



**HCCI BİR MOTORDA CNG KULLANIMININ
MOTOR PERFORMANSI EMİSYONLAR VE YANMA
ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNİN İNCELENMESİ**

Oğuz Kürşat DEMİRCİ

**DOKTORA TEZİ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

TEMMUZ 2021

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Oğuz Kürşat DEMİRCİ

08/07/2021

HCCI BİR MOTORDA CNG KULLANIMININ MOTOR PERFORMANSI EMİSYONLAR VE YANMA ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

(Doktora Tezi)

Oğuz Kürşat DEMİRCİ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Temmuz 2021

ÖZET

Bu çalışmada, tek silindirli dört zamanlı direkt püskürtmeli bir dizel motorunun kısmi HCCI yanma moduna dönüşümü ve ön karışimli CNG yakıtı kullanımı motor performansı, emisyonlar ve yanma karakteristikleri bakımından incelenmiştir. Kısmi HCCI yanma moduna dönüşüm için, harici bir emme manifoldu üzerine yerleştirilen CNG yakıt sistemi ve emme havası ısıtma düzeneği kullanılmıştır. Deneyler, 2200 dev/dak motor hızında ve 16 Nm, 12 Nm, 8 Nm ve 4 Nm olmak üzere dört farklı motor yükünde yapılmıştır. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C olmak üzere 3 farklı emme havası giriş sıcaklığında yapılan deneylerde, tork değişim oranına bağlı olarak motorun performans, emisyon ve yanma karakteristikleri incelenmiştir. %0-90 tork değişim oranında, dört farklı motor yükünde ve farklı ön ısıtma sıcaklıklarında, özgül yakıt tüketimi, termik verim, egzoz gaz sıcaklığı, CO, HC, NO ve is emisyonları ile silindir içi basınç, ısı yayılım oranı, basınç artış oranı, COV_{imep} ve kümülatif ısı dağılımları incelenmiş, motorun kararlı çalışma aralığı belirlenmiştir. Minimum özgül yakıt tüketimi 3/4 yükte D90+CNG10 yakıtı ile 240,84 g/kWh olarak elde edilmiştir. Maksimum termik verim 3/4 motor yükünde D90+CNG10 yakıtı ile %34,43 olarak elde edilmiştir. CO emisyonlarında tam yükte tork değişim oranına bağlı olarak azalmış ve %93,12'ye varan iyileşme sağlanmıştır. HC emisyonları tam yükte D60+CNG40 tork değişim oranına kadar %2,59 oranında azalmış, bu tork değişim oranından sonra artış eğilimi göstermiştir. Minimum NO emisyonları 1/4 yükte elde edilmiştir. Tam yükte dizel çalışma şartları ile karşılaştırıldığında, D10+CNG90 yakıtı ile duman emisyonunda %97,96 azalma sağlanmıştır. Maksimum silindir içi basınç değeri tam yükte D50+CNG50 tork değişim oranında 60,98 bar olarak elde edilmiştir. Ön ısıtma sıcaklığındaki artış ile yanma başlangıcının ön ısıtmasız deneylere göre bir miktar avansa kaydığı görülmektedir. Bütün motor yüklerinde ve ısıtma sıcaklıklarında basınç artış oranı değerlerinin vuruntu sınırının altında kaldığı görülmektedir. COV_{imep} değerleri incelendiğinde ön ısıtmasız deneylerde D50+CNG50 tork değişim oranına kadar motorun kararlı çalışma aralığında kaldığı, ön ısıtma ile bu oranın D40+CNG60 oranına kadar genişlediği görülmektedir.

Bilim Kodu : 93003

Anahtar Kelimeler : HCCI motor, CNG, motor performansı, yanma karakteristikleri

Sayfa Adedi : 147

Danışman : Prof. Dr. Can ÇINAR

THE INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF USING CNG ON ENGINE
PERFORMANCE EMISSIONS AND COMBUSTION IN AN HCCI ENGINE

(Ph. D. Thesis)

Oğuz Kürşat DEMİRCİ

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

July 2021

ABSTRACT

In this study, the conversion of a single-cylinder four-stroke direct injection diesel engine to partial HCCI combustion mode and the use of premixed CNG fuel were investigated in terms of engine performance, emissions and combustion characteristics. A CNG fuel system placed on the intake manifold and an intake air heating system were used for the conversion to partial HCCI combustion mode. The experiments were carried out at 2200 rpm and at four different engine loads of 16 Nm, 12 Nm, 8 Nm and 4 Nm. In the experiments, the performance, emission and combustion characteristics of the engine were investigated depending on the torque change rate at 3 different intake air inlet temperatures, 40 °C and 60 °C and without preheating. Specific fuel consumption, thermal efficiency, exhaust gas temperature, CO, HC, NO and soot emissions, in-cylinder pressure, heat release rate, pressure increase rate, COV_{imep} and cumulative heat release rate were investigated at 0-90% torque change rate, four different engine loads and different preheat preheating temperatures, and the stable operating range of the engine was determined. Minimum specific fuel consumption was obtained as 240.84 g/kWh with D90+CNG10 fuel at 3/4 load. Maximum thermal efficiency was obtained as 34,43% with D90+CNG10 torque change rate at 3/4 engine load. CO emissions decreased depending on the torque change rate at full load and an improvement of up to 93.12% was achieved. HC emissions decreased by 2.59% at full load up to the D60+CNG40 torque change rate and an increasing trend was obtained after this torque change rate. Minimum NO emissions were obtained at 1/4 load. At full load, a 97.96% reduction at smoke emissions was achieved compared to diesel operating conditions with D10+CNG90 fuel. Maximum in-cylinder pressure was obtained as 60.98 bar at full load and D50+CNG50 torque change ratio. The start of combustion shifted somewhat ahead of the experiments without preheating with the increase in the preheating temperature. The cylinder pressure rise rate values were below the knock limit at all engine loads and heating temperatures. According to the COV_{imep} values, the engine remained in the stable operating range up to the D50+CNG50 torque change rate in the experiments without preheating, and this rate expands to the D40+CNG60 with preheating.

Science Code : 93003

Key Words : HCCI engine, CNG, engine performance, combustion characteristics

Page Number : 147

Supervisor : Prof. Dr. Can ÇINAR

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren, akademik olarak gelişmemde en büyük pay sahibi olan tez danışmanı kıymetli hocam Prof. Dr. Can ÇINAR'a teşekkürü bir borç bilirim.

Tez dönemi boyunca değerli katkıları, tecrübe ve rehberliklerinden faydalandığım tez izleme komitesi üyeleri Prof. Dr. Veli ÇELİK ve Doç. Dr. Fatih ŞAHİN hocalarıma teşekkür ederim.

Ayrıca deneysel çalışmalarım esnasında ve deney verilerimin işlenmesi sırasında yardımlarını gördüğüm Doç. Dr. Hamit SOLMAZ, Doç. Dr. Alper CALAM, Doç. Dr. Emre YILMAZ, Doç. Dr. Seyfi POLAT, Doç. Dr. Murat ALTIN ve Doç. Dr. Ahmet UYUMAZ'a teşekkürlerimi sunarım.

Kıymetli tecrübe ve rehberliklerini benden esirgemeyen Prof. Dr. Hüseyin Serdar YÜCESU ve Öğr. Gör. Adnan DEMİRCİ hocalarıma teşekkürlerimi sunarım.

Maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman benden esirgemeyen ve her daim yanımda olan aileme teşekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	x
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xi
RESİMLERİN LİSTESİ	xv
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xvi
1. GİRİŞ	1
2. HOMOJEN DOLGULU SIKIŞTIRMA İLE ATEŞLEMELİ MOTORLAR	5
3. SIKIŞTIRILMIŞ DOĞAL GAZ (CNG).....	9
4. LİTERATÜR ÖZETLERİ	13
5. MATERYAL VE METOT.....	29
5.1. Deney Motoru	29
5.2. Deneyde Kullanılan Yakıtlar.....	31
5.3. Deneyde Kullanılan Ekipmanlar ve Ölçü Aletleri	31
5.3.1. Dinamometre.....	31
5.3.2. Egzoz gaz analizörü	32
5.3.3. CNG yakıt tüpü ve basınç düşürücüsü	33
5.3.4. Hassas gaz akış kontrol vanası.....	34
5.3.5. Gaz kütle akış ölçeri.....	35
5.3.6. Hassas terazi.....	36

	Sayfa
5.3.7. Kronometre	37
5.3.8. Emme havası ısıtma tertibatı	37
5.3.9. Sıcaklık ölçümü.....	38
5.3.10. İndikatör sistemi.....	39
5.3.11. Basınç sensörü.....	40
5.3.12. Enkoder	41
5.3.13. Veri toplama kartı	41
5.4. HCCI-DI Dönüşümü İçin Kullanılan Manifold	42
5.5. Ölçülerin Doğruluğu ve Belirsizlikler	43
6. ÖLÇÜM VE HESAPLAMALAR	45
6.1. Motor Torku.....	46
6.2. Efektif Motor Gücü	47
6.3. Fren Özgül Yakıt Tüketimi.....	47
6.4. Silindir İçi Basınç Verilerinin Ön Değerlendirilmesi ve İşlenmesi.....	49
6.4.1. Ham silindir içi basınç verilerinin işlenmeye hazır hale getirilmesi.....	49
6.4.2. Motor geometrisi.....	53
6.4.3. İş ve indike ortalama efektif basınç	56
6.4.4. Çevrimsel farklılıkların analizi	58
6.4.5. Politropik indeksin belirlenmesi ve sıcaklık tahmini	60
6.4.6. Silindir duvarlarından transfer edilen ısı miktarının hesaplanması.....	61
6.4.7. Silindir yayılım oranının analizi.....	64
6.4.8. Silindir içi basınç türevlerinin hesaplanması	67
6.4.9. Verilerin filtrelenmesi	71
6.4.10. Yanma süresinin belirlenmesi	72

	Sayfa
6.4.11. Hava/yakıt oranının ve HFK değerinin hesaplanması	73
6.4.12. Termik verimin hesaplanması	74
7. DENEY SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ.....	75
7.1. Özgül Yakıt Tüketimi	75
7.2. Hava Fazlalık Katsayısı (λ)	78
7.3. Termik Verim.....	81
7.4. Karbonmonoksit (CO) Emisyonları	84
7.5. Hidrokarbon (HC) Emisyonları.....	79
7.6. Azotoksit (NO) Emisyonları	92
7.7. Duman Emisyonları (K Faktörü)	95
7.8. Egzoz Gazı Sıcaklığı	98
7.9. Silindir İçi Basınç ve Isı Yayılım Oranı	101
7.10. Basınç Artış Oranı ve Maksimum Basınç Artış Oranı ($dP/d\theta$).....	109
7.11. IMEP Varyans Değişim Katsayısı (COV_{imep}).....	113
7.12. Kümülatif Isı Dağılımı.....	116
7.13. KA 10 – KA 50 – KA 90 Açısının Değişimi ve Yanma Süresi.....	117
8. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	131
KAYNAKLAR.....	135
ÖZGEÇMİŞ	145

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Dünyada doğal gazlı taşıt ve doğalgaz istasyonu sayıları	10
Çizelge 3.2. CNG yakıtının ülkelere göre bileşenleri ve hacimsel oranları	11
Çizelge 5.1. Deney motorunun teknik özellikleri	30
Çizelge 5.2. Dizel ve CNG yakıtlarının özellikleri	31
Çizelge 5.3. Bosch BEA 350 egzoz gaz analiz cihazının teknik özellikleri	32
Çizelge 5.4. AVL 4000 DiSmoke duman emisyonu ölçüm cihazının teknik özellikleri	33
Çizelge 5.5. Kasweld marka metan basınç düşürücüsünün teknik özellikleri	34
Çizelge 5.6. Gaz akış kontrol vanasının teknik özellikleri	35
Çizelge 5.7. Cole-Parmer marka gaz kütle akış ölçerinin teknik özellikleri.....	36
Çizelge 5.8. Piezo şarj amplifikatörünün teknik özellikleri	39
Çizelge 5.9. Basınç sensörünün teknik özellikleri	40
Çizelge 5.10. Ölçümlerin doğruluğu ve hesaplanan sonuçlardaki belirsizlikler.....	43
Çizelge 6.1. Gerçekleştirilen deney yük ve sıcaklıkları	45
Çizelge 6.2. Deney setleri ve adlandırması	46

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. 1990-2040 yılları arasında dünya birincil enerji talebi.....	1
Şekil 2.1. Buji ateşlemeli, sıkıştırma ateşlemeli ve homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli motorlar arasındaki yanma farklılıkları	6
Şekil 2.2. HCCI, dizel ve buji ile ateşlemeli motorda emisyon değişimleri.....	7
Şekil 5.1. Deney düzeneğinin şematik görünümü	30
Şekil 5.2. İndikatör sistemi şeması	39
Şekil 6.1. Yanma analizi süreci akış şeması	49
Şekil 6.2. Ham silindir içi basınç verilerinde kayma	50
Şekil 6.3. Ham verilerde oluşan kayma ve sıfırdan sapma	52
Şekil 6.4. Dinamik ÜÖN'nin belirlenmesi	53
Şekil 6.5. Motor geometrisi	53
Şekil 6.6. Silindir hacmi ve hacmin türevinin krank açısına bağlı değişimi.....	56
Şekil 6.7. Kapalı indikatör diyagramı	57
Şekil 6.8. Silindir duvarından gerçekleşen ısı transferi	61
Şekil 6.9. Tek bölgeli yanma modeli	64
Şekil 6.10. 5 noktalı merkezi fark türevi.....	67
Şekil 6.11. Isı dağılımının 4. derece denklemle filtrelenmesi.....	71
Şekil 6.12. Silindir basıncı, silindir basıncı birinci ve ikinci türevlerinin krank mili açısına bağlı değişimi.....	72
Şekil 7.1. Ön ısıtmasız deneylerde tork değişim oranı ile özgül yakıt tüketimi değişimi.....	76
Şekil 7.2. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı tam yük deneylerinde, tork değişim oranı ile özgül yakıt tüketimi değişimi.....	77
Şekil 7.3. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı yarım yük deneylerinde, tork değişim oranı ile özgül yakıt tüketimi değişimi.....	78

Şekil	Sayfa
Şekil 7.4. Ön ısıtmasız yük deneylerinde tork değişim oranına bağlı lambda değişimi.	79
Şekil 7.5. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı tam yük deneylerinde tork değişim oranına bağlı lambda değişimi	80
Şekil 7.6. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı yarım yük deneylerinde tork değişim oranına bağlı lambda değişimi	80
Şekil 7.7. Ön ısıtmasız yük deneylerinde tork değişim oranı ile termik verim değişimi	82
Şekil 7.8. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı tam yük deneylerinde tork değişim oranı ile termik verim değişimi	83
Şekil 7.9. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı yarım yük deneylerinde tork değişim oranı ile termik verim değişimi	84
Şekil 7.10. Ön ısıtmasız yük deneylerinde tork değişim oranına ile karbonmonoksit emisyonu değişimi	86
Şekil 7.11. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı tam yük deneylerinde tork değişim oranı ile karbonmonoksit emisyonu değişimi	87
Şekil 7.12. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı yarım yük deneylerinde tork değişim oranı ile karbonmonoksit emisyonu değişimi	88
Şekil 7.13. Ön ısıtmasız yük deneylerinde tork değişim oranına göre hidrokarbon emisyonu	89
Şekil 7.14. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı tam yük deneylerinde tork değişim oranına göre hidrokarbon emisyonu.....	90
Şekil 7.15. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı yarım yük deneylerinde tork değişim oranına göre hidrokarbon emisyonu.....	91
Şekil 7.16. Ön ısıtmasız yük deneylerinde tork değişim oranına göre azotoksit emisyonu	93
Şekil 7.17. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı tam yük deneylerinde tork değişim oranına göre azotoksit emisyonu.....	94
Şekil 7.18. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı yarım yük deneylerinde tork değişim oranına göre azotoksit emisyonu.....	95
Şekil 7.19. Ön ısıtmasız yük deneylerinde tork değişim oranına göre K faktörü	96
Şekil 7.20. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı tam yük deneylerinde tork değişim oranına göre K faktörü değişimi.....	97

Şekil	Sayfa
Şekil 7.21. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı yarım yük deneylerinde tork değişim oranına göre K faktörü değişimi.....	98
Şekil 7.22. Ön ısıtmasız yük deneylerinde tork değişim oranına göre egzoz gazı sıcaklığı.....	99
Şekil 7.23. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı tam yük deneylerinde tork değişim oranına göre egzoz gazı sıcaklığı	100
Şekil 7.24. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı yarım yük deneylerinde tork değişim oranına göre egzoz gazı sıcaklığı	101
Şekil 7.25. Ön ısıtmasız tam yük deneylerinde tork değişim oranına göre silindir içi basınç ve ısı yayılım oranı	102
Şekil 7.26. Ön ısıtmasız 3/4 yük deneylerinde tork değişim oranına göre silindir içi basınç ve ısı yayılım oranı	103
Şekil 7.27. Ön ısıtmasız 1/2 yük deneylerinde tork değişim oranına göre silindir içi basınç ve ısı yayılım oranı	104
Şekil 7.28. Ön ısıtmasız 1/4 yük deneylerinde tork değişim oranına göre silindir içi basınç ve ısı yayılım oranı	105
Şekil 7.29. 40 °C ön ısıtmalı tam yük deneylerinde tork değişim oranına göre silindir içi basınç ve ısı yayılım oranı	106
Şekil 7.30. 60 °C ön ısıtmalı tam yük deneylerinde tork değişim oranına göre silindir içi basınç ve ısı yayılım oranı	107
Şekil 7.31. 40 °C ön ısıtmalı yarım yük deneylerinde tork değişim oranına göre silindir içi basınç ve ısı yayılım oranı	108
Şekil 7.32. 60 °C ön ısıtmalı yarım yük deneylerinde tork değişim oranına göre silindir içi basınç ve ısı yayılım oranı	109
Şekil 7.33. Ön ısıtmasız tam yük deneylerinde tork değişim oranına göre basınç artış oranı	110
Şekil 7.34. Ön ısıtmasız yük deneylerinde tork değişim oranına göre maksimum basınç artış oranları	111
Şekil 7.35. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı tam yük deneylerinde tork değişim oranına göre maksimum basınç artış oranı.....	112
Şekil 7.36. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı yarım yük deneylerinde tork değişim oranına göre maksimum basınç artış oranı.....	113

Şekil	Sayfa
Şekil 7.37. Ön ısıtmasız yük deneylerinde tork değişim oranına göre indike ortalama efektif basınç varyans değişim katsayısı.....	114
Şekil 7.38. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı tam yük deneylerinde tork değişim oranına göre indike ortalama efektif basınç varyans değişim katsayısı.....	115
Şekil 7.39. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı yarım yük deneylerinde tork değişim oranına göre indike ortalama efektif basınç varyans değişim katsayısı.....	116
Şekil 7.40. Ön ısıtmasız tam yük deneylerinde tork değişim oranına göre kümülatif ısı dağılımı	117
Şekil 7.41. Ön ısıtmasız tam yük deneylerinde tork değişim oranına göre KA 10 – KA 50 – KA 90 açısının değişimi ve yanma süresi	118
Şekil 7.42. Ön ısıtmasız 3/4 yük deneylerinde tork değişim oranına göre KA 10 – KA 50 – KA 90 açısının değişimi ve yanma süresi	119
Şekil 7.43. Ön ısıtmasız yarım yük deneylerinde tork değişim oranına göre KA 10 – KA 50 – KA 90 açısının değişimi ve yanma süresi	121
Şekil 7.44. Ön ısıtmasız çeyrek yük deneylerinde tork değişim oranına göre KA 10 – KA 50 – KA 90 açısının değişimi ve yanma süresi	123
Şekil 7.45. 40 °C ön ısıtmalı tam yük deneylerinde tork değişim oranına göre KA 10 – KA 50 – KA 90 açısının değişimi ve yanma süresi	125
Şekil 7.46. 60 °C ön ısıtmalı tam yük deneylerinde tork değişim oranına göre KA 10 – KA 50 – KA 90 açısının değişimi ve yanma süresi	126
Şekil 7.47. 40 °C ön ısıtmalı yarım deneylerinde tork değişim oranına göre KA 10 – KA 50 – KA 90 açısının değişimi ve yanma süresi	128
Şekil 7.48. 60 °C ön ısıtmalı yarım yük deneylerinde tork değişim oranına göre KA 10 – KA 50 – KA 90 açısının değişimi ve yanma süresi	129

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 1.1. Volkswagen firmasının CNG yakıtı ile çalışan Turbo Gaz Enjeksiyonlu (TGI) motoru ve CNG tüplerinin araç üzerindeki yeri.....	2
Resim 2.1. HCCI yanma modunda araç üretimi yapan bazı otomobil firmaları	8
Resim 3.1. Temsa firmasının seri üretimini yaptığı CNG yakıtı ile çalışan otobüs.....	10
Resim 5.1. Deney motoru	31
Resim 5.2. Cussons P8160 marka tek silindirli motor test düzeneği	32
Resim 5.3. Bosch BEA 350 egzoz gaz analiz cihazı.....	33
Resim 5.4. AVL 4000 DiSmoke duman emisyonu ölçüm cihazı.....	33
Resim 5.5. CNG tüpü ve basınç düşürücüsü.....	34
Resim 5.6. Gaz akış kontrol vanası	35
Resim 5.7. Cole-Parmer marka gaz kütle akış ölçeri	35
Resim 5.8. Hassas terazi ve yakıt ölçme kabı	37
Resim 5.9. Kronometre	37
Resim 5.10. Emme havası ısıtıcısı, katı hal rölesi, PID dijital termostat	38
Resim 5.11. Şarj amplifikatörü	40
Resim 5.12. Silindir içi basınç sensörü	41
Resim 5.13. Enkoder.....	41
Resim 5.14. Veri toplama kartı.....	42
Resim 5.15. HCCI manifoldu	42

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
A	Yüzey alanı, (m^2)
A_{pis}	Piston tepe alanı, (m^2)
B	Yakıt tüketimi, (g/h)
B_{CNG}	CNG yakıt tüketimi, (g/h)
B_{Dizel}	Dizel yakıt tüketimi, (g/h)
b_e	Özgül yakıt tüketimi, (g/kWh)
c_1, c_2	Sabit katsayılar
c_m	Ortalama piston hızı, (m/s)
D	Silindir çapı, (m)
dV	Silindir hacim değişimi, (m^3)
ε	Sıkıştırma oranı
H	Kurs boyu, (m)
$H_{yakıt}$	Yakıtın yanması sonucu açığa çıkan enerji, (kJ)
h_g	Isı taşınım katsayısı, (W/m^2K)
h_i	Sistem içerisine giren ve çıkan kütlenin entalpisi, (J/g)
K	Bağımsız değişkenlerin fonksiyonu
K	Krank yarıçapının piston kol uzunluğuna oranı
L	Biyel uzunluğu, (m)
$\dot{m}_{CNG}$	Silindire alınan CNG yakıt miktarı, (kg/çevrim)
$\dot{m}_{DİZEL}$	Silindire alınan dizel yakıt miktarı, (kg/çevrim)
mf	Silindir içerisine sürülen yakıt, (kg)
$\dot{m}_h$	Gerçek hava tüketimi, (g/s)
$\dot{m}_i$	Sisteme giren ve çıkan kütle miktarı, (g/s)
m_y	Bir çevrimde silindir içerisine püskürtülen yakıt miktarı, (kg/çevrim)
n	Motor devri, (dev/dak)

Simgeler**Açıklamalar**

n_c	Politropik indeks değışimi
$\eta_{hacimsel}$	Hacimsel verim, (%)
η_t	Termik verim, (%)
η_{yanma}	Yanma verimi, (%)
P	Silindir içi basınç, (Pa)
P_e	Efektif motor gücü, (W)
Q_{ht}	Isı transferi, (J)
Q_{gr}	Toplam ısı yayılımı, (J)
$Q_{LHV_{yakut}}$	Yakıtın alt ısı değeri, (J/kg)
Q_{net}	Net ısı yayılım oranı, (J)
r	Krank yarıçapı, (m)
ρ_h	Havanın yoğunluğu, (kg/m ³)
S	Piston yolu, (m)
$S(\theta)$	Krank açısına bağı pistonun aldığı yol, (m)
t_{bas}	Yanma başlangıcı, (° KA)
T_g	Krank açısına bağı silindir içi gaz sıcaklığı, (K)
T_i	Sıcaklık, (K)
t_{son}	Yanma sonu, (° KA)
T_w	Silindir duvar sıcaklığı, (K)
U	İç enerji değışimi, (J)
V	Krank açısına bağı anlık silindir hacmi, (m ³)
V_k	Kurs hacmi, (m ³)
V_r	Referans sıcaklık için silindir içi dolgu hacmi, (m ³)
V_s	Silindir hacmi, (m ³)
V_t	Toplam silindir hacmi, (m ³)
V_y	Yanma odası hacmi, (m ³)
X_i	Her bir çevrimin IMEP değeri, (bar)
w	Ortalama gaz hızı, (m/s)
W	Çevrim boyunca yapılan iş, (J)
W_{gross}	Gross iş, (J)
W_K	Kümülatif belirsizlik

Simgeler**Açıklamalar**

W_n	Bağımsız değişkenlerin belirsizliği
W_{net}	Net iş, (J)
W_{pomp}	Pompalama işi, (J)
θ	Krank mili açısı, (derece)
YS_{KA}	Yanma süresi, ($^{\circ}KA$)
σ_{imep}	IMEP değerlerinin standart sapması
$\bar{X}$	IMEP değerlerinin ortalaması, (bar)
λ	Hava fazlalık katsayısı

Kısaltmalar**Açıklamalar**

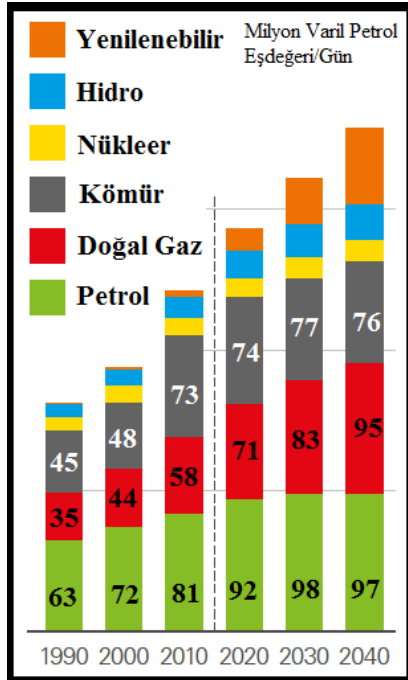
AÖN	Alt ölü nokta
BBDC	Alt ölü noktadan önce
BMEP	Fren ortalama efektif basınç
BSFC	Fren özgül yakıt tüketimi
BTE	Fren termik verim
C₂H₆	Etan
C₃H₈	Propan
C₄H₁₀	Bütan
CH₄	Metan
CNG	Sıkıştırılmış doğal gaz
CO	Karbonmonoksit
COV	Varyans değişim katsayısı
DEE	Dietil eter
DI	Direkt enjeksiyon
DME	Dimetil eter
EG	Egzoz
EGR	Egzoz gaz resirkülasyonu
EM	Emme
FÖYT	Fren özgül yakıt tüketimi
HC	Hidrokarbon

Kısaltmalar**Açıklamalar**

HCCI	Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli
IMEP	İndike ortalama efektif basınç
KA	Krank mili açısı
LHV	Alt ısı değeri
LNG	Sıvılaştırılmış doğal gaz
LPG	Sıvılaştırılmış petrol gazı
MTBE	Metil tersiyer-bütil eter
NO_x	Azot oksit
PM	Partikül madde
RCCI	Reaktif kontrollü sıkıştırma ile ateşlemeli
RON	Araştırma oktan sayısı
SOI	Enjeksiyon başlangıcı
TGI	Turbo gaz enjeksiyonlu
THC	Toplam hidrokarbon
UHC	Yanmamış hidrokarbon
ÜÖN	Üst ölü nokta

1. GİRİŞ

19. yüzyıldan günümüze kadar sanayi altyapısının ve üretim yöntemlerinin gelişmesi ve sanayileşmenin hız kazanması ile ham petrol ve doğal gaz, ülkemizde ve dünyada birincil enerji kaynakları arasında yer almaktadır. Enerji görünümü raporları incelendiğinde ham petrolün ve doğal gazın stratejik önemini sürdürmeye devam edeceği öngörülmektedir. Şekil 1.1’de görüldüğü gibi, 2030 yılına kadar dünyada petrol tüketiminin artması öngörülmürken, 2030 yılından sonra petrol tüketiminin azalacağı, azalan petrol tüketiminin yerini doğal gazın dolduracağı öngörülmektedir [1, 2].



Şekil 1.1. 1990-2040 yılları arasında dünya birincil enerji talebi [1, 2]

Dünya genelinde nüfus artışı ve teknolojik ilerleyişler neticesinde enerji ihtiyacı artmaktadır. Artan enerji ihtiyacının önemli bir kısmının petrol türevi yakıtlar ile karşılanıyor olması, yanma ile açığa çıkan zehirli gaz emisyonlarının atmosfere salınmasına neden olmaktadır. Bu durum ise hava kirliliğine yol açmaktadır. Canlıların soludukları havanın temiz olması ve zararlı gazlar barındırmaması sağlıklı bir yaşam için oldukça önemlidir. İçten yanmalı motorlar tarafından atmosfere salınan zararlı gazlar havanın doğal yapısını bozmakta ve bozulan bu havanın teneffüs edilmesi akciğer dokularını tahrip etmekte ve öldürücü olabilmektedir [3, 4].

İçten yanmalı motorlarda daha yüksek verim elde etmek, yakıt tüketimini ve zararlı egzoz emisyonlarını azaltmak için birçok çalışma yapılmaktadır [5-8]. Bu çalışmaların başında, alternatif yakıt kullanımı, yanma ve yakıt püskürtme sistemlerinde yapılan değişiklikler, alternatif malzeme çalışmaları ve elektronik kontrol sistemleri üzerinde yapılan çalışmalar gelmektedir [6-8]. Hem geleneksel taşıtlarda güç kaynağı olarak hem de hibrit taşıtlarda menzil artırıcı olarak kullanılmak üzere içten yanmalı motorların homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşleme (HCCI) yanma moduna dönüşümü bilim insanları ve otomotiv firmaları tarafından özellikle son yıllarda üzerinde en çok çalışılan konulardan birisidir [9, 10].

Motorlu taşıt üreticilerinin özellikle son yıllarda sıvı yakıtlar ile çalışan içten yanmalı motorlar yerine taşıt menzili, motor gücünü ve torkunu artırıcı ve daha düşük emisyon değerlerine sahip olan sıvı+gaz veya sadece gaz yakıtlarla çalışan motorlar ürettikleri ve bu motorlara sahip taşıtların seri imalatını yaptıkları görülmektedir. Örnek olarak, Volkswagen firması tarafından üretilen sıkıştırılmış doğal gaz (CNG) yakıtı ile çalışan turbo gaz enjeksiyonlu motor ve taşıt üzerinde CNG tüplerinin yerleşimi Resim 1.1'de görülmektedir [11, 12].



Resim 1.1. Volkswagen firmasının CNG yakıtı ile çalışan turbo gaz enjeksiyonlu (TGI) motoru ve CNG tüplerinin araç üzerindeki yeri [12]

Ayrıca Volkswagen grubu Avrupa'da CNG kullanımını artırmak adına bir dizi CNG dolum istasyonu ile niyet bildirgesi imzalamıştır. Özellikle Almanya'da yoğunlaşacağı bildirilen çalışmaların hedefi, 2025 yılına kadar CNG kullanan motorlu taşıt sayısının 1 milyona, CNG istasyonu sayısının da 900'den 2 000'e çıkarılmasıdır. Elektrikli taşıtların menzil ve popülerlik anlamında yükselişe geçmesi karşısında CNG yakıtı içten yanmalı motorlar için en iyi alternatif olarak öne çıkmaktadır [13-14].

Bu amaçlarla gerçekleştirilen doktora tez çalışmasında, içten yanmalı motorlarda gelecek vaat eden CNG yakıtının HCCI bir motorda kullanılabilirliği araştırılmıştır. Çalışmanın temel amacı içten yanmalı motorlar tarafından atmosfere salınan zararlı egzoz gazlarının azaltılmasıdır. Ayrıca yakıt ekonomisi sağlamak ve özellikle son yıllarda emisyonlar ve maliyet açısından belediyeler ve ticari taşıt kullanıcıları tarafından da tercih edilen CNG yakıtının kullanımından kaynaklanan sorunlara da çözüm getirmesi amaçlanmaktadır. Çalışmada direkt enjeksiyonlu bir dizel motorunun emme manifolduna yerleştirilen ikinci bir yakıt sistemi ile kısmi HCCI modunda çalışacak şekilde dönüşümü yapılmıştır. Motorda dizel ve CNG + dizel yakıtı (çift yakıt) kullanılarak deneyler yapılmış ve bu deneylerin sonuçları motor performansı, emisyonlar ve yanma analizi perspektifinde değerlendirip karşılaştırılmıştır. Ayrıca, ülkemizde son yıllarda keşfedilen doğal gaz kaynaklarının CNG yakıt kullanım maliyetlerini düşüreceği ve CNG yakıtının motorlu taşıtlarda kullanımını daha da önemli hale getireceği öngörülmektedir.

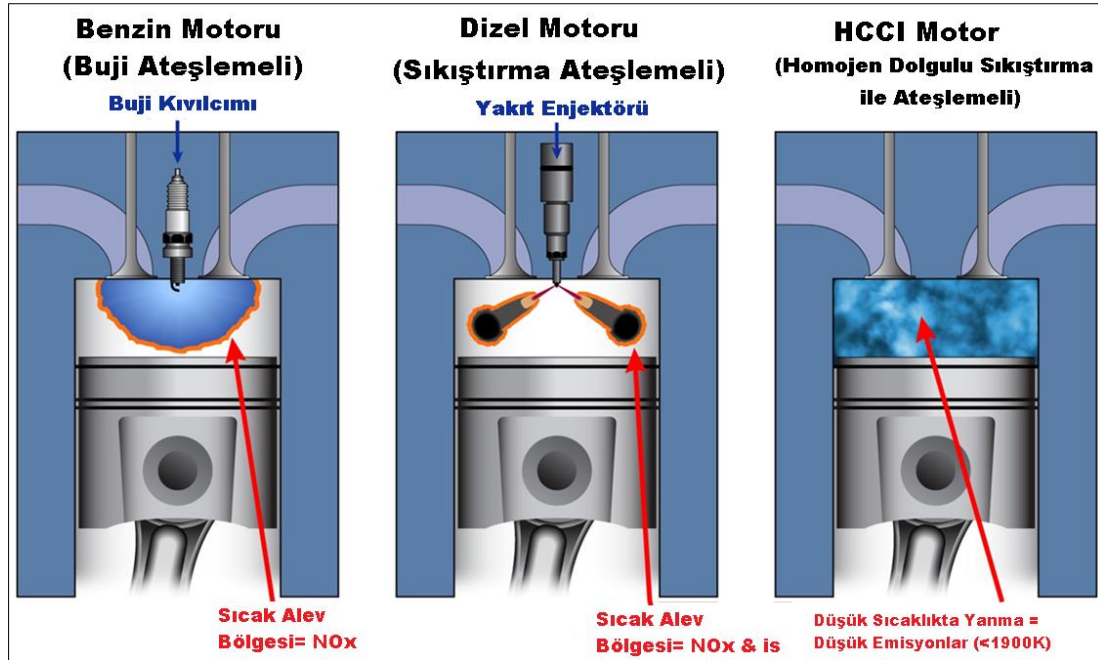
2. HOMOJEN DOLGULU SIKIŞTIRMA İLE ATEŞLEMELİ MOTORLAR

Buji ile ateşlemeli motorlar ve sıkıştırma ile ateşlemeli motorların temel avantajlarını barındıran, yüksek termik verim ve düşük egzoz emisyonu sağlayan HCCI motorlar geleceğin yanma teknolojisi olarak öne çıkmaktadır [15]. HCCI motorlarda seyreltilmiş ve homojen olarak hazırlanan hava/yakıt karışımı, kısılma olmadan silindir içerisine alınmaktadır. Ön karışımli olarak hazırlanmış olan hava/yakıt karışımı silindir içerisinde sıkıştırılma işlemi neticesinde, dizel yanması veya buji ateşlemeli yanma gibi alev gelişimi olmaksızın yanma odası içerisinde eş zamanlı olarak birçok bölgede yanmaktadır. Yanmanın bu şekilde gerçekleşmesi neticesinde, yanma odası içerisinde yüksek sıcaklık bölgeleri azalarak sıcaklık dağılımının noktasal bölgeler yerine yanma odası hacminin tümünde eş zamanlı gerçekleşmesi sağlanmaktadır. Böylece partikül madde emisyonlarının oluşumu önlenmekle birlikte, is emisyonları azalmakta ve daha düşük azotoksit (NO_x) emisyonları eş zamanlı olarak gerçekleşebilmektedir [16, 17]. HCCI motorlar bu avantajlarından dolayı buji ile ateşlemeli ve sıkıştırma ile ateşlemeli motorların en iyi özelliklerini üzerinde bulunduran motorlardır. HCCI motorlarının sıkıştırma oranlarının yüksek olması sonucunda termik verimlerinin yüksek olması ve egzoz emisyonlarının daha düşük olması önemli avantajlar getirmektedir [15, 16, 18-22].

Hükümetlerin düşük emisyon ve fosil kaynaklı yakıt kullanımını azaltma hedefleri doğrultusunda çeşitli emisyon standartları ve çevre koruma kanunları çıkmaktadır. HCCI motorlar bu hedefleri gerçekleştirebilmek için düşük NO_x ve is emisyonu yanında yüksek termik verim değerleri ile önemli bir alternatif olmaktadır. Son yıllarda HCCI yanma teknolojisi üzerinde artarak devam eden araştırmalar yapılmaktadır [23]. Najt ve Foster [24] farklı yakıtlarla ve farklı motor hızlarında yaptıkları deneylerde HCCI yanma modu için emme havası sıcaklığının artırılmasını öngörmüşlerdir. 1992 yılında Stockinger, 1,6 litre hacmine sahip dört zamanlı buji ile ateşlemeli bir motorda sıkıştırma oranı ve emme havası sıcaklığını yükselterek HCCI yanma moduna dönüşüm sağlamış ve kısmi yük deneylerinde motor veriminin %14'den %34'e yükseldiğini belirtmiştir [25].

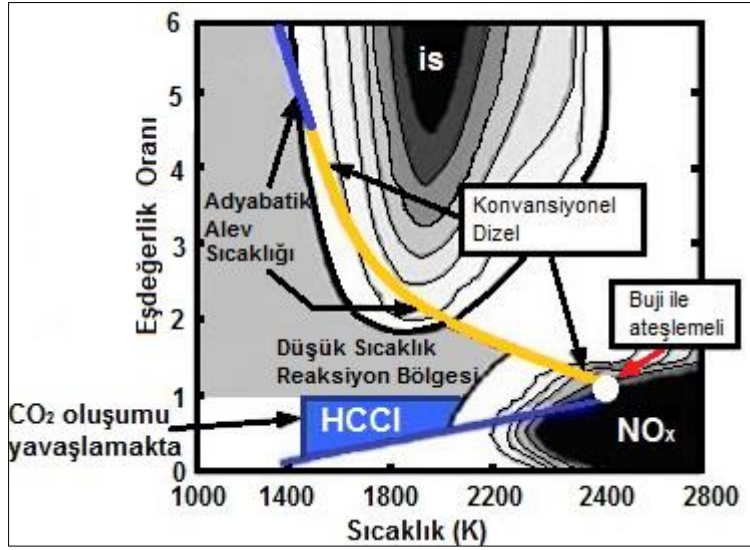
Şekil 2.1'de gösterilen HCCI yanma işleminde hava/yakıt karışımı homojen bir şekilde hazırlandığı için yanma odasının içerisinde yerel lambda ve sıcaklık değişimleri oluşmamaktadır. Aynı zamanda yüksek hava fazlalık katsayısı ile yanma odası içerisinde her

noktada aynı anda meydana gelen yanma ve lokal bölgelerde gerçekleşen kısmi olarak daha düşük sıcaklık oluşumları ile NO_x emisyonları azaltılabilmektedir. Bu nedenle HCCI motorlar geleneksel motorlara göre günümüz ve gelecekteki olası emisyon standartlarını sağlayabilmek için önemli bir potansiyele sahiptir. Ancak HCCI motorların yanma fazının kontrolündeki güçlükler, çalışma aralığının sınırlı oluşu, hidrokarbon (HC) ve karbonmonoksit (CO) emisyonlarının yüksekliği gibi bazı problemleri mevcuttur. HCCI yanma teknolojisinde son yıllarda gerçekleştirilen bilimsel çalışmalar ile yanma, emisyon ve performans analiz sonuçları etkin bir şekilde değerlendirilmekte ve HCCI motorlardan kaynaklı problemlere teknik çözümler aranmaktadır [18].



Şekil 2.1. Buji ateşlemeli, sıkıştırma ateşlemeli ve homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli motorlar arasındaki yanma farklılıkları [26]

Şekil 2.2’de sıcaklık-eşdeğerlik oranına göre çalışma aralığı ve emisyon oluşumları gösterilen HCCI yanma modunda yüksek CO ve HC emisyonları önemli iki ana problemidir.



Şekil 2.2. HCCI, dizel ve buji ile ateşlemeli motorda emisyon değişimleri [18]

HCCI motorlardan elde edilen emisyon verileri modern buji ateşlemeli ve sıkıştırma ile ateşlemeli motorların egzoz emisyonları ile karşılaştırıldığında, aynı yük konumlarında HCCI yanma modu için düşük yüklerde HC ve CO emisyon değerlerinde dikkat çekici artışlar görülmektedir [27]. Literatürde CO emisyonlarının karbondioksit (CO_2) dönüşümünün genel olarak eşdeğerlik oranı ve silindir içi sıcaklığa göre değişim gösterdiği kabul edilmektedir. HC emisyonları ise yanma sonucu oluşan alevin yanma odası duvarında sönmesi ve segman aralıklarında biriken yakıtın piston hareketiyle tekrar yanma odası içerisine alınması sonucu oluşmaktadır. Tam HCCI modunda çalıştırılan motorlar ile aynı parametrelere sahip kısmi HCCI modunda çalıştırılan motorlarda ölçülen CO ve HC emisyonları benzerlik göstermektedir. CO ve HC emisyonlarının oluşumları kısmi ve tam HCCI yanmalarında aynı temel nedenlere dayanmaktadır. Dizel motorlarda CO ve HC emisyon salınımı, HCCI motorlara göre kısmi olarak daha düşüktür [23].

HCCI yanmasını geliştirebilmek için sıkıştırma oranının ve emme hava sıcaklığının artırılması önemli iki alternatif olmaktadır. Dizel motorlarda gerçekleştirilen HCCI yanmasında basınç ve sıcaklık arasındaki ilişkiye bağlı olarak düşük yük konumlarında çevrimsel farklılıklar ile CO ve HC emisyonları artmaktadır. Homojen hava-yakıt karışımının yanma odası içerisinde kendiliğinden tutuşabilmesi için karışımın tutuşma sıcaklığına erişmiş olması gereklidir [18]. Bu nedenle sıkıştırma oranı ve emme havası giriş sıcaklığı artırılmaktadır. HCCI motorların en önemli problemlerinden birisi olan HC ve CO emisyonlarının azaltılması için CNG yakıtının kullanımı iyi bir alternatif olarak görülebilir.

Resim 2.1.'de HCCI yanma modunda çalışan içten yanmalı motora sahip taşıt üretimi yapan bazı otomobil firmaları görülmektedir [28-31].



Resim 2.1. HCCI yanma modunda taşıt üretimi yapan bazı otomobil firmaları (Mazda, Mercedes, Opel, GM) [28-31]

3. SIKIŞTIRILMIŞ DOĞAL GAZ (CNG)

Doğal gaz yakıtı motorlu taşıtlarda yaygın olarak CNG formunda kullanılmaktadır. Doğal gazın basınç altında sıkıştırılmış hali olan CNG formu depolama hacminin azaltılmasını sağlamaktadır. CNG yakıtı özellikle şehir içi otobüslerde yaygın biçimde kullanılmaktadır. Aynı zamanda binek taşıtlarda da yaygınlaşmaya devam etmektedir. Günümüzde bu uygulamalarda sağlanan yakıt tasarrufları, CNG yakıtının dönüşüm, depolama ve sıkıştırma sistemlerinin maliyetlerini karşılamaktadır [32].

Doğal gaz kömürden sonra dünyadaki en büyük ikinci yakıt kaynağıdır. Mevcut doğal gaz rezervlerinin yıllık üretimi petrolün yaklaşık iki katıdır. Doğal gaz yakıtının içeriğindeki bileşenler bölgesel olarak değişse de genellikle %85 - %99 oranında metandan (CH_4) oluşmaktadır. Metan haricinde ise etan (C_2H_6), propan (C_3H_8) ve bütan (C_4H_{10}) gibi parafinler doğal gaz yakıtını oluşturmaktadır. Buji ile ateşlemeli motorlarda CNG kullanımı için kolaylıkla dönüşüm yapılabilmektedir. Doğal gazın oktan sayısının yüksekliği vuruntu problemini azaltmakla birlikte sıkıştırma oranının artırılmasına olanak sağlayarak daha yüksek termik verim elde edilebilmektedir. Doğal gazın dizel motorlarda tek yakıt olarak kullanılması oldukça güç olmakla birlikte çift yakıt (dizel+CNG) kullanımında dizel yakıtı ile pilot püskürtme yapılmadan veya bazı tutuşma kabiliyetini artırıcı türden katıklar kullanılmadan yanmanın gerçekleşmesi mümkün değildir. Ayrıca doğal gazın oktan sayısının yüksekliğinden dolayı daha iyi bir yanma gerçekleştirebilmek için sıkıştırma oranını, emme havası sıcaklıklarını veya basınçlarını artırmak gereklidir. Bu yöntemlerden biri veya birkaçı uygulandığında doğal gaz kendi kendine tutuşabilir [32].

Dünyada ve ülkemizde her geçen gün doğal gaz yakıtı kullanan taşıtlara olan ilgi artmaktadır. Doğal gaz dönüşümü yapan firmalardaki artışın yanı sıra, otomotiv üreticileri de daha uzun menzil, düşük yakıt tüketimi ve daha az zararlı emisyon vadeden CNG yakıtı kullanan motorlu taşıtları fabrika çıkışlı olarak piyasaya sürmekte ve altyapısı için çalışmalarını hızlandırmaktadırlar. Almanya'da uluslararası doğal gaz üreticileri ve motorlu taşıt üreticileri arasında geleceğe dönük önemli anlaşmalar imzalanmıştır [12-14, 33]. Resim 3.1'de Temsa firmasının ülkemizde seri üretimini yaptığı CNG yakıtı ile çalışan otobüs görülmektedir [34].



Resim 3.1. Temsa firmasının seri üretimini yaptığı CNG yakıtı ile çalışan otobüs [34]

İçten yanmalı motorlarda doğal gaz yakıtı kullanılarak HCCI çalışma şartlarının sağlanabildiği çeşitli çalışmalar mevcuttur. Ancak doğal gaz yakıtının oktan sayısının ve tutuşma sıcaklığının yüksekliği nedeniyle HCCI yanma modunda kendi kendine tutuşabilmesi için sıkıştırma oranlarının, emme havası sıcaklıkları ve/veya basınçlarının artırılması gereklidir [32].

Çizelge 3.1’de 2019 sonu itibariyle dünyada doğal gazlı taşıt sayıları ve doğal gaz yakıt istasyonu sayıları verilmiştir. Çizelgedeki veriler incelendiğinde dünyada toplam doğal gazlı taşıt sayısı 28 milyonu geçmiştir. En fazla doğal gaz ile çalışan taşıt sayısına sahip 3 ülke ise Çin, İran ve Hindistan olmuştur. Asya ülkelerinin dünyadaki doğal gazlı taşıtların %71,73’üne sahip olması dikkat çekicidir. Dünyadaki doğal gazlı taşıtların yaklaşık %19,2’i Güney Amerika ülkelerinde, %7,23’ü Avrupa ülkelerinde bulunmaktadır [35]. Ülkemizde de CNG dönüşüm hizmeti veren çeşitli firmalar mevcuttur [36].

Çizelge 3.1 Dünyada doğal gazlı taşıt ve doğalgaz istasyonu sayıları [35]

Dünyada doğal gazlı taşıt ve doğal gaz istasyonu sayıları (31 Aralık 2019)		
	Doğal gazlı taşıt sayısı	Doğal gaz yakıt istasyonu sayısı
Asya-Pasifik	20 743 673	20 275
Güney Amerika	5 484 676	5 848
Avrupa	2 062 621	5 194
Afrika	295 349	210
Kuzey Amerika	224 500	1856
Toplam	28 540 819	33 383

CNG yakıtının bileşen yüzdeleri ülkeden ülkeye hatta üreticiden üreticiye veya dağıtıcıdan

dağıtıcıya değişebilmektedir. Çizelge 3.2’de CNG yakıtı bileşenlerinin çeşitli ülkelerdeki ortalama hacimsel oranları verilmiştir.

Çizelge 3.2. CNG yakıtının ülkelere göre bileşenleri ve hacimsel oranları [9, 33, 37-39]

Bileşenler	% Hacimsel Oran						
	Avustralya	Yunanistan	İsveç	ABD	Malezya	Türkiye (Fili Değer)	Türkiye (Garanti edilen)
Metan (CH ₄)	90,0	98,0	87,58	91,1	92,74	98,86	80-99
Etan (C ₂ H ₆)	4,0	0,6	6,54	4,7	4,07	0,211	<7
Propan (C ₃ H ₈)	1,7	0,2	3,12	1,7	0,77	0,043	<4
Bütan (C ₄ H ₁₀)	0,4	0,2	1,04	1,4	0,14	0,017	<2
Pentan (C ₅ H ₁₂)	0,11	0,1	0,17	--	--	0,033	<0,4
Hekzan (C ₆ H ₁₄)	0,08	--	0,02	--	--	0,028	
Heptan (C ₇ H ₁₆)	0,01	--	--	--	--		
Karbondiyoksit (CO ₂)	2,7	0,1	0,31	0,5	1,83	0,035	<3
Nitrojen (N ₂)	1,0	0,8	1,22	0,6	0,45	0,829	2,6



4. LİTERATÜR ÖZETLERİ

HCCI yanma modu ile doğal gazın içten yanmalı motorlarda kullanımı ile ilgili özellikle son yıllarda bilim insanları ve motorlu taşıt üreticileri tarafından birçok çalışma yapılmıştır. Literatüre kazandırılan bu çalışmalardan bazıları aşağıda verilmiştir.

Garcia ve arkadaşları [40], HCCI yanma moduna dönüşümü yapılan bir dizel motoru ile standart dizel motorunun performansını karşılaştırmışlardır. Bu amaçla, püskürtme avansını üst ölü nokta (ÜÖN)'dan 17° KA önce başlayarak 10° KA aralıklarla emme supabının kapanma açısı olan ÜÖN'dan 144° önceye kadar değiştirmişlerdir. Emme havasını ise 18 °C'den 50 °C'ye kadar ön ısıtma yaparak artırıp, soğuk EGR uygulaması yapmışlardır. Gerçekleştirilen uygulamalar sonucunda, HCCI yanma modu için en uygun püskürtme avansının ÜÖN'dan 45° önce olduğunu belirlemişlerdir. Hava fazlalık katsayısının HCCI modunda yanma başlangıç zamanlamasını etkilediği, hava fazlalık katsayısının azalması durumunda yanma başlangıcının avansa alındığı görülmüştür. Bu durumun sıkıştırma zamanında basınç artışı oluşturarak motor gücünü azalttığını olduğunu gözlemlemişlerdir. HCCI modunda is emisyonlarının ise oldukça düşük boyutlarda olduğunu ve EGR uygulaması ile NO_x emisyonlarının da oldukça düşük seviyelerde gerçekleştiğini görmüşlerdir. Ayrıca genellikle HCCI modunda dizel moduna göre artış gösteren HC ve CO emisyonlarının, yakıtın erken püskürtülmesi ve homojen yakıtın silindir duvarlarına tutunmasından dolayı gerçekleştiğini belirtmişlerdir.

Chen ve arkadaşları [41], doğal gaz yakıt kullanımının yanma ve emisyonlar üzerine etkilerini araştırmışlar. Doğal gaz - dizel çift yakıt modu ile gerçekleştirilen deneylerde saf dizel yakıtı ile gerçekleştirilen deneylere göre tutuşma gecikmesinin arttığı, termik verimin düşük ve kısmi yüklerde azalırken, orta ve yüksek yüklerde arttığını belirtmişlerdir. Özellikle orta ve düşük yüklerde HC ve CO emisyonlarının saf dizele göre arttığını, NO_x ve partikül madde emisyonlarının ise azaldığını belirtmişlerdir.

Lü ve arkadaşları [42] tek silindirli, dört zamanlı, direkt enjeksiyonlu, silindir çapı 95 mm, kursu 105 mm ve sıkıştırma oranı 18,5:1 olan bir HCCI motorda, n-heptana metil tersiyer-butil eter (MTBE) ilave ederek yanma karakteristiklerini incelemişlerdir. Deneyler sabit motor devrinde önce saf n-heptan yakıtıyla gerçekleşmiştir. Daha sonra n-heptana hacimsel

olarak %10-20-30-40 ve 50 oranlarında MTBE yakıtı ilave edilmiştir. MTBE/n-heptan yakıt karışımının tutuşabilirliğinin kötüleşmesinden dolayı, MTBE oranına bağlı olarak yanma veriminde azalma görülmüştür. Silindir içi basınç ve ısı yayılım oranının maksimum değerleri tutuşma açısının ÜÖN açısı olduğu durumda elde edilmiştir.

Hernandez ve arkadaşları [43], tek silindirli bir dizel motorunun HCCI modunda tutuşma zamanlamasını kontrol edebilmek için dizel yakıtı yerine n-heptan/toluen yakıtlarının kullanımını araştırmışlardır. Deney motoru çalışma şartlarını, dizel HCCI yanma modunun iki aşamalı (düşük ve yüksek sıcaklık rejimleri) oksidasyon faz değişimlerini kontrol edebilmek için motor yükü, enjeksiyon zamanı, motor hızı ve EGR'li dolgu kompozisyonu gibi önemli parametreleri değerlendirmek üzere modifiye etmişlerdir. Deneyler sonucunda, HCCI yanmasında dizel yakıtının yerine, kütleli olarak %50 n-heptan ile %50 tolue karışımını önermişlerdir. Yüksek EGR oranlarında motor yükü arttığında n-heptan/tolue karışım reaktifliğinde azalma görülmüş ancak çok düşük EGR oranlarında ise karışım reaktifliği artmıştır. EGR oranının yanma başlangıcı üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu tespit edilmiştir. Silindir içerisine kısılma olmadan alınan yakıt fazlalığı ile yüksek motor yükü ve yüksek EGR oranlarının tutuşma gecikmesinin temel nedeni olduğu görülmüştür. Yaptıkları kimyasal kinetik analiz ile ateşleme zamanında toluein etkisinin yalnızca düşük giriş sıcaklıklarında önemli olduğunu ve tolue ilavesi ile yanma prosesinin çok geciktiğini belirlemişlerdir.

Yao ve arkadaşları [44], tek silindirli, su soğutmalı bir DI dizel motorunda modifikasyon yaparak, metanol ve dimetil eter (DME) yakıtları ile HCCI kontrol yöntemlerini araştırmışlardır. Bu amaçla emme portuna yerleştirilen elektronik kontrollü DME ve metanol enjektörlerini kullanmışlardır. Deneyler sonucunda, EGR oranı ve DME yüzdesinin HCCI yanma sürecinin kontrolü için önemli iki değişken olduğunu, yanma veriminin büyük ölçüde DME oranına bağlı olduğunu ve EGR'nin yanma verimini arttırabileceğini belirlemişlerdir. İndike termik verimdeki artışın, uygun DME ve EGR oranının sağlanmasıyla gerçekleşebileceğini tespit etmişlerdir. Optimum HCCI yanması için kabul edilebilir miktarda DME yüzdesi ve yüksek EGR oranının sağlanması gerektiğini belirtmişlerdir. Ayrıca dizel çalışma şartlarına göre NO_x emisyonları büyük oranda azalmıştır. HC emisyonlarındaki değişimin DME yüzdesi ile değiştiğini ve CO emisyonlarının da silindir içerisindeki ortalama sıcaklık değişimlerine bağlı olduğunu tespit

etmişlerdir. Optimum HCCI yanmasında, ortalama efektif basıncındaki artış, HC emisyonlarını artırmış, CO emisyonlarını ise azaltmıştır.

He ve arkadaşları [22], iki silindirli bir DI dizel motorunda homojen olarak hazırlanan etanol-hava karışımının silindir içerisine alınarak pilot dizel yakıtı ile tutuşturulması sonucunda gerçekleşen egzoz emisyonlarını incelemiş ve yanma analizi yapmışlardır. Silindir içerisinde bulunan etanol yüzdesinin artması sonucu yanmanın rötara alındığı ve toplam yanma süresinin kısaldığı görülmüştür. Egzoz emisyonları ise etanol yüzdesi ve motor yüküne bağlı olarak değişim göstermiştir. Etanol artışıyla duman emisyonları düşük motor yüklerinde sınırlı bir değişim gösterirken, yüksek motor yüklerinde artan etanol ile duman emisyonları azalmıştır. Etanol miktarının artması NO_x emisyonlarını azalmaya sebep olmuş, THC ve CO emisyonlarını ise artırmıştır.

Shudo ve arkadaşları [45], sıkıştırma oranı 9,7:1 olan buji ateşlemeli dört silindirli ve dört zamanlı bir motorda yaptıkları deneylerde, yüksek basınçlı DME ve hidrojen yakıtını emme manifolduna akış kontrol vanaları ile göndermişlerdir. Deneyler, 1000 dev/dak sabit motor devrinde ve emme havasına ön ısıtma uygulamadan yapılmıştır. Deneyler sonucunda; DME yakıtlı HCCI modunda hidrojen ilavesinin, yanma fazının kontrolünde etkili olduğunu tespit etmişlerdir. Hidrojenin ısı yayılım oranını azalttığını ve DME yakıtının ise düşük sıcaklık oksidasyonu ile gerçekleşen sıcaklık artışında gecikmeye sebep olduğunu belirlemişlerdir. Ayrıca HCCI modunda hidrojen yakıtı ilavesinin erken ateşlemeyi önleyerek çok yüksek yük konumlarında motorun çalışmasını sağladığı belirtilmiştir.

Yap ve arkadaşları [46], buji ile ateşlemeli tek silindirli bir motorun sıkıştırma oranını 10,5:1'den 15:1'e çıkartıp, doğal gaz ile çalışabilecek bir HCCI motora dönüştürmüşlerdir. Doğal gaz ile HCCI çalışmasında emme havası giriş sıcaklığını 3 kW'lık bir elektrikli ısıtıcı kullanarak artırmışlar ve silindir içerisine gönderdikleri yakıt miktarını artırıp azaltarak motor yükünü kontrol etmişlerdir. Deneyler 1500 dev/dak sabit motor hızında yapılmış, hidrojen ilavesi ile doğal gaz HCCI çalışması sırasında, emme havası sıcaklığı arttıkça IMEP değerlerinin azaldığı belirtilmiştir. EGR uygulaması ile bütün IMEP değerlerinde NO_x emisyonları azalmış, CO ve HC emisyonları ise artmıştır.

Yücesu ve arkadaşları [47], dizel ve RON 40 yakıtları ile dört zamanlı, tek silindirli ve DI bir dizel motorunu kısmi ve tam HCCI modlarında çalıştırmışlardır. HCCI dönüşümü için

emme manifoldu girişine bir yakıt enjeksiyon sistemi yerleştirmişlerdir. Kısmi HCCI çalışma konumunda deneyler 16 Nm ve 8 Nm motor torkunda 2200 dev/dak motor hızında yapılmıştır. Tam HCCI testleri ise 1, 2, 3, 4 ve 5 Nm motor torklarında yapılmıştır. Deney sonuçları incelendiğinde, kısmi HCCI modda RON 40 yakıtıyla tam ve yarım yüklerde silindir içi basınç, COV_{imep} ve NO_x emisyonlarında artışlar görülmüştür. THC emisyonları tam yük deneylerinde azalırken yarım yük deneylerinde artmıştır. Tam HCCI modunda ise sıfıra yakın NO_x ve is emisyonu değerleri elde edilmiştir. Ancak CO ve HC emisyonlarının kısmi HCCI çalışmasına göre bir miktar fazla olduğunu belirtmişlerdir.

Can ve arkadaşları [48] yaptıkları tarafından yapılan çalışmada, tek silindirli, dört zamanlı, sıkıştırma ile ateşlemeli bir motora HCCI-DI dönüşümü yapmış ve ön karışimli benzin yakıtı ile yanma analizi ve egzoz emisyon değişimlerini incelemişlerdir. Motorun maksimum tork devri olan 2200 dev/dak'da gerçekleştirilen deneyler sonucunda ön karışimli HCCI yanması ile difüzyon yanması birlikte görülmüştür. Çevrimsel farklılıklar, dizel ve %10 ön karışimli benzin yakıtında azalma göstermiştir. %30 ön karışimli benzin yakıtı ile gerçekleştirilen deneylerde ise vuruntu gerçekleştiği görülmüştür. Egzoz gaz sıcaklığının azalması ile NO_x ve is emisyonları da azalmış, HC ve CO emisyonlarında ise artışlar görülmüştür.

Kim ve arkadaşları [49], tek silindirli, dört zamanlı, DI bir dizel motorunda 1200 dev/dak sabit motor hızında, farklı yük ve ön ısıtma sıcaklıklarında deneyler gerçekleştirmişlerdir. Kısmi-HCCI modunda silindire ön karışimli olarak alınan yakıt kompozisyonundaki değişiminin yanma ve egzoz emisyonları üzerindeki etkileri incelenmiştir. Ön karışimli homojen yakıt sistemi için motora yaklaşık 9 L hacminde bir HCCI manifold montajı yapılmış ve bu manifold üzerine yüksek basınçlı yakıt enjektörü takılmıştır. Benzin ve dizel yakıtı ön karışimli olarak silindir içerisine alınmış ve elde edilen sonuçlar incelendiğinde, benzin yakıtı ile yanma başlangıcının tek aşamalı gerçekleştiği, dizel yakıtı ile soğuk alev bölgesi görüldükten sonra ana yanmanın gerçekleştiği gözlemlenmiştir. Yakıt miktarındaki artış düşük emme havası sıcaklıklarında çevrimsel farklılıkları artırmış, yüksek emme havası sıcaklıklarında ise vuruntu oluşumuna sebep olmuştur. Bu nedenle yakıt artışı sınırlı tutulmuştur. Bütün ön ısıtma sıcaklıklarında (20-120 °C), ön karışimli benzin yakıtının artışı ile NO_x emisyonlarının önemli derecede azalma gösterdiğini gözlenmiştir. Ön karışimli dizel yakıtı ile yapılan deneylerde ise yakıt miktarının azalması ve yüksek emme havası sıcaklıklarında NO_x 'teki azalma miktarı sınırlı kalmıştır. Bütün yük konumlarında, ön

karışımli benzin yakıtı arttıkça duman emisyonları azalmıştır. Dizel yakıtı ile bütün ön karışımli yakıt oranlarında HC ve CO emisyonları artış göstermiştir.

Ma ve arkadaşları [23], tek silindirli DI bir dizel motor üzerinde port enjeksiyonu yoluyla HCCI modunda ön karışımli n-heptan yakıtı ve silindir içersine direkt pilot dizel yakıt enjeksiyonunun etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Farklı motor yükü konumlarında ve sabit motor hızında pilot dizel ve ön karışımli n-heptan yakıt miktarları ayarlanarak farklı yakıt oranları belirlenmiştir. Direk enjeksiyon zamanlamasının ve ön karışımli yakıt oranının HCCI-DI modundaki yanma karakteristikleri ve emisyonlar üzerindeki etkileri araştırılmıştır. HCCI-DI yanmasının özelliklerini değerlendirmek için, geleneksel dizel ve HCCI motor performansları karşılaştırılmalı olarak değerlendirilmiştir. Ön karışımli homojen n-heptan yakıtı ile HCCI-DI yanma konumunda ısı yayılımı üç aşamalı (soğuk alev bölgesi, HCCI yanması ve difüzyon yanması) olarak gerçekleşmiştir. Ön karışımli yakıt oranının arttıkça negatif sıcaklık katsayı bölgesi kısalmıştır. HCCI yanma fazı için maksimum silindir içi basınç ile silindir içi sıcaklık değerleri ve maksimum ısı yayılım oranı artmıştır. Ön karışımli yakıt oranı azaldıkça NO_x emisyonlarında azalma görülmüş, yüksek yakıt oranlarında ise artmıştır. Düşük hava fazlalık katsayısı oranları haricinde is emisyonlarındaki değişiklikler sınırlı olmuştur. HCCI-DI yanma modunda ile artan motor yükü ile ön karışımli yakıtın da artışı ile imep değerleri artmıştır. Yüksek yük konumlarında ve artan yakıt tüketimi ile indike termik verimin azaldığı görülmüştür. Eşdeğerlik oranına göre CO emisyonları belli bir ön karışımli yakıt oranında maksimum değerine ulaşp daha sonra azalmıştır. Yanmamış HC emisyonları ise doğrusal bir şekilde sürekli olarak artış göstermiştir.

Çınar ve arkadaşları [50], tek silindirli DI bir dizel motorunda ön karışımli olarak silindir içersine alınan dietil eter (DEE) yakıtı ile dizel yakıt enjeksiyonunun egzoz emisyonları ve yanma üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. DEE yakıtının enerjisi ile motora sürülen toplam yakıt (dizel+DEE) enerjisinin oranı ile ön karışımli yakıt oranını belirlenmiştir. 19 Nm motor yükünde ve 2200 dev/dak sabit motor hızında gerçekleştirilen deneylerde ön karışımli DEE yakıtı ile tek aşamalı tutuşma gerçekleşmiştir. DEE yakıt miktarı arttıkça maksimum silindir basıncı ile ısı yayılım oranı yükselmiş ve yanmada faz farkı ortaya çıkmıştır. Dizel yakıt enjeksiyonunun azalması ile difüzyon yanma aşamasında ısı yayılımı düşük oranda gerçekleşmiştir. Dizel çalışması ve %10 ön karışımli DEE yakıt oranı ile gerçekleştirilen deneylerde çevrimsel farklılıklar düşük oranlarda gerçekleşmiştir. %40 ön

karışımli DEE oranında ise vuruntu oluşumu görölmüşür. NO_x emisyonları %19,4, is emisyonları ise %76 oranında azalmış ancak HC ve CO emisyonlarında artışlar görölmüşür.

Hairuddin ve arkadaşları [26] tarafından HCCI motorlar üzerinde yapılan literatür çalışmasında, ön karışımli doğaı gaz ve hidrojen yakıt kombinasyonunun pilot dizel enjeksiyonlu ile tutuşturulduğu motorlarda düşük emisyonlar sağladığı ve bir dereceye kadar HCCI veya CI yanma modunda motor veriminin artırdığı bildirilmiştir. Dizel yakıtı, düşük volatilitesi ve kendiliğinden tutuşmaya olan yüksek eğilimi nedeniyle HCCI motorları için uygun değildir. Doğaı gaz ise kendiliğinden tutuşmaya karşı yüksek bir dirence sahiptir. Yüksek oktanlı yakıtların (doğaı gaz ve hidrojen gibi) yüksek setan sayısına sahip yakıtlarla (dizel gibi) birleşimi belirli çalışma koşulları altında is, HC, CO ve NO_x gibi emisyon seviyelerini azaltmaktadır. Bu kombinasyonların silindir içine erken enjeksiyonu neticesinde yüksek termik verimine ulaşıldığı da bildirilmiştir. Daha yüksek oktan sayısına sahip yakıtlar vuruntuya karşı direnç gösterirken, daha yüksek setan sayısına sahip yakıtlar daha kısa bir tutuşma gecikme süresine sahiptirler. Bu da bu yakıtların kombinasyonunun (yüksek setan sayısına sahip yakıtlar ve yüksek oktanlı yakıtlar), yakıtın tamamen yanması için daha fazla zaman kazandırır ve motorun daha sarsıntısız çalışmasını sağlar. Ayrıca karışımın yüksek sıkıştırma oranında çalıştırılabilmesi ve daha uzun bir yanma süresine sahip olması sağlanmış olur. Hidrojen yakıtı yüksek oktan sayısına (yaklaşık 130) ve yüksek alt ısıı değeri (LHV) (119,93 MJ/kg) sahiptir. Hidrojenin, dizel yakıtı ile kombinasyonu motor verimliliğini artırmaya yardımcı olur ve HCCI motorlarındaki kendiliğinden tutuşma noktasını kontrol eder. Diğer yandan, doğaı gaz daha yüksek bir kendiliğinden tutuşma sıcaklığına sahiptir ve yüksek sıkıştırma oranlı motorlarda kullanılabilir. Pratiklik açısından bakıldığında HCCI motoru, yakıt tüketimini daha da azaltmaya yardımcı olabilecek hibrit bir konfigürasyonda kullanılabilir. Birçok çalışma HCCI motorların düşük NO_x ve partikül emisyonlarına sahip olduğunu göstermektedir. Bununla birlikte, HCCI motorların hala vuruntu ve yüksek düzeyde yanmamış HC ve CO emisyonları gibi çözölmemiş sorunları bulunmaktadır.

Hariruddin ve arkadaşları [9] tarafından yapılan diğer bir çalışmada, dizel yakıtı ile çalışan HCCI motorlarda hidrojen ve doğaı gaz yakıt kullanımını araştırmışlardır. Prensipde, yanmaya yardımcı olacak buji veya enjektörün olmadığı ve yanmanın kimyasal aktivasyon enerjisine ulaştıktan sonra kendiliğinden silindir içerisinde çoklu noktalarda tutuştuğu bildirilmiştir. HCCI motorlarının geliştirilmesinde karışımın kendiliğinden tutuşmasının ve

yüksek yüklerdeki ısı yayılım oranı kontrolünün, motorun soğuk çalışmasının, emisyon standartlarını sağlamanın ve vuruş kontrolünün bazı zorluklara neden olduğu belirtilmiştir. Düşük motor devirlerinde, kendi kendine erken tutuşma meydana gelerek çoğu zaman vuruşta neden olurken, yüksek motor devirlerinde ise geç tutuşma problemi olabilmekte, bu da HCCI yanma modunun ateşleme zamanı konusunda problemli olabileceğini göstermektedir. Hidrojen yakıtı ile yapılan çalışmalarda emisyon seviyelerinin azalan güç ile birlikte, büyük ölçüde azaldığı görülmüştür. Bununla birlikte, hidrojen yakıtının çift yakıt modunda dizel yakıtı ile birleştirildiğinde düşük NO_x , CO ve partikül madde (PM) emisyon seviyeleri elde edilebilirliği ve motor gücünün %13 - %16 oranında artırılabilirdiği görülmüştür. Çözülmesi gereken en büyük sorunun vuruş olduğu, bu nedenle HCCI motorlarının yakın gelecekte kullanılabilmesi için bir model geliştirmenin zorunlu olduğu vurgulanmıştır.

Gharehghani ve arkadaşları [51] tarafından buji ile ateşlemeli bir motorda, benzin ve doğal gaz yakıtının enerji ve ekserji dengesinin yanısıra motor performansı deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler, tam gaz keleşi açıklığında, CNG-benzin çift yakıtlı çalışma şartlarında yapılmıştır. Doğal gazla karşılaştırıldığında, benzin yakıtı ile çalışma şartlarında motorun devir aralığı boyunca ortalama 4,2 kW daha yüksek çıkış gücü elde edilmiştir. CNG yakıtının ekserjetik verimin benzinden daha yüksek olduğu belirtilmiş, CNG motorunun ikinci kanun verimliliğinin, benzin motorununkinden ortalama %3,18 daha yüksek olduğu görülmüştür. Benzinle çalışma şartlarına göre termik verim doğal gaz ile çalışmada %5,4 oranında artmıştır. Tüm çalışma noktalarında, benzin yakıtının egzoz gazlarındaki ve soğutma sistemindeki enerji ve ekserji transferinin yüzdesi CNG'den daha düşüktür. Ancak, benzinin yok olan ekserjisinin, CNG'den ortalama olarak yaklaşık %5,8 oranında daha yüksek olduğu bildirilmiştir. Benzin yakıtının CNG yakıtına oranla daha yüksek CO emisyonuna sebep olduğu belirtilmiş ve bunun nedeninin benzinin yüksek karbon/hidrojen oranı ve düşük yanma sıcaklığı olarak gösterilmiştir.

Uyumaz [18] tarafından yapılan doktora tez çalışmasında, tek silindri, dört zamanlı, buji ile ateşlemeli bir motorun HCCI dönüşümü gerçekleştirilmiştir. Motorun HCCI dönüşümünde kullanılmak üzere farklı supap kalkma miktarları (5,5, 3,5 ve 2 mm) sağlayacak bir kam milinin tasarımı ve imalatı yapılmıştır. Emme havasının giriş sıcaklık aralığı 20°C ve 120°C olarak belirlenmiş ve lambda değerleri için çalışma aralığı $\lambda=0,5-2$ olarak ayarlanmıştır. 800-1900 dev/dak motor devir aralıklarında gerçekleştirilen

deneylerde, motor farklı emme havası giriş sıcaklığında ve farklı lambda değerlerinde çalıştırılarak HCCI yanması sağlanmıştır. Tam yükte gerçekleştirilen deneylerde motor performansı ve egzoz emisyonlarının yanı sıra silindir içi basınç, ısı dağılımı, indike ortalama efektif basınç, çevrimsel farklılık değerleri kıyaslanarak incelenmiştir. HCCI yanma modunda ateşlenememe, kısmi yanma ve vuruntu problemini oluşturan ve yanmayı sınırlayan bölgeler belirlenmiştir. HCCI motorun daha fakir karışımlarda çalışması için emme havası giriş sıcaklığının artırılması gerektiği tespit edilmiştir. Emme havası giriş sıcaklığının artırılması HCCI motorun daha fakir karışımlarla çalışmasına müsaade etmiştir. Supap kalkma miktarının azaltılması neticesinde silindir içerisindeki art egzoz gazlarının miktarında artış gözlenmiştir. Emme havası giriş sıcaklığı artırılarak ve supap kalkma miktarı azaltılarak HCCI çalışma aralığındaki vuruntu ve ateşlenememe sınırlarında genişleme görülmüştür. Yapılan deneyler neticesinde HC emisyonları, 1000 dev/dak motor devrinde ve stokiyometrik karışım oranında EM 3,5-EG 3,5 supap mekanizması ile EM 5,5-EG 3,5 supap mekanizmasına göre %55,5 oranında azaldığı görülmüştür. CO emisyonları ise 1200 dev/dak motor devrinde yapılan deneylerde, EM 3,5-EG 3,5 supap mekanizması ile EM 5,5-EG 3,5 supap mekanizmasına nazaran %51,22 azaldığı görülmüştür. En düşük motor torku, EM 5,5-EG 2 supap mekanizması ile, stokiyometrik karışım oranında, 1000 dev/dak motor devrinde, 100°C sabit emme havası giriş sıcaklığında elde edilmiştir. Motor torku EM 5,5-EG 3,5 supap mekanizması ile EM 3,5-EG 3,5 mekanizmasına göre %9,5 oranında azalma göstermiştir.

Bae ve Kim tarafından yapılan çalışmada [52] doğal gazın ham petrolün rafine edilmesi sırasında genellikle bir yan ürün olarak elde edildiği, doğal gaz yakıtının gaz fazında oluşunun hava/yakıt karıştırma işlemi için avantajlı olacağı ve daha homojen bir karışım oluşumu nedeniyle, PM gibi emisyonların azalmasının bekleneceği bildirilmiştir. Bununla birlikte, direkt enjeksiyon teknolojisi uygulanmadığı sürece, gaz fazının benzine göre volumetrik verimde azalmaya neden olacağı ve doğal gaz yakıtıyla elde edilen torkun, benzine oranla %16'dan fazla azalabileceği bildirilmiştir.

Gharehghani ve arkadaşları [53], reaktif kontrollü sıkıştırma ile ateşlemeli (RCCI) yanma modunda çalışan bir motor üzerinde, biyodizel/doğal gaz yakıtları kullanımının yanma, performans ve emisyonlara etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Çeşitli motor yüklerinde yapılan deneylerde yanma karakteristikleri, performans ve egzoz emisyonları incelenmiştir. Çift yakıtlı modda yüksek düzeyde reaktif bir yakıt olarak kullanılan atık balık

yağı biyodizeli ile geleneksel yanma modu karşılaştırıldığında; çift yakıt modunun daha kısa ısı yayma oranı süresi ile daha yüksek bir silindir basıncı oluşturduğunu ortaya koymuştur. CNG/biyodizel çift yakıt modu, özellikle yüksek motor yükleri için CNG/dizel yakıtı ile karşılaştırıldığında çevrim boyunca küçük değişimler göstererek daha istikrarlı olduğu görülmüştür. Ayrıca, CNG/biyodizel çift yakıt modu, tüm motor yüklerinde ortalama olarak, CNG/dizel moduna kıyasla yaklaşık %1,6 daha fazla brüt termik verim ve %2 daha düşük yanma kaybına sahiptir. CNG/biyodizel modu için CO emisyon konsantrasyonu, yüksek motor yükü koşulları için konvansiyonel yanma ile aynı seviyeye ulaşmış ve yanmamış hidrokarbon (UHC) emisyonu, tüm motor yüklerinde ortalama olarak, CNG/dizel moduna kıyasla yaklaşık %32,5 azalmıştır. CNG/biyodizel için NO_x emisyon miktarı CNG/dizelden daha yüksek olmasına rağmen, dizel veya biyodizel yakıtlarla konvansiyonel yanmaya göre çok daha düşük olduğu belirtilmiştir.

Çetinkaya [39] tarafından buji ile ateşlemeli ve sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarda doğal gaz kullanımı araştırılmıştır. Buji ile ateşlemeli bir motorun doğal gazla çalıştırılmasında maksimum motor torkunun %3, maksimum motor gücünün ise %6 kadar azaldığı görülmüştür. Azalan motor torku ve gücünün artırılması için emme manifoldu ve yanma odası üzerinde birtakım değişiklikler yapılarak, doğalgaz-hava karışımının daha yüksek türbülans sağlayacak şekilde tasarlanmasının gerektiği belirtilmiştir. Buji ile ateşlemeli bir motorda doğal gaz yakıtının stokiometrik kullanımındaki en avantajlı avans açısının benzin yakıtı kullanımına oranla 2° KA kadar fazla olduğu bildirilmiştir. En yüksek indike termik verim 15/1 sıkıştırma oranında elde edilmiştir. Sıkıştırma ile ateşlemeli motorda yapılan çalışmada ise, doğal gaz yakıtını ateşlemek için silindir içerisine pilot dizel yakıt enjeksiyonu yapılmıştır. Çevrim başına elde edilen dizel yakıt tasarrufu %80 ile %92 arasında gerçekleşmiştir. Tam yükte dizel+doğal gaz ile gerçekleştirilen deneylerde en düşük yakıt tüketimi 1750 dev/dak motor hızında elde edilmiştir.

Sezgin ve arkadaşları [54] tarafından yapılan deneysel çalışmada, bir dizel motor üzerinde değişiklik yapılarak CNG yakıtıyla çalıştırılmıştır. CNG dönüşümü yapılan motorda performans ve emisyon testleri yapılmıştır. Sonuçlar incelendiğinde CNG motorunun gücünün dizel motoruna göre %15 ile %24 arasında azaldığı görülmüştür. Yakıt tüketimi ve egzoz emisyon değerlerinde ise önemli düşüşler meydana gelmiştir. Emisyon değerleri ve yakıt tüketiminde görülen düşüşler dikkate alındığında, motor gücünde oluşacak kayıplar %20'ye kadar kabul edilebilir seviyede değerlendirilmiştir.

Sezgin tarafından yapılan tez çalışmasında [55] sıkıştırma ile ateşlemeli 4 zamanlı bir motor üzerinde çeşitli modifikasyonlar yapılarak CNG yakıtı ile çalışır hale getirilmiştir. CNG dönüşümü yapılan motorda performans ve emisyon değerleri incelenmiştir. Deney sonuçları değerlendirildiğinde partikül madde, CO ve CO₂ emisyonlarında büyük oranda iyileşmeler görülmüştür. HC emisyonunda bir miktar artış görülmüştür. Motor gücünde ise dizel yakıtı ile yapılan deneylere göre bir miktar azalma görülmüştür. Motor dizel yakıtı ile 1500 dev/dak motor hızında 32 kW güç üretmekte iken, CNG yakıtı ile aynı devirde 26 kW güç üretmiştir. Deney motoru 2000 dev/dak motor hızında dizel yakıtı ile 42 kW güç üretmekte iken, CNG yakıtı ile aynı devirde 34 kW güç üretmiştir. Motor gücünde CNG yakıtı ile 1500 dev/dak ve 2000 dev/dak motor hızlarında meydana gelen %18 ve %19'luk azalmaların, emisyon ve yakıt tüketimindeki iyileşmeler göz önüne alındığında kabul edilebilir olduğu bildirilmiştir.

Öner ve arkadaşları [56] tarafından yapılan çalışmada, HCCI bir motorda doğal gaz kullanımının motor performansı ve egzoz emisyonları üzerindeki etkileri incelenmiştir. Çalışmada benzin yakıtı ile yapılan deneylere oranla doğal gaz yakıt kullanımı ile hava fazlalık katsayısında artış görülmüştür. Motor torku ve gücünde ise benzin yakıtı ile gerçekleştirilen deneylere oranla doğal gaz yakıtında sırasıyla %8 ve %8,5 oranında azalmalar görülmüştür. Titreşim yoğunluğu ve motor gürültüsü ise doğalgaz yakıtında benzin yakıtına oranla ortalama %1,5 oranında artmıştır. Doğalgaz yakıtı ile benzin yakıtına oranla HC emisyonu %62, CO emisyonu %36, CO₂ emisyonu %34, NO emisyonu ise %68 oranında azalmıştır. Egzoz gaz sıcaklığı ise doğal gaz ile çalışmada benzin yakıtına oranla %3,6 oranında artmıştır.

Navarro ve arkadaşları [57] buji ateşlemeli bir motorda doğal gaz ve hidrojen yakıtları (HCNG) kullanarak CO₂ emisyon değişimlerini incelemişlerdir. Doğal gaz, hidrojen ve HCNG yakıtlarının farklı oranlardaki karışımları ile yapılan deneylerde motor performansı ve emisyonlar karşılaştırılmıştır. Hidrojen ve doğal gazın çift yakıt olarak kullanılması, sera gazı emisyonlarını azaltması sebebiyle benzin ve dizel yakıtlı motorlara alternatif olabileceği bildirilmiştir. Yakıt karışımındaki hidrojen miktarının artmasıyla maksimum silindir basıncının arttığı ve CO₂ emisyonlarının azaldığı görülmüştür.

Kar ve Agarwal [58] tek silindirli ve direkt enjeksiyonlu bir CNG motorunun geliştirilmesi, performans, emisyon ve yanma karakteristiklerinin incelenmesi üzerine bir çalışma

yapmışlardır. Çalışmada çeşitli yüklerde ve farklı yakıt enjeksiyon başlangıç (SOI) süreleri için performans, emisyon ve yanma karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Volümetrik verimin ileri SOI zamanlamaları ile azaldığı görülmüştür. İleri SOI zamanlamaları (170° , 160° KA alt ölü noktadan önce (BBDC)), tüm motor yükleri için geciktirilmiş SOI zamanlamalarına (150° , 140° BBDC) kıyasla fren özgül yakıt tüketiminde azalma (BSFC), fren termik verimi (BTE) ve egzoz gaz sıcaklığında artışa sebep olmuştur. Çok düşük ve çok yüksek fren ortalama efektif basınçlarında (BMEP) nispeten yüksek BSFC ve daha düşük BTE elde edilirken, orta BMEP değerlerinde tüm SOI koşulları için en düşük BSFC ve en yüksek BTE elde edilmiştir. HC emisyonları, 0,9 eşdeğerlik oranına kadar artan motor yükü ile birlikte düşerken, tüm yakıt enjeksiyon stratejileri için bu bölgede NO ve CO₂ emisyonlarında artış görülmüştür.

Keleş [59] tarafından bir dizel motorunda CNG ve LPG yakıtları kullanımı için bazı modifikasyonlar yapılmıştır. Geliştirilen çift döngülü MR-2 olarak adlandırılan yanma odası ile buji ateşlemeli motorlarda vuruntunun engellediği ve sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarda bütün yük konumlarında motorun fakir karışımı ($\lambda > 1,30-1,40$) çalışabilmesi sağlanmıştır. Bu yanma odası ile yüksek sıkıştırma oranlarında motorun LPG ve CNG yakıtları ile çalışabilmesini sağlanmıştır. Bu yanma odasının 4 silindirli bir traktör motoruna ve tek silindirli bir motora uygulanması ile LPG ve CNG yakıtları kullanılarak deneyler gerçekleştirilmiştir. Tasarlanan yanma odasında termodinamik analiz için hesap yöntemi geliştirilmiş ve elde edilen deneysel sonuçlarla karşılaştırıldığında sonuçların büyük ölçüde uyumlu olduğu görülmüştür. Bu termodinamik analiz yöntemiyle motorun optimum çalışma şartları teorik olarak belirlenmiştir. Ayrıca LPG ve CNG ile çalışacak motorun bütün yük şartlarında dizel motora göre performans ve verim değerlerinin artacağı belirlenmiştir. LPG ve CNG yakıtlarında kademeli yanmanın homojen yanmaya göre daha iyi sonuçlar verdiği bildirilmiştir. CNG yakıtının alt ısı değeri LPG yakıtına göre yüksek oluşu nedeniyle, motorun CNG yakıtı ile çalışma koşulunda LPG ile çalışmaya göre daha fazla motor gücü elde edileceği bildirilmiştir.

Karagöz ve arkadaşları [60] tarafından yapılan çalışmada mekanik yakıt sistemine sahip sıkıştırma ateşlemeli bir motor için yeni bir yakıt enjeksiyon sistemi (elektronik kontrol ünitesi ile yönetilen common rail yakıt sistemi) geliştirilmiştir. Motor, çift yakıtlı modda dizel ve CNG yakıtları ile çalıştırılmak üzere dönüştürülmüş, daha sonra elektronik kontrol ünitesi ile kontrol edilen enjektörlerden birisi dizel yakıtı silindir içerisine enjekte ederken,

doğal gaz yakıtı ise emme manifolduna enjekte edilmiştir. Püskürtülen gaz yakıtının enerji içeriği, toplam yakıtın enerji içeriğinin %0 (sadece dizel yakıt), %15, %40 ve %75'i oranında değişmiştir. Tüm testler tam yükte 1500 dev/dak sabit motor hızında gerçekleştirilmiştir. Denemelere ek olarak, motor tek boyutlu bir ticari yazılımla modellenmiştir. Deneysel ve nümerik sonuçlar karşılaştırıldığında birbirleriyle uyumlu ve makul sonuçlar elde edilmiştir. NO_x ve kurum emisyonları, gaz-yakıt karışımı ile sadece dizel yakıt karşılaştırıldığında sırasıyla %15 ve %40 oranlarında azalmıştır. Bununla birlikte, sadece dizel yakıtla karşılaştırıldığında %15 doğal gaz yakıt ilavesiyle karbon monoksit emisyonlarında artış gözlenmiştir. Doğal gaz yakıt ilavesiyle duman emisyonu azalmış olmasına rağmen, %75 doğal gaz yakıt ilavesiyle NO_x emisyonlarında önemli bir artış olmuştur.

Liu ve arkadaşları [61] tarafından yapılan çalışmada, farklı pilot yakıt miktarları ve optimize edilmiş pilot enjeksiyon zamanlaması ile CNG/dizel çift yakıt kullanımının egzoz emisyonlarına etkileri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde, çift yakıt modundaki CO emisyon seviyeleri normal dizel çalışma koşullarına göre önemli ölçüde yüksektir. Bunun nedeni ise fakir doğal gaz-hava karışımının alevi söndürmesinden kaynaklanmaktadır. Önceden karıştırılmış fakir karışımın düşük yanma sıcaklığı nedeniyle, çift yakıt modu ortalama olarak dizel moduna göre NO_x emisyonlarını %30 azaltır. Doğal gazla çalışan çift yakıtlı motorların yanmamış HC emisyonları, dizel motorlardan daha yüksektir ve THC emisyonlarının yaklaşık %90'ı yanmamış metandan meydana gelmektedir. THC emisyonları, pilot dizel yakıt miktarının artmasıyla önemli ölçüde azalmaktadır. Metanın moleküler yapısı ve çift yakıt modunun doğal yapısı itibarıyla, PM emisyonları normal dizel motoruna göre oldukça düşüktür. PM emisyonu, pilot dizel yakıt enjeksiyon miktarının artmasıyla artmaktadır.

Wang ve arkadaşları [62] doğal gaz ve dizel yakıtıyla çalışan 6 silindirli 8,6 litrelik turboşarjlı bir motorda pilot dizel enjeksiyon zamanlamasının yanma ve emisyon karakteristiklerine etkisini incelemişlerdir. Deneyler düşük yüklerde ve dizel enjeksiyon zamanlaması çok geniş aralıklarda (üst ölü noktadan önce -5° ila 55° krank mili açısı) tutularak pilot dizel ve CNG enjeksiyonu sabit akış hızında yapılmıştır. Deneylerde pilot dizel enjeksiyonlu çift kademeli ateşleme modunun motor performansı, yanma ve emisyon değerlerinin genel olarak standart sıkıştırma ateşlemeli moddan daha iyi olduğu görülmüştür. Çift kademeli ateşleme modunda fren termik verimi ve THC emisyonları neredeyse değişmeden kalsa da NO_x emisyonları dizel enjeksiyon zamanlamasının

ilerlemesiyle önemli ölçüde düşmektedir. Dizel enjeksiyon zamanlaması üst ölü noktadan önce $42,5^\circ$ krank mili açısına sabitlendiğinde en yüksek fren termik verimi (%35), düşük NO_x (60 ppm) ve THC (%0,4) emisyonları elde edilmiştir. Sonuç olarak düşük yüklerde dizel /doğal gazlı çift yakıtlı motorların yüksek termik verim ve düşük emisyon değerlerine sahip olması için pilot dizel enjeksiyonlu çift katmanlı yanma moduyla elde edilebildiği görülmüş ve burada en önemli noktanın ise pilot dizel enjeksiyon zamanlamasının optimize edilmesi olarak tespit edilmiştir.

Jang ve arkadaşları [63] yaptıkları çalışmada, di-metil eter (DME) yakıtlı bir motorda HCCI çalışma aralığının uzatımı, direkt enjeksiyon ve egzoz gazı resirkülasyonunun (EGR), gross indike ortalama efektif basınç (IMEPgross) üzerine etkisi incelemiştir. Motorda direkt enjeksiyon zamanlaması ve EGR oranı değiştirilerek yanma karakteristikleri, enjeksiyon başlangıcı açısından incelenmiştir. Sonuç olarak optimum enjeksiyon zamanlaması ve EGR ile direkt enjeksiyon ile, port enjeksiyon deneylerine göre sırasıyla IMEPgross %18 ve %53 artmıştır.

Ayhan tarafından yapılan çalışmada [64] buji ile ateşlemeli bir motorda CNG yakıtı kullanımı araştırılmıştır. Deneysel çalışmada CNG yakıtıyla benzin yakıtına göre motor torku ve gücü azalırken, özgül yakıt tüketimi artmıştır. CO emisyonu değerleri ise CNG yakıtı ile benzine göre %90-95 oranında azalmıştır. CNG yakıtı benzin yakıtına göre gaz formundan ötürü daha homojen bir karışım oluşturmaktadır. Bu nedenle HC emisyonlarında ortalama %95-98 oranında bir azalma meydana gelmiştir. CO_2 emisyonu CNG yakıtı ile benzin yakıtlı deneylere göre azalırken, NO_x emisyonu ise her iki yakıt türünde de yükselmiştir.

Cho and He [65] tarafından buji ateşlemeli motorlarda doğal gaz kullanımı incelenmiştir. Çalışmada birçok ülkedeki içten yanmalı motor emisyonları düzenlemelerini karşılamak için doğal gazın gelecek vadeden alternatif bir yakıt olduğunu açıklamışlardır. Doğal gaz motorlarının çeşitli hava fazlalık katsayısı değerlerinde ve stokiyometrik şartlarda çalışabileceğini belirtilmiştir. Doğal gaz motorlarından elde edilen çıkış gücünün, benzer fiziksel özelliklere sahip benzin ve dizel motorlarından elde edilen çıkış gücü seviyesinde tutmak için, aşırı doldurma kullanılması gerektiği bildirilmiştir. Düşük THC ve NO_x emisyon standartlarını karşılamak için yüksek aktiviteli katalitik konvertör veya hassas

hava/yakıt kontrolü olan üç yönlü katalitik konvertörlerin geliştirilmesi gerektiğini açıklamışlardır.

Çetinkaya tarafından [66] buji ile ateşlemeli bir motor ile sıkıştırma ile ateşlemeli bir motorun CNG ile çalışabilmesi için dönüşüm yapılmıştır. Deneylerde, her iki motorda da CNG yakıtıyla benzin ve dizel yakıtına göre düşük oranda performans kaybı yaşanırken özgül enerji tüketiminin daha düşük olduğu tespit edilmiştir. CNG ile çalışmada elde edilen emisyon değerleri benzin ile çalışma sonucu elde edilen emisyon değerlerinin altında kalmıştır. CNG yakıtı ile yapılan deneylerde, benzinle yapılan deneylere göre daha düşük CO ve HC emisyonları ölçülmüştür. CNG yakıtının gelecekte taşıtlar için çevreci olmakla birlikte önemli bir alternatif yakıt olarak öne çıkacağı bildirilmiştir.

Das ve arkadaşları [67], gerçekleştirdikleri çalışmada düşük güçlü buji ile ateşlemeli motorlarda hidrojen yakıtının kullanım potansiyeli ve hidrojen kullanımının CNG ile mukayesesini yapmışlardır. Deney motoru, yazarlar tarafından geliştirilmiş olan elektronik kontrollü selenoid tahrikli enjeksiyon sistemi kullanılarak hidrojen ve CNG için ayrı ayrı çalıştırılmıştır. Her iki gaz yakıtı için motorun performans ve yanma özellikleri karşılaştırılmıştır. Deneyler sonucunda hidrojen yakıtı ile CNG yakıtına göre fren özgül yakıt tüketiminin azaldığı ve fren termik veriminin arttığı gözlemlenmiştir. Fren termik verim, CNG yakıtı ile yapılan deneylerde %27,59 elde edilirken, hidrojen yakıtı ile yapılan deneylerde %31,19 olarak elde edilmiştir.

Özcan tarafından yapılan çalışmada [68] buji ile ateşlemeli bir motor için matematiksel model oluşturulmuş ve bu model kullanılarak çevrim analizi yapılmıştır. Oluşturulan bu modelde LPG ve CNG yakıtları için fiziksel ve kimyasal özellikleri dikkate alınarak çevrimsel farklılıklar analiz edilmiştir. LPG ve CNG yakıt kullanımı sonucu silindir içi basınç değişimleri, indike ve efektif güç değişimleri incelenmiş ayrıca egzoz emisyonlarında meydana gelen değişimler tahmin edilmeye çalışılmıştır. Bu matematiksel model ile elde edilen sonuçlar incelendiğinde, maksimum silindir içi basınç benzin yakıtına göre LPG kullanımında %4,46, CNG kullanımında ise %7,26 oranında azalmıştır. Motor gücü ise benzin yakıtı ile karşılaştırıldığında LPG yakıtında %4,93 ve CNG yakıtında ise %7,65 azalmakla birlikte ÖYT LPG yakıtında %5,88 ve CNG yakıtında ise %17,64 oranında azalmıştır. NO emisyon değişimi incelendiğinde ise benzin yakıtına göre LPG yakıtında %42,41 oranında azalma görülürken, CNG yakıtında bu azalma miktarı %91,96 oranında

gerçekleşmiştir. Elde edilen veriler neticesinde CNG yakıtının çevreci bir yakıt olduğu görülmüştür.

Ergen [69] tarafından yapılan çalışmada, tek silindirli 4 zamanlı sıkıştırma ile ateşlemeli bir motorun doğalgaz yakıtı ile çalışacak şekilde dönüşümünü gerçekleştirmiş ve doğal gaz kullanımı kaynaklı problemlerin azaltılması amaçlanarak, dizel yakıtı harici farklı bir pilot yakıt kullanımı ve doğalgaz yakıtı içerisine katkı maddesi eklenmesi ile oluşacak değişimler araştırılmıştır. Bu doğrultuda pilot yakıt için setan sayısı ve oksijen içeriği yüksek olan biyodizel yakıtı ve doğalgaz ile karışım oluşturacak diglyme yakıtı kullanılmıştır. Sadece motorin kullanılarak ve farklı oranlarda doğal gaz-motorin çift yakıt olarak kullanılıp deneyler gerçekleştirilmiştir. Ardından katkılı doğal gaz/biyodizel çift yakıtı ile deneyler gerçekleştirilmiştir. Farklı yük konumlarında yapılan deneylerden elde edilen veriler incelendiğinde motorin-doğal gaz çift yakıt kullanımı ile orta ve düşük yük konumlarında motor performansının ve egzoz emisyon değerlerinin kötüleştiği görülmüştür.

Papagiannakis ve arkadaşları [70] çift yakıtlı bir dizel motorunda doğal gaz ve dizel yakıt kullanımının motor performansı ve egzoz emisyonları üzerindeki değişimlerini incelemişlerdir. Gerçekleştirilen deneylerde silindir içi basınç, toplam ısı yayılımı, yanma süresi ve özgül yakıt tüketimleri ile NO_x , CO, HC ve is emisyonlarının değişimleri incelenmiştir. Deneyler 1500 ve 2500 dev/dak sabit motor devirlerinde, %40 ve %80 yüklerde yapılmıştır. Doğalgazın çift yakıt (dizel+CNG) olarak kullanımı ile silindir içi basınç değerleri azalmıştır. Özgül yakıt tüketimi, yanma süresi ve toplam ısı yayılımı değerleri ise artmıştır. Ayrıca CO ve HC emisyonlarında artış görülürken, NO_x ve is emisyonlarında ise azalma gerçekleşmiştir. CNG yakıtının dizel yakıtına göre daha yüksek ısı kapasitesine sahip olması, yanma sürecinde silindir içerisindeki gaz sıcaklığını azaltmakla birlikte bu durumun tutuşma gecikmesini artırıp, yanma süresini uzattığı ifade edilmiştir. Artan tutuşma gecikmesi ile yanma sürelerinin uzaması motor performans değerlerinde azalmaya neden olmuştur. Eksik yanma gerçekleşmesi ile düşük yük konumlarında CO ve HC emisyonlarının arttığı belirtilmiştir. Ayrıca eksik yanma neticesinde silindir içi sıcaklık değerleri de azalma eğilimi göstermiş ve bu durumun NO_x emisyonlarında iyileşmeye sebep olduğu ifade edilmiştir.

Pirouzpanah ve arkadaşları [71] doğal gazlı ve çift yakıtlı (CNG+dizel) bir dizel motorunda EGR'nin motor performansı ve egzoz emisyonları üzerindeki etkilerini incelemişlerdir.

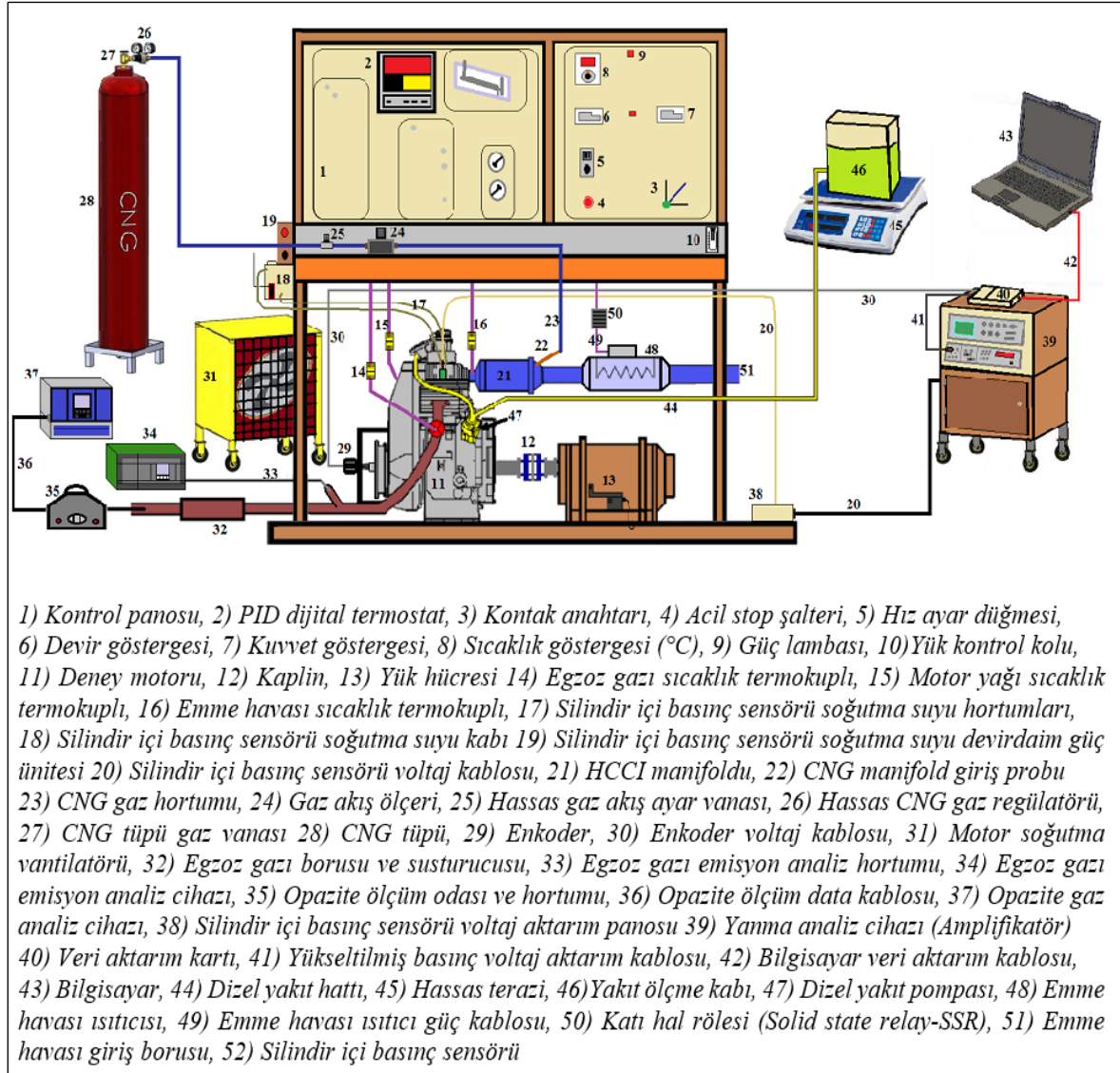
Gerçekleştirilen çalışmada çift yakıt kullanımı ile efektif verimin azalırken, CO ve HC emisyonlarında artış görülmüştür. Efektif verimin EGR uygulaması ile önemli bir değişim göstermediği belirtilmiştir. EGR'nin tutuşma gecikmesi azalttığı ve EGR oranındaki artış ile CO emisyonlarının da azaldığı görülmüş ancak NO_x emisyonlarında ise artışlar gözlenmiştir.

Tekiner [72] tarafından yapılan çalışmada, doğalgazın sıkıştırılmış formlarının motorlu taşıtlarda kullanımı ve uygulama şartları incelenmiştir. İlk yatırım maliyetleri bakımından LNG istasyonlarının muadilleri arasında en avantajlı olduğu ve ikinci sırada CNG istasyonlarının geldiği belirtilmiştir. Özellikle düşük ve orta kapasiteler için CNG istasyonları LNG istasyonlarına kıyasla daha makul olabileceği bildirilmiştir. Hesaplamalar sonucu CNG istasyonları 10,2 ay gibi kısa bir sürede kendi maliyetlerini karşılayabilmekteyken, LNG istasyonlarının 18,91 ay, LCNG istasyonlarının da 22,97 ay gibi bir sürede kendi maliyetlerini karşılayabileceği belirtilmiştir.

Tangöz [73] tarafından yapılan çalışmada, buji ile ateşlemeli bir motorda doğalgaz ve doğalgaz/hidrojen karışımı yakıtların performans ve emisyon parametrelerine etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Deneylerde değişik oranlarda hidrojenle zenginleştirilmiş doğalgaz yakıtı (%100 CNG , %95 CNG + %5 H₂, %90 CNG + %10 H₂, %80 CNG + %20 H₂) alternatif yakıt olarak kullanılmıştır. Deneyler 9,6/1, 12,5/1 ve 15/1 sıkıştırma oranlarında, tam yük çalışma şartlarında, 1150, 1500, 2000, 2500 dev/dak motor devirlerinde, 0,9-1,3 hava fazlalık katsayısı aralığında ve 5, 10, 15, 20 °KA ateşleme avanslarında gerçekleştirilmiştir. Çalışmada, performans değerleri açısından saf doğalgaz yakıtı için 12,5 – 15 sıkıştırma oranlarının, hidrojenle zenginleştirilmiş yakıtlar için ise 9,6 sıkıştırma oranının daha uygun olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca deneylerden elde edilen HC ve CO emisyonlarının Euro 5 standartlarından daha düşük olduğu görülmüştür.

5. MATERYAL VE METOT

Deneyler Gazi Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü, İçten Yanmalı Motorlar Laboratuvarı'nda yapılmıştır. Deney düzeneğinin şematik görünümü Şekil 5.1'de verilmiştir.



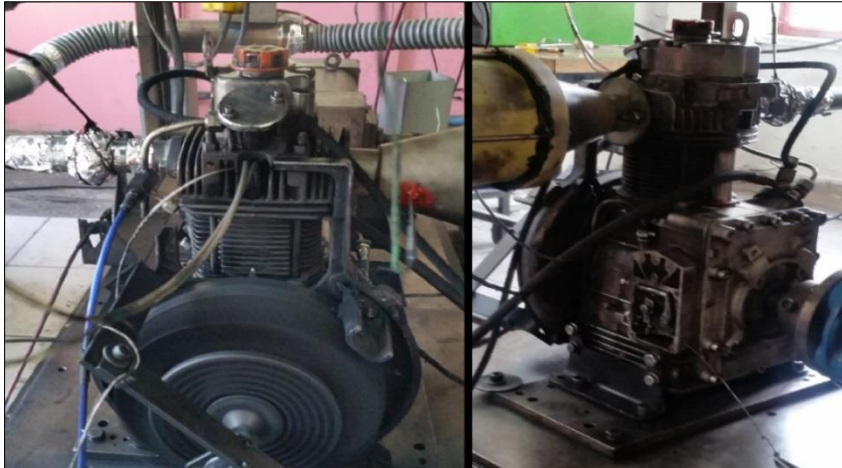
Şekil 5.1. Deney düzeneğinin şematik görünümü

5.1. Deney Motoru

Deney motorunun resmi Resim 5.1'de, teknik özellikleri ise Çizelge 5.1'de verilmiştir.

Çizelge 5.1. Deney motorunun teknik özellikleri [74]

Markası	Antor 6 LD 400	
Motor tipi	Sıkıştırma ile ateşlemeli, 4 zamanlı	
Enjeksiyon tipi	Direkt enjeksiyonlu	
Silindir sayısı	1	
Silindir çapı (mm)	86	
Kurs boyu (mm)	68	
Silindir hacmi (cm ³)	395	
Sıkıştırma oranı	18:1	
Maksimum motor devri(dev/dak)	3600	
Maksimum motor gücü (kW)	5,4 kW (3000 dev/dak)	
Maksimum motor torku (Nm)	19,6 Nm (2200 dev/dak)	
Enjeksiyon basıncı (bar)	180	
Enjeksiyon zamanı (önce ÜÖN)	24°	
Enjektör delik sayısı ve çapı (mm)	4x0,24	
Enjektör uç açısı	160°	
Yanma odası geometrisi	Meksika şapkası	
Supap zamanlaması	Emme açılma avansı	ÜÖN'dan 7,5 °KA önce
	Emme kapanma gecikmesi	AÖN'dan 25,5 °KA sonra
	Egzoz açılma avansı	AÖN'dan 21 °KA önce
	Egzoz kapanma gecikmesi	ÜÖN'dan 3 °KA sonra



Resim 5.1. Deney motoru

5.2. Deneyde Kullanılan Yakıtlar

Deneylerde dizel ve CNG yakıtı kullanılmıştır. Kullanılan yakıtların özellikleri Çizelge 5.2’de verilmiştir [75].

Çizelge 5.2. Dizel ve CNG yakıtlarının özellikleri [75]

	Dizel	CNG
Kimyasal Formül	$C_{17}H_{34}$	CH_4
Molar Kütle (g/mol)	238	16
Karbon İçeriği (%)	85,7	75
Hidrojen İçeriği (%)	14,3	25
Oksijen İçeriği (%)	0	0
Karbon-Hidrojen Oranı	0,5	0,25
Setan Sayısı	40-50	--
Oktan Sayısı	--	>120
Kendiliğinden Tutuşma Sıcaklığı (K)	483	853
Stokiyometrik Hava/Yakıt Karışım Oranı	14,7	17,16
1 atm Basıncıta Kaynama Sıcaklığı (K)	450-643	111,4
Alt Isıl Değer (MJ/kg)	42,5	47,14
Sıvı Yoğunluğu (kg/m ³)	831	465

5.3. Deneyde Kullanılan Ekipmanlar ve Ölçü Aletleri

5.3.1. Dinamometre

Deneyler, Cussons P8160 marka tek silindirli motor test düzeneğinde yapılmıştır (Resim 5.2). DC elektrikli dinamometre, 4000 dev/dak’da maksimum 10 kW güç absorbe edebilmektedir. Hız ölçümü için dişli teker ve manyetik pick-up sensörü kullanılmaktadır. Mikroişlemci kontrollü tristör sürücü devresi ile yük ve hız kontrolü yapılabilmektedir. Hız ayarı dinamometre ön panelinde bulunan bir potansiyometre ile yapılmaktadır. Motor yükü ise dinamometre üzerinde straingauge yük hücresi ile ölçülmüştür. Egzoz ve motor yağ sıcaklıkları K tipi termokupllar ile ölçülmüş ve dinamometre ön panelinde bulunan sıcaklık göstergesinden okunmuştur [76].



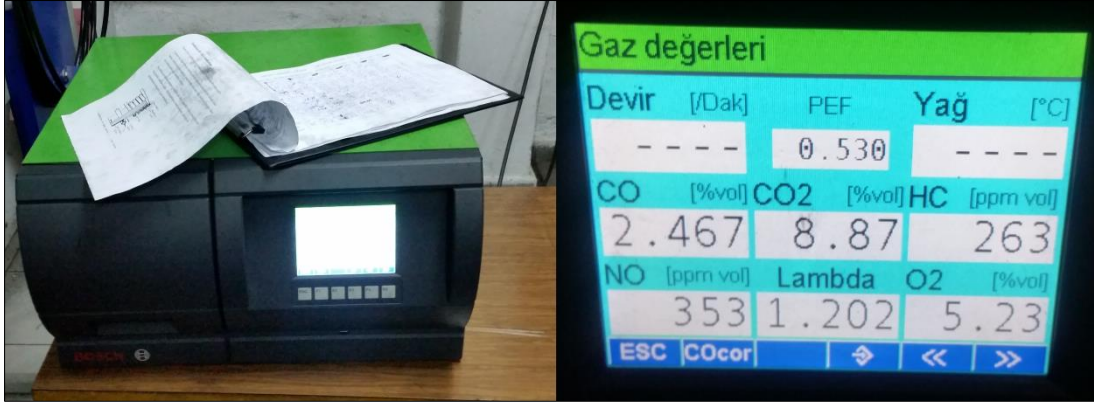
Resim 5.2. Cussons P8160 marka tek silindirli motor test düzeneği

5.3.2. Egzoz gaz analizörü

Egzoz emisyonlarının ölçümünde Resim 5.3'te görülen ve teknik özellikleri Çizelge 5.3'te verilen Bosch BEA 350 marka egzoz gaz analiz cihazı kullanılmıştır. Bu cihaz CO, HC, NO, O₂, CO₂ gazlarını ve λ (lambda) değerini ölçmektedir [77].

Çizelge 5.3. Bosch BEA 350 egzoz gaz analiz cihazının teknik özellikleri [77]

Parametre	Ölçme aralığı	Hassasiyet
CO (% hacim)	0 – 10	0,001
HC (ppm hacim)	0 – 9999	1
NO (ppm hacim)	0 – 5000	≤ 1
CO ₂ (% hacim)	0 – 18	0,01
O ₂ (% hacim)	0 – 22	0,01
Lambda	0,5 – 9,9999	0,001



Resim 5.3. Bosch BEA 350 egzoz gaz analiz cihazı

Duman emisyonlarının ölçümünde Resim 5.4.'te resmi görülen ve teknik özellikleri Çizelge 5.4'te verilen AVL markasının 4000 DiSmoke kısmi akışlı opazimetresi kullanılmıştır.

Çizelge 5.4. AVL 4000 DiSmoke duman emisyonu ölçüm cihazının teknik özellikleri [78]

Parametre	Ölçme aralığı	Hassasiyet
Opazite (%)	0-100	0,1
K Değeri (m ⁻¹)	0-99,99	0,01

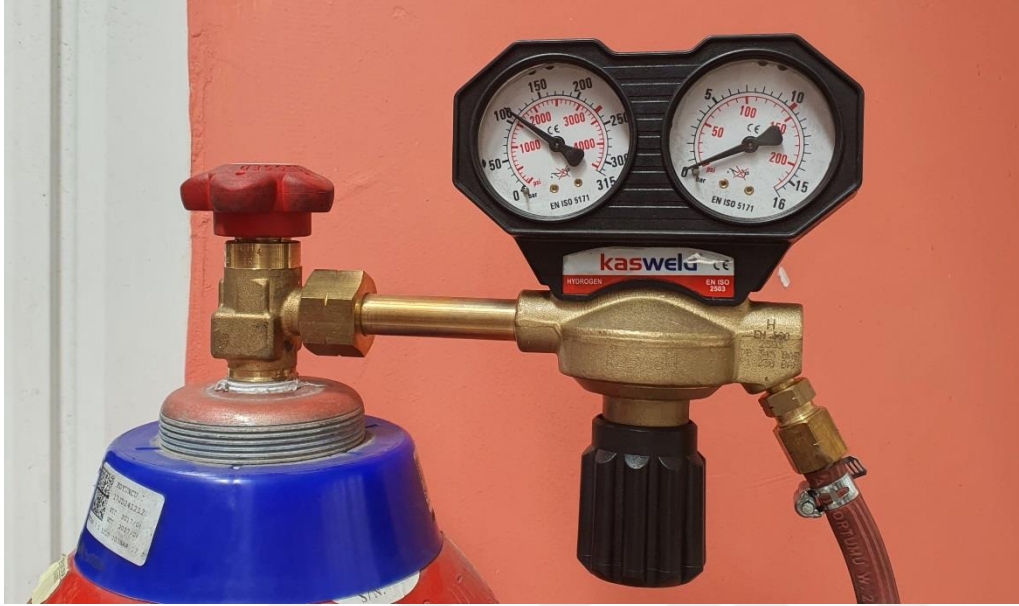


Resim 5.4. AVL 4000 DiSmoke duman emisyonu ölçüm cihazı

5.3.3. CNG yakıt tüpü ve basınç düşürücüsü

Deneylerde kullanılan CNG yakıtı 200 bar basınçla sıkıştırılmış, 12,5 m³ hacimdeki, 50 litrelik çelik tüp içerisinde depolanmış ve bu tüpten basınç düşürücü yoluyla 1 bar sabit basınca ayarlanarak gaz yakıt hattına sevk edilmiştir [79]. Deneylerde Kasweld marka metan basınç düşürücüsü kullanılmıştır. Basınç düşürücüsü sabit basınca ayarlandığı için aynı zamanda regülatör görevi de görmektedir. Güvenlik tedbiri açısından deney tüpü deney

odası dışarısında tutularak, deneyde kullanılacak gaz, borular vasıtası ile deney odasına alınmıştır. Resim 5.5'te CNG tüpü ve basınç düşürücüsü gösterilmektedir. Çizelge 5.5'te ise basınç düşürücüsünün teknik özellikleri verilmiştir.



Resim 5.5. CNG tüpü ve basınç düşürücüsü

Çizelge 5.5. Kasweld marka metan basınç düşürücüsünün teknik özellikleri [80]

Gaz Cinsi	Gaz Giriş Bağlantısı	Gaz Çıkış Bağlantısı	Gaz Giriş Basıncı	Gaz Çıkış Basıncı	Gaz Debisi
Metan	W21,80x1/14" Sol	R 3/8" Sol	0-230 bar	0-10 bar	40 m ³ /h

5.3.4. Hassas gaz akış kontrol vanası

1 barlık sabit basınç ile gaz hortumundan gelen CNG gazının tork değişim oranına göre hassas olarak HCCI manifolduna sevk edilmesi için basınç düşürücü ile gaz akış ölçeri arasına Resim 5.6'da görülen hassas ayarlama özelliğine sahip RS PRO FT1251/2 marka 1/2 inç boru çapına sahip gaz akış kontrol vanası konumlandırılmıştır [81]. Kontrol vanasının teknik özellikleri Çizelge 5.6'da verilmiştir.



Resim 5.6. Gaz akış kontrol vanası

Çizelge 5.6. Gaz akış kontrol vanasının teknik özellikleri [81]

Marka ve Modeli	Maksimum Akış Miktarı	Maksimum Çalışma Basıncı	Boru Çapı	Maksimum Çalışma Sıcaklığı	Minimum Çalışma Sıcaklığı	Gövde Malzemesi
RS PRO FT1251/2	50 L/dak	210 bar	1/2 inç	100 °C	-20 °C	Nikel kaplamalı pirinç

5.3.5. Gaz kütle akış ölçeri

CNG tüpünden çıkarak basınç düşürücüde sabit basınçla gaz akış kontrol vanasına gelen CNG gazının hacmini ve kütlesini ölçmek amacıyla HCCI manifoldu ile gaz akış kontrol vanası arasına Cole-Parmer marka gaz kütle akış ölçeri konumlandırılmıştır. Bu cihazla akışkan gazının kütlesi, hacmi, sıcaklığı ve basıncı hassas olarak ölçülebilmektedir. Cihazın hassas olarak en doğru sonucu vermesi için akışkan gaz cinsi cihaz üzerinde CH₄ olarak ayarlanmıştır. Resim 5.7’de görülen Cole-Parmer marka gaz kütle akış ölçerinin teknik özellikleri Çizelge 5.7’de verilmiştir [82].



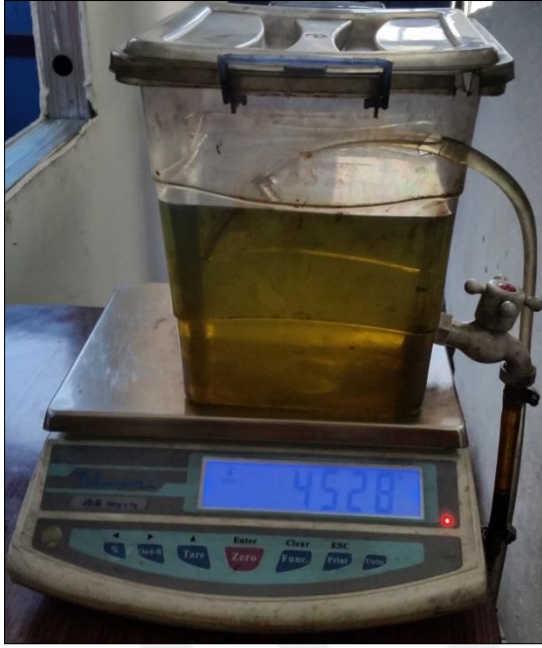
Resim 5.7. Cole-Parmer marka gaz kütle akış ölçeri

Çizelge 5.7. Cole-Parmer marka gaz kütle akış ölçerinin teknik özellikleri [82]

Marka ve Model	Cole-Parmer GY-32907-81	
Ölçüm Yapılabilen Gaz Tipleri	Asetilen (C ₂ H ₂), Hava, Argon (Ar), i-Bütan (i-C ₄ H ₁₀), n-Bütan (n-C ₄ H ₁₀), Karbondiyoksit (CO ₂), Karbonmonoksit (CO), Döteryum (D ₂), Etan (C ₂ H ₆), Etilen / Eten (C ₂ H ₄), Helyum (He),	Hidrojen (H ₂), Kripton (Kr), Metan (CH ₄), Neon (Ne), Azot (N ₂), Azotoksit (N ₂ O), Oksijen (O ₂) , Propan (C ₃ H ₈), Sülfür Hekzaflorür (SF ₆), Ksenon (Xe)
Tepki Süresi (ms)	50	
Ekran Tipi	7 satır x 4 haneli LCD; 0,25" akış göstergesi	
Tekrarlanabilirlik (%)	±0,2	
Doğruluk (%)	± 0,8 Okuma Yüzdesi	
	± 0,2 Tam Ölçek Yüzdesi	
Maksimum Akış Hızı (L/dak)	1000	
Minimum Akış Hızı (L/dak)	10	
Minimum Çalışma Sıcaklığı (°C)	-10 °C	
Maksimum Çalışma Sıcaklığı (°C)	50 °C	

5.3.6. Hassas terazi

Deneylerde, tüketilen sıvı yakıt miktarını ölçmek için Resim 5.8’de görülen Dikomsan JS-B marka, 30 kg taşıma kapasitesine ve 1 g hassasiyete sahip hassas terazi kullanılmıştır [83].



Resim 5.8. Hassas terazi ve yakıt ölçme kabı

5.3.7. Kronometre

Sıvı yakıt tüketimi ölçümü için 0,01 s hassasiyetine sahip, Robic Sports marka, SC 700 model dijital göstergeli kronometre kullanılmıştır (Resim 5.9).



Resim 5.9. Kronometre

5.3.8. Emme havası ısıtma tertibatı

Emme havasını istediğimiz sıcaklık değerinde ısıtmak için Resim 5.10’da görülen Farnam marka, Flow Torch 400 model hava ısıtma sistemi kullanılmıştır. Giriş çapı 100 mm ve uzunluğu 50 cm olan ısıtma sisteminin içerisinde, spiral şekilde sarılmış ve porselen

kablolarla yalıtılarak güç aktarımı sağlanmış bir rezistans sistemi bulunmaktadır [84]. Bu rezistanslar akış esnasında basınç kaybını minimize edecek ve yüksek hava akış hızlarına izin verebilecek şekilde imal edilmişlerdir. Motora alınan hava sıcaklığının dijital olarak kontrol edilmesi ve rezistans sisteminin aşırı voltaj yüküne maruz kalmaması için hava ısıtma sistemine ENDA marka ETC9420 model PID sıcaklık kontrol ünitesi montajı yapılmıştır [85]. Sıcaklık kontrolü için, silindir kapağından 2 cm uzağa HCCI manifoldunun üzerine yerleştirilen K tipi termokupldan alınan giriş sıcaklığı dijital termostata aktarılmıştır.



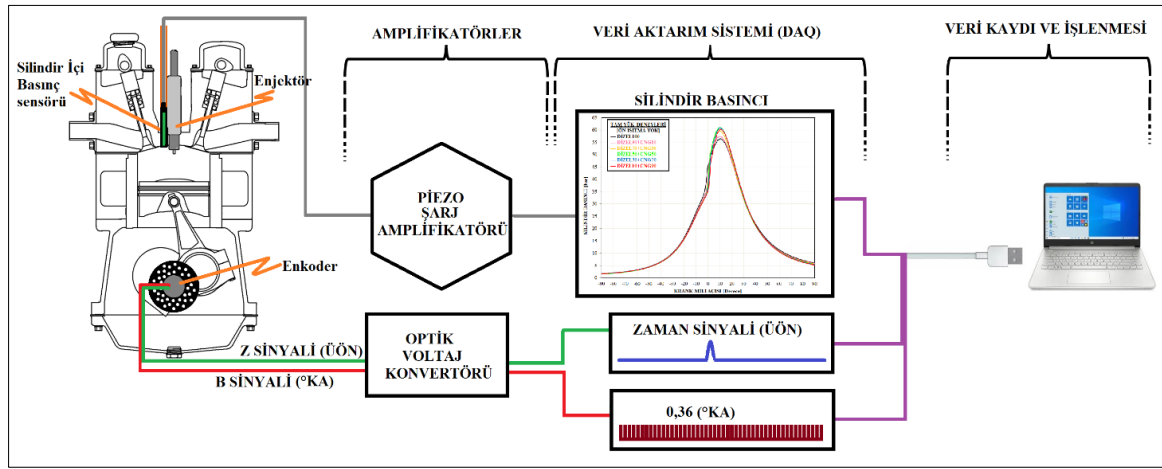
Resim 5.10. Emme havası ısıtıcısı, katı hal rölesi, PID dijital termostat

5.3.9. Sıcaklık ölçümü

Deney sisteminde üç farklı noktada NiCr-Ni elemanlı, ölçüm aralığı $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $1200\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve hassasiyeti ise $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ olan K tipi termokupllar ile sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Motor yağ sıcaklığını ölçmek için, yağ çubuğu çıkarılarak, yağ çubuğu deliğinden karter içerisinde yağa temas edecek şekilde bir termokupl sabitlenmiştir. İkinci bir termokupl emme havası giriş sıcaklığını dijital termostata aktarabilmek ve ön ısıtma sıcaklığını kontrol edebilmek için silindir kapağında emme portuna 2 cm mesafeden HCCI manifoldu delinerek buraya sabitlenmiştir. Üçüncü termokupl ise egzoz gaz sıcaklığını ölçmek için egzoz portuna 6,5 cm mesafeden egzoz borusu üzerine delik açılarak buraya sabitlenmiştir. Yağ ve egzoz gazı sıcaklık değerleri dinamometre üzerindeki sıcaklık göstergesinden, emme havası sıcaklık değerleri ise PID dijital termostat göstergesinden okunacak şekilde konumlandırılmıştır [15, 84, 85].

5.3.10. İndikatör sistemi

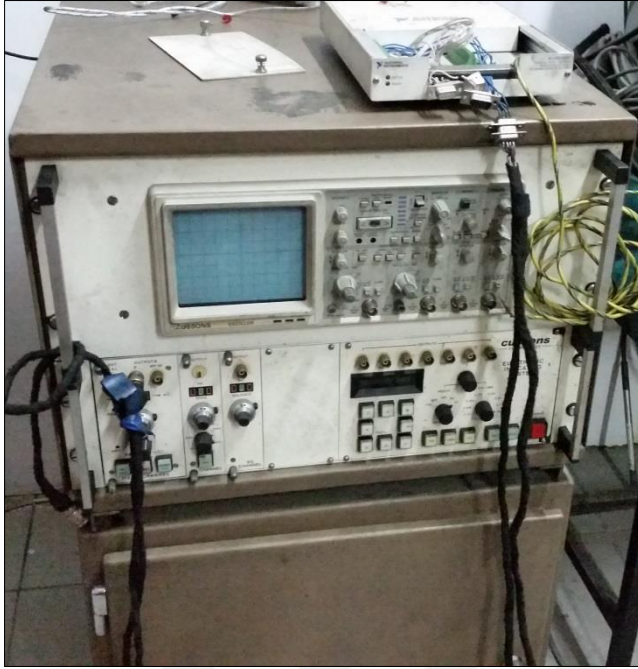
Şekil 5.2’de gösterilen indikatör sistemi indikatör cihazı, silindir içi basınç sensörü, veri toplama kartı, enkoder ve bilgisayardan oluşmaktadır. Analog silindir içi basınç sinyalleri NI marka bir veri toplama kartında dijital sinyallere çevrilmiş ve bilgisayara aktarılmıştır. Cussons P4410 indikatör cihazı, silindir içi basınç sinyallerinin toplanması ve yükseltilmesi için kullanılmıştır [15]. Çizelge 5.8’de piezo şarj amplifikatörünün teknik özellikleri [15] ve Resim 5.11’da şarj amplifikatörünün resmi verilmiştir.



Şekil 5.2. İndikatör sistemi şeması [15]

Çizelge 5.8. Piezo şarj amplifikatörünün teknik özellikleri [15]

Özellikler	Cussons P4110
Transducer giriş rezistansı	$> 10^{14}$ ohm (uzun zaman sabitesi durumunda)
	10^{10} ohm (kısa zaman sabitesi durumunda)
Amplifikatör kazanç faktörü	1 – 10 – 100 mV/pC
Ölçüm aralığı ayarları	bar/V
Span ayarı	X1- X11 $\pm$ %1
Filtre (-3 db de alçak geçirgen filtre)	4 kHz-180 kHz e kadar $\pm$ %2
Maksimum şarj kayması	$< 0,2$ pC/s (uzun zaman sabitesi durumunda)
Lineerlik	$< \%0,05$
Çıkış voltaj aralığı	Maksimum +11 V
Filtreleme	4 KHz- 180 KHz (düşük bant geçirgende – 3 db)



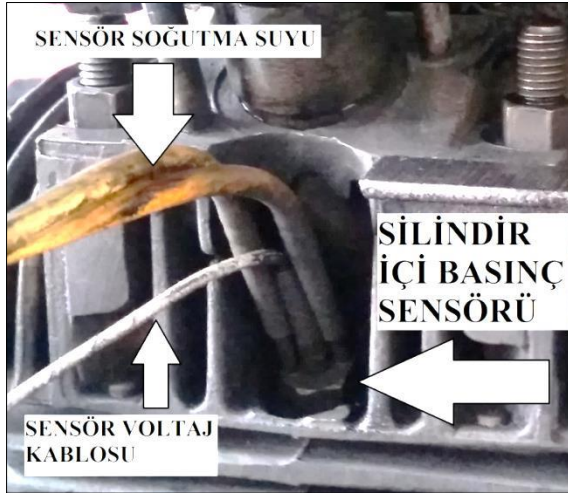
Resim 5.11. Şarj amplifikatörü

5.3.11. Basınç sensörü

Silindir içi basınç ölçümünde, su soğutmalı AVL 8QP500c model quartz silindir içi basınç sensörü kullanılmıştır. Çizelge 5.10'da kullanılan basınç sensörünün teknik özellikleri verilmiştir [15]. Resim 5.12'de silindir kapağı üzerine bağlantısı yapılan silindir içi basınç sensörü, su soğutma hortumları ve sensör voltaj kablosu görülmektedir.

Çizelge 5.9. Basınç sensörünün teknik özellikleri [15]

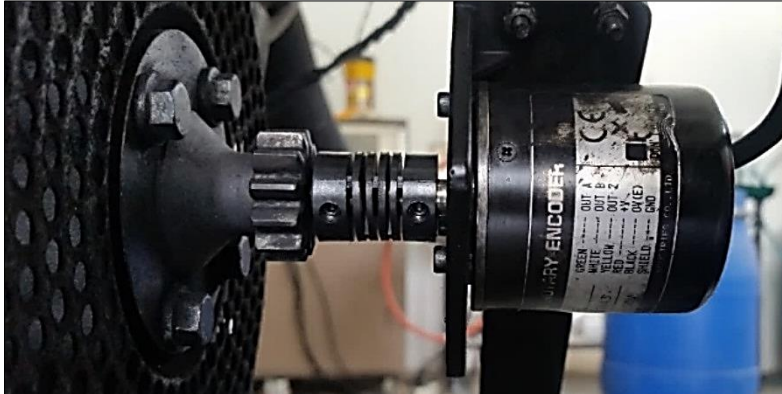
Marka/ Model	AVL 8QP500c Quartz
Çalışma Aralığı (bar)	0-150
Ölçüm Hassasiyeti (pC/bar)	11,96
Doğal Frekans (kHz)	100
Ölçüm Toleransı (+/- %)	0,6



Resim 5.12. Silindir içi basınç sensörü

5.3.12. Enkoder

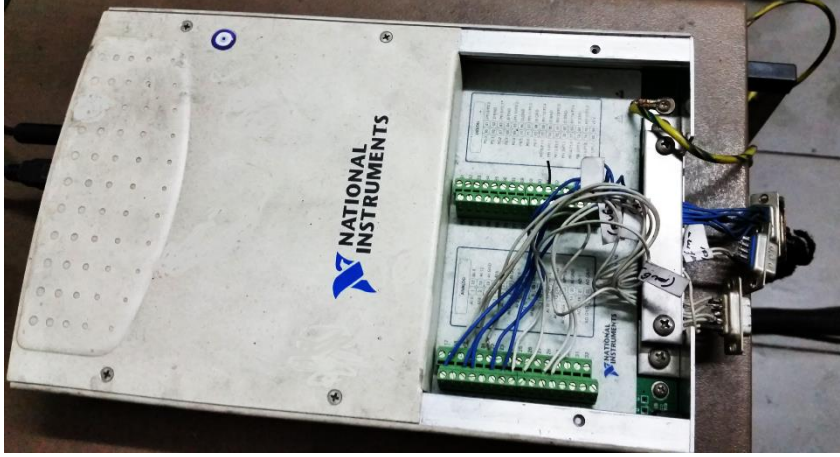
Deneylerde 1 turda 1000 pals üreten ve $0,36^{\circ}\text{KA}$ aralıklarla ölçüm yapabilen enkoder kullanılmıştır. Volan üzerine bağlantısı yapılan enkoder tarafından üretilen sinyallerden biri ÜÖN sinyali (Z sinyali) diğeri ise krank açısı sinyalidir (B sinyali) [18]. Resim 5.13'te deneylerde kullanılan enkoder görülmektedir.



Resim 5.13. Enkoder

5.3.13. Veri toplama kartı

Deneylerde, Resim 5.14'de görülen National Instrument USB 6259 marka veri toplama kartı (DAQ) kullanılarak analog silindir içi basınç sinyalleri dijital sinyallere çevrilmiştir. Enkoder tarafından üretilen krank açısı sinyalleri ve $0,36^{\circ}\text{KA}$ aralıklarla alınan silindir içi basınç sinyalleri dijital ortama kaydedilmektedir [18].



Resim 5.14. Veri toplama kartı

5.4. HCCI-Dİ Dönüşümü İçin Kullanılan Manifold

Resim 5.15’te görülen HCCI manifoldu polyamid malzemeden torna ile işlenerek 3 parça halinde üretilmiştir. Ayrıca CNG yakıt girişi ve emme havası sıcaklık ölçüm termokuplu için uygun bölge belirlenerek manifold üzerinde delikler açılmıştır. Üretilen parçalar birbirine cıvatalı olarak birleştirilip sıvı conta ile sızdırmazlığı sağlandıktan sonra yekpare halde motora montajı yapılmıştır. Ardından CNG yakıt giriş probu ve emme havası sıcaklık termokuplu manifold üzerine bağlanmıştır.



Resim 5.15. HCCI manifoldu

5.5. Ölçülerin Doğruluğu ve Belirsizlikler

Deneylerde yapılan ölçümlerinin doğruluğu ve hesaplamalardaki belirsizlikler Çizelge 5.11.'de verilmiştir. Ölçümlerde kullanılan cihazların teknik özelliklerine göre değişkenlerin doğruluğu belirlenmiştir. Bununla birlikte birçok değişkenin içerisinde yer aldığı hesaplamalarda kümülatif belirsizlik ortaya çıkmakta ve bu belirsizliğin hesaplama yöntemi Eş. 5.1'de verilmektedir [86].

$$W_K = \sqrt{\left[\left(\frac{\partial K}{\partial z_1} W_1\right)^2 + \left(\frac{\partial K}{\partial z_2} W_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial K}{\partial z_n} W_n\right)^2\right]} \quad (5.1)$$

W_K : Kümülatif belirsizlik

$K, z_1, z_2, \dots, z_n$: Bağımsız değişkenlerin fonksiyonları

$W_1, W_2, \dots, W_n$: Bağımsız değişkenlerin belirsizliği

Çizelge 5.10. Ölçümlerin doğruluğu ve hesaplanan sonuçlardaki belirsizlikler

	Doğruluk	Belirsizlik
Tork (Nm)	-	± %0,25
Yakıt debisi (g/dak)	-	± %0,54
Özgül yakıt tüketimi (Dizel yakıtı için) (g/kWh)	-	± %1,26
Özgül yakıt tüketimi (Dizel+CNG yakıtı için) (g/kWh)	-	± %1,38
Termik Verim (%)	-	± %1,16
HC (ppm)	1	± %1,2
CO (% hacim)	0,001	± %1,6
NO (ppm)	≤ 1	± %2,3
İs (%)	0,1	± %1,9
Motor yükü (N)	± %0,25	-
Motor devri (dev/dak)	± 2	-
Yakıt tüketimi (g)	± %0,2	-
Sıcaklık (°C)	± 1	-
Zaman (s)	± 1	-



6. ÖLÇÜM VE HESAPLAMALAR

Deneyler motorun maksimum tork devri olan 2200 dev/dak motor hızında, tork değişim oranı dikkate alınarak çift yakıtla (Dizel + CNG) gerçekleştirilmiştir. Deneyler öncelikle ön ısıtmasız olarak tam (16 Nm), 3/4 (12 Nm), 1/2 (8 Nm) ve 1/4 (4 Nm) yükte gerçekleştirilmiştir. 16 Nm tam yük konumunda dizel yakıtıyla (%0 tork değişim oranı) ön ısıtmasız olarak deneyler yapılmış, sonrasında dizel yakıtından elde edilen motor torku püskürtülen yakıt miktarı azaltılarak %10 düşürülmüştür. Azalan motor torku CNG yakıtı ile tekrar 16 Nm'ye kadar çıkarılmıştır. Her bir motor yükünde, silindir içerisine enjektör tarafından püskürtülen dizel yakıtı ile elde edilen motor torkunun kademeli olarak %10 oranında azaltılması ve azalan torkun emme manifolduna ön karışımli yakıt olarak alınan CNG ile tamamlanması tork değişim oranı olarak adlandırılmıştır. Örnek olarak %10 tork değişim oranında, motor tam yükte (16 Nm) çalışırken püskürtülen dizel yakıtı azaltılarak motor torku 14,4 Nm'ye düşürülmüştür. Emme manifolduna verilen ön karışımli CNG yakıtı ile tork tekrar 16 Nm'ye kadar çıkarılmıştır. Deneylerde bu oran D90+CNG10 tork değişim oranı olarak adlandırılmıştır. Tam yük deneyleri bittikten sonra sırasıyla 3/4 (12 Nm), 1/2 (8 Nm) ve 1/4 (4 Nm) yükte deneyler yapılmıştır. Deneyler emme havasına 40°C ve 60°C ön ısıtma yapılarak tam ve 1/2 yükte yine 2200 dev/dak motor hızında %0-%90 tork değişim aralığında da gerçekleştirilmiştir. Deneylerin emme sıcaklık değişimlerine göre hangi yük konumlarında gerçekleştirildiği Çizelge 6.1'de verilmiştir.

Çizelge 6.1. Gerçekleştirilen deney yük ve sıcaklıkları

EMME HAVASI GİRİŞ SICAKLIĞI	TAM YÜK	3/4 YÜK	1/2 YÜK	1/4 YÜK
STANDART (ÖN ISITMA YOK)	X	X	X	X
40°C ÖN ISITMA	X		X	
60°C ÖN ISITMA	X		X	

Deney setlerinin emme havası giriş sıcaklığı, motor yükü ve ulaşılan tork değişim oranlarına göre adlandırılması Çizelge 6.2'de verilmiştir.

Çizelge 6.2. Deney setleri ve adlandırması

TORK DEĞİŞİM ORANI		ÖN ISITMA YOK				ÖN ISITMA 40°C		ÖN ISITMA 60°C	
		Tam Yük	3/4 Yük	1/2 Yük	1/4 Yük	Tam Yük	1/2 Yük	Tam Yük	1/2 Yük
%0	D100	X	X	X	X	X	X	X	X
%10	D90+CNG10	X	X	X	X	X	X	X	X
%20	D80+CNG20	X	X	X	X	X	X	X	X
%30	D70+CNG30	X	X	X	X	X	X	X	X
%40	D60+CNG40	X	X	X	X	X	X	X	X
%50	D50+CNG50	X	X	X	X	X	X	X	X
%60	D40+CNG60	X	X	X	X	X	X	X	X
%70	D30+CNG70	X	X	X	X	X	X	X	X
%80	D20+CNG80	X	X	X		X	X	X	X
%90	D10+CNG90	X	X			X		X	X
%100	CNG100								

Motor performans ve yanma karakteristiklerinin hesaplanması aşağıda verilmiştir.

6.1. Motor Torku

2200 dev/dak sabit motor hızında yapılan deneylerde motor yükü dinamometre üzerinden straingauge yük hücresi ile ölçülmüştür. Göstergede okunan kuvvet değeri, 0,25 m kol uzunluğu ile çarpılarak motor torku hesaplanmıştır.

$$M = F.l \quad (6.1)$$

Burada;

M : Tork (Nm),

F : Kuvvet (N),

l : Kol uzunluğu (0,25 m)'dur.

Örnek olarak, 2200 dev/dak motor hızında tam yükte standart dizel yakıtı ile yapılan deneylerde dinamometre kontrol panelinden okunan kuvvet değeri 64 N'dur. Bu değeri Eş. 6.1'de yerine yazarak kuvvet kolu ile çarparsak motor torku,

$$M = 64.0,25 = 16 \text{ Nm}$$

olarak hesaplanır.

6.2. Efektif Motor Gücü

Motor krank milinden ölçülen efektif motor gücü,

$$P_e = \frac{2\pi n M}{60} \quad (6.2)$$

olarak hesaplanır. Burada;

P_e : Efektif motor gücü (W)

n : Motor devri (dev/dak)'dır.

Örnek olarak; 2200 dev/dak motor hızında tam yükte standart dizel yakıtı ile yapılan deneylerde motor torku 16 Nm olarak hesaplanıştı. Elde edilen değer Eş. 6.2'de yerine yazılırsa efektif motor gücü,

$$P_e = \frac{2\pi \cdot 2200 \cdot 16}{60} = 3686,14 \text{ W} = 3,68614 \text{ kW}$$

olarak elde edilir.

6.3. Fren Özgöl Yakıt Tüketimi

İçten yanmalı motorlarda birim çıkış gücü için birim zamanda tüketilen yakıt miktarı özgöl yakıt tüketimi olarak adlandırılır. Özgöl yakıt tüketimini elde etmek için öncelikle motorun bir saatte tükettiği yakıt miktarı hesaplanır. Bulunan saatlik yakıt tüketimi değeri ise motor gücüne oranlanır (Eş. 6.3).

$$b_e = \frac{B}{P_e} 1000 \quad (6.3)$$

Burada;

b_e : Özgöl yakıt tüketimi (g/kWh)

B : Yakıt tüketimi (g/h)'dir.

Örnek olarak; 2200 dev/dak motor hızında standart dizel yakıtı ile yapılan deneylerde 5 dakika süreyle yapılan ölçümde yakıt tüketimi 84 g olarak gerçekleşmiştir. 1 saatte tüketilen yakıt miktarı ise 1008 g olarak hesaplanmıştır. Motor gücü de 3686,14 W olarak daha önce hesaplanmıştı. Elde edilen değerler Eş. 6.3'te yerine yazılırsa,

$$b_{e_{DİZEL}} = \frac{1008}{3686,14} 1000 = 273,46 \text{ g/kWh}$$

olarak hesaplanır.

Dizel yakıtı ile CNG yakıtının beraber kullanıldığı deneylerde, özgül yakıt tüketimi Eş. 6.4'te verildiği gibi hesaplanmıştır.

$$b_{e_{DİZEL+CNG}} = \frac{B_{DİZEL} + B_{CNG}}{P_e} 1000 \quad (6.4)$$

$b_{e_{DİZEL+CNG}}$: Özgül yakıt tüketimi (g/kWh)

$B_{DİZEL}$: Saatlik dizel yakıt tüketimi (g/h)

B_{CNG} : Saatlik CNG yakıt tüketimi (g/h)'dir.

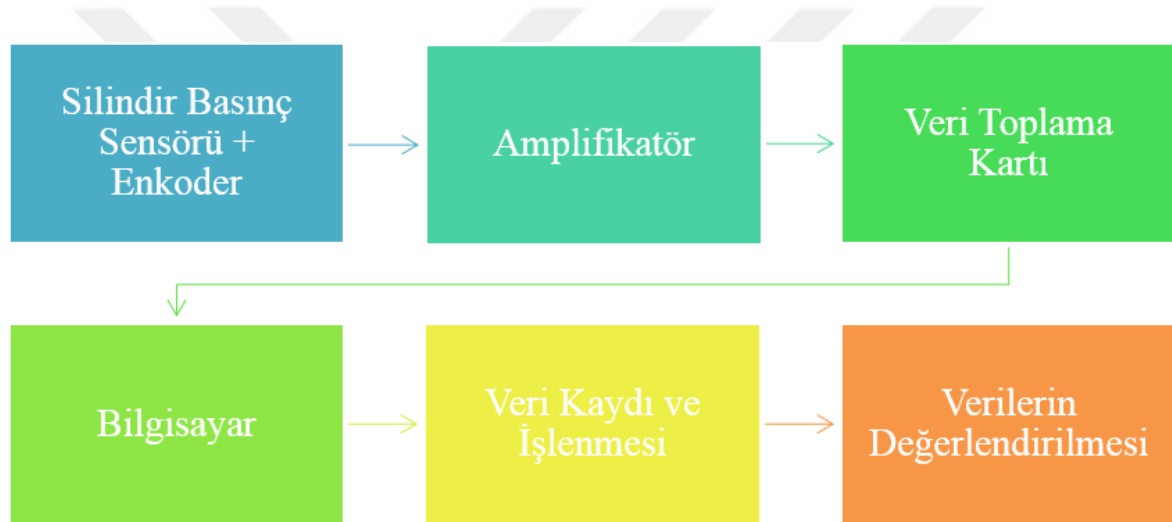
Örnek olarak; 2200 dev/dak motor hızında ön ısıtmasız ve tam yükte yapılan deneylerde %20 tork değişim oranı için dizel ve CNG yakıtı ile yapılan deneylerde 5 dakika süreyle yapılan ölçümlerde dizel yakıt tüketimi 54 g olarak, CNG yakıt tüketimi ise 30 g olarak bulunmuştur. Buradan 1 saatte tüketilen dizel yakıt miktarı 648 g, CNG miktarı ise 360 g olarak hesaplanmıştır. Aynı devirde motor gücü de 3686,14 W olarak hesaplanmıştı. Elde edilen değerler Eş. 6.4'te yerine yazılırsa özgül yakıt tüketimi,

$$b_e = \frac{648 + 360}{3686,14} 1000 = 273,457 \text{ g/kWh}$$

olarak hesaplanır.

6.4. Silindir İçi Basınç Verilerinin Ön Değerlendirilmesi ve İşlenmesi

Silindir kapağına montajı yapılmış olan silindir içi basınç sensörü ile alınan analog sinyaller ve volan üzerine montajı yapılan enkoderden alınan analog sinyaller öncelikle amplifikatör sistemine gider. Ardından veri toplama kartında dijital sinyallere çevrilerek VI-logger (NI-DAQmx) programı ile ham veri olarak ASCII formatında bilgisayara kayıt edilir ve işlenmeye hazır hale getirilir. Gerçekleştirilen her deneyde en az 100 çevrimin basınç verisi kaydedilmiştir. Kaydedilen bu basınç verilerinin işlenerek yanma analizi hesaplamalarında kullanılabilmesi için MATLAB programı kullanılmıştır. Şekil 6.1’de yanma analizi sürecinin akış şeması verilmiştir.

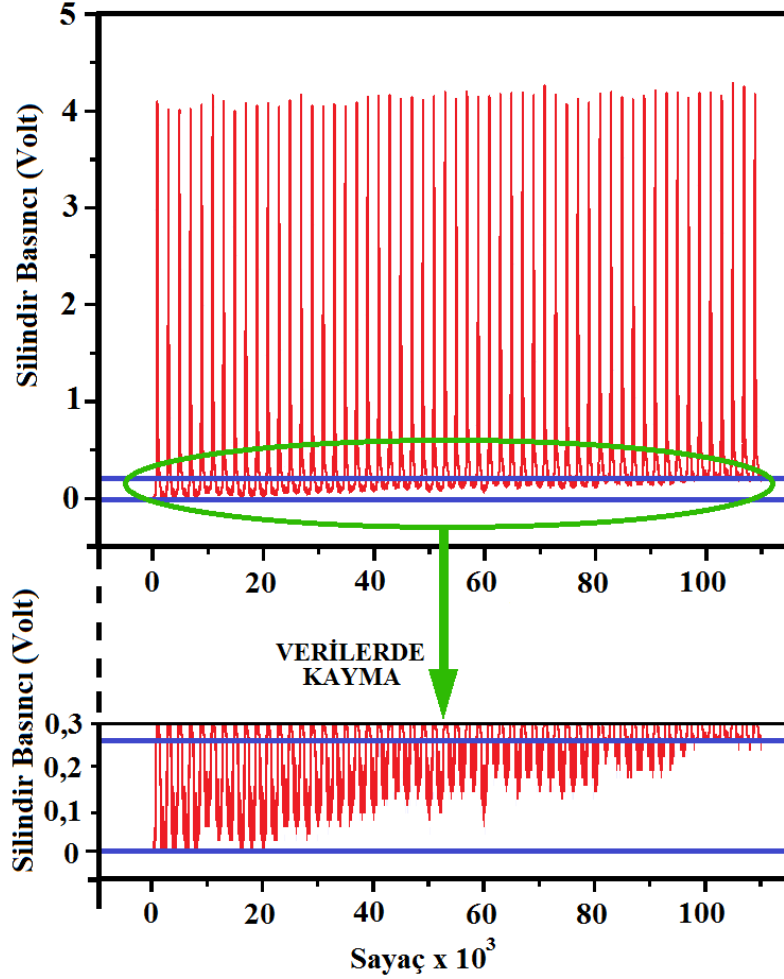


Şekil 6.1. Yanma analizi süreci akış şeması

6.4.1. Ham silindir içi basınç verilerinin işlenmeye hazır hale getirilmesi

Silindir içi basınç sensörünün gönderdiği sinyaller işlenmeden önce üzerinde bazı düzeltmeler yapılması gereklidir. Bunlardan birincisi enkoderden alınan Z sinyalıdır. Bunun için deneyler öncesinde enkoderin volan üzerindeki krank mili bağlantısı hassas şekilde ayarlanmış ve sabitlenmiştir. Bu ayarlama silindir içi basıncın doğru krank açısında ölçülmesi için önem taşımaktadır. Basınç ölçüm hattında bulunan sinyal kablolarının iyi yalıtılmış olması önemlidir. İyi yalıtılmamış veya kir, nem ve yağa maruz kalan kablolar elektrik yükünü doğru iletmeyerek sinyallerin doğru aktarılmasını engeller. Basınç sinyallerinde kaymalara neden olan başlıca durum basınç sensöründe sürekli olarak üretilen elektriksel yükün basınç ölçüm hattı üzerinde biriken gürültü ve elektriksel yük ile çakışmasıdır. Aynı zamanda yanma sonucu oluşan termal strese basınç sinyallerinde

kaymaya neden olur. Deney düzeneğinde doğru ve sağlıklı basınç verisi almak için silindir basınç ölçüm hattında iyi yalıtılmış kablolar kullanılmıştır. Ayrıca basınç ölçüm hattı ile veri toplama kartı üzerindeki negatif yük ve gürültüyü azaltmak için şasileme işlemi yapılmıştır. Şekil 7.2’de silindir içi basıncında oluşan kaymalar görülmektedir.



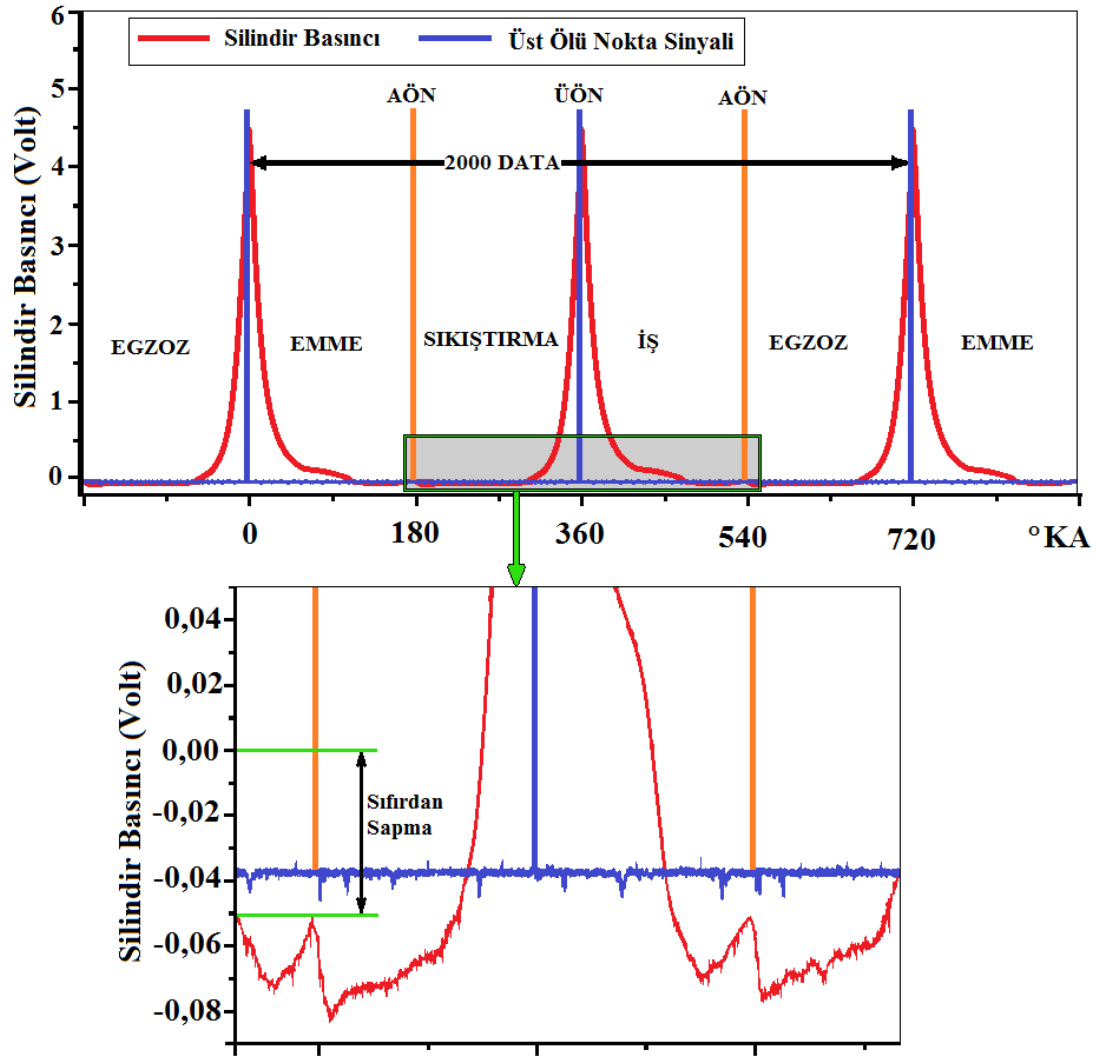
Şekil 6.2. Ham silindir içi basınç verilerinde kayma

Ham silindir içi basınç verilerinde oluşan kaymanın ortadan kaldırılması için trigonometrik bir dönüşüm yapılmıştır. Oluşan kaymanın açısı belirlendikten sonra bütün silindir içi basınç verilerinde meydana gelen kayma farkı çıkartılarak basınç eğrileri düzeltilmiştir. Aynı zamanda mutlak basınç piston AÖN’da iken emme sonu basıncı 1 bar atmosferik basınca eşitlenmiştir. Bu değerler kullanılarak 50 adet çevrimin silindir içi basınçlarının ortalaması hesaplanmış ve analizleri gerçekleştirilmiştir.

Piezo şarj amplifikatörü ile uzun veya kısa zaman sabiti seçilerek amplifikatörün giriş empedansları üzerinde değişim yapılabilir [87]. Kısa zaman sabiti ile çalıştırılan amplifikatörün şarj giriş karakteristiği AC kuplaj özelliği göstermekle birlikte bu seçenek

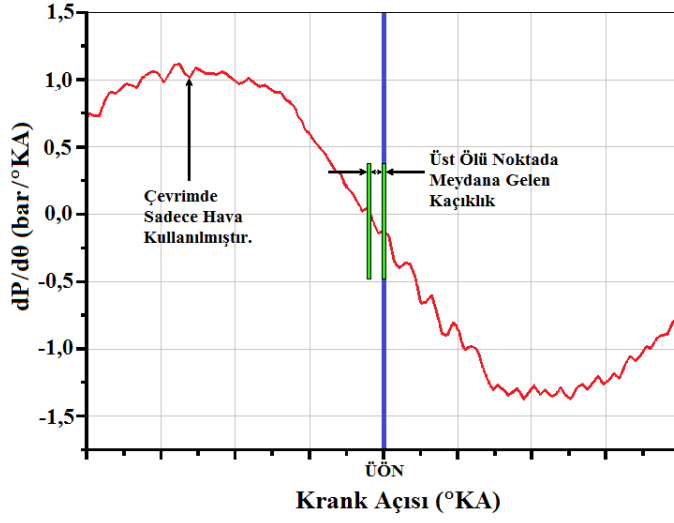
genellikle diferansiyel basınç ölçümleri için kullanılmaktadır [89]. Gerçekleştirilen deneylerde ise amplifikatör şarj giriş karakteristiği DC kuplaj özelliği gösteren uzun zaman sabiti seçeneği kullanılmıştır. Uzun zaman sabiti seçeneğinde düşük frekanslı sinyaller geçirilmekle birlikte zamana bağlı olarak sinyallerde kayma oluşmaktadır [87-89]. Uzun zaman sabiti seçeneği ile quasi-statik basınç ölçümleri ve dinamik basınç ölçümleri yapılabilmektedir [88, 89, 91].

Şekil 6.3’de görüldüğü üzere, her bir çevrim için 720 °KA içerisinde 0,36 °KA aralıklarla 2000 adet ham silindir içi basınç verisi alınmıştır. Silindir içi basıncın her bir krank açısı için yaklaşık 3 basınç verisi alacak şekilde (0,36 °KA) yüksek hassasiyetle ölçülmesi, motorun ÜÖN’sı ile enkoderden alınan ÜÖN sinyalinin eşleşmesini engellemektedir. Bu durumun önüne geçmek için deney motoru rejim sıcaklığına getirildikten sonra yakıt enjeksiyonu durdurularak ham silindir içi basınç ve üst ölü nokta sinyallerinde oluşan sapmalar belirlenmiştir. Motor yakıtsız olarak dinamometre ile çalıştırılmış ve dinamik ÜÖN tayini yapılmıştır. Şekil 6.3 incelendiğinde ham silindir basıncı sinyallerinde sıfırdan sapmanın olduğu görülmektedir. Şeklin alt kısmında çevrim içerisinde oluşan kaymalar görülmektedir. Şekilde görülen kayma, silindir içi basınç verilerinin her birinin kümülatif olarak üst üste gelmesi ile oluşan toplam kaymadır. Her bir çevrim için düzeltme, düğüm noktalarının ağırlıklarına göre oranlama ve ilk değerden çıkarılması ile gerçekleştirilmiştir. Sıkıştırma zamanı başlangıcında ve genişleme zamanı sonundaki silindir içi basınç değerlerinin sıfırdan sapması Şekil 6.3’te altta verilen şekilde makro halde gösterilmiştir. Bu çalışmada piston AÖN’da iken silindir içi mutlak basınç değeri yaklaşık olarak atmosferik değere eşitlenmiş ve 50 ardışık çevrimin düzeltmeleri yapılarak ortalaması alınmıştır [15, 18, 91].



Şekil 6.3. Ham verilerde oluşan kayma ve sıfırdan sapma

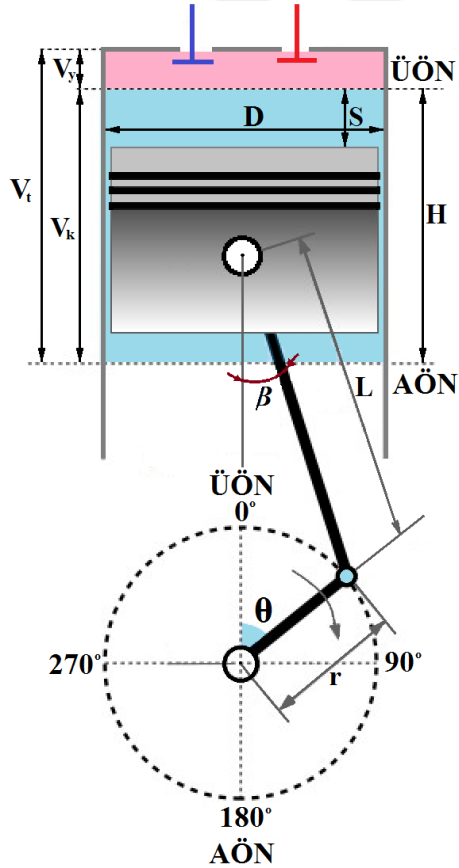
Enkoderin motor üzerine oldukça dikkatli bir şekilde montajı gerçekleştirilmesine rağmen, silindir içi basınç ölçümlerinin çok küçük °KA ile elde edilmesinden dolayı ÜÖN’da tam bir eşleme gerçekleşmemektedir. Bu nedenle ölçümlerin yazılım yolu ile de kontrolünün sağlanması gereklidir. Bu durumda silindir içerisine yakıt sürülmeden rejim sıcaklığında çalıştırmış olduğumuz motordan elde edilen basınç grafiğinin türevine ($dP/d\theta$) bakıldığında, ÜÖN’da basınç türevinin eğrisi ile sıfır noktasının kesişmesi gerekirken kaçıklığın olduğu Şekil 6.4’te görülmektedir.



Şekil 6.4. Dinamik ÜÖN'nin belirlenmesi

6.4.2. Motor geometrisi

Hesaplamalarında kullanılmak üzere piston-silindir ve krank-biyel mekanizması geometrisi Şekil 6.5'te gösterilmiştir.



Şekil 6.5. Motor geometrisi

Kurs hacminin, yanma odası hacminin ve toplam silindir hacminin hesaplanması için sırasıyla Eş. 6.1, Eş. 6.2 ve Eş. 6.3 kullanılmıştır.

$$V_k = \frac{\pi \times D^2}{4} \times H \quad (6.1)$$

$$V_y = \frac{V_k}{\varepsilon - 1} \quad (6.2)$$

$$V_t = V_k + V_y \quad (6.3)$$

Burada;

V_k : Kurs hacmi, (m^3)

D : Silindir çapı, (m)

H : Kurs boyu, (m)

V_y : Yanma odası hacmi, (m^3)

V_t : Toplam silindir hacmi, (m^3)

ε : Sıkıştırma oranı'dır.

Pistonun aldığı yol Şekil 6.5'ten yararlanılarak;

$$S = L + r - r \cos \theta - L \cos \beta \quad (6.4)$$

eşitliği ile hesaplanmıştır. Piston kolunun silindir eksenine ile yaptığı açı (β), krank açısı (θ) cinsinden aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

$$L \sin \beta = r \sin \theta \quad (6.5)$$

$$\sin \beta = \frac{r}{L} \sin \theta \quad (6.6)$$

$$\sin^2 \beta + \cos^2 \beta = 1 \quad (6.7)$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} \quad (6.8)$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{L} \sin \theta \right)^2} \quad (6.9)$$

Eş. 6.9'daki $\cos \beta$ ifadesi, Eş. 6.4'te yerine konulup $\frac{r}{L}$ yerine κ ifadesi yazılır ve gerekli düzenlemeler yapılırsa;

$$S(\theta) = L + r - r \cos \theta - L \sqrt{1 - \left(\frac{r}{L} \sin \theta \right)^2} \quad (6.10)$$

$$S(\theta) = r \left((1 - \cos \theta) + \frac{1}{\kappa} - \sqrt{\frac{1}{\kappa^2} - \sin^2 \theta} \right) \quad (6.11)$$

olarak elde edilir. Burada;

L : Piston kolu uzunluğu, (m)

r : Krank yarıçapı, (m)

κ : Krank yarıçapının piston kol uzunluğuna oranı,

θ : Krank açısı, ($^\circ$)

$S(\theta)$: Pistonun aldığı yol, (m)'dur.

Krank açısına bağlı olarak değişen anlık silindir hacmi ise;

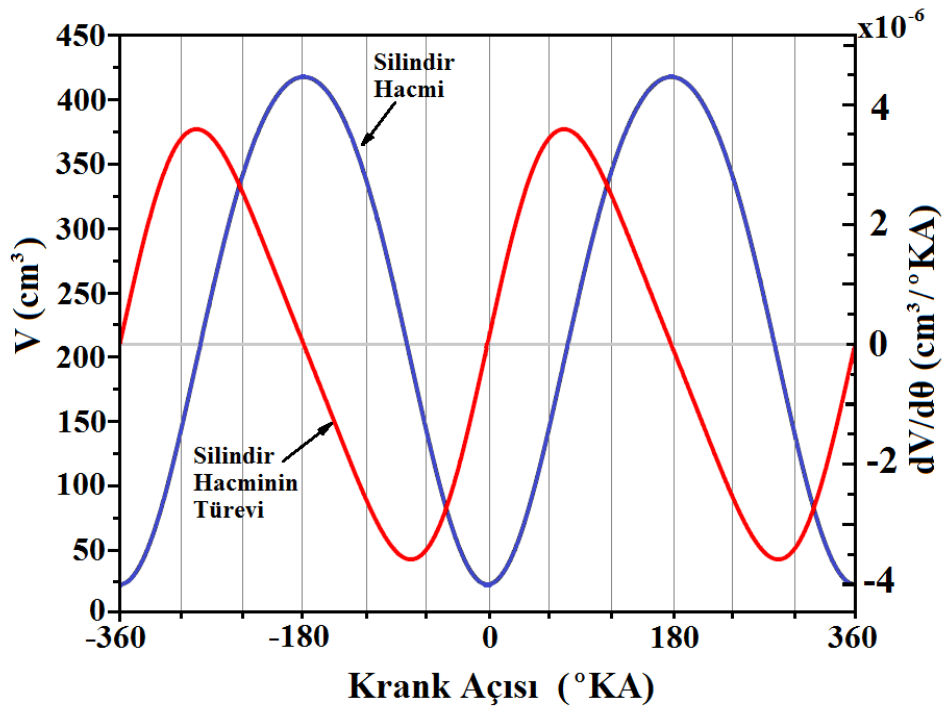
$$V = V_y + \frac{\pi D^2}{4} S(\theta) \quad (6.12)$$

şeklinde ifade edilebilir. Silindir hacminin krank açısına bağlı birinci merteye türevi için Eş. 6.12'nin türevi alınır;

$$\frac{dV}{d\theta} = V_y + \frac{\pi.D^2}{4}.r \left((1 - \cos \theta) + \frac{1}{\kappa} - \frac{\left(\frac{1}{\kappa^2} - \sin^2 \theta \right)'}{2 \cdot \sqrt{\frac{1}{\kappa^2} - \sin^2 \theta}} \right) \quad (6.13)$$

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{\pi.D^2}{4}.r \left(\sin \theta + \frac{\cos \theta \cdot \sin \theta}{\sqrt{\frac{1}{\kappa^2} - \sin^2 \theta}} \right) \quad (6.14)$$

eşitliği elde edilir. Buradan elde edilen eşitlikler ısı yayılımı ifadelerinin hesaplanmasında kullanılacaktır. Silindir hacmi ile silindir hacminin türevinin krank açısına bağlı değişim grafikleri Şekil 6.6’da görülmektedir.

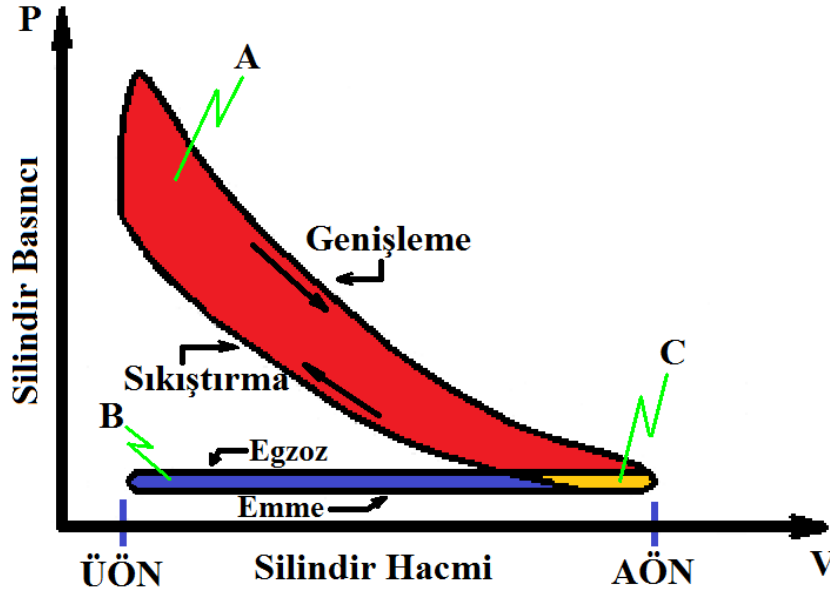


Şekil 6.6. Silindir hacmi ve hacmin türevinin krank açısına bağlı değişimi

6.4.3. İş ve indike ortalama efektif basınç

Silindir içi basınç verileri ile her çevrim için elde edilen iş ve indike ortalama efektif basınç (IMEP) değerleri hesaplanabilmektedir. İçten yanmalı motorlarda IMEP, silindir sayısı ve

motor hızından bağımsız olarak hesaplandığı için motor performansının belirlenmesinde temel bir gösterge olarak kullanılabilir [90-91].



Şekil 6.7. Kapalı indikatör diyagramı

Şekil 6.7’de silindir içi basıncın silindir hacmine göre değişimi görülmektedir. Bu kapalı indikatör diyagramının altında kalan alan piston üzerine etkiyen iş olarak tanımlanır. Dolayısı ile çevrim boyunca yapılan iş;

$$W = \oint P \times dV \quad (6.15)$$

eşitliği ile hesaplanabilir. Burada;

W : İş, (J)

P : Silindir içi basınç, (Pa)

dV : Silindir hacim değişimi, (m³)

Gross işten pompalama işini çıkardığımızda net iş değeri elde edilmektedir. Şekil 6.7’de verilen grafikte A alanı ile C alanı toplandığında gross iş, B alanı ile C alanı toplandığında ise pompalama işi elde edilmektedir. A alanı ile B alanının farkı ise net iş değerini vermektedir. Dolayısıyla net iş,

$$W_{net} = W_{gross} - W_{pomp} \quad (6.16)$$

şeklinde ifade edilebilmektedir. Burada,

W_{net} : Net iş, (J)

W_{gross} : Gross iş, (J)

W_{pomp} : Pompalama işi, (J)'dir.

İndike ortalama efektif basınç, işin kurs hacmine bölünmesi ile elde edilmektedir. Eş. 6.17 ve Eş. 6.18 kullanılarak $imep_{gross}$ ve $imep_{net}$ değerleri hesaplanmıştır [91].

$$imep_{gross} = \frac{W_{gross}}{V_k} \quad (6.17)$$

$$imep_{net} = \frac{W_{net}}{V_k} \quad (6.18)$$

Burada,

$imep_{gross}$:Gross indike ortalama efektif basınç, (bar)

$imep_{net}$:Net indike ortalama efektif basınç, (bar)

6.4.4. Çevrimsel farklılıkların analizi

İçten yanmalı motorlarda çevrimsel farklılıklar temel olarak her çevrimde silindir içine alınan karışım kompozisyonunun değişimi ile silindir içi basınç ve sıcaklık değişimlerinden kaynaklanmaktadır. HCCI çalışma şartlarında oluşan ani ve hızlı ısı dağılımı çevrimsel farkları artırmaktadır. Ayrıca özellikle düşük motor yüklerinde görülen tekleme problemi ve yüksek motor yüklerinde karşılaşılan vuruntu problemi çevrimden çevrime meydana gelen farkları artırmaktadır. Belirli sayıda ardışık çevrimin IMEP değişimlerinin incelenmesi ile motorun düzenli çalışma, tekleme veya çığ atma sınır ve limitleri belirlenmektedir.

Çevrimden çevrime IMEP değişimleri motor performans kararlılığını da göstermektedir. Çevrimsel farklılıkların izah edilmesinde varyans katsayısı (*COV* - Coefficient of Variation) yaygın kullanım alanına sahiptir. İçten yanmalı motorlarda kararlı çalışma için literatürde varyans katsayısının %10'u geçmemesi istenmektedir [90, 91]. Ortalama efektif basınç varyans katsayısı;

$$COV_{imep} = \frac{\sigma_{imep}}{\bar{X}} \times 100 \quad (6.19)$$

eşitliği ile hesaplanabilmektedir.

σ_{imep} : 100 çevrimin indike ortalama efektif basınç değerlerinin standart sapması,

$\bar{X}$: 100 çevrimin indike ortalama efektif basınç değerlerinin ortalamasıdır.

Eş. 6.19'daki σ_{imep} ve $\bar{X}$ değerleri aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\bar{X} = \frac{\sum_{i=1}^n X_i}{n_{\text{çevrim}}} \quad (6.20)$$

$$\sigma_{imep} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2}{n_{\text{çevrim}}}} \quad (6.21)$$

Burada;

X_i : Her bir çevrimin IMEP değeri, (bar)

n : Çevrim sayısını göstermektedir.

6.4.5. Politropik indeksin belirlenmesi ve sıcaklık tahmini

Politropik indeks sıkıştırma ve genişleme zamanlarında yanma işlemi haricinde sabit kalırken, yanma işlemi ile değişim göstermektedir. Politropik indeksin değişimi ile yanma başlangıç ve bitiş konumları belirlenebilmektedir. Ayrıca krank açısına göre silindir içi sıcaklık değerlerinin tahmini de yapılabilmektedir. Politropik indeksin sıkıştırma ve genişleme zamanları boyunca değişimi aşağıdaki gibi ifade edilebilir [90].

$$P \times V^{n_c} \cong c \quad (6.22)$$

Eş. 6.22'nin diferansiyeli alınırsa, politropik indeksin değişimi;

$$n_c \times P \times V^{n_c-1} dV + V^{n_c} \times dP = 0 \quad (6.23)$$

$$n_c = \frac{V \times dP}{P \times dV} \quad (6.24)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Silindir içi sıcaklık değerlerinin belirlenmesinde ise aşağıdaki eşitlik kullanılmıştır.

$$T_{i+1} = T_i \left(\frac{V_s}{V_{s+1}} \right)^{n_c} \quad (6.25)$$

Burada;

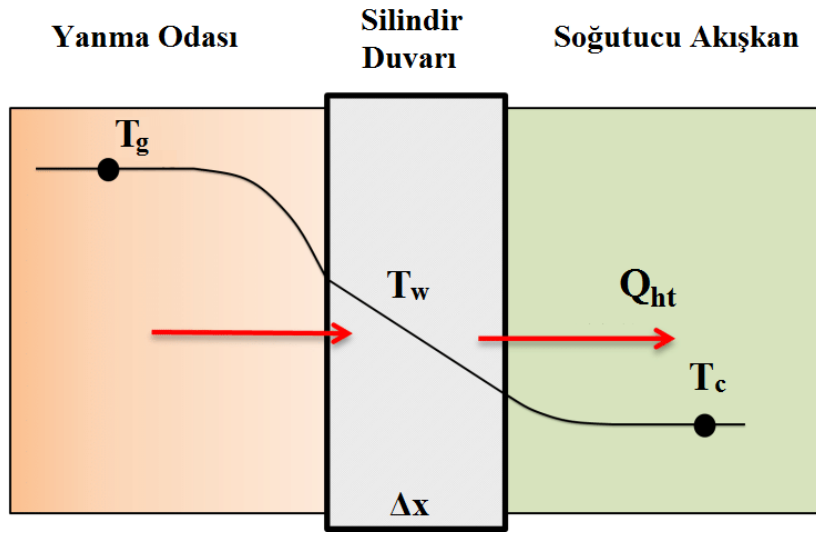
T_i, T_{i+1} : Sıcaklık , (K)

V_s, V_{s+1} : Silindir hacmi, (m³)

n_c : Politropik indeks değişimidir.

6.4.6. Silindir duvarlarından transfer edilen ısı miktarının hesaplanması

Krank açısı ile silindir içerisinde transfer edilen ısı miktarı değişmektedir. Silindir içerisine sevk edilen yakıt enerjisinin yanma işlemi sürecinde yaklaşık %10-15'i ısı kaybı olarak gerçekleşmektedir. Yanma odası içerisinde oluşan ısı, yanma odası duvarları, silindir cidarları ve köşe noktalardan transferi ile piston üzerine etkiyen kuvvet ve net iş azalmaktadır. Gerçekleşen ısı kayıpları ile azalan net iş ve kuvvet, motor performansı ve termik verimde de azalmalara neden olmaktadır. Emme zamanı sürecinde silindir içerisindeki dolgu sıcaklığı silindir duvar sıcaklığından düşük olmaktadır. Bu nedenle ısı transferi silindir duvarından dolguya geçmekte ve ısı akışı negatif olmaktadır. Maksimum silindir içi basınç ve sıcaklığının olduğu yanma işleminde ise ısı transferi maksimum değerlerine ulaşarak dolgudan silindir duvarına geçmekte ve pozitif ısı akışı sağlanmaktadır [91]. Şekil 6.8'de silindir duvarlarından olan ısı transferi şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 6.8. Silindir duvarından gerçekleşen ısı transferi

Newton'un Soğutma Kanunu'na göre silindir yüzeylerine olan ısı transferi;

$$\frac{dQ_{ht}}{d\theta} = \frac{1}{6 \times n} \times \bar{h} \times A \times (T_g - T_w) \quad (6.26)$$

$$A = \frac{V}{A_{pis}} \times \pi \times D + 2 \times A_{pis} \quad (6.27)$$

$$A_{pis} = \frac{\pi \times D^2}{4} \quad (6.28)$$

eşitlikleri ile hesaplanabilmektedir. Burada;

$\frac{dQ_{ht}}{d\theta}$: Krank açısına bağlı anlık ısı transferi, (J/ °KA)

n : Motor hızı, (dev/dak)

$\bar{h}$: Anlık ısı taşınım katsayısı, (W/m²K)

T_g : Ortalama gaz sıcaklığı, (K)

T_w : Silindir duvar sıcaklığı, (K)

A : Isı transferi yüzey alanı, (m²)

V : Silindir hacmi, (m³)

D : Silindir çapı, (m)

A_{pis} : Piston tepesi alanı, (m²)

Anlık ısı taşınım katsayısını elde etmek için Woschni tarafından içten yanmalı motorlar için Eş. 6.29'da verilen korelasyon ortaya koyulmuş ve yaygın olarak kabul görmüştür [15].

$$\bar{h} = 130 D^{-0,2} T_g^{-0,53} P^{0,8} \left(\underbrace{c_1 c_m}_{\text{Ortalama piston hızının etkisi}} + \underbrace{c_2 \frac{V_k T_r}{P_r V_r} P - P_m}_{\text{Yanma işleminin etkisi}} \right)^{0,8} \quad (6.29)$$

Burada;

P : Silindir gaz basıncı, (kPa)

T_g : Silindir içi ortalama gaz sıcaklığı, (K)

$c_1 c_2$: Sabit katsayılar,

c_m : Ortalama piston hızı, (m/s) $c_m = \frac{2 \times s \times n}{60}$

s : Piston yolu, (m)

V_k : Kurs hacmi, (m³)

P_r : Silindir içi dolgunun referans sıcaklığa göre basıncı, (kPa)

T_r : Silindir içi dolgunun referans sıcaklığa göre sıcaklığı, (K)

V_r : Silindir içi dolgunun referans sıcaklığa göre hacmi, (m³)

- P_m : Dinamometrenin motor olarak döndürülmesi ile elde edilen basınç, (kPa)
 w : Ortalama gaz hızı, (m/s)

Ortalama gaz hızı ifadesinde verilen c_1 ve c_2 katsayıları, motor tiplerine ve çevrimlerin farklı fazlarına göre değişim göstermektedir. Hohenberg yaptığı çalışmalarda, Woschni korelasyonunun dinamometrenin motor olarak döndürülmesi veyahut düşük motor yüklerinde elde edilen ısı transferi miktarının daha düşük olduğunu belirlemiştir. Bu problemi gidermek için ise Woschni tarafından ortaya konulan korelasyonu değiştirerek Eş. 6.30'da verildiği gibi, DI dizel motorlara özel olarak başka bir korelasyon ortaya koymuştur [92]. Woschni korelasyonunda silindir çapı (D) karakteristik uzunluk olarak kullanılmakla birlikte Hohenberg korelasyonunda ise yanma odası hacminin anlık değişimi ile değişen küre hacminin yarıçapına göre karakteristik uzunluk tayin edilmiştir. Korelasyonda küre hacmindeki yarıçapın (πr^3) üs katsayısına göre anlık hacmin (V) üs katsayısı (-0,06) değerine indirgenmiştir. Böylece korelasyonun farklı kurs/çap oranına sahip çeşitli motorlar üzerinde uygulanması ile elde edilen değerler daha gerçekçi olmuştur [15].

$$\bar{h} = 130V^{-0,06}T_g^{-0,53}P^{0,8} \left(\underbrace{T^{0,163}(c_m + 1,4)}_w \right)^{0,8} \quad (6.30)$$

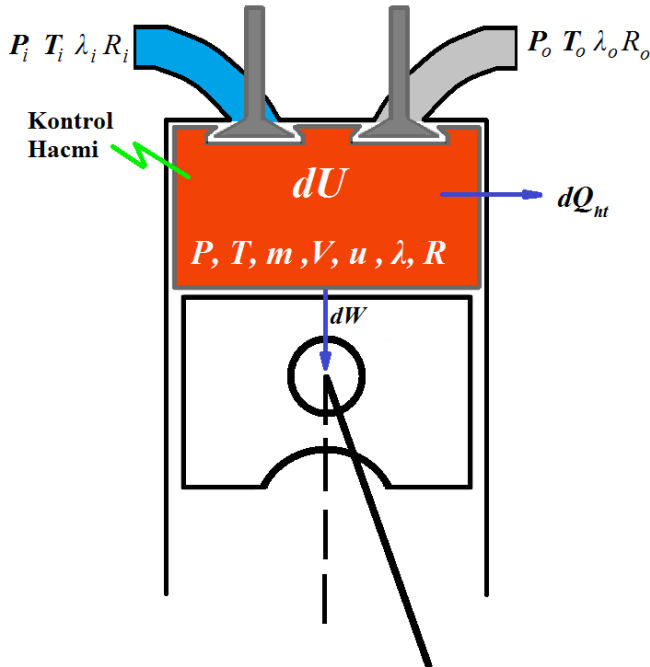
$$\bar{h} = 130V^{-0,06}T_g^{-0,4}P^{0,8} \left(\underbrace{c_m + 1,4}_w \right)^{0,8} \quad (6.31)$$

Hohenberg korelasyonunda gerçekleşen ısı transferi sıkıştırma zamanı başlangıcı ile yanma başlangıcı arasındaki bölgede diğer korelasyonlara göre biraz daha yüksek olmaktadır. Ayrıca ısı transferi tepe noktası ise daha düşük olmaktadır. Literatüre incelendiğinde, tüm motor deneyleri için ısı yayılım oranı grafiğinde en iyi eşleşmenin Hohenberg korelasyonu ile sağlanabildiği görülmüştür. Hohenberg korelasyonu DI dizel motorları temel alınarak geliştirildiği için dizel motorları ile yapılan deneylerde daha uygun veriler elde edilmektedir. Test deneyleri ile ısı transferinin uygun olup olmadığı kontrol edilmeli ve elde edilen veriler uygun değilse kalibrasyon yapılmalıdır. Hesaplanan net ısı yayılımı ile ısı transferi miktarı arasındaki oranın maksimum değeri düşük motor yüklerinde %8, yüksek motor yüklerinde

ve hızlarında ise %30 oranını aşmamalıdır. Deneyler sonucu elde edilen hesaplamalarda bu oranların sağlandığı görülmüştür [15].

6.4.7. Isı yayılım oranının analizi

Isı yayılım oranı analizinde genel olarak Şekil 6.9’da verilen tek bölgeli yanma modeli kullanılmakta ve bütün yanma bölgesi kontrol hacmi olarak kabul edilmektedir. Sistem sınırlarını ise yanma odası duvarları yani silindir yüzeyi oluşturmaktadır. Silindir içerisinde bulunan hava/yakıt karışımının oranı, sıcaklığı, fiziksel ve kimyasal özellikleri, bütün kontrol hacminde eşit olarak kabul edilmektedir. Isı yayılım oranı analizinde, yanma boyunca silindir içerisinde bulunan yakıtın kimyasal enerjisinin açığa çıkma oranı hesaplanmaktadır. Hesaplamaları kolaylaştırmak için analizlerin emme supabının kapandığı sıkıştırma zamanı başlangıcından, egzoz supabının açıldığı genişleme zamanı sonunu içeren zaman aralığında yani kapalı çevrim boyunca yapılması önemlidir. Kapalı çevrim boyunca kontrol hacmi içerisinde bulunan segman ve supap kaynaklı gaz kaçakları ihmal edilip silindir içerisindeki hava/yakıt miktarının sabit kaldığı kabul edilmiştir [91].



Şekil 6.9. Tek bölgeli yanma modeli

Açık sistemler için Termodinamiğin 1. Kanunu’nun zamana bağlı diferansiyel denklemi Eş. 6.32’deki gibidir.

$$\frac{dU}{dt} = \frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} + \sum_i \dot{m}_i \times h_i \quad (6.32)$$

Burada;

$\frac{dU}{dt}$: Dolgunun birim zamandaki iç enerji değişimi, (J)

$\frac{dQ}{dt}$: Birim zamanda transfer olan ısı, (J/s)

$\frac{dW}{dt}$: Birim zamanda yapılan iş, (J/s)

$\dot{m}_i$: Sistem sınırları içerisine giren ve çıkan kütle miktarı, (g/s)

h_i : Sistem sınırları içerisine giren ve çıkan kütlenin entalpisi, (J/g) dir.

Krank-biyel mekanizmasının piston-silindir sistemi içerisinde yaptığı iş $\frac{dW}{dt} = P \times \frac{dV}{dt}$

olarak denklemde yerine konulursa ve çevrimin kapalı çevrim olduğu dikkate alınarak, gaz kaçaklarının ihmal edilip kütlenin değişmediği kabul edilirse;

$$\frac{dQ}{dt} - P \times \frac{dV}{dt} = \frac{dU}{dt} \quad (6.33)$$

eşitliği yazılabilir.

Toplam ısı yayılımı $\left(\frac{dQ_{gr}}{dt}\right)$ ile silindir duvarlarına transfer edilen ısı oranının $\left(\frac{dQ_{ht}}{dt}\right)$ farkı

net ısı yayılım oranını $\left(\frac{dQ_{net}}{dt}\right)$ vermektedir. Net ısı yayılım oranı aynı zamanda piston

üzerine yapılan iş ile silindir içerisindeki dolgunun iç enerji değişiminin oranına da eşittir.

$$\frac{dQ_{net}}{dt} = \frac{dQ_{gr}}{dt} - \frac{dQ_{ht}}{dt} = P \times \frac{dV}{dt} + \frac{dU}{dt} \quad (6.34)$$

Silindir içerisindeki dolgu ideal gaz olarak kabul edilerek, iç enerji değişiminin yerine

$\left(\frac{dU}{dt} = m \times c_v \times \frac{dT_g}{dt} \right)$ denklemi yazılırsa, yeni eşitlik;

$$\frac{dQ_{net}}{dt} = P \times \frac{dV}{dt} + m \times c_v \times \frac{dT_g}{dt} \quad (6.35)$$

olmaktadır. İdeal gaz kanunu olan $(PV = mRT_g)$ denkleminde üniversal gaz sabiti olan (R) sabit olarak kabul edilip zamana bağlı diferansiyel denklemi yazılır ise;

$$V \times \frac{dP}{dt} + P \times \frac{dV}{dt} = m \times R \times \frac{dT_g}{dt} + \frac{P \times V}{m} \times \frac{dm}{dt} \quad (6.36)$$

eşitliği elde edilir. Gaz kaçaklarının çok az olmasından dolayı ihmal edilebilir boyutta olduğu için $\left(\frac{dm}{dt} \cong 0 \right)$ kabul edilebilmektedir. Eş. 6.36, Eş. 6.35'in yerine konulup gerekli düzenlemeler yapılırsa;

$$\frac{dQ_{net}}{dt} = \left(1 + \frac{c_v}{R} \right) \times P \times \frac{dV}{dt} + \frac{c_v}{R} \times V \times \frac{dP}{dt} \quad (6.37)$$

$$\frac{dQ_{net}}{dt} = P \times \frac{dV}{dt} + \frac{c_v}{R} \left(P \times \frac{dV}{dt} + V \times \frac{dP}{dt} \right) \quad (6.38)$$

eşitliği elde edilmektedir. Eş. 6.38'de $(R = c_p - c_v)$ yerine konulup denklem tekrar düzenlendiğinde eşitliğin son hali;

$$\frac{dQ_{net}}{dt} = \frac{c_p}{R} \left(P \times \frac{dV}{dt} + V \times \frac{dP}{dt} \right) - V \times \frac{dP}{dt} \quad (6.39)$$

şeklinde olur. Eş. 6.39'da verilmiş olan eşitlikte net ısı yayılım oranı ifadesine silindir duvarlarına gerçekleşen ısı transfer miktarı ilave edilerek, krank mili açısına göre değişimi ifade edilirse denklemin yeni formu;

$$\frac{dQ_{gr}}{d\theta} = \frac{c_p}{R} \left(P \times \frac{dV}{d\theta} + V \times \frac{dP}{d\theta} \right) - V \times \frac{dP}{d\theta} + \frac{dQ_{ht}}{d\theta} \quad (6.40)$$

şeklinde olur. Burada;

$\frac{dQ_{gr}}{d\theta}$: Isı yayılım oranı, (J/°KA)

$\frac{dQ_{ht}}{d\theta}$: Silindir duvarlarına ısı transfer oranı, (J/°KA)

P : Anlık silindir basıncı, (Pa)

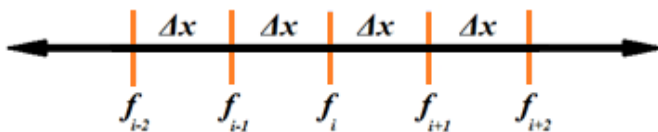
$\frac{dP}{d\theta}$: Silindir basıncının krank açısına göre birinci mertebe türevi, (bar/°KA)

V : Anlık silindir hacmi, (m³)

$\frac{dV}{d\theta}$: Silindir hacminin krank açısına göre birinci mertebe türevi, (m³/°KA)'dir.

6.4.8. Silindir içi basınç türevlerinin hesaplanması

Isı yayılım oranı eşitliğinin elde edilebilmesi için, krank açısına bağlı olarak değişen silindir içi basıncın birinci mertebe türevinin hesaplanması gerekmektedir. Aynı zamanda yanma başlangıç ve bitiş konumlarının belirlenmesi için silindir içi basıncın ikinci mertebe türevi kullanılabilir. Basınç türevlerinin nümerik olarak hesaplanabilmesi için sonlu farklar yönteminden yararlanılmıştır. Birinci ve ikinci mertebe türevlerin hesaplanması için Şekil 6.10'da görüldüğü gibi 5 noktalı merkezi fark türevi kullanılmıştır.



Şekil 6.10. 5 noktalı merkezi fark türevi [91]

Silindir basıncının birinci mertebe merkezi fark türevinin $\theta(\Delta x^4)$ hata ile hesaplaması için Taylor serileri [91, 93];

$$af_i = af_i \quad (6.41)$$

$$bf_{i+1} = bf_i + bf'_i \frac{\Delta x}{1!} + bf''_i \frac{\Delta x^2}{2!} + bf'''_i \frac{\Delta x^3}{3!} + bf^{iv}_i \frac{\Delta x^4}{4!} + \theta(\Delta x^5) \quad (6.42)$$

$$cf_{i+2} = cf_i + cf'_i \frac{2\Delta x}{1!} + cf''_i \frac{4\Delta x^2}{2!} + cf'''_i \frac{8\Delta x^3}{3!} + cf^{iv}_i \frac{16\Delta x^4}{4!} + \theta(\Delta x^5) \quad (6.43)$$

$$df_{i-1} = df_i - df'_i \frac{\Delta x}{1!} + df''_i \frac{\Delta x^2}{2!} - df'''_i \frac{\Delta x^3}{3!} + df^{iv}_i \frac{\Delta x^4}{4!} - \theta(\Delta x^5) \quad (6.44)$$

$$ef_{i-2} = ef_i - ef'_i \frac{2\Delta x}{1!} + ef''_i \frac{4\Delta x^2}{2!} - ef'''_i \frac{8\Delta x^3}{3!} + ef^{iv}_i \frac{16\Delta x^4}{4!} - \theta(\Delta x^5) \quad (6.45)$$

şeklinde ifade edilebilir. Eş. 6.41'den Eş. 6.45'e kadar olan eşitlikler taraf tarafa toplanırsa;

$$\begin{aligned} af_i + bf_{i+1} + cf_{i+2} + df_{i-1} + ef_{i-2} &= (a + b + c + d + e) f_i + (b + 2c - d - 2e) f'_i \frac{\Delta x}{1!} + \\ &+ (b + 4c + d + 4e) f''_i \frac{\Delta x^2}{2!} + (b + 8c - d - 8e) f'''_i \frac{\Delta x^3}{3!} + (b + 16c + d + 16e) f^{iv}_i \frac{\Delta x^4}{4!} \theta(\Delta x) \end{aligned} \quad (6.46)$$

eşitliği elde edilir. Bu eşitlikte f'_i 'nin katsayısı 1'e, f''_i , f'''_i , f^{iv}_i 'ün katsayıları sıfıra eşitlenirse;

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 1 & 2 & -1 & -2 \\ 0 & 1 & 4 & 1 & 4 \\ 0 & 1 & 8 & -1 & -8 \\ 0 & 1 & 16 & 1 & 16 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} a \\ b \\ c \\ d \\ e \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (6.47)$$

matrisi elde edilir. Bu matris çözümlendiğinde;

$$a = 0, \quad b = \frac{2}{3}, \quad c = -\frac{1}{12}, \quad d = -\frac{2}{3}, \quad e = \frac{1}{12}$$

olarak elde edilir. Elde edilen katsayılar Eş. 6.46'da yerine konulup birinci mertebe merkezi fark türev yeniden düzenlenirse;

$$f'_i = \frac{-\frac{1}{12} f_{i+2} + \frac{2}{3} f_{i+1} - \frac{2}{3} f_{i-1} + \frac{1}{12} f_{i-2}}{\Delta x} + \theta(\Delta x^4) \quad (6.48)$$

elde edilmektedir. Silindirik basıncının ikinci mertebe merkezi türevinin $\theta(\Delta x^4)$ hata ile hesaplanması için Taylor serileri [91, 93];

$$af_i = af_i \quad (6.49)$$

$$bf_{i+1} = bf_i + bf'_i \frac{\Delta x}{1!} + bf''_i \frac{\Delta x^2}{2!} + bf'''_i \frac{\Delta x^3}{3!} + bf^{iv}_i \frac{\Delta x^4}{4!} + bf^v_i \frac{\Delta x^5}{5!} + \theta(\Delta x^6) \quad (6.50)$$

$$cf_{i+2} = cf_i + cf'_i \frac{2\Delta x}{1!} + cf''_i \frac{4\Delta x^2}{2!} + cf'''_i \frac{8\Delta x^3}{3!} + cf^{iv}_i \frac{16\Delta x^4}{4!} + cf^v_i \frac{32\Delta x^5}{5!} + \theta(\Delta x^6) \quad (6.51)$$

$$df_{i-1} = df_i - df'_i \frac{\Delta x}{1!} + df''_i \frac{\Delta x^2}{2!} - df'''_i \frac{\Delta x^3}{3!} + df^{iv}_i \frac{\Delta x^4}{4!} - df^v_i \frac{\Delta x^5}{5!} + \theta(\Delta x^6) \quad (6.52)$$

$$ef_{i-2} = ef_i - ef'_i \frac{2\Delta x}{1!} + ef''_i \frac{4\Delta x^2}{2!} - ef'''_i \frac{8\Delta x^3}{3!} + ef^{iv}_i \frac{16\Delta x^4}{4!} - ef^v_i \frac{32\Delta x^5}{5!} + \theta(\Delta x^6) \quad (6.53)$$

şeklinde ifade edilebilir. Eş. 6.49'dan Eş. 6.53'e kadar olan eşitlikler taraf tarafa toplanırsa;

$$\begin{aligned} af_i + bf_{i+1} + cf_{i+2} + df_{i-1} + ef_{i-2} &= (a+b+c+d+e)f_i + (b+2c-d-2e)f'_i \frac{\Delta x}{1!} + \\ &+ (b+4c+d+4e)f''_i \frac{\Delta x^2}{2!} + (b+8c-d-8e)f'''_i \frac{\Delta x^3}{3!} + (b+16c+d+16e)f^{iv}_i \frac{\Delta x^4}{4!} + \\ &+ (b+32c-d-32e)f^v_i \frac{\Delta x^5}{5!} + \theta(\Delta x) \end{aligned} \quad (6.54)$$

eşitliği elde edilir. Bu eşitlikte f''_i 'nin katsayısı 1'e, f'_i , f'''_i , f^{iv}_i , f^v_i 'in katsayıları sıfıra eşitlenirse;

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 1 & 2 & -1 & -2 \\ 0 & 1 & 4 & 1 & 4 \\ 0 & 1 & 8 & -1 & -8 \\ 0 & 1 & 16 & -1 & -16 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} a \\ b \\ c \\ d \\ e \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (6.55)$$

matrisi elde edilir. Bu matrisin çözümünden katsayılar aşağıdaki gibi bulunur.

$$a = -\frac{5}{4}, \quad b = \frac{4}{6}, \quad c = -\frac{1}{24}, \quad d = \frac{4}{6}, \quad e = -\frac{1}{24}$$

Elde edilen katsayılar Eş. 6.54'te yerine konulup ikinci mertebe merkezi fark türevi yeniden düzenlenirse;

$$f''_i = \frac{-\frac{1}{12}f_{i+2} + \frac{4}{3}f_{i+1} - \frac{5}{2}f_i + \frac{4}{3}f_{i-1} - \frac{1}{12}f_{i-2}}{\Delta x^2} + \theta(\Delta x^4) \quad (6.56)$$

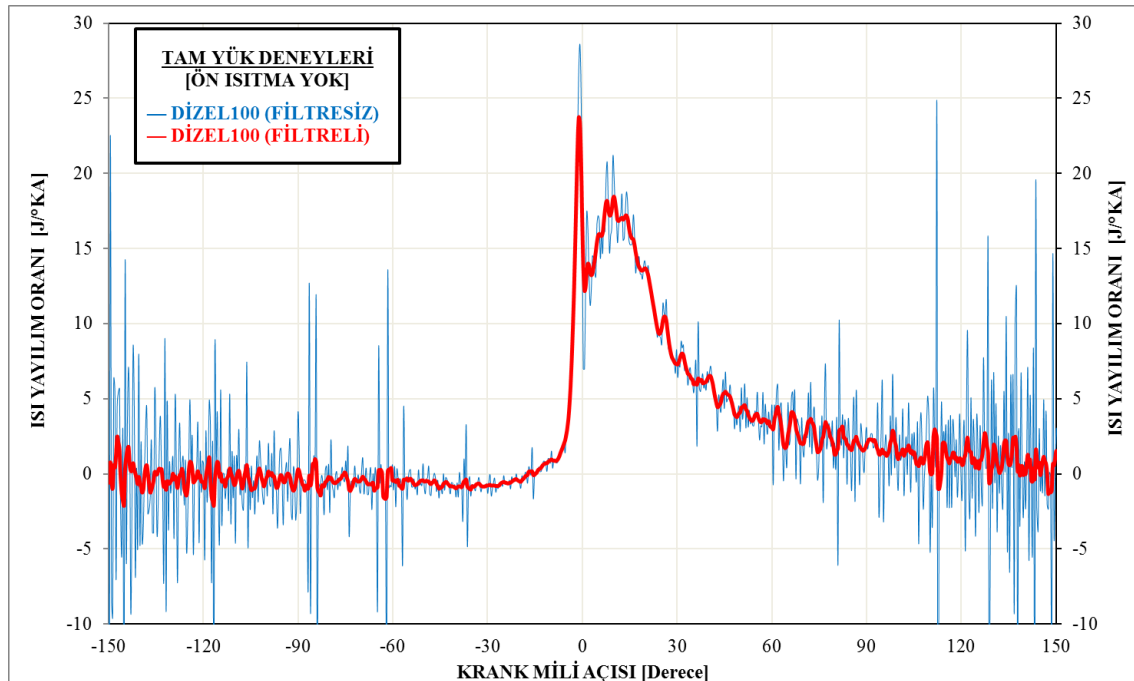
eşitliği elde edilmektedir.

6.4.9. Verilerin filtrelmesi

Deneyler esnasında piezo basınç sensöründen sürekli olarak alınan analog silindir içi basınç sinyalleri dijital formata dönüştürülerek bilgisayar ortamında kaydedilmektedir. Silindir içi basınç türevlerinin ve ısı dağılımının çözümlemesinde yapılan nümerik işlemler neticesinde gürültüler oluşmaktadır. Oluşan bu gürültüleri azaltabilmek için Eş. 6.57’de verilen algoritma kullanılarak filtreleme işlemi yapılmıştır [91, 94].

$$p_i = \frac{1}{x^2} \left[p_{i-(x-1)} + 2p_{i-(x-2)} + 3p_{i-(x-3)} + \dots + xp_i + \dots \right] \quad (6.57)$$

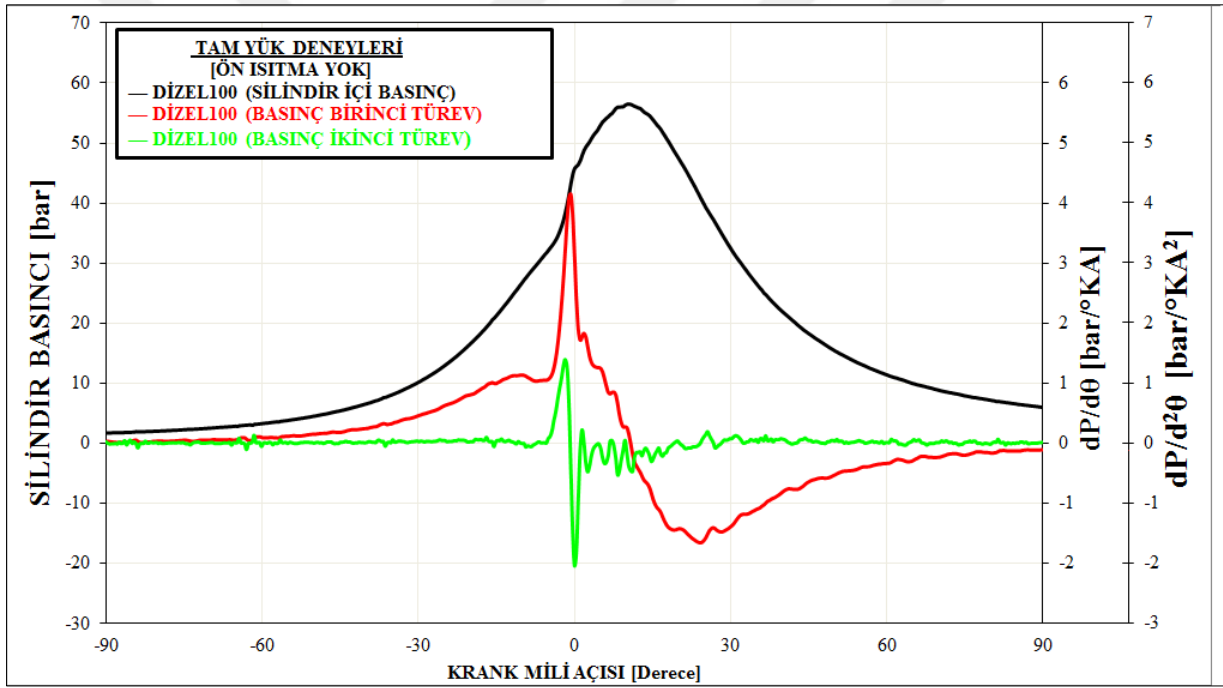
Bu algoritma kullanılırken indislerde parantez içeriğinde verilen değerlerin negatif olmaması gerekmektedir. Filtreleme işlemi çok fazla tekrarlandığında ısı dağılımı ve silindir içi basınç türevlerinde olumsuz sonuçlar oluşabilmektedir. Şekil 6.11’de, Eş. 6.57 kullanılarak elde edilmiş olan ısı yayılım oranının gürültülü ve 4. dereceden filtrelenmiş hali görülmektedir. Filtreleme işlemi birkaç kez üst üste tekrarlandığında şekilde de görüldüğü gibi ısı dağılımının maksimum değeri olumsuz etkilenmektedir.



Şekil 6.11. Isı dağılımının 4. derece denklemle filtrelenmesi

6.4.10. Yanma süresinin belirlenmesi

Silindir içi basınç verilerinin birinci ve ikinci mertebe türevleri alınarak silindir içerisindeki hava-yakıt karışımının yanma başlangıç ve bitiş açıları belirlenebilmektedir. Şekil 6.12’de silindir içi basınç verilerinin birinci ve ikinci mertebe türevlerinin krank mili açısına göre değişimi görülmektedir. Silindire alınan hava-yakıt karışımının yanma başlangıcı, basıncın ikinci mertebe türevinin negatif değerde iken ani bir şekilde pozitif değere doğru artış göstermesi ile tespit edilebilmektedir. Yanma sonu ise, silindir içi basıncın ikinci mertebe türevinin pozitif basınç değerlerinden sıfır basınç değerine yaklaşması ile belirlenebilmektedir [90, 91].



Şekil 6.12. Silindir basıncı, silindir basıncı birinci ve ikinci türevlerinin krank mili açısına bağlı değişimi

Kümülatif ısı dağılımı değerinin %10’una karşılık gelen krank mili açısı KA 10, %50’sine karşılık gelen krank mili açısı KA 50 ve %90’ına karşılık gelen krank mili açısı da KA 90 olarak adlandırılmaktadır. Literatürde, KA 10 açısı yanmanın başladığı nokta, KA 90 açısı ise yanmanın bittiği nokta olarak kabul edilmektedir [91, 95]. Dolayısıyla toplam yanma süresi aşağıdaki Eş. 6.59’daki gibi hesaplanabilmektedir.

$$YS_{KA} = KA\ 90 - KA\ 10 \quad (6.58)$$

Burada;

YS_{KA} : Yanma süresi, (°KA)

$KA 10$: Kümülatif ısı dağılımının %10'una karşılık gelen krank mili açısı, (°KA)

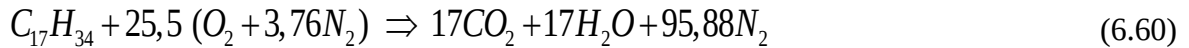
$KA 90$: Kümülatif ısı dağılımının %90'una karşılık gelen krank mili açısı, (°KA) dır.

6.4.11. Hava/yakıt oranının ve HFK değerinin hesaplanması

Silindir içerisine alınan gerçek hava/yakıt oranın, stokiyometrik hava/yakıt oranına bölünmesi ile HFK değeri elde edilmektedir. Silindir içerisine bir çevrimde alınan hava ve yakıtın miktarının ölçümü ile gerçek hava/yakıt oranı hesaplanabilmektedir. Stokiyometrik hava/yakıt oranı ise yanmada kullanılan yakıt çeşidine göre değişiklik göstermektedir. Bu çalışmada yakıt olarak dizel ve doğal gaz yakıtları kullanılmıştır. Bu yakıtların stokiyometrik hava/yakıt oranları ve HFK değerleri aşağıda verilen teorik tam yanma denklemleri ve eşitlikler kullanılarak hesaplanmıştır.

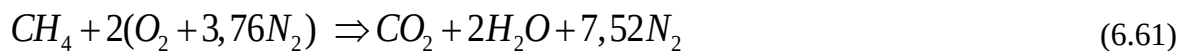
$$HFK = \frac{\left(\frac{Hava}{Yakıt} \right)_{gerçek}}{\left(\frac{Hava}{Yakıt} \right)_{stokiyometrik}} \quad (6.59)$$

Dizel yakıtının ($C_{17}H_{34}$) tam yanma denklemi ve stokiyometrik hava/yakıt oranı;



$$\text{Stokiyometrik hava/yakıt oranı (Motorin)} = \frac{Hava(g / mol)}{Yakıt(g / mol)} = \frac{(25,5 \times 32) + (95,88 \times 28)}{(17 \times 12) + (34 \times 1)} = \frac{14,7}{1}$$

olarak elde edilmiştir. Doğal gaz yakıtının (CH_4) tam yanma denklemi ve stokiyometrik hava/yakıt oranı ise;



$$\text{Stokiyometrik hava/yakıt oranı (Doğal gaz)} = \frac{Hava(g / mol)}{Yakıt(g / mol)} = \frac{(2 \times 32) + (7,52 \times 28)}{(1 \times 12) + (4 \times 1)} = \frac{17,16}{1}$$

olarak elde edilmiştir.

6.4.12. Termik verimin hesaplanması

Termik verim, net işin harcanan enerji miktarına oranı olarak tanımlanmaktadır [18]. Silindir içerisine gönderilen dolgunun yanması ile açığa çıkan enerji miktarı Eş. 6.62'deki gibi hesaplanmıştır.

$$H_{yakıt} = m_y \times Q_{LHV} \quad (6.62)$$

Burada;

$H_{yakıt}$: Yakıtın yanması sonucu açığa çıkan enerji, (kJ)

m_y : Silindir içerisine bir çevrimde giren yakıt miktarı, (kg/çevrim)

Q_{LHV} : Silindire alınan yakıtın alt ısı değeri, (kJ/kg)'dır.

Termik verim ise Eş. 6.63 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\eta_t = \frac{W_{net}}{\dot{m}_{DİZEL} \times Q_{LHV-DİZEL} + \dot{m}_{CNG} \times Q_{LHV-CNG}} \quad (6.63)$$

Bu eşitlikte;

η_t : Termik verim, %

W_{net} : Net iş, kJ

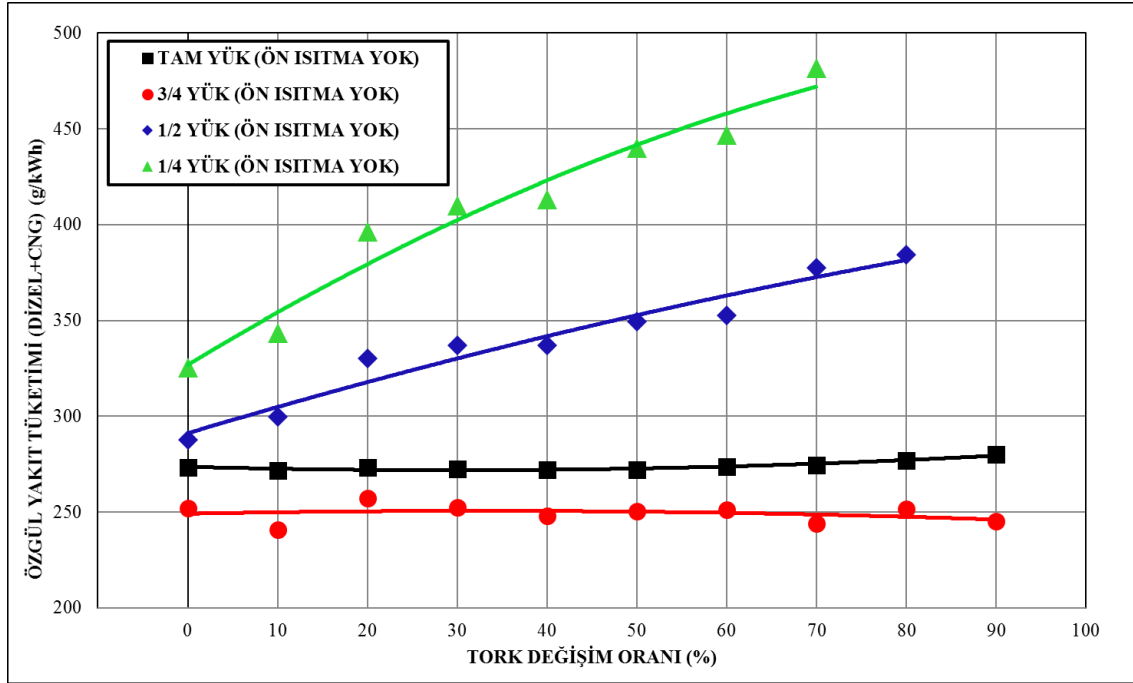
$\dot{m}_{DİZEL}$ ve $\dot{m}_{CNG}$: Bir çevrimde silindire alınan dizel ve CNG yakıt miktarı, kg

$Q_{LHV-DİZEL}$ ve $Q_{LHV-CNG}$: Dizel ve CNG yakıtının altı ısı değeri, kJ/kg'dır.

7. DENEY SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

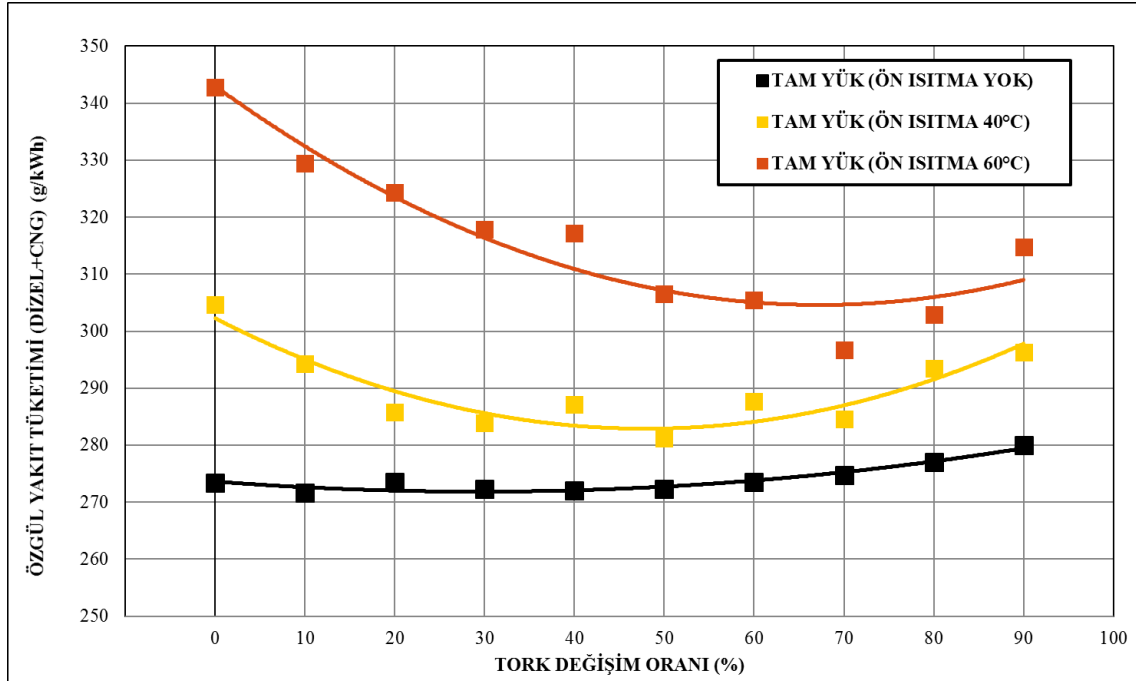
7.1. Özgöl Yakıt Tüketimi

Motorun ürettiği birim güç başına harcanan yakıt miktarı özgöl yakıt tüketimi (ÖYT) olarak ifade edilmektedir. Şekil 7.1’de 2200 dev/dak motor devrinde, tam yük (16 Nm), 3/4 yük (12 Nm), 1/2 yük (8 Nm) ve 1/4 yük’te (4 Nm), ön ısıtmasız olarak gerçekleştirilen deneylerde tork değişim oranına bağlı olarak özgöl yakıt tüketimi değişimleri görülmektedir. 16 Nm ve 12 Nm motor yüklerinde tork değişim oranındaki artışa bağlı olarak CNG yakıtının artması ile özgöl yakıt tüketiminin kısmen azaldığı görülmektedir. Artan motor yükü ile birlikte (16 Nm – 12 Nm) silindir içi basınç ve sıcaklığının artması ile CNG oranı arttıkça özgöl yakıt tüketimi dizel yakıtı kullanımına göre iyileşmektedir. CNG yakıtının dizel yakıtına göre daha yüksek alt ısı değere sahip olması daha az yakıt tüketimi ile benzer performans değerlerinin yakalanabilmesini göstermektedir. En düşük özgöl yakıt tüketimi 12 Nm motor yükünde elde edilmiştir. Bunun temel sebebi 12 Nm motor yükünde gaz kaçakları ve ısı kayıplarının en aza inmesiyle daha fazla ısı miktarının efektif güce dönüşmesidir. 12 Nm motor yükünde dizel yakıtı (D100) ile yapılan deneylerde 252,19 g/kWh özgöl yakıt tüketimi değeri elde edilirken, tork değişim oranı arttıkça özgöl yakıt tüketimi kısmen iyileşmiştir. D90+CNG10 tork değişim oranında minimum değerini alan özgöl yakıt tüketimi %4,5 iyileşerek 240,84 g/kWh değerini almış, maksimum CNG yakıtının kullanıldığı D10+CNG90 tork değişim oranında ise %2,84 iyileşerek 245,04 g/kWh değerini almıştır. 16 Nm tam yük konumunda gerçekleştirilen deneylerde ise, özgöl yakıt tüketimi D100 yakıtı ile 273,46 g/kWh olarak hesaplanmıştır. D90+CNG10 yakıtı ile yapılan deneylerde özgöl yakıt tüketimi %0,64 iyileşerek 271,70 g/kWh, D10+CNG90 yakıtı ile yapılan deneylerde ise %2,39 artış göstererek 280 g/kWh olarak hesaplanmıştır. Yarım (8 Nm) ve çeyrek (4 Nm) yüklerde silindir içi sıcaklıkların azalması, doğal gazın yüksek oktan sayısından dolayı CNG yakıtının geç tutuşması gibi nedenlerle yanmanın kötüleşmesi neticesinde özgöl yakıt tüketiminin arttığı görülmektedir. 8 Nm motor yükünde yapılan deneylerde D100 yakıtı ile 287,62 g/kWh olarak hesaplanan özgöl yakıt tüketimi D20+CNG80 yakıtıyla gerçekleştirilen deneylerde %33,65 artarak 384,40 g/kWh olmuştur. 4 Nm motor yükünde ise D100 yakıtında elde edilen özgöl yakıt tüketimi 325,54 g/kWh iken D30+CNG70 tork değişim oranında %47,92 artış göstererek 481,54 g/kWh olarak elde edilmiştir.



Şekil 7.1. Ön ısıtmasız deneylerde tork değişim oranı ile özgül yakıt tüketimi değişimi

Tam yük konumunda (16 Nm) ön ısıtmanın özgül yakıt tüketimine etkisi Şekil 7.2’de görülmektedir. Şekilde görüldüğü gibi 2200 dev/dak motor devrinde tam yük konumunda 40 °C ve 60 °C ön ısıtma ile gerçekleştirilen deneylerde sıcaklık arttıkça özgül yakıt tüketimi kötüleşmektedir. Bununla birlikte 40 °C ve 60 °C ön ısıtma deneyleri için tork değişim oranı arttıkça silindire giren CNG yakıtıyla ÖYT azalma eğilimi göstermektedir. Ön ısıtma ile özgül yakıt tüketiminin kötüleşmesinin temel sebebi, ısıtma ile silindire alınan hava miktarının azalması, hava fazlalık katsayısının düşmesi ve buna bağlı olarak yanmanın kötüleşmesi olarak gösterilebilir. D100 yakıtı ile tam yük konumunda ön ısıtmasız olarak yapılan deneylerde 273,39 g/kWh olarak hesaplanan özgül yakıt tüketimi, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmada sırasıyla %11,46 ve %25,39 artarak 304,71 g/kWh ve 342,80 g/kWh olarak hesaplanmıştır. CNG oranının maksimum olduğu D10+CNG90 yakıtı ile yapılan deneylerde ise CNG yakıtı oranının artması ve CNG yakıtının alt ısı değeri yüksek oluşu, silindir içerisine giren hava miktarının azalmasıyla özgül yakıt tüketimindeki kötüleşmeyi minimize ederek ÖYT’deki artış oranını sınırlandırmıştır. Ön ısıtmasız tam yükte D10+CNG90 yakıtı ile yapılan deneylerde 280 g/kWh olarak elde edilen ÖYT değeri 40 °C ön ısıtma ile %5,8 artarak 296,25 g/kWh, 60 °C ile %12,43 artarak 314,80 g/kWh olmuştur.

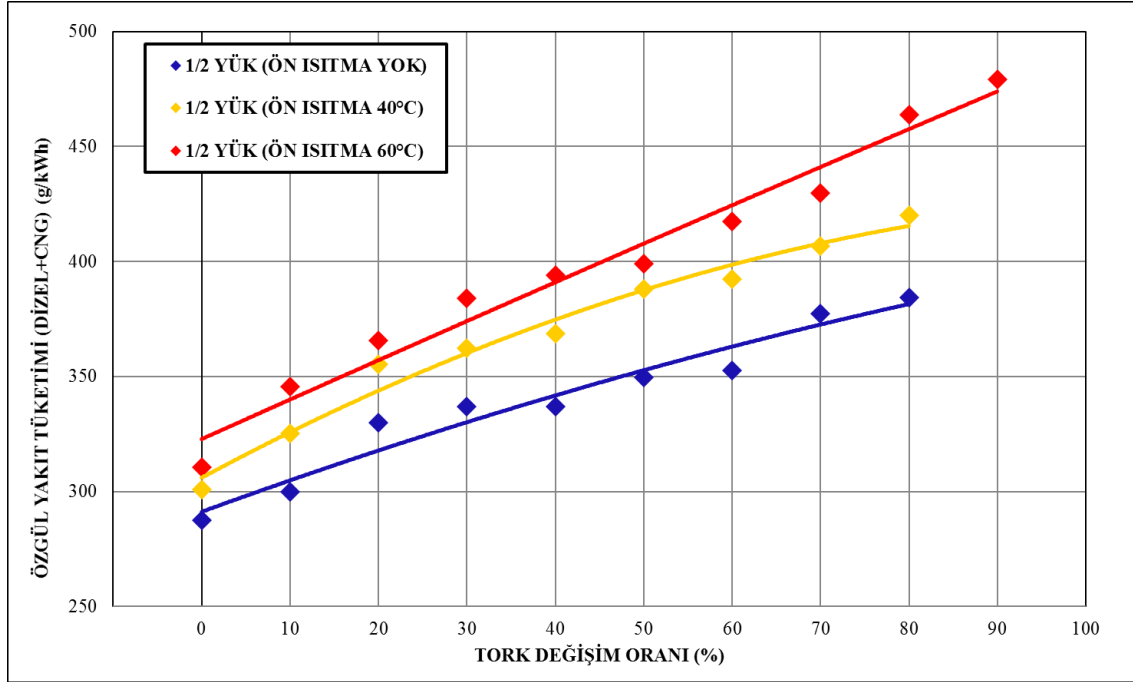


Şekil 7.2. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı tam yük deneylerinde, tork değişim oranı ile özgül yakıt tüketimi değişimi

Yarım yük konumunda 40 °C ve 60 °C ön ısıtma ile gerçekleştirilen deneylerde tork değişim oranına göre özgül yakıt tüketimi değişimi Şekil 7.3'te verilmektedir. Ön ısıtmasız yarım yük konumunda silindir içi sıcaklıkların düşmesi ve CNG yakıtının yüksek oktan sayısından dolayı yanmanın kötüleşmesi tork değişim oranı arttıkça ÖYT'yi kötüleştirmektedir. Ön ısıtma ile silindir içerisine alınan hava miktarının da azalması ile birlikte özgül yakıt tüketimi artış göstermiştir. Ancak yarım yük konumunda ön ısıtmasız ve 40 °C ön ısıtma ile silindir içi sıcaklıkların azalması neticesinde erişilemeyen D10+CNG90 tork değişim oranına 60 °C ön ısıtma ile erişilebilmiştir. Bunun temel sebebi yüksek oktan sayısına sahip olan CNG yakıtının yarım yük konumunda ön ısıtmasız ve 40 °C ön ısıtma ile silindir içerisinde yüksek oranda bulunan CNG yakıtını tutuşturacak sıcaklığa erişememesidir. 60 °C emme havası sıcaklığında ise silindir içi tutuşma sıcaklığına erişilebilmiş ve yarım yükte D10+CNG90 tork değişim oranı uygulanabilmiştir. D20+CNG80 yakıtı ile yarım yükte yapılan deneylerde ön ısıtmasız 384,40 g/kWh olan ÖYT değeri 40 °C ön ısıtmada %9,25, 60 °C ön ısıtmada ise %20,68 artmış, sırasıyla 419,95 g/kWh, 463,90 g/kWh değerleri elde edilmiştir.

Karabektaş ve arkadaşları [96] tek silindirli bir dizel motorunda motorin ve CNG40+motorin yakıtı ile deneyler yapmışlardır. Tam, 3/4, yarım ve çeyrek yükte yapılan deneylerde motorin ve doğal gaz yakıtlarıyla elde edilen özgül yakıt tüketimi değerleri yüksek yüklerde yalnız

motorin ile elde edilen ÖYT değerlerinin altında gerçekleşmiştir. Düşük yüklerde ise CNG40+motorin yakıtı ile elde edilen ÖYT değeri motorinin üzerine çıkarak çalışmamız ile benzer sonuçlar elde edilmiştir.

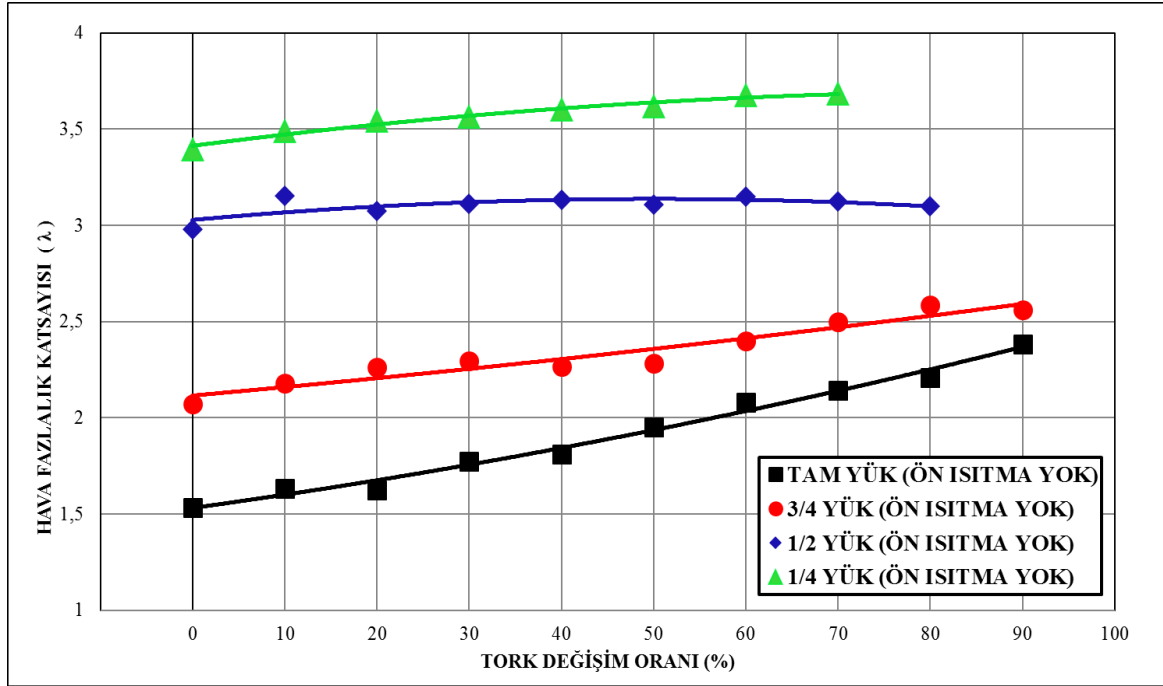


Şekil 7.3. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı yarım yük deneylerinde, tork değişim oranı ile özgül yakıt tüketimi değişimi

7.2. Hava Fazlalık Katsayısı (λ)

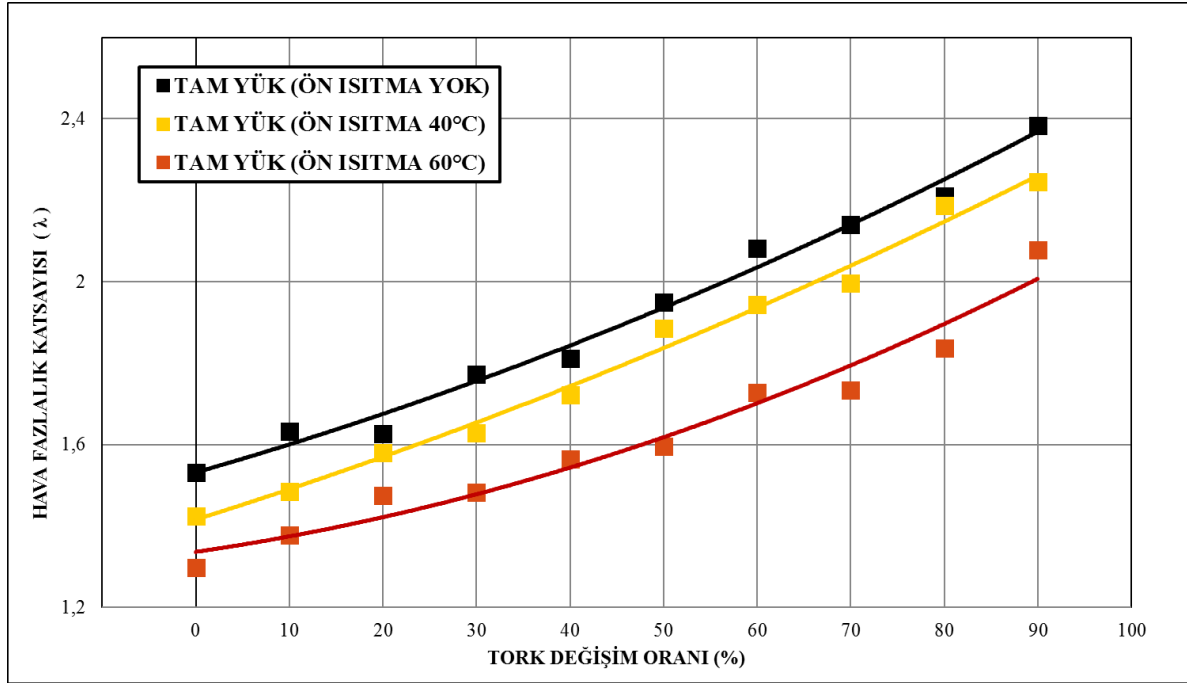
CNG yakıtının stokiometrik hava/yakıt oranı 17,2:1, dizel yakıtının ise 14,7:1'dir [75]. Bu oranlar incelendiğinde CNG'nin tam yanma için daha fazla hava miktarına gereksinim duyduğu görülmektedir. Deney sonuçları incelendiğinde tüm yüklerde CNG oranı arttıkça silindir içerisinde azalan dizel yakıt miktarı ile hava fazlalık katsayısının (λ) arttığı görülmektedir. Şekil 7.4'te görülen ön ısıtmasız deneylerde tam yükte D100 yakıtında λ değeri 1,53 olarak ölçülmüş, tork değişim oranı arttıkça D10+CNG90 yakıtında λ değeri %55,56 oranında artarak 2,38 olmuştur. Yarım ve çeyrek yüklerde λ değerinin daha yatay seyrinde artış gösterdiği görülmektedir. Yarım yükte D100 yakıtı ile 2,98 olarak ölçülen λ değeri D20+CNG80 yakıtında %4,03 artarak 3,1 olarak ölçülmüştür.

Şekil 7.4'te dört farklı motor yükünde ön ısıtmasız deneylerde tork değişim oranına göre lambda değişimleri görülmektedir.

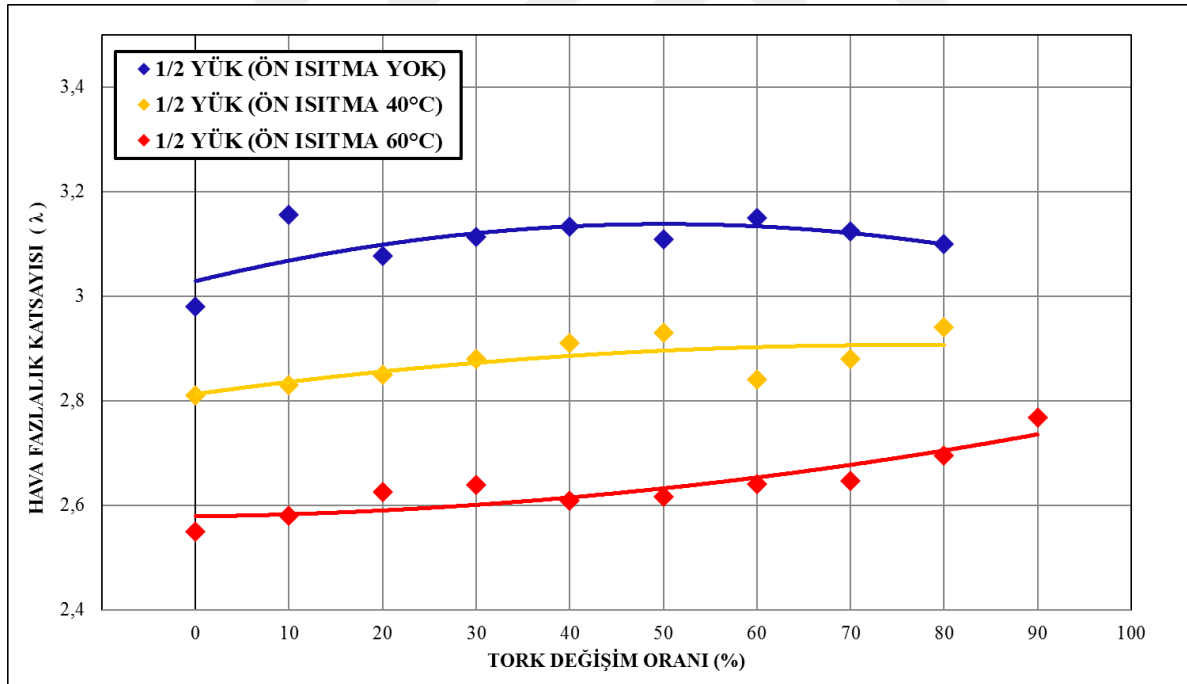


Şekil 7.4. Ön ısıtmasız yük deneylerinde tork değişim oranına bağlı lambda değişimi

Şekil 7.5 ve Şekil 7.6’da ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı tam ve yarım yük deneylerinde tork değişim oranına göre lambda değişimi görülmektedir. Şekiller incelendiğinde her iki motor yükünde hava moleküllerinin sıcaklık ile artış gösteren hacminden dolayı ön ısıtma ile birlikte silindir içerisine giren hava miktarı ve buna bağlı olarak λ değeri azalmıştır. Ancak CNG miktarı arttıkça tam yükte ön ısıtmalı deneylerde λ değerinde belirgin bir artış gözlemlenmiştir, yarım yük ön ısıtmalı deneylerde ise λ yataya yakın seyretmiştir. 40 °C sıcaklıkta D100 yakıtı ile yapılan tam yük deneylerinde 1,42 olarak ölçülen lambda değeri D10+CNG90 yakıtı ile yapılan deneylerde %57,75 artarak 2,24 olarak ölçülmüştür. D50+CNG50 tork değişim oranında yarım yük konumunda ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı olarak gerçekleştirilen deneylerde λ değeri sırasıyla 3,11, 2,93 ve 2,62 olarak ölçülmüştür. Ön ısıtmasız deneye oranla 40 °C ve 60 °C lambda değeri sırasıyla %5,79 ve %15,16 azalmıştır.



Şekil 7.5. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı tam yük deneylerinde tork değişim oranına bağlı lambda değişimi



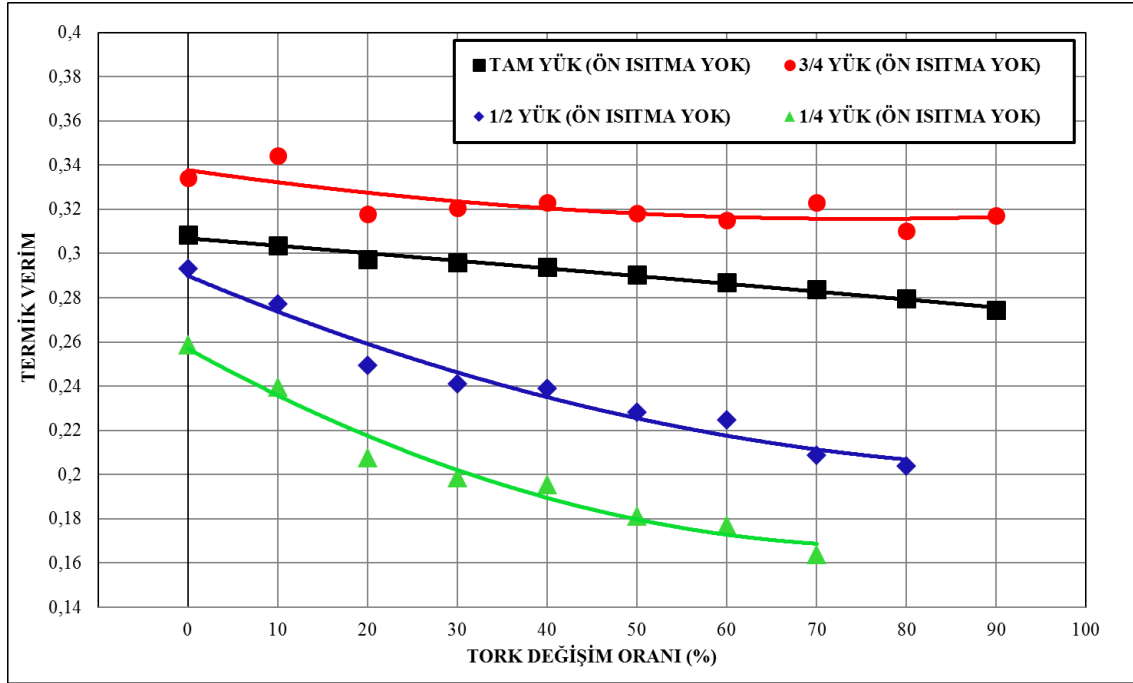
Şekil 7.6. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı yarım yük deneylerinde tork değişim oranına bağlı lambda değişimi

Königsson ve arkadaşlarının [97] farklı yük ve çalışma koşullarında CNG ve dizel yakıtları ile HCCI, PPCİ (kısmi ön karışımli sıkıştırma ateşlemeli) ve çift yakıt yanma modlarında gerçekleştirdikleri deneylerde %25 ve %50 motor yüklerinde iki farklı motor devrinde

(1000-1400 dev/dak) CNG yakıtı oranı arttıkça hava fazlalık katsayısının da (λ) arttığı görülmüştür. Ayrıca HCCI yanma modunda 30 °C emme havası giriş sıcaklığında hava fazlalık katsayısı için 80 °C sıcaklığa göre daha yüksek değerler elde edilmiş olup, yaptığımız çalışmaya benzer sonuçlar elde edilmiştir.

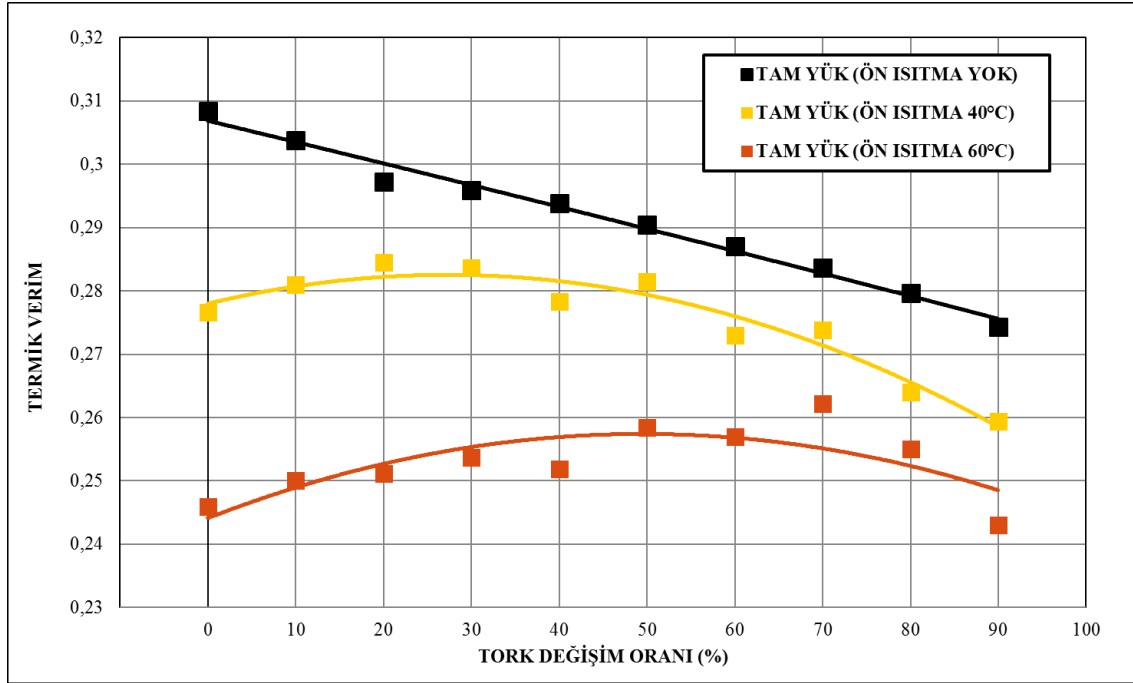
7.3. Termik Verim

Termik verim, silindir içerisine alınan yakıtın ısı enerjisinin efektif güce dönüşme miktarının bir ölçüsüdür [18]. HCCI-DI çalışma şartlarında motorun 16 Nm ve 12 Nm yük konumlarında daha kararlı çalışması ve buna bağlı olarak silindir içi basınç ve sıcaklıkların yüksek oluşu 8 Nm ve 4 Nm motor yüklerine göre termik verimi artırmaktadır. Aynı zamanda CNG yakıtının silindir içerisinde daha iyi yanması için silindir içi basınç ve sıcaklık değerleri oldukça önem arz etmektedir [96]. Şekil 7.7 incelendiğinde 12 Nm yük konumunda termik verimim tüm tork değişim oranı değerlerinde maksimum verim değerine ulaştığı görülmektedir. Bunun temel sebebi 12 Nm motor yükünde gaz kaçaklarının azalarak ısı kayıplarının minimum seviyeye inmesidir. Böylelikle daha fazla ısı enerjisi, efektif güce dönüştürülebilmekte ve maksimum termik verim ile birlikte minimum özgül yakıt tüketimi değeri elde edilmektedir. 12 Nm yük konumunda D100 tork değişim oranında %33,4 olarak elde edilen termik verim D90+CNG10 tork değişim oranında %2,99 oranında artarak maksimum değeri olan %34,4 değerini almıştır. Tam yük (16 Nm) konumunda ise 3/4 yük konumuna göre yakıt tüketimi artış göstermektedir. Yakıt tüketiminin bir fonksiyonu olan termik verim değeri yakıt tüketimi arttıkça azalmaktadır [18]. Tam yük konumunda silindir içerisine alınan yakıt, silindir içi sıcaklıkların artışına rağmen yanma odası içerisinde yeterli hava fazlalık katsayısına erişememekte ve 12 Nm yük konumuna göre daha az oksidasyon işlemi gerçekleştirmektedir. Tam yük konumunda (16 Nm) yapılan deneylerde D100 tork değişim oranında termik verim %30,8 olarak elde edilirken, D10+CNG90 tork değişim oranında %11,4 azalma göstererek %27,4 olarak elde edilmiştir. Yarım (8 Nm) ve çeyrek (4 Nm) yüklerde silindir içi sıcaklıkların azalması, doğalgazın yüksek oktan sayısından dolayı CNG yakıtının geç tutuşması ve buna bağlı olarak yanmanın kötüleşmesi neticesinde gerekli motor yükünü elde edebilmek için silindir içerisine daha fazla yakıt alınmakta ve bu da termik verimi azaltmaktadır. Termik verim değeri, silindir içerisine giren yakıtın alt ısı değeri ve yakıt tüketimi ile ters orantılıdır [91]. Yarım yük konumunda D100 tork değişim oranıyla gerçekleştirilen deneylerde %29,3 olarak elde edilen termik verim D20+CNG80 değerinde %30,38 azalarak %20,4 olarak elde edilmiştir.



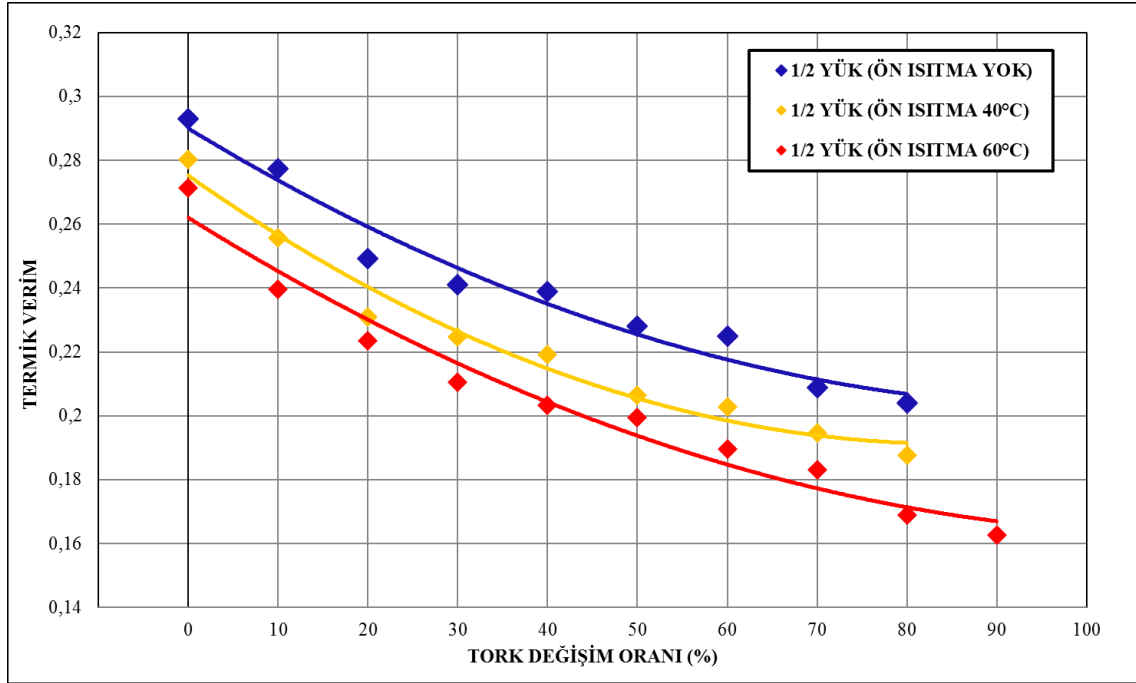
Şekil 7.7. Ön ısıtmasız yük deneylerinde tork değişim oranı ile termik verim değişimi

Tam yük konumunda ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı deneylerde tork değişim oranına bağlı olarak termik verimlerin değişimi Şekil 7.8’de gösterilmiştir. Deneylerde termik verimin emme havası giriş sıcaklığının artışı ile azaldığı ancak tork değişim oranının artışı ile birlikte silindir içerisine sürülen CNG yakıt oranı arttıkça ön ısıtmasız deneylerde elde edilen termik verim değerlerine yaklaştığı (40°C Ön ısıtma – D50+CNG50) görülmektedir. Ön ısıtma ile birlikte silindir içerisine alınan hava miktarının azalması, hava fazlalık katsayısının düşmesi ve buna bağlı olarak yanmanın kötüleşerek silindir içi sıcaklıklarının da azalması termik verimin azalmasının temel sebepleri olarak gösterilebilir. Tam yük konumunda D100 yakıtı ile yapılan deneylerde ön ısıtmasız %30,8 olarak elde edilen termik verim, 40°C ve 60° C ön ısıtmada sırasıyla %10,06 ve %20,13 oranında azalarak %27,7 ve %24,6 olarak elde edilmiştir. 40°C ön ısıtma ile tam yük konumunda D100 tork değişim oranı ile elde edilen termik verim %27,7 olurken CNG yakıt oranı arttıkça D80+CNG20 tork değişim oranına kadar termik verim artarak %28,46 olarak gerçekleşmiş, bu tork değişiminden sonra azalarak D10+CNG90 tork değişim oranında %25,9 olarak elde edilmiştir. 60 °C ön ısıtma ile gerçekleştirilen tam yük deneylerinde D100 konumunda elde edilen termik verim değeri %24,6 iken D30+CNG70 tork değişim oranında %6,63 artarak maksimum değeri olan %26,2 değerini almıştır. Bu tork değişiminden sonra azalma göstererek D10+CNG90 konumunda termik verim %24,3 olarak gerçekleşmiştir.



Şekil 7.8. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı tam yük deneylerinde tork değişim oranı ile termik verim değişimi

Yarım yük konumunda ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtma ile gerçekleştirilen deneylerde termik verimin değişimi Şekil 7.9’da verilmektedir. Silindir içi sıcaklıkların düşmesi ve CNG yakıtının yüksek oktan sayısından dolayı yanmanın kötüleşmesi yarım yük konumunda tork değişim oranı arttıkça termik verim değerini kötüleştirmektedir. Silindir içerisine giren havanın ısıtılması ile silindir içerisine alınan hava moleküllerinin hacminin artarak silindir içerisine daha az hava molekülü girmesi neticesinde silindir içerisindeki yakıtın yeterli miktarda oksidasyonu gerçekleşmemiş ve termik verim değeri azalmıştır. D100 konumunda ön ısıtmasız yarım yük deneyinde termik verim %29,3 olarak elde edilmiş, 40 °C ve 60 °C ön ısıtma ile sırasıyla %4,44 ve %7,51 azalarak %28 ve %27,1 olarak elde edilmiştir. Königsson ve arkadaşları [97] tarafından yapılan deneysel çalışmada dizel motorda HCCI yanma modunda doğalgaz yakıtı ile deneyler yapılmıştır. 30 °C ve 80 °C ön ısıtma ile gerçekleştirilen deneylerde 30 °C ile elde edilen termik verim değerinin 80 °C ile elde edilen termik verim değerinden daha yüksek olduğu görülmüştür. Bu veriler tez çalışmamız neticesinde elde ettiğimiz değerler ile örtüşmektedir.



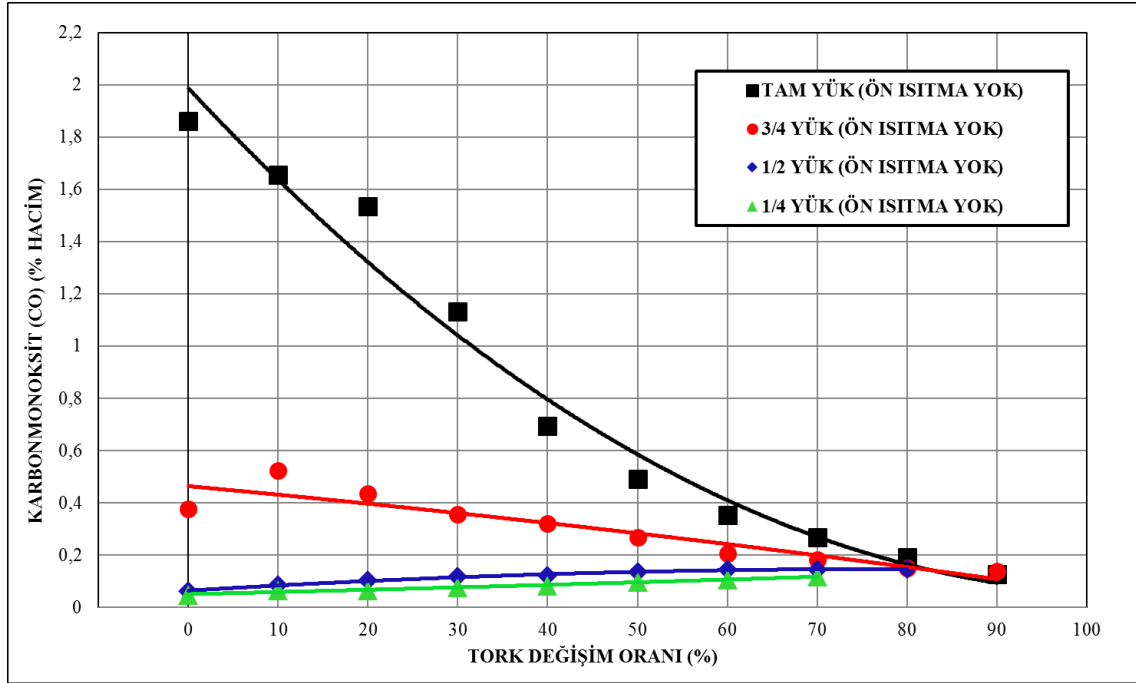
Şekil 7.9. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı yarım yük deneylerinde tork değişim oranı ile termik verim değişimi

7.4. Karbonmonoksit (CO) Emisyonları

Şekil 7.10'da ön ısıtmasız yük deneylerinde tork değişim oranına göre karbonmonoksit emisyonu değişimi görülmektedir. Şekilde artan motor yükü ile birlikte eksik yanma ürünlerinden biri olan karbonmonoksit emisyonunun arttığı görülmektedir. Tam yük konumunda D100 yakıtı ile gerçekleştirilen deneylerde karbonmonoksit emisyonu maksimum değerini almıştır. Bununla birlikte aynı yükte (16 Nm) gerçekleştirilen diğer deneylerde azalan dizel yakıtıyla birlikte artan CNG yakıtı ilavesiyle CO emisyonunda keskin bir düşüş gözlenmiştir. Tam yükte D100 yakıtı ile %1,86 olarak ölçülen CO emisyonu D50+CNG50 konumunda %73,6 azalarak %0,491 olarak ölçülmüştür. D10+CNG90 yakıtı ile yapılan deneylerde ise D100 yakıtına göre %93,12 oranında azalarak %0,128 olarak ölçülmüştür. 3/4 yük konumunda gerçekleştirilen deneylerde ise D100 ile yapılan deneylerde CO emisyonu %0,378 olarak ölçülürken, D10+CNG90 yakıtı ile gerçekleştirilen deneylerde %63,49 azalma gerçekleşerek %0,138 olarak ölçülmüştür. Lounici ve arkadaşları [98] tarafından yapılan çalışmada, tek silindri, dört zamanlı, sıkıştırma ile ateşlemeli bir motorda dizel ve CNG yakıtı ile deneyler gerçekleştirilmiştir. En yüksek tork devri olan 1500 dev/dak ve 2000 dev/dak'da gerçekleştirilen deneylerde tam yükte (%100) ve %80 yükte dizel yakıtı ile elde edilen karbonmonoksit değeri CNG yakıtı ile yapılan deneylere

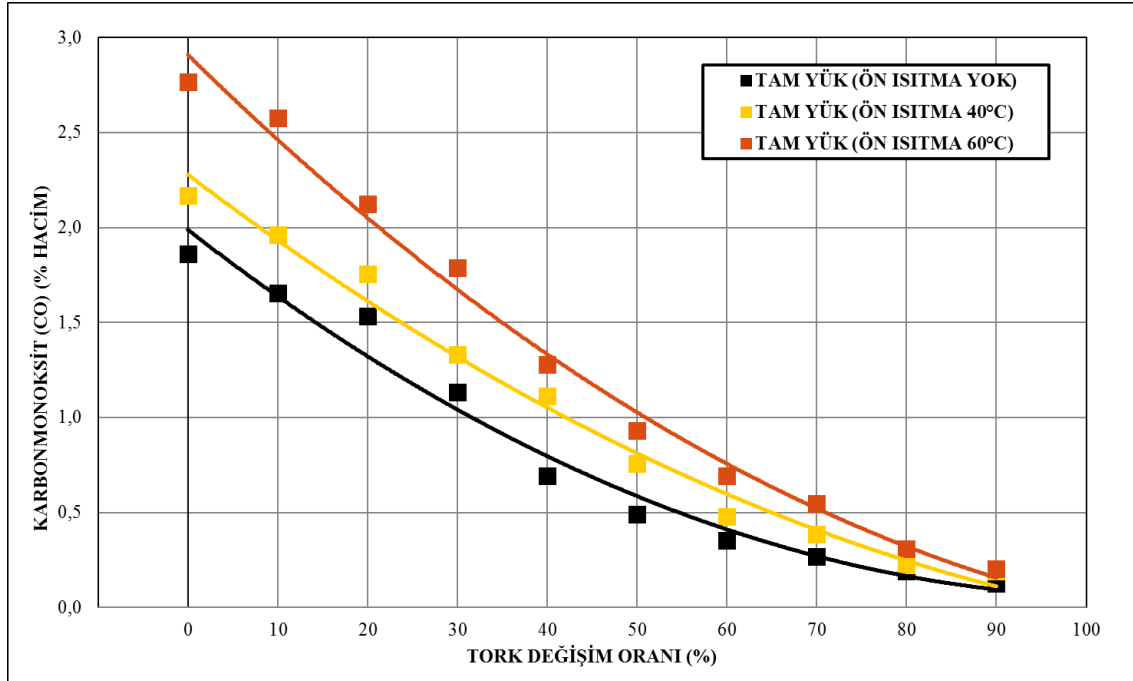
göre daha yüksektir. Ancak motor yükü azaldıkça (%60, %40 ve %20 motor yüklerinde) CNG yakıtı ile elde edilen CO emisyonu dizel yakıtı ile elde edilen emisyon miktarının üzerine çıkmıştır. Singh ve Maji ise [99] tek silindirli dört zamanlı bir motorda yapmış oldukları çalışmada 15 ve 17,5 sıkıştırma oranlarında saf dizel yakıtı ve silindir içerisine %30 ve %60 CNG yakıtı ilave ederek deneyler gerçekleştirmişlerdir. Farklı sıkıştırma oranlarında gerçekleştirilen deneylerin sonucunda CNG yakıtı ilavesiyle %33,3 ile %61,9 oranında CO emisyonunun iyileştiğini ölçmüşlerdir.

Yarım ve çeyrek yük konumlarında gerçekleştirilen deneylerde tam ve 3/4 yüke oranla artan özgül yakıt tüketimi, silindir içi basınç ve sıcaklıklardaki azalmalar sonucunda CO emisyonu tork değişimiyle tam ve 3/4 yük eğrilerine göre artış göstermektedir. Düşen silindir içi sıcaklık değerleri ile tork değişim oranı arttıkça silindir içerisine giren CNG'nin yanması gecikerek daha fazla genişleme zamanına sarmıştır. Yarım yük konumunda D100 yakıtı ile yapılan deneylerde CO emisyonu %0,061 olarak ölçülmüş, D20+CNG80 yakıtı ile aynı yükte yapılan deneylerde ise %142,62 oranında artarak %0,148 olarak ölçülmüştür. Çeyrek yük konumunda D100 yakıtı ile %0,047 olarak ölçülen CO emisyonu, CNG yakıt miktarının artmasıyla artış göstermiş ve D30+CNG70 yakıtı ile yapılan deneylerde %151,06 oranında artarak %0,118 olarak ölçülmüştür. Shim ve arkadaşlarının [100] tek silindirli sıkıştırma ateşlemeli bir motorda düşük motor yüklerinde HCCI, PCCI (ön karışım dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli) ve çift yakıt PCCI yanma modlarında yaptığı deneysel çalışmada, silindir içerisine giren doğal gaz miktarı arttıkça CO emisyonlarının dizel yakıtı ile yapılan deneylere oranla çalışmamıza benzer şekilde arttığı görülmüştür.



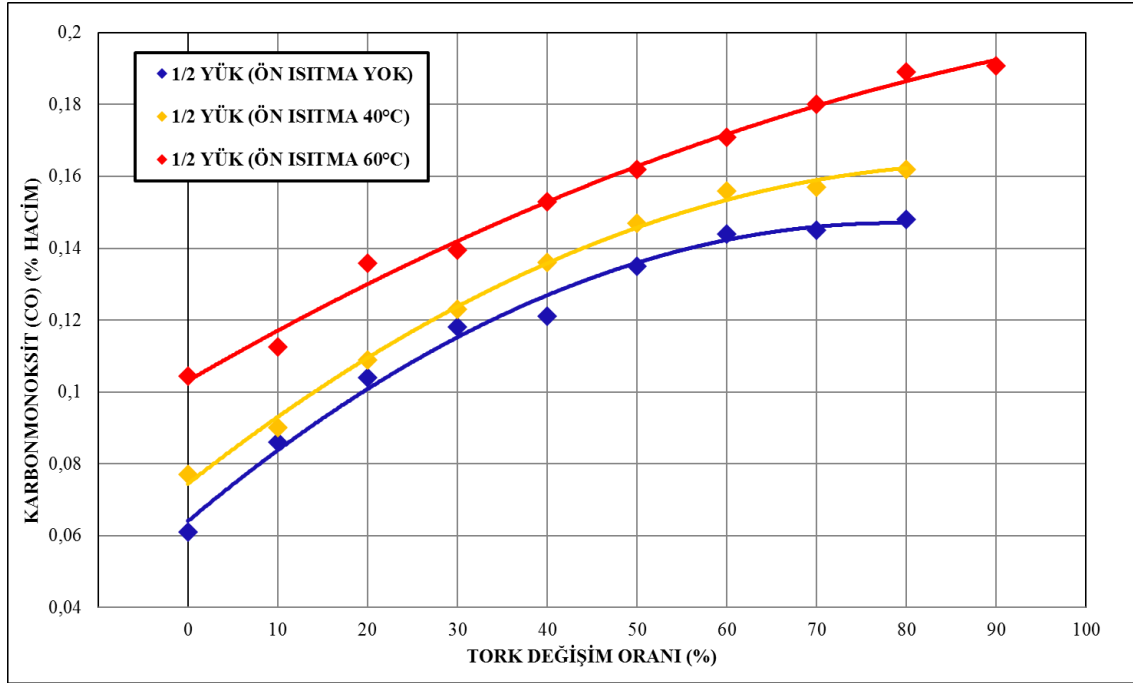
Şekil 7.10. Ön ısıtmasız yük deneylerinde tork değişim oranına ile karbonmonoksit emisyonu değişimi

Şekil 7.11 ve Şekil 7.12’de verilen ön ısıtmalı tam ve yarım yük grafikleri incelendiğinde ön ısıtma ile CO emisyonlarında artış olduğu görülmektedir. Ön ısıtmayla birlikte ön ısıtmasız yapılan deneylere göre hava fazlalık katsayısının azalması ve silindir içerisine yeterli O₂ molekülünün girememesi neticesinde CO emisyonlarında artış görülmektedir. Tam yükte yapılan ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı deneylerde D100 yakıtı ile ön ısıtmasız %1,860 olan CO emisyonu 40 °C ve 60 °C ön ısıtma ile sırasıyla %16,45, %48,71 artarak %2,166 ve %2,766 olmuştur. D10+CNG90 yakıtı ile yapılan deneylerde ise ön ısıtmasız %0,128 olan CO emisyonu 40 °C ön ısıtma ile %50 artarak %0,192 olarak gerçekleşmiştir. Aynı tork değişim oranında 60 °C ön ısıtma ile gerçekleştirilen deneylerde ise %58,59 oranında artarak %0,203 olarak gerçekleşmiştir.



Şekil 7.11. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı tam yük deneylerinde tork değişim oranı ile karbonmonoksit emisyonu değişimi

Yarım yük konumunda (8 Nm) gerçekleştirilen deneylerde ise D100 tork değişim oranında ön ısıtmasız %0,061 olan CO emisyonu 40 °C ön ısıtma ile %26,23 artarak %0,077 olmuştur. Aynı tork değişim oranında 60 °C ön ısıtmalı deneylerde ise %70,49 artarak %0,104 olmuştur. D20+CNG80 tork değişim oranında yarım yükte gerçekleştirilen deneylerde ise ön ısıtmasız %0,148 olan CO emisyonu 40 °C ön ısıtma ile %9,46 artarak %0,162 olarak ölçülmüştür. 60 °C ön ısıtmalı deneylerde ise %27,70 artarak %0,189 olarak ölçülmüştür. Hiremath ve arkadaşları [101] tarafından gerçekleştirilen deneysel çalışmada 4 zamanlı tek silindirli sıkıştırma ile ateşlemeli bir motorda farklı doğal gaz yakıt miktarlarıyla, farklı yük ve emme havası sıcaklıklarıyla dizel+CNG çift yakıt ve HCCI yanma modu ile birlikte honne yağı metil ester ile karşılaştırmalı deneyler yapılmıştır. Yarım yükte gerçekleştirilen deneyler incelendiğinde CNG oranı arttıkça CO emisyonunun da artış gösterdiği görülmüştür.

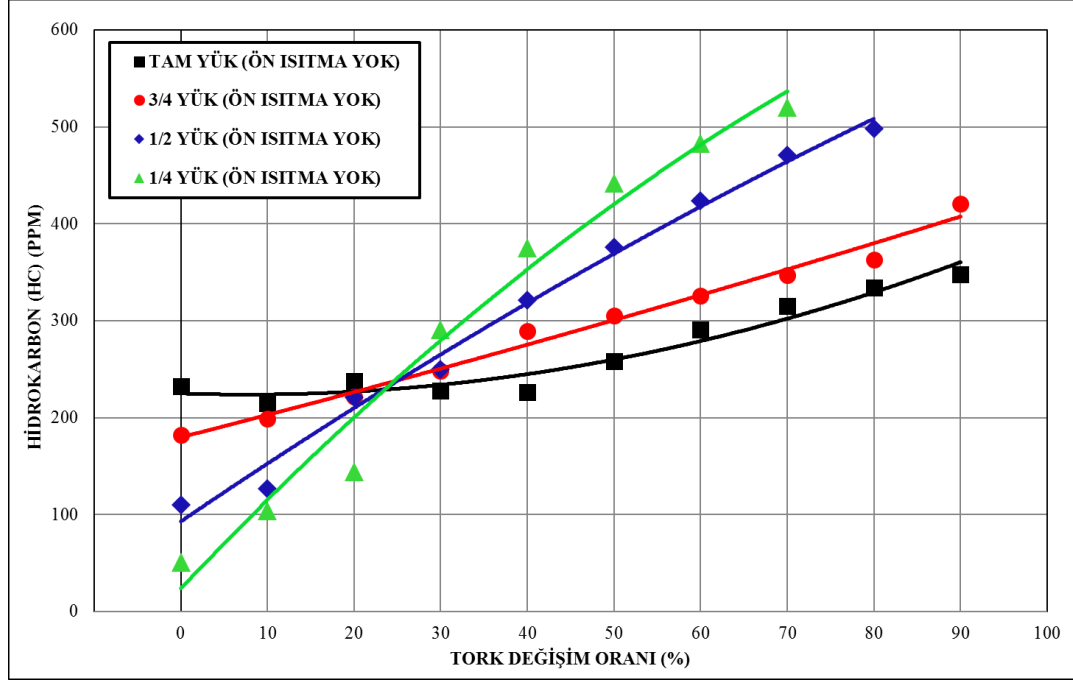


Şekil 7.12. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı yarım yük deneylerinde tork değişim oranı ile karbonmonoksit emisyonu değişimi

7.5. Hidrokarbon (HC) Emisyonları

Tork değişim oranına göre hidrokarbon emisyonlarının değişimi Şekil 7.13'te verilmiştir. Elde edilen emisyon değerleri incelendiğinde silindir içerisine giren CNG miktarı ile hidrokarbon emisyonlarının tüm motor yüklerinde artış gösterdiği tespit edilmiştir. Yarım ve çeyrek motor yüklerinde yapılan deneylerde keskin bir yükselme görülürken, tam ve 3/4 motor yüklerinde ise artışın daha sınırlı olduğu görülmektedir. HCCI yanma modunda silindir içi sıcaklıkları klasik dizel yanmasına göre daha düşüktür [15]. Silindir içi sıcaklıkların HCCI yanma modunda dizele göre düşük olması, CNG yakıtının yüksek oktan sayısı ve tutuşma sıcaklığının yüksekliğinden kaynaklanan tutuşma gecikmeleri de HC emisyonlarının artışında önemli bir faktördür. Bu durum özellikle yarım ve çeyrek motor yüklerinde önem arz etmektedir. Motor yükü arttıkça 3/4 ve tam yüklerde silindir içi sıcaklık ve basınçların artmasıyla tutuşma gecikmesi azalarak, yanma başlangıcı süresi kısalmış ve HC emisyonları yarım ve çeyrek motor yüklerine göre daha iyileşmiştir [69]. Emme zamanı boyunca silindir içerisine port aracılığıyla homojen bir şekilde alınan hava ve CNG yakıtı sıkıştırma zamanı boyunca gaz formunda olduğu için silindir cidarlarında ve segman boşluklarında sıvı yakıtlara oranla daha çok birikmektedir. Biriken bu gazların yanması tam

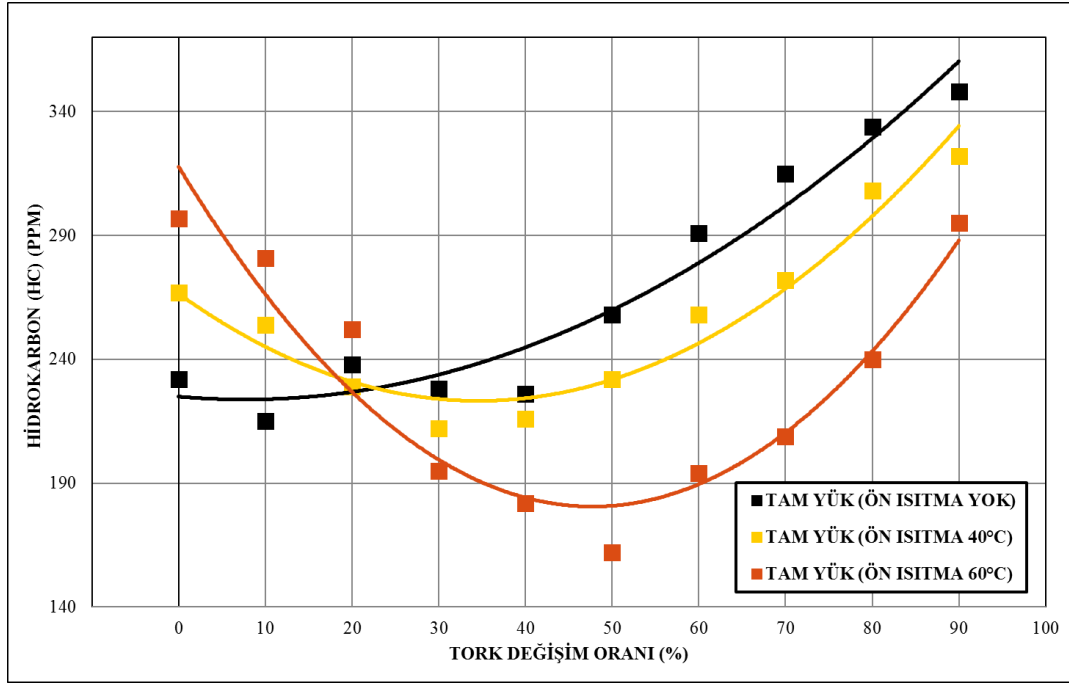
olarak gerçekleşmemekte ve eksik yanma meydana gelmektedir. Bu eksik yanma neticesinde ise hidrokarbon emisyonları artış göstermektedir [90].



Şekil 7.13. Ön ısıtmasız yük deneylerinde tork değişim oranına göre hidrokarbon emisyonu

Tam yük konumunda (16 Nm) D100 yakıtı ile gerçekleştirilen deneylerde 232 ppm olarak ölçülen HC emisyonu D60+CNG40 tork değişim oranında %2,59 oranında iyileşerek 226 ppm olarak gerçekleşmiştir. Aynı motor yükünde tork değişim oranının artışıyla silindir içerisine giren CNG yakıt kompozisyonu da artarak D10+CNG90 tork değişim oranında D100 konumuna göre %50 oranında artarak 348 ppm olarak ölçülmüştür. 3/4 motor yükü konumunda ise D100 ile 182 ppm olarak ölçülen HC emisyonu, tork değişim oranı arttıkça artış göstererek D10+CNG90 konumunda %131,32 oranında artarak 421 ppm olarak ölçülmüştür. Yarım motor yükü ile gerçekleştirilen deneylerde D100 konumunda 110ppm olarak ölçülen hidrokarbon emisyonu D20+CNG80 tork değişim oranı konumunda %352,73 oranında artarak 498 ppm olarak ölçülmüştür. Çeyrek yük konumunda gerçekleştirilen deneylerde ise silindir içi basınç ve sıcaklıkların azalmasıyla tork değişim oranıyla artan CNG yakıtının tutuşma direnci neticesinde D100 konumunda 51 ppm olarak ölçülen HC emisyonu D30+CNG70 yük konumunda %919,61 oranında artış göstererek 520 ppm olarak ölçülmüştür. Papagiannakis ve Hountalas 'ın yapmış oldukları deneysel çalışmada [70] 4 zamanlı tek silindirli sıkıştırma ile ateşlemeli bir motorda dizel ve çift yakıt (dizel+CNG) kullanarak iki farklı motor devrinde (1500 ve 2500 dev/dak) 5 farklı motor yüküyle

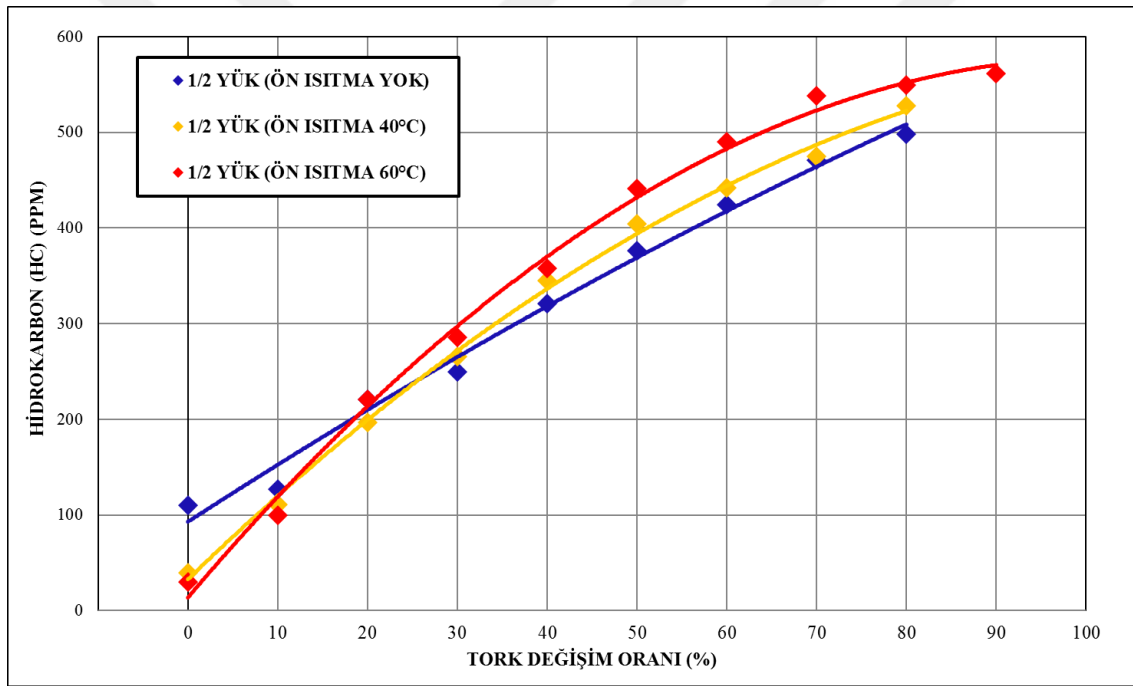
yanmamış hidrokarbon emisyonlarını ölçmüşlerdir. Deneylerde elde edilen grafikler incelendiğinde dizel yakıtı ile tüm yüklerde düşük seviyelerde olan HC emisyonu, çift yakıt deneylerinde artış göstermiştir. Özellikle düşük motor yüklerinde bu artış oranı, yüksek motor yüklerine göre daha fazla olarak gerçekleşmiştir. Elde edilen veriler tez çalışmamızdaki veriler ile bütünüyle örtüşmektedir.



Şekil 7.14. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı tam yük deneylerinde tork değişim oranına göre hidrokarbon emisyonu

Şekil 7.14'te ön ısıtmanın tam yük konumunda hidrokarbon emisyonlarına etkisi görülmektedir. D100 konumunda ön ısıtma ile hidrokarbon emisyonunun arttığı görülmektedir. Ön ısıtmasız 232 ppm olarak ölçülen HC emisyonu 40 °C ve 60 °C ön ısıtma ile sırasıyla %15,09 ve %28,02 oranında artış göstererek 267 ppm ve 297 ppm olarak ölçülmüşlerdir. Ön ısıtmanın tam yükte dizel yakıtı ile elde edilen HC emisyonuna etkisi ile tork değişim oranı arttıkça silindir içerisinde artan CNG yakıtı etkisi ile elde edilen HC emisyonuna etkisi farklı olmaktadır. Ön ısıtma ile D100 konumundaki HC artışının temel sebebi silindir içerisinde artan ön ısıtma sıcaklığı ile hava fazlalık katsayısının azalması ve silindir içerisine yeterli hava alınamamasına bağlı olarak eksik yanma gerçekleşmesidir. 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı deneylerde tork değişim oranı ile silindir içerisine giren CNG oranı arttıkça 40 °C ön ısıtmada HC emisyonu D70+CNG30 tork değişim oranına kadar azalmış sonrasında artışa geçmiştir. 60 °C ön ısıtmalı deneylerde ise D50+CNG50 konumuna kadar

HC emisyonları azalma göstermiş ve bu tork değişiminden sonra artışa geçmiştir. HC emisyonlarının oluşmasında hava fazlalık katsayısı önemli bir etkindir. Hava fazlalık katsayısının zengin ya da aşırı fakir olması durumunda HC emisyonu olumsuz etkilenebilir [90]. HC emisyonunun ön ısıtma etkisi ile belirli bir tork değişim oranına kadar azalmasında belirli bir CNG+dizel yakıt konsantrasyonu için hava fazlalık katsayısı artışıyla silindir içerisindeki yanmanın iyileşmesi en önemli etkindir. HC emisyonlarının ön ısıtma deneylerinde belirli bir tork değişim oranından sonra artışının nedeni ise silindir içerisinde artan CNG konsantrasyonunun yanmaya olan direnci, motorun kararsız çalışma bölgesine girmesi ve hava fazlalık katsayısının artarak aşırı fakirleşmesi neticesinde eksik yanmanın görülmesidir.



Şekil 7.15. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı yarım yük deneylerinde tork değişim oranına göre hidrokarbon emisyonu

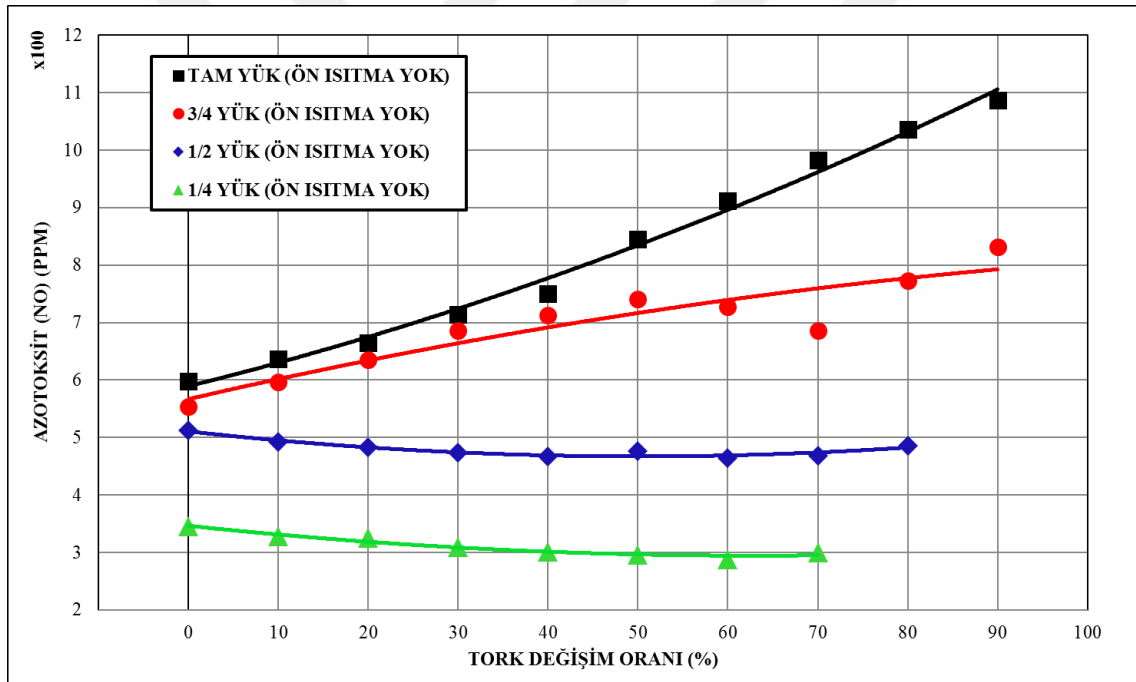
Yarım yük deneylerinde tork değişim oranına göre ön ısıtmanın etkisi görülmektedir. D100 konumunda dizel yakıtı ile gerçekleştirilen deneylerde silindir içi sıcaklık ve basınç tam ve 3/4 yüke oranla daha düşük olmasından ötürü ön ısıtma ile yanma iyileşerek HC emisyonlarında iyileşme görülmüştür. Tork değişim oranıyla birlikte yarım yük konumunda hava fazlalık katsayısı yatay bir seyir izlemiştir. Bu nedenle artan CNG yakıtını yakmak için silindir içerisinde yeterli hava ve sıcaklık oluşmayarak eksik yanma görülmüş ve HC emisyonları ön ısıtmayla birlikte tork değişim oranı arttıkça artış göstermiştir. Hiremath ve

arkadaşları tarafından yapılan çalışmada [101], farklı doğal gaz yakıt miktarlarıyla, farklı yük ve şarj sıcaklıklarında dizel+CNG çift yakıt (CNGDDF) ve HCCI dizel+CNG (CNGDHCCI) yanma modu ile birlikte honne yağı metil esteri ile karşılaştırmalı deneyler gerçekleştirmişlerdir. Orta yükte gerçekleştirilen deneyler incelendiğinde CNG oranı arttıkça ve ön ısıtma arttıkça HC emisyonunun da artış gösterdiği görülmüştür. Bu sonuçlar incelendiğinde tez çalışmamız ile uyumlu olduğu görülmüştür.

7.6. Azotoksit (NO) Emisyonları

Ön ısıtmasız yük deneylerinde tork değişim oranına bağlı olarak azotoksit emisyonlarının değişimi Şekil 7.16'da görülmektedir. Şekilde artan motor yükü ile azotoksit emisyonlarında da artış görülmektedir. Azotoksit emisyonu ağırlıklı olarak silindir içerisine giren yakıtın yanma sonu gaz sıcaklığı, eşdeğerlik oranı ve yanma süresine bağlı olarak oluşmaktadır [15]. CNG yakıtının alt ısı değeri dizel yakıtına göre daha yüksektir. Ayrıca yüksek oktan sayısından dolayı CNG yakıtının yanmaya olan mukavemeti de dizel yakıtına göre daha yüksektir [75]. Bu sebeple, tork değişim oranıyla birlikte silindir içerisine artarak giren CNG yakıtı miktarı tam ve 3/4 yük konumunda silindir içi basınç ve sıcaklıkların artmasıyla artışa geçmiştir. Tam ve 3/4 yük konumunda CNG yakıtının oktan sayısının tutuşma gecikmesine etkisi minimum düzeyde gerçekleşerek tutuşma gecikmesi azalmış ve yanma iyileşmiştir. HCCI yanma moduyla homojen olarak silindir içerisine alınan CNG+hava karışımı silindir içerisinde pilot dizel yakıtıyla tutuşmaktadır. Klasik dizel yanmasına göre silindir içerisinde daha homojen bir şekilde yanarak ani sıcaklık yükselişleri elimine edilmiş ve yanma sonu sıcaklıkları sınırlı düzeyde artmıştır. Bu nedenle tam ve 3/4 yük konumundaki azotoksit artışları sınırlı düzeyde kalmakta ve agresif artışlar gözlenmemektedir. Ergeneman ve arkadaşlarının [102] CNG-dizel yakıtlı şehir otobüslerinde yüksek motor yükleri ile örnek sürüş çevrimi gerçekleştirerek yakıt tüketimi ve egzoz emisyonlarının değişimlerini ölçtükleri çalışmada azotoksit emisyonlarının dizel yakıtına oranla CNG-dizel yakıt karışımında artışa geçtiği görülmüştür. Yarım ve 1/4 yük konumlarında ise silindir içi sıcaklık ve basınç değerlerinin düşmesi ve doğalgaz yakıtının özelliğinden dolayı yakıtın geç tutuşmasına neden olmuştur [69, 75]. Bu gibi nedenlerden ötürü tork değişim oranı arttıkça yarım ve çeyrek yük konumlarında azot oksit emisyonlarında azalmalar görülmektedir. D100 konumunda tam yükte 599 ppm olarak ölçülen NO emisyonu D50+CNG50 konumunda %41,24 artarak 846 ppm, D10+CNG90 konumunda ise %81,3 artarak 1096 ppm olarak ölçülmüştür. 3/4 motor yükünde D100 tork değişim oranında 554

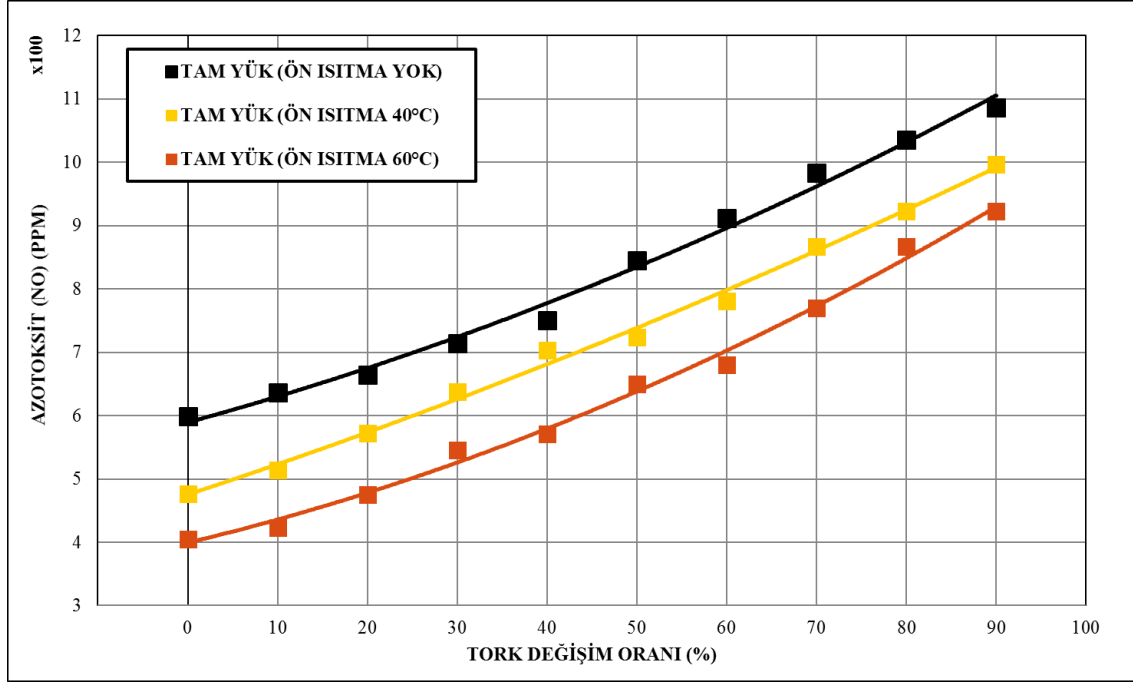
ppm olarak ölçülen azotoksit emisyonu D50+CNG50 konumunda %33,75 oranında, D10+CNG90 konumunda ise %50,18 oranında artarak sırasıyla 741 ppm ve 832 ppm olarak ölçülmüştür. 1/2 yük konumunda D100 yakıtıyla 512 ppm olarak ölçülen azotoksit emisyonu D20+CNG80 konumunda %5,08 oranında azalarak 486 ppm olarak gerçekleşmiştir. Çeyrek yük (1/4) konumunda ise D100 yakıtı ile 346 ppm olarak ölçülen NO D30+CNG70 tork değişim oranında %13,29 oranında azalarak 300 ppm olarak ölçülmüştür. Shim ve arkadaşlarının [100] tek silindirli sıkıştırma ateşlemeli bir motorda deneysel olarak ileri yanma modlarını (HCCI, PCCI ve çift yakıt PCCI) düşük motor yüklerinde karşılaştırdığı çalışmada çeyrek yük konumunda (0,45 MPa) silindir içerisine giren doğal gaz miktarı arttıkça azotoksit emisyonunun dizel yakıtı ile yapılan deneylere oranla çalışmamıza benzer şekilde azaldığı görülmüştür.



Şekil 7.16. Ön ısıtmasız yük deneylerinde tork değişim oranına göre azotoksit emisyonu

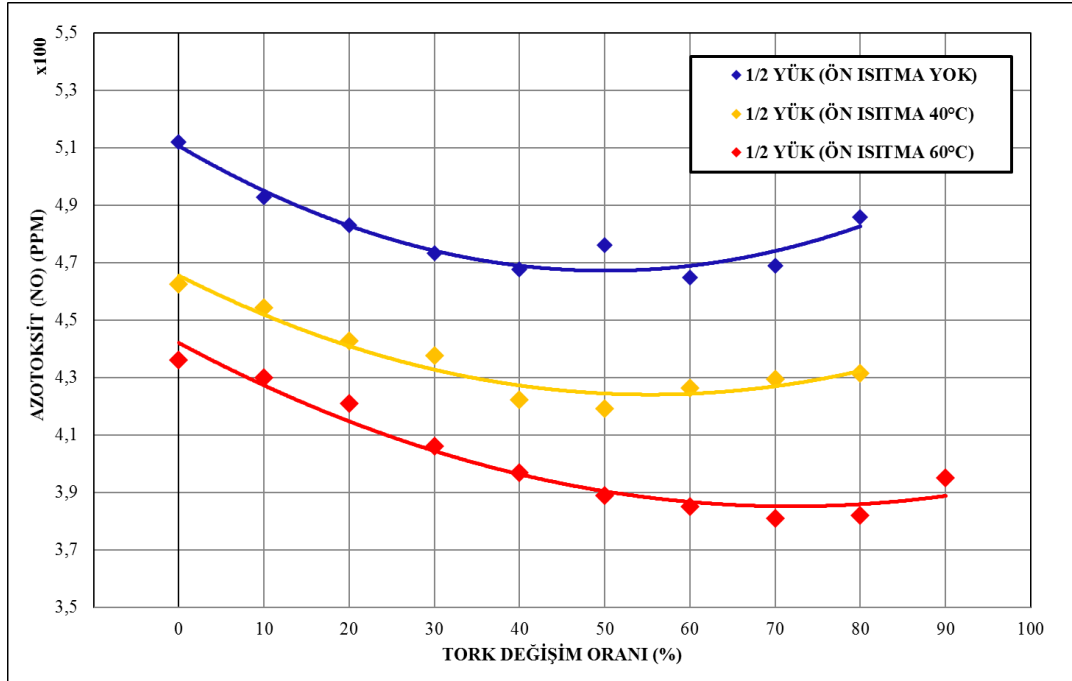
Tam yükte ön ısıtmanın azotoksit emisyonlarına etkisi Şekil 7.17’de görülmektedir. CNG yakıtının tutuşma sıcaklığının yüksekliğinden ötürü [75] ön ısıtma sıcaklığı silindir içerisindeki yakıtın tutuşmasında ve yanmasında oldukça önem arz etmektedir. Ancak deneyler atmosferik basınç altında normal emişli motor ile gerçekleştirildiğinden ön ısıtma sıcaklığı arttıkça silindir içerisine giren hava miktarı ile birlikte oksijen miktarı da azaldığından yanma kötüleşmiştir. Kötüleşen yanma neticesinde silindir içi basınç ve sıcaklıklar azalmış buna bağlı olarak ise ön ısıtmasız deneylere göre azotoksit

emisyollarında azalma görölmüştür. Tam yükte D50+CNG50 tork değışim oranında ön ısıtmasız azotoksit emisyonu değeri 846 ppm iken, 40 °C ön ısıtma konumunda %14,54 oranında azalarak 723 ppm, 60 °C ön ısıtma konumunda ise %23,17 oranında azalarak 650 ppm olarak ölçölmüştür.



Şekil 7.17. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı tam yük deneylerinde tork değışim oranına göre azotoksit emisyonu

Yarım yük deneylerinde ön ısıtmanın azotoksit emisyonlarına etkisi Şekil 7.18’de görölmektedir. Yarım yük konumunda tam yüke oranla azalan yakıt miktarı ile birlikte silindir içi basınç ve sıcaklık değeri de azalmıştır. Yüksek silindir sıcaklıklarında sıcaklığın bir fonksiyonu olarak açığa çıkan NO emisyonu düşük silindir sıcaklıklarında azalmaktadır [4, 18]. Bu nedenle silindir içerisinde artan CNG yakıtı ile silindir içi sıcaklıklar azalmış ve tork değışim oranı arttıkça azotoksit emisyonları azalma eğilimi göstermiştir. Ayrıca ön ısıtma ile birlikte silindir içine giren hava molekülleri ön ısıtmasız deneylere göre azalmış ve yakıt yeterli miktarda hava ile okside olamayıp silindir içi sıcaklıklar azalmıştır. Yarım yük D100 konumunda ön ısıtmasız olarak 512 ppm ölçölen NO emisyonu, 40 °C ve 60 °C ön ısıtma ile sırasıyla %9,77 ve %14,84 oranında azalma göstererek 462 ppm ve 436 ppm olarak ölçölmüşlerdir. Yarım yük konumunda NO emisyonunun en düşük değeri 60 °C ön ısıtma ile ve D30+CNG70 konumunda gerçekleşmiş olup, 381 ppm olarak ölçölmüştür.

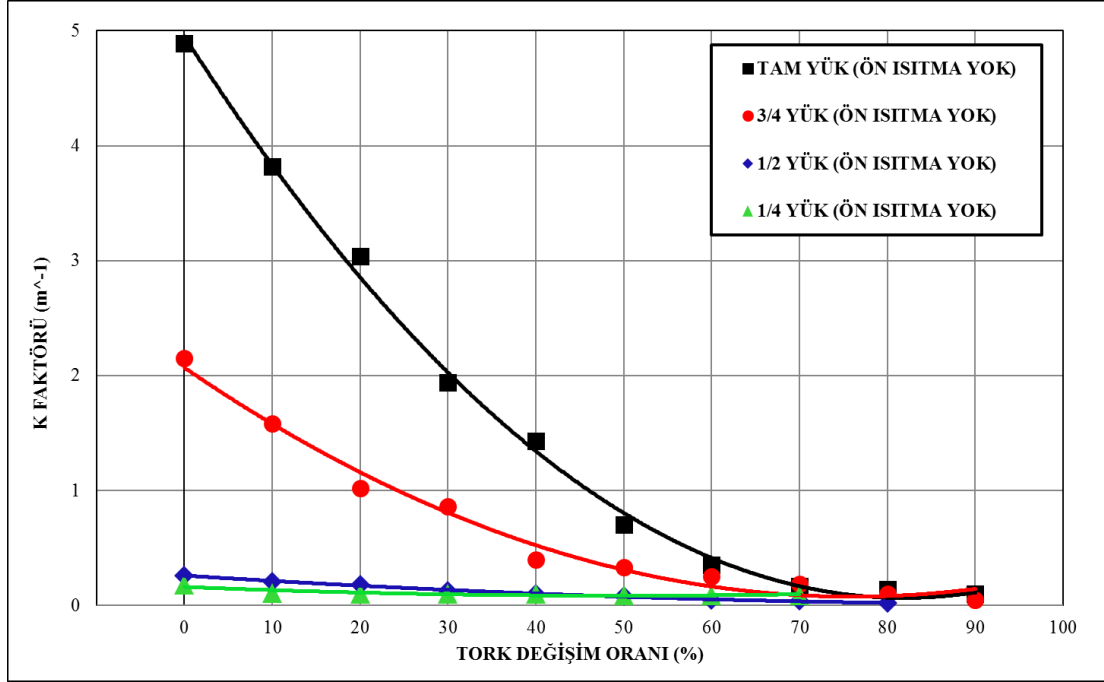


Şekil 7.18. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı yarım yük deneylerinde tork değişim oranına göre azotoksit emisyonu

7.7. Duman Emisyonları (K Faktörü)

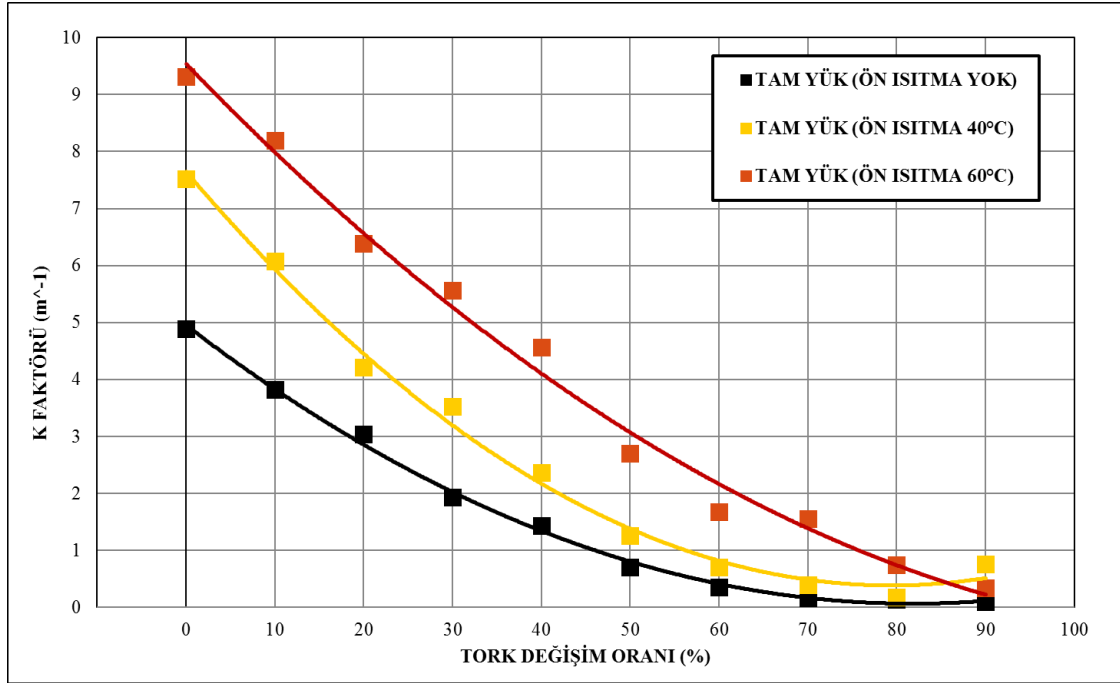
Tam, 3/4, 1/2 ve 1/4 yük konumlarında ön ısıtmasız tork değişim oranına göre duman (K faktörü) değişimleri Şekil 7.19’de verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi motor yükü azaldıkça duman emisyonları azalmaktadır. Aynı zamanda tüm motor yüklerinde artan tork değişim oranıyla birlikte duman emisyonunun azaldığı görülmektedir. Bu durumun temel nedeni parafin ailesinin alt üyesi olan metanın sıkıştırılmış formu olan CNG yakıtının kurum üretme eğiliminin çok az olmasıdır. Pratikte gaz halindeki yakıt kurum oluşturmazken, dizel yakıtının yanmasından oluşan kurumun oksidasyonuna da katkıda bulunur [70, 98, 103]. Tam yük konumunda ön ısıtmasız D100 yakıtı ile gerçekleştirilen deneylerde duman emisyonu $4,89 \text{ m}^{-1}$ olarak ölçülürken aynı yükte D10+CNG90 yakıtı ile gerçekleştirilen deneylerde %97,96 azalarak $0,1 \text{ m}^{-1}$ olarak ölçülmüştür. 3/4 yük konumunda ön ısıtmasız D100 tork değişim oranında $2,15 \text{ m}^{-1}$ olarak ölçülen duman emisyonu D10+CNG90 konumunda %97,67 oranında azalarak $0,05 \text{ m}^{-1}$ olarak ölçülmüştür. Ön ısıtmasız yarım yük ve çeyrek yük konumlarında ise D100 tork değişim oranında sırasıyla $0,26 \text{ m}^{-1}$ ve $0,18 \text{ m}^{-1}$ olarak ölçülen duman emisyonu D30+CNG70 konumunda %84,62 ve %50 oranında azalarak $0,04 \text{ m}^{-1}$ ve $0,09 \text{ m}^{-1}$ olarak ölçülmüştür.

Papagiannakis ve Hountalas [70] tarafından, 4 zamanlı tek silindirli sıkıştırma ile ateşlemeli bir motorda dizel yakıtı ve dizel+CNG çift yakıt kullanarak 1500 ve 2500 dev/dak motor hızlarında, farklı motor yüklerinde yapılan deneylerde duman emisyonları ölçülmüş, CNG yakıtı kullanımı ile duman emisyonlarında önemli miktarda azalma elde edilmiştir.



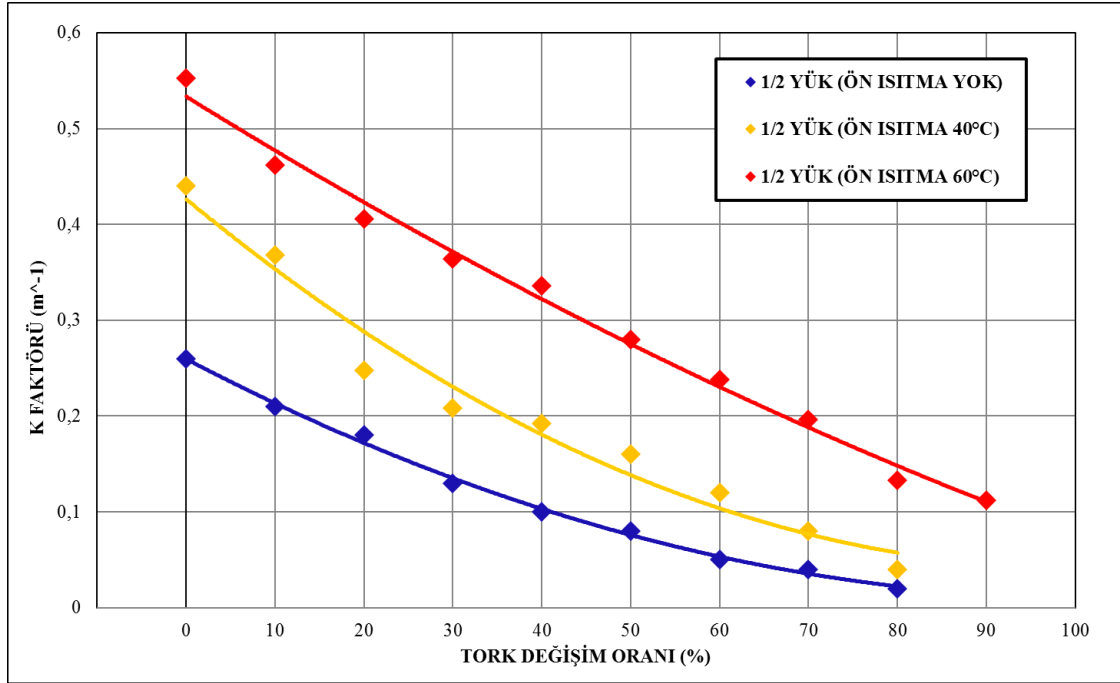
Şekil 7.19. Ön ısıtmasız yük deneylerinde tork değişim oranına göre K faktörü

Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı tam yük deneylerinde tork değişim oranına göre duman emisyonu (K faktörü) değişimi Şekil 7.20’te görülmektedir. Şekilde ön ısıtma sıcaklığı arttıkça duman emisyonunda arttığı görülmektedir. Bu artışın temel sebebi emme havası giriş sıcaklığının artmasıyla silindir içerisinde azalan oksijen miktarının karışımı zenginleştirerek yanmaya olan olumsuz etkisidir [98]. D70+CNG30 tork değişim oranında emme havası giriş sıcaklık değişimlerine göre duman emisyonları incelendiğinde; ön ısıtmasız 1,94 m⁻¹ olarak ölçülen duman emisyonu, 40 °C ön ısıtma ile %81,44 artarak 3,52 m⁻¹ olarak ölçülmüştür. 60 °C ön ısıtma ile ise %187,11 oranında artarak 5,57 m⁻¹ olarak ölçülmüştür.



Şekil 7.20. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı tam yük deneylerinde tork değişim oranına göre K faktörü değişimi

Şekil 7.21’te yarım yük deneylerinde emme havası giriş sıcaklık değişimlerine göre duman emisyonu (K faktörü) değişim grafikleri görülmektedir. Hava fazlalık katsayısının ön ısıtma sıcaklığı artışıyla birlikte azalması silindir içerisindeki karbon emisyonu yoğunluğunu artırmıştır. Silindir içerisinde artan karbon yoğunluğu ise duman emisyonunu artırmaktadır. [103]. D80+CNG20 tork değişim oranında ön ısıtmasız 0,18 m⁻¹ olarak ölçülen duman emisyonu, 40 °C ön ısıtma ile %38,89 oranında artarak 0,25 m⁻¹ olarak ölçülmüş, 60 °C ön ısıtma konumunda ise %127,78 oranında artarak 0,41 m⁻¹ olarak ölçülmüştür.

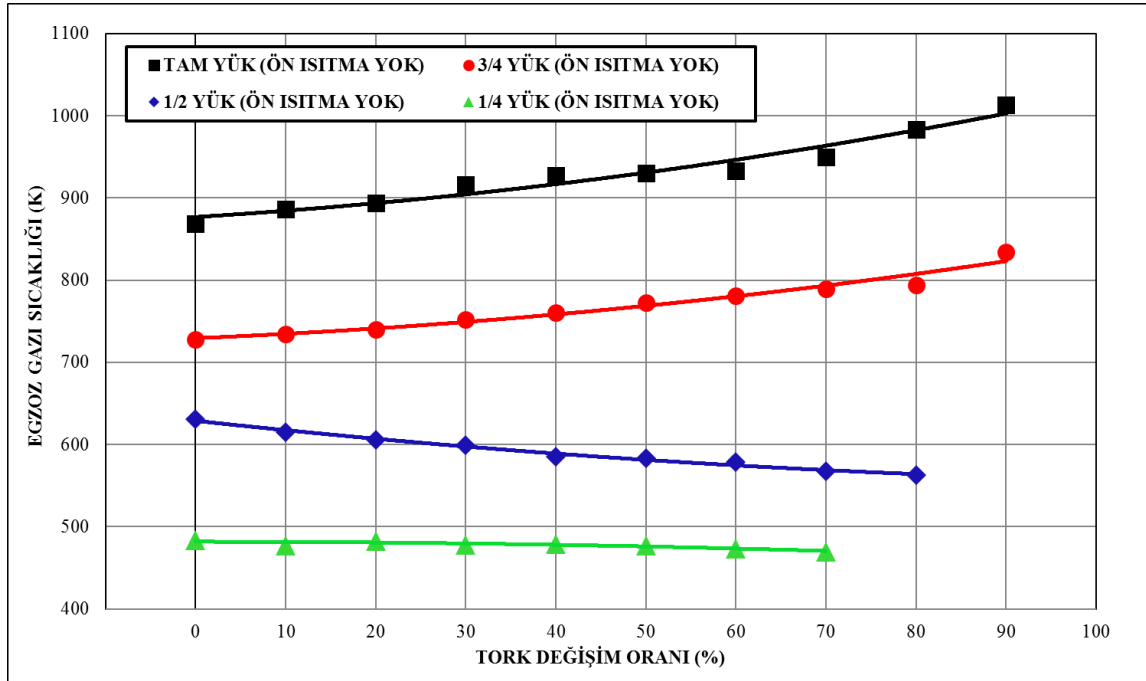


Şekil 7.21. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı yarım yük deneylerinde tork değişim oranına göre K faktörü değişimi

7.8. Egzoz Gazı Sıcaklığı

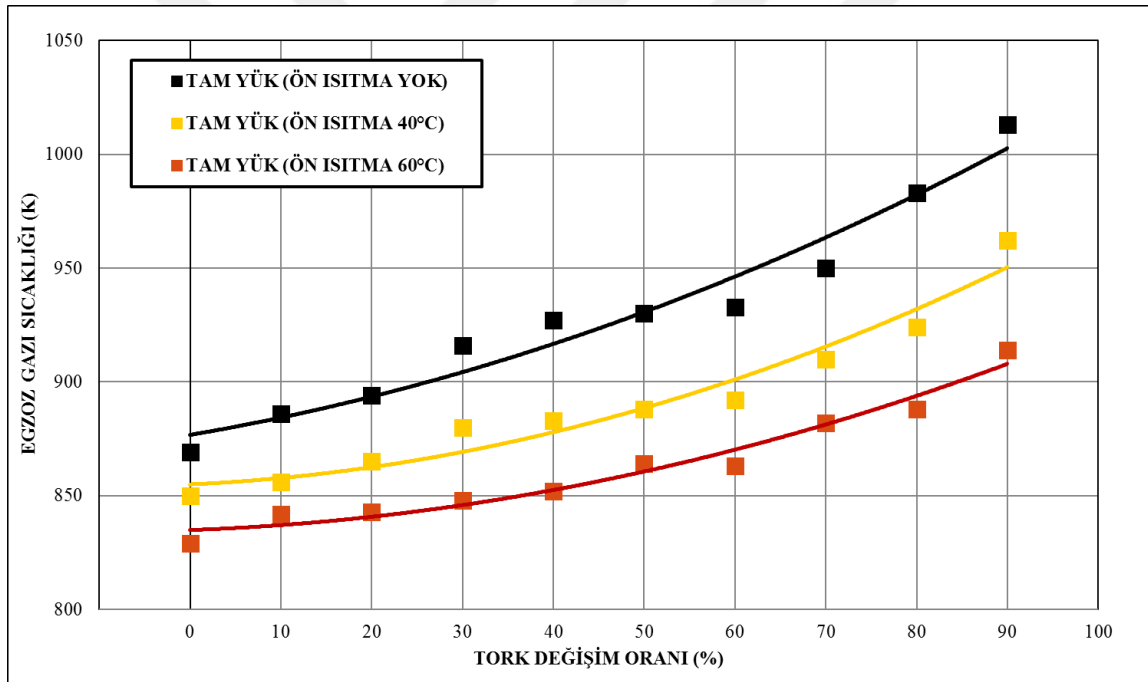
Ön ısıtmasız yük deneylerinde tork değişim oranına göre egzoz gazı sıcaklık değişimleri Şekil 7.22’te verilmiştir. Şekilde motor yükü arttıkça egzoz gaz sıcaklığının da arttığı görülmektedir. Tork değişim oranına göre egzoz gazı sıcaklık değişimleri incelendiğinde, tam ve 3/4 yük konumlarında tork değişim oranı arttıkça egzoz gaz sıcaklığında artış görülmektedir. Yarım ve çeyrek yük konumlarında ise azalma ve yatay seyir eğilimi görülmektedir. CNG yakıtının alt ısı değeri ve tutuşma sıcaklığı motorin yakıtına göre daha yüksek olmakla birlikte CNG yakıtının oktan sayısının yüksek oluşu yanmaya karşı direncini de artırmaktadır [75]. Tam ve 3/4 yük konumunda silindir içi basınç ve sıcaklıklar yarım ve çeyrek yük konumlarına göre daha yüksektir. Bu nedenle yanmaya dirençli olan ve alt ısı değeri motorine göre yüksek olan CNG yakıtı tam ve 3/4 yük konumunda daha iyi yanma performansı göstermiştir ve buna bağlı olarak bu yük konumlarında tork değişim oranı arttıkça egzoz gaz sıcaklığı da artmıştır. Gerçekleştirilen deneylerde kullanılan HCCI yanma moduyla CNG+hava karışımı silindir içerisine HCCI manifoldu marifetiyle homojen olarak alınmakta ve silindir içerisinde pilot dizel yakıtıyla tutuşmaktadır. Yanmanın bu şekilde gerçekleşmesi neticesinde klasik dizel yanmasına göre silindir içerisindeki yakıt daha homojen bir şekilde yanarak ani sıcaklık yükselişleri elimine edilmiş ve yanma sonu

sıcaklıklarındaki artışlar sınırlı düzeyde gerçekleşmiştir. Bu nedenle tam ve 3/4 yük konumundaki egzoz gaz sıcaklık artışları sınırlı düzeyde kalmakta ve agresif artışlar gözlenmemektedir. Yarım ve çeyrek yük konumlarında ise silindir içi basınç ve sıcaklıkların düşük olması nedeniyle tork değişim oranıyla birlikte silindir içerisinde artan CNG yakıtı yeterince yanma gerçekleştirememiş ve egzoz gaz sıcaklıkları azalmıştır. Ön ısıtmasız tam yük konumunda D100 tork değişim oranında 869 K olarak ölçülen egzoz gaz sıcaklığı D10+CNG90 tork değişim oranında %16,57 oranında artarak 1013 K olarak ölçülmüştür. 3/4 yük konumunda D100 tork değişim oranında 728 K olarak ölçülen egzoz gaz sıcaklığı %14,56 oranında artarak 834 K olarak ölçülmüştür. Yarım yük konumunda D100 yakıtıyla 631 K olarak ölçülen egzoz gaz sıcaklığı D20+CNG80 yakıtıyla %10,78 oranında azalarak 563 K olarak ölçülmüştür. Çeyrek yük konumunda ise D100 yakıtıyla 484 K olarak ölçülen egzoz gaz sıcaklığı %2,89 oranında azalarak 470 K olarak ölçülmüştür. Tarabet ve arkadaşları [104] tarafından gerçekleştirilen deneysel çalışmada düşük ve yüksek yük konumlarında elde edilen sıcaklık değerleri çalışmamızla tamamen uyumlu bir şekilde ölçülmüştür. Bari ve Hossain'ın [105] 6 farklı yük konumunda gerçekleştirdiği deneyler neticesinde elde edilen sonuçlar incelendiğinde çalışmamızda elde ettiğimiz değerler ile uyumlu olduğu görülmüştür.



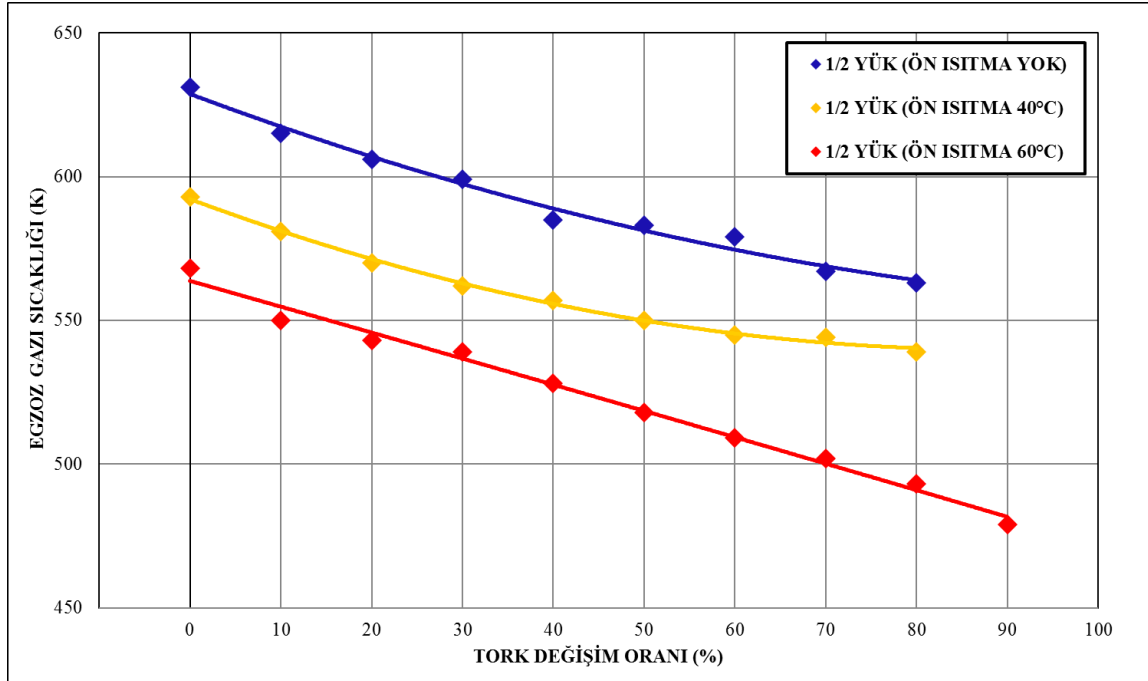
Şekil 7.22. Ön ısıtmasız yük deneylerinde tork değişim oranına göre egzoz gazı sıcaklığı

Şekil 7.23’da tam yük deneylerinde tork değişim oranına göre ön ısıtmanın egzoz gazı sıcaklığına etkisi görülmektedir. Şekilde emme havası giriş sıcaklığı arttıkça egzoz gaz sıcaklığında azalma görülmektedir. Bunun temel nedeni emme havası sıcaklığı artışıyla birlikte hava fazlalık katsayısının azalması ve silindir içerisine yeterli hava miktarının girmeyişidir. Silindir içerisine yeterli hava alımı gerçekleşmeyince silindir içerisindeki yakıt daha az oksidasyona uğrayarak silindir içi basınç ve sıcaklıkların azalmasıyla birlikte egzoz gaz sıcaklığının da azalmasına neden olmaktadır. D10+CNG90 tork değişim oranı için tam yük konumunda ön ısıtmasız 1013 K olarak ölçülen egzoz gaz sıcaklığı değeri 40 °C ön ısıtma ile %5,03 oranında azalarak 962 K olarak ölçülmüştür. Aynı tork değişim oranında ve aynı yük konumunda 60 °C ön ısıtma ile ise %9,77 oranında azalarak 914 K olarak ölçülmüştür.



Şekil 7.23. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı tam yük deneylerinde tork değişim oranına göre egzoz gazı sıcaklığı

Şekil 7.24’de yarım yük deneylerinde ön ısıtma sıcaklığına göre tork değişim oranlarındaki egzoz gaz sıcaklığı değişimleri görülmektedir. Grafikler incelendiğinde ön ısıtma sıcaklığı artışıyla egzoz gaz sıcaklığında azalma görülmektedir. D20+CNG80 tork değişim oranında yarım yükte ön ısıtmasız 563 K olarak ölçülen egzoz gaz sıcaklığı 40 °C ön ısıtma ile %4,26 oranında azalarak 539 K olarak ölçülmüş, 60 °C ön ısıtma ile ise %14,92 oranında azalarak 479 K olarak ölçülmüştür.



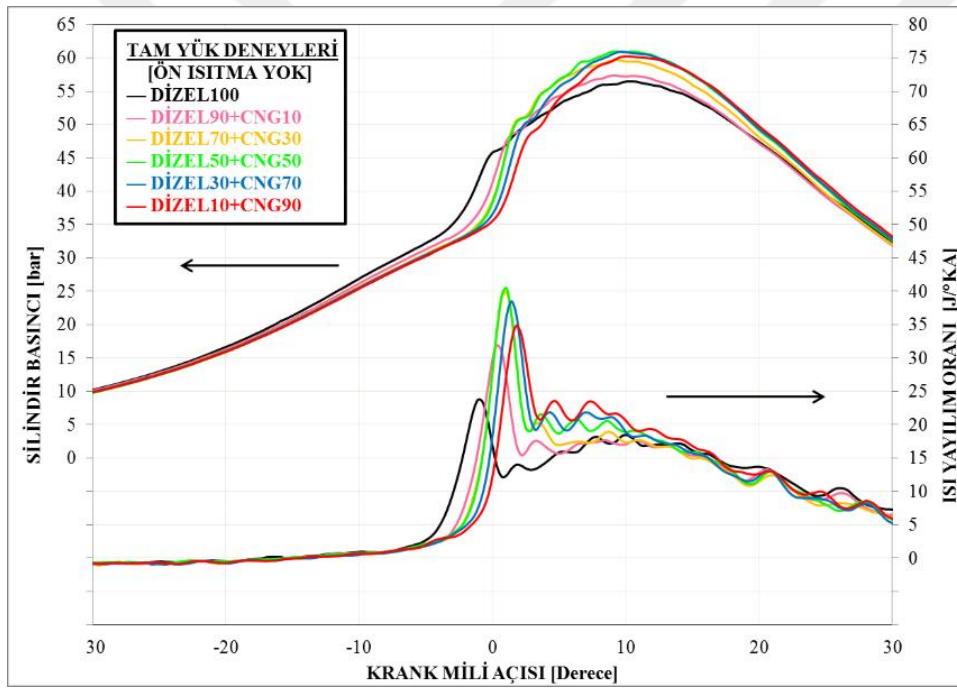
Şekil 7.24. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı yarım yük deneylerinde tork değişim oranına göre egzoz gazı sıcaklığı

7.9. Silindir İçi Basınç ve Isı Yayılm Oranı

Tam yük deneylerinde silindir içi basınç ve ısı yayılım oranlarının değişimleri Şekil 7.25'te görülmektedir. HCCI yanma modunda farklı tork değişim oranlarında gerçekleştirilen deneylerde silindir içi basınç değişimi incelendiğinde silindir içerisine giren CNG yakıtı arttıkça D50+CNG50 tork değişim oranına kadar silindir içi basınç artarak maksimum silindir içi basınç 60,98 bar olarak elde edilmiştir. Bu tork değişim oranından sonra D30+CNG70 ve D10+CNG90 tork değişim oranlarında silindir içi basınç azalma eğilimi göstermekle birlikte D100 eğrisinin üzerinde kaldığı görülmektedir. Bu durumun temel sebebi, D50+CNG50 tork değişim oranından sonra silindir içerisinde artan CNG yakıt konsantrasyonunun yüksek oktan sayısı ve yanmaya olan direncinden dolayı ardışık çevrimlerde düzenli yanma sağlanamaması, yanmanın rötara alınması ve motorun kararsız çalışma bölgesinde kalmasıdır.[75, 98, 106, 108]. Silindir içi basınç verileri incelendiğinde, tam yükte CNG içeren bütün yakıt karışımlarında dizel yakıtı ile gerçekleştirilen deneylere göre silindir içi basınç artmıştır. CNG yakıtının alt ısıl değerinin dizel yakıtından fazla olması ve tam yükte silindir içi sıcaklık ve basınçların yüksek olması bu durumu açıklamaktadır. CNG yakıtının yanmaya olan direncinden dolayı tork değişim oranıyla

birlikte silindir içerisine giren CNG yakıtı arttıkça yanma ile birlikte silindir içi basınç ve ısı yayılımının da rötara alındığı görülmektedir.

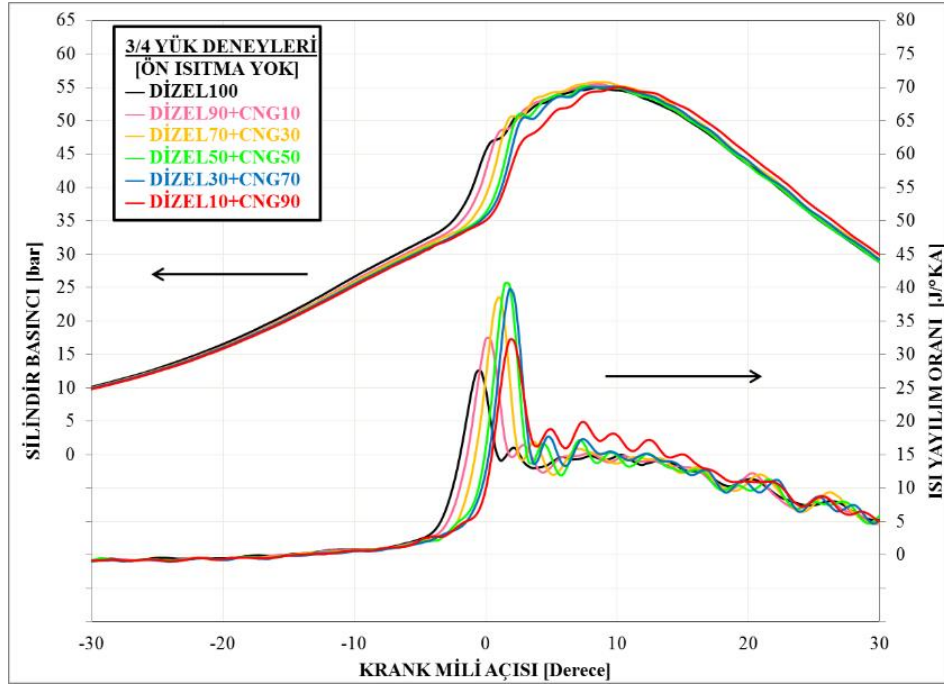
HCCI yanma modunda gerçekleştirilen deneylerin birçoğunda görülen düşük sıcaklık oksidasyon yanması CNG yakıtının yüksek oktan sayısından dolayı yanma başlangıcında görülmemekte ve tek aşamalı tutuşma gözlenmektedir [15, 16, 18, 106, 107]. Şekil 7.25'te ısı yayılım oranı grafikleri incelendiğinde tork değişim oranıyla birlikte ısı yayılım oranının da arttığı ve D50+CNG50 tork değişim oranında maksimum 40,47 J/°KA değerine ulaştığı görülmektedir. D30+CNG70 ve D10+CNG90 tork değişim oranlarında ise motor kararsız çalışma gösterdiği için ısı yayılım oranı azalmıştır [107].



Şekil 7.25. Ön ısıtmasız tam yük deneylerinde tork değişim oranına göre silindir içi basınç ve ısı yayılım oranı

3/4 yük konumunda tork değişim oranlarına göre silindir içi basınç ve ısı yayılım oranı grafikleri Şekil 7.26'da verilmiştir. Grafik incelendiğinde tork değişim oranıyla silindir içi basınç D100 yakıtından D70+CNG30 yakıtına kadar sınırlı bir artış gösterdikten sonra maksimum 55,77 bar olarak elde edilmiştir. Tork değişim oranının artması ile birlikte silindir içerisine sevk edilen CNG yakıt miktarı arttıkça yanma başlangıcı rötara kaymaktadır. 3/4 yük konumunda silindir içi basınç ve sıcaklık değişimleri tam yüke göre azalma göstermiştir. Isı yayılım oranı grafikleri incelendiğinde en yüksek ısı yayılım oranı miktarının

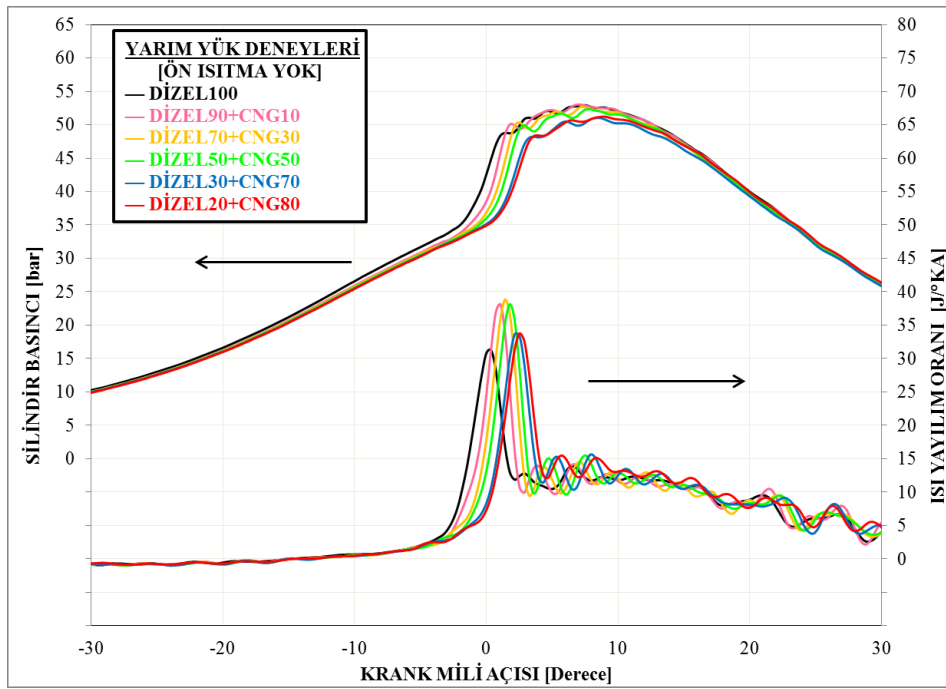
D50+CNG50 tork değişim oranında 40,58 J/°KA olarak elde edilmiştir. Bu tork değişim oranından sonra silindir içerisinde artan CNG yakıtı D30+CNG70 ve D10+CNG90 tork değişim oranlarında motor kararlılık bölgesinden uzaklaşmaya başlamış ve ısı yayılım oranında azalma görülmüştür.



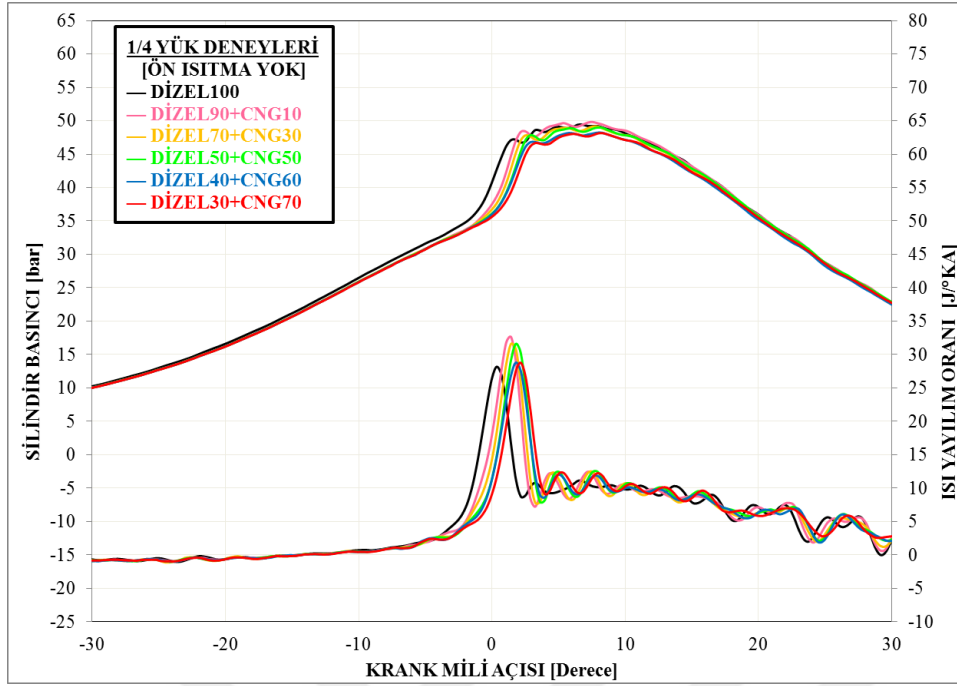
Şekil 7.26. Ön ısıtmasız 3/4 yük deneylerinde tork değişim oranına göre silindir içi basınç ve ısı yayılım oranı

Şekil 7.27 ve 7.28’de yarım ve çeyrek yük konumunda farklı tork değişim oranlarında krank mili açısına göre silindir içi basınç ve ısı yayılım oranı grafikleri verilmiştir. Her iki yük konumunda da tork değişim oranı arttıkça silindir içerisine giren CNG yakıt miktarı artmaktadır. Silindir içerisindeki yakıt kompozisyonunda CNG oranı arttıkça CNG yakıtının tutuşma sıcaklığının ve oktan sayısının yüksek oluşundan dolayı yanmada rötör görülmektedir [75, 100]. Silindir içi basınç değerleri tork değişim oranına bağlı olarak yarım ve çeyrek yüklerde sınırlı değişim göstermekle birlikte, yarım yükte D20+CNG80, çeyrek yükte de D30+CNG70 tork değişim oranlarında minimum silindir için basınç değerleri elde edilmiştir. Bu durumun temel sebebi orta ve düşük motor yüklerinde silindir içi basınçla birlikte sıcaklıkların azalması ve karışımın fakirleşmesidir. Azalan sıcaklıklar ve fakir karışım CNG yakıtının yanmasını güçleştirmekle birlikte belirli bir orandan sonra motorun kararsız çalışmasına sebebiyet verebilmektedir [98]. Isı yayılım grafikleri incelendiğinde ise yarım ve çeyrek yüklerde benzer değişimler görülmektedir. Maksimum ısı yayılım oranları

yarım yükte D70+CNG30 tork değişim oranında 38,85 J/°KA, çeyrek yükte D90+CNG10 tork değişim oranında 32,61 J/°KA olarak elde edilmiştir. Her iki yük konumunda da bu tork değişim oranlarından sonra ısı yayılım oranında azalma gerçekleştiği görülmektedir. Yarım ve çeyrek yüklerde D70+CNG30 tork değişim oranından sonraki tork değişimlerinde ısı yayılım oranında azalma eğilimi görülmesinin sebebi silindir içi sıcaklıkların azalması ve motorun aşırı fakir çalışmasıyla kararsız çalışma bölgesine girmesidir. CNG yakıtı tutuşma ve yanma için silindir içerisinde yeterli sıcaklık ve basınç değerine erişememesi silindir basıncıyla birlikte ısı yayılım oranını da azaltmıştır [98].



Şekil 7.27. Ön ısıtmasız 1/2 yük deneylerinde tork değişim oranına göre silindir içi basınç ve ısı yayılım oranı

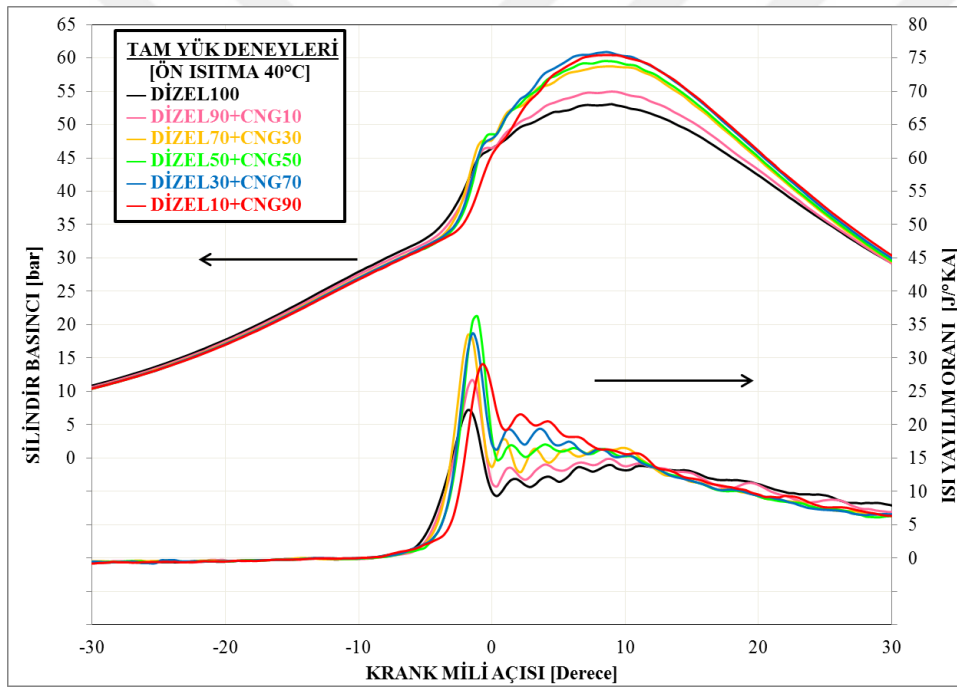


Şekil 7.28. Ön ısıtmasız 1/4 yük deneylerinde tork değişim oranına göre silindir içi basınç ve ısı yayılım oranı

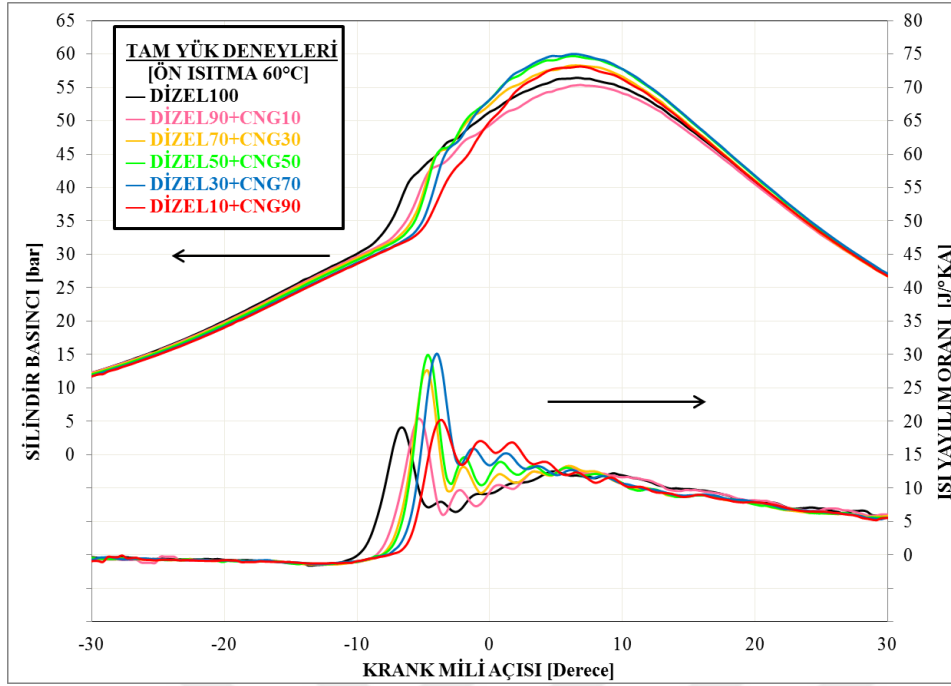
Tam yük konumunda ön ısıtmanın (40 °C - 60 °C) tork değişim oranlarına göre silindir içi basınç ve ısı yayılım oranlarına etkisi Şekil 7.29 ve 7.30'da görülmektedir. Literatürde dolgu sıcaklığının ve hava fazlalık katsayısının tutuşma gecikmesi değişimi üzerinde etkili olduğu görülmektedir [15, 90, 109, 110]. Silindir içi basınç grafikleri incelendiğinde ön ısıtma neticesinde tutuşma gecikmesinin ön ısıtmasız deneylere göre azaldığı görülmektedir. Tam yük konumunda 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı deneylerde tork değişim oranı arttıkça belli bir orana kadar silindir içi basınç değerlerinde artış görülmektedir. Tam yükte, 40 °C ve 60 °C ön ısıtma sıcaklıklarında, en yüksek silindir içi basınç değerleri D30+CNG70 tork değişim oranında sırasıyla ÜÖN'dan 8,64 °KA sonra 60,89 bar ve ÜÖN'dan 6,48 °KA sonra 60,01 bar olarak elde edilmiştir. Tam yükte ön ısıtmalı deneylerde elde edilen silindir içi basınç değerleri ile ön ısıtmasız silindir içi basınç değerleri kıyaslandığında, ön ısıtmanın silindir içi basıncı bir miktar azalttığı görülmüştür. Bu durumun temel sebebi ise ön ısıtma neticesinde hava fazlalık katsayısının azalması ve silindir içerisindeki yakıtın yeterli hava ile buluşamamasıdır.

Ön ısıtmanın (40 °C - 60 °C) tam yük konumunda ısı yayılım oranlarına etkisini incelediğimizde her iki ön ısıtma sıcaklığında da D100 konumunda en düşük ısı yayılım oranı elde edilmiştir. CNG yakıtının alt ısıl değeri motorin yakıtına göre daha yüksek olduğu

için silindir içerisine CNG yakıt ilavesiyle krank açısı başına elde edilen ısı enerjisi artmış yani ısı yayılım oranı tork değişim oranıyla birlikte artış göstermiştir [75]. 40 °C ön ısıtma ile maksimum ısı yayılım oranı D50+CNG50 konumunda 36,22 J/°KA olarak elde edilirken 60 °C ön ısıtma ile maksimum ısı yayılım oranı D30+CNG70 tork değişim oranında 30,13 J/°KA olarak elde edilmiştir. Ön ısıtmasız tam yük deneyleri ile kıyaslandığında ise ön ısıtma sıcaklığı arttıkça tüm tork değişim oranlarında ısı yayılım oranının azaldığı görülmüştür. Ön ısıtma sonucu havanın yoğunluğu azalacağı için silindir içerisine giren hava moleküllerinin miktarı azalmıştır. Bu durumun sonucu olarak hava fazlalık katsayısı azalmış ve silindir içerisindeki yakıt daha az hava ile buluşarak ön ısıtma arttıkça ısı yayılım oranı azalmıştır [15, 18, 19].



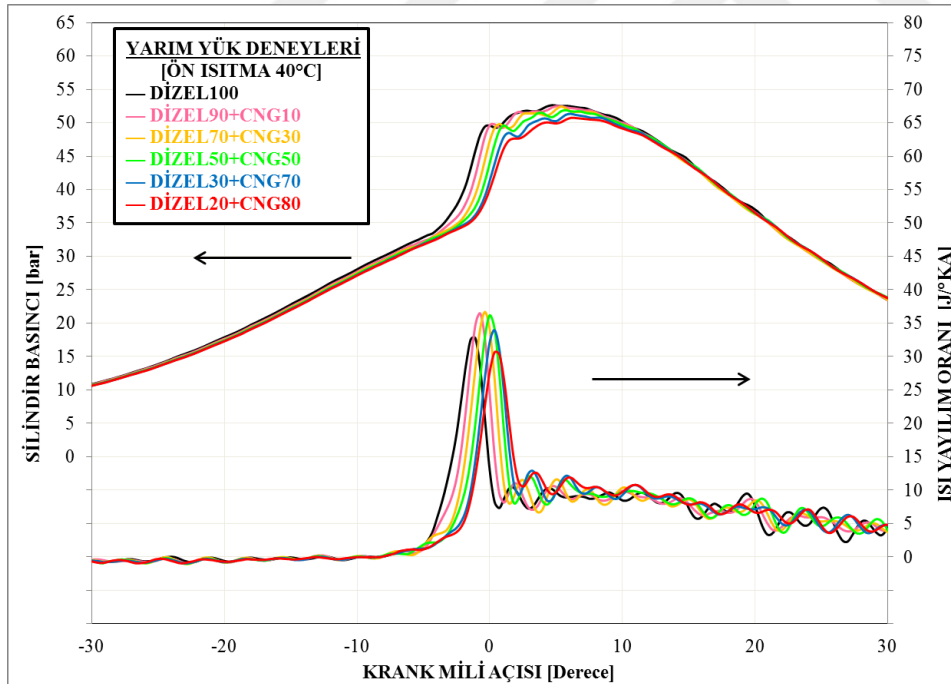
Şekil 7.29. 40 °C ön ısıtmalı tam yük deneylerinde tork değişim oranına göre silindir içi basınç ve ısı yayılım oranı



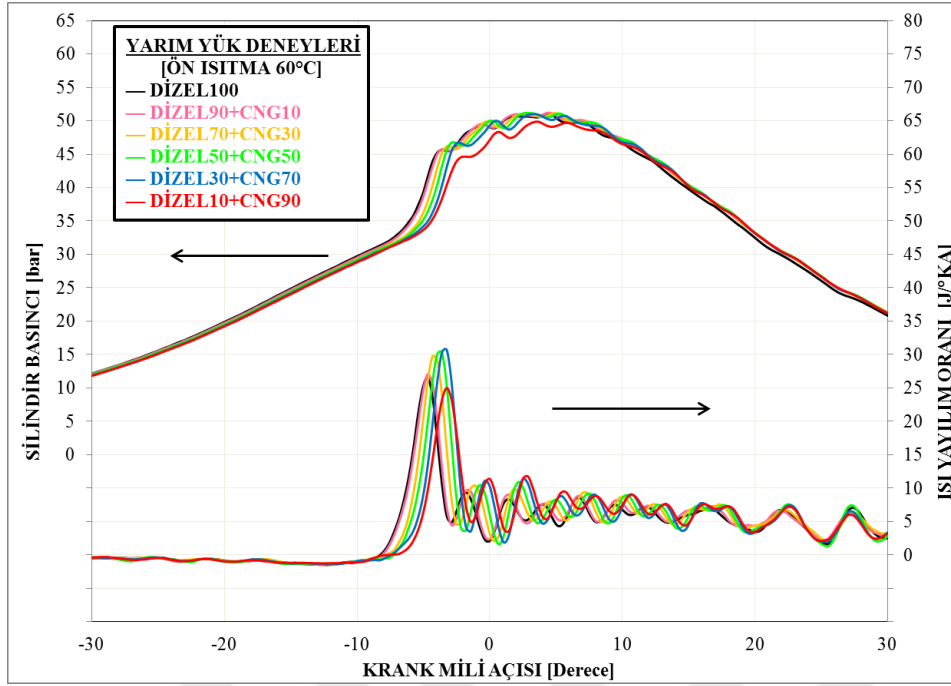
Şekil 7.30. 60 °C ön ısıtmalı tam yük deneylerinde tork değişim oranına göre silindir içi basınç ve ısı yayılım oranı

Şekil 7.31 ve 7.32’de yarım yük deneylerinde ön ısıtmanın (40 °C - 60 °C) tork değişim oranlarına göre silindir içi basınç ve ısı yayılım oranı üzerindeki değişimlerinin grafikleri görülmektedir. 40 °C ön ısıtma için silindir içi basınç değişimleri incelendiğinde D100 tork değişim konumundan itibaren tork değişim oranı arttıkça tutuşma gecikmesi ile birlikte silindir içi basınçta azalma gerçekleşmiştir. D100 tork değişim oranında maksimum silindir içi basınç 52,63 bar iken tork değişim oranı arttıkça %3,61 azalarak D20+CNG80 tork değişim oranında 50,73 bar olarak elde edilmiştir. Yarım yük konumunda 60 °C ön ısıtma sıcaklığında tork değişim oranlarına göre silindir içi basınç grafiklerini incelediğimizde D100 tork değişim oranından D30+CNG70 tork değişim oranına kadar benzer basınç değerleri elde edilmiştir. Ön ısıtmasız ve 40 °C ön ısıtma ile yarım yük konumunda gerçekleştirilemeyen D10+CNG90 tork değişim oranı 60 °C ön ısıtma ile gerçekleştirilebilmiştir. Bu tork değişiminin 60 °C ön ısıtma sıcaklığında gerçekleşmesinin sebebi CNG yakıtının silindir içerisinde tutuşma sıcaklığına erişebilmesidir. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtma grafiklerini bir arada değerlendirdiğimizde, ön ısıtma sıcaklığı arttıkça silindir içi basıncın azaldığı görülmüştür. D50+CNG50 tork değişim oranı üzerinden örnek verecek olur isek; ön ısıtmasız 52,29 bar olan silindir basıncı 40 °C ön ısıtma ile %0,78 azalarak 51,88 bar, 60 °C ön ısıtma ile ise %2,12 oranında azalarak 51,18 bar olarak elde edilmiştir.

Yarım yük konumunda 40 °C ve 60 °C ön ısıtmanın ısı yayılım oranlarına etkisini incelediğimizde maksimum ısı yayılım oranı 40 °C ön ısıtma ile D50+CNG50 konumunda gerçekleşirken, 60 °C ön ısıtma ile D30+CNG70 konumunda elde edilmiştir. Isı yayılımının tepe noktasının tork değişim oranı arttıkça silindir içerisindeki CNG yakıtı artışıyla rötara alındığı görülmektedir. Bu durum CNG yakıtının tutuşmaya olan direncinden kaynaklanmaktadır [75]. Deneyler doğal emişli motor ile gerçekleştirildiği için hava fazlalık katsayısı ön ısıtma sıcaklığı arttıkça azalış göstermiştir. Bu nedenle ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtma grafiklerinde ısı yayılım oranları karşılaştırıldığında ön ısıtma sıcaklığı arttıkça ısı yayılım oranları azalma göstermiştir. En düşük ısı yayılım oranları ise 40 °C ön ısıtmada D20+CNG80, 60 °C ön ısıtma sıcaklığında ise D10+CNG90 tork değişim oranlarında gerçekleşmiştir. Bu durumun temel sebebi bu tork değişim oranlarında motorun aşırı kararsız çalışma bölgesinde bulunması ve silindir içerisinde oransal olarak maksimum düzeyde bulunan CNG yakıtının yanma için yeterli hava, sıcaklık ve basınç değerlerini bulamaması ve eksik yanmasıdır.



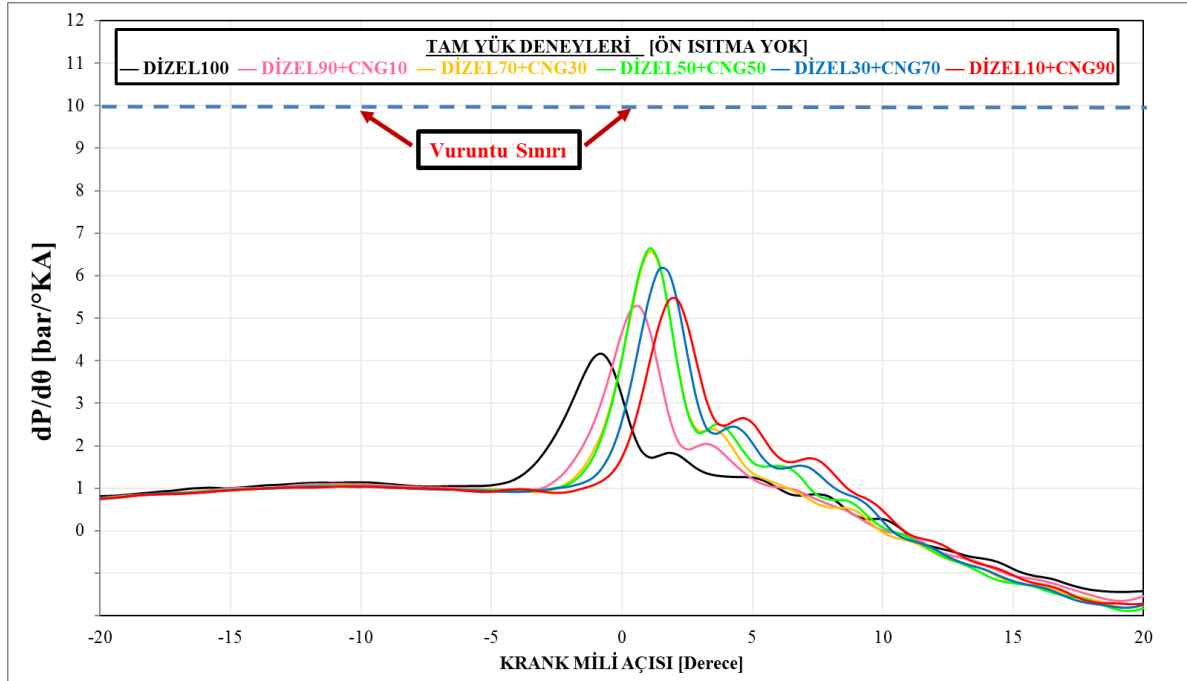
Şekil 7.31. 40 °C ön ısıtmalı yarım yük deneylerinde tork değişim oranına göre silindir içi basınç ve ısı yayılım oranı



Şekil 7.32. 60 °C ön ısıtma ile yapılan yarım yük deneylerinde tork değişim oranına göre silindir içi basınç ve ısı yayılım oranı

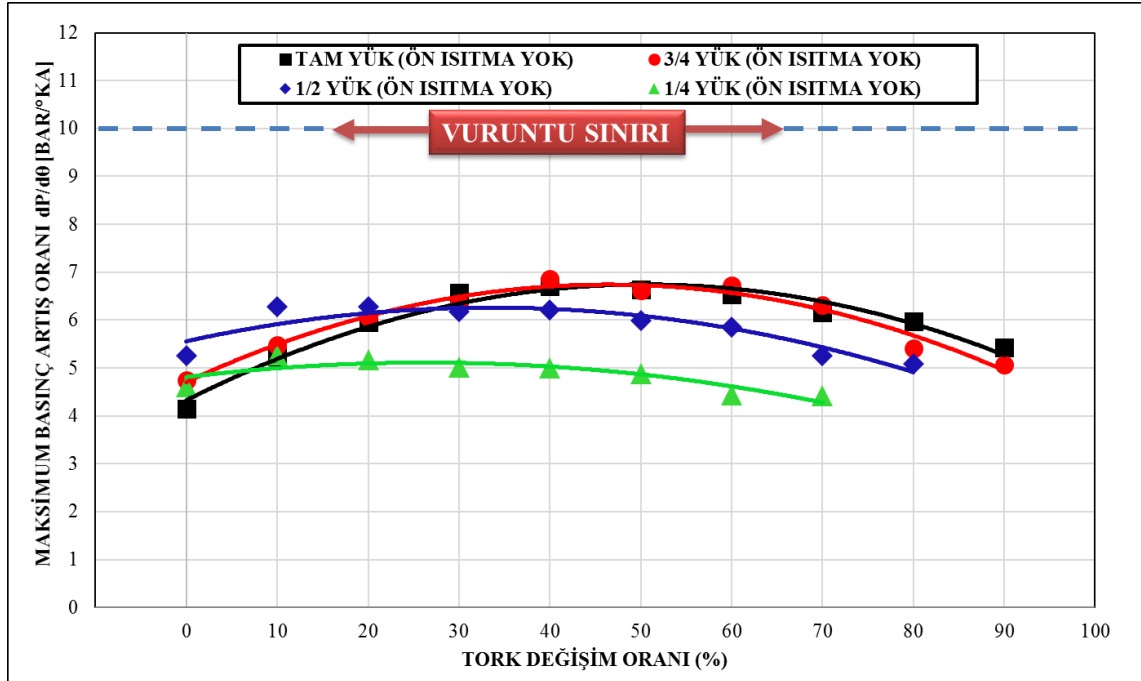
7.10. Basınç Artış Oranı ve Maksimum Basınç Artış Oranı (dP/dθ)

Silindir içi basıncın krank açısına göre birinci türevi alınarak elde edilen basınç artış oranı ($dP/d\theta$) grafiği motorda vuruntu eğiliminin tespit edilmesinde oldukça önemlidir [15, 18, 90, 91]. Basınç artış oranı grafiğinde literatürde 10 bar/°KA değeri vuruntu sınırı olarak kabul edilmektedir. Bu değerin üzerine çıktığında motorda vuruntulu çalışma görülür [90]. Şekil 7.33'te ön ısıtmasız tam yük konumunda tork değişim oranlarına göre basınç artış grafiği verilmiştir. Grafik incelendiğinde en yüksek basınç artış oranı D50+CNG50 tork değişim oranında 6,65 bar/°KA olarak hesaplanmış ve bu değerin vuruntu sınırının oldukça altında kaldığı görülmüştür. 3/4, yarım ve çeyrek yük konumlarında, 40 °C ve 60 °C ön ısıtma ile gerçekleştirilen tam ve yarım yük deneylerinde de basınç artış oranı vuruntu sınırı olan 10 bar/°KA değerinin altında kalarak vuruntusuz bir yanma gözlenmiştir.



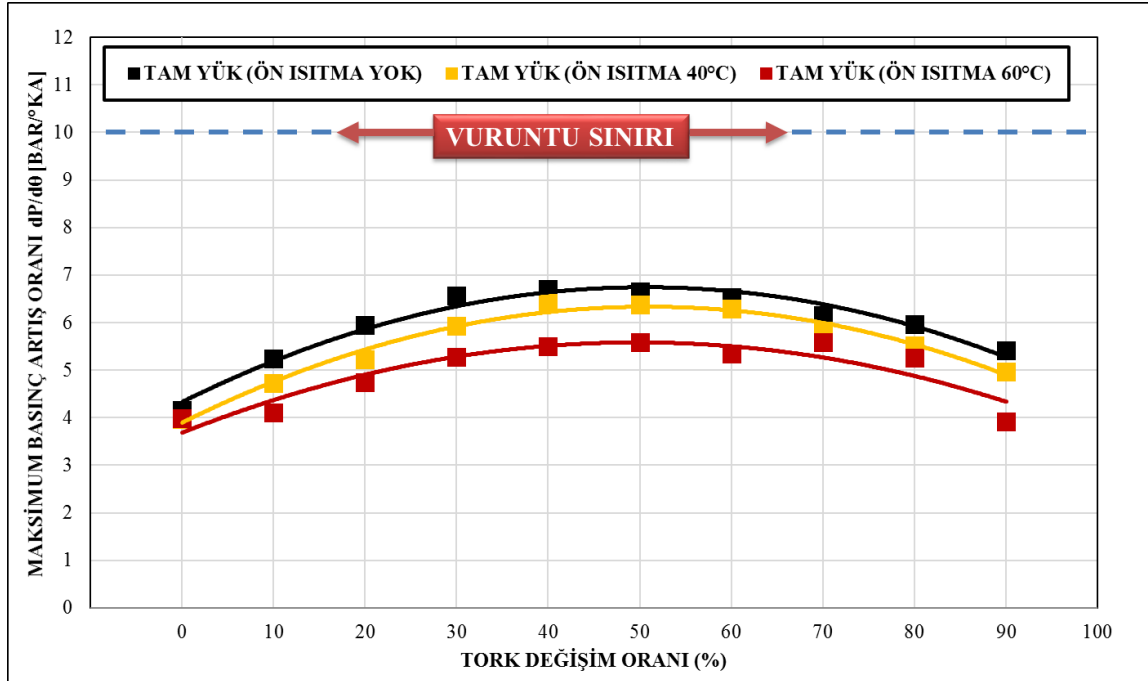
Şekil 7.33. Ön ısıtmasız tam yük deneylerinde tork değişim oranına göre basınç artış oranı

Maksimum basınç artış oranı grafiği her tork değişim oranı için elde edilen en yüksek basınç artış oranını göstererek motorun çalışma esnasında vuruntu eğilimini hakkında bilgi vermektedir [90]. Şekil 7.34'te ön ısıtmasız deneylerde tork değişim oranına göre maksimum basınç artış oranı görülmektedir. Grafik incelendiğinde tam, 3/4, yarım ve çeyrek yük konumlarında maksimum basınç artış oranı 10 bar/°KA değerinin altında kalarak motorun vuruntusuz çalıştığı görülmüştür. Motorun vuruntu değerinden uzak çalışmasının temel sebebi kullanılan yakıtların kimyasal özelliklerinin vuruntuya karşı dirençli olmalarından kaynaklanmaktadır. Oktan sayısı 120, tutuşma sıcaklığı 853 K olan CNG yakıtı vuruntuya karşı dirençli yakıtlar arasında yer almaktadır [75]. Grafik incelendiğinde tam ve 3/4 yük konumlarında D60+CNG40 tork değişim oranında maksimum basınç artış oranı en yüksek değerini almıştır ancak bu değer vuruntu sınırının oldukça altında kalmaktadır. Bu değer tam yükte 6,69 bar/°KA olarak gerçekleşirken 3/4 yük konumunda 6,86 bar/°KA olarak gerçekleşmiştir. Yarım ve çeyrek yük konumlarında ise D90+CNG10 tork değişim oranında maksimum basınç artış oranı en yüksek değerini almıştır. Bu değerler sırasıyla 6,27 bar/°KA ve 5,26 bar/°KA olarak gerçekleşirken tork değişim oranı arttıkça azalma eğilimi göstererek yarım yük konumu D20+CNG80 tork değişim oranında 5,08 bar/°KA, çeyrek yük konumunda D30+CNG70 tork değişim oranında ise 4,42 bar/°KA olarak elde edilmiştir.



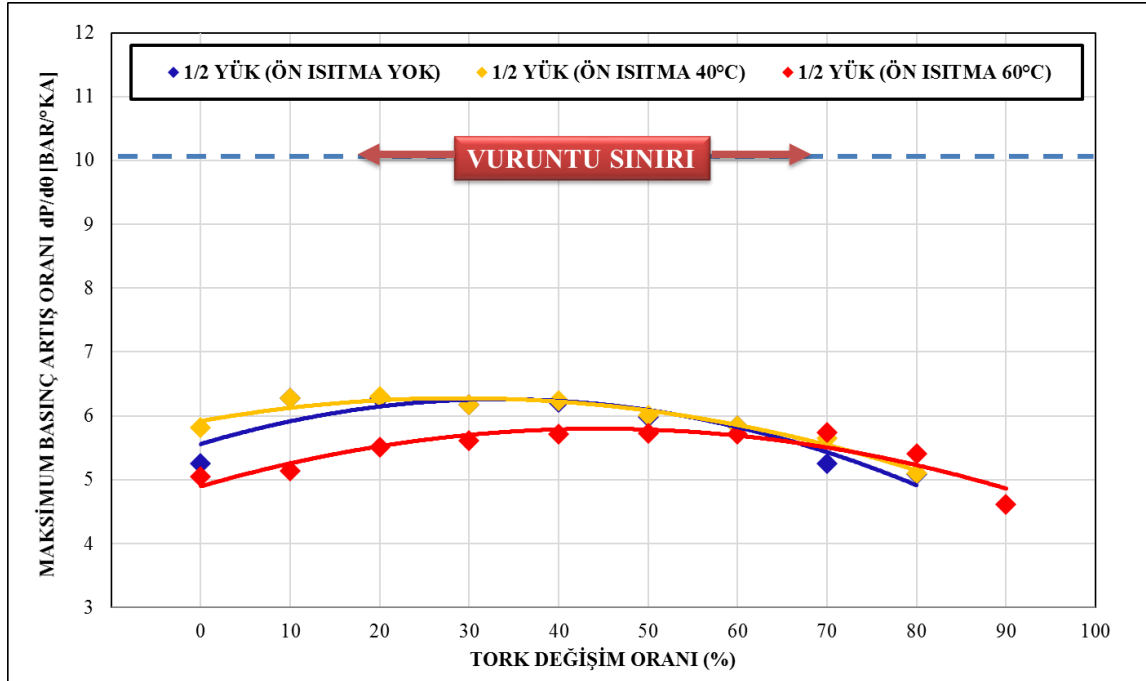
Şekil 7.34. Ön ısıtmasız yük deneylerinde tork değişim oranına göre maksimum basınç artış oranları

Tam yük konumunda ön ısıtmanın maksimum basınç artış oranına etkisi Şekil 7.35'te verilmiştir. Grafik incelendiğinde ön ısıtma sıcaklığı arttıkça maksimum basınç artış oranında azalma görülmektedir. Ön ısıtma ile silindir içerisine giren hava miktarının azalması hava fazlalık katsayısının da azalmasına neden olmaktadır. Silindir içerisine giren yakıt ise bu durumdan dolayı yeterli düzeyde okside olamayıp eksik yanma gerçekleşmektedir. Eksik yanma ise silindir basıncında azalma etkisi göstermekte ve bu azalma etkisi basınç artış grafiklerine de doğrudan yansımaktadır. Tam yük konumunda ön ısıtmasız 6,69 bar/°KA olarak gerçekleşen maksimum basınç artış oranı 40 °C ön ısıtma ile 6,41 bar/°KA, 60 °C ön ısıtma ile 5,49 bar/°KA olarak elde edilmiştir.



Şekil 7.35. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı tam yük deneylerinde tork değişim oranına göre maksimum basınç artış oranı

Ön ısıtmanın (40 °C ve 60 °C) yarım yük konumunda tork değişim oranına göre maksimum basınç artış oranına etkisi Şekil 7.36'da verilmektedir. Yarım yük konumunda silindir içi sıcaklık ve basınç değerleri tam ve 3/4 yük konumuna göre düşük olmaktadır. D40+CNG60 tork değişim oranından D20+CNG80 tork değişim aralığında ön ısıtma ile elde edilen maksimum basınç artış oranı değerleri ön ısıtmasız deneylerde elde edilen maksimum basınç artış oranı değerinin üzerine çıkmıştır. CNG yakıt yoğunluğunun arttığı tork değişim oranlarında (D40+CNG60 – D20+CNG80) ön ısıtma ile hava fazlalık katsayısının azalması neticesinde oluşan eksik yanma ve ateşlenememe durumu, ön ısıtmanın yarım yük konumundan dolayı düşük olan dolgu sıcaklığını artırması ile bir miktar elimine edilmiştir. Bir çevrim boyunca silindir içerisinde yanmamış olarak kalan doğal gaz yakıtı ön ısıtmanın doğrudan etkisi ile bir sonraki çevrimde tutuşma gerçekleştirebilmektedir. Bu durumda basınç artış oranını doğrudan etkileyerek ileri tork değişim oranlarında ön ısıtma ile elde edilen maksimum basınç artış oranı değerlerini ön ısıtmasız olarak elde edilen değerlerin üzerine çıkarmıştır. D40+CNG60 – D20+CNG80 tork değişim aralıklarında meydana gelen eksik yanma ve ateşlenememe durumu vuruntuya sebep olmasa da motorun kararsız çalışmasına sebep olmuştur.

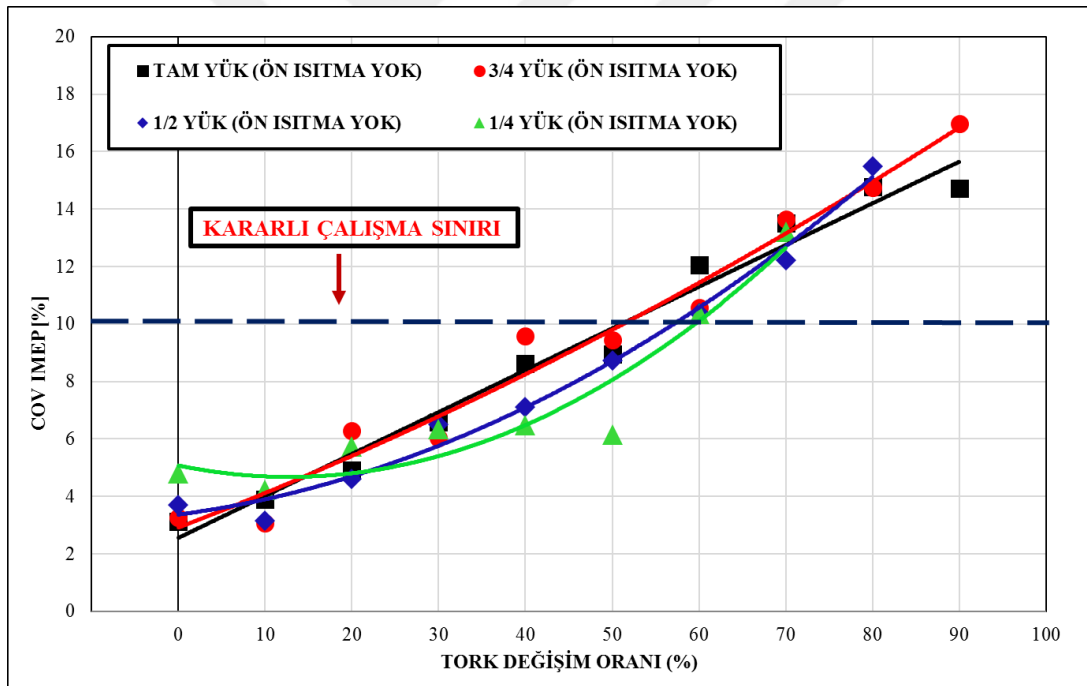


Şekil 7.36. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı yarım yük deneylerinde tork değişim oranına göre maksimum basınç artış oranı

7.11. IMEP Varyans Değişim Katsayısı (COV_{imep})

Ön ısıtmasız tam, 3/4, yarım ve çeyrek yük konumlarında farklı tork değişim oranlarında gerçekleştirilen deneylerde indike ortalama efektif basıncın varyans değişim katsayısı değişimleri Şekil 7.37’de görülmektedir. Her tork değişim oranı için COV_{imep} değerleri ardışık 50 adet çevrimden elde edilen indike ortalama efektif basınç değerlerinin standart sapmasının, bu değerlerin ortalamasına bölündükten sonra 100 ile çarpılmasıyla elde edilmektedir [91]. Elde edilen varyans değişim katsayısı ardışık çevrimler arasındaki farklılıkların değişimini göstererek motorun düzenli çalışıp çalışmadığı hakkında bilgi vermektedir. Basınç artış oranı değerleri ile COV_{imep} değerleri motorun çalışma sınırlarının belirlenmesinde oldukça önemlidir. Silindir içerisindeki basınç ve sıcaklık değişimleri ile yakıtın miktar ve karışım oranları çevrimsel farklılıklar oluşturmaktadır. HCCI yanma modunda yanma odası içerisinde bütünüyle görülen ani ısı dağılımı da çevrimsel farklılıkları artırmaktadır. Ayrıca deneylerde kullanılan yakıtlardan birinin gaz formunda oluşu (CNG) yanmanın daha hızlı gerçekleşmesine neden olmuş ve D50+CNG50 tork değişim oranından sonra gelen tork değişim oranlarında kararsız çalışma bölgesi olan %10 değerinin üzerine çıkmıştır. HCCI yanmasında motorun kararlı şekilde çalışması için, literatürde indike ortalama efektif basınç varyans değişim katsayısı değerinin %10 değerinin altında olması

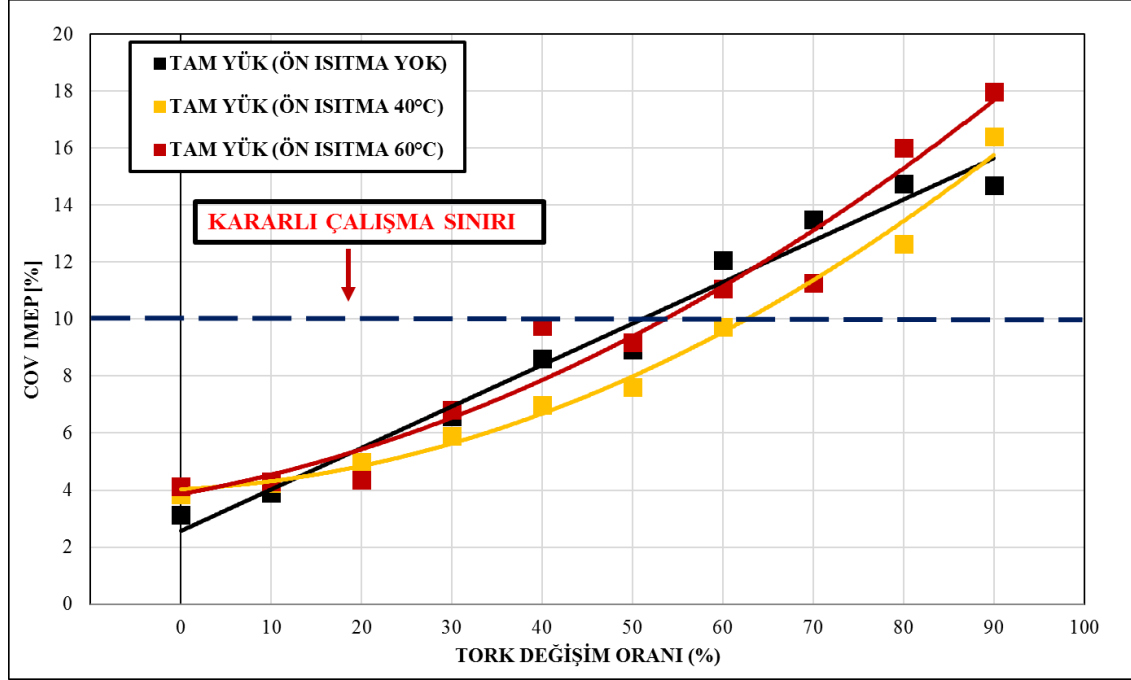
gerektiği belirtilmektedir [15, 18, 90, 91, 111]. Gerçekleştirilen ön ısıtmasız yük deneylerinin COV_{imep} grafiği incelendiğinde D100 tork değişim oranından D50+CNG50 tork değişim oranına kadar bütün yüklerde motorun kararlı çalışma bölgesi içerisinde kaldığı görülmekle birlikte, bu değerin üzerinde bütün yüklerde motor kararsız çalışma bölgesine geçmektedir. Tork değişim oranı arttıkça silindir içerisine sürülen CNG yakıt miktarı da artmaktadır. Bütün motor yüklerinde, D50+CNG50 tork değişiminden sonra silindir içerisinde bulunan CNG yakıt konsantrasyonu eksik yanma, ateşlenememe, bir çevrimde yanmayan yakıtın bir sonraki çevrimde tutuşarak yanması gibi silindir basıncını, ısı yayılımı ve IMEP değerlerinde çevrimler arası farkların hissedilir şekilde artmasına sebep olmuştur. Çevrimler arası farkların oransal artışları ise COV_{imep} değerinin kritik kararlı çalışma sınırı olan %10 sınırının üzerine çıkmasına sebep olmuştur. Motorun kararlı şekilde çalışması için D100 ve D50+CNG50 tork değişim oranları arasında çalıştırılması gerektiği görülmektedir.



Şekil 7.37. Ön ısıtmasız yük deneylerinde tork değişim oranına göre indike ortalama efektif basınç varyans değişim katsayısı

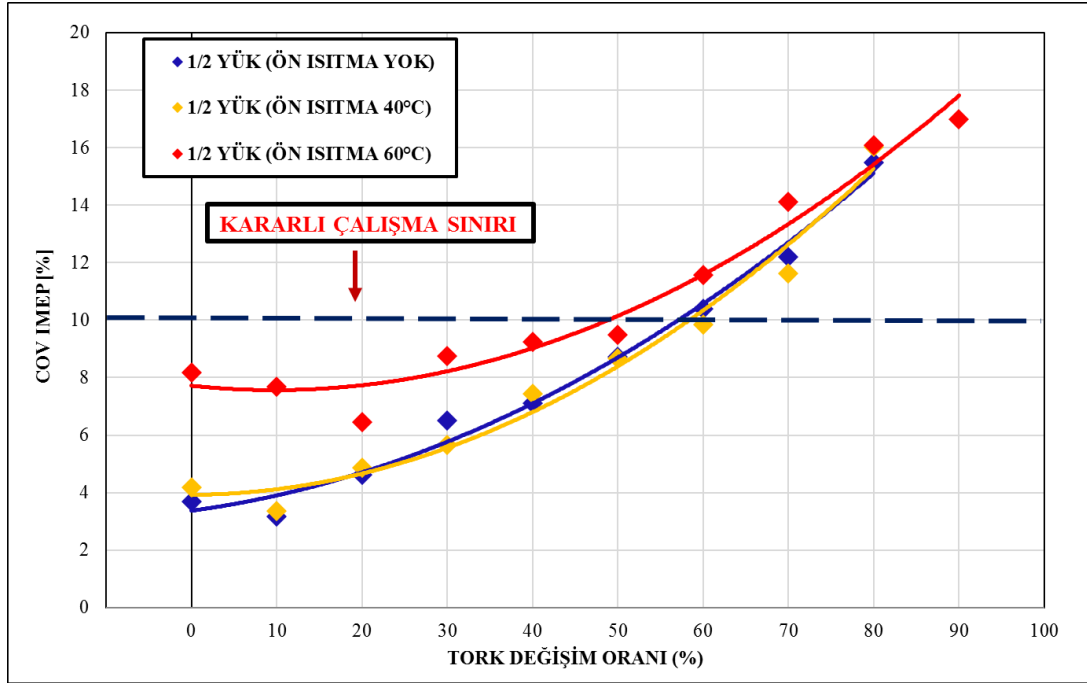
Tam yük konumunda ön ısıtmanın (40 °C - 60 °C) COV_{imep} değerlerine etkisi Şekil 7.38'de görülmektedir. Grafik incelendiğinde 40 °C ve 60 °C ön ısıtma ile D100 tork değişim oranı ile D50+CNG50 tork değişim oranı arasındaki çalışma bölgesinin kararlı çalışma bölgesi içerisinde kaldığı görülmektedir. Bu tork değişim oranından sonraki deneylerde motorun kararsız çalışma bölgesine girdiği görülmektedir. Elde edilen veriler değerlendirildiğinde

tam yük konumunda ön ısıtma ile motorun çalışma aralığının D100 ve D50+CNG50 tork değişim oranları arasında belirlenmesi gerektiği görülmüştür.



Şekil 7.38. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı tam yük deneylerinde tork değişim oranına göre indike ortalama efektif basınç varyans değişim katsayısı

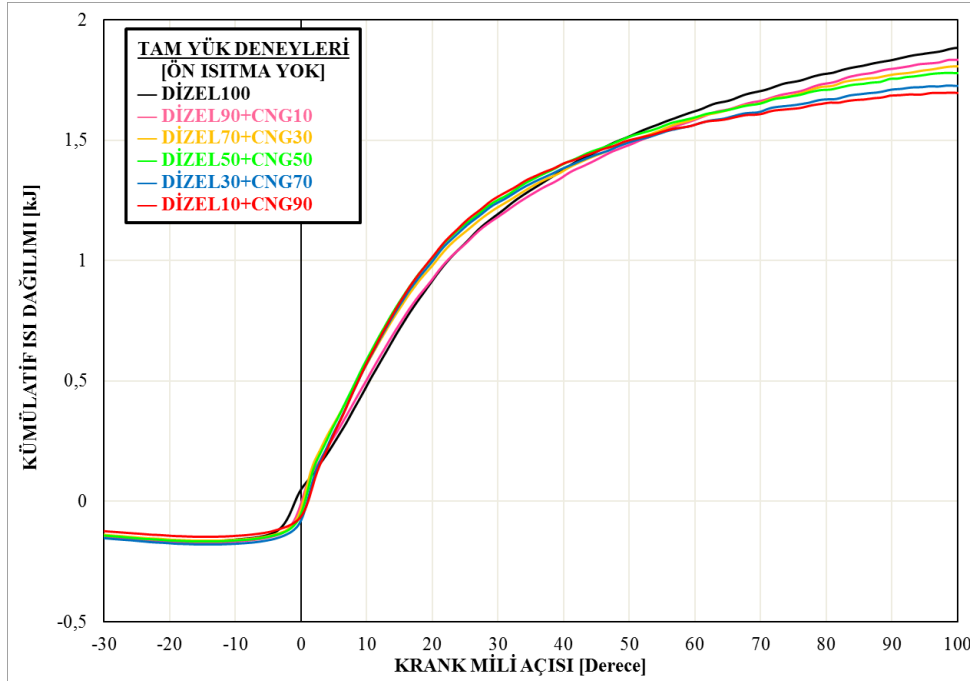
Şekil 7.39’da verilen grafikte yarım yük konumunda ön ısıtmanın indike ortalama efektif basınç varyans değişim katsayısına etkisi incelendiğinde, ön ısıtmasız ve 40 °C ön ısıtmanın benzer COV_{imep} değerlerini takip etmekte olduğu görülmekle birlikte D100 tork değişim oranı ile D50+CNG50 tork değişim oranı arasında kararlı çalışma bölgesinde kalmıştır. 60 °C ön ısıtmada ise D100 ve D50+CNG50 tork değişim aralığında elde edilen değerler kararlı çalışma bölgesinde kalmıştır. D40+CNG60 ile D10+CNG90 tork değişim oranlarında ise COV_{imep} değerleri %10’un üzerine çıkarak motor karasız çalışma bölgesine girmiştir.



Şekil 7.39. Ön ısıtmasız, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı yarım yük deneylerinde tork değişim oranına göre indike ortalama efektif basınç varyans değişim katsayısı

7.12. Kümülatif Isı Dağılımı

Yanma odasında krank mili açısına bağlı olarak açığa çıkan ısı enerjisinin toplamını ifade eden kümülatif ısı dağılımının tam yük konumunda tork değişim oranlarına göre grafiği Şekil 7.40'da verilmiştir. Grafik incelendiğinde motorun kararlı çalışma aralığı bölgesinde (D100-D50+CNG50) yanmanın avansa alındığı görülmektedir. D40+CNG60 ile D10+CNG90 tork değişim oranlarında ise CNG yakıt miktarının artması ile birlikte motorun kararsız çalışma bölgesinde oluşu yanma başlangıcının rötara alınmasına neden olmaktadır. Yanma sonu kümülatif ısı dağılımı incelendiğinde, CNG gaz yakıtının sıvı dizel yakıtına oranla laminar alev hızının fazla olması neticesinde CNG yakıtı dizel yakıtına oranla yanma fazını daha hızlı sonlandırmaktadır [112]. Tutuşma başlangıcından itibaren tork değişim oranı arttıkça açığa çıkan ısı enerjisi CNG yoğunluğa bağlı olarak daha erken krank mili açılarında daha fazla elde edilmiştir. Bu durum yanma sürelerine de yansımış ve tork değişim oranı arttıkça yanma süresi kısalmıştır.



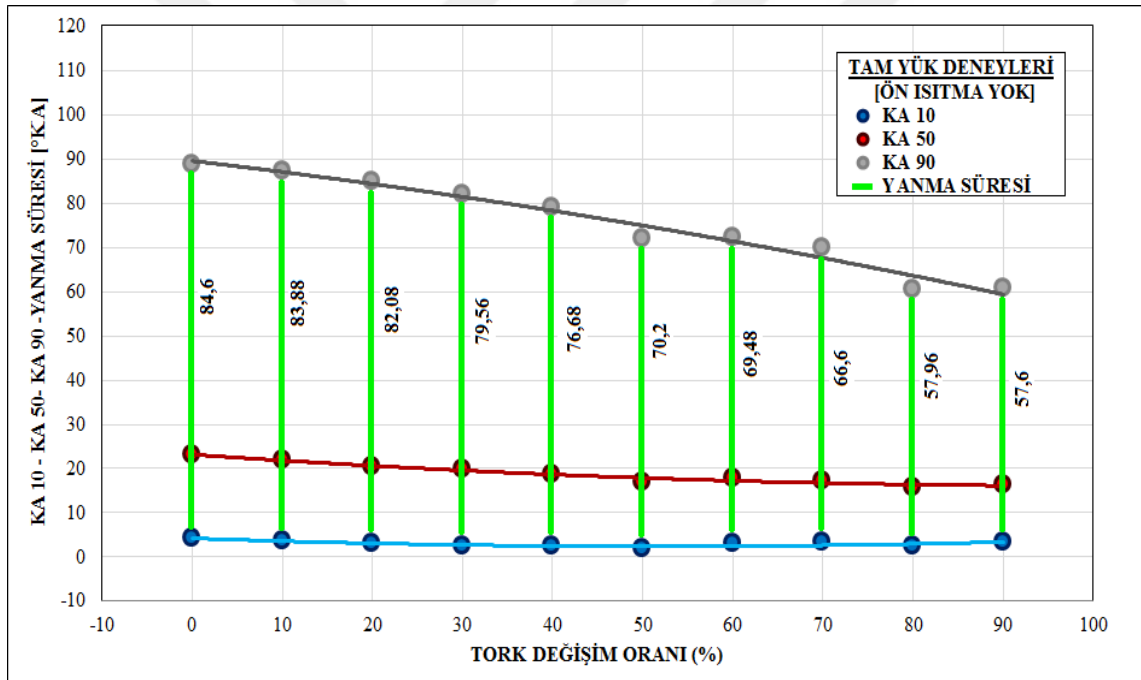
Şekil 7.40. Ön ısıtmasız tam yük deneylerinde tork değişim oranına göre kümülatif ısı dağılımı

7.13. KA 10 – KA 50 – KA 90 Açısının Değişimi ve Yanma Süresi

KA 10 kümülatif ısı dağılımı değerinin %10'una karşılık gelen krank mili açısı olarak, KA 50 %50'sine karşılık gelen krank mili açısı olarak ve KA 90 ise %90'ına karşılık gelen krank mili açısı olarak tanımlanmaktadır. Literatürde, KA 10 açısı yanmanın başladığı krank mili açısını, KA 90 açısı ise yanmanın bittiği krank mili açısını gösteren nokta olarak kabul edilmektedir. Yanma süresi ise KA 90 ile KA 10 açısı arasındaki açısal fark alınarak elde edilir [91, 95]. Ön ısıtmasız tam ve 3/4 yük deneylerinde tork değişim oranına göre KA 10 – KA 50 – KA 90 açısının değişimi ve yanma süresi grafikleri Şekil 7.41 ve Şekil 7.42'de gösterilmiştir.

KA 10 açısının değişimleri incelendiğinde ön ısıtmasız tam yük konumunda D100 tork değişim oranında 4,32 °KA olarak elde edilen yanma başlangıcı açısı (KA 10) orta tork değişim oranı değeri olan D50+CNG50'ye kadar avansa alınmıştır ve 1,8 °KA olarak elde edilmiştir. Bu tork değişim oranından sonra (D40+CNG60 – D10+CNG90) artan CNG konsantrasyonu ve CNG yakıtının yüksek oktan sayısından ötürü yanmaya olan direnci neticesinde motorun kararsız çalışma bölgesinde olması D40+CNG60 – D10+CNG90 tork değişim oranlarında KA 10 açısının rötara alınmasına neden olmuştur. Tam yük konumunda D10+CNG90 tork değişim oranında KA 10 açısı 3,24 °KA olarak elde edilmiştir. 3/4 yük konumunda ise tam yüke benzer şekilde orta tork değişim oranlarına kadar yanma başlangıcı

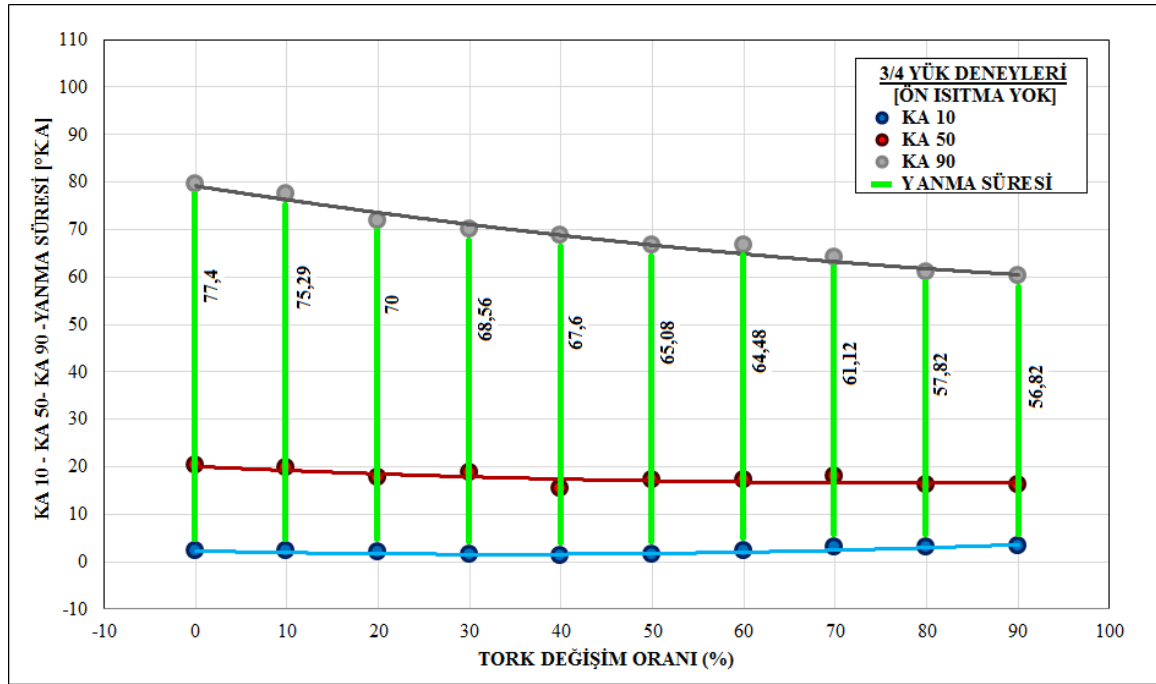
avansa alınmış ve D100 konumunda 2,16 °KA olarak elde edilen KA 10 açısı D60+CNG40 tork değişim oranında en düşük değerini alarak 1,08 °KA olarak elde edilmiştir. Bu tork değişim oranından sonra tam yük konumuna benzer şekilde yanma başlangıcı rötara alınmıştır. 3/4 yük konumunda D10+CNG90 tork değişim oranında KA 10 açısı 3,3 °KA olarak elde edilmiştir. Bu durumun temel sebebi tam ve 3/4 yük için orta tork değişim oranlarına kadar pilot dizel yakıt konsantrasyonu ile birlikte kararlı yanma gerçekleştiren CNG yakıtının orta tork değişim oranlarından sonra silindir içerisinde artan konsantrasyonunun karışımdaki oktan sayısını yükseltmesinden kaynaklanmaktadır. Silindir içerisinde CNG konsantrasyonu artan yakıt karışımının, silindir içerisindeki yakıtın tutuşma direncinin artmasına neden olarak ardışık çevrimlerde düzenli yanma sağlanamamasına ve motorun kararsız çalışma bölgesinde kalmasına neden olmaktadır [75, 98, 106, 108].



Şekil 7.41. Ön ısıtmasız tam yük deneylerinde tork değişim oranına göre KA 10 – KA 50 – KA 90 açısının değişimi ve yanma süresi

Şekil 7.41 ve 7.42’de gösterilen tam ve 3/4 yük konumlarında kümülatif ısı dağılımının %50 sine denk gelen KA 50 açısının değişimleri görülmektedir. Grafikler incelendiğinde tork değişim oranı arttıkça KA 50 açısının avansa alınarak azaldığı görülmektedir. Tam yük konumunda D100 tork değişim oranı için 23,04 °KA olarak elde edilen KA 50 açısı D50+CNG50 tork değişim oranında 16,92 °KA, D10+CNG90 tork değişim oranında ise 15,84 °KA olarak elde edilmiştir. 3/4 yük konumunda ise D100 tork değişim oranı için 20,16

°KA olarak elde edilen KA 50 açısı D50+CNG50 tork değişim oranında 17,28 °KA, D10+CNG90 tork değişim oranında ise 16,20 °KA olarak elde edilmiştir. Yüksek oktan sayısından ötürü tutuşmaya karşı dirençli olan CNG yakıtı, tutuştuktan sonra ise gaz yakıtı içeriğinden ötürü laminar alev hızının sıvı dizel yakıtına göre daha hızlı olması neticesinde kümülatif ısı dağılımının %50'sine gelme hızı sıvı dizel yakıtına nazaran artmaktadır. Bu durum ise tork değişim oranı arttıkça KA 50 açısının avansa alınmasına neden olmaktadır [75, 112].



Şekil 7.42. Ön ısıtmasız 3/4 yük deneylerinde tork değişim oranına göre KA 10 – KA 50 – KA 90 açısının değişimi ve yanma süresi

KA 90 açısının tam ve 3/4 yük deneylerinde tork değişim oranlarına göre değişim grafikleri Şekil 7.41 ve Şekil 7.42’de verilmektedir. Tam yük deneylerinde D100 yakıtı için 88,92 °KA olarak elde edilen KA 90 açısı tork değişim oranı arttıkça sürekli azalma eğilimi göstermiş olup D10+CNG90 tork değişim oranında 60,84 °KA olarak elde edilmiştir. 3/4 yük konumunda da tam yüke benzer şekilde tork değişimi arttıkça azalma eğilimi görülmektedir. 3/4 yük deneylerinde D100 tork değişim oranında 79,56 °KA olan KA 90 açısı tork değişim oranıyla CNG yakıt konsantrasyonu arttıkça azalma göstererek D10+CNG90 tork değişim oranında 60,12 °KA olarak elde edilmiştir. Tam ve 3/4 yük konumlarında KA 90 açısının tork değişimiyle düzenli azalma eğilimi göstermesinin temel nedeni, bu yük konumlarında silindir içi basınç ve sıcaklıkların yarım ve çeyrek yük konumlarına göre yüksek oluşu ile

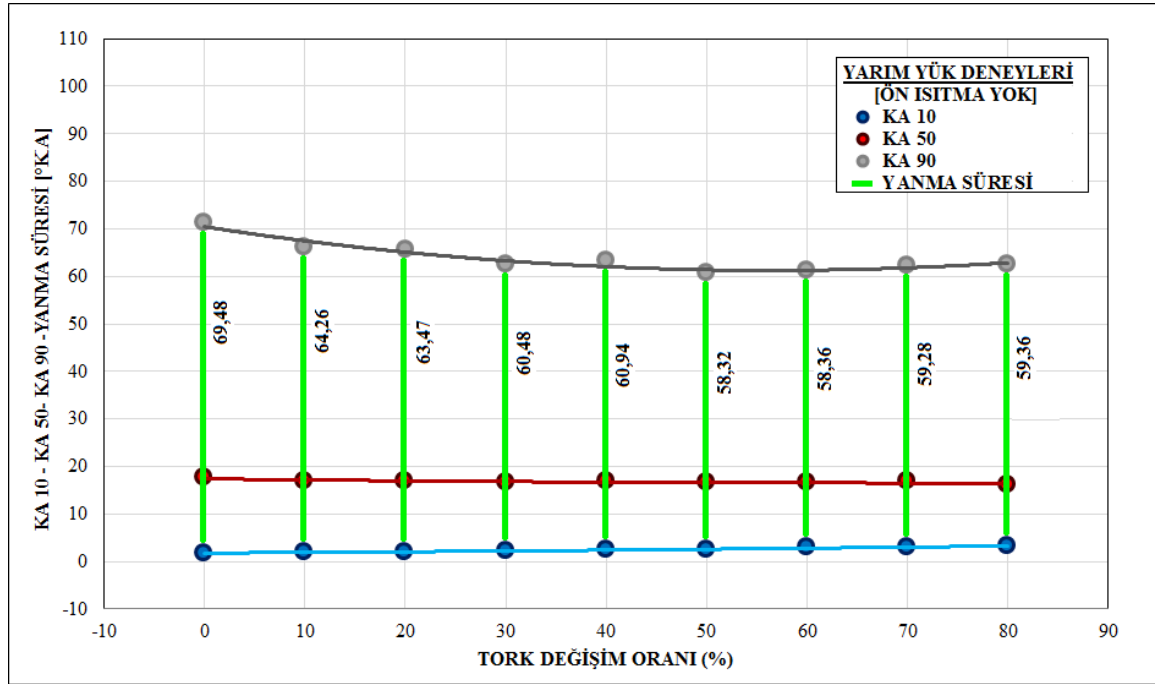
birlikte CNG yakıtının laminar alev hızının dizel yakıtına göre daha fazla olmasından kaynaklanmaktadır. Tork değişimiyle silindir içerisine giren yakıtın CNG konsantrasyonu da arttığından karışım yakıtının laminar alev hızı da buna bağlı olarak artmaktadır ve tork değişimiyle yanma daha hızlı sonlandırılmaktadır. Buna bağlı olarak ta KA 90 Açısı azalma eğilimi göstermektedir [69, 75, 112].

Ön ısıtmasız tam ve 3/4 yük deneylerinde tork değişim oranlarına göre yanma süresinin değişim grafikleri Şekil 7.41 ve Şekil 7.42’de görülmektedir. Grafik incelendiğinde silindir içerisine giren yakıt miktarının ve yakıtın cinsinin yanma süresi üzerinde etkili olduğu anlaşılmaktadır. Tam ve 3/4 yük konumlarında yanma sürelerinin tork değişim oranı arttıkça azaldığı görülmektedir. Tork değişim oranı arttıkça silindir içerisine giren CNG yakıt yoğunluğunun artışıyla ve CNG yakıtının laminar alev hızının dizel yakıtına göre yüksek olmasından dolayı yanma süreleri azalmıştır [112]. Aynı zamanda yanma süresinin bu yük konumlarında tork değişimiyle düzenli azalma eğilimi göstermesinin bir diğer nedeni ise silindir içi basınç ve sıcaklıkların yarım ve çeyrek yük konumuna göre daha yüksek olmasıdır. Tam yük konumunda D100 yakıtıyla 84,6 °KA olarak elde edilen yanma süresi D10+CNG90 yakıtıyla %31,91 oranında azalarak 57,6 °KA olarak elde edilmiştir. 3/4 yük konumunda ise D100 yakıtıyla 77,4 °KA olarak elde edilen yanma süresi D10+CNG90 yakıtıyla %26,59 oranında azalarak 56,82 °KA olarak elde edilmiştir.

Yarım ve çeyrek yük konumunda ön ısıtmasız tork değişim oranına göre KA 10 – KA 50 – KA 90 açısının değişimi ve yanma süresi grafikleri Şekil 7.43 ve Şekil 7.44’de gösterilmiştir.

KA 10 açısı, ön ısıtmasız yarım yük konumunda D100 yakıtıyla 1,8 °KA olarak elde edilmiştir. KA 10 açısı tork değişim oranı arttıkça silindir içerisinde artan CNG konsantrasyonu ile düzenli olarak rötara alınmıştır. D20+CNG80 tork değişim oranında KA 10 açısı yarım yük deneylerindeki en yüksek rötara değeri olan 3,24 °KA elde edilmiştir. Yarım yüke benzer şekilde çeyrek yük konumunda da tork değişimi arttıkça KA 10 açısı düzenli şekilde artış eğilimi göstermiş ve yanma rötara alınmıştır. Çeyrek yükte D100 konumunda 1,44 °KA olarak elde edilen KA 10 açısı D30+CNG70 tork değişim oranında en yüksek değerini alarak 3,6 °KA olarak elde edilmiştir. KA 10 açısının bu yük konumlarında artmasının temel sebebi tork değişimiyle yakıt içerisindeki CNG konsantrasyonunun artması ve CNG yakıtının yüksek oktan sayısından ötürü tutuşma gecikmesi yaşanmasıdır. Yarım ve çeyrek yük konumlarında silindir içi basınç ve sıcaklıklar

tam ve 3/4 yük konumuna göre daha düşük olduğu için CNG yakıtının oktan sayısı ve tutuşma sıcaklığının dizel yakıtına göre yüksekliğinden kaynaklı tutuşma gecikmesi elimine edilememiş ve KA 10 açısı tork değişimiyle artmıştır [69, 70, 75, 95, 96, 97].

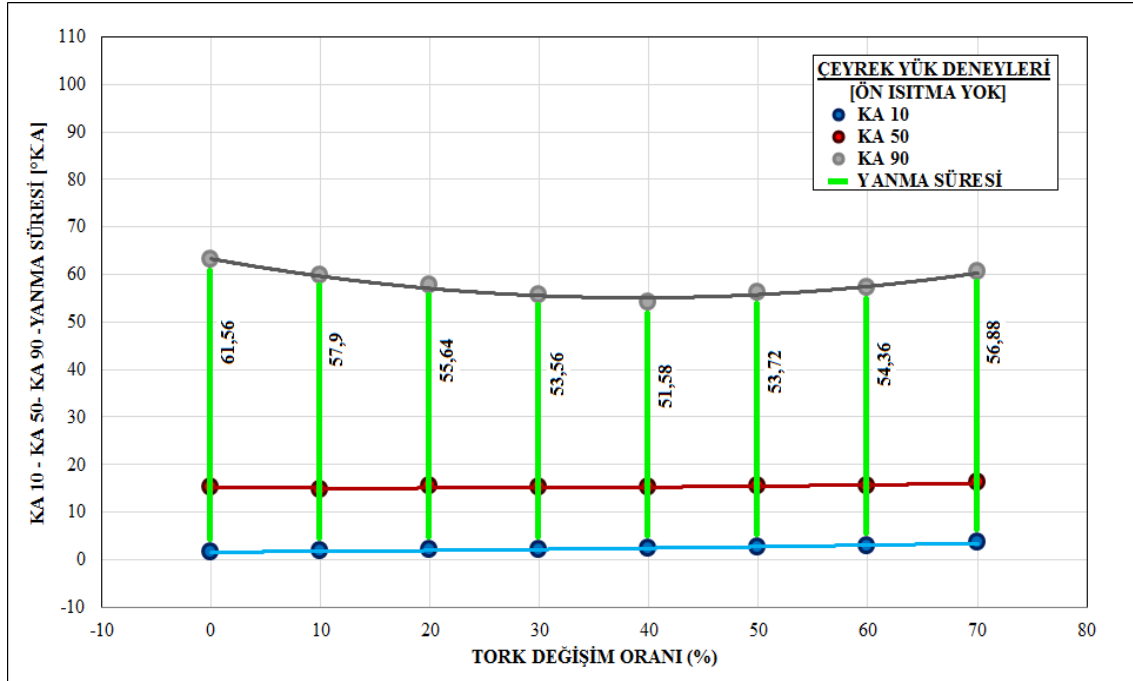


Şekil 7.43. Ön ısıtmasız yarım yük deneylerinde tork değişim oranına göre KA 10 – KA 50 – KA 90 açısının değişimi ve yanma süresi

Yarım ve çeyrek yük konumlarında kümülatif ısı dağılımının %50 sine denk gelen KA 50 açısının değişimleri Şekil 7.43 ve Şekil 7.44'te gösterilmektedir. Şekil 7.43'te verilen yarım yük grafiği incelendiğinde D100 konumunda 17,64 °KA olarak elde edilen KA 50 açısı tork değişimi arttıkça düzenli azalma eğilimi göstererek D20+CNG80 tork değişim oranında 16,2 °KA olarak elde edilmiştir. Şekil 7.44'te verilen çeyrek yük grafiği incelendiğinde ise D100 konumunda 15,12 °KA olarak elde edilen KA 50 açısı orta tork değişim oranlarında D100 konumuna göre yatay bir seyir izlemiş ve D60+CNG40 tork değişim oranında 15,12 °KA olarak gerçekleşmiştir. Tork değişim oranı arttıkça çeyrek yük konumunda aşırı kararsız ve aşırı fakir çalışma bölgesinde kalan D30+CNG70 tork değişim oranında KA 50 açısı artış göstermiş 16,2 °KA olarak elde edilmiştir. Çeyrek yük konumunda ulaşılabilen en son tork değişim oranında (D30+CNG70) KA 50 açısının D100 konumuna göre rötara alınmasının temel sebebi silindir içerisindeki basınç ve sıcaklıkların düşüşü ile birlikte bu tork değişim oranının aşırı fakir ve aşırı kararsız çalışma bölgesinde oluşundan kaynaklanmaktadır. Yarım yük konumu için tork değişimiyle CNG konsantrasyonu artan yakıtının tutuştuktan

sonra laminar alev hızının sıvı dizel yakıtına göre daha hızlı olması neticesinde KA 50 açısına erişme hızı sıvı dizel yakıtına nazaran artmaktadır. Bu durum ise tork değişim oranı arttıkça KA 50 açısının avansa alınmasına neden olmaktadır [75, 96, 112].

Yarım ve çeyrek yük deneylerinde KA 90 açısının tork değişim oranlarına göre değişim grafikleri Şekil 7.43 ve Şekil 7.44'te verilmektedir. Yarım yük deneylerinde D100 yakıtı için 71,28 °KA olarak elde edilen KA 90 açısı tork değişim oranı arttıkça azalma eğilimi göstererek D50+CNG50 konumunda 60,84 °KA olarak elde edilmiş olup D20+CNG80 tork değişim oranında 62,6 °KA olarak elde edilmiştir. Çeyrek yük konumunda da yarım yüke benzer şekilde tork değişimi arttıkça azalma eğilimi görülmektedir. Çeyrek yük deneylerinde D100 tork değişim oranında 63 °KA olan KA 90 açısı tork değişim oranıyla CNG yakıt konsantrasyonu arttıkça azalma göstererek D60+CNG40 konumunda en küçük değeri olan 54 °KA değeri elde edilmiş olup D30+CNG70 tork değişim oranında 60,48 °KA olarak elde edilmiştir. Yarım ve çeyrek yük konumlarında KA 90 açısının orta tork değişim konumlarında azalarak en az değerine ulaşp orta tork değişim konumundan sonra bir miktar artış göstermesinin temel nedeni, D100 konumundan orta tork değişim konumlarına kadar motorun kararlı çalışma bölgesinde oluşudur. Orta yük konumları ile ulaşılan maksimum yük konumları arasında bir miktar artış göstermesinin nedeni ise motorun bu konumlarda kararsız çalışma bölgesinde oluşu ve aşırı fakir bölgede olması nedeniyle silindir içi sıcaklık ve basınçlardaki düşüşlerden kaynaklanmaktadır. Yarım ve çeyrek yüklerde D100 tork değişim oranı haricindeki CNG yakıt konsantrasyonu içeren tüm tork değişim oranlarında KA 90 açısının D100 konumunda daha küçük olmasının temel nedeni ise CNG yakıtının laminar alev hızının dizel yakıtına göre daha fazla olmasından kaynaklanmaktadır [69, 70, 75, 96, 97, 112].



Şekil 7.44. Ön ısıtmasız çeyrek yük deneylerinde tork değişim oranına göre KA 10 – KA 50 – KA 90 açısının değişimi ve yanma süresi

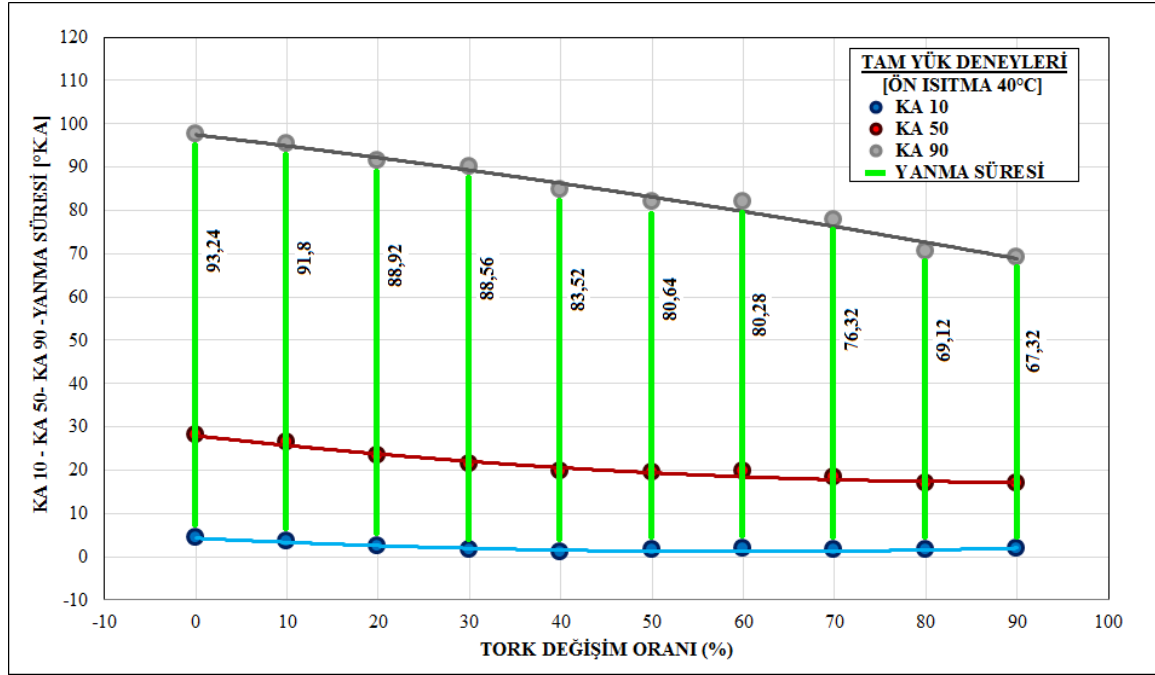
Ön ısıtmasız yarım ve çeyrek yük deneylerinde tork değişim oranlarına göre yanma süresinin değişim grafikleri Şekil 7.43 ve Şekil 7.44'te görülmektedir. Grafikler incelendiğinde silindir içerisine giren yakıt miktarının ve cinsinin, motorun yük konumunun, motor kararlılığının, hava fazlalık katsayısının yanma süresi üzerinde etkili olduğu anlaşılmaktadır. Yarım yük deneylerinde D100 yakıtı için 69,48 °KA olarak elde edilen yanma süresi tork değişim oranı arttıkça azalma eğilimi göstererek D50+CNG50 konumunda 58,32 °KA olarak elde edilmiş olup D20+CNG80 tork değişim oranında 59,36 °KA olarak elde edilmiştir. Çeyrek yük konumunda da yarım yüke benzer şekilde tork değişimi arttıkça azalma eğilimi görülmektedir. Çeyrek yük deneylerinde D100 tork değişim oranında 63 °KA olan KA 90 açısı tork değişim oranıyla CNG yakıt konsantrasyonu arttıkça azalma göstererek D60+CNG40 konumunda en küçük değeri olan 54 °KA değeri elde edilmiş olup D30+CNG70 tork değişim oranında 60,48 °KA olarak elde edilmiştir. Yarım ve çeyrek yük konumlarında orta tork değişim oranlarına kadar düzenli azalma görülmekle birlikte orta tork değişiminden sonra bir miktar artış yaşanmıştır. Her iki yük konumunda da sadece dizel yakıtının kullanıldığı D100 tork değişim oranı haricindeki tüm tork değişim oranlarında yanma süresi azalmıştır.

Yarım ve çeyrek yük konumlarında yanma süresinin orta tork değişim konumlarında azalarak en az değerine ulaşmasının temel nedeni D100 konumundan orta tork değişim konumlarına kadar motorun kararlı çalışma bölgesinde oluşu ve CNG yakıtının lamine alev hızının dizel yakıtını göre fazla olmasıdır. Orta tork değişim konumundan sonraki tork değişim oranlarında yanma süresinin bir miktar artış göstermesinin temel nedeni motorun bu konumlarda aşırı fakir ve kararsız çalışma bölgesinde oluşu ile birlikte silindir içi sıcaklık ve basınçlardaki düşüşlerden kaynaklanmaktadır. Yarım ve çeyrek yüklerde D100 tork değişim oranı haricindeki CNG yakıt konsantrasyonu içeren tüm tork değişim oranlarında yanma süresinin D100 konumunda daha küçük olmasının temel nedeni ise CNG yakıtının laminer alev hızının dizel yakıtına göre daha fazla olmasından kaynaklanmaktadır [69, 70, 75, 96, 97, 112].

40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı tam yük deneylerinde tork değişim oranına göre KA 10 – KA 50 – KA 90 açısının değişimi ve yanma süresi grafikleri Şekil 7.45 ve Şekil 7.46’da verilmektedir.

KA 10 açısının değişimleri incelendiğinde 40 °C ön ısıtmalı tam yük konumunda D100 tork değişim oranında 4,32 °KA olarak elde edilen yanma başlangıcı, orta tork değişim oranı değerlerinden olan D60+CNG40’a kadar avansa alınmış ve 1,08 °KA olarak elde edilmiştir. Bu tork değişim oranından sonra (D50+CNG50 – D10+CNG90) artan CNG konsantrasyonu, CNG yakıtının yüksek oktan sayısından ötürü tutuşmaya olan direnci ve motorun kararsız çalışma bölgesinde olması D50+CNG50 – D10+CNG90 tork değişim oranlarında KA 10 açısının bir miktar rötara alınmasına neden olmuştur. 40 °C ön ısıtmalı tam yük konumunda D10+CNG90 tork değişim oranında KA 10 açısı 1,8 °KA olarak elde edilmiştir. 60 °C ön ısıtmalı tam yük konumunda ise 40 °C ön ısıtmalı tam yüke benzer şekilde orta tork değişim oranlarına kadar yanma başlangıcı avansa alınmış ve D100 konumunda 4,02 °KA olarak elde edilen KA 10 açısı D40+CNG60 tork değişim oranında en düşük değerini alarak -0,72 °KA olarak elde edilmiştir. Bu tork değişim oranından sonra 40 °C ön ısıtmalı tam yük konumuna benzer şekilde yanma başlangıcı rötara alınmıştır. 60 °C ön ısıtmalı tam yük konumunda D10+CNG90 tork değişim oranında KA 10 açısı 1,44 °KA olarak elde edilmiştir. 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı tam yük konumlarında KA 10 açılarının orta yüklere kadar avansa alınıp tork değişimi arttıkça bir miktar rötara alınmasının temel sebebi orta tork değişim oranlarına kadar pilot dizel yakıt konsantrasyonu ile birlikte kararlı yanma gerçekleştiren CNG yakıtının orta tork değişim oranlarından sonra silindir içerisinde artan

konsantrasyonunun karışımındaki oktan sayısını yükseltmesinden kaynaklanmaktadır. Ön ısıtma ile ön ısıtmasız yapılan deneylere nazaran yanma başlangıcı daha erken krank mili açılarında gerçekleşmiştir. Ön ısıtma sıcaklığı arttıkça silindir içerisindeki yakıt konsantrasyonunun tutuşma sıcaklığına daha kısa zamanda erişilmiş ve KA 10 açısı ön ısıtma sıcaklığı arttıkça azalmıştır [75, 98, 106, 108, 112].

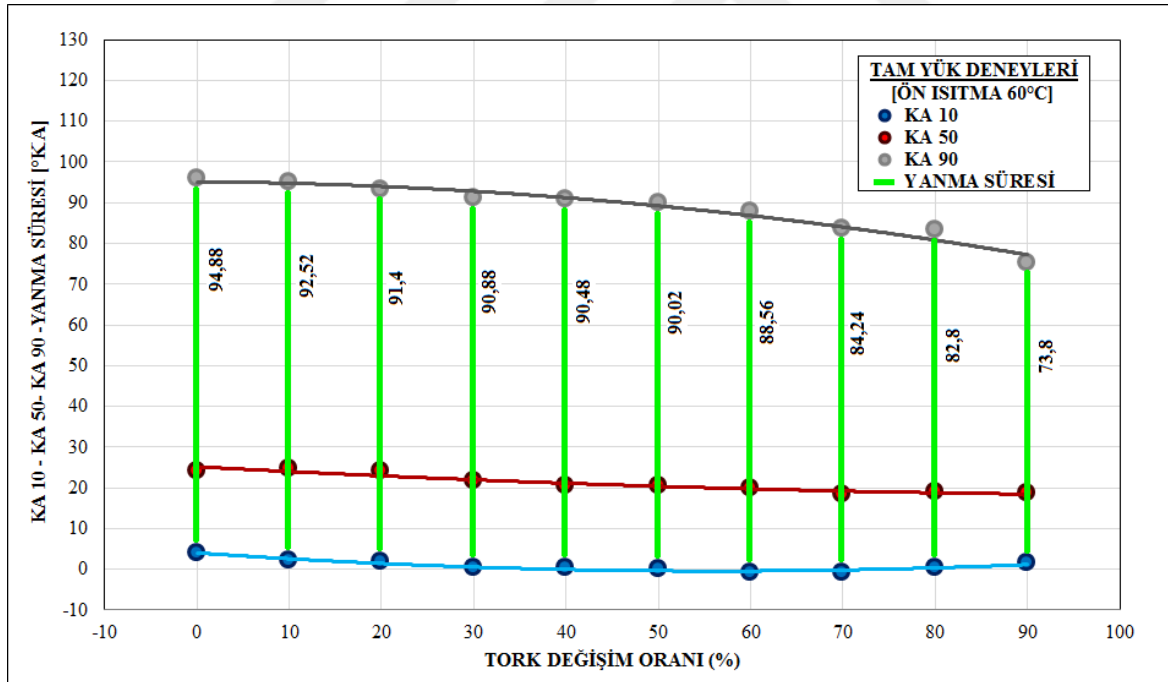


Şekil 7.45. 40 °C ön ısıtmalı tam yük deneylerinde tork değişim oranına göre KA 10 – KA 50 – KA 90 açısının değişimi ve yanma süresi

Tam yük konumunda ön ısıtmanın tork değişimlerine göre KA 50 açısı üzerindeki değişimleri incelendiğinde, 40 °C ve 60 °C ön ısıtmada KA 50 açısının tork değişimiyle azalma eğilimi gösterdiği ve ön ısıtma sıcaklık değişimlerine göre kıyaslandığında ise ön ısıtma arttıkça KA 50 açısının rötara alındığı görülmektedir. Deneylerde kullanılan doğal emişli atmosferik motor içerisine giren hava molekülleri, havanın fiziksel özelliklerinden birisi olan hava sıcaklığının artmasıyla hacminin de artması durumu nedeniyle ön ısıtma arttıkça HFK azalmıştır. Azalan HFK sonucu silindir içerisindeki mevcut yakıt yeterli miktarda hava ile buluşmadığından elde edilen tork miktarında azalma görülmüştür ve istenilen yük konumlarını elde edebilmek için silindir içerisine daha fazla yakıt sürülmüştür. Ön ısıtma arttıkça özgül yakıt tüketimi de artmış ve silindir içerisinde mevcut yakıt miktarı arttığından bu durum KA 50, KA 90 açılara rötör olarak ve yanma sürelerine ise artış olarak etki etmiştir. KA 50 açısının tork değişimi arttıkça azalma göstermesinin nedeni ise

ön ısıtmayla birlikte ön ısıtmasız deneylere göre daha erken tutuşan CNG yakıtının tutuştuktan sonra gaz yakıtı içeriğinden ötürü laminar alev hızının sıvı dizel yakıtına göre daha hızlı olması neticesinde kümülatif ısı dağılımının %50'sine gelme hızının sıvı dizel yakıtına nazaran artması olarak gösterilebilir. Bu durum ise tork değişim oranı arttıkça KA 50 açısının avansa alınmasına neden olmaktadır [75, 112].

40 °C ve 60 °C ön ısıtmanın tork değişim oranına göre KA 90 açısına tam yük konumunda etkisini incelersek, tork değişimi arttıkça her iki ön ısıtma sıcaklığında da azalma eğilimi görülmüştür. Ön ısıtmasız deneyler ile kıyaslandığında ise ön ısıtma sıcaklığı arttıkça KA 90 açısının arttığı görülmüştür. KA 90 açısının tork değişimiyle azalmasının temel sebebi tork değişimiyle artan CNG konsantrasyonunun laminar alev hızının artmasından kaynaklanmaktadır. Ön ısıtmayla KA 90 açısının rötara alınmasının temel nedeni ise silindir içerisine giren yakıt miktarının ön ısıtmayla artmasından kaynaklanmaktadır [69, 75, 96, 97, 112].



Şekil 7.46. 60 °C ön ısıtmalı tam yük deneylerinde tork değişim oranına göre KA 10 – KA 50 – KA 90 açısının değişimi ve yanma süresi

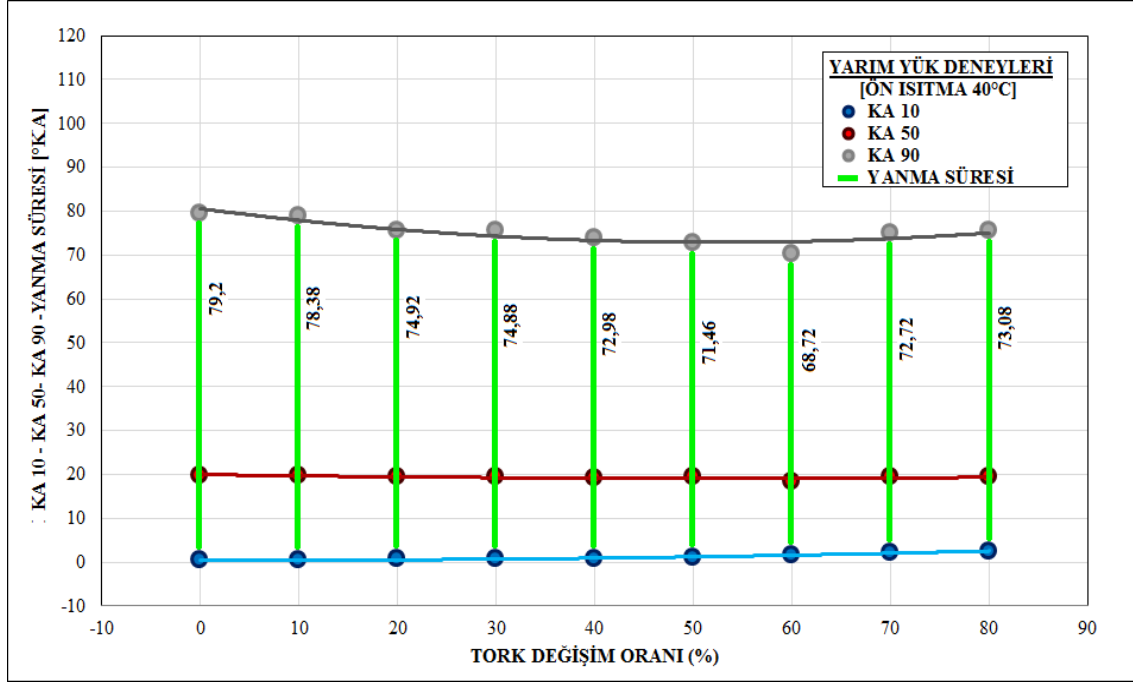
Ön ısıtmanın (40 °C - 60 °C) tam yük konumunda tork değişim oranına göre yanma süresi üzerindeki değişimleri incelendiğinde, her iki ön ısıtma sıcaklığında da tork değişimiyle yanma sürelerinde azalma görülmektedir. Tam yük konumunda 40 °C ön ısıtma ile D100

tork değişim oranında 93,24 °KA olarak elde edilen yanma süresi D10+CNG90 yakıtıyla %27,80 oranında azalarak 67,37 °KA olarak elde edilmiştir. Tam yük konumunda 60 °C ön ısıtma ile ise D100 tork değişim oranında 94,88 °KA olarak elde edilen yanma süresi D10+CNG90 yakıtıyla %22,22 oranında azalarak 73,8 °KA olarak elde edilmiştir. Ön ısıtmasız deneyler ile karşılaştırıldığında ise ön ısıtma sıcaklığı arttıkça yanma süresinin de arttığı görülmüştür. Tam yük D50+CNG50 tork değişim oranında ön ısıtmasız yapılan deneylerde yanma süresi 70,2 °KA iken aynı tork değişim konumunda 40 °C ön ısıtma ile %14,87 oranında artarak 80,64 °KA, 60 °C ön ısıtma ile ise %28,23 artarak 90,02 °KA olarak elde edilmiştir. Tork değişimiyle silindir içerisinde artan CNG konsantrasyonu laminar alev hızının dizel yakıtına göre daha hızlı olması sebebiyle yanma süresini azaltmaktadır [112]. Ön ısıtma arttıkça yanma süresinin artmasının temel nedeni ise ön ısıtma sıcaklığı arttıkça silindir içerisindeki mevcut yakıt miktarının artmasından kaynaklanmaktadır [69, 97, 104, 105, 110].

Yarım yük konumunda 40 °C ve 60 °C ön ısıtma ile tork değişim oranına göre KA 10 – KA 50 – KA 90 açısının değişimi ve yanma süresi grafikleri Şekil 7.47 ve Şekil 7.48’de verilmiştir.

KA 10 açılarının ön ısıtma sıcaklığına göre değişimleri incelendiğinde 40 °C ön ısıtma sıcaklığında tork değişim oranı arttıkça KA 10 açısının düzenli arttığı rötara alındığı görülmektedir. 40 °C ön ısıtma ile yarım yük konumu D100 tork değişiminde 0,36 °KA olan KA 10 açısı, D20+CNG80 tork değişim oranında rötara alınarak 2,52 °KA olarak elde edilmiştir. 40 °C ön ısıtma sıcaklığında KA 10 açısının tam yükte avansa alınıp yarım yükte rötara alınmasının temel nedeni yarım yük konumunda silindir içi basınç ve sıcaklıkların tam yüke oranla az oluşuyla birlikte ön ısıtma sıcaklığının bu düşük sıcaklık durumunu elimine edememesinden kaynaklanmaktadır. 60 °C ön ısıtma sıcaklığında ise tork değişim oranı arttıkça KA 10 açısı orta tork değişim konumlarına kadar avansa alınmış (D100 - D40+CNG60) orta tork değişiminden ileri tork değişim oranlarına ilerledikçe (D30+CNG70 - D10+CNG90) tekrar rötara alınmaya başlanmıştır. Yarım yük konumu ve 60 °C ön ısıtma sıcaklığında D100 konumundan orta tork değişim oranlarına kadar KA 10 açısının avansa alınmasının temel nedeni ise ön ısıtma sıcaklığı artışının yarım yük konumunda düşük olan silindir basınç ve sıcaklıklarını elimine edecek sıcaklık değerine erişmesi ve böylelikle CNG yakıtının tutuşma sıcaklığına daha erken erişmesi olarak gösterilebilir. Orta tork değişiminden ileri tork değişim oranları arasında yanma başlangıcı olarak kabul edilen KA

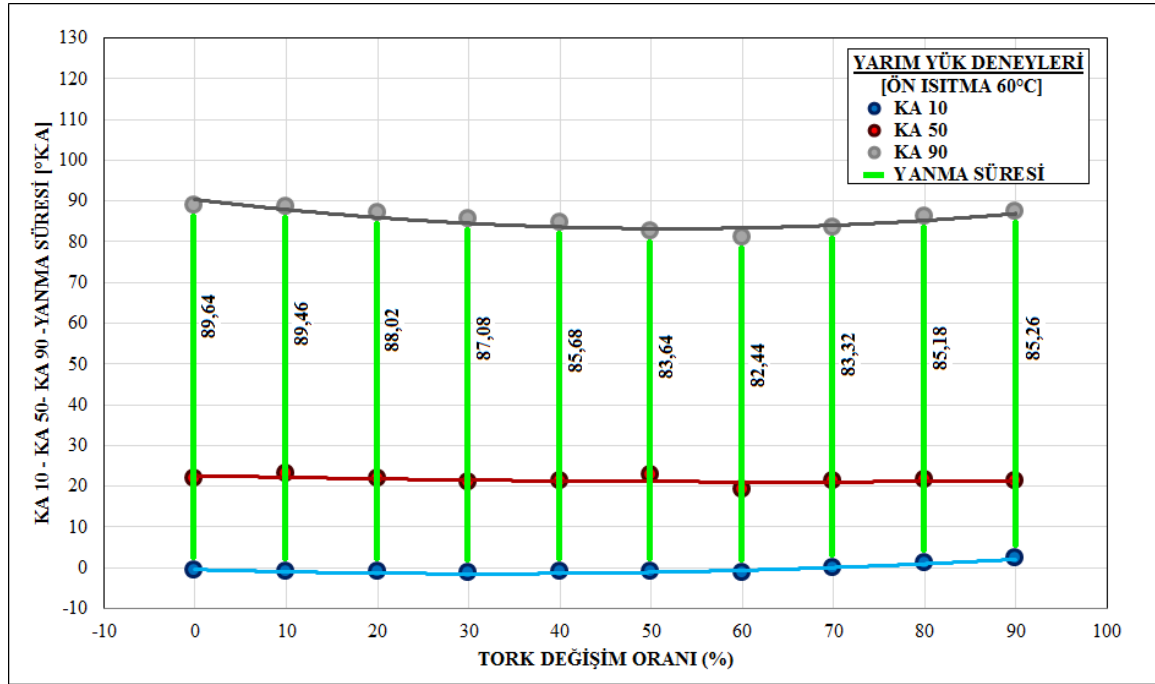
10 açısının rötara alınmasının sebebi ise CNG konsantrasyonunun aşırı artışıyla motorun kararsız çalışma bölgesine girmesi ve ön ısıtma sıcaklığının artan CNG konsantrasyonundan kaynaklanan tutuşma sıcaklığı artışını elimine edecek seviyenin altında kalmasından kaynaklanmaktadır [69, 70, 75, 95, 96, 97].



Şekil 7.47. 40 °C ön ısıtmalı yarım deneylerinde tork değişim oranına göre KA 10 – KA 50 – KA 90 açısının değişimi ve yanma süresi

KA 50 açısının yarım yük konumunda tork değişim oranına göre 40 °C ve 60 °C ön ısıtma sıcaklıklarındaki değişimi incelendiğinde tork değişimiyle KA 50 açısının azalma eğiliminde olduğu görülmektedir. 40 °C ön ısıtma ile yarım yük konumunda D100 tork değişimiyle 19,8 °KA olarak elde edilen KA 50 açısı D40+CNG60 tork değişim oranına kadar avansa alınarak 18,36 °KA olarak elde edilirken bu tork değişiminden sonra bir miktar rötara alınarak D20+CNG80 tork değişim oranında 19,44 °KA olarak elde edilmiştir. 60 °C ön ısıtma sıcaklığında yarım yükte gerçekleştirilen deneylerde ise D100 tork değişiminde 21,96 °KA olan KA 50 açısı D40+CNG60 tork değişim oranına kadar avansa alınarak 19,08 °KA olarak elde edilirken D10+CNG90 tork değişim oranında 21,24 °KA olarak elde edilmiştir. KA 50 açılarının her iki ön ısıtma sıcaklığında da orta tork değişim oranlarına kadar avansa alınmasının temel sebebi orta tork değişim oranlarına kadar silindir içerisindeki artan CNG yakıt konsantrasyonunun motorun kararlı çalışma bölgesinde kalarak CNG yakıtının laminar alev hızının dizel yakıtından daha hızlı olmasından kaynaklanmaktadır.

KA 50 açısının ileri tork değişim oranlarında bir miktar rötara alınmasının sebebi ise CNG yakıt konsantrasyonunun silindir içerisinde aşırı artarak motorun karasız çalışma bölgesine girmesi ve artan özgül yakıt tüketimidir [69, 70, 75, 96, 97, 112].



Şekil 7.48. 60 °C ön ısıtmalı yarım yük deneylerinde tork değişim oranına göre KA 10 – KA 50 – KA 90 açısının değişimi ve yanma süresi

Yarım yük konumunda 40 °C ve 60 °C ön ısıtma sıcaklıklarında KA 90 açısının değişim grafiği incelendiğinde KA 50 açısının gösterdiği eğriler ve bu eğrilerin oluşum sebepleri büyük benzerlik içermesinden ötürü KA 50 açısı ile ilgili bahsedilen mevcut durum KA 90 açısı için de geçerlidir. 40 °C ön ısıtma ile yarım yük konumunda D100 tork değişimiyle 79,56 °KA olarak elde edilen KA 90 açısı D40+CNG60 tork değişim oranına kadar avansa alınarak 70,2 °KA olarak elde edilirken bu tork değişiminden sonra bir miktar rötara alınarak D20+CNG80 tork değişim oranında 75,6 °KA olarak elde edilmiştir. 60 °C ön ısıtma sıcaklığında yarım yükte gerçekleştirilen deneylerde ise D100 tork değişiminde 88,92 °KA olan KA 90 açısı D40+CNG60 tork değişim oranına kadar avansa alınarak 81 °KA olarak elde edilirken D10+CNG90 tork değişim oranında 87,42 °KA olarak elde edilmiştir.

40 °C ve 60 °C ön ısıtma sıcaklıklarında yarım yük konumunda tork değişimin oranlarına göre yanma süresi değişimleri incelendiğinde D100 tork değişimiyle 40 °C ön ısıtma ile 79,2 °KA olarak elde edilen yanma süresi D40+CNG60 tork değişim oranına kadar azalarak

68,72 °KA olarak elde edilirken bu tork değişiminden sonra bir miktar artış göstererek D20+CNG80 tork değişim oranında 73,086 °KA olarak elde edilmiştir. 60 °C ön ısıtma sıcaklığında yarım yükte gerçekleştirilen deneylerde ise D100 tork değişiminde 89,64 °KA olarak gerçekleşen yanma süresi D40+CNG60 tork değişim oranına kadar azalarak 82,44 °KA olarak elde edilirken D10+CNG90 tork değişim oranında 85,26 °KA olarak elde edilmiştir. Ön ısıtmasız gerçekleştirilen deneyler ile karşılaştırıldığında ön ısıtma sıcaklığının artmasıyla yanma süresinin de arttığı görülmektedir. Bu durumun temel sebebi ön ısıtma ile normal emişli motor içerisine alınan hava miktarının azalmasından ötürü HFK azalmakta ve aynı miktar yakıt ile elde edilen tork azalma göstermektedir. Bu azalmayı elimine etmek için silindir içerisine daha fazla yakıt sürülmüş ve istenilen yük konumuna erişilebilmiştir. Silindir içerisinde ön ısıtma ile artan yakıt miktarı yanma süresini de artırmıştır. Ön ısıtma sıcaklıkları ile yarım yükte gerçekleştirilen deneylerin kendi içerisindeki tork değişim oranlarına göre orta tork değişimlerine kadar azalıp ileri tork değişimlerinde bir miktar artış göstermesinin temel sebebi ise orta tork değişim oranlarına kadar laminar alev hızı dizel yakıtına göre daha fazla olan CNG yakıtının silindir içerisindeki konsantrasyonunun artışı ve motorun bu yakıtı efektif şekilde kararlı çalışma bölgesinde kalarak yakmasından kaynaklanmaktadır. Yanma süresinin ileri tork değişim oranlarında bir miktar rötara alınmasının sebebi ise CNG yakıt konsantrasyonunun silindir içerisinde aşırı artarak motorun karasız çalışma bölgesine girmesi ve artan özgül yakıt tüketimidir [69, 70, 75, 96, 97, 112].

8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, direkt enjeksiyonlu dört zamanlı tek silindirli bir dizel motorunda CNG kullanımı için emme manifoldu üzerine ikinci bir yakıt sistemi eklenerek HCCI yanma moduna dönüşümü yapılmıştır. Emme manifoldu giriş bölümüne yerleştirilen emme havası ön ısıtma sistemi ile emme havası giriş sıcaklığı istenilen sıcaklık değerlerinde sabit tutulabilmektedir. Motorda yakıt olarak dizel yakıtı ve CNG + dizel yakıtı (çift yakıt) kullanarak deneyler yapılmıştır. Aynı zamanda bu deneyler ön ısıtmasız olarak tam, 3/4, yarım ve çeyrek yük konumlarında, 40 °C ve 60 °C ön ısıtma sıcaklıklarında ise tam ve yarım yüklerde gerçekleştirilmiştir. Her yük ve sıcaklık konumunda tork değişim oranı esasına göre ilk önce sadece dizel yakıtıyla deneyler yapılarak (D100) veriler elde edilmiş, ardından ilgili yük konumunda elde edilen tork miktarı dizel yakıtı %10 oranında kısılarak azaltılmış ve azalan tork miktarı HCCI manifoldundan CNG yakıtı verilerek tamamlanmıştır. Bir sonraki deneyde ise aynı yük konumunda D100 ile elde edilen tork miktarı motorin yakıtı kısılarak %20 azaltılmış, azalan tork miktarı aynı şekilde HCCI manifoldundan silindir içerisine CNG yakıtı verilerek tamamlanmıştır. Bu şekilde tork değişim oranları ilerletilerek motorun çalışabildiği en son tork değişim oranında kadar deneyler yapılmıştır. Bu deneylerin sonuçları motor performansı, emisyonlar ve yanma analizi perspektifinde değerlendirip karşılaştırılmıştır.

Deney sonuçları değerlendirildiğinde önümüze 4 ana oluşum mekanizması çıkmaktadır. Birincisi silindir içi basınç ve sıcaklıklarının yüksek olduğu tam ve 3/4 yük konumu, ikincisi silindir içi basınç ve sıcaklıklarının tam ve 3/4 yüke nazaran daha düşük olduğu yarım ve çeyrek yük konumu, üçüncüsü 40 °C ve 60 °C ön ısıtma ile silindir içerisine giren hava miktarının azaldığı tam ve yarım yük deneyleri, dördüncüsü ise motorun çeşitli yük ve tork değişim oranlarında kararlı çalışma bölgesi içerisinde veya kararsız çalışma bölgesi içerisinde olmasıdır.

Özgül yakıt tüketiminde tork değişim oranıyla tam ve 3/4 yük konumlarında %4,5 oranına kadar kısmi iyileşmeler görülmekle birlikte, yarım ve çeyrek yük konumlarında %47,92 oranına kadar artışlar görülmüştür. Ön ısıtma ile özgül yakıt tüketimi artmıştır. Hava fazlalık katsayısı tork değişimiyle bütün yük konumlarında artış göstermiştir. Tam yük ön ısıtmasız deneylerde D100 tork değişim oranına göre D10+CNG90 tork değişiminde λ değeri %55,56 oranında artmıştır. Ön ısıtmasız yük deneylerinde yük azaldıkça hava fazlalık katsayısı

artmıştır. Tam ve yarım yüklerde ön ısıtma sıcaklığı arttıkça hava fazlalık katsayısı azalmıştır. Termik verim tam ve 3/4 yük konumunda tork değişimiyle artış göstermiş, 3/4 yükte D100 konumunda ön ısıtmasız %33,4 olan termik verim, D90+CNG10 tork değişim oranında %2,99 oranında artmış ve %34,4 olarak elde edilmiştir. Yarım ve çeyrek yük konumunda ise tork değişimiyle termik verim azalmıştır. Ön ısıtma sıcaklığı arttıkça tam ve yarım yük konumlarında termik verim azaldığı görülmüştür.

Karbonmonoksit emisyonu ön ısıtmasız tam ve 3/4 yük konumunda tork değişim oranı arttıkça bariz azalma göstermiştir. Ön ısıtmasız tam yükte D100 konumuna göre D10+CNG90 tork değişim oranında CO emisyonu %93,12 oranında iyileşmiştir. Yarım ve çeyrek yük konumlarında ise tork değişimi ile CO emisyonu artmıştır. Ön ısıtma ile tam ve yarım yüklerde karbonmonoksit emisyonunun ön ısıtmasız deneylere göre arttığı görülmüştür. Tam yük ön ısıtmasız deneylerde hidrokarbon emisyonu D100 konumuna göre D60+CNG40 tork değişim oranında %2,59 oranında iyileşmiştir. Bu tork değişim oranından sonra ise artışa geçmiştir. 3/4, yarım ve çeyrek yüklerde D100 konumuna göre tork değişimiyle HC emisyonu artmıştır. Ön ısıtma arttıkça tam ve yarım yüklerde hidrokarbon emisyonlarında orta ve ileri tork değişim konumlarında azalmalar gerçekleşmiştir. Azotoksit emisyonları en yüksek tam yükte gerçekleşmiş ardından sırasıyla 3/4, yarım ve çeyrek yük gelmiştir. Tork değişimine göre değerlendirildiğinde ise tam ve 3/4 yükte D100 konumuna göre tork değişimi arttıkça azotoksit emisyonu %81,3 oranına kadar artmış, yarım ve çeyrek yükte ise D100 konumuna göre ise tork değişimiyle %13,29 oranına kadar azalmıştır. Ön ısıtma ile azotoksit emisyonları tam ve yarım yük konumlarında ön ısıtmasız deneylere göre azalmıştır. Duman emisyonu ön ısıtmasız tam ve 3/4 yükte D100 konumuna göre D10+CNG90 tork değişim oranında sırasıyla %97,96 ve %97,67 oranında iyileşmiştir. Yarım ve çeyrek yükte ise D100 konumuna göre D30+CNG70 tork değişim oranında sırasıyla %84,62 ve %50 oranında iyileşme görülmüştür. Ön ısıtma ile tam ve yarım yüklerde ön ısıtmasız yüklere göre duman emisyonu artmıştır. Egzoz gaz sıcaklığı tam ve 3/4 yükte D100 konumuna göre tork değişimi arttıkça sırasıyla %16,57 ve %14,56 oranlarına kadar artmış, yarım ve çeyrek yükte ise D100 konumuna göre tork değişimi arttıkça sırasıyla %10,78 ve %2,89 oranlarına kadar azalmıştır. Ön ısıtma ile egzoz gazı sıcaklığı tam ve yarım yük konumlarında ön ısıtmasız deneylere göre azalmıştır.

Yanma analizi verileri incelendiğinde silindir basıncı ve ısı yayılım oranının tam ve 3/4 yük konumlarında motorun kararlı çalışma bölgesi içerisinde kalan orta tork değişim oranlarına kadar arttığı, bu tork değişiminden ileri tork değişim oranlarına kadar kararsız çalışma bölgesinde kalarak silindir basıncının ve ısı yayılımının bir miktar azaldığı görülmüştür. Maksimum silindir içi basınç değeri ön ısıtmasız tam yükte D50+CNG50 tork değişim oranında 60,98 bar olarak elde edilmiştir. Yarım ve çeyrek yüklerde ise tork değişimiyle silindir basıncı azalmıştır. Isı yayılım oranı ise motorun kararlı çalışma bölgesi içerisinde kaldığı D100 konumundan orta tork değişimi deneylerine kadar artış göstermiş, orta tork değişiminden ileri tork değişim oranı bölgesinde ise azalma eğilimi göstermiştir. Ön ısıtma ile silindir içi basınç ve ısı yayılım oranı eğrileri daha erken krank açılarında başlamış, yanma avansa alınmıştır. 40 °C ve 60 °C ön ısıtmalı deneylerde tam yük konumunda tork değişim oranı arttıkça D100 konumundan D30+CNG70 tork değişim oranına kadar silindir basıncında artış görülmüş bu tork değişim oranından sonra ise azalma görülmüştür. Isı yayılım oranı incelendiğinde ise tam yükte ön ısıtma ile orta yük konumlarına kadar ısı yayılımı artış göstermiş ileri yük konumlarında ise azalmıştır. Ön ısıtma ile yarım yük konumunda silindir içi basınç tork değişim oranı arttıkça azalmıştır. Isı yayılım oranı ise D100 konumundan orta tork değişim oranlarına kadar artmış, orta tork değişimi ile ileri tork değişim oranları arasında azalmıştır. Motorun vuruş eğilimini gösteren basınç artış oranı ($dP/d\theta$) ve maksimum basınç artış oranı grafikleri incelendiğinde bütün yük ve ön ısıtma sıcaklıklarındaki bütün tork değişim oranı deneylerinde vuruş sınırı olarak kabul edilen 10 bar/°KA değerinin oldukça altında kalmıştır. Yüksek oktan sayısından ötürü CNG yakıtı vuruşuza karşı dirençli yakıtlar arasında yer almaktadır. Motorun düzenli çalışıp çalışmadığı hakkında bize bilgi veren COV_{imep} değerleri motorun çalışma sınırlarının belirlenmesinde oldukça önemlidir. HCCI yanmasında %10 değeri kararlı çalışma sınırı olarak belirlenmiştir ve gerçekleştirilen deneylerde tüm yüklerde ve ön ısıtma sıcaklıklarında orta yük konumu olan D50+CNG50 tork değişim oranına kadar motor kararlı çalışma bölgesinde kalmakta ve bu tork değişim oranından sonra COV_{imep} değeri %10 sınırının üzerine çıkarak kararsız çalışma bölgesine geçmektedir. Kümülatif ısı dağılımı incelendiğinde CNG gaz yakıtının sıvı dizel yakıtına oranla laminar alev hızının fazla olması neticesinde CNG yakıtı dizel yakıtına oranla yanma fazını daha hızlı sonlandırmaktadır. Tutuşma başlangıcından itibaren tork değişim oranı arttıkça açığa çıkan ısı enerjisi CNG yoğunluğuna bağlı olarak daha erken krank mili açılarında daha fazla elde edilmiştir. KA 10 açısının değişimleri incelendiğinde silindir basınç ve sıcaklığı yüksek olan tam yükte D100 konumundan orta tork değişim oranına kadar avansa alınan KA 10 açısı, orta tork

değişiminden ileri tork değişimine kadar rötara alınmaktadır. 3/4, yarım ve çeyrek yük konumlarında ise KA 10 açısı D100 konumundan ileri tork değişim oranlarına kadar düzenli olarak rötara alınmaktadır. Ön ısıtma ile ön ısıtmasız deneylerde elde edilen KA 10 açıları daha erken krank mili açılarında elde edilmiştir. KA 50 açılarının değişimleri incelendiğinde ön ısıtmalı ve ön ısıtmasız tam, 3/4 ve yarım yük konumlarında KA 50 açısı tork değişimi arttıkça azalma eğilimi göstererek azalmıştır. Ön ısıtmasız çeyrek yük konumunda ise orta tork değişim oranlarına kadar yatay seyir izleyen KA 50 açısı orta tork değişiminden ileri tork değişim oranlarına kadar bir miktar rötara alınmıştır. KA 90 açısının değişimleri incelendiğinde tam, 3/4 yük konumlarında tork değişimiyle düzenli azalma görülürken ve yarım ve çeyrek yük konumlarında D100 konumundan orta tork değişim oranlarına kadar azalma görülmüş, orta tork değişiminden ileri tork değişim oranlarına kadar bir miktar artış görülmüş ancak bu artış D100 konumunda elde edilen KA 90 açısının altında kalmıştır. Ön ısıtma ile tam yük konumunda ön ısıtma arttıkça tork değişimiyle KA 90 açısında azalma görülürken, ön ısıtma sıcaklığı arttıkça ön ısıtmasız elde edilen KA 90 açısına göre rötara alınmıştır. Yarım yük konumu için ise ön ısıtmasız yarım yük konumuna benzer KA 90 aç eğrileri oluşmakla birlikte, ön ısıtma sıcaklığı arttıkça KA 90 açısı rötara alınmıştır. Yanma süreleri karşılaştırıldığında ise ön ısıtmalı tam yük konumlarında ve ön ısıtmasız tam ve 3/4 yük konumlarında tork değişim oranı arttıkça yanma süresi azalma göstermiştir. Ön ısıtmalı yarım yük, ön ısıtmasız yarım ve çeyrek yük konumlarında ise D100 tork değişim oranından orta yük konumlarında kadar yanma süresi azalırken, orta tork değişim oranlarından ileri tork değişim oranlarına kadar yanma süresi bir miktar artmakta ancak D100 konumundan elde edilen yanma süresi altında kalmaktadır.

Bu tez çalışmasından elde edilen veri ve tecrübeler neticesinde bu alanda çalışmak isteyen araştırmacılara ilk olarak HCCI yanma modunda sabit hava fazlalık katsayılarında ön ısıtma uygulaması gerçekleştirilmesi önerilmektedir. Böyle bir çalışma ön ısıtmanın olumlu etkilerinin daha iyi görünmesine neden olacaktır. Motorun supap zamanlaması ve sıkıştırma oranı değiştirilerek CNG yakıtı ile motorun optimum çalışma aralığı incelenebilir. Motor tam HCCI modunda CNG yakıtı ile çalıştırılarak performans, emisyon ve yanma parametreleri incelenebilir.

KAYNAKLAR

1. Türkiye Petrolleri Anonim Ortaklığı Genel Müdürlüğü. (2019). *2018 Yılı Ham Petrol ve Doğal Gaz Sektör Raporu*. Ankara: TPAO, 4.
2. The British Petroleum Company. (2019). *Energy Outlook*. Londra: BP, 14.
3. Çınar, C. (1998). *Buji ile Ateşlemeli Motorlarda Kam Geometrisinin Performansa Etkileri Üzerine Bir Araştırma*, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 1-5.
4. Demirci, O. K. (2013). *Buji ile Ateşlemeli Bir Motorda Miller Çevrimi Uygulaması, Performans ve Emisyon Karakteristiklerinin İncelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2.
5. Çelik, M. B., ve Balcı, M. (2002). Sabit yük ve hız şartlarında sıkıştırma oranının motor karakteristiklerine etkisi. *Teknoloji Dergisi*, 5(3-4), 39.
6. Taşlıyol, M., Doğan, O., Özdalyan, B. ve Büyükgüçlü, M. A. (2011). Değişken supap zamanlamasının elektro-mekanik olarak denetimi. *Taşıt Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 3(2), 8.
7. Uslu, K. (2006). *Dizel Motorlarında Farklı Püskürtme Avanslarında Dizel Yakıtı + Etanol Kullanımının Performans ve Emisyonlara Etkisi*, Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 53-71.
8. Salman, S., Çınar, C., ve Sekmen, Y. (2003). Buji ile ateşlemeli motorlarda tek nokta yakıt enjeksiyon ve karbüratör sistemlerinin performansa etkileri üzerine deneysel bir araştırma. *Politeknik Dergisi*, 6 (1), 391.
9. Hairuddin, A. A., Yusaf, T., and Wandel, A. P. (2014). A Review of Hydrogen and Natural Gas Addition in Diesel HCCI Engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 32, 739-761.
10. Konno, M., and Chen, Z. (2005). *Ignition Mechanisms of HCCI Combustion Process Fueled with Methane/DME Composite Fuel*. Paper Presented 2005 Society of Automotive Engineers World Congress, Detroit, Michigan.
11. Basshuysen, R. V. (Editor). (2016). *Natural Gas and Renewable Methane for Powertrains: Future Strategies for a Climate-Neutral Mobility*, Switzerland: Springer International Publishing, 114.
12. İnternet: Der Polo TGI. (2021). *Volkswagen Deutschland*. URL: <https://www.volkswagen.de/de/modelle/polo-tgi.html>, Son Erişim Tarihi: 12.06.2021.
13. İnternet: Brozat, A. (2017). Volkswagen Group expedites joint extension of gas mobility. *Volkswagen Media Services*. URL: https://www.volkswagenag.com/en/news/2017/05/volkswagen_group_gas_mobility.html, Son Erişim Tarihi: 21.12.2020.

14. İnternet: Soysal, Ş. (2017). Volkswagen, CNG ailesini 2025'e kadar 10'a katlayacak. *Volkswagen Haberler*. URL: <https://tr.motor1.com/news/144457/vw-cng-ailesi-2025-hedefi/>, Son Erişim Tarihi: 21.05.2021.
15. Can, Ö. (2012). *Bir DI Dizel Motorda Etanol Ön Karışımli Kısmi-HCCI Uygulamasının Yanma ve Emisyonlar Üzerine Etkilerinin İncelenmesi*, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 41-17, 25-30,77-104.
16. Calam, A., Solmaz, H., Yılmaz, E., ve İçingür, Y. (2019). Investigation of Effect of Compression Ratio on Combustion and Exhaust Emissions in A HCCI Engine. *Energy*,168, 1208-1216.
17. Ghazikhani, M., Kalateh, M. R., Toroghi, Y.K., and Dehnavi, M. (2009). An Experimental Study on the Effect of Premixed and Equivalence Ratios on CO and HC Emissions of Dual Fuel HCCI Engine. *World Academy of Science, Engineering and Technology*, 52, 130-135.
18. Uyumaz, A. (2014). *Homojen Dolgulu Sıkıştırma ile Ateşlemeli Bir Benzin Motorunda Supap Kalkma Miktarının Yanma ve Performansa Etkilerinin İncelenmesi*, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 1-172.
19. Xingcai, L., Yuchun, H., Linlin, Z., and Zhen, H. (2006). Experimental study on the auto-ignition and combustion characteristics in the homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion operation with ethanol/n-heptane blend fuels by port injection. *Fuel*, 85(17-18), 2622-2631.
20. Arcoumanis, C., Bae, C., Crookes, R., and Kinoshita, E. (2007). The potential of di-methyl ether (DME) as an alternative fuel for compression-ignition engines: A review. *Fuel*, 87(7), 1014-1030.
21. Yap, D., Karlovsky, J., Megaritis, A., Wyszynski, M. L., and Xu, H. (2005). An investigation in to propane homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine operation with residual gas trapping. *Fuel*, 84(18), 2372-2379.
22. He, B. Q., Xie, H., Zhang, Y., Qin, J., and Zhao, H. (2005). An Experimental Study on HCCI Combustion in a Four Stroke Gasoline Engine With Reduced Valve Lift Operations. *SAE International Technical Papers*, 2005-01-3736, 1-11.
23. Ma, J., Lü, X., Ji, L., and Huang, Z. (2008). An Experimental Study of HCCI-DI Combustion and Emissions in a Diesel Engine with Dual Fuel. *International Journal of Thermal Sciences*, 47, 1235-1242.
24. Najt, P., and Foster, D. E. (1983). Compression-Ignited Homogeneous Charge Combustion. *SAE International Technical Papers*, 830264, 1-20.
25. Stockinger, V., Schapertons, H., and Kuhlmann, U. (1992). Investigations on a gasoline engine working with self-ignition by compression. *MTZ*, 53, 80–85.
26. Hairuddin, A. A., Wandel, A. P., and Yusaf. T. (2013). *A Homogeneous Charge Compression Ignition Engine: An Introduction*. Paper Presented 3rd Malaysian Postgraduate Conference (MPC2013), Sydney, 37-47.

27. Bression, G., Soleri, D., Savy, S., Dehoux, S., Doradoux, L., Guerrassi, N., and Lawrence, N. (2008, April). *A Study of Methods to Lower HC and CO Emissions in Diesel HCCI*, Paper Presented Society of Automotive Engineering World Congress, Detroit, Michigan.
28. İnternet: Mazda Creates The Holy Grail of Internal Combustion. (2018). *Drive Tribe*. URL: https://drivetribe.com/p/mazda-creates-the-holy-grail-of-Lnkc4GMwRF-QuLXBHL-drQ?iid=AGhbetOWQna5_t4BphBGTw, Son Erişim Tarihi: 12.06.2021.
29. İnternet: The future of the internal combustion engine: Special "Sensible Innovation" award for the DIESOTTO engine concept from Mercedes-Benz. (2021). *Daimler Global*. URL: <https://media.daimler.com/marsMediaSite/en/instance/ko/The-future-of-the-internal-combustion-engine-Special-Sensible-Innovation-award-for-the-DIESOTTO-engine-concept-from-Mercedes-Benz.xhtml?oid=9913328>, Son Erişim Tarihi: 12.06.2021.
30. İnternet: Opel Vectra HCCI. (2017). *Zer Customs*. URL: <http://www.zercustoms.com/news/Opel-Vectra-HCCI.html>, Son Erişim Tarihi: 8.12.2020.
31. Fuhs, A. E. (2009). *Hybrid Vehicles: and the Future of Personal Transportation*, USA: CRC Press, 1-446.
32. Özden, C. M. (2005). *Homojen Karışımli İçten Yanmalı Motorlar*, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 57-110.
33. Brownstein, A. M. (2015). *Renewable Motor Fuels: The Past, the Present and the Uncertain Future*. USA: Butterworth-Heinemann, 78-87.
34. İnternet: Temsa Avenue CNG. (2017). *Temsa*. URL: <https://www.temsa.com/tr/tr/sehir-ici/avenue>, Son Erişim Tarihi: 8.01.2021.
35. İnternet: Current Natural Gas Vehicle Statistics. (2021). *Natural Gas Vehicle Global*. URL: <https://www.iangv.org/current-ngv-stats/>, Son Erişim Tarihi: 09.06.2021.
36. İnternet: Sıralı Plug And Drive CNG (Doğalgaz) Kiti. (2021). *BRC Türkiye*. URL: <https://www.brcturkiye.com/urun/sirali-plug-and-drive-cng-dogalgaz-kiti>, Son Erişim Tarihi: 12.06.2021.
37. Yetişken, Y., ve Ekmekçi, İ. (2007). Türkiye Şartlarında Sıkıştırılmış CNG'li Araçların Kullanımının İrdelenmesi. *Mühendis ve Makina Dergisi*, 49(586), 22.
38. İnternet: Lukoil güvenlik bilgi formu cng – Sıkıştırılmış Doğal gaz. (2015). *Lukoil*. URL: <http://www.lukoil.com.tr/Uploaddev/dakocs/CNG-MSDS.pdf>, Son Erişim Tarihi: 09.12.2017.
39. Çetinkaya, S. (2004). Benzin ve Diesel Motorların Doğal Gaz Motoruna Dönüştürülmesi. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 81, 14-31.

40. Garcia, M. T., Aguilar, F. J. J-E., and Lencero, T. S. (2009). Experimental study of the performances of a modified diesel engine operating in homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion mode versus the original diesel combustion mode. *Energy*, 34, 159-171.
41. Chen, H., H, J., and Zhong, X. (2019). Engine combustion and emission fuelled with natural gas: A review. *Journal of the Energy Institute*, 92, 1123-1136.
42. Lu, X., Ji, L., Hou, Y., Zu, L., and Huang, Z. (2008). Inhibition effect of doping methyl tert-butyl ether compounds to n-heptane on homegenous charge compression ignition combustion. *Energy Conversion and Management*, 49, 1705-1714.
43. Hernandez, J.J., Sanz-Argent, J., Benajes, J., and Molina, S. (2008). Selection of a diesel fuel surrogate for the prediction of auto-ignition under HCCI engine conditions. *Fuel*, 87, 655-665.
44. Yao, M., Chen, Z., Zheng, Z., Zhang, B., and Xing, Y. (2006). Study on the controlling strategeis of homogeneous charge compression ignition combustion with fuel of dimethyl ether and methanol. *Fuel*, 85, 2046-2056.
45. Shudo, T., and Yamada, H. (2007). Hydrogen as an ignition-controlling agent for HCCI combustion engine by suppressing the low-temperature oxidation. *Internal Journal of Hydrogen Energy*, 32, 3066-3072.
46. Yap, D., Pehucheret, S. M., Megaritis, A., Wyszynski, M. L., and Xu, H. (2006). Natural gas HCCI engine operation with exhaust gas fuel reforming. *International Journal Of Hydrogen Energy*, 31, 587-595.
47. Yücesu, H. S., Can, Ö., Çınar, C., Güçlü, H., ve Yavuzcan, M. Ö. (2011). *Bir Dizel Motorunda Kısmi ve Tam HCCI Uygulaması*. 6. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumunda sunuldu (IATS'11), Elazığ, 45-51.
48. Can, Ö., Çınar, C., ve Şahin, F. (2009). Ön Karışımli Benzin Dolgusunun HCCI-DI Motorunda Yanma ve Egzoz Emisyonlarına Etkilerinin İncelenmesi, *Gazi Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 24(2), 229-236.
49. Kim, D. S., Kim, Y. M., and Lee, C. S. (2005). Combustion and Emission Characteristics of Partial Homogeneous Charge Compression Ignition Engine. *Combustion Science and Technology*, 177, 107-125.
50. Çınar, C., Can, Ö., Şahin, F., and Yücesu, H. S. (2010). Effects of premixed diethyl ether (DEE) on combustion and exhaust emissions in a HCCI-DI diesel engine. *Applied Thermal Engineering*, 30, 360-365.
51. Gharehghani, A., Hosseini, R., Mirsalim, M., and Yusaf, T. P. (2015). A Comparative Study On The First And Second Law Analysis And Performance Characteristics Of A Spark İgnition Engine Using Either Natural Gas Or Gasoline. *Fuel*, 158, 488-493.
52. Bae, C., and Kim, J. (2017). Alternative fuels for internal combustion engines. *Proceedings of the Combustion Institute*, 36, 3389-3413.

53. Gharehghani, A., Hosseini, R., Mirsalim, M., Jazayeri, S. A., and Yusaf, T. (2015). An experimental study on reactivity controlled compression ignition engine fueled with biodiesel/natural gas. *Energy*, 89, 558-567.
54. Sezgin, B., Bilen, K., ve Çelik, V. (2013). Bir Dizel Motorun Doğal Gazla Çalışır Hâle Getirilmesi ve Dönüştürülmüş Motorun Performans ve Egzoz Emisyonunun Deneysel Analizi. *Mühendis ve Makina*, 54(642), 41-51.
55. Sezgin, B. (2009). *Bir dizel motorun doğalgaz ile çalışır hale getirilmesi ve analizi*. Yüksek Lisans Tezi, Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kırıkkale, 1-93.
56. Öner, C., Şenocak, N., Tanyeri, B., and Hazar, H. (2017). *Effect of Natural Gas Usage on Engine Performance and Exhaust Emissions at the Homogeneous Filling Spark Ignition Engine*. Presented 8th International Advanced Technologies Symposium (IATS'17), Elazığ, Turkey, 737-747.
57. Navarro, E., Leo, T. J., and Corral, R. (2013). CO₂ emissions from a spark ignition engine operating on natural gas–hydrogen blends (HCNG). *Applied Energy*, 101, 112-120.
58. Kar, T., and Agarwal, A. K. (2015). Development of a Single Cylinder CNG Direct Injection Engine and Its Performance, Emissions and Combustion Characteristics. *International Journal of Oil, Gas and Coal Technology*, 10(2), 204-219.
59. Keleş, G. (2012). *Dizel Motorların CNG ve LPG Yakıtlarına Dönüşümünde Gerçek Çevrimin Teorik ve Deneysel Çalışmalarla Optimizasyonu*. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 1-104.
60. Karagöz, Y., Sandalcı, T., Köylü, Ü. O., Dalkılıç, and A. S., Wongwises, S. (2016). Effect of the use of natural gas–diesel fuel mixture on performance, emissions, and combustion characteristics of a compression ignition engine. *Advances in Mechanical Engineering*, 8(4), 1–13.
61. Liu, J., Yang, F., Wanga, H., Ouyang, M., and Hao, S. (2013). Effects of pilot fuel quantity on the emissions characteristics of a CNG/diesel dual fuel engine with optimized pilot injection timing. *Applied Energy*, 110, 201–206.
62. Wang, Z., Zhao, Z., Wang, D., Tan, M., Han, Y., Liu, Z., and Dou, H. (2016). Impact of pilot diesel ignition mode on combustion and emissions characteristics of a diesel/natural gas dual fuel heavy-duty engine. *Fuel*, 167, 248-256.
63. Jang, J., Lee, Y., Cho, C., Wooa, Y., and Bae, C. (2013). Improvement of DME HCCI engine combustion by direct injection and EGR. *Fuel*, 113, 617-624.
64. Ayhan, M. (2007). *Buji Ateşlemeli Tek Silindirli Bir Motorda Doğalgazın Alternatif Yakıt Olarak Kullanılması*, Yüksek Lisans Tezi, Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük, 1-76.
65. Cho, H. M., and He, B. Q. (2007). Spark Ignition Natural Gas Engines. *Energy Conversion and Management*, 48, 608-618.

66. Çetinkaya, S. (2002). *Benzin ve Dizel Motorların Doğalgaz Motoruna Dönüşmesi*, LPG ve CNG Uygulamaları Sempozyumunda sunuldu. Ankara, 45-67.
67. L. M., Gulati, R., and Gupta, P. K. (2000). A Comparative Evaluation of the Performance Characteristics of a Spark Ignition Engine Using Hydrogen and Compressed Natural Gas as Alternative Fuels. *International Journal of Hydrogen Energy*, 25, 783-793.
68. Özcan, F. (2010). *Buji Ateşlemeli Bir Motorda LPG ve CNG (Sıkıştırılmış Doğal Gaz) Kullanımının Motor Performansı ve Egzoz Emisyonlarına Etkisi*, Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 1-65.
69. Ergen, G. (2011). *Doğalgaz Kullanılan Çift Yakıtlı Bir Dizel Motorunda Biyoyakıt ve Katkı Maddesi Kullanımının Kısmi Yüklerdeki Performans ve Emisyon Karakteristiklerine Etkileri*, Doktora Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya, 1-138.
70. Papagiannakis, R.G., and Hountalas, D.T. (2004). Combustion and Exhaust Emission Characteristics of A Dual Fuel Compression Ignition Engine Operated With Pilot Diesel Fuel and Natural Gas. *Energy Conversion and Management*, 45, 2971-2987.
71. Pirouzpanah, V., Saray, R.K., Sohrabi, A., and Niaei, A. (2007). Comparison of Thermal and Radical Effects of EGR Gases on Combustion Process in Dual Fuel Engines at Part Load. *Energy Conversion and Management*, 48, 909–1918.
72. Tekiner, K. (2006). *Doğalgazın Sıkıştırılmış Formlarının Araçlarda Motor Yakıtı Olarak Kullanılması ve Uygulama Şartlarının İncelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 1-88.
73. Tangöz, S. (2015). *Farklı Sıkıştırma Oranlarındaki Buji Ateşlemeli Bir Motorda Doğalgaz ve Doğalgaz Hidrojen Karışımlarının Yakıt Olarak Kullanılmasının Araştırılması*, Doktora Tezi, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri, 1-119.
74. İnternet: Antor 6 LD 400. (2021). *Anadolu Motor*. URL: <https://www.anadolumotor.com/tr/urunler/antor-6-ld-400>, Son Erişim Tarihi: 12.03.2021.
75. Kakaee, A. H., Paykani, A., and Ghajar, M. (2014). The influence of fuel composition on the combustion and emission characteristics of natural gas fueled engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 38, 64-78.
76. İnternet: CUSSONS Motor Test Cihazı Kullanım Kılavuzu. (2021). *Cussons Technology*. URL: <https://tecnoedu.com/Cussons/PDFs/p8160-issue-5.pdf>, Son Erişim Tarihi: 10.06.2021.
77. Robert Bosch GmbH Automotive Aftermarket Test Equipment. (2010). *Bosch BEA 350 Emission Analysis Users Manuel*. Plochingen: Bosch.
78. AVL. (2012). *AVL DiSmoke 4000 Emission Analysis Users Manuel*. Graz: AVL DiTEST.

79. İnternet: Saf Metan Gazı Tüp Hacim ve Basıncı. (2020). *Hat Grup*. URL: <http://ozel-gazlar.hatgrup.com/urunler/yuksek-saflikta-gazlar/metan>, Son Erişim Tarihi: 01.06.2021.
80. İnternet: Kasweld Metan Regülatörü. (2019). *Kasweld*. URL: <https://regulatorler.com/urun/2010-metan-regulatoru>, Son Erişim Tarihi: 11.04.2021.
81. İnternet: Inline Mounting Hydraulic Flow Control Valve. (2018). *RS PRO*. URL: <https://uk.rs-online.com/web/p/hydraulic-flow-control-valves-line-mounting/2834007/>, Son Erişim Tarihi: 29.05.2020.
82. İnternet: Masterflex Proportional Flowmeter Controller Manual. (2018). *Cole Parmer*. URL: https://www.coleparmer.com/i/cole-parmer-gas-mass-flow-controller-10-to-1000-lpm/3290781?pubid=GY&persist=false&utm_source=digitalcatalog&utm_medium=digitalcatalog&utm_campaign=3806-gy-sourcebook-generic, Son Erişim Tarihi: 13.05.2018.
83. İnternet: JSB Terazi Kullanım Kılavuzu. (2018). *Dikomsan Universal*. URL: http://www.dikomsan.com/urun_detay.asp?id=1&kid=75, Son Erişim Tarihi: 11.04.2018.
84. İnternet: Flow Torch 400. (2018). *Farnam Custon Products*. URL: <https://farnam-custom.com/standard-products/process-air-heaters/flow-torch/flow-torch-400>, Son Erişim Tarihi: 21.04.2018.
85. İnternet: ET9420 Digital PID. (2020). *ENDA*. URL: <https://enda.com/automation/temperature-controllers/pid/et9420/>, Son Erişim Tarihi: 24.07.2020.
86. Kavak Akpınar, E. (2005). Deneyisel Hata Analizinde Bir Örnek: Kurutma Deneylerindeki Hata Analizi, *Mühendis ve Makine*, 46(540), 41-47.
87. Martyr, A. J., and Plint, M. A. (2007). *Engine Testing (Theory and Practice)* (Third edition). Warrendale- Pittsburgh: SAE International and Elsevier, 260, 284-300.
88. Kuratle, R. H., and Marki, B. (1992). Influencing Parameters and Error Sources During Indication on Internal Combustion Engines. *Society of Automotive Engineers*, Paper No: 920233.
89. Cussons Technology. (1993). *Cussons Engine Electronic Indicating Systems P4400 & P4410 Instruction Manual*. Manchester UK: Anon Cussons Technology.
90. Heywood, J. B. (1988). *Internal combustion engines fundamentals* (First edition). New York: McGraw-Hill, 503-506.
91. Polat, S. (2015). *HCCI Bir Motorda Çalışma Parametrelerinin Yanmaya Etkilerinin İncelenmesi*, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 1-161.
92. Hohenberg, G.F. (1979). Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations. *Society of Automotive Engineers Transactions*, 88(3), 2788-2806.

93. Mathews, J. H. and Fink, K. D. (2004). *Numerical methods using MATLAB (Fourth edition)*. New Jersey: Prentice Hall Inc, 323-342.
94. Stone, R. (1992). *Introduction to Internal Combustion Engines* (Second edition). Hong Kong: Macmillan, 425-456.
95. Zhao, H. (2007). *HCCI and CAI engines for the automotive industry* (First edition). England: Woodhead Publishing Limited and CRC Press LLC, 10-462.
96. Karabektaş, M., Ergen, G., and Hoşöz, M. (2014). The effects of using diethylether as additive on the performance and emissions of a diesel engine fuelled with CNG. *Fuel*, 115, 855-860.
97. Königsson, F., Stalhammar, P., and Angström, H. (2011). Combustion Modes in a Diesel-CNG Dual Fuel Engine. *Society of Automotive Engineers Technical Paper*, 2011-01-1962.
98. Lounici, M. S., Loubar, K., Tarabet, L., Balistrrou, M., Niculescu, D. C., and Tazerout, M. (2014). Towards improvement of natural gas-diesel dual fuel mode: An experimental investigation on performance and exhaust emissions, *Energy*, 64, 200-211.
99. Singh, R. and Maji, S. (2012). Performance and Exhaust Gas Emissions Analysis Of Direct Injection Cng-Diesel Dual Fuel Engine. *International Journal of Engineering Science and Technology*. 4(3), 837-838.
100. Shim, E., Park, H., and Bae, C. (2020). Comparisons of advanced combustion technologies (HCCI, PCCI, and dual fuel PCCI) on engine performance and emission characteristics in a heavy duty diesel engine. *Fuel*, 262(116436), 1-12.
101. Hiremath, S.S, Khandal, S.V., Banapurmath, N.R., Math, V.B. and Gaitonde, V.N. (2017). Comparative analysis of performance of dual fuel (DF) and homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines fuelled with honne oil methyl ester (HOME) and compressed natural gas (CNG). *Fuel*, 196, 134-143.
102. Ergeneman, M., Soruşbay, C., and Göktan, A. G. (1999). Exhaust Emission and Fuel Consumption of CNG Diesel Fueled City Buses Calculated Using a Sample Driving Cycle, *Energy Sources*, 21(3), 257-268.
103. Nithyanandan, K., Lin, Y., Donahue, R., Meng, X., Zhang, J., and Lee, C.F. (2016). Characterization of Soot From Diesel-CNG Dual-Fuel Combustion in a CI Engine. *Fuel*, 184, 145–152.
104. Tarabet, L., Loubar, K., Lounici, M.S., Khiari, K., Belmrabet, T., and Tazerout, M. (2014). Experimental investigation of DI diesel engine operating with eucalyptus biodiesel/natural gas under dual fuel mode. *Fuel*, 133, 129-138.
105. Bari, S., and Hossain, S.N. (2019). Performance of a diesel engine run on diesel and natural gas in dual-fuel mode of operation. *Energy Procedia*, 160, 215-222.

106. Jamrozik, A., Tutak, W., and Grab-Rogalinski, K. (2019). An Experimental Study on the Performance and Emission of the diesel/CNG Dual-Fuel Combustion Mode in a Stationary CI Engine. *Energies*, 12, 3857.
107. Jun, D., Ishii, K., and Iida, N. (2003). Combustion Analysis of Natural Gas in a Four Stroke HCCI Engine Using Experiment and Elementary Reactions Calculation. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 2003-01-1089.
108. Ahmed, S.A., Zhou, S., and Zhu, Y. (2018). Performance and Emission Characteristics Analysis of Dual Fuel Compression Ignition Engine Using Natural Gas and Diesel. *International Journal of Thermodynamics*, 21(1), 16-25.
109. Wang, L-J., Song, R-Z., Liu, S-H., and Zhou, L-B. (2008). Study on combustion characteristics of a methanol–diesel dual-fuel compression ignition engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 222, 619-627.
110. Prakash, G., and Ramesh, A., (1999) An approach for estimation of ignition delay in a dual fuel engine. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 1999-01-0232.
111. Yao, M., Zhang, B., Zheng, Z., Cheng, Z. and Xing, Y. (2005). Experimental Study on the Effects of EGR and Octane Number of PRF Fuel on Combustion and Emission Characteristics of HCCI Engines. *Society of Automotive Engineering*, Paper No: 2005-01-0174.
112. Abdelaal, M.M., and Hegab, A.H. (2012). Combustion and emission characteristics of a natural gas-fueled diesel engine with EGR. *Energy Conversion and Management*, 64, 301–312.





GAZİ GELECEKTİR..