



T.C.
BATMAN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**Çift Yakıtlı Bir Dizel Motorda Sıkıştırma
Oranının LPG Kullanımına Etkilerinin Deneysel
Olarak Araştırılması**

ERDAL ÇAVGUN
YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

ŞUBAT-2019
BATMAN
Her Hakkı Saklıdır

TEZ KABUL VE ONAYI

Erdal ÇAVGUN tarafından hazırlanan “ift Yakıtlı Bir Dizel Motorda Sıkıştırma Oranının LPG Kullanımına Etkilerinin Deneysel Olarak Araştırılması” adlı tez çalışması 08/02/2019 tarihinde aşığıdaki jüri üyeleri tarafından oy birliğı ile Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliğı Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Başkan

Prof. Dr. Zeki ARGUNHAN

Danışman

Doç. Dr. Hüseyin AYDIN

Üye

Doç. Dr. Bahattin İŞCAN

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Doç. Dr. Bahattin İŞCAN
FBE Müdürü

*Bu tez çalışması Batman Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi (BTÜBAP) tarafından BTÜBAP-2017-Yüksek Lisans-6 nolu proje ile desteklenmiştir.

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all materials and results that are not original to this work.

Erdal ÇAVGUN
Tarih: 08/02/2019

ÖZET**YÜKSEK LİSANS TEZİ****Çift Yakıtlı Bir Dizel Motorda Sıkıştırma Oranının LPG Kullanımına Etkilerinin Deneysel Olarak Araştırılması****Erdal ÇAVGUN****Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı****Danışman: Doç. Dr. Hüseyin AYDIN****2019, 80****Jüri****Prof. Dr. Zeki ARGUNHAN
Doç. Dr. Bahattin İŞCAN**

Günümüzde teknolojinin ilerlemesi ile birlikte araçların güç performans oranları artmakta buda dizel yakıt kullanım maliyetini arttırırken ayrıca dizel araçların çevre kirliliği sorununu daha da belirgin bir hal almasına sebebiyet vermektedir. Bunun ile birlikte üreticiler dizel yakıtlı motorlarda alternatif yakıtların kullanılması ile ilgili yaptıkları araştırmalar da LPG'nin (Sıvılaştırılmış Petrol Gazı) araçlarda yakıt olarak kullanımını gündeme getirmiştir. LPG'nin temin edilebilme ve depolanma şartlarının kolaylığı, düşük maliyetli olması, egzoz emisyonlarının diğer yakıtlara göre düşük ve olması dizel motorlarında alternatif yakıt olarak kullanımını cazip hale getirmektedir.

Yapılan bu çalışmada; saf dizel yakıtı ve %5, %10, %20 ve %40 oranlarında LPG ile karıştırılarak; motor performansı, yanma parametreleri ve egzoz emisyonlarına etkileri deneysel olarak karşılaştırılmıştır. Ayrıca farklı sıkıştırma oranları kullanılarak LPG40 yakıtının yanma parametrelerine etkileri araştırılmıştır.

Yapılan karşılaştırma sonucunda; farklı sıkıştırma oranlarında %40 LPG kullanıldığında, sıkıştırma oranı artkça silindir basıncı, ortalama gaz sıcaklığı ve ısı salınım hızı yükselmiştir. Normal sıkıştırma oranlarında ise; LPG kullanımı artkça silindir basıncı, ortalama gaz sıcaklığı (MGT) ve ısı salınım hızı (HRR) azalmıştır. Ayrıca farklı sıkıştırma oranları ve farklı dizel+LPG kullanım oranlarında; CO emisyonun farklı LPG kullanımı ve sıkıştırma oranlarının artışına bağlı olarak artmıştır.

Anahtar kelimeler: Alternatif yakıt, Emisyonlar, Motor Performansı, Dizel, LPG

ABSTRACT**Master's THESIS****The Experimental Investigation of the Effects of Compression Ratio on LPG Usage
in a Dual Fuel Diesel Engine****Erdal ÇAVGUN****THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE
OF BATMAN UNIVERSITY
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE IN MECHANICAL ENGINEERING****Advisor: Assoc. Prof. Dr. Hüseyin AYDIN****2019, 80 Pages****Jury****Prof. Dr. Zeki ARGUNHAN****Assoc. Prof. Dr. Bahattin İŞCAN**

Nowadays, with the advancement of technology, the power performance rates of the vehicles increase and this increases the cost of diesel fuel usage and also causes the pollution of diesel vehicles to become more obvious. Therefore it, the manufacturers' made research as the use of alternative fuels in diesel fuel engines has been brought to agenda the use of LPG (Liquefied Petroleum Gas) as fuel in vehicles. LPG's availability and storage conditions are easy, low cost, exhaust emissions are low compared to other fuels, making it an attractive alternative to diesel engines.

In this study; pure diesel fuel and 5%, 10%, 20% and 40% by mixing with LPG ; engine performance, combustion parameters and their effects on exhaust emissions were compared experimentally. In addition, the effects of LPG40 fuel on combustion parameters were investigated by using different compression ratios.

When 40% LPG was used at different compression ratios, the compression pressure, the cylinder pressure, the average gas temperature and the rate of heat release increased. In the made comparison results;. In the normal compression ratios; As LPG usage increased, cylinder pressure, average gas temperature (MGT) and heat release rate (HRR) decreased. In addition, in different compression and diesel + LPG utilization rates; The CO emissions have increased due to the increase in the use of different LPG and compression rates.

Keywords: Alternative fuel, Emissions, Engine Performance, Diesel, LPG

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasının şekillenmesinde; yönlendirme, bilgi ve tecrübeleriyle destek aldığım çok değerli hocam Sayın Doç. Dr. Hüseyin AYDIN'a, çalışmamın her aşamasında değerli bilgilerini ve desteklerini esirgemeyen hocam Sayın Arş. Gör. Dr. Edip ÇETKİN'e ve Dr.Öğr.Üyesi M.Zerrakki IŞIK'a en içten teşekkürlerimi sunarım.

Yaptığım bu çalışmaya maddi destek sunan Batman Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projesi (BTÜBAP) Koordinatörlüğü'ne ve proje yürütücüm Sayın Doç. Dr. Hüseyin AYDIN'a teşekkür ederim.

Erdal ÇAVGUN
BATMAN-2019

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT	iv
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELER LİSTESİ	ix
ŞEKİLLER LİSTESİ	x
SİMGELER	xi
KISALTMALAR	xii
1. GİRİŞ	1
<i>1.1.Literatür</i>	2
2. DİZEL MOTORLARI	8
<i>2.1. Dizel Yakıtı</i>	9
2.1.1.Setan sayısı	9
2.1.2.Donma noktası	10
2.1.3. Parlama ve alevlenme noktası	10
2.1.4.Viskozite	11
2.1.5.Destilasyon	11
2.1.6.Yoğunluk	11
2.1.7.Sülfür içeriği	11
2.1.8.Kül miktarı	12
2.1.9.Katkılar	12
<i>2.2. Dizel Motorların Temel Prensipleri</i>	12
2.2.1 Dizel çevrimi	12
2.2.2. Dizel motorlarda yanma	15
2.2.2.1 Yanma olayının safhaları	16
2.2.2.1.1 Tutuşma gecikmesi periyodu	16
2.2.2.1.2. Ani yanma periyodu	16
2.2.2.1.3. Difüzyon kontrollünde yanma periyodu	16
2.2.2.2 Yanmaya etki eden faktörler	17
2.2.2.2.1. Püskürtme avansının etkisi	17
2.2.2.2.2 Karışım oranının etkisi	18
2.2.2.2.3. Sıkıştırma oranının etkisi	18
2.2.2.2.4. Püskürtülen yakıt miktarının etkisi	19
2.2.2.2.5. Motor devrinin etkisi	19
2.2.2.2.6. Emilen havanın sıcaklık ve basıncının etkisi	19
2.2.2.2.7. Karışımdaki oksijen yüzdesinin etkisi	19
2.2.2.2.8. Aşırı doldurmanın etkisi	20

2.3. <i>LPG</i>	20
2.3.1 LPG (Likit Petrol Gazı) ve özellikleri	20
2.3.2. LPG'nin avantajları	23
2.3.3. LPG'nin dezavantajları	23
2.3.4. Taşıtlarda LPG kullanımı	24
2.3.5 LPG ve çevre	24
2.4 <i>Çift Yakıt Uygulamaları</i>	25
3. MOTORLARDA EGZOZ EMİSYONLARI	30
3. 1Motorlarda Yanma Sonucunda Ortaya Çıkan Kirletici Gazlar	30
3.1.1 Karbondioksit gazı	30
3.1.2 Karbon monoksit gazı	31
3.1.3 Azot oksit emisyonları	31
3.1.4 Hidrokarbon emisyonları	32
3.1.5 Partikül maddeler	32
3.2 Egzoz Gazı Emisyon Standartları	32
3.3.Yakıtların Egzoz Emisyonları Üzerine Etkisi ve Motorlarda Kullanımı	33
3.3.1. Benzin yakıtı	34
3.3.2 Dizel yakıtı	34
3.3.3. Sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG)	35
3.3.4. Doğal gaz	35
3.3.6 Biodizel yakıtı	36
3.3.7 Hidrojen	37
4.MATERYAL VE YÖNTEM	38
4.1. <i>LPG ve Motor Modifikasyonu</i>	38
4.2. <i>Deneysel Çalışmalar</i>	40
5. DENEY SONUÇLARI ve DEĞERLENDİRİLMESİ	46
5.1. <i>Normal Sıkıştırma Oranları</i>	46
5.1.1 Silindir basıncı	46
5.1.2 Isı salınım hızı	47
5.1.3 Ortalama gaz sıcaklığı	48
5.2. <i>Farklı Sıkıştırma Oranları</i>	49
5.2.1.CO emisyon değerleri	49
5.2.2. NO _x emisyon değerleri	50
5.2.3. HC emisyon değerleri	51
5.2.4. CO ₂ emisyon değerleri	52
5.2.5. Ortalama tüketilen yakıtın değerlendirilmesi	53
5.2.6. Termal verim değerlendirilmesi	54
5.2.7. Özgül yakıt tüketimi değerlendirilmesi	55
5.2.8 Silindir basıncı	56
5.2.9. Isı salınım hızı	57
5.2.10. Ortalama gaz sıcaklığı	58
6. GENEL SONUÇLAR ve ÖNERİLER	59
KAYNAKLAR	61

ÇİZELGELER LİSTESİ

Çizelge 1.1. Testlerde kullanılan beş farklı LPG yakıtının propan/bütan oranları (Saleh ,HE. 2008).	6
Çizelge 1,2. Sabit motor devrinde tespit edilen kütleli olarak DEE oranları (Jothi ve ark. 2007).....	4
Çizelge 2.1. Dizel yakıtın DIN 51601'e göre özellikleri (Ciniviz, 2001).	9
Çizelge 2.2. Propan ve Bütanın sıcaklığa göre basınç değişimi (Kuralay ve Yeşil, 2000).....	21
Çizelge 2.3. Ülkelere göre LPG'nin propan ve bütan oranları (Ciniviz, 2001; Sayın, 2005)	21
Çizelge 2.4. LPG'nin fiziksel ve kimyasal özellikleri (30).....	22
Çizelge 4.1. Dizel Motorun Özellikleri.....	39
Çizelge 4,2 Emisyon Cihazının Teknik Özellikleri	40



ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1 Dizel çevrimi, emme, sıkıştırma ve yanma prosesleri (Ferguson ve Kirpatrick, 2001)	13
Şekil 2.3. Dizel motorda basınç-krank açısı ve püskürtme seyri (Borat ve ark., 1994)	15
Şekil 4.1. Deneysel Düzeneğin Sistematik Diyagramı	39
Şekil 4.2 Motor silindir gömleği boyutları	44
Şekil 5.1. Sıkıştırma oranı 19:1 iken silindir basıncının değişimi (bar)	46
Şekil 5.2. Sıkıştırma oranı 19:1 iken Isı salınım hızı (j/o)	47
Şekil 5.3. Sıkıştırma oranı 19:1 iken Ortalama gaz sıcaklığı (K)	48
Şekil 5.4. Farklı sıkıştırma oranlarında CO emisyonu	49
Şekil 5.5. Farklı sıkıştırma oranlarında NOx emisyonu	50
Şekil 5.6. Farklı sıkıştırma oranlarında HC emisyonu	51
Şekil 5.7. Farklı sıkıştırma oranlarında CO ₂ emisyonu	52
Şekil 5.8. Farklı sıkıştırma oranlarında Ortalama yakıt tüketimi (kg/h)	53
Şekil 5.9. Farklı sıkıştırma oranlarında termal verimlilik değişimi	54
Şekil 5.10. Farklı sıkıştırma oranlarında be (kg/kWh)	55
Şekil 5.11. Farklı krank açılarındaki silindir basıncı	56
Şekil 5.12. Farklı krank açılarındaki Isı salınım hızı (j/o)	57
Şekil 5.13. Farklı krank açılarındaki Ortalama gaz sıcaklığı (K)	58

SİMGELER

NO _x	: Azot oksit
CO	: Karbon monoksit
CO ₂	: Karbon dioksit
HC	: Hidrokarbon
PM	: Partikül madde
C ₄ H ₁₀	: Bütan
C ₃ H ₈	: Propan
°C	: Santigrat
SO ₂	: Kükürt dioksit
H ₂ SO ₄	: Sülfürük asit
OH	: Hidroksit
N ₂ O	:Diazot monoksit
H ₂	:Hidrojen gazı
O ₂	:Oksijen gazı
H	: Hidrojen
O	: Oksijen
N ₂	:Azot gazı
NO	:Azot oksit

KISALTMALAR

LPG	: Sıvılaştırılmış Petrol Gazı
CNG	: Sıkıştırılmış Doğal Gaz
LNG	: Sıvılaştırılmış Doğal Gaz
OECD	: Ekonomik Kalkınma ve İşbirliği Örgütü
EGR	: Egzoz Gazı Geri çevrimi
EKÜ	: Elektronik kontrol ünitesi
ÖYT	: Özgül Yakıt Tüketimi
DEE	: Dietil eter
HFK	: Hava Fazlalık Katsayısı
K.M.A	:Krank Mili Açısı
Ü.Ö.N	: Üst Ölü Nokta
TG	: Tutuşma Gecikmesi
Y/H	: Yakıt/Hava
DIN	: Alman Standartlar Enstitüsü
LPG5	:%5 LPG +%95 dizel
LPG10	: %10 LPG +%90 dizel
LPG20	: %20 LPG +%80dizel
LPG40	: %40 LPG +%60 dizel
ULSD	: salt dizel
DI	:Direkt Enjeksiyonlu
SI	:Homojen karışımlı kıvılcım ile ateşleme

1. GİRİŞ

Benzin ve dizel motorlu yakıtların temel kaynağı olan fosil yakıtların sahip olduğu kirletici emisyonlar insan sağlığını ve doğayı tehdit etmektedir. Dizel motorların temel çalışma prensipleri yüksek sıkıştırma oranı esaslı olduğu için daha verimlidirler. Benzinli motorlara kıyasla düşük emisyon, verimlilik ve yüksek performans gibi avantajları olduğundan dolayı nakliye ve taşımacılık alanlarında yoğun olarak tercih edilmektedir. Dizel motorların sıkıştırma oranının yüksek olması ve kısılsız hava ile çalışabilmesi sebebiyle benzinli motorlara kıyasla CO emisyonları oldukça düşük olmaktadır. Ancak, NOx ve is emisyonları yüksektir. Dizel motorların kullanımını sonucu ortaya çıkan NOx ve is emisyonlarını farklı yöntemlerle düşük seviyelere çekmek için araştırmalar yapılmaktadır. Bunun için yeni yakıt enjekte teknikleri, egzoz gazı geri çevrimi (EGR) ve alternatif çevreci yakıtların kullanılması gibi yöntemlere başvurulmaktadır. Temiz doğa ve insan sağlığı için çevreci yakıtların kullanılması gelecek için umut aşılacaktır.

Doğalgaz bol bulunması, yüksek sıkıştırma oranlarında vuruntusuz ve temiz yanması, ucuz olması gibi üstün özelliklere sahiptir(Anonim, 2017). Bu özelliklerinden dolayı dizel motorlar için çevre dostu alternatif yakıtlardan biri olarak düşünülmektedir. Fakat doğalgaz dizele kıyasla düşük setan sayısı ve tutuşma kabiliyeti nedeniyle iki şekilde kullanılabilir. Bu yöntemlerden ilkinde sıkıştırma oranı düşürülen dizel motorlara ateşleme sistemi eklenmesi, diğer yöntem ise çift yakıt uygulamasıdır.(Weaver, 1989;Bayka, 2007). Birinci yöntemde dizel motorların çalışma biçimi olarak benzinli motorlara dönüştürülmesi sebebiyle, sıkıştırma özelliği yüksek olan dizel motorun bu özelliğini yitirmesi, yüksek oranda modifiye gerektirmesi ve maliyetin yükselmesi nedeniyle kullanılmamaktadır. İkinci yöntem ise çift yakıt uygulamasıdır. Bu uygulamada ikinci olarak kullanılan gaz yakıt emme havasına atmosfer basıncının biraz üstünde gönderilmekte (Papagiannakis ve Hountalas, 2004; Selim ve ark., 2008) , sıkıştırma zamanının sonunda ise püskürtülen pilot yakıt ile gaz yakıt ateşlenmektedir. Pilot yakıt ile sağlanan enerji buji ile sağlanan enerjiye göre daha yüksektir. Bu yüksek enerji çift yakıt uygulamalarında motorun yeterince fakir karışımlarda çalışmasına olanak sağlamaktadır. Çift yakıt uygulamasının sadece saf dizel yakıtı ile çalışabilmesi ve düşük dönüştürme maliyetine sahip olması gibi avantajları mevcuttur. Dezavantajları ise dizel yakıt sisteminin bulundurulması ve bir

kısım enerjinin dizel yakıt ile sağlanıyor olması emisyondaki iyileştirmeleri sınırlandırabileceği şeklindedir.(Barut, 1997).

Çift yakıt yöntemi doğalgazın yüksek oranda kullanılmasına olanak sağlamaktadır. Yapılan araştırmalarda, dizel ve metan(doğalgaz) çift yakıtının kullanılması motor verimini fazla etkilemeden, is ve NO_x emisyonlarında iyileşmeler sağladığı, fakat HC ve CO emisyonlarında düşük yüklerde artış olduğunu göstermiştir.(Papagiannakis ve Hountalas, 2004; Abd Alla, 2000; Salman ve ark., 2004). İkinci yakıt olarak doğalgazın kullanıldığı dizel motorlarda HC ve CO emisyonlarını azaltmak için püskürtme avansı konusunda birçok araştırma yapılmıştır. Püskürtme avansının emisyon ve performansa etkilerinin araştırıldığı çalışmalarda, püskürtme zamanının öne alınmasının yanma verimini iyileştirdiğini, HC ve CO emisyonlarını azalttığını ancak NO_x emisyonunu bir miktar arttırdığı belirtilmiştir. (Papagiannakis ve ark., 2007; Nwafor, 2007; Huang ve ark., 2003; Carlucci ve ark., 2008) .

LPG ‘nin ucuz olması, bol bulunması, diğer gaz yakıtlara kıyasla güvenli ve kolay şekilde muhafaza edilebilmesi, temiz yanması, gibi avantajları sebebiyle dizel motorlarda kullanılabilirliği araştırılmaya başlanmıştır.

1.1.Literatür

Pirouzpanah ve Mohammadi (1996), Ön yanma odalı tek silindirli 17:1 sıkıştırma oranına sahip dizel motorda tam yük koşullarında farklı dizel+LPG karışımlarında gerçekleştirilen performans testlerinde, LPG miktarı arttıkça egzoz gazı sıcaklığı, is ve özgül yakıt tüketiminin düştüğünü, fakat yanmamış HC ve CO emisyonlarını, basınç artış oranını ve maksimum silindir basıncını ve duyulur vurutuyu yükselttiği tespit edilmiştir.

Abd ve ark. (2000), Yapılan çalışmada tek silindirli ön yanma odalı Ricardo E6 dizel motoru çift yakıtlı motora dönüştürülmüştür. İkinci yakıt olarak propan ve metan gazlarını kullanmışlardır. Motorun enjektör sistemi her çevrim için eşir miktarda yakıt enjekte edecek şekilde ayarlanmıştır. Testleri sabit motor devri, sabit sıkıştırma oranı ve değişken motor yüklerinde uygulamışlardır. Testler 3 farklı pilot enjeksiyon miktarı için ayrı, ayrı yapılmıştır. Enjekte edilen pilot yakıt arttıkça, emisyonlardan HC ve CO ‘nın azaldığı, NO_x ‘in arttığı, ısıl verimin arttığı ve yüksek yüklerde vurutunun erken oluştuğu gözlenmiştir.

Ciniviz (2001), deneysel çalışmasında dört zamanlı direkt enjeksiyonlu tek silindirli, su soğutmalı dizel motor kullanılmıştır. Çalışmasında LPG yi emme manifoldu önüne bir karıştırıcı ventüri yaparak sağlamıştır. Kullanılan LPG miktarı musluk yardımıyla kontrol edilmektedir. Deneysel yakıt kütlesi olarak %30 LPG - %70 dizel kullanılmıştır. Yapılan çalışmada motor devrinin; motor gücü, tork, özgül yakıt tüketimi, özgül enerji maliyeti, özgül enerji tüketimi, NO_x, HFK, k faktörüne etkileri dizel ve çift yakıt uygulamasında ayrı ayrı incelenmiştir. Sonuçlar incelendiğinde çift yakıt uygulamasında motor gücünde ve torkunda %5,8, egzoz gazı emisyonlarında NO_x ' de %5,9 ve is emisyonunda düşüş tespit edilmiştir.

Mishra ve Rahman (2003), LPG/hava karışımının alevlenme limitleri ile ilgili deneysel çalışma yapmıştır. Deneysel düzeneği Amerikan standartlarına göre hazırlamışlardır (US Bureau of Mines). Test yakıtı olarak %30 bütan %70 propan oranına sahip LPG kullanmışlardır. Testlerde LPG/hava karışımının alevlenebileceği en fakir hacimsel karışım oranını %1,81, en zengin hacimsel karışım oranını %8,86, olarak tespit etmişlerdir.

Selim (2004), pilot yakıt olarak dizelin kullanıldığı çift yakıt uygulamasında üç farklı yakıtın, yanma gürültüsü, vurunu sınırının yanma limitine etkilerinin araştırıldığı bir çalışma yapmıştır. Çift yakıtlı motor olarak Ricardo E6 dizel motorunu kullanmıştır. Kullanılan motor silindir basıncını, krank açısını ve motorun değişik çalışmalarını kaydedebilecek bilgisayar donanımına sahiptir. Testlerde motor hızı, motor yükü, pilot enjeksiyon zamanı, pilot yakıtı miktarı, kompresyon oranlarının yanma gürültüsü, tork, termal verim ve maksimum silindir basıncı üzerine etkilerini araştırmıştır. Çalışmada LPG, metan ve doğal gaz ayrı, ayrı test edilmiştir. Değerler her gaz için farklılık göstermiştir. Kendi kendine tutuşma sıcaklığının metan ve doğal gaza göre düşük olduğu için en erken LPG vurunuya neden olmuştur. Buna karşın en yüksek basınç artış oranı LPG de gerçekleşmiştir. Genel olarak LPG metan ve doğal gaza göre düşük performans değerlerini vermiştir.

İçingür ve Dost (2006), Farklı oranlarda bütan ve propan kullanımının buji ateşlemeli motorda kullanılmasının performans ve emisyon etkilerini deneysel olarak araştırmışlardır. LPG kullanımı moment ve güçte %3,6 ile %7 arasında düşmeye neden olmuş. CO emisyonları %42 ile %62, HC emisyonları %37 ile %45 oranında iyileşme sağlanmış. Buna karşın volumetrik verim tüm karışım oranları için benzinden biraz düşük değer vermiştir.

Jothi ve ark. (2007), homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli bir dizel motorda LPG kullanımını ile ilgili deneysel bir çalışma yapmıştır. Çalışmada egzoz gazı resirkülasyonunun (EGR) farklı oranlarının etkileri araştırılmıştır. LPG'nin düşük setan sayısından ötürü (setan sayısı <3) dizel motorlarda %100 kullanılmamasını setan sayısını arttırarak çözmüşlerdir. LPG'nin setan sayısını arttırmak için içerisine setan sayısı çok yüksek olan dietil eter (DEE) (setan sayısı >125) ilave etmiştir. Oluşturulan düzenekte DDE ve LPG emme zamanında emme manifoldundan verilmiştir. Farklı EGR oranlarında yük değişimine bağlı olarak termal verim, hidrokarbon, karbon monoksit, nitrik oksit, partikül miktarı, maksimum silindir basıncı ve basınç artış oranı tespit edilmiştir. Farklı EGR oranlarının LPG'li çalışmalarda farklı sonuçlar verdiği gözlenmiştir. EGR'nin %5 olduğu durumda termal verim en yüksek değeri vermiş fakat dizel motor çalışmasına göre düşük olduğu gözlenmiştir. Ayrıca EGR oranının artışı yanma oranını etkilediği ve maksimum silindir basıncını düşürdüğü gözlenmiştir.

Jothi ve ark. (2007), ayrıca DEE katkısının LPG'nin yanma özelliklerine etkisi konusunda deneysel bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada tek silindirli, su ile soğutmalı, doğal emişli DI bir motor homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli motora çevrilmiştir. Çalışmada DEE düşük tutuşma sıcaklığı (160°C) ve yüksek setan sayısının (setan sayısı >125) LPG ile farklı oranlarda kullanılarak dizel yakıtın yerini alacak bir karışımın bulunmasını amaçlamışlardır. Motor emme zamanında LPG hava karışımını emerken DEE damlacıklar halinde emme manifolduna verilmiş DEE burada buharlaşarak silindire girmiştir. Sabit devir değişken yüklerde yanmanın düzgün durumda devam edebilmesi için DEE/LPG oranı elle ayarlanmış ve kütleli olarak DEE %'si farklı yük oranları için tespit edilmiştir. Çizelge 1,2'de deneyde kullanılan DEE yüzdeleri belirtilmiştir. Termal verim, hidrokarbon, karbon monoksit, azot oksit, partikül miktarı, karbon dioksit, duman, egzoz sıcaklığı, silindir basıncı, silindir içi maksimum basınç değişimleri tespit edilmiştir. Sonuçlara göre tam yükte, NO emisyonu %65, duman emisyonu %85 ve partikül emisyonu %89 dizel yakıtı göre azalmıştır. Buna karşın termal verim %23 azalmış, karbon monoksit ve hidrokarbon emisyonları artmıştır.

Çizelge 1.2. Sabit motor devrinde tespit edilen kütleli olarak DEE oranları (Jothi ve ark. 2007)

Motor yükü(1500dev/dk)	Kütleli olarak DEE oranı
Rölanti	58
%20	49.7
%40	43.4
%60	37.4
%80	31.5
Tam yük	28.8

Qi ve ark. (2007), direkt enjeksiyonlu bir dizel motorda dizel yakıtın içerisinde LPG karıştırılarak motorun yanma ve egzoz emisyon karakteristiklerine etkisini araştırmışlardır. Karışım oluşturmak için; gazların basınç altında sıvılar içerisinde eriyebilmesinden yararlanmışlardır. Karışım bir tüp içerisindeki LPG/dizel karışımının (N_2) gazı ile sıkıştırılması ile hazırlanmıştır. Karışım beş farklı LPG içeriği ile hazırlanmıştır (%0, %10, %20, %30 ve %40). Normal enjeksiyon zamanında LPG/dizel karışımı enjektörden 180 bar basınçla enjekte edilmiştir. Testler farklı devirler ve yükler altında gerçekleştirilmiştir. LPG oranı arttıkça NO_x emisyonu düşmüştür dizel ile karşılaştırıldığında daha iyi sonuçlar vermiştir. Duman koyuluğu ciddi şekilde düşmüştür. Buna karşın CO emisyonları düşük yüklerde biraz fazladır. HC oranının karışımdaki LPG kütlesinin artışına paralel olarak arttığını belirlemiştir.

Yeom ve ark. (2007), homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli bir motorda LPG kullanımı ile ilgili yaptıkları deneysel çalışmada değişken valf zamanlamasına sahip bir homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli bir motor kullanmışlardır. LPG gazı emme manifolduna emme zamanında sıvı fazda, sıvı enjektörü ile verilmiştir. Sıkıştırma zamanının sonunda enjeksiyon zamanında DEE enjekte edilerek ateşlenmiştir. Testler değişik emme valfi zamanlamasında ve değişik miktarlarda yakıt enjeksiyonu ile gerçekleştirilmiştir. Testler sonucunda yanma karakteristikleri ve egzoz emisyonlarına etkisi incelenmiştir. Testler hava fazlalık katsayısının düşüşü ile yani yana bilir karışım miktarı arttıkça yanma basıncı ve ısı artış oranı artmıştır. CO_2 emisyonu hava fazlalık katsayısının artışı ve emme supap zamanı öne alındıkça azalmıştır. HC emisyonları benzine göre artmıştır.

Yiğit (2008), Direkt enjeksiyonlu, tek silindirli hava ile soğutmalı dizel motorda değişken pilot yakıt enjeksiyonlarında yük sabitlenerek yapılan çalışmada, LPG'nin motor performansı ve emisyonlara etkilerini araştırmışlardır. Deneylerde motor yükleri %20, %25, %50 ve %75 motor hızları değişkendir. Deney sonuçları incelendiğinde %20 ve %25 aralıklarda kullanılan LPG'nin motorun torku ve gücünü arttırdığı görülmüştür. Emisyon olarak CO ise 2100 l/min değerine kadar artmış daha sonra düşüş göstermiştir. İS emisyonu LPG miktarı arttıkça azalmıştır. Buna karşın HC ve NO_x emisyonlarında artış meydana gelmiştir.

Selim ve ark. (2008), doğalgaz ve LPG'nin kullanıldığı çift yakıtlı motorda jojoba çekirdeklerinden elde edilen bio-dizel yakıtı pilot yakıt olarak kullanmışlardır.

Ricorda E6 sıkıştırma oranı değiştirilebilir motoru çift yakıtlı çalışabilecek şekilde düzenlemiştir. Deneysel çalışmada motor devri, pilot yakıt miktarı, enjeksiyon zamanı, kompresyon oranı ve tork artışının basınç artış oranı, maksimum silindir basıncı, fren gücüne, özgül yakıt tüketimine, karbondioksit, hidrokarbon emisyonlarına ve vurutuya etkilerini tespit etmişlerdir. Yapılan deneyin sonuçları incelendiğinde pilot yakıt olarak jojoba biodizelinin motor performansını arttırdığını, vurutuyu azalttığını ve yanma periyodunu uzattığı belirlenmiştir. Pilot yakıt olarak dizel ve jojoba biodizelinin karşılaştırıldığında, maksimum silindir basıncı, basınç artış oranı ve fren gücü açısından pilot yakıt olarak dizelin kullanıldığı çalışmada daha iyi ancak CO₂, HC emisyonları ve özgül yakıt tüketimi olarak jojoba biodizeline daha iyi sonuçlar vermiştir.

Çelik ve Balki (2008), tek silindirli benzinli motorda sıkıştırma oranı artırılarak LPG kullanımı üzerine yaptığı çalışmada; Sıkıştırma oranının artışının önemli bir güç kaybı olmadan egzoz emisyonlarında ve özgül yakıt tüketiminde azalmalar gözlenmiştir. Sıkıştırma oranının artmasıyla özgül yakıt tüketiminde %60 azalma, güçte %32 artış tespit edilmiştir. Emisyonlarda ise CO %91, HC %23, CO₂%5 düşüş saptamıştır.

Saleh (2008),çift yakıtlı dizel motor da farklı propan/bütan oranlarına sahip beş farklı LPG kullanılarak performans ve emisyonlara etkilerini araştırmıştır. Çizelge 1.1’de kullanılan karışımlar tablo olarak verilmiştir. Deneysel çalışmada kullanılan dört zamanlı, doğal emişli, iki silindirli ve direkt püskürtmeli dizel motoru (DI) pilot yakıt püskürtmeli çift yakıtlı motora çevrilmiştir.

Çizelge 1.1. Testlerde kullanılan beş farklı LPG yakıtının propan/bütan oranları (Saleh ,HE. 2008).

Durum	Propan(%)	Bütan(%)
1.Karışım	100	-
2.Karışım	90	10
3.Karışım	70	30
4.Karışım	50	50
5.Karışım	30	70

Test sonuçlarından farklı karışım oranlarındaki LPG’nin çift yakıtlı motorun yakıt verimliliği, performans ve emisyon değerlerini etkilediği tespit edilmiştir. Bütan oranı arttıkça NO_x emisyonu azalırken propan oranının artması ile CO emisyonu

azalmıştır. Kütle olarak %40 LPG ve %60 dizel kullanıldığında 3.karışım en iyi sonuçları vermiştir.

Gümüş (2009), dört silindirli, dört zamanlı buji ile ateşlemeli motora sahip araçta test çalışmalarını şasi dinamometresi ile gerçekleştirmiştir. Araç motorunda gerekli modifikasyonlar yapılarak motoru benzin+LPG'yi birlikte kullanabilecek şekilde çift yakıtlı hale çevirmiştir. Çift yakıtlı çalışma için normal bir sıralı enjeksiyon sistemi LPG kitinin elektronik kontrol ünitesindeki yazılım değiştirilerek yapılmıştır. LPG+benzin karışımının ısı değeri sabit tutularak beş farklı karışımla sabit devir değişken yüklerde testler yapılmıştır (%0 LPG-%100 benzin, %25 LPG-%75 benzin, %50 LPG-%50 benzin, %75 LPG-%25 benzin, %100 benzin-%0 benzin). LPG oranı arttıkça emisyon değerleri iyileşmiş, %100 LPG kullanıldığında en iyi sonuçları vermiştir. Özgül yakıt maliyetinde ise ortalama %23 azalma meydana gelmiştir. Motor performansı açısından %25 LPG kullanıldığında artış meydana gelmiştir.

Sertçelik (2010), yaptığı çalışmada birisi direkt diğeri indirekt enjeksiyonlu iki dizel motorunu dizel+LPG yakıt çifti ile çalışması için dönüştürmüştür. Direkt enjeksiyonlu dizel motorda tam yükte 2250 rpm hızda, dizel+%10 LPG ile %4,7 oranında; %75 yükte 1800 rpm hızda ve dizel+%10 LPG ile %14 oranında termik verimde artış belirlenmiştir. İndirekt motorda optimum LPG miktarı farklı motor hızları için %2-25 arasında değişmiştir. Optimum LPG oranı düşük motor devri ve yüklerinde artarken yüksek motor devri ve yüklerinde azalmaktadır. Böylece indirekt dizel enjeksiyonlu motorda termik verimde %0,7 ile %2,5 arasında iyileşme sağlanmıştır.

Aktaş ve Doğan (2010), Dizel motorda dizel + LPG yakıt karışımlarının performans ve emisyon etkileri araştırılmıştır. Kullanılan motor tek silindirli ve direkt enjeksiyonludur. Deneysel çalışmada ağırlık olarak %0, %20, %40, %60, %80 ve %90 oranlarında LPG bulunan yakıt karışımlarını kullanmışlardır. Özgül yakıt tüketimi (ÖYT) açısından en iyi sonuçları %40 LPG içeren karışımda elde etmişlerdir. %40'ın üzerindeki LPG oranlarında ÖYT artmıştır. Termik verim açısından %40 LPG kullanıldığında %2,3 artış sağlamışlardır. LPG kullanımı ile is emisyonunda iyileşme sağlanmış fakat hidrokarbon (HC) ve karbon monoksit (CO) emisyonları kötüleşmiştir.

Ergenç ve Koca (2014), geliştirdikleri PLC devreye sahip elektronik kontrollü dizel+LPG yakıt sistemini Lombardini LDA 450 tipi motora uygulamışlar ve çift yakıtlı çalışmada yanma kalitesinde artış tespit etmişlerdir.

Ashok ve ark. (2015), dizel+LPG dual yakıtlı motorların performans ve yanma parametrelerinin iyileştirilmesi için yaptıkları çalışmada dual yakıtlı motorların NOx ve partikül emisyonunu azaltmak için uygun bir metot olduğunu fakat farklı motor yüklerinde sadece dizel yakıt ile çalışma durumuna göre motor veriminde azalma olduğunu tespit etmişlerdir. Motor devri, pilot yakıt miktarı, motor yükü, enjeksiyon zamanı, emme manifoldunun durumu, hava yakıt karışımının kompozisyonu gibi unsurların dual yakıtlı motorun performans ve emisyon karakteristikleri etkileyen parametreler olduğunu belirlemişlerdir. Ayrıca motor vuruntu seviyesinin üzerindeki sıkıştırma oranlarının motor verimini ve yanmadan kaynaklı gürültüyü arttırdığı tespit edilmiştir.

Nutu ve ark. (2016), 6 silindirli Roman D2156 MTN 8 tipindeki motoru dual yakıt ile çalıştırmak için dönüştürmüştür. Bu dönüşüm sayesinde %18 seviyesinde yakıt tasarrufu ve NOx emisyonlarında yaklaşık %25 seviyesinde azalma tespit edilmiştir. Ancak partikül emisyonlarında artma gözlemlenmiştir.

Vinoth ve ark. (2017), LPG'nin ana yakıt dizelin ise pilot yakıt olarak kullanılması için yaptıkları direkt ateşlemeli motor modifikasyonunda, dietil eteri (DEE) tutuşmanın iyileştirilmesi için kullanmışlardır. Yapılan bu deneysel çalışma neticesinde termik verimin %20 arttığı, artan LPG akış hızına bağlı olarak CO, NOx emisyonunda azalma olduğu görülmüştür. Ancak artan DEE'ye bağlı olarak emisyon değerlerinde ve yakıt tüketiminde artış gözlemlenmiştir.

2. DİZEL MOTORLARI

Dizel motorları sıvı yakıt kullanan içten yanmalı motorlardır. Dizel motorlarında yüksek oranda hava sıkıştırılarak elde edilen ısı sonucu yakıt tutuşturulur. Maksimum verim ve güç elde etmek, motoru çalıştırmak için yanma odası içinde istenilen seviyede sıkıştırılan sıcak hava üzerine yakıt enjekte edilir (Toboldt, 1983).

Dizel motorlarda sıkıştırma oranı (12:1 – 24:1) arasında sıkıştırma sonucu basınç 4000 kPa ve sıcaklık 600°C civarında olur. Sıvı yakıt atomize şekilde yanma odasına püskürtülür. Basınç ve sıcaklık değeri dizel yakıtın alevlenme sıcaklığının üzerinde olduğu için yanma başlar ve silindirdeki basınç artarak pistonu iter (Heywood, 1989).

Sıkıştırma oranını dizel motorlarda sınırlayan etmenler yanma odası dizaynı, vuruntu oluşumu ve enjeksiyon sistemidir.

Dizel motorların yanma odaları direkt ve indirekt enjeksiyonlu olmak üzere iki şekilde tasarlanır. Sıkıştırma oranı indirekt enjeksiyonlu motorlarda yanma odalarının yüzey/hacim oranının yüksek olması sebebiyle daha fazladır. Hacme göre yüzey alanının büyümesi ile sıkıştırmanın sonunda oluşan ısı kaybı artar. Dizel yakıtları tutuşturabilecek yüksek sıcaklık ancak yüksek sıkıştırma ile elde edilir. (Owen ve Coley, 1990).

2.1. Dizel Yakıtı ve Özellikleri

Dizel yakıtı içerisinde kaynama noktası 180°C ile 360°C arasında değişen birçok hidrokarbonu barındıran yakıt türüdür. Ham petrolün damıtımı ile üretilen dizel yakıt ayrıca daha ağır hidrokarbonların ısı, basınç ve katalitik yolla parçalanmasından da elde edilebilir (Adler ve ark. 1994).

Dizel yakıtla ilgili gerekli özellikler standartlaştırılmıştır. DIN 51601’de dizel yakıtla ilgili parametreler belirtilmiştir (Çizelge 2.1). Bu standarda göre setan sayısı, düşük sıcaklık davranışı, parlama noktası, yoğunluk, sülfür oranı ve katkıları en önemli parametreler sayılabilir (Adler ve ark., 1994).

Çizelge 2.1. Dizel yakıtın DIN 51601’e göre özellikleri (Ciniviz, 2001).

ÖZELLİKLER	LİMİT	YÖNTEM
Hacimsel Su Miktarı	%0.1	DIN 51777
15 °C ‘de yoğunluk	820-860 kg/m ³	DIN 51757
Kaynama olayı hacimsel olarak 360 °C’e kadar en az	%90	DIN 51752
20 °C’e kadar viskozite	1.8-10 cst	DIN 51550
	1.1-1.5 Engler	
Parlama noktası	55 °C	DIN 51755
Filtre edilebilir en düşük sıcaklık	Yaz: 0 °C	DIN 51770
	Kış :-15 °C	
Kükürt’ün maksimum kütleli yüzdesi	%1	DIN 51768
Koklaşma artığının maksimum yüzdesi	%0.1	DIN 51551
Tutuşma kabiliyeti en düşük setan sayısı	40	DIN 51773
Maksimum kül Miktarı	%0.02	DIN 51575

2.1.1. Setan sayısı

Dizel yakıtlardaki önemli bir özelliktir. Basınç ve sıcaklığı sıkıştırma zamanı sonunda yükselen hava içerisine enjekte edilen dizel yakıtın tutuşma kabiliyetini gösteren bir ölçüdür. Tutuşma gecikmesi periyodunu etkileyen setan sayısının fazla

olması halinde bu periyodun süresi azalmaktadır bununla birlikte yanma odasında biriken yakıtın ani yanması ile oluşabilecek hızlı basınç yükselişi engellenmektedir (Ciniviz, 2001).

Dizel motor yakıtları için geliştirilmiş referans hidrokarbonlar setan sayısı 100 olan n-hekzadekan ($C_{16}H_{34}$) ve setan sayısı (0) olan α -methylnaphthalene ($C_{11}H_{10}$) 'dir (Kuleli, 1981). Bir yakıtta setan sayısı arttıkça gürültü, vuruntu, emisyon değerleri ve özgül yakıt tüketimi düşer (Owen ve Coley, 1990). Dizel yakıtları için setan sayısı en düşük 45, partikül emisyonlarının azaltılması ve sessiz çalışma için modern dizel motorlarının optimum çalışması için setan sayısı en az 50 olmalıdır (Adler ve ark., 1994).

2.1.2. Donma noktası

Düşük sıcaklıklarda parafin kristallerinin çökmesi yakıt akışının durmasına ve yakıt filtrelerinin tıkanmasına neden olur. Parafin çökmesinin hareketi en kötü şartlarda 0°C de olur. Bu problemi gidermek için geliştirilen katkı maddeleri rafinerilerde ilave edilir. Katkı maddeleri filtreleme işlemi durmaksızın parafin kristallerinin akışına izin verirler. DIN 51601'e göre dizel yakıtların akışı ve filtrasyonu -15°C kadar mümkün olmalıdır. Günümüzde kışlık dizel yakıtları -22°C karşı koyabilecek şekildedir ve yaygın şekilde kullanılır. Katkı maddelerinin dışında ısıtıcılarda kullanılır. Dizelin içerisine bir miktar benzin koymak çökmeyi geciktirir buna karşın ateşleme kalitesi zayıflar parlama noktası oldukça azalır (Adler ve ark., 1994)

2.1.3. Parlama ve alevlenme noktası

Kapta ısıtılan yakıtın üzerine yaklaştırılan alevle geçici olarak tutuşma halinde yakıt buharı oluşturduğu minimum sıcaklık parlama noktası şeklinde ifade edilir (Ciniviz, 2001).

Taşıma ve depolama güvenilirliği açısından dizel yakıtı A-III sınıfı tehlikeli maddeler olarak adlandırılır. A-III sınıfı parlama noktası 55°C olan maddelerdir. Dizel yakıtta %3 oranında benzin katılır ise alevlenme noktası oda sıcaklığı seviyesine iner (Adler ve ark., 1994).

Tutuşan buharın sönmeden devam etme sıcaklığı alevlenme noktası olarak ifade edilir. Parlama sıcaklığı alevlenme sıcaklığına kıyasla daha düşüktür. Yakıtların kendiliğinden tutuşması çevre ile çok fazla ilişkilidir. Benzinde olduğu gibi buharlaşma

sıcaklığı düşük olan yakıtlar dış ortamda düşük sıcaklıklarda alevlenir. Buharlaşıma sıcaklığı güvenlik açısından son derece önemlidir (Ciniviz, 2001).

2.1.4.Viskozite

Viskozite sıvının akmaya karşı gösterdiği direnç olarak tanımlanabilir. Yüksek viskozite sıvının akmaya karşı yüksek direncini ifade eder (Owen ve Coley, 1990). Viskozite değeri yakıt tanelerinin büyüklüğünü kontrol ettiğinden dolayı atomizasyon ve dağılma derecelerini de belirlemektedir. Bu açıdan yanmanın iyi olabilmesi için gerekli olan yakıt/hava karışımını etkileyen en önemli faktörlerden biridir. Enjekte edilen yakıtın yanma odasında nüfuz ettiği mesafe, yakıt tanelerinin büyüklüğüne bağlı olmaktadır. Yüksek viskoziteli yakıtların atomizasyonu kötü olduğu için yanma verimi düşer ve bundan dolayı egzoz gazı dumanlı olur (Ciniviz, 2001).

Çeşitli aygıtlarla ölçülmelerine göre viskozite birimleri Soybolt, Engler, Redwood ve Stoke olarak ifade edilebilir. Petrol ürünleri için en çok kullanılan birim Soybolt Second Universal (SSU) dur (Kuleli, 1981).

2.1.5.Destilasyon

Uçuculuk ölçüsüdür. Uçuculuk değeri azaldıkça, yanma daha düzenli ve hızlı olur. Yüksek devirli motorlar için düşük uçuculuğu bulunan yakıtlar motor verimi ve is emisyonu düşürmek için gerekli olan bir özelliktir (Umut, 1980).

2.1.6.Yoğunluk

Yoğunluk birim miktar yakıtın kütlesidir. Yüksek yoğunluk yüksek kütle anlamına gelir. Yoğunluk motor performansı açısından önemli özelliklere sahiptir. Dizel enjeksiyon ekipmanları hacimsel olarak çalışır ve yoğunluk değişimi çıkış gücünü etkiler. Yüksek yoğunluklu yakıt yüksek güç verdiği gibi yüksek oranda dumanda verecektir (Owen ve Coley, 1990).

2.1.7.Sülfür içeriği

Dizel yakıt ham petrol kalitesine ve içerisindeki maddelere bağlı olarak kimyasal bağ şeklinde sülfür içerir. Dizel yakıtın daha büyük hidrokarbonlardan parçalanarak üretimi sırasında kullanılan maddeler yüksek oranda sülfür içerebilir fakat bunları rafinerilerde hidrojen ile giderilebilir. Motor silindiri içerisinde yanma sırasında sülfür okside olur ve SO_2 oluşur. Sülfür yanma sonucu oluşan su ile birleşerek sülfürik asit (H_2SO_4) oluşturur ve motor parçalarına zarar verir. Asit yağmurlarına neden olduğu

içinde çevreye zararlıdır. Sülfür içeriği kanuni düzenlemeler ile sınırlandırılmıştır. Sülfür oranı kütleli olarak %0,2'yi geçmemesi istenir (Adler ve ark., 1994).

2.1.8.Kül miktarı

Yanma sonucu meydana gelen artıklar segman yuvalarını ve supap tabla ve sapında birikirler. Bu açıdan dizel yakıtlarla ilgili sorunlardan başlıca olanı fazla miktarda karbon ve kül barındırmasıdır. Setan sayısı bir değere kadar yanma verimini arttırarak yanma sonu artık miktarını azaltır. Fakat bu değerden sonra is oluşmasına olumsuz etki eder. Bu sebepten dolayı dizel yakıtı olarak bir maddenin kabul görmesinden önce bu özelliklere dikkat edilmesi gerekir (Ciniviz, 2001).

2.1.9.Katkılar

Katkı maddeleri dizel yakıtın özelliğini artırdığı gibi yoğunluk ve viskozite gibi fiziksel özelliklerini değiştirmeyecek oranlarda katılır. Dizellere katılan katkı maddeleri %0,1'in altındadırlar. Setan artırıcılar yanma kalitesini artırır, deterjanlar enjeksiyon sistemini temizler, korozyon önleyiciler yakıt ile enjeksiyon sistemine giren suyun zararlarını engeller ve köpüklenme önleyiciler yakıtın aktarımı esnasında kolaylık sağlarlar.

2.2. Dizel Motorların Temel Çalışma Prensibi

Dizel motorlar, yakıt ve havayı motorda karıştıran bir sıkıştırma-ateşleme motorudur. Hava yanma odasında yüksek basınçlı bir yanmaya ihtiyaç duyar. Bu durumda silindir içine enjekte edilen dizel yakıtın tutuşturulmasıyla yüksek sıcaklıklar oluşmasına sebep olur. Dizel yakıttaki kimyasal enerjinin mekanik kuvvete dönüşmesinde dizel motor içinde oluşan ısı kullanılır.

Dizel motorların süper veya turbo şarjlı olması sadece motor verimini arttırmakla kalmaz, yanma gürültülerinin ve zararlı emisyonların azalmasını da sağlar.

4 ya da 2 stroklu şekilde tasarlanabilirler. Taşıtlardaki genellikle 4 stroklu tipleridir.

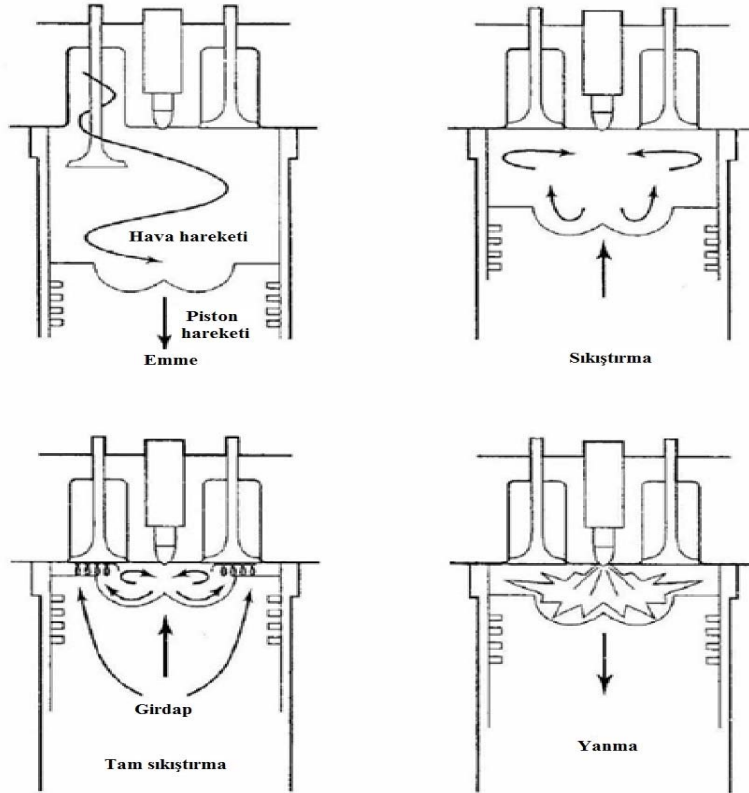
2.2.1 Dizel çevrimi

Literatürde sıkıştırma, ateşlemeli ve dizel motor olarak bilinen motorların yanma prosesi kısaca şu şekilde açıklanmaktadır. Sıkıştırma strokunun sonlarında yakıt dizel motorlarında enjektör vasıtasıyla silindir içerisine gönderilmektedir. Yüksek hızda sıvılaştırılmış yakıt küçük çaplı orifislerden bir veya daha çok sayıda püskürtülür. Yakıtın yüksek hız ve küçük çapa sahip olması daha iyi atomize olmasını ve nüfuz

etmesini sağlamaktadır. Silindirdeki yüksek basınç ve sıcaklıktaki yakıt buharlaşmakta ve hava ile karışmaktadır. Yakıtın kendiliğinden tutuşma noktasına ulaştığı bölgede gecikme ile tutuşma gerçekleşir ve silindir içi sıcaklık ve basınç yanmanın silindir içerisinde yayılmasıyla yükselir (Heywood ve John, 1988).

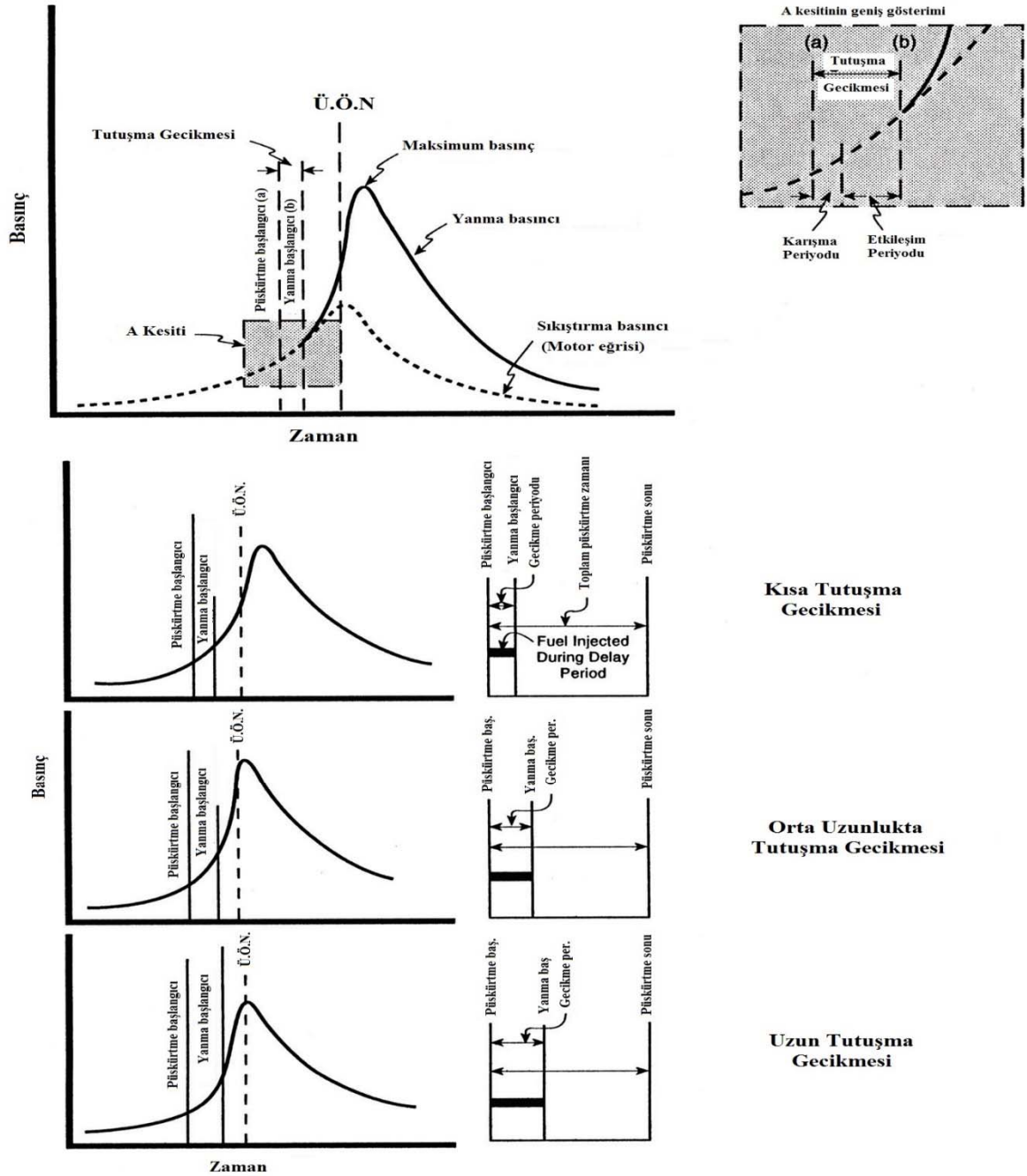
Yakıtın tutuşan ilk bölümü, karışımın yanmamış kısmının tutuşma gecikmesi süresini kısaltır ve püskürtme için silindir içine gerekli yakıtın püskürtülmesine kadar sürer. Genişleme sürecinde yanma devam eder (Heywood ve John, 1988). Dört stroklu bir dizel motorunun çevrimi Şekil 2.1' de verilmektedir.

- ✓ Emme strokunda silindir içerisine direkt olarak hava alınır.
- ✓ Sıkıştırma strokunda yakıt sıcaklığı, kendi kendine tutuşma sıcaklığına kadar yükseltilir ve sıkıştırma strokunun sonuna doğru dizel yakıtı püskürtülerek silindir içerisine sokulur.
- ✓ Buharlaşma, karışım ve ardından tutuşma ve yanma sıkıştırma strokunun sonuna doğru başlar ve genişleme strokunda devam eder.
- ✓ Egzoz strokunda, egzoz supabının açılması ile yanmış gazların dışarı atılması sağlanır.



Şekil 2.1 Dizel çevrimi, emme, sıkıştırma ve yanma prosesleri (Ferguson ve Kirlpatrick, 2001)

Hava girişi dizel motorlarında kelebeksizdir. Motordan elde edilen güç silindire enjekte edilen yakıt miktarı ile ayarlanmaktadır. Dizel motorlarda karışımının tutuşabilmesi için, sıkıştırma oranı yüksek tutulur, yüksek sıkıştırma oranı ile Otto motoruna kıyasla teorik verimin yüksek olmasını sağlar. Dizel motorun performansı duman oluşumu ile sınırlanmaktadır. Karışımın aşırı zenginleşmesi dizel motorunda duman oluşumunu artırmaktadır (Ferguson ve Kirlpatrick, 2001).



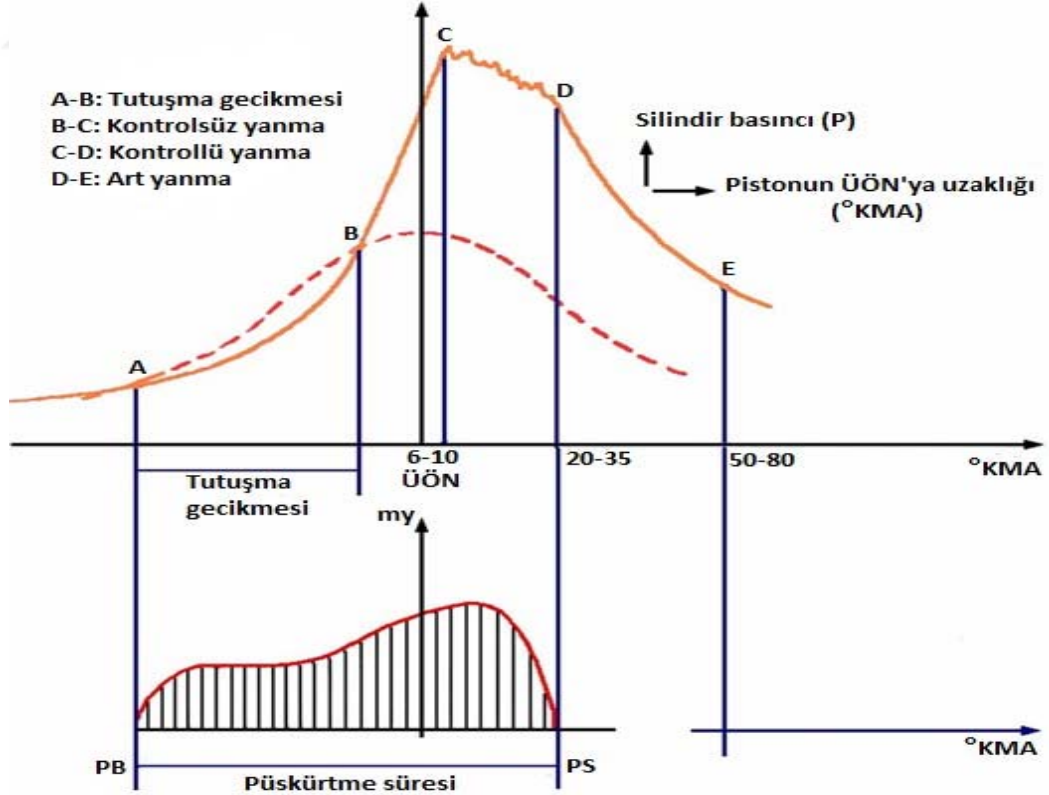
Şekil 2.2. Dizel yanmasının p- α diyagramı (Keating, 1993)

2.2.2. Dizel motorlarda yanma

Dizel motorlarında yanma ve egzoz emisyonlarının oluşumu fiziksel ve kimyasal olayların birbirlerinden etkilenmeleri sonucu meydana gelen komplike bir olaydır. Yanma olayını meydana getiren fiziksel olaylar genel olarak kütle ve enerji iletimi ile alakalıdır. Kimyasal tepkimeler ise yakıt ile oksidant arasında gerçekleşen moleküler seviyedeki etkileşimlerdir.

Yanma süreci dizel motorlarında, yakıtın yanma odasına ilk olarak enjekte edildiği andan yanma sonu oluşan ürünlerin dışarıya atıldığı egzoz zamanının başladığı ana kadar ki geçen süre zarfındaki bütün fiziksel ve kimyasal olayları kapsar. Yanma odası içerisinde dizel motorlarda homojen karışım yoktur. Yanma odasında sıkıştırma zamanında yüksek oranda sıkıştırma olduğundan sıcaklık ve basınçta yüksek olur. Bu ortama enjekte edilen yakıtın buharlaşmasıyla birlikte reaksiyonlar meydana gelmeye başlar (Ünal, 2006).

Şekil 2.3(a)'da dizel motorda basınç krank açısı diyagramı gösterilmiştir. Şekil 2.3.(b) 'de enjeksiyonun başladığı andan (PB) enjeksiyonun sonlandığı (PS) zamana kadar ki enjekte edilen kütleli yakıt miktarı gösterilmiştir.



Şekil 2.3. Dizel motorda basınç-krank açısı ve püskürtme seyri (Borat ve ark., 1994)

2.2.2.1 Yanma olayının safhaları

Şekilden de anlaşılacağı gibi dizel motorlarda yanma olayı dört faza ayrılarak incelenebilir;

- ✓ Tutuşma Gecikmesi Periyodu (A-B)
- ✓ Ani Yanma Periyodu (B-C)
- ✓ Kontrollü Yanma Periyodu (C-D)
- ✓ Art Yanma Periyodu (D-E) (Borat vd. 1994).

2.2.2.1.1 Tutuşma gecikmesi periyodu

Püskürtmenin başladığı an ile tutuşmanın başladığı ana kadar geçen süre tutuşma gecikmesi olarak ifade edilir ya da diğer bir deyişle yanma odasına yakıtın enjekte edilmeye başlaması ile yanmanın başlangıcı arasında geçen süredir. Tutuşma gecikmesi periyodu hava ve yakıt karışımına bağlıdır. Bu periyodu etkileyen önemli unsurlar sıcaklık, yanma odasının biçimi, yakıtın kalitesi ve basıncıdır. Gecikme periyodunun süresini sıcaklık ve basıncın yüksek olması azaltır. Sıkıştırılmış havaya yakıt enjekte edildiği anda hava ile karışmaya başlar. Karışım oluşmasıyla yanma ilk olarak zengin karışım bölgesinde daha sonra fakir bölgelerde başlar. Gecikme periyodu süresini homojen ve yüksek hava hareketli (türbülans) karışım kısaltır. Periyodun uzaması daha fazla yakıtın içeriye girmesine neden olur. Yakıtın ilk tutuşan kısımdan sonra silindir içerisine dolmuş olan yakıt kontrolsüz şekilde patlayarak yanar. Bu periyot boyunca silindir içerisine püskürtülen yakıtın artması dizel vuruntusu meydana gelmesine sebep olur. (İlkılıç, 1999).

Şekilde görüleceği üzere enjeksiyonun başladığı A noktası ile tutuşma noktası olan B noktasına kadar önemli bir gecikme vardır. İki nokta arasında meydana gelen gecikme tutuşma gecikmesi olarak ifade edilir. (Altın, 1998).

Şekil 2.3. (a)“da Eğrilerden tam çizgili olarak gösterilen yakıt-hava karışımıyla, kesik çizgili olarak gösterilen ise yalnızca hava ile elde edilen basınç-krank açısı verilerini belirtir. Eğriler B noktasında ateşlemenin sadece yakıt-hava karışımıyla olması sebebiyle ayrılırlar. Tutuşma gecikmesi süresi yakıtın buharlaşması ve bunun ardından tutuşma anına kadar olan ön reaksiyonların olduğu evrelerden oluşur.(Borat ve ark., 1994).

2.2.2.1.2. Ani yanma periyodu

Tutuşma gecikmesi süresince yakıt silindirlere girmekte ve buharlaşmaktadır. Gene bu süre zarfında damlacıklar daha küçük parçacıklara bölünüp hava ile daha iyi

karışmaktadır. Yanma başladığı zaman ise oksijenle temas eden yakıt büyük bir hızla yanar. Bu yanma hızı silindir içindeki basınç artış hızını (dp/dt) da belirler. Yüksek bir basınç artış hızı, hareketli motor parçalarına ani bir yük uygulaması demek olacağından, bu parçalarda tahribata sebep olur. Bu olaya dizel vuruntusu adı verilir. Yanmanın bu safhası tutuşma gecikmesine oranla çok daha kısa olduğundan yakıtın büyük bir kısmı tutuşma gecikmesi süresince püskürtülmektedir. Dolayısıyla maksimum basıncı tayin eden tutuşma gecikmesidir (Ünal, 2006; Borat vd. 1994).

2.2.2.1.3. Kontrollü yanma periyodu

Tutuşma gecikmesinde püskürtülen yakıtın tamamen yanması ile bu safhaya geçilir. Ani yanma süresi sonundaki basınç ve sıcaklık çok yüksek olduğundan bu safhayı takiben püskürtülen yakıt oksijen bulunca hemen yanar. Yanmaya hazır karışım miktarı ile yanma kontrol edilir. Bu safhadaki yanma hızı yakıt buharı ile havanın karışmasına bağlıdır. Verimin yüksek olması için yanmanın "ÜÖN" ya mümkün olduğunca yakın tamamlanması istenir (Ünal, 2006).

2.2.2.1.4 Art yanma periyodu

Kontrollü yanma sonrasında silindir içinde bir miktar yakıt tam yakılamaz ve genişleme esnasında yakıtı yakacak hava girişiyle yanma devam eder. Motor veriminin yüksek olması için bu safhanın kısa olması istenir. Çok uzun art yanma silindir yüzeylerini, silindir kapağını ve piston başının aşırı ısınmasına, segman yuvalarında karbon ve yapışkan artıklar oluşmasına neden olur (Karasu ve Yelken, 1997; Bilginperk, 2003).

2.2.2.2 Yanmaya etki eden faktörler

Yanma olayını birçok parametre etkilemektedir. Bu parametrelerden bazıları sıkıştırma oranı, yanma odası tasarımı, püskürtme avansı ve basıncı, yakıt kalitesidir. Bunların optimizasyonu ile yakıt ekonomisi sağlanırken aynı anda egzoz emisyonları azaltılabilmektedir (Aktaş ve Sekmen, 2008).

2.2.2.2.1. Püskürtme avansının etkisi

Motor performansı ve egzoz emisyonlarını etkileyen temel etkenlerden biri püskürtme avansıdır. Basınç artma hızını ve maksimum basınç oluşma yerini, tutuşma gecikmesini dolayısıyla yanma periyodunu doğrudan etkilemektedir.

Bir noktaya kadar püskürtme avansının artmasıyla tutuşma gecikmesi süresi kısalırken daha da arttırılması sürenin uzamasına sebep olmaktadır. Motor performansı

ve egzoz emisyonlarında iyileşme optimum püskürtme avansı ile sağlanabilmektedir. (Karakuş, 2000; Kegl, 2006; Aktaş ve Sekmen, 2008).

Optimum değerden daha yüksek avansla motorun çalıştırılması halinde yakıtın tutuşma gecikmesi süresi silindirdeki sıcaklık ve basınç düşük olduğundan dolayı artar. Bu periyotta silindir içerisinde biriken yakıtın ani yanmasıyla basınç artış oranı yükseldiğinden motor vuruntulu olarak çalışacak ve silindirdeki sıcaklığın artmasıyla NOx emisyonu artacaktır.

Püskürtme avansının en uygun değerden daha az olması durumunda tutuşma gecikmesi süresi silindirdeki sıcaklık ve basınç daha fazla olacağından kısalmır. Fakat yanma sonu ortalama efektif ve maksimum basınçlar kontrollü yanma periyodunda yakıtın büyük bir bölümünün yanması ve hacim genişlemesi sebebiyle azalacaktır. Bununla birlikte silindir içi sıcaklıkların düşük olması nedeniyle NOx emisyonları azalacaktır (Topgül, 2000; Karakuş, 2000).

2.2.2.2.2 Karışım oranının etkisi

Bir dizel motorunda yakıt sıvı olarak silindir içine püskürtülür ve içerisinde buharlaşır. Bundan dolayı buharlaşmanın bölgesel durumuna bağlı olarak, silindir içerisindeki Y/H oranları homojen bir dağılım göstermez. Buharlaşmamış yakıt damlacığı bulunan noktalardan, havanın bulunduğu noktalara kadar farklı Y/H oranları mevcuttur. Bu yüzden püskürtülen yakıt miktarından ziyade buharlaşan yakıt miktarı önem kazanmaktadır. Yanma, en uygun Y/H oranlarının olduğu noktalardan başlar. Bu nedenle Y/H oranının TG üzerinde doğrudan etkisi yoktur. Ancak, dolaylı olarak Y/H oranının azalması TG'nin artmasına yol açmaktadır. Yani TG'nin artması fakir karışımlarda açığa çıkan yanma ısısının ve buna bağlı olarak silindir cidar sıcaklığının düşük olmasından kaynaklanır. Y/H oranının en önemli etkisi emisyonlarda görülür. Tam yükte, Y/H oranı ayarlanırken duman sınırı esas alınır. Bu sınır değer aşıldığı takdirde fazla yakıt ile havanın karışımı için yeterli zaman olmayacağından yakıtın büyük bir bölümü kısmen yanmış veya yanmamış olarak dışarı atılır. Dolayısıyla duman emisyonu artar (Sönmez, 2006).

2.2.2.2.3. Sıkıştırma oranının etkisi

Sıkıştırma oranının yükseltildiği durumlarda sıkıştırma sonu sıcaklığı ve basıncında artış olması sebebiyle dp/dt değerinin yükselmesi gerekirken yapılan deneysel çalışmalarda bu etkinin fazla olmadığı tespit edilmiştir (Sönmez, 2006).

2.2.2.2.4. Püskürtülen yakıt miktarının etkisi

Dizel motorlarda sıkıştırma sonu sıcaklığı ve basıncı yüksek olduğundan püskürtülen çok az yakıt miktarı bile yüksek bir termik verimle yanmaktadır. Püskürtülen yakıtın enjeksiyon hızı yerine, püskürtme süresi değiştirildiği zaman yakıt kısa tutuşma gecikmesi boyunca daha az püskürtülmekte ve böylece yanmanın ikinci bölümünde basınç değişim hızında (dp/dt) bir azalma görülmektedir (Karakuş, 2000).

2.2.2.2.5. Motor devrinin etkisi

Düşük motor devirlerinde TG süresince daha az yakıt birikeceğinden basınç artış hızı ve miktarı düşük olmaktadır. Yüksek ve düşük devirlerde TG süresi aynı olmasına rağmen iyi bir türbülans sağlayan motorda yüksek devirlerde yakıt miktarı değişmeyeceği ve aynı sürede daha iyi bir karışım mümkün olacağından daha az etkili hava hareketi sağlayan motora nazaran sadece yakıt miktarının fazla olmasından dolayı dp/dt oranı daha yüksektir (Sönmez, 2006).

2.2.2.2.6. Emilen havanın sıcaklık ve basıncının etkisi

Motora giren havanın basıncının yüksek olması tutuşma gecikmesini ve dp/dt oranını azaltmakta olduğu ve bu azalmanın temel olarak sıcaklık artışından kaynaklandığı belirtilmiştir.(Karakuş, 2000)

Giriş basıncı arttıkça dolgu miktarı da artacağından daha fazla yakıt enjekte edilerek motor gücünün arttırılabildiği, motor soğutma suyu sıcaklığı ve hava giriş sıcaklığının fazla olduğu durumlarda TG'si ve dp/dt oranında azalma olduğu, fakat hava miktarında da azalma olacağından maksimum gücün düştüğü belirtilmiştir.

2.2.2.2.7. Karışımdaki oksijen yüzdesinin etkisi

Hava yerine sadece oksijen kullanmanın birim hacim başına açığa çıkan enerji miktarını yaklaşık beş kat arttırdığı, karışımdaki artan oksijen yüzdesi enerji açığa çıkma hızını arttırarak tutuşma gecikmesini azalttığı ortaya konmuştur.(Borat ve ark., 1994).

Sönmez, (2006) tarafından yapılan deney sonuçlarına göre emme havasının oksijenle zenginleştirilmesi ile motor performansları ve egzoz emisyonları açısından olumlu sonuçlar elde edilmiş, emme havasının oksijenle zenginleştirilmesiyle motor momenti ve gücünün arttığı, özgül yakıt tüketiminin ise azaldığı deneysel olarak belirlenmiştir.

CO emisyonları emme havasının oksijence zenginleştirilmesi ile ortalama %95,5 azaldığı görülmüş, buna karşın CO₂ emisyonunda artış tespit edilmiştir. Bu durum yanmanın iyileştiğini ve termik verimin arttığını göstermektedir. Emme havası oksijence zenginleştirildiğinde HC emisyonlarında azalma meydana geldiği belirlenmiştir. Bu olay oksijen yüzdesinin artmasından dolayı yakıtın daha iyi oksitlendiğini gösterir.

Emme havasına oksijen ilave edilmekle yakıt oksijenle reaksiyona daha hızlı girmekte, bu ise silindir içi sıcaklığını arttırmakta ve NO_x emisyonlarında ciddi bir artışa sebep olmaktadır. Ayrıca hızlı reaksiyonun is emisyonlarını büyük ölçüde azalttığı belirlenmiştir (Sönmez, 2006).

2.2.2.2.8. Aşırı doldurmanın etkisi

Aşırı doldurma giriş basıncını olduğu kadar giriş sıcaklığını da artırır. Bu iki durumun artması tutuşma gecikmesi süresini azaltır. Bundan dolayı aşırı doldurma, yükselme hızı, düşük basınç ve maksimum basıncın giriş basıncına oranı bakımından aynı motorun aşırı doldurmasız haline kıyasla daha olumlu sonuçları olduğu belirlenmiştir (Karakuş, 2000).

2.3. LPG

2.3.1 LPG (Likit Petrol Gazı) ve özellikleri

Kimyasal yapısı ve özellikleri bakımından Likit Petrol Gazı (LPG) parafinler ve olefinler grubu içerisindedir. Genel olarak doğal gazdan, ham petrolün kuyudan çıkarılması ve rafinerilerde tasfiye edilirken ham petrolden ayrıştırılarak elde edilen ve kolayca sıvılaştırılabilen propan ve bütan gazlarının basınç altında sıvılaştırılmış halidir (Çınar ve ark., 2001). LPG, ağırlıklı olarak bütan, propan veya bu ikisinin farklı oranlarda karışmasıyla elde edilen, renksiz, kokusuz bir gazdır (Kocagöz, 2009).

Bütanın kimyasal bileşimi C₄H₁₀, propanın ise C₃H₈'dir. Bütanla propanı birbirinden ayıran dolayısıyla da kullanım şekillerini belirleyen en önemli özellikleri buhar basınçlarıdır. Propan ve bütanın "buhar basınçları" sıcaklıkla orantılı olarak artar. (Kocagöz, 2009).

Ancak buhar basıncı kullanılırken dikkatli olunması gereken bir etkidir. Örnek olarak bütanın 0°C'deki buhar basıncı 0,0005 bar ve 15°C'de 0,8 bardır. Propanın ise 0°C sıcaklıktaki buhar basınç değeri 4 bardır. Çizelge 2.2'de propan ve bütan'ın sıcaklığa göre basınç değişimleri görülmektedir (Kuralay ve Yeşil, 2000).

Çizelge 2.2. Propan ve Bütanın sıcaklığa göre basınç değişimi (Kuralay ve Yeşil, 2000)

Buharlaştırma Sıcaklıkları (°C)	Propan (bar)	Bütan (bar)
-42	0,230	0,943
-30	0,691	0,686
-20	1,443	-0,512
-10	2,424	-0,289
0	3,703	0,059
10	5,358	0,519
20	7,353	1,089
30	9,826	1,844
40	12,758	2,785

Propanın -42°C ' üzerinde gaz faza geçerken, bütan 0°C 'de gaz fazına geçmektedir. Bu durum soğuk havalarda daha yüksek oranlarda propan içeren karışımların kullanımını gerektirmektedir. Ülkemizde hava sıcaklığı bölgeden bölgeye değişeceğinden, farklı bölgelerde kullanılmak üzere karışımlar oluşturulmalıdır (Kocagöz, 2009). Sıvı fazdan gaz faza geçişin kolay sağlanması için sıcaklığı düşük olan bölgeler içindeki propan oranı arttırılmalıdır. Çizelge 2.3.'de Avrupa da taşıtlarda kullanılan LPG'nin propan ve bütan karışım oranları gösterilmiştir. LPG'ye basınç uygulandığında propan ve bütan karışım oranları 1/230 ile 1/267 oranında küçülür.

Çizelge 2.3. Ülkelere göre LPG'nin propan ve bütan oranları (Ciniviz, 2001; Sayın, 2005)

ÜLKE ADI	PROPAN/BÜTAN ORANI(%)	
	YAZ	KIŞ
TÜRKİYE	30/70	50/50
İSVEÇ	Propan	50/50
İSVİÇRE	Propan	Propan
İNGİLTERE	Propan	Propan
ALMANYA	Propan	Propan
DANİMARKA	30/70	70/30
AVUSTURYA	20/80	80/20
HOLLANDA	30/70	70/30

Çizelge 2.4. LPG'nin fiziksel ve kimyasal özellikleri (Salman ve Batmaz, 1998)

Yakıt Özellikleri	Bütan	Propan	Benzin	Dizel
15 °C'de yoğunluk	0.584	0.508	0.73-0.78	0.81-0.85
Buhar Basıncı (Bar 37,8 de)	3.6	12.1	0.5-0.9	0.003
Kaynama noktası (0°C)	-0.5	-43	+30-25	+150-560
Alt Isıl değeri (kJ/m ³)	26550	23420	32320	35620
Üst Isıl değeri (kJ/m ³)	45460	46500	44030	42400
Stokiyemetrik Oran	15.40	15.60	14.7	14.30
Karışım alt ısıl değeri (kJ/m ³)	3446	3414	3480	---

Çizelge 2,4.'te verilere göre benzin ve dizelin kaynama noktası değeri oda sıcaklığı üzerindedir, LPG'nin ise kaynama sıcaklığı daha düşüktür. Atmosfer basıncında benzin ve dizel yakıtları sıvı olarak tanklarda muhafaza edilirken, LPG ise belirli bir basınçta bulundurulmalıdır. Kaynama noktası teorik olarak oda sıcaklığının üzerinde olmasına rağmen benzin aynı oranda buharlaşmaya duyarlıdır. Bu sebeple gelişmiş taşıtlarda basınçlı tanklarda depolanırlar.

LPG benzine kıyasla daha üstün antidetonasyon özelliğindedir. LPG, benzin ve dizele kıyasla ısıl değeri daha yüksektir. Araştırmalarda LPG motorlarda benzinle birlikte kullanıldığında %8 oranında performans olarak daha iyi sonuç vermektedir.

Gaz olması sebebiyle benzine kıyasla LPG damlacıklar halinde daha homojen karışım oluştururlar. Homojen gaz karışımı sayesinde yanma verimli olur ve motor performansı artar (Salman ve Batmaz, 1998).

LPG'nin karışım oranının değişmesi basınç üzerinde göze çarpmak şeklinde değişikliklere neden olur. Isı artışıyla birlikte basınçta artış gösterir ve sıvı haldeki LPG'nin hacminde büyük değişikliklere sebep olur; bu durumda sıvı LPG dolu olan tank içerisinde ısı arttıkça basınçta artacağından tankta patlama meydana gelir. Bu sebeple tank asla LPG ile tamamen doldurulmamalıdır.

Bütan ve propanın en belirgin ayırt edici özellikleri buhar basıncı ve kaynama noktasıdır. Buhar basıncı sıvının kapalı hacimdeki buhar ile dengede olduğu basınç olarak ifade edilir. Kaynama noktası ise sıvıdan gaza geçtikleri derecedir. Propanda -43 °C olan bu değer bütanda 0 °C olarak görülür.

Soğuk bölgelerde kullanılan LPG karışımında gaz fazı dönüşümü kolaylaştırmak için daha yüksek oranda propana ihtiyaç vardır. Taşıtlarda LPG'nin ülkemizin tüm bölgelerinde kullanılacak şekilde ayarlanması gerekmektedir. (İçingür ve ark., 1998).

2.3.2. LPG'nin avantajları

- ✓ H/C oranı yüksektir.
- ✓ Tutuşabilirlik limitleri %2,4 - %9,5 arasında değişmektedir.
- ✓ Yanma verimi yüksektir.
- ✓ LPG kullanımında ateşleme bujilerinde ve yanma odasında karbon ve kurum oluşturmaz.
- ✓ Emisyon değerleri benzin ve dizel ile çalışan motorlara kıyasla daha düşüktür. (Uğurlu, 2008).
- ✓ Oktan sayısının yüksek olması vuruntu oluşumunu önlemekte ayrıca yüksek sıkıştırma oranlarına imkân vermektedir. Fakat motorlar benzin yakıtına göre tasarlandığından çift yakıt kullanılması halinde yüksek sıkıştırma imkânı motor modifikasyonu ile olur. (Uğurlu, 2008)
- ✓ Isıl verimi yüksektir.
- ✓ Gaz fazında yanma odasına girmesine bağlı olarak motor yağının seyrelmesine neden olmamakta ve artık madde bırakmamaktadır. Böylece daha düşük bakım masrafları olmaktadır (Karamangil, 2007).
- ✓ LPG dönüşüm sisteminde basınç altında depolandığından yakıt pompası kullanılmaz. (Kocagöz, 2009)
- ✓ LPG' de, benzinde kullanılan kurşun tetra etil bulunmamaktadır. Ayrıca kükürt bulunmaması sebebiyle egzoz emisyonlarında SO₂ oluşmaz. LPG'de dizel motorlarda görülen is ve partikül emisyonları oluşmamaktadır (Sayın ve ark., 2005).
- ✓ LPG dönüşüm sistemleri basit ve ucuz parçalardan oluşmaktadır (Karamangil, 2007).
- ✓ Ucuz bir yakıttır.

2.3.3. LPG'nin dezavantajları

- ✓ Standartlara uygun LPG ekipmanlarının kullanılmaması halinde, taşıtlarda kullanılması güvenli olmamaktadır.

- ✓ LPG'nin ise büyük bölümü ithal edilmektedir. Bu da ülke için döviz kaybına neden olmaktadır.
- ✓ Sıvı yakıtlara kıyasla depolama ve taşıma harcamaları daha yüksektir.
- ✓ Güç olarak ise dönüşüm sistem yapılmış motorlar ile kıyaslandığında benzine göre birinci nesil sistemlerde %3 ikinci nesil sistemlerde %2 kayıp olmaktadır.
- ✓ Benzine kıyasla LPG daha yüksek oktan sayısına sahip olması sebebiyle yüksek sıkıştırma oranlı motorlarda kullanıldığında motorun NOx emisyonunda %15 oranında bir artış söz konusudur (Boran ve ark., 1998; Balki, 2005).

2.3.4. Taşıtlarda LPG kullanımı

Birçok ülkede taşıtlarda alternatif yakıt olarak LPG tercih edilmektedir. Alternatif yakıtlar benzin ve motorin dışındaki tüm yakıtlar olarak belirtilmektedir. Düşük yoğunluklu olmaları sebebiyle gaz yakıtlar sıkıştırılarak sıvı şeklinde depolanabilir. Motor konstrüksiyonlarında ufak değişikliklerle benzinli motorlarda kullanılabilir. Dünyada kullanılan LPG'nin %5-6 'sı bu alanda tüketilmektedir. LPG ile taşıt sayısı 5 milyona yaklaşmakta ve giderek artış göstermektedir.(Anonim,2019) Kirliliğinin artması sebebiyle şehir içi kullanımda birçok ülkede LPG en çok tercih edilen yakıttır.

Türkiye'de hava kirliliği gittikçe artmaktadır. Ülkemizde özellikle büyük şehirlerde yaz aylarındaki hava kirliliğine motorlu taşıtlar sebep olmaktadır.

Hava kirliliği olan şehirlerimizde LPG'nin güvenli doldurma ve kullanma imkânları geliştiği takdirde kullanımı ile şehirlerimizdeki problem önemli ölçüde azalacaktır. Son yıllarda LPG ile çalışan taşıtlar yaygınlaşmıştır. Kullanım olarak büyük şehirlerdeki ticari taksiler ilk sırayı almaktadır (Öğüt ve Kuş, 1999)

2.3.5 LPG ve çevre

Araç sayısındaki artış çevreyi ve enerji tüketimini olumsuz yönde etkilemektedir. Taşımacılık sektörü yanmamış hidrokarbon, kükürt dioksit, kurşun, karbon ve azot monoksit, kömür parçacıkları(dizelde) , gibi emisyonların çevreye yayılmasında sorumludur.

Kaçınılmaz olarak yanma olayı kirleticidir. Emisyonlar yakıcı-yakıt karışımının birleşimine, yakıtın fiziksel ve kimyasal özelliklerine, yanma sürecine ve çevre koşullarına bağlıdır (Anonim, 2012).

Emisyon olarak yakıtları karşılaştıracak olursak benzin, dizel, LPG ve kurşunsuz yakıtın hidrokarbon, karbon ve azot monoksit açığa çıkardığını ancak sadece benzin tarafından kurşun üretilir. Bunun haricinde, LPG kükürt dioksit ve aromatikleri üretmez (Anonim, 2012).

Yanma sonucu açığa çıkan tüm ürünler hava kalitesini kötü etkiler. Fakat toplam madde miktarlarından ziyade her bir bileşikteki zehirlilik dereceleri bilinmeli ve buna göre zararları belirlenmelidir.

LPG 'de yanma sonucu açığa çıkan kükürt dioksit ve kurşun gibi daha zehirli ürünler yoktur. Ayrıca, LPG' de katkı ve aromatikler olmaması sebebiyle LPG' nin yanmasıyla oluşan yanmamış hidrokarbonlar da, diğer yakıtlara kıyasla daha az zehirlidir.

Aşağıda belirtilen nedenlerden dolayı LPG' nin diğer yakıtlara kıyasla daha az kirletici olduğu belirtilmelidir.

- ✓ Yanma olayı gaz halinde gerçekleşir. LPG gaz olduğu için, bu sürece daha uygun olup içinde kömür parçacıkları bulunmayan ve daha homojen bir karışım sağlar.
- ✓ Termodinamik açıdan üstün özellikleri sebebiyle iyi ve kolay yanma sağlar.
- ✓ Kükürt, kurşun ve aromatikler gibi katkılar içermez.

2.4 Çift Yakıt Uygulamaları

Sıkıştırma ile ateşlemeli ve buji ile ateşlemeli motor teknolojisinde son yıllardaki ilerlemesine rağmen yine de yeniliklere ihtiyaç vardır. Şarj dolgusunun herhangi bir kısılma olmadan alınabilmesi ve yüksek sıkıştırma oranı neticesinde dizel motorların ısı verimi yüksektir. Ancak NO_x ve is emisyonlarının meyillerinin zıt olması sonucunda dizel motorlarda aynı anda emisyon değerleri düşürülememektedir (Jacob ve ark., 2007). Dizel motorlarda NO_x emisyonlarını azaltmak amacıyla geliştirilen katalizör sistemlerinin uygulanmasının zor olması ve yüksek maliyeti nedeni ile kullanılamamaktadır. Dizel motorlara kıyasla buji ateşlemeli motorlarda farklı motor yüklerini kontrol etmek için emme dolgusunun silindirlere kısılarak alınması ve vuruntu nedeniyle sıkıştırma oranının yükseltilememesi sonucunda ısı verimleri düşüktür. Düşük egzoz emisyonları elde edilebilmek için üç yollu katalitik dönüştürücüler kullanılmaktadır. Yeni geliştirilen farklı motor tiplerine karşı bu uygulama

stokiyometrik yakıt/hava karışımlarına yakın çalışma aralığında uygulanabilmesi neticesinde sınırlı kalabilmektedir. (Alkidas, 2007).

Bilim insanları içten yanmalı motorlarda verimi yükseltmek ve taşıtlardan kaynaklanan emisyonları düşürebilmek için farklı yanma modları alanında araştırma yapmaktadırlar. Bu yanma modları arasında reaktif kontrollü sıkıştırma ile ateşlemeli yanma (RCCI), kısmi ön karışimli yanma (PPC) ön karışimli sıkıştırma ile ateşlemeli yanma (PCCI) ve homojen dolgululu sıkıştırma ile ateşlemeli (HCCI) bulunmaktadır.

RCCI motorlarda yakıtlar ile yanma fazı kontrol edilebilmekte ve farklı enjeksiyon stratejileri bulunmaktadır. RCCI motorlarda doğrudan silindir içine ve emme hattına püskürtülen farklı reaktivasyon derecesindeki yakıtlarla yanmanın kontrol edilmesi amaçlanmaktadır. Bundan dolayı yüksek reaktiviteli yakıtlar doğrudan silindire, düşük reaktiviteli yakıtlar emme portundan enjekte edilerek düşük sıcaklıkta sabit bir yanma oluşabilmektedir. Bundan dolayı is ve NO_x emisyonları düşürülebilmektedir (Zhao, 2007; Heywood, 1988; Zhang ve ark., 2006; Reitz and Duraisamy, 2014; Hanson ve ark., 2013; Splitter ve ark., 2013).

Enjeksiyon zamanlaması λ ile birlikte RCCI motorlarda yanma karakteristiklerini etkileyen bir diğer etkidir. Direkt enjeksiyonlu dört silindirli ve dört zamanlı, benzinli motorda $\lambda=2,2$, $\lambda=1,9$, $\lambda=1,7$ değer aralıklarında yapılan çalışmada motorda λ değerinin azaldıkça ısı yayılımının ve maksimum silindir basıncının arttığı görülmüştür. $\lambda=2.2$ değerinde $80^\circ KMA$ enjeksiyon zamanlamasında % 42.47 ile maksimum indike termik verim elde edilmiştir. (Uyumaz ve Solmaz, 2016).

Dört silindirli 1.9 litre (L) hacminde bir RCCI motorda farklı motor yüklerinde ve devirlerinde yanma karakteristikleri ve termik verim araştırılmıştır. Konvansiyonel dizel yanmasına kıyasla NO_x emisyonlarında %92 azalma, fren termik verimde maksimum %5 artış, görülmüştür (Ansari ve ark., 2016). RCCI motorunda DME/ CH_4 yakıtına hidrojen ilave edilerek etkilerini araştırmak için kimyasal kinetiklerin kontrol edildiği üç boyutlu hesaplamalar kullanılmıştır. Çalışmalar sonucunda NO_x emisyonlarının çift yakıtlı çalışma şartlarında pilot yakıt miktarı ve enjeksiyon stratejisinden etkilendiği görülmüştür (Liu ve ark., 2012).

Yapılan çalışmada RCCI yanmasında Port ve direkt enjeksiyon tutuşma kabiliyetini deneysel ve sayısal olarak araştırılmıştır. Başlangıçta benzin, dizel ve hava karışımının kendiliğinden tutuştuğu sonraları ise yanma odasının genelinde birçok

bölgeden basınç ve sıcaklık artışının düşük sıcaklık bölgesi boyunca alev gelişiminin gerçekleşmesine sebep olduğu görülmüştür. (Benajes ve ark., 2014).

(HCCI), sıkıştırma ile ateşlemeli ve konvansiyonel buji ile ateşlemeli motorların ortak avantajlarına sahiptir. Egzoz emisyonlarını düşürebilecek ve ısı verimi yükseltebilecek potansiyeli bulundurması sebebiyle HCCI gelecek için umut vadetmektedir. HCCI motoruna buji ateşlemeli ve dizel motor üzerinde değişikliğe gidilerek dönüşüm yapılabilmektedir HCCI yanması homojen ve fakir yakıt/hava dolgusunun kendiliğinden tutuşmasıyla başlamaktadır. Emme havasında kısılma olmadan hava/yakıt oranı kontrol edilerek motor yükü sağlanmaktadır. Genel olarak motorun yalnızca kısmi yüklerinde homojen dolgulu olarak oldukça fakir karışımlarda çalışabilme imkânı vardır (Baumgarter, 2006).

Klasik dizel motorlarında NO_x-is emisyonu yakıt olarak zengin ve fakir bölgelerin oluşması ile gerçekleşmektedir (Jacobs ve ark., 2007; Tree ve ark., 2007; Kim ve ark., 2006). Hava/yakıt karışımı ideal HCCI yanma işleminde, yanma odasının büyük bir kısmında ve bölgesel alanlardaki sıcaklık ve lamda oranlarında bir farklılık olmadan homojen olarak hazırlanmaktadır. Fakir ve homojen dolgunun sıkıştırılarak yanma odasında bulunan karışımın hepsinin aynı anda kendiliğinden tutuşması sağlanabilmektedir. Böylelikle zengin yakıt bölgeleri oluşmadan, is emisyonuna sebebiyet veren öncü moleküller engellenebilmekte ve yanma esnasında parlak olmayan alev oluşmaktadır. Hava fazlalık oranının yüksek olması sebebi ile silindir içerisindeki bölgesel sıcaklıklar, dizel yakıt hüzmelerinin stokiyometrik bölgelerinden veya buji ile ateşlemeli motorlardaki alev cephesinin önünden daha düşük olmaktadır (Baumgarter, 2006). Termal NO_x emisyonlarının oluşumu difüzyon alevi oluşmadan ön karışımli homojen dolgunun tamamen yanması ile azalmaktadır (Jacobs ve ark., 2007; Kim ve ark., 2006; Ma ve ark., 2007).

Wang Zhi ve ark. (2007), yüksek oktan sayılı bir yakıtın sıkıştırma ile ateşlemeli motorda kullanılmasının emme, püskürtme, yanma ve kirlilik oluşturma proseslerini, çok boyutlu uygulamalı akışkanlar dinamiği (CFD) ve ayrıntılı kimyasal kinetik modelleme yöntemlerini birlikte kullanarak incelemişlerdir. Geliştirilmiş 3 boyutlu CFD / kimyasal kinetik modelleri, direkt püskürtmeli HCCI motorundan elde edilen deneysel veriler kullanılarak karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Çalışmada, 3 boyutlu CFD / kimyasal kinetik modeli, direkt benzin püskürtmeli HCCI motoruna

emme, püskürtme, yanma ve kirlilik oluşturma prosesini iki aşamalı püskürtme stratejisiyle simüle etmekte kullanılmıştır.

Bu modeller emme akış yapısını, püskürtme atomizasyonunu, damlacık buharlaşmasını ve gaz fazı kimyasını karmaşık çok boyutlu geometriler içinde hesaba katmaktadır. Hesaplamalar sonucunda, ikincil püskürtmeyle oluşan yakıtça zengin bölgenin çevresinin ateşlendiği, daha sonra ateşlenen yakıtça zengin bu bölge bir ateşleyici olarak işlev görerek çevredeki birincil püskürtme ile oluşan fakir karışım bölgesini ateşlediği gözlenmiştir. Çalışmada, HCCI motorda iki kademeli püskürtme uygulayarak, ateşleme zamanlamasının ve yanma hızının kontrol edilebileceği ve bunun sonucu olarak HCCI motorun çalışabileceği yük aralığının genişletilebileceği vurgulanmaktadır. Fakat kademeli püskürtmeli HCCI motorda, NO_x emisyonlarının, yakıtça zengin bölgedeki sıcaklık artışı nedeniyle, bir miktar arttığı da ifade edilmektedir.

Garcia ve ark. (2009), yaptıkları çalışmada, HCCI motorlarda yeni bir ısı yayılımı modeli geliştirmek üzerine yoğunlaşmışlardır. Yazar ve arkadaşları bu çalışmada yanma odasını homojen bir hacim olarak dikkate alarak gerçekleştirdikleri model ile düşük yüklerden yüksek yüklere kadar farklı çalışma koşullarında modellerle başarılı sonuçlar elde ettiklerini, analiz sonuçlarının deneysel sonuçlarla karşılaştırılması sonucunda oluşan maksimum hatanın %2' den daha düşük olduğunu söylemektedirler.

Mahrous ve ark. (2008), HCCI motorlarda kendiliğinden yanma olayının, egzoz kapanma ve emme açılma zamanlarının ayarlanmasıyla kontrol edilebileceğini ve böylece gaz değişim olayları sonucunda bir miktar sıcak egzoz gazının silindir içinde kalarak karışımın tutuşmasına yardımcı olacağını söylemektedirler. Yazar ve arkadaşları değişken süpab zamanlaması kullanarak 4 süpablı, tek silindirli, direkt püskürtmeli bir HCCI motorda 1 boyutlu CFD model kullanarak analiz etmişlerdir. Analiz sonuçları, değişken süpab zamanlamasının kullanılması ile HCCI motorun çalışma aralığının konvansiyonel süpab zamanlamasına göre önemli ölçüde genişlediğini göstermiştir. Çalışmada ayrıca, pompalama kayıplarının azalmasının bir sonucu olarak yakıt ekonomisinde de iyileştirmeler sağlandığı belirtilmektedir.

PPC kavramı Manente tarafından detaylı bir şekilde açıklanmıştır. (Manente, 2010), kısaca yanmadan önce yakıt hava karışımından emin olmak için sıkıştırma

strokunda yakıt enjeksiyonunun karakterizasyonunu tanımlamaktadır. Bu enjeksiyon stratejisi yüksek seviyeli EGR valfi ile birleştirilmiştir amaç düşük yanma da hava-yakıt karışımını seyreltmektir. Bu stratejinin ağır dizel motorlarında geniş yük aralığında sifira yakın emisyon ve yüksek verimlilik sağladığı görülmüştür. Ayrıca işlem sıcaklığını da azaltmıştır.(Manente ve ark., 2010)

Dizel (PPC) motorlarda. EGR kullanılarak NO_x azaltılabilir. Ancak EGR'yi kullanırsak is oksidasyonu engellenir ve motor çıkış isini artırılır. EGR kullanılarak, önceden karıştırılmış (PPC) yanmasında, yanma aşamasını kontrol eden son yakıt enjeksiyonu, yanma başlamadan önce yeterli derecede tamamlanırsa (yüksek ateşleme gecikmesi), NO_x 'i kontrol edilir ve is oluşumu önlenir. Geleneksel dizel yakıtlı PCI yanma ile sadece çok düşük yüklerde mümkündür. Enjeksiyon basıncını arttırmak veya yakıtın setan sayısını azaltmak PPC yanmasını daha kolaylaştırır. Özet olarak, PCCI (veya PPC) yanmasında, yanma fazı üzerinde kontrolü elinizde tutarak HCCI yanmasından; düşük NO_x , düşük is ve yüksek verim değerlerini elde edebiliriz.

PCCI yanma modunda yakıt TDC (üst ölü nokta)'den daha önce enjekte edilir. Yüksek seviyelerde EGR'nin silindir içerisinde yüksek sıcaklıkta lokal zengin yakıttan kaçınmak için kullanılır ve böylece kurum(is) oluşumunu ve NO_x 'i önemli ölçüde azaltır.(Yao ve ark., 2009; Torregrosa ve ark., 2011) Bununla birlikte klasik karıştırma kontrollü dizel motorlarda yanmanın aksine PCCI yanmada otomatik ateşleme zamanı yakıtın kimyasal kinetiği ile kontrol edilir.Yanma evresinin geniş hız, yük ve işlem aralığında etkin kontrolü PCCI dizel motorların ticarileştirilmesi için hala büyük bir engeldir.

En önemli gelecek vadeden tekniklerden biri (değişken valf işlemi) VVA hızlı yanıt verme özelliklerinden dolayı son yıllarda PCCI dizeler motorlarda uygulanmaktadır. (Murata ve ark., 2007) bir dizel motora VVT (değişken valf mekanizması) mekanizması ekleyerek IVC (emme-kapama valfi) ile daha düşük etkili sıkıştırma oranı elde ettiler. Böylece hem deneysel hem simülasyon sonuçları NO_x ve kurum(is) emisyonunun önemli ölçüde azaltılacağını IVC ve EGR ekleyerek geniş motor hızı ve yük aralığında elde edileceğini gösterdiler.

Nevin ve ark.(2007), deneysel olarak IVC zamanları, yakıt oranları, enjeksiyon basıncı, enjeksiyon zamanı ve giriş basıncını çeşitli EGR oranları altında parametrik

çalışma ile bir PCCI dizel motorları için IVC 'nin potansiyel ve sınırlarını araştırmışlardır.

He ve ark.(2008), bir dizel PCCI motorunda esnek valf tahrik sistemini geliştirerek gecikmeli IVC kullanarak motordaki emisyonu, performansı ve yanmayı araştırmışlardır. Deneysel sonuçlarda kurum(is) emisyonunun gecikmeli IVC ile tüm işlem aralığında etkili bir şekilde azaltılabileceğini ve belirli işlem aralığında is emisyonunun %95'den daha fazla azaltılabileceğinin mümkün olduğunu gösterdiler.

Walter ve ark. (2008), tamamıyla esnek VVA sistemiyle bir dizel PCCI motor ekipmanında deneysel olarak VVA'nın birkaç giriş(yakıt) ve çıkış(egzoz) performansını değerlendirdiler.

3.MOTORLARDA EGZOZ EMİSYONLARI

3. 1. Motorlarda Yanma Sonucunda Ortaya Çıkan Kirletici Gazlar

İçten yanmalı motorlarda yakıttaki enerjinin ısı enerjisine dönüşmesi silindirdeki yakıtla hava arasındaki kimyasal reaksiyon ile olur. Yapılan araştırmalar sonunda yanma sonucu oluşan emisyon içerisinde N_2 , CO_2 ve H_2O 'da dahil olmak üzere 20 çeşit kimyasal bileşen tespit edilmiştir. Bunlardan bazıları havayı kirletir. Örnek olarak ABD'de bulunan araçlar, insanlar tarafından kaynaklanan kirlenmede %60 oranında bir paya sahiptir (İncecik, 1994). Genel olarak araçlarda hidrokarbon içeren yakıtlar kullanıldığından dolayı deneysel olarak tam yanma gerçekleştiği takdirde N_2 , CO_2 ve H_2O oluşur. İçten yanmalı motorlarda zengin ve fakir karışımlarla çalışma bölgeleri bulunduğu için yanma sonu ürünlerde CO veya O_2 bulunur. Kullanılan kimyasal denklemlerin çift yönlü olması sebebiyle egzoz gazlarında yalnız bu bileşiklere rastlanmaz. Şartlar oluştuğu takdirde oluşan ürünlerin tekrar reaktantlara dönüşebileceği anlamına gelmektedir. Bu olay disosiyasyon olarak ifade edilmektedir. Parçalanma olayı denge konsantrasyonuna kadar sürer. Bundan yola çıkarak 11 adet (CO_2 , CO, H_2O , H_2 , H, O_2 , N, O, OH, N_2 , NO) kimyasal bileşenin hesaplaması uygun görülmüştür. (Özcan, 2010).

3.1.1 Karbondioksit gazı

CO_2 gazı direkt olarak çevre ve insan sağlığını olumsuz yönde etkiler. Fakat yanma sonunda açığa çıkan CO_2 'nin yaklaşık olarak %50 'sinin atmosferde toplanmasıyla CO_2 'nin yoğunluğu git gide artış göstermektedir. Son 20 yılda insandan kaynaklanan CO_2 gazının salınımının yaklaşık olarak dörtte üçü fosil kaynaklı

yakıtların yanmasından kalan dördte birine ise arazilerin kullanım değişikliği ve orman alanlarının tahrip edilmesi sebep olmaktadır. Son 20 yılda, atmosfer biriken CO_2 gazının yıllık artış oranı %0,4 olup, bu oran 1990'dan sonra %0,2-0,8 arasında değişim göstermiştir. Küresel ısınmadan dolayı buzullar her geçen gün erimektedir. Geçen yüzyılda deniz seviyesi 10-20 cm arasında artış göstermiştir. Yeryüzünde karaya düşen yağış oranı %1 artış göstermiştir (Diler, 2006).

3.1.2 Karbon monoksit gazı

Yeryüzündeki üretilen CO'nun yaklaşık olarak %70 den fazlası taşıt kaynaklıdır. Kokusu ve rengi olmayan bu gaz çok zehirlidir. Oksijene kıyasla CO gazının oksijen taşıma görevi olan hemoglobine bağlanma kabiliyeti 200 kat fazladır. Bundan dolayı CO gazının bulunduğu ortamdaki insanın solunumuyla aldığı CO kanın içindeki hemoglobine zarar verir, vücuttaki hücrelerin oksijen almasına engel olarak zehirlenme ve boğulmaya sebep olur. Solunum yoluyla alınan CO akciğerden vücuda oksijen taşınmasını engeller. Kalp yetmezliği belirli seviyede olan insanlarda tehlike daha fazladır(Diler, 2006). CO emisyonu zengin karışımla çalışma koşullarında içten yanmalı motorlarda daha sık görülür. Bununla birlikte CO miktarı disosiyasyon sonucunda artış göstermektedir. Sıcaklık yükseldikçe bu etki daha fazladır.

3.1.3 Azot oksit emisyonları

Azot oksit içerisinde NO_2 , NO , N_2O_2 ve buna benzer 7 bileşik bulunmasına rağmen hava kirliliğine etkisi bakımından NO ve NO_2 önemlidir. NO ve NO_2 genellikle NO_x olarak ifade edilir. Karbon monoksit gazında olduğu gibi hemoglobinle birleşmektedir. Fakat NO_x 'lerin insan sağlığına en kötü etkisi ciğerlerdeki nemle birleşerek nitrik asit oluşumuna sebep olur. Oluşan asit miktarı oranı az olduğu için etkisi de az olmaktadır. Fakat zaman geçtikçe vücutta birikmesi sebebiyle solunum hastalıkları olan insanlar için tehlike arz etmektedir. Azot oksitlerin akciğer kanserinin artmasında etkisi olduğu düşünülmektedir. Azot oksitler doymamış hidrokarbonlar ile birleşerek kimyasal duman oluşturmaktadır (İncecik, 1994). Atmosferdeki su ile birleşerek nitrik asit oluşumuna sebebiyet verir. Bundan dolayı atmosferde asit yağmuru olayı meydana gelir ve bitki örtüsü zarar görür. NO_x 'ler içerisinde NO kokusuz ve renksizdir. NO_2 ise kırmızı kahverengi renkli, kokusu kötü ve cildi tahriş eder. NO yanma sonucu ürünlerde genel olarak bulunmasına rağmen, bir kısmı atmosfere atıldıktan sonra NO_2 'ye dönüşmektedir. NO gazı felce neden olabilmektedir (Özcan, 2010).

NO_x emisyonları içten yanmalı motorlarda özellikle de dizel motorlarda büyük bir problemdir. Azot oksit oluşumunda gerekli olan üç unsur oksijen sıcaklık ve zamandır. İçten yanmalı motorlarda sıcaklıklar 1700-3000 K değerlerine ulaşabilmektedir. Dizel motorlara kıyasla benzinli motorlarda daha yüksek sıcaklıklar oluşmasına rağmen HFK'nın yaklaşık olarak 1 olmasıyla yanma ortamında serbest oksijenin az olması sebebiyle NO_x emisyonları önemli sorun oluşturmamaktadır. Dizel motorlarda NO_x emisyonları büyük sorun oluşturmaktadır. Benzin motorları kadar dizel motorlarda sıcaklık değerleri yüksek olmasa da, fazla oksijenin (HFK > 1,3) olması nedeniyle NO_x oluşur.

3.1.4 Hidrokarbon emisyonları

Hidrokarbon emisyonları karbüratör ve yakıt tankından buharlaşma yoluyla oluşur veya yanma ürünlerinin içerisinde bulunur.

Yanmanın tamamlanmaması sebebiyle yanma sonucu oluşan ürünler arasında HC bulunur. Zengin karışımlarda yeterli O₂ bulunmaması sebebiyle, karışımın fakir olması halinde ise yanma odasının düşük sıcaklıkta olması nedeniyle cidara yakın yerlerde oluşan alev sönmeleri HC oluşumuna neden olmaktadır. (Soruşbay, C.). HC ile NO_x güneş ışığı altında havada birleşerek fotokimyasal duman meydana getirirler. Sıcak havalarda daha belirgin şekilde oluşur. Taşıtlardan kaynaklı yeni bir kirlenme çeşididir. HC zehirli olmamasına rağmen bazı türlerinin solunum yollarında tahriş edici etkisi vardır.(İncecik, 1994).

3.1.5 Partikül maddeler

Motorlarda yanma sonucu oluşan katı taneciklerin büyük bir kısmı isi meydana getirmektedir. Katı karbon taneciklerinin yanmaması sebebiyle is oluşur. Yanma boyunca karbona kıyasla hidrojenin aktif olması sebebiyle oksijenler hidrojen tarafından ilk olarak tutulur. Ancak karbon atomları yeteri kadar zaman ve oksijen mevcut değilse bileşik yapamaz. Egzoz gazından katı karbon tanecikleri is olarak çıkar (İncecik, 1994).

3.2 Egzoz Gazı Emisyon Standartları

Ateşin bulunması insanlar tarafından kaynaklanan hava kirliliğinin başlangıcı olarak kabul edilir. İlerleyen zamanlarda ise İngiltere'de kömürün kullanılmasıyla bağlantılı olarak kirlenmeler görülmüştür (İncecik, 1994). İçten yanmalı motorların kullanım oranının artmasıyla fotokimyasal duman oluşmaya başlamıştır.

Fotokimyasal duman yoğun olarak 1940 yılında ABD’de görülmüştür. Fotokimyasal dumana içten yanmalı motorların sebep olduğu 1955 yılında anlaşılınca, 1960 yılında A.B.D.’ de egzoz emisyonlarını sınırlayan kanun uygulamaya konulmuştur. Bundan sonra ki süreçte egzoz emisyon standartları Japonya ve Avrupa’da yürürlüğe girerek uygulanmaya başlanmıştır (Heywood, 1988). Günümüzde Avrupa, A.B.D ve Japonya’da emisyonları düzenlemek için sürekli olarak standartlar güncellenerek uygulamaya konulmaktadır. Avrupa’da düzenlenmeye gidilerek Euro standartları 1992 yılından itibaren yürürlüğe girmiştir. 2014 yılı itibariyle ise euro 6 standartları uygulanmıştır.

Emisyonlarla ilgili standartlar giderek ağırlaştırılmaktadır. Euro 5 standartlarından Euro 6 ‘ya geçilmesinin ardından egzoz gazı emisyonlarından azot oksit ‘de %55’lik bir azalma vardır.

Yanma sürecinin kontrol edilmesiyle arzu edilen değerleri yakalamak şu anda mümkün görünmemektedir. Üreticiler bu değerleri yakalamak için taşıtlara ek donanımlar yapmakta bundan dolayı ise maliyetler artış göstermektedir.

Traktör, iş makinesi, jeneratör gibi araç ve cihazlar için uygulanan Euro standartları Faz I - IV olarak belirlenmiştir.

Euro standartları içerisinde CO_2 emisyonlarına ait bir değer yoktur. İnsan sağlığına CO_2 emisyonlarının direk etkisi yoktur. CO_2 gazının atmosferde birikmesiyle dünya yüzeyinden yansıyan güneş ışınlarını tutarak dünyanın ısı artışına sebebiyet verir. Sera etkisi şeklinde belirtilen bu durum sebebiyle atmosfere salınan CO_2 miktarı Kyoto protokolünde sınırlandırılmıştır. Binek araçlar için günümüzde bu değer 140 g/km’dir.

3.3.Yakıtların Egzoz Emisyonları Üzerine Etkisi ve Motorlarda Kullanımı

2014 yılındaki veriler ışığında dünyada 1.2 milyar civarında taşıt kullanıldığı belirtilmiştir. (Anonymous, 2018) Bu taşıtların %80’i binek araçlardan geri kalan kısmı ise otobüs ve kamyonlardan oluşmaktadır. Taşıt sayısının 2035’te dünyadaki binek araç sayısının 1 milyar 875 milyona çıkacağı tahmin ediliyor. (Anonymous, 2018). Yakıt olarak bu araçların %99’u dizel ve benzin kullanmaktadır. İki yakıtın yüksek oranda kullanımı ve araç sayısındaki artışla birlikte; hava kirliliği, insan sağlığı üzerindeki olumsuz sonuçların dayanılamayacak seviyelere ulaşması beklenmektedir. Çevre dostu yakıtlar kullanmak çözüm için önemlidir. 50-100 yıllık bir süre zarfında petrol rezervlerinin tükeneceği belirtilmektedir. Bu sorunların çözümü için araştırmacılar

alternatif yakıtlar üzerine çalışmalar başlatmıştır. Çalışmalar sırasında LPG, CNG, Biodizel ve uzun vadede Hidrojen en fazla ilgi gören yakıtlardır.

3.3.1. Benzin yakıtı

Karayolu taşımacılığında benzinin kullanım oranı OECD ülkelerinde %69'dur. Benzinin buji ateşlemeli motorlardaki en önemli tercih sebebi yüksek ısıl değere sahip olmasıdır. Ancak benzinin düşük oktan sayısına sahip olması sebebiyle motorlarda yüksek sıkıştırma oranı sağlanamamaktadır. Kullanıldığı motorlardaki düşük sıkıştırma oranı sebebiyle benzin yakıtı dizel motorların verimine ulaşamaz. NO_x ve is emisyonları benzin kullanılan motorlarda sorun teşkil etmemektedir. Ancak CO emisyonları özellikle zengin çalışma bölgelerinde standartları aşmaktadır. Bununla birlikte yanma sonu ürünlerde HC bileşikleri fazla olabilmektedir. Benzinli motorlar dizel motorlara kıyasla birim güç başına daha fazla CO₂ salınımı yapmaktadır. HC'ler çevreye yakıt sisteminden buharlaşma yoluyla bırakılmaktadır. Benzin ve dizel güvenli yakıtlar olarak değerlendirilir. Ancak bu yakıtların taşınması sırasında gerekli tedbirler alınmalıdır. İki yakıt da su ya da toprak üzerine yayıldığında temizlenmesi oldukça zordur (Anonymous, 1999). Örnek olarak petrol tankerlerinin kazası sonucunda sebep oldukları çevre kirliliği verilebilir.

3.3.2 Dizel yakıtı

Dizel yakıtı karayolu taşımacılığında OECD ülkeleri içerisinde %30'luk kullanım oranı ile ikinci sıradadır. Genel olarak ağır hizmet araçlarında yaygın olmasına rağmen son yıllarda hafif ticari ve binek araçlarda kullanımı yaygınlaşmıştır. Ağır hizmet araçlarında ağırlık olarak dizel motorların benzinli motorlara kıyasla ağır olmasının meydana getirdiği olumsuz durum verdiği güç ile daha rahat karşılanmaktadır. Dizelin yakıt olarak kullanıldığı motorlar diğer yakıtlara kıyasla tüketim açısından çok avantajlıdır. Dizel motorların yüksek sıkıştırma oranına sahip olması yakıt avantajının başlıca sebebidir. Maliyet olarak CNG ve LPG dışında diğer yakıtlara kıyasla daha avantajlıdır. Egzoz gazı emisyonlarından HC ve CO için sorun teşkil etmemektedir. Dizel motorlardaki problem yüksek NO_x değerleridir. Bu durumun sebebi tüm çalışma koşullarında dizel motorlar fakir karışımlarda çalışmaktadır. Fakir karışımlarda çalışmasının anlamı ise NO_x oluşumu için ortamda yeterli oksijenin fazlasıyla bulunmasıdır. Bununla birlikte sıcaklığında 1700 °C üzerinde olmasıyla NO_x' in oluşması için tüm şartlar mevcuttur.

NO_x emisyonlarının azaltılması için motor sıcaklığının düşürülmesi en etkili yol olarak görünmektedir. Yakıt olarak dizelin kullanıldığı motorlar is emisyonları yönünden istenilen seviyede olmamasına rağmen azaltılması daha basittir.

3.3.3. Sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG)

Alternatif yakıtlardan olan LPG'nin yoğun ilgiyi çekmesine ve kullanılmasına rağmen OECD ülkelerindeki taşıtlarda kullanılma oranı %0,9'dır. Bununla birlikte bazı OECD ülkelerinde ise büyük bir paya sahiptir. Örnek olarak Hollanda'da LPG'nin kullanılma oranı yaklaşık olarak %12'dir. LPG'nin rezerv olarak diğer yakıtlara göre fazla olması ve üretim maliyetinin düşük olması sebebiyle ekonomik açıdan daha avantajlıdır. LPG yüksek oktan sayısına sahip olması sebebiyle motorlarda kullanımı daha caziptir. Çünkü benzinli motorlarda sıkıştırma oranının 14'e yükselmesiyle verim artacaktır. Bundan dolayı da yakıt ekonomisinde önemli bir gelişme sağlanmaktadır. Ancak benzinli motorların imalatında modifikasyon yapılmadan yalnızca yakıt donanımına ilavelerle LPG kullanıldığından dolayı bu avantajından yararlanılamamaktadır. Hafif hizmet araçlarında LPG yakıt ekonomisi olarak iyi olmasında rağmen dizel motorları kadar iyi değildir. Emisyon değerleri bakımından benzin ve dizele göre daha kabul edilebilir seviyelerde olması sebebiyle kullanımı desteklenmektedir. Düşük yakıt tüketimi ve yapısında daha az karbon barındırması nedeniyle CO₂ emisyonları sorun teşkil etmemektedir. Fakir karışımla çalışabilme imkânı sayesinde azot oksit emisyonları benzinli motora kıyasla daha fazla olmasına rağmen dizele kıyasla büyük avantaj sağlamaktadır.

Emme zamanında gaz halinde olan LPG yakıt tankında sıvı halde muhafaza edilmektedir. Benzine eşit derecede ısı enerjisi sağlaması için LPG tankları benzin depolarına oranla, kütleli olarak 1,5, hacimsel olarak 2 kat büyük olmalıdır. Genel olarak LPG güvenli bir yakıttır. Yoğunluğunun havadan fazla olması nedeniyle kaçak olması durumunda yüzeyin üzerinde toplanır. Fakat ateşleme olması durumunda tehlikelidir (Bechtold, 2002).

3.3.4. Doğal gaz

Doğalgaz taşıtlarda kullanılması halinde ilave işleme gerek olmayan tek yakıttır. Yer kabuğu içinde kullanılabilir halde gelen bu yakıtta petrol ürünlerinde olduğu gibi rafine sürecine gerek duyulmaz. Amerika, Rusya, İtalya, Yeni Zelanda ve Arjantin'de önemli sayıda doğalgazlı araç filoları bulunmaktadır. Yakıt olarak doğalgazın OECD

ülkelerindeki kullanılma oranı %0,05'dir. Şehirlerde sanayide ve ısınmada kullanılan doğalgaz hatları, taşıtlarda kullanılmaya başlandığı takdirde avantaj sağlayacaktır. Oktan sayısı LPG'de olduğu gibi yüksektir. Bu sebeple ısı verim olarak benzinli motorlara kıyasla %10 daha verimlidir. Ancak volümetrik verimin düşük olması sebebiyle dizel motorlara kıyasla efektif verim %15 düşüktür. Yakıt ekonomisi LPG'ye kıyasla iyidir. Bunun sebebi ısı değerinin LPG'den yüksek olmasıdır. Emisyon değerleri HC'ler haricinde iyi bir noktadadır. Yakıt sistemindeki kaçak miktarının fazla olması sebebiyle HC emisyonları kötüdür. Yakıt deposu olarak benzine kıyasla ağırlık olarak 5, hacim olarak ise 4 kat fazladır. Yakıt deposunun güvenliği önemlidir. Doğalgaz uygulamaların bazılarında düşük sıcaklıklarda sıvı olarak (LNG) muhafaza edilmektedir. Basınç değerinin bu durumda 2-6 bar arasına düşmesi nedeniyle basınç sorunu ortadan kalkar fakat doğalgazın sıvı halinde muhafaza edilmesi için gerekli olan -161 °C yi sağlamak için yalıtımı iyi depolara ihtiyaç vardır. Bununla birlikte bu depolar minimum bir hafta boyunca yakıtın buharlaşmasını önleyecek şekilde dizayn edilmelidir. Aynı miktarda enerji sağlayabilmesi için LNG tankları dizel yakıt deposuna kıyasla hacim olarak 2, ağırlık olarak 1,5 kat fazla olmaktadır (Anonymous, 1999; Bechtold, 2002).

3.3.6 Biodizel yakıtı

Biodizel esterleştirme işlemine tabi tutulmuş kanola, ayçiçeği, palmiye ve soya fasulyesi gibi grup yağların temel ismidir. Esterleştirme işlemiyle bitkisel yağlardan fosil kaynaklı dizel yakıtın molekül yapısına benzer şekilde bitkisel temelli biodizel yakıtı ucuz bir şekilde elde edilmesine rağmen toplam maliyet olarak fosil kaynaklı dizelden daha fazla olmaktadır. Yapısal benzerlikleri sebebiyle biodizelin dizel motorlarda direkt kullanılma olanağı vardır. Fakat genellikle belirli oranda fosil kaynaklı dizelle karıştırılarak kullanılmaktadır. Ancak bu durumda enerji kapasitesinde %8 civarında bir düşüş meydana gelmektedir. Setan sayısının yüksek olması sebebiyle tutuşma kabiliyeti daha iyidir. Yakıt tüketimi benzin motorlarına kıyasla düşük, dizel motorlarına göre ise daha yüksektir. Egzoz gazı emisyon değerleri bakımından dizel motorlara oldukça benzerdir, HC ve CO emisyon değerleri düşük, NO_x ise yüksektir. CO₂ emisyonları ise çok düşüktür. Bunun nedeni ise biodizelin fosil kaynaklı olmaması sebebiyle yapısında karbon miktarı çok azdır. Ayrıca biodizel çok kolay bir şekilde depolanabilmektedir. Depolanma olarak ise kolaydır. Dizel motorlara kıyasla insan ve çevre üzerine daha az olumsuz etkisi vardır. Geri dönüşüm imkânı biyolojik olarak da

bulunan bir yakıttır. Yakıt filtrelerinin bakımı ve depo temizliği yakıt deposu üzerindeki çökelmeler sebebiyle sık yapılması gerekmektedir (Anonymous,1999).

3.3.7 Hidrojen

Oktan sayısı fazla ve alt ısıl değeri en yüksek olan yakıt hidrojendir. Diğer yakıtlara kıyasla ısıl verimi yüksektir. Hidrojen elektrikli ve buji ateşlemeli motorlarda kullanılabilir. Kullanım maliyeti geleneksel motorlara kıyasla fazladır. H_2 kullanımını sınırlayan bir etkende depolama sorunudur. Saf olarak hidrojenin muhafaza edilmesi mümkün değildir. Genellikle Hidrat'a dönüştürülerek depolanmaktadır. Hidrat durumunda hidrojen kimyasal içerikli bir bağla metalik malzemelere bağlanır. Yakıt deposu bu durumda hacim olarak kullanılabilir bir noktaya gelirken ağırlık olarak benzin depolarından 20 kat fazladır. Bununla birlikte H_2 'yi hidratın içinden almak için enerjiye ihtiyaç vardır. H_2 sıvı olarak depolanıp kullanılabilir. Sıvı olarak depolanması halinde benzin depolarına kıyasla hacimsel olarak 4, ağırlık olarak 1,5 kat fazla olmalıdır. -253 °C 'yi korumak için çok iyi bir yalıtıma ihtiyaç duyulmakla birlikte, yakıt 3 gün içinde harcanmalıdır. Aksi takdirde her geçen gün %1 oranında yakıt buharlaşma yoluyla kaybolacaktır. Hidrojen, içerisinde H bulunan tüm maddelerden elde edilebilir. H_2 elde etmek için birkaç yöntem bulunmaktadır. Göze çarpan ilk yöntem suyun elektroliz edilmesiyle H_2 üretimidir. İkinci yöntem ise bileşiminde H_2 bulunduran maddelerden gazifikasyon yöntemiyle H_2 nin ayrıştırılmasıdır. Kimyasal süreçte doğal gazın su ile birleştirilmesiyle H_2 bileşiği elde edilebilmektedir. Emme manifoldunda tutuşmaya sebep olması Hidrojenin karşılaştığı diğer bir sorundur. Bu problemin çözümü silindire hidrojenin püskürtülerek gönderilmesiyle sağlanır. Bu durumda yakıtın sıvı olarak bulundurulması gerekmektedir (Anonymous, 1999 ; Bechtold, 2002).

4.MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışmada, tek silindirli bir dizel motorun ana yakıtı olan dizelin yanı sıra ikincil bir yakıt olarak LPG emme manifolduna püskürtme şeklinde gönderilmiştir. Ayrıca dizel motorda sıkıştırma oranı değiştirilerek, farklı sıkıştırma oranının LPG kullanımında motorun performans, yanma ve egzoz emisyonları üzerindeki etkiler incelenerek yorumlanmıştır.

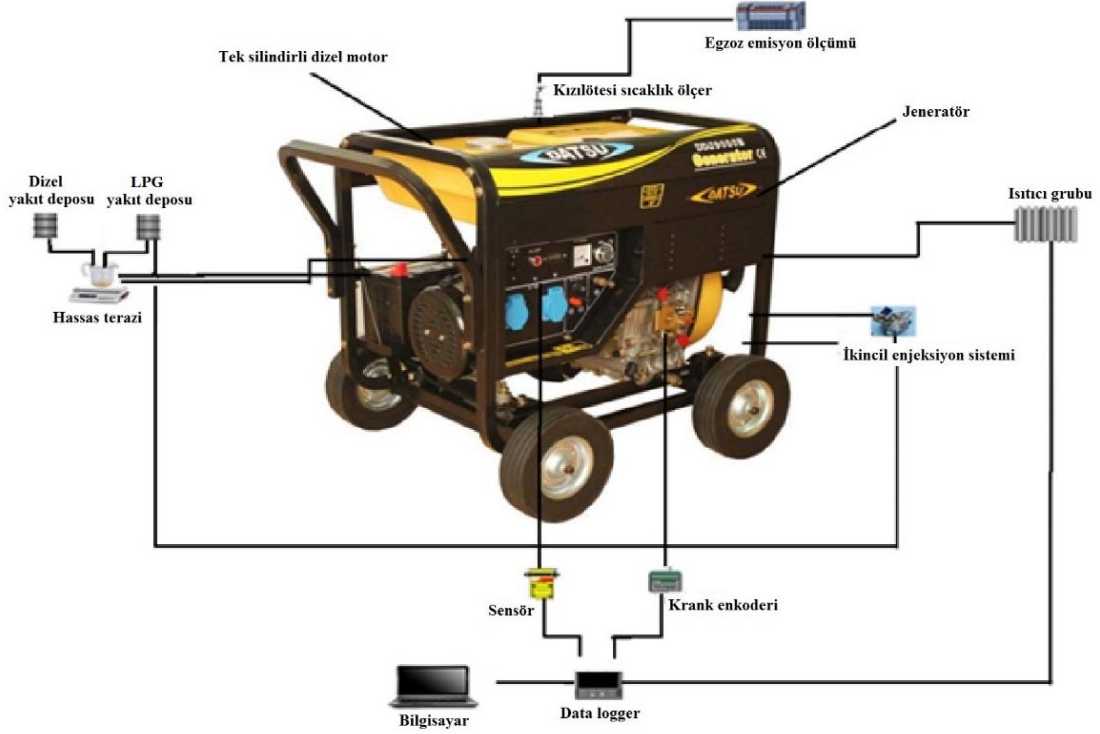
4.1. LPG ve Motor Modifikasyonu

LPG ve doğalgaz, temiz ve rezerv açısından gelecekte uzun süre kullanılacak yakıtlar arasındadır. Muhtemelen gelecekte özellikle büyük şehirlerde kullanılan içten yanmalı motorların çoğu doğal gaz ya da LPG ile çalışacaktır. Sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG), petrolün damıtılması ve ayrışması sırasında elde edilen ve sonradan basınç altında sıvılaştırılan, genel formülü C_nH_{2n} olarak bilinen başlıca propan, bütan ve izomerleri gibi hidrokarbonların karışımıdır. Ticari olarak ülkemizde kullanılan LPG genellikle %70 bütan ve %30 propan'dan oluşur.

Araç sayısındaki artış enerji tüketimi ve çevreyi giderek daha olumsuz etkilemektedir. Otomotiv sektörünün karbondioksit, karbon monoksit, yanmamış hidrokarbon, kükürt dioksit, azot oksit, is ve duman gibi emisyonların çevreye yayılmasında önemli payı vardır. Yanma olayı kirletici etkileri olan prostestir. Yanma sonu oluşan emisyonlar birçok parametreye bağlıdır. Bunlar; yakıcı/yakıt karışımının birleşimi, yakıtın fiziksel ve kimyasal özellikleri, yanma süreci ve çevre koşullarıdır. LPG'nin yanma sonucu verdiği ürünlere bakarak benzin ve dizele göre daha çevreci bir yakıt olduğu söylenebilir. Birçok ülkede uygulanan enerji politikaları ve mali teşviklerde, LPG yakıtının taşıtlarda kullanımı arttırılmıştır.

Deneyler Batman Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Motor Test Laboratuvarında gerçekleştirilmiştir. Çalışmada kullanılan deneysel düzeneğin diyagram şeması şekil 4.1'de verilmiştir. Deneyler tek silindirli dizel motoru ile yapılmıştır. Motorun teknik özellikleri çizelge 4.2'de verilmiştir. Motor yanma ve performans değerleri bilgisayarla bütünleşik yanma analizi kontrol ünitesi kullanılarak tespit edilmiştir. Gaz analiz cihazıyla egzoz gazı incelenirken sıcaklık kızılötesi sıcaklık ölçerle tespit edilmiştir. Deneylerdeki yakıtların emisyon ölçümleri CAPELEC CAP3200 marka emisyon ölçüm cihazı ile yapılmıştır. Emisyon cihazının teknik özellikleri Çizelge 4,2'de gösterilmiştir. Cihaz ISO 3930, OIML99 ve BAR97 standartlarına uygundur. Cihaza NOx sensörü bağlanmıştır. Her bir parametrenin

yanıtlama süresi 5 sn. nin altındadır., Egzoz manifoldu üstünde yanma odasına mümkün olan en yakın noktada temassız kızılötesi sıcaklık ölçen bir cihazla , egzoz sıcaklığı ölçümü yapılabilmektedir.



Şekil 4.1. Deneysel Düzenegın Sistematik Diyagramı

Çizelge 4.1. Dizel Motorun Özellikleri

İmalat	:	DDJ9500 E	
Güç Çıkışı	:	15 HP	
Anma hızı(rpm)	:	1500	1800
Anma Gücü (kw)	:	7,5	8,2
Max Güç (kw)	:	8,2	9
Yakıt Tüketimi	:	<270 kg/kwh	
Motor Soğutma Sistemi	:	Hava Soğutmalı	
Emme Sistemi	:	Doğal Emişli	
Motor Modeli	:	DDM192FE	
Çap*Strok (mm)	:	92*75	
Silindir Hacmi (cm3)	:	498	
Silindir Sayısı	:	1	
Tutuşturma Sistemi	:	Direkt Enjeksiyon	
Sıkıştırma Oranı	:	19:1	
Püskürtme Enjektörü Sayısı	:	1	

Çizelge 4.2. Emisyon Cihazının Teknik Özellikleri

<i>Parametre</i>	Değer Aralığı	Hassasiyet
HC	0-20,000 ppm	1 ppm
CO ₂	%0-20	%0.1
CO	%0-15	%0.001
O ₂	%0-21.7	%0.01
NO _x	0-5000 ppm	1 ppm
Duman Koyuluğu	%0-99.9	%0.01

Yapılacak olan çalışmalardan elde edilecek sonuçları analiz etmek için FEBRİS adlı bir yazılım kullanılmıştır. En yüksek basınç, ısı salınım hızı, birikmiş ısı salınımı, silindir basıncı, yanmış kütle oranı, ortalama gaz sıcaklığı ve her krank açısına karşılık gelen vuruş yoğunluğu verileri kullanılan bu yazılımla elde edilir. Silindirdeki gaz basınçları ve diğer parametreler her bir 1° lik krank açısı ve her 100 çevrim değerleri için veriler toplanır.

4.2. Deneysel Çalışmalar

Deneysel çalışmalar yapılırken araştırılan parametreler;

- 1) %100 Dizel (ULSD)
- 2) %5 LPG & %95 Dizel (LPG5)
- 3) %10 LPG & %90 Dizel (LPG10)
- 4) %20 LPG & %80 Dizel (LPG20)
- 5) %40 LPG & %60 Dizel (LPG40)

Bu her deney sırasında aşağıda belirtilen doğrudan ölçülen veya hesaplanan tüm parametreler için yukarıda belirtilen oranlarda LPG ilavesi ile beraber yapılacaktır. Motor çalışmasıyla ilgili olarak aşağıdaki şartlarda tüm deneyler yapılacaktır. Bunlardan motorun çalışma devri ile motor yükü sabit sıkıştırma oranı ile değişken parametre olarak seçilmiştir.

- a) Motor sabit devirde iken: 1500 dv/dk
- b) Motor yüklü durumdayken: (%75 yük)
- c) Sıkıştırma oranı: (15, 16, 17, 18)

Yukarıda verilen tüm durumlar için farklı oranlarda LPG kullanımında aşağıdaki parametreler deneyler sonucunda bulunmuş ve karşılaştırmalar yapılmıştır.

Performans: Yakıt Tüketimi, Özgül yakıt Tüketimi, Termal Verim, Egzoz Sıcaklığı

Yanma verileri: Basınç, Isı Yayılımı, Kütleli Yanma Oranı, Ortalama Gaz Sıcaklığı, Isı Transfer Katsayısı

Emisyonlar: CO, HC, NO_x , CO_2

d) Hesaplanacak parametreler:

FEBRIS yazılımı tarafından performans ve yanma parametrelerinin analizi için bilgiler toplanır ve sonuçlar analiz edilir. Program vasıtasıyla silindir gaz basıncı değerleri, silindir hacmi, ortalama piston hızı, krank milinin pozisyonu ve piston ivmesi program belirlenir. Silindir gazı basınç verileri basınç sensörü ile elde edilir.

Aşağıdaki verilen denklem vasıtasıyla her bir krank açısı için parametreler ayrı ayrı hesaplanmıştır. Termodinamiğin birinci kanunu ve kapalı sistemlerdeki ideal gaz kanunu göz önüne alınarak ısı salınım hızı denklem kullanılarak belirlenmiştir. Yanma odasındaki enerji yayılımının geçici olarak izlediği yol ısı salınım hızı olarak tanımlanır.

Isı salınım hızının integrali, toplam ısı salınımı veya yanma fonksiyonu olarak düzenlenmiştir.

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dP}{d\theta} \quad (4.1)$$

4.1'deki denklem birikmiş ısı salınımının hesaplanmasında kullanılır.

$$\int dQ = \int \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right) p(dV) + \left(\frac{1}{\gamma-1} \right) V(dP) \quad (4.2)$$

$\gamma=1.32$ (sıcaklık oranı)

P=Silindir gaz basıncı

θ =Krank açısı

V=Silindir hacmi

Burada, basınç verisi basınç sensöründen ayrılmıştır ve ; V ve $dV/d\theta$ terimleri aşağıdaki denklem ile hesaplanmıştır.

$$V = Vc + A \cdot r \left\{ 1 - \cos \left(\frac{\pi A}{180} \right) + \frac{1}{\lambda} \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \left(\frac{\pi \theta}{180} \right)} \right) \right\} \quad (4.3)$$

$$\frac{dV}{d\theta} = \left(\frac{\pi A}{180} \right) x r \left\{ \sin \left(\frac{\pi \theta}{180} \right) + \frac{\lambda^2 \sin^2 \left(\frac{\pi \theta}{180} \right)}{2x \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \left(\frac{\pi \theta}{180} \right)}} \right\} \quad (4.4)$$

$$\lambda = \frac{l}{r} ; A = \frac{\pi D^2}{4}$$

Krank yarıçapı(r) = $H/2$

V_c =Strok hacmi

l = rod bağlantı çubuğunun uzunluğu

D =Silindir çapı

(J) Hohenberg bağıntısına dayanarak ısı transfer katsayısı, silindir duvarından hesaplanır.

$$\frac{dQ_w}{d\theta} = hA(T - T_w) \quad (4.5)$$

Aşağıdaki denklem ortalama gaz sıcaklığına bağlı olarak özgül sıcaklık oranını verir.

$$\gamma = 1,338 - 60 \times 10^{-5}T + 10^{-8}T^2 \quad (4.6)$$

Aşağıda verilen denklem ile Hohenberg ısı transfer katsayısı yanma analizlerinde kullanılır.

$$h_c = C_1 V^{-0.06} P^{0.8} T^{-0.4} [C_m + C_2]^{0.8} \quad (4.7)$$

H_c =Isı transfer katsayısı

P =Anlık silindir basıncı

V =Anlık silindir hacmi

C_m =Ortalama piston hızı

T =Ortalama gaz sıcaklığı

$C_1=13 \cdot 10^{-3}$

$C_2=1.4$

Vuruntu yoğunluk analizi aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$dp(\theta) = \frac{[86(p_{i-4}-p_{i+4})+142(p_{i+3}-p_{i-3})+193(p_{i+2}-p_{i-2})+126(p_{i+1}-p_{i-1})]}{1118d\theta} \quad (4.8)$$

γ =Özgül sıcaklık katsayısı

P = Silindir basıncı (bar)

V = Silindir anlık hacmi (m^3)

Q_w = Sıcaklık transfer katsayısı

Q = belirgin ısı salınım hızı deneysel denklem ile elde edilen (J) ile hesaplanır

J = Hohenberg bağıntısına dayanarak silindir duvarından hesaplanır.

Wiebe fonksiyonu olarak bilinen aşağıdaki denklemden yanmış parçaların kütlesi(x) hesaplanır. Wiebe fonksiyonu genellikle yanma işlemlerini nitelendirmek için kullanılır ve S tipi eğri karakteristiğine sahiptir.

Yanmış parça kütlesi 0'dan 1'e kadar büyür. 0 ve 1 arasındaki konum yanma süresi olarak kabul edilir

$$x(\theta) = b[1 - e^{\{-a(\frac{\theta-\theta_0}{\Delta\theta_0})^{m+1}\}}] \quad (4.9)$$

a (wiebe fonksiyonunun verimlilik parametresi) = 2

θ = krank açısı

$\Delta\theta$ = yanma süresi

b (wiebe fonksiyonunun genlik düzeltme faktörü) = 5

m (wiebe fonksiyonunun biçim katsayısı) = 1

θ_0 = yanma başlangıcı

Yanma odasındaki gaz sıcaklığının bölgesel ortamlarından ortalama gaz sıcaklığı sonuçları alınır. Ortalama gaz sıcaklığı ideal gazlar için durum denklemi ile yanma odası sistemi genellikle ideal karışım olarak görüldüğünden kolaylıkla bulunur. Genel olarak lokal sabit ısı piston ve silindir için kullanılır. Genleşme stroku politropik olduğu kabul edilmekte ve sıradaki denklem kullanılarak ortalama gaz sıcaklığı hesaplanır.

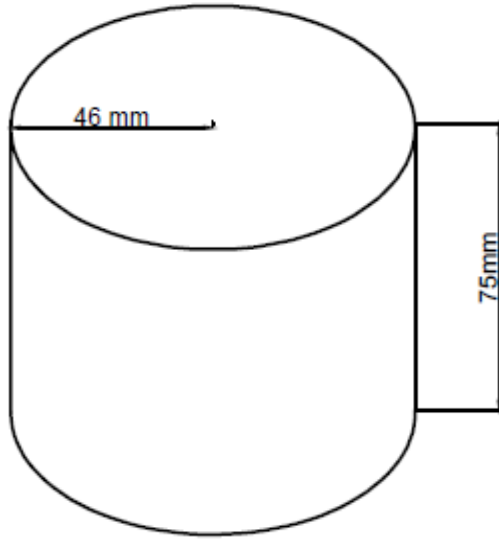
$$T_i = P_i V_i \frac{T_{ref}}{P_{ref} V_{ref}} \quad (4.10)$$

T_i = Ortalama gaz sıcaklığı

P_i = Eşzamanlı basınç hacmini

V_i = eşzamanlı silindir hacmini

$T_{ref}, P_{ref}, V_{ref}$ = politropik genleşme eğrisinin herhangi bir noktasındaki referans parametreleri



$$v_h = \frac{\pi \cdot R^2}{4} h = \frac{3,14 \cdot 9,2^2}{4} 7,5 = 498 \text{ cc}$$

Şekil 4.2 Motor silindir gömleği boyutları

Normal Durum

$$\varepsilon = \frac{v_c + v_h}{v_c} \implies 19 = \frac{v_c + 498}{v_c} \implies v_c = 27,66 \text{ cc}$$

$$v_c = 27,66 \text{ cc}$$

$$r = 46 \text{ mm}$$

h değiştirilerek sıkıştırma oranı 18 ,17,5 ,17, 16,5,16,15,5 , 15 e sırayla düşürülmüştür.

Deneyler bu sıkıştırma oranlarında yapılmıştır.

18 sıkıştırma oranı için h değeri ;

$$\varepsilon = \frac{v_c + v_h}{v_c} \implies 18 = \frac{27,66 \text{ cc} + v_h}{27,66 \text{ cc}} \implies v_h = 470,22 \text{ cc}$$

$$v_h = \frac{\pi \cdot R^2}{4} h \implies 470,22 = \frac{\pi \cdot 9,2^2 \cdot h}{4} \implies h = 7,07 \text{ cm} = 70,73 \text{ mm}$$

17,5 sıkıştırma oranı için h değeri;

$$\varepsilon = \frac{v_c + v_h}{v_c} \implies 17,5 = \frac{27,66 \text{ cc} + v_h}{27,66 \text{ cc}} \implies v_h = 456,39 \text{ cc}$$

\implies

\implies

$$v_h = \frac{\pi.R^2}{4} h \quad 456,39 = \frac{\pi.9,2^2.h}{4} \quad h=6,87 \text{ cm} = 68,66 \text{ mm}$$

17 sıkıştırma oranı için h değeri;

$$\varepsilon = \frac{v_c+v_h}{v_c} \implies 17 = \frac{27,66 \text{ cc}+v_h}{27,66 \text{ cc}} \implies v_h = 442,56 \text{ cc}$$

$$v_h = \frac{\pi.R^2}{4} h \implies 442,56 = \frac{\pi.9,2^2.h}{4} \implies h=6,66 \text{ cm} = 66,57 \text{ mm}$$

16,5 sıkıştırma oranı için h değeri;

$$\varepsilon = \frac{v_c+v_h}{v_c} \implies 16,5 = \frac{27,66 \text{ cc}+v_h}{27,66 \text{ cc}} \implies v_h = 428,73 \text{ cc}$$

$$v_h = \frac{\pi.R^2}{4} h \implies 428,73 = \frac{\pi.9,2^2.h}{4} \implies h=6,45 \text{ cm} = 64,49 \text{ mm}$$

16 sıkıştırma oranı için h değeri;

$$\varepsilon = \frac{v_c+v_h}{v_c} \implies 16 = \frac{27,66 \text{ cc}+v_h}{27,66 \text{ cc}} \implies v_h = 414,9 \text{ cc}$$

$$v_h = \frac{\pi.R^2}{4} h \implies 414,9 = \frac{\pi.9,2^2.h}{4} \implies h=6,24 \text{ cm} = 62,41 \text{ mm}$$

15,5 sıkıştırma oranı için h değeri;

$$\varepsilon = \frac{v_c+v_h}{v_c} \implies 15,5 = \frac{27,66 \text{ cc}+v_h}{27,66 \text{ cc}} \implies v_h = 401,07 \text{ cc}$$

$$v_h = \frac{\pi.R^2}{4} h \implies 401,07 = \frac{\pi.9,2^2.h}{4} \implies h=6,03 \text{ cm} = 60,33 \text{ mm}$$

15 sıkıştırma oranı için h değeri ;

$$\varepsilon = \frac{v_c+v_h}{v_c} \implies 15 = \frac{27,66 \text{ cc}+v_h}{27,66 \text{ cc}} \implies v_h = 387,24 \text{ cc}$$

\implies

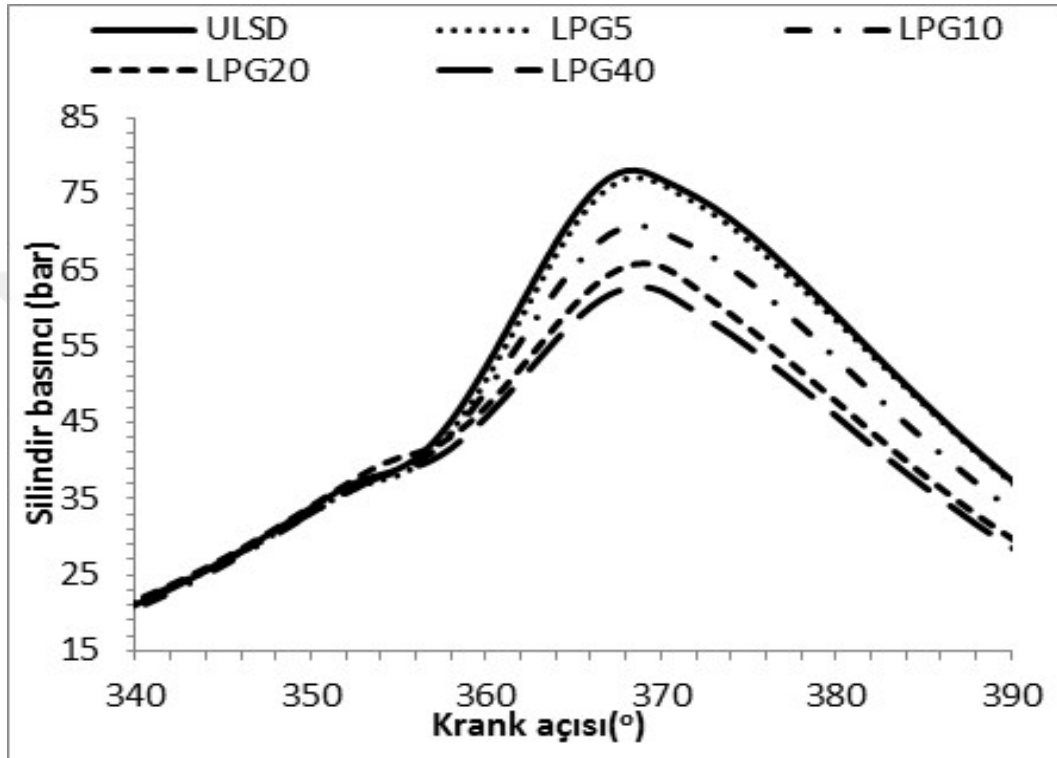
\implies

$$v_h = \frac{\pi.R^2}{4} h \quad 387,24 = \frac{\pi.9,2^2.h}{4} \quad h=5,83 \text{ cm} = 58,26 \text{ mm}$$

5. DENEY SONUÇLARI ve DEĞERLENDİRİLMESİ

5.1.Normal Sıkıştırma Oranları

5.1.1 Silindir basıncı

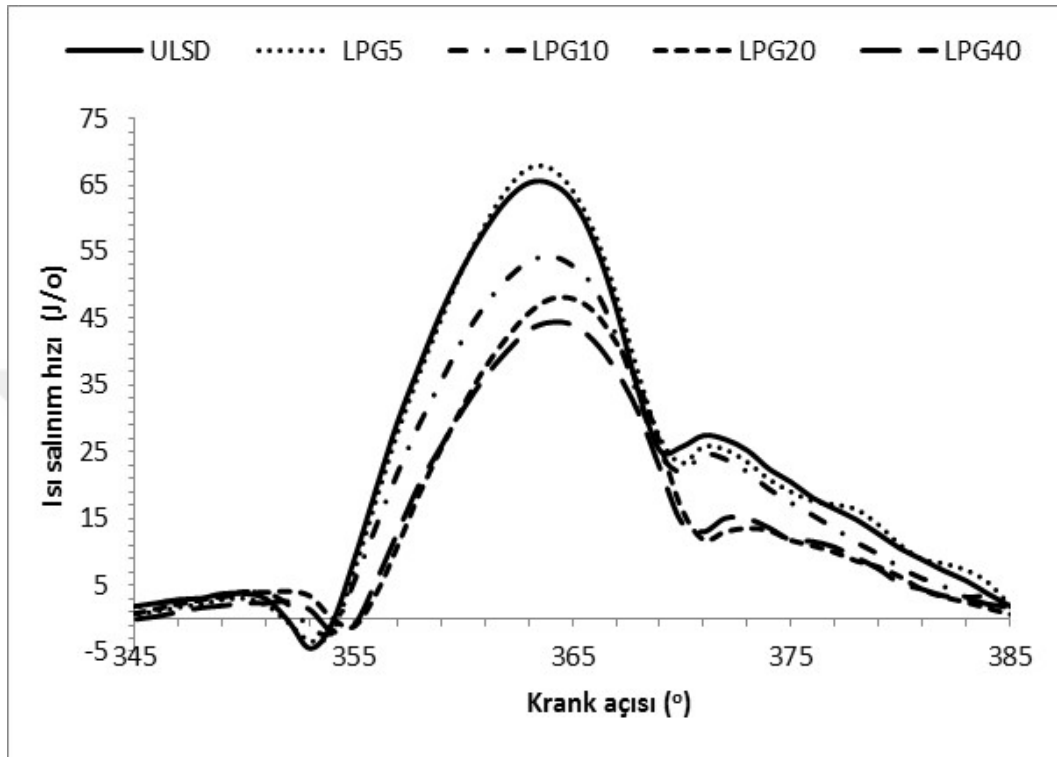


Şekil 5.1. Sıkıştırma oranı 19:1 iken silindir basıncının değişimi (bar)

Şekil 5.1'de Dizel ve dizel/LPG karışımlarının kullanımında silindir basıncı değerlerinin krank mili açısına göre değişimi görülmektedir.

Şekil 5. 1 incelendiğinde pik noktalarda salt dizel, LPG 5, LPG 10, LPG20 ve LPG40 yakıtlarının silindir basıncı değerleri sırası ile 78.05 bar, 77 bar, 70.75 bar, 65.90 bar ve 62.68 bar olarak ölçülmüştür. Pik noktasında en yüksek silindir basıncı üst ölü noktadan sonra 8 KMA'da dizel kullanımında, en düşük ise 9 KMA'da LPG 40 yakıtında ölçülmüştür. Silindir basıncı değerleri incelendiğinde LPG oranı arttıkça silindir basıncı değerleri düşmektedir. Bunun nedeni olarak LPG'nin kullanımı ile tutuşma gecikmesi süresinin uzaması ve yanmanın kontrollü yanma aşamasına kaymasına bağlı olduğu düşünülmektedir.

5.1.2 Isı salınım hızı



Şekil 5.2. Sıkıştırma oranı 19:1 iken Isı salınım hızı (j/o)

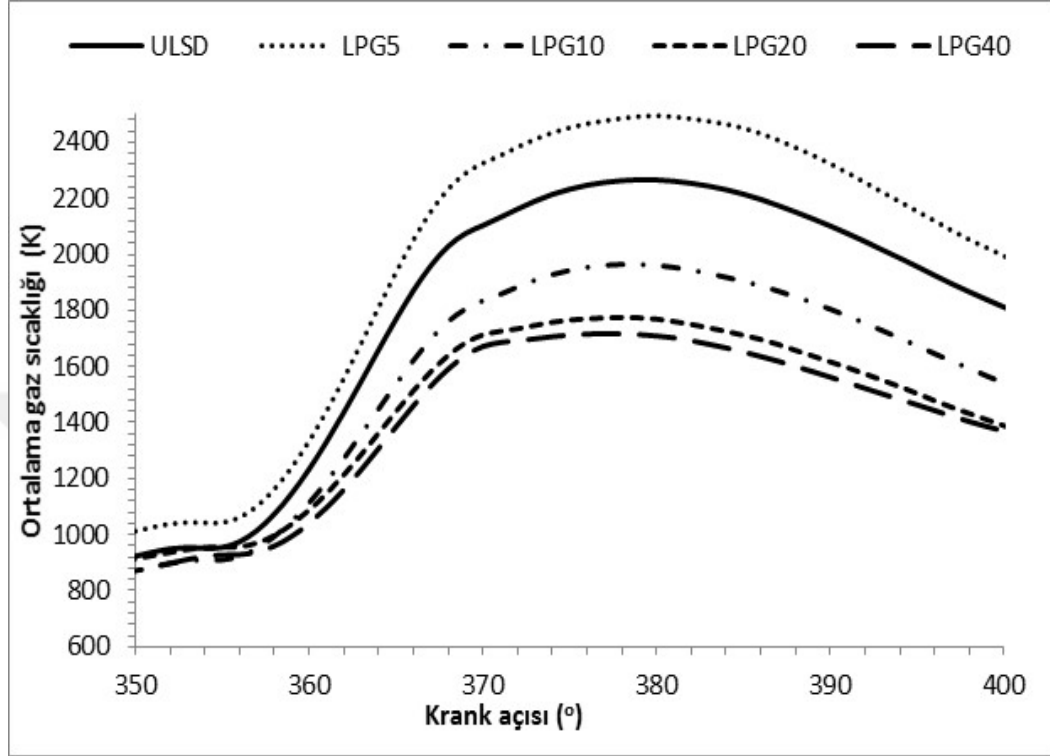
Şekil 5.2'de Dizel ve Dizel+LPG karışımlarının ısı salınım hızı değerlerinin krank mili açısına göre değişimi görülmektedir.

Şekil 5. 2 incelendiğinde pik noktalarda salt dizel, LPG5, LPG10, LPG20 ve LPG40, yakıtlarının ısı salınım hızı değerleri sırası ile 65.35 j/o, 67.53 j/o, 54.48 j/o, 48.02 j/o ve 44.45 j/o olarak ölçülmüştür. Pik noktasında en yüksek ısı salınım hızı piston üst ölü noktayı geçtikten sonra 3 KMA da LPG5 kullanımında, en düşük ise 9 KMA da LPG40 yakıtında ölçülmüştür. Isı salınım hızı yanma verimi ve silindir içi sıcaklıkla orantılıdır.

Şekil 5.2 incelendiğinde LPG oranı arttıkça ısı salınım hızı azalmaktadır. Bunun sebebi LPG oranının artmasıyla yanma verimi düşmektedir. LPG5 yakıtının ısı salınım hızının saf dizel yakıtından yüksek çıkmasının sebebi alev hızının yüksek olması ve karışım oranının dolgu homojenliği açısından sorun teşkil etmeyecek seviyede olması nedeniyle buharlaşma kaybının düşük olmasıdır. İlk enjeksiyon sonrası dolgu sıcaklığı

LPG oranı arttıkça düşmektedir ve ısı salınım değerleri saf dizel yakıt değerlerinin altına inmektedir. Sıcaklığın yüksek olması ısı salınım hızını artırır.

5.1.3 Ortalama gaz sıcaklığı



Şekil 5.3. Sıkıştırma oranı 19:1 iken Ortalama gaz sıcaklığı (K)

Şekil 5.3'de Dizel ve Dizel+LPG karışımlarının ortalama gaz sıcaklığı değerlerinin krank mili açısına göre değişimi görülmektedir.

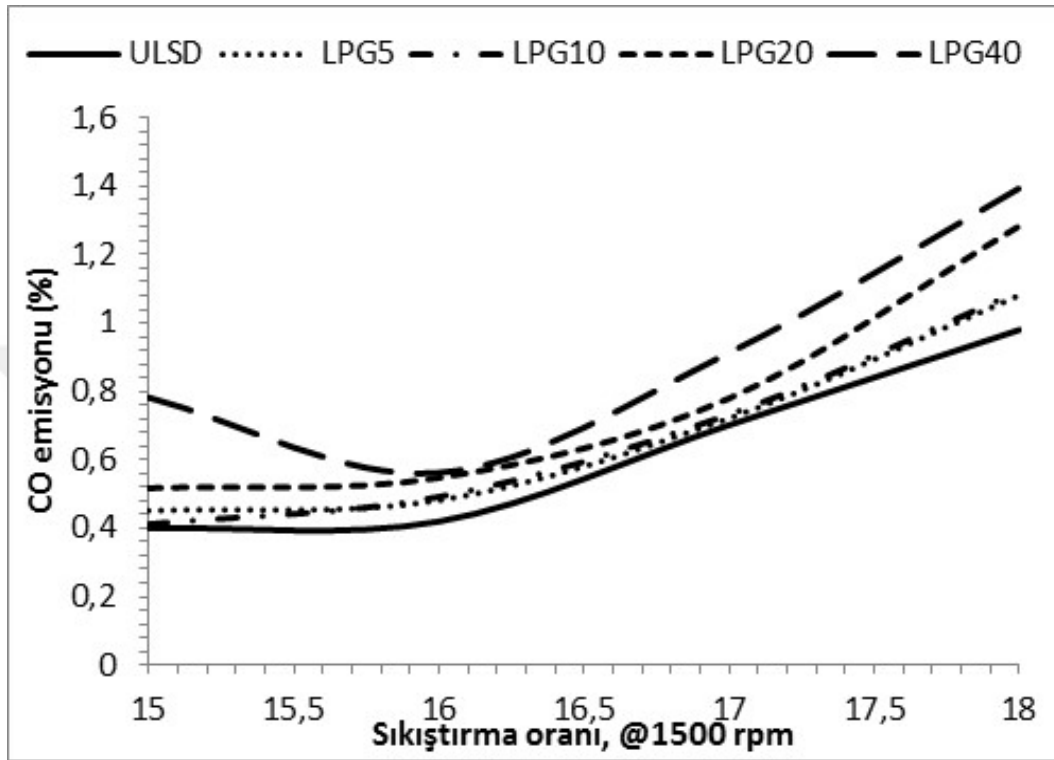
Şekil 5. 3 incelendiğinde pik noktalarda salt dizel, LPG5, LPG10, LPG20 ve LPG40, yakıtlarının ortalama gaz sıcaklığı değerleri sırası ile 2266.46 K, 2495.62 K, 1965.40 K, 1775.34 K ve 1719.76 K olarak ölçülmüştür. En yüksek ortalama gaz sıcaklığı 20 KMA da LPG5 de en düşük ise 17 KMA da LPG 40 yakıtında ölçülmüştür. Ortalama gaz sıcaklığı yanma verimi ile doğru orantılıdır.

Şekil 5.3 incelendiğinde LPG oranı arttıkça ortalama gaz sıcaklığı azalmaktadır. Bunun sebebi LPG oranının artmasıyla yanma verimi düşmektedir. LPG5 yakıtının ortalama gaz sıcaklığının saf dizel yakıtından yüksek çıkmasının sebebi düşük LPG oranı nedeniyle buharlaşmaya giden ısı az olup LPG'nin iştiraki ve yüksek alev hızına bağlı olarak silindir sıcaklığı kısmen yüksek çıkmıştır. Ayrıca LPG'nin yüksek oranlarda kullanımında silindir içinde karışım oluşturma yeteneği düşük olduğundan

yüksek oranlarda LPG kullanımında motorun yanma ve performans değerlerinde olumsuz etki gözlenmiştir.

5.2.Farklı Sıkıştırma Oranları

5.2.1.CO emisyon değerleri



Şekil 5.4. Farklı sıkıştırma oranlarında CO emisyonu

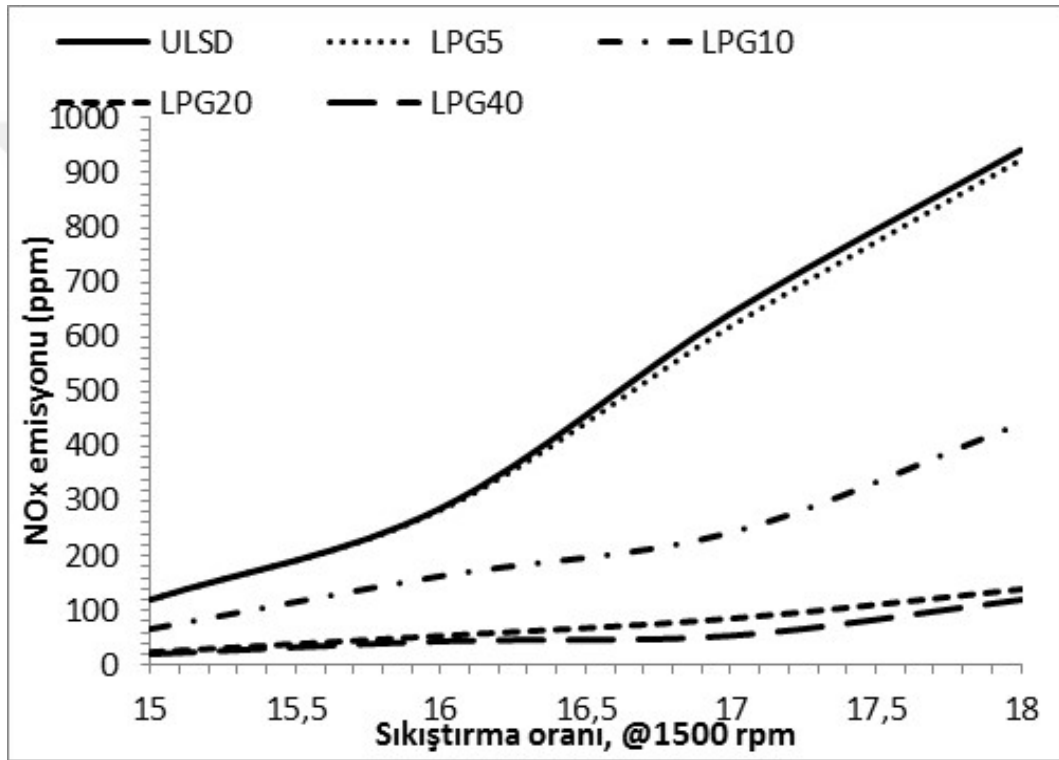
Şekil 5.4’de Dizel ve LPG+Dizel karışımlarının CO değerlerinin sıkıştırma oranı ile değişimi görülmektedir.

Şekil 5.4 incelendiğinde tüm sıkıştırma oranlarında salt dizel yakıt kullanımında açığa çıkan CO emisyonu LPG+Dizel karışım oranlarına göre daha düşük olduğu görülmüştür. En düşük CO emisyonu değeri 15 sıkıştırma oranında salt dizel yakıtının kullanımında %0.4 olarak ölçülmüştür. En Yüksek değer ise 18 sıkıştırma oranında LPG40’ta %1.39 olarak ölçülmüştür. Ayrıca sıkıştırma oranı 16’yı geçince bütün yakıtların CO emisyon değerleri hızlı bir şekilde yükselişe geçtiği görülmüştür.

Sıkıştırma oranı arttığında sıcaklıklar arttığından dolayı motor ısınmakta ve silindirlere giren hava yoğunluğunun azalması nedeniyle kütleli olarak azalmaktadır. Bu da yanmanın eksik kalmasına ve yanmanın son safhalarında CO emisyonunun yeniden CO₂ ‘ye oksidasyonunu azaltmakta sonuç olarak daha fazla CO emisyonuna neden olmaktadır.

Bütün sıkıştırma oranı değerlerinde LPG kullanımında CO emisyonu artmıştır. Bunun nedeni LPG'nin yüksek olan adyabatik alev sıcaklığı sonucu yanma odasının daha çok ısınması şeklinde yorumlanır. Bu durum sıkıştırma oranının çok yükseldiği 18 sıkıştırma oranında daha çok kendini göstermiştir. Sıkıştırma oranının 15 olduğu durumda ise yanma odası sıcaklığı düştüğünden aşırı düşük sıcaklıklarda yanmanın son safhasındaki sıcaklığın düşük kalmasına ve daha düşük CO oksidasyonuna neden olmaktadır.

5.2.2. NO_x emisyon değerleri



Şekil 5.5. Farklı sıkıştırma oranlarında NO_x emisyonu

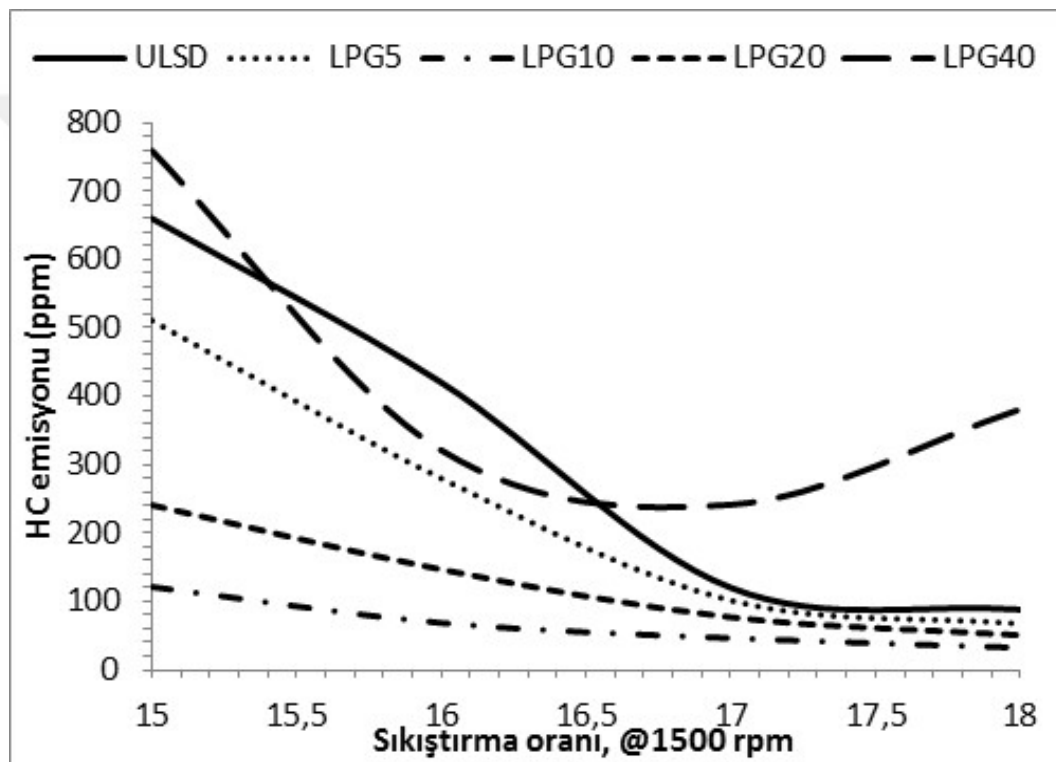
Şekil 5.5'te Dizel ve LPG+Dizel karışımlarının NO_x değerlerinin sıkıştırma oranı ile değişimi görülmektedir.

Şekil 5.5'te tüm sıkıştırma oranlarında en yüksek NO_x emisyonu salt dizel yakıt kullanımında olduğu görülmektedir. NO_x oluşumunun Heywood ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, yüksek yanma sıcaklarında yüksek oksijen konsantrasyonu tarafından desteklendiği belirtilmiştir. Ayrıca sıkıştırma oranı arttıkça NO_x emisyonun artması, yanmaya çevrim başına katılan yakıt miktarının artmasının silindir içeresindeki sıcaklığı arttırmasının doğal sonucudur.

Şekil 5.5'e bakıldığında en düşük NO_x emisyonu LPG20 yakıtında 15 sıkıştırma oranında 24 ppm olarak, en yüksek NO_x emisyonu ise salt dizel yakıtta 18 sıkıştırma oranında 942 ppm olarak ölçüldüğü görülmüştür.

NO_x emisyonu değerlerinin, salt dizel yakıtta göre LPG+Dizel karışımında düşük olmasının, gaz yakıtın tutuşma gecikmesi sebebiyle yanmasının genişleme kursunda devam etmesi ile maksimum sıcaklık ve basıncın düşmesinden kaynaklandığı belirtilmiştir. (sahoo, 2009).

5.2.3. HC emisyon değerleri



Şekil 5.6. Farklı sıkıştırma oranlarında HC emisyonu

Şekil 5.6'da Dizel ve LPG+Dizel karışımlarının HC değerlerinin sıkıştırma oranı ile değişimi görülmektedir.

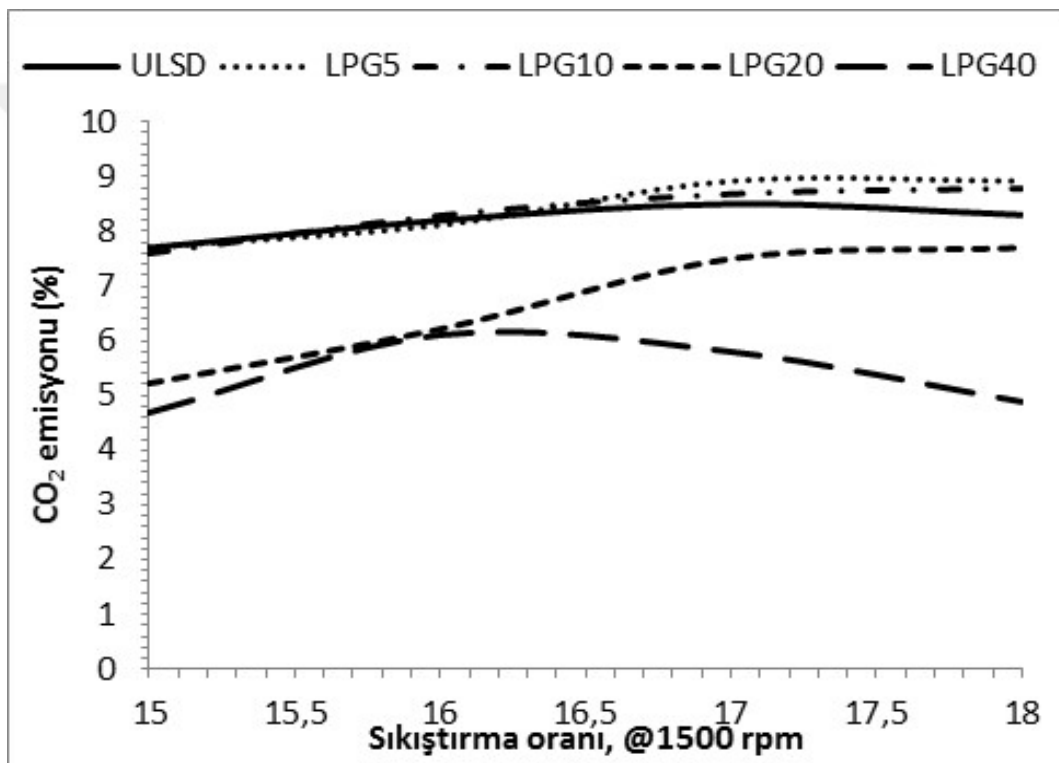
Yanma ürünleri arasında HC'nin bulunmasının nedeni sıcaklık ve oksijenin yetersiz olması sonucunda yanmanın tamamlanamamasından kaynaklandığı ön görülmektedir.

En yüksek HC emisyonu başlangıçta 15 sıkıştırma oranında 760 ppm olarak LPG40 yakıt karışımında ölçülmüştür. En düşük HC emisyonu ise 17 sıkıştırma oranında LPG10 yakıt karışımında 32 ppm olarak ölçülmüştür. LPG40 yakıtının HC

emisyonu 17 sıkıştırma oranında %68 azalarak 240 ppm ölçülmüştür. Daha sonra artış göstermiştir. Bu artışın sebebi LPG'nin yüksek oranlarda kullanılması ile yanmanın kötüleşmesinden kaynaklanmaktadır.

Şekil 5.6'ı incelendiğinde LPG+Dizel karışımında LPG'nin dizele kıyasla H/C oranının fazla olması nedeniyle H'lar C yerine O₂ ile bileşik yapar ve HC emisyonları düşer. Bu düşüş ise LPG 'nin belirli bir orana kadar artmasıyla HC emisyonunu azaltmaktadır.

5.2.4. CO₂ emisyon değerleri



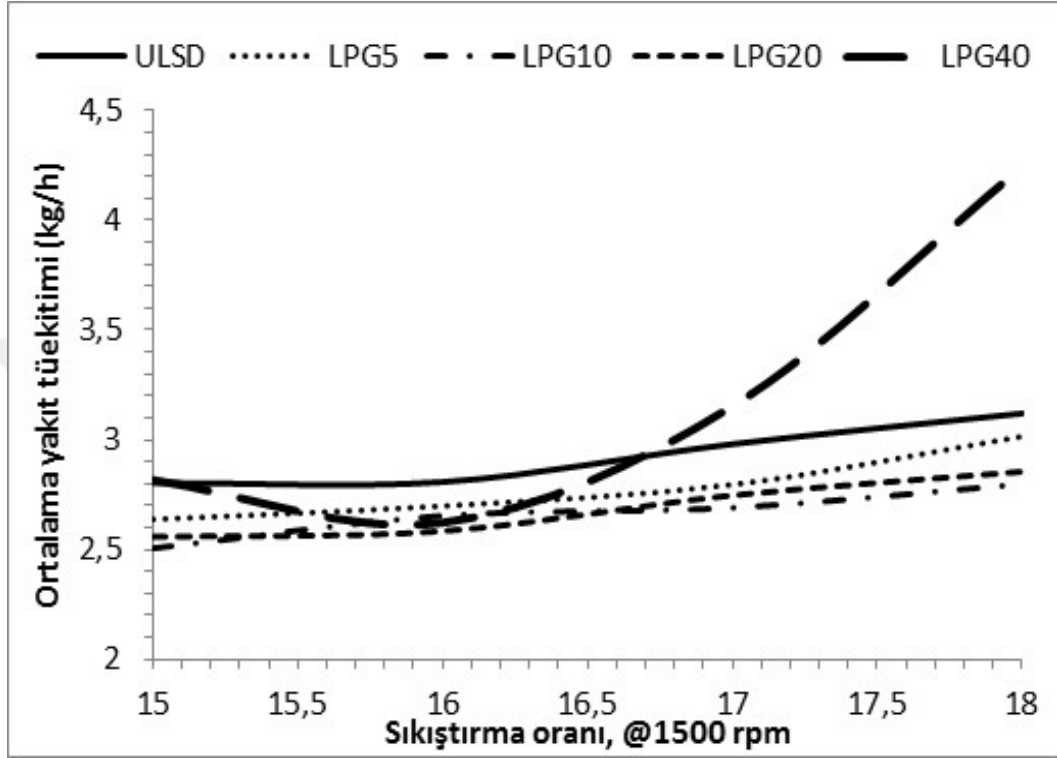
Şekil 5.7. Farklı sıkıştırma oranlarında CO₂ emisyonu

Şekil 5.7'de Dizel ve LPG+dizel karışımlarının CO₂ değerlerinin sıkıştırma oranı ile değişimi görülmektedir.

Motorine kıyasla LPG yakıtında karbon hidrojen oranının düşük olması sebebiyle karbondioksit emisyonları azalmaktadır. Karbondioksit emisyonları sıkıştırma oranının artmasıyla beraber, hava yakıt karışım debisinin artması sebebiyle artmaktadır. Karbondioksit emisyonları LPG kullanım oranının artmasıyla yanmanın kötüleşmesinden dolayı azalmaktadır. Bununla birlikte CO emisyonlarının artış göstermesi de bunun bir göstergesidir.

Şekil 5.7 incelendiğinde en düşük CO₂ oranı 15 sıkıştırma oranında LPG40 yakıtında %4.7, en yüksek CO₂ oranı 18 sıkıştırma oranında LPG5 yakıtında %8.9 olarak ölçülmüştür.

5.2.5. Ortalama tüketilen yakıtın değerlendirilmesi

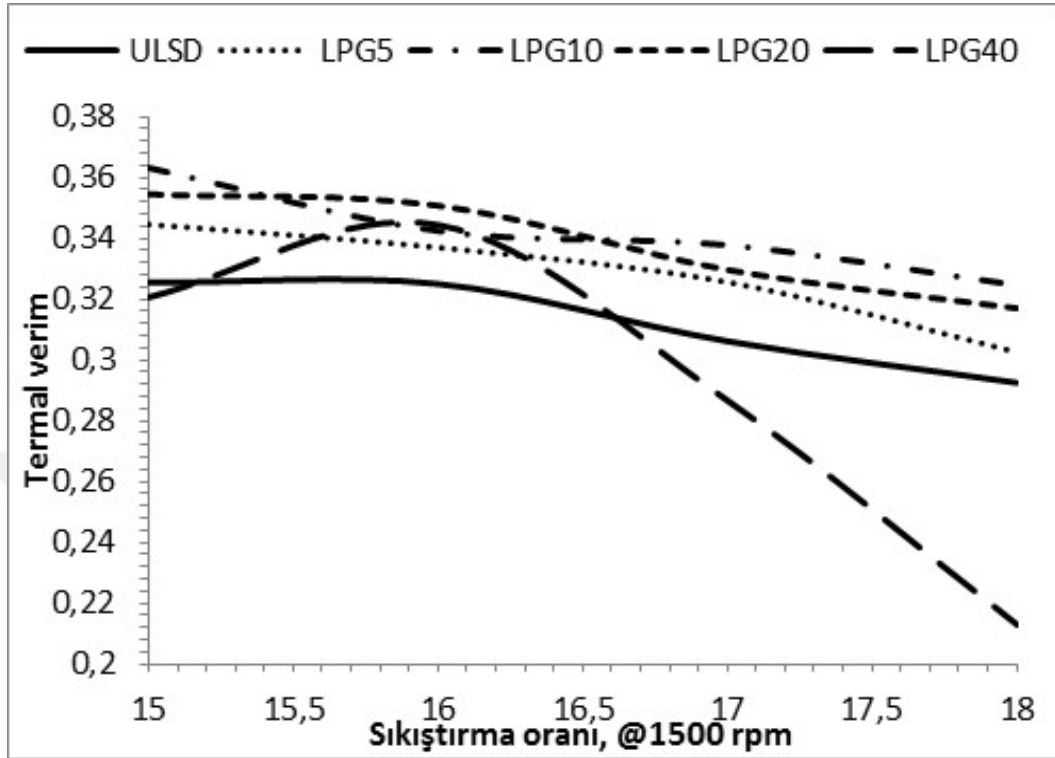


Şekil 5.8. Farklı sıkıştırma oranlarında Ortalama yakıt tüketimi (kg/h)

Şekil 5.8'de Dizel ve LPG+Dizel karışımlarının ortalama tüketilen yakıt değerlerinin sıkıştırma oranı ile değişimi görülmektedir.

Şekil 5.8. incelendiğinde tüm yakıtlarda ortalama tüketilen yakıt değerlerinde artış olmaktadır. En düşük değer 15 sıkıştırma oranında LPG 10 yakıtında 2.50, en yüksek değer ise 18 sıkıştırma oranında LPG 40 yakıtında 4.25 olarak ölçülmüştür. Tüketilen yakıt miktarının LPG+Dizel karışımlarında salt dizele göre düşük olmasının sebebi kütleli olarak yakıt ısıl değerinin LPG'de daha yüksek olması nedeniyle yakıt tüketimini azalmaktadır. LPG40 da gözlenen değişimin sebebi LPG oranının %20'den sonra buharlaşma ısısının artması sebebiyle ve yanmanın düzensiz olmasından kaynaklandığı düşünülmektedir.

5.2.6. Termal verim değerlendirilmesi

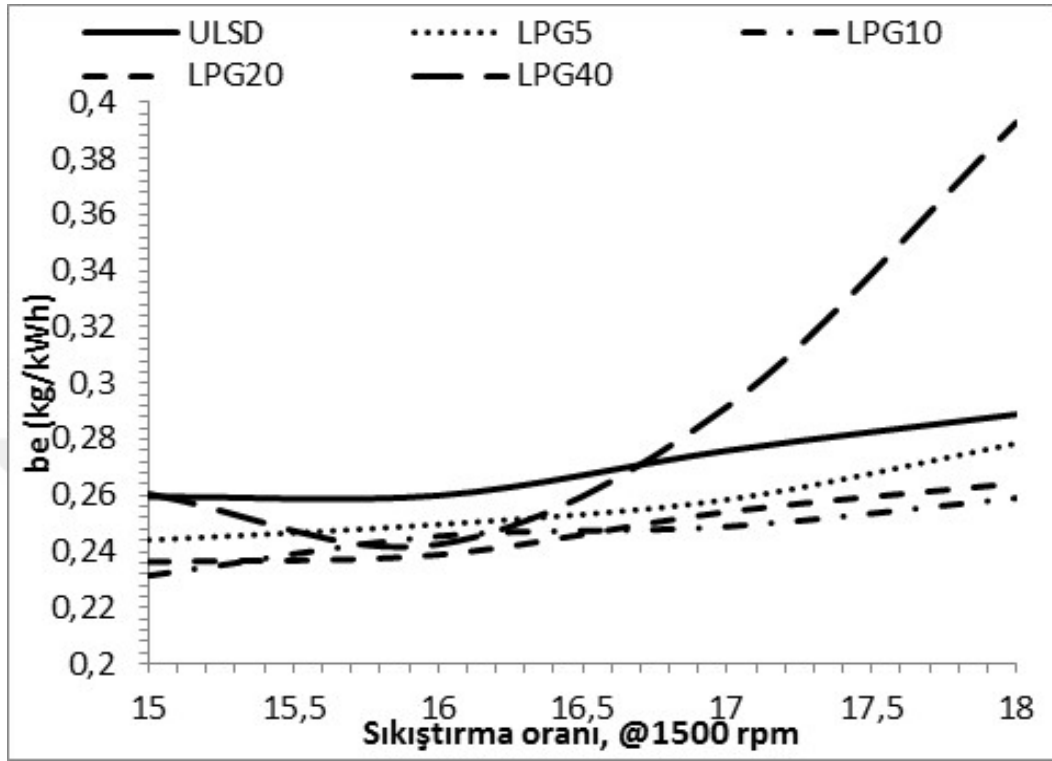


Şekil 5.9. Farklı sıkıştırma oranlarında termal verimlilik değişimi

Şekil 5.9’da Dizel ve LPG+Dizel karışımlarının termal verim değerlerinin sıkıştırma oranı ile değişimi gösterilmiştir

Şekil 5.9’u incelendiğinde sıkıştırma oranı arttıkça tüm yakıtların ısı veriminde azalma olmuştur. En yüksek ısı verim 15 sıkıştırma oranında LPG 10 yakıtında 0.363 olarak ölçülmüştür. LPG+Dizel karışimli yakıtların ısı veriminin salt dizel yakıtından yüksek olmasının sebebi LPG+Dizel karışımlarında yanma verimin daha iyi olmasından kaynaklanmaktadır. Bunun sebebi LPG+Dizel karışımlarında reaktivite kontrollü yanma olması sebebiyle kaynaklandığı düşünülmektedir. Grafik incelendiğinde salt dizel, LPG 5, LPG 10, LPG 20, LPG 40 yakıtlarında sırasıyla %10.13, %12.35, %10.5, %10.54, %33.62 oranında düşüş görülmüştür. LPG40 yakıtındaki yüksek düşüş kötü yanmadan kaynaklanmaktadır.

5.2.7. Özgül yakıt tüketimi değerlendirilmesi



Şekil 5.10. Farklı sıkıştırma oranlarında be (kg/kWh)

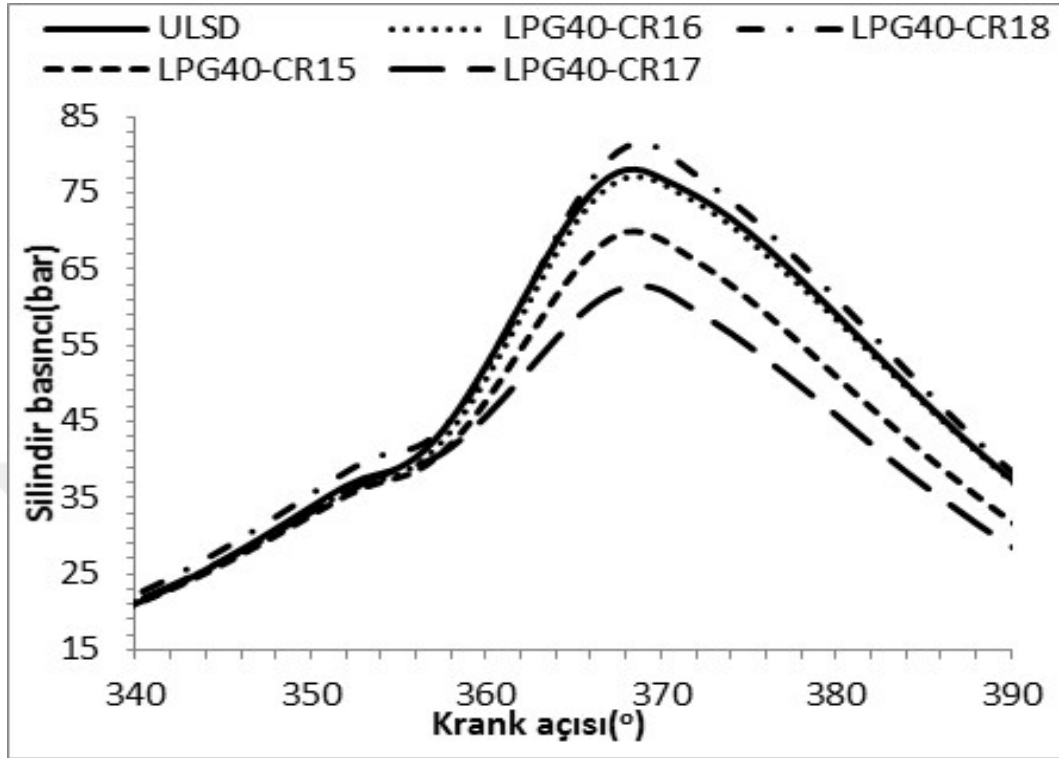
Şekil 5.10’da Dizel ve LPG+Dizel karışımlarının Özgül Yakıt Tüketimi (ÖYT) değerlerinin sıkıştırma oranı ile değişimi gösterilmiştir.

Şekil 5.10 incelendiğinde LPG 5 , LPG10, LPG 20 ve LPG 40 yakıt karışımlarının ÖYT’nin dizel e göre düşük olduğu görülmektedir. En düşük ÖYT değeri 15 sıkıştırma oranında LPG 10 de 0.2317 (kg/kWh) olarak ölçülmüştür.

ÖYT değerlerinin LPG kullanımında düşük olması yüksek kütleli ısı değer ve yanma verimine bağlıdır. Sıkıştırma oranı artması ile sıcaklığın artması, alev hızının artması ve tutuşma gecikmesi süresinin azalmasından dolayı ÖYT’ye olumlu etki yapmaktadır.

Ancak 16 sıkıştırma oranından sonra LPG 40 ‘da yanmanın kötüleşmesi sonucu ÖYT artmıştır ve ÖYT tüketimi 18 sıkıştırma oranında 0.39 olarak ölçülmüştür.

5.2.8 Silindir basıncı



Şekil 5.11. Farklı krank açılarındaki silindir basıncı

Şekil 5.11’de farklı sıkıştırma oranlarındaki LPG 40 yakıtının ve dizel yakıtın silindir basıncı değerleri gösterilmiştir.

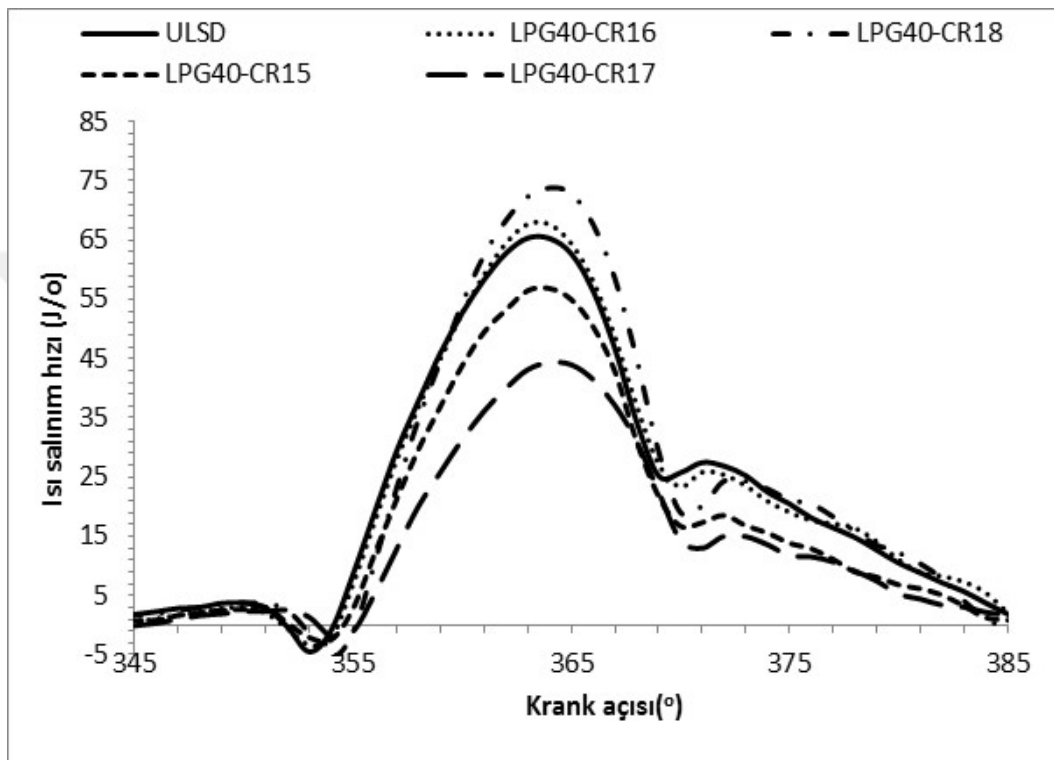
Şekil 5.11’e bakıldığında yakıtların en yüksek silindir basıncı değerleri salt dizel ’de 10 KMA ‘da 78.05 bar, LPG 40-CR15 yakıtında 8 KMA ‘da 69.97 bar, LPG 40 –CR16 yakıtında 9 KMA ‘da 77 bar, LPG 40-CR17 yakıtında 9 KMA ‘da 62.68 bar, LPG 40- CR18 yakıtında 9 KMA ‘da 81.45 bar olarak ölçülmüştür. En yüksek silindir basıncı değeri LPG40-CR18 yakıtında görülmüş olup LPG40-CR16 ve salt dizel yakıtının silindir basıncı değerleri bu değere yakındır.

Çift yakıtla çalışmada motorda sıkıştırma oranının artmasıyla, ön karışımli kontrolsüz yanma kısmında yanan yakıt miktarı fazla olmakta ve silindir basınçları aynı oranda artmaktadır. Singh ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada maksimum basınçların, çift yakıt kullanıldığında pilot yakıtın büyük bölümünün Ü.Ö.N. önce yanması sebebiyle yüksek çıktığı ifade edilmiştir (Singh ve ark., 2004).

Ancak sıkıştırma oranı 16 değerinde 17’ye yükseldiğinde LPG 40 yakıtı kullanıldığında yüksek sıkıştırma oranlarında motor düzensiz çalışmaktadır.

Çift yakıtlı çalışma durumunda emme zamanında silindir içine giren hava/gaz yakıt karışımı pilot püskürtme ile tutuşturulmakta ve yanma erken meydana gelerek daha hızlı oluşmaktadır. Çift yakıtlı çalışmada yanma erken başlayıp hızlı ilerlemektedir. Maksimum silindir basınçları yanmanın çift yakıtlı çalışmada, sabit basınçtan çok sabit hacimde gerçekleşiyor olması sebebiyle yüksek çıkmaktadır.

5.2.9. Isı salınım hızı



Şekil 5.12. Farklı krank açılarında Isı salınım hızı (j/o)

Şekil 5.12’de farklı sıkıştırma oranlarındaki LPG 40 yakıtının ve dizel yakıtın ısı salınım hız değerleri gösterilmiştir.

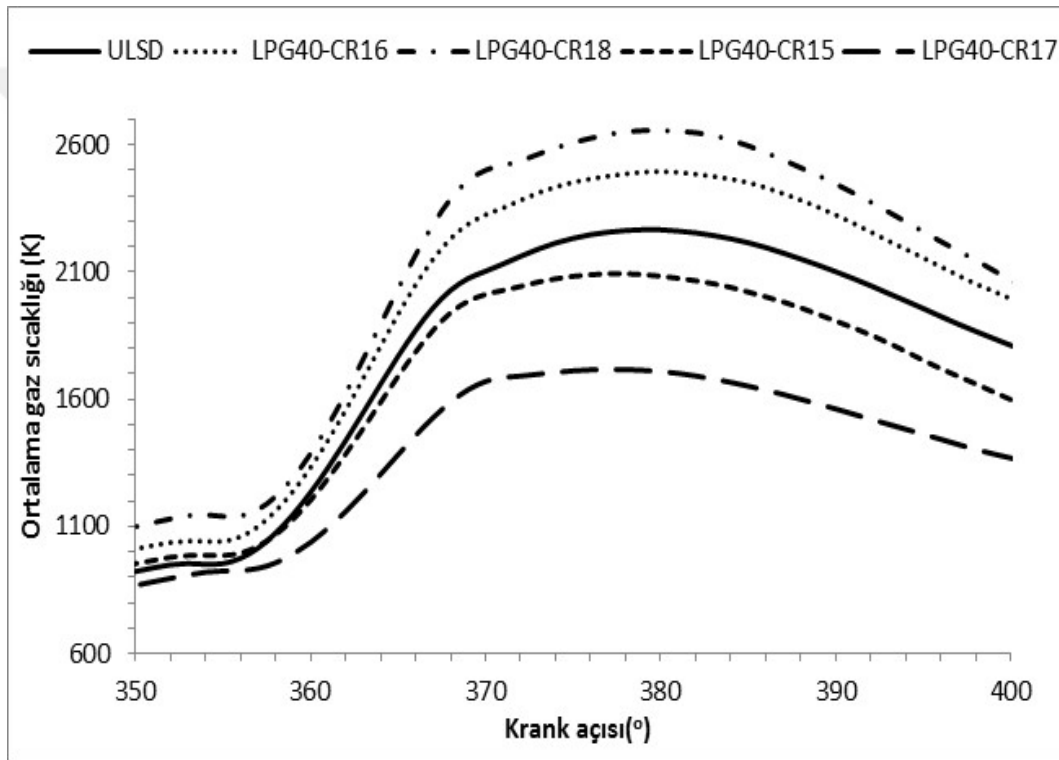
Şekil 5.12’de yakıtların en yüksek ısı salınım hızı değerleri sırasıyla verilmiştir. Bu değerler; Salt dizel ’de 3 KMA ‘da 65.35 (j/o), LPG 40-CR15 yakıtında 4 KMA ‘da 56.72 (j/o) , LPG 40- CR16 yakıtında 3 KMA ‘da 67.54 (j/o) , LPG 40-CR17 yakıtında 4 KMA ‘da 44.45 (j/o), LPG 40 - CR18 yakıtında 3 KMA ‘da 67.54 (j/o) olarak ölçülmüştür. Bu ölçüm Sonuçları mukayese edildiğinde en yüksek ısı salınım hızı değeri LPG40-CR18 yakıtında görülmüştür.

Isı salınım hızı yanma verimi ve silindir içi sıcaklıkla orantılıdır. Silindir içi sıcaklıklar arttıkça ısı oluşumları artmaktadır. Motor sıcaklıklarının yükselmesiyle birlikte yüksek emme sıcaklıkları meydana gelir. Bu yüksek sıcaklıklar alevin daha hızlı

yayılmasına ve tutuşmanın daha erken başlamasına neden olur. Silindir içerisindeki yüksek sıcaklıklar kimyasal tepkimeleri hızlandırır ve bununla birlikte alevin ulaşmadığı bölgelerde kendiliğinden tutuşmaya sebep olur. Ayrıca yanmanın ani olmasından dolayı ısı oluşumu ile yakıt daha çok taneciklerine ayrılır. Atomizasyonun artmasıyla ısı salınım hızı artar.

Sıkıştırma oranı arttıkça LPG40 yakıtının ısı salınım hızı artmaktadır. Bu durum yüksek basınç ve sıcaklık altında silindir içerisinde çok fazla noktada yanmanın aniden başlaması ve gaz yakıt karışımlarının zenginleşmesi ile açıklanabilir.

5.2.10. Ortalama gaz sıcaklığı



Şekil 5.13. Farklı krank açılarındaki Ortalama gaz sıcaklığı (K)

Şekil 5.13’de farklı sıkıştırma oranlarındaki LPG 40 yakıtının ve dizel yakıtın ortalama gaz sıcaklığı değerleri gösterilmiştir.

Şekil 5.13 incelendiğinde yakıtların en yüksek ortalama gaz sıcaklığı değerleri salt dizel ’de 9 KMA ’da 2266 K, LPG 40-CR15 yakıtında 7 KMA ’da 1720 K, LPG 40 –CR16 yakıtında 10 KMA ’da 2495 K, LPG 40-CR17 yakıtında 7 KMA ’da 2091 K, LPG 40- CR18 yakıtında 10 KMA ’da 2658 K olarak ölçülmüştür. En yüksek ortalama gaz sıcaklığı değeri LPG40-CR18 yakıtında görülmüştür. Sıkıştırma oranının artmasıyla artan silindir basınçları sebebiyle ortalama gaz sıcaklığının arttığı düşünülmektedir.

6. GENEL SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu çalışmada, tek silindirli bir dizel motorda sıkıştırma oranı değiştirilerek, farklı sıkıştırma oranlarının, farklı oranlarda LPG kullanımında motorun performans, yanma ve egzoz emisyonları üzerindeki etkiler incelenerek yorumlanmıştır.

Normal sıkıştırma oranı için yapılan deneylerde;

LPG5 durumu hariç olmak üzere LPG oranı arttıkça silindir basıncı değerleri düşmektedir. LPG5 yakıtının ısı salınım hızı saf dizel yakıtından yüksek çıkmıştır. Ayrıca, LPG5 yakıtının kullanımında ortalama gaz sıcaklığı saf dizel yakıtından yüksek çıkmıştır. LPG nin %5 oranında kullanılmasının dışındaki durumlarda silindir içi basınç, ısı salınım hızı ve ortalama gaz sıcaklığı değerleri dizel yakıtından daha düşük çıkmıştır.

Farklı sıkıştırma oranlarındaki deney verileri karşılaştırıldığında;

En yüksek silindir basıncı değeri LPG40-CR18 yakıtında görülmüş olup LPG40-CR16 ve salt dizel yakıtın silindir basıncı değerleri bu değere yakındır. En yüksek ısı salınım hızı değeri LPG40-CR18 yakıtında görülmüştür. En yüksek ortalama gaz sıcaklığı değeri LPG40-CR18 yakıtında görülmüştür.

Tüm sıkıştırma oranlarında salt dizel yakıt kullanımında açığa çıkan CO emisyonu Dizel+LPG karışım oranlarına göre daha düşük olduğu görülmüştür. En düşük CO emisyonu değeri 15 sıkıştırma oranında salt dizel yakıtının kullanımında %0.4 olarak ölçülmüştür. En Yüksek değer ise 18 sıkıştırma oranında LPG40'ta %1.39 olarak ölçülmüştür. Ayrıca sıkıştırma oranı 16'yı geçince bütün yakıtların CO emisyon değerleri hızlı bir şekilde yükselişe geçtiği görülmüştür. LPG+Dizel karışımında LPG belirli bir orana kadar arttıkça HC emisyonu azalmaktadır. Genel olarak tüm LPG oranlarında HC emisyonları tüm sıkıştırma oranı durumları için düşük çıkmıştır.

En düşük NOx emisyonu LPG20 yakıtında 15 sıkıştırma oranında 24 ppm olarak, en yüksek NOx emisyonu ise dizel yakıtta 18 sıkıştırma oranında 942 ppm olarak ölçüldüğü görülmüştür. Genel olarak bakıldığında, LPG kullanımında NOx emisyonlarında önemli oranda azalma meydana gelmiştir.

Tüketilen yakıt miktarının LPG+Dizel karışımlarında salt dizele göre düşük olmasının sebebi LPG'nin ısısal değerinin dizelden yüksek olması ve daha önemlisi yanma veriminin artmasından dolayı olduğu düşünülmektedir.

Dizel+LPG karışımı yakıtların ısı veriminin salt dizel yakıtından yüksek olmasının sebebi belli oranlardaki LPG+Dizel karışımlarında yanma veriminin daha iyi olmasından kaynaklanmaktadır. LPG40 yakıtındaki yüksek düşüş kötü yanmadan kaynaklanmaktadır. Genel olarak bakıldığında LPG kullanımında motorun yanma verimi arttığından özellikle düşük sıkıştırma oranlarında özgül yakıt tüketimi azalmış yani motor performansı artış göstermiştir. Buradan anlaşılacağı üzere nispeten daha düşük oranlarda LPG kullanımı yanma verimini iyileştirme açısından önerilmektedir.



KAYNAKLAR

- Abd Alla, G.H. , Soliman, H.A., Badr, O.A., Abd Rabbo, M.F. “Effect of pilot fuel quantity on the performance of a dual fuel engine”, *Energy Conversion & Management*, 41: 559-572 (2000).
- Adler, U., Bauer, H., Beer, A., “Diesel Fuel Injection” , Robert Bosch GmbH., 18-19 (1994).
- Aktaş, A. ve Sekmen, Y., “Biyodizel ile çalışan bir dizel motorda yakıt püskürtme avansının performans ve egzoz emisyonlarına etkisi”, *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der.*, 23 (1): 199-206 (2008).
- Aktaş, D., Doğan, O., “Çift Yakıtlı Bir Dizel Motorda Lpg Yüzdesinin Performans Ve Egzoz Emisyonlarına Etkisi”, *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der.*, 25 (1): 171-178 (2010).
- Alkidas, A.C., “Combustion advancements in gasoline engines”, *Energy Conversion and Management*, Cilt 48, Sayı 11, 2751-2761, 2007.
- Altın, R., “Bitkisel yağların dizel motorlarında yakıt olarak kullanılmasının deneysel olarak incelenmesi”, *Doktora Tezi*, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 33-67 (1998).
- Ansari, E., Poorghasemi, K., Irdmoussa, B.K., Shahbakhti, M., Naber, J., 2016. Efficiency and Emissions Mapping of a Light Duty Diesel - Natural Gas Engine Operating in Conventional Diesel and RCCI Modes. SAE Technical Paper 2016-01-2309.
- Ashok, B., Ashok, S. D. and Kumar, C. R. (2015). LPG Diesel Dual Fuel Engine – A Critical Review. *Alexandria Engineering Journal*, 54 (2), 105–126.
- Balki M.K., Buji Ateşlemeli Motorda Farklı Sıkıştırma Oranlarında LPG Kullanımının Performans ve Emisyonlara Etkisi, Yüksek Lisans Tezi, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2005.
- Barut, E., Design and Implementation of Distributive Gas Fuel Metering System For The Dual Fuel Operation of Diesel Engine, The Thesis Master of Science,, Middle East Technical University, Graduate School of Natural and Applied Sciences, Ankara, 1997.
- Baumgartner, C., “Mixture formation in internal combustion engines”, Springer, Heat and Mass transfer series, 253-286, 2006.
- Bayka, D., “Doğalgazın Taşıtlarda Yakıt Olarak Kullanımı”, III. LPG-CNG Kongresi ve Sergisi, 8-9 Haziran 2007, Ankara.
- Bechtold, R. L. (2002). *Alternative Fuels*, SAE, T-100, 978-0-7680-7049-1
- Benajes, J., Molina, S., García, A., Belarte, E., Vanvolsem, M. 2014. An investigation on RCCI combustion in a heavy duty diesel engine using incylinder blending of diesel and gasoline fuels. *Applied Thermal Engineering*, 63, 66-76.

- Boran, S., Yeşil, C. ve Gülgeci, 1998. Buji Ateşlemeli Motorlarda LPG Kullanımı, Bitirme Tezi, ZKÜ Karabük Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü, Otomotiv Öğretmenliği, Karabük.
- Borat, O., Balcı, M. ve Sürmen, A., “Hava Kirlenmesi ve Kontrol Tekniği”, Teknik Eğitim Vakfı Yayınları -3, Ankara, 259-264 (1994).
- Carlucci, A.P., de Risi A., Laforgia, D. Ve Naccarato, F., “Experimental investigation and combustion analysis of a direct injection dualfuel diesel–natural gas engine”, Energy, Volume 33, Issue 2, 256–263, 2008.
- Ciniviz, M., “Dizel motorlarında dizel yakıtı ve LPG kullanımının performans ve emisyonu etkisi”, Yüksek Lisans Tezi. Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya, 1-10, 15-30 (2001).
- Çelik, M.B., Balki, M.K., “Düşük güçlü bir motorda farklı sıkıştırma oranlarında LPG kullanımının performans ve emisyonlara etkisi” , Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der., 22 (1): 81-86 (2007).
- Çetinkaya, S. (1998). "Taşıtlarda LPG Kullanımı" , S.Ü. Tek. Eğt. Fak. Taşıtlarda Yakıt Olarak LPG Kullanımı Paneli, Konya. Lpg dönüşüm Sistemleri
- Çınar, C., Sekmen, Y., Akbaş, A., Balcı, M., 2001. Buji İle Ateşlemeli Motorlarda Kısmi Gaz Kelebek Açıklığında LPG Kullanımı Üzerine Deneysel Bir Araştırma, Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Otomotiv Anabilim Dalı, Teknoloji, Ankara, 1-2 69-74.
- Diler, A. (2006). Şehir İçi Toplu Taşımacılıkta Kullanılan Otobüslerde Doğal Gaz Kullanımının Karbondioksit Emisyonlarına Etkileri, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Ergenç, A.T., (2009). Biodizel yakıt ile çalışan motordaki püskürtmenin performans ve emisyon yönünden optimizasyonu , YTÜ, Doktora Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Ergenç A. T., Koca, D. Ö. (2014). PLC Controlled Single Cylinder Diesel-LPG Engine. Fuel, 130, 273–278.
- Ferguson, C.R. ve Kirkpatrick, A.T., (2001). " Internal Combustion Engines Applied Thermosciences ", John Wiley&Sons Inc., NewYork.
- GARCIA, M. T., Francisco José Jiménez -Espadafor Aguilar, A new heat release rate (HRR) law for homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion mode, Applied Thermal Engineering, 2009, Pages 3654–3662.
- Gümüş, M., “Çift yakıt enjeksiyonlu buji ateşlemeli bir motorda LPG kullanım oranının performans ve emisyon karakteristiklerine etkisi” , Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der., 24 (2): 265-273 (2009).
- Hanson, R., Curran, S., Wagner, R., 2013. Effects of Biofuel Blends on RCCI Combustion in a Light-Duty, Multi-Cylinder Diesel Engine. SAE International 2013-01-1653.
- He X, Durrett RP, Sun Z. Late intake valve closing as an emissions control strategy at tier 2 bin 5 engine-out NOx level. SAE Paper 2008-01-0637; 2008.
- Heywood, J. B. (1988). Internal Combustion Engine Fundamentals. Mc Graw- Hill Book Company, New York.

- Huang, Z., Shiga, S., Ueda, T., Nakamura, H., Ishima, T., Obokata, T. et al., "Effect of fuel injection timing relative to ignition timing on the natural gas direct-injection combustion", *J Eng Gas Turbine Power*, Volume 125, Issue 3, 783- 790, 2003.
- International Energy Agency. (1999). *Automotive Fuels For The Future*, IEA Publication, Paris.
- İçingür, Y., Dost, A., "Buji ile ateşlemeli bir motorda propan ve farklı oranlarda propan/bütan kullanımının performans etkilerinin deneysel analizi" , *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der.*, 21 (2): 303-309 (2006).
- İlkılıç, C., "Çeşitli lternatif yakıtların dizel motoru emisyonlarına etkilerinin teorik ve deneysel incelenmesi""", *Doktora Tezi, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ*, 5-13 (1999).
- İçingür, Y., Salman, M.S. ve Batmaz, I.,(1998)."Taşıtlarda LPG Kullanımı" , *S.Ü.Tek.Eğt.Fak. Taşıtlarda Yakıt Olarak LPG Kullanımı Paneli, Konya*.
- İncecik, S. (1994). *Hava Kirliliği, İTÜ yayınları, İstanbul*.
- Jacobs, T.J., Assanis, D.N., "The attainment of premixed compression ignition low-temperature combustion in a compression ignition direct injection engine", *Proceedings of the Combustion Institute, Cilt 31, 2913-2920, 2007*.
- Jothi, N.K.M, Nagarajan, G., Renganarayanan, S., "Experimental studies on homogeneous charge CI engine fueled with LPG using DEE as an ignition enhancer", *Renewable Energy*, 32: 1581–1593 (2007).
- Kuleli, Ö., "Petrol arıtım teknolojisi" , *Çağlayan Kitabevi, İstanbul*, 66-67 (1981).
- Karakuş, N., "Yakıt özelliklerinin dizel motor performansına ve emisyonlarına etkisi", *Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara*, 90-101 (2000).
- Karamangil M.I., 2007. *Development of the auto gas and LPG-powered vehicle sector in Turkey: A statistical case study of the sector for Bursa*, *Energy Policy*, 35, 640–649
- Keating, L.E., (1993). " *Applied Combustion* " , Marcel Dekker Inc., Newyork 440.
- Kegl B., "Experimental investigation of optimal timing of the diesel engine injection pump using biodiesel fuel", *Energy & Fuels*, 20 (4): 1460-1470 (2006).
- Kim, D.S., Kim, M.Y, Lee, C.S., "Reduction of Nitric Oxides and Soot by Premixed Fuel in Partial HCCI Engine", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Cilt 128, 497-505, 2006.
- Kocagöz S., *Çift Yakıtlı (LPG-Benzin) Buji Ateşlemeli Bir Motorda Hacimsel Verimin Performans ve Emisyonlara Etkisi, Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul*, 2009
- Kuralay, N.S., Yeşil A., 2000. *LPG'nin Otto Motorlarında Alternatif Yakıt Olarak Kullanılması Halinde Egzoz Gazı Emisyon Değerlerinin İrdelenmesi, LPG Otogaz Sempozyumu, Bildiri Kitabı*, 16 Aralık, 37-46.
- Liu, J., Yang, F., Wang, H., Ouyang, M., 2012. *Numerical Study of Hydrogen Addition to DME/CH4 Dual Fuel RCCI Engine. International Journal of Hydrogen*, 37, 8688-8697.

- Ma, J., Lü, X., Ji, L., Huang, Z., “An experimental study of HCCI-DI combustion and emissions in a diesel engine with dual fuel”, *Journal of Thermal Sciences*, doi:10.1016/j.ijthermalsci.2007.10.007, 2007.
- MAHROUS, A-F.M., A. Potrzebowski, M.L. Wyszynski, H.M. Xu, A. Tsolakis, P. Luszcz, A modelling study into the effects of variable valve timing on the gas exchange process and performance of a 4-valve DI homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine, *Energy Conversion and Management*, 2008, Pages 393–398.
- Manente, V. “Gasoline Partially Premixed Combustion; An Advanced Internal Combustion Engine Concept Aimed to High Efficiency, Low Emissions and Low Acoustic Noise in the Whole Load Range”. PhD Thesis, Lund University, Lund, Sweden. ISBN 987-91-628-8144-3, 2010.
- Manente, V., Johansson, B., Tunestal, P., Zander, C.-G., and Cannella, W. “An Advanced Internal Combustion Engine Concept for Low Emissions and High Efficiency from Idle to Max Load Using Gasoline Partially-Premixed Combustion”. SAE Paper, p. 32. 2010-01-2198, 2010.
- Mishra, D.P., Rahman, A., “An experimental study of flammability limits of LPG/air mixtures”, *Fuel*, 82: 863–866 (2003).
- Murata Y, Nishio Y, Kusaka J, Kawano D, Suzuki H, Ishii H, et al. Numerical analysis of miller-premixed charge compression ignition combustion on a dynamic 4et map. *Int J Engine Res* 2010;11(2):89e98.
- Murata Y, Kusaka J, Odaka M, Daisho Y, Kawano D, Suzuki H, et al. Emissions suppression mechanism of premixed diesel combustion with variable valve timing. *Int J Engine Res* 2007;8(5):415e28.
- Nevin RM, Sun Y, MAG D, Reitz RD. PCCI investigation using variable intake valve closing in a heavy duty diesel engine. SAE Paper 2007-01-0903; 2007.
- Nwafor, O.M.I., “Effect of advanced injection timing on emission characteristics of diesel engine running on natural gas”, *Renewable Energy*, Volume 32, Issue 14, 2361–2368, 2007.
- Nutu, N. C., Pana, C., Dobre, A., Negurescu, N. and Cernat, A. (2016). Theoretical and Experimental Study of the Fuelling a Truck Diesel Engine with Liquefied Petroleum Gas. *Applied Mechanics and Materials*, 822, 198–205.
- Owen, K., Coley, T. , “Automotive Fuels Handbook 2nd ed”. Society of Automotive Engineers. Inc., USA ,275-278, 327-330, 338-345 (1990).
- Öğüt,H. ve Kuş, R.,(1999). Motorlu Taşıtlarda Alternatif Yakıt Kullanımı , II. Ulaşım ve Trafik Kongresi Bildiriler Kitabı,TMMOB Makine Müh.Yayını,242,149-162.
- Özcan, Fatih. (2010). Buji ateşlemeli bir motorda LPG ve CNG (sıkıştırılmış doğalgaz) kullanımının motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkisi. Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Papagiannakis, R.G. ve Hountalas, D.T., “Combustion and exhaust emission characteristics of a dual fuel compression ignition engine operated with pilot Diesel fuel and natural gas”, *Energy Conversion and Management* Volume, 45, Issues 18-19, 2971–2987, 2004.

- Papagiannakis, R.G., Hountalas D.T. ve Rakopoulos, C.D., “Theoretical study of the effects of pilot fuel quantity and its injection timing on the performance and emissions of a dual fuel diesel engine”, *Energy Conversion and Management*, Volume 48, Issue 11, 2951– 2961, 2007.
- Pirouzpanah, V., Mohammadi, A. B. , “Dual-fuelling of an industrial indirect injection diesel engine by diesel and liquid petroleum gas”, *International Journal of Energy Research*, 20: 903-912 (1996).
- Reitz, R.D., Duraisamy, G., 2014. Review of High Efficiency and Clean Reactivity Controlled Compression ignition (RCCI) Combustion in Internal Combustion Engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, in-press. 1-60.
- Sahoo, B.B., Sahoo, N. ve Saha, U.K., “Effect of engine parameters and type of gaseous fuel on the performance of dual-fuel gas diesel engines—A critical review”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 13, Issues 6-7, 1151-1184, 2009.
- Saleh, H.E. , “Effect of variation in LPG composition on emissions and performance in dual fuel diesel engine”, *Fuel*, 87: 3031–3039 (2008).
- Salman, M.S. ve Batmaz, I., (1998). "Sıvılaştırılmış Petrol Gazı Kullanan Taşıtlarda Performans ve Emisyonlar" , *G.Ü.Tek. Eğit. Fak. Politeknik Dergisi*, 1:1-2, Ankara.
- Salman, S., Çınar, C., Haşımoğlu, C., Topgül T. Ve Ciniviz, M., “The Effects Of Dual Fuel Operation On Exhaust Emissions In Diesel Engines”, *Technology*, Volume 7, Issue 3, 455-460, 2004.
- Sayın, C., Çanakçı, M., Kılıçaslan, İ., Özsezen, N., 2005. Benzinli Bir Motorda Benzin+LPG Kullanımının Performans ve Emisyonlara Etkisi”, *Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 21 1-2 ,117-127
- Selim, M.Y.E. , “Sensitivity of dual fuel engine combustion and knocking limits to gaseous fuel composition” , *Energy Conversion and Management*, 45: 411–425 (2004).
- Selim, M.Y.E. , Radwan, M.S. , Saleh, H.E. , “Improving the performance of dual fuel engines running on natural gas/LPG by using pilot fuel derived from jojoba seeds”, *Renewable Energy*, 33: 1173–1185 (2008).
- Sertçelik, N. (2010). *Çift Yakıtlı Dizel Motorlarda LPG Kullanımının Performans ve Emisyona Etkisi*, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Singh, S., Krishnan, S.R., Srinivasan, K.K., Midkiff, K.C., Bell, S.R. (2004) Effect of pilot injection timing, pilot quantity and intake charge conditions on performance and emissions for an advanced low-pilot-ignited natural gas engine. *International Journal of Engine Research*, vol. 5 (no. 4): p. 329-348.
- Sönmez, Ğ., “Dizel motorlarına ilave oksijen verilmesinin motor performansı ve emisyonlarına etkisi” *Yüksek Lisans Tezi*, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Zonguldak, 10-24 (2006).
- Splitter, D., Wissink, M., DelVescovo, D., Reitz, R., 2013. RCCI Engine Operation Towards 60% Thermal Efficiency. *SAE International*, 2013-01-0279.

- Tree, D.R., Svensson K.I., “Soot processes in compression ignition engines”, Progress in Energy and Combustion Science, Cilt 33, 272- 309, 2007.
- Toboldt, W.K., “Diesel”, The Goodheart-Willeox Company, Inc., Tinley Park, 7-8 (1983).
- Torregrosa AJ, Broatch A, Novella R, Mónico LF. Suitability analysis of advanced diesel combustion concepts for emissions and noise control. Energy 2011; 36(2):825e38.
- Topgöl, T., “Tek silindirli direkt püskürtmeli bir dizel motorunda püskürtme avansı ve püskürtme basıncının motor performansına ve egzoz emisyonlarına etkisinin deneysel analizi”, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 61-67 (2000).
- Uğurlu A., Taşıt LPG Dönüşüm Regülatörlerindeki Soğuk Çalıştırma Probleminin Çözümünde Faz Değiştiren Malzemelerin (PCM) Uygulanması, Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2008.
- Uyumaz, A., Solmaz, H., 2016. RCCI Bir Motorda Enjeksiyon Zamanlaması ve Lamdanın Yanma ve Performans Karakteristikleri Üzerindeki Etkilerinin Deneysel İncelenmesi. Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part:C, Tasarım ve Teknoloji, 4(4):299-308.
- Ünal, C. “Örnek dizel motorda püskürtmenin fazlara ayrılmasının NOx ve is oluşumuna etkisinin araştırılması” Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 1-12 (2006).
- Vinoth, T., Vasanthakumar, P., Krishnaraj, J., Arunsankar, S. K., Hariharan, J. and Palanisamy, M. (2017). Experimental Investigation on LPG + Diesel Fuelled Engine with DEE Ignition Improver. Materials Today: Proceedings, 4 (8), 9126–9132.
- Walter B, Pacaud P, Gatellier B. Variable valve actuation systems for homogeneous diesel combustion: how interesting are they? Oil Gas Sci Technol 2008;63(4):517e34.
- WANG, Z., Wang J-X, Shuai S-J, Tian G-H, An X-L., Experimental and computational studies on gasoline HCCI combustion control using injection strategies. J Eng gas turbines power Trans ASME 2007;129: 870–6.
- Weaver, C.S., “Natural gas vehicle—a review of the state of the art”, SAE, Paper 892133, 1989.
- Yao M, Zheng Z, Liu H. Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines. Prog Energy Combust Sci 2009;35(5): 398e437.
- Yeom, K. , Jang, J., Bae, C. , “Homogeneous charge compression ignition of LPG and gasoline using variable valve timing in an engine”, Fuel, 86: 494–503 (2007).
- Yiğit, A., “Bir dizel motorda LPG kullanılması ve farklı özellikteki pilot dizel yakıtının motor performans ve emisyonuna etkisinin incelenmesi” , Yüksek Lisans Tezi, Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük, 22-23 (2008).
- Zhao, H. 2007. HCCI and CAI Engines For the Automotive Industry. Cambridge England: Woodhead Publishing Ltd.

Zhang, Y., He, B.Q., Xie, H., Zhao, H., 2006. The Combustion and Emission Characteristics of Ethanol on a Port Fuel Injection HCCI Engine. SAE International Technical Papers, 2006-01-0631.

Qi, D.H. , Bian, Z.H.Y.M. , Zhang, C.H.H. , Liu, S.H.Q , “Combustion and exhaust emission characteristics of a compression ignition engine using liquefied petroleum gas–Diesel blended fuel”, Energy Conversion and Management, 48:500–509 (2007).

2A Mühendislik A.Ş., 2A Mühendislik Eğitim Yayınları, LPGOTOGAZ, www.2a-engineering.com/tr/pdf/LPGOTOGAZ.pdf, 24 Mart 2012.

http://www.odd.org.tr/web_2837_1/neuralnetwork.aspx?type=1

https://www.greencarreports.com/news/1093560_1-2-billion-vehicles-on-worlds-roads-now-2-billion-by-2035-report

<http://www.tuik.gov.tr/HbPrint.do?id=27643>



ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Erdal ÇAVGUN
Uyruğu : T.C.
Doğum Yeri ve Tarihi : Mersin 30.08.1987
Telefon : 0538 712 57 86
Faks :
e-mail : ecavgun@gmail.com

EĞİTİM

Derece	Adı	İlçe	İl	Bitirme Yılı
Lise	: Mersin Gazi Lisei	Toroslar	Mersin	2005
Üniversite	: İnönü Üniversitesi	Battalgazi	Malatya	2012
Yüksek Lisans	: Batman Üniversitesi	Merkez	Batman	-
Doktora	:			

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görevi
2013	Devlet Su İşleri Genel Müdürlüğü	Makine Mühendisi

UZMANLIK ALANI

YABANCI DİLLER

BELİRTMEK İSTEĞİNİZ DİĞER ÖZELLİKLER

YAYINLAR