

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**İÇTEN YANMALI MOTORLARDA
LPG’NİN YAKIT OLARAK KULLANIMI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Yalçın GÜLER**

Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Programı : OTOMOTİV

HAZİRAN 2006

**İÇTEN YANMALI MOTORLARDA
LPG'NİN YAKIT OLARAK KULLANIMI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Yalçın GÜLER
(503011207)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 8 Mayıs 2006
Tezin Savunulduğu Tarih : 13 Haziran 2006**

**Tez Danışmanı : Prof.Dr. Cem SORUŞBAY
Diğer Jüri Üyeleri Prof.Dr. Metin ERGENEMAN (İ.T.Ü.)
Prof.Dr. Orhan DENİZ (Y.T.Ü.)**

HAZİRAN 2006

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasının oluşum sürecindeki çok değerli tavsiye ve yardımlarından ötürü tez danışmanım Prof. Dr. Sn. Cem Soruşbay’a, araştırma görevlileri Sn. Alper Tolga Çalık ve Sn. Abdurrahman İmren’e teşekkür ederim.

Ayrıca tüm öğrenim hayatım boyunca maddi ve manevi desteklerini bir an bile esirgemeyen, yüksek lisansım boyunca bana olan inançlarını hiç kaybetmeyen ve daima beni yüreklendiren sevgili aileme şükranlarımı sunarım.

Mayıs 2006

Yalçın GÜLER

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	iv
TABLO LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
SEMBOL LİSTESİ	vii
ÖZET	ix
SUMMARY	x
1. GİRİŞ	1
1.1. Giriş ve Çalışmanın Amacı	1
2. ALTERNATİF YAKITLAR VE LPG KULLANIMI	3
2.1. İçten Yanmalı Motorlarda Alternatif Yakıtlar	3
2.1.1. Hidrojen	4
2.1.2. Doğalgaz	6
2.1.3. Alkoller	7
2.2. Motorlarda LPG Kullanımının Nedenleri	9
2.3. LPG Kullanımının Motor Performansına Etkisi	14
2.3.1. LPG'nin Benzinle Karşılaştırılması	15
2.3.2. LPG'nin Diğer Yakıtlarla Karşılaştırılması	16
3. MOTOR PERFORMANSININ İNCELENMESİ	17
3.1. İçten Yanmalı Motorlarda LPG Kullanımına İlişkin Çalışmalar	17
3.2. Matematiksel Modelin Tanıtımı	21
3.2.1. k-ε Türbülans Modeli	21
3.2.2. Yanma Modeli	22
3.2.3. Çözüm Yöntemi	23
3.3. KIVA-3V Algoritması	26
3.3.1. Eulerian Denklemler	27
3.3.1.1. Süreklilik Denklemi	27
3.3.1.2. Momentumun Korunumu Denklemi	28
3.3.1.3. Enerjinin Korunumu Denklemi	28
4. HESAPLAMALAR	29
4.1. İncelenen Motorun Özellikleri	29
4.2. İnceleme Sonuçlarının İrdelenmesi	29
5. SONUÇ	40
KAYNAKLAR	42
EKLER	44
ÖZGEÇMİŞ	45

KISALTMALAR

CNG	: Compressed Natural Gas
ECE	: European Commission Emissions
EDC	: European Driving Cycle
EUDC	: European Union Driving Cycle
HC	: Hidrokarbon
KMA	: Krank Mili Açısı
LNG	: Liquefied Natural Gas
LPG	: Liquefied Petroleum Gas
MON	: Motor Octane Number
RNG	: Renormalisation Groups
RON	: Research Octane Number
TNO	: Toegepast Natuurwetenschappelijk Onderzoek
TSE	: Türk Standartları Enstitüsü
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 2.1. Çeşitli motor yakıtlarının fiziksel ve kimyasal özellikleri.....	3
Tablo 2.2. Çeşitli ülkelerde yaz ve kış aylarında LPG içindeki propan/bütan oranları.....	10
Tablo 2.3. Yakıtların eşdeğer enerji katsayıları.....	14
Tablo 3.1. Volvo 940 yolcu taşıtında gerçekleşen LPG emisyon değerleri.....	20
Tablo 3.2. Standart ve RNG k-ε türbülans modelleri için model sabitleri.....	22
Tablo 4.1. İncelenen motorun özellikleri ve hesap koşulları.....	29
Tablo 4.2. Eşit koşullar altında benzin ve LPG'nin emisyon değerleri.....	31
Tablo 4.3. Farklı ateşleme avanslarında maksimum basınç değerlerine karşılık gelen krank mili açıları.....	32
Tablo 4.4. Tam yükte farklı ateşleme avansı değerleri için gerçekleşen emisyon değerleri	33
Tablo 4.5. Farklı dönme sayıları için 35 ° KMA'lık ateşleme avansında oluşan maksimum basınçlar ve bu basınçlara karşılık gelen açılar.....	34
Tablo 4.6. Üç farklı dönme sayısı için 35 ° KMA'lık ateşleme avansında gerçekleşen emisyon değerleri.....	34
Tablo 4.7. Farklı sıkıştırma oranları için oluşan maksimum basınçlar ve bu basınçlara karşılık gelen krank mili açıları.....	36
Tablo 4.8. Farklı sıkıştırma oranları için gerçekleşen emisyon değerleri.....	37

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1.	Propan ve bütanın basınç ve sıcaklığa bağlı olarak denge durumu.. 11
Şekil 2.2.	Birinci-nesil açık devreli LPG dönüşüm sistemi..... 12
Şekil 2.3.	İkinci-nesil kapalı devreli LPG dönüşüm sistemi..... 13
Şekil 2.4.	Üçüncü-nesil sıvı LPG püskürtmeli dönüşüm sistemi..... 14
Şekil 2.5.	Farklı çevrimde dört farklı yakıt için CO emisyonu..... 16
Şekil 3.1.	25 °C’de Renault Laguna egzoz emisyon sonuçları..... 18
Şekil 3.2.	-5 °C’de Renault Laguna egzoz emisyon sonuçları..... 19
Şekil 3.3.	1.6 litre karbüratörlü bir taşıtın ECE R-15.04 standardına göre ölçülmüş benzinli ve LPG’li çalışmadaki emisyon değerleri..... 20
Şekil 3.4.	KIVA-3V kodunda elde edilmiş bir çok boyutlu model örneği..... 26
Şekil 4.1.	Çalışmada kullanılan ağ sisteminin yapısı..... 30
Şekil 4.2.	Eşit koşullar altında benzin ve LPG’nin karşılaştırılması..... 31
Şekil 4.3.	Farklı ateşleme avans değerlerinde LPG ile çalışmada P- α diyagramı..... 32
Şekil 4.4.	1500 d/d’lık dönme hızı için oluşan P- α diyagramı..... 33
Şekil 4.5.	3000 d/d’lık dönme hızı için oluşan P- α diyagramı..... 34
Şekil 4.6.	$\epsilon = 10:1$ sıkıştırma oranına karşılık gelen P- α diyagramı..... 35
Şekil 4.7.	$\epsilon = 10,5:1$ sıkıştırma oranına karşılık gelen P- α diyagramı..... 35
Şekil 4.8.	$\epsilon = 11:1$ sıkıştırma oranına karşılık gelen P- α diyagramı..... 36
Şekil 4.9.	30 ° KMA’lık ateşleme avansında sıkıştırma oranlarının etkisi..... 37
Şekil 4.10.	40 ° KMA’lık ateşleme avansında sıkıştırma oranlarının etkisi..... 38
Şekil 4.11.	- 59,6 ° KMA’da yanma odası sıcaklık dağılımı..... 38
Şekil 4.12.	- 28,7 ° KMA’da yanma odası sıcaklık dağılımı..... 39
Şekil 4.13.	- 4,8 ° KMA’da yanma odası sıcaklık dağılımı..... 39

SEMBOL LİSTESİ

a_{mr}	: Reaksiyon stokiyometrik katsayısı
a'_{mr}	: Ampirik üs
b_{mr}	: Reaksiyon stokiyometrik katsayısı
b'_{mr}	: Ampirik üs
$C_{\varepsilon 1}$	: Türbülans modeli sabiti
$C_{\varepsilon 2}$	: Türbülans modeli sabiti
$C_{\varepsilon 3}$	: Türbülans modeli sabiti
C_{η}	: Türbülans modeli sabiti
c_p	: Sabit basınçta özgül ısı sabiti
D	: Kütle difüzyon katsayısı
E_{br}	: Aktivasyon sıcaklığı
E_{fr}	: Aktivasyon sıcaklığı
g	: Yerçekimi sabiti
h_m	: m 'ninci bileşenin entalpisi
I	: Akışkanın iç enerjisi
J	: Isı akısı vektörü
K	: Isı iletim katsayısı
k	: Adyabatik üs
k_{br}	: r reaksiyonu için geri reaksiyon katsayısı
$K_C^r(T)$	: r denge reaksiyonunun denge sabiti
k_{fr}	: r reaksiyonu için ileri reaksiyon katsayısı
m	: Bileşen
m	: Kütle
n	: Politropik üs
p	: Akışkan basıncı
P	: Silindir basıncı
Pr	: Prandtl sayısı
Pr_k	: Türbülans modeli sabiti
Pr_{ε}	: Türbülans modeli sabiti
$\dot{Q}^c$	: Yanma sonucu açığa çıkan kimyasal enerji miktarı
Q_r	: r -reaksiyonunun mutlak sıfırdaki reaksiyon ısısı
r	: r reaksiyonu
S	: Gerilme tansörü oranı
Sc	: Schmidt sayısı
T	: Akışkan sıcaklığı
t	: Zaman
u	: Hız vektörü
u	: Akışkan hızı
W	: Ağırlık
W_{fuel}	: Yakıt ağırlığı

W_m	: m 'ninci bileşenin ağırlığı
$\mathbf{x}$	: Konum vektörü
x_m	: m 'ninci bileşenin mol sayısı
Y_m	: Kütle kesri
$(\Delta h_f^0)_m$	: m 'ninci bileşen için mutlak sıfırdaki oluşum ısısı
∇	: Vektör operatörü
α	: Krank mili açısı
δ	: Dirac delta fonksiyonu
ε	: Sıkıştırma oranı
ε	: Türbülans kinetik enerjisinin yayılım hızı
κ	: Difüzyon katsayısı
λ	: Hava fazlalık katsayısı
λ	: Viskozitenin ikinci katsayısı
μ	: Viskozitenin birinci katsayısı
μ_{air}	: İdeal gazlar için moleküler viskozite
ν	: Transport katsayısı
ν_{air}	: Hava için transport katsayısı
ρ	: Toplam yoğunluk
ρ_{fuel}	: Yakıt yoğunluğu
ρ_m	: m 'ninci bileşenin yoğunluğu
$\cdot^c$	: Kimyasal kaynak terimi
ρ_m	: Kimyasal kaynak terimi
σ	: Viskoz gerilme tansörü
$\cdot$	: Viskoz gerilme tansörü
ω_r	: r 'ninci reaksiyon için kimyasal reaksiyon oluşum hızı

İÇTEN YANMALI MOTORLARDA LPG’NİN YAKIT OLARAK KULLANIMI

ÖZET

Egzoz gazları emisyonlarının yönetmeliklerle sınırlandırılması ve emisyon sınır değerlerinin gün geçtikçe daha düşük değerlere çekilmesi, daha düşük emisyonlu motor yakıtlarını gündeme getirmekte ve alternatif yakıt kullanımını zorunlu kılmaktadır.

Motor tasarımında matematiksel modelleme önemli bir yere sahiptir. Çünkü karışım oluşumu ve yanma olaylarının karmaşık yapısının tanımlanması, olaya etki eden parametrelerin belirlenmesi ve genelde bu parametrelerin optimize edilmesi gibi karmaşık fiziksel olaylar hakkında detaylı bilgi edinmek ve bu olaylara etki eden parametrelerin kontrolünü deneylerle yapmak oldukça zor ve pahalıdır.

Yüksek lisans tezi olarak sunulan bu çalışmada günümüzün gözde alternatif yakıtlarından biri olan LPG ele alınmıştır. Genel olarak içten yanmalı motorlarda alternatif yakıt kullanımına değinilmiş, ardından da LPG’nin motor yakıtı olarak kullanımı incelenmiştir. Çalışmada, çok boyutlu modelleme esas alındığından kullanılan çok boyutlu model yaklaşımından bahsedilmiş ve çözüm yöntemi anlatılmıştır. Tez çalışmasının son kısmında deneysel amaçlı bir motorun verileri kullanılarak LPG ve benzin karşılaştırılmış, çeşitli tablo ve grafiklerle egzoz emisyonları ve motor performans değerleri incelenmiştir. İncelemeler KIVA-3V kodu kullanılarak gerçekleştirilmiş, sonuçlar GMV ve MS Excel paket programları ile görselleştirilmiştir.

İncelemeler sonucunda, egzoz gazları emisyonları açısından LPG’nin benzine göre daha iyi neticeler verdiği gözlenmiş, ancak eşit koşullarda çalışıldığı durumda gaz yakıt olan LPG’nin volümetrik verimi düşük olduğundan, ulaşılan maksimum basınç düzeyinde de azalma görülmüştür. Bu da motordan alınan gücün düşmesi anlamına gelmektedir. Sıkıştırma oranı arttırılmak suretiyle ve çeşitli avans değerlerinde bu güç kaybının geri kazanılabildiği tespit edilmiştir.

USING OF LPG AS FUEL IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES

SUMMARY

Limiting of emissions with regulations and tightening of emission standards continuously have been putting engine fuels have lower emissions on the agenda and making alternative fuel use obligatory.

Mathematical modeling is of great importance in engine design. Because it is quite difficult and expensive to obtain detailed information about such complex processes to be defined mixture formation and intricate structure of combustion process, to be determined influencing parameters and generally to be optimized of that parameters and to control affecting parameters with experiments.

In this study presented as The Master of Science thesis it has been dealt with LPG that is one of the favourite alternative fuels on nowadays. Generally it has been mentioned using of alternative fuels in internal combustion engines, afterwards it has been studied using of LPG as an engine fuel. Due to based on multidimensional modeling in the study it has been mentioned multidimensional modeling approach used and explained solution method. In the last part of thesis LPG and gasoline have been compared using data of an experimental engine, it has been examined emissions and engine parameters with various tables and charts. Examinations have realized by using KIVA-3V code, results have been visualized by GMV and MS Excel softwares.

In the result of examinations it has observed LPG gives better results according to gasoline from the point of emissions, but when it was worked in equal conditions due to LPG that gaseous fuel has low volumetric efficiency, it has seen a decrease on the reached maximum pressure. This means decrease of engine power. Via increasing compression ratio and at various ignition advances, it has been determined to get back that power decrease.

1. GİRİŞ

1.1. Giriş ve Çalışmanın Amacı

İçten yanmalı motorların ortaya çıkışından itibaren benzin ve dizel yakıtı iki temel motor yakıtı olarak kullanılmıştır. Alternatif yakıt terimi, taşıtlarda benzin ya da dizel yakıtı dışında kullanılan yakıtları tanımlamak için kullanılmaktadır (**Bechtold, 1997**). Başka bir tanıma göre de, alternatif yakıt, üretimi ham petrol ve türevlerine bağlı olmayan yakıt demektir (**Thring, 1983**). Buna göre, belli başlı alternatif yakıtlar alkoller (metanol ve etanol), doğalgaz, sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG), bitkisel yağlar ve hidrojenidir. Kimyasal enerji kaynaklı bu yakıtlar dışında elektrik enerjisi de alternatif yakıt olarak tanımlanabilir.

Her geçen gün dünyadaki petrol rezervlerinin hızla tükenmesi ve buna karşılık araç sayısının ve dolayısıyla da içten yanmalı motor sayısının sürekli olarak artması, bu motorlarda kullanılacak alternatif yakıtlara olan ihtiyacı zorunlu kılmakta ve bu konu üzerindeki araştırmaları hızlandırmaktadır.

Ayrıca 1974 ve 1979-1980 yıllarında ortaya çıkan iki petrol krizinden bugüne petrol türevli sıvı yakıt fiyatlarındaki sürekli artış sonucu, içten yanmalı motorların ortaya çıkışından beri pek öncelik verilmeyen yakıt ekonomisi konusundaki çalışmalar hız kazanmış ve daha ucuz motor yakıtları arayışına girilmiştir. Bu çalışmalar sonucunda yakıt ekonomisi konusunda önemli gelişmeler sağlanmıştır.

Alternatif yakıt kullanımını zorunlu kılan bir diğer etken de egzoz bileşenlerinden kaynaklanan hava kirliliği ve bunu engellemeye yönelik 1970'li yıllarda başlatılan yasal düzenlemelerdir. Dünya genelindeki hava kirliliği probleminin en önde gelen nedeni otomobillerden kaynaklanan kirletici egzoz bileşenleridir. Yapılan çalışmalar sonucunda bu konuda birçok olumlu gelişme sağlanmıştır (**Pulkrabek, 1997**). Örneğin benzin motorlu otomobillerde üç-yollu katalitik konvertörlerin kullanılmaya başlanmasıyla emisyon önlemleri öncesi yıllara oranla taşıt başına üretilen karbon monoksit (CO) ve yanmamış hidrokarbon (HC) emisyonlarında ortalama % 95, azot oksit (NO_x) emisyonlarında ise % 85 oranına ulaşan azalmalar sağlanmıştır. Ancak araç sayısının giderek artması bu kazancın etkisini yok etmiştir (**Çalık ve diğ., 1999**). Hava kirliliğinin sorun olduğu şehir içi taşımacılığında, LPG ve doğalgaz gibi gaz yakıtların kullanımı önem kazanmakta ve Hollanda, Avusturya gibi kimi ülkelerde

toplu taşımacılıkta kullanılmaktadır. Ayrıca, ekonomik üretim ve emniyetli olarak depolama sorunlarının çözülerek, hidrojenin de yakıt olarak kullanılması için çalışmalar yapılmaktadır (**Safgönül ve diğ., 1999**).

Son 10 yıldır LPG ve sıvılaştırılmış doğalgaz (LNG) gibi gaz yakıtlar taşıtlarda geniş ölçüde kullanılmakta, yakıt ekonomisi ve egzoz emisyonları açısından geleceğe yönelik çok olumlu sonuçlar vermektedir (**Bayraktar ve Durgun, 2005**).

LPG, gerek yüksek oktan sayısı, yüksek verimi ve gerekse düşük kirletici bileşenleri nedeniyle yaklaşık olarak 70 yıldır otomobillerde en sık kullanılan alternatif yakıtlardan biridir (**Park ve diğ., 2002**).

1990 yılında dünya genelinde LPG tüketimi 134,6 milyon ton olarak gerçekleşirken, bunun % 73,3'ü enerji üretiminde, % 19,5'i petrokimya endüstrisinde ve % 7,2'si de (9.650.000 ton) otomotiv endüstrisinde kullanılmıştır. Birçok hükümet duyarlı enerji politikaları ve LPG kullanımını destekleyen ekonomik ve mali teşviklerle bu yakıtın kullanımını yaygınlaştırmıştır. Örneğin 1960'ların başından itibaren Japonya hükümeti Tokyo'daki taksilerin LPG kullanmalarını zorunlu kılan bir karar almıştır. LPG dönüşümü yapılan araçların 3 yıl boyunca vergiden muaf tutulduğu İtalya, 1.200.000 adetle en fazla LPG donanımlı araç bulunan ülke durumundadır. 1950'lerden beri LPG'nin yakıt olarak kullanımının teşvik edildiği Hollanda, 2.000 adetle en fazla LPG yakıt istasyonu bulunan ülkedir. Belçika'da sıfır vergilendirme sonucu LPG fiyatı dizel yakıtından 2, benzinden ise 3 defa daha ucuzdur. 1.000 araca düşen 25 istasyon sayısı ile Fransa, araç başına en yoğun LPG yakıt istasyonuna sahip ülkedir. Sanayi Bakanlığı'nca 29.06.1995 tarih ve 22328 sayılı Resmi Gazete'de yayımlanan bir yönetmelik ile Türkiye'de de araçlarda alternatif yakıt olarak LPG kullanımına izin verilmiştir (**Örücü, 1999**). Bu tarihten itibaren uygun maliyeti nedeniyle ülkemizde de motor yakıtı olarak LPG kullanımı gittikçe yaygınlaşmaktadır. Alternatif yakıt kullanımında önemli bir problem olan yakıt temini de, LPG dolum istasyonlarının sayısındaki artışla birlikte azalmaktadır.

Bu çalışmada da, taşıt motorlarında alternatif yakıt kullanımı üzerine genel bir inceleme yapılmış, detaylı olarak LPG kullanımı üzerinde durulmuştur. Bu amaçla benzinli bir motorun egzoz emisyonları ve performans karakteristikleri, aynı motorda yakıt olarak LPG kullanıldığı durumla, KIVA-3V kodu kullanılarak karşılaştırılmıştır.

2. ALTERNATİF YAKITLAR VE LPG KULLANIMI

2.1. İçten Yanmalı Motorlarda Alternatif Yakıtlar

Çeşitli motor yakıtlarının fiziksel ve kimyasal özellikleri Tablo 2.1’de verilmiştir.

Tablo 2.1: Çeşitli Motor Yakıtlarının Fiziksel ve Kimyasal Özellikleri
(Soruşbay ve Arslan, 1988)

Yakıt		Hidrojen	Metan	Metanol	Etanol	Benzin	Propan	Bütan
Kimyasal denklemi		H ₂	CH ₄	CH ₃ OH	C ₂ H ₅ OH	(C ₈ H ₁₈) ^a	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀
C/H oranı		0	0,25	0,25	0,333	0,444	0,375	0,4
Moleküler ağırlığı (g/mol)		2,02	16,04	32,04	46,07	91,4	44,08	58,1
Özgül ağırlığı	sıvı (kg/l)	0,07	0,424	0,796	0,794	0,73 ^a	0,508	0,584
	gaz (kg/l)	0,84x10 ⁻⁴	0,78x10 ⁻³					
Isıl değeri	(MJ/kg)	119,93 (alt) 141,86 (üst)	50,8	20,1	26,9	43,4	46,5	45,46
	(MJ/litre)	8,41	20,8	15,9	21,3	31,8	23,42	26,55
Stokiyometrik karışım için	hava/yakıt (kütlese)	34,32	17,2	6,44	8,96	14,7	15,7	15,4
	hava/yakıt (hacimsel)	2,38	9,53	7,14	14,3	45,79		
	(kJ/litre)	3,20	3,4	3,53	3,61	3,78		
	mol _{ürünler} /mol _{reaktantlar}	0,85	1,00	1,06	1,06	1,04		
Buhar basıncı (bar,38°C)						0,5-0,9	12,1	2,6
Karışımın ısı değeri (kJ/m ³)						3482	3414	3446
Buharlaştırma ısısı (MJ/kg)		0,447	0,509	1,102	0,856	0,272 ^a	0,426	
Tutuşma sınırları	% hacim	4,1-74	5-15,4	6-37	3,5-19	1,3-7,6	2,1-9,5	1,5-8,5
	λ	0,15-4,35	0,59-2,0	0,24-2,22	0,29-1,92	0,26-1,67		
Laminar alev hızı (m/s)		2,91	0,37	0,52		0,37	0,32	0,32
Adyabatik alev sıcaklığı (K)		2383	2227	2151	2197	2266 ^a		
Difüzyon katsayısı (m ² /s)		0,61	0,16			0,08		
Kaynama noktası (K)		20,65	111,7	338,1	351,7	305-494	231	273
Donma noktası (K)		14	91,7	175,4	155,9	217 ^a	86	
Kendi kendine tutuşma sıcaklığı (K)		847-864	905	743	665	530	730	710
Oktan sayısı	RON	130	130	110	106	91-100	112	103
	MON		105	87	89	82-94	97	89

^a izooktan

Tablo 2.1'deki özelliklerden yakıtın özgül ağırlığı, yakıtın yapısı ve tutuşma kabiliyeti hakkında bir fikir verir (**Safgönül ve diğ., 1999**). Yakıtın özgül ağırlığı arttıkça tutuşma kabiliyeti azalır. Buna göre en kolay tutuşan hidrojen, en zor tutuşan da alkollerdir.

Tablo 2.1'e göre ısı değeri en büyük olan yakıt hidrojendir ve 1 kg hidrojenin vereceği miktarda enerji elde edebilmek için en düşük ısı değere sahip olan alkollerden 5-6 kg yakmak gerekmektedir. Ancak volümetrik olarak ele alındığında hidrojenin ısı değerinin diğer yakıtlardan çok daha düşük olduğu görülmektedir ve 1 litre benzinin vereceği enerjiyi elde etmek için yaklaşık 4 litre hidrojene ihtiyaç vardır.

Donma noktası ya da donma sıcaklığı değeri kış şartları için büyük önem taşır (**Safgönül ve diğ., 1999**). Tablo 2.1'e göre hidrojen, doğalgaz ve propan, benzin ve alkoller gibi sıvı yakıtlara göre bu açıdan çok daha avantajlıdır.

Benzin motoru yakıtlarından istenen en önemli özelliklerden biri uçuculuktur ve yakıtın sıcaklığa bağlı olarak buharlaşma eğiliminin bir ölçüsü olarak kullanılmaktadır. Uçuculuk, yakıtın emme kanalında ve silindirdeki buharlaşma hızı ve miktarını belirlediği için motorun çalışmasında doğrudan etkilidir. Az uçucu yakıtlar kolay buharlaşamayarak, silindirlerin emme kanalı çeperlerine yapışır ve farklı silindirlerde farklı karışım oranlarının oluşmasına neden olarak motorun toplam performansını düşürür. Soğuk iklimlerde daha uçucu olan kış benzini kullanmak gerekebilir (**Safgönül ve diğ., 1999**). Tablo 2.1'deki buharlaşma ısıları değerlerine göre en uçucu yakıt benzindir. Buharlaşma ısıları yüksek olan alkoller ise uçuculuk açısından en dezavantajlı yakıtlardır.

Benzin motoru yakıtlarından istenen en önemli özellik vuruntu direncidir ve oktan sayısı ile belirlenir. Tablo 2.1'e göre, özellikle hidrojen ve doğalgaz başta olmak üzere, gaz yakıtların vuruntu dirençleri benzin ve alkollere nazaran daha yüksektir.

Tutuşma sınırları açısından da en avantajlı olan yakıt çok fakir karışımlardan, çok zengin karışımlara kadar ulaşan geniş tutuşma sınırları nedeniyle hidrojen olarak gözükmemektedir.

2.1.1. Hidrojen

Kokusuz, renksiz, tatsız ve saydam bir yapıya sahip olan hidrojen, doğadaki en hafif kimyasal elementtir. Petrol kökenli mevcut konvansiyonel yakıtlara oranla yüksek alev hızı, çok fakir karışımlardan, çok zengin karışımlara kadar ulaşan geniş tutuşma sınırları ve düşük ateşleme enerjisi gibi belirgin üstünlükleri bulunan, sınırsız kaynaklara sahip hidrojenin, içten yanmalı motorlarda kullanımı sonucunda termik verimde artış sağlanacak ve hava kirliliği açısından da olumlu sonuçlar alınacaktır.

Ancak halen mevcut depolama, yüksek üretim maliyeti ve bazı koşullardaki düzensiz yanma sorunlarına çözüm getirmek gerekmektedir **(Soruşbay ve Arslan, 1988)**.

Eskiden beri bilinen çeşitli yöntemlerle su kaynaklarından elde edilebilen hidrojenin, hava veya oksijen ile yanması sonucu ortaya çıkan ana yanma ürünlerinden biri de tekrar su olacaktır. Bu bakımdan hidrojen yenilenebilir bir yakıt türü oluşturmaktadır. Ayrıca yanma ürünleri arasında, motorun yağlama yağının yanması nedeniyle oluşanlar dışında, mevcut motor yakıtlarının kullanımı sonucu üretilen hidrokarbonlar bulunmamakta olup, karbon monoksit de çok düşük düzeylerde görülmektedir. Diğer yandan bu motorlarda, yüksek yanma sıcaklıkları nedeniyle havanın kimyasal reaksiyonu sonucu azot oksitler (NO_x) bol miktarda üretilmektedir. Zengin ($\lambda < 0,9$) ve fakir ($\lambda > 1,7$) karışımlarda NO_x emisyonu önemli ölçüde azalacaktır. Hidrojen yakıtlı motorların fakir karışımlarla çalışma özelliği bu konuda önemli yararlar sağlamaktadır **(Soruşbay ve Arslan, 1988)**.

Hidrojen-hava karışımlarını ateşlemek için gerekli enerji miktarının öteki yakıtlara oranla çok düşük olması, tutuşma garantisi sağlaması açısından Otto ilkesi ile çalışan motorlarda avantaj sağlamakla birlikte, erken tutuşma ve geri tutuşma gibi sorunlar da oluşturmaktadır. Otto motorlarında kullanılan yakıtlar için bir avantaj oluşturan diğer özellikler, hidrojenin kendi kendine tutuşma sıcaklığının oldukça yüksek olması ve oktan sayısının yüksek olmasıdır. Hidrojenin difüzyon katsayısının öteki yakıtlardan daha fazla olması ise depolanmasına ilişkin bazı sorunlar yaratmaktadır **(Soruşbay ve Arslan, 1988)**. Hem taşıtlarda, hem de dolum istasyonlarında geniş yer kaplayan hidrojen, ya kriyojenik sıvı ya da sıkıştırılmış gaz halinde depolanabilir. Eğer sıvı olarak depolanırsa basınç altında çok düşük sıcaklıkta saklanmalıdır ve bunun için termal olarak çok iyi izole edilmiş yakıt tankları gereklidir **(Pulkrabek, 1997)**.

Hidrojen ile hava karışımı, sırasıyla dahili ve harici olarak adlandırılabilir yöntemlerle motorun yanma odası içerisinde veya emme manifoldunda hazırlanmaktadır. Her iki yöntemde de hidrojenin difüzyon hızının yüksek olması nedeniyle, yüksek motor devir sayılarında bile homojen bir karışım sağlamak olasıdır. Harici karışım hazırlama yöntemlerinin sağladığı bazı avantajlar yanında getirdiği önemli sorunlar da bulunmaktadır. Hidrojen yakıtlı motorların çıkışından itibaren (1920'ler) bu motorlara kısıtlamalar getiren geri tutuşma ve erken tutuşma sorunları bu yöntemde ortaya çıkmaktadır. Bu soruna çözüm sağlanması açısından dahili karışım hazırlama yöntemi uygulamaları oldukça etkilidir **(Soruşbay ve Arslan, 1988)**.

Benzin motorlarında, stokiyometrik karışımlarda tam buharlaşmış yakıtın yanma odası içerisinde kapladığı hacim oranı % 1,7 düzeyindedir. Buna karşılık gaz

halindeki hidrojenin, stokiyometrik koşullarda kapladığı hacim oranı % 30 olacağından, eşdeğer motordan alınacak maksimum güç miktarında, benzine oranla % 15 dolayında bir düşüş görülecektir. Sıvı halinde hidrojenin aynı koşullar altında, ancak emme sübaplarının kapanmasından sonra yanma odasına direkt olarak püskürtülmesi sonucunda benzine oranla yaklaşık % 20 dolayında, ön karışımli gaz hidrojen yakıtlı motora oranla da % 40 düzeyinde güç artışı sağlanabilecektir **(Soruşbay ve Arslan, 1988)**.

Hidrojen, hava ile bütün karışım oranları için karışma özelliğine sahiptir. Elde edilen karışımın da hava fazlalık katsayısına ve sıcaklığa bağlı olan geniş tutuşma sınırları vardır. Karışımın sıcaklığının artması ile bu sınırlar da artış gösterecektir, ancak düşük sıcaklıklarda bile motoru karışım oranını değiştirerek çalıştırmak olasıdır. Sonuç olarak termik verim artmakta ve benzin motoruna göre daha ekonomik koşullarda çalışılmaktadır **(Soruşbay ve Arslan, 1988)**.

Hidrojen yakıtlı motorlarda soğuk cidarlardaki alev sönme bölgesi benzin motorlarına göre daha azdır. Bu bakımdan, çap/strok oranı büyük motorlar yapılarak, daha büyük çaplı veya fazla sayıda emme ve egzoz sübapları kullanmak ve böylece volümetrik verimi arttırarak, pompalama kayıplarını azaltmak mümkün olabilmektedir **(Soruşbay ve Arslan, 1988)**.

Yanma hızının hidrojen-hava karışımlarında fazla olması nedeni ile vurutuya karşı direnç artacağından, sıkıştırma oranının da daha yüksek değerlere çıkarılması ve dolayısıyla termik verimin arttırılması olanaklı olmaktadır. Sıkıştırma oranının arttırılması sonucunda erken tutuşma sorunu ortaya çıkacaktır. Ancak bu durum, yakıtın yanma odasına püskürtülmesi yoluyla çözümlenebilir **(Soruşbay ve Arslan, 1988)**.

Yakıt ikmalindeki zorluk, günümüz teknolojisinde yüksek yakıt fiyatı ve patlama yapabilmesi hidrojenin motor yakıtı olarak kullanımındaki diğer başlıca dezavantajlardır **(Pulkrabek, 1997)**.

2.1.2. Doğalgaz

Dünya çapındaki enerji ihtiyacının karşılanmasında % 40'lık petrol ve % 28'lik kömür tüketiminin ardından % 23'lük payıyla doğalgaz gelmektedir **(Yalçınkaya, 2004)**. Doğalgaz % 84'ten büyük oranda metan (CH_4) içeren ve en fazla elde edilebilen gaz yakıttır. Metan dışında az miktarda etan, propan, butan gibi diğer hidrokarbonlar ile CO_2 ve N_2 içerir. Havadan hafiftir ve açık havada uçucu özelliğe sahiptir. Motor yakıtı olarak kullanılmasında düşük egzoz emisyonu ile yanma ve yüksek oktan sayısı en önemli avantajlarıdır. Doğalgaz, yüksek alev hızının bir sonucu olan yüksek oktan sayısı sayesinde sıkıştırma oranının 14'e kadar

çıkarılabilmesine olanak sağlar. Bir diğer avantajı da dünya genelinde bol bulunan bir yakıt olmasıdır. En belirgin dezavantajı ise, ancak yüksek basınç altında ya da düşük sıcaklıkta etkin olarak depolanabilmesidir. Yüksek basınç altında sıvılaştırılmasına uygun yakıt tankları gerektirir. 16-25 MPa basınçta sıkıştırılmış doğalgaz (CNG) ya da 70-210 kPa basınç ve yaklaşık -160 °C sıcaklıkta sıvılaştırılmış doğalgaz (LNG) olarak depolanır. Gaz yakıt olduğu için volümetrik verimi ve birim hacminin ısı kapasitesi düşüktür. Ayrıca özellikleri değişkendir ve yakıt ikmali yavaştır (**Durgun, 1988 ve Pulkrabek, 1997**). Metanın kendi kendine tutuşma sıcaklığının diğer yakıtlardan yüksek olması da doğalgaza benzin motorları için önemli bir avantaj getirmektedir.

2.1.3. Alkoller

Motorlarda sıvı yakıt olarak kullanılan etanol ve metanol gibi alkoller, benzin motorlarında kullanıma olanağı bulunan ve halen Brezilya gibi, alkolün tarım ürünleri artıklarından bol ve ekonomik olarak elde edildiği ülkelerde oldukça yaygın olarak kullanılan alternatif yakıtlardan biridir. Petrol türevli yakıtların pahalı olması, Üçüncü-Dünya ülkelerinin birçoğunda alkoller uzun zamandır başlıca motor yakıtı durumuna getirmiştir. Bu konuda lider durumda bulunan Brezilya'da 1990'ların başı itibariyle 4,5 milyon aracın % 93'ü etanolle çalışmaktadır. Alkoller hem doğal, hem de üretim sonucu olmak üzere birçok kaynaktan elde edilebilmeleri nedeniyle cazip alternatif yakıtlardır (**Pulkrabek, 1997**). Alkoller petrol kökenli olmayıp, bitkisel artıkların fermantasyonu sonucu (etanol) veya kömürden (metanol), yapay olarak elde edilirler. Alkollerin vuruş direnci benzinden yüksektir. Ayrıca gizli buharlaşma ısıları da benzinden yüksek olduğundan, emme havası içinde buharlaşırken dolgu sıcaklığını düşürerek volümetrik verimi arttırlar. Bu nedenle, doğrudan % 100 olarak kullanılabilecekleri gibi, benzine % 10-15 oranında katılarak da kullanılırlar ve benzinin özelliklerini iyileştirirler. Benzinin vuruş direncini arttırlar, yanma iyileşir ve yakıt tüketimi azalır. Benzine % 10-15 oranında katılarak kullanılmaları durumunda benzin motoru üzerinde herhangi bir değişikliğe gerek yoktur. Daha yüksek oranlarda veya % 100 alkol kullanma durumunda benzinle karışma zorluğu, yakıt içinde su toplanması, korozyon gibi sorunlar ortaya çıkmaktadır (**Safgönül ve diğ., 1999**).

Etanol (etil alkol) ve metanol (metil alkol) motor yakıtı olarak kullanılan başlıca alkol türleridir (**Pulkrabek, 1997**). Etanol, şeker, şekerden çevrilebilen selüloz veya nişasta gibi maddelerin fermantasyonu sonucu elde edilen ve en yaygın olarak kullanılan alkol türüdür. Etanol, patates, tahıllar, şeker kamışı, şeker pancarı, ot, saman gibi her tür bitkiden veya daha genel olarak güneş enerjisini dönüştürülmüş bir kimyasal yapıda depolayan her üründen elde edilebilir. Tablo 2.1'deki değerlere

göre ısı değeri benzinden yaklaşık % 35 daha azdır. Su ile her oranda karışabilme özelliği ile petrolden ayrılır (**Durgun, 1988**). ABD’de uzun yıllardır % 90 benzin ve % 10 etanolden oluşan E10 adlı bir yakıt karışımı dolum istasyonlarında bulunmaktadır. Diğer önemli etanol-benzin karışımı ise E85’tir (% 85 etanol, % 15 benzin). Etanolün HC emisyonları benzinden az, metanolden ise fazladır (**Pulkrabek, 1997**).

Benzine alternatif olarak düşünülen tüm yakıtlar içinde en fazla araştırmaya konu olan ve gelişme gösteren yakıt metanoldür. Saf metanol ve çeşitli oranlardaki metanol-benzin karışımları motorlarda uzun yıllardır denenmektedir. En genel karışımlar M85 (% 85 metanol, % 15 benzin) ve M10’dur (% 10 metanol, % 90 benzin). Karışım durumunda iki yakıt tankı kullanılmaktadır (**Pulkrabek, 1997**). Metanol, etanolle benzer özellikler gösterir. Fakat, odun ve kömür gibi fosil yakıtların ısı altında damıtılmaları yoluyla veya CO ve H’nin katalitik ortamda sentezleri sonucu elde edilir. Ayrıca bazı kimyasal işlemler sonucunda doğalgazdan da metanol elde edilebilmektedir. Etanolde olduğu gibi, metanol de su ile her oranda karışabilir (**Durgun, 1988**).

Alkollerin en önemli üstünlükleri, birçok kaynaktan elde edilebilmeleri, yüksek oktan sayıları, benzine göre düşük egzoz emisyonları, yakıt içerisindeki kükürt oranının düşük olması ve petrole dayalı yakıt olmamalarıdır. Yüksek oktan sayıları, daha büyük sıkıştırma oranlarının seçilebilmesine ve verimin yükselmesine olanak sağlamaktadır (**Pulkrabek, 1997**). Ayrıca alkollerin petrole göre daha düşük alev sıcaklıklarının olması, yanmanın iyileşmesini ve yanma ürünleri içerisindeki NO_x ve CO oranının azalmasını sağlamaktadır (**Durgun, 1988**).

Bu üstünlükleri yanında, alkollerin bazı yetersiz özellikleri de vardır. En önemli dezavantajları, yapılarındaki suyun yakıt ve emme sistemi üzerindeki korozyon etkisidir. Özellikle metanol bu açıdan çok risklidir. Bunun yanında alkollerin ısı değeri petrole göre daha düşük, buharlaşma ısısı yüksektir. Buharlaşma ısısının yüksek oluşu ise motorlarda soğukta ilk hareketi zorlaştırmaktadır (**Durgun, 1988**). 10 °C’nin altındaki sıcaklıklarda alkole bir miktar benzin ilave edilerek soğukta çalışma iyileştirilebilir. Isıl değer açısından bakıldığında ise benzinle aynı miktarda enerji elde etmek için neredeyse iki kat alkol yakmak gerekmektedir. Bu ise aracın belirli bir mesafe kaydetmesi durumunda daha büyük bir yakıt tankı gereksinimini ifade eder. Diğer bir dezavantajı egzoz içerisindeki aldehit miktarının fazla oluşudur ve benzinle eşit miktarda alkol tüketildiğinde ciddi bir kirlilik problemi oluşturmaktadır. Ayrıca alkollerin kötü ateşleme karakteristikleri ve düşük buhar basıncı nedeniyle yakıt tankına hava sızması durumunda tutuşabilir karışım oluşturma tehlikesi gibi olumsuzlukları da vardır (**Pulkrabek, 1997**).

2.2. Motorlarda LPG Kullanımının Nedenleri

Günümüzde LPG çeşitli sanayi uygulamalarında, konutlarda, tarımda ve motorlu taşıtlarda enerji kaynağı olarak yaygın kullanım alanı bulmaktadır. LPG, ham petrol veya türevlerinden elde edilen propanın (C_3H_8) ve bütanın (C_4H_{10}) belirli oranlardaki karışımından oluşmaktadır (**Çalık ve diğ., 1999**). LPG rafinerilerde petrol distilasyonu sırasında en hafif fraksiyon olarak elde edilir. Türkiye’de rafinerilerden elde edilen LPG iç tüketime yetmediğinden özel gemi tankerler vasıtasıyla önemli miktarda dış alım yapılmaktadır (**Kadırgan, 1999**).

LPG, uygun fiyatı, yeterli miktarda ve yaygın olarak bulunması nedeniyle oldukça cazip bir alternatif yakıttır. Dağıtım ve dolum istasyonlarının uluslararası bir ağ şeklinde yaygınlaşmasıyla LPG kullanımı da artmaya başlamıştır. LPG’nin alternatif yakıt olarak kullanımı günümüzde oldukça ileri düzeye ulaşmış olup, 1997 yılı itibarıyla 330.000 adedi sadece ABD’de olmak üzere dünya üzerinde 3 milyondan fazla araç LPG kullanmaktadır. LPG’nin kullanıcılarca kabul görmesi; satış fiyatı, toplam işletme maliyeti, araç performansı, güvenlik ve çevreye olan etkisine bağlıdır (**Caton ve diğ., 1997**).

LPG’nin motorlarda yakıt olarak kullanılmasında başlıca iki türlü etken mevcuttur. Birincisi yukarıda sözü edilen satış fiyatı ve toplam işletme maliyeti gibi ekonomik etkenler, diğeri de düşük egzoz emisyonları, yüksek oktan sayısı gibi teknolojik etkenlerdir.

LPG fiyatlarının benzine göre daha düşük düzeyde olması, dönüşüm sisteminin getirdiği ek maliyetlere rağmen, genelde ekonomik yönden bir avantaj sağlamaktadır. Ancak, LPG üretimi kısıtlı olduğu için, tüketimin sınırlandırılması amacıyla bazı önlemlerin uygulanmasına gerek duyulmaktadır. Halen yaygın olarak LPG’nin taşıtlarda yakıt olarak kullanıldığı bazı ülkelerde (örneğin Hollanda) LPG üzerinde üretim vergisi bulunmamakta, ancak LPG kullanan taşıtlardan ek vergi alınmaktadır. Diğer taraftan bazı ülkelerde de (örneğin İtalya) LPG kullanan taşıtlara ek vergi uygulanmamakta, ancak LPG üzerindeki üretim vergisi ile fiyat dengelemesi yapılmaktadır. Her iki uygulamada da dönüşümün ekonomik yönden avantaj sağlayabilmesi, taşıtın yılda yaklaşık 20.000 km kadar yol yapması ile mümkün olabilmektedir (**Ergeneman ve Soruşbay, 1996**).

LPG’nin önemli bir bölümünü propan oluşturur. Propanın egzoz bileşenleri benzine göre daha düşüktür. En önemli üstünlüklerinden biri doğalgaza göre daha kolay sıvılaşabilmesi ve bu özelliği sayesinde daha kolay depolanabilmesidir. En önemli dezavantajı ise petrole göre kütleli olarak % 11, hacimsel olarak da % 33 daha az

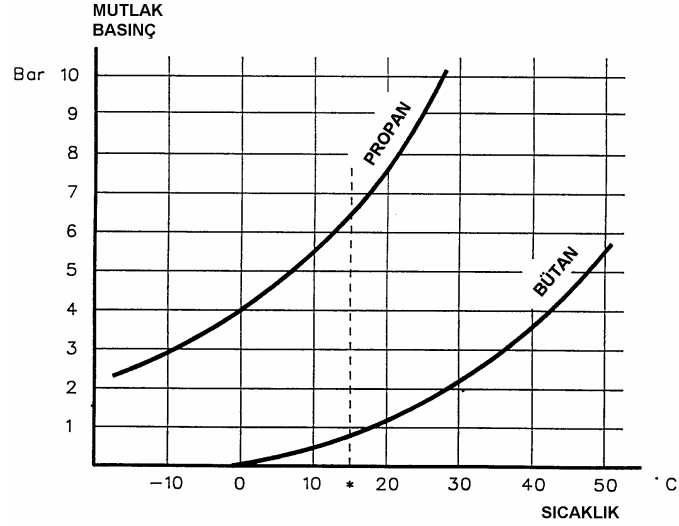
enerji bulundurmasıdır. Setan sayısı düşük olduğu için dizel motorlarında kullanılmaya uygun değildir (**Durgun, 1988**).

Propan ve bütanın farklı kaynama noktalarına sahip olması, diğer bir deyişle atmosfer basıncı altında gaz fazından sıvı fazına geçiş sıcaklıklarının farklı olması nedeniyle depolamada iklim koşullarına göre farklı karışım oranları uygulanmaktadır. Atmosfer basıncında, propan -43 °C sıcaklıkta sıvı fazında bulunurken, bütan 0 °C sıcaklıkta sıvı fazında bulunmaktadır. Bu nedenle özellikle soğuk iklimlerde ve soğuk mevsimlerde karışım içindeki propan oranı artırılarak sıvı fazından gaz fazına geçiş kolaylaştırılmaktadır. Karışım oranındaki bu değişime bağlı olarak yakıtın özellikleri de değişim gösterir (**Ergeneman ve Soruşbay, 1996**). Türkiye’de satılan LPG % 70-80 bütan, % 20-30 propan içermektedir (**Kadırgan, 1999**). Çeşitli Avrupa ülkelerinde yaz ve kış aylarında kullanılan LPG içindeki propan/bütan oranları Tablo 2.2’de verilmiştir.

Tablo 2.2: Çeşitli Ülkelerde Yaz ve Kış Aylarında LPG İçindeki Propan/Bütan Oranları (**Ergeneman ve Soruşbay, 1996**)

ÜLKE	Propan/Bütan Oranı	
	Yaz	Kış
Belçika	30/70	50/50
Almanya	Propan	
Danimarka	50/50	70/30
İngiltere	Propan	
Avusturya	20/80	80/20
Hollanda	30/70	70/30
İsveç	Propan	50/50
İsviçre	Propan	

LPG’nin en önemli özelliklerinden biri buhar basıncıdır. Karışımın propan/bütan oranına bağlı olarak LPG’nin buhar basıncı değişmektedir. Kaynama noktaları normal ortam sıcaklıklarının üzerinde olduğu için, benzin ve dizel yakıtı gibi alışılmış yakıtlar taşıt üzerindeki yakıt depolarında atmosfer basıncı altında sıvı fazda saklanabilirken, 0 °C’nin altındaki sıcaklıklarda da buharlaşan LPG, buhar basıncının yüksek olması nedeniyle, 4-10 bar gibi yüksek basınçta sıvı fazda saklanmaktadır (Şekil 2.1). Artan sıcaklıkla birlikte sıvı fazındaki propan ve bütanın hacmi hızla azalmakta ve basınç değerlerinde artış görülmektedir. Bu husus yakıt tanklarında emniyet açısından önem taşımaktadır (**Çalık ve diğ., 1999**).



Şekil 2.1: Propan ve Bütanın Basınç ve Sıcaklığa Bağlı Olarak Denge Durumu
(Çalık ve diğ., 1999)

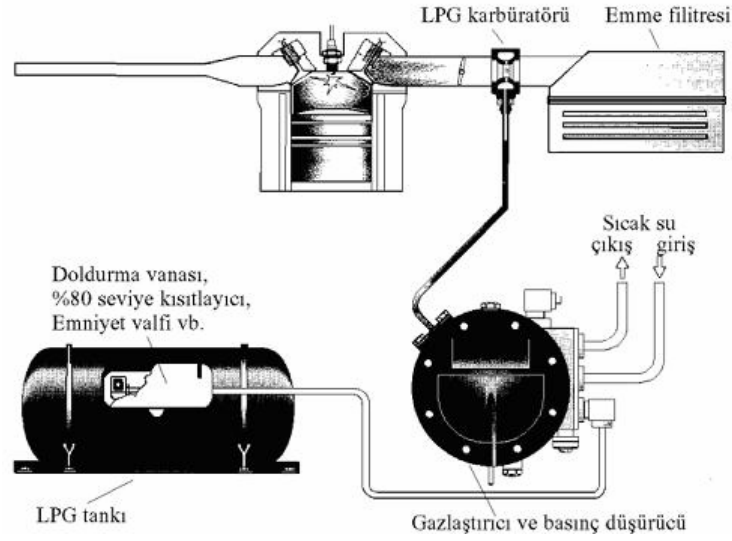
Araçlara LPG yakıt sistemlerinin montajı sadece bazı özel parçaların sisteme ilave edilmesiyle gerçekleştirilir. Aracın mevcut yakıt ve ateşleme sistemi aynen muhafaza edilir. Şoför mahalline yerleştirilen bir yakıt seçici anahtar vasıtasıyla motorun istendiği zaman benzin, istendiği zaman da LPG ile çalıştırılması mümkündür. LPG dönüşüm sisteminin emniyeti mükemmeldir. Araçlarda kullanılan LPG tankları 20 bar işletme basıncı ve 45 bar test basıncına göre dizayn edilmektedir (**Örücü, 1999**).

LPG yakıt dönüşüm sisteminin başarısı, taşıtın mevcut performansını korumasına, sistemin bakım-ayar sürelerinin mevcut durumdan daha uzun olmamasına ve bunların yanı sıra yakıt maliyeti açısından kullanıcıya avantaj sağlamasına bağlıdır. Benzin motorlu taşıtlarda LPG kullanımının ekonomiklik dışında getireceği en önemli fayda, egzoz gazları emisyonunun genelde daha düşük seviyede kalmasıdır. LPG dönüşüm sisteminde kullanılan yaklaşıma bağlı olarak taşıtın sağlayacağı emisyon standartları da farklı olmaktadır. Ancak LPG yakıtlı taşıtlarda, mevcut teknolojik olanaklar ile EURO 93 emisyon sınırlarının altındaki değerlerin kolayca sağlanması mümkündür (**Ergeneman ve Soruşbay, 1996**).

Otto ilkesi ile çalışan benzin motorlarının aynı zamanda LPG ile de çalışmasını sağlayacak dönüşüm sistemleri,

- yakıt deposu, kumanda ve emniyet valfleri,
- buharlaştırıcı-basınç regülatörü,
- benzin ve LPG kumanda valfleri,
- gaz karbüratörü,

- yüksek basınçlı LPG taşıma borusu,
- düşük basınçlı gaz borusundan oluşmaktadır (Şekil 2.2)

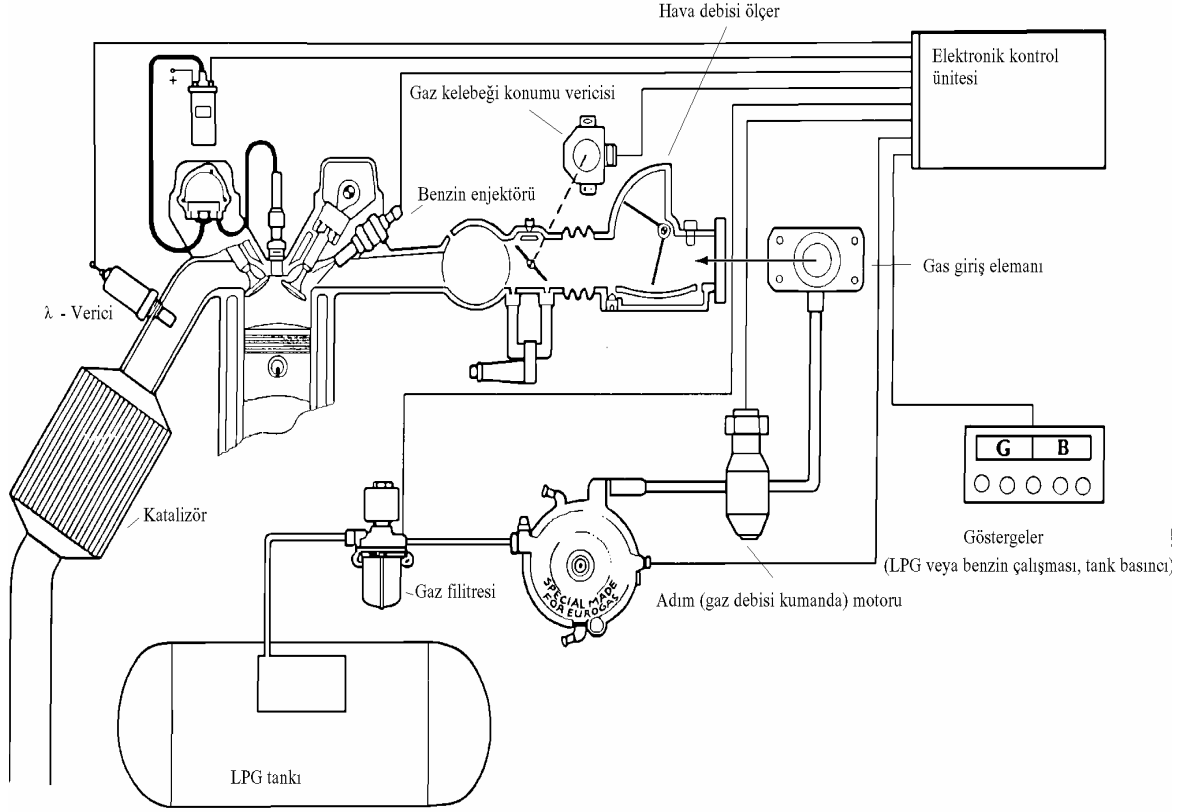


Şekil 2.2: Birinci-Nesil Açık Devreli LPG Dönüşüm Sistemi
(Ergeneman ve Soruşbay, 1996)

Şekil 2.2’de görülen ve birinci-nesil olarak adlandırılan basit sistemde açık devreli LPG donanımı kullanılmaktadır. Yakıt deposundan sıvı fazında alınan yakıt, bir regülatör ve buharlaştırıcı yardımı ile emme manifoldunda yer alan bir gaz karıştırıcıya (gaz karbüratörü) gönderilerek hava ile karıştırıldıktan sonra silindirlere yollanmaktadır. Bu basit sistem, karbüratörlü benzin motorlarının dönüşümünde uygulanmaktadır (Ergeneman ve Soruşbay, 1996). Bu tür açık devreli sistemlerde hava fazlalık katsayısı (λ) gaz karbüratörünün sağladığı sınırlar dahilinde değişmekte ve kapalı devre kontrolü yapılmadığı için λ ’yı sabit tutmak mümkün olmamaktadır. Bu nedenle $\lambda=1$ ’de çalışarak ve 3-yollu katalitik dönüştürücü kullanarak en son emisyon sınırlarını (EURO 93 ve EURO 96) sağlamak böyle bir sistemle olanaksızdır (Çalık ve diğ., 1999).

İkinci-nesil olarak adlandırılan kapalı devreli dönüşüm sistemlerinde ise egzoz gazları içerisindeki oksijen (O_2) miktarı λ sensörü ile ölçülerek, elektronik kumanda ünitesi yardımı ile yakıt miktarı regülatörde uygun şekilde düzeltilmektedir. Böylece hava fazlalık katsayısı tam stokiyometrik değerde tutulabilmekte ve egzoz sistemine eklenen katalitik dönüştürücü yardımıyla EURO 96 ve ötesi emisyon sınırları sağlanabilmektedir. Orijinalinde yakıt püskürtme sistemi bulunan taşıtlara uygulanan bu dönüşüm sisteminde, karbüratörlü taşıtlara ek olarak bir λ -verici, çeşitli motor parametreleri (motor dönme sayısı, gaz keleşbeğı konumu, motor sıcaklığı vb.) için

verici sinyallerini değerlendiren bir elektronik kontrol ünitesi ve gaz debisini değiştiren debi ayar valfi bulunmaktadır (Şekil 2.3). Debi ayar valfine, $\lambda = 1$ şartını sağlayacak şekilde elektronik kontrol ünitesinden aldığı sinyaller ile çalışan elektrikli bir adım motoru ile kumanda edilmektedir (Ergeneman ve Soruşbay, 1996).



Şekil 2.3: İkinci-Nesil Kapalı Devreli LPG Dönüşüm Sistemi
(Ergeneman ve Soruşbay, 1996)

Ayrıca giderek yayılan üçüncü-nesil sıvı propan püskürtmeli sistemler de bulunmaktadır. Sıvı propan püskürtme sistemlerinin diğerlerine göre avantajı, volümetrik verim kaybı yaratmaması ve böylece güç düşüşünü önlemesidir. Ancak sıvı propan püskürtme sistemleri halen prototip düzeyinde denenmekte olup yaygın olarak kullanılmamaktadır (Şekil 2.4).

2.3.1. LPG'nin Benzinle Karşılaştırılması

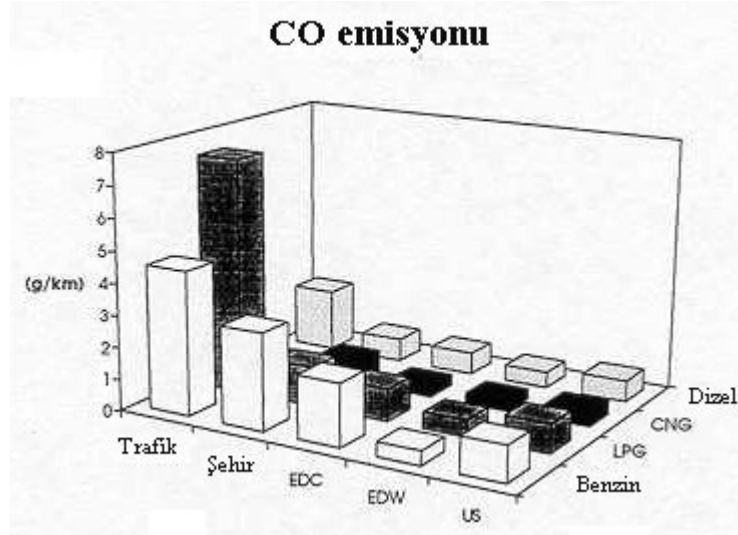
LPG, benzin vb. sıvı yakıtlardan farklı olarak, emme zamanında tamamen buharlaştırıldıktan sonra yanma odasına gaz fazında gönderilmektedir. Bu nedenle benzine oranla silindir içerisinde daha fazla hacim kaplamakta, ancak sıvı yakıtlara oranla daha homojen bir karışım elde edilmektedir. Ayrıca, LPG'nin silindir dışında buharlaşması nedeniyle, motor çevrimi yakıtın buharlaşma gizli ısısından etkilenmez **(Ergeneman ve Soruşbay, 1996)**.

Propan/bütan oranı 50/50 mertebesinde olan LPG'nin hava ile stokiyometrik karışımının alt ısı değeri 3430 kJ/m^3 'tür. Stokiyometrik karışım oranına sahip benzin/hava karışımının alt ısı değeri ise 3482 kJ/m^3 'tür. Karışımın ısı değeri yönünden bakıldığında, yakıt olarak LPG kullanımı sonucunda, benzine oranla motorda kayda değer bir güç azalması söz konusu değildir **(Ergeneman ve Soruşbay, 1996)**. Ancak uygulamada, LPG'nin gaz olarak emilmesi halinde volümetrik verimde ve buna paralel olarak maksimum güçte % 5-10 kadar azalma olmaktadır. Benzin püskürtmeli ve elektronik kontrollü motorlarda ise güç düşüşü tamamen önlenabilir. LPG'nin oktan sayısı benzine oranla daha yüksektir ve motor tasarımı sırasında sıkıştırma oranı yüksek tutularak motor gücü ve verimi artırılabilir. Örneğin 1.6 litre benzinli bir motorda tam yükte 8.2 sıkıştırma oranı için 50 kW olan motor gücü, sıkıştırma oranı 12.5'e yükseltildiğinde 55 kW'a kadar artmaktadır **(Çalık ve diğ., 1999)**.

LPG'nin benzine göre en önemli avantajı egzoz emisyonlarının daha düşük olmasıdır. CO emisyonlarında yaklaşık % 60, HC emisyonlarında % 30 ve NO_x emisyonlarında da % 20'lik bir azalma gözlenmektedir **(Pulkrabek, 1997)**. Ayrıca emisyonlar arasında benzindeki gibi kurşun, kükürt dioksit (SO_2) ve kurşunsuz benzine oktan sayısını arttırmak için katılan benzen vb. aromatikler de yoktur. Kullanılan LPG dönüşüm sisteminin yapısına ve kullanılan elektronik kontrol donanımına bağlı olarak taşıtın emisyon seviyeleri değişim göstermektedir. Karbüratörlü taşıtların emisyon seviyelerinin daha yüksek olması, LPG dönüşümü sonucundaki emisyon düşüş oranlarının da daha fazla olmasını sağlamaktadır. Ancak hatalı uygulanmış dönüşüm sistemlerinde beklenen oranda iyileşmeler sağlanamadığı gibi, daha kötü emisyon değerleri bile ortaya çıkabilir. LPG gaz fazında kullanıldığından motor yağının ömrünü uzatır ve karbon birikimi olmadığı için de motorun ömrünü uzatır **(Çalık ve diğ., 1999 ve Örücü, 1999)**.

2.3.2. LPG'nin Diğer Yakıtlarla Karşılaştırılması

TNO tarafından gerçekleştirilen bir çalışmada, trafik sıkışıklığında, benzin motorlu taşıtlardan kaynaklanan CO emisyonlarının LPG ve CNG'li (sıkıştırılmış doğalgazlı) taşıtlara göre daha fazla olduğu görülmüştür (Şekil 2.5).

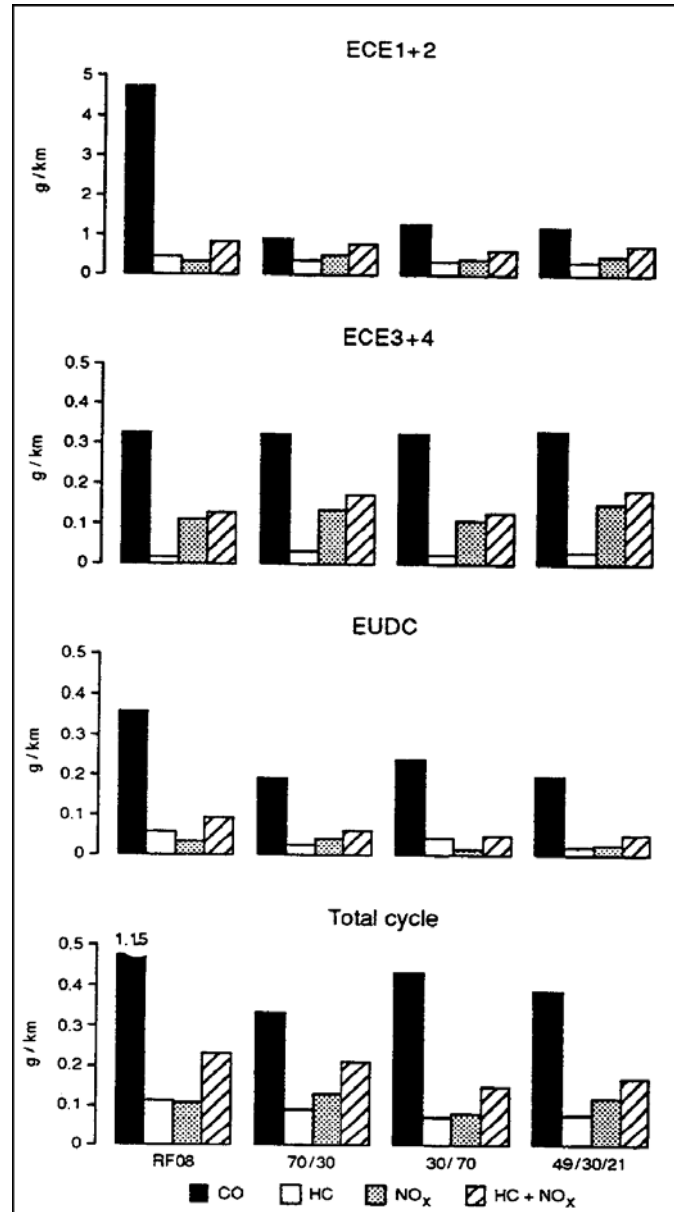


Şekil 2.5: Farklı Çevrimde Dört Farklı Yakıt İçin CO Emisyonu
(Çalık ve diğ., 1999)

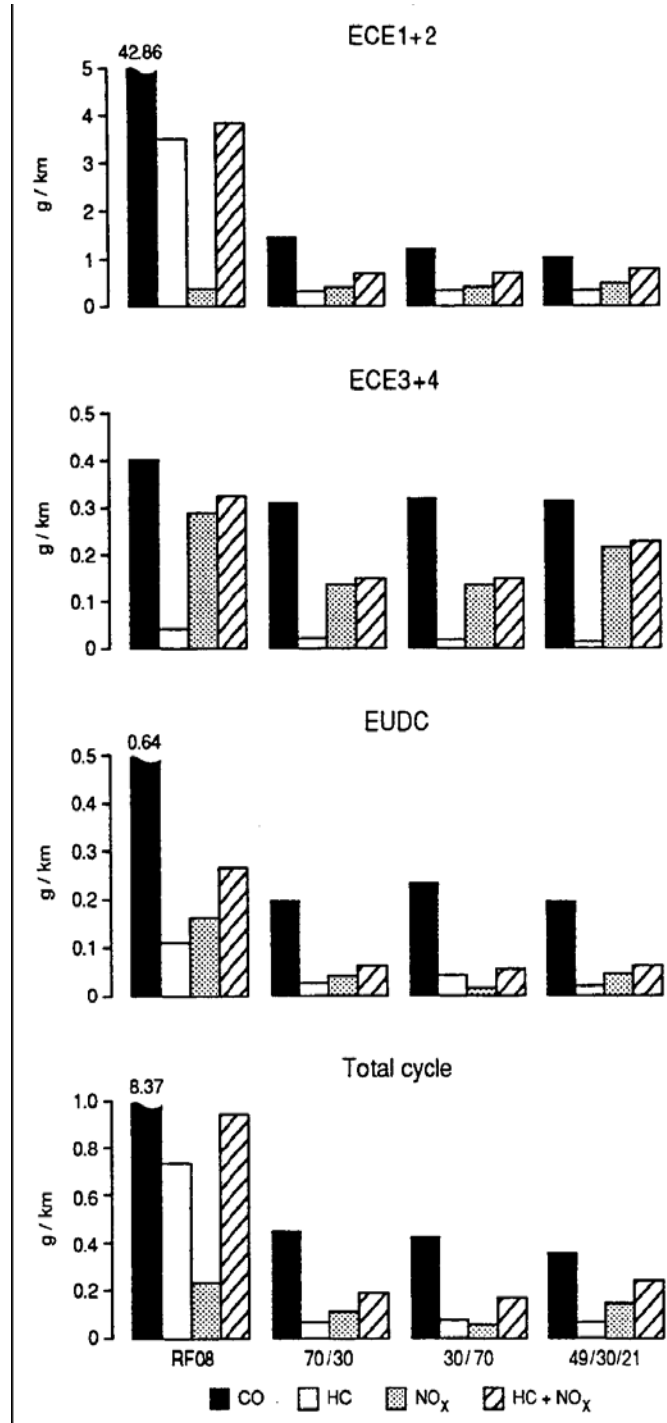
3. MOTOR PERFORMANSININ İNCELENMESİ

3.1. İçten Yanmalı Motorlarda LPG Kullanımına İlişkin Çalışmalar

İki yakıtlı (LPG/benzin) bir Renault Laguna marka araçla yapılan EURO 96 emisyon testi, LPG kullanıldığı durumda kurşunsuz benzin kullanımına kıyasla egzoz emisyonlarında önemli ölçüde azalma olduğunu göstermiştir. Özellikle düşük test sıcaklıklarında daha düşük egzoz emisyonları gözlenmiştir. CO emisyonu 25 °C’de % 65 azalırken, -5 °C’de % 95 azalmış, benzer şekilde HC emisyonları 25 °C’de % 40 azalırken, -5 °C’de % 90 azalmıştır. Çalışmada 70/30, 30/70 ve 49/30/21 (propan/bütan/propen kütleli yüzdeleri) olmak üzere farklı oranlarda üç ayrı LPG karışımı kullanılmıştır ve test sonuçları bu taşıt için NO_x emisyonlarının LPG karışım oranlarına bağlı olduğunu ortaya koymuştur. 25 °C’de, % 30 bütan içeren iki LPG karışımı, % 70 bütan içeren karışımdan % 50 daha fazla NO_x emisyonu vermiştir. -5 °C’de ise üç karışım için de benzine göre NO_x emisyonlarında azalma gözlenmiştir. LPG karışımlarındaki farklı oranlar CO ve HC emisyonları üzerinde çok küçük bir etki göstermiştir (Şekil 3.1 ve Şekil 3.2).



Şekil 3.1: 25 °C’de Renault Laguna Egzoz Emisyon Sonuçları
(Snelgrove ve diğ., 1996)



Şekil 3.2: -5 °C’de Renault Laguna Egzoz Emisyon Sonuçları
(Snelgrove ve diğ., 1996)

Her LPG karışımı için volümetrik olarak yakıt tüketimi benzinden % 11 daha fazla gerçekleşmiş, ancak kütsel olarak tüm LPG karışımları için yakıt tüketimi benzine göre % 22 daha az gerçekleşerek ekonomik açıdan olumlu sonuçlar elde edilmiştir.

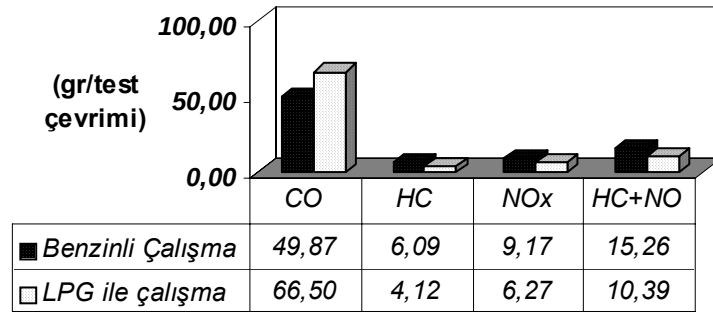
2.3 litrelik bir motora sahip 1990 model çift yakıtlı bir Volvo 940 yolcu taşıtında yapılan egzoz emisyon testleri de yine benzer neticeler vermiştir. Benzine göre çok

düşük olarak gerçekleşen emisyon değerleri Tablo 3.1’de görülmektedir. Öyle ki, HC emisyonları negatif değerde gerçekleşmiştir. Araç LPG/hava karışımını $\lambda=1$ değerini sağlayacak şekilde kontrol eden bir LPG dönüşüm sistemiyle donatılmıştır. Sistem hem karbüratörlü, hem de yakıt püskürtmeli motorlar için uygundur. Bu sonuçların % 100 propan kullanımından elde edildiğine dikkat edilmelidir. Halbuki ticari olarak kullanılan LPG ilave olarak bütan da içermektedir (Poulton, 1994).

Tablo 3.1: Volvo 940 Yolcu Taşıtında Gerçekleşen LPG Emisyon Değerleri (Poulton, 1994)

Egzoz emisyonları (g/mil)	Benzin	LPG (Benzine göre %)	US '83 Emisyon Standardı
HC	0,156	-0,018	0,41
CO	1,351	1,211 (90)	3,40
NO _x	0,595	0,136 (23)	1,00
CO ₂	431,3	384,3 (89)	-

İTÜ Makina Fakültesi Otomotiv Anabilim Dalı’nda ECE R-15.04 standartlarına göre yapılan bir çalışmada, 1.6 litrelik karbüratörlü bir taşıtın benzin ve LPG ile çalışması sonucu açığa çıkan emisyon değerleri karşılaştırılmıştır. LPG ile çalışmada azot oksit (NO_x) ve hidrokarbon (HC) emisyonları azalmış, ancak karbon monoksit (CO) emisyonu artmıştır. Bunun nedeni, mevcut LPG karbüratörünün bu çalışma aralığında daha zengin bir karışım sağlamasıdır (Şekil 3.3).



Şekil 3.3: 1.6 Litre Karbüratörlü Bir Taşıtın ECE R-15.04 Standardına Göre Ölçülmüş Benzinli ve LPG’li Çalışmadaki Emisyon Değerleri (Çalık ve diğ., 1999)

3.2. Matematiksel Modelin Tanıtımı

3.2.1. k-ε Türbülans Modeli

Türbülansın modellenmesinde çeşitli yaklaşımlar kullanılmaktadır. Bu çalışmada k-ε modeli ve bu modelin RNG (Renormalisation Groups) versiyonu (Han ve Reitz, 1995) kullanılmıştır.

k-ε modeli aşağıdaki denklemlerle

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} k) = -\frac{2}{3} \rho k \nabla \cdot \mathbf{u} + \sigma : \nabla \mathbf{u} + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{Pr_k} \right) \nabla k \right] - \rho \varepsilon \quad (3.1)$$

ve

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \varepsilon) = & -\left(\frac{2}{3} C_{\varepsilon 1} - C_{\varepsilon 3} \right) \rho \varepsilon \nabla \cdot \mathbf{u} + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{Pr_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] \\ & + \frac{\varepsilon}{k} [C_{\varepsilon 1} \sigma : \nabla \mathbf{u} - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon] \end{aligned} \quad (3.2)$$

gösterilebilir.

$\sigma : \nabla \mathbf{u} = \sigma_{ij} \partial u_i / \partial x_j$ ifadesi ile standart k-ε modelinde sıkıştırılabilir akış hesaba katılmış olur. Denklemden geçen sabitler Tablo 3.2’de verilmiştir.

Standart k-ε modeline göre RNG k-ε modelinde sadece ε denklemini modifiye edilmiştir.

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \varepsilon) = & -\left(\frac{2}{3} C_{\varepsilon 1} - C_{\varepsilon 3} + \frac{2}{3} C_\mu C_\eta \frac{k}{\varepsilon} \nabla \cdot \mathbf{u} \right) \rho \varepsilon \nabla \cdot \mathbf{u} \\ & + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{Pr_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} [(C_{\varepsilon 1} - C_\eta) \sigma : \nabla \mathbf{u} - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon] \end{aligned} \quad (3.3)$$

Burada,

$$C_\eta = \frac{\eta(1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta\eta^3}, \quad \eta = S_m \frac{k}{\varepsilon}, \quad S_m = (2S_{ij}S_{ij})^{1/2}, \quad (3.4)$$

$$\eta_0 = 4,38, \quad \beta = 0,012$$

olarak tanımlanmaktadır. İdeal gazlar için moleküler viskozite μ_{air} , $m=0,5$ olmak üzere T^m (T , sıcaklık) ile doğru orantılıdır ($\mu_{air} \sim T^m$). Ayrıca, $C_{\varepsilon 3}$ politropik üs olan n 'ye bağlıdır ($n \sim 1,3 - 1,4$).

$$C_{\varepsilon 3} = \frac{-1 + 2C_{\varepsilon 1} - 3m(n-1) + (-1)^\delta \sqrt{6}C_\mu C_\eta \eta}{3} \quad (3.5)$$

$$\delta = \begin{cases} 1, & \nabla \cdot \mathbf{u} \leq 0 \\ 0, & \nabla \cdot \mathbf{u} > 0 \end{cases} \quad (3.6)$$

Tablo 3.2: Standart ve RNG k-ε Türbülans Modelleri İçin Model Sabitleri

Model	C_η	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$C_{\varepsilon 3}$	Pr_k	Pr_ε
Standart	0,09	1,44	1,92	-1,0	1,0	1,3
RNG	0,0845	1,42	1,68	Denklem (3.5)	0,7194	0,7194

Son olarak transport katsayıları ise

$$\nu = \nu_{air} \left[1 + \sqrt{\frac{C_\mu}{\nu_{air}}} \frac{k}{\sqrt{\varepsilon}} \right]^2, \quad \nu = \frac{\mu}{\rho}, \quad \mu_{air} = \frac{A_1 T^{3/2}}{T + A_2}, \quad \lambda = -\frac{2}{3} \mu \quad (3.7)$$

$$\kappa = \frac{\mu c_p}{Pr}, \quad D = \frac{\nu}{Sc} \quad (3.8)$$

$$A_1 = 1,457 \times 10^{-5}, \quad A_2 = 110,0$$

ifadeleri ile verilmiştir (Amsden ve diğ., 1989).

3.2.2. Yanma Modeli

Yanma olayının tanımlanmasında yer alan kimyasal reaksiyonlar genelde

$$\sum_m a_{mr} x_m \Leftrightarrow \sum_m b_{mr} x_m \quad (3.9)$$

şeklinde gösterilir.

Burada x_m , m 'ninci bileşenin mol sayısını, a_{mr} ve b_{mr} reaksiyonun stokiyometrik katsayılarını göstermektedir.

r 'ninci reaksiyon için kimyasal reaksiyon oluşum hızı,

$$\dot{\omega}_r = k_{fr} \prod_m \left(\frac{\rho_m}{W_m} \right)^{a'_{mr}} - k_{br} \prod_m \left(\frac{\rho_m}{W_m} \right)^{b'_{mr}} \quad (3.10)$$

Burada k_{fr} ve k_{br} , r reaksiyonu için ileri ve geri reaksiyon katsayılarını belirtmektedir. a'_{mr} ve b'_{mr} ise ampirik üslerdir. Bu ifadeler genelleştirilmiş Arrhenius formunda,

$$k_{fr} = A_{fr} T^{\xi_{fr}} \exp \left\{ -\frac{E_{fr}}{T} \right\} \quad (3.11)$$

$$k_{br} = A_{br} T^{\xi_{br}} \exp \left\{ -\frac{E_{br}}{T} \right\} \quad (3.12)$$

olarak ifade edilir. E_{fr} ve E_{br} aktivasyon sıcaklıklarıdır (Kelvin). Böylelikle süreklilik denklemindeki kimyasal kaynak terimi aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\dot{\rho}_m^c = W_m \sum_r (b_{mr} - a_{mr}) \dot{\omega}_r \quad (3.13)$$

Enerjinin korunumu denklemindeki kimyasal reaksiyonlar sonucu açığa çıkan ısı miktarını belirleyen kaynak terimi ise,

$$\dot{Q}^c = \sum_r Q_r \dot{\omega}_r \quad (3.14)$$

Burada Q_r r -reaksiyonunun mutlak sıfırdaki reaksiyon ısısıdır.

$$Q_r = \sum_m (a_{mr} - b_{mr}) (\Delta h_f^0)_m \quad (3.15)$$

$(\Delta h_f^0)_m$ m 'ninci bileşen için mutlak sıfırdaki oluşum ısısıdır.

3.2.3. Çözüm Yöntemi

KIVA-3V kodu, çalıştırıldığında 4 adet kinetik reaksiyon, 6 adet de denge reaksiyonu çözmektedir. Kinetik reaksiyonlar bu çalışmada ele alınan propan için aşağıdaki gibidir:



$$k_{fr} = 8,6 \times 10^{11} \exp\left(\frac{15106}{T}\right) \quad k_{br} = 0 \quad \dot{\omega}_r = k_{fr} \left[\frac{\rho_{fuel}}{W_{fuel}} \right]^{0,25} [O_2]^{1,5} \quad (3.17)$$



$$k_{fr} = 7,6 \times 10^{13} \exp\left(\frac{38000}{T}\right) \quad k_{br} = 1,6 \times 10^{13} \quad \dot{\omega}_r = k_{fr} [N_2] [O] k_{br} [N] [NO] \quad (3.19)$$



$$k_{fr} = 6,4 \times 10^9 T \exp\left(\frac{3150}{T}\right) \quad k_{br} = 1,5 \times 10^9 T \exp\left(\frac{19500}{T}\right) \quad (3.21)$$

$$\dot{\omega}_r = k_{fr} [O_2] [N] k_{br} [O] [NO]$$



$$k_{fr} = 4,1 \times 10^{13} \quad k_{br} = 2,0 \times 10^{14} \exp\left(\frac{23650}{T}\right) \quad \dot{\omega}_r = k_{fr} [N] [OH] k_{br} [H] [NO] \quad (3.23)$$

Denge reaksiyonları ise şu şekilde gerçekleşmektedir:



$$\prod_m \left(\frac{\rho_m}{W_m} \right)^{(b_{mr} - a_{mr})} = K_C^r(T) \quad (3.30)$$

Buradaki $K_C^r(T)$ terimi sadece sıcaklığa bağlıdır ve r denge reaksiyonunun denge sabitidir.

$$K_C^r(T) = \exp \left\{ A_r \ln T_A + \frac{B_r}{T_A} + C_r + D_r T_A + E_r T_A^2 \right\} \quad (3.31)$$

Burada $T_A = T / 1000$ K'dir. Kimyasal kaynak terimi $\dot{\rho}_m^c$

$$\dot{\rho}_m^c = W_m \sum_r (b_{mr} - a_{mr}) \dot{\omega}_r \quad (3.32)$$

Kimyasal ısı çıkış terimi $\dot{Q}^c$

$$\dot{Q}^c = \sum_r Q_r \dot{\omega}_r \quad (3.33)$$

ve mutlak sıfırdaki reaksiyonun negatif ısısı Q_r

$$Q_r = \sum_m (a_{mr} - b_{mr}) (\Delta h_f^0)_m \quad (3.34)$$

olarak ifade edilir. $(\Delta h_f^0)_m$ m'ninci bileşen için mutlak sıfırdaki oluşum ısısıdır.

$$\dot{\omega}_r = \frac{\omega_r}{\Delta t} \quad (3.35)$$

$$\rho C_p \Delta T = \sum_r Q_r \omega_r \text{ ifadesinden} \quad (3.36)$$

$$\bar{T} - T^n = \sum_r Q_r \omega_r / (\rho C_p) \text{ elde edilir. Benzer şekilde} \quad (3.37)$$

$$\rho_m - \bar{\rho}_m = W_m \sum_r (b_{mr} - a_{mr}) \omega_r \text{ ifadesi de elde edilebilir.} \quad (3.38)$$

Örneğin $H_2 \Leftrightarrow 2H$ reaksiyonu için denklemler

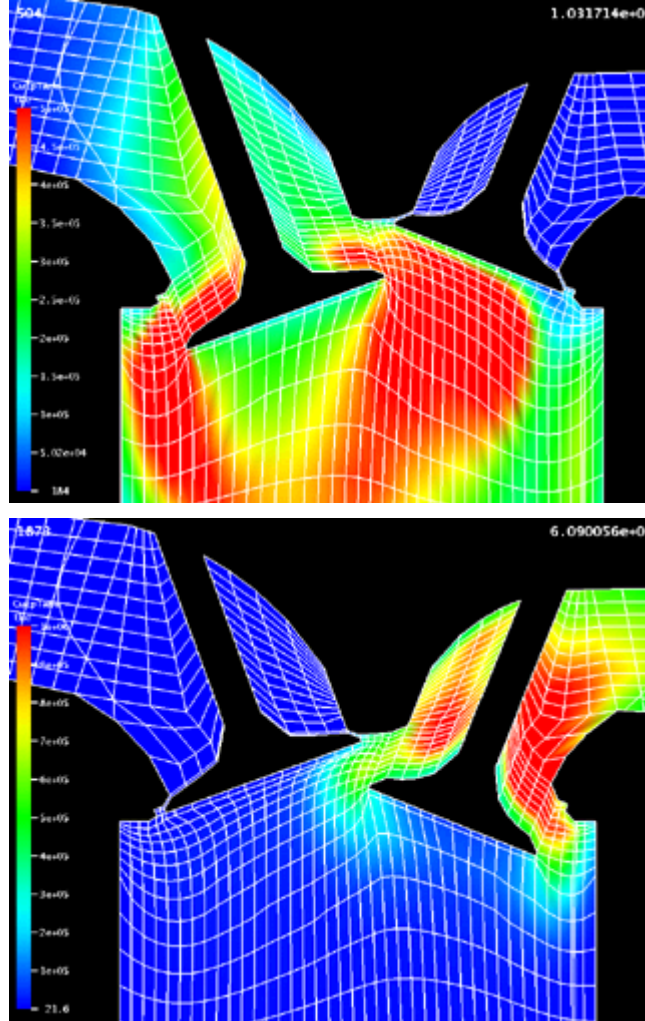
$$\left(\frac{\rho_{H_2}}{W_{H_2}} \right)^{(0-1)} \left(\frac{\rho_H}{W_H} \right)^{(2-0)} = K_C^1 \quad (3.39)$$

$$K_C^1 = \exp \left\{ 0,990207 \ln(T_A) \frac{51,7916}{T_A} + 0,993074 + 0,343428 T_A + 0,0111668 T_A^2 \right\} \quad (3.40)$$

şeklinde elde edilir.

3.3. KIVA-3V Algoritması

Eulerian ve Lagrangian yaklaşımlarının birlikte kullanılmasından dolayı korunum (kütle, enerji ve momentumun korunumu) denklemlerine sıvı ve gaz fazı arasındaki etkileşimi hesaba katmak için ilave kaynak terimleri eklenir. Çünkü, Lagrangian yaklaşımla temsil edilen yakıt demetinin (parsellerin) geçirdiği fiziksel ve kimyasal safhalar sonucu kütle, enerji ve momentumdaki değişimlerin ana koordinat sistemine (gaz fazı Eulerian denklemleri) aktarılması gerekir. Yani sıvı fazı denklemleri ile bulunan kütle, momentum ve enerjideki değişimler gaz fazına aktarılır. Bu yüzden, çok boyutlu modellerde yöneten denklemler gaz fazı ve sıvı fazı olmak üzere iki grupta toplanabilir. Bu tez çalışmasının konusu olan LPG kullanımı gaz fazında gerçekleştiği için Eulerian denklemlerdeki sıvı fazı terimleri ihmal edilmiş, sıvı fazı Lagrangian denklemlerine ise yer verilmemiştir.



Şekil 3.4: KIVA-3V Kodunda Elde Edilmiş Bir Çok Boyutlu Model Örneği
(Amsden, 1998)

3.3.1. Eulerian Denklemler

Yanma hesaplarında akışkan en az 3 bileşenden (yakıt, oksitleyici ve ürünler) oluşur. Bu yüzden yöneten denklemler çok bileşenli karışımlar için yazılmalıdır.

Konum ve hız vektörleri sırasıyla,

$$\mathbf{x} = x\mathbf{i} + y\mathbf{j} + z\mathbf{k} \quad (3.41)$$

$$\mathbf{u} = u(x, y, z, t)\mathbf{i} + v(x, y, z, t)\mathbf{j} + w(x, y, z, t)\mathbf{k} \quad (3.42)$$

Vektör operatörü ise aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$\nabla = \mathbf{i} \frac{\partial}{\partial x} + \mathbf{j} \frac{\partial}{\partial y} + \mathbf{k} \frac{\partial}{\partial z} \quad (3.43)$$

3.3.1.1. Süreklilik Denklemi

Bileşenler için süreklilik denklemi,

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \mathbf{u}) = \nabla \cdot \left[\rho \mathbf{D} \nabla \left(\frac{\rho_m}{\rho} \right) \right] + \dot{\rho}_m^c \quad (3.44)$$

olarak ifade edilmiştir. Denklemin sağ tarafındaki terimler sırasıyla difüzyon terimi ve kimyasal kaynak terimidir.

ρ_m : m 'ninci bileşenin yoğunluğu

ρ : Toplam yoğunluk

$\mathbf{u}$: Akışkan hızı

$\mathbf{D}$: Kütle difüzyon katsayısı (Fick yasası) $\mathbf{D} = \mu / (\rho S_c)$

$\dot{\rho}_m^c$: Kimyasal kaynak terimi

Ayrıca, kütle kesri aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$Y_m = \frac{\rho_m}{\rho} \quad (3.45)$$

3.3.1.2. Momentumun Korunumu Denklemi

Akışkana ait momentumun korunumu denklemi,

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \mathbf{u}) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = -\nabla p - \nabla \left(\frac{2}{3} \rho \kappa \right) + \nabla \cdot \sigma + \rho \mathbf{g} \quad (3.46)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Burada,

p : Akışkan basıncı

σ : Viskoz gerilme tansörü

$$\sigma = 2\mu \mathbf{S} + \lambda \nabla \cdot \mathbf{u} \mathbf{I} \quad (3.47)$$

$$\mathbf{S} = \frac{1}{2} [\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T] \quad (3.48)$$

μ ve λ viskozitenin birinci ve ikinci katsayılarıdır.

3.3.1.3. Enerjinin Korunumu Denklemi

Enerjinin korunumu denklemi,

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho I) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} I) = -p \nabla \cdot \mathbf{u} - \nabla \cdot \mathbf{J} + \rho \varepsilon + \dot{Q}^c \quad (3.49)$$

olarak ifade edilir. Burada,

I : Akışkanın iç enerjisi

$\dot{Q}^c$: Yanma sonucu açığa çıkan kimyasal enerji miktarı

$\mathbf{J}$: Isı akısı vektörü

$$\mathbf{J} = -K \nabla T - \rho D \sum_m \left[h_m \nabla \left(\frac{\rho_m}{\rho} \right) \right] \quad (3.50)$$

Burada; T , akışkan sıcaklığı, h_m , m 'ninci bileşenin entalpisi ve K ısı iletim katsayısıdır.

4. HESAPLAMALAR

4.1. İncelenen Motorun Özellikleri

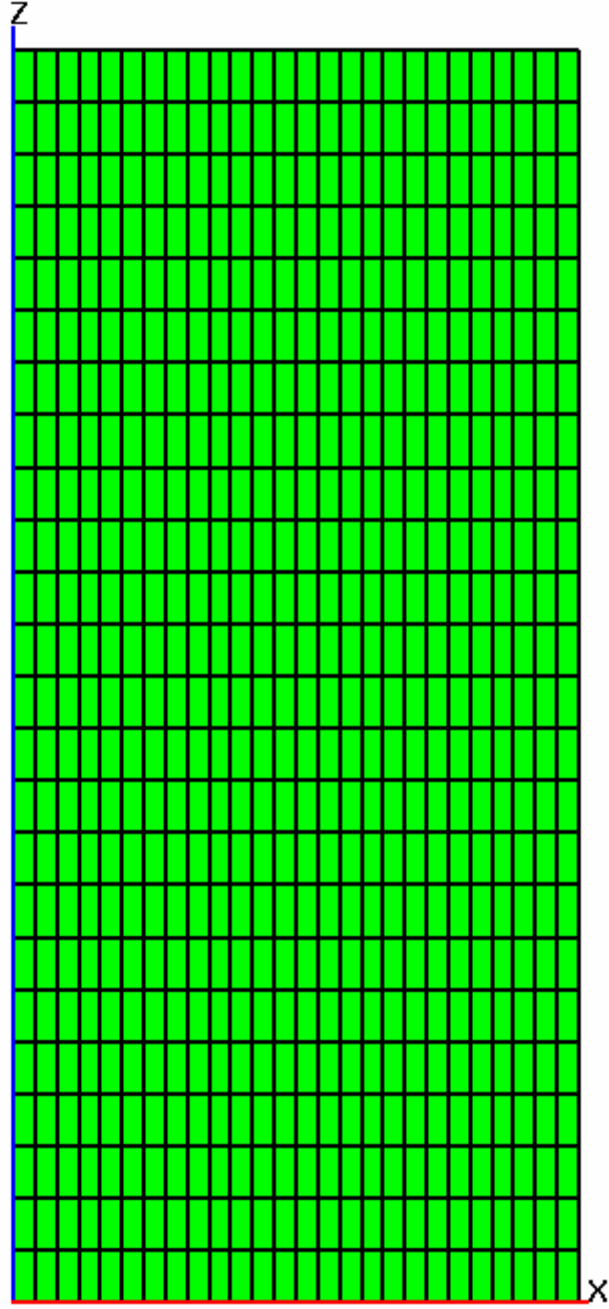
İncelemede, özellikleri Tablo 4.1’de verilen deneysel amaçlı bir motor ele alınmıştır. Yakıt olarak da, birçok ülkede direkt olarak kullanıldığı ya da yüzdesel olarak LPG’yi oluşturan ana bileşen olduğu için propan kullanılmıştır. Benzin yerine ise kimyasal formülü aynı olan izooktan ile çalışılmıştır.

Tablo 4.1: İncelenen Motorun Özellikleri ve Hesap Koşulları

Silindir sayısı	4
Silindir çapı	80 mm
Strok	80 mm
Sıkıştırma oranı	10:1
Biyel kolu uzunluğu	160 mm
Ateşleme avansı	30 °KMA
Maksimum gücü veren devir sayısı	5000 d/d
Kıvılcım çakma süresi	1,5 ms
Emme havası sıcaklığı	298 K
Emme havası basıncı	1,0 atm
Hava fazlalık katsayısı	1,0

4.2. İnceleme Sonuçlarının İrdelenmesi

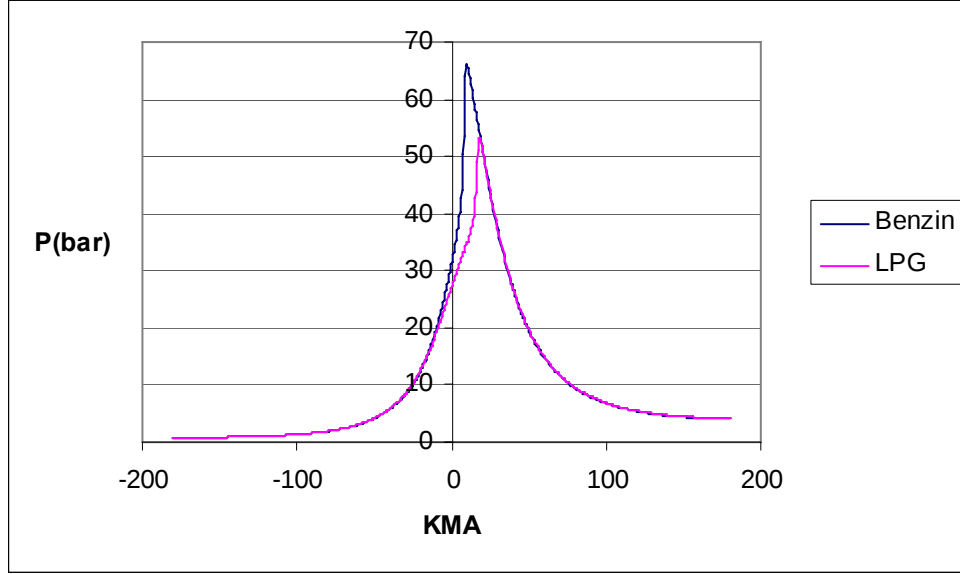
Çalışmada kullanılan eksenel simetrik ve 2 boyutlu, 24 x 26’lık ağ sistemi Şekil 4.1’de gösterilmiştir.



Şekil 4.1: Çalışmada Kullanılan Ağ Sisteminin Yapısı

Tam yükte ve ateşleme avansı 30° KMA'sında elde edilen benzin ve LPG'ye ait P- α diyagramları ile ppm cinsinden emisyon değerleri Şekil 4.2 ve Tablo 4.2'de gösterilmiştir. Benzinle çalışmada maksimum basınç $9,5^\circ$ KMA'sında 66 bar seviyesinde ölçülürken, LPG ile çalışmada maksimum basınç düzeyi $18,3^\circ$ KMA'sında 53 bar seviyesine düşmüştür. Bunun nedeni, aynı sıkıştırma oranında çalışılmasından ötürü LPG'nin gaz yakıt olduğu için daha fazla hacim kaplaması ve volümetrik verimdeki azalmadır. LPG kullanımındaki basınç düşmesinden

kaynaklanan bu güç kaybı, sıkıştırma oranı artırılmak suretiyle geri kazanılabilmektedir.



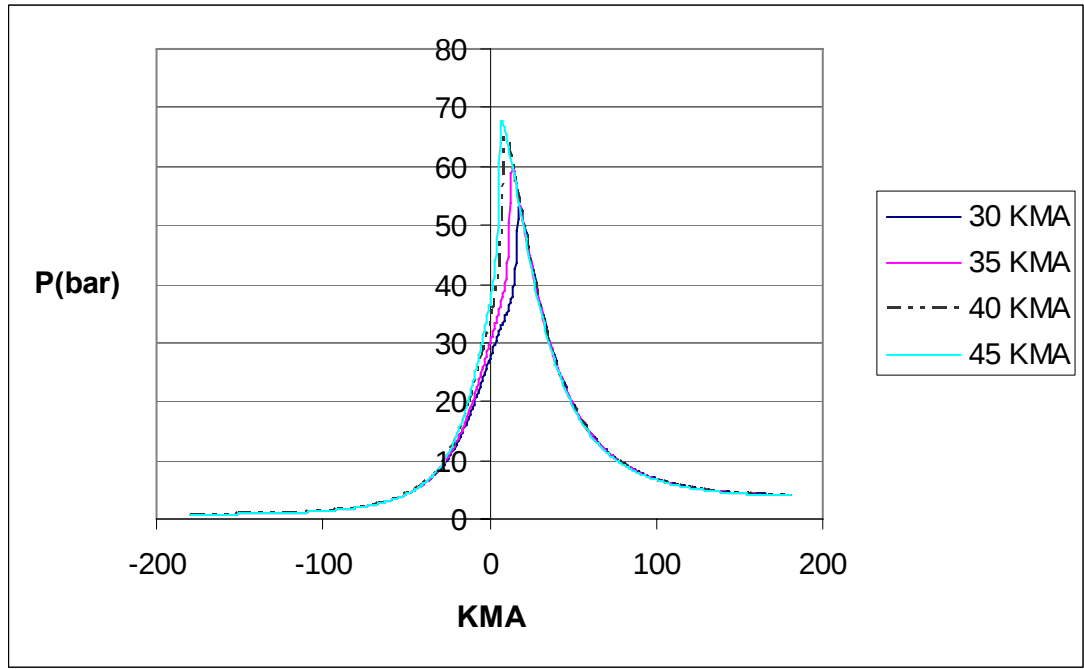
Şekil 4.2: Eşit Koşullar Altında Benzin ve LPG'nin Karşılaştırılması

Tablo 4.2'deki emisyon değerlerine bakıldığında, diğer tüm motor şartları sabit kalmak koşuluyla, yalnızca yakıtın değişmesiyle bile LPG ile çalışmada benzinle çalışmaya göre emisyon değerlerinde önemli düzelmeler görülmektedir.

Tablo 4.2: Eşit Koşullar Altında Benzin ve LPG'nin Emisyon Değerleri

Yakıt	CO (ppm)	NO (ppm)	CO ₂ (ppm)
Benzin	2171	2951	122156
LPG	1627	2250	114489

Tam yükte, farklı ateşleme avansı değerleri için P- α diyagramı Şekil 4.3'te gösterilmiştir. Söz konusu şekilde görüldüğü üzere ateşleme avansı arttıkça ulaşılan maksimum basınç değerleri de artmakta, P- α diyagramı altında kalan alan artmakta, dolayısıyla da motor gücü artmaktadır.



Şekil 4.3: Farklı Ateşleme Avans Değerlerinde LPG İle Çalışmada P- α Diyagramı

Tam yükte, farklı ateşleme avanslarında maksimum basınç değerlerine karşılık gelen krank mili açısı değerleri Tablo 4.3'te verilmiştir. Avans değerleri arttıkça ulaşılan maksimum basınç değerleri hem artmakta, hem de ÜÖN'ya yaklaşmaktadır. Ayrıca avans değeri 40 ° KMA'sında benzinle çalışmayla hemen hemen aynı performans düzeyine erişildiği de tabloda görülmektedir.

Tablo 4.3: Farklı Ateşleme Avanslarında Maksimum Basınç Değerlerine Karşılık Gelen Krank Mili Açıları

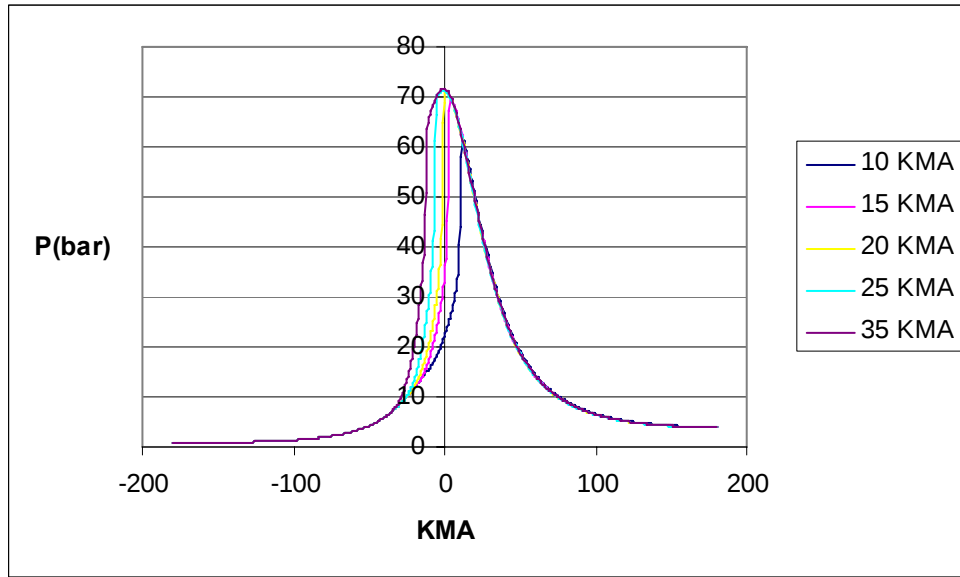
Ateşleme avansı (° KMA)	Maksimum basınç (bar)	Krank mili açısı (° KMA)
30	53,228	18,351
35	59,928	13,733
40	65,170	9,856
45	67,834	7,334

Tam yükte, farklı ateşleme avansı değerleri için oluşan emisyon değerleri Tablo 4.4'te verilmiştir. Avans değeri arttıkça CO ve NO emisyonları artış göstermiş, CO₂ emisyonunda ise ihmal edilebilir bir azalma gözlenmiştir. Ancak 45 ° KMA'lık avans değerinde CO ve NO emisyonları, tam yükte ve avans değeri 30 ° KMA'sındaki benzin emisyonlarının değerine erişmiştir.

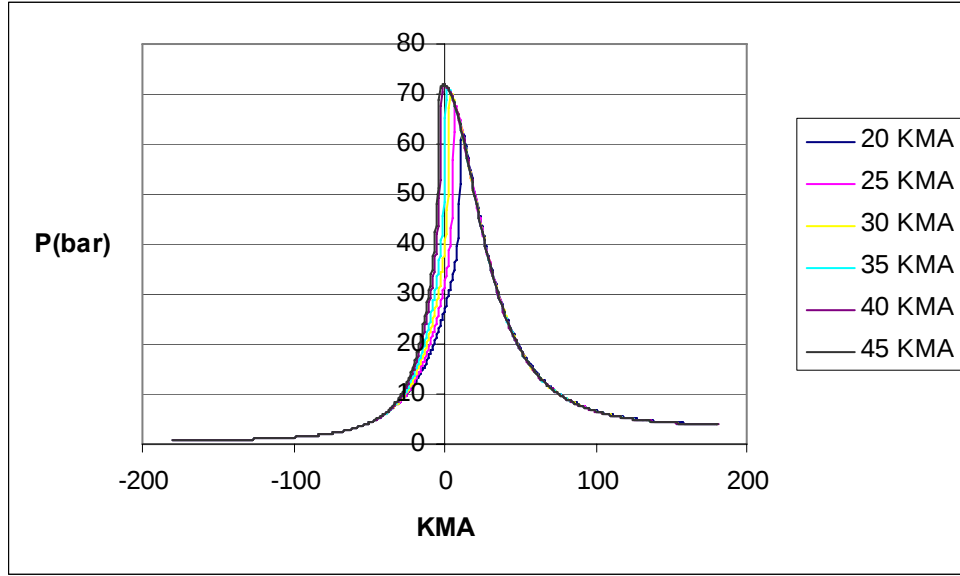
Tablo 4.4: Tam Yükte Farklı Ateşleme Avansı Değerleri İçin Gerçekleşen Emisyon Değerleri

Ateşleme avansı (° KMA)	CO (ppm)	NO (ppm)	CO ₂ (ppm)
30	1627	2250	114489
35	1868	2624	114226
40	1999	2837	114084
45	2078	2962	113998

1500 d/d ve 3000 d/d'lık dönme hızlarındaki çeşitli ateşleme avansı değerleri için oluşan P- α diyagramları sırasıyla Şekil 4.4 ve Şekil 4.5'te gösterilmiştir. Her iki durum için de, ateşleme avansı arttıkça ulaşılan maksimum basınç değeri de artmış ve ÜÖN'ya yaklaşmıştır. P- α diyagramı altında kalan alanlar da arttığı için motordan alınan güç değerleri de aynı şekilde artış göstermiştir.



Şekil 4.4: 1500 d/d'lık Dönme Hızı İçin Oluşan P- α Diyagramı



Şekil 4.5: 3000 d/d'lık Dönme Hızı İçin Oluşan P- α Diyagramı

Üç farklı dönme sayısı için 35 ° KMA'lık ateşleme avansında oluşan maksimum basınçlar ve bu basınçlara karşılık gelen açılar Tablo 4.5'te verilmiştir.

Tablo 4.5: Farklı Dönme Sayıları İçin 35 ° KMA'lık Ateşleme Avansında Oluşan Maksimum Basınçlar ve Bu Basınçlara Karşılık Gelen Açılar

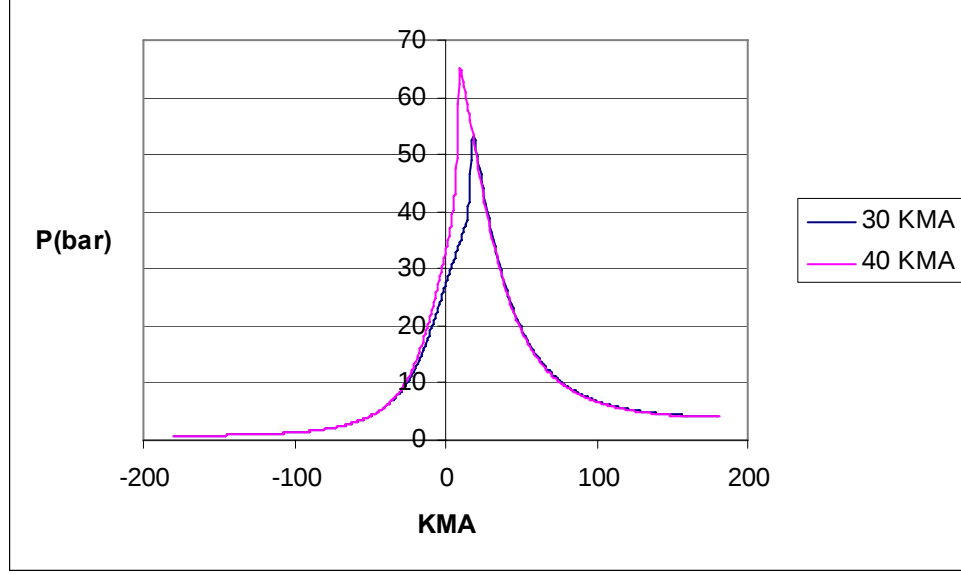
Dönme sayısı (d/d)	Maksimum basınç (bar)	Krank mili açısı (° KMA)
1500	71,640	-0,579
3000	71,236	1,773
5000	59,928	13,733

Üç farklı dönme sayısı için 35 ° KMA'lık ateşleme avansında gerçekleşen emisyon değerleri Tablo 4.6'da verilmiştir. Özellikle 3000 d/d'lık dönme sayısında CO ve NO emisyonlarında belirgin bir artış görülmektedir.

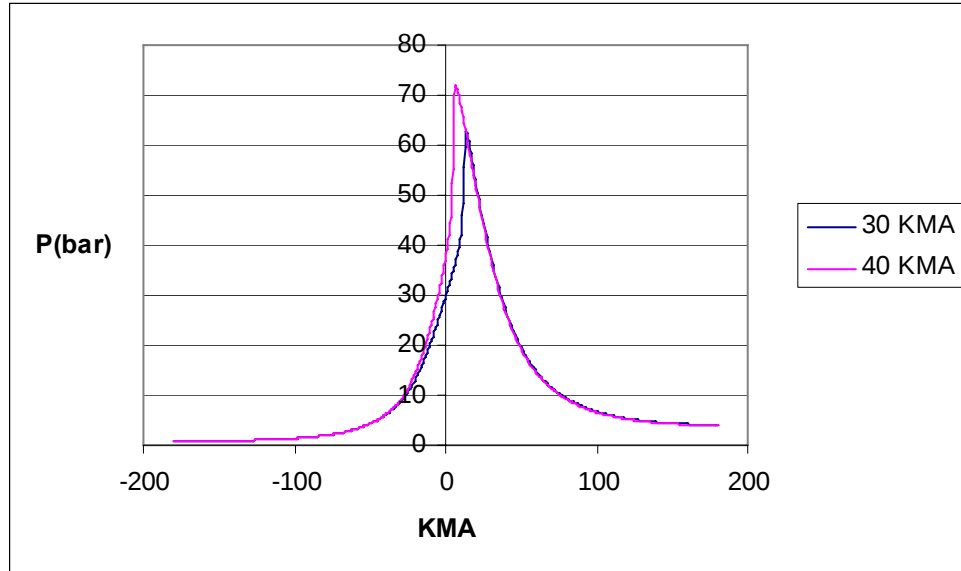
Tablo 4.6: Üç Farklı Dönme Sayısı İçin 35 ° KMA'lık Ateşleme Avansında Gerçekleşen Emisyon Değerleri

Dönme sayısı (d/d)	CO (ppm)	NO (ppm)	CO ₂ (ppm)
1500	2004	2951	114072
3000	2185	3172	113879
5000	1868	2624	114226

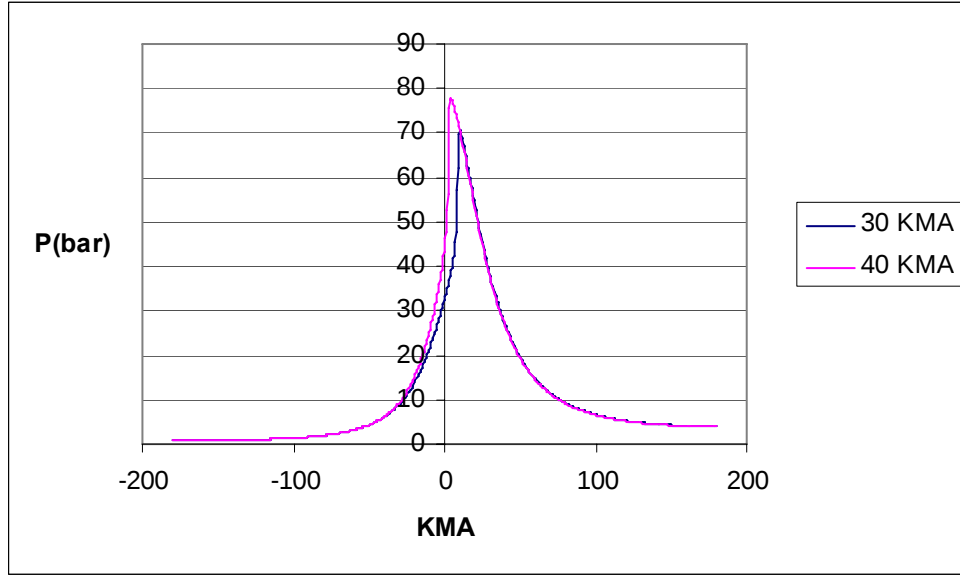
$\varepsilon = 10:1$, $\varepsilon = 10,5:1$ ve $\varepsilon = 11:1$ sıkıştırma oranları için 30 ve 40 ° KMA'lık ateşleme avans değerlerinde oluşan P- α diyagramları sırasıyla Şekil 4.6, Şekil 4.7 ve Şekil 4.8'de gösterilmiştir. Her üç şekilde de görüldüğü gibi, sıkıştırma oranı arttırıldıkça oluşan maksimum basınç düzeyi de artmış, her sıkıştırma oranında ateşleme avansı büyüdükçe maksimum basınç hem artmış, hem de ÜÖN'ya yaklaşmıştır. Dolayısıyla da motordan alınan güç yükselmiştir. Burada dikkat edilmesi gereken husus vuruntu oluşup oluşmadığıdır. Fakat bu çalışmada vuruntu kontrolü yapılmamıştır.



Şekil 4.6: $\varepsilon = 10:1$ Sıkıştırma Oranına Karşılık Gelen P- α Diyagramı



Şekil 4.7: $\varepsilon = 10,5:1$ Sıkıştırma Oranına Karşılık Gelen P- α Diyagramı



Şekil 4.8: $\varepsilon = 11:1$ Sıkıştırma Oranına Karşılık Gelen P- α Diyagramı

Üç farklı sıkıştırma oranı için 30 ve 40 ° KMA'lık ateşleme avanslarında oluşan maksimum basınçlar ve bu basınçlara karşılık gelen açı değerleri Tablo 4.7'de verilmiştir.

Tablo 4.7: Farklı Sıkıştırma Oranları İçin Oluşan Maksimum Basınçlar ve Bu Basınçlara Karşılık Gelen Krank Mili Açıları

Sıkıştırma oranı (ε)	Ateşleme avansı (° KMA)	Maksimum basınç (bar)	Krank mili açısı (° KMA)
10:1	30	53,228	18,351
	40	65,170	9,856
10,5:1	30	62,802	13,828
	40	72,032	6,546
11:1	30	70,583	10,337
	40	77,674	3,900

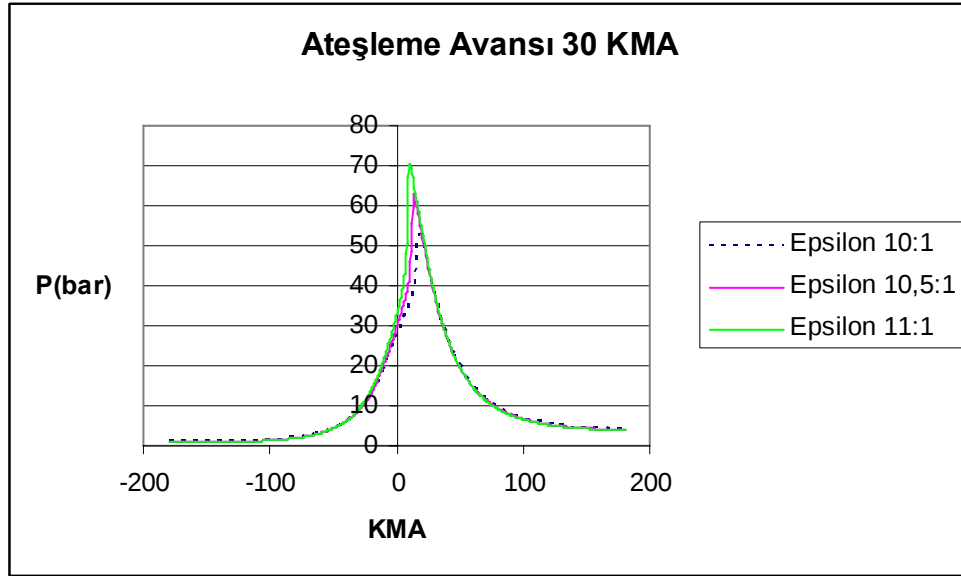
Üç farklı sıkıştırma oranı için 30 ve 40 ° KMA'lık ateşleme avanslarında gerçekleşen emisyon değerleri Tablo 4.8'de verilmiştir. Tablo 4.8'de görüldüğü gibi sıkıştırma oranı arttıkça CO ve NO emisyonlarında artış gözlenmiştir. Aynı şekilde her bir sıkıştırma oranında ateşleme avansı arttırıldıkça CO ve NO emisyonlarında da artış meydana gelmiştir. Özellikle $\varepsilon = 11:1$ değerinde emisyon değerleri benzinle

çalışmadaki değerlerin de üzerine çıkmış ve LPG kullanımının esas gerekçelerinden biri olan düşük egzoz emisyonu amacıyla sapılmıştır.

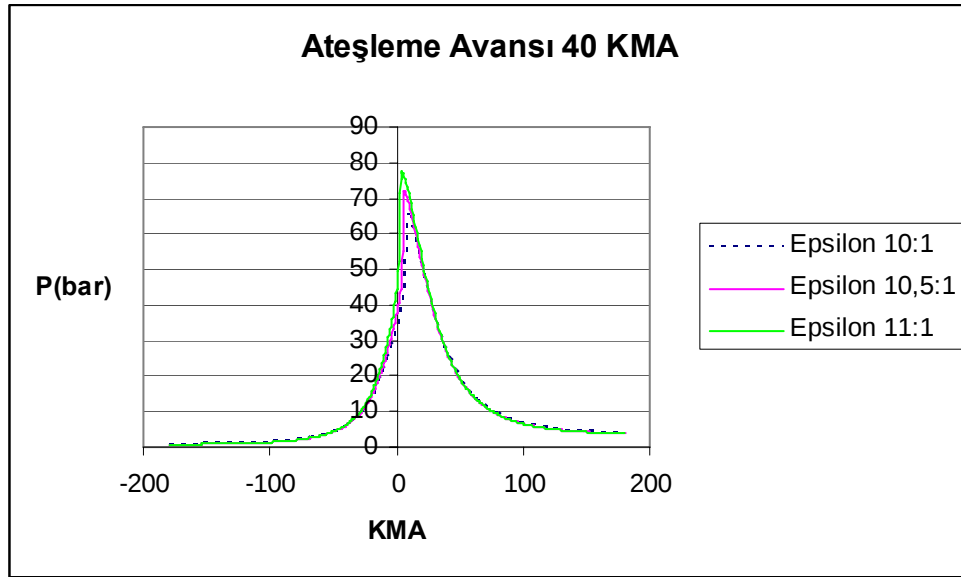
Tablo 4.8: Farklı Sıkıştırma Oranları İçin Gerçekleşen Emisyon Değerleri

Sıkıştırma oranı (ϵ)	Ateşleme avansı ($^{\circ}$ KMA)	CO (ppm)	NO (ppm)	CO ₂ (ppm)
10:1	30	1627	2250	114489
	40	1999	2837	114084
10,5:1	30	1858	2630	114237
	40	2134	3083	113935
11:1	30	2028	2922	114050
	40	2229	3249	113830

Şekil 4.9 ve Şekil 4.10’da, sırasıyla 30 ve 40 $^{\circ}$ KMA’lık ateşleme avansları için sıkıştırma oranlarının etkisi gösterilmiştir. Sıkıştırma oranları arttırıldıkça maksimum basınç değeri artmakta ve ÜÖN’ya yaklaşmaktadır.

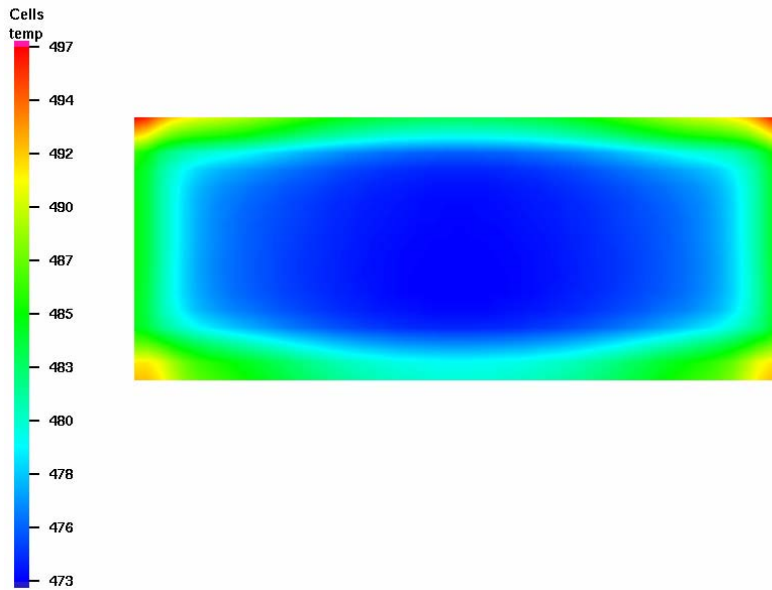


Şekil 4.9: 30 $^{\circ}$ KMA’lık Ateşleme Avansında Sıkıştırma Oranlarının Etkisi

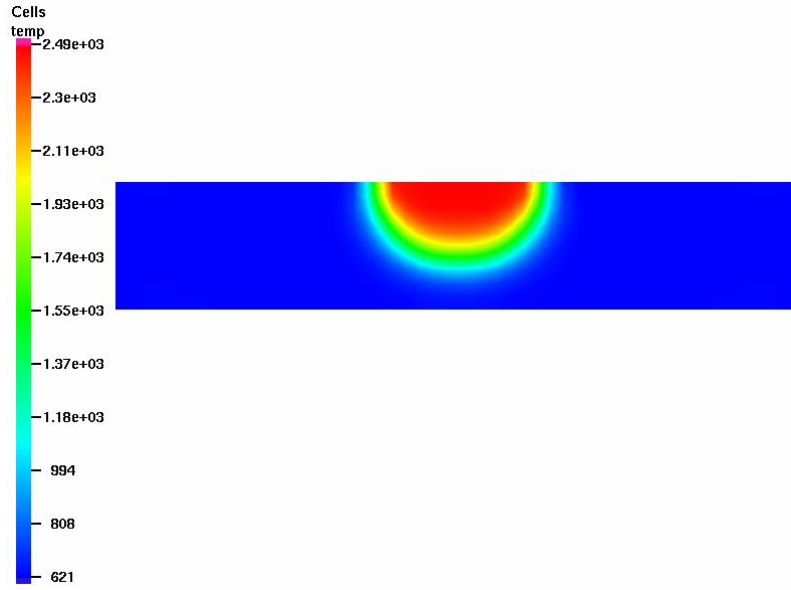


Şekil 4.10: 40 ° KMA’lık Ateşleme Avansında Sıkıştırma Oranlarının Etkisi

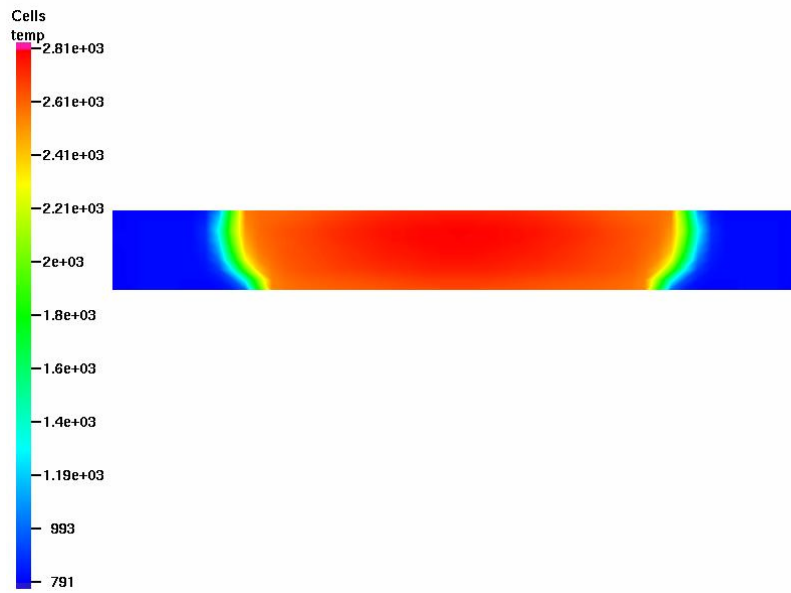
Farklı krank mili açılarında oluşan yanma odasına ait sıcaklık bölgeleri Şekil 4.11, Şekil 4.12 ve Şekil 4.13’te gösterilmiştir.



Şekil 4.11: - 59,6 ° KMA’da Yanma Odası Sıcaklık Dağılımı



Şekil 4.12: - 28,7 ° KMA'da Yanma Odası Sıcaklık Dağılımı



Şekil 4.13: - 4,8 ° KMA'da Yanma Odası Sıcaklık Dağılımı

5. SONUÇ

Bu çalışmada yapılan incelemeler neticesinde LPG kullanımının benzine göre kirletici egzoz gazları emisyonları açısından çok daha olumlu sonuçlar verdiği gözlenmiştir. Aynı motorda, diğer tüm şartlar eşit kalmak koşuluyla, sadece benzin yerine LPG kullanıldığı durumda bile CO ve NO emisyonlarında önemli düzelmeler görülmüştür. CO₂ emisyonlarındaki iyileşme de sera etkisi açısından önemlidir. LPG'nin gaz yakıt olmasından dolayı volümetrik verimi benzine göre daha düşük olmakta ve silindir içerisinde daha fazla hacim kaplamaktadır. Bu da ulaşılan maksimum basınç düzeyinde düşüşe ve motordan alınan güçte azalmaya neden olmaktadır. LPG'nin oktan sayısının yüksek olması, yani vuruş direncinin yüksek olması nedeniyle sıkıştırma oranı arttırılmak suretiyle bu güç düşüşü telafi edilebilmekte, hatta daha fazla güç elde edilebilmektedir.

İçten yanmalı motorlarda LPG'nin yakıt olarak kullanımı bireysel olarak yakıt maliyetlerinin azalmasını sağlarken, gerek önceden yapılmış çalışmalarda, gerekse bu çalışmada görüldüğü üzere kirletici egzoz gazları emisyonlarının azalması açısından da önemli avantajlar sağlamaktadır. Taşıtların LPG ile çalışacak şekle dönüşümünde en önemli husus emniyet faktörüdür. LPG dönüşüm sistemini oluşturan elemanların E/ECE/324 R-67 ve ilgili TSE standartlarına uygun olması yönünde yasal düzenlemeler mevcuttur. Ancak ehliyetsiz kişi ve kurumlarca yapılan LPG dönüşümleri neticesinde meydana gelen ve ölümle sonuçlanan kazalar sebebiyle halen LPG'li araçlar trafikteki canlı bombalar şeklinde görülmektedir.

Bazı ülkelerdeki katı yasal sınırlamalar LPG'li araç kullanıcıları için olumsuzluklar doğurabilir. Örneğin Almanya'da dolum istasyonlarındaki tankların yerin altında olması zorunluluğu ve müşterinin kendi kendine LPG doldurmasının kısıtlanması; LPG'li araçların yeraltı otoparklarına, hatta katlı otoparklara bırakılamaması gibi düzenlemeler söz konusu olabilir. Bu tür farklılıklar kullanıcıyı rahatsız ederek LPG'li araçların değerini düşürebilir. Halen birçok şehirde LPG'li araç kullanıcıları araçlarını nerelere sorunsuzca bırakabileceklerini bilememektedir. Ancak günümüzdeki gelişmiş teknolojik seviyede bu tür önlemler almaya gerek kalmadan LPG'li araçların kullanılması güvenli hale getirilebilir. Bu tür olumsuzlukların ve önyargıların giderilmesi için konuyla ilgili olanların yoğun bir çaba göstermesi gerekir. Otomotiv üreticileri, dünyada ve Türkiye'de, konuya olan ilgilerini belli etmeye başlamışlardır. Örneğin TOFAŞ, 2005 yılında Albea'nın LPG'li versiyonunu

retmeye başlamıştır. Bunun yanı sıra yakıt üreticileri de LPG üretimini arttırma ve ihtiyaç olan yerlerde dağıtımı konusunda istekli olduklarını belli etmektedir.

LPG petrolden ve doğalgazdan üretilmektedir ve dünya genelinde % 61 oranında doğalgazdan, % 39 oranında ise ham petrol rafinasyonundan elde edilir. Dünyadaki otomotiv yakıt pazarının dağılımında alternatif yakıtların oranı % 2-4 mertebelerinde olup, alternatif yakıtların yarısını ise LPG oluşturmaktadır. LPG rimi benzin ve dizel yakıtına göre sınırlı olduğundan dünyadaki toplam benzinli araçların tümünün LPG ile çalıştırılması mümkün değildir. Bu nedenle egzoz emisyonlarından çok etkilenen şehir merkezlerindeki (zellikle metropollerdeki) ticari araçlarda ve filo araçlarında LPG kullanımı yaygınlaşmaktadır. 1999 yılı itibariyle Türkiye’de LPG tüketimi 3 milyon tona yaklaşmış ve tüketimin yaklaşık 200 bin tonu otomotiv sektöründe gerçekleşmiştir. Özellikle büyük şehirlerde, ikinci-nesil dönüşüm sistemlerinin yaygınlaşmasıyla birlikte egzoz emisyonlarının azaltılabilmesi ya da artışına engel olunması beklenmektedir.

KAYNAKLAR

- Amsden, A.A.**, 1998. KIVA-3V: A Block-Structured KIVA Program for Engines with Vertical or Canted Valves, Los Alamos National Laboratory, New Mexico.
- Amsden, A.A., O'Rourke, P.J., Butler, T.D.**, 1989. KIVA-II: A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays, Los Alamos National Laboratory, New Mexico.
- Bayraktar, H., Durgun, O.**, 2005. Investigating the Effects of LPG on Spark Ignition Engine Combustion and Performance, *Energy Conversion and Management*, **46**.
- Bechtold, R.L.**, 1997. Alternative Fuels Guidebook: Properties, Storage, Dispensing and Vehicle Facility Modifications.
- Caton, J.A., McDermott, M., Chona, R.**, 1997. Development of a Dedicated LPG-Fueled Spark-Ignition Engine and Vehicle for the 1996 Propane Vehicle Challenge, SAE Technical Paper No. 972692.
- Çalık, A.T., Arslan, H., Soruşbay, C.**, 1999. Benzin Motorlu Taşıtlarda LPG Kullanımının Egzoz Gazları Emisyonuna Etkisi, *LPG ve Uygulamaları Konferansı*, İstanbul, 24 Eylül, s. 67-75.
- Durgun, O.**, 1988. Motorlarda Petrol Yerine Kullanılabilecek Yakıtlar, *Mühendis ve Makina*, **336**, 24-26.
- Ergeneman, M., Soruşbay, C.**, 1996. Benzin Motorlu Taşıtların LPG Kullanımına Dönüşümü, *Mühendis ve Makina*, **441**, 25-30.
- Han, Z., Reitz, R.D.**, 1995. Turbulence Modeling of Internal Combustion Engines Using RNG k- ϵ Models, *Combustion Science and Technology*, vol. 106 (4-6).
- Kadırgan, N.**, 1999. Sıvılaştırılmış Petrol Gazları Üzerine Temel Bilgiler, *LPG ve Uygulamaları Konferansı*, İstanbul, 24 Eylül, s. 9.
- Örücü, K.**, 1999. Araçlarda Alternatif Yakıt Olarak LPG Kullanımı, *LPG ve Uygulamaları Konferansı*, İstanbul, 24 Eylül, s. 14-22.

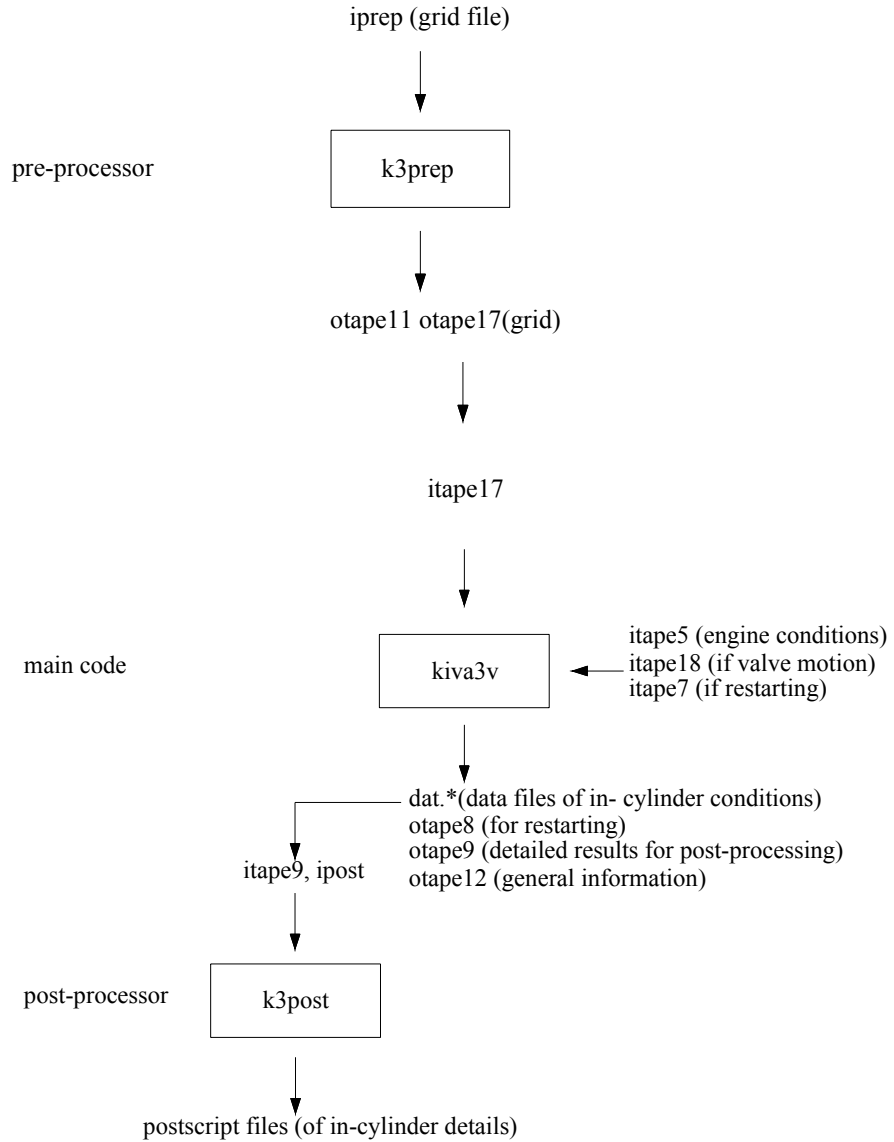
- Park, K., So, B., Song, Y.H.**, 2002. LPG Spray Flames in Constant Volume Combustion Chamber Having Impinging Plate, SAE Technical Paper No. 2002-01-1649.
- Poulton, M.L.**, 1994. Alternative Fuels for Road Vehicles.
- Pulkrabek, W.W.**, 1997. Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine, pp. 150-158, Prentice Hall, New Jersey.
- Safgönül, B., Soruşbay, C., Ergeneman, M., Arslan, E.**, 1999. İçten Yanmalı Motorlar, s. 43-53, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- Snelgrove, D.G., Dupont, P., Bonetto, R.**, 1996. An Investigation into the Influence of LPG (Autogas) Composition on the Exhaust Emissions and Fuel Consumption of 3 Bi-Fuelled Renault Vehicles, SAE Technical Paper No. 961170.
- Soruşbay, C., Arslan, E.**, 1988. Hidrojen Yakıtlı İçten Yanmalı Motorlarda Yanma Performansı, *Mühendis ve Makina*, **339**, 23-28.
- Thring, R.H.**, 1983. Alternative Fuels for Spark-Ignition Engines, SAE Technical Paper No. 831685.
- Yalçınkaya, V.**, 2004. Motorların Doğalgaza Dönüşümü, Doğalgazlı Motorların Performansı, Emisyon Değerleri ve Dolum İstasyonlarının İncelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

EK A

KIVA-3V KODUNUN YAPISI

KIVA-3V kodu, FORTRAN programlama dilinde yazılmıştır. Standart versiyonu ön-işlemci (pre-processing) k3prep, işlemci (processing) kiva-3v ve son işlemci (post-processing) k3post olan üç bağımsız programdan oluşur. Bu çalışmada kullanılan KIVA-3V kodunun akış diyagramı aşağıda özetlenmiştir.

Procedure



ÖZGEÇMİŞ

1980 yılında Bursa’da doğan Yalçın GÜLER, ilköğrenimini Bursa Davutkadı İlkokulu’nda, ortaöğrenimini Bursa Emirsultan Lisesi’nde, lise öğrenimini de Bursa Çelebi Mehmet Lisesi’nde tamamladı. 1997 yılında girdiği Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü’nden 2001 yılında mezun oldu. 2002 yılında İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Otomotiv Programı’nda yüksek lisans öğrenimine başladı.