

**TEK SİLİNDİRLİ BİR DİZEL MOTOR İÇİN
ELEKTRONİK KONTROLLÜ YAKIT
PÜSKÜRTME SİSTEMİNİN GELİŞTİRİLMESİ VE
PERFORMANSININ ÖLÇÜLMESİ**



**2018
DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

MUSTAFA AYDIN

**TEK SİLİNDİRLİ BİR DİZEL MOTOR İÇİN ELEKTRONİK KONTROLLÜ
YAKIT PÜSKÜRTME SİSTEMİNİN GELİŞTİRİLMESİ VE
PERFORMANSININ ÖLÇÜLMESİ**

MUSTAFA AYDIN

**Karabük Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalında
Doktora Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**

KARABÜK

Ağustos 2018

Mustafa AYDIN tarafından hazırlanan “TEK SİLİNDİRLİ BİR DİZEL MOTOR İÇİN ELEKTRONİK KONTROLLÜ YAKIT PÜSKÜRTME SİSTEMİNİN GELİŞTİRİLMESİ VE PERFORMANSININ ÖLÇÜLMESİ” başlıklı bu tezin Doktora Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. M. Bahattin ÇELİK

Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı



Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Doktora tezi olarak kabul edilmiştir. 16/08/2018

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

Başkan : Prof. Dr. Bülent ÖZDALYAN (KBÜ)

Üye : Prof. Dr. M. Bahattin ÇELİK (KBÜ)

Üye : Doç. Dr. Fatih ŞAHİN (GÜ)

Üye : Doç. Dr. Selami SAĞIROĞLU (KBÜ)

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Mehmet ŞEN (AİBÜ)

İmzası

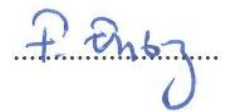


...../...../2018

KBÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Doktora derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Filiz ERSÖZ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdür V.





“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”

Mustafa AYDIN

ÖZET

Doktora Tezi

TEK SİLİNDİRLİ BİR DİZEL MOTOR İÇİN ELEKTRONİK KONTROLLÜ YAKIT PÜSKÜRTME SİSTEMİNİN GELİŞTİRİLMESİ VE PERFORMANSININ ÖLÇÜLMESİ

Mustafa AYDIN

Karabük Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Prof. Dr. M. Bahattin ÇELİK

Ağustos 2018, 141 sayfa

Düşük güçlü dizel motorların enjeksiyon parametreleri çalışma şartlarına göre değiştirilemediği için bu motorların emisyon değerleri yüksek, verimleri düşüktür. Ayrıca bu motorlarda alternatif yakıt kullanılması durumunda bazı enjeksiyon parametrelerinin yakıt türüne göre değiştirilmesi gerekmektedir. Bu çalışmada tek silindirli klasik bir dizel motorun yakıt sistemi, enjeksiyon parametrelerinin değiştirilmesine izin veren Elektronik Kontrollü Yakıt Sistemi'ne (EKYS) dönüştürülerek performans ve emisyonların iyileştirilmesi amaçlanmıştır. Deney motoru klasik yakıt enjeksiyon sistemi sökülerek yerine EKYS monte edilmiştir. Geliştirilen EKYS ile püskürtme basıncının, püskürtme avansının ve püskürtme süresinin anlık değişimi sağlanmıştır. EKYS Elektronik Kontrol Ünitesi (EKÜ) için Altera DE2 FPGA geliştirme kiti kullanılmıştır. Dizel motorun anlık piston konumunun belirlenmesi ve devrinin ölçülmesi için krank miline bir optik enkoder

bağlanmıştır. EKÜ piston konumuna bağlı olarak belirlenen enjeksiyon avansı değerinde elektronik enjektöre tetikleme sinyali göndererek silindir içerisine gönderilen yakıtın miktarını ve püskürtme zamanlamasını ayarlayabilmektedir. Oluşturulan sistemde dizel yakıt ile birlikte alternatif sıvı ve gaz yakıtlar aynı anda püskürtülerek ikincil yakıt olarak kullanılabilir. Dizel motorlarda yapılan alternatif yakıt çalışmalarında karşılaşılan zorlukların ve test prosedüründeki olumsuzlukların giderilmesi için EKÜ farklı çalışma modlarında görev yapabilecek şekilde tasarlanmıştır. EKYS enjeksiyon parametrelerinin motorun durdurulmasına gerek kalmadan ve mekanik bir eleman değişimi yapmadan ayarlanmasına imkân vermektedir.

Geliştirilen EKYS'nin elektronik donanımın çalışması ile ilgili ölçümler yapılarak sistemin güvenilirliği test edilmiştir. Elektronik kontrollü deney motorunun testleri iki aşamada gerçekleştirilmiştir. İlk aşamada deney motorunda alternatif yakıt olarak atık yağlardan elde edilen biyodizel kullanılarak motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkisi incelenmiştir. Deney sonuçlarına göre biyodizel kullanımının dizel motor emisyonlarına olumlu etkisi olduğu görülmüştür. Biyodizel yakıtı ile çalışmada; enjeksiyon basıncı değişimi ile HC emisyonunda %19, CO emisyonunda %18, is emisyonunda %15 oranında azalma elde edilirken NO_x emisyonunda ise %5 oranında artış görülmüştür. Ayrıca enjeksiyon basıncının değişimi ile efektif verimde %3 artış elde edilmiştir. Enjeksiyon avansının değişimi ile HC emisyonu %19, CO emisyonu %20, is emisyonu %10 oranında azalırken NO_x emisyonu ise %5 oranında artmıştır. Enjeksiyon avansı değişimine bağlı olarak efektif verimde ortalama %2 oranında artış görülmüştür. İkinci aşamada dizel yakıtı ile birlikte LPG yakıtının doğrudan enjeksiyonunun motor performansı, egzoz emisyonları ve yanmaya olan etkileri araştırılmıştır. Yakıt karışımı içindeki LPG oranı arttıkça HC emisyonu %20, CO emisyonu %30, is emisyonu %75 oranında azalırken NO_x emisyonu %4 oranında artmıştır. LPG kullanımı ile efektif verimde %2 artış kaydedilmiştir.

Anahtar Sözcükler : Dizel motor, alternatif yakıt, performans, emisyon, çift yakıt, elektronik kontrol.

Bilim Kodu : 914.3.026

ABSTRACT

Ph. D. Thesis

PERFORMANCE MEASUREMENT AND DEVELOPMENT OF ELECTRONIC CONTROLLED FUEL INJECTION SYSTEM FOR A SINGLE CYLINDER DIESEL ENGINE

Mustafa AYDIN

Karabuk University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Thesis Advisor:

Prof. Dr. M. Bahattin ÇELİK

August 2018, 141 pages

The emission values of low-power diesel engines are high and their efficiency are low since the injection parameters of these engines cannot be changed according to operating conditions. Besides, when alternative fuels are used in these engines some of the injection parameters must be changed the fuel type. In this study, it is aimed to improve the performance and emissions by converting the fuel system of a single-cylinder classical diesel engine into electronically controlled common rail direct injection. The test engine was detached from the conventional fuel injection system and replaced with an Electronic Controlled Fuel System (ECFS). With the developed ECFS, instantaneous change of the injection pressure, injection timing and period were provided. Altera DE2 FPGA development kit was used for ECFS Electronic Control Unit (ECU). An optical encoder was connected to the crankshaft to determine the angular piston position of the diesel engine and measure the engine speed. The ECU

can set the amount and timing of the fuel which sent into the cylinder by the electronic injector trigger signal at the determined position value depending on the piston position. Alternative liquid and gaseous fuels can be sprayed at the same time and used as secondary fuel together with diesel fuel in the developed system. The ECU was designed to work in different operation modes in order to overcome the difficulties encountered in diesel fuel alternative fuel researches and the adverse effects of the test procedure. ECFS allows adjusting the injection parameters without stopping the engine and a mechanical change.

The reliability of the system has been tested by making measurements related to the electronic equipment of the developed ECFS. The tests of the electronically controlled test engine were carried out in two stages. In the first stage, the effects on engine performance and exhaust emissions were investigated by using biodiesel from waste oil as an alternative fuel in the test engine. Experimental results showed that the use of biodiesel has a positive effect on diesel engine emissions. By changing the injection pressure of the engine running on biodiesel fuel; HC and NO_x emissions increased by 19% and 5%, and the CO emissions and smoke emissions were decreased by 18% and 15% respectively. In addition, 3% increase in efficiency was achieved by the modification of injection pressure. By changing the injection timing, HC, CO and smoke emissions were reduced by 19%, 20% and 10% respectively while NO_x emissions increased by 5%. An increase by 2% in efficiency was observed when the injection advance was modified. In the second stage, the engine performance, exhaust emissions and combustion effects of direct injection of LPG fuel with diesel fuel were investigated. As the LPG ratio in the fuel mixture increased, the HC emission decreased by 20%, the CO emission decreased by 30%, the smoke emission decreased by 75% and the NO_x emission increased by 4%. Thermal efficiency increased by 2% with the use of LPG.

Key Word : Diesel engine, alternative fuel, performance, emissions, dual fuel, electronical control.

Science Code : 914.3.026

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasının yürütülmesinde ve oluşumunda ilgi ve desteğini esirgemeyen, engin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım Sayın Hocam Prof. Dr. M. Bahattin ÇELİK'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Motor performans ve emisyon deneylerinin yapılması aşamasında, malzeme ve işgücü olarak yardımda bulunan Kastamonu Üniversitesi Küre MYO öğretim görevlisi Ahmet İRGİN'e teşekkür ederim.

Sevgili aileme manevi hiçbir yardımı esirgemediğim yanımda oldukları için tüm kalbimle teşekkür ederim. Tez çalışmam boyunca pozitif enerjileriyle bana güç katan sevgili çocuklarım Mehmet ve Yusuf AYDIN'a teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER LİSTESİ	xiii
ÇİZELGELER LİSTESİ	xviii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xix
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2	5
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	5
2.1. DİZEL MOTOR YAKIT ENJEKSİYON SİSTEMİ İLE İLGİLİ	
ÇALIŞMALAR.....	5
2.1.1. Enjektör Kontrolü ve Tasarımı Üzerine Yapılan Çalışmalar.....	8
2.1.1.1. Enjektör Sürme Devreleri ve Yöntemleri	8
2.1.1.2. Enjektör Tasarımları.....	12
2.1.2. CRDI Yakıt Basıncı Kontrolü.....	15
2.2. DİZEL MOTORLARDA ALTERNATİF YAKIT KULLANIMI İLE	
İLGİLİ ÇALIŞMALAR	19
BÖLÜM 3	30
ELEKTRONİK KONTROLLÜ YAKIT ENJEKSİYON SİSTEMLERİ	30
3.1. CRDI Yakıt Enjeksiyon Sistemi	31
3.1.1. CRDI Sisteminin Genel Yapısı	31
3.1.2. CRDI Sisteminin Avantajları	32

3.2. GDI Yakıt Enjeksiyon sistemi	32
3.2.1. GDI Sisteminin Genel Yapısı	33
3.2.2. GDI Sisteminin Avantajları	34
 BÖLÜM 4	35
DİZEL MOTOR PERFORMANS VE EMİSYONLARI	35
4.1. DİZEL MOTORLARDA PERFORMANS PARAMETRELERİ	35
4.1.1. Efektif Verim	35
4.1.2. Egzoz Gaz Sıcaklığı	35
4.1.3. Yakıt Tüketimi	36
4.1.4. Özgül Yakıt Tüketimi	36
4.2. DİZEL MOTORLARDAN KAYNAKLANAN ZARARLI EMİSYONLAR	37
4.2.1. Karbon Oksitler	38
4.2.2. Hidrokarbonlar	39
4.2.3. Azot Oksitler	40
4.2.4. Partikül Madde ve İş Emisyonları	41
 BÖLÜM 5	42
METERYAL VE METOD	42
5.1. KLASİK MOTORUN ELEKTRONİK KONTROLLÜ MOTORA; DÖNÜŞTÜRÜLMESİ	42
5.1.1. Dönüşümde Kullanılan Mekanik Donanım	42
5.1.2. Elektronik Donanım	48
5.1.2.1. FPGA Geliştirme Kiti	48
5.1.2.2. Analog Dijital Çevirici	51
5.1.2.3. Enjektör Sürücü Devre	52
5.1.2.4. Optik Enkoder	53
5.2. EKÜ İÇİN KONTROL YAZILIMININ HAZIRLANMASI	54
5.2.1. CRDI Enjeksiyon Basıncı Kontrolü	57
5.2.2. Enjeksiyon Basıncı Kontrolü İçin PWM Sinyalinin Oluşturulması	67
5.2.3. Enjeksiyon Zamanlaması ve Piston Konumunun Belirlenmesi	69

	<u>Sayfa</u>
BÖLÜM 6	71
DENEYSEL ÇALIŞMALAR	71
6.1. DENEY DONANIMI.....	71
6.1.1. Yükleme Ünitesi	71
6.1.2. Deney Motoru	71
6.1.3. Egzoz Emisyon Ölçüm Cihazı	73
6.1.4. Egzoz Gaz Sıcaklığı Ölçümü	74
6.1.5. Yakıt Tüketimi Ölçüm Ünitesi.....	74
6.1.6. Silindir Basıncı Ölçüm Ünitesi	75
6.1.7. Isı Açığa Çıkış Oranının Hesaplanması	77
6.2. DENEY YAKITLARI	80
6.3. DENEY ŞARTLARI ve DENEYLERİN YAPILIŞI.....	85
 BÖLÜM 7	 86
DENEY SONUÇLARI VE TARTIŞMA.....	86
7.1. ELEKTRONİK KONTROL ÜNİTESİ İLE İLGİLİ TESTLER.....	86
7.1.1. CRDI Basıncının Stabilizasyonu	86
7.1.2. Enjektör Çalışma Gerilimi ve Akış Oranının Belirlenmesi	90
7.2 DENEY MOTORU İLE İLGİLİ TESTLER.....	93
7.2.1. Biyodizel/dizel yakıt testleri	93
7.2.1.1. Motor Performansı	93
7.2.2. Dizel/LPG yakıt testleri	109
7.2.2.1. Motor Performansı	109
7.2.2.2 Silindir Basınçları	116
 BÖLÜM 8	 122
SONUÇLAR VE ÖNERİLER	122
8.1. SONUÇLAR	122
8.2. ÖNERİLER.....	124
 KAYNAKLAR	 125
ÖZGEÇMİŞ	135

	<u>Sayfa</u>
EK AÇIKLAMALAR A.	136
EKÜ İÇİN OLUŞTURULAN YAZILIMIN BİR PARÇASI	136
EK AÇIKLAMALAR B.	138
PWM SİNYALİ VERİLOG KODU	138



ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1. Dünya birincil enerji talebinde yakıtların payları.	2
Şekil 2.1. Yakıt enjeksiyonu sırasında yakıt basıncının değişimi, a) Klasik yakıt Enjeksiyon Sistemi, b) CRDI Yakıt Enjeksiyon Sistemi.	6
Şekil 2.2. KMA-Püskürtme zamanlaması.	7
Şekil 2.3. Enjektör akımının değişim grafiği.	8
Şekil 2.4. Enjektör gerilimi ve kontrol sinyali periyodu ilişkisi.	9
Şekil 2.5. Yüksek hızlı enjektör sürme devresi.	10
Şekil 2.6. Yüksek hızlı enjektör sürme devresine ait çıkış gerilimi grafiği.	11
Şekil 2.7. Selenoid PWM sinyali.	11
Şekil 2.8. İki gerilimli sürme devresi.	12
Şekil 2.9. Tek gerilimli sürme devresi.	12
Şekil 2.10. Caterpillar 3401 çift enjektör uygulaması.	13
Şekil 2.11. NCRS sistemi ve anahtarlama valfi kontrol sinyali.	14
Şekil 2.12. TwinCR enjektör tasarımı.	14
Şekil 2.13. Westport HPDI enjektör.	15
Şekil 2.14. Wartsila firması tarafından geliştirilen çift memeli enjektör.	15
Şekil 2.15. Enjeksiyon nedeniyle rail basıncında oluşan değişim.	16
Şekil 2.16. Çift katmanlı kapalı döngü kontrol yöntemi.	17
Şekil 2.17. Çift döngülü kontrol yöntemi.	18
Şekil 2.18. 2014 ve 2016 yılları arasındaki özel ve tıbbi atık dağılımı.	21
Şekil 3.1. CRDI yakıt enjeksiyon sistemi.	32
Şekil 3.2. Benzin yakıt enjeksiyon sisteminin gelişimi.	33
Şekil 3.3. GDI yakıt enjeksiyon sistemi.	34
Şekil 4.1. İçten yanmalı motorlardan kaynaklanan zararlı emisyonlar.	37
Şekil 5.1. CRDI yüksek basınç devresi elemanları.	42
Şekil 5.2. Alçak basınç besleme pompası.	43
Şekil 5.3. Basınç algılayıcısı çıkış gerilimi grafiği.	44
Şekil 5.4. Analog basınç göstergesi.	45

Şekil 5.5. Asenkron motor, 1500 d/d, 2.2 kW.	45
Şekil 5.6. CRDI yakıt enjeksiyon sistemi.	46
Şekil 5.7. Silindir kapağında ikinci enjektör için uygun alanlar.	46
Şekil 5.8. Basınçlı Azot tüpü ve LPG yakıt tankı.	47
Şekil 5.9. GDI enjektör.	47
Şekil 5.10. Altera DE2 FPGA geliştirme ve eğitim kiti.....	48
Şekil 5.11. Verilog HDL ile yazılmış program örneği.	50
Şekil 5.12. Program derleme raporu.	50
Şekil 5.13. Derlenen programın geliştirme kitine yüklenmesi.	51
Şekil 5.14. Arduino Due genel görünümü ve pin dizilişi.....	52
Şekil 5.15. Enjektör sürücü devre.	52
Şekil 5.16. Optik encoder.....	53
Şekil 5.17. Sistemde kullanılan mekanik ve elektronik donanım.	53
Şekil 5.18. EKYS kontrol yazılımı algoritması.	54
Şekil 5.19. EKYS için oluşturulan FPGA tabanlı mikrodenetleyici tasarımı.	55
Şekil 5.20. EKYS için oluşturulan mikrodenetleyici.	56
Şekil 5.21. Eclipse ortamında EKÜ yazılımının hazırlanması.....	56
Şekil 5.22. EKÜ yazılımının donanımsal olarak test edilmesi.	57
Şekil 5.23. FPGA geliştirme kartına yüklenen yazılımın çalışması.....	57
Şekil 5.24. Sistem çıkışının osilasyona girmesi.	58
Şekil 5.25. CRDI TF PID kontrol simulink modeli.	59
Şekil 5.26. Fuzzy kontrol sistemi blok diyagramı.	60
Şekil 5.27. Üçgen şeklindeki örnek bir üyelik fonksiyonu.	61
Şekil 5.28. Giriş ve çıkış sözel değişkenlerin üyelik fonksiyonları.	63
Şekil 5.29. PID çıkış verilerinin alınması.	64
Şekil 5.30. Fuzzy kontrolcü Matlab Fuzzy Logic Designer ile oluşturulması.....	64
Şekil 5.31. Belirlenen kural dizisinin matlab ortamına aktarılması.	65
Şekil 5.32. Belirlenen kural dizisine karşılık fuzzy kontrolcü çıkış fonksiyonu.	65
Şekil 5.33. CRDI TF fuzzy kontrol simulink modeli.	65
Şekil 5.34. CRDI basınç kontrolünün fuzzy kontrolcü ile sağlanması.	66
Şekil 5.35. Fuzzy kontrolcünün FPGA kartına gömülmesi.	67
Şekil 5.36. Modelsim Simülasyon programı.....	68

Şekil 5.37. PWM sinyali simülasyon çıkış dalga şekli.	69
Şekil 5.38. Enkoder çıkış sinyalleri.....	70
Şekil 6.1. Yük ünitesi ve kontrol paneli.	71
Şekil 6.2. Tek silindirli dizel jeneratör.	72
Şekil 6.3. LPG ve dizel enjektörün mevcut silindir kapağına monte edilmesi.	72
Şekil 6.4. Egzoz gaz analizörü ve opasimetre.....	73
Şekil 6.5. K tipi termokupl ve dijital multimetre.	74
Şekil 6.6. Yakıt tüketimi ölçümünde kullanılan dijital teraziler.	74
Şekil 6.7. Dijital osiloskop.	76
Şekil 6.8. Oprand marka silindir basıncı sensörü.....	76
Şekil 6.9. Ham ve filtrelenmemiş yanma basıncı verileri	77
Şekil 6.10. İçten yanmalı motorlarda krank-biyel mekanizması.	78
Şekil 6.11. Silindir hacminin KMA'na bağlı olarak değişimi.	79
Şekil 6.12. EKYS'li dizel motor test düzeneği şematik görünümü.	83
Şekil 6.13. EKYS'li dizel motor deney düzeneği ve çalışma ortamı.	83
Şekil 6.14. Deney düzeneği şematik görünümü.	84
Şekil 6.15. Deney düzeneği ve çalışma ortamı genel görünümü.	84
Şekil 7.1. CRDI TF açık çevrim çıkış grafiği.	86
Şekil 7.2. 1 ms süre ile uygulanan birim basamak girişine sistem cevabı.	87
Şekil 7.3. PWM sinyali doluluk oranına göre rail basıncındaki değişim.	87
Şekil 7.4. CRDI transfer fonksiyonu PID kontrolü çıkış grafiği.....	88
Şekil 7.5. CRDI rail basıncı PID kontrol cevabı.	88
Şekil 7.6. PID kontrolcü çıkış grafiği.....	89
Şekil 7.7. CRDI transfer fonksiyonu fuzzy kontrolcü çıkışı.	89
Şekil 7.8. CRDI yakıt basıncı fuzzy kontrol cevabı.	90
Şekil 7.9. CRDI sisteminde yakıt sirkülasyonu sonucu oluşan sıcaklık artışı.	90
Şekil 7.10. Tetikleme palsi genişliğine göre enjektörün çektiği akım.	91
Şekil 7.11. CRDI enjektör için yakıt basıncı ve tetikleme palsi genişliğine bağlı olarak püskürtülen yakıt miktarı.	91
Şekil 7.12. GDI enjektör tetikleme palsi genişliğine bağlı olarak çekilen akım.....	92
Şekil 7.13. GDI enjektör için yakıt basıncı ve tetikleme palsi genişliğine bağlı olarak püskürtülen yakıt miktarı.	92

Şekil 7.14. Farklı enjeksiyon basınçlarında test yakıtlarının yakıt tüketimine etkisi.	94
Şekil 7.15. Farklı enjeksiyon avanslarında test yakıtlarının yakıt tüketimine etkisi..	95
Şekil 7.16. Farklı enjeksiyon basınçlarında test yakıtlarının FÖYT'e etkisi.	96
Şekil 7.17. Farklı enjeksiyon avanslarında test yakıtlarının FÖYT'e etkisi.	97
Şekil 7.18. Farklı enjeksiyon basınçlarında test yakıtlarının EGS' ye etkisi.	98
Şekil 7.19. Farklı enjeksiyon avanslarında test yakıtlarının EGS'ye etkisi.....	99
Şekil 7.20. Farklı enjeksiyon basınçlarında test yakıtlarının efektif verime etkisi. .	100
Şekil 7.21. Farklı enjeksiyon avanslarında test yakıtlarının efektif verime etkisi. ..	101
Şekil 7.22. Farklı enjeksiyon basınçlarında test yakıtlarının NO _x emisyonuna etkisi.	102
Şekil 7.23. Farklı enjeksiyon avanslarında test yakıtlarının NO _x emisyonuna etkisi.	103
Şekil 7.24. Farklı enjeksiyon basınçlarında test yakıtlarının HC emisyonuna etkisi.	104
Şekil 7.25. Farklı enjeksiyon avanslarında test yakıtlarının HC emisyonuna etkisi.	105
Şekil 7.26. Farklı enjeksiyon basınçlarında test yakıtlarının CO emisyonuna etkisi.	106
Şekil 7.27. Farklı enjeksiyon avanslarında test yakıtlarının CO emisyonuna etkisi.	107
Şekil 7.28. Farklı enjeksiyon basınçlarında test yakıtlarının is emisyonuna etkisi..	108
Şekil 7.29. Farklı enjeksiyon avanslarında test yakıtlarının is emisyonuna etkisi...	109
Şekil 7.30. Motor yükü değişimine göre test yakıtlarının efektif verime etkisi.....	110
Şekil 7.31. Motor yükü değişimine bağlı olarak test yakıtlarının EGS'ye etkisi.....	111
Şekil 7.32. Motor yükü değişimine göre test yakıtlarının yakıt tüketimine etkisi. ..	111
Şekil 7.33. Motor yükü değişimine bağlı olarak test yakıtlarının FÖYT'e etkisi....	112
Şekil 7.34. Motor yükü değişimine göre test yakıtlarının NO _x emisyonuna etkisi..	114
Şekil 7.35. Motor yükü değişimine göre test yakıtlarının is emisyonuna etkisi.	114
Şekil 7.36. Motor yükü değişimine göre test yakıtlarının HC emisyonuna etkisi. ..	115
Şekil 7.37. Motor yükü değişimine göre test yakıtlarının HC emisyonuna etkisi. ..	116
Şekil 7.38. 500 W Motor yükünde test yakıtlarına bağlı silindir basıncı değişimi. .	117
Şekil 7.39. 750 W Motor yükünde test yakıtlarına bağlı silindir basıncı değişimi. .	118
Şekil 7.40. 1000 W Motor yükünde test yakıtlarına bağlı silindir basıncı değişimi.	118
Şekil 7.41. 1250 W Motor yükünde test yakıtlarına bağlı silindir basıncı değişimi.	118
Şekil 7.42. 1500 W Motor yükünde test yakıtlarına bağlı silindir basıncı değişimi.	119

Sayfa

Şekil 7.43. Motor yükü ve test yakıtlarının P_{maks} 'a etkisi.	119
Şekil 7.44. 500 Watt motor yükünde test yakıtlarının İÇÖ'ya etkisi.....	120
Şekil 7.45. 750 Watt motor yükünde test yakıtlarının İÇÖ'ya etkisi.....	120
Şekil 7.46. 1000 Watt motor yükünde test yakıtlarının İÇÖ'ya etkisi.....	121
Şekil 7.47. 1250 Watt motor yükünde test yakıtlarının İÇÖ'ya etkisi.....	121
Şekil 7.48. 1500 Watt motor yükünde test yakıtlarının İÇÖ'ya etkisi.....	121



ÇİZELGELER LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 5.1. Selenoid enjektör teknik özellikleri	44
Çizelge 5.2. Altera DE2 FPGA geliştirme kiti özellikleri	49
Çizelge 5.3. Ziegler-Nichols yöntemi parametre katsayıları	58
Çizelge 5.4. Fuzzy kontrolcü için giriş ve çıkış sözel değişkenleri	60
Çizelge 5.5. Sistem giriş/çıkış değişkenlerinin bulanık sözel değişkenleri	61
Çizelge 5.6. Sistem giriş sözel değişkenlerine ait özellikler	62
Çizelge 5.7. Sistem çıkış sözel değişkenine ait özellikler	62
Çizelge 5.8. Giriş ve çıkış değişkenlerinin bulanıklaştırılması	62
Çizelge 5.9. Fuzzy kontrolcü için oluşturulan kural tabanı	63
Çizelge 6.1. Jeneratör teknik özellikleri	72
Çizelge 6.2. Egzoz gaz analizörü ve opasimetre teknik özellikleri	73
Çizelge 6.3. Dijital osiloskop teknik özellikleri	76
Çizelge 6.5. Testlerde kullanılan yakıtların özellikleri	81

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

AID	: Alt ısııl değır (kJ/kg)
B20	: %20 Biyodizel + %80 Dizel
B40	: %40 Biyodizel + %60 Dizel
B60	: %60 Biyodizel + %40 Dizel
KMA	: Krank mili açısı
CLD	: Chemiluminescence detector
CRDI	: Common Rail Direct Injection
CO	: Karbonmonoksit
CW	: Clock Wise
CCW	: Counter Clock Wise
CNG	: Compressed Natural Gas
DME	: Dizel Methyl Ester
D-100	: Dizel yakıtı
EKÜ	: Elektronik Kontrol Ünitesi
EGS	: Egzoz Gaz Sıcaklığı
FPGA	: Field Programmable Gate Array
FÖYT	: Fren Özgöl Yakıt Tüketimi (g/kWh)
HC	: Hidrokarbon
HDL	: Hardware Description Language
HFK	: Hava Fazlalık Katsayısı
IÇO	: Isı Açığa Çıkış Oranı
GDI	: Gasoline direct injection
KMA	: Krank Mili Açısı
LPG	: Liquefied Petroleum Gas
LPG-30	: %30 LPG + %70 Dizel yakıtı
LPG-50	: %50 LPG + % 50 Dizel yakıtı

LPG-70 : %70 LPG + %30 Dizel yakıtı
NDIR : Non-Dispersive Infrared
NO_x : Azot oksit
Pmaks : Silindir içi maksimum basınç
PM : Partikül madde
PWM : Pulse Width Modulation
LPY : Lastik Piroлиз Yakıtı
 η : Efektif verim (%)
 m_y : Yakıt tüketimi (kg/h)
Pe : Etkin motor gücü (kW)
VHDL : Very High-Speed Integrated Circuit Hardware Description Language

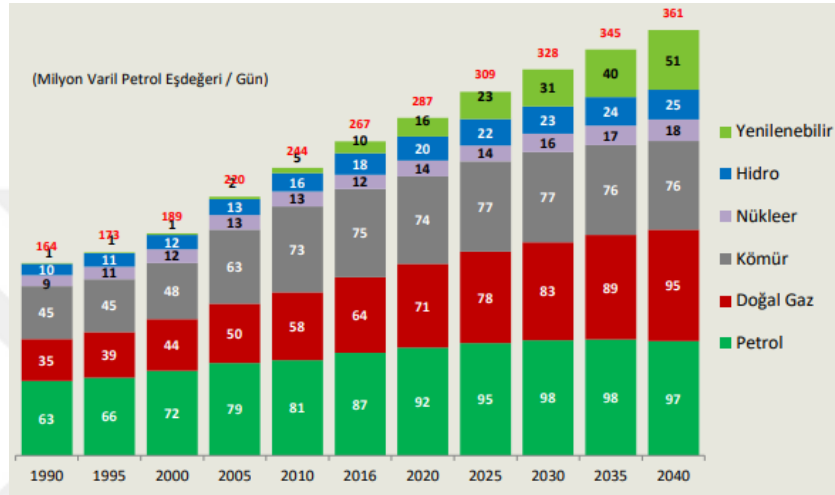
BÖLÜM 1

GİRİŞ

Dizel motorlar ulaşım başta olmak üzere endüstriyel imalat, nakliye, enerji üretimi, ağır iş makineleri ve sabit tesis gibi birçok alanda ihtiyaç duyulan gücün karşılanmasında yaygın olarak kullanılmaktadır. Gelişen teknoloji ile birlikte dizel motorları otomotiv sektöründe de yaygın olarak kullanılmaya başlanmış ve son yıllarda pazar payında ciddi bir artış yakalayarak benzinli motorların önüne geçmiştir. Türkiye İstatistik Kurumu verilerine göre 2018 Mayıs ayı sonu itibarıyla trafiğe kayıtlı 12 milyon 248 bin 784 adet otomobilin % 38'i LPG'li, % 36'sı dizel, % 25,5'i benzin yakıtlıdır [1]. Dünya Motorlu Taşıt Üreticileri Organizasyonu verilerine göre, 2012 yılında 63,081,024 adet olan sektördeki toplam üretim 2017 yılında % 15 oranında artarak 73,456,531 adede çıkmıştır [2]. Bu verilere baktığımızda ülkemiz ve dünya genelinde motorlu araç sayısının fazlalığından kaynaklanan akaryakıt talebi ve kirlletici emisyonların ne kadar ürkütücü boyutlara ulaştığı anlaşılmaktadır. Sayısı gün geçtikçe artan motorlu taşıtlardan kaynaklanan zehirli egzoz emisyonlarının hava kirliliğinde önemli bir payı bulunmaktadır. Dizel motorlar hava fazlalığı ile çalıştıklarından benzinli motorlara kıyasla verimleri yüksek, karbonmonoksit (CO) ve karbondioksit (CO₂) emisyonları düşük olsa da azot oksit (NO_x) ve partikül madde (PM) emisyonları hala yüksektir. Bu zararlı emisyonların her geçen gün daha sıkı sınırlandırmalar getirilen emisyon standartlarına uygun olacak şekilde en aza indirgenmesi günümüz dizel motorlarının en önemli araştırma konularındandır.

İçten yanmalı motorlardan kaynaklanan zararlı emisyonların çevre ve insan sağlığına verdiği zararların çok büyük boyutlara ulaşması dünya genelinde sıkı emisyon standartlarının uygulanmasına sebebiyet vermiştir. Ayrıca dünyadaki petrol rezervlerinin aşırı kullanımı sonucu azalması ve buna bağlı olarak fiyatının artması, petrol kökenli yakıtlara alternatif olabilecek çevre dostu ve ekonomik yakıt arayışlarını hızlandırmıştır.

Şekil 1.1’ de dünya birincil enerji talebinde yakıtların payları verilmiştir. Yıllara bağlı olarak enerji tüketiminin arttığı görülmektedir. Dünya enerji kaynaklarından petrol %33,6’lık bir tüketim oranı ile dünyanın lider enerji kaynağı olmayı sürdürmekle birlikte, tüketim oranı son 11 yıldır düşüş eğilimi göstermektedir. Günümüz teknolojik gelişmelerine rağmen petrolün enerji talebindeki öneminin hala devam ettiği anlaşılmaktadır.



Şekil 1.1. Dünya birincil enerji talebinde yakıtların payları [3].

Petrol üretimi ve arzının daha yavaş artması yıllar içerisinde bu enerji kaynağının toplam arz içerisindeki payının hafif şekilde düşmesine neden olacaktır. Ancak bu düşmeye karşın petrol önümüzdeki on yıllarda da liderliğini sürdürecektir. BP’nin 2011 yılında yayınladığı rapora göre dünya petrol rezervleri toplamının 188,8 milyar ton, tükenme ömrünün ise 46,2 yıl olduğu belirtilmektedir.

Dünya genelinde ulaşım ve nakliye faaliyetlerindeki artış sera ve egzoz gazlarının artışında önemli bir etkidir. Hava kalitesini artırmak için sera ve egzoz gazlarının azaltılması önem arz etmektedir. Birçok ülkenin bu tür emisyonları azaltmayı amaçlayan Kyoto Protokolü’nü onaylaması ile birlikte hava kirliliğini önlemek amacıyla motorlu araçlara getirilen Euro emisyon standartlarına uygun yeni motor, egzoz sistemleri ve yakıtların kullanımı zorunlu hale gelmiştir. Çevre duyarlılığının artması nedeniyle dizel motorlardan kaynaklanan emisyonlara getirilen daha sıkı

sınırlamalar, araştırmacıları dizel motor emisyonlarını en çok etkileyen yakıt püskürtme sistemlerini geliştirmeye ve çeşitli alternatif yakıtlar bulmaya zorlamaktadır. Bu nedenle özellikle son yıllarda dünyada birçok firma ve bilim adamı içten yanmalı motorlarda yakıt tüketimi, performans ve emisyonların iyileştirilmesine yönelik çalışmalar yapmaktadır. Common Rail Direct Injection (CRDI) yakıt sistemine sahip dizel motorlarda emisyon değerleri klasik motorlara göre daha düşüktür.

Sabit tesislerde kullanılan tek silindirli dizel motorlarda EKYS bulunmaması ve bu motorlarda egzoz kontrol sistemlerinin olmaması nedeniyle bu motorların emisyon değerleri yüksektir. Düşük güçlü dizel motorlarda EKYS uygulaması ile emisyon değerleri düşürülebilir ve performans iyileştirilebilir. Çalışma kapsamında dizel motorlar üzerine yapılan alternatif yakıt çalışmaları da incelenerek, test prosedüründe ne tür zorluklar ile karşılaşıldığı araştırılmıştır. Laboratuvar ortamında yapılan dizel motor araştırma çalışmalarında karşılaşılan önemli problemlerden;

Birincisi; klasik yakıt enjeksiyon sistemi ile çalışan bir motorda püskürtme avansının değiştirilebilmesi için motorun durdurulması ve tek silindirli motorlarda pompa ile motor gövdesi arasına değişik kalınlıklarda conta (ayar pulu-şim) takılması veya çok silindirli motorlarda zaman ayar mekanizmasına müdahale edilmesi gerekmektedir.

İkincisi; enjeksiyon basıncının değiştirilebilmesi için de enjektörün motordan sökülerek, içinde yer alan basınç ayar pullarının değiştirilmesi veya enjektör başlığında bulunan kontra somun ayar vidası ile ayarlanması ve istenilen püskürtme basıncının elde edilip edilmediğinin de test edilmesi işlemleri zahmetli ve zaman alıcı olduğu halde hassas olarak ayar yapılamamasıdır.

Üçüncüsü; çoklu yakıt çalışmaları yeni bir karışım ile çalışılabilmesi için motorun durdurulması ve eski karışımın sistemden tahliye edilmesinin zahmetli ve zaman alıcı olmasıdır.

Bu çalışmanın iki amacı vardır. Birincisi, tek silindirli klasik bir dizel motorun yakıt sisteminin EKYS'ne dönüştürmek ve performans ve emisyonlarına etkisini incelemektir. İkincisi, özellikle ülkemizde, araştırmacıların dizel motor alternatif yakıt

deneysel çalışmalarında karşılaştıkları problemlere (hassas bir şekilde püskürtme basıncını, püskürtme zamanlamasını ve alternatif yakıt karışım oranlarını değiştirme) bir çözüm üretilmesi amacıyla çoklu yakıt uygulamalarına elverişli, elektronik kontrollü tek silindirli bir dizel test motoru prototipi geliştirmektedir. Ayrıca bu çalışma ile gerçekleştirilen elektronik kontrollü dizel test motoru prototipinin ülkemizin otomotiv sektöründe dışa bağımlılığının azaltılması hedefi doğrultusunda yerli İYM ve İYM sistem ve komponentleri tasarımı ve üretimi hedeflerine katkıda bulunacağı düşünülmektedir.

Hazırlanan bu çalışma, genel itibarıyla literatür taraması ve deneysel çalışmalar olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır. Ancak, literatür taraması ve deneysel çalışmalar kendi içinde üç konu başlığı altında oluşturulmaya çalışılmıştır. Bunlardan birinci bölüm “Giriş” olup burada çalışmanın kısa özeti verilmiştir. İkinci bölümde, elektronik kontrollü enjeksiyon sistemleri, klasik motorda elektronik kontrollü yakıt enjeksiyon sistemi kullanımı, dizel motorlarda kullanılan alternatif yakıtlar ve motor performans ve emisyonları üzerine etkileri konularında geniş bir literatür taraması verilmiştir. Üçüncü bölümde içten yanmalı motorlarda kullanılan elektronik kontrollü dizel yakıt enjeksiyon sistemleri ele alınmıştır. Literatür taramasının yapıldığı son bölüm olan dördüncü bölümde ise dizel motorlarla ilgili motor performansı ve egzoz emisyonları anlatılmıştır.

Beşinci bölümde, test motorunun mekanik ve elektronik donanımı, performans ve emisyon testleri ve testlerin uygulanış yöntemleri anlatılmıştır. Çalışmanın altıncı bölümünde, deneylerde kullanılan test ve ölçüm cihazları, deney şartları ve deneyde kullanılan yakıtlar anlatılmıştır. Yedinci bölümde elektronik kontrol ünitesi ile ilgili testler, motor performans ve emisyon testlerinden elde edilen veriler, kolay değerlendirilebilmesi için grafik olarak çizilmiş ve elde edilen grafikler değerlendirilmiştir. Ayrıca, deneysel çalışmalar sonucu elde edilen bulgular, daha önceden yapılmış benzer çalışmalarla sebep-sonuç ilişkisi ile kıyaslanmıştır.

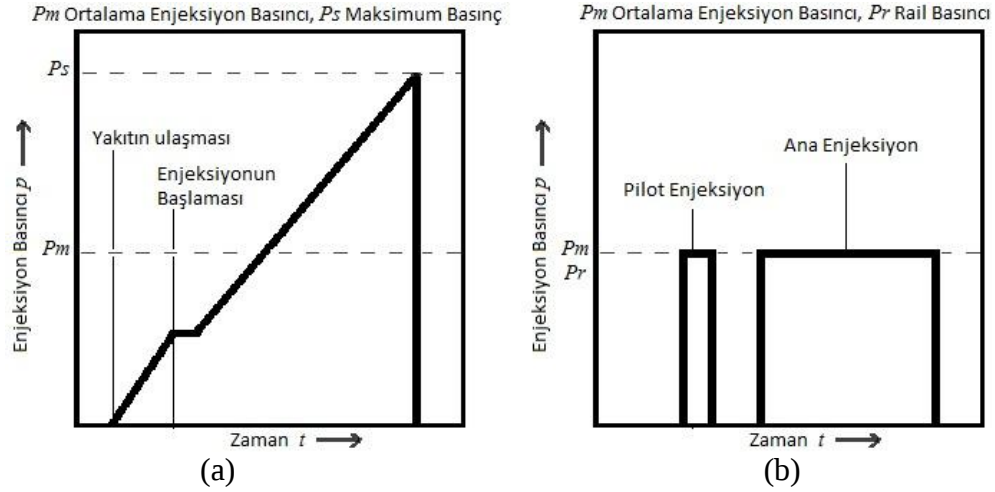
Deneysel çalışmaların nihai sonuçlarının açıklandığı sekizinci ve son bölümde, deneysel çalışmalar sonucu elde edilen bulgular, deneysel çalışmanın amacına uygun bir biçimde yorumlanarak sonuçlandırılmıştır.

BÖLÜM 2

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

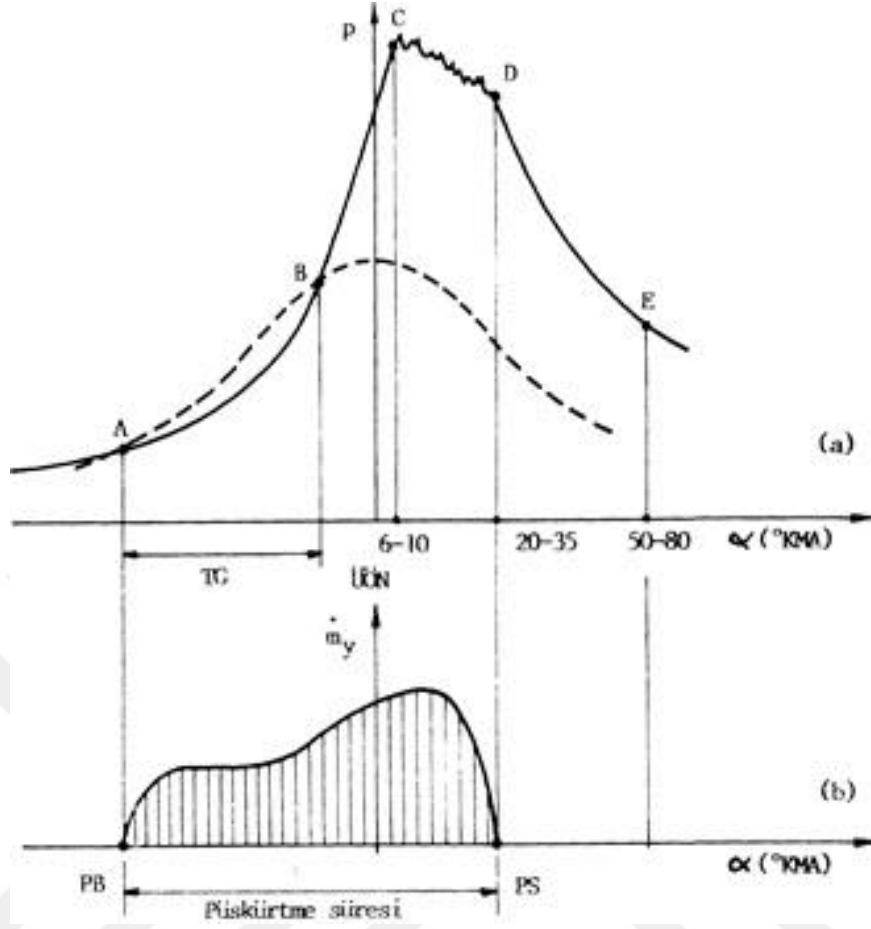
2.1. DİZEL MOTOR YAKIT ENJEKSİYON SİSTEMİ İLE İLGİLİ ÇALIŞMALAR

Klasik yakıt enjeksiyon sisteminde yakıt enjeksiyonu kam milinden tahrikle çalışan pompanın yakıt basıncını yükselterek enjektörün yay gerilme kuvvetini yenmesi ve enjektör memesinin açılarak yakıtın silindir içine püskürtülmesi ile başlamaktadır. Ancak, Şekil 2.1’de görüldüğü gibi enjeksiyon süresince pompanın yakıt basıncını artırmaya devam ettiği ifade edilmektedir [4]. Dolayısıyla bilinenin aksine yakıt basıncının enjektörün açılma basıncında sabit kalmadığı, kam profili ve motor devrine bağlı olarak değişkenlik gösterdiği anlaşılmaktadır. Yapılan çalışmalarda bu tür sistemlerin enjektör ve pompa kısmına müdahale edilerek istenilen enjeksiyon başlangıç basıncı ve zamanlamasına yaklaşık olarak ulaşılabilen ancak sistemin değişen mekanik özellikleri nedeniyle örneğin; krank mili açısı başına püskürtülen yakıt miktarı (püskürtme kanunu) gibi önemli parametrelerin de değiştiği düşünülmektedir. Bu nedenle klasik yakıt sistemlerinde hassas bir enjeksiyon zamanlaması kontrolü mümkün olmadığı gibi çoklu enjeksiyon stratejileri de uygulanamamaktadır. Ayrıca bu sistemlerde yakıt basıncının enjektörün açılma basıncında sabit kalmadığı, enjeksiyon süresi boyunca artan yakıt basıncı nedeniyle enjeksiyon hızını kontrol etmek mümkün olmadığından kontrollü ve yumuşak bir yanma gerçekleştirmek oldukça zordur. Geleneksel sistemlerden farklı olarak CRDI sisteminde kam profilinden bağımsız olarak hem sabit basınçta çoklu enjeksiyon hem de esnek bir enjeksiyon zamanlaması kontrolü yapılabilmektedir.



Şekil 2.1. Yakıt enjeksiyonu sırasında yakıt basıncının değişimi, a) Klasik yakıt Enjeksiyon Sistemi, b) CRDI Yakıt Enjeksiyon Sistemi [5].

Bir motorun veriminin yüksek ve emisyonlarının düşük olması için silindir içi maksimum basıncın Üst Ölü Nokta (ÜÖN)'dan $10^\circ - 15^\circ$ Krank Mili Açısı (KMA) kadar sonra olması ve yanma işleminin yaklaşık $90^\circ - 100^\circ$ KMA da tamamlanması gerektiği, aksi halde motorun vuruntulu çalışabileceği, yanmanın genişleme stroku sonuna doğru kayacağı, basınç ve sıcaklıkların düştüğü bir zamanda silindire ısı sokulacağı için verimin de azalacağı ifade edilmiştir. Bu şartlar hassas olarak motor hızı ve yükü gibi parametrelerin belirlenmesi ve püskürtülecek yakıt miktarı, hızı ve zamanlamasının hassas olarak ayarlanması ile ancak gerçekleştirilebilmektedir. Bu nedenle enjeksiyonun, çalışma koşullarına göre değişmekle beraber ÜÖN den yaklaşık olarak $20^\circ - 30^\circ$ KMA önce başlatılması, tutuşma gecikmesi süresince püskürtülecek yakıtın hem istenilen zamanda maksimum basıncı meydana getirecek hem de vuruntuya sebep olmayacak şekilde püskürtülmesi gerekmektedir. Dolayısı ile maksimum basıncın istenilen açı aralığında meydana gelmesi ve vuruntusuz bir yanmanın gerçekleşmesi için Şekil 2.2'de görüldüğü gibi KMA başına püskürtülecek yakıt miktarı ve zamanlamasının hassas olarak ayarlanması gerektiği anlaşılmaktadır. Enjeksiyonun sona ermesi ise motorun çalışma koşullarına, tekli veya çoklu yakıt püskürtme stratejisi gibi parametrelere göre değişmekle birlikte genellikle ÜÖN yı $20^\circ - 35^\circ$ KMA yi geçe gerçekleşmektedir .



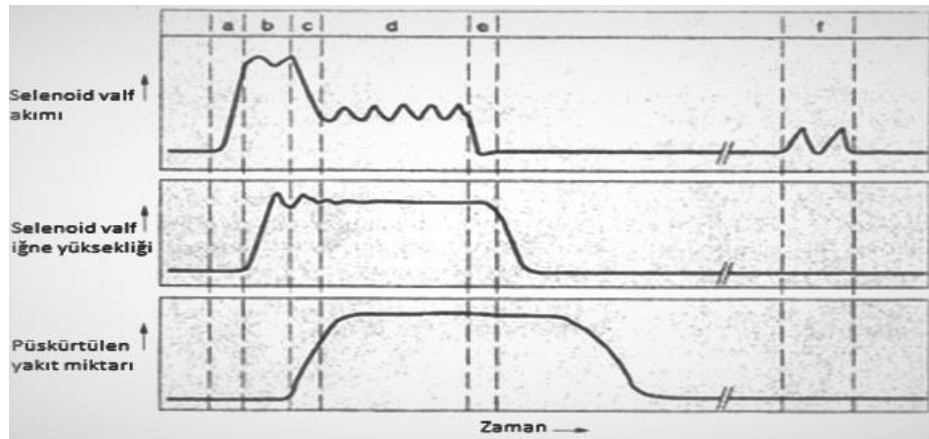
Şekil 2.2. KMA-Püskürtme zamanlaması [5].

Mikro denetleyici ve yarı iletken teknolojisindeki hızlı gelişmeler ile birlikte programlanabilir kontrolcülerin yaygınlaşması, bu teknolojinin otomotiv alanına girmesine ve otomotiv elektronığının de hızla gelişmesine olanak tanımıştır. Günümüz dizel motor yakıt enjeksiyon sistemlerinde mekanik kontrolün yerini daha karmaşık ve birçok parametreyi kontrol etmeye olanak tanıyan elektronik kontrol almıştır. Böylece motorun çalışma koşullarına göre en uygun zamanda ve gerekli miktarda yakıtın püskürtülmesi sonucu daha düşük egzoz emisyonu, gürültü ve yakıt tüketimine karşın daha iyi motor performansı elde edilmiştir. Günümüzde vuruntulu çalışmayı önlemek ve iyi bir motor performansı sağlamak amacı ile yüksek basınçlı yakıtı çoklu püskürtebilen Elektronik Kontrollü Yakıt Sistemleri (EKYS) kullanılmaktadır [6]. Bu sistemlerde kullanılan selenoid ve piezo enjektörler ile enjeksiyon zamanlaması ve hızı hassas olarak kontrol edilebilmektedir. Enjeksiyon esnasında yüksek basınç stabilizasyonu ile motorun anlık ihtiyaç duyduğu yakıt miktarının daha hassas bir şekilde kontrol edilebilmesi sağlanmıştır.

2.1.1. Enjektör Kontrolü ve Tasarımı Üzerine Yapılan Çalışmalar

2.1.1.1. Enjektör Sürme Devreleri ve Yöntemleri

CRDI yakıt enjeksiyon sistemlerinde, enjeksiyon hızı, zamanlaması ve çoklu enjeksiyon kabiliyeti kullanılan enjektör üzerinde bulunan selenoid valf performansı, valfin yapısıyla ilgili olduğu kadar selenoid valfe uygulanan kontrol sinyali ve uygulanan çalışma gerilimi ile de yakından ilişkilidir. Örneğin elektro-hidrolik enjektöre sabit gerilim uygulandığında çalışma prensibi gereği yapısında bulunan bobin akımının maksimum değere ulaşması ile enjektör memesinde bulunan iğne supabın kalkması (enjeksiyonun başlaması) ve akımın tamamen kesilmesi ile iğne supabın yatağına oturması (enjeksiyonun sonlanması) arasında Şekil 2.3'te görüldüğü gibi belirli bir faz farkı oluşmaktadır. Bu faz farkından dolayı iki ardışık püskürtme arasında belirli bir bekleme süresi gerekmektedir [4]. Bu nedenle belirli bir enjeksiyon periyodunda yapılabilecek püskürtme sayısı sınırlı olmakta yüksek devirlere çıkıldıkça çoklu enjeksiyon yeteneği azalmaktadır. Selenoid enjektörün iğne supabının yerinden kalkması ve yakıt püskürtme başlaması için gerekli olan minimum süre olan 200 μ s enjeksiyon periyodu yüksek devirlerde kademeli enjeksiyon yapılmasına izin vermemektedir [7].

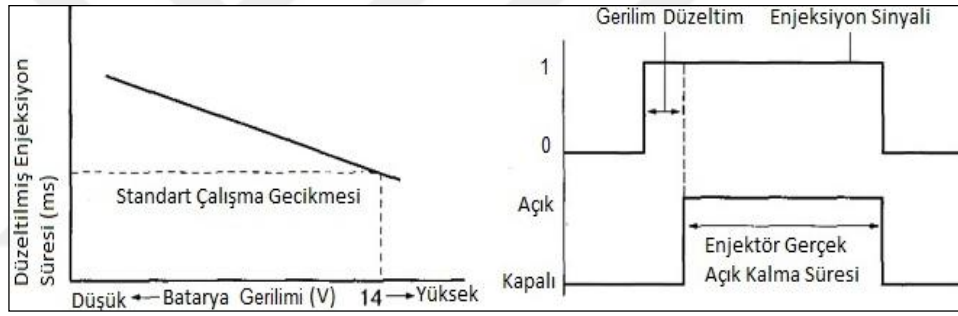


Şekil 2.3. Enjektör akımının değişim grafiği [4].

Enjektöre uygulanan sinyalin formu değiştirilerek selenoid valf ve enjektör iğnesi hareketinin optimizasyonu ile hem hassas bir yakıt miktarı kontrolü hem de çoklu enjeksiyon stratejileri ile motor performansı artırılmaya çalışılmaktadır. Sistemin

hassas ve optimum şekilde görevlerini yerine getirmesi bu selenoid valflerin verimli bir şekilde sürülebilmesi ile mümkün olmaktadır. Enjektör üzerinde bulunan selenoid valflerin kontrolünde değişik sürme devreleri kullanılabilir. Bunlardan bazıları; tek gerilimli sürme devresi, iki gerilimli sürme devresi ve darbe genişlik modülasyonu (PWM) sürme devresidir [8].

Enjektöre uygulanan çalışma geriliminin genliği selenoid davranışını doğrudan etkilemektedir. Düşük gerilim değerlerinde enjektörün açılması daha geç olmakta ve bunun sonucunda püskürtme süresi kısalmaktadır. Aynı açık kalma süresi için enjektör çalışma gerilimi düştükçe enjektöre uygulanan kontrol sinyali süresi daha uzun olmaktadır. Yüksek gerilim değerlerinde enjektörün cevap süresi daha kısa olmaktadır. Bu durum Şekil 2.4'te gösterilmiştir.

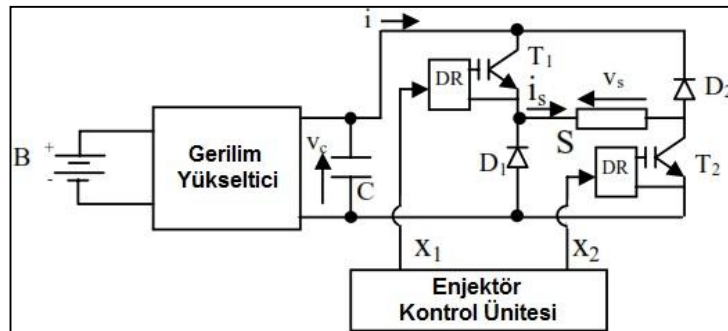


Şekil 2.4. Enjektör gerilimi ve kontrol sinyali periyodu ilişkisi [9].

Yakıt püskürtme stratejilerinde önemli role sahip basınç kontrol valfi ve elektro-hidrolik enjektörün optimizasyonu üzerine birçok çalışma yapılmıştır [10–12]. Selenoid enjektörün mekanik özellikleri, sürücü devresi ve kontrol sinyali metodunda yapılan optimizasyonlar ile daha hızlı çalışması sağlanarak anahtarlama süresinin ve ardışık enjeksiyonlar arasındaki bekleme süresinin kısaltılabildiği böylece çok kısa sürelerde bile çoklu enjeksiyonun yapılabileceği belirtilmiştir.

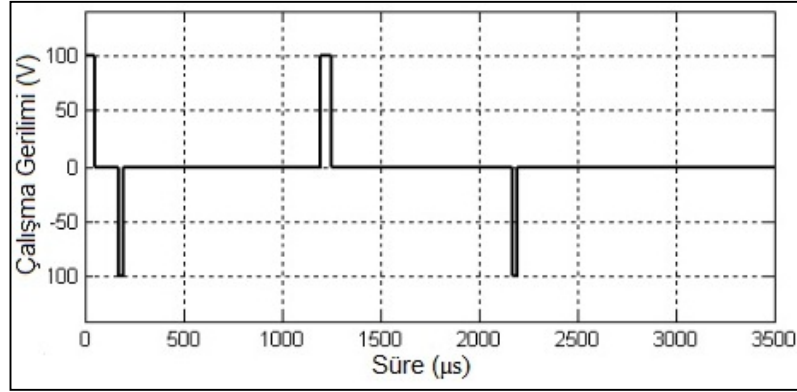
Bianchi vd. CRDI yakıt enjeksiyon sisteminde selenoid valfin optimizasyonu üzerine çalışmışlardır. Zararlı motor emisyonlarını indirmeye üzerine yapılan çalışmaların, enjeksiyon miktarı, enjeksiyon basıncı ve enjeksiyon karakteristiğini kontrol etmek üzerine yoğunlaştığını belirtmişlerdir. Özellikle CRDI yakıt enjeksiyon sistemindeki gelişmelerin motor performansı, egzoz emisyonları ve yakıt tüketimi gibi

parametreleri iyileştirebileceğini ifade etmişlerdir. Çalışmalarında kullandıkları selenoid valfin açılma ve kapanmasında anahtarlama zamanını %30 oranında azalttıklarını böylece çoklu enjeksiyon yapabilmeye uygun hale getirdiklerini ifade etmişlerdir. Yüksek devirlere çıkıldıkça toplam yanma süresinin kısaldığını ve çoklu enjeksiyon uygulamaları için yetersiz kaldığını belirtmişlerdir ve bu problemi çözmek için elektro-hidrolik enjektörün minimum anahtarlama süresini kısaltarak ardışık enjeksiyonlar arasındaki bekleme süresini kısaltmak için selenoid valfin optimizasyonu üzerine çalışmışlardır. Deneysel ve sayısal çalışmalar sonunda selenoid valfin akım profili optimizasyonunu yapabilmek için Şekil 2.5'te görülen yeni bir elektronik sürme devresi tasarlamışlardır. Özellikle ardışık iki enjeksiyon arasındaki bekleme süresinin kısılması ile esnek bir enjeksiyon zamanlaması sağlanarak dizel motorun NO_x ve egzoz-is emisyonlarının iyileştirebileceğini ifade etmişlerdir. Bu optimizasyon ile çalışmalarında kullandıkları selenoid valfin ardışık iki enjeksiyon arasındaki bekleme zamanını yaklaşık 15µs ye kadar azalttıklarını böylece çoklu enjeksiyon yapabilmeye uygun hale getirdiklerini, ancak sistemin mekaniksel ve akışkan özelliklerinden dolayı bu sürenin gerçek enjeksiyon sırasında uygulanamadığını ifade etmişlerdir [10].



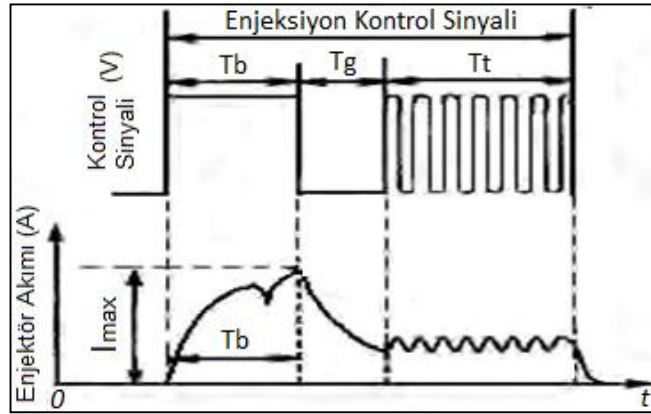
Şekil 2.5. Yüksek hızlı enjektör sürme devresi [10].

Bianchi vd. yüksek hızlı enjektör sürücü adını verdikleri bu devre ile enjektörü 100V gerilimle çalıştırmışlar böylelikle daha keskin akım yükselmesi elde etmişlerdir. Enjektör açılma sinyalinin bitiminden kısa bir süre sonra negatif genlikli gerilim uygulayarak selenoid akımının daha keskin bir şekilde düşmesini sağlamışlardır. Kullandıkları yöntemin çok daha düşük miktarlarda yakıt enjeksiyonu sağladığını ifade etmişlerdir. Şekil 2.6’da bu devreye ait kontrol sinyali çıkışı görülmektedir [10].



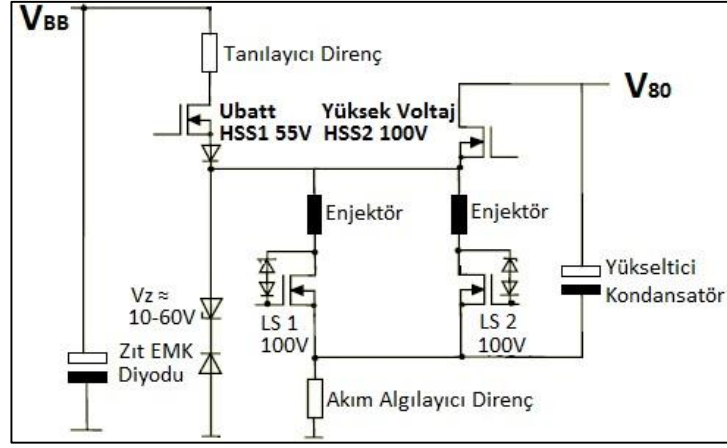
Şekil 2.6. Yüksek hızlı enjektör sürme devresine ait çıkış gerilimi grafiği [10].

An vd. çalışmalarında PWM'li sürme devresini kullanmışlardır. Şekil 2.7'de enjektörü sürmek için kullanılan selenoid PWM sinyali görülmektedir. Çıkış sinyali; başlangıç periyodu, tutma periyodu ve gecikme periyodu olmak üzere üç kısımdan oluşmaktadır. Başlangıç periyodunda selenoid valf üzerinden ani bir akım artışı gerçekleşerek enjektör açılır. Tutma periyodunda selenoid valf üzerinden enjektörün açık kalmasını sağlayacak bir akım geçişine izin verilir. Bu akımının değeri PWM sinyalinin frekansı ve görev süresi ile ayarlanır [13].



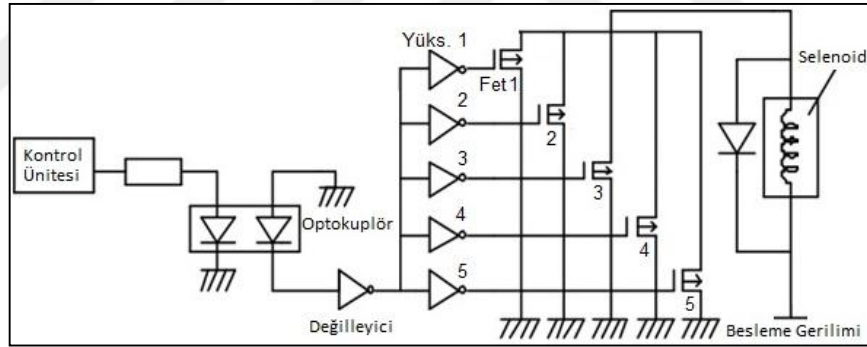
Şekil 2.7. Selenoid PWM sinyali [14,15].

Şekil 2.8'de iki gerilimli sürme devresi görülmektedir. Selenoid valfe uygulanan gerilimin genliği enjektörün açılma süresini doğrudan etkilemektedir. Daha hızlı cevap süresi için enjektöre açılma anında yüksek gerilim uygulanmakta, tutma gerilimi için batarya gerilimi uygulanmaktadır. HSS2 (High Speed Switch 2) yüksek gerilim anahtarlamasını, HSS1 (High Speed Switch 1) batarya gerilimi anahtarlamasını ve LS 1 (Low Side Switch) ve LS 2 silindir anahtarlamasını yapmaktadır [16].



Şekil 2.8. İki gerilimli sürme devresi [16].

Chae vd. yaptıkları çalışmada Şekil 2.9'da gösterilen tek gerilimli sürme devresini kullanmışlardır. Selenoid enjektörün çekme yayı ucuna bağladıkları ağırlığa bağlı olarak enjektörün harcadığı gücü test etmişlerdir. Gerilim değerini 24 V'a kadar artırarak farklı çalışma gerilimlerinde selenoidin davranışını incelemişlerdir [17].



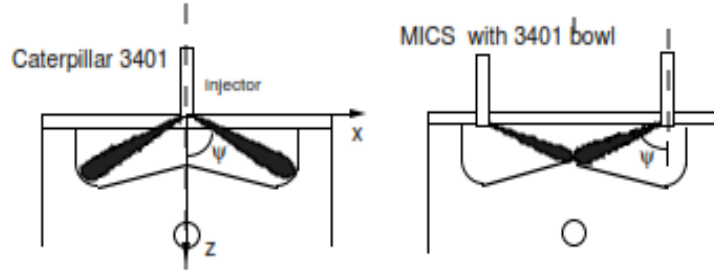
Şekil 2.9. Tek gerilimli sürme devresi [17].

2.1.1.2. Enjektör Tasarımları

Bu bölümde dizel motorlarla ilgili yakıt enjeksiyon sistemi araştırmalarının bir parçası olan farklı enjektör tasarımları ele alınmıştır. Literatürde karşılaşılan başlıca enjektör tasarımları aşağıda özetlenmiştir.

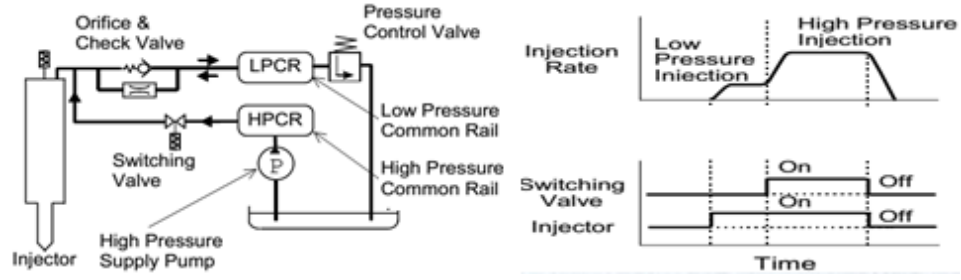
Uludoğan vd. bölünmüş enjeksiyon ve farklı enjektör lokasyonlarının dizel motor emisyonlarına etkisini çok boyutlu bilgisayar programı yardımı ile incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmada silindir içine ikinci bir enjektör monte ederek yakıt-hava karışımı

oluşumunu iyileştirmeye çalışmışlardır. Farklı enjektör lokasyonlarının yanmaya etkilerini incelemişlerdir. Sonuç olarak dizel motorunda çift enjektör uygulamasının motor gücünü arttırdığını, partikül madde ve NO_x emisyonlarını azalttığını dolayısıyla çift enjektörlü enjeksiyon sisteminin uygulanabilir olduğunu ifade etmişlerdir. Şekil 2.10'da Caterpillar 3401 motoru için modellemesi yapılan çift enjektör uygulaması gösterilmektedir [18].



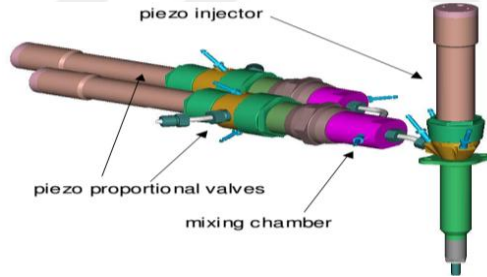
Şekil 2.10. Caterpillar 3401 çift enjektör uygulaması [18].

Tanabe vd. geleneksel CRDI sistemlerinde enjeksiyon periyodu boyunca yakıt basıncı sabit olduğundan enjeksiyon hızı formunun dikdörtgen biçiminde oluştuğu, bu nedenle geleneksel CRDI ile enjeksiyon hızının kontrol edilmeye pek elverişli olmadığı ifade edilmiştir. Bu yüzden enjeksiyon hızını kontrol etmek için Next Generation Common Rail System (NCRS) adını verdikleri sistemini tasarlamışlardır. NCRS sisteminde düşük ve yüksek yakıt basıncı için iki ayrı CRDI ile enjeksiyon periyodu devam ederken enjektöre gönderilen yakıtı düşük basınçtan yüksek basınca çeviren anahtarlama elemanları kullanarak enjeksiyon hızını kontrol etmişlerdir. Şekil 2.11'de NCRS sistemi ve anahtarlama valfi kontrol sinyali görülmektedir. Enjeksiyon başlangıcında enjektöre düşük basınç seviyesinde bulunan yakıt gönderilirken belirli bir gecikme sonrasında yüksek basınç seviyesinde bulunan yakıt gönderilmektedir. Böylece tutuşma gecikmesi süresince silindir içine daha az miktarda yakıtın gönderilmesi sağlanarak kontrollü bir yanma gerçekleştirilmiştir. Geliştirdikleri NCRS sistemini tek silindirli bir dizel motora uygulayarak yakıt tüketimi ve egzoz emisyonlarına etkilerini incelemişlerdir. Çalışma sonunda NCRS sistemi ile bir enjeksiyon periyodunda enjeksiyon hızını ayarlayarak yanmanın kontrolünü sağladıklarını, böylece yakıt tüketimi iyileşirken emisyonlarda kayda değer azalma görüldüğünü belirtmişlerdir [19].



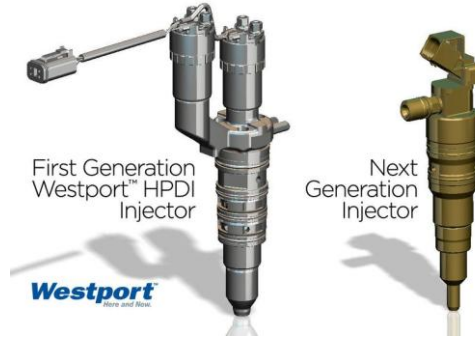
Şekil 2.11. NCRS sistemi ve anahtarlama valfi kontrol sinyali [19].

Esnek bir enjeksiyon hızı kontrolü için geliştirilen başka bir sistemde piezo oransal valfler ve tek bir piezo enjektör kullanılmıştır. Şekil 2.13'te görülen ve TwinCR adı verilen bu sistemde iki farklı railde bulunan farklı basınç seviyelerindeki yakıtlar oransal piezo valfler yardımıyla kontrollü olarak enjektör girişinden hemen önce bulunan karışım odasına aktarılarak yeni bir basınç seviyesi daha kısa sürede ayarlanabilmektedir. Daha hızlı ve esnek bir enjeksiyon hızı kontrolüne imkân veren bu sistem ile yanma kontrolü sağlanarak motor gürültüsünde azalma ve emisyonlarda iyileşme kaydedilmiştir [20].



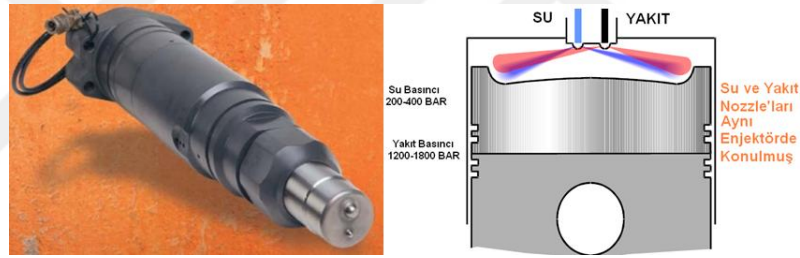
Şekil 2.12. TwinCR enjektör tasarımı [20].

Delphi firması tarafından geliştirilen çift yakıtlı enjektör Şekil 2.13'te görülmektedir. Enjektör yapısında bulunan ikili iğne-enjektör memesi düzeneği ile hem dizel hem de doğal gaz yakıtları aynı enjektör üzerinden püskürtülebilmektedir. Enjektör yapısı pilot yakıt olarak küçük miktarda dizel yakıt, ana yakıt olarak yüksek miktarda doğalgaz püskürtmek üzere tasarlanmıştır. Sıkıştırma zamanının sonunda silindir içerisine gönderilen doğal gazın tutuşması için küçük miktarda pilot dizel yakıtı püskürtülmektedir. Dizel yakıtla kıyaslandığında direkt enjeksiyonlu doğal gaz daha düşük adyabatik alev sıcaklığına sahip olduğundan daha düşük karbon ve NO_x emisyonu eğilimine sahiptir [21].



Şekil 2.13. Westport HPDI enjektör [21].

Şekil 2.14’te Wärtsilä firmasının üretmiş olduğu iki iğneli enjeksiyon valfine sahip 34DF enjektörü görülmektedir. Bu enjektörden iki farklı yakıtın püskürtülme imkanı bulunmaktadır. Enjektörü soğutmak için memelerden birisinden su püskürtme işlemi yapılmaktadır [22].

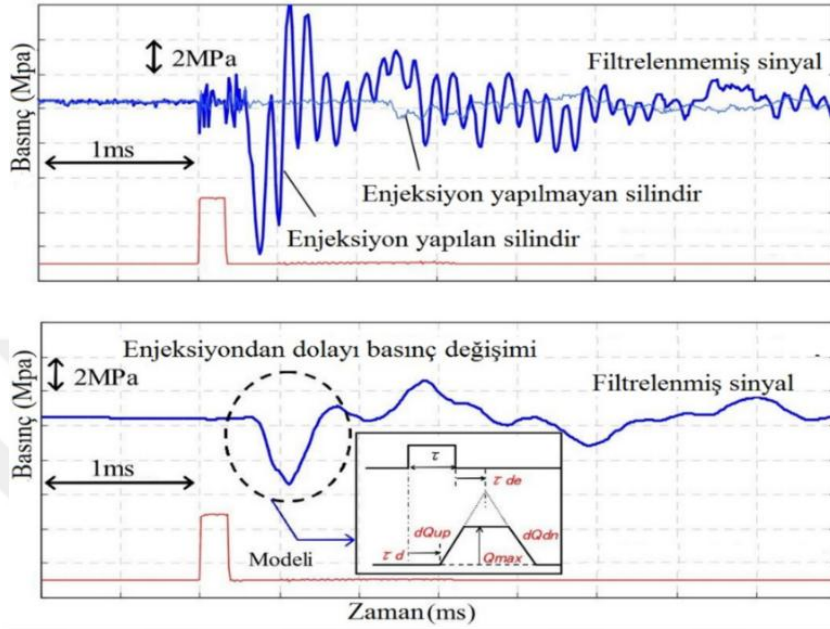


Şekil 2.14. Wartsila firması tarafından geliştirilen çift memeli enjektör [22].

2.1.2. CRDI Yakıt Basıncı Kontrolü

Yakıt enjeksiyon kontrolünde elektro-hidrolik enjektörün optimizasyonu kadar yüksek basınç sisteminin kontrolü de önemlidir. Yüksek basınç CRDI dizel motorlarında yakıt ekonomisi ve motor performansı motorun gerçek çalışma koşullarındaki rail basıncının ayarlanması ve stabilizasyonu ile ciddi bir şekilde etkilenmektedir. CRDI basıncı enjeksiyon miktarını ve hızını doğrudan etkilediğinden hassas bir enjeksiyon basıncı kontrolü ile enjeksiyon karakteristiğini ve motor performansının iyileştirilebileceği ifade edilmektedir. Miyura vd. yaptıkları çalışmada dizel motorların performanslarını artırırken aynı zamanda çok sıkı emisyon standartlarına uyum sağlaması gerektiğini ifade etmişlerdir. CRDI yakıt basıncının enjeksiyon sırasında Şekil 2.15’te görüldüğü gibi değişim gösterdiğini, bu nedenle geleneksel yöntemlerle

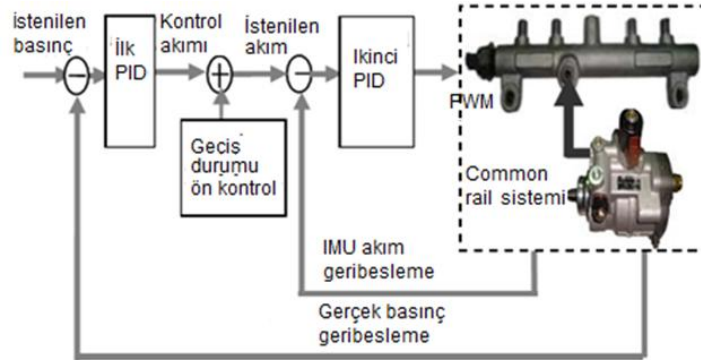
yapılan yakıt miktarı hesabı yerine enjeksiyon basıncının anlık değerlendirilmesi sonucu yakıt miktarının hesaplanmasının yanmayı iyileştirdiği ve emisyonları azalttığını ifade etmişlerdir [23].



Şekil 2.15. Enjeksiyon nedeniyle rail basıncında oluşan değişim [23].

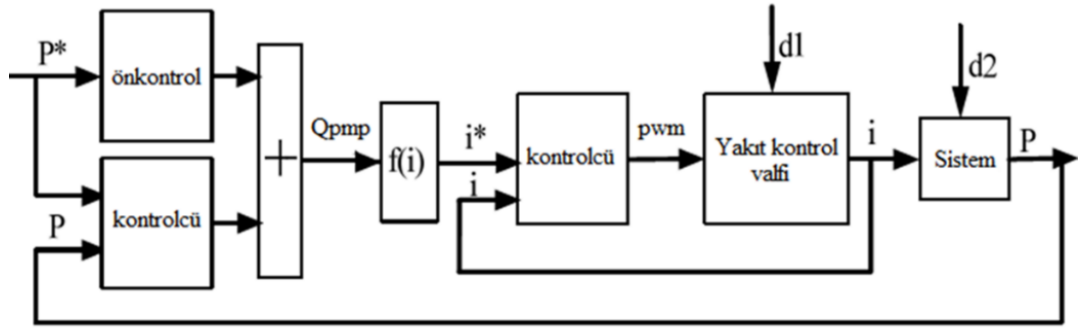
Su vd. geleneksel Proportional Integral Derivative (PID) yöntemiyle özellikle anlık ve büyük ölçekli yük değişimlerinde hassas bir CRDI basıncı kontrolünün mümkün olmadığını ifade ederek yüksek basınç common rail sisteminin performansını iyileştirmek için feed forward fuzzy PID kontrol yöntemini uygulamışlardır [11]. Tiexiong and Shilun oluşturdukları kayan kipli fuzzy kontrolcü ile common rail basıncının kontrolünü sağlamışlardır. Sistemin belirsizlik ve harici bozucu etkenlere karşı anlık cevabının, izleme karakteristiğinin iyi olduğunu sağlam bir kararlılık gösterdiğini ifade etmişlerdir [24]. Ji vd. CRDI sisteminde basınç kontrolünü RBF neural network temelli PID kontrolcü ile gerçekleştirmişlerdir. Çalışma sonucunda gerçekleştirdikleri kontrolcünün değişik çalışma koşullarında geleneksel PID kontrolcüye oranla daha iyi tepki verdiğini ve rail basıncındaki dalgalanmaları azalttığını ifade etmişlerdir [25]. An and Shao common rail basıncının kontrolünde kullandıkları tek nöron temelli PID kontrolcünün geleneksel PID kontrolcüye oranla daha üstün olduğunu ve hata payının daha küçük olduğunu ifade etmişlerdir [26]. Hong vd. basınç kontrol valfi akımı ve rail basıncı karakteristiğini kullanarak deneysel bir

model oluşturmuşlar, sistemlerine bir ölçme ünitesi ekleyerek hem basınç kontrol valfi için hem de ölçme ünitesi için iki ayrı algoritma kullanmışlardır. Böylelikle rail basıncı dalgalanmasını azaltmışlar ve gerçekleştirdikleri deneysel model temelli kontrolcünün basınç izleme ve geçiş durumu karakteristiklerinin başarılı olduğunu ifade etmişlerdir [27]. Weijun ve Linna tarafından yapılan çalışmada farklı durumlar için farklı rail basıncı kontrol stratejileri geliştirilmiştir. Genetik algoritma temelli PID kontrolcü tasarımı kullandıkları integral ayırıcı ile taşma önemli ölçüde azaltılmış, ön kontrol teknolojisi ile de oturma zamanı kısılırken rail basınç dalgalanması da azaltılmıştır [28]. Luo vd. ise common rail basıncını daha stabil olarak kontrol ettikleri çalışmalarında rail basıncı hata sinyalini 10 faza ayırarak her faz için farklı PID parametreleri kullanmışlardır [12]. Wei vd. Şekil 2.16’da görülen çift katmanlı rail basıncı kontrol yöntemi üzerine çalışmalarında enjektöre uyguladıkları sinyalin süresini kontrol valfini açmaya yetecek ($>150\mu s$) ancak iğne subabını yerinden kaldırmaya yetmeyecek ($<200\mu s$) şekilde ayarlayarak enjeksiyon olmaksızın enjektörden yakıt tankına yakıt geri dönüşü sağlamışlar, böylece enjektörün çalışma prensibine göre yakıt geri dönüş karakteristiğini rail basıncının kontrolünde yardımcı olarak kullanarak daha hassas bir basınç kontrolü sağlamışlardır [7].



Şekil 2.16. Çift katmanlı kapalı döngü kontrol yöntemi [7].

Hua vd. çalışmalarında Şekil 2.17’ de görülen çift döngülü kontrol yönteminde ana döngü olarak rail basıncı döngüsünü, yardımcı döngü olarak kontrol valfi akımı döngüsünü kullanmışlardır. Akım döngüsünün kontrol valfi çalışmasından kaynaklanan bozucu etkileri elimine ettiğini böylece sistemin performansını artırdığını ifade etmişlerdir [29].



Şekil 2.17. Çift döngülü kontrol yöntemi [29].

Yukarıda verilen literatür özetinden de anlaşıldığı gibi, yakıt enjeksiyonu kontrolü motor performans ve emisyonları açısından oldukça önemlidir. Enjeksiyon sırasında püskürtülen yakıt miktarının hassas olarak ayarlanabildiği sistemler geliştirilerek optimum püskürtme stratejisi yakalanmaya çalışılmaktadır. Her ne kadar enjektör ve sürücü devresi optimizasyonu, yüksek basınç sistemi optimizasyonları ile enjeksiyon kontrolü sağlanmaya çalışılsa da elektro-hidrolik enjektörün elektriksel, mekaniksel ve özellikle akışkan akışı özelliğinden kaynaklanan şarj-deşarj gecikmeleri nedeniyle tek selenoid enjektör ile belirli bir enjeksiyon süresince yapılabilecek püskürtme sayısının önünde hala engel teşkil etmektedir.

Geleneksel yakıt enjeksiyon sistemi ile çalışan bir motorda, motor performansına etki eden yakıt püskürtme basıncı ve zamanlaması gibi parametrelerin kontrolünün zor olduğu ve oldukça fazla zaman aldığı bilinmektedir. Örneğin; püskürtme avansının etkisini incelendiği bazı çalışmalarda motorun durdurulması ve pompa ile motor gövdesi arasına değişik kalınlıklarda şim takılması gerektiği anlaşılmaktadır. Benzer şekilde enjeksiyon basıncının değiştirilebilmesi için de enjektörün sökülerek, içinde yer alan basınç ayar pullarının değiştirilmesi veya enjektör başlığındaki kontra somun ayar vidası ile istenilen püskürtme basıncının ayarlanması gerekmektedir. Çoklu yakıt çalışmalarında yakıt karışımları hacimsel olarak değişik % oranları ile karıştırılmakta ve karışımın homojenliğinin sağlanması oldukça zor olmaktadır. Yapılan araştırmalardan anlaşıldığı gibi çoklu yakıt araştırmalarında yakıt karışımları genellikle hacimsel olarak belirli oranlarda karıştırılmaktadır. Bu şekilde bir karışımın homojen ve stabil olarak karıştığından emin olunması için belirli bir süre izlenmesi ve karışımındaki yakıtların kendi fazlarına ayrışmaması için yakıt tankı içine mikser

yerleştirmek gibi birtakım tedbirlerin alınması gerekmektedir. Ayrıca yakıt oranları değişik olan karışımların motorda denenmesi için bir önceki karışımın yakıt sisteminden tahliye edilmesi de bir hayli yorucu ve deney şartlarının stabilitesini bozucu etkiye neden olmaktadır.

Yukarıda da belirtildiği gibi içten yanmalı dizel motor araştırmalarının, geleneksel yakıt püskürtme sistemleri yerine elektronik kontrollü yakıt püskürtme sistemleri ile gerçekleştirilmesinin daha güvenilir sonuçlar alınmasını ve geleneksel sistemler ile yapılan çalışmalarda karşılaşılan problemleri ortadan kaldırmasına rağmen Ülkemizde; Aydın ve Aktaş tarafından yapılan tek silindirli bir dizel motor için elektronik kontrollü yakıt enjeksiyon sistemi prototipinin gerçekleştirilmesi ile Ergenç ve Koca tarafından yapılan PLC kontrollü tek silindirli bir dizel-LPG motoru çalışmaları dışında başka çalışmaya rastlanmamıştır. Dolayısı ile bu çalışma kapsamında elektronik kontrollü bir yakıt enjeksiyon sisteminin tasarlanması ve performansının ortaya konmasının özellikle ülkemiz açısından bu alanda literatüre katkı sağlayacağı düşünülmektedir.

2.2. DİZEL MOTORLARDA ALTERNATİF YAKIT KULLANIMI İLE İLGİLİ ÇALIŞMALAR

Dünyada hızla artan insan nüfusu nedeniyle ulaşım, tarım, elektrik üretimi ve ağır sanayi gibi birçok alanda mekanizasyon ve enerji ihtiyaçları artmıştır. Dizel motor, aynı boyut aralığında diğer motor tipleri ile karşılaştırıldığında düşük maliyetle yüksek güç üretmesi nedeniyle bu alanlarda çok yüksek bir kullanım oranına sahiptir. Dizel motorların yaygın kullanımına bağlı olarak dizel motorlarla ilgili temel araştırma başlıkları, motor performansını arttırırken yakıt tüketimini ve zararlı emisyonları azaltmaktadır. Dünya çapında mevcut fosil yakıt rezervlerinin kullanım ömürlerinin oldukça azalması ve her geçen gün daha sıkı kurallar getirilen emisyon standartları nedeniyle dizel motorlar için çevre dostu yakıtlar ve yakıt sistemleri geliştirmek bu motorlarla ilgili öne çıkan araştırma konularıdır. Dizel motorlarda, alternatif yakıtları kullanarak motor performansını iyileştirmek ve zararlı emisyonları azaltmak için yapılan birçok çalışma vardır [30–33].

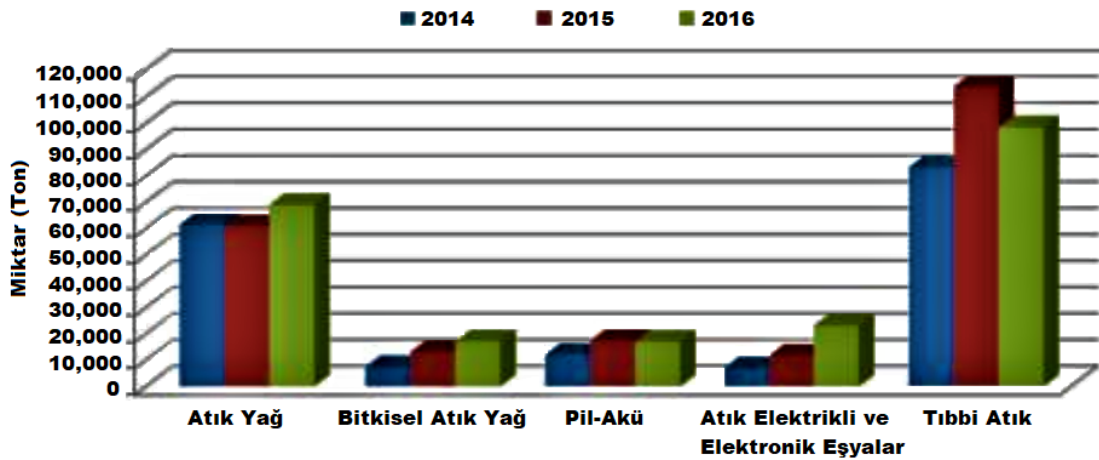
Dizel motorlarda birincil yakıt olarak dizel kullanılmakla birlikte alternatif yakıt olarak birçok sıvı veya gaz yakıt kullanılmaktadır. Bitkisel yağ, hayvansal yağ, atık plastikler ve atık pişirme yağları gibi çeşitli kaynaklardan üretilen biyodizel, atık lastiklerden elde edilen Lastik Piroliz Yakıt (LPY) ve çeşitli alkol karışımları, dizel motorlarda kullanılan alternatif sıvı yakıtlardandır [34–42]. Sıvı yakıtlara ek olarak, hidrojen, Sıkıştırılmış Doğal Gaz (CNG), Dizel Metil Ester (DME), biyogaz ve sıvılaştırılmış Petrol Gazı (LPG) gibi gaz yakıtları da dizel motorlarda kullanılabilir [43–48].

Dizel motorlarda kullanılan alternatif sıvı yakıtlardan olan biyodizelin petrol kökenli yakıtlarla karşılaştırıldığı zaman emisyon değerleri daha düşük olduğundan çevre ve insan sağlığına olan zararları daha azdır. Biyodizel bitkisel ve hayvansal yağların yanı sıra yosunlar, atık plastikler ve atık motor yağları gibi birçok yenilenebilir enerji kaynağı kullanılarak üretilmektedir. Günümüzde biyodizel yakıtların yaygın olarak kullanılmamasının sebebi üretim maliyetlerinin yüksek olmasıdır. Atık yağlardan üretilen biyodizel üretim maliyetlerini düşürmesi açısından büyük önem arz etmekte, ayrıca çevre sağlığına da katkı sağlamaktadır. Biyodizel kullanımı dizel yakıtına kıyasla egzoz emisyon değerlerinin düşürmesinin yanında çevreye bilinçsizce atılan atık yağların toprak ve suya karışarak doğaya verdiği zararın önüne geçilmesine katkıda bulunmaktadır. Dizel motorların yanma odası veya yakıt enjeksiyon sisteminde kapsamlı bir değişikliğe gitmeden kullanılabilir olması da biyodizel kullanımının diğer bir olumlu tarafıdır. Biyodizel gelecekte dizel yakıtının yerini alabilecek, yenilenebilir, toksin etkisi olmayan ve doğada kolay bozunabilir bir yakıttır [32,49–54].

Biyodizel üretiminde ağırlıklı olarak bitkisel yağların ve hayvansal yağların kullanılması üretim maliyetlerini oldukça artırmaktadır. Atık yağlardan biyodizel üretimi, maliyetinin düşük olmasının yanında atık yağların çevreye verdiği olumsuz etkilerin ortadan kalkmasına da büyük fayda sağlamaktadır. Aksi halde atık yağlar çevreye bilinçsiz bir şekilde atılmaktadır. Özellikle sanayi ve evlerimizde kullandığımız yağların, logar ve lavabolar vasıtası ile atılması ve doğaya karışması neticesinde tam bir çevre felaketi yaşanmaktadır. Atık yağlar toprağa döküldüğü zaman toprağın yapısını bozar. Bitkilere zarar verir. Verim kaybına neden olur. Ayrıca

lavaboya dökülen atık yağlar dren sistemine sıvanarak zamanla kanalizasyon sistemini daraltarak tıkanmasına da sebep olmaktadır. Ayrıca evsel atık sularının içinde bulunan yağları, biyolojik olarak arıtmak mümkün değildir. Çöpe dökülen atık yağlar, çöp depolama alanında sık sık yangınların çıkmasına neden olmaktadır. Çöpe atıldığında, önce toprağa ardında da yağmur suları ile yeraltı temiz su kaynaklarına ulaşarak kirliliğe neden olmaktadır. Yağlar suların yüzeyini kaplar ve havadan suya oksijen transferini önler. Zamanla su bozularak, oksijenin tükenmesini hızlandırır ve suda yaşayan canlıların ölmesine sebep olurlar. Aynı zamanda denizlerde denizanası oluşumunu artırarak, deniz kirliliğini hızlandırır. Bir litre atık yağ bir milyon litre suyu kirletmektedir. Bu çapta büyük çevre felaketlerine sebep olabilecek atık yağların çevreye atılmasını hükümetler yasalarla, belediyeler atık yağ alıp yerine kullanılmamış bitkisel yağ vermek sureti ile atık yağların yukarıdaki zararlarını azaltıcı faaliyetlerde bulunmaktadır [55].

2016 yılı Tehlikeli Atık Beyan Sistemi TABS verilerine göre ülkemizdeki bitkisel atık yağ miktarı 7,234 ton iken, 2016 yılında bu rakam 17,070 ton değerine çıkmıştır. 2016 yılında atık yağ miktarında bir önceki yıla göre yaklaşık %10 artış, bitkisel atık yağ miktarında ise bir önceki yıla göre yaklaşık %30 artış gerçekleştiği görülmektedir. Şekil 2.18’de 2014-2016 yıllarında gerçekleşen özel ve tıbbi atık dağılımı görülmektedir. Bitkisel atık yağın toplam atık dağılımındaki payı bir yıl içinde iki katına çıkarak %7,61 olmuştur [56]. Artan nüfusla birlikte bu payın daha da artacağı düşünülmektedir.



Şekil 2.18. 2014 ve 2016 yılları arasındaki özel ve tıbbi atık dağılımı [56].

Bitkisel yağlardan biyodizel üretimi ve dizel motorlarında kullanılması ülkemizin mevcut durumu göz önünde bulundurulduğunda oldukça yüksek maliyete neden olmaktadır. Ancak atık yağların değerlendirilerek biyodizel olarak geri dönüşümü ve dizel yakıtı yerine kullanılması hem çevreye atık olarak verdiği zararı ortadan kaldıracak hem de mevcut şartlarda ortaya çıkan bu yüksek maliyeti oldukça düşürecektir. Bitkisel atık yağların geri dönüşüme uğramadan atılması ciddi çevre problemlerine neden olmaktadır. Küçük ölçekli bireysel tip ev mutfaklarından büyük ölçekli endüstriyel tip yemek fabrikalarına kadar birçok mutfakta dikkatsizce lavaboya dökülen atık bitkisel yağlar zamanla kanalizasyon sistemini tıkayarak büyük maliyetler ortaya çıkarmaktadır. Ayrıca atık bitkisel yağların herhangi bir işleminden geçirilmeden çevreye atılması yer altı sularının kirlenmesine sebep olmaktadır [57]. Endüstriyel ve evsel atık yağların değerlendirilerek biyodizel olarak kullanılmasının hem çevresel hem de ekonomik açıdan pek çok avantajı bulunmaktadır.

Gürü vd. tarafından yapılan çalışmada atık tavuk yağından elde edilen biyodizel yakıtına magnezyum katkısı yaparak tek silindirli bir dizel motorda motor performansı ve yanma karakteristiğine etkisini incelemişlerdir. Çalışmalarında dizel yakıtına magnezyum katkılı biyodizel ekleyerek saf dizel yakıtı ile kıyaslamışlardır. Deneysel sonuçlara göre dizel yakıtına ilave edilen biyodizelin CO ve is emisyonlarını azaltırken NO_x emisyonlarını bir miktar artırdığını ifade etmişlerdir. Biyodizelin maksimum yanma basıncının ve oksijen içeriğinin dizel yakıtına kıyasla daha yüksek olmasının NO_x emisyonu artışında rolü olduğunu belirtmişlerdir [58].

Behçet ve Çakmak tarafından yapılan çalışmada dizel bir motorda balık yağından elde edilen biyodizel karışımlarının motor performans ve emisyonlarına etkisi incelenmiştir. Biyodizel miktarı arttıkça dizel yakıtına göre motor momenti, motor gücü, SO₂ ve CO emisyonunda azalma meydana gelirken özgül yakıt tüketimi, egzoz gazı sıcaklığı ve NO_x emisyonunda artış meydana geldiği gözlemlenmiştir. Balık yağından elde edilen biyodizelin dizel yakıtına benzer özellikler gösterdiği ve bu sebeple egzoz emisyonlarını azaltıcı yönde etkilerinden dolayı dizel yakıtına alternatif bir yakıt olarak kullanılabileceği belirlenmiştir [4].

Sugözü vd. yaptıkları çalışmada, atık motor yağlarını toz, metal parçacıkları, kükürt ve su gibi maddelerden arıtarak, dizel motorlarında kullanılabilecek yakıt elde ettikleri yakıtın motor performansı ve egzoz emisyonu üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. %5, %10, %15 oranlarında atık motor yağı bir dizel motorda kullanarak, motor performans ve egzoz emisyonları bakımından karşılaştırmışlardır. Atık motor yağından yaklaşık %10 oranında dizel motorlarda kullanılabilecek dizel benzeri yakıt elde etmişlerdir. 1200-2400 d/d ve tam yük pozisyonunda dizel yakıtına %5, %10, %15 oranlarda atık motor yağı katılarak yapılan deneylerde motor performansının düştüğünü, tork ve efektif gücün dizel yakıtına göre daha düşük, özgül yakıt tüketiminin ise daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Ayrıca elde edilen karışım yakıtlarının CO ve NO_x emisyon değerlerinin dizel yakıtına göre daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir [59].

Behçet vd. yaptıkları çalışmada, atık kızartma yağı metil esterinin dizel motorunda, motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkisini araştırmışlardır. Çalışmalar değişik karışım oranlarında ve motor hızlarında yapılmıştır. Yapılan çalışmaların sonucunda elde edilen motor momenti ve efektif motor gücü dizel yakıtından biraz düşük, yakıt tüketimi ise fazla çıkmıştır. Aynı devirlerde elde edilen değerler birbirine yakın çıkmıştır. Emisyon deneylerinde ise, NO_x ve O₂, metil ester karışımlarında dizel yakıtından daha yüksek çıkmıştır. HC, CO₂ ve CO emisyonları metil ester karışımlarında daha düşük seviyelerinde kalmıştır. Motor emisyonlarında metil ester karışımlarının genel olarak çevreye daha az zararlı olduğu belirlenmiştir [7].

Gümüş vd. yaptıkları çalışmada biyodizel yakıtının değişik enjeksiyon basınçlarında egzoz emisyonlarına etkisini incelemişlerdir. Çalışmalarında enjeksiyon basıncını değiştirebilmek için enjektörün içini açarak enjektör yayı altına 0.2 mm kalınlığında basınç ayar pulları yerleştirmişlerdir. Her bir basınç ayar pulu için enjeksiyon basıncının 2 MPa arttığını ifade etmişlerdir [60].

Sayın ve Çanakcı yaptıkları çalışmada çift yakıtlı bir dizel motorda enjeksiyon zamanlamasının egzoz emisyonlarına ve motor performansına etkilerini incelemişlerdir. Dizel yakıtına %0 dan %15 e kadar %5 oranla etanol ilave ederek oluşturdukları dört farklı yakıt karışımının değişken enjeksiyon zamanlamalarında

motor performans ve emisyonlarına etkisini incelemişlerdir. Homojen bir yakıt karışımı oluşturmak için yakıt karışımlarını deneye başlamadan hemen önce hazırlamışlar, ayrışmayı önlemek için de yakıt tankı içine bir mikser koymuşlardır. Enjeksiyon avansını değiştirebilmek için yakıt pompası ve motor gövdesi arasına 0.25 mm kalınlığında basınç ayar şimi yerleştirmişlerdir. Ekledikleri her bir basınç ayar şimi için enjeksiyon avansının 3° Krank Mili Açısı (KMA) kadar arttığını ifade etmişlerdir [61].

Aktaş ve Sekmen yaptıkları çalışmada biyodizel ile çalışan bir motorun yakıt püskürtme avansının performans ve egzoz emisyonlarına etkilerini incelemişlerdir. Püskürtme avansını değiştirirken motorun yakıt pompasını yerinden sökmüşler ve pompa altında bulunan ayar şimini değiştirdikten sonra motoru tekrar çalıştırarak püskürtme avansının değişimini tespit etmişlerdir. İstenilen avans sağlanamadığı durumda aynı işlemleri tekrarlamışlardır. Ayrıca avansın ayarlanması sırasında mekanik sebeplerden dolayı küçük farklılıkların ortaya çıktığını belirtmişlerdir [62].

Utlu ve Koçak atık kızartma yağından elde etikleri biyodizel yakıtının dört silindirli bir dizel motorda motor performansı ve egzoz emisyonları üzerine etkisini dizel yakıtı ile kıyaslamalı olarak incelemişlerdir. Motor torku ve yakıt tüketiminde kayda değer bir değişim olmazken CO, CO₂, NO_x ve is emisyonlarında azalma meydana geldiğini ifade etmişlerdir [63].

Dizel motorlarda kullanılan alternatif gaz yakıtların başında LPG ve doğal gaz gelmektedir. LPG yakıtı dizel motorlarda genellikle gaz fazında kullanılmakla birlikte son yıllarda sıvı fazında kullanımı ile ilgili çalışmalar popülerlik kazanmıştır. LPG yakıtının gaz fazında kullanılması durumunda, emme manifolduna gaz fazında enjeksiyon edilen LPG burada emme havası ile karışarak silindir içerisine alınır [48,64–66]. LPG'nin sıvı fazında kullanıldığı uygulamalarda ise 0.5 MPa'dan daha yüksek basınç uygulanarak sıvı hale getirilir. Sıvılaştırılmış LPG, basınçlı bir yakıt hattında dizel yakıtı ile karıştırılarak yüksek basınçlı pompa ile enjektöre iletilir [34,67–69]. Sıvı fazındaki LPG'nin silindir içerisine enjeksiyonu, ya tek bir enjektör ile LPG-dizel karışımı olarak ya da ikinci bir enjektör ile dizel yakıtı ayrı LPG yakıtı ayrı şekilde yapılır [70].

Gaz fazında LPG ile çalışan dizel motorlarda, buharlaştırılmış LPG, giriş havası ile silindire alınır ve LPG-hava karışımı, geleneksel dizel motorda olduğu gibi sıkıştırılır. LPG hava karışımı yüksek kendiliğinden tutuşma sıcaklığı nedeniyle otomatik olarak tutuşmaz. LPG hava karışımının tutuşması için pilot yakıt olarak az miktarda dizel yakıt enjekte edilir. Geleneksel dizel enjeksiyon ekipmanı tarafından enjekte edilen pilot dizel yakıtı, normal olarak motor çıkış gücünün sadece küçük bir kısmına katkıda bulunur [71]. Gaz fazında LPG kullanımı üzerine yapılan birçok araştırmada dizel motorda LPG kullanımının daha iyi motor performansı ile birlikte daha düşük partikül ve duman emisyonuna sahip olduğu görülmüştür [64,71,72].

Ciniviz dizel motorda dizel/LPG çift yakıtının motor performansı ve emisyonu üzerindeki etkisini araştırmıştır. Gaz fazındaki LPG'yi emme manifolduna %30 oranında ulaştırmak için gaz ayar vanası sistemi tasarladılar. Deney sonuçlarına göre, motor gücü, motor torku ve özgül yakıt tüketiminin çift yakıt uygulamasıyla iyileştiği gözlemlenmiştir. Çift yakıtlı çalışmada tek yakıtlı çalışmaya göre, motor gücünün % 5,8, NO_x emisyonu ve k faktörünün ise sırasıyla % 5,9 ve 1/9 oranında azaldığını, CO emisyonlarının CO₂'ye dönüştürülemediğinden CO₂ emisyonlarının tek yakıt modundan daha düşük çıktığını ifade etmiştir [48].

Alam vd. içeriğinde %100 bütan olan LPG ile çalıştırılan direkt enjeksiyonlu dizel motorun performansını ve emisyonlarını incelemiştir. Setan sayısını arttırmak için LPG yakıtına di-terciyer-bütıl peroksit ve alifatik hidrokarbon eklemiştir. Setan sayısı geliştirilmiş LPG ile geniş motor yük aralığında stabil bir dizel motor çalışması mümkün olmuştur. Deney sonuçlarına göre, LPG yakıtı ilavesi dizel yakıt kullanımına kıyasla NO_x emisyonunu artırdığını gözlemlemiştir. Deneysel sonuçlara göre, LPG ile çalışan dizel motorun efektif veriminin saf dizel yakıt işletimiyle karşılaştırılabilir olduğunu belirtmişlerdir [64].

Saleh, LPG içeriğindeki propan oranın, EGR özelliği olan bir dizel motorda dizel/LPG çift yakıtının emisyon ve performans üzerindeki etkisi üzerine çalışmıştır. Test sonuçlarına göre en iyi motor verimi %40 propan oranıyla elde edilmiştir. LPG içeriğindeki, yüksek bütan oranı ve yüksek propan oranı NO_x ve CO emisyonlarının azalmasına yol açmıştır. %30 bütan ve %70 propan içeriğinden oluşan bir karışımda,

motor performansı saf dizel yakıtla aynı seviyede kalmıştır. NO_x emisyonları, %70 propan ve %30 bütan karışımında tam yükte yaklaşık %27 azalmıştır [65].

Rao vd. bir dizel/LPG çift yakıtlı motorun performansı üzerine yaptıkları çalışmada LPG yakıtını tek silindirli test motorunun emme manifoldundan %10, %20, %30, %40 ve %50 oranlarında enjeksiyon etmişlerdir. Deneyler, farklı yüklerde 1500 d/d sabit motor hızında gerçekleştirilmiştir. %50 LPG yakıt oranı sadece motor yükünün %40'ına kadar kullanılabilmiştir. Tüm LPG yakıt karışımı oranlarında, saf dizel yakıtla kıyaslandığında efektif verimin arttığını gözlemlemişlerdir. Yakıt karışımının LPG oranı artarken, duman emisyonunun ve özgül yakıt tüketiminin kademeli olarak azaldığını ifade etmişlerdir [73].

Ergenç ve Koca, dizel motorlarda LPG kullanımını deneysel olarak incelemişlerdir. Gaz fazındaki LPG'yi %10, %20 ve %25 oranlarında emme manifoldundan enjeksiyon etmişlerdir. Motor gücünde, motor torkunda ve özel yakıt tüketiminde maksimum iyileştirmeler %25 LPG oranıyla elde edildiğini belirtmişlerdir. Egzoz emisyonları açısından, tüm LPG oranlarında NO_x ve HC emisyonları azalırken, CO ve CO₂ emisyonları artmıştır [74].

Lata vd. hidrojen ve LPG ilavesinin çift yakıtlı bir dizel motorun verimliliği ve emisyonları üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Yüksek yüklerde LPG kullanımıyla verimliliğin arttığını, HC, NO_x ve duman emisyonlarının azaldığını gözlemlemişlerdir. Test motorunda %70 LPG oranında vuruntulu bir çalışma olduğunu en iyi motor performansının %40 LPG oranında elde edildiğini ifade etmişlerdir [75].

Mirgal vd. dizel/LPG çift yakıtlı bir dizel motorda gaz fazındaki LPG yakıtını, tek silindirli dizel motorun emme manifolduna enjeksiyon etmişlerdir. Deneyler, %50 motor yükünde ve 1500 d/d sabit motor hızında gerçekleştirilmiştir. Yaklaşık %35, %67, %73 ve %90 LPG yakıt oranlarında çalıştırdıkları motorda, LPG yakıt oranı arttıkça, NO_x emisyonları azaldığını ve HC emisyonları düzenli olarak arttığını gözlemlemişlerdir. CO emisyonlarının önce arttığını ve daha sonra hafif azaldığını, LPG oranındaki artışın silindir basıncında hafif bir azalma meydana getirdiğini ifade etmişlerdir [76].

Benzin enjektörlerinin enjeksiyon basınçlarının yükselmesi ile birlikte LPG'nin sıvı fazda aynı enjektörler ile silindir içine püskürtülmesi ile çalışmalar yürütülmekte ve sıvı LPG enjeksiyonunun motor performansına, yanma olayına ve egzoz emisyon parametrelerine etkileri araştırılmaktadır. Yeni nesil LPG dönüşüm sistemlerinde araçtaki mevcut GDI enjektörler ile sıvı fazdaki LPG nin doğrudan silindir içerisine enjeksiyonu yapılarak motorun verimi artırılmaya çalışılmaktadır [77–79].

Sıvı fazdaki LPG dizel motorlarda kullanıldığında, LPG yakıtı dizel yakıtla karıştırılır ve yüksek basınçlı pompaya verilir. Sıvı LPG ve dizel yakıt karışımı yüksek basınçta dizel enjektör ile silindir içerisine püskürtülmektedir. LPG'nin düşük kaynama noktası nedeniyle sıvı fazındaki LPG, silindire enjekte edildiğinde kolayca gaz fazına geçebilir. Dizel/LPG yakıt karışımındaki LPG'nin hızlı buharlaşması, yakıt spreyi atomizasyonunu geliştirebilir. Yakıt karışımındaki LPG içeriğinin artması, dizel/LPG yakıt karışımının setan sayısını azaltarak ateşleme gecikmesinin artmasına neden olacaktır. Ayrıca, dizel/LPG karışımının gizli buharlaşma ısı ve Alt Isıl Değeri (AID) ateşleme gecikmesinde hafif bir artış sağlar. LPG'nin dizel yakıtla birlikte enjeksiyonu iyi bir püskürtme atomizasyonunu gerçekleştirebilir ve yakıt-hava karışımının iyileşmesine katkıda bulunabilir, ancak karışımlardaki yüksek LPG oranı motor vuruntusuna veya yanma gürültüsüne neden olabilir [34,67–69].

Kim vd. düşük basınçlı bir elektrik motoru ile 0.5 MPa seviyesinde basınçlandırdıkları LPG yakıtını CRDI yakıt enjeksiyon sistemi ile doğrudan silindir için püskürtmüşlerdir. 20 MPa enjeksiyon basıncında LPG ile çalıştırdıkları motorun 40 Nm sabit yük değişik devirlerde yanma ve egzoz emisyon parametrelerini incelemişlerdir. Direkt LPG enjeksiyonu ile çalışan motorun partikül madde emisyonlarının benzinli çalışmaya göre daha düşük olduğunu ifade etmişlerdir [77].

Cao vd. sıvı fazdaki LPG ve dizel yakıtını yüksek basınç pompasına bir karışım halinde aktarmışlar ve ortak bir enjektör üzerinden 180 ve 260 bar basınç arasında silindir içine enjekte etmişlerdir. %100 dizel, %10 ve %30 LPG oranları ile 1800 d/d sabit hızda yaptıkları deneylerde motor gücü ve torkun aynı seviyede kaldıklarını gözlemlemişlerdir. En iyi CO, NO_x ve is emisyonları %30 LPG oranı kullanılarak, en iyi HC emisyonunu %100 dizel yakıtla elde edildiğini belirtmişlerdir [67].

Qi vd. bir sıkıştırma ile ateşlemeli motorda dizel/LPG çift yakıtının yanmaya ve egzoz emisyonlarına etkisini araştırmışlardır. Dizel yakıt ve sıvı faz LPG'yi %10, %20, %30 ve %40 oranlarıyla karıştırmışlar ve ortak bir enjektör ile silindir içerisine enjeksiyon etmişlerdir. Deneyleri, 1500 ve 2000 d/d sabit motor devirlerinde %15 ile %90 arasında değişen motor yükleri altında gerçekleştirmişlerdir. Tüm yük ve devir koşullarında, LPG oranı artarken silindir basıncının azaldığı gözlemlenmiştir. Emisyonlar açısından NO_x emisyonunun azaldığını ancak LPG oranı arttığında HC arttığını gözlemlemişlerdir. Bu durumun, LPG oranının artmasıyla düşük motor yükünde silindir gaz sıcaklığının daha düşük olması ve LPG içeriğindeki daha aromatik hidrokarbonların tamamen yanmamasından kaynaklandığını ifade etmişlerdir. Diğer taraftan, LPG'nin, silindir içinde homojen karışım oluşumu sağladığını daha verimli yandığını, böylece HC emisyonlarının büyük ölçüde azalttığını ifade etmişlerdir. Saf dizel yakıt kullanımına göre CO emisyonunda büyük bir değişiklik olmadığını, is emisyonlarının kademeli olarak azaldığını ve en iyi is emisyonunun % 40 LPG oranı kullanılarak sağlandığını ifade etmişlerdir [34].

Ma vd. dizel/propan karışımlarının yakıt enjeksiyon zamanlamasının tek silindirli bir dizel motorunda motor performansına etkisini incelemişlerdir. Toplam yanma süresi, CO, HC ve is emisyonları azalırken, motor hızı, aynı motor yükü ve enjeksiyon zamanlaması için yakıt karışımındaki propan oranı arttıkça, maksimum ısı salınımı oranı, maksimum silindir gazı sıcaklığı ve NO_x emisyonları artmıştır [69].

Agarwal vd. yaptıkları çalışmada CRDI yakıt enjeksiyon sistemine sahip tek silindirli bir dizel motorda, enjeksiyon basıncının partikül madde ve vuruntu meyline etkisini incelemişlerdir. Yakıt enjeksiyon sistemini ve motor çalışmasını kontrol etmek için Bosch firmasına ait AVL-RPEMS + ETK7 BOSCH motor yönetim sistemini kullanmışlardır. Çalışmalarında enjeksiyon basıncını artırdıklarında partikül madde oluşumunun azaldığını ifade etmişlerdir. Farklı enjeksiyon basınçlarında enjeksiyon başlangıcını değiştirmek suretiyle motor performans ve emisyonlarını incelemişlerdir. [80].

Agarwal vd. yaptıkları diğer bir çalışmada aynı sistemi kullanarak, 2500 sabit devirde 500 ve 1000 bar enjeksiyon basınçlarında enjeksiyon zamanlamasının motor emisyon

ve performansına etkisini incelemişlerdir. Yüksek enjeksiyon basınçlarında avans arttıkça motor gücü artarken özgül yakıt tüketimi ve egzoz sıcaklığının azaldığını ifade etmişlerdir. CO₂ ve HC emisyonları azalırken NO_x emisyonunun arttığını ifade etmişlerdir [81].

Ergenç vd. yaptıkları çalışmada dizel-ester karışımının yüksek basınçta, farklı enjeksiyon avanslarında yanma karakteristiğini incelemişlerdir. Çalışmalarında PLC ile kontrol ettikleri bir CRDI yakıt enjeksiyon sistemini tek silindirli bir dizel motor üzerinde denemişlerdir. Sabit bir hızda çalıştırdıkları deney motorunu hız azalmaya başlayana kadar yüklemişler ve bu noktayı maksimum tork noktası olarak adlandırmışlardır. Bu noktadaki motor torkunu, hızını ve enjeksiyon basıncını ölçmüşlerdir [74].

Hotta vd. yaptıkları çalışmada çoklu enjeksiyonun CRDI yakıt enjeksiyon sisteminin uyguladıkları bir tek silindirli dizel motorda çoklu enjeksiyon uygulamasının yüksüz, orta yük ve tam yük durumlarında küçük bir HSDI dizel motorunda egzoz ve emisyonlarına etkisini incelemişlerdir. Tam yük durumunda erken yapılan pilot püskürtmenin yanma gürültüsünün azalttığını ve egzoz emisyonlarını azalttığını ifade etmişlerdir. Çalışmalarında pilot enjeksiyonu küçük zaman aralıkları ile bir seri halinde yapmışlar böylece motor gürültüsünün azaldığını fakat yakıt tüketimi ve HC emisyonlarının arttığını ifade etmişlerdir [82].

Govindaraju vd. yaptıkları çalışmada tek silindirli bir dizel motorun yakıt enjeksiyon sistemini geliştirdikleri gömülü yazılım ile kontrol etmişlerdir. Çalışma sonucunda mekanik enjeksiyon sistemine göre toplam yakıt tüketiminde, mekanik verimde, indike termik verimde ve fren termik verimde iyileşmeler gözlemlenmiştir [83].

BÖLÜM 3

ELEKTRONİK KONTROLLÜ YAKIT ENJEKSİYON SİSTEMLERİ

Benzinli ve dizel motorlarda yanma veriminin artırılması ile motor performansının artırılarak emisyonların düşürülmesi ve yakıt tüketiminin azaltılması otomotiv endüstrinin en önemli araştırma konuları arasında yer almaktadır. Bu kapsamda benzinli ve dizel motorlar için verimli alternatif yakıtların bulunması, yakıt enjeksiyon sistemlerinin geliştirilmesi ve verimli yanma odası tasarımları başlıca araştırma konuları olarak ön plana çıkmaktadır. Yükselen petrol fiyatlarının yanı sıra özellikle son yıllarda artan çevre hassasiyeti nedeniyle emisyon standartlarına getirilen sıkı düzenlemeler nedeniyle, içten yanmalı motorlarda yakıt tüketiminin azaltılması ve zararlı emisyonların kontrol altına alınabilmesi ile ilgili araştırmalar sürekli olarak güncelliğini korumaktadır. Yakıt enjeksiyon sistemlerindeki gelişmeler ile birlikte benzinli motorlarda da port enjeksiyonu yerine dizel motorlardaki gibi yakıtın yüksek basınç altında direkt silindir içerisine püskürtüldüğü yakıt enjeksiyon sistemleri kullanılmaya başlanmıştır. Elektronik kontrol ünitesi, motorun yük durumuna göre enjektör tetikleme sinyalinin periyodunu değiştirerek hava-yakıt oranını ayarlamaktadır. Böylece motor kısmi yüklerde fakir karışım oranlarında ($HFK > 1$) çalışırken, tam yükte ise oldukça homojen dağılıma sahip stokiyometrik karışım ile çalışmaktadır ($HFK = 1$). Motorun yük durumuna göre ihtiyaç duyduğu yakıt miktarının ve zamanlamasının hassas bir şekilde ayarlanabilmesi sonucu, özgül yakıt tüketiminde %25'lere varan iyileştirmeler sağlanmıştır. Ayrıca motorda ilk hareket kolaylığı, hızlı cevap verme yeteneği, düşük CO_2 emisyonları, vurunu meylinin azalması, yüksek volümetrik verim gibi avantajları bulunmaktadır. Ancak kısmi yüklerde yanmamış HC emisyonlarındaki artış ve NO_x emisyonlarının yüksek oluşu elektronik kontrollü motorların geliştirilmeye açık olan sorunları arasında yer almaktadır.

Motorlarda ideal yanma (tam yanma) durumunda yanma ürünleri zehirli etkileri olmayan karbondioksit (CO_2), su buharı (H_2O) bileşenleriyle havadaki azottan (N_2) oluşmaktadır. Stokiyometrik oranda oksijen en az fakat karbondioksit miktarı en yüksektir. Karışım zenginleştikçe CO_2 oranındaki azalmaya karşı CO oranı artmakta bunun yanında karışım fakirleştikçe CO_2 azalırken O_2 artmaktadır.

3.1. CRDI YAKIT ENJEKSİYON SİSTEMİ

3.1.1. CRDI Sisteminin Genel Yapısı

CRDI, “tutuculu püskürtme” veya “ortak boru” anlamına gelen, dizel motorlarda kullanılan bir yakıt enjeksiyon sistemidir. Bugüne kadar kullanılan aynı türdeki sistemlere göre yakıt sarfıyatı, egzoz gazı emisyonu, çalışma sistemi ve gürültü oluşumunda daha üstün bir sistemdir. Direkt tahrik edilen blok veya tek pompalı sistemlerden farklı olarak CRDI sisteminde basınç oluşumu ve püskürtme ayrılmaktadır. Geleneksel yakıt enjeksiyon sistemlerinde yakıt pompası tarafından sıkıştırılan yakıt sıvılar sıkıştırılmaz prensibi gereğince enjektör ucunda bulunan yay mekanizmasının kuvvetini yenerek silindir içerisine püskürtülürken CRDI sisteminde durum biraz farklıdır. Akü üzerinden besleme gerilimini alan elektrikli besleme pompası dizel yakıtını alçak basınçta yakıt tankından yüksek basınç pompasına iletmektedir. Yüksek basınç pompası dizel yakıtı basınçlandırarak rail hattına iletir. EKÜ rail hattı üzerinde bulunan basınç kontrol valfine uyguladığı 1 kHz PWM sinyalinin doluluk oranını değiştirerek sistem basıncını kontrol eder. Rail hattında yaklaşık 1500 2000 bar seviyesinde yüksek basınçlı yakıt hazır bulunur. Motorun çalışma koşuluna göre ihtiyaç duyduğu yakıt EKÜ’ nün enjektöre gönderdiği tetikleme sinyalinin periyodu ile belirlenerek optimum yakıt tüketimi ve motor performansı takip edilir. Püskürtme miktarı ve zamanlaması, EKÜ tarafından ayarlanan common rail basıncı ve enjektöre gönderilen tetikleme sinyali periyodu ile belirlenmektedir. Enjektör ve rail hattından geri dönen fazla yakıt, dizel yakıtının ısı eşanjöründe soğutulur ve geri dönüş kanalı üzerinden tekrar yakıt tankına geri gönderilir. Şekil 3.1’de CRDI yakıt enjeksiyon sistemi görülmektedir.



Şekil 3.1. CRDI yakıt enjeksiyon sistemi [84].

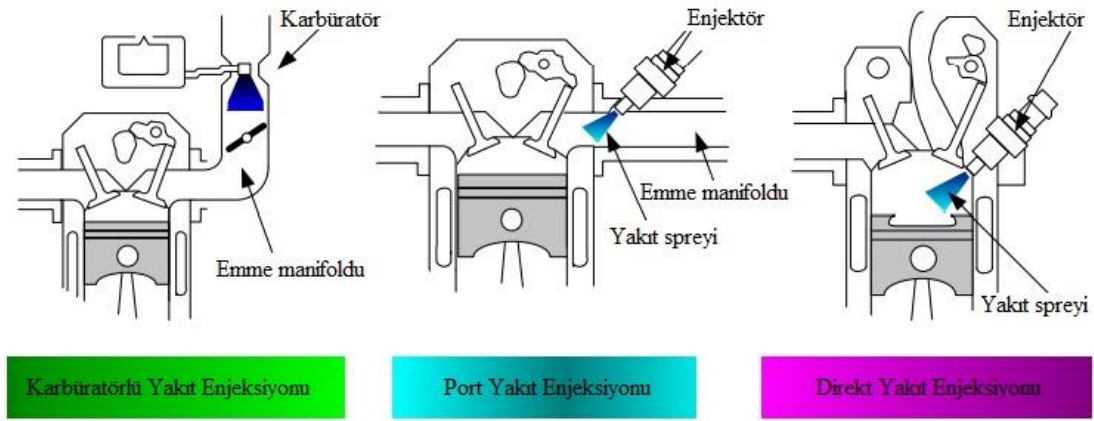
3.1.2. CRDI Sisteminin Avantajları

- Hava-yakıt karışımının oluşumunu iyileştirir,
- Enjeksiyon basıncı, geniş limitler içerisinde serbestçe seçilebilir,
- Yakıt enjeksiyonunun başlangıcı ve enjekte edilen yakıt miktarı da serbestçe belirlenebilir,
- Çalışma koşullarının değiştiği durumlarda ve özellikle de soğukta daha esnektir,
- Yanma ekolojiktir ve ekonomiktir,
- Çalışması için daha az motor gücüne ihtiyaç duyulur,
- Daha basit bir sistemdir,
- Modüler bir sistemdir,
- Düşük maliyet ile daha iyi performans sağlar.

3.2. GDI YAKIT ENJEKSİYON SİSTEMİ

Benzin direkt enjeksiyon (GDI) teknolojisi çok noktalı port yakıt enjeksiyon sisteminin bir sonraki gelişmiş adımı olarak ön plana çıkmaktadır. Günümüz benzinli motorlarda klasik port enjeksiyon sistemi yerine yakıtın doğrudan silindir içerisine püskürtülerek verimli bir yanmanın gerçekleşmesini sağlayan yakıt enjeksiyon sistemleri kullanılmaktadır. Şekil 3.2’ de benzin yakıt enjeksiyon sisteminin gelişimi gösterilmiştir. GDI teknolojili motorlarda klasik benzinli motorlardan farklı olarak,

dizel motorlara benzer şekilde yüksek basınçlı yakıt silindir içine doğrudan ve çok hassas bir zamanlama ile püskürtülmekte, kayıplar ve verim düşüşü önlenmektedir. Silindir içerisine direkt enjeksiyonu yapılan yakıtın daha iyi dağılması ve homojenize olmasının yanında piston ve silindir yüzeyinin de bir miktar soğutulması sağlanmaktadır. Normal bir motorda silindirin içine yakıt yaklaşık 3, 5 bar basınçla püskürtülürken, GDI motorlarda enjeksiyon basıncı 30-200 bar arasında değişmekte, böylelikle yakıtın daha iyi atomizasyonu ile verimli bir yanma sağlamaktadır. Yüksek atomizasyon sonucu yakıtın silindir içinde tam yanması sağlanarak motorun verimi artırılmaktadır. Emme havasının turbo veya kompresör ile basınçlandırılması sonucu silindir içine emilen hava miktarı artmış, yüksek basınçlı benzin enjektörleri ile de silindir içindeki yüksek basınçlı hava üzerine yakıt enjeksiyonu sağlanmıştır. Bu sayede daha küçük motor hacminde daha yüksek performansa sahip, daha düşük egzoz emisyonları üreten motorlar elde edilmiştir. Artan yanma verimi sonucunda küçük hacimli bir motordan elde edilen güç ve performans da artmıştır. Bu sayede araçlarda kullanılan motor hacimleri küçültülerek daha fazla verim alınabilmektedir.

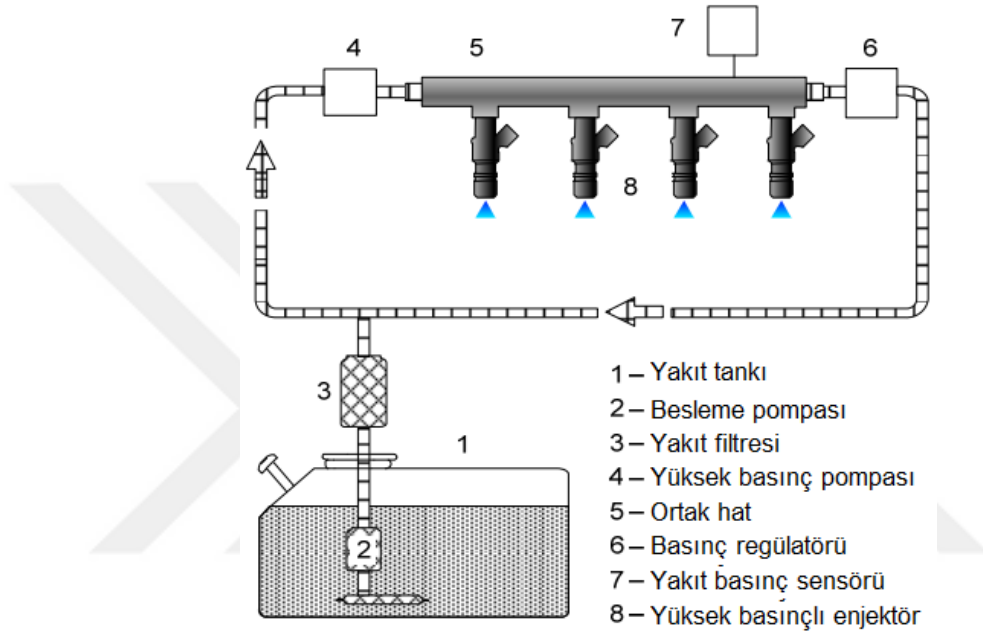


Şekil 3.2. Benzin yakıt enjeksiyon sisteminin gelişimi [85].

3.2.1. GDI Sisteminin Genel Yapısı

GDI sisteminin yapısı CRDI sistemine benzer şekilde çalışmaktadır. Yakıt tankından besleme pompası vasıtası ile yüksek basınç pompasına ulaştırılan yakıt buradan ortak yakıt hattına yüksek basınçlı bir şekilde ulaştırılır. GDI sisteminde yakıt tankından 3-4 bar gibi düşük basınçlarda yakıt sistemine çekilen yakıt, yüksek basınçlı pompadan sonra 300-400 bar gibi yüksek basınç değerlerine ulaşmaktadır. Ortak yakıt hattı

üzerinde bulunan bir yakıt basıncı sensörü ile yakıt basıncı izlenerek pompa üzerinde bulunan selenoid valfe kumanda edilerek yakıt hat basıncı ayarlanmaktadır. Ortak yakıt hattı üzerinden yüksek basınçlı yakıtın ulaştırıldığı GDI enjektör EKÜ tarafından tetiklenerek aracın mevcut yük ve hız koşullarına göre ihtiyaç duyduğu yakıt miktarını silindir içine doğrudan gönderir. Şekil 3.3'te GDI yakıt enjeksiyon sistemi görülmektedir.



Şekil 3.3. GDI yakıt enjeksiyon sistemi [85].

3.2.2. GDI Sisteminin Avantajları

- Daha iyi atomizasyon sonucu yakıtın gaz haline gelmesi kolaydır.
- Emme zamanında içeriye maksimum hava şarjı gerçekleşir.
- Motor gücü yüksektir.
- Yakıt verimi yüksektir.
- Düşük NOx emisyonuna sahiptir,
- Daha az benzin tüketimi,
- CO2 emisyonları düşüktür.
- Alternatif yakıt kullanımına uygundur.
- Farklı motor koşullarına göre enjeksiyon şartlarını değiştirebilir.

BÖLÜM 4

DİZEL MOTOR PERFORMANS VE EMİSYONLARI

4.1. DİZEL MOTORLARDA PERFORMANS PARAMETRELERİ

4.1.1. Efektif Verim

Yanma işleminden sonra enerjinin yaklaşık %30'luk bir kısmı motor üzerinden ısı olarak atılmaktadır. Yine %30'luk bir kısım ise egzoz gazları ile birlikte atılmaktadır. Bu kayıplardan sonra mekanik enerjiye dönüştürülebilecek %40'luk teorik bir enerji kalmıştır. Sürtünme ve pompa kayıpları dikkate alındığında ortalama %25 ile %40 arasında bir enerji mekanik olarak kullanılabilir durumdadır. İçten yanmalı bir motorun efektif verimi (η_f), (g/kWh) cinsinden Fren Özgöl Yakıt Tüketimine (FÖYT) ve (kWh/g) cinsinden Alt Isıl Değerine (AID) bağlı olarak aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\eta_f = \frac{1}{FÖYT \cdot AID} \quad (4.1)$$

4.1.2. Egzoz Gaz Sıcaklığı

İçten yanmalı motorda kullanılabilir enerji %30-40 civarındadır. Geri kalan kısım ise soğutma sistemi ve egzoz gazı ile atılmaktadır. Bu nedenle Egzoz Gaz Sıcaklığı (EGS) verileri motorun çalışması ve yakıtın verimli yanması ile ilgili bilgiler içeren, motor performansı hakkında fikir veren değerlerdir. Yüksek EGS değerleri motorun egzoz emisyonlarından NO_x oluşumuna direkt etki ettiği için EGS parametresi motor emisyonlarının oluşumunda dikkate alınması gereken bir parametredir.

4.1.3. Yakıt Tüketimi

Motor testlerinde yakıt tüketimi birim zaman başına silindire giden yakıt kütle akışıdır. Yakıt tüketimi alternatif yakıt çalışmalarında deney yakıtlarının efektif verime katkısının bulunması için ölçülmesi gereken bir parametredir. Belirli bir motor yükünde belirli bir süre için tüketilen yakıt miktarı farklı özellikteki test yakıtları için değişkenlik göstermektedir [86].

4.1.4. Özgül Yakıt Tüketimi

FÖYT, içten yanmalı bir motorun tüketmiş olduğu yakıtı karşılık krank mili üzerinde ürettiği gücün verimini ifade etmektedir. Özgül yakıt tüketiminin “fren” kelimesi ile birlikte kullanılmasının temel nedeni ise, dinamometre üzerinde içten yanmalı bir motorun karakteristik özelliklerinin belirleyen parametreler belirlenirken frenleme gücünün kullanılmasıdır.

İçten yanmalı bir motordan çıkış gücü, silindir içerisine gönderilen yakıtın hava ile karışması ve yanması sonucu açığa çıkan ısı enerjisi ile elde edilir. Motor testi deneylerinde motor tarafından tüketilen yakıt genellikle dinamometre üzerinde kütle akışı olarak ölçülmektedir. Saatlik olarak motorun tükettiği yakıt miktarı [kg/h], motor çıkışında elde edilen güce [kW] bölündüğünde FÖYT [g/kWh] elde edilmiş olur.

$$FÖYT = m_y / P * 1000 \quad (4.2)$$

- m_y [kg/h] – Yakıt Kütle Akışı
- P_e [kW] – Motor Çıkış Gücü
- FÖYT [g/kWh] – Fren Özgül Yakıt Tüketimi

Motor çıkış gücü anlık olarak motor hızı ve momentinin bir fonksiyonudur:

$$P_e = 2\pi * M_e * \frac{n}{60} \quad (4.3)$$

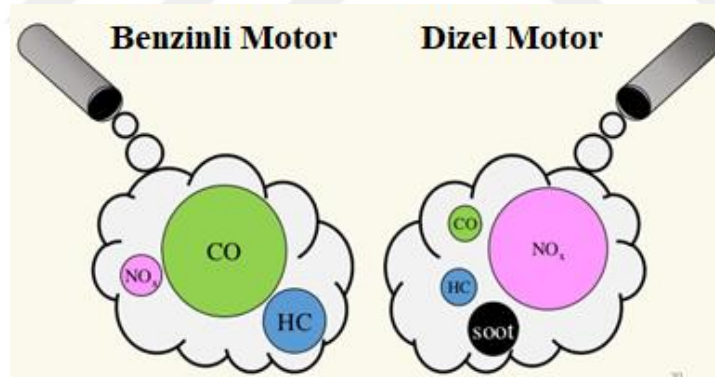
- M [Nm] – Motor momenti

- n [d/d] – Motor hızı
- P_e [kW] – Motor gücü

Özgöl yakıt tüketiminin düşük değerde olması motorun daha verimli olduğu anlamına gelir. Benzinli motorlarda bu değer ortalama 250 g/kWh iken, dizel motorlarda ise ortalama 200 g/kWh'tir.

4.2. DİZEL MOTORLARDAN KAYNAKLANAN ZARARLI EMİSYONLAR

Yakıtın oksijenle birleşerek büyük miktarda enerji açığa çıkardığı kimyasal reaksiyona yanma denir. Yanma için gerekli oksijen genellikle havayla sağlanır. Dizel motor yakıtı olarak kullanılan motorini genellikle $C_{17}H_{34}$ temsil eder. Yakıt ile havanın karışarak tam yanması sonucunda yanma ürünleri oluşur. Bunlar CO_2 , H_2O ve N_2 'dir. Eğer yakıt çevrim sonucu tam olarak yanmamış ise bu bileşenlere ek olarak CO, HC, NO_x , PM gibi ürünler de oluşur. Şekil 4.1'de içten yanmalı motorlardan kaynaklanan zararlı emisyonlar görülmektedir.



Şekil 4.1. İçten yanmalı motorlardan kaynaklanan zararlı emisyonlar.

Motorin-hava karışımının yanma denklemi;



Dizel motorlarda PM ve NO_x emisyonlarının yüksek düzeyde, CO ve HC emisyonlarının ise daha az olduğu görülmektedir. Çünkü dizel motorlarda Hava Fazlalık Katsayısı (HFK), benzinli motorlara göre daha yüksektir. Dizel motorlu

araçlar benzinli araçlara nazaran CO, HC ve CO₂ egzoz emisyonlarını daha az üretir iken is ve NO_x emisyonlarını daha fazla üretmektedir.

4.2.1. Karbon Oksitler

Yanma ürünleri arasında CO bulunmasının ana nedeni oksijen ile havanın buluşamamasıdır. CO emisyonları, hidrokarbon yakıtlarının eksik yanması sonucu oluşan bir üründür. Yanma odasında yetersiz oksidantın ve düşük sıcaklığın sebep olduğu eksik yanma dolayısı ile CO emisyonları oluşur. Yanmanın sonuna doğru oluşan CO emisyonları, değişik oksidantlarla birleşme tepkimesine girerek CO₂ emisyonlarına dönüşürler. Düşük yanma odası sıcaklığı ve yetersiz oksidant seviyesinden dolayı gerçekleşemeyen birleşme tepkimeleri, CO emisyonlarının artmasına neden olur.

Yakıtça zengin karışımlar daha çok CO emisyonu üretirler. Ancak, dizel motorlar hava fazlalığı ile çalıştığından CO emisyonları oldukça düşüktür. Dizel motorlardaki yanmanın her safhasında, yüksek yanma sıcaklığı, oksijen miktarının fazlalığı, karışım teşkil hızının yüksek oluşu CO emisyonlarının oksidasyonuna yardım eder [77].

Dizel motorlarında genellikle fakir karışım oranları ile çalışıldığından CO emisyonu düşük olmaktadır. Karbon monoksitin oksijen taşıma kapasitesini azaltması sonucunda kandaki oksijen yetersizliği nedeniyle kan damarlarının çeperleri, beyin kalp gibi hassas organ ve dokularda fonksiyon bozuklukları meydana gelir. Karbondioksit, renksiz, kokusuz ve zehirsiz bir gazdır. Karbondioksit atmosferde çok düşük konsantrasyonda bulunan bir gazdır, %00,3-%00,6 aralığında bulunur. C içeren maddelerin O₂ ile reaksiyona girmeleri sonucu oluşan son üründür. CO₂ global bir kirleticidir. CO₂'nin doğal seviyesi yaklaşık 280 ppm'dir. Ancak bu miktar fosil kökenli yakıtların kullanımının artması ile bugün 350 ppm'e kadar yükselmiştir. Bu değer her yıl yaklaşık olarak 2,3 ppm artmaktadır. CO₂ gazıyla ilgili istenilen değer 1800'lü yılların başında ölçülmüş olan 280 ppm seviyesidir. Ancak her yıl 6,3 % CO₂ emisyon artışı ile 2020 yılında toplam CO₂ emisyonunun 605 Milyon Ton olacağı, kişi başına düşen emisyon miktarının ise 6,9 ton olacağı öngörülmektedir.

CO₂'nin kendisi toksik bir gaz değildir. Ancak atmosferdeki CO₂ konsantrasyonun yükselmesi sonucu, güneşten gelen kısa boylu dalgaların atmosferde tutulması söz konusu olmuştur. Bu da yeryüzü sıcaklığının artmasına, yani sera etkisine neden olmaktadır. Karbon oksitlerin ölçümünde kullanılan en yaygın olarak kullanılan yöntem non-dispersive infrared absorpsiyon yöntemi olmakla birlikte diğer bir yöntem ise gaz filtresi korelasyon yöntemidir.

4.2.2. Hidrokarbonlar

Dizel motorlarda HC emisyonları, parçalanmış yakıt moleküllerinden veya yağlama yağından oluşur. HC emisyonları, tutuşma gecikmesi periyodu boyunca, zengin yakıt/hava oranlarının bir sonucu olarak veya karışım teşkili sırasında tutuşamayan yakıt moleküllerinden oluşur. Tutuşma gecikmesinden sonra püskürtülen yakıt, yakıtın hava ile karışmasını yavaşlatır. Bu durum, eksik yanma ve HC emisyonlarının oluşumuna sebep olan karışımın aşırı zenginleşmesine ve yanma ürünlerinin soğumasına yol açar. HC oluşumunun esas kaynağı, yanma odasındaki karışımın tutuşamayacak kadar fakir olduğu reaksiyon bölgesindedir [87].

HC emisyonları genel olarak, yakıt enjeksiyonu sonunda oluşan iri yakıt taneciklerinin hava ile karışamamasından kaynaklanır. Ayrıca, yakıt özellikleri, motor tasarımı ve motora ait işletme parametreleri HC emisyonlarının oluşumunda etkilidir. İri yakıt taneciklerinin buharlaşması, karışım oluşturmaları ve yanma sürecine katılması için yanma odasında ilave havaya ve yüksek sıcaklığa ihtiyaç duyulur. Yanma odasına püskürtülen yakıtın çoğunun yanması için buharlaşma, karışım oluşturma ve yanma hızının yeterli düzeyde olması gerekir. Aksi durumda, egzozda aşırı derecede yanmamış hidrokarbon görülür. Yanmanın başlaması ile püskürtülen yakıt piroliz olur ve hava ile karışarak oksitlenme hızı artar. Sonuç olarak tam yanma sağlanır. Ancak, piroliz ve oksidasyon hızını yavaşlatan şartlar lokal olarak zengin karışımlara ve eksik yanmaya sebep olacağından HC emisyonlarının oluşumunu artırır [87].

Yakıt püskürtme basıncının artırılması yakıtın atomizasyonunu artırır. Bu durum karışım teşkil hızını ve karışımın oluşmasını iyileştirerek tam yanmaya yardımcı olur ve HC emisyonlarını azaltır. Ancak, yakıt püskürtme basıncının gereğinden fazla artışı

HC emisyonlarının oluşumuna büyük katkı sağlayan alev sönme bölgelerini de aşırı derecede genişletir. Optimum püskürtme zamanının öncesinde veya sonrasında yakıtı püskürtmek HC emisyonlarını artırır. Püskürtme zamanını çok öne almak veya çok geciktirmek tutuşma gecikmesini artırdığından daha fazla yakıtın buharlaşmasına ve küçük yakıt taneciklerinin yanma odasındaki sirkülasyon yardımı ile uzaklara taşınmasına neden olur. Bu sebeple daha geniş soğuk alev bölgesi oluşur ve HC emisyonları artar. HC emisyonlarını artıran diğer bir sebep de yanma odası yüzeylerine çarpan yakıt tanecikleridir [87].

4.2.3. Azot Oksitler

Genelde stokiometrik orana yakın hava yakıt karışımlarında yanma sırasında NO oluşur. NO oluşumunu arttıran parametreler gaz sıcaklığı ve oksijen konsantrasyonudur. NO_x, değişik miktarlarda azot ve oksijen içeren fazlaca reaktif bir gazdır. İçten yanmalı motorlarda yanma odasındaki sıcaklık 1800 K'nin üzerine çıktığında, havanın içerisindeki azot ve oksijen kimyasal olarak birleşerek azot oksit denilen, insan sağlığına ve çevreye zararlı bir gaz hâline dönüşür. Eğer sıcaklık 1800 °C'nin üstüne yükselmez ise, N₂ ve O₂, NO gazını meydana getirmeden egzoz sisteminden dışarı atılır. Azot ve oksijen gazlarının değişik moleküllerinin birleşmesi ile NO, NO₂, N₂O, N₂O₃ vb. gibi çeşitli gazlar ortaya çıkar ki bunların hepsine birden “Azot oksitler” denir ve NO_x olarak ifade edilir.

Dizel motorunda yanmanın özelliği olarak is oluşumu ile NO_x miktarı ters orantılıdır. Püskürtme başlangıcı ÜÖN'ya yaklaştıkça is emisyonu artmakta NO_x emisyonu azalmaktadır [88].

Azot oksitler kandaki hemoglobinle birleşmektedir. Akciğerdeki nemle birleşerek nitrik asit oluştururlar. Zamanla birikerek solunum yolu hastalıkları bulunan kişiler için tehlike oluştururlar. Ayrıca NO_x'ler aerosol ve foto kimyasal duman oluşumu ile ozon tabakasının tahribine yol açarlar [89].

4.2.4. Partikül Madde ve İis Emisyonları

Çoğunlukla yanmamış yakıt ve yağlama yağından kaynaklanan bazı organik bileşenlerin yanma sonucu ortaya çıkan karbon içerikli materyaller (is) tarafından absorbe edilmesi ile dizel partikül madde emisyonları oluşur. Partikül maddenin boyutları 20 nm ila 10 µm arasında olduğundan aynı zamanda solunabilir özelliktedir. Partikül maddenin bir kısmı çözünebilir kısım diğer kısmı ise çözünmez veya kuru kısım olarak bilinir. Kuru kısım genellikle is emisyonlarının tahmin edilmesinde kullanılır.

Dizel motorlarda is, eksik yanmanın bir göstergesidir ve aşırı zengin hava/yakıt oranının veya kısmen buharlaşabilmiş yakıt taneciklerinin bir sonucudur. İis emisyonu, yüksek sıcaklıktaki yakıtça zengin bölgelerde buhar fazından katı faza geçiş sırasında çekirdekleşen yanmamış yakıtlardan oluşur. İis emisyonlarının oluştuğu bölgesel koşullara bağlı olarak, hidrokarbonlar veya diğer mevcut moleküller is taneciklerinin üzerine yoğunlaşır veya is tanecikleri tarafından absorbe edilir [87,90].

İis oluşumu önemli ölçüde motor yüküne bağlıdır. Motorun kararlı durum çalışmasında, artan motor yükü ile birlikte silindirlere gönderilen yakıt miktarı da artar. Bu durum, yanma odasında difizyonlu yanma periyodu boyunca tepkimeye girecek oksijen miktarının azalmasına ve difizyonlu yanma periyodunun uzamasına neden olur. Artan difizyonlu yanma periyodu ise is emisyonunun oluşumuna yardım eder [91].

Yakıt püskürtme basıncının artışı, püskürtülen yakıtın hüzmeye uzunluğunu artırır. Ancak, püskürtme basıncındaki aşırı artış püskürtülen yakıtın silindir cidarlarına temas etmesine neden olur ve karışımın oluşum hızını yavaşlatır. Karışım teşkilindeki gecikme, tutuşma gecikmesinin ve yanma süresinin uzamasına sebep olduğundan is partiküllerinin oksidasyonu zorlaşır ve is emisyonları yükselir.

BÖLÜM 5

METERYAL VE METOD

5.1. KLASİK MOTORUN ELEKTRONİK KONTROLLÜ MOTORA DÖNÜŞTÜRÜLMESİ

5.1.1. Dönüşümde Kullanılan Mekanik Donanım

EKYS için Şekil 5.1’de görülen FIAT Albea 1.3 Multijet motoruna ait elektrikli besleme pompası, yüksek basınçlı yakıt pompası, ortak yakıt borusu, selenoid enjektör, basınç ayar valfi, basınç algılayıcısı elemanları kullanılmıştır. Deneyler sırasında yakıt hat basıncının görsel olarak takip edilmesi için rail borusu üzerindeki enjektör çıkışlarından birine analog bir basınç göstergesi (manometre) eklenmiştir. Yüksek basınç pompasının tahrikini sağlamak için üç fazlı asenkron motor kullanılmıştır.



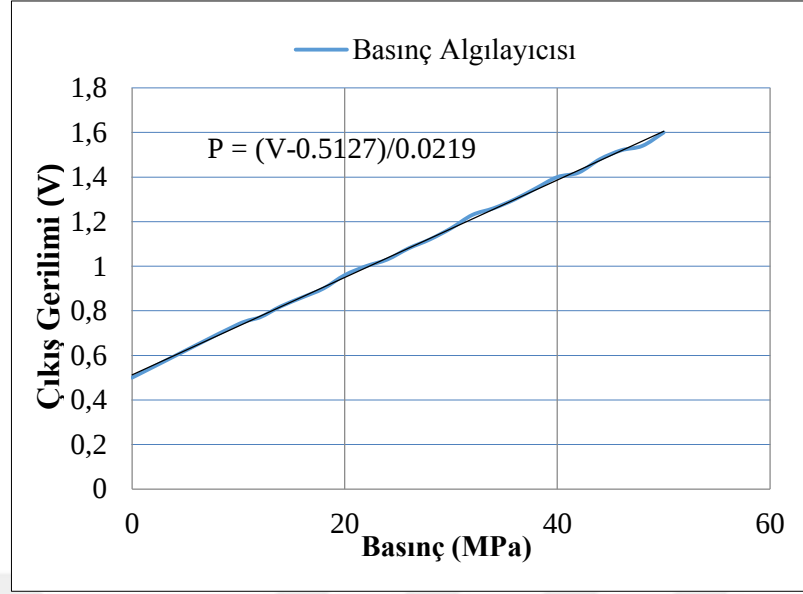
Şekil 5.1. CRDI yüksek basınç devresi elemanları.

Yüksek basınç pompasına yakıt beslemesini sağlamak için Şekil 5.2’de görülen elektrikli alçak basınç pompası kullanılmıştır. Besleme pompası yakıt tankından yüksek basınç pompasına yakıt aktarmakla görevlidir. Yüksek basınç pompası ise sabit devirde döndürülmekte ve rail hattında normalde 100 bar seviyesinde basınçlı yakıt akışını sağlamaktadır. Rail üzerinde bulunan basınç sensörü ve basınç ayar valfi sistem basıncını takip etmek ve ayarlamak için kullanılmaktadır. EKÜ basınç sensöründen anlık basınç bilgisini almakta ve basınç ayar valfine uyguladığı 1 kHz lik PWM sinyalinin doluluk oranını ayarlayarak sistem basıncını istenilen değere getirmektedir. Basınç ayar valfi batarya gerilimi ile çalışmakta EKÜ den aldığı PWM sinyal doluluk oranına göre rail hattından yakıt kaçışına izin vererek sıvı yakıtın sıkıştırılarak basıncının artırılmasını sağlamaktadır.



Şekil 5.2. Alçak basınç besleme pompası.

Basınç algılayıcısının yapısında diyafram bulunmaktadır. Basınçtan dolayı diyafram şekli değiştiğinde diyaframla ilişkilendirilen katmanların elektriksel direnci de değiştiğinden dolayı 5V köprü direncinde bir elektriksel fark oluşur. Bu elektriksel fark 0-70 mV arasındadır ve algılayıcı yapısında bulunan yükseltici devre ile 0,5-4,5V değerlerine regüle edilir. Basınç algılayıcısına ait çıkış gerilimi grafiği Şekil 5.3’te gösterilmiştir. Basınç sensörünün çıkışı doğrusal olup grafik üzerindeki eğrinin denklemi çıkartılmış ve yakıt hat basıncı hesaplanmıştır.



Şekil 5.3. Basınç algılayıcısı çıkış gerilimi grafiği.

Sistemde kullanılan selenoid enjektörün teknik özellikleri Çizelge 5.1’de verilmiştir. Enjektörün püskürtme yapabilmesi için gereken minimum kontrol sinyali süresi 0,4 ms’dir. Enjektör EKÜ’den aldığı tetikleme sinyali süresince açık kalarak yüksek basınçlı yakıtın silindir içerisine gönderilmesini sağlamaktadır.

Çizelge 5.1. Selenoid enjektör teknik özellikleri.

Motor Silindir Sayısı	2...4
Motor Gücü (kW)	45-130
Maks. Enjeksiyon (MPa)	160
Maks. Enjeksiyon Sayısı	3
Min. Enjeksiyon aralığı (µs)	800
Çalışma Gerilimi (V)	12-24
Servis Ömrü (km)	150,000

Analog basınç göstergesi diyaframlı tip manometre olup 0-60 MPa skalaya sahiptir. Basınç göstergesi testler sırasında yakıt hat basıncının daha kolay takip edilmesini sağlamak amacıyla kullanılmıştır. Şekil 5. 4’te analog basınç göstergesinin rail hattına takılmış hali gösterilmektedir.



Şekil 5.4. Analog basınç göstergesi.

Yüksek basınç pompasının tahrikini sağlamak için 1500 d/d sabit devirli 3 fazlı bir elektrik motoru kullanılmıştır. Kullanılan elektrik motoru Şekil 5.5'te görülmektedir. Elektrik motoru mili ve yüksek basınç pompası mili ek bir aparat yaptırılarak birbirine bağlanmıştır.



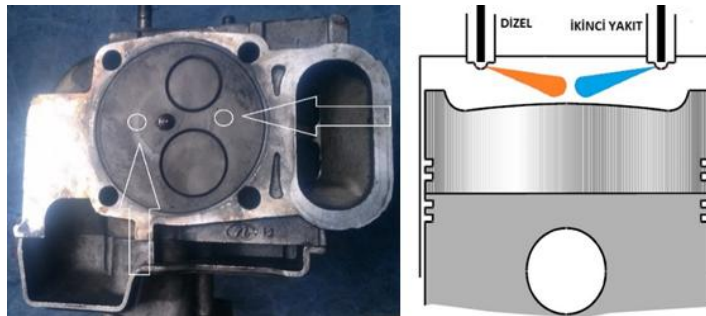
Şekil 5.5. Asenkron motor, 1500 d/d, 2.2 kW.

CRDI yakıt enjeksiyon sistemi elemanları ve elektrik motoru Şekil 5.6'da görülen bir sehpa üzerine sabitlenerek, yüksek basınçlı yakıtın enjektöre ulaştırılması için 40 cm uzunluğunda bir enjektör yakıt besleme borusu kullanılmıştır. Rail hattı dört silindirli bir araba için imal edildiğinden üzerinde bulunan diğer üç enjektör çıkışı kapatılarak tek silindirli bir dizel motora uygun hale getirilmiştir.



Şekil 5.6. CRDI yakıt enjeksiyon sistemi.

İlk aşama motor deneylerinde CRDI sistemi takılan tek silindirli dizel motorda alternatif yakıt olarak atık yağlardan elde edilen biyodizel kullanılmıştır. Deneysel çalışmaların ikinci aşamasında ikinci bir enjektörle silindir içine dizel yakıtı ile birlikte ikinci yakıt olarak LPG püskürtme çalışmaları yapılmıştır. Bunun için öncelikle deney motoru silindir kapağı incelenerek Şekil 5.7’de görüldüğü gibi ikinci bir enjektör montajı için uygun lokasyonlar belirlenmiştir. Motor silindir kapağı mevcut yanma odası tasarımını bozmayacak şekilde torna tesviye ile işlenmiş ve ikinci bir enjektör için fazladan bir enjektör yuvası açılarak, dizel/LPG çift yakıt enjeksiyonunu yapabilecek şekilde modernize edilmiştir.



Şekil 5.7. Silindir kapağında ikinci enjektör için uygun alanlar.

Dizel/LPG çift yakıt çalışmalarının yapılabilmesi için yüksek basınca dayanıklı bir LPG silindiri ve LPG yakıtının basınçlandırılması için Şekil 5.8’de görülen 200 bar çalışma basıncına sahip azot tüpü ve yüksek basınçlı yakıt hortumları kullanılmıştır.

Azot tüpü çıkışındaki regülatör ile LPG silindiri bağlantısı yapılarak regülatör üzerinden LPG silindirinin basıncı ayarlanmıştır.



Şekil 5.8. Basınçlı Azot tüpü ve LPG yakıt tankı.

Basınçlı nitrojen tankının LPG tankı ile bağlantısı yapılarak LPG tankı basınçlandırılmıştır. Böylece sıvı fazdaki LPG yakıtının tankın alt tarafında toplanması sağlanmış, LPG tankının alt tarafına bir yakıt hattı açılarak burada toplanan sıvı fazdaki LPG yakıtının yüksek basınca dayanıklı yakıt boruları vasıtasıyla GDI enjektöre ulaşması sağlanmıştır. Böylece sıvı fazdaki LPG yakıtının GDI enjektörden silindir içerisine direkt enjeksiyon işlemi yapılmıştır. Şekil 5.9’da sıvı fazdaki LPG’nin enjeksiyonu için kullanılan GDI enjektör görülmektedir.

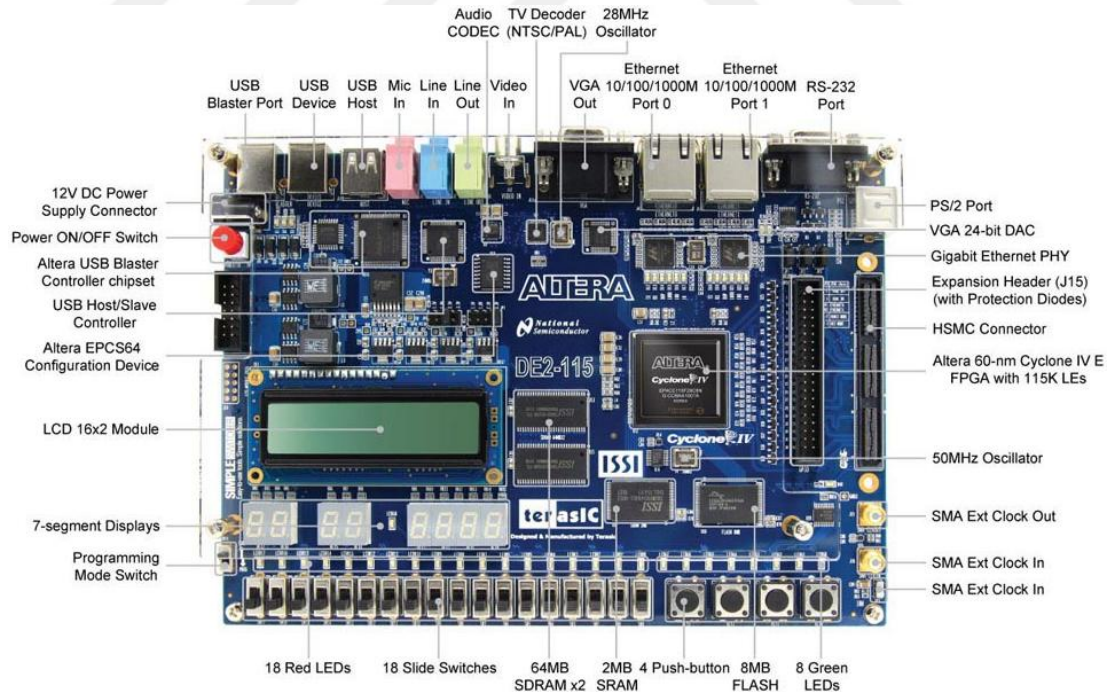


Şekil 5.9. GDI enjektör.

5.1.2. Elektronik Donanım

5.1.2.1. FPGA Geliştirme Kiti

FPGA (Field Programmable Gate Array-Alanda Programlanabilir Kapı Dizileri) istenen fonksiyona göre iç yapısı kullanıcı tarafından değiştirilebilen donanım-programlanabilir entegre devrelerdir. Tasarım sırasında büyük esneklik sağlaması ve paralel işlem yapabilme kabiliyeti sebebiyle FPGA kullanımı günümüzde oldukça yaygınlaşmıştır. FPGA kullanımının artmasına bağlı olarak fiyatlarının düşmesi, gelişen teknoloji ile birlikte FPGA'lerin kapasitelerinin artması, kullanıcıya büyük kolaylıklar sağlayan gelişmiş tasarım programları ve örnek uygulamaların kolay erişilebilir hale gelmesi FPGA'yi günümüzde popüler yapan özelliklerdir. Savunma sanayi, sayısal işaret işleme, telekomünikasyon, tıbbi görüntüleme ve otomotiv sanayi FPGA'lerin uygulama alanlarından bazılarıdır [92–94]. Şekil 5.10'da EKÜ olarak kullanılan FPGA geliştirme kiti görülmektedir [95].



Şekil 5.10. Altera DE2 FPGA geliştirme ve eğitim kiti

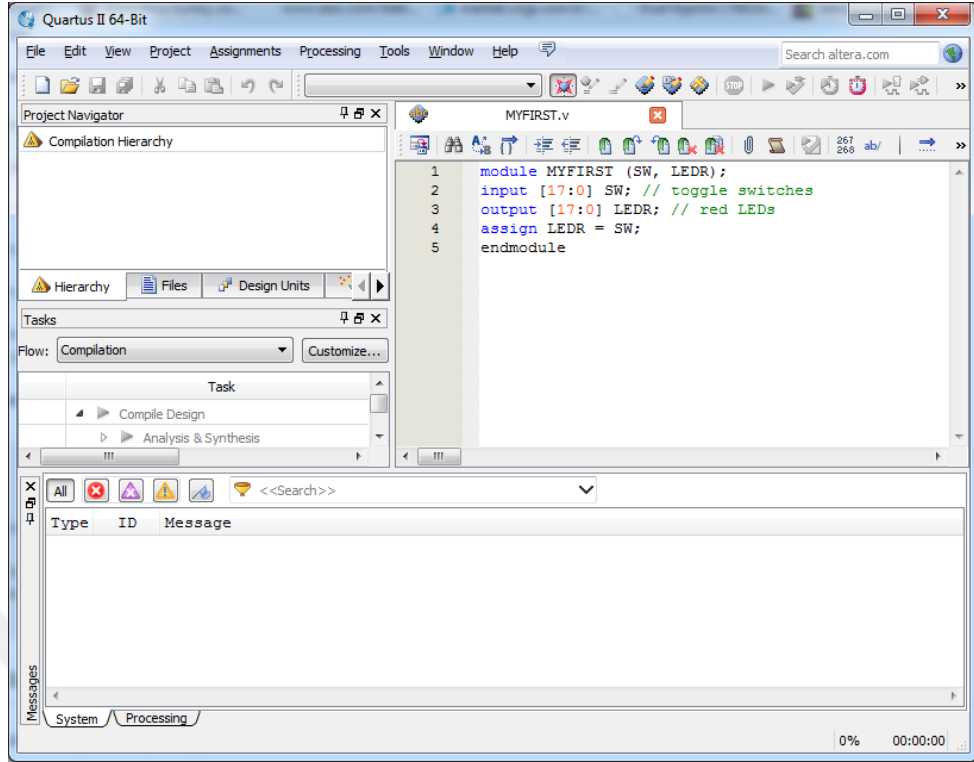
Çizelge 5.2'de DE2 geliştirme kiti özellikleri verilmiştir. 50 MHz saat sinyali ile çalışabilen kart ile yüksek hız gerektiren karmaşık işlemler yapılabilmektedir.

Çizelge 5.2. Altera DE2 FPGA geliştirme kiti özellikleri.

Feature	Description
FPGA	Cyclone II EP2C35F672C6 with EPCS16 16-Mbit serial configuration
I/O Interfaces	Built-in USB-Blaster for FPGA configuration Line In/Out, Microphone In (24-bit Audio CODEC) Video Out (VGA 10-bit DAC), Video In (NTSC/PAL/Multi-format) RS232, Infrared port, PS/2 mouse or keyboard port 10/100 Ethernet, USB 2.0 (type A and type B) Expansion headers (two 40-pin headers)
Memory	8 MB SDRAM, 512 KB SRAM, 4 MB Flash, SD memory card slot
Displays	Eight 7-segment displays, 16 x 2 LCD display
Switches and LEDs	18 toggle switches, Four debounced pushbutton switches 18 red LEDs, 9 green LEDs
Clocks	50 MHz clock, 27 MHz clock, External SMA clock input

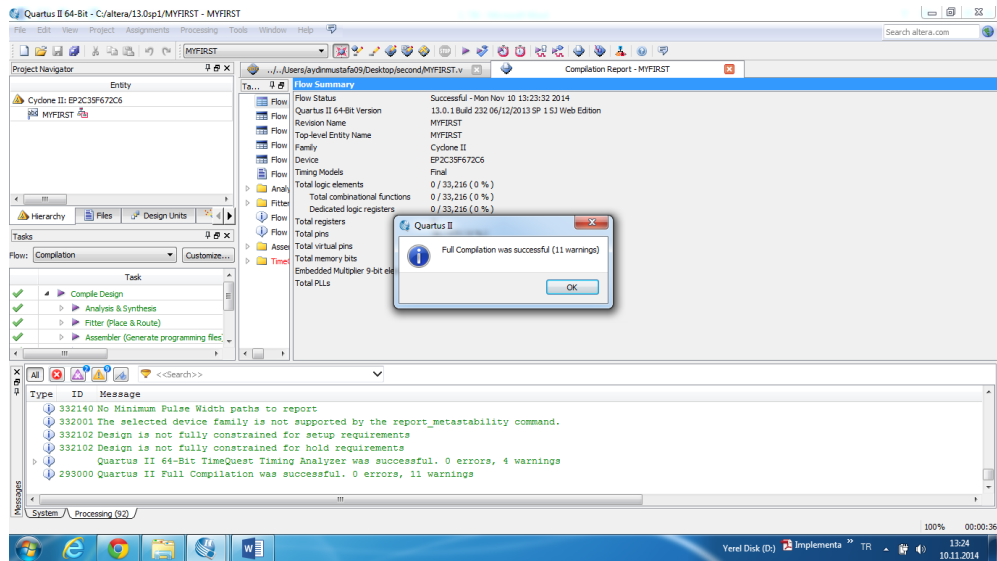
FPGA'leri programlamak için HDL (Hardware Description Language-Donanım Tanımlama Dili) kullanılır. VHDL ile Verilog en yaygın kullanılan iki HDL türüdür [96]. Ön çalışmalar kapsamında temin edilen Altera firmasına ait DE2 FPGA geliştirme kitinin programlanması için yine Altera firması tarafından geliştirilen Quartus II yazılımı kullanılmaktadır. Bu yazılım ile Verilog ya da VHDL dilleri ile FPGA geliştirme kiti programlanabilmektedir.

FPGA programlanması için Verilog HDL dili tercih edilmiştir. Bunun nedeni Verilog HDL dilinin C programlama diline benzerlik göstermesi ve VHDL ile yazılan aynı programa göre daha az komut dizisi gerektirmesidir. Şekil 5.11’de switch durumunu ledlere aktaran bir program örneği görülmektedir.



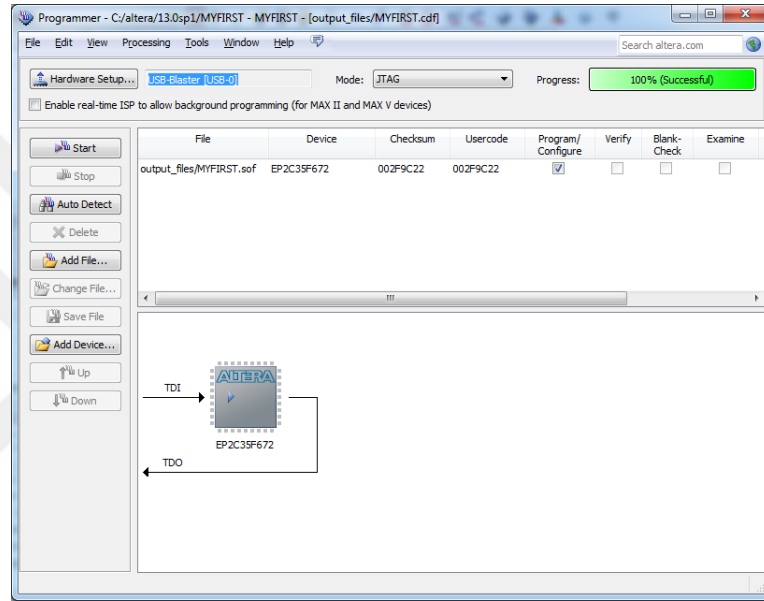
Şekil 5.11. Verilog HDL ile yazılmış program örneği.

Yazılan programın makine diline dönüştürülmesi için derlenmesi gerekmektedir. Başarılı bir derleme sonucunda yazılım Şekil 5.12’de görülmekte olan ekran çıktısını verir.



Şekil 5.12. Program derleme raporu.

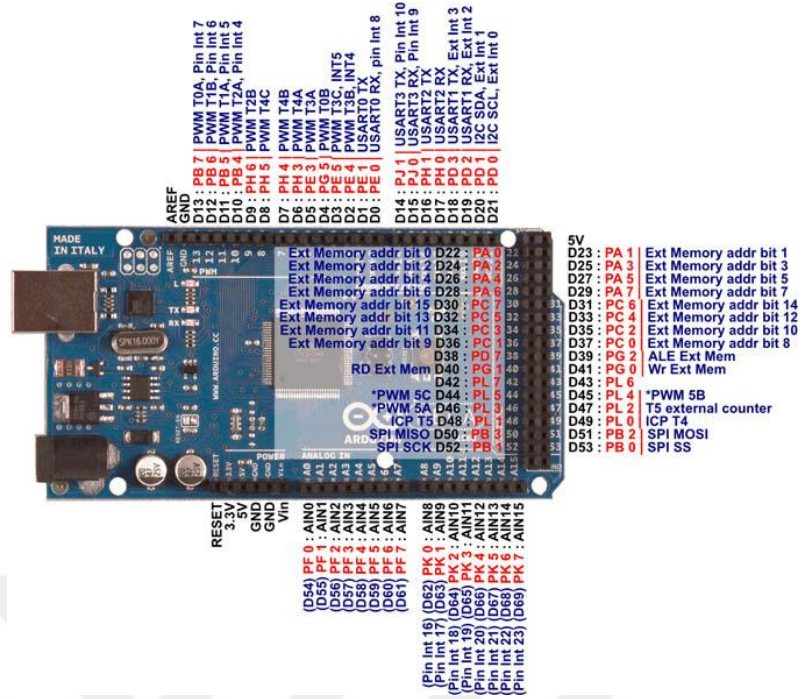
Hatasız bir derleme işleminden sonra program geliştirme kitine yüklenebilir. Geliştirme kiti bilgisayara harici bir yükleme yazılımı ve donanımına ihtiyaç duymaksızın direk usb ile bağlanabilmektedir. Geliştirme kiti “Add Device” bölümünden seçilir, yüklenecek olan program da “Add File” bölümünden seçilir ve Start butonu ile yükleme işlemi başlatılır. Bu işlemler Şekil 5.13’ te gösterilmiştir. Yükleme işlemi tamamlandığında geliştirme kiti üzerinde programın çalışması test edilebilir.



Şekil 5.13. Derlenen programın geliştirme kitine yüklenmesi.

5.1.2.2. Analog Dijital Çevirici

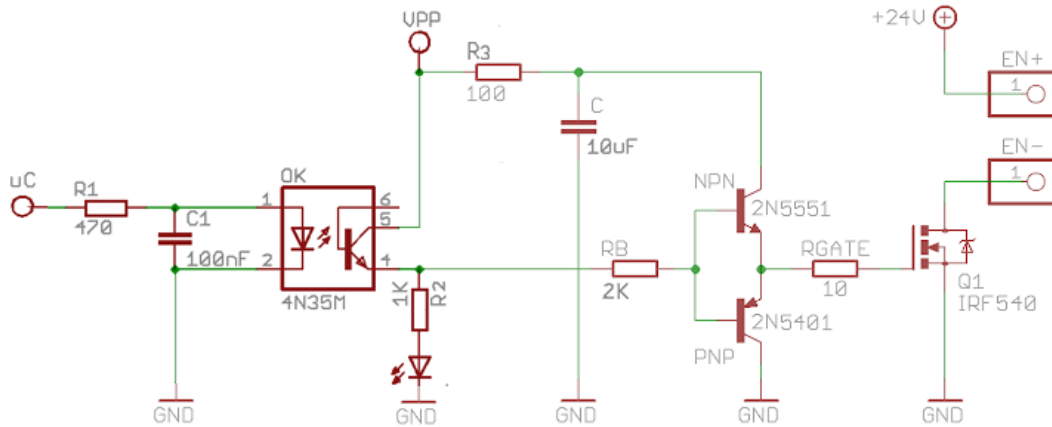
Çalışmada kullanılan FPGA kartının dahili Analog to Digital Converter (ADC) birimi olmadığından analog basınç sinyalinin FPGA kartına aktarılması için harici bir ADC biriminin kullanılması gerekmiştir. Piyasada bulunan ADC kartlarının fiyat ve performans açısından sınırlı bulunması üzerine dahili ADC birimi bulunan Arduino Due kartı ile bu sorun çözülmüştür. Arduino Due Common rail basıncını dijital bilgi olarak FPGA kartına aktarılmasını sağlamaktadır. Şekil 5.14’te Arduino due genel görünümü ve pin dizilişi gösterilmektedir.



Şekil 5.14. Arduino Due genel görünümü ve pin dizilişi.

5.1.2.3. Enjektör Sürücü Devre

Şekil 5.15'te CRDI ve GDI enjektörünü sürmek için kullanılan ve sürücü devre görülmektedir. 5 VDC ile çalışan EKÜ ve Arduino donanımlarının 24 VDC yüksek enjektör çalışma geriliminden zarar görmelerini engellemek için optokuplör kullanılarak iki gerilim seviyesinin birbirinden ayrılması sağlanmıştır. Enjektörün ilk anda çektiği yüksek akım seviyesini karşılamak için 20 A akıma izin veren mosfetler kullanılmıştır.



Şekil 5.15. Enjektör sürücü devre.

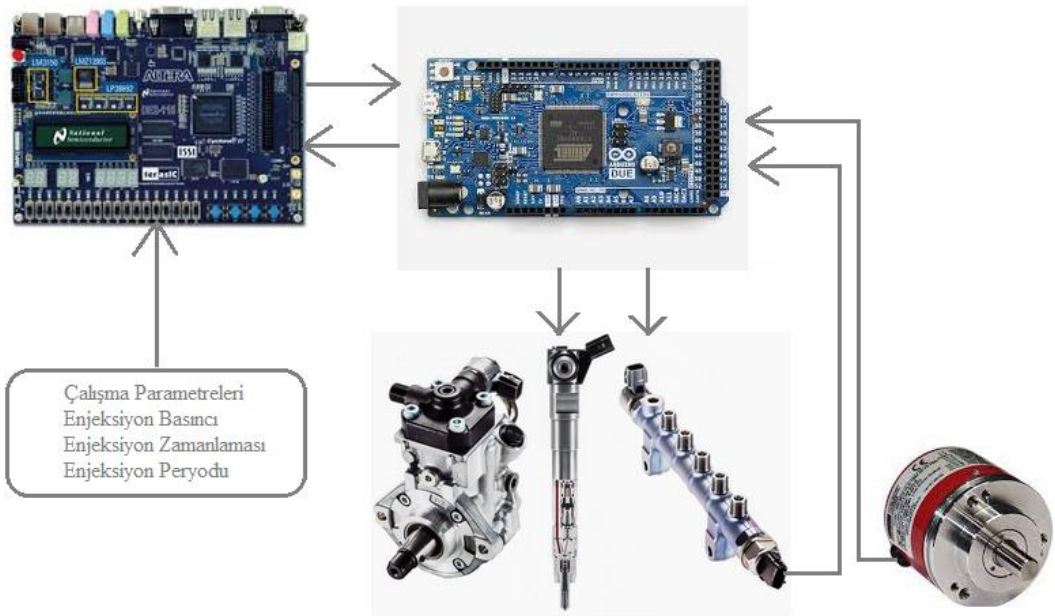
5.1.2.4. Optik Enkoder

Motor devri ve piston konum bilgisinin EKÜ'ye iletilmesinde Şekil 5.16'da görülen optik enkoder kullanılmaktadır. Enkoder bir tam turunda 360 kare dalga sinyali ve bir tamtur sinyali üretmektedir [97].



Şekil 5.16. Optik encoder.

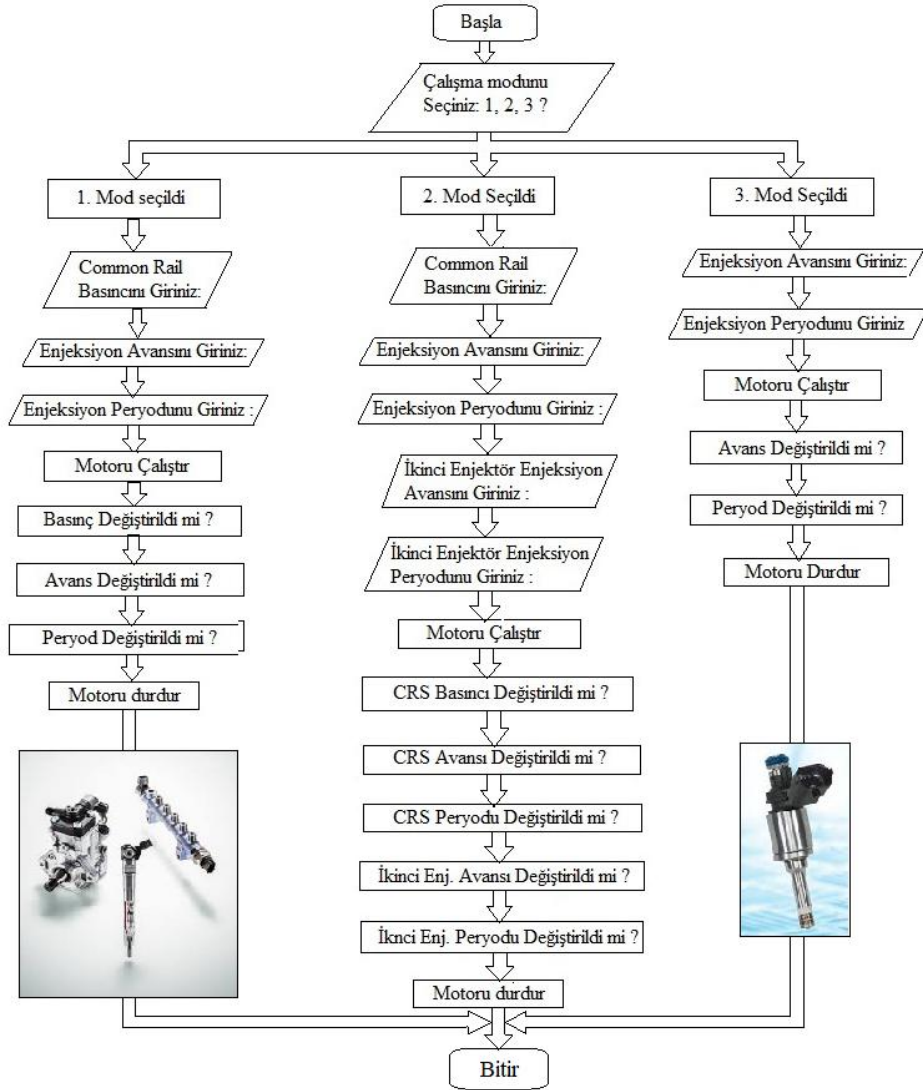
Sistemde kullanılan elektronik ve mekanik donanım Şekil 5. 17'de görüldüğü gibi birbiri ile ilişkilendirilmiştir. Arduino Due analog basınç sensöründen ve enkoderden gelen bilgiyi FPGA kartına aktarmakla görevlidir. FPGA geliştirme kiti girilen parametreler doğrultusunda sistemin çalışmasını kontrol eder.



Şekil 5.17. Sistemde kullanılan mekanik ve elektronik donanım.

5.2. EKÜ İÇİN KONTROL YAZILIMININ HAZIRLANMASI

Şekil 5.18’de EKYS için hazırlanan kontrol yazılımı algoritması görülmektedir. Hazırlanan kontrol yazılımı farklı çalışma modlarında motoru kontrol etme kabiliyetine sahiptir. Birinci çalışma modunda, EKYS kontrol yazılımı dizel motorunu klasik yakıt enjeksiyonu yerine CRDI yakıt enjeksiyon sistemi ile çalıştıracak şekilde tasarlanmıştır. İkinci çalışma modunda silindir başlığı değiştirilerek iki enjektör yuvası bulunan farklı bir silindir başlığı ile iki farklı enjektörden çift yakıtlı çalışma yapabilecek şekilde yazılım hazırlanmıştır. Üçüncü çalışma modunda ise dizel yakıtı ile birlikte alternatif gaz yakıtların tek silindirli bir dizel motorda kullanılabileceği şekilde programlanmıştır.



Şekil 5.18. EKYS kontrol yazılımı algoritması.

EKÜ motor kontrolü için giriş olarak yakıt basıncı, devir ve piston konumu, avans ve enjeksiyon periyodu bilgilerini kullanırken, çıkış olarak basınç ayar valfi PWM sinyali, enjektör tetikleme sinyali ve LCD ekran çıkış bilgilerini kullanmaktadır. EKÜ için kullanılan FPGA geliştirme kitine Nios II programı kullanılarak gerekli giriş çıkış tanımlamaları yapılmıştır. Nios II programı sistem gereksinimlerine göre mikrodeneleyici tasarlamaya ve tasarlanan mikrodeneleyici için donanım tanımlama dillerinin yanı sıra C dili ile program kodu oluşturmaya izin vermektedir [96]. Şeki 15.19’da EKYS için oluşturulan FPGA tabanlı mikrodeneleyici tasarımı görülmektedir. Tasarlanan mikrodeneleyici çevresel birimlerlerle (ADC, enjektör ve PCV sürücü kartı, devir sensörü) paralel haberleşme ile iletişim kurmaktadır. Nios II gömülü sistem tasarımı sonucunda oluşturulan mikrodeneleyici Şekil 5.20’de görülmektedir.

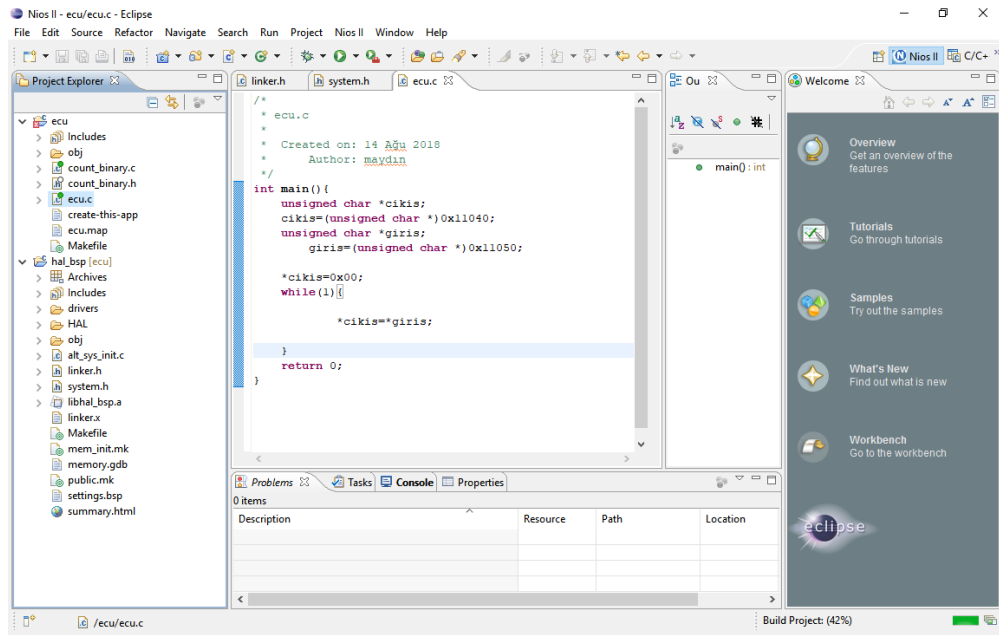
System Contents										Address Map	Clock Settings	Project Settings	Instance Parameters	System Inspector	HDL Example	Generation
Use	Connections	Name	Description	Export	Clock	Base	End	IRQ	Op							
		saat clk_in clk_in_reset clk clk_reset	Clock Source Clock Input Reset Input Clock Output Reset Output	clk reset Double-click to export Double-click to export	saat											
		cpu clk reset_n data_master instruction_master flag_debug_module_re flag_debug_module custom_instruction_m...	Nios II Processor Clock Input Reset Input Avalon Memory Mapped Master Avalon Memory Mapped Master Reset Output Avalon Memory Mapped Slave Custom Instruction Master	Double-click to export Double-click to export Double-click to export Double-click to export Double-click to export Double-click to export Double-click to export	saat		IRQ 0	IRQ 31								
		bellek clk1 s1 reset1	On-Chip Memory (RAM or ROM) Clock Input Avalon Memory Mapped Slave Reset Input	Double-click to export Double-click to export Double-click to export	saat	0x0000_8000	0x0000_ffff									
		lcd reset clk control_slave external	Altera Avalon LCD 16207 Reset Input Clock Input Avalon Memory Mapped Slave Conduit	Double-click to export Double-click to export Double-click to export Double-click to export	clk	0x0001_1080	0x0001_108f									
		adc clk reset s1 external_connection	PIO (Parallel IO) Clock Input Reset Input Avalon Memory Mapped Slave Conduit	Double-click to export Double-click to export Double-click to export Double-click to export	saat	0x0001_1070	0x0001_107f									
		enjetorin clk reset s1 external_connection	PIO (Parallel IO) Clock Input Reset Input Avalon Memory Mapped Slave Conduit	Double-click to export Double-click to export Double-click to export Double-click to export	saat	0x0001_1060	0x0001_106f									
		enjetorout clk reset s1 external_connection	PIO (Parallel IO) Clock Input Reset Input Avalon Memory Mapped Slave Conduit	Double-click to export Double-click to export Double-click to export Double-click to export	saat	0x0001_1050	0x0001_105f									
		pressreset clk reset s1 external_connection	PIO (Parallel IO) Clock Input Reset Input Avalon Memory Mapped Slave Conduit	Double-click to export Double-click to export Double-click to export Double-click to export	saat	0x0001_1000	0x0001_100f									
		pcvout clk reset s1 external_connection	PIO (Parallel IO) Clock Input Reset Input Avalon Memory Mapped Slave Conduit	Double-click to export Double-click to export Double-click to export Double-click to export	saat	0x0001_1040	0x0001_104f									
		encoderin clk reset s1 external_connection	PIO (Parallel IO) Clock Input Reset Input Avalon Memory Mapped Slave Conduit	Double-click to export Double-click to export Double-click to export Double-click to export	saat	0x0001_1030	0x0001_103f									
		avansin clk reset s1 external_connection	PIO (Parallel IO) Clock Input Reset Input Avalon Memory Mapped Slave Conduit	Double-click to export Double-click to export Double-click to export Double-click to export	saat	0x0001_1020	0x0001_102f									
		avansout clk reset s1 external_connection	PIO (Parallel IO) Clock Input Reset Input Avalon Memory Mapped Slave Conduit	Double-click to export Double-click to export Double-click to export Double-click to export	saat	0x0001_1010	0x0001_101f									

Şekil 5.19. EKYS için oluşturulan FPGA tabanlı mikrodeneleyici tasarımı.



Şekil 5.20. EKYS için oluşturulan mikrodnetleyici.

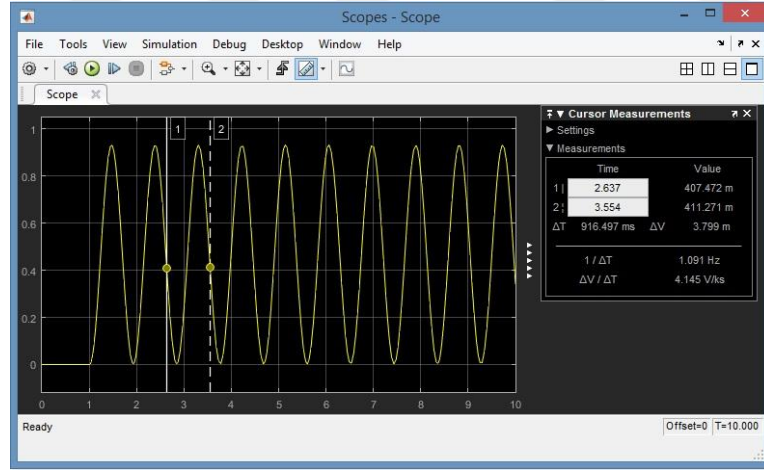
Mikrodnetleyici tasarımından sonraki aşamada “Nios II Software Build Tools for Eclipse and BSP Editor” programı kullanılarak tasarlanan EKÜ yazılımı gerçekleştirilmiştir. Şekil 5.21’de Eclipse ortamında EKÜ yazılımının hazırlanması görülmektedir. Yazılım tamamlandıktan sonra Eclipse ortamı kullanılarak donanımsal olarak test edilip programlanabilmektedir. Şekil 5.22’de FPGA kartının donanımsal olarak test edilmesi işlemi gösterilmiştir. Şekil 5.23’te ise FGA kartına yüklenen yazılımın çalışması gösterilmiştir.



Şekil 5.21. Eclipse ortamında EKÜ yazılımının hazırlanması.

$$G(s) = \frac{0.7}{0.000512s^3 + 0.04s^2 + 0.24s + 1} \quad (5.1)$$

Sistemin transfer fonksiyonu bilindiğinde ona uygun denetleyici tasarımı da yapılabilmektedir. PID kontroller için sistemin ideal cevabı vermesini sağlayacak, optimum P, I ve D parametrelerinin belirlenmesi gerekmektedir. Bu parametrelerin belirlenmesinde birkaç farklı yöntem kullanılmaktadır. Bu yöntemlerden bazıları; deneme-yanılma yöntemi, Ziegler-Nichols yöntemi, Cohen-Coon yöntemleridir. Bu çalışmada Ziegler-Nichols yöntemi tercih edilmiş ve buna göre PID parametreleri hesaplanmıştır. Bu yöntemde başlangıçta PID denetleyicinin I ve D parametreleri sıfırlanarak P parametresi sistem çıkışı Şekil 5.24’de görüldüğü gibi osilasyona girinceye kadar artırılır. Sistem çıkışının osilasyona girdiği andaki K_p değeri K_u ve osilasyon periyodu P_u değerleri tespit edilir. Bu değerler Çizelge 5.3’te verilen katsayılar ile çarpılarak uygun PID katsayıları elde edilir. Daha sonra hesaplanan bu değerler Matlab ortamında oluşturulan PID kontrol bloğuna girilerek sistemin PID kontrol çıkış grafikleri elde edilir.

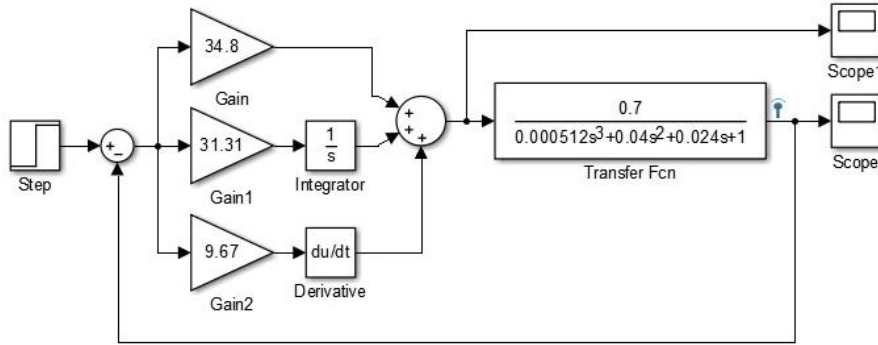


Şekil 5.24. Sistem çıkışının osilasyona girmesi.

Çizelge 5.3. Ziegler-Nichols yöntemi parametre katsayıları.

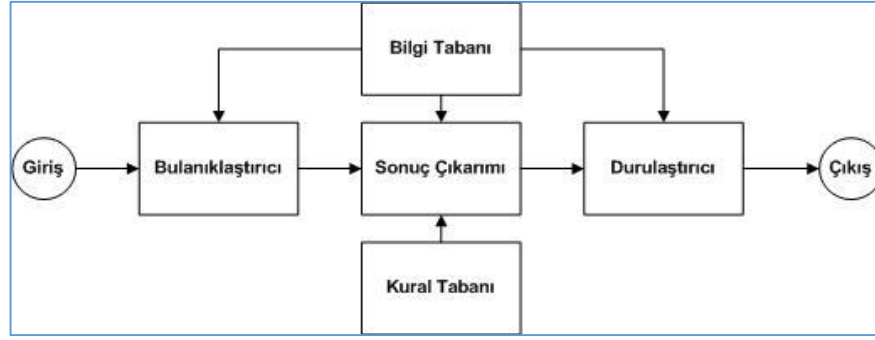
Type of Controller	K_p	T_i	T_d
P	$0,5K_u$	∞	0
PI	$0,45K_u$	$1/1,2P_u$	0
PID	$0,6K_u$	$0,5P_u$	$0,125P$

Uygun çıkış grafiğini elde eden kp, ki ve kd katsayıları Matlab-Simulink ortamında PID denetleyiciye girilerek sistemin Şekil 5.25'te görülen Simulink modeli yapılmıştır.



Şekil 5.25. CRDI TF PID kontrol simulink modeli.

PID denetim yöntemine alternatif olarak düşünülen fuzzy denetimi, herhangi bir matematiksel modele ihtiyaç duymadan kontrol sistemlerin denetiminde uygulanmaktadır. Yapay zeka yöntemleri arasında yer alan fuzzy kavramı, ilk olarak 1965 yılında Lotfi A. Zadeh tarafından tanıtılmıştır [98]. Belirsizlik kavramının değerlendirilmesini amaçlayan fuzzy kontrolün temeli bulanık kümelerle dayanmaktadır. Bulanık küme kavramında sözel ifadeler matematiksel olarak gösterilmektedir. Klasik küme kavramının genişletilmiş hali olan bulanık kümelerde her eleman farklı ağırlık değerlerinde birden fazla kümeye dâhil olabilmektedir. Matematiksel anlamda bulanık küme elemanlarına farklı üyelik dereceleri verilerek, üyelik fonksiyonları tanımlanmaktadır. Üyelik fonksiyonu bulanık kümeye dâhil elemanın kümeye aitlik derecesini belirtmektedir. Bulanık kümelerde elemanların $[0,1]$ aralığında üyelik değerlerine sahip olmasına izin verilmektedir. Üyelik fonksiyonlarının belirlenmesinde en çok kullanılan yöntem uzman bilgisidir. Uzman bilgisiyle kümelerin elemanlarına ait derecelendirilmeler belirlenerek analitik olarak ifade edilmesi sağlanmaktadır. Üyelik fonksiyonları çeşitlerinden en çok bilinenler üçgen, yamuk, gauss, s ve z şeklinde bulanık sistemlerde işlem görebilmektedir. Genel olarak fuzzy sistemler bilgi tabanı, kural tabanı, bulanıklaştırma birimi, sonuç çıkarma birimi, durulaştırma birimi olmak üzere 6 birimden oluşmaktadır [99,100]. Şekil 5.26'da fuzzy kontrol sistemine ait blok diyagram verilmektedir.



Şekil 5.26. Fuzzy kontrol sistemi blok diyagramı.

Bulanıklaştırıcı girişteki değerlerin, uygun sözel değişkenlere dönüştürüldüğü birimdir. Bulanıklaştırıcı birimde her bir giriş kümesine ait üyelik dereceleri atanarak bulandırma işlevi yapılmaktadır. Bulanık kural tabanı ise uzman bilgisine dayanarak girişler ve çıkış arasındaki ilişkilerin tanımlandığı “eğer, ise o halde” mantığıyla oluşturulan bilgilerin yer aldığı birimdir. Sonuç çıkarım biriminde kural tabanına bağlı olarak, giriş üyeliklerine farklı yöntemler uygulanarak çıkış üyelik fonksiyonunda sonuç kümesinin belirlenmesini yöneten birimdir. Durulaştırıcı birim ise çeşitli yöntemlerle sözel ifadelerin kesin değerlere dönüştürülerek çıkış sinyalini üreten birimdir. Fuzzy kontrolcünün giriş ve çıkış değerlerinde kullanılan $[-10,10]$ evrensel kümesi içerisinde tanımlanan 7 sözel değişken Çizelge 5.4’te verilmektedir.

Çizelge 5.4. Fuzzy kontrolcü için giriş ve çıkış sözel değişkenleri.

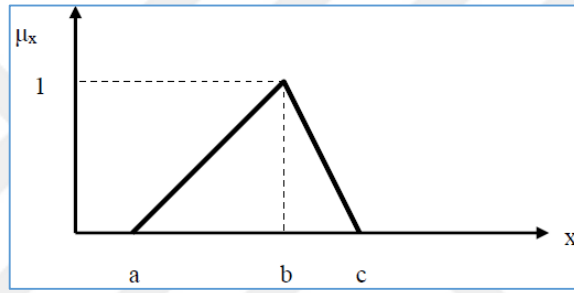
Sözel Değişken	Kısaltma
Negatif Büyük	NB
Negatif Küçük	NK
Negatif Orta	NO
Sıfır	S
Pozitif Küçük	PK
Pozitif Orta	PO
Pozitif Büyük	PO

Sistem giriş ve çıkış değişkenlerinin sözel değişkenleri, tipleri Çizelge 5.5’de verilmektedir.

Çizelge 5.5. Sistem giriş/çıkış değişkenlerinin bulanık sözel değişkenleri.

Değişken Adı	Tipi	Bulanık Sözel Değişkenler
Basınç Hata Değeri	Giriş	NB, NK, NO, S, PK, PO, PB
Basınç Hata Değişimi	Giriş	NB, NK, NO, S, PK, PO, PB
PWM Doluluk Oranı	Çıkış	NB, NK, NO, S, PK, PO, PB

Üyelik fonksiyonları tek boyutta olup, çeşitli şekillerde ifade edilmektedir. Fuzzy denetleyici sistemler genelde üçgen, trapez, gauss, s ve z tipi şeklinde üyelik fonksiyonları ile tasarlanmaktadır. Şekil 5.27’de üçgen şeklinde bir üyelik fonksiyonu görülmektedir.



Şekil 5.27. Üçgen şeklindeki örnek bir üyelik fonksiyonu.

Hesaplama verimliliğinden dolayı fuzzy kontrolcü giriş değerleri olan basınç hata değeri ve hata değişimine ait değerlerin derecelendirilmesinde ve çıkışı ifade eden fuzzy kontrolcü çıkışı değerlerinin derecelendirilmesinde üçgen üyelik fonksiyonları tercih edilmiştir. Şekil 5.27’de verilen üçgen şeklindeki üyelik fonksiyonunun üyelik derecesi Eşitlik 5.2’de verilen bağıntılar ile elde edilmektedir.

$$f_{onk}(a, b, c) = \begin{cases} 0, & x \leq a \\ (x - a)/(b - a), & a < x \leq b \\ (c - x)/(c - b), & b < x \leq c \\ 0, & c < x \end{cases} \quad (5.2)$$

Giriş ve çıkış sözel değişkenlerine ait üyelik fonksiyonlarının tanımlanmasında kullanılan min ve max evrensel küme kısıtları, sözel değişkenlere ait birim ve bulanıklaştırma biriminde kullanılan üyelik fonksiyon tipine ait özellikler Çizelge 5.6 ve Çizelge 5.7’de verilmektedir.

Çizelge 5.6. Sistem giriş sözel değişkenlerine ait özellikler.

Giriş Değişkeni	Min	Max	Birimi	Bulanıklaştırma
Basınç Hata Değeri	-7	+7	Analog Değer (0-1023)	Üçgen Şeklinde Üyelik Fonksiyonu
Basınç Hata Değişimi	-7	+7	Analog Değer (0-1023)	Üçgen Şeklinde Üyelik Fonksiyonu

Çizelge 5.7. Sistem çıkış sözel değişkenine ait özellikler.

Çıkış Değişkeni	Min	Max	Birimi	Durulaştırma
Fuzzy Kontrolcü Çıkışı	-7	+7	Analog Değer (0-1023)	Alan Ağırlık Merkezi

Sisteme ait fuzzy giriş ve çıkış değişkenlerinin bulanıklaştırılması Çizelge 5.8’de verilmektedir.

Çizelge 5.8. Giriş ve çıkış değişkenlerinin bulanıklaştırılması.

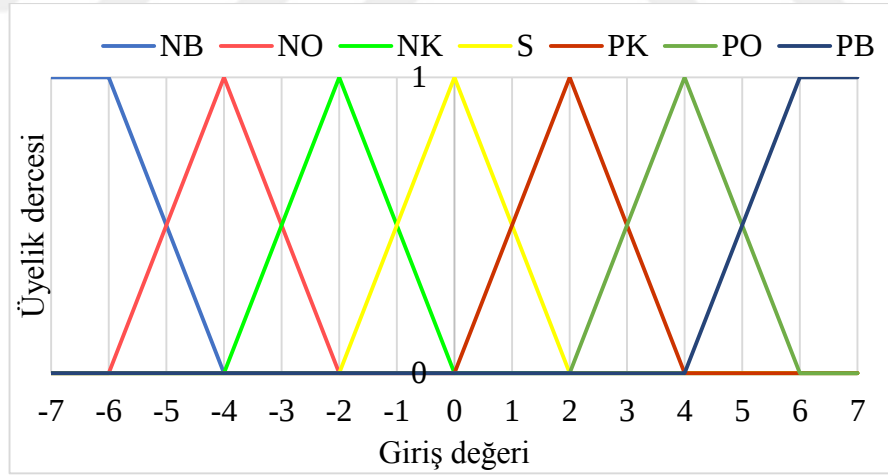
Sözel Değişken	Matematiksel İfade	Değişken Aralığı	Sözel Değişken	Matematiksel İfade	Değişken Aralığı
Negatif Büyük	1	$x < -6$	Pozitif	0	$x < 4$
	$(-4-x)/2$	$-6 \leq x < -4$	Büyük	$(x-4)/2$	$4 \leq x < 6$
	0	$-4 \leq x$		1	$6 \leq x$
Negatif Orta	0	$x \leq -6$	Pozitif	0	$x \leq 2$
	$(x+6)/2$	$-6 < x \leq -4$	Orta	$(x-2)/2$	$2 < x \leq 4$
	$(-2-x)/2$	$-4 < x \leq -2$		$(6-x)/2$	$4 < x \leq 6$
	0	$-2 < x$		0	$6 < x$
Negatif Küçük	0	$x \leq -4$	Pozitif	0	$x \leq 0$
	$(x+4)/2$	$-4 < x \leq -2$	Küçük	$(x/2)$	$0 < x \leq 2$
	$-x/2$	$-2 < x \leq 0$		$(4-x)/2$	$2 < x \leq 4$
	0	$0 < x$		0	$4 < x$
Sıfır	0	$x < -2$	Sıfır	$(2-x)/2$	$0 < x \leq 2$
	$(x+2)/2$	$-2 < x \leq 0$		0	$2 < x$

Fuzzy kontrolcü sistem giriş ve çıkış değeri farkı olan hata, hatanın değişimi ve kontrolcü çıkışı olmak üzere iki girişli tek çıkışlı olarak tasarlanmıştır. Çizelge 5.9’da fuzzy kontrolcü için oluşturulan kural tabanı görülmektedir.

Çizelge 5.9. Fuzzy kontrolcü için oluşturulan kural tabanı.

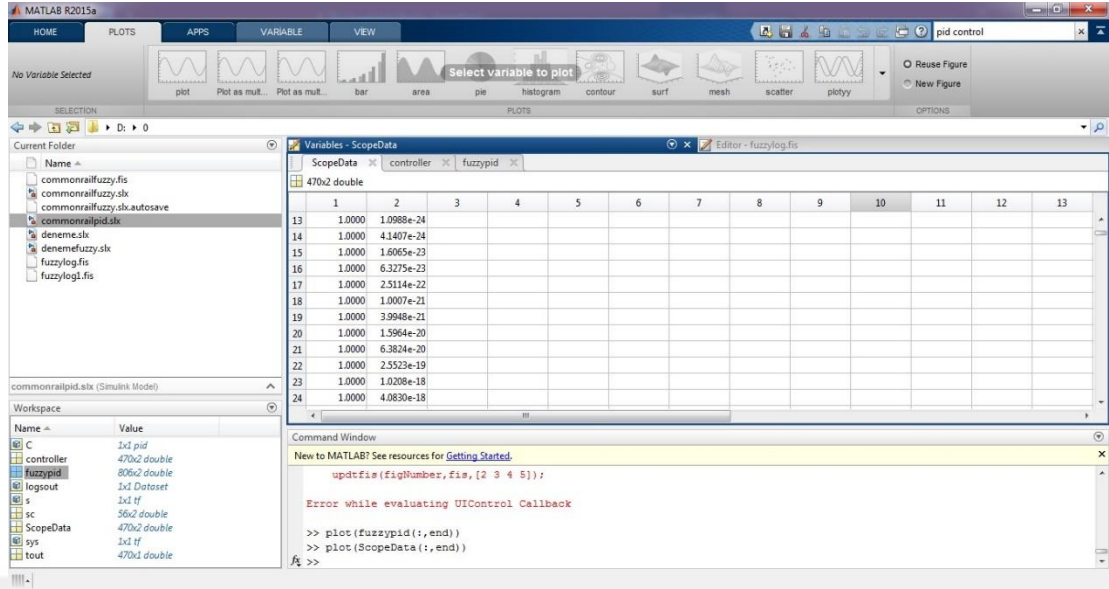
$\begin{matrix} e \\ de \end{matrix}$	NB	NO	NK	S	PK	PO	PB
NB	NB	NO	NK	NK	S	S	PK
NO	NO	NO	NK	S	NK	S	S
NK	NK	NK	NK	S	S	S	PK
S	NK	S	S	S	PK	PK	PB
PK	PK	S	PK	PK	PK	PK	PK
PO	PK	S	PK	S	PK	PO	PK
PB	S	PK	PK	PK	PK	PO	PB

Basınç hata değeri, hata değişimi ve kontrolcü çıkışı değerlerinin bulanıklaştırılmasında sözel değişkenlerin kısıt değerleri üçgen üyelik fonksiyonları ile evrensel küme içerisinde belirlenmiştir. Çizelge 5.9’da verilen bulanıklaştırma değerlerine göre Fuzzy kontrolcü giriş ve çıkış üyelik fonksiyonlarına ait üçgen üyelik fonksiyonları Şekil 5.28’de verilmektedir.



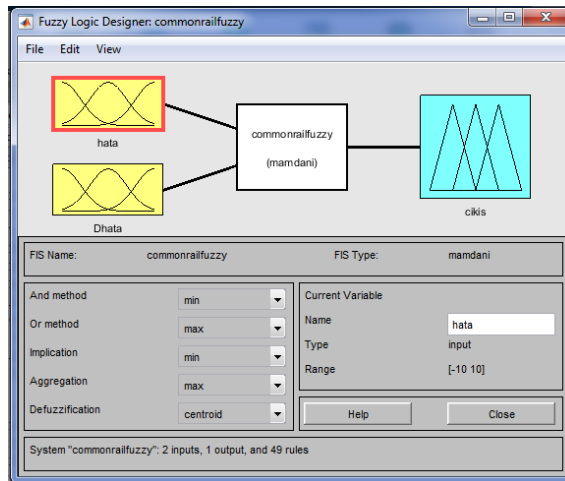
Şekil 5.28. Giriş ve çıkış sözel değişkenlerin üyelik fonksiyonları.

Sistemin fuzzy kontrolcü tasarımı aşamasında sistem çıkış ve PID kontrolcü çıkış verilerinin matlab ortamına kaydedilmesi ve bu verilere uygun fuzzy üyelik fonksiyonlarının oluşturulması işlemi gerçekleştirilmiştir. Şekil 5.29’da verilerin çizelge olarak elde edilmesi gösterilmiştir.



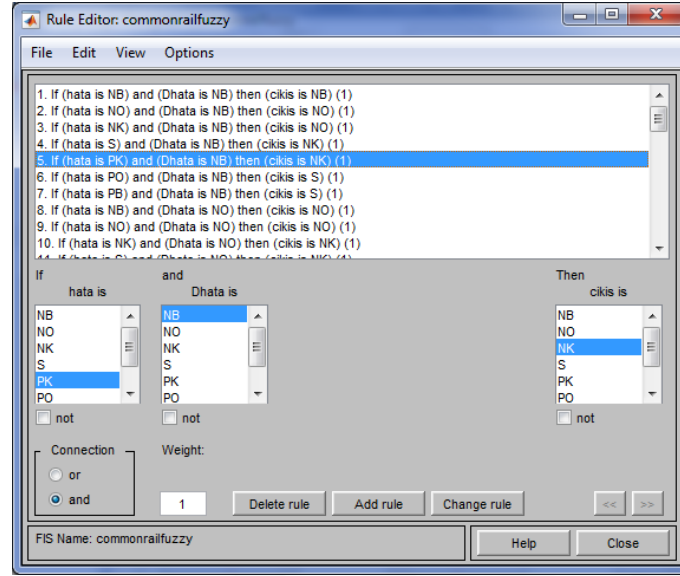
Şekil 5.29. PID çıkış verilerinin alınması.

Fuzzy kontrolcü referans giriş ve çıkış değeri farkı olan hata, hatanın değişimi ve kontrolcü çıkışı olmak üzere iki girişli tek çıkışlı olarak tasarlanmıştır. Şekil 5.30' da Matlab Fuzzy Logic Designer ile fuzzy kontrolcü tasarımı görülmektedir.

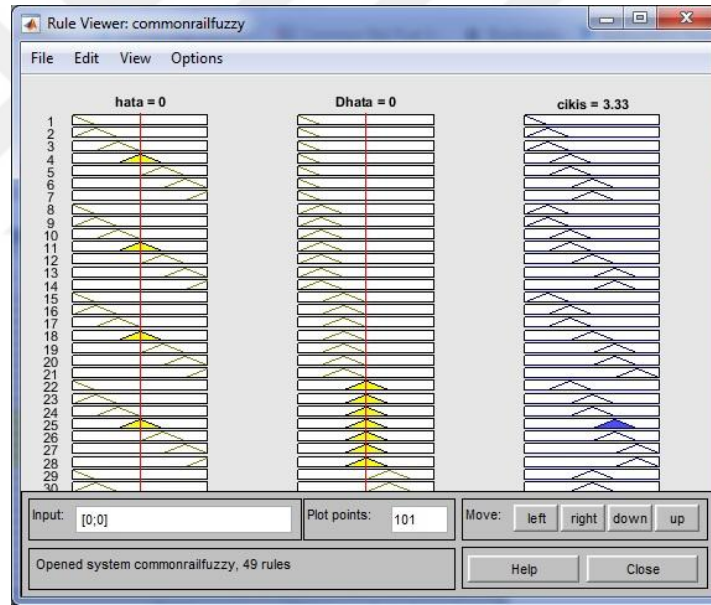


Şekil 5.30. Fuzzy kontrolcü Matlab Fuzzy Logic Designer ile oluşturulması.

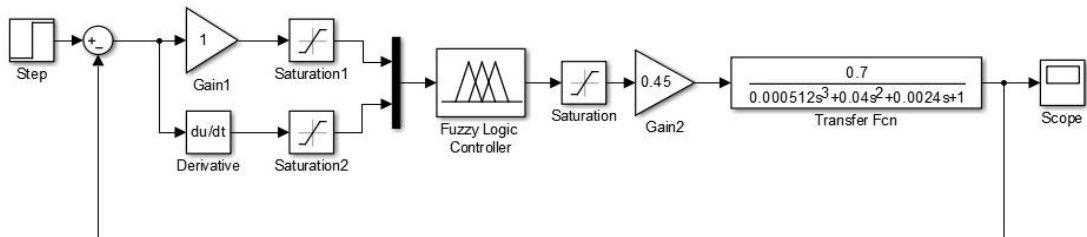
Şekil 5.31'de belirlenen kural dizisinin kural editörü kullanılarak Matlab ortamına aktarılması ve Şekil 5.32'de bu kurallara göre gerçekleşen çıkış fonksiyonu görülmektedir. Şekil 5.33'te CRDI transfer fonksiyonu fuzzy kontrol Simulink modeli görülmektedir.



Şekil 5.31. Belirlenen kural dizisinin matlab ortamına aktarılması.

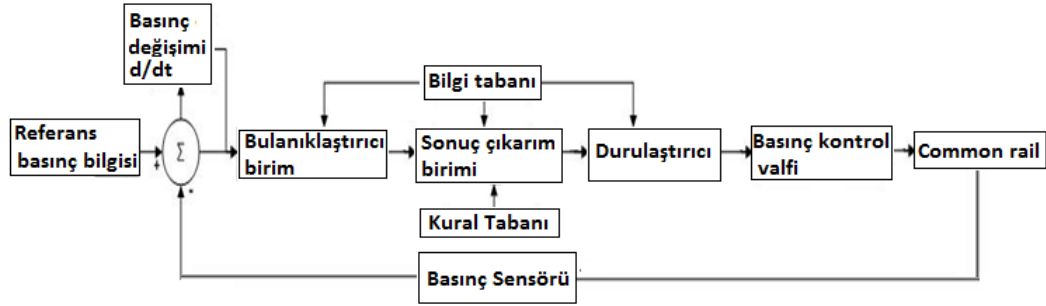


Şekil 5.32. Belirlenen kural dizisine karşılık fuzzy kontrolcü çıkış fonksiyonu.



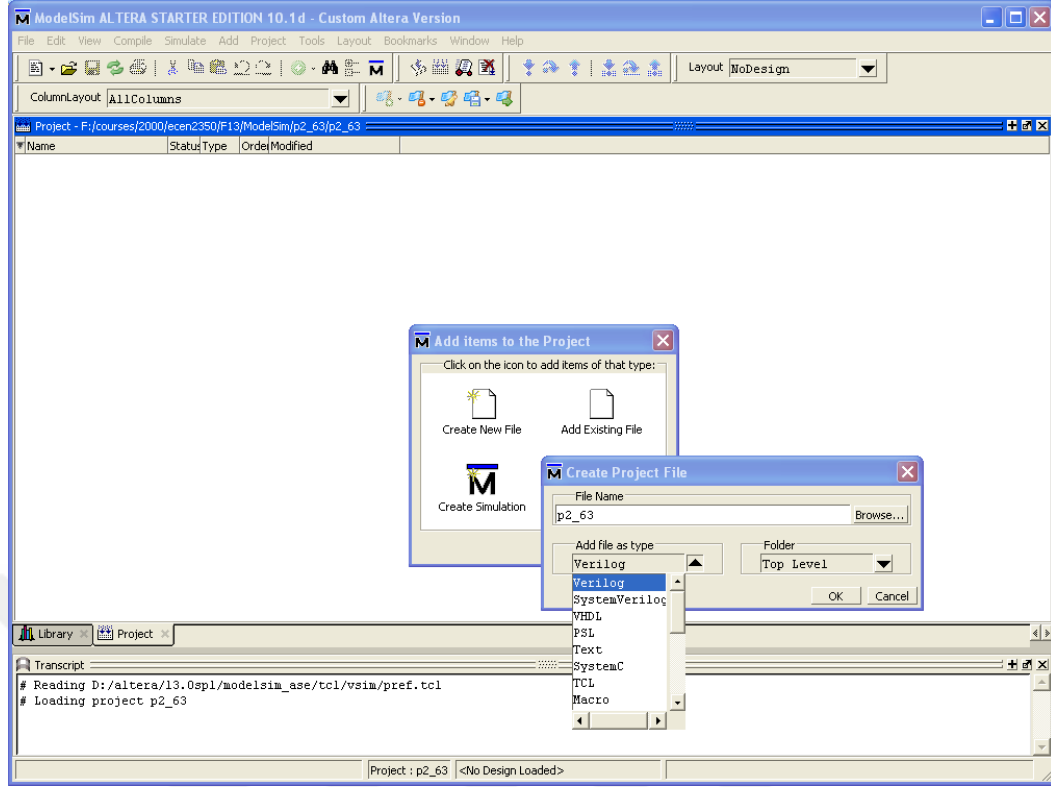
Şekil 5.33. CRDI TF fuzzy kontrol simulink modeli.

Sistemin optimum çalışma parametreleri ve uygun fuzzy kural dizisinin FPGA geliştirme kartına yüklenmesi ile deneysel olarak sistemin test edilmesi mümkün olmaktadır. Şekil 5.34'te CRDI basınç kontrolünü fuzzy kontrolcü ile sağlayan blok diyagram verilmektedir. Şekil 5.29'da fuzzy kontrolcünün FPGA kartına gömülü hali gösterilmektedir.



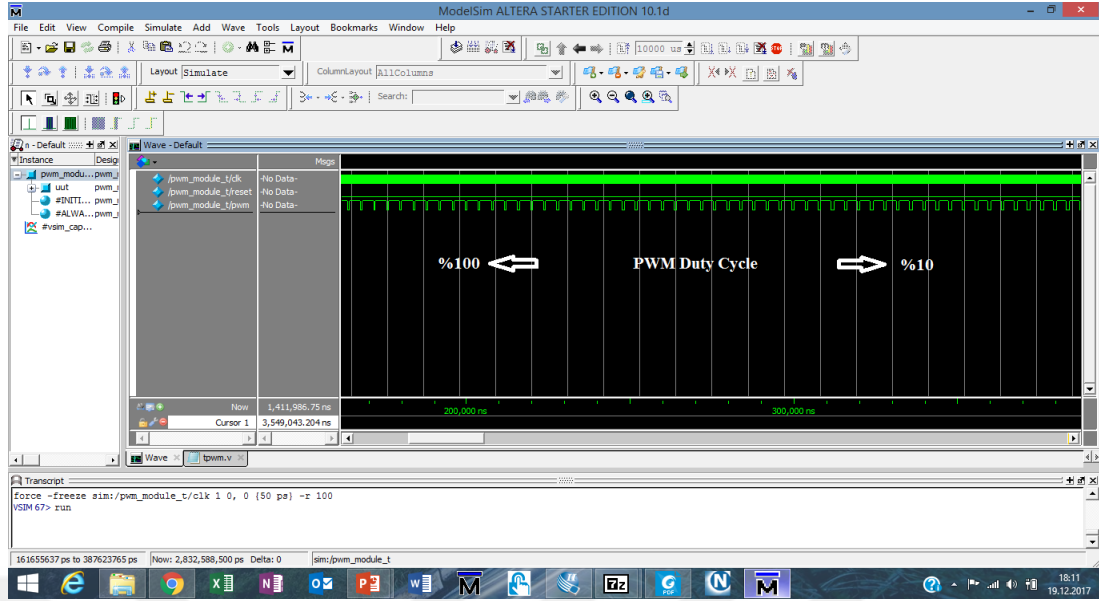
Şekil 5.34. CRDI basınç kontrolünün fuzzy kontrolcü ile sağlanması.

Şekil 5.35'te görüldüğü üzere fuzzy kontrolcünün basınç kontrolünü sağlayabilmesi için basınç hatası ve bu hatadaki değişimin giriş olarak sisteme verilmesi gerekmektedir. CRDI basınç algılayıcısından alınan anlık basınç değerleri referans basınç bilgisinden çıkarılmasıyla basınçtaki hatası değeri (e) hesaplanmaktadır. Hata ile hatanın bir önceki değeri arasındaki fark ise hata değişimini (de) vermektedir. Fuzzy basınç kontrolü hata ve hata değişimi bilgilerinin üyelik fonksiyonları tanımlandığı bulanıklaştırma işlemine sokularak başlatılmaktadır. Çıkış değişkeni ise CRDI basıncını anlık olarak referans değerine yaklaştıran basınç düzeltme değerini ifade etmektedir.



Şekil 5.36. Modelsim Simülasyon programı.

Modelsim ana ekranında "Create a Project" e tıklanarak yeni proje oluşumuna başlanır. Eğer çalışılmakta olan projeden başka bir proje oluşturulacaksa File > New > Project yolu izlenerek yeni proje oluşturulur. Yeni oluşturulan kullanılan HDL dili belirtilerek projeye daha önceden hazırlanmış kod dosyaları eklenebilir ve yeni bir dosya oluşturulabilir. Oluşturulan dosyaya ilgili kodlar yazılarak derleme yapılır. Derleme işlemi başarıyla sonuçlandıktan sonra Simulation>Start Simulation yolu izlenerek simülasyon işlemi başlatılır. View>Add to Wave yolu izlenerek Çıkış dalga şekillerinin ekrana gelmesi sağlanır. Şekil 5.37’de oluşturulan PWM sinyali doluluk oranının %100’den %10’a değişimi görülmektedir. Sistemde minimum PWM doluluk oranı olarak %15 değeri kullanılmıştır. Bu doluluk oranı rail hattında 200 barlık bir yakıt basıncı oluşturmaktadır.



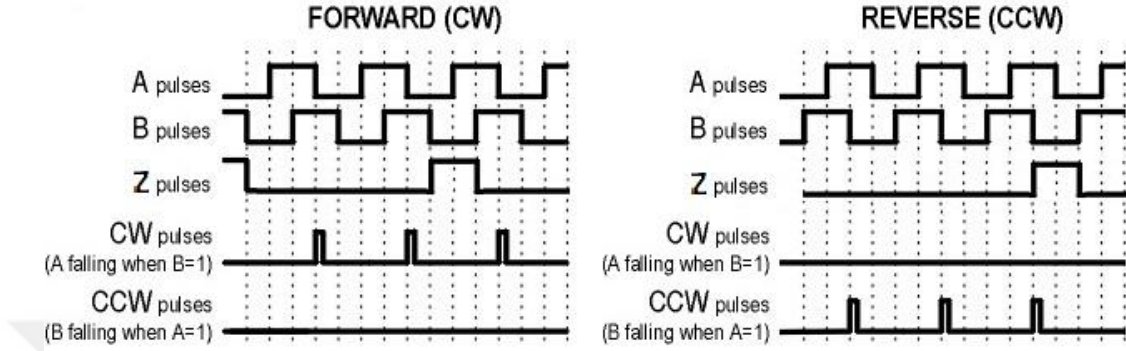
Şekil 5.37. PWM sinyali simülasyon çıkış dalga şekli.

Sistemin optimum çalışma parametreleri ve uygun fuzzy kural dizisinin FPGA geliştirme kartına yüklenmesinden sonra deneysel olarak test edilerek çıkış grafiği osiloskop yardımıyla bilgisayar ortamına aktarılmıştır.

5.2.3. Enjeksiyon Zamanlaması ve Piston Konumunun Belirlenmesi

Enjeksiyon zamanlaması kontrolü ve anlık piston konumunun belirlenmesi için deney motoru krank miline bağlanan Opkon marka bir optik enkoder yardımıyla pistonun anlık konum bilgisi elektronik kontrol ünitesine iletilmiştir. Şekil 5.38’de görüldüğü gibi enkoderin A, B ve Z olmak üzere 3 adet çıkış sinyali bulunmaktadır. B çıkışı A çıkışını 90 derecelik bir faz farkı ile takip etmektedir. Z çıkışı ise enkoderin her bir tam turunda darbe üretmektedir. A ve B çıkışları anlık pozisyon ve dönme yönü bilgisinin belirlenmesinde kullanılırken Z çıkışı ise d/d hesaplaması için kullanılmaktadır. EKÜ emme zamanı sonuna doğru GDI enjektöre kontrol sinyali göndererek LPG enjeksiyonunu 250 KMA civarında başlatmaktadır. EKÜ üzerinde bulunan buton vasıtasıyla enjeksiyon başlangıcı 1 KMA hassasiyetle istenilen piston konumunda yapılabilmektedir. Bu sistemin tek bir yakıt türüne bağlı kalmasını önleyerek çok geniş bir yelpazede alternatif yakıt çalışmalarında kullanılabileceğini göstermektedir. Dönme yönü bilgisi, enkoder çıkışlarından elde edilen CW ve CCW elektronik darbe dizileri ile tespit edilmektedir. Bu darbe dizileri A ve B çıkışlarından

biri yüksek lojik seviyedeyken diğerinin her bir düşen kenarında üretilmektedir. Üretilen bu darbe dizileri pozisyon ölçümü için bir sayıcı-kaydedici tarafından azalan ve artan sayıcı girişleri olarak algılanmaktadır. Böylece hassas bir pozisyon tespiti yapılarak, enjektör zamanlaması kontrol edilmektedir.



Şekil 5.38. Enkoder çıkış sinyalleri.

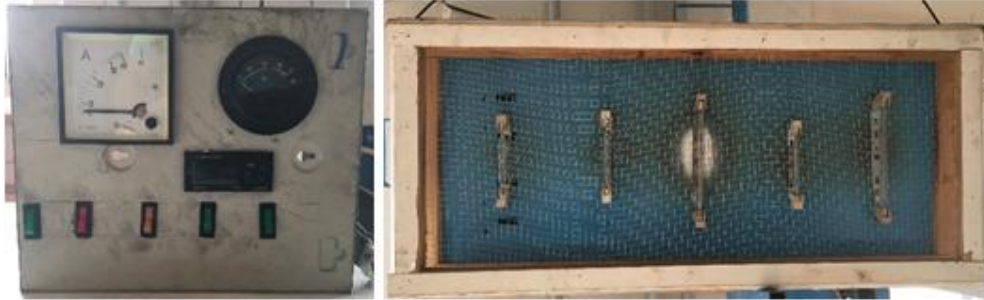
BÖLÜM 6

DENEYSEL ÇALIŞMALAR

6.1. DENEY DONANIMI

6.1.1. Yükleme Ünitesi

Deneyler sırasında motoru yüklemek için jeneratörden yararlanılmıştır. Jeneratör çıkışına bağlanan yük ünitesi 250 ve 500 W'lık lambalar kullanılarak oluşturulmuştur. Lambaların istenilen yükleme değerine ayarlanarak yakılabilmesi için anahtarlı bir kontrol paneli kullanılmıştır. Kontrol paneli üzerindeki anahtarlar yardımıyla motorun 500, 750, 1000, 1250 ve 1500 W değişik güçlerde yüklemesi yapılmıştır. Şekil 6.1'de yük ünitesi ve kontrol paneli görülmektedir.



Şekil 6.1. Yükleme ünitesi ve kontrol paneli.

6.1.2. Deney Motoru

Deneysel çalışmalar sırasında Şekil 6.2'de görülen 3000 d/d sabit devirli bir dizel jeneratör kullanılmıştır. Jeneratör üzerinde kullanılan motor doğal emişli, hava soğutmalı, tek silindirli ve direkt enjeksiyonlu bir dizel motordur. Jeneratör teknik özellikleri Çizelge 6.1'de verilmiştir.

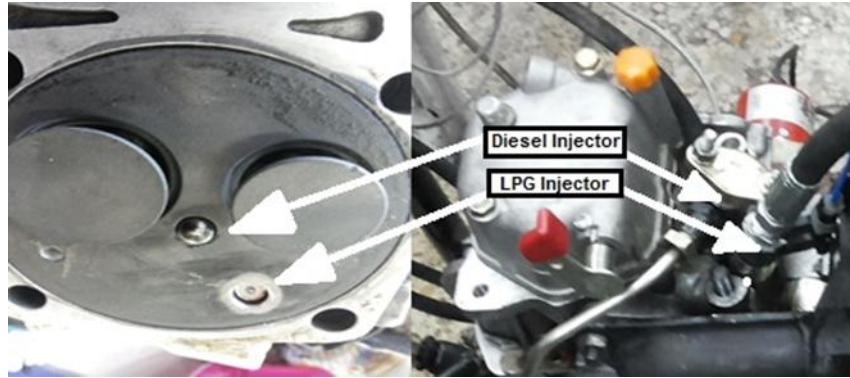


Şekil 6.2. Tek silindirli dizel jeneratör.

Çizelge 6.1. Jeneratör teknik özellikleri.

Motor Özellikleri		Alternatör Özellikleri	
Üretici	Katana	Üretici	Katana
Motor tipi	Km 178 Fe	Model	KD 4500 E
Çap × Kurs	78 × 62	Maksimum Güç	2.4 kVA
Silindir Hacmi	296 cm ³	Güç	6.3 kVA
Maksimum Çıkış Gücü	7.6 hp	Faz Sayısı	1
Sürekli Çıkış Gücü	0.6 hp	Çıkış Voltajı	230 VAC
Motor Hızı	3000 d/d	Frekansı	50 Hz

Deney motoru alternatif yakıt çalışmalarında kullanılmak üzere dizel yakıtı ile birlikte ikincil yakıtların kullanılabileceği şekilde modifiye edilmiştir. Motor silindir kapağı üzerinde orijinal enjektör yuvasının hemen yanına ikinci bir enjektör için yuva açılmış ve buraya Magneti Marelli marka GDI enjektör takılmıştır. Silindir kapağı modifiye edilmiş halinin alt ve üst görünümü Şekil 6.3'te verilmiştir.



Şekil 6.3. LPG ve dizel enjektörün mevcut silindir kapağına monte edilmesi.

6.1.3. Egzoz Emisyon Ölçüm Cihazı

Deneyler sırasında egzoz emisyon ölçümlerinin yapılmasında Şekil 6.4'te görülen SPIN ITALO PLUS marka egzoz emisyon cihazı ve opasimetre kullanılmıştır. Cihazların teknik özellikleri Çizelge 6.2'de verilmiştir. Egzoz emisyon cihazı; CO (% vol), HC (ppm), NO_x (ppm) ve ısı (%) emisyonlarını ölçebilmektedir. Cihaz optik absorpsiyon spektroskopisi yöntemi ile belirli bir dalga boyunda gaz sıcaklığı ve konsantrasyonunu ölçebilmektedir. Egzoz gazının içinden geçen lazer ışının ölçüm sensörü üzerine düşen kısmının analiz edilmesi ile egzoz gazındaki anlık konsantrasyon ve sıcaklık hesaplanmaktadır.



Şekil 6.4. Egzoz gaz analizörü ve opasimetre.

Çizelge 6.2. Egzoz gaz analizörü ve opasimetre teknik özellikleri.

Ölçülen Parametre	Ölçme Yöntemi	Ölçüm Aralığı	Hassasiyet
CO (% v/v)	NDIR	0~9.99	0.01
HC (ppm)	NDIR	0~2500	1
NO _x (ppm)	CLD	0~2000	1
İs (%)	NDIR	0~99	±2
Çalışma sıcaklığı (°C)		5~40	
Çalışma gerilimi (Vdc)		12	

6.1.4. Egzoz Gaz Sıcaklığı Ölçümü

Egzoz gaz sıcaklığının ölçülmesinde Şekil 6.5'te görülen K tipi termokupl ve dijital multimetre kullanılmıştır. Egzoz borusu üzerinde sabit bir noktadan alınan ortalama EGS değerleri kaydedilmiştir.



Şekil 6.5. K tipi termokupl ve dijital multimetre.

6.1.5. Yakıt Tüketimi Ölçüm Ünitesi

Deneysel çalışmalar sırasında sabit bir zaman aralığında test yakıtlarının ağırlıklarında oluşan fark kaydedilerek yakıt tüketimleri hesaplanmıştır. Anlık yakıt tüketimlerinin ölçülmesi için 1 mg hassasiyete sahip elektronik tartılar kullanılmıştır.



Şekil 6.6. Yakıt tüketimi ölçümünde kullanılan dijital teraziler.

6.1.6. Silindir Basıncı Ölçüm Ünitesi

Silindir basınçlarının ölçülmesi için RİGOL DS1064B model 4 kanallı dijital osiloskop kullanılarak yanma basıncı verilerinin bilgisayar ortamına aktarılması sağlanmıştır. Silindir basınç verileri motor silindir kapağına monte edilen bir silindir basıncı sensörü ve dijital osiloskop yardımıyla elde edilmiştir. Kullanılan basınç sensörü oprand marka olup 5VDC besleme gerilimi ve 0.5-5 VDC lineer analog çıkışa sahip bir sensördür. Sensör 5 VDC sabit gerilim altında çalıştırılarak çıkış gerilimi değişimi osiloskop üzerinde görüntülenerek bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Krank miline bağlı bir optik enkoder vasıtası ile bu basınç verileri pistonun anlık konumu ile ilişkilendirilmiş ve KMA başına basınç değişimi kaydedilmiştir.

Basınç sensörünün çıkış gerilimi değerinin silindir içi basınç verisine dönüştürülmesinde sensör teknik dökümanında yer alan aşağıdaki eşitlik kullanılmıştır.

$$P = \frac{V - V_{min}}{S} \quad (6.1)$$

Burada P, psi cinsinden basıncı, V, çıkış gerilimini, Vmin, minimum çıkış gerilimini ve S de V/psi cinsinden sensörün çıkış hassasiyetini ifade etmektedir. Eşitlik 6.1 kullanılarak psi cinsinden hesaplanan silindir basıncı değeri 0.0689475729 sabit katsayı ile çarpılarak birim olarak bar cinsinden ifade edilmiştir.

Şekil 6.7’da deneyler sırasında kullanılan RIGOL DS1064B dijital osiloskop görülmektedir. Osiloskop cihazları elektronik devrelerin dizayn ve test aşamalarında elektriksel sinyallerin görüntülenmesinde sıklıkla kullanılmaktadır. Deneyler sırasında tüm akım ve gerilim ölçümleri bu cihazla gerçekleştirilmiş olup teknik özellikleri Çizelge 6.3’te verilmiştir. Şekil 6.8’de Oprand marka silindir basınç sensörü görülmektedir. Sensör 5 VDC besleme gerilim ile çalıştırılmış ve herhangi bir adaptör kullanılmadan direkt osiloskop ile bağlantısı kurulmuştur.

Çizelge 6.3. Dijital osiloskop teknik özellikleri.

Bant Genişliği (MHz)	60
Kanal Sayısı	4
Yükselme Zamanı (ns)	5.8
Örnekleme Hızı (GSa/s)	2 Yarım Kanal, 1 Bir Kanal
Denk Örnekleme Hızı (GSa/s)	10
Dikey Hassasiyet (V/div)	0.02 10
Kayıt Uzunluğu	-
Timebase Sahası (ns/div)	5... 50
Tetikleme Modları	Edge, Pulse, Video, Alternate
Kayıt (Waveform)	10
Frekans Sayıcı	-
Pc Bağlantısı	USB Sürücü, USB Host, LXI-C Compliant LAN
Ekran	5.7 inch TFT 64K Full Renkli ve Ekran Aydınlatmalı
Matematik İşlemleri	-, +, x FFT
Güç	100-240V AC ,45Hz-65Hz. 60VA Max.

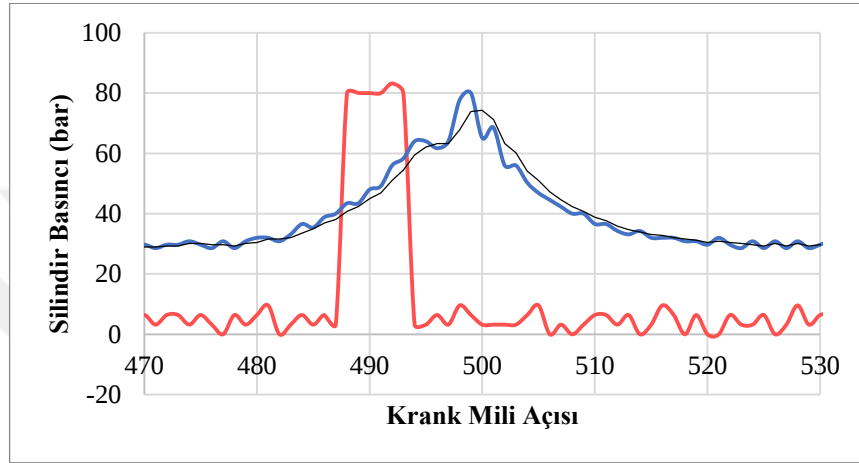


Şekil 6.7. Dijital osiloskop.



Şekil 6.8. Oprand marka silindir basıncı sensörü.

Osiloskop ile bilgisayar ortamına aktarılan ham ve filtrelenmemiş silindir basıncı verileri Şekil 6.9'da görülmektedir. Osiloskop yardımıyla alınan silindir basıncı sensörü çıkış gerilimi değerleri sensör teknik özelliklerinde verilen eşitlikler ve katsayılar ile çarpılarak bar cinsinden ham basınç verileri hesaplanmıştır. Ancak bu basınç verileri şekilde görüldüğü gürültülü ve dalgalı bir forma sahiptir. Daha sonra bu ham basınç verileri filtrelenerek silindir basıncı grafikleri oluşturulmuştur.

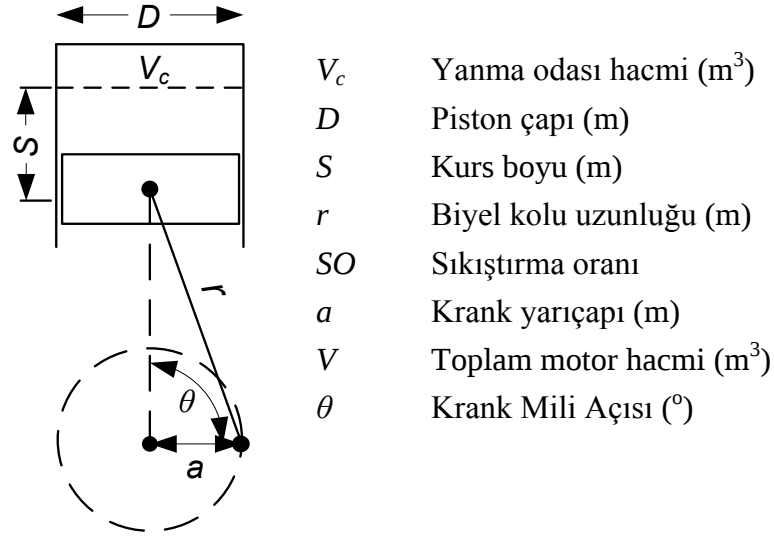


Şekil 6.9. Ham ve filtrelenmemiş yanma basıncı verileri

6.1.7. Isı Açığa Çıkış Oranının Hesaplanması

İçten yanmalı motorlarda İÇÖ, termodinamiğin birinci kanunu kullanan bir yanma analiz metodudur ve yanma sürecinde yakıttaki kimyasal enerjinin açığa çıkış hızını gösterir. Dizel motordaki yanma olayının anlaşılması ve bu çalışmada kullanılan yakıtların yanma özelliklerinin karşılaştırılması için tek boyutlu basitleştirilmiş bir yanma modeli kullanılmıştır. Silindir içerisindeki yakıt-hava karışımı dolgusu ideal gaz olarak kabul edilmiştir ve emme supabının kapanmasından egzoz supabının açılmasına kadar olan süreçte yakıt-hava karışımı dolgusu miktarında ve içeriğinde bir değişim olmadığı varsayılmıştır. Silindir içerisindeki yakıt-hava karışımının yanması ile açığa çıkan enerji aynı zamanda silindire giren enerji olarak kabul edilmiştir.

Motor hacminin anlık değişimi doğrudan ölçülemediğinden deney motoru geometrik özellikleri kullanılarak hesaplanabilir. İçten yanmalı bir motorun krank-biyel mekanizması ve geometrik ölçüleri şematik olarak Şekil 6.10'da verilmiştir [101].



Şekil 6.10. İçten yanmalı motorlarda krank-biyel mekanizması.

Yanma odası hacmi;

$$V_c = \pi \frac{D^2}{4} \frac{2a}{SO} \quad (6.2)$$

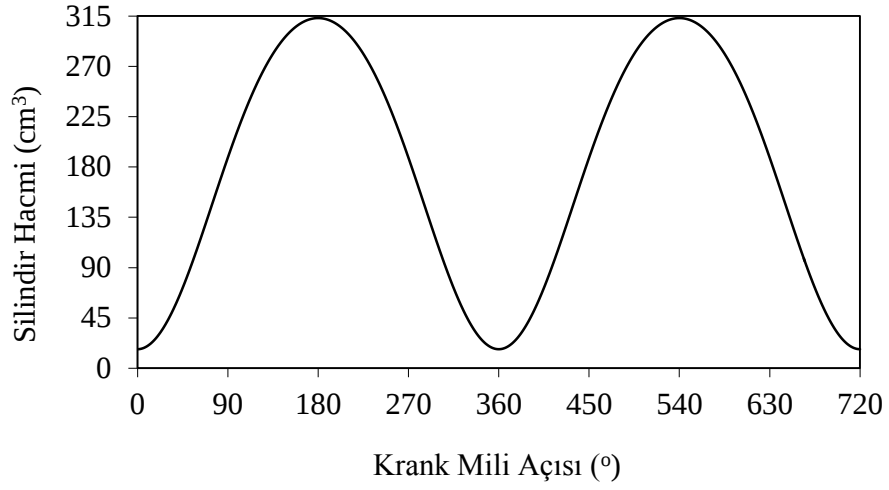
Kurs boyu değişimi;

$$L(\theta) = a \cos\left(\theta \frac{\pi}{180}\right) + \sqrt{r^2 - a^2 (\sin\left(\theta \frac{\pi}{180}\right))^2} \quad (6.3)$$

Silindir hacmi anlık değişimi eşitlik (6.2) ve (6.3) kullanılarak hesaplandığında;

$$V(\theta) = V_c + \pi \frac{D^2}{4} (a + r - L(\theta)) \quad (6.4)$$

6.4 nolu eşitlik yardımı ile hesaplanan silindir hacminin KMA'na bağlı olarak anlık değişimi Şekil 6.11'de verilmiştir.



Şekil 6.11. Silindir hacminin KMA'na bağlı olarak değişimi.

İçten yanmalı motorlarda yanma, termodinamiğin birinci kanunu ile tanımlanabilir ve enerji dönüşüm eşitliği Eşitlik (6.5) gibi yazılır ise;

$$\frac{du}{d\theta} = Qn - W \quad (6.5)$$

$$mC_v \frac{dT}{d\theta} = Qn - P \frac{dV}{d\theta} \quad (6.6)$$

Burada;

du = Sistem içerisindeki kütlenin iç enerji değişimi.

Qn = Yanma odasında ortaya çıkan net ısı (İÇÖ).

W = Sistem sınırı tarafından yapılan iş.

Günümüz motorlarında sistemdeki kütle ve ısı transferinin İÇÖ üzerindeki etkisi çok küçük olduğu için genellikle ihmal edilir [102]. Bu yüzden Qn hesaplanırken, yanma odasından silindir duvarına ve soğutma suyuna olan ısı transferi dahil edilmemiştir.

Bu noktada ideal gaz kabulü yapılarak;

$$PV = mRT \quad (6.7)$$

Eşitlik (6.7) için, türev alınırsa;

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{1}{mR} \left[P \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta} \right] \quad (6.8)$$

Eşitlik (6.8) ve eşitlik (6.6) beraber düzenlendiğinde;

$$Qn = \left[\frac{C_v}{R} + 1 \right] P \frac{dV}{d\theta} + \frac{C_v}{R} V \frac{dP}{d\theta} \quad (6.9)$$

ifadesi elde edilir. $\frac{C_v}{R}$, (k) özgül ısı oranı cinsinden eşitlik (6.10)'da gösterildiği gibi ifade edilebilir.

$$\frac{C_v}{R} = \frac{1}{k-1} \quad (6.10)$$

Eşitlik (6.9), eşitlik (6.10) kullanılarak yeniden yazıldığında İÇÖ'nun anlık değişimi Eşitlik (6.11)'deki gibi elde edilir;

$$Qn = \left[\frac{k}{k-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{k-1} V \frac{dP}{d\theta} \right] \quad (6.11)$$

Qn	Isı açığa çıkış oranı (İÇÖ) (J/KMA°)
P	Silindir basıncı (Pa)
V	Silindir hacmi (m ³)
θ	KMA (°)

Dizel motorlardaki yanma analizinde, $k=1.35$ olarak önerilmiştir [102].

6.2. DENEY YAKITLARI

Deneysel çalışmalar sırasında, test yakıtı olarak dizel, biyodizel ve LPG kullanılmıştır. LPG yakıtı içerik olarak %70 propan ve %30 butandan oluşmaktadır. Test yakıtlarının özellikleri Çizelge 6.5'te verilmiştir. Dizel yakıtı setan sayısı, yoğunluk ve vizkosite bakımından EN590 standartları gereksinimlerini karşılamaktadır.

Çizelge 6.4. Testlerde kullanılan yakıtların özellikleri.

Yakıt	Dizel	Biyodizel	LPG
Kimyasal Yapısı	C ₁₃ H ₂₈	C ₁₈ H ₃₄	%30 C ₃ H ₈ + %70 C ₄ H ₁₀
Alt ısı değeri (kJ/kg)	42.500	39.576	45.908
Tutuşma sıcaklığı (°C)	240	316	454
Kaynama noktası (°C)	160–370	182–338	–13
Setan sayısı	52	60,4	8
Kinematik vizkozite @ 40 °C	3	5	0,32
Yoğunluk (15 °C) (kg/L)	0,83	0,87	0,560
Gizli buharlaşma ısısı (MJ/kg)	0,260	0,325	0,383
Karbon/Hidrojen oranı (C/H)	~0,47	0,52	0,39

İki aşamalı olarak gerçekleştirilen motor testlerinde ilk aşamada CRDI yakıt enjeksiyon sistemi ile tek silindirli bir motorda dizel/biyodizel karışımlarının farklı enjeksiyon basınç ve zamanlamalarında sabit devir değişken motor yüküne bağlı olarak motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkisi incelenmiştir. Bu aşamada test motoru D100 (saf dizel), B20 (%80 dizel + %20 biyodizel), B40 (%60 dizel + %40 biyodizel), B60 (%40 dizel + %60 biyodizel) yakıtları ile çalıştırılmıştır. İkinci aşamada silindir üzerine yerleştirilen ikinci bir enjektör üzerinden dizel yakıtı ile birlikte sıvı fazda LPG yakıtının enjeksiyonunun yapıldığı sabit devir değişken yük deneyleri yapılmıştır bu aşamada test motoru D100 (saf dizel), LPG30 (%70 dizel + %30 LPG) LPG50 (%50 dizel + %50 LPG), ve LPG70 (%30 dizel + %70 LPG) olmak üzere dört farklı tipi ile çalıştırılmıştır. Tüm yük durumlarında 3000 d/d sabit motor hızında silindir içine gönderilen LPG akış oranı değiştirilerek pilot dizel yakıt miktarı ayarlanmıştır. LPG yakıtı akış oranı, EKÜ tarafından GDI enjektör tetikleme palsi süresi değiştirilerek ayarlanmıştır. GDI enjektör tetikleme palsi başlangıcı emme stroğu sonuna doğru 250 Krank Mili Açısı (KMA) olarak ayarlanmıştır. Böylece, LPG yakıtının emme manifoldundan buharlaşarak içeri alınan hava dolgusunu azaltması önlenmiştir. Başlangıçta GDI enjektör tetikleme palsi süresi 0 ms değerine ayarlanmıştır. Bu durumda, silindir içine sadece dizel yakıtının (D100) gönderilmesi sağlanmıştır. LPG30 yakıtı için GDI enjektör tetikleme palsi süresi 1 ms den başlanarak düzenli olarak artırılmıştır. Bu esnada GDI enjektör tetikleme palsi süresi için dizel ve LPG yakıtlarının belirli bir zaman aralığındaki kütleli akışları ölçülmüştür. Böylece, silindir içine gönderilen yakıt 70% dizel + 30% LPG olarak ayarlanabilmiştir. Aynı prosedür LPG50 ve LPG70 yakıtları için tekrar edilmiştir.

Toplam yakıt miktarı içindeki LPG oranı Eşitlik 6.12 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$LPG_{oranı} = \frac{my_{LPG}}{my_{dizel} + my_{LPG}} * 100 \quad (6.12)$$

Hesaplanan yakıt tüketimleri motor gücüne bölünerek özgül yakıt tüketimi bulunmuştur. Özgül yakıt tüketimi Eşitlik 6.13 ve 6.14 kullanılarak g/(kWh) cinsinden hesaplanmıştır.

$$FÖYT_{dizel/biyodizel} = \frac{my_{dizel/biyodizel}}{P_e} \quad (6.13)$$

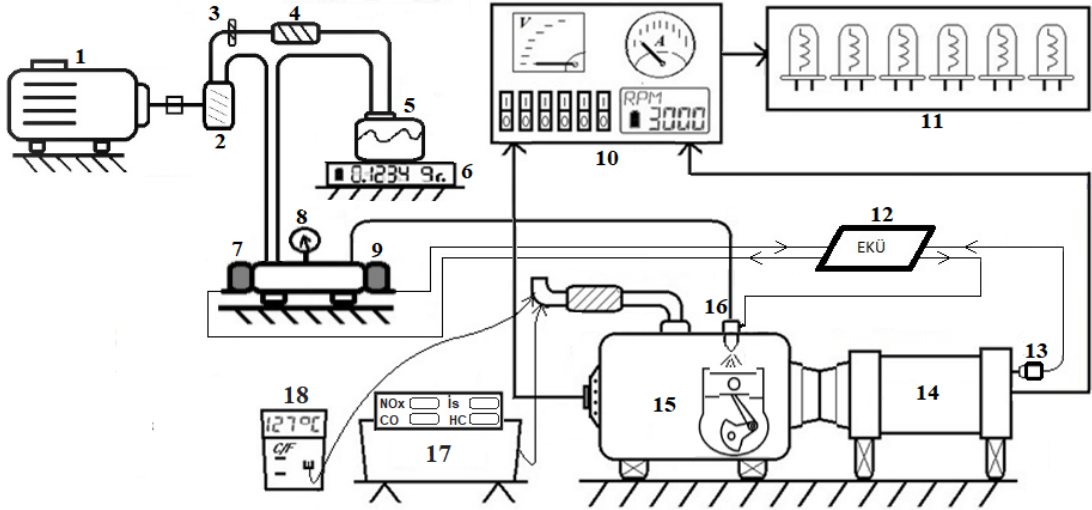
$$FÖYT_{LPG} = \frac{my_{dizel} + my_{LPG}}{P_e} \quad (6.14)$$

Deney yakıtlarının alt ısı değerleri ve kütleli akış miktarları kullanılarak Eşitlik 6.15 ve Eşitlik 6.16 yardımıyla efektif verim hesaplanmıştır.

$$\eta = \frac{P_e}{(my * AID)_{dizel} + (my * AID)_{LPG}} \quad (6.15)$$

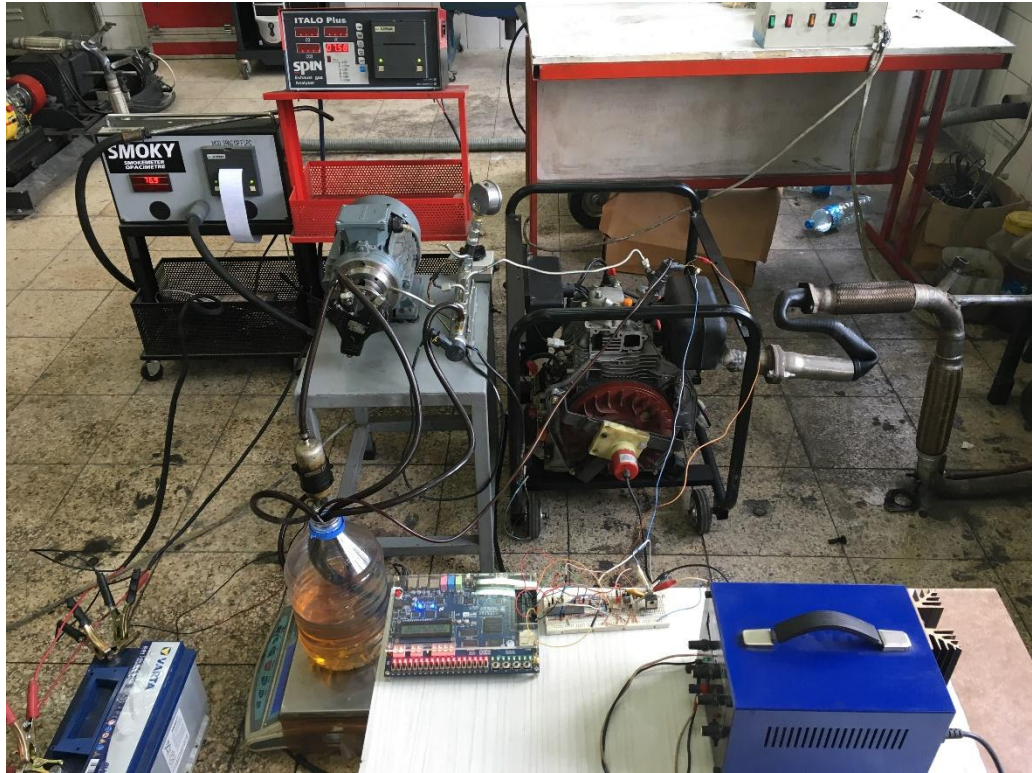
$$\eta = \frac{P_e}{(my * AID)_{dizel/biyodizel}} \quad (6.16)$$

Deneysel çalışmaların ilk aşamasında test motoru klasik yakıt enjeksiyon sistemi sökülerek yerine EKYS monte edilmiştir. EKYS atık yağlardan elde edilen biyodizel ve dizel karışımları ile çalıştırılmıştır. EKYS'li dizel motor test düzeneği şeması Şekil 6.12'de, deney düzeneği ve çalışma ortamı genel görünümü ise Şekil 6.13'te görülmektedir



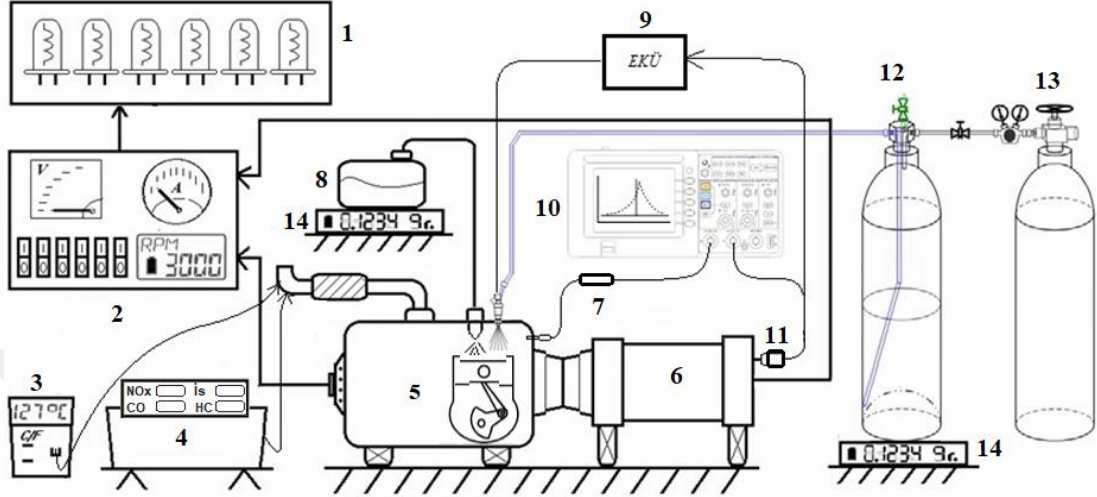
Şekil 6.12. EKYS’li dizel motor test düzeneği şematik görünümü.

Deney düzeneğinde kullanılan materyaller sırası ile; 1- Elektrik motoru, 2- Yüksek basınç pompası, 3- Yakıt filtresi, 4- Besleme pompası, 5- Yakıt tankı, 6- Dijital terazi, 7- Basınç kontrol valfi, 8- Manometre, 9- Basınç sensörü, 10-Kontrol paneli, 11-Yük ünitesi, 12- EKÜ, 13- Enkoder, 14- Alternatör, 15- Dizel motor, 16- Selenoid enjektör, 17- Egzoz emisyon cihazı ve opasimetre, 18-Dijital multimetre ve termokupl’ dur.



Şekil 6.13. EKYS’li dizel motor deney düzeneği ve çalışma ortamı.

Deneylerin ikinci aşaması olan dizel/LPG çift yakıtlı çalışma için kurulan test düzeneği şematik görünümü Şekil 6.14'te, deney düzeneği ve çalışma ortamı genel görünümü ise Şekil 6.15'te görülmektedir.



Şekil 6.14. Deney düzeneği şematik görünümü.

Deney düzeneğinde kullanılan materyaller sırası ile; 1-Yük ünitesi, 2-Kontrol paneli, 3-Dijital multimetre ve termokupl, 4- Egzoz emisyon cihazı ve opasimetre, 5- Dizel motor, 6- Alternatör, 7- Silindir basınç sensörü, 8- Yakıt tankı, 9-EKÜ, 10-Dijital osiloskop, 11- Enkoder, 12- LPG silindiri, 13-Azot tüpü ve 14- Dijital terazi'dir.



Şekil 6.15. Deney düzeneği ve çalışma ortamı genel görünümü.

6.3. DENEY ŞARTLARI ve DENEYLERİN YAPILIŞI

Motor testlerinde deney yakıtı olarak; dizel, biyodizel ve LPG kullanılmıştır. İlk aşama testleri D100, B20, B40 ve B60 olmak üzere dizel/biyodizel yakıt karışımları ile yapılmıştır. İkinci aşama testleri ise D100, LPG30, LPG50 ve LPG70 olmak üzere dizel ve LPG içeren yakıt karışımları ile yapılmıştır.

Deney motorunun orijinal enjeksiyon basıncı olan 200 bar ve orijinal enjeksiyon avansı olan 20 KMA'dır. İlk aşama testlerinde dizel/biyodizel test yakıt karışımları, CRDI yakıt enjeksiyon sistemi düzeneği ile EKÜ tarafından ayarlanan 200-400-600 bar enjeksiyon basıncı ve 30-20-14 KMA enjeksiyon avansı parametreleri ile sabit devir değişken yük koşullarında test edilmiştir. Testler 3000 d/d sabit devir, 500,750,1000,1250,1500 Watt değişken motor yüklerinde yapılmıştır. İlk aşama testlerinde test yakıtlarının motor performansı (yakıt tüketimi, FÖYT, EGS, efektif verim) ve egzoz emisyonu (NO_x , HC, CO, is) üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Deneylerin ikinci aşamasında, farklı oranlardaki dizel/LPG yakıt karışımının, motor yüküne bağlı performans, emisyon ve yanma karakteristikleri ile ilgili testler yapılmıştır. Testlerde kullanılan deney düzeneği şematik görünümü Şekil 6.11'de verilmiştir. Testlerde kullanılan yakıt karışımları, sabit devirde ve beş farklı motor yükünde (500, 750, 1000, 1250, 1500 W) denenmiştir. Testler sırasında, emisyonlar, yakıt tüketimi, silindir basıncı ve EGS kaydedilmiştir. Kaydedilen veriler kullanarak, motor gücü, FÖYT ve motor efektif verimi (η_e) hesaplanmıştır. Krank mili açısına bağlı olarak ölçülen silindir basıncı değerleri grafik olarak verilmiştir.

Deneylerde, referans verilerini oluşturmak için önce standart dizel yakıt kullanılmıştır. Daha sonra, değişik oranlardaki yakıt karışımları aynı deney şartları altında test edilmiştir. Deneysel ölçümlere başlamadan önce motor test yakıtları ile 90 °C çalışma sıcaklığına ulaşıncaya kadar çalıştırılmıştır. Yük ünitesi üzerinden motor yüklenerek stabil çalışmaya başladıktan sonra ölçümler alınmıştır. Deneysel çalışmalar esnasında her bir ölçüm noktasında 3'er kez tekrarlanan ölçümlerin ortalaması alınmıştır.

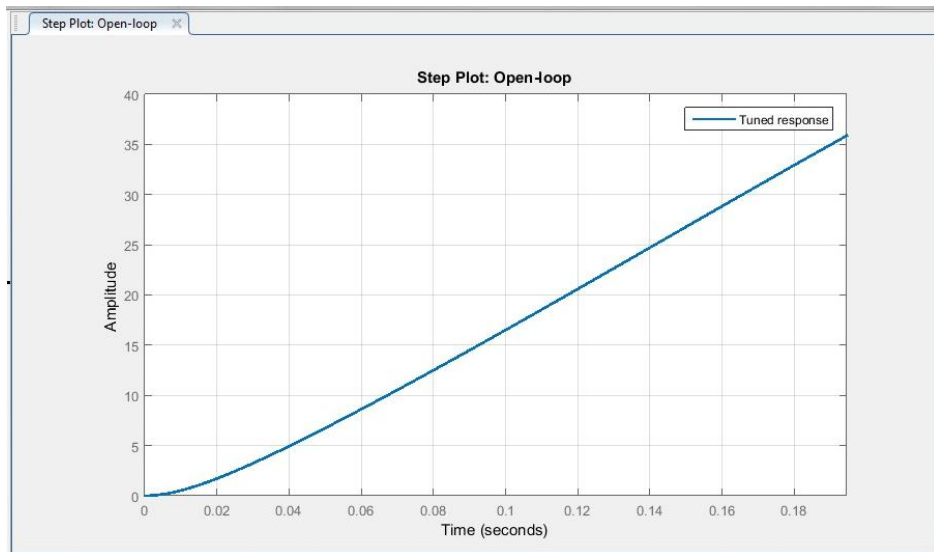
BÖLÜM 7

DENEY SONUÇLARI VE TARTIŞMA

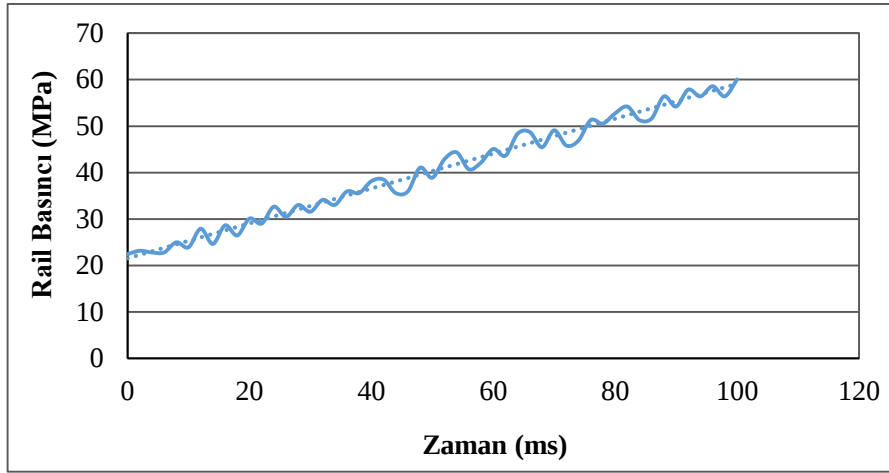
7.1. ELEKTRONİK KONTROL ÜNİTESİ İLE İLGİLİ TESTLER

7.1.1. CRDI Basıncının Stabilizasyonu

EKÜ; yakıt enjeksiyon sistemini, basınç sensörü ve optik enkoderden aldığı anlık sistem bilgileri ve basınç set değeri ve enjeksiyon zamanlaması bilgileri ile kontrol etmektedir. İstenilen parametrelerin değişmesi durumunda sistemin mevcut bilgileri ile kıyaslayarak gerekli düzeltmeyi yapacak şekilde programlanmıştır. Şekil 7.1’de sistemin açık çevrim çıkış grafiği görülmektedir. Sistem geribeslemesiz çalıştığı zaman sabit bir giriş sinyali uygulandığında çıkış sürekli artmaktadır. Şekil 7.2’de common rail sisteminin 1 ms genişliğindeki tetikleme darbesine karşılık basınç sensöründen alınan hat basıncı görülmektedir. Sistemin 1 ms süre sonunda 600 bar gibi yüksek bir basınca ulaştığı görülmektedir.

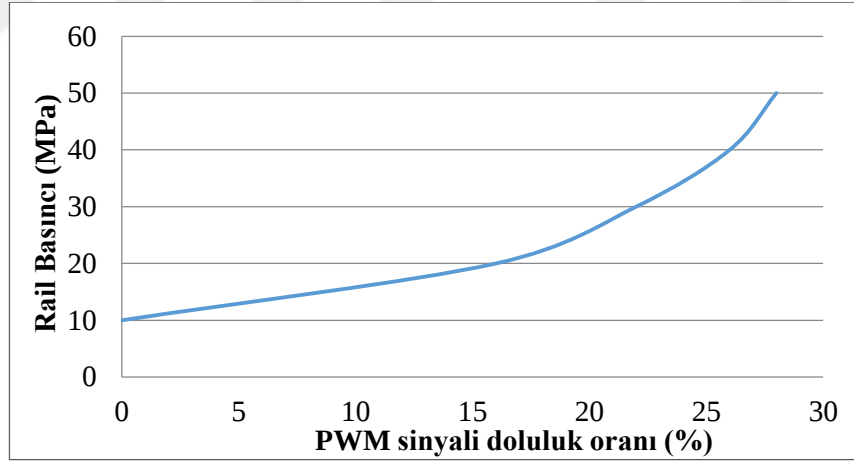


Şekil 7.1. CRDI TF açık çevrim çıkış grafiği.



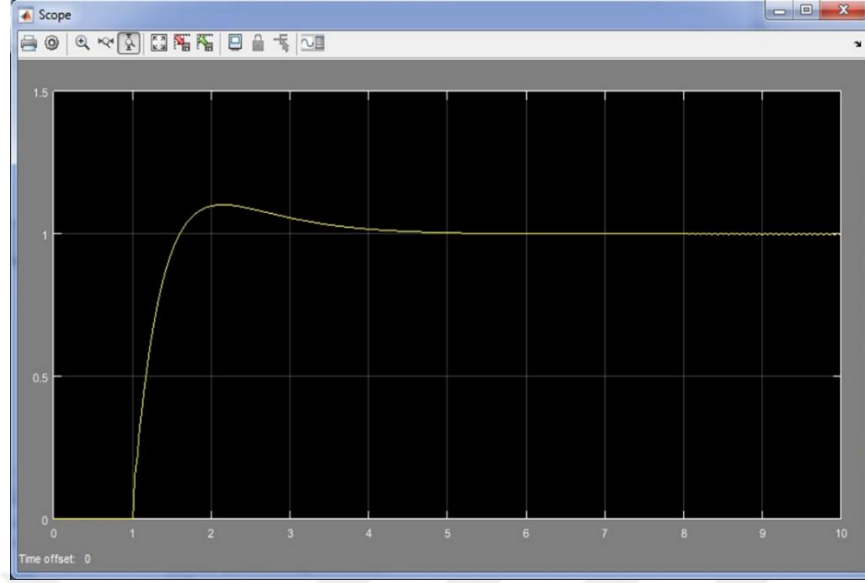
Şekil 7.2. 1 ms süre ile uygulanan birim basamak girişine sistem cevabı.

CRDI üzerinde bulunan basınç kontrol valfi 1 kHz frekans değerine sahip bir PWM sinyali ile tetiklenmektedir. Yakıt enjeksiyon basıncı bu kare dalganın doluluk oranı ile ayarlanmaktadır. Şekil 7.3'te PWM sinyali doluluk oranına göre rail basıncında meydana gelen değişim görülmektedir.

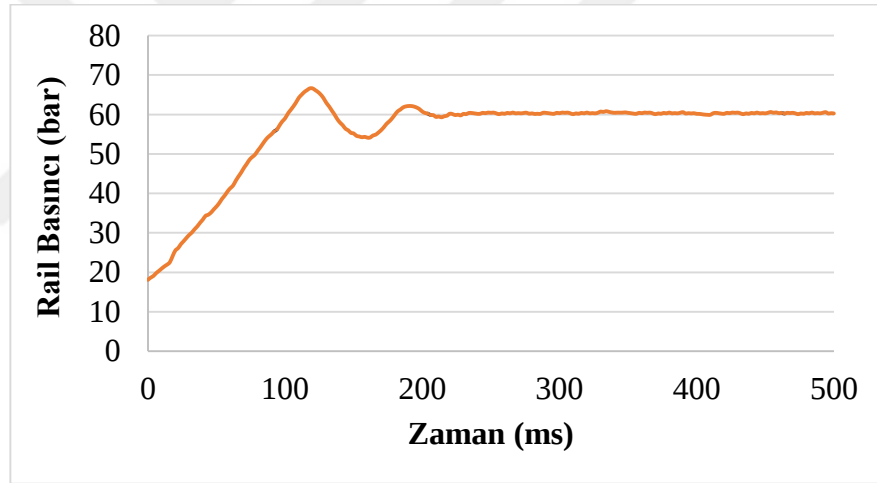


Şekil 7.3. PWM sinyali doluluk oranına göre rail basıncındaki değişim.

CRDI sistemi kapalı döngü yöntemiyle kontrol edildiğinde Ziegler-Nichols yöntemiyle belirlenen CRDI transfer fonksiyonu PID kontrolü çıkış grafiği Şekil 7.4'de görülmektedir. Simulink modeli çalıştırıldığında elde edilen sistem çıkış grafiği Şekil 7.5' de görülen CRDI hattı gerçek sistem basıncı değişimi ile kıyaslandığında gerçek sistemin istenilen çıkış değerine 0.2 saniye gibi daha kısa bir sürede ulaştığı görülmektedir.

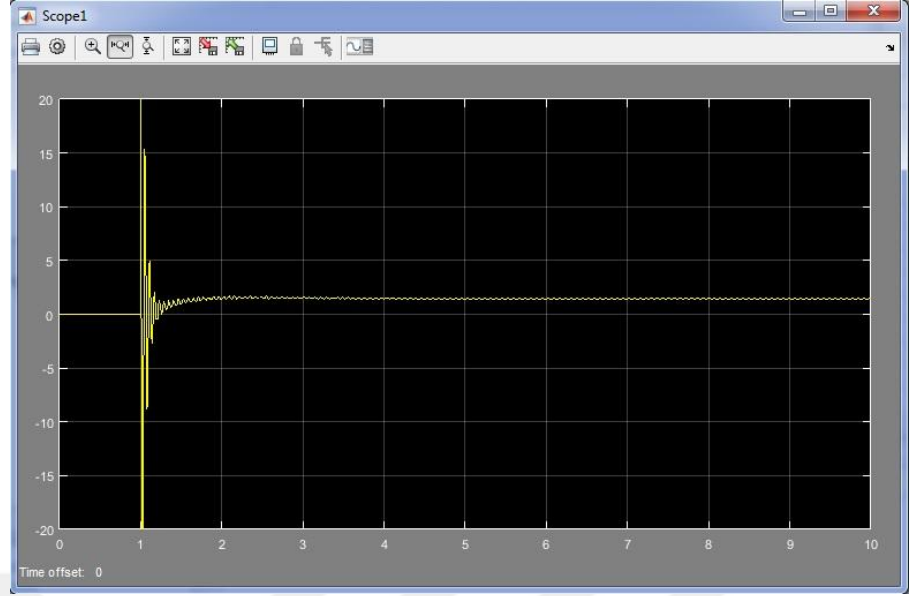


Şekil 7.4. CRDI transfer fonksiyonu PID kontrolü çıkış grafiği.



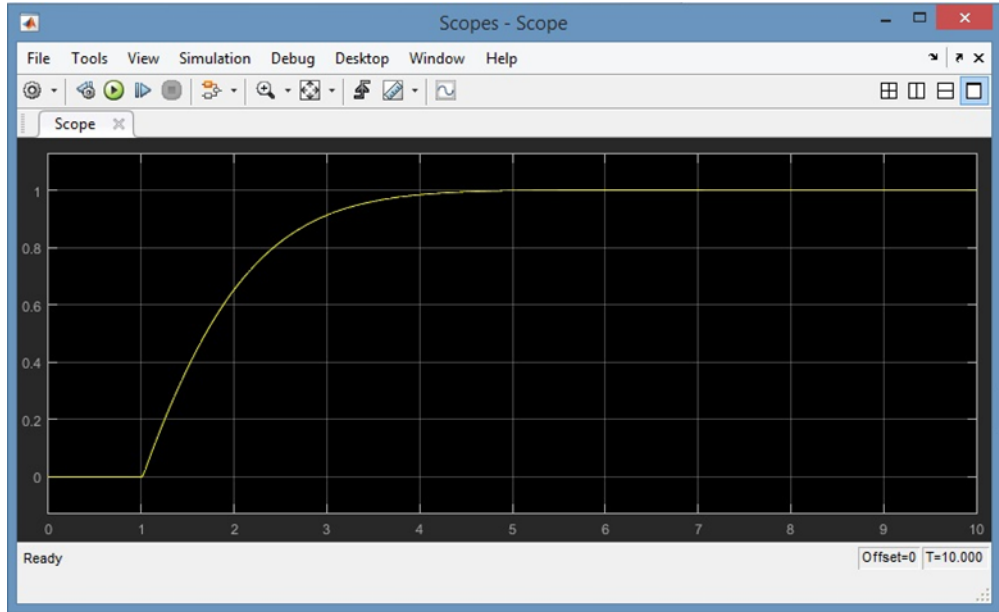
Şekil 7.5. CRDI rail basıncı PID kontrol cevabı.

Şekil 7.6’da PID kontrolcü çıkış grafiği görülmektedir. Sistem ilk anda yüksek çıkış değeri salınımları yapmakta olup set basınç değerine yaklaştıkça kontrolcü çıkışı salınımı azalmıştır.

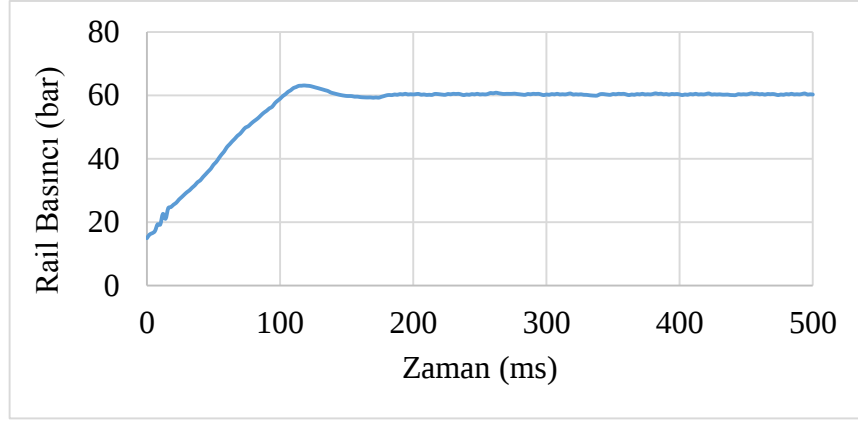


Şekil 7.6. PID kontrolcü çıkış grafiği.

CRDI yakıt basıncı fuzzy logic kontrol yöntemiyle kontrol edildiğinde CRDI transfer fonksiyonu fuzzy kontrolcü çıkışı Şekil 7.7’de görülmektedir. Fuzzy logic kontrolcü PID kontrolcüye nazaran daha uzun sürede istenilen basınç değerini yakalamış ancak maksimum aşım miktarını ve yerleşme zamanını kısaltmıştır. Simulink de oluşturulan fuzzy logic kontrolcü çıkışına karşılık CRDI sistemi gerçek yakıt basıncı değişimi Şekil 7. 8’de görülmektedir.

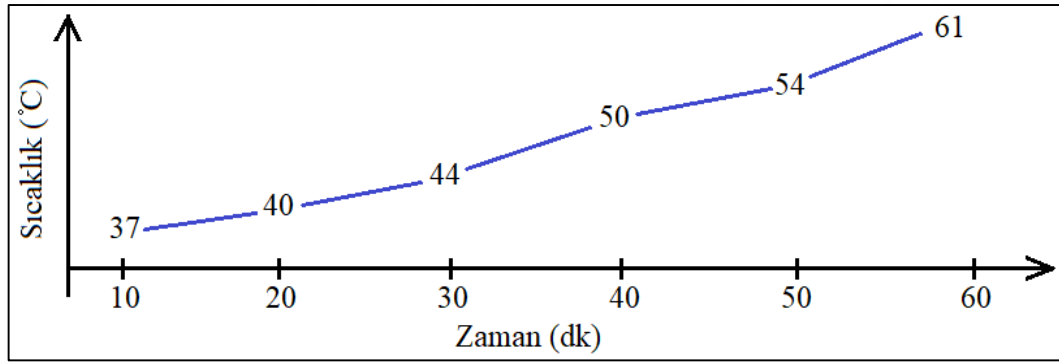


Şekil 7.7. CRDI transfer fonksiyonu fuzzy kontrolcü çıkışı.



Şekil 7.8. CRDI yakıt basıncı fuzzy kontrol cevabı.

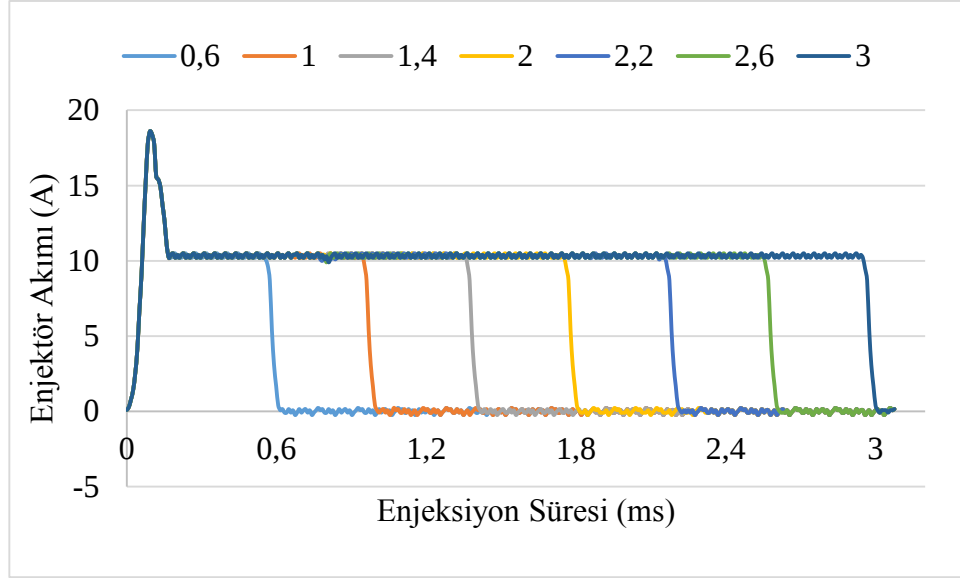
Deneyler sırasında 5 litrelik bir yakıt tankı kullanıldığı için az miktardaki yakıtın yüksek basınç sisteminden sirkülasyonu esnasında sıcaklığın ciddi anlamda artış gösterdiği gözlemlenmiştir. Sistemde dolaşan yakıtın 10 dakika aralıklarla yapılan ölçümlere göre bir saat içindeki sıcaklık artışı Şekil 7.9’da verilmiştir. Yakıt sıcaklığının düşürülmesi için her bir ölçüm noktasından sonra sistemdeki yakıt değiştirilerek soğutulmuştur.



Şekil 7.9. CRDI sisteminde yakıt sirkülasyonu sonucu oluşan sıcaklık artışı.

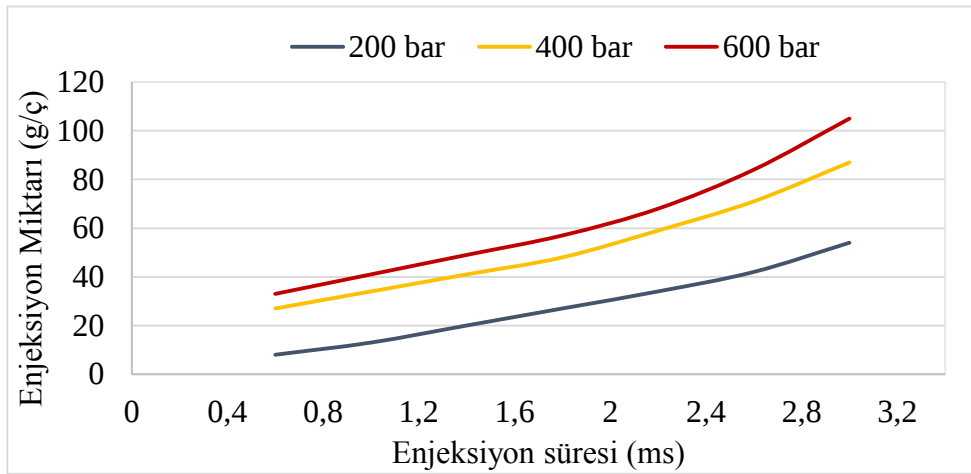
7.1.2. Enjektör Çalışma Gerilimi ve Akış Oranının Belirlenmesi

Deneylerde kullanılan CRDI enjektör için 0.6 ms tetikleme süresinden 3 ms tetikleme süresine kadar 24 VDC çalışma gerilimine bağlı olarak enjektör üzerinden geçen akım değişimi Şekil 7.10’da gösterilmiştir. Enjektör tetikleme süresinin çekilen akımda gözle görülür bir değişime neden olmadığı ancak çalışma gerilimi arttıkça enjektörün çektiği akımda azalma meydana geldiği görülmüştür.



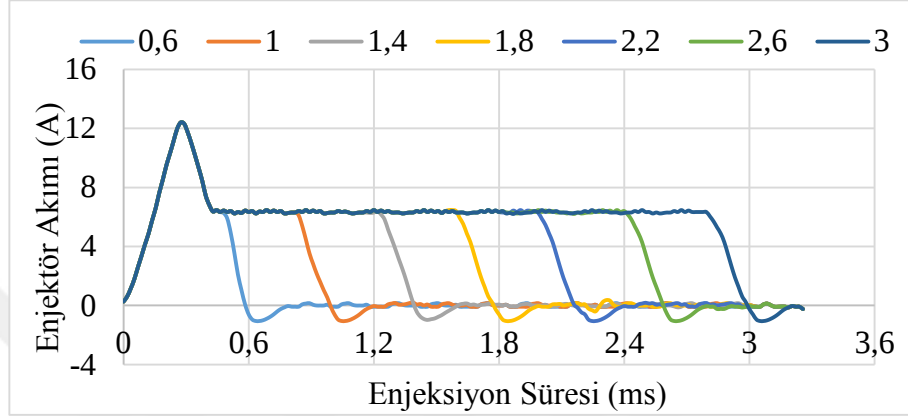
Şekil 7.10. Tetikleme palsi genişliğine göre enjektörün çektiği akım.

Şekil 7.11’de CRDI enjektörün yakıt basıncı ve tetikleme darbesi genişliğine bağlı olarak püskürtülen yakıt miktarı görülmektedir. Artan yakıt basıncı ve tetikleme darbesi genişliğine orantılı olarak püskürtülen yakıt miktarı artmıştır. Enjeksiyon miktarı 1000 adet tetikleme sinyali sonrası toplanan yakıt miktarı hassas terazi ile tartılarak ölçülmüştür. Artan enjeksiyon süresine göre püskürtülen yakıt miktarı farkı da artmaktadır. Bunun enjektörün açılma gecikmesi ile ilişkili olduğu düşünülmektedir. Literatürde de değinildiği gibi enjeksiyon süresi arttıkça enjektörün açık kalma süresi de göreceli olarak daha fazla olmaktadır.



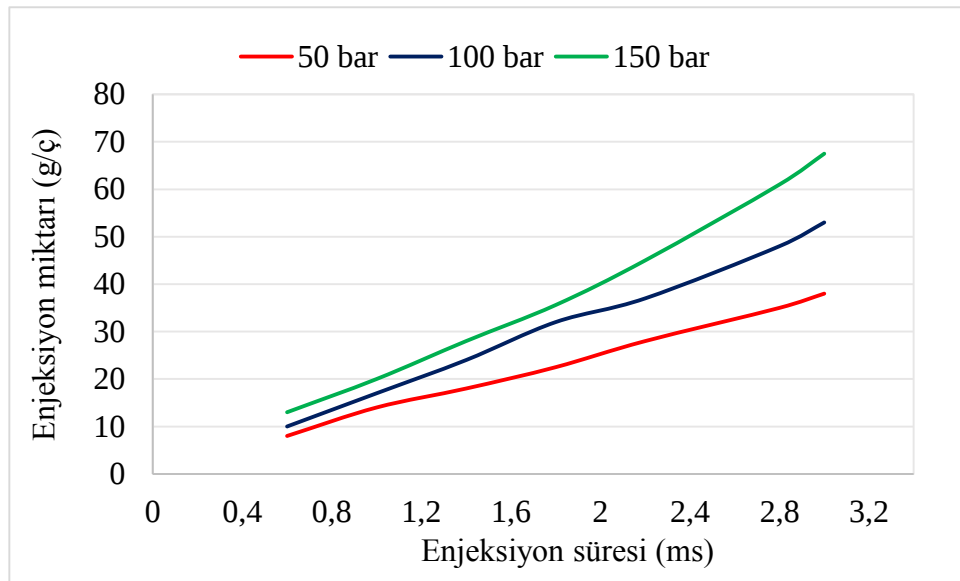
Şekil 7.11. CRDI enjektör için yakıt basıncı ve tetikleme palsi genişliğine bağlı olarak püskürtülen yakıt miktarı.

Şekil 7.12’de GDI enjektörün değişik tetikleme darbesi sürelerinde 24 V çalışma geriliminde çektiği akım grafiği verilmiştir. Enjektörün açılması için gereken minimum tetikleme darbesi genişliği 0.5 ms olmakla birlikte bu sürenin artmasının çekilen akım grafiği formunda gözle görülür bir değişikliğe yol açmadığı görülmüştür.



Şekil 7.12. GDI enjektör tetikleme palsi genişliğine bağlı olarak çekilen akım.

Şekil 7.13’te değişik yakıt basınçlarında tetikleme darbesi genişliğine bağlı olarak püskürtülen yakıt miktarı görülmektedir. Artan yakıt basıncı ve tetikleme darbesi genişliğine bağlı olarak püskürtülen yakıt miktarının arttığı görülmüştür.



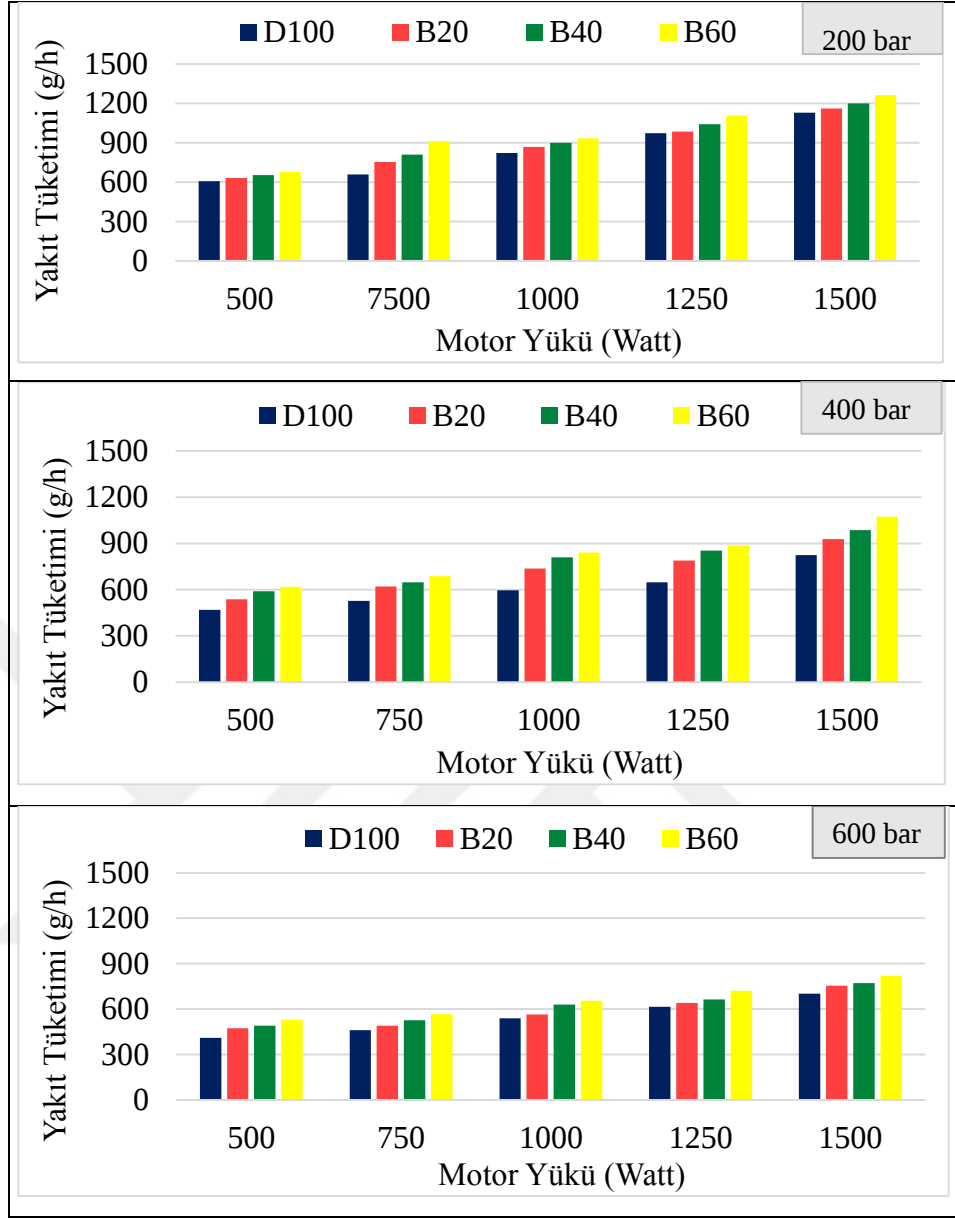
Şekil 7.13. GDI enjektör için yakıt basıncı ve tetikleme palsi genişliğine bağlı olarak püskürtülen yakıt miktarı.

7.2 DENEY MOTORU İLE İLGİLİ TESTLER

7.2.1. Biyodizel/dizel yakıt testleri

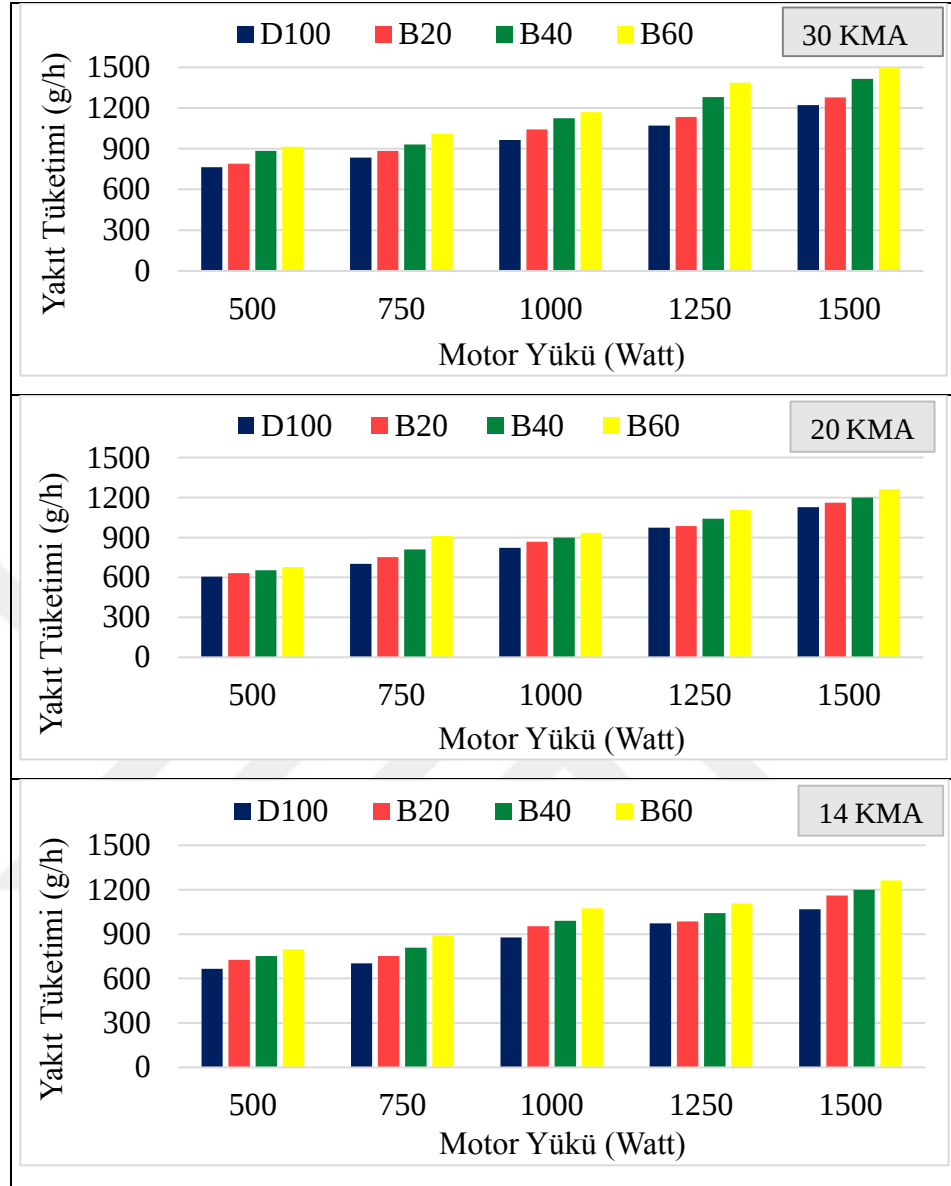
7.2.1.1. Motor Performansı

Motor performansı ve egzoz emisyonları testlerinde öncelikle CRDI düzeneğinin tek silindirli bir dizel motora uygulanarak enjeksiyon basıncı ve zamanlamasının değiştirilmesi ile ilgili deneyler yapılmıştır. Bu testler sırasında atık yağlardan elde edilen biyodizel- dizel yakıt karışımları CRDI yakıt enjeksiyonu ile tek silindirli dizel motorun klasik yakıt enjeksiyon sistemi ile ulaşabildiği maksimum basınç olan 200 bar değerinden daha yüksek basınç değerlerinde motor üzerinde test edilmiştir. Çalışmalar sırasında 200-400-600 bar enjeksiyon basıncı ve 30-20-14 enjeksiyon avansı değerlerinde dizel motor çalıştırılmış ve ölçümler kaydedilmiştir. Deneysel çalışma ortamı ve deney koşullarının durumu dikkate alınarak daha yüksek çalışma basınçlarına çıkılmamıştır. Test yakıtlarının motor yüküne ve enjeksiyon basıncına göre yakıt tüketimleri grafiği Şekil 7. 14'te verilmiştir. Biyodizel karışimli yakıt dizel yakıtı ile karşılaştırıldığında tüm motor yükü ve enjeksiyon basıncı koşulları için yakıt tüketimini ortalama %15 civarında daha fazla olduğu görülmüştür. Biyodizel yakıtının alt ısı değerinin düşük olmasının bu durumda etkili olduğu düşünülmektedir. Aynı motor gücünü sağlamak için biyodizel içeriğine bağlı olarak motor yakıt tüketimi de fazla olmuştur. Artan motor yüküne bağlı olarak test yakıtlarının yakıt tüketimleri artarken enjeksiyon basıncının artması yakıt tüketimlerini düşürmüştür. Enjeksiyon basıncının azalması yakıt demetindeki tanecik çapının büyümesine, bu da tutuşma gecikmesi süresinin ve yakıt tüketiminin artmasına neden olur. Enjeksiyon basıncının artması ise yakıtın daha iyi atomizasyon olmasını sağladığı için silindir içinde daha verimli bir yanma oluşmasını sağlar. Aynı zamanda yakıt demeti içindeki tanecik çapının küçülmesi soğutma etkisi de oluşturarak yanmaya katkıda bulunur [60,81,103,104].



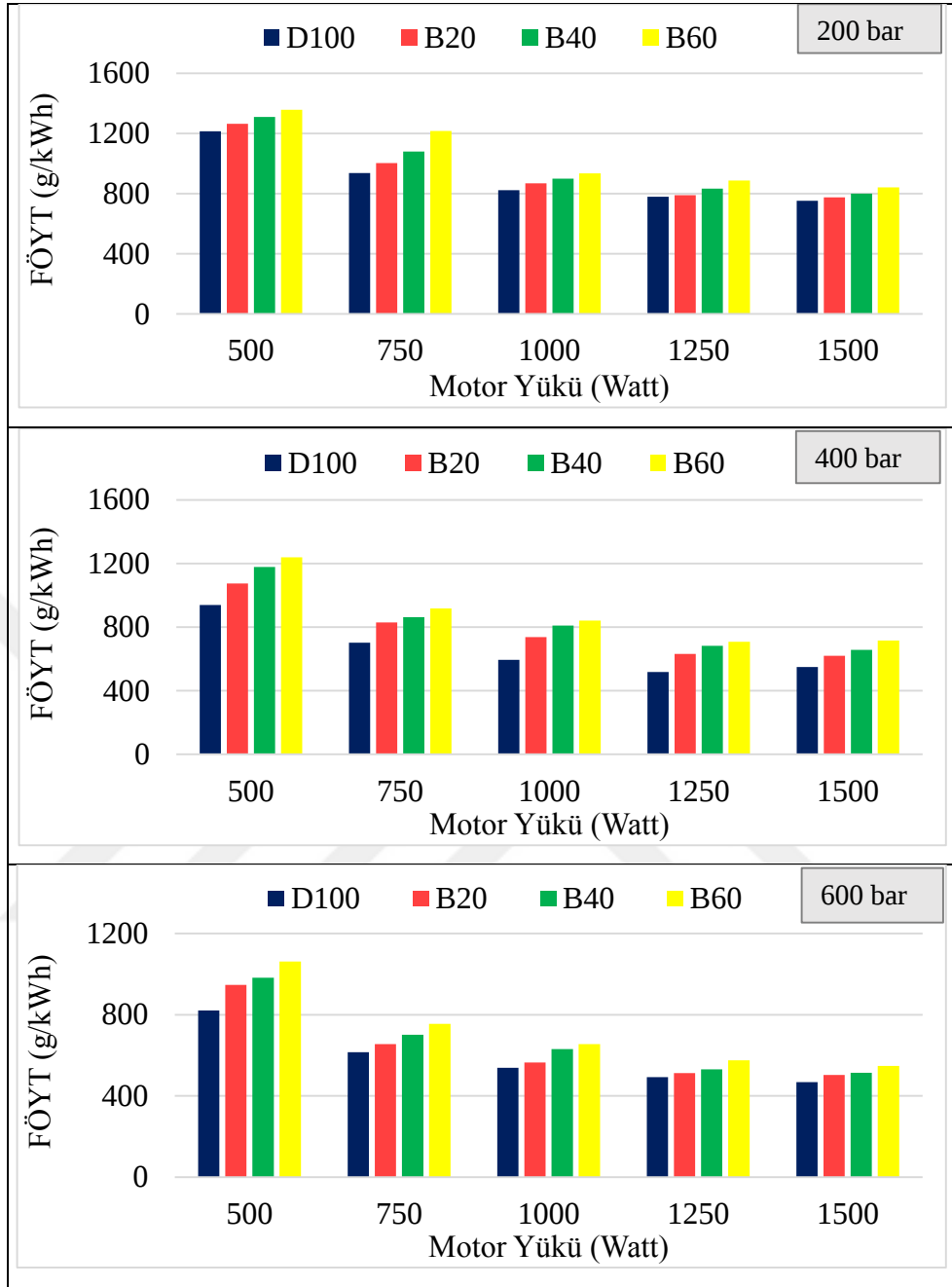
Şekil 7.14. Farklı enjeksiyon basınçlarında test yakıtlarının yakıt tüketimine etkisi.

Şekil 7.15'te farklı enjeksiyon avanslarında test yakıtlarının yakıt tüketimine etkisi verilmiştir. Avansın 20 KMA enjeksiyon avansına göre ÜÖN ya yaklaşması ya da uzaklaşması yakıt tüketimini artırmıştır. Avansın belirli oranda artması ile birlikte tutuşma gecikmesi süresi artar ve yakıt daha verimli yanar. Optimum püskürtme avansı motorda mekanik ve ısı zorlanmalarına yol açmadan maksimum verimin alındığı KMA olarak ifade edilmektedir [5]. Literatürde yakıt püskürtme başlangıcının geciktirilmesi ile emisyonların iyileştirilebildiğini ve verimin de artırılabilirdiğini ortaya koyan çalışmalar mevcuttur [61,81,91].



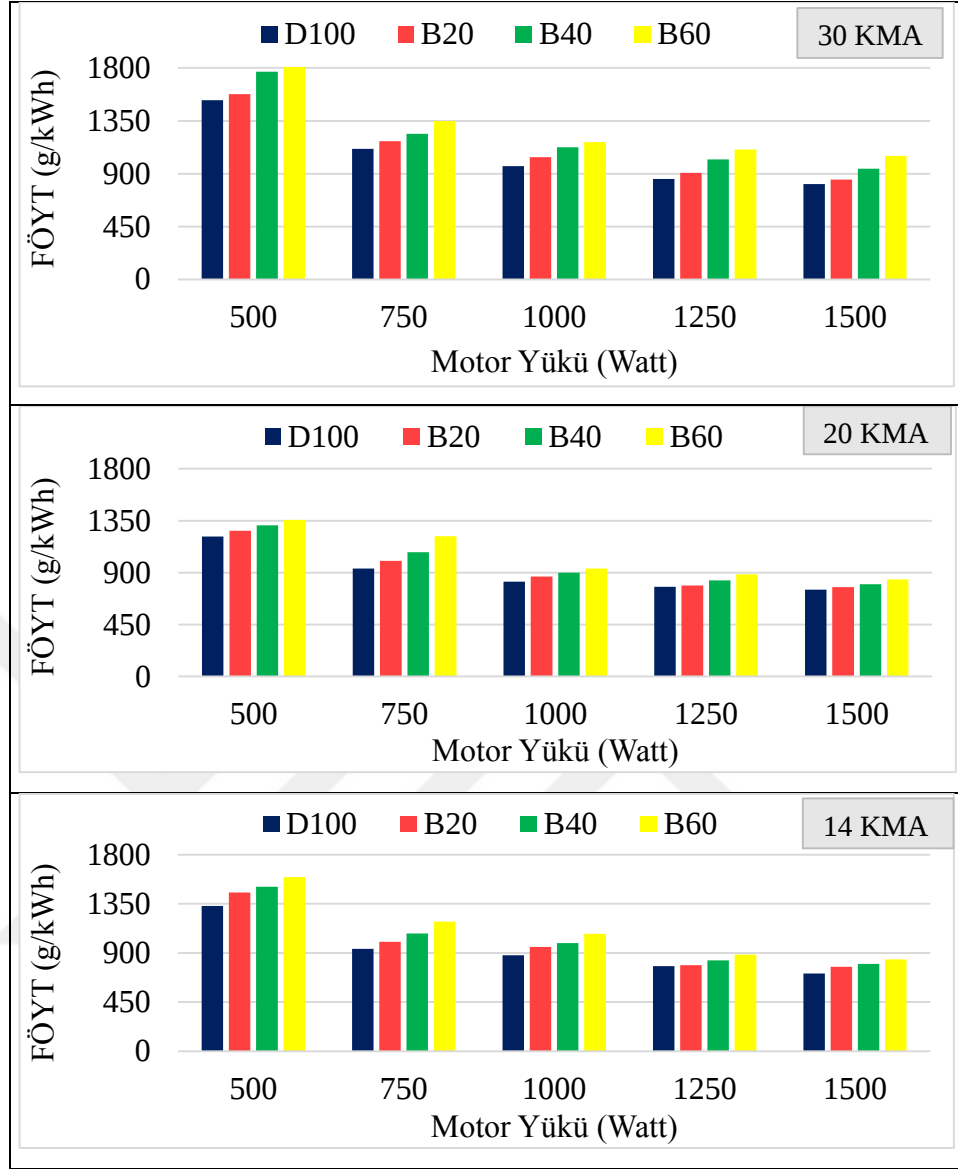
Şekil 7.15. Farklı enjeksiyon avanslarında test yakıtlarının yakıt tüketimine etkisi.

Motor yükü ve test yakıtların FÖYT'e etkisi şekil 7.16'da verilmiştir. Tüm motor yüklerinde yakıt karışımı içindeki biyodizel oranının artması ile FÖYT'de yaklaşık ortalama %3'lük bir artış gözlenmiştir. Bunun nedeni biyodizelin alt ısı değerin dizel yakıtına göre düşük olmasıdır. Tüm test yakıtları için motor yükü arttıkça FÖYT'de iyileşme gözlenmiştir. Yük arttıkça FÖYT'ün düşmesinin nedeni yanma veriminin artması ve ısı kayıpların azalmasıdır.



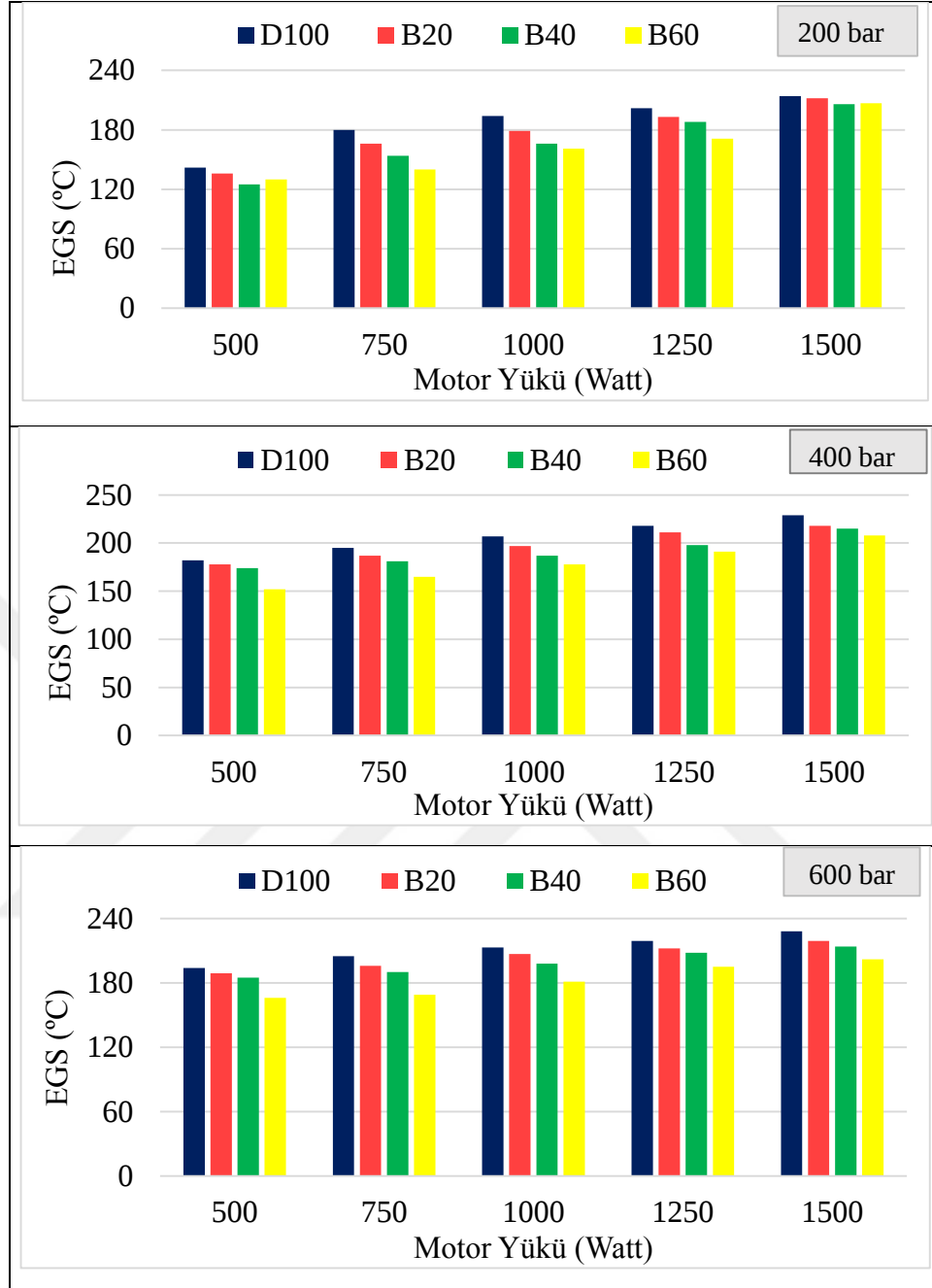
Şekil 7.16. Farklı enjeksiyon basınçlarında test yakıtlarının FÖYT'e etkisi.

Test yakıtlarının farklı avans derecelerinde FÖYT'e etkisi Şekil 7.17'de gösterilmiştir. Avans değerinin artması ve azalması FÖYT'ü artırırken bu artış FÖYT'e 14 KMA avans değerinde daha az yansımıştır. FÖYT açısından en iyi performansın alındığı avans derecesi ÜÖN'den önce 20 KMA olmuştur.



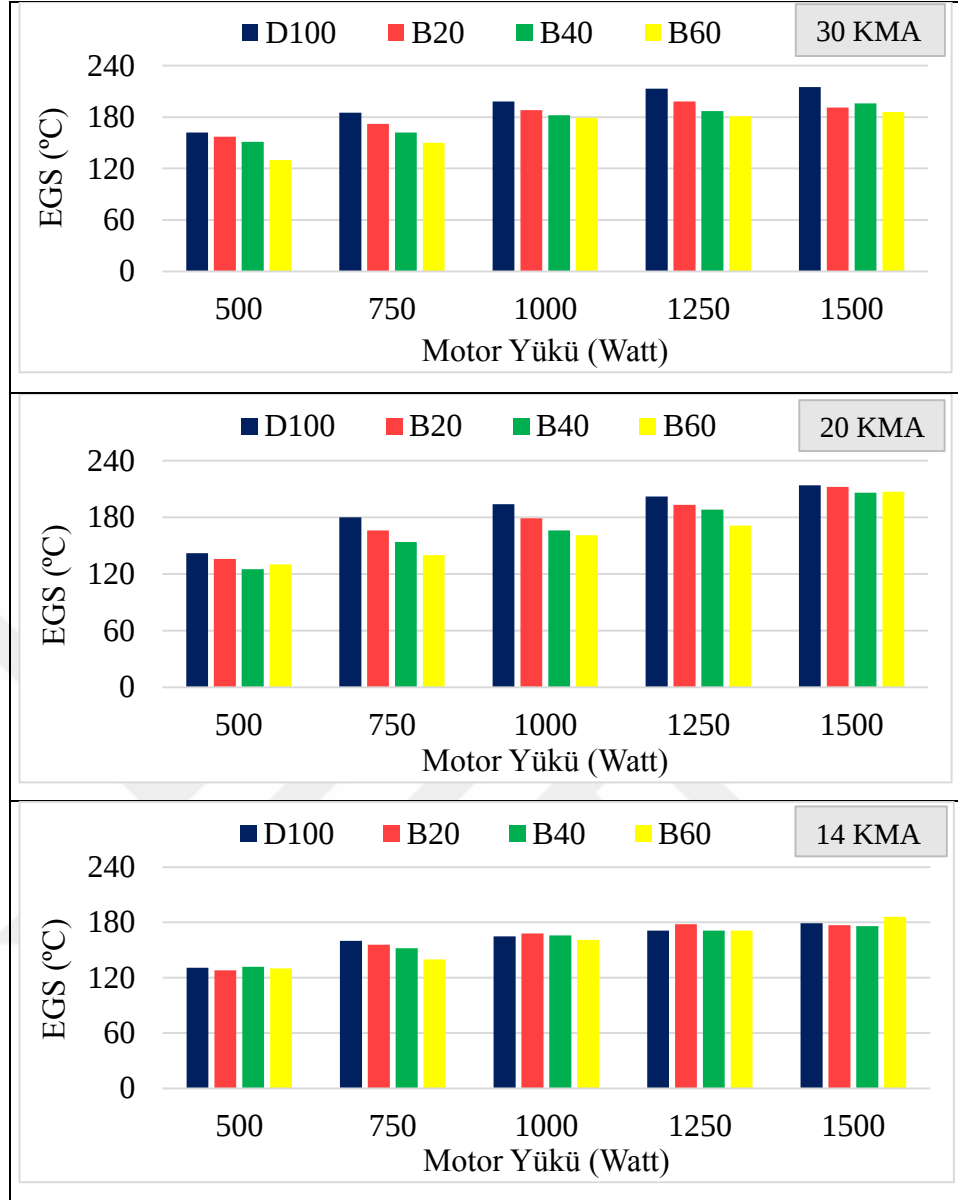
Şekil 7.17. Farklı enjeksiyon avanslarında test yakıtlarının FÖYT'e etkisi.

Test yakıtlarının motor yüküne bağlı olarak değişik enjeksiyon basınçlarında EGS'ye etkisi Şekil 7.18' de verilmiştir. Tüm motor yüklerinde enjeksiyon basıncının artması ile birlikte EGS'de artış gözlenmiştir. Yakıt karışımındaki biyodizel oranı artışına bağlı olarak EGS de düşüş gözlemlenmiştir. Bunun nedeni; biyodizel yakıtının standart dizel yakıtına göre daha uçucu ve daha düşük alt ısıl değere sahip olmasıdır. Biyodizel karışım yakıtlarının alt ısıl değerinin düşük olması yanma sonucu sıcaklıklarının dizel yakıtına göre daha düşük çıkmasına neden olur. Bunun yanında yüksek uçuculuğa sahip yakıtlar buharlaşırken çevrelerinden ısıyı çekerek soğutma etkisi sağlarlar ve EGS' yi düşürürler [76].



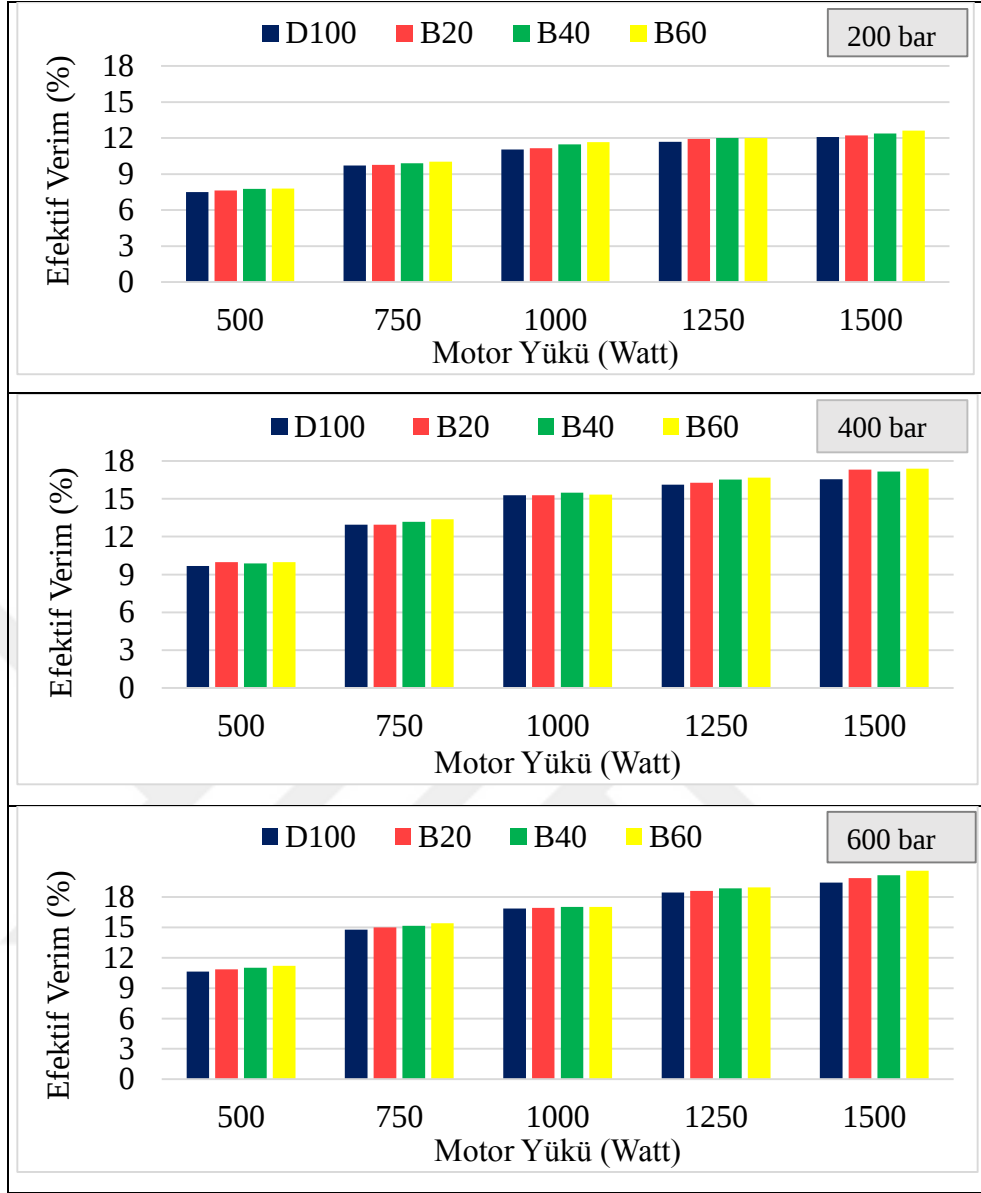
Şekil 7.18. Farklı enjeksiyon basınçlarında test yakıtlarının EGS' ye etkisi.

Test yakıtlarının farklı enjeksiyon avanslarında EGS'ye etkisi Şekil 7.19'da görülmektedir. Avansın artması EGS'yi artırırken azalması ile EGS'de düşüş gözlenmiştir. Bunun nedeni olarak artan enjeksiyon avansının tutuşma gecikmesi süresini uzattığı ve yakıtın büyük bir kısmının genişleme zamanı boyunca yanmasının devam etmesinden kaynaklandığı düşünülmektedir.



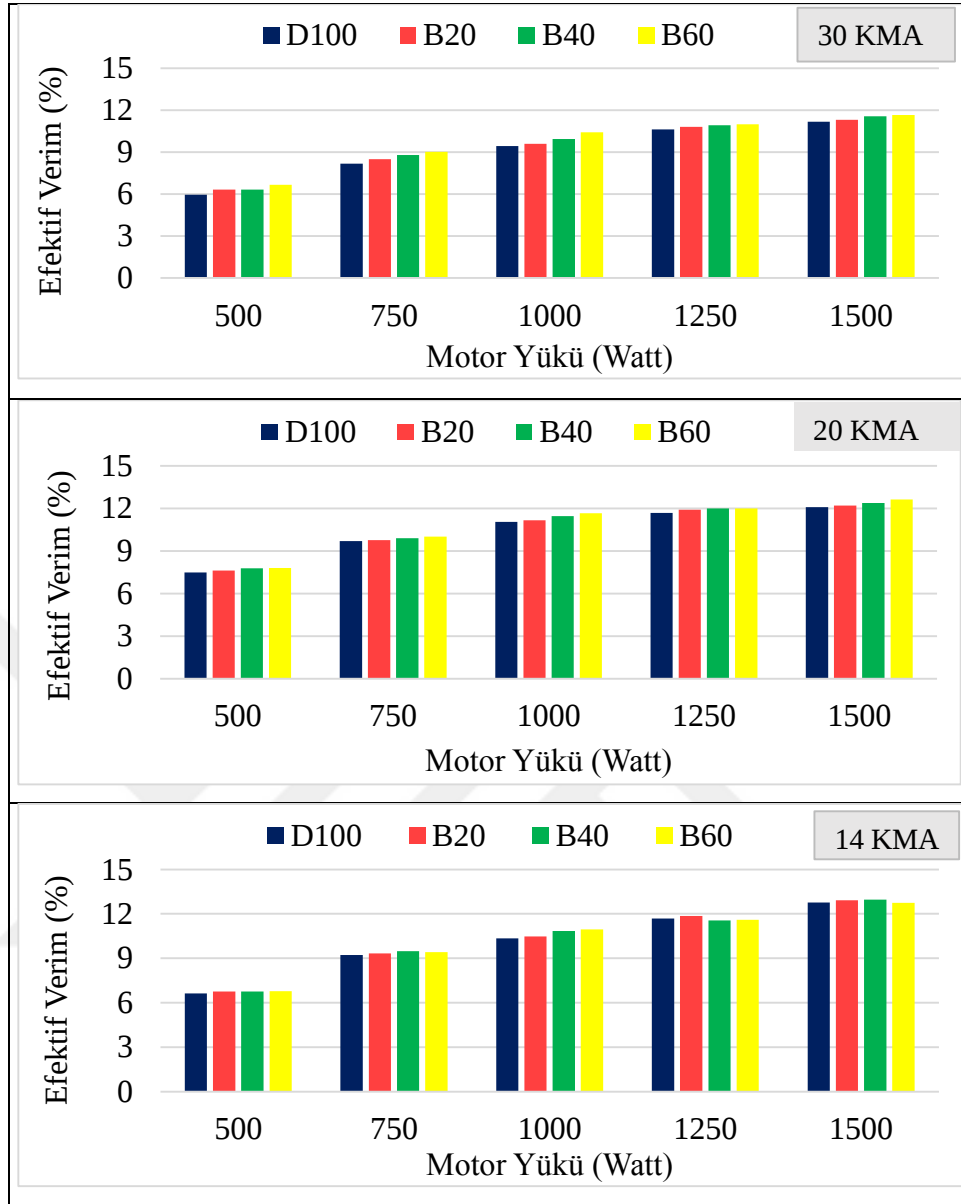
Şekil 7.19. Farklı enjeksiyon avanslarında test yakıtlarının EGS'ye etkisi.

Motor yüküne bağlı olarak test yakıtlarının farklı enjeksiyon basınçlarında efektif verim üzerine etkisi Şekil 7.20' de gösterilmiştir. Motor yükü arttıkça efektif verim de artmaktadır. Yük arttıkça yanma verimi artmakta ve ısı kayıpları azalmaktadır. Biyodizel kullanımıyla efektif verimde artma olmuştur. Biyodizelin yapısında oksijen bulunması yanmayı iyileştirmektedir. Nitekim biyodizel kullanımıyla CO, HC ve is emisyonlarının dizel yakıtına göre daha düşük çıkması verimin arttığını göstermektedir. Ayrıca enjeksiyon basıncının artması ile silindir içerisine püskürtülen yakıt spreyi tanecik boyutu küçülmüş ve daha homojen bir hava-yakıt karışımı sağlanmıştır.



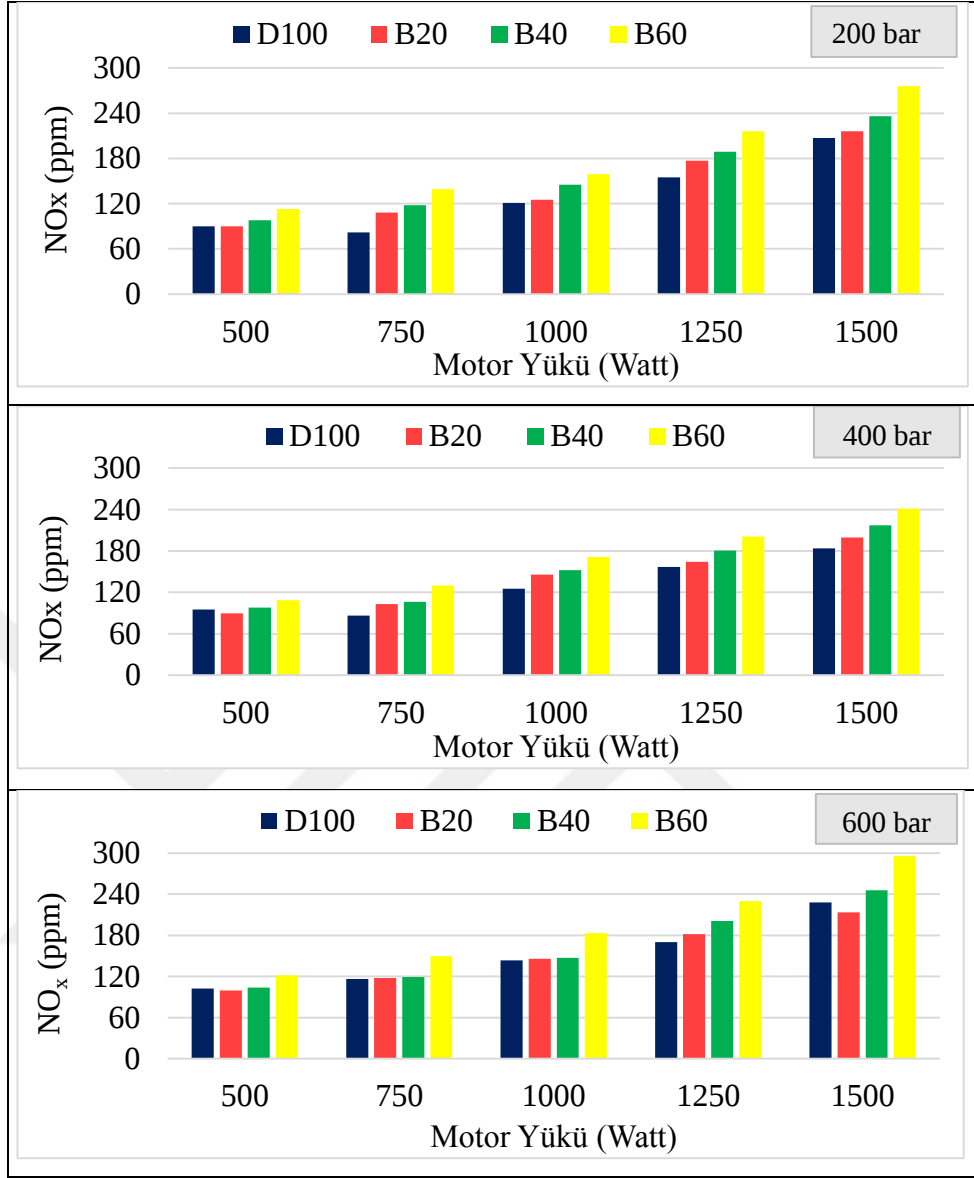
Şekil 7.20. Farklı enjeksiyon basınçlarında test yakıtlarının efektif verime etkisi.

Test yakıtlarının farklı avans değerlerinde efektif verime etkisi şekil 7.21’de verilmiştir. Enjeksiyon avansının artmasının efektif verimi düşürdüğü gözlenmiştir. Enjeksiyon avansının artması ile yanma sonu basınç ve sıcaklık oluşumlarının ÜÖN ya gelmeden önce oluşması motorun verimsiz ve vuruntulu çalışmasına neden olmaktadır. Enjeksiyon avansının normalden daha az olması ise yanma sonu basınç ve sıcaklık artışının genişleme zamanına kaymasına neden olduğundan yanmadan istenen verim elde edilememektedir. Efektif verim açısından en uygun avans değerinin 20 KMA olduğu görülmüştür. Bu değer motordan maksimum verimin alınabileceği enjeksiyon avansı değeridir.



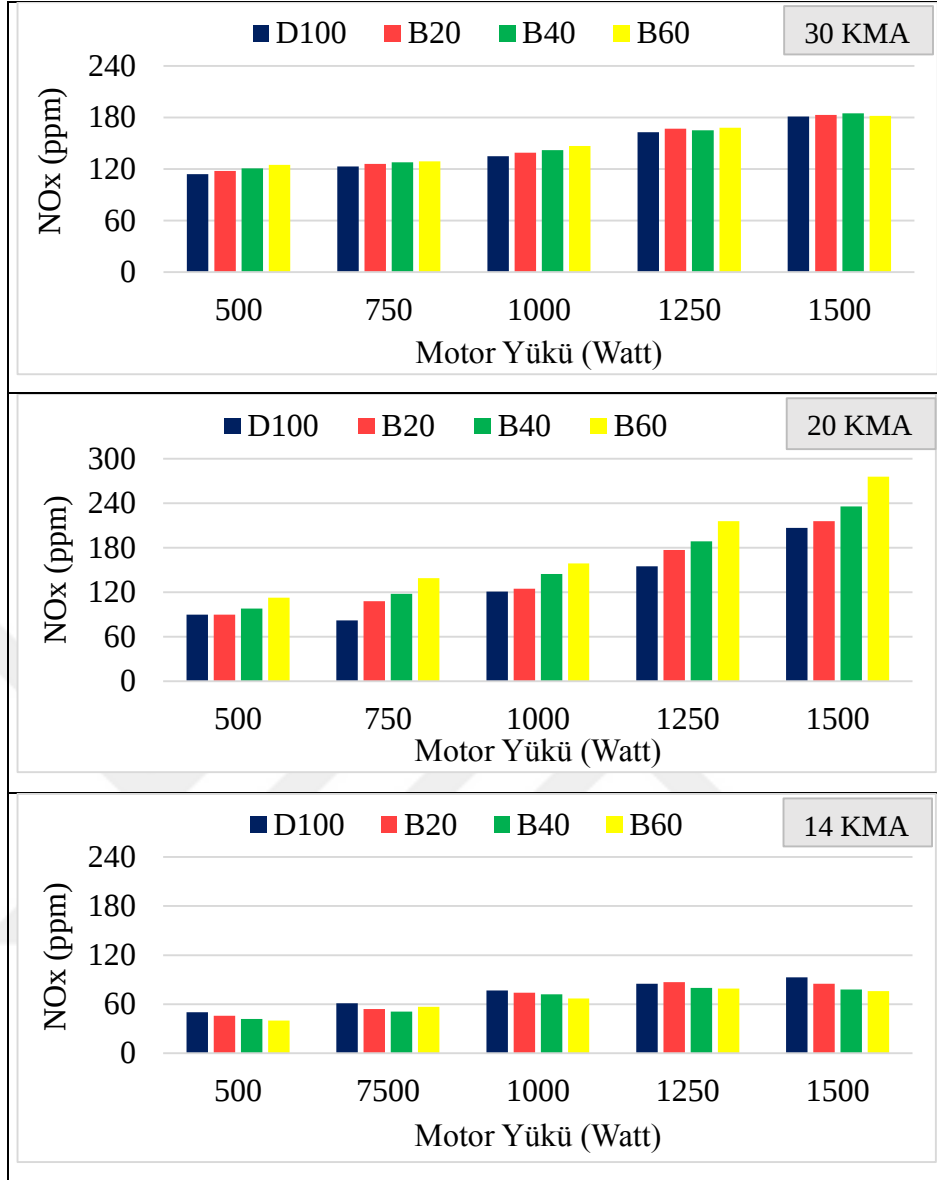
Şekil 7.21. Farklı enjeksiyon avanslarında test yakıtlarının efektif verime etkisi.

NO_x emisyonları silindir içindeki yakıt-hava karışımının içerisinde bulunan azotun yanma sonu oluşan yüksek sıcaklıklarda oksijen ile reaksiyona girmesi sonucu oluşmaktadır. Şekil 7.22 incelendiğinde tüm test yakıtları için NO_x miktarının motor yükü ve enjeksiyon basıncına bağlı olarak arttığı görülmektedir. Yakıt karışımı içerisindeki biyodizel oranı arttıkça NO_x emisyonları da artış göstermiştir. Bunun sebebi biyodizel yakıtının oksijen içeriğinin, dizel yakıtına göre daha yüksek olmasından dolayı kaynaklandığı düşünülmektedir. Bu çalışmada elde edilen sonuçlar NO_x emisyonları açısından literatürdeki çalışmalar ile benzerlik göstermektedir.



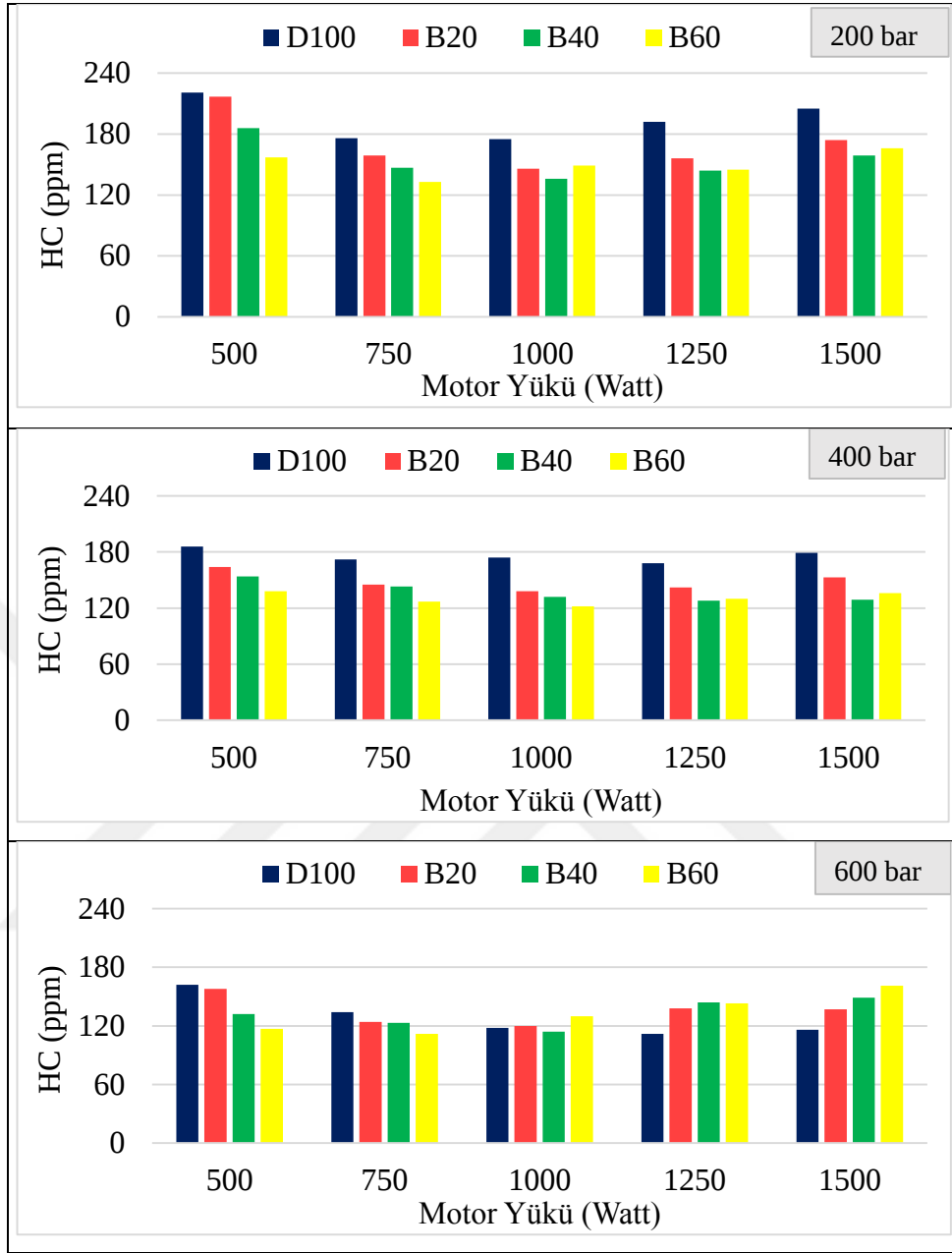
Şekil 7.22. Farklı enjeksiyon basınçlarında test yakıtlarının NO_x emisyonuna etkisi.

Şekil 7.23'te farklı enjeksiyon avanslarında test yakıtlarının NO_x emisyonuna etkisi görülmektedir. Avansın artmasının NO_x emisyonlarını artırdığı gözlenmiştir. Düşük avans değerlerinde silindir içi basınç ve sıcaklıkların düşük olması NO_x emisyonlarını azaltmıştır. Ancak avansın yüksek olması durumunda yakıt karışımı silindir içindeki basınç ve sıcaklıkların düşük olduğu bir zamanda silindir içerisine püskürtüleceğinden yakıt hava karışımının tutuşma gecikmesi süresi uzar bu durum yakıtın büyük kısmının ani yanma periyodunda yanmasına neden olarak motoru vuruntulu çalışmasına ve NO_x emisyonlarının yükselmesine neden olur.



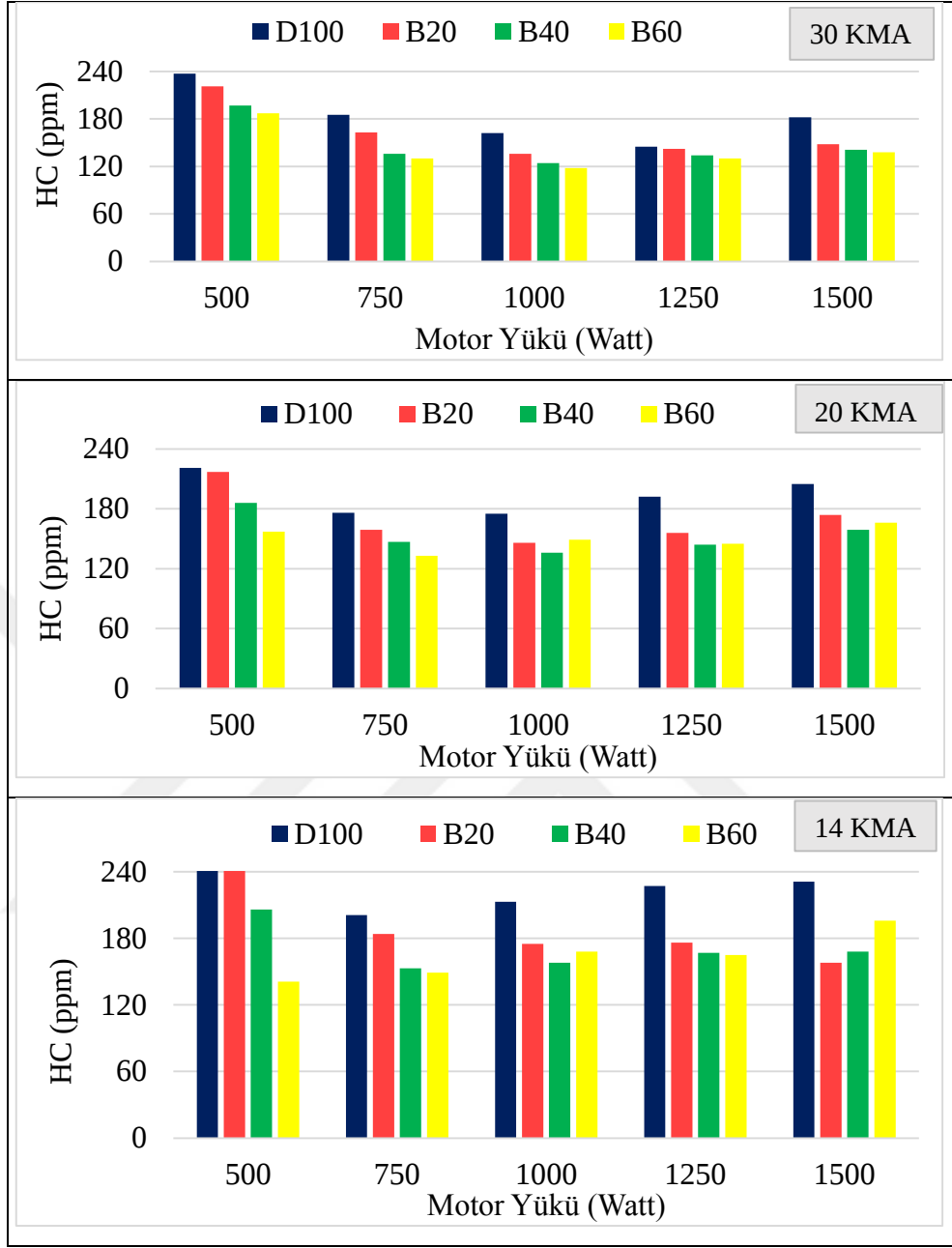
Şekil 7.23. Farklı enjeksiyon avanslarında test yakıtlarının NO_x emisyonuna etkisi.

HC emisyonlarının oluşumu silindir içersine gönderilen yakıtın hepsinin yanmaması sonucu dışarı atılan yakıttan kaynaklanmaktadır. Şekil 7.24' te test yakıtlarının motor yükü ve enjeksiyon basıncına bağlı olarak HC emisyonuna etkisi görülmektedir. HC emisyonunun motor yükü arttıkça azaldığı gözlemlenmiştir. Dizel yakıtının HC emisyonunun biyodizel yakıtına göre yüksek olması biyodizel karbon içeriğinin D100 yakıtına göre daha düşük olduğundan kaynaklanmaktadır. Karbon içeriği daha yüksek yakıtlar karışımı zenginleştirmekte ve HC emisyonlarını artırmaktadır. Bu çalışmada elde edilen sonuçlar HC emisyonları açısından literatürdeki bazı çalışmalar ile benzerlik gösterirken, bazı çalışmalarda ise farklı sonuçlar göstermiştir.



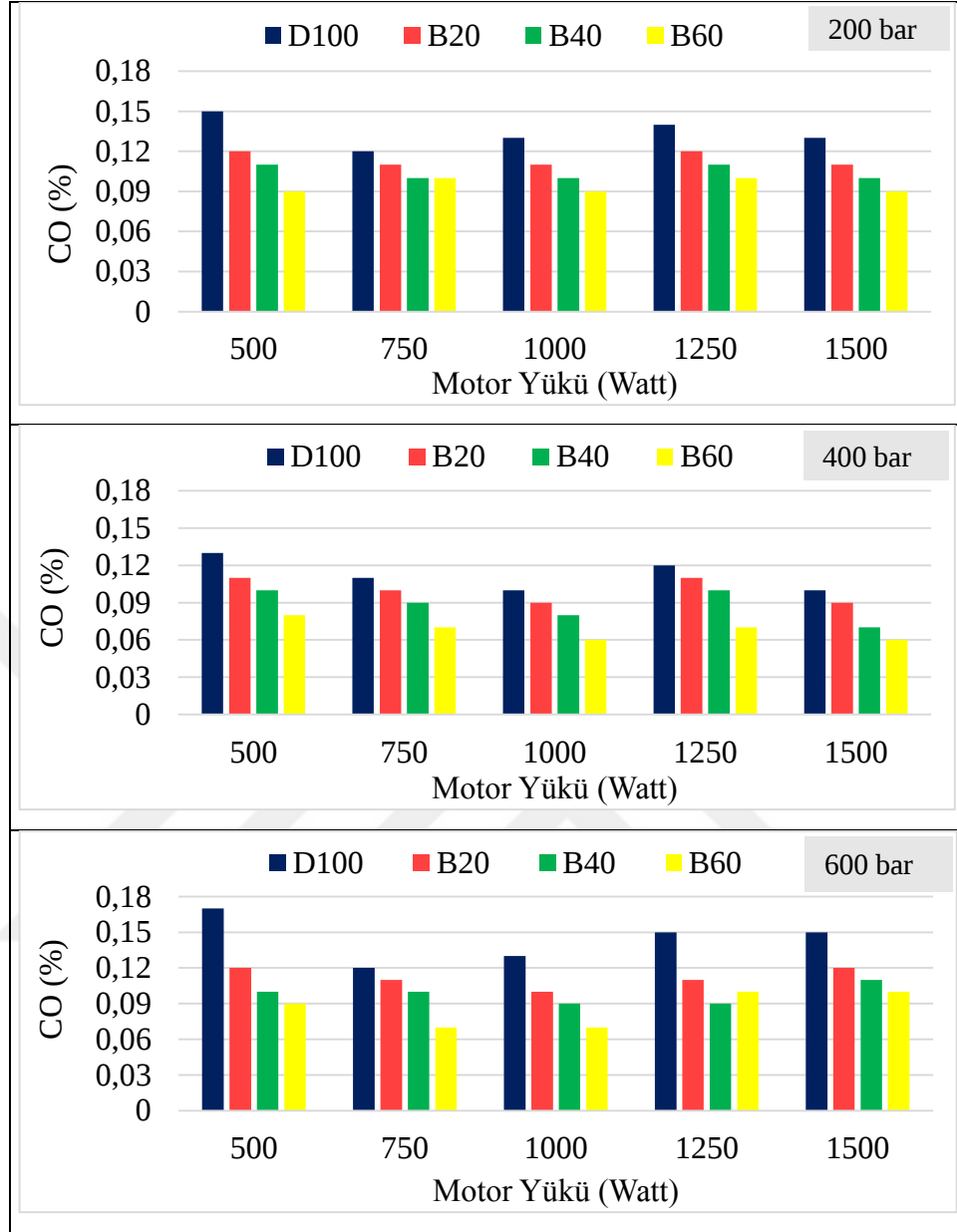
Şekil 7.24. Farklı enjeksiyon basınçlarında test yakıtlarının HC emisyonuna etkisi.

Şekil 7.25'te farklı enjeksiyon avanslarında test yakıtlarının HC emisyonuna etkisi görülmektedir. Silindir içerisine gönderilen yakıt karışımında karbon içeriğinin azalması HC ve CO emisyonlarının düşürülmesine yardımcı olur. Enjeksiyon avansının artması ya da azalmasına bağlı olarak motorun düzensiz çalışması bu emisyonların artmasına neden olur. Avansın artması ve azalmasına bağlı olarak HC emisyonları yükselmiştir. Biyodizel kullanımının HC emisyonlarını düşürdüğü gözlenmiştir.



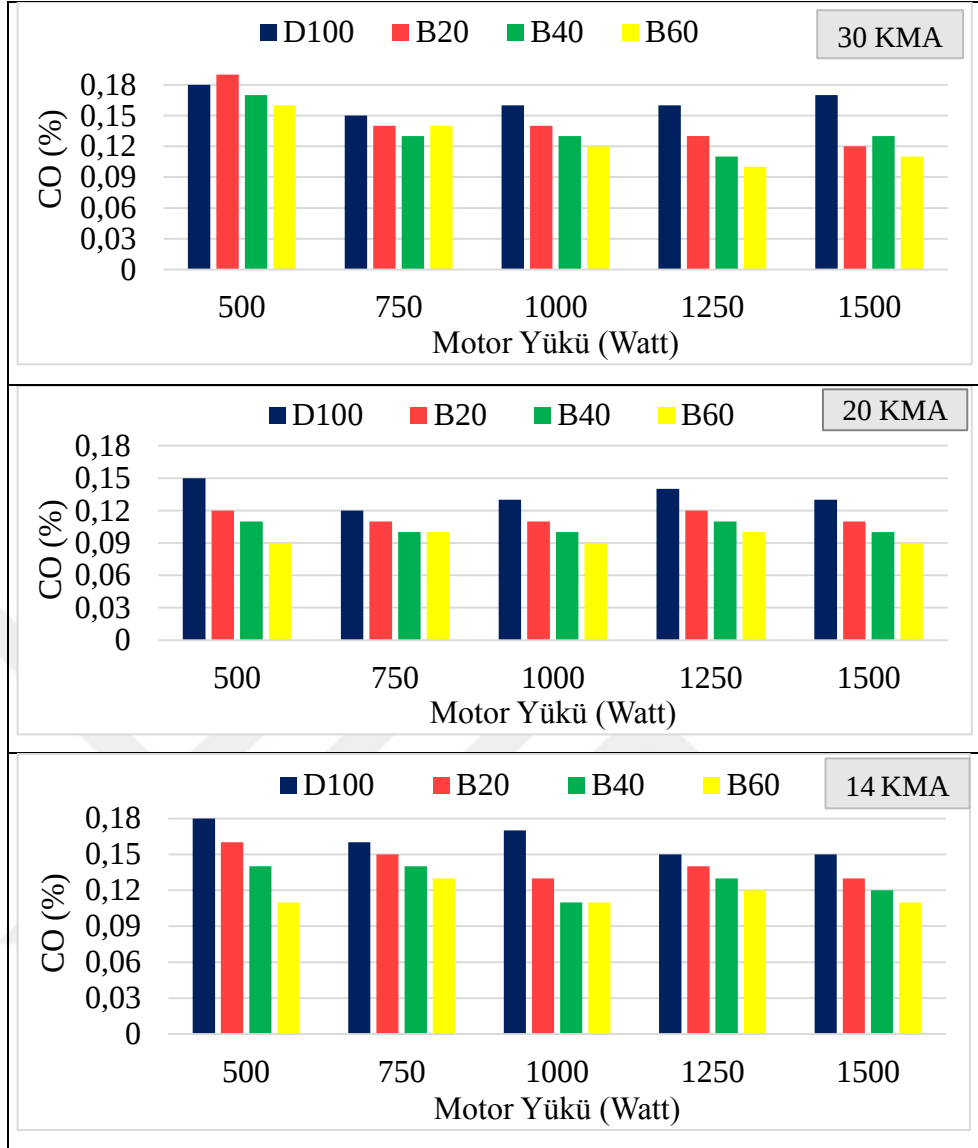
Şekil 7.25. Farklı enjeksiyon avanslarında test yakıtlarının HC emisyonunun etkisi.

CO oluşumunun gerçek sebebi yeterli oksijen bulunmadığı için yanmanın eksik olmasıdır. CO ve HC emisyonları oluşum nedenleri benzerdir. Motor yükü arttıkça hava/yakıt oranı azalmakta ve CO miktarı da artmaktadır. Şekil 7.26’da test yakıtlarının değişen motor yükü ve enjeksiyon basıncına bağlı olarak CO emisyonuna etkisi görülmektedir. Bütün motor yüklerinde dizel yakıtının CO emisyonu biyodizel yakıtına göre daha yüksek çıkmıştır. Biyodizelin yapısında oksijen bulunması CO emisyonunun azalmasında etkili olmaktadır.



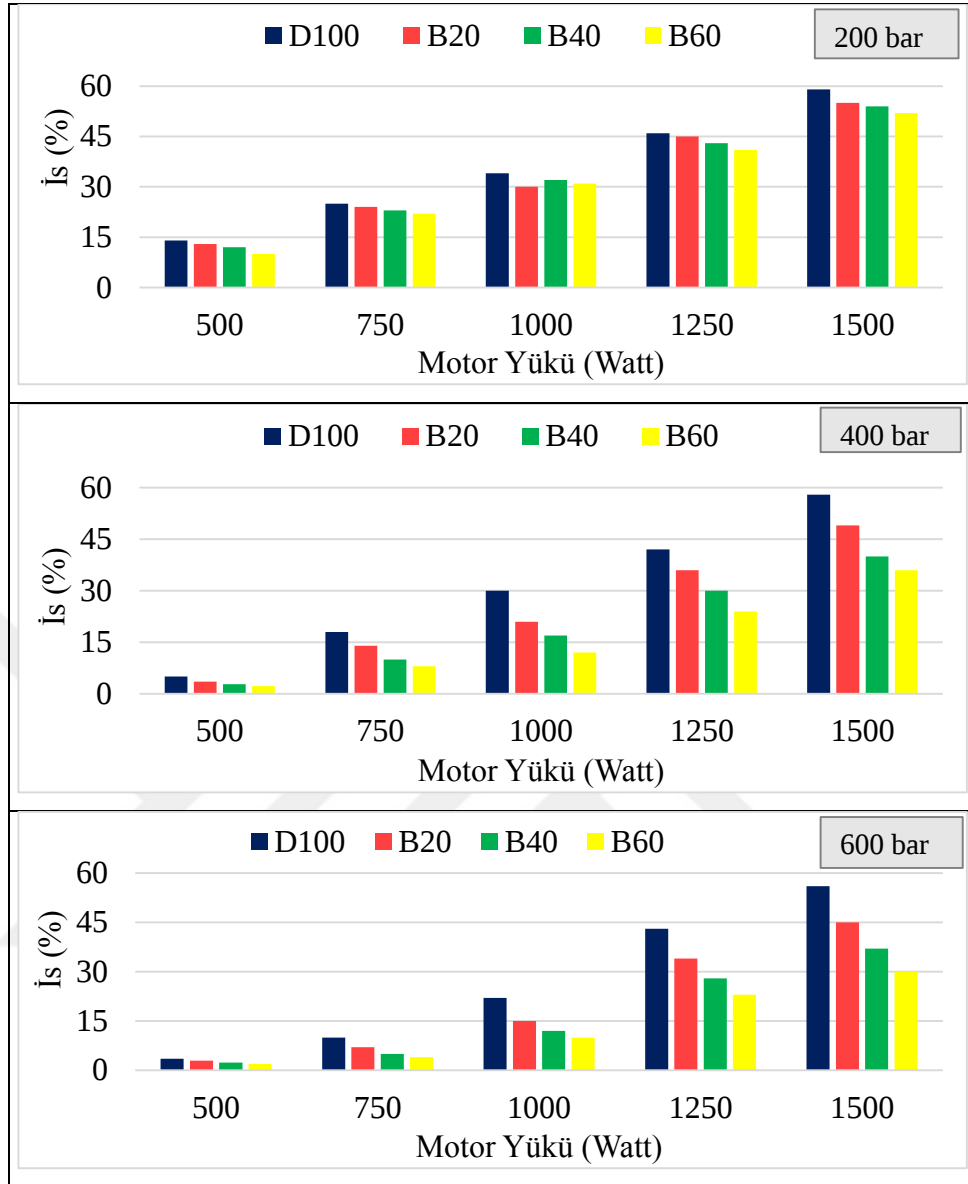
Şekil 7.26. Farklı enjeksiyon basınçlarında test yakıtlarının CO emisyonuna etkisi.

Şekil 7.27’de farklı enjeksiyon avanslarında test yakıtlarının CO emisyonlarına etkisi görülmektedir. Avansın artması ve azalması CO emisyonlarını artırmıştır.



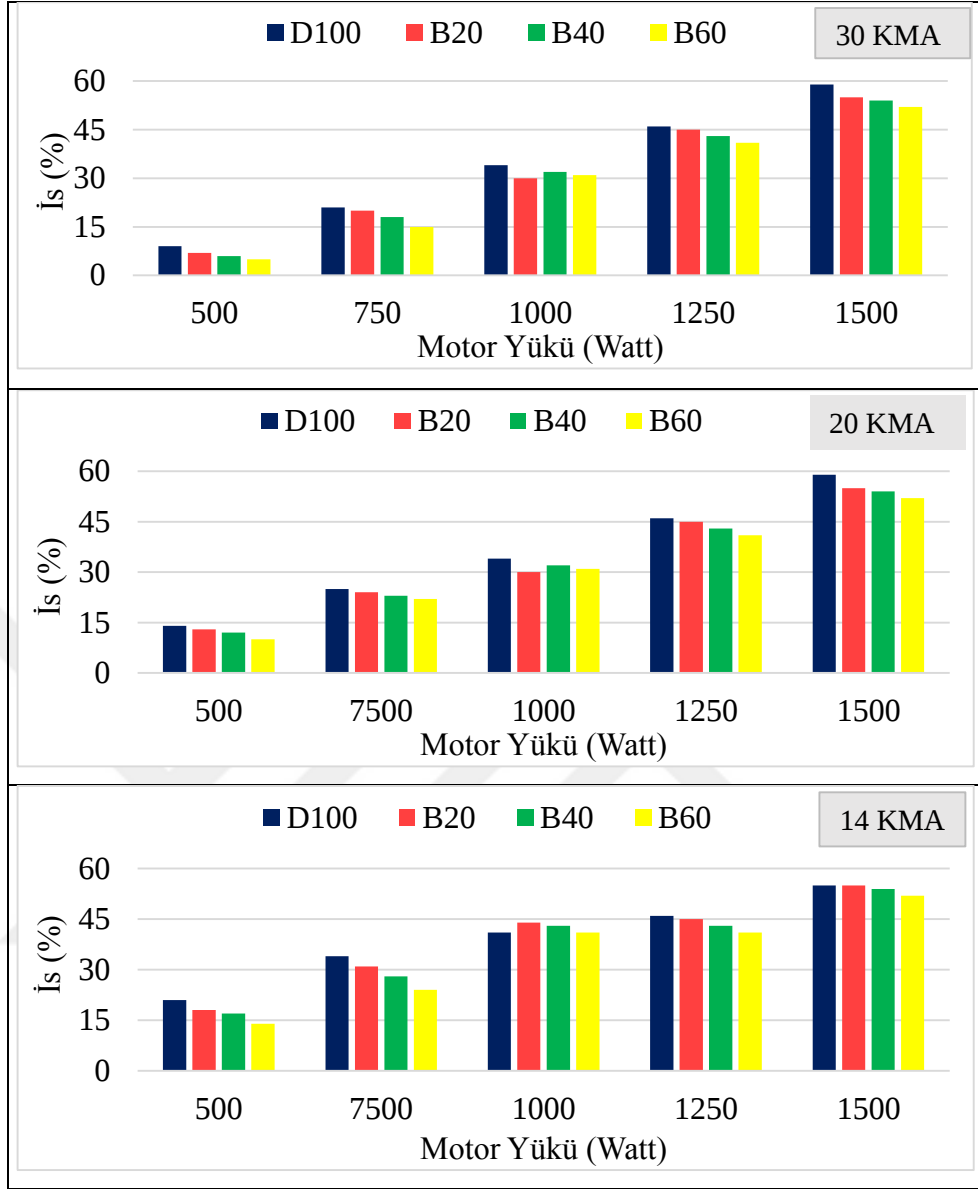
Şekil 7.27. Farklı enjeksiyon avanslarında test yakıtlarının CO emisyonuna etkisi.

Şekil 7.28’de motor yükü ve enjeksiyon basıncına bağlı olarak test yakıtının is emisyonlarına etkisi görülmektedir. Yakıtın hava ile yeterli düzeyde karışamaması ve karbon taneciklerinin yeterli oksijen bulamaması is emisyonunu artırmaktadır. Yük arttıkça motora verilen yakıt miktarı da arttığı için is emisyonu artan motor yüküne paralel olarak artmıştır. Bütün motor yüklerinde yakıt karışımı içindeki biyodizel oranının artmasına bağlı olarak is emisyonları dizel yakıtına göre ortalama %38 daha düşük çıkmıştır. Biyodizel yakıtının oksijen içeriğinden dolayı hava/yakıt oranı daha yüksek olduğundan karışım daha fakirdir. Bu durum is emisyonlarının azaltılmasına etkili olmuştur. Ayrıca biyodizel yakıtın setan sayısının yüksek olması daha verimli bir yanma sağlayarak is emisyonunu azaltmaktadır.



Şekil 7.28. Farklı enjeksiyon basınçlarında test yakıtlarının is emisyonuna etkisi.

Şekil 7.29'da test yakıtlarının farklı enjeksiyon avanslarında is emisyonuna etkisi görülmektedir. Avansın azalmasına bağlı olarak is emisyonlarının arttığı görülmüştür. Biyodizelin parlama noktasının yüksek olmasından dolayı sıkıştırma sonu basınç ve sıcaklığın arttığı bir zamanda silindir içerisine gönderilen yakıt daha iyi yanma sağlayarak is emisyonlarının azaltılmasına katkıda bulunur. Ayrıca biyodizelin dizel yakıtı göre daha temiz ve çevreci bir yakıt türü olması bu emisyonların azalmasında etkili olmuştur.



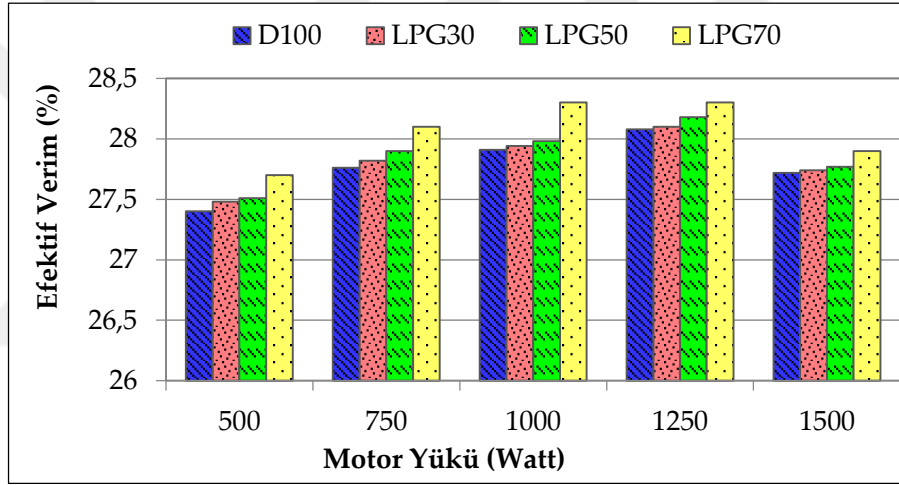
Şekil 7.29. Farklı enjeksiyon avanslarında test yakıtlarının is emisyonuna etkisi.

7.2.2. Dizel/LPG yakıt testleri

7.2.2.1. Motor Performansı

Test yakıtlarının motor yüküne bağlı olarak efektif verime etkisi Şekil 7.30'da gösterilmiştir. En yüksek efektif verim değerine LPG-70 yakıtı ile 1250W motor yükünde ulaşılmıştır. LPG yakıtının silindir içinde daha iyi bir atomizasyon oluşturması, tutuşma gecikmesi, kontrolsüz yanma ve art yanma periyotlarının daha kısa sürede tamamlanmasını sağlamıştır. LPG yakıtının C/H oranının düşük ve alt ısı

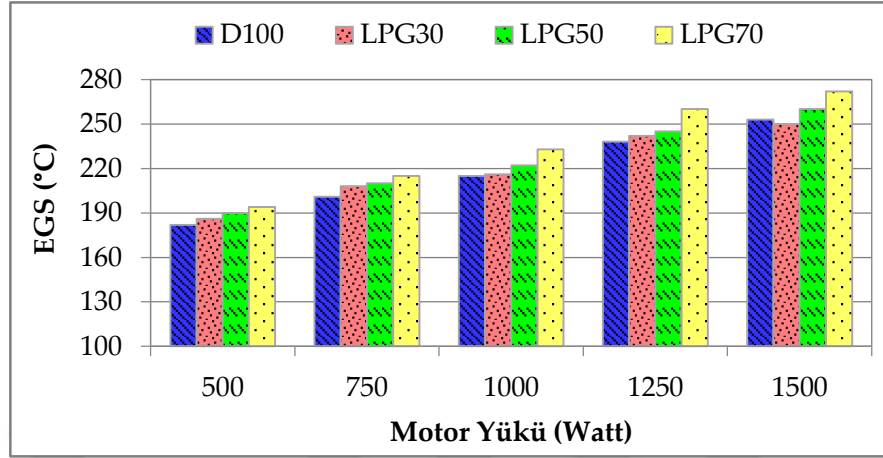
değerinin yüksek olması alev sıcaklığını ve hızını artırarak daha etkin bir yanma reaksiyonu sağlamıştır. Bununla birlikte LPG yakıtının doğrudan enjeksiyonu emme stroğu zamanında silindir içine alınan hava miktarını azaltmadığından silindir içine maksimum hava şarjı gerçekleşmiştir. Bu durum tüm LPG yakıtı oranlarında yakıt tüketiminin azalmasına ve efektif verimin yükselmesine katkı sağlamıştır. Literatürde diğer araştırmacılar tarafından ortaya konulan efektif verim sonuçlarına bakıldığında deneysel sonuçların tutarlı olduğu anlaşılmaktadır [66,105–107]. LPG-50’ den LPG-70’ e artış şu şekilde açıklanabilir. İçeri alınan daha fazla LPG yakıtı silindir içinde soğutma sağlayarak tutuşma gecikmesini artırmakta bu da ani basınç artışından dolayı yanma sonu basıncını artırmakta olduğu düşünülmektedir.



Şekil 7.30. Motor yükü değişimine göre test yakıtlarının efektif verime etkisi.

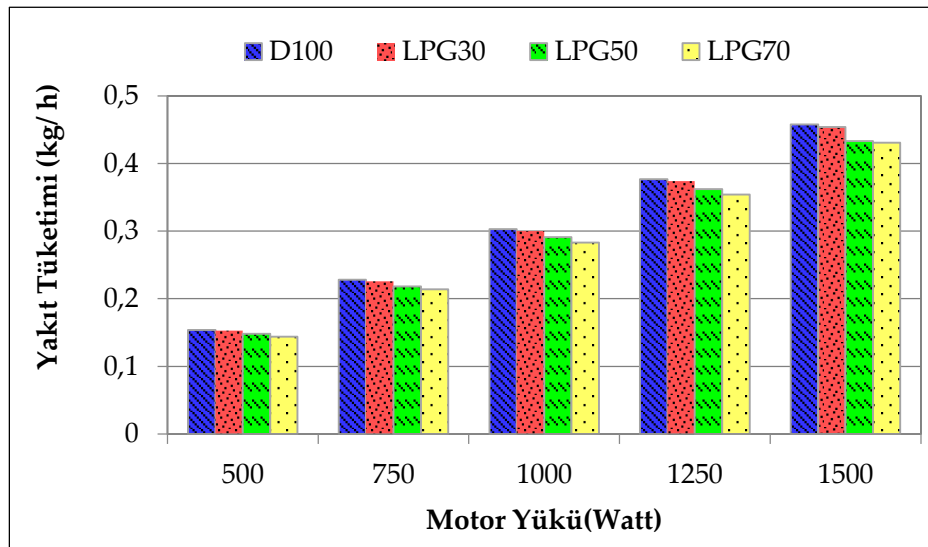
Motor yüküne bağlı EGS değişimi Şekil 7.31’de gösterilmektedir. Tüm test yakıtları için motor yükü arttıkça yakıt tüketimi ve EGS genel olarak artma eğiliminde olduğu görülmektedir. Test yakıtında LPG oranının artması EGS’yi yükselmekte olup motor yükü arttıkça LPG oranının EGS’ye etkisi daha fazla olmaktadır. Bunun nedeni düşük motor yüklerinde dizel yakıtının tutuşma gecikmesi süresi arttığından silindir içindeki düşük basınç ve sıcaklıklar LPG yakıtının daha iyi tutuşmasını ve yanmasını engellemektedir. Ancak yüksek motor yüklerinde dizel yakıtının tutuşma gecikmesi süresi kısaldığından silindir içindeki basınç ve sıcaklıkların nispeten artması LPG yakıtının daha iyi tutuşmasını ve yanmasını sağlamıştır. Silindir içindeki yanma reaksiyonunun iyileşmesi EGS’yi artırmıştır. Bununla birlikte düşük C/H oranı, yüksek yanma oranı ve daha iyi yakıt atomizasyonu yanma sürecini iyileştirmiştir.

Literatüre bakıldığında benzer sonuçlar diğer araştırmacılar tarafından da ortaya konmuştur [105–108].



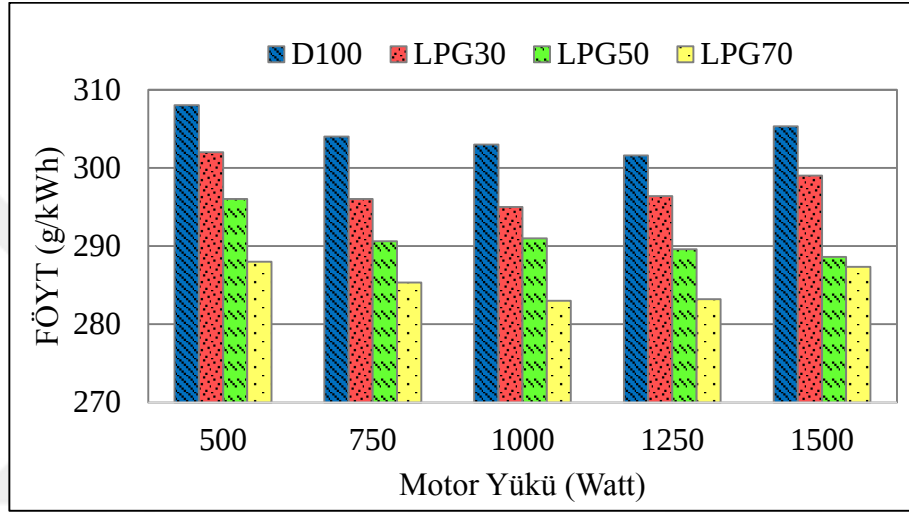
Şekil 7.31. Motor yükü değişimine bağlı olarak test yakıtlarının EGS'ye etkisi.

Test yakıtlarının motor yükü değişimine bağlı olarak yakıt tüketim grafikleri Şekil 7.32'de verilmiştir. LPG yakıtının alt ısı değerinin dizel yakıtına oranla %8 daha yüksek olması silindir içinde daha iyi bir yanma oluşmasını sağlamış ve yakıt tüketiminin düşmesini sağlamıştır. Silindir içine gönderilen yakıt karışımı içindeki LPG yakıtı oranının artması hava yakıt karışımının tam yanmaya meyilli olmasını sağlayarak ısı açığa çıkış oranını artırmıştır. Bu durum silindir içi basınçları ve çıkış gücünü artırmıştır. Literatürde benzer yakıt tüketimi verileri başka araştırmacılar tarafından da ortaya konmuştur [73,75,105,107,109].



Şekil 7.32. Motor yükü değişimine göre test yakıtlarının yakıt tüketimine etkisi.

Motor yükünün bir fonksiyonu olarak test yakıtlarının FÖYT grafiği Şekil 7.33'te verilmiştir. En düşük FÖYT değerine LPG-70 yakıtı ile 1000 Watt motor yükünde ulaşılmıştır. D-100 ve LPG-70 FÖYT bakımından karşılaştırıldıklarında LPG yakıtının %6 oranında daha düşük FÖYT değerine sahip olduğu görülmektedir. LPG yakıtının alt ısı değeri dizel yakıtına oranla daha yüksek olması aynı miktardaki yakıt ile daha fazla çıkış gücü alındığını göstermektedir. Benzer sonuçlar diğer araştırmacılar tarafından da ortaya konulmuştur [65,73,110–112].



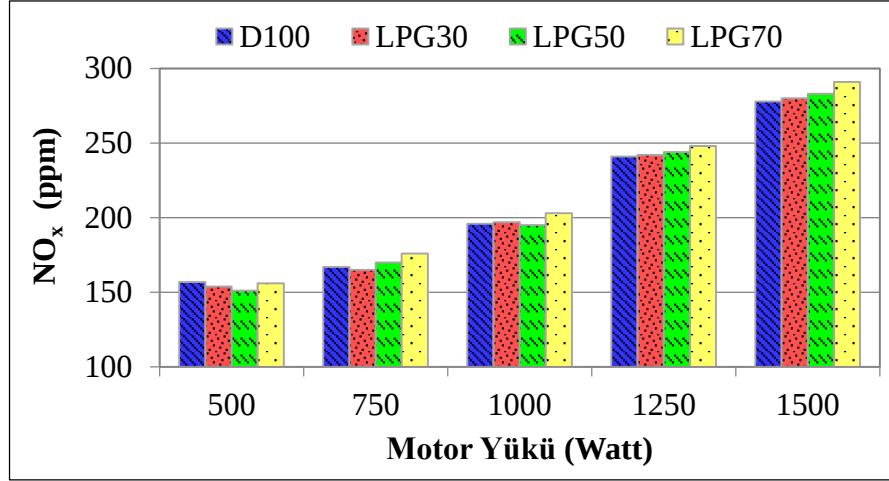
Şekil 7.33. Motor yükü değişimine bağlı olarak test yakıtlarının FÖYT'e etkisi.

Test yakıtlarının motor yüküne bağlı olarak NO_x emisyonu grafiği Şekil 7.34'te verilmiştir. Otomotiv endüstrisinde silindir içerisinde daha iyi bir yanma ve efektif verimin artması istenirken aslında bu durum NO_x emisyonlarının yükselmesine doğrudan etki etmektedir. NO_x emisyonlarının yanma sonunda silindir içinde 1800 °C lere varan yüksek sıcaklıklar nedeniyle nitrojenin oksijenle tepkimeye girmesi sonucu oluştuğu bilinmektedir. Silindir içine gönderilen yakıt karışımı içindeki propan oranının artması ile birlikte, silindir içi maksimum basınç, maksimum ısı açığa çıkış oranı, maksimum silindir içi ortalama gaz sıcaklığı ve ön yanma safhasının süresi NO_x emisyonlarını etkilemektedir [112,113]. Motor yükünün artması ile birlikte, silindir içerisine daha zengin karışım gönderildiğinden yanma sonu sıcaklıklar artmakta bu da NO_x emisyonlarını artırmaktadır. Silindir içinde yer yer oluşan zengin karışımlar dizel motorların artan yük nedeniyle oluşan sıcaklık artışına daha az duyarlı olmasına neden olmaktadır [74–76]. Dizel/LPG çift yakıtlı motorlarda, verimli yanma ve ekstra ısı

açığa çıkış oranı nedeniyle maksimum basınç her zaman saf dizel yakıtı ile çalışmadan daha yüksek olmaktadır [30]. Çift yakıtlı çalışmada yakıt karışımı içindeki LPG oranının artmasının yanmaya iki etkisi bulunmaktadır. Birincisi, ön yanma safhası ve alev yayılım hızı artarken, sıvı yakıtın karışım-kontrollü yanma safhası kısalmaktadır. İkincisi, azalan pilot dizel yakıtı nedeniyle daha küçük bir ateşleme alevi olduğundan, silindir içindeki hava yakıt karışımının tamamının yanması için yakıt alevinin yayılması gereken alan artmaktadır [114]. Bu duruma sıvı yakıtın yüksek tutuşma gecikmesi ve gaz yakıtının yüksek kendi kendine tutuşma sıcaklığının neden olduğu düşünülmektedir. Saf dizel yakıtı ile kıyaslandığında LPG yakıtının düşük setan sayısı da tutuşma gecikmesi süresinin artmasına neden olmaktadır. Ayrıca, LPG yakıtı dizel yakıtı ile karşılaştırıldığında daha yüksek kendi kendine tutuşma sıcaklığına sahiptir. Bu nedenle, dizel/LPG karışımının saf dizel yakıtının ateşlenmesi için daha uzun bir tutuşma gecikmesi ve LPG yakıtının yüksek kendi kendine tutuşma sıcaklığının yanma sırasındaki basınç artış hızını arttıracak beklenmektedir. Bu nedenle, NO_x , birim KMA başına silindir basıncındaki aşırı değişim ve çevrimin maksimum sıcaklığının artması nedeniyle artacaktır.

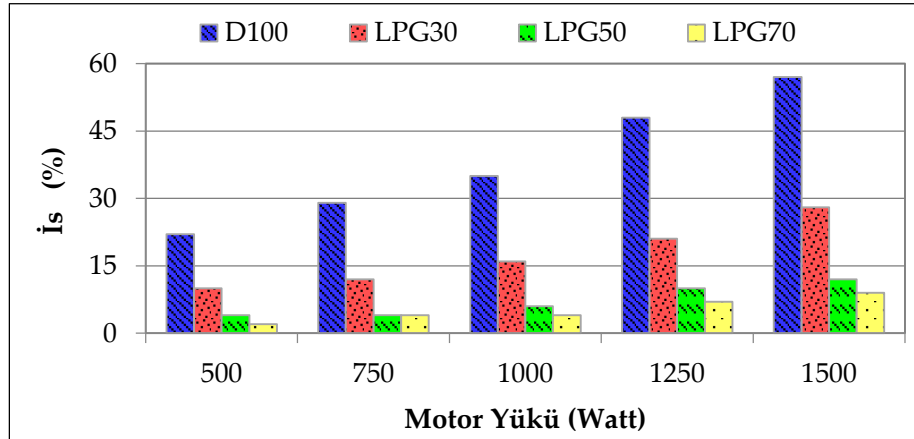
Dizel/LPG çift yakıtlı çalışma modunda silindir içine gönderilen pilot dizel yakıt miktarının fazla olması büyük bir başlangıç alevi oluşturarak yüksek motor yüklerinde yanmanın daha isli oluşmasına neden olmaktadır. Aynı zamanda silindir içerisine gönderilen gaz yakıtı miktarının artmasıyla birlikte yüksek bir yanma oranına ulaşıldığından yanma sonu sıcaklıkları dizel çalışma moduna göre yüksek olmaktadır. Yanma sonu oluşan yüksek gaz sıcaklığı, emme zamanında silindir içerisine alınan aşırı hava dolgusu içindeki oksijen ve nitrojenin tepkimeye girerek NO_x emisyonlarının artmasına neden olmaktadır.

Deneyisel çalışmalar esnasında, NO_x emisyonları hem motor yükü hem de yakıt karışımı içindeki LPG oranının artmasına bağlı olarak artış göstermiştir. Bu durum yakıt karışımı içindeki LPG'nin daha iyi bir yanma reaksiyonu gösterdiğini ve yanma sonu sıcaklığının D100 yakıtına göre daha fazla olduğunu göstermektedir. Literatüre bakıldığında başka çalışmalarda da benzer sonuçlar görülmüştür [105,106,108,111,112].



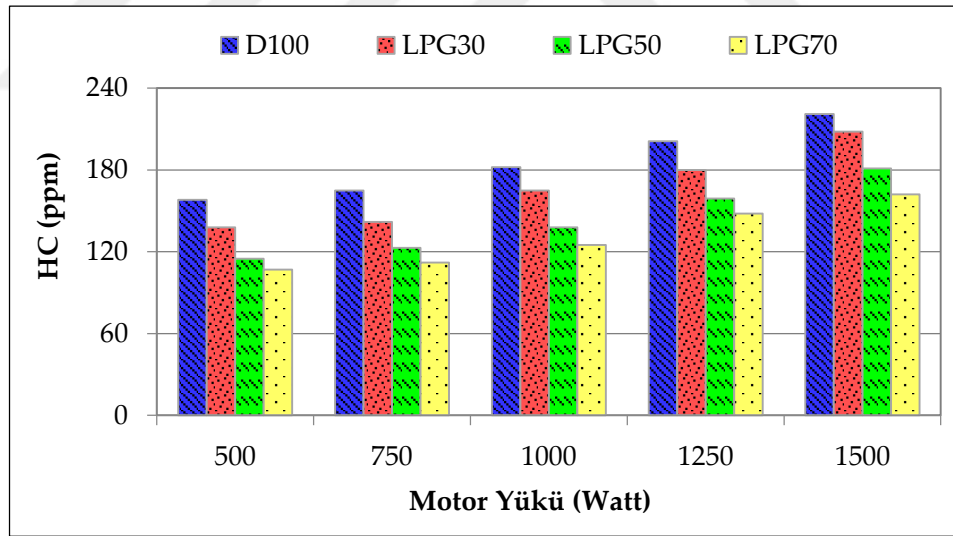
Şekil 7.34. Motor yükü değişimine göre test yakıtlarının NO_x emisyonuna etkisi.

Test yakıtlarının motor yüküne bağlı olarak is emisyonu grafikleri Şekil 7.35'te verilmiştir. LPG yakıtı dizel yakıtı kıyasla düşük karbon içeriğine sahip olduğundan daha temiz bir yakıt olarak ön plana çıkmakta ve hava ile daha homojen bir karışım oluşturmaktadır. Düşük C/H oranına sahip yakıtlar tam yanmaya meyilli olduklarından is emisyonları genellikle düşük çıkmaktadır [46,115,116] Ayrıca yakıt karışımı içindeki LPG oranının artması, yanma sonu sıcaklığı arttığından is emisyonlarının düşmesinde etkili olmaktadır. Bu nedenle dizel/LPG çift yakıtlı çalışma modunda saf dizel modunda çalışmaya kıyasla tüm motor yüklerinde is emisyonları düşük çıkmıştır. İs emisyonları bakımından dizel/LPG çift yakıtlı çalışma modu motoru daha temiz tutmaktadır. Diğer araştırmacılar tarafından benzer sonuçlar bulunmuştur [111–113,117].



Şekil 7.35. Motor yükü değişimine göre test yakıtlarının is emisyonuna etkisi.

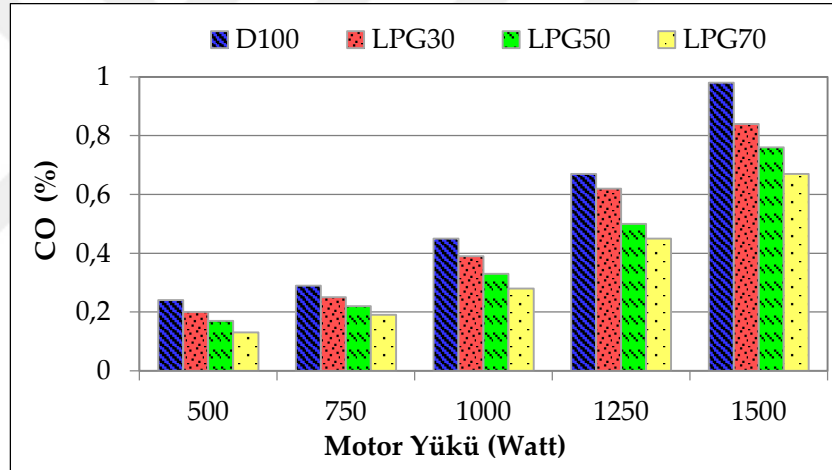
Deneysel çalışmalar sonucu ölçülen HC emisyonu değerleri motor yükünün bir fonksiyonu olarak Şekil 7.36’da verilmiştir. LPG yakıtı ilavesi ile silindir içerisinde daha etkin bir yanma reaksiyonu gerçekleştiğinden farklı LPG oranlarında artan motor yüküne bağlı olarak HC emisyonları azalmıştır. HC emisyonlarının oluşmasının ana nedeni özellikle fakir karışımlarda ortaya çıkan düşük yanma sonu sıcaklıkları, yetersiz oksijen miktarı, yer yer oluşan zengin karışımlar için yetersiz yanma süresi, eksik yanma nedeniyle oluşan yanmamış yakıt miktarı gibi etmenlerdir. LPG yakıtının direk enjeksiyonu ile daha iyi bir hava şarjı performansı gerçekleşmiş, bu durum yanmamış yakıt miktarını azaltmış ve HC emisyonlarının düşmesinde etkili olmuştur. Deneysel çalışmalar sırasında EKÜ tarafından silindir içerisine sıvı fazda LPG yakıtının enjeksiyonu ile aşırı derecede fakir ve aşırı derecede zengin karışımların oluşumu engellenmiştir. Böylece dizel/LPG çift yakıtlı çalışmada D100 yakıtına kıyasla HC emisyonları yaklaşık 20% civarında azalmıştır. Literatürde benzer sonuçlar diğer araştırmacılar tarafından da bulunmuştur [24,26,36,46].



Şekil 7.36. Motor yükü değişimine göre test yakıtlarının HC emisyonuna etkisi.

Test yakıtlarının artan motor yüküne bağlı olarak CO emisyonu grafikleri Şekil 7.37’de verilmiştir. Genel olarak CO emisyonları silindir içerisinde yüksek miktarda yakıtın tam yanması sonucu oluşmaktadır. Tam yanma sonucu silindir içerisinde kalan artık yakıtın eksik yanması sonucu CO emisyonları oluşmaktadır. HC emisyonları yakıtın yanmamış kısmı nedeniyle oluşmaktadır. CO ve HC emisyonlarının meydana

gelmesinde birbirine benzer faktörler etkilidir. LPG yakıtının yüksek basınçlı bir şekilde silindir içerisine enjeksiyonu daha iyi bir yakıt atomizasyonu oluşturmakta, bu da saf dizel yakıtına göre daha iyi bir yanma reaksiyonunun gerçekleşmesini sağlayarak CO emisyonlarının düşmesinde etkili olmaktadır. Daha etkin bir yanma reaksiyonu ve LPG yakıtının kalorifik değeri, alev yayılım hızını ve oksidasyon reaksiyonunu iyileştirerek HC ve CO emisyonlarının düşmesinde etkili olmaktadır. Bunun yanında LPG yakıtının düşük C/H oranı da çift yakıtlı çalışma modunda HC ve CO emisyonlarının düşük çıkmasına neden olduğu düşünülmektedir. Deneysel ölçümler sırasında genel olarak CO emisyonu D100 yakıtına oranla yaklaşık 30% oranında daha düşük çıkmıştır. Literatüre bakıldığında benzer CO emisyonu değerleri diğer araştırmacılar tarafından da bulunmuştur [21,23,26,40].



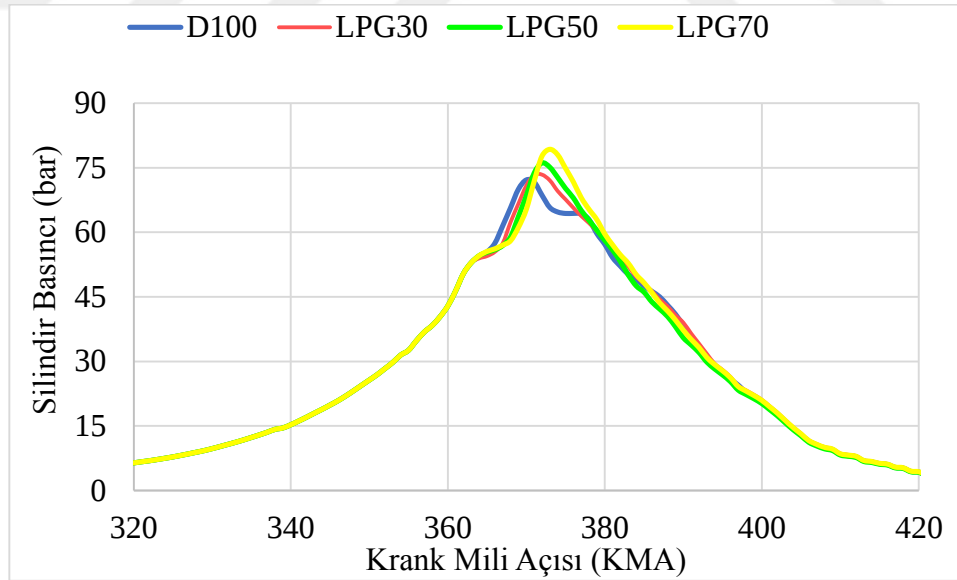
Şekil 7.37. Motor yükü değişimine göre test yakıtlarının HC emisyonuna etkisi.

7.2.2.2 Silindir Basınçları

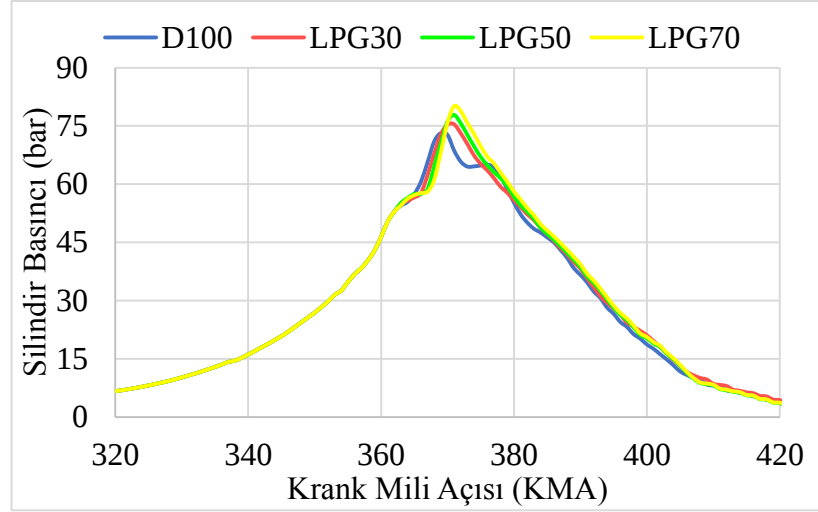
Silindir basınç ölçümü silindir içinde gerçekleşen yanma sürecinin analizini yapmak için gereklidir. Silindir içinde yakıtın yanması ile birlikte ortaya çıkan ani sıcaklık ve basınç artışı motorun iş yapabilme kabiliyetini doğrudan etkiler. Etkin bir yanmanın gerçekleşmesi için silindir içi maksimum basıncın ÜÖN'yu 5-10 KMA geçe gerçekleşmesi beklenir. Şekil 7.38'de 500 W motor yükünde test yakıtlarının silindir içi basınç değerlerinin KMA'ya bağlı olarak değişimi gösterilmiştir. Silindir içine gönderilen yakıt karışımındaki LPG içeriğinin artması Pmaks değerinin yükselmesine neden olmuştur. Bu artışın nedeni olarak LPG yakıtının düşük setan değeri ve yakıt

hava karışımı atomizasyonunun daha iyi olması düşünülmektedir. Setan sayısı düşük yakıtların pik basıncı artmaktadır. Öte yandan silindir içindeki daha iyi yakıt hava karışımı atomizasyonu dizel yakıtının daha kolay tutuşmasını sağlayarak alev hızını ve basınç artış hızını yükseltir. Silindir içine püskürtülen LPG yakıtı çevresinden ısı çekerek hemen gaz fazına geçmekte ve silindir içindeki sıcaklığı bir miktar düşürmektedir. Bu durum tutuşma gecikmesi süresini artmasına ve geç tutuşan yakıtın ani yanma periyodunda yüksek basınç artış hızı ve yanma basıncı oluşturmaya neden olur.

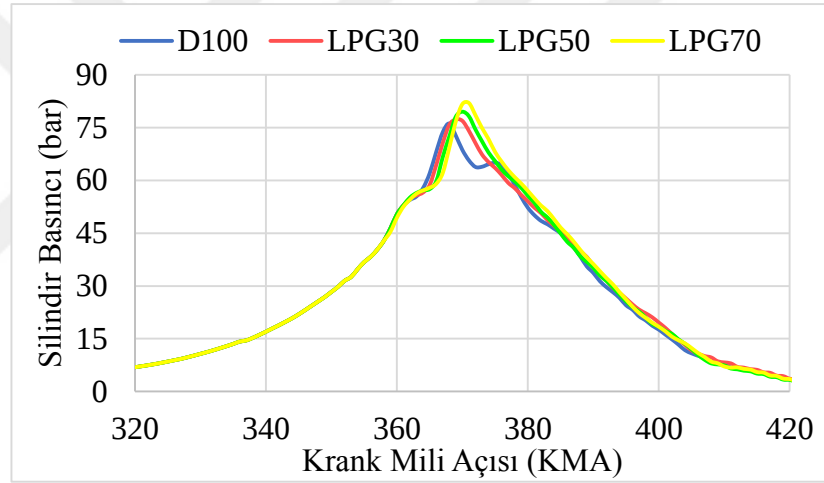
Motor yükü arttıkça silindir içerisine gönderilen yakıt miktarı da arttığından silindir basıncında da bir artış meydana gelmektedir. Motor yükünü artması ile birlikte silindir içerisine gönderilen pilot dizel yakıt miktarı da artar. Bu da LPG yakıtının silindir içinde daha iyi tutuşmasını sağlar. Motor yükü artışına bağlı olarak tüm yakıt karışımlarında P_{maks} değeri artmıştır. Şekil 7.38, 7.39, 7.40, 7.41 ve 7.42’de sırasıyla 500 W, 750 W, 1000 W, 1250W ve 1500 W motor yükünde silindir basıncı değişimleri verilmiştir.



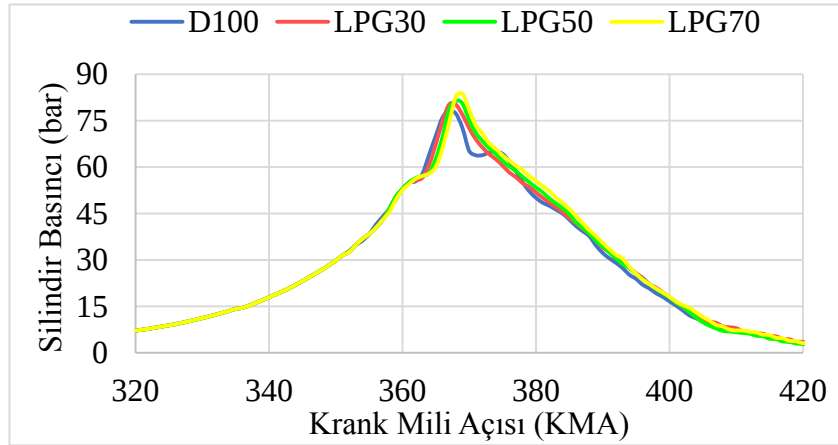
Şekil 7.38. 500 W Motor yükünde test yakıtlarına bağlı silindir basıncı değişimi.



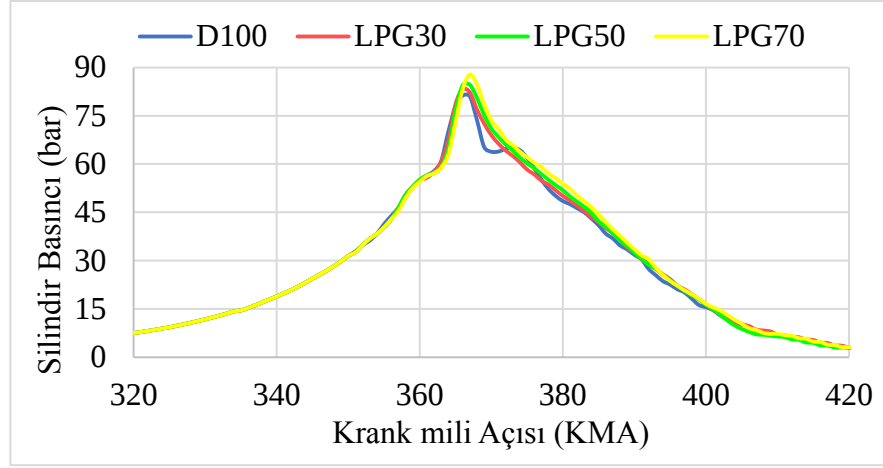
Şekil 7.39. 750 W Motor yükünde test yakıtlarına bağlı silindir basıncı değişimi.



Şekil 7.40. 1000 W Motor yükünde test yakıtlarına bağlı silindir basıncı değişimi.

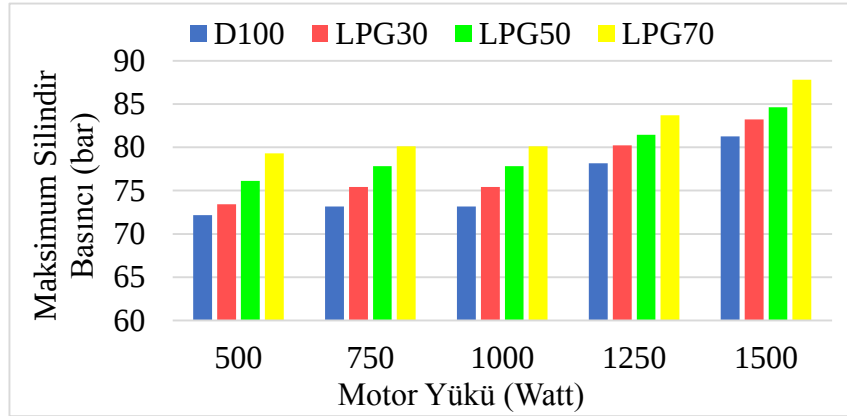


Şekil 7.41. 1250 W Motor yükünde test yakıtlarına bağlı silindir basıncı değişimi.



Şekil 7.42. 1500 W Motor yükünde test yakıtlarına bağlı silindir basıncı değişimi.

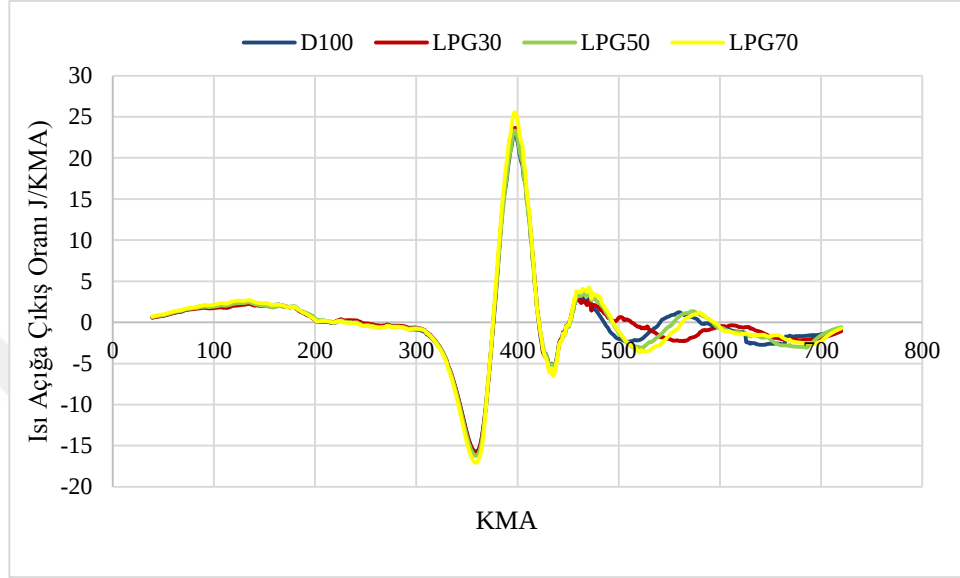
Şekil 7.43'te test yakıtlarının motor yüküne bağlı olarak Pmaks değerleri gösterilmiştir. Motor yükü artışına bağlı olarak tüm yakıt karışımlarında Pmaks değeri artmıştır. LPG yakıtının silindir içinde buharlaşarak tutuşma gecikmesini artırması nedeniyle ani yanma periyodunda yanan yakıt miktarı artmış ve buna bağlı olarak Pmaks değeri LPG içeriği ve motor yükü artışına bağlı olarak artmıştır.



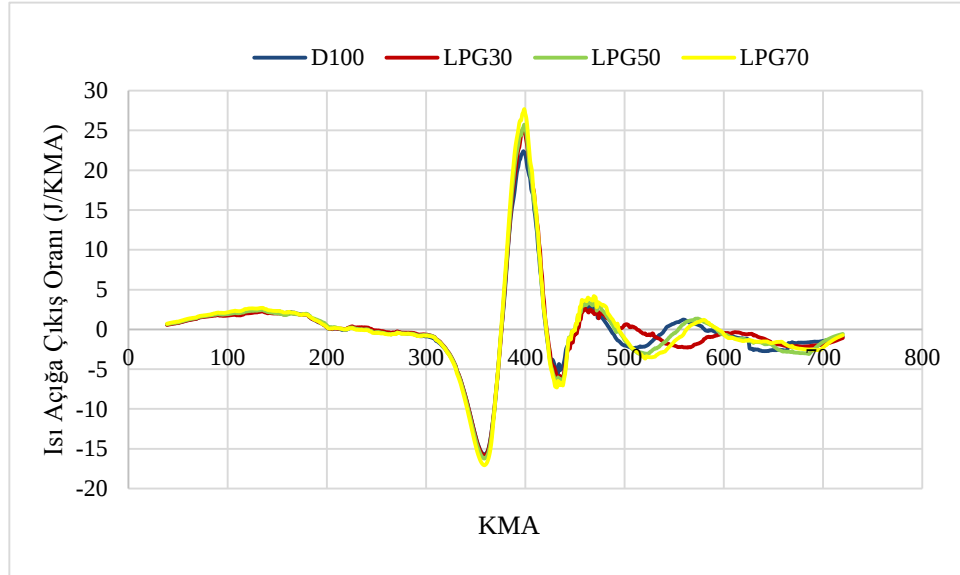
Şekil 7.43. Motor yükü ve test yakıtlarının Pmaks'a etkisi.

Şekil 7.44, 7.45, 7.46, 7.47 ve 7.48'de değişik yüklerde test yakıtlarının İÇÖ'ları verilmiştir. Test yakıtlarının artan LPG içeriği ile ısı oluşumunun başlaması gecikirken İÇÖ artmıştır. Test yakıtlarının artan LPG içeriği ve artan motor yüküne bağlı olarak tutuşma gecikmesi süresi uzamıştır. Tutuşma gecikmesinin uzamasına bağlı olarak ani yanma periyodunda yanan yakıt miktarının artışı maksimum İÇÖ değerini artırır LPG oranı arttıkça ısı oluşumunun başlaması gecikirken maksimum İÇÖ'nun değeri

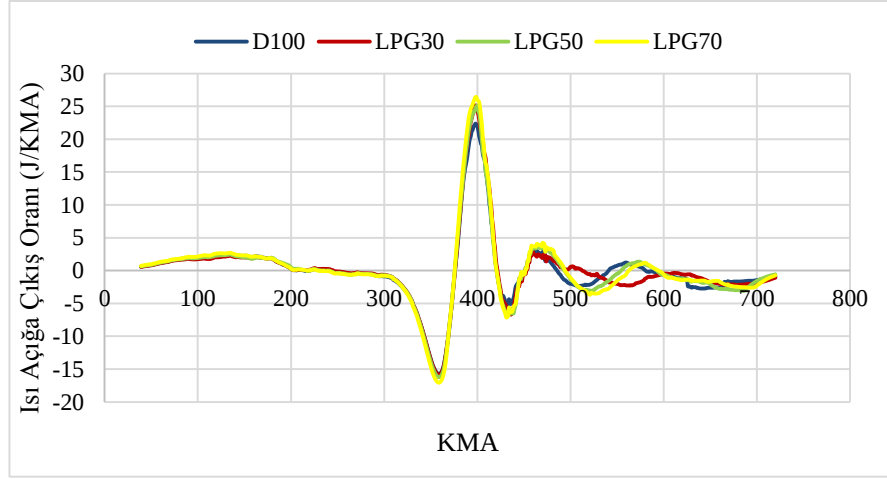
artmıştır. Yakıt karışımındaki LPG içeriğinin artmasıyla birlikte yakıt hava karışımının daha iyi atomizasyonu, silindir içinde göreceli soğutma etkisi ve azalan setan sayısı, yüksek alt ısı değeri, düşük C/H oranı açığa çıkan ısı miktarını artırmıştır [69,118].



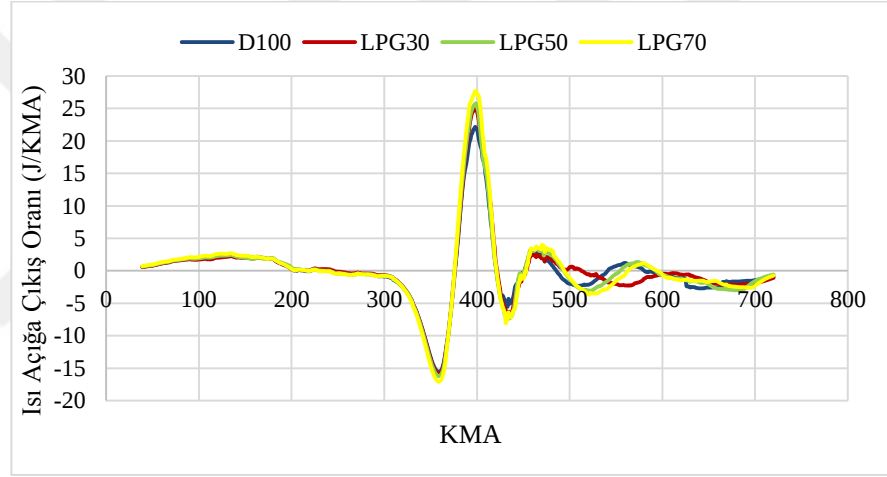
Şekil 7.44. 500 Watt motor yükünde test yakıtlarının ısı açığa çıkış oranına etkisi.



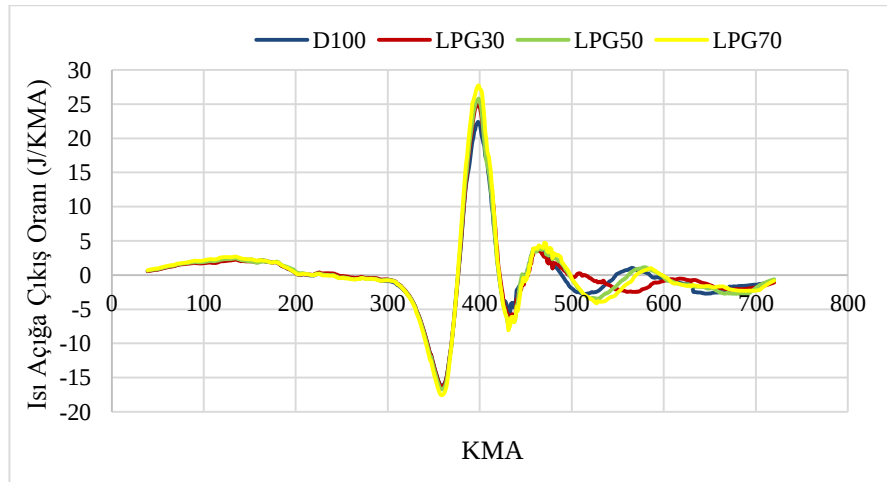
Şekil 7.45. 750 Watt motor yükünde test yakıtlarının ısı açığa çıkış oranına etkisi.



Şekil 7.46. 1000 Watt motor yükünde test yakıtlarının ısı açığa çıkış oranına etkisi.



Şekil 7.47. 1250 Watt motor yükünde test yakıtlarının ısı açığa çıkış oranına etkisi.



Şekil 7.48. 1500 Watt motor yükünde test yakıtlarının ısı açığa çıkış oranına etkisi.

BÖLÜM 8

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

8.1. SONUÇLAR

Bu çalışmada tek silindirli bir dizel motor için enjeksiyon basıncı, periyodu ve zamanlamasının ayarlanabildiği, EKÜ'ne tanımlanan farklı çalışma modları ile çift yakıt çalışmalarında iki enjektörün birbirinden bağımsız yakıt ile enjeksiyonunun yapılabildiği elektronik kontrollü bir yakıt enjeksiyon sistemi geliştirilmiştir.

Enjeksiyon basıncı, püskürtme avansı ve püskürtme periyodunun kolaylıkla ayarlanabilmesi araştırmacılara alternatif yakıtlarla çalışma imkanı vermektedir. Sistem farklı yakıtlara göre değişkenlik gösterebilen bu parametreleri kolayca değiştirme imkanı sunmaktadır. Klasik motorlarda enjeksiyon basıncını değiştirmek için motorun durdurulması enjektörün sökülerek iç mekanizmasına müdahale edilmesi gibi yorucu ve zaman alıcı prosedürleri ortadan kaldırmıştır. Benzer şekilde enjeksiyon avansının değiştirilmesi için tekrar motorun durdurulması yakıt pompasının sökülerek pompa yuvasına değişik kalınlıklarda şim takılması gibi zahmetli ve zaman gerektiren işlemleri ortadan kaldırmıştır.

EKYS motorun çalışma koşuluna göre ihtiyaç duyduğu yakıt miktarını enjektöre uygulanan tetikleme darbesi genişliğini değiştirerek ayarlayabilme olanağı sunmuştur. Bahsedilen parametrelerin klasik yöntemlerle değiştirilmesi aslında motorun çalışma parametrelerini de olumsuz yönde etkilemektedir. Örneğin enjeksiyon basıncının değiştirilmesi için enjektörün sökülerek iç mekanizmasına müdahale edilmesi enjektörün daha yüksek basınçta çalışmasını sağlayabilir ancak değişmeyen kam profili nedeniyle bu durum aynı zamanda istenmeyen bir enjeksiyon avansı değişikliğine de yol açmakta ve motorun çalışma koşullarının farkında olmadan değiştiğini göstermektedir. Bu durum alternatif yakıtlı çalışmalarda emisyon ve

performansı olumsuz yönde etkilemektedir. Geliştirilen sistemle bu tür olumsuz durumların önüne geçilmiştir. Ayrıca, dizel motor emisyonlarını doğrudan etkileyen çalışma parametrelerinin kolayca değiştirilebilmesi ile emisyon değerleri kontrol altına alınabilmektedir.

Geliştirilen EKYS elektronik kontrol ünitesinin çalışması yapılan elektronik ölçümlerle test edilmiştir. Klasik yakıt enjeksiyon sistemi motor üzerinden sökülerek yerine EKYS monte edilmiştir. Test motoru üzerindeki deneysel çalışmalar iki aşamada gerçekleştirilmiştir. İlk aşamada EKYS ile değişik basınçlarda ve değişik avanslarda dizel/biyodizel çift yakıtlı deneysel çalışmaları yapılmış olup ikinci aşamada dizel/LPG çift yakıtlı çalışma deneyleri yapılmıştır. Deneyler sırasında test motoru 3000 d/d sabit devirde değişken yük koşullarında çalıştırılmış ve FÖYT, efektif verim, EGS, NO_x, HC, CO, is emisyonlarına ve silindir basınç ve ısı açığa çıkış oranlarına ait veriler elde edilmiştir.

Dizel/biyodizel yakıt karışımı ile yapılan test sonuçları değerlendirildiğinde; biyodizel kullanımının dizel motor emisyonlarına olumlu etkisi olduğu görülmüştür. Biyodizel yakıtı ile çalışmada; enjeksiyon basıncı değişimi ile HC emisyonunda %19, CO emisyonunda %18, is emisyonunda %15 oranında azalma elde edilirken NO_x emisyonunda ise %5 oranında artış görülmüştür. Ayrıca enjeksiyon basıncının değişimi ile efektif verimde %3 artış elde edilmiştir. Enjeksiyon avansının değişimi ile HC emisyonu %19, CO emisyonu %20, is emisyonu %10 oranında azalırken NO_x emisyonu ise %5 oranında artmıştır. Enjeksiyon avansı değişimine bağlı olarak efektif verimde ortalama %2 oranında artış elde edilmiştir. Dizel/LPG çift yakıtlı test sonuçları değerlendirildiğinde; yakıt karışımı içindeki LPG oranı arttıkça HC emisyonunun %20, CO emisyonunun %30, is emisyonunun %85 oranında azaldığı NO_x emisyonunun ise %4 oranında arttığı belirlenmiştir. LPG kullanımı ile efektif verimde %2 artış sağlanmıştır. Artan LPG oranıyla dizel yakıtına göre bütün yüklerde daha yüksek silindir basınç ve İÇÖ değerleri elde edilmiştir.

8.2. ÖNERİLER

Sistemin elektronik kumandası FPGA yerine daha düşük maliyetli işlemcilerle yapılabilir. Bu iki sistemin performansı elektronik testlerle kıyaslanabilir.

Deney motorunda selenoid enjektör yerine piezo enjektör kullanılarak sistem test edilebilir.

Yüksek basınç pompasının tahrikini sağlayan elektrik motoru yerine kam milinden veya krank milinden hareket alan pompa geliştirilebilir.

Yakıt sistemi daha yüksek basınçlarda çalışabilecek şekilde tasarlanarak çok yüksek basınçlarda motor performansı ve egzoz emisyonları incelenebilir.

Sistemin zeki denetimli hale getirilerek yük ünitesinden geri besleme ile anlık üretilmesi gereken güç miktarına göre yakıt miktarını otomatik ayarlayan bir kontrol sistemi tasarlanabilir.

Geliştirilen deney düzeneği ile emisyonları azaltabilecek potansiyeli olan yakıtlar (etanol, metanol, bütanol, doğalgaz gibi) dizel yakıtı ile karıştırılarak testler yapılabilir.

Genellikle sabit tesislerde kullanılan tek silindirli dizel motorlara elektronik kontrollü sistem uygulanırsa yakıtı göre püskürtme basıncı, püskürtme avansı ve püskürtme periyodu değiştirilebildiği için farklı yakıtlar kullanılabilir.

Sabit tesislerde kullanılan tek silindirli motorlarda egzoz kontrol sistemi olmadığından elektronik kontrollü motorla çalışıldığında is ve NO_x emisyonu azaltılabilir.

KAYNAKLAR

1. Internet: Türkiye İstatistik Kurumu, "Motorlu Kara Taşıtları, Aralık 2016", <http://www.tuik.gov.tr/PreHaberBultenleri.do?id=27647> (2018).
2. Internet: Oica, "World Motor Vehicle Production by Country And Type", <http://www.oica.net/wp-content/uploads/Passenger-Cars-2017.pdf> (2018).
3. Internet: Türkiye Petrolleri, "2017 Yılı Ham Petrol Ve Doğal Gaz Sektör Raporu", http://www.tpao.gov.tr/tp5/docs/rapor/sektor_rapor_2017.pdf (2018).
4. Sürmen, A. and Arslan, R., "Otomotiv Elektroniği", *Alfa Aktüel*, İstanbul, (2016).
5. Borat, O., Balcı, M., and Sürmen, A., "İçten Yanmalı Motorlar", *Teknik Eğitim Vakfı*, (1994).
6. Çanakcı, M. and Özsezen, A. N., "Dizel motorlarında elektronik yakıt kontrol teknolojisi", *Mühendis Ve Makina*, 47 (561): 39–46 (2006).
7. Xiong, W., Xiaojian, M., Keqing, Z., Jing, F., Zuhua, J., and Junxi, W., "Research into Rail Pressure Control Strategy of Multi-stage Closed Loop based on Injector Pressure Relief for Diesel", *International Journal Of Digital Content Technology And Its Applications*, 7 (14): 84–95 (2013).
8. Bianchi, G. M., Pelloni, P., Filicori, F., and Vannini, G., "Optimization of the Solenoid Valve Behavior in Common-Rail Injection Systems", *SAE Technical Paper*, 2000-01-20: (2000).
9. Internet: Toyota Motor Sales USA, "Fuel Systems", <http://www.lovehorsepower.com/ToyotaPDFs/42.PDF> (2018).
10. Bianchi, G. M., Falfari, S., Pelloni, P., Kong, S.-C., and Reitz, R. D., "Numerical Analysis of High-Pressure Fast-Response Common Rail Injector Dynamics", *SAE Technical Paper*, 2002-1–2: (2002).
11. Su, H., Hao, G., Li, P., and Luo, X., "Feed Forward Fuzzy PID Controller for Common-Rail Pressure Control of Diesel Engine", *2010 International Conference On Measuring Technology And Mechatronics Automation*, 264–267 (2010).
12. Luo, S., Gong, Y., and Song, X., "Phases PID Controller of Common-rail Pressure for Diesel Engine Electronic Injector Test Bench", *Przegląd Elektrotechniczny*, 88 (3): 88–90 (2012).
13. An, S., Ouyang, G., Zhang, J., and Yang, K., "Experiment study on control methods of common rail pressure by entering flow", *9th International Conference On Electronic Measurement & Instruments*, 3-806-3–809 (2009).

14. Xiaohui, A., Bolan, L., Tao, C., Zhenxing, X., and Fujun, Z., "Electronic Control Unit Development for Unit Pump Diesel Engine", **2010 International Conference On Optoelectronics And Image Processing**, 479–482 (2010).
15. Wang Sujing, Wang Lide, Shen Ping, Liu Biao, and Nie Xiaobo, "Research on electronically controlled fuel injection system", **2008 IEEE Vehicle Power And Propulsion Conference**, 1–5 (2008).
16. Scheibert, K. and König, M., "Peak & Hold Current Shape generated by TriCore derivative TC1775 AP3229 Application Note", (2001).
17. Chae, J. O., Lee, S. M., Hwang, J. W., Yang, I. J., Martychenko, A. A., Vassiliev, V. A., Jeong, Y. S., Park, C. J., Lee, J. K., and Shin, B. C., "Experimental study on the electromagnetic drive for diesel fuel injection system", **KSME/JSME Thermal And Fluid Engineering Conference**, 179–184 (1996).
18. Uludogan, a, Xin, J., and Reitz, R. D., "Exploring the Use of Multiple Injectors and Split Injection to Reduce DI Diesel Engine Emissions", **SAE Special Publications**, 1205 (412): 119–134 (1996).
19. Tanabe, K., Kohketsu, S., Mori, K., and Kawai, K., "Innovative injection rate control with next generation common rail fuel injection system", **FISITA World Automotive Congress**, 286 (6): (2000).
20. Pajot, O., Houillé, S., Vidal, F., Dabireau, F., Stegemann, J., Brauer, M., Seiffert, A., and Roelle, T., "Injection Rate shaping with the TwinCR System: A coupled Experimental and Modelling Investigation", **Diesel Engine**, (2006).
21. Internet: Green Car Congress, "Westport Updates HPDI 2.0 Dual Fuel System with New Delphi Injectors, Upgraded LNG Storage and Supply", <http://www.greencarcongress.com/2014/10/20141001-hpdi.html> (2018).
22. Internet: Wartsila, "Refurbishing of Injection Valves for Dual Fuel Engines", <https://www.wartsila.com/services/areas-of-expertise/services-catalogue/engine-services-4-stroke/refurbishing-of-injection-valves-for-dual-fuel-engines> (2018).
23. Miyaura, T., Morikawa, A., Ito, Y., Ishizuka, K., and Tsuiki, T., "Development of Diesel Engine using New Fuel Injection System - Direct Monitoring of Fuel Injection Pressure using Injector with Built-in Sensor, and its Applications", **SAE Technical Paper**, 2013-01-17: (2013).
24. Tiexiong, H. and Shilun, G., "Adaptive Fuzzy Sliding Mode Control of the Common Rail Diesel Injection System", **Power Electronics And Intelligent Transportation System (PEITS)**, 161–165 (2009).
25. Ji, Z., Xie, X., Sun, Z., and Chen, P., "Rail Pressure Control of Common Rail Diesel Engine Based on RBF Neural", **International Conference On Electronic & Mechanical Engineering And Information Technology**, 1122–1125 (2011).

26. An, S. and Shao, L., "Diesel engine common rail pressure control based on neuron adaptive PID", *2008 IEEE Conference On Cybernetics And Intelligent Systems*, 714–717 (2008).
27. Hong, S., Shin, J., and Sunwoo, M., "Common Rail Pressure Controller for Diesel Engines using an Empirical Model", *Vehicle Power And Propulsion Conference*, 887–892 (2012).
28. Ren, W., Shi, X., Jiao, S., Zhu, C., and Zhang, Q., "Research on rail pressure control of diesel engine based on genetic algorithm nonlinear PID", *2011 IEEE International Conference On Computer Science And Automation Engineering*, 67–71 (2011).
29. Hua, H. De, Ma, N., Ma, J., and Huang, H., "Design of rail pressure tracking controller for novel fuel injection system", *Journal Of Shanghai Jiaotong University (Science)*, 18 (3): 260–270 (2013).
30. Selim, M. Y. E., Radwan, M. S., and Saleh, H. E., "Improving the performance of dual fuel engines running on natural gas/LPG by using pilot fuel derived from jojoba seeds", *Renewable Energy*, 33 (6): 1173–1185 (2008).
31. Ramadhas, A. S., Muraleedharan, C., and Jayaraj, S., "Performance and emission evaluation of a diesel engine fueled with methyl esters of rubber seed oil", *Renewable Energy*, 30 (12): 1789–1800 (2005).
32. Qasim, M., Ansari, T. M., and Hussain, M., "Combustion, Performance, and Emission Evaluation of a Diesel Engine with Biodiesel Like Fuel Blends Derived From a Mixture of Pakistani Waste Canola and Waste Transformer Oils", *Energies*, 10 (7): 1023 (2017).
33. Rakopoulos, C. D., Antonopoulos, K. A., Rakopoulos, D. C., Hountalas, D. T., and Giakoumis, E. G., "Comparative performance and emissions study of a direct injection Diesel engine using blends of Diesel fuel with vegetable oils or bio-diesels of various origins", *Energy Conversion And Management*, 47 (18–19): 3272–3287 (2006).
34. Qi, D. H., Bian, Y. Z., Ma, Z. Y., Zhang, C. H., and Liu, S. Q., "Combustion and exhaust emission characteristics of a compression ignition engine using liquefied petroleum gas–Diesel blended fuel", *Energy Conversion And Management*, 48 (2): 500–509 (2007).
35. Usta, N., Öztürk, E., Can, Ö., Conkur, E. S., Nas, S., Çon, A. H., Can, A. Ç., and Topcu, M., "Combustion of biodiesel fuel produced from hazelnut soapstock/waste sunflower oil mixture in a Diesel engine", *Energy Conversion And Management*, 46 (5): 741–755 (2005).
36. Dorado, M. ., Ballesteros, E., Arnal, J. ., Gómez, J., and López, F. ., "Exhaust emissions from a Diesel engine fueled with transesterified waste olive oil☆", *Fuel*, 82 (11): 1311–1315 (2003).
37. Ghobadian, B., Rahimi, H., Nikbakht, A. M., Najafi, G., and Yusaf, T. F.,

- "Diesel engine performance and exhaust emission analysis using waste cooking biodiesel fuel with an artificial neural network", *Renewable Energy*, 34 (4): 976–982 (2009).
38. Ge, J., Yoon, S., Kim, M., and Choi, N., "Application of Canola Oil Biodiesel/Diesel Blends in a Common Rail Diesel Engine", *Applied Sciences*, 7 (1): 34 (2016).
 39. Doğan, O., Çelik, M. B., and Özdalyan, B., "The effect of tire derived fuel/diesel fuel blends utilization on diesel engine performance and emissions", *Fuel*, 95: 340–346 (2012).
 40. Rakopoulos, D. C., Rakopoulos, C. D., Giakoumis, E. G., Dimaratos, A. M., and Kyritsis, D. C., "Effects of butanol–diesel fuel blends on the performance and emissions of a high-speed DI diesel engine", *Energy Conversion And Management*, 51 (10): 1989–1997 (2010).
 41. Ramos, Á., García-Contreras, R., and Armas, O., "Performance, combustion timing and emissions from a light duty vehicle at different altitudes fueled with animal fat biodiesel, GTL and diesel fuels", *Applied Energy*, 182: 507–517 (2016).
 42. Bezergianni, S., Dimitriadis, A., Fausson, G.-C., and Karonis, D., "Alternative Diesel from Waste Plastics", *Energies*, 10 (11): 1750 (2017).
 43. Saravanan, N., Nagarajan, G., Sanjay, G., Dhanasekaran, C., and Kalaiselvan, K. M., "Combustion analysis on a DI diesel engine with hydrogen in dual fuel mode", *Fuel*, 87 (17–18): 3591–3599 (2008).
 44. Liu, J., Yang, F., Wang, H., Ouyang, M., and Hao, S., "Effects of pilot fuel quantity on the emissions characteristics of a CNG/diesel dual fuel engine with optimized pilot injection timing", *Applied Energy*, 110: 201–206 (2013).
 45. Papagiannakis, R. . and Hountalas, D. ., "Experimental investigation concerning the effect of natural gas percentage on performance and emissions of a DI dual fuel diesel engine", *Applied Thermal Engineering*, 23 (3): 353–365 (2003).
 46. Arcoumanis, C., Bae, C., Crookes, R., and Kinoshita, E., "The potential of dimethyl ether (DME) as an alternative fuel for compression-ignition engines: A review", *Fuel*, 87 (7): 1014–1030 (2008).
 47. Bari, S., "Effect of carbon dioxide on the performance of biogas/diesel dual-fuel engine", *Renewable Energy*, 9 (1–4): 1007–1010 (1996).
 48. Ciniviz, M., Salman, S., and Kazım, Ç., "Dizel motorlarında dizel yakıtı + LPG kullanımının performans ve emisyonu etkisi", *Selçuk-Teknik Dergisi*, 2 (1): (2001).
 49. Çanakcı, M. and Özsezen, A. N., "Atık mutfak yağlarının alternatif dizel yakıtı olarak değerlendirilmesi", *Gazi University Journal Of Science*, 18 (1): 81–91 (2010).

50. Kulkarni, M. G. and Dalai, A. K., "Waste Cooking Oils An Economical Source for Biodiesel: A Review", *Ind. Eng. Chem. Res.*, 45 (9): 2901–2913 (2006).
51. Zhang, Y., Dubé, M. ., McLean, D. ., and Kates, M., "Biodiesel production from waste cooking oil: 2. Economic assessment and sensitivity analysis", *Bioresource Technology*, 90 (3): 229–240 (2003).
52. Aydın, M., Afşar, M., and Çelik, M. B., "Tek Silindirli Bir Dizel Motorda Atık Biyodizel Kullanımının Motor Performansı ve Emisyonlarına Etkisi", *SAÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, (2017).
53. Çetinkaya, M., Ulusoy, Y., Tekin, Y., and Karaosmanoğlu, F., "Engine and winter road test performances of used cooking oil originated biodiesel", *Energy Conversion And Management*, 46 (7–8): 1279–1291 (2005).
54. Alptekin, E. and Çanakçı, M., "Biyodizel ve Türkiye’deki Durumu", *Mühendis Ve Makina*, 47 (561): 57–64 (2006).
55. Internet: Antakya Belediyesi, "Antakya Belediyesi Bitkisel Atık Yağ Toplama Projesi", <http://antakya.bel.tr/icerik/16/4041/antakya-belediyesinden-bitkisel-atik-yag-toplama-projesi.aspx> (2018).
56. Internet: T.C. Çevre ve Şehircilik Bakanlığı, "Tehlikeli Atık İstatistikleri Bülteni (2016)", [http://webdosya.csb.gov.tr/db/ced/editor/dosya/2016_YILI_TEHLIKELI_ATIK_ISTATISTIKLERI_02_01_2018\(1\).pdf](http://webdosya.csb.gov.tr/db/ced/editor/dosya/2016_YILI_TEHLIKELI_ATIK_ISTATISTIKLERI_02_01_2018(1).pdf) (2018).
57. Internet: T.C. Çevre ve Orman Bakanlığı, "Bitkisel Atık Yağların Yönetimi", <http://www.atikyonetimi.cevreorman.gov.tr> (2018).
58. Gürü, M., Koca, A., Can, Ö., Çınar, C., and Şahin, F., "Biodiesel production from waste chicken fat based sources and evaluation with Mg based additive in a diesel engine", *Renewable Energy*, 35 (3): 637–643 (2010).
59. Sugözü, İ., Aksoy, F., and Baydır, Ş. A., "Atık motor yağının alternatif yakıt olarak bir dizel motorunda kullanılması", *Taşıt Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 1 (1): 9–16 (2009).
60. Gumus, M., Sayin, C., and Canakci, M., "The impact of fuel injection pressure on the exhaust emissions of a direct injection diesel engine fueled with biodiesel–diesel fuel blends", *Fuel*, 95: 486–494 (2012).
61. Sayin, C. and Canakci, M., "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 (2009).
62. Aktaş, A. and Sekmen, Y., "Biyodizel ile çalışan bir motorda yakıt püskürtme avansının performans ve egzoz emisyonlarına etkisi", *Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 23 (1): (2008).
63. Utlu, Z. and Koçak, M. S., "The effect of biodiesel fuel obtained from waste frying oil on direct injection diesel engine performance and exhaust emissions",

Renewable Energy, 33 (8): 1936–1941 (2008).

64. Alam, M., Goto, S., Sugiyama, K., Kajiwara, M., Mori, M., Konno, M., Motohashi, M., and Oyama, K., "Performance and Emissions of a DI Diesel Engine Operated with LPG and Ignition Improving Additives", **SAE Technical Paper**, 2001-01-36: (2001).
65. Saleh, H. E., "Effect of variation in LPG composition on emissions and performance in a dual fuel diesel engine", **Fuel**, 87 (13–14): 3031–3039 (2008).
66. Abd Alla, G. H., Soliman, H. A., Badr, O. A., and Abd Rabbo, M. F., "Effect of pilot fuel quantity on the performance of a dual fuel engine", **Energy Conversion And Management**, 41 (6): 559–572 (2000).
67. Cao, J., Bian, Y., Qi, D., Cheng, Q., and Wu, T., "Comparative investigation of diesel and mixed liquefied petroleum gas/diesel injection engines", **Proceedings Of The Institution Of Mechanical Engineers, Part D: Journal Of Automobile Engineering**, 218 (5): 557–565 (2004).
68. Mancaruso, E., Marialto, R., Sequino, L., Vaglieco, B. M., and Cardone, M., "Investigation of the Injection Process in a Research CR Diesel Engine using Different Blends of Propane-Diesel Fuel", **SAE Technical Paper**, 2015-24–24: (2015).
69. Ma, Z., Huang, Z., Li, C., Wang, X., and Miao, H., "Combustion and emission characteristics of a diesel engine fuelled with diesel–propane blends", **Fuel**, 87 (8–9): 1711–1717 (2008).
70. Boretti, A., "Numerical study of the substitutional diesel fuel energy in a dual fuel diesel-LPG engine with two direct injectors per cylinder", **Fuel Processing Technology**, 161: 41–51 (2017).
71. Ashok, B., Ashok, S.D., and Kumar, C.R., "LPG diesel dual fuel engine – A critical review", **Alexandria Engineering Journal**, 54 (2): 105–126 (2015).
72. Wagemakers, A. M. L. M. and Leermakers, C. A. J., "Review on the Effects of Dual-Fuel Operation, Using Diesel and Gaseous Fuels", **SAE Technical Paper**, 2012-1–8: (2012).
73. Rao, G. A., Raju, A. V. S., Rajulu, K. G., and Rao, C. V. M., "Performance Evaluation of a Dual Fuel Engine (Diesel + LPG)", **Indian Journal Of Science And Technology**, 3 (3): 235–237 (2010).
74. Ergenç, A. T. and Koca, D. Ö., "PLC controlled single cylinder diesel-LPG engine", **Fuel**, 130: 273–278 (2014).
75. Lata, D. B., Misra, A., and Medhekar, S., "Effect of hydrogen and LPG addition on the efficiency and emissions of a dual fuel diesel engine", **International Journal Of Hydrogen Energy**, 37 (7): 6084–6096 (2012).
76. Mirgal, N., Kumbhar, S., Ibrahim, M. M., and Chellapachetty, B.,

- "Experimental investigations on LPG-diesel dual fuel engine", *Journal Of Chemical And Pharmaceutical Sciences*, 10 (1): .
77. Kim, J., Choi, K., Myung, C.-L., and Park, S., "Experimental evaluation of engine control strategy on the time resolved THC and nano-particle emission characteristics of liquid phase LPG direct injection (LPG-DI) engine during the cold start", *Fuel Processing Technology*, 106: 166–173 (2013).
 78. Kwak, H., Myung, C.-L., and Park, S., "Experimental investigation on the time resolved THC emission characteristics of liquid phase LPG injection (LPLi) engine during cold start", *Fuel*, 86 (10–11): 1475–1482 (2007).
 79. Internet: Zavoli, "Direct Injection of Liquid LPG", <https://www.zavoli.com/en/liquid-gas-injection-zli/194-direct-injection-of-liquid-lpg.html> (2018).
 80. Agarwal, A. K., Dhar, A., Srivastava, D. K., Maurya, R. K., and Singh, A. P., "Effect of fuel injection pressure on diesel particulate size and number distribution in a CRDI single cylinder research engine", *Fuel*, 107: 84–89 (2013).
 81. Agarwal, A. K., Srivastava, D. K., Dhar, A., Maurya, R. K., Shukla, P. C., and Singh, A. P., "Effect of fuel injection timing and pressure on combustion, emissions and performance characteristics of a single cylinder diesel engine", *Fuel*, 111: 374–383 (2013).
 82. Wakisaka, Y., Hotta, Y., Inayoshi, M., Nakakita, K., Sakata, I., and Takano, T., "Emissions Reduction Potential of Extremely High Boost and High EGR Rate for an HSDI Diesel Engine and the Reduction Mechanisms of Exhaust Emissions", *Source: SAE International Journal Of Fuels And Lubricants*, 1 (1): 611–623 (2009).
 83. Govindaraju, R., Bharathiraja, M., Ramani, K., and Govindan, K. R., "Experimental investigation of embedded controlled diesel engine", *Journal Of Asian Scientific Research*, 2 (9): 524–538 (2012).
 84. Internet: Bosch Automotive, "Common Rail Enjeksiyon", http://tr.bosch-automotive.com/tr/parts_and_accessories/engine_systems_1/diesel/common_rail_injection/common_rail_diesel_motorsys_parts (2018).
 85. Çelik, M. B. and Ozdalyan, B., "Gasoline Direct Injection", *Fuel Injection, Sciyo*, (2010).
 86. Dobrucalı, E., "Biyodizelin bir gemi dizel motorunun performansına olan etkisinin deneysel olarak incelenmesi", *İstanbul Teknik Üniversitesi*, (2007).
 87. Rakopoulos, C. and Giakoumis, E., "Diesel Engine Transient Operation: Principles of Operation and Simulation Analysis", *Springer Science & Business Media*, (2009).
 88. İnternet: Sandalcı, T., "Kirletici maddelerin motorlardaki oluşum

- mekanizmaları", <http://www.yildiz.edu.tr/~sandalci/dersnotu/TC/TC3.pdf> (2014).
89. İlkılıç, C., Behçet, R., Aydın, S., and Aydın, H., "Dizel motorlarında azotoksitlerin oluşumu ve kontrol yöntemleri", **5. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu (IATS'09)**, 13-15 Mayıs, Karabük, Türkiye (2009).
 90. Tree, D. R. and Svensson, K. I., "Soot processes in compression ignition engines", **Progress In Energy And Combustion Science**, 33 (3): 272–309 (2007).
 91. Ma, Z., Huang, Z., Li, C., Wang, X., and Miao, H., "Effects of Fuel Injection Timing on Combustion and Emission Characteristics of a Diesel Engine Fueled with Diesel-Propane Blends", **Energy & Fuels**, 21 (3): 1504–1510 (2007).
 92. Çavuşlu, M. A., Karakuzu, C., and Şahin, S., "Parçacık Sürü Optimizasyonu Algoritması ile Yapay Sinir Ağı Eğitiminin FPGA Üzerinde Donanımsal Gerçeklenmesi", **Politeknik Dergisi**, 13 (2): 83–92 (2010).
 93. Daijin Kim, "An implementation of fuzzy logic controller on the reconfigurable FPGA system", **IEEE Transactions On Industrial Electronics**, 47 (3): 703–715 (2000).
 94. Sanchez-Solano, S., Cabrera, A. J., Baturone, I., Moreno-Velo, F. J., and Brox, M., "FPGA Implementation of Embedded Fuzzy Controllers for Robotic Applications", **IEEE Transactions On Industrial Electronics**, 54 (4): 1937–1945 (2007).
 95. "DE2 Development and Education Board User Manual", ftp://ftp.altera.com/up/pub/Webdocs/DE2_UserManual.pdf (2018).
 96. Sarıtaş, E. and Karataş, S., "Her Yönüyle FPGA ve VHDL", **Palme Yayıncılık**, (2013).
 97. "Optik Rotary Inkremental Enkoder PRI 40A", http://www.opkon.com.tr/Content/Upload/Urun/Dosya/PRI40A_28052018.pdf (2018).
 98. Zadeh, L. A., "Fuzzy sets", **Information And Control**, 8 (3): 338–353 (1965).
 99. Zadeh, L. A., "Fuzzy algorithms", **Information And Control**, 12 (2): 94–102 (1968).
 100. Zadeh, L. A., "Outline of a New Approach to the Analysis of Complex Systems and Decision Processes", **IEEE Transactions On Systems, Man, And Cybernetics**, SMC-3 (1): 28–44 (1973).
 101. Doğan, O., "Atık taşıt lastiğinden üretilen pirolitik yakıtın bir dizel motorda kullanımının deneysel olarak araştırılması", **Karabük Üniversitesi**, (2012).
 102. Heywood, J., "Internal Combustion Engine Fundamentals", **McGraw-Hill**

Education, (1988).

103. Xue, J., Grift, T. E., and Hansen, A. C., "Effect of biodiesel on engine performances and emissions", *Renewable And Sustainable Energy Reviews*, 15 (2): 1098–1116 (2011).
104. Basha, S. A., Gopal, K. R., and Jebaraj, S., "A review on biodiesel production, combustion, emissions and performance", *Renewable And Sustainable Energy Reviews*, 13 (6–7): 1628–1634 (2009).
105. Saleh, H. E., "Effect of variation in LPG composition on emissions and performance in a dual fuel diesel engine", *Fuel*, 87 (13–14): 3031–3039 (2008).
106. Anye Ngang, E. and Ngayihi Abbe, C. V., "Experimental and numerical analysis of the performance of a diesel engine retrofitted to use LPG as secondary fuel", *Applied Thermal Engineering*, 136: 462–474 (2018).
107. Vinoth, T., Vasanthakumar, P., Krishnaraj, J., ArunSankar, S. K., Hariharan, J., and M.Palanisamy, "Experimental Investigation on LPG + Diesel Fuelled Engine with DEE Ignition Improver", *Materials Today: Proceedings*, 4 (8): 9126–9132 (2017).
108. Sigar, C. P., Soni, S. L., Sharma, D., and Mathur, J., "Energy Sources, Part A Effect of LPG Induction on Performance and Emission Characteristics of Bio-diesel in a CI Engine Effect of LPG Induction on Performance and Emission Characteristics of Bio-diesel in a CI Engine", *Energy Sources, Part A*, 30: 1451–1459 (2008).
109. Ayhan, V., Parlak, A., Cesur, I., Boru, B., and Kolip, A., "Performance and exhaust emission characteristics of a diesel engine running with LPG", *International Journal Of The Physical Sciences*, 6 (8): 1905–1914 (2011).
110. Tiwari, D. R. and Sinha, G. P., "Performance and Emission Study of LPG Diesel Dual Fuel Engine", *International Journal Of Engineering And Advanced Technology (IJEAT)*, 3 (3): 198–203 (2014).
111. Tira, H. S., Herreros, J. M., Tsolakis, A., and Wyszynski, M. L., "Characteristics of LPG-diesel dual fuelled engine operated with rapeseed methyl ester and gas-to-liquid diesel fuels", *Energy*, 47 (1): 620–629 (2012).
112. Oester, U. and Wallace, J. S., "Liquid Propane Injection for Diesel Engines", *Source: SAE Transactions*, 96 (7): 486–504 (1987).
113. Kajitani, S., Chen, C. L., Oguma, M., Alam, M., and Rhee, K. T., "Direct Injection Diesel Engine Operated with Propane - DME Blended Fuel", *SAE Technical Paper*, 982536: (1998).
114. Wattanavichien, K., "Visualization of LPG-PME Dual Fuel Combustion in an IDI CI Engine", *The Second TSME International Conference On Mechanical Engineering*, (2011).

115. Labeckas, G. and Slavinskas, S., "The effect of rapeseed oil methyl ester on direct injection Diesel engine performance and exhaust emissions", ***Energy Conversion And Management***, 47 (13–14): 1954–1967 (2006).
116. Lin, C.-Y. and Lin, H.-A., "Diesel engine performance and emission characteristics of biodiesel produced by the peroxidation process", ***Fuel***, 85 (3): 298–305 (2006).
117. Miller Jothi, N. K., Nagarajan, G., and Renganarayanan, S., "Experimental studies on homogeneous charge CI engine fueled with LPG using DEE as an ignition enhancer", ***Renewable Energy***, 32 (9): 1581–1593 (2007).
118. Zhu, R.-J., Wang, X.-B., Miao, H., and Huang, Z.-H., "Combustion and particulate emission characteristics of a diesel engine fuelled with diesel—dimethoxymethane blends", ***Proceedings Of The Institution Of Mechanical Engineers, Part D: Journal Of Automobile Engineering***, 224 (4): 521–531 (2010).

ÖZGEÇMİŞ

Mustafa AYDIN, 1986'da Aydın'da doğdu. İlköğretimini Karpuzlu ilçesi Tekeler Köyü İlköğretim Okulu'nda, lise eğitimini ise Aydın merkezde Mimar Sinan Anadolu Meslek Lisesi'nde okul birinciliğiyle tamamladı. Liseyi bitirdiği yıl girdiği üniversite sınavlarında Gazi Üniversitesi Elektronik ve Bilgisayar Öğretmenliği Bölümünü kazanarak 2008 yılında bu bölümden mezun oldu. 2009 yılında KPSS sınavı sonunda yapılan merkezi memur atamalarında İstanbul Unkapanı SGM ye VHKİ olarak atandı. 2010 yılında Karabük Üniversitesi Teknik eğitim Fakültesi Otomotiv Öğretmenliği ABD' de araştırma görevlisi olarak çalışmaya başladı. Aynı yıl Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitiminde başladığı yüksek lisans eğitimini 2012 yılında bitirdi. 2012 yılında aynı enstitüde makine mühendisliği ABD' de başladığı doktora eğitimine devam etmektedir. Mustafa AYDIN evli ve iki çocuk babasıdır.

ADRES BİLGİLERİ

Adres : Kılavuzlar Mah. Toki Konutları B2-3 Blok D:20 Merkez/KARABÜK
Tel : 505 696 06 16
E-posta : m.aydin@karabuk.edu.tr

EK AÇIKLAMALAR A.
EKÜ İÇİN OLUŞTURULAN YAZILIMIN BİR PARÇASI

EKÜ İÇİN OLUŞTURULAN YAZILIMIN BİR PARÇASI

```
// ecu.v
```

```
// Generated using ACDS version 13.0sp1 232 at 2018.08.14.03:29:59
```

```
`timescale 1 ps / 1 ps
```

```
module ecu (  
    input wire    clk_clk,    // clk.clk  
    input wire    reset_reset_n, // reset.reset_n  
    output wire    lcd_RS,    // lcd.RS  
    output wire    lcd_RW,    // .RW  
    inout wire [7:0] lcd_data, // .data  
    output wire    lcd_E      // .E  
);  
  
    wire    cpu_instruction_master_waitrequest; //  
    cpu_instruction_master_translator:av_waitrequest -> cpu:i_waitrequest  
    wire [16:0] cpu_instruction_master_address; //  
    cpu:i_address -> cpu_instruction_master_translator:av_address  
    wire    cpu_instruction_master_read; //  
    cpu:i_read -> cpu_instruction_master_translator:av_read  
    wire [31:0] cpu_instruction_master_readdata; //  
    cpu_instruction_master_translator:av_readdata -> cpu:i_readdata  
    wire    cpu_data_master_waitrequest; //  
    cpu_data_master_translator:av_waitrequest -> cpu:d_waitrequest  
    wire [31:0] cpu_data_master_writedata; //  
    cpu:d_writedata -> cpu_data_master_translator:av_writedata  
    wire [16:0] cpu_data_master_address; //  
    cpu:d_address -> cpu_data_master_translator:av_address  
    wire    cpu_data_master_write; //  
    cpu:d_write -> cpu_data_master_translator:av_write  
    wire    cpu_data_master_read; //  
    cpu:d_read -> cpu_data_master_translator:av_read  
    wire [31:0] cpu_data_master_readdata; //  
    cpu_data_master_translator:av_readdata -> cpu:d_readdata  
    wire    cpu_data_master_debugaccess; //  
    cpu:jtag_debug_module_debugaccess_to_roms ->  
    cpu_data_master_translator:av_debugaccess  
    wire [3:0] cpu_data_master_byteenable; //  
    cpu:d_byteenable -> cpu_data_master_translator:av_byteenable  
    wire  
    cpu_jtag_debug_module_translator_avalon_slave_0_waitrequest; //  
    cpu:jtag_debug_module_waitrequest ->  
    cpu_jtag_debug_module_translator:av_waitrequest
```


EK AÇIKLAMALAR B.
PWM SİNYALİ VERİLOG KODU

PWM SİNYALİ VERİLOG KODU

PWM modülü verilog kodu:

```
`timescale 1ns / 1ps
```

```
module pwm_module_m(
    input clk,reset,
    output reg pwm
);

    reg [15:0]counter;
    reg [15:0]percent;

    reg pwm_s,pwm_ss,pwm_down_flag;

    always@(posedge clk, posedge reset)
    begin
        if(reset)
            begin
                counter <= 16'd0;    // ct_max = 1023
                //percent = 10'd1023;
                pwm <= 0;
            end
        else
            begin
                if(counter > 16'd40000)
                    counter <= 16'd0;
                else
                    counter <= counter +1;

                if(counter < percent)
                    pwm <= 1;
                else
                    pwm <= 0;

                /*
                    if(!pwm)
                        pwm_down_flag = 1;
                    else
                        //
we need do just one clock, high to the PwmDownFlag,
                        pwm_down_flag = 0;
                // so this codes will take us to death ;O
                */
            end
        end
    end
```

```

// changing percent
always@(posedge clk, posedge reset)
begin
    if(reset)
        percent = 16'd40000; // 40,000:%100, 20,000:%50
    else
        begin
            if(percent == 0)
                percent = 16'd40000;
            if(pwm_down_flag)
                percent = percent - 100; // but it decreasing -
%0.25
        end
    end

    // when we capture negedge of pwm we can decrease percent for only one
clock.
    // So we can see change on led

    //capture negedge of pwm
    always@(posedge clk, posedge reset)
    begin
        if(reset)
            begin
                pwm_s <= 0;
                pwm_ss <= 0;
            end
        else
            begin
                pwm_s <= pwm;
                pwm_ss <= pwm_s;
                if((pwm_s == 0) && (pwm_ss == 1)) //
for posedge => (pwm_s ==1 & pwm_ss==0)
                    pwm_down_flag = 1; // i am here
??
            else
                pwm_down_flag = 0;
            end
        end
    end

endmodule

```

PWM modülü testbench kodu:

```
`timescale 1ns / 1ps
```

```
module pwm_module_t;
```

```

// Inputs
reg clk;
reg reset;

// Outputs
wire pwm;

// Instantiate the Unit Under Test (UUT)
pwm_module_m uut (
    .clk(clk),
    .reset(reset),
    .pwm(pwm)
);

initial begin
    // Initialize Inputs
    clk = 0;
    reset = 0;

    // Wait 100 ns for global reset to finish
    #100;
    reset = 1;

    #40;
    reset = 0;

    // Add stimulus here

end

always
begin
    #20;
    clk = !clk;
end

endmodule

```