

**KIRIKKALE ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI  
YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**BENZİNLİ MOTORDA ALTERNATİF YAKIT KULLANIMININ  
PERFORMANS VE EMİSYON DEĞERLERİNE ETKİSİNİN SAYISAL  
OLARAK İNCELENMESİ**

**EMRAH KANTAROĞLU**

**HAZİRAN 2017**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalında** Emrah KANTAROğLU tarafından hazırlanan BENZİNLİ MOTORDA ALTERNATİF YAKIT KULLANIMININ PERFORMANS VE EMİSYON DEğERLERİNE ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ adlı Yüksek Lisans Tezinin Anabilim Dalı standartlarına uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Ali ERİŞEN

Anabilim Dalı Başkanı

Bu tezi okuduğumu ve tezin **Yüksek Lisans Tezi** olarak bütün gereklilikleri yerine getirdiğini onaylarım.

Yrd. Doç. Dr. Tolga DEMİRCAN

Danışman

Jüri Üyeleri

Başkan : Prof. Dr. İbrahim UZUN

Üye (Danışman) : Yrd. Doç. Dr. Tolga DEMİRCAN

Üye : Yrd. Doç. Dr. Nureddin DİNLER

12/06 /2017

Bu tez ile Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Yüksek Lisans derecesini onaylamıştır.

Prof. Dr. Mustafa YİğİTOğLU  
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

# Aileme



## ÖZET

### BENZİNLİ MOTORDA ALTERNATİF YAKIT KULLANIMININ PERFORMANS VE EMİSYON DEĞERLERİNE ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

KANTAROĞLU, Emrah

Kırıkkale Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Tolga DEMİRCAN

Haziran 2017, 154 sayfa

Doğal denge açısından her geçen gün önemini arttıran enerji verimliliği ve emisyon değerlerinin minimuma indirilmesi, otomotiv sektörü için de önemli bir gündem maddesi olmuştur. Geliştirilen birçok çalışmada, özellikle benzin ve motorin gibi sıvı yakıtlara alternatif olarak farklı yakıtların kullanılması ile kısıtlı enerji kaynaklarının daha verimli kullanılması ve doğal dengeye daha az zarar verilmesi istenmektedir.

Enerji verimliliği açısından, motor teknolojileri her geçen gün gelişmekte, dolayısıyla motor teknolojileri bakımından hızla bir dönüşüm geçirmektedir. Fakat, hali hazırda kullanılmakta olan milyarlarca otomobil motorunun bir anda yeni nesil motorlara dönüştürülmesi veya modifiye edilmesi oldukça güçtür. Bu nedenle yeni nesil bir otomobil motoru tasarlamak kadar, mevcut teknolojinin, farklı türleriyle kullanılabilmesini sağlamak da önemli bir konudur. Bu amaçla, buji ateşlemeli motorların farklı karışım oranlarında alternatif yakıt kullanılarak performans ve emisyon değerlendirmesinin yapılması, yeni yakıt teknolojilerinin geliştirilebilmesini sağlamaktadır.

Günümüzde yapılan çalışmalarda yakıt takviyeleri, buji ateşlemeli motorlar için; etil alkol, metil alkol, hidrojen, LPG, CNG ve LNG ilaveleri olurken, sıkıştırma ile ateşlemeli motorlar için ise; etil alkol, metil alkol, hidrojen, LPG, bitkisel yağlar, CNG ve LNG olarak öne çıkmaktadır. Her iki motor tipi için de kullanılabilen bütün yakıt takviyeleri, hem deneysel hem de sayısal olarak yapılan çalışmalarda hem saf

olarak hem de belirli oranlarda ilave edilerek kullanılmaktadır. Bu ilaveler sonucunda motorun performans ve emisyon değerleri incelenmektedir. Deneysel anlamda yapılan çalışmalar hem maliyet hem de geniş zaman dilimleri gerekliliğinden dolayı, araştırmacıları daha hızlı ve kabul edilebilir doğrulukta alınabilen analiz programlarına yöneltmiştir.

Bu çalışmada, buji ateşlemeli bir motorun ana yakıtı olan benzine alternatif oluşturacak yakıtların farklı karışım oranlarında katılması ile, alternatif yakıt kullanımının motor performans değerleri (tork, g, silindir içi basınç, yakıt sarfiyatı) ve emisyon değerleri üzerindeki etkisi ele alınmıştır. Bu nedenle literatürde daha az incelenmiş olan alternatif yakıtlar seçilerek, geniş bir araştırma yelpazesi oluşturulmuştur. Tüm bu yakıtlar ve karışım oranları ile farklı oktan sayılarının da, motor performansına ve emisyonlarına olan etkisi birlikte incelenmiştir. Çalışma kapsamında sayısal inceleme yöntemi seçilmiştir.

Richardo Wave paket programında oluşturulan sayısal modelin, çalışma kapsamındaki deneysel model ve literatür ile karşılaştırması yapılarak, analizlerin doğrulukları belirlenmiştir. Sayısal modelde, doğrulaması yapılan buji ateşlemeli bir motora; farklı oktan sayılarındaki benzin eşitleri ile CNG, LPG, gazyağı, metanol ve etanol yakıtları farklı karışım oranlarında katılmıştır.

Çalışmanın genel sonucu olarak, alternatif yakıt ilavesi ve karışım oranlarının değişmesiyle motor performansında ve emisyonlarda değişkenliklerin olduğu tespit edilmiştir. CNG kullanımında performans ve emisyonların benzin kullanımına göre azaldığı tespit edilmiştir. Gazyağı, metanol ve etanolde ise performans ve emisyonların benzin kullanımına göre arttığı sonucuna varılmıştır. Kullanılan alkol yakıtların maksimum tork ve gücü verdiğinin tespit edilmesinin yanında, gazyağının yüksek torktan ziyade, geniş bir devir yelpazesinde yüksek değerlerde çıktığı tespit edilmiştir. Farklı alternatif yakıt ve oktan sayılarında kullanılan buji ateşlemeli bir motora ait olan performans ve emisyon sonuçları detaylı bir Şekilde incelenmiş, birbirleriyle karşılaştırmalı olarak verilmiş ve yorumlanmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** İçten yanmalı motorlar, yanma, alternatif yakıtlar, wave, motor performansı, egzoz emisyonu, hava kirliliği.

## ABSTRACT

### NUMERICAL INVESTIGATION OF USING ALTERNATIVE FUEL ON PERFORMANCE AND EMISSION FOR GASOLINE ENGINE

KANTAROĞLU, Emrah

Kırıkkale University

Graduate School of Natural And Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering, M. Sc. Thesis

Adviser: Yrd. Doç. Dr. Tolga DEMİRCAN

June 2017, 154 pages

Reducing energy efficiency and emission values, which are increasingly important in terms of natural balance day by day, has become an important agenda item for the automotive sector. In many developed studies, it is desired to use limited energy sources more efficiently by using different fuels alternatively to liquid fuels such as gasoline and diesel, and to be less harmful to the natural equilibrium.

In terms of energy efficiency, motor technologies are developing day by day, so they are undergoing a rapid transformation in terms of motor technology. However, it is quite difficult to convert or modify the billions of car engines currently in use into new generation engines. Therefore, both it's important to design a new-generation automobile engine, and to make sure that the current technology can be used with different types. For this purpose, the performance and emission evaluation using alternative fuels at different mixing ratios of spark ignition engines enables new fuel technologies to be developed.

In today's work, fuel supplies are used for spark ignition engines; ethyl alcohol, methyl alcohol, hydrogen, LPG, CNG and LNG additives, while for compression ignition engines; ethyl alcohol, methyl alcohol, hydrogen, LPG, vegetable oils, CNG and LNG. All fuel additives that can be used for both types of engines can be used both purely and at certain ratios in both experimental and numerical studies. As a result of these additions, engine performance and emission values are examined.

Experimental studies have led researchers to analytical programs that can be taken more quickly and with acceptable accuracy because of both cost and time requirements.

In this study, the effects of alternative fuel usage on the engine performance values (torque, power, cylinder pressure, fuel consumption) and emission values have been discussed with the participation of different mixture ratios of the fuels that are alternative to the gasoline which is the main fuel of a spark ignition engine. For this purpose, alternative fuels, which are less studied in the literature, have been selected and a large research fleet has been established. All these fuels and mixture ratios as well as the effect of different octane numbers on engine performance and emissions have been examined together. In the scope of the study, numerical analysis method has been chosen.

The numerical model which has been created in the Ricardo Wave package program has been compared with the experimental model and literature, and the accuracy of the analyzes has been determined, in the study. In the numerical model, fuel types with different octane numbers and CNG, LPG, kerosene, methanol and ethanol fuels have been added at different mixing ratios at a verified spark ignition engine.

As a general result of the study, it has been determined that variability in engine performance and emissions has been determined by varying alternative fuel addition and mixing ratios. When CNG used, gasoline and emissions have been reduced. In the case of kerosene, methanol and ethanol, performance and emissions have increased compared to gasoline consumption. It has been found that the kerosene has reached high values in a wide range of times, from high torque. The performance and emission results of the spark ignition engine using in different alternative fuel and octane numbers have been examined in detail and given as interpreted comparatively.

**Keywords:** Internal combustion engines, combustion, alternative fuels, wave, engine performance, exhaust emission, environmental pollution.

## TEŞEKKÜR

Bu alıŐma sırasında ve tım yksek lisans eğitimim sresince, bilgi, tecrbe ve grrŐŐlerini esirgemeyen, beni ynlendiren ve araŐtırmalarım sırasında bu çalıŐmamın gerektirdiği amaçlara ulaŐmasını sağlayan değerli danıŐmanım Sayın Yrd. Doç. Dr. Tolga DEMİRCAN'a, çalıŐmamın birçok aŐamasında maddi ve manevi desteklerini grddüğüm çok kıymetli arkadaŐlarım ArŐ. Gör. Fatih CELLEK, ArŐ. Gör. Dr. A. Alper YONTAR ve ArŐ. Gör. Onur OKUR'a ve bu çalışmaya 2016/097 numaralı proje ile destek olan Kırıkkale Üniversitesi BAP Birimi'ne ortaya çıkan bu değerli eser için teŐekkürü bir borç bilir, sayđılarımı sunarım.





## İÇİNDEKİLER DİZİNİ

<b>ÖZET</b> .....	iii
<b>ABSTRACT</b> .....	v
<b>TEŞEKKÜR</b> .....	vii
<b>İÇİNDEKİLER DİZİNİ</b> .....	viii
<b>ŞEKİLLER DİZİNİ</b> .....	x
<b>ÇİZELGELER DİZİNİ</b> .....	xiii
<b>SİMGELER DİZİNİ</b> .....	xv
<b>KISALTMALAR DİZİNİ</b> .....	xvii
<b>1. GİRİŞ</b> .....	1
1.1. Amaç ve Kapsam.....	2
1.2. Literatür.....	5
<b>2. MATERYAL VE YÖNTEM</b> .....	16
2.1. Buji Ateşlemeli Motorlar.....	16
2.2. Yanma.....	28
2.3. Buji Ateşlemeli Motorlarda Alternatif Yakıt Uygulamaları.....	39
<b>3. SAYISAL ÇALIŞMA</b> .....	52
3.1. Motorun Modellenmesi.....	52
3.2. Emme Manifoldunun Modellenmesi.....	58
3.3. Silindirin Modellenmesi.....	62
3.4. Motor Bloğunun Modellenmesi.....	65
3.5. Egzoz Manifoldunun Modellenmesi.....	66
3.6. Ölçüm ve Kontrol Elemanlarının Yerleştirilmesi.....	68
3.7. Program Çıktılarının Alınması.....	69
<b>4. DENEYSEL ÇALIŞMA</b> .....	79
4.1. Motor ve Motor Test Düzeneği.....	79
<b>5. MOTOR TEORİK HESAPLAMALARI</b> .....	83
5.1. Motor Performans Değerleri Teorik Hesaplamaları.....	83
<b>6. SAYISAL VERİLERİN DOĞRULAMASI</b> .....	86
6.1. Motor Performans Parametreleri.....	86
<b>7. ALTERNATİF YAKIT VERİLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI</b> .....	92
7.1. Motor Performans ve Emisyon Değerleri Analiz Sonuçları.....	92

7.2. Sayısal Modelde Benzin Kullanımının Performansa ve Emisyonlara Etkileri .....	92
7.3. Sayısal Modelde CNG Kullanımının Performansa ve Emisyonlara Etkileri .....	98
7.4. Sayısal Modelde LPG Kullanımının Performansa ve Emisyonlara Etkileri .....	104
7.5. Sayısal Modelde Gazyağı Kullanımının Performansa ve Emisyonlara Etkileri .....	109
7.6. Sayısal Modelde Metanol Kullanımının Performansa ve Emisyonlara Etkileri .....	116
7.7. Sayısal Modelde Etanol Kullanımının Performansa ve Emisyonlara Etkileri .....	122
7.8. Sayısal Modelde Farklı Oktan Sayılarında Benzin Kullanımının Performansa ve Emisyonlara Etkileri .....	128
<b>8. GENEL DEĞERLENDİRMELER</b> .....	<b>132</b>
<b>KAYNAKLAR</b> .....	<b>143</b>

## ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>ŞEKİL</u>	<u>Sayfa</u>
2.1. 2002 model i-DSI motoru .....	16
2.2. Dört zamanlı benzinli bir motorun gerçek ve ideal çevrim diyagramı .....	17
2.3. Analizler sonucu oluşturulmuş gerçek P-v diyagramı örneği .....	18
2.4. Analizler sonucu oluşturulmuş gerçek T-s diyagramı örneği .....	19
2.5. Motoru oluşturan temel parçalar .....	21
2.6. Klasik akülü ateşleme sistemi şeması .....	22
2.7. Elektronik ateşleme sistemi şeması .....	22
2.8. Tork ve gücün krank mili açısına göre değişimi.....	23
2.9. Buji ile karışımın tutuşturulması .....	24
2.10. Buji ateşlemeli bir motorun tam yükte güç ve tork karakteristikleri örneği .....	26
2.11. Buji ateşlemeli bir motorun silindir içi sıcaklık-KMA ilişkisi örneği .....	28
2.12. Buji ateşlemeli bir motor için tork-hava fazlalık katsayısı ilişkisi örneği .....	33
2.13. Alev cephesinin oluşum hareketi, a) Laminer, b) Türbülanslı .....	36
2.14. Alevin yayılması .....	37
2.15. Silindir içi basınç-KMA eğrisi .....	38
2.16. Vuruntulu yanmada silindir içi basınç karşılaştırması.....	39
3.1. Bu çalışmada incelenen L13A tipi sıralı ateşlemeli ateşlemeli motorun 1-B modellemesi .....	54
3.2. Motor katalog değerleri grafiği .....	58
3.3. Emme ortam havası modellemesi .....	59
3.4. Gaz kolu kelebeği modellemesi .....	59
3.5. Emme Manifoldu Komple Modellemesi .....	61
3.6. Enjektör modellemesi .....	62
3.7. Silindirin modellemesi.....	63
3.8. Silindir emme ve egzoz portu bağlantısı.....	65
3.9. Motor bloğu modeli .....	66
3.10. Egzoz manifoldu komple modellemesi.....	68
3.11. Egzoz ortam havası modellemesi.....	68
3.12. Emisyon gazı ölçüm sensörleri .....	69
3.13. Kritik noktalar için yerleştirilen plotlar.....	70

4.1. Deney düzeneğinin resmi ve sistem şeması.....	79
4.2. Elektrikli dinamometre .....	80
4.3. Deney düzeneği kontrol yazılımı arayüzü .....	81
6.1. Motor gücü bakımından karşılaştırma eğrileri.....	87
6.2. Motor torku bakımından karşılaştırma eğrileri .....	88
6.3. Motor torku bakımından karşılaştırma eğrileri .....	91
7.1. %100 Benzin ile çalışma durumunda motor güç ve tork eğrisi .....	94
7.2. %100 Benzin ile çalışma durumunda volümetrik verim eğrisi .....	94
7.3. %100 Benzin ile çalışma durumunda CO - devir eğrisi .....	96
7.4. %100 Benzin ile çalışma durumunda CO <sub>2</sub> - devir eğrisi.....	96
7.5. %100 Benzin ile çalışma durumunda HC - devir eğrisi .....	97
7.6. %100 Benzin ile çalışma durumunda NO <sub>x</sub> - devir eğrisi.....	97
7.7. CNG ile çalışma durumunda motor güç eğrisi .....	99
7.8. CNG ile çalışma durumunda motor tork eğrisi.....	100
7.9. CNG ile çalışma durumunda CO - devir eğrisi.....	101
7.10. CNG ile çalışma durumunda CO <sub>2</sub> - devir eğrisi .....	102
7.11. CNG ile çalışma durumunda HC - devir eğrisi .....	102
7.12. CNG ile çalışma durumunda NO <sub>x</sub> - devir eğrisi .....	103
7.13. LPG ile çalışma durumunda güç eğrisi .....	105
7.14. LPG ile çalışma durumunda tork eğrisi .....	105
7.15. LPG ile çalışma durumunda CO - devir eğrisi .....	107
7.16. LPG ile çalışma durumunda CO <sub>2</sub> - devir eğrisi .....	107
7.17. LPG ile çalışma durumunda HC - devir eğrisi .....	108
7.18. LPG ile çalışma durumunda NO <sub>x</sub> - devir eğrisi .....	108
7.19. Gazyağı ile çalışma durumunda güç eğrisi .....	111
7.20. Gazyağı ile çalışma durumunda tork eğrisi .....	112
7.21. Gazyağı ile çalışma durumunda CO - devir eğrisi.....	113
7.22. Gazyağı ile çalışma durumunda CO <sub>2</sub> - devir eğrisi .....	114
7.23. Gazyağı ile çalışma durumunda HC - devir eğrisi.....	114
7.24. Gazyağı ile çalışma durumunda NO <sub>x</sub> - devir eğrisi .....	115
7.25. Metanol ile çalışma durumunda güç eğrisi .....	117
7.26. Metanol ile çalışma durumunda tork eğrisi .....	118
7.27. Metanol ile çalışma durumunda CO - devir eğrisi.....	119
7.28. Metanol ile çalışma durumunda CO <sub>2</sub> - devir eğrisi .....	120

7.29. Metanol ile çalışma durumunda HC - devir eğrisi.....	120
7.30. Metanol ile çalışma durumunda NO <sub>x</sub> - devir eğrisi.....	121
7.31. Etanol ile çalışma durumunda güç eğrisi .....	123
7.32. Etanol ile çalışma durumunda tork eğrisi .....	124
7.33. Etanol ile çalışma durumunda CO - devir eğrisi.....	125
7.34. Etanol ile çalışma durumunda CO <sub>2</sub> - devir eğrisi .....	126
7.35. Etanol ile çalışma durumunda HC - devir eğrisi.....	126
7.36. Etanol ile çalışma durumunda NO <sub>x</sub> - devir eğrisi.....	127
7.37. Farklı oktan sayılarındaki benzin ile çalışma durumunda güç eğrisi .....	129
7.38. Farklı oktan sayılarındaki benzin ile çalışma durumunda tork eğrisi .....	129
7.39. Farklı oktan sayılarındaki benzin ile çalışma durumunda CO - devir eğrisi .....	131
7.40. Farklı oktan sayılarındaki benzin ile çalışma durumunda CO <sub>2</sub> - devir eğrisi ....	131
7.41. Farklı oktan sayılarındaki benzin ile çalışma durumunda HC - devir eğrisi .....	132
7.42. Farklı oktan sayılarındaki benzin ile çalışma durumunda NO <sub>x</sub> - devir eğrisi ...	132
7.43. CNG ile çalışma durumunda özgül yakıt tüketimi - devir eğrisi .....	134
7.44. LPG ile çalışma durumunda özgül yakıt tüketimi - devir eğrisi .....	134
7.45. Gazyağı ile çalışma durumunda özgül yakıt tüketimi - devir eğrisi .....	135
7.46. Metanol ile çalışma durumunda özgül yakıt tüketimi - devir eğrisi .....	135
7.47. Etanol ile çalışma durumunda özgül yakıt tüketimi - devir eğrisi .....	136
7.48. Farklı oktan sayıları ile çalışma durumunda özgül yakıt tüketimi - devir eğrisi	136

## ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>ÇİZELGE</u>	<u>Sayfa</u>
1.1 Alternatif yakıt analiz matrisi .....	3
1.2 Oktan sayısı analiz matrisi.....	4
2.1 Stokiyometrik yanma ürünleri.....	32
2.2 Türkiye'deki motorlu kara taşıt sayısı .....	41
2.3 Kullanılan yakıt türüne göre motorlu kara taşıt sayısı.....	42
2.4 Dizel - Benzin Euro emisyon standartları (g/km).....	43
2.5 Kullanılan yakıtların fiziksel ve kimyasal özelliklerinin karşılaştırılması.....	51
3.1 Honda L13A tipi sıralı ateşlemeli motoru boyutları.....	57
3.2 Ana bağlantı noktalarının fiziksel tanımlamaları.....	60
3.3 Emme portlarının modellenmesi için gerekli fiziksel özellikler .....	61
3.4 Enjektör modelinin fiziksel tanımlamaları.....	62
3.5 Kullanılan motora özgü olarak fiziksel büyüklükler .....	63
3.6 Modellemede kullanılan sıcaklık tanımlamaları.....	64
3.7 Ana bağlantı noktasının fiziksel büyüklükleri .....	67
3.8 Egzoz portlarının modellemesi için gerekli fiziksel özellikler.....	67
4.1 Sistemden yazılım vasıtasıyla elde edilebilen çıktılar .....	81
4.2 Deney matrisi .....	82
6.1 Maksimum güç bakımından karşılaştırma tablosu .....	89
6.2 Maksimum tork bakımından karşılaştırma tablosu.....	89
6.3 Maksimum tork bakımından ilave %50 gazyağı kullanımı.....	89
6.4 Literatürde maksimum güç bakımından ilave %10 gazyağı kullanımı.....	90
6.5 4G15 tipi Proton Magma motoru boyutları .....	91
7.1 Sayısal modellemede benzin kullanımının şartları .....	93
7.2 Sayısal modellemede CNG - benzin kullanımının şartları .....	99
7.3 Sayısal modellemede LPG - benzin kullanımının şartları .....	104
7.4 Deneysel modellemede gazyağı - benzin kullanımının şartları.....	109
7.5 Gazyağı - benzin kullanımının tork bakımından değerlendirilmesi.....	110
7.6 Sayısal modellemede gazyağı - benzin kullanımının şartları .....	111
7.7 Modellemede metanol - benzin kullanımının şartları .....	117
7.8 Modellemede etanol - benzin kullanımının şartları .....	123

7.9 Modellemede farklı oktan sayılarındaki benzin kullanımının şartları .....	128
8.1 Kullanılan alternatif yakıtların, ilave oranlarına göre motor performans ve emisyon verilerindeki değişimler.....	139



## SİMGELER DİZİNİ

$b_e$	Efektif Özgül Yakıt Sarfıyatı (g/kWh)
$d_{\text{silindir}}$	Silindir Çapı (mm)
$D_{\text{soot}}$	Partikül Çapı (mm)
$h_{\text{strok}}$	Strok Mesafesi (mm)
$H_u$	Alt Isıl Değer (kJ/kg)
$k$	Türbülans Kinetik Enerjisi (kJ)
$m_{\text{yakıt}}$	Yakıt Debisi (kg/s)
$m_{\text{hava}}$	Hava Debisi (kg/s)
$n$	Devir Sayısı (d/dak)
$P$	Basınç (bar)
$P_e$	Efektif Motor Gücü (kW)
$p_{\text{me}}$	Ortalama Efektif Basınç (bar)
$R_t$	Net Reaksiyon Oranı
$S_h$	Enerji Kaynak Terimi
$S_i$	Momentum Kaynak Terimi
$S_{ij}$	Ortalama Gerinim Oranı
$S_m$	Kütle Kaynak Terimi
$Q_{\text{yakıt}}$	Toplam Yakıt Tüketimi (g/kWh)
$t$	Zaman (s)
$T$	Sıcaklık (K)
$V_{\text{strok}}$	Strok Hacmi (mm <sup>3</sup> )



$W_e$	Efektif İş (kj)
$W_{net}$	Net İş (kj)
$Y_b^m$	Yanmış Gaz Başlangıç Kompozisyonu
$Y_{i,b}$	Yanmış Bölge Türlerinin Kütlesel Oranı
$Y_{i,u}$	Yanmamış Bölge Türlerinin Kütlesel Oranı
$\rho$	Yoğunluk (kg/mm <sup>3</sup> )
$\rho_{soot}$	İs Partikül Yoğunluğu
$\varepsilon$	Sıkıştırma Oranı
$\varepsilon$	Türbülans Yitim Oranı
$\tau$	Stres Tensörü
$\phi$	Eşdeğerlik Oranı
$\eta_e$	Efektif Verim
$\lambda$	Hava Fazlalık Katsayısı
$\sigma$	Türbülans Prandtl Sayısı

## KISALTMALAR DİZİNİ

A.Ö.N.	Alt Ölü Nokta
CFD	Computational Fluid Dynamics
CNG	Sıkıştırılmış Doğalgaz
CH <sub>4</sub>	Metan
CH <sub>3</sub> OH	Metanol
C <sub>2</sub> H <sub>3</sub> OH	Etanol
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	Propan
C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	Benzin
C <sub>10</sub> H <sub>22</sub>	Gazyağı
CO	Karbonmonoksit
CO <sub>2</sub>	Karbondioksit
d/dak	Devir Hızı Birimi
ECU	Electroni Control Unit
FSD	Alev Yüzel Yoğunluğu
H <sub>2</sub>	Hidrojen
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
HC	Hidrokarbon
H <sub>2</sub> O	Su
i-DSI	Sıralı Ateşlemeli Motor
KMA	Krank Mili Açısı
LPG	Likit Petrol Gazı

N <sub>2</sub>	Azot
NO <sub>x</sub>	Azotoksit
OH	Hidroksit
PPM	Milyonda Bir Partikül Miktarı
Ü.Ö.N.	Üst Ölü Nokta



## 1. GİRİŞ

Motorlar, yanma açısından ideal oranlarda karıştırılmış hava ile yakıtın, sıkıştırma hacmi içerisinde gerçekleştirdiği yanma reaksiyonu sonucunda açığa çıkan ısı enerjisini, mekanik enerjiye dönüştüren makinelerdir. Buji ateşlemeli ve sıkıştırma ile ateşlemeli motorlar içten yanmalı motorların en yaygın örneklerindedir. Yanma sonucu silindir içerisinde elde edilen yüksek basınç ve sıcaklıktaki gazlar, piston kafasının üst yüzeyine etkir ve piston yerleşimine paralel itici bir kuvvet uygulayarak, oluşturulan basma kuvveti ile pistonu alt ölü noktaya doğru harekete geçirir. Piston hareketinin biyel kolu yardımıyla krank miline iletilmesi, ardından da krank milinde oluşan dönme hareketinin aktarma organları vasıtasıyla tekerleklerle iletilmesi sonucu aracın ivmelenmesi sağlanır [1].

Pistonun silindir gömleği içerisinde iki ölü nokta arasında tek bir gidiş veya geliş hareketi yapmasına bir zaman denir. İnceleme yaptığımız dört zamanlı motorun tek bir zamanı krank mili açısı (KMA) bakımından teorik olarak  $180^\circ$ 'dir. İçten yanmalı motorlarda esas olan, açığa çıkan ısı enerjisini, en az kayıplarla mekanik enerjiye dönüştürmektir. Bu işlem, maksimum dolgu miktarının sağlanarak, hacimsel (Volümetrik) verimi arttırmak ve her koşulda en hızlı yanmayı sağlamayı amaçlamaktadır. Dört zamanlı bir motorda bir çevrim iki krank mili devrinde yani  $720^\circ$ 'de tamamlanır. Teorik çevrim için verilen krank mili açıları, ideal çalışma şartlarını sağlamak adına pratikte değişiklikler gösterebilir. İçten yanmalı motorlarda, ateşleme avansı, supap avansı gibi ayarlar tamamen performansı arttırmaya yöneliktir [2-7].

Dört zamanlı motorda her bir  $180^\circ$ 'lik sürenin doğal sonucu olan zamanlar şu şekilde tanımlanır [8];

1. Emme Zamanı
2. Sıkıştırma Zamanı
3. Genişleme Zamanı
4. Egzoz Zamanı

Motorlarda kullanılan petrol esaslı yakıt rezervleri hızla azaldığı ve yanma reaksiyonu sonucu oluşan yakıt emisyonları sürekli olarak doğaya artan hızla zarar verdiği için, özellikle tasarruf ve doğal denge açısından alternatif yakıt kullanımı geliştirilmeye çok açık bir konudur [9-13].

Hava kirliliğinin en aza indirgenmesinin yanında, motor performans değerlerinin de ters orantılı olarak arttırılmasının amaçlandığı bu çalışmada, literatürde çoğu denenmiş alternatif yakıt türlerinin yanı sıra farklı yakıt türleri kullanılarak, farklı karışım oranları için sayısal analizler gerçekleştirilmiştir.

### **1.1. Amaç ve Kapsam**

Bu çalışmada, buji ateşlemeli bir motor modellenerek, farklı alternatif yakıtların (CNG, LPG, gazyağı, metanol, etanol) ve farklı oktan sayılarının (RON91, RON95, RON98, Indoline) değişken devir sayılarında (1000 d/dak, 2000 d/dak, 2800 d/dak, 3000 d/dak, 4000 d/dak, 5000 d/dak, 5700 d/dak, 6000 d/dak) ve tam yükte (%100) ve belirli karışım oranlarında (%10, %20, %30, %40, %50, %100) kullanılmasıyla, performans (güç, tork, volümetrik verim, silindir içi basınç) ve emisyon (CO, CO<sub>2</sub>, HC, NO<sub>x</sub>) bakımından değerlendirilmesi amaçlanmıştır. Bu çalışmada, ele alınan farklı türlerdeki alternatif yakıtlar ve farklı oktan sayısına sahip olan benzin kullanılarak iki ana temel üzerine kurgulanmıştır. Bu amaçla analizler yapılarak, motorun performans artırımı ve oluşan emisyonların azaltılması hedeflenmiştir. Bu çalışmada, literatürde var olan çalışmaların referans aldığı tek bir yakıt ilavesi türü yerine farklı alternatif yakıt türleri birlikte ele alınarak, hepsi aynı referans değerler için tek bir motorda kullanılarak karşılaştırılmıştır. Aynı zamanda alternatif yakıt ilavesi sonucu veri elde etmenin deneysel olarak kapsamlı şekilde yapılması fazla maliyet ve süre gerektirdiğinden dolayı, yapılan eş zamanlı analizlerde, aynı deneysel şartlar bilgisayar ortamında modellenerek çok daha az maliyetli ve hızlı sonuçlar alınabilmektedir.

Alternatif yakıt konusu üzerine literatürde yapılan çalışmalarda özellikle ortak bir kurgu sağlanamamış ve yorumlamalar sadece yapılan çalışmalar ile ilgili olarak kısıtlanmıştır. Özgün değer olarak, literatürde var olan alternatif yakıt kullanımı

çalışmalarının getirdiği, konu üzerindeki yorumlamalarda ortak bir dil oluşturamama algısını sonlandırmak üzere yola çıkılmış olan bu çalışmada, sektörde yanma analizi yapabilen sınırlı sayıdaki paket programlardan birisi olan Ricardo Wave ile performans ve emisyon sonuçları alınmış, sonuçlar grafikler halinde karşılaştırmalı olarak irdelenmiş, en uygun karışım oranıyla beraber en uygun alternatif yakıt türü ve en uygun benzin oktan sayısı ortaya çıkarılmıştır. Bu çalışmanın iki temel ayağını oluşturan, alternatif yakıt etkisi ve oktan sayısı etkisini içeren analiz matrisleri Çizelge 1.1 ve Çizelge 1.2'de listelenmiştir.

**Çizelge 1.1.** Alternatif yakıt analiz matrisi

<b>Yakıt Çeşidi</b>	CNG				
	LPG				
	Gazyağı				
	Metanol				
	Etanol				
<b>Devir Sayısı (d/dak)</b>	1000				
	2000				
	2800 (maks. tork)				
	3000				
	4000				
	5000				
	5700 (maks. güç)				
	6000				
<b>Gaz Kolu Kelebek Açıklığı (%)</b>					
100					
<b>Yakıt İlave Oranı (%)</b>					
10	20	30	40	50	

**Çizelge 1.2.** Oktan sayısı analiz matrisi

<b>Oktan Sayısı</b>	RON91
	RON95
	RON98
	Indoline
<b>Devir Sayısı (d/dak)</b>	1000
	2000
	2800 (maks. tork)
	3000
	4000
	5000
	5700 (maks. güç)
	6000
<b>Gaz Kolu Kelebek Açıklığı (%)</b>	100

Yukarıda belirtilen analiz matrisleri dahilinde alınan verilerden belirli bir kısmı literatür sonuçları ile ve bu çalışma kapsamında destek ve doğrulama amacıyla yapılmış olunan deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmış ve doğrulukları sorgulanmıştır. Nihayetinde yapılan doğrulamadan sonra verilen alternatif yakıtların ve farklı oktan sayılarının tüm performans ve emisyon grafikleri çıkarılarak geniş çaplı bir yakıt haritası gözler önüne serilmiş ve irdelenmiştir.

## 1.2. Literatür

Literatürde mevcut olan alternatif yakıtlar ve yanma konuları üzerine yapılmış olan bir çok çalışma, geniş kapsamlı olarak incelenmiştir. Bu çalışmanın konusu ile aynı doğrultuda olan çalışmalar irdelenerek aşağıda verilmiştir.

Dinler, çalışmasında yapmış olduğu motor performans ve emisyon deneyleri ile, LPG dönüşümü yapılmış karbüratörlü bir motorda, ateşleme avansının üç yollu katalitik konvertör üzerine olan etkisini deneysel olarak katalitik konvertör verimi bakımından incelemiştir. Emisyon gazları açısından katalitik konvertör dönüşüm veriminin yüksek olduğu sonucuna ulaşmıştır [13].

Dinler ve Yücel, LPG dönüşümü yapılmış karbüratörlü bir motora üç yollu katalitik konvertör bağlantısı yaparak katalitik konvertörün verimini incelemiştir. Deneysel çalışmalar sonucunda üç yollu katalitik konvertör takıldıktan sonra motor torku, mil gücü, mil verimi değerlerinde %3-5 düşüş olduğunu belirtmişlerdir. Üç yollu katalitik konvertör takıldıktan sonra egzoz emisyonlarında özellikle CO ve HC emisyonlarında azalma olmakta fakat NO<sub>x</sub> emisyonlarında, CO ve HC gibi yüksek dönüştürme verimlerine ulaşamamaktadır [14].

Ayhan ve Sekmen, tek silindirli buji ateşlemeli bir motorda, doğalgazın kullanımını performans ve emisyonlar açısından deneysel olarak incelemiştir. CNG ile çalışmada benzine göre motor torku ve gücünde bir miktar azalma tespit etmişler ve özgül yakıt tüketiminde bir miktar artma olduğunu gözlemlemişlerdir. Ayrıca karbonmonoksit ve hidrokarbon emisyonlarının da düştüğünü ve bu anlamda CNG'nin olumlu etkilerini gözler önüne sermişlerdir [15].

Gündoğan, benzinli motorlarda farklı çalışma koşullarında her bir alternatif yakıt için elde ettiği sonuçları, motor performansı açısından karşılaştırmıştır. Deneysel olarak yaptığı çalışmasında, alternatif yakıt kullanımının CNG açısından incelendiği çalışmasında, CNG'nin performansa etkisinin olumsuz ancak emisyonlara etkisinin olumlu olduğunu gözler önüne sermiştir [16].

Masum ve arkadaşları, benzinli bir motor için alkol-benzin karışımının yakıt özellikleri bakımından, motor performansı ve emisyonlara etkisini incelemiştir.



Çalışmalarında farklı oranlarda etanol ve benzin karışımlarını ele almışlardır. Karışımları tam gaz kolu kelebeği açıklığında, değişken devir şartlarında, 4 silindirli benzinli bir motorda denemişlerdir. E15 (%15 etanol karıştırılmış yakıt) için, yüksek motor performansı ve düşük yakıt tüketimi gerçekleştiğini belirtmişlerdir. Ayrıca CO ve HC emisyon oranlarının da diğer oranlara ve saf benzine göre daha düşük fakat NO<sub>x</sub> oranının daha yüksek çıktığını gözlemlemişlerdir [17].

Sayın ve arkadaşları, çift yakıt (benzin-LPG) kullanım oranına bağlı olarak yanma ürünlerinin değişimini, hazırladıkları bilgisayar programı ile kimyasal olarak hesaplamışlardır. Sonuç olarak benzin-LPG karışımı ve dizel-doğalgaz karışımlarının çift yakıt kullanımı noktasında emisyonlar açısından daha çevreci bir yapıya sahip olduklarını ortaya çıkarmışlardır [18].

Aslam ve arkadaşları, çift yakıtlı (CNG ve benzin) bir test düzeneğinde her bir yakıt için ayırık olarak performans ölçümü yapmışlardır. Ölçümleri bilgisayar tabanlı bir deney düzeneğinde çeşitli devir aralıklarında karşılaştırmalı olarak yapmış ve çeşitli sonuçlara ulaşmışlardır. CNG kullanımında özgül yakıt sarfiyatının daha düşük, verimin daha yüksek, motor gücünün daha yüksek ve emisyon gaz oranlarının ise daha düşük çıktığını belirtmişlerdir. Çalışma sonucunda CNG kullanımı açısından emisyon değerlerinin; CO gazı miktarı bakımından %80 daha düşük, yine HC miktarı bakımından %20 daha düşük, NO<sub>x</sub> miktarı bakımından %33 daha fazla olduğunu görmüşlerdir [19].

Jahrul ve arkadaşları, deneysel olarak yaptıkları çalışmalarında, değişik oranlarda CNG-benzin karışımları ile, saf CNG ve saf benzin için güç ve emisyon değerlerini ölçmüşlerdir. Testlerde elektronik kontrollü selenoid vana tahrikli mekanizma kullanmışlardır. Bu sayede sağladıkları çeşitli gaz kelebek açıklıklarında (%50 ve %80) testleri tekrarlamışlardır. Bilgisayara dayalı test düzeneğinde; motor gücü, özgül yakıt sarfiyatı, egzoz sıcaklığı ve egzoz gazı emisyonlarının ölçümlerini yapmışlardır. Sonuç olarak CNG ilavesi yapıldığında; motor gücünün azaldığını, egzoz gazı sıcaklığının arttığını, düşük emisyon değerlerinin ortaya çıktığını göstermişler, ancak yinede toplam kazançlara bakıldığında CNG'li araçların kullanımının daha iyi bir seçenek olduğunu ortaya koymuşlardır [20].

Momeni ve arkadaşları, test düzeneğinde ana yakıt olan benzine çeşitli oranlarda CNG ilaveleri yaparak motor performansının ve emisyon değerlerinin ölçümünü yapmışlardır. Bilgisayar yardımıyla gerçekleştirdikleri testlerde artan oranlarda CNG ilavesi yaptıklarında, yine aynı oranda artan motor performansını gözlememişlerdir. Motor gücü bakımından %0 ile %100 aralığında yaptıkları CNG ilavesine karşın motor gücünün bir süre CNG'ye paralel olarak arttığını ancak belli bir orandan (%50) sonra artışın durduğunu ve bu sınırı aşan ilavelerde motor gücünün sabit bir seyirde olduğunu görmüşlerdir. Bununla birlikte emisyon değerlerinin CNG ilave oranlarıyla beraber daha istikrarlı bir şekilde azaldığını ortaya koymuşlardır [21].

Yılmaz, yapmış olduğu bu çalışmada, %5 (E5) ve %10 (E10) su içeren dizel emülsiyon yakıtlarının tam yükte ve farklı devirlerde (2500rpm, 3250rpm, 4000rpm) motor performans ve emisyonları üzerine deneysel araştırmalar yapmıştır. Yılmaz, E5 emülsiyonun egzoz emisyonlarını kısmen azalttığını fakat motor performansına hissedilir bir etkisinin olmadığını belirtmiştir. E10 emülsiyonunun kullanılmasıyla CO, NO<sub>x</sub> ve is emisyonlarında sırasıyla %44,7, %5 ve %47 oranlarında azalma gözlemlemiştir [22].

Yontar ve Doğu, buji ateşlemeli bir motoru, 3/4 kısmi kelebek açıklığı şartlarında, motor performans parametreleri ve egzoz emisyonlarının devir sayısına göre değişimi bakımından deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Motor testlerinin genel olarak tam yük şartlarına göre ele alınmasına karşılık, bir taşıt motorunun ömrü boyunca tam yükte oldukça az çalışmasından yola çıkarak gerçek şartlara en yakın durumu sağlayabilmek için taşıt motorlarının özellikle kısmi gaz kolu kelebeği açıklıklarında çalışmasını göz önüne alarak testlerini kısmi gaz kolu kelebeği açıklığında gerçekleştirmişlerdir. Motor performansı ve emisyon değerlerinin, gaz kolu kelebeğindeki açıklık değişimlerinin kuvvetli fonksiyonu olmasından hareketle çalışmalarında çok karşılaşılan bir durum olarak temsili 3/4 kelebek açıklığını incelenmişlerdir. Motor test düzeneklerinde kullanmış oldukları Honda L13A4 motoru üzerinden, motor performans parametrelerini ve egzoz emisyonlarını ölçmüşlerdir. Bunun yanında tüm sistemin 1-B sayısal analiz modelini Ricardo-Wave programında oluşturmuşlardır. 1500d/dk ile 4000d/dk arasında 500d/dk artırımlı altı farklı devir sayısı için motor deneyleri yapmışlar ve aynı kurguyu oluşturdukları model için de tekrar etmişlerdir. Deneysel ve model sonuçlarının

birbiri ile örtüştüğü çalışmalarında, kısmi kelebek açıklığının devir sayısına bağlı olarak motor performansı ve emisyon üzerindeki etkilerini ortaya koymuşlardır [23].

Özcan, buji ateşlemeli bir motorun matematiksel modelini oluşturduğu bu çalışmada çevrimsel analizi gerçekleştirmiştir. LPG ve CNG yakıtlarının fiziksel ve kimyasal özelliklerindeki değişimleri matematiksel modelde oluşturarak bu yakıtlarda medyana gelen çevrimsel değişimleri incelemiştir. LPG ve CNG yakıtlarının kullanımında motor performans parametrelerinin ve egzoz emisyonlarının değişimlerini de gözlemlemiş ve bu alternatif yakıtların emisyonlar bakımından avantajlarını, performans bakımından dezavantajlarını belirtmiştir [24].

Yontar ve arkadaşları, ateşleme avansı değişiminin motor performansına ve egzoz emisyonuna etkilerini sayısal olarak inceledikleri çalışmalarında, buji ateşlemeli, dört silindri bir motoru, yanma odası ile ilgili tüm bileşenleri de dikkate alarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile modellemişlerdir. Modellemelerinde ateşleme avansını belirleyen krank mili açısını değiştirerek, bu değişimin sıkıştırma ve genişleme zamanları üzerindeki etkilerini incelenmişlerdir. Temel etki olarak ateşleme avansının indike güce ve egzoz emisyonlarına etkisini değerlendirmişlerdir. Analizlerinde motorun devir sayısını, sıkıştırma oranını ve hava-yakıt karışım oranını sabit tutarak en uygun ateşleme avansı değerini, 670 KMA olarak belirlemişlerdir [25].

Gümüş, benzin ve LPG enjeksiyon sistemine sahip olan buji ateşlemeli bir motorda LPG kullanım oranının motor performans, emisyonlar ve yakıt tüketimine olan etkisini incelemiştir. Çift yakıt ile çalışabilecek şekilde modifiye edilmiş dört silindri buji ateşlemeli motora sahip bir taşıt için püskürtülen yakıt miktarlarını, aynı ısı değerlerinin elde edilebilmesine göre hesaplamıştır. Deneyleri taşıt dinamometresinde, farklı LPG kullanım oranlarında (ısı değer olarak %0, %25, %50, %75, %100), sabit devirde (3800 d/d) ve değişik motor yüklerinde (%5, %30, %60, %90) gerçekleştirmiştir. Uyguladığı tüm LPG kullanım oranlarında egzoz emisyonları ve yakıt ekonomisi açısından benzine göre olumlu sonuçlar verdiğini gözlemlemiştir. Motor performansı açısından ise yalnız %25 LPG kullanım oranında olumlu sonuçlar elde ettiğini söylemiştir [26].

Lujaji ve arkadaşları, dizel bir motor için croton yağı, bütanol ve dizel içeren karışimli yakıt kullanımını; yakıt özelliklerine, performansa, yanma ve emisyonlara etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. İki farklı karışım oranı için, deneyler yapmışlardır. Test sonuçları ışığında dizel yakıtı göre, karışimli yakıtların yakıt tüketimini ve CO<sub>2</sub> açısından emisyon salınımının daha düşük değerlerde olduğunu gözlemlemişlerdir [27].

Labeckas ve Slavinskas, direkt enjeksiyonlu bir dizel motorda, saf kolza yağına hacimce %2,5, %5, %7,5 ve %10 oranlarında etanol ve benzin kattıkları araştırmalarında, motorun efektif basıncını, efektif verimini ve özgül yakıt tüketimini karşılaştırmalı olarak incelemişlerdir. Çalışma sırasındaki testlerde, 1800 d/dak'da benzin eklenmiş durumda, efektif basınç bakımından saf hale göre, %5 ve %7,5 karışım oranı için %1,6 daha fazla, 2200 d/dak hız için ise %2,5 karışım oranı için %5,6 daha fazla basınç ortaya çıktığını belirtmişlerdir. Ayrıca, %5 etanol ve %2,5 benzin eklenmiş karışımlar kullanıldığında ise, özgül yakıt tüketiminin sırasıyla %3,4 ve %5,5 daha düşük olduğunu gözlemlemişlerdir. Çalışmaları boyunca bütün değerlendirmeleri yaparak, %2,5 benzin eklenmiş kolza yağı karışimli yakıtını güç, tork ve verim açısından önerilebilir olduğunu belirtmişlerdir [28].

Aktaş ve Doğan, tek silindirli, direkt püskürtmeli bir dizel motorda ikinci yakıt olarak LPG kullanımının, dizel-LPG karışımı içerisindeki oranı bakımından performans ve egzoz emisyonlarına etkisini araştırmışlardır. Çalışmalarının temelini oluşturan motor testlerini maksimum tork devrinde (2600 d/dak), maksimum torkun %20, %40, %60, %80 ve %100'ünde olmak üzere değişen yüklerde saf dizel yakıtı ve kütleli olarak %20, %40, %60, %80 ve %90 LPG içeren karışimli yakıtı ile gerçekleştirmişlerdir. Testlerden aldıkları sonuçlarda, her oran için karışimli yakıt ile is ve NO<sub>x</sub> emisyonlarının azaldığını, CO ve HC emisyonlarının ise arttığını göstermişlerdir. Özgül yakıt tüketimi bakımından %40 LPG'nin yüke bağlı olarak dizel yakıtına göre %3,5-15 oranında azaldığını ve egzoz gaz sıcaklığının da genel olarak dizel yakıtından düşük çıktığını saptamışlardır. Bir miktar CO ve HC emisyon artışı gözlenen dizel yakıtı LPG takviyesi sonucunda performanslar açısından %40-%60 oranında LPG'nin yakıt olarak kullanılabileceğini tespit etmişlerdir [29].

Çalık ve Arkadaşları, dizel motorunda azot oksit ( $\text{NO}_x$ ) ve is ( $\text{C(s)}$ ) emisyonlarının oluşumu ve azaltılmasını, Sayısal Akışkanlar Dinamiği (CFD) modellemesi yardımıyla incelemişlerdir. Çalışmalarında, KIVA-3VR2 ve CHEMKIN-II paketini modelleme için kullanmışlardır. Elde ettikleri karşılaştırmalı sonuçlara göre, silindir içi basınç ve sıcaklık değerlerini, ısı açığa çıkış hızı ve yanma verimi deney sonuçlarıyla uyumlu bulmuşlardır.  $\text{NO}_x$  ve is emisyonlarını eğilim olarak deney sonuçlarıyla uyumlu bulmuş ancak nicel olarak geliştirmeye ihtiyaç olduğunu söylemişlerdir. Emisyonlardaki farklılığın nedenini, modelleme için kullanılan detaylı reaksiyon mekanizmasındaki is yanması,  $\text{NO}_x$  ve CO oluşum reaksiyonları arasındaki çok hassas ve birbirini etkileyen dengenin henüz tam olarak sağlanamamış olması olarak göstermişlerdir [30].

Hassan ve arkadaşları, bir biyodizel yakıtının kullanımının modelleme ve deney sonuçları ile motor performansı ve emisyonlar açısından karşılaştırılmasını yapmışlardır. Çalışmalarında ürettikleri biyodizeli deneysel olarak sıkıştırma ile ateşlemeli bir motorda test etmişlerdir. Daha sonra motor yanma modeli oluşturarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) yazılımı olan AVL Fire ile motor performansı ve emisyonlarını bulmaya çalışmışlardır. Motor performans parametreleri olan güç, tork ve yakıt sarfiyatıyla birlikte emisyonlar için modelde deney sonuçlarıyla uyumlu bir tablo ortaya çıkmış ve modelin doğrulamasını yapmışlardır. Çalışmanın sonunda, motor performansı açısından biyodizelin daha yüksek seviyelerde performans sağladığını ve emisyon açısından da istenildiği üzere daha düşük seviyelerde emisyon gazı üretmiş olduğunu belirtmişlerdir [31].

Gürbüz ve arkadaşları, yakıt olarak hidrojen ve benzin kullanarak buji ateşlemeli bir motorda yakıt-hava karışım oranının motor performansına ve çevrimler arası değişime etkisini incelemişlerdir. Hidrojen yakıtı ile maksimum gaz kolu kelebeği açıklığında, benzin ile çalıştırılma durumunda ise kısmi gaz kolu kelebeği açıklıklarında ve tüm deneyleri sabit olarak 1600 d/dak devirde gerçekleştirmişlerdir. Motorun hidrojen ile çalıştırılması durumunda maksimum motor gücünde, benzine oranla yaklaşık % 29 oranında azalma tespit etmişlerdir. Sonuç olarak benzin motorunun  $\lambda = 1,1$  yakıt-hava karışım oranı ile hidrojen motorunun  $\lambda = 0,6$  yakıt-hava karışım oranı için yaklaşık olarak eşit motor performansı elde etmişlerdir [32].

Çay, benzinli motorda alternatif yakıt olarak metanol kullanılması sonucu elde edilen verileri kullandığı sayısal tabanlı çalışmada, benzin ve metanol kullanımını eşit devir sayılarında, motorun enerji dağılımı ve verimi açısından karşılaştırmıştır. Çevrimin simülasyonunu motorun enerji dağılımı, kütleinin korunumu, kimyasal denge ve termokimyasal veriler kullanarak gerçekleştirmiştir. Buna bağlı olarak çalışmada metanolün kullanımında teorik, indike ve organik verimlerin benzin kullanımına göre arttığını efektif ve mekanik verimlerin ise benzin kullanımına göre düştüğünü tespit etmiştir [33].

Bedford ve arkadaşları, buji ateşlemeli bir motor ve direk enjeksiyonlu dizel bir motoru için sayısal tabanlı paket program olan FLUENT yazılımı ile yapmış oldukları analizleri deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Buji ateşlemeli motorun bileşenlerinin termal stres analizi deney sonuçlarının doğruluğunu sağladıktan sonra güvenilirliği arttırmaya çalışmışlar, dizel motor için ise yanma gecikmesi modelinin doğruluğunu onaylama çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir [34].

Das ve arkadaşları, benzinli bir motorda silindir içi akış üzerine sayısal ve deneysel olarak karşılaştırmalar yapmışlardır. Çalışmalarında deneysel tanecik görüntü hızölçeri Particle Image Velocimetry (PIV) ile birlikte KIVA-3V çok boyutlu kodu kullanmışlardır. Çalışmaları, benzinli motordaki silindir içi akışın anlaşılmasında çok boyutlu modellemenin kullanılabilirliğini göstermiştir [35].

Han ve arkadaşları, yapmış oldukları çalışmada KIVA-3 kodları ile direkt enjeksiyonlu benzinli bir motorda hava-yakıt karışımının silindir içi modellemesini gerçekleştirmişlerdir. Emme zamanında silindir içi istikametinde gerçekleşen akışları hesaplamışlardır. Silindir içinde girdaplı akış modeli kullanarak hava-yakıt karışımının hareket halindeki davranışını ve silindir içindeki karışımın dağılımını analiz etmişlerdir [36].

Naha ve Aggarwal, metan ve n-heptanın hidrojen ile kısmi ön karışimli alevlerinin  $NO_x$  üzerindeki etkilerini sayısal tabanlı olarak incelemişlerdir. N-heptanın yanma ürünlerindeki NO miktarının, metanın yanma ürünlerindeki NO miktarına göre daha yüksek olduğunu belirlemişlerdir. Hidrojen ilavesi yapılan n-heptanın karışimli

olarak yanmaya maruz kalması sonucu ortaya çıkan NO miktarının önemli ölçüde düştüğünü gözlemlemişlerdir [37].

Payri ve arkadaşları, üç boyutlu olarak modelledikleri farklı piston geometrilerinin akış formunu CFD tabanlı yazılım olan FLUENT programı ile karşılaştırmışlardır. Emme ve sıkıştırma zamanlarını da içine alacak şekilde yaptıkları analizi, gerçek çalışma şartlarını göz önüne alarak, toplu ortalama hız ve türbülans akış alanını elde ederek yapmışlardır. Sonuç olarak, modellenen piston geometrisinin, emme ve sıkıştırma strokunun ilk kısmı sırasında silindir içi akış üzerinde çok az etkiye sahip olduğunu göstermişlerdir [38].

Kapsız ve arkadaşları, hava soğutmalı benzinli bir motorda metanol-benzin karışımının motor performansı ve egzoz emisyonlarına olan etkisini incelemişlerdir. Bu çalışmalarında hava soğutmalı motorların cidar sıcaklıklarının, su soğutmalılara göre daha yüksek olmasını göz önüne alarak motor performans ve egzoz emisyonlarında oluşan olumsuzluğu engellemek adına benzine yakıt ilavesi olarak metanolü eklemişlerdir. Metanolün yüksek oktan sayısı, yüksek oksijen içeriği ve yüksek buharlaşma gizli ısısından faydalanmak amacıyla yola çıktıkları çalışmalarında farklı metanol karışım oranlarını deneysel olarak incelemişlerdir. Motor testleri sonucunda en uygun karışım oranının %15 metanol-%85 benzin (M15) olduğu karışım için motor gücü ve emisyonlarında 1400-1700 d/dak devir aralığında artma, daha üst devirlerde ise %6,1 azalma tespit etmişlerdir. Bunun yanında M15 yakıtı için tam yük şartlarında HC ve CO emisyonlarında sırasıyla %35 ve %45 oranlarında azalma olduğunu saptamışlardır [39].

Kavaklı ve Özbay, yanma sonucunda ortaya çıkan olumlu ve olumsuz sonuçları inceledikleri çalışmalarında; yanma esaslarıyla ilgili genel bilgiler verip tam ve eksik yanma sonucu ortaya çıkan emisyonları incelemişlerdir. Yanmanın hangi şartlarda oluştuğunu izleyerek kayıpların en azda ve yanma veriminin en üst seviyede tutulabilmesi için kontrolün sağlanması, bunun yanında hava kirliliğinin düşürülmesi, yakıt tasarrufunun sağlanması ve eksik yanma olumsuzluklarının giderilmesi hakkında elde ettikleri çözüm yaklaşımlarını bizlere sunmaktadır [40].

Uslu ve arkadaşları, dizel motorlar için etanol-dizel kullanımının performansa ve emisyonlara etkisini araştırdıkları çalışmalarında üç farklı oranda (%5 etanol-%95 dizel, %10 etanol-%90 dizel, %15 etanol-%85 dizel) karışımlar hazırlamışlardır. Motor testlerini tek silindirli 4 zamanlı bir dizel motorunda 30Nm sabit yük ve 1000-1800 rpm aralığında beş farklı devir için gerçekleştirmişlerdir. Bulunan sonuçları karşılaştırarak; artan etanol oranıyla özgül yakıt tüketiminin ve NO<sub>x</sub> emisyonunun arttığını, HC ve CO emisyonlarının ise azaldığını belirtmişlerdir [41].

Yücesu ve arkadaşları, buji ateşlemeli bir motor üzerinde yapmış oldukları deneysel çalışma ile E50 ve E85 yakıtlarının kullanımını, NO emisyonları açısından incelemişlerdir. Bu amaçla, etanolü kurşunsuz benzine ilave olarak %50 ve %85 oranlarında katmışlardır. Hazırladıkları bu yakıtları tek silindirli, dört zamanlı benzinli bir deney motorunda kullanıp, NO emisyonlarına etkilerini incelemişlerdir. Deneylelerini 3000 d/dak devride, tam yükte, 10/1 ve 12/1 sıkıştırma oranlarında ve değişken ateşleme zamanlarında gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak artan etanol kullanımına bağlı olarak NO emisyonlarında azalma ancak özgül yakıt tüketiminde artma olduğunu saptamışlardır [42].

Cesur ve arkadaşları, buji ateşlemeli bir motorlarda egzoz emisyonları açısından en önemli problemi, soğuk çalışma esnasındaki HC emisyonlarının fazlalığı olarak tanımladıkları çalışmalarında, HC emisyonlarının %60'ının ilk çalışma anındaki 125 saniyelik zaman diliminde meydana geldiğini belirtmişlerdir. Bunu en aza indirgemeyi düşünerek yola çıktıkları çalışmalarında metanol-benzin karışımı kullanarak, soğuk ilk hareket emisyonlarındaki değişimleri incelemişlerdir. %10, %15, %20 oranlarında metanol kattıkları karışimli yakıt ile motoru çalıştırarak ilk 180 saniye için emisyonları ölçmüşlerdir. Emisyonlar açısından saptadıkları en ideal karışım olan M10 yakıtı için, HC emisyonlarında %35, CO emisyonlarında ise %80 oranında azalma olduğunu belirtmişlerdir [43].

Yaşar ve arkadaşları, silindir içi akış karakteristiklerini deneysel ve sayısal olarak ortaya koymak için yaptıkları bu çalışmada, silindir geometrisi boyunca oluşan akışın yapısını, sonlu hacimler yöntemi (FLUENT yazılımı) ve parçacık görüntülemeli hız ölçme tekniği PIV yardımıyla inceleyerek elde ettikleri sonuçları birbirleriyle karşılaştırmışlardır. Sonlu hacimler metodunu kullanarak elde ettikleri sayısal



sonuçların PIV tekniği yardımıyla elde ettikleri sayısal sonuçlarla uyum içerisinde olduğunu tespit etmişlerdir [44].

Akar ve Aydın, içten yanmalı motorlarda kullanılan farklı yanma odalarındaki akış karakteristiklerini hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi ile incelemişlerdir. Çalışmalarında, iki boyutlu olacak şekilde 4 farklı yanma odası tasarımı yaparak bu modellerdeki hava akışının karakteristiklerini zamandan bağımsız akış olarak düşünüp, emme zamanı için sayısal olarak incelemişlerdir. Nümerik hesaplamaları gerçekleştirebilmek için, hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile Fluent paket programını kullanmışlardır. Türbülans akış modeli olarak k-ε modelini kullanmışlardır. Çalışmalarında ele aldıkları, dört farklı yanma odası modeli arasından pent-roof yapıdaki yanma odasının, akış karakteristikleri bakımından diğerlerine göre daha iyi sonuçlar verdiğini belirtmişlerdir. Model tasarımı sırasında silindir üzerinde yapılan eğimin, silindir içerisinde süpürülmesine yardımcı olduğu gibi supap alanlarının artırılmasına ve sonuç olarak daha yüksek bir dolgu verimine de yardımcı olduğunu saptamışlardır [45].

Yıldırım ve Sürmen, benzinli motorlar üzerine yapmış oldukları çalışmalarında HC emisyon oluşum mekanizmaları ile motorlarda çevrim, yanma ve HC emisyon tahmin modellerini ele almışlardır. Benzinli bir motor için verilen yakıtın yaklaşık %1,5 – %2'sinin HC olarak dışarı atıldığını belirterek, HC'ların yanmadan kalmasına neden olan bu mekanizmaları tanımlayarak etki derecelerini vermişlerdir. Bunun yanında emme ve egzoz zamanında oluşan oksitlenme, oksitlenmeden silindiri terk eden HC miktarı ile egzoz portları ve manifoldda oksitlenen kısımlarına ait tahmin yöntemlerini sunmuşlardır [46].

Görüldüğü gibi literatürde, buji ateşlemeli veya sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarda, farklı yüklemelerde ve farklı motor hızlarında, farklı karışım oranlarındaki alternatif yakıt kullanımının performans ve emisyonlara etkileri ile yanmanın deneysel ve sayısal incelenmesi gibi çalışmalar bulunmaktadır. Bu yüksek lisans tez çalışmasında, deneysel doğrulamalar yapılarak ve literatüre dayandırılarak, eşit şartlarda ve aynı motor modeline bağlı olarak, 4 farklı alternatif yakıtın saf ve belirli oranlarda karıştırılarak kullanılmasının ve 5 farklı oktan sayısının saf olarak

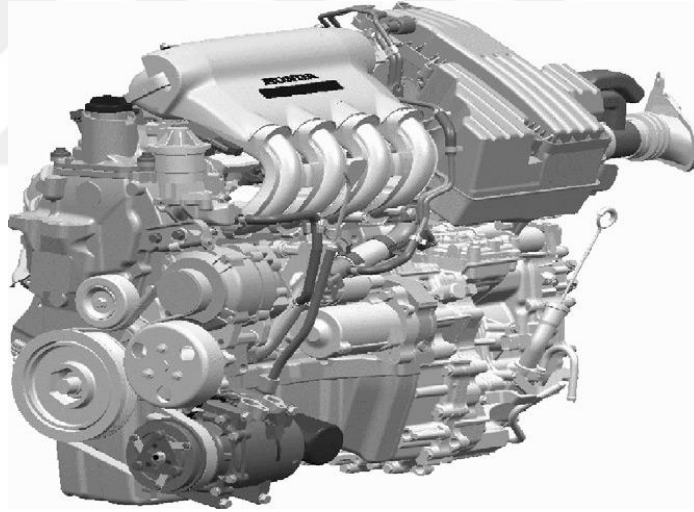
kullanılmasının, geniş bir yakıt çeşitliliği yelpazesinde motor performans ve emisyonları bakımından incelenmesi gerçekleştirilmiştir.



## 2. MATERYAL VE YÖNTEM

### 2.1. Buji Ateşlemeli Motorlar

Buji ateşlemeli motorlar genellikle iki zamanlı ve dört zamanlı olarak kullanılır ve bu motor tiplerine kullanıldıkları yakıt türünden dolayı benzinli motorlar da denilebilmektedir. Buji ateşlemeli motorlar, piston üst ölü noktaya ilerlerken sıkıştırma hacmi içerisinde bulunan hava/yakıt karışımının belirli bir ateşleme avansı dahilinde buji ile ateşlenmesi sonucu, oluşan yüksek basıncın yarattığı kuvvetin pistonda itkiye neden olmasından dolayı hareketin üretildiği mekanizmalardan oluşmaktadır. Şekil 2.1’de bu çalışmada kullanılan ve halen Honda Jazz marka araçlarda bulunan dört zamanlı sıralı ateşlemeli L13A tipi motorun şekli gösterilmiştir.

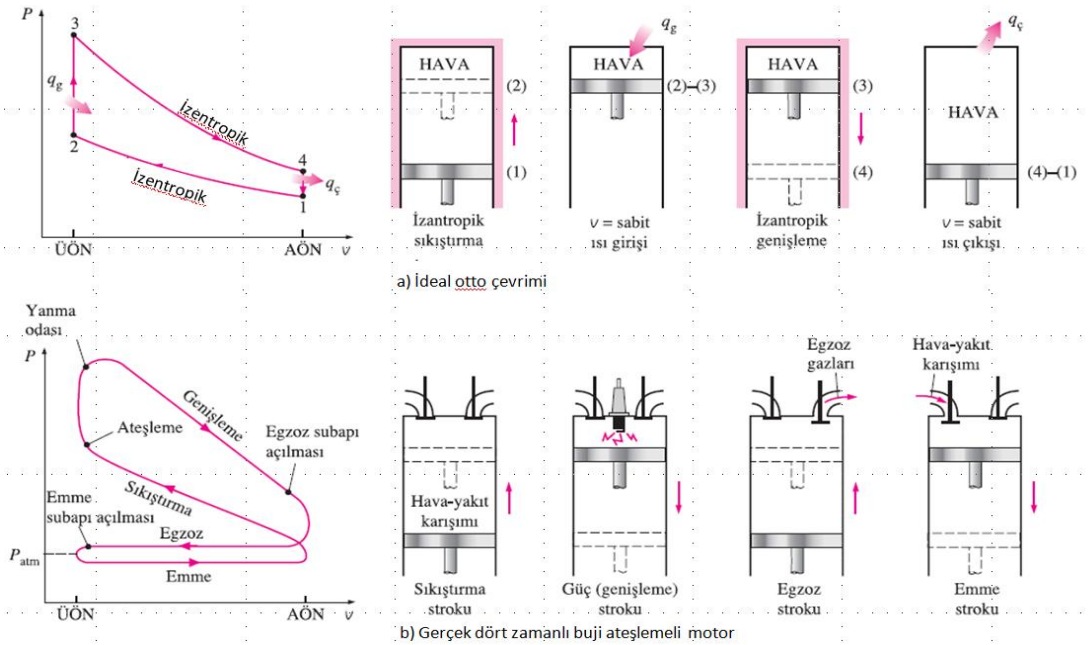


**Şekil 2.1.** 2002 model i-DSI motoru [68]

Motorların temelini oluşturan yanma olayı, motor silindiri içerisindeki gömlek kısmında gerçekleşir. Dört zamanlı içten yanmalı bir motorun çalışması esnasında, dört farklı strok olarak emme, sıkıştırma, genişleme (iş) ve egzoz strokları meydana gelir. Supaplar kapalıyken alt ölü noktada (AÖN) olan piston, sıkıştırma stroku esnasında yukarı hareket ederek hava/yakıt karışımını sıkıştırarak basınç artışına

neden olur. Piston üst ölü noktaya (ÜÖN) çok yaklaştığı sırada sıkıştırılan hava/yakıt karışımı buji ile ateşlenerek yanma başlatılır. Bu sırada silindir içinde basınç ve sıcaklık artar. Genişleme strokunda, basıncı yükselen gazlar piston kafasına baskı yaparak, pistonu ters istikamete doğru iter ve krank milinin dönmesi sağlanır. Genişleme strokunda, yanma sonucu açığa çıkan emisyonların tamamı silindir içerisinde bulunmaktadır. Genişleme strokundan sonra, piston egzoz strokunda yanma sonu gazlarını egzoz portundan dışarı atar. Emme strokunda, piston tekrar aşağı istikamette hareket eder ve emme portundan taze hava/yakıt karışımı silindir içerisine doldurulur.

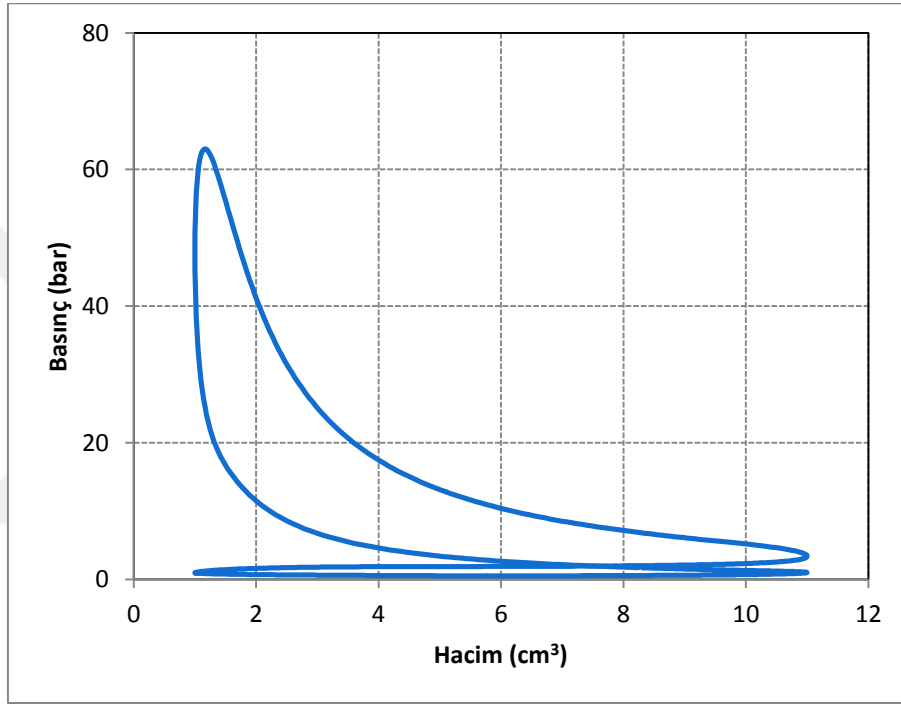
İdeal çevriminde ise, silindirin içerisinde çevrim akışkanı olarak sadece havanın olduğu kabul edilir. İdeal otto çevrimi iki sabit hacim ve iki izentropik işlemden meydana gelir. Gerçekleşen dört strok sırasında, pistonun motor içerisindeki konumunu gösteren çizimler ile ideal ve gerçek çevrim diyagramları Şekil 2.2'de, ayrıca Richardo-Wave programında modellenen buji ateşlemeli motorun indikatör diyagramı Şekil 2.3'de ve  $T-s$  diyagramı ise Şekil 2.4'de verilmiştir.



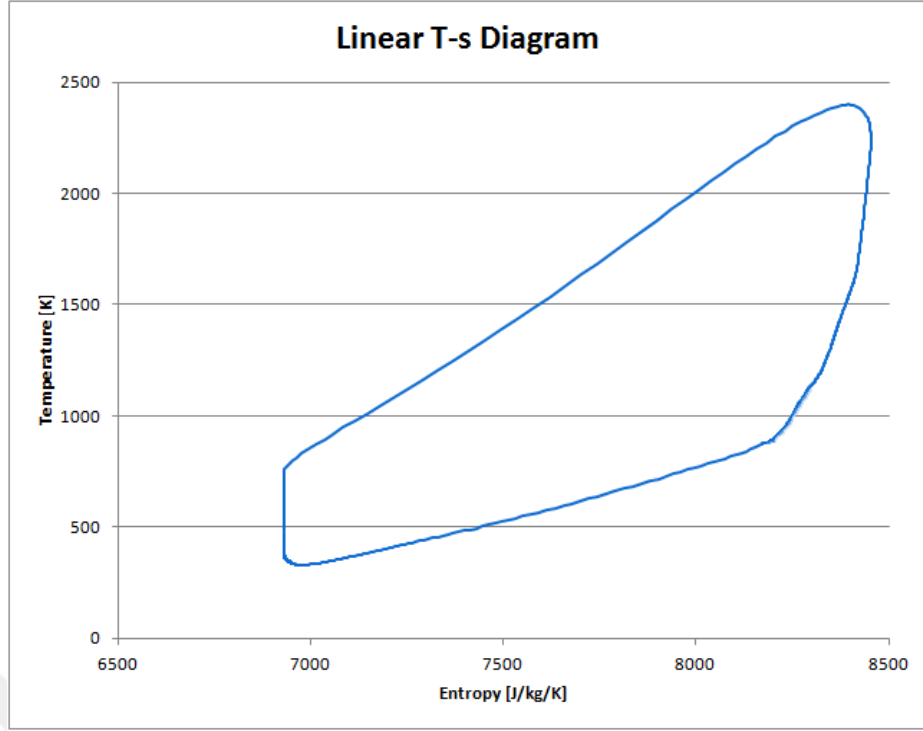
Şekil 2.2. Dört zamanlı benzinli bir motorun gerçek ve ideal çevrim diyagramı [3]

Tersinir dört zamandan oluşan ve gerçek çevrime benzeyen ideal otto çevrimi, Şekil 2.2'den de anlaşılacağı üzere aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

- 1-2 işlemi: İzentropik sıkıştırma
- 2-3 işlemi: Çevrime sabit hacimde ısı girişi
- 3-4 işlemi: İzentropik genişleme
- 4-1 işlemi: Çevrimden sabit hacimde ısı çıkışı



Şekil 2.3. Analizler sonucu oluşturulmuş gerçek P-v diyagramı örneği



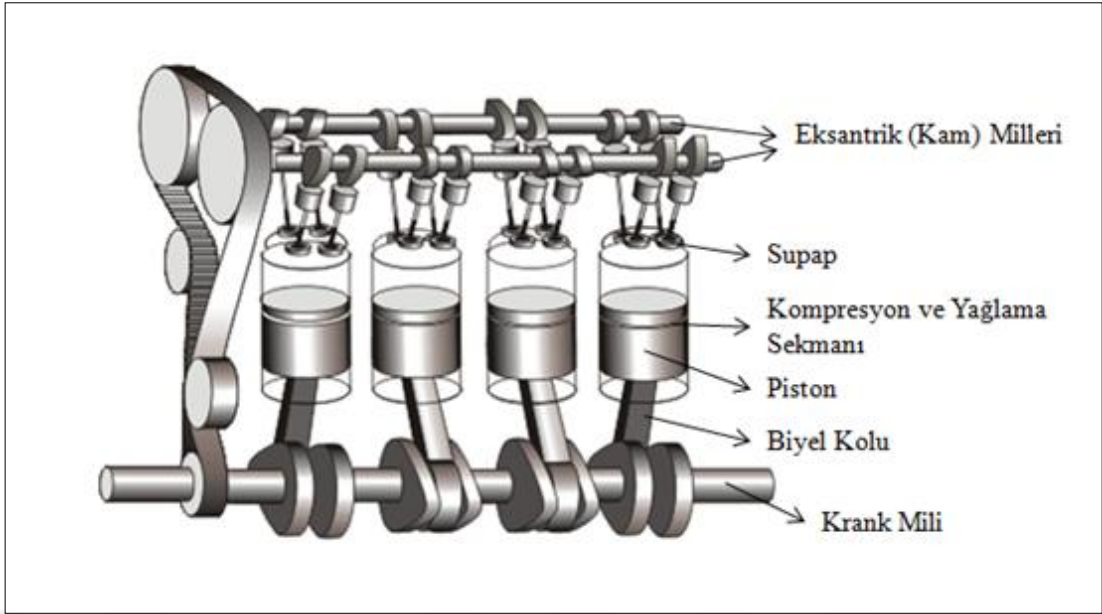
**Şekil 2.4.** Analizler sonucu oluşturulmuş gerçek T-s diyagramı örneği

Gerçek ve ideal çevrim diyagramlarından anlaşılacağı üzere iki çevrim arasında bazı farklılıklar mevcuttur.

- Teorik çevrimlerde iş akışkanı olarak kabul edilen havanın, çevrim süresince silindir içinde, kapalı çevrimde sabit miktarda bulunduğu kabul edilir. Gerçek çevrimde ise motorun çalışabilmesi için taze hava/yakıt karışımının silindir içine emme supabı açılarak emilmesi ve yanma reaksiyonu ürünleri olan yanmış gazların egzoz supabından dışarı atılması gerekir.
- Teorik çevrim iş akışkanı olan hava ideal gaz olarak kabul edilir. Fiziksel özellikleri bakımından 1atm ve 298K şartlarda mol kütlesi ve özgül ısılarının değişmeden sabit kaldığı varsayılır. Gerçek çevrimde ise hem reaksiyona giren hem de reaksiyon ürünlerinin özgül ısıları sıcaklıkla değişir.

- Teorik çevrimin adyabatik olarak gerçekleştiği kabul edilir. Gerçekte ise zamanlar politropiktir.
- Teorik çevrimde, çevrime ısı girişi ve sonrasında çevrimden sabit hacimde ısı çıkışı olduğu kabul edilir. Gerçekte çevrimde ise yanma reaksiyonu sırasında çevrime ısı girişi gerçekleşmiş olur. Egzoz zamanında ise ısı çıkışı değişken hacimlerde meydana gelir.
- Teorik çevrimde zamanların başlangıç ve bitişlerinin piston ölü noktalarında gerçekleştiği kabul edilir. Gerçek çevrimde buji Ü.Ö.N'ya gelmeden bir avans dahilinde ateşleme gerçekleşir. Her iki çevrim arasında grafikler bakımından şekilsel farklılıklar olmasının en temel nedeni olarak bu farklılık gösterilebilir.
- Teorik çevrimde, gerçek çevrimde var olabilecek olan sürtünme ve mekanik kayıplar hesaba katılmaz. Gerçek çevrimde var olan sürtünme kayıpları, motorun hareketli olan her bir parçasının birbirleri arasındaki sürtünmelerden meydana gelir. Mekanik kayıplar ise, çeşitli mekanizmaların ilk hareket veya sürdürülebilirliği açısından kullanılmak zorunda olunan yardımcı elemanlarından kaynaklı olarak meydana gelir.
- Teorik motor çevrimi adyabatik olduğu kadar tamamen sızdırmaz olarak kabul edilir, yani kütle giriş çıkışı da tamamen yok sayılır. Gerçek çevrimde ise motor sızdırmazlık elemanlarının kullanım ve çevresel koşullara bağlı olarak tahrip olmasından kaynaklı olarak gaz ve dolgu kaçakları yaşanabilmektedir.

Motorlarda yanma, motora ait başlı başına karmaşık yapıları da beraberinde getiren bir konudur. Bu nedenle motorlarda yanma olayına etkide bulunabilecek olan elemanlar da birer tasarım harikası olarak karşımıza çıkmaktadır. Tıpkı bir insanın iç organları gibi motorun parçaları da motor için iç organ görevi görüp, yaşamsal faaliyetleri bakımından hayati öneme sahiptir. Bu sistemler yakıtın ve havanın hazırlanıp silindirler içerisine gönderilmesinden, egzoz gazı olarak dışarıya çıkmasına kadar motora yardımcı olurlar. Buji ateşlemeli bir motoru oluşturan temel parçalar Şekil 2.5'de birlikte verilmiştir.



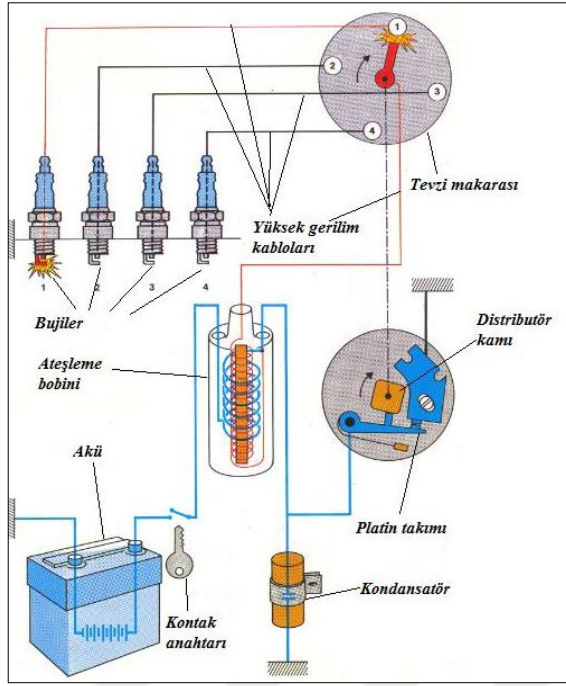
**Şekil 2.5.** Motoru oluşturan temel parçalar

Buji ateşlemeli motorlarda yanmaya ait alt sistemler temel olarak 2 ana başlık altında incelenebilir:

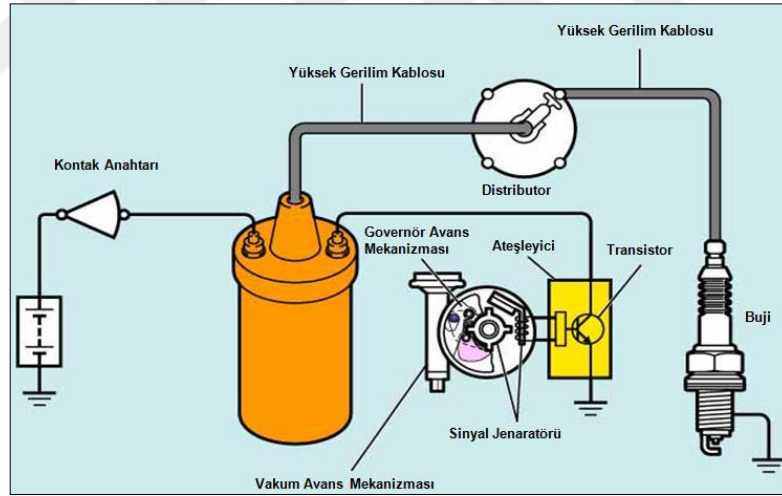
- Ateşleme Sistemi
- Yakıt Sistemi

Ateşleme sistemi kullanılarak, silindir içerisine emilen hava/yakıt karışımının belirli bir hacim içerisinde sıkıştırılırken, bir ateşleme avansı dahilinde ateşlenmesi ile silindir içi basınç ve sıcaklık artırılır. Yanmanın başlaması için kullanılan bu sisteme, ateşleme sistemi denir. Klasik akülü ateşleme sistemi şeması Şekil 2.6'da ve elektronik ateşleme sistemi Şekil 2.7'de görülmektedir.





Şekil 2.6. Klasik akülü ateşleme sistemi şeması [6]

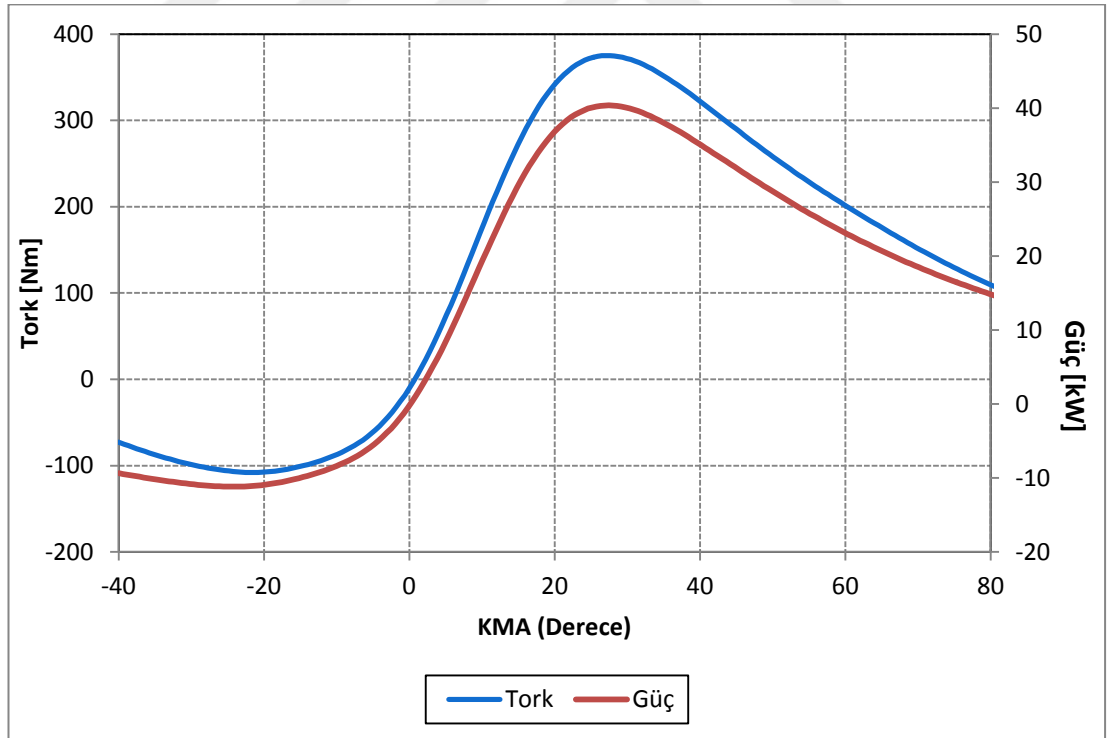


Şekil 2.7. Elektronik ateşleme sistemi şeması [6]

Buji ateşlemeli motorlar için ateşleme sistem elemanları; distribütör, buji, akü, kontak anahtarı, endüksiyon bobini, enjektör, kam mili ve supaplardır. Ateşleme sisteminin esas amacının kıvılcım üreterek hava/yakıt karışımını ateşlemek olmasından dolayı, bunu belirli bir kolerasyon dahilinde maksimum verim elde edilecek şekilde yapması gerekir.

Ateşleme avansı; devir sayısı, sıkıştırma oranı, hava/yakıt oranı gibi parametrelere bağlı olarak ayarlanmaktadır. Bu ayarlama hedeflenen, kayıpları en düşük seviyeye indirgeyerek diğer zamanlar için en yüksek basınç kuvveti pozisyonunu sağlamaktır. Çünkü maksimum motor verimi piston üst ölü noktaya yaklaştıkça ateşleme yapılarak maksimum basıncın elde edilmesiyle sağlanabilir [25]. Yani, motor performansı, diğer parametrelerin yanında ateşleme avansının da bir fonksiyonudur, ateşleme avansı piston kafasının tepe bölgesinde oluşacak olan basıncı direkt etkilemektedir. Motor için her zaman en iyi torkun elde edildiği bir motor devri vardır. Bununla beraber yüksek devirlerde avans ihtiyacı, pistonun çok hızlı hareket etmesinden dolayı çok daha fazladır. Bir başka deyişle hız arttıkça ateşleme daha erken gerçekleşmeli ki, maksimum basınç elde edilebilsin.

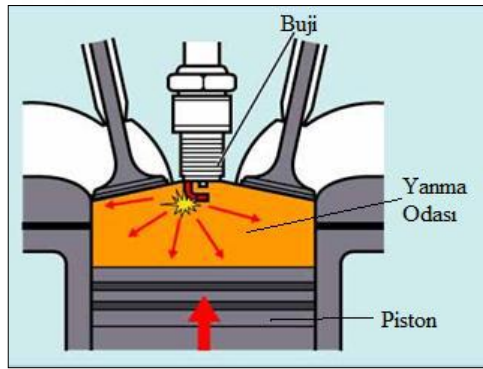
Richardo Wave yazılımında, modellenen motor için alınan KMA'na karşılık tork ve güç parametrelerinin karşılaştırılması Şekil 2.8'de gösterilmiştir.



Şekil 2.8. Tork ve gücün krank mili açısına göre değişimi

Motor gücü, motor torkunun bir fonksiyonu olduğundan, sabit bir devir değeri için her ikisi de maksimum değere ulaşır. Bununla beraber, devir sayısı, sıkıştırma oranı ve hava/yakıt oranı parametreleri alevin silindir içerisinde sergileyeceği davranışı ve yanmanın verimini önemli ölçüde etkilemektedir [25].

Yakıt sistemleri ise, yanma mekanizmasının temel maddelerinden olan hava ve yakıtın temin edilip uygun şekilde karıştırılıp yanmanın verimli bir şekilde gerçekleşmesini sağlayan sistemlerdir. Bu sistem karbüratörlü ve enjeksiyonlu sistemler olarak ikiye ayrılır. Yakıt sistemi karbüratörlü olan sistemlerin genel olarak elemanları: Yakıt deposu, dolum ucu kapağı, yakıt deposu şamandırası, yakıt filtresi, yakıt pompası, yakıt göstergesi ve karbüratördür. Kontak anahtarı ile marşa basıldığı anda benzin pompası ile benzin hattına basılan benzin (yaklaşık 3 bar), hat üzerinden karbüratöre gelir. Karbüratörde yaklaşık olarak 1 birim benzine, hava filtresinden geçirilmiş olan yaklaşık 15 birim hava karıştırılması sağlanır. Üretilen hava/yakıt karışımı emme zamanında olan silindire supaplardan geçerek gönderilir. Silindir içerisindeki bu karışım, sıkıştırma zamanının hemen sonrasında sıcaklığı ve basıncı artmış bir şekilde buji ile ateşlenerek yanma başlatılır.



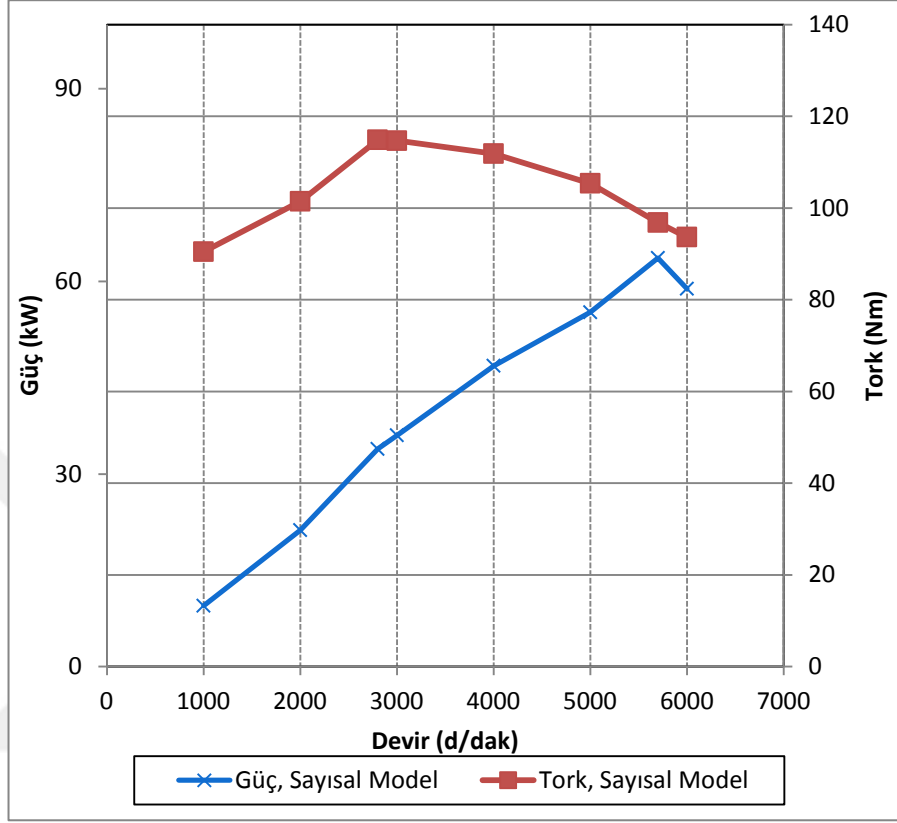
**Şekil 2.9.** Buji ile karışımın tutuşturulması [6]

Karbüratörler eski teknolojilerine bağlı olarak yakıt ile hava karışımını homojen olarak sağlayamadıkları için, daha yeni teknolojileri ile yakıtın silindir içerisine direkt püskürtülmesini sağlayan ve daha uygun hava/yakıt karışımı sağlayabilen enjeksiyonlu sistemlere yerlerini bırakmışlardır.

Enjeksiyonlu olan sistemlerin genel olarak elemanları; yakıt deposu, yakıt deposu içerisine daldırılmış halde bulunan elektrik kontrollü yakıt pompası, emme manifoldu üzerindeki bir eleman olan enjektör ve regülatörden oluşur. Tamamen elektrik kontrollü olan sistem parçaları motor üzerinde bulunan ve Elektrik Kontrol Ünitesi (ECU) olarak da adlandırılan bir ünite ile yönetilmektedir. Ateşleme avansının, sensörler vasıtasıyla alınan bilgiler doğrultusunda, motor yükü ve motor devrine bağlı olarak değiştirilebildiği bu sistemlerde yanma için gerekli olan hava/yakıt karışımı karbüratörlü sistemlere göre daha uygun oranlarda sağlanmış olur. Kontak anahtarının 2 seviye çevrilmesiyle aküden gelen enerjinin sistem elemanlarına iletmeye başlandığı anda, depo içerisinde yakıtla daldırılmış halde bulunan yakıt pompası ile benzin hattı yaklaşık 3-4 bar seviyelerinde benzin ile doldurularak sistem marşa basmaya hazır hale getirilir. Marşa basıldığında benzin pompası ile basılmaya devam eden benzin, hat üzerinden enjektörlere gelir. Hava filtresinden geçirilmiş ve kullanıcı kontrollü gaz kolu kelebeği açıklıklarında emme manifolduna alınan hava, emme zamanı sırasında supaplardan geçerek silindir içerisine alınır. Enjektörlerin ucunda bulunan nozullardan pülvarize olarak, sıkıştırılmış taze havanın üzerinde püskürtülen benzin, hızlı bir şekilde hava ile karışarak buji ile ateşlemeye hazır hale gelmektedir. Silindir içerisindeki bu karışım, sıkıştırma zamanının hemen sonrasında sıcaklığı ve basıncı artmış bir şekilde buji ile ateşlenerek yanma başlatılır. Yanmanın daha verimli şekilde gerçekleşebilmesi için hava/yakıt oranının stokiyometrik değerlerde kalması ve karışımın olduğunca homojen olarak kalması her yakıt sistemi için olması gereken temel hedeftir.

Motorların farklı fiziksel ve kimyasal şartlarda çalıştırılabilmesi ve çalışmanın sürekliliği bakımından harcanan yakıtla karşılık bu çalışma içerisinde motordan elde edilmesi istenen performans çıktılarının yorumlanmasına motor karakteristikleri denilir. Bu karakteristikler; hız, yük, ısı geçişi, sürtünme ve emisyon karakteristikleridir. Motor karakteristikleri motor performans eğrileri adı altında motorun karakterini, temel olarak en ekonomik açıdan gösteren parametrelerdir. Motorlarda en temel karşılaştırma parametrelerinden birisi olarak kullanılan hız karakteristiği, diğer parametrelerin aralarındaki ilişkileri değerlendirmede önemli roller oynar. Hız karakteristikleri gaz kolu kelebeği açıklığına bağlı olarak genellikle, tam yük hız karakteristikleri veya kısmi yük hız karakteristikleri olarak

adlandırılırlar. Şekil 2.10'da Richardo Wave programında modellenmiş tez kapsamındaki buji ateşlemeli motor için tam yükte, hıza bağlı güç ve tork karakteristiklerinin değerlendirilebildiği örnek bir eğri verilmiştir.

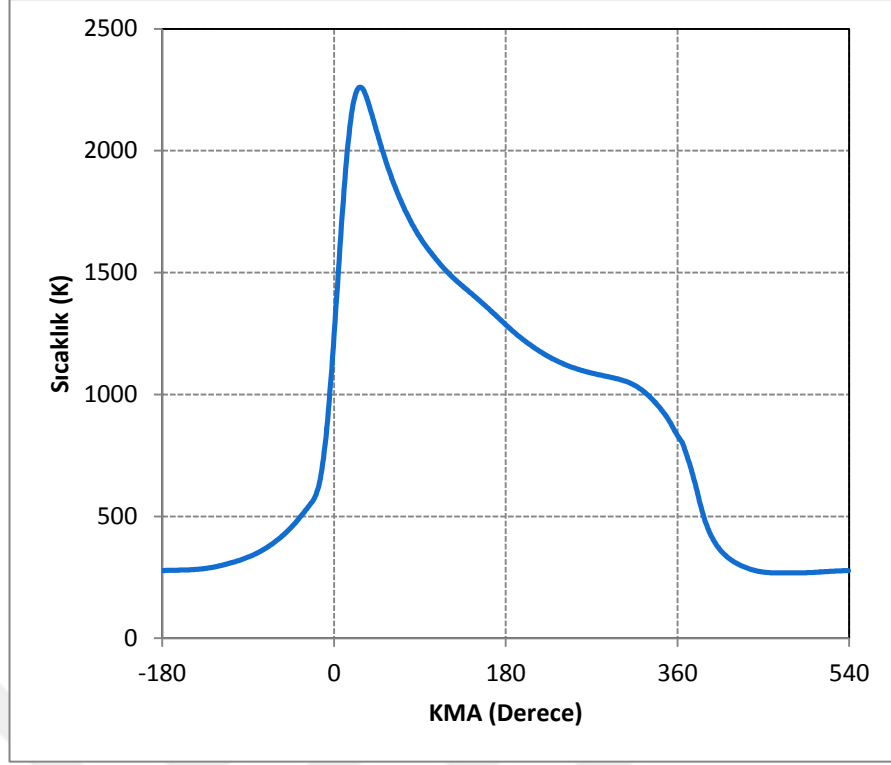


**Şekil 2.10.** Buji ateşlemeli bir motorun tam yükte güç ve tork karakteristikleri örneği

Yük karakteristikleri, buji ateşlemeli motorlarda farklı gaz kolu kelebek açıklıklarına bağlı olarak belirlenen karakteristik bir özelliklerdir. Gaz kolu kelebeği rölanti açıklığından (maksimum %5), tam açıklığa (%100) kadar değiştirilebilir. Her yüzdesel açıklık için emme manifolduna giren havanın basıncı değişir. Giren hava miktarına bağlı olarak silindir içerisine birim zamanda giren yakıt miktarı da değişir. Atmosfer şartlarında yaklaşık 1 bar basınca sahip hava kullanılan tabii emişli motor teknolojilerine ek olarak, günümüzde turbo motor teknolojilerine sahip sistemler ile emme manifolduna giren havanın basıncı yaklaşık 2-2,5 bar seviyelerine çıkarılarak motor ani olarak yüklenmektedir. Dolayısıyla bu yükleme sırasında motorda, müsaade ettiği fiziksel şartlar doğrultusunda seri olarak anlık performans artışları

meydana gelmektedir. Motorlar, üretici firmaların taahhüt ettikleri belirli devirler için, tam yükte maksimum tork üretmektedir. Bu belirli devirlerin üstünde veya altındaki devirlerde, Şekil 2.10'da da görüldüğü gibi, tork değeri düşmektedir. Buji ateşlemeli motorlar 2500-3000 d/dak'lık devir aralığında maksimum torku verecek şekilde tasarlanmaktadır. Şekilde görüldüğü üzere, maksimum moment değerine ulaşıldıktan sonra tork değeri düşüş göstermektedir. Bunun sebebi yüksek motor hızlarında strokların süresinin çok fazla azalmasıdır. Yani emme strokunun kısalığı olarak düşünüldüğünde, bu strokta hava/yakıt miktarının silindir içerisine alınma süresi kısılacığı için motor torkunda düşüş görülür.

Buji ateşlemeli motorlarda ısı geçişleri karmaşık yapılarda gelişmektedir. Isı geçişinin her çeşidinin görülebildiği motorlarda, çalışma esnasında anlık olarak şartların değişmesinden dolayı ısı transfer analizi yapmak oldukça zordur. İçten yanmalı motorlarda silindir içi yanma esnasında hava/yakıt karışımında taşınım ile ısı geçişi, patlamalar sırasında ışınlama ile ısı geçişi ve hızın sıfır olduğu ve akışkanın geçtiği iç yüzey cidarlarındaki sınır tabakaları ve katı parçalarda ise iletimle ısı geçişi meydana gelmektedir. Işınım, taşınım ve büyük oranda iletimle ısı geçişi görülen motorlarda, taşınım ve ışınlama yoluyla ısı geçişi iletim yoluyla ısı geçişine göre daha az tesir göstermektedir. Bu nedenle etkileri ihmal edilebilir seviyelerdedir. Akışkan ile silindir cidarları arasında oluşan sınır tabaka boyunca gerçekleşen iletimle ısı geçişi temel olarak hava/yakıt karışımının; moleküllerinin sıcaklığına, yoğunluğuna, çok düşük seviyelerde de olsa hızına, özgül hızı ve viskozitesine bağlıdır. Hızla yüksek sıcaklıktaki yanmış gazlara maruz kalan hareketli parçalar zarar görmemeleri için, yüksek ısı akısının olduğu bölgelerde, ısı gerilme seviyelerinin altında tutulmalıdır. Motorda gerçekleşen ısı transferi; motor performansı, verimliliği ve emisyonları etkiler [11]. Şekil 2.11'de zamanlara göre silindir içi sıcaklık dağılımı eğrisi örneği verilmiştir. Görüldüğü üzere ateşleme anından itibaren silindir içi sıcaklıklarında hissedilir bir artış meydana gelmektedir.



**Şekil 2.11.** Buji ateşlemeli bir motorun silindir içi sıcaklık-KMA ilişkisi örneği

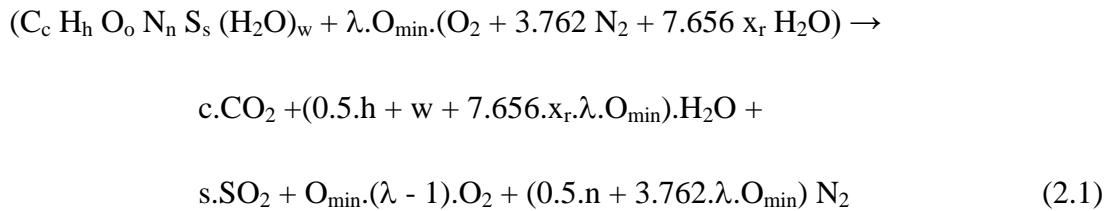
## 2.2. Yanma

İçerisinde yanabilen bileşenler barındıran maddelerin, ısı yayarak oksitlenme tepkimelerine yanma denir. Yanma reaksiyonları, ısı yayıyorsa ekzotermik reaksiyon, eğer ısı yutuyorsa endotermik reaksiyon olarak iki şekilde adlandırılır. Maddesinin bileşenleri arasında karbon, hidrojen ve kükürt varsa ve bu bileşenlerin tüm bağları oksijen ile doldurulursa, bu reaksiyon tam yanma, tersi durumda ise eksik yanma oluşur [2].

Kimyasal özelliklerinden dolayı, bazı maddelerin oksijenle girdikleri reaksiyon sonucunda ısı ve ışık yayılımı açığa çıkar, bu davranışı sergileyen maddelere yakıt denir. Genelde iki temel bileşen karbon ve hidrojenden oluşan yakıtlar, yanma olayı sonucunda enerji açığa çıkarırlar. Hidrokarbon ve yüksek oranlarda karbon içeren fazlaca mineralli kömür, petrol ve doğal gaz gibi fosil kökenli yakıtlar, doğal yakıtlar olarak adlandırılır. Günümüzde yoğun olarak her alanda kullanılan doğal yakıtlardan tamamen bağımsız olan; metanol, etanol vb. veya doğal yakıt türleri üzerinden

üretilen; sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG), sıvılaştırılmış doğal gaz (LNG), sıkıştırılmış doğalgaz (CNG), şehir gazı, yüksek fırın gazı, kok gazı vb. gibi yapay olarak üretilen yakıtlar da vardır. Yapay olan bu yakıt türleri son yıllarda motorlu taşıtlarda kısmi oranlarda denenmenin yanı sıra, yüksek oranlarda da denenmeye başlanmıştır. Yakıtlar motorun yakıt sistemi içerisinde ne fazında depo edilirse edilsin yanma olayına gaz fazında katılırlar. Kütlenin korunumu prensibine dayanan yanma reaksiyonlarında, her element reaksiyona giriş ve çıkışta aynı kütleye sahip durumda kalır fakat her elementin mol sayıları değişebilir. Yanma olayı yakıtın oksijenle reaksiyon hızına bağlı olduğu kadar, yanma ortamının fiziksel koşullarından sıcaklığa da bağlıdır. Yani oksijen ile direkt temas halinde yakıt tutuşamaz, mutlaka yakıt sıcaklığının tutuşma sıcaklığına yükseltilmesi gereklidir. Yanma olayında, tepkime sırasında ısı ve kütle geçişi sürekli rejime rağmen devam eder [89].

Yanma olayı esnasında yakıt ve hava tepkimeye girmekte ve reaksiyon sonucunda CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O (su buharı), N<sub>2</sub> ve daha farklı gazlar açığa çıkarmaktadırlar. İfade kolaylığı açısından Denklem 2.1'de kimyasal reaksiyon olarak verilen genel yanma denkleminde giren ve çıkan yapılar gösterilmiştir.

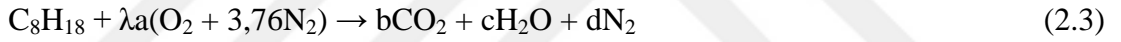


Genel yanma denkleminde de görülen ve yakıt-hava ilişkisini belirten lambda oranı (hava fazlalık katsayısı), O<sub>2</sub> ile birlikte denklemde var olan yanma ürünlerinin belirleyicisidir. Yanma olayında kullanılan ve O<sub>2</sub> bakımından yanma için gerekli olan minimum hava miktarı stokiometrik veya teorik hava olarak tanımlanır. Bütün yakıt türleri için tam yanmanın sağlanmasında mutlaka teorik hava miktarı gereklidir. Benzin için, silindir içerisine alınması gereken teorik hava miktarı 14,7 [kg hava/kg yakıt] değerindedir. Ayrıca kimyasal tepkime sonuçlarına bağlı olarak Hava fazlalık katsayısının'nın hesaplanmasında kullanılan Brettschneider denklemi [73], aşağıda verilmiştir. Eşitlik incelendiğinde, Hava fazlalık katsayısının'nın yanma sonucu açığa çıkan bütün egzoz emisyonlarının fonksiyonu olduğu ortaya çıkmaktadır [25].



$$\lambda = \frac{[CO_2] + \left[\frac{CO}{2}\right] + [O_2] + \left[\frac{NO}{2}\right] + \left( \left( \left[ \frac{H_{cv}}{4} \right] \cdot \frac{3,5}{3,5 + \frac{[CO]}{[CO_2]}} \right) - \frac{O_{cv}}{2} \right) \cdot ([CO_2] + [CO])}{\left( 1 + \frac{H_{cv}}{4} - \frac{O_{cv}}{2} \right) \cdot ([CO_2] + [CO] + (K_1 \cdot [HC]))} \quad (2.2)$$

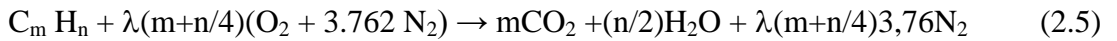
Uygun hava fazlalık katsayısının yakıt tüketimi ve motor performansı açısından hayati öneme sahip olduğu benzinli motorlarda, kimyasal formülü  $C_8H_{18}$  olan benzin yakıtı için yanma reaksiyonu Denklem 2.3'de verilmiştir. Görüldüğü üzere hava fazlalık katsayısı ve a, b, c, d, teorik yanma denkleminde katsayılarıdır. Stokiyometrik oranın 1 olduğu durumlarda teorik tam yanma gerçekleşir. Uygulamada lambda değeri, benzin yakıtı kullanılan motorlar için yaklaşık olarak 1,05 değerine ayarlanır ve bu değere göre kontrol edilir. Dizel yakıt kullanılan motorlarda ise lambda değerinin 1,4 değerinden aşağı olması halinde motor is sınırına girer ve bu durum sıkıştırma ateşlemeli motorlar için istenmeyen bir durumdur [8].



Denklem 2.4'de hava/yakıt oranını gösteren lambda teorik olarak ifade edilmiştir. Görüldüğü üzere, oransal olarak havanın fazla yakıtın az olması, yani hava fazlalık katsayısı değerinin 1'den büyük olması durumu fakir karışımı ifade ederken; oransal olarak havanın az, yakıtın daha fazla olması, yani hava fazlalık katsayısının 1'den küçük olması zengin karışımı ifade eder.

$$\lambda = \frac{\left( \frac{m_{hava}}{m_{yakıt}} \right)_{gerçek}}{\left( \frac{m_{hava}}{m_{yakıt}} \right)_{teorik}} \quad (2.4)$$

Denklem 2.5'de Stokiyometrik bir hidrokarbon yakıtının tam oksidasyonu için  $C_nH_m$  ilişkisi verilmiştir.



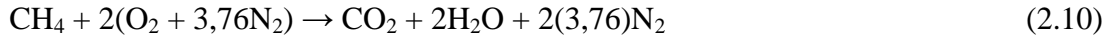
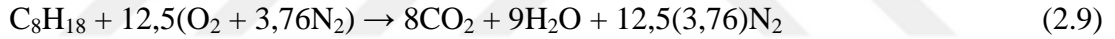
Gaz bileşimleri genellikle mol cinsinden ifade edilir, çünkü mol, sıcaklık veya basınç ile değişmez ve 273 K ortam sıcaklığı ve 1 atm basınç altında bir mol gaz 22,4 litre hacim kaplar.  $C_nH_m$  hidrokarbonun, yanma ürünlerinin hesaplandığı eşitlikler mol bakımından Denklem 2.6, Denklem 2.7 ve Denklem 2.8'de gösterilmiştir.

$$\gamma_{CO_2} = \frac{n}{4,78(n + m/4) + m/4} \quad (2.6)$$

$$\gamma_{H_2O} = \frac{m/2}{4,78(n + m/4) + m/4} \quad (2.7)$$

$$\gamma_{N_2} = \frac{3,78(n + m/4)}{4,78(n + m/4) + m/4} \quad (2.8)$$

Bu bağlamda sırasıyla, Denklem 2.9 ve Denklem 2.10'da verilen  $C_8H_{18}$  ve  $CH_4$  yakıtlarının yanma denklemleri kullanılarak stokiyometrik yanma olarak yakıt/hava oranı ve yanma ürünlerinin miktarları hesaplanmıştır.

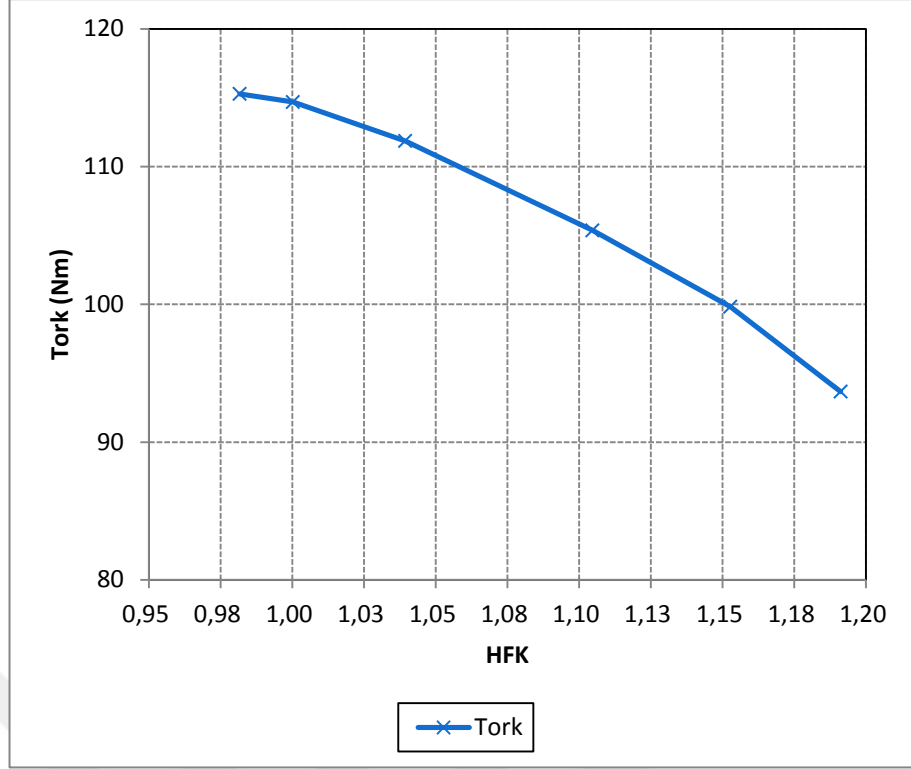


Çizelge 2.1'de  $C_8H_{18}$  ve  $CH_4$  yakıtları için stokiyometrik yanma ürünleri yüzdesel olarak gösterilmiştir. Çizelgeden de görüldüğü gibi ürünler tamamen hava ve yakıt miktarına bağlıdır.

**Çizelge 2.1.** Stokiyometrik yanma ürünleri

Yakıt	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	CH <sub>4</sub>
(% kütle oran) CO <sub>2</sub>	12,5	8,17
(% kütle oran) H <sub>2</sub> O	14	16,3
(% kütle oran) O <sub>2</sub>	-	2,88
(% kütle oran) N <sub>2</sub>	73,5	72,6
Yakıt/Hava Oranı	0,0662	0,058

Lambda değeri, yanma hızını ve bundan dolayı da motor performansını çok önemli ölçülerde etkilemektedir. Hava/yakıt oranına bağlı olarak karışımın zengin veya fakir olması durumuna karşılık yakıt tüketimi ve motor gücü değişebilir. Yani belirli ölçüler dahilinde oluşturulan fakir karışım için özgül yakıt tüketimi düşerken, zengin karışım için özgül yakıt tüketimi ve aynı zamanda motor gücü artış gösterir. Şekil 2.12'de, yapılan analizlerde karışımın çok az oranlarda zenginleşmesi durumunda ( $\lambda=0,98$ ) en önemli motor performans parametrelerinden olan motor torkunun maksimum değere ulaştığı görülmektedir. Lambda değerinin arttığı durumlarda, yanmanın kötüleşmesi sonucunda tork değerlerinde düşüş olmakta ve bu düşüş karışımın zenginleşme oranı arttıkça aynı seyirde devam etmektedir. Bu sayede tutuşma sınırının dışına çıkılır ve eksik yanma ürünleri ortaya çıkmaya başlar. Ortalama efektif basınç ve özgül yakıt tüketimi maksimum değerleri de farklı lambda oranlarında gerçekleşmektedir.



**Şekil 2.12.** Buji ateşlemeli bir motor için tork-hava fazlalık katsayısı ilişkisi örneği

Tepkimeye giren yakıtın oksijen ile reaksiyona girebilen bütün bileşenlerinin yakılıp yakılmama durumlarına göre, tam ya da eksik olarak iki ana tip yanma olduğu söylenebilir. Yani, yakıtı oluşturan karbonun, hidrojenin veya varsa kükürdün tamamı oksitlenip, oksijen ile bileşik oluşturuyorsa tamamlanmış yanma söz konusudur. Bunun aksine yanma reaksiyonu sonucunda ürünler kısmında C, H<sub>2</sub>, CO ve OH gibi bileşenler açığa çıkmışsa, yanma işlemi tamamlanmamıştır. Her iki durum da göz önüne alındığında bileşenlerin oksijen ile tam olarak reaksiyona girip girmemesi durumuna göre yanma dört şekilde incelenir.

**Teorik Tam Yanma:** Yanmanın bütünüyle tamamlandığı ve en az seviyede oksijen kullanılan yanma şeklidir. Bu nedenle yanma reaksiyonu ürünleri arasında O<sub>2</sub> bulunmamaktadır. Bu yanma türünde hava miktarının yakıt miktarından az olması sebebiyle, hava/yakıt karışımı zengin karışım olmaktadır.  $\lambda = 1$ 'dir.

**Tam Yanma:** Gerekli hava miktarının teorik tam yanmadaki hava miktarından fazla olduğu yanma şeklidir. Bu nedenle yanma ürünleri arasında O<sub>2</sub>'de görülür. Bu yanma

türünde hava miktarının yakıt miktarından fazla olması sebebiyle, hava/yakıt karışımı fakir karışım olmaktadır.  $\lambda > 1$ 'dir.

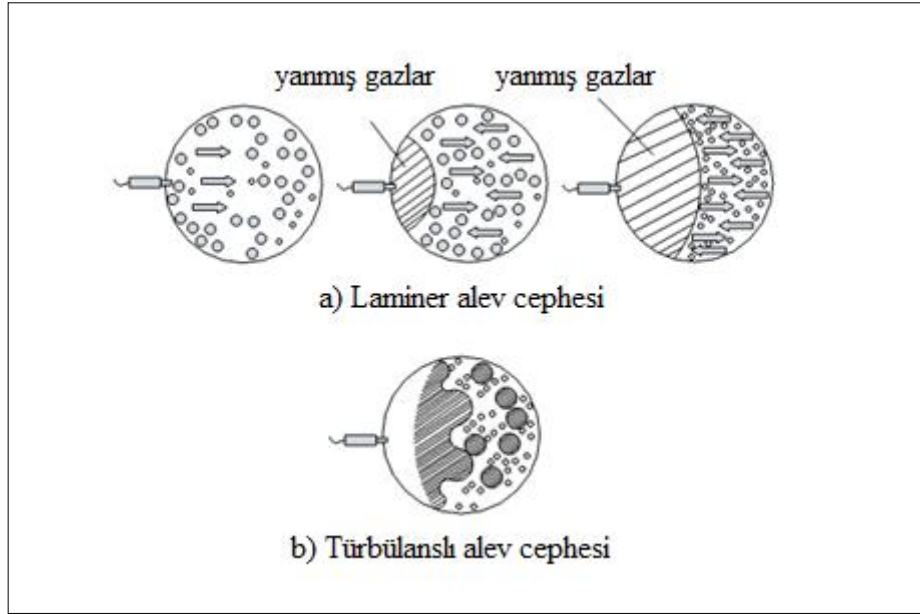
Eksik Yanma: Tamamlanmamış bir yanma şekli olarak, yanma olayı sonucunda ürünler kısmında CO, H<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, SO<sub>2</sub> ve N<sub>2</sub> görülür. Bu yanma şeklinde enerji kaybı oluşur, verim düşer, yakıt sarfiyatı artar ve CO gazı salınımı artar.  $\lambda < 1$ 'dir.

Kısmi Eksik Yanma: Hava fazlalık katsayısının 1'den büyük olmasının yanında O<sub>2</sub> ile beraber yanma ürünlerinde CO, H<sub>2</sub> görülür. Yüksek sıcaklık açığa çıkan bu tepkimelerde CO<sub>2</sub> ve H<sub>2</sub>O'nun ısıl olarak ayrışmaları sonucu CO ve H<sub>2</sub> gibi eksik yanma ürünleri ortaya çıkar.

Genel olarak yanmanın bütün karakteristik özelliklerinin görülebildiği buji ateşlemeli motorlarda, silindir içerisindeki yanma odasında oluşan yanma, çok karmaşık olaylar zinciridir. Basit bir metan molekülünün bile yanmasına ait fiziksel ve kimyasal olaylar açık olarak bilinmemektedir. Başka bir deyişle, metanın hava ile tam yanmasında oluşan CO<sub>2</sub> ve H<sub>2</sub>O'nun, hangi ara kademelerden geçerek meydana geldiğini hala kesin olarak bilememekteyiz. Yakıt buharı-hava karışımı olarak verilen reaktanların, yanmasını incelemek için belirtilen bir kademeli stokiyometri denklemi, sanal bir bağıntıdır. Daha çok ısı alışverişinin göz önüne alındığı bu reaksiyonlardaki ısı alışverişi, reaktanların hangi ara kademelerden geçerek yanma sonu ürünleri oluşturduğuna bağlı değildir. Motor araştırmaları bakımından önemli olan yanma sonu ürünleri ve ısı alışverişini etkileyen faktörlerdir, bu da ısı oluşum hızının ve basıncın incelenmesini gerektirmektedir [2].

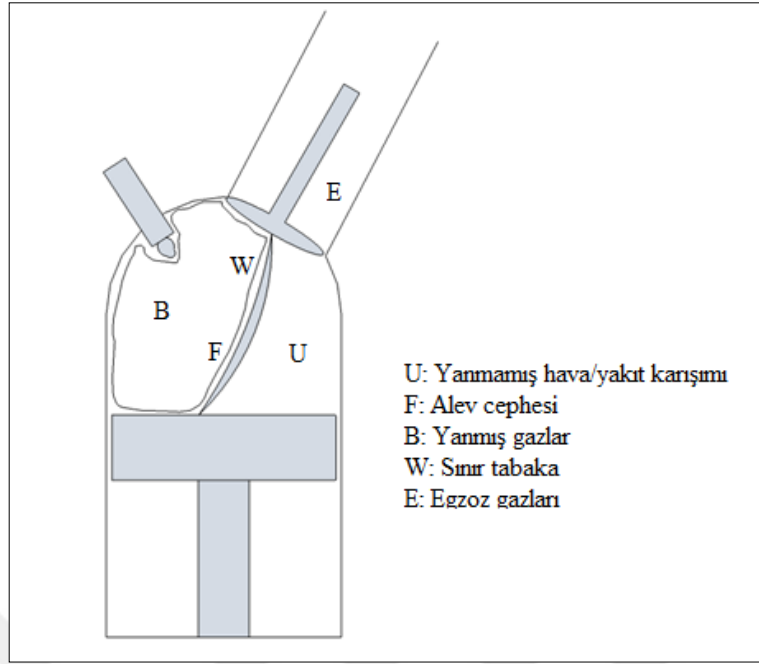
Silindir içi yanmanın, yakıt ekonomikliği ve performans bakımından verimli şekilde gerçekleşmesi için daha önce de bahsedildiği gibi yakıt/hava oranının ve aynı karışımın homojenliğinin silindir içerisinde optimum seviyede sağlanması gereklidir. Karbüratörlü tip motorlarda uygun homojenliğin sağlanamaması motor performansı bakımından kötü etkiler yapmakta ve bunun yanında emisyonların da yüksek oranlarda çıkmasına neden olmaktadır. Bu nedenle son yıllarda yayılan enjeksiyonlu sistemler ile karışımın homojenliği maksimum seviyede sağlanmakta ve en iyiye yaklaşılacak yanma gerçekleştirilmektedir. Homojen karışımların sağlanmasından sonra bir diğer önemli konu olan reaksiyon hızıdır. Sistem sıcaklığı, yanma

moleküllerinin ağırlıkları, yakıtın içyapısı vs. gibi daha birçok etkene bağlı olan reaksiyon hızını etkileyen önemli bir faktör de alev hızıdır. Alev hızı laminer ve türbülanslı alev cepheleri bağlamında ikiye ayrılır. Bugünkü motorlar yüksek performans açısından türbülanslı alev cephelerine sahip olmak zorundadırlar. Yanma olayı, buji ateşlemeli bir motorda, homojen karışımlar için geçerli 3 aşamadan oluşur. Milisaniyeler mertebesindeki bu aşamalardan ilki, doğal olarak yanmanın başlaması için gerekli olan ateşleme aşamasıdır. İlk kıvılcımdan sonra ekzotermik reaksiyonların buji çevresinde oluşturacağı sayıca az girdaba kadar bu süreç devam eder. Bu aşama, silindir içi sıcaklığına, yakıtın yoğunluğuna ve içyapısına doğrudan bağlıdır. İkinci aşama, sıkıştırma zamanı sonrası kendini iyice hissettirmiş olan sıkıştırma hacmi içindeki türbülanslı akışın maruz kaldığı reaksiyonlara denir. Devir sayısıyla önemli derecede ilişkili olan türbülans şiddeti, ikinci aşamadaki alev oluşumunu doğrudan etkiler. Dolayısıyla birbirine bağlı durumlar karşımıza çıkmaktadır. Üçüncü aşama ise, yanma geometrisinin içerisindeki en uzak noktalarda yanma olayının gerçekleşmesini ifade eder. Bu aşama için vuru ve alevin artık cidarlarda sönmesi önemli olaylardır. Her üç aşama için de ortak etki parametreleri, türbülans yapısı ve hava/yakıt karışımının homojenliğidir. Şekil 2.13 a'da laminer akış içeren bir yanma odasının alev cephesi oluşum hareketi, Şekil 2.13 b'de ise türbülanslı akış içeren alev cephesi oluşum hareketi gösterilmektedir. Şekil 2.13'den görüldüğü üzere yanma, başlarda laminer olarak açığa çıkmakta ve sonradan türbülanslı yapıya geçmektedir. Laminer yanmada, yanmış ve yanmamış gazlar birbirleriyle karışmazlar. Türbülanslı yanmada ise alev cephesi bozularak yanmış ve yanmamış gazlar birbiri içerisine karışır.



**Şekil 2.13.** Alev cephesinin oluşum hareketi, a) Laminer, b) Türbülanslı

Bunun yanında, silindir içi yanma reaksiyonu hızı ya da yanan hava/yakıt karışımı birim zamandaki ağırlığı; yakıt ve hava moleküllerinin enerji seviyelerine, girdaplar içerisindeki moleküllerin birbiri ile çarpışmalarının sıklığına ve çarpışma sayısına bağlıdır. Bu etkenlerden birincisi moleküllerin sıcaklığını doğrudan belirler. Moleküllerin sıcaklığı ne kadar fazla ise o kadar kinetik enerjileri fazla olacaktır, artan enerji seviyesi de moleküllerin reaksiyona girmesi için kritik enerji seviyesini arttıracak ve doğal olarak reaksiyon hızları artacaktır. Moleküller arası çarpışma sıklığı, karışım yoğunluğu ile doğrudan ilgilidir. Yoğunluğun artması, girdap içerisindeki çarpışmaların hem sıklığını hem de sayısını arttıracak ve doğal olarak reaksiyon hızları artacaktır. Şekil 2.14'da alevin yayılması verilmiştir.



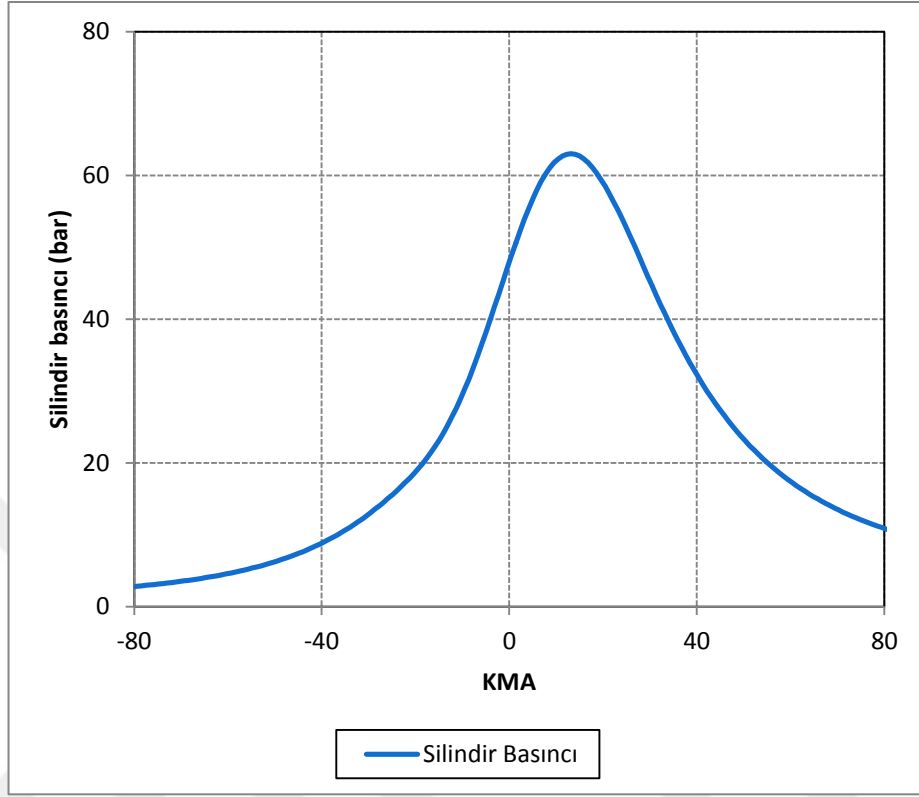
**Şekil 2.14.** Alevin yayılması

Daha önce de bahsedildiği gibi yanma hızı, motor çalışma koşullarına bağlıdır. Bu bağılıklardan birisi de yanma hızının, devir sayısı ile arasındaki ilişkidir. Artan devir sayısı, karışımdaki türbülans miktarını arttırmakta ve yakıttaki reaksiyonları tetiklediğinden yanma hızı artmaktadır. Yanma olayı, cidara çok yakın noktalardaysa, türbülansın bu noktalarda az olmasından dolayı yanma yavaş ilerlemektedir.

Yanma olayının gerçekleşmesi sırasında hızını etkileyen bir başka parametre de vuruntu derecesidir. Buji ateşlemeli motor için ateşleme evresinde bujiden uzak noktalardaki yakıtın, alev cephesinin oluşmasını beklemeden daha hızlı bir şekilde kendi kendine tutuşması ile hava/yakıt karışımı kendi başına ısınmakta ve basıncı artmaktadır. Bunun sonucunda yüksek seviyelerdeki kimyasal enerjinin bir anda kontrolsüz bir şekilde açığa çıkmasına neden olan yanmaya vuruntu denir. Bu şekilde olması gerektiği gibi hızda ilerleyemeyen alev cephesi, karışımın tutuşma sıcaklığına olağandan önce erişmesini sağladıkça çok sayıda alev çekirdeği oluşacak ve çok hızlı reaksiyonlar gelişecektir. Ani basınç yükselmesine bağlı olarak yüksek ses dalgalarının oluşması ile oluşan ses, silindir çeperlerine çarpan basınç dalgasının oluşturduğu sestir. Bu çalışma kapsamında modellenmiş buji ateşlemeli bir motorun



örnek bir krank mili açısına bağlı silindir içi basınç grafiği Şekil 2.15'de, vuruntulu yanma olayının krank mili açısı ile ilişkisi ise Şekil 2.16'de verilmiştir.

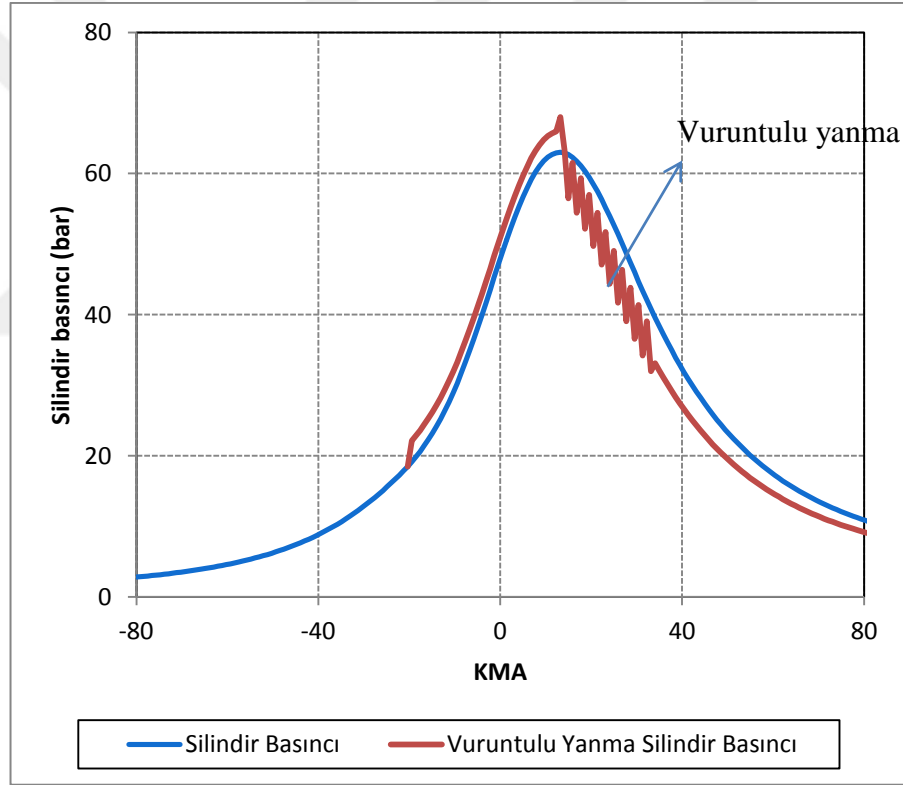


Şekil 2.15. Silindir içi basınç-KMA eğrisi

Vuruntu, şekil 2.16'den de anlaşılacağı gibi, silindir içerisinde dalgalanmalar halinde gerçekleşmekte ve bu yüzden yanma verimi olumsuz etkilenmektedir. Vuruntu, sıkıştırma hacmi içerisinde yanmaya maruz kalan geometrik yüzeylerde aşırı ısınmaya neden olduğu için erken ateşlemeye yol açar ki bu da yanma olayının istenilen uygunluk seviyelerinde olmadığını gösterir. Benzinli motorlarda fiziksel ve kimyasal temellere dayalı bir çok etken vuruntunun oluşumunda etkilidir. Bunlardan en önemlileri;

- Sıkıştırma oranı,
- Yanma odası geometrisi,

- Buji yapısı, yeri, adedi ve tek silindirde sayıca birden fazlaysa ateşleme sıraları,
- Karışımın bileşiği,
- Aşırı doldurma,
- Soğutma şekli ve kapasitesi,
- Devir sayısı,
- Ateşleme avansıdır.



**Şekil 2.16.** Vuruntulu yanmada silindir içi basınç karşılaştırması

### 2.3. Buji Ateşlemeli Motorlarda Alternatif Yakıt Uygulamaları

Sanayi ve teknolojik gelişmeler, sayıları her gün biraz daha artan endüstriyel kuruluşlar ve motorlu taşıtlar bir yandan insan yaşamını kolaylaştırırken, diğer

yandan çevre kirliliğini de beraberinde getirmektedir. Kentsel hava kirliliğinin başlıca nedenleri içten yanmalı motorlardır [50] [51].

Elektrikli ve yakıt hücreli taşıtların ivmelenme ve seyir mesafesi açısından yetersiz olmaları ve içten yanmalı motorlarda birim ağırlık için elde edilen gücün daha yüksek olması nedeniyle, içten yanmalı motorların taşımacılık sektörüne daha uzun yıllar yön yermeye devam edeceği tahmin edilmektedir. Bu faktörler, bilim adamlarını ve araştırmacıları mevcut motor teknolojilerini muhafaza eden, çevre dostu teknolojiler geliştirmeye ve daha temiz alternatif yakıtlar bulmaya teşvik etmektedir [12].

Ulaşım sektörü için alternatif yakıtlar aramanın başlıca nedenleri; süratle azalmakta olan petrol rezervleri, sınırlı sayıdaki petrol üreticilerine bağımlılığın azaltılması, ticari kaygılar ve çevrenin korunması şeklinde özetlenebilir. Sınırlı olan petrol kaynaklarının yakın gelecekte bu ihtiyacı karşılayamayacağı tahmin edilmektedir. Taşıt motorlarının verimlerinin yükseltilmesi, egzoz emisyonlarının azaltılması ve çeşitli alternatif motor yakıtlarının bulunması ve geliştirilmesi, motorlarla ilgili araştırmaların temel konularını oluşturmaktadır [16].

Çevre kirliliğinin en önemli nedenlerinden olan içten yanmalı motorlar günden güne zehirli gaz salınımını daha da arttırmaktadır. Çizelge 2.2'de, Türkiye'de son 5 yılda araç sayılarındaki artış verilmiştir. Görüldüğü gibi sadece dünyada değil ülkemizde de araç sayısı ve buna bağlı olarak çevre kirliliği artmaktadır.

**Çizelge 2.2.** Türkiye'deki motorlu kara taşıt sayısı [52]

<b>Motorlu Kara Taşıt Sayısı</b>							
<b>Yıl</b>	<b>Toplam</b>	<b>Otomobil</b>	<b>Minibüs</b>	<b>Otobüs</b>	<b>Kamyonet</b>	<b>Kamyon</b>	<b>Diğer<sup>(2)</sup></b>
<b>2006</b>	<b>12227393</b>	6140992	357523	175949	1695624	709535	3147770
<b>2007</b>	<b>13022945</b>	6472156	372601	189128	1890459	729202	3369399
<b>2008</b>	<b>13765395</b>	6796629	383548	199934	2066007	744217	3575060
<b>2009</b>	<b>14316700</b>	7093964	384053	201033	2204951	727302	3705397
<b>2010</b>	<b>15095603</b>	7544871	386973	208510	2399038	726359	3829852
<b>2011</b>	<b>16089528</b>	8113111	389435	219906	2611104	728458	4027514
<b>2012</b>	<b>17033413</b>	8648875	396119	235949	2794606	751650	4206214
<b>2013</b>	<b>17939447</b>	9283923	421848	219885	2933050	755950	4324791
<b>2014</b>	<b>18828721</b>	9857915	427264	211200	3062479	773728	4496135
<b>2015</b>	<b>19994472</b>	10589337	449213	217056	3255299	804319	4679248
<b>2016<sup>(1)</sup></b>	<b>20350893</b>	10816043	455436	218972	3321203	813938	4725301
<b>Kaynak: Emniyet Genel Müdürlüğü</b>							
<b>(1) Veriler nisan ayı itibarıyladır.</b>							
<b>(2) Motosiklet, Özel Amaçlı Araç, Traktör</b>							

Artan araç sayıları nedeniyle çevrenin kirletilmesinin yanı sıra ekonomik açıdan da sorunlar yaşanmaktadır. Alternatif yakıt kullanımına bağlı olarak motor performansı artırılıp daha ekonomik yolculuklar yapılabilmektedir. Aynı zamanda alternatif yakıtların petrol kökenli yakıtlara göre maliyet ve temin edilebilirlik açısından daha uygun olduğu düşünülürse, bu yakıt türlerinin kullanımının sürekli olarak artacağı tahmin edilebilir. Çizelge 2.3'de ülkemizde kullanılan yakıt türleri dağılımı, yıllara göre sayılar cinsinden verilmiştir. Görüldüğü gibi dizel yakıt ülkemizde en fazla kullanılan yakıt türüdür. Dizel yakıtlar petrol kökenli olmalarına rağmen benzine göre hem yakıt sarfiyatı açısından hem de maliyetler açısından daha uygun olduğu için daha çok tercih edilmektedir. Alternatif yakıt türlerinden olan LPG ise ülkemizde en az 20 seneden beri kullanılmaya başladıysa da, neredeyse benzin kadar kullanım yoğunluğuna sahiptir. Bu durum, ülkemizde alternatif yakıt arayışlarının halen devam ettiği sonucunu ortaya koymaktadır. Ruhsat işlemlerinde yakıt türü boş bırakılan veya sehven hatalı veri girişi yapılan otomobiller, elektrikli otomobiller ve farklı alternatif yakıt ilaveleri yapılmış olan araçlar bilinmiyor kapsamındadır.

**Çizelge 2.3.** Kullanılan yakıt türüne göre motorlu kara taşıt sayısı [52]

<b>Kullanılan Yakıt Türüne Göre Motorlu Kara Taşıt Sayısı</b>									
<b>Yıl</b>	<b>Toplam</b>	<b>Benzin</b>	<b>(%)</b>	<b>Dizel</b>	<b>(%)</b>	<b>LPG</b>	<b>(%)</b>	<b>Diğer<sup>(1)</sup></b>	<b>(%)</b>
<b>2004</b>	<b>10236357</b>	5569192	54,4	3346355	32,7	819007	8,0	501803	4,9
<b>2005</b>	<b>11145826</b>	5606321	50,3	3836399	34,4	1298830	11,7	404276	3,6
<b>2006</b>	<b>12227393</b>	5935725	48,5	4372042	35,8	1569951	12,8	349675	2,9
<b>2007</b>	<b>13022945</b>	5980516	45,9	4850837	37,2	1880023	14,4	311569	2,4
<b>2008</b>	<b>13765395</b>	5952746	43,2	5323478	38,7	2276283	16,5	212888	1,5
<b>2009</b>	<b>14316700</b>	5887559	41,1	5654350	39,5	2592695	18,1	182096	1,3
<b>2010</b>	<b>15095603</b>	5762156	38,2	6195898	41,0	2973832	19,7	163717	1,1
<b>2011</b>	<b>16089528</b>	5709606	35,5	6899420	42,9	3335566	20,7	144936	0,9
<b>2012</b>	<b>17033413</b>	5722940	33,6	7549806	44,3	3649739	21,4	110928	0,7
<b>2013</b>	<b>17939447</b>	5733725	32,0	169410	45,5	3934753	21,9	101559	0,6
<b>2014</b>	<b>18828721</b>	5788505	30,7	8782462	46,6	4161003	22,1	96751	0,5
<b>Kaynak: TÜİK, Motorlu Kara Taşıtları İstatistikleri</b>									
<b>(1) Yakıt türü bilinmeyenler, ruhsat işlemlerinde yakıt türü boş bırakılan veya sehven hatalı veri girişi yapılan otomobiller ile elektrikli otomobilleri kapsamaktadır.</b>									

Çevre kirliliğinin önlenmesine bağlı olarak motor emisyon değerleri için belirlenen standartlar periyodik aralıklarla yeniden düzenlenerek, gelişen motor teknolojilerini daha çevreci bir konuma çekmektedir. Özellikle emisyon standartları (Şubat 2014'de devreye giren EURO6 gibi) giderek daraltılmakta ve motor üreticilerini zorlamaktadır. Türkiye'de EURO6'ya geçiş 1 Ocak 2015 tarihi itibarıyla başlatılmıştır. Çizelge 2.4'de EURO egzoz emisyon normları gösterilmiştir. Çevre kirliliğinin her geçen gün etkisini hissettiğimiz dünyamızda, emisyon konusunda çok daha sıkı tedbirlerin alınmaya başlanmasıyla otomotiv üreticilerinin; taşıt maliyetini arttıran oldukça pahalı ve kontrolü zor ek sistemler kullanması kaçınılmaz bir gerçek haline gelmiştir. Bu nedenle; artan çevre kirliliğini azaltmayla birlikte motor performansından da ödün vermemek için alternatif yakıt ilavelerinin kullanımı neredeyse gerekli bir hal almaya başlamıştır. Alternatif yakıtların; kolay bulunması, benzine göre daha az maliyetinin bulunması, geleneksel yakıtlara göre egzoz emisyonlarının düşük olması, yüksek vuruş direnci, yüksek termal verimlilik, benzine göre düşük karbon/hidrojen oranı, düşük karbondioksit üretimi ve yüksek oktan sayılarına sahip olmaları nedenleriyle içten yanmalı motorlarda kullanımları

cazip hale gelmiştir. Bu yakıtların kullanımının arttırılması hem çevre için ve hem de ekonomi için önemli bir gelişme sağlayacaktır.

**Çizelge 2.4.** Dizel - Benzin Euro emisyon standartları (g/km)

Tip	Tarih	CO	NO <sub>x</sub>	HC+NO <sub>x</sub>	PM	P [# /km]
<b>Motorin</b>						
Euro 1	Tem.92	2,72 (3,16)	-	0,97 (1,13)	0,14 (0,18)	-
Euro 2	Oca.96	1,00	-	0,70	0,08	-
Euro 3	Oca.00	0,64	0,50	0,56	0,05	-
Euro 4	Oca.05	0,50	0,25	0,30	0,025	-
Euro 5a	Eyl.09	0,50	0,18	0,23	0,005	-
Euro 5b	Eyl.11	0,50	0,18	0,23	0,005	6×10 <sup>11</sup>
Euro 6	Eyl.14	0,50	0,08	0,17	0,005	6×10 <sup>11</sup>
<b>Benzin</b>						
Euro 1	Tem.92	2,72 (3,16)	-	0,97 (1,13)	-	-
Euro 2	Oca.96	2,20	-	0,5	-	-
Euro 3	Oca.00	2,30	0,15	-	-	-
Euro 4	Oca.05	1,00	0,08	-	-	-
Euro 5	Eyl.09	1,00	0,06	-	0,005	-
Euro 6	Eyl.14	1,00	0,06	-	0,005	6×10 <sup>11</sup>

#### Buji ateşlemeli motorlarda CNG kullanımı:

Doğalgazın dünyadaki yaygın olarak kullanımı, 1973 petrol krizinden sonra gerçekleşmiştir [56]. CNG'nin çevreci ve ekonomik özelliklere sahip olması, birçok ülkede yaygın bir şekilde kullanılmasını sağlamaktadır. Diğer taraftan dünyadaki doğalgaz rezervlerinin günümüzdeki tüketim hızına bağlı olarak 63 sene yeteceği tahmin edilmektedir. Bu durum doğalgazın içten yanmalı motorlarda kullanımına olan ilgiyi artırmaktadır. Doğalgaz, uygun özelliklerinden dolayı buji ateşlemeli motorlar için mükemmel yakıt olarak görülmektedir [12]. 2011 yılı verilerine göre dünya çapında doğalgazın motorlu araçlarda kullanımı hayli fazla seviyelerde görülmekte ve bu değer 15 milyon sayısını göstermektedir. Artan araç sayısı ile doğru orantılı olarak dolun istasyonu sayısı da 20 bin seviyelerine ulaşmıştır [75]. CNG'nin içten yanmalı motorlarda alternatif yakıt olarak kullanımını içeren çalışmalar incelendiğinde; çalışmaların performans, yakıt tüketimi, partikül

emisyonu, sıkıştırma oranı gibi konular üzerinde odaklanıldığı görülmüştür [12]. CNG'nin oktan sayısının yüksek olması nedeniyle, buji ateşlemeli bir motorda sıkıştırma oranını arttırmak mümkündür. Sıkıştırma oranı artışı beraberinde yüksek performans ve yakıt ekonomisini beraberinde sunmaktadır. Doğalgaz taşıtta yüksek basınçlı tüpler içinde gaz veya sıvı olarak depolanır. Depolamanın gaz veya sıvı olarak yapılması motor açısından bir değişiklik göstermez. Günümüzde yaygın olarak sıkıştırılmış doğalgaz kullanılır. Daha yüksek basınçlı tüpler olmasına rağmen kullanılan tüplerin basıncı genelde 200 bar'dır [55]. Doğalgazın yanma hızının benzine göre daha düşük olduğu ve yanma hızının artırılması için özel yanma odaları geliştirilmiştir. Gaz yakıtlar silindire alınırken gaz halinde olduklarından emme havasının kapasitesini azaltırlar. Bu da motorun gücünün düşmesine sebep olur. Bundan başka ateşleme avansı yeniden ayarlanmazsa, doğalgazın düşük yanma hızından dolayı daha büyük yanma sonu silindir basıncı ortaya çıkar. Bu da motor torkunun azalmasına sebep olur. Volümetrik verimin ve güç çıkışının artması için soğutma sisteminin yeniden ayarlanması gerekir. Benzin ile çalışmada kullanılan termostatın açılma sıcaklığından 10 °C ya da 15 °C daha düşük sıcaklıkta açılan termostat kullanılır [57].

Doğalgaz ile çalışan motorların genellikle HC, CO ve partikül emisyonları çok düşük, fakat NO<sub>x</sub> emisyonları yüksek olabilir. NO<sub>x</sub> emisyonları üç yollu katalist kullanılarak ve hava yakıt oranı tam doğru ayarlanarak "fakir yanma ya da hızlı yanma" motorlarında alev sıcaklıkları düşürülerek azaltılır. Hava yakıt oranının doğru olarak ayarlanması, güç çıkışı ve verimin artırılması yanı sıra egzoz emisyonlarının düşürülmesinde de oldukça önemlidir. Fakir çalışmada doğalgazın yanması için kıvılcım enerjisinin yüksek olması gerekmektedir. Ateşleme zamanı yakıt ekonomisi ve emisyonlarda önemli etkiye sahiptir [56].

Bu çalışma kapsamında, yüzdesel CNG (Compressed Natural Gas) kullanımı sayısal olarak incelenmiş ve ilerideki bölümlerde, bu yakıt türünün motor performansı ve emisyonlara etkisi değerlendirilmiştir.

### Buji ateşlemeli motorlarda LPG kullanımı:

Dünyanın birçok ülkesinde LPG bugün alternatif otomobil yakıtı olarak kullanılmaktadır. Benzinli motorlarda da motor konstrüksiyonlarında küçük değişikliklerle kullanılabilirler [54].

LPG'nin içten yanmalı motorlarda yaygın olarak kullanılması nedeniyle bu yakıtın en uygun çalışma koşullarının belirlenmesine yönelik çalışmalar yapılmaktadır. Buji ateşlemeli motorlarda modifikasyon yapılmadan LPG'nin kullanıldığı çalışmalara bakıldığında, çalışmaların performans, yakıt tüketimi, emisyonlar, EGR değişim oranı, soğuk çalışma, devir ve yük değişiminin etkisi ve rölantide kararlılık gibi konuların üzerinde yoğunlaştığı görülmektedir [60, 61]. LPG'nin içten yanmalı motorlarda kullanımında, olumlu özelliklerinden (oktan sayısı ve yanma hızı) istifade edebilmek için motorlarda sıkıştırma oranı değişimi gibi yapısal değişikliklere gidilmektedir [62]. Petrol rafinasyonunda, ağırlıklı olarak benzin, mazot ve diğer hidrokarbonların üretimi sırasında, ortaya çıkan gaz ürünlerin basınç altında veya soğutma yoluyla sıvılaştırılması ile sıvılaştırılmış petrol gazı, LPG elde edilir. Ağırlıklı olarak propan ve bütandan oluşur. Türkiye'de LPG karışımı %30 propan %70 bütandan oluşturulur. Ağırlıklı olarak parafinik yapıda hidrokarbonlardan oluşur, ancak bileşimde olefinik hidrokarbonlar da bulunur. Daha geniş açılımda LPG'de bulunan bileşenler: etan, propan, n-bütan, n-pentan, izopentan, propilen ve bütilenlerdir. LPG normal şartlar altında gaz halindedir. Basınç altında sıvılaştırılır ve basınç kalktığında derhal gaz haline geri döner. Renksiz, kokusuz ve havadan ağırdır. Zehirli değildir [24]. Farklı oranlardaki propan/bütan karışımlarından oluşan LPG'nin, motorlarda maksimum momentin ve gücün elde edilebilmesi için ihtiyaç duydukları ateşleme avansları farklıdır. Karışım içerisindeki propan oranı arttıkça avans ihtiyacı da artmaktadır [63].

Ülkemizde son yıllarda LPG sistemi ile çalışan otomobiller yaygınlaşmıştır. Kullanımda ilk sırayı özellikle büyük şehirlerde ticari taksiler almaktadır [54]. Çizelge 2.2'den de görüleceği gibi ülkemizde LPG kullanımı 4 milyon sınırını aşmış durumdadır. Bu çalışma kapsamında, yüzdesel LPG kullanımı sayısal olarak incelenmiş ve ilerideki bölümlerde, bu yakıt türünün motor performansı ve emisyonlara etkisi değerlendirilmiştir.



### Buji ateşlemeli motorlarda gazyağı kullanımı:

Onlarca yıl öncesinden bu yana insan hayatında ısıtma aydınlatma maddesi olarak kullanılan kerosen veya bilinen adıyla gazyağı, kimyasal madde üretiminde ve günlük hayatımızda yolcu, kargo ve askeri uçaklarda yakıt olarak kullanılmaktadır. Gazyağı, daha çok endüstriyel alanlarda kullanılan bir petrol türevidir. 150 °C ile 270 °C arasında petrolün çok ince bir şekilde damıtılmasıyla elde edilir. Gazyağının parlama derecesi 40 °C'dir. Motorinin içinde bulunan parafin özellikle dizel araçlarda düşük sıcaklıklarda sıvı akışkanlığını donduracak kadar sıvılık özelliğini kaybeder. Bu nedenle çok düşük sıcaklıklarda çalışmak zorunda kalan türbin tipi uçak motorlarında dizel yakıt kullanılamamaktadır. Parafin, dizel yakıtı kıyasla daha az oranlarda olsa da benzinde de bulunur. Bu açıdan çok düşük sıcaklıklarda sıvının akışkanlığını kaybetmemesi için gazyağı ilavesi kullanılır.Yani bu yakıt türü, havacılık sektöründe veya çok soğuk iklime sahip bölgelerde bu yönüyle, Yanıcılığının yanı sıra düşük sıcaklıklarda sıvılık özelliğini kaybetmediği için içten yanmalı motorlar adına tercih sebebidir.

Gazyağı, benzinden daha zor alev almasının yanında benzinden daha fazla da ısı ortaya çıkarmaktadır. Yanma açısından çok ince olan gazyağı saf hâlde kullanıldığında yarattığı aşırı sıcaklık ile motorun yanmasına ya da pistonların yatak sarmasına sebebiyet verebilir. Gazyağının parlama derecesi olan 40 °C'nin altında herhangi bir ateş temasında yanmamasından ötürü havacılık sektöründe kullanılmaktadır. Böylece herhangi bir kaza anında yangın çıkartma riski çok düşük seviyeye indirgenmektedir. Gazyağının donma noktası -47 °C ila -49 °C olduğundan dolayı, içerisinde su yoksa, çok soğuk ortamlarda bile bağlantı hatlarından donmadan kolayca motora akar.

Gazyağı, havacılık alanında “ JET-A1” yakıtı olarak da bilinir. Daha teknik bir ifadeyle günümüzde jet motorlu uçaklarda kullanılan gazyağının bilinen diğer adları JET-A, JET-A1, JET-B, JP-4, JP-5, JP-7 ve JP-8'dir. Kütlece belirli oranlarda benzin ile karıştırılması sonucunda NATO ülkelerinde bulunan jetlerin yakıtı olarak kullanılan gazyağı, yoğunlukça benzine çok yakın olduğundan dolayı kolayca karıştırılarak, belirli alanlarındaki ihtiyaçlar doğrultusunda kullanılabilir. Başlıca havacılık sektöründe kullanılan gazyağı özelliklerine bakacak olursak, JP-4 yakıtı

%50 oranındaki gazyağı ile %50 oranındaki benzinin karışımından oluşmaktadır. Tamamen gazyağının benzine katılması dolayısıyla oluşturulan bu yakıt türü, aynı zamanda avtag (benzin tipi türbin yakıtı) olarak da bilinmektedir. Alifatik ve aromatik hidrokarbonların karışımından oluşan JP-4, gazyağı benzeri parlayıcı bir yakıttır. Çok kolay bir şekilde buharlaşır ve -18 gibi düşük bir parlama noktasına sahip olmasına rağmen kıvılcıma maruz kaldığında parlama gerçekleşmez. JP-4, -60 °C'de donar ve en yüksek yanma sıcaklığı 3,688 °C'dir. Ticari havacılıkta da Jet-B olarak adlandırılan benzer bir karışım kullanılmaktadır. JP-4 bunlara ek olarak korozyon önleyiciler ve buzlanma önleyiciler içerir.

JP-5 yakıtı, 1 litresi 0,81 kg gelen ve yüksek parlama noktası olan (en az 60 °C ) bir jet yakıtıdır. Bu yakıt 1952 yılında, yangın riskinin yüksek olduğu uçak gemilerindeki uçakların kullanması için geliştirilmiştir. JP-5 halen çoğu donanmanın birincil yakıtıdır. Bu yakıt, hava araçlarının türbin motorlarında kullanılmak üzere tasarlanmıştır. JP-5, hidrokarbonlar, nafta ve aromatic hidrokarbonlar içeren karmaşık bir karışımdır.

JP-7 yakıtı, yüksek parlama noktası ve ısı kararlılığına sahip olması nedeniyle süpersonik hava taşıtlarında kullanılmak üzere geliştirilen bir jet yakıtıdır. JP-7 alkanlar, sikloalkanlar, alkilbenzenler, indan/tetralin gibi başlıca hidrokarbonları içeren ve yağlama özelliklerinin artırılması için eklenen florokarbonlar, daha iyi yanmasını sağlamak amacıyla eklenen oksitleyiciler ve egzoz dağıtıcısının radarlar tarafından tespit edilmesini engellemeye yardımcı olan A-50 olarak da bilinen Sezyum içeren bir bileşiğin eklenmesi ile oluşturulan bir yakıt karışımıdır. JP-7 distilasyon ürünü bir yakıt olmaması nedeniyle alışılmadık bir yakıt türüdür. Bu yakıt çok uçucu olan benzen, toluen gibi bileşenleri çok düşük konsantrasyonlarda içeren ve neredeyse hiç sülfür, oksijen veya nitrojen safsızlıklarını içermeyen bir yakıt karışımıdır. Bu yakıt düşük buhar basıncına ve yüksek ısı oksitleme kararlılığına sahiptir.

JP-8 yakıtı, daha düşük yangınlıkta ve daha az zararlılıkta bir yakıt olmasından dolayı daha güvenli ve daha güvenilir özellikleri göstermesinden dolayı JP-4 yakıtının yerini almıştır. JP8'in parlama noktası, JP-4'ün -18 °C'lik parlama noktasına kıyasla daha yüksek ve güvenli olan 38 °C'dir. JP-5'in parlama noktası ise daha da yüksektir

(>60 °C) fakat bununla birlikte maliyeti de yüksektir. Hava taşıtlarına yakıt olmak dışında JP-8 (veya JP-5) ısıtıcılar, ocaklar, benzin depoları için yakıt olarak, dizel benzin yerine ve elektrik jeneratörlerinde ayrıca motorlarda soğutucu olarak ve bazı hava taşıtlarının bileşenlerinde kullanılmaktadır [70]. Bu çalışma kapsamında, yüzdesel gazyağı kullanımı hem sayısal olarak, hem de deneysel olarak incelenmiş ve ilerideki bölümlerde, bu yakıt türünün motor performansı ve emisyonlara etkisi değerlendirilmiştir.

#### Buji ateşlemeli motorlarda metil alkol kullanımı:

Biyokütle, kömür ve doğalgazdan elde edilebilen metanol, buji ateşlemeli motorlarda önemli bir donanım değişikliği yapılmadan kullanılabilir [60]. Benzinin kimyasal yapısına has bir şekilde üretilen buji ateşlemeli motorlarda, donanım değişikliğine gidilmeden farklı yakıt türlerinin kullanılması ile olumsuz sonuçlar ortaya çıkabilmektedir. Buji ateşlemeli motorda direkt metanol kullanımda, metanolün kimyasal yapısına dayanan birçok sorun vardır. Bu problemlerin ana sebebi yanmanın tam olarak sağlanamamasıdır. Saf metanolün kullanımı sonucu, karbüratör ayarlarının bozulması, aşırı motor birikintisi, yağlama yağının seyrelmesi, piston segmanı sıkışması, silindir yüzeylerinde aşınma ve motorda yağlama yağının bozulması gibi arızalar görülebilir [61]. Bu faktörlerin yanında metanolün katkısız anlamda oransal kullanımına bağlı olarak, soğuk havada zor çalışma, kötü ateşleme, ateşleme yapılamaması gibi faktörlerde, uzun süreli çalışmalarda ortaya çıkmaktadır. Metanol çeşitli oranlarda benzinle karıştırılarak, benzin yakıtına yakın özellikler taşıyan yakıtlar elde edilebilmektedir [62].

Metanol içten yanmalı motorlar, özelinde de buji ateşlemeli motorlarda direkt veya karışımli olarak kullanılabilir. Her iki kullanımda da metanolün oransal artışına bağlı olarak yakıt özellikleri ve yanma ürünleri aynı motor için farklılıklar gösterebilmektedir. Karışımli kullanımlarda, saf metanol kullanımına doğru metanol oranı arttıkça, metanolün içeriğinde oksijen bulundurması sonucunda ısıl değerinin daha düşük olması nedeniyle özgül yakıt tüketimi artar. Metanol içerisindeki karbon miktarının düşük olması ve karışım içerisinde metanolün miktarındaki artışa bağlı olarak O<sub>2</sub> miktarının da artmasından dolayı yanma kalitesinin iyileşmesi ile HC

emisyonu azalmıştır. Ayrıca karışımdaki metanolün daha az karbon ve yapısında O<sub>2</sub> bulundurması sonucu, O<sub>2</sub> fazlalığından ötürü CO emisyonu azalmıştır [63].

Efektif verim, özgül yakıt tüketimi ile ters oranda gerçekleşeceğinden karışımdaki metanol oranı arttıkça efektif verim azalmıştır. Karışımda artan oranlarda kullanılan metanolün adyabatik alev sıcaklığının düşük olması sebebiyle NO<sub>x</sub> miktarı azalmıştır [63]. Bir başka anlamda efektif verim, bir yanma tepkimesinde oluşan suyun buhar fazında olması durumunda açığa çıkan ısı enerjisi olan alt ısıl değerinin metanol katkısının ilave oranı ile doğru orantılı olarak artmasıyla da azalmaktadır. Bu çalışma kapsamında, yüzdesel metanol kullanımı sayısal olarak incelenmiş ve ilerideki bölümlerde, bu yakıt türünün motor performansı ve emisyonlara olan etkisi değerlendirilmiştir.

#### Buji ateşlemeli motorlarda etil alkol kullanımı :

Etanol birden çok farklı besin kaynaklarından, farklı yöntemlerle üretilebilmektedir [66]. Benzinli motorlarda herhangi bir farklı donanım gerektirmeden direkt kullanılabilen etanolün, direkt veya karışimli olarak ilavesinin performans ve emisyon bakımından sonuçlarının nitelik olarak metanol ile aynı olduğu ve etanol için karşılaşılan problemlerin de benzer olduğu düşünülmektedir. Etanol-benzin karışımlarının kullanımı ile alkollerin ısıl değerlerinin benzine göre daha düşük olması nedeniyle özgül yakıt tüketiminin arttığı, CO, HC ve NO<sub>x</sub> emisyonlarında azalma meydana geldiği tespit edilmiştir [64,65].

Oransal olarak kullanım ve sıkıştırma oranı farklılıklarına bağlı olarak hem metanolün hem de etanolün genel olarak sonuçları aynı eğilimde çıkmaktadır. Deneysel olarak yapılan bir çalışmada katalitik konvertörden önce yapılan ölçümlerde etanol-benzin karışımı kullanıldığında yanmamış HC emisyonunda ciddi bir azalma olduğu gözlemlenmiş, CO ve NO<sub>x</sub> emisyonlarında ise ciddi bir azalma olmadığı ifade edilmiştir [67]. Bu çalışma kapsamında, yüzdesel etanol kullanımı sayısal olarak incelenmiş ve ilerideki bölümlerde, bu yakıt türünün motor performansı ve emisyonlara olan etkisi değerlendirilmiştir.

### Buji ateşlemeli motorlarda farklı oktanlı yakıt kullanımı :

Bu çalışma kapsamında, alternatif yakıtların motor performansına ve emisyonlarına etkisinin incelenmesinin yanında, benzin yakıtının farklı oktan sayılarında kullanımının da performans ve emisyonlara etkisi değerlendirilmiş ve sayısal olarak modellenen buji ateşlemeli motorda kullanılması gereken oktan sayısı belirlenmeye çalışılmıştır. Oktan sayısı, motor performans ve emisyonlarına direkt etki yapmayan, ancak vurutuya karşı bir direnç göstergesi olarak dolaylı yoldan motorun verimli çalışmasını sağlayan bir ölçüdür. Oktan sayısının artması veya azalması çeşitli avantaj ve dezavantajları beraberinde getirmektedir. Deneysel veya sayısal modeli oluşturulan bir motorun ihtiyacı olan oktan sayısının altında benzin kullanılırsa, motorda hasara ve gürültüye neden olan vurutu olayı meydana gelmektedir. Bir diğer yandan, motorun gerek duyulan oktan sayısının üzerinde bir seçim yapılır ve motor çalıştırılırsa yakıtın ateşlenmesi ve yanma reaksiyonunun başlaması gecikir ve silindir içerisinde itkiye neden olacak olan basınç kuvveti yeteri düzeyde meydana gelmeyebilir [88]. Böylece yüksek oktan kullanımı motor performansını ve emisyonları direkt etkilemektedir.

Çizelge 2.5'de bu çalışma kapsamında saf ve karışımli olarak kullanılan farklı alternatif yakıtların fiziksel ve kimyasal özellikleri birlikte verilmiştir. Sayısal analiz sonuçlarının yorumlanmasında bu özellikler alınmış ve sonuçlar değerlendirilmiştir.

**Çizelge 2.5.** Kullanılan yakıtların fiziksel ve kimyasal özelliklerinin karşılaştırılması

YAKIT	Gazyağı	Metan	Metanol	Etanol	Benzin	Propan
<b>Kimyasal Denklemi</b>	$C_{10}H_{22}$	$CH_4$	$CH_3OH$	$C_2H_5OH$	$C_8H_{18}$	$C_3H_8$
<b>C/H Oranı</b>	0,454	0,250	0,250	0,333	0,444	0,375
<b>Moleküler Ağırlığı (g/mol)</b>	170,34	16,04	32,04	46,07	114,23	44,08
<b>Özgül Ağırlığı (kg/m<sup>3</sup>)</b>	775-840	656	792	785	720-780	2,01
<b>Isıl Değeri (Mj/kg)</b>	46,2	50,8	20,1	26,9	43,4	46,5
<b>Teorik hava/yakıt oranı</b>	15	17,2	6,44	8,96	14,7	15,67
<b>Isıl Kapasite (kj/kgK)</b>	2,16	2,20	2,60	2,50	2,08	2,54
<b>Adyabatik alev sıcaklığı (°C)</b>	2093	1963	1949	2082	2138	1980
<b>Kendi kendine tutuşma sıcaklığı (°C)</b>	220	853	470	392	530	730

### 3. SAYISAL ÇALIŞMA

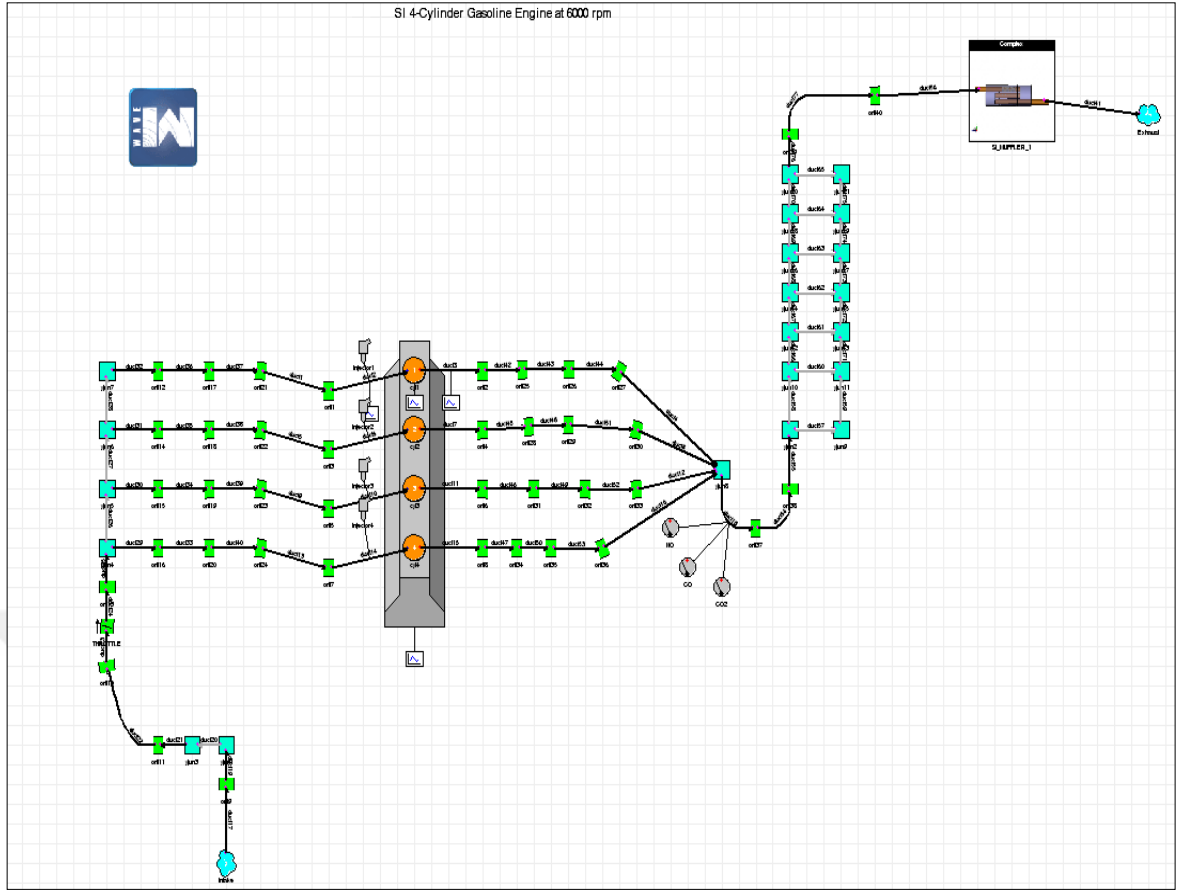
#### 3.1. Motorun Modellenmesi

Literatürde motor performans ve emisyon araştırmaları deneysel çalışmalar olarak ağırlığını halen korumaktadır. Deneysel çalışmaların en büyük sorunlarından olan yüksek maliyet, kısıtlı esneklikler, yüksek iş gücü gerekliliği, iş güvenliği ve süre bakımından yaşanan zorlukların tamamının yok olduğu sayısal çalışmalar her geçen gün hassasiyetini daha da arttırmakta ve çeşitli seviyelerde sürekli geliştirilmektedir. Ancak, motorlar kapsadığı özellikler itibariyle çok sayıda elemana sahip olmakla beraber, enerji üretimi için kimyasal reaksiyonlara maruz kalmaktadır. Buji ateşlemeli motor karakteristiklerini, gerçekleşen yanma reaksiyonu, çok hızlı hareket eden karmaşık yapılarıdaki temel parçaları, ortam sınır şartları, motorun fiziksel ve kimyasal değişkenleri nedeniyle cebirsel olarak ifade etmek oldukça zordur. Bütün bu zorluklardan dolayı motor modellenmesi başlı başına uzmanlık isteyen konulardan biridir. Motor üzerindeki her türlü etkinin tamamen birbirinden bağımsız olarak belirlenebildiği günümüz teknoloji koşullarında, motor modeli çeşitli yazılımlar sayesinde yüksek hassasiyetlerde oluşturulabilmektedir. Tez kapsamında, motora ait performans ve emisyon değerlerinin yüksek doğrulukta alınabildiği bir motor test düzeneğinin komple modellenmesi için Ricardo Wave yazılımı kullanılmıştır. Bu yazılım kullanılarak, akış hattı üzerindeki bütün elemanlara uygulanan 1 Boyutlu matematiksel, yanma, türbülans ve emisyon modellere ait olan denklemler çözölerek sonuçlar elde edilir. Program, her bir elemanın tasarımında, kendinden bir önceki elemana ait çözüm parametrelerinin kullanıldığı bir aę yapısına sahiptir.

Bu çalışmada, deneysel çalışmalar ve literatürden alınan sonuçlar ile doğrulaması yapıldıktan sonra modellenen buji ateşlemeli bir motora, çeşitli oranlarda (%10, %20, %30, %40, %50) ve farklı türlerde alternatif yakıtlar (CNG, LPG, gazyağı, metanol, etanol) katılarak analizler yapılmıştır. Bu analizler, değişen devir sayıları (1000 d/dak, 2000 d/dak, 2800 d/dak, 3000 d/dak, 4000 d/dak, 5000 d/dak, 5700 d/dak) ve tam yükte, motor performansı (güç, tork) ve emisyon değerleri (CO, CO<sub>2</sub>, HC, NO<sub>x</sub>) bakımından değerlendirilmiş ve oktan sayısı kullanımı olarak aynı sınır şartlarında farklı oktanlar (RON91, RON95, RON98, Indoline) da kullanılarak, aynı

çıktılar açısından sayısal analizler ortaya konularak değerlendirilmiştir. 1-B sayısal modelleme yapan Ricardo-Wave paket programı ile hava ve yanma modelleri belirlenebilmekte, tekli ve çoklu olarak yakıt işleme yapılabilmektedir. Enjeksiyon sistemlerinin hepsinin uygulanabildiği programda yakıtların buharlaşma karakteristikleri de tanımlanabilmektedir. Yanma ve egzoz sistemi konfigürasyonuna bağlı olarak simülasyon yapılabilen bu yazılım ile yürüyen aksam modeliyle birlikte araç simülasyonu da gerçekleştirilebilmektedir. Ayrıca program sayesinde motor modellenmesinin yanında, yanma dinamiği analizi de yapılabilmektedir. Gerçekleştirilen modelleme ve buna bağlı olarak alınan analiz sonuçları ile kara taşımacılığı, demiryolu, motor sporları, denizcilik ve enerji üretimi de dahil olmak üzere sanayi sektörlerinde dünya çapında kullanılır veriler elde edilebilmektedir. Program sayesinde, test motorunun emme havası ortamından egzoz çıkış ortamına kadar bütün elemanları birebir ölçülerde sayısal olarak modellenmiştir. Silindir içi hava/yakıt karışımının takip ettiği bütün işlemler modelde fiziksel ve geometrik olarak tanımlanmış ve elemanların bağlantıları gerçekleştirilmiştir. Modelleme sırasında simülasyonun kontrol kolaylığının sağlanması açısından her bir eleman, belirli bir sıra dahilinde ve doğru fiziksel özelliklere göre modellenerek bağlantıları bu sıraya göre gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.1’de Honda Jazz araçlarında bulunan L13A tipi sıralı ateşlemeli motorun modellenmiş hali gösterilmiştir.





**Şekil 3.1.** Bu çalışmada incelenen L13A tipi sıralı ateşlemeli ateşlemeli motorun 1-B modellemesi

Tanımlanan geometrik boyutlandırmaların sonrasında, kimyasal olaylar açısından da sayısal modelde tanımlamalar yapılmıştır. Modellenen motorda meydana gelen yanma olayının belirlenmesi için, yanma odası tanımlamaları bu anlamda tamamlanmış ve sayısal modelde yakıt olarak benzine çeşitli oranlarda (%10, %20, %30, %40, %50) ve farklı türlerde alternatif yakıtlar (CNG, LPG, gazyağı, metanol, etanol) katılmıştır.

Yanma modeli olarak tek bölgeli Wiebe yanma modeli ve ısı transferi modeli olarak Woschni ısı transfer modeli kullanılmıştır.

Yanma olayı karmaşık yapısından dolayı modellenirken farklı ve basit alt faktörler üzerine kurulur. Bu faktörler, yakıtın silindir içi yanma olayına karışması sırasındaki püskürtülmesi, hava/yakıt karışımının nerede ve ne şekillerde oluşturulduğu,

kimyasal reaksiyonun gerçekleşmesi ve yanmanın hızıdır. Silindir içi yanmanın modellenebilmesi için birçok yanma modeli mevcuttur. Bu yanma modelleri arasında kullanılan model olan Wiebe yanma modelinde, bütün çevrimler yanma olayına dahil edilmektedir. Krank mili açısına bağlı olarak silindir içerisinde değişim gösteren basınç ve sıcaklık bu modelde hesaplanabilmektedir [71]. Bu modelde bütün çevrimin yanma hesapları Wiebe fonksiyonu kullanılarak yapılabilmektedir [72]. Wiebe yanma modelinde yanma süresi 0,005s ile 0,016s arasında değişmektedir. Woschni ısı transfer modelinde ise, silindir içi sıcaklık ve basıncın, krank mili açısına bağlı olarak yanma sırasında zamanla artmasından ötürü, silindir içi yanma elemanlarında ısı akısı maksimum düzeye ulaşır. Woschni ısı transfer modeli, geliştirilen ampirik katsayıların da kullanılmasıyla, termodinamik parametreler ile çalışma gazının ideal gaz kabul edilmesiyle oluşan ısı akısını tahmin etmeye çalışır.

Program emisyon gazlarını hesaplarırken bazı yaklaşımları ve kolerasyonları temel almaktadır. Belirlenen analiz şartları doğrultusunda, Newhall [78] (CO ve CO<sub>2</sub> emisyonları için), Cheng [79] (H<sub>2</sub> emisyonları için), Zeldovich [81] (NO<sub>x</sub> emisyonları için) mekanizmaları ile Fenimore [80] ve Heywood [11] kolerasyonlarını kullanır.

Bu çalışmada kullanılacak sayısal modellemenin yüksek hassasiyetli sonuçlarının doğrulanması için çalışma kapsamında benzin ve gazyağı için doğrulama deneyleri yapılmış ve sayısal sonuçlarla karşılaştırılmış, ayrıca literatürde bulunan başka çalışmaların sonuçları ile karşılaştırılarak, kapsamlı bir doğrulama gerçekleştirilmiştir. Honda Jazz marka araçlarda bulunan L13A tipi sıralı ateşlemeli motor için yapılan doğrulamalar yanında, farklı yakıtlar için de kullanılan farklı çalışmalardan alınmış ve modellenmiş motor tipleri için fiziksel özellikler 6. bölüm içerisinde gösterilmiştir.

Ricardo Wave programında motorun performans ve emisyon değerlerinin belirlenebilmesi için sayısal model oluştururken aşağıdaki alt modeller kullanılmaktadır:

- Geometri
- Yanma

- Isı transferi
- Yakıt buharlaşması
- Piston hareketi
- Sürtünme
- Emisyonlar

Kullanılan modeller ve kolerasyonlara ilişkin açıklamalar, 3.8 Matematiksel Modelleme başlığı altında açıklanmıştır.

Motorun komple modellenmesi safhasında tek bir dil kullanmak amacıyla deneysel olarak da denenmiş olan motor tipi Honda Jazz marka araçlarda bulunan L13A motoru ve Çizelge 1.1 ve Çizelge 1.2'de gösterilen analiz matrisine dair bilgiler aşağıda verilmiştir.

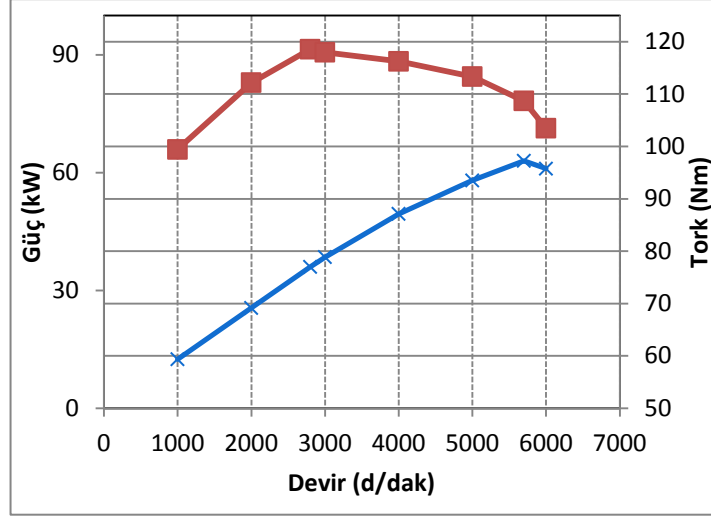
Bu çalışmada modellenen motor, Honda Jazz marka araçlarda bulunan L13A sıralı ateşlemeli, 4 silindirli ve  $1339 \text{ cm}^3$  hacimli bir motordur. Bu motor tipi halen Honda Jazz ve City modellerinde kullanılmaktadır. Honda L13A motoru bulunduğu sınıf içerisinde farklı özelliklere sahip bir motor olup, yapısı itibariyle VTEC, VVT gibi teknolojilerin gelişiminde önemli rol oynamıştır [23].

Kullanılan motorda tek silindir için karşılıklı olarak konumlandırılmış iki buji bulunmaktadır. İki buji kullanımı ile yanmamış yakıt hava karışımını en aza indirerek daha verimli bir yanma sağlanmıştır ve vuruntu oluşumu engellenmiştir. HC emisyonları da bu sistem sayesinde en aza indirilmektedir. Modellenen L13A tipi sıralı ateşlemeli motorun genel özellikleri Çizelge 3.1'de gösterilmiştir.

**Çizelge 3.1.** Honda L13A tipi sıralı ateşlemeli motoru boyutları [66]

<b>L13A i-DSI Motor Özellikleri</b>	
<b>Motor</b>	Enlemesine yerleştirilmiş dört silindirli, sekiz supaplı benzinli motor
<b>Motor Modeli</b>	L13A i-DSI
<b>Motor Hacmi</b>	1339 cc
<b>Silindir Çapı</b>	73,0 mm
<b>Strok Uzunluğu</b>	80,0 mm
<b>Sıkıştırma Oranı</b>	10,8:1
<b>Motor Gücü</b>	5700 d/dak 83 HP (63 kW)
<b>Maksimum Tork</b>	2800 d/dak 119 Nm
<b>Piston Boyu</b>	45 mm
<b>Piston Ağırlığı</b>	254 gr
<b>Biyel Kolu Uzunluğu</b>	149 mm
<b>Biyel Ağırlığı</b>	449 gr
<b>Motor Toplam Ağırlığı</b>	285 kg

Performans verilerinin değerlendirilip sayısal doğrulamaların yapılmasında kullanılan olan Honda L13A tipi sıralı ateşlemeli motorun tam yükteki güç ve tork değerlerini içeren katalog değerleri [66] grafiği Şekil 3.2’de gösterilmiştir.

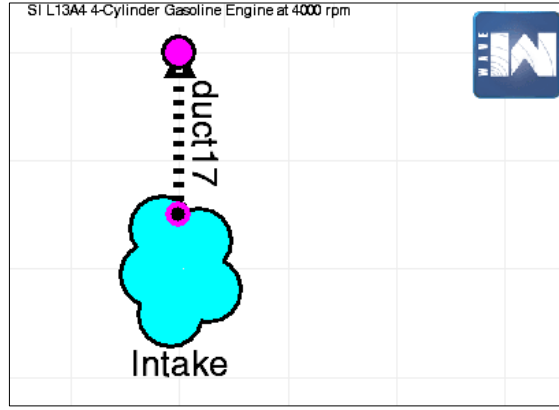


**Şekil 3.2.** Motor katalog değerleri grafiği [66]

Tam yükte ve farklı devirlerde yapılan bu tezde, modellenen motora farklı alternatif yakıt ve farklı oktan sayıları kullanılışı bakımından, Çizelge 1.1 ve Çizelge 1.2’de gösterilen analiz matrisleri uygulanmıştır. Analiz matrisinde motora verilen fiziksel ve kimyasal koşullar Ricardo-Wave programında belirli bir sıra çerçevesinde işlenmiştir. Analizleri gerçekleştirilecek olan motorun modellenmesi için ilk önce operasyon parametreleri olan uzunluk ölçü sistemi, simülasyon adı, simülasyon süresi, çevrim sayısı, yakıt türü, hava-yakıt karışım oranı vb. tanımlanması gereken değerler programa tanımlandıktan sonra motor bloğu ve motor bloğuna entegre olan yardımcı ana parçaların tasarımı yapılmaktadır. Modelleme aşamaları aşağıda detaylı olarak verilmektedir.

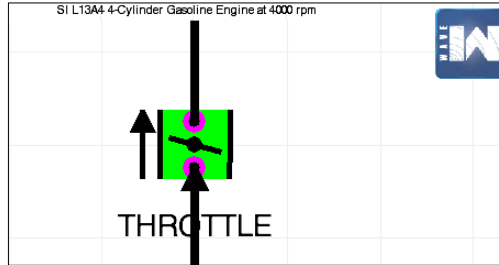
### 3.2. Emme Manifoldunun Modellenmesi

Motorun modellenmesinin ilk adımını oluşturan, motor emme manifoldu tasarımına geçilmeden önce, ortam hava şartlarının da sisteme tanımlanması gereklidir. Emme havası ortamı, literatüre dayanarak [11] ideal motor emme havası şartları olarak 1 bar basınç ve 300 K şeklinde tanımlanmıştır. Emme ortam havası modeli Şekil 3.3’de gösterilmiştir.



**Şekil 3.3.** Emme ortam havası modellemesi

Modellenen motorun gerçek ölçütlerine dayanarak belirlenen emme hattı üzerindeki en önemli elemanı olan gaz kolu kelebeğinin, ideal hava/yakıt oranını sağlayarak model üzerinde oynadığı kritik rol gereği, tasarım için gerekli sınır koşullarının tanımlanması gerekmektedir. Gaz kolu kelebeğinin notasyon açısından karışıklığa uğramaması için valf isminin girilmesinin ardından, hat üzerindeki yönünün belirlenmesi ve yüzdesel olarak açılacağı değerlerinin (%100) açısız olarak ( $90^\circ$ ) tanımlanması yapılmıştır. Gaz kolu kelebeği modeli Şekil 3.4’de gösterilmiştir.



**Şekil 3.4.** Gaz kolu kelebeği modellemesi

Emme manifoldu sahip olduğu görev bakımından motorda yanma reaksiyonlarına direkt etkide bulunabilecek bir elemandır. Motordaki yanma işlemi için gerekli olan hava, emme manifoldu üzerinden emme valfine, buradan da silindirin içine aktarılır. Motorun değişken performans ihtiyacına bağlı olarak emme manifoldu üzerinde değişiklikler yapılabilir. Bu şekilde tüm koşullarda ve devir hızlarında silindirlerin

yeteri miktarda hava ile beslenmesine imkân sağlanabilir. Bu da çok yollu emme manifoldu sistemi ile mümkündür.

Düşük devir aralıklarından olabildiğince çabuk bir şekilde yüksek devir aralıklarına ulaşmak için uzun emme manifoldu kullanılır. Yüksek devirlerde ise optimum performans gücünün sağlanması için daha kısa emme manifolduna ihtiyaç duyulur. Emme manifoldu, sahip olduğu elektronik kumandalı kelebek sistemi sayesinde, düşük devir hızlarında uzun boru üzerinden hava aktarımı sağlarken, yüksek devir hızlarında ise daha kısa boru mesafesi sunar [64].

Programda modellenen emme manifoldu birbirine bağlı 4 ayrı ana bağlantı noktası ve bu bağlantı noktalarına dik ve kendi arasında da paralel olan emme portları ile bağlanmıştır. Ana bağlantı noktalarının gerçekte birebir fiziksel tanımlamaları Çizelge 3.2'de gösterilmiştir.

**Çizelge 3.2.** Ana bağlantı noktalarının fiziksel tanımlamaları

<b>Çap</b>	110 mm
<b>Hacim</b>	Program tarafından hesaplanmış ve 0,75l'dir.
<b>Duvar sürtünme katsayısı</b>	1
<b>Isı transfer katsayısı</b>	1 W/m.K
<b>Isı transfer alanı</b>	Program tarafından hesaplanmış ve 27300 mm <sup>2</sup> 'dir.
<b>Başlangıç basıncı</b>	1 bar
<b>Başlangıç akışkan sıcaklığı</b>	300 K
<b>Duvar sıcaklığı</b>	300 K

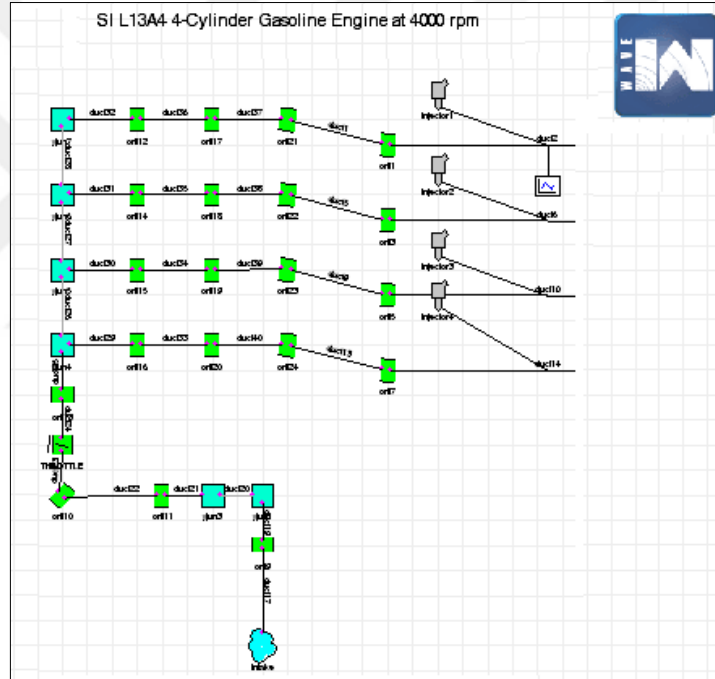
Emme teorik olarak havası kuru hava alınmıştır.

Emme portlarının modellenmesi sırasında gerekli fiziksel özellikler Çizelge 3.3'de verilmiştir.

**Çizelge 3.3.** Emme portlarının modellenmesi için gerekli fiziksel özellikler

Port çapı başlangıç	70 mm
Port çapı bitiş (supap bağlantısı)	35 mm
Ayrıklaştırma uzunluğu	35 mm
Toplam uzunluk	500 mm
Duvar sürtünme katsayısı	1
Isı transfer katsayısı	1 W/m.K
Basınç	1 bar
Akışkan (hava) sıcaklığı	300 K
Duvar sıcaklığı	300 K

Emme manifoldu komple modellemesi Şekil 3.5’de gösterilmiştir.



**Şekil 3.5.** Emme Manifoldu Komple Modellemesi

Emme manifoldundan alınacak hava ile yakıtın püskürtülmesinde kullanılan enjektörün modellemesi de bu aşamada gerçekleştirilmiştir. Literatüre dayanarak belirlenen hava/yakıt oranları öncelikli olarak enjektör modellemesinde tanımlanmıştır. Emme portlarının orta kısmına veya bir başka deyişle supap arkasına yerleştirilen enjektörün sayısal olarak pozisyonu belirlenerek, 50 mm’lik emme portunun tam ortasında yani emme manifoldu port başlangıcından 25 mm mesafeye

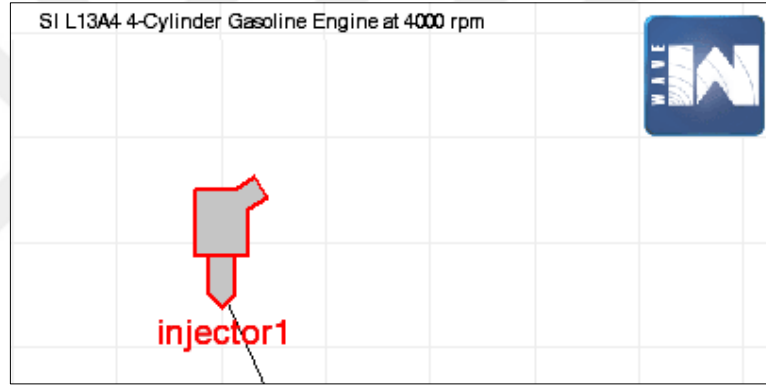


yerleştirilmiştir. Burada enjektörün emme manifoldu üzerindeki konumundan çok supap arkasında bulunması daha fazla önem arz etmektedir. Enjektör modelinin gerçekte birebir fiziksel tanımlamaları Çizelge 3.4'de verilmiştir.

**Çizelge 3.4.** Enjektör modelinin fiziksel tanımlamaları

<b>Karışım (hava-yakıt karışımı) sıcaklığı</b>	330 K
<b>Nozzle çapı</b>	0,2 mm
<b>Yakıt damlama mesafesi</b>	Verilen ölçülerden hesaplanmaktadır.
<b>Sprey açısı</b>	0 °C
<b>Sprey edilen yakıt hızı</b>	Verilen ölçülerden hesaplanmaktadır.

Enjektör modellemesi Şekil 3.6'de gösterilmiştir.



**Şekil 3.6.** Enjektör modellemesi

Enjektörün fiziksel olarak tanımlamaları da yapıldıktan sonra yakıt bileşenlerine geçilmiştir.

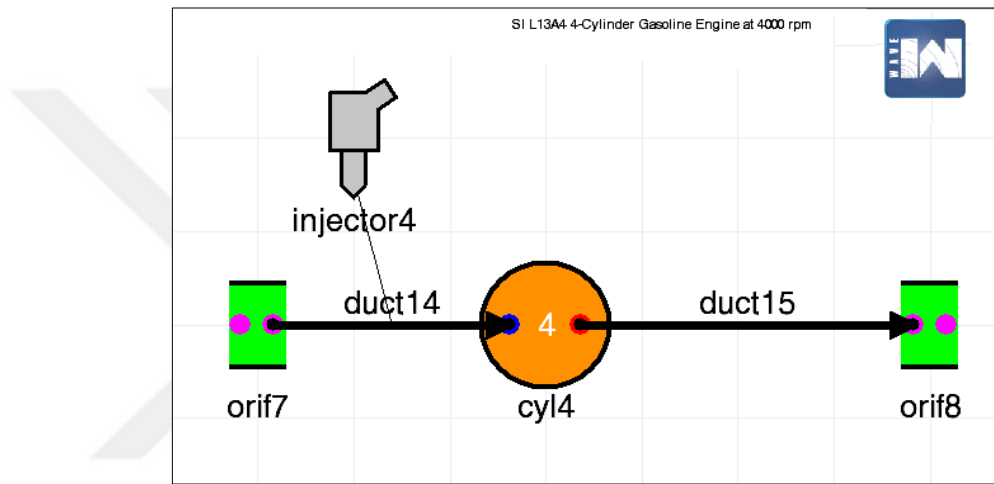
### **3.3. Silindirin Modellenmesi**

Motorun performans ve emisyon olarak ortaya çıkan karakteristiklerinin kaynağı olan, yanma olayının gerçekleştiği ve kimyasal enerjinin mekanik enerjiye çevrildiği en kritik parça olan silindirde, içerdiği yanma odasının hassas yapısı itibariyle gerçek motor ve literatür verilerinden yararlanılarak gerekli tanımlamaları yapılmıştır. Modelde silindir sayısı 4 olarak tanımlandıktan sonra, silindir panelinden kullanılan motora özgü olarak fiziksel büyüklükler Çizelge 3.5'de gösterilmiştir.

**Çizelge 3.5.** Kullanılan motora özgü olarak fiziksel büyüklükler

<b>Silindir çapı</b>	73 mm
<b>Strok uzunluğu</b>	80 mm
<b>Silindir kafası yüzey alanı</b>	Program tarafından hesaplanmış ve $6696.62 \text{ mm}^2$ dir.
<b>Silindir kafası ısı transfer katsayısı</b>	1,6 W/m.K
<b>Piston yüzey alanı</b>	Program tarafından hesaplanmış ve $4185.36 \text{ mm}^2$ dir.
<b>Biyel uzunluğu</b>	150 mm
<b>Sıkıştırma oranı</b>	10,8

Modellenen motora ait tek silindir Şekil 3.7’de gösterilmiştir.



**Şekil 3.7.** Silindirin modellemesi

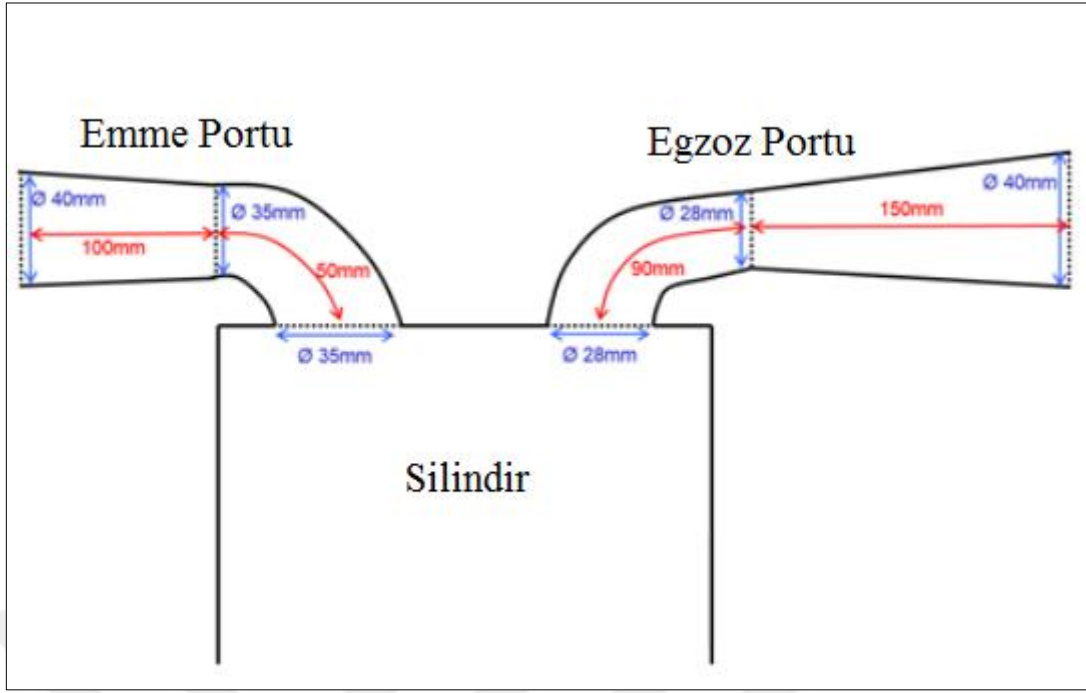
Gerekli geometrik ölçüler programa tanımlandıktan sonra operasyon parametresi olan ve modelde daha önceden belirlenmiş en temel değişken olan motor hızı programa tanımlanmıştır. Analizde kullanılacak olan ve zamanla değişen motor hızları 1000 d/dak, 2000 d/dak, 2800 d/dak, 3000 d/dak, 4000 d/dak, 5000 d/dak, 5700 d/dak olarak değişkenler cinsinden tanımlanmıştır. Silindirde emme ve egzoz supapları da referans alınan çaplara uygun olarak modellenmiştir. Emme supabının, krank mili açısına bağlı kalarak yükselme ve alçalmalarının fonksiyonu valf editöründen SIINT (Intake Valve Lift for the SI Engine) olarak, egzoz supabının, krank mili açısına bağlı kalarak yükselme ve alçalmalarının fonksiyonu da valf editöründen SIEXH (Exhaust Valve Lift for the SI Engine) olarak benzinli motor için seçilmiştir.

Sıcaklıklar krank mili açısına bağlı olarak değişiklikler gösterdiği için değişken şekillerde zamanın bir fonksiyonu olarak yazılmıştır. Modellenen motorun aşağıda belirtilen sıcaklıkları bilinmemektedir. Bu nedenle literatüre ve program yardımcı kaynaklarına bağlı kalarak değerler, Çizelge 3.6'daki gibi tanımlanmıştır.

**Çizelge 3.6.** Modellemede kullanılan sıcaklık tanımlamaları [66]

<b>Piston sıcaklığı</b>	595-500 °C arasında değişmektedir.
<b>Silindir sıcaklığı</b>	616-540 °C arasında değişmektedir.
<b>Silindir kafası sıcaklığı</b>	635-550 °C arasında değişmektedir.
<b>Emme supabı sıcaklığı</b>	320-312 °C arasında değişmektedir.
<b>Egzoz supabı sıcaklığı</b>	380-365 °C arasında değişmektedir.

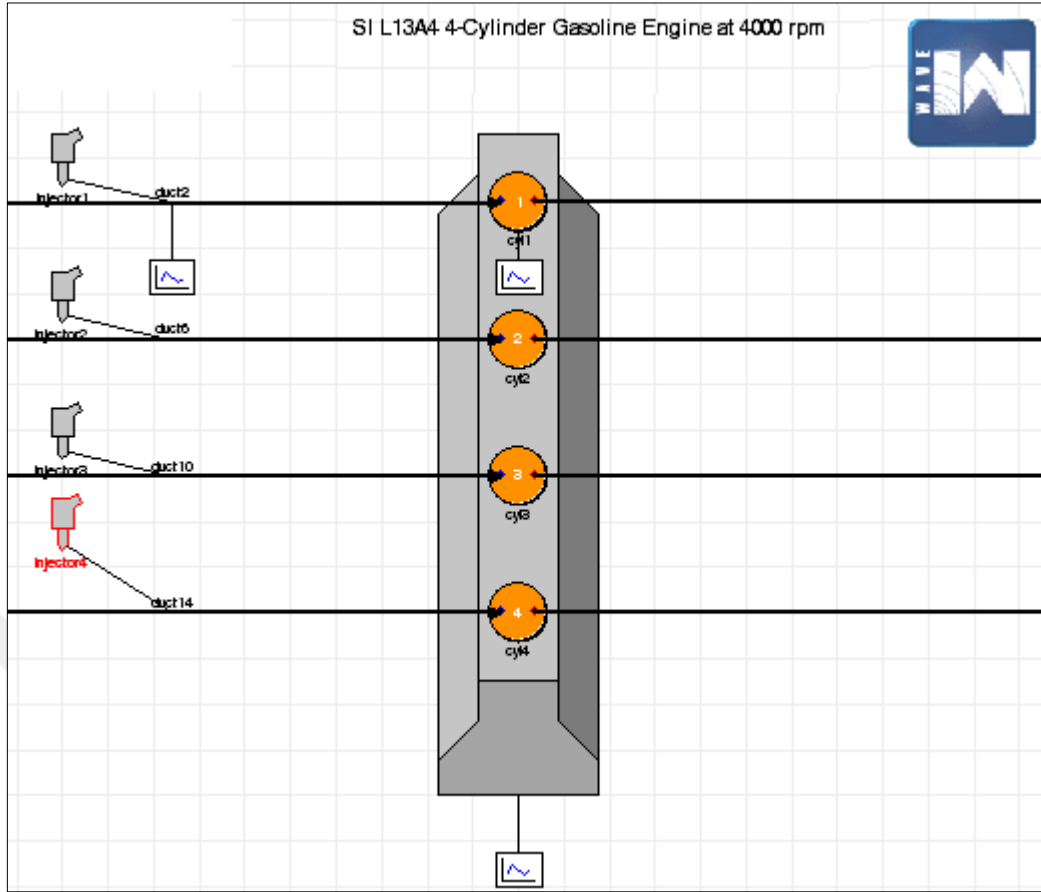
Yanma ve ısı transfer modelleri bu aşamada önceki bölümlerde bahsedildiği üzere tek bölge Wiebe yanma modeli ve Woschni transferi modeli olarak tanımlanmıştır. Taze ve kuru olan havaya enjektör tarafından nozzle uçlarıyla supap arkasından püskürtülen hava silindir içerisine girdikten sonra yanma başlamaktadır. Silindire emme portundan gelen karışım 1 bar ve 300 K, yanma olayı sonrasında silindir egzoz portundan çıkış yapan yanmış gazların basıncı ise 1.05 bar ve sıcaklık 900 K'dir. Silindirin iki boyutlu olarak çizimi Şekil 3.8'da gösterilmiştir.



Şekil 3.8. Silindir emme ve egzoz portu bağlantısı

### 3.4. Motor Bloğunun Modellenmesi

Silindirin modellenmesi bölümünde anlatıldığı üzere her bir silindirin modellenmesinin ardından, programda gerekli özellikleri kullanılarak motor bloğuna silindirlerin eklenmesi işlemi gerçekleştirilmiştir. Motor bloğu üzerinde fiziksel ve kimyasal özellik tanımlaması ayrıca yapılmamakta ve her silindir için zaten belirlenen özellikler değişmeden doğrudan entegre edilebilmektedir. Motor bloğunun programdaki modellenmiş hali Şekil 3.9'da verilmiştir.



**Şekil 3.9.** Motor bloğu modeli

### 3.5. Egzoz Manifoldunun Modellenmesi

Silindir içerisinde bujinin ateşlemesiyle tutuşan hava/yakıt karışımı, yanma modeli sayesinde gerekli türbülanslı yanmaya uğramasının ardından Şekil 3.10’da da gösterildiği gibi 1.05 bar ve 900 K sıcaklıkta egzoz supabı tarafından dışarı atılmak üzere egzoz manifoldu portlarına giriş yapmaktadır.

Programda modellenen egzoz manifoldu dik ve kendi arasında paralel egzoz portları ile silindir çıkışlarından başlatılmış ve sonunda tek bir ana bağlantı noktasına bağlanmıştır. Ana bağlantı noktasının gerçekle birebir fiziksel tanımlamaları Çizelge 3.7’de verilmiştir.

**Çizelge 3.7.** Ana bağlantı noktasının fiziksel büyüklükleri

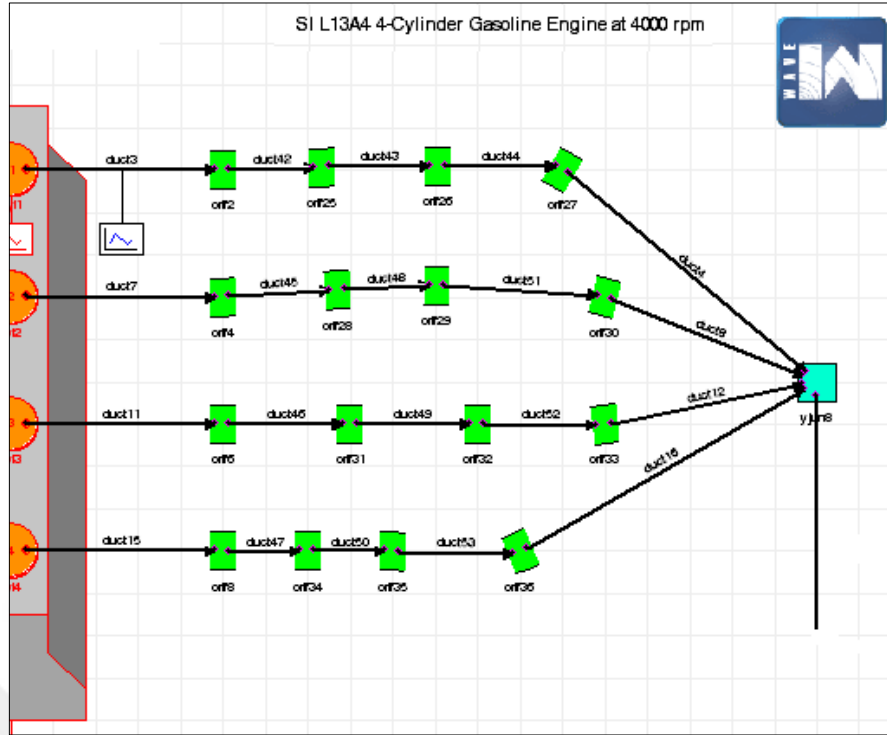
<b>Çap</b>	80 mm
<b>Hacim</b>	Program tarafından hesaplanmış ve 268083 mm <sup>3</sup> 'dür.
<b>Duvar sürtünme katsayısı</b>	1
<b>Isı transfer katsayısı</b>	1 W/m.K
<b>Isı transfer alanı</b>	Program tarafından hesaplanmış ve 20106,2 mm <sup>2</sup> 'dir.
<b>Başlangıç basıncı</b>	1 bar
<b>Başlangıç akışkan sıcaklığı</b>	1100 K
<b>Duvar sıcaklığı</b>	900 K

Egzoz portlarının modellenmesi sırasında gerekli fiziksel özellikler Çizelge 3.8'de aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

**Çizelge 3.8.** Egzoz portlarının modellemesi için gerekli fiziksel özellikler

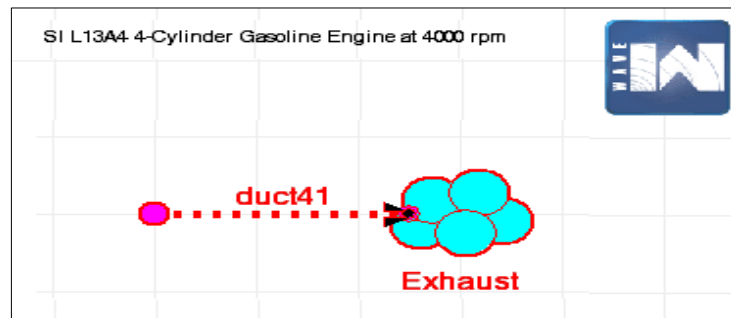
<b>Port çapı başlangıç (supap bağlantısı)</b>	28 mm
<b>Port çapı bitiş</b>	40 mm
<b>Ayrıklaştırma uzunluğu</b>	40 mm
<b>Toplam uzunluk</b>	480 mm
<b>Duvar sürtünme katsayısı</b>	1
<b>Isı transfer katsayısı</b>	1 W/m.K
<b>Basınç</b>	1,05 bar
<b>Başlangıç akışkan (hava) sıcaklığı</b>	900 K
<b>Bitiş akışkan (hava) sıcaklığı</b>	1100 K
<b>Başlangıç duvar sıcaklığı</b>	400 K
<b>Bitiş duvar sıcaklığı</b>	750 K

Egzoz manifoldu komple modellemesi Şekil 3.10'de gösterilmiştir.



Şekil 3.10. Egzoz manifoldu komple modellemesi

Literatüre dayanarak egzoz gazı ortam havası şartları 1 bar basınç ve 300 K şeklinde tanımlanmıştır [1-3]. Egzoz ortam havası modeli Şekil 3.11’de gösterilmiştir.



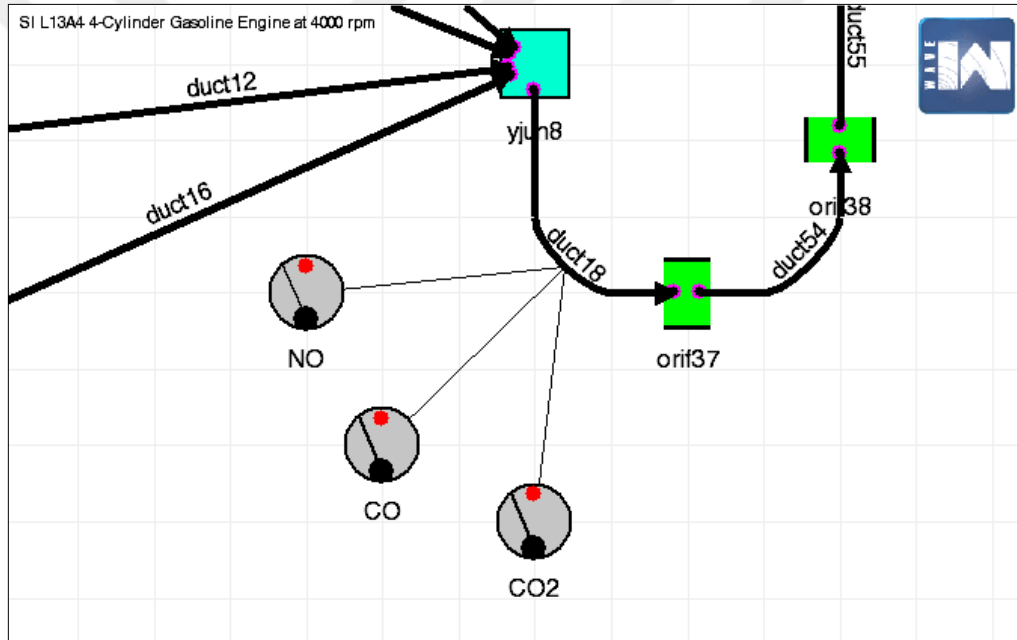
Şekil 3.11. Egzoz ortam havası modellemesi

### 3.6. Ölçüm ve Kontrol Elemanlarının Yerleştirilmesi

Modellemede akışkanının geçtiği her nokta için ölçüm ve kontrol sağlanabilmektedir. Tıpkı bir motor test düzeneği gibi modellenmiş motorun bütün

karakteristik verileri modellemede ortaya çıkarılabilmektedir. Emme havasının debisinden egzoz gazı debisine kadar bütün fiziksel özellikler için model üzerindeki gerekli yerlere sensörler yerleştirilmiştir. Sistem üzerinde sıcaklık ölçümleri Isıl çiftler üzerinden yapılmaktadır. Egzoz gazı içerisinde bulunan yanma ürünlerinin tamamı için sensörler tanımlatılabilir ve anlık olarak her türlü egzoz emisyon değeri ölçülebilmektedir. Modelde, egzoz emisyon gazlarından bazılarının alınması için yerleştirilmiş emisyon sensörleri Şekil 3.12’de gösterilmiştir.

Modelin kontrol kısmında özellikle kodu açık olarak bulunan program sayesinde yeni fonksiyonlar yazılabilmekte ve yeni ölçüm değerleri fiziksel ve kimyasal bağlamda alınabilmektedir.



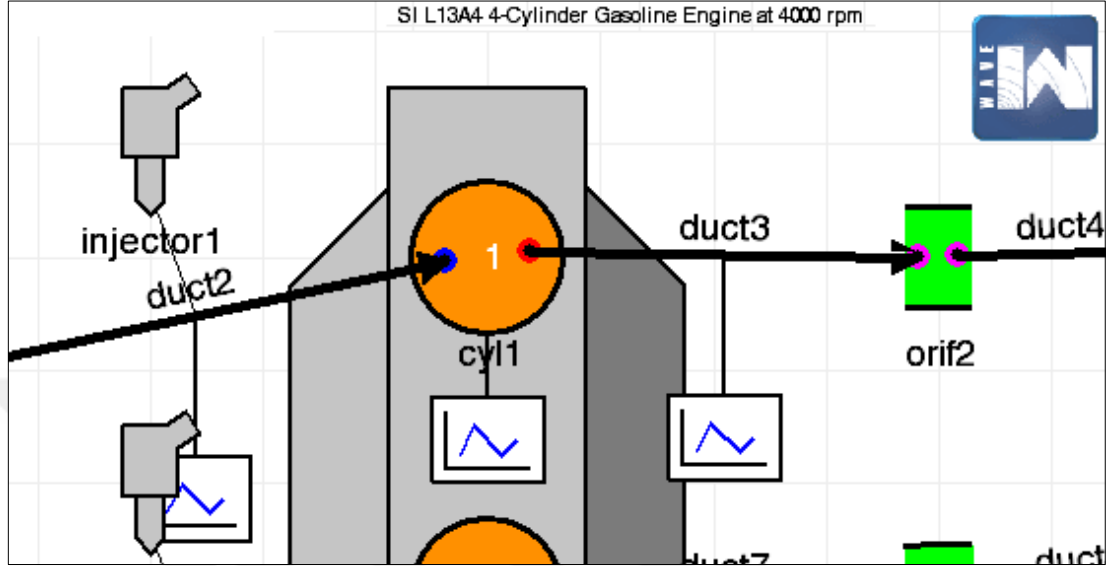
Şekil 3.12. Emisyon gazı ölçüm sensörleri

### 3.7. Program Çıktılarının Alınması

Program çıktıları çok esnek bir şekilde istenilen bütün büyüklüklerin karşılaştırılabilmesi ile alınabilmektedir. Grafik ekleme olanaklarının çok olduğu programda motor bloğu, enjektör, silindir içi, emme ve egzoz portları üzerine yerleştirilen plotlar sayesinde zaman veya krank mili açısı karşısında motor



performans değerleri hem sayısal hem de grafiksel şekilde çıktı olarak verilebilmektedir. Çeşitli kritik noktalara eklenmiş olan plotlar Şekil 3.13'de gösterilmiştir.



Şekil 3.13. Kritik noktalar için yerleştirilen plotlar

### 3.8. Matematiksel Modelleme

Matematiksel olarak bir sistemin modellenmesi sırasında kullanılan yöntemlerin en başında, temel fizik ve kimya kuramları gelmektedir. Bu iki ana ayak üzerine oturtulan modeller, matematiksel ifadelerle çözümlenerek merak edilen sistemin analiz edilmesine ve bu bağlamda sonuçların bulunmasına olanak sağlarlar. Modellemelerde, süreklilik, momentumun korunumu, enerjinin korunumu ve türbülans denklemleri kullanılarak, modellenen sistemin gerçeğe en yakın şekilde sonuçlar vermesi sağlanır. Bu çalışma kapsamında kullanılan paket programda yapılmış olan analizler, program tarafından bu şekilde kullanılmıştır.

Şekil 2.14'de de gösterildiği üzere yanmanın ilerlemesi sırasında belli bir zamandaki silindir hacmi kontrol hacmi olarak alınıp, yanmış ve yanmamış hava/yakıt karışımının olduğu bölgelerin birbirinden ayrılmasıyla ve bu bölgelere temel

yaklaşımlar ve denklemler uygulanarak diferansiyel denklemler çıkartılmış ve matematiksel model oluşturulmuş olunur.

Bu bölgelerin belirlenmesinden sonra yanma olayını öncelikle aşağıdaki süreçlere temel yaklaşımların uygulanmasıyla yanma bakımından matematiksel model ortaya çıkmaktadır;

- yanma başlangıcı
- maksimum silindir içi basıncı sağlayan alev ilerlemesi
- alevlerin silindir gömleğine kadar dayanması

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği prensibine dayalı olarak yazılımların analizler sırasında kullandıkları temel süreklilik, momentumun korunumu ve enerjinin korunumu denklemleri aşağıda verilmiştir [90].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = s_m \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + s_i \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho h u_j + F_{hj}) = \frac{\partial p}{\partial t} + u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} + \tau_{ij} \frac{\partial p}{\partial x_i} + s_h \quad (3.3)$$

### 3.9. Türbülans Modelleri

İçten yanmalı motorlar için matematiksel olarak ifade edilmesinin zorluğu bakımından karmaşık olan ve daha çok deney ve gözlemlere dayalı tecrübesel yollar kullanılarak belirlenen bu akış biçimi laminer akıştan farklı olarak akış rejiminin düzensiz olduğu bir akış tipidir. Bu akış tipine bağlı olarak Navier-Stokes denklemlerinin prensip edilmesiyle türbülans modelleri geliştirilmiştir.

Bu bağlamda türbülanslı yanma modellemeleri için yanmaya direkt etkide bulunan yakıt ve hava konfigürasyonunun sağlanmasıyla, moleküller arası gerinim ve kayma ile karışım ve homojenizasyon sağlanır [90].

Bu bağlamda karışım oluşumu ön karışım, ön karışimsız ve kısmi ön karışım olarak incelenebilir.

- Ön karışım (Premixed) yanma
- Ön karışimsız yanma
- Kısmi ön karışım yanma

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde bir çok türbülans modeli bulunmaktadır. İçten yanmalı motorlarda en çok kullanılan ve analizler sırasında da kullanılmış türbülans modeli olan RNG k-ε Türbülans Modeli için kısa bilgiler aşağıda verilmiştir.

Bu model için türbülans kinetik enerjisi (3.4) denklemi ile hesaplanmaktadır.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \rho u_j k - \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \\ = \mu_t \left( S_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{g_i}{\sigma_{h,t}} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \right) - \rho \epsilon - \frac{2}{3} \left( \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (3.4)$$

Türbülans yitim oranı (ε) ise (3.5) denklemi ile hesaplanmaktadır.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \rho u_j \epsilon - \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] \\ = C_{e1} \frac{\epsilon}{k} \left[ \mu_t S_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \left( \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] - C_{e2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - C_{e3} \frac{\epsilon}{k} \mu_t \frac{g_i}{\sigma_{h,t}} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \\ + C_{e4} \rho \epsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{C_\mu \eta^3 \left( 1 - \frac{\eta}{\eta_0} \right)}{1 + \beta \eta^3} \cdot \frac{\rho \epsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (3.5)$$

Denkleminde yer alan  $\eta \equiv S k / \epsilon$ ,  $\eta_0$  ve  $\beta$  ise 4,38 ve 0,012 değerindedir [90].

Çizelge 3.9'da denklemlere ait diğer katsayılar yer almaktadır.

**Çizelge 3.9.** RNG k-e türbülans modeli katsayıları

$C_\mu$	$\sigma_k$	$\sigma_\epsilon$	$\sigma_h$	$\sigma_m$	$C_{e1}$	$C_{e2}$	$C_{e3}$	$C_{e4}$	K	E
0,085	1	1,22	0,9	0,9	1,42	1,68	1,44	-0,33	0,4	9

### 3.10. Yanma Modelleri

Yanma bölümünde de açıklandığı üzere içten yanmalı motorlar için yanma olayı hayli önemli bir konudur. Bu nedenle gerçeğe yakın sonuçlar alabilmek için, yanmanın modellenmesi de aynı derecede önem taşımaktadır. Yanmanın gerçekleşebilmesi için gerekli olan işlem basamakları aşağıda verilmiştir.

- Homojen yakıt-hava karışımı oluşumu.
- Yanma odasındaki türbülansın sağlanması.
- Kimyasal reaksiyonların gerçekleşmesi.
- Uygun yanma hızı.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde, yanma modeli olarak genel anlamda bir çok model benimsenmiştir. İçten yanmalı motorlarda en çok kullanılan ve analizler sırasında da kullanılmış yanma modeli olan Wiebe Yanma Modeli [72] için kısa bilgiler aşağıda verilmiştir.

Wiebe yanma modeli içerisinde, yanma aşağıdaki üç kategoride incelenir.

- Ön karışımli
- Difüzyon yanması
- Kuyruk yanması

Wiebe yanma modeli için kullanılan denklemler aşağıda verilmiştir.

$$X=F(t) \quad (3.6)$$

Yanmanın sonuna kadar ısı salınımının toplam miktarına  $\varphi$  krank açısı ile ısı salınım oranına şu şekilde yaklaşılabilir;

$$\frac{Q_{\text{chem}}(\varphi)}{Q_{\text{chem,tot}}}=1-\exp\left[-\alpha\left(\frac{\varphi-\varphi_{\text{soc}}}{\Delta\varphi_c}\right)^{m+1}\right] \quad (3.7)$$

Bu denklemde  $Q_{\text{chem,tot}} = m_{\text{fuel}} \cdot \text{LHV}$ ,  $\varphi_{\text{soc}}$  ve  $\Delta\varphi_c$  yanmanın başlangıcını ve yanmanın sürekliliğini gösterir. Sabit m birleştirilmiş ısı salınım eğrisinin biçimidir ve  $\alpha$  gönderilen yakıtın sadece belli bir bölümünün yanmasının sonunda elde edilir. Reaktantların molekül sayısının zamanla değişimine, aktif (efektif) merkezlerin sayısına ya da efektif merkezlerin yoğunluğuna bağlı olan denklemlerin integrali alındıktan sonra yakıt yanma oranı denklemi elde edilebilir.

$\eta_{\text{conv}}$  dönüşüm etkinliğinin tanımı, yanmanın sonunda  $\varphi = \varphi_{\text{eoc}}$  ve  $\alpha$  parametresi aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\eta_{\text{conv}} = \frac{Q_{\text{chem}}(\varphi)}{Q_{\text{chem,tot}}} = 1 - e^{-\alpha} \quad (3.8)$$

$$\alpha = -\ln(1 - \eta_{\text{conv}})$$

$$(3.9)$$

Böylece dönüşüm etkinliği %99,9 olduğu varsayılır ve  $\alpha$  değeri 6,908 olur. Anlık ısı salınım oranı aşağıdaki denklemde krank açısına uyması ile farklılaşarak elde edilebilir:

$$\frac{dQ_{\text{chem}}}{d\varphi} = \alpha \cdot Q_{\text{chem,tot}} \cdot (m+1) \cdot \left(\frac{\varphi-\varphi_{\text{soc}}}{\Delta\varphi_c}\right)^m \exp\left[-\alpha\left(\frac{\varphi-\varphi_{\text{soc}}}{\Delta\varphi_c}\right)^{m+1}\right] \quad (3.10)$$

Homojen şarjlı SI motorlarının enerji salınım oranları bu Wiebe fonksiyonu ile tekrardan üretilir. Karışma durumunda kaynaklı farklılıkları ortadan kaldırmak için

iki farklı Wiebe fonksiyonu farklı yanma zamanlarının yanı sıra farklı parametrelere sahip olabilir ve toplam ısı salınımı bu iki fonksiyonun toplamı olarak hesaplanır [72].

$$dQ_{\text{chem}} = dQ_{\text{chem},1} + dQ_{\text{chem},2} = \alpha \cdot Q_{\text{chem},1} (m_1 + 1) \left( \frac{\varphi - \varphi_{\text{soc},1}}{\Delta\varphi_{c,1}} \right)^{m_1} \exp \left[ -\alpha \left( \frac{\varphi - \varphi_{\text{soc},1}}{\Delta\varphi_{c,1}} \right)^{m_1 + 1} \right] \\ + \alpha \cdot Q_{\text{chem},2} (m_2 + 1) \left( \frac{\varphi - \varphi_{\text{soc},2}}{\Delta\varphi_{c,2}} \right)^{m_2} \exp \left[ -\alpha \left( \frac{\varphi - \varphi_{\text{soc},2}}{\Delta\varphi_{c,2}} \right)^{m_2 + 1} \right] \quad (3.11)$$

Wiebe fonksiyonu içerisindeki m parametresi yanma olayının zaman içerisindeki değişimini etkilemekte ve bu zaman içerisinde yanma hızı maksimum değerine ulaşmaktadır. Fonksiyona ait m parametresinin artması ile maksimum basınç azalmaktadır [72].

Wiebe fonksiyonları sıkıştırma ateşlemeli motorlarda da birleştirilmiş ve polygon-hiperboloit profili tipi esas alınarak tanımlanır. Difüzyon yanmasını bu şekilde ifade etmek sistemin analizi için daha kolay olmaktadır.

### 3.11. Emisyon Modelleri

Önceki bölümlerde de açıklandığı üzere yanma sonucu egzoz gazının içeriğinde bulunan ve çevreye zararlı etkileri olan emisyonlar; CO<sub>2</sub>, CO, HC, NO<sub>x</sub>, İs'dir.

Çalışmalarda kullanılan yanma modelleri emisyon değerlerinin hesabında aşağıda verilen denklemler ve tanımlamaları kullanır; Yakıt Oksidasyon Sonrası Kimyası (Post-Flame Oxidation Chemistry), Ayrışma ve Kök Oluşum Kimyası (Dissociation and Radical Formation Chemistry), CO $\rightleftharpoons$ CO<sub>2</sub> Kinetiği Kimyası (CO $\rightleftharpoons$ CO<sub>2</sub> Kinetics Chemistry), NO Kimyası (NO Chemistry), İs Kimyası (Soot Chemistry) şeklinde 5 adet reaksiyon seti bulunur [89].

Yanmış gazların başlangıç kompozisyonları  $Y_b^m$  şu şekilde hesaplanır:

$$Y_b^m = \frac{Y_m - (1-c) Y_u^m}{c} \quad (3.12)$$

Yakıt yanmış gazların içine doğru buharlaştığında (örneğin süreç değişkeni  $c=1$  iken) veya yetersiz oksijenden dolayı yakıt kısmen CO ve diğer  $Y_{fb}$  türlerine dönüşür. Diğer taraftan,  $Y_{fu}$ 'nun aksine bunlar ön karışımli modda yanmazlar fakat alevin arka kısmında (difüzyon modu yanma) yanarlar. Bu oksidasyon reaksiyonu:



$S_{O_2}$ ,  $O_2$  reaksiyonu için stokiyometrik katsayı olmak üzere Eddy Break-Up kabulüne göre yakıt yanma hızı (oranı) hesaplanırsa:

$$\omega_{fb} = C \frac{\varepsilon}{k} \min [Y_{fb}^m, Y_{O_2}^m / S_{O_2}] \quad (3.14)$$

Yüksek sıcaklıktan dolayı olan ısıl ayrışma etkisi ihmal edilemez ve mutlaka hesaba katılmalıdır. Karbon içermeyen türler için türlerin dengede olduğu kabulü yapan bir reaksiyon seti uygulanmıştır. Bu reaksiyonlar şu şekildedir:



Burada ilk üç reaksiyon daha sonra alev sonrası mekanizmalarda kullanılacak olan (NO ve  $CO_2$  gibi) biatomik moleküllerin atomlarına ayrışmasını modeller.

NO kimyası için klasik genişletilmiş 3 basamak Zeldovich mekanizması çözülür. İlgili reaksiyonlar aşağıda yer almaktadır.





CO  $\Leftrightarrow$  CO<sub>2</sub> kinetiği kimyası için 2 alternatif reaksiyon mekanizması mevcuttur. Birincisi basit tersinir bir mekanizmadan oluşur. İkincisi ise 4 basamaktan oluşan oksidasyon mekanizması basit mekanizmaya alternatif olarak sunulmuştur. Burada yakıt ilk önce C<sub>2</sub>H<sub>4</sub>'e parçalanmış ve CO, H<sub>2</sub> oksidasyona uğrar ve CO<sub>2</sub> ile H<sub>2</sub>O dönüşür.



İs kimyası, oluşum ve oksidasyon arasındaki değişimler üzerine kurulmuştur.

$$\frac{d}{dt}[\text{SOOT}] = \frac{d}{dt}[\text{SOOT}]_f - \frac{d}{dt}[\text{SOOT}]_{\text{ox}} \quad (3.28)$$

$$\frac{d}{dt}[\text{SOOT}]_f = A_{\text{sferc}} [\text{F}_b] p^{0.5} e^{-T_{\text{sferc}}/T} \quad (3.29)$$

Burada  $A_{\text{sferc}}$  ve  $T_{\text{sferc}}$  ayarlama parametreleri olup ön tanımlı değerleri 450 ve 1000 K'dir. Bu denklemlerde, “[ ]” molar konsantrasyonu,  $\rho_{\text{soot}}$  is partikül yoğunluğunu,  $D_{\text{soot}}$  partikül çapını ve  $R_t$  ise net reaksiyon oranıdır.

$$\frac{d}{dt}[\text{SOOT}]_{\text{ox}} = \frac{12}{\rho_{\text{soot}} D_{\text{soot}}} [\text{SOOT}] R_t \quad (3.30)$$

Türlerin kütle oranları aşağıdaki formülle güncellenir:

$$Y^m = (1-c) Y_u^m + c Y_b^m \quad (3.31)$$



Yine çalışmada kullanılan G-equation modeli ise yanma modeli emisyon değerlerinin hesabında aşağıda verilen yapıyı kullanır.

Reaksiyon mekanizmaları için Bray ve ark. BML modeline göre, i türünün ortalama kütleli oranı şu şekilde elde edilebilir:

$$Y_i = cY_{i,b} + (1-c)Y_{i,u} \quad (3.32)$$

Burada c hesaplanan süreç değişkeni,  $Y_{i,b}$  yanmış bölgedeki türlerin kütleli oranı ve  $Y_{i,u}$  yanmamış bölgedeki türlerin kütleli oranıdır.

Tek basamak reaksiyon mekanizması için ise şu denklem kullanımı geçerlidir.

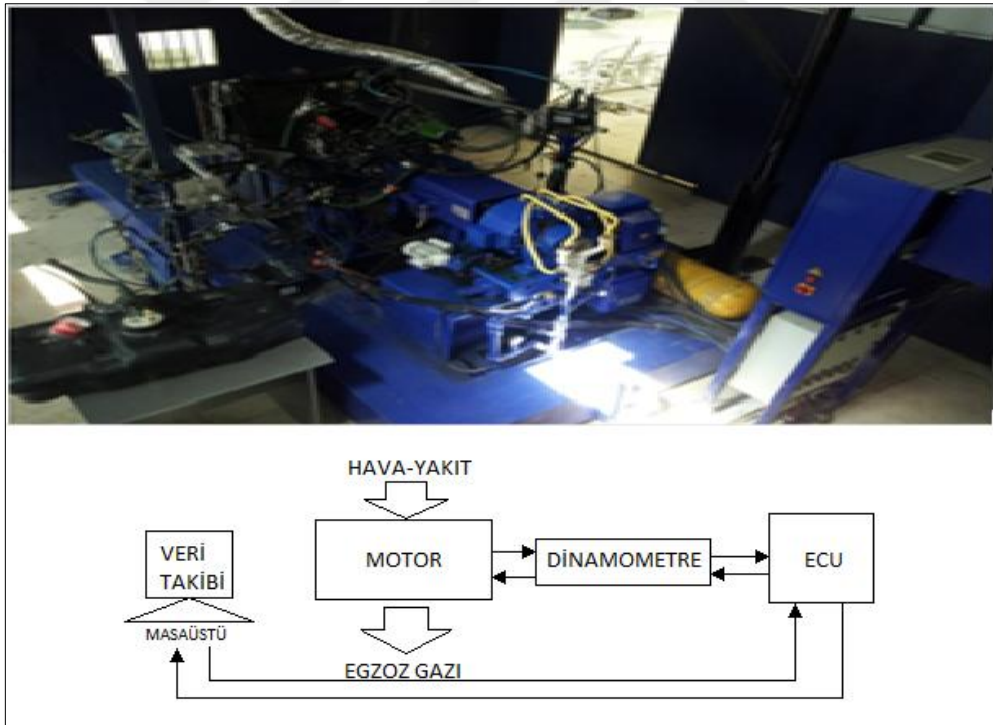


Bütün bu tanımlamalardan sonra sayısal model tamamlanmış ve analizler başlatılmıştır. Tıpkı bir deney düzeneği gibi modellenen motor test düzeneğinden, motorun karakteristik verileri ve emisyon değerleri sanal olarak, üzerindeki ısı çiftler, gerinim ölçerler, basınçölçerler vb. sayesinde yüksek hassasiyetlerde alınmıştır.

## 4. DENEYSEL ÇALIŞMA

### 4.1. Motor ve Motor Test Düzeneği

Tez kapsamında modellenen Honda L13A tipi sıralı ateşlemeli motoru adına yapılan sayısal analizlerin doğruluğunun saptanması amacıyla, deneysel bir takım çalışmalar da bu çalışma kapsamında gerçekleştirilmiştir. Hem benzin, hem de kütlece farklı oranlarda yüzdesel olarak benzine ilave edilmiş gazyağı kullanılarak yapılan deneylerde, maksimum tork değerlerinin alınabildiği 2800 d/dak için, tork ve emisyon değerleri saptanmaya çalışılmıştır. Kırıkkale Üniversitesi otomotiv laboratuvarı envanterinde bulunan deney düzeneği, eddy-current tipi bir dinamometre, haberleşme panosu ve test düzeneği kontrol yazılımı şeklinde temel ayaklar üzerine kurulmuştur. Çalışma kapsamında kullanılan deney düzeneğinin resmi ve sistem şeması Şekil 4.1’de gösterilmiştir.



Şekil 4.1. Deney düzeneğinin resmi ve sistem şeması

Çizelge 3.1'de teknik fiziksel özellikleri verilen Honda Jazz marka araçlarda bulunan L13A sıralı ateşlemeli motoru hakkında daha önceki bölümlerde bilgiler verilmiş ve Şekil 3.2'de, tork ve güç bakımından motor katalog değerleri grafiği gösterilmiştir.

Deney düzeneğinde, motora karşı fren gücü uygulayarak motor torku gibi karakteristiklerin bulunmasını sağlayan, eddy-current prensibi ile çalışan, TUD100 serisi elektrikli dinamometre tamamen bilgisayar kontrollü olup, maksimum 100 kW güç ölçümü, 500 Nm tork ölçümü yapabilmektedir. Şekil 4.2'de elektrikli dinamometrenin resmi gösterilmiştir.



**Şekil 4.2.** Elektrikli dinamometre

Motor üzerinde bulunan temel parçaların ve akışkanların her türlü fiziksel durumu sistem üzerindeki sensörler ile ölçüldükten sonra, aktarılan veriler deney düzeneği üzerinde bulunan haberleşme panosuna iletilmektedir. Bu ünite sayesinde bilgisayar diline çevrilen veriler, bilgisayar yazılımına aktarılmakta ve deney düzeneği kontrol yazılımı vasıtasıyla alınan veriler yazılım arayüzünde kullanıma sunulmaktadır. Sisteme belirli sınır şartları dahilinde devir sayısı ve gaz kolu kelebek açıklıkları bilgisayar üzerinden veya manuel olarak yazılım vasıtasıyla girilebilmektedir. Bu şartların anlık değişimine göre motor test düzeneği belirli test çıktılarını yarım saniyede bir kayıt altına almaktadır. Çizelge 4.1'de, sistemden yazılım vasıtasıyla elde edilebilen çıktılar ve Şekil 4.3'de, deney düzeneği kontrol yazılımı arayüzü gösterilmiştir.

**Çizelge 4.1.** Sistemden yazılım vasıtasıyla elde edilebilen çıktılar

1	Tarih ve saat	
2	Devir	rpm
3	Tork	Nm
4	Güç	kW
5	Yakıt tüketimi	lt/h
6	Yakıt sıcaklığı	°C
7	Yağ basıncı	bar
8	Yağ sıcaklığı	°C
9	Motor suyu giriş sıcaklığı	°C
10	Motor suyu çıkış sıcaklığı	°C
11	Egzoz gazı sıcaklığı	°C
12	Dinamometre çıkış suyu sıcaklığı	°C



**Şekil 4.3.** Deney düzeneği kontrol yazılımı arayüzü

Test düzeneğinin bir özelliği olarak kullanıcı tarafından belirlenen gaz kolu keleşği açıklığı ve devir sayısına karşın her yarım saniyede bir alınan performans değerleri yazılım tarafından kaydedilmektedir. Tam yük ve farklı devirlerde yapılan, doğrulama amaçlı deneysel çalışmada, sayısal çalışmaya kıyasla daha farklı bir analiz matrisi uygulanmıştır. Motora verilen koşulların aynısı motor modelleme

programında sayısal olarak modellenmiş motor üzerinde de uygulanmıştır. Hem deneysel hem de daha kapsamlı ve farklı yakıtları içeren sayısal analiz modeli için doğrulama adına temel oluşturan analiz matrisi Çizelge 4.2'de gösterilmiştir. Verilerin kaydı sistemin çalıştırılmasından sonra sürekli hale geçilmesinin beklenmesinin ardından 2 şer dakikalık aralıklarla Çizelge 4.2'deki deney matrisi çerçevesinde alınmıştır. Her yarım saniyede bir veri akışı olan deney düzeneğinde 2 dakikalık zaman diliminde ölçülmüş tork değerlerinin ortalaması alınarak daha hassas bir ölçüm sağlanmıştır. Motor test düzeneğinden elde edilen deneysel tork verilerinin, tam yükte ve farklı devir sayıları karşısındaki davranışı Şekil 6.2'de, Çizelge 6.2 ve Çizelge 6.3'de gösterilmiştir.

**Çizelge 4.2.** Deney matrisi

<b>Çeşit</b>		Benzin			
		Gazyağı			
<b>Devir Sayısı (d/dak)</b>		2800 (maks. tork)			
<b>Gaz Kolu Kelebek Açıklığı (%)</b>		100			
<b>Gazyağı İlave Oranı (%)</b>					
10	20	30	40	50	100

## 5. MOTOR TEORİK HESAPLAMALARI

### 5.1. Motor Performans Değerleri Teorik Hesaplamaları

Pistonlu motorlar, karmaşık yapısı gereği birçok matematiksel ve özellikle de yanma olayının belirlenebilmesi için kimyasal denklem takımlarından meydana gelmektedir. Tasarımda, piston geometrisinin de önemli bir faktör olduğu düşünülürse, denklemleri ifade etme açısından piston çapı ve strok uzunluğunun önemli rol oynadığı ortaya çıkmaktadır. Esas iş üretilen kısım olan silindir hacminin tanımlamasında kullanılan piston çapı ve strok uzunluğu kullanılarak strok hacmi ( $V_h$ ) hesaplanabilir. Strok hacminin tek bir silindir için, piston çapı ve strok uzunluğuna bağlı olarak belirlendiği eşitlik Denklem 5.1'de gösterilmiştir.

$$V_h = \left( \pi \cdot \frac{d_{\text{silindir}}^2}{4} \right) \cdot h_{\text{strok}} \quad (5.1)$$

Çevrimler sırasında sıkıştırma zamanında pistonun üst ölü noktaya ulaşması sonucunda, silindir içerisinde kalan en küçük hacim olan sıkıştırma hacmine ölü hacim denilmektedir. Ateşleme yapılmadan önceki oluşmuş olan bu hacim sıkıştırma hacmi olarak ( $V_c$ ) olarak ifade edilir. Pistonun silindir gömleği içerisinde alt ölü noktadayken üzerinde oluşturduğu toplam hacmin, üst ölü noktaya geldiği andaki yanmanın meydana geldiği sıkıştırma hacmine oranına sıkıştırma oranı denir [2]. Yani, motorun en temel özelliği olan sıkıştırma oranı bu iki kavramdan ( $V_h$  ve  $V_c$ ) oluşmaktadır. Sıkıştırma oranının tek bir silindir için, strok hacmine ve sıkıştırma hacmine bağlı olarak belirlendiği eşitlik Denklem 5.2'de gösterilmiştir.

$$\varepsilon = \left( \frac{V_h + V_c}{V_c} \right) \quad (5.2)$$

Modellenen L13A tipi sıralı ateşlemeli motorun sıkıştırma oranı, Çizelge 3.1'de de belirtildiği üzere 10,8'dir. Motor tipi ticari olduğu için, bahsedilen sıkıştırma oranı, pratikte buji ateşlemeli motorlar için belirlenen sıkıştırma oranı aralığı,  $\varepsilon = 7-12$  aralığı içerisinde yer almaktadır.

Pistonlu motorlarda, yanma reaksiyonları sonucu ortaya çıkan en temel amaç, maksimum torku elde etmek için, pistonun üzerine maksimum kuvvetin uygulanmasını sağlamaktır. Bu kuvvetin şiddeti tamamen ortalama efektif basıncın piston yüzeyine direkt etki yapmasıyla alakalıdır. Ortalama efektif basıncın net işin tek bir silindir için, sıkıştırma hacmi ve strok hacmine bağlı olarak belirlendiği eşitlik Denklem 5.3'de gösterilmiştir.

$$P_{me} = W_{net} / V_h \quad (5.3)$$

Motor gücü, motorun bütün parametrelerini anlık olarak değiştirebilen devir sayısı ve motordan performans adına elde edilmek istenen esas ölçütlerden olan motor torkunun bir fonksiyonudur. Motor gücünün, motor torku [Nm] ve devir sayısı [d/dak] bakımından ifadesi Denklem 5.4'de gösterilmiştir.

$$P_e = T \cdot (2 \cdot \pi \cdot n) / 60 \quad (5.4)$$

Yanma sırasında kullanılan hava/yakıt oranına bağlı olarak bir motorda yanma veriminin direkt etkileyicisi olan değişken özgül yakıt tüketimidir. Bir motorun 1 kW güç üretebilmek için, birim zamanda harcadığı yakıt miktarına özgül yakıt tüketimi denilir. Özgül yakıt tüketiminin [g/kWh], birim zamandaki tüketilen yakıt miktarı ve üretilen güç bakımından hesaplandığı eşitlik Denklem 5.5'de gösterilmiştir.

$$b_e = \dot{m}_{yakıt} / P_e \quad (5.5)$$

Tek bir silindir için efektif iş miktarı, yani etkin iş miktarı Denklem 5.6'da ifade edilmiştir.

$$W_e = P_{me} \cdot V_h \quad (5.6)$$

Motorun çalışması sırasında, mekanik enerjiye çevrilmek üzere yakıttan elde edilen ısı enerjisi, birim zamanda tüketilen yakıt miktarı ve yakıtın ısıl değeri bakımından Denklem 5.7'deki gibi ifade edilmiştir.

$$Q_{yakıt} = \dot{m}_{yakıt} \cdot H_u \quad (5.7)$$

Efektif verim veya motorun krank milinden alınan verim direkt olarak elde edilen efektif enerjinin harcanan efektif enerjiye oranıdır. Efektif verim, Denklem 5.4'de hesaplanan efektif gücün, Denklem 5.5'de hesaplanan özgül yakıt tüketimine oranı olarak Denklem 5.8'de ifade edilmiştir.

$$\eta_e = \frac{P_e}{m_{\text{yakıt}} \cdot H_u} \quad (5.8)$$

İlgili kabuller ve sadeleştirmeler yapılarak teorik denklemler üzerinden motor karakteristik verileri bu bölümde hesaplanmış ve bir sonraki bölümde sayısal analizlerin, deneysel çalışma, motor katalog değerleri, literatür değerleri ve bu teorik hesaplamalar ile karşılaştırılarak doğrulaması için kullanılmıştır.

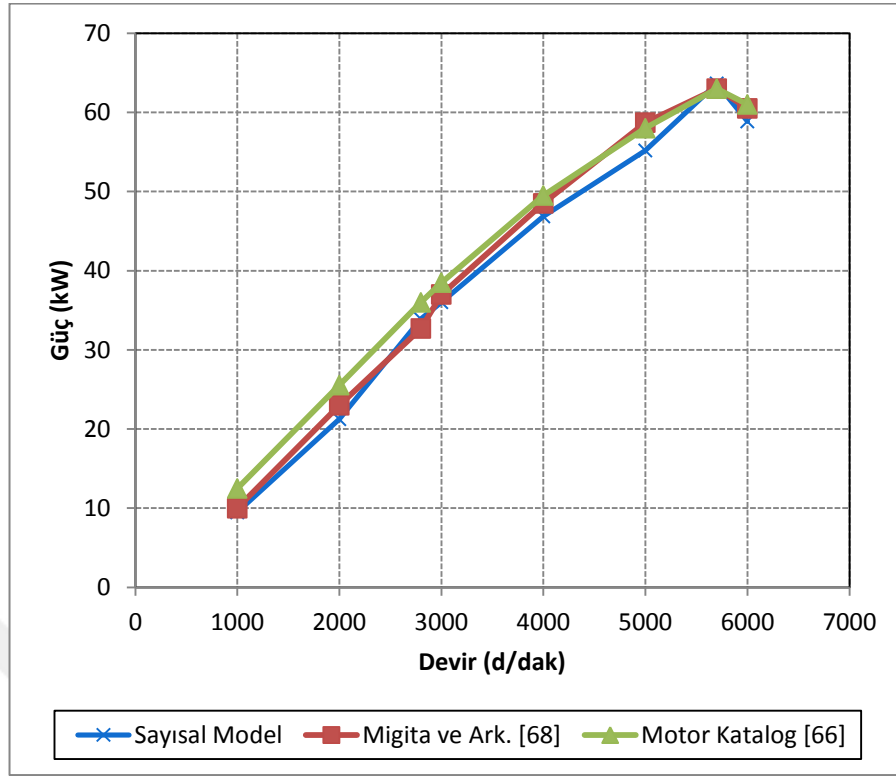


## 6. SAYISAL VERİLERİN DOĞRULAMASI

### 6.1. Motor Performans Parametreleri

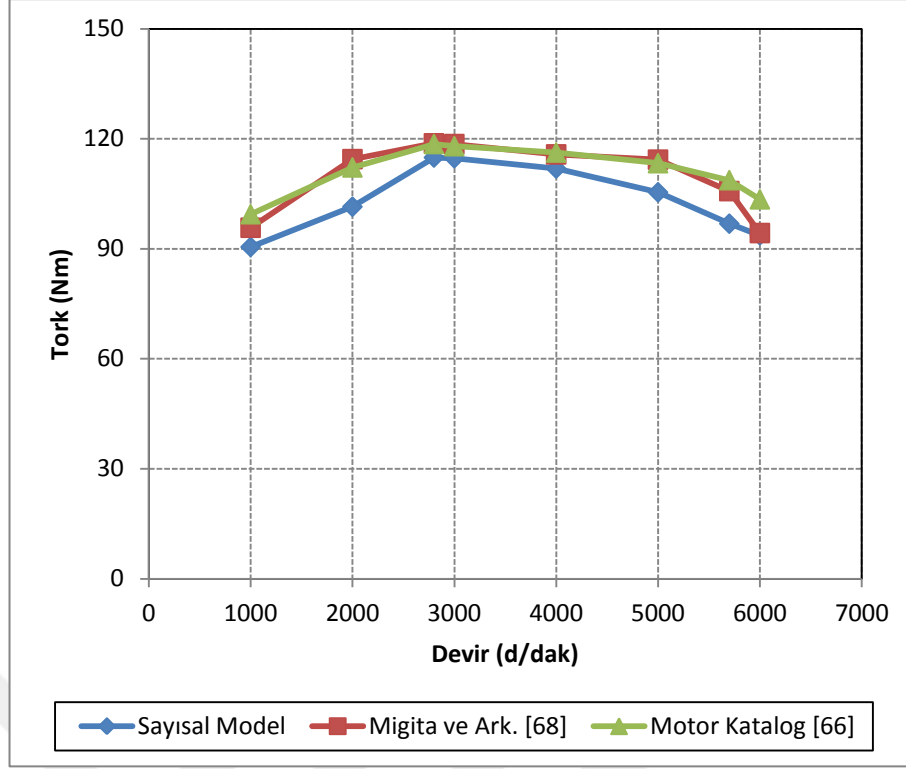
Bu çalışmada farklı alternatif yakıtların ve farklı oktan sayılarının buji ateşlemeli bir motorun performans ve emisyonlarına olan etkileri incelenmiştir. Bu bölümde geniş bir taramadan sonra literatürde bulunan benzer çalışmalardan elde edilen parametreler baz alınarak sayısal analizler yapılmıştır. Bu analizlerden elde edilen sonuçlar ile, literatürde bulunan performans araştırmaları ve tez kapsamında doğrulama amacıyla yapılan deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar birlikte değerlendirilmiştir. Bu amaçla, literatürde bulunan, modellenen L13A tipi sıralı ateşlemeli i-DSI motoru üzerine yapılmış bir çalışmadan alınmış sonuçlar [68], üretici firma tarafından yayınlanmış motor katalog değerleri [66] ve tez çalışması kapsamında maksimum değerler bakımından yapılmış motor teorik hesaplamaları ve tez kapsamında gerçekleştirilen deneysel çalışma sonuçları, bu çalışmadan elde edilen sayısal sonuçlar ile birlikte karşılaştırmalı olarak gözler önüne serilmiştir.

Şekil 6.1'de motor gücü bakımından ve Şekil 6.2'de ise motor torku bakımından, ele alınan makale, motor katalog ve sayısal model sonuçları grafik halinde birlikte verilmiştir. Görüldüğü üzere Migita ve ark.'nın [68] yapmış olduğu çalışma ve Honda Jazz model otomobillerin üzerinde bulunan L13A tipi motorun katalog değerleri [66] motor gücü açısından, genel eğilim ve yakınlık bakımından ufak sapmalar görülsede oldukça karmaşık yapıya sahip model sonuçlarıyla oldukça benzer davranışlar sergilemektedir. Bu ufak sapmaların sebebinin, sayısal çalışmalarda ele alınan ısı transfer ve yanma modellerinin motor modeli için farklı devirlerde anlık olarak değişkenlik göstermesi, motor sürtünme kayıplarının artan devir sayısı ile değişkenlik göstermesi ve sayısal hesaplamalar için kullanılan diferansiyel denklemlerin cebirsel denklemlere dönüştürülmesi sırasında kesme ve yuvarlatma hatalarından kaynaklı olduğu söylenebilir. Performans açısından çoklu bir doğrulamaya maruz bırakılan sayısal modelleme sonuçlarının literatürdeki sonuçlara benzerlik göstermesi çok önemlidir. Motor katalog parametreleri ile deney ve sayısal model parametrelerinin bu seviyelerde örtüşmesi, sayısal çalışmada kullanılan yöntemin doğruluğunun yüksek seviyelerde ve kabul edilebilir olduğunu göstermektedir.



**Şekil 6.1.** Motor gücü bakımından karşılaştırma eğrileri

Şekil 6.1 incelendiğinde güç değerlerinin tüm eğriler için başlangıçta yaklaşık olarak aynı değerler olduğu gözlemlenmektedir. Devir sayısının artması ile, tüm eğriler için güç değeri lineer bir artış göstermekte, motora özgü olarak maksimum gücün alındığı 5700 d/dak'lık motor devrinde maksimum olduğu ve daha sonrasında yüksek devirlerde sürtünme kayıplarının motor devrinin karesi şeklinde katlanarak artmasından kaynaklı olarak tüm eğriler azalış eğilimine girmektedir. Şekil 6.2'de ise, tork değeri, artan devir sayısına paralel olarak öncelikle artmakta, maksimum tork değerinin alındığı 2800 d/dak devri için maksimum düzeye ulaşmakta ve artan devir ile emme süresinin azlığı nedeniyle silindire istenen miktarda hava/yakıt karışımı alınamaması sonucu dolgu miktarının azalmasından dolayı eğriler azalış eğilimine girmektedir. Yine bu durum tüm eğriler için oldukça benzerdir. Dolayısıyla bu sonuçların, literatür ile oldukça uyumlu olduğu söylenebilir.



**Şekil 6.2.** Motor torku bakımından karşılaştırma eğrileri

Çizelge 6.1 ve Çizelge 6.2'de bu çalışmada ele alınan motor için maksimum güç ve tork değerlerinin alınabildiği motor devirleri için, sayısal modelden elde edilen güç ve tork değerleri ile bu çalışma kapsamında yapılan deneysel çalışmadan, motor teorik hesaplamalarından ve literatürden elde edilen güç ve tork değerlerinin karşılaştırılması birlikte verilmiştir. Çizelge 6.1'de görüldüğü üzere, motor katalog [66] değerleri (maksimum güç değeri 5700 d/dak için 63 kW) baz alındığında, teorik hesaplar ile deney ve sayısal model sonuçları güç bakımından gerçeğe çok yakın çıkmaktadır. Aynı zamanda Çizelge 6.2'de görüldüğü üzere, motor katalog [66] değerleri (maksimum tork değeri 2800 d/dak için 118,56 Nm) baz alındığında da, teorik hesaplar ile deney ve sayısal model sonuçları gerçeğe çok yakın çıkmaktadır. Yüzdesel olarak birbirlerine bu kadar yakın değerlerin çıkması sayısal çalışmanın hassasiyetini bir kere daha ortaya çıkarmaktadır. Deneysel ve sayısal model parametreleri arasındaki sapmaların, deneyler sırasında farklılık gösteren fiziksel şartlardan ve ölçüm aletlerinin kalibrasyon ve hassasiyetinden kaynaklı nedenler olduğu söylenebilir. Deney sırasındaki ortamın sıcaklık ve nem miktarının değişkenliği, motorun sürekliliğe ulaşana kadar geçirdiği sürelerdeki ısı transfer ve

sürtünme kayıpları, soğutma suyu, yakıt ve yağ gibi motor akışkanlarının sıcaklık ve yoğunlukları gibi fiziksel nedenler deneysel sonuçları etkileyebilecek ölçeklerde olabilmektedir. Yine de deneysel ve sayısal sonuçların, katalog değerlerinden çok az oranlarda sapma yapması oldukça kabul edilebilir oranlardadır.

**Çizelge 6.1.** Maksimum güç bakımından karşılaştırma tablosu

Parametreler	Devir (d/dak)	Güç (kW)	Hassasiyet (%)
Sayısal Model	5700	59,92	4,88
Teorik Hesaplama	5700	59,68	5,26
Migita ve Ark. [68]	5700	63,00	0,00

**Çizelge 6.2.** Maksimum tork bakımından karşılaştırma tablosu

Parametreler	Devir (d/dak)	Tork (Nm)	Hassasiyet (%)
Deneysel Model	2800	108,52	8,47
Sayısal Model	2800	116,07	2,07
Teorik Hesaplama	2800	117,46	0,93
Migita ve Ark. [68]	2800	118,75	0,16

Bu çalışmada farklı alternatif yakıtlar kullanılmıştır. Dolayısıyla sayısal sonuçların doğruluğunun, alternatif yakıtlar için de test edilmesi gerekmektedir. Bu amaçla, gazyağı için analizler yapılmış ve bu analiz sonuçlarını karşılayabilmek için deneysel sonuçlar elde edilmiştir. Benzine kütlece %50 gazyağı ilavesi durumunda elde edilen tork değerleri deneysel ve sayısal çalışmalar için, Çizelge 6.3'de verilmiştir. Tablodan görüleceği üzere sayısal modelden alınan tork değerleri, deneysel modele (maksimum tork değeri 2800 d/dak için 106,49 Nm) çok yakın çıkmaktadır. Buradan anlaşılacağı üzere sayısal modelin farklı bir alternatif yakıt kullanılması durumunda da gerçeğe çok yakın hassasiyetlerde sonuçlar verdiği söylenebilmektedir.

**Çizelge 6.3.** Maksimum tork bakımından ilave %50 gazyağı kullanımı

Parametreler	Devir (d/dak)	Tork (Nm)	Hassasiyet (%)
Sayısal Model	2800	113,45	6,53
Deneysel Model	2800	106,49	-

Çizelge 6.4'de ise Hooper ve ark. [69]'nın farklı bir motor modeli üzerine yapmış oldukları bir çalışmadan elde edilen sonuçlar (maksimum güç değeri 5000 d/dak için 22,50 kW) ve o çalışmada kullanılan motorun sayısal olarak modellenmesi ile ulaşılan sonuçlar, benzine %10 gazyağı ilavesi için maksimum güç değeri bakımından birlikte verilmiştir. Çizelge 6.4'den görüldüğü üzere farklı bir motorun modellenmesi durumunda da, maksimum güç değerinin alındığı 5000 d/dak için, sayısal modelden elde edilen sonuçların literatüre oldukça yakın olduğu belirtilebilir. Bundan dolayı yapılan sayısal çalışmanın hassasiyetinin çok yüksek olduğu söylenebilir.

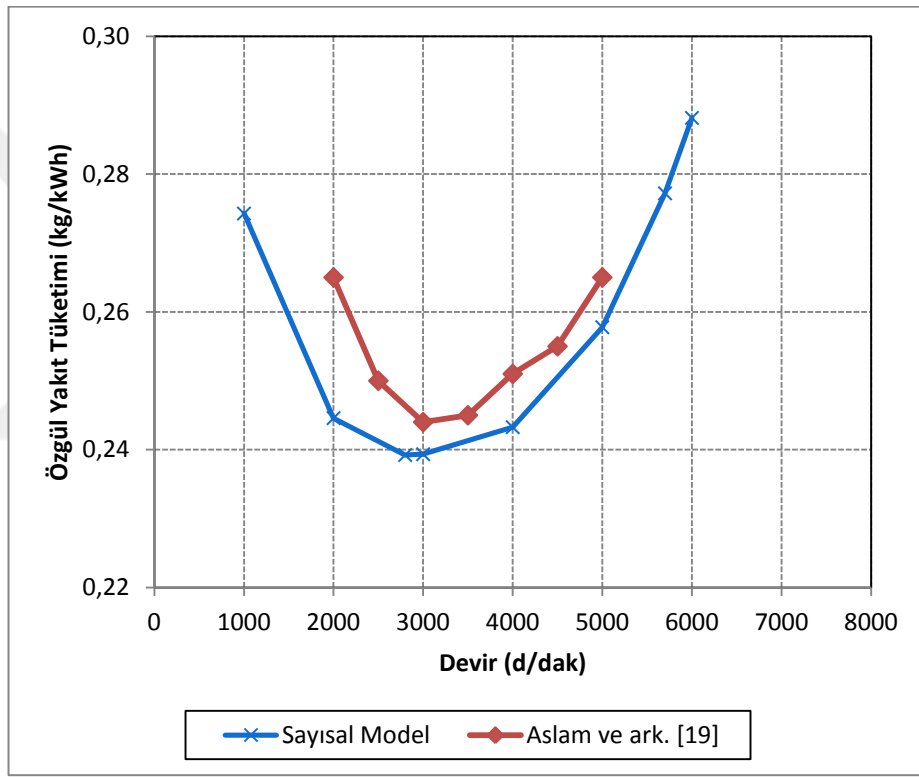
**Çizelge 6.4.** Maksimum güç bakımından ilave %10 gazyağı kullanımı

Parametreler	Devir (d/dak)	Güç (kW)	Hassasiyet (%)
Sayısal Model	5000	22,39	0,49
Hooper ve Ark. [69]	5000	22,50	-

Şekil 6.3'de ise, özgül yakıt tüketimi bakımından, literatür ve sayısal modelin karşılaştırma eğrileri birlikte verilmektedir. Aslam ve ark. [19] tarafından yapılmış %100 CNG kullanılan çalışma ele alınarak, Çizelge 6.5'de boyutları verilen motor tipi ve sınır şartları modellenmiş ve bu durum için analizler gerçekleştirilmiştir. Şekil 6.3'den de görüldüğü gibi özgül yakıt tüketimi eğrilerinin birbirine çok benzer yapıda olduğu söylenebilir. Özgül yakıt tüketimi bakımından, sayısal çalışma sonuçlarının literatüre uygun olduğu, dolayısıyla bu çalışmada kullanılan sayısal modelin, farklı motor tipleri, farklı yakıtlar ve farklı çalışma parametreleri bakımından oldukça güvenilir ve kabul edilebilir sonuçlar verdiği söylenebilir.

Çizelge 6.5. Mitsubishi 4G15 tipi Proton Magma motoru boyutları [19]

4G15 Motor Özellikleri	
Motor:	Proton Magma12-Valf
Motor Modeli:	4G15
Motor Hacmi:	1468 cc
Silindir Çapı:	75,5 mm
Strok Uzunluğu:	82,0 mm
Sıkıştırma Oranı:	9,2:1
Motor Gücü:	6000 d/dak 87 HP (64 kW)
Maksimum Tork:	3500 d/dak 122 Nm



Şekil 6.3. Motor torku bakımından karşılaştırma eğrileri

Elde edilen deneysel ve sayısal veriler doğrultusunda oluşturulan grafiklerin değerlendirmeleri, farklı alternatif yakıtlar ve oktan sayılarının baz alınmasıyla, %100 gaz kolu keleşi açıklıklarında ve 1000, 2000, 2800, 3000, 4000, 5000, 5700 d/dak hızları için aşğıdaki bölümde gösterilmiştir.

## 7. ALTERNATİF YAKIT VERİLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI

### 7.1. Motor Performans ve Emisyon Değerleri Analiz Sonuçları

Tez kapsamında Çizelge 1.1, Çizelge 1.2 ve Çizelge 4.2'den de anlaşılacağı üzere 6 farklı yakıt ve 4 farklı oktan sayısının, motor performansına ve emisyonlara olan etkisi, sayısal olarak incelenmek suretiyle belirlenmiştir. Motor performans testleri sırasında maksimum tork ve gücün ölçümleri, %100 kelebek açıklıklarında, yani tam yüklerde yapılmaktadır. Bu anlayış doğrultusunda her bir yakıt türü ve ilave oranı için tam yükteki sayısal sonuçlar değerlendirilmiştir. Bölüm 3'de sayısal modelin gerçekleştirilme aşamaları, Bölüm 4'de ise deneysel modelin gerçekleştirilme aşamaları daha önceden verilmiş olup, Bölüm 6'da ise her iki inceleme yönteminin birbirleri açısından doğrulukları kontrol edilerek, oluşturulan modeldeki farklı yakıt ve farklı oranlar üzerinden yapılan analiz sonuçları bu bölümde verilmiştir.

### 7.2. Benzin Kullanımının Performansa ve Emisyonlara Olan Etkileri

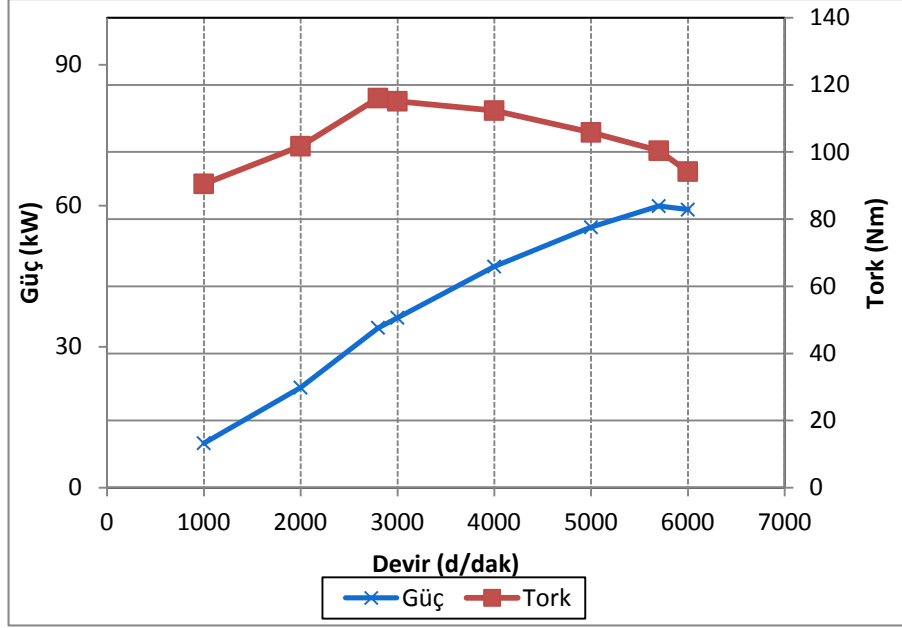
Bu bölümde modellenen buji ateşlemeli motorda yakıt olarak saf benzin kullanımının performans ve emisyon verileri, Çizelge 7.1'de gösterildiği üzere belirlenen devir aralıklarına göre verilmiştir. Şekil 7.1'de güç ve tork, Şekil 7.2'de ise volümetrik verim ve bu parametrelerin devir sayısı ile ilişkileri gösterilmiştir. Şekil 2.10'da örnek bir performans grafiğinde de gösterildiği ve yorumlandığı üzere, Şekil 7.1'e bakıldığında güç değerlerinin maksimum güç devrinin alındığı 5700 d/dak'lık devre kadar arttığı ve daha sonra azalma eğilimine girdiği görülmektedir. Gücün değerinin motorun belirli bir zamanda yapmış olduğu iş miktarı olarak düşünülmesinden dolayı, artan devirlerde gücün artması beklenebilir. Ancak gerçekte bu beklenti karşılanamaz ve motor gücü belirli bir devre kadar artar ve bu devirden sonra azalma eğilimine girer. Bu durumun meydana gelmesindeki en önemli neden, yüksek devirlerde sürtünme kayıplarının motor devrinin karesiyle doğru orantılı olacak şekilde artmasıdır. Yine Şekil 7.1'e bakılacak olunursa, torkun belirli devir aralıklarında arttığı ve bir noktadan sonra artan devirlerde azalma eğilimine girdiği gözlemlenmektedir. Momentin bu değişimi silindir içerisine alınması gereken hava miktarı ile silindir içerisine alınmış olan hava miktarı arasındaki ilişkiyi ifade eden volümetrik verime bağlıdır. Silindir içine yanma için alınması gereken ve gerçekte

alınmış olan hava miktarı ne kadar birbirlerine yakınsa volümetrik verim değeri o kadar yüksek olacaktır. Şekil 7.2'den de görüldüğü üzere, volümetrik verim artan devir sayısına bağlı olarak bir noktaya kadar artış ve daha sonrasında azalış eğilimine girmekte yani dalgalı bir seyir izlemektedir. Düşük devirlerde silindir içerisinde oluşan düşük vakum, volümetrik verimi doğrudan olumsuz etkileyecek bir olaydır. Artan devirlerde ise, pistonun çok kısa süreler içinde alt ölü nokta ve üst ölü nokta arasında gidip gelme yapmasından dolayı, özellikle egzoz gazları sağlıklı şekilde silindir içerisinden dışarıya atılamaz, aynı zamanda emme zamanının da bu kadar kısa sürede gerçekleşmesi motorun emme performansını doğrudan etkilediği için bu eğri ortaya çıkmaktadır. Volümetrik verim artışı motor momentindeki artışı doğrudan etkileyen bir parametredir. Bundan dolayı moment ve volümetrik verim eğrileri benzer davranışlar sergilemektedir. Çünkü momentin zamana veya motor hızına bağlı olarak değişimi tamamen volümetrik verim davranışı ile örtüşmektedir.

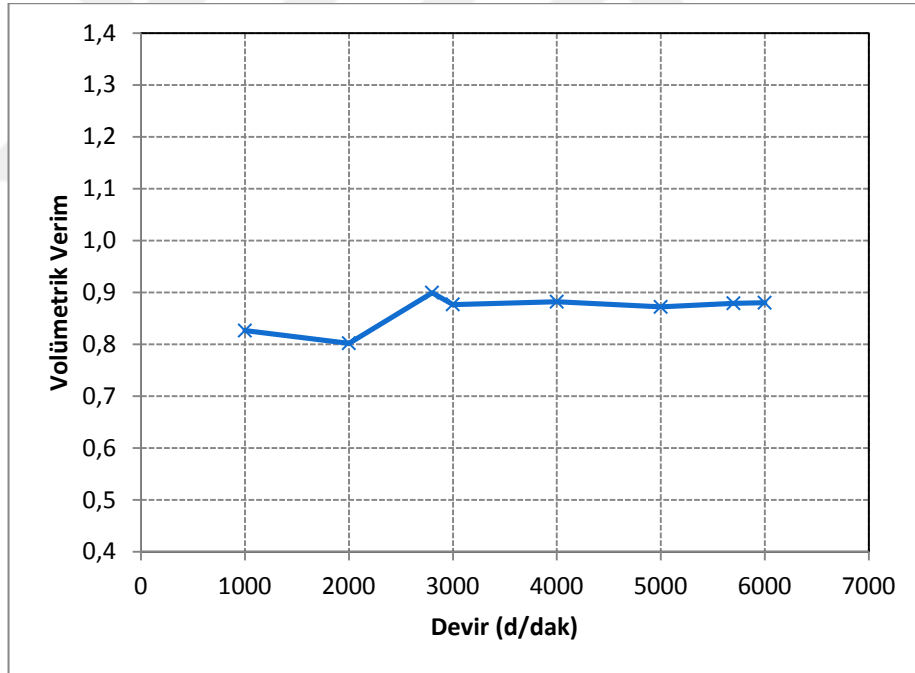
**Çizelge 7.1.** Sayısal modellemede benzin kullanımının şartları

<b>Performans</b>	<b>Emisyon</b>	<b>Devir (d/dak)</b>
Güç	CO	1000
Tork	CO <sub>2</sub>	2000
Volümetrik Verim	HC	2800
	NO <sub>x</sub>	3000
		4000
		5000
		5700
		6000
Toplam: 8 Analiz		





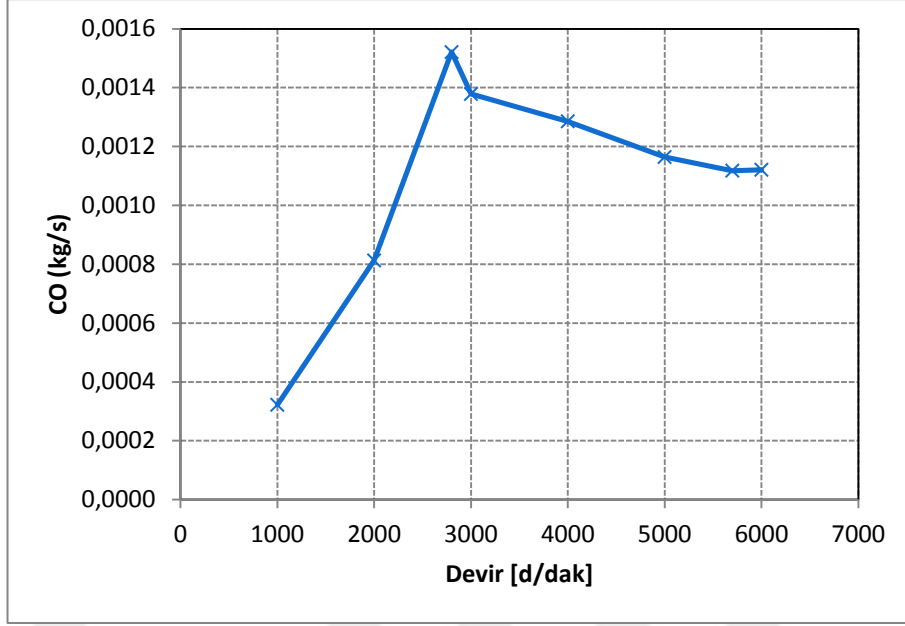
Şekil 7.1. %100 Benzin ile çalışma durumunda motor güç ve tork eğrisi



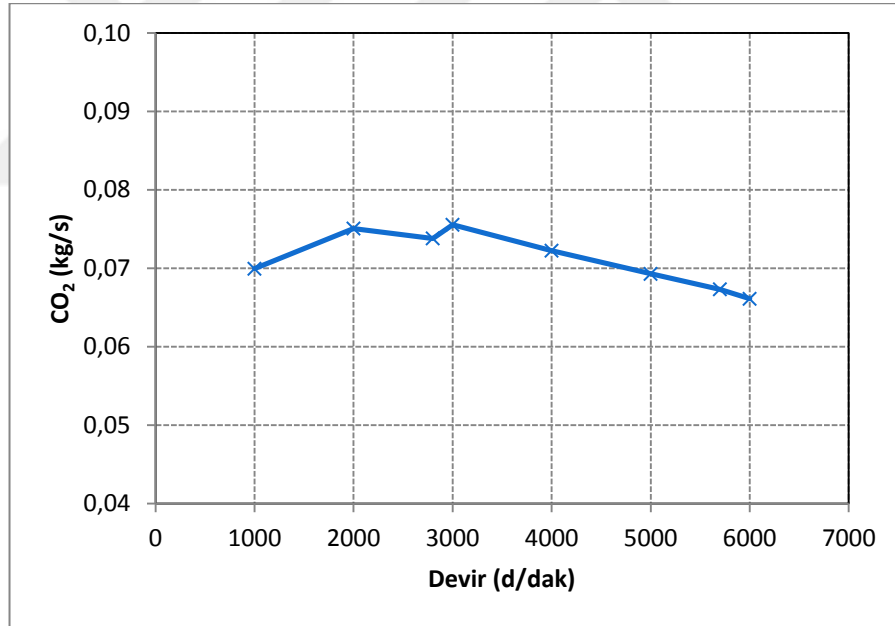
Şekil 7.2. %100 Benzin ile çalışma durumunda volümetrik verim eğrisi

Sayısal modellemenin benzin kullanımını bakımından emisyon grafikleri ilk olarak kütleli debi cinsinden, CO ve CO<sub>2</sub> için Şekil 7.3 ve Şekil 7.4'de gösterilmiştir. Bir gazın, toplam reaksiyon ürünleri arasında, ne kadarlık bir kütleye sahip olduğu

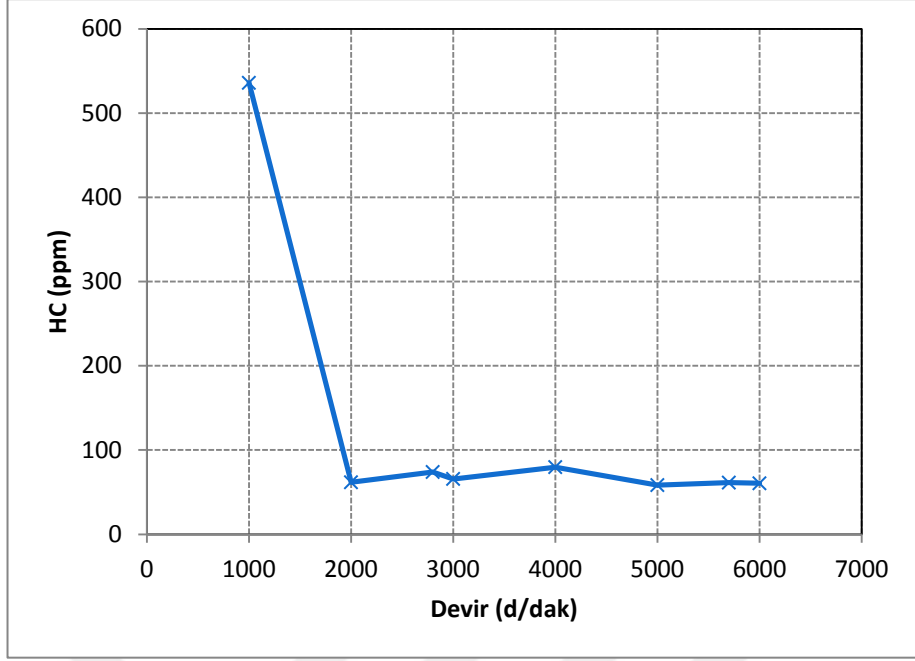
kütlesel debi cinsinden ifade edilmiş ve emisyon değerleri bu tanımlamaya dayanarak grafiklerle ifade edilmiştir. Yanma konusunda da anlatıldığı üzere, tam yükte gerçekleşen silindir içi yanmanın kısmi eksik yanma davranışı ( $\lambda > 1$ ) gösterme eğiliminden dolayı  $\text{CO}_2$  miktarı azalmaktadır. Bunun yanında kısmi eksik yanma ürünü olan CO miktarı artmaktadır [89]. Eksik yanma, silindir içi geometrik yapı, emme ve egzozun sağlıklı yapılamaması, vb. nedenlerden dolayı oluşan yanmamış yakıt HC emisyonları grafiği Şekil 7.5'de verilmiştir. Artan devirlerde  $\lambda > 1$  olduğundan ve yanmanın daha iyi gerçekleşmesinden dolayı, HC emisyonları azalış eğilimine girmektedir. HC fazlalığı durumu, yakıtın bir kısmının yanmadan egzozdan atıldığı ve zengin hava/yakıt karışım durumu olduğundan ve yakıt tüketiminde de artış olduğundan dolayı hem çevre hem ekonomi açısından zararlı bir durumdur [82]. Ayrıca modellenen motorda çift buji kullanımı da, sıralı ateşleme sayesinde yanmamış yakıt kavramının oluşmasını engellemektedir. Şekil 7.6'da gösterilen  $\text{NO}_x$  oluşumuna bakıldığında,  $\text{NO}_x$  emisyonlarının artan devirlerde sıcaklık artışına bağlı olarak arttığı gözlemlenmektedir.  $\text{NO}_x$  oluşumu, yanma işlemi sırasındaki reaksiyon hızlarına doğrudan bağlı olduğu için silindir içi termodinamik şartlar olan maksimum sıcaklık ve alev hızına bağlıdır. Aynı zamanda, silindir içerisine emilen hava miktarının artması ile birlikte ortama  $\text{O}_2$  ve  $\text{N}_2$  gazları daha fazla miktarlarda giriş yapmakta ve böylece  $\text{NO}_x$  gazı miktarı artmaktadır.



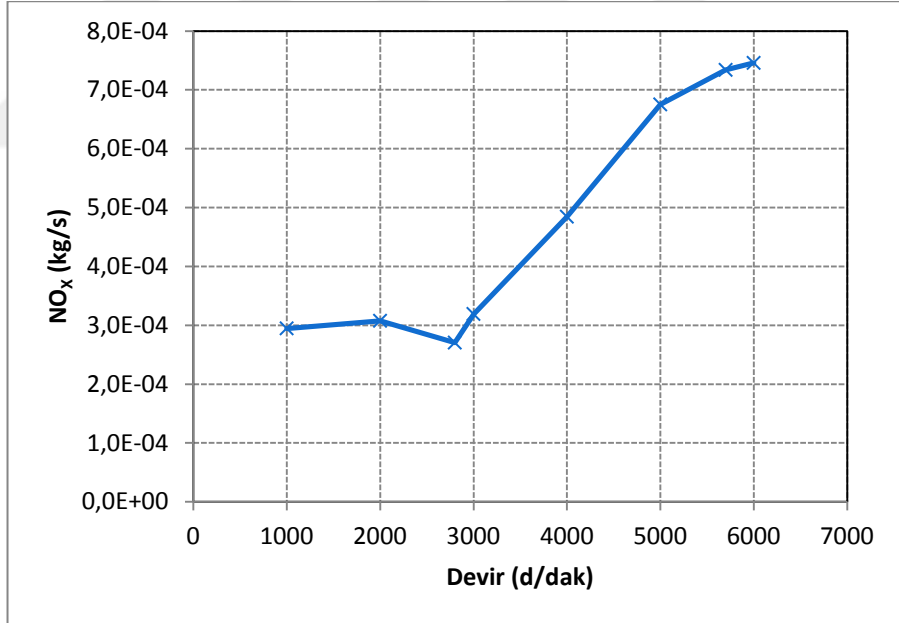
Şekil 7.3. %100 Benzin ile çalışma durumunda CO - devir eğrisi



Şekil 7.4. %100 Benzin ile çalışma durumunda CO<sub>2</sub> - devir eğrisi



Şekil 7.5. %100 Benzin ile çalışma durumunda HC - devir eğrisi



Şekil 7.6. %100 Benzin ile çalışma durumunda NO<sub>x</sub> - devir eğrisi

### 7.3. CNG Kullanımının Performans ve Emisyonlara Olan Etkileri

Bu bölümde saf ve farklı oranlarda ilave CNG yakıtı kullanımı için, incelenen motorun performans ve emisyon verileri, Çizelge 7.2'de gösterildiği üzere belirlenen devir aralıklarına ve ilave oranlarına göre verilmiştir. Şekil 7.7'de güç ve Şekil 7.8'de tork parametrelerinin farklı CNG ilave oranları için devir sayısı ile ilişkileri gösterilmiştir. Şekil 7.1'de de gösterildiği ve yorumlandığı üzere, Şekil 7.7'ye bakıldığında tüm ilave oranı eğrileri için güç değerlerinin maksimum güç devrinin alındığı 5700 d/dak'lık devre kadar lineer bir şekilde arttığı ve daha sonra belirli bir noktadan itibaren azalma eğilimine girdiği görülmektedir. Fakat, benzine ilave edilen CNG kütle miktarı arttıkça güç değerlerinde hissedilir bir biçimde azalma olduğu görülmekte ve saf CNG kullanımı ile beraber bu düşüş tamamlanmaktadır.

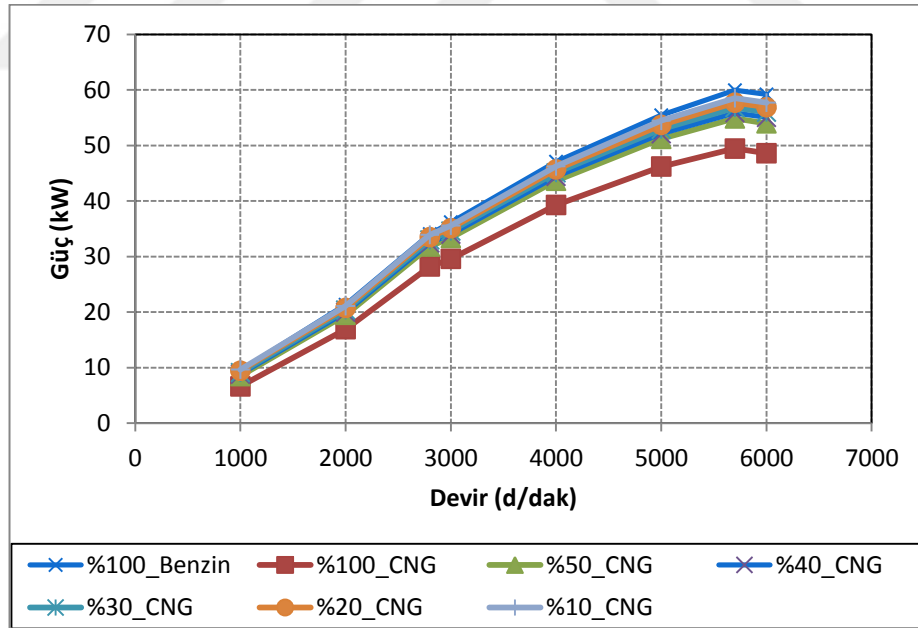
Şekil 7.8'e bakılacak olunursa, tüm eğriler için benzer olarak, motor torkunun belirli devir aralıklarında arttığı ve bir noktadan sonra artan devirlerde azalma eğilimine girdiği gözlemlenmektedir. Fakat burada da CNG ilave miktarının artmasıyla tork değerlerinde belirgin bir düşüşün olduğu görülmektedir. Şekil 7.7 ve Şekil 7.8'den görüldüğü gibi, CNG'nin güç ve tork bakımından motor performansına etkisi olumsuz yönde gerçekleşmiştir. Çizelge 2.5'den de görülebileceği üzere, CNG'nin C/H oranının benzinden daha düşük olması, yani enerji miktarının benzinden daha düşük olması ve benzinin volümetrik veriminin daha yüksek olmasından dolayı, CNG'nin saf kullanılması durumunda güç açısından (5700 d/dak) yaklaşık 10 kW'lık bir düşüş söz konusudur. CNG'nin gaz fazında olması ve hava ile çok iyi bir şekilde karışmasından ve giderek silindir içerisinde havanın bir kısmının yerini almasından dolayı, volümetrik verimde gözle görülür şekillerde olumsuz denilebilecek değişimler söz konusu olmaktadır [89]. Böylece volümetrik verim, motor torku ve motor gücü bakımından olumsuz gerçekleşen bu durum CNG'nin dezavantajı olarak görülebilmektedir.

Gücün, motor torku ve motor devri arasındaki ilişkisi de göz önüne alınırsa, yine aynı nedenlere dayalı olarak motor torkunda (2800 d/dak) saf yakıtlar olarak kullanımda yaklaşık 20 Nm'lik bir düşüş söz konusu olmuştur. Ayrıca benzin ve dizel gibi yakıtlarda buharlaşma olayı ile ortamdan ısı çekiliyor olması hava emişini hızlandırarak dolgu miktarını arttırmakta ve performans açısından gaz yakıtlara göre

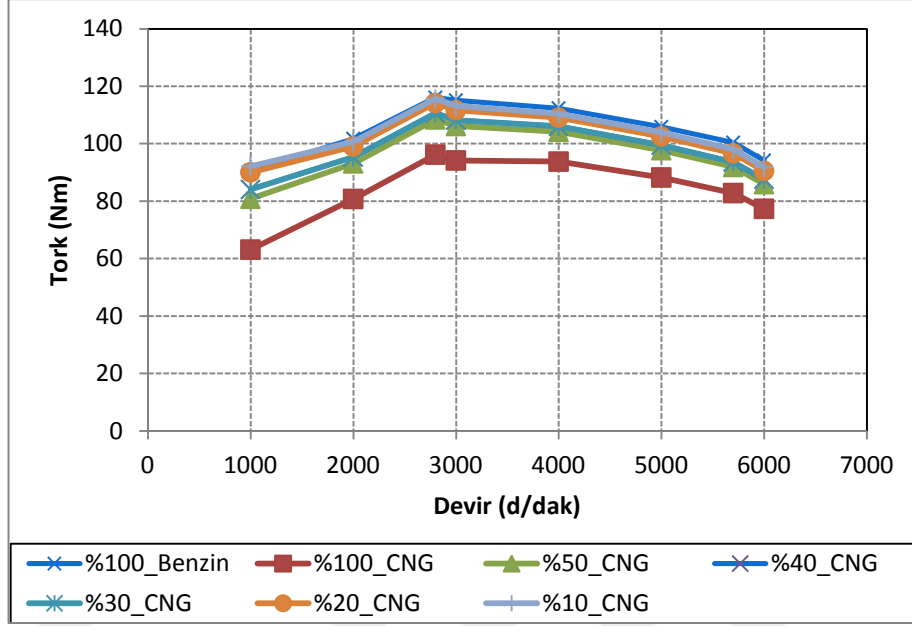
daha yüksek bir davranış sergilemektedir [89]. Görüldüğü gibi CNG'nin buji ateşlemeli bir motorda kullanılması performans açısından yeterli seviyelerde ihtiyaçları karşılayamayabilir bir durumdadır.

**Çizelge 7.2.** Sayısal modellemede CNG - benzin kullanımının şartları

CNG İlave Oranı	Performans	Emisyon	Devir (d/dak)
0%	Güç	CO	1000
10%	Tork	CO <sub>2</sub>	2000
20%	Volümetrik Verim	HC	2800
30%		NO <sub>x</sub>	3000
40%			4000
50%			5000
100%			5700
			6000
Toplam: 56 Analiz			



**Şekil 7.7.** CNG ile çalışma durumunda motor güç eğrisi



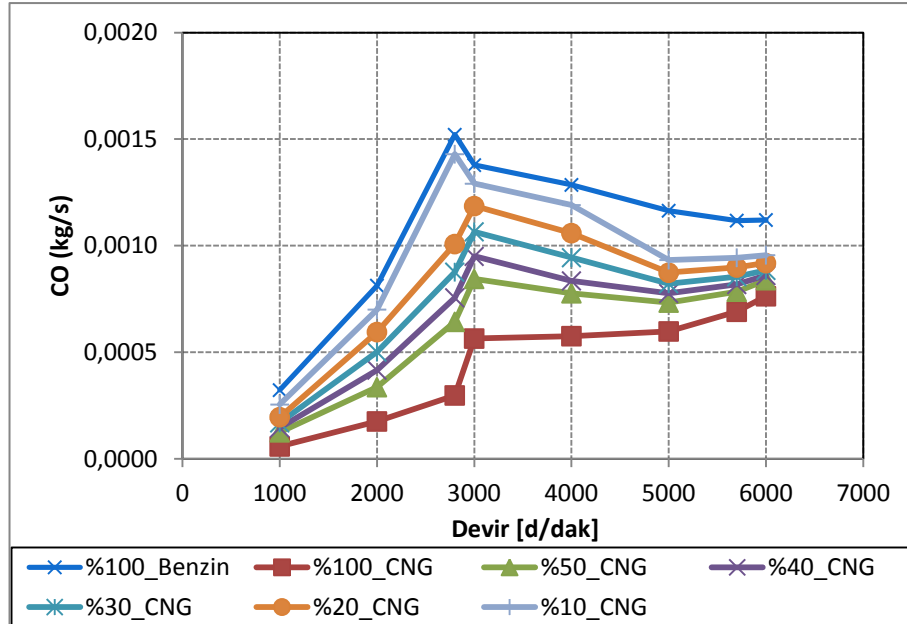
**Şekil 7.8.** CNG ile çalışma durumunda motor tork eğrisi

Yazılımın CNG ve benzin kullanımını bakımından emisyon grafikleri CO ve CO<sub>2</sub> için Şekil 7.9 ve Şekil 7.10'da gösterilmiştir. Daha önce de benzin bakımından açıklandığı üzere aynı nedenlerden dolayı, CO emisyonları için verilen Şekil 7.9'da farklı oranlarda CNG ilavesi olsa dahi, eksik yanma olduğu için genel olarak CO miktarları artan devirler ile belli bir seviyeye kadar artmaktadır. Ancak C/H oranlarının CNG'de daha düşük seviyelerde olmasından dolayı artan devirlerdeki kısmi eksik yanma ürünlerinden olan CO'nun CNG ilavesiyle azaldığı ortaya çıkmaktadır. Ayrıca CNG'nin performans değerlendirmesi kısmında açıklandığı üzere gaz fazında hava ile karışmasından dolayı, CNG'nin yanma veriminin yüksek olmasının getirdiği bir sonuç olarak eksik yanma olayı benzine göre daha az gerçekleştiği için CO miktarları benzine göre daha düşük seviyelerdedir. Şekil 7.10'da görüldüğü üzere, CNG - benzin karışımları ve saf halleri için genel olarak CO<sub>2</sub> miktarları benzer seviyelerde çıkmıştır. Yine C/H oranlarına ve yanma verimlerine bağlı olarak, CNG için bir miktar düşüş söz konusudur.

HC emisyonları bakımından farklı oranlarda CNG - benzin karışımının sonuçları Şekil 7.11'de gösterilmiştir. Bir çok etkenden dolayı azalma eğiliminde olan HC emisyonları genel olarak farklı oranlarda CNG ilave edilmiş yakıtlarda ve saf benzin kullanımında benzer davranışlar gösterse de, C/H oranı ve CNG'nin bu anlamda gaz

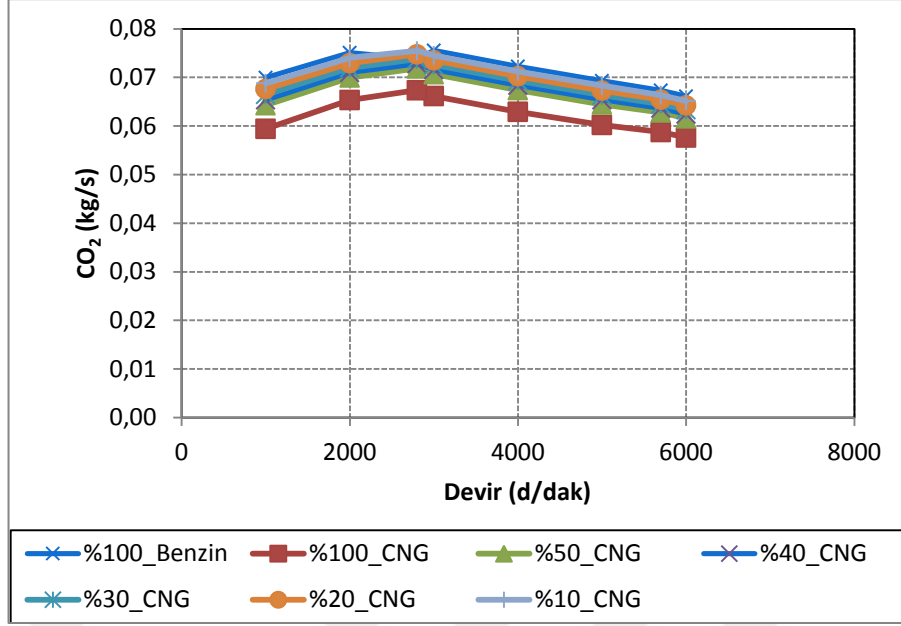
yakıt olma avantajından kaynaklı olarak, benzin kullanımına göre az miktarda CNG'de daha düşük seviyelerde ortaya çıkmıştır. CNG'nin silindir içerisine gaz halde girmesi, hava ve yakıtın çok iyi oranlarda karışmasını sağlamaktadır. Volümetrik verim açısından negatif etkiler yaratmasından ziyade bu yönde HC, CO ve CO<sub>2</sub> emisyonları açısından bir fayda ortaya çıktığı gözlemlenebilmektedir. Çünkü yanmamış yakıt oranı gaz fazda çok daha az oranlarda kalmaktadır.

Şekil 7.12'de gösterilen NO<sub>x</sub> oluşumuna bakıldığında, NO<sub>x</sub> emisyonlarının artan devirlerde sıcaklık artışına bağlı olarak arttığı gözlemlenmektedir. Fakat yakıt açısından CNG miktarları arttıkça NO<sub>x</sub> oluşumu daha yüksek seviyelere ulaşmaktadır. CNG'nin alt ısıl değeri ve yanma veriminin daha yüksek seviyelerde olması yanma işlemi sırasındaki reaksiyon hızlarına doğrudan etki ettiği için silindir içi termodinamik şartlar gereği NO<sub>x</sub> oluşumu daha yüksek seviyelerde kalmaktadır. Ancak belirli devir aralıklarına bakılacak olunursa, NO<sub>x</sub> oluşumu saf benzine göre nadiren yer yer azalma eğilimindedir. Bahsi geçen bütün emisyon gazları için toptan bir fayda sağlanılabilecek bir devir aralığı için, CNG ilavesi kullanımı düşünülürse, motorda bir performans azalışı olmasına rağmen, daha çevresel olarak bir fayda sağlanabileceği kaçınılmazdır.

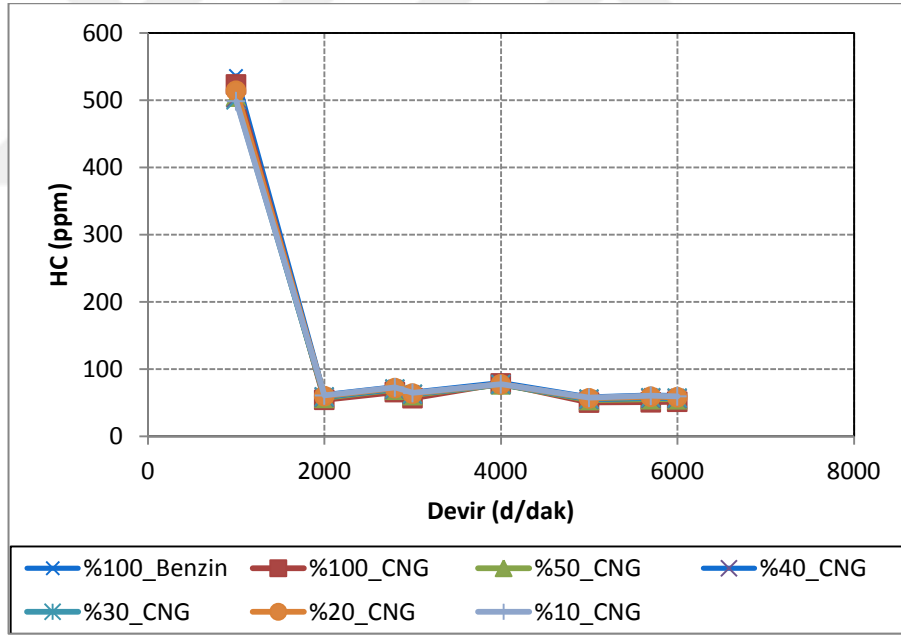


Şekil 7.9. CNG ile çalışma durumunda CO - devir eğrisi

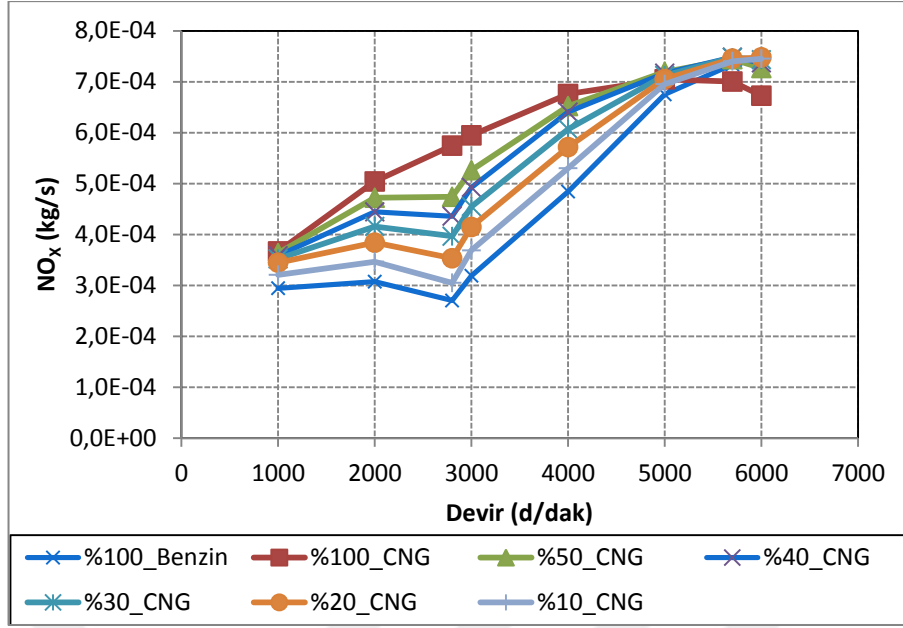




Şekil 7.10. CNG ile çalışma durumunda CO<sub>2</sub> - devir eğrisi



Şekil 7.11. CNG ile çalışma durumunda HC - devir eğrisi



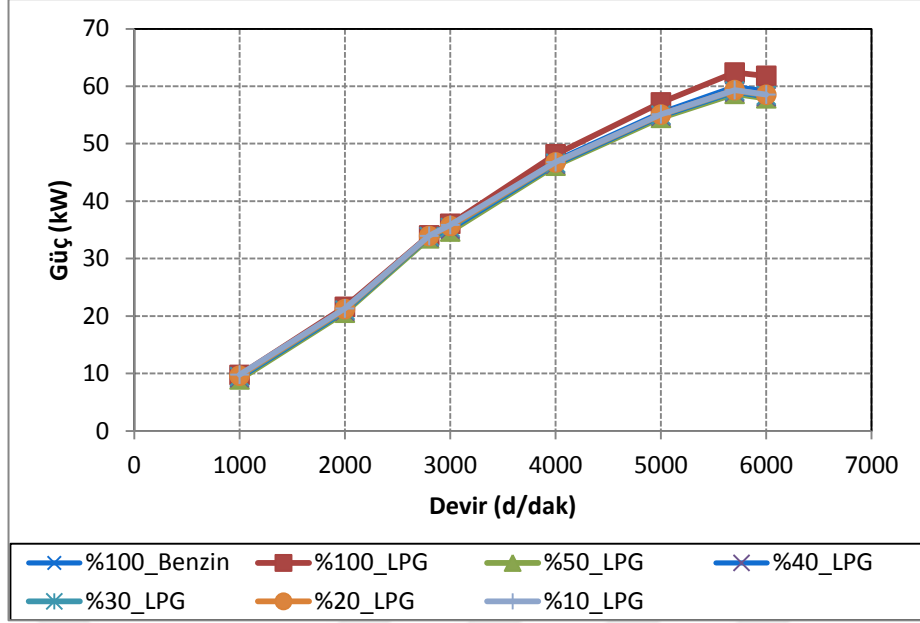
Şekil 7.12. CNG ile çalışma durumunda NOx - devir eğrisi

#### 7.4. LPG Kullanımının Performansa ve Emisyonlara Olan Etkileri

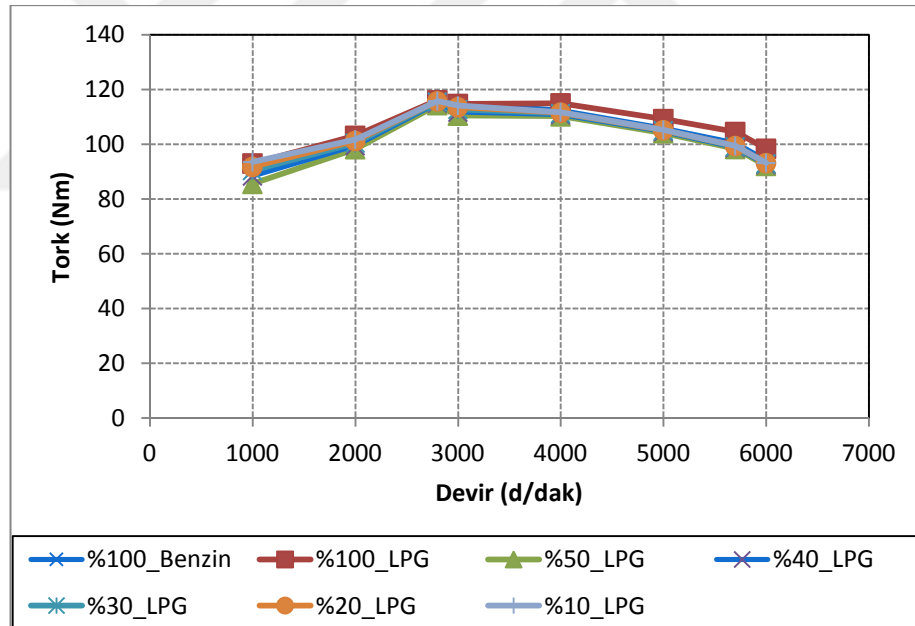
Saf ve farklı oranlarda LPG ilavesi için performans ve emisyon verilerinin incelendiği bu bölümde, Çizelge 7.3'de gösterildiği üzere belirlenen devir aralıklarına ve ilave oranları için simülasyonlar yapılmıştır. Şekil 7.13'de güç ve Şekil 7.14'de tork parametrelerinin devir sayısı ile ilişkileri gösterilmiştir. Şekil 7.1'de de gösterildiği ve yorumlandığı üzere, Şekil 7.13'e bakıldığında, benzin ve CNG kullanımına paralel olarak güç değerlerinin maksimum güç devrinin alındığı 5700 d/dak'lık devre kadar arttığı ve daha sonra azalma eğilimine girdiği görülmektedir. LPG yakıtının saf ve ilaveli kullanımı güç değerleri açısından incelendiğinde benzin ile paralel ve yakın seviyelerde, ancak yer yer CNG'den daha yüksek olduğu gözlemlenmektedir. Şekil 7.14'de görüldüğü üzere çok benzer bir davranış tork değerleri açısından da ortaya çıkmaktadır. LPG'nin hem saf halinin hem de kütlece belirli oranlarda ilave edilmiş halinin motor performansını az miktarlarda artırıcı etkisinin olduğu söylenebilmektedir.

**Çizelge 7.3.** Sayısal modellemelerde LPG - benzin kullanımının şartları

LPG İlave Oranı	Performans	Emisyon	Devir (d/dak)
0%	Güç	CO	1000
10%	Tork	CO <sub>2</sub>	2000
20%	Volümetrik Verim	HC	2800
30%		NO <sub>x</sub>	3000
40%			4000
50%			5000
100%			5700
			6000
Toplam: 56 Analiz			



Şekil 7.13. LPG ile çalışma durumunda güç eğrisi

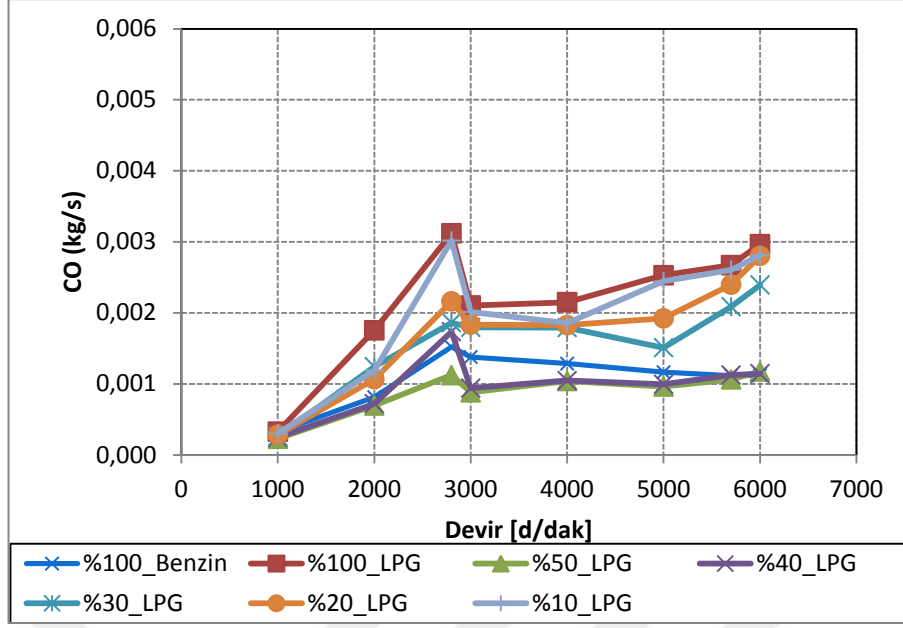


Şekil 7.14. LPG ile çalışma durumunda tork eğrisi

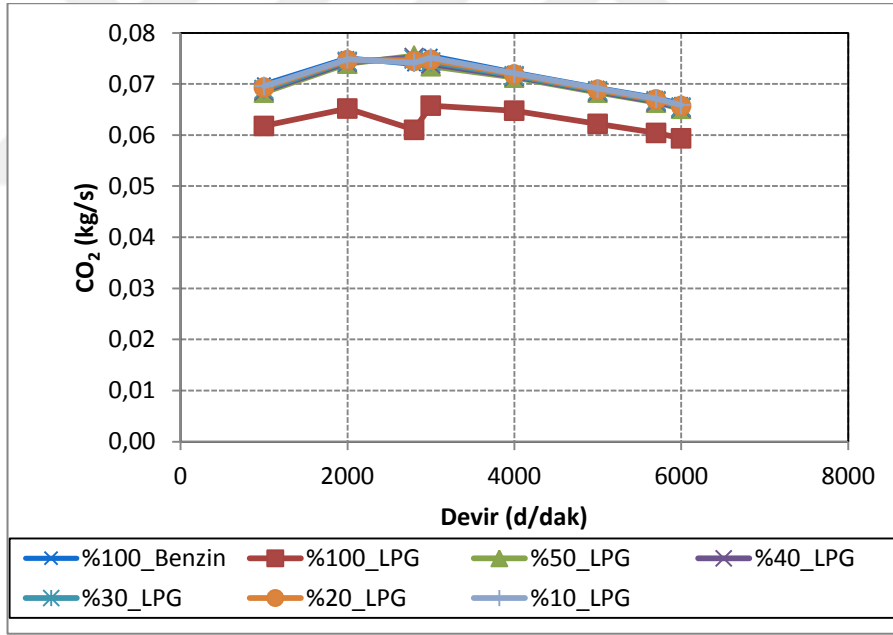
Yazılımın LPG ve benzin kullanımı bakımından emisyon grafikleri CO ve CO<sub>2</sub> için Şekil 7.15 ve Şekil 7.16'da gösterilmiştir. Daha önce de benzin için açıklandığı üzere aynı nedenlerden dolayı, CO emisyonları için verilen Şekil 7.15'de farklı oranlarda LPG ilavesi ile, CO miktarları artmakta fakat benzin ile aralarındaki fark çok küçük

seviyelerde kalmaktadır. Yanmanın, tam yanmadan eksik yanmaya doğru geçiş yaptığı andan itibaren benzin ve CNG'de de olduğu gibi, genel anlamda CO miktarları artmış, CO<sub>2</sub> miktarları azalmıştır. Şekil 7.16'da görüldüğü üzere, LPG - benzin karışımları ve saf halleri için genel olarak CO<sub>2</sub> seviyeleri benzer seviyelerde çıkmıştır.

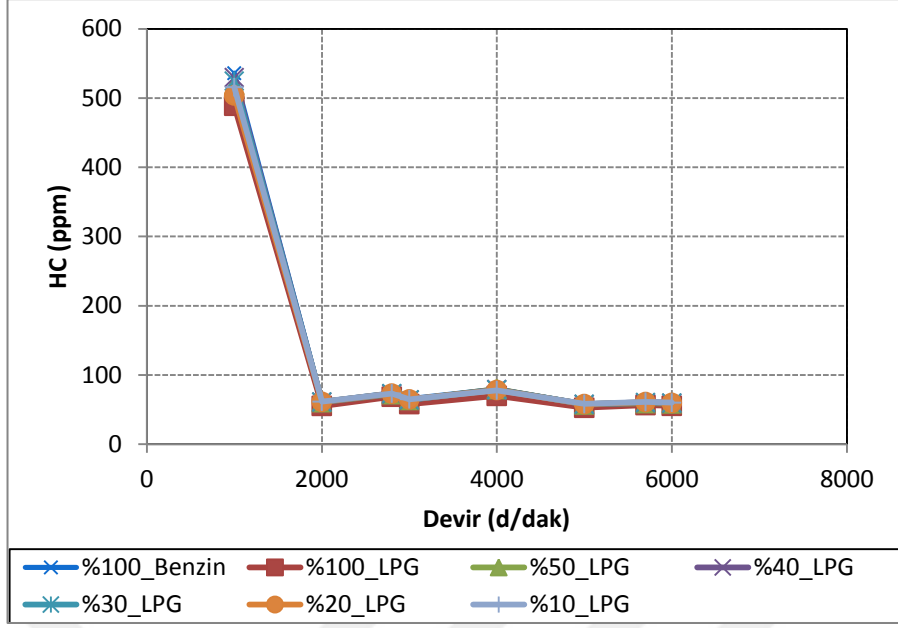
HC emisyonları bakımından farklı oranlarda LPG - benzin karışımının sonuçları Şekil 7.17'de gösterilmiştir. Bir çok etkenden dolayı azalma eğiliminde olan HC emisyonları genel olarak LPG ilave edilmiş yakıtlarda benzer davranışlar gösterse de, özellikle LPG'nin gaz yakıt olma avantajından kaynaklı olarak %100 LPG kullanımından düşük seviyelerde ortaya çıkmıştır. Daha önce CNG açısından benzer olarak yorumlandığı gibi, LPG'nin silindir içerisine gaz halde girmesi, hava ve yakıtın çok iyi oranlarda karışmasını sağlamaktadır. Volümetrik verim açısından negatif etkiler yaratmasından ziyade bu yönde HC emisyonları açısından bir fayda ortaya çıktığı gözlemlenebilmektedir. Çünkü yanmamış yakıt oranı gaz fazda çok daha az oranlarda kalmaktadır. Ayrıca modellenen motorda çift buji kullanımı da, yanmamış yakıt kavramının oluşmasını engellemektedir. Şekil 7.18'de gösterilen NO<sub>x</sub> oluşumuna bakıldığında, NO<sub>x</sub> emisyonlarının artan devirlerde yükselen egzoz sıcaklıklarına bağlı olarak arttığı gözlemlenmektedir. Ancak belirli devir aralıklarına bakılacak olunursa, NO<sub>x</sub> oluşumu saf benzine göre yer yer artma eğilimindedir. LPG'nin alt ısı değeri benzininkinden daha yüksek olduğu için silindir içerisindeki yanma sıcaklığı artmakta ve bu sayede NO<sub>x</sub> oluşumunda bir miktar artma görülmektedir. Bahsi geçen bütün emisyon gazları için toptan bir fayda sağlanabileceği bir devir aralığı için LPG kullanımı düşünülürse, performanslarda kayda değer bir değişim olmamasına rağmen çevresel olarak bir fayda sağlanabileceği kaçınılmazdır.



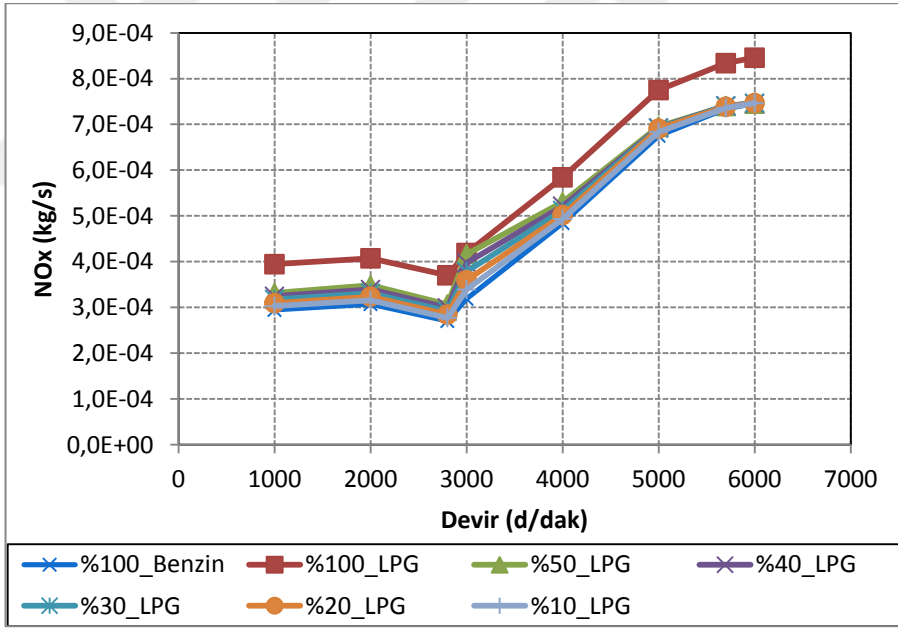
Şekil 7.15. LPG ile çalışma durumunda CO - devir eğrisi



Şekil 7.16. LPG ile çalışma durumunda CO2 - devir eğrisi



Şekil 7.17. LPG ile çalışma durumunda HC - devir eğrisi



Şekil 7.18. LPG ile çalışma durumunda NOx - devir eğrisi

## 7.5. Gazyağı Kullanımının Performansa ve Emisyonlara Etkileri

Çalışma kapsamında kullanılan ve bir diğer alternatif yakıt olan gazyağı, bu çalışmada yer alan ve bir önceki bölümün temelini oluşturan sayısal çalışmanın doğrulanması kapsamında deneysel olarak da Çizelge 7.4'de gösterildiği üzere belirlenen devir aralıklarına ve ilave oranlarına göre test edilmiştir.

**Çizelge 7.4.** Deneysel modellemede gazyağı - benzin kullanımının şartları

<b>Deneysel Model Matrisi</b>			
<b>Gazyağı İlave Oranı</b>	<b>Performans</b>	<b>Emisyon</b>	<b>Devir (d/dak)</b>
0%	Tork	CO	2800
10%		CO <sub>2</sub>	
20%		HC	
30%		NO <sub>x</sub>	
40%			
50%			
Toplam: 6 Deney			

Deneysel modellemede, maksimum torkun alındığı 2800 d/dak'lık motor devri için, karışım oranlarına göre gazyağının motor torkuna etkisini gösteren tablo, Çizelge 7.5'de gösterilmektedir. Görüldüğü üzere deney düzeneğinde bulunan ve modellemesi yapılan motora özgü olan maksimum tork devrinde (2800 d/dak) gazyağının oransal olarak kullanımı, tork açısından hissedilir bir yüksekliğe veya belirgin bir azalışa erişmemektedir. Ancak, deneysel modelleme doğrulama amaçlı yapıldığı için tek nokta bakımından gazyağının performansa etkisinin değerlendirilmesi sağlıklı öngörüler sağlayamamaktadır. Bundan dolayı gazyağının motor torkuna etkisi sayısal modellemenin bir sonucu olarak Şekil 7.19'de daha sağlıklı öngörüler doğuracak şekilde gösterilmiştir.



**Çizelge 7.5.** Gazyağı - benzin kullanımının tork bakımından değerlendirilmesi

Yakıt Türü	Devir (d/dak)	Tork Değeri (Nm)
10% Gazyağı + 90% Benzin	2800	107,94
20% Gazyağı + 80% Benzin	2800	107,72
30% Gazyağı + 70% Benzin	2800	108,00
40% Gazyağı + 60% Benzin	2800	109,03
50% Gazyağı + 50% Benzin	2800	106,49
100% Benzin	2800	108,52

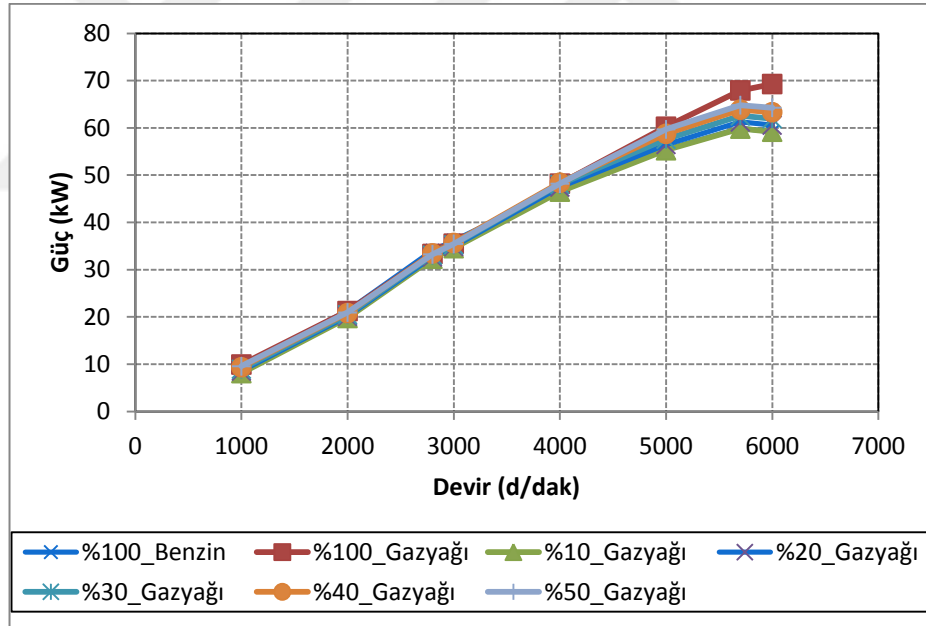
Saf ve farklı oranlarda gazyağı ilavesi için sayısal modeldeki performans ve emisyon sonuçları, Çizelge 7.6'da gösterildiği üzere belirlenen devir aralıklarına ve ilave oranlarına göre bulunmuştur. Sayısal modelleme bakımından performans grafikleri sırasıyla güç ve tork için Şekil 7.19 ve Şekil 7.20'de gösterilmektedir. Şekil 7.19'a bakıldığında güç değerlerinin maksimum güç devrinin alındığı 5700 d/dak'lık devre kadar benzin ve diğer incelenen alternatif yakıt türlerine paralel olarak arttığı ve daha sonra azalma eğilimine girdiği görülmektedir. Benzine ilave edilen az oranlardaki (%10, %20 ve %30 civarlarında) gazyağı kütle miktarı arttıkça güç değerlerinde hissedilir bir biçimde değişim gözlemlenmemektedir. Fakat, gazyağı miktarı arttıkça ve saf kullanıma ulaşıldıkça (%100 gazyağı), yüksek motor devirleri için yaklaşık 10kW'lık bir güç artışı meydana gelmektedir.

Gazyağı kullanımında volümetrik verime bağlı olarak motor torkunun benzin kullanımına göre daha geniş bir devir yelpazesinde yüksek tork elde edilmesine bağlı olarak, tork ve devrin bir fonksiyonu olan motor gücünün yüksek çıktığı görülmektedir. Şekil 7.20'de görüldüğü üzere, gazyağı miktarı arttıkça ve saf kullanıma gelindikçe motor torkunun maksimum tork noktasından sonraki davranışı benzin gibi hızlı bir azalma eğiliminde olmayıp, devir arttıkça daha yavaş bir azalış göstermektedir. Hem deneysel çalışma hem de sayısal çalışmada görüldüğü üzere motor devri 2800 d/dak'da benzin ve gazyağının birbirlerine göre üstünlükleri söz konusu olamamaktadır. Fakat, tork eğrisi gazyağı miktarının artmasına bağlı olarak daha geniş bir devir yelpazesinde sürekliliği sağlamış ve artan devirlerde benzine göre gayet yüksek seviyelerde ortaya çıkmıştır, ki bu sonuç aslında motor torkunun maksimum tork devrinde yüksek çıkmasından daha fazla pratiğe dönük bir motor

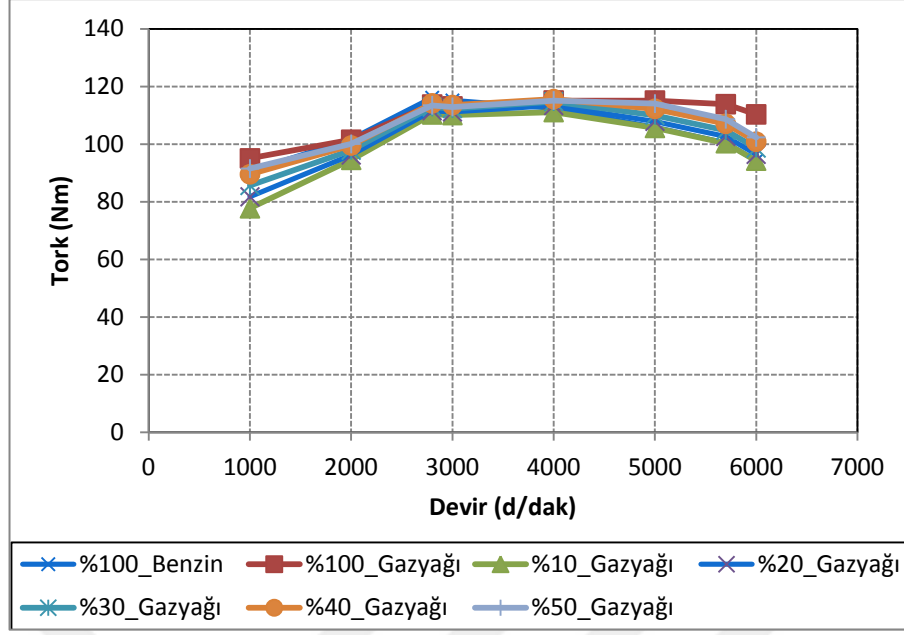
kabiliyetidir. Görüldüğü gibi gazyağının buji ateşlemeli bir motorda kullanılması performans açısından yeterli seviyelerde ihtiyaçları karşılayabilmektedir.

**Çizelge 7.6.** Sayısal modellemede gazyağı - benzin kullanımının şartları

Gazyağı İlave Oranı	Performans	Emisyon	Devir (d/dak)
0%	Güç	CO	1000
10%	Tork	CO <sub>2</sub>	2000
20%	Volümetrik Verim	HC	2800
30%		NO <sub>x</sub>	3000
40%			4000
50%			5000
100%			5700
			6000
Toplam: 56 Analiz			



**Şekil 7.19.** Gazyağı ile çalışma durumunda güç eğrisi

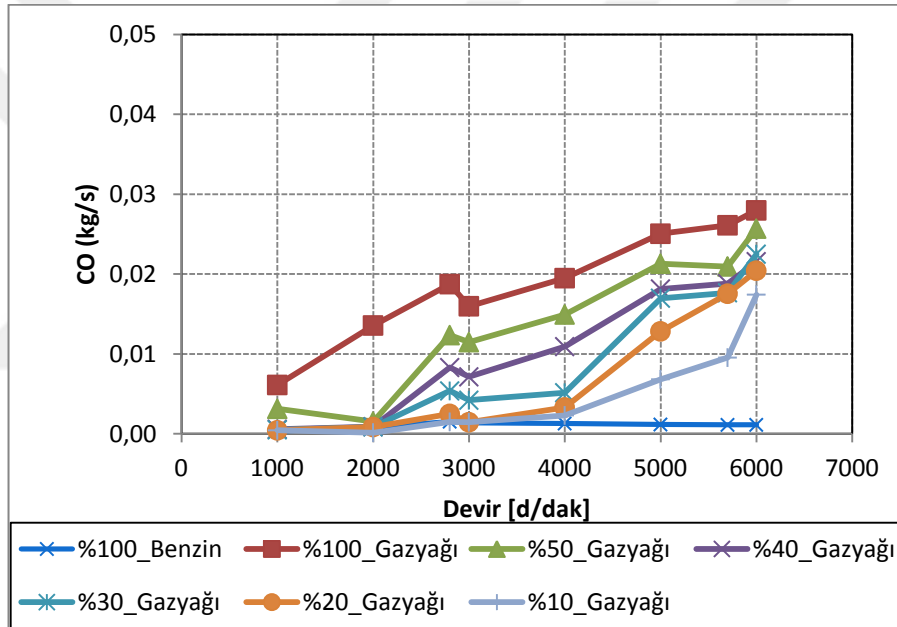


**Şekil 7.20.** Gazyağı ile çalışma durumunda tork eğrisi

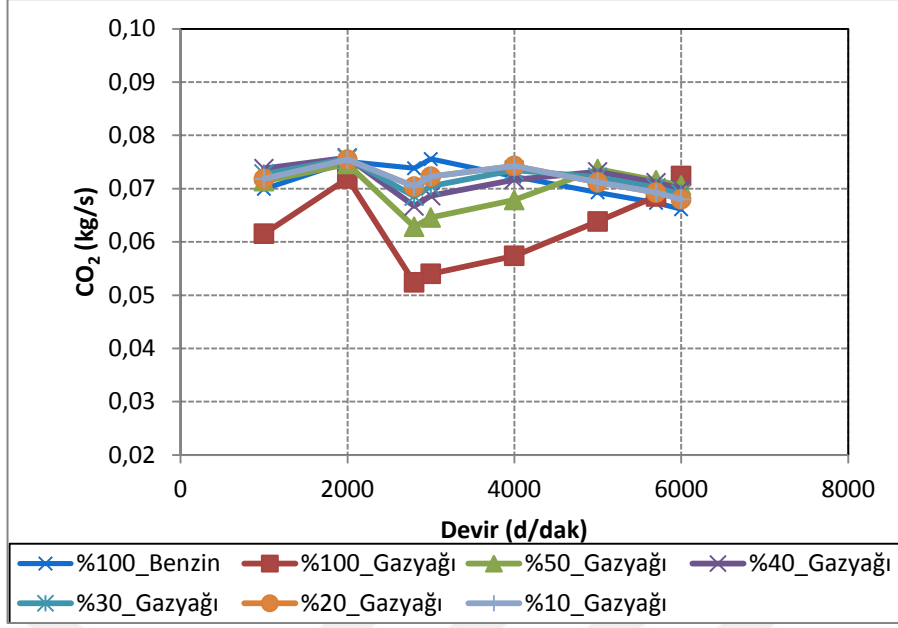
Yazılımın gazyağı ve benzin kullanımı bakımından emisyon grafikleri CO ve CO<sub>2</sub> için sırasıyla Şekil 7.21 ve Şekil 7.22'de gösterilmiştir. CO emisyonları bakımından verilen Şekil 7.21'de farklı oranlarda gazyağı ilavesi olsa dahi, CO emisyonlarının davranışları benzin benzer olarak artış eğilimindedir. Ancak gazyağının uçuculuğunun benzinden daha az olması ve buharlaşmış olarak yanma tepkimesine girmesinin benzine göre daha zor olması nedeniyle tam yanma süreci daha yavaş işlemekte ve CO miktarları, benzine göre daha yüksek çıkmaktadır [83]. Şekil 7.22'de görüldüğü üzere, gazyağı - benzin karışımları ve saf halleri için genel olarak CO<sub>2</sub> seviyeleri benzer çıksa da CO<sub>2</sub> salınımı gazyağı ilavesi ile bir miktar düşmektedir. CO oluşumu üzerine yapılan yoruma dayanarak, tam yanmanın gerçekleşmesinin zorluğundan ötürü, tam yanma ürünü olan CO<sub>2</sub> emisyonu benzine göre düşük seviyelerde kalmaktadır.

HC emisyonları bakımından farklı oranlarda gazyağı - benzin karışımının sonuçları Şekil 7.23'de gösterilmiştir. Bir çok etkenden dolayı genel anlamda azalma eğiliminde olan HC emisyonları gazyağı ilave edilmiş yakıtlarda benzin ile benzer davranışlar gösterse de gazyağı ilavesi ile bir miktar HC salınımı artışı olmaktadır. Bunun nedeni, gazyağının eksik yanma sürecinde meydana gelen söndürme etkisidir. Böylece silindir içerisinde yanmamış yakıt kalıntıları artmaktadır. Şekil 7.24'de

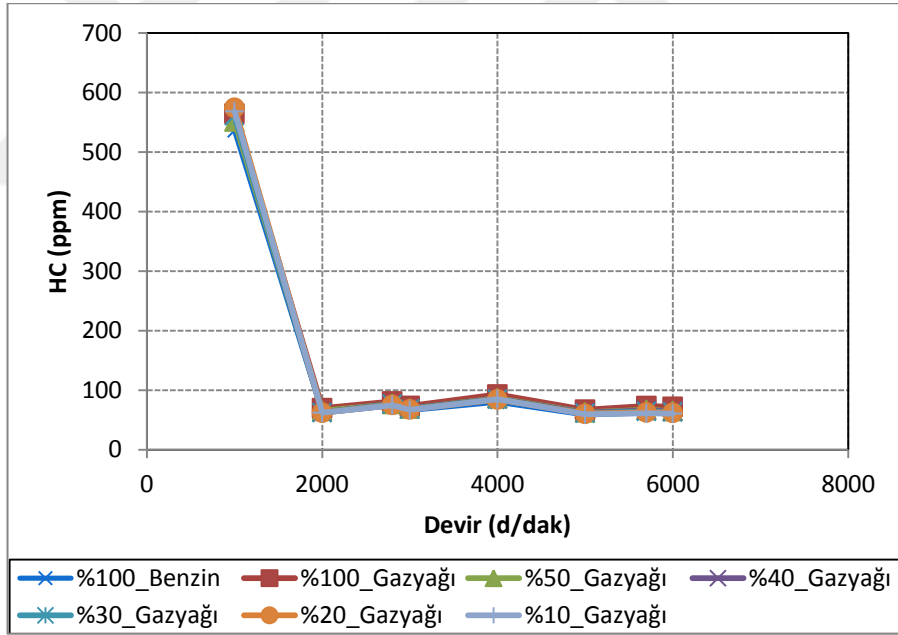
gösterilen  $\text{NO}_x$  oluşumuna bakıldığında,  $\text{NO}_x$  emisyonlarının artan devirlerde yükselen egzoz sıcaklıklarına bağlı olarak arttığı gözlemlenmektedir. Ancak, diğer emisyon gazlarında da belirtildiği gibi, gazyağının yeterince hava ile karışmamasından ötürü ve silindir içerisine alınması gereken miktarlarda hava alınamamasından dolayı  $\text{N}_2$  miktarında benzine oranla çok az miktarlarda kayıp olmakta ve  $\text{NO}_x$  oluşumu için benzinden daha fazla olanak olmasına rağmen  $\text{NO}_x$  oluşumu seviyesi alçakta kalmaktadır. Gazyağının performans açısından diğer alternatif yakıtlara göre daha iyi seviyelerde olması ve emisyon gazları açısından benzine benzer davranış seviyelerinde olmasından dolayı, alternatif yakıtlar içerisinde faydalı bir yakıt olduğu söylenebilir.



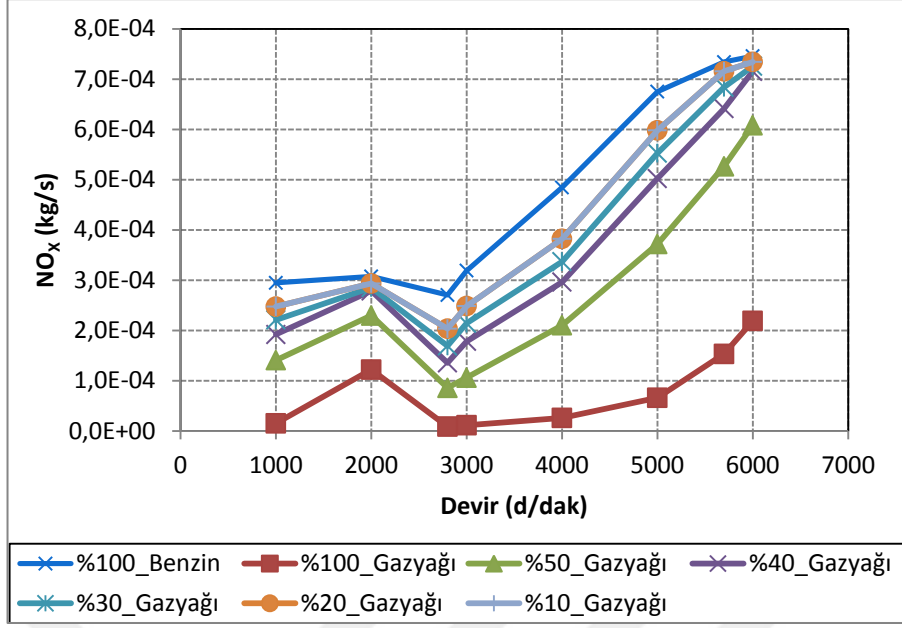
**Şekil 7.21.** Gazyağı ile çalışma durumunda CO - devir eğrisi



Şekil 7.22. Gazyağı ile çalışma durumunda CO<sub>2</sub> - devir eğrisi



Şekil 7.23. Gazyağı ile çalışma durumunda HC - devir eğrisi



Şekil 7.24. Gazyağı ile çalışma durumunda NOx - devir eğrisi

## 7.6. Metanol Kullanımının Performansa ve Emisyonlara Etkileri

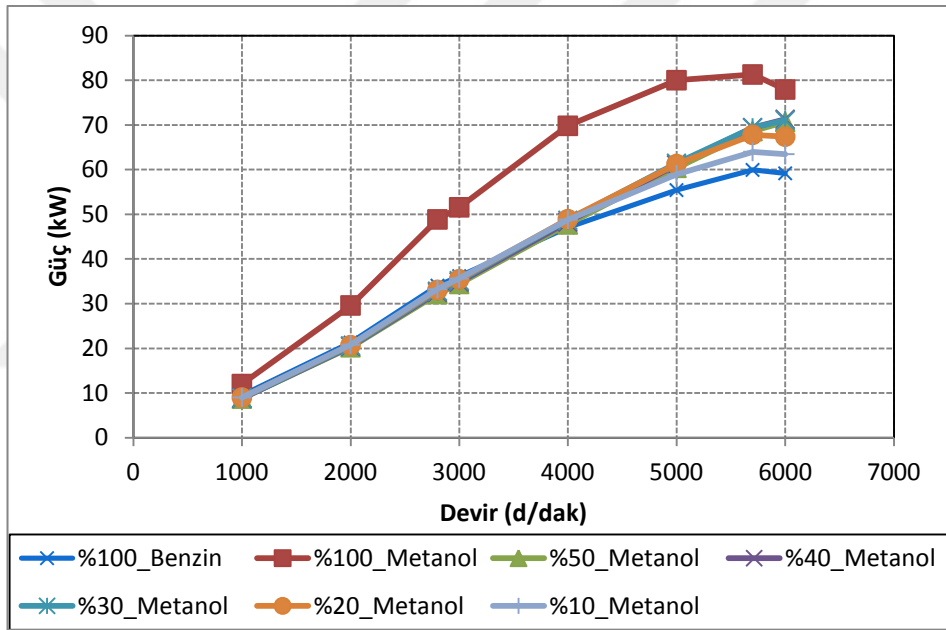
Literatürde özellikle deneysel olarak ele alınan ve alternatif yakıtlar konusunda çok önemli bir yere sahip olan yakıtlardan olan metanol, bu bölümde saf ve farklı oranlarda benzine ilave edilerek incelenmiştir. Sayısal olarak yapılan analizlerden elde edilen veriler yardımıyla çizilen performans grafikleri sırasıyla güç ve tork için Şekil 7.25 ve Şekil 7.26'da gösterilmiştir. Şekil 7.25'e bakıldığında güç değerlerinin maksimum güç devrinin alındığı 5700 d/dak'lık devre kadar benzin ve diğer incelenen alternatif yakıt türlerine paralel olarak arttığı ve daha sonra azalma eğilimine girdiği görülmektedir. Fakat, benzine ilave edilen metanolün kütle miktarı arttıkça güç değerlerinde hissedilir miktarlarda artış olduğu gözlemlenmektedir. Metanol miktarı arttıkça ve saf kullanıma ulaşıldıkça (%100 metanol) maksimum gücün elde edildiği 5700 d/dak motor devrinde yaklaşık 20 kW'lık bir güç artışı meydana gelmektedir.

Alkol yakıtların oksijen içermeleri ve yüksek buharlaşma ısısına sahip olmaları, kullanıldıklarında termik verim ve volümetrik verimin artmasına neden olmaktadır. Fakat, benzine kıyasla alkol yakıtların ısı değerlerinin düşük olması ve stokiometrik hava/yakıt oranlarının yüksek olması aynı çıkış gücü için daha fazla yakıt kullanılmasına sebep olmaktadır. Bu durum özgül yakıt tüketimlerinin artmasına neden olmaktadır [84]. Metanol kullanımında volümetrik verime bağlı olarak, motor torkunun benzin kullanımına göre daha yüksek seviyelerde elde edilmesine bağlı olarak, tork ve devrin bir fonksiyonu olan motor gücünün de yüksek çıktığı görülmektedir.

Şekil 7.26'de görüldüğü üzere, metanol miktarı arttıkça motor torkunun maksimum tork noktası da dahil olmak üzere benzine göre daha yüksek seviyelerde olduğu ortaya çıkmıştır. Aynı zamanda saf kullanıma gelindiğinde (%100 metanol) motor momenti volümetrik verime bağlı olarak hissedilir derecede yüksek çıkmaktadır. Görüldüğü gibi metanolün buji ateşlemeli bir motorda kullanılması performans açısından yüksek seviyelerde ihtiyaçları karşılayabilmektedir.

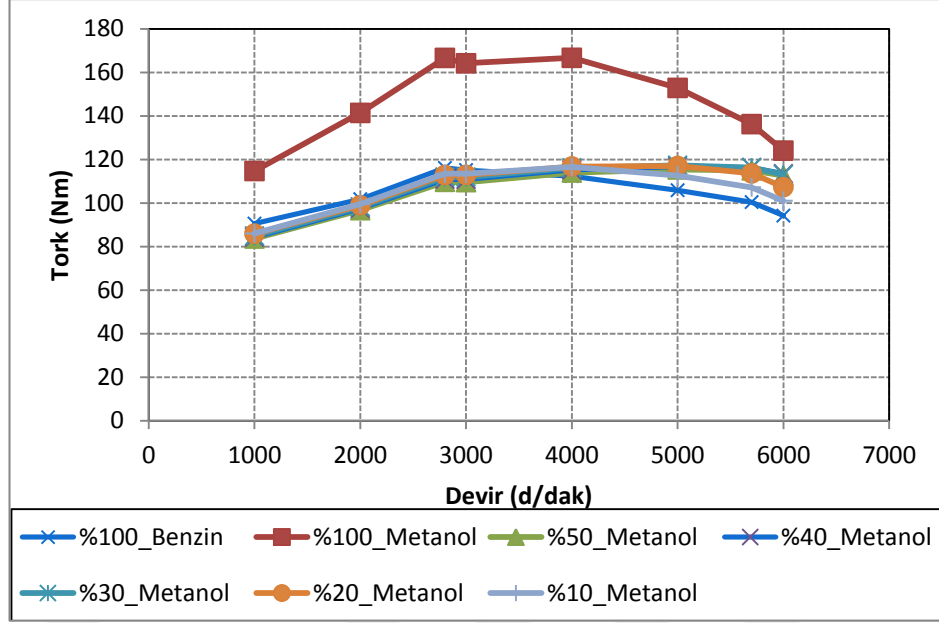
**Çizelge 7.7.** Modellemede metanol - benzin kullanımının şartları

Metanol İlave Oranı	Performans	Emisyon	Devir (d/dak)
0%	Güç	CO	1000
10%	Tork	CO <sub>2</sub>	2000
20%	Volümetrik Verim	HC	2800
30%		NO <sub>x</sub>	3000
40%			4000
50%			5000
100%			5700
			6000
Toplam: 56 Analiz			



**Şekil 7.25.** Metanol ile çalışma durumunda güç eğrisi





**Şekil 7.26.** Metanol ile çalışma durumunda tork eğrisi

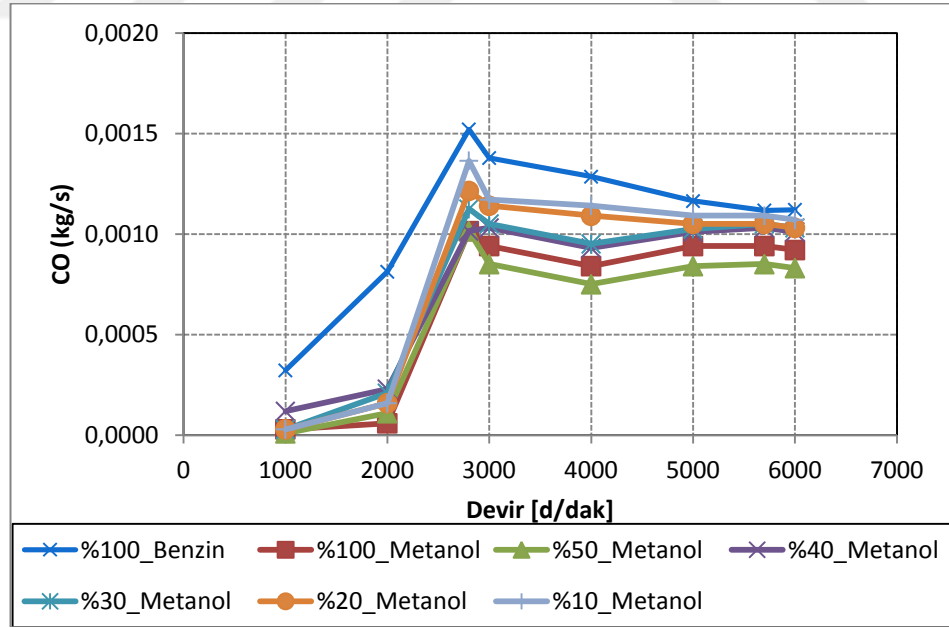
Sayısal modellemenin metanol ve benzin kullanımını bakımından emisyon grafikleri CO ve CO<sub>2</sub> için sırasıyla Şekil 7.27 ve Şekil 7.28'de gösterilmiştir. CO emisyonları bakımından verilen Şekil 7.27'de farklı oranlarda metanol ilave edilmesinden saf metanol yakılmasına kadar, CO emisyonları hissedilebilir derecelerde azalmaktadır. CO emisyonunun azalmasının sebebi, metanolün benzin yakıtına göre daha az C'dan oluşması ve yapısında O<sub>2</sub> bulundurmasıdır. Silindir içerisindeki yakıt enjeksiyonunun zengin olduğu bölgelerde alkolün yapısındaki O<sub>2</sub> ve O<sub>2</sub>/yakıt oranını artırarak yanmanın tam olarak gerçekleşmesi sağlanmaktadır [85-86]. Alkoller tek bir kaynama noktasına sahip oldukları için yakıtın tamamı birlikte buharlaşmakta ve benzine göre daha homojen karışım oluşturmakta ve daha temiz yanmaktadır. Ayrıca etanol ve metanolün içeriğindeki oksijenin bu yakıtların daha iyi yanmasına imkân sağladığı düşünülmektedir [87].

Şekil 7.28'de görüldüğü üzere, metanol - benzin karışımları ve saf halleri için genel olarak CO<sub>2</sub> seviyesi metanol ilavesi ile artmaktadır. Metanol yakıtının yakıt bileşimindeki oksijen oranının %50 civarında olması yanma verimini iyileştirmiş ve tam yanma sonucu ortaya çıkan CO<sub>2</sub> emisyonunun diğer yakıtlardan yüksek çıkmasına sebep olmuştur [84].

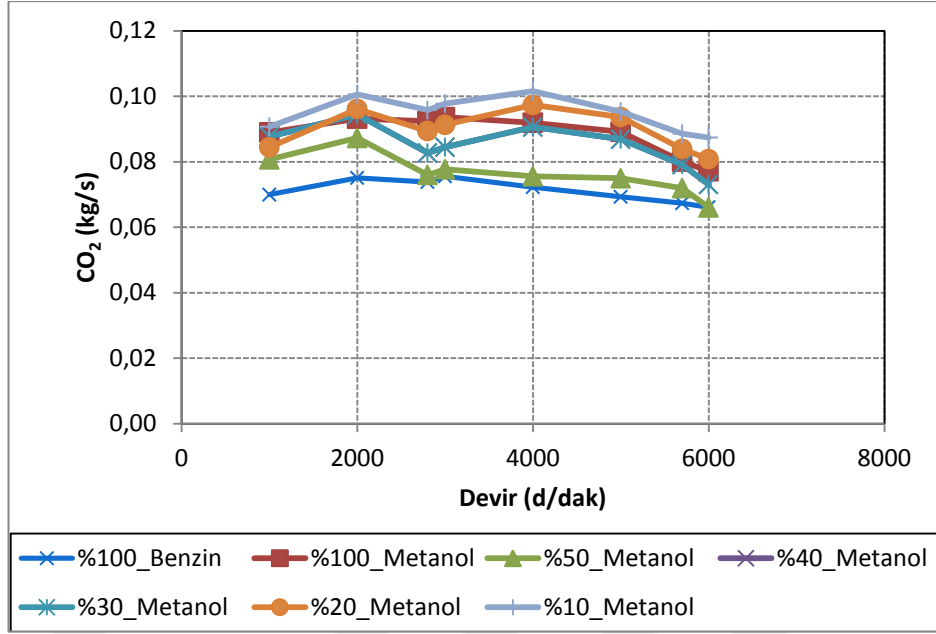
HC emisyonları bakımından farklı oranlarda metanol - benzin karışımının sonuçları Şekil 7.29'da gösterilmiştir. Bir çok etkenden dolayı genel anlamda azalma eğiliminde olan HC emisyonları metanol ilave edilmiş yakıtlarda benzin ile benzer davranışlar gösterse de metanol ilavesi ile HC salınımı azalmaktadır. Bunun nedeni, metanolün yüksek buharlaşma gizli ısısı nedeniyle, ortam sıcaklığının düşmesidir. Özellikle silindir duvarlarına yakın bölgelerde düşük sıcaklıktan dolayı alev sönmesi meydana gelmekte ve HC emisyonu artış göstermektedir. Taşıt çıkış gücünün artmasıyla birlikte, HC emisyonunda azalma meydana gelmiştir [86].

Şekil 7.30 incelendiğinde de  $\text{NO}_x$  emisyonlarını önemli ölçüde azalttığı görülmektedir. Alkol yakıtların yüksek buharlaşma ısısı yanma sonu sıcaklıklarının düşmesine ve dolayısıyla yüksek sıcaklığa bağlı olarak artan  $\text{NO}_x$  emisyonlarının azalmasına sebep olmaktadır [84].

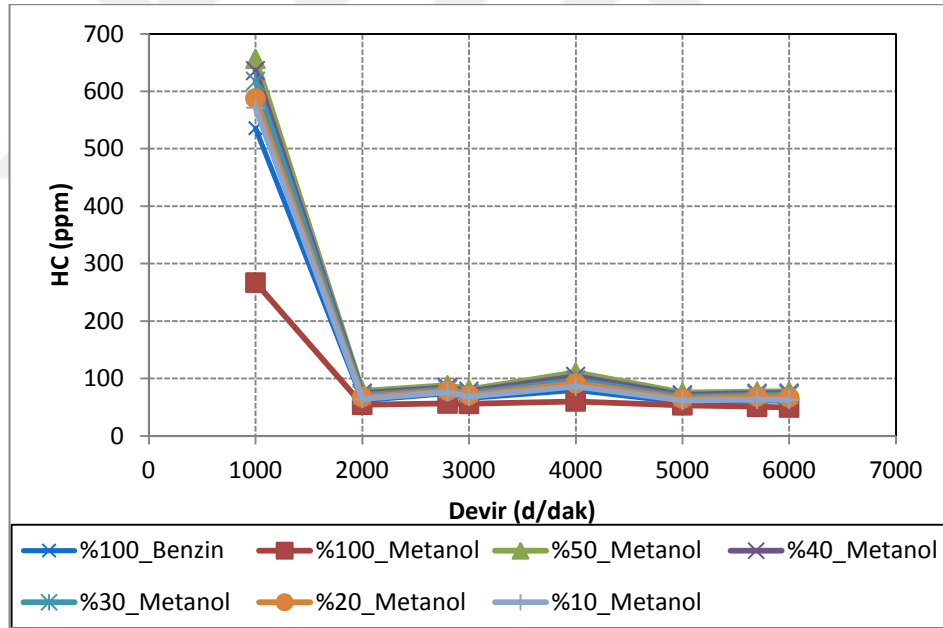
Metanol performans ve emisyonlar açısından diğer alternatif yakıtlara göre fayda sağlamasından dolayı kullanım açısından tercih edilebilir bir yakıt türü olarak ortaya çıkmıştır.



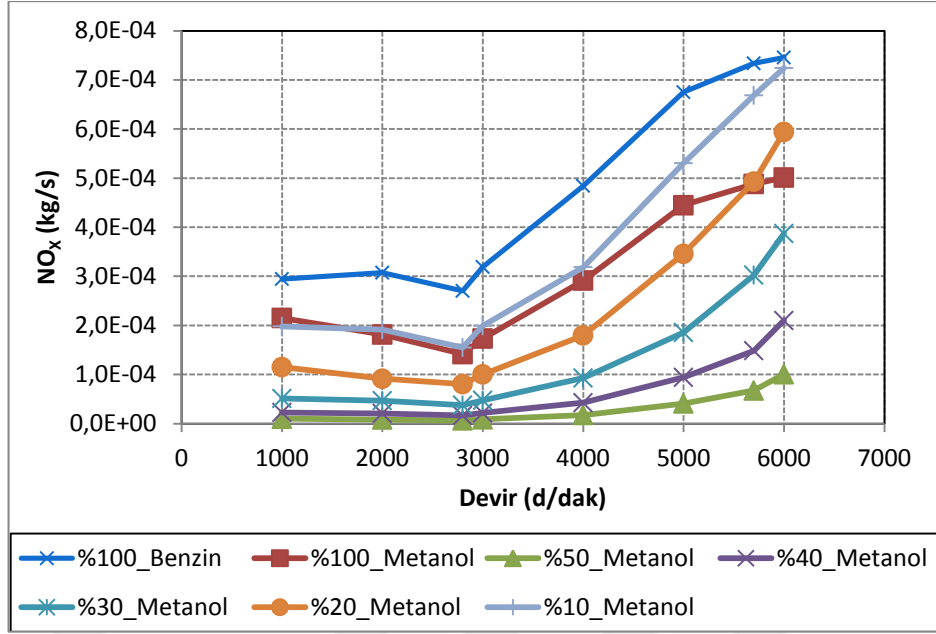
Şekil 7.27. Metanol ile çalışma durumunda CO - devir eğrisi



Şekil 7.28. Metanol ile çalışma durumunda CO<sub>2</sub> - devir eğrisi



Şekil 7.29. Metanol ile çalışma durumunda HC - devir eğrisi



Şekil 7.30. Metanol ile çalışma durumunda NO<sub>x</sub> - devir eğrisi

## 7.7. Etanol Kullanımının Performansa ve Emisyonlara Etkileri

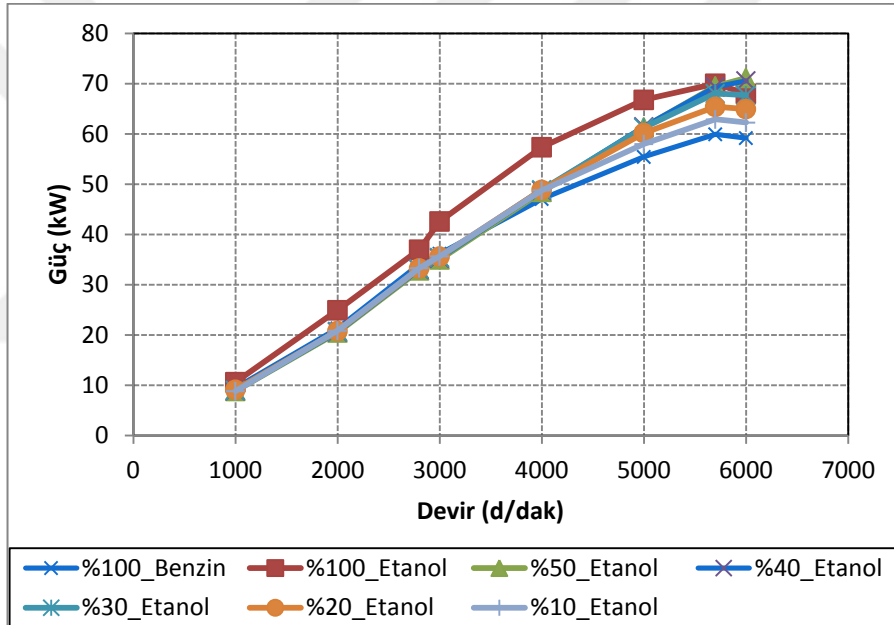
Literatürde çok fazla çalışılmış olunan bir diğer alkol türü olan etanol, alternatif yakıt kullanımı konusunda dünyada kendisine hayli fazla yer edinebilmiş bir yakıt türü olarak, çalışma kapsamında değerlendirilmiş ve bu başlık altında sunulmuştur. Çizelge 7.8'de gösterildiği üzere belirlenen devir aralıklarına ve ilave oranlarına göre etanolün motor performansına ve emisyonlarına etkisi, sırasıyla güç ve tork için Şekil 7.31 ve Şekil 7.32'de gösterilmiştir.

Şekil 7.31'e bakıldığında güç değerlerinin maksimum güç devrinin alındığı 5700 d/dak'lık devre kadar benzin ve diğer incelenen alternatif yakıt türlerine paralel olarak arttığı ve daha sonra azalma eğilimine girdiği görülmektedir. Fakat, benzine ilave edilen etanolün, metanol gibi kütle miktarı arttıkça güç değerlerinde hissedilir miktarlarda artış olduğu gözlemlenmektedir. Etanol miktarı arttıkça ve saf kullanıma ulaşıldıkça (%100 etanol) yüksek motor devirleri için yaklaşık 10kW'lık bir güç artışı meydana gelmektedir. Alkol yakıtların oksijen içermeleri ve yüksek buharlaşma ısısına sahip olmaları kullanıldıklarında termal verim ve volumetrik verimin artmasına neden olmaktadır [84]. Etanol kullanımında volümetrik verime bağlı olarak motor torkunun, benzin kullanımına göre daha yüksek seviyelerde elde edilmesine bağlı olarak, tork ve devrin bir fonksiyonu olan motor gücünün de yüksek çıktığı görülmektedir.

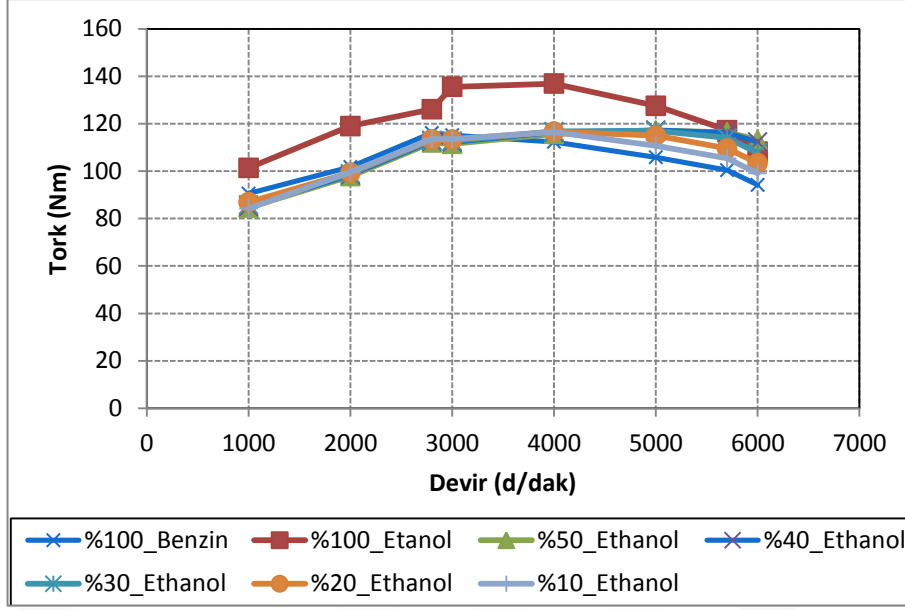
Şekil 7.32'de görüldüğü üzere, karışımın etanol miktarı arttıkça motor torkunun maksimum tork noktasından sonraki davranışı benzin gibi hızlı bir azalma eğiliminde olmayıp, devir arttıkça daha yavaş bir azalış şeklinde meydana gelmektedir. Aynı zamanda saf kullanıma gelindiğinde (%100 etanol) motor momenti volümetrik verime bağlı olarak hissedilir derecede yüksek çıkmaktadır. Görüldüğü gibi etanolün buji ateşlemeli bir motorda kullanılması performans açısından yüksek seviyelerde ihtiyaçları karşılayabilmektedir.

Çizelge 7.8. Modellemede etanol - benzin kullanımının şartları

Etanol İlave Oranı	Performans	Emisyon	Devir (d/dak)
0%	Güç	CO	1000
10%	Tork	CO <sub>2</sub>	2000
20%	Volümetrik Verim	HC	2800
30%		NO <sub>x</sub>	3000
40%			4000
50%			5000
100%			5700
			6000
Toplam: 56 Analiz			



Şekil 7.31. Etanol ile çalışma durumunda güç eğrisi



**Şekil 7.32.** Etanol ile çalışma durumunda tork eğrisi

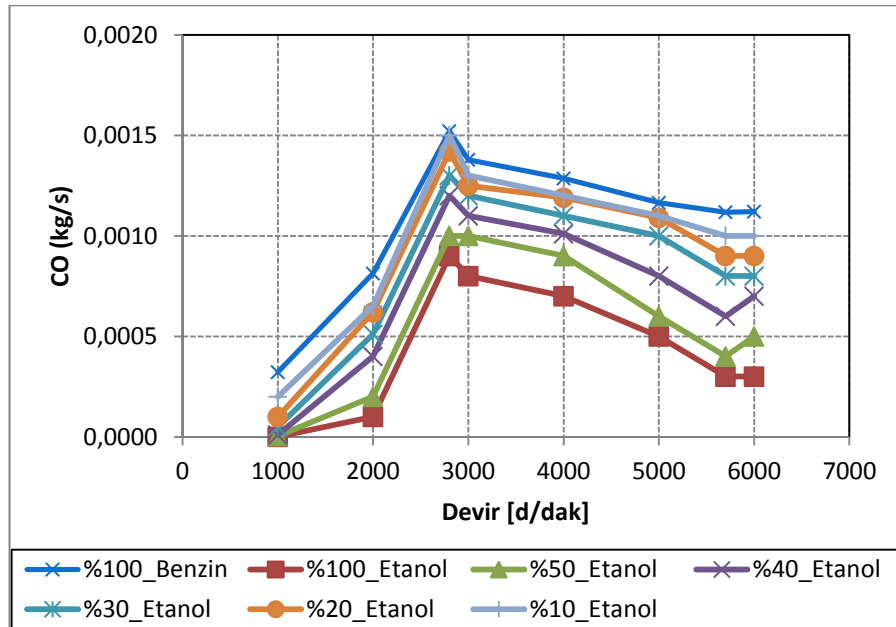
Yazılımın etanol ve benzin kullanımı bakımından emisyon grafikleri CO ve CO<sub>2</sub> için sırasıyla Şekil 7.33 ve Şekil 7.34'de gösterilmiştir. CO emisyonları bakımından verilen Şekil 7.33'de farklı oranlarda etanol ilave edilmesinden saf etanol yakılmasına kadar, CO emisyonları hissedilebilir derecelerde azalmaktadır. CO emisyonunun azalmasının sebebi, etanolün benzin yakıtına göre daha az C'dan oluşması ve yapısında O<sub>2</sub> bulundurmasıdır. Silindir içerisindeki yakıt enjeksiyonunun zengin olduğu bölgelerde alkolün yapısındaki O<sub>2</sub> ve O<sub>2</sub>/yakıt oranını artırarak yanmanın tam olarak gerçekleşmesi sağlanmaktadır [85-86]. Alkoller tek bir kaynama noktasına sahip oldukları için yakıtın tamamı birlikte buharlaşmakta ve benzine göre daha homojen karışım oluşturmakta ve daha temiz yanmaktadır. Ayrıca etanol ve metanolün içeriğindeki oksijenin bu yakıtların daha iyi yanmasına imkân sağladığı düşünülmektedir [87].

Şekil 7.34'de görüldüğü üzere, etanol - benzin karışımları ve saf halleri için genel olarak CO<sub>2</sub> seviyesi etanol ilavesi ile artmaktadır. Benzin, etanol ve metanol yakıtlı çalışmalarda CO<sub>2</sub> emisyonunun artan motor hızı ile birlikte arttığı görülmüştür. Etanol yakıtının yakıt bileşimindeki oksijen oranının %50 civarında olması yanma verimini iyileştirmiş ve tam yanma sonucu ortaya çıkan CO<sub>2</sub> emisyonunun diğer yakıtlardan yüksek çıkmasına sebep olmuştur [84].

HC emisyonları bakımından farklı oranlarda etanol - benzin karışımının sonuçları Şekil 7.35'de gösterilmiştir. Bir çok etkenden dolayı genel anlamda azalma eğiliminde olan HC emisyonları etanol ilave edilmiş yakıtlarda benzin ile benzer davranışlar gösterse de etanol ilavesi ile HC salınımı azalmaktadır. Bunun nedeni, etanolün benzine göre yüksek buharlaşma gizli ısısı nedeniyle, ortam sıcaklığının düşmesidir. Özellikle silindir duvarlarına yakın bölgelerde düşük sıcaklıktan dolayı alev sönmesi meydana gelmekte ve HC emisyonu artış göstermektedir. Taşıt çıkış gücünün artmasıyla birlikte, HC emisyonunda azalma meydana gelmiştir [86].

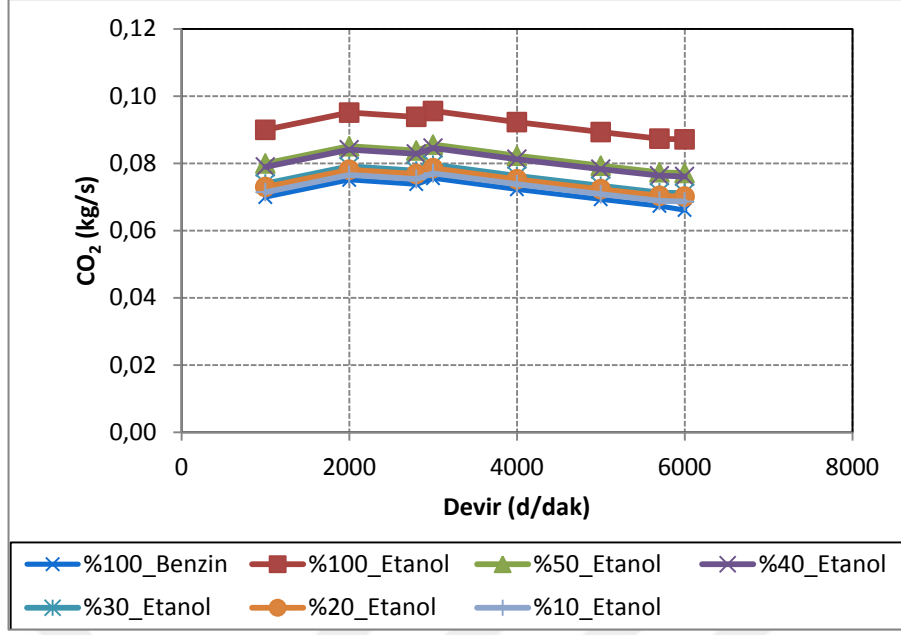
Şekil 7.36 incelendiğinde de  $\text{NO}_x$  emisyonlarını önemli ölçüde azalttığı görülmektedir. Alkol yakıtların yüksek buharlaşma ısısı yanma sonu sıcaklıklarının düşmesine ve dolayısıyla yüksek sıcaklığa bağlı olarak artan  $\text{NO}_x$  emisyonlarının azalmasına sebep olmaktadır [84].

Etanol performans ve emisyonlar açısından diğer alternatif yakıtlara göre fayda sağlamasından dolayı kullanım açısından tercih edilebilir bir yakıt türü olarak ortaya çıkmıştır.

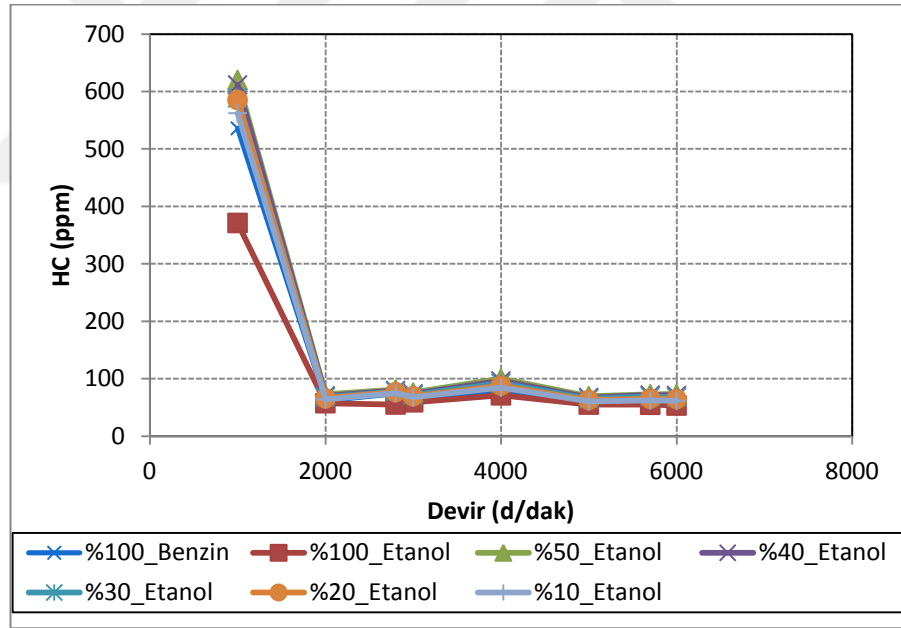


Şekil 7.33. Etanol ile çalışma durumunda CO - devir eğrisi

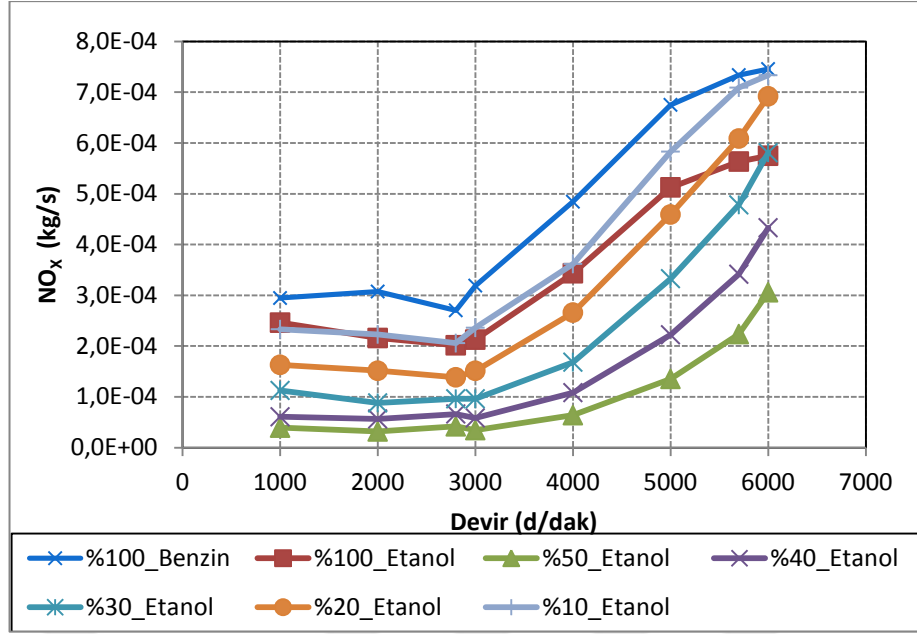




Şekil 7.34. Etanol ile çalışma durumunda CO<sub>2</sub> - devir eğrisi



Şekil 7.35. Etanol ile çalışma durumunda HC - devir eğrisi



Şekil 7.36. Etanol ile çalışma durumunda NO<sub>x</sub> - devir eğrisi

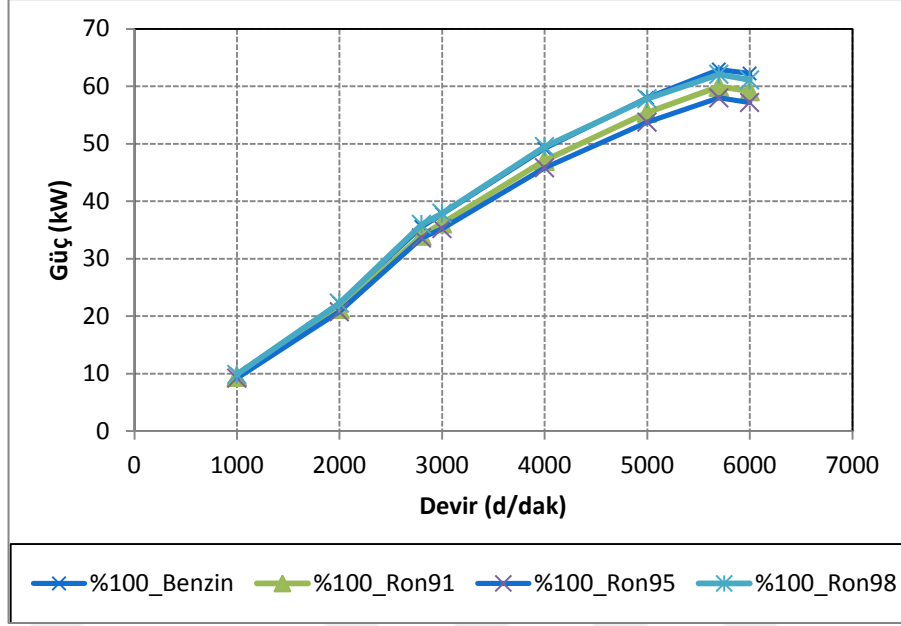
## 7.8. Farklı Oktan Sayılarında Benzin Kullanımının Performansa ve Emisyonlara Etkileri

Farklı oktan sayılarının, sayısal modellemede oluşturulan motor üzerindeki performans ve emisyon davranışlarının incelendiği bu bölümde, Çizelge 7.9'da gösterildiği üzere belirlenen devir aralıklarına ve ilave oranlarına göre 4 farklı oktan sayısının motor performansına ve emisyonlarına dolaylı etkisi incelenmiş ve sayısal modellemede sırasıyla güç ve tork bakımından Şekil 7.37 ve Şekil 7.38'de gösterilmiştir.

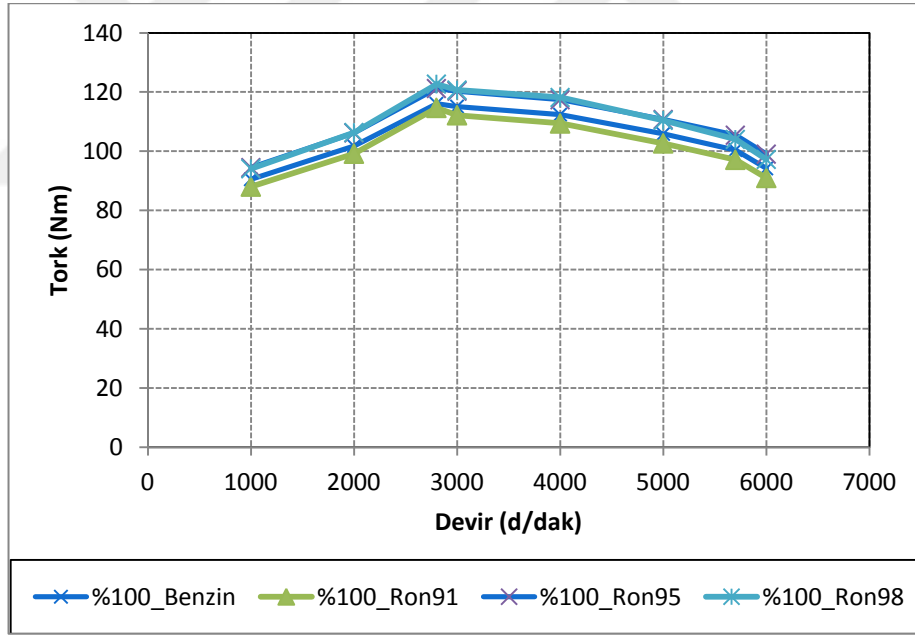
Şekil 7.37'ye bakıldığında güç değerlerinin maksimum güç devrinin alındığı 5700 d/dak'lık devre kadar farklı oktan sayılarında çok benzer davranışlar sergilediği görülmektedir. Ancak Şekil 7.38'de de görüldüğü gibi 2800d/dak'lık devirde maksimum torkun alındığı oktan sayısı, aynı doğrultuda güç parametresi bakımından da en yüksek seviyede çıkmıştır ki bu da sayısal modellemede kullanılan motorun karakteristik oktan sayısının 96 olduğunu göstermektedir. Motor performansı grafikleri bu anlamda, farklı oktan sayılı yakıtlar bakımından oldukça paralel ve yakın seviyelerde ortaya çıkmıştır.

**Çizelge 7.9.** Modellemede farklı oktan sayılarındaki benzin kullanımının şartları

İncelenen Yakıtlar	Performans	Emisyon	Devir (d/dak)
Benzin (96 Oktan)	Güç	CO	1000
Ron91	Tork	CO <sub>2</sub>	2000
Ron95	Volümetrik Verim	HC	2800
Ron98		NO <sub>x</sub>	3000
			4000
			5000
			5700
			6000
Toplam: 40 Analiz			



Şekil 7.37. Farklı oktan sayılarındaki benzin ile çalışma durumunda güç eğrisi

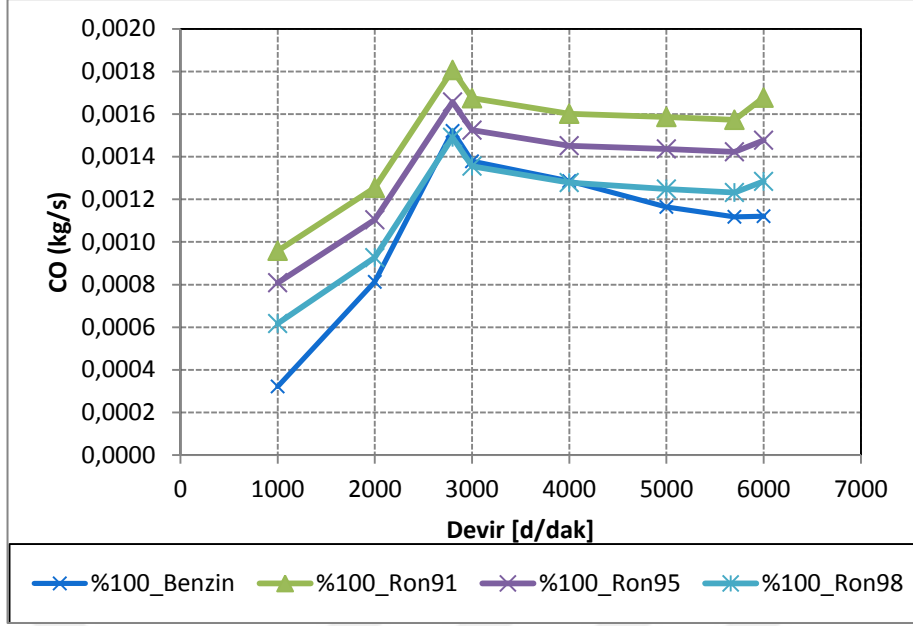


Şekil 7.38. Farklı oktan sayılarındaki benzin ile çalışma durumunda tork eğrisi

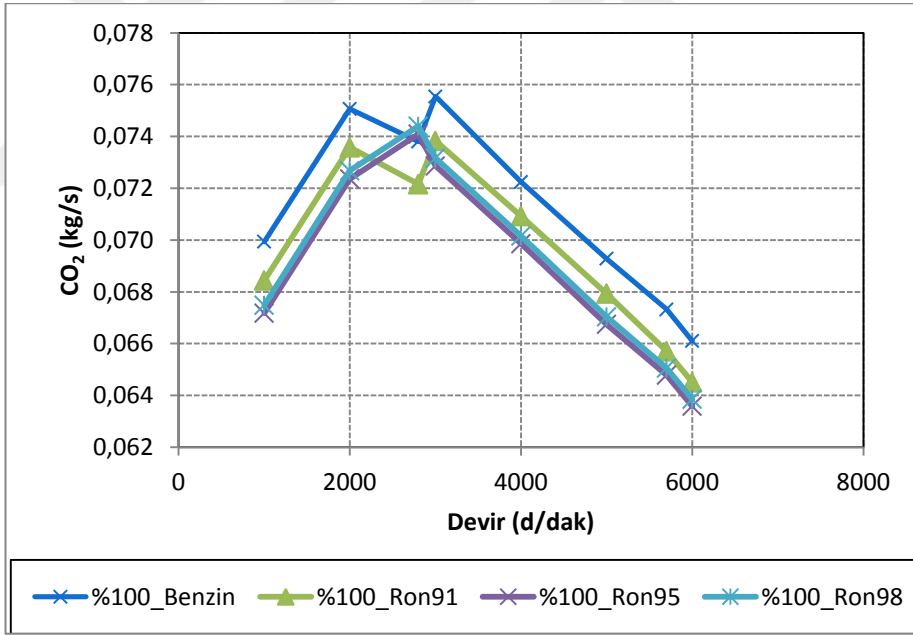
Farklı oktan sayısı bakımından emisyon grafikleri CO, CO<sub>2</sub>, HC ve NO<sub>x</sub> için sırasıyla Şekil 7.39, Şekil 7.40, Şekil 7.41 ve Şekil 7.42'de gösterilmiştir. Emisyonlar 4 farklı oktan sayısı bakımından artan devirlere karşılık incelenmiştir. Motor performansı açısından en yüksek değerleri veren 96 oktan sayılı benzinin burada

emisyonlar ile de uyumlu bir davranış ortaya koyduğu görülmektedir. Sayısal olarak modellenen motorda, karakteristik olarak belirlenen 96 oktan sayısından maksimum performans değerleri alındığı daha önce belirtilmiştir, fakat yüksek performansın elde edilmesi bazı emisyon gazları için avantajken bazıları için dezavantaj olarak görülmektedir. Yanma veya reaksiyon hızı bakımından en sağlıklı sonuçları veren oktan sayısına göre, Şekil 7.39 ve Şekil 7.41'de görüldüğü üzere CO emisyonları ve yanmamış HC emisyonları diğer oktan sayılarının sonuçlarına göre düşük ve iyi denilebilecek seviyelerdedir. Şekil 7.40'dan görüldüğü üzere, CO<sub>2</sub> emisyonları bakımından, daha önce de belirtildiği gibi CO emisyonları için tam tersi bir durum gerçekleşmiştir. Şekil 7.42 incelendiğinde, aynı zamanda yanma sonu egzoz sıcaklıklarına paralel bir davranış sergileyen NO<sub>x</sub> emisyonlarının, 96 oktanlı benzinin yanma sonu sıcaklığının, diğer oktan sayılarına göre daha yüksek olması sebebiyle diğer oktanlara göre benzer eğilimlerde fakat daha yüksek seviyelerde olduğu görülmektedir.

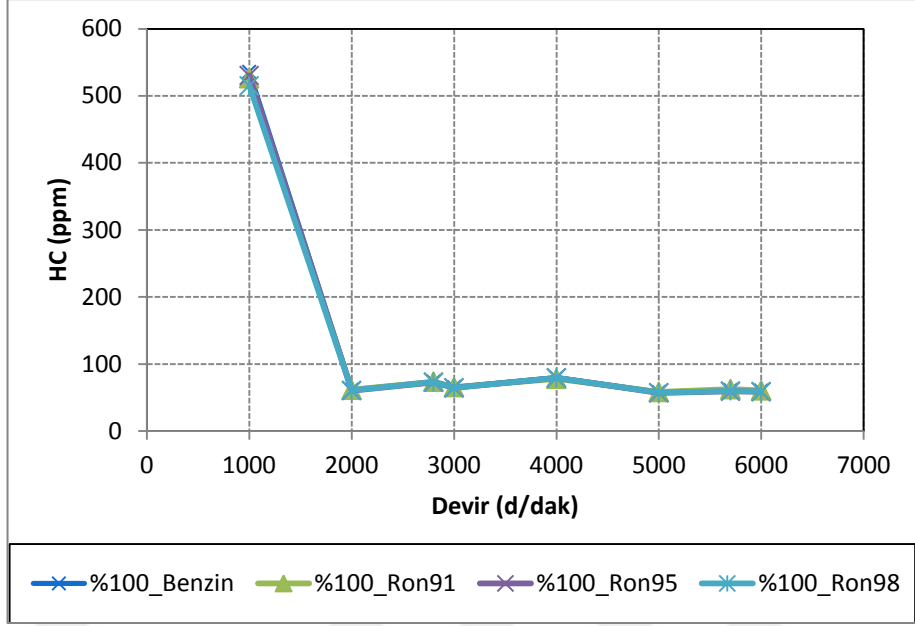
Emisyon gazlarının birbirlerine göre davranışları her grafikte genel eğilim olarak bütün devirler boyunca benzer şekillerde devam etmiştir. Oktan sayısının motor performansına ve emisyonlarına etkisi görüldüğü gibi, direkt olarak olmayıp, dolaylı yollardan olmakta ve bu da konu üzerindeki tartışmaları beraberinde getirmektedir. Ancak herhangi bir motor için üretici firmalar tarafından, kullanıcıya önerilmiş karakteristik oktan sayısının kullanılması, motorun maksimum performans elde etmesini ve emisyonların minimuma indirilmesini sağlayacaktır.



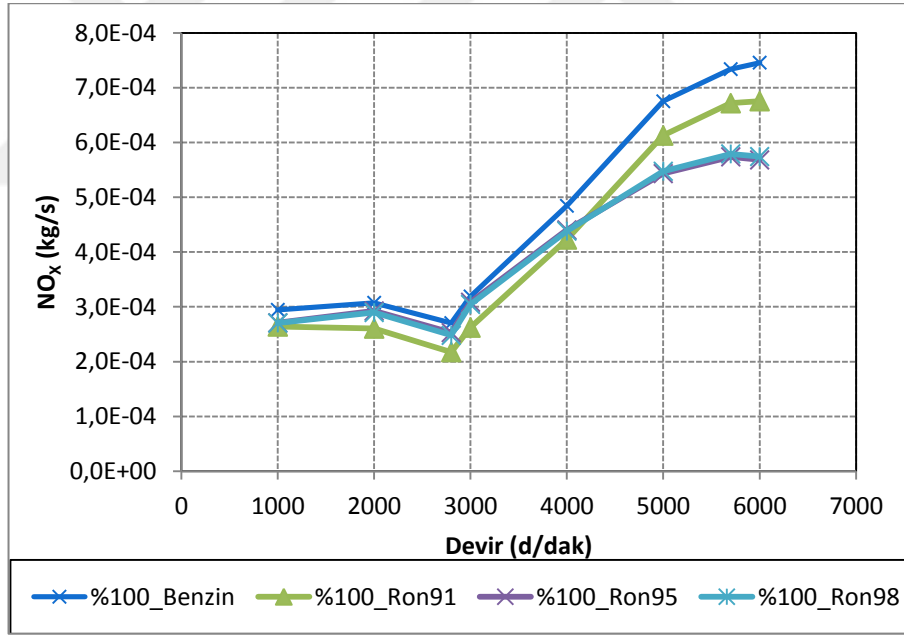
Şekil 7.39. Farklı oktan sayılarındaki benzin ile çalışma durumunda CO - devir eğrisi



Şekil 7.40. Farklı oktan sayılarındaki benzin ile çalışma durumunda CO<sub>2</sub> - devir eğrisi



Şekil 7.41. Farklı oktan sayılarındaki benzin ile çalışma durumunda HC - devir eğrisi



Şekil 7.42. Farklı oktan sayılarındaki benzin ile çalışma durumunda NO<sub>x</sub> - devir eğrisi

Alternatif yakıt verilerini hem saf halde hem de karışımli olarak özgül yakıt tüketimi bakımından da değerlendirmek mümkündür. Motor performansı ve emisyon değerleri üzerine yapılan deneylerde ve sayısal modellemelerde en önemli sonuçlardan birisi de özgül yakıt tüketimidir.

## 7.9. Özgül Yakıt Tüketimi Bakımından Alternatif Yakıt Verilerinin Karşılaştırılması

Tam gaz kolu kelebeği açıklıklarında minimum değerini alan özgül yakıt tüketimi değerleri, kullanılan alternatif yakıt türleri ve kullanım oranlarına karşın devir sayısı bakımından incelendiğinde maksimum tork değerine ulaşılan 2800 d/dak devir sayısı civarlarında her zaman minimum değerlerine ulaşır. Bunun yanında buji ateşlemeli motorlarda benzin kullanımı durumunda, yakıt tüketimi ile güç üretimi ortak olarak değerlendirildiğinde, efektif verimin, 2800 d/dak'da maksimuma ulaştığı belirlenmiştir ki bu noktada özgül yakıt sarfiyatının minimum seviyelerde ve motor torkunun maksimum seviyelerde olması bu durumu desteklemektedir.

Şekil 7.43, Şekil 7.44, Şekil 7.45, Şekil 7.46 ve Şekil 7.47'de sırasıyla CNG, LPG, gazyağı, metanol ve etanol için devir sayısına karşılık özgül yakıt tüketimi değerlerini içeren grafikler verilmiştir.

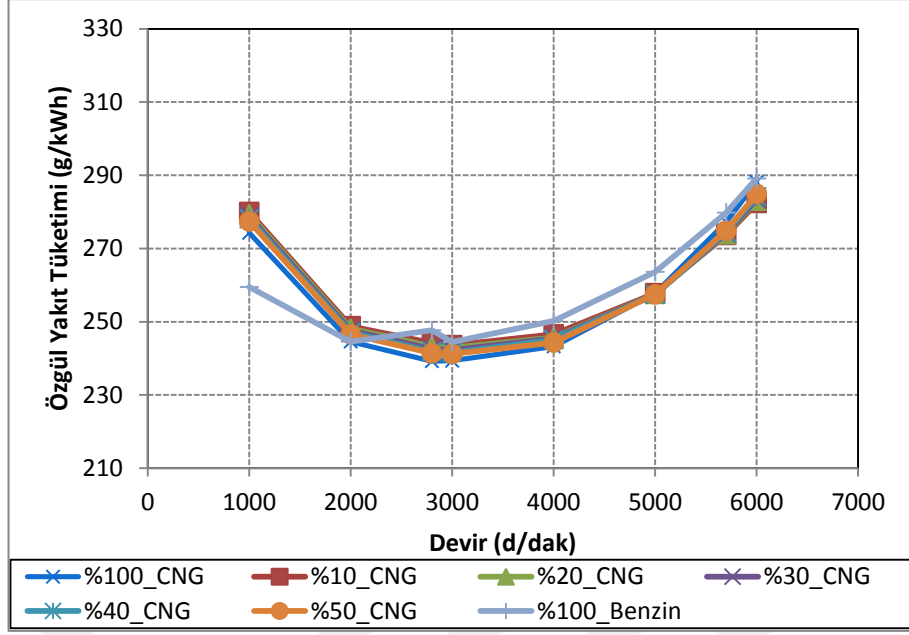
Şekil 7.43'de görüldüğü gibi, CNG kullanımının fakir karışım oranlarında yanmasından dolayı, özgül yakıt tüketimi değerleri benzin kullanımına göre daha düşüktür.

Şekil 7.44 ve 7.45'de görüldüğü üzere LPG kullanımında zengin karışım oranlarında yanma gerçekleşmesinden dolayı az miktarlarda da olsa LPG kullanımında özgül yakıt tüketimi benzine göre artmaktadır.

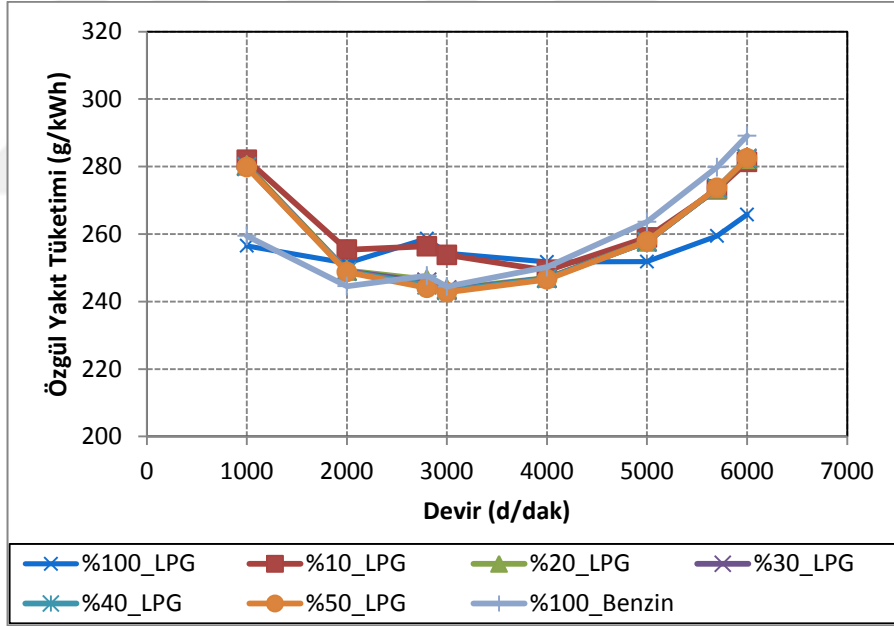
Şekil 7.46 ve Şekil 7.47'den görüldüğü üzere alkol ilavesi ile birlikte oluşturulan karışimli yakıtların benzine göre özgül yakıt tüketimi gözle görülür şekillerde artmaktadır. Bunun nedeni, alkol yakıtların içeriğinde oksijen bulundurması sonucunda ısıl değerlerinin benzine göre daha düşük olmasıdır [63].

Şekil 7.48'de görüldüğü üzere özgül yakıt tüketimleri, farklı oktan sayılarının kullanımında hissedilir oranlarda değişimler göstermemektedir.

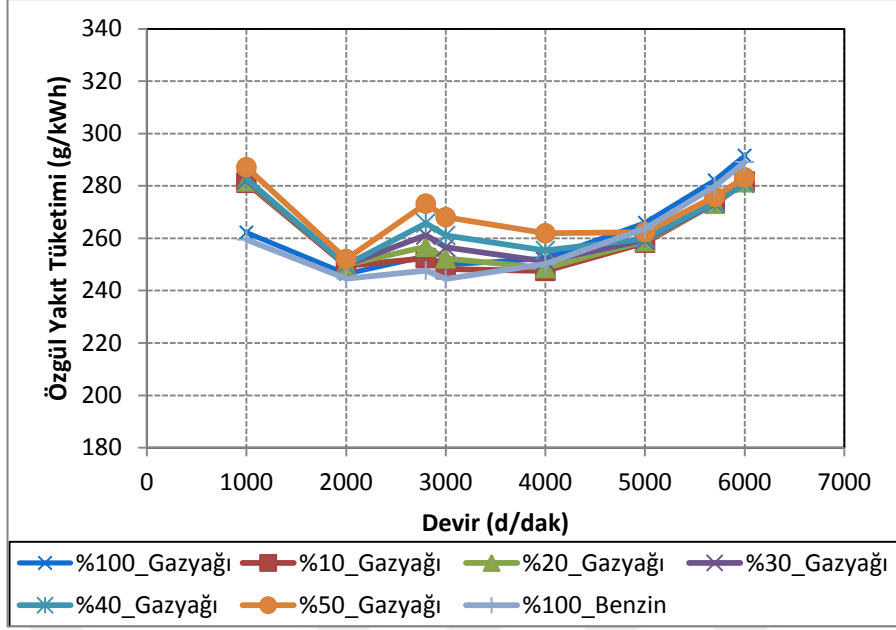




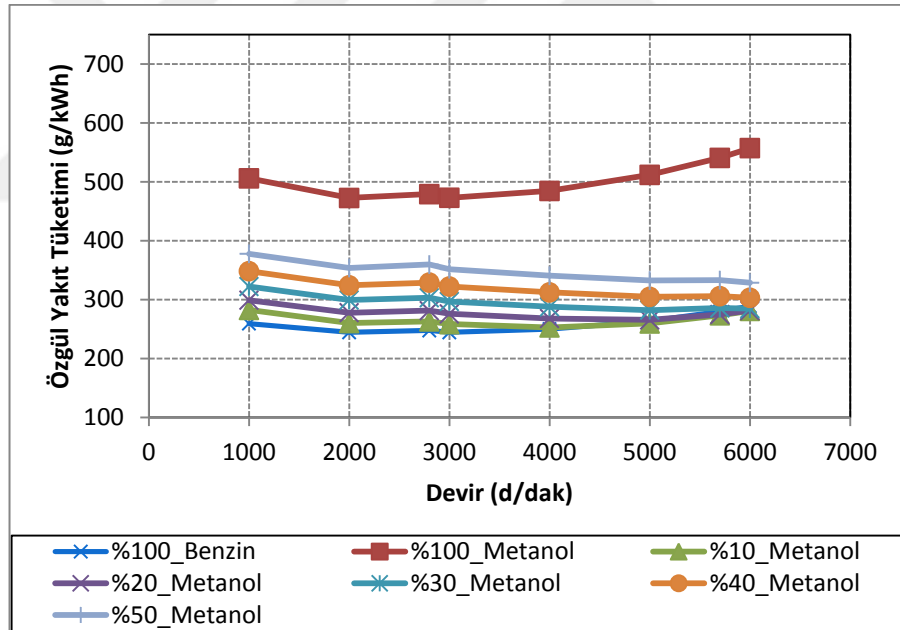
Şekil 7.43. CNG ile çalışma durumunda özgül yakıt tüketimi - devir eğrisi



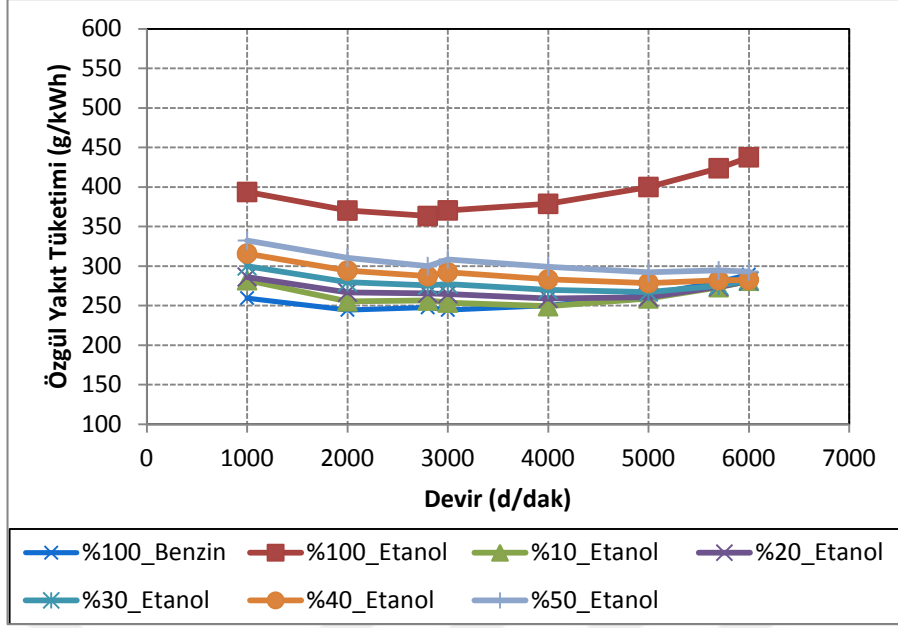
Şekil 7.44. LPG ile çalışma durumunda özgül yakıt tüketimi - devir eğrisi



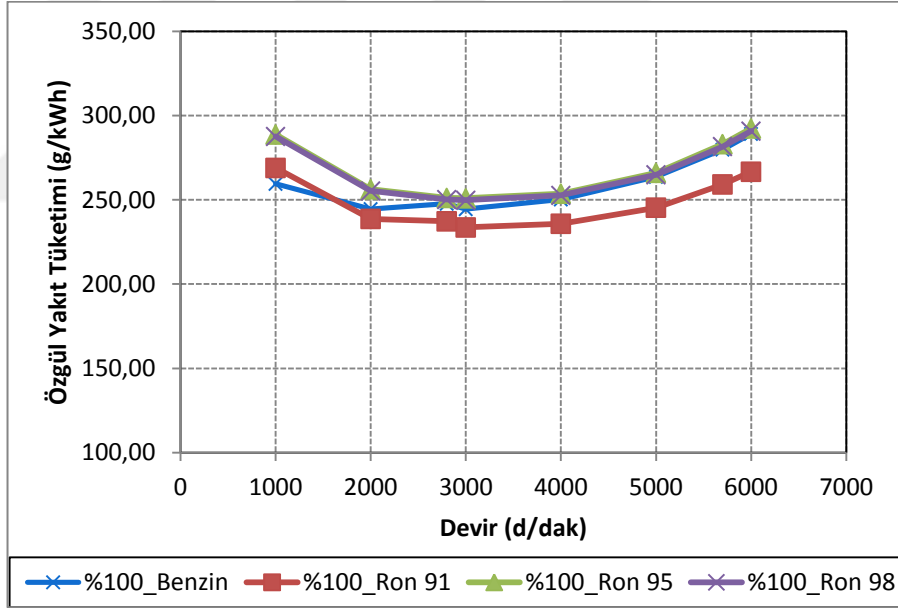
Şekil 7.45. Gazyağı ile çalışma durumunda özgül yakıt tüketimi - devir eğrisi



Şekil 7.46. Metanol ile çalışma durumunda özgül yakıt tüketimi - devir eğrisi



Şekil 7.47. Etanol ile çalışma durumunda özgül yakıt tüketimi - devir eğrisi



Şekil 7.48. Farklı oktan sayıları ile çalışma durumunda özgül yakıt tüketimi - devir eğrisi

## 8. GENEL DEĞERLENDİRMELER

Bu çalışmada, 6 farklı alternatif yakıtın (CNG, LPG, gazyağı, metanol, etanol) saf olarak ve farklı oranlarda benzine ilave edilmiş olarak kullanımları için, ayrıca 4 farklı oktan sayısının (RON91, RON95, RON98, Indoline) saf olarak kullanımları için, değişken devir sayılarındaki, motor performansına ve emisyonlarına olan etkisi incelenmiştir.

Yapılan analizler sonucunda elde edilen, farklı yakıtlara dayalı performans ve emisyon değerlerini daha gerçekçi olarak irdeleyebilmek için, kullanılan motorun mevcut durumda benzin ile çalışmasından dolayı, benzin için elde edilen performans ve emisyon değerleri referans noktası olarak belirlenmiştir. Bu amaçla bir önceki bölümde, her yakıt türünün saf haldeki ve benzine ilave edilmiş haldeki durumları için elde edilen sonuçlar, benzin kullanımı için elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Çizelge 8.1'de kullanılan tüm alternatif yakıtlar ve bu yakıtların benzine ilave oranlarına göre motor performans ve emisyon verilerindeki değişimler (maksimum ölçüm devirlerinde), benzin referans yakıt olarak alınarak toplu halde birlikte verilmiştir. Bir önceki bölümde de, her yakıt türünün ayrı ayrı değerlendirilmesi yapılmıştır. Ancak Çizelge 8.1'de genel olarak bütün davranışlar verilmiş, yakıtların ve ilave oranlarının benzine göre avantajları ve dezavantajları gösterilmiştir.

Çizelge 8.1'den görüldüğü üzere, CNG ilave oranının artmaya başlamasıyla motor performanslarında düşme, emisyon gazlarında ise ciddi manada iyileşmeler meydana gelmektedir. LPG ilave oranlarının artmasıyla hissedilir oranlarda değişiklikler meydana gelmese de, gaz yakıt olmasından dolayı yanmanın benzine göre daha iyi gerçekleşmesinden dolayı az oranda performans artışı olmakta ve bazı emisyon gazlarında az da olsa iyileşmeler olduğu görülmektedir. Gazyağı ilave oranlarının artmasıyla motor gücü ve torkunda maksimum ölçüm devirleri (güç için 5700 d/dak, tork için 2800 d/dak) bakımından hissedilir oranlarda artış veya azalış meydana gelmemektedir. Fakat Bölüm 7.5'de de açıklandığı üzere artan devirlerde gazyağının, benzine göre avantajları ortaya çıkmaktadır.

Metanol ve etanol ilave oranlarının artmasıyla motor gücü ve torkunda Bölüm 7.6 ve Bölüm 7.7'de de açıklandığı üzere, hissedilir ve önemli derecelerde artışlar meydana gelmektedir. Motor performansı açısından alkol yakıtları ilave edilmeye başlandıktan itibaren önemli derecelerde etkilerini göstermişler ve saf kullanılmaları durumunda da maksimum seviyelerde fayda sağladıkları ortaya çıkmıştır. Farklı oktan sayıları için ise, benzin kullanımı ile beraber motor gücü ve torkunda ve aynı zamanda emisyonlarda maksimum ölçüm devirleri bakımından hissedilebilir bir değişikliğe rastlanmamıştır.



**Çizelge 8.1.** Kullanılan alternatif yakıtların, ilave oranlarına göre motor performans ve emisyon verilerindeki değişimler

		CNG 10%	CNG 20%	CNG 30%	CNG 40%	CNG 50%	CNG 100%
Tork (2800 d/dak)	Nm	115,6	114,2	112,5	110,6	108,4	96,2
Güç (5700 d/dak)	kW	58,5	57,7	56,8	55,9	54,9	49,4
CO (2800 d/dak)	kg/s	0,0014	0,0010	0,0009	0,0008	0,0006	0,0003
CO2 (2800 d/dak)	kg/s	0,0755	0,0747	0,0738	0,0728	0,0718	0,0674
HC (2800d/dak)	kg/s	72,8	71,7	70,7	69,8	69,3	65,8
NOx (2800 d/dak)	ppm	3,1E-04	3,5E-04	4,0E-04	4,4E-04	4,7E-04	5,7E-04
		LPG 10%	LPG 20%	LPG 30%	LPG 40%	LPG 50%	LPG 100%
Tork (2800 d/dak)	Nm	115,8	115,7	115,5	115,0	114,3	116,1
Güç (5700 d/dak)	kW	59,3	59,3	59,2	59,0	58,7	62,4
CO (2800 d/dak)	kg/s	0,0030	0,0022	0,0019	0,0017	0,0011	0,0031
CO2 (2800 d/dak)	kg/s	0,0742	0,0745	0,0749	0,0752	0,0755	0,0610
HC (2800d/dak)	kg/s	73,4	73,1	73,2	72,7	72,4	68,6
NOx (2800 d/dak)	ppm	2,8E-04	2,9E-04	2,9E-04	3,0E-04	3,1E-04	3,7E-04
		Gazyağı 10%	Gazyağı 20%	Gazyağı 30%	Gazyağı 40%	Gazyağı 50%	Gazyağı 100%
Tork (2800 d/dak)	Nm	110,3	111,6	112,9	114,1	113,4	113,7
Güç (5700 d/dak)	kW	59,9	61,2	62,5	63,9	64,8	67,9
CO (2800 d/dak)	kg/s	0,0015	0,0025	0,0054	0,0085	0,0124	0,0187
CO2 (2800 d/dak)	kg/s	0,0715	0,0704	0,0686	0,0667	0,0628	0,0524
HC (2800d/dak)	kg/s	74,7	75,2	76,4	76,9	76,7	81,0
NOx (2800 d/dak)	ppm	2,0E-04	2,0E-04	1,7E-04	1,4E-04	8,6E-05	8,7E-06
		Metanol 10%	Metanol 20%	Metanol 30%	Metanol 40%	Metanol 50%	Metanol 100%
Tork (2800 d/dak)	Nm	113,4	112,8	111,9	110,9	109,7	166,6
Güç (5700 d/dak)	kW	64,0	67,8	69,4	69,4	68,6	81,3
CO (2800 d/dak)	kg/s	0,0014	0,0012	0,0011	0,0010	0,0010	0,0010
CO2 (2800 d/dak)	kg/s	0,0958	0,0894	0,0827	0,0760	0,0694	0,0924
HC (2800d/dak)	kg/s	76,3	78,9	81,5	84,8	88,4	56,6
NOx (2800 d/dak)	ppm	1,6E-04	8,0E-05	3,8E-05	1,6E-05	6,5E-06	1,4E-04
		Etanol 10%	Etanol 20%	Etanol 30%	Etanol 40%	Etanol 50%	Etanol 100%
Tork (2800 d/dak)	Nm	113,5	113,4	113,0	112,6	112,1	126,1
Güç (5700 d/dak)	kW	62,9	65,4	68,0	69,4	69,5	70,0
CO (2800 d/dak)	kg/s	0,0015	0,0014	0,0013	0,0012	0,0010	0,0009
CO2 (2800 d/dak)	kg/s	0,0755	0,0768	0,0778	0,0828	0,0838	0,0938
HC (2800d/dak)	kg/s	75,2	76,6	78,1	79,7	81,2	55,2
NOx (2800 d/dak)	ppm	2,1E-04	1,4E-04	9,6E-05	6,6E-05	4,2E-05	2,0E-04
		Benzin	91 Oktan 100%	95 Oktan 100%	98 Oktan 100%		
Tork (2800 d/dak)	Nm		116,1	121,2	114,7	115,1	
Güç (5700 d/dak)	kW		59,9	62,9	58,0	58,2	
CO (2800 d/dak)	kg/s		0,0015	0,0018	0,0017	0,0015	
CO2 (2800 d/dak)	kg/s		0,0738	0,0722	0,0741	0,0744	
HC (2800d/dak)	kg/s		73,9	73,8	72,9	73,0	
NOx (2800 d/dak)	ppm		2,7E-04	2,2E-04	2,5E-04	2,7E-04	

Çalışma genel anlamda değerlendirildiğinde CNG bakımından emisyon iyileşmesi, gazyağı ve LPG bakımından geniş bir devir yelpazesinde tork ve güç fazlalığı, alkol yakıtları bakımından güç ve torkun çok yüksek seviyelerde elde edilmesi ve farklı oktan kullanımı bakımından da karakteristik oktan sayısının 96 oktan gözler önüne serilmiştir.

Sayısal olarak modellenen buji ateşlemeli motorda, karşılaştırmaların benzine referans alınarak yapılmasının en önemli nedeni, motorun ana yakıtının benzin olarak kullanılmasıdır. Fakat CNG, LPG, gazyağı ve alkol yakıtların kullanımının benzin ile aynı sınır şartlar gözetilerek değil de kendi kimyasal değerleri bakımından kullanılması durumuna göre değerlendirmeler yapılacak olunursa, alternatif yakıt kullanımında, motor performansı ve emisyonlarında daha da iyileştirmeler meydana gelebilecektir.

Genel anlamda çalışmada, 6 farklı alternatif yakıtın, 6 farklı oran dahilinde kullanımı sırasında karşılaşılan gözlemler ve bazı değerlendirmeleri aşağıdaki şekilde yapmak mümkündür:

- Buji ateşlemeli bir motorda kullanılabilinecek alternatif yakıt çeşitliliği araştırılmıştır.
- Her bir alternatif yakıt türünün oluşturulma aşamaları belirli bir plan ve program dahilinde düşünülmüş ve yapılmıştır.
- Analizlerin sonucunda elde edilen sayısal parametrelerin, doğrulama bölümü için özel yapılmış olunan deneyler doğrultusunda ortaya çıkarılan deneysel parametreler ile uyumu karşılaştırılmış ve sonuçların birbirleri ile gayet uyumlu oldukları ortaya konmuştur.
- Her bir yakıt türü ve ilave oranı için, motor gücünün davranışlarının ortak bir uyum halinde olduğu ve bu davranışın literatür ile uyumlu olduğu gözlemlenmiştir.

- Benzer olarak, her bir yakıt türü ve ilave oranı için, motor torkunun davranışlarının ortak bir uyum halinde olduğu ve bu davranışın literatür ile uyumlu olduğu gözlemlenmiştir.
- Alkol yakıtların ilave oranlarının artışıyla, motor performanslarının ciddi seviyelerde arttığı gözlemlenmiştir.
- Benzin ile karşılaştırıldığında, en yüksek tork ve buna bağlı olarak en yüksek güç değerleri %100 metanol kullanımında ortaya çıkmıştır.
- Yine benzin ile karşılaştırıldığında, genel anlamda en düşük tork ve buna bağlı olarak en düşük güç değerleri ise %100 CNG kullanımında ortaya çıkmıştır.
- CNG ve diğer yakıtların kullanımı bakımından elde edilen analiz sonuçlarının, literatür ile uyumlu olduğu görülmüştür.
- LPG gibi gaz yakıtların, önceki bölümlerde de belirtildiği üzere, performans değişimlerinin nedenlerinin, literatür ile uyumlu olduğu gözlenmiştir.
- CNG'nin fakir karışım olarak yanmasından dolayı özgül yakıt tüketiminin benzine göre düşük, LPG'nin ise zengin karışım olarak yanmasından dolayı özgül yakıt tüketiminin benzine göre yüksek olduğu gözlemlenmiştir.
- Alkol yakıtların oksijen içermeleri ve ısıl değerlerinin benzinden düşük olmasından dolayı özgül yakıt tüketimlerinin benzine göre yüksek seviyelerde olduğu gözlemlenmiştir.
- Emisyon gazlarının hem saf benzin kullanımında, hem de bütün alternatif yakıtların ve bu yakıtların farklı oranlı kullanım durumlarındaki genel davranışlarının ortak bir uyum içerisinde olduğu ve bu durumun literatür ile uyumlu olduğu gözlemlenmiştir.
- Analiz sonuçları incelendiğinde, en kritik kirletici gazlardan olan NOx emisyonunun kademeli şekillerde, yanma sonu sıcaklığına bağlı olarak, alternatif yakıt ilaveleriyle ciddi oranlarda düştüğü gözlemlenmiştir.



- Literatürde bu kapsamda yakıt çeşitliliği arz edebilecek kadar fazla sayıda çalışma bulunmamasındaki boşluğu doldurucu bir etki yapmasını amaçladığımız 1B model çalışması ve bu çalışmanın ardışık ateşlemeli (çift bujili) motor kullanılması ile pekiştirilmesiyle ciddi gözlemler yapılarak, literatüre oldukça uygun sonuçlar elde edilmiştir.

Bu çalışma ile ilerideki yapılabilecek olan alternatif yakıt çalışmalarına, geniş yelpazede ele alınan çeşitli yakıtların ve oranlarının topluca aynı motora ait parametreler bazında incelenmesiyle katkıda bulunulmuş ve yeni çalışmalar için bir zemin hazırlanmıştır. Literatürde sınırlı sayıdaki sıralı ateşlemeli motorların incelenmesine dair önemli bir çalışma olduğu söylenilebilen bu çalışma ile sıradan sistemlere sahip olmayan motorlarda yanma konusunun önemi bir kez daha ortaya konmuştur.

Bu tez çalışmasında elde edilen deneyim, gözlem ve bilgiler sayesinde, motorlarda yanma olayı üzerine ileri seviyede çalışmalar yapılması planlanmaktadır.

## KAYNAKLAR

- [1] Pulkrabek, W., Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine. John Wiley & Sons, New York, 2001.
- [2] Sürmen, A., Öz, İ. H., Borat, O., İçten Yanmalı Motorlar. Birsen Yayınevi, İstanbul, 2010.
- [3] Çengel, Y., Boles, M., Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik. McGraw-Hill & Literatür , İstanbul, 1996.
- [4] Deniz, O., İçten Yanmalı Motorlar Ders Notları. Y.T.Ü., İstanbul, 2008.
- [5] Çelik, S., İçten Yanmalı Motorlar Ders Notları. Ömer Halisdemir Üniversitesi, Niğde, 2014.
- [6] Anonim, MEGEP Benzinli Motorlarda Yakıt ve Ateşleme Sistemleri. [http://megep.meb.gov.tr/mte\\_program\\_modul/moduller\\_pdf/Benzinli%20Motorlarda%20Yak%C4%B1t%20Ve%20Ate%C5%9Fleme%20Sistemleri.pdf](http://megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/moduller_pdf/Benzinli%20Motorlarda%20Yak%C4%B1t%20Ve%20Ate%C5%9Fleme%20Sistemleri.pdf) (Erişim Tarihi: 01.03.2017)
- [7] Çetinkaya, S., Taşıt Mekaniği. Nobel Akademik Yayıncılık, Ankara, 2010.
- [8] Anonim, Kırıkkale Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü Makina Laboratuvarı-I Deney Föyleri. Kırıkkale, s. 60-69, 2016.
- [9] Uygur, C., İçten Yanmalı Motor Çevriminin Simülasyonu. Yüksek Lisans Tezi. İ.T.Ü., İstanbul, 1989

- [10] Ögüçlü, Ö., Thermodynamic Model of the Cycle of Spark Ignition Engine. Yüksek Lisans Tezi. D.E.Ü., İzmir, 1998
- [11] Heywood, J., B., Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill College, 1988.
- [12] Gümüş, M., Sıralı Gaz Enjeksiyon Sistemleriyle Gaz Yakıt Kullanımına Dönüőtürülmüő Bir Buji Ateşlemeli Motorda Benzin, LPG ve CNG Kullanımının Motor Performansına Etkisi Ders Notları. Marmara Üniversitesi, İstanbul, 2010.
- [13] Dinler, N., Benzinli Motorlarda Yakıt Olarak LPG Kullanılması ve Katalitik Konvertör Uygulamasının Motor Performans ve Egzoz Emisyonlarına Olan Etkisinin İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi. Gazi Üniversitesi, Ankara, 2001
- [14] Dinler, N., Yücel, N., Karbüratörlü Bir Motora Üç Yollu Katalitik Konvertör Uygulanması. Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 18 (1): 57-70
- [15] Ayhan, M., Sekmen, P, Using Natural Gas As An Alternative Fuel In A Single Cylinder Spark Ignition Engine. 5. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu, Karabük, 2009
- [16] Gündoğan, K., Alternatif Yakıtların Benzinli Motor Performansı Üzerine Etkisinin İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi. Kırıkkale Üniversitesi, Kırıkkale, 2005
- [17] Masum, B. M., Masjuki, H. H., Kalam, M. A., Palash, S.M., Habibullah, M., Effect of Alcohol-Gasoline Blends Optimization on Fuel Properties, Performance and Emissions of a SI Engine. Journal of Cleaner Production, 86: 230-237, 2015.

- [18] Sayın, C., Çanakçı, M., Kılışaslan, İ., Özsezen, N., Investigation of Optimum Mixture Ratio of Dual Fuels According to Idealized Engine Emissions Resulting from The Combustion of Gasoline Supplemented with LPG, DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi, 6 (2): 35-45, 2004.
- [19] Aslam, M. U., Masjuki, H. H., Kalam, M. A., Abdesselam, H., Mahlia, T. M. I., Amalina, M. A., An Experimental Investigation of CNG as an Alternative Fuel for a Retrofitted Gasoline Vehicle, Fuel, 85: 717-724, 2006.
- [20] Jahirul, M. I., Masjuki, H. H., Saidur, R., Kalam, M. A., Jayed, M. H., Wazed, M. A., Comparative Engine Performance and Emission Analysis of CNG and Gasoline in a Retrofitted Car Engine, Applied Thermal Engineering, 30: 2219-2226, 2010.
- [21] Momeni, M. M., Basirat Tabrizi H., Mirsalim, M., Experimental Investigation of The Concomitant Injection of Gasoline and CNG in a Turbocharged Spark Ignition Engine, Energy Conversion and Management, 80: 126-136, 2004.
- [22] Yılmaz, E., Farklı Alternatif Yakıtlarının Motor Performansı ve Emisyonlara Etkileri. Yüksek Lisans Tezi. Gazi Üniversitesi, Ankara, 2013.
- [23] Yontar, A. A., Doğu, Y., Buji Ateşlemeli Bir Motorda 3/4 Kelebek Açıklığında Motor Performans ve Emisyon Parametrelerinin Deneysel ve 1-B Sayısal Analiz İle İncelenmesi. 8. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa, s. 727-735, 2016.

- [24] Özcan, F., Buji Ateşlemeli Bir Motorda LPG ve CNG (Sıkıştırılmış Doğalgaz) Kullanımının Motor Performansı ve Egzoz Emisyonlarına Etkisi. Yüksek Lisans Tezi. Marmara Üniversitesi, İstanbul, 2010.
- [25] Yontar, A. A., Kantaroğlu, E., Doğu, Y., Ateşleme Avansının Motor Performansına ve Egzoz Emisyonlarına Etkilerinin Sayısal Olarak İncelenmesi. 13. Uluslararası Yanma Sempozyumu, Bursa, 2016.
- [26] Gümüş, M., Çift Yakıt Enjeksiyonlu Buji Ateşlemeli Bir Motorda LPG Kullanım Oranının Performans ve Emisyon Karakteristiklerine Etkisi. Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 24 (2): 265-273, 2009.
- [27] Lujaji, F., Kristof, L., Bereczky, A., Mbarawa, M., Experimental Investigation of Fuel Properties, Engine Performance, Combustion and Emissions of Blends Containing Croton Oil, Butanol, and Diesel on a CI Engine. Fuel, 90: 505-510, 2011.
- [28] Labeckas, G., Slavinskas, S., Comparative Performance of Direct Injection Diesel Engine Operating on Ethanol, Petrol and Rapeseed Oil Blends. Energy Conversion and Management, 50: 792-801, 2009.
- [29] Aktaş, A., Doğan, O., Çift Yakıtlı Bir Dizel Motorda LPG Yüzdesinin Performans ve Egzoz Emisyonlarına Etkisi. Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 25 (1): 171-178, 2010.
- [30] Çalık, A. T., Ergeneman, A. M., Golovitchev, V. I., Hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile dizel motorlarında emisyon oluşumu ve azaltılmasının modellenmesi. İtüdergisi, 8 (2): 93-104, 2009.
- [31] Hassan, N. M. S., Rasul, M. G., Harch, C. A., Modelling and experimental investigation of engine performance and emissions fuelled with biodiesel produced from Australian Beauty Leaf Tree. Fuel, 150: 625-635, 2015.

- [32] Gürbüz, H., Buran, D., Akçay, İ. H., An Experimental Study on Performance and Cyclic Variations In A Spark Ignition Engine Fuelled With Hydrogen And Gasoline. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 33 (1): 33-41, 2013.
- [33] Çay, Y., Alternatif Yakıtlı Motorların Enerji Dağılımının İncelenmesi. Doktora Tezi. İ.T.Ü., 1996.
- [34] Bedford, F., Hu, X., Schmidt, U., In-Cylinder Combustion Modeling And Validation Using Fluent. 2004.
- [35] Das, S., Chmiel, D.M., York, N., Computational And Experimental Study Of In-cylinder Flow In A Direct Injection Gasoline (DIG) Engine. Proceedings Of The 11th International Multidimensional Engine Modeling User's Group Meeting, Detroit, 2001.
- [36] Han, Z., Reitz, R., Claybaker, P., Rutland, C. et al., Modeling The Effects Of Intake Flow Structures On Fuel/Air Mixing In A Direct-Injected Spark-Ignition Engine. SAE Technical Paper, doi:10.4271/961192, 1996.
- [37] Naha, S., Aggarwal, S.K., Fuel Effects On NO<sub>x</sub> Emissions In Partially Premixed Flames. *Combustion and Flame*, 139, 90-105, 2004.
- [38] Payri, F., Benajes, J., Margot, X., Gil, A., CFD Modeling Of The In-Cylinder Flow In Direct-Injection Diesel Engines. *Computers & Fluids*, 33 (8): 995-1021, 2004.
- [39] Kapsız, M., Ayhan, V., Parlak, A., Hava Soğutmalı Bir Benzin Motorunda Metanol-Benzin Karışımının Performans Ve Egzoz Emisyonlarına Etkisi. 9. Uluslararası Yanma Sempozyumu, Kırıkkale, 2006.

- [40] Kavaklı, M., Özbay, İ., Yanma Olayının Çevre Ortamına Etkilerinin İncelenmesi. 9. Uluslararası Yanma Sempozyumu, Kırıkkale, 2006.
- [41] Uslu, K., Sayın, C., Çanakçı, K., Dizel Motorlarında Çift Yakıt (Etanol-Dizel) Kullanımının Performans Ve Emisyonlara Etkisi. 9. Uluslararası Yanma Sempozyumu, Kırıkkale, 2006.
- [42] Yücesu, H. S., Topgül, T., Okur, M., Çınar, C., Buji Ateşlemeli Bir Motorda E50 ve E85 Kullanımının NO Emisyonlarına Etkisinin Deneysel İncelenmesi. 9. Uluslararası Yanma Sempozyumu, Kırıkkale, 2006.
- [43] Cesur, V., Ayhan, V., Parlak, A., Buji Ateşlemeli Motorlarda Metanol-Benzin Karışımlarının Soğuk İlk Hareket Emisyonlarına Etkisi. 9. Uluslararası Yanma Sempozyumu, Kırıkkale, 2006.
- [44] Yaşar, A., Şahin, B., Akıllı, H., Aydın, K., Silindir İçerisindeki Akış Karakteristiklerinin Deneysel Ve Sayısal Çözümüne Bir Yaklaşım. 3. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa, 2006.
- [45] Akar, R., Aydın, K., İçten Yanmalı Motorlarda Kullanılan Çeşitli Yanma Odalarındaki Akışın Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yöntemi İle İncelenmesi. 3. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa, 2006.
- [46] Yıldırım, A. M., Sürmen, A., A Review On Unburned HC Emissions Mechanisms And Mathematical Modeling Studies In Spark-Ignition Engines. 4. Yanma Sempozyumu, Bursa, 1995.
- [47] Anonim, Honda Worldwide ; <http://world.honda.com/Fit-Jazz/history/index.html> (Erişim Tarihi: 01.03.2017)

- [48] Obodeh, O., Isaac, F. O., Investigation of Performance Characteristics of Diesel Engine Fuelled with Diesel-Kerosene Blends. *Journal of Emerging Trends in Engineering and Applied Sciences*, 2 (2): 318-322, 2011
- [49] Kadhim, N. S., Study The Effect Of Blending Kerosene With Diesel Fuel On The Performance And Emissions Of Diesel Engine. *International Journal Of Engineering Sciences And Research Technology*. 4 (8): 772-776, 2015.
- [50] Albay, O. A., Fakir Karışımı Benzin Motorlarında Hidrojen ve Doğalgazın Ek Yakıt Olarak Kullanılması. Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü., İstanbul, 1993.
- [51] Tekin, M., Çavuşoğlu, Y., Bir Dizel Motorunun Doğalgazlıya Dönüşümü. 1. Uluslararası Katılımlı Otomotiv Teknolojisi Kongresi, Adana, 1997
- [52] Anonim, <http://www.tuik.gov.tr> (Erişim Tarihi: 05.01.2017)
- [53] Anonim, Mahle GmbH, Pistons And Engine Testing, ATZ/MTZ-Fachbuch, 2012.
- [54] Ögüt, H., Kuş, R., Motorlu Taşıtlarda Alternatif Yakıt Kullanımı. 2. Ulaşım ve Trafik Kongresi-Sergisi, 1999.
- [55] Pancar, F., Dizel Motorların Doğalgaz Motoruna Dönüştürülmesi. Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü., İstanbul, 1994.
- [56] Yücesu, H.S., Doğalgazın Benzin Motorlarında Kullanımı Amaca Uygun Gaz Karıştırıcının Tasarımı ve İmalatı. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Ankara, 1991.



- [57] Altın, R., Balcı, M., Ayçiçek Metil Ester Yakıtının Dizel Motorlarında Yakıt Olarak Kullanılması Üzerine Bir Araştırma. Teknoloji Dergisi, 1, Karabük, 1998.
- [58] Salman, M.S., Batmaz, I., Sıvılaştırılmış Petrol Gazı Kullanan Taşıtlarda Performans ve Emisyonlar. Gazi Üniversitesi Tek. Eğit. Fak. Politeknik Dergisi, 1 (1-2), Ankara, 1998.
- [59] Soruşbay, C., Arslan, E., Hidrojen Yakıtlı İçten Yanmalı Motorlarda Yanma Performansı, Mühendis ve Makina, Ankara, 339: 23-28, 1988.
- [60] Çalışır, A., Gümüş, M., The Effect Of Gasoline-Methanol Blends On The Engine Performance And Exhaust Emission In A Spark Ignition Engine. 5. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu, Karabük, 2009.
- [61] Safgönül, B., Ergeneman, M., Arslan, H.E., Soruşbay, C., İçten Yanmalı Motorlar. Birsen Yayınevi, İstanbul, 1995.
- [62] Bayraktar, H., Benzin-Etanol Karışımlarının Benzin Motorlarında Yanma ve Motor Çevrimi Üzerindeki Etkilerinin Teorik Olarak İncelenmesi. Doktora Tezi, K.T.Ü., Trabzon, 1997.
- [63] Şenbahçe, A., Temür, M., Sayın, C., Alkol Yakıtların Buji Ateşlemeli Motorlarda Kullanımının Performans ve Emisyonlara Etkisinin İncelenmesi. Marmara Fen Bilimleri Dergisi, 1: 20-29, 2014.
- [64] Anonim,  
<http://binekarac.vw.com.tr/vwsozluk/ShowComponent.aspx?ComponentID=16168> (Erişim Tarihi: 05.02.2017)
- [65] Varol, B., Turbo Dizel Bir Motorda Bir Pistonun Termal Ve Mekanik Yüksel Altında Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Gerilim Analizi. Yüksek Lisans Tezi, Hacettepe Üniversitesi, Ankara, 2012.

- [66] Anonim, TOVA Special Technical Feature Honda's New L Series Engine. 2015.
- [67] Balki, M. K., Metanol Ve Etanolün Buji Ateşlemeli Bir Motora Uygulanmasında Performans Ve Emisyon Parametrelerinin İncelenmesi. Doktora Tezi, Marmara Üniversitesi, İstanbul, 2013
- [68] Migita, H., Amemiya, T., Yokoo, K., Iizuka, Y., The New 1.3-Liter 2-Plug Engine For The 2002 Honda Fit. JSAE Review, 23: 507-511, Japan, 2002.
- [69] Hooper, P. P., Al- Shemmeri, T., Goodwin, M. J., An experimental and analytical investigation of a multi-fuel stepped piston engine. Applied Thermal Engineering, 48: 32-40, 2012.
- [70] Anonim, Petrol Ürünleri Kütüphanesi, Ve Diğer Organik Bleşikler, [alsglobal.com.tr/website/var/assets/media-tr/pdf/tph-library-tur-son\\_1.pdf](http://alsglobal.com.tr/website/var/assets/media-tr/pdf/tph-library-tur-son_1.pdf) (Erişim Tarihi: 01.05.2017)
- [71] Ricardo Wave 2016.1, Manual, Ricardo, 2016
- [72] Vibe, I. I., Semi-Empirical Expression For Combustion Rate In Engines. InProceedings Of Conference On Piston Engines, USSR Academy Of Sciences, Moscow, s. 185-191, 1956.
- [73] Brettschneider, J., Extension Of The Equation For Calculation Of The Air-Fuel Equivalence Ratio, SAE Technical Paper, 1997.
- [74] Anonim, <http://www.tuzeks.com.tr/> (Erişim Tarihi: 01.05.2017)
- [75] Anonim, <http://www.iangv.org/category/stats/> (Erişim Tarihi: 01.05.2017)

- [76] Türkcan A., Çanakçı M., Alkol-Benzin Karışımı Direkt Enjeksiyonlu HCCI Bir Motorda Enjeksiyon Oranı Ve EGR'nin Yanma Karakteristikleri Üzerindeki Etkisinin İncelenmesi. 20. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi (ULIBTK 15), BALIKESİR, 2015.
- [77] Temür, M., Metanol-Benzin Karışımları Kullanılan Bir Benzin Motorunda Sıkıştırma Oranının Performans Ve Emisyonlara Etkisi. Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi, İstanbul, 2013.
- [78] Newhall, H. K., Kinetics Of Engine-Generated Nitrogen Oxides And Carbon Monoxide. Proceedings Of 12th International Symposium On Combustion, s. 603-613, 1968.
- [79] Cheng, W. K., Hamrin, D., Heywood, J. B., Hochgreb, S., Min, K., Norris, M., An Overview Of Hydrocarbon Emissions Mechanisms In Spark-Ignition Engines, SAE Technical Paper, 1993.
- [80] Fenimore, C. P., Formation Of Nitric Oxide In Premixed Hydrocarbon flames, Proceedings Of The Combustion Institute, 13: 373, 1970.
- [81] Anonim, <http://www.handbook.ifrf.net/handbook/> (10.04.2017)
- [82] Anonim, MEGEP Motorlu Araçlar Teknolojisi Egzoz Emisyon Kontrolü. [http://www.megep.meb.gov.tr/mte\\_program\\_modul/moduller\\_pdf/Egzoz%20Emisyon%20Kontrol%C3%BC.pdf](http://www.megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/moduller_pdf/Egzoz%20Emisyon%20Kontrol%C3%BC.pdf) (Erişim Tarihi: 01.04.2017)
- [83] Obodeh, O., Akhere, N. C., Experimental study on the effects of kerosene-doped gasoline on gasoline-powered engine performance characteristics. Journal of Petroleum and Gas Engineering, Ebène, 1(2): 37-40, 2010.

- [84] Balki M.K., Sayın C., ve Canakci M., Farklı Alkol Yakıtların Buji Ateşlemeli Bir Motorun Performans, Emisyon ve Yanma Karakteristiklerine Etkisinin Deneysel İncelenmesi. 12th International Combustion Symposium, Kocaeli, 1: 228-234, 2012.
- [85] Ajav, E. A., Akingbehin, O. A., A Study Of Some Fuel Properties Of Local Ethanol Blended With Diesel Fuel. Agricultural Engineering International: The CIGR Journal Of Scientific Research And Development, Nijerya, 4, 2002.
- [86] Eyidoğan, M., Etanol-Benzin ve Metanol-Benzin Karışımlarının Buji Ateşlemeli Bir Motorun Yanma Karakteristiği Ve Egzoz Emisyonlarına Etkisinin İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Üniversitesi, Kocaeli, 2009.
- [87] Charalampos, A.I., Anastasios, K.N., Panagiotis, S.D., Gasoline-Ethanol, Methanol Mixtures and a Small Four-Stroke Engine. Heat and Technology, 22 (2): 69-73, 2004.
- [88] Korkmaz, S., Buji İle Ateşlemeli Bir Motorda Farklı Oktanlı Yakıt Kullanımının Performans Ve Emisyonlara Etkisi. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Ankara, 2008.
- [89] Yontar, A. A., Buji Ateşlemeli Motorda Saf Ve Karışimli Alternatif Yakıtların Motor Performansına Ve Emisyonlarına Etkilerinin Sayısal Ve Deneysel İncelenmesi. Doktora Tezi, Kırıkkale Üniversitesi, Kırıkkale, 2016.
- [90] Anonim, Star-CD/es-ice Manual Version 4.26, CD-adapco, 2016.

- [91] Karabektas, M., Doğalgaz ile Çalışan İçten Yanmalı Motorların Enerji Ekonomisi ve Egzoz Emisyonları Yönünden İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi. Kocaeli Üniversitesi, Kocaeli, 1996.
- [92] Anonim, MEGEP Motorlu Araçlar Teknolojisi Otomotiv Motor Mekanığı-I.  
[http://hbogm.meb.gov.tr/modulerprogramlar/kursprogramlari/motorlu\\_arac\\_lar/moduller/otomotiv\\_motor\\_mekanigi1.pdf](http://hbogm.meb.gov.tr/modulerprogramlar/kursprogramlari/motorlu_arac_lar/moduller/otomotiv_motor_mekanigi1.pdf) (Erişim Tarihi: 01.03.2017)

