T.C.
ERCİYES ÜNİVERSİTESİ
BİLİMSEL ARAŞTIRMA PROJELERİ
KOORDİNASYON BİRİMİ

BUJİ ATEŞLEMELİ BİR MOTORDA FARKLI ATEŞLEME AVANSLARINDA YAKIT OLARAK DOĞALGAZ VE DOĞALGAZ - HİDROJEN KARIŞIMLARININ KULLANILMASININ MOTOR PERFORMANSINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Proje No: FBY-11-3496

Tez Projesi, Yüksek Lisans

SONUÇ RAPORU

Proje Yürütücüsü:
Prof. Dr. Nafiz KAHRAMAN
Mustafa Çıkrıkçıoğlu Meslek Yüksekokulu

Yusuf MALKOÇ
Makine Mühendisliği

Ağustos 2015
KAYSERİ

T.C.
ERCİYES ÜNİVERSİTESİ
BİLİMSEL ARAŞTIRMA PROJELERİ
KOORDİNASYON BİRİMİ

BUJİ ATEŞLEMELİ BİR MOTORDA FARKLI ATEŞLEME AVANSLARINDA YAKIT OLARAK DOĞALGAZ VE DOĞALGAZ - HİDROJEN KARIŞIMLARININ KULLANILMASININ MOTOR PERFORMANSINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Hazırlayan
Yusuf MALKOÇ

Danışman
Prof. Dr. Nafiz KAHRAMAN

Bu çalışma; Erciyes Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi tarafından FBD-11-3493 kodlu proje ile desteklenmiştir.

Ağustos 2015
KAYSERİ

TEŞEKKÜR

Bu proje çalışmasının hazırlanması ve yürütülmesi aşamasında bilimsel katkılarıyla beni aydınlatan ve her türlü desteği sağlayan değerli hocam ve danışmanım Prof. Dr. Nafiz KAHRAMAN'a çok teşekkür ederim.

Deneylerin yapılması ve projenin hazırlanması aşamasında bilimsel katkılarını ve yardımlarını hiç esirgemeyen değerli Selim TANGÖZ hocama teşekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca, bu proje çalışması öncesinde, beni akademik çalışmalara sevk eden ve hiçbir desteği esirgemeyen saygıdeğer aileme, özellikle emekli öğretmen olan rahmetli babam İbrahim MALKOÇ'a çok teşekkür ederim.

Bu proje çalışmasına maddi destek veren Erciyes Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi'ne (Proje No: FBY-11-3496) teşekkür ederim.

Son olarak, bu proje çalışması sırasında verdiği destek ve gösterdiği sabırdan dolayı sevgili eşim Dilek MALKOÇ'a ve proje çalışmaları sırasında neşe kaynağım olan sevgili kızım Filiz MALKOÇ ile oğlum Yunus MALKOÇ'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Yusuf MALKOÇ

Ağustos, Temmuz 2015

İÇİNDEKİLER

BUJİ ATEŞLEMELİ BİR MOTORDA FARKLI ATEŞLEME AVANSLARINDA YAKIT OLARAK DOĞALGAZ VE DOĞALGAZ - HİDROJEN KARIŞIMLARININ KULLANILMASININ MOTOR PERFORMANSINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Sayfa

TEŞEKKÜRLER..... ii
İÇİNDEKİLER..... iii
ÖZET..... vi
ABSTRACT.....vii
TABLOLAR LİSTESİ..... viii
ŞEKİLLER LİSTESİ.....ix
KISALTMALAR VE SİMGELER. xvi

GİRİŞ..... 1

1. BÖLÜM
GENEL BİLGİLER VE LİTERATÜR ÇALIŞMASI

1.1 Literatür Araştırması 5
1.1.1. Ateşleme Avansının Değişimi 6
1.1.2. Doğalgaz ve Hidrojen Oranlarının Değişimi 10
1.1.3. Yakıtın Zenginleştirilmesi 18
1.1.4. Sıkıştırma Oranı ve Değişimi 20
1.2. Hidrojenin Yanma Prosesi. 21
1.3. Doğalgazın Yanma Prosesi 23
1.4. Doğalgaz – Hidrojen Karışımlarının Yanma Prosesi 24

2. BÖLÜM
GEREÇ VE YÖNTEM

2.1. Giriş ... 27
2.2. Deney Motoru ve Modifikasyonu. 27
2.2.1. Sıkıştırma Oranının Ayarlanması . 29
2.2.2. Ateşleme Sisteminin Modifikasyonu. 32
2.2.3. Yakıt ve Hava Sistemlerinin Modifikasyonu 33
2.2.4. Motor Üzerine Entegre Edilen İlave Sensörler. 34
2.3. Deney Düzeneği 37
2.3.1. Dinamometre. 38
2.3.2. Yakıt Debimetresi. 39
2.3.3. Silindir İçi Basınç Sensörü. 40
2.3.4. Egzoz Emisyon Analiz Cihazı. 44
2.3.5. Gaz Karışım (Mikser) Ünitesi. 45
2.3.6. Amplifikatör (Charge Amplifier). 47
2.3.7. Pikoskop. 48
2.3.8. Kontrol Paneli. 48
2.4. Motor Performans Değerlerinin Hesaplanması. 49
2.5. Motor Emisyon Değerlerinin Hesaplanması. 51
2.6. Deneylerin Yapılması. 52

3. BÖLÜM
BULGULAR

3.1. Giriş.. . 53
3.2. Tork Değişimi ve Isıl Verim 53
3.3. Güç Değişim 60
3.4. Özgül Yakıt Tüketimi 66
3.5. Hidrojen İlavesinin Silindir İçi Basınca ve Isı Salınım Oranına Etkisi 72
3.6. Hidrojen Oranlarındaki Değişimin EmisyonlaraEtkisi 86
3.6.1. CO Emisyonları 67

3.6.2. HC Emisyonları 72
3.6.3. NOXEmisyonları 77
3.6.4. CO_2 ve O_2Emisyonları 82

4. BÖLÜM
TARTIŞMA VE SONUÇ

4.1. Tartışma, Sonuç ve Öneriler 114

KAYNAKLAR. 118
ÖZGEÇMİŞ. 136
YAYINLAR. 137

BUJİ ATEŞLEMELİ BİR MOTORDA FARKLI ATEŞLEME AVANSLARINDA YAKIT OLARAK DOĞALGAZ VE DOĞALGAZ - HİDROJEN KARIŞIMLARININ KULLANILMASININ MOTOR PERFORMANSINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Yusuf MALKOÇ

Erciyes Üniversitesi
Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi

Danışman: Prof. Dr. Nafiz KAHRAMAN

ÖZET

Ulaşım sektörünün her geçen gün büyümesi ile petrol esaslı yakıtların tüketimi de hızla artmakta, buna bağlı olarak da petrol rezervleri günden güne azalmakta ve fiyatları da artmaktadır. Bu sebeplerden dolayı ve petrol esaslı yakıtların doğaya olan olumsuz etkilerinin azaltılması kapsamında içten yanmalı motorlar için alternatif yakıt çalışmaları yürütülmektedir. Bunlardan bir tanesi de petrol esaslı yakıtlara göre daha ekonomik ve daha düşük emisyon değerlerine sahip doğalgaz ve hidrojen karışımlarından oluşan HCNG yakıtıdır.

Bu tez çalışmasında, değişik oranlarda (% 100 CNG, % 95 CNG + % 5 H_2, % 90 CNG + % 10 H_2 ve % 80 CNG + % 20 H_2) hidrojenle zenginleştirilmiş doğalgaz yakıtı 9.6 sıkıştırma oranına sahip içten yanmalı bir motorda alternatif yakıt olarak kullanılmıştır. 9.6 sıkıştırma oranı pistonlara uygulanan modifikasyonlar ile elde edilmiştir. Deneyler, 1150, 1500, 2000 ve 2500 d/d motor devirlerinde, 0.95-1.3 hava fazlalık katsayısı aralığında ve 5, 10, 15 ve 20 KMA ateşleme avanslarında gerçekleştirilmiştir. Yapılan bütün çalışmalar tam yük koşullarında yapılmış ve motor performansı ile emisyonları deneysel olarak incelenmiştir.

Deneylerden elde edilen performans verileri incelendiğinde, motor performansında önemli ölçüde azalma olmamakla birlikte elde edilen HC ve CO emisyonlarının Euro-6 standartlarından daha düşük olduğu tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Buji ateşlemeli motor, Ateşleme avansı, HCNG yakıtı

INVESTIGATION OF THE ENGINE PERFORMANCE EFFECTS OF NATURAL GAS AND NATURAL GAS - HYDROGEN MIXTURES USAGE AS A FUEL IN A SPARK IGNITION ENGINE AT DIFFERENT IGNITION TIMINGS

Yusuf MALKOÇ

Erciyes University
Unit of the Scientific Research Projects

Supervisor: Prof. Dr. Nafiz KAHRAMAN

ABSTRACT

The consumption of petroleum-based fuels with the growth of the transport sector is increasing rapidly every day. Therefore, the oil reserves are decreasing and prices are increasing day by day. Because of these reasons and reducing negative effects on the nature of the petroleum-based fuel, alternative fuels for internal combustion engine studies are carried out. One of them is the hydrogen enriched compression natural gas (HCNG) fuel which consists of natural gas and hydrogen mixture, and offers a more economical and lower emissions compared to petroleum-based fuels.

In this thesis, with a different ratio (% 100 CNG, % 95 CNG + % 5 H_2, % 90 CNG + % 10 H_2 ve % 80 CNG + % 20 H_2) HCNG used as an alternative fuel in an internal combustion engine with a compression ratio of 9.6. The compression ratio (9.6) was obtained by modifications applied to the piston. The experiments were carried out at 1150, 1500, 2000 and 2500 d/d engine speeds and they have been performed in the range of 0.90-1.3 excess air ratio and at 5, 10, 15 and 20 ignition advances. All studies were performed in full load conditions and engine performance and emissions have been experimentally investigated.

Analyzing the performance data obtained from experiments, the engine performance is not significantly reduced. Furthermore, HC and CO emissions were found to be lower than the Euro-6 standard.

Keywords: Spark ignition engine, Ignition advance, HCNG fuel

TABLOLAR LİSTESİ

Tablo 1.1. Hidrojen ve doğalgaz yakıtların kimyasal ve fiziksel özellikleri. 12
Tablo 1.2. Deneylerde kullanılan doğalgazın bileşenleri ve hacimsel oranları 12
Tablo 1.3. Deneylerde kullanılan doğalgaz hidrojen karışımlarının özellikleri 16
Tablo 2.1. Isuzu 4BD1 motorun özellikleri 19
Tablo 2.2. 9.6 sıkıştırma oranı için silindire ait hacim değerleri 22
Tablo 2.3. P8601 model dinamometrenin teknik özellikleri 30
Tablo 2.4. Alicat M-1000SLPM yakıt debimetresinin spesifik özellikleri 33
Tablo 2.5. PCB 112A05 model silindir içi basınç sensörünün teknik özellikleri 33
Tablo 2.6. Capelec CAP 3200 model egzoz emisyon cihazının teknik özellikleri. 37
Tablo 2.7. MM-Flex gaz karışım ünitesinin teknik özellikleri 40
Tablo 2.8. Picoscope 4423 model pikoskopun teknik özelikleri 42
Tablo 3.1. Farklı motor devirlerinde en yüksek ısıl verimin elde edildiği ateşleme avansı ve yakıt türü. 53
Tablo 3.2. HCNG10 yakıtı için farklı motor devri ve ateşleme avans değerlerinde en düşük ve en yüksek güç değerleri. 54
Tablo 3.3. λ=1.15 değerinde ve farklı motor devirlerinde hidrojen oranına göre özgül yakıt tüketimi değerleri... 59
Tablo 3.4. Stokiometrik şartlarda farklı motor devirleri için HCNG10 kullanılmasıyla oluşan $ROHR_{MAX}$ve$\theta ROHR_{MAX}$değerleri.. 64
Tablo 3.5. λ=0.90 ve AA10 değerlerinde farklı motor devri ve hidrojen oranlarındaki yakıt için CO emisyon değerleri.. 67

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil G.1. Yıllara göre petrolün varil fiyatı ve gelecek yıllardaki tahmini fiyatı.....2
Şekil G.2. Yıllara göre dünyadaki petrol tüketimi ve gelecek yıllardaki tüketimi.....2
Şekil G.3. 1850-2009 yılları arasında atmosferdeki karbon miktarının ve atmosfer sıcaklığının değişimi.....3
Şekil 1.1. Farklı ateşleme zamanlarında hidrojen ilavesinin motor gücüne ve ısıl verime etkisi 8
Şekil 1.2. Farklı ateşleme zamanlarında hidrojen ilavesinin HC ve CO emisyonlarına etkisi 8
Şekil 1.3. Farklı ateşleme zamanlarında hidrojen ilavesinin yanma süresine ve NO_X emisyonlarına etkisi.....8
Şekil 2.1. Isuzu 4BD1 motoruna ait performans verilerinin motor devrine bağlı olarak değişimi 20
Şekil 2.2. Deney motorunun eski ve modifiye edilmiş görünümleri.....21
Şekil 2.3. Farklı sıkıştırma oranlarında piston şekilleri (mm).....23
Şekil 2.4. Enjektör yuvaları ve sisteme entegre edilen bujilerin görünümleri 24
Şekil 2.5. Motor üzerine takılan ateşleme bobini ve EDİS modülünün görünümleri. 24
Şekil 2.6. Gaz yakıtları ve havanın temininde kullanılan komponentlerin görünümü 26
Şekil 2.7. Krank mili açı sensörü ile dişli kasnağın görünümü. 26
Şekil 2.8. Deney motoruna entegre edilen bazı sensörlerinin görünümleri 28
Şekil 2.9. Deney düzeneğinde yer alan komponentler.....29
Şekil 2.10. Deney düzeneğinde yer alan komponentler ve akış diyagramı.. 29
Şekil 2.11. Tork ölçme prensibi.....31
Şekil 2.12. Alicat M-1000SLPM yakıt debimetresinin görünümü.....33
Şekil 2.13. Mikro şartlandırıcılı piezoelektrik elemanın içyapısı.....35
Şekil 2.14. Charge tipi sensörlerden çıkan sinyallerin şartlandırılması.....35
Şekil 2.15. PCB 112A05 model silindir içi basınç sensörü ve motorda yerleşimi.....36
Şekil 2.16. Krank mili açısı ve silindir içi basınç değerlerinin bilgisayara aktarılması 37
Şekil 2.17. Capelec CAP 3200 model egzoz emisyon cihazı.....38
Şekil 2.18. MM-Flex gaz karışım ünitesinin fonksiyon şeması ve gaz basınçlarının sabitlenmesi 40

Şekil 2.19. MM-Flex gaz karışım ünitesinin görünümü 41
Şekil 2.20. Cussons 4410 model amplifierın görünümü 41
Şekil 2.21. Picoscope 4423 model pikoskopun görünümü 42
Şekil 2.22. Kontrol panelinin görünümü 43
Şekil 3.1. 1150 d/d motor devrinde ve farklı ateşleme avanslarında hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri 49
Şekil 3.2. 1500 d/d motor devrinde ve farklı ateşleme avanslarında hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri 50
Şekil 3.3. 2000 d/d motor devrinde ve farklı ateşleme avanslarında hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri 51
Şekil 3.4. 2500 d/d motor devrinde ve farklı ateşleme avanslarında hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri 52
Şekil 3.5. Farklı ateşleme avansı ve hava fazlalık katsayısı değerlerinde hidrojen oranına göre güç değerleri. (1150 d/d motor devrinde) 55
Şekil 3.6. Farklı ateşleme avansı ve hava fazlalık katsayısı değerlerinde hidrojen oranına göre güç değerleri. (1500 d/d motor devrinde) 56
Şekil 3.7. Farklı ateşleme avansı ve hava fazlalık katsayısı değerlerinde hidrojen oranına göre güç değerleri. (2000 d/d motor devrinde) 57
Şekil 3.8. Farklı ateşleme avansı ve hava fazlalık katsayısı değerlerinde hidrojen oranına göre güç değerleri. (2500 d/d motor devrinde) 58
Şekil 3.9. Farklı ateşleme avansı ve hava fazlalık katsayısı değerlerinde hidrojen oranına göre özgül yakıt tüketimi değerleri. (1150 d/d motor devrinde) 60
Şekil 3.10. Farklı ateşleme avansı ve hava fazlalık katsayısı değerlerinde hidrojen oranına göre özgül yakıt tüketimi değerleri. (1500 d/d motor devrinde) 61
Şekil 3.11. Farklı ateşleme avansı ve hava fazlalık katsayısı değerlerinde hidrojen oranına göre özgül yakıt tüketimi değerleri. (2000 d/d motor devrinde) 62
Şekil 3.12. Farklı ateşleme avansı ve hava fazlalık katsayısı değerlerinde hidrojen oranına göre özgül yakıt tüketimi değerleri. (2500 d/d motor devrinde) 63
Şekil 3.13. Stokiometrik şartlarda hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (AA=10, 1150 d/d) 65
Şekil 3.14. Stokiometrik şartlarda hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (AA=10, 1500 d/d) 65

Şekil 3.15. Stokiometrik şartlarda hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (AA=10, 2000 d/d) 66
Şekil 3.16. Stokiometrik şartlarda hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (AA=10, 2500 d/d) 66
Şekil 3.17. 1150 d/d motor devri ve farklı ateşleme avanslarında hidrojen ilavesinin CO emisyonlarına etkisi 68
Şekil 3.18. 1500 d/d motor devri ve farklı ateşleme avanslarında hidrojen ilavesinin CO emisyonlarına etkisi 69
Şekil 3.19. 2000 d/d motor devri ve farklı ateşleme avanslarında hidrojen ilavesinin CO emisyonlarına etkisi 70
Şekil 3.20. 2500 d/d motor devri ve farklı ateşleme avanslarında hidrojen ilavesinin CO emisyonlarına etkisi 71
Şekil 3.21. 1150 d/d motor devri ve farklı ateşleme avanslarında hidrojen ilavesinin HC emisyonlarına etkisi 73
Şekil 3.22. 1500 d/d motor devri ve farklı ateşleme avanslarında hidrojen ilavesinin HC emisyonlarına etkisi 74
Şekil 3.23. 2000 d/d motor devri ve farklı ateşleme avanslarında hidrojen ilavesinin HC emisyonlarına etkisi 75
Şekil 3.24. 2500 d/d motor devri ve farklı ateşleme avanslarında hidrojen ilavesinin HC emisyonlarına etkisi 76
Şekil 3.25. 1150 d/d motor devri ve farklı ateşleme avanslarında hidrojen ilavesinin NO_X emisyonlarına etkisi 78
Şekil 3.26. 1500 d/d motor devri ve farklı ateşleme avanslarında hidrojen ilavesinin NO_X emisyonlarına etkisi 79
Şekil 3.27. 2000 d/d motor devri ve farklı ateşleme avanslarında hidrojen ilavesinin NO_X emisyonlarına etkisi 80
Şekil 3.28. 2500 d/d motor devri ve farklı ateşleme avanslarında hidrojen ilavesinin NO_X emisyonlarına etkisi 81
Şekil 3.29. 1150 d/d motor devri ve farklı ateşleme avanslarında hidrojen ilavesinin CO_2 ve O_2 emisyonlarına etkisi 83
Şekil 3.30. 1500 d/d motor devri ve farklı ateşleme avanslarında hidrojen ilavesinin CO_2 ve O_2 emisyonlarına etkisi 84

Şekil 3.31. 2000 d/d motor devri ve farklı ateşleme avanslarında hidrojen ilavesinin CO_2 ve O_2 emisyonlarına etkisi 85
Şekil 3.32. 2500 d/d motor devri ve farklı ateşleme avanslarında hidrojen ilavesinin CO_2 ve O_2 emisyonlarına etkisi 86

KISALTMALAR VE SİMGELER

Sembol	Anlamı	Birimi
bmep	Fren ortalama efektif basınç	bar / Mpa
bsfc	Fren özgül yakıt tüketimi	g/kWh
BTDC	Üst ölü noktadan önce	-
CA	Krank mili açısı	derece
CR	Sıkıştırma oranı	-
CNG	Sıkıştırılmış doğalgaz	-
COV_{imep}	İmep katsayısı	-
d/d	Dakikadaki devir sayısı	-
ECU	Motor kontrol ünitesi	-
EDIS	Elektronik ateşleme modülü	-
HCNG	Hidrojen ile zenginleştirilmiş doğalgaz	-
HCNGA	% A hidrojen ile zenginleştirilmiş doğalgaz	-
İmep	İndüke ortalama efektif basınç	bar
KMA	Krank mili açısı	derece
LHV	Alt ısıl değer	KJ/Kg
m_f	Yakıt akış debisi	kg/s
NG	Doğalgaz	-
ÖYT	Özgül yakıt tüketimi	g/kWh
P_b	Fren gücü	kW
P_{MAX}	Maksimum silindir basıncı	bar
ppm	Milyondaki parçacık sayısı	-
$ROHR_{MAX}$	Maksimum ısı salının oranı	$J/^0$ KMA
θP_{MAX}	Maksimum silindir basıncı oluşma açısı	^{0} KMA
$\theta ROHR_{MAX}$	Maksimum ısı salının oranının oluşma açısı	^{0} KMA
SE_A	A emisyonunun spesifik emisyon değeri	g/kWh
SO	Sıkıştırma oranı	-
T	Tork	N.m
ÜÖNS	Üst ölü noktadan sonra	-
λ	Hava fazlalık katsayısı	-

GİRİŞ

Konu ve Önemi

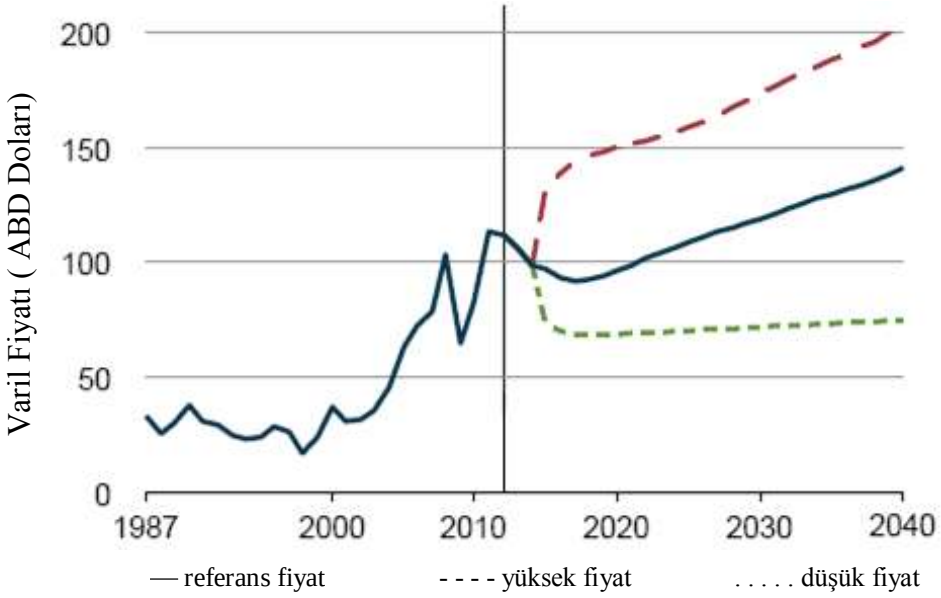
Yüzyılı aşkın bir süredir Otto ve Dizel ilkelerine göre çalışan motorlarda ana yakıt, petrol kökenli yakıtlardır. Kullanım kolaylığı, ısıl değerinin yüksek olması ve kolay temin edilebilmesi gibi özellikleri nedeniyle, petrol yakıtları, motorların tek ve alternatifsiz yakıtı olmuştur. Bu nedenle motorlar petrol yakıtları yakabilecek şekilde tasarlanmaktadırlar. Ancak petrolün fosil yakıt olması, tüketim sonucu rezervlerin azalması ve petrol yakıtlarının yanmaları sonucu çevreyi kirletmeleri gibi nedenlere, petrole alternatif olabilecek yakıtların bulunarak uygulamaya konulması zorunlu hale gelmiştir. Alternatif yakıtın ise mevcut teknolojide önemli değişiklikler gerektirmeden kullanılması önem taşımaktadır. Bu sebeplerden dolayı alternatif yakıtların geliştirilmesi için çeşitli araştırmalar yapılmıştır.

Motorlarda alternatif yakıt kullanımına yönelik son yıllarda yürütülen çalışmalarda, emisyon ve maliyet değerleri esas alınarak hidrojen ile zenginleştirilmiş doğalgaz yakıtının (HCNG) içten yanmalı motorlarda kullanımının araştırıldığı görülmektedir. Bununla birlikte, motorlarda alternatif yakıt kullanımı çalışmalarına paralel olarak, mevcut motorlara değişik modifikasyonlar uygulanarak motor performansının artırılması ve emisyonların azaltılması hedeflendiği çalışmalar yürütülmektedir.

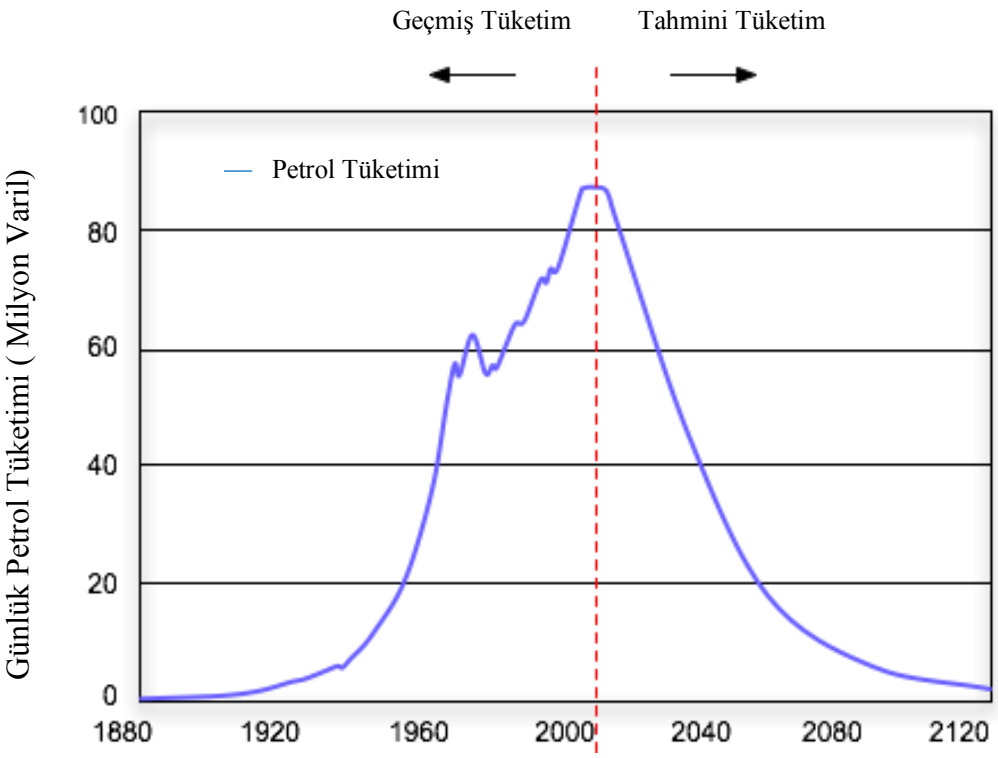
Bu tez çalışmasında, farklı ateşleme avanslarında doğalgaz ve doğalgaz-hidrojen karışımlarının buji ateşlemeli bir motorda yakıt olarak kullanılmasının, motor performans ve emisyon parametrelerine etkisi incelenmiştir.

Ulaşım sektörünün temel enerji kaynağı olan petrolün fiyatındaki yıllara göre değişimini gösteren Şekil G.1'e göre, petrol fiyatının 2000 yılı itibariyle yükselişe geçtiği ve en iyimser tahminle gelecekte de günümüzdeki yüksek değerini koruyacağı öngörülmektedir. Bunun yanında yıllara göre dünyadaki petrol tüketimini gösteren Şekil G.2 incelendiğinde ise günlük

tüketim miktarının 2000'li yıllarda en yüksek değerine ulaştığı ve yaklaşık yüz yıl sonra petrolün tükeneceği öngörülmektedir.



Şekil G.1. Yıllara göre petrolün varil fiyatı ve gelecek yıllardaki tahmini fiyatı [1].



Şekil G.2. Yıllara göre dünyadaki petrol tüketimi ve gelecek yıllardaki tüketimi [2].

Petrol esaslı yakıtlar, kalan kullanım ömrü ve artan fiyatları açısından birtakım dezavantaja sahip olmakla beraber, yakılmaları sonucunda oluşan emisyonlar nedeniyle de atmosfer sıcaklığını artırmaktadırlar. Şekil G.3'te 1850-2009 yılları arasında karbon miktarı ve atmosfer sıcaklığının değişimi gösterilmektedir. Buna göre karbon ve diğer emisyonların artışı ile ortalama atmosfer sıcaklığının da arttığı görülmektedir. Yapılan hesaplamalara göre emisyon kaynaklı atmosfer sıcaklık artışının 2100 yılında 16 C^0 ile 20 C^0 arasında olacağı öngörülmektedir. European Environment Agency (EEA) tarafından 2007 yılında yapılan bir araştırma neticesinde Avrupa'da salınan sera gazlarının % 24'ü taşımacılık sektöründen kaynaklandığı ve bu miktarın % 98'inin de petrol esaslı yakıtlardan kaynaklandığı tespit edilmiştir [3].

Şekil G.3. 1850-2009 yılları arasında atmosferdeki karbon miktarının ve atmosfer sıcaklığının değişimi [4, 5].

Ocak 2015 tarihi itibari ile Türkiye'de trafiğe kayıtlı 18.956 milyon otobüs, minibüs, kamyonet ve otomobil gibi petrol esaslı yakıt kullanan araç bulunmaktadır [6]. Bunun yanında ülkemiz genelinde 2014 yılı içerisinde yaklaşık 19.9 milyon ton yakıt tüketilmiştir [7].

Yapılan değişik çalışmalarda motorlarda doğalgaz veya hidrojenle zenginleştirilmiş doğalgaz yakıtlarının kullanılmasıyla birim enerji maliyetinde % 65'e varan iyileşmeler tespit edilmiştir [8, 9].

Motor modifikasyon masraflarının hariç tutulması durumunda, özellikle ulaşım sektöründe doğalgaz veya hidrojenle zenginleştirilmiş doğalgaz yakıtlarının kullanılmasının ülke ekonomisine ve çevreye önemli oranda katkı sağlayacağı değerlendirilmektedir. Ülkemizde ve dünya genelinde tüketilen yüksek oranda petrol esaslı yakıt miktarının yanında doğalgaz ile hidrojenle zenginleştirilmiş doğalgaz kullanımının avantajları göz önünde bulundurulduğunda bu tez çalışmasının önemi ortaya çıkmaktadır.

Yürütülen bu tez çalışmasında, değişik oranlarda (% 100 CNG, % 95 CNG + % 5 H_2, % 90 CNG + % 10 H_2 ve % 80 CNG + % 20 H_2) hidrojenle zenginleştirilmiş doğalgaz yakıtı 9.6 sıkıştırma oranına sahip içten yanmalı bir motorda alternatif yakıt olarak kullanılmıştır. 9.6 sıkıştırma oranı pistonlara uygulanan modifikasyonlar ile elde edilmiştir. Deneyler, 1150, 1500, 2000 ve 2500 d/d motor devirlerinde, 0.95-1.3 hava fazlalık katsayısı aralığında ve 5, 10, 15 ve 20 derece ateşleme avanslarında gerçekleştirilmiştir. Yapılan bütün çalışmalar tam yük koşullarında yapılmış ve motor performansı ile emisyonları deneysel olarak incelenmiştir.

Yürütülen deneysel çalışmalar ve sonuçları toplam beş bölüm ile bu tez çalışması içerisinde sunulmuştur. Giriş bölümünde tezin amaç ve kapsamının belirtilmesini takiben birinci bölümde temel bilgiler, benzer çalışmalar ve bu çalışmaların mevcut tez çalışması ile farklılıkları anlatılmıştır. İkinci bölümde ise deneysel metot ve kullanılan deneysel düzenekten bahsedilmiştir. Üçüncü bölümde deney sonuçları sunulmuş ve değerlendirilmiştir. Son bölümde ise sonuçlar özetlenerek öneriler sunulmuştur.

1. BÖLÜM

GENEL BİLGİLER ve LİTERATÜR ÇALIŞMASI

1.1. Literatür Araştırması

İçten yanmalı motorlar için alternatif yakıt olarak görülen hidrojen, doğalgaz ve karışımlarının motor performans ve emisyonlarına etkisi üzerine son yıllarda birçok çalışma yapılmıştır. Söz konusu çalışmaların incelenmesi neticesinde birkaç yöntemin tercih edildiği ortaya çıkmaktadır. Bu yöntemlerden en önemli olanlar aşağıda sunulmuştur.

1. Ateşleme avansının değiştirilmesi
2. Doğalgaz ve hidrojen oranlarının değiştirilmesi
3. Doğalgaz, hidrojen ve karışımlarının zenginleştirici yakıt olarak kullanılması
4. Motor ve piston modifikasyonu ile sıkıştırma oranının değiştirilmesi
5. Doğalgazın direk olarak silindire püskürtülmesi

Doğalgaz, hidrojen ve karışımlarının yakıt olarak kullanıldığı bu çalışmalarda ateşleme avansının değişimi, karışım oranın değişimi ve sıkıştırma oranın değişimi yöntemlerinin çok fazla olarak tercih edildiği gözlemlenmektedir.

1.1.1. Ateşleme Avansının Değişimi

CNG ve HCNG yakıtlarının motorlarda kullanılması ile yürütülen çalışmalarda performans ve emisyon parametrelerinin iyileştirilmesine yönelik olarak en uygun ateşleme avansının belirlenmesi hedeflenmektedir. Bu kapsamda yapılan çalışmalardan birinde Huang ve arkadaşları [10], 8:1 sıkıştırma oranına sahip tek silindirli ve buji ateşlemeli bir motorda doğalgaz ve hidrojen karışımlarının farklı ateşleme zamanlarında yanma karakteristiklerini

incelemişlerdir. Deney sonuçları ile ateşleme zamanının motor performansını, yanmayı ve emisyonları önemli ölçüde etkilediği görülmüştür. Ateşleme avansının artması ile HC emisyonlarının azalırken, NOx emisyonlarının arttığı, CO emisyonlarının ise az miktarda değiştiği tespit edilmiştir.

Başka bir çalışmada, Deng ve arkadaşları [11], 6 silindirli, turboşarjlı ve 10:1 sıkıştırma oranına sahip CNG motoru üzerinde yaptıkları deneylerde, 20^0 sabit ateşleme avansında değişik karışım oranlarında HCNG (% 0, % 30, % 55 ve % 75 H_2) yakıtı için ısıl verim, yanma süreleri ve emisyon parametrelerini incelemişlerdir. Deneyler öncelikle rölanti şartlarında, 800 d/d sabit motor devrinde ve değişik hava fazlalık katsayılarında (0.8-2.4) yapılmıştır. Daha sonra aynı karışım oranlarında yakıtlar ile aynı devirde, hava fazlalık katsayısı 1.2olarak sabit tutulmuş, ateşleme avansı 5^0 ile 30^0 KMA arasında 2^0 derece adımlarla artırılarak motor parametreleri incelenmiştir. Ateşleme avansındaki değişimin emisyon ve ısıl verim değerlerine etkisi incelendiğinde, ateşleme avansının artması ile yanmamış hidrokarbonların arttığı ancak, hidrojen ilavesi ile bu artışın sınırlandığı, CO emisyonları ve ısıl verimin belirli bir ateşleme avansı değerine kadar arttığı daha sonra azaldığı, NO_X emisyonlarının ise özellikle hidrojen ilavesi ile arttığı gözlemlenmiştir.

He ve arkadaşları [12], 10:1 sıkıştırma oranına sahip 6 silindirli buji ateşlemeli CNG motorunda, 1.1 ve 1.2 hava fazlalık katsayılarında, CNG ve % 55 hidrojen ilaveli CNG yakıtları kullanarak rolanti koşularında motor performansını ve emisyonlarını incelemişlerdir. Deneyler 700, 750 ve 800 d/d motor devirlerinde gerçekleştirilmiş olup, deneyler esnasında ısıl verim, yanma fazları, COV_{imep} değişimi ve emisyonlar incelenmiştir. Sabit bir hava fazlalık katsayısı değerinde ateşleme avansının azalması ile silindir içi sıcaklığın, NO_X, CO ve HC emisyonlarının azaldığı ancak, COV_{imep} değerinin arttığı belirtilmiştir.

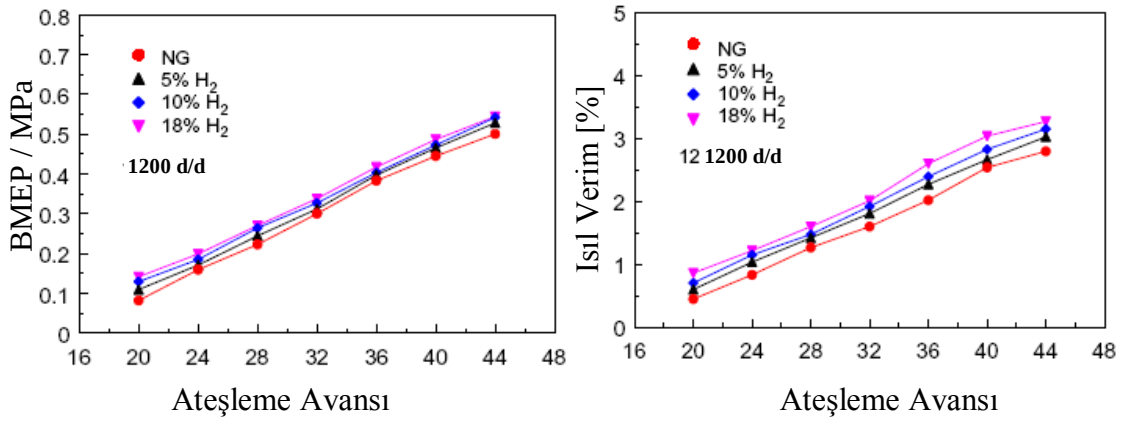
Park ve arkadaşları [13], 10.5 sıkıştırma oranına sahip 11 L silindir hacimli buji ateşlemeli bir motorda CNG ve % 30 hidrojen ilaveli CNG yakıtları kullanarak ateşleme avansının değişiminin emisyonlara etkisini incelemişlerdir. Deneyler, 1.6-1.7 hava fazlalık katsayısı aralığında, 1260, 1700 ve 2200 d/d motor devirlerinde gerçekleştirilmiştir. Deneyler sonucunda, zengin karışım şartlarında ateşleme zamanının geciktirilmesi ile NO_X emisyon değerinin Euro-6 standartlarına (3.5 g/kWh) yaklaştığı ancak, CO ve HC emisyonlarının hedeflenen değerlerden uzak kaldığı gözlenmiştir.

1.1.2. Doğalgaz ve Hidrojen Oranlarının Değişimi

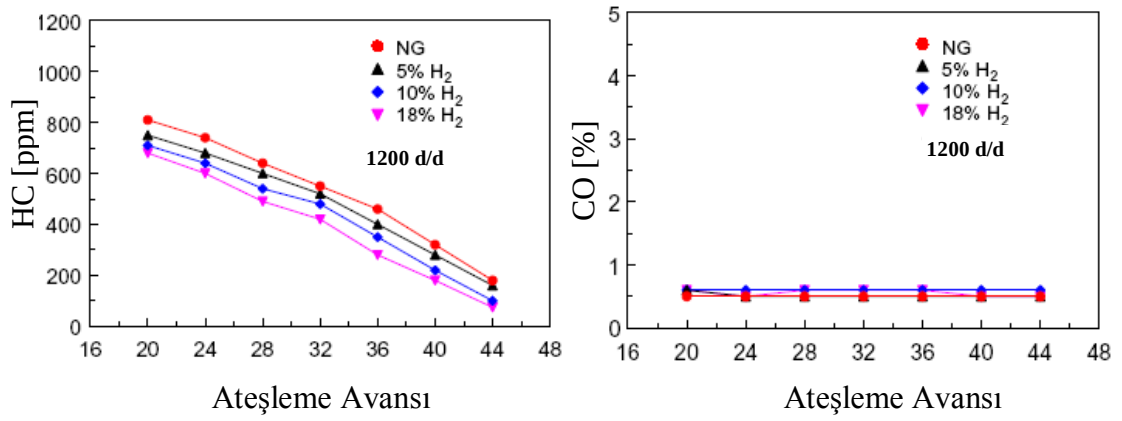
Son zamanlarda, doğalgaz ve hidrojenin avantajlı özelliklerini bir arada bulunduran HCNG'nin değişik karışım oranlarında yakıt olarak motorlar üzerinde kullanımının motor performans ve emisyonlarına etkileri araştırılmaktadır.

Bu kapsamda yapılan çalışmaların birinde Kahraman ve arkadaşları [14], 10:1 sıkıştırma oranına sahip dört silindirli ve buji ateşlemeli bir motorda HCNG yakıtı kullanarak motor performans ve emisyonlarını incelemişlerdir. Deneyler 1500, 2000, 2500 ve 3000 d/d motor devirlerinde, 0.95-1.35arası hava fazlalık katsayılarında, % 100 CH_4, % 10 H_2 + % 90 CH_4, % 20 H_2 + % 80 CH_4 ve % 30 H_2 + % 70 CH_4karışım oranlarında yapılmış ve emisyonlar ile silindir içi basınç değişimleri incelenmiştir. Çalışma sonucunda hidrojen ilavesi ile piston üst ölü noktaya yaklaşırken pik basıncının maksimum değere ulaştığı, ısıl verimin arttığı, CO_2, CO ve HC emisyon değerlerinin ise azaldığı belirlenmiştir. Bunun yanında motor devri ile birlikte hava fazlalık katsayısının artmasıyla CO emisyon değerlerinde ve maksimum pik basıncında azalma meydana geldiği tespit edilmiştir. Kahraman ve arkadaşları son olarak, motor performans ve emisyon değerlerini, çalışma koşulları sabit tutularak, sayısal modelleme ile incelemişler ve sayısal modelleme sonucunda elde edilen verileri deneysel veriler ile karşılaştırmışlardır.

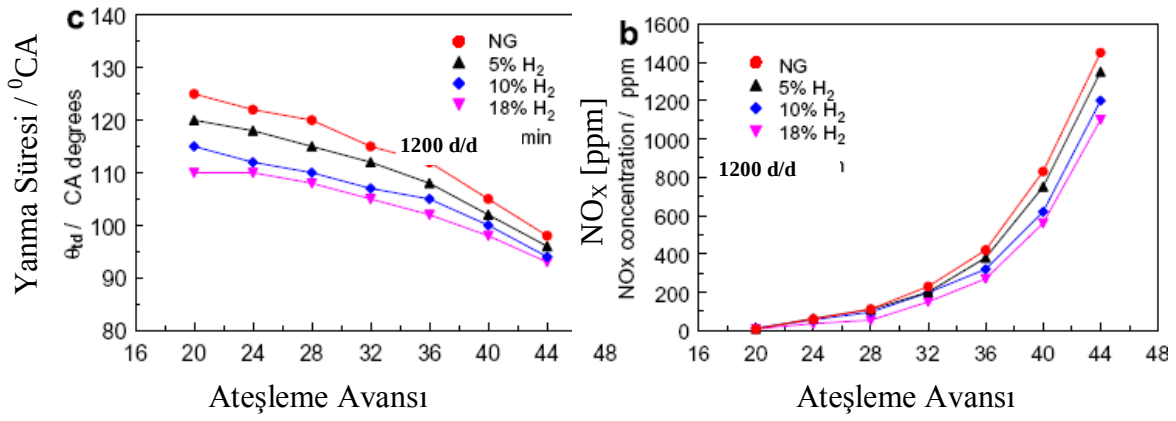
Huang ve arkadaşları [10], 8:1sıkıştırma oranına sahip tek silindirli ve buji ateşlemeli bir motorda farklı ateşleme avanslarında doğalgaz hidrojen karışımlarının %100 doğalgaz, %5, %10 ve %18 H_2 ilaveli doğalgaz karışımları için yanma karakteristiklerini incelemişlerdir. Belirli ateşleme avans değerlerinde, hidrojen ilavesinin fren ortalama efektif basıncı ile efektif ısıl verimi arttırdığı, yanma sürelerini ise azalttığı tespit edilmiştir. Bunun yanında yakıt içerisindeki hidrojen oranının artması ile HC emisyonlarının azaldığı ve NO_X emisyon değerlerinin arttığı tespit edilmiştir. Şekil 1.1-1.3'dedeneylerden edilen sonuçlar gösterilmektedir.



Şekil 1.1. Farklı ateşleme zamanlarında hidrojen ilavesinin motor gücüne ve ısıl verime etkisi [10].



Şekil 1.2. Farklı ateşleme zamanlarında hidrojen ilavesinin HC ve CO emisyonlarına etkisi [10].



Şekil 1.3. Farklı ateşleme zamanlarında hidrojen ilavesinin yanma süresine ve NO_X emisyonlarına etkisi [10].

Bysveen [15], 11:1 sıkıştırma oranına sahip üç silindirli bir buji ateşlemeli motorda HCNG yakıtının motor performansını ve emisyonları üzerine etkisini incelemiştir. CNG ve % 29 hidrojen ilaveli CNG'nin kullanıldığı çalışmalar tam yükte, 1300, 1500, 1800 ve 2200 d/d motor devirlerinde ve λ=1.1 ile λ=2.0 arası hava fazlalık katsayılarında gerçekleştirilmiştir. Deneyler sonucunda hidrojen ilavesinin motor gücünü ve ısıl verimi artırdığı ve emisyon değerlerine olumlu etki yaptığı belirlenmiştir.

Bauer ve Forest [16], sıkıştırma oranı 8.5 olan bir buji ateşlemeli motorda farklı oranlarda (saf metan, % 20, % 40 ve % 60 hidrojen ilaveli metan) kullanılan HCNG yakıtının motor performans ve emisyon değerlerine etkisini incelemişlerdir. Deneyler 700 ve 900 d/d motor devirleri ile maksimum motor gücünün elde edildiği ateşleme avanslarında yapılmıştır. Deney sonuçlarına göre hidrojen ilavesinin fren motor gücünde fren özgül yakıt tüketiminde azalmalara neden olduğu, CO_2ve CO emisyon değerlerinin azalırken NO_X emisyonlarında artışların olduğu belirlenmiştir.

1.1.3. Yakıtın Zenginleştirilmesi

CNG ve HCNG yakıtlarının motorin veya benzin yakıtları zenginleştirilerek içten yanmalı motorlarda kullanılması ile motor performans ve emisyon parametrelerinin iyileştirilmesi hedeflenmektedir. Saravanan ve arkadaşları [17], tek silindirli, sıkıştırma ateşlemeli ve yüksek devirli bir motorda yanma için kullanılan havaya hidrojen yakıtı ilave ederek farklı oranlarda (hidrojen konsantrasyonu % 10-90 arasında değişen değerlerde) hidrojenle zenginleştirilmiş motorin yanmasını araştırmışlardır. Deney neticesinde sadece motorin yanmasına göre hidrojenle zenginleştirilmiş motorin yanmasının daha az kirlilik oluşturduğu ve motordan daha iyi performans elde edildiği sonucuna varılmıştır.

Papagiannakis ve arkadaşları [18], aynı deney düzeneğinde motorin ve motorin-doğalgaz karışımı (doğalgaz konsantrasyonu % 0-90 arasında değişen değerlerde) kullanımının motor performansı ve emisyonlarına etkisini incelemişlerdir. Deneylerde motorin yakıtı üzerine doğalgaz ilavesinin ateşleme gecikmelerini uzattığı, pik basıncın azaldığı, toplam fren spesifik yakıt tüketiminin arttığı, kısmi yükün arttığı, NO_X emisyonlarının azaldığı, duman emisyonlarının büyük oranda azaldığı ve CO ile HC emisyonlarının arttığı tespit edilmiştir.

Başka bir çalışmada Saravanan ve Nagarajan [19] tarafından yüksek sıkıştırma oranına sahip ve hidrojenin emme manifoldundan enjekte edildiği bir dizel motorda, enjeksiyon zamanının

motor performansı ve emisyonların üzerine etkisi incelenmiştir. Deneylerde hidrojen ilavesi ile ısıl verimin saf motorine göre % 15 oranında arttığı, bunun yanında NO_X emisyonlarının da % 1-2 arttığı ancak, HC ve CO emisyonlarının azaldığı gözlenmiştir.

1.1.4. Sıkıştırma Oranı ve Değişimi

Sıkıştırma oranının motor performans ve emisyonlarına etkisinin araştırıldığı çalışmalardan birinde Zheng ve arkadaşları [20], doğalgazın silindir içerisine direk püskürtüldüğü buji ateşlemeli bir motor üzerinde çalışma yapmışlardır. Deneyler, 1200 ve 1800 d/d motor devirlerinde, 1.0 ile 2.0 hava fazlalık katsayılarında ve 8, 10, 12 ve 14 sıkıştırma oranlarında yapılmıştır. Deneylerde sıkıştırma oranının artması ile silindir içi basınç, sıcaklık ve ısı salınım oranı değerlerinin arttığı, ayrıca ısı salınım oranı eğrilerinin üst ölü noktaya yaklaştığı tespit edilmiştir. Sıkıştırma oranının 12:1 oranına kadar artması ile ısıl verimin arttığı, ancak daha sonra azaldığı görülmüştür. Sıkıştırma oranının artmasına bağlı olarak HC ve CO emisyon değerlerinin azaldığı, ancak NO_X değerlerinin arttığı gözlenmiştir. Sonuç olarak direk enjeksiyonlu CNG motoru için en uygun sıkıştırma oranının 12:1olduğu ortaya çıkmıştır.

Poompipatpong ve Cheenkachorn [9], 9, 9.5, 10 ve 10.5 sıkıştırma oranlarında, 1000-4000 d/d arası motor devirlerinde ve stokiometrik şartlarda ve CNG kullanarak yaptıkları çalışmada motor performansı ve emisyonlarını incelemişlerdir. En yüksek ısıl verim değerleri düşük devirlerde 10:1 sıkıştırma oranında elde edilirken, yüksek devirlerde ise 9.5:1 sıkıştırma oranında elde edilmiştir. En düşük özgül yakıt tüketimi ise 9:1 sıkıştırma oranında gözlenmiştir. Ayrıca, sıkıştırma oranı arttıkça HC emisyonlarının arttığı, CO emisyonlarının en düşük 9,5:1'de en yüksek 9:1'de ölçüldüğü ve NO_X emisyonlarının 10:1'e kadar arttığı sonra azaldığı tespit edilmiştir.

1.2. Hidrojenin Yanma Prosesi

Hidrojenin motorlarda yakıt olarak kullanımında avantaj sağlayacak en önemli özelliklerden biri çok geniş yakıt-hava karışım oranlarında tutuşma sınırlarına sahip olmasıdır. Hidrojen, hava içerisinde %4 ile %75 oranları arasında bulunduğunda tutuşabilmekte ve teorik olarak 0,1 ile 7,1 eşdeğerlik oranları arasında sorunsuz bir şekilde yanabilmektedir [21]. Hidrojen, içerisinde karbon barındırmadığı için yanması sonucu su ve enerji açığa çıkan çok temiz bir enerji kaynağıdır. Hidrojenin yanma denklemi eşitlik 1.1'de verilmektedir.

$$H_2 + \frac{1}{2}(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow H_2O + \frac{3.76}{2}N_2 + Enerji \qquad (1.1)$$

Hidrojen-hava karışımının tutuşması için gerekli olan enerjinin çok düşük (0,02 mJ) olması nedeni ile fakir karışımlı yanmalar için idealdir. Ancak bu özelliğinden dolayı, hidrojen silindir içerisinde sıcak bir nokta ile temas ettiğinde hemen tutuşmakta ve erken tutuşma sebebi ile vuruntular meydana gelebilmektedir. [22, 23]. Düşük enerji yoğunluğuna sahip olması ve yanması ile NO_X emisyon oluşumunun diğer yakıtlara göre daha fazla olması da hidrojenin dezavantajlarındandır.

Yakıtlar arasında en yüksek enerji/ağırlık oranına sahip olan hidrojen, yoğunluğu çok düşük (0,084 kg/m^3) olması nedeni ile hava içerisinde ve alev hızının çok yüksek (270 cm/s) olması nedeni ile de silindir içerisinde hızla yayılabilmektedir.

Motorlarda kullanılan sıvı yakıtların tutuşma sıcaklığı maksimum 650 K dolaylarında iken hidrojenin tutuşma sıcaklığı 858 K olduğu için, içten yanmalı motorlarda hidrojen geniş sıkıştırma oranlarında kullanılabilmektedir [24].

Hidrojen ve doğalgaz yakıtlarının kimyasal ve fiziksel özellikleri Tablo 1.1'de sunulmuştur.

Tablo 1.1'de belirtilen verilerin incelenmesi neticesinde, hidrojenin yoğunluk değerinin doğalgazın yoğunluk değerine oranla yaklaşık olarak dokuzda bir oranında olduğu, hidrojenin minimum tutuşma enerjisinin doğalgaza göre çok düşük olduğu, hidrojenin (270 cm/sn) maksimum laminer alev hızının ise doğalgaza (38 cm/sn) oranla çok yüksek olduğu, bunun yanında hidrojenin hava içindeki difüzyon değeri, alt ısıl değeri ve stokiometrik hava/yakıt oranı değerlerinin de doğalgaza göre daha yüksek olduğu görülmektedir.

Tablo 1.1. Hidrojen ve doğalgaz yakıtların kimyasal ve fiziksel özellikleri.

Özellikler	**Hidrojen** [24, 25]	**Doğalgaz** [25, 26, 27]
Yoğunluk (kg/m^3)	0.084	0.748
Kendi kendine tutuşma sıcaklığı (K)	858	813
Alev sıcaklığı (K)	2400	2320
Minimum tutuşma enerjisi (MJ)	0.02	0.29
Maksimum laminer alev hızı (cm/sn)	270	38
Hava içerisindeki difüzyon (cm^2/sn)	0,63	0.16
Alt ısıl değeri (MJ/kg)	120.21	46.81
Stokiometrik hava/yakıt oranı	34,32	16.64
Hava içerisinde alevlenme oranları (%)	4-75	5-15

1.3. Doğalgazın Yanma Prosesi

Doğalgaz, metan, etan, propan, bütan, azot, pentan, hekzan ve az miktarda karbondioksit gazlarının bileşiminden oluşan, renksiz, kokusuz, havadan hafif olan yanıcı bir gazdır. Bileşenleri çıkarılma bölgelerine göre değişen doğalgazın büyük bölümü metan (%90-96 CH_4) gazından oluşmaktadır. Çalışmalarda yakıt olarak kullanılan doğalgazın bileşenleri ve hacimsel oranları Tablo 1.2'de verilmektedir.

Tablo 1.2. Deneylerde kullanılan doğalgazın bileşenleri ve hacimsel oranları [27].

Bileşen	**Kimyasal Formül**	**Oranlar (%)**
Metan	CH_4	91.18
Etan	C_2H_6	3.02
Propan	C_3H_8	1.45
Bütan	C_4H_{10}	0.59
Pentan	C_5H_{12}	0.09
Hekzan	C_6H_{14}	0.07
Azot	N_2	2.98
Karbondioksit	CO_2	0.62

Doğalgazın bileşenleri göz önünde bulundurularak oluşturulan tam yanma denklemi eşitlik 1.2'de verilmektedir.

$$\frac{91.18}{100}CH_4 + \frac{3.02}{100}C_2H_6 + \frac{1.45}{100}C_3H_8 + \frac{0.59}{100}C_4H_{10} + \frac{0.09}{100}C_5H_{12} + \frac{0.07}{100}C_6H_{14} + \frac{2.98}{100}N_2 + \frac{0.62}{100}CO_2$$

$$+\ 2.054(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 1.054CO_2 + 2.012H_2O + 7.753N_2 + Enerji \qquad (1.2)$$

Eşitlik 1.2'deki veriler kullanılarak eşitlik 1.3 ve 1.4 ile doğalgaz yanması için stokiometrik hava yakıt oranının 16.64 olduğu tespit edilebilir.

$$(H/Y)_S = \frac{[Havanın \quad Kütlesi]}{[Yakıtın \quad Kütlesi]} \qquad (1.3)$$

$$(H/Y)_S = \frac{2.054*[32+(3.76*28.01)]}{[(\frac{91.18}{100}*16.04)+(\frac{3.02}{100}*30.07)+(\frac{1.45}{100}*44.1)+(\frac{0.59}{100}*58.122)+(\frac{0.09}{100}*72.15)+(\frac{0.07}{100}*86.175)]} = 16.64 \qquad (1.4)$$

Doğalgazın en önemli özelliklerinden yüksek ısıl değere sahip olması, motorlarda ısıl verimi artırıcı ve özgül yakıt tüketimini azaltıcı bir etki yapmaktadır [9].

Doğalgazın önemli özelliklerinden biri de yüksek oktan sayısına (yaklaşık 130) sahip olmasıdır. Yüksek oktan sayısı vuruntuya karşı direnci artırdığı için doğalgaz daha yüksek sıkıştırma oranına sahip motorlarda kullanılabilmektedir [28]. Doğalgaz yüksek sıkıştırma oranına sahip motorlarda vuruntu oluşturmadan motor performansını artırmaktadır. Doğalgazın vuruntuyu engelleyen diğer bir özelliği de kendi kendine ateşleme sıcaklığının yüksek olmasıdır [29]. Doğalgazın kendi kendine tutuşma sıcaklığının yüksek olması sıkıştırma oranının artırılmasına katkı sağladığı için diğer gaz yakıtlara göre avantaj sağlamaktadır [26]. Ayrıca bu özelliklerinden dolayı motorlara aşırı doldurmaya olanak sağlamaktadır.

Yanma sonucunda ortaya çıkan emisyonlar açısından doğalgaz, benzin ve motorine göre belirgin bir üstünlük göstermektedir [28, 30]. Bunun yanında içeriğinde kükürt gibi katkı maddeleri olmadığı için, doğal dengeyi tehdit eden ve egzoz sistemine zarar veren asit bileşenleri oluşmamakta ve bakım maliyetlerini önemli oranda azaltmaktadır [26].

Doğalgaz dizel motorlarda iki şekilde kullanılmaktadır. Birinci yöntemde motorun sıkıştırma oranının düşürülmesi için pistonlar modifiyeli edilir ve daha sonra doğalgaz enjektörle silindir içerisine veya emme manifolduna verilir. Ayrıca motora ateşleme sistemi ilave edilerek de dizel motorda doğalgaz kullanılabilmektedir. Diğer yöntemde ise doğalgaz manifold üzerinden hava içerisine veya enjektörle direk silindirlere verilerek motorin ile birlikte yakılmaktadır. Bu yöntemin avantajı gerektiğinde yalnızca motorin kullanılabilmektedir.

Doğalgaz buji ateşlemeli motorlarda da yaygın olarak kullanılmaktadır. Fakat alev hızının düşük olması ve fakir karışımda yanma kabiliyetinin yeterli olmaması nedenleri ile buji ateşlemeli motorlar için bir dezavantaj oluşturmaktadır. Bu olumsuz özelliklerden dolayı doğalgaz, özellikle yüksek hava yakıt oranlarında motor çıkış gücünü azaltmakta ve özgül yakıt tüketimini artırmaktadır. Bu nedenle doğalgaz stokiometrik şartlarda daha verimli olmaktadır [10].

1.4. Doğalgaz – Hidrojen Karışımlarının Yanma Prosesi

Motorlar için alternatif yakıt olarak doğalgaz ve hidrojenin (HCNG) birlikte kullanılmasının amacı, doğalgaz ve hidrojenin üstün özelliklerinin bir araya getirilerek motor performans ve emisyon değerlerine olumlu yönde katkı sağlamaktır. Doğalgazın yüksek ısıl değer ve yüksek oktan sayısı motorun ısıl verimini artırıcı etki göstermesinin yanı sıra düşük alev hızı ve fakir karışımda yanma kabiliyetinin gelişmemiş olması doğalgazın en önemli dezavantajları arasındadır. Hidrojenin yüksek alev sıcaklığı ve yüksek alev hızına rağmen düşük enerji yoğunluğu ve düşük tutuşma enerjisi gibi özellikleri ile ısıl verim ve vuruntu açısından dezavantajları bulunmaktadır.

Doğalgazın ana bileşeni olan metan tetrohedral molekül yapısına sahip (yani yüksek C-H bağlanma enerjisi) olduğu için doğalgaz, yüksek kendi kendine tutuşma sıcaklığı ve düşük alev hızı gibi özelliklere sahiptir [31]. Doğalgaz silindir içerisine alınırken sürtünmelerden dolayı volümetrik verim düşmekte ancak hidrojen yüksek alev hızına sahip olduğu için doğalgaz içerisine ilave edilmesiyle bu sorun ortadan kaldırılmaktadır [10, 32].

Hidrojen ilavesi ile karışımın alev hızı artırmakta ve buna bağlı olarak fakir karışım yanma kapasitesi geliştirilerek yanma bölgesi sıcaklığı artmaktadır. Bunun sonucunda ise CO, HC ve CO_2emisyon değerleri azaltmaktadır. Ancak alev sıcaklığı ile ve alev hızının yüksek olması,

karışımın daha uzun süre sıcak bölgede kalmasına ve dolayısıyla NO_X emisyonlarının artmasına neden olmaktadır [10].

Hidrojen ilavesinin başka bir avantajı olan H/C oranının artırması ile ısıl verim artmakta ve karbon kaynaklı emisyonlar azalmaktadır [10].

Doğalgaza göre çok hızlı yanan ve yakıt karışımının yoğunluğunu azaltan hidrojen, fakir karışımlarda yanma stabilizesini artırmaktadır [33]. Hidrojenin sahip olduğu yüksek alev hızı ile yanmış kütle oranını arttığı için yanma bölgesinin sıcaklığı ve buna bağlı olarak NO_X emisyonları artmaktadır [34].

Aşırı hidrojen ilavesi, hidrojenin düşük enerji yoğunluğuna sahip olmasından dolayı yakıt karışımının hacimsel enerji yoğunluğunun azalmasına sebep olmaktadır [35]. Aşırı hidrojen ilavesi yanma esnasında erken ateşleme, geri tepme ve vuruntu gibi istenmeyen olaylara da neden olmaktadır [34].

HCNG yakıtının oktan sayısının yüksek ve alevlenme limitlerinin geniş olması konvansiyonel motorlarda kullanım kolaylığı ve saf hidrojene göre daha fazla enerji depolanmasını sağlamaktadır [35, 36].

İçten yanmalı motorlar için bir alternatif yakıt olarak değerlendirilen HCNG, doğalgaz ve hidrojenin sahip oldukları özelliklerin bir araya getirilmesi ile ortaya çıkmaktadır. Yürütülen bu tez çalışmasında kullanılan doğalgaz, hidrojen ve karışımlarının yoğunluk, ısıl değer ve alev hızı gibi temel özellikleri ile kütlesel hidrojen oranları Tablo 1.3'de gösterilmektedir. Söz konusu tablo incelendiğinde, doğalgaza %5 oranında hidrojen ilave edilmesi ile yakıt karışımının yoğunluğunda %4.7 azalma, %20 hidrojen ilavesi ile de %18 oranında bir azalma meydana gelmektedir. Hacimsel alt ısıl değerde doğalgaza %5 oranında hidrojen ilave edilmesi ile karışımın hacimsel alt ısıl değerinde %3.5 azalma, %20 hidrojen ilavesi ile de %14 oranında bir azalma meydana gelmektedir. Alev hızında doğalgaza %5 oranında hidrojen ilave edilmesi ile karışımın alev hızında %20 artış, %20 hidrojen ilavesi ile de %80 oranında bir artış meydana gelmektedir.

Tablo 1.3. Deneylerde kullanılan doğalgaz hidrojen karışımlarının özellikleri.

Özellikler	**CNG**	**HCNG5**	**HCNG 10**	**HCNG 20**	**H_2**
% H_2[hacimsel]	0	5	10	20	100
% H_2[kütlesel]	0	0.583	1.224	2.712	100
Yoğunluk [kg/m^3]	0.748	0.715	0.682	0.615	0.084
LHV [Mj/kg]	46.81	47.24	47.71	48.80	120.21
LHV [Mj/m^3]	35.016	33.805	32.594	30.173	10.8
Stokiometrik H/Y	16.64	16.74	16.86	17.12	34.32
1 atm'de alev hızı [cm/s]	40*	48*	56*	72*	270 **

* [37], ** [38]

Çalışmalarda yakıt olarak kullanılan HCNG karışımının büyük bölümü metan gazı olduğu için yanma denklemi metanın kimyasal formülü kullanılarak eşitlik 1.5'deki gibi yazılabilir [39].

$$aCH_4 + (1-a)H_2 + (\frac{3a+1}{2})(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow aCO_2 + (a+1)H_2O + 3.76(\frac{3a+1}{2})N_2 \quad (1.5)$$

Çalışmalarda kullanılan ve hacimsel olarak karışım yapılan HCNG yakıtlarının yoğunluğu, kütlesel H_2 yüzdesi, stokiometrik H/Y oranı ve alt ısıl değerleri eşitlik 1.6, 1.7, 1.8 ve 1.9 ile tespit edilmiştir.

$$\rho_{HCNG} = \frac{[[\rho_{CNG}]*[\%CNG(hacimsel)]] + [[\rho_{H_2}]*[\%H_2(hacimsel)]]}{100} \quad (1.6)$$

$$\%H_2(kütlesel) = \frac{[[\%H_2(hacimsel)]*[\rho_{H_2}]]}{\rho_{HCNG}} \quad (1.7)$$

$$(H/Y)_{HCNG} = \frac{[[(H/Y)_{CNG}]*[\%CNG(kütlesel)]] + [[(H/Y)_{H_2}]*[\%H_2(kütlesel)]]}{100} \quad (1.8)$$

$$LHV_{HCNG} = \frac{[[LHV_{CNG}]*[\%CNG(kütlesel)]]+[[LHV_{H_2}]*[\%H_2(kütlesel)]]}{100} \quad (1.9)$$

Karışımın hacimsel ısıl değerinin bulunmak istenmesi durumunda eşitlik 1.9'da ısıl değerler ve yüzdeler hacimsel olarak alınır.

Doğalgaz ve hidrojenin sahip oldukları özellikler harmanlanarak HCNG ile içten yanmalı motorlar için bir alternatif yakıt oluşturulmaktadır. Mevcut proje çalışmasının yapılması için kullanılan doğalgaz, hidrojen ve karışımlarının yoğunluk, ısıl değer ve alev hızı gibi temel özellikleri ile kütlesel hidrojen oranları Tablo 1.3'de verilmektedir. Ayrıca, hidrojen ilave edilmiş doğalgazın hava ile oluşturduğu tam yanma denklemi eşitlik 1.5'de verilmektedir.

Tablo 1.3. Deneylerde kullanılan doğalgaz hidrojen karışımlarının özellikleri.

Özellikler	CNG	HCNG 5	HCNG 10	HCNG 20	H_2
% H_2 [hacimsel]	0	5	10	20	100
% H_2 [kütlesel]	0	0.583	1.224	2.712	100
Yoğunluk [kg/m^3]	0.748	0.715	0.682	0.615	0.084
LHV [Mj/kg]	46.81	47.24	47.71	48.80	120.21
LHV [Mj/m^3]	35.016	33.805	32.594	30.173	10.8
Stokiometrik H/Y	16.64	16.74	16.86	17.12	34.32
1 atm'de alev hızı [cm/s]	40*	48*	56*	72*	270 **

* [54], ** [55]

Deneylerde kullanılan HCNG karışımının çoğunluğu metan gazı olduğundan yanma denklemi metanın kimyasal formülü kullanılarak eşitlik 1.5'deki gibi yazılabilir [56].

$$aCH_4 + (1-a)H_2 + (\frac{3a+1}{2})(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow aCO_2 + (a+1)H_2O + 3.76(\frac{3a+1}{2})N_2 \quad (1.5)$$

Deneylerde kullanılan ve hacimsel karışım yapılan HCNG'nin yoğunluğu, H_2 yüzdesi (kütlesel), stokiometrik H/Y oranı ve alt ısıl değerleri eşitlik 1.6, 1.7, 1.8 ve 1.9 ile tespit edilmiştir.

$$\rho_{HCNG} = \frac{\left[[\rho_{CNG}]*[\%CNG(hacimsel)]\right]+\left[[\rho_{H_2}]*[\%H_2(hacimsel)]\right]}{100} \tag{1.6}$$

$$\%H_2(kütlesel) = \frac{\left[[\%H_2(hacimsel)]*[\rho_{H_2}]\right]}{\rho_{HCNG}} \tag{1.7}$$

$$(H/Y)_{HCNG} = \frac{\left[[(H/Y)_{CNG}]*[\%CNG(kütlesel)]\right]+\left[[(H/Y)_{H_2}]*[\%H_2(kütlesel)]\right]}{100} \tag{1.8}$$

$$LHV_{HCNG} = \frac{\left[[LHV_{CNG}]*[\%CNG(kütlesel)]\right]+\left[[LHV_{H_2}]*[\%H_2(kütlesel)]\right]}{100} \tag{1.9}$$

Karışımın hacimsel ısıl değeri bulunacaksa eşitlik 1.9’da ısıl değerler ve yüzdeler hacimsel alınır.

2. BÖLÜM

GEREÇ VE YÖNTEM

2.1. Giriş

Farklı ateşleme avanslarında, doğalgaz ve doğalgaz-hidrojen karışımlarının buji ateşlemeli bir motorda yakıt olarak kullanılmasının araştırıldığı bu tez çalışmasında modifiye edilmiş ISUZU 4BD1 dizel motor kullanılarak deneyler yapılmıştır.

Öncelikle motorun piston yapısı değiştirilerek sıkıştırma oranı 9.6 olarak ayarlanmıştır. Motor 1150, 1500, 2000 ve 2500 devirlerinde çalıştırılarak 0.90-1.3 hava fazlalık katsayısı aralığında ve 5, 10, 15 ve 20 derece KMA ateşleme avanslarında motor performans ve emisyon değerleri ölçülmüştür.

Yapılan deneyler süresince motor devri, tork, fren gücü, özgül yakıt tüketimi, termal verim, volümetrik verim, silindir basıncı ve indüke efektif basınç gibi motor performans değerleri ölçülmüş veya hesaplanmıştır. Performans değerleri haricinde yakıtların yanması sonucu oluşan CO, CO_2, HC, O_2 ve NO_x emisyon değerleri ölçülmüştür.

Ayrıca bazı performans ve emisyon değerlerinin hesaplanabilmesi için hava fazlalık katsayısı, çevre sıcaklığı ve basıncı, yakıt akışı, yakıt basıncı ve sıcaklığı ölçülmüştür. Bunun yanında, çevrimler arası farkların görülebilmesi, yani yanma analizi için ısı salınım oranı da hesaplanmıştır. Deney parametrelerinden biri olan ateşleme avansı ise motor kontrol ünitesi üzerinden ayarlanmıştır.

Deneyler esnasında elde edilen performans değerleri ile emisyon değerlerinin ölçüm yöntemleri, kullanılan cihazlar/ekipmanlar ve yapılan sayısal hesaplamalar takip eden bölümlerde verilmektedir.

2.2. Deney Motoru ve Modifikasyonu

Buji ateşlemeli bir motorda farklı ateşleme avanslarında, doğalgaz ve doğalgaz-hidrojen karışımlarının yakıt olarak kullanılmasının araştırıldığı bu tez çalışmasında ISUZU 4BD1 dizel motoru kullanılmıştır. 4 silindirli olan deney motoru, orijinalinde 3.9 litre silindir hacmine ve 17.5 sıkıştırma oranına sahip normal emişli bir motordur.

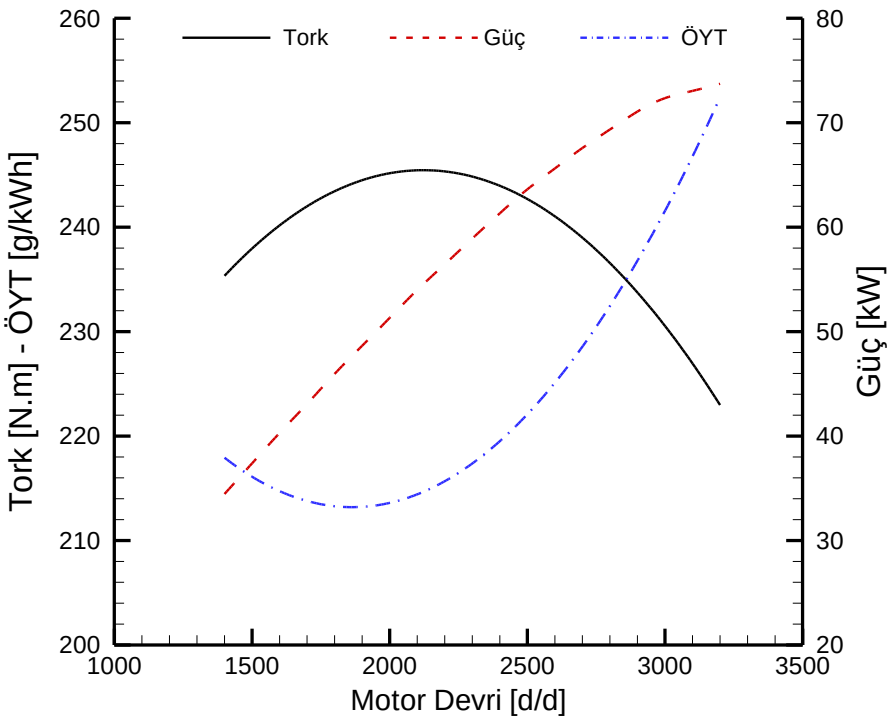
Ancak tez çalışmasının amacına bağlı olarak söz konusu ISUZU 4BD1 dizel motoruna deneylerden önce modifikasyon uygulanarak, sıkıştırma oranı ve bazı sistemleri değiştirilmiştir.

Deneylerde kullanılan motora ait teknik özellikler Tablo 2.1'de verilmiştir.

Motora ait performans verilerinden çıkış gücü, tork ve özgül yakıt tüketiminin motor devrine bağlı olarak değişimleri ise Şekil 2.1'de gösterilmektedir.

Tablo 2.1. Isuzu 4BD1 motorun özellikleri [40, 41].

Isuzu 4BD1 Motorun Özellikleri	
Silindir Sayısı	4
Deplasman Hacmi (cm^3)	3856
Silindir Çapı (mm)	102
Strok Mesafesi (mm)	118
Sıkıştırma Oranı	17.5:1
Maksimum Çıkış Gücü (kw / d/d)	74/3200
Maksimum Tork (N.m / d/d)	245/2100
Rölanti Devri (d/d)	650
Maksimum Devir [Yüksüz] (d/d)	3520
Tam Yükte Minimum Yakıt Tüketimi (g/kW.h)	212



Şekil 2.1. Isuzu 4BD1 motoruna ait performans verilerinin motor devrine bağlı olarak değişimi [41].

Muhtelif yerlerinde yıpranmalar olan motorun tekrar çalışır hale getirilmesi ve deneylerin düzenli bir şekilde yürütülebilmesi kapsamında gerekli iyileştirmeler yapıldıktan sonra hidrojen ve doğalgaz yakıtlarının kullanılabilmesi için ihtiyaç duyulan modifikasyonlar yapılmıştır. Bu kapsamda;

1. Piston yapısı değiştirilerek sıkıştırma oranı 9.6 olarak ayarlanmış,

2. Silindir kapağı üzerinde yer alan eski enjektör yuvalarına yakıt hava karışımının ateşlenmesi için bujiler monte edilmiş ve ateşleme sırasını kontrol eden ekipmanların motora entegresi yapılmış,

3. Motora, gaz akışını kontrol eden regülatör ve hava akışını kontrol eden gaz kelebeği montajı yapılmış,

4. Ayrıca yakıt akışını ve ateşleme zamanlamasını kontrol eden motor kontrol ünitesi sisteme entegre edilmiş,

5. Son olarak motor kontrol ünitesinin düzenli çalışması ve motor performans değerlerinin okunabilmesi için gerekli olan sensörler motora monte edilmiştir.

Motorun eski (a) ve modifikasyon yapılmış hali (b) Şekil 2.2'de görülmektedir.

(a)

(b)

Şekil 2.2. Deney motorunun eski ve modifiye edilmiş görünümleri.

2.2.1. Sıkıştırma Oranının Ayarlanması

Bir dizel motoru doğalgazla çalıştırmanın yöntemlerinden biri, yanma odasını modifiye ederek, motoru buji ile ateşlemeli bir hale dönüştürmektir. Bu değişikliğin temel amacı sıkıştırma oranını azaltarak vuruntuya engel olmaktır. Bu amaçla deney motorunun sıkıştırma oranı değiştirilmiştir.

Doğalgazın hidrokarbon yakıtlar ile benzer yanma karakteristikleri göstermesine [42, 43] rağmen, yakıt karışımlarında hidrojen kullanılması nedeni ile sıkıştırma oranı ayarlanırken hidrojenin yanma prosesi de dikkate alınmıştır.

Hidrojenin yanması temel olarak hidrokarbon yakıtların yanmasından farklıdır. Yanma için gerekli olan hava içerisindeki yakıtın hacimsel oranı dizel motorlarda % 0.7 ile 5 iken, hidrojenin yanmasında bu oran % 4 ile 75 gibi geniş bir aralıkta değişmektedir. Ayrıca hidrojen ile teorik olarak 0.1 ile 7.1 eşdeğerlilik oranları arasında sorunsuz bir yanma

gerçekleşmektedir. Hidrojen-hava karışımının tutuşması için gerekli olan enerji ise sadece 0.02 Mj'dür [21].

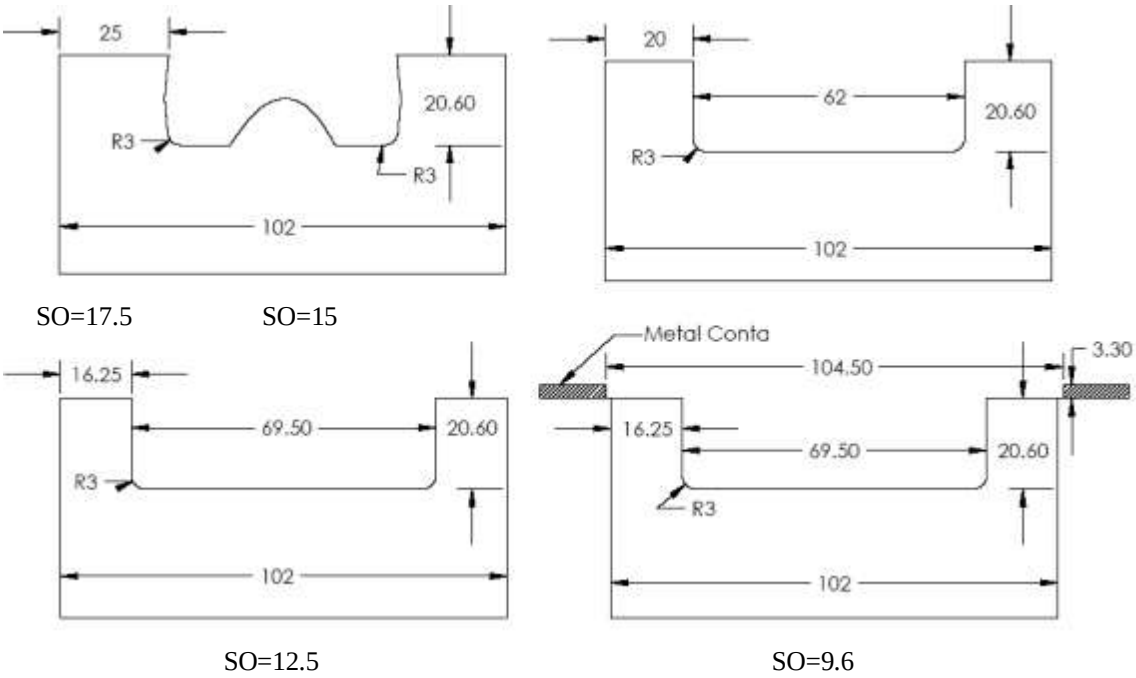
Sıkıştırma oranı 17.5 olan bir motorda silindir içerisinde hidrojen veya doğalgazın kendi kendine tutuşmasına sebep olacak sıcak bölgeler oluşabilmektedir. Emme manifoldundan silindir içine gönderilen doğalgaz ve doğalgaz-hidrojen karışımlarının silindir içerisindeki sıcak yüzeyler ile temas etmesi durumunda, doğalgaz veya doğalgaz-hidrojen karışımlarından oluşan yakıt erken tutuşarak vuruntuya sebep olacaktır.

Yüksek sıkıştırma oranı nedeni ile meydana gelebilecek vuruntunun önlenebilmesi amacıyla deney motorunun sıkıştırma oranı düşürülmelidir. Burada dikkat edilmesi gereken husus, motordan elde edilen gücün sıkıştırma oranı ile doğru orantılı olması nedeni ile sıkıştırma oranı çok fazla düşürülmemelidir. Bu nedenle, gerek erken tutuşmanın engellenmesi gerekse motordan azami güç alınması için motorun sıkıştırma oranı 9.6'ya kadar düşürülmüştür.

Motorun pistonları üzerindeki yanma odalarının iç kısmında bulunan ve sıvı yakıtın türbülansı için kullanılan tepecik tıraşlanarak kaldırılarak karesel yapıda olan yanma odası 31 mm yarıçapında ve 20.6 mm derinlikte bir silindirik yapıya dönüştürülmüştür. Daha sonra yanma odası toplamda 34.75 mm yarıçapa sahip olacak şekilde genişletilmiştir. Son olarak piston cidarlarında yeteri kadar güvenli mesafe kalmadığı için silindir bloğu ve silindir kapağı arasına 3.6 mm kalınlığında ve 104 mm çapa sahip delikleri bulunan metal conta yerleştirilmiş ve sıkıştırma oranı 9.6'ya düşürülmüştür. Pistonların orijinal ve 9.6 sıkıştırma oranlarındaki yapıları ve boyutları Şekil 2.3'de gösterilmektedir. Ayrıca 9.6 sıkıştırma oranı için silindire ait hacim değerleri Tablo 2.2'de verilmektedir.

Tablo 2.2. 9.6 sıkıştırma oranı için silindire ait hacim değerleri.

	Hacim
Strok hacmi (L)	0.964
Yanma hacmi (L)	0.1121
Toplam hacim (L)	1.0761



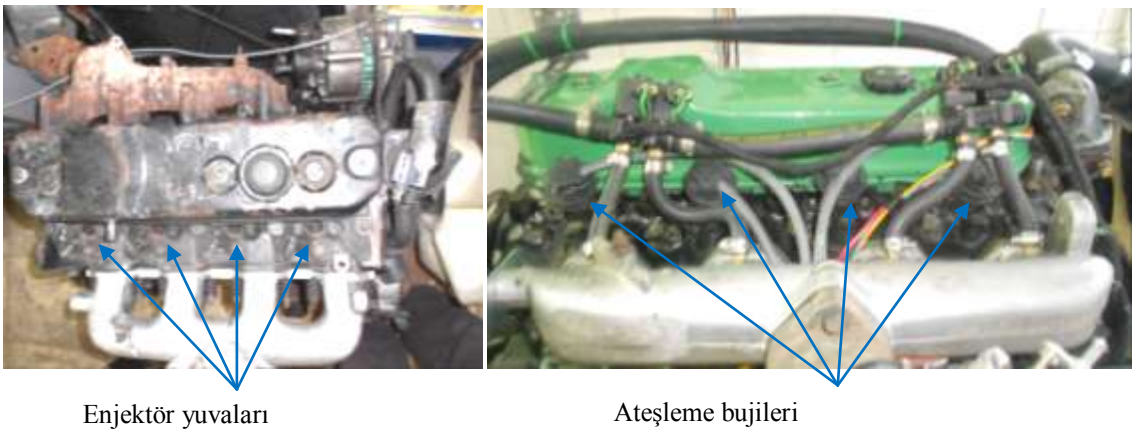
Şekil 2.3. Farklı sıkıştırma oranlarında piston şekilleri (mm).

Şekil 2.3'de gösterilen motor sıkıştırma oranları eşitlik 2.1'de verilen sıkıştırma oranı denklemi ile elde edilmektedir. Eşitlikte belirtilen *SO: sıkıştırma oranını,*
V_S*: strok hacmini* ve V_C*: yanma odasının toplam hacmini* ifade etmektedir.

$$SO = \frac{V_S + V_C}{V_C} \tag{2.1}$$

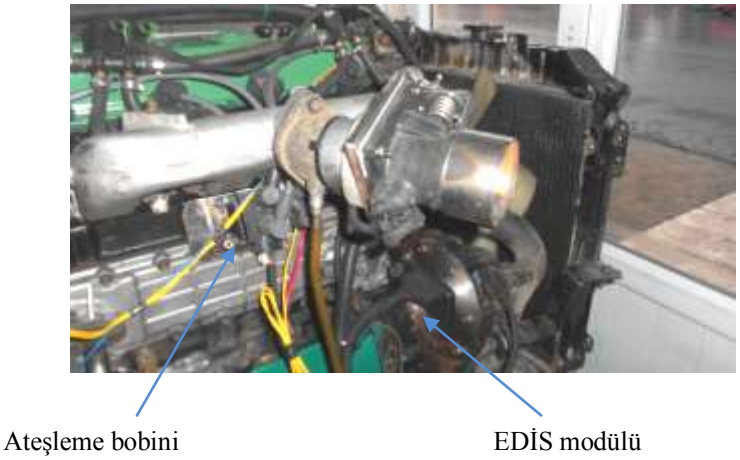
2.2.2. Ateşleme Sisteminin Modifikasyonu

İçten yanmalı motorlarda doğalgaz ve hidrojen gibi gaz yakıtlarının kullanılması vuruntu oluşmasına sebep olmaktadır [44]. Bu çalışmada vuruntunun engellenmesi için sıkıştırma oranı düşürüldüğü için yakıt hava karışımı kendi kendine tutuşmamaktadır. Bu nedenle yakıt hava karışımının ateşlenmesi için sisteme 4 adet buji ilave edilmiştir. Bunun için silindir kapakları üzerinde yer alan enjektörler çıkarılmış ve yerlerine uygun dişler açılarak ateşleme bujileri takılmıştır. Şekil 2.4'te silindir kapağı üzerinde bulunan enjektör yuvaları ile sisteme entegre edilen bujiler görülmektedir.



Şekil 2.4. Enjektör yuvaları ve sisteme entegre edilen bujilerin görünümleri.

Yakıt hava karışımının ateşlenebilmesi amacıyla, bataryadan aldığı 12 V DC elektrik akımını yükseltmek ve motor kontrol ünitesinden aldığı sinyal ile yükseltilen elektrik akımını silindirlere uygun zamanda uygun sıra ile göndermek için Şekil 2.5'de görülen distribütörlü ateşleme bobini ve EDIS modülü eklenmiştir. Tüm çalışma koşullarında ateşleme ve yakıt enjeksiyonunun düzenli olarak yapılması için sisteme, bir adet programlanabilir Megasquirt II model motor kontrol ünitesi (ECU) entegre edilmiştir. Deneyler esnasında ateşleme avansı, motor kontrol ünitesinin bilgisayara kurulan arayüz programı üzerinden seçilmiştir.



Şekil 2.5. Motor üzerine takılan ateşleme bobini ve EDIS modülünün görünümleri.

2.2.3. Yakıt ve Hava Sistemlerinin Modifikasyonu

Doğalgaz ve doğalgaz-hidrojen karışımı yakıtların kullanılacağı deneyler için, gaz yakıtın basınçlı yakıt tüplerinden motor yanma odasına ulaşımı ve bu süreç içerisindeki yakıt akışının kontrolü çeşitli ekipmanın uyum içerisinde çalışması ile mümkün olmaktadır.

Bu tez çalışması kapsamında yapılan deneylerde yakıt olarak kullanılan doğalgaz ve hidrojen gaz yakıtları 250 bar basınca dayanıklı tüpler içerisinde ve 200 bar basınç altında depolanmıştır.

200 bar basınç altındaki doğalgaz ve hidrojen gazlarının basıncı, yüksek basınca dayanıklı tüpün çıkışında bulunan regülatör ile 12.5 bar'a düşürülmektedir. Basıncı 12.5 bar'a düşürülen doğalgaz ve hidrojen gazları bu regülatörden sonra, yakıt karışımlarının oluşturulması için gaz mikserine gönderilmiştir.

Gaz mikserinde hacimsel olarak istenilen değerde oluşturulan karışım gaz yakıtı, çelik borular vasıtasıyla deney motoruna gelirken hacimsel gaz mikserinden sonra, regülatör, yangın kesme valfi (check valf), gaz kesme valfi, yakıt debimetresi ve ikinci regülatörden geçmektedir.

Son olarak, gaz yakıt Lavato marka gaz regülatörü tarafından basıncı 1 bar'a düşürülerek motor kontrol ünitesinden gelen elektrik sinyali ile emme manifolduna gönderilmiştir.

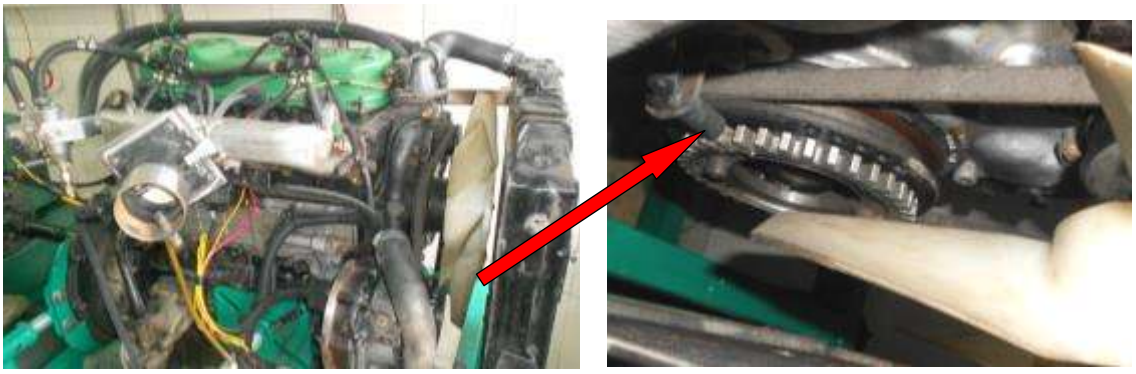
Uygun yakıt hava karışımını sağlamak için ihtiyaç duyulan hava miktarı, gaz kelebeğinin hareketiyle sağlanmıştır. Gaz kolundan gelen mekanik sinyal ile gaz kelebeği açılarak yanma için ihtiyaç duyulan hava emme manifolduna alınmıştır. Hava, gaz kelebeğine gelmeden önce flow metreden geçirilmiş ve akış debisi ile hızı ölçülmüştür. Emme manifoldunda gaz yakıt ile hava karıştırılarak silindirlere gönderilmiştir. Ayrıca gaz kelebeği üzerine konum sensörü ilave edilerek motor kontrol ünitesi için ihtiyaç duyulan sinyaller oluşturulmuştur.

Gaz yakıt ile havanın emme manifolduna iletiminde ve kontrolünde kullanılan elemanlar Şekil 2.6'da görülmektedir.

Şekil 2.6. Gaz yakıtları ve havanın temininde kullanılan komponentlerin görünümü.

2.2.4. Motor Üzerine Entegre Edilen İlave Sensörler

Krank Mili Açı Sensörü: Bu sensör krank milinin devrini ve konumunu yani krank açısını tespit etmek için kullanılmıştır. Sensörün, hız ve açı değerini tespit edebilmesi için krank miline 35 diş ve bir boş diş yeri bulunan kasnak montajı yapılmıştır. Şekil 2.7'de motor üzerine yerleştirilen sensör ve kasnak görülmektedir. Sensör, dişlere geldikçe içerisindeki manyetik alan değişir. Manyetik alan değişimi sensöre gelen elektrik sinyalini indükler [45]. Dakikadaki indükleme sayısına göre krank şaftının devri ve açısı tespit edilir.



Şekil 2.7 Krank mili açı sensörü ile dişli kasnağın görünümü.

Gaz Kelebeği Konum Sensörü: Gaz kelebeği gövdesi üzerine montaj edilen bu sensör, gaz kelebeğinin konum açısını elektrik sinyaline çevirerek motor kontrol ünitesine (ECU) göndermektedir [46].

Emme Havası Sıcaklık Sensörü (IAT): Emme havasının sıcaklık değerinin ölçülmesi için kullanılan sıcaklık algılama sensörünün en önemli parçası, sensör içerisinde yer alan ve yarı iletken malzemelerden üretilen dirençtir. Sıcaklık yükseldiğinde elemanın direnci düşer. ECU tarafından uygulanan 5 voltluk gerilim sensörün çıkış ucundan alınan gerilimle karşılaştırılır ve daha önceden kaydedilmiş veriler yardımıyla hava sıcaklığı tespit edilir [47].

Manifold Hava Basınç Sensörü (MAP): Bu sensör motora giren havanın, emme manifoldundaki basıncını tespit etmek amacıyla kullanılmaktadır. Deney motorundan elde edilen güç, manifold basıncı ile orantılı olarak değişeceğinden, Manifold Hava Basınç Sensöründen alınan bilgilerle motor kontrol ünitesi gerekli kontrolleri yapmaktadır. Basınç algılama elemanı, iki adet havası boşaltılmış diyafram körüğünden oluşur ve basınç bölmesine yerleştirilmişlerdir. Basınç değişimlerine bağlı olarak diyafram körükleri şişer veya büzülür. Diyafram körük uzunluklarının değişimi bunlara dayanan bir çubuğu bobin içine iter. Çubuğun bobin içindeki hareketi nedeniyle bobinin endüksiyonu değişir. Bu endüksiyon değişimi ölçülür ve basınç değerinin belirlenmesinde kullanılır [48].

O_2 Sensörü: Bu sensörün, egzoz emisyon değerlerine bağlı olarak üretmiş olduğu elektriksel sinyaller, motora alınan yakıt-hava karışımının ayarlanması için kullanılır [46]. Sensörün egzozdaki oksijen miktarına bağlı olarak üretip gönderdiği elektriksel sinyale göre ECU, gerekli ayarlamaları yaparak yakıt-hava karışım oranını belirlemektedir.

Deney motoruna sonradan ilave edilen bu sensörler Şekil 2.8'de görülmektedir.

Şekil 2.8 Deney motoruna entegre edilen bazı sensörlerinin görünümleri.

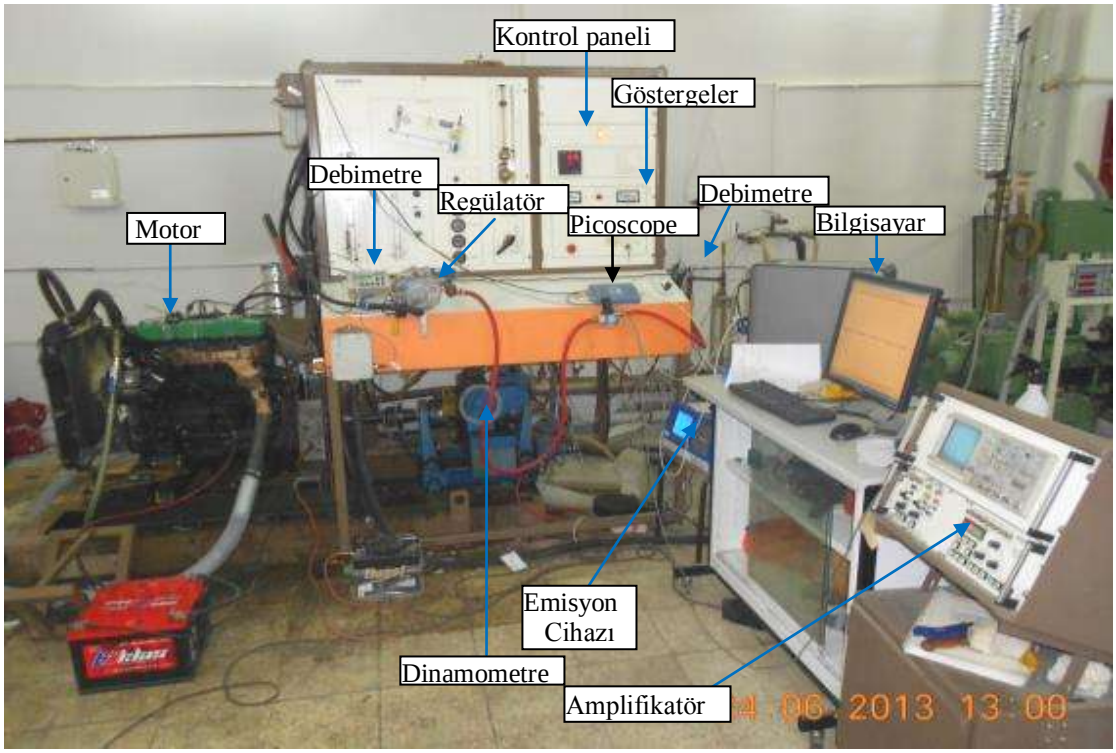
2.3. Deney Düzeneği

Doğalgaz ve hidrojenle zenginleştirilmiş doğalgaz yakıtları kullanılan modifikasyon yapılmış SI motorda, ateşleme avansının değişik motor hızlarında motor performans ve emisyon parametrelerine etkisinin incelendiği deney düzeneği genel olarak;

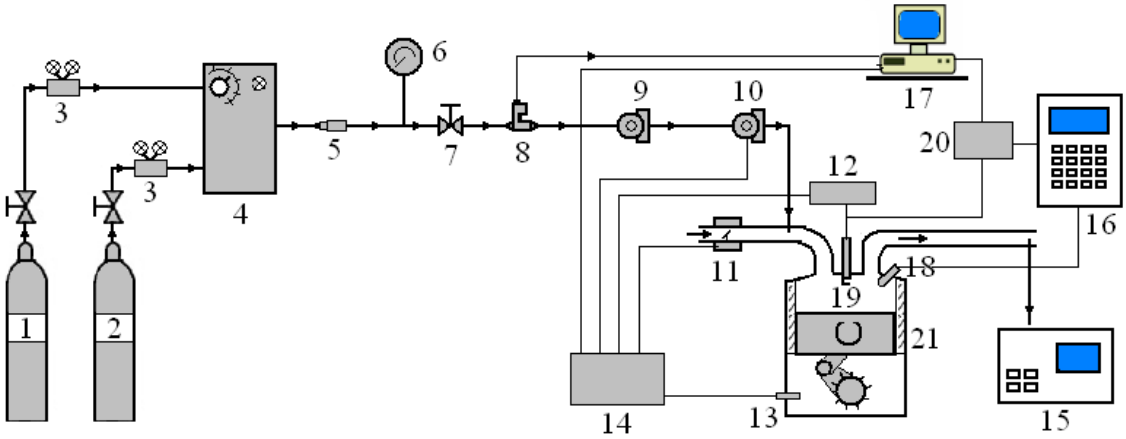
1. Fren dinamometresi,
2. Deney motoru,
3. Hava ve yakıt debimetresi,
4. Kontrol paneli,
5. Pioza-elekrik basınç sensörü,
6. Emisyon ölçüm cihazı,
7. Pikoskop,
8. Osiloskop,
9. Motor kontrol ünitesi,
10. Gaz mikser ünitesi,
11. Bilgisayar,
12. Regülatör,

13. Yakıt kesme valfi gibi yakıt iletim elemanlarından oluşmaktadır.

Deney düzeneğinde yer alan komponentler Şekil 2.9'da, düzeneğin akış diyagramı ise Şekil 2.10'da gösterilmektedir.



Şekil 2.9. Deney düzeneğinde yer alan komponentler.



1- Hidrojen tankı 2- CNG tankı 3- Regülatör (12.5 bar) 4- Gaz karışım ünitesi 5- Alev tutucu 6- Basınç göstergesi 7- Check valf 8- Debimetre 9- Regülatör (8 bar) 10- Regülatör (1 bar) 11-Gaz kelebeği konum sensörü 12- Ateşleme modülü 13- Krank açısı sensörü 14- Motor Kontrol ünitesi 15- Egzoz gaz analizörü 16- Amplifikatör 17- Bilgisayar 18- Basınç Sensörü 19- Buji 20- Picoscope 21- Motor ve dinamometre.

Şekil 2.10. Deney düzeneğinde yer alan komponentler ve akış diyagramı.

2.3.1. Dinamometre

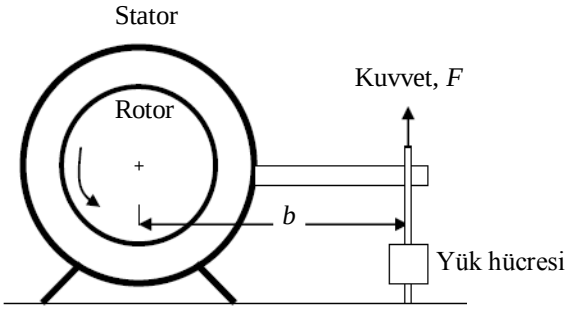
Motor performans parametrelerinin en önemlilerinden birisi motorun iş yapabilme kapasitesi olarak tanımlan torktur [49]. Motordan elde edilecek fren torkunun ölçümü için dinamometre kullanılmaktadır [50]. Şekil 2.11'de gösterilen tork ölçüm prensibinde motor mili dinamometre rotoruna bağlanırken stator dinamometre içerisinde elektromanyetik, hidrolik veya mekanik sürüklenme ile rotora bağlanır. Rotorun dönmesi ile stator üzerinde bir fren kuvveti oluşturulur ve bu kuvvet kol uzunluğu ile çarpılarak tork hesaplanır [51].

Bu çalışmada, motorun üretmiş olduğu tork değerleri, CUSSONS firmasından temin edilen P8601 model hidrokinetik dinamometre kullanılarak ölçülmüştür. Motorun ürettiği torkun ölçümü için 1.5 bar basınçlı su akışı ile fren kuvveti oluşturulmuştur. Ölçülen kuvvet değeri kontrol panelinde yer alan göstergede okunarak kayıt altına alınmıştır. Dinamometre ile tork değerinin yanı sıra motor devri de ölçülmüştür. Dinamometre üzerinde bulunan ve fren kuvvetinin ölçümünü yapan yük hücresi hassas olduğundan belirli aralıklarla kalibre edilmiştir.

Tork ve motor devrinin ölçüldüğü P8601 model dinamometreye ait teknik özellikler Tablo 2.3'de verilmektedir.

Tablo 2.3. P8601 model dinamometrenin teknik özellikleri [52].

Özellikler	**Değerler**	**Hassasiyet**
Motor devri	0-7500 d/d	2 d/d
Tork	0-280 Nm	% 2
Güç	0-200 bhp 0-150 kw	% 2
Kalibrasyon kol uzunluğu	0.254 m	-
Ebatları (m)	0.55*0.71*0.57	-



Şekil 2.11. Tork ölçme prensibi [50].

Burada *F*: *kuvvet(N)* ve *b*: *kuvvet kolu(m)* ve T_b: *fren torku(Nm)* olmak üzere tork;

$$T_b = F * b \quad Nm \tag{2.2}$$

ile tespit edilir [51].

Göstergelerde okunan tork değerinin çevre şartlarına bağlı olarak yeniden hesap edilmesi gerekmektedir. Bu amaçla düzeltme faktörü kullanılmaktadır. C_f: *düzeltme faktörü*, *P*: *basınç (kPa)* ve *T: ortam sıcaklığı (K)* olmak üzere *Cf* eşitlik 2.3 ile tespit edilir.

$$C_f = \left(\frac{99}{P}\right)^{1.2} \cdot \left(\frac{T}{298}\right)^{0.6} \tag{2.3}$$

Düzeltme faktörü ile gösterge değeri çarpıldığında gerçek fren tork değeri bulunur [53].

$$T_{b_{gerçek}} = C_f * T_{b_{gösterge}} \tag{2.4}$$

2.3.2. Yakıt Debimetresi

Deneylerde kullanılan doğalgaz ve doğalgaz - hidrojen yakıt karışımlarının tüketim miktarları Alicat M-1000SLPM model yakıt debimetresi ile hacimsel debi olarak ölçülmüştür.

Ölçüm için kullanılan debimetre laminer akış tipi bir debimetre olduğu için, laminer akış bölgesi içerisinde meydana gelen basınç düşmesinden faydalanarak ölçüm yapmaktadır.

Laminer akış bölgesinde, bu bölgeye türbülanslı olarak gelen hava akımı, tabakalı bir şekilde laminer akışa dönüştürülür. Bu bölgede ayrıca, hava akımının çıkış alanı daraltılarak gazın

hızlanması ve böylece basıncının düşmesi sağlanır. Kanal içerisinde meydana gelen söz konusu basınç düşüşü, diferansiyel basınç sensörü tarafından algılanarak elektriksel sinyale dönüştürülür ve eşitlik 2.5 kullanılarak hacimsel debi hesaplanır. Son olarak hacimsel debi yakıtın basınç ve sıcaklık değerleri dikkate alınarak oluşturulan yoğunluk düzeltme faktörü ile çarpılarak kütlesel akış debisi bulunur [54, 55].

$$Q = \frac{(P1 - P2)\pi r^4}{8\mu L} \tag{2.5}$$

Eşitlikte yer alan *Q: hacimsel akış oranını,* P_1*: giriş statik basıncı,* P_2*: çıkış statik basıncı, r: hidrolik yarıçapı,* μ*: mutlak viskozitesi* ve *L: laminer elemanın uzunluğunu* ifade etmektedir.

Denklemde verilen μ, π ve L sabit olduğundan akışkanın debisi basınç farklılığı (ΔP) ve viskozitesine (μ) bağlı olarak değişecektir.

Ayrıca gazın sıcaklığı viskoziteyi etkileyeceğinden sensör içerisinde gaz sıcaklığını ölçen termal eleman bulunmaktadır.

Yakıt debimetresinde akışkanın kütlesel debisi; gazın sıcaklığı, basıncı ve sıkıştırılabilirliğine bağlı olan yoğunluk düzeltme faktörü kullanılarak eşitlik 2.6 ile hesaplanabilir.

Eşitlikte verilen *M: kütlesel debiyi, Q: hacimsel debiyi,* T_s*: standart şartlardaki sıcaklığı,* T_a*: akışkanın sıcaklığını,* P_s*: standart şartlardaki basıncı,* P_a*: akışkanın basıncını,* Z_s*: standart şartlardaki sıkıştırılabilirliği ve* Z_a*: ölçülen şartlardaki sıkıştırılabilirliği* göstermektedir [55].

$$M = Q*[\frac{T_s}{T_a}]*[\frac{P_a}{P_s}]*[\frac{Z_s}{Z_a}] \tag{2.6}$$

Deneylerde gaz akışının ölçüldüğü Alicat M-1000SLPM debimetresinin spesifik özellikleri Tablo 2.4'de görünümü ise Şekil 2.12'de verilmektedir.

Tablo 2.4. Alicat M-1000SLPM yakıt debimetresinin spesifik özellikleri [56].

Özellikler	**Değerler**
Doğruluk	± (% 0.8 okuma + % 0.2 ölçüm)
Tekrarlanabilirlik	± % 0.2
Çalışma aralığı	% 0.5 - % 100
Modülasyon oranı	200:1
Tepki süresi	10 ms
Operasyon Sıcaklık aralığı	-10^0 ... + 50^0 C
Ölçülebilir akış oranı	% 128
Maksimum basınç	145 PSI
Çıkış değerleri	Kütlesel akış, hacimsel akış, sıcaklık ve basınç
Çalışma voltajı ve akımı	7 - 30 V DC - 0.04 Amp
Materyal	Paslanmaz çelik, silikon, kompozit ve alüminyum

Şekil 2.12. Alicat M-1000SLPM yakıt debimetresinin görünümleri.

2.3.3. Silindir İçi Basınç Sensörü

Motor performans değerlerinin ve çevrimsel farklılıkların analizi için krank açısına bağlı olarak silindir içi basınç değişimlerinin ölçülmesi son derece önemlidir.

Yapılan deneylerde silindir içi basınç değerlerinin anlık değişimleri PCB 112A05 model kuvars piezoelektrik tipi silindir içi basınç sensörü ile elektriksel sinyale dönüştürülmüştür. Söz konusu sensör piezoelektrik teorisine göre çalışır. Bu teoriye göre piezoelektrik elemanın içerisindeki zıt yüzeylerde biriken elektrik yükleri piezo elemanının üzerine dışarıdan bir kuvvet uygulandığı zaman yer değiştirirler. Bu yer değiştirme esnasında gelen basınca göre piezo eleman yük çıkışı sağlar.

Piezoelektrik basınç sensörleri türbülans, patlama, balistik ve motor yanması gibi olaylar sonucu ortaya çıkan dinamik basınç değerlerini ölçmektedir. Yani bu tip bir sensör ağırlık veya statik basınç gibi stabil yükleri ölçemez. Çünkü statik olaylar bir çıkış sinyali oluştur fakat bu sinyal piezo elemanın özelliğinden dolayı zamanla zayıflar [57].

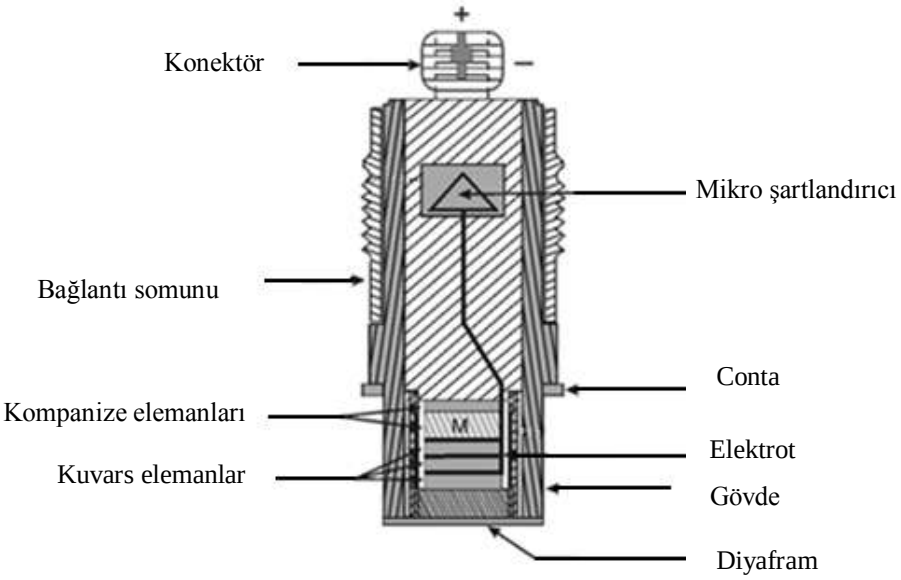
PCB 112A05 model silindir içi basınç sensöründe laboratuarda şartlarında üretilen ve büyük elektrik alanının uygulanması ile piezoelektrik özelliği gösteren polikristal veya piezoseramik kullanılmaktadır.

Piezoelektrik tip sensörler genel itibari ile sensör yuvası, piezoelektrik kristal, elektriksel sinyalin alındığı elektrot ve bazı gelişmiş sensörlerde bulunan şartlandırcı, mikro devreden oluşmaktadır.

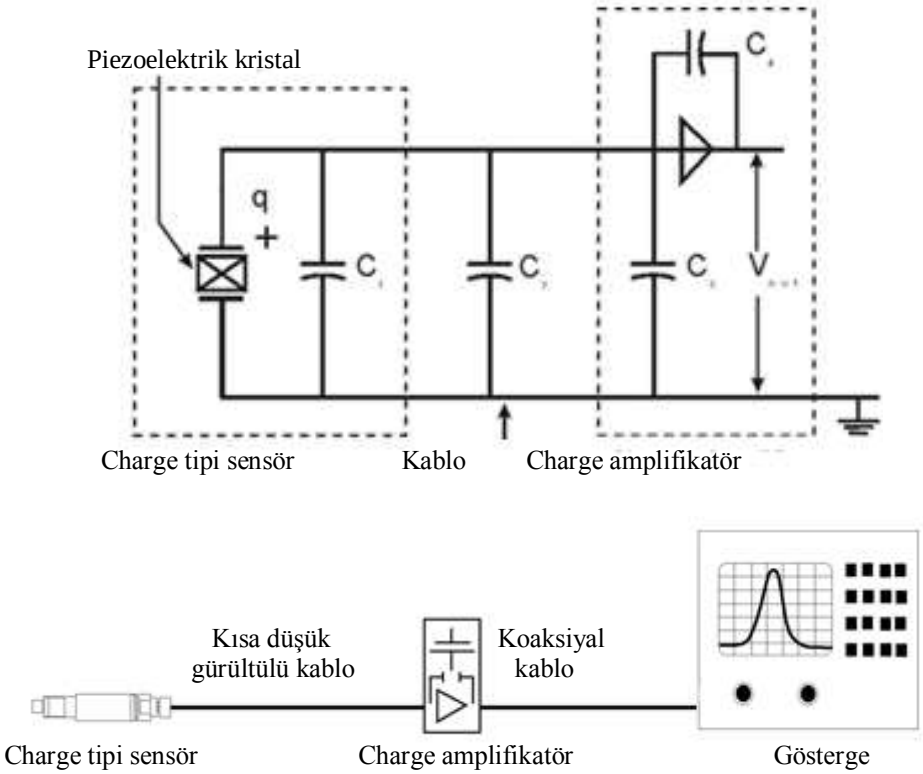
Şekil 2.13'te mikro şartlandırıcılı piezoelektrik elemanın içyapısı ve elemanları görülmektedir. PCB 112A05 model silindir basınç sensörü yük (charge) tipi olduğundan içerisinde mikro şartlandırıcı bulunmaz.

Yük tipi sensörlerden çıkan sinyallerin şartlandırılması için amplifikatöre veya şartlandırıcıya ihtiyaç duyulur. Yük veya gerilim amplifikatörlerinin birincil görevi verilerin bilgisayar ortamına kayıt edilmesi için yüksek empedans çıkışı kullanılabilir bir düşük empedanslı voltaj sinyaline dönüştürmektir [58].

Şekil 2.14'de yük tipi sensörlerden çıkan sinyallerin şartlandırılması için uygulanan yöntem ve komponentler görülmektedir. Şekilde her bir elemanın kapasitansı *C* ile gösterilmektedir. Ayrıca silindir içi basınç sensörünün teknik özellikleri Tablo 2.5'de verilmektedir.



Şekil 2.13. Mikro şartlandırıcılı piezoelektrik elemanın içyapısı [58].



Şekil 2.14. Charge tipi sensörlerden çıkan sinyallerin şartlandırılması [58, 59].

Tablo 2.5. PCB 112A05 model silindir içi basınç sensörünün teknik özellikleri [60].

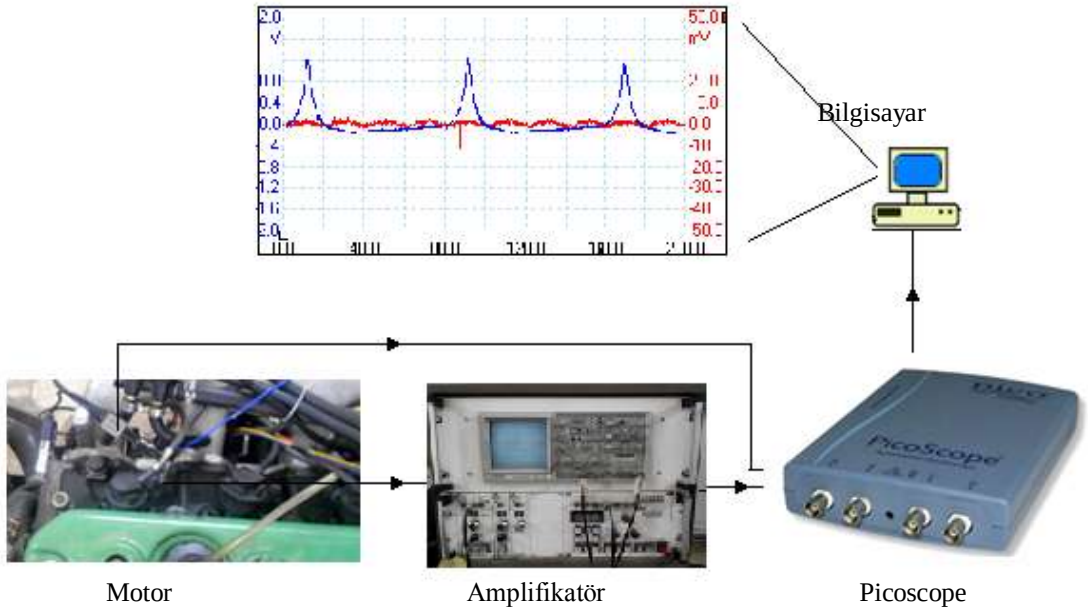
Özellikler	**Değerler**
Hassasiyet	1.1 pC/PSI
Ölçüm aralığı	0-5000 PSI
Maksimum basınç	10000 PSI
Çözünürlük	0.004 PSI
Rezonans frekansı	≥200 kHz
Yansıyan yükselim süresi	≤2.0 μ sec
Doğrusallık	≤1.0 % FS
İvmelenme hassasiyeti	≤0.003 PSI/g
Elektriksel hassasiyet	1.1 pC/PSI
Çalışma aralığı	-400 ....+600 ^{0}F
Maksimum sıcaklık	3000 ^{0}F
Kapasitans	18 pF
Materyal	Kuvars (sensör elemanı) ve paslanmaz çelik

Silindir içi basıncın ölçülebilmesi için sensör 1 numaralı silindirin eski ısıtma bujisi çıkarılarak uygun bir adaptör ile silindir kapağına yerleştirilmiştir. PCB 112A05 model sensör ve motorda yerleşimi Şekil 2.15'de verilmektedir.

Şekil 2.15. PCB 112A05 model silindir içi basınç sensörü ve motorda yerleşimi.

Silindir iç basınç değerlerinin krank miline göre ölçülebilmesi için PCB 112A05 model silindir içi basınç sensöründen gelen elektriksel sinyaller amplifikatörde yükseltilir ve

bilgisayarda kayıt edilmesi için pikoskopa gönderilir. Ayrıca krank açısının tespit edilebilmesi için 1 numaralı silindirin buji kablosuna prob bağlanır ve prob tarafından sağlanan elektriksel sinyal pikoskopa ve pikoskoptan bilgisayara gönderilir. Krank açısı ve silindir içi basınç değerlerinin bilgisayara aktarılması Şekil 2.16'da verilmektedir.



Şekil 2.16. Krank açısı ve silindir içi basınç değerlerinin bilgisayara aktarılması.

2.3.4. Egzoz Emisyon Analiz Cihazı

Doğalgaz ve hidrojenle zenginleştirilmiş doğalgaz yakıtlarının yanması sonucu açığa çıkan HC, CO, CO_2, O_2 ve NO_X emisyonları Capelec CAP 3200 model egzoz emisyon analiz cihazı kullanılarak ölçülmüştür. Aynı zamanda yakıt hava karışım oranını gösteren hava fazlalık katsayısı ve motor devri aynı cihaz ile okunabilmiştir. Egzoz emisyon cihazının teknik özellikleri Tablo 2.6'e ve görünümü Şekil 2.17'de verilmektedir.

Tablo 2.6. Capelec CAP 3200 model egzoz emisyon cihazının teknik özellikleri [61].

Değerler	**Ölçüm aralığı**	**Hassasiyet**
CO	0-15 %	0.001 %
CO_2	0-21 %	0.1 %
O_2	0-21.7 %	0.01 %
HC	0-20000 ppm	1 ppm
NO_X	0-10000 ppm	1 ppm
Motor devri	0-9999 d/d	1 d/d

Şekil 2.17. Capelec CAP 3200 model egzoz emisyon cihazı.

Ayrıca kullanılan emisyon cihazı hava fazlalık katsayısını benzin yakıtını referans alarak ölçtüğünden doğalgaz ve hidrojen karışımları için hava fazlalık katsayısı hesabında düzeltme yapılması gerekmektedir.

Bu düzeltmeler [62, 63] bazı literatür çalışmalarında olduğu gibi denklem 2.7 kullanılarak yapılmıştır.

$$\lambda = \frac{[CO_2]+[\frac{CO}{2}]+[O_2]+[\frac{NO}{2}]+\left(\frac{O_{HC}}{4}*\frac{K_P}{K_P+\frac{[CO]}{[CO_2]}}-\frac{O_{OC}}{2}\right)*([CO_2]+[CO])}{(1+\frac{O_{HC}}{4}-\frac{O_{OC}}{2})*([CO_2]+[CO]+K1*[HC])} \qquad (2.7)$$

Denklemde verilen *[CO_2], [CO], [O_2], [NO] ve [HC]gazların konsantrasyonunu*, O_{HC}*: hidrojen/karbon oranını* ve O_{OC}*: oksijen/karbon oranını* ifade etmektedir. Ayrıca denklemde verilen *K1:yakıt için düzeltme faktörünü* (metan için 1.0) gösterirken K_P egzoz gaz konsantrasyonlarından hesaplanan *sabit sayı* olup 2.5 alınmıştır.

2.3.5. Gaz Karışım (Mikser) Ünitesi

Bu tez çalışması sırasında yapılan deneylerde yakıt olarak kullanılan HCNG karışımları hacimsel olarak WITT MM Flex marka karışım ünitesi (mikser) tarafından oluşturulmuştur. Ana yakıt olarak doğalgazın giriş yaptığı karışım ünitesinde hidrojen sırayla hacimsel olarak % 5, % 10 ve % 20 oranlarında doğalgaza karıştırılmıştır. Karışımlar oluşturulurken gazların giriş basıncı 10 bar olarak ayarlanmıştır ve giriş basınçları arasında fark oluşmaması sağlanmıştır.

Gaz karışımlarının oluşturulduğu MM-Flex gaz karışım ünitesinin çalışma yöntemi Şekil 2.18'de verilen fonksiyon şeması ile açıklanmaktadır.

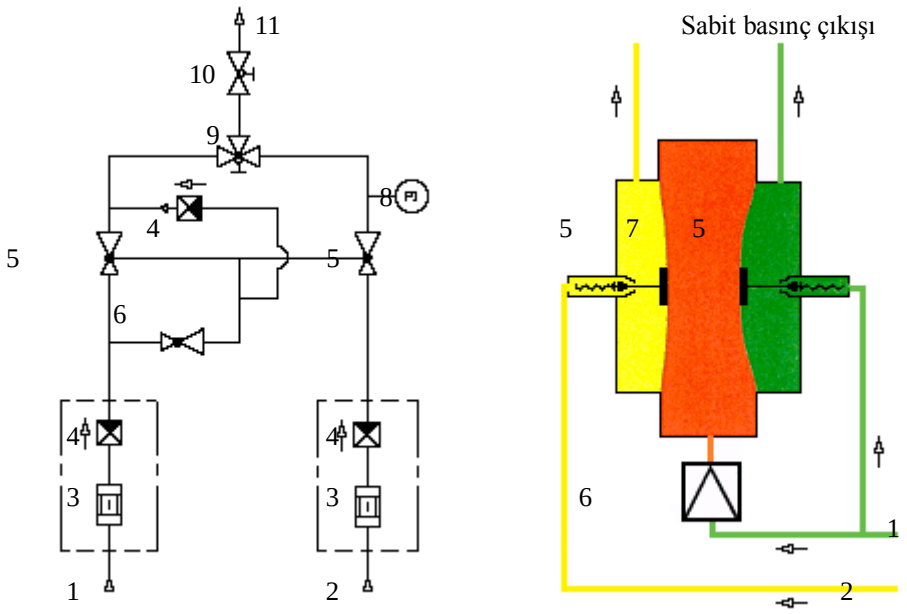
Ayrı ayrı karışım ünitesine giren gazlar öncelikle filtrede temizlendikten sonra tek yönlü check valften geçirilmektedir. Daha sonra karışım yapılacak gazların sabit bir basınca sahip olması için tek ve çift kubbeli basınç regülatörleri ile pilot basınç regülatörünü içeren basınç düzenleyici birime gönderilir. Bu işlem esnasında pilot gaz akışı ikiye bölünür ve tek kubbeli regülatöre ve pilot gaz regülatörüne geçer.

Aynı anda karışım oluşturulacak diğer gaz kendi hattı üzerinde yer alan tek kubbeli basınç regülatörüne geçer. Pilot regülatöründe basıncı ayarlanan pilot gaz çift kubbeli regülatöre geçer. Bu regülatör içerisinde yer alan çift yönlü diyafram tek kubbeli regülatörlerin girişlerinde yer alan ve yay kuvveti ile çalışan iğnelerin yeniden konumlanmasını sağlar. Böylece pilot basınç regülatörden çıkan gazın basıncına göre karışım oluşturacak gazların basınçları sabitlenmiş olur.

Gazların sabitlenen basınç değerleri basınç göstergesinden okunabilmektedir. Akış esnasında pilot gaz akışının kesilmesi durumunda tek kubbeli regülatör içerisinde yer alan kesici iğne yay kuvvetine maruz kalarak diğer karışım gazının akışını da kesmektedir.

Basınçları sabitlenen gazlar hacimsel olarak karıştırılmak üzere oransal karışım valfine gönderilir. Bu valfin üzerinde yer alan ayar düğmesi kullanılarak hacimsel karışım oranı belirlenir ve karışım oluşturulur.

Gaz karışımı daha sonra akış miktarının belirlendiği akış valfinden geçerek deneysel sisteme verilmektedir. Gaz akış miktarı akış valfi üzerinde yer alan ayar düşmesi ile belirlenmektedir [64].



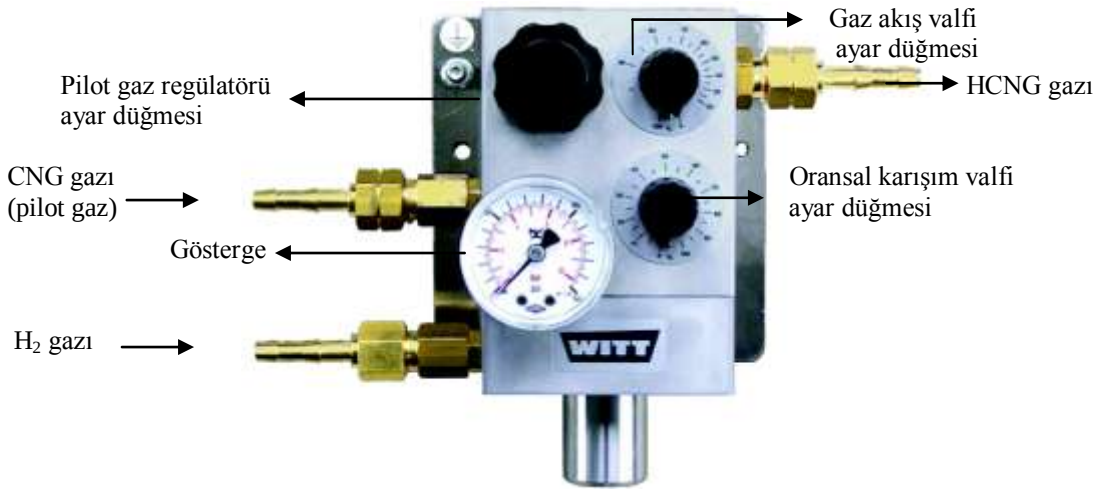
1- CNG gazı (pilot gaz) 2- H_2 gazı 3- Filtre 4- Check valf 5- Tek kubbeli basınç regülatörü6- Pilot gaz regülatörü 7- Çift kubbeli basınç regülatörü 8- Gösterge 9- Oransal karışım valfi 10- Gaz akış valfi 11-Ayarlanmış HCNG gazı

Şekil 2.18. MM-Flex gaz karışım ünitesinin fonksiyon şeması ve gaz basınçlarının sabitlenmesi [64, 65].

Gaz karışımlarının oluşturulduğu MM-Flex karışım ünitesinin teknik özellikleri Tablo 2.7'de görülmektedir. Ayrıca karışım ünitesinin görünümü Şekil 2.19'da verilmektedir.

Tablo 2.7. MM-Flex gaz karışım ünitesinin teknik özellikleri [66].

Özellikler	**Değerler**
Hassasiyeti	± % 1 abs
Karışım aralığı	% 0-25
Çalışma aralığı (basınç)	2.5 bar..... 10 bar
Çalışma aralığı (sıcaklık)	-10 ....+40 ^{0}C
Girişteki gaz basınçlarının farkı	Maksimum 3 bar
Girişteki gaz sıcaklıklarının farkı	Maksimum 15 ^{0}C
Materyal	Alüminyum



Şekil 2.19. MM-Flex gaz karışım ünitesinin görünümü [66].

2.3.6. Amplifikatör (Charge Amplifier)

Deneyde kullanılan basınç sensörü, içerisinde dönüştürücü devre olmayan basınç sensörlerindendir. Bu tip sensörler sadece basınç dalgalarındaki değişimleri verirler. Ancak bu basınç değişimlerinin anlık basınç değerlerine dönüştürülmesi ve yükseltilmesi gerekmektedir. Bu nedenle sensörden alınan sinyallerin yükseltilmesi için bir kuvvetlendirici (amplifier) kullanılır. Kuvvetlendiriciden geçen sinyaller basınç eğrilerinin oluşturulması için osiloskopa veya pikoskopa gönderilir. Bu çalışma kullanılan Cussons 4410 model amplifier sinyal işleme rafı ile piezo, FM ve strain gauge kanal raflarına sahiptir [67]. Amplifier ve osiloskop Şekil 2.20'de görülmektedir.

Şekil 2.20. Cussons 4410 model amplifierin görünümü [68].

2.3.7. Pikoskop

Silindir içi basınç sinyalleri ve ateşleme sinyalleri gibi çok hızlı sinyallerin bilgisayara kaydedilmesi için kullanılmaktadır. Basınç sensöründen gelen elektriksel sinyaller amplifikatör tarafından kuvvetlendirilerek pikoskopa gönderilmektedir. Pikoskop aldığı elektriksel sinyali kayıt edebilmek üzere bilgisayara göndermektedir. Basınç değerlerinin bilgisayar ortamına aktarılması için kullanılan picoscope 4423'ün özelikleri Tablo 2.8'de verilmektedir. Ayrıca pikoskopun görünümü Şekil 2.21'de verilmektedir.

Tablo 2.8. Picoscope 4423 model pikoskopun teknik özelikleri [69].

Bağlantı	USB 2.0
Kanal sayısı	4
Çözünürlük	16 bit
Doğruluk	% 1
Voltaj aralığı	±50mV ..... ±100 V
Örnekleme hızı	80 Ms/s
Yatay tarama aralığı	100 ns/div ..... 200 s/div

Şekil 2.21. Picoscope 4423 model pikoskopun görünümü [68, 69].

2.3.8. Kontrol Paneli

Deney düzeneğini kontrol etmek ve ölçülen değişik değerleri göstermek için panel üzerinde yakıt debisi, hava debisi, motor devri, motor yükü, motor yağ basıncı, emme manifold basıncı, soğutma suyu giriş-çıkış sıcaklığı, egzoz sıcaklığı, emme havası sıcaklığı ve yakıt sıcaklığı gibi göstergeler bulunmaktadır. Ayrıca, motor start anahtarı ile gaz kontrol

kumandası ve yük kontrol kumandaları yer almaktadır. Şekil 2.22'de kontrol panelinin görünümü verilmektedir.

Şekil 2.22. Kontrol panelinin görünümü [68].

2.4. Motor Performans Değerlerinin Hesaplanması

Motorlarda yakıtın kimyasal enerjisi mekanik enerjiye dönüştürülür. Fakat bu esnada enerjinin bir kısmı sürtünme ve ısı kayıpları gibi sebeplerden dolayı harcanır. Motor performansının bir göstergesi olan fren motor gücü motor milinden elde edilen kullanılabilir yani faydalı güçtür. Bu fren gücü (faydalı güç) motor milinden elde edilen tork, devir sayısı ve açısal hızın bir fonksiyonudur. Burada *T: tork (Nm)* ve *n:motor devri (d/d)* olmak üzere P_b*:fren gücü (kW)* denklem 2.8 ile hesaplanabilir [68].

$$P_b = \frac{2\pi.n.T.10^{-3}}{60} \quad kW \tag{2.8}$$

Yakıtın kimyasal enerjisinin mekanik harekete dönüşüm oranını ifade eden ısıl verim motor performansı için çok önemli bir parametre olup motor fren gücü, yakıt akış debisi ve yakıtın alt ısıl değerine bağlıdır. Denklem 2.9'da verilen η_{th} *ısıl verimi* m_f *(kg/sn) yakıt akış debisini* ve *LHV(kJ/kg)yakıtın alt ısıl değerini* göstermektedir [51].

$$\eta_{th} = \frac{P}{\dot{m}_f * LHV} \tag{2.9}$$

Birim zamanda birim güç başına tüketilen yakıt miktarını gösteren özgül yakıt tüketimi içten yanmalı motorların en önemli performans parametrelerinden biridir. Fren özgül yakıt tüketimin hesaplanabilmesi için fren gücünün ve yakıt akış debisinin bilinmesi gerekmektedir. Fren özgül yakıt tüketimi eşitlik 2.10 kullanılarak hesaplanabilir.

$$bsfc = \frac{\dot{m}_f}{P_b} \quad (g/kW.h) \tag{2.10}$$

Burada *fren özgül yakıt tüketimi bsfc (g/kW.h), yakıt akış debisi* m_f *(g/h)* ve *fren gücü* P_b *(kW)* ile ifade edilir [49].

Motordan elde edilen güç silindir içerisine alınan hava miktarı ile doğru orantılıdır. Bu sebepten içten yanmalı motorlarda, motorun gerçek çalışma koşullarında tükettiği hava miktarının teorikte kullanması gereken hava miktarına oranı ile bulunan volümetrik verim önem kazanmaktadır [70].

Motor içerisine alınan *havanın debisi* m_a *(g/h), yoğunluğu* ρ_a *(kg/m*^{3}*), silindirin deplasman hacmi* V_d *(m*^{3}*)* ve *motor devri n (d/d)* olmak üzere *volümetrik verim* η_v aşağıdaki formül ile bulunabilir.

$$\eta_v = \frac{2m_a.10^{-3}}{60.\rho_a V_d.n} \tag{2.11}$$

Pistonlu motorlar için önemli bir parametre olan volümetrik verim motor dizaynına, motor elemanlarına, sıkıştırma oranına, motor devrine, yakıt tipine, hava fazlalık katsayısına, havanın sıcaklığı ve havanın basıncına bağlı olarak değişebilir [51, 70].

Yanma sonucu krank mili açısına göre açığa çıkan ısıyı ifade eden ısı salınım oranı eşitlik 2.12 kullanılarak hesaplanmıştır. Eşitlikte yer alan *θ: krank mili açısını, P: silindir içi basıncı, V: silindirin toplam hacmini ve k: havanın özgül ısılar oranını* ifade eder. Denklemde kullanılan ve krank açısı ile değişen silindir hacmi ise eşitlik 2.13 ile elde edilmiştir.

$$\frac{dQ_{net}}{d\theta} = \frac{k}{k-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{k-1} V \frac{dP}{d\theta} \tag{2.12}$$

$$V_\theta = V_c * \left\{ 1 + \frac{1}{2}(r_c - 1)\left[(\frac{l}{a}) + 1 - Cos\theta - \sqrt{((\frac{l}{a})^2 - Sin^2\theta)} \right] \right\} \tag{2.13}$$

2.13 eşitliğinde verilen V_θ*: herhangi bir krank açısındaki silindirin hacmini,* V_c*: yanma hacmini,* r_c*: sıkıştırma oranını, l: strok mesafesini, a:krank mili yarıçapını ve θ: krank açısını* ifade etmektedir.

Motor performans parametrelerinden biri olan ve yakıtın kimyasal enerjisinin oluşturduğu birim hacim üzerindeki kuvveti ifade eden IMEP (indüke ortalama efektif basınç) değeri eşitlik 2.14 kullanılarak tespit edilmiştir. Eşitlikte verilen V_d*: toplam silindir hacmi, P: anlık silindir içi basıncı ve V: anlık silindir içi hacmi* göstermektedir.

$$IMEP = \frac{1}{V_d} \int P * dV \tag{2.14}$$

Çevrimler arası yanma analizinin yapılmasında kullanılan ve bu bölümde verilen bütün denklemeler Heywood'un [51] eserinden alınmıştır.

2.5. Motor Emisyon Değerleri

Doğalgaz ve hidrojenle zenginleştirilmiş doğalgaz yakıtlarının yanması sonucu açığa çıkan HC, CO, CO_2, O_2 ve NO_X emisyonları Capelec CAP 3200 model egzoz emisyon cihazı kullanılarak ölçülmüştür. Emisyonlardan CO, CO_2 ve O_2 % (yüzde) olarak ölçülürken HC ve NO_X değerleri ppm olarak ölçülmüştür. Fakat bu gösterim biçiminde üretilen güç ve motor hacmi gibi parametreler hesaba katılamamaktadır. Bu sebepten emisyon değerleri aynı şartlardaki özgül yakıt tüketimine bağlı olan ve 1 kWh için üretilen emisyonun gram cinsinden miktarını ifade eden emisyon spesifik değeri olarak her bir emisyon için hesaplanmış ve Bölüm 3'de sunulmuştur. HC, CO_2, O_2 ve NO_X emisyonlarının spesifik emisyon değerleri eşitlik 2.15 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$SE_A = \frac{n_A * MA_A}{n_{HCNG} * MA_{HCNG}} * bsfc \quad (g/kW.h) \tag{2.15}$$

Yukarıdaki eşitlikte verilen SE_A: *A emisyonunun spesifik emisyon değerini,* n_A: *A emisyonunun mol sayısını,* MA_A: *A emisyonunun molekül ağırlığını,* n_{HCNG}: *yakıtın mol sayısını,* MA_{HCNG}: *yakıtın molekül ağırlığını* ve *bsfc: fren özgül yakıt tüketimini* ifade etmektedir [71].

2.6. Deneylerin Yapılması

Yürütülen bu tez çalışmasında, farklı ateşleme avanslarında saf doğalgaz (% 100 CNG), % 95 CNG + % 5 H_2, % 90 CNG + % 10 H_2 ve % 80 CNG + % 20 H_2 yüzdelerine sahip hidrojenle zenginleştirilmiş doğalgaz yakıtı sıkıştırma oranı ve ateşleme sistemi değiştirilmiş motorda alternatif yakıt olarak kullanılmış ve motor performans ve emisyon değerleri deneysel olarak incelenmiştir. Öncelikle motorun piston yapısı değiştirilerek sıkıştırma oranı 9.6 olarak ayarlanmıştır. Motor 1150, 1500, 2000 ve 2500 devirlerinde çalıştırılarak 0.90-1.3 hava fazlalık katsayısı aralığında ve 5, 10, 15 ve 20 derece KMA ateşleme avanslarında motor performans ve emisyon değerleri ölçülmüştür.

Deneylerde kullanılan gaz yakıtlarının akışı 12.5, 8 ve 1 barlık regülatörler ile ayarlanarak yakıt sabit basınçta motorun emme manifolduna enjekte edilmiştir. Karışım için kullanılan gazların karışım ünitesine giriş basınçları sabit tutulmuş ve aralarında basınç farklılıklarının oluşmaması sağlanmıştır. Çalışmalar esnasında yakıt akışı sabit tutulmuş ve hava girişi değiştirilerek hava fazlalık katsayısı istenilen değere ayarlanmıştır.

Farklı sıkıştırma oranları ve ateşleme avanslarında doğalgaz ve hidrojenle zenginleştirilmiş doğalgaz yakıtlarının motor performans ve emisyon değerlerine etkisinin araştırıldığı bu çalışmada bütün deneyler motorun tam yük koşullarında gerçekleştirilmiştir. Ayrıca tam yük koşullarında motor devrinin değiştirilmesi için motor üzerine etkiyen fren kuvveti kullanılmıştır.

Yapılan deneylerde çevrimler arası farklılığın oluşmaması için her bir değerin kaydedilmesinden önce motorun 30 saniye boyunca stabil çalışması sağlanmıştır.

3. BÖLÜM

BULGULAR

3.1. Giriş

Yürütülen bu tez çalışmasında, 9.6 sıkıştırma oranına sahip buji ateşlemeli bir motorda değişik oranlarda hidrojenle zenginleştirilmiş doğalgaz yakıtı kullanılarak motor performansı ve emisyon parametreleri deneysel olarak incelenmiştir. 9.6 sıkıştırma oranı piston yapısı değiştirilerek elde edilmiştir. Yapılan bütün çalışmalar tam yük şartlarında gerçekleştirilmiştir. % 100 CNG, % 95 CNG + % 5 H_2, % 90 CNG + % 10 H_2 ve % 80 CNG + % 20 H_2 hidrojen-doğalgaz karışım oranlarında ve 1150, 1500, 2000, 2500 d/d motor devirlerinde gerçekleştirilen deneyler, 5, 10, 15 ve 20 derece ateşleme avansları ile 0.90-1.3 hava fazlalık katsayısı aralığında yapılmıştır.

Yapılan deneylerde tork, motor devri, yakıt tüketimi, silindir içi basınç ve emisyonlar gibi parametreler ölçülmüştür. Ölçülen deneysel verilerden özgül yakıt tüketimi, ısıl verim, volümetrik verim, motor fren gücü, indüke efektif basınç ve ısı salınım oranı gibi değerler hesaplanmıştır. Deneylerden ve hesaplamalardan elde edilen veriler bu bölümde sunulmakta ve değerlendirilmektedir.

3.2. Tork Değişimi ve Isıl Verim

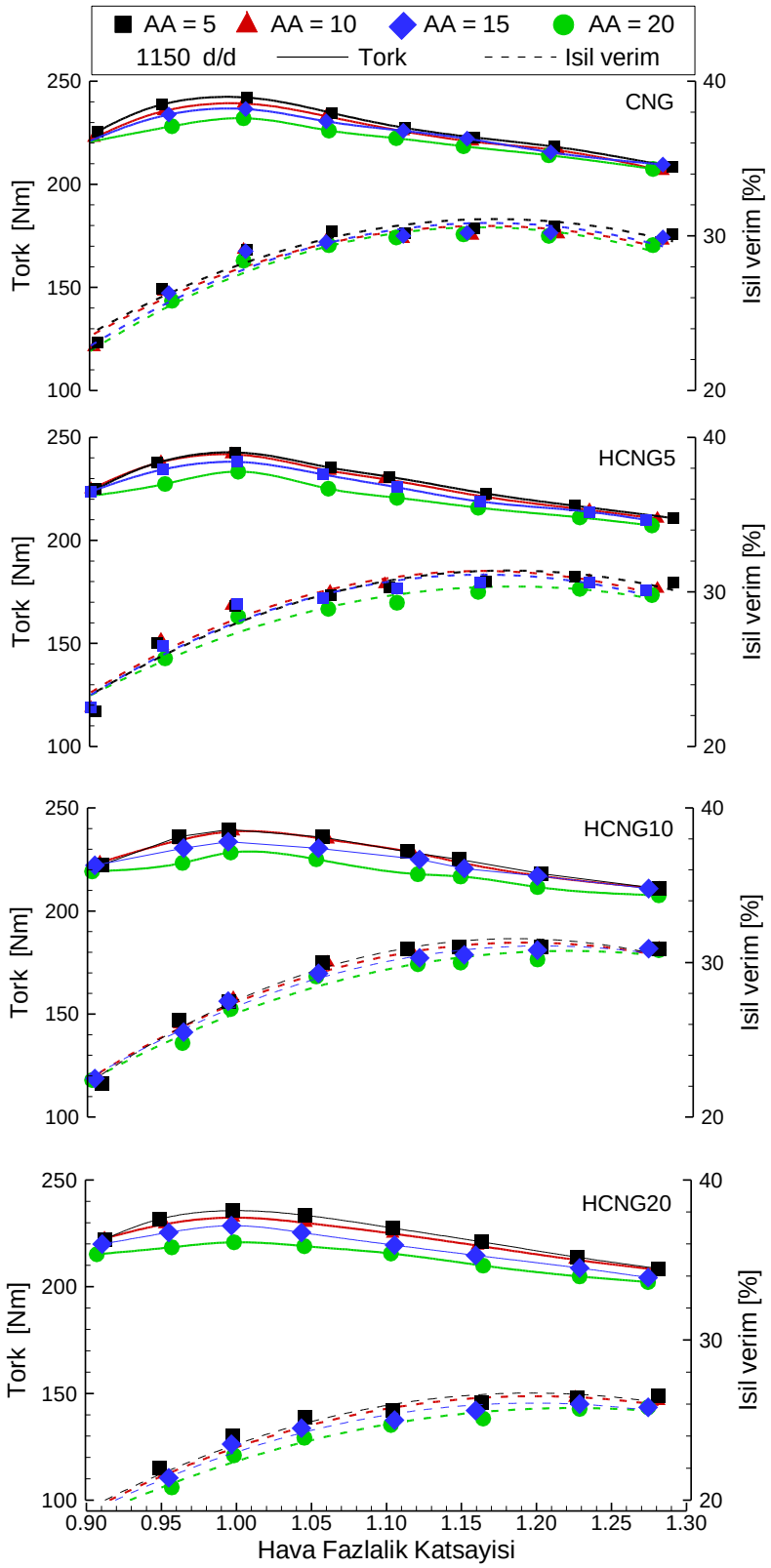
Bu bölümde, modifiye edilmiş buji ateşlemeli motorda değişik oranlarda hidrojenle zenginleştirilmiş doğalgaz yakıtının kullanılmasıyla, farklı motor devirlerinde ve farklı ateşleme avanslarında, hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerlerindeki değişimler verilmiştir. Bu kapsamda deneylerde elde edilen veriler Şekil 3.1-3.4'de gösterilmektedir.

Şekiller incelendiğinde, sabit devirlerde en yüksek tork değerlerinin genel olarak, 1150 d/d için AA5 ve AA10 (242 Nm), 1500 d/d için AA5 ve AA10 (229 Nm), 2000 d/d için AA10 ve AA15 (200 Nm), 2500 d/d için AA15 (145 N/m) ateşleme avansı değerlerinde elde edildiği görülmektedir.

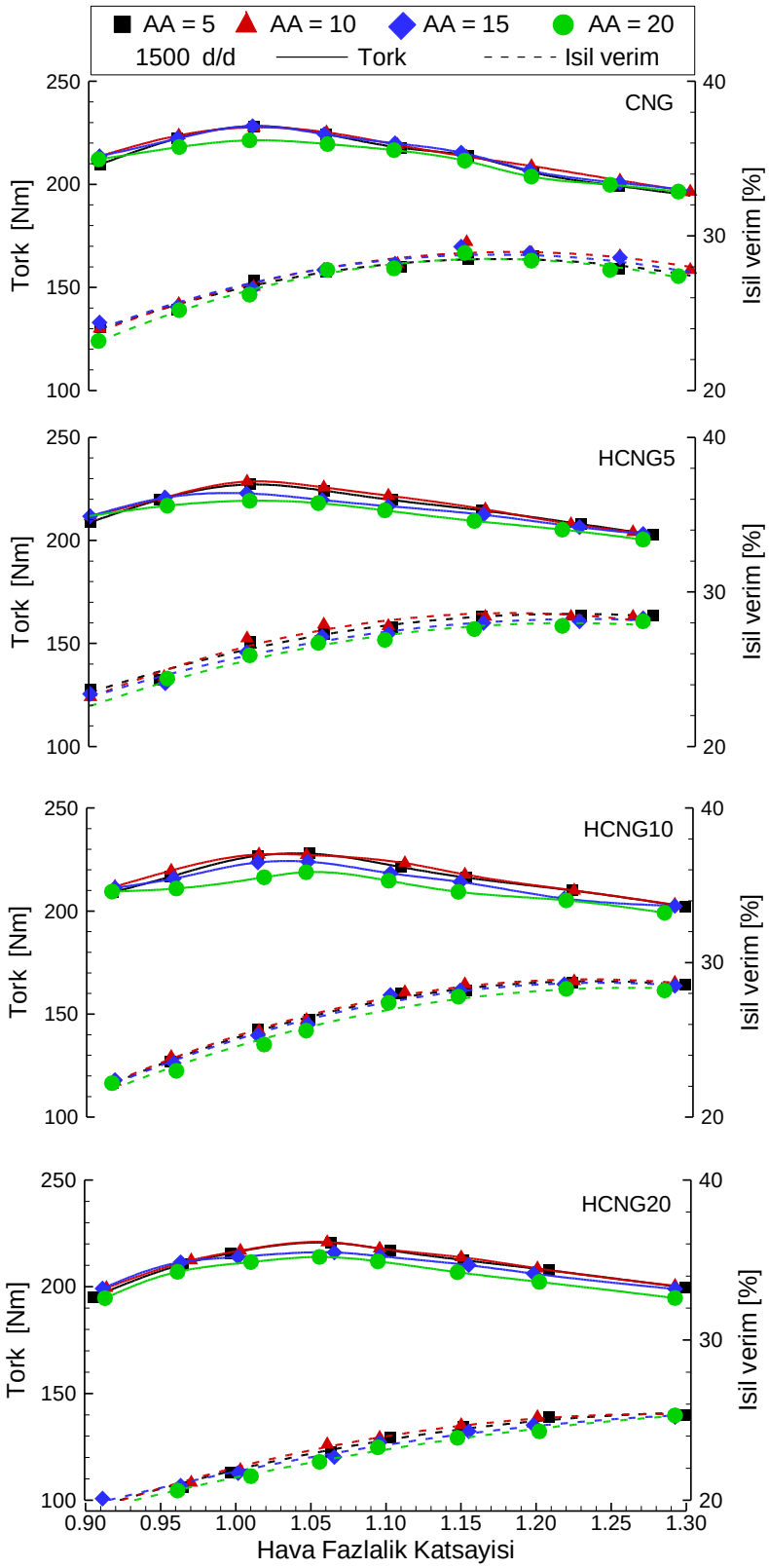
Genellikle düşük devirlerde (1150 d/d, 1500 d/d) en iyi tork değerleri CNG ve HCNG5'de elde edilirken, yüksek devirlerde (2000 d/d, 2500 d/d) HCNG10'da daha yüksek tork değerleri elde edilmiştir. Örnek olarak; 1150 d/d ve 1500 d/d motor devirlerinde CNG, HCNG5, HCNG10 ve HCNG20 yakıtları için en yüksek tork değerleri sırası ile, 242, 242.6, 239.5, 235.6 ve 228.2, 228.5, 227.8, 220.8 N/m olarak ölçülürken, 2000 d/d ve 2500 d/d motor devirlerinde CNG, HCNG5, HCNG10 ve HCNG20 yakıtları için en yüksek tork değerleri ise sırası ile, 196.7, 199.9, 199.6, 184.7 ve 143.1, 140.5, 145.7, 131 N/m olarak elde edilmiştir.

Motor devri arttıkça volümetrik verimin azalmasından dolayı silindir içerisine alınan hava miktarı azalmakta, dolayısıyla silindir içlerinde oluşan basınç da düşmektedir. Buna bağlı olarak motor milinden alınan tork değeri de azalmaktadır. Ayrıca motor devrinin artması ile birlikte hareketli aksamlar üzerindeki sürtünme kuvvetinin artmasının da motor tork değerlerinde düşüşe etkisi olmaktadır. Ayrıca yakıt karışımındaki hidrojen oranının artması neticesinde, yakıtın yoğunluğu, hacimsel ısıl değeri ve enerji yoğunluğu düşerken, karışımın alev hızı da çok fazla artmaktadır. Bu nedenle motorun ısıl verimi azalmakta ve motordan elde edilen tork değerleri de düşmektedir. Yukarıda açıklanan nedenlerden dolayı deneyler esnasında en düşük tork değerleri 2500 d/d motor devrinde ve HCNG20'de elde edilmiştir.

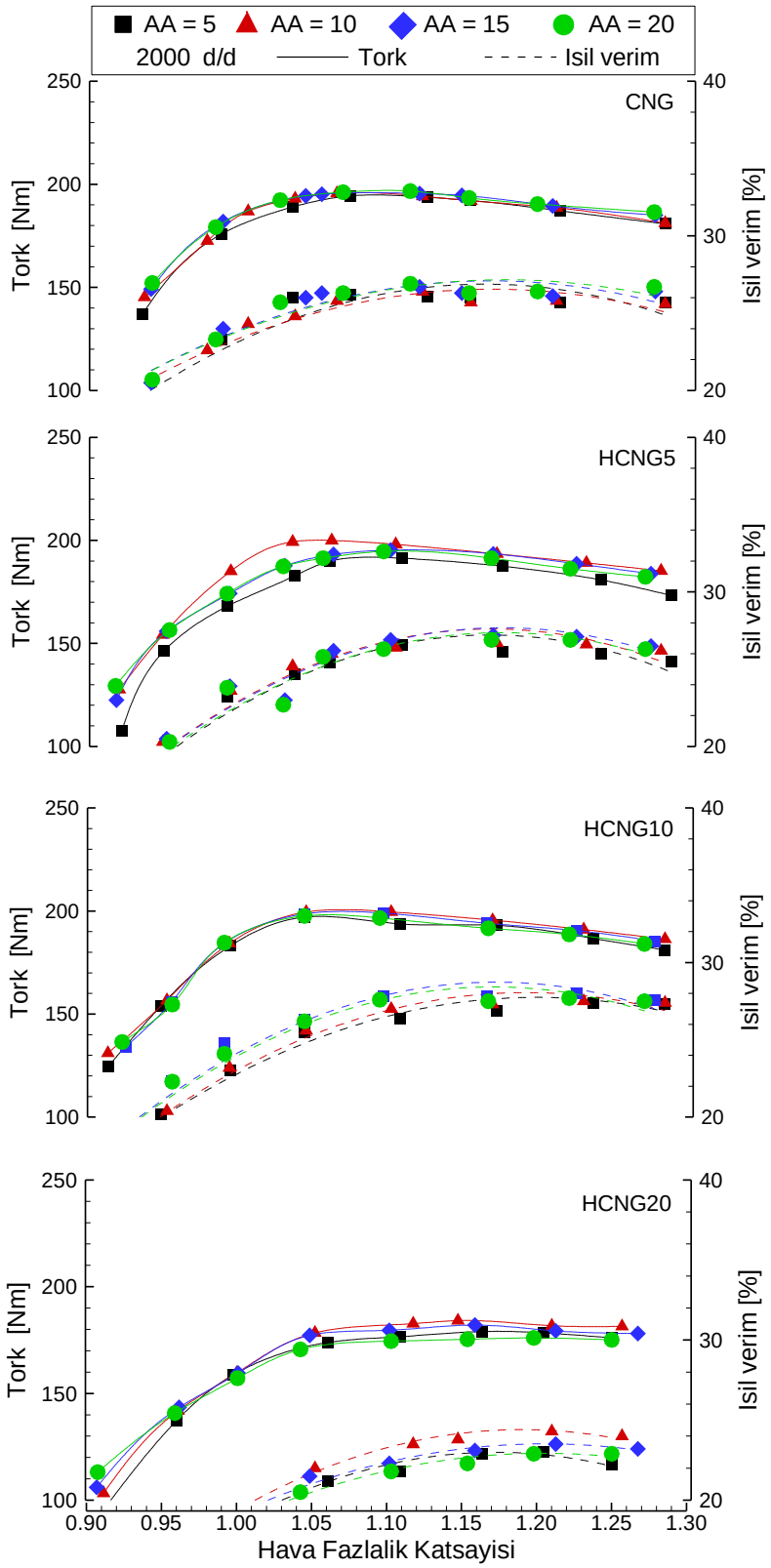
Ayrıca hava fazlalık katsayısının artması ile tork değerleri 1150 ve 1500 d/d motor devrilerinde en yüksek noktaya stokiometrik şartlarda ulaşmakta ve daha sonra azalmaktadır. En yüksek tork değerlerine 2000 d/d motor devrinde λ=1.05 değerinde ulaşılırken 2500 d/d devrinde ise λ=1.1 değerinde ulaşılmıştır.



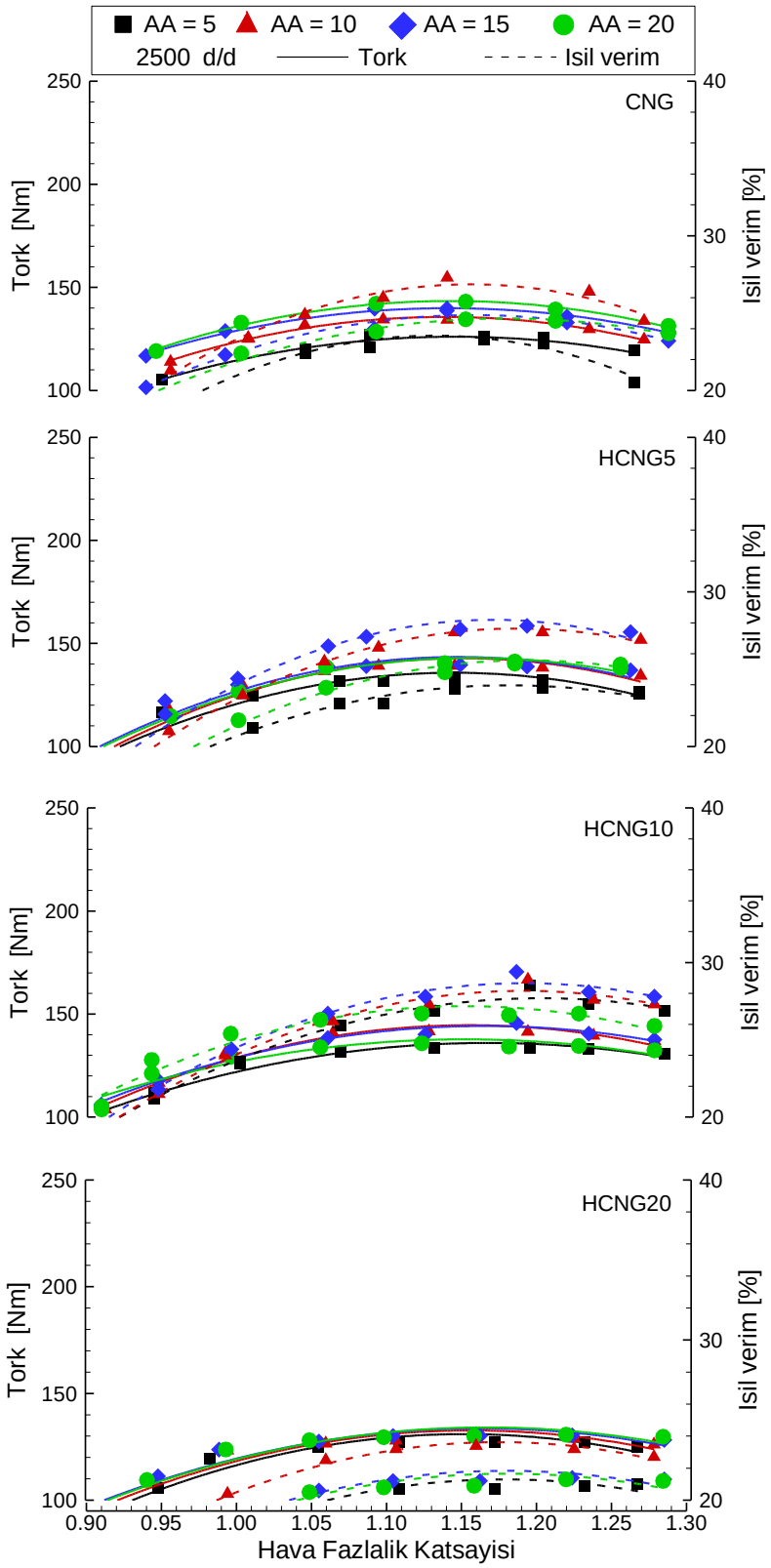
Şekil 3.1. 1150 d/d motor devrinde ve farklı ateşleme avanslarında hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri.



Şekil 3.2. 1500 d/d motor devrinde ve farklı ateşleme avanslarında hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri.



Şekil 3.3. 2000 d/d motor devrinde ve farklı ateşleme avanslarında hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri.



Şekil 3.4. 2500 d/d motor devrinde ve farklı ateşleme avanslarında hava fazlalık katsayısına göre tork ve ısıl verim değerleri.

3.1 ve 3.4 numaralı şekiller incelendiğinde, genel olarak HCNG10 yakıtında daha iyi ısıl verim değerleri elde edilirken, bazı düşük hava fazlalık katsayısı değerlerinde CNG ve HCNG5 yakıtında daha iyi sonuçlar elde edildiği görülmektedir. Burada hava fazlalık katsayısı değerinin artmasıyla alev hızı ve silindir içi sıcaklık azalmaktadır. Azalan alev hızı ve silindir içi sıcaklık değerleri hidrojen ilavesi ile yükseltilerek ısıl verimin artması sağlanmaktadır.

Genel olarak motor devri arttıkça volümetrik verimin azalmasından dolayı motor torkunun azaldığı ve buna bağlı olarak ısıl verimin de azaldığı gözlemlenmiştir.

Tablo 3.1. Farklı motor devirlerinde en yüksek ısıl verimin elde edildiği ateşleme avansı ve yakıt türü.

Motor Devri (d/d)	En Yüksek Isıl Verim (%)	Ateşleme Avansı (^{0} KMA)	Yakıt
1150	31	5	HCNG10
1500	28.6	5-10	HCNG10
2000	28.2	15	HCNG10
2500	29.2	15	HCNG10

Tablo 3.1 incelendiğinde, 1150 d/d motor devrinde en yüksek ısıl verim AA5 ve HCNG10'da %31, 1500 d/d motor devrinde en yüksek ısıl verim AA5 ve AA10 ile HCNG10'da %28.6, 2000 d/d motor devrinde en yüksek ısıl verim AA15 ve HCNG10'da %28.2, 2500 d/d motor devrinde en yüksek ısıl verim AA15 ve HCNG10'da %29.2 elde edilmiştir. Burada, devrin artmasıyla en yüksek ısıl verim değerlerinin, daha yüksek avanslarda elde edildiği sonucu ortaya çıkmaktadır.

Şekiller hava fazlalık katsayısının ısıl verime olan etkisi yönüyle incelendiğinde, genel olarak, hava fazlalık katsayısının 1.15 dolaylarına kadar artmasıyla ısıl verim değerlerinin arttığı, λ=1.15 değerinden sonra ise azaldığı görülmektedir.

1150 d/d ve 1500 d/d motor devirlerinde en düşük ısıl verim değerleri, AA20'de elde edilirken, 2000 d/d ve 2500 d/d motor devirlerinde en düşük ısıl verim değerleri genel olarak AA5'de elde edilmiştir. Deneylerde elde edilen en düşük ısıl verim değerleri tüm motor devirleri için HCNG20 yakıtında ölçülmüştür.

3.3. Güç Değişimi

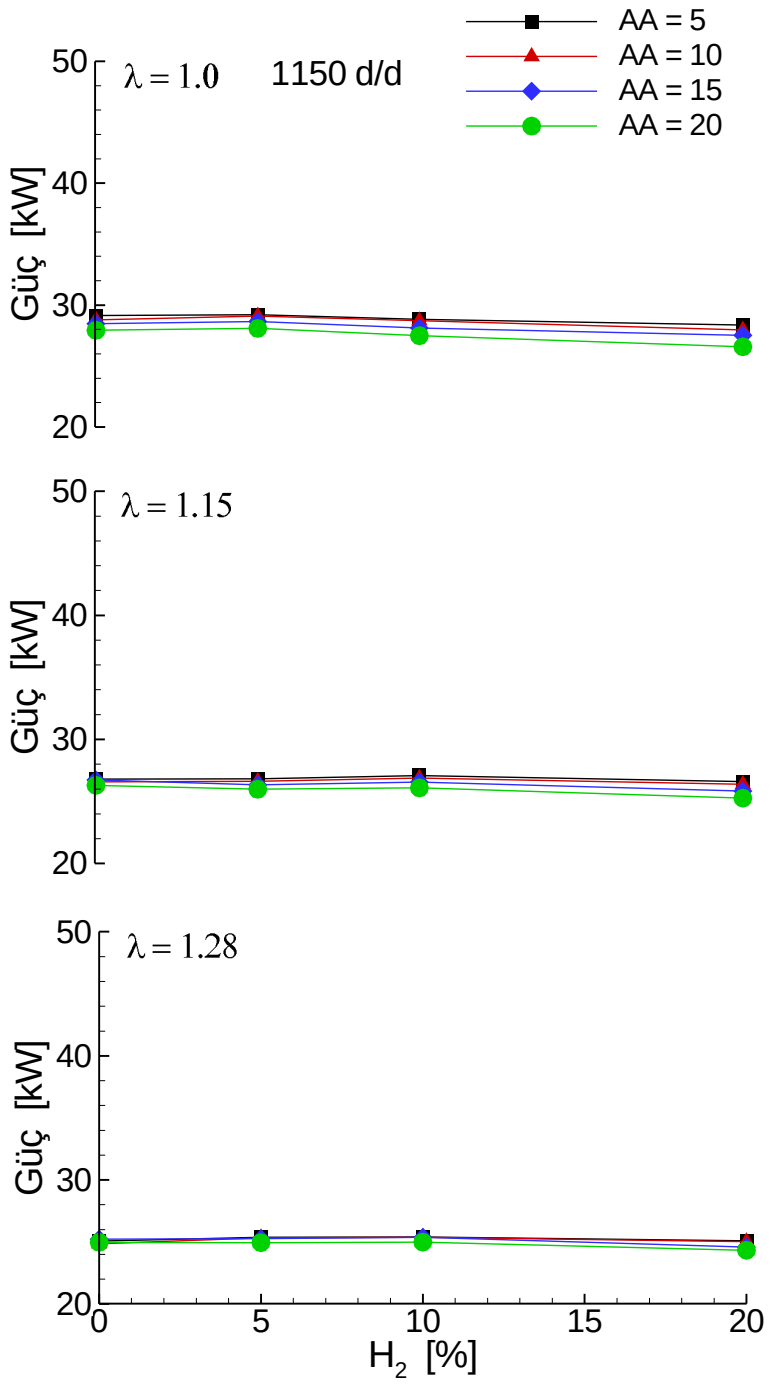
İçten yanmalı motorların en önemli performans parametrelerinden olan motor gücünün, farklı ateşleme avansı ve hava fazlalık katsayısı değerlerinde hidrojen oranına göre değişimleri Şekil 3.5-3.8'de verilmektedir.

Şekiller incelendiğinde, hava fazlalık katsayısı 1.0 ve 1.15 değerlerinde genel olarak hidrojen ilavesi ile güç değerlerinde azalma görülürken, hava fazlalık katsayısı 1.28 değerinde iken hidrojen ilavesi ile güç değerlerinde artış eğilimi gözlemlenmiştir. Deneyler esnasında CNG, HCNG5, HCNG10 ve HCNG20 yakıtlarının hepsi için en yüksek güç değerleri ise 2000 d/d motor devrinde elde edilmiştir.

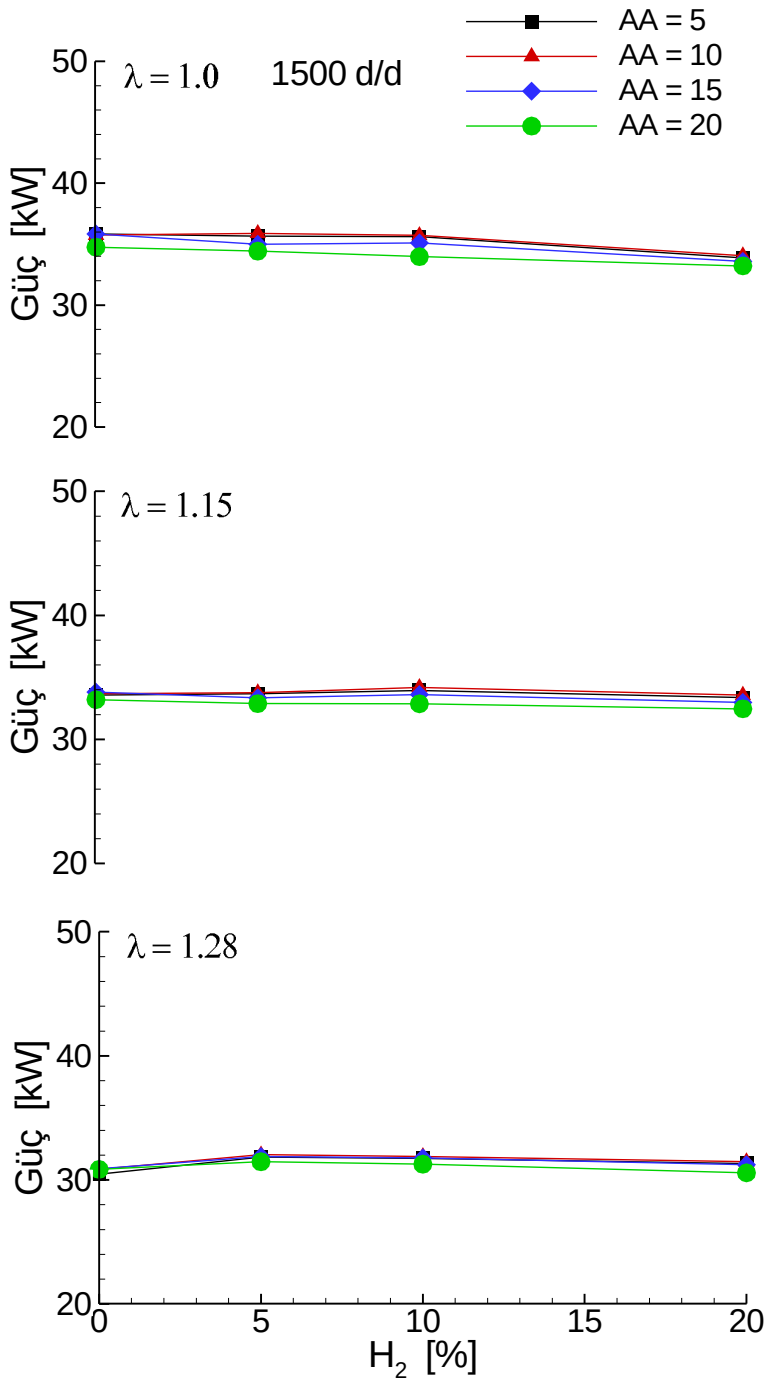
Tablo 3.2'de HCNG10 yakıtı için verilen değerler incelendiğinde, 1150 d/d ve 1500 d/d motor devirlerinde en düşük güç değerleri AA20'de, en yüksek güç değerleri AA5'de elde edilirken, 2000 d/d ve 2500 d/d motor devirlerinde en düşük güç değerleri AA5'de, en yüksek güç değerleri ise sırası ile AA10 ve AA15'de elde edilmiştir.

Tablo 3.2. HCNG10 yakıtı için farklı motor devri ve ateşleme avans değerlerinde en düşük ve en yüksekgüç değerleri.

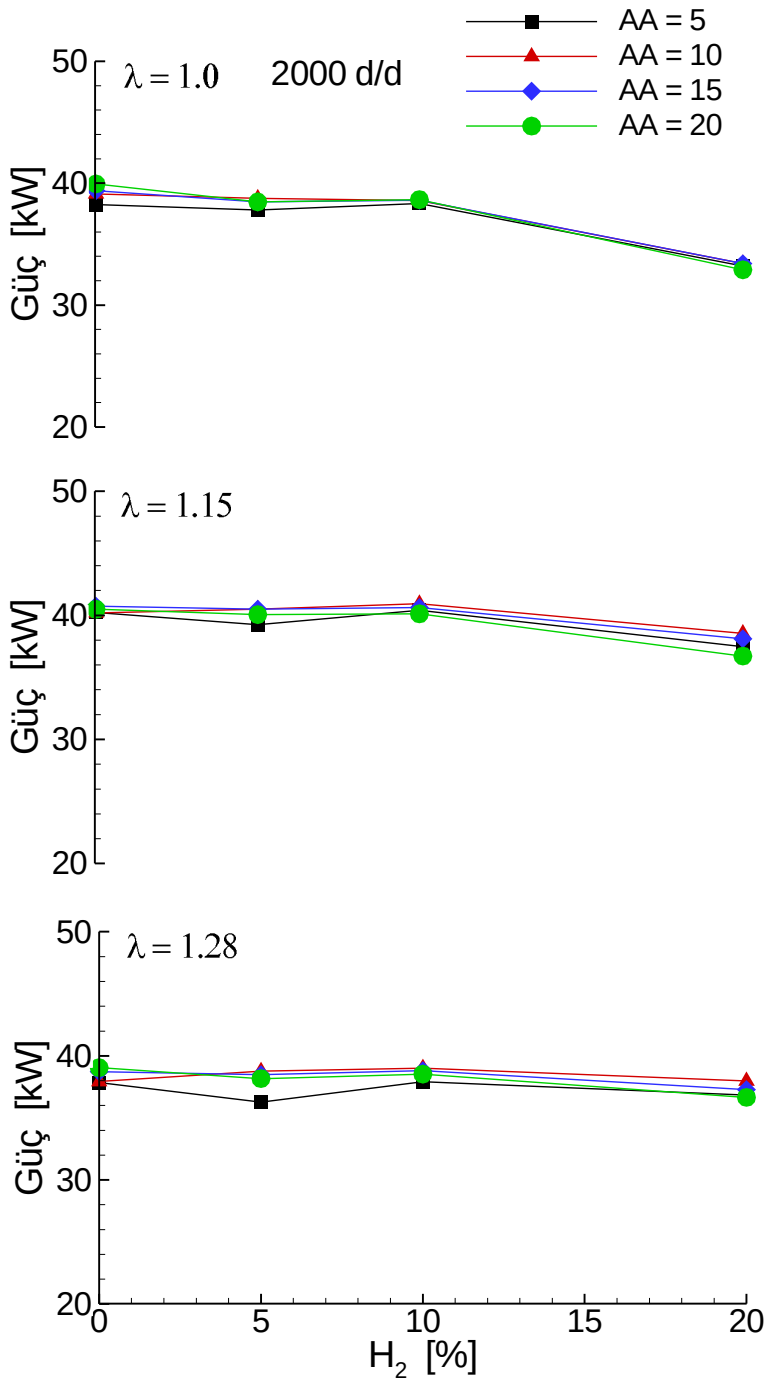
Motor Devri (d/d)	Avans (^{0} KMA)	Güç (kW) (en düşük)	Güç (kW) (en yüksek)
1150	5	25,3908	28,8281
	10	25,3828	28,7213
	15	25,3828	28,1163
	20	24,9879	27,4883
1500	5	31,7401	35,7742
	10	31,8818	35,7129
	15	31,7873	35,1623
	20	31,2678	34,3621
2000	5	37,9027	41,2520
	10	38,5790	41,7764
	15	38,5935	41,6577
	20	38,5307	41,3726
2500	5	32,9489	34,9881
	10	34,2883	37,0702
	15	34,2379	38,1185
	20	33,8351	35,5520



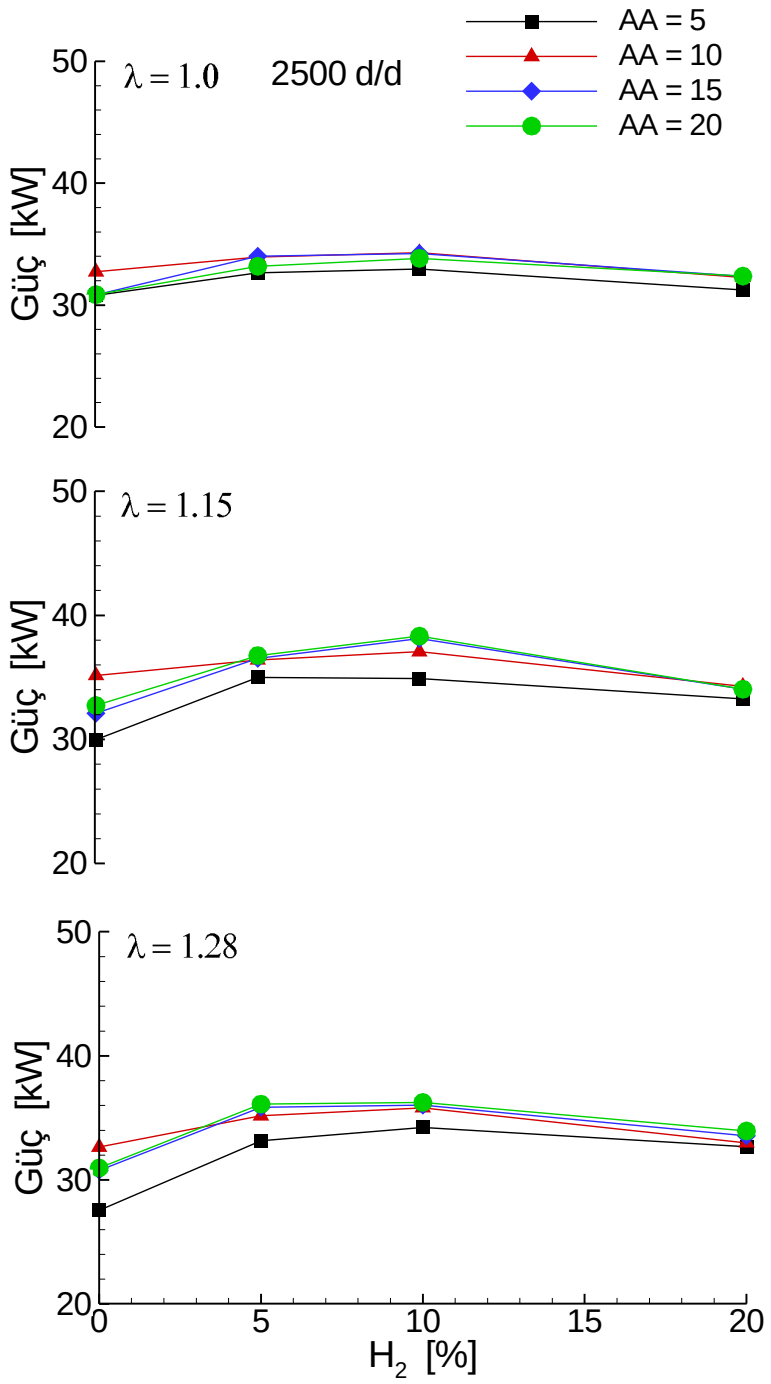
Şekil 3.5. Farklı ateşleme avansı ve hava fazlalık katsayısı değerlerinde hidrojen oranına göre güç değerleri. (1150 d/d motor devrinde)



Şekil 3.6. Farklı ateşleme avansı ve hava fazlalık katsayısı değerlerinde hidrojen oranına göre güç değerleri. (1500 d/d motor devrinde)



Şekil 3.7. Farklı ateşleme avansı ve hava fazlalık katsayısı değerlerinde hidrojen oranına göre güç değerleri. (2000 d/d motor devrinde)



Şekil 3.8. Farklı ateşleme avansı ve hava fazlalık katsayısı değerlerinde hidrojen oranına göre güç değerleri. (2500 d/d motor devrinde)

3.4. Özgül Yakıt Tüketimi

1150, 1500, 2000 ve 2500 d/d motor devirlerinde, 5, 10, 15 ve 20 derece ateşleme avanslarında, 1.0, 1.15 ve 1.28 hava fazlalık katsayıları için hidrojen ilavesinin özgül yakıt tüketimi üzerine etkisi Şekil 3.9-3.12'de görülmektedir.

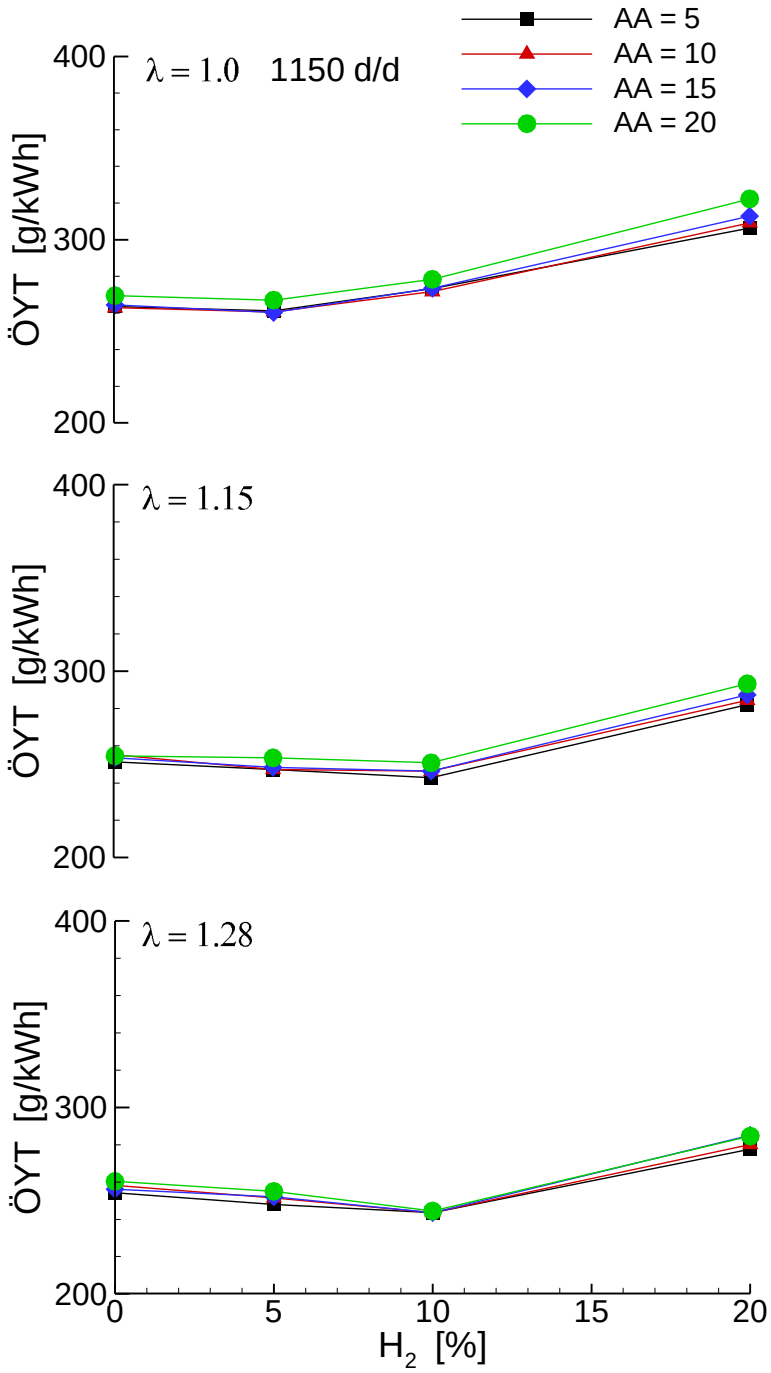
λ=1.0 değerinde ve düşük motor devirlerinde genel olarak hidrojen ilavesi ile özgül yakıt tüketimi artmaktadır. Şekil 3.9-3.12 ve tablo 3.3 incelendiğinde, genel itibari ile hidrojen oranı %0-10 değerleri arasında iken hidrojen ilavesi ile özgül yakıt tüketimi değerlerinde azalma eğilimi görülmektedir. Yakıt karışımındaki hidrojen oranının %10'dan %20'ye çıkması ile tüm motor devri ve hava fazlalık katsayısı değerleri için özgül yakıt tüketimi değerlerinde artma meydana gelmiştir. %20 hidrojen oranı için elde edilen değerler aynı zamanda deneyler esnasında elde edilen en yüksek özgül yakıt tüketimi değerleri olarak ölçülmüştür. Ayrıca tüm deney koşullarında motor devrinin artması ile özgül yakıt tüketiminin arttığı görülmektedir.

Tablo 3.3. λ=1.15 değerinde ve farklı motor devirlerinde hidrojen oranına göre özgül yakıt tüketimi değerleri.

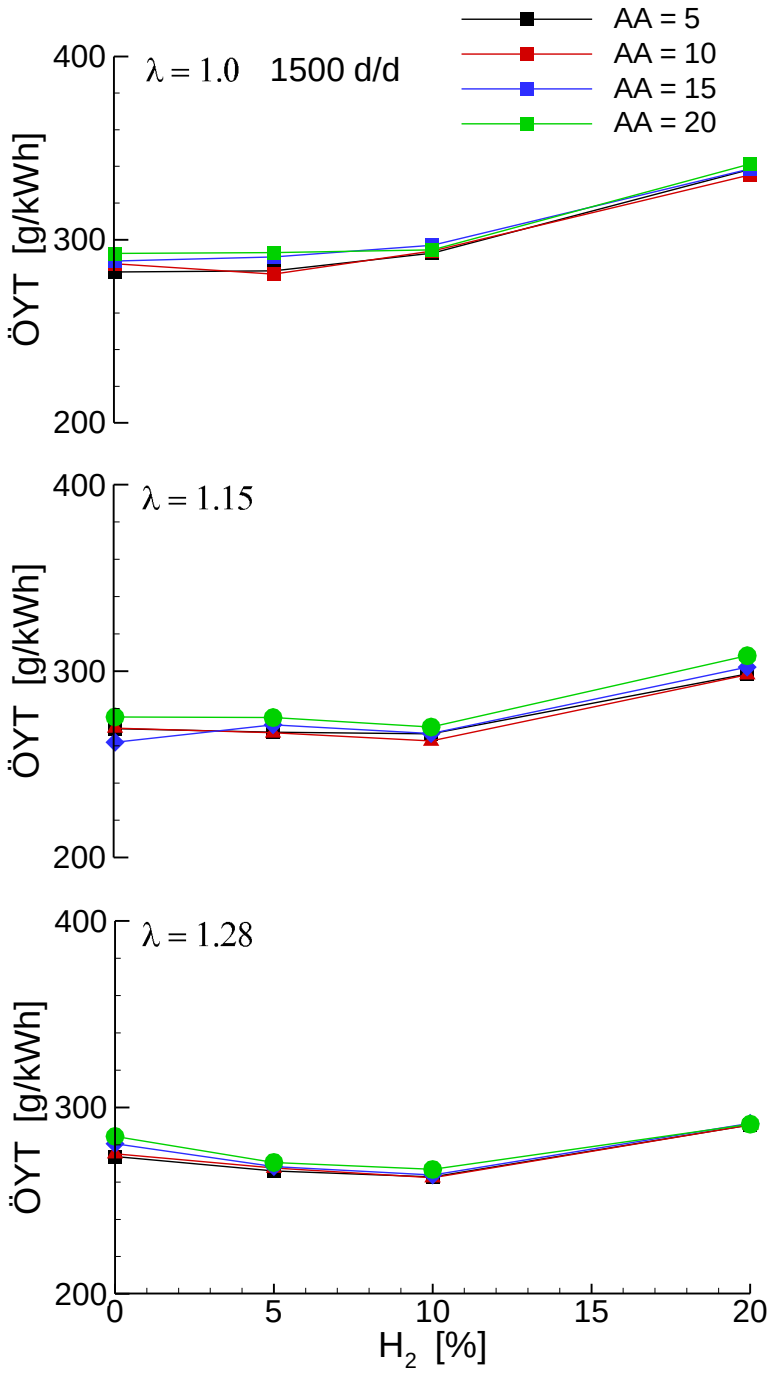
	Özgül Yakıt Tüketimi (g/kwh)			
Motor Devri (d/d)	CNG	HCNG5	HCNG10	HCNG20
1150	255,1481	247,2891	246,2571	284,3818
1500	269,4640	266,8948	262,5630	298,0590
2000	298,2284	284,0959	275,4944	314,6291
2500	280,1612	277,1020	275,7000	340,4318

En düşük özgül yakıt tüketimi genellikle yüksek motor devirlerinde AA10 veya AA15'de, düşük motor devirlerinde ise AA5 ve AA10'da elde edilmiştir.

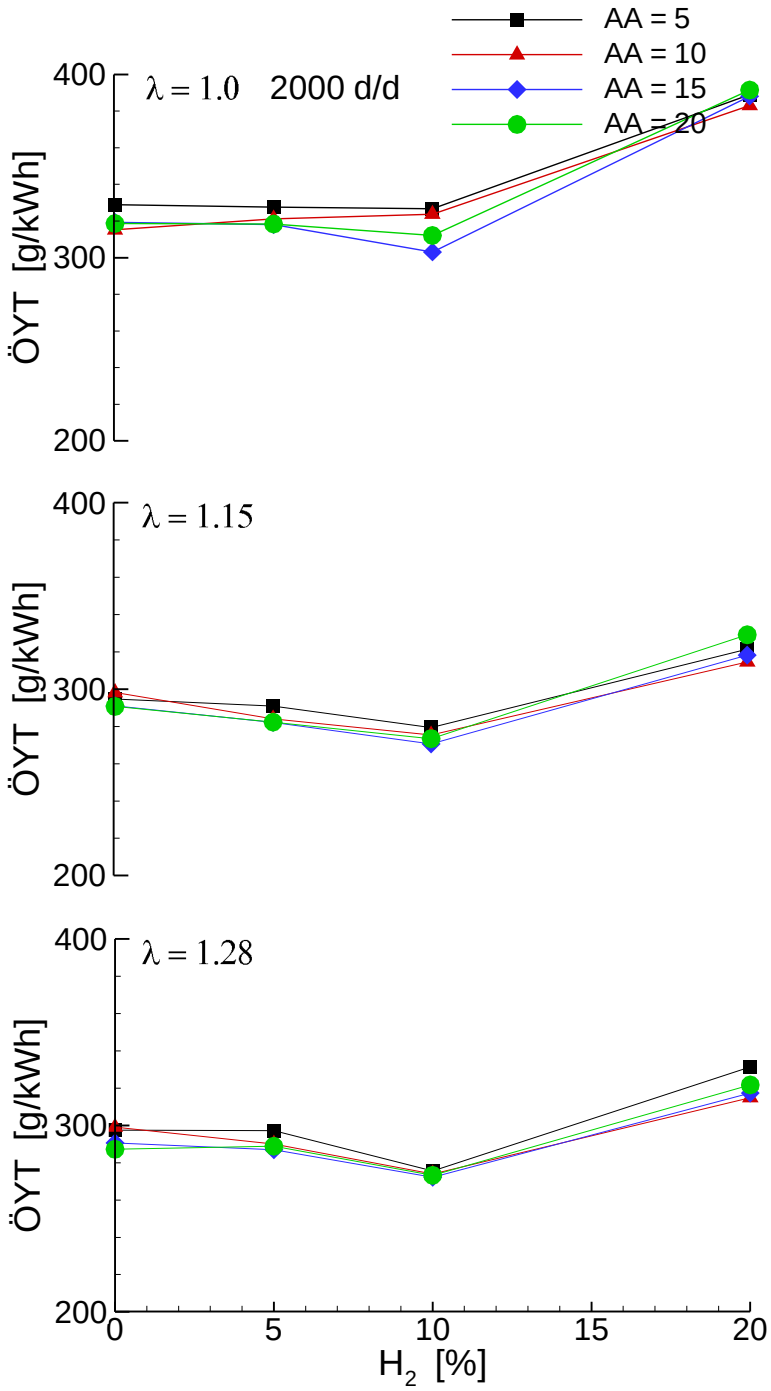
Bütün hava fazlalık katsayısı değerleri için en yüksek özgül yakıt tüketimi değerleri genel olarak, düşük motor devirlerinde AA20'de, yüksek motor devirlerinde ise AA5'de elde edilmiştir.



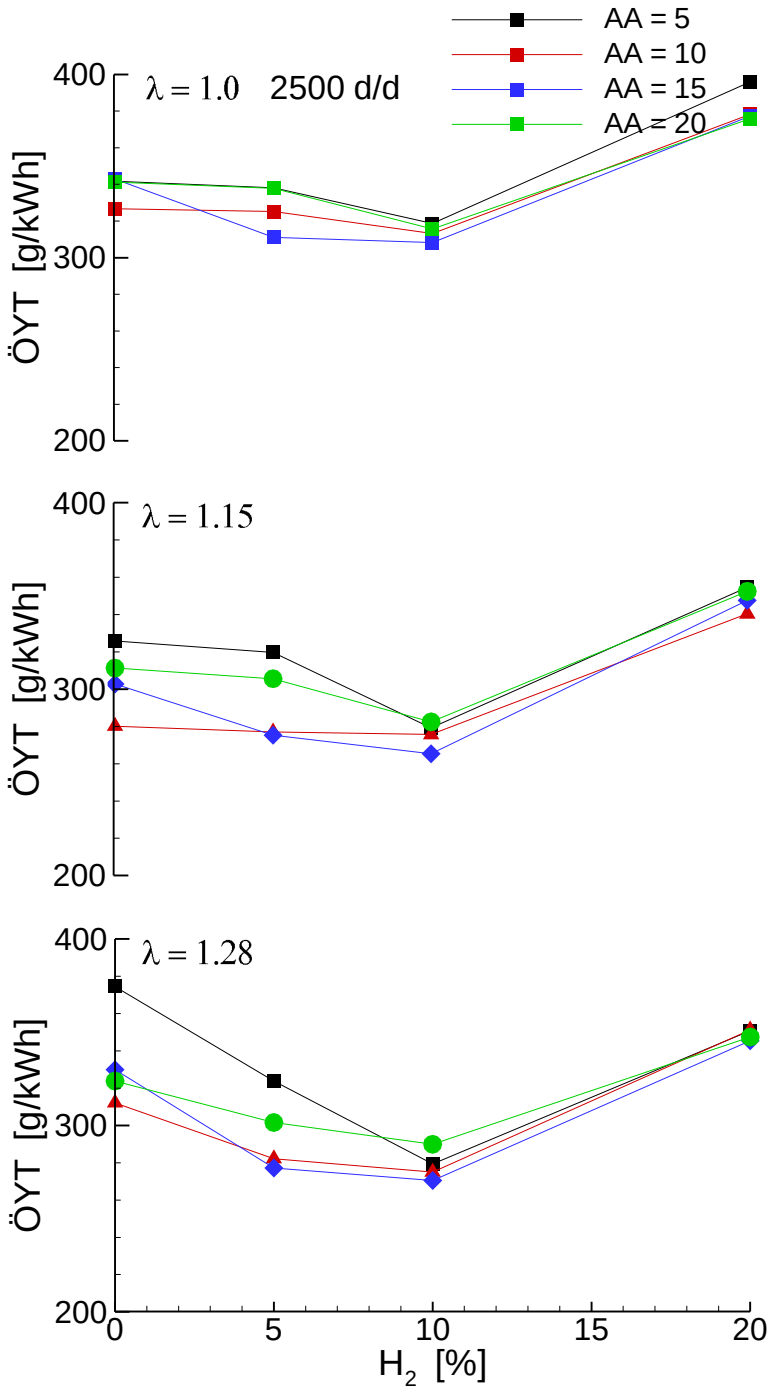
Şekil 3.9. Farklı ateşleme avansı ve hava fazlalık katsayısı değerlerinde hidrojen oranına göre özgül yakıt tüketimi değerleri. (1150 d/d motor devrinde)



Şekil 3.10. Farklı ateşleme avansı ve hava fazlalık katsayısı değerlerinde hidrojen oranına göre özgül yakıt tüketimi değerleri. (1500 d/d motor devrinde)



Şekil 3.11. Farklı ateşleme avansı ve hava fazlalık katsayısı değerlerinde hidrojen oranına göre özgül yakıt tüketimi değerleri. (2000 d/d motor devrinde)



Şekil 3.12. Farklı ateşleme avansı ve hava fazlalık katsayısı değerlerinde hidrojen oranına göre özgül yakıt tüketimi değerleri. (2500 d/d motor devrinde)

3.5. Hidrojen İlavesinin Silindir İçi Basınca ve Isı Salınım Oranına Etkisi

Farklı oranlarda hidrojen içeren HCNG yakıtlarının kullanılmasıyla, 10 derece ateşleme avansında, farklı devirlerde ve stokiometrik şartlarda krank mili açısına bağlı olarak ölçülen silindir içi basınç değerleri ve hesaplanan ısı salınım oranları Şekil 3.13-3.16'da verilmektedir.

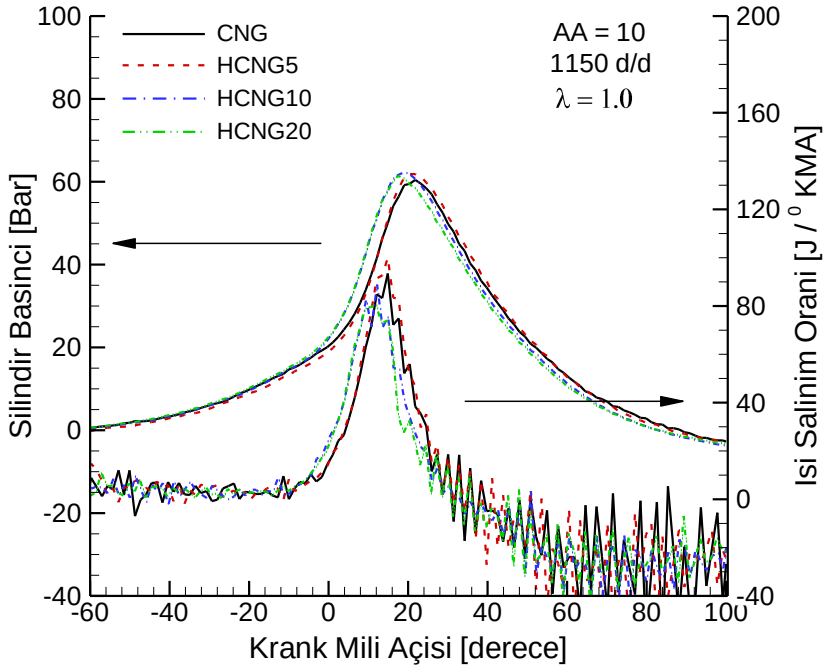
Motor devri arttıkça silindir için basınç ve ısı salınım oranı eğrileri üst ölü noktadan uzaklaşmaktadır. Örneğin HCNG10 için en yüksek silindir içi basınç 1150 d/d motor devrinde 19.11 krank mili açısında 62.3 bar olarak elde edilirken, 1500 d/d, 2000 d/d ve 2500 d/d motor devirlerinde sırası ile 20.65, 21.24 ve 23.05 krank mili açılarında 57.6, 50 ve 37.5 bar olarak elde edilmiştir.

Verilen grafikler ve değerler incelendiğinde silindir içi maksimum basınç değerleri motor devrinin artmasıyla azalmıştır. Ayrıca hidrojen oranının atması ile maksimum basınç değerleri daha düşük krank mili açılarında elde edilmiş ve buna paralel olarak basınç eğrilerinin üst ölü noktaya yaklaştığı görülmüştür. 1500 d/d motor devrinde stokiometrik şartlarda CNG'de en yüksek silindir içi basınç değeri 24.24 krank mili açısında elde edilirken, HCNG5, HCNG10 ve HCNG20 için sırası ile en yüksek silindir içi basınç değerleri 22.48, 20.64 ve 18.84 krank mili açılarında elde edilmiştir.

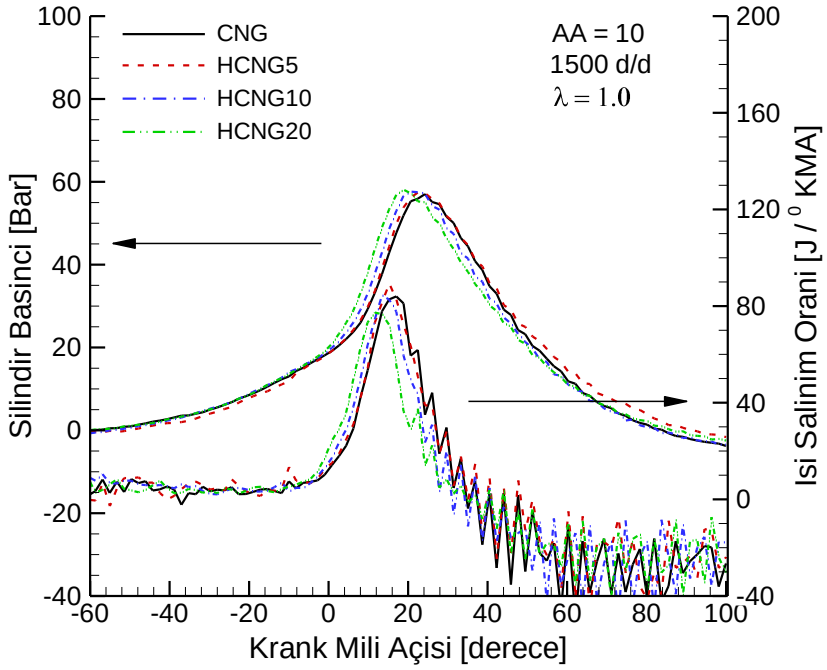
Şekil 3.13-3.16 incelendiğinde, hidrojen ilavesinin ısı salınım eğrilerini üst ölü noktaya yaklaştırdığı görülmektedir. Ayrıca HCNG10 yakıtı için devirler açısından ısı salınım oranlarının verildiği tablo 3.4 incelendiğinde ise devir arttıkça ısı salınım oranlarının azaldığı ve üst ölü noktadan uzaklaştığı görülmektedir.

Tablo 3.4. Stokiometrik şartlarda farklı motor devirleri için HCNG10 kullanılmasıyla oluşan $ROHR_{MAX}$ ve $\theta ROHR_{MAX}$ değerleri.

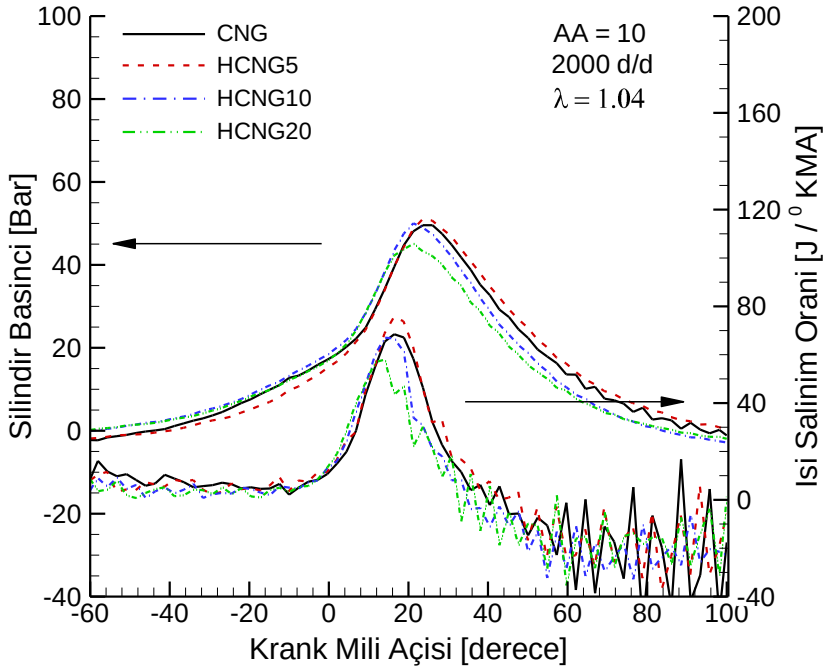
Devir (d/d)	ROHRMAX (J/0 KMA)	θROHRMAX (0 KMA ÜÖNS)
1150	90.0	14.6
1500	87.5	15.5
2000	75.5	16.2
2500	53.0	17.5



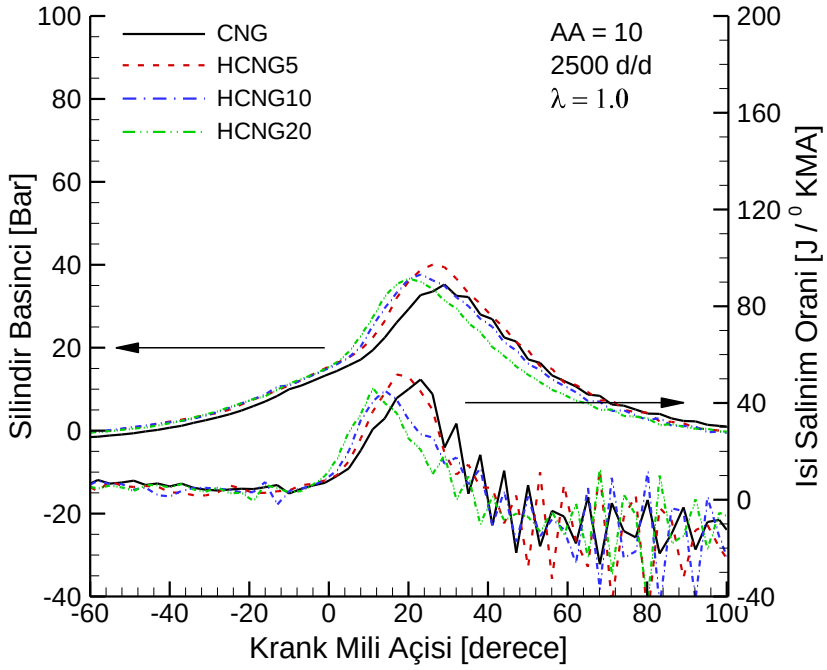
Şekil 3.13. Stokiometrik şartlarda hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (AA=10, 1150 d/d).



Şekil 3.14. Stokiometrik şartlarda hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (AA=10, 1500 d/d).



Şekil 3.15. Stokiometrik şartlarda hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (AA=10, 2000 d/d).



Şekil 3.16. Stokiometrik şartlarda hidrojen ilavesinin silindir basıncına ve ısı salınım oranına etkisi (AA=10, 2500 d/d).

3.6. Hidrojen Oranlarındaki Değişimin Emisyonlara Etkisi

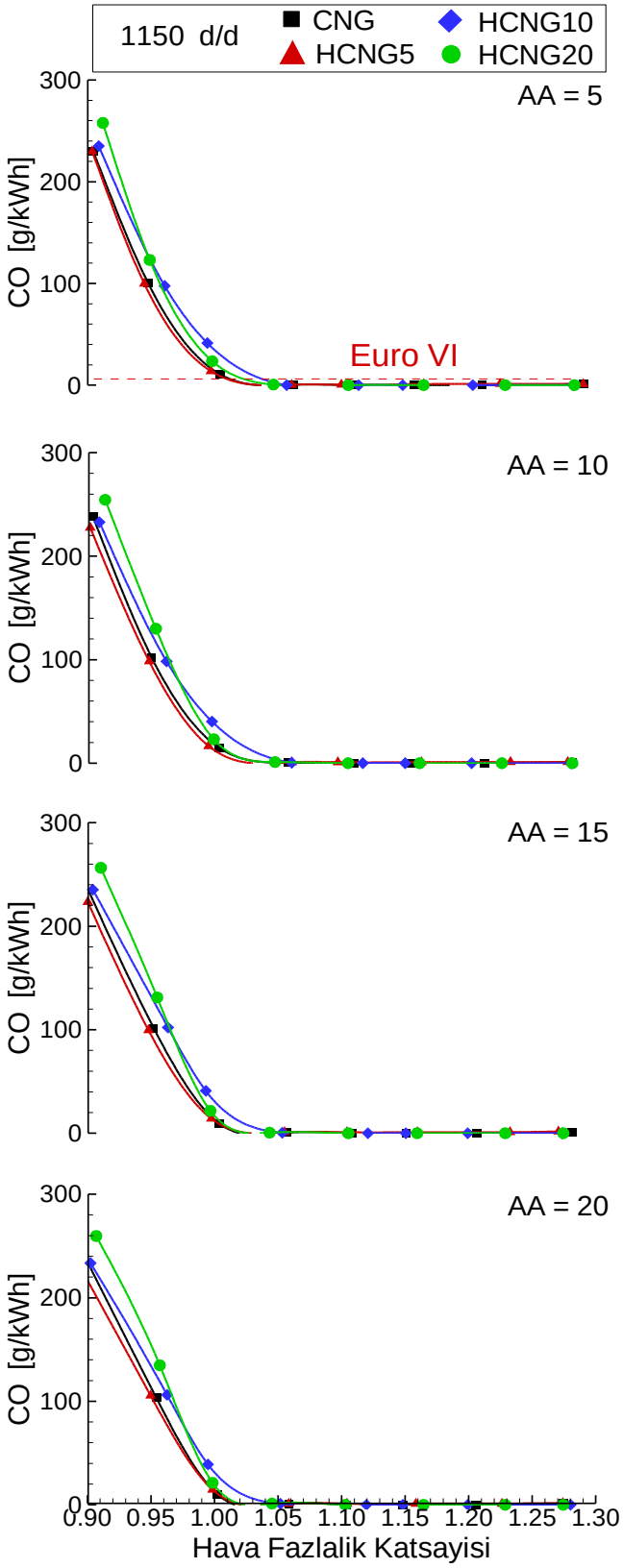
3.6.1. CO Emisyonları

Farklı ateşleme avansları ve farklı motor devirlerinde hidrojen ilavesinin karbon monoksit (CO) emisyonları üzerine etkisi Şekil 3.17-3.20'de gösterilmektedir. Hava fazlalık katsayısı arttıkça CO değerleri hızla azalmakta ve hava fazlalık katsayısı 1.0 ile 1.05 arasında CO değerleri, uluslar arası Euro-6 standart değeri olan 4.0 g/kwh değerinin altına düşmektedir. Örnek olarak 1150 motor devrinde AA10 değerinde ve 0.90 hava fazlalık katsayısı civarında CNG, HCNG5, HCNG10 ve HCNG20 yakıtları için sırasıyla 238, 227, 232 ve 254 g/kWh CO emisyon değerleri elde edilirken aynı şartlarda λ=1.05 civarında bu emisyon değerleri sırayla 0.47, 0.95, 0.48 ve 1.15 g/kWh olarak tespit edilmiştir. Tablo 3.5'de verilen değerler incelendiğinde, motor devrinin artmasıyla CO değerlerinin 2000 d/d motor devrine kadar arttığı, 2500 d/d motor devrinde ise düştüğü görülmektedir.

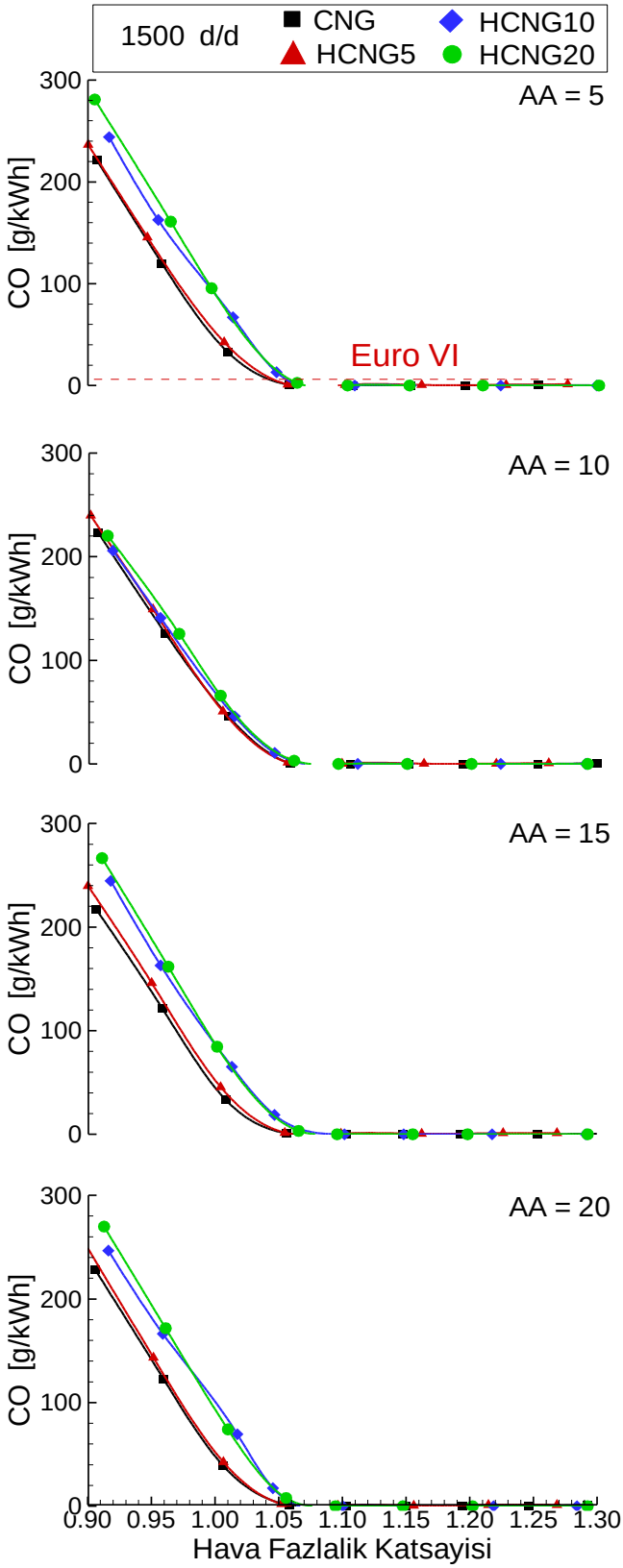
Tablo 3.5. λ=0.90 ve AA10 değerlerinde farklı motor devri ve hidrojen oranlarındaki yakıt için CO emisyon değerleri

Motor Devri (d/d)	**CO (g/kWh)**			
	CNG	HCNG5	HCNG10	HCNG20
1150	238,533	227,4722	232,8975	254,4577
1500	222,861	239,8123	205,853	220,214
2000	255,9039	374,0822	350,5469	497,3652
2500	99,35812	250,6705	187,5222	311,7204

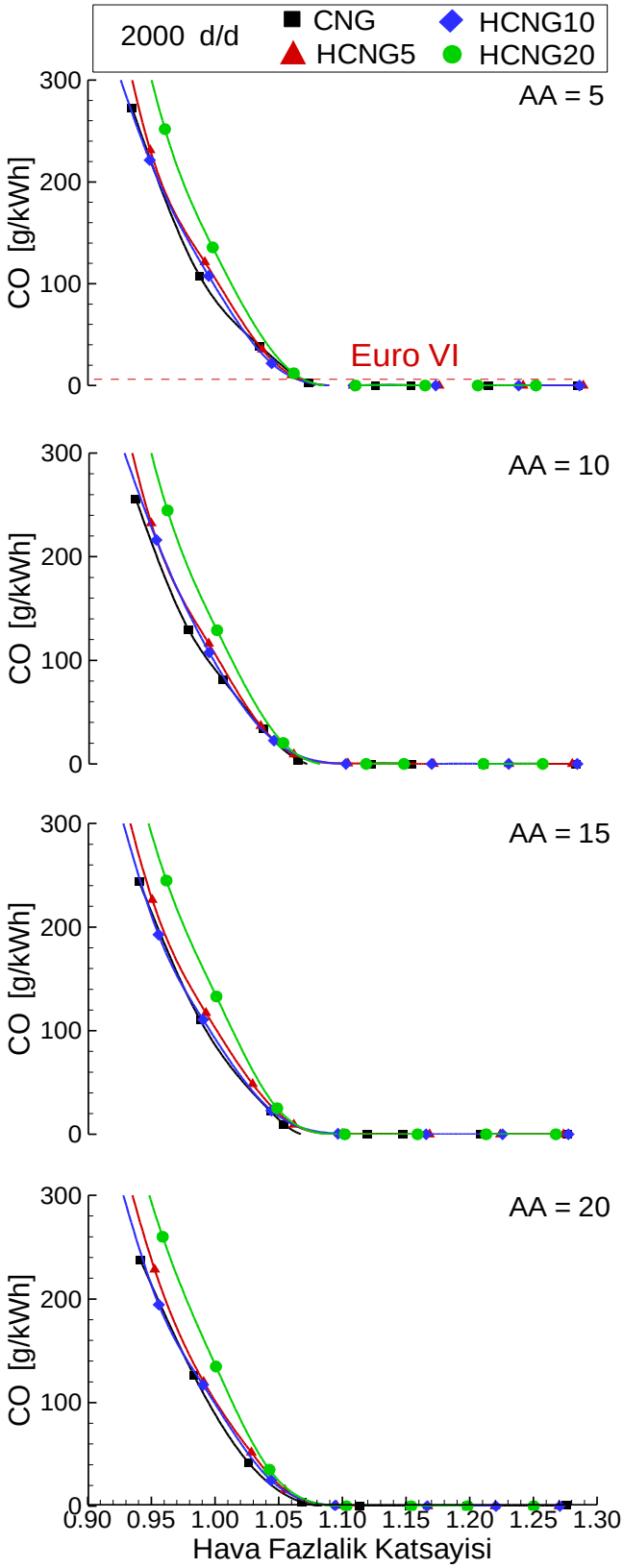
HCNG10 yakıtı için 1500 d/d motor devrinde AA5, AA10, AA15 ve AA20 için CO değerleri sırası ile 243.9, 205.8, 244.5, 246.6 g/kWh olarak ölçülmüş, aynı şartlarda CNG yakıtı için ölçülen değerler ise sırası ile 221.5, 222.8, 217.5, 228.4 g/kWh olarak elde edilmiştir. AA10 ve 1150 d/d motor devrinde CNG, HCNG5, HCNG10 ve HCNG20 yakıtları için sırasıyla CO emisyon değerleri, 238.5, 227.4, 232.8, 254.4 /kWh olarak elde edilirken, AA10 ve 1500 d/d motor devrinde CNG, HCNG5, HCNG10 ve HCNG20 yakıtları için sırasıyla CO emisyon değerleri, 222.8, 239.8, 205.8, 220.2 g/kWh olarak ölçülmüştür. Yukarıda belirtilen verilerden de anlaşılacağı üzere ateşleme avansı ve hidrojen ilavesinin CO değerlerini etkilemediği tespit edilmiştir.



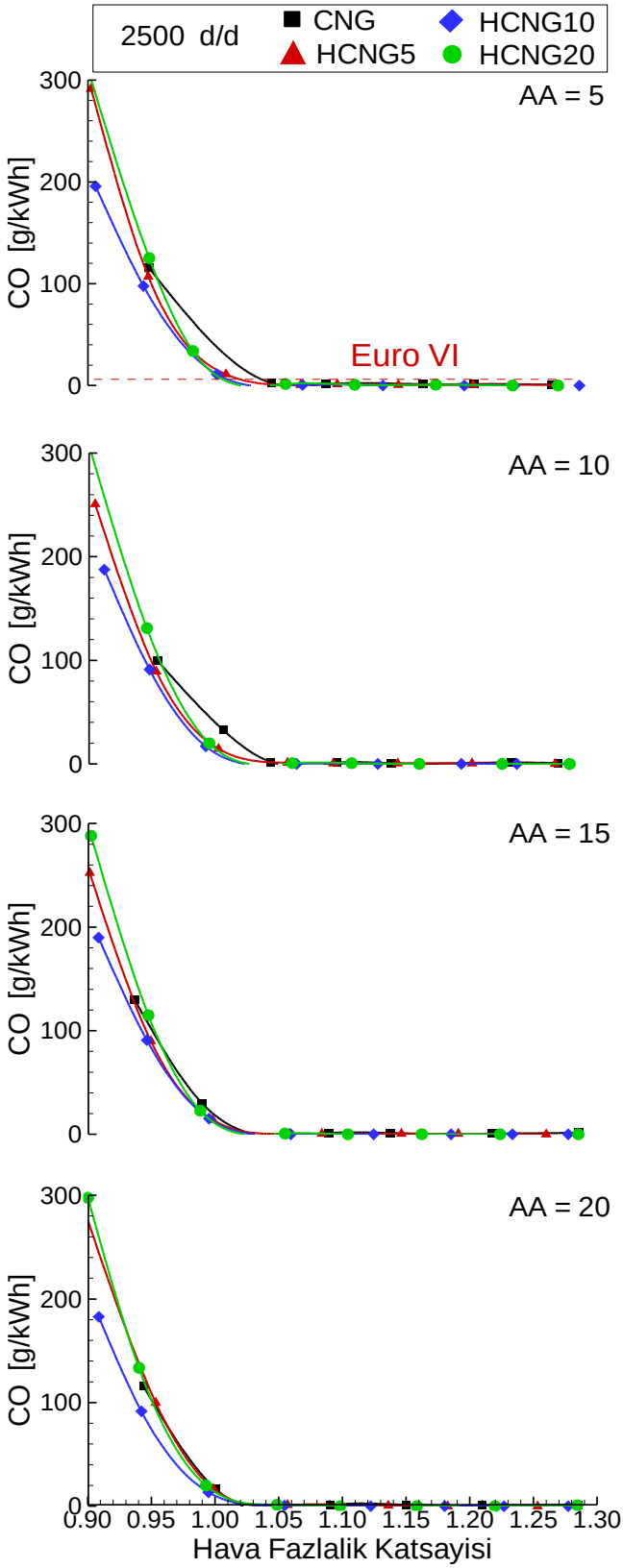
Şekil 3.17. 1150 d/d motor devri ve farklı ateşleme avanslarında hidrojen ilavesinin CO emisyonlarına etkisi.



Şekil 3.18. 1500 d/d motor devri ve farklı ateşleme avanslarında hidrojen ilavesinin CO emisyonlarına etkisi.



Şekil 3.19. 2000 d/d motor devri ve farklı ateşleme avanslarında hidrojen ilavesinin CO emisyonlarına etkisi.



Şekil 3.20. 2500 d/d motor devri ve farklı ateşleme avanslarında hidrojen ilavesinin CO emisyonlarına etkisi.

3.6.2. HC Emisyonları

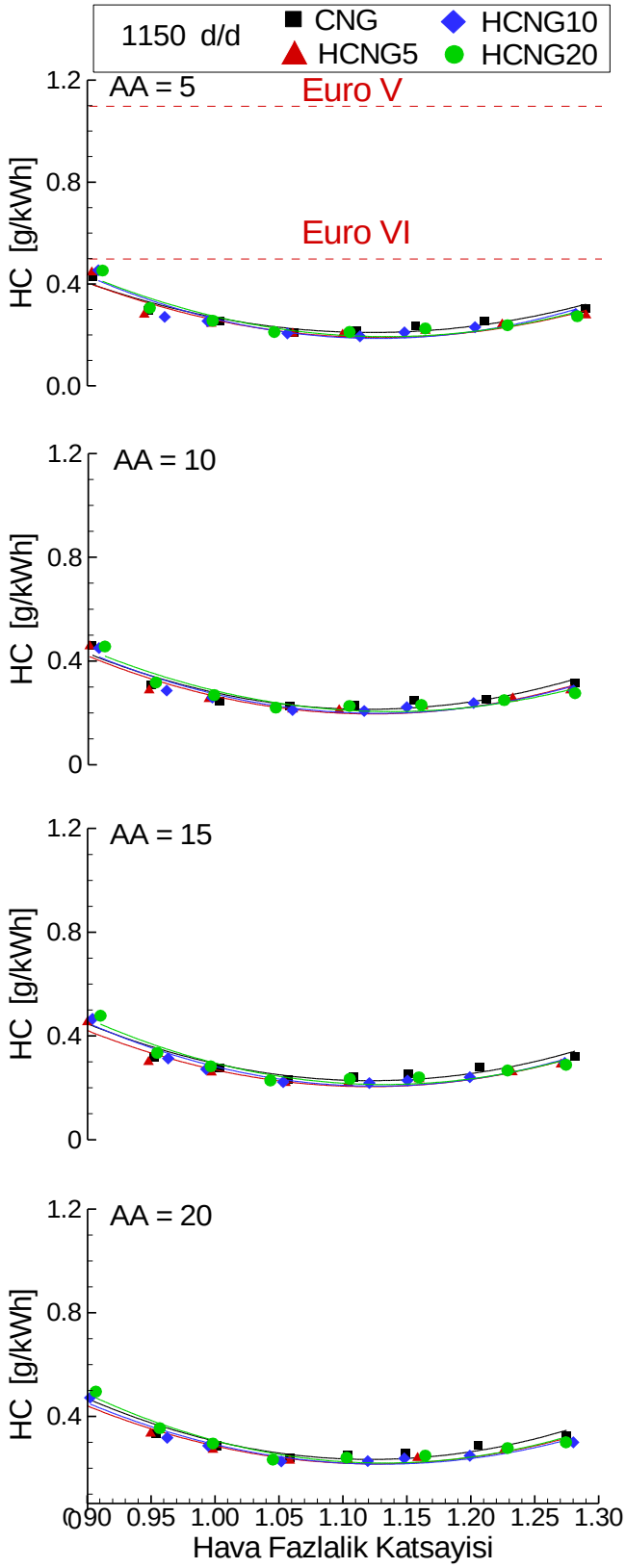
Farklı ateşleme avansları ve farklı motor devirlerinde hidrojen ilavesinin hidrokarbon (HC) emisyonları üzerine etkisi Şekil 3.21-3.24'de gösterilmektedir.

Genel olarak tüm çalışma boyunca ve özellikle düşük motor devirlerinde HC değerleri, uluslar arası Euro-6 standart değeri olan 0.5 g/kwh değerinden düşük çıktığı görülmektedir.

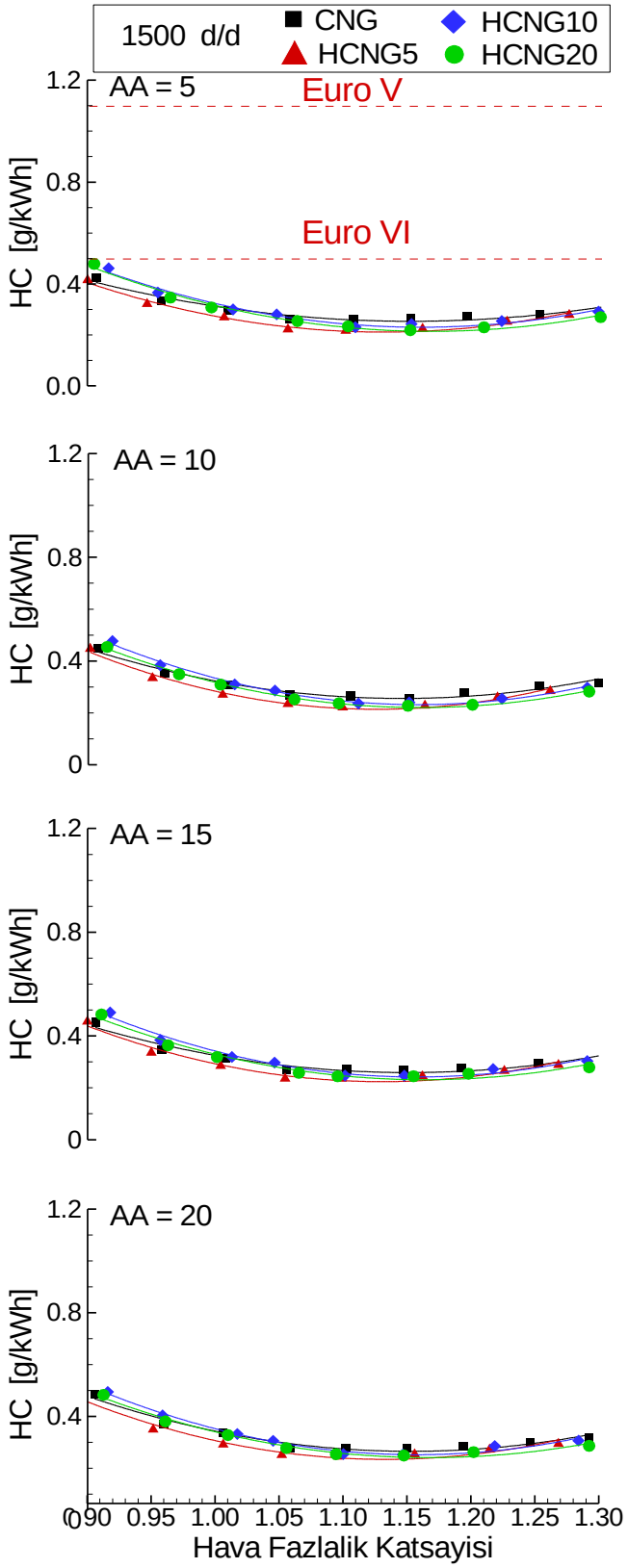
Bütün yakıt türlerinde ve ateşleme avansı değerlerinde en düşük HC emisyon değerleri λ=1.1 ve λ=1.2 aralığında elde edilmiştir. λ=1.15 civarında, 1150 motor devrinde ve AA5 değerinde CNG, HCNG5, HCNG10 ve HCNG20 yakıtları kullanılarak elde edilen HC emisyon değerleri sıra ile 0.24, 0.22, 0.21 ve 0.23 g/kWh olarak ölçülmüştür. Aynı şartlarda AA10 ve AA15 değerleri elde edilen veriler sırayla 0.24, 0.22, 0.22 ve 0.23 g/kWh; 0.25, 0.23, 0.23 ve 0.24 g/kWh olarak ölçülmüştür.

Şekiller incelendiğine hidrojen ilavesi ve ateşleme avansının HC değerlerini önemli oranda etkilemediği görülmektedir. Deneylerde elde edilen HC değerlerinin çok düşük olmasının ve motorda bir miktar yağ yakılmış olmasının bu sonucu ortaya çıkarabileceği değerlendirilmektedir.

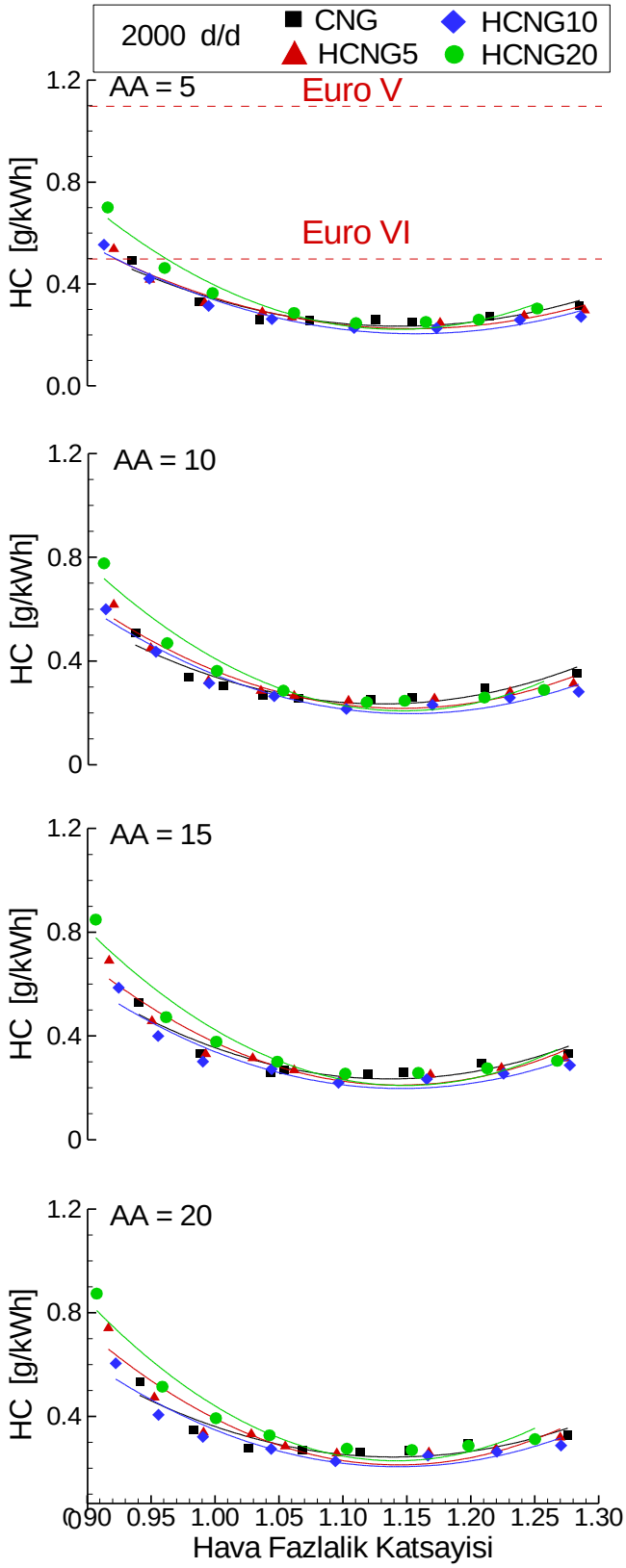
Motor devrinin artması ile HC değerlerinde genel olarak düşük miktarlarda artış gözlemlenmiştir. AA5 ve stokiometrik şartlarda HCNG5 yakıtı kullanılarak 1150, 1500, 2000 ve 2500 d/d motor devirleri için sırasıyla 0.24, 0.26, 0.38, 0.30 g/kWh HC değerleri elde edilirken aynı şartlarda HCNG10 yakıtı kullanılarak sırasıyla 0.25, 0.29, 0.31, 0.86 g/kWh HC değerleri elde edilmiştir. Motor devrinin artmasına bağlı olarak piston hızı artmakta, bu durum ise yanma veriminin düşmesine ve HC değerlerinin artmasına sebep olmaktadır.



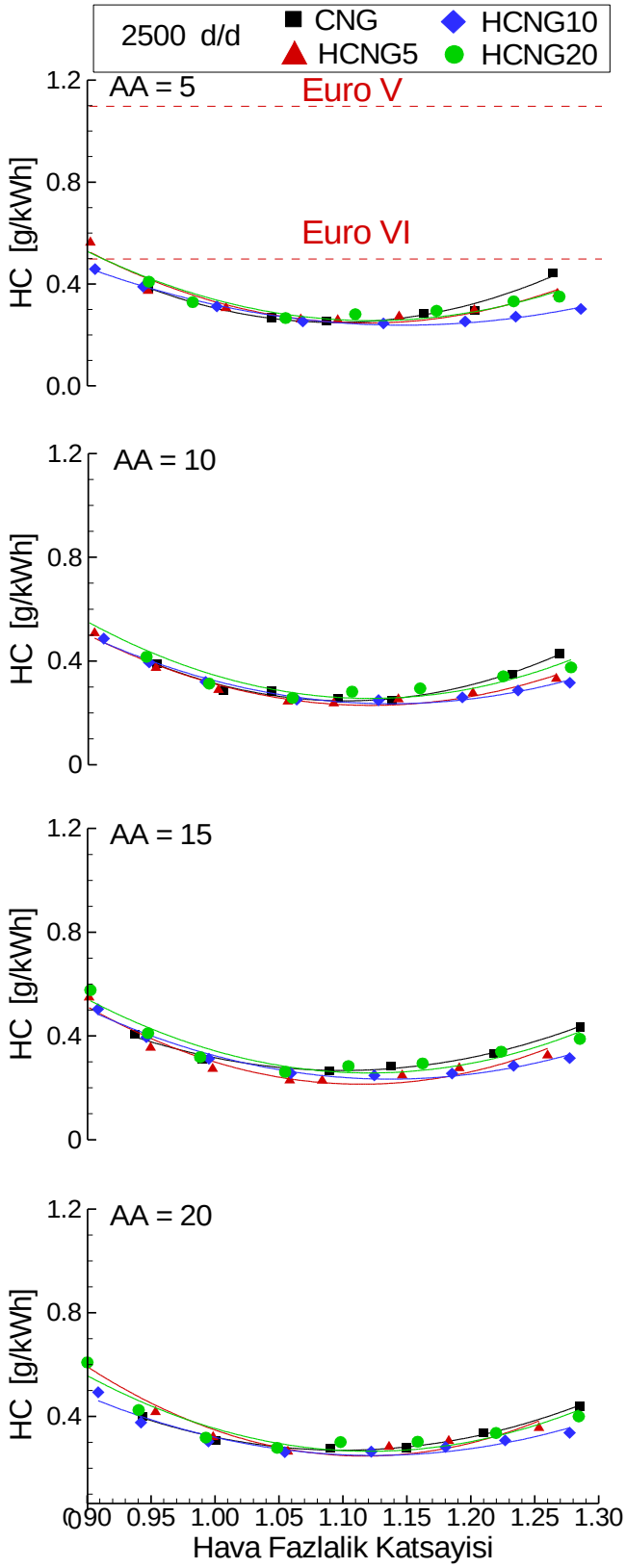
Şekil 3.21. 1150 d/d motor devri ve farklı ateşleme avanslarında hidrojen ilavesinin HC emisyonlarına etkisi.



Şekil 3.22. 1500 d/d motor devri ve farklı ateşleme avanslarında hidrojen ilavesinin HC emisyonlarına etkisi.



Şekil 3.23. 2000 d/d motor devri ve farklı ateşleme avanslarında hidrojen ilavesinin HC emisyonlarına etkisi.



Şekil 3.24. 2500 d/d motor devri ve farklı ateşleme avanslarında hidrojen ilavesinin HC emisyonlarına etkisi.

3.6.3. NO_X Emisyonları

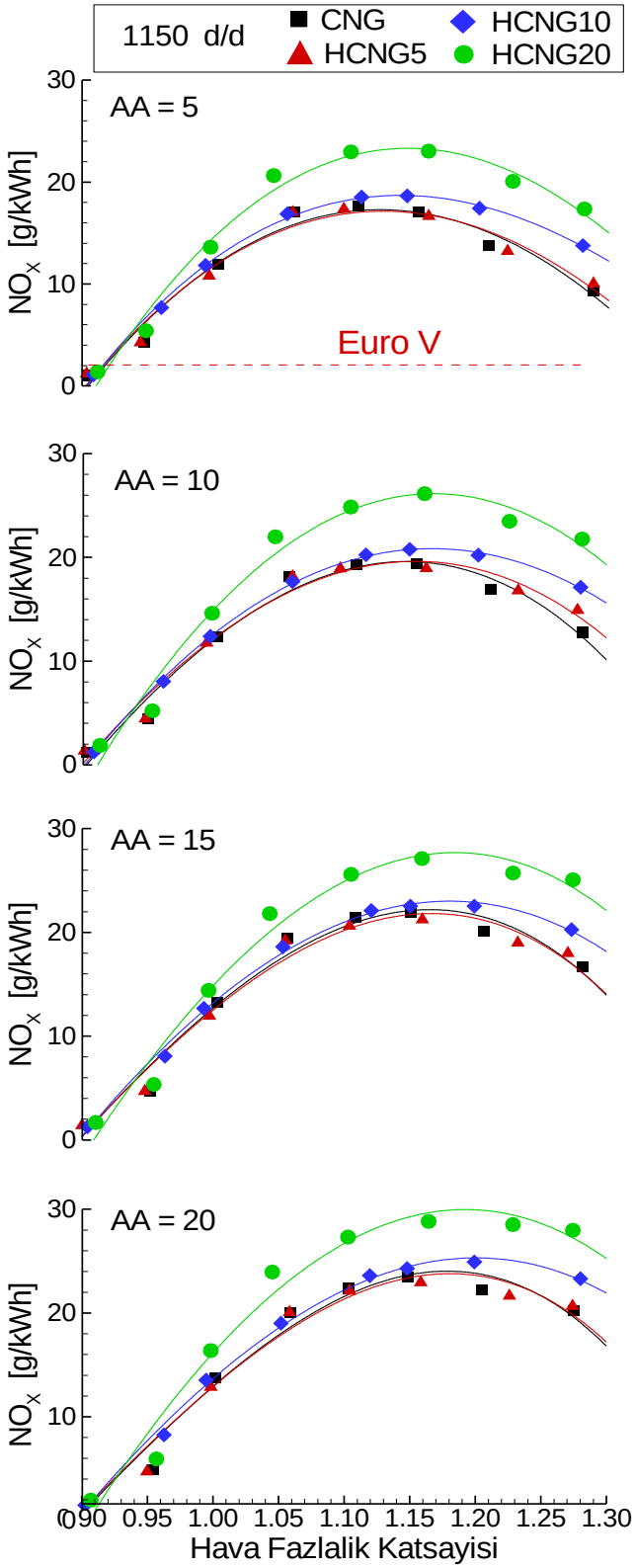
Farklı ateşleme avansları ve farklı motor devirlerinde hidrojen ilavesinin NO_X emisyonları üzerine etkisi Şekil 3.25-3.28'de gösterilmektedir.

Şekiller incelendiğinde, genel olarak hidrojen ilavesi ile NO_X emisyonlarının arttığı görülmektedir. Yakıt içerisindeki hidrojen oranının artmasıyla alev sıcaklığı ve alev hızı artmakta, buna bağlı olarak karışımın sıcak bölgede kalma süresi de uzamaktadır. Bu nedenle NO_X emisyon değerleri hidrojen ilavesi ile artmaktadır [72]. AA5, λ=1.15 değerinde ve 1500 d/d motor devrinde CNG, HCNG5, HCNG10 ve HCNG20 yakıtları kullanılarak elde edilen NO_X emisyon değerleri sıra ile 15.5, 16.9, 19.4 ve 23.2 g/kWh olarak ölçülmüştür. Aynı şartlarda 1500 d/d motor devrinde elde edilen veriler sırayla 13.8, 14.3, 15.6 ve 20.2 g/kWh olarak ölçülmüştür.

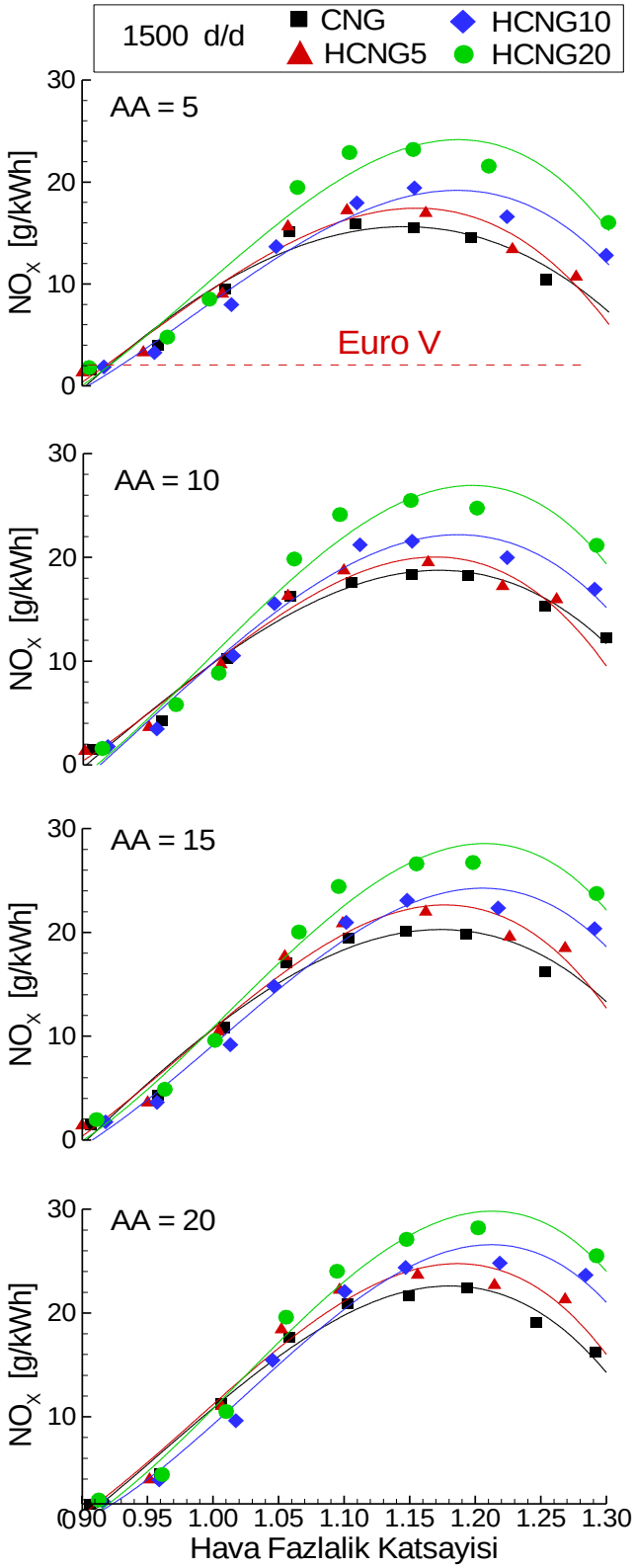
Ateşleme avansının artması ile NO_X değerleri artmaktadır. λ=1.15, 1500 d/d motor devrinde CNG yakıtı için AA5, AA10, AA15 ve AA20 değerlerinde NO_X emisyonları sırası ile 15.5, 18.3, 20.1, 21.7 g/kWh olarak elde edilmiştir. Aynı şartlarda HCNG5 ve HCNG10 yakıtları için elde edilen veriler sırayla 16.9, 19.5, 21.9 ve 23.7 g/kWh; 19.4, 21.5, 23.1, 24.4 g/kWh olarak ölçülmüştür.

Hava fazlalık katsayısının artması ile NO_X değerleri artarken, λ=1.1 ile λ=1.2 arasında en yüksek seviyeye ulaşmakta ve daha sonra azalmaktadır. Hava fazlalık katsayısının aşırı derece artırılması silindir içi sıcaklığın azalmasını ve NO_X emisyon değerlerinin düşmesini sağlamaktadır. 1500 d/d motor devrinde ve AA5 değerinde HCNG10 yakıtı kullanılarak λ=1.00, λ=1.15 ve λ=1.28'de meydana gelen NO_X emisyon değerleri 7.9, 19.4 ve 12.8 g/kWh olarak ölçülürken, AA10, AA15 ve AA20 değerleri için NO_X değerleri sırası ile 10.5, 21.5 ve 16.9 g/kWh; 9.2, 23.1 ve 20.4 g/kWh; 9.6, 24.4 ve 23.6 g/kWh olarak belirlenmiştir. 2000 d/d motor devrinde ve AA5 değerinde HCNG10 yakıtının kullanılması ile oluşan NO_X emisyon değerleri ve λ=1.00, λ=1.15 ve λ=1.28 için sırasıyla 6.1, 15.6 ve 10.4 g/kWh olarak elde edilirken, AA10, AA15 ve AA20 değerleri için NO_X emisyon değerleri sırasıyla 6.8, 18.6 ve 13.6 g/kWh; 6.4, 20.8 ve 17.1 g/kWh; 6.6, 23.8 ve 21.1 g/kWh olarak ölçülmüştür.

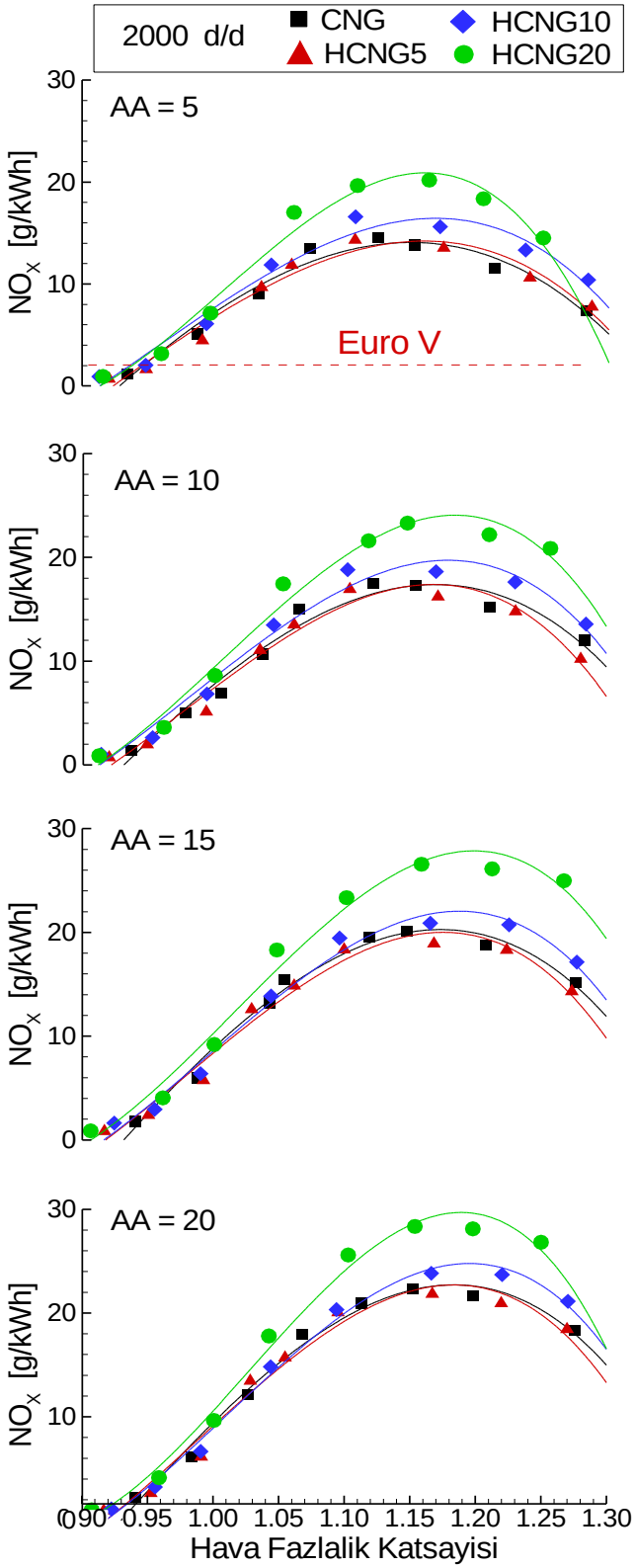
En yüksek NO_X değerleri 1500 d/d motor devrinde elde edilirken, en düşük NO_X değerleri 2000 d/d motor devrinde elde edilmiştir.



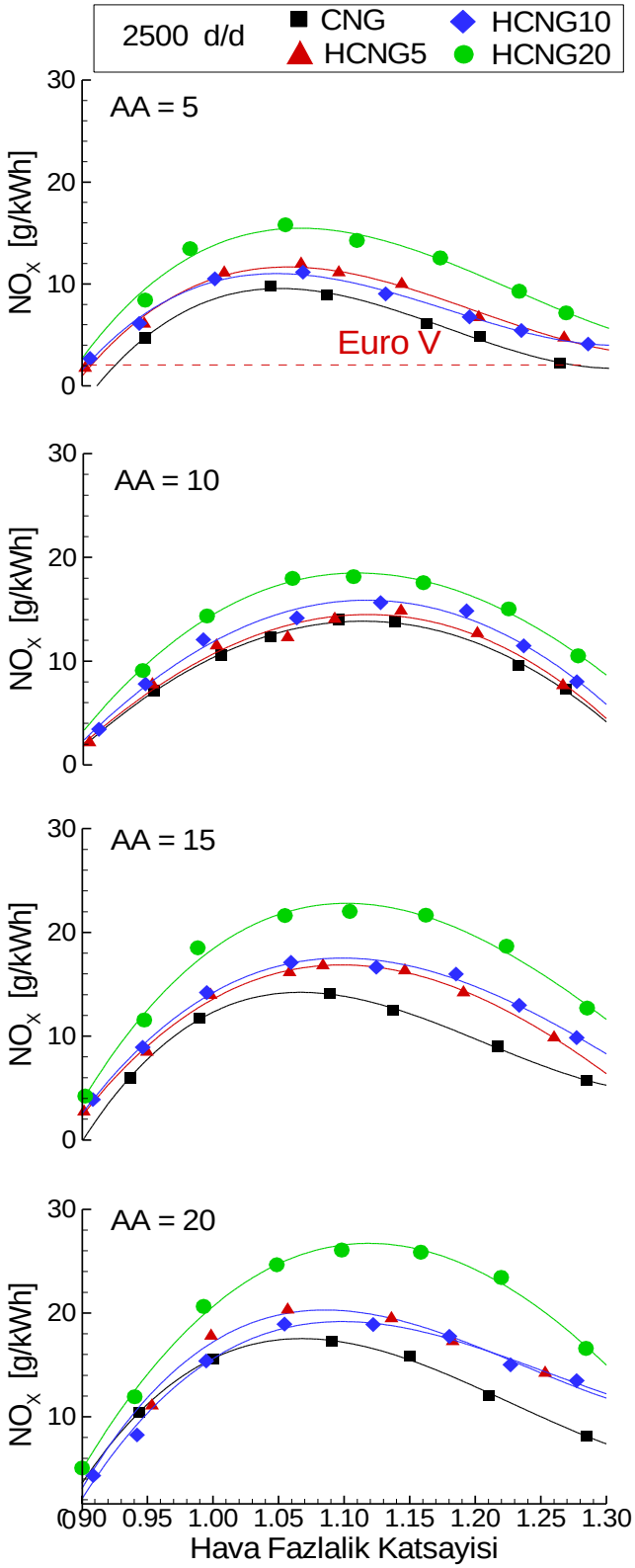
Şekil 3.25. 1150 d/d motor devri ve farklı ateşleme avanslarında hidrojen ilavesinin NO_X emisyonlarına etkisi.



Şekil 3.26. 1500 d/d motor devri ve farklı ateşleme avanslarında hidrojen ilavesinin NO_X emisyonlarına etkisi.



Şekil 3.27. 2000 d/d motor devri ve farklı ateşleme avanslarında hidrojen ilavesinin NO_X emisyonlarına etkisi.



Şekil 3.28. 2500 d/d motor devri ve farklı ateşleme avanslarında hidrojen ilavesinin NO_X emisyonlarına etkisi.

3.6.4. CO_2 ve O_2 Emisyonları

Farklı ateşleme avansları ve farklı motor devirlerinde hidrojen ilavesinin CO_2 ve O_2 emisyonları üzerine etkisi Şekil 3.29-3.32'de gösterilmektedir.

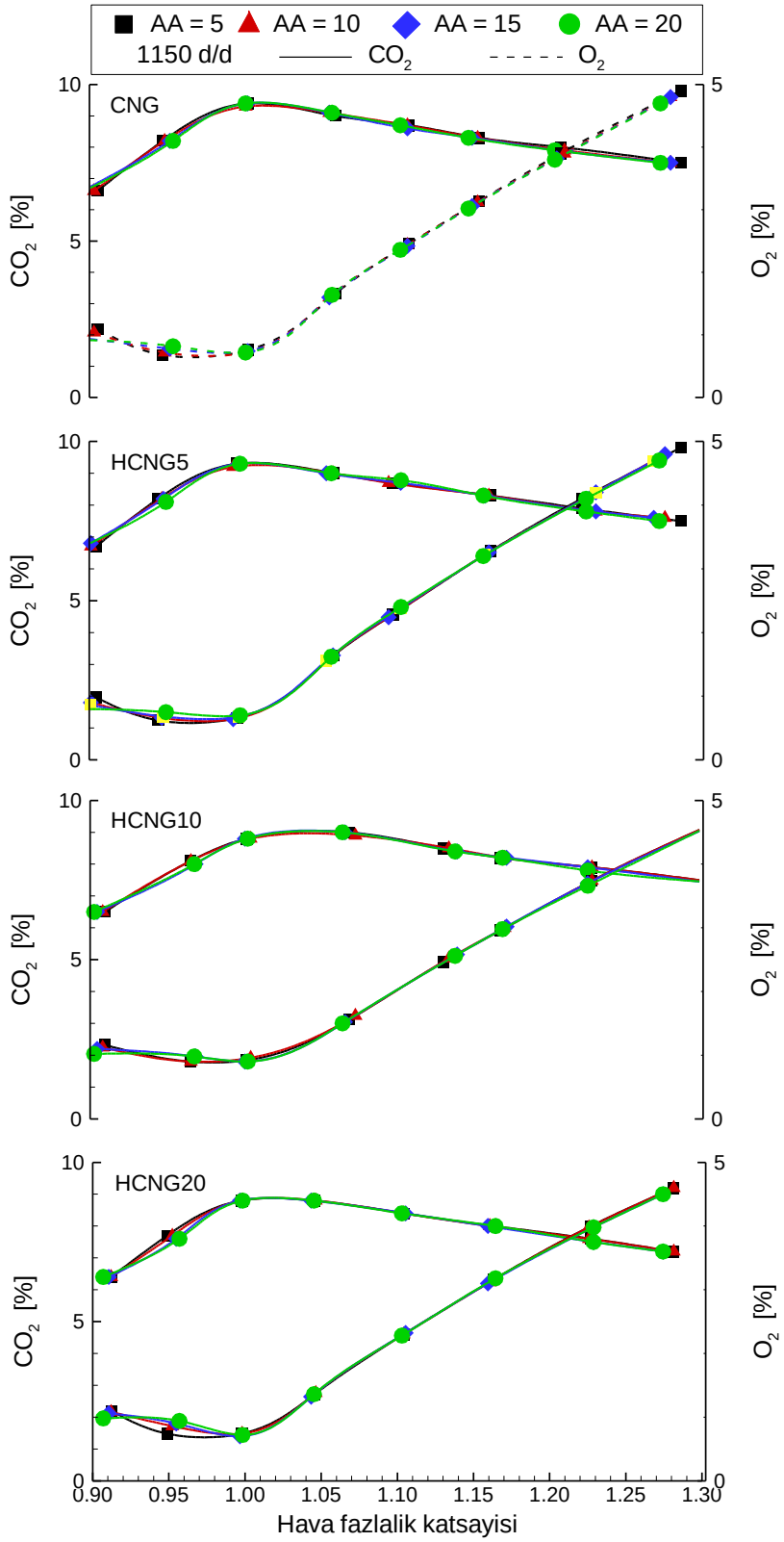
CO_2 emisyonlarının yüzde değişimlerini gösteren şekiller incelendiğinde en düşük CO_2 değerlerinin 2000 d/d motor devrinde elde edildiği görülmektedir. Hava fazlalık katsayısı 1.0 civarında en yüksek CO_2 (%8.5-9) değerine ulaşılmıştır. Hava fazlalık katsayısının artması ile CO_2 değeri azalmıştır. Yakıt içerisindeki hidrojen oranı arttıkça CO_2 emisyon değerlerinin az miktarda azaldığı görülmektedir. Stokiometrik şartlarda, 1500 d/d motor devrinde ve AA10 değerinde CNG, HCNG5, HCNG10 ve HCNG20 yakıtlarının kullanılması ile CO_2 emisyon değerleri % 8.8, 8.7, 8.0 ve 7.9 olarak ölçülürken λ=1.15 değerinde sırasıyla % 8.3, 8.2, 8.1 ve 7.9 olarak elde edilmiştir.. Stokiometrik şartlarda, 1500 d/d motor devrinde ve AA15 ve AA20 değerlerinde aynı yakıtların kullanılması ile CO_2 değerleri sırasıyla % 8.8, 8.7, 8.1 ve 7.9; % 8.7, 8.7, 8 ve 7.9 olarak elde edilirken λ=1.15 değerinde sırasıyla % 8.3, 8.2, 8.2 ve 7.9; sırasıyla % 8.3, 8.2, 8.2 ve 7.9 olarak ölçülmüştür.

En yüksek O_2 değeri 1500 d/d motor devrinde elde edilmiştir. O_2 değerleri hava fazlalık katsayısı 1.1 ile 1.15 arasına kadar azalmış, daha sonra hava fazlalık katsayısının artmasıyla O_2 değerleri de artmıştır.

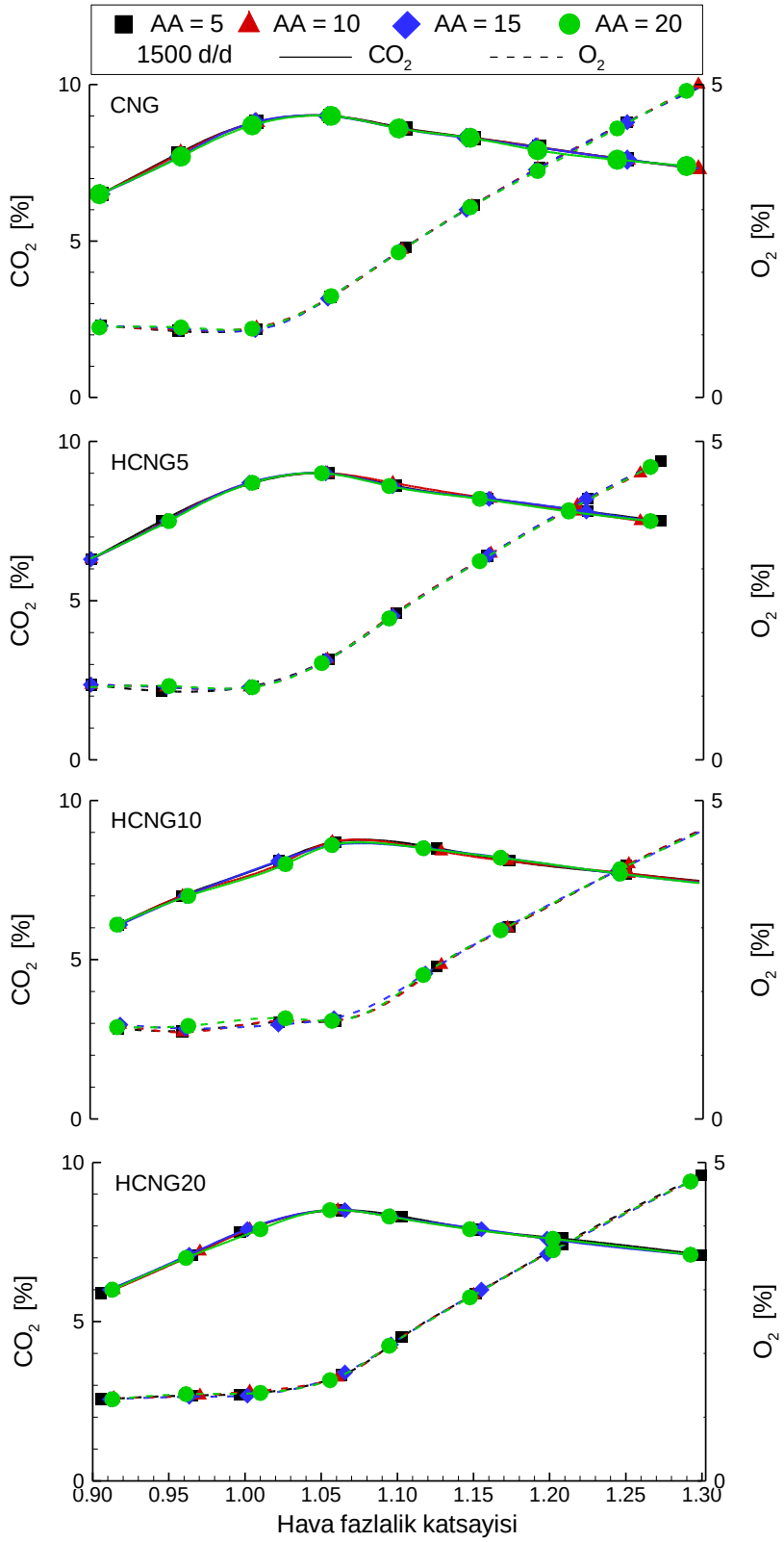
Hidrojen ilavesi ile O_2 emisyon değerlerinin değişmediği tespit edilmiştir. Ayrıca λ=1.03'e kadar O_2 emisyon değerleri % 1 ile % 2 oranında değişimlerle yatay olarak seyretmiş, daha sonra hava fazlalık katsayısının artmasına bağlı olarak ile lineer bir artış göstermiştir.

Motor devrine göre CO_2 ve O_2 emisyon değerlerindeki değişimler stokiometrik şartlarda ve AA10 değerinde incelendiğinde 2000 d/d motor devrine kadar CO_2 değerleri azalırken 2500 d/d motor devrinde artmaktadır. Aynı şartlarda O_2 emisyon değerleri ise CO_2 değerleri ile tam tersi bir eğilim göstermektedir.

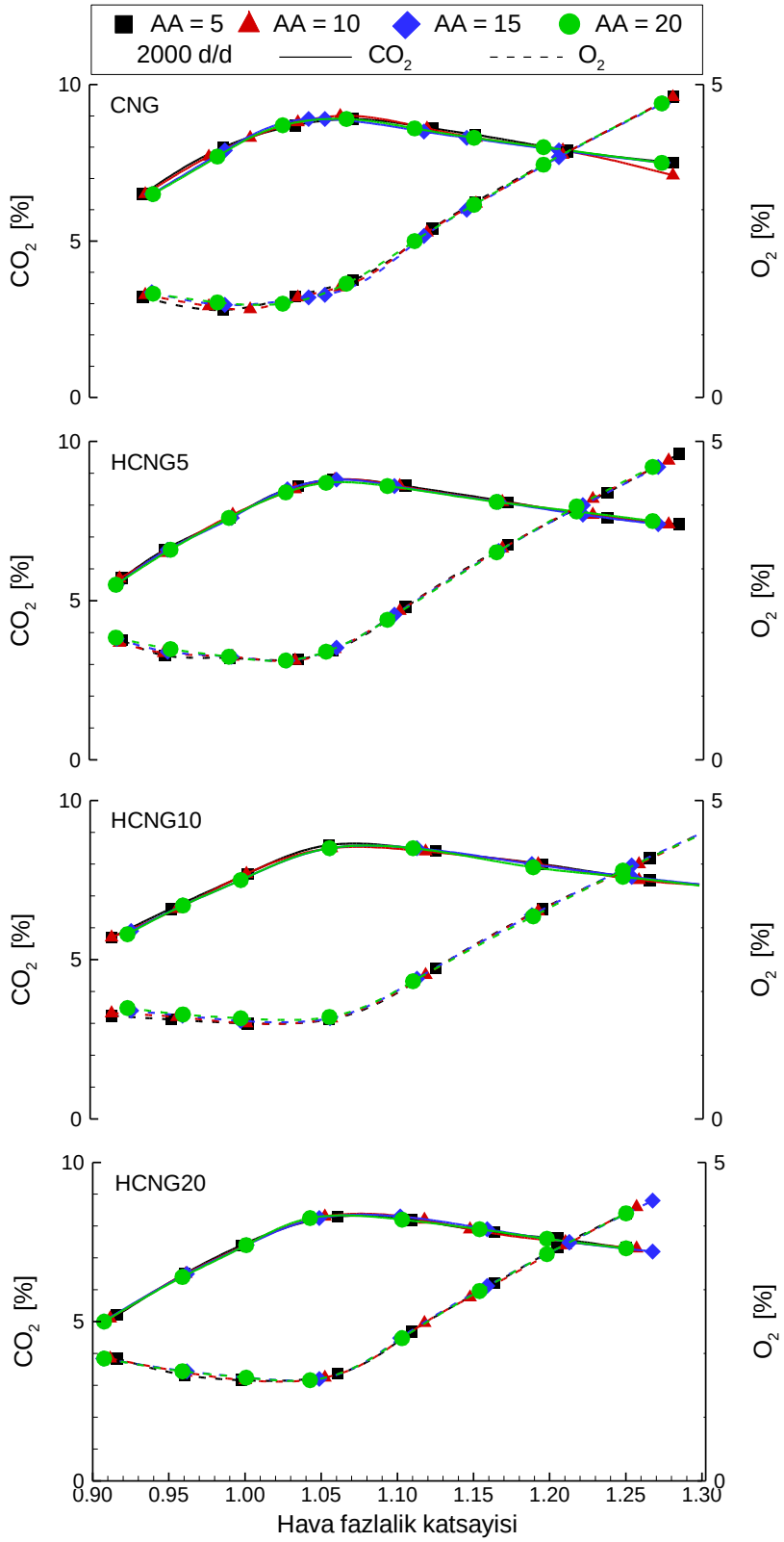
Ateşleme avansının değişimi ile CO_2 ve O_2 değerlerinde herhangi bir değişim olmadığı gözlemlenmiştir.



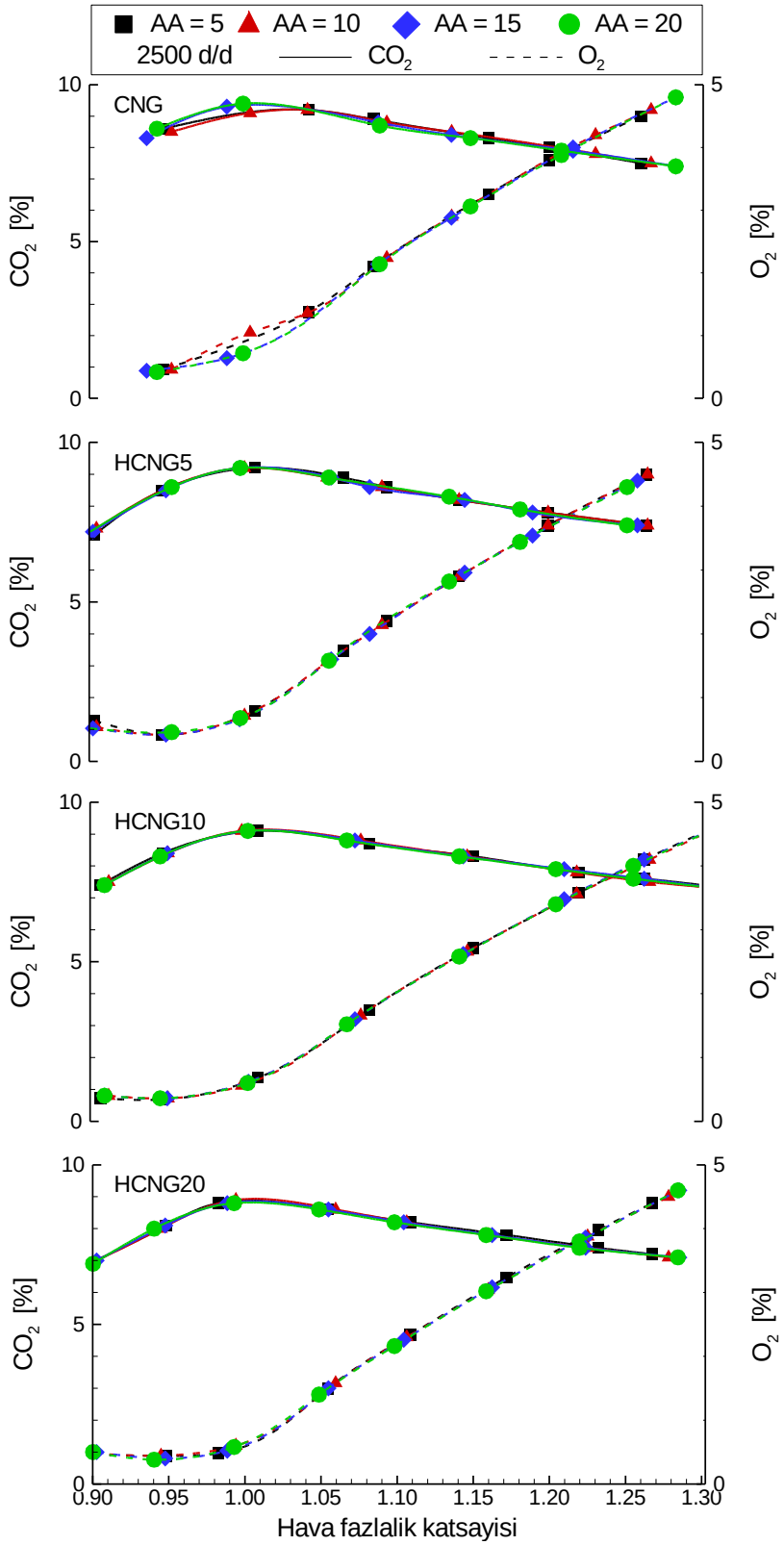
Şekil 3.29. 1150 d/d motor devri ve farklı ateşleme avanslarında hidrojen ilavesinin CO2 ve O2 emisyonlarına etkisi.



Şekil 3.30. 1500 d/d motor devri ve farklı ateşleme avanslarında hidrojen ilavesinin CO2 ve O2 emisyonlarına etkisi.



Şekil 3.31. 2000 d/d motor devri ve farklı ateşleme avanslarında hidrojen ilavesinin CO2 ve O2 emisyonlarına etkisi.



Şekil 3.32. 2500 d/d motor devri ve farklı ateşleme avanslarında hidrojen ilavesinin CO2 ve O2 emisyonlarına etkisi.

4. BÖLÜM

İRDELEME, SONUÇ VE ÖNERİLER

4.1. İrdeleme, Sonuç ve Öneriler

İçten yanmalı motorlar için petrol esaslı yakıtlara alternatif olabilecek yakıtlar içerisinde HCNG yakıtı yüksek oktan sayısı ve düşük emisyon yoğunluğu gibi özelliklerinden dolayı öne çıkmaktadır.

Yürütülen bu tez çalışmasında, 9.6 sıkıştırma oranına sahip buji ateşlemeli bir motorda değişik oranlarda hidrojenle zenginleştirilmiş doğalgaz yakıtı kullanılarak motor performansı ve emisyon parametreleri deneysel olarak incelenmiştir. 9.6 sıkıştırma oranı piston yapısı değiştirilerek elde edilmiştir. Yapılan bütün çalışmalar tam yük şartlarında gerçekleştirilmiştir. % 100 CNG, % 95 CNG + % 5 H_2, % 90 CNG + % 10 H_2 ve % 80 CNG + % 20 H_2 hidrojen-doğalgaz karışım oranlarında ve 1150, 1500, 2000, 2500 d/d motor devirlerinde gerçekleştirilen deneyler, 5, 10, 15 ve 20 derece ateşleme avansları ile 0.90-1.3 hava fazlalık katsayısı aralığında yapılmıştır.

Deneyler neticesinde, fren torku, fren gücü, ısıl verim ve özgül yakıt tüketimi gibi performans değerleri ile HC, CO ve NO_X gibi emisyon değerleri ölçülmüş veya hesaplanmıştır. Bunlara ilave olarak çevrimsel farklılıkların görülebilmesi amacıyla krank açısına bağlı silindir içi basınç değerleri ölçülmüş ve basınç değerleri kullanılarak ısıl salınım oranları hesaplanmıştır.

En yüksek tork değerleri genel olarak, 1150 d/d için AA5 ve AA10 (242 Nm), 1500 d/d için AA5 ve AA10 (229 Nm), 2000 d/d için AA10 ve AA15 (200 Nm), 2500 d/d için AA15 (145 N/m) ateşleme avansı değerlerinde elde edilmiştir.

Düşük devirlerde (1150 d/d, 1500 d/d) en iyi tork değerleri genellikle stokiometrik şartlarda CNG ve HCNG5'de elde edilirken, yüksek devirlerde λ=1.05-1.1 arası değerlerde ve (2000 d/d, 2500 d/d) HCNG10'da daha yüksek tork değerleri elde edilmiştir. Motor devrinin artmasıyla ters orantılı olarak silindir içi basınçları ve motor milinden alınan tork değeri düşmektedir. Bunun yanında karışım hidrojen oranının artması ile, yakıtın yoğunluğu, hacimsel ısıl değeri ve enerji yoğunluğu düşmekte ve karışımın alev hızı artmaktadır. Böylece ısıl verim ve tork değerleri düşmektedir. Bu sebeple HCNG20'de ve 2500 d/d motor devrinde en düşük tork değerleri elde edilmiştir.

Motor devri arttıkça silindir içi basınç ve ısı salınım oranı eğrileri üst ölü noktadan uzaklaşmıştır. En yüksek silindir içi basınç değerleri motor devrinin artmasıyla azalmıştır. Ayrıca hidrojen oranının atması ile en yüksek silindir içi basınç değerleri daha düşük krank mili açılarında elde edilmiş ve buna paralel olarak basınç eğrilerinin üst ölü noktaya yaklaştığı görülmüştür. Aynı zamanda hidrojen ilavesinin ısı salınım eğrilerini de üst ölü noktaya yaklaştırdığı görülmektedir.

Deneyler esnasında elde edilen emisyon değerleri incelendiğinde hidrojen ilavesi ile CO ve CO_2 değerlerinde bir miktar azalma olduğu tespit edilmiştir. Özellikle düşük motor devirlerinde elde edilen CO ve HC değerlerinin Euro-6 standart değerinden düşük olduğu görülmektedir. NO_X emisyonlarında ise hidrojen oranının artması ile artış meydana geldiği tespit edilmiştir. Ateşleme avansının ise CO, O_2 ve HC emisyon değerleri üzerinde önemli bir etki yapmadığı görülmüştür.

Sonuç olarak, alternatif yakıt olarak kullanılan HCNG yakıtına yönelik en uygun şartları oluşturmak için birçok değiştirilebilir parametre bulunmaktadır. Hidrojen oranı, ateşleme avansı ve hava fazlalık katsayısına ilave olarak diğer parametrelerin de optimize edilmesi ve bu optimum kombinasyonların kontrol altına alınması önem arz etmektedir. Bu kapsamda, HCNG yakıtı kullanılması ile elde edilecek performansın en yüksek seviyeye çıkarılması ve emisyon değerlerinin en düşük seviyeye indirilmesi için kontrol sistemlerine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu nedenle HCNG yakıtı üzerinde yürütülecek yeni çalışmaların bu eksende yapılmasının uygun olacağı değerlendirilmektedir.

KAYNAKLAR

1. U.S. energy information administration, Annual energy outlook, 2014. **http://www.eia.gov/forecasts/archive/aeo14/pdf/0383(2014).pdf** (Erişim tarihi: Mayıs 2015)

2. Nashawi, İ.S., Malallah, A., Al-Bisharah, M., 2010. Forecasting world crude oil production using multicycle hubbert model. **Energy and Fuels**, **24** (3): 1788-1800.

3. Grafisk, S., 2007. Greenhouse gas emission trends and projections in Europe 2007, European Environment Agency (EEA), Copenhagen/Denmark. 103 pp.

4. Hansen, J., Sato, M., Ruedy, R., Lo, K., Lea, D.W., Medina-Elizade, M., 2006. Global temperature change. **Proceedings of the National Academy of Sciences, 103**, 14288-14293.

5. Kelly, A.E., Goulden, M.L., 2008. Rapid shifts in plant distribution with recent climate change. **Proceedings of the National Academy of Sciences, 105** (33): 11823-11826.

6. Türkiye İstatistik Kurumu, Motorlu Kara Taşıtları, Sayı:18763, Ocak 2015.

7. Enerji Piyasası Düzenleme Kurulu, Petrol Piyasası Sektör Raporu, Aralık 2014.

8. Çetinkaya, S., 2004. Benzin ve diesel motorların doğalgaz motoruna dönüştürülmesi. **Tesisat Mühendisliği Dergisi, 81**: 14-31.

9. Poompipatpong, C., Cheenkachorn, K., 2011. A modified diesel engine for natural gas operation, performance and emission tests. **Energy, 36** (12): 6862-66.

10. Huang, Z., Wang, J., Liu, B., Zeng, K., Yu, J., Jiang, D., 2007. Combustion characteristics of a direct-injection engine fueled with natural gas–hydrogen blends under different ignition timings. **Fuel, 86** (3): 381–387.

11. Deng, J., Ma, F., Li, S., He, Y., Wang, M., Jiang, L., Zhoa, S., 2011. Experimental study on combustion and emission characteristics of a hydrogen-enriched compressed

natural gas engine under idling condition. **International Journal of Hydrogen Energy, 36** (20): 13150-57.

12. He, Y., Ma, F., Deng, J., Shao, Y., Jian, X., 2012. Reducing the idle speed of an SI CNG engine fueled by HCNG with high hydrogen ratio. **International Journal of Hydrogen Energy, 37** (10): 8698 – 8703.

13. Park, C., Kim, C., Choi, Y., Lee, J., 2013. Operating strategy for exhaust gas reduction and performance improvement in a heavy-duty hydrogen-natural gas blend engine. **Energy, 50**: 262-269.

14. Kahraman, N., Çeper, B., Akansu, S.O., Aydın, K., 2009. Investigation of combustion characteristics and emissions in a spark-ignition engine fuelled with natural gas–hydrogen blends. **International Journal of Hydrogen Energy, 34** (2): 1026 – 1034.

15. Bysveen, M., 2007. Engine characteristics of emissions and performance using mixtures of natural gas and hydrogen. **Energy, 32** (4): 482–489.

16. Bauer, C.G., Forest. T.W., 2001. Effect of hydrogen addition on performance of methane-fueled vehicles. Part I: effect on SI engine performance. **International Journal of Hydrogen Energy, 26** (1): 55–70.

17. Saravanan, N., Nagarajan, G., 2008. An experimental investigation of hydrogen-enriched air induction in a diesel engine system. **International Journal of Hydrogen Energy, 33** (6): 1769 – 1775.

18. Papagiannakis, R.G., Hountalas, D.T., 2003. 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.

19. Saravanan, N.,Nagarajan, G., 2009. Performance and emission study in manifold hydrogen injection with diesel as an ignition source for different start of injection. **Renewable Energy, 34** (1): 328-334.

20. Zheng, J.J., Wang, J.H., Wang, B., Huang, Z.H., 2009. Effect of the compression ratio on the performance and combustion of a natural-gas direct-injection engine. **Proceedings**

of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 223 (1): 85-98.

21. Heffel, J.W., Mcclanahan Michael, N., Norbeck Loseph, M., 1998. Electronic fuel injection for hydrogen fueled internal combustion engines. **SAE Transactions, 981924**: 421-432.

22. Yamin Jehan, A.A., Gupta, H.N., Bansal, B.B., Srivastava, O.N., 2000. Effect of combustion duration on the performance and emission characteristics of a spark ignition engine using hydrogen as a fuel. **International Journal of Hydrogen Energy, 25**(6): 581-590.

23. Jie, M., Yongkang, S., Yucheng, Z., Zhongil, Z., 2003. Simulation and prediction on the performance of a vehicle's hydrogen engine. **International Journal of Hydrogen Energy, 28** (1): 77-83.

24. Lee, J.T., Kim, Y.Y., 2002. The development of a dual injection hydrogen fueled engine with high power and high efficiency, pp. 323–333. *Proceedings of the 2002 Fall Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division, ICEF2002-514*, September 8-11, New Orleans, Louisiana, USA.

25. Ozcan, H., 2010. Hydrogen enrichment effects on the second law analysis of a lean burn natural gas engine. **International Journal of Hydrogen Energy, 35** (3): 1443-1452.

26. Papagiannakis, R.G.,Rakopoulos, C.D., Hountalas, D.T., Rakopoulos, D.C., 2010. Emission characteristics of high speed, dual fuel, compression ignition engine operating in a wide range of natural gas/diesel fuel proportions. **7th International Symposium on Alcohol Fuels, 89** (7): 1397-1406.

27. KAYSERİGAZ, 2014. Kayseri Doğalgaz Dağıtım Pazarlama ve Ticaret A.Ş.

28. Zeng, K., Huang, Z., Liu, B., Liu, L., Jiang, D., Ren, Y., Wang, J., 2006. Combustion characteristics of a direct-injection natural gas engine under various fuel injection timings. **Applied Thermal Engineering**, **26** (8-9): 806-813.

29. Nwafor, O.M.I., 2007. Effect of advanced injection timing on emission characteristics of diesel engine running on natural gas, **Renewable Energy, 32** (14): 2361–2368.

30. McTaggart-Cowan, G.P., Rogak, S.N., Munshi, S.R., Hill, P.G., Bushe, W.K., 2010. The influence of fuel composition on a heavy-duty, natural-gas direct-injection engine. **Fuel, 89** (3): 752-759.

31. Turns, S.R., 2000. An Introduction to Combustion Concepts and Applications, New Delhi, Boston McGraw-Hill, 676 pp.

32. Akansu, S.O., Dulger, A., Kahraman, N., Veziroglu, T.N., 2004. Internal combustion engines fueled by natural gas–hydrogen mixtures. **International Journal of Hydrogen Energy, 29** (14): 1527–39.

33. Collier, K., Mulligan, N., Shin D., Brandon, S., 2005. Emission results from the new development of a dedicated hydrogen –enriched natural gas heavy duty engine, **SAE, 2005-01-0235**.

34. Nanthagopal, K., Subbarao, R., Elango, T., Baskar, P., Annamalai K. Hydrogen enriched compressed natural gas (HCNG)–a futuristic fuel for internal combustion engines. **Thermal Science, 15** (4): 1145-1154.

35. Bell, S.R., Gupta, M., 1997. Extension of a lean operating limit for natural gas fuelling of a spark ıgnition engine using hydrogen blending. **Combustion Sciences and Technology, 123** (1-6): 23-48.

36. Munshi, S.R., Nedelcu C., Harris J., 2004. Hydrogen blended natural gas of a operation of a heavy duty turbocharged lean burn spark ıgnition engine. **SAE, 2004-01-2956**.

37. Tuncer, O., Acharya, S., Uhm, J.H., 2009. Dynamics, NO_X and flashback characteristics of confined premixed hydrogen-enriched methane flames. **International Journal of Hydrogen Energy,34** (1): 496-506.

38. Das, LM., 1996. Hydrogen-oxygen reaction mechanism and its implication to hydrogen engine combustion. **International Journal of Hydrogen Energy**, 21 (8): 703–715.

39. Mariani, A., Morrone, B., Unich, A., 2012. A review of hydrogen-natural gas blend fuels in internal combustion engines. **Fossil Fuel and the Environment**, 17-36.

40. Medium Duty Truck Service Manual, Section 6, Engine, 1988. Isuzu Motor Limited, Japan, 176 pp.

41. Chu A., 2011. 4BD1 Diesel Engine, Shanghai Client Diesel Engine Co. Ltd, Shanghai, China, 4 pp.

42. Korakianitis, T., Namasivayam, A.M., Crookes, R.J., 2011. Natural-gas fueled spark-ignition (SI) and compression-ignition (CI) engine performance and emissions. **Progress in Energy and Combustion Science, 37** (1): 89 – 112.

43. Kalam, M.A., Masjuki, H.H., 2011. An experimental investigation of high performance natural gas engine with direct injection. **Energy, 36** (5): 3563-71.

44. Caton, J.A., 2001. An investigation of cause of backfire and its control due to creviced volumes in hydrogen fueled engine. **Transaction ASME 2001, 23**: 204–210.

45. Ribbens W.B., Mansour N.P., 2003. Understanding Automotive Electronics, Newnes, USA, 470 pp.

46. Marek, J., Trah, H.P., Suzuki, Y., Yokomori, I., 2005. Sensors for Automotive Applications, Volume 4. Wiley-VCH Verlag, Weinheim, 560 pp.

47. Staudt, W., 2000. Motorlu Taşıt Tekniği, Milli Eğitim Bakanlığı Yayınları, İstanbul

48. Automotive Sensors, 1999. Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pennsylvania.

49. Pulkrabek, W.W., 1997. Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engines, Prentice Hall, New Jersey. 411 pp.

50. Obert, E.F., 1973. Internal Combustion Engines and Air Pollution, Index Educational Publishers, New York, 736 pp.

51. Heywood, J.B., 1988. Internal Combustion Engine Fundamentals, Mcgraw-Hill, USA, 930 pp.

52. Instruction Manuel, Cussons Automotive Multi-Cylinder Engine Test Bed- Hydrokinetic Dynamometer. 1993, P8601, England.

53. TS 1231 İçten Yanmalı Motorlar-Muayene ve Deney Esasları, 1991. Türk Standardları Enstitüsü, Ankara, 24 s.

54. Alicat Scientific, Operating Manual, Precision Gas Mass Flow Meters, 2014. Doc-Aliman16, Rev 33, 74 pp.

55. Innovative Flow and Pressure Solutions, Product and technical guide, 2014. Alicat Scientific, 72 pp.

56. Technical Data for Alicat M-Series Mass Flow Meters, Doc-Specs-Meters Rev.17. October 2013.

57. General Piezoelectric Theory. **http://www.pcb.com/TechSupport/tech_gen** (Erişim tarihi: Mayıs 2015).

58. Introduction to Piezoelectric Pressure Sensors. **http://www.pcb.com/TechSupport/Tech_Pres** (Erişim tarihi: Mayıs 2015).

59. Model 112A05 Charge Output Pressure Sensor, Installation and Operating Manual. PCB Piezotronics, Inc. Doc. Num.: 21354 Rev. B, ECN: 17900

60. Model 112A05 Charge Output Pressure Sensor, Doc. Num.: 21354 Rev. H, ECN: 29520.

61. Capelac CAP 3200 Kullanım Klavuzu, Mates AŞ. 2014. **http://www.mates.com.tr/gaz-analiz-cihazlari/** (Erişim tarihi: Mayıs 2015)

62. Zhang, H., 2011. Experimental investigation of gasoline-DI-Methyl Ether dual fuel CAI combustion with internal EGR. Doctor of Philosophy Thesis, School of Engineering and Design, Brunel University, United Kingdom, 203 pp.

63. Zhang, H.F., Seo, K., Zhao, H., 2013. Combustion and emission analysis of the direct DME injection enabled and controlled auto-ignition gasoline combustion engine operation. **Fuel, 107**: 800-814.

64. Instruction Manual for Witt Gas Mixer MM-Flex, 2013. Witt-Gasetechnik, 20 pp.

65. MAP Mix 9000 Proportional Gas Mixer
http://www.topac.com/gasmix.html (Erişim tarihi: May 2015)

66. Gas Mixers, MM-Flex, Witt-Gasetechnik,
http://www.wittgas.com/EN/mixers_metering_panels_downloads.html
(Erişim tarihi: Mayıs 2015)

67. Engine Electronic Indicating Systems, P4400 and P4410, 1993. Instruction Manuel, Cussons Technology, England.

68. Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği.

69. Picoscope 4000 Automotive PC Oscilloscopes User's Manual, 2008. Ps4000a.en. **http://www.picotech.com/document/pdf/ps4000a-en-1.pdf** (Erişim tarihi: Mayıs 2015)

70. Deniz, O., 2008. İçten Yanmalı Motorlar, Ders Notları, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul. 245 s.

71. Stone, R. 1999. Introduction to Internal combustion Engines, Third Edition. 660 pp.

72. Tangöz, S., 2015. Farklı Sıkıştırma Oranlarındaki Buji Ateşlemeli Bir Motorda Doğalgaz ve Doğalgaz-Hidrojen Karışımlarının Yakıt Olarak Kullanılmasının Araştırılması. Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Kayseri

73. Ma, F., Li, S., Zhao, J., Qi, Z., Deng, J., Naeve, N., He, Y., Zhao, S., 2012. Effect of compression ratio and spark timing on the power performance and combustion characteristics of an HCNG engine. **International Journal of Hydrogen Energy, 37** (23): 18486-91.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı	:	Yusuf MALKOÇ
Doğum Tarihi	:	09 Kasım 1982
Doğum Yeri	:	Sürmene/TRABZON
Telefon	:	0 312 298 6518
E-Posta	:	ymalkoc@hvkk.tsk.tr
Yazışma Adresi	:	Hava Lojistik Komutanlığı Etimesgut 06790 - ANKARA

EĞİTİM BİLGİLERİ

Derece	Kurum	Mezuniyet
Lisans	Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü	2005

MESLEKİ DENEYİM

Görev	Kurum	Yıl
İnsansız Hava Araçları Teknik Yönetim Subayı	Hava Lojistik Komutanlığı / ANKARA Uçak Sistemleri Ynt.D.Bşk.lığı	2013-
Yer Sistemleri Mühendislik Ks.A.	2'nci HİBM K.lığı/ KAYSERİ Teknik Yönetim Bşk.lığı	2007-2013

YABANCI DİLLER

İngilizce

YAYINLAR

Tangöz S., Akansu S.O., Kahraman N., Malkoç Y., "Effects of Compression Ratio on Performance and Emissions of A Modified Diesel Engine Fuelled by HCNG", International Journal of Hydrogen Energy, in pres, 2015.