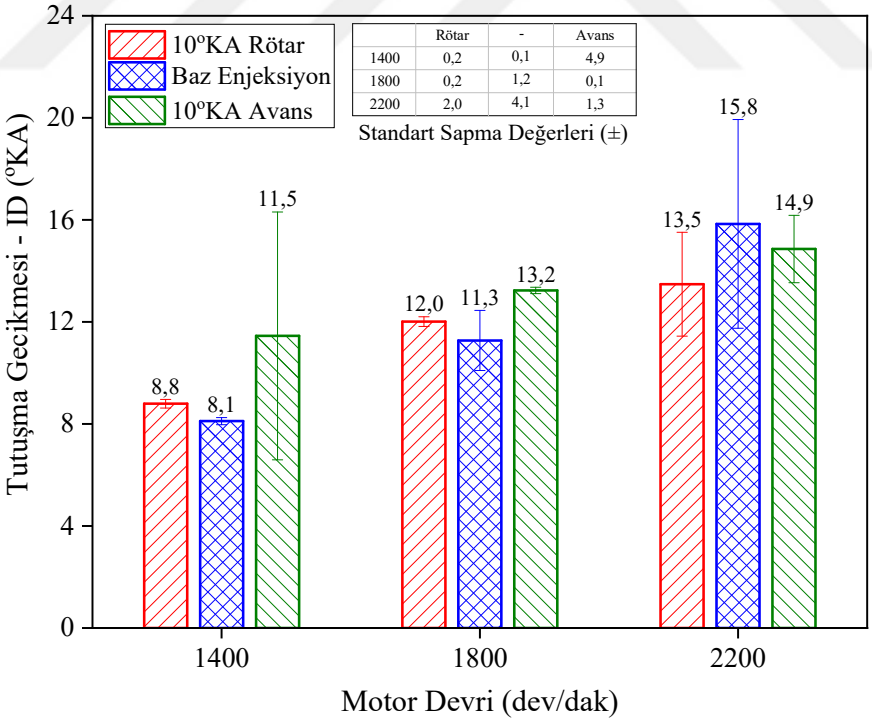
FT100 ile yapılan test sonuçlarına göre Şekil 4.36'da da gösterildiği gibi 1400 dev/dak'da değişen SOI zamanlaması tutuşma gecikmesini en fazla 1,5°KA, 1800 dev/dak için 1,1°KA ve 2200 dev/dak için de 1,3°KA artırdığı tespit edilmiştir. E20B4 ile yapılan testlerde ise Şekil 4.37'de gösterildiği gibi değişen SOI zamanlaması tutuşma gecikmesini 1400 dev/dak'da en fazla 3,4°KA ve 1800 dev/dak'da 1,9°KA artırırken 2200 dev/dak için ise 2,3°KA azalttığı gözlemlenmiştir. D100 ve E20B4 yakıtları için hesaplanan ID'ler benzer eğilimde olduğu tespit edilmiştir. E20B4'ün hacimsel olarak %76'sı D100'den oluştuğu için bu sonucun olması beklenmiştir. Yukarıda birbirine göre değerlendirmesi yapılan yakıtlar ve SOI zamanlaması için hesaplanan ID'ler Tablo 4.3'te detaylı olarak verilmiştir.



Şekil 4.35. Enjeksiyon zamanının tutuşma gecikmesi üzerindeki etkisi – D100



Şekil 4.36. Enjeksiyon zamanının tutuşma gecikmesi üzerindeki etkisi – FT100



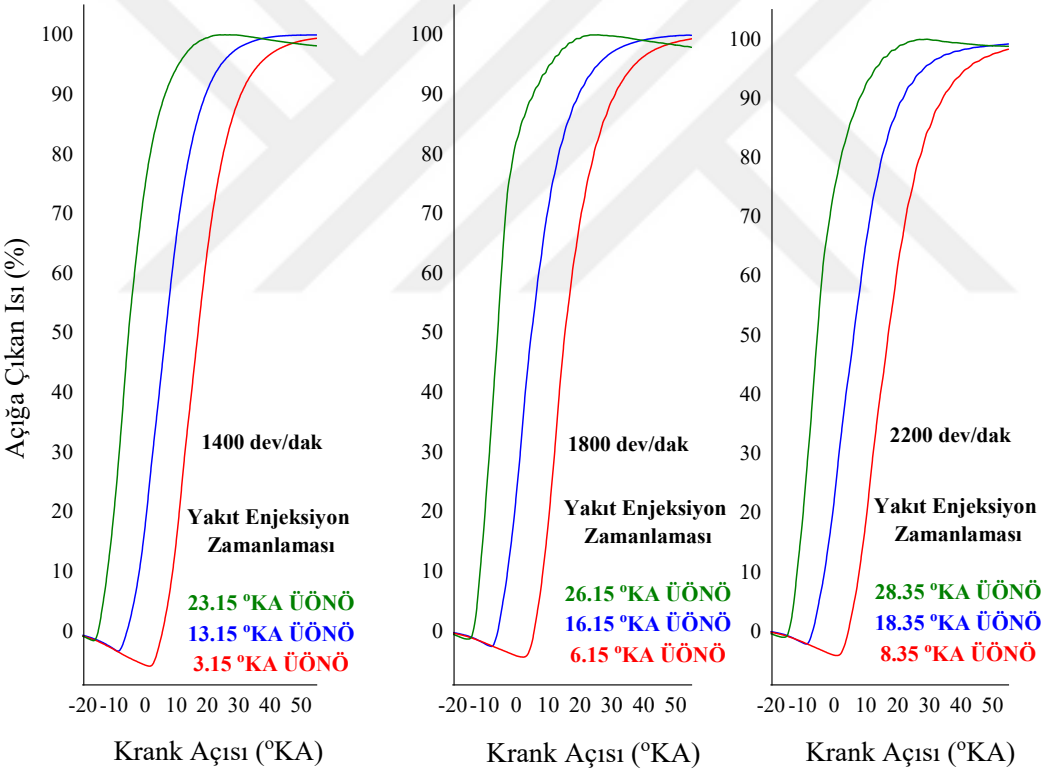
Şekil 4.37. Enjeksiyon zamanının tutuşma gecikmesi üzerindeki etkisi – E20B4

Tablo 4.3. Enjeksiyon zamanının tutuşma gecikmesi üzerindeki gecikmesi

Motor Devri	Rötar (10 °KA) SOI			Baz SOI			Avans (10 °KA) SOI		
(dev/dak)	D100	FT100	E20B4	D100	FT100	E20B4	D100	FT100	E20B4
1400	7,9	6,5	8,8	7,8	7,0	8,1	9,4	8,5	11,5
1800	10,7	10,1	12,0	11,6	10,3	11,3	12,6	11,4	13,2
2200	13,7	12,9	13,5	15,4	14,9	15,8	14,9	16,2	14,9

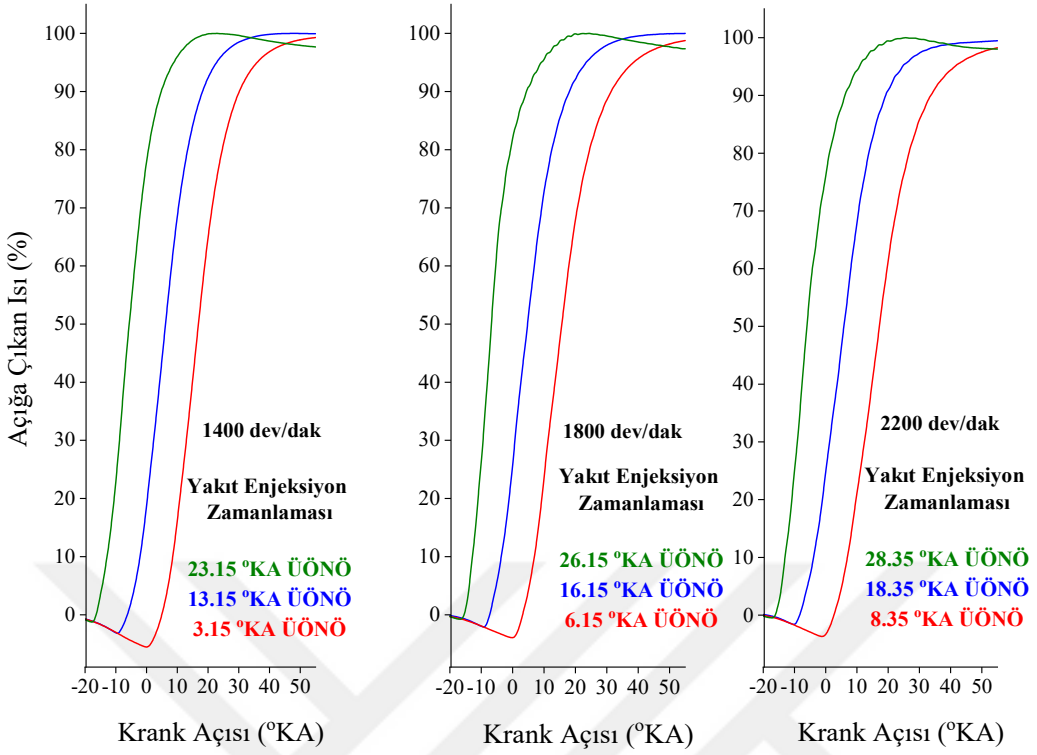
4.2.8. Kümülatif Açığa Çıkan Isı Oranı (CuHR)

Silindir içi basınç eğrilerinden hesaplanan açığa çıkan ısı D100, FT100 ve E20B4 için sırası ile Şekil 4.38, Şekil 4.39 ve Şekil 4.40'da gösterilmiştir.

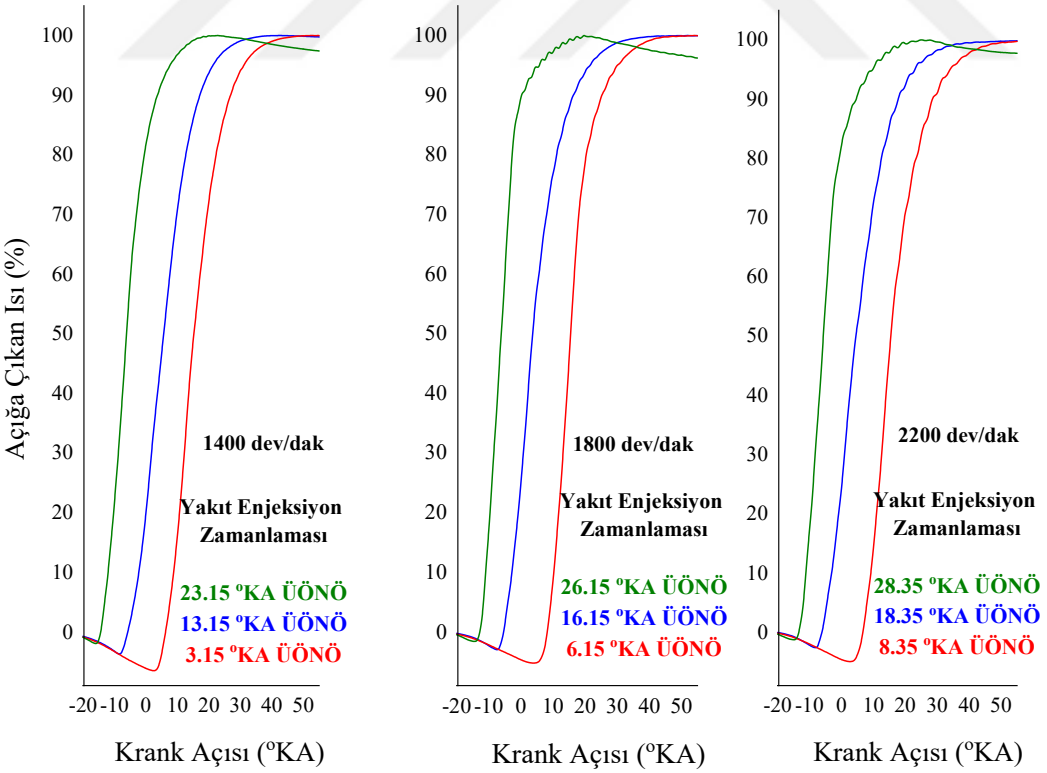


Şekil 4.38. Enjeksiyon zamanının açığa çıkan ısı üzerindeki etkisi – D100

CuHR eğrileri, ilerleyen bölümlerde toplam yanma süresi ve yakıtın yanma karakteristiği hakkında bilgi veren yakıt kütlesinin %50'sinin yandığı anın hesaplanması için kullanılmıştır. CuHR eğrilerine göre rötara alınan yakıt enjeksiyonu ile yanma daha geç tamamlanırken avansa alınan yakıt enjeksiyonu yanmanın daha erken tamamlanmasına neden olmuştur.



Şekil 4.39. Enjeksiyon zamanının açığa çıkan ısı üzerindeki etkisi – FT100

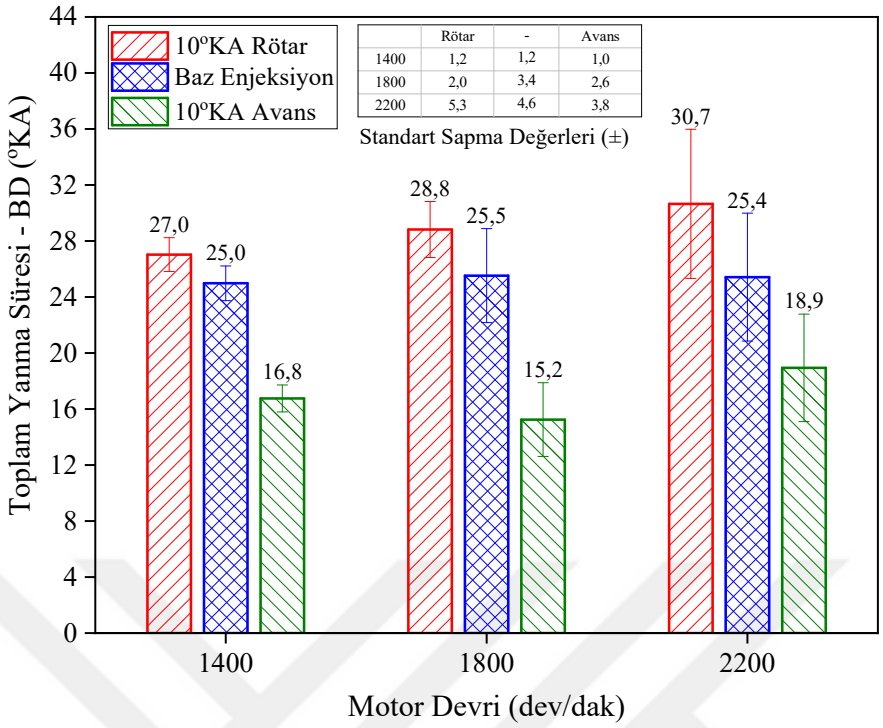


Şekil 4.40. Enjeksiyon zamanının açığa çıkan ısı üzerindeki etkisi – E20B4

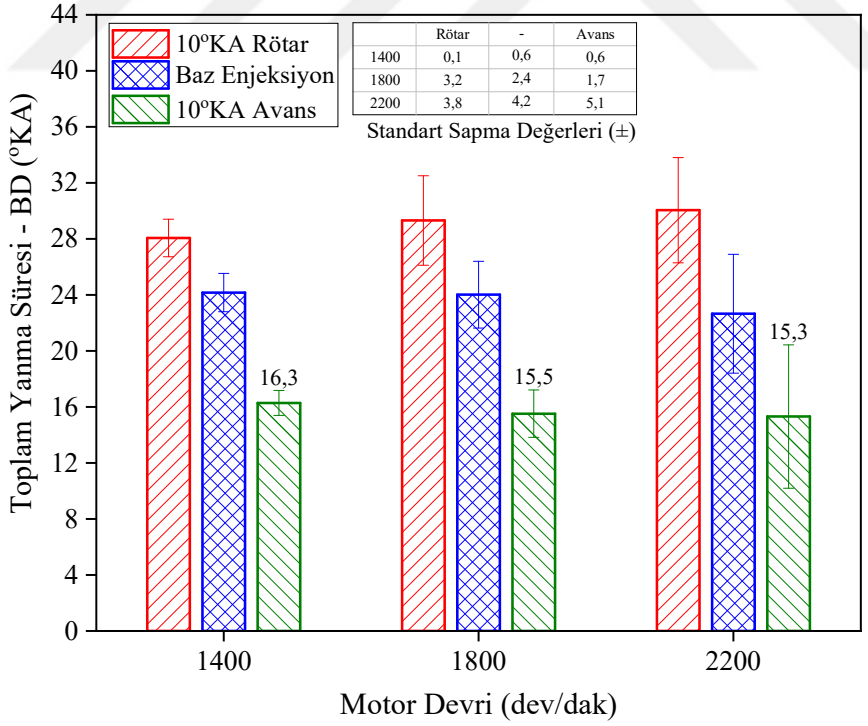
Motor dinamometre testlerinde kullanılan her üç yakıt için de SOI zamanlamasının etkisinin benzer olduğu bu grafiklerden tespit edilmiştir. Elde edilen CuHR eğrileri ile ilgili detaylı değerlendirme ilerleyen bölümlerde verilmiştir. Eğriler MBF50 ve MBF90 analizlerinde kullanılmıştır.

4.2.9. Toplam Yanma Süresi (BD)

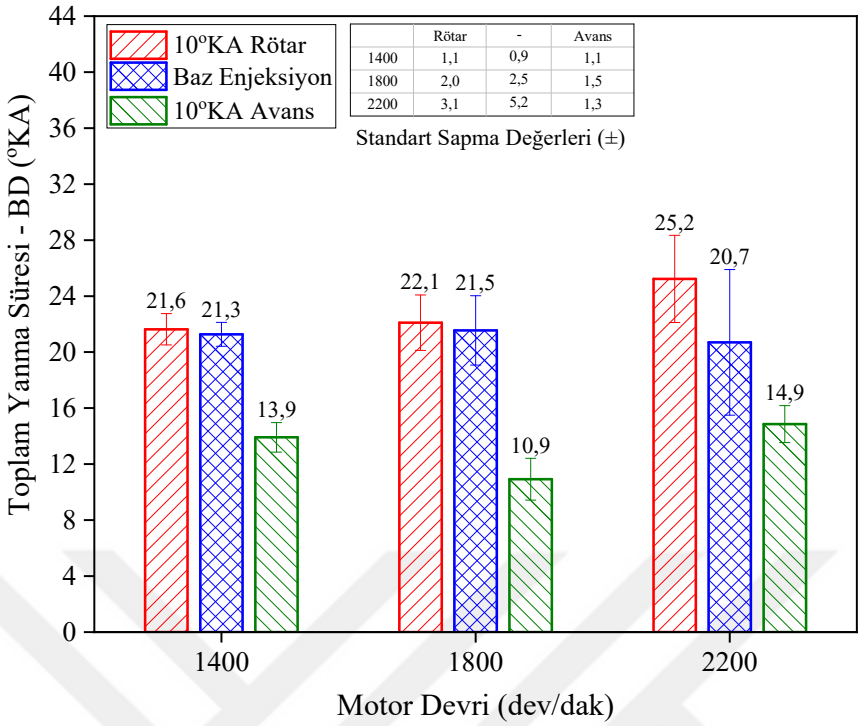
Tez çalışmasında yakıtın silindir içinde yanmaya başladığı an (SOC) ile yakıt kütlesinin %90'ının yanmayı tamamladığı an (MBF90) arasında geçen süre toplam yanma süresi olarak tanımlanmıştır. Açığa çıkan ısı grafiklerlerinde de gösterildiği gibi rötara alınan yakıt enjeksiyonu ile yanma geç başlamış ve daha geç tamamlanmıştır. Avansa alınan yakıt enjeksiyonu ile ise yanma daha erken başlayıp daha erken sonlanmıştır. D100, FT100 ve E20B4 yakıtları ile hesaplanan yanma süreleri sırası ile Şekil 4.41, Şekil 4.42 ve Şekil 4.43'te verilmiştir. Buna göre baz enjeksiyon zamanlaması ile yapılan karşılaştırmalarda rötara alınan enjeksiyon zamanı için D100 ile 1400 dev/dak'da 2,0°KA, 1800 dev/dak 3,3°KA ve 2200 dev/dak'da ise 5,3°KA daha uzun yanma süresi hesaplanmıştır. Yine D100 ile yapılan avansa alınan enjeksiyon zamanı testlerinde 1400 dev/dak'da 8,2°KA, 1800 dev/dak 10,3°KA ve 2200 dev/dak'da ise 6,5°KA daha kısa yanma süresi hesaplanmıştır. Avansa alınan yakıt enjeksiyonu ile karışım oluşumu için daha uzun süre olması bunun nedeni olduğu düşünülmektedir (Jamrozik ve diğ., 2017). Benzer yaklaşım ile FT100 ile yapılan çalışmalarda rötarlı enjeksiyon zamanı için 1400, 1800 ve 2200 dev/dak'da sırası ile 3,9°KA, 4,7°KA ve 7,4° KA daha uzun yanma süresi gözlemlenirken avanslı enjeksiyon zamanı için 1400, 1800 ve 2200 dev/dak'da sırası ile 7,5°KA, 8,5°KA ve 7,4°KA daha kısa yanma süresi tespit edilmiştir. E20B4 için ise rötarlı enjeksiyon zamanında 1400, 1800 ve 2200 dev/dak'da sırası ile 0,3°KA, 0,6°KA ve 4,5°KA daha uzun yanma süresi gözlemlenirken avanslı enjeksiyon zamanında 1400, 1800 ve 2200 dev/dak'da sırası ile 7,4°KA, 10,6°KA ve 5,8°KA daha kısa yanma süresi gözlemlenmiştir. Yapılan bir çalışmada da etanol içerikli yakıtların alev yayılım hızının daha yüksek olması dolayısı ile yanma süresinin kısaldığı ifade edilmiştir (Jamrozik ve diğ., 2017). E20B4 yakıtı uzun tutuşma gecikmesi dolayısı ile tutuşma başlangıcı öncesinde daha homojen bir hava-yakıt karışımı için daha uzun süreye sahip olup yanma başlangıcından sonra yanma reaksiyonu daha erken tamamlamıştır.



Şekil 4.41. Enjeksiyon zamanının yanma süresi üzerindeki etkisi – D100



Şekil 4.42. Enjeksiyon zamanının yanma süresi üzerindeki etkisi – FT100



Şekil 4.43. Enjeksiyon zamanının yanma süresi üzerindeki etkisi – E20B4

Tablo 4.4'te test yakıtlarının toplam yanma süreleri özet olarak verilmiştir. Toplam yanma süresi, SOI zamanlamasının geciktirilmesiyle artmıştır. FT100'ün setan sayısının yüksek olması nedeni ile yakıtın yanma süresi daha kısa olduğu görülmüştür. Diğer taraftan E20B4'ün de tutuşma gecikmesinin uzun olması dolayısı ile karışım oluşumu için daha fazla zaman olup yanma başlangıcı sonrasında reaksiyon daha hızlı gerçekleşmiştir.

Tablo 4.4. Enjeksiyon zamanının toplam yanma süresi üzerine etkisi

Motor Devri	**Rötar (10 °KA) SOI**			**Baz SOI**			**Avans (10 °KA) SOI**		
(dev/dak)	D100	FT100	E20B4	D100	FT100	E20B4	D100	FT100	E20B4
1400	27,0	28,1	21,6	25,0	24,2	21,3	16,8	16,3	13,9
1800	28,8	29,3	22,1	25,5	24,0	21,5	15,2	15,5	10,9
2200	30,7	30,1	25,2	25,4	22,7	20,7	18,9	15,3	14,9

4.2.10. MBF Analizi

Yakıtın belirli bir kütlesinin yanmayı tamamladığı an (MBF), yanmanın ilerleme hızı için önemli bir parametredir. MBF50 ve MBF90, yakıtın kütlesinin sırasıyla %50'sinin ve %90'ının yanmayı tamamladığı anı ifade etmektedir. Bir yanma çevriminde yakılan yakıt kütlesinin %50'sine ulaşıldığı konum (MBF50), meydana gelen yanmanın türü gibi yanmanın etkinliği hakkında önemli bilgiler sağlamaktadır (Ponti ve diğ., 2010). MBF50 yakıtın yanma özelliklerini, MBF90 ise yanmanın ne zaman tamamlandığını tanımlamaktadır. Daha önce de ifade edildiği gibi FT100 yakıtın setan sayısının yüksek olması nedeniyle FT sentezi ile elde edilen dizel yakıtta yanmanın daha erken başlayıp daha erken bitmesi beklenmektedir. E20B4 yakıtı ise içeriğindeki etanol ve 2-bütanol dolayısı ile daha düşük setan sayısına sahiptir. Bu da tutuşma gecikmesinin uzun olmasına, ama aynı zamanda karışım oluşumu için daha uzun zamana sahip olmasına neden olmaktadır. Diğer taraftan alkol kökenli içerikler daha uçucu olup hava-yakıt karışımının daha homojen olması sağlanmaktadır. Böylece yanma başladıktan sonra reaksiyon hızlı bir şekilde tamamlanmaktadır. Tablo 4.5'te, yapılan motor dinamometre test çalışmaları sonucunda her bir yakıt için hesaplanan MBF50 konumları verilmiştir. Tabloda verilen pozitif değerler ÜÖN'den sonraki krank açısını ifade ederken negatif değerler ise ÜÖN'den önceki krank açısını ifade etmektedir. MBF50 sonuçları incelendiğinde her üç yakıtın da yakın sonuçlar verdiği görülmüştür. FT100 kısa tutuşma gecikmesi dolayısı ile genel olarak MBF50'ye daha erken ulaşmıştır. E20B4 ise genel olarak daha geç ulaşmıştır. Ancak aralarındaki bu fark D100'e kıyasla FT100 için en fazla 0,4°KA (1800 dev/dak ve rötarlı enjeksiyon ile) iken E20B4 için en fazla 1,9°KA'dır (1400 dev/dak ve rötarlı enjeksiyon ile).

Tablo 4.5. Enjeksiyon zamanlamasının yanma süresi üzerine etkisi (MBF50)

Motor Devri	**Rötar (10 °KA) SOI**			**Baz SOI**			**Avans (10 °KA) SOI**		
(dev/dak)	D100	FT100	E20B4	D100	FT100	E20B4	D100	FT100	E20B4
1400	16,3	16,3	14,8	5,7	5,4	4,9	-5,7	-5,9	-7,0
1800	14,8	15,2	14,4	4,3	4,1	3,1	-7,1	-7,6	-6,7
2200	16,7	16,6	14,8	5,4	5,2	3,7	-6,6	-6,5	-6,8

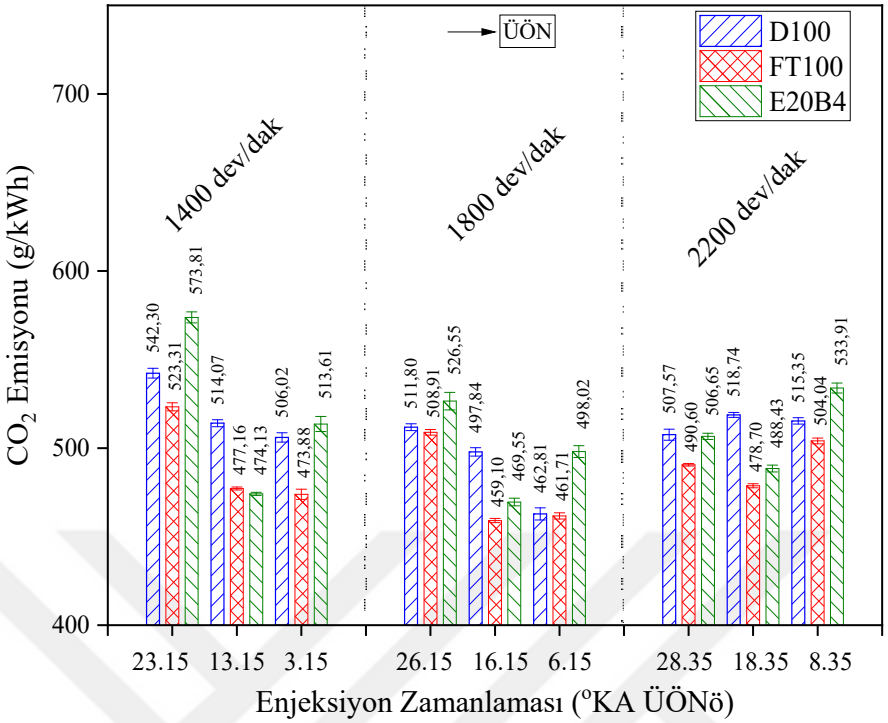
Tablo 4.6'da, yapılan test çalışması sonucunda her bir yakıt için hesaplanan MBF90 konumları verilmiştir. Yakıtların farklı özelliklerinin yanmanın tamamlandığı an üzerindeki etkisi daha belirgindir. E20B4, test yakıtları içerisinde yanma reaksiyonu en hızlı gerçekleşen yakıt olmuştur. SOI zamanlamasına göre MBF90 değerleri değişse de diğer yakıtlara göre yanmayı daha önce tamamladığı söylenebilir. Özellikle bu durum karışım oluşumu için sürenin daha kısa olduğu rötarlı enjeksiyon zamanı ve yüksek motor devirlerinde daha belirgindir.

Tablo 4.6. Enjeksiyon zamanlamasının yanma süresi üzerine etkisi (MBF90)

Motor Devri	**Rötar (10 °KA) SOI**			**Baz SOI**			**Avans (10 °KA) SOI**		
(dev/dak)	D100	FT100	E20B4	D100	FT100	E20B4	D100	FT100	E20B4
1400	31,7	31,4	27,2	19,6	18,0	16,2	3,1	1,7	0,9
1800	33,3	33,3	30,0	21,0	18,3	16,7	1,8	0,9	-1,9
2200	36,1	34,7	30,5	22,5	19,3	18,2	5,5	3,2	1,1

4.2.11. Karbondioksit (CO_2) Emisyonu

Yanma reaksiyonu sonucunda karbon içerikli yakıtlar için CO_2 emisyonu kaçınılmazdır. Yanma reaksiyonunda karışım oluşumu ne kadar iyi ise daha iyi bir oksidasyon ve dolayısı ile daha yüksek CO_2 emisyonu olması beklenmektedir. Şekil 4.44'te farklı motor devirlerinde ve enjeksiyon zamanlarında test yakıtları için elde edilen CO_2 emisyonu değerleri özetlenmiştir. 1400 ve 1800 dev/dak çalışma devirlerinde D100 ve FT100 için enjeksiyon zamanı avansa alındıkça CO_2 emisyonu artma eğilimi göstermiştir. Bu durumda karışım oluşumu için yeterli zaman oluştukça oksidasyonun daha fazla gerçekleştiği söylenebilir. Motor devrinin 2200 dev/dak olduğu test koşulunda ise özellikle D100 için belirgin bir değişimden söz edilememektedir. E20B4 ile yapılan testlerde ise D100 ve FT100 sonuçlarından farklı olarak en düşük CO_2 emisyonu baz enjeksiyon zamanlaması ile elde edilirken motor devrinin artması ile enjeksiyon zamanının CO_2 emisyonu üzerindeki etkisi azalmıştır.

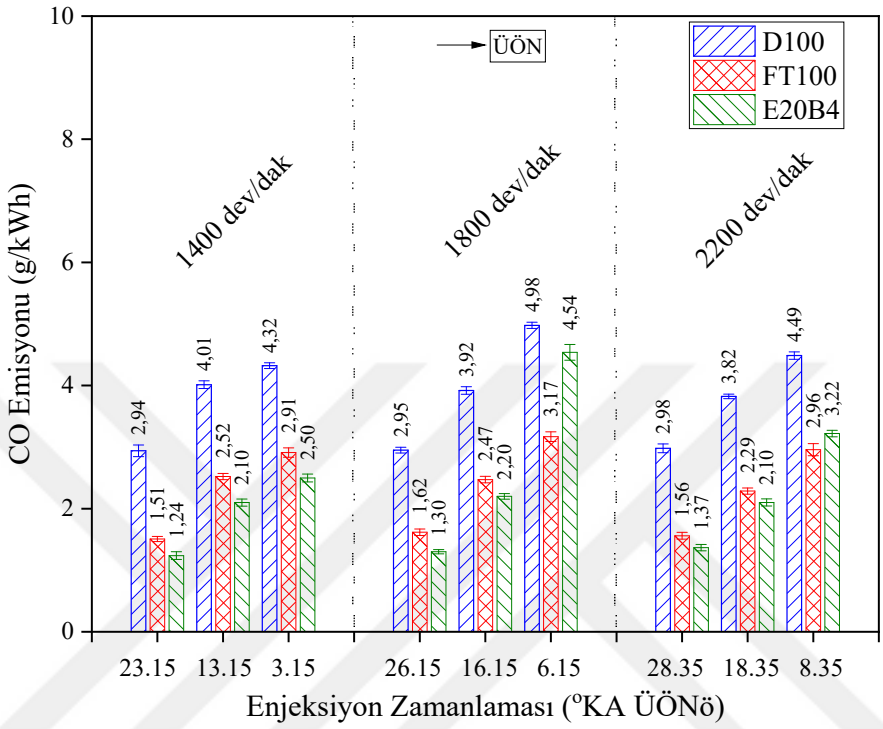


Şekil 4.44. CO_2 emisyonunun enjeksiyon zamanına göre değişimi

4.2.12. Karbonmonoksit (CO) Emisyonu

Yakıtın yetersiz oksidasyonu sonucunda CO emisyonu meydana gelmektedir. Yeteriz oksidasyon hava-yakıt karışımının yetersiz olduğu durumlarda gözlenmektedir. Şekil 4.45'te test yakıtları ile farklı enjeksiyon zamanları için hesaplanan CO emisyonları gösterilmiştir. D100 sonuçları incelendiğinde SOI'nin avansa alınması ile CO emisyonunda azalma görülmüştür. Avansa alınan SOI, karışım oluşumu için daha fazla zaman sağladığı için beklenen bir sonuçtur. Diğer taraftan rötara alınan SOI ile CO emisyonunda artış tespit edilmiştir. D100 yakıtı ile yapılan CO emisyon hesaplarına göre 1400, 1800 ve 2200 dev/dak motor devirlerinde sırası ile %26,7, %24,8 ve %22,0 daha az CO salımı avansa alınan SOI zamanı ile elde edilmiştir. FT100 için ise yine avansa alınan SOI zamanı ile 1400, 1800 ve 2200 dev/dak motor çalışma şartlarında sırası ile %40,1, %34,4 ve %31,9 iyileşme tespit edilmiştir. E20B4 ile yapılan ölçümlerde avansa alınan SOI zamanı ile 1400, 1800 ve 2200 dev/dak motor çalışma şartlarında sırası ile %41,0, %40,9 ve %34,8 daha az CO emisyonu hesaplanmıştır. Enjeksiyonun avansa alınması ile birlikte FT100 ve E20B4 yakıtlarının uçuculuk özellikleri dolayısı ile CO emisyonunda daha fazla iyileşme gözlemlenmiştir. Zehirleyici bir gaz olan CO

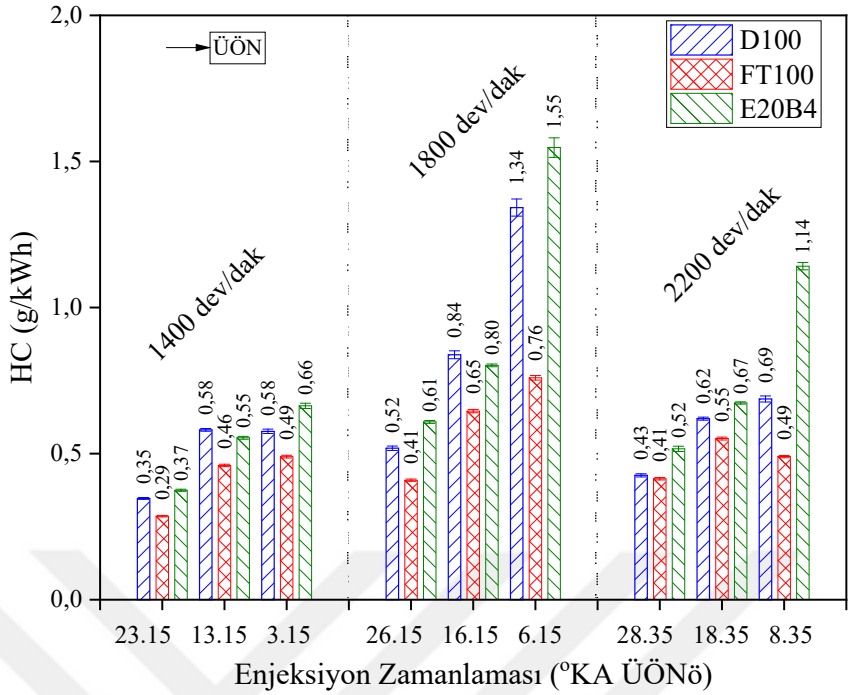
emisyonunun azaltılması için SOI'nin avansa alınması bir fırsat sunmuştur. SOI zamanının avansa alınması ile birlikte yakıt olarak FT100 veya E20B4 kullanılması CO emisyonunun azaltılması için fırsat olarak değerlendirilmiştir.



Şekil 4.45. CO emisyonunun enjeksiyon zamanına göre değişimi

4.2.13. Hidrokarbon Emisyonu

Bu tez çalışmasının amaçlarından biri, farklı yakıtlarla çalışan dizel motorlarda yakıt enjeksiyon zamanının egzoz emisyonlarını azaltmak için herhangi bir fırsat sunup sunmadığını araştırmaktır. Hidrokarbon (HC) emisyonu motor yanma odasında kalan yanmamış yakıt ya da hidrojen-karbon bileşikleri ile ilgilidir. Şekil 4.46'da, farklı motor hızlarında SOI zamanlaması ve yakıt türü ile hidrokarbon emisyonunun değişimini gösterilmiştir. Daha erken yapılan yakıt enjeksiyonu ile her üç yakıt için hidrokarbon emisyonunda azalma elde edilmiştir. SOI zamanlamasını geciktirmek, D100, FT100 ve E20B4 yakıtlarıyla 1400 dev/dak'da H daha az artmışken; 1800 dev/dak'da D100 ve E20B4 yakıtları ile HC daha çok artmış ve 2200 dev/dak'da ise E20B4 ile HC daha çok arttığı tespit edilmiştir. Özellikle 1800 dev/dak'da, SOI zamanlaması 10°KA rötara alındığında HC emisyonu E20B4 için %93,8, D100 için ise %59,5 arttığı tespit edilmiştir.



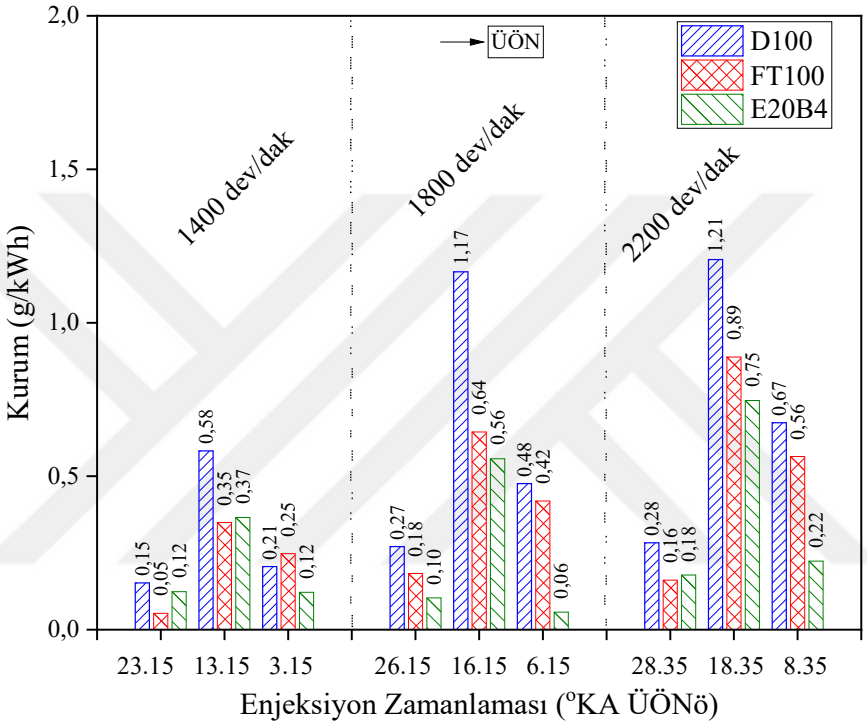
Şekil 4.46. Hidrokarbon emisyonunun enjeksiyon zamanına göre değişimi

HC emisyonunu iyileştirmek için SOI'nin avansa alınması her üç yakıt için de bir fırsat sunduğu değerlendirilmiştir.

4.2.14. Kurum Emisyonu

Yakıtlardaki aromatik içeriğin kurum emisyonuna neden olduğu yapılan çalışmalarda gösterilmiştir (Stavinoha ve diğ., 2000). Ayrıca yanma için daha az zaman olması (yüksek motor devri ve rötara alınan yakıt enjeksiyon zamanlaması gibi durumlarda) kurum oluşumuna neden olabilmektedir. Şekil 4.47'de test yakıtları ile 1400, 1800 ve 2200 dev/dak'da avansa ve rötara alınan enjeksiyon zamanları kullanılarak elde edilen kurum emisyon değerleri gösterilmiştir. Motor devir arttıkça her üç test yakıtı için kurum miktarının arttığı bu çalışmada tespit edilmiştir. Diğer taraftan her üç yakıt için de SOI'nin avansa alındığı çalışma noktalarında kurum emisyonunda azalma tespit edilmiştir. FT sentezi ile üretilen yakıtın daha az aromatik içeriğine sahip olması FT100'ün daha düşük kurum emisyonuna neden olduğu yorumlanmıştır. E20B4'ün tutuşma gecikmesinin uzun olması ve oksijen içeriği dolayısı ile daha düşük kurum emisyonuna neden olduğu yapılan farklı çalışmalarda da tespit edilmiştir (Rossomando ve diğ., 2017). Bu tez çalışması kapsamında yapılan deneylerde de benzer sonuçlar elde

edilmiştir. Deneysel sonuçlar 1400, 1800 ve 2200 dev/dak çalışma noktaları için baz SOI zamanı ile karşılaştırıldığında rötara alınan SOI zamanıyla da kurumun azaldığı gösterilmiştir. Rötara alınan enjeksiyon zamanının etkisinin anlaşılabilmesi için kurum ve HC emisyonlarının birlikte incelenmesi gerekmektedir. Şekil 4.46'da gösterildiği gibi rötara alınan enjeksiyon zamanında bütün test yakıtları için HC emisyonunda bir artış gözlemlenirken D100 ve E20B4 yakıtlarında daha yüksek artış gözlemlenmiştir.

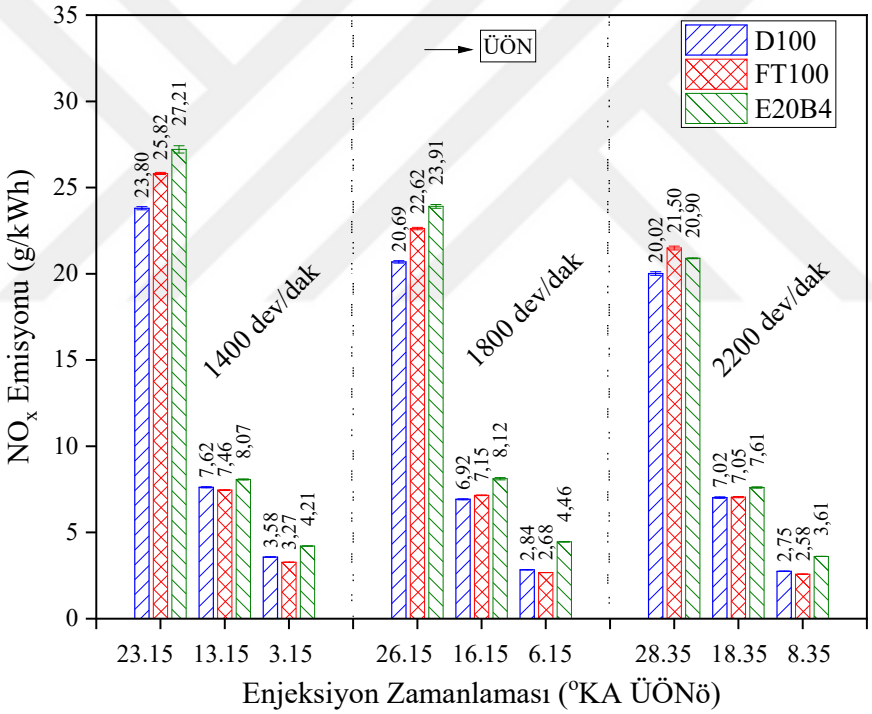


Şekil 4.47. Kurum emisyonunun enjeksiyon zamanına göre değişimi

HC emisyonu, yanma sonrasında silindir içinde kalan yanmamış yakıt ile ilgili olup rötara alınan enjeksiyon zamanlaması ile yakıtın tümünün yakılamadığı düşünülmektedir. Bu durumda da, diğer SOI zamanlarına kıyasla, rötarlı enjeksiyonda yakıtın daha büyük bir kısmı yakılamamış ve daha az kurum oluşmuştur. Rötara alınan SOI zamanında kurumun azaltılmasının, hidrojen ve karbondan oluşan yanmamış yakıt, yağ vb. bileşiklerin HC emisyonunda artışa yol açtığı yorumlanmıştır. Bu tez çalışması kapsamında değerlendirmesi yapılan kurum emisyonu verilerine göre, kurum emisyonunun azaltılması için enjeksiyon başlangıç zamanının avansa alınması ile oluşturulacak bir enjeksiyon stratejisinin kullanılması önerilmektedir.

4.2.15. NO_x Emisyonu

NO_x emisyonu silindir içinde gerçekleşen yüksek yanma sıcaklığıyla ilişkilidir. Silindir içi sıcaklık, Şekil 4.31'de SOI zamanının silindir içi gaz sıcaklığı üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Buradan yol çıkarak NO_x emisyonunun her üç test yakıtı için avansa alınan enjeksiyon zamanı ile artacağı beklenmiştir. Yine silindir içi gaz sıcaklığı hesaplarına göre E20B4 yakıtı ile anlık daha yüksek gaz sıcaklıkları görüldüğü için yüksek NO_x emisyonu beklenmiştir. Test yakıtları ile farklı SOI zamanları için yapılan motor dinamometre testlerinde Şekil 4.48'de gösterildiği gibi silindir içi gaz sıcaklıkları sonuçlarını destekler nitelikte erkene alınan SOI zamanlaması ile birlikte NO_x emisyonunda artış tespit edilmiştir.



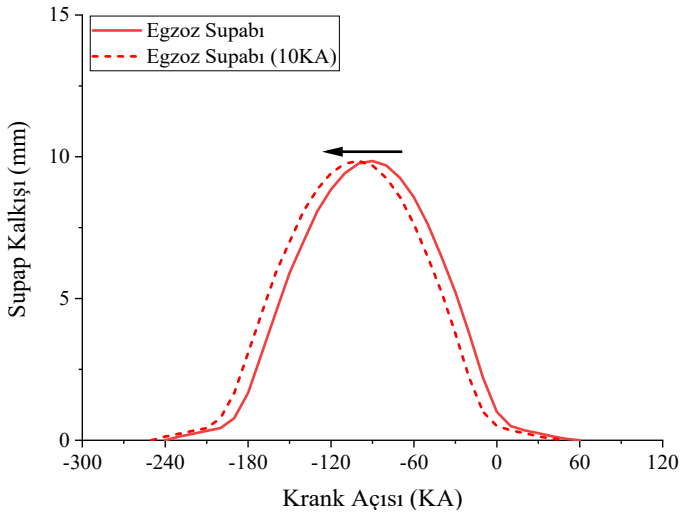
Şekil 4.48. NO_x emisyonunun enjeksiyon zamanına göre değişimi

NO_x emisyonu için en fazla artış E20B4 ile avansa alınan enjeksiyon zamanı ve 1400 dev/dak'da yapılan testte görülmüştür. Buna göre baz enjeksiyon zamanına kıyasla NO_x emisyonu neredeyse 2,4 katına kadar çıktığı tespit edilmiştir. Dizel yakıt içerisine alkol kökenli yakıtlar eklendiğinde yanma reaksiyonu başladıktan sonra daha kısa sürede yanma gerçekleşmiş ve daha yüksek yanma ısısı oluşmuştur (Şekil 4.32, Şekil 4.33 ve Şekil 4.34). Farklı araştırmacılar tarafından yapılan çalışmalarda da görülmüştür ki

oksijen içerikli yakıtların dizel yakıta daha fazla oranlarda eklenmesiyle NO_x emisyonu artmıştır (Fayyazbakhsh ve Pirouzfar, 2017; Labeckas ve diğ., 2017). Diğer taraftan NO_x emisyonunda en iyi iyileşme FT100 ile rötara alınan enjeksiyon zamanı ve 2200 dev/dak'da yapılan testte görülmüştür. Bu çalışma noktasında NO_x emisyonunun %63,4 azaldığı tespit edilmiştir. Petrol kökenli ve FT dizel-dizel yakıt karışımları ile yapılan farklı çalışmalarda da avansa alınan enjeksiyon zamanı ile NO_x emisyonunda artış raporlanmıştır (Cai ve diğ., 2021). Baz enjeksiyon zamanlaması ile çalışılan test noktalarında D100 ve FT100 benzer sonuçlar verirken E20B4'ün daha yüksek emisyona neden olduğu tespit edilmiştir. Sadece SOI zamanlaması dikkate alındığında, erken SOI zamanlamasının NO_x emisyonunu önemli ölçüde artırdığı, ancak ötelenen SOI zamanlamasının emisyonu azalttığı yorumlanmıştır. Dolayısıyla, rötara alınan enjeksiyon zamanlaması NO_x emisyonunu azaltmak için bir fırsat sunmaktadır. Benzer sonuçlar birçok araştırmacı tarafından da rapor edilmiştir (Abu-Jrai ve diğ., 2006; Gill ve diğ., 2011; Rounce ve diğ., 2009; Schaberg ve diğ., 2005).

4.3. Supap Zamanlamasının Yanma, Performans ve Emisyonlara Etkisi

Motor üzerinden yapılan geometrik ölçümler ile birlikte egzoz supap kalkış profili için yapılan değerlendirmeler neticesinde egzoz supabının erken açılacak şekilde ayarlanması mümkün olmuştur. Şekil 4.49'da da gösterildiği gibi yeni egzoz supap zamanlaması açılma ve kapanma zamanları kaydırılarak elde edilmiştir. Böylece 10°KA erken açılan egzoz supabı aynı zamanda 10°KA erken kapanmıştır.

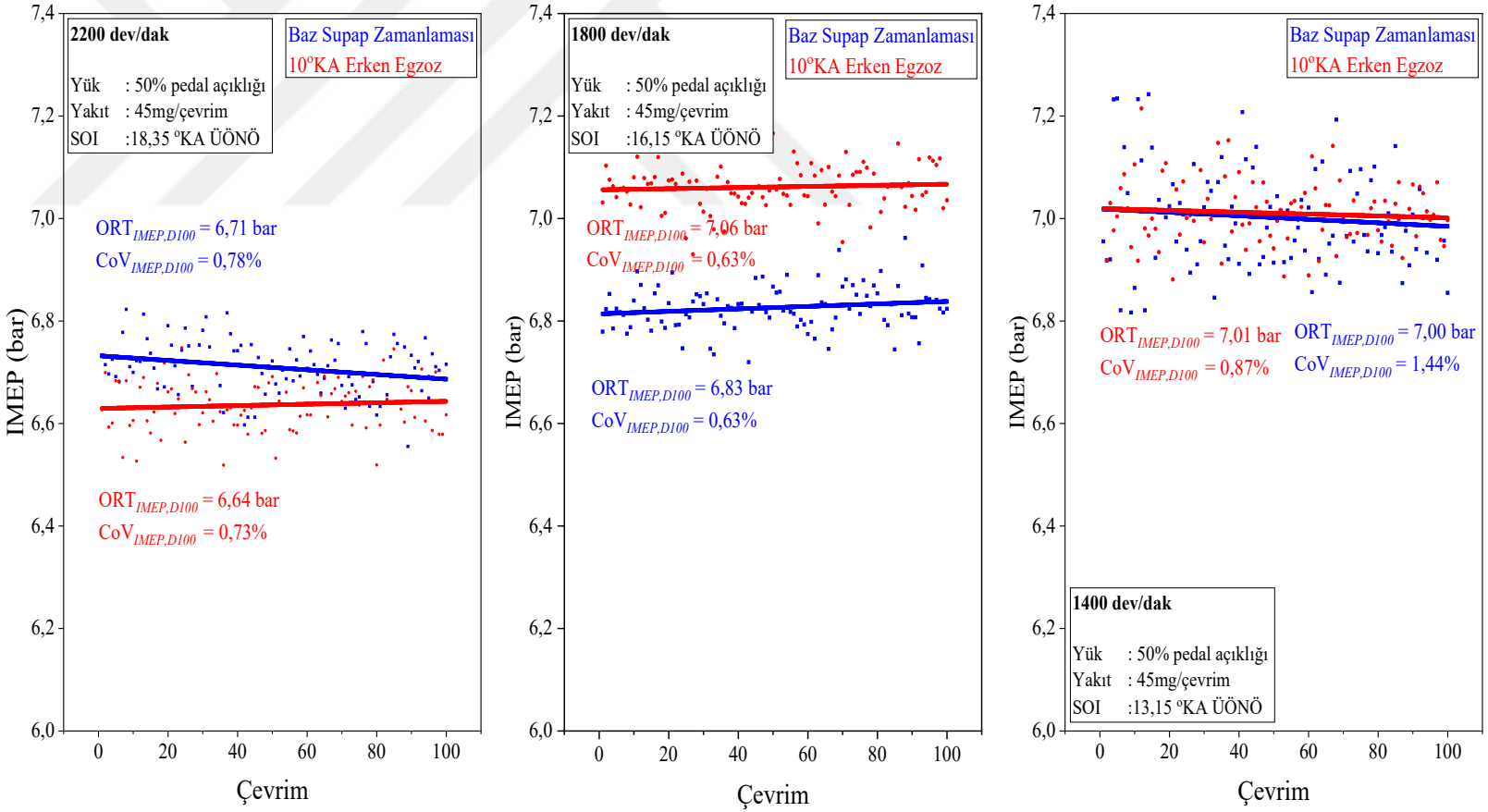


Şekil 4.49. Egzoz supap açılma zamanının öne alınması

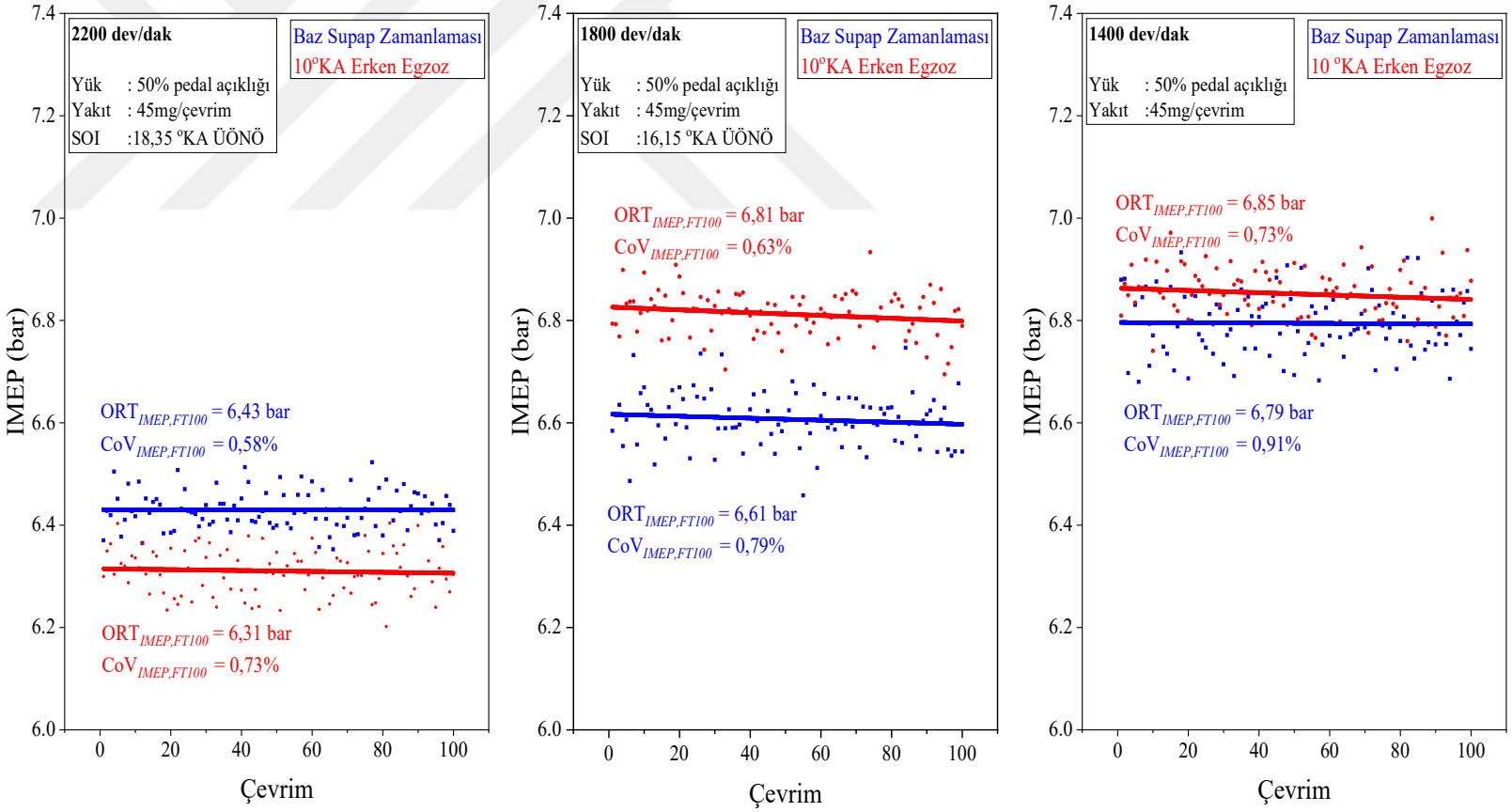
Öncelikle 1B motor modeli ile olabilecek optimum supap zamanı tespiti yapılmıştır. Egzoz supabının erken veya geç açılması ile elde edilen performans değerlerine göre supap zamanına karar verilmiştir. Değerlendirmede IMEP performans parametresi olarak kullanılmış olup en fazla IMEP artışı egzoz supap zamanının 10°KA erkene alınması ile elde edilebilmiştir. 1B motor modeli nümerik çalışması ile baz supap zamanlamasına kıyasla 10°KA erken açılan egzoz supap zamanı ile 1400, 1800 ve 2200 dev/dak için sırası ile %0,5, %0,9 ve %4,2 IMEP'te artış elde edilmiştir.

4.3.1. İndike Ortalama Efektif Basınç

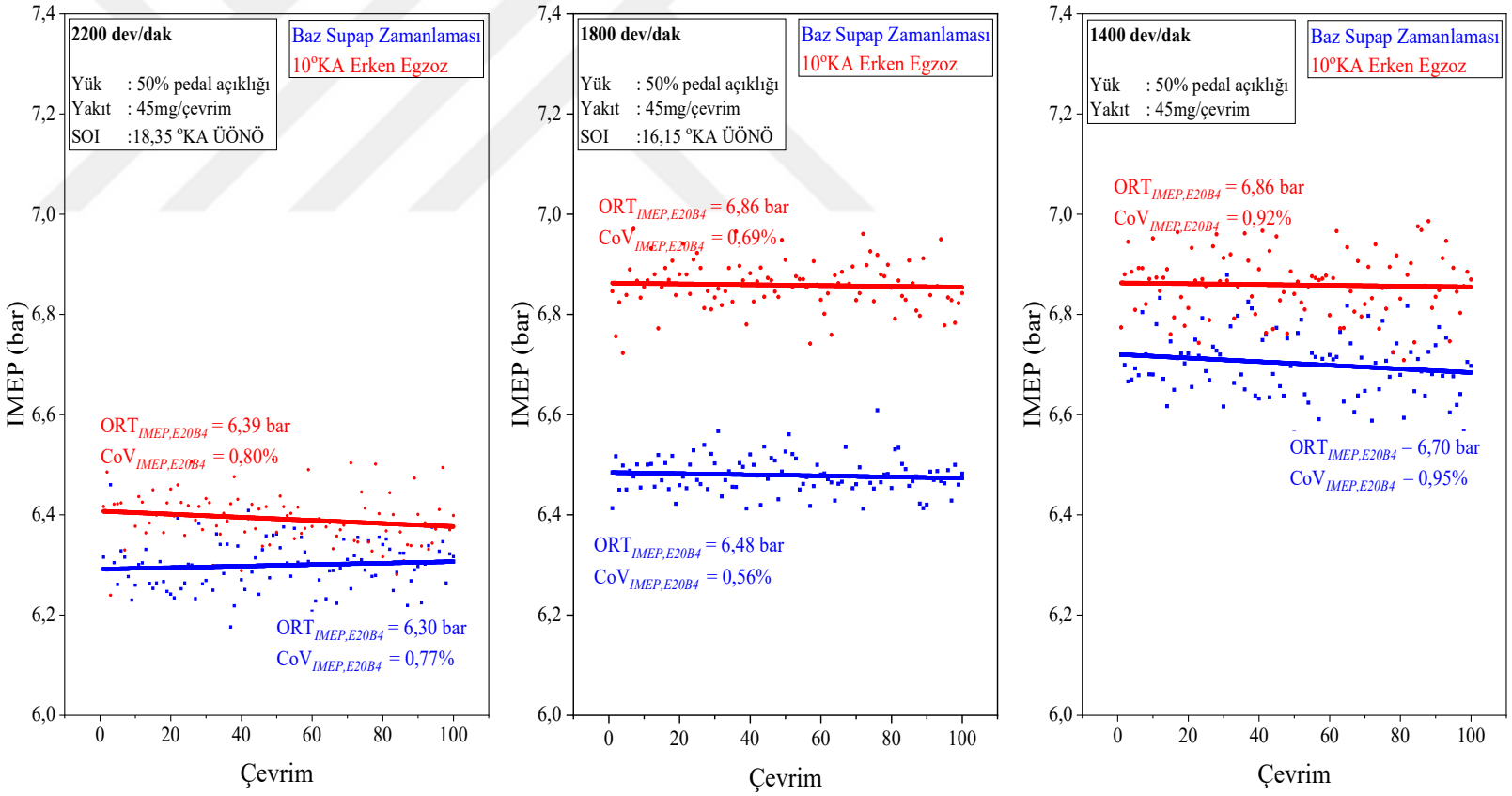
İndike ortalama efektif basınç hesabı yapılırken 4 zamanlı bir motorda bir çevrim 720°KA kullanılmaktadır. Tam çevrim emme-egzoz supaplarının açılıp kapanması ile oluşan negatif iş ve yanma sonucunda oluşan faydalı işten oluşmaktadır. Çalışmada, egzoz supabının erken açılması ile egzoz çevriminde oluşan negatif işin azaltılması hedeflenmiştir. Bu sayede IMEP artışının olacağı 1B model çalışmasında da görülmüştür. Motor dinamometre çalışmaları sonrasında farklı motor devirlerinin farklı sonuçlar verdiği tespit edilmiştir. Bu sonuçların aynı zamanda yakıt tipine göre de değişiklik gösterdiği yapılan çalışmalarda görülmüştür. D100, FT100 ve E20B4 yakıtları ile yapılan çalışma için hesaplanan IMEP değerleri ve değişimleri sırası ile Şekil 4.50, Şekil 4.51 ve Şekil 4.52'de gösterilmiştir. D100 ile yapılan çalışmada egzoz supabını 10°KA erken açmanın 1400 dev/dak'da neredeyse etkisi olmamışken 2200 dev/dak'da da etkisi beklenenin tersine IMEP'i %1,0 azaltığı tespit edilmiştir. Supap zamanlanmasının IMEP'e etkisinin belirgin olduğu 1800 dev/dak motor devrinde ise IMEP'in, baz supap zamanlamasına göre %3,4 arttığı hesaplanmıştır. Benzer sonuçlar Şekil 4.51'de gösterildiği gibi FT100 için de geçerlidir. En çok artışın görüldüğü 1800 dev/dak motor devri çalışmasında %3,0 iyileşme tespit edilmiştir. E20B4 ile sonuçlar diğer yakıtlara göre biraz daha farklılaşırken her motor devrinde iyileşme olmuştur (Şekil 4.52). Buna göre 1400 dev/dak'da % 2,2, 1800 dev/dak'da %5,9 ve 2200 dev/dak motor çalışma devrinde ise %1,4 IMEP'te artış hesaplanmıştır. 100 çevrim için IMEP'te görülen varyasyona bakıldığında D100 ve FT100 yakıtları için CoV_{IMEP}'te genel olarak iyileşme görülmüştür. E20B4 yakıtı ile yapılan çalışmalarda ise CoV_{IMEP} 1400 dev/dak test noktasında iyileşirken diğer test noktalarında kötüleşmiştir. Buna rağmen, hesaplanan CoV_{IMEP} değerleri literatürde kabul gören limitler içerisinde olduğu görülmüştür.



Şekil 4.50. Supap zamanlamasının IMEP üzerindeki etkisi – D100



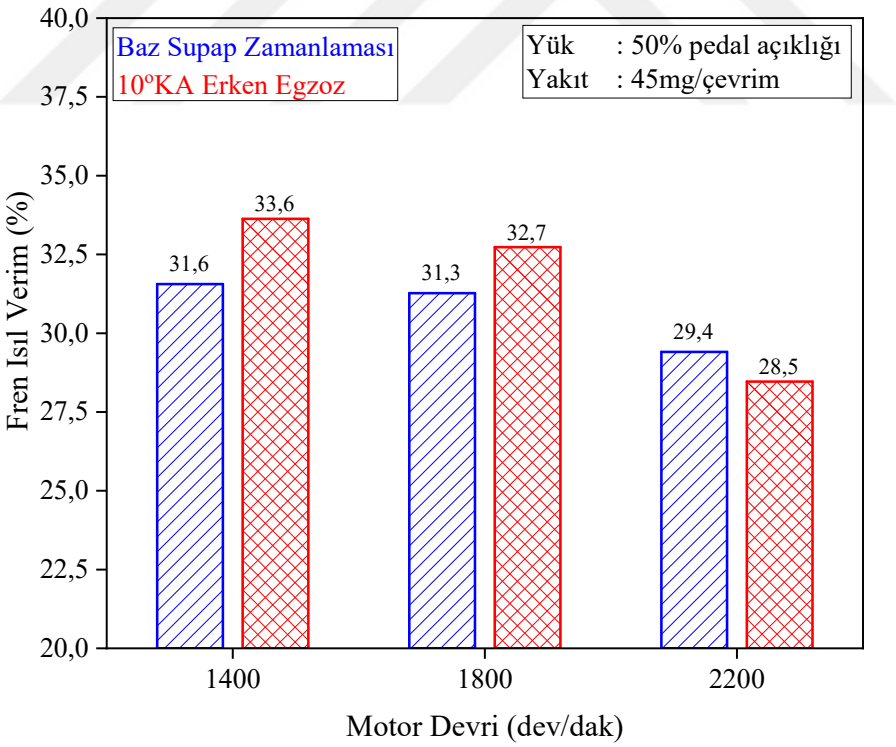
Şekil 4.51. Supap zamanlamasının IMEP üzerindeki etkisi – FT100



Şekil 4.52. Supap zamanlamasının IMEP üzerindeki etkisi – E20B4

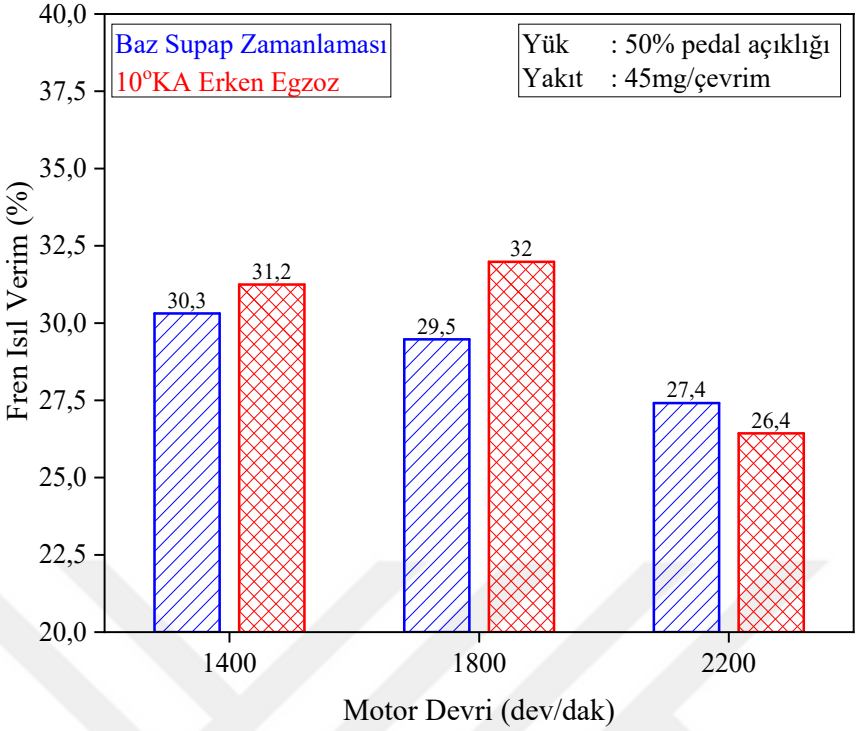
4.3.2. Fren Isıl Verim

Fren ısıl verim, yakıttan alınabilecek enerjinin ne kadarının faydalı güce dönüştüğünü ifade etmektedir. Önceki bölümde de egzoz supabının erken açılması sağlanarak pompalama kayıplarının azaltılabildiğinden ve böylece faydalı gücün artmasının beklendiğinden bahsedilmiştir. Bu durumda aynı gücü elde etmek için gerekli yakıt miktarının azalması beklenmektedir; yani daha düşük özgül yakıt tüketimi bu çalışma sonucunda beklenen çıktılardandır. Bu durum fren ısıl verim değerlerinin verildiği aşağıdaki grafiklerde de görülmüştür. Aynı çalışma şartlarında yapılan testlerde D100 en yüksek fren ısıl verimi gösterirken FT100 ve E20B4'ün ise daha düşük ısıl verime sahip olduğu tespit edilmiştir. D100 ve FT100'ün sırası ile Şekil 4.53 ve Şekil 4.54'te gösterildiği gibi artan hız ve erkene alınan egzoz supap zamanlanması ile benzer eğilimler gösterdiği tespit edilmiştir. 1400 ve 1800 dev/dak'da D100 için %6,3 ve %4,5 artış; FT100 için ise %3,0 ve %8,5 ısıl verimde artış hesaplanmıştır. 2200 dev/dak'da yapılan testlerde ise her iki yakıtta da ısıl verimde %3,7 kötüleşme tespit edilmiştir.

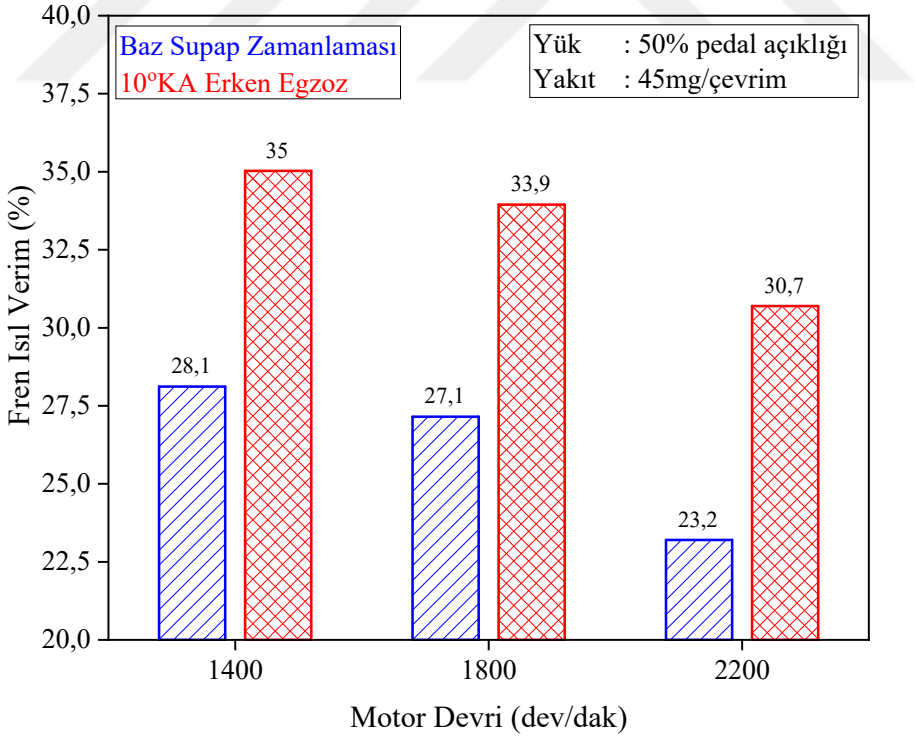


Şekil 4.53. Supap zamanlamasının fren ısıl verim üzerindeki etkisi – D100

E20B4 ile yapılan testlerde ise her motor devrinde termik verimde iyileşme olmakla birlikte verimdeki artışın baz duruma göre daha yüksek olduğu görülmüştür (Şekil 4.55).



Şekil 4.54. Supap zamanlamasının fren ısıl verim üzerindeki etkisi – FT100



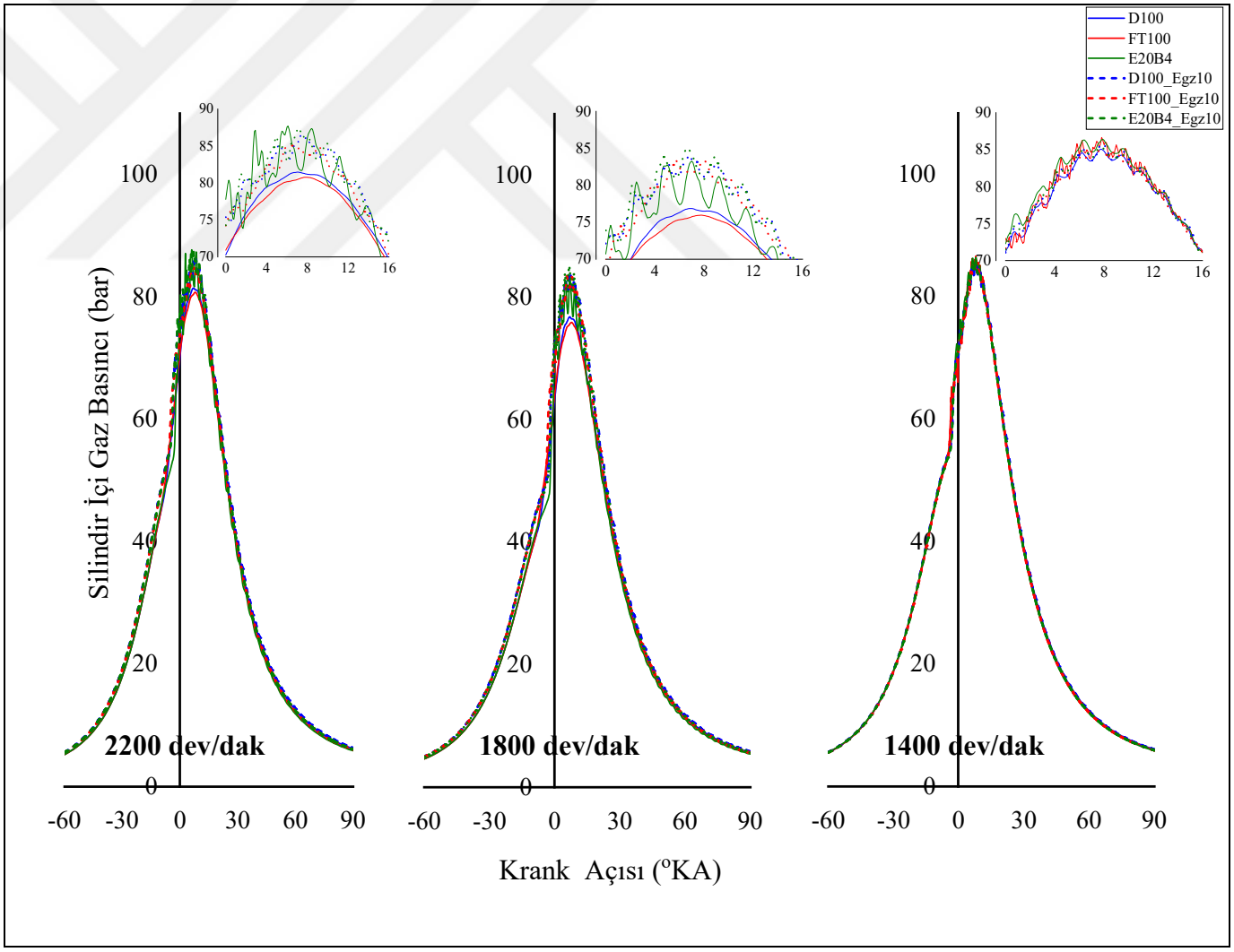
Şekil 4.55. Supap zamanlamasının fren ısıl verim üzerindeki etkisi – E20B4

Buna göre 1400, 1800 ve 2200 dev/dak motor çalışma devirlerinde sırası ile %24,6, %25,1 ve %32,3 ısıl verimde artış olmuştur. Egzoz supabının erken açılması ile en yüksek ısıl verim artışı E20B4 yakıtı ile elde edildiği tespit edilmiştir. E20B4 gibi setan sayısı düşük ve içeriğinde oksijen bulunduran yakıt karışımları için egzoz zamanlanmasının faydalı olduğu yorumlanmıştır. Oksijen içerikli yakıtlar ile yapılan bir çalışmada erkene alınan egzoz supap zamanının ısıl verim üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bahsi geçen çalışmaya göre erkene alınan egzoz supap zamanı ile daha yüksek ısıl verim elde edilmiştir (Patel ve diğ., 2023).

4.3.3. Anlık Silindir İçi Gaz Basıncı Değişimi

Silindir içinde oluşan gaz basıncının anlık değişimi incelendiğinde maksimum basıncın oluştuğu anın neredeyse değişmediği, anlık silindir içi basıncın 5 bar civarında değiştiği tespit edilmiştir. Egzoz supabının 10°KA erken açılması (Egz10) ile baz supap zamanlanmasına göre silindir içi basınç değişiminde özellikle tepe basıncın görüldüğü bölgedeki dalgalanmanın azaldığı görülmüştür (Şekil 4.56). Baz egzoz supap zamanlamasında egzoz supabı ÜÖN'den 120°KA sonra açılmakta ve bu esnada silindir içi basınç 1400 dev/dak, 1800 dev/dak ve 2200 dev/dak motor devirlerinde sırası ile D100 için 4,1 bar, 3,8 bar ve 4,2 bar olarak ölçülmüştür. Yine baz egzoz supap zamanlanması ile supap açıldığında silindir içi basınç FT100 için 4,0 bar, 3,7 bar ve 4,0 bar; E20B4 için ise 3,9 bar, 3,6 bar ve 3,9 bar olarak ölçülmüştür. Egz10 durumunda egzoz supabı ÜÖN'den 110°KA sonra açılmakta ve bu andaki silindir içi basınç 1400 dev/dak, 1800 dev/dak ve 2200 dev/dak motor devirlerinde sırası ile D100 için 4,5 bar, 4,4 bar ve 4,7 bar; FT100 için 4,4 bar, 4,2 bar ve 4,6 bar; E20B4 için ise 4,4 bar, 4,2 bar ve 4,6 bar olarak ölçülmüştür. Baz durumda egzoz supabı kapandığında silindir içi anlık basınç her üç yakıt için 1,2 bar, Egz10 durumunda ise 1,1 bar olarak kayıt edilmiştir.

100 çevrim ortalaması olarak alınan silindir içi basınç verileri kullanılarak tepe basıncın görüldüğü an hesaplanmış ve Tablo 4.7'de özet olarak verilmiştir. Buna göre E20B4 ile 2200 dev/dak'da yapılan test çalışması sonuçları hariç diğer çalışma noktalarında maksimum basıncın görüldüğü anın baz egzoz supap zamanlamasına göre en fazla 0,4°KA konum değiştirdiği tespit edilmiştir. E20B4 ile 2200 dev/dak sonucu incelendiğinde ise bu değişimin 1,4°KA olduğu tespit edilmiştir. Bu durumun 2200 dev/dak'da silindir içi gaz basıncındaki varyasyondan kaynaklı olduğu yorumlanmıştır.

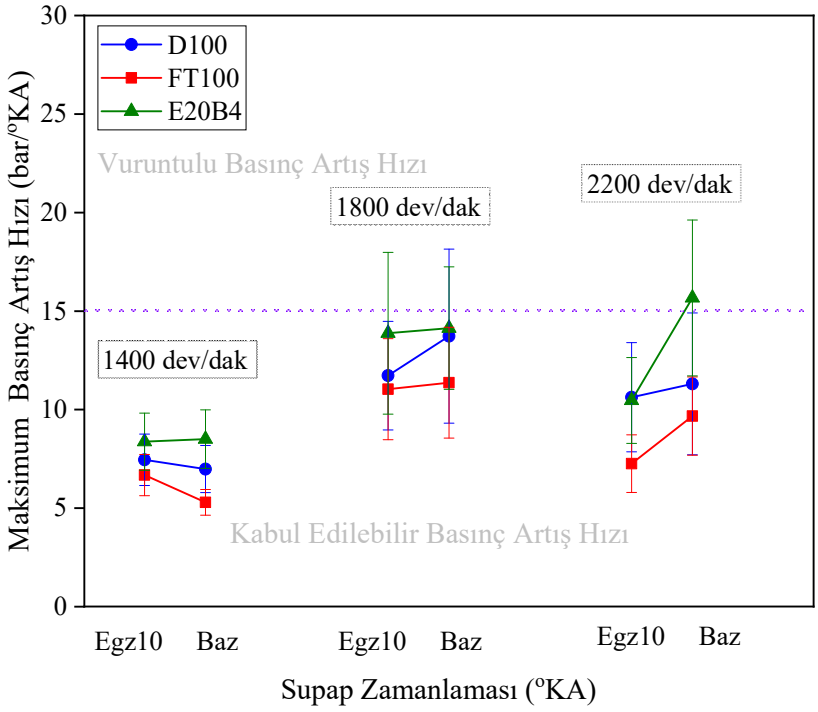


Şekil 4.56. Supap zamanlamasının silindir içi gaz basıncı üzerindeki etkisi

Tablo 4.7. Maksimum yanma basıncının görüldüğü açı

Motor Devri	**10°KA Erken Egzoz**			**Baz Supap Zamanlaması**		
(dev/dak)	D100	FT100	E20B4	D100	FT100	E20B4
1400	7,9	7,7	7,5	7,5	7,6	7,6
1800	6,7	7,1	5,9	7,1	7,5	6,1
2200	7,2	7,2	6,7	7,2	7,3	5,3

Motor vuruntusu, silindir içindeki gaz basıncının anlık hızlı artışı sebebi ile olmaktadır. Liang ve diğ. (X. Liang ve diğ., 2024) yapmış oldukları çalışmada silindir içi basınç artış hızının, yanma gürültüsü ile doğrudan ilişkili olduğunu ve bu parametrenin dizel motor gürültü seviyesinin tespiti için güvenilir bir göstergesi olduğunu göstermişledir. D100, FT10 ve E20B4 yakıtları ile farklı egzoz supap zamanlanması ile yapılan testlerde ölçülen silindir içi gaz basıncı ile anlık basınç artışları hesaplanarak motor vuruntu eğilimi incelenmiştir. Egzoz supabının erken açılması ile motor vuruntusuna etkisinin farklı motor devirleri için farklı sonuçlar gösterdiği tespit edilmiştir. Şekil 4.57'de de gösterildiği gibi 1400 dev/dak'da yapılan çalışmada D100 ve FT100 yakıtları için de vuruntu eğilimi artarken aynı motor devri çalışmasında vuruntu eğilimi E20B4 için azalma eğilimi göstermiştir.

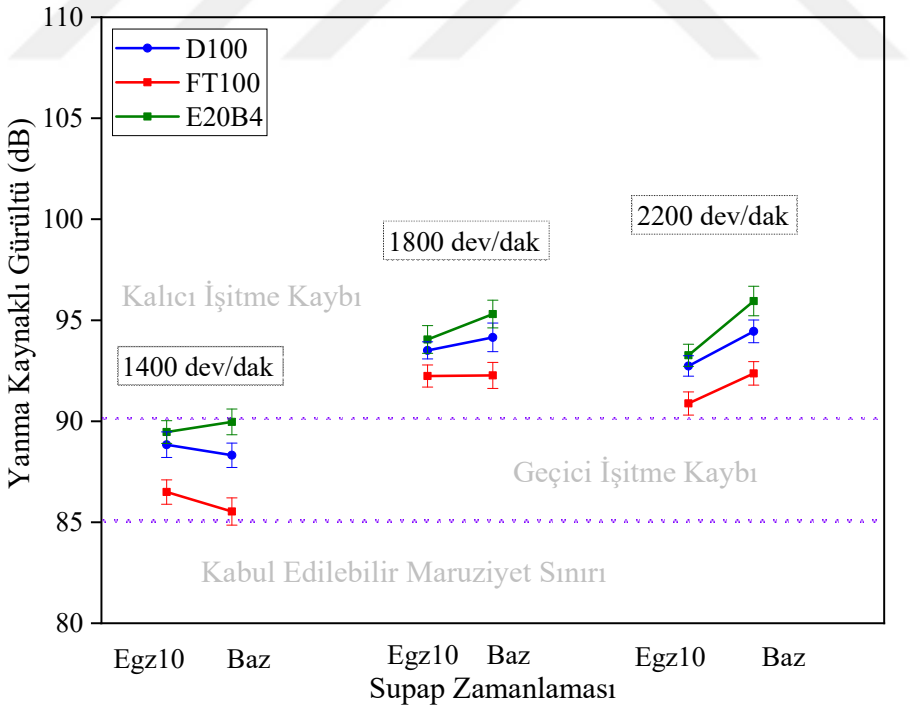


Şekil 4.57. Supap zamanlamasının vuruntu üzerindeki etkisi

1800 dev/dak'da ise FT100 ve E20B4 yakıtlarının vuruntu eğilimi erken açılan egzoz supap zamanlanması ile bir miktar düşüş eğilimine girmiştir. Yine 1800 dev/dak motor devrinde D100 ile yapılan test çalışmasında vuruntu eğiliminin erkene alınan egzoz supap zamanlanması ile azaldığı görülmüştür. 2200 dev/dak'da yapılan çalışmada ise bütün yakıtlar için vuruntu eğilimi azalırken E20B4'teki düşüşün kayda değer olduğu görülmüştür. Vuruntu eğilimi motor gürültüsü ile ilintili olup motor gürültüsünün azaltılmasında egzoz supap zamanının öne alınmasının fayda sağlayacağı düşünülmektedir.

4.3.4. Yanma Kaynaklı Motor Gürültüsü

Yanma kaynaklı motor gürültüsünün, yanma esnasında özellikle ÜÖN'de görülen anlık basınç değişimleri nedeni ile olduğu farklı çalışmalarda raporlanmıştır (Bhat ve diğ., 2011; Mo ve diğ., 2013). Bu tez çalışmasında da yanma kaynaklı motor gürültüsü ile vuruntu eğilimi sonuçları birbiri ile tutarlılık göstermiştir. Şekil 4.58'de hesaplanan motor gürültüsü değişimi verilmiştir.

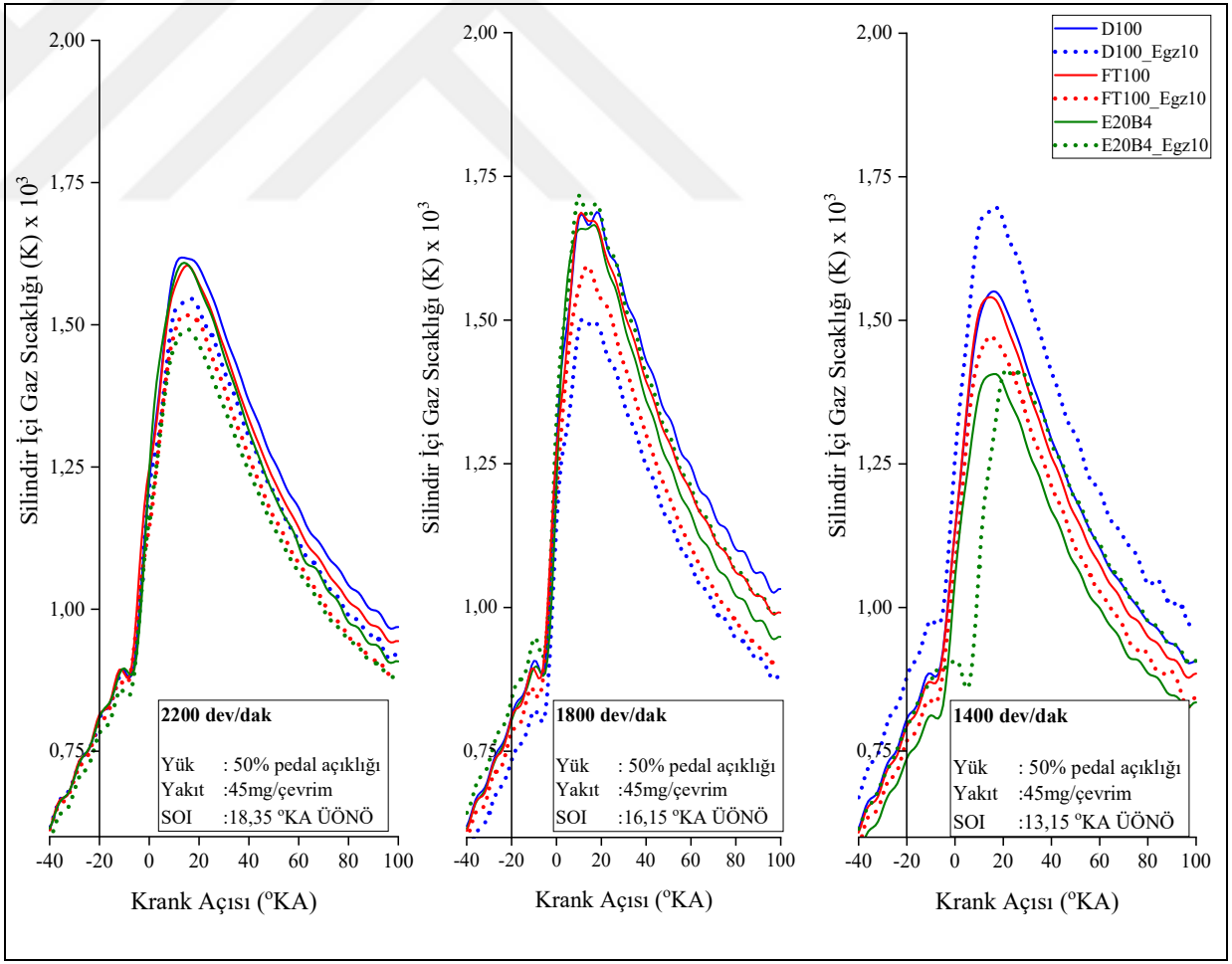


Şekil 4.58. Supap zamanlamasının yanma gürültüsü üzerindeki etkisi

Supap zamanlamasının motor gürültüsü üzerinde olumlu olarak değerlenedirilebilecek etkisi 2200 dev/dak'da tespit edilmiştir. Buna göre D100 için 1,8dB, FT100 için 1,5dB ve E20B4 için ise 2,7dB iyileşme hesaplanmıştır. Yanma kaynaklı motor gürültüsü için en fazla iyileşme Şekil 4.58'de de gösterildiği gibi E20B4 yakıtı ile elde edilmiştir. 1400 dev/dak motor devrinde yapılan çalışmada E20B4 yakıtı yanma gürültüsünde düşüş gözlemlenirken D100 ve FT100 ile yapılan çalışmada artış tespit edilmiştir.

4.3.5. Silindir İçi Gaz Sıcaklığı Değişimi

Bu tez çalışmasında, egzoz supabına ait kalkış profili değiştirilmemiştir. Egzoz supabına ait profil sadece ötelenmiştir. Böylece profil ötelemesi yapılarak egzoz supabının erken açılması sağlanmıştır. Diğer taraftan, profil kaydırması yapılan egzoz supabı erken açılırken aynı zamanda erken de kapanmıştır. Baz durumda egzoz supabı ÜÖN'den 420°KA sonra kapanırken Egz10 ile ifade edilen egzoz supabının 10°KA erken açıldığı çalışmada ise ÜÖN'den 410°KA sonra kapanmıştır. Baz supap zamanlaması ile 110°KA supap bindirmesi mevcutken, Egz10 durumunda supap bindirmesi 100°KA olmuştur. Egz10 durumunda silindir içinden egzoz portlarına daha yüksek basınçta egzoz gaz çıkışı gerçekleşmiştir. Egzoz supabının açıldığı andaki silindir içi gaz basıncı değerleri önceki bölümlerde verilmiş olup Şekil 4.56'da gösterilmiştir. Buna göre egzoz supabı açıldığında egzoz gazı tahliyesinin daha hızlı olması beklenmiştir. Bu durumda da silindir içinde oluşan sıcaklığın daha düşük olması değerlendirilmiştir. Egzoz manifoldundaki gaz sıcaklığını arttırmak için yapılan bir çalışmada elde edilen veriler bu durumu destekler niteliktedir (Roberts ve diğ., 2015). Farklı devirlerde yapılan çalışmada hesaplanan silindir içi gaz sıcaklığı değişimleri Şekil 4.59'da gösterilmiştir. Hesaplanan silindir içi sıcaklıkların beklendiği gibi baz duruma göre daha düşük olduğu görülmüştür. Diğer taraftan motor devri arttıkça silindir içi gaz sıcaklıkları arasındaki farkın daha belirgin olduğu gözlemlenmiştir. Buna göre 2200 dev/dak'ta yapılan çalışmada baz duruma göre D100 ile 72K, FT100 ile 86K ve E20B4 yakıtı ile 117K daha düşük silindir içi gaz sıcaklığı hesaplanmıştır. 1800 dev/dak'ta yapılan çalışmada D100 ile 189K ve FT100 ile 105K daha düşük silindir içi gaz sıcaklığı tespit edilmiştir. 1400 dev/dak'ta yapılan çalışmada ise FT100 ile yapılan çalışmada belirgin farklılıklar gözlemlenmiş olup gaz sıcaklığı baz egzoz supap zamanlamasına göre 76K daha düşük elde edilmiştir.

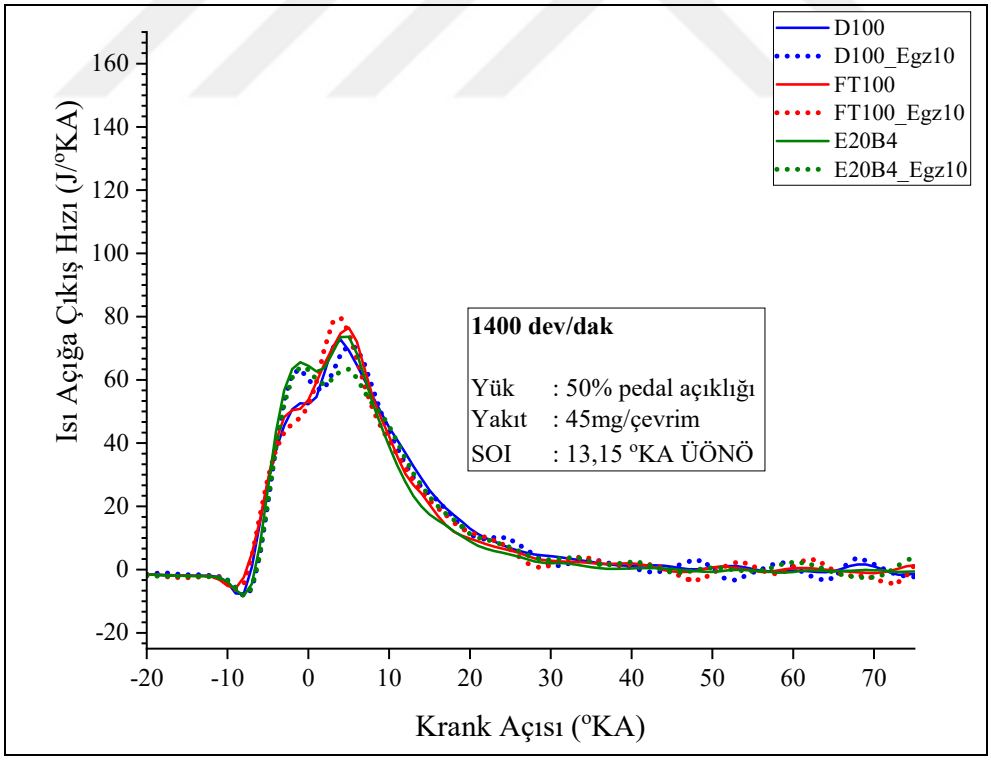


Şekil 4.59. Supap zamanlamasının silindir içi gaz sıcaklığı üzerindeki etkisi

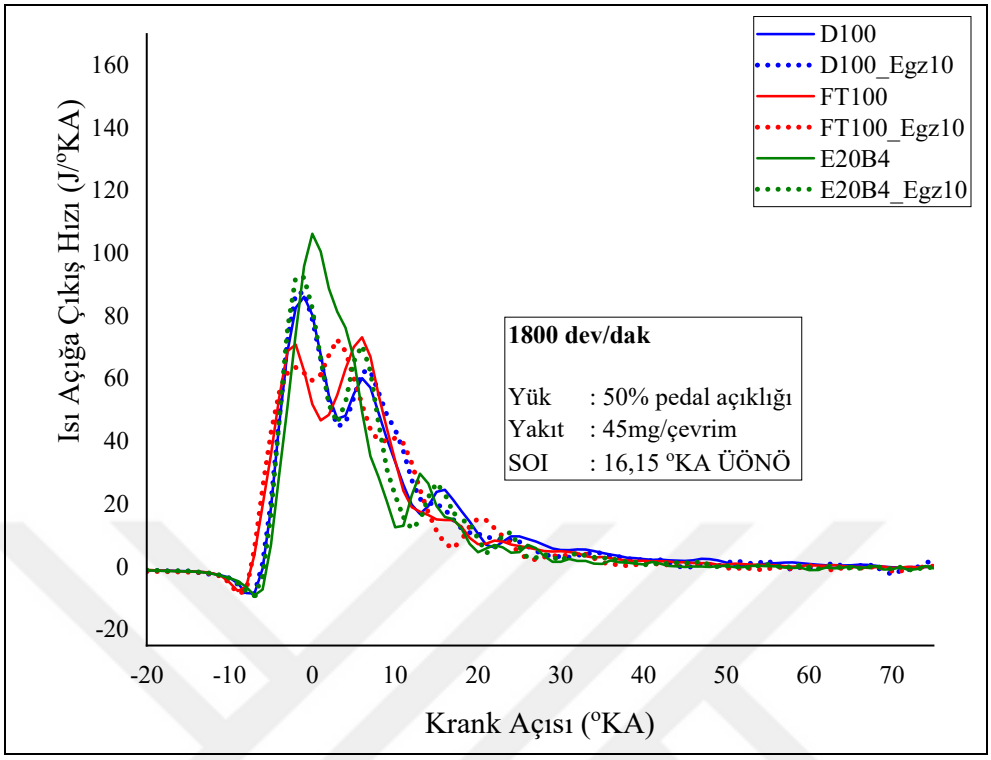
4.3.6. Isı Açığa Çıkma Hızı (RoHR)

Yanma öncesinde ve sonrasında ısının açığa çıkma hızı yanma başlangıcı ve tutuşma gecikmesi hesaplarında kullanılacağı için deyatlı olarak verilmiştir. Egzoz supabının erken açıldığı durum ile baz çalışma durumunda aynı enjeksiyon parametreleri kullanıldığı için (aynı SOI, yakıt miktarı ve yakıt basıncı gibi) RoHR eğrilerinin baz duruma göre farklı olması beklenmemiştir.

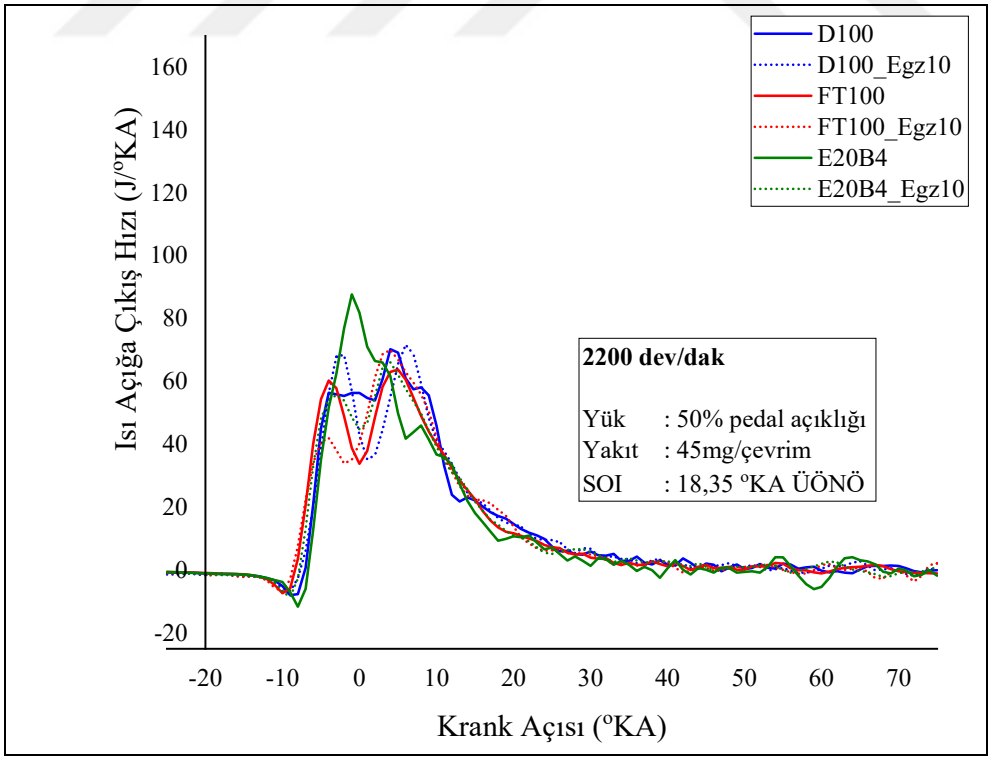
Şekil 4.60, Şekil 4.61 ve Şekil 4.62'de sırası ile 1400 dev/dak, 1800 dev/dak ve 2200 dev/dak için yakıtların baz supap zamanlanması ve Egz10 supap zamanlaması ile yapılan çalışmalardan elde edilen veriler ile hesaplanan RoHR grafikleri verilmiştir. Bu çalışmada her iki durum için RoHR açısından neredeyse benzer sonuçlar elde edilmiştir. Yanmanın başlangıcı olarak kabul edilen RoHR'in 0 olduğu durumda ancak 2200 dev/dak çalışma devrinde farklılıklar görülmüştür. Bu farklılıkların çevrimler arasındaki varyasyondan olduğu değerlendirilmiştir.



Şekil 4.60. Supap zamanlamasının RoHR üzerindeki etkisi – 1400 dev/dak



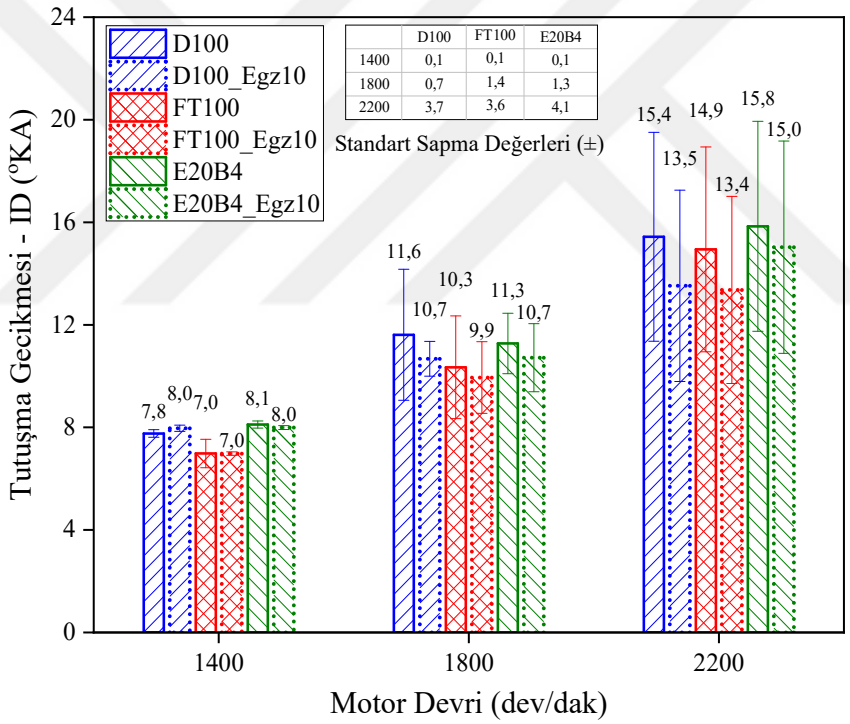
Şekil 4.61. Supap zamanlamasının RoHR üzerindeki etkisi – 1800 dev/dak



Şekil 4.62. Supap zamanlamasının RoHR üzerindeki etkisi – 2200 dev/dak

4.3.7. Tutuşma Gecikmesi (ID)

Bir önceki bölümde detayları verilen RoHR eğrileri kullanılarak yanmanın başlandığı (SOC) kabul edilen an, krank açısı cinsinden hesaplanmıştır. Akımölçerden takip edilen enjeksiyon başlangıç sinyali ile (SOI) SOC arasında geçen süre tutuşma gecikmesi olarak tanımlanmıştır. Önceki bölümlerde farklı yakıtların ID üzerindeki etkisi irdelenmiştir. Egzoz supap zamanlanmasının öne alındığı çalışmada da yakıtlar arasındaki tutuşma gecikmesi farkı, yakıt özelliklerine bağlı olarak kendini göstermiştir. Şekil 4.63'te gösterildiği ve önceki bölümlerde de ifade edildiği gibi FT100 daha kısa ID'ye sahipken düşük setan sayısı dolayısı ile en uzun ID'ye E20B4 yakıtı sahiptir. Benzer durum egzoz zamanlamasının değiştirildiği çalışmada da görülmüştür.



Şekil 4.63. Supap zamanlamasının tutuşma gecikmesi üzerindeki etkisi

100 çevrim ortalaması olarak hesaplanan tutuşma gecikmesi Egz10 durumu için 1400 dev/dak'da yapılan çalışmada baz duruma göre neredeyse aynı kalmıştır. Motor devri ile birlikte ID'deki kısalma daha belirgin hale gelmiştir. Tablo 4.8'de özetlenmiş olduğu gibi 1800 dev/dak'da ID'nin D100 için 0,9°KA, FT100 için 0,4°KA ve E20B4 için ise 0,6°KA kısaldığı tespit edilmiştir.

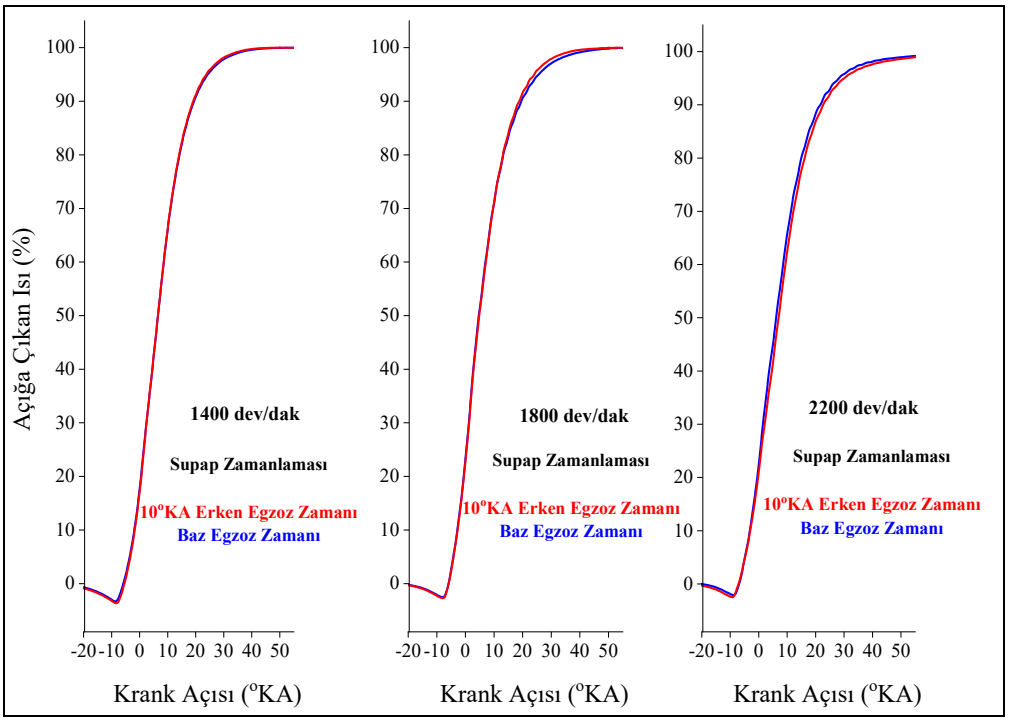
2200 dev/dak'da tutuşma gecikmesinin D100 için 1,9°KA, FT100 için 1,5°KA ve E20B4 için ise 0,8°KA kısaldığı tespit edilmiştir.

Tablo 4.8. Supap zamanlamasının tutuşma gecikmesi üzerindeki etkisi

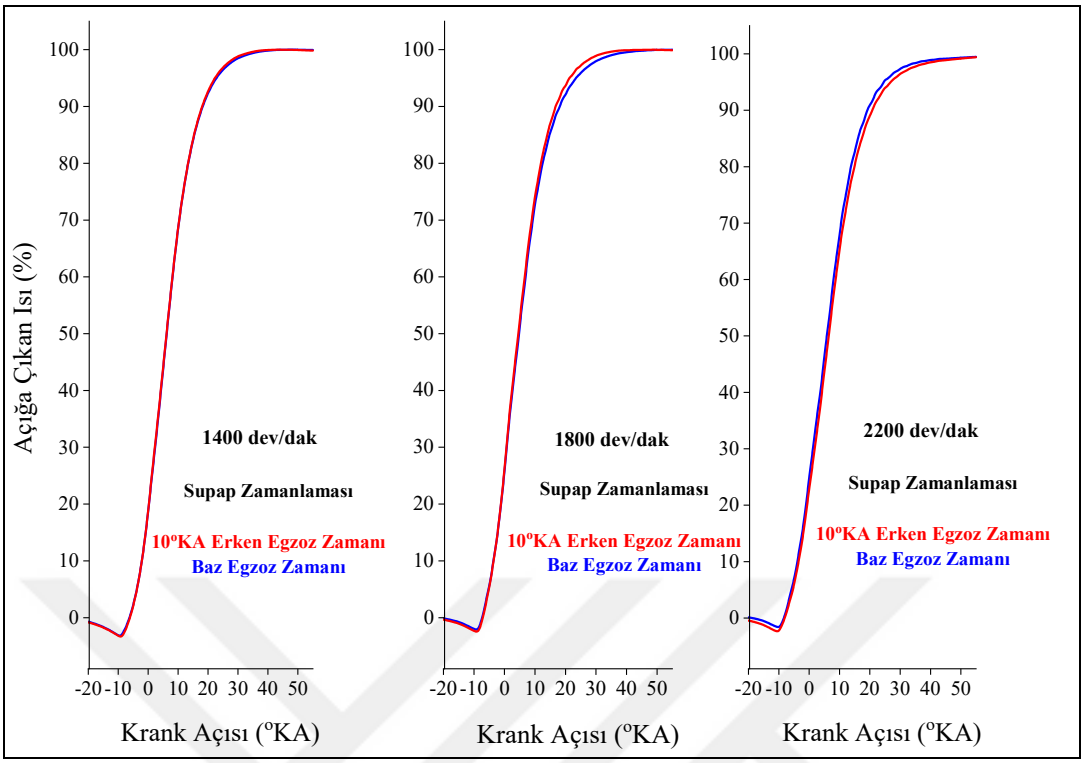
Motor Devri	**10°KA Erken Egzoz**			**Baz Supap Zamanlaması**		
(dev/dak)	D100	FT100	E20B4	D100	FT100	E20B4
1400	8,0	7,0	8,0	7,8	7,0	8,1
1800	10,7	9,9	10,7	11,6	10,3	11,3
2200	13,5	13,4	15,0	15,4	14,9	15,8

4.3.8. Kümülatif Açığa Çıkan Isı Oranı (CuHR)

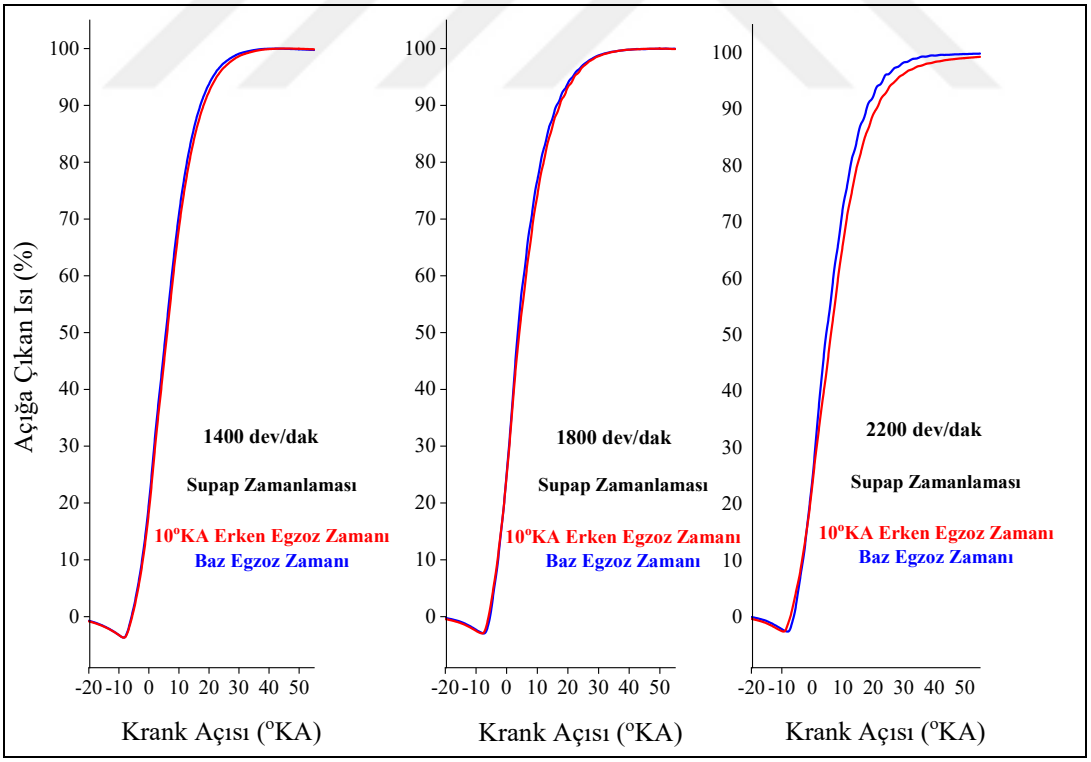
Herbir krank açısı süresince açığa çıkan ısıların toplamı ile CuHR eğrileri elde edilmiştir. Açığa çıkan ısı oranı yüzde olarak hesaplanmış ve bu tez çalışmasında yanmanın bittiği an (EOC) bu grafikler üzerinden yanmanın %90'ının tamamlandığı an olarak kabul edilmiştir. D100, FT100 ve E20B4 yakıtları için elde edilen CuHR eğrileri sırası ile Şekil 4.64, Şekil 4.65 ve Şekil 4.66'da verilmiştir. İlgili yanma eğrilerinde farklı supap zamanlamaları için belirgin farklılıklar görülmemiştir. Genel olarak devir arttıkça tutuşma gecikmesinin kısaldığı ancak yanmanın bir miktar yavaşladığı tespit edilmiştir.



Şekil 4.64. Supap zamanlamasının açığa çıkan ısı üzerindeki etkisi – D100



Şekil 4.65. Supap zamanlamasının açığa çıkan ısı üzerindeki etkisi – FT100

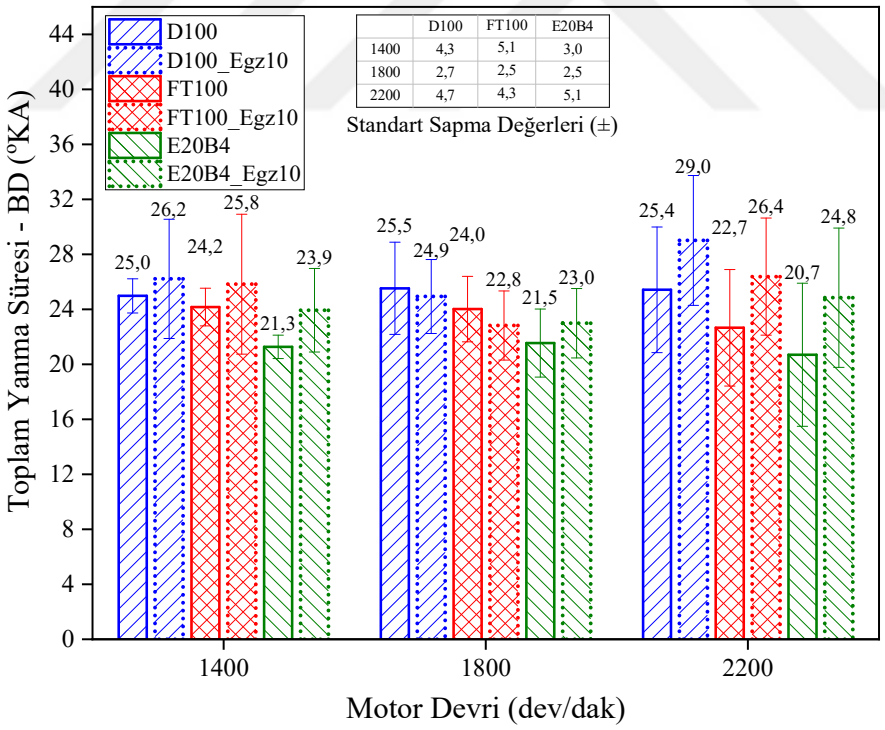


Şekil 4.66. Supap zamanlamasının açığa çıkan ısı üzerindeki etkisi – E20B4

4.3.9. Toplam Yanma Süresi (BD)

Enjeksiyon zamanı, tutuşma gecikmesi ve yanma süresi hesaplanarak yakıtların farklı supap zamanlaması için toplam yanma süreleri de bu tez çalışması kapsamında hesaplanmıştır. Egzoz supap zamanlamasının yanma süresi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Önceki bölümde açığa çıkan ısı irdelenmiş ve yanmanın bir miktar yavaşladığı tespit edilmiştir.

Şekil 4.67'de her bir test yakıtı için hesaplanan yanma süreleri verilmiştir. Yakıtların yanma sürelerinin 10°KA erkene alınan egzoz supap zamanlaması ile genel olarak arttığı tespit edilmiştir. Önceki bölümde de tartışıldığı gibi erkene alınan egzoz supap zamanlamasının etkisi 2200'dev/dak'a net olarak görülmüştür. 2200 dev/dak'da yakıtların yanma sürelerindeki değişim D100 için 3,6°KA, FT100 için 3,7°KA ve E20B4 için ise 4,1°KA olarak tespit edilmiştir. Diğer motor devirlerinde yanma sürelerinin göreceli olarak daha az uzadığı Şekil 4.67'de de gösterilmiştir.



	D100	FT100	E20B4
1400	4,3	5,1	3,0
1800	2,7	2,5	2,5
2200	4,7	4,3	5,1

Şekil 4.67. Supap zamanlamasının toplam yanma süresi üzerindeki etkisi

4.3.10. MBF Analizi

Yanma odasına sevk edilen yakıt kütlesinin oransal olarak ne kadarının yandığının analizi yanmanın özellikleri hakkında bilgi vermektedir. Yanmanın merkezi olarak kabul edilen yakıtın kütlesel olarak %50'sinin yanmayı tamamladığı krank açısı motor performansı için önemli bir parametredir (Oh ve diğ., 2016; Pielecha ve diğ., 2018). Yanma optimize edilirken MBF50'nin ÜÖN'den sonra 5-10° KA'da olması hedeflendiği bilinmektedir. Erkene alınan egzoz supap zamanlaması ile hesaplanan MBF50 değerleri (Tablo 4.9) göstermiştir ki yanmanın kararteristiği değişmemiştir. Önceki bölümlerde yanma eğrisinin sonuna doğru yanmada bir yavaşlama olduğu ancak genel olarak yanma eğrisinde belirgin bir değişim olmadığı tespit edilmişti. Tablo 4.9'da verilen MBF50 sonuçları da bunu desteklemiştir.

Yanmanın tamamlandığının kabul edildiği, yakıt kütlesinin %90'ının yandığı an her iki durum için de hesaplanarak Tablo 4.10'da özetlenmiştir. Yanma süresi ile ilgili bölümde bahsedildiği gibi yanmanın yavaşladığı tespit edilmiştir. MBF90 sonuçlarında da görüldüğü gibi 10°KA erken açılan egzoz supap zamanlaması ile yapılan çalışmada yanmanın daha geç sonlandığı görülmüştür. Motor devri arttıkça bu durum daha belirginleşmiştir. 2200 dev/dak'da E20B4 yakıtı ile yapılan testte en fazla yavaşlama 3,5°KA olarak hesaplanmıştır.

Tablo 4.9. Supap zamanlamasının yanma süresi üzerine etkisi (MBF50)

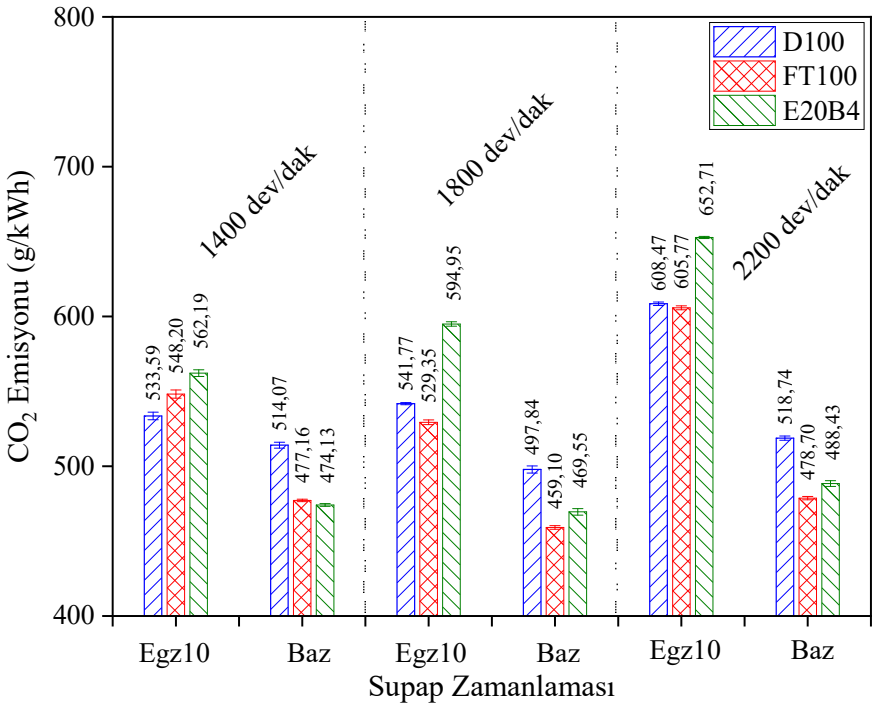
Motor Devri	**10 °KA Erken Egzoz**			**Baz Supap Zamanlaması**		
(dev/dak)	D100	FT100	E20B4	D100	FT100	E20B4
1400	5,9	5,4	5,4	5,7	5,4	4,9
1800	4,2	3,9	3,6	4,3	4,1	3,1
2200	6,2	5,6	5,3	5,4	5,2	3,7

Tablo 4.10. Supap zamanlamasının yanma süresi üzerine etkisi (MBF90)

Motor Devri	**10 °KA Erken Egzoz**			**Baz Supap Zamanlaması**		
(dev/dak)	D100	FT100	E20B4	D100	FT100	E20B4
1400	21,2	19,9	19,0	19,6	18,0	16,2
1800	19,7	16,9	17,8	21,0	18,3	16,7
2200	24,4	21,6	21,7	22,5	19,3	18,2

4.3.11. Karbondioksit (CO_2) Emisyonu

Karbondioksit emisyonu yanma odasında bulunan yakıt miktarı, gerçekleşen yanma reaksiyonunda karışım oluşumu ve taze hava ile ilgilidir. Bu tez çalışmasında yakıt miktarı sabit tutulmuş olup sadece supap zamanlanması değiştirilmiştir. Silindir içi basınç verilerinin irdelendiği bölümde egzoz supabının erken kapandığı çalışma durumunda silindir içinde daha düşük (0,1 bar daha düşük) gaz basıncının tespit edildiği ifade edilmiştir. Testlerde kullanılan tek silindirli araştırma motoru aşırı besleme sistemine sahip olup motordan bağımsız çalışabilen bir kompresör tarafından desteklenmektedir. Test çalışmalarında beslenen havanın basıncı 1400 dev/dak'da 0,25 bar, 1800 dev/dak'da 0,30 bar ve 2200 dev/dak 0,27 bar göreli hava basıncı olarak ayarlanmıştır. Egzoz supap zamanının erkene alındığı durumda gerçekleşen silindir içi gaz basıncının 0,1 bar daha az olması ile silindir içinde daha fazla temiz havanın alınmış olduğu değerlendirilmiştir. Daha taze bir hava ile aynı yakıt miktarında daha yüksek CO_2 emisyonunun olacağı beklenmiştir. Şekil 4.68'de CO_2 emisyonu sonuçları verilmiştir. İfade edildiği gibi, karbondioksit emisyonunun erkene alınan egzoz supap zamanlaması ile yükseldiği görülmüştür.

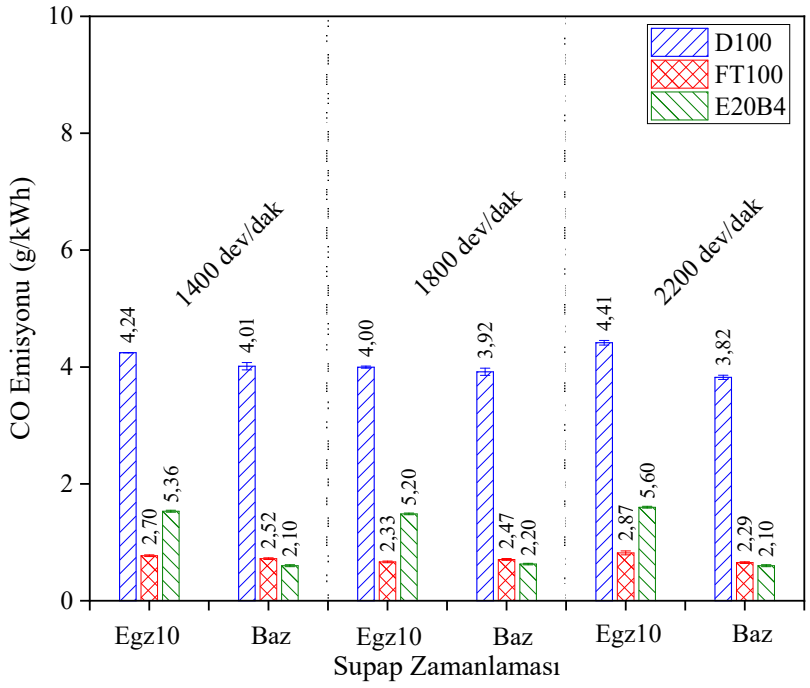


Şekil 4.68. Supap zamanlamasının CO_2 emisyonu üzerindeki etkisi

Baz durum çalışmasından farklı olarak dizel-alkol-2-bütanol karışımı olan E20B4 yakıtı ile yapılan testlerde CO_2 emisyonunun diğer yakıtlara göre daha fazla arttığı tespit edilmiştir. Artan motor devri ile baz supap zamanlamasına kıyas ile daha yüksek oranda emisyon artışı gözlemlenmiştir. Buna göre 2200 dev/dak motor devrinde CO_2 emisyonunda D100 ile yapılan testlerde %17,3; FT100 ile yapılan testlerde %26,6 ve E20B4 ile yapılan testlerde %33,6 artış hesaplanmıştır. Küresel ısınmanın yeryüzü üzerinde yaratmış olduğu tahribatların durdurulmasına yönelik birçok ülkenin mutabık kaldığı Paris İklim Anlaşmasına göre, 2035'e kadar CO_2 emisyonlarını %40 azaltmak hedeflenmektedir (Labeckas ve diğ., 2017). Bu hedefler gözönünde bulundurulduğunda egzoz supap zamanlanmasının erkene alındığı durumda elde edilen sonuçların CO_2 emisyonu açısından fayda sağladığı söylenemez.

4.3.12. Karbonmonoksit (CO) Emisyonu

Zehirleyici bir gaz olan karbonmonoksit, yanma reaksiyonu esnasında yakıtın havadaki oksijen ile yeteri kadar okside edilememesinden kaynaklanmaktadır (Aldhaidhawi ve diğ., 2017; Heywood, 2018). Bir önceki bölümde bahsedildiği gibi yanma odasında daha fazla taze havanın olmasına rağmen egzoz supabının erken açılması dolayısı ile oksidasyon süreci tamamlanamamıştır.

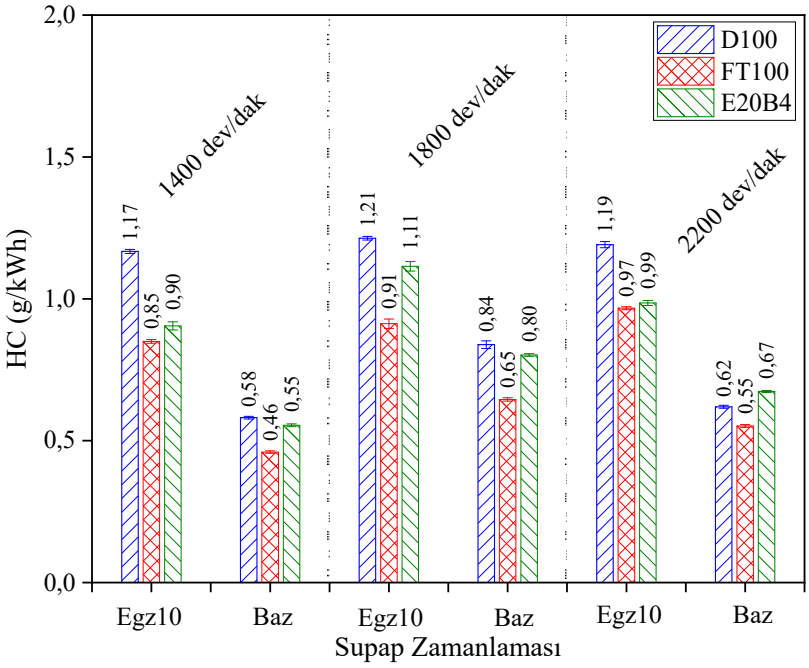


Şekil 4.69. Supap zamanlamasının CO emisyonu üzerindeki etkisi

CO'un oksijen ile reaksiyonu için daha kısa zaman olup CO emisyonunun artmasına neden olmuştur. D100 ile yapılan motor testlerinde baz supap zamanlanmasına göre %15,8'e kadar, FT100 ile yapılan testler %26,1'e kadar ve E20B4 için ise %166,7'e kadar CO emisyonunda artış hesaplanmıştır. E20B4 yakıtı ile yapılan testlerde egzoz supap zamanlaması CO emisyonunda belirgin artış yaratmıştır. E20B4 yakıtı uzun tutuşma gecikmesine sahip olup aynı zamanda CuHR eğrilerinde de gösterildiği gibi (Şekil 4.66) yanma süresi de daha uzundur. Bu durum E20B4 ile elde edilen yüksek CO emisyonunu açıklamaktadır.

4.3.13. Hidrokarbon Emisyonu

Hidrokarbon (HC) emisyonu motor yanma odasında kalan yanmamış yakıt ya da yanma reaksiyonu gerçekleşmemiş hidrojen-karbon bileşikleri ile ilgilidir. Egzoz supabının erken açılması ile yanma odasında bulunan ve henüz yanma reaksiyonunu tamamlayamamış HC bileşiklerinin oluşması muhtemeldir. Diğer taraftan önceki bölümlerde tartışıldığı gibi daha fazla taze havanın silindir içinde olması ile daha fakir karışım oluşumu muhtemeldir. Liu vd (H. Liu ve diğ., 2019)'nin fakir karışım ve kısmi yüklerde yaptığı çalışmada silindir içi düşük gaz sıcaklığına bağlı olarak yüksek HC emisyonu tespit etmişlerdir.



Şekil 4.70. Supap zamanlamasının HC emisyonu üzerindeki etkisi

Önceki bölümlerde silindir içi gaz sıcaklığının azaldığının tespiti yapılmıştır. Bazı araştırmacıların yaptığı tespitle uyumlu olarak (H. Liu ve diğ., 2019; Mohebbi ve diğ., 2018) egzoz zamanlamasının erkene alınması ile düşen silindir içi gaz sıcaklığı daha yüksek HC emisyonuna (Şekil 4.70) neden olduğu görülmüştür. D100 ile 1400 dev/dak ve 2200 dev/dak'da HC emisyonunun 2 katına çıktığı tespit edilmiştir. FT100 ile yapılan testlerde ise en az 1,5 katına ve E20B4 ile yapılan çalışmada ise en az 1,4 katına kadar çıktığı gözlemlenmiştir.

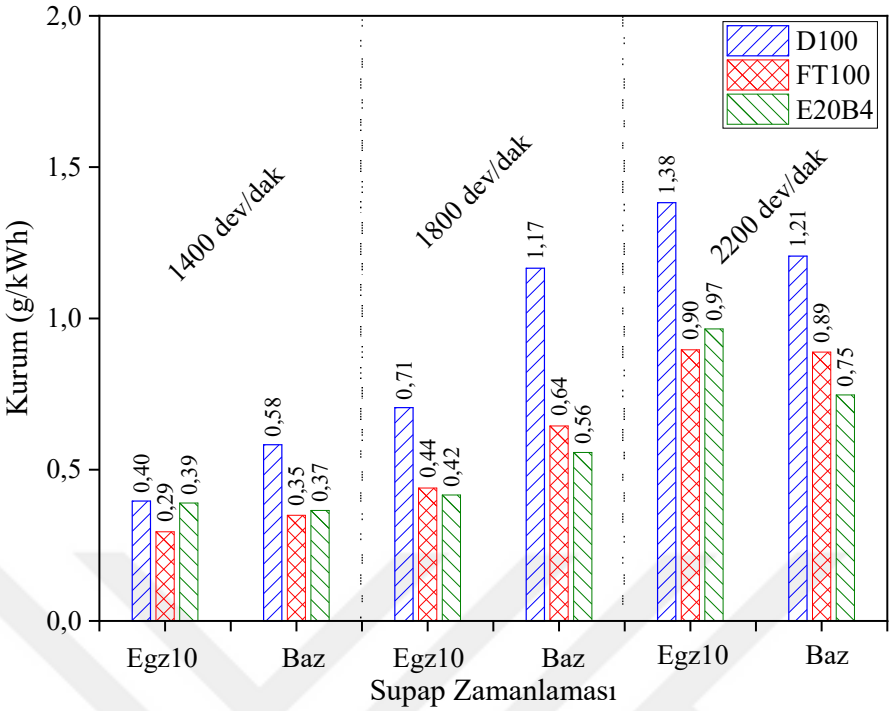
4.3.14. Kurum Emisyonu

Kurum oluşumu oksidasyon ile karışım oluşumuna ve bölgesel alev sıcaklıklarına bağlı olduğu ifade edilmektedir (Raeie ve diğ., 2014). Silindir içi gaz sıcaklıkları incelendiğinde (Şekil 4.59) 1400 dev/dak'da D100 ile yapılan test çalışması haricinde gaz sıcaklığı baz supap zamanlamasına göre daha düşük hesaplanmıştır.

Düşük gaz sıcaklığınına bağlı olarak baz supap zamanlaması duruma göre kurum emisyonunda artış beklemiştir. Şekil 4.71'de karşılaştırması verilen kurum emisyonu sonuçları incelendiğinde silindir içi anlık sıcaklık değişimi ile benzer sonuçlar verdiği görülmüştür. D100 ile 1400 dev/dak'da yapılan çalışmada egzoz supabının 10°KA erken açıldığı durumda silindir içi anlık sıcaklık değişimde artış tespit edilmiş ve bununla tutarlı olarak kurum emisyonunda da düşüş görülmüştür. Diğer taraftan erken açılan egzoz supabının silindir içine daha fazla taze hava alınmasına olanak sağladığı düşünülmektedir. Böylece daha fazla hava ile oluşan karışım oluşumu kurum emisyonunda düşüşe neden olmuştur.

Ancak aynı durum 2200 dev/dak motor devri çalışmasında görülmemiştir. Aksine, kurum emisyonunda artış gözlemlenmiştir. Düşen silindir içi sıcaklıkların bu çalışma durumunda kurum emisyonuna neden olduğu düşünülmektedir.

Patel ve diğ. (Patel ve diğ., 2023) dizel yakıt ile yapmış oldukları çalışmada egzoz supap zamanlanması 20°KA değiştirilmiş ve BSN (Bosch Smoke Number) değerleri karşılaştırılmıştır. Yapılan çalışmada araştırmacılar erken egzoz supap zamanlamasının kurum numarasını arttırdığını tespit etmişlerdir.

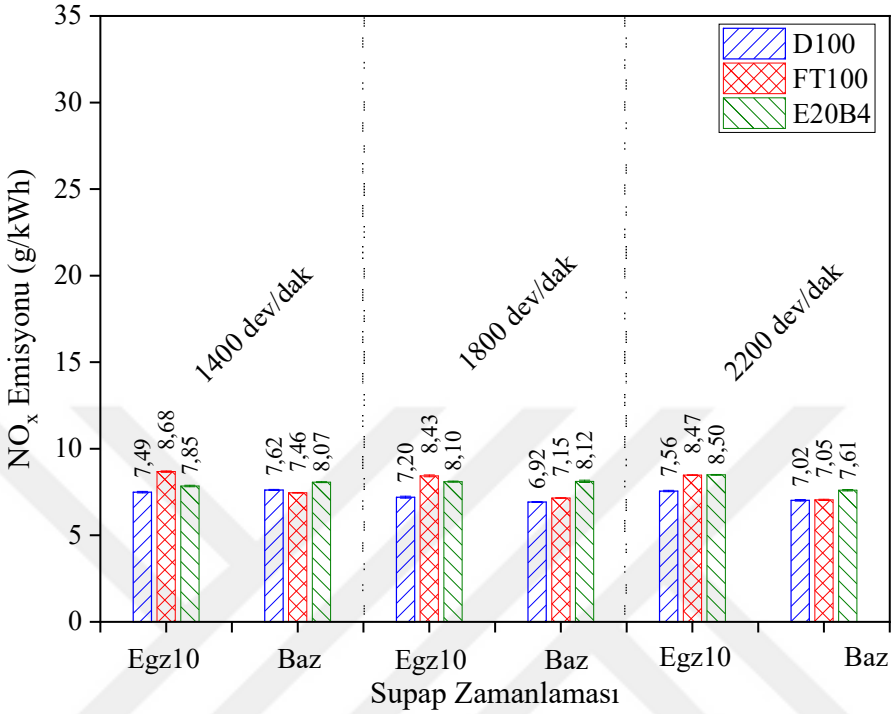


Şekil 4.71. Supap zamanlamasının kurum üzerindeki etkisi

4.3.15. NO_x Emisyonu

NO_x emisyonu silindir içi gaz sıcaklığı ve yakıtların tutuşma gecikmesine bağlı olarak ortaya çıkmaktadır. Tutuşma gecikmesi kısa olan yakıtlarda NO_x emisyonunun yüksek olduğu birçok çalışmada gösterilmiştir (Chukwuezie ve diğ., 2017; Klerk, 2011; Suppes ve diğ., 1999). Supap zamanlamasının değiştirildiği bu tez çalışmasında genel olarak NO_x emisyonunun her yakıt için arttığı gözlemlenmiştir. Yakıtların tutuşma gecikmesi karşılatırması Şekil 4.63'te verilmiştir. Önceki bölümlerde egzoz supap zamanlamasının tutuşma gecikmesini kısalttığı ifade edilmiştir. Bu bağlamda NO_x emisyonunun da artması beklenmiştir. Şekil 4.72'de emisyon ölçümlerden hesaplanan NO_x emisyonu karşılaştırmasına göre az da olsa artış gözlemlenmiştir. D100 ile 1400 dev/dak ve E20B4 ile 2200 dev/dak'da yapılan çalışmalarda sırası ile %1,7 ve %0,3 iyileşme tespit edilmiştir. Bu iyileşmeler haricinde NO_x emisyonunda genel olarak artış görülmüştür. D100 ile yapılan testlerde 1800 dev/dak'da %4,0 ve 2200 dev/dak'ta ise %7,7 NO_x emisyonunda artış hesaplanmıştır. FT100 ile yapılan testlerde 1400, 1800 ve 2200 dev/dak motor testlerinde sırası ile %16,4, %17,9 ve %20,1 artış tespit edilmiştir. E20B4

yakıt karışımı ile yapılan motor testlerinde ise 1400 dev/dak'ta %2,7 ve 2200 dev/dak'ta %11,7 artış hesaplanmıştır.



Şekil 4.72. Supap zamanlamasının NO_x emisyonu üzerindeki etkisi

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu doktora tez çalışmasında petrol kökenli dizel yakıta alternatif olarak kullanılabilecek, ülkemiz kaynaklarından linyit kömürünün Fischer Tropsch sentezi ile elde edilen FT dizel yakıtın motor performans ve emisyonlarına etkileri incelenmiştir. Yine ülkemiz kaynaklarından elde edilen ve oksijen içeriğine sahip etanolün petrol kökenli dizel yakıt ile birlikte kullanılması sonucunda yanma ve motor emisyonları üzerindeki etkisi bu tez çalışması kapsamında irdelenmiştir. Petrol kaynaklı dizel yakıta alternatif olarak sunulan yakıtların etkileri, yakıt enjeksiyon parametreleri (yakıt püskürtme zamanı) ve supap zamanlaması değiştirilerek de incelenmiştir. Supap zamanlanması için motor geometrisi ve kinematiğinin izin verdiği ölçüde egzoz supap açılış zamanı değiştirilerek motor performansında artış sağlanmaya çalışılmıştır. Farklı motor devirlerinde yapılan çalışmalar için motorun en fazla tork ürettiği 1400 dev/dak, motorun en fazla güç ürettiği 1800 dev/dak ve motor üreticisi tarafından beyan edilen motorun en yüksek çalışma devri 2200 dev/dak çalışma devirleri olarak seçilmiştir. Yanma verimi ile çevrimsel farklılıkların azaldığı bit motor yükü bu çalışma için seçilmiştir. Buna göre tam yükün %50'sine tekabül eden pedal pozisyonunun %50 açıklığında motor testleri gerçekleştirilmiştir. Bütün testler boyunca motor yakıt enjeksiyon miktarı haritasına müdahale edilmemiştir. Motorun yanma olmadan dinamometre tarafından döndürülmesi ile elde edilen hava akışı ve motor sürtünme kayıpları kullanılarak motorun 1B termodinamik modeli kurulmuştur. Dizel yakıt ile yapılan testlerden elde edilen verilerle de motor 1B modeli doğrulanmıştır.

Tez çalışmasında aşağıda verilen sonuçlar elde edilmiştir:

- FT dizel ile %4,2'ye varan, E20B4 yakıtı ile %6,2'ye varan motor performansı kaybı tespit edilmiştir. Ancak FT dizel ve E20B4 yakıtları ile yanmanın daha kararlı olduğu görülmüştür.
- Daha kısa tutuşma gecikmesi nedeniyle, FT100 yakıtta silindir gaz basıncının daha erken yükseldiği ve tepe silindir gaz basıncının daha düşük olduğu, E20B4 yakıtı ile tepe basıncı daha yüksek olduğu tespit edilmiştir.
- Silindir içi gaz basıncı değişimi ile ilintili olarak FT100 ile 2,8dB'ye kadar motor gürültüsünde iyileşme olurken E20B4 ile 1,7dB'ye kadar motor gürültüsünde artış

olmuştur. FT100'ün motor gürültüsünün azaltılması için bir fırsat sunduğu değerlendirilmiştir.

- FT100 ile 1,3°KA daha erken yanma başlangıcı görülmüş olup aynı çalışma şartları için FT100 ile daha geç enjeksiyon yapılmasına imkan sağlayabileceği değerlendirilmiştir. Daha geç yapılan yakıt enjeksiyonun NO_x emisyonunu iyileştirdiği bilinmektedir. Bu çalışmanın devamı niteliğinden yapılacak çalışmalarda NO_x emisyonunu iyileştirmek için FT100 ile daha geç yakıt enjeksiyonunun yapılabileceği değerlendirilmiştir.
- Daha erken yanmaya başlayan FT100'ün motor tasarımında daha yüksek motor devirlerine çıkılmasına olanak sağlayacağı düşünülmektedir. Diğer taraftan yanma başlangıcı daha geç olan E20B4'ün ise yanmayı daha kısa sürede tamamlandığı ve bu sayede yine daha yüksek devirli dizel motor tasarımına imkan sağlayabileceği değerlendirilmiştir.
- Hem FT dizel hem de E20B4 yakıt karışımı CO_2 emisyonunu iyileştirmiştir. Her iki yakıt ile de %7,8'e varan iyileşme hesaplanmıştır. CO emisyonu açısından da her iki yakıt ile umut verici sonuçlar alınmıştır. FT100 ile %40'a kadar, E20B4 ile ise %48'e kadar CO emisyonunda iyileşme hesaplanmıştır. Her iki yakıtın doğrudan dizel motorlarda kullanılması CO_2 ve CO emisyonlarını azaltmak için bir alternatif olabileceği değerlendirilmiştir.
- Kurum ve NO_x emisyonlarında aradaki ilişkinin kırılmadığı tespit edilmiştir. Ancak FT100 ile NO_x'ta en fazla %3 artışa karşın kurum emisyonunda en az %26,5 iyileşme elde edilmiştir. E20B4 ile ise NO_x'ta en fazla %17 artışa rağmen kurum emisyonunda %52'ye varan iyileşme tespit edilmiştir. Böylece NO_x emisyonunda görülen artışa karşın kurum emisyonunda daha fazla iyileşme elde edilebilmiştir.

Bu tez çalışmasında kullanılan yakıtların yanma ve emisyon üzerindeki etkiler haricinde yakıt enjeksiyon zamanının etkileri de incelenmiş ve aşağıda verilen sonuçlar çıkartılmıştır:

- Motor performansı açısından optimum yakıt enjeksiyon zamanının baz durum olduğu tespit edilmekle birlikte avansa alınan yakıt enjeksiyonu motor performansında düşüşe neden olmasına rağmen, motor performansı açısından en kötü sonuçlar rötara alınan yakıt enjeksiyonu ile elde edilmiştir.

- Avansa alınan yakıt enjeksiyonu ile 20 bar'a kadar tepe basınçta artış görülmüştür. Motor tasarımı açısından tepe basıncında %10'dan fazla artış uygun görülmemektedir. Rötara alınan enjeksiyon ile tepe basınç 20 bar kadar azalmıştır.
- Silindir içi gaz basıncı değişimi ile ilintili olarak rötara alınan enjeksiyon zamanı ile motor gürültüsünde 4,7dB'e kadar azalma görülmüştür.
- Avansa alınan enjeksiyon zamanı her üç yakıt için de toplam yanma süresini kısaltmıştır.
- Avansa alınan enjeksiyon ile CO_2 emisyonu artarken CO emisyonu düşmüştür. Enjeksiyon zamanının avansa alınması ile hava-yakıt karışımı için daha fazla zaman sağlanarak karbonun daha fazla oksitlenmesi sağlanmıştır. CO emisyonunda %41'e varan iyileşme tespit edilmiştir. Aynı şartlarda CO_2 emisyonu %11,7 artış göstermiştir.
- Rötara alınan enjeksiyon zamanı ile HC emisyonunda ciddi artış tespit edilmiştir. Özellikle E20B4 için %93,8 artış hesaplanmıştır. Avansa alındığı durumda ise HC emisyonunda iyileşme görülmüştür.
- Kurum ve NO_x emisyon ilişkisi avansa alınan enjeksiyonda yine değişmemiştir. Avans çalışmasında kurum azalmış; ancak, NO_x emisyonu %240'e kadar artış göstermiştir. Rötara alınan enjeksiyon zamanında ise kurum ve NO_x emisyonu baz duruma göre azalmıştır. Bu çalışma şartının kurum ve NO_x emisyonlarının sürekli sıkılaştırıldığı emisyon regülasyonlarına uyum için bir fırsat olduğu değerlendirilmiştir.

Bu doktora tez çalışmasında egzoz supap zamanlanmasının motor performans ve emisyonlarına etkisi irdelenmiş ve aşağıda verilen sonuçlar çıkartılmıştır:

- Egzoz supap zamanlanması için 1B motor modeli ile yapılan çalışmalarda motor performans hedefi ile egzoz supabının 10°KA erken açılması ile en iyi sonuç verdiği tespit edilmiştir. Belirlenen bu değerden daha erken açılması durumunda elde edilen IMEP'te düşüş görülmüştür. Benzer şekilde daha geç açılan egzoz zamanı ile yine IMEP'te düşüş tespit edilmiştir.
- Motor devrine ve yakıt türüne bağlı olarak IMEP'teki iyileşme farklılaşmıştır. D100 için %3,4, FT100 için %3,0 ve E20B4 için ise %5,9 IMEP'te artış hesaplanmıştır.
- Egzoz emisyonları egzoz supap zamanının öne alınmasından genel olarak olumsuz etkilenmiştir.

Tez çalışması sonucunda elde edilen verilerin farklı yanma karakteristiklerine sahip yakıtlardan motor performans, yanma ve emisyon açısından en fazla faydanın sağlanması adına uygun yakıt püskürtme zamanı ve supap zamanlanmasının belirlenmesi için yol gösterici olacağı değerlendirilmiştir. Tez çalışmasında kullanılan tek silindirli araştırma motorunun 1B termodinamik modeli AVL BOOST^{TM} yazılımı kullanılarak oluşturulmuş ve yapılan deneysel çalışmalar ile doğrulanmıştır. Modellenmiş olan test motoru ile farklı yakıtlar, motor devirleri, enjeksiyon zamanları, emme havası basıncı, supap zamanları gibi değişen motor parametreleri ile yapılacak olan çalışmalarda optimum çalışma parametrelerinin belirlenmesi için kullanılabilecektir. Böylece motor üzerinde yapılacak olan test sayısının azaltımasına imkan sağlayacaktır. Tez çalışmasında petrol kökenli dizel yakıta alternatif olabilecek yerli linyit kömürünün FT sentezi ile üretilmiş dizel yakıt ve dizel-etanol-2-bütanol yakıt karışımının sıkıştırmalı ateşlemeli bir motorda doğrudan kullanılabileceği ve uygun çalışma şartlarında egzoz emisyonları açısından fayda sağlayabileceği gösterilmiştir.

Farklı yakıtlar ile NO_x, HC, CO, CO_2 ve kurum emisyonları üzerine bu tez kapsamında çalışma yapılmış olup kükürt dioksit, formaldehit, asetaldehit, tolüen, etan ve hidrojen siyanür gibi diğer egzoz emisyonları üzerine etkileri incelenmemiştir. Bu tez çalışmasının devamı niteliğinde olabilecek çalışmalarda bu emisyonların da incelenmesinin faydalı olacağı değerlendirilmektedir. Yerli linyit kömürünün FT sentezi ile elde edilen sıvı yakıtın özellikleri incelendiğinde FT yakıtlarda nadir görülen aromatik içeriğin ve kükürtün olması, kaynak olarak kullanılan linyitin kalitesi ve sentezde kullanılan katalizör özellikleri ile ilgilidir. Üretiminde farklı kaynaklar ve katalizörler kullanılan FT dizel yakıtlar ile de çalışmalar yapılması bu çalışmanın kapsamının genişletilmesine fayda sağlayacaktır. Diğer taraftan bu yakıtların otomobil motorları üzerindeki etkisinin uzun vadede incelenmesi faydalı olacaktır. Bu kapsamda bu yakıtlar ile motor dayanım testlerinin yapılması önem arz etmektedir.

KAYNAKLAR

Abu-Jrai, A., Tsolakis, A., Theinnoi, K., Cracknell, R., Megaritis, A., Wyszynski, M. L., & Golunski, S. E. (2006). Effect of gas-to-liquid diesel fuels on combustion characteristics, engine emissions, and exhaust gas fuel reforming. Comparative study. *Energy and Fuels*, *20*(6), 2377–2384. doi: 10.1021/ef060332a

Adigüzel, A. O. (2013). Biyoetanolün Genel Özellikleri ve Üretimi İçin Gerekli Hammadde Kaynakları. *BEÜ Fen Bilimleri Dergisi*, *2*(2), 204–220.

Agarwal, A. K. (2007). Biofuels (alcohols and biodiesel) applications as fuels for internal combustion engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, *33*(3), 233–271. doi: 10.1016/j.pecs.2006.08.003

Ahmed, S. A., Zhou, S., Zhu, Y., Feng, Y., Malik, A., & Ahmad, N. (2019). Influence of injection timing on performance and exhaust emission of CI engine fuelled with butanol-diesel using a 1D GT-power model. *Processes*, *7*(5). doi: 10.3390/pr7050299

Aldhaidhawi, M., Chiriac, R., & Badescu, V. (2017). Ignition delay, combustion and emission characteristics of Diesel engine fueled with rapeseed biodiesel – A literature review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *73*(Kasım 2015), 178–186. doi: 10.1016/j.rser.2017.01.129

Alleman, T. L., & Mccormick, R. L. (2003). Fischer-Tropsch Diesel Fuels – Properties and Exhaust Emissions : A Literature Review. *SAE Technical Papers*, (2003-01–0763).

Alqahtani, A., Shokrollahi, F., & Wyszynski, M. L. (2015). Thermodynamic simulation comparison of AVL BOOST and Ricardo WAVE for HCCI and SI engines optimisation. *Combustion Engines*, *161*(2), 68–72. doi: 10.19206/ce-116893

Assanis, D. N., Filipi, Z. S., Fiveland, S. B., & Syrimis, M. (2003). A predictive ignition delay correlation under steady-state and transient operation of a direct injection diesel engine. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, *125*(2), 450–457. doi: 10.1115/1.1563238

Atkinson, C. M., Thompson, G. J., Traver, M. L., & Clark, N. N. (1999). In-cylinder combustion pressure characteristics of Fischer-Tropsch and conventional diesel fuels in a heavy duty CI engine. *SAE Technical Papers*, (724). doi: 10.4271/1999-01-1472

Balat, M., Balat, H., & Öz, C. (2008). Progress in bioethanol processing. *Progress in Energy and Combustion Science*, *34*(5), 551–573. doi: 10.1016/j.pecs.2007.11.001

Bao, L., Fu, W., Li, F., Liu, Y., Bi, H., Jiang, C., & Lin, Q. (2020). Experiments on macroscopic spray characteristics of diesel-ethanol with dispersed cerium nanoparticles. *Journal of the Energy Institute*, *93*(6). doi: 10.1016/j.joei.2020.06.001

Basu, P. (2018). Production of synthetic fuels and chemicals from biomass. Içinde *Biomass Gasification, Pyrolysis and Torrefaction: Practical Design and Theory*. doi: 10.1016/B978-0-12-812992-0.00012-1

Beatrice, C., Napolitano, P., & Guido, C. (2014). Injection parameter optimization by DoE of a light-duty diesel engine fed by Bio-ethanol/RME/diesel blend. *Applied Energy*, *113*, 373–384. doi: 10.1016/j.apenergy.2013.07.058

Beatrice, C., Rispoli, N., Di Blasio, G., Patrianakos, G., Kostoglou, M., Konstandopoulos, A., … Palacin, R. (2013). Emission reduction technologies for the future low emission rail diesel engines: EGR vs SCR. *SAE Technical Papers*, *6*. doi: 10.4271/2013-24-0087

Benajes, J., Pastor, J. V., García, A., & Boronat, V. (2016). A RCCI operational limits assessment in a medium duty compression ignition engine using an adapted compression ratio. *Energy Conversion and Management*, *126*. doi: 10.1016/j.enconman.2016.08.023

Bermúdez Vicente, V., Lujan, J. M., Pla, B., & Linares, W. G. (2011). Comparative study of regulated and unregulated gaseous emissions during NEDC in a light-duty diesel engine fuelled with Fischer Tropsch and biodiesel fuels. *Biomass and Bioenergy*, *35*(2). doi: 10.1016/j.biombioe.2010.10.034

Bharadwaj, S. S., & Schmidt, L. D. (1995). Catalytic partial oxidation of natural gas to syngas. *Fuel Processing Technology*, *42*(2–3). doi: 10.1016/0378-3820(94)00098-E

Bhat, C. S., Meckl, P. H., Bolton, J. S., & Abraham, J. (2011). Influence of fuel injection parameters on combustion-induced noise in a small diesel engine. *International Journal of Engine Research*, *13*(2), 130–146. doi: 10.1177/1468087411428040

Borman, G., & Nishiwaki, K. (1987). Internal-Combustion Engine Heat Transfer. *Progress in Energy and Combustion Science*, *13*, 1–46. doi: 10.1016/0360-1285(87)90005-0

Boundy, B., Diegel, S. W., Wright, L., & Davis, S. C. (2011). *Biomass Energy Data Book* (4. baskı). U.S. Deparment of Energy.

Broch, J. T. (1990). Principles of Experimental Frequency Analysis. Içinde *Principles of Experimental Frequency Analysis*. doi: 10.1007/978-94-009-0785-0

Brunt, M. F. J., Rai, H., & Emtage, A. L. (1998). The calculation of heat release energy from engine cylinder pressure data. *SAE Technical Papers*, (724). doi: 10.4271/981052

Cai, P., Zhang, C., Jing, Z., Peng, Y., Jing, J., & Sun, H. (2021). Effects of Fischer-Tropsch diesel blending in petrochemical diesel on combustion and emissions of a common-rail diesel engine. *Fuel*, *305*. doi: 10.1016/j.fuel.2021.121587

Can, Ö., Öztürk, E., & Yücesu, H. S. (2017). Combustion and exhaust emissions of canola biodiesel blends in a single cylinder DI diesel engine. *Renewable Energy*, *109*, 73–82. doi: 10.1016/j.renene.2017.03.017

Çelebi, Y., & Aydın, H. (2019). An overview on the light alcohol fuels in diesel engines. *Fuel*, *236*(June 2018), 890–911. doi: 10.1016/j.fuel.2018.08.138

Çengel, Y. A. (2004). *Thermodynamics: An Engineering Approach*. McGraw-Hill.

Christophers, B. (2022). Fossilised Capital: Price and Profit in the Energy Transition. *New Political Economy*, *27*(1). doi: 10.1080/13563467.2021.1926957

Chukwuezie, O. C., Polytechnic, I. S., Nwakuba, N. R., Asoegwu, S., & Nwaigwe, K. N. (2017). Cetane Number Effect on Engine Performance and Gas Emission : A Review. *American Journal of Engineering Research (AJER)*, *6*(1), 56–67.

Dağdelen, D. (2015). *Küresel Biyoyakıt Politikalarının AB ve Türküye Açısından Değerlendirilmesi AB Uzmanlık Tezi*. T.C Gıda, Tarım ve Hayvancılık Bakanlığı.

de Klerk, A. (2011). Fischer-Tropsch Refining. Içinde *Fischer-Tropsch Refining*. doi: 10.1002/9783527635603

Doustdar, O., Wyszynski, M. L., Mahmoudi, H., & Tsolakis, A. (2016). Enhancing the properties of Fischer-Tropsch fuel produced from syngas over Co/SiO2 catalyst: Lubricity and Calorific Value. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, *148*(1). doi: 10.1088/1757-899X/148/1/012092

Fayyazbakhsh, A., & Pirouzfar, V. (2017). Comprehensive overview on diesel additives to reduce emissions, enhance fuel properties and improve engine performance. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *74*, 891–901. doi: 10.1016/j.rser.2017.03.046

Ferziger, J. H., Peric, M., & Leonard, A. (1997). Computational Methods for Fluid Dynamics. Içinde *Springer* (3. baskı, C. 50). doi: 10.1063/1.881751

García, A., Monsalve-Serrano, J., Villalta, D., Lago Sari, R., Gordillo Zavaleta, V., & Gaillard, P. (2019). Potential of e-Fischer Tropsch diesel and oxymethyl-ether (OMEx) as fuels for the dual-mode dual-fuel concept. *Applied Energy*, *253*. doi: 10.1016/j.apenergy.2019.113622

Geng, L., Xiao, Y., Li, S., Chen, H., & Chen, X. (2021). Effects of injection timing and rail pressure on particulate size-number distribution of a common rail DI engine fueled with fischer-tropsch diesel synthesized from coal. *Journal of the Energy Institute*, *95*. doi: 10.1016/j.joei.2020.08.008

Geng, L., Zhao, Y., Shan, S., Kang, B., Gao, N., & Chen, H. (2023). Study on spray and combustion characteristics of Fischer-Tropsch diesel/biodiesel blends in a constant volume chamber. *Journal of the Energy Institute*, *111*. doi: 10.1016/j.joei.2023.101422

Gerdes, K. R., & Suppes, G. J. (2001). Miscibility of ethanol in diesel fuels. *Industrial and Engineering Chemistry Research*, *40*(3), 949–956. doi: 10.1021/ie000566w

Ghobadian, B., Rahimi, H., Nikbakht, A. M., Najafi, G., & Yusaf, T. F. (2009). Diesel engine performance and exhaust emission analysis using waste cooking biodiesel fuel with an artificial neural network. *Renewable Energy*, *34*(4), 976–982. doi: 10.1016/j.renene.2008.08.008

Ghojel, J. I. (2010). Review of the development and applications of the Wiebe function: A tribute to the contribution of Ivan Wiebe to engine research. *International Journal of Engine Research*, *11*(4), 297–312. doi: 10.1243/14680874JER06510

Gill, S. S., Tsolakis, A., Dearn, K. D., & Rodríguez-Fernández, J. (2011). Combustion characteristics and emissions of Fischer-Tropsch diesel fuels in IC engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, *37*(4), 503–523. doi: 10.1016/j.pecs.2010.09.001

Gizlenci, Şahin; Acar, M. (2008). *Enerji Bitkileri Tarımı ve Biyoyakıtlar*. Tarım ve Köyişleri Bakanlığı.

Gouveia, L., & Oliveira, A. C. (2009). Microalgae as a raw material for biofuels production. *Journal of Industrial Microbiology & Biotechnology*, *36*(2), 269–274. doi: 10.1007/s10295-008-0495-6

Graboski,Michael S. ; McCormick, R. L. (1998). Combustion of Fat and Vegetable Oil Derived Fuels in Diesel Engines. *Science*, *24*(97), 125–164.

Guido, C., Beatrice, C., Di Iorio, S., Fraioli, V., Di Blasio, G., Vassallo, A., & Ciaravino, C. (2010). Alternative diesel fuels effects on combustion and emissions of an euro5 automotive diesel engine. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, *3*(1), 107–132. doi: 10.4271/2010-01-0472

Gürbüz, H., & Sandalci, T. (2021). Modeling of post-injection strategies of ethanol and experimental analysis of the use of ethanol in the form of dual fuel and emulsion in diesel engine. *Thermal Science*, *81*(00), 73–73. doi: 10.2298/TSCI191223073G

He, B. Q., Shuai, S. J., Wang, J. X., & He, H. (2003). The effect of ethanol blended diesel fuels on emissions from a diesel engine. *Atmospheric Environment*, *37*(35), 4965–4971. doi: 10.1016/j.atmosenv.2003.08.029

Heywood, J. B. (2018). Internal Combustion Engine Fundamentals. *McGraw-Hill Education* (2. baskı).

Hohenberg, G. F. (1979). Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations. *SAE Transactions*, *88*, 2788–2806. doi: https://doi.org/10.4271/790825

Hou, X., Wang, Y., Dai, L., Yang, Y., Du, J., Wang, Y., & Wan, H. (2023). Study on the corrosion and wear behaviors of cylinder liner in marine diesel engine burning low sulfur fuel oil. *Engineering Failure Analysis*, *147*(February), 107151. doi: 10.1016/j.engfailanal.2023.107151

Huang, J., Wang, Y., Li, S., Roskilly, A. P., Yu, H., & Li, H. (2009). Experimental investigation on the performance and emissions of a diesel engine fuelled with ethanol-diesel blends. *Applied Thermal Engineering*, *29*(11–12). doi: 10.1016/j.applthermaleng.2008.12.016

Hulwan, D. B., Joshi, S. V., & Aghav, Y. V. (2013). Study on emission reduction potential of Diesel-Ethanol-Biodiesel blends of high ethanol fraction. *SAE Technical Papers*, *5*. doi: 10.4271/2013-26-0010

Iliev, S. (2014). Simulation on Single Cylinder Diesel Engine and Estimation of Engine Performance Using Avl Boost Software. *Scientific Proceedings XXII International Scientific-Technical Conference*, *1*, 45–47.

Ishii, K., Sasaki, T., Urata, Y., Yoshida, K., & Ohno, T. (1997). Investigation of Cyclic Variation of IMEP Under Lean Burn Operation in Spark-Ignition Engine. *SAE Transactions*, *106*, 816–825.

Jamrozik, A., Tutak, W., Pyrc, M., & Sobiepanski, M. (2017). Effect of diesel-biodiesel-ethanol blend on combustion, performance, and emissions characteristics on a direct injection Diesel engine. *Thermal Science*, *21*(December 2016), 591–604. doi: 10.2298/TSCI160913275J

Jayakumar, C., Zheng, Z., Joshi, U., Bryzik, W., Henein, N., & Sattler, E. (2012). Effect of intake pressure and temperature on the auto-ignition of fuels with different cetane number and volatility. *SAE Technical Papers*, (3). doi: 10.4271/2012-01-1317

Jian-guang, Y., Wu-gao, Z., & Zhen, H. (2004). Effect of cetane number improver on heat release rate and emissions of high speed diesel engine fueled with ethanol – diesel blend fuel. *Fuel*, *83*, 2013–2020. doi: 10.1016/j.fuel.2004.05.003

Jin, C., Geng, Z., Liu, X., Ampah, J. D., Ji, J., Wang, G., … Liu, H. (2021). Effects of water content on the solubility between Isopropanol-Butanol-Ethanol (IBE) and diesel fuel under various ambient temperatures. *Fuel*, *286*. doi: 10.1016/j.fuel.2020.119492

Jones, M. P., Krexner, T., & Bismarck, A. (2022). Repurposing Fischer-Tropsch and natural gas as bridging technologies for the energy revolution. *Energy Conversion and Management*, C. 267. doi: 10.1016/j.enconman.2022.115882

Joshi, U., Zheng, Z., Shrestha, A., Henein, N., & Sattler, E. (2015). An investigation on sensitivity of ignition delay and activation energy in diesel combustion. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, *137*(9), 1–8. doi: 10.1115/1.4029777

Jurchiş, B. M., Burnete, N., Burnete, N. V., & Iclodean, C. D. (2018). Particulate matter emission characteristics for a compression ignition engine fueled with a blend of biodiesel and diesel. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, *444*(7). doi: 10.1088/1757-899X/444/7/072012

Karaosmanoğlu, F. (1990). *Alkollü Benzinlerin Alternatif Motor Yakıtı Olarak Değerlendirilmesi*. İstanbul Teknik Üniversitesi.

Kaya, T., Kutlar, O. A., & Taskiran, O. O. (2021). Evaluation of the partially premixed compression ignition combustion with diesel and biodiesel blended diesel at part load condition. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, *24*(2), 458–468. doi: 10.1016/j.jestch.2020.07.011

Kaya, T., Kutlar, O. A., & Taşkıran, Ö. O. (2020). Kanoladan elde edilen biyodizelin performansa, emisyonlara ve yanma karakteristiğine etkilerinin NEDC ve sabit seyir hızlarında incelenmesi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, *35*(3), 1437–1454. doi: 10.17341/gazimmfd.443102

Khodakov, A. Y., Chu, W., & Fongarland, P. (2007). Advances in the development of novel cobalt Fischer-Tropsch catalysts for synthesis of long-chain hydrocarbons and clean fuels. *Chemical Reviews*, C. 107. doi: 10.1021/cr050972v

Klerk, A. De. (2008). *Fischer-Tropsch Refining*. University of Pretoria.

Klerk, A. De. (2011). *Fischer–Tropsch Refining*. Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA.

Knottenbelt, C. (2002). Mossgas " gas-to-liquid " diesel fuels—an environmentally friendly option. *Catalysis Today*, *71*.

Koçtürk, D., & Avcioğlu, A. O. (2012). Benzin Motorlarında Biyoetanol Kullanımının Çevresel Etkilerinin Belirlenmesi. *Ankara Üniversitesi Çevrebilimleri Dergisi*, *4*(2), 65–74.

Krieger, R. ., & Borman, G. . (1966). The Computation of Apparent Heat Release for Internal Combustion Engines. *ASME*.

Labeckas, G., Slavinskas, S., & Kanapkienė, I. (2017). The individual effects of cetane number, oxygen content or fuel properties on performance efficiency, exhaust smoke and emissions of a turbocharged CRDI diesel engine – Part 2. *Energy Conversion and Management*, *149*, 442–466. doi: 10.1016/j.enconman.2017.07.017

Lal, R. (2004). Soil carbon sequestration impacts on global climate change and food security. *Science (New York, N.Y.)*, *304*(5677), 1623–1627. doi: 10.1126/science.1097396

Lapuerta, M., Armas, O., & García-Contreras, R. (2007). Stability of diesel-bioethanol blends for use in diesel engines. *Fuel*, *86*(10–11), 1351–1357. doi: 10.1016/j.fuel.2006.11.042

Larsson, M., & Denbratt, I. (2007). Combustion of fischer-tropsch, RME and conventional fuels in a heavy-duty diesel engine. *SAE Technical Papers*, (724). doi: 10.4271/2007-01-4009

Li, G., Zhang, C., & Li, Y. (2016). Effects of diesel injection parameters on the rapid combustion and emissions of an HD common-rail diesel engine fueled with diesel-methanol dual-fuel. *Applied Thermal Engineering*, *108*, 1214–1225. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.08.029

Liang, X., Yang, G., Dai, P., Lin, X., Zhang, X., & Li, L. (2024). Experimental investigation on the relationship between in-cylinder pressure rise rate and combustion noise of the diesel engine. *Applied Acoustics*, *223*, 110084. doi: 10.1016/j.apacoust.2024.110084

Liang, Z., Yu, Z., Liu, H., Chen, L., & Huang, X. (2022). Combustion and emission characteristics of a compression ignition engine burning a wide range of conventional hydrocarbon and alternative fuels. *Energy*, *250*. doi: 10.1016/j.energy.2022.123717

Likos, B., Callahan, T. J., & Moses, C. A. (1982). Performance and Emissions of Ethanol and Ethanol-Diesel Blends in Direct Injected and PreChamber Diesel Engines. *SAE Transactions*, *91*, 3252–3265.

Liu, H., Wang, X., Wu, Y., Zhang, X., Jin, C., & Zheng, Z. (2019). Effect of diesel/PODE/ethanol blends on combustion and emissions of a heavy duty diesel engine. *Fuel*, *257*(August), 116064. doi: 10.1016/j.fuel.2019.116064

Liu, Z., Shi, S., & Li, Y. (2010). Coal liquefaction technologies-Development in China and challenges in chemical reaction engineering. *Chemical Engineering Science*, *65*(1). doi: 10.1016/j.ces.2009.05.014

Malik, A., Schramm, J., Nielsen, C., & Lovas, T. (2013). Development of surrogate for fischer-tropsch biofuel and reduced mechanism for combustion in diesel engine. *SAE Technical Papers*, *11*. doi: 10.4271/2013-01-2599

McCormick, T. L. A. and R. L. (2016). Biodiesel Handling and Use Guide. *U.S. Department of Energy* (5. baskı).

McMillian, M. H., & Gautam, M. (1998). Consideration for Fischer-Tropsch Derived Liquid Fuels as a Fuel Injection Emission Control Parameter. *SAE Technical Papers*, (982489). doi: 10.4271/982489

McMillian, M. H., & Gautam, M. (2001). Combustion and emission characteristics of Fischer-Tropsch and standard diesel fuel in a single-cylinder diesel engine. *SAE Technical Papers*, (724). doi: 10.4271/2001-01-3517

Mo, L. F., Torregrosa, A. J., Broatch, A., & Pla, B. (2013). Impact of Fischer e Tropsch and biodiesel fuels on trade-offs between pollutant emissions and combustion noise in diesel engines. *Biomass and Bioenergy*, *2*. doi: 10.1016/j.biombioe.2013.03.004

Mohammadi, A., Ishiyama, T., Kakuta, T., & Kee, S. S. (2005). Fuel injection strategy for clean diesel engine using ethanol blended diesel fuel. *SAE Technical Papers*, (724). doi: 10.4271/2005-01-1725

Mohebbi, M., Reyhanian, M., Hosseini, V., Muhamad Said, M. F., & Aziz, A. A. (2018). Performance and emissions of a reactivity controlled light-duty diesel engine fueled with n-butanol-diesel and gasoline. *Applied Thermal Engineering*, *134*(Ekim 2017), 214–228. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.02.003

Murcak, A., Haşimoğlu, C., Çevik, I., & Kahraman, H. (2015). Effect of injection timing to performance of a diesel engine fuelled with different diesel-ethanol mixtures. *Fuel*, *153*, 569–577. doi: 10.1016/j.fuel.2015.03.028

Nabi, M. N., Rasul, M., & Gudimetla, P. (2019). Modelling and simulation of performance and combustion characteristics of diesel engine. *Energy Procedia*, *160*(2018), 662–669. doi: 10.1016/j.egypro.2019.02.219

Nagy, E. (2011). Properties of diesel-alcohol blends. *Hungarian Journal of Industrial Chemistry*, *39*(3), 349–352.

Necati Özsezen, A. (2022). Influence of pilot fuel injection and boost air pressure on combustion characteristics in a diesel engine fueled with Ethanol-Butan-2-ol-Fossil diesel blends. *Fuel*, *314*(January). doi: 10.1016/j.fuel.2021.123081

Nerkar, A. (2012). Optimization and Validation for Injector Nozzle Hole Diameter of a Single Cylinder Diesel Engine using GT-Power Simulation Tool. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, *5*(3), 1372–1381. doi: 10.4271/2012-01-2306

Oh, S., Min, K., Kim, Y., Lee, K., & Sunwoo, M. (2016). Influence of MFB50 control on emission dispersions according to engine parameter changes for passenger diesel engines. *Applied Thermal Engineering*, *101*, 1–18. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.01.111

Ostadi, M., Dalane, K., Rytter, E., & Hillestad, M. (2015). Conceptual design of an autonomous once-through gas-to-liquid process - Comparison between fixed bed and microchannel reactors. *Fuel Processing Technology*, *139*. doi: 10.1016/j.fuproc.2015.07.022

Özkan, M. O., Çiftçi, S. E., Öztürk Akbaş, A., & Postalcıoğlu Bozcan, F. E. (2015). *Çalışma Yaşamında Gürültü ile Mücadele Rehberi*. 34.

Özsezen, A. N. (2023). Effects of E-diesel on the combustion characteristics of a diesel engine operating at different boost pressures. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, *45*(10), 1–15. doi: 10.1007/s40430-023-04401-9

Ozsezen, A., Turkcan, A., Sayin, C., & Canakci, M. (2011). Comparison of performance and combustion parameters in a heavy-duty diesel engine fueled with iso-butanol/diesel fuel blends. *Energy Exploration and Exploitation*, *29*(5), 525–541. doi: 10.1260/0144-5987.29.5.525

Park, S. H., & Lee, C. S. (2013). Combustion performance and emission reduction characteristics of automotive DME engine system. *Progress in Energy and Combustion Science*, *39*(1), 147–168. doi: 10.1016/j.pecs.2012.10.002

Park, S. H., Youn, I. M., & Lee, C. S. (2011). Influence of ethanol blends on the combustion performance and exhaust emission characteristics of a four-cylinder diesel engine at various engine loads and injection timings. *Fuel*, *90*(2), 748–755. doi: 10.1016/j.fuel.2010.08.029

Patel, S., Torgal, S., Purohit, T., Kumar, R., Singh, D. V., & Kanchan, S. (2023). Impact of variable exhaust valve timing on diesel engine characteristics fueled with waste cooking oil biofuel blends : A numerical analysis. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*. doi: 10.1177/09544089231190221

Pei, Y., Qin, J., Dai, Y., & Wang, K. (2017). Investigation on the spray development, the combustion characteristics and the emissions of Fischer-Tropsch fuel and diesel fuel from direct coal liquefaction. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, *231*(13), 1829–1837. doi: 10.1177/0954407016687861

Pielecha, I., Wisłocki, K., Cieślik, W., Bueschke, W., Skowron, M., & Fiedkiewicz, Ł. (2018). Application of IMEP and MFB50 indexes for controlling combustion in dual-fuel reciprocating engine. *Applied Thermal Engineering*, *132*, 188–195. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.12.089

Ponti, F., Ravaglioli, V., Moro, D., & Serra, G. (2010). Combustion control using a model-based MFB50 estimation methodology. *IFAC Proceedings Volumes (IFAC-PapersOnline)*, *43*(7), 282–287. doi: 10.3182/20100712-3-DE-2013.00122

Raeie, N., Emami, S., & Karimi Sadaghiyani, O. (2014). Effects of injection timing, before and after top dead center on the propulsion and power in a diesel engine. *Propulsion and Power Research*, *3*(2), 59–67. doi: 10.1016/j.jppr.2014.06.001

Rahman, S. M. A., Masjuki, H. H., Kalam, M. A., Sanjid, A., & Abedin, M. J. (2014). Assessment of emission and performance of compression ignition engine with varying injection timing. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *35*, 221–230. doi: 10.1016/j.rser.2014.03.049

Reitz, R. D. (2013). Directions in internal combustion engine research. *Combustion and Flame*, *160*(1). doi: 10.1016/j.combustflame.2012.11.002

Ribeiro, N., Pinto, A. C., Quintella, C. M., da Rocha, G. O., Teixeira, L. S. G., Guarieiro, L. L. N., … de Andrade, J. B. (2007). The role of additives for diesel and diesel blended (ethanol or biodiesel) fuels: A review. *Energy and Fuels*, *21*(4), 2433–2445. doi: 10.1021/ef070060r

Roberts, L., Magee, M., Shaver, G., Garg, A., Mccarthy, J., Koeberlein, E., … Nielsen, D. (2015). Modeling the impact of early exhaust valve opening on exhaust aftertreatment thermal management and efficiency for compression ignition engines. *International Journal of Energy Research*, *16*(6), 773–794. doi: 10.1177/1468087414551616

Rossomando, B., Arsie, I., & Pianese, C. (2017). Analysis of the impact of Diesel-Ethanol fuel blends on CI engine performance and emissions via multi-zone combustion modelling. *Energy Procedia*, *126*, 1059–1066. doi: 10.1016/j.egypro.2017.08.203

Roubaud, A., Minetti, R., & Sochet, L. R. (2000). Oxidation and combustion of low alkylbenzenes at high pressure: comparative reactivity and auto-ignition. *Combustion and Flame*, *121*(3), 535–541. doi: https://doi.org/10.1016/S0010-2180(99)00169-8

Rounce, P., Tsolakis, A., Rodríguez-Fernández, J., York, A. P. E., Cracknell, R. F., & Clark, R. H. (2009). Diesel engine performance and emissions when first generation meets next generation biodiesel. *SAE Technical Papers*, *4970*, 1–10. doi: 10.4271/2009-01-1935

Sandalci, T., Karagöz, Y., Orak, E., & Yüksek, L. (2014). An Experimental Investigation of Ethanol-Diesel Blends on Performance and Exhaust Emissions of Diesel Engines. *Advances in Mechanical Engineering*, *2014*. doi: 10.1155/2014/409739

Sayin, C. (2010). Engine performance and exhaust gas emissions of methanol and ethanol-diesel blends. *Fuel*, *89*(11), 3410–3415. doi: 10.1016/j.fuel.2010.02.017

Sayin, C., & Canakci, M. (2009). Effects of injection timing on the engine performance and exhaust emissions of a dual-fuel diesel engine. *Energy Conversion and Management*, *50*(1), 203–213. doi: 10.1016/j.enconman.2008.06.007

Schaberg, P., Botha, J., Schnell, M., Hermann, H. O., Pelz, N., & Maly, R. (2005). Emissions performance of GTL diesel fuel and blends with optimized engine calibrations. *SAE Technical Papers*. doi: 10.4271/2005-01-2187

Searchinger, T., Heimlich, R., Houghton, R. A., Dong, F., Elobeid, A., Fabiosa, J., … Yu, T. H. (2008). Use of U.S. croplands for biofuels increases greenhouse gases through emissions from land-use change. *Science*, *319*(5867), 1238–1240. doi: 10.1126/science.1151861

Seifriedsberger, J., & Rumplmayr, P. (2016). Evaluation of the combustion noise of passenger car diesel engines. *Automotive and Engine Technology*, *1*(1–4), 47–56. doi: 10.1007/s41104-016-0001-5

Serin, H., Şahin, Y., & Durgun, M. (2013). Küçük ölçekli mobilya işletmelerinde gürültü analizi. *Ormancılık Dergisi*, *9*(2), 1–8.

Shahir, S. A., Masjuki, H. H., Kalam, M. A., Imran, A., Fattah, I. M. R., & Sanjid, A. (2014). Feasibility of diesel-biodiesel-ethanol/bioethanol blend as existing CI engine fuel: An assessment of properties, material compatibility, safety and combustion. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *32*, 379–395. doi: 10.1016/j.rser.2014.01.029

Shi, J., Wang, T., Zhao, Z., Yang, T., & Zhang, Z. (2018). Experimental study of injection parameters on the performance of a diesel engine with Fischer–Tropsch fuel synthesized from coal. *Energies*, *11*(12). doi: 10.3390/en11123280

Sikarwar, V. S., Zhao, M., Fennell, P. S., Shah, N., & Anthony, E. J. (2017). Progress in biofuel production from gasification. *Progress in Energy and Combustion Science*, C. 61. doi: 10.1016/j.pecs.2017.04.001

Solmaz, H., Uyumaz, A., Boz, F., Emre, Y., Aydoğan, B., & Yücesu, H. S. (2017). RCCI Bir Motorda Enjeksiyon Zamanlamasına Bağlı Yanma ve Motor Performans Karakteristikleri. *International Congress of the New Approaches and Technologies for Sustainable Development*, 60–69.

Song, C., Gong, G., Song, J., Lv, G., Cao, X., Liu, L., & Pei, Y. (2012). Potential for reduction of exhaust emissions in a common-rail direct-injection diesel engine by fueling with Fischer-Tropsch diesel fuel synthesized from coal. *Energy and Fuels*, *26*(1). doi: 10.1021/ef201378r

Stavinoha, L. L., Alfaro, E. S., Dobbs, H. H., Villahermosa, L. A., & Heywood, J. B. (2000). Alternative fuels: Gas to liquids as potential 21st century truck fuels. *SAE Technical Papers*, (724). doi: 10.4271/2000-01-3422

Steynberg, A. P., & Nel, H. G. (2004). Clean coal conversion options using Fischer-Tropsch technology. *Fuel*, *83*(6), 765–770. doi: 10.1016/j.fuel.2003.09.023

Sun, W., Sun, Y., Guo, L., Zhang, H., Yan, Y., Zeng, W., & Lin, S. (2021). Comparative assessment of n-butanol addition in CTL on performance and exhaust emissions of a CI engine. *Fuel*, *303*. doi: 10.1016/j.fuel.2021.121223

Suppes, G. J., Lula, C. J., Burkhart, M. L., & Swearingen, J. D. (1999). Type performance of Fischer-Tropsch Liquids (FTL) in modified off-highway diesel engine test cycle. *SAE Technical Papers*, (724). doi: 10.4271/1999-01-1474

Torregrosa, A. J., Broatch, A., Plá, B., & Mónico, L. F. (2013). Impact of Fischer-Tropsch and biodiesel fuels on trade-offs between pollutant emissions and combustion noise in diesel engines. *Biomass and Bioenergy*, *52*. doi: 10.1016/j.biombioe.2013.03.004

Türköz, N., Erkuş, B., İhsan Karamangil, M., Sürmen, A., & Arslanoğlu, N. (2014). Experimental investigation of the effect of E85 on engine performance and emissions under various ignition timings. *Fuel*, *115*, 826–832. doi: https://doi.org/10.1016/j.fuel.2013.03.009

URL-1:https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2023 (Ziyaret tarihi: 10 Şubat 2024)

URL-2:https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/passenger-car-sales-2010-2022 (Ziyaret tarihi: 15 Mart 2024)

URL-3:https://www.spglobal.com/mobility/en/research-analysis/sp-global-mobility-forecasts-883m-auto-sales-in-2024.html (Ziyaret tarihi: 10 Şubat 2024)

URL-4:https://www.grandviewresearch.com/industry-analysis/internal-combustion-engine-market (Ziyaret tarihi: 10 Nisan 2024)

URL-5: https://enerji.gov.tr/bilgi-merkezi-enerji-petrol (Ziyaret tarihi: 10 Nisan 2024)

URL-6:https://www.aa.com.tr/tr/dunya/son-140-yilda-atmosferdeki-karbondioksit-orani-yuzde-42-artti/1729245#:~:text=Atmosferdeki karbondioksit değerleri 1880 yılında,artarak 412 ppm değerine ulaştı (Ziyaret tarihi: 10 Mart 2024)

URL-7:https://climate.ec.europa.eu/eu-action/transport/road-transport-reducing-co2-emissions-vehicles/co2-emission-performance-standards-cars-and-vans_en (Ziyaret tarihi: 15 Mart 2024)

URL-8:https://ec.europa.eu/environment/strategy/zero-pollution-action-plan_en#:~:text=In 2021%2C the European Commission (Ziyaret tarihi: 15 Mart 2024)

URL-9:https://www.resmigazete.gov.tr/eskiler/2017/06/20170616-7.htm (Ziyaret tarihi: 20 Mayıs 2023)

URL-10: https://evcedruzgar.enerji.gov.tr/verimlilik/sunum2017/7.Enerji%20Verimlili%C4%9Finde%20Ulusal%20Teknoloji%20Geli%C5%9Ftirme%20%C3%87abalar%C4%B1/Trijen%20Projesi%20Kapsam%C4%B1nda%20Teknolojik%20Ar-Ge%20ve%20Ticarile%C5%9Ftirme%20%C4%B0%C5%9F%20Modeli%20%C3%96nerisi (Ziyaret tarihi: 20 Mayıs 2022)

URL-11: https://advisor.visualcapitalist.com/historical-oil-prices/ (Ziyaret tarihi: 20 Mayıs 2024)

URL-12:https://www.weforum.org/agenda/2016/12/155-years-of-oil-prices-in-one-chart/ (Ziyaret tarihi: 06 Haziran 2024)

van Vliet, O. P. R., Faaij, A. P. C., & Turkenburg, W. C. (2009). Fischer–Tropsch diesel production in a well-to-wheel perspective: A carbon, energy flow and cost analysis. *Energy Conversion and Management*, *50*(4), 855–876. doi: 10.1016/j.enconman.2009.01.008

Vargün, M., Hürpekli, M., & Özsezen, A. N. (2020). Etanol-Dizel Yakıt Karışımları Kullanılan Bir Motorda Yakıt Püskürtme Zamanının Yanma Üzerine Etkisi. *Mühendislikte Yakıtlar, Yangın ve Yanma Dergisi*, *8*(8), 47–55.

Vargün, M., Özsezen, A. N., Hürpekli, M., & Sayın, C. (2022). Experimental investigation of combustion and exhaust emission values in a diesel engine using ethanol - butan - 2 - ol - diesel fuel blends. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, *44*(9), 1–14. doi: 10.1007/s40430-022-03651-3

Wang, W., Fan, L. W., & Zhou, P. (2022). Evolution of global fossil fuel trade dependencies. *Energy*, *238*. doi: 10.1016/j.energy.2021.121924

Xinling, L., & Zhen, H. (2009). Emission reduction potential of using gas-to-liquid and dimethyl ether fuels on a turbocharged diesel engine. *Science of the Total Environment*, *407*(7), 2234–2244. doi: 10.1016/j.scitotenv.2008.11.043

Xu, J., Yang, Y., & Li, Y. W. (2015). Recent development in converting coal to clean fuels in China. *Fuel*, C. 152. doi: 10.1016/j.fuel.2014.11.059

Yang, L., Ge, X., Wan, C., Yu, F., & Li, Y. (2014). Progress and perspectives in converting biogas to transportation fuels. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, C. 40. doi: 10.1016/j.rser.2014.08.008

Yilmaz, N., Vigil, F. M., Donaldson, A. B., & Darabseh, T. (2014). Investigation of CI engine emissions in biodiesel-ethanol-diesel blends as a function of ethanol concentration. *Fuel*, *115*, 790–793. doi: 10.1016/j.fuel.2013.08.012

Yu, S., Yin, B., Jia, H., Wen, S., Li, X., & Yu, J. (2017). Theoretical and experimental comparison of internal flow and spray characteristics between diesel and biodiesel. *Fuel*, *208*. doi: 10.1016/j.fuel.2017.06.136

Yuan, H., Tsukuda, T., Yang, Y., Shibata, G., Kobashi, Y., & Ogawa, H. (2022). Effects of Chemical Compositions and Cetane Number of Fischer–Tropsch Fuels on Diesel Engine Performance. *Energies*, *15*(11). doi: 10.3390/en15114047

Yusri, I. M., Mamat, R., Najafi, G., Razman, A., Awad, O. I., Azmi, W. H., … Shaiful, A. I. M. (2017). Alcohol based automotive fuels from first four alcohol family in compression and spark ignition engine: A review on engine performance and exhaust emissions. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *77*(April), 169–181. doi: 10.1016/j.rser.2017.03.080

Zaidi, K., Andrews, G. E., & Greenhough, J. H. (1998). Diesel fumigation partial premixing for reducing ignition delay and amplitude of pressure fluctuations. *SAE Technical Papers*, (724). doi: 10.4271/980535

Zhang, C., Jing, Z., Cai, P., Li, Y., Sun, H., Huang, W., … Yu, X. (2022). Experimental investigation on combustion and emission characteristics of Fischer-Tropsch diesel/gasoline in a multi-cylinder heavy-duty diesel engine under different loads. *Fuel*, *324*(PA), 124504. doi: 10.1016/j.fuel.2022.124504

Zhang, T., Jacobsson, L., Björkholtz, C., Munch, K., & Denbratt, I. (2016). *Effect of using butanol and octanol isomers on engine performance of steady state and cold start ability in different types of Diesel engines*. *184*, 708–717. doi: 10.1016/j.fuel.2016.07.046

Zhang, Z. H., Chua, S. M., & Balasubramanian, R. (2016). Comparative evaluation of the effect of butanol-diesel and pentanol-diesel blends on carbonaceous particulate composition and particle number emissions from a diesel engine. *Fuel*, *176*, 40–47. doi: 10.1016/j.fuel.2016.02.061

Zhang, Z., Zhang, C., Cai, P., Jing, Z., Wen, J., Li, Y., … Zhang, J. (2023). The potential of coal-to-liquid as an alternative fuel for diesel engines: A review. *Journal of the Energy Institute*, C. 109. doi: 10.1016/j.joei.2023.101306

Zhao, X., Naqi, A., Walker, D. M., Roberge, T., Kastelic, M., Joseph, B., & Kuhn, J. N. (2019). Conversion of landfill gas to liquid fuels through a TriFTS (tri-reforming and Fischer-Tropsch synthesis) process: A feasibility study. *Sustainable Energy and Fuels*, *3*(2). doi: 10.1039/c8se00344k

KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER

Hürpekli, M., Özsezen, A.N. (2023). Determination of Combustion and Emission Characteristics of Liquid Fischer-Tropsch Diesel Fuel Synthesized From Coal in a Diesel Engine, *Energy Conversion and Management, 292,* 117351

Hürpekli, M., Vargün, M., Özsezen, A.N. (2021). Exhaust Emission Effects of Diesel-Ethanol Fuel Blend in Compression Ignition Engine*, 13th International Green Energy Conference (IGEC-XIII)*, China, 15-18 July 2021.

Hürpekli, M., Vargün, M., Özsezen, A.N., Apaydın, A.H. (2020). Investigation of Combustion of Diesel-Ethanol Fuel Blend in Compression Ignition Engine, *15th International Combustion Symposium (INCOS 2020)*, Kayseri, Türkiye, 5-7 June 2020.

Oktar, H.E., **Hürpekli, M.,** Tonyalı, İ.H. (2024). Experimental Investigation of the Effects of Reducing the Spark Plug Gap in a Hydrogen Fueled Single Cylinder Engine, *3rd International Graduate Research Symposium (IGRS'24)*, İstanbul, Türkiye, 8-10 May 2024.

Vargün, M., Özsezen, A.N., **Hürpekli, M.,** Sayın, C. (2022). Experimental Investigation of Combustion and Exhaust Emission Values in a Diesel Engine Using ethanol-butan-2-ol-Diesel Fuel Blends, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 44-9*

Vargün, M., **Hürpekli, M.,** Özsezen, A.N. (2020). Etanol-Dizel Yakıt Karışımları Kullanılan Bir Motorda Yakıt Püskürtme Zamanının Yanma Üzerine Etkisi, *Mühendislikte Yakıtlar, Yangın Ve Yanma Dergisi, 8*, 47-55

Vargün, M., **Hürpekli, M.,** Özsezen, A.N. (2020). Etanol-Motorin Karışımlarının Kullanıldığı Bir Dizel Motorda Yakıt Püskürtme Zamanının Yanma Karakterleri Üzerine Etkisi, *15th International Combustion Symposium (INCOS 2020),* Kayseri, Türkiye, 5-7 June 2020.

ÖZGEÇMİŞ

İlköğrenimini Kocaeli'de tamamladı. Orta öğrenimini Gebze Anadolu Lisesi'nde tamamladıktan sonra, 2003 yılında girdiği Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden 2008 yılında mezun oldu. 2008 yılında Ford Otomotiv Sanayi A.Ş'de Motor Geliştirme AR-GE bölümünde mühendis olarak çalışmaya başladı. 2009 yılında İstabul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Malzeme ve İmalat Programı'nda yüksek lisans eğitimine başladı ve 2013 yılında yüksek lisans eğitimini tamamladı. 2018 yılında Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı'nda doktora eğitimine başladı. 2016 yılında TÜBİTAK RUTE'de başlamış olduğu Motor ve Aktarma Sistemleri grubunda halen araştırmacı olarak görev yapmaktadır.