

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TRAKTÖR DİZEL MOTORUNUN YÜKSEK SIKIŞTIRMA ORANINDA
LPG İLE ÇALIŞMASINI SAĞLAYAN YENİ BİR YANMA
ODASININ TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Kadir USTAEL**

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği

Programı : Otomotiv

OCAK 2011

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TRAKTÖR DİZEL MOTORUNUN YÜKSEK SIKIŞTIRMA ORANINDA
LPG İLE ÇALIŞMASINI SAĞLAYAN YENİ BİR YANMA
ODASININ TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Kadir USTAEL
503081727**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 20 Aralık 2010
Tezin Savunulduğu Tarih : 25 Ocak 2011**

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Rafig MEHDİYEV (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Cem SORUŞBAY (İTÜ)
Prof. Dr. İrfan YAVAŞLIOĞLU (YTÜ)**

OCAK 2011

Anneme, Babama ve Ablama,

ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tezinin her aşamasında engin bilgi birikimi ve tecrübesiyle bana destek olup araştırmalarımnda ve kariyerimdeki yoluma yılmadan öncülük eden çok saygıdeğer tez danışmanım Prof. Dr. Rafiğ MEHDİYEV'e; sabırlarını ve desteklerini benden hiç esirgemeyen ve mütemadiyen bana olan inançlarını dile getiren aileme teşekkürü bir borç bilirim. Ayrıca, bu tezin test aşamasında sahip oldukları her türlü imkanı bana sağlayan Alçelik TÛMOSAN A.Ş. firmasına, bu firmadan Sayın Kurtuluş ÖĞÛN'e ve çok değerli arkadaşım Enishan ÖZCAN'a katkıları ve yardımlarından dolayı çok teşekkür ederim.

Ocak 2011

Kadir Ustael

Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMALAR	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	3
1.2 Tezin Savı.....	8
2. İÇTEN YANMALI MOTORLAR	9
2.1 İçten Yanmalı Motor Çeşitleri.....	10
2.2 İçten Yanmalı Dört Zamanlı Git-Gel Devinimli Motorların Çalışması	14
2.2.1 Dört zamanlı benzin motorlarının çalışması	14
2.2.2 Dört zamanlı dizel motorların çalışması	16
2.3 İçten Yanmalı Motorlarda Kullanılan Yakıtlar	18
2.3.1 İçten yanmalı motorlarda kullanılan yakıtların sınıflandırılması.....	19
2.3.1.1 Sıvı hidrokarbonlar	19
2.3.1.2 Alkoller	22
2.3.1.3 Gaz Yakıtlar	24
3. ALTERNATİF YAKIT OLARAK LPG.....	25
3.1 LPG'nin Çeşitleri	26
3.2 LPG'nin Özellikleri	29
3.2.1 Buhar basıncı.....	29
3.2.2 Alt ısı değeri.....	29
3.2.3 Kaynama noktası.....	30
3.2.4 İzafi yoğunluğu	31
3.2.5 Tutuşma sınırları	31
3.3 LPG'nin Taşıma Ve Depolanması	32
3.4 LPG'nin İçten Yanmalı Motorlarda Yakıt Olarak Kullanılması.....	33
4. TAŞITLARDA LPG KULLANIMI	35
4.1 Taşıtlarda Kullanılan LPG Teknolojileri.....	35
4.1.1 Birinci nesil LPG dönüşüm sistemleri	35
4.1.2 İkinci nesil LPG dönüşüm sistemleri	36
4.1.3 Üçüncü nesil LPG dönüşüm sistemleri	37
5. MR-PROSES VE GAZ YAKITLARA UYGULANIŞI	39
5.1 Direk Püskürtmeli Dizel Motorlar.....	39
5.2 M.A.N. M-Proses.....	40
5.3 Ön Yanma Odalı Dizel Motorlar Ve Commet Tipli Yanma Odaları	41
5.4 MR Proses	43

5.4.1 Tek döngülü yanma odası	43
5.4.2 Çift döngülü yanma odası	45
5.4.3 İki aşamalı yanma mekanizması	47
5.4.4 Önerilen yanma odası.....	49
5.4.5 Gerçek çevrimin termodinamiği ve iki aşamalı yanma mekanizması.....	52
5.4.5.1 Motor parametreleri	53
5.4.5.2 Yakıt	54
5.4.5.3 İş gazı	54
Hava miktarı	54
Taze dolgu miktarı	56
Yanma sonu ürünlerinin bileşim miktarı	56
Moleküler değişim katsayısı	57
5.4.5.4 Çevre parametreleri	57
5.4.5.5 Artık gaz parametreleri	58
Artık gazlar katsayısı	58
Gerçek moleküler değişim katsayısı	59
5.4.5.6 Emme süreci	59
5.4.5.7 Sıkıştırma süreci	61
5.4.5.8 Yanma süreci	64
Dizel yanması	64
Kademeli yanmanın LPG'ye uygulanışı	67
5.4.5.9 Genişleme süreci	74
5.4.5.10 Egzoz süreci	77
5.4.5.11 İndike parametreleri	80
Ortalama indike basınç	80
İndike güç	81
İndike verim	82
İndike özgül yakıt tüketimi	82
5.4.5.12 Efektif parametreler	83
Mekanik verim	83
Ortalama efektif basınç	84
Efektif güç	84
Döndürme momenti	85
Efektif verim	85
Efektif özgül yakıt tüketimi	85
Saatteki yakıt tüketimi	85
5.4.6 Termodinamik model üzerinden bazı incelemeler	86
6. MR-2 YANMA ODA SINA AİT DNEYSSEL ÇALIŞMALAR	91
6.1 Motor-Bremze Deney Düzenegi Test Cihaz Ve Olanakları	94
6.2 Yapılan Deneyssel Çalışmalar	94
6.3 Deneyssel Çalışmalarla, Kurulan Termodinamik Modelin Karşılaştırılması ..	101
7. SONUÇLAR VE TARTIŞMA	109
KAYNAKLAR.....	111
EKLER.....	115

KISALTMALAR

İYM	: İçten Yanmalı Motorlar
BG	: Beygir Gücü
LPG	: Likit (Sıvılaştırılmış) Petrol Gazı
SI	: Stratified Injection (Tabakalı Püskürtme)
NO_x	: Azot Oksit Bileşikleri
HC	: Hidrokarbon
DEE	: Dietil Eter
PM	: Particulate Matter (Partikül Madde)
EGR	: Egzoz Gazı Resürkilasyonu
TÜMOSAN	: Türk Motor Sanayi
TC	: Top Center (Üst Nokta)
BC	: Bottom Center (Alt Nokta)
LNG	: Liquified Natural Gas (Sıvılaştırılmış Doğal Gaz)
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta
⁰KMA	: Derece Krank Mili Açısı
AÖN	: Alt Ölü Nokta
C	: Karbon
H	: Hidrojen
O	: Oksijen
ABD	: Amerika Birleşik Devletleri
CNG	: Compressed Natural Gas (Sıkıştırılmış Doğal Gaz)
NŞA	: Normal Şartlar Altında
TSE	: Türk Standartları Enstitüsü
EKÜ (ECU)	: Elektronik Kontrol Ünitesi (Electronic Control Unit)
TSE	: Türk Standartları Enstitüsü
YO	: Yanma Oda
T.C.	: Türkiye Cumhuriyeti
TPE	: Türkiye Patent Enstitüsü
ATÜ	: Azerbaycan Teknik Üniversitesi
VTÜ	: Varşova Teknoloji Üniversitesi
T.D.C.	: Top Death Center (ÜÖN)
B.D.C.	: Bottom Death Center (AÖN)
NG	: Natural Gas (Doğal Gaz)
TÜBİTAK	: Türkiye Bilim Takımı
ED	: EuroDiesel
ppm	: Particle Per Million (Milyonda Parçacık Sayısı)
Ar-Ge	: Araştırma ve Geliştirme
HFK	: Hava Fazlalık Katsayısı

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1 : Bazı ülkelerde yaz ve kış aylarında satılan LPG'nin propan/bütan oranları [22].	26
Çizelge 3.2 : Bazı ülkelerde yaz ve kış aylarında satılan LPG'nin propan/bütan oranları [22].	28
Çizelge 3.3 : Bazı yakıtların alt ısı değerleri [19].	30
Çizelge 3.4 : Yakıt deposunda kalan yakıt yüzdeleri [25].	31
Çizelge 5.1 : TUMOSAN A.Ş.'nin dizel motorlarının genel teknik özellikleri.	53
Çizelge 5.2 : Dizelin farklı λ 'larda artık gazlarının ortalama molar özgül ısı [19].	64
Çizelge 5.3 : Termodinamik hesap sonuçları.	79
Çizelge 6.1 : Tek satırlı ve kolonlar ortalanmış çizelge.	92
Çizelge 6.2 : Birinci testin performans değerleriyle teorik hesabın karşılaştırılması.	102
Çizelge 6.3 : İkinci testin performans değerleriyle teorik hesabın karşılaştırılması.	103
Çizelge 6.4 : Üçüncü testin performans değerleriyle teorik hesabın karşılaştırılması.	105
Çizelge 6.5 : Dördüncü testin performans değerleriyle teorik hesabın karşılaştırılması.	106

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Hava–standart Lenoir çevrimi [1].	1
Şekil 2.1 : Temel motor parçaları: (A) egzoz süpabı, (B) egzoz kanalı, (C) yanma odası, (D) krank mili, (E) karter, (F) biyel, (G) motor bloğu, (H) piston, (I) silindir kafası, (J) emme kanalı, (K) emme süpabı.	9
Şekil 2.2 : Kıvılcım ateşlemeli motorun dört zamanının temsili gösterimi [20].	10
Şekil 2.3 : İki farklı dizel motorda yakıt–hava karışım oluşumları [21].	11
Şekil 2.4 : Silindirlerin dizilişine göre git–gel devinimli motorlar. (a) tek silindirli, (b) düz sıralı, (c) V motor, (d) silindirleri karşılıklı, (e) W motor, (f) pistonları karşılıklı, (g) radyal [22].	12
Şekil 2.5 : Wankel motoru bir tam çevrimi [22].	12
Şekil 2.6 : Aşırı doldurmalı hava emişin şematik gösterimi [23].	13
Şekil 2.7 : Solda karbüratöre, sağda emme kanalına benzin püskürtme [24].	13
Şekil 2.8 : Dört zamanlı benzin motorunun çalışması [25].	14
Şekil 2.9 : Dört zamanlı benzin motorunun çalışması [25].	16
Şekil 2.10 : Basitleştirilmiş rafineri şeması [34].	18
Şekil 2.11 : Normal parafinlere bazı örnekler.	19
Şekil 2.12 : İzoparafinlere bazı örnekler.	20
Şekil 2.13 : Naftenlere bazı örnekler.	21
Şekil 2.14 : Mono–olefin ve dio–olefinlere bazı örnekler.	21
Şekil 2.15 : Mono–olefin ve dio–olefinlere bazı örnekler.	22
Şekil 2.16 : Asetilenin açık formülü.	22
Şekil 2.17 : Bazı basit alkoller.	23
Şekil 3.1 : LPG’nin ana bileşenleri.	25
Şekil 3.2 : LPG buhar basıncına bağlı sıcaklık eğrileri [23].	27
Şekil 3.3 : Ticari propan ve butanın basınç/sıcaklık eğrileri [21].	30
Şekil 3.4 : Bazı yakıtların tutuşma için hava ile hacmen karışma aralıkları [25].	32
Şekil 3.5 : Sıcaklık değişiminin ve başlangıç dolum oranının iç basınca etkisi [25].	33
Şekil 4.1 : Birinci nesil LPG dönüşüm sistemi şeması [26].	36
Şekil 4.2 : İkinci nesil LPG dönüşüm sistemi şeması [26].	37
Şekil 4.3 : Üçüncü nesil LPG dönüşüm sistemi şeması [26].	38
Şekil 5.1 : Direkt püskürtmeli dizel motorunda beş delikli enjektörden püskürtülen yakıtın tutuşma anında fotoğrafı [29].	40
Şekil 5.2 : MAN–M tipli dizel motorunda hava–yakıt karışımı oluşumunun şeması ve yanmasının anlık fotoğrafları [28].	41
Şekil 5.3 : COMMET tipli ön yanma odalı motorun kesit resmi.	42
Şekil 5.4 : COMMET tipli ön yanma odalı motorda yanma prosesinin fotoğrafları.	43
Şekil 5.5 : Çeşitli dizel motorlarında yüke bağlı olarak özgül yakıt tüketiminin değişimi [28].	43
Şekil 5.6 : TUMOSAN dizel motorlarının optimum yanma kanununu gerçekleştirebilen yeni MR–1 yanma odası.	44
Şekil 5.7 : İki döngülü yanma odasında yanma işleminin anlık fotoğrafları.	46
Şekil 5.8 : Çift döngülü yanma odasında iki aşamalı yanma mekanizması [32].	48

Şekil 5.9 : Çift döngülü yeni yanma odasının şematik gösterimi.	51
Şekil 5.10 : İdeal karma çevrimin P–V ve T–S diyagramları (1–2: adyabatik sıkıştırma, 2–3: sabit hacimde yanma, 3–3': sabit basınçta ısı girişi, 3'–4: adyabatik genişleme, 4–1: sabit hacimde ısı çıkışı).	53
Şekil 5.11 : Dört zamanlı doğal emişli bir motorda emme zamanı basıncın hacme göre değişimi [19].	60
Şekil 5.12 : Dört zamanlı sıkıştırma zamanı basıncın hacme göre değişimi [19].	62
Şekil 5.13 : Sıkıştırma adyabat üssünün (k_1) tayini için nomograf [19].	62
Şekil 5.14 : Dizel motorlarda yanma süresince basınç değişimi [19].	65
Şekil 5.15 : Dizel motorlarda genişleme sürecinde basınç değişimi [19].	75
Şekil 5.16 : Genişleme adyabat üssünün (k_2) tayini için nomograf [19].	76
Şekil 5.17 : Doğal emişli dört zamanlı bir motorun egzoz zamanı silindir içi basınç değişimi.	78
Şekil 5.18 : Benzinli (sol) ve dizel (sağ) motorun şematik indikatör diyagramı [19].	80
Şekil 5.19 : Mekanik verimin volümetrik verim ve hava fazlalık katsayısına göre değişimi.	86
Şekil 5.20 : Ortalama efektif basıncın volümetrik verim ve hava fazlalık katsayısına göre değişimi.	87
Şekil 5.21 : Gücün (kW) volümetrik verim ve hava fazlalık katsayısına göre değişimi.	87
Şekil 5.22 : Gücün (BG) volümetrik verim ve hava fazlalık katsayısına göre değişimi.	88
Şekil 5.23 : Motor momentinin volümetrik verim ve hava fazlalık katsayısına göre değişimi.	88
Şekil 5.24 : Efektif verimin volümetrik verim ve hava fazlalık katsayısına göre değişimi.	89
Şekil 5.25 : Özgül yakıt tüketiminin volümetrik verim ve hava fazlalık katsayısına göre değişimi.	89
Şekil 5.26 : Motorun termodinamik modele uyan kademeli yanma hız karakteristiği.	90
Şekil 6.1 : Çift döngülü yanma odalı dizel ve gaz yakıtları ile çalışabilen özel tasarım tek silindirli 4 süpahlı deney motorunun silindir kafası ve MR–2 yanma odalı pistonu [35].	91
Şekil 6.2 : Çift döngülü MR-2 yanma odalı deney motorunun EuroDiesel (üsteki) ve LPG yakıtları (alttaki) ile çalıştığında çıkarılan indikatör diyagramlarının karşılaştırılması [35].	92
Şekil 6.3 : LPG ile çalışan MR–2 yanma odalı motorda NO_x , CO ve HC emisyonlarının λ 'ya bağlı olarak değişimi ($n=3000 \text{ d/dk}$, $\epsilon=17.5$, $\eta_v=0.9$) [35].	93
Şekil 6.4 : LPG ile çalışan MR–2 yanma odalı motorda NO_x , CO ve HC emisyonlarının λ 'ya bağlı olarak değişimi ($n=3000 \text{ d/dk}$, $\epsilon=17.5$, $\eta_v=0.9$) [35].	95
Şekil 6.5 : LPG test düzeneğinde gaz buharlaştırıcısı ve ECU'nun yerleşimi.	95
Şekil 6.6 : LPG test düzeneğinde gaz dağıtıcısı ve enjektörlerin silindir kafasına yerleştirilişinin (solda) ve emisyon ölçüm sensörünün yerinin gösterimi.	96
Şekil 6.7 : Sabit devir ($n = 2000 \text{ d/dk}$), değişen HFK için performans değerleri.	97
Şekil 6.8 : Sabit devir ($n = 2000 \text{ d/dk}$), değişen HFK için emisyon değerleri.	97
Şekil 6.9 : Sabit HFK ($\lambda = 1.3$), değişen devir için performans değerleri.	98

Şekil 6.10 : Sabit HFK ($\lambda = 1.3$), değişen devir için emisyon değerleri.....	98
Şekil 6.11 : Sabit HFK ($\lambda = 1.3$), değişen devir için performans değerleri.	99
Şekil 6.12 : Sabit HFK ($\lambda = 1.3$), değişen devir için emisyon değerleri.....	99
Şekil 6.13 : Sabit devir ($n = 1500$ d/dk), değişen HFK için performans değerleri..	100
Şekil 6.14 : Sabit devir ($n = 1500$ d/dk), değişen HFK için emisyon değerleri.	100
Şekil 6.15 : Birinci test ile teorik hesabın güç (a), motor momenti (b) ve özgül yakıt tüketimi (c) karşılaştırması.....	103
Şekil 6.16 : İkinci test ile teorik hesabın güç (a), motor momenti (b) ve özgül yakıt tüketimi (c) karşılaştırması.....	104
Şekil 6.17 : Üçüncü test ile teorik hesabın güç (a), motor momenti (b) ve özgül yakıt tüketimi (c) karşılaştırması.....	105
Şekil 6.18 : Üçüncü test ile teorik hesabın güç (a), motor momenti (b) ve özgül yakıt tüketimi (c) karşılaştırması.....	107

TRAKTÖR DİZEL MOTORUNUN YÜKSEK SIKIŞTIRMA ORANINDA LPG İLE ÇALIŞMASINI SAĞLAYAN YENİ BİR YANMA ODASININ TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ

ÖZET

Egzoz emisyon standartlarının hükümetlerce gittikçe sıkılaştırıldığı günümüzde, içten yanmalı motorların tasarlanması, üretilmesi ve hatta araçlarda kullanılması sürekli zorlaşmakta ve karmaşıklaşmaktadır. Gerek yanma öncesi taze dolguyu, yanma sonrası egzoz gazını işlemden geçiren sistemler, gerekse de bu sistemlerin kontrolü ve kullanımının her geçen gün daha zor ve maliyetli bir hal alması, emisyon azaltma çalışmalarında araştırmacıları farklı yollar aramaya itmiştir. Alternatif yakıtlar, bu yüzden, en çok başvurulanan yöntemlerden biri olmuştur. Ancak iş, mevcut dizel ya da benzinli motorları alternatif yakıtlarla çalışabilir duruma getirmeye gelince, olayın maliyeti ve zorluğu bu çalışmaların önünde en büyük engel olmuştur. Özellikle, sıkça başvurulanan yöntemlerden olan benzinli motorlara LPG ve NG gibi gaz yakıt püskürtülmesi ya da dizel motorların sıkıştırma oranı düşürülerek bu tür yakıtlarla çalıştırılmaya zorlanması, çoğu zaman motoru mevcut durumundan daha kötü performans ve emisyon vermeye mecbur etmiştir.

Amaç yüksek performans ve düşük emisyon olsa da bunu vuruntusuz ve ekonomik bir şekilde gerçekleştirmek de önemlidir. Sekize benzer yapısı ve yanma odasında birbiriyle ters ama aynı hızda dönen iki hava ortamı sayesinde hem vuruntuyu önleyen hem de hava-yakıt karışımını tabakalaştıran MR-Proses, dizel motorlarını sıkıştırma oranını koruyarak gaz yakıtlara çevirmeye imkan sağlamaktadır. Bunun uygulamasına yönelik, MR-2 yanma odalı yeni bir dizel motor LPG ile çalıştırılarak performans ve emisyon değerleri ölçülmüştür. Bu çalışmada, bu bulunan değerlerle, daha önce önerilmiş olan iki aşamalı yanma mekanizmasının termodinamik modelinin LPG yakıtına uygulanmasıyla çıkan sonuçlar karşılaştırılmıştır. Sonuçta, yüksek sıkıştırma oranlarında ($\epsilon > 12$), ve fakir hava-yakıt karışımlarında ($\lambda > 1.0$) LPG'nin vuruntusuz bir şekilde çalıştırılabileceği, iki yakıt arasındaki geçişin de bu yolla diğer yöntemlere göre daha az maliyetli ve karmaşık bir yolla daha yüksek performans vadettiği bulunmuştur.

STUDY OF A NEW COMBUSTION CHAMBER FOR A TRACTOR DIESEL ENGINE THAT CAN OPERATE IN HIGH COMPRESSION RATIOS WITH LPG

SUMMARY

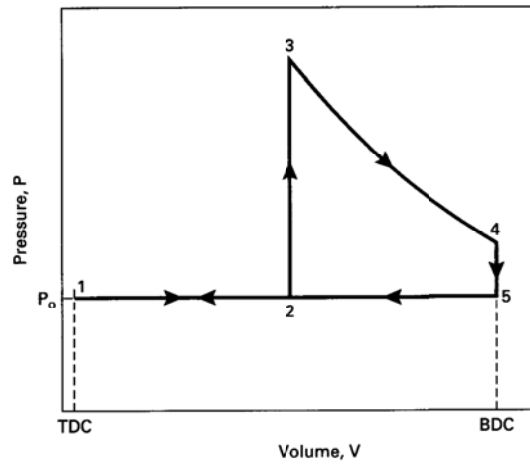
The development, production and even usage of internal combustion engines in vehicles are becoming harder and more complicated due to the stricter exhaust emission standards legislated by governments, nowadays. However, not only the systems process fresh charges before combustion and exhaust gases after combustion but also the kontrol and usage of these systems becoming harder and more expensive day by day, researchers have been trying to find other ways in the emission decrease studies. Alternative fuels, therefore, have been one of the most applied methods. But the cost and the complication of conversion of current diesel engines to alternative fuels has been the most challenging obstacle before these investigations. Especially, injecting gas fuels such as LPG and NG into gasoline engines, which is one of the most applied conversion process, or enforcing diesel engines to operate in lower compression ratios with these kind of fuels, mostly, results worse performance and emission characteristics than its current version.

Even if the aim is higher performance and lower emissions, performing these in an economical way without knocking is an accomplishment. MR-Process which has a shape of “8” on the piston symmetry axis results both the stratification of air-fuel mixture and elimination of knocking with the help of twin swirls rotating opposite directions but with the same momentum provides the possibility of conversion diesel engines to gas fuels maintaining its compression ratio. As an application of this process, a novel combustion chamber, named as MR-2, has assembled to a diesel engine whose performance and exhaust gas emissions measured while running with LPG. In this study, the results of this measurement and the early-proposed thermodynamic model of two-stage combustion mechanism, which modified for LPG, have compared. In conclusion, it is realized that LPG can operate in high compression ratios ($\epsilon > 12$) and lean air-fuel mixtures ($\lambda > 1.0$) without knocking and the exchange of diesel and LPG between each other in this way is more economical and much less complicated with better performance compared to other methods.

1. GİRİŞ

İçten yanmalı motorlar (İYM), yakıt denilen bir ısı enerji deposunun içindeki kimyasal enerjiyi hareket enerjisine dönüştüren bir ısı makinasıdır. Teorisi ideal Carnot çevrimine dayanan bu makinalar en genel halleriyle, hacmi değişebilen bir yanma odası ve dönen bir milden oluşmaktadır. Sanayi devriminin lokomotifi olan bu makinalar üzerinde yapılan ilk çalışmalar XV. yy'a kadar uzansa da modern İYM'ların ataları XIX. yy'da yapılmaya başlanmıştır. İlk prototipleri atmosferik motorlar olarak adlandırılan bu makinalar, tek silindir ve pistondan oluşmakta ve bunlarda yakıt olarak barut da dahil olmak üzere balina yağı, kömür ve mineral yağlar kullanılmaktaydı. Depolama, stabilite ve verimlilik açısından sorunlu olan bu tür yakıtların kullanımını zorlaştırdığı İYM'lar, bu problemi ilk defa 1859'da Pensilvanya'da ham petrolden üretilen benzinle aşmışlardır. Yüksek oranda parafin ve az miktarda asfalttan oluşan bu yakıt, kütlece % 83–87 arasında Karbon (C) ve % 11–14 arasında Hidrojen (H) içermektedir [1]. Ayrıca, kaynama noktaları -68°C ile 900°C arasında değiştirilebilen petrol bazlı bu yakıtların o tarihten itibaren artan bir hızla geliştirilmesiyle çok çeşitli İYM tipleri icat edilmiş ve kullanıma sunulmuştur.

İlk sorunsuz çalışabilen İYM'u 1860 gibi J.J.E. Lenoir piyasaya sürmüştür [1]. Lenoir çevrimi (Şekil 1.1) denilen termodinamik sistemle çalışan bu motor, 4.5 kW (6 BG) gücü yaklaşık % 5 mekanik verimle sağlayabilmekteydi.



Şekil 1.1 : Hava–standart Lenoir çevrimi [1].

1867’de, Otto–Langen motoru denilen ve verimi % 11’e varan yeni bir İYM icat edilse de motorun ilk prototipini 1876’da Otto yapınca motorun teorik çevrimi literatürde 4 zamanlı Otto çevrimi olarak yerini almıştır. Daha sonraları, 1880’lerde, 2 zamanlı motorlar da otomobillere konmaya başlanmış [2], ancak, asıl çalışmalar 4 zamanlı motorlar üzerinde olmaya devam etmiştir.

1892’de Rudolf Diesel, sıkıştırma ateşlemeli motorunu katı yakıtlı, gürültülü, büyük, yavaş ve tek silindirli olarak icat ederek çok silindirli ve küçük versiyonlarının 1920’lerde otomobillere ve kamyonlara konmasına kadar gidecek bir iyileştirme sürecini başlatmıştı. Hatta, ilk motorlarını yerfıstığı yağıyla çalıştırmıştı. Kendi kendine tutuşabilen, benzine alternatif ucuz bir yakıtla çalışmak ise asıl amaçtı.

XX. yy’da, benzin ve dizel İYM’larda yoğun olarak kullanılmıştır. Önceleri geliştiriciler, motorların güç ve verimlerini mümkün olduğunca artırmak için çaba harcamaktaydılar. Ancak, gerek İYM sayısının giderek artmasıyla petrol bazlı yakıtlara olan talebin de çok artması gerekse de önceleri göz ardı edilen fakat, 1974 ve 1979-1980 yıllarında çıkan petrol krizlerinden sonra petrolün varil fiyatının pahalılaşması ile yakıt ekonomisinin önemini artırması, mühendisleri en çok zorlayan konuların başında gelmiştir. Bunlara ek olarak, son birkaç on yılda küresel ısınma ve iklim değişikliklerinin başlıca nedenlerinden biri olan İYM’ların ürettikleri zararlı gazların salınımlarını azaltmak da öncelikli amaçlardan olunca İYM piyasasında rekabet çok ciddi boyutlara ulaşmıştır. Geliştiriciler zararlı egzoz emisyonlarını azaltmak için, gerek silindir içindeki yanmaya; yakıtı daha küçük taneciklere ayırıp havayla daha homojen karıştırarak müdahale edip gerekse de yanma sonrası oluşan egzoz emisyonlarını çeşitli filtreler ve katalitik dönüştürücülerle daha zararsız gazlara çevirerek bu amaçlarını gerçekleştirmişlerdir. Ayrıca, benzin ve dizel yerine onlara alternatif sıvı veya gaz yakıtlar kullanarak egzoz emisyonlarını düşürme ya da elektrik enerjisi kullanarak hiç emisyon üretmeme yollarına gitmişlerdir.

Bu çalışmaya da konu olan alternatif yakıt yöntemi için sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG), dizel prensibiyle çalışan bir motorda sıkıştırma oranı değiştirilmeden kullanılmıştır. Yine bu çalışmada LPG’yi, yüksek sıkıştırma oranlarında ve fakir karışımlarda stabil bir şekilde çalıştırıp emisyonlar açısından en iyi olduğu çalışma aralığını bulmak esas amaç olmuştur.

1.1 Literatür Özeti

Yakıt olarak benzin ya da dizel kullanan İYM'ları alternatif yakıtlarla çalıştırmak mühendisler için her zaman zorlu bir uğraş olmuştur, çünkü, her alternatif yakıtın bir en iyi çalışma ortamı, setan/oktan sayısı, buharlaşma aralığı ve hızı, yanma kimyası, yağlayıcılığı gibi kendine özgü özellikleri vardır. Bu özellikleri göz önünde bulundurarak İYM'da yapılan konstrüktif değişiklikler ve parça ekleme/çıkarma işlemleri ilk yatırım ve işletme maliyetlerini azami ölçüde etkiler. Bu yüzden motorda mümkün olan en az değişiklikle sonuca gitmek çok önemlidir.

Sıvı yakıtlı motorları, konstrüksiyonlarında en az değişikliğe gidilerek gaz yakıtlı muadillerine dönüştürmek ilk yatırım ve işçilik maliyetleri açısından son derece önemlidir. Bir grup araştırmacı, bu konunun da önemine değindikleri çalışmalarında düşük sıkıştırma oranlı bir, kademeli yanmalı (SI) hafif ticari araç motorunda mümkün olan en az değişiklikle yakıtı LPG'ye çevirip egzoz emisyon ve performans değerlerini karşılaştırmışlardır. Testler sonunda gaz yakıtların sıvı yakıtlara göre havayla daha çabuk ve homojen karışıtlarına bağladıkları sonuçlara göre eksik yanma ürünleri olan CO ve HC emisyonları yarı yarıya azalmış, NO_x ise artmıştır. Motorun ısı verimi azalırken özgül yakıt tüketimi ve volümetrik verimi artmıştır. Sonuçta, yüksek oktan sayılı bir yakıt olan LPG'nin, sıkıştırma oranı, emme manifoldu ve ateşleme zamanı gibi yapısal ve yazılımsal iyileştirmelerle yakıt olarak kullanılabileceği kararına varılmıştır [2].

Benzer düşüncedeki bir grup araştırmacı, 4 silindirli, 1.8 lt ve 10:1 sıkıştırma oranlı bir motoru LPG-Bharat Stage III çevriminde koşturarak hem benzin hem de LPG ile ayrı ayrı çalışırken emisyon değerlerini almışlar. Sonuçlar, şehir çevriminde benzin için CO, HC, NO_x ve CO₂ emisyonlarını sırasıyla 147.89, 53.8, 5.76 ve 8950.3 ppm; LPG için 103.1, 37.7, 3.4 ve 8051 ppm olarak verirken ekstra şehir çevriminde benzin için 43.11, 11.1, 3.043 ve 16509.32 ppm; LPG için ise 38.8, 5.5, 0.7 ve 14693.3 ppm değerlerini vermiştir [3].

Araştırmacılar LPG'yi, İYM'larda sadece tek başına düşünmemişler, diğer yakıtlarla birlikte kullanılabileceği ihtimalini de göz önünde bulundurmuşlardır. Bir grup araştırmacı, %60 propan %40 bütandan oluşan LPG'yi 0.183 lt'lik 6.3:1 sıkıştırma oranlı bir kıvılcım ateşlemeli motorda ek yakıt olarak kullanıp performans ve emisyon değerlerini ölçmüşlerdir. 5 kW'lık bir eddy current dinamometresinde

yapılan performans testleri sonucunda motorun gücü, sadece benzin kullanıldığı referans durumuna göre %5, %10 ve %20'lik LPG ilaveli durumlarda kademeli olarak düşerken özgül yakıt tüketimi ve ısı verimi de iyileşmiştir. Ayrıca, LPG'nin karışımında kütlece %'si arttıkça CO, CO₂, HC ve NO_x emisyonları da düşmüştür [4].

Özgül yakıt tüketimi, ısı verim ve zararlı egzoz gaz emisyonlarını iyileştirmenin yollarından biri de hava-yakıt karışımını yakıt açısından fakirleştirmektir. Ancak bu yöntem, benzin ve LPG'de çevrimler arası farklılıkları artırırken tutuşma ve HC emisyon problemlerine neden olmaktadır. Bir grup araştırmacı, hava fazlalık katsayısını benzinde 1.001, 1.090, 1.195 ve 1.299 ve LPG'de 1.000, 1.092, 1.212, 1.293 ve 1.410 şeklinde ayarlayarak yaptıkları çalışmada, daha çok tesadüfi dalgalanmalar, hava fazlalık katsayısı ve silindirdeki türbülanslı akış alanına dayandırılan çevrimler arası indike ortalama efektif basınç ve emisyonlardaki değişkenliğin benzine göre LPG'de daha az olduğunu kanıtlamışlardır. Bunların nedenlerini de gaz yakıtların havayla daha iyi karışması ve LPG'nin laminar alev hızının ve H/C oranının benzininkine göre daha yüksek olmasıyla açıklamışlardır [5].

Her ne kadar LPG'de daha az olan bu değişkenlik ateşlenmeme ve kendiliğinden ateşlenme denilen vuruntu problemlerine olumlu katkı yapsa da bu sorunların tamamen ortadan kaldırılması için her bir motor ayrı ayrı test edilmelidir. Bir grup araştırmacı, yakıt olarak propan ve LPG kullanan bir Ricardo E6 motorunu fakir yakıt-hava karışım şartlarında çalıştırarak ilk ateşlenmeme noktası, sonrasında karışım yakıt açısından hafif hafif zenginleştirilerek ilk tespit edilebilir ateşleme ve bunları motor momenti sıfır olana kadar azaltılırken elde etmişlerdir. Çalışmalar, motor hızı (900-3000 d/dk), ateşleme zamanı (0-40° ÜÖNÖ), sıkıştırma oranı (6-16), emme havası sıcaklığı (25-150°C), emme hava basıncı (0-40 kPa) ve emme havasının bağıl nemi (%30-95) gibi farklı motor parametrelerinde tekrarlanmıştır. Sonuçta, sıkıştırma oranı azalırken LPG-hava karışımının ateşlenmeme uç noktası propan-hava karışımına göre daha fazla azalmış ve tersine, sıkıştırma oranının artışı fakir karışımlarda vuruntu oluşumunu ciddi oranda düşürmüştür; ateşleme zamanı sabit LPG yakıtlı motorda 2000 devre kadar fakir karışım ateşlenmeme noktası artarken bu devir üzerinde ya aynı kalmış ya da azalmış ve ayrıca, vuruntu limiti hızla beraber sürekli artmış; propan yakıtlı motor içinse hızla beraber sürekli artan ateşleme avansı ateşlenmeme limitini pek etkilemezken vuruntu limiti 2000 devre kadar azalmış, bunun üzerinde çok hafif artmış; düşük hızlarda emilen havanın sıcaklığındaki artış

ateşlenmeme limitini bir miktar düşürürken yüksek hızlarda 25-70⁰C arasında artırmış, 70⁰C'ın üzerinde azaltmış; turbo basıncı kademeli olarak artarken ateşlenmeme limiti önce yavaşça sonra çok hızlı düşmüş, daha sonra sabit bir değer alıp sonunda artış göstermiş; emilen havanın bağıl nemi artarken de ateşlenmeme limiti eksponansiyel azalan eğilimle artmıştır [6].

Dizel yakıtlı İYM'ları sadece gaz yakıtlarla çalıştırabilmek için yanma odasına buji ilave etmek gerekir ki çoğu durum için bu oldukça zordur. Bu yüzden araştırmalar öncelikle dizel ve gaz yakıtlarını birlikte kullanmaya yönelmiştir. Bir grup araştırmacı, tek silindirli ve direk püskürtmeli bir dizel motora değişen yüzdelerde ikinci yakıt olarak LPG katıp 2600 d/dk tam yükte ve farklı yüklerde emisyon ölçümleri yapmışlardır. Çalışma sonunda, yanma odasına gönderilen toplam yakıtın %40'ı LPG olanında en kabul edilebilir performans ve emisyon değerlerini almışlardır. Çalışmanın olumlu yanı her karışım oranında is ve NO_x emisyonlarının tek yakıtlı versiyona göre azalması; olumsuz yanı ise yine her karışım oranında CO ve HC emisyonlarının artmasıdır. Burada CO ve HC emisyonlarındaki artış, LPG'nin dizele göre daha geç tutuşmasından kaynaklanmaktadır [7].

İYM'ları çift yakıtlı çalıştırmanın başka bir yolu ise gaz yakıtı tutuşturma işini kendi kendine tutuşabilen bir yakıt olan dizelle hallederek ana yakıt olarak bir gaz yakıt kullanmaktır. Bir grup araştırmacı, ateşleyici olarak az bir miktar bio-dizel ile birlikte LPG'yi Kirloskar AV1 dizel motorunda yakıp 16.5:1 sıkıştırma oranlı 1500 d/dk'da 5 BG güç üreten bu motoru performans ve emisyon açısından değerlendirmişlerdir. Çift yakıtlı durumda tek yakıtlıya göre özgül yakıt tüketiminde bir miktar artış olsa da yüksüz durumda bu %21.96'dan tam yükte %14.09'a kadar olmaktadır. Ayrıca, ısı verim tam yük ve yüksüz durum haricinde pek değişmezken tam yükte %12.34, yüksüzken %17.95 daha azdır. Egzoz gazı sıcaklıklarıysa genel olarak birbirlerine yakın seyretse de tam yük civarında çift yakıtlı durumda biraz daha fazladır. Isı emisyonu, çift yakıtlı durumda yüksüzden tam yüke doğru gidildikçe ihmal edilebilir bir düşüşten %11.76'lık bir düşüşe doğru artarken CO emisyonu artışı %33'ten %6.02'ye azalmıştır. HC emisyonu ise CO gibi %34.61'lik bir artıştan %7.14'lük bir artışa düşerken püskürtülen toplam yakıttaki dizel miktarını artırmanın iki durumun HC emisyonlarını birbirine yaklaştırdığı görülmüştür. NO_x emisyonu ise çift yakıtlı durumda yüksüzken %51.30'luk bir oranda azken tam yükte %5.22'lik bir oranla fazladır [8]. Benzer bir çalışmada bir grup araştırmacı, 1500 d/dk'da 5 BG güç veren

bir doğal emişli dizel motorunu ana yakıt olarak LPG, ateşleyici olarak da bir yenilenebilir yakıt olarak kabul edilen Dietil Eter (DEE) kullanacak şekilde değiştirip motorun performans, yanma ve emisyon karakteristiklerini karşılaştırmışlardır. Ölçümler sonunda, stabil bir yanma için karışımda yük yokken DEE'nin kütlece değeri %58'den, tam yükte %28.8'e azalmaktadır. Isıl verim, LPG'li durumda %7.8 ila %24.1 arasında, dizel'li durumda ise %14.5 ila %31.4 arasında değişmektedir. LPG'li çalışmada ısı verimin daha düşük olması bu çalışmada, DEE'nin buharlaşmak için daha fazla ısıya ihtiyaç duyması sebebiyle ortamdan daha fazla enerji çekerek ortam sıcaklığını düşürmesi olarak açıklanmıştır. Düşük yüklerde bu sorun daha etkili olarak eksik yanma ürünlerinin miktarını artırmış ve bu yüzden, iki çalışma şartı arasındaki HC ve CO emisyonları farkı yüksüz konumdan tam yüke doğru kademeli olarak düşmüştür. NO_x emisyonu ise en yüksek değerine ulaştığı tam yükte yaklaşık %65 daha azdır. Bunda, DEE kaynaklı yanma öncesi silindir içi sıcaklığın daha düşük olması tahmin edilmektedir. Bunun sonucunda da daha düşük egzoz gazı sıcaklıkları alınmaktadır. İS ve PM emisyonları ise LPG'nin daha küçük C/H oranına ve molekül kütlesine sahip olduğu için daha azdır. Ayrıca, LPG'nin C/H oranının daha küçük olması, CO₂ emisyonunun da daha az olması sonucunu doğurmuştur [9]. Bu çalışmaya ek olarak yine aynı ekip aynı motora egzoz gazı resürkilasyonu (EGR) da ekleyerek ölçümlerini tekrarlamışlardır. LPG'li kullanımda ısı verim, kısmi yüklerde EGR'li durumda EGR'siz duruma göre %2.5 oranında artmış, ancak, tam yükte yüksek EGR, motorun performansını olumsuz yönde etkilemiştir. EGR'nin tüm oranlarında kısmi yüklerde HC daha düşüktür. NO ise tam yük %20 EGR'de minimuma (135 ppm) indirilebilmiştir. Ayrıca egzoz gaz sıcaklıkları, EGR yüzdesi ile yük arttıkça azalmaktadır. Partikül emisyonu ise kısmi yüklerde EGR'li durumda tam yükte ise EGR'siz durumda daha azdır. Kısmi yüklerde EGR yüzdesi arttıkça azami basınç artarken tam yükte azalmaktadır. Basınç artış oranı ise EGR yüzdesinden bağımsız olarak yük arttıkça azalmaktadır [10].

Yanma odasının konstrüksiyonunu değiştirmeden benzinli motorlarda LPG kullanıldığında ise, motorun gücü ve momenti düşmektedir. Bir grup araştırmacı 5:1 sıkıştırma oranına sahip tek silindirli hava soğutmalı bir motorla yaptıkları çalışmada sadece yakıtı LPG'ye çevirerek motorda %13'lük moment, %11'lik güç düşüşüne neden olmuşlardır. Ancak aynı çalışmada özgül yakıt tüketimi, CO, HC ve CO₂ emisyonları da düşmüştür. Bu yüzden sıkıştırma oranı 9:1'e kadar artırılıp azami

moment %44, azami güç ise %32 oranlarında artırılabilmiştir. Azami moment devrinde ise CO emisyonu %91, HC emisyonu %23 ve CO₂ emisyonu %5 azalmıştır [11].

İYM'lar sadece normal şartlar altında değil her türlü zor şart altında da çalışabilmelidir. Soğuk havalarda içten yanmalı motorları çalıştırmak ise bunların başında gelir. Emisyon standartlarının git gide sıklaştığı günümüzde HC ve CO gibi eksik yanma ürünlerinin salınımlarını azaltmak da birçok araştırmaya konu olmuştur. Bir grup araştırmacı, kıvılcım ateşlemeli bir LPG'li motorun ilk çalışmasında soğuk hava şartlarının performans ve HC emisyonuna etkisini araştırmışlardır. Yaptıkları testler sonucunda, ilk ateşlemenin gerçekleşmesi için işin püf noktasını çevrim başına püskürtülen LPG miktarını doğru ayarlamak olarak bulmuşlardır. Ayrıca, bu miktarın minimumunu belirlerken ortam sıcaklığından ziyade çevrim başına püskürtülen LPG miktarıyla püskürtme zamanlamasının doğru kontrolünün soğuk havalarda motorun ilk çalışmasının kolaylaştırılmasında daha etkili olduğunu saptamışlardır. Yani onlara göre, püskürtme ve ateşlemenin optimum kontrolü, ateşleme performansı ve HC emisyonunu iyileştirmektedir. Bunlara ek olarak, soğuk havalarda düşen akü performansının artırılması için voltajı yükseltmenin anlık motor devrini artırarak daha iyi ilk ateşlemeyle HC'nin azalmasına sebep olmaktadır [12].

Yakıt olarak benzin kullanan düşük güçlü içten yanmalı motorları LPG kullanır duruma getirmenin güçte nicel olarak küçük bir düşüş yaratması, araştırmacıları daha çok düşük güçlü motorlarla çalışmaya zorlamıştır. Bir grup araştırmacı, 11 ve 5.9 kW gücündeki iki deniz motorunda benzin yerine LPG kullanarak performans ve emisyon testleri gerçekleştirmişler ve güç ile yakıt tüketiminde sırasıyla % 5 ve % 20 düşüş yakalayarak kabul edilebilir sonuçlara ulaşmışlardır. Ayrıca, CO emisyonunda % 80'e varan bir azalmanın yanında NO_x'ta % 340'a varan bir artış gerçekleşmiştir [13].

Sadece dört zamanlı değil, iki zamanlı içten yanmalı motorlarda da alternatif yakıt çalışmaları yapılmaktadır. Bir grup araştırmacı, iki zamanlı bir SI benzinli motorun manifolduna LPG püskürterek performans ve emisyon ölçümleri yapmışlardır. Ölçümler sonucunda, LPG'li durumda ısı veriminin %23'ten %25'e çıktığını, en iyi ısı verimin alındığı püskürtme sinyal genişliğinde ise en düşük HC emisyonuna ulaşıldığını, kademeleşmenin olduğu kısmi yüklerde LPG'nin benzine göre daha fakir karışımlarda da çalışabildiğini, HC ve NO_x emisyonlarının LPG'li durumda

daha yüksek olduğunu, fakir karışım ve düşük yüklerde performans ve emisyonlar üzerinde püskürtme zamanlamasının önemli olduğunu ve ortalama indike basıncın değişim katsayısı ve maksimum basıncın LPG'li durumda daha az olduğunu bulmuşlardır [14].

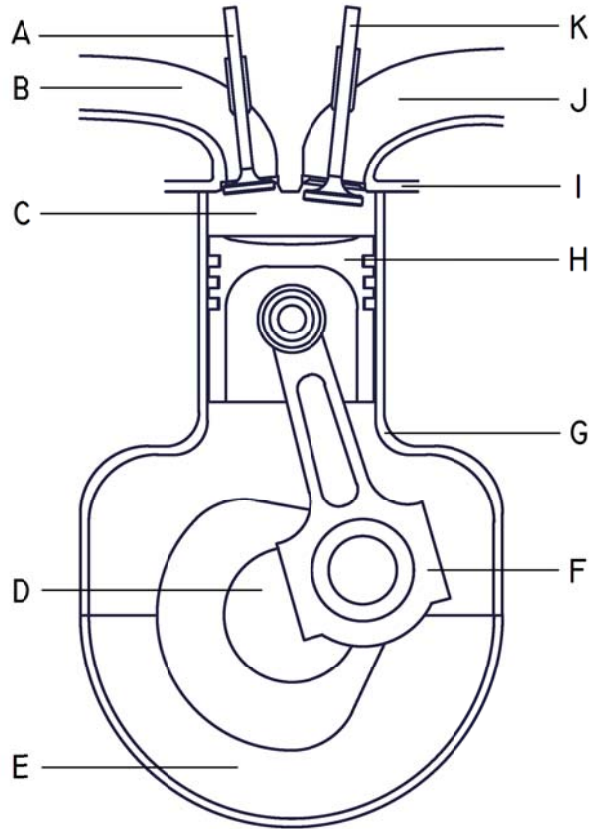
Bütün bu yapılan çalışmalar göstermektedir ki benzinli İYM'lar LPG'ye çevrildiğinde ya da LPG, benzinli motorlarda ikinci yakıt olarak kullanıldığında CO, HC ve CO₂ egzoz gaz emisyonları azalırken NO_x emisyonu ve bazı durumlarda özgül yakıt tüketimi artmaktadır. Şüphesiz ki özgül yakıt tüketimindeki artış, güç ve motor momentindeki azalışı karşılamak içindir, çünkü LPG'yi benzinle aynı hava fazlalık katsayısında kullanmanın motor performansı, yakıt ekonomisi ve motorun konstrüktif bileşenleri üzerinde olumsuz; CO ve HC emisyonları üzerinde ise olumlu etkisi vardır [15]. Dizel yakıtlı İYM'larda ise yakıtı tamamen LPG'ye çevirmek daha zor olduğu için çalışmalar daha çok LPG ve dizeli birlikte kullanmak üzerine yoğunlaşmıştır. Sonuçta ise, CO ve HC egzoz gaz emisyonları ile özgül yakıt tüketimi artmış, NO_x, CO₂ ve is emisyonları azalmıştır. Bu sonuçlar yanmanın doğası gereği son derece geçerlidir.

1.2 Tezin Savı

Benzin sitokiyometrik, dizel ise yakıt açısından fakir karışımlarla çalıştırıldığı için eksik yanma ürünleri olan CO ve HC'nin emisyonları dizelde benzine göre daha azdır. Bunun tersine, daha yüksek silindir içi sıcaklıklarına ulaşan benzinli yanmada, NO_x ve is emisyonları daha azdır. Dolayısıyla, H/C oranı benzine ve dizele göre daha fazla olan LPG, dizelin hava fazlalık katsayısı çalışma aralığına getirilip performanstan da feragat etmemek için yüksek sıkıştırma oranlarında ($\epsilon > 12$) çalıştırılabilirse CO₂ de dahil olmak üzere CO ve HC gibi karbonlu emisyon bileşenleri ile NO_x ve is emisyonlarının tamamı azaltılabilir. Böylece hem performanslı hem de düşük emisyonlu bir motor yapılmış olur. Bu çalışmanın da konusu olan bu yöntemi pratikte gerçekleştirmek için TÛMOSAN-R. MEHDİYEV adına patent başvurusu da (No: B.14.1.TPE. 2007/6769) yapılan yeni bir yanma odasının termodinamik hesabı ile performans ve emisyon testleri yapılmıştır. Bu şekilde, gaz yakıtların ki bu çalışmada LPG'nin fakir yakıt-hava karışımları ($\lambda > 1$) ve yüksek sıkıştırma oranlarında çalıştırılabileceği ispatlanmıştır.

2. İÇTEN YANMALI MOTORLAR

İYM'ların amacı, sıvı ya da gaz halindeki yakıtın içindeki kimyasal enerjiyi oksidasyon yolu ile yakarak mekanik enerjiye dönüştürmektir [18]. Bunun için, yakıt-hava karışımı kıvılcım ateşlemeli motorlarda buji ile ateşlenerek, sıkıştırma ateşlemeli motorlarda ise kendi kendine yanması sağlanarak yakıtın içindeki kimyasal enerji açığa çıkarılır. Bu enerji, yanma odasındaki gazların sıcaklık ve basıncını artırarak pistonu biyel üzerinden krank miline doğru harekete zorlayıp krank milinin dönmesini sağlar. Bu dönme hareketi de dişliler yardımıyla şanzıman ve aktarma organlarına iletilip istenen iş yapılmış olur.



Şekil 2.1 : Temel motor parçaları: (A) egzoz süpabı, (B) egzoz kanalı, (C) yanma odası, (D) krank mili, (E) karter, (F) biyel, (G) motor bloğu, (H) piston, (I) silindir kafası, (J) emme kanalı, (K) emme süpabı.

Şekil 2.1'de İYM'larda kullanılan ana parçalar şematik olarak gösterilmiştir. Genellikle kara hava ve deniz taşıtlarında kullanılan bu motorlar, araçların itici

gücüdür. Ayrıca İYM'lar, jeneratör, pompa ve portatif motorlar gibi bazı durağan uygulamalarda da kullanılmaktadırlar [19].

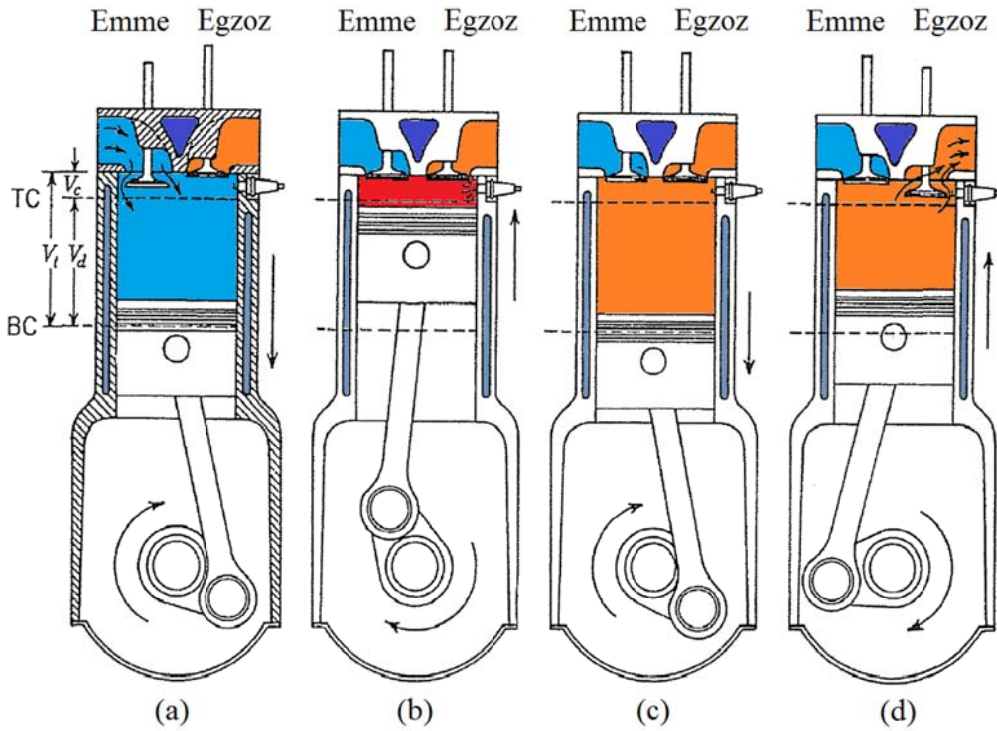
İYM'ların çoğu, pistonu silindir içinde ileri geri hareket eden git-gel devinimli motorlardır [19]. Bu tür motorlar, silindirlerinin sayısına, dizilişine, ateşleme şekline, yakıt tipine, soğutma yöntemine, vb gibi birçok başlık altında çeşitlendirilebilirler.

2.1 İçten Yanmalı Motor Çeşitleri

İYM'lar farklı yollarla sınıflandırılabilirler.

1) Ateşleme şekline göre

- Kıvılcım ateşlemeli: Bu tür motorlarda, sıkıştırılıp sıcaklık ve basıncı artırılan yakıt-hava karışımı bir bujinin iki elektrodu arasındaki yüksek voltajlı elektrik atlaması yardımıyla ateşlenir.

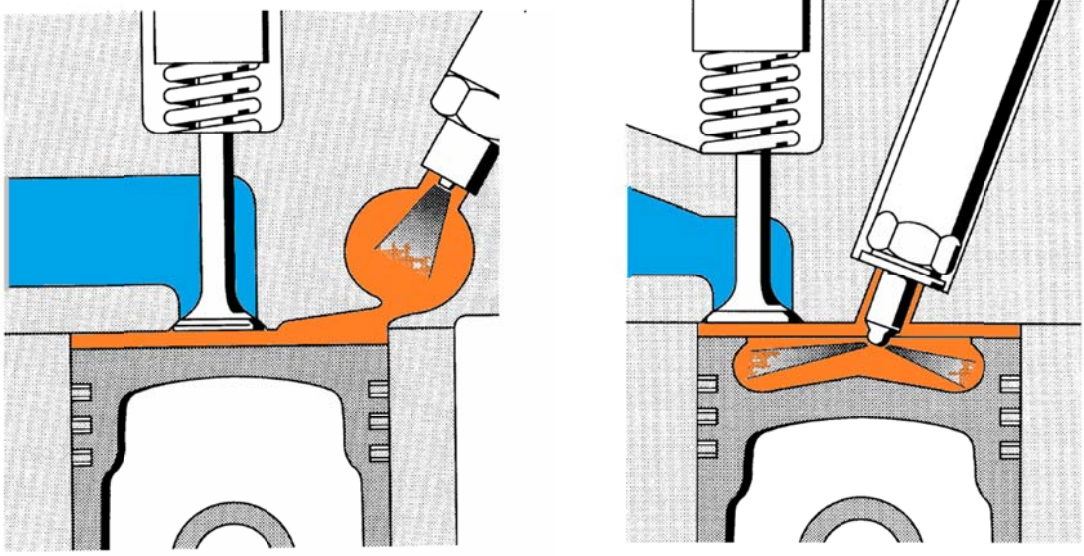


Şekil 2.2 : Kıvılcım ateşlemeli motorun dört zamanının temsili gösterimi [20].

Şekil 2.2'de dört zamanlı bir kıvılcım ateşlemeli motorun süreçleri temsili olarak gösterilmiştir.

- Sıkıştırma ateşlemeli: Bu tür motorlarda, sıkıştırılıp sıcaklık ve basıncı artırılan havanın içine yakıt püskürtülerek yakıtın önce buharlaşıp sonra

yanması sağlanır. Şekil 2.3'te, solda ön yanma odalı sağda direk püskürtmeli iki farklı dizel motoruna birer örnek verilmiştir.



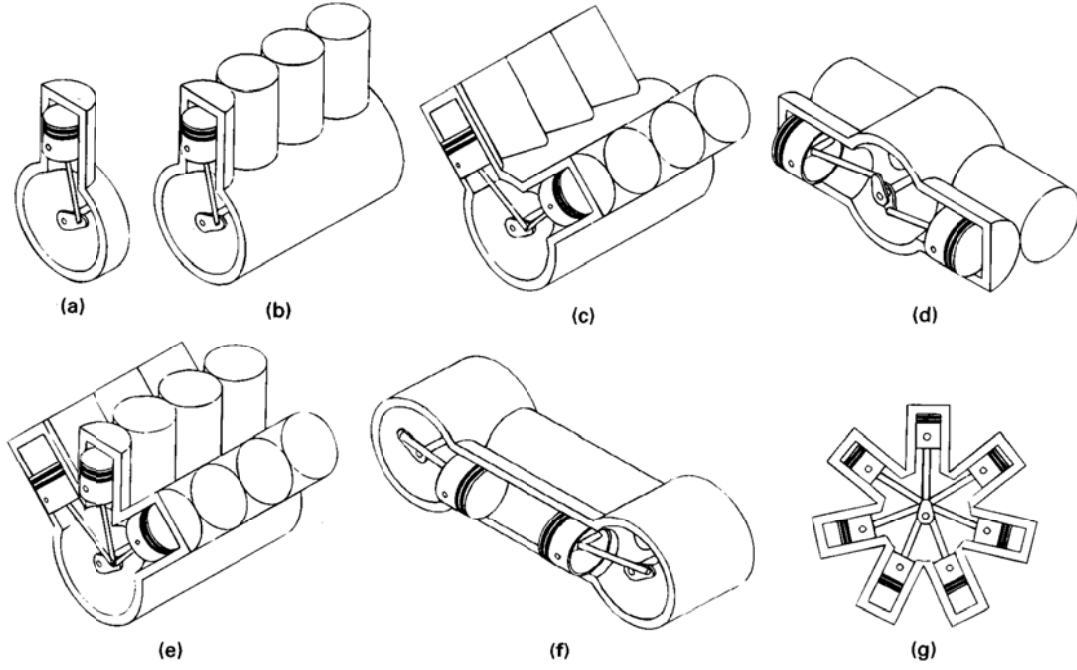
Şekil 2.3 : İki farklı dizel motorda yakıt-hava karışım oluşumları [21].

2) Motor çevrimine göre

- Dört zamanlı: Bir tam termodinamik çevrimin tamamlanması için krank milinin 2 tam tur dönmesi gereklidir. Şekil 2.2'de bu durum örneklenmiştir.
- İki zamanlı: Bir tam termodinamik çevrimin tamamlanması için krank milinin 1 tur dönmesi yeterlidir. Burada, yanma ve genişleme piston aşağı doğru inmeye başladığında, genişlemenin sonuna doğru ve sıkıştırmanın başında egzoz, genişlemenin sonunda ve sıkıştırmanın başında emme ve sıkıştırma piston yukarı doğru çıkarken gerçekleşir.

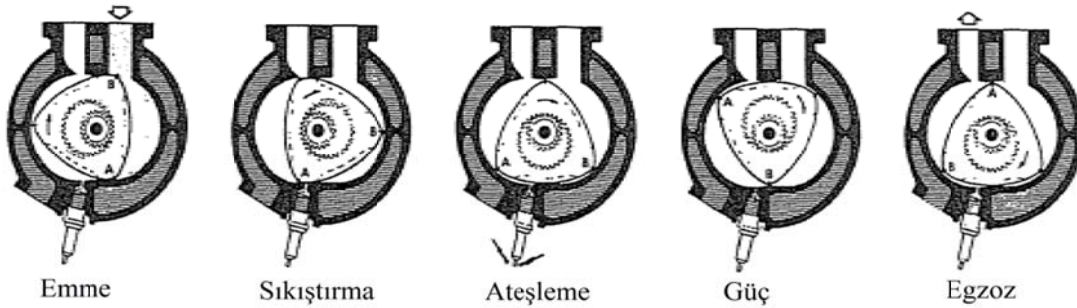
3) Parçaların konumlandırılışına göre

- Süpapların konum ve sayıları: Genel olarak iki ya da dört süpaplı motorlar mevcuttur. Konum olarak da silindir kafasında bulunurlar. Ancak bazı eski motorlarda blok ya da hem blok hem de silindir kafasında olanları vardır.
- Git-gel devinimli: Silindirlerin birbirlerine göre yerleştiriliş şekli esas alınır. Şekil 2.4'te bu konuda bazı örnekler verilmiştir.



Şekil 2.4 : Silindirlerin dizilişine göre git-gel devinimli motorlar. (a) tek silindirli, (b) düz sıralı, (c) V motor, (d) silindirleri karşılıklı, (e) W motor, (f) pistonları karşılıklı, (g) radyal [22].

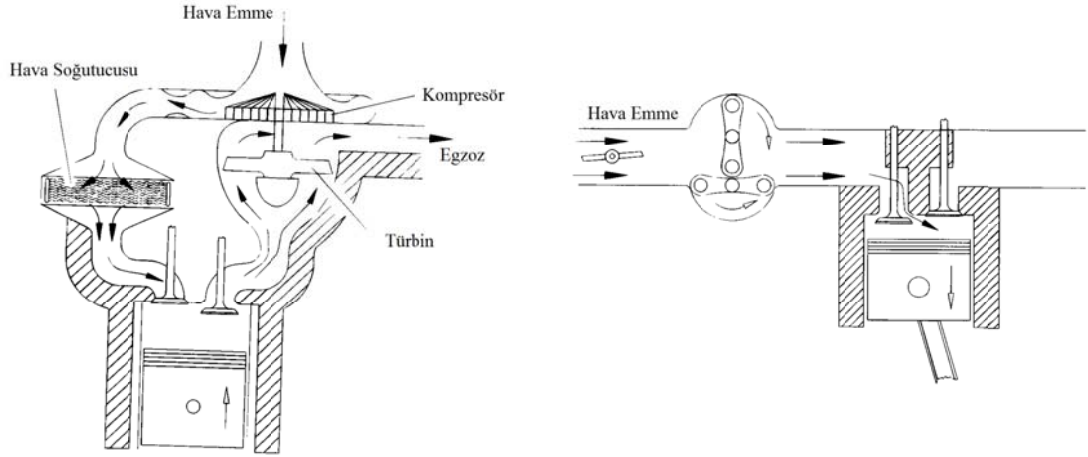
- Dönel devinimli: Piston, krank milinin ekseninden kaçık egzantrik bir eksen etrafında döner. En bilindik örneği Şekil 2.5’teki Wankel motorudur.



Şekil 2.5 : Wankel motoru bir tam çevrimi [22].

4) Hava emme yöntemine göre

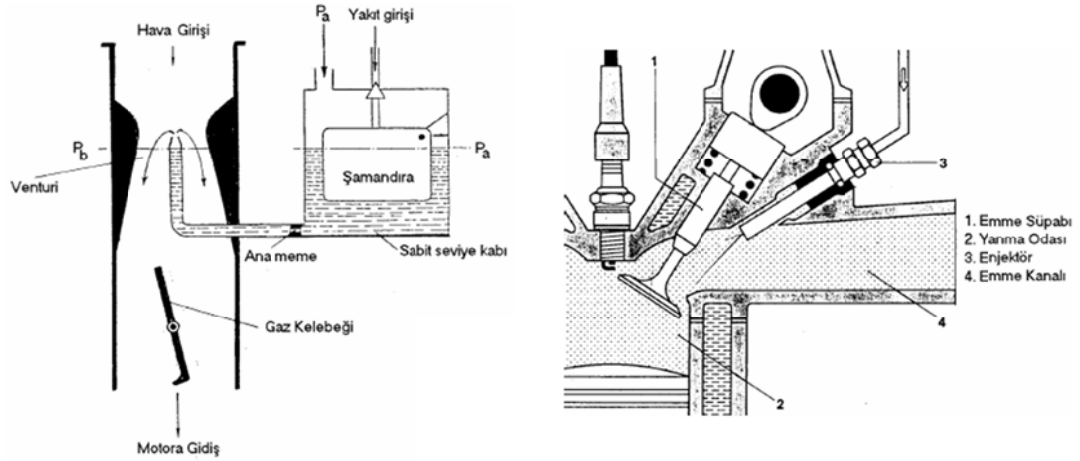
- Doğal emişli: Hava, silindir içine atmosfer basıncıyla alınır.
- Aşırı doldurmalı: Hava, silindir içine krank milinden mekanik tahrikli supercharger ya da egzoz gazlarının enerjisinin bir kısmını içerisindeki türbinle alıp emilen havaya aktaran turbocharger ile alınır (Şekil 2.6).



Şekil 2.6 : Aşırı doldurmalı hava emişin şematik gösterimi [23].

5) Yakıt püskürtme yöntemine göre

- Karbiraörlü (Şekil 2.7)
- Tek/Çok noktalı silindir içine püskürtme (Şekil 2.3)
- Emme kanalına püskürtme (Şekil 2.7)



Şekil 2.7 : Solda karbüratöre, sağda emme kanalına benzin püskürtme [24].

6) Kullanılan yakıta göre

- Gaz yakıtlar: Metan, propan, bütan, doğal gaz vb.
- Sıvı yakıtlar: Benzin, dizel, biyodizel, LPG, LNG, parafin, benzen, alkoller (metanol, etanol), aseton vb.

7) Uygulama alanına göre

- Kara: Motorsiklet, otomobil, otobüs, kamyon, lokomotif vb.
- Deniz: Bot, gemi, yat vb.

- Hava: Uçak, helikopter, planör vb.
- Yol–Dışı: Traktör, biçerdöver vb.
- Yerleşik: Enerji istasyonları, jeneratörler vb.

8) Soğutma yöntemine göre

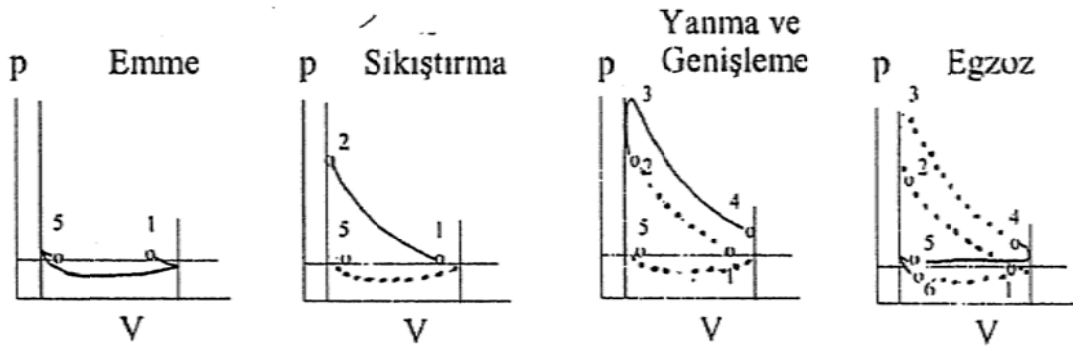
- Hava soğutmalı
- Su soğutmalı

2.2 İçten Yanmalı Dört Zamanlı Git-Gel Devinimli Motorların Çalışması

Git–gel devinimli dört zamanlı İYM’lar, pistonun öteleme hareketiyle krank milinin iki tam turunda bir termodinamik çevrimi tamamlamaktadırlar. Bir tam çevrim, emme, sıkıştırma, genişleme ve egzoz süreçlerini kapsar. Gerçek süreçlerle teorikleri birbirlerine benzese de birbirlerinden ayrıldıkları noktalar da vardır.

2.2.1 Dört zamanlı benzin motorlarının çalışması

Benzin motorları, yanmanın sabit hacimde olduğu Otto çevrimine göre çalışır.



Şekil 2.8 : Dört zamanlı benzin motorunun çalışması [25].

Şekil 2.8’deki P–V diyagramına göre

5–1: Emme süreci

1–2: Sıkıştırma süreci (izantropik sıkıştırma)

2–3: Yanma (sabit hacimde ısı girişi)

3–4: Genişleme süreci (izantropik genişleme)

4–5: Egzoz süreci

adını alır. Sıkıştırma ve genişleme süreçleri Otto çevrimiyle benzerlik gösterse de Otto çevrimindeki sabit hacimde ısı girişi burada yanmaya, sabit hacimdeki ısı çıkışı da egzoz ve emme süreçlerine karşılık gelmektedir.

Dört zamanlı benzin motorlarında termodinamik çevrim emme süpabının açılmasıyla başlar. Emme süpabı, piston üst ölü noktaya (ÜÖN) gelmeden 0–40 °KMA (krank mili açısı) önce açılır ve piston alt ölü noktayı (AÖN) geçtikten 5–90 °KMA sonra kapanır [25]. Emme süreci esnasında pistonun yanma odasının hacmini artırıcı yönde aşağı hareketi, yanma odasının basıncını emme kanalının basıncının 0.85–0.95 katı mertebelerine düşürür. Bu da silindir içinde bir vakum etkisi yaratarak silindire taze hava girişine sebep olur. Benzinin, enjektörle emme kanalına ya da karbüratörle emme manifolda püskürtüldüğü sistemlerde silindire yakıt–hava karışımı dolarken, silindir içine direk enjeksiyonlu sistemlerde yalnızca hava dolar.

Sıkıştırma süreci, pistonun AÖN’den ÜÖN’ya hareketi süresince devam eder. Ancak pratikte, sıkıştırma sürecinin anlamlı olduğu alan, emme kapanma gecikmesi (α_{EmKG}) adıyla anılan emme süpabının AÖN’den sonra açık kaldığı KMA kadar derece sonra başlar ve bujinin ateşlendiği KMA’na kadar devam eder. Bu süre zarfında silindir içindeki yakıt–hava karışımının sıcaklığı 550–750 K, basıncı 0.9–2.0 MPa mertebelerine kadar yükselebilir [26].

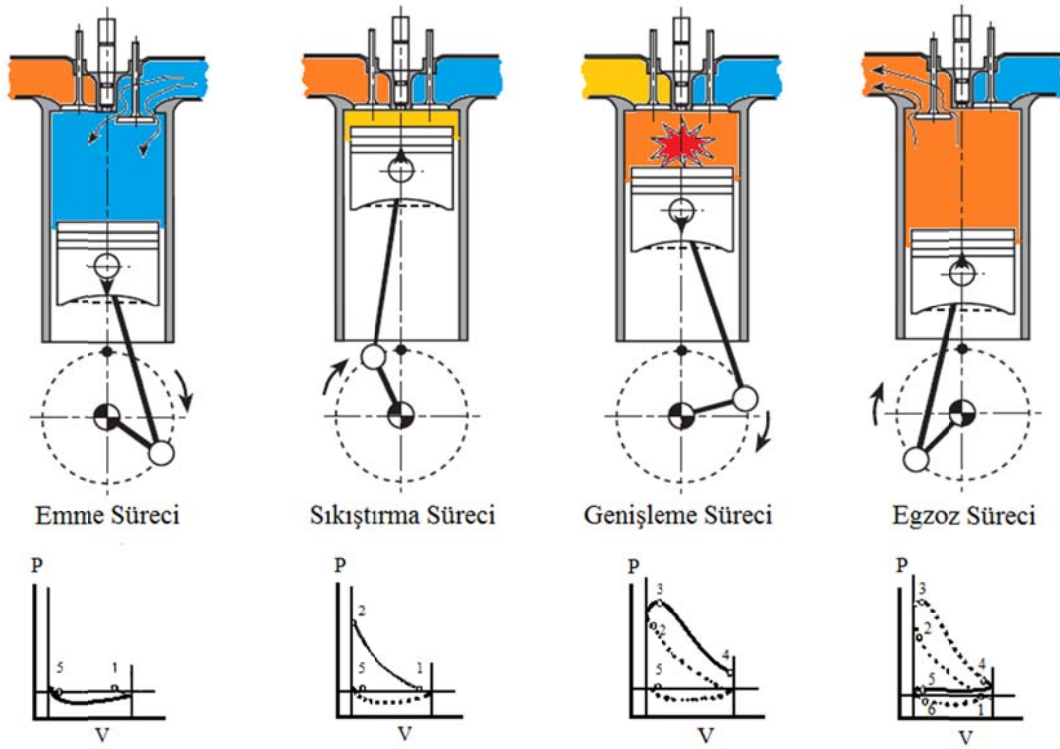
Sıkıştırma sürecinin sonuna doğru ÜÖN’den belli bir KMA önce ateşleme avansı (α_A) denilen ve 30–55 °KMA mertebelerindeki bir açıda ateşleme yapılarak yanma sürecine girilmiş olur. Motordan alınan iş bu süreçte verilmeye başlanır. Otto çevriminden farklı olarak burada yanma aniden olmaz ve bir süreye yayılır. Bu yüzden azami basınç, ÜÖN’den 8–15 °KMA sonra oluşur. Aynı motor hızında ateşleme avansını azaltmak, azami basıncın yerini ÜÖN’den daha ileriye öteleyeceği için motorun gücü düşer. Tersine, ateşleme avansını artırmak ise yanma odasındaki sıcaklık ve basınçları artıracığından vuruntu ve daha yüksek NO_x emisyonuna sebep olabilir. Bu nedenlerden dolayı ateşleme avansı, belli bir ortalama değerde tutulur. Bu yapıldığında, azami basınçlar 3.0–7.0 MPa, sıcaklıklar 2200–2900 K; genişleme sonu basınçlar 0.35–0.6 MPa, sıcaklıklar 1100–1700 K mertebelerinde gerçekleşir [27,28].

Genişleme sonrası piston AÖN’ya gelmeden belli bir KMA önce açılarak egzoz sürecini başlatır. Egzoz açılma avansı (α_{EgAA}) olarak da bilinen bu durum 20–70

0KMA kadardır. Bu süreçte piston, AÖN'dan ÜÖN'ya kadar egzoz gazlarını süpürerek dışarı atar ve bir egzoz kapanma gecikmesi ($\alpha_{EgKG} = 10 - 15^0KMA$) süresi sonunda egzoz süreci biter. Süreç sonunda yanma odasında kalan artık gazların basınçları 0.105–0.11 MPa, sıcaklıkları 700–1000 K mertebelerine iner [27].

2.2.2 Dört zamanlı dizel motorların çalışması

Dizel motorların teorisi, yanmanın sabit basınçta gerçekleştiği dizel çevrimine dayanır.



Şekil 2.9 : Dört zamanlı benzin motorunun çalışması [25].

Şekil 2.9'de P–V diyagramı

5–1: Emme süreci

1–2: Sıkıştırma süreci (izantropik sıkıştırma)

2–3: Yanma (sabit basınçta ısı girişi)

3–4: Genişleme süreci (izantropik genişleme)

4–5: Egzoz süreci

şeklinde gösterilen bu çevrim, Otto çevrimine genel olarak benzemekle birlikte Otto'dan ayrıldığı iki nokta vardır. Bunlardan birincisi yanma, sabit hacimde değil

sıkıştırma sonundaki sabit basınçta gerçekleşmesi, ikincisi ise silindir içine sadece hava emilerek sıkıştırılmasıdır.

Dört zamanlı dizel motorların emme süreci, benzin motorlarıyla hemen hemen aynıdır. Aradaki tek fark, silindir içine direk püskürtme yapılmayan benzin motorlarında yanma odasına yakıt–hava karışımı dolarken dizellerde her zaman sadece hava alınır. Bu yüzden, silindire aynı sıcaklık ve basınçta giren taze dolgunun girebilecek taze dolguya oranı olan volümetrik verim, dizellerde benzinli motorlara nazaran genellikle daha fazladır [29]. Havayla karışan yakıt şüphesiz ki silindire dolabilecek hava miktarını azaltır.

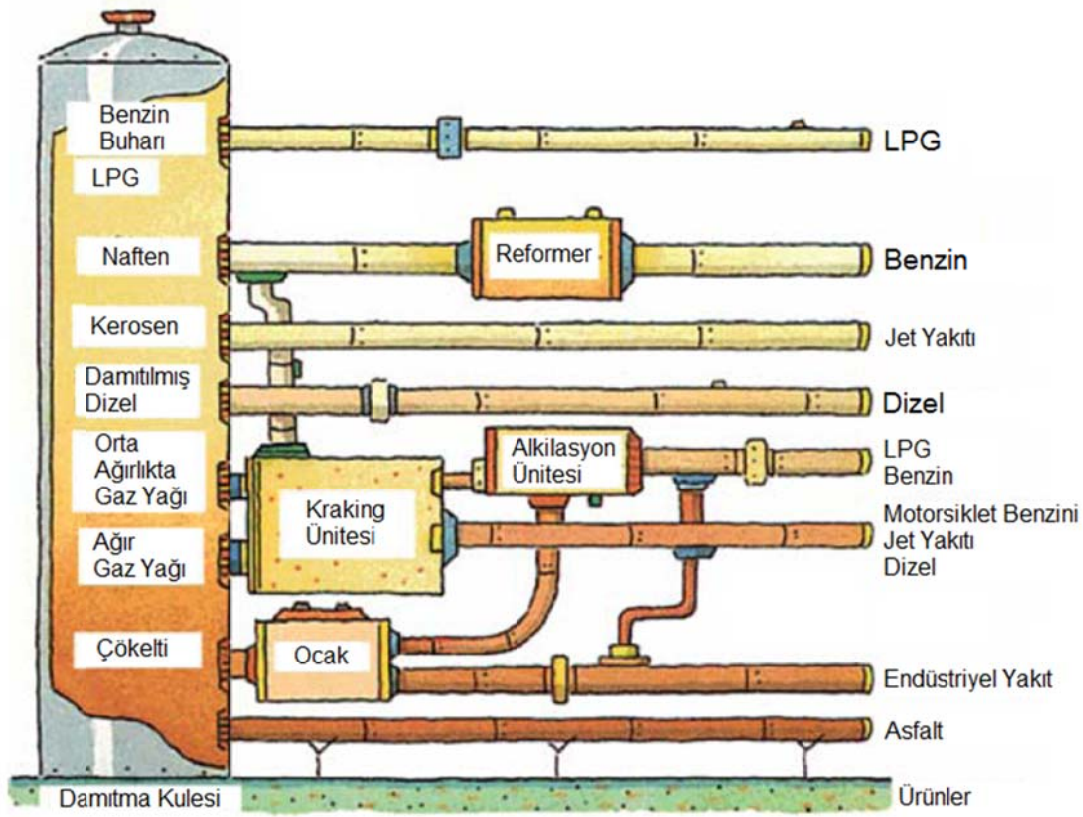
Sıkıştırma işlemi de benzinli motorlardaki muadiline benzer, ancak, sadece havanın daha yüksek sıkıştırma oranlarında sıkıştırılması bu süreç sonundaki ortalama sıcaklık ve basınçları sırasıyla 900–1200 K ve 3.0–5.0 MPa seviyelerine çıkarır [30].

Yanma ise sıkıştırmanın sonuna doğru püskürtme avansı ($\alpha_{PA} = 10 - 20^\circ \text{KMA}$) denilen ÜÖN'ya belli bir KMA kala püskürtülmeye başlanan yakıtın kendi kendine tutuşmasıyla başlar. Dizel motorlarda ilk yanma, ani ve çok hızlı olur. Bu haliyle, sabit hacimde yanmaya benzer, ancak daha sonra, farklı bölgelerde birbirinden bağımsız alevlenmelerle yanmanın olması yanma hızını düşürerek sabit basınçta yanmaya neden olur. Motor hızı arttıkça, önce mekanik olarak daha küçük damlacıklara ayrılan yakıtın daha sonra da buharlaşma nedeniyle bir tutuşma gecikmesi yaşaması yanmanın genişleme sürecine doğru kaymasına, dolayısıyla da motordan alınan gücün düşmesine sebep olur. Bunu engellemek için dizel motorlarda her zaman silindire yakıtın ihtiyacından çok hava ($\lambda > 1$) basılarak mümkün olduğunca homojen bir yakıt–hava karışımı elde edilmeye çalışılır. En iyi yanma koşulları ve en yüksek güç için de en yüksek basıncın ÜÖN'dan 12–15 $^\circ \text{KMA}$ sonra gerçekleşmesi sağlanır [31]. Bu süreçte azami basınç direk püskürtmelilerde 7.0–10.0 MPa, ön yanma odalılarda 4.0–8.0 MPa ve azami sıcaklık ise 1700–2100 K olur [30,31].

Genişleme süreci benzin motorlarındaki gibi olur. Yanmanın sonuna doğru piston AÖN'ya gelmeden egzoz süpabı açılarak başlar ve piston ÜÖN'yı geçtikten sonra kapanarak biter. Bu süreç sonundaki ortalama sıcaklık ve basınçlar sırasıyla 1000–1200 K ve 0.2–0.5 MPa olur [32].

2.3 İçten Yanmalı Motorlarda Kullanılan Yakıtlar

İçten yanmalı motorlarda benzin ve dizel gibi sıvı hidrokarbonlar, etanol ve metanol gibi çeşitli alkoller ve metan, etan, propan ve bütan gibi gaz yakıtlar kullanılır. Bunların içinden, genellikle, ham petrolün damıtılması yoluyla elde edilen benzin ve dizel en çok kullanılan sıvı hidrokarbonlardır. Ayrıca bu yolla, bütan ve propan gibi küçük moleküllü gaz yakıtlar ile asfalt ve ağır makina yağları gibi büyük moleküllü bileşikler de elde edilebilir [33]. Bu yolla elde edilen ürünler şekil 2.10'de şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.10 : Basitleştirilmiş rafineri şeması [34].

Ham petrol, çıkarıldıkları yerlere göre farklı oranlarda hafiften ağıra hidrokarbon bileşikleri içerirler. Bu bileşikler farklı sıcaklıklara ısıtılarak içerisindeki hidrokarbonlar önce buharlaştırılır daha sonra da yoğunlaştırılır. Bu işleme ham petrolün damıtılması denir. Ancak, bu yolla üretilen yakıt her zaman istenen miktarda elde edilmeyebilir. Bu gibi durumlarda büyük moleküllü hidrokarbonlara Krağıng denilen bir işlem uygulanarak daha küçük moleküllü yapılara dönüştürülür. Bu yöntem, özellikle, benzinin içindeki parafinlerin olefinlere çevrilerek benzine vuruntu direnci kazandırılması sırasında kullanılır [35]. Aynı işlem yakıtın tutuşma

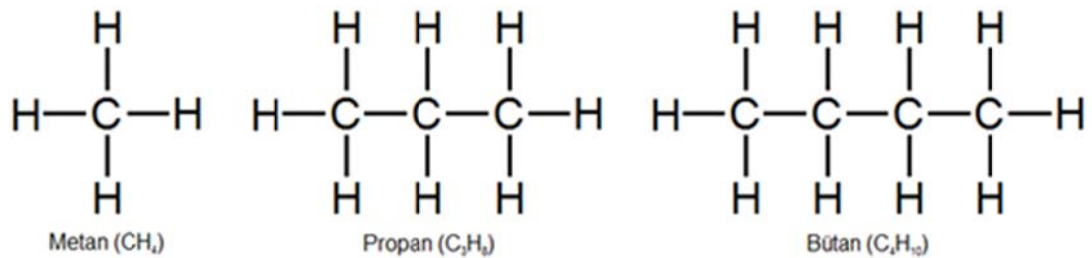
gecikmesini artırdığından dizel eldesine uygun bir yöntem değildir. Ayrıca Kraking'in tersine küçük molekülleri birleştirerek daha büyük molekülü yakıtların eldesine yarayan Hidrasyon, Fischer–Trops gibi sentez yöntemleri ile katalizörlerle benzinin oktan sayısını artıran bileşikler oluşturan Polimerizasyon ve İzomerizasyon gibi yöntemler de mevcuttur [36].

2.3.1 İtten yanmalı motorlarda kullanılan yakıtların sınıflandırılması

2.3.1.1 Sıvı hidrokarbonlar

Yapısında, dört bağ yapabilen karbon (C) ve tek bağ yapabilen hidrojen (H) olan hidrokarbonlar (HC), doğada O₂, N₂, S H₂O ve bazı metallerle birlikte bulunurlar. C_nH_m şeklinde formüle edilen bu bileşiklerde eğer C atomları kendi aralarında iki ve daha fazla sayıda bağ yapmıyorlarsa böyle moleküllere doymuş hidrokarbon molekülleri, yapıyorlarsa doymamış hidrokarbon molekülleri denir. Doymuş ya da doymamış olsun, çok çeşitli hidrokarbonlar vardır. Bunlar, parafinler, olefinler, asetilen, naftenler, aromalar ve alkoller diye gruplandırılabilirler.

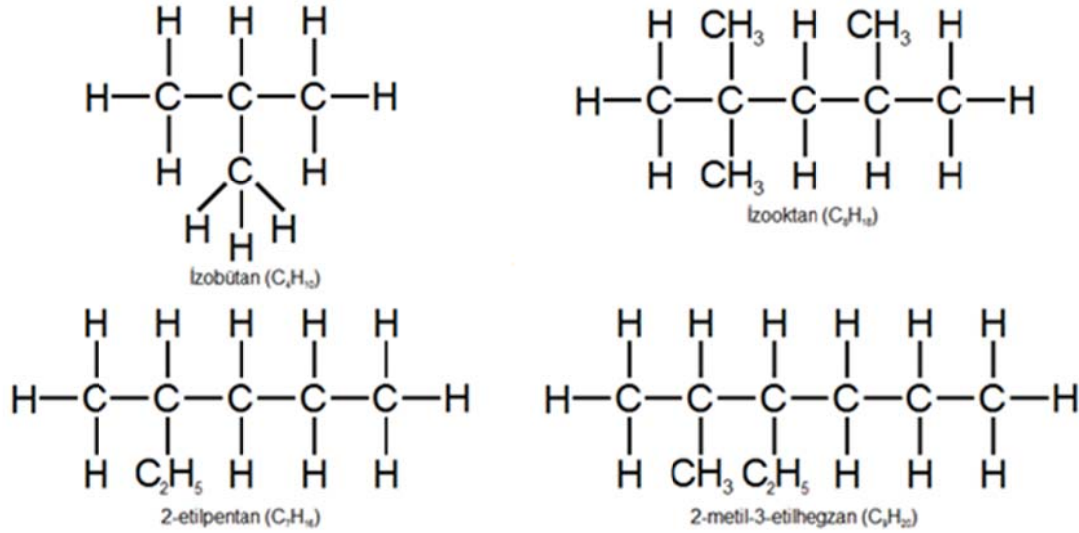
C_nH_{2n+2} olarak formüle edilen parafinler, doymuş hidrokarbon moleküllerinden olup H/C oranları en yüksek HC'lardandır. Yapıları basit, ısı değerleri yüksek, yoğunlukları 620–770 kg/m³ civarlarındadır. C atomlarının birbirlerine bağlanış şekillerine göre düz zincir grupları (normal parafinler) ve çatallı zincir grupları (izoparafinler) oluşturabilirler. Düz zincir grupları, ana zincirdeki C atom sayısı 1'den 10'a doğru ilerlerken sırasıyla met–, et–, prop–, büt–, pent–, hegz–, hept–, okt–, nond– ve dek– ön eklerine –an son eki takılarak isimlendirilirler. Ayrıca bu grupta moleküller, n 5'e kadar gaz, 5–15 arası sıvı, 16'dan fazla ise katı haldedir. Açık formüllerle şekil 2.11'deki gibi gösterilirler.



Şekil 2.11 : Normal parafinlere bazı örnekler.

İzoparafinler de doymuş HC moleküllerinden oluşurlar, ancak, ana zincirdeki C atomlarına –il son ekli H'ce doymamış molekül grupları bağlanırlar. Açık formülleri

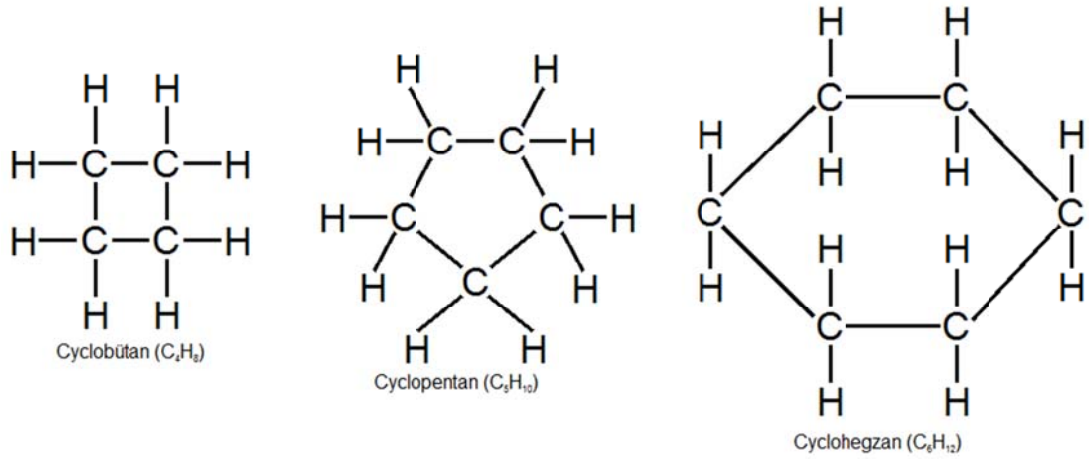
şekil 2.12’de gösterilen bu HC’lar ana zincirlerindeki C atomlarının sayısı ve dallanma yer ve gruplarına göre özel isimler alırlar.



Şekil 2.12 : İzoparafinlere bazı örnekler.

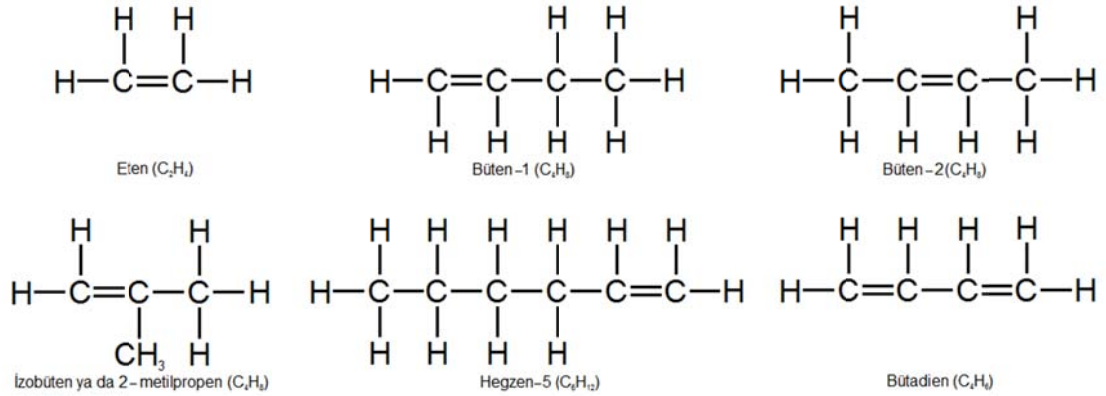
Bu dallanma ve grupların yerlerini belirtmek, aynı kapalı formüle sahip farklı şekillerde dallanmış yakıtların farklı özellikler gösterebileceği ihtimali dolayısıyla önemlidir. Atomları arasındaki bağlar normal parafinler kadar kolay parçalanmadığından tutuşmaya meyilli değildirler. Bu sebeple vuruntuya da meyilli olmadıklarından benzin yakıtı olarak kullanılmaya uygundurlar.

Genel formülleri C_nH_{2n} olan doymamış HC’lardan naftenler, halka şeklindeki tekli C bağlı yapıları ve düşük parçalanma meyilleri ile tutuşma meyilleri parafinlere göre az, izoparafinlere göre fazla olduğundan hem benzin hem de dizel yakıtı olarak kullanılabilirler [37]. Cycloparafin olarak da bilinen bu gruba ait HC’lara birkaç örnek şekil 2.13’te verilmiştir.



Şekil 2.13 : Naftenlere bazı örnekler.

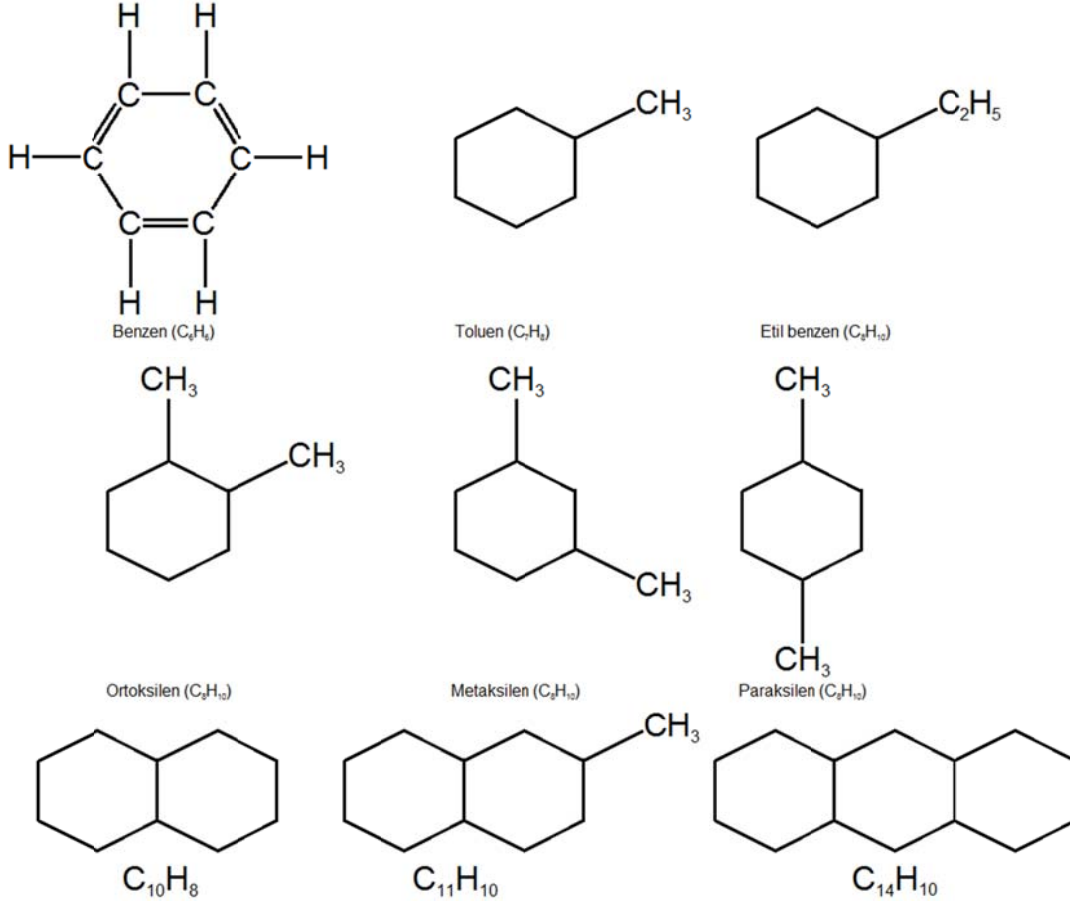
Doymamış HC’lardan oluşan olefinlerin genel formülleri C_nH_{2n} olanları mono–olefin ve C_nH_{2n-2} olanları dio–olefin olarak isimlendirilirler. Mono–olefinlerde bir çift C atomu, dio–olefinlerde ise iki çift C atomu çift bağ yapar. Bu grubun ısı değerleri düşük, yoğunlukları yüksek ve tutuşma meyilleri azdır ($620\text{--}820\text{ kg/m}^3$) [37]. Bu yüzden daha çok benzin motorlarında kullanılırlar ve ham petrolün damıtılmasıyla çok az elde edilebildikleri için üretimlerinde kraking metoduna başvurulur. Şekil 2.14’te bu grup HC’lara bazı örnekler verilmiştir. Okunuşu –en son ekiyle olur ve çift bağlı C atomlarının yeri belirtilir.



Şekil 2.14 : Mono–olefin ve dio–olefinlere bazı örnekler.

Aromatlar ise yapılarında çift bağlı C atomları bulunan halka şeklindeki HC’lardır. Genel formülleri C_nH_{2n-6} olduğundan ana yapılarını benzen oluşturur. Yoğunlukları yüksek ($800\text{--}850\text{ kg/m}^3$), ısı değerleri düşüktür [37]. Yapılarında çok sayıda çift bağlı C atomları olduğundan tutuşma meyilleri az, oktan sayıları yüksektir. Bu yüzden, benzinin vuruntu direncini artırma amaçlı kömürden elde edilerek kanserojen etkilerini de sınırlandırmak için az bir miktar benzine katılır. Şekil 2.15’te

başta temel aromatik benzen olmak üzere benzenden H kopartılarak onun yerine çeşitli molekül gruplarının ve başka benzenlerin farklı olasılıklarla bağlandığı aromatlara örnekler verilmiştir.



Şekil 2.15 : Mono-olefin ve dio-olefinlere bazı örnekler.

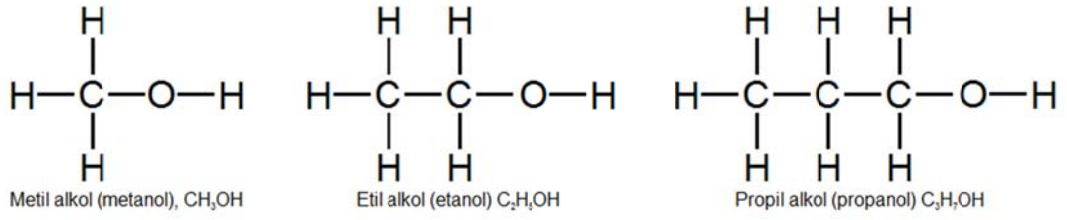
Asetilenler ise genel formülü C_nH_{2n-2} ve bir çift C atomu arasında üçlü bağ olan doymuş HC'lardır. En bilindik örneği şekil 2.16'da gösterilen asetilendir.



Şekil 2.16 : Asetilenin açık formülü.

2.3.1.2 Alkoller

HC'lara H yerine hidroksil ($-OH$) eklendiğinde oluşan yeni molekül alkoldür ve genel olarak $R-OH$ ile gösterilir. En basit alkollerden biri metil alkoldür ve etil alkol ve propil alkol ile şekil 2.17'de açık formülleri verilmiştir.



Şekil 2.17 : Bazı basit alkoller.

Alkoller petrol kökenli değildir ve tarım ürünleri artıklarından fermantasyon sonucu (etanol) bol ve ekonomik olarak ve kömürden (metanol) elde edilebilirler. Vuruntu direnci yüksek bir HC olan alkol, benzin motorlarında hiçbir yapısal değişikliğe gerek duyulmadan %10–15 oranlarında kullanılabildiği gibi yüksek gizli buharlaşma ısısı sebebiyle de taze dolgu sıcaklığını düşürerek volümetrik verimi artırır [38]. Tüm zararlı egzoz gazları olarak bakıldığında daha az emisyon üretirler ve yapılarında daha az sülfür vardır. Yandıklarında mol sayısı olarak daha fazla egzoz gazı üreterek silindir içi basıncını artırır. Böylece daha fazla güç elde edilebilir [39]. Ancak, içeriklerindeki O atomu her ne kadar yanma için daha az miktarda havaya ihtiyaç duyarsa da açığa çıkan net enerji miktarlarını neredeyse yarı yarıya düşürdüğünden motordan aynı miktar güç elde etmek için iki kat daha fazla yakıtı ihtiyaç vardır. Bunu sağlamak için de daha büyük bir depoya ve daha büyük ve güçlü bir yakıt sistemine gerek vardır [39]. Yapılarında benzine kıyasla daha fazla aldehit olduğundan doğaya salınan aldehit emisyonlarında artış olur. Ayrıca, alkoller bakır, pirinç ve alüminyum gibi birçok metal ve plastikler için benzinden daha koroziftir. Bu sebeple, yakıt sistemleri ve yanma odası tasarlanırken korozyon için önlem alınmalıdır. Daha yüksek gizli buharlaşma ısısı, soğuk ilk çalışmada problemleri de beraberinde getirir [39]. Düşük buhar basıncı, depodaki kaçaklar sebebiyle patlama riskini artırırken neredeyse görünmeyen alevi ve düşük alev sıcaklığı sorunları bir miktar benzin ilavesiyle halledilebilir [40].

Metanol ve etanol, motor yakıtı olarak en çok gelişme gösteren ve umut vadeden alkol çeşitleridir. Bu alkollerden metanol, İYM’larda tek başına kullanılabildiği gibi M10 ve M85 gibi sırasıyla %10 metanol, %90 benzin ve %85 metanol, %15 benzin şeklindeki artık standartlaşmış karışımlar halinde de bulunabilirler [40]. Ancak, alkollerin suyla her oranda karışabilme özellikleri bertaraf edilemezse heterojen alkol–benzin karışımları sonucunda motor kararsız çalışmaya başlar [40]. Metanol, kömür, petrol, doğal gaz, biyokütle, orman, doldurulmuş arazi ve hatta

okyanus gibi hem fosil hem de yenilenebilir enerji kaynaklarından elde edilebilir. Ancak, yaygın olarak kullanılması için karmaşık ve pahalı üretim yöntemlerinin ekonomik hale getirilmesi gerekir [40].

Etanol ise etilenden ya da birçoğu mısır, şeker pancarı, şeker kamışı ve hatta selülozdan gelen şeker ve tahılın fermantasyonuyla elde edilir. ABD ve Brezilya'da otomobil yakıtı olarak bol miktarda kullanılan etanolün üretiminin zorlu, maliyetli ve bazı çalışmaların gösterdiği üzere son kullanıcıya ulaşana kadar harcanan enerjinin fazla olması onu bir yakıt olarak kullanmanın önündeki en büyük engellerden biridir [41].

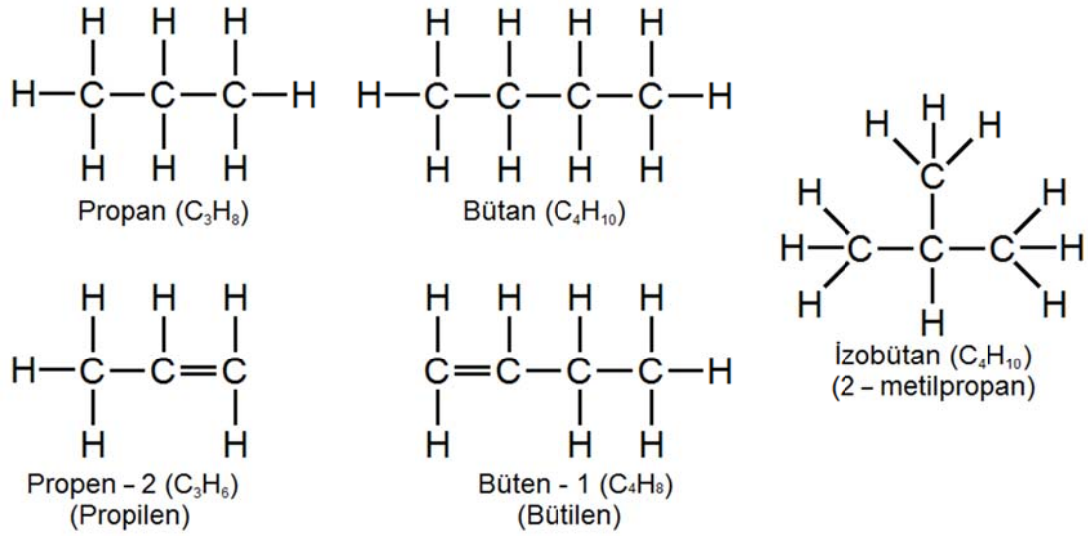
2.3.1.3 Gaz Yakıtlar

21. yy'da yollara çıkan araçların sayısındaki ve ülkelerin enerji ihtiyacındaki dramatik artış daha çok ve ekonomik yakıt gereksinimini artırdığından alternatif yakıtlara ilgi artmıştır. Gaz yakıtların İYM'larda da kullanılmaya başlanması bu ihtiyacın bir sonucudur. Benzine göre yüksek oktan sayıları ve düşük zararlı egzoz gazı salınımları sebebiyle tercih edilen gaz yakıtlar, motorlarda hava emiş kanallarına gaz olarak verildiğinde volümetrik verimin ve dolayısıyla motor gücünün düşmesine neden olmaktadır [38]. Ayrıca, depolama ve sızdırmazlık açısından dezavantajları olması sebepleriyle de yeterince yaygınlaşamamaktadırlar. Her ne kadar gaz yakıtların, volümetrik verim ve sızdırmazlık gibi teknolojik, depolama ve nakliye gibi lojistik problemleri çözüme kavuşturulsa da İYM'ların çoğu benzin ve dizel gibi sıvı yakıtlarla çalışabildiği için gaz yakıtlarla çalışabilir duruma getirilmesi bu yakıtların kullanımının önündeki en büyük engellerdendir. En yaygın kullanılan gaz yakıtlar, sıvılaştırılmış ya da sıkıştırılmış doğal gaz (LNG, CNG) ve sıvılaştırılmış petrol gazıdır (LPG).

3. ALTERNATİF YAKIT OLARAK LPG

Açılımı sıvılaştırılmış petrol gazı olan LPG, propan ve bütan gazlarının belli oranlarda karışımından oluşur. Eğer bu gazlar, ham petrolden elde edilirse işlenmiş, Kuzey Denizi'ndeki petrol yataklarından çıkarıldığı şekilde olduğu gibi içinde ağır HC'lar yoksa işlenmemiş gazlar olarak adlandırılırlar [42]. Ham petrolün bileşenlerinden oluşan bu gaz, normal şartlar altında (NŞA) gaz halinde bulunurken orta yükseklikteki basınçlarda sıvılaştırılabilir.

Ham petrol rafinerilerinden elde edilen LPG, doymuş propan ve bütan dışında başka HC bileşenlerini de içerirler. İzobütan, propilen ve bütilen gibi bunların başlıcaları şekil 3.1'de gösterilmiştir.



Şekil 3.1 : LPG'nin ana bileşenleri.

İlk önceleri rafinerilerde ısıtma amaçlı kullanılan LPG'nin yakıt olarak kullanılmaya başlanması II. Dünya Savaşı öncesine kadar uzanır. Savaş sonrası yerel sanayi ve ticari uygulamalara da açılrsa da asıl yaygın kullanımına standartlaşmadan sonra ulaşılmıştır. Günümüzde ise otomotiv endüstrisinin ihtiyaçlarını karşılayabilen bu yakıt, mevsim ve ülke bazında çok çeşitli propan-bütan karışım oranlarıyla piyasada varlığını sürdürmektedir. Çeşitli ülkelerde yaz ve kış aylarında satılan LPG'nin propan/bütan oranları çizelge 3.1'de verilmiştir.

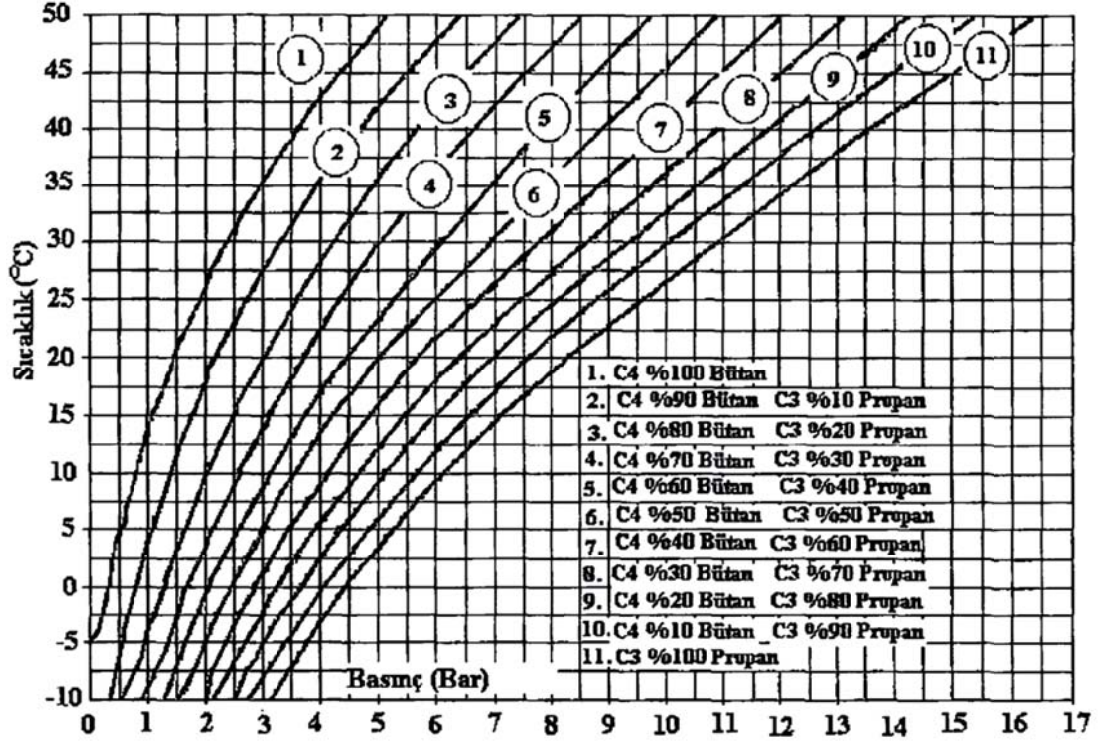
Çizelge 3.1 : Bazı ülkelerde yaz ve kış aylarında satılan LPG'nin propan/bütan oranları [22].

Ülke	Propan (%) / Bütan (%) Oranı	
	Yaz	Kış
Türkiye	30/70	50/50
Almanya	100/0	
Danimarka	50/50	70/30
İngiltere	100/0	
Avusturya	20/80	80/20
Hollanda	30/70	70/30
İsveç	100/0	50/50
İsviçre	100/0	

LPG'deki bu yaz ve kış aylarında görülen yüzde karışım farklılıkları, karışımı oluşturan propan ve bütanın fiziksel özelliklerindeki farklardan kaynaklanır. Propan ve bütanın ilk kaynama noktaları aralarındaki fark ve farklı ortam sıcaklıklarında ve karışım oranlarında farklı buhar basınçlarına sahip olmaları, yerel bazda bu kullanım farklarını doğurmuştur. Şekil 3.2'de, değişik propan/bütan oranlarında LPG'nin buhar basınç eğrileri verilmiştir. Bu eğrilerden, sıcaklık arttıkça LPG'nin buhar basıncının artarak arttığı görülmektedir. Ayrıca, çizelge 3.2'deki LPG'nin yaklaşık özelliklerinden görüldüğü üzere propan, bütandan daha düşük sıcaklıklarda kaynamaya başladığından kış aylarında çizelge 3.1'de görülen ülkelerin kullandıkları LPG'de propan yüzdesini artırdıkları ya da sadece propan kullandıkları anlaşılabılır.

3.1 LPG'nin Çeşitleri

Üretilecek LPG yakıtları, Türk Standartları Enstitüsü (TSE) tarafından çeşitli iklim ve kullanım şartlarında, içeriğinde bulunması gereken ana HC oranına göre sınıflandırılmıştır. Bu yakıtlara ait özellikler çizelge 3.2'de verilmiştir.



Şekil 3.2 : LPG buhar basıncına bağlı sıcaklık eğrileri [23].

- **Ticari propan:** Esas olarak propan (şekil 3.1) ve propilenden (şekil 3.1) üretilen kütlece % 95 saflıktaki uçuculuğu yüksek bir HC olan bu fiziki metotlarla sıvılaştırılabilen gaz karışımı, soğuk iklimli bölgelerdeki evlerde, ticari ve endüstriyel amaçlı yerlerde daha homojen bir karışım oluşturduğu için kullanılır [24].
- **Ticari bütan:** Esas olarak bütan (şekil 3.1) ve bütilenden (şekil 3.1) üretilen kütlece % 95 saflıktaki uçuculuğu düşük bir HC olan bu fiziki metotlarla sıvılaştırılabilen gaz karışımı, ılıman iklimli bölgelerde yakıt olarak kullanılır [24].
- **Ticari propan–bütan karışımı:** Orta seviyede uçucu olan ve belirli ihtiyaçları karşılayabilecek özelliklerde geniş bir karışım oranı aralığında elde edilebilen bir yakıt olan bu karışım, evler, ticari ve endüstriyel amaçlı yerler gibi geniş bir kullanım alanına yayılır. TÜPRAŞ bünyesindeki rafinerilerde % 30'u propan, % 70'i bütan olacak şekilde üretilip Türkiye'de satılan LPG üzerinde iyileştirme çalışmaları halen sürmektedir [24].

Çizelge 3.2 : Bazı ülkelerde yaz ve kış aylarında satılan LPG'nin propan/bütan oranları [22].

Genel Özellikler		Birim	Ticari Propan	Ticari Bütan	Ticari Bütan – Propan Karışımı
Bileşimi			Başlıca propan, propilen, etan, etilen ve bütandan meydana gelen hidrokarbon karışımıdır.	Başlıca bütan, bütilen ve propandan meydana gelen hidrokarbon karışımıdır.	Ticari propan ve ticari bütandan meydana gelen hidrokarbon karışımıdır.
Kokusu			Orjinali kokusuzdur. Etilmerkaptan ile kokulandırılmıştır.	Orjinali kokusuzdur. Etilmerkaptan ile kokulandırılmıştır.	Orjinali kokusuzdur. Etilmerkaptan ile kokulandırılmıştır.
Buhar Basınçları	20 °C 40 °C 45 °C 55 °C	bar bar bar bar	9.2 15.3 17 20.4	1 2.8 3.4 4.6	3.5 6.6 7.5 9.3
İlk Kaynama Noktası*		°C	- 42	- 9	- 18
1 m ³ sıvının Ağırlığı		kg	509	582	547 – 573
Sıvı Halinde Suyu Göre Yoğunluğu		kg/m ³	0.509	0.582	0.560
Gaz Halinde Havaya Göre Yoğunluğu		kg/m ³	1.5	2.01	1.84
Molekül Ağırlığı		g/mol	44.1	58.1	53.5
Gaz Hacmi / Sıvı Hacmi**			272	238	248
Alt Isıl Değeri***		kcal/kg	11.100	10.900	10.960
Tutuşma Sıcaklığı (havada)		°C	493 – 549	482 – 538	482 – 549
Buharlaştırmadan Sonra Toplam Isıtma Değeri		kcal/kg	11.950	11.740	11.800
Maksimum Alev Sıcaklığı		°C	1980	2008	2000
Yanma Ürünleri	CO ₂ N ₂ H ₂ O	% % %	11.6 72.9 15.5	12 73.1 15	11.9 73 15.1
Maksimum Kükürt Miktarı		mg/kg	185	140	140
10 ml Buharlaştımasıyla Kalan Miktar		En Çok	0.05	0.05	0.05
Hava Gaz Karışımında Patlama Sınırları	Alt Limit Üst Limit	% %	2.15 9.6	1.55 9.6	1.55 9.6

* : 1 bar basınçta sıvı LPG'nin gaz fazına geçmeye başladığı sıcaklık değeridir.

** : Birim hacimdeki sıvı LPG gaz fazına geçtiğinde hacmindeki büyümenin oranıdır.

*** : 1 kg LPG'ni yanmasıyla elde edilen ve yanma ürünlerinden suyun sıvı fazda olduğu durumdaki ısı miktarı

- **Özel hizmet propanı:** Orta süratte ve vuruntusuz çalışması gereken İYM'larda esas olarak propandan üretilerek fiziki metotlarla sıvılaştırılabilen bu gaz karışımı, kütlece % 98 saflıktadır [25].

3.2 LPG'nin Özellikleri

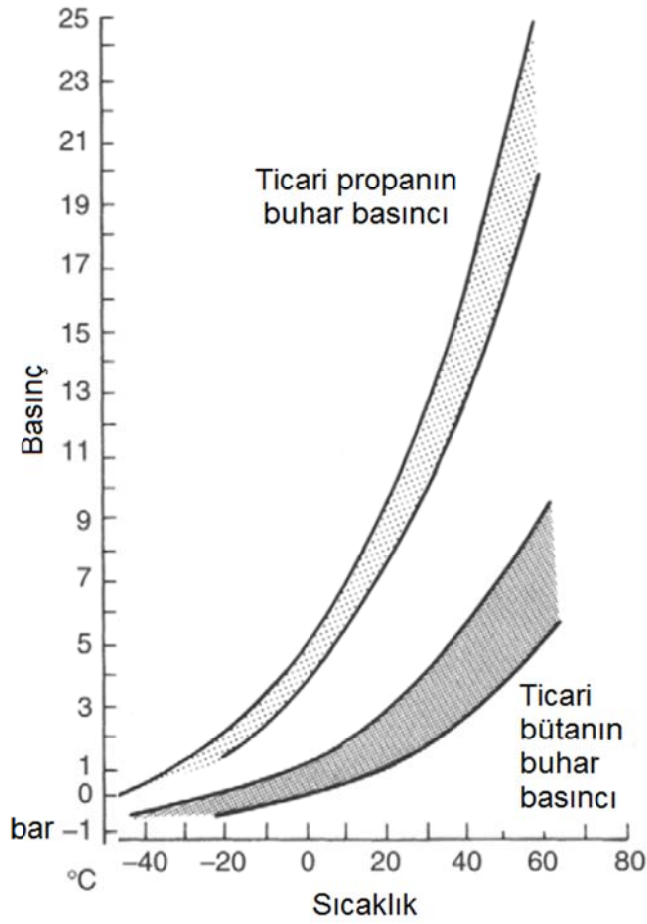
3.2.1 Buhar basıncı

Bir sıvının, herhangi bir sıcaklıkta buharıyla dengede, yani buharlaşma hızıyla yoğunlaşma hızının eşit olduğu basınca, o sıvının buhar basıncı denir. Bu basınç, ortam sıcaklığında gaza uygulanması gereken basınç olduğundan gazın depolama birimlerinin kullanım ve tasarım gereklerini etkilediği için son derece önemlidir.

Ticari propan ve bütan, bu HC'ların yanında önemli oranda benzer doymamış molekül ve küçük miktarlarda bunlara yakın HC'lar ihtiva ederler. Şekil 3.3'te ticari propan ve bütanın basınç–sıcaklık eğrileri yer almaktadır. Daha düşük kaynama noktası sıcaklığından dolayı, propandan bütana göre daha uzun süre daha yüksek oranlarda buharlaşma ve aynı zamanda, düşük sıcaklıklarda bile daha kabul edilebilir basınçlar elde edilebilir [21].

3.2.2 Alt ısı değeri

Birim hacimdeki gazın tamamının yakılmasıyla ortaya çıkan toplam ısıdan ürünlerde bulunan gaz fazındaki suyun hepsinin yoğuşması için gereken ısının çıkarılmasıyla bulunan net ısıdır. Reaktiflerin başlangıç sıcaklık ve basınçları bu çalışmada sırasıyla 20 °C ve 0.1 MPa olarak kabul edilmiştir. Ayrıca, termodinamik hesaplarda alt ısı değerinin kullanılmasının nedeni, egzoz gazı sıcaklıklarının suyun kaynama noktasının çok üzerinde olması sebebiyle reaksiyonun iki tarafında da aynı miktar enerji içerip ne negatif ne de pozitif iş yapmasıdır. LPG, yüksek ısı değerlere sahip olduğu için verimli kullanıldığında yüksek iş yapma potansiyeline sahiptir. Çizelge 3.3'te bazı yakıtların alt ısı değerleri verilmiştir.



Şekil 3.3 : Ticari propan ve bütanin basınç/sıcaklık eğrileri [21].

Çizelge 3.3 : Bazı yakıtların alt ısı değerleri [19].

Yakıtlar	Alt Isıl Değer (sıvı) [MJ/kg]	Alt Isıl Değer (gaz) [MJ/m ³]
Benzin	44.0	–
Dizel	42.5	–
Doğal Gaz	–	35.0
Propan	–	85.5
Bütan	–	112.0
LPG*	–	102.576

*: Bu çalışmadaki termodinamik hesaplarda kullanılan LPG'nin alt ısı değeri

3.2.3 Kaynama noktası

Bir sıvının kaynama noktası, o sıvının buhar basıncının dış ortam basıncına eşit olduğu sıcaklıktır. Literatürde bu değerler, 1 atm yani 1.01325 bar mutlak dış basınca göre belirlenir. Çizelge 3.2'de de görüldüğü gibi propan ve bütanın kaynama noktaları arasında yaklaşık 35⁰'lik bir fark vardır. Bu fark, mevsimden mevsime ve

ülkeden ülkeye propan ve bütanın değişik oranlarda karıştırıldığı LPG kullanımına neden olmaktadır (bkz. çizelge 3.1), çünkü şekil 3.3'te de görüleceği üzere sıcaklığın artması propan ve bütanın buhar basınçlarını ciddi oranda artırmasıyla beraber ikisini de aynı miktar artırmamaktadır; propan bütana göre daha hızlı artmaktadır. Bu nedenle de sıcak bölgelerde bütan, soğuk bölgelerde propan fazlalı LPG kullanılır. Ayrıca, depolanan LPG azaldıkça sıvı fazdan gaz fazına geçiş artacağından farklı oranlarda faz değiştiren propan ve bütanın LPG karışımındaki miktarları değişir. Bu durum çizelge 3.4'te örneklenmiştir.

Çizelge 3.4 : Yakıt deposunda kalan yakıt yüzdeleri [25].

Tam Dolu		$\frac{1}{2}$ Dolu		$\frac{1}{3}$ Dolu	
Propan	Bütan	Propan	Bütan	Propan	Bütan
% 30	% 70	% 12	% 88	% 5	% 95
% 50	% 50	% 29	% 71	% 17	% 83
% 70	% 30	% 54.5	% 45.5	% 43	% 57

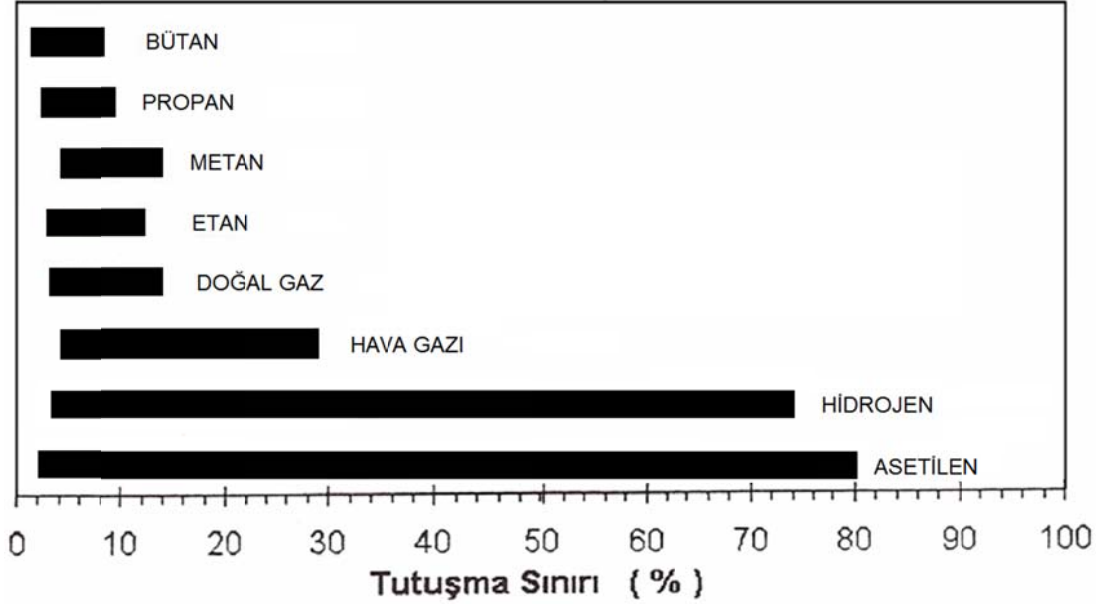
3.2.4 İzafi yoğunluğu

Çizelge 3.2'de de görüleceği üzere, sıvı fazdaki propan ve bütan suya göre yaklaşık yarı yarıya daha hafiftir. Ancak, gaz fazındaki ticari propan ve bütan havaya göre sırasıyla yaklaşık 1.5 ve 2.0 kat daha ağırlardır ki bu durum havadan daha hafif olan doğal gazla aralarındaki en önemli farklardan birini doğurur. Bu farktan, iki önemli sonuç ortaya çıkar. Birincisi, doğalgazla çalışan bir ekipman LPG'yle çalışır duruma getirildiğinde, belli bir çaptan aynı basınçta geçen iki farklı gazın miktarı gazların yoğunluklarının karesiyle ters orantılı olduğu için sabit basınçta aynı püskürtme ağız çapından çıkan gazın miktarı düşer. Bu sebeple, püskürtme ağız çapı istenen gaz debisine göre değiştirilmelidir. İkincisi ise, havadan daha ağır olan propan ve bütanın herhangi bir kaçak sırasında zeminde, kanalda ya da bodrum/mahzen gibi yerlerde toplanacağı öngörülebileceğinden gerekli güvenlik önlemleri alınmalıdır.

3.2.5 Tutuşma sınırları

Bir yakıtın alev alabilmesi için gaz fazında hacmen havayla belli bir asgari ve azami oranlar arasında karışmış olması gerekir. Bu sınırların dışına çıkıldığında ya yakıt yeterli oksijeni bulamaz ya da yanmayı sürdürecekt kadar yakıt olmaz. LPG, yaklaşık % 2 ila % 10 arasında havayla karışırsa alev alabilir. Diğer birçok yakıtta göre daha

dar bir aralığa sahip olduğu şekil 3.4'te de görülen LPG, bu bağlamda daha güvenilir bir yakıttır. Ancak, aşırı zengin bir karışım olarak nakledilirken kazara bir sızıntı olması çok tehlikeli sonuçlar doğurabilir.



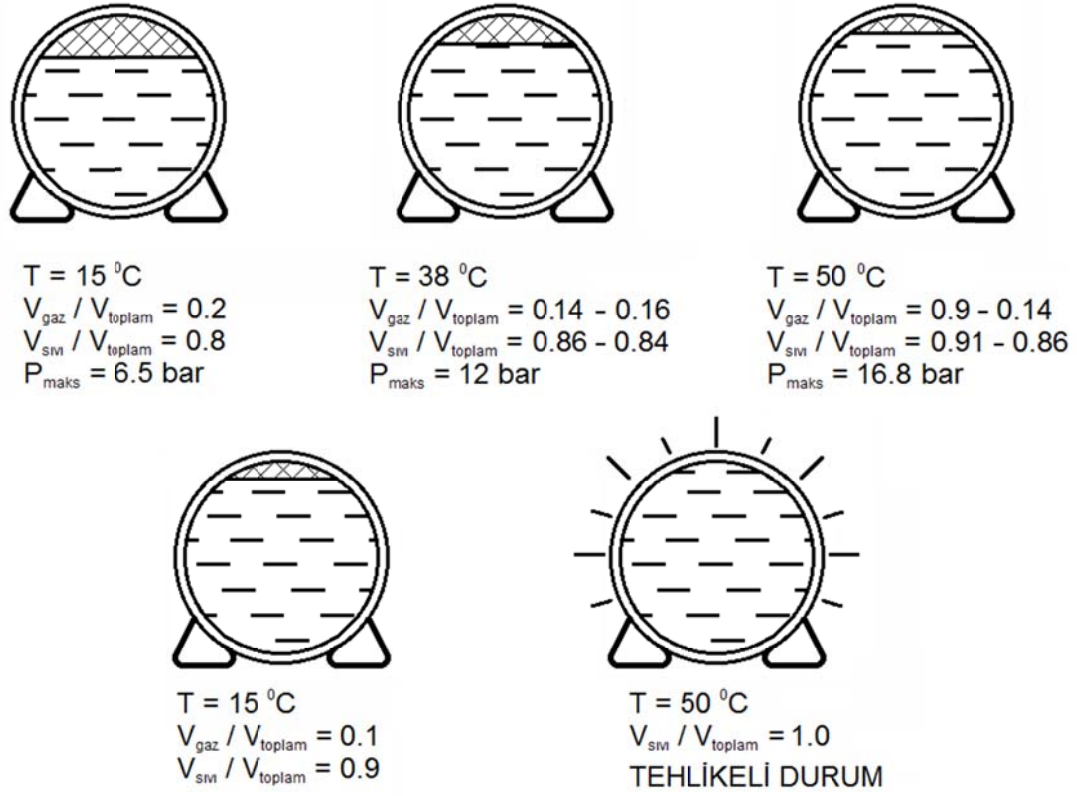
Şekil 3.4 : Bazı yakıtların tutuşma için hava ile hacmen karışma aralıkları [25].

3.3 LPG'nin Taşıma Ve Depolanması

LPG'nin en büyük avantajlarından biri de gaz fazında kullanılıp sıvı fazında taşınabilmesidir. 100 gr'lık çakmaktan 15 tonluk tanklere kadar birçok şekilde depolanıp bir yerden başka bir yere götürülebilir. Sıvı fazda nakledilen LPG, basınçlı kaplarda muhafaza edilmelidir. LPG için Ulaştırma ve Sanayi Bakanlıkları ile TSE'nin hazırladığı yönetmelik ve standartlara göre üretilip test edilen basınçlı nakliye kapları yani daha bilindik adıyla LPG tankları, yüksek kaliteli çelikten üç parça halinde yapılarak su altı ark kaynağı ile birleştirilir. Daha sonra 45 bar basınca bir dakika için hiçbir şişme, sızıntı, akma, çatlama ve esneklik belirtisi göstermeden dayanması beklenir [25]. Uluslararası sularda deniz yoluyla nakledilen LPG ise yine sıvı fazda saklanır, ancak LPG'yi sıvı fazda tutmak için binlerce ton LPG'yi muhafaza edecek kadar büyük tankları üretmek kadar herhangi bir kaza anında olacak felaketin boyutunu küçültmek de önemli olduğundan tasarım, konstrüksiyon ve montajı ekonomik ve daha güvenli olan soğutma sistemleri tercih edilir.

Basınçlı kaplarda saklanan LPG'nin, 15 °C sıcaklık ve % 80 doluluk oranına sahip olması beklenir. Kabın iç basıncını LPG'nin buhar basıncı sağladığı ve hem sıvı

fazındaki LPG'nin genleşme katsayısının yüksek hem de LPG'nin buharlaşma açısından sıcaklığa fazla duyarlı olduğu için bu kurala kesinlikle uyulmalıdır. Aksi taktirde, kabın iç basıncı dramatik oranda artarak kazalara neden olabilir. Bu durumla ilgili örnekler şekil 3.5'te verilmiştir.



Şekil 3.5 : Sıcaklık değişiminin ve başlangıç dolum oranının iç basınca etkisi [25].

3.4 LPG'nin İçten Yanmalı Motorlarda Yakıt Olarak Kullanılması

İYM'larda bir sıvının ya da gazın yakıt olarak kullanılabilmesi için öncelikle bazı gerekleri sağlaması gerekir. Ancak, çevrim tipine göre motorların yakıt tipi ihtiyacı değiştiğinden hatta çeliştiğinden ilk olarak çevrimlerin ihtiyaçları saptanmalıdır. Benzin motorları, sabit hacimde, çok hızlı ve başlangıcı kontrol edilebilir bir yanmaya gereksinim duyar. Bunu için de yakıtın kolay ve hızlı buharlaşan yani uçucu ama kendi kendine alev alamayacak kadar da dayanıklı yani vuruntu direncinin ve oktan sayısının yüksek olmasını ister. Dizel motorları ise belli bir zamana yayılmış, benzin motorlarına göre daha yavaş ve mümkün olduğunca sabit basınçta bir yanmayı tercih eder. Bunu sağlayacak yakıtın da düşük viskozite ve yüzey gerilimli ve ayrıca, tutuşma meylinin yüksek olması beklenir, çünkü dizel yakıtı direk silindir içine püskürtüldüğü ve tutuşma belli bir gecikmeyle başladığı

için bu yakıtın çok hızlı bir şekilde küçük taneciklere ayrılan, akışkanlığı yüksek, uçuculuğu az ama tutuşma meylinin yüksek olması gerekir. Ancak, kolay tutuşan yakıtların aynı zamanda uçucu olması nedeniyle dizelde bu konuda bir optimizasyona gidilir ve püskürtme sistemleriyle ilk tutuşan yakıt buharının mümkün olduğunca az olması sağlanır. Bu sayede, dizel vuruntusu denilen ve benzin motorlarındaki ani yanmaya örnek gösterilebilecek bu olayın sonucunda oluşan ani basınç artışı azaltılır.

LPG, benzinden bile yüksek oktan sayısı (> 100) ve atmosfer basıncı civarında gaz fazında olması sebepleriyle benzin motorlarının çevrim tipine daha uygunlardır. Ayrıca, tutuşma için hava ile karışma sınırlarının dar olması, kaynama noktasının benzine göre çok düşük sıcaklıklarda olması sebebiyle havayla çok çabuk ve daha homojen karışması ve dolayısıyla, daha verimli ve temiz yanması gibi nedenlerle İYM'lara güçlü bir alternatif yakıt olmaktadır. Bunlara ek olarak, motorların yağ tktim ve parçalarının aşınması problemlerine olumlu katkı yaptığı da bilinmektedir [25]. Her ne kadar LPG tankının ağır ve bir o kadar benzin tankına göre büyük oluşu araca ilave yük ve bagaj hacminin küçülmesi sorunlarını beraberinde getirse de benzinli araçlar LPG kullanır hale dönüştürülmektedir. Gelen ek maliyet ise iki yakıt arasındaki fiyat farkından ötürü kısa sürede kendni amorti eder.

4. TAŞITLARDA LPG KULLANIMI

LPG gibi gaz yakıtların araçlarda kullanımı, daha çok sıvı yakıtlı araçların gaz yakıtıya dönüştürülmesi şeklinde olmaktadır. Bu dönüşüm sırasında, başta yakıt deposu olmak üzere aracın bütün yakıt püskürtme sistemi değiştirilmektedir. Karbüratörlü sistemlere uyanlardan tam elektronik püskürtme sistemlerine kadar birçok seçeneği olan bu sistemler, ülkelerin belirledikleri egzoz emisyon standartlarına göre geliştirilmişlerdir.

4.1 Taşıtlarda Kullanılan LPG Teknolojileri

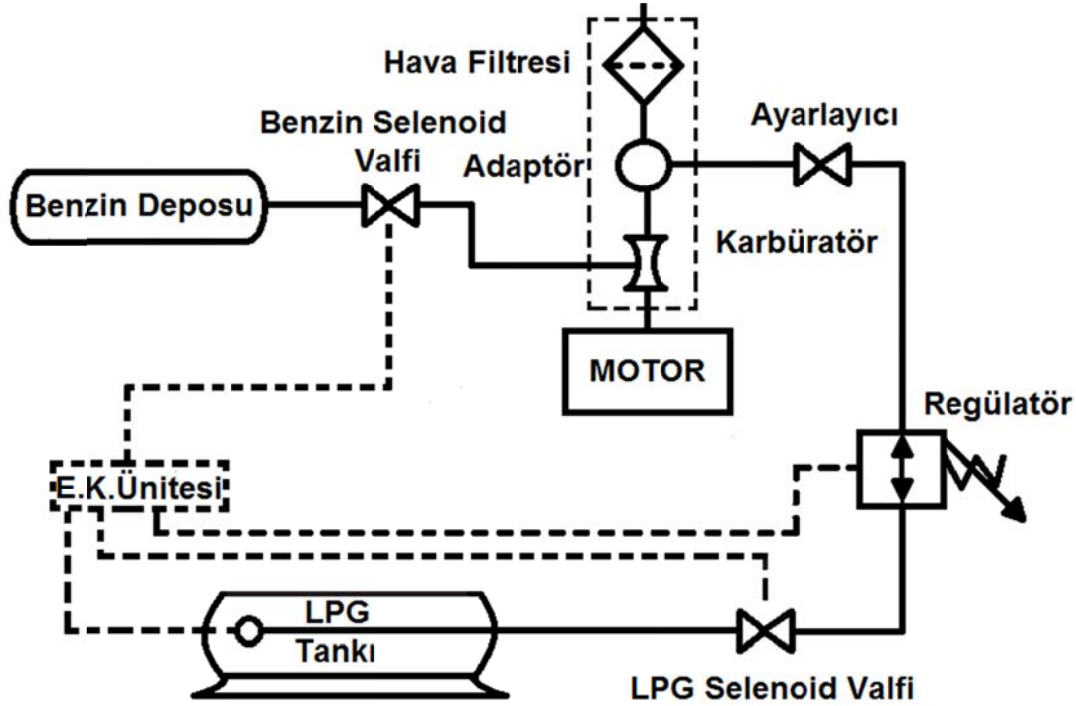
LPG püskürtme sistemleri, teknolojik gelişimleri ve kontrol edilebilirlik düzeyleri göz önüne alınırsa üç grupta toplanabilir.

- i. Mekanik kontrollü basit karıştırıcı sistemler (1. nesil)
- ii. Elektronik kontrollü basit karıştırıcı sistemler (2. nesil)
- iii. Elektronik kontrollü LPG püskürtme sistemleri (3. nesil)

4.1.1 Birinci nesil LPG dönüşüm sistemleri

İlk üretilen ve en basit LPG püskürtme yöntemi olan bu sistem, karbüratörlü motorların LPG dönüşümünde kullanılmıştır. Bu sistemde, bir selenoid valf vasıtasıyla yakıt deposundan sıvı halde alınan yakıt, bir basınç regülatörü/buharlaştırıcı yardımıyla emme manifoldunda yer alan bir gaz karıştırıcıya gönderilerek hava ile karıştırılır. Çift yakıtlı çalışma durumunda ise benzin hattına ayrıca bir de elektromanyetik açma/kapama valfi yerleştirilir. Bu sayede, valf açıkken hem benzin hem de LPG, kapalıyken sadece LPG püskürtülebilmektedir. Basınç regülatörüne ise motor suyu bağlanarak LPG'nin gaz fazına geçerken ihtiyacı olan ısıyı sıcak sudan çekmesi sağlanır. Bunun faydası, buharlaştırıcının donmasını engellemesidir. Yanma odasına dolan karışımın tamamı gaz fazında olduğundan silindire dolabilecek havanın bir kısmı ile yakıt yer değiştirdiği için volümetrik verim düşer. Ayrıca, egzoz sisteminden herhangi bir bilgi geri bildirimi de olmadığı için

hava fazlalık katsayısının kontrolü de söz konusu değildir. Bu sebeplerle, motorun performansı düşer ve yakıt tüketimi artar. Şekil 4.1’de bu sistem şematik olarak gösterilmiştir.



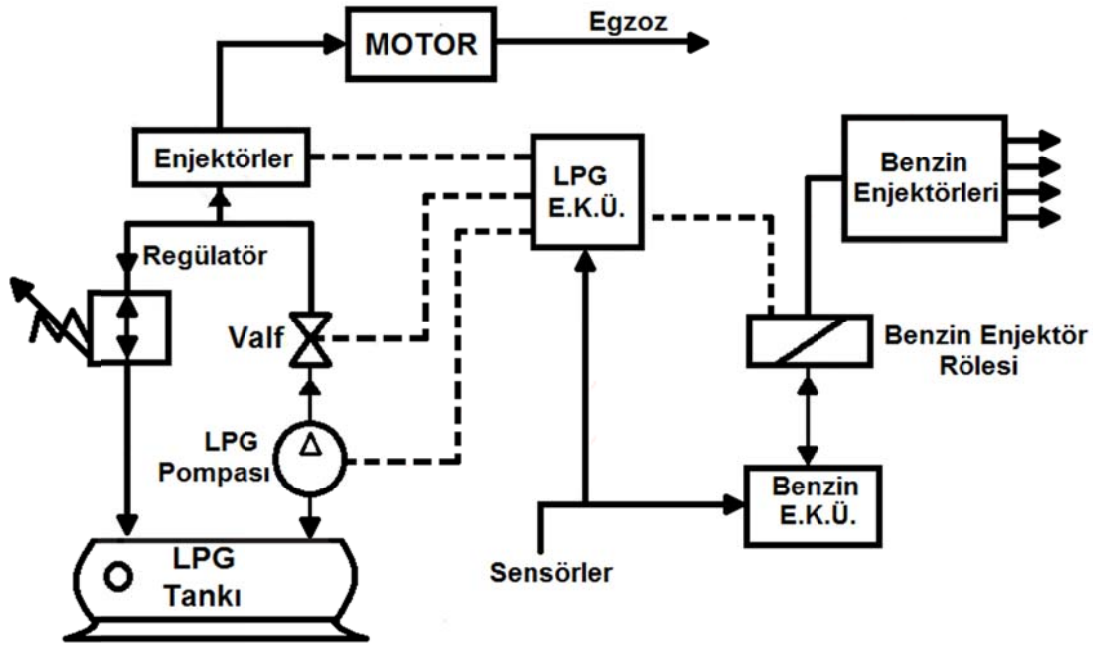
Şekil 4.1 : Birinci nesil LPG dönüşüm sistemi şeması [26].

4.1.2 İkinci nesil LPG dönüşüm sistemleri

İkinci nesil LPG dönüşüm sistemleri, birinci nesillerin eksiklerini gidermek adına ciddi yol kat etmişlerdir. Öncelikle, egzoz sisteminde uygun bir yere yerleştirilen lamda sensörüyle egzoz gazı içinde bulunan O_2 miktarı sürekli ölçülerek önceden elektronik kontrol ünitesine (EKÜ) yüklenen yazılıma göre gaz karıştırıcısına uygun miktarlarda yakıt püskürtülmesi sağlanır. Böylece, hava fazlalık katsayısı genellikle stokiometrik karışım oluşturacak şekilde ayarlanarak motordan en yüksek ısı verim alınmaya çalışılır. Ancak, bu sistemin de volümetrik verimi iyileştirmek adına bir faydası yoktur. Egzoz sistemine eklenen yanma sonrası katalitik dönüştürücülerle ise emisyonlar azaltılabilir.

Orijinalinde yakıt enjeksiyon sistemi bulunan taşıtlara uygulanan bu dönüşüm sisteminde, ek olarak bir lamda sensörü, devir sayısı, gaz keleşi konumu, motor sıcaklığı gibi motor parametrelerini değerlendiren bir elektronik kontrol ünitesi ve gaz debisini değıştiren bir debi ayar valfi bulunmaktadır. LPG sisteminin kendi kendine öğrenme özelliğı sayesinde kullanım ömrü boyunca tekrar ayarlanmasına

sistemlerini son teknoloji ürünü olan taşıtlara tam olarak uygun hale getirmektedir. Şekil 4.3'te bu sistem şematik olarak gösterilmiştir [27].



Şekil 4.3 : Üçüncü nesil LPG dönüştürme sistemi şeması [26].

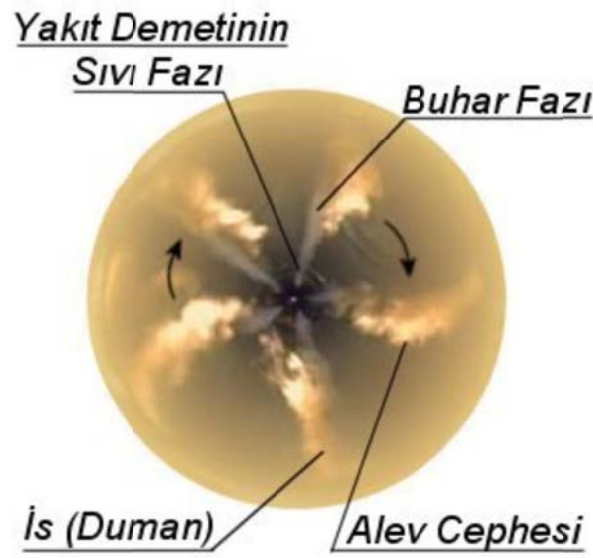
5. MR-PROSES VE GAZ YAKITLARA UYGULANIŞI

Dizel motorlar, yüksek sıkıştırma oranlarında kullanılabildikleri için termodinamik olarak daha verimli motorlar olduklarından teorileri ortaya konduğundan beri üzerlerinde geliştirme çalışmaları yapılmaktadır. Nitekim, yapılan çalışmalar sonucunda, çok çeşitli yanma odası geometrilerine sahip motorlar üretilmiştir. Ancak, yakıt püskürtmenin sıkıştırma esnasında olması yanma parametrelerinin kontrolünü zorlaştırdığından bilinen ve test edilebilir yanma odaları ve prosesleri üzerine gidilmiştir.

5.1 Direk Püskürtmeli Dizel Motorlar

Bu proseslerden ilki, “Hacimsel Karıştırma” yöntemi olarak da bilinen, günümüz “açık” tipli yanma odalarına sahip modern direk püskürtmeli dizel motorlarının çoğunda kullanılan yöntemdir [28]. Bu yanma odaları, ilk olarak XX. yy’ın 30’lu yıllarında Hesselman tarafından önerilse de popüleritesini günümüze kadar korumuştur. Bu yanma odaları, ortalarına yerleştirilen çok delikli enjektörlerden püskürtülen yakıt demeti mümkün olduğu kadar yanma odası duvarlarına çarpmayacak şekilde tasarlanırlar. Burada amaç, yakıtı yanma odası duvarlarına ulaştırmadan küçük damlacıklar haline getirip buharlaştırarak havayla mümkün olduğunca homojen bir karışım oluşturmaktır. Bu sayede, hesaplanabilir ve ölçülebilir parametreler üzerinden çalışmalar sürdürülebilmektedir. Ancak, yakıt damlacıklarını daha fazla küçülterek daha homojen bir hava-yakıt karışımı elde etmek için püskürtme basıncının sürekli artırılması ve daha küçük enjektör delik çaplarının kullanılması, piroliz denilen HC’ların atomik bağlarının kopması olayını tetikleyerek is (serbest C atomu) oluşumunu ciddi oranda artırmıştır. Şekil 5.1’de is oluşumu açık bir şekilde görülmektedir. Havanın silindirlere bir döngü hareketi verilerek doldurulması is oluşumunu bir nebze azaltsa da istenilen düzeylere çekememiştir. Son yıllarda dizel motorların vazgeçilmezi haline gelen elektronik yakıt püskürtme sistemleri (Common-Rail) çok yüksek basınçlarda ve istenilen sayı ve miktarlarda yakıt püskürtebildiklerinden yanma verimi ve hızı artmış; is, HC ve

CO gibi eksik yanma ürünlerinin emisyonları ciddi bir düşüş yaşamıştır. Ancak, ani yanma, yanma sonu silindir içi ortalama sıcaklıklarını yükselttiği için bu sefer NO_x emisyonu ciddi bir artış göstermiştir. Bunu azaltmak için de taze dolguyu seyreltmek adına egzoz gazlarının bir kısmı tekrardan silindire gönderilerek yanma sonu sıcaklıkları motor performansı ile beraber düşürülmüştür. Ayrıca, egzoz sistemine katalitik dönüştürücüler ve partikül filtreler de takılarak atmosfere salınan zararlı gazların miktarları daha da düşürülmüştür. Yakıt tüketimi ve motor maliyetini artıran bu yöntemler, hacimsel karışımlar için motor performansı ile emisyonlar arasında bir denge kurmanın tek yoludur.

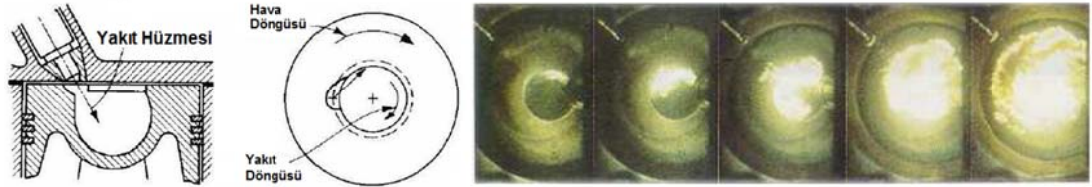


Şekil 5.1 : Direkt püskürtmeli dizel motorunda beş delikli enjektörden püskürtülen yakıtın tutuşma anında fotoğrafı [29].

5.2 M.A.N. M-Proses

İkinci yanma yöntemi, M.A.N. M-Proses olarak adlandırılan ve hacimsel karışımla taban tabana zıt bir yöntemdir. Bu yöntemde yakıt, piston üzerindeki küresel şekilli bir oyuğun duvarlarına yatay bir açıyla düşük basınçta (< 500 bar) püskürtülür. Oyuğun içinde havaya önceden verilen ve sıkıştırma işleminde dağılması engellenen döngüsel hava hareketinin de etkisiyle yakıtın yaklaşık % 95'lik kısmı oyuk duvarına sıvanarak ince bir film tabakası oluşturur. Bu şekilde yakıt, hacimsel karışımında olduğu gibi küçük damlalara ayrılıp sıkıştırma sonucu 600–900 °C mertebelerine ulaşan sıcak havadan ısı çekeceğine, 350–400 °C civarında bir sıcaklığa ulaşan oyuk duvarından ısı çeker. Böylece yakıt, hem HC yapısını bozmadan buharlaşarak piroliz olayını engeller hem de büyük miktarda yakıt buharının aniden yanmasına izin

vermeyerek basınç gradyanı ve yanma hızını düşürür, çünkü parçalanmadan kalan dizel yakıtının yanma hızı, parçalandıktan sonra oluşabilecek H_2 gibi moleküllerin yanma hızlarından çok daha düşüktür. Sıvanmadan ortama karışan % 5'lik gibi küçük bir kısım ise çabucak buharlaşarak tutuşur ve yanmayı başlatır. Bu şekilde, küçük miktarlarda yakıtın hemen tutuşup yanabilmesi, bu yanma odasında birçok farklı yakıtın kullanılabilmesini sağlar [29].



Şekil 5.2 : MAN–M tipli dizel motorunda hava–yakıt karışımı oluşumunun şeması ve yanmasının anlık fotoğrafları [28].

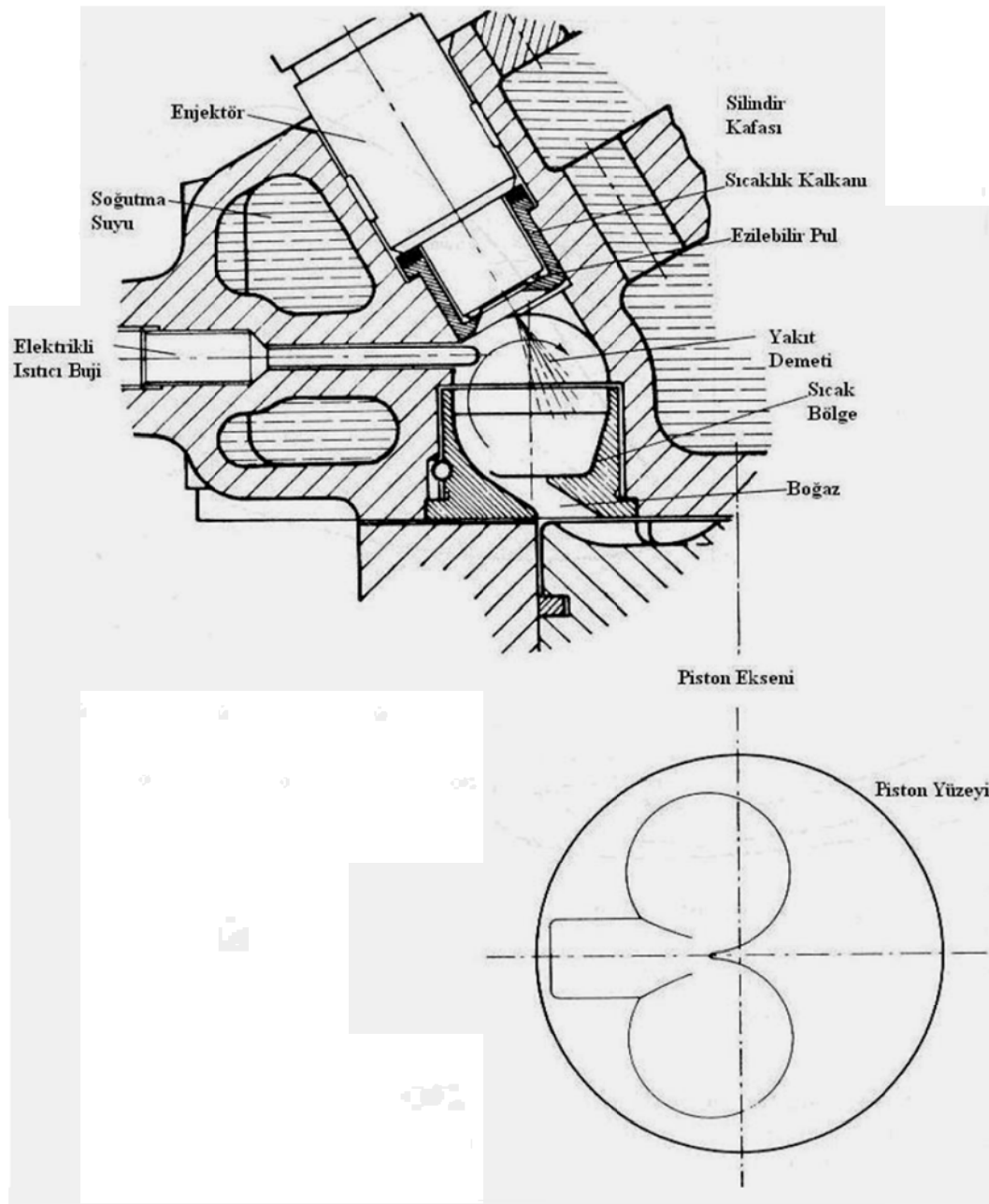
Şekil 5.2’de MAN–M tipli dizel motorunda hava–yakıt karışımının oluşum şeması ve yanmasının ard arda çekilmiş anlık fotoğrafları bulunmaktadır. Bu yöntem her ne kadar motorun performans ve egzoz emisyon değerlerini iyileştirse de hem HC’ların buharlaşması için gerekli ısı miktarının fazla olması hem de buharlaşmanın çok fazla zamana ihtiyaç duyması motorun özgül yakıt tüketimini direk püskürtmelilere göre artırmıştır [29]. MAN M–Proses’in en büyük üstünlüğü, düşük püskürtme basınçlarında kullanılan ekonomik, mekanik yakıt püskürtme sistemlerinin yeterli olmasıdır.

5.3 Ön Yanma Odalı Dizel Motorlar Ve Commet Tipli Yanma Odaları

Ne MAN–M tipli dizel motorların ne de direk püskürtmelilerin güç açısından istenilen düzeylere gelememesi, dizel motorların güçlerini artırma çalışmalarına hız kazandırmıştır. Bu amaçla yapılan çalışmalar neticesinde ön yanma odalı dizel motorların diğerlerine göre güç bazında üstünlük sağladığı bulunmuştur. Bunun en büyük nedeni, yanmanın diğerlerine göre daha fazla hızlandırılabilirdiği için motor devir sayısının artırılabilmesidir. MAN–M prosesli motorlar düşük yanma hızlarında çalışabildiği için 2000 devir/dk’ya kadar çıkabilirlerken direk püskürtmeliler, ortak yollu (Common–Rail) püskürtme sistemlerine sahip olmayanlar, 2000–3000 devir/dk, ön yanma odalı dizeller ise 4000–4500 devir/dk arasında bir hıza çıkabilirler. Ancak, yanmayı, dolayısıyla da motoru bu kadar hızlandırmanın bedeli

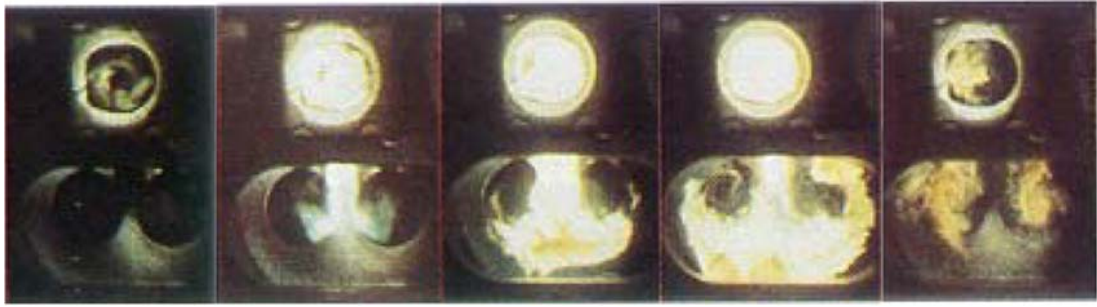
olarak mekanik ve akış kayıpları arttığından motorun efektif verimini düşürmüşlerdir.

Ön yanma odalı dizel motorlarda kullanılan yanma odalarının en gelişmiş, II. Dünya Savaşı'ndan sonra Ricardo Commet tarafından geliştirilen COMMET tipli yanma odasıdır [28]. Bu yanma odasının en dikkat çekici özelliği, pistonun üzerinde bulunan sekize benzer oyuktur. Bu oyukun görevi, ön yanma odasında tutuşan hava-yakıt karışımının oluşturduğu sıcak gazlarla alevin bir kısmını birbirine ters yönde hareket eden iki döngü haline getirmektir. Bu şekilde, alevin önündeki türbülans şiddetini artırarak daha hızlı ve vuruntusuz bir yanmaya imkan sağlamaktadır.

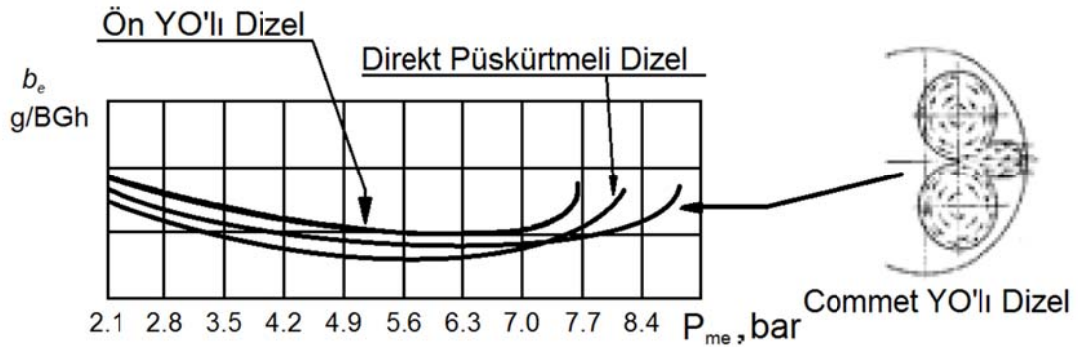


Şekil 5.3 : COMMET tipli ön yanma odalı motorun kesit resmi.

COMMET tipli yanma odasına bir örnek ve yanmanın ilerlemesi sırasında çekilmiş yüksek hızlı bazı fotoğrafların ard arda koyulmuş bazıları sırasıyla şekil 5.3 ve 5.4'te mevcuttur. Bu özelliklere sahip COMMET tipli ön yanma odalı dizel motorlar, şekil 5.5'te de gösterildiği üzere, yakıt tüketimi açısından MAN-M tipli dizel motorlarla direkt püskürtmeliler arasında yer almaktadır. Bu motorların, duman ve gürültüyü artırmadan silindir başına düşen gücü artırma avantajı onları 2000'li yıllara kadar üretilir durumda tutsa da günümüz emisyon standartlarını karşılayamayacakları bilindiğinden artık üretilmemektedirler.



Şekil 5.4 : COMMET tipli ön yanma odalı motorda yanma prosesinin fotoğrafları.



Şekil 5.5 : Çeşitli dizel motorlarında yüke bağlı olarak özgül yakıt tüketiminin değişimi [28].

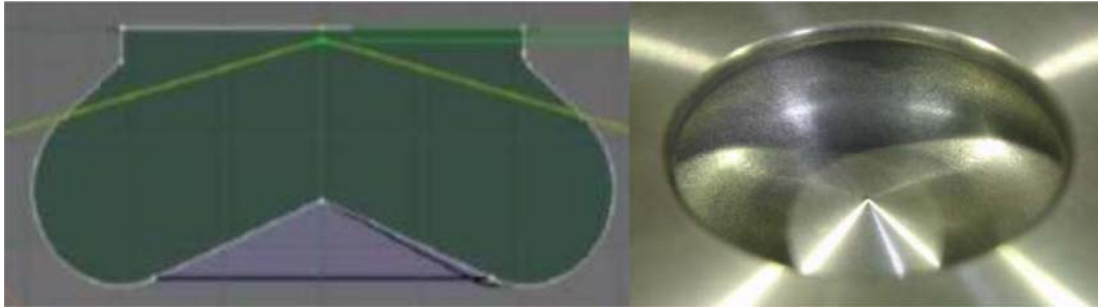
5.4 MR Proses

5.4.1 Tek döngülü yanma odası

Ön türbülanslı çift yanma odalı dizellerde, MAN M-Proses vb. yakıtı yanma odası duvarına sıvayarak ve düşük basınçla (< 500 bar) püskürterek is'in yanı sıra, NO_x emisyonunun da düşürülmesi mümkündür. Ancak, bu tip dizeller yakıt tüketimi açısından direkt püskürtmeli dizellerden daha kötü durumda olduklarından yaygınlaşamamışlardır. Ayrıca, devir sayısı 3000 d/dk'dan daha az olan Common-Rail sistemine sahip direkt püskürtmeli ağır kamyon dizellerinde de emisyon

değerlerini standartların öngördüğü seviyelere düşürmek için yakıt tüketiminin artırılması kaçınılmazdır. Bu yüzden problemin çözüm yolunun hem direkt püskürtmeli, hem de MAN M-Proses’le çalışan dizellerin iyi yönlerini birleştirecek başka bir hava–yakıt karışım oluşumu ve yanma yönteminin geliştirilmesinde olduğu düşünülmektedir [30].

Optimum hızlı yanma kanununu gerçekleştirmek için geliştirilmiş yeni yanma odasının (T.C. TPE Patent başvuru No: B.14.1.TPE.0.07.01.03-2004/01674) şeması şekil 5.6’da gösterilmiştir. TŪMOSAN dizel motorları pistonlarının yapısına ve enjektörün silindir kafasındaki konumuna bağlı olarak tasarlanmış yeni yanma odasının (sembolik olarak MR–1 şeklinde adlandırılmıştır) kesiti ve fotoğrafı gösterilmiştir. Klasik “w” tipli yanma odası geometrisinden farklı olarak yeni odada hava–yakıt karışım oluşumu MAN M-Prosesli motorlarda olduğu gibi, püskürtülen yakıtın yanma odası duvarlarına sıvanması veya “tabakalı karışma” yöntemi ile gerçekleştirilmektedir [31].



Şekil 5.6 : TŪMOSAN dizel motorlarının optimum yanma kanununu gerçekleştirebilen yeni MR–1 yanma odası.

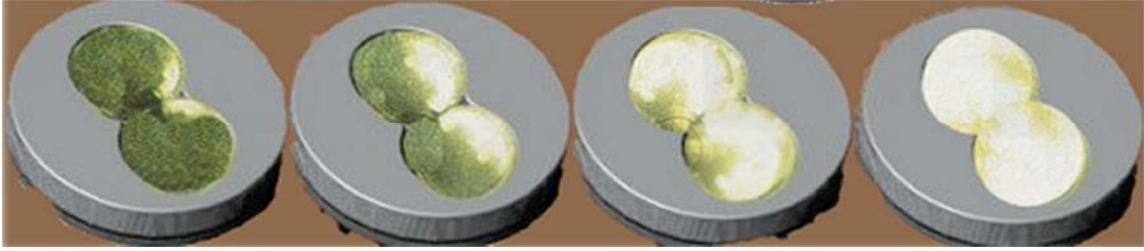
Emme sürecinde, klasik içten yanmalı motorlarda olduğu gibi, helisel emme kanalının yardımıyla silindire doldurulan taze hava, sıkıştırma sürecinde de hızını belli bir seviyede koruyabilen türbülanslı bir döngü hareketi oluşturur. Sıkıştırma sürecinin sonuna yakın belirli bir avans açısında en az 3, en çok 5 delikli enjektörün yardımıyla düşük basınçta (< 500 bar) yakıt yanma odası oyuğunun, şekil 5.6’da gösterildiği gibi, duvarlarına doğru püskürtülür. Püskürtülen yakıtın sıvanması için duvarın yüzey alanını arttırmak ve böylece duvarların sıcaklığı ile yakıtın çabuk buharlaşması için yanma odası oyuğunun koni açısı ve yakıt demetinin yanma odasına yönlendirilme açısı belli değerlerde tutulmalıdır. Ayrıca, nispeten düşük basınçta püskürtülen yakıtın güvenli olarak duvarın yüzey alanına sıvanmasını ve hızla buharlaşmasını temin etmek için pistonun sıkıştırma strokunda oyuğun içine

sıkıştırılan havanın düşey yönündeki istenilen baskı hızı, oyuğun en küçük çapının silindirik çapına oranını optimum sınırlar arasında tutarak elde edilir. Yakıtın duvara sıvanma alanını mümkün olduğunca arttırmak için yanma odası oyuğunun simetri eksenine üzerine yerleştirilmiş enjektör deliklerinin yönlendirilme açısı, piston ÜÖN’da olduğu an püskürtülen yakıt demetinin üst dış kenarı ile pistonun yüzey alanı yaklaşık aynı hat üzerinde olması esasına göre belirlenmiştir [30]. Böylece düşük sıcaklık (300–350 °C) ortamında hızla buharlaştırılan yakıt piroliz işlemine uğramadan, is (serbest C atomları) oluşumu büyük oranda engellenmiş olur. Buhar haline gelmiş yakıtın yanma odasının en sıcak bölgesine yani merkezine doğru yönelmek ve buradaki hava ile karışıp çabuk tutuşarak yakılmasını sağlamak için oyuğun dibinde tepe noktası kesik koninin eksenine üzerinde yer alan, koni açısı belli aralıkta tutulan bir koni çıkıntısı yerleştirilir. Oyuğun duvarları ile dibi birbiriyle motorun sıkıştırma oranına bağlı olarak yanma odası hacmi hesabından belirlenen bir yarıçapla birleştirilir. Bu nedenle yanma işlemi büyük oranda yanma odası oyuğunun merkezinde oluşur ve alev cephesinin, klasik yanma odalarından farklı olarak, soğuk cidarların yakınında sönmesi engellenir. Böylece, direkt püskürtmeli dizelerde kullanılan çok delikli (7–8 adet) enjektör ve yüksek püskürtme basınçları (> 800 bar) yerine, en çok 5 delikli enjektör ve düşük püskürtme basıncı (< 500 bar) kullanılarak tam yanma sağlanır ve eksik yanma ürünleri olan C (PM- partikül madde), CO ve HC epey azaltılabilir. Ayrıca, çevrim başına püskürtülen yakıtın büyük bir kısmı (yaklaşık %90) yanma odası duvarının aracılığıyla buharlaşıp hava ile karıştırıldıktan sonra yakıldığı için yanma sırasındaki basınç artış hızı (aniden patlama ile yanma) bir ölçüde frenlenir ve böylece hem motorun NO_x ve gürültü emisyonlarının sınır değerleri aşması engellenir hem de motora çok yakıtlılık yeteneği kazandırılmış olur. Böylece, dizel motorunun önerilmiş yanma odasıyla çalışması durumunda farklı yakıtlar kullanıldığında performans ve ekonomi değerlerinin yükseltilmesi, motor maliyetinin ve servis ihtiyacının azaltılması, emisyon değerlerinin çevre lehine iyileştirilmesi sağlanmış olur [30].

5.4.2 Çift döngülü yanma odası

MR–1 yanma odasına Commet tipli yanma odasının pistonu üzerindeki iki oyuğun yarattığı hızlandırma etkisinin eklenmesi, kısaca MR–2 denebilecek çift döngülü yanma odasının tasarlanmasını sağlamıştır. Yanma işleminin gelişimi şekil 5.7’de gösterilmiş olup bu yöntemin farklı tarafı, motorun yanma odasında yanma

işleminde önce, COMMET tipli yanma odasındakine benzer birbiriyle aynı hızda ve ters yönde dönen çift hava döngüsünün meydana getirilmesidir. İki delikli enjektör ile nispeten düşük basınçta püskürtülen yakıt, tutuşmadan önce, MAN M-Proses’de olduğu gibi, yanma odasının duvarlarına sıvanmaktadır. Pistonun duvarlarına sıvanan yakıt, pistonun sıcaklığıyla hızla buharlaşıp dönmekte olan hava ile karışarak tutuşmaktadır. Yanma işlemi süresince alev cephesinin önünde bulunan yanma ürünleri, oluşmuş olan is ve buharlaşmakta olan bir kısım yakıt, hava döngülerinin aracılığıyla yanma odasının sağ ve sol bölgelerinden alınıp merkeze doğru sürüklenmektedir. Bu durumda yanma işlemi odanın merkezinde gerçekleşmekte ve de aşırı hızlı yanma olmadığı için is oluşumu engellenmektedir. Böylece, direkt püskürtmeli dizel motorlarında olduğu gibi, çok delikli enjektör (6–8 adet) ve yüksek püskürtme basıncı (800–2000 bar) yerine, iki delikli enjektör ve düşük püskürtme basıncıyla (200–400 bar) püskürtülen yakıtın tam yanması sağlanarak eksik yanma ürünleri olan is (duman – C), CO ve HC azaltılabilmektedir.



Şekil 5.7 : İki döngülü yanma odasında yanma işleminin anlık fotoğrafları.

Püskürtülen yakıtın buharlaşması, direkt püskürtmeli dizel motorlarında olduğu gibi, yanma odası içindeki hava ortamında değil de yanma odası duvarlarında gerçekleştiği için piroliz işlemi (C’nin oluşumu) ve yanma sırasındaki basınç gradyanı azalarak optimum yanma hızı elde edilir ve böylece hem is ve NO_x, hem de gürültü emisyonlarının artışı engellenir. Bu durumda, püskürtme avansını optimum sınırlarda tutmak mümkün olduğu için motorun performans ve yakıt ekonomisi de yüksek olmaktadır. Ayrıca, söz konusu olan yöntemde MAN M-Proses’e benzer şekilde püskürtülen yakıtın büyük bir kısmı yanma odası duvarlarına sıvandığı için ancak yakıtın geri kalan küçük bir kısmı ilk tutuşmada yer almaktadır. Bu nedenle, tutuşma gecikmesi, kullanılan yakıtın setan sayısına bağlı olmaz ve setan sayısı düşük olan farklı yakıtların kullanılması mümkün olacağı için motora çok yakıtlılık özelliği kazandırılır. MR-2’nin bu çok yakıtlılık özelliği, onun bu çalışmada da

kullanılmasını sağlamıştır. Ancak, daha fazla güç ve daha düşük emisyonlar için aşağıda bahsedilen iki aşamalı yanma mekanizmasından da faydalanılmıştır.

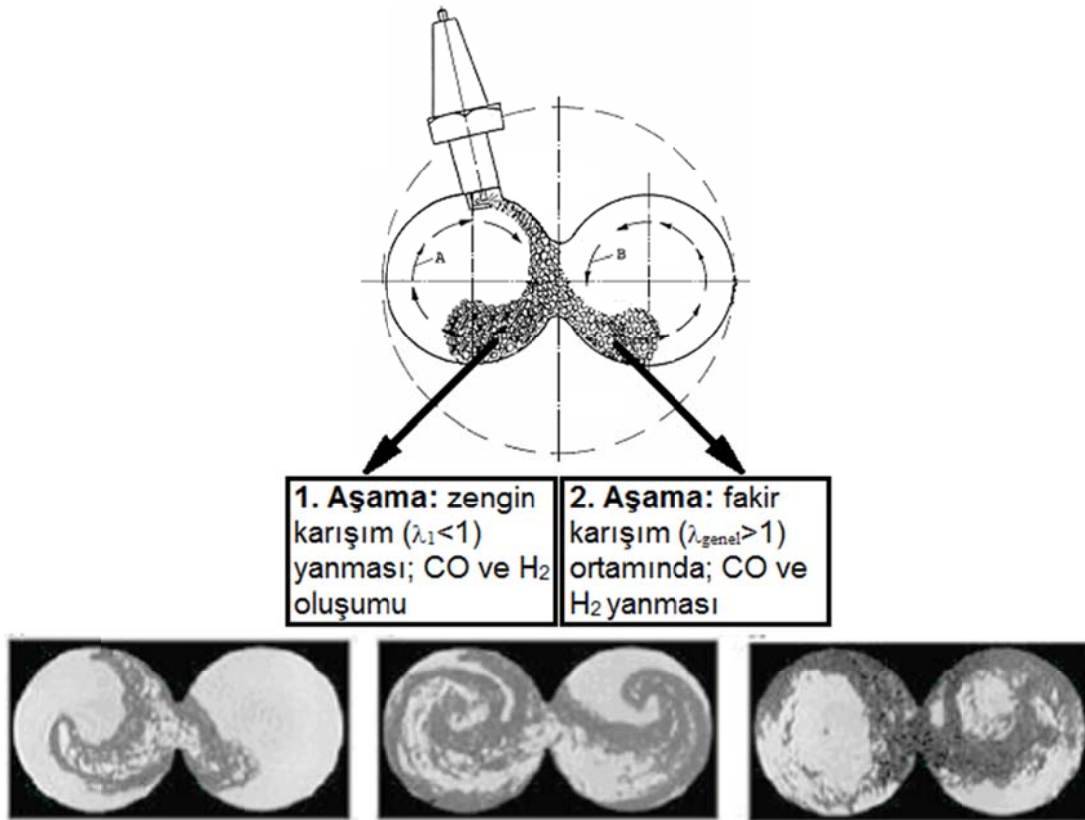
5.4.3 İki aşamalı yanma mekanizması

Atmosfere İYM'lerden salınan toplam sera gazı miktarları gün geçtikçe artmaktadır. Bu yüzden, araç başına düşen sera gazı salınımını azaltma ihtiyacı daha verimli motorların yapılmasını gerektirmiştir. Bu şekilde, doğaya salınan CO₂ miktarlarında azalma olabilecektir. CO₂ salınımını azaltma, yalnızca yakıt tüketimini azaltmakla mümkündür ve bu en etkili biçimde, bütün çalışma rejimlerinde fakir hava–yakıt karışımı ($\lambda > 1$) kademeleştirilmiş dolgu prensibiyle çalışan motorlarla yapılabilir [32]. Taze dolguyu kademeleştirme, dizel motorlarda kendiliğinden olurken benzinli motorlarda, genellikle, pistonda ve bazı durumlarda emme kanallarının geometrilerinde değişiklik gerektirir. Bu sayede yanma, hava–yakıt karışımının zengin olduğu yerde başlar ve fakir olduğu yere doğru yayılır. Hava–yakıt karışımındaki bu bölgesel farklılıklar motorlara vuruntu direnci kazandırdığı için kademeli dolgulu motorlar daha yüksek sıkıştırma oranlarına sahip olabilirler [32]. Daha yüksek sıkıştırma oranı daha yüksek ısı verim anlamına geldiğinden yakıt tüketimi azalan motorun CO₂ salımı da azalacaktır.

Azerbaycan Teknik Üniversitesi'nde (ATÜ) önerilen ve Varşova Teknoloji Üniversitesi (VTÜ) ile İstanbul Teknik Üniversitesi'nin (İTÜ) katkılarıyla geliştirilmeye devam edilen iki aşamalı yanma mekanizmasıyla çalışan kademeli dolgulu motorun şematik gösterimi ile VTÜ'nde geliştirilen fiziki modelinin yüksek hızlı çekilen fotoğraflarından bazı örnekler, şekil 5.8'de gösterilmiştir. Yapılan deneysel çalışmalarla da açısal döngü hızının 600–1500 s⁻¹ arasında olması gerektiği bulunmuştur [32]. Şekil 5.8'de gösterildiği üzere, yanma odası sekize (8) benzemekte ve iki bölgeye ayrılmaktadır. İlk bölge (A), bölgesel hava–yakıt karışımının $\lambda = 0.6 - 0.9$ arasında olmasına neden olacak şekilde çevrimin bütün yakıtı ile emilen havanın yarısını içerirken ikinci bölge (B) sadece havanın diğer yarısına sahiptir. Bu bölgelerde, emme ve sıkıştırma süreçlerinde birbirleriyle aynı hızda ve ters yönde dönen iki hava döngüsü yer almaktadır. Motorun her yük rejimindeki bu ayırık döngüleri, yanma odasının zengin karışım bölgesinde başlayan ateşleme ya da tutuşmaya kadar dönel moment ve hızların eşit olması korur. Yanmanın birinci aşaması sırasında zengin hava–yakıt karışımı yakılarak eksik yanma ürünleri (CO

and H_2) oluşturulur ve sonra, ikinci aşamada bunlar da yakılır. Motorda vuruntuya neden olmayan dönel hareketle taze dolgunun yakılması, sıkıştırma oranının optimal değerler olan $\varepsilon = 12-15$ arasına yükseltilebilmesine olanak verir. Ayrıca, yanmanın iki aşamada gerçekleşmesi CO ve HC salımlarını düşürür. İkinci aşamada, CO ve H_2 çok hızlı yakıldığı için azot, okside olacak kadar zaman bulamaz ve NO_x salımı azalır [32].

Motorun bütün çalışma şartlarında genel hava-yakıt karışımının fakirken yakılabildiği gerçeği ışığında bu önerilen mekanizmanın yakıt tüketimini düşürme, dolayısıyla da CO_2 egzoz emisyonunu azaltma potansiyeli vardır. Döngü hareketleri emme sürecinde de devam ettiği için hava-yakıt karışımı, silindir dışındaki emme kanallarında da hazırlanabilir. Bu yüzden, bu yöntem hem gaz yakıt hem de çift yakıtlı durumlara uygulanabilir.



Şekil 5.8 : Çift döngülü yanma odasında iki aşamalı yanma mekanizması [32].

Bu bilgiler ışığında, hem LPG ve CNG gibi gaz yakıtlarla hem de dizel gibi sıvı yakıtlarla yüksek sıkıştırma oranları ve motorun bütün yük şartlarında fakir hava-yakıt karışımlarıyla çalışabilmesi için tasarlanmış yeni bir yanma odasının teorisiyle pratiğinin karşılaştırmasını yapmak bu çalışmanın konusu olmuştur.

5.4.4 Önerilen yanma odası

Günümüzdeki yüksek sıkıştırma oranına sahip olan ($\epsilon > 16:1$) dizel motorlarını, çevreci ve daha ucuz olan CNG ve LPG yakıtları ile çalışabilecek şekle dönüştürmek için bu yakıtların vuruntu olmadan yanmasını sağlamak amacıyla, yanma odası tasarımını, sıkıştırma oranını düşürecek şekilde değiştirerek, yeni pistonların kullanılması gerekir. Bu ise günümüz dizel motorlarının gaz yakıtları ile uyumlu hale dönüştürülme işlemlerini zorlaştırmakta ve maliyetlerini önemli ölçüde artırmaktadır. Diğer taraftan, sıkıştırma oranının düşürülmesi bu motorların orijinal haline göre daha düşük performans ve verimlilikle çalışmasına neden olmaktadır. Ayrıca, gaz yakıtları ile çalışabilecek hale dönüştürülmüş motorların, gerektiğinde yeniden dizel yakıtına uyumlu hale dönüştürülmesi, yapısal değişimler yapılmadan mümkün olamamaktadır.

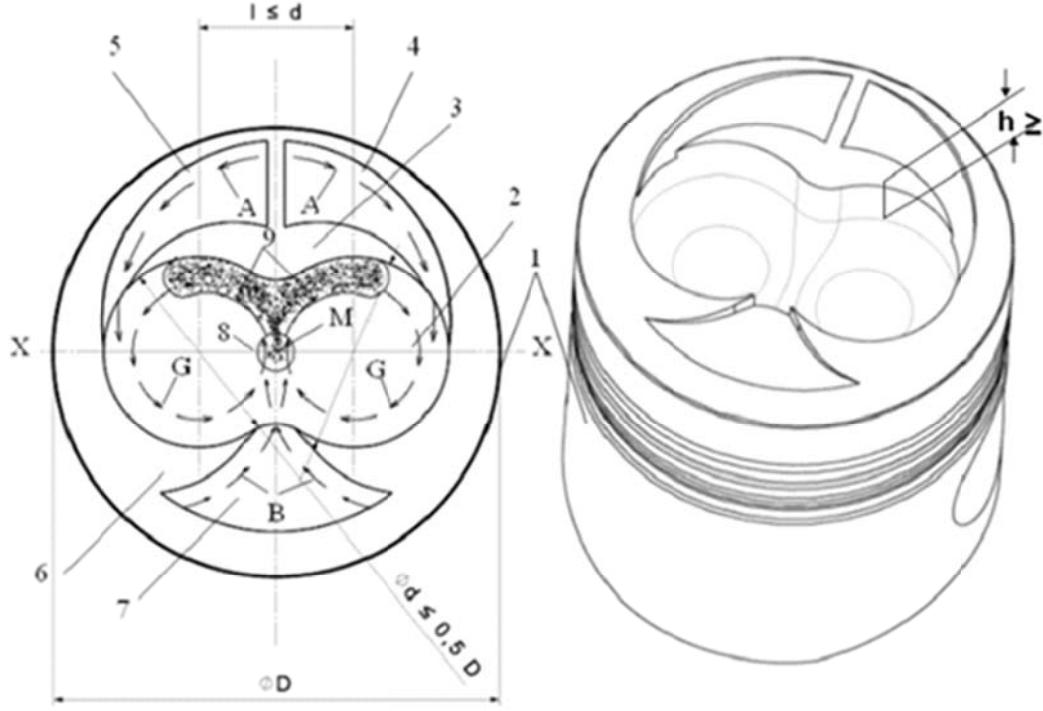
Mevcut dizel motorlarının, yapısal değişimler yapmadan, gaz yakıtları ile de çalışabilmesi için çift yakıtlı sistem de kullanılmaktadır. Bu sistemde, gaz yakıtı hava ile karıştırılarak silindire verilmekte dizel yakıtı ise motorun mevcut yakıt püskürtme sistemi ile sıkıştırma sürecinde yanma odasına püskürtülerek, gaz yakıtı-hava karışımının tutuşmasına neden olmaktadır. Ancak, çift yakıt besleme sisteminin kullanılması, motorun ilk yatırım ve işletme maliyetleriyle servis ihtiyacının büyük oranda artmasına neden olmaktadır. Ayrıca bu sistemde, motorun boşa ve kısmi yüklerde çalışması sırasında yanma odasına sadece dizel yakıtı püskürtülmektedir. Boşa ve kısmi yüklerdeki çalışma şartlarında püskürtme basınçları düşük olduğu için (mekanik pompalı püskürtme sistemlerinde), atomizasyon, buharlaşma ve karışım oluşumu nispeten kötü olmakta ve egzoz gazlarındaki is ve partikül madde (PM) miktarları artarak güncel standartları aşabilmektedir.

Bu çalışmada, sözü edilen dezavantajları ortadan kaldırmak için sıkıştırma oranında ve yanma odası tasarımında bir değişiklik yapmadan dizel, CNG ve LPG yakıtları ile verimli çalışabilecek çift döngülü yeni bir yanma odasının (Türkiye Patenti ile korunmaktadır : R. MEHDIYEV-TÜMOSAN adına Patent Başvuru No: TPE 2009-G-265649 - 09.12.2009, 2009/09240) gerekli teorik ve pratik altyapısının oluşturulmasına çalışılmıştır.

Şekil 5.9'da şematik olarak gösterilen yeni yanma odası (2), pistonun (1) X-X simetri ekseninde iki adet dönel simetrik oyukları olan sekize benzer yapıdadır.

Motorun sıkıştırma oranına uygun bu tek hacimli yanma odası, alev cephesinin dışarıya taşmasını engelleyecek bir derinliğe sahiptir. Eşit hacimli yanma odası oyuklarının çapı (d), piston çapı (D), oyukların derinliği (h), oyukların merkezleri arasındaki mesafe l olmak üzere $d \leq 0,5D$, $h \geq 0,25d$, $l \leq d$ bağıntıları geçerlidir. Pistonun sıkıştırma setinin (3) üzerinde birbirine simetrik orağa benzer kanallar (4, 5) ve diğer sıkıştırma seti (6) üzerinde ise balta başına benzer bir adet kanal (7) açılmıştır. Sekize benzer yanma odasının (2) merkezinde (M) duruma göre tek ya da iki delikli yakıt püskürtme enjektörü veya buji (8) yerleştirilmiştir. Sıkıştırma sürecinde piston yüzeyinde bulunan sıkıştırma setindeki iki adet orağa benzer kanal ve diğer setteki bir adet balta başına benzer kanal aracılığı ile yanma odasının sol ve sağ oyuklarına teğetsel olarak hava hareketleri yöneltir. Böylece, bu oyuklarda birbirinin aksi yönünde, aynı hızla dönen iki türbülanslı hava hareketi (G) oluşturulur. Sıkıştırma sürecinin sonuna doğru (belirli bir püskürtme avansında), tek aşamalı optimum dizel yanması geçerliyse iki delikli enjektör yardımıyla, sekize baenzer yanma odasının sol ve sağ oyuklarına düşük basınçta (<500 bar) teğetsel olarak (9); iki aşamalı optimum yanma söz konusuysa tek delikli enjektör yardımıyla, sekize benzer yanma odasının sol veya sağ oyuklarından birine yine düşük basınçta teğetsel olarak yakıt püskürtülür. Yanma odasına püskürtülen bu yakıt, yanma odası duvarlarına film şeklinde sıvanır ve pistonun sıcaklığıyla hızla buharlaşarak, dönmekte olan hava girdapları ile karışıp tutuşur. Tek aşamalı yanma işlemi süresince, alev cephesinin önünde bulunan yanma ürünleri ve oluşmuş olan is ile buharlaşmakta olan bir kısım yakıt, hava girdapları aracılığıyla yanma odasının sağ ve sol bölgelerinden alınıp merkeze (en sıcak bölgeye) doğru sürüklenir. İki aşamalı yanmada ise alev cephesinin önünde bulunan yanma ürünleri ve oluşmuş olan is ile buharlaşmakta olan bir kısım yakıt, hava girdapları aracılığıyla yanma odasının sağ veya sol bölgelerinden alınıp merkeze doğru sürüklenir ve eksik yanma ürünleri diğer oyuktaki taze havayla yanarlar. Böylece yanma süreci pistonun X–X simetri eksenini boyunca çift döngü ortamında gerçekleşerek alev cephesinin yüksek duvarlı yanma odasından dışarıya taşması engellenir. Bununla, tam yanma oluşumu sağlanarak motor verimliliği artırılır ve eksik yanma ürünlerinin (CO ve HC) oluşumu engellenir. Ayrıca, püskürtülen yakıtın buharlaşması klasik motorlarda olduğu gibi, yüksek sıcaklıktaki yanma odası hacminde değil de daha düşük sıcaklıktaki yanma odası duvarlarından gerçekleştiği için piroliz işlemi (C veya is oluşumu) engellenir. Yanma sırasındaki basınç artış hızı da optimum değerlere kadar azaltılır ve böylece,

“Mach Etkisi” ile yanmış ürünlerin sıcaklığının ilaveten artması önlenerek NO_x ve gürültü emisyonları belirgin oranda azaltılıp optimum hızla gerçekleşen yanma kanunu elde edilir. Bu koşullarda yakıt püskürme avansını optimum sınırında tutmak mümkün olduğu için motor gücünün artırılmasına da imkan sağlanır. Ayrıca, bu çift türbülanslı döngü ortamındaki yanmanın doğası gereği, vuruntu olmaz.



Şekil 5.9 : Çift döngülü yeni yanma odasının şematik gösterimi.

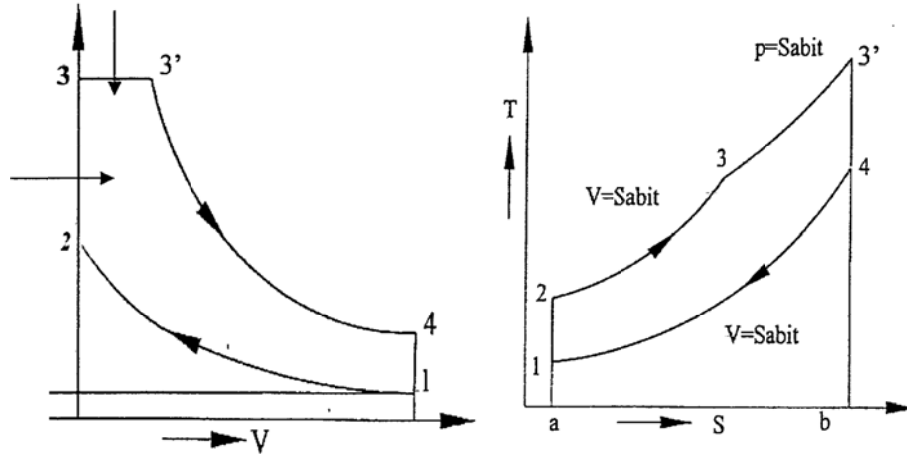
Motorun CNG ve LPG yakıtlarına uyumlu hale dönüştürülmesi, yanma odasında hiçbir değişiklik yapmadan, yüksek dizel sıkıştırma oranını ($\epsilon > 16:1$) koruyup sadece enjektörün yerine buji monte edilerek gerçekleştirilir. Söz konusu şartlarda gaz yakıtları, buji ateşlemeli motorlarda olduğu gibi, iki aşamalı yanma için emme kanalında (emme portu) veya bir aşamalı yanma için emme manifoldunda yer alan gaz enjektörleri/gaz karıştırıcıları (karbüratör) ile emme sürecinde silindire doldurulur. Sıkıştırma sürecinin sonuna doğru buji ateşlemesi ile başlatılan yanma süreci, çift türbülanslı döngü ortamında gerçekleştiği için, vuruntu olayı önlenir ve motorun ekonomik ve çevreci gaz yakıtlarıyla da yüksek performanslı, verimli ve düşük emisyon değerleri ile çalışabilmesi mümkün olur.

5.4.5 Gerçek çevrimin termodinamiği ve iki aşamalı yanma mekanizması

İYM'ların teorisi, gerçek şartları hesaba katarak termodinamik bağlantıları ve onların gerçek durumlara yakınlıklarını kullanmaya dayanır. Dolayısıyla, gerçek çevrim ideal termodinamik çevrimden birçok bakımdan farklıdır. Ancak, çevrimin incelenip ortalama basınç, ortalama sıcaklık, genel verim gibi parametrelerin hesaplanarak termodinamik açıdan karşılaştırılabilmesi için çevrimi ideale yaklaştırmak adına bazı kabuller yapılmalıdır. Bu kabuller şunlardır:

- i. Silindirdeki iş maddesi, hava–yakıt karışımı ve yanma ürünleridir ve özgül ısısı sıcaklığa bağlı olarak değişen, aralarında reaksiyona girmeden çevrimin her aşamasında ideal gaz olarak davranan ideal gaz karışımıdır.
- ii. İş maddesinin, özgül ısısı haricinde fiziksel ve kimyasal özellikleri sabittir.
- iii. Çevrim, kapalı bir sistemde oluşur.
- iv. Yanma veya ısı giriş süreci, dizel motorlarında kısmen sabit hacim ($V=\text{sabit}$), kısmen de sabit basınçta ($P=\text{sabit}$), zaman faktörü göz önüne alınmadan gerçekleşir.
- v. Sıkıştırma ve genişleme sürecindeki ısı kayıpları politropik süreçlerin istatistiksel olarak belirlenmiş üs değerleri (n_1 ve n_2) ile yanma süreci ısı kayıpları (ısı iletimi ve yanma disosyasyonu nedeniyle) ise tecrübi olarak belirlenmiş olan ısı kullanım katsayısı (ξ_z) ile hesaba katılırlar.

Bugünkü modern 4 zamanlı dizel motorlarına karma ideal çevrim uygulanmaktadır. Karma ideal çevrim gerçek dizel çevrime en yakın ideal çevrimdir. Bu tip çevrimde yanma olayının bir kısmı sabit hacim altında gerçekleşirken diğer bir kısmı da sabit basınç altında gerçekleşmektedir. Ayrıca bu çevrimde iş çıkışının sabit hacimde gerçekleştiği kabul edilir. Bunlara ek olarak sıkıştırma ve genişleme işlerinin de adyabatik olduğu varsayılır. Şekil 5.10'da ideal karma çevrim için P–V ve T–S diyagramları gösterilmektedir.



Şekil 5.10 : İdeal karma çevrimin P–V ve T–S diyagramları (1–2: adyabatik sıkıştırma, 2–3: sabit hacimde yanma, 3–3': sabit basınçta ısı girişi, 3'–4: adyabatik genişleme, 4–1: sabit hacimde ısı çıkışı).

5.4.5.1 Motor parametreleri

Çizelge 5.1'de TŪMOSAN A.Ş.'nin 3 ya da 4 silindirli dizel motorlarının karma çevrime göre termodinamik hesabı yapılırken kullanılan genel teknik özellikleri verilmiştir.

Çizelge 5.1 : TŪMOSAN A.Ş.'nin dizel motorlarının genel teknik özellikleri.

Parametreler	Sembol	Değer	Birim
Silindir Sayısı	i	3/4	
Efektif Güç	Ne	55/75	[BG]
Nominal Devir Sayısı	n	2500	[d/dak]
Azami Moment	Me	197/264	[Nm]
Sıkıştırma Oranı	ϵ	17	
Hava Fazlalık Katsayısı	λ	1.4	
Volümetrik Verim	η_v	0.81	
Isıl Kullanım Katsayısı	ξ_z	0.86	
Sabit Hacimde Basınç Artış Oranı	α	1.8	
Piston Stroku	S	115	[mm]
Piston Çapı	D	104	[mm]
Ortalama Piston Hızı	w_p	9.58	[m/s]

5.4.5.2 Yakıt

Karma çevrimin termodinamik hesabı, yakıtın termodinamik hesaba etki eden parametrelerini hesaplamakla başlar ve sıvılar için 1 kg, gazlar için 1 m³ üzerinden devam eder [33]. C , H ve O sırasıyla karbon, hidrojen ve oksijenin 1 kg dizel yakıtı içindeki kütleli kesrine, C_n , H_m ve O_r ise 1 m³ LPG içindeki hacimsel kesrine karşılık gelirse

$$C + H + O = 1 \quad (5.1)$$

$$\sum C_n H_m O_r + N_2 = 1 \quad (5.2)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada N_2 , 1 m³ hava-yakıt karışımındaki azot gazının hacimsel kesrini ifade eder. 1 kg dizel içindeki C , H ve O 'nun kütleli kesirleri sırasıyla, 0.870, 0.126 ve 0.004'tür. Yakıt hesabı, alt ısı değeri bulunmasıyla başlar.

Bu değer dizel için;

$$H_u = [33.91 \times C + 125.6 \times H - 10.89 \times (O - S) - 2.51 \times (9 \times H + W)] \times 10^3 \quad (5.3)$$

$$H_u = [33.91 \times 0.870 + 125.6 \times 0.126 - 10.89 \times (0.004 - 0.0) - 2.51 \times (9 \times 0.126 + 0.0)] \times 10^3$$

$$H_u = 42.4374 [Mj/kg]$$

olarak bulunurken LPG için

$$H'_u = 102.576 [Mj/m^3] \text{ şeklinde kabul edilir.}$$

5.4.5.3 İş gazı

Hava miktarı

Teorik olarak 1 kg dizel yakıtının tam yanması için gerekli hava miktarı;

$$l_0 = \frac{1}{0.232} \times \left(\frac{8}{3} \times C + 8 \times H - O \right) \quad (5.3)$$

$$l_0 = \frac{1}{0.232} \times \left(\frac{8}{3} \times 0.87 + 8 \times 0.126 - 0.004 \right)$$

$$l_0 = 14.452 \text{ [kg hava/kg yakıt]},$$

$$L_0 = \frac{1}{0.208} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \quad (5.4)$$

$$L_0 = \frac{1}{0.208} \times \left(\frac{0.87}{12} + \frac{0.126}{4} - \frac{0.004}{32} \right)$$

$L_0 = 0.4994 \text{ [kmol hava/kg yakıt]}$ olarak hesaplanabilir. LPG içinse;

$L'_0 = 29.79 \text{ [m}^3 \text{ hava/m}^3 \text{ yakıt]}$ olarak kabul edilen teorik hava miktarından,

$$(a \times C_3H_8 + b \times C_4H_{10}) + \lambda \times \left[\left(\frac{5a}{+} \right) \times (O_2 + 3.76 \times N_2) \right] \rightarrow \left(\frac{3a}{+} \right) CO_2 + \left(\frac{4a}{5b} \right) H_2O + (\lambda - 1) \left(\frac{5a}{+} \right) O + \lambda \times 3.76 \times N_2 \text{ kimyasal denklemden ve}$$

$$L'_0 = 4.76 \times \sum \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) \quad (5.5)$$

denklemden yararlanarak a ve b sırasıyla 0.1611 ve 0.8389 olarak bulunabilir.

Kimyasal denklemden, $\lambda = 1$ 'dir. 1 kmol havanın kütlesi ise;

$$\mu_h = \frac{l_0}{L_0} \quad (5.6)$$

$$\mu_h = \frac{14.452}{0.4994} = 28.94 \text{ [kg/kmol]}$$

şeklinde hesaplanabilir. İşlemlere hava fazlalık katsayısı da ilave edildiğinde;

$$l = l_0 \times \lambda \quad (5.7)$$

$$l = 14.452 \times 1.4 = 20.2328 \text{ [kg hava/kg yakıt]}$$

$$L = L_0 \times \lambda \quad (5.8)$$

$$L = 0.4994 \times 1.4 = 0.6992 \text{ [kmol hava/kg yakıt]} \text{ olarak dizelin,}$$

$$L' = L'_0 \times \lambda \quad (5.9)$$

$L' = 29.79 \times 1.4 = 41.706 \text{ [m}^3 \text{ hava/m}^3 \text{ yakıt]}$ olarak LPG'nin silindire giren taze hava miktarı hesaplanabilir.

Taze dolgu miktarı

Silindir içersine alınan 1 kg yakıt ve bu yakıtı yakmak için alınan havadan oluşur.

$$m_1 = 1 + l \quad (5.10)$$

$$m_1 = 1 + 20.2328 = 21.2328 \text{ [kg taze dolgu/kg yakıt]}$$

$$M_1 = \frac{1}{190} \times (L_0 \times \lambda) \quad (5.11)$$

$$M_1 = \frac{1}{190} (0.4994 \times 1.4) = 0.7044 \text{ [kmol taze dolgu/kg yakıt]}$$

$$M'_1 = L'_0 \times \lambda \quad (5.12)$$

$$M'_1 = 29.79 \times 1.4 = 41.706 \text{ [m}^3 \text{ taze dolgu/m}^3 \text{ yakıt]}$$

Yanma sonu ürünlerinin bileşim miktarı

Yanmanın genel hava fazlalık katsayısı fakir hava–yakıt karışım bölgesinde ($\lambda_{\text{genel}} > 1$) olduğu ve tam yanmanın gerçekleştiği kabul edildiği için yanma sonunda tam yanma ürünleri olan CO_2 , H_2O ve N_2 oluşmakta; gereğinden fazla ($\lambda > 1$) hava olduğu için de bir miktar O_2 reaksiyona girmemektedir. Bu durumda dizel için;

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} \quad (5.13)$$

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} \quad (5.14)$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} \quad (5.15)$$

$$M_{\text{O}_2} = \frac{1}{4.76} \times (\lambda - 1) \times L_0 \quad (5.16)$$

$$M_{N_2} = \left(1 - \frac{1}{4.76}\right) \times \lambda \times L_0 \quad (5.17)$$

$$M_2 = \frac{0.87}{12} + \frac{0.126}{2} + \left(1.4 - \frac{1}{4.76}\right) \times 0.4994$$

$M_2 = 0.7308$ [kmol ürün/kg yakıt] şeklinde hesaplanabilir.

LPG için yapılacak hesapta eksik yanma ürünleri olan CO ve H₂ olurken O₂ olmayacağı için onun hesabına iki aşamalı yanmanın hesabından bahsederken değinilecektir.

Moleküler değişim katsayısı

Ürünlerin mol sayısının reaktiflerin mol sayısına oranıdır. Her zaman 1'den büyük olduğu için silindir içi basıncı, dolayısıyla da sıcaklığı artırıcı etkiye sahiptir. Nedeni, aynı miktar hacimde daha fazla sayıda molekülün yer almaya çalışmasıdır.

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} \quad (5.18)$$

$$\mu_0 = \frac{0.7308}{0.7044} = 1.0375$$

$$\mu'_0 = \frac{M'_2}{M'_1} = \frac{44.1255}{41.7060} = 1.058 \quad (5.19)$$

$\mu_0 = 1.0375$ dizelin, $\mu'_0 = 1.058$ LPG'nin sonucudur.

5.4.5.4 Çevre parametreleri

Motor aşırı doldurmalı olmadığından, silindire giren havanın normal atmosfer şartlarında olduğu kabul edilerek işlemlere devam edilir. Bu durumda;

$$P_0 = 0.1 \text{ MPa}$$

$$T_0 = 293 \text{ K}$$

olacağından taze havanın yoğunluğu;

$$\rho_0 = \frac{P_0 \times 10^6}{T_0 \times 287} \quad (5.20)$$

$$\rho_0 = \frac{0.1 \times 10^6}{293 \times 287} = 1.187 [kg/m^3]$$

olarak bulunabilir.

5.4.5.5 Artık gaz parametreleri

Bir önceki çevrimden mevcut çevrime, ölü hacimden atılamayan bir miktar egzoz gazı da kalır. Artık gaz denilen bu bileşen, yanma sonu silindirin sıcaklık ve basıncını düşürmenin dışında çevrimi pek etkilemez. Miktarı, süapların sayısı ve düzenine, emme ve egzoz kanallarındaki akış direncine, süap zamanlamasına, motor devrine, yüke, soğutma sistemine ve diğer faktörlere bağlıdır. Artık gazların sıcaklık ve basıncı ampirik olarak;

$$P_r = P_0 \times [1 + (0.5 \times 10^{-4} \times n)] \quad (5.21)$$

$$P_r = 0.1 \times [1 + (0.5 \times 10^{-4} \times 2500)] = 0.1125 [MPa]$$

$$T_r = 1302 - (403.5 \times \lambda) + (0.037 \times n) - (7.38 \times \varepsilon) \quad (5.22)$$

$$T_r = 1302 - (403.5 \times 1.4) + (0.037 \times 2500) - (7.38 \times 17) = 704 K$$

olarak hesaplanabilir.

Artık gazlar katsayısı

Artık gazlar miktarının taze dolgu miktarına oranıdır. Hesabında emme süreci sonu basıncı (P_a) ve taze dolgunun emme portundan geçerken ısınma miktarı (ΔT) kullanıldığından bu değerler daha sonraki aşamalarda hesaplandıktan sonra yerine konarak artık gazlar katsayısı bulunabilir. Hem dizel hem de LPG için aynı hesap geçerlidir.

$$\gamma_r = \frac{P_r \times (T_0 + \Delta T)}{T_r \times [(\varepsilon \times P_a) - P_r]} \quad (5.23)$$

$$\gamma_r = \frac{0.1125 \times (293 + 15)}{704 \times [(17 \times 0.0868) - 0.1125]} = 0.036$$

Gerçek moleküler değişim katsayısı

Daha önce hesaplanan moleküler değişim katsayısı artık gazların olmadığı teorik durum için geçerliydi. Artık gazlar da hesaba katıldığında;

$$\mu = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (5.24)$$

$$\mu = \frac{1.0375 + 0.036}{1 + 0.036} = 1.036$$

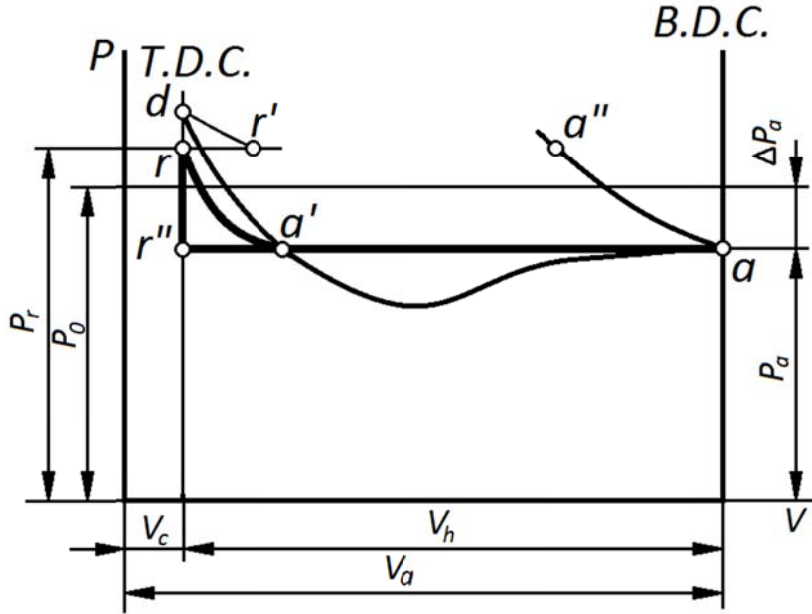
$$\mu' = \frac{M'_2 + M'_r}{M'_1 + M'_r} = \frac{\mu'_0 + \gamma'_r}{1 + \gamma'_r} \quad (5.25)$$

$$\mu' = \frac{1.058 + 0.036}{1 + 0.036} = 1.056$$

olarak bulunabilir. Burada, $\mu = 1.036$ dizelin, $\mu' = 1.056$ LPG'nin sonucudur.

5.4.5.6 Emme süreci

Emme süreci, emme süpabının açık kalarak silindir içine taze havanın alındığı zaman zarfını kapsar. Bu süre, şekil 5.11'de şematik olarak gösterildiği gibi $r'da'aa''$ eğrisini takip eder. Dolayısıyla, r' ve a'' noktaları emme süpaplarının açıldığı ve kapandığı noktaları temsil eder. Hesaplamalarda, yapılan basitleştirmelerden ötürü emme süreci r noktasında başlatılıp r'' noktası üzerinden a' ya kadar gider. Şekil 5.11'den de anlaşılacağı gibi ÜÖN'da basınç r' 'den r'' 'ye aniden düşüp $r''a$ arasında sabit kalmaktadır. Halbuki gerçekte, süpap başına etkiyen net hava basıncı, silindir içine doğrudur, çünkü emme süpabı kapalı iken emme gazlarının süpap önündeki hızlarının toplamı sıfır olduğu için buradaki dinamik ve statik basınçların toplamı süpaba silindir tarafında etkiyen net basınçtan fazladır. $r'd$ arasındaki basınç artışı yüzdendir.



Şekil 5.11 : Dört zamanlı doğal emişli bir motorda emme zamanı basıncın hacme göre değişimi [19].

Emme süreci hesabı, silindire dolan hava ve bir önceki çevrimden kalan artık gazların sıcaklık ve basıncının belirlenmesi ile başlar. Bu kapsamda, doğal emişli dizel motorlar için geçerli olan (5.26)'daki ampirik formülle atmosfer havasının silindire girene kadar ne kadar sıcaklık artışına uğradığı hesap edilebilir.

$$\Delta T = 30 - 0.006 \times n \quad (5.26)$$

$$\Delta T = 30 - 0.006 \times 2500 = 15^0$$

Aynı havanın basıncının hesaplanması için ise ne kadar basınç kaybına uğradığı bulunmalıdır. Atmosferdeki havanın silindire dolana kadar izlediği yol üzerindeki akış kayıplarını belli bir yaklaşıklıkla belirlemek volümetrik verimin doğru tayiniyle mümkün olabildiğinden volümetrik verim, bundan sonraki hesaplarda tecrübi olarak 0.81 alınacaktır. Artık gazların sıcaklık ve basınçları da daha önce ampirik olarak hesap edildiği için;

$$P_a = \frac{[(T_0 + \Delta T) \times (\varepsilon - 1) \times P_0 \times \eta_v + P_r \times T_0]}{\varepsilon \times T_0} \quad (5.27)$$

$$P_a = \frac{[(293 + 15) \times (17 - 1) \times 0.1 \times 0.81 + 0.1125 \times 293]}{17 \times 293} = 0.0868 \text{ [MPa]}$$

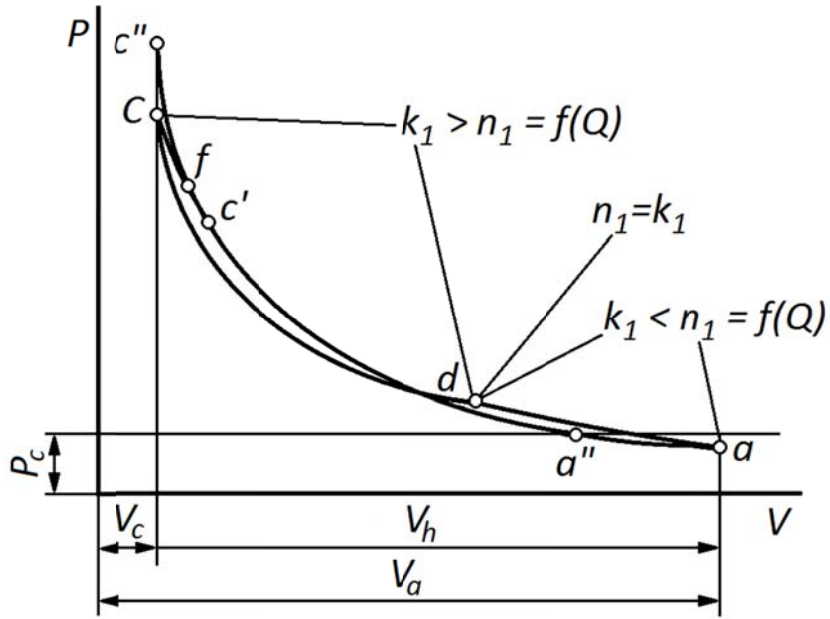
$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} \quad (5.28)$$

$$T_a = \frac{293 + 15 + 0.036 \times 704}{1 + 0.036} = 322 \text{ K}$$

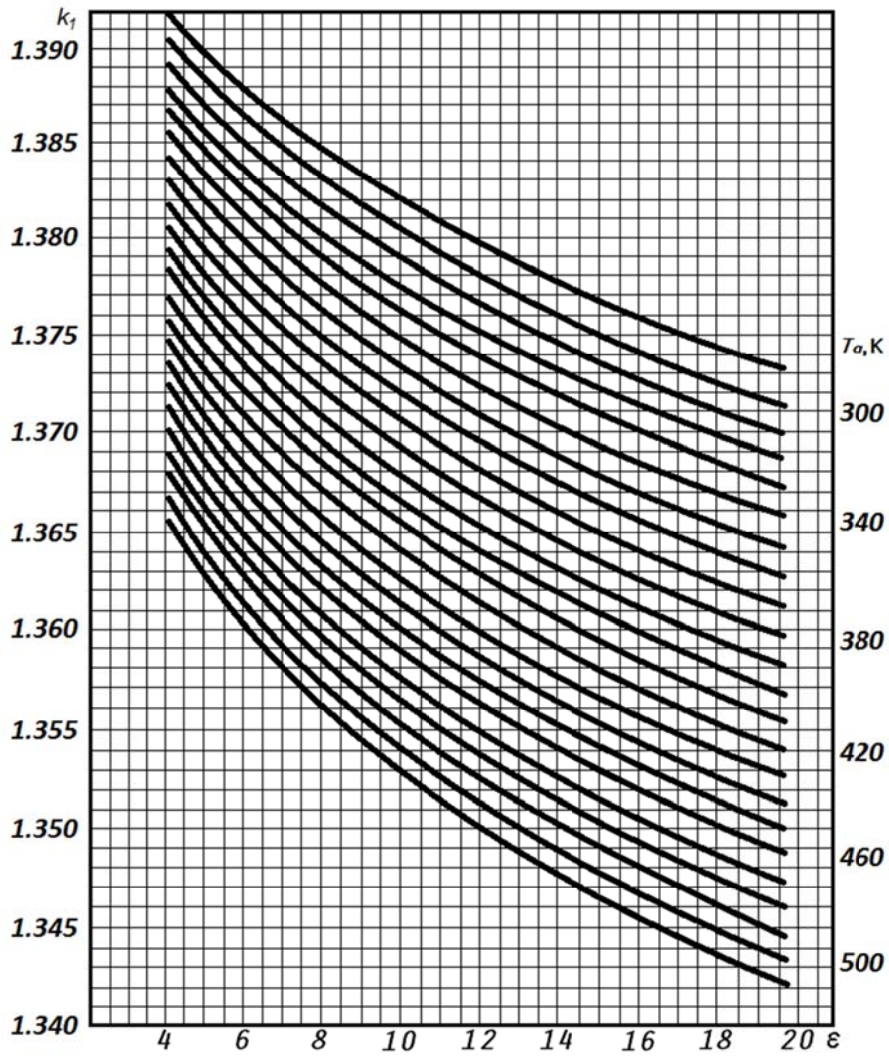
olarak hem dizelin hem de LPG'nin sıkıştırma başındaki silindir içi ortalama sıcaklık ve basınçları bulunabilir.

5.4.5.7 Sıkıştırma süreci

İdeali izantropik (tersinir adyabatik) olarak kabul edilen bu süreç motorda, silindir çeperlerinden iş gazına ve bir süre sonra tersine olan ısı geçişi sebebiyle politropiktir. Isı geçişi, iş gazının ısı kapasitesini artırdığı için silindir içindeki gaz, tam bir ideal gaz gibi davranamaz ve sıcaklık ve basıncın değişimi sıkıştırma adyabat üssüne (k_1) değil sıkıştırma politrop üssüne (n_1) göre olduğu kabul edilir. Şekil 5.12'de verilen sıkıştırma süresinceki basınç artış diyagramına göre aslında değişken değerli bir n_1 'i takip eden *adc* politropik eğrisi, hesaplamaları kolaylaştırmak adına *aa''c'c* sabit n_1 değerli politropik eğrisini takip ettiği kabul edilir. Normalde, *ad* arasında silindir çeperlerinden iş gazına ısı geçtiği için k_1 'den daha büyük bir değer alan n_1 , *d* noktasında k_1 'le eşitlenip *dc* arasında iş gazından silindir çeperlerine ısı geçtiği için ondan daha küçük bir değer alır. Silindir içindeki sıcaklık ve basıncın değişimi, yalnızca politropik üsse göre değil segman boşluklarından sızan gazlar, emme süpap(lar)ı kapanana kadar silindire giren ekstra taze dolgu, iş gazı ve silindir duvarları arasındaki ısı akısının ve yönünün değişimi, tutuşma gecikmesi ve başlangıcı gibi sebeplerle de ilgilidir. Bunların hepsinin göz önüne alınıp ortalama değerler üzerinden işlemler yapabilmek için hazırlanan şekil 5.13'teki nomograf sayesinde sıkıştırma sonu silindir içi ortalama sıcaklık ve basınçlar bulunabilir. Politrop üssü (n_1), dizel motorlar için nomograftan bulunan adyabat üssüne (k_1) eşit alınır.



Şekil 5.12 : Dört zamanlı sıkıştırma zamanı basıncın hacme göre değişimi [19].



Şekil 5.13 : Sıkıştırma adyabat üssünün (k_1) tayini için nomograf [19].

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_1} \quad (5.29)$$

$$P_c = 0.0868 \times 17^{1.371} = 4.219 \text{ [MPa]}$$

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_1-1} \quad (5.30)$$

$$T_c = 322 \times 17^{1.371-1} = 921 \text{ K}$$

Sıcaklığı ve basıncı artırılan bir gazın ortalama molar özgül ısısı da artar. Yanmanın hesabında, yanma başı ve sonu ortalama molar özgül ısıların farkı kullanılacağından iş gazının sıkıştırma sonu özgül ısısı bulunmalıdır. Havanın, 0 – 1500 °C arasındaki herhangi bir sıcaklıkta sahip olduğu molar özgül ısı miktarı;

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 20.6 + 0.002638 \times t_c \quad (5.31)$$

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 20.6 + 0.002638 \times (921 - 273) = 22.309 \text{ [kJ/kmol °C]}$$

şeklinde yaklaşık olarak hesap edilebilir. Bu hesapta, iş gazının içindeki yakıt buharı ve artık gazlar ihmal edilebilir. Ancak, artık gazlar da hesaba eklenmek istenirse, çizelge 5.2'nin de yardımıyla $\lambda = 1.4$ ve $T_c = 648$ °C için artık gazların ortalama molar özgül ısıları doğrusal interpolasyonla $(mc''_v)_{t_0}^{t_c} = 24.130 \text{ [kJ/kmol °C]}$ olarak bulunur. Daha sonra bu değer havaninkine eklenerek

$$(mc'_v)_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + \gamma_r} \times [(mc_v)_{t_0}^{t_c} + \gamma_r \times (mc''_v)_{t_0}^{t_c}]$$

$$(mc'_v)_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + 0.036} \times [22.309 + 0.036 \times 24.130] = 22.372 \text{ [kJ/kmol °C]}$$

şeklinde iş gazının ortalama molar özgül ısısı hesaplanabilir.

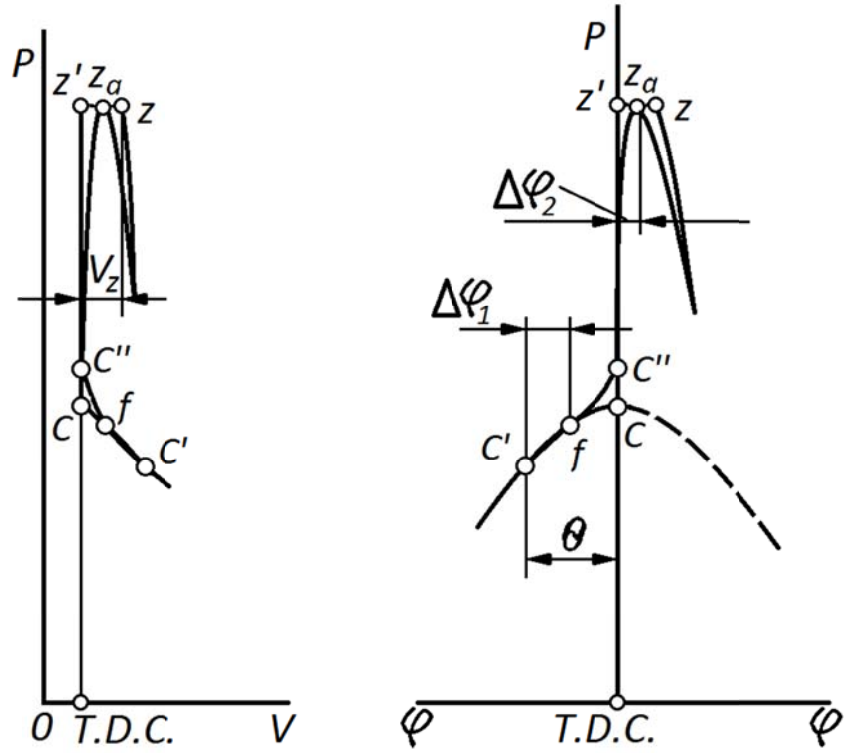
Çizelge 5.2 : Dizelin farklı λ 'larda artık gazlarının ortalama molar özgül ısısı [19].

Sıcaklık (°C)	Artık Gazların Ortalama Molar Özgül Isısı (kJ/kmol ⁰) (dizel)											
	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6
0	22.184	22.061	21.958	21.870	21.794	21.728	21.670	21.572	21.493	21.428	21.374	21.328
100	22.545	22.398	22.275	22.169	22.078	21.999	21.929	21.812	21.717	21.640	21.574	21.519
200	22.908	22.742	22.602	22.482	22.379	22.289	22.210	22.077	21.970	21.882	21.808	21.745
300	23.324	23.142	22.989	22.858	22.745	22.647	22.560	22.415	22.300	22.202	22.121	22.052
400	23.750	23.554	23.390	23.249	23.128	23.022	22.930	22.774	22.648	22.544	22.457	22.384
500	24.192	23.985	23.811	23.662	23.533	23.421	23.322	23.157	23.023	22.914	22.822	22.743
600	24.631	24.413	24.229	24.073	23.937	23.819	23.716	23.541	23.401	23.285	23.188	23.106
700	25.069	24.840	24.648	24.484	24.342	24.218	24.109	23.927	23.780	23.659	23.557	23.471
800	25.490	25.251	25.050	24.879	24.731	24.602	24.488	24.298	24.144	24.018	23.912	23.822
900	25.896	25.648	25.439	25.261	25.107	24.973	24.855	24.657	24.487	24.366	24.256	24.162
1000	26.278	26.021	25.804	25.620	25.460	25.321	25.199	24.993	24.828	24.692	24.578	24.481
1100	26.641	26.375	26.151	25.960	25.795	25.652	25.525	25.313	25.142	25.001	24.883	24.783
1200	26.987	26.713	26.482	26.286	26.116	25.967	25.837	25.618	25.442	25.296	25.175	25.071
1300	27.311	27.029	26.792	26.589	26.415	26.262	26.128	25.903	25.722	25.572	25.447	25.341
1400	27.618	27.328	27.085	26.877	26.698	26.541	26.404	26.173	25.986	25.833	25.705	25.596
1500	27.907	27.610	27.361	27.148	26.965	26.805	26.664	26.427	26.237	26.080	25.948	25.836
1600	28.175	27.873	27.618	27.400	27.212	27.049	26.905	26.663	26.468	26.308	26.173	26.059
1700	28.432	28.123	27.863	27.641	27.449	27.282	27.135	26.888	26.690	26.526	26.389	26.272
1800	28.669	28.354	28.089	27.863	27.668	27.497	27.348	27.096	26.894	26.727	26.587	26.469
1900	28.895	28.575	28.305	28.076	27.877	27.704	27.552	27.296	27.090	26.921	26.781	26.658
2000	29.107	28.782	28.508	28.275	28.073	27.898	27.743	27.483	27.274	27.102	26.958	26.835
2100	29.310	28.980	28.703	28.466	28.262	28.083	27.926	27.663	27.451	27.276	27.130	27.005
2200	29.503	29.169	28.888	28.648	28.441	28.260	28.101	27.834	27.619	27.442	27.294	27.168
2300	29.680	29.342	29.057	28.815	28.605	28.422	28.261	27.991	27.774	27.595	27.444	27.317
2400	29.851	29.510	29.222	28.976	28.764	28.580	28.417	28.144	27.924	27.743	27.591	27.462
2500	30.011	29.666	29.375	29.127	28.913	28.726	28.562	28.286	28.064	27.881	27.728	27.598
2600	30.164	29.816	29.523	29.272	29.056	28.868	28.702	28.424	28.199	28.015	27.860	27.729
2700	30.311	29.960	29.664	29.412	29.194	29.004	28.837	28.557	28.331	28.144	27.988	27.856
2800	30.451	30.097	29.799	29.546	29.326	29.135	28.966	28.684	28.456	28.269	28.111	27.978

5.4.5.8 Yanma süreci

Dizel yanması

Yanma, iş gazının iç enerjisini artırma ve mekanik iş yapma amacıyla yakıt yakılarak ısı açığa çıkarılan motor çevriminin ana aşamasıdır ve yakıtın püskürtülmeye başladığı andan, görülebilir yanmanın sonuna kadar sürer. İlgili P–V diyagramı şekil 5.14’te mevcuttur. Dizel motorlarında yanma işleminin şematik olarak gösterildiği bu diyagramda gerçek proses, $c'fc''z_a$ eğrisiyle gerçekleşirken yanmanın çoğu z_a noktasından sonra genişleme sırasında olur. Yanma süreci, emme ve sıkıştırma süreçlerinin parametreleri, yakıtın atomizasyon kalitesi, motor hızı gibi çok çeşitli faktörlerin etkisi altında cereyan eder. Bu faktörlerin yanmayı tam olarak nasıl etkilediği ve motorlarda yanmanın fiziksel ve kimyasal doğası halen araştırma konusudur.



Şekil 5.14 : Dizel motorlarda yanma süresince basınç değişimi [19].

Dizel motorlarda görülebilir yanma, $c''z$ arasında gerçekleşir. Bu sürecin termodinamik hesabı ise önce sabit hacimde sonra da sabit basınçta olmak üzere sırasıyla $cc''z'$ ve $z'z$ düz çizgileri arasında gerçekleştiği kabul edilir. Burada termodinamik hesabın amacı, tam yanma sonunda sıcaklık (T_z) ve basıncın (P_z) değerleri ve yerinin (V_z) tayinidir. T_z sıcaklığı, termodinamiğin birinci kanununa dayanan

$$dq = du + pdv \quad (5.32)$$

formülünden hesaplanabilir. Kısaca, açığa çıkan enerjinin iş gazının iç enerjisindeki artışla hacmindeki artışa harcanan enerjinin toplamına eşit olduğu söylenebilen bu formül dizel motorları için

$$H_u - Q_{kayıp} = (U_z - U_m) + L_{cz} \quad (5.33)$$

şeklinde yeniden düzenlenebilir. Burada, H_u (kJ), yakıtın alt ısı değerini; $Q_{kayıp}$ (kJ), taşınım sonucu ısı transferiyle, genişlemede yakıtın geç yanmasıyla ve disosasyon sebebiyle ısı kayıplarını; U_z (kJ), görünür yanma sonunda gazların iç enerjisini; U_m (kJ), sıkıştırma sonu iş gazının iç enerjisini ve L_{cz} (kJ) ise c ve z noktaları arasında

gazların genişlemesinden dolayı yapılan işi ifade eder. Eşitliğin sol tarafına hesaplamaları kolaylaştırmak için ısı kullanım katsayısı ($\xi_z = (H_u - Q_{kayıp}) / H_u$) ilave edilerek (5.33) yeniden düzenlenirse;

$$\xi_z \times H_u = (U_z - U_m) + L_{cz} \quad (5.34)$$

elde edilebilir. Ancak, ξ_z 'nin seçimi dikkat ve tecrübe isteyen bir iştir. Isıl kullanım katsayısı, dizel motorlarda 0.65 ile 0.88 arasında değişen deneysel bir değer alır ve motor konstrüksiyonu, yük durumu, soğutma sistemi, yanma odası şekli, hava-yakıt karışım yöntemi, hava fazlalık katsayısı ve motor devrine bağlıdır. Bu değer, motorun performansını direkt olarak etkilediğinden yanma odası ve silindir duvarlarından ısı kayıplarını azaltarak, motorun yapısına en uygun yanma odasını tasarlayarak, genişleme sürecindeki ard yanmayı azaltarak ve iş gazının yanmasını hızlandıracak hava fazlalık katsayısını seçerek yükseltilmeye çalışılır. Sonuçta, (5.34)'e ortalama molar özgül ısılar ilave edilip formül düzenlenirse;

$$\frac{\xi_z \times H_u}{\left(\frac{1}{m_y} + \lambda \times L_0\right) \times (1 + \gamma_r)} + [(mc''_v)_{t_0}^{t_c} + 8.315 \times \alpha] \times t_c = \mu \times (mc''_p)_{t_0}^{t_z} \times t_z \quad (5.35)$$

şeklini alır. Burada α , görünür yanma sonu basıncının sıkıştırma sonu basıncına oranı olan sabit hacimdeki basınç artış oranıdır ve tecrübi olarak 1.8 alınır. Ayrıca, $(mc''_p)_{t_0}^{t_z} = (mc''_v)_{t_0}^{t_z} + 8.315$ ise görünür yanma sonundaki gazların sabit basınçta özgül ısı değerleridir. (5.35), denklemindeki tek bilinmeyen t_z 'dir ve yanma sonu ürünlerinin özgül ısılarını yaklaşık olarak hesaplamaya yarayan formüller ana denklemle birleştirildiğinde ortaya ikinci dereceden tek bilinmeyenli bir denklem çıkarki bu denklemin sıfırdan büyük determinantı görünür yanma sonu ortalama sıcaklığın değerini verir.

$$(mc''_{v_{CO_2}})_{t_0}^{t_z} = 39.123 + 0.003349 \times t_z \quad (5.36)$$

$$(mc''_{v_{H_2O}})_{t_0}^{t_z} = 26.670 + 0.004438 \times t_z \quad (5.37)$$

$$(mc''_{v_{O_2}})_{t_0}^{t_z} = 23.723 + 0.001550 \times t_z \quad (5.38)$$

$$\left(\text{mc}''_{v_{N_2}}\right)_{t_0}^{t_z} = 21.951 + 0.001457 \times t_z \quad (5.39)$$

$$\begin{aligned} \left(\text{mc}''_v\right)_{t_0}^{t_z} &= \frac{1}{M_2} \\ &\times \left[M_{CO_2} \times \left(\text{mc}''_{v_{CO_2}}\right)_{t_0}^{t_z} + M_{H_2O} \times \left(\text{mc}''_{v_{H_2O}}\right)_{t_0}^{t_z} \right. \\ &\left. + M_{O_2} \times \left(\text{mc}''_{v_{O_2}}\right)_{t_0}^{t_z} + M_{N_2} \times \left(\text{mc}''_{v_{N_2}}\right)_{t_0}^{t_z} \right] \end{aligned} \quad (5.40)$$

(5.14), (5.15), (5.16), (5.17), (5.36), (5.37), (5.38) ve (5.39), (5.40)'ta yerine konursa;

$$\left(\text{mc}''_v\right)_{t_0}^{t_z} = 24.1622 + 0.001907 \times t_z$$

$$\left(\text{mc}''_p\right)_{t_0}^{t_z} = \left(\text{mc}''_v\right)_{t_0}^{t_z} + 8.315 = 32.4772 + 0.001907 \times t_z$$

elde edilir. Son olarak, bütün değerler (5.35)'te yerine konursa ikinci dereceden bir bilinmeyenli denkleme ulaşılır.

$$-74611.812 + 33.6561 \times t_z + 0.001976 \times t_z^2 = 0$$

Bu denklemin çözümünden de $t_z = 1975 \text{ } ^\circ\text{C}$, $T_z = 2248 \text{ K}$ çıkar. Yanma sonucu ortalama silindir içi basıncı;

$$P_z = \alpha \times P_c \quad (5.41)$$

$$P_z = 1.8 \times 4.219 = 7.595 \text{ [MPa]}$$

olur. sabit basınçta hacim artış oranı ise;

$$\rho = \frac{\mu \times T_z}{\alpha \times T_c} \quad (5.42)$$

$$\rho = \frac{1.036 \times 2248}{1.8 \times 921} = 1.406$$

şeklinde hesaplanır.

Kademeli yanmanın LPG'ye uygulması

Bu bölümde, bu çalışmanın ana aşaması olan MR-2 yanma odasına sahip dizel motorunu buji ateşlemeli prensiple LPG veya NG yakıtlarına dönüştürüldüğünde

motorun performans ve verimlilik değerlerinin farklı sıkıştırma oranı ε ve genel hava fazlalık katsayısında λ hangi seviyelerde olacağını araştırmak için tabakalaştırılmış hava–gaz karışımının iki aşamalı yanma mekanizması ile gerçekleşen yanma sürecinin, geliştirilen termodinamik hesap yöntemi anlatılmaktadır. Yanma süreci, kapalı termodinamik gerçek çevrim olarak kabul edilerek aşağıdaki varsayımlarda ve kabullerde bulunulmuştur:

- i. $a = V_{zk}/V_c \approx \lambda_1/\lambda$ emilen havanın tabakalaşma derecesi olmak üzere bir tarafta $(a \times V_c)$ zengin hava–gaz karışımı, diğer tarafta $((1 - a) \times V_c)$ yalnız hava vardır.
- ii. Sıkıştırma sonu ortalama basınç ve sıcaklık (P_c ve T_c) iki bölgenin her yerinde aynıdır.
- iii. Zengin karışımın yanmasıyla birinci bölgede artan sıcaklık ve basınç adyabatik genişlemeye neden olur. Toplam hacim sabit ($V_c = \text{sbt.}$) olduğundan iki bölgenin basınçları eşitlenene kadar birinci bölge ikinci bölgeyi sıkıştırır.
- iv. Zengin karışım bölgesindeki eksik yanma ürünleri (CO ve H_2) basınç dengelenmesinden sonra ikinci bölgede yakılır.
- v. Piston yüzeyi ve silindir duvarlarına ısı geçişi ihmal edilir.

Birinci bölgedeki yanma süreci sonunda ortalama gaz sıcaklığı (T_{z1}), termodinamiğin birinci yasasına dayanan (5.32)’deki eşitlikten türetilen (5.33)’teki formülden eksik yanma ürünleri sebebiyle ve yanmanın sabit hacimde gerçekleştiği kabulüyle biraz farklılaşır.

$$(H_u - \Delta H_u) - Q_{kayıp} = (U_z - U_m) + L_{cz} \quad (5.43)$$

Burada, ΔH_u (kJ), yakıtın eksik yanma nedeniyle kullanılmayan alt ısı değerine karşılık gelirken, c ve z noktaları arasında gazların genişlemesinden dolayı yapılan işi ifade eden L_{cz} (kJ) ise sabit hacimde yanma nedeniyle sıfırdır. Bu sefer, $\xi_z = [(H_u - \Delta H_u) - Q_{kayıp}]/(H_u - \Delta H_u)$ ifadesine karşılık gelen ısı kullanım katsayısı da (5.43)’te eşitliğin sol tarafına eklenirse;

$$\xi_z \times (H_u - \Delta H_u) = (U_z - U_m) \quad (5.44)$$

elde edilir. Yeni durum için düzenlenen geniş yanma denklemi (5.35)'ten biraz farklıdır.

$$\frac{\xi_z \times (H'_u - \Delta H'_u)}{\left(\frac{\lambda_1 \times L'_0}{\mu_h/\rho_0}\right) \times (1 + \gamma'_r)} + (mc'_{v,1})_{t_0}^{t_c} \times t_c = \mu'_1 \times (mc''_{v,1})_{t_0}^{t_{z_1}} \times t_{z_1} \quad (5.45)$$

Daha çok, benzin motorları için kullanılan homojen yanma denkleminde benzeyen bu eşitlikte $\mu_h = 28.96 \text{ kg/kmol}$, havanın mol kütesini; μ'_1 , birinci yanma sonundaki gerçek moleküler değişim katsayısını ve $(mc''_v)_{t_0}^{t_{z_1}}$ ise birinci yanma sonu gazların molar özgül ısılarını ifade eder. $\Delta H'_u = 119950 \times (1 - \lambda_1) \times L'_0$ şeklinde bulunabilir. Birinci yanma eksik yanma olduğu için özgül ısıları ve moleküler değişim katsayısını yeniden hesap etmek gerekir.

$$M'_{2,1} = M'_{CO,1} + M'_{CO_2,1} + M'_{H_2,1} + M'_{H_2O,1} + M'_{N_2,1} \quad (5.46)$$

$$M'_{CO,1} = 2 \times \frac{1 - \lambda_1}{1 + K} \times \frac{1}{4.76} \times L'_0 \quad (5.47)$$

$$M'_{CO_2,1} = \sum n - 2 \times \frac{1 - \lambda_1}{1 + K} \times \frac{1}{4.76} \times L'_0 \quad (5.48)$$

$$M'_{H_2,1} = 2 \times K \times \frac{1 - \lambda_1}{1 + K} \times \frac{1}{4.76} \times L'_0 \quad (5.49)$$

$$M'_{H_2O,1} = \sum \frac{m}{2} - 2 \times K \times \frac{1 - \lambda_1}{1 + K} \times \frac{1}{4.76} \times L'_0 \quad (5.50)$$

$$M'_{N_2,1} = \left(1 - \frac{1}{4.76}\right) \times \lambda_1 \times L'_0 \quad (5.51)$$

$$M'_{2,1} = \sum_{i=1}^2 \left[B_i \times \left(n_i + \frac{m_i}{2} \right) \right] + \left(\lambda_1 - \frac{1}{4.76} \right) \times L'_0 \quad (5.52)$$

Burada B_1 ve B_2 , sırasıyla a ve b 'yi; $(n,m)_1$ ve $(n,m)_2$ ise propan ve bütanı simgelemektedir. $\lambda_1 = \lambda/2$, $K = 0.5$ 'tir. Dolayısıyla, sonuçta;

$$\begin{aligned} M'_{2,1} &= 0.1611 \times \left(3 + \frac{8}{2} \right) + 0.8389 \times \left(4 + \frac{10}{2} \right) + \left(0.7 - \frac{1}{4.76} \right) \times 29.79 \\ &= 25.15 \text{ [kmol ürün/kmol yakıt]} \end{aligned}$$

elde edilir. Yeni hava fazlalık katsayısı için de gerekli hava miktarı;

$$M'_{1,1} = \lambda_1 \times L'_0 \quad (5.53)$$

$$M'_{1,1} = 0.7 \times 29.79 = 20.853 \text{ [kmol taze dolgu/kmol yakıt]}$$

olarak hesaplanabilir. Bu durumda moleküler değişim katsayısı;

$$\mu'_{0,1} = \frac{M'_{2,1}}{M'_{1,1}} \quad (5.54)$$

$$\mu'_{0,1} = \frac{25.15}{20.853} = 1.2061$$

ve gerçek moleküler değişim katsayısı;

$$\mu'_1 = \frac{\mu'_{0,1} + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (5.55)$$

$$\mu'_1 = \frac{1.2061 + 0.036}{1 + 0.036} = 1.1989$$

şeklinde bulunur. Taze dolgunun molar özgül ısısı (5.31)'deki eşitlikle, $(mc_{v,1})_{t_0}^{t_c} = 22.309 \text{ [kJ/kmol } ^\circ\text{C}]$ olarak alınabilirken ürünlerin özgül ısıları tekrardan hesaplanmalıdır.

$$(mc''_{v_{CO,1}})_{t_0}^{t_{z_1}} = 22.490 + 0.001430 \times t_{z_1} \quad (5.56)$$

$$(mc''_{v_{CO_2,1}})_{t_0}^{t_{z_1}} = 39.123 + 0.003349 \times t_{z_1} \quad (5.57)$$

$$(mc''_{v_{H_2,1}})_{t_0}^{t_{z_1}} = 19.678 + 0.001758 \times t_{z_1} \quad (5.58)$$

$$(mc''_{v_{H_2O,1}})_{t_0}^{t_{z_1}} = 26.670 + 0.004438 \times t_{z_1} \quad (5.59)$$

$$(mc''_{v_{N_2,1}})_{t_0}^{t_{z_1}} = 21.951 + 0.001457 \times t_{z_1} \quad (5.60)$$

$$\begin{aligned}
(mc''_{v,1})_{t_0}^{t_{z_1}} &= \frac{1}{M'_{2,1}} \\
&\times \left[M'_{CO,1} \times (mc''_{vCO,1})_{t_0}^{t_{z_1}} + M'_{CO_2,1} \times (mc''_{vCO_2,1})_{t_0}^{t_{z_1}} \right. \\
&+ M'_{H_2,1} \times (mc''_{vH_2,1})_{t_0}^{t_{z_1}} + M'_{H_2O,1} \times (mc''_{vH_2O,1})_{t_0}^{t_{z_1}} \\
&\left. + M'_{N_2,1} \times (mc''_{vN_2,1})_{t_0}^{t_{z_1}} \right] \quad (5.61)
\end{aligned}$$

(5.47), (5.48), (5.49), (5.50), (5.51), (5.52), (5.56), (5.57), (5.58), (5.59) ve (5.60), (5.61)'de yerine konduğunda;

$$(mc''_{v,1})_{t_0}^{t_{z_1}} = 23.4765 + 0.001995 \times t_{z_1}$$

elde edilir. bütün gerekli ifadeler (5.45)'te yerine konursa;

$$-71199 + 28.1455 \times t_{z_1} + 0.0024 \times t_{z_1}^2 = 0$$

denklemini elde edilir. Bu denklemin çözümü de $t_{z_1} = 2140 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{z_1} = 2413 \text{ K}$ sonucunu verir. Buradan, birinci bölgedeki yanma süreci sonunda zengin karışım tarafında gaz basıncı (P_{z_1});

$$P_{z_1} = \mu'_1 \times P_c \times T_{z_1}/T_c \quad (5.62)$$

$$P_{z_1} = 1.1989 \times 4.219 \times 2413/921 = 13.2601 \text{ [MPa]}$$

olarak bulunur. İki aşamalı yanma mekanizmasının termodinamik hesabının farklılaşması buradan sonra başlar. iii numaralı kabulde de söylendiği gibi birinci aşama yanmanın sonucunda P_{z_1} basınç ve T_{z_1} sıcaklığına ulaşan zengin karışım tarafı bir miktar adyabatik genişlemeye uğrar; basınç ve sıcaklığı düşer. Aynı anda, diğer bölgedeki P_c basınç ve T_c sıcaklığındaki hava sıkıştırılarak homojen basınç dağılımı oluşana kadar basınç ve sıcaklığı artırılır. Yeni durumda iki bölgedeki basınçlar P'_z ve sıcaklıklar T_1 ve T_2 'dir. Birbirine eşitlenen gaz basıncı;

$$k_c = a \times k_1 + (1 - a) \times k \quad (5.63)$$

şeklindeki ortalama adyabatik üs formülüyle çok küçük bir hata payı ile hesaplanabilir. k_1 ve k sırasıyla, zengin karışım ve havanın adyabatik üsleridir ve

$$k_1 = 1 + 8.315 / (mc''_{v,1})_{t_0}^{t_{z_1}} \quad (5.64)$$

$$k_1 = 1 + 8.315 / 23.4765 + 0.001995 \times 2140 = 1.2997$$

$$k = 1 + 8.315 / (mc_{v,1})_{t_0}^{t_c} \quad (5.65)$$

$$k = 1 + 8.315 / 22.309 = 1.3727$$

formülleriyle hesaplanabilirler. Buradan hareketle, $k_c = 1.3362$ bulunur. Adyabatik genişleme sonrası gazların göreceli olarak kapladıkları hacimler oranı;

$$b = V_1/V_2 = \left(P_{z_1}/P_c \right)^{\frac{1}{k_c}} \times \frac{a}{1-a} \quad (5.66)$$

$$b = (13.2601/4.219)^{\frac{1}{1.3362}} \times \frac{0.5}{1-0.5} = 2.356$$

dolayısıyla, gazların göreceli olarak kapladıkları hacimler;

$$V_1 = b/b + 1 = 2.356/2.356 + 1 = 0.702 \quad (5.67)$$

$$V_2 = 1/b + 1 = 1/2.356 + 1 = 0.298 \quad (5.68)$$

olarak bulunabilirler. Basınç dengelendikten sonra iki bölgedeki yerel sıcaklıklar;

$$T_1 = T_{z_1} \times (a/V_1)^{k_c-1} \quad (5.69)$$

$$T_1 = 2413 \times (0.5/0.702)^{1.3362-1} = 2153 \text{ K}$$

$$T_2 = T_c \times \left[(1-a)/V_2 \right]^{k_c-1} \quad (5.70)$$

$$T_2 = 921 \times \left[(1 - 0.5) / 0.298 \right]^{1.3362-1} = 1096 \text{ K}$$

dengeleme sonrası basınç ise;

$$P'_z = P_{z_1} \times \left(a / V_1 \right)^{k_c} \quad (5.71)$$

$$P'_z = 13.2601 \times \left(0.5 / 0.702 \right)^{1.3362} = 8.4258 \text{ [MPa]}$$

olur. Bu durumda yanma odasındaki tüm gazların ortalama sıcaklık değeri

$$T'_z = T_c \times (P'_z / P_c) / \mu_c = T_c \times (P'_z / P_c) / [(a \times \mu'_1) + (1 - a)] \quad (5.72)$$

$$T'_z = 921 \times (8.4258 / 4.219) / [(0.5 \times 1.1989) + (1 - 0.5)] = 1672 \text{ K}$$

şeklinde hesaplanabilir. Burada μ_c , yanma odasındaki gerçek moleküler değişim katsayısının ortalama değeridir. Daha sonra, yanmanın ikinci aşamasına geçilir. Eksik yanma ürünlerinin yanması sonucunda gazların ortalama sıcaklığı (T_z);

$$\Delta H'_u = M'_{z,2} \times (mc''_{v,2})_{t_0}^{t_z} \times (T_z - T'_z) \quad (5.73)$$

formülüyle bulunur. Ancak, reaktifler CO ve H₂ olduğu için onların yanma sonu ürünlerinin bileşim miktarları ve ortalama molar özgül ısılarına ihtiyaç vardır. Bileşim miktarları (5.47) ve (5.49)'dan;

$$M'_{2,2} = M'_{CO,2} + M'_{H_2,2} \quad (5.74)$$

$$M'_{2,2} = (K + 1) \times \left(2 \times \frac{1 - \lambda_1}{1 + K} \times \frac{1}{4.76} \times L'_0 \right)$$

$$\begin{aligned} M'_{2,2} &= (0.5 + 1) \times \left(2 \times \frac{1 - 0.7}{1 + 0.5} \times \frac{1}{4.76} \times 29.79 \right) \\ &= 3.7178 \text{ [kmol ürün/kmol yakıt]} \end{aligned}$$

olarak bulunur. Ortalama molar özgül ısıları ise (5.56) ve (5.58)'den;

$$(mc''_{v,2})_{t_0}^{t_z} = \frac{1}{M'_{2,2}} \times \left[M'_{CO,2} \times (mc''_{v_{CO},2})_{t_0}^{t_z} + M'_{H_2,2} \times (mc''_{v_{H_2},2})_{t_0}^{t_z} \right] \quad (5.75)$$

$$(mc''_{v,2})_{t_0}^{t_z} = 21.5527 + 0.001539 \times t_z$$

şeklinde formüle edilir. Bunların hepsi (5.73)'te yerlerine konursa;

$$-98662 + 35.1493 \times t_z + 0.0028 \times t_z^2 = 0$$

eşitliğine ulaşılır. Bu eşitliğin çözümü de $t_z = 2364 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_z = 2637 \text{ K}$ sonucunu verir. Son olarak da ortalama basınç;

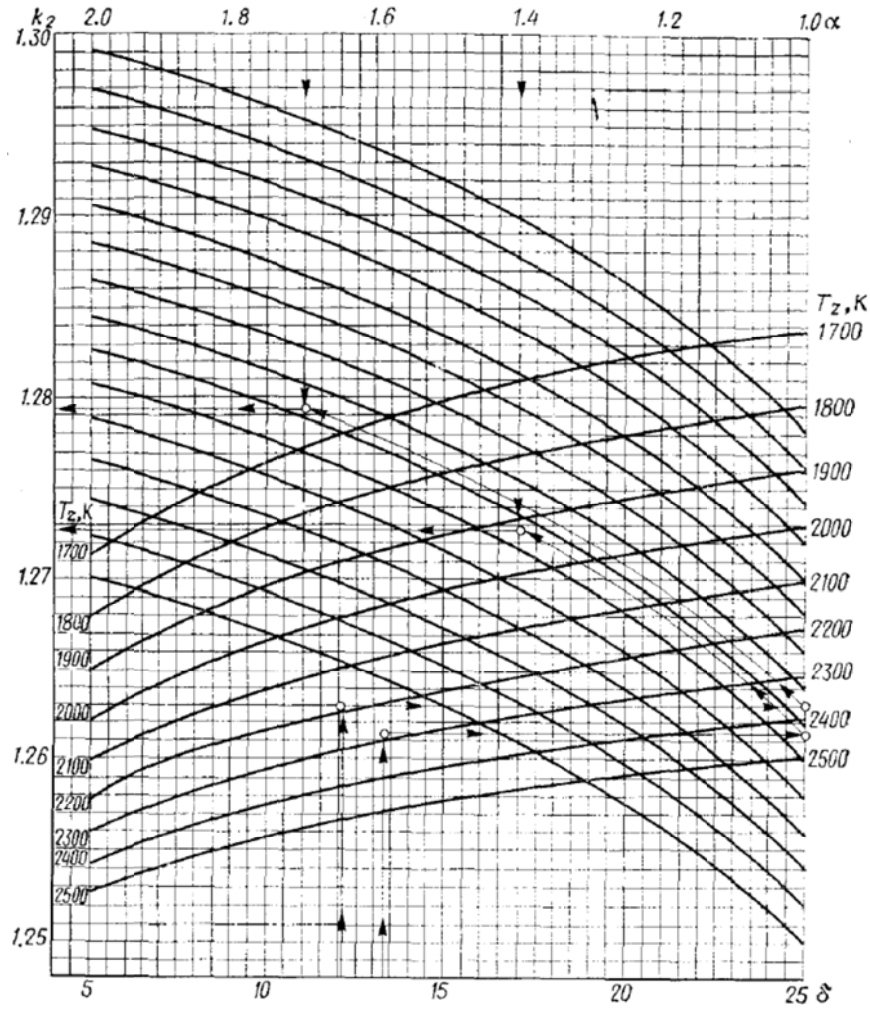
$$P_z = P_c \times \mu' \times T_z/T_c \quad (5.76)$$

$$P_z = 4.219 \times 1.056 \times 2637/921 = 12.7601 \text{ [MPa]}$$

formülüyle hesaplanabilir.

5.4.5.9 Genişleme süreci

Yanma odası hacminin büyüdüğü bu evre, motorda yakıtın içindeki kimyasal enerjinin mekanik işe çevrildiği tek süreçtir. Basınç değişimi şekil 5.15'te verilen bu süreç, şematik olarak $z_a b' b''$ eğrisiyle temsil edilse de gerçekte, gazlar ve onları çevreleyen çeperlerden olan ısı alış-verişine, yakıtın ard yanması ve disosyona harcanan ısı miktarına, gevşek bağlantılardan gaz sızmasına, genişleme sırasındaki sıcaklık düşüşünden ötürü yanma ürünlerinin ortalama molar özgül ısılarının azalmasına ve egzoz süpabının AÖN'ya gelmeden önce açılması sebebiyle egzoz sürecinin başlamasına bağlı karışık bir olaylar zincirini izler.



Şekil 5.16 : Genişleme adyabat üssünün (k_2) tayini için nomograf [19].

Genişleme sonu ortalama basıncın gerçek çevrimde hesaplanabilmesi için dizelerde genişleme oranına (δ) ihtiyaç vardır;

$$\delta = \varepsilon / \rho \quad (5.77)$$

$$\delta = 17 / 1.406 = 12.093$$

Ortalama basınç ve sıcaklıklar ise;

$$P_b = P_z / \delta^{n_2} \quad (5.78)$$

$$P = 7.595 / 12.093^{1.26} = 0.329 \text{ [MPa]}$$

$$T_b = T_z / \delta^{n_2-1} \quad (5.79)$$

$$T_b = 2248 / 12.093^{1.26-1} = 1176 \text{ K}$$

olarak bulunurlar. Benzer şekilde LPG'nin genişleme sonu silindir içi ortalama basınç ve sıcaklıkları ise;

$$P_b = P_z / \varepsilon^{n_2} \quad (5.80)$$

$$P_b = 12.7601 / 17^{1.26} = 0.3697 \text{ [MPa]}$$

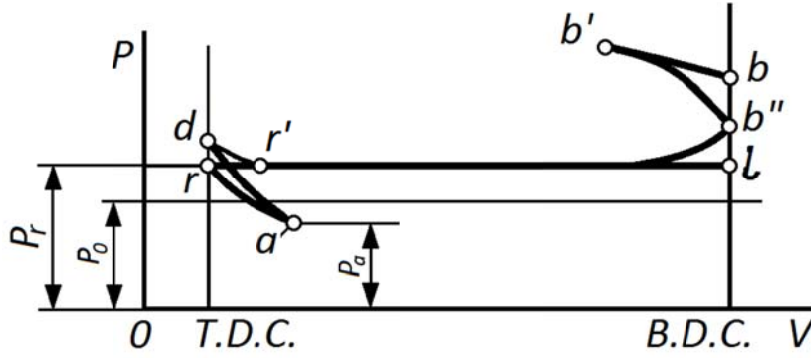
$$T_b = T_z / \varepsilon^{n_2-1} \quad (5.81)$$

$$T_b = 2637 / 17^{1.26-1} = 1299 \text{ K}$$

şeklinde hesaplanabilirler.

5.4.5.10 Egzoz süreci

Genişlemenin sonuna doğru egzoz süpap(lar)ının açılmasıyla başlayıp emme başında emme süpap(lar)ı açıldıktan sonra egzoz süpap(lar)ının kapanmasına kadar geçen süreyi kapsar. Şekil 5.17'de doğal emişli dört zamanlı bir motorun egzoz zamanı silindir içi basınç değişimi verilmiştir. Şekildeki $b'b''r'da'$ eğrisi, egzoz zamanı silindir içindeki basınç değişimini şematik olarak göstermektedir. Burada, b' ve a' noktaları sırasıyla, egzoz süpap(lar)ının açılması ve kapanmasını, bl ve lr düz çizgileri, egzoz süreci hesabının yapılması için sürecin bu çizgiler üzerinden gittiği varsayılan çizgiler, $b''r'r$ eğrisi ise b ve r noktalarının koordinatları tanımlandıktan sonra düz çizgilere göre uydurulan yaklaşık eğridir.



Şekil 5.17 : Doğal emişli dört zamanlı bir motorun egzoz zamanı silindir içi basınç değişimi.

Egzoz süpabını piston AÖN'ya gelmeden önce açmak, şekil 5.17'de şematik olarak gösterilen $b'b''bb'$ kapalı alanıyla ifade edilmiş pozitif işin harcanmasına neden olurken, $b''r'lb''$ kapalı alanıyla ifade edilen egzoz gazlarının dışarı atılma kayıp işini azaltır. Günümüz motorlarında egzoz süpabı, piston alt ölü noktaya gelmeden 40–80 °KMA kadar önce (b') açılır. Silindir içindeki basıncın 0.3–0.5 MPa arasında olduğu bu durumdan yararlanarak egzoz gazlarının silindiri terketmesi 600–700 m/s arasında bir hızla başlayıp piston AÖN'ya geldiğinde toplam egzoz gazının % 60–70'i boşaltılmış olur. Daha sonra hızlar, piston ÜÖN'ya gelene kadar 200–250 m/s mertebelerine düşer ve egzoz süpabı ÜÖN'dan 10–50 °KMA kadar sonra kapanırken 60–100 m/s'leri aşamaz. Ortalama gaz hızları ise 60–150 m/s civarındadır. Emme zamanının hesabına başlanırken ampirik formüllerle (5.21 ve 5.22) egzoz gazı sıcaklık ve basıncı bulunduğu için tekrardan hesap yapmaya gerek yoktur. Ancak, kontrol amaçlı sıcaklık kontrolü yapıлып başlangıçta alınan değerle karşılaştırılarak arada % 5'ten fazla bir fark olmamasına özen gösterilebilir. Bu şekilde hesapların doğruluğu artacaktır. Dizel için;

$$T_r = T_b / \sqrt[3]{P_b/P_r} \quad (5.82)$$

$$T_r = 1176 / \sqrt[3]{0.329/0.1125} = 823 \text{ K}$$

LPG için;

$$T_r = 1299 / \sqrt[3]{0.3697/0.1125} = 873 \text{ K}$$

olarak hesaplanabilir. Böylece, aradaki fark dizelde % 16.85, LPG’de % 24.04 olduğundan bu yeni T_r değerleri başlangıçta yerine konup hesap tekrarlanır. Burda bir iterasyon yeterlidir. Birinci ve ikinci hesap sonucunda çıkan değerler çizelge 5.3’te verilmiştir.

Çizelge 5.3 : Termodinamik hesap sonuçları.

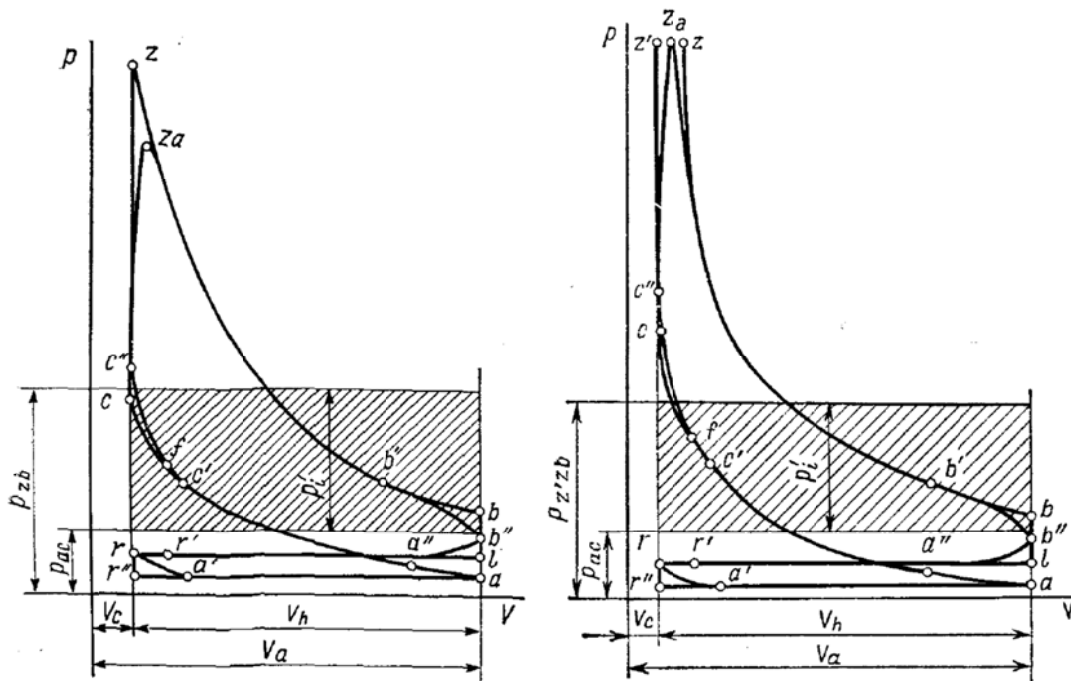
	Dizel			LPG		
Sembol	1. Hesap	2. Hesap	Hata (%)	1. Hesap	2. Hesap	Hata (%)
H_u	42.44		—	102.566		—
l_0	14.452		—	16.475		—
L_0	0.4994		—	29.79		—
l	20.233		—	23.064		—
L	0.6992		—	41.706		—
m_1	21.233		—	24.064		—
M_1	0.704		—	41.706		—
M_2	0.7308		—	44.126		—
μ_0	1.037		—	1.058		—
γ_r	0.036	0.031	-0.1389	0,0361	0,0291	-0.1939
μ	1.036	1.036	0	1,056	1,0564	0.00038
ρ_0	1.189		—	1.189		—
P_r	0.1125		—	0.1125		—
T_r	704	823	0.16903	704	873	0.24006
P_a	0.087		—	0.087		—
T_a	322	323	0.00311	322	324	0.00621
n_1	1.37	1.37	0	1.37	1.37	0
P_c	4.219	4.219	0	4.219	4.219	0
T_c	921	925	0.00434	921	927	0.00651
$(mc_v)_{t_0}^{t_c}$	22.309	22.321	0.00054	22.309	22.325	0.00072
$(mc''_v)_{t_0}^{t_c}$	24.130	24.149	0.00079	—	—	—
$(mc'_v)_{t_0}^{t_c}$	22.372	22.376	0.00018	—	—	—
P_z	7.595	7.595	0	12.76	12.72	-0.0031
T_z	2248	2259	0.00489	2637	2646	0.00341
ρ	1.406	1.405	-0.0007	—	—	—
δ	12.093	12.098	0.00041	—	—	—
n_2	1.26	1.26	—	1.25	1.25	0
P_b	0.329	0.328	-0.003	0.3697	0.3685	-0.0032
T_b	1176	1181	0.00425	1299	1303	0.00308
T'_r	823	827	0.00486	873	877	0.00458
$\Delta (Hata)$	16.85	0.45		24.04	0.44	

5.4.5.11 İndike parametreleri

Bir içten yanmalı motorun iş çevrimi, ortalama indike basınç, indike güç, indike verim ve indike özgül yakıt tüketimine göre değerlendirilir.

Ortalama indike basınç

Yanma sonucu iç enerjileri artan gazların piston üzerinde yaptığı basıncın ortalama değeridir. Şekil 5.18’de örnek olarak verilen doğal emişli bir benzinli ve bir de dizel motorun indikatör diyagramı şematik olarak gösterilmektedir. Diyagramdan ortalama indike basıncı hesaplamak için benzinlide z_b , dizelde $z'z_b$ eğrilerinin altında kalan alanlardan (P_{z_b} ve $P_{z'z_b}$), ikisinde de ac eğrilerinin altında kalan alanlar (P_{ac}) çıkarılır. Bu hesap dizelde teorik olarak;



Şekil 5.18 : Benzinli (sol) ve dizel (sağ) motorun şematik indikatör diyagramı [19].

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\alpha \times (\rho - 1) + \frac{\alpha \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (5.83)$$

$$P'_i = \frac{4.219}{17-1} \times \left[1.8 \times (1.405 - 1) + \frac{1.8 \times 1.405}{1.26 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{12.1^{1.26-1}} \right) - \frac{1}{1.37 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{17^{1.37-1}} \right) \right] = 0.954 \text{ [MPa]}$$

şeklinde yapılırken LPG için;

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\frac{P_z/P_c}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] \quad (5.84)$$

$$P'_i = \frac{4.219}{17 - 1} \times \left[\frac{12.72/4.216}{1.26 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{17^{1.26-1}} \right) - \frac{1}{1.37 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{17^{1.37-1}} \right) \right] = 1.152 \text{ [MPa]}$$

olarak hesaplanır. Buna ek olarak emme ve egzoz süreçlerindeki pompalama kayıpları da hesaba katılırsa;

$$\Delta P_i = P_r - P_a \quad (5.85)$$

$$\Delta P_i = 0.1125 - 0.0868 = 0.026 \text{ [MPa]}$$

$$P_i = \nu \times P'_i - \Delta P_i \quad (5.86)$$

$$P_i = 0.95 \times 0.954 - 0.026 = 0.880 \text{ [MPa]} \text{ (dizel için)}$$

$$P_i = 0.95 \times 1.152 - 0.026 = 1.068 \text{ [MPa]} \text{ (LPG için)}$$

elde edilir. Burada ν , gerçek çevrimin indikatör diyagramında keskin köşeler olamayacağından kullanılan bir yuvarlatma faktörüdür. Değeri, 0.92–0.97 arasında değişmektedir.

İndike güç

Silindir içindeki gazlar tarafından birim zamanda yapılan iş, indike güçtür ve iki yakıt için de aynı şekilde hesap edilir.

$$N_i = \frac{P_i \times V_h \times i \times n}{30 \times \tau} = \frac{P_i \times \left(\frac{\pi \times D^2}{4} \times S \right) \times i \times n}{30 \times \tau} \quad (5.87)$$

$$N_i = \frac{0.880 \times \left(\pi \times \frac{1.04^2}{4} \times 1.15 \right) \times 4 \times 2500}{30 \times 4} = 72 \text{ [kW]} = 98 \text{ [BG]}$$

$$N'_i = \frac{1.068 \times \left(\pi \times \frac{1.04^2}{4} \times 1.15 \right) \times 4 \times 2500}{30 \times 4} = 87 [kW] = 118 [BG]$$

Burada, V_h , silindir hacmi (lt), i , silindir sayısı, n , nominal devir (d/dk) ve τ , motor zaman sayısıdır.

İndike verim

Gerçek bir çevrimde harcanan yakıtın ne kadarının yararlı işe çevrildiğinin bir ölçüsüdür. Kısaca, indike iş yapan ısıнын, çevrime yakıtla verilen ısıya oranıdır. Sıvı ve gaz yakıtlar için farklı formüllerle hesap edilir. Dizel için;

$$\eta_i = \frac{P_i \times l_0 \times \lambda}{H_u \times \rho_0 \times \eta_v} \quad (5.88)$$

$$\eta_i = \frac{0.880 \times 14.452 \times 1.4}{42.4374 \times 1.189 \times 0.81} = 0.436 = \% 43.6$$

kullanılırken LPG için;

$$\eta'_i = 371.2 \times \frac{P_i \times T_0 \times M'_1}{H'_u \times P_0 \times \eta_v \times 10^6} \quad (5.89)$$

$$\eta'_i = \frac{1.068 \times 293 \times 41.706}{102.566 \times 0.1 \times 0.81 \times 10^6} = 0.5834 = \% 58.34$$

kullanılır.

İndike özgül yakıt tüketimi

$$b_i = \frac{3600}{H_u \times \eta_i} \quad (5.90)$$

$$b_i = \frac{3600}{42.44 \times 0.436} = 195 [g/kWh] = 143 [g/BGh]$$

$$b'_i = \frac{3600}{102566 \times 0.5834} = 0.06 [m^3/kWh] = 60.17 [lt/kWh]$$

$$= 129 [g/kWh]$$

5.4.5.12 Efektif parametreler

Motor çalışma karakteristiğine özgü parametreler, bir kısım yararlı işin çeşitli mekanik dirençleri yenmek ve emme ve egzoz proseslerini gerçekleştirmek için kullanıldığından indike parametrelerden farklılaşırlar. Mekanik dirençleri yenmek için harcanan yararlı iş, ortalama basınç cinsinden ifade edilerek hesaplara katılabilir. Yapılan bazı çalışmalar göstermiştir ki mekanik kayıplar hava fazlalık katsayısı (λ) ve sıkıştırma oranına (ε) bağlı olarak hesap edilebilir [34].

Mekanik verim

Mekanik verim hesabı önce motorun termik veriminin hesabıyla başlar. Termik verim, λ ve ε 'a bağlı olarak;

$$\eta_t = \frac{\varepsilon - 1}{0.01 \times \varepsilon^2 + 1.5 \times \varepsilon + 5} \times \frac{15 \times \lambda}{0.09 \times (\lambda - 1) + 10 \times \lambda + 5} \quad (5.91)$$

$$\eta_t = \frac{17 - 1}{0.01 \times 17^2 + 1.5 \times 17 + 5} \times \frac{15 \times 1.4}{0.09 \times (1.4 - 1) + 10 \times 1.4 + 5} = 0.5286$$

şeklinde ampirik olarak iki motor için de aynı olacak şekilde bulunabilir. Mekanik verimi ise dizelde;

$$\eta_{mo} = 1 - 67.5 \times \frac{K \times w_p \times l_0}{0.2342 \times H_u \times \rho_0 \times \eta_v} \quad (5.92)$$

ve w_p ortalama piston hızı, K tek sıralı motorlarda 0.1523, V motorlarda 0.145 iken

$$\eta_{mo} = 1 - 67.5 \times \frac{0.1523 \times \left(\frac{0.115 \times 2500}{30}\right) \times 14.452}{0.2342 \times 42.4374 \times 1.189 \times 0.81} = 0.8517$$

$$\eta_m = 1 - \frac{0.024 \times \lambda \times (\varepsilon + 8.5) \times (1 - \eta_{mo})}{\eta_t} \quad (5.93)$$

$$\eta_m = 1 - \frac{0.024 \times 1.4 \times (17 + 8.5) \times (1 - 0.8517)}{0.5286} = 0.7597 = \%75.97$$

olarak hesaplanabilirken LPG'de;

$$\eta'_{mo} = 1 - 67.5 \times \frac{K \times w_p \times l'_0}{0.2342 \times \frac{H'_u}{\rho_{LPG}} \times \rho_0 \times \eta_v} \quad (5.94)$$

$$\eta_{mo} = 1 - 67.5 \times \frac{0.1523 \times \left(\frac{0.115 \times 2500}{30} \right) \times 16.4746}{0.2342 \times \frac{102.566}{2.15} \times 1.189 \times 0.81} = 0.8496 = \%84.96$$

$$\eta'_m = 1 - \frac{0.024 \times 1.4 \times (17 + 8.5) \times (1 - 0.8496)}{0.5286} = 0.7563 = \%75.63$$

Ortalama efektif basınç

Ortalama efektif basınç, motor krank milindeki efektif işin birim yer değişimine oranıdır. Mekanik verim bilindiğine göre buradan ortalama efektif basınç dizel için;

$$P_e = \eta_m \times P_i \quad (5.95)$$

$$P_e = 0.7597 \times 0.880 = 0.669 \text{ [MPa]}$$

LPG için;

$$P'_e = 0.7563 \times 1.068 = 0.808 \text{ [MPa]}$$

şeklinde hesaplanır. Mekanik ve pompalama kayıplarını içeren ortalama mekanik basınç ise dizelde;

$$P_m = P_i - P_e \quad (5.96)$$

$$P_m = 0.880 - 0.669 = 0.211 \text{ [MPa]}$$

LPG'de;

$$P'_m = 1.068 - 0.808 = 0.260 \text{ [MPa]}$$

olarak bulunur.

Efektif güç

Krank milinden birim zamanda alınan güçtür ve mekanik verimle indike güce bağlıdır.

$$N_e = \eta_m \times N_i \quad (5.97)$$

$$N_e = 0.7597 \times 72 = 54 [kW] = 74 [BG] \text{ (dizel)}$$

$$N'_e = 0.7563 \times 87 = 66 [kW] = 89 [BG] \text{ (LPG)}$$

Döndürme momenti

$$M_e = \frac{30 \times 10^3}{\pi} \times \frac{N_e}{n} \quad (5.98)$$

$$M_e = \frac{30 \times 10^3}{\pi} \times \frac{54}{2500} = 208 [Nm]$$

$$M'_e = \frac{30 \times 10^3}{\pi} \times \frac{66}{2500} = 251 [Nm]$$

Efektif verim

$$\eta_e = \eta_m \times \eta_i \quad (5.99)$$

$$\eta_e = 0.7597 \times 0.436 = 0.331 = \%33.1$$

$$\eta'_e = 0.7563 \times 0.5834 = 0.4412 = \%44.12$$

Efektif özgül yakıt tüketimi

$$b_e = \frac{3600}{H_u \times \eta_e} \quad (5.100)$$

$$b_e = \frac{3600}{42.4374 \times 0.331} = 256 [g/kWh] = 188 [g/BGh]$$

$$b'_e = \frac{3600}{102566 \times 0.4412} = 0.08 [m^3/kWh] = 79.56 [lt/kWh]$$

$$= 171 [g/kWh]$$

Saatteki yakıt tüketimi

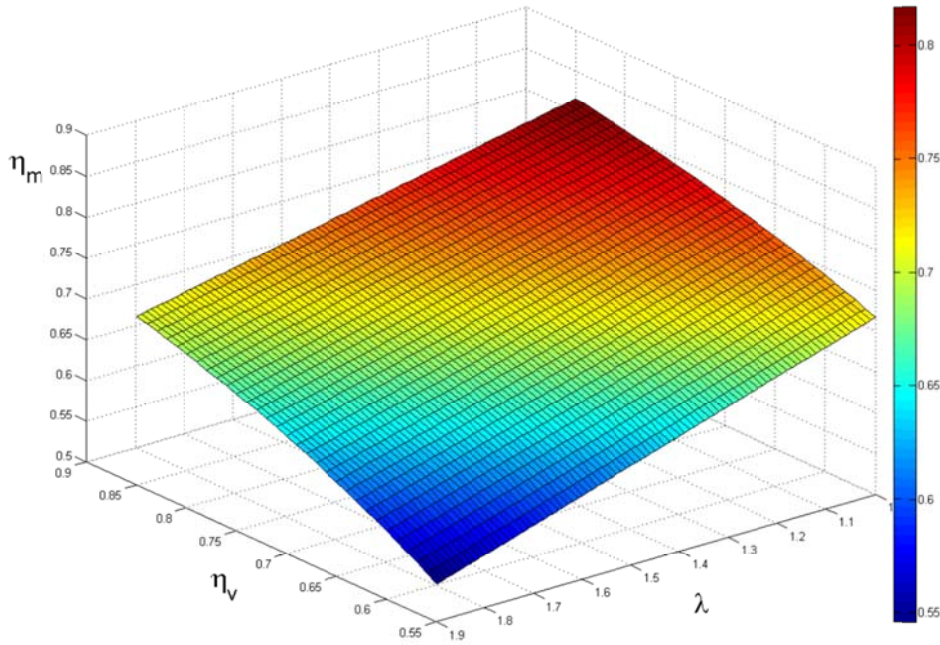
$$G_y = N_e \times b_e \times 10^{-3} \quad (5.101)$$

$$G_y = 54 \times 256 \times 10^{-3} = 13.952 [kg/h]$$

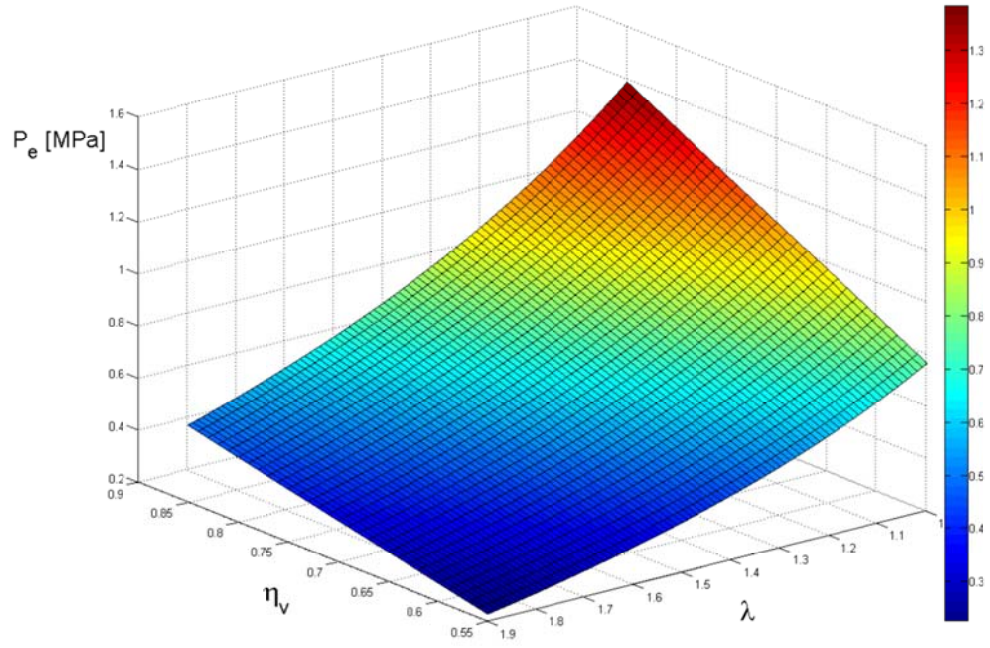
$$G'_y = 66 \times 0.08 \times 10^{-3} = 0.005 [m^3/h] = 5.233 [lt/h] = 11.252 [kg/h]$$

5.4.6 Termodinamik model üzerinden bazı incelemeler

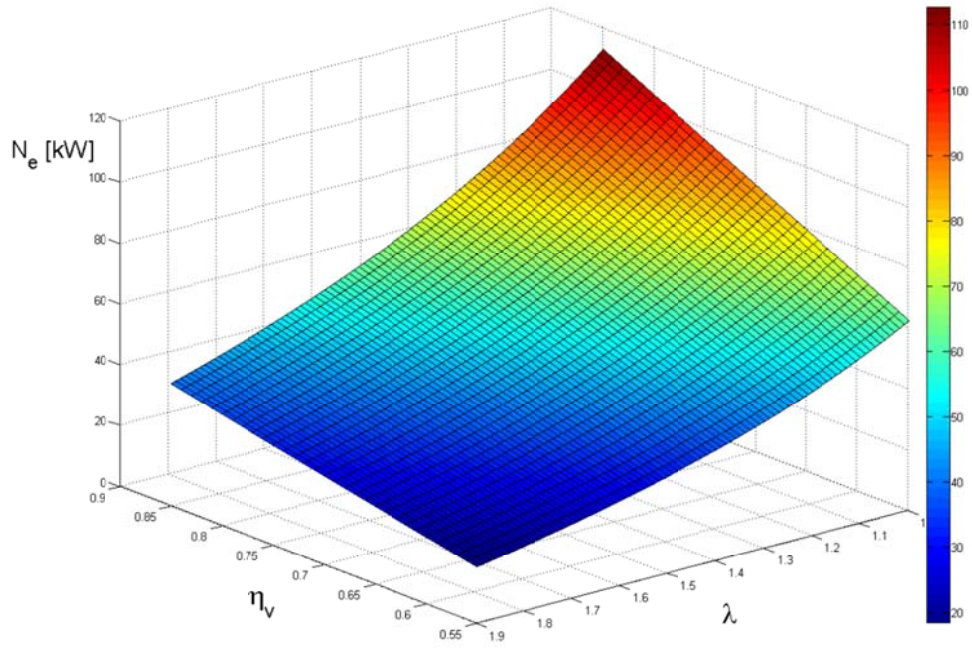
Yukarıda anlatılan termodinamik modele göre hava fazlalık katsayısı ve volümetrik verimin motorun efektif parametreleri üzerinde ne kadar etkili olduğu şekil 5.19, 5.20, 5.21, 5.22, 5.23, 5.24 ve 5.25'teki grafiklerle gösterilmiştir. Ayrıca motorun mevcut sıkıştırma oranı ($\varepsilon = 17$) ve volümetrik verimi ($\eta_v = 0.81$) korunarak hava fazlalık katsayısı 1.4 iken termodinamik model ve (6.3), (6.4) ve (6.5)'teki uydurma eğriler yardımıyla çizilen hız karakteristik eğrileri şekil 5.26'dadır.



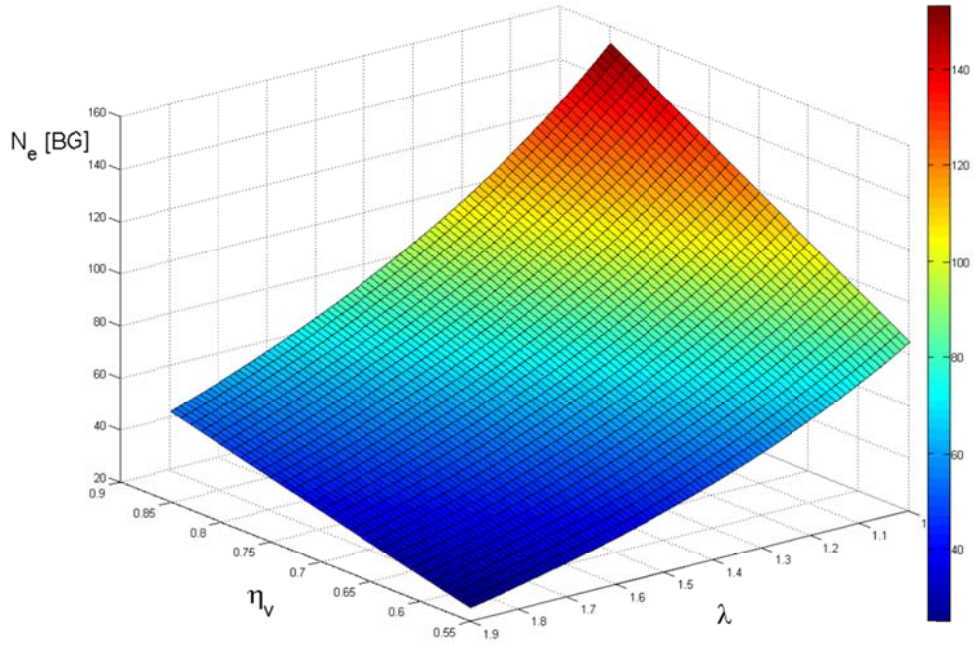
Şekil 5.19 : Mekanik verimin volümetrik verim ve hava fazlalık katsayısına göre değişimi.



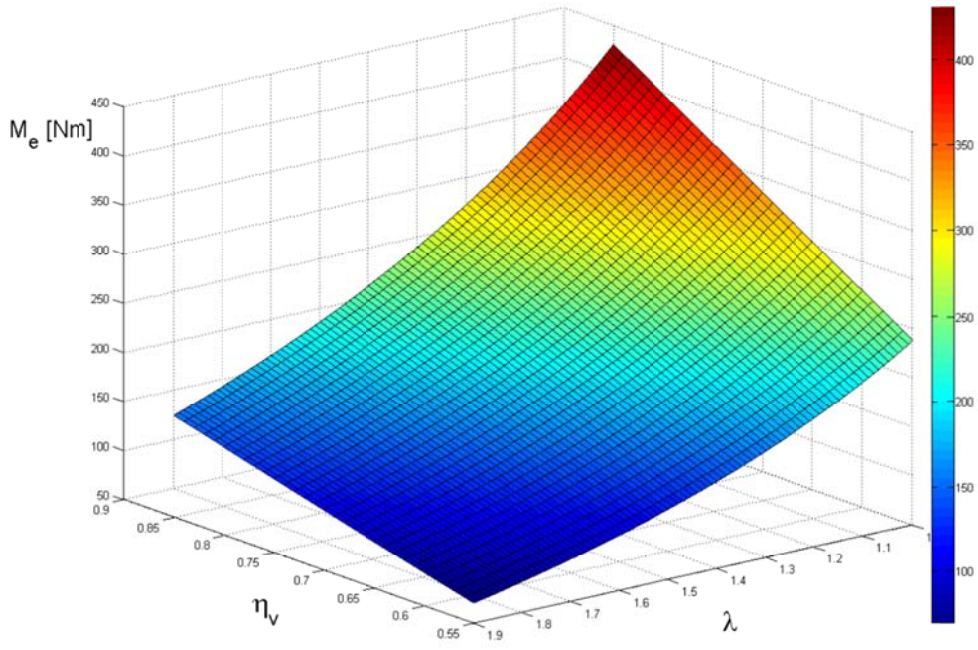
Şekil 5.20 : Ortalama efektif basıncın volümetrik verim ve hava fazlalık katsayısına göre değişimi.



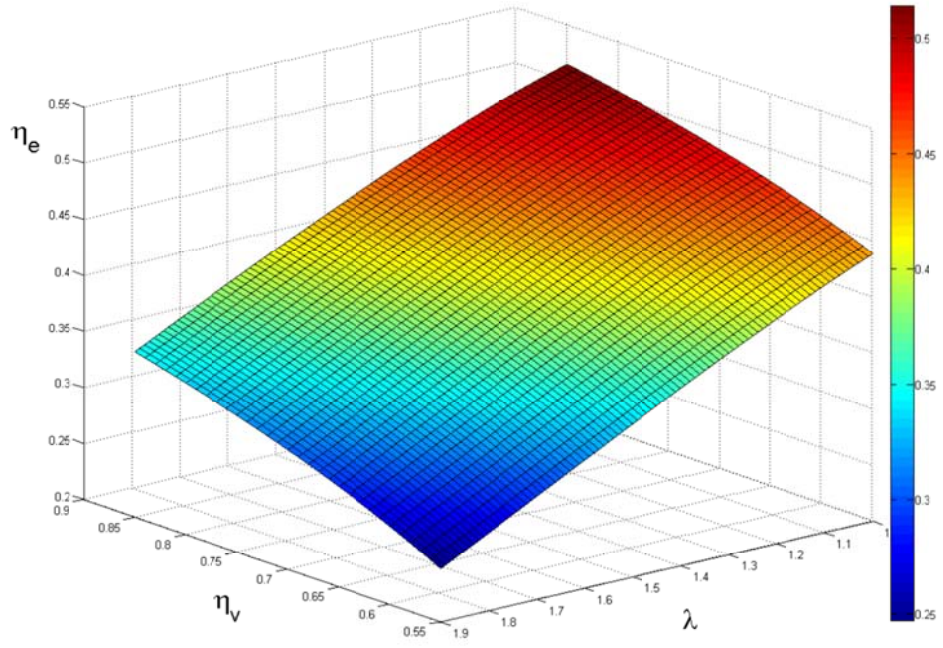
Şekil 5.21 : Gücün (kW) volümetrik verim ve hava fazlalık katsayısına göre değişimi.



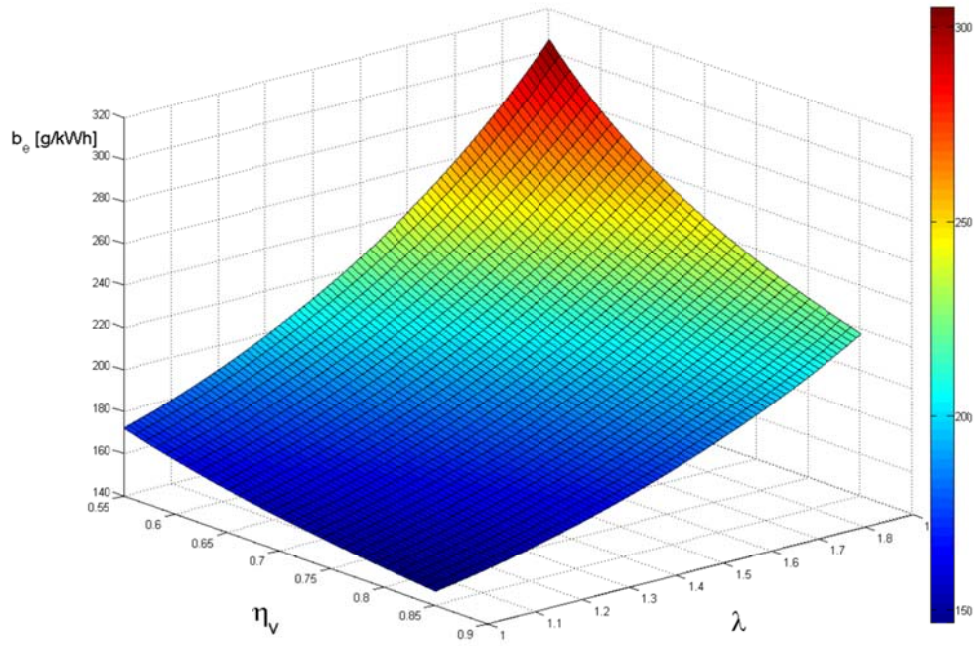
Şekil 5.22 : Gücün (BG) volümetrik verim ve hava fazlalık katsayısına göre değişimi.



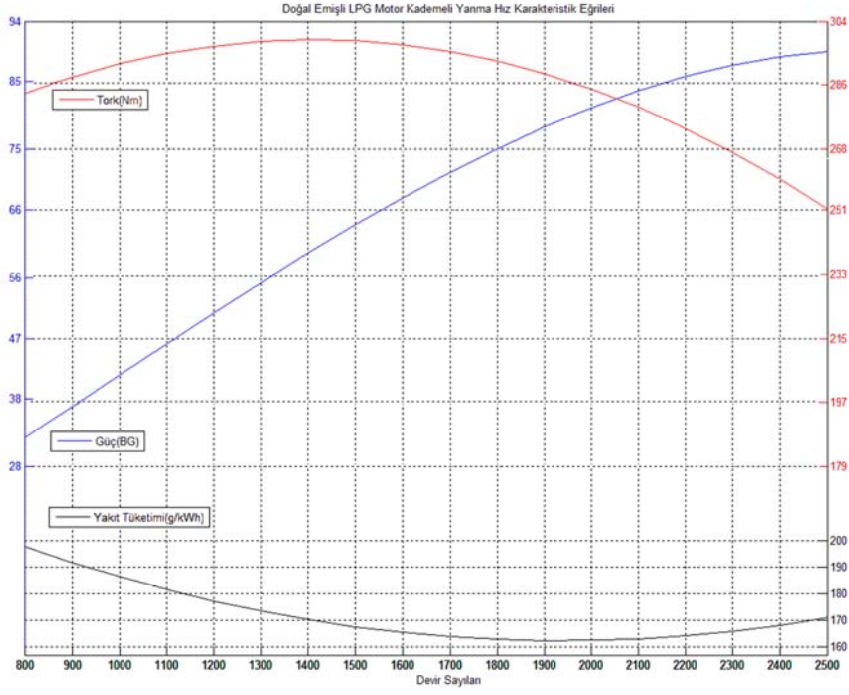
Şekil 5.23 : Motor momentinin volümetrik verim ve hava fazlalık katsayısına göre değişimi.



Şekil 5.24 : Efektif verimin volümetrik verim ve hava fazlalık katsayısına göre değişimi.



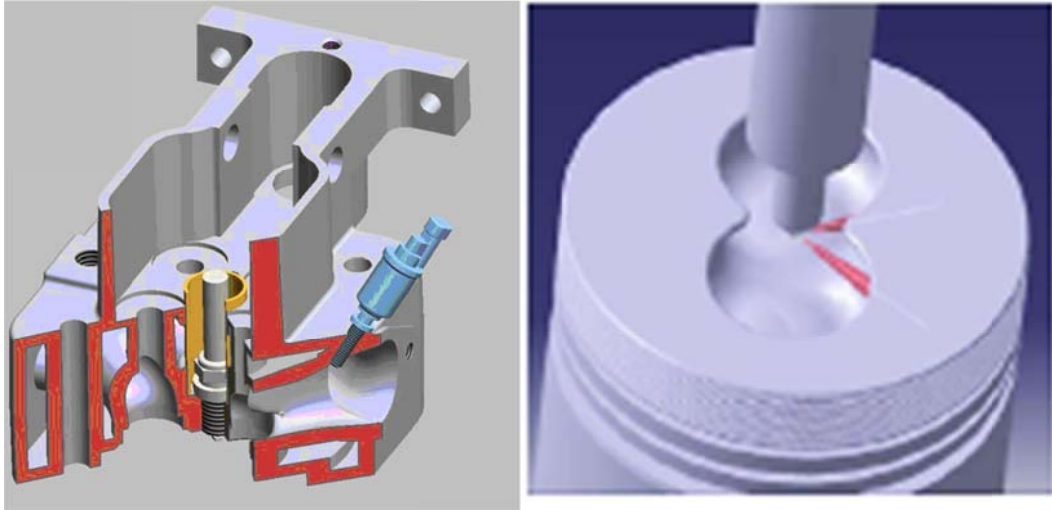
Şekil 5.25 : Özgül yakıt tüketiminin volümetrik verim ve hava fazlalık katsayısına göre değişimi.



Şekil 5.26 : Motorun termodinamik modele uyan kademeli yanma hız karakteristiği.

6. MR-2 YANMA ODASINA AİT DNEYSEL ÇALIŞMALAR

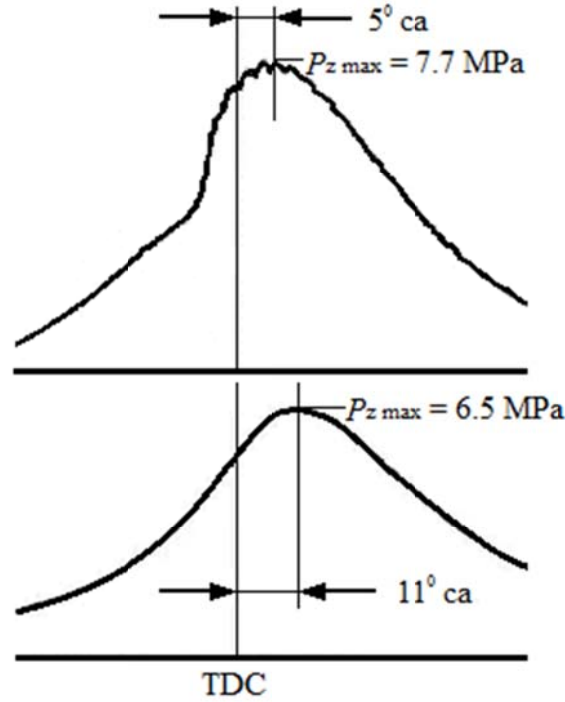
Çift Döngülü Yanma Mekanizması ile çalışan motorun yüksek dizel sıkıştırma oranında ($\epsilon > 12$) vuruntu yapmadan LPG yakıtı ile çalışabilmesini kanıtlamak için İTÜ’de 106M056 numaralı TÜBİTAK 1001. araştırma projesi kapsamında yürütülmüş ar-ge çalışmaları, yanma odası pistonda dizayn edilen tek silindirli özel bir dizel motoru (S/D=85/90 mm) üzerinde yapılmıştır. Aşağıda yapılan deneylerin bazı sonuçları verilmiştir. Şekil 6.1’deki çift döngülü yanma odası (MR-2) ile hem dizel, hem de gaz yakıtlarıyla çalışabilen özel tasarım tek silindirli 4 süpaplı deney motorunun silindir kafası, sekize benzer yanma odalı pistonu ve enjektör konumunun 3 boyutlu resimleri gösterilmiştir. Silindir kafası resminden görüldüğü gibi, gaz yakıtları kullanıldığında dizel enjektörü yerine buji bağlanmaktadır. Bu durumda gaz yakıtı (LPG veya CNG) çift emme portunun sol kısmında yerleştirilmiş gaz enjektörü ile püskürtülmektedir.



Şekil 6.1 : Çift döngülü yanma odalı dizel ve gaz yakıtları ile çalışabilen özel tasarım tek silindirli 4 süpaplı deney motorunun silindir kafası ve MR-2 yanma odalı pistonu [35].

Motorun ilk çalıştırılması sırasında gaz kelebeği kullanılmamasına rağmen motor LPG ile rahatlıkla çalıştırılabilmektedir. Yakıt püskürtme zamanı, süresi ve ateşleme avansı gibi motor yakıt püskürtme ve ateşleme parametreleri ile buji ateşleme gücünü belirleyen Dwell açısı, Bora Electronic firması tarafından hazırlanan bilgisayar

yazılımıyla kontrol edilmiştir. Yakıt olarak dizel versiyonunda EuroDiesel, gaz versiyonunda ise oktan sayısı 110 olan standart LPG kullanılmıştır. Motorun çalışma rejimi $n = 3000$ d/dk, sıkıştırma oranı $\varepsilon = 17.5$, hava fazlalık katsayısı $\lambda = 1.42$ ve volümetrik verimi $\eta_v = 0.9$ değerlerinde sabit tutularak yapılan deneylerden elde edilen bazı sonuçlar çizelge 6.1’de, indikatör diyagramları ise şekil 6.2’de mevcuttur.



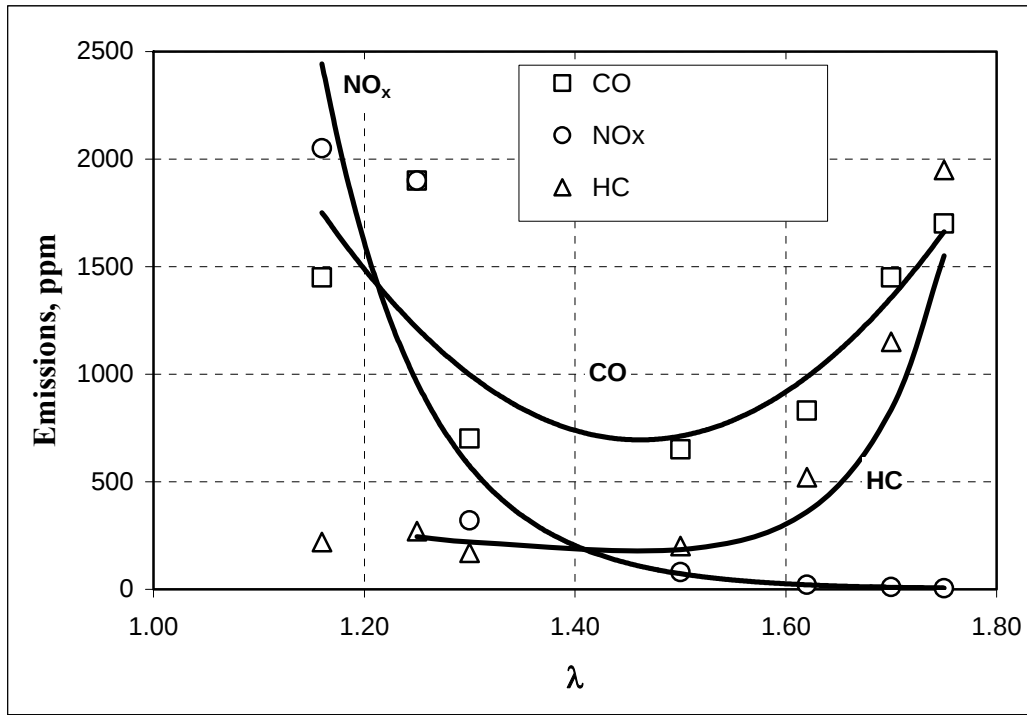
Şekil 6.2 : Çift döngülü MR-2 yanma odalı deney motorunun EuroDiesel (üsteki) ve LPG yakıtları (alttaki) ile çalıştığına çıkarılan indikatör diyagramlarının karşılaştırılması [35].

Çizelge 6.1 : Tek satırlı ve kolonlar ortalanmış çizelge.

P_{me} [MPa] (+ %12)		η_i (+ %28.2)		η_e (+ %30)		η_m (+ %2.6)		NO_x [ppm] (- %62.5)		$P_{z, max}$ [MPa] (- %15.6)	
ED	LPG	ED	LPG	ED	LPG	ED	LPG	ED	LPG	ED	LPG
0.642	0.72	0.39	0.50	0.30	0.39	0.76	0.78	1200	450	7.7	6.5

Şekil 6.2’de de gösterildiği üzere motor ED ile çalıştırıldığında azami yanma basıncı ($P_{z, max}$) olan 7.7 MPa’a ÜÖN’den 5° KMA sonra, LPG ile çalıştırıldığında ise 6.5 MPa’a ÜÖN’den 11° KMA sonra ulaşmıştır. Bu sayede, LPG’li durumda biyel krank miline daha yüksek teğet kuvvetle etkidiğinden LPG’li motorun performans ve verim parametreleri çizelge 6.1’de de görüldüğü gibi dizelinkinden daha yüksek değerlere ulaşmıştır. Sıkıştırma oranı yüksek olmasına rağmen, LPG’li yanma sürecinde vuruntusuz çalışma sağlanabilmiş ve MR–2 yanma odasının kendine has türbülanslı

yanma mekanizması ile alev dizeldeki gibi yüksek değil optimum hızlarda yayılmıştır. Bu daha düşük hızlı yanma, azami yanma basıncını yaklaşık % 15 dolayında azaltsa da azami yanma basıncının yerinin 6^0 KMA ileriye kayması, motorların çalışma rejimleri ($n = 3000$ d/dk, $\varepsilon = 17.5$, $\lambda = 1.42$, $\eta_v = 0.9$) aynı olsa da LPG'li durumun güçte % 12, indike verimde % 28, efektif verimde % 30 ve mekanik verimde de % 2.6 daha iyi sonuçlar vermesini sağlamıştır. Ayrıca, NO_x emisyonu 450 ppm seviyesini aşmamış ve heterojen hava–yakıt karışımli motorlardaki difüzyonlu yanma süreci gerçekleştiren dizelle mukayesede yaklaşık 3 kat daha düşük seviyede kalmıştır.



Şekil 6.3 : LPG ile çalışan MR-2 yanma odalı motorda NO_x , CO ve HC emisyonlarının λ 'ya bağlı olarak değişimi ($n=3000$ d/dk, $\varepsilon=17.5$, $\eta_v=0.9$) [35].

Şekil 6.3'te gösterilen, hava fazlalık katsayısının LPG'li motorlardaki zararlı egzoz gazı salım miktarlarına bakıldığında, $\lambda = 1.25-1.60$ arasında motorun en düşük ortalama değerlere ulaştığı, buradan hareketle de LPG ile çalışan motorda yükü ve hava–yakıt karışımının $\lambda = 1.60$ 'dan daha fazla fakirleşmeden kontrol etmek için gaz kelebeği kullanılması gerektiği anlaşılmaktadır.

6.1 Motor–Bremze Deney Düzeneği Test Cihaz Ve Olanakları

“TÜMOSAN” fabrikasının alıştırma test odasında mevcut olan ve motor hızını (n , d/dak), gücünü (P_e , BG) ve yakıt tüketimini (G_{ykt} , kg/h ve b_e g/BGh) ölçmek için uygun olan su soğutmalı fren-bremze baz alınarak, “uzaktan kumandalı” prensiple çalışabilen deney düzeneği yapılandırılmıştır. Ayrıca, deney düzeneği Ar-Ge çalışmaları için gerekli olan aşağıdaki ek kontrol ve ölçüm cihazları da mevcuttur.

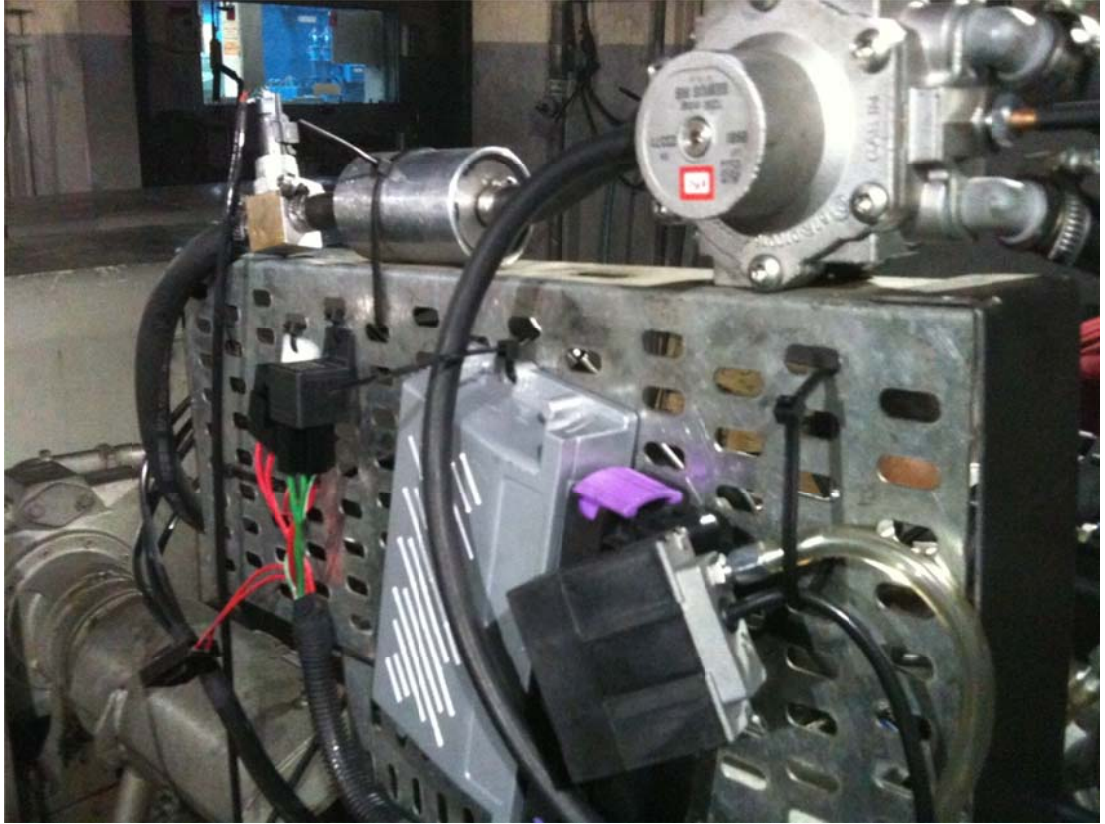
- Emme hava debisi (G_{hava} , kg/h), sıcaklığı (t_{hava} , °C) ve basınç farkı (ΔH_h , mm su sütunu) ölçüm cihazları,
- Egzoz gazı sıcaklığı (T_{egz} , °C, önceden mevcuttu) ve karşı direnç (ΔH_{egz} , mmH₂O) ölçüm cihazları,
- Duman koyuluğu ölçüm cihazı (k veya Bosch) (önceden mevcuttur),
- Egzoz gaz kirletici emisyon değerleri için (CO(L), CO(H) CO₂, THC, NO_x, O₂, EGR-CO₂) BİLSA ölçüm cihazı; Horiba Mexa-7500 Analyzers
- Yağ sıcaklığı ve basınç ($T_{yağ}$, °C ve $P_{yağ}$, bar) ölçüm cihazları (önceden mevcuttur),
- Oda (Atmosfer) sıcaklığı, basınç ve bağıl nem (T_{oda} , °C; P_o , kPa; NEM_{oda}, %) ölçüm cihazları,
- Yakıt püskürtme avansının dinamik değerini ($\alpha_{püs}$) ölçen cihaz (avans tabancası)

6.2 Yapılan Deneyisel Çalışmalar

TÜMOSAN fabrikasında yeniden yapılandırılmış deney düzeneği odası ve yapılan LPG testleriyle ilgili fotoğraflar şekil 6.4, 6.5 ve 6.6’da gösterilmiştir.



Şekil 6.4 : LPG ile çalışan MR–2 yanma odalı motorda NO_x , CO ve HC emisyonlarının λ 'ya bağlı olarak değişimi ($n=3000$ d/dk, $\varepsilon=17.5$, $\eta_v=0.9$) [35].



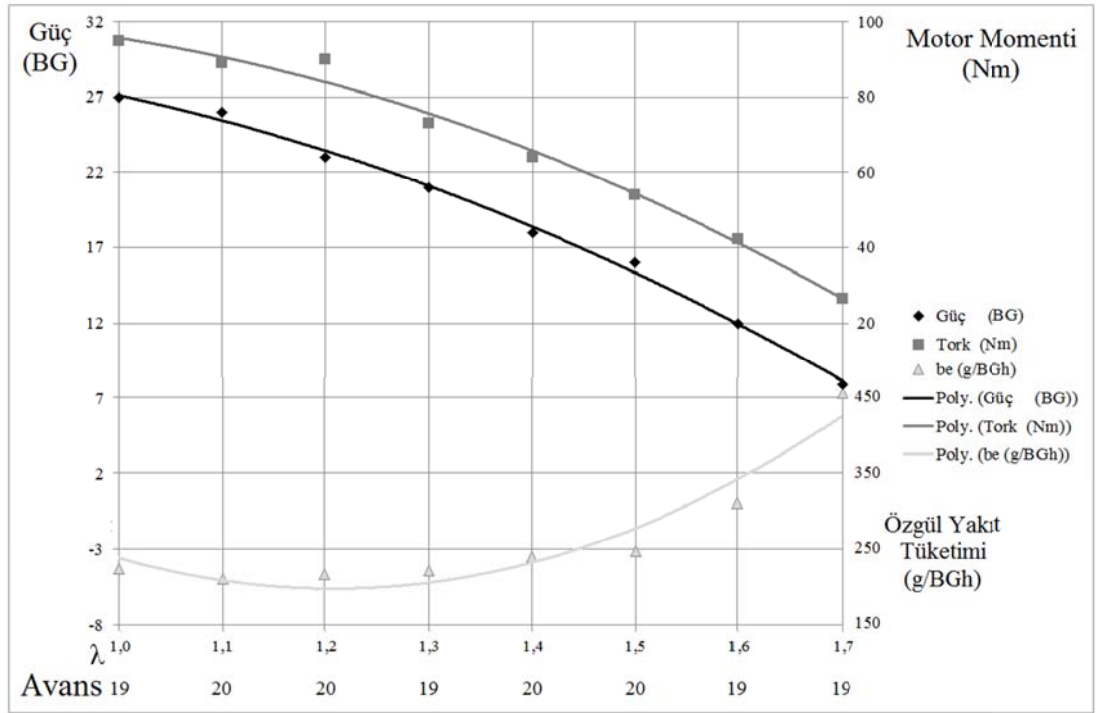
Şekil 6.5 : LPG test düzeneğinde gaz buharlaştırıcısı ve ECU'nun yerleşimi.



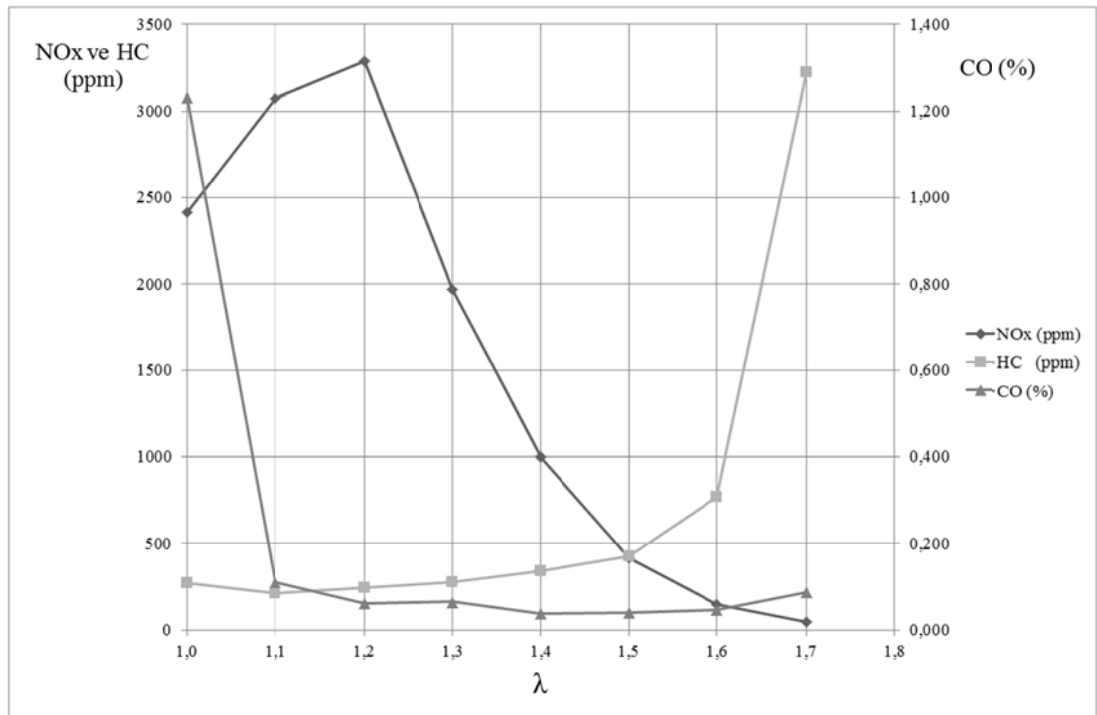
Şekil 6.6 : LPG test düzeneğinde gaz dağıtıcısı ve enjektörlerin silindir kafasına yerleştirilişinin (solda) ve emisyon ölçüm sensörünün yerinin gösterimi.

Daha önce tek silindirli deney motorunda yapılan testlerin benzerleri, şekil 6.5 ve 6.6’da düzeneğin fotoğrafları görülen 4 silindirli TÜMOSAN motoru üzerinde tekrarlanmıştır. Yalnız bu sefer asıl amaç, motoru farklı devir ya da hava fazlalık katsayılarında çalıştırıp vuruntu sınırlarını öğrenmek olmuştur. Bunun için motor, ya sabit devir, değişen λ ya da değişen devir, sabit λ durumlarında çalıştırılırken performans ve emisyon değerleri ölçülmüştür. Ancak, en iyi değerler yerine motorun vurutusuz çalışabileceği azami ateşleme avansı bulunmaya çalışılmıştır.

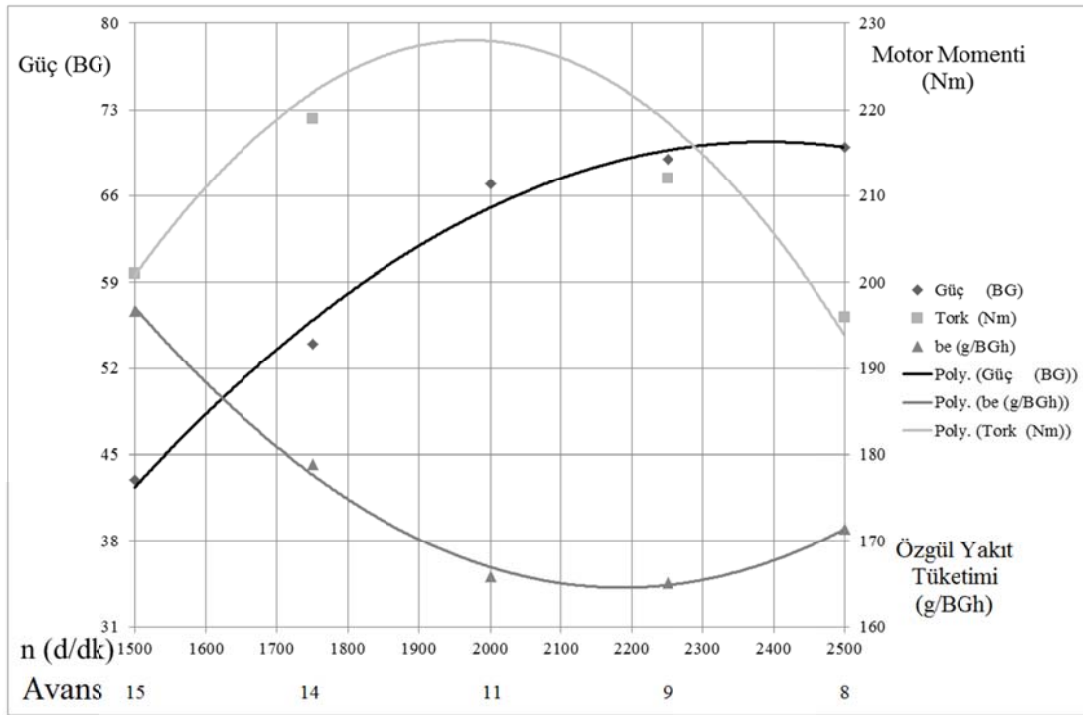
Yapılan testlerin sonuçları Ek A’da mevcuttur. Bu sonuçlara göre çizilen grafiklerse şekil 6.7’den şekil 6.14’e kadar aşağıda sıralanmıştır. Şekil 6.7, motor devri 2000 d/dk’da sabit tutularak hava fazlalık katsayısının (HFK) 1.0’dan 1.7’ye kadar 0.1’er puan aralıklarla artırılarak motorun sorunsuz çalışıp çalışmadığına bakıldığı testteki performans değerleriyle oluşturulmuştur. Ateşleme avansının 19 ve 20 °KMA’nda sabit tutulduğu bu testte ölçülen HFK değerleri sırasıyla 0.92, 1.01, 1.13, 1.26, 1.37, 1.47, 1.57 ve 1.52 olmuştur. Aynı testte ölçülen egzoz emisyon değerleri, şekil 6.8’de gösterilmiştir. Sonraki iki test, motor tam yük ve tam gazdayken HFK’nın 1.3’te sabit tutularak motor devir sayısı 250’şer 250’şer azaltıldığında motorun vurutusuz çalışabildiği azami ateşleme avanslarının tayini çalışmasıdır. Şekil 6.9 ve 6.10 ile



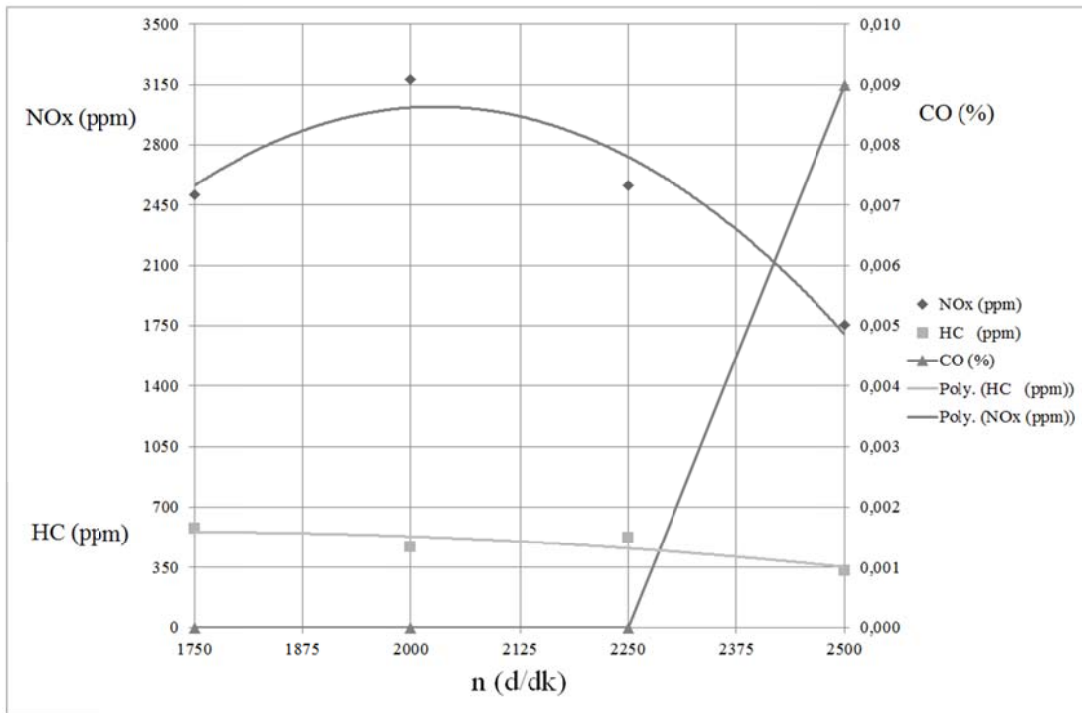
Şekil 6.7 : Sabit devir ($n = 2000$ d/dk), değişen HFK için performans değerleri.



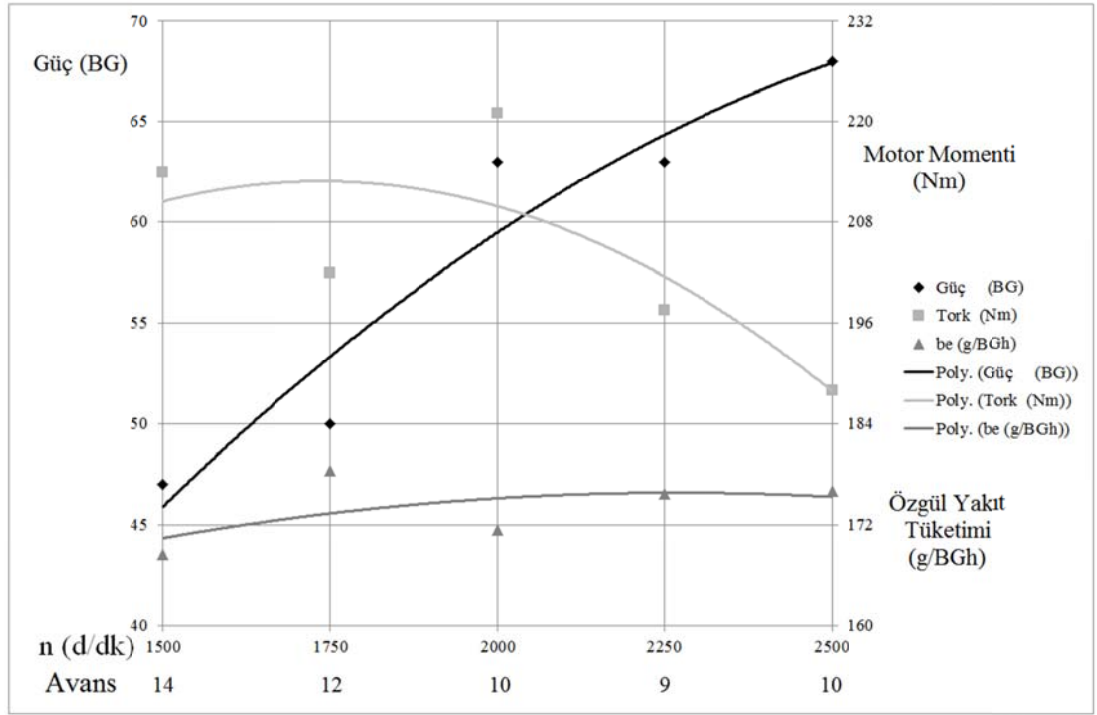
Şekil 6.8 : Sabit devir ($n = 2000$ d/dk), değişen HFK için emisyon değerleri.



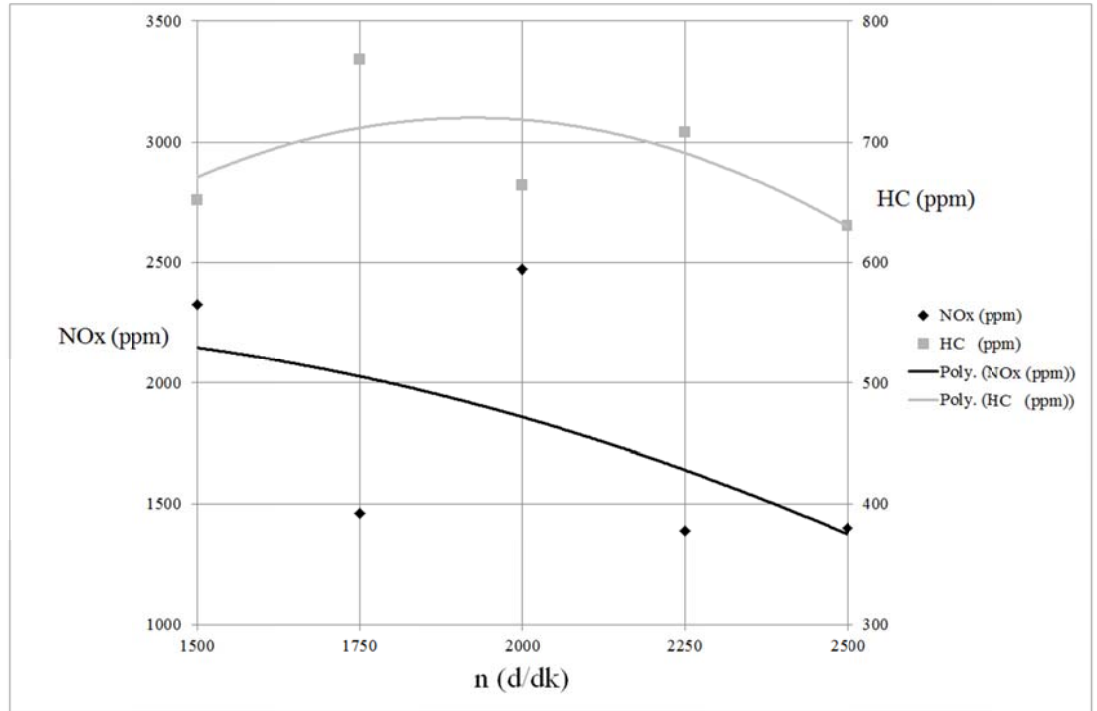
Şekil 6.9 : Sabit HFK ($\lambda = 1.3$), değişen devir için performans değerleri.



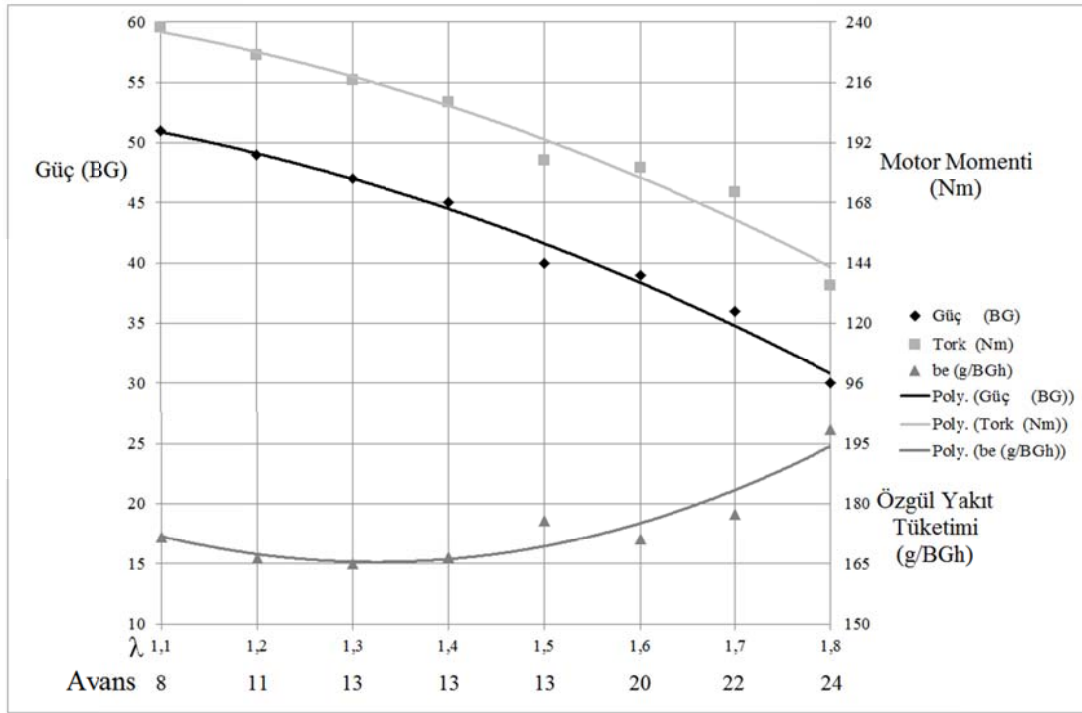
Şekil 6.10 : Sabit HFK ($\lambda = 1.3$), değişen devir için emisyon değerleri.



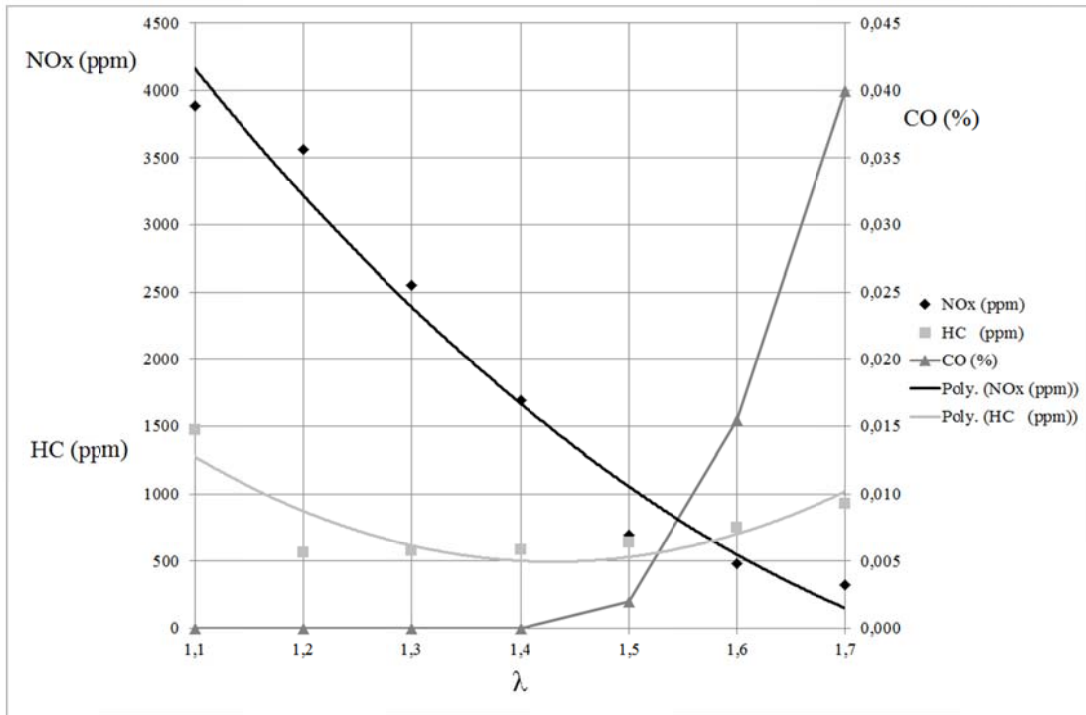
Şekil 6.11 : Sabit HFK ($\lambda = 1.3$), değişen devir için performans değerleri.



Şekil 6.12 : Sabit HFK ($\lambda = 1.3$), değişen devir için emisyon değerleri.



Şekil 6.13 : Sabit devir ($n = 1500$ d/dk), değişen HFK için performans değerleri.



Şekil 6.14 : Sabit devir ($n = 1500$ d/dk), değişen HFK için emisyon değerleri.

şekil 6.11 ve 6.12’de bu çalışmaya ait sırasıyla performans ve emisyon ölçüm sonuçlarının grafikleri vardır. Aynı testin iki defa tekrarlanması, ECU’dan kaynaklanan yazılımsal bir sorunun çözülmeye çalışılmasındandır. Ancak, Bora Electronic firmasından gelen yetkilinin bütün uğraşlarına rağmen testlerin yapıldığı

ortamda bu sorun giderilemediği için motorun 1500 d/dk'dan daha yavaş bir hızda çalıştığı devirlerin performans ve emisyon değerleri alınamamıştır. Dördüncü ve son testte ise motor devri 1500 d/dk'da sabit tutulup HFK 1.0'dan 0.1'er puan artırılırken ateşleme avansı vuruntu olmayacak şekilde maksimize edilmeye çalışılmıştır. Testin, performans ve emisyon sonuçları sırasıyla, şekil 6.13 ve şekil 6.14'teki grafiklerle sunulmuştur. Bu testle, 1500 d/dk'da ateşleme avansı 20 °KMA'nı ve HFK ise 1.6'yı geçse bile motorun halen düzgün çalışmaya devam ettiği ve iyi sayılabilecek güç ve motor momentini üretirken kabul edilebilir egzoz emisyon değerlerine ulaştığı görülmüştür.

6.3 Deneysel Çalışmalarla, Kurulan Termodinamik Modelin Karşılaştırılması

Test çalışmaları, daha önce de bahsedildiği gibi motorun vuruntusuz ve stabil çalışabileceği en büyük ateşleme avansını bulma üzerine yoğunlaşmışken teorik çalışma en iyi şartlar altında motorun verebileceği azami güç ve moment ile asgari özgül yakıt tüketimini bulma üzerinedir. Bu durum göz önüne alındığında teorik hesaptan elde edilecek değerlerin mümkün olduğunca gerçek çalışma şartlarına göre hesaplanmış olması gerektiği elzemdir. Volümetrik verim, ısı kullanım katsayısı, HFK ve yakıt parametreleri gibi doğrudan ya da dolaylı olarak ölçülen ve termodinamik hesaba sabit birer sayı olarak ilave edilen bu değerlerin doğru ölçüldüğü ve daha çok motorun ısı kayıplarına bağlı olan ısı kullanım katsayısının dizelin hesabından gelen değerinin doğru tahmin edildiği kabul edilirse hava akış hızı ve çevrim başına püskürtülen yakıt miktarının ölçülen değerlerinden HFK ve volümetrik verim ölçüm alınan şartlara göre hesap edilebilir. Bu hesaplar;

$$\eta_v = \frac{g_c \times \lambda_{ölçüm} \times l'_0}{\rho_{hava} \times V_h} \times 10^{-4} \quad (6.1)$$

ve

$$\lambda_{ölçüm} = \frac{G_{hava}}{l'_0 \times G_{yakıt}} = \frac{G_{hava}}{l'_0 \times (3 \times 10^{-5} \times i \times n \times g_c)} \quad (6.2)$$

formülleriyle yapılabilir. Burada g_c , çevrim başına püskürtülen yakıt (mg/çevrim); l'_0 , bir kg LPG'nin tam yakılması için gerekli teorik hava miktarı (kg hava/kg LPG); ρ_{hava} , ölçümlerin yapıldığı sıradaki havanın yoğunluğu (kg/m³); V_h , silindir strok

hacmi (m^3); G_{hava} , MAF sensöründen okunan hava akış miktarı (kg/h); i , silindir sayısı ve n , devir sayısıdır (d/dk). Bu formüller, termodinamik hesaba gömülüp motorun hız karakteristiği (sırasıyla güç, motor momenti ve özgül yakıt tüketimi);

$$N_{ex} = N_e \times \frac{n_x}{n} \times \left[0.87 + 1.13 \times \frac{n_x}{n} - \left(\frac{n_x}{n} \right)^2 \right] \quad (6.3)$$

$$T_{ex} = 3 \times 10^4 \times \frac{N_{ex}}{\pi \times n_x} \quad (6.4)$$

$$b_{ex} = b'_e \times \left[1.55 - 1.55 \times \frac{n_x}{n} + \left(\frac{n_x}{n} \right)^2 \right] \quad (6.5)$$

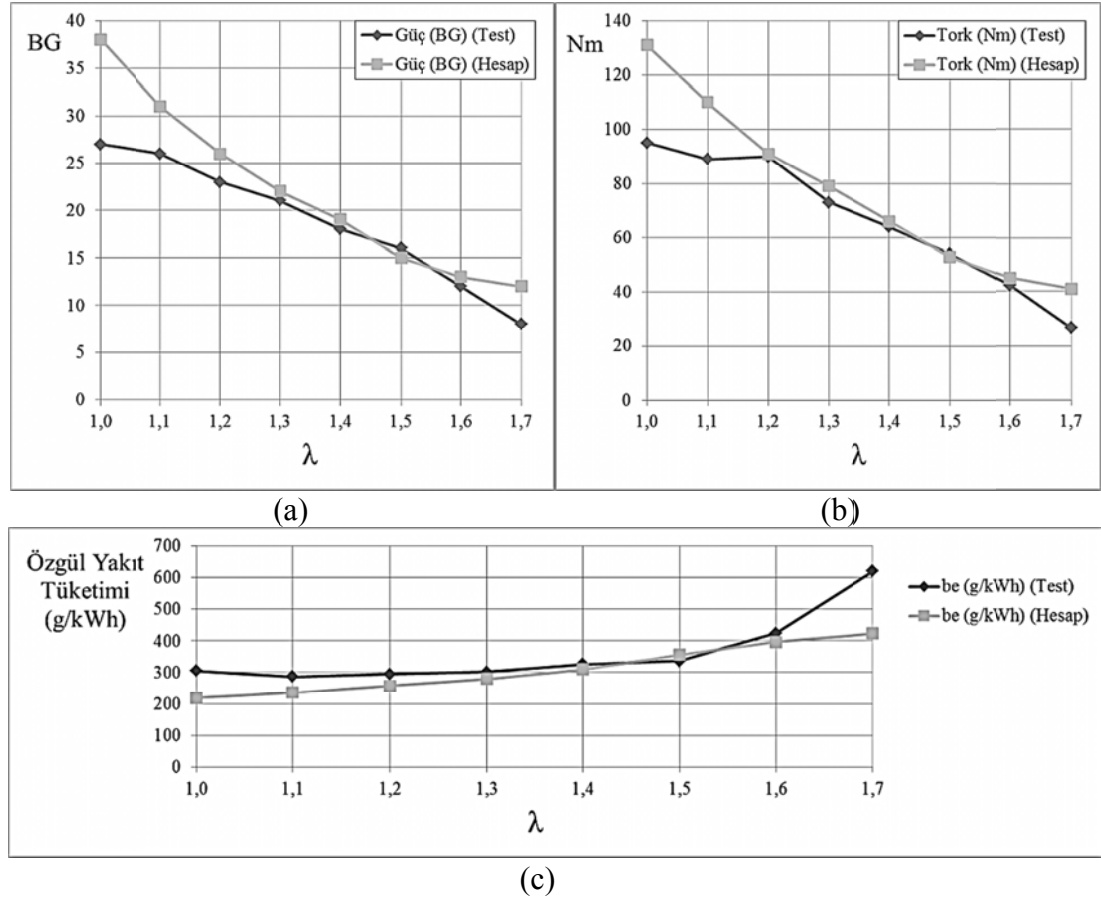
çıkarıldığında da test verileriyle teorik hesap karşılaştırılabilir duruma gelir. n_x , motorun rölanti devrinden nominal devrine kadar arada seçilen devir sayılarıdır. İyi örnekleme yapabilmek için aralık 100 devir sayısı tutulabilir. Bu bilgileri kullanarak elde edilen performans değerleri karşılaştırmalı olarak her test için çizelge 6.2, 6.3, 6.4 ve 6.4'te mevcuttur.

Çizelge 6.2 : Birinci testin performans değerleriyle teorik hesabın karşılaştırılması.

Sabit Alınan Değerler			Test Sonuçları			Teorik Hesap Sonuçları		
Devir (d/dk)	λ_{ref}	$m_{yakıt}$ (mg/çev)	Güç (BG)	Tork (Nm)	b_e (g/kWh)	Güç (BG)	Tork (Nm)	b_e (g/kWh)
2000	1,0	25,2	27	95	305	38	131	218
2000	1,1	22,8	26	89	286	31	110	236
2000	1,2	20,8	23	90	295	26	91	258
2000	1,3	19,4	21	73	302	22	79	280
2000	1,4	18	18	64	326	19	66	310
2000	1,5	16,5	16	54	337	15	53	356
2000	1,6	15,6	12	42	424	13	45	397
2000	1,7	15,2	8	27	620	12	41	423

Çizelge 6.2'deki değerlerle şekil 6.15'teki grafikler incelendiğinde, güç ve özgül yakıt tüketimi için sonuçların HFK'nın orta değerleri için yakınsadığı, ancak uç noktalara gidildikçe uzaksadığı görülmektedir. Bunda, termodinamik hesabın, ölçülüp de hesaba sabit olarak eklenen değerlerin hepsinin girilmesine imkan vermemesi en büyük nedendir. Kurulan termodinamik model, nominal devir sayısı

için güç, tork ve özgül yakıt tüketimi değerlerine yakınsayıp ara devir sayıları için (6.3), (6.4) ve (6.5)'teki uydurma eğriler yardımıyla hız karakteristiğini belirler.



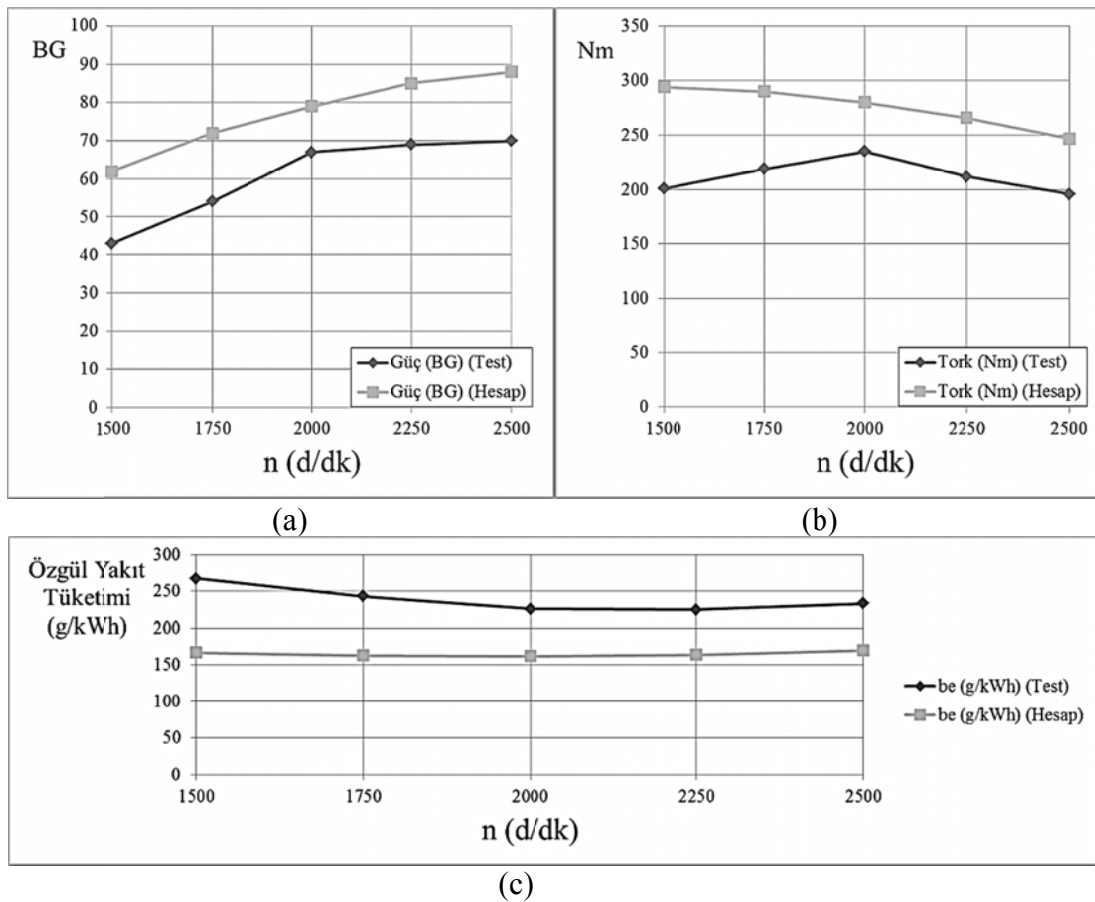
Şekil 6.15 : Birinci test ile teorik hesabın güç (a), motor momenti (b) ve özgül yakıt tüketimi (c) karşılaştırması.

Çizelge 6.3 : İkinci testin performans değerleriyle teorik hesabın karşılaştırılması.

Sabit Alınan Değerler			Test Sonuçları			Teorik Hesap Sonuçları		
Devir (d/dk)	λ_{ref}	$m_{yakıt}$ (mg/çev)	Güç (BG)	Tork (Nm)	b_e (g/kWh)	Güç (BG)	Tork (Nm)	b_e (g/kWh)
2500	1,3	40,0	70	196	233	88	247	170
2250	1,3	42,2	69	212	225	85	266	164
2000	1,3	46,3	67	235	226	79	280	162
1750	1,3	46,0	54	219	243	72	290	163
1500	1,3	47,0	43	201	268	62	294	167

Çizelge 6.3 ve şekil 6.16 incelendiğinde, değerlerin belli bir oranda büyük farklarla ama birbirlerine paralel değiştikleri görülmektedir. Bunda en büyük neden, motorun

vuruntu sınırlarını bulmak için ateşleme avansının optimum değerinden mümkün olduğunca uzağa çekilmesidir. Ateşleme avansının artırılması, yanma azami basıncının yerini ciddi oranda değiştirip ÜÖN'ya yaklaştırdığı için biyel krank miline daha az teğet kuvvetle etkir. Bu durum şekil 6.2'de gösterilmiştir. Bu da özellikle şekil 6.16(b)'deki motor momentini eğrilerinin arasındaki farkın yükselmesine neden olur. Ancak bu neden, güçler ve özgül yakıt tüketimleri arasındaki farkı tek başına açıklayamaz. Gücün ve motor momentinin, test sonuçlarına yaklaştırılması volümetrik verimin düşürülmesiyle olur. Kaldı ki bu durum, emme kanalına gaz püskürtülen motorlarda çok alışıl gelmiş bir ihtimaldir. Hesaplamalarda 0.74 civarında gezinen bu değeri 0.63'e indirdiğimizde güç ve motor momentini eğrileri birbirlerine % 5'lik bir hata payıyla yaklaşmaktadırlar. Bu durum özgül yakıt tüketimine de yarasa da çıkan sonuçların birbirlerine yakın olmaması iki aşamalı yanma mekanizmasının oturtulamadığının bir göstergesidir.



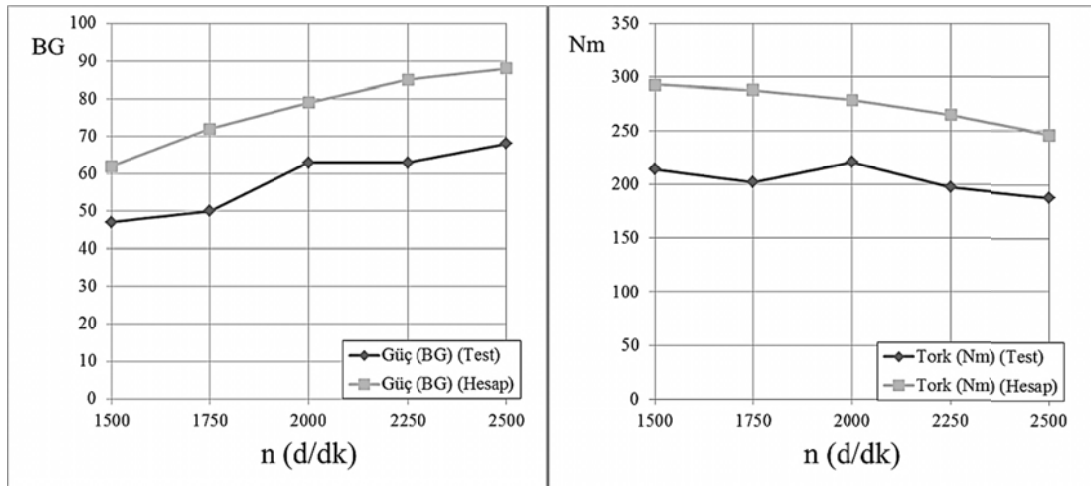
Şekil 6.16 : İkinci test ile teorik hesabın güç (a), motor momentini (b) ve özgül yakıt tüketimi (c) karşılaştırması.

Üçüncü test ikincisine alınan sonuçlar itibariyle çok benzediğinden ikincisi hakkında yapılan yorumlar üçüncüsü için de geçerlidir. Aradaki tek fark bu sefer test

değerlerine volümetrik verimin 0.62 değerinde daha iyi yakınsamasıdır. Ayrıca, çizelge 6.4'te verilmemesine rağmen Ek A'da tam sonuçlara bakılırsa görüleceğinden üçüncü testte ikincisine göre NO_x emisyonları daha yüksek, HC emisyonları daha düşük çıkmıştır.

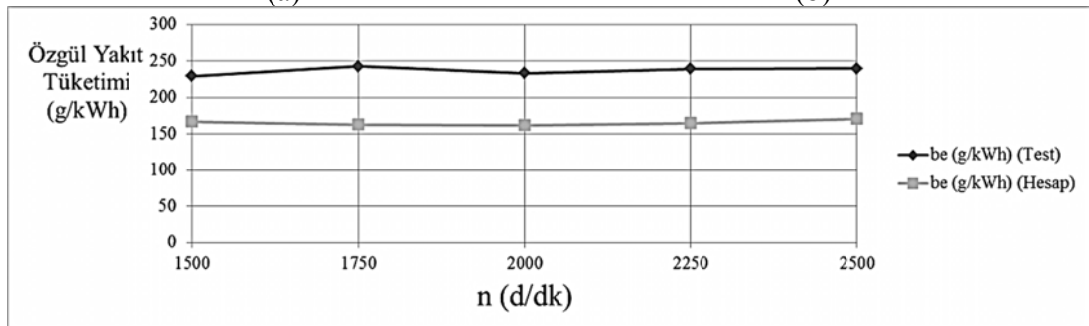
Çizelge 6.4 : Üçüncü testin performans değerleriyle teorik hesabın karşılaştırılması.

Sabit Alınan Değerler			Test Sonuçları			Teorik Hesap Sonuçları		
Devir (d/dk)	λ_{ref}	$m_{yakıt}$ (mg/çev)	Güç (BG)	Tork (Nm)	b_e (g/kWh)	Güç (BG)	Tork (Nm)	b_e (g/kWh)
2500	1,3	39,9	68	188	239	88	246	171
2250	1,3	41,0	63	198	239	85	265	165
2000	1,3	45,0	63	221	233	79	279	162
1750	1,3	42,5	50	202	243	72	288	163
1500	1,3	44,0	47	214	229	62	293	167



(a)

(b)



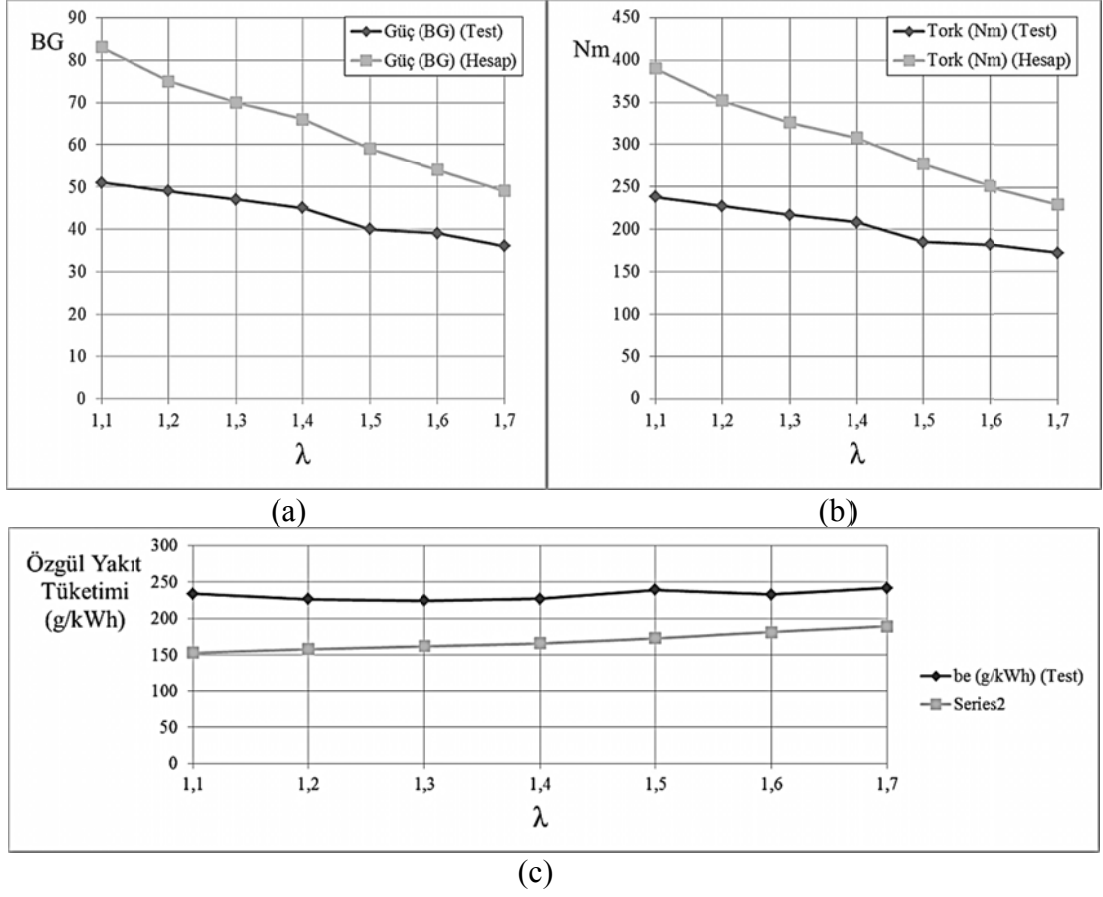
(c)

Şekil 6.17 : Üçüncü test ile teorik hesabın güç (a), motor momenti (b) ve özgül yakıt tüketimi (c) karşılaştırması.

Son test, yapılış yöntemi itibarıyla birinci teste benzese de çıkan sonuçlar birinci testteki gibi birbirlerine yaklaşmamışlardır. Dolayısıyla, çizelge 6.5 ve şekil 6.18 incelendiğinde özellikle güç ve moment eğrilerinin birbirlerini aynı oranlarda azalarak takip ettikleri görülmektedir. Bu benzerliğin en önemli nedeni volümetrik verimin yanlış hesaplanması olabileceğinden her bir HFK değeri için değişen volümetrik verim değeri yerine % 40–20 arasında değişen oranlarda daha yüksek bir değer yazıldığında güç ve momenti birebir tutturmak mümkün olmuştur. Ancak, yine de özgül yakıt tüketimi değerlerinin altında kalmıştır.

Çizelge 6.5 : Dördüncü testin performans değerleriyle teorik hesabın karşılaştırması.

Sabit Alınan Değerler			Test Sonuçları			Teorik Hesap Sonuçları		
Devir (d/dk)	λ_{ref}	$m_{yakıt}$ (mg/çev)	Güç (BG)	Tork (Nm)	b_e (g/kWh)	Güç (BG)	Tork (Nm)	b_e (g/kWh)
1500	1,1	48,7	51	238	234	83	390	153
1500	1,2	45,3	49	227	226	75	352	158
1500	1,3	43,1	47	217	224	70	326	162
1500	1,4	41,7	45	208	227	66	308	166
1500	1,5	39,1	40	185	239	59	277	173
1500	1,6	37,1	39	182	233	54	251	181
1500	1,7	35,5	36	172	241	49	230	189



Şekil 6.18 : Üçüncü test ile teorik hesabın güç (a), motor momenti (b) ve özgül yakıt tüketimi (c) karşılaştırması.

7. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Yüksek verimli ve düşük zararlı egzoz gazı emisyonlu içten yanmalı motorların tasarlanması amacıyla yola çıkılan bu çalışma, konstrüksiyonunda hiçbir değişikliğe gidilmeden, yalnızca yakıt püskürtme sistemleri değiştirilip, dizel enjektörü yerine buji takılarak dizel motorları LPG ve NG gibi gaz yakıtlarla çalıştırmaya yarayacak MR-Proses yanma mekanizmasını kullanan çift döngülü MR-2 yanma odasının teorik ve deneysel çalışmalarının bazı kısımlarını konu edinmiştir. Önerilen yeni yanma odası, birbiriyle aynı hızda ve birbirine ters yönde hareket eden iki hava döngüsünden birine toplam yakıtın tamamı, diğerine sadece hava verildiğinden iki aşamalı yanma mekanizmasına uygun çalışacağı öngörülmüştür. Bu düşünceyle kurulan termodinamik modele göre efektif güç % 20, motor momenti % 21 ve efektif verim % 33 artarken efektif özgül yakıt tüketimi % 9 azalmaktadır. Ayrıca, gerek İTÜ’de daha önce ANTOR 3LD 510 isimli tek silindirli dizel motorunun LPG’ye çevrilerek bu motor üzerinde yapılan testler gerekse de TÜMOSAN’ın Konya’daki fabrikasında dört silindirli bir motor üzerinde yapılan testler göstermektedir ki önerilmiş yeni yanma odası, dizel motorların çalışma şartları olan yüksek sıkıştırma oranı ($\epsilon > 12$) ve fakir hava-yakıt karışımlarında ($\lambda > 1.0$) sorunsuz bir şekilde çalışmaktadır. MR-Proses’in kendine türbülanslı yanma mekanizması sayesinde vuruntu olmadan ateşleme yapılabilecek geniş bir aralığın olduğu önceden öngörüldüğü üzere gözlemlenmiştir. Mevcut sistem için vuruntu sınırları, EK A’da mevcuttur.

Çıkan test sonuçları dikkatlice incelendiğinde, motorun performans değerleri teorik sonuçların oldukça altında olduğu görülür. Bunun en büyük nedeni, Konya’da yapılan testlerin, öncelikle motorun vuruntu sınırlarını belirlemek için yapılması, bu yüzden de, ateşleme avansının optimum değerinden oldukça uzakta tutulmasıdır. Bunun sonucu olarak da yanmanın azami basıncının yerinin ÜÖN’ya yaklaşmasıyla motorda bir moment düşüşü yaşanması doğaldır. Yakıtın emme kanalına gaz halinde püskürtülmesi ise çevrimin volümetrik verimini dramatik biçimde düşüreceğinden motorun gücü oldukça azalmaktadır. İleride yapılacak çalışmalarda yakıtı sisteme

gaz halinde değil de sıvı halinde püskürterek volümetrik verimin düşürölmesinin önüne geçilebilir. Hatta, NŞA’da gaz halinde bulunan yakıtlar emme kanalında faz değiştirirken etraflarından bol miktarda ısı çekeceklerinden ortamın sıcaklığıyla beraber yanma odasının sıcaklıklarını da düşüreceklerdir. Sıkıştırmanın yüksek olduğu dizel motorlarında bu durum özellikle NO_x emisyonunun düşüşüne neden olacaktır ki eğer, iki aşamalı yanma mekanizması MR–Proses’le tam uyumlu bir şekilde çalıştırılabilirse ultra düşük emisyonlu motorların önü açılacaktır. Be sebeple, iki aşamalı yanma mekanizmasının teorik modeli sadece bir termodinamik modelden ibaret kalmayıp daha ayrıntılı matematik modeller kurulmalı ve yanma optimizasyon testleriyle desteklenmelidir.

KAYNAKLAR

- [1] **Pulbarek, W. W.**, 1997. Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine, pp. 2-154, Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey 07458.
- [2] **Bhale, P. V., Ardhapurkar, P. M. and Deshpande, N. V.**, 2005. Experimental investigations to study the comparative effect of LPG and gasoline on performance and emissions of SI engine, *ASME Internal Combustion Engine Division 2005 Spring Technical Conference*, ICES2005-1065.
- [3] **Saraf, R. R., Thipse, S. S. and Saxena, P. K.**, 2009. Comparative emission analysis of gasoline/LPG automotive bifuel engine, *International Journal of Environmental Science and Engineering*, 1:4, pp. 198-201.
- [4] **Mustafa, K. F. and Gitano-Briggs, H. W.**, 2009. Liquefied Petroleum Gas (LPG) as an Alternative Fuel in Spark Ignition Engine: Performance and Emission Characteristics, *Proceedings of ICEE 2009 3rd International Conference on Energy and Environment*, 978-1-4244-5145-6/09/\$26.00 ©2009 IEEE, Pages:189-194.
- [5] **Ceviz, M. A. and Yüksel, F.**, 2006. Cyclic variations on LPG and gasoline-fuelled lean burn SI engine, *Renewable Energy*, Volume:31, pp. 1950-1960.
- [6] **Badr, O., Alsayed, N. and Manaf, M.**, 1998. A parametric study on the lean misfiring and knocking limits of gas-fuelled spark ignition engines, *Applied Thermal Engineering*, Volume:18, No:7, pp. 579-594.
- [7] **Aktaş, A. ve Doğan, O.**, 2010. Çift yakıtlı bir dizel motorda LPG yüzdesinin performans ve egzoz emisyonlarına etkisi, *Gazi Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Dergisi*, Cilt:25, Sayı:1, s.171-178.
- [8] **Sigar, C. P., Soni, S. L., Sharma, D. and Mathur, J.**, 2008. Effect of LPG induction on performance and emission characteristics of bio-diesel in a CI engine, *Energy Sources, Part A*, Volume:30, pp. 1451-1459.

- [9] **Miller, N. K., Nagarajan, G. and Renganarayanan, S.,** 2007. Experimental studies on homogeneous charge CI engine fueled with LPG using DEE as an ignition enhancer, *Renewable Energy*, Volume:32, pp. 1581-1593.
- [10] **Miller, N. K., Nagarajan, G. and Renganarayanan, S.,** 2008. LPG fueled diesel engine using diethyl ether with exhaust gas recirculation, *International Journal of Thermal Sciences*, Volume:47, pp. 450-457.
- [11] **Çelik, M. B. ve Balki, M. K.,** 2007. Düşük güçlü bir motorda farklı sıkıştırma oranlarında LPG kullanımının performans ve emisyonlara etkisi, *Gazi Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Dergisi*, Cilt:22, Sayı:1, s. 81-86.
- [12] **Li, J., Gong, C., Su, Y., Dou, H. and Liu, X.,** 2009. Performance and hydrocarbon (HC) emissions from a spark-ignition liquefied petroleum gas (LPG) engine during cold start, *Energy Fuels*, Volume:23, pp. 4337-4342.
- [13] **Murillo, S., Míguez, J. L., Porteiro, J., López González, L. M., Ganada, E. and Morán, J. C.,** 2005. LPG: Pollutant emission and performance enhancement for spark-ignition four strokes outboard engines, *Applied Thermal Engineering*, Volume:25, pp. 1882-1893.
- [14] **Loganathan, M. and Ramesh, A.,** 2007. Study on manifold injection of LPG in two stroke SI engine, *Journal of the Energy Institute*, Volume:80, No:3, pp. 168-174.
- [15] **Yousufuddin, S. and Mehdi, S. N.,** 2008. Performance and emission characteristics of LPG-fuelled variable compression ratio SI engine, *Turkish Journal of Engineering & Environmental Sciences*, Volume:32, pp. 7-12.
- [16] **Heywood, J. B.,** 1988. Internal Combustion Engine Fundamentals, pp. 1-25, McGraw-Hill Inc., ISBN:0-07-028637-X.
- [17] **Soruşbay, C.,** 2010. İçten Yanmalı Motorlarda Karışım Oluşumu Ders Notları, Sunum. 1-2.
- [18] **Safgönül, B., Ergeneman, M., Arslan, H. E., ve Soruşbay, C.,** 1995. İçten Yanmalı Motorlar, Birsen Yayınevi Ltd. Şt., ISBN:975-511-119-0, s.31-78.
- [19] **Kolchin, A., Demidov, V.,** 1984. Design of Automotive Engines, Mir Publishers, Moscow, pp. 11-78.

- [20] **Ryan, T. and Maly, R. R.** 2008. Flow and Combustion in Reciprocating Engines, DOI: 10.1007/978-3-540-68901-0 8, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, p.386.
- [21] **Shipman, R. H.,** 1997. Liquified Petroleum Gas Industry Technical Association, pp. 323–333.
- [22] **Yiğit, A.,** 2008. Bir Dizel Motorda LPG Kullanılması ve Farklı Özellikteki Pilot Dizel Yakıtının Motor Performans ve Emisyon Etkisinin İncelenmesi, Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, Karabük.
- [23] **Ciniviz, M.,** 2001. Dizel Motorlarında Dizel Yakıtı ve LPG Kullanımının Performans ve Emisyona Etkisi, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, Konya.
- [24] **Aydın, F. ve Acaroğlu, M.,** 2009. İçten yanmalı motorlarda LPG ve doğalgaz sistemlerinin karşılaştırılması, 5. *Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu (IATS'09)*, pp.1914–1919.
- [25] **Aydın, F.,** 2006. Sıralı Gaz Fazı Enjeksiyon Sisteminin Deneysel Olarak İncelenmesi, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, Konya.
- [26] **Solmaz, Ö.,** 2006. LPG Dönüşümü Yapılmış Bir Motorun Soğukta İlk Hareketini Kolaylaştırıcı Sistemin Tasarımı ve İmalatı, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, Konya.
- [27] **Uğurlu, A.,** 2008. Taşıt LPG Dönüşüm Regülatörlerindeki Soğuk Çalıştırma Probleminin Çözümünde Faz Değiştiren Malzemelerin (PCM) Uygulanması, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, İstanbul.
- [28] **Gökbel, R.,** 2008. Antor 3 LD 510 dizel motorun tek döngülü MR-1 tipli yeni yanma odası ve emme portu geometrisi uygulayarak modernizasyonu, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [29] **Potur, R. A.,** 2009. Faz IIIB Emisyon Standardına Cevap Veren Dizel Traktör Motorunun Tasarımı İçin Gerçek Çevrimin Matematik Modellenmesi ve Optimum Yanma Kanununun Belirlenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [30] **Mehdiyev, R., Soruşbay, C., Özgür, L., Arslan, H. ve Kutlar, A.,** 2006. Dizel motorların geliştirmesinin alternatif bir yolu, 3. *Otomotiv Teknolojileri Kongresi*, Bursa, 26-28 Haziran.

- [31] **Mehdiyev, R., Derbentli, T., Arslan, H., Özcan, E., Potur, R. A.,** 2009. Development of a Turbo Diesel Engine by a New Combustion Process for Heavy Duty Vehicles and Tractors, *9th International Conference on Engine and Vehicle*, SAE International, September 13.
- [32] **Mehdiyev, R., Wolanski, P., Asrlan, H.,** 2000. Two-Stage Combustion Mechanism for Reduction of CO₂ Emissions with Simultaneous Rise of SI Engine Characteristics, *SAE Paper, 2000-01-0196*, pp. 1-5.
- [33] **Mehdiyev, R., ve Arslan, H.,** 2003. İçten Yanmalı Motorların Hesabı ve Geliştirilmesi Hisse-I, *Ders notları*, İ.T.Ü..
- [34] **Kuşul, V. M.,** 1965. Yeni Tip İçten Yanmalı Motor, Sudostroenie yayın evi, Leningrad.
- [35] **Mehdiyev, R., Öğün, K., Babaoğlu, O., Arslan, H., Özcan, E., Potur R. A., Şehitlioğlu, M. ve Ustael, K.,** 2010. Development a New Combustion Chamber for Conversion of the Diesel Engines to LPG, *ICCEU2010*.

EKLER

EK A : Test Sonuçları

Çizelge A : Test sonuçları.

Devir (d/dk)	MAF (kg/h)	λ_{ref}	Avans	Güç (BG)	Tork (Nm)	$m_{yakıt}$ (mg/çev)	$\lambda_{ölçüm}$	No _x (ppm)	HC (ppm)	CO (%)	Hava (s/m ³)
2000	94	1,0	19	27	95	25,2	0,92	2413	272	1,231	40
2000	94	1,1	20	26	89	22,8	1,01	3072	216	0,111	40
2000	94	1,2	20	23	90	20,8	1,13	3288	244	0,061	40
2000	94	1,3	19	21	73	19,4	1,26	1970	280	0,065	
2000	94	1,4	20	18	64	18	1,37	1000	340	0,038	
2000	94	1,5	20	16	54	16,5	1,47	418	430	0,040	
2000	94	1,6	19	12	42	15,6	1,57	147	770	0,046	
2000	94	1,7	19	8	27	15,2	1,52	50	3220	0,087	

Tam Kelebek ↓	Devir (d/dk)	MAF (kg/h)	λ_{ref}	Avans	Güç (BG)	Tork (Nm)	$m_{yakıt}$ (mg/çev)	$\lambda_{ölçüm}$	No _x (ppm)	HC (ppm)	CO (%)	Hava (s/m ³)
	2500	241	1,3	15	70	196	40,0	1,36	1757	334	0,009	
	2250	232	1,3	14	69	212	42,2	1,29	2566	522	0,000	
	2000	225	1,3	11	67	235	46,3	1,15	3180	472	0,000	
	1750	186	1,3	9	54	219	46,0	1,27	2508	576	0,000	
	1500	165	1,3	8	43	201	47,0	1,40				

Yeni rejim	Devir (d/dk)	MAF (kg/h)	λ_{ref}	Avans	Güç (BG)	Tork (Nm)	$m_{yakıt}$ (mg/çev)	$\lambda_{ölçüm}$	No _x (ppm)	HC (ppm)	CO (%)	Hava (s/2m ³)
	2500	240	1,3	14	68	188	39,9	1,37	1400	630	0,000	30
	2250	220	1,3	12	63	198	41,0	1,34	1388	708	0,000	33
	2000	215	1,3	10	63	221	45,0	1,23	2470	664	0,000	34
	1750	178	1,3	9	50	202	42,5	1,33	1464	768	0,000	43
	1500	158	1,3	10	47	214	44,0	1,27	2326	652	0,000	47
	1380	150	1,3	7	36	224	47,0					

Devir (d/dk)	MAF (kg/h)	λ_{ref}	Avans	Güç (BG)	Tork (Nm)	$m_{yakıt}$ (mg/çev)	$\lambda_{ölçüm}$	No _x (ppm)	HC (ppm)	CO (%)	Hava (s/2m ³)
1500			11	30	164	36,3	1,50	104	2300	0,030	46
1500			8	51	238	48,7	1,10	3888	1474	0,000	50
1500			11	49	227	45,3	1,23	3564	564	0,000	48
1500			13	47	217	43,1	1,33	2556	578	0,000	48
1500			13	45	208	41,7	1,40	1691	582	0,000	46
1500			13	40	185	39,1	1,53	694	638	0,002	46
1500			20	39	182	37,1	1,62	482	752	0,016	48
1500			22	36	172	35,5	1,70	323	928	0,040	46
1500			24	30	135	33,1	> 1,70	78	5004	0,047	48

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Kadir Ustael

Doğum Yeri ve Tarihi: Orhangazi 25/02/1985

Adres: Muradiye Mah. Derviş Bey Sk. Barış Apt. B Blok
No:15 1/1 16800 Orhangazi/BURSA

Lisans Üniversitesi: İstanbul Teknik Üniversitesi – Makina Mühendisliği

Yayın Listesi:

Mehdiyev, R., Ögün, K., Babaoğlu, O., Arslan, H., Özcan, E., Potur R. A., Şehitlioğlu, M. ve Ustael, K., 2010. Development a New Combustion Chamber for Conversion of the Diesel Engines to LPG, *ICCEU2010*.