

T.C.
KIRIKKALE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
DOKTORA TEZİ

BUJİ ATEŞLEMELİ MOTORDA SAF VE KARIŞIMLI ALTERNATİF
YAKITLARIN MOTOR PERFORMANSINA VE EMİSYONLARINA
ETKİLERİNİN SAYISAL VE DENEYSEL İNCELEMESİ

Ahmet Alper YONTAR

Kasım 2016

Makina Mühendisliği Anabilim Dalında Ahmet Alper YONTAR tarafından hazırlanan “BUJİ ATEŞLEMELİ MOTORDA SAF VE KARIŞIMLI ALTERNATİF YAKITLARIN MOTOR PERFORMANSINA VE EMİSYONLARINA ETKİLERİNİN SAYISAL VE DENEYSEL İNCELEMESİ” adlı Doktora Tezinin Anabilim Dalı standartlarına uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Ali ERİŞEN

Anabilim Dalı Başkanı

Bu tezi okuduğumu ve tezin Doktora Tezi olarak bütün gereklilikleri yerine getirdiğini onaylarım.

Prof. Dr. Yahya DOĞU

Danışman

Jüri Üyeleri

Başkan : Prof. Dr. Ali SÜRMEN

Üye (Danışman) : Prof. Dr. Yahya DOĞU

Üye : Prof. Dr. Ali ERİŞEN

Üye : Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU

Üye : Yrd. Doç. Dr. Nureddin DİNLER

18.11.2010

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

Prof. Dr. Mustafa YİĞİTOĞLU

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ÖZET

BUJİ ATEŞLEMELİ MOTORDA SAF VE KARIŞIMLI ALTERNATİF YAKITLARIN MOTOR PERFORMANSINA VE EMİSYONLARINA ETKİLERİNİN SAYISAL VE DENEYSEL İNCELEMESİ

YONTAR, Ahmet Alper

Kırıkkale Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

Danışman: Prof. Dr. Yahya DOĞU

Kasım 2016, 272 sayfa

Bu doktora tez çalışmasında buji ateşlemeli bir motorda saf ve karışimli yakıt kullanımının motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkileri sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Saf yakıt olarak benzin, CNG, LPG ve karışimli yakıt olarak benzin-CNG ve benzin-LPG kullanılmıştır. İncelemede; deneysel yöntem yanında, 1-boyutlu modelleme ve 3-boyutlu modelleme olmak üzere iki adet sayısal yöntem kullanılmıştır.

Çalışmanın deneysel kısmında, ticari bir motorun bağlı olduğu motor test düzeneğinde saf ve karışimli yakıtlar için motor performans parametreleri ve egzoz emisyonları ölçülmüştür. Bu amaçla, çalışamaz durumda olan laboratuvardaki motor test düzeneği üzerinde birçok işlem gerçekleştirilerek motor test düzeneği çalışır hale getirilmiştir. Test düzeneği, değişik saf yakıtların ve karışimli yakıtların kullanımı ve testi için uyarlanmıştır ve testler gerçekleştirilmiştir. Motorun benzin, CNG, LPG, benzin-CNG ve benzin-LPG ile kullanım testleri yapılmış, performans ve emisyon ölçümleri tamamlanmıştır.

Sayısal çalışmalarda ise deneysel çalışmadaki motor ve test düzeneği Wave programı ile 1-boyutlu olarak modellenmiştir. Ayrıca, Star-CD programı ile motorun

silindir-piston sistemi 3-boyutlu modellenerek silindir içi yanma modeli oluşturulmuş ve HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) analizleri yapılmıştır.

Test, 1-boyutlu model ve 3-boyutlu model sonuçlarının birbiri ile oldukça yakın ve benzerlik içinde olduğu gözlenmiştir. Sonuçlardaki kısmi farklılıkların ise modellemelerdeki idealize kabuller ile testlerdeki kontrol edilemeyen gerçek şartlar arasındaki farklardan kaynaklandığı söylenebilmektedir.

Genel sonuç olarak, benzine göre CNG ve LPG kullanımının motor performans parametrelerini düşürdüğü ve egzoz emisyonlarını iyileştirdiği gözlenmiştir. Karışımli yakıtların ise performans ve egzoz emisyonları açısından değişken sonuçlar verdiği belirlenmiştir. Tüm elde edilen sonuçlar ve gözlemler incelenen tüm yakıtlar için test ve model sonuçları olarak detaylı bir şekilde verilmiş ve yorumlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: İçten yanmalı motorlar, Alternatif yakıt, Karışımli yakıt, Motor testi, Motor modelleme, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), Yanma, Star-CD, Wave, Motor performansı, Egzoz emisyonları.

ABSTRACT

NUMERICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF ENGINE PERFORMANCE AND EMISSIONS FOR PURE AND MIXED ALTERNATIVE FUELS ON A SPARK IGNITION ENGINE

YONTAR, Ahmet Alper

Kırıkkale University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Ph.D. Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Yahya DOĞU

November 2016, 272 pages

In this work, engine performance and exhaust emissions are numerically and experimentally investigated for a spark ignition engine fueled with pure and mixed fuels. Gasoline, CNG, and LPG are used as pure fuels while gasoline-CNG and gasoline-LPG are used as mixed fuels. In this study; besides the experimental method, two numerical methods are used including one-dimensional (1D) modeling and three-dimensional (3D) modeling.

In the experimental part, engine performance parameters and exhaust emissions for various pure and mixed fuels are measured for a commercial motor mounted to the engine test rig. For this purpose, an inoperable engine test rig in the laboratory is made operable by performing many operations on the engine test rig. The test rig is modified and adapted for the use of the pure fuels and mixed fuels and tests are performed. Engine is tested with fuels of gasoline, CNG, LPG, gasoline-CNG, and gasoline-LPG and the performance and emission measurements are completed.

In numerical studies, the engine and the test rig used in the experimental work is modeled as 1D in Wave program. In addition, Star-CD program is used to build a

combustion model in the cylinder by 3D modelling the engine's cylinder-piston system and CFD (Computational Fluid Dynamics) analyses are performed.

Results obtained from the test, 1D model, and 3D model are in very close to each others and have similar trends. The partial differences in the results are due to idealized assumptions in the models and uncontrollable actual conditions.

The overall results show that CNG and LPG usage instead of gasoline reduces engine performance parameters and improves exhaust emissions. It is determined that mixed fuels give variable results in terms of performance and exhaust emissions. All the results and observations obtained from tests and models are given for all fuels studied in detail and interpreted.

Keywords: Internal combustion engines, Alternative fuel, Mixed fuel, Engine testing, Engine modeling, Computational Fluid Dynamics (CFD), Combustion, Star-CD, Wave, Engine performance, Exhaust emissions.

TEŞEKKÜR

Çalışmalarımın bütün aşamalarında her türlü destek ve fedakarlığı gösteren eşim Emel YONTAR'a, hayatıma renk ve huzur katan kızım Asya Bilge YONTAR'a, tüm doktora eğitimim süresince destek ve tecrübeleriyle beni yönlendirerek araştırmamın gerektirdiği amaçlara ulaşmasını sağlayan, çalışmalarım esnasında katkılarını ve desteklerini esirgemeyen değerli danışmanım Sayın Prof. Dr. Yahya DOĞU'ya, tez çalışmasına teknik altyapıları ile destek olan TEI Tusaş Motor Sanayii A.Ş.'ye, YENMAK Otomotiv A.Ş.'ye ve Kırıkkale Üniversitesi BAP Birimi'ne ortaya çıkan bu değerli eser için teşekkürü bir borç bilir, saygılarımı sunarım.



İÇİNDEKİLER DİZİNİ

Sayfa

ÖZET.....	iii
ABSTRACT	v
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ	xi
ÇİZELGELER DİZİNİ	xviii
SİMGELER DİZİNİ	xx
KISALTMALAR DİZİNİ	xxi
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Tezin Amacı ve Kapsamı.....	3
1.2. Literatür	7
2. İÇTEN YANMALI MOTORLAR.....	23
2.1. Buji Ateşlemeli Motor Davranışı.....	23
2.2. Motor Performans Hesabı.....	27
3. İÇTEN YANMALI MOTORLARDA YANMA.....	30
3.1. Yakıtlar ve Yanma	30
3.2. Yanma Teorisi.....	36
3.3. Alev ve Alev Yapısı.....	39
3.4. Matematiksel Modelleme	46
3.5. Türbülans Modelleri	48
3.6. Yanma Modelleri	50
3.7. Emisyon Modelleri	55
4. MOTOR TESTİ.....	57
4.1. Motor Test Uygulamaları.....	57
4.2. Motor Test Düzeneği	58
4.3. Motor Performans ve Emisyon Ölçüm Testleri	66
4.4. Motor Test Sonuçları	70
4.5. Benzin için Motor Test Sonuçları	72

4.6. CNG için Motor Test Sonuçları.....	80
4.7. LPG için Motor Test Sonuçları.....	88
4.8. Benzin-CNG Karışımı için Motor Test Sonuçları	91
4.9. Benzin-LPG Karışımı için Motor Test Sonuçları	94
5. MOTOR 1-BOYUTLU MODELİ.....	96
5.1. 1B Motor Modeli Oluşturma	97
5.2. 1B Model Sonuçları	103
5.3. 1B Model Benzin Sonuçları.....	104
5.4. 1B Model CNG Sonuçları.....	112
5.5. 1B Model LPG Sonuçları	119
5.6. 1B Model Benzin-CNG Karışımı Sonuçları	127
5.7. 1B Model Benzin-LPG Karışımı Sonuçları.....	128
6. SİLİNDİR İÇİ YANMANIN 3-BOYUTLU MODELİ	129
6.1. 3B Silindir İçi Yanma Modeli Oluşturulması.....	131
6.2. 3B Model Sonuçları	144
6.3. 3B Model Benzin Sonuçları.....	162
6.4. 3B Model CNG Sonuçları.....	168
6.5. 3B Model LPG Sonuçları	173
6.6. 3B Model Benzin-CNG Sonuçları.....	177
6.7. 3B Model Benzin-LPG Sonuçları.....	181
7. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER	185
7.1. İnceleme Yöntemlerinin Karşılaştırılması	186
7.1.1. Benzin için İnceleme Yöntemlerinin Karşılaştırılması	186
7.1.2. CNG için İnceleme Yöntemlerinin Karşılaştırılması	196
7.1.3. LPG için İnceleme Yöntemlerinin Karşılaştırılması	205
7.1.4. Benzin-CNG için İnceleme Yöntemlerinin Karşılaştırılması	214
7.1.5. Benzin-LPG için İnceleme Yöntemlerinin Karşılaştırılması	219
7.2. Saf ve Karışımli Yakıtların Karşılaştırılması.....	224
7.2.1. İnceleme Yöntemlerine Ait Değerlerin Karşılaştırması	225
7.2.2. Testler için Motor Performans ve Emisyon Karşılaştırması	227
7.2.3. 1B Model Motor Performans ve Emisyon Karşılaştırması	230

7.2.4. 3B Model Motor Performans ve Emisyon Karşılaştırması	232
8. GENEL DEĞERLENDİRMELER	248
KAYNAKLAR	259



ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>ŞEKİL</u>	<u>Sayfa</u>
2.1. Buji ateşlemeli bir motorda normal ve vuruntulu yanma.....	26
2.2. Buji ateşlemeli bir motorda genel olarak motor performans grafiği.....	26
2.3. Silindir-piston sistemi tanımlama şeması.....	27
3.1. Alevin genel yapısı.....	40
3.2. Silindir içi alev ilerlemesi	44
3.3. Silindir içi alev modeli	46
4.1. Motor test düzeneği şeması.....	58
4.2. Motor test düzeneği fotoğrafı ve elemanları	59
4.3. Eddy-current dinamometresi	61
4.4. Kontrol programı arayüzü	62
4.5. Egzoz emisyonu ölçüm cihazı.....	65
4.6. Motor test düzeneği ekipmanları.....	65
4.7. Motor performansı ölçüm kaydı örneği	68
4.8. Egzoz emisyonu ölçüm örneği	69
4.9. Gaz kelebeği açıklığına göre tork - devir grafiği	73
4.10. Gaz kelebeği açıklığına göre güç - devir grafiği	74
4.11. Gaz kelebeği açıklığına göre özgül yakıt sarfıyatı - devir grafiği.....	74
4.12. Gaz kelebeği açıklığına göre volumetrik verim - devir grafiği.....	75
4.13. Gaz kelebeği açıklığına göre lambda - devir grafiği.....	76
4.14. Gaz kelebeği açıklığına göre CO ₂ - devir grafiği.....	77
4.15. Gaz kelebeği açıklığına göre CO - devir grafiği	77
4.16. Gaz kelebeği açıklığına göre HC - devir grafiği	78
4.17. Gaz kelebeği açıklığına göre NO _x - devir grafiği.....	79
4.18. Gaz kelebeği açıklığına göre egzoz gazı sıcaklığı - devir grafiği.....	79
4.19. Gaz kelebeği açıklığına göre tork - devir grafiği	81
4.20. Gaz kelebeği açıklığına göre güç - devir grafiği	82
4.21. Gaz kelebeği açıklığına göre özgül yakıt sarfıyatı - devir grafiği.....	82

4.22.	Gaz kelebeği açıklığına göre volumetrik verim - devir grafiği	83
4.23.	Gaz kelebeği açıklığına göre lambda - devir grafiği	84
4.24.	Gaz kelebeği açıklığına göre CO ₂ - devir grafiği	85
4.25.	Gaz kelebeği açıklığına göre CO - devir grafiği	85
4.26.	Gaz kelebeği açıklığına göre HC - devir grafiği	86
4.27.	Gaz kelebeği açıklığına göre NO _x - devir grafiği	87
4.28.	Gaz kelebeği açıklığına göre egzoz sıcaklığı - devir grafiği	87
5.1.	Motor silindiri modelinin Wave programı ara yüzündeki şeması.....	99
5.2.	Wave programı silindir özellikleri tanımlama paneli.....	99
5.3.	Emme-egzoz portları dahil Wave motor modeli	100
5.4.	Honda L13A4 motoru için saf yakıtlı motor modeli.....	100
5.5.	Honda L13A4 motoru için karışımli yakıtlı motor modeli	101
5.6.	Gaz kelebeği açıklığına göre tork - devir grafiği	105
5.7.	Gaz kelebeği açıklığına göre güç - devir grafiği	106
5.8.	Gaz kelebeği açıklığına göre özgül yakıt sarfıyatı - devir grafiği.....	106
5.9.	Gaz kelebeği açıklığına göre volumetrik verim - devir grafiği.....	107
5.10.	Gaz kelebeği açıklığına göre lambda - devir grafiği.....	108
5.11.	Gaz kelebeği açıklığına göre CO ₂ - devir grafiği.....	109
5.12.	Gaz kelebeği açıklığına göre CO - devir grafiği	109
5.13.	Gaz kelebeği açıklığına göre HC - devir grafiği	110
5.14.	Gaz kelebeği açıklığına göre NO _x - devir grafiği.....	110
5.15.	Gaz kelebeği açıklığına göre egzoz gazı sıcaklığı - devir grafiği	111
5.16.	Gaz kelebeği açıklığına göre tork - devir grafiği	113
5.17.	Gaz kelebeği açıklığına göre güç - devir grafiği	113
5.18.	Gaz kelebeği açıklığına göre özgül yakıt sarfıyatı - devir grafiği.....	114
5.19.	Gaz kelebeği açıklığına göre volumetrik verim - devir grafiği.....	114
5.20.	Gaz kelebeği açıklığına göre lambda - devir grafiği.....	116
5.21.	Gaz kelebeği açıklığına göre CO ₂ - devir grafiği.....	116
5.22.	Gaz kelebeği açıklığına göre CO - devir grafiği	117
5.23.	Gaz kelebeği açıklığına göre HC - devir grafiği	117
5.24.	Gaz kelebeği açıklığına göre NO _x - devir grafiği.....	118

5.25.	Gaz kelebeği açıklığına göre egzoz sıcaklığı - devir grafiği	118
5.26.	Gaz kelebeği açıklığına göre tork - devir grafiği	120
5.27.	Gaz kelebeği açıklığına göre güç - devir grafiği	120
5.28.	Gaz kelebeği açıklığına göre özgül yakıt sarfiyatı - devir grafiği.....	121
5.29.	Gaz kelebeği açıklığına göre volumetrik verim - devir grafiği.....	121
5.30.	Gaz kelebeği açıklığına göre lambda - devir grafiği	123
5.31.	Gaz kelebeği açıklığına göre CO ₂ - devir grafiği	124
5.32.	Gaz kelebeği açıklığına göre CO - devir grafiği	124
5.33.	Gaz kelebeği açıklığına göre HC - devir grafiği	125
5.34.	Gaz kelebeği açıklığına göre NO _x - devir grafiği.....	125
5.35.	Gaz kelebeği açıklığına göre egzoz sıcaklığı - devir grafiği.....	126
6.1.	Motor parçaları CMM taraması.....	132
6.2.	Motora ait silindir kafası–supap–buji yerleşimi.....	133
6.3.	Motora ait piston yapısı.....	133
6.4.	Motora ait emme ve egzoz supapları.....	133
6.5.	Silindir içi yanma modeli için oluşturulan katı model	134
6.6.	Star-CD programında 3B modelleme genel adımların şablonu	136
6.7.	3B model yüzey görüntüsü.....	137
6.8.	2B ve 3B model şablonları	138
6.9.	Silindir geometrisi 3B modeli	138
6.10.	Silindir içi dinamik ağ yapısı	139
6.11.	İterasyon başlangıç değerlerini tanımlama paneli.....	140
6.12.	Pro-STAR ara yüzündeki silindir geometrisi ve ağ yapısı.....	142
6.13.	STARSOLVER çözüm iterasyonları	143
6.14.	Sayısal ağ değişiminin motor karakteristiklerine etkisi	145
6.15.	ECFM-3Z ile G-equation yanma modelleri alev gelişimi.....	147
6.16.	Farklı alev yarıçapı değerleri için alev gelişimi	149
6.17.	Farklı alev yarıçapı değerleri için basınç-hacim değişimi	150
6.18.	Farklı alev yarıçapı değerleri için güç değişimi	150
6.19.	Silindir içi basınç hacim değişimi	151
6.20.	Silindir içi basınç değişimi	152

6.21.	Silindir içi sıcaklık değişimi.....	152
6.22.	Supap açıklığına bağlı girdap sayısı değişimi	154
6.23.	Supap açıklığı değişimi için hız vektörleri.....	155
6.24.	Döngü ve girdap oluşumları hız vektörleri (400-460 KMA arası).....	157
6.25.	Döngü ve girdap oluşumları hız vektörleri (480-540 KMA arası).....	158
6.26.	Krank mili açısına bağlı girdap oluşumu hız vektörleri.....	159
6.27.	Saf ve karışımli yakıtlar için 3B analiz tork karşılaştırması	160
6.28.	Silindir içi basınç-hacim değişimi.....	163
6.29.	Silindir içi basınç ve sıcaklık değişimi.....	164
6.30.	Silindir içi CO ₂ ve CO değişimi.....	165
6.31.	Silindir içi HC ve NO _x değişimi.....	166
6.32.	Silindir içi sıcaklığın değişimi (alev oluşumu ve ilerleyişi).....	167
6.33.	Silindir içi basınç-hacim değişimi.....	169
6.34.	Silindir içi basınç ve sıcaklık değişimi.....	169
6.35.	Silindir içi CO ₂ ve CO değişimi.....	170
6.36.	Silindir içi HC ve NO _x değişimi.....	171
6.37.	Silindir içi sıcaklığın değişimi (alev oluşumu ve ilerleyişi).....	172
6.38.	Silindir içi basınç-hacim değişimi.....	174
6.39.	Silindir içi basınç ve sıcaklık değişimi.....	174
6.40.	Silindir içi CO ₂ ve CO değişimi.....	175
6.41.	Silindir içi HC ve NO _x değişimi.....	175
6.42.	Silindir içi sıcaklığın değişimi (alev oluşumu ve ilerleyişi).....	176
6.43.	Silindir içi basınç-hacim karşılaştırması	178
6.44.	Silindir içi basınç ve sıcaklık karşılaştırması	178
6.45.	Silindir içi CO ₂ ve CO karşılaştırması	179
6.46.	Silindir içi HC ve NO _x karşılaştırması	180
6.47.	Silindir içi basınç-hacim karşılaştırması	182
6.48.	Silindir içi basınç ve sıcaklık karşılaştırması	182
6.49.	Silindir içi CO ₂ ve CO karşılaştırması	183
6.50.	Silindir içi HC ve NO _x karşılaştırması	184
7.1.	İnceleme yöntemleri benzin için tork değişimi	188

7.2.	İnceleme yöntemleri benzin için güç değişimi.....	188
7.3.	İnceleme yöntemleri benzin için özgül yakıt sarfıyatı değişimi	189
7.4.	İnceleme yöntemleri benzin için volumetrik verim değişimi.....	189
7.5.	İnceleme yöntemleri benzin için lambda değişimi.....	190
7.6.	İnceleme yöntemleri benzin için CO ₂ değişimi.....	190
7.7.	İnceleme yöntemleri benzin için CO değişimi	191
7.8.	İnceleme yöntemleri benzin için HC değişimi	191
7.9.	İnceleme yöntemleri benzin için NO _x değişimi	192
7.10.	İnceleme yöntemleri benzin için egzoz sıcaklığı değişimi.....	192
7.11.	3B ve 1B model benzin için indikatör diyagramları	193
7.12.	3B ve 1B model benzin için silindir içi basınç ve sıcaklık	194
7.13.	3B ve 1B model benzin için CO ₂ ve CO	194
7.14.	3B ve 1B kullanımı model benzin için HC ve NO _x	195
7.15.	İnceleme yöntemleri CNG için tork değişimi	197
7.16.	İnceleme yöntemleri CNG için güç değişimi	198
7.17.	İnceleme yöntemleri CNG için özgül yakıt sarfıyatı değişimi.....	198
7.18.	İnceleme yöntemleri CNG için volumetrik verim değişimi.....	199
7.19.	İnceleme yöntemleri CNG için lambda değişimi	199
7.20.	İnceleme yöntemleri CNG için CO ₂ değişimi.....	200
7.21.	İnceleme yöntemleri CNG için CO değişimi	200
7.22.	İnceleme yöntemleri CNG için HC değişimi	201
7.23.	İnceleme yöntemleri CNG için NO _x değişimi.....	201
7.24.	İnceleme yöntemleri CNG için egzoz sıcaklığı değişimi.....	202
7.25.	3B ve 1B model CNG için indikatör diyagramları	203
7.26.	3B ve 1B model CNG için silindir içi basınç ve sıcaklık.....	203
7.27.	3B ve 1B model CNG için CO ₂ ve CO	204
7.28.	3B ve 1B model CNG için HC ve NO _x	204
7.29.	İnceleme yöntemleri LPG için tork karşılaştırması (2800d/dak).....	207
7.30.	İnceleme yöntemleri LPG için güç karşılaştırması (2800d/dak).....	207
7.31.	İnceleme yöntemleri LPG için CO ₂ karşılaştırması (2800d/dak).....	208
7.32.	İnceleme yöntemleri LPG için NO _x karşılaştırması (2800d/dak)	208

7.33.	İnceleme yöntemleri LPG için tork karşılaştırması (3000d/dak).....	209
7.34.	İnceleme yöntemleri LPG için güç karşılaştırması (3000d/dak).....	209
7.35.	İnceleme yöntemleri LPG için CO ₂ karşılaştırması (3000d/dak).....	210
7.36.	İnceleme yöntemleri LPG için NO _x karşılaştırması (3000d/dak)	210
7.37.	3B ve 1B model LPG için indikatör diyagramları	211
7.38.	3B ve 1B model LPG için silindir içi basınç ve sıcaklık	212
7.39.	3B ve 1B model LPG için CO ₂ ve CO	212
7.40.	3B ve 1B model LPG için HC ve NO _x	213
7.41.	İnceleme yöntemleri benzin-CNG için tork karşılaştırması.....	215
7.42.	İnceleme yöntemleri benzin-CNG için güç karşılaştırması	216
7.43.	İnceleme yöntemleri benzin-CNG için CO ₂ karşılaştırması	216
7.44.	İnceleme yöntemleri benzin-CNG için NO _x karşılaştırması	217
7.45.	3B ve 1B model benzin-CNG için silindir içi basınç ve sıcaklık	217
7.46.	3B ve 1B model benzin-CNG için CO ₂ ve CO	218
7.47.	3B ve 1B model benzin-CNG için HC ve NO _x	218
7.48.	İnceleme yöntemleri benzin-LPG için tork karşılaştırması.....	220
7.49.	İnceleme yöntemleri benzin-LPG için güç karşılaştırması	220
7.50.	İnceleme yöntemleri benzin-LPG için CO ₂ karşılaştırması	221
7.51.	İnceleme yöntemleri benzin-LPG için NO _x karşılaştırması.....	221
7.52.	3B ve 1B model benzin-LPG için silindir içi basınç ve sıcaklık	222
7.53.	3B ve 1B model benzin-LPG için CO ₂ ve CO	222
7.54.	3B ve 1B model benzin-LPG için HC ve NO _x	223
7.55.	Saf yakıtlar için inceleme yöntemleri tork karşılaştırması.....	226
7.56.	Saf yakıtlar için performans ve emisyon karşılaştırması	226
7.57.	Motor testleri için performans parametrelerinin değişimi.....	228
7.58.	Motor testleri için emisyon parametrelerinin değişimi	229
7.59.	1B model için motor performans parametrelerinin değişimi	230
7.60.	1B model için egzoz emisyon parametrelerinin değişimi	231
7.61.	Lambda-yanma hızı değişimi	233
7.62.	Benzin için silindir içi sıcaklığın (alevin) gelişimi	234
7.63.	Saf yakıt kullanımı için silindir içi alev gelişimi	235

7.64.	Karışımli yakıt kullanımı için silindir içi alev gelişimi.....	236
7.65.	3B model saf ve karışımli yakıtlar için tork değışimi	238
7.66.	3B model saf ve karışımli yakıtlar için güç değışimi.....	239
7.67.	3B model saf yakıtlar için volumetrik verim değışimi.....	239
7.68.	3B model saf yakıtlar için indike özgül yakıt sarfiyatı değışimi.....	240
7.69.	3B model saf yakıtlar için indike ortalama efektif basınç değışimi.....	240
7.70.	Hidrojen-karbon oranı / hava-yakıt oranı değışimi	241
7.71.	Saf ve karışımli yakıtlara göre özgül güç değışimi	242
7.72.	Saf ve karışımli yakıtlara göre özgül motor hacmi değışimi	242
7.73.	Saf ve karışımli yakıtlara göre özgül motor ağırlığı değışimi.....	243
7.74.	Saf yakıtlar için basınç-hacim değışimi	245
7.75.	Saf yakıtlar için basınç-hacim değışimi	246
7.76.	Saf yakıtlar için silindir içi sıcaklık değışimi.....	246
7.77.	Saf yakıtlar için silindir içi CO ₂ değışimi	247
7.78.	Saf yakıtlar için silindir içi NO _x değışimi	247
8.1.	Motor performans verileri karşılaştırması.....	249
8.2.	Kısmi kelebek açıklıkları için güç değışimi.....	250
8.3.	Kısmi kelebek açıklıkları için HC değışimi	250
8.4.	Tam kelebek açıklığında CO ₂ değışimi.....	251
8.5.	Tam kelebek açıklığında NO _x değışimi	251
8.6.	Tam kelebek açıklığında güç değışimi.....	252
8.7.	Tam kelebek açıklığında CO değışimi	252

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>ÇİZELGE</u>	<u>Sayfa</u>
1.1. İnceleme yöntemleri ve incelenen parametreler.....	4
1.2. Detaylı inceleme matrisi.....	5
3.1. Bazı yakıtların fiziksel ve kimyasal özelliklerini karşılaştırılması	34
4.1. Test edilen ticari motorun teknik özellikleri	61
4.2. Dinamometre teknik özellikleri.....	62
4.3. Motor test sisteminde kontrol edilen parametreler.....	63
4.4. Motor test düzeneğinde ölçülen parametreler	63
4.5. Motor test sisteminde hesaplanan parametreler	64
4.6. Saf ve karışımli yakıt motor test matrisi	68
4.7. Motor testi değerlendirme parametreleri.....	70
4.8. Saf LPG testleri için motor performans değerleri	89
4.9. Saf LPG kullanımı motor egzoz hattı ölçümleri	90
4.10. Benzin-CNG karışımı için motor test değerleri	93
4.11. Benzin-CNG debileri ve karışım yüzdeleri.....	93
4.12. Saf benzin ve benzin-CNG testi ölçülen motor karakteristikleri	93
4.13. Benzin-LPG karışımı için motor test değerleri	95
4.14. Benzin-LPG debileri ve karışım yüzdeleri.....	95
4.15. Saf benzin ve benzin-LPG testi ölçülen motor karakteristikleri	95
5.1. Saf ve karışımli yakıt 1B motor modeli analiz matrisi.....	103
5.2. Saf benzin ve benzin-CNG karışımı için 1B model sonuçları	127
5.3. Saf benzin ve benzin-LPG karışımı için 1B model sonuçları	128
6.1. Supap, ateşleme, çevrim zamanları ve çözüm aralığı	141
6.2. Saf ve karışımli yakıt için 3B yanma modeli analiz matrisi	144
6.3. Eleman sayısına göre motor karakteristiklerinin değişimi	145
6.4. 3B model değerlendirme parametreleri.....	161
7.1. İnceleme yöntemleri LPG için motor performans değerleri	206
7.2. İnceleme yöntemleri LPG için egzoz emisyon değerleri	206

7.3.	Motor test ve 1B model LPG için motor performans değerleri	206
7.4.	Motor test ve 1B model LPG için egzoz emisyon değerleri	206
7.5.	İnceleme yöntemlerinden elde edilen motor karakteristikleri.....	215
7.6.	İnceleme yöntemlerinden elde edilen motor karakteristikleri.....	219
8.1.	Saf benzine göre saf ve karışımli yakıtların karşılaştırılması	253



SİMGELER DİZİNİ

P	Basınç
V_{strok}	Strok Hacmi
d_{silindir}	Silindir Çapı
h_{strok}	Strok Mesafesi
p_{me}	Ortalama Efektif Basınç
W_{net}	Net İş
P_e	Efektif Motor Gücü
b_e	Efektif Özgül Yakıt Tüketimi
ϵ	Sıkıştırma Oranı
ϕ	Yakıt Eşdeğerlilik Oranı
t	Zaman
n	Devir Sayısı
$\dot{m}$	Kütlesel Debi
W_e	Efektif İş
$Q_{\text{yakıt}}$	Toplam Yakıt Tüketimi
H_u	Alt Isıl Değer
η_e	Efektif Verim
λ	Hava Fazlalık Katsayısı
H_{cv}	Hidrokarbon Oranı
O_{cv}	Oksijen Karbon Oranı
S_m	Kütle Kaynak Terimi
S_i	Momentum Kaynak Terimi
S_h	Enerji Kaynak Terimi
S	Alev Yüzeyi
u_i	Mutlak Hız Değerinin x_i Bileşeni
μ	Moleküler Viskozite
μ_t	Türbülans Viskozitesi
G	Skaler Eşdeğer Yüzey

KISALTMALAR DİZİNİ

CAD	Bilgisayar Destekli Tasarım
CO ₂	Karbondioksit
CO	Karbonmonoksit
OH	Hidroksit
H	Hidrojen iyonu
HC	Hidrokarbon
H ₂ O	Su
NO _x	Azotoksit
N ₂	Azot
Ü.Ö.N.	Üst Ölü Nokta
A.Ö.N.	Alt Ölü Nokta
KMA	Krank Mili Açısı
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
CFD	Computational Fluid Dynamics
PPM	Milyonda Bir Partikül Miktarı
ICE	Internal Combustion Engine
LDV	Laser Doppler Velocimetry
PIV	Particle Image Velocimetry
LES	Large Eddy Simulation
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition
GDI	Gasoline Direct Injection
ECU	Electronic Control Unit

1. GİRİŞ

İnsan yaşamını ve ekonomiyi belirleyen en önemli faktörlerden biri olan otomotiv sektörü; teknolojinin her geçen gün ilerlemesi ile yeni teknolojileri insan hayatına sunmakta, insan yaşantısına ve yerküredeki ekosisteme direkt olarak etkide bulunmaktadır. Otomotiv sektöründeki yüksek rekabet nedeniyle, her geçen gün üreticiler yüksek kaliteli, işlevsel ve düşük maliyetli ürünler üretmek zorundadırlar. Müşteri isteklerini her açıdan karşılamaya çalışmakla yükümlü olan ve bu sayede sektörde ayakta kalabileceğini bilen otomotiv sektörü üreticileri, gerçekleştirdikleri Ar-Ge çalışmaları ile sektörde hayatlarını sürdürmekte ve müşteri memnuniyetini karşılamaya çalışmaktadırlar. Otomotiv Ar-Ge çalışmaları başlığı kapsamında; motorlar, araç yapısı, kontrol sistemleri, aktarma organları gibi birçok konuda birçok çalışma gerçekleştirilmekte, ülkemizde ve dünyada yeni yatırımlar yapılmaya devam edilmektedir.

Dünya üzerinde 2014 yılında yaklaşık olarak; Çin 24 milyon, Avrupa Birliği ülkeleri 17 milyon, Amerika 12 milyon, Japonya 10 milyon, Güney Kore 5 milyon ve Hindistan 4 milyon motorlu araç üretmiştir. 2015 yılında ise; Türkiye’de 1,5 milyon olmak üzere dünyadaki toplam araç üretimi yaklaşık 100 milyona ulaşmıştır [1]. Sadece Avrupa Birliği ülkelerinde 2015 yılında toplamda kullanımda olan yaklaşık 300 milyon araçtan 1 milyar tondan fazla CO₂ emisyonu atmosfere atılmıştır [2]. Motorlu araçtaki ve üretilen egzoz emisyonundaki artış, otomotiv sektöründeki firmaları Ar-Ge faaliyetlerini artırmaya itmektedir. Her geçen gün otomotiv firmaları gelişen çevre ve teknoloji şartlarına uyum sağlamaya, müşteri taleplerini her anlamda karşılamaya ve bunları gerçekleştirirken sektörde de ayakta kalmaya zorlanmaktadır.

Otomotiv sektörünün en önemli konularından birisi özellikle motor performansı ve emisyonları iyileştirilmiş motorlar geliştirilmesidir. Bu amaçla Ar-Ge çalışmaları sürekli artan bir ivme ile devam etmektedir. Dünyadaki enerji ve çevre politikaları ve yaptırımları, motorlar için motor performansı ve emisyonları konularını üzerinde çalışılacak en temel iki konu haline getirmiştir. Bu enerji ve çevre yaptırımları aynı zamanda alternatif yakıtları giderek artan bir baskı ile gündemde tutmaktadır.

Motor Ar-Ge çalışmalarının kaçınılmazı olan deneysel çalışmalar devam etmektedir. Bunu yanı sıra, deney döngüsünü azaltıcı ve motorda gerçekleşen fiziksel, kimyasal vb. olayları modelleyebilen birçok motor modelleme programları, yeni tasarımlar oluşturmaya ve tasarım iyileştirmeye katkı sağlamaktadır.

Deneysel çalışmalarda, motor test dinamometreleri ile içten yanmalı motorlara ait motor performans karakteristikleri ölçülebilmektedir. Emisyon ölçüm cihazları ile de emisyonlar ölçülmektedir. Motor dinamometrelerinde ve emisyon ölçüm cihazlarında gerçekleşen teknolojik gelişimler de yapılan çalışmalar için büyük önem arz etmektedir.

İçten yanmalı motorların deneysel Ar-Ge çalışmaları yüksek maliyetler gerektiren çalışmalar olduğundan her geçen gün motor modelleme çalışmalarına verilen önem ve modelleme yazılımları için yapılan yatırımlar artmaktadır. İçten yanmalı motorların performans ve egzoz emisyon testleri, modelleme programları vasıtasıyla testlere yakın sonuçlar elde edilerek gerçekleştirilmektedir. Böylece, nihai deney sayısı azaltılarak maliyet etkin Ar-Ge çalışmaları yapılabilir.

Modelleme programları ile deneysel çalışmalarda olduğu gibi motor performansına ve egzoz emisyonlarına etki eden birçok parametre (motor yükleme şartları, sıkıştırma oranı, yanma odası geometrisi, alternatif yakıt, karışımli yakıt, vb.) incelenebilmektedir. Deneysel olarak gözlemi teknolojik olarak yeni mümkün olmaya başlayan silindir içi yanma mekanizmaları, modelleme programları ile kolaylıkla görsellenebilmektedir.

Otomotiv teknolojisinde her geçen gün alternatif yakıtlara yönelim ve alternatif yakıtların motorlarda kullanımı artmaktadır. Alternatif yakıt kullanımına uygun motor tasarımları ile motor performanslarının artırılması ve emisyon değerlerinin azaltılması amaçlanmaktadır. Dünya genelinde yaygın LPG (Liquefied Petroleum Gas) kullanımına ek olarak her geçen gün CNG (Compressed Natural Gas) ve LNG (Liquid Natural Gas) yakıtlarının içten yanmalı motorlarda kullanımı artmaktadır. Alternatif yakıt kullanımına uygun motor tasarımlarının geliştirilmesi için deneysel ve modelleme çalışmaları her geçen gün daha önem kazanarak ivmelenmektedir.

1.1. Tezin Amacı ve Kapsamı

Bu tez çalışmasında buji ateşlemeli bir motorda saf yakıtların ve karışımli alternatif yakıt ilavelerinin motor performansına ve egzoz emisyonlarına etkileri incelenmiştir. İnceleme kapsamında yakıt olarak aşağıda listelenen 5 adet yakıt kullanılmıştır.

- 1) Benzin
- 2) CNG
- 3) LPG
- 4) Benzin-CNG karışımı
- 5) Benzin-LPG karışımı

Bu amaçla mevcut çalışmada aşağıda listelenen 3 farklı inceleme yöntemi kullanılmıştır.

- 1) Deneysel yöntem
- 2) 1-Boyutlu (1B) sayısal modelleme yöntemi
- 3) 3-Boyutlu (3B) sayısal modelleme yöntemi

Ayrıca ilgili motor performansı ve emisyonları motorun aşağıda listelenen 3 farklı çalışma şartı değiştirilerek incelenmiştir.

- 1) Devir sayısı
- 2) Gaz kelebeği açıklığı
- 3) Yakıt karışım oranı

Bunların yanı sıra incelemelerde nihai olarak ortaya konan motor performansı ve egzoz emisyonları birçok fiziksel büyüklüğü içermektedir. İnceleme ve değerlendirmelere ilgili fiziksel büyüklüklerin tamamını dahil etmek parametre sayısını aşırı derecede artıracaktır. Bu sebeple inceleme için çekirdek bilgiyi oluşturacak parametreler seçilmiştir. Motor performansı ve egzoz emisyonlarına ait seçilen ve aşağıda listelenen 10 parametrenin devir sayısına ve gaz kelebeği açıklığına göre değişimi incelenmiştir. Bazı inceleme yöntemlerinde mesela 3B motor analizlerinde bu inceleme parametrelerine krank mili açısına bağlı olarak silindir içi efektif basınç, sıcaklık, vb. parametreler dahil edilecek şekilde artırılmıştır.

İnceleme için seçilen motor performansı parametreleri aşağıda listelenmiştir.

- 1) Tork
- 2) Güç
- 3) Özgül yakıt sarfıyatı
- 4) Volumetrik verim

İnceleme için seçilen egzoz emisyonu parametreleri aşağıda listelenmiştir.

- 1) Lambda
- 2) CO₂
- 3) CO
- 4) HC
- 5) NO_x
- 6) Egzoz gazı sıcaklığı

Bu doktora tez çalışmasında; yukarıda belirtilen inceleme yöntemlerini, incelenen yakıtları, incelenen değişkenleri ve inceleme için seçilen parametreleri gösteren inceleme matrisi aşağıda özet olarak Çizelge 1.1’de gösterilmiştir. İnceleme matrisi incelenen değerleri de içerecek şekilde detaylı olarak Çizelge 1.2’de listelenmiştir.

Çizelge 1.1. İnceleme yöntemleri ve incelenen parametreler

İnceleme yöntemi	İncelenen yakıtlar	Değişken parametreler	İnceleme için seçilen motor performansı parametreleri	İnceleme için seçilen egzoz emisyonu parametreleri
1) DeneySEL	1) Benzin	1) Devir sayısı (1500-4000 d/dak)	1) Tork	1) Lambda
2) 1B modelleme (Ricardo-Wave)	2) CNG	2) Gaz keleşbeği açıklığı (%10-100)	2) Güç	2) CO ₂
3) 3B modelleme (Star-CD/ES-ICE)	3) LPG	3) Karışım oranı	3) Özgöl yakıt sarfıyatı	3) CO
	4) Benzin-CNG karışımı		4) Volumetrik verim	4) HC
	5) Benzin-LPG karışımı		5) Silindir içi basınç (3B model)	5) NO _x
			6) Silindir içi sıcaklık (3B model)	6) Egzoz gazı sıcaklığı

Çizelge 1.2. Detaylı inceleme matrisi

İnceleme yöntemi	İncelenen yakıtlar	Devir sayısı (d/dak)	Gaz kelebeği açıklığı (%)	Kütleli yakıt karışım oranı (%)	İnceleme yöntemi	İncelenen yakıtlar	Devir sayısı (d/dak)	Gaz kelebeği açıklığı (%)	Kütleli yakıt karışım oranı (%)	İnceleme yöntemi	İncelenen yakıtlar	Devir sayısı (d/dak)	Gaz kelebeği açıklığı (%)	Kütleli yakıt karışım oranı (%)
1 Deneysel	Benzin (7x12=84 test)	1) 1500	1) 10		1 1B model	Benzin (7x12=84 analiz)	1) 1500	1) 10		1 3B model	Benzin (2x1=2 analiz)	1) 2800		100
2	CNG (7x12=84 test)	2) 2000	2) 20		2	CNG (7x12=84 analiz)	2) 2000	2) 20		2	CNG (2x1=2 analiz)	2) 3000		
3		3) 2500	3) 25		3		3) 2500	3) 25		3				
4		4) 2800	4) 30		4		4) 2800	4) 30		4				
5		5) 3000	5) 40		5		5) 3000	5) 40		5				
6		6) 3500	6) 50		6		6) 3500	6) 50		6				
7		7) 4000	7) 60		7		7) 4000	7) 60		7				
8			8) 70		8			8) 70		8				
9			9) 75		9			9) 75		9				
10			10) 80		10			10) 80		10				
11			11) 90		11			11) 90		11				
12			12) 100		12			12) 100		12				
13 Deneysel	LPG (2x1=2 analiz)	1) 2800		100	13 1B model	LPG (7x12=84 analiz)				13 3B model	LPG (2x1=2 analiz)	1) 2800		100
14		2) 3000			14					14		2) 3000		
15 Deneysel	Benzin-CNG	3000		100 %10 CNG	15 1B model	Benzin-CNG	3000		100 %10 CNG	15 3B model	Benzin-CNG	3000		100 %10 CNG
16 Deneysel	Benzin-LPG	3000		100 %5 LPG	16 1B model	Benzin-LPG	3000		100 %5 LPG	16 3B model	Benzin-LPG	3000		100 %5 LPG

Deneysel incelemede, yukarıda belirtilen 5 farklı yakıt, motor test düzeneğinde kullanılarak motor performans parametreleri ve egzoz emisyonları farklı yükleme şartları (kelebek açıklıkları) ve farklı devir sayıları için ölçülmüştür. Deneysel çalışma kısmında, çalışamaz durumda olan motor test düzeneği üzerinde birçok işlem gerçekleştirilerek, motor test düzeneği çalışır hale getirilmiş, saf yakıtların ve karışımli yakıtların kullanımı için uygun hale getirilmiş, testler gerçekleştirilmiştir.

1B modellemede motor ve test düzeneği tüm detayları göz önünde bulundurularak Wave programında modellenmiştir.

3B modellemede ise, silindir içi yanmanın Star-CD programı ile HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) modellemesi gerçekleştirilmiştir. Böylece, 3B modelde silindir içi yanma mekanizması da incelenmiştir.

Bu üç inceleme yöntemi ile elde edilen motor performansı ve emisyon sonuçları birbirleri ile karşılaştırılmıştır. Saf yakıtların ve karışımlarının motor performansı ve emisyonlara etkileri değerlendirilmiştir.

Günümüzde alternatif yakıtlara yönelim giderek artmakta ve yakıt sistemleri hala gelişime devam etmektedir. İçten yanmalı motorlarda saf ve karışımli yakıtlardan elde edilecek faydanın artırılması, farklı yakıtların kullanımının yaygınlaştırılması, motor performansı açısından geliştirilmiş motor tasarımlarının ortaya çıkması, egzoz emisyonlarının azaltılması ve verimliliğin yükseltilmesi açılarından tez konusu önem taşımaktadır. Ayrıca, tasarım ve deneysel çalışmaları yönlendirecek şekilde sayısal modellemenin de yapılması çalışmanın önemini artırmaktadır. İncelenen geniş

aralıktaki motor çalışma parametreleri, ölçüm büyüklükleri, inceleme yakıtları ve yöntemleri açısından çalışmanın referans bir çalışma olması hedeflenmiştir.

Bu doktora tez çalışmasında yukarıda belirtilen 5 farklı yakıtın 3 farklı yöntem ile motor performansı ve emisyonlarına etkileri incelenmiştir. Motor performansı ve emisyonları ise birçok parametreyi içermektedir. Dolayısıyla, tez kapsamında yapılan inceleme gerek yakıt çeşitliliği, gerek inceleme yöntemleri ve gerekse incelenen parametreler açısından oldukça fazla sayıdadır. Takip ve değerlendirme kolaylığı açısından tez yazımı inceleme yöntemine göre ana bölümlere ayrılmıştır. Her bir inceleme yöntemi bölümünde, her bir yakıtın tüm motor performansı ve emisyonları açısından 2 adet motor çalışma şartının (devir sayısı ve gaz keleşbeği açıklığı) değişimine göre değerlendirmesi yapılmıştır. Son bölümde ise tüm yakıtlar, tüm inceleme yöntemleri ve belli motor çalışma şartları için karşılaştırmalı değerlendirilmiştir.

1.2. Literatür

Literatür araştırmalarında motorlarda yanma, yanmanın modellenmesi ve alternatif yakıtların motorlarda kullanımı ile yanma mekanizmaları üzerindeki etkilerine yönelik akademik çalışmalara rastlamak mümkündür. Mevcut tez konusu ile ilgili ve tez konusuna yardımcı olacak daha önce gerçekleştirilmiş diğerk çalışmalara ait özet bilgiler aşağıda verilmiştir.

Basha ve Gopal [3], Star-CD ve KIVA-3V programlarının kullanıldığı son 30 yılda gerçekleştirilen çalışmaları derleyip farklı çalışma şartları için silindir içi akış karakteristiklerinin belirlenmesi hususunda türbölans modellerin seçimini odak noktası olarak çıkarımda bulunmuşlardır. Standart k-ε ve RNG k-ε türbölans modellerini karşılaştırmalı olarak irdelemişler ve analiz sonuçlarının silindir-içi basınç ölçümleri için doğrulanması aşamasında seçilen türbölans modelinin etkin rol oynadığını vurgulamışlardır. İncelemelerinin sonucunda gerçekleştirilen çalışmaların birçoğunda RNG k-ε türbölans modelinin daha hassas sonuçlar verdiğı ifade edilmiştir.

Choi ve ark. [4], buji ateşlemeli ve direkt yakıt püskürtme sisteminin kullanıldığı bir motorda Star-CD programını kullanarak ikincil alev ve karışım oranlarının silindir içi laminar alev oluşumu yapısı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. alışmalarında yakıt olarak izo-oktanı tercih etmişler, laminar alev hızları için yeni korelasyonların kullanıldığı yeni bir katmanlı yanma modeli oluşturmuşlardır. Silindir içi bölgesel hava-yakıt karışım miktarının; alev yayılma hızı ile yapısının ve difüzyon alev bölgelerinin silindir içi bölgesel hava-yakıt karışım miktarından etkilendiğı çalışmacılar tarafından tespit edilmiştir.

D'Errico ve Lucchini [5], multizone termo-akışkan dinamik yanma modelini motor performansı ve egzoz emisyon modelleri için geliştirmeye çalışmışlardır. Gerçekleştirdikleri çalışmalarında hem benzin ile hem de sıkıştırılmış doğal gaz (CNG) ile çalışan bir motoru modellemişlerdir. Türbölanslı, ön karışımlı yanma mekanizmasını detaylı olarak incelemişlerdir. alışmalarının sonucunda detaylı bir kimyasal yaklaşımla 1000'den fazla durum için laminar alev hızı korelasyonu geliştirmişlerdir.

Das ve Chmiel [6], direkt benzin enjeksiyonlu bir motordaki silindir içi akış üzerine sayısal ve deneysel çalışmalar yapmışlardır. Çalışmalarında deneysel tanecik görüntü hızölçeri ile birlikte KIVA-3V çok boyutlu modelleme programını kullanmışlardır. Bir motorun akış alanının incelenmesinin; direkt benzin enjeksiyonlu yanma sisteminin geliştirilmesinde önemli bir role sahip olduğunu belirtmişlerdir. Motordaki silindir içi akış karakteristiklerinin anlaşılmasında bir araç olarak çok boyutlu modellemenin kullanılabilirliğini ortaya koymuşlardır.

Granet ve ark. [7], çalışmalarında buji ateşlemeli bir motorda LES kullanılan analizlerin etkinliğini deneysel verilerle karşılaştırmışlardır. Yapmış oldukları analizlerde kararlı ve kararsız şartlarda çevrimsel farklılıkları incelemişlerdir. Çevrimsel farklılıkları incelemek maksadıyla deneysel olarak 75 defa tam çevrim verilerini ölçmüşlerdir. Deneysel ölçüm sonuçlarını LES simülasyonları ile karşılaştırmışlardır. Çalışmanın sonuçlarını değerlendirdiklerinde alev pozisyonu, şekli ve zamanı bakımından LES simülasyonlarının oldukça başarılı yaklaşımlar sergilediğini tespit etmişlerdir.

Jayashankara ve Ganesan [8], çalışmaları için gerçekleştirdikleri analizlerinde silindir içi akışı modellerken standart k- ϵ türbülans modelini ve Magnusson's eddy break-up yanma modelini kullanmışlardır. Çalışmanın sonucunda yakıt püskürtme zamanının üst ölü noktaya yaklaştırılmasının silindir içi sıcaklık ve NO_x emisyonlarını azaltıcı etkisi vurgulanmıştır. Bu sonuçlara ek olarak motorda ara soğutucu kullanımının tutuşma gecikmesini kısalttığı ve NO_x oluşumu için olumlu etkiler yaptığını ifade etmişlerdir.

Karaaslan [9], motor silindirinde meydana gelen yanma olayını sayısal ve deneysel tekniklerle analiz etmiştir. Silindir içinde yanma stroğu boyunca HC bileşenlerinin parçalanma eğilimleri ve CO oluşumları deneysel olarak irdelenmiştir. Motor için enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirilmiş ve sayısal motor modellemesi Star-CD programı kullanılarak yapılmıştır. Sayısal modelde k- ϵ RNG türbülans modeli ile ECFM, ECFM-3Z/spark ve G-equation yanma modelleri kullanılmıştır. Modellemeler sonucunda elde edilen silindir-içi yakıt konsantrasyonu, silindir içi sıcaklık değişimleri ve silindir içi basınç değerleri irdelenmiştir. Sıkıştırma oranı ve ateşleme avansının yanmayı olumlu yönde etkilediği görülmüştür. Sıkıştırma oranının ve ateşleme avansının artırılması ile silindir-içi basıncın artmakta olduğu ve yanmamış

HC bileşenlerinde azalma meydana geldiği tespit edilmiştir. Çalışmada bu değişimler sonucunda HC bileşenlerinin parçalanma eğilimlerinde artış gözlenmiştir. Bu durumun egzoz stroğunda motordan atılan toplam HC mertebelerini azalttığı ve eksik yanma ürünü olan CO oluşumunu minimize ettiği tespit edilmiştir. Gerçekleştirilen sayısal analizlerin sonucunda; silindir-içi basınç ölçüm değerleri ile en uyumlu sonuçların G-equation yanma modelinin verdiği ortaya konulmuştur. Ön karışımli, buji ateşlemeli bir motor silindirinde meydana gelen yanma için alev cephesi kalınlığı ve alev ilerleyişi için beklenen fiziksel gerçeği G-equation yanma modelinin daha iyi temsil ettiği ön görülmüştür.

Kong ve ark. [10], Wisconsin Üniversitesi'nin motor araştırma merkezindeki KIVA kodunu temel alarak, bir püskürtme ve yanma model kütüphanesi geliştirmiş ve çeşitli motor CFD kodları içine uyarlamıştır. Motor araştırma merkezinin modelleri ve Star-CD programında kullanımına ait ilk sonuçlar sunulmuştur. Modern fiziksel ve kimyasal alt modellerin, uygun bir ara yüz işlemi yardımıyla CFD motor kodlarının içine kolaylıkla yerleştirilebileceği gösterilmiştir. Rayleigh-Taylor püskürtme dağılması, nozul akış etkileri ve kararsız ısı transferi gibi diğer modellerin de uyarlanması bu çalışma kapsamında araştırılmıştır.

Köten [11], Star-CD programı ile tek silindirli bir dizel motorda silindir içi yanma analizleri gerçekleştirmiştir. Akış alanı, sıcaklık dağılımı ve türbülans özellikleriyle ilgili denklemler MARS (Monotone Advection Reconstruction Scheme) ile ayrıştırma ve hız-basınç çifti için PISO (Pressure Implicit Splitting of Operator) algoritması kullanılmıştır. Çalışmada yanma modeli olarak Eddy Break-Up (EBU) ve Extended Coherent Flame Model 3Z (ECFM-3Z) karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Gerçekleştirilen çalışmada sayısal çözüm ağı eleman sayısı üst ölü noktada 50000 civarında olup alt ölü noktaya gelindiğinde 150000 civarına ulaşmaktadır. Denenen iki denklemlili türbülans modelleri içerisinde k-ε-RNG kullanımının motor modellemesi için uygun olduğu belirtilmiştir. Çalışmaya ait simülasyonların sonuçlarının literatürde rastlanan deneysel veri ve modellemelere yakın olduğu vurgulanmıştır.

Malaguti ve Fontanesi [12], buji ateşlemeli bir otomobil motorunun yanma odası içerisindeki püskürtme gelişimini ve sıvı film oluşumunu düşük sıcaklıkta çalışma şartlarında CFD analiziyle incelemiştir. Analizler için gerekli sayısal ağı Star-CD içerisindeki Pro-AM modülü, supap hareketleri ve silindir içi hareketleri ES-

ICE modülü, tüm analizler ise Star-CD programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Toplamda 430000 ÜÖN'da, 620000 AÖN'da değişen sayılarda çözüm ağı kullanılmıştır. Tanımlamalarda RNG k- ϵ modeli ve Monotone Advection and Reconstruction Scheme (MARS) seçilmiştir. Sonuç olarak yanma odası içerisinde sprey oluşumunun yanma mekanizmasının oluşumunu ve silindir içi basınç ile silindir içi sıcaklık oluşumunu direkt olarak etkilediğini tespit etmişlerdir.

Obieglo ve ark. [13], deneysel sonuçlar ile destekli sayısal bir çalışma ile türbülanslı hidrojen difüzyon alevini farklı yanma modelleri kullanarak araştırmışlardır. Yakıt jeti ve hava jeti için giriş akışı Reynolds sayısı 10000 alınmış, türbülans akış için standart k- ϵ modeli kullanılmıştır. Girdap yayılım yanma modeli kullanımı sonucunda hesaplanan değerler ile deneysel verilerin uyum içinde olduğu görülmüştür. Karşılaşılan bazı verilerdeki sapmaların çoğunlukla tek adımlı kimyasal mekanizmanın kullanılması ve dağılımların hesaplanmasından kaynaklandığı belirtilmiştir.

Rakopoulos ve ark. [14], hidrojen yakıtının kullanıldığı bir araştırma motorunun yanma prosesini sayısal olarak incelemiştir. Analizlerde k- ϵ RNG türbülans modeli kullanılmıştır. Analizlerde türbülanslı alev hızı Zimont/Lipatnikov yaklaşımı ve NO_x oluşumu ise Zeldovich mekanizması kullanılmıştır. Silindir içi basınç, ısı salınım oranı ve NO_x oluşumu deneysel verilerle karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir.

Richard ve ark. [15], buji ateşlemeli motorda gerçekleştirdikleri sayısal çalışmada CFM (Coherent Flame Model) yanma modelini kullanmışlardır. RANS (Reynolds-Averaged Navier–Stokes) modellerinin çevrimsel farklılıkları yakalama bakımından yetersiz kaldığı ifade edilerek çalışmalarında LES (Large Eddy Simulation) modelini uygulamışlardır. Deney sistemleri sayesinde silindir içi alev oluşumunu ve silindir içi alev ilerleyişini de optik sistemler vasıtasıyla görüntülemişlerdir. CFM-LES modelinin kullanıldığı modelleme çalışmalarında alev karakteristiğinin deneysel görüntülemelerle oldukça benzer davranışlar sergilediğini ifade etmişlerdir.

Hepkaya [16], çalışmasında Star-CD programında Ricardo E6 tipi motoru için yanma modellemesi uygulamasında bulunmuştur. Kullanmış olduğu motorun sadece emme supabını içeren bir model için, emme stroğu boyunca gerçekleşen silindir içi

döngüsel hareketler olan girdap ve döngüler için analizler gerçekleştirmiştir. Motor için uyguladığı yanma analizlerinde ise ECFM-3Z ve G-equation yanma modellerini kullanmıştır. Analiz sonuçlarının hem yapmış olduğu teorik hesaplamalar ile hem de kullanmış olduğu motor üzerinde gerçekleştirdiği deneysel çalışmalardan elde etmiş olduğu sonuçlar ile uyumlu olduğunu görmüştür. Ayrıca yanma modellemesine ek olarak çalışmasında ECFM-3Z modelinde farklı ateşleme avansı değerleri için analizler yaparak ateşleme avansı artışının belirlemiş olduğu sabit işletme şartları için silindir içi basınç ve silindir içi sıcaklığı arttırdığını tespit etmiştir.

Vemorel ve ark. [17], yakıt olarak propanın kullanıldığı tek silindirli bir motoru modellemişler ve çevrimsel farklılıkları sayısal yaklaşımlarla incelemişlerdir. Çalışmada çevrimsel farklılıklar açısından başarılı olduğu düşünülen LES modeli ve yanma modeli olarak ECFM (Extended Coherent Flame Model) yanma modeli kullanılarak analiz gerçekleştirilmiştir. Çevrimsel farklılıklar yönünden deneysel olarak meydana gelen değişiklikleri ECFM-LES uygulamalarında sayısal olarak da yakalayabilmişlerdir. Özellikle sayısal olarak elde edilen veriler değerlendirildiğinde, silindir içi basınç değerlerinin deneysel çevrimsel farklılıklarla oldukça uyumlu olduğu ancak yakıt kütle oranının genel olarak deneysel verilerin üzerine çıktığı sonuçlarını elde etmişlerdir.

Payri ve ark. [18], direk-enjeksiyonlu bir motorda silindir içi akışı sayısal yöntemler ile modellemiş, çevrime ait emme ve sıkıştırma zamanlarını farklı piston geometrisi kullanılarak incelemiştir. Modelden elde edilen sayısal sonuçlar ile deneysel verileri karşılaştırmıştır ve CFD analizinin doğruluğunu ortaya koymuştur. Deneysel çalışmalardaki ölçümlerde görüntüleme cihazı olarak LDV (Laser Doppler Velocimetry) kullanmışlardır. Emme zamanı başlangıcında piston geometrisinin çok önemli olmadığını üst ölü noktaya yaklaştıkça geometrinin öneminin türbülans oluşumu üzerindeki etkisi nedeniyle arttığını tespit etmiştir. Üst ölü nokta öncesi ve sonrasında ortalama hızlar ve türbülans hızlarının ölçülen verilerle iyi bir uyum içinde olduğunu belirtmişlerdir.

Han ve ark. [19], motorlarda is ve NO_x oluşum mekanizmasını araştırmışlardır. RNG k-ε türbülans modeli, duvar ısı transferi modeli ve enjektör debi katsayısındaki iyileştirmelerle silindir içi basınç, ısı salınım oranı ve egzoz emisyonları sayısal modelleme yardımıyla elde edilmiştir. RNG k-ε türbülans modelinin standard k-ε

modeline göre geniş alev yapılarını çok daha gerçekçi tahmin etmesi kanıtlanmış ve yanma simülasyonlarındaki doğruluğu ispatlanmıştır. Çalışmalarında tek enjeksiyonlu sistemde enjeksiyon zamanlamasının geciktirilmesiyle NO_x oluşumunun azaldığı görülmüştür. NO_x oluşumu pilot ve ana enjeksiyonları içeren mekanizmalar kullanılarak belli miktarda azalmakla birlikte is oluşumunda ciddi bir azalmayı sağladığı sonucu ortaya çıkmıştır. Çalışmada özellikle enjektör debi katsayısının değişik değerleri için HAD analizleri yapılmış ve C_d katsayısının aralığı belirlenmiştir.

Reitz ve Rutland [20], çalışmalarında bir motor için yanma ve egzoz emisyon modellerinin KIVA hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı ile incelenmesi yapılmıştır. Sıvı parçalanması, sprey duvar etkileşimi, duvar ısı transferi, yanma modelleri ve Zeldovich NO_x oluşumu modeli bu program vasıtasıyla simüle edilmiştir. Yapılan analizler deneysel sonuçlarla karşılaştırılmış ve HAD yazılımının doğruluğu kanıtlanmıştır. Sayısal hesaplamalarla deneysel verilerden elde edilen silindir içi basınç, sıcaklık, açığa çıkan ısı ve egzoz emisyonları karşılaştırıldığında hata oranının çok düşük çıktığı gözlemlenmiştir. Deneysel çalışmada enjeksiyon karakteristikleri olan enjeksiyon basıncı ve debisi, nozul giriş koşulları, ve birden fazla enjeksiyon durumlarının motor performansına ve emisyonlara etkisi incelenmiştir. Sonuç olarak is ve NO_x oluşumunun azalması sağlandığı ve egzoz gaz geri çevrimi (EGR) ile birlikte üretilen NO_x miktarının düştüğü çıkarımlarını çalışmalarından elde etmişlerdir.

Tan ve Reitz [21], KIVA-3V programına, buji ateşlemeli motorlarda, ateşleme ve yanma proseslerinin daha hassas analiz edilmesi için geliştirilmiş ateşleme ve alev ilerleme modelleri eklemişlerdir. Alev çekirdeği büyüme oranı için ateşleme enerjisi ve akış türbülansını da bünyesinde içeren bir denklem oluşturmuşlar ve G-equation modelini baz alan yanma modeli türetmişlerdir. Ateşleme ve yanma modellerini test etmek için deneysel çalışma da gerçekleştirilmiş ve deneysel ile sayısal olarak alevin silindir cidarına ulaşma zamanları karşılaştırılmıştır.

Sukegawa ve ark. [22], bir HAD yazılımı geliştirerek silindir içi yakıt püskürtme, karışım oluşumu ve yanma olaylarını analiz etmişler ve elde ettikleri simülasyon sonuçlarını silindir içi görsel veriler ile doğrulamışlardır. Direkt enjeksiyonlu buji ateşlemeli bir motoru analiz etmek için kullandıkları programlar ile homojen şarj modunda simetrik püskürtme kullanıldığında emme tarafında daha zengin karışıma rastlandığı, piston yanma hücreesindeki yakıt buharının buji etrafına

silindir içinde oluşan türbülansla geldiği, simülasyondan elde edilen homojenlik oranıyla deneyden elde edilen tork arasında bir korelasyon bulunduğunu tespit etmişlerdir.

Baratta ve ark. [23], optik yöntemler ile görüntülenebilen tek silindirli buji ateşlemeli motorda hava-yakıt karışımı ile jet oluşumunu deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Sayısal ağ oluşturma işleminin bir bölümü manuel olarak, bir bölümü ise Star-CD programı ES-ICE ara yüzü kullanılarak yarı otomatik olarak gerçekleştirmişlerdir. Deneysel kısımda çift taraflı PLIF floresan görüntüleme analizi ile ölçümler gerçekleştirilmiştir. Ölçülen silindir içi basınçlarla simülasyon sonuçlarından elde edilen basınç değerlerinin birbirine oldukça yakın çıktığını belirtmişlerdir. Kademeli ve homojen şarj motor çalışma şartlarında sonuçları inceleyerek deneysel ve sayısal sonuçların oldukça uyumlu olduğunu belirlemişlerdir.

Varol [24] çalışmasında Wave yazılımında 1-boyutlu olarak bir motoru modellemiş ve motor performans ile egzoz emisyon değerlerini elde etmiştir. Bu verilerin ışığında oluşturmuş olduğu 3-boyutlu modelini DesignLife ve Ansys programlarında analiz etmiştir. Analizleri sonucunda özgül yakıt sarfiyatını, CO emisyonu miktarını, HC miktarını, NO_x miktarını ve egzoz gazı sıcaklığı değişimini elde etmiştir. Çalışmasının sonucunda ısı bariyer kullanıldığı durumda normal duruma göre yanma veriminin, motor gücünün ve NO_x emisyonunu arttığını; özgül yakıt sarfiyatı, CO emisyonu, HC emisyonun azaldığını tespit etmiştir.

Dinler ve Yücel [25], çalışmalarında hava fazlalık katsayısının motor performansına ve egzoz emisyonlarına etkisini sayısal olarak araştırmışlardır. Simetrik olmayan bir yapıdaki motor geometrisi silindir içi akış ve silindir içi yanmanın incelenebilmesi için modellenmiştir. Çalışmalarında k-ε türbülans modelini ve kütleli yakıt oranlarının hesaplanması için FORTRAN programında geliştirdikleri sonlu hacim çözümlemesi için kullanılan bir hesaplama kodunu kullanmışlardır. Laminer alev oluşumu için de modellemelerinde Arrhenius tipi yanma denklemlerinden faydalanmışlardır. Analizleri zengin, stokiyometrik ve fakir karışımlar için gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarının sonucunda karşılaştırmalı olarak elde ettikleri sayısal analiz sonuçları ışığında fakir karışımlarda yanma süresinin çok uzun olduğu ve bu durum istenmeyen bir durum olduğunu, zengin ve stokiyometrik karışımlarda sürenin kısalıp gönderilen yakıtında maksimum miktarda yakıldığını tespit etmişlerdir.

Zellat ve ark. [26] çalışmamalarında yanma modeli olarak ECFM-3Z (Extended Coherent Flame Model-3 Zone) modeli kullanarak motorda yanmayı modellemişler ve elde ettikleri sonuçların doğruluğunu deneysel verilerle ısı transferi ve egzoz emisyonları açısından karşılaştırmışlardır. İncelemelerinin sonucunda silindir içi basınç, is ve NO_x oluşumuna ait sayısal sonuçların deneysel veriler ile uyum içerisinde olduğunu saptamışlardır. EGR oranındaki artışın NO_x oranını azalttığını ancak is miktarını arttırdığını tespit etmişlerdir.

Aydın ve Soruşbay [27] çalışmalarında AVL FIRE programında bir motorda silindir içine gönderilen doğalgaz/hava karışımlarının motor performansına etkilerini sayısal olarak modellemişlerdir. Doğalgaz gönderimini belirlerken toplam enerjiyi sabit tutup kısılmaya bağlı olarak doğalgaz miktarını artırmışlardır. Bu sayede %90 oranına kadar doğalgaz gönderimi ile sayısal çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarının sonucunda ön karışimli alev olarak modelleme gerçekleştirdikleri analizlerinde NO_x miktarında artış gözlerken diğer emisyon oranlarında azalış tespit etmişlerdir. Motor performans parametrelerinde ise karışım içerisindeki doğalgaz artışına bağlı olarak düşüş gözlemişlerdir.

Zhao ve ark. [28], detaylı kimyasal kinetik analiz ile izo-oktan yakıtı için geliştirdikleri tek bölge yanma modelinde, dört zamanlı buji ateşlemeli motorda dolgu giriş sıcaklığı, EGR, hava/yakıt oranı, sıkıştırma oranı ve motor hızı gibi parametrelerin HCCI motorlarda yanma üzerine etkilerini incelemişlerdir. Kullandıkları modellerde 1500 d/dak motor hızında, 12:1 sıkıştırma oranında sabit yakıt miktarı için (2,3 bar silindir içi basınçta) EGR'nin yanma başlangıcı ve yanma süreci üzerine etkilerini daha detaylı olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında elde ettikleri sonuçlara göre, HCCI motorlarda yanma sürecinde EGR'nin ısı kapasitesi, silindir içi dolgunun sıcaklığını yükseltici etkisi, silindir içi dolguyu seyreltici etkisi ve kimyasal etki olmak üzere dört önemli etkisi bulunduğunu tespit etmişlerdir.

Liu ve ark. [29], buji ateşlemeli motordaki alev oluşumu ve türbülans kütle yitim oranlarının incelendiği önemli bir çalışma yapmıştır. Silindir içindeki alev oluşumunun üç aşamadan meydana geldiği ifade edilmiştir. Alev oluşumunun sırasıyla; alev ivmelenme aşaması, sabit hızda alev oluşumu ve silindir duvarlarından kaynaklı alev yavaşlama bölümlerinden meydana geldiği ifade edilmiştir. Türbülanslı

yanma oranı ve davranışı optik yaklaşımlarla incelenmiştir. Kullanılan optik yöntemler ile silindir içi alev ilerleyişini detaylı olarak gözlemlemişlerdir.

Salimi ve ark. [30], zengin karışımlar üzerinde supap zamanlamalarının ve ateşleme avansı değişiminin motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkilerini deneysel ve sayısal olarak araştırmışlardır. Çalışmalarında, 1000-4000 d/dak aralığında ve üst ölü noktadan 0-40 KMA avans değerleri için güç değerlerini ve NO_x değerlerini elde etmişlerdir. Düşük devir sayıları için ateşleme avansının üst ölü noktaya yaklaşmasının motor performansına etkilerinin düşük olduğu fakat hız arttıkça etkin performans için ateşleme avansının artırılması gerektiği üzerinde durulmuştur. Artan ateşleme avansının silindir içi sıcaklık değerini arttırdığını ve bu durumun NO_x emisyonunu artırdığını tespit etmişlerdir.

Çeper [31], hidrojen-doğalgaz karışımlarının etkilerini incelediği çalışmada, farklı oranlarda karışımların yanma ve egzoz emisyonları üzerindeki etkilerini sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Karışımdaki hidrojen miktarının artması ile CO ve CO_2 azaldığını ancak sıcaklıkların yükselmesi sebebiyle NO_x miktarının arttığını tespit etmişlerdir. Ayrıca, tüm deneylerde hava fazlalık katsayısının artması ile CO ve CO_2 değerlerinin azaldığını saptamıştır. Yaptığı çalışmanın sonucunda deneysel ve sayısal modelin benzer sonuçlar verdiğini belirtmiştir.

Raine ve ark. [32], buji ateşlemeli motorlarda NO_x oluşumu üzerine modelleme ve ateşleme avansının etkilerini inceleyen bir araştırma gerçekleştirmişlerdir. NO_x oluşumlarını incelemek için çoklu yanmış gaz bölgesi modellemesi geliştirmişler ve tek bölgeli yanma modeline göre daha hassas sonuçlar elde etmişlerdir. NO_x ölçüm testlerini; 1500 d/dak hızda, tam yük koşulunda, tabi emmeli buji ateşlemeli motorda doğal gaz kullanarak değişik ateşleme avansı ve değişik hava-yakıt oranları için gerçekleştirmişlerdir. Oluşturdıkları model için gerçekleştirdikleri modellemelerden elde ettikleri sonuçlar ile test motorundan ölçülen sonuçları karşılaştırmışlardır. Hava fazlalık katsayısı-ateşleme avansı değişiminin NO_x oluşumu üzerindeki etkilerini tek bölgeli yanma modelinden başlayarak, on bölgeli yanma modeline kadar değerlendirmede bulunmuşlardır. Geliştirdikleri model için stokiyometrik karışım oranlarına yakın karışım oranlarında minimum ateşleme avansı için en yüksek tork değerini elde etmişlerdir.

Chan ve Zhu [33], buji ateşlemeli karbüratörlü bir motorda, yüksek ateşleme avansı için termodinamik incelemelerde ve sayısal modellemelerde bulunmuştur. Silindir içi basınç değişimi ve supapların pozisyonlarına göre egzoz gazı sıcaklık değişimi incelenmiştir. Ateşleme avansındaki değişimin silindir basıncı ve indikatör diyagramındaki etkisi değerlendirilmiştir. Yine ateşleme avansındaki artışın silindir içi gaz sıcaklığına etkileri termodinamik açıdan incelenmiştir. Ateşleme avansı arttıkça basınç düşüşü ve net iş oluşumundaki azalış termodinamik bağıntılarla ortaya konulmuştur.

Collings ve Willey [34], deneysel olarak yanma sonrası egzoz stroğundaki HC oluşum seviyelerini stokiyometrik ve fakir karışım şartları için incelemiştir. Silindir içi gaz örnekleme yöntemi ile egzoz stroğu boyunca alınan gaz numunelerini 300 Hz frekanslı alev iyonizasyon detektörü ile analiz etmişlerdir. Tam yanma şartlarında HC oluşumlarının kararlı davranışlar sergilediğini tespit etmişlerdir. Fakir karışimli yanma şartlarında HC oluşumlarının karmaşık ve kararsız olduğunu gözlemişlerdir.

Ladommatos [35], buji ateşlemeli bir motorda silindir içi anlık toplam HC miktarlarını ölçmüştür. Analiz için yüksek hızlı alev iyonizasyon detektörünün kullanıldığı bu çalışmada, silindir içerisinde çözünen HC miktarları detaylı olarak incelenmiştir. Çalışma için kurulan test sistemi sayesinde motorun farklı çevrimleri içinde ölçümler gerçekleştirilmiştir. Anlık supap açılmasının karışım kompozisyonu üzerinde oldukça etkili olduğu, motorun düşük yük ve devirlerde çalıştığı koşullarda yanmamış HC miktarının nispeten daha az seviyelerde olduğu vurgulanmıştır. Çalışmanın sonunda yanma sonrası silindir içerisindeki kalıntı gazların çevrimsel olarak motor karakteristiği üzerindeki etkilerini irdelemişlerdir.

Stefanopoulou ve ark. [36], motor gaz kelebeği açıklığı üzerindeki anlık değişimlerin hava-yakıt oranı ve motor torku üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Silindir emme manifoldu üzerine ikincil bir gaz kolu kelebeği yerleştirerek kontrollü olarak motor performans testlerini gerçekleştirmişlerdir. Anlık değişimlere ait aldıkları ölçümleri kullanarak değişken kam zamanlaması için bir motor kontrol şeması ve gaz kolu kelebeği modellemesi geliştirmişlerdir.

Saerens ve ark. [37], buji ateşlemeli bir motorda emme manifoldundaki basınç değerini gaz kolu kelebeği açısı değişimleri ile kontrol ederek minimum yakıt sarfiyatı için dinamik bir optimizasyon çalışması gerçekleştirmişlerdir. Bu dinamik modeli

oluştururken hesaplamalardan ve dinamik optimizasyon yapabilme kabiliyetine sahip bir modelleme programından faydalanmışlardır. Motor dinamometresinden alınan verileri, oluşturdukları dinamik optimizasyon modeli için referans parametreler olarak kullanmışlardır. Araştırmanın sonucunda dinamik bir optimizasyon modeli geliştirerek yakıt sarfiyatını azaltmayı başarmışlardır.

Fontana ve Galloni [38], buji ateşlemeli motorda farklı gaz kelebeği açıklıklarında egzoz gazının bir kısmının silindire tekrardan gönderiminin etkilerini araştırmışlardır. Deneyler dört farklı motor devir sayısı için egzoz gazı geri beslemesi olmadan tam gaz kelebeği açıklığı, egzoz gazı beslemeli tam gaz kelebeği açıklığı ve egzoz gazı beslemesi olmadan kısmi gaz kelebeği açıklığı parametreleri için gerçekleştirilmiştir. Egzoz gazının geri gönderiminin ve gaz kelebeği değişimlerinin volumetrik verim, motor torku ve yakıt sarfiyatı üzerindeki etkilerini değerlendirmişlerdir. Tam yükleme şartlarında silindire egzoz gazı gönderiminin volumetrik verimi düşürdüğünü tespit etmişlerdir.

Kutlar ve ark. [39], buji ateşlemeli bir motorda kısmi yükleme şartlarında verimliliği artırmak üzerine bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Kısmi yükleme şartlarında aynı strok hacmi için değişken supap zamanlamasının net iş alanını ve pompalama kayıplarını azalttığını, aynı strok hacmi için değişken sıkıştırma oranının net iş alanını ve pompalama kayıplarını arttırdığını, aynı maksimum güç değeri için aşırı dolgu olayının net iş alanını arttırdığını ve pompalama kayıplarını azalttığını tespit etmişlerdir.

Putrasari ve ark. [40], buji ateşlemeli bir motorda kısmi yükleme şartları için CNG kullanımının motor performansına ve egzoz emisyonlarına etkilerini araştırmışlardır. Deneylerinde gaz kelebeği açıklığı olarak %25 ve %80 kullanıp, testlerini 2000-4500 d/dak aralığında benzin kullanımı ve CNG kullanımı için gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak CNG kullanımının benzin kullanımına göre egzoz emisyon değerleri açısından daha iyi sonuçlar verdiğini, motor performans parametreleri açısından ise benzin kullanımının CNG kullanımından daha iyi sonuçlar verdiğini tespit etmişlerdir.

Ojapah ve ark. [41], tek silindirli direk enjeksiyonlu buji bir motorda kısmi gaz kelebeği açıklığının, emme supabının erken açılmasının ve kontrollü kendiliğinden ateşlemenin; motor performansına, egzoz emisyonlarına ve yanma karakteristiklerine

etkilerini araştırmışlardır. Kontrollü kendiliğinden ateşlemenin, kısmi yük şartlarında gaz keleşbeği açıklığının değişimi ve emme supabının erken açılması yöntemine göre motorda daha hızlı yanmanın gerçekteşmesine neden olduğunu, daha yüksek indike motor verimi sağladığını ve daha düşük pompalama kayıplarına sahip olduğunu tespit etmişlerdir. Buna karşın, kısmi yük şartlarında gaz keleşbeği açıklığının değişimi ve emme supabının erken açılması yöntemlerinin; yanmamış HC emisyonu açısından, kontrollü kendiliğinden yanmaya göre daha iyi emisyon değerleri verdiğini tespit etmişlerdir.

Gümüş [42], gerçekteştirmiş olduğu çalışmasında ikili yakıt karışımının buji ateşlemeli bir motorda performans ve egzoz emisyonlarına etkisini incelemiştir. Bu çalışma kapsamında benzin–LPG karışımının etkilerini değerlendirmiştir. Farklı oranlarda gönderilen LPG yakıtının volumetrik verime etkisini deneysel olarak değerlendirmiş, bu durumun motor performans parametrelerine etkilerini deneysel olarak analiz etmiştir. Çalışmasının sonucunda benzin içerisinde artan LPG oranının volumetrik verimi düşürdüğünü bunun sonucunda motor performans parametrelerinin olumsuz yönde etkilendiğini tespit etmiştir. Motor performans değerlerinde düşüş olmasına rağmen LPG oranı %100 değerine yaklaştıkça egzoz emisyon değerlerinde gözle görölür bir iyileşme elde etmiştir.

Aslam ve ark. [43], çift yakıtlı (CNG veya benzin) bir test düzeneğinde her bir yakıt için ayrıık olarak performans ölçümü yapmışlardır. Ölçümleri bilgisayar tabanlı bir deney düzeneğinde çeşitli devir aralıklarında karşılaştırmalı olarak yapmış ve çeşitli sonuçlara ulaşmışlardır. CNG kullanımında özgül yakıt sarfiyatı daha düşük, verim daha yüksek, motor gücü daha yüksek ve emisyon gaz oranları daha düşük çıkmıştır. Çalışma sonucunda CNG kullanımı açısından emisyon değerleri; CO gazı miktarı bakımından %80 daha düşük, yine HC miktarı bakımından %20 daha düşük, NO_x miktarı bakımından %33 daha fazla çıkmıştır.

Jahrul ve ark. [44], deneysel olarak yaptıkları çalışmada, değişik oranlarda CNG-benzin karışimleri ile saf CNG veya saf benzin katarak güç ve emisyon değerlerini ölçmüşlerdir. Testlerde elektronik kontrollü selenoid vana tahrikli mekanizma kullanmışlardır. Bu sayede sağladıkları çeşitli gaz keleşbeğ 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 yine de toplam kazançlara bakıldığında CNG'li araçların kullanımının daha iyi bir seçenek olduğunu ortaya koymuşlardır.

Momeni ve ark. [45], 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 karşı motor gücünün bir süre CNG'ye paralel olarak arttığını ancak belli bir orandan sonra (%50) 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 tespit etmişlerdir.

Mohamad ve How [46], çalışmalarında üç farklı kısmi motor yükünde Mitsubishi 4G92 motorunu 1500-3500 d/dak aralığında testlere tabi tutarak oktan sayısı birbirinde farklı olan iki farklı benzini yakıt olarak kullanmış ve yakıtları birbirleri ile karşılaştırmışlardır. Kısmi yüklerde oktan sayısı farklı iki benzin için motor performans değerleri ve emisyon değerlerini karşılaştırarak oktan sayısının etkilerini araştırmışlardır. Çalışmalarında farklı yüklemeler için tork, güç, yakıt sarfiyatı ve emisyon değerlerini ölçmüşlerdir. Oktan sayısı artışının motorun sağlıklı çalışmasını ve motor performansını pozitif yönde artırdığını tespit etmişlerdir.

Migita ve ark. [47], araştırmalarında Honda L13A4 i-DSI motoruna ait detaylı bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Motoru tüm özellikleri ile incelemeye alan çalışma ekibi, motora ait bütün performans ve emisyon parametrelerini çalışmalarının sonucunda ortaya koymuşlardır. Çalışmalarının sonucunda motorun yüksek yakıt ekonomisine sahip olduğu ve 2000 yılında üretilen bir önceki motor tipine göre egzoz emisyonlarında %50 iyileşme ağlandığını belirtmişlerdir. Kullanılan silindir başına çift buji özelliğinin motorda yanmayı hızlandırdığını belirtmişler ve standart bir buji ateşlemeli motora göre yakıt tüketimini %16 azalttığını söylemişlerdir. Değişken sıralı ateşleme özelliği ile her devir sayısında ateşleme arasındaki faz farkının değişkenlik göstererek motorun değişken yükler altında etkin performans sağladığını tespit etmişlerdir.

Nakayama ve ark. [48], çalışmalarında Honda L13A4 i-DSI motoru üzerine bir araştırma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında öncelikli olarak motorun standart buji ateşlemeli motorlardan farklı bir özelliği olan her silindir başına düşen çift buji tarafından gerçekleştirilen sıralı ateşlemenin performansa sağladığı kazanımına vurgu yapmışlardır. Motorun emisyonlar ve özellikle HC oluşumu açısından 2000 yılında üretilen bir önceki motor tipine göre önemli bir iyileşme sağladığı belirtilmiştir. Ayrıca araştırmanın yapıldığı yıl itibarıyla dünya üzerindeki en yüksek yakıt ekonomisine sahip motor olduğu vurgusu yapılmıştır. Motor içerisinde alevin ilerleyişi kullanılan görüntüleme tekniği ile çalışma sonuçlarında sunulmuştur. Bir önceki tip motora göre kullanılan ateşleme tekniği ve geliştirilen piston yanma odası yapısı ile tork ve güç değerlerinde %10 artış sağlandığı, özgül yakıt sarfıyatı açısından %4 düşüş sağlandığı belirtilmiştir. Geliştirilen motor tasarımı ile de sıkıştırma oranında %15 oranında sıkıştırma oranında artış sağlandığı araştırmacılar tarafından tespit edilmiştir.

Bayraktar ve Durgun [49], çalışmalarında buji ateşlemeli bir motorda LPG kullanımının motordaki yanmaya ve motor performansına etkilerini deneysel ve sayısal olarak araştırmışlardır. Öncelikli olarak kullandıkları motoru temsilen oluşturdukları model ile deneysel sonuçların benzer olduğunu ortaya koymuşlardır. Deneysel ve sayısal çalışmalarında 1,5 lt hacime sahip bir motor kullanmış, 1000-6000 d/dak hız aralığı ve tam kelebek açıklığı için çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir. LPG kullanımının motorun volumetrik verimini düşürdüğünü ve bunun sonucunda tork ile güç değerlerinde azalış olduğunu belirtmişlerdir. Emisyonlar açısından ise LPG kullanımının benzin kullanımına göre CO miktarında azalışa neden olduğunu tespit etmişlerdir. LPG'nin benzin kullanımında ölçülen lambda değerinde motorda kullanıldığında ise CO ve NO_x üretiminde benzin kullanımına göre iyileşme, motor performansında düşüş ve yakıt tüketimi açısından artış gözlediklerini hem deneysel hem de modelleme çalışmalarının sonuçlarında belirtmişlerdir.

Yontar ve ark. [50], gerçekleştirmiş oldukları çalışmalarında buji ateşlemeli motorlarda ateşleme avansının motor performansı ve egzoz emisyonları üzerindeki etkisini ortaya koymuşlardır. Buji ateşlemeli dört silindirli motorun tek silindirini STAR-CD programı vasıtasıyla modelleyerek sayısal analizler gerçekleştirmişlerdir. Yakıt olarak izo-oktan kullanıp devir sayısını 3600 d/dak olarak almışlardır. Üst ölü noktadan 10-70 KMA değerleri aralığında her bir avans değeri için analizler

gerçekleştirmişlerdir. Ateşleme avansı değişiminin silindir içi basınç, silindir içi sıcaklık gibi belirleyici parametreleri açısından önemini ortaya koymuşlardır. Belirtmiş oldukları şartlarda motor performansı ve egzoz emisyonları açısından en optimum ateşleme avansı değerinin üst ölü noktadan 50 KMA olduğunu tespit etmişlerdir.

Yontar ve Doğu [51], çalışmalarında Honda L13A4 i-DSI motoru üzerinde deneysel ve sayısal bir karşılaştırma çalışması gerçekleştirmiştir. Kısmi kelebek açıklığında benzin kullanımı ile 1500-4000 d/dak devir sayısı aralığında gerçekleştirdikleri motor performans ve egzoz emisyon ölçümlerini aynı motoru Wave programında 1B modelleyerek deneysel çalışmada kullanılan sınır şartları altında sayısal olarak modelleyerek elde ettikleri sayısal sonuçları, deneysel sonuçlar ile karşılaştırmışlardır. Çalışmada buji ateşlemeli motorlarda ateşleme avansının motor performansı ve egzoz emisyonları üzerindeki etkisini incelenmiştir. Ayrıca elde ettikleri deneysel ve sayısal verilerden bazılarını motora ait literatürde yer alan katalog değerleri ile karşılaştırarak ölçüm ve analizlerinin katalog değerleri ile uyumluluğunu belirtmişlerdir. Çalışmalarının sonucunda motor performansı ve egzoz emisyonu açısından deneysel veriler ile sayısal verilerin benzer eğilimler gösterdiği tespit edilmiştir. Araştırmada kullanılan 1B modelleme tekniğinin etkinliği çalışma ile ortaya konulmuştur.

Yontar ve Doğu [52], alternatif bir yakıt olan LNG'nin benzin kullanımına göre farklılıklarını ve etkinliklerini ortaya koydukları bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında Wave programında 1B modelleme yöntemi ile buji ateşlemeli bir motoru modellemişlerdir. Modellenen motor üzerinde benzin kullanımı ve LNG kullanımı için motor performans ve egzoz emisyonları için analiz sonuçları elde edilmiştir. Karşılaştırma çalışmalarının sonucunda tork ve güç değerlerinde LNG kullanımda benzin kullanımına göre yaklaşık %15 düşüş gözlemlenmiştir. LNG kullanımının volumetrik verim ve indike ortalama efektif basınç üzerinde benzin kullanımına göre düşüş tespit etmişlerdir. Özgül yakıt sarfiyatı ve egzoz emisyonları açısından ise LNG kullanımının benzin kullanımına göre üstünlük sağladığını karşılaştırmalı çalışmalarının sonucunda söylemişlerdir.

Görüldüğü gibi literatürde motor testleri, motor yüklemeleri, motorlarda alternatif yakıt kullanımı, motor yanma odasının 1-boyutlu modellemesi, motor yanma

odasının 3-boyutlu modellemesi ve yanma mekanizmalarının 3-boyutlu incelenmesi üzerine çalışmalar bulunmaktadır. Bu doktora tez çalışmasında Eddy-current dinamometresi vasıtasıyla buji ateşlemeli bir motor üzerinde kısmi ve tam yükleme şartları için saf ve karışımlı yakıt kullanımlarının motor performansına ve egzoz emisyonlarına etkileri deneysel, 1-boyutlu sayısal ve 3-boyutlu sayısal olarak incelenmiş ve elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.



2.İÇTEN YANMALI MOTORLAR

Motorlar yakıtların kimyasal reaksiyon ile yanması sonucu açığa çıkan ısı enerjisini mekanik enerjiye dönüştüren makinalardır. Yaklaşık 100 yıldan fazla tarihe sahip içten yanmalı motorları birçok farklı kategoride sınıflandırmak mümkündür. Halihazırda dünya üzerinde en çok kullanılan motor tipidir. Yanma; motor dışında gerçekleşiyorsa dıştan yanmalı motor, motorun içindeki bir yanma odasında gerçekleşiyorsa içten yanmalı motor olarak isimlendirme yapılır. Temel olarak ateşleme şekline göre; buji ateşlemeli ve sıkıştırma ateşlemeli olarak iki sınıfa ayrılırlar. İçten yanmalı motorların verimlerinin yüksek olması, özgül güçlerinin yüksek olması, imalatlarının basit olması gibi avantajlarına rağmen tek cins yakıtı bağımlı olmaları, gürültü ve titreşimlerinin yüksek olması gibi dezavantajları da mevcuttur.

2.1. Buji Ateşlemeli Motor Davranışı

Buji ateşlemeli motorlar başta binek araçlarda kullanılmak üzere dünyadaki motor sayısının yaklaşık üçte birini oluşturmaktadır. Bu tip motorlarda kullanılan benzin yakıtı ise motorin yakıtına göre üretim prosesinden kaynaklı olarak daha pahalı olan bir yakıt tipidir. Buji ateşlemeli motorlar daha yüksek güç ve tork isteyen durumlarda sıkıştırma oranlarının düşük olması nedeniyle tercih edilmeyen motor tipi olmakla birlikte aynı motor hacminde sıkıştırma ateşlemeli motorlara göre daha yüksek güç üretirler. Buji ateşlemeli motorlarda fakir karışımlar için yanma verimi %95-98 civarı, zengin karışımlar için ise karışım içerisindeki yakıt miktarı arttıkça yanma verimi giderek azalmaktadır. Fakir karışımlarla çalışan sıkıştırma ateşlemeli motorlarda ise yanma verimi yaklaşık %98 değerindedir.

Buji ile ateşlemeli motorlarda yukarıda anlatılmış olan ideal ve gerçek çevrimlerden de görülebileceği gibi silindir içerisinde gerçekleşen yanma olayı ile teorikteki durum arasındaki farkın nedenleri çevrimdeki hal değişimleri için gerekli zaman ihtiyacı, tersinmez hal değişimleri, teorik ve gerçek hal değişimindeki farklılıklar, vb. olarak gösterilebilir. Hal değişimleri için zaman ihtiyacı nedeniyle teoride sabit hacimde kabul edilen yanma, gerçekte sabit hacimde gerçekleşemez. Alev küreciğinin (Kernel Flame) bujide oluşup silindir içerisinde çapının büyüyerek

yayılması ve silindir içini tam olarak taraması sonucunda yanma gerçekleşeceği için bu yanma zamanı gerekliliği gerçek durum ile teorik durum arasındaki farklılıklara neden olmaktadır. Bu zaman kısaldıkça motor pistonunun silindir içerisindeki hacim üzerindeki etkisi minimum seviyelere indirildiği için sistem sabit hacme ve buna bağlı olarak teoriye yaklaşmış olur. Bu bağlamda ateşleme avansının iyi belirlenmesi sistemi ideal Otto çevrimine yani sabit hacimde basınç yükselmesine yaklaştırarak motordan elde edilen tork ve güç miktarlarının maksimum seviyeye ulaşmasını sağlayacaktır. Silindir içerisindeki yanma zamanı ise; motor hızı, ateşleme avansı, motor silindir içi sıcaklığı, karışımın homojenliği gibi birçok faktöre bağlıdır.

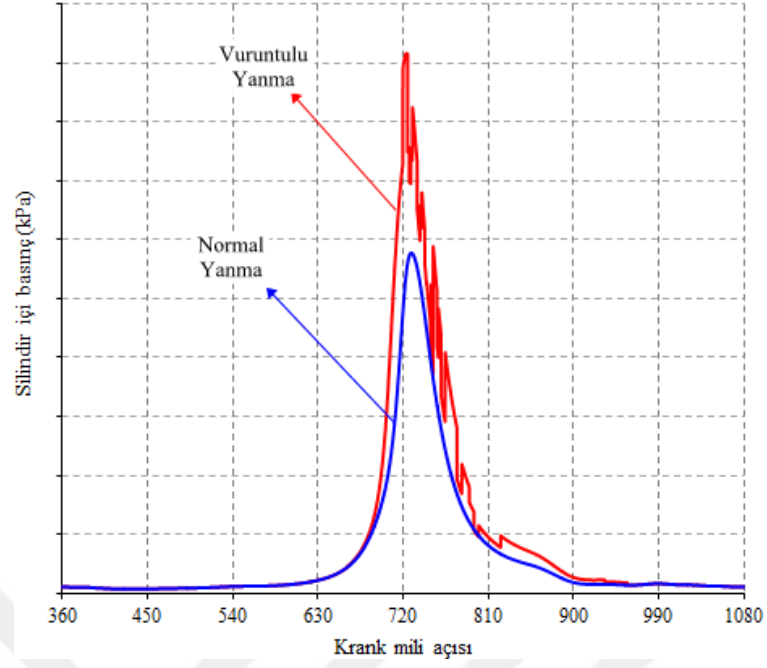
Normal yanma şartlarında yanma sırasında yakıtın toplam kimyasal enerjisinin ısı enerjisine dönüşümünün yaklaşık %70'i maksimum basınca ulaşınca kadar, yaklaşık %90'ı ise maksimum sıcaklığa ulaşınca kadar açığa çıkar. Buji ateşlemeli motorlarda yakıtın enerjisinden maksimum faydayı sağlayabilmek için piston üst ölü noktadan uzaklaşmadan maksimum silindir içi basınç ve sıcaklığın oluşturulması hedeflenerek ateşleme zamanı ve yanmayı etkileyen diğer parametreler bu durum dikkate alınarak ayarlanır. Eğer ateşleme avansı üst ölü noktadan çok önce bir değere ayarlanırsa da bu sefer silindir içi maksimum basınç ve sıcaklığa piston üst ölü noktaya gelmeden ulaşılacak, bunun sonucunda piston üzerine etkileyen basınç kuvveti sebebiyle elde edilecek net iş miktarında azalma ve motor performansı için istenmeyen bir durum meydana gelecektir. Kısmi yüklerde ise (gaz keleşbeği kısılmış durumda, dolayısıyla basınç ve sıcaklıklar yüksek değil iken) yanma hızının düşük olması nedeniyle maksimum basınç noktasına kadar toplam yakıt enerjisinin ancak yaklaşık %50'si ısı enerjisine dönüştürölerek kullanılmış olur. Dolayısıyla yanma, genişleme zamanı süresince devam eder, çok kötü çalışma koşullarında genişleme süresinin sonunda da yanma sona ermemiş olabilir. Bu durumda ise motorun verimi ve dolayısıyla da motorun gücü azalır [31].

Buji ateşlemeli motorlarda sıkıştırma oranı 7'den 12 seviyelerine yükseltmek ile teorik olarak %20 civarında bir yakıt tüketiminde azalma sağlamak mümkündür. Sektörde yer alan firmalar yakıt tüketimi dışındaki faktörlerde %1-2 civarında iyileştirme için dahi yüksek meblağlarda bütçeleri Ar-Ge çalışmalarına harcamaktadır. Motorlarda sıkıştırma oranının daha yüksek seviyelere ulaştırılamamasının sebebi ise vurunlu olayıdır. Buji ateşlemeli motorlarda ateşleme sonrası bujide oluşan alev

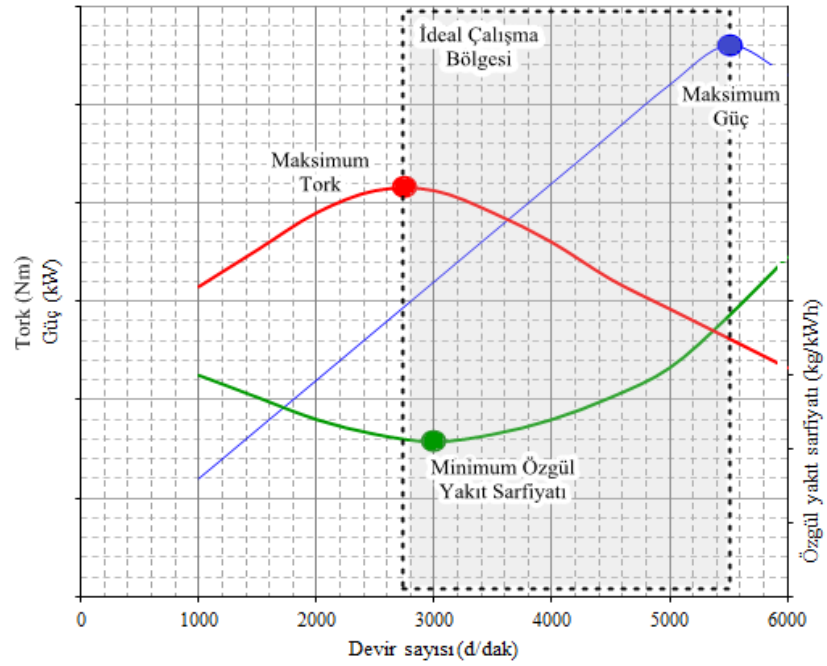
küreciği alev cephesine dönüşerek ilerler, alev cephesi bujiden başlayıp silindir içerisine yayılır. Alev ilerlerken silindir içerisinde yanmış karışım ve yanmamış karışım olarak iki cephe mevcuttur. Yanmamış karışım kısmı silindir cidarı tarafından soğutulsa da pistonun sıkıştırması, yanmış gazlardan bölgeye olan ısı transferi ve yanmış gazların sıkıştırması nedeniyle yanmamış karışımın sıcaklığını yükseltir. Bu nedenle alev cephesi yanmamış karışıma ulaşmadan yanmamış karışımın kendi kendine tutuşması mümkün olabilir. Bu olay vuruntu olarak isimlendirilir (Şekil 2.1) ve yüksek basınç ile titreşime sebep olması nedeniyle motor elemanlarında tahribata neden olur ve motorun verimini düşürür. Buji ateşlemeli motorlarda; motor tasarımı (buji yerleşimi, supap yerleşimi, vb.) ile kullanılan yakıtın oktan sayısı ve yakıtın genel içeriği vuruntu oluşma ihtimalini ortadan kaldıracak şekilde yapılmaya çalışılır.

Genel itibariyle motor performansı açısından buji ateşlemeli bir motorun %100 gaz keleşi açıklığında ideal çalışma aralığı Şekil 2.2’de verilmektedir. Burada görülebileceği üzere tork değeri belirli bir devir sayısında maksimum değerine ulaşmakta bu devir sayısının devamında artan fiziksel kayıplar ile azalış göstermektedir.

Güç değerleri ise devir artışı ile birlikte artmakta ve motorun en yüksek çalışabileceği devir sayısı noktasında artan yakıt tüketimi ile birlikte maksimum noktasına ulaşmaktadır. Tüketilen yakıt miktarına ve elde edilen güce bağımlı bir parametre olan özgül yakıt sarfiyatı değeri ise maksimum torkun elde edildiği devirin biraz üstü bir devir sayısında minimum değerine ulaşmakta ve artan devir sayısı ile birlikte maksimum değerine ulaşmaktadır.



Şekil 2.1. Buji ateşlemeli bir motorda normal ve vuruntulu yanma

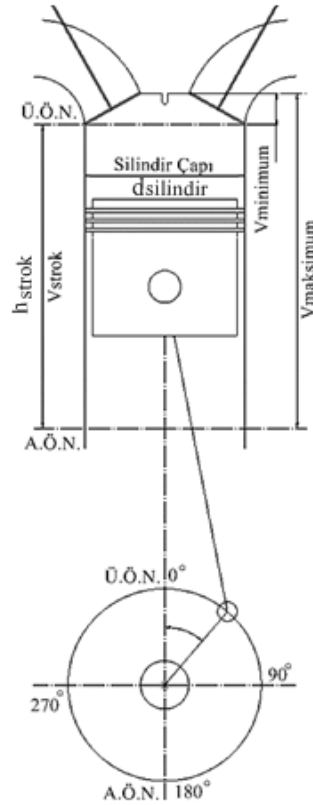


Şekil 2.2. Buji ateşlemeli bir motorda genel olarak motor performans grafiği

2.2. Motor Performans Hesabı

İçten yanmalı pistonlu motora ait silindir-piston sistemine ait tanımlamaların yapıldığı gösterim Şekil 2.3’da gösterilmiştir. Tasarımında birçok matematiksel, fiziksel ve kimyasal denklemin kullanıldığı pistonlu motorlarda gücü belirleyen iki parametre piston çapı ve strok mesafesidir. Çünkü iş yapan hacmin sınırlarını bu iki ana parametre belirlemektedir. Strok mesafesi pistonun silindir içerisinde hareket sınırları olan alt ölü nokta ile üst ölü nokta arasındaki mesafedir ve bu mesafenin taramış olduğu silindirik hacim strok hacmi (V_{strok}) olarak adlandırılır ve aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$V_{\text{strok}} = (\pi \cdot d_{\text{silindir}}^2 / 4) \cdot h_{\text{strok}} \quad (2.1)$$



Şekil 2.3. Silindir-piston sistemi tanımlama şeması

İçten yanmalı pistonlu motorlarda; pistonun üst ölü noktaya ulaştığı anda piston tepe yüzeyi ile silindir kafası arasında kalan hacmi ölü hacim (V_{minimum}) olarak adlandırılır. Bu hacim silindir içerisinde ulaşılan en küçük silindir hacmidir. Silindir içerisinde ulaşılan en büyük hacim ise piston alt ölü noktaya ulaştığı zaman ulaşılan hacim olup bu hacim strok hacmi ile ölü hacmin toplamı olan silindir hacmini (V_{maksimum}) oluşturmaktadır. Sıkıştırma oranı (ϵ) ise; en büyük hacim olan silindir hacminin, en küçük hacim olan ölü hacme oranıdır.

$$\epsilon = V_{\text{maksimum}}/V_{\text{minimum}} \quad (2.2)$$

Pratikte, sıkıştırma oranı buji ateşlemeli motorlarda $\epsilon=7-12$, sıkıştırma ateşlemeli motorlarda $\epsilon=13-26$ aralığında değişmektedir.

Motor performans parametrelerinin belirlenmesinde sıkıştırma oranı kadar önemli olan bir başka parametre ise çevrim esnasında net iş elde etmek amacıyla bir strok mesafesi boyunca piston üzerine etki etmesi gereken basınç değeri olan ortalama efektif basınç değeridir.

$$p_{\text{me}} = W_{\text{net}}/(V_{\text{maksimum}} - V_{\text{minimum}}) \quad (2.3)$$

Pistonlu motorun iş yapabilme yetkinliğinin bir ölçüsü ve moment koluna etkiyen döndürme etkisi olarak adlandırılan krank milinden elde edilen değer tork olarak tanımlanır. Motorun krank milinden elde edilen efektif güç ise, devir sayısı $n[\text{d/dak}]$ ve $M_d [\text{Nm}]$ tork kullanılarak aşağıdaki denklemden hesaplanır.

$$P_e = T \cdot (2 \cdot \pi \cdot n)/60 \quad (2.4)$$

Motorun birim zamanda tükettiği yakıtın kütlesi $[\text{kg/h}]$ bilindiğinde, motorun bir saat boyunca 1 kW güç üretmek için tüketmesi gereken yakıt miktarı olan özgül yakıt tüketimi aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

$$b_e = \dot{m}_{\text{yakıt}}/P_e \quad (2.5)$$

Bir çevrimden elde edilen efektif iş ise aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır.

$$W_e = p_{\text{me}} \cdot V_{\text{strok}} \quad (2.6)$$

Motora yakıtla giren ısı enerjisi miktarı; toplam yakıt tüketimi ve yakıtın ısıl değerine bağlı olarak aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$Q_{\text{yakıt}} = H_u \cdot \dot{m}_{\text{yakıt}} \quad (2.7)$$

Efektif verim ise, özgül yakıt tüketimi ile efektif güç arasındaki bağıntı kullanılarak aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$\eta_e = P_e / (H_u \cdot \dot{m}_{\text{yakıt}}) \quad (2.8)$$

Bir diğer motor performans parametresi olan volumetrik verim gerçekte silindire emilen havanın, verilen şartlarda teorik olarak silindire alınması gereken havaya oranı olarak tanımlanır ve aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$\dot{m}_{\text{hava,teorik}} = \rho_{\text{hava}} \cdot V_H \cdot i \cdot n \quad (2.9)$$

$$\eta_v = \dot{m}_{\text{hava,gerçek}} / \dot{m}_{\text{hava,teorik}} \quad (2.10)$$

Birim kütledeki yakıtın teorik tam yanması için gerekli hava miktarı, stokiyometrik hava miktarı olarak adlandırılır. Hava fazlalık katsayısı (λ); motorun gerçekte silindir içerisine aldığı hava-yakıt oranının, teorik olarak silindir içerisine alınması gereken hava-yakıt oranına oranıdır ve yakıt-hava eşdeğerlilik oranının (ϕ) tersine eşittir. Hava fazlalık katsayısı 1'den büyük olursa karışım fakir karışım, 1'den küçük olursa zengin karışım olarak adlandırılır ve aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$\lambda = \frac{\left(\dot{m}_{\text{hava}} / \dot{m}_{\text{yakıt}} \right)_{\text{gerçek}}}{\left(\dot{m}_{\text{hava}} / \dot{m}_{\text{yakıt}} \right)_{\text{teorik}}} \quad (2.11)$$

Hava fazlalık katsayısı stokiyometrik oranının hemen altında (0,90-0,95) iken silindir içerisinde yanma hızı maksimum seviyeye ulaşır. Zengin karışımda stokiyometrik noktadan uzaklaşıldıkça tutuşma sınırının dışına çıkılmaya başlanır ve silindir içerisinde eksik yanma ürünleri oluşmaya başlar. Benzin yakıtı için teorik olarak silindir içerisine alınması gereken hava-yakıt oranı genelde 14,7 [kg hava / kg yakıt] değerindedir.

3. İÇTEN YANMALI MOTORLARDA YANMA

3.1. Yakıtlar ve Yanma

Maddelerin oksijenle tutuşma sıcaklığında oluşturdıkları kimyasal reaksiyona yanma denir. Yanmayı oluşturan kimyasal reaksiyon sonucunda ısı enerjisi açığa çıkar. Silindir içinde yanma ile sıcaklığı ve basıncı artan gazın genişlemesi ile mekanik enerji elde edilir.

Doğada bulunan tüm fosil yakıtlar hidrokarbon olarak isimlendirilen hidrojen ve karbon elementlerinden oluşur. Petrol esaslı yakıtların yandıktan sonra kül oluşturmamaları, lojistik özelliklerinin yüksek olması, hava ile kolay karışım oluşturmaları, kimyasal enerjinin çok hızlı bir şekilde ısı enerjisine dönüşmesi gibi avantajları vardır.

Yanma işlemi yakıtın normal şartlarda bulunduğu fazdan bağımsız olarak daima gaz fazında gerçekleşir. Yanmakta olan yakıt ısınarak sıcaklığı yükselir, gaz fazına geçer ve gaz fazındaki hali oksijenle tepkimeye girerek yanar. Yakıtların bileşiminde bulunan elementlerin birbirleriyle ve oksijenle olan kimyasal etkileşimleri yanma reaksiyonunun gerçekleşme yapısını belirler.

Yanma çeşitleri, hava-yakıt karışımı oranı ve oluşan yanma ürünlerine göre dört grupta incelenir. Yanma çeşitleri; teorik tam yanma, tam yanma, eksik yanma ve kısmi eksik yanma olarak adlandırılır.

Teorik tam yanmada, reaksiyona giren yakıt moleküllerinden ürün olarak tam yanma ürünü olarak isimlendirilen ürünler (CO_2 , H_2O , N_2) oluşur. Yanmada kimyasal reaksiyon için minimum oksijen kullanılan ve yanma ürünleri arasında O_2 bulunmayan yanma şeklidir. Teorik tam yanma için gerekli hava miktarına teorik hava miktarı denir. Yanma için gerçekte kullanılan hava miktarının teorik hava miktarına oranı hava fazlalık katsayısı olarak adlandırılır. Teorik tam yanmada hava fazlalık katsayısı olarak adlandırılan lambda değeri 1,00 dir.

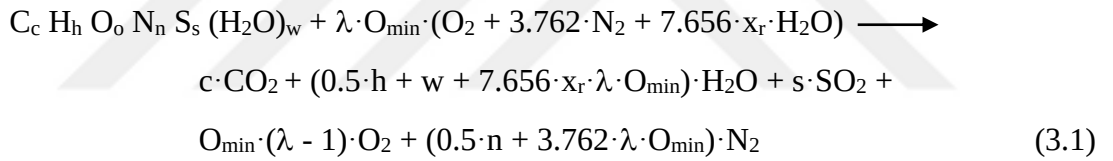
Tam yanmada ise, gerekli hava miktarı teorik tam yanma durumundan fazla yani hava fazlalık katsayısı 1,00'den büyüktür. Tam yanma ürünleri arasında, teorik tam yanma ürünlerine (CO_2 , H_2O , N_2) ilaveten O_2 'de görülür.

Eksik yanma gerçekleşmesi halinde ise, hava fazlalık katsayısı 1,00'den küçüktür ve oksidasyonun tam olmayışından dolayı yanma ürünleri arasında CO gibi

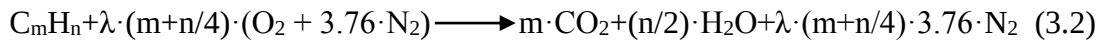
eksik yanma ürünleri de bulunur. Eksik yanma enerji kaybı ile sonuçlandığından, yanmanın tam olarak gerçekleşmesi istenir. Bu durumun önüne geçilmesi amacıyla çoğunlukla teorik hava miktarından daha fazla havanın silindir içerisine gönderilmesi sağlanır. Eksik yanma; yanma verimini düşürür, yakıt sarfiyatını artırır ve CO ile HC oluşumunu artırır.

Kısmi eksik yanma ise, hava fazlalık katsayısından bağımsız olarak (1,00'den büyük olmasına rağmen) silindir içi sıcaklıkla CO₂, H₂O molekülüleri ısı ayrışma ile CO, OH, H gibi eksik yanma ürünlerinin meydana geldiği yanma tipidir. Bu moleküllerin düşük sıcaklığa hızlı bir şekilde getirilmeleri yeniden birleşme reaksiyonlarına yeterli zaman bırakmaz ve reaksiyonda donma oluşur. Bunun sonucunda egzozda eksik yanma ürünleri meydana gelir. Diğer bir oluşum mekanizması da yüksek devir sayılarında motor zamanlarının kısalması nedeniyle alevin gelişimini tamamlayamaması sonucu eksik yanma ürünlerinin meydana gelmesi durumudur.

En genel halde yanma denklemi aşağıdaki şekildedir.



Yakıtın sadece hidro-karbondan oluşması (C_mH_n), yanma denklemi aşağıdaki şekilde olur.



Uygulamada, benzinli motorlarda lambda yaklaşık 1,05 değerine ayarlanır. Lambda değeri 1,10'dan daha yüksek olursa yanma hızı azalır ve yanma süresi uzar. Bunun neticesinde ise yanma genişleme zamanına kadar sürer ve ısı veriminde düşüş olur. Bu durumu önlemek için, ateşleme avansı artırılır. Ancak avansın fazla arttırılması, diğer yönden vuruntu eğilimini çoğaltmaktadır [54]. Dizel yakıt kullanılan motorlarda ise lambda değerinin 1,30'den aşağı olması halinde motor “is” sınırına girer ve bu durum sıkıştırma ateşlemeli motorlar için istenmeyen bir durumdur.

Hidrokarbon yakıtları; parafinler, olefinler, asetilen, aromatikler ve alkoller şeklinde genel kimyasal olarak formülize yapılar ile de adlandırmak mümkündür. Bu

yapılar bir araya gelerek birçok farklı özellikli yakıtı meydana getirir ve onların yanma davranışları ile yanma sonrası etkilerini belirler [68].

Hidrojen ve karbon atomlarının değişik bileşikleri olan benzinler genel itibariyle yapılarında parafinik hidrokarbon, naftanik hidrokarbon, benzenik hidrokarbon ve etilenik hidrokarbon gibi yapılar bulundurlar. Benzin ham petrolün yaklaşık 4500 K seviyelerine ısıtılması sonucu yapıda meydana gelen “kraking” isimli hidrokarbonların parçalanması sonucu daha küçük moleküllü hidrokarbonlar oluşmasıyla yakıt üretim prosesinde üretilir. Benzinlerde aranan en önemli özellik vuruntuya karşı dayanım direncidir ve bunu sağlayan ana etmen oktan sayısıdır. Oktan sayısını belirleyen ana etmen ise benzin içerisindeki benzenik hidrokarbon oranının yüksek olmasıdır. Benzinin kalitesini içerisindeki benzenik hidrokarbonların oranının yüksekliği ve parafinik hidrokarbonların düşüklüğü belirler. Çünkü bu iki parametre direkt olarak vuruntu olayına etki eder [68]. Vuruntu direncinin yüksek olması için oktan sayısının yüksek olması istenir. Bir yakıtın vuruntuya karşı direnci arttıkça yakıtın kullanılacağı motorun sıkıştırma oranını arttırmak mümkün olabilmektedir. Kurşun tetraetil, monometil anilin, demir pentakarbonil gibi maddelerin benzin içerisine ilavesi ile yakıtın vuruntu direnci arttırılmaktadır. Ayrıca çeşitli korozyon ve aşınma durumlarını önlemek amacıyla benzin içerisine deterjanlar, pas önleyiciler, fosfor içerikli maddeler de katılmaktadır [68].

Motorin, sıkıştırma ateşlemeli motorlarda kullanılan bir yakıt olup benzine göre çevreyi daha az kirletici özelliğe sahiptir ve genelde sıkıştırma ateşlemeli motorlarda fakir karışım bölgelerinde kullanılır. Ham petrolün damıtılması esnasında yakıt üretim sisteminden 600 K civarlarında gerçekleştirilen işlemler ile elde edilir. Motorin yakıtı için önemli olan özellik tutuşma gecikmesinin önlenmesi için setan sayısının yüksek olması durumudur. Bu noktada setan sayısının yükseliş sınırını belirleyen faktör ise is sınırıdır, o nedenle setan sayısı 40-70 aralığında tutulur.

Sıvılaştırılmış petrol gazı olarak ta adlandırılan LPG ağırlıklı olarak propan ve bütan gazlarının karışımından oluşan bir içeriğe sahiptir. Emisyonlar açısından daha çevreci bir yakıt olmasına rağmen motor performansını düşürdüğü bilinmektedir. LPG yakıtının oktan sayısı benzine göre daha yüksektir bu nedenle yanma hızı benzine göre daha düşüktür. Benzine göre motorda daha düşük egzoz emisyonu oluşumuna neden

olur. Birim hacimden elde edilen enerji benzine göre daha düşük olduğu için aynı işi elde etmek için motorda daha fazla LPG tüketmek gerekir.

Petrol türevi bir yakıt olan doğalgazın (NG) büyük bir kısmını metan gazı (~%90) oluşturur. Metan gazına ek olarak etan, propan, bütan, pentan, azot ve karbondioksit gazlarını da düşük miktarlarda bünyesinde bulundurur. Sıkıştırılmış ve sıvılaştırılmış olarak depolanması ve kullanımı mümkündür. Yandığı zaman benzin ve motorine göre daha düşük emisyon salımı olması, hava ile daha hızlı karışım oluşturması, yüksek oktan sayısı nedeniyle motorun sessiz ve vuruntusuz çalışması, yüksek sıkıştırma oranlarında kullanılabilmesi ve gürültü kirliliği olmaması önemli bir avantajı olmasına rağmen depolama problemleri ve motor performansında düşüşe sebep olması dezavantajıdır. Doğalgazın stokiometrik karışım oranlarındaki karışımının enerji yoğunluğu benzine oranla daha düşüktür ve bu durum aynı motordan elde edilecek güç değerinin düşmesine neden olur. Benzin kullanılan motorlar için daha fakir karışım oranlarında kullanılabilir olması, motorin yakıt kullanan motorlar için hava ile birlikte karışım olarak silindire alındığında daha az yakıt püskürtme gereksinimi ile aynı performansın sağlanabiliyor olması doğalgazın motorlarda kullanılmasını ekonomik kılmaktadır. Yakıt içerisindeki yüksek H miktarı emisyonların azalmasını sağlar. CNG gaz fazında olduğu için benzinin gönderimi sonrası buharlaşması için geçen süreye ihtiyaç duymaz. Bu durum özellikle motorun ilk çalışma aralığı olan soğuk çalışma döneminde avantaj sağlar ve bu dönemde maksimum seviyede olan emisyon üretimi miktarında düşüşe neden olur. Yanma işleminde C/H oranı benzine göre düşük olması nedeniyle daha yüksek miktarda tam yanma ürünleri oluşumları egzoz gazında gözlemlenir. CNG'nin H/C oranı benzine göre yüksek olması sebebiyle oksijen hidrojen etkileşiminin fazla olması sonucu çok daha düşük CO oluşumu meydana gelir. CNG kullanımında motorda maksimum basıncın elde edilebilmesi için benzin kullanımına göre daha fazla ateşleme avansı gereksinimine ihtiyaç vardır. CNG kullanımının benzin kullanımına göre zayıf etkilerinden biri de yağlama ve soğutma üzerinedir. Benzin, gönderim yerine göre özellikle supaplar ve diğer motor elemanları üzerinde soğutma ve yağlama etkisi yaratır. CNG kullanımında bu durum söz konusu değildir ve bunun sonucunda özellikle supap oturma yüzeylerinde ve diğer motor parçalarında mekanik aşınmalar ve kalıntılar meydana gelir.

Hidrojen, yakıtlar içerisinde birim kütle başına en yüksek enerji içeriğine sahip yakıttır, tutuşma sınırları çok geniş bir aralığa sahiptir (~%5 - %80) ve geleceğin yakıtı olarak adlandırılmaktadır. Alev hızı ve yanma hızı çok yüksektir, tutuşma sınırlarının çok geniş olması (benzinin yaklaşık 10 katı kadar), sıvı yakıtların 10 katı kadar daha hafif olması, evrende en çok bulunan element olması ve düşük ateşleme enerjisi gerektirmesi en büyük avantajıdır. Ancak hali hazırda bu yakıtın kullanımı ile ilgili alev geri tepmesi, erken ateşleme ve yüksek difüzyon edebilme problemleri giderilebilmiş değildir. Ayrıca stokiyometrik motor çalışma şartlarında silindir içi sıcaklığı yükseltmesi nedeniyle yüksek NO_x oluşumuna neden olmaktadır [68].

Daha birçok alternatif yakıtın motorlarda kullanımına ait Ar-Ge çalışmaları sürmektedir. Bazı yakıtlara ait özelliklerin karşılaştırma tablosu aşağıda Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Bazı yakıtların fiziksel ve kimyasal özelliklerini karşılaştırılması

Yakıt	Hidrojen	Metan	Propan	Bütan	Benzin	Motorin
Kimyasal Formül	H ₂	CH ₄	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₈ H ₁₈	C ₁₂ H ₂₆
Yoğunluk (kg/m³)	0,07	0,656	2,01	2,48	735	832
Moleküler Ağırlığı (g/mol)	2,02	16,04	44,08	58,10	114,23	170,00
C/H Oranı	0,000	0,250	0,375	0,400	0,444	0,462
Alt Isıl Değeri (kJ/kg)	119930	50800	46500	45460	43500	42830
Oluşum Entalpisi (kJ/kmol)	0	-74900	-103800	-126150	-259280 -224100 (g)	-174000
Isıl Kapasite (kJ/kgK)	14,209	2,254	2,54	2,47	2,08	2,21
Kendi Kendine Tutuşma Sıcaklığı (K)	773	853	730	710	530	483
Adyabatik Alev Sıcaklığı (K)	2483	2227	1967	2246	2266	2560
Laminer Alev Hızı (m/s)	2,91	0,35	0,32	0,32	0,37	0,78
Stokiyometrik Karışım İçin Hava-Yakıt Oranı	34,25	17,21	15,67	15,46	14,7	14,48

Yakıtların oksijen ile reaksiyonu olarak tanımlanabilen yanma kimyasal bir olay olup kimyasal kinetik ile açıklanabilmektedir. Kimyasal kinetikte gerçekleşen birçok olay çarpışma teorisiyle yorumlanabilmektedir. Teoriye göre kimyasal reaksiyonun gerçekleşebilmesi için taneciklerin moleküler halde de olsalar atomsal halde de olsalar birbirleri ile çarpışması gerekmektedir. Bir aktifleşme enerjisi sayesinde gerçekleşen çarpışmalar esnasında atomlar ile elektronlar yeniden düzenlenir ve kimyasal bağlarla başka türlerin oluşumuna yol açan hareket mekanizması meydana gelir. Bu teori ile yanma reaksiyonlarını açıklayabilmek mümkün olmaktadır. Devam eden bölümde yanma reaksiyonlarının gerçekleşme yapısı, yanma teorisi, alev oluşumu ve alev yapısı hakkında genel bilgilendirmelerde bulunmaktadır.



3.2. Yanma Teorisi

Yanmadaki fiziksel süreçler özellikle kütle ve enerji aktarımı ile ilgilidir. Termik enerjinin aktarımı, kimyasal bileşenlerin difüzyonu ve gazların akışı ekzotermik reaksiyonla kimyasal enerjisinin serbest bırakılmasından doğar. Kimyasal reaksiyon, genellikle reaksiyon içerisinde oynadıkları rollerden dolayı yakıt (reaktant) ve oksitleyici (oksidant) olarak adlandırılan iki unsuru içine alır.

Kimyasal reaksiyonlarda yakıtların ve kabın fiziksel özelliklerine bağlı olarak belli bir kritik noktanın ötesinde enerjinin serbest bırakılma hızı enerjinin kap duvarından aktarım hızından fazla olabilir. Bu durumda kap içerisinde sıcaklık artar ve hem reaksiyon hızı hem de enerjinin serbest bırakılma hızı fazlalaşır. Reaksiyon otokatalitik hale geçtiğinden reaksiyon hızının kendi kendine hızlanmasına eşlik eden şiddetli basınç artışı patlamaya sebebiyet verecek kadar belirsiz şekilde yükseliş gösterir. Kendi kendine hızlanmanın ortaya çıktığı safhaya tutuşma ve bu safhaya tekabül eden sıcaklığa kendi kendine tutuşma sıcaklığı adı verilir. Kendi kendine hızlanmanın sebebi ise reaksiyon hızının sıcaklık ile üstel olarak değişmesine karşılık iletimle ısı aktarımının sıcaklık ile doğrusal olarak değişmesidir.

Bir yanma sisteminde ; iletim, taşınım ve ışıınım ile olan ısı kayıpları, reaksiyon boyunca üretilen ısı kazancına eşitse yanma sisteminde kararlı bir sıcaklık dağılımı olacaktır. Isı kaybı hızı, ısı üretimi hızının altına düşerse sistemde patlama durumu meydana gelir. Semenov'a göre ısı akısı şu şekilde ifade edilir (3.3).

$$\phi = (k \cdot (A/V)) \cdot (T - T_w) \quad [W/m^2] \quad (3.3)$$

Bu ısı kaybı hızı ifadesinde “k” değeri ısı iletim katsayısını, “A” yüzey alanını, “V” hacimi, “T” sıcaklığı, “T_w” ise yüzey sıcaklığını ifade eder [54].

Arrhenius'a göre ısı türetme hızı ise şu ifade ile verilir (3.4).

$$\phi = Q \cdot f_{(n)} \cdot A \cdot e^{-E/R \cdot T} \quad (3.4)$$

Verilmiş olan ısı türetme hızı ifadesinde “Q” reaksiyon hızını, “f_(n)” konstantasyon fonksiyonunu, “A·e^{-E/R·T}” ise kinetik hız sabitini ifade etmektedir [54].

Isıl patlama başladıktan sonra ısı terimi ve ısı kaybı terimleri arasındaki farkı sistemin özgül ısısına bölmek suretiyle sıcaklık değişim hızı bulunur.

Semenov teorisinin reaksiyon hacmindeki sıcaklık dağılımının düzgün olduğunu kabul etmesi başlıca eksikliğidir. Frank-Kometsky ve Semenov teorileri ısının sadece taşınım ile iletildiğini kabul eder [54].

Başlangıç, ilerleme, dallanma ve sona erme süreçleri olmak üzere reaksiyonlar dört belirgin süreç ile ayırt edilebilir. Yüksek enerji yüklü bileşenler bir moleküle enerji iletmekle ayrışmasına sebep olabilirler ve bu durum enerji dallanması ismiyle adlandırılır. Reaksiyon patlama bölgesinin dışında sabit bir hızla ilerlemekte meydana gelebilecek hızlanma ekzotermik davranış ve kendi kendini ısıtmadan kaynaklandığı kadar zincir dallanması nedeniyle de ortaya çıkmaktadır.

Gaz fazı patlamaları çoğu karakter itibariyle dallanan zincir sınıfına girer. Dallanan zincir patlamalarında reaksiyonun kendiliğinden ilerlemesinin nedeni yüksek reaktiviteye sahip bileşenlerin oluşması ve bunların reaksiyona girerek kendi türlerinden daha fazla bileşen üretmesidir.

Bir aktif merkezin reaksiyona girerek iki veya daha fazla ileri derecede reaktif ürün yarattığı reaksiyonlar da mevcuttur. Bu duruma zincir dallanması adı verilir. Reaksiyon hızı dallanan zincir patlamasına sebebiyet verecek şekilde üstel olarak artar.

Zincir reaksiyonlar, her bir adımda bir reaktant molekülün tüketilip aktif bir ürünün yaratıldığı reaksiyonlara verilen addır. Aktif ögeleri tüketen süreçlerin mevcudiyetinden dolayı bu zincirler sonlu uzunluktadır. Aktif ögelerin türetilme hızı tüketilme hızına eşit olduğunda kararlı bir durum meydana gelir.

Semenov'a göre dallanma [55] bir radikalle bir yakıt veya oksidant molekülü arasındaki reaksiyondan ziyade nispeten kararlı bir ara ürünün oluşmasından doğmaktadır. Bu ara ürün uzun bir ömre sahip olmakta ve iki ayrı şekilde reaksiyona girmektedir. Birincisi zincir dallanmasına radikaller türeten ikincisi ise kararlı ürünleri veren reaksiyonlardır. Bu sürece dejenere dallanma ismi verilir.

Yanma dalgasının ses hızından büyük hızlarda yol alan oldukça yüksek hızla sahip değişik türden bir dalgaya dönüşmesi olayı vuruntu olarak adlandırılır. Bu dalgada reaksiyon süpersonik bir basınç veya bir şok dalgası ile başlatılır. Şok

cephesinin gerisindeki reaksiyon bölgesinden yayılan enerji şok dalgasının ilerlemesini sağlar.

Şok dalgası önündeki gazın ısınmasını ve kimyasal reaksiyonların başlamasını sağlar. Basınç darbeleri büyük genlikte ise hız artmakta ve dalga süpersonik bir hızla ilerlemektedir. Vuruntu basit bir şok geçişi ile bunu takip eden sonlu kalınlıktaki bir reaksiyon bölgesinden ibarettir. Vuruntu hızı, partikül hızı ile yanmış gazlardaki ses hızının toplamına eşittir. Reaksiyon bölgesinde basınç ve yoğunluk düşmekte, sıcaklık ise artmaktadır. Benzin-oksijen karışımlarında reaksiyon zamanı 0,3-0,5 μ s mertebesinde dir. Vuruntu iki cepheye ayrılabilir; birincisi şok cephesi, ikincisi vuruntuda meydana gelen tutuşma gecikmesinin sonunda ortaya çıkan genişleme cephesidir. Vuruntu dalgaları yanıcı karışımlarda yerel bir ısı kaynağı veya bir şok dalgası sonucu meydana gelir. Eğer başlama şok ile gerçekleşiyorsa tutuşma şok dalgasından belli bir mesafede meydana gelir. Ekzotermikliği yüksek olan karışımlarda tutuşma oluşunca hemen bir vuruntu cephesi meydana gelir, bu durum şok dalgasına dönüşür. Seyreltilmiş karışımlarda yanma bölgesi bir kere şok dalgasına yakalanınca ortama verilmiş olan sinüzoidal tedirginlik, zaman geçtikçe ön kısmı dikleşen, arka kısmı yatıklaşan bozulmuş bir basınç dalgası şeklini alır ve şok cephesi düzgün bir şekilde ivmelenerek olayı vuruntuya kadar götürür [54].

3.3. Alev ve Alev Yapısı

Yanma bölgesinde iki tip olay mümkündür; geçiş bölgesi boyunca basınç ve yoğunluğun arttığı vuruntular ile geçiş bölgesi boyunca basınç ve yoğunluğun azaldığı deflegrasyonlar, yanma dalgaları ve alevler.

Gazlar bir tüpe konulup reaksiyon bir uçtan başlatılırsa tüpün içerisinde yanma dalgası meydana gelir. Yanma dalgasına alev adı verilir ve alev ışıklı bir reaksiyon bölgesi hasıl eden, kendi kendine ilerleyen bir ekzotermik reaksiyon sonucu ortaya çıkar. Alev cephesini terkeden yanmış gaz, başlangıçtaki reaktant gaza göre daha yüksek bir hıza, daha düşük bir basınca ve yoğunluğa sahiptir. Aynı tüp içerisinde reaktant gaz alev cephesine doğru sabit bir hızla akmaya zorlanırsa sabit bir alev elde edilir. Karışımın fiziksel ve kimyasal özellikleri ile ortamın türbülans şiddeti alevin yayılma hızını belirler. Herhangi bir noktada kütleli yanma miktarı, kütleli debiye eşit olduğunda o noktada alev kararlı bir davranış sergiler.

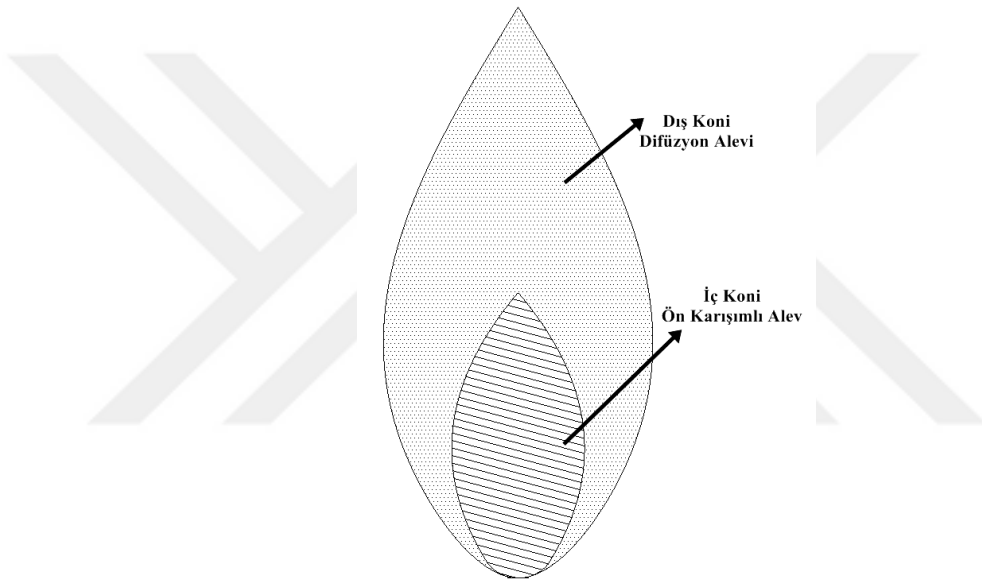
Temelde yanma, yakıt ve yakıcının moleküler seviyede karıştığı bir olaydır. Bu da türbülanslı yanmanın, türbülanslı karışma olayına bağımlılığını göstermektedir. Geniş bir aralık içerisinde farklı büyüklükte eddy'ler meydana gelir. Bu eddy'lerin ara yüzeylerindeki gerinim ve kayma karışım olayını meydana getirir. Karışımındaki eddy'lerin parçalanması ve küçük eddy'lerin oluşması sırasında, gerinim ve kayma artar, böylece reaksiyona girenler arasındaki ara yüzeyde konsantrasyon gradyanları yükselir, moleküller arası difüzyon artar. Yakıt ve yakıcının moleküler seviyede karışımı yanmanın ön gereksinimidir ve küçük eddy'ler arasındaki ara yüzeyde oluşur.

Karışım silindire girdiğinde silindir içerisinde bir önceki çevrimden kalan ard gazlarla karışır. Üst ölü noktadan yaklaşık 20-50 KMA önce bu karışım neredeyse homojen hale gelir. İlk başta buji ateşlemesinden dolayı laminar alev çekirdeği (Kernel Flame) oluşur ve ani şekilde türbülanslı hale geçiş gösterir. Bu çekirdek, düşük ortalama hızdan dolayı yanma odası duvarlarına ulaşana kadar hemen hemen küresel şekilde büyür ve türbülanslı aleve dönüşür. Alev çekirdeği başlatıldığında ve büyüdüğünde türbülanslı alev katmanlı bir karışım halinde ilerler.

Alevin içerisinde bir yanda yanıcı olarak gaz fazında yakıt diğer yanda yakıcı olarak oksijen varken, ortamda aynı anda tepkime sonucu ortaya çıkan gazlar da vardır. Gerek karbondioksit, gerekse azot ve diğer gazlar yanmaya katılmadıkları gibi yakıtın

oksijenle buluşmasını da zorlaştırırlar. Sürekli rejimde olsa bile yanma olayında veya alev içerisinde ısı ve kütle transferi de aynı anda gerçekleşmektedir. Alevin yapısı ön karışımli alevler ve difüzyon alevleri olarak ikiye ayrılır. Bu ayrım kendi içerisinde de türbülans ve laminar olarak ayrı ayrı incelenmektedir.

Reaktant gazların mükemmel şekilde karışmasından dolayı ortaya çıkan aleve ön-karışımli alev adı verilir. Difüzyon alevi ise başlangıçta ayrı ayrı akan iki gazın orta yüzeyinde meydana gelen reaksiyon sonucu beliren bir alev tipidir. Alevin yapısını dış koni (difüzyon alevi) ve iç koni (ön karışımli alev) olarak iki kısımda incelemek mümkündür (Şekil 3.1).



Şekil 3.1. Alevin genel yapısı

Dış koni yanmış gazlar ile atmosfer arasında tesis edilen bir difüzyon alevinden oluşur. İç koni yakıtça zengin gazlardan oluşur. Birçok yanma sisteminde reaksiyon başlatılması ile tutuşma ve yanmanın başlamasına kadar belli bir zaman geçmektedir ve bu durum tutuşma gecikmesi olarak adlandırılır. Bu durumda soğuk alevler tutuşma gecikmesi öncesi safhada meydana gelir. Soğuk alevler ürünlere dönüşümün az olduğu ve reaksiyonun tamamlandığı alevlerdir.

Alevin iç yapısını incelersek, alev boyunca sıcaklığın ürün konsantrasyonları ile birlikte düzgün bir artış gösterdiği ve buna karşılık yakıt molekülleri konsantrasyonunda uygun bir şekilde azalma izlendiği ortaya çıkar.

Ön karışımlı alevlerin tariflenebilen ve ölçülebilen iki özelliği yanma hızı ve adyabatik alev sıcaklığıdır. Yanma hızı düşük basınç ve yüksek sıcaklıkla artar.

Yanma hızı, stokiyometrik karışım oranına oldukça yakın bir yerde maksimum değerine çıkmakta ve alevlenme sınırına yaklaşıldıkça azalmaktadır. Alev ilerleme hızının alev cephesine dik bileşenin yanma hızına eşit olduğu yüzey alevin yerini verir.

Alev, belirli akış hızı sınırları içerisinde kararlıdır. Eğer yanma hızı gaz akış hızını geçerse sistemde alev bekin içine doğru ilerler ve geri tepme meydana gelir. Burada alevi kararlı kılmamanın temel yolu bu iki hızın birbirine eşitlenmesidir. Akış hızı arttıkça alev cephesi soğuk kenarlardan uzaklaşır ve alev yükselir. Fakat bekten uzaklaştıkça atmosferik havanın etkisiyle karışım fakirleşmekte ve yanma hızı düşmektedir. Bu nedenle alev yükselmeye devam etse de davranışı kararsızlaşır. Eğer karışım çok zengin ve gaz hızı çok yüksek ise atmosferik hava ile karışım sonucu stokiyometri meydana gelmekte ve yanma hızı artmakta, bekten belli bir uzaklıkta yükselmiş alev meydana gelmektedir.

Yaklaşık olarak basıncın tersiyle orantılı olan kritik bek çapına soğuma çapı adı verilir. Difüzyon ve ısı iletiminin hızı basınçla ters orantılıdır. Yüksek yanma hızına sahip sistemler için küçük soğuma çapları gereklidir.

Türbülanslı akışta laminar akışa ait hız profili değişmekte ve koni şeklindeki profil daha basit bir forma dönüşmektedir [55]. Alev cephesi bek kenarlarından uzaklaşarak çok fazla yayılmaktadır. Laminar akışlı düz bir alev için ısı denklemleri şu şekilde ifade edilir (3.5):

$$\frac{d}{dx} \cdot \left(\lambda \cdot \frac{dT}{dx} \right) - \frac{d}{dx} \cdot (C_p \cdot T \cdot \rho \cdot U) + Q \cdot W = 0 \quad (3.5)$$

Bu ifadede ilk terim “iletim”, ikinci terim “gaz akışı”, üçüncü terim ise “kimyasal reaksiyon” terimlerini ifade eder.

Yanma açısından önemli reaksiyonlar hızlı reaksiyonlardır. Genellikle reaksiyonun büyük kısmının 10^{-6} ile 10^{-3} saniye arasında tamamlanması gerekmektedir [54].

Sıcaklık ön ısıtma bölgesinde mesafeye göre üstel bir artış gösterir. Reaksiyon bölgesinde yanma hızı reaksiyon hızının karekökü ile orantılıdır ve reaksiyon bölgesinin kalınlığı yanma hızıyla ters orantılıdır.

Alevin ilerlemesine ait temel teoriler, reaksiyon bölgesinin ötesinde bulunan aktif merkezlerin difüzyonunun tutuşmayı geliştirecek önemde olmadığı kabulüne dayanmaktadır. Bu teorilerde tutuşmanın reaktant gazların ısınması nedeniyle doğduğu esas alınır. Isıl enerji ile kimyasal enerjinin toplam değeri alev boyunca sabittir [56].

Difüzyon yanma için reaksiyon hızının alev boyunca sabit olduğu kabul edilir. Difüzyon alevleri ya da jet alevlerinde yanma gaz durumundaki yakıt ve oksidantın temas yüzeylerinde olur. Yanma olayı mevcut kimyasal olayların reaksiyon hızından ziyade karışım olayına bağlıdır. Yavaş yavaş yanan difüzyon alevinin tipik bir örneği mum alevidir. Yakıt yavaş yavaş yükselmekte ve laminar akış meydana gelmektedir. Karışım olayı sadece moleküler difüzyon ile olmaktadır [56].

Hidrokarbonun yanması esnasında 300-400 °C'nin altında basınç arttırıldıkça soğuk alev bölgesine girilmektedir. Statik bir sistemde patlama, akan bir sistemde ise karbon oluşması nedeniyle ortaya çıkan sarı alev nedeniyle kesin bir sınır mevcuttur. Sonuçta statik bir sistemde soğuk alevin patlaması, akan bir sistemde ise mavi aleve dönüştüğü bölgeye erişilmektedir. Reaktantların büyük kısmı da serbest hale geçtiği için bu işleme tutuşma adı verilir. Birden fazla soğuk alevin beklediği bölgede basit bir soğuk alev ortaya çıkmakta, bunu uzunca bir süre sonra ikinci bir soğuk alev ve tutuşma izlemektedir. Bu olaya gecikmiş tutuşma adı verilir.

Tutuşma noktası, ön-ısıtma bölgesi ile reaksiyon bölgesi arasındaki geçişi tarifler. Tutuşma noktasından sonra reaksiyon fevkalade yüksek bir hıza ulaşır. Yakıtın reaksiyon bölgesinde kalış süresi yaklaşık 10^{-5} saniyedir. Kendiliğinden tutuşma sıcaklığında ise reaksiyon yavaş bir şekilde yaklaşık birkaç milisaniyelik bir zaman diliminde gerçekleşir. Eğer alevin ilerlemesi ısı nedenlerle oluyorsa tutuşma noktasındaki sıcaklık alevin son sıcaklığına çok yakındır.

Tutuşma yerel bir ısı kaynağıyla başlatılıyorsa önce normal bir alev cephesi ortaya çıkar ve gerçek tutuşma mekanizmasının meydana gelmesi olayı türbülans ile çok ilgilidir. Alev, öndeki yanmamış gazları ısıtmakta, bu ise reaksiyonun daha çabuk olmasına ve alevin ivmelenmesine sebep olmaktadır. Bu nedenle alev boyunca olan

akış türbülanslı olmaya başlar, alev yüzeyi daha fazla büyüme gösterir ve bu gelişme reaksiyonun hızlanmasını teşvik eder. Vuruntu oluşumu sistemin kimyasına ve kabın geometrisine bağlıdır.

Hidrokarbonların molekül ağırlığı arttıkça, oksidasyon mekanizması, geniş bir alana yayılan ara ürünlerin oluşması nedeniyle daha da karmaşıklaşmaktadır. Sıcaklık olarak 600-700 K'nin altında aldehidler ve metanol, bu sıcaklıkların üzerinde esas itibariyle alefinler gibi farklı ürünlere yol açan iki değişik mekanizma meydana gelebilmektedir.

Reaksiyonun büyük kısmının çok dar bir hacimde cereyan etmesine rağmen üç farklı bölgeyi; ön ısıtma, reaksiyon, yeniden birleşme bölgesi diye ayırmak mümkündür.

Ön ısıtma bölgesinde reaksiyonların tabiatı yakıta bağlı olmaktadır. Ön ısıtma bölgesinde oksijen katalitik bir rol oynar ve az miktarda tüketilir. Hidrokarbonlar ön ısıtma bölgesinde alt hidrokarbonlar, alefinler ve hidrojenlere ayrılır. Reaksiyon bölgesinde dallanma reaksiyonları gözlenir. Alev sonrası veya yeniden birleşme bölgesi entalpinin serbest hale geçmesini devam ettiren nispeten yavaş rekombinasyon reaksiyonları ile elverdiği takdirde karbondioksit çevrilmesini içine alan genişletilmiş bir bölgedir.

Yakıta ait sıvı çapları örneğin 100 μ altında olan küçük damlacıklara ayrılmışsa, ön ısıtma bölgesinde tamamen buharlaşacak ve ortaya çıkan alev reaktantlar reaksiyon bölgesinde mükemmel olarak karıştıkları için tipik bir ön karışımli alev meydana gelecektir. Kritik büyüklük yakıtın buharlaşma ısısına ve alev kalınlığına bağlıdır. Eğer sıvı damlasının çapı kritik büyüklükten fazla ve aşağı yukarı 1 mm'den az ise yanma yakıtın etrafında küresel biçimde bir difüzyon alevi meydana getirir. Yakıtın birim kütlesi başına reaksiyon hızı ve dolayısı ile ısının serbest hale geçiş hızı yüzey/hacim oranına bağlıdır [56].

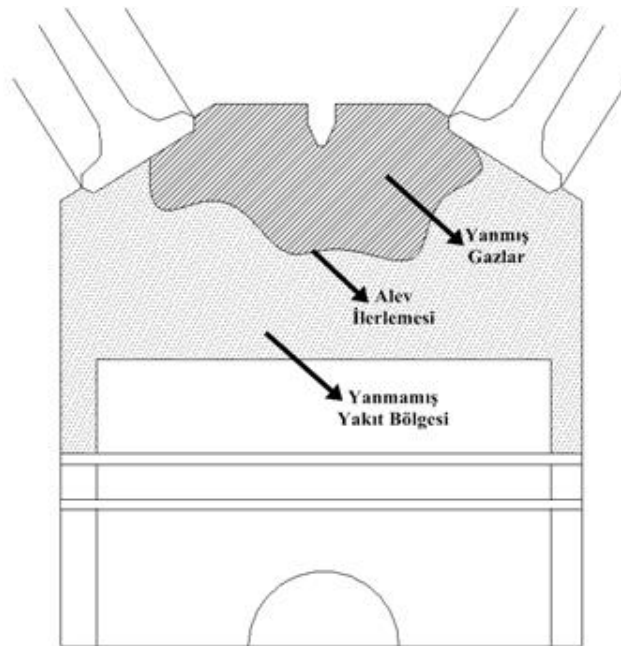
Yüzeydeki hız öncelikle $e^{-E/R \cdot T}$ (Arrhenius) terimiyle saptanmakta ve $E/R \cdot T$ büyükse reaksiyon kontrolü, küçük ise difüzyon kontrolü hakimdir [56]. Tek bir partikülün yanma zamanı partikülün yarıçapının karesi ile orantılıdır. Alev hızını hesaplarken ısıl kondüksiyonla ve difüzyonla olan iletimden başka reaksiyonla ısı

üretimini de göz önünde bulundurmak gerekmektedir. Alev ilerleme durumu için toplam hız bağıntısı (3.6) denklemi ile ifade edilebilir.

$$\frac{-d[\text{yakıt}]}{dt} = A \cdot [\text{yakıt}]^B \cdot [\text{oksidant}]^C \cdot e^{-E/R \cdot T} \quad (3.6)$$

Alev ilerleme durumu için yukarıda verilen toplam hız bağıntısında “A”, “B”, “C” parametreleri deneysel ölçüm parametreleridir.

Pistonlu bir motorda her silindirde saniyede yaklaşık 5 ile 30 defa arasında (~1000 – 6000 d/dak) yanma cereyan etmekte ve bu frekansın dört katı kadar piston hareketi yön değiştirmektedir. Çevrim başına yapılan iş; serbest durumda geçen kimyasal enerji ve ısı verimin çarpımıyla ifade edilebilir. Yüksek sıcaklıklardaki ısı ayrışma nedeniyle, minimum yakıt sarfiyatının fakir karışımlar ile elde edileceği ve maksimum gücün zengin karışımlarla elde edileceği açıkça görülebilmektedir. Karışım bir kıvılcım ile tutuşturulduğu zaman başlangıçtaki yanma dalgası ön karışımli bir alevinki gibidir. Ancak ilave olarak alev cephesinin önündeki gaz sıkıştırılacak ve ısıtılacaktır (Şekil 3.2). Eğer bu durum kendiliğinden tutuşmayı başlatacak yeterlilikte ise yanmamış yakıt bölgesinde vuruntulu yanma oluşur. Vuruntunun sebebi; soğuk alevler, iki kademeli tutuşma ve dallanan zincir karakterinden kaynaklanmaktadır [54].



Şekil 3.2. Silindir içi alev ilerlemesi

Silindirlerde etkili bir yanmanın gerçekleşmesi için yanma odasının tasarımı önem arz etmektedir. Etkili bir yanma oluşumunu sağlamak için ön alev tarafından kat edilen yolun küçültülmesi gerekmektedir ve bunun için yanma mümkün olduğunca hızlı olmalıdır. Bu durumun iki önemli etkisi vardır. Birincil olarak yüksek motor hızlarına müsaade eder ve böylece yüksek çıkış gücü elde edilebilir. İkincil olarak ise hızlı yanma, zincirleme reaksiyonların zamanını azaltır ve kendiliğinden yanma ortadan kalkar. Egzoz supapları ve bujiler mümkün olduğunca birbirine yakın olacak şekilde tasarlanmalıdır. Egzoz supabı genel çalışma şartlarında çok sıcaktır, kendiliğinden ateşlemeye sebep olmadan ön alev egzoz supabını geçmek zorundadır. Silindir içerisinde çabuk yanmayı kolaylaştırmak için yeterli büyüklükte türbülans olmalıdır ve kendiliğinden ateşlemenin oluşabileceği zaman olabildiğince kısaltılmalıdır. Bununla birlikte aşırı türbülans, silindir cidarlarından aşırı ısı transferine sebep olur ve ısı kayıplarını artırır. Bu durum istenen türbülans miktarı için sınırlama noktasıdır. Son gaz; alev cephesinin önünde kalan yanmamış karışımdır ki yanma odasının soğuk bölgesinde olmalıdır ve bu kendiliğinden ateşlemeyi engeller. Yanma odası, kısa ve oyuklardan arındırılmış olmalıdır çünkü alev soğutma etkisiyle söndürülür ve yanmamış hava-yakıt karışımı bu çatlaklarda birikerek verimi düşürür ve yüksek HC emisyonuna neden olur.

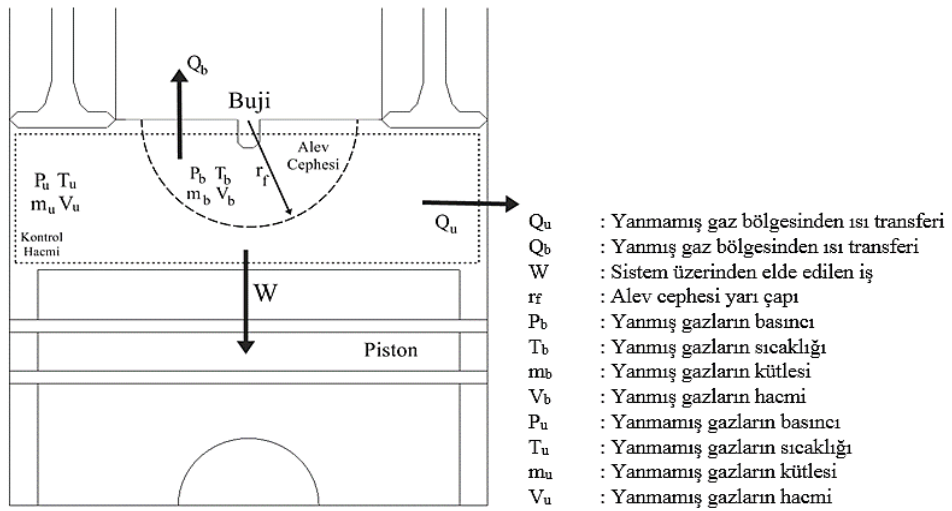
Silindir içerisinde oluşan yanma mekanizmaları ve emisyon oluşumlarının motordan en iyi performansın alınabileceği şekilde ayarlanabilmesi için tasarım esnasında bahsedilen unsurlar daima göz önünde bulundurulmalıdır.

3.4. Matematiksel Modelleme

Matematiksel modelleme yöntemleri temel fizik ve kimya kuramlarını kullanıp matematiksel ifadelerin çözümleriyle sistemi analiz etmemize, sistem gelişimini teorik olarak incelememize olanak sağlar. Bu bağlamda bir motor modeli için süreklilik, momentumun korunumu, enerjinin korunumu ve türbülans denklemlerini temel olarak çözümlemelere ulaşılır. Çalışmamızda kullandığımız 1B ve 3B modelleme programları da tüm çözümlmeleri bu ana denklemler üzerinden gerçekleştirerek, sistemin gerçekteki durumuna yakınsamaya çalışır.

Buji ateşlemeli bir motorda belirli bir andaki silindir içi hacmi kontrol hacmi olarak alıp, alev cephesi yayılımını küresel kabul edip, alınan hacmi yanmış ve yanmamış bölgelere ayırmak sistemi matematiksel olarak modelleyebilmemizi kolaylaştırır (Şekil 3.3). Yanmış ve yanmamış bölgeye yukarıda ismi geçen temel denklemler uygulanarak sistemin matematiksel olarak diferansiyel denklemi çıkarılır ve sistem matematiksel olarak modellenmiş olur.

Bu kapsamda tüm yanma prosesini üç kısma ayırıp modelleme parametrelerini ona göre belirlemek gerekmektedir. Yani ilk tutuşmanın başlayacağı kısmı içeren ilk prosese, maksimum basıncın oluşacağı bölüm olan alev cephesinin gelişerek silindir içi basıncı arttırdığı ikinci prosese ve maksimum basıncın ardından tüm karışımın yanmasının tamamlandığı alev cephesinin silindir cidarlarına kadar ulaştığı üçüncü prosese temel denklemler uygulanarak yanma prosesi matematiksel olarak modellenir.



Şekil 3.3. Silindir içi alev modeli

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımlarının çözümlemelerde kullandıkları yukarıda da adı verilmiş olan temel denklemler (süreklilik, momentumun korunumu ve enerjinin korunumu denklemleri) kartezyen tensör gösterimi şeklinde devam eden kısımda verilmektedir [57].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = s_m \quad (3.7)$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + s_i \quad (3.8)$$

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho h u_j + F_{hj}) = \frac{\partial p}{\partial t} + u_j \frac{\partial p}{\partial x_i} + \tau_{ij} \frac{\partial p}{\partial x_i} + s_h \quad (3.9)$$

Yukarıda verilmiş olan denklemlerde ρ yoğunluğu, t zamanı, x_i 'de i 'nin 1,2 ve 3 olduğu durumlar için kartezyen koordinatı, u_i ise x_i yönündeki mutlak hızı, τ stress tensörünü, p basıncı, h statik entalpiyi, F_h difüzyon enerji akısını, s_m , s_i ve s_h grubu ise kütle, momentum ve enerji için kaynak terimlerini ifade etmektedir [57].

3.5. Türbülans Modelleri

Türbülanslı akış laminar akıştan farklı olarak tamamen anlaşılamayan, akış rejiminin düzensiz olduğu ve daha çok ampirik ya da yarı-ampirik bağıntılarla çözümlenmeye çalışır, daha çok deneysel tecrübelerden yola çıkılarak yorumlanabilen bir akış tipidir. Dünya üzerinde ve mühendislik problemlerinde en çok karşılaşılan akış tipi olan türbülanslı akış, türbülans modelleri olarak tanımlanan modellerin geliştirilmesi ve bu geliştirilen yaklaşımların kullanılmasıyla yorumlanabilmektedir. Bu modeller Navier-Stokes denklemleri temelinde geliştirilmiş matematiksel modeller olup türbülans modellemelerinde akış içerisinde oluşan büyük eddy'ler viskoz kuvvetler tarafından yok edilene kadar küçük parçalara ayrılır.

Türbülans modellemelerinde olduğu gibi türbülanslı yanma için de ortamda bir akışkan olması, karışımın davranışının ve homojenitesinin önem arz etmesi sebebiyle türbülanslı yanma modelleri geliştirilmiştir. Yanma, yakıt ve yakıcının moleküler seviyede karıştığı bir olay olup karışım esnasında meydana gelen eddy'lerin ara yüzeylerindeki gerilim ve kayma karışım olayını meydana getirir. Eddy'lerin parçalanması ve küçük eddy'lerin oluşması sırasında, gerilim ve kayma artar. Böylece reaksiyona giren maddeler arasındaki ara yüzeyde konsantrasyon değişim oranları yükselir, moleküller arası difüzyon artar. Yakıt ve yakıcının moleküler seviyede karışımı yanmanın ön gereksinimidir ve yanma küçük eddy'ler arasındaki ara yüzeyde oluşur [57].

Yukarıdaki paragraflarda da belirtildiği üzere tüm yanma karakteristiğini ve silindir içi mekanizmaları belirleyen ana parametre karışım oluşumudur. Reaktant ve oksidantın homojenitesini ve silindir içi dağılımını belirleyen karışım oluşumu direk olarak reaksiyon sonrası ürün oluşumuna etki etmektedir. Bu bağlamda karışım oluşumunu ön karışım, ön karışım ve kısmi ön karışım olarak incelemek mümkündür.

Ön karışım (Premixed) yanma buji ateşlemeli motorlarda en sık görülen tip olup, yakıt ve yakıcı silindir içerisine girmeden karışmış halde kabul edilir ve silindir içerisindeki karışımın homojenliği maksimum seviyededir. Buji etrafında oluşturulan alev çekirdeği vasıtasıyla alev oluşur ve silindir içerisinde çapı büyüyerek ilerler, silindir cidarına ulaşır. Bu noktada yanma reaksiyonunun sona erdiği kabul edilir.

Ön karışimsız yanmada ise yakıt ve yakıcı silindir içerisine karışmadan girer. Mevcut karışımın silindir içerisinde sağlanması amaçlanır. Bu yanma sıkıştırma ateşlemeli motorlarda en çok görülen yanma tipidir. Genel itibariyle sıcaklığı yükseltilecek hava üzerine yakıtın püskürtülmesi sonucu difüzyon alevin oluşması ile meydana gelen bir yanma olayı gerçekleşir.

Kısmi ön karışimli yanmada ise hem ön karışimli yanma hemde ön karışimsız yanma bir arada görülür. Daha çok direkt enjeksiyonlu buji ateşlemeli motorlarda görülen yanma tipidir (GDI). Yakıt ve yakıcı yanma odasına karışım olmadan girer, yakıtın püskürtülmesi sonrası yanma odası geometrisinin vasıtasıyla homojen bir karışım sağlanır ve bu karışım buji vasıtasıyla ateşlenerek katmanlı bir yanma ile sağlıklı bir alev gelişimi silindir içerisinde elde edilir.

Halihazırda mühendislik problemlerini çözmekte kullanılan Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) programları bünyelerinde birçok türbülans yaklaşımını bulundurmaktadır ve bu yaklaşımlar ışığında problem çözümlemelerini gerçekleştirir.

Silindir içi çözümlemelerde standard $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$, realizable $k-\epsilon$, SST $k-\epsilon$ gibi birçok türbülans modelinden faydalanılabilmektedir. Çalışmamızda bu modellerden RNG $k-\epsilon$ modeli kullanılmıştır.

RNG $k-\epsilon$ türbülans modeli ile türbülansa katkı sağlayan farklı ölçekteki hareketler hesaplamaya katılarak üretim terimindeki değişimler elde edilmektedir. Re-Normalization Group metodu, Yakhot ve arkadaşları tarafından [60] Navier-Stokes denklemlerini normalize ederek daha küçük boyuttaki akışkan hareketlerinin etkilerinin gözlemlenmesi amacıyla geliştirilmiştir [58].

3.6. Yanma Modelleri

Yanma olayının modellenmesi kısmında sistem dört temel faktör üzerinde oturmakta ve mevcut durumun analizi bu dört temel faktörün kendilerinin ve birbirleriyle olan ilişkilerinin incelenmesi ile mümkün olmaktadır. Bu faktörler; yakıt ilavesi ya da püskürtme, karışım oluşması, kimyasal reaksiyon ve yanma hızıdır.

Yakıt ilavesi ya da püskürtme prosesi gaz halinde ya da sıvı biçiminde olabilir. Yakıt bir sıvı olarak enjekte edilir, daha sonra gaz hale geçer ve yanma gerçekleşmeden önce hava ile karıştırılır. Bazı durumlarda yakıt direkt olarak gaz halde kabul edilerek yakıt ilavesi prosesinin modellenmesi ve hesaplamaları gerçekleştirilebilir. Silindir içerisine yakıt ilavesinin dinamik davranışı karışımın fiziksel dağılımı ve hava ile oluşturduğu karışıma ait homojenite hesapları için önem teşkil etmektedir. Daha önceki bölümde de karışım oluşumu bahsiyle yakıt ilavesi ile ilgili detaylı bilgilendirmede bulunulmuştur.

Karışım oluşumu, türbülanslı akışın oluşması bakımından büyük önem arz etmektedir. Kompozisyon oluşumu veya sıcaklık geçişleri nedeniyle moleküler difüzyon gerçekleşir, bu olay laminar akış oluşumuna neden olur ve önemli ölçüde daha yavaş gerçekleşen bir süreçtir. Karışımın türbülans oluşturma hızı, motorun hızının artması ile neredeyse paralel bir seyir gösterir. Bu durum değişik krank açıları ve operasyon hızlarında yanma periyodunun stabil kabul edilmesi avantajını sağlar. Silindir içi türbülansın artırılması karışım içinde homojenliğin sağlanması, buji ateşlemeli motorlar için vuruş olayının önlenmesi ve sıkıştırma ateşlemeli motorlar içinde tutuşma gecikmesinin kısaltılması açısından önem arz etmektedir.

Kimyasal reaksiyonlar, reaktantlar yüksek sıcaklıklara eriştikleri zaman meydana gelirler. Bununla birlikte reaksiyon yapısı, ortamın sıcaklığı, reaktantların ilk sıcaklıkları ve yakıt denge katsayısı gibi faktörlere bağlı olarak değişim gösterir. Diğer taraftan hidrokarbon içerikli yakıtlar düşük sıcaklıklarda da kendiliğinden tutuşma eğilimi gösterebilir, HCCI motorlar ve soğuk başlangıç koşullarında çalışan sıkıştırma ateşlemeli motorlar bu duruma örnek gösterilebilir, bu durumda reaksiyon hızı yavaş bir ilerleyiş izler.

Bütün yanma sistemlerinde; fiziksel veya kimyasal prosesler yanma hızı vasıtasıyla kontrol edilebilir. Yanma hızı silindir içerisinde yanma odasında farklı

noktalarda farklı değerler alabilir. Yanma hızını etkileyen en önemli faktörlerden biri daha önceki bölümde bahsedilen alev oluşumu ve alevin yapısal özellikleridir. Türbülansın ve karışım oluşumu yanma hızına pozitif yönde etki yapar. Yanma odası içerisinde farklı bölgelerdeki yanma hızları düzensizliğe, ani basınç yükselmelerine ve vuruntu durumunun oluşmasına yol açabilir. Yanma hızı, moleküler yapının davranışı ve kinetiği ile doğrudan ilgilidir. Silindir içi yanmanın modellenmesi için birçok yanma modeli mevcuttur, aşağıda bir kısmı çalışmalarda kullanılmış olmak üzere şu yedi farklı model hakkında kısa bilgilendirmede bulunmaktadır.

- ECFM-3Z Yanma Modeli
- G-equation Modeli
- Wiebe Yanma Modeli
- Ricardo İki Bölge Alev Modeli (RTZF)
- Magnussen Modeli (Eddy Break-Up)
- Değişken Alev Modeli
- Çok Katmanlı Etkileşimli Alev Modeli (RIF/MIF)

ECFM-3Z (Extended Coherent Flame Model-3 Zone) Yanma Modeli [61]; CFM ve ECFM modellerinin üzerine kurulan ve Star-CD programında kullanılmakta olan ECFM-3Z modeli hem buji ateşlemeli hem de sıkıştırma ateşlemeli motor modellemeleri için uygun bir çözümleyicidir. Çalışmamızda karışımli yakıtların modellenmesi esnasında tercih edilmiş ve kullanılmış olan bir model tipidir. Bu modeldeki temel yaklaşım, lokal katmanlaşmayı hesaba katmak için çözüm hacmini bölmektir. Karışım bölgesinde yanmış gazlar bölümünde geliştirilmiş alev sonrası kimya modeli ve yanmamış gazlar bölümünde de kendiliğinden ateşleme modeli ilavesiyle standart ECFM yanma modeli çözülmektedir. Kütlenin değişimi 3 farklı bölgede çözülmektedir: Karışım modeli, “3Z” terimi üç karışım bölgesini temsil eder. Bu karışım bölgeleri şu şekildedir:

- Karışmamış yakıt bölgesi,
- Karışmamış hava + kalıntı gaz bölgesi,
- Karışmış gazların oluşturduğu bölge

ECFM-3Z modelinde yanmanın her basamağında alev ilerlemesi, ateşleme ve alev sonrası emisyonlar, karışım bölgesindeki gazlar referans alınarak hesaplanmaktadır. ECFM-3Z modelinde yanmış gaz içerisinde “Yakıt Oksidasyon Sonrası Kimyası”, “Ayrışma” ve “Kök Oluşum Kimyası”, “ $\text{CO} \rightleftharpoons \text{CO}_2$ Kinetiği Kimyası”, “NO Kimyası”, “İs Kimyası” reaksiyon setleri bulunmaktadır ve çözümlemede bu setlerin yapısından faydalanılmaktadır. ECFM-3Z modeli ateşlemeyi iki basamakta oluşturmaktadır. İlk basamakta kıvılcım ile alev yüzeyinin ortaya çıkışı arasındaki gecikme zamanı modellenir. İkinci basamakta ise alev yüzeyinin ortalama gazlar içerisindeki gerçek yayılımı dikkate alınmaktadır. Karışım bölgesi türbülanslı, diğer bölgelerdeki gazlar moleküler karışımın sonucu ve yanmanın gerçekleştiği yerdir.

ECFM-3Z modeli ateşlemeyi iki basamakta sunar. İlk basamakta kıvılcım ile alev yüzeyinin ortaya çıkışı arasındaki gecikme zamanını modeller. İkinci basamakta alev yüzeyinin ortalama gazlar içerisindeki gerçek yayılımını dikkate alır.

ECFM-3Z modelinde yanmanın her basamağında, alev ilerlemesi, (oto)ateşleme ve alev sonrası/emisyonlar karışım bölgesindeki gazlar baz alınarak hesaplanır [61]. ECFM-3Z modelinde standart ateşlemenin yerine Arc and Kernel Tracking Ignition Model (AKTIM)’de kullanılabilir [59].

G-equation Modeli [61]; yanmış ve yanmamış bölgeyi G adı verilen bir skalar eşdeğer yüzey (isosurface) ile ayırmaktadır. Alev yayılımının, türbülans etkileşiminin ve karışımın kimyasal yapısının tanımlanmasında kullanılan bir modeldir. Bu modelde alev bölgesi üç bölgeye (reaksiyon bölgesi, yanmış bölge, yanmamış bölge) ayrılıp her bölge için fonksiyon tanımlaması yapılır ve türbülanslı alev kalınlığı dikkate alınarak modelleme gerçekleştirilir. Yanmış ve yanmamış bölgeyi ayıran yüzey $G=0$ olarak tanımlanır. Bu yüzeyin dışında G, eşdeğer yüzeyi hassas şekilde yakalamak için $G=0$ ’a göre değişen mesafe fonksiyonuna ihtiyaç duyar. $G=0$ eşdeğer yüzeyinin sadece alev önü pozisyonunu tanımladığı söylenebilir [61]. Türbülanslı akışlarda alev yapısını tanımlamak için türbülanslı alev kalınlığından elde edilebilecek G varyansına ihtiyaç vardır.

Wiebe yanma modelinde [65] yanma ön karışımı, difüzyon yanması ve kuyruk yanması şeklinde üç kategoride incelenir. Wiebe yanma modeli bütün iş çevrim özelliklerini hesaba katmakta, üstelik yanma ürünlerinin ısıl ayrışma durumunu da göz

önünde bulundurmaktadır. Bu modelde krank mili açısına bağlı olarak değişen silindir içi basınç ve silindir içi sıcaklık hesaplanmaktadır. Vibe fonksiyonu ile [66] verilen parametreler arasında ortalama yanma hızı, maksimum yanma hızının bağıl zamanı ve püskürtme avansı varsa, yanma eğrisinin ve bütün çevrimin hesapları yapılabilmektedir. Buji ateşlemeli motorlar için Wiebe modelinde yanma süresi 0,005s ile 0,016s arasında değişmektedir.

Ricardo İki Bölgeli Alev Modeli (Ricardo Two-Zone Flamelet) [65]; alev yanmış bölge ve yanmamış bölge olarak iki bölgeye ayrılır. Yanmamış bölge; hava, su buharı, kalıntı gazlarını içerirken yanmış bölge yanma ürünlerini bünyesinde bulundurur. Yanmamış bölge kendi içerisinde de tam karışımın olduğu bölge ve karışımın oluşmadığı bölge olarak ikiye ayrılır. Karışımın oluşmadığı bölgede hava ile yakıt moleküler seviyede karışmamış haldedir ve kimyasal reaksiyona hazır değildir. Tam karışmış bölge ise hava, yakıt ve kalıntı gazları içeren bir karışımdan oluşur ve bu bölge kimyasal reaksiyona hazır haldedir. Bu modelde yanmaya ait hesaplamalar üç aşamada gerçekleştirilir: ön-yanma, yanma ve yanma sonrası. Ön-yanma prosesinde bütün reaktantlar gaz fazında kabul edilir ve bu bölümün analizi düşük sıcaklıkta yanma prosesi ve kendiliğinden tutuşma prosesi dikkate alınarak incelenir. Yanma aşamasında kimyasal kinetik ve türbülans olayları değerlendirilir. Yüksek sıcaklıkta türbülans kontrolü ve türbülanslı alev hızı değerleri bu aşamada hesaplamalarda kullanılır. Karışım kompozisyonları; havanın, yanmamış yakıtın, yanmış hava-yakıt karışımının kütleli fraksiyonları değerlendirilerek hesaplanır. Yanma sonrası kısmında emisyon değerleri hesaplanır.

Magnussen Modeli (Eddy Break Up) [65]; bu modelde yanma esnasında ön karışım olmayan ve ön karışım olan yanma durumları dikkate alınır. Bu modelde yanma tek aşamalı ve tek yönlü, türbülanslı saçılım zaman ölçeği ile değerlendirilerek modellenir. Yakıtın, oksitleyicinin ve yanma ürünlerinin kütleli oranları kullanılarak hacimsel yakıt sarfıyatı oranı tespit edilebilir.

Değişken Alev Modeli; tam yanmanın modellenmesinde ya da kendiliğinden tutuşma prosesinin modellenmesinde kullanılan bir modeldir. Bu modellemede reaksiyona giren maddelerin sıcaklıkları, basınçları, karışım oranları önemlidir. Yanma prosesine ait hesaplamalarda detaylı kimyasal kinetik kullanılır [61].

Çok Katmanlı Etkileşimli Alev Modeli (Representative Interactive Flamelet/Multiple Interactive Flamelet); bu modelde karışımın dinamik davranışı ile kimyasal davranışı birbirlerinden ayrı değerlendirilir. Alev yapısı, stokiyometrik karışım fraksiyonlarına göre tanımlanır. Alev yapılarının birbiri ile olan etkileşimleri alev yapısını tanımlayan diferansiyel denklemler ile ifade edilir. Modellemede RIF yaklaşımı ya da MIF yaklaşımları kullanılır [65].



3.7. Emisyon Modelleri

Egzoz gazında bulunan ve havayı kirleten bileşenler “egzoz emisyonları” diye adlandırılır. Bu bileşenlerden bazıları şunlardır:

- Karbondioksit
- Karbonmonoksit
- Hidrokarbonlar
- Azotoksitler
- İs ve Kül

Karbondioksit, egzoz emisyon standartlarının ortaya çıktığı ilk dönemlerde emisyon gazı olarak adlandırılmayıp özellikle küresel ısınmanın popüleritesinin ve etkilerinin artması ile birlikte emisyon standartları içerisine bir emisyon gazı olarak dahil edilmiştir. Yanma sonrası ortaya çıkan CO₂ gazı atmosferde birikerek sera etkisine neden olmaktadır. Normalde Güneş üzerinden yerküreye gönderilen ışınların yaklaşık 2/3 ünün yerküre üzerinden geri yansması gerekmektedir. CO₂ gazı atmosferde birikerek gelen ışınların yaklaşık 1/3 ünün geri gönderilmesine müsaade eder ve ısıyı soğurarak yerkürenin sıcaklığının yükselmesine ve bunun sonucunda iklim değişikliklerine neden olur.

Egzoz emisyonları arasında CO bulunmasının en önemli nedeni silindir içerisine alınan oksijenin yetersiz olması ya da yanma odasındaki karışımın homojen bir karışımdan uzak olması gösterilebilir. CO oluşumu hava fazlalık katsayısı ve hava - yakıt oranının bir fonksiyonudur. Kokusuz ve zehirleyici özelliği yüksek olan bir gaz olup, akciğerler tarafından emilimi oksijene göre kat ve kat fazladır, bu nedenle ölümcül etkilere sebep olabilir.

Hidrokarbonlar yakıt içerisindeki alt moleküler bileşiklerden (parafin, benzen, aromatik vb.) oluşur. Ana oluşum nedeni silindir içerisine alınan yakıtın tam olarak yanmamasıdır. Hidrokarbon (HC) oluşumunun başlıca sebepleri olarak; yakıt buharı, yanma odasında oluşan üfleme gazları, piston-silindir temas yüzeyinde bulunan yağlama tabakası, piston-segman-silindir bağlantılarında bulunan alevin ulaşamadığı alanlar, yakıtların içerdiği yüksek oranda aromatikler ve olefinler, vb. sayılabilir. Egzoz gazları içerisindeki HC’ların bulunuş nedeni, CO ve NO_x’lerin aksine yüksek

sıcaklıklardan kaynaklı değildir. Zengin yakıt-hava oranı değerlerinde bütün karbon ve hidrojen ile reaksiyona girecek oksijen olmadığından HC ve CO emisyonları artar. HC emisyonları yanmanın kötüleşmesi nedeniyle çok fakir karışımlarda da artar. Ayrıca motor zamanlarındaki artış yani devir sayısındaki düşüş yakıttaki HC parçalanması eğilimini arttırarak HC oluşumunu arttırır.

Havanın yaklaşık hacimsel olarak %78'i azottan meydana gelmektedir. Azotoksitlerin ana oluşum nedeni hava içerisindeki azottur. Emme havası içerisindeki azotun, NO_x dönüşümü ise yanma işlemi sonucunda yanma odası içerisindeki sıcaklığın yükselmesi nedeniyle gerçekleşir. Yanma odasında serbest halde bulunan N_2 ve O_2 molekülleri yanma odasındaki sıcaklığın yükselmesi ile reaksiyona girerek NO , NO_2 gibi yapıları meydana getirir. Tam yanmaya yaklaşıldıkça, yakıtın enerjisi daha fazla kullanıldığı için yanma odasındaki sıcaklık artacaktır ve yanma odasında oksijen kalması halinde NO_x oluşumu da artacaktır. Fakir karışıma yöneldikçe özellikle hava-yakıt oranı 17 civarında iken NO_x oluşumu 3000 ppm seviyelerine ulaşır [67]. Ayrıca motorlarda hız arttıkça HC oluşumu azalırken NO_x oluşumu artar [68]. Çevre açısından en önemli etkileri fotokimyasal sis oluşturmalarıdır.

İs ve kül, insan ve çevre sağlığı için çok tehlikeli yapılar olup $2,5 \mu\text{m}$ 'den küçük katı ve sıvı taneciklerdir. Daha çok dizel motorlarda meydana genel difüzyon alevinde, genel olarak hidrojenin karbona oranla oksijene karşı daha aktif olması nedeniyle yanmanın tamamlanmaması sonucunda is ve kül yapıları meydana gelir. İs karbon moleküllerinin bir araya gelerek oluştuğu yapı olup buna karşın kül yapısı sadece karbon değil, hidrojen ve organik yapıli molekülerden meydana gelen bir yapıdır. İs oluşumu zengin karışımlara doğru gidildikçe artmaktadır. Ayrıca motor aksamına ait tribolojik yapılar ve akış sistemleri is ve kül oluşumuna etki etmektedir.

Çalışmada kullanılan yanma modelleri emisyon değerlerinin hesabında [57]; Yakıt Oksidasyon Sonrası Kimyası (Post-Flame Oxidation Chemistry), Ayrışma ve Kök Oluşum Kimyası (Dissociation and Radical Formation Chemistry), $\text{CO} \rightleftharpoons \text{CO}_2$ Kinetiği Kimyası ($\text{CO} \rightleftharpoons \text{CO}_2$ Kinetics Chemistry), NO Kimyası (NO Chemistry), İs Kimyası (Soot Chemistry) şeklinde reaksiyon setlerinden faydalanır.

4. MOTOR TESTİ

4.1. Motor Test Uygulamaları

Motor testleri; motor geliştirme çalışmalarında, çeşitli tasarımların çeşitli işletme şartlarında motor karakteristikleri üzerindeki etkilerinin belirlenmesinde ve üretici firmanın garanti ettiği değerlerin kontrolünde uygulanmaktadır. Motor testlerinde birçok ölçüm yapılmakla birlikte, motor performansı kavramı bu çalışmada aşağıda belirtilen iki farklı boyutta incelenmiştir.

- 1) Motor karakteristikleri
- 2) Motor emisyon performansı

Motor testlerinde dinamometreler ve ölçüm ekipmanları (debimetreler, sensörler, hassas terazi vb.) ile tork, güç, devir sayısı, yakıt debisi, emme havası debisi, silindir içi basınç ve sıcaklık, kelebek açıklığı, egzoz gazı sıcaklığı, soğutma suyu sıcaklıkları, yağ basıncı ve sıcaklığı, ortam havası sıcaklığı, basıncı, nemi, vb. gibi oldukça çok sayıda parametreyi ölçmek mümkündür.

Motor emisyon performansı ise hala gelişmekte olan emisyon ölçüm cihazları ile ölçülmekte ve bu cihazlar ile lambda, CO₂, CO, HC, NO_x ve PM parametrelerinin ölçümleri gerçekleştirilebilmektedir.

Motor test düzenekleri birçok firma tarafından hala geliştirilerek üretilmeye devam etmektedir. Bu doktora tez çalışmasında eddy-current dinamometresi kullanılmıştır. Takip eden bölümde kullanılan deney düzeneği ve ölçüm cihazları tanıtılmıştır.

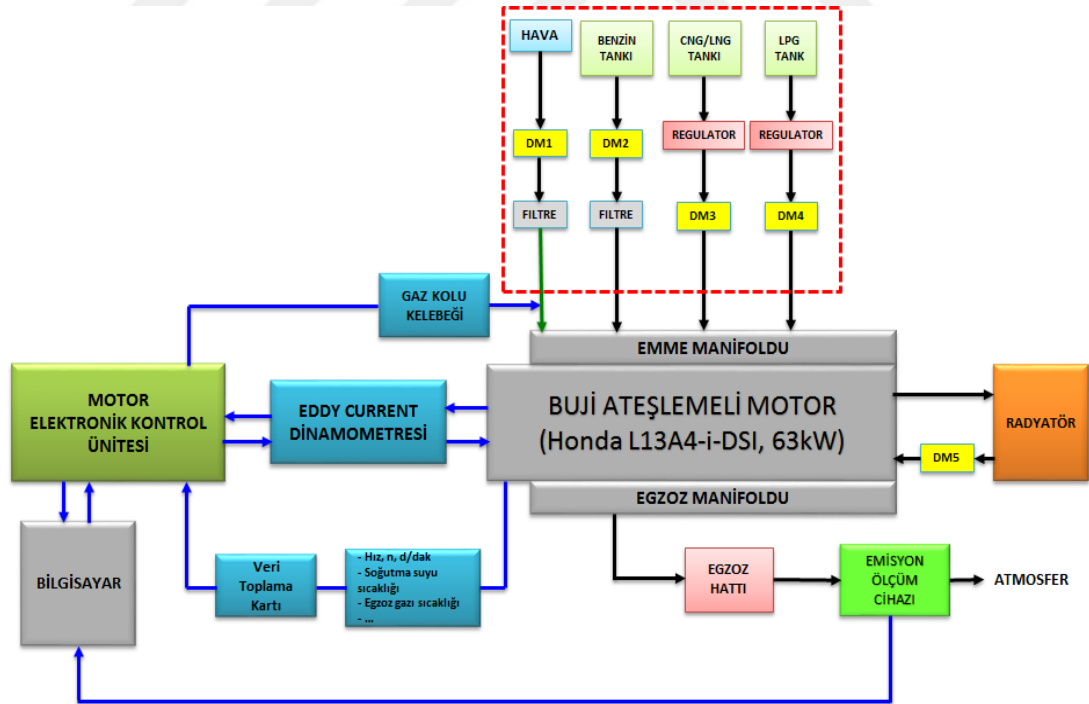
4.2. Motor Test Düzeneği

Doktora tez çalışmasının temelini oluşturan üç ayaktan biri olan deneysel çalışma kısmında; motor test dinamometresi yardımıyla test motorunda farklı parametreler kullanılarak motor testleri gerçekleştirilmiştir.

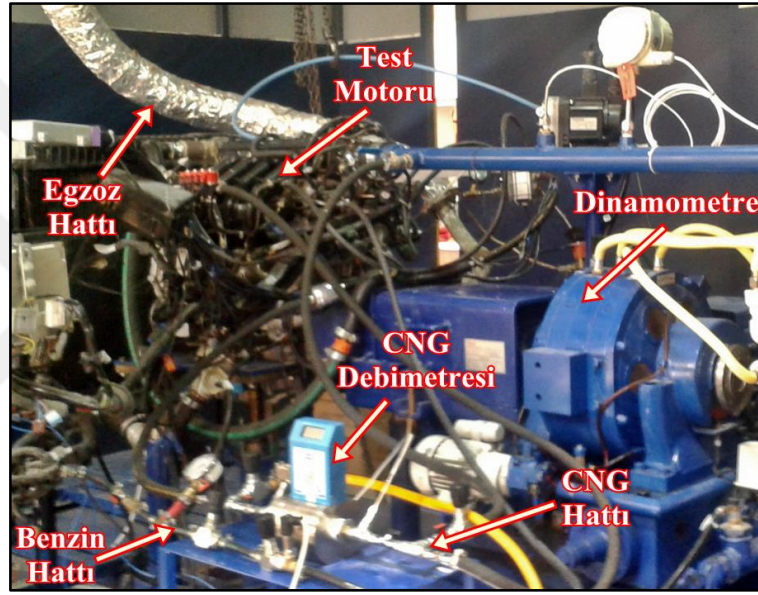
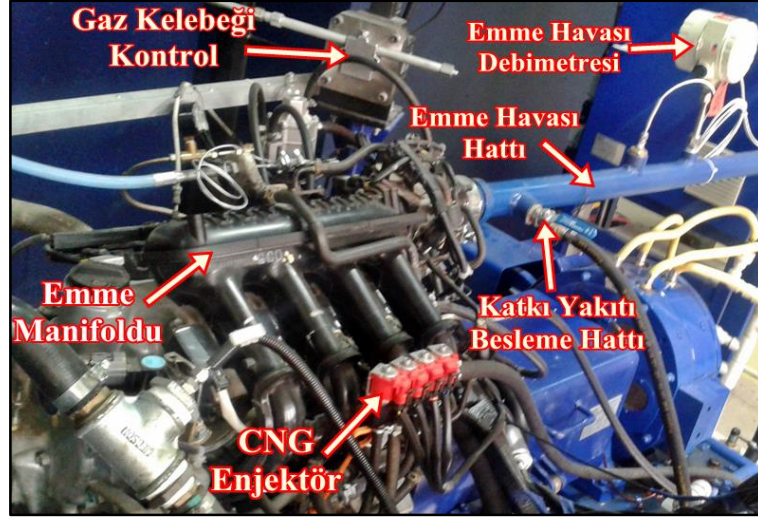
Çalışmada kullanılan motor test düzeneğinin şeması Şekil 4.1’de ve düzeneğin fotoğrafı Şekil 4.2’de gösterilmiştir. Düzeneği oluşturan temel bileşenler genel olarak;

- Motor,
- Dinamometre,
- Ölçüm-kontrol sistemi,
- Emisyon ölçüm cihazı

olmak üzere dört temel bileşen şeklinde gruplandırılabilir. Motor test düzeneğinin bütün kontrolü bilgisayar ortamında yapılmaktadır.



Şekil 4.1. Motor test düzeneği şeması



Şekil 4.2. Motor test düzeneği fotoğrafı ve elemanları

Test düzeneğinde motor ve dinamometre bir şasi üzerine monte edilmiştir. Şasi ise beton zemine sabitlenmiştir. Tüm ölçüm cihazları düzenek üzerine monte edilerek kontrol panosuna bağlanmıştır. Kontrol panosu ise bilgisayara bağlanarak kontrol ve kayıt işlemleri gerçekleştirilmektedir.

Deneysel ve sayısal modelleme çalışmalarında kullanılan ticari bir motor olan Honda L13A4 i-DSI buji ateşlemeli motoruna ait teknik özellikler Çizelge 4.1’de verilmiştir. Honda L13A4 motoru bulunduğu sınıf içerisinde farklı özelliklere sahip bir motor olmakla birlikte yapısı itibariyle VTEC, VVT gibi teknolojilerin gelişiminde önemli rol oynamış olan bir motordur. Yaygın kullanılan buji ateşlemeli motorların aksine silindir başına iki bujiye sahiptir. Silindir içinde farklı bölgelerde konumlandırılan bu bujilerle yapılan çift ve sıralı ateşleme sayesinde (önce emme portuna yakın buji 2-5 KMA sonra egzoz portuna yakın buji ateşlemekte) yanma veriminin artırılması, aynı motor hacminden daha yüksek silindir içi sıcaklık ve basınç elde edilmesi, silindir içindeki karışımın her noktasına alevin ulaşması sağlanarak HC emisyonunun azaltılması, yakıt sarfiyatının azaltılması ve oluşan alevin silindir içerisindeki bütün noktalara tam olarak ulaşması sağlanmıştır. Motora ait piston yanma odası ise asimetrik yapıda olup daha etkin girdap oluşumu, buna bağlı olarak daha homojen yakıt hava karışımının sağlanması göz önünde bulundurularak silindir kafa yapısı ise tek eğimli çatı (Pent-roof head) şeklinde dizayn edilmiştir. Motor supapları aralarındaki açının azaltılması ($\sim 30^\circ$) ve yanma odası tasarımı sayesinde daha yüksek sıkıştırma oranı elde edilmiş, buna bağlı olarak motorun verimi artırılmış ve bu tasarım sayesinde kendiliğinden ateşlemeye sebep olmadan ön alevin egzoz supabını geçerek yanma odası içerisinde ilerlemesi mümkün kılınmıştır [48].

Test düzeneğinde kullanılan dinamometre eddy-current tipi dinamometre (Şekil 4.3) olup eddy-current manyetik alan prensibine göre çalışmaktadır. Test motorunun krank miline bir shaft ve kaplin yardımıyla bağlı olan dinamometrenin rotoru, motor ile birlikte dönerek bir manyetik alan oluşturmaktadır. Stator kısmında ise ters yönde karşı bir manyetik alan oluşturularak frenleme yapılmakta ve motorun ürettiği güç dinamometre tarafından sönümlenmektedir.

Çizelge 4.1. Test edilen ticari motorun teknik özellikleri

Motor Modeli:	HONDA L13A4 i-DSI
Silindir Sayısı:	4
Strok Hacmi (lt):	1.3
Motor Ağırlığı (kg):	285
Silindir Çapı (mm):	73
Strok Uzunluğu (mm):	80
Sıkıştırma Oranı:	10.8 : 1
Güç (kW):	63 (5700 d/dak)
Tork (Nm):	119 (2800 d/dak)

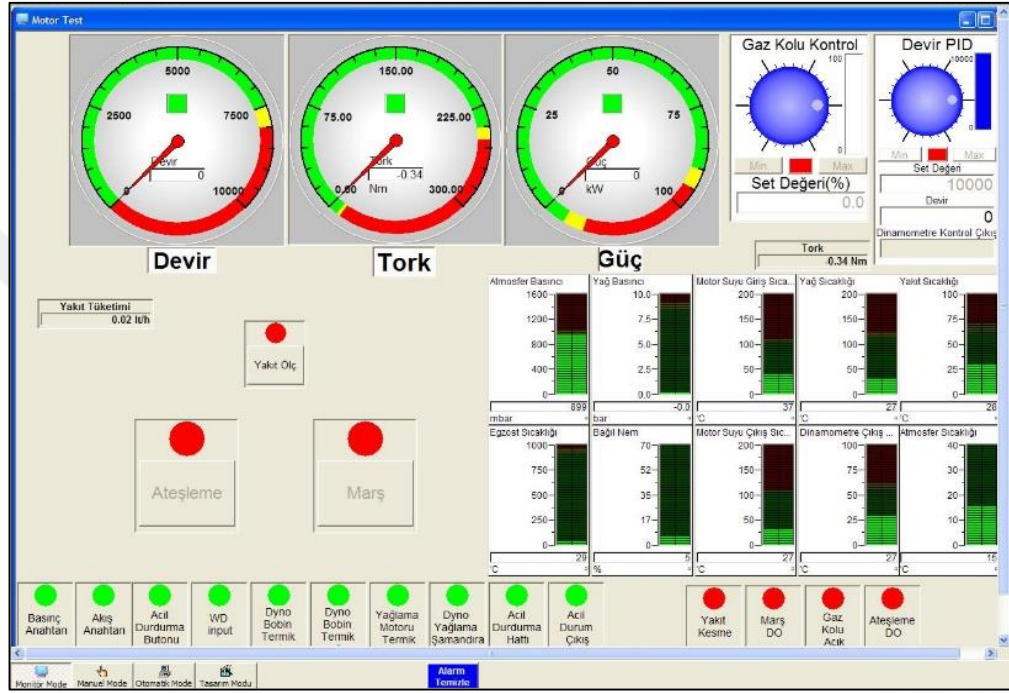


Şekil 4.3. Eddy-current dinamometresi

Dinamometre maksimum 100 kW güç ölçümü, 500 Nm tork ölçümü yapabilmekte ve 3000 Nm frenleme torku oluşturabilmektedir. Motor testlerinin gerçekleştirildiği dinamometreye ait teknik özellikler Çizelge 4.2’de listelenmiştir. Test düzeneği, dinamometre ile entegre bir program (Şekil 4.4) yardımıyla bilgisayar ile kontrol edilmektedir. Dinamometre, belirlenen devir sayısı ve kelebek açıklığı için hassas olarak kontrol edilebilmektedir. Sistem devreye alındığı anda ölçümler başlamakta, programda tanımlanan ölçüm parametreleri her 0,5s’de kaydedilmektedir. Devir sayısı ve gaz kelebeği açıklığı bir kontrol kumandası yardımıyla istenilen değere ayarlanabilmekte ve bu şekilde motor istenilen devir sayısı ve kelebek açıklığı değerlerinde testlere tabi tutulabilmektedir.

Çizelge 4.2. Dinamometre teknik özellikleri

Maks. Frenleme Torku (Nm)	3000
Maks. Güç (kW)	100
Maks. Tork (Nm)	500
Standart Hız (d/dk)	8000
Maks. Hız (d/dk)	12000



Şekil 4.4. Kontrol programı arayüzü

Test düzeneği üzerinde tork ölçümünde kullanılan dinamometre haricinde diğer ölçüm cihazları da bulunmaktadır. Motor karakteristiklerine ait fiziksel parametrelerin ölçümü yanında test düzeneği üzerinde sistemin emniyetli çalışmasına yönelik birçok sıcaklık ve basınç sensörü de bulunmaktadır. Düzenek üzerinde ölçüm sensörleri, yükselticiler ve veri aktarıcılar bulunmaktadır ve tamamı bilgisayar ile kontrol edilmektedir.

Motor test düzeneğinde Çizelge 4.3’de listelenen 3 parametrenin kontrolü yapılabilmektedir. Test düzeneğinde, bilgisayar kontrol programı ile gaz kelebeği açıklığı ve devir sayısı değişken olarak kontrol edilebilmektedir. Ayrıca, yakıt sistemi

üzerine kurulan hatlardaki hassas vanalar ile alternatif yakıt karışım oranları da belli seviyede ayarlanabilmektedir.

Çizelge 4.3. Motor test sisteminde kontrol edilen parametreler

	Değişkenler
1	Devir sayısı
2	Gaz kelebeği açıklığı
3	Karışım oranı

Motor test düzeneğinde egzoz emisyonları ve birçok basınç ve sıcaklık ölçümü ile birlikte motor performansı açısından birçok fiziksel parametrenin ölçümü yapılmaktadır. Motor test düzeneğinde ölçülen fiziksel büyüklüklerin tamamı Çizelge 4.4’de ve hesaplanan büyüklükler Çizelge 4.5’de listelenmiştir.

Çizelge 4.4. Motor test düzeneğinde ölçülen parametreler

	Ölçülen fiziksel büyüklükler		
1	Devir sayısı	15	Motor yağı basıncı
2	Gaz kelebeği açıklığı	16	Soğutma suyu debisi
3	Tork	17	Soğutma suyu giriş sıcaklığı
4	Emme havası debisi	18	Soğutma suyu çıkış sıcaklığı
5	Emme havası sıcaklığı	19	Ortam sıcaklığı
6	Ana yakıt debisi (Benzin)	20	Ortam basıncı
7	Ana yakıt sıcaklığı	21	Ortam nemi
8	Ana yakıt basıncı	22	Lambda
9	Katkı yakıtı debisi (CNG)	23	Karbondioksit (CO ₂)
10	Katkı yakıtı debisi (LPG)	24	Karbonmonoksit (CO)
11	Katkı yakıtı basıncı	25	Hidrokarbon (HC)
12	Katkı yakıtı sıcaklığı	26	Oksijen (O ₂)
13	Egzoz gazı sıcaklığı	27	Azotoksit (NO _x)
14	Motor yağı sıcaklığı	28	Partikül molekül (PM)

Çizelge 4.5. Motor test sisteminde hesaplanan parametreler

	Hesaplanan fiziksel büyüklükler
1	Güç
2	Özgül yakıt sarfiyatı
3	Ortalama efektif basınç
4	Efektif iş
5	Efektif verim
6	Volumetrik verim

Egzoz emisyonlarının ölçümünde motor test düzeneğinin egzoz çıkışına bir aparat ile bağlantı kurularak BOSCH firmasına ait BEA 030, BEA 050 ve BEA 060 cihazları (Şekil 4.5) kullanılarak aşağıda listelenen egzoz gazı ölçümleri anlık olarak gerçekleştirilmiştir.

- 1) Lambda
- 2) CO₂
- 3) CO
- 4) HC
- 5) O₂
- 6) NO_x

Bu egzoz emisyon ölçüm cihazı kontrol ünitesi ile bluetooth bağlantısı ile haberleşerek BOSCH firmasına ait bir program yardımıyla anlık olarak egzoz emisyonlarını ölçmektedir. Bu emisyon ölçüm sistemleri yanma sonucu açığa çıkan bütün egzoz emisyonlarının fonksiyonu olan motorun lambda (hava fazlalık katsayısı) değerini aşağıda verilen Brettschneider [69] denklemini (4.1) kullanarak hesaplamaktadır.

$$\lambda = \frac{[\text{CO}_2] + \left[\frac{\text{CO}}{2}\right] + [\text{O}_2] + \left[\frac{\text{NO}}{2}\right] + \left(\left(\frac{H_{cv}}{4} \times \frac{3,5}{3,5 + \left[\frac{\text{CO}}{[\text{CO}_2]}\right]} \right) - \frac{O_{cv}}{2} \right) \times ([\text{CO}_2] + [\text{CO}])}{\left(1 + \frac{H_{cv}}{4} - \frac{O_{cv}}{2} \right) \times ([\text{CO}_2] + [\text{CO}] + (8 \times [\text{HC}]))} \quad (4.1)$$



Şekil 4.5. Egzoz emisyonu ölçüm cihazı

Çalışamaz durumda olan motor test düzeneği üzerinde gerçekleştirilen revizyon işlemleri ile düzeneğe ilave edilen ekipmanlardan bazılarının fotoğrafları Şekil 4.6’da gösterilmiştir. Böylece, çalışamaz durumda olan motor test düzeneği üzerinde birçok yenileme ve entegrasyon işlemi gerçekleştirilerek, motor test düzeneği çalışır hale getirilmiştir. Saf yakıtların ve karışımli yakıtların kullanımı için uygun hale getirilen sistemde testler gerçekleştirilmiştir. Bu işlemler sonucunda motor test düzeneğine; eğitim, Ar-Ge, bilimsel, akademik ve sanayi ortaklı çalışmalar yapılacak bir kapsam kazandırılmıştır.



Şekil 4.6. Motor test düzeneği ekipmanları

4.3. Motor Performans ve Emisyon Ölçüm Testleri

Çalışır hale getirilen motor test düzeneğinde Honda L13A4 i-DSI motoru farklı yükleme şartları ve farklı yakıt kullanımları için testlere tabi tutulmuştur.

Motor testleri aşağıda listelenen 5 yakıt grubu için yapılmıştır.

- 1) Benzin
- 2) CNG
- 3) LPG
- 4) Benzin-CNG karışımı
- 5) Benzin-LPG karışımı

Motor testleri aşağıda listelenen ve değer aralıkları verilen 3 değişkene göre yapılmıştır.

- 1) Devir sayısı (1500-4000 d/dak)
- 2) Gaz kelebeği açıklığı (%10-100)
- 3) Yakıt karışım oranı (karışımli yakıtlar için)

Çizelge 4.6'da saf yakıt olarak benzin, CNG ve LPG kullanımı için gerçekleştirilen test matrisi gösterilmiştir. Saf yakıt kullanımında motor testleri motorun yaklaşık tüm devir sayısı aralığı (1500 d/dak'dan 4000 d/dak'ya kadar 500 d/dak aralıklarla) taranarak yapılmıştır. Ayrıca motorun kataloğunda maksimum tork için verilen 2800 d/dak'da da testler yapılmıştır. Çizelge 4.1'de verilen motor katalog değerlerinde en yüksek güç olan 63 kW'a 5700 d/dak'da ulaşıldığı belirtilmiştir. Test düzeneğinin mekanik yapısı, emniyet ortamı, düzenekteki ekipmanların limitleri ve motorun ses, titreşim, vb. davranışları dikkate alınarak en fazla 4000 d/dak da testler yapılmıştır. Gaz kelebeği açıklığı ise %10'dan %100'e kadar %10 aralıklarla değiştirilerek (%25 ve %75 gaz kelebeği açıklığı dahil) motor testleri yapılmıştır. Bu test matrisi oldukça fazla test sayısı vermektedir. Testler esnasında gaz kelebeği açıklığı belirli bir değere ayarlanıp, devir sayısı sisteme tanımlanmıştır. Sistem kararlı rejime geçtikten sonra 2 dakikalık kararlı rejim ölçümleri alınarak test matrisindeki ölçümler tamamlanmıştır. Tanımlanan ölçüm parametreleri her 0,5 s'de bir sistem tarafından kaydedilmiştir. Böylece kararlı rejimde 2 dakika boyunca her bir ölçüm

parametresi için 240 veri toplanmıştır. Test verileri değerlendirilirken her bir parametre için sistem kararlı rejime geçtikten sonra her bir devir sayısı ve yükleme şartı için alınan ~240 verinin ortalaması alınarak her bir parametreye ait test verileri oluşturulmuştur. Egzoz emisyon ölçümleri ise sistem kararlı hale geldikten sonraki 2 dakika boyunca belirli aralıklar ile 3 adet ölçüm alınarak elde edilmiştir.

Çizelge 4.6'da aynı zamanda karışımly yakıtlar (benzin-CNG ve benzin-LPG) için yapılan test matrisi de gösterilmiştir. Karışımly yakıt testleri gaz keleşinin tam açık pozisyonunda yapılmıştır. Motor devir sayısı ise buji ateşlemeli motorlarda en yüksek torkun elde edildiğı yaklaşık 3000 d/dak'ya ayarlanmıştır. Karışımly yakıttaki katkı yakıtının kütleel oranı ise Çizelge 4.6'da gösterildiğı gibi CNG için %10 ve LPG için %5 olarak ayarlanmıştır. Karışım yakıt debileri ayarlaması motor saf benzin ile çalışırken yapılmıştır. Benzin hattı üzerine yerleştirilen hassas ayar vanaları ile motorun ECU'nu etkilemeden benzin debisi kısılrken, hat üzerindeki katkı yakıtı yine hassas vanalarla açılarak emme hattına katkı yakıtı beslenmiştir. Ayarlanan karışım yakıt debisinde komple sistemin kararlı rejime gelmesi beklenmiş ve ölçümler alınmıştır. Sistem kararlı rejime geçtikten sonra benzer şekilde 2 dakika boyunca ölçümler alınmış ve 240 motor performans verisi toplanmıştır. Egzoz emisyon ölçümleri için de yine sistem kararlı hale geldikten sonra 2 dakika boyunca belirli aralıklar ile 3 adet ölçüm alınarak egzoz emisyon verileri elde edilmiştir. Karışımly yakıt testlerinde farklı benzin ve katkı yakıtları için testler yapılmış, sürekli motor davranışı gözlenmiştir. Değişik karışım oranlarında, pratik uygulama açısından anlamlı olmayan özellikle lambda değerinin motorun saf benzin çalışmasındaki bire yakın (stokiyometrik oran) değerinden aşırı saptığı durumlar testler esnasında gözlenmiştir. Burada, test düzeneğinin elverdiği ölçüde pratik uygulama açısından anlam ifade eden sadece bir karışım oranı sonuçları sunulmuştur ve değerlendirmeler yapılmıştır.

Motor testlerinde her 0,5 saniyede kaydedilen ölçümlerin bir örneğı Şekil 4.7'de gösterilmiştir. Egzoz emisyon ölçümleri kayıt örneğı de Şekil 4.8'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.6'da verilen test matrisi aynı zamanda 1B modelleme ve 3B modelleme de de referans olarak kullanılmıştır.

Çizelge 4.6. Saf ve karışımli yakıt motor test matrisi

	İnceleme yöntemi	İncelenen yakıtlar	Devir sayısı (d/dak)	Gaz keleşbeği açıklığı (%)	Kütlesel yakıt karışım oranı (%)
1	Deneysel	Benzin (7x12=84 test)	1) 1500	1) 10	
2		CNG (7x12=84 test)	2) 2000	2) 20	
3			3) 2500	3) 25	
4			4) 2800	4) 30	
5			5) 3000	5) 40	
6			6) 3500	6) 50	
7			7) 4000	7) 60	
8				8) 70	
9				9) 75	
10				10) 80	
11				11) 90	
12				12) 100	
13	Deneysel	LPG (2x1=2 analiz)	1) 2800	100	
14			2) 3000		
15	Deneysel	Benzin-CNG	3000	100	%10 CNG
16	Deneysel	Benzin-LPG	3000	100	%5 LPG

Devir (rpm)	Tork (Nm)	Güç (kW)	Ana Yakıt Tüketimi (lt/h)	Yakıt Sıcaklığı (°C)	Yağ Basıncı (bar)	Yağ Sıcaklığı (°C)	Motor Suyu Giriş Sıcaklığı (°C)	Motor Suyu Çıkış Sıcaklığı (°C)	Egzost Sıcaklığı (°C)	Dinamometre Çıkış Suyu Sıcaklığı (°C)	Dinamometre Kontrol Çıkış	Gaz Kolu Kontrol (%)	Atmosfer Sıcaklığı (°C)	Ateşleme	Ana Yakıt Basıncı (bar)	Emme Havası Debisi (m ³ /h)	Emme Havası Sıcaklığı (°C)	Katki Yakıt Debisi (lt/dak)	Katki Yakıt Basıncı (bar)	Katki Yakıt Sıcaklığı (°C)
3013	53,71	16,9	0,331	200	5,7	39	68	55	577	20	1,64	20,0	24	TRUE	3,5	54,0	24	86,1	1,0	23
3023	53,75	17,0	0,331	200	5,6	39	68	55	577	20	1,65	20,0	24	TRUE	3,5	54,3	24	86,3	1,0	23
3023	53,77	17,0	0,331	200	5,5	39	68	55	577	20	1,65	20,0	24	TRUE	3,5	54,5	24	86,6	1,0	23
3015	53,78	17,0	0,000	200	5,6	39	68	55	578	20	1,65	20,0	24	TRUE	3,5	55,3	24	86,7	1,0	23
3012	53,75	17,0	0,000	200	5,6	39	68	55	578	20	1,64	20,0	24	TRUE	3,5	55,7	24	86,5	0,9	23
3020	53,69	17,0	0,000	200	5,6	39	68	55	578	20	1,65	20,0	24	TRUE	3,5	55,5	24	86,2	1,0	23
3022	53,63	17,0	0,000	200	5,7	39	68	55	578	20	1,65	20,0	24	TRUE	3,5	56,4	24	86,2	1,0	23
3026	53,60	17,0	0,000	200	5,7	39	68	55	578	20	1,66	20,0	24	TRUE	3,5	57,4	24	86,4	1,0	23
3017	53,57	16,9	0,000	200	5,7	39	68	55	578	20	1,65	20,0	24	TRUE	3,5	58,1	24	86,6	1,0	23
3020	53,57	16,9	0,000	200	5,6	39	68	55	578	20	1,66	20,0	24	TRUE	3,5	58,7	24	86,4	1,0	23
3016	53,64	16,9	0,000	200	5,6	39	68	55	579	20	1,65	20,0	24	TRUE	3,5	59,7	24	86,1	1,0	23
3009	53,71	16,9	0,000	200	5,6	39	68	55	579	20	1,64	20,0	24	TRUE	3,5	60,0	24	86,0	1,0	23
3011	53,74	16,9	0,000	200	5,6	39	68	55	579	20	1,63	20,0	24	TRUE	3,5	60,3	24	86,0	1,0	23
3017	53,67	17,0	0,000	200	5,7	39	68	55	579	20	1,65	20,0	24	TRUE	3,5	60,9	24	86,2	1,0	23
3027	53,60	17,0	0,000	200	5,6	39	68	55	579	20	1,65	20,0	24	TRUE	3,5	62,0	24	86,5	1,0	23
3026	53,53	17,0	0,000	200	5,6	39	68	55	579	20	1,65	20,0	24	TRUE	3,5	62,4	24	86,4	1,0	23
3024	53,50	16,9	0,000	200	5,7	39	68	55	579	20	1,65	20,0	24	TRUE	3,6	62,4	24	86,3	1,0	23
3019	53,54	16,9	0,000	200	5,6	39	68	55	579	20	1,64	20,0	24	TRUE	3,5	62,4	24	85,8	1,0	23
3016	53,62	16,9	0,000	200	5,7	39	68	55	579	20	1,65	20,0	24	TRUE	3,5	62,0	24	85,8	0,9	23
3000	53,66	16,9	0,000	200	5,6	39	68	55	579	20	1,63	20,0	24	TRUE	3,5	62,0	24	85,8	1,0	23
3000	53,66	16,9	0,000	200	5,6	39	68	55	579	20	1,63	20,0	24	TRUE	3,5	62,7	24	86,1	1,0	23

Şekil 4.7. Motor performansı ölçüm kaydı örneği

Bosch Gaz değerleri							
Devir say. 1/dk.	Yağ sıcaklığı °C	CO %vol	HC ppmvol	CO2 %vol	O2 %vol	Lambda	NO ppmvol
3450	71	0.037	59	10.31	1.74	1.112	2465
3420	71	0.037	59	10.32	1.76	1.113	2483
3500	71	0.037	59	10.32	1.76	1.113	2483
3480	72	0.038	58	10.35	1.69	1.108	2434
3480	72	0.038	58	10.35	1.72	1.110	2449
3480	72	0.038	58	10.35	1.72	1.110	2449
3370	73	0.039	58	10.42	1.61	1.102	2429
3400	73	0.039	58	10.42	1.61	1.102	2429

Şekil 4.8. Egzoz emisyonu ölçüm örneği

Aşağıdaki kısımda, elde edilen test sonuçları her bir yakıt için ayrı olarak verilmiş ve değerlendirilmiştir.

4.4. Motor Test Sonuçları

Gerçekleştirilen motor testleri kapsamında benzin ve CNG saf yakıt testleri %10 ile %100 arasındaki gaz kelebeği açıklıkları için %10 artımlarla ve ek olarak %25 ve %75 gaz kelebeği açıklıkları için testler yapılmıştır. Motor devir sayısı olarak 1500–4000 d/dak aralığında, her 500 d/dak için testler gerçekleştirilmiştir. Bu devir sayısı aralığına ek olarak motorun maksimum tork değerini vermiş olduğu devir olan ve katalog değeri olarak verilen 2800 d/dak değerinde de saf yakıtlar için (benzin, CNG ve LPG) motor testleri gerçekleştirilmiştir. Motorda yakıt olarak benzin ve CNG kullanımı için elde edilen verilerden 10% ile 100% arasındaki gaz kelebeği açıklıkları için, %25 ve %75 gaz kelebeği açıklıkları dahil olmak üzere, oluşturulmuş olan grafikler devam eden bölümlerde yorumlarıyla birlikte verilmiştir.

LPG testleri, benzin ve CNG de olduğu gibi geniş tutulmamıştır. Geniş tutulamamasının asıl nedeni sistemin LPG dönüşüm sistemine sahip olmamasından kaynaklanmıştır. Motor benzin ile çalışırken benzin hattı devre dışı bırakılarak motorun karışımli hat üzerinden LPG ile çalıştırılması sağlanmıştır. Yapılan çalışmalarda birçok noktada motorun kararsız davranışları ve motorda durma gözlenmesi sebebiyle 2800 d/dak ve 3000 d/dak’da tam kelebek açıklığında testler gerçekleştirilmiştir.

Motor performansı ve egzoz emisyonları birçok fiziksel büyüklüğü içermektedir. İnceleme ve değerlendirmelere ilgili fiziksel büyüklüklerin tamamını dahil etmek parametre sayısını aşırı derecede artıracaktır. Bu sebeple inceleme için çekirdek bilgiyi oluşturacak parametreler seçilmiştir. Gerçekleştirilmiş olan testler sonucunda motor performansı ve egzoz emisyonlarına ait seçilen ve aşağıda listelenen 10 parametrenin (Çizelge 4.7) devir sayısına ve gaz kelebeği açıklığına göre değişimi incelenmiştir.

Çizelge 4.7. Motor testi değerlendirme parametreleri

1	Tork	6	CO ₂
2	Güç	7	CO
3	Özgül yakıt sarfıyatı	8	HC
4	Volumetrik verim	9	NO _x
5	Lambda	10	Egzoz gazı sıcaklığı

Karışımly yakıt testlerinde de 3000 d/dak devir sayısı ve %100 gaz kelebeği açıklığı için özellikle lambda değeriine göre belirlenen bir karşılaştırma noktasında ölçümler gerçekleştirilmiştir. Karışımly yakıt, sisteme emme hattından bir katkı yakıtı besleme hattı entegre edilerek sağlanmıştır. Bu hat, katkı yakıtı oransal besleme hattı olarak kullanılmıştır. Aşağıda karışımly yakıt ölçümü ile saf yakıt ölçümleri karşılaştırılmış ve etkileri değerlendirilmiştir.

Aşağıdaki alt bölümlerde yakıt türüne göre sonuçlar verilmiş ve değerlendirmeler yapılmıştır.



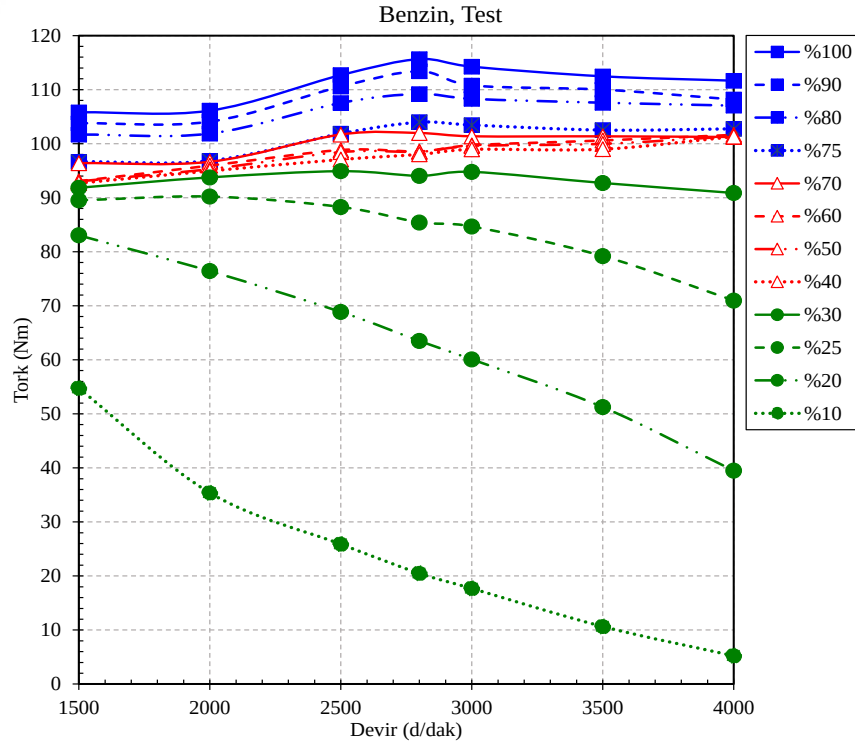
4.5. Benzin için Motor Test Sonuçları

Saf benzin kullanımında torkun devir sayısı ve gaz keleşbeği açıklığına göre değişimi şekil 4.9'da çizilmiştir. Artan keleşbek açıklığı genel anlamda torku artırmaktadır. Keleşbek açıklığının torkun artışına katkısı, küçük açıklıklarda (%30'a kadar) daha fazla, büyük açıklıklarda (%40'dan sonra) daha azdır. Tork eğrileri, %30'a kadar olan küçük gaz keleşbeği açıklıklarında ve %40'dan itibarenki açıklıklarda farklı davranış sergilemektedir. Büyük keleşbek açıklıklarında artan devir sayısı ile kısmen artan tork 2800 d/dak civarında maksimum değere yükselmekte ve tekrar azalmaktadır. Bu tork eğrisi bilinen motor davranışı ile uyumludur. Özellikle, 2800 d/dak'da ve %100 keleşbek açıklığında ölçülen 115,7 Nm değeriindeki maksimum tork, Çizelge 4.1'de verilen motor katalog değeri olan 119 Nm ile uyumludur. Küçük keleşbek açıklıklarında ise aslında motorun yüksek devirlere çıkması pratik değildir. Dinamometre kontrolü ile motorun belirlenen yüksek devir sayılarında çalışması sağlanmıştır. Bu sebeple küçük keleşbek açıklıklarına karşılık gelen yüksek devirlerdeki test sonuçları motorun pratik davranışını yansıtırıcı değildir. şekil 4.9'da görüldüğü gibi, küçük keleşbek açıklıklarında artan devir sayısı ile torkun azaldığı ölçülmüştür. Bu davranış %30 keleşbek açıklığından büyük değerlerde büyük keleşbek açıklığı davranışına yaklaşmaktadır.

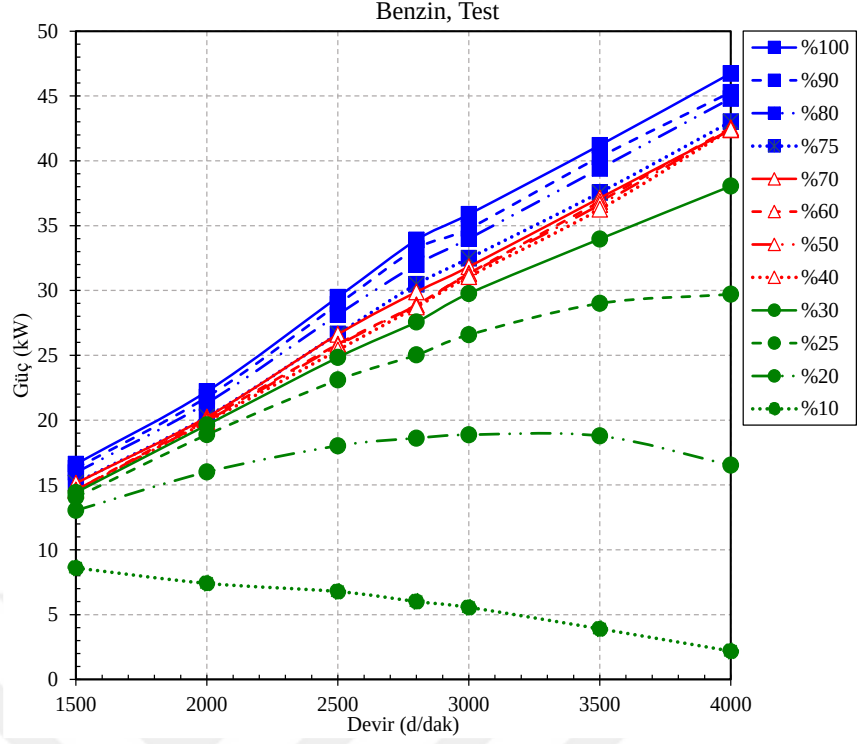
Gücün devir sayısı ve gaz keleşbeği açıklığına göre değişimi şekil 4.10'da çizilmiştir. Küçük keleşbek açıklıklarındaki pratik olmayan durum dikkate alınmazsa, artan keleşbek açıklığı genel anlamda gücü kısmen artırmaktadır. Büyük keleşbek açıklıklarında gücün artan devir sayısı ile yaklaşık doğrusal arttığı görülmektedir. Tam keleşbek açıklığına yaklaşıldıkça güç eğrileri birbirine yakın seyretmektedir. Güç eğrisi, tam yükte yaklaşık 0,0136 kW/d/dak'lık doğrusal bir eğimle değişmektedir. Çizelge 4.1'de verilen motor katalog değeri olan 63 kW güç 5700 d/dak içindir. Test düzeneğindeki kısıtlardan dolayı motor testi en fazla 4000 d/dak'da yapılmıştır. Tam yükteki mevcut test eğrisi ile doğrusal ekstrapolasyon yapılırsa, 5700 d/dak'daki güç yaklaşık 70 kW olarak hesaplanmaktadır. Bu güç değeri motor katalog değeri olan 63 kW'dan yüksektir. Ancak, çok yüksek devirlerde güç-devir ilişkisi doğrusal olmayacağından, test ile katalog değerlerinin bu açıdan da uyumlu olduğu ve birbirinden çok uzak olmadığı söylenebilir.

Özgöl yakıt sarfiyatının devir sayısı ve gaz keleşbeği açıklığına göre değişimi şekil 4.11’de çizilmiştir. Özgül yakıt sarfiyatı değerleri keleşbek açıklığı miktarının artışı ile azalamaktadır. Tam keleşbek açıklığında özgül sarfiyatı değeri minimum değerini almaktadır. Devir sayısı değişimi aısındananda incelendiğinde maksimum tork değerine ulaşılan 2800 d/dak devir sayısı civarlarında özgül yakıt sarfiyatı değeri minimum değerine ulaşmaktadır. Benzin kullanımında yakıt tüketimi ölçümleri hem hassas terazi ile hem de oval dişli tip yakıt debimetresi ile yapılmıştır. Ölçülen yakıt tüketimi değerleri ile ölçülen güç değerleri kullanılarak özgül yakıt sarfiyatı değerleri elde edilmiştir.

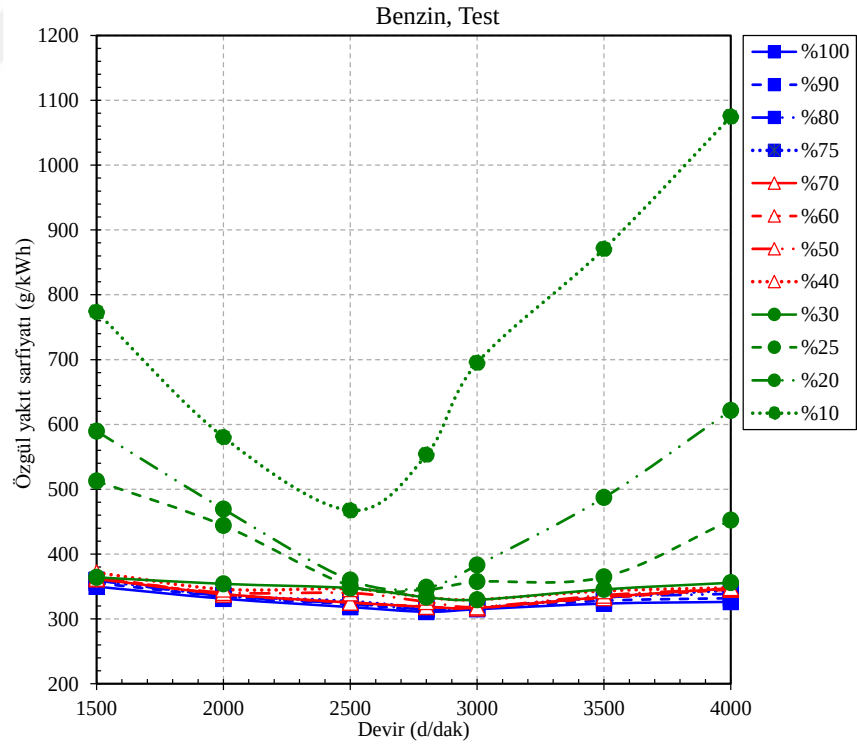
Buji ateşlemeli motorlarda benzin kullanımı için efektif verim değeri tam yük koşulları için %30’lar seviyesindedir ve yakıt tüketimi ile g üretimi ortak olarak değerlendirildiğinde tüm devir sayıları için verimin yaklaşık %30 civarında seyrettiği gözlenmiştir. Efektif verimin maksimum torkun elde edildiği 2800 d/dak’da maksimuma ulaştığı belirlenmiştir ki bu noktada özgül yakıt sarfiyatının minimum seviyelerde ve motor torkunun maksimum seviyelerde olması bu durumu destekler niteliktedir.



şekil 4.9. Gaz keleşbeği açıklığına göre tork - devir grafiği

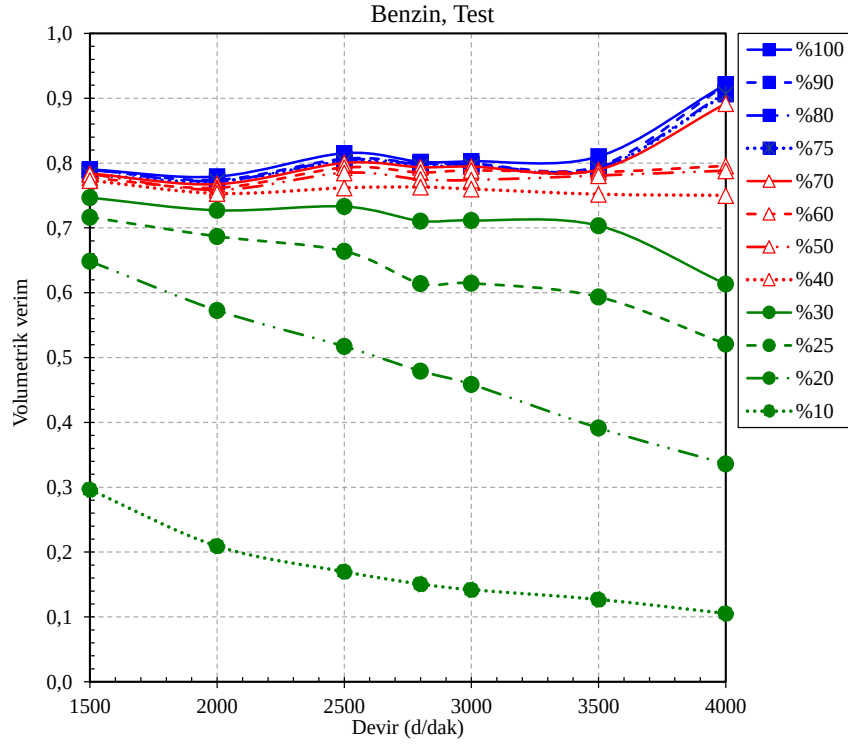


Şekil 4.10. Gaz kelebeği açıklığına göre güç - devir grafiği



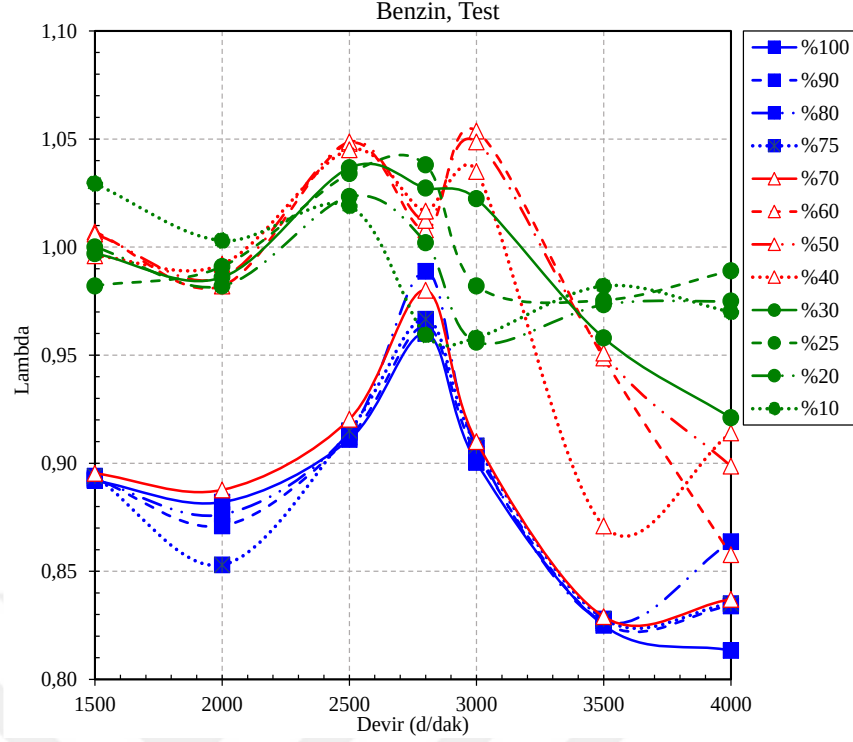
Şekil 4.11. Gaz kelebeği açıklığına göre özgül yakıt sarfıyatı - devir grafiği

Volumetrik verim (Şekil 4.12) ise, emme havası emilimindeki devir sayısına ve kelebek açıklığı artışına göre hafif dalgalı bir eğilim göstermektedir. Bunun nedeni devir sayısı artışı ile silindir içi egzoz gaz kalıntı miktarının artması, emme zamanı süresinin giderek kısalması ve hava emiş hızının yükselmesi nedeniyle kayıplar ve emme performansındaki değişim gösterilebilir. Tam gaz kelebeği açıklığına yaklaşıldıkça eğriler benzer davranış sergilemektedir.



Şekil 4.12. Gaz kelebeği açıklığına göre volumetrik verim - devir grafiği

Şekil 4.13’de verilen lambda-devir değişimine göre, tam yük şartlarına yaklaşıldıkça ve devir sayısı maksimum güç değerini verecek olan devir sayısı değerine yaklaştıkça zengin karışıma doğru bir yönelimin gerçekleştiği görülmektedir. Genel itibariyle motorun lambda değeri stokiyometrik oran olan 1,00 değerine yakın seyretmektedir.

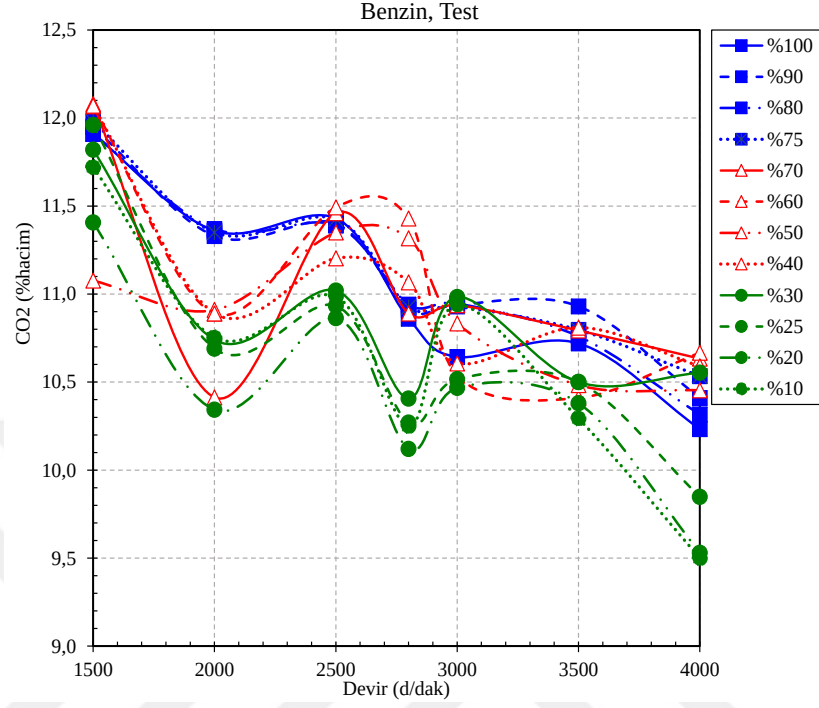


Şekil 4.13. Gaz kelebeği açıklığına göre lambda - devir grafiği

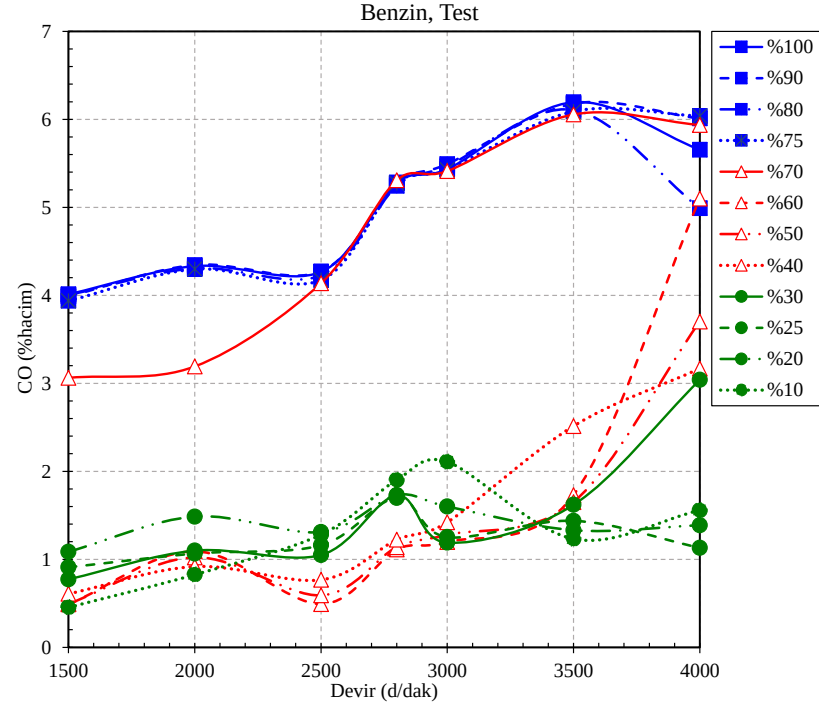
CO₂ ve CO değişimlerinin bulunduğu Şekil 4.14 ve Şekil 4.15'deki eğriler genel olarak göstermektedir ki devir sayısı arttıkça; yanmanın kısmi eksik yanma olarak gerçekleşme eğilimi nedeniyle tam yük koşullarına yaklaştıkça CO₂ miktarı azalmakta ve eksik yanma ürünü olan CO miktarı artmaktadır. Kısmi kelebek açıklıklarında ise kelebek açıklığının durumuna ve devir sayısına bağlı olarak değişik oluşum davranışları hem CO₂ hem de CO için gözlenmektedir.

Yanmamış yakıt olan ve birçok farklı nedenden dolayı (lambda değeri, eksik yanma, motor geometrisine ait boşluklar, egzoz supabı kaçakları, supap bindirmesi, yanma odasındaki kalıntılar, motor yağı, vb. gibi) meydana gelen HC oluşumu Şekil 4.16'da çizilmiştir. Artan kelebek açıklığı genel olarak HC oluşumunu artırmaktadır. Artan devir sayısı ise HC oluşumunu azaltmaktadır. Test sonuçlarındaki HC oluşumu, özellikle devir sayısı arttıkça standart bir buji ateşlemeli motor için oldukça düşük seviyelerde seyir etmektedir. Literatürde genel olarak HC değerinin tipik motorlar için ortalama 1000 ppm hacim olarak gerçekleştiği raporlanmıştır [67]. Test edilen motorda ise HC genel olarak 150-450 ppm aralığında değişmektedir. Test edilen motorun düşük HC emisyonunda, motorun silindir başına çift buji ateşleme sistemine

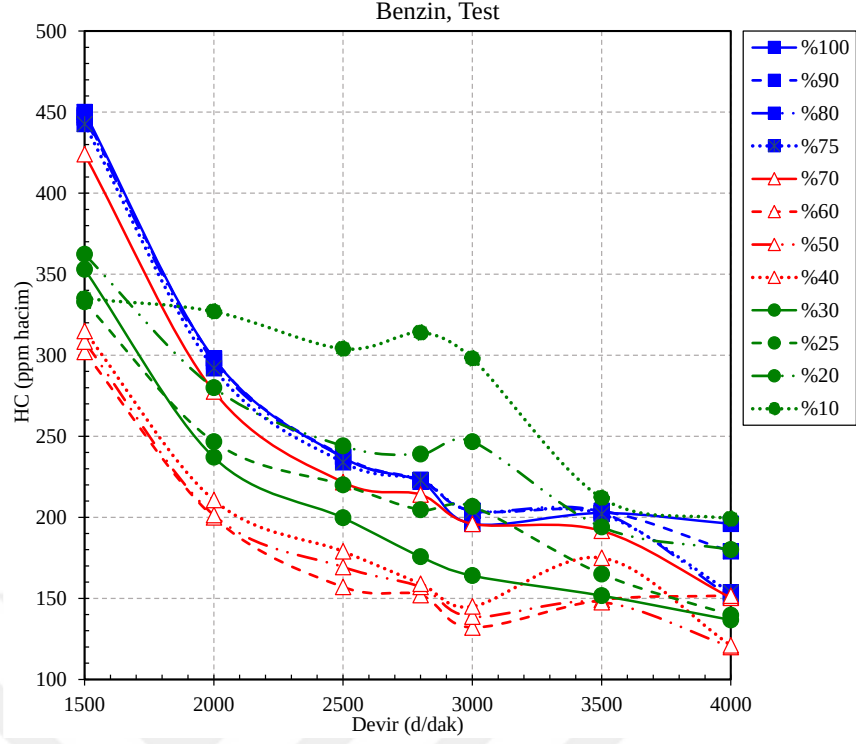
sahip olması da önem arz etmektedir. Çift buji ve sıralı ateşlemeden kaynaklı alevin silindir içi yayılımı iyi olduğundan HC emisyonu düşük gerçekleşmiştir.



Şekil 4.14. Gaz kelebeği açıklığına göre CO₂ - devir grafiği

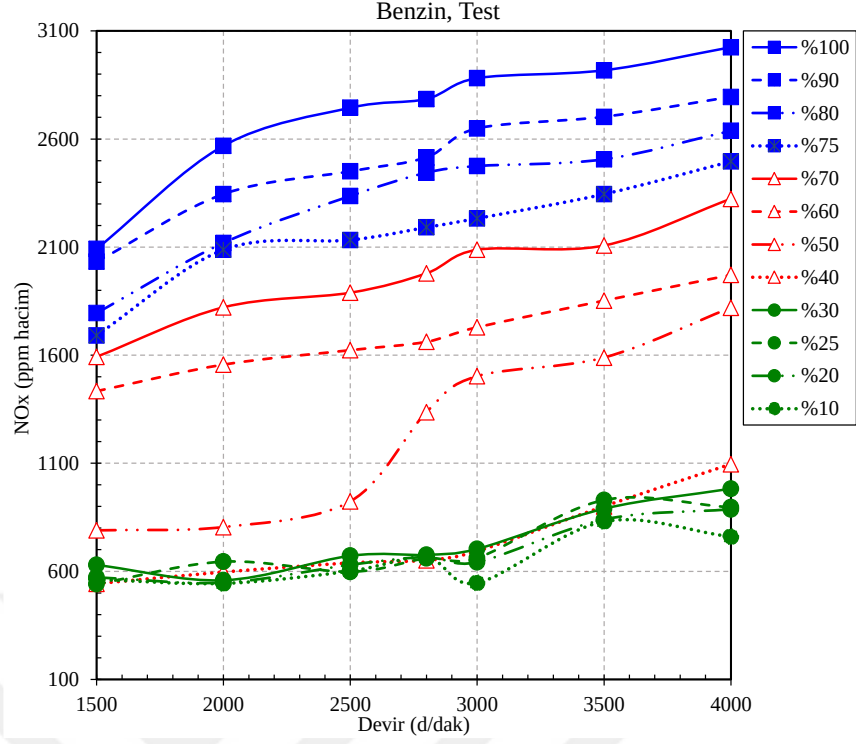


Şekil 4.15. Gaz kelebeği açıklığına göre CO - devir grafiği

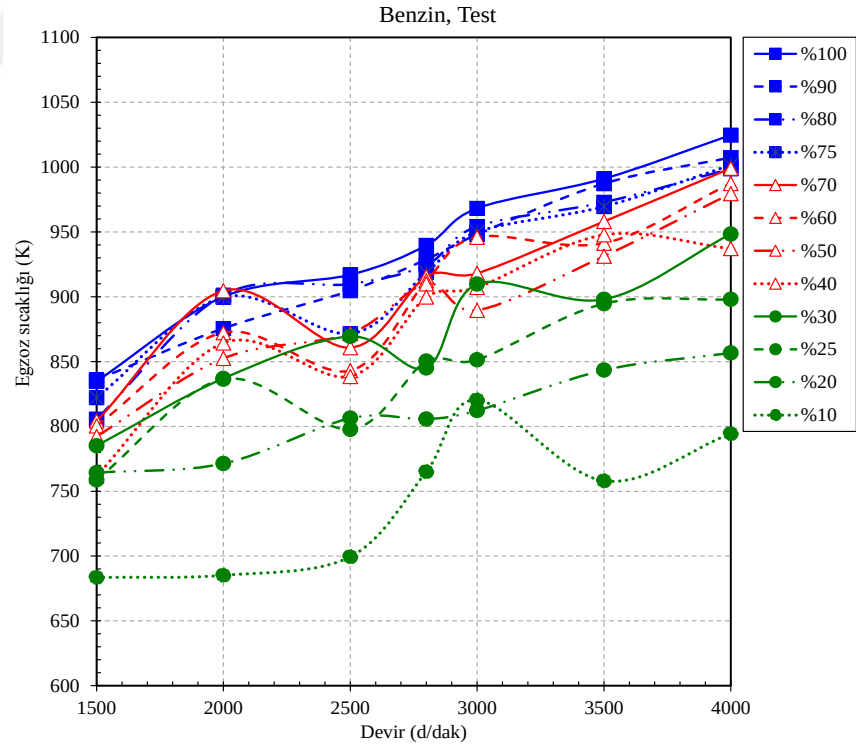


Şekil 4.16. Gaz keleşğı açıklığına göre HC - devir grafiğı

Esas oluşum sebebi silindir içi sıcaklık seviyesi olan NO_x (Şekil 4.17) oluşumu incelendiğinde, tam yüke yaklaşıldıkça NO_x oluşumunun arttığı görülmektedir. Tam yük şartlarına yaklaşıldıkça ve devir sayısı artışına bağılı olarak silindir içi sıcaklıkların yükselmesi sebebiyle NO_x oluşumu artmaktadır. Emme havasındaki artışla birlikte yanma odasındaki hava konsantrasyonu artmakta ve ortamda reaksiyona girebilecek O_2 ve N_2 artmakta, dolayısıyla NO_x miktarında yükseliş meydana gelmektedir. Egzoz gazı sıcaklığı değişimi de (Şekil 4.18) bu durumu desteklemektedir.



Şekil 4.17. Gaz kelebeği açıklığına göre NO_x - devir grafiği



Şekil 4.18. Gaz kelebeği açıklığına göre egzoz gazı sıcaklığı - devir grafiği

4.6. CNG için Motor Test Sonuçları

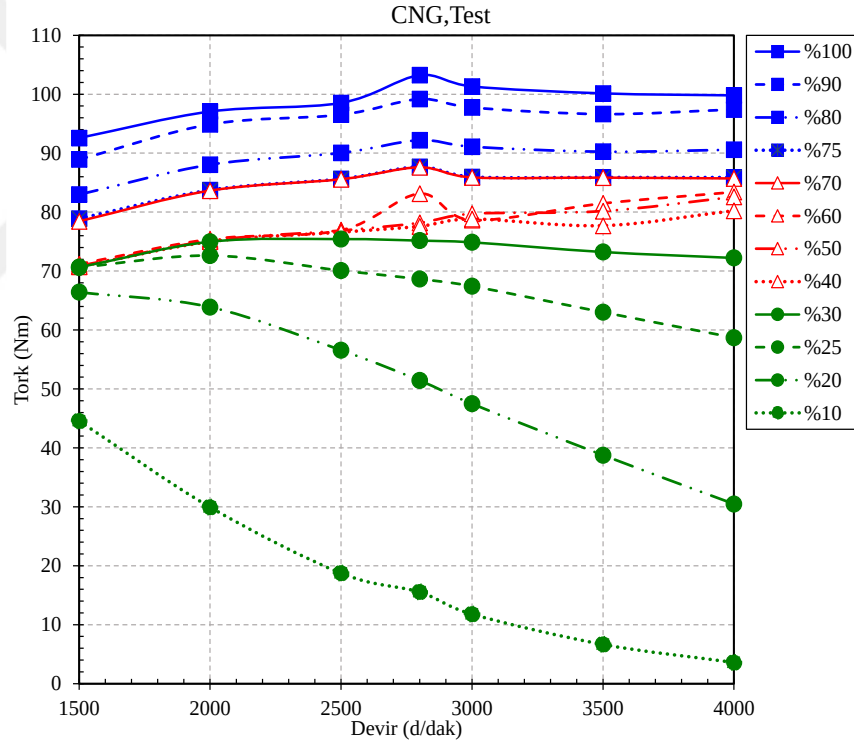
Motor test çalışmalarının devamında tıpkı benzin testlerinde olduğu gibi CNG testleri de gerçekleştirilmiş ve test sonuçları karşılaştırılmalı olarak aşağıda, bir önceki bölümde belirtilmiş olan 10 parametre için verilmiştir. Yine bu testlerde de belirli bir devir sayısı ve yükleme şartı için sistem kararlı halde iken alınan ölçümlerden yaklaşık olarak 240 kadar verinin ortalaması alınarak her bir ölçüm parametresinin değeri belirlenmiştir.

CNG kullanımındaki tork eğrileri Şekil 4.19’da gösterildiği gibi genel olarak benzin kullanımına benzer yapıda çıkmıştır. Küçük kelebek açıklıklarında yine pratik olmayan bir davranış söz konusudur. Büyük kelebek açıklıklarında motorun maksimum tork katalog değeri olan 2800 d/dak’daki CNG kullanımı için maksimum tork değerine ulaşılmıştır. Benzin ile karşılaştırıldığında ise; CNG’nin stokiyometrik karışım oranlarındaki H/C oranından kaynaklı enerji yoğunluğunun benzinden daha düşük olması ve volumetrik verim açısından benzinde volumetrik verimin yüksek olması nedeniyle, CNG’nin tork değerlerinde ortalama olarak yaklaşık %11 düşme olduğu görülmüştür. CNG’nin enerji yoğunluğu, benzinin %70’i ve motorinin %60’ı kadardır [70]. Tam kelebek açıklığındaki maksimum tork; motor katalogunda 119 Nm (2800 d/dak), benzin testinde 115,7 Nm (2800 d/dak) ve CNG testinde ise 103,2 Nm (2800 d/dak) değerinde elde edilmiştir.

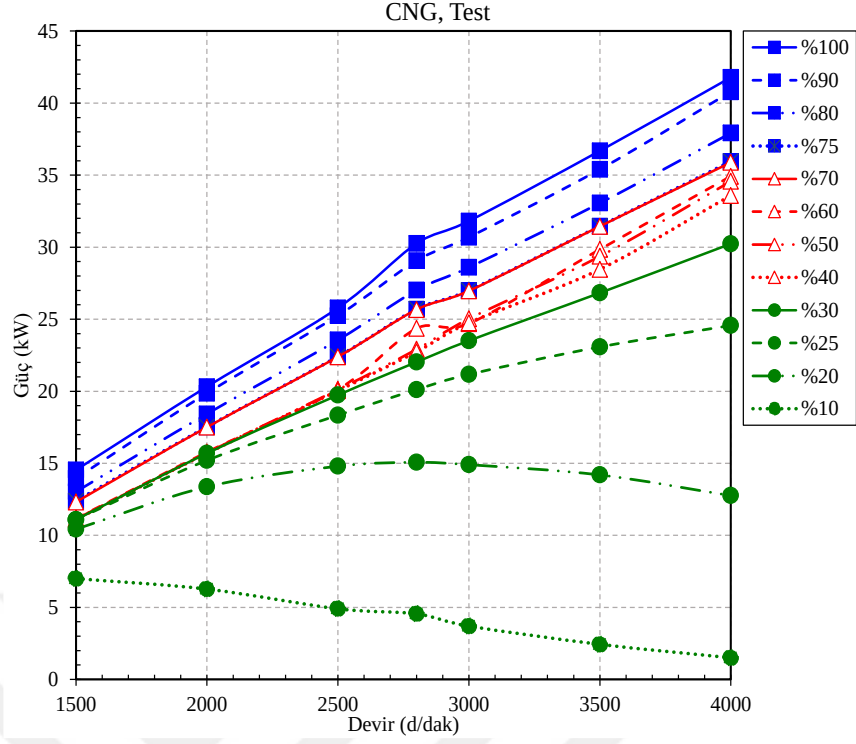
CNG kullanımındaki güç eğrileri de Şekil 4.20’de gösterildiği gibi genel olarak benzin kullanımına benzer yapıda çıkmıştır. Küçük kelebek açıklıklarındaki pratik olmayan durum dikkate alınmazsa, artan kelebek açıklığı ile güç artmaktadır. Tam kelebek açıklığına yaklaşıldıkça güç eğrileri birbirine yakın seyretmektedir. Bunun yanı sıra, tüm gaz kelebeği açıklıkları için gücün artan devir sayısı ile yaklaşık doğrusal arttığı görülmektedir. Benzin ile karşılaştırıldığında ise; torkta olduğu gibi CNG’deki güç, yaklaşık olarak %21 daha düşük gerçekleşmiştir. Tam yükteki güç eğrisinin doğrusal eğimi benzinde yaklaşık 0,0136 kW/d/dak iken CNG’de yaklaşık 0,0088 kW/d/dak olarak gerçekleşmiştir. CNG’deki gücün devirle artışı daha yatay yani daha yavaş olmaktadır. Tam yükteki mevcut CNG test eğrisi ile doğrusal extrapolasyon yapılırsa, 5700 d/dak’daki güç yaklaşık 51 kW olarak hesaplanmaktadır. Bu CNG güç değeri, benzin için motor katalog değeri olan 63 kW’dan %19 düşüktür.

Özgöl yakıt sarfiyatı incelendiğinde (Şekil 4.21) kelebek açıklığı miktarının artışı ile azalmaktadır. Devir sayısı değişimi açısından incelendiğinde maksimum tork değeri civarlarında özgül yakıt sarfiyatı değeri minimum değerine ulaşır. Elde edilen özgül yakıt sarfiyatı değerleri benzin kullanımına göre daha düşük seviyededir. Bu durumda CNG kullanımının fakir karışım oranlarında çalışma eğiliminin etkisi büyüktür.

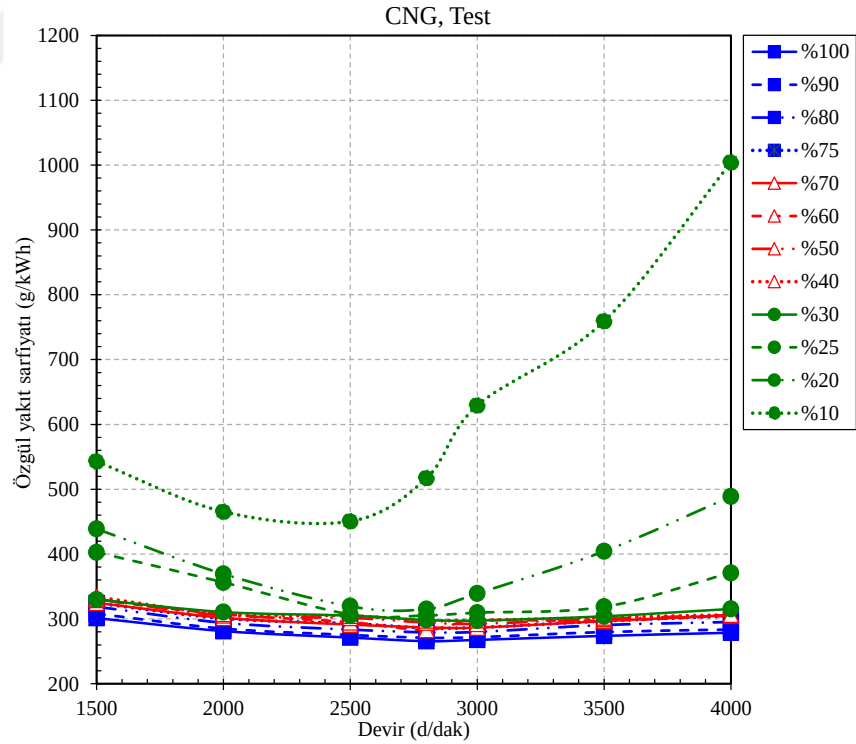
Buji ateşlemeli motorlarda CNG kullanımı için efektif verim tam yük koşulları için %39'lar seviyesindedir. Testlerden elde edilen güç ve yakıt tüketimine bağlı olarak efektif verim hesaplanmıştır. Efektif verimin maksimum torkun elde edildiği 2800 d/dak'da maksimuma ulaştığı ve genel itibariyle de 36% seviyelerinde yer aldığı hesaplanmıştır.



Şekil 4.19. Gaz kelebeği açıklığına göre tork - devir grafiği

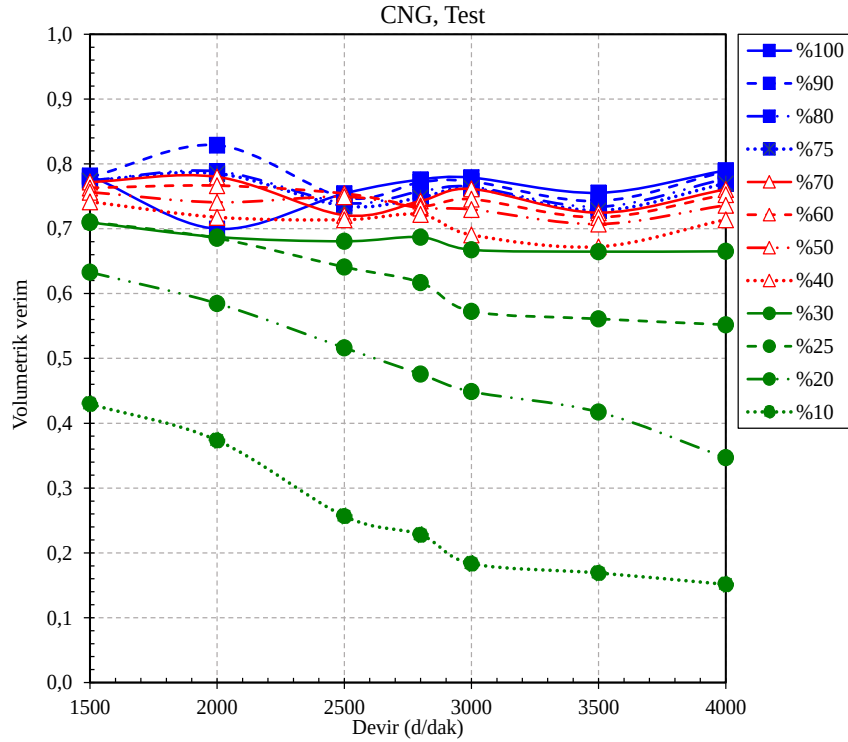


Şekil 4.20. Gaz kelebeği açıklığına göre güç - devir grafiği



Şekil 4.21. Gaz kelebeği açıklığına göre özgül yakıt sarfıyatı - devir grafiği

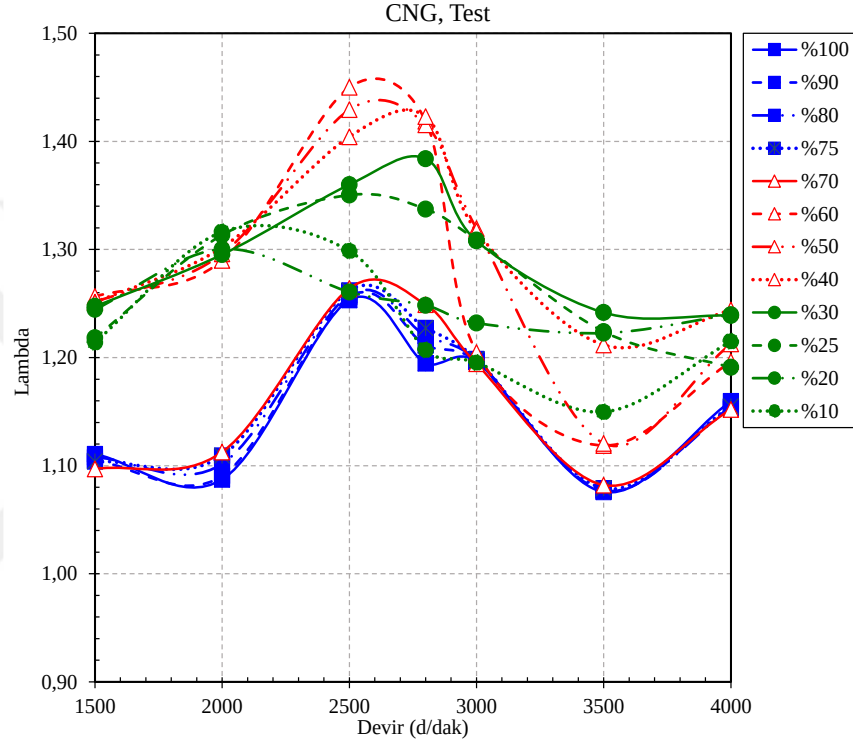
Volumetrik verim değişimi Şekil 4.22’de gösterilmiştir. Emilen hava miktarı benzine göre daha düşük seviyelerdedir. Bu durumda CNG yakıtının gaz fazda olmasının etkisi büyüktür. Emme işlemi esnasında bu gaz fazdaki yakıt bir miktar emilen havanın yerini almaktadır. Devir sayısı artışı ile silindir içi egzoz gaz kalıntı miktarlarının artması, CNG yakıtının gaz fazda olması nedeniyle silindir içine emilen hava miktarına negatif yönde etki etmesi, devir sayısı artışı ile birlikte emme zamanı süresinin giderek kısalması nedenlerinden dolayı volumetrik verim dalgalı bir değişim göstermektedir. Tam yükteki volumetrik verim benzinde %80’in üstünde iken CNG’de %70-80 seviyelerindedir. CNG’deki volumetrik verimin benzine göre düşük olması, torkun da düşük olmasının sebepleri arasındadır.



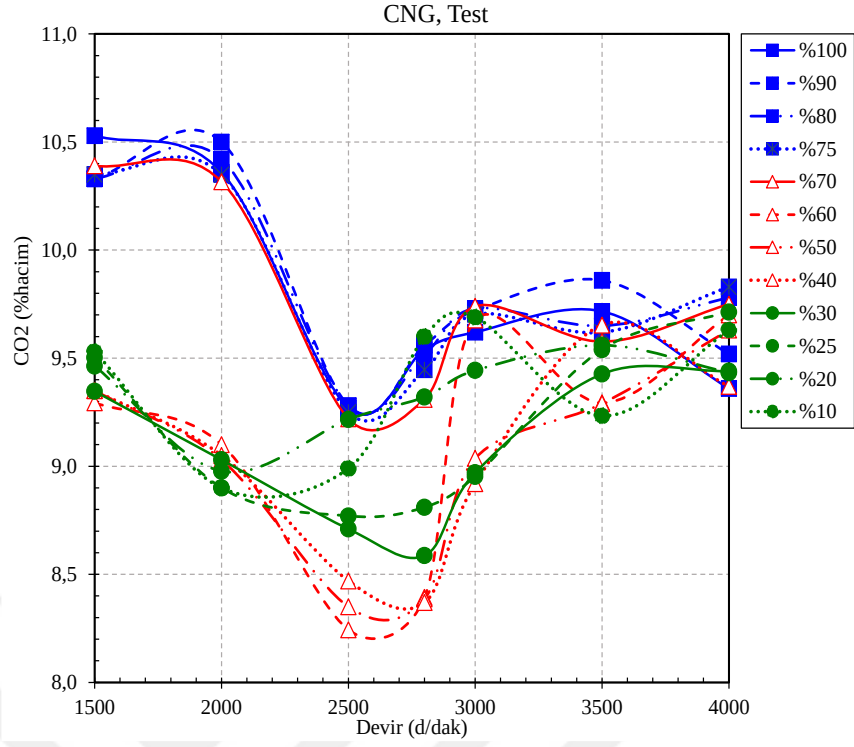
Şekil 4.22. Gaz kelebeği açıklığına göre volumetrik verim - devir grafiği

Lambda devir değişimi incelendiğinde (Şekil 4.23) CNG, benzine göre daha fakir çalışmaktadır. Benzinde lambda 1,00 civarlarında iken CNG’de yaklaşık 1,10 ile 1,45 bandında değişmektedir. CNG’de tam yük şartlarına yaklaşıldıkça stokiometrik orana doğru bir yönelim olmaktadır.

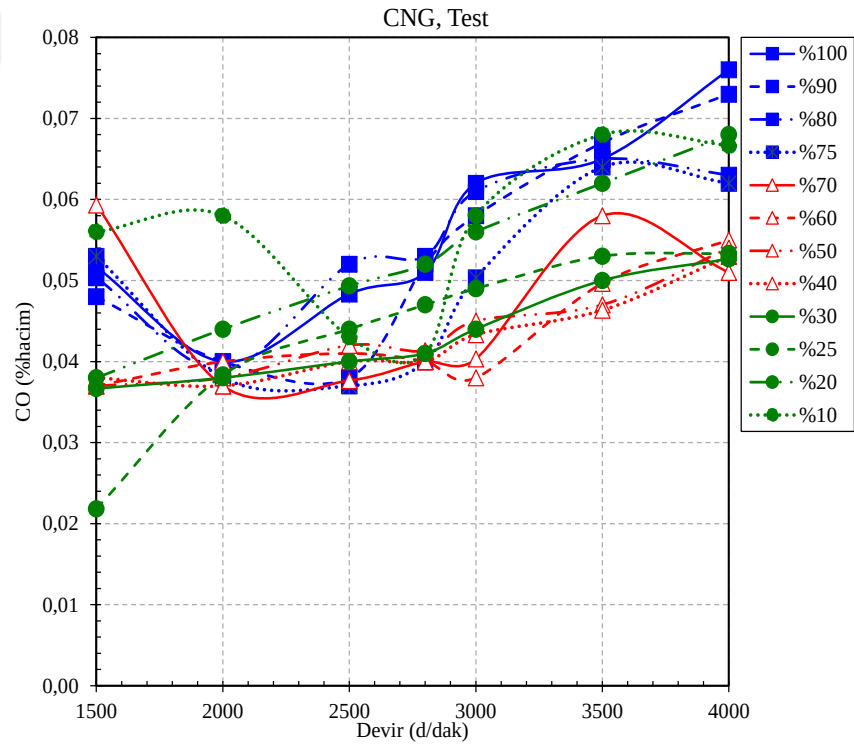
CO₂ ve CO değişimleri sırasıyla Şekil 4.24 ve Şekil 4.25’de gösterilmiştir. Motorun maksimum tork devri olan 2800 d/dak civarında diğer devir sayılarına göre CO₂ değerleri tüm yük şartları için minimum seviyelerdedir. CNG ve benzin için CO₂ seviyeleri genel olarak birbirine yakın gerçekleşmiştir. Genel olarak artan devir sayısı ile kısmi eksik yanma ürünlerinden olan CO artmaktadır. Özellikle CNG’deki CO değerleri (en fazla %0,076) benzine (en fazla %6) göre çok düşük seviyelerdedir.



Şekil 4.23. Gaz kelebeği açıklığına göre lambda - devir grafiği



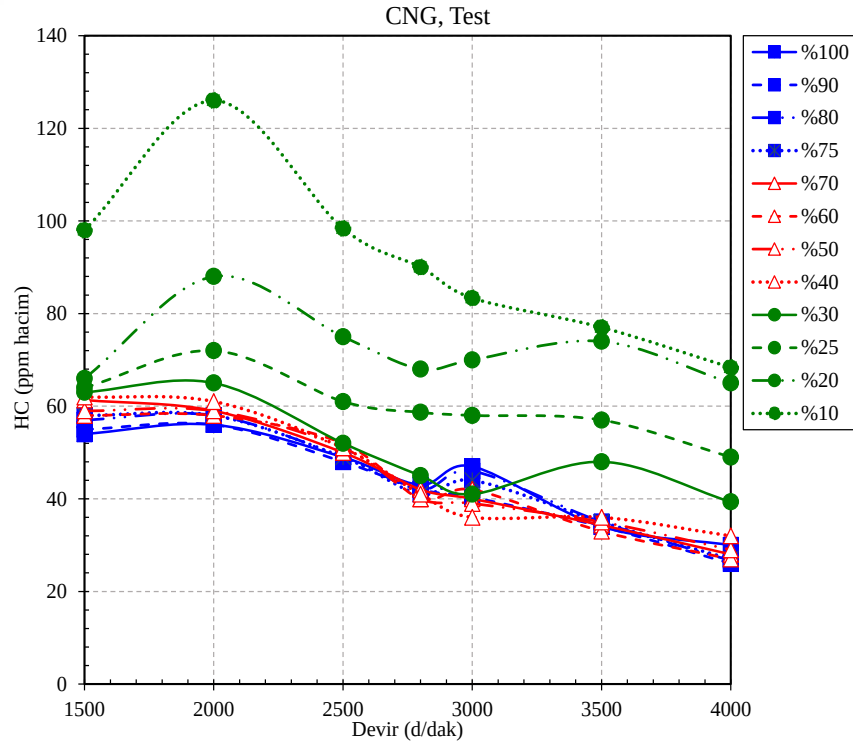
Şekil 4.24. Gaz kelebeği açıklığına göre CO₂ - devir grafiği



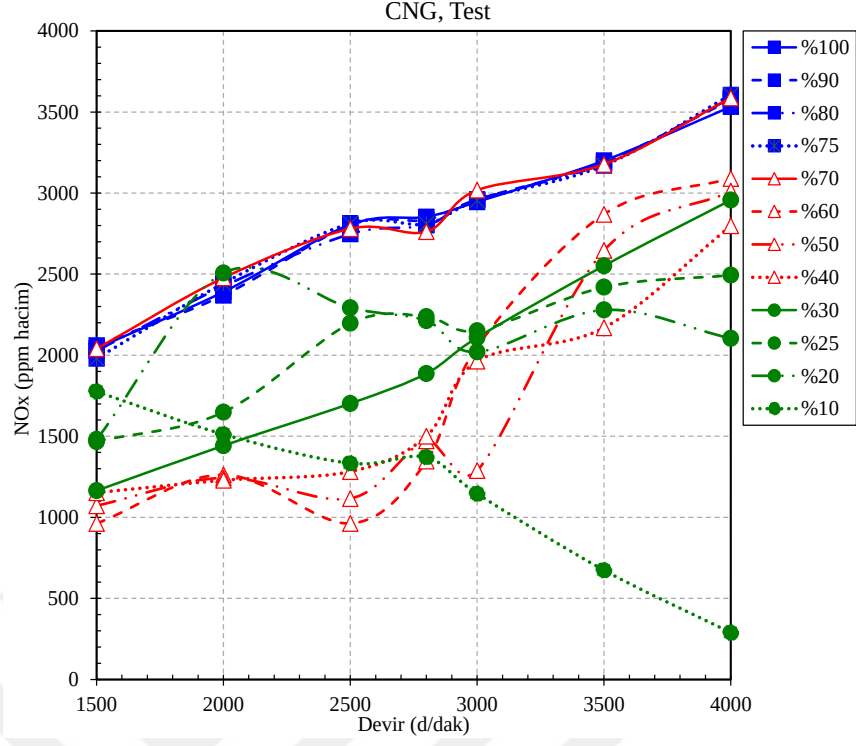
Şekil 4.25. Gaz kelebeği açıklığına göre CO - devir grafiği

Birçok sebebe bağlı olarak oluşan HC'nin devir sayısı ile değişimi Şekil 4.26'da gösterilmiştir. CNG'de benzinden farklı olarak tam yüke doğru HC oluşumu kısmen de olsa azalmıştır. Ayrıca, CNG'de HC değerleri benzinden genel olarak yaklaşık %75 düşük gerçekleşmiştir ve bu durum önemli bir iyileşmedir. Bunun sebeplerinden birisi, CNG'nin gaz fazda silindir içerisine ulaşması sebebiyle daha iyi bir hava-yakıt karışımı ve yanmanın sağlanmasıdır. Benzindeki buharlaşma gecikmesi CNG için geçerli olmadığından, CNG'deki HC oluşumu daha düşük olmaktadır. Ayrıca, CNG'nin yapısını daha çok CH₄ gazı ve benzinin ana yapısını ise C₈H₁₈ oluşturmaktadır (H/C oranı açısından). CNG bünyesinde daha az miktarda HC oluşumuna neden olabilecek; parafin, olefin, aromatik, alkol, asetilen gibi bileşenler içermektedir.

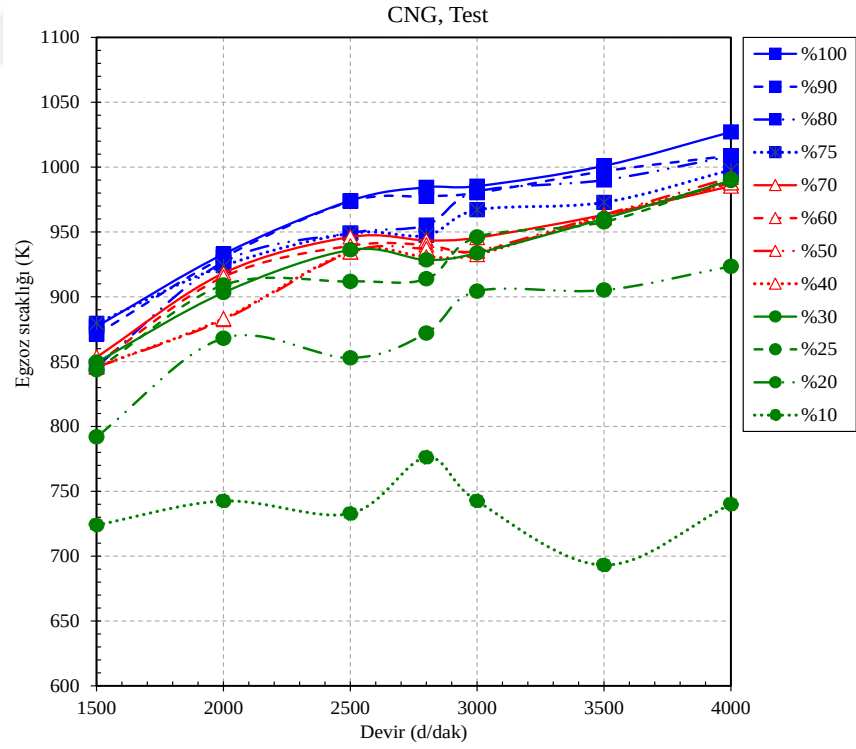
Şekil 4.27'de NO_x oluşumu gösterilmiştir. Benzine benzer şekilde tam yük şartlarına yaklaşıldıkça NO_x oluşumu artmaktadır. Özellikle CNG'nin alev sıcaklığının benzine göre yüksek olması NO_x miktarında bir miktar artışa neden olmuştur. Şekil 4.28'de verilen egzoz gazı sıcaklığı da CNG'de bir miktar yüksek ölçülmüştür.



Şekil 4.26. Gaz kelebeği açıklığına göre HC - devir grafiği



Şekil 4.27. Gaz kekeği açıklığına göre NO_x - devir grafiği



Şekil 4.28. Gaz kekeği açıklığına göre egzoz sıcaklığı - devir grafiği

4.7. LPG için Motor Test Sonuçları

Motor testleri LPG için de gerçekleştirilmiş ve test sonuçları yine 10 parametre için verilmiştir.

Yukarıda belirtildiği gibi LPG testleri, benzin ve CNG de olduğu gibi geniş bir aralıkta gerçekleştirilememiştir. Test düzeneğinde motora hali hazırda CNG dönüşüm sistemi entegre edilmiştir. İlave olarak LPG dönüşüm sisteminin entegrasyonu üzerinde çalışılmış ancak hali hazırda CNG entegrasyonlu motora LPG entegrasyonunun karmaşası yanında zaman, bütçe ve çalışma ortamı belirsizliklerinden dolayı böyle bir entegrasyon yapılmamıştır. Bunun yerine, sisteme emme hattından bir katkı yakıtı besleme hattı entegre edilmiştir. Bu hat, katkı yakıtı oransal besleme hattı olarak kullanılmıştır. Saf LPG testlerinde ise benzin tamamen kapatılarak bu hattan beslenen saf LPG ile motorun çalışması sağlanmıştır. Benzin ve CNG testlerinde yakıtlar supap arkasına püskürtülerek gönderilmekte iken bu LPG sisteminde yakıt tamamıyla emme havası ile ön karışımlı halde silindir içerisine gönderilmiştir. Emme havasına enjekte edilen LPG, emme havası miktarını ve dolayısıyla motor karakteristiklerini (volumetrik verim, yakıt sarfiyatı, tork, vb.) olumsuz etkilemektedir. Ayrıca, benzin ve CNG de olduğu gibi tüm devir aralıklarının ve kelebek açıklıklarının taranması için bu LPG sisteminde özellikle mevcut benzin için devrede olan ECU kontrolü, hassas vana ayarı, emme havası debisi düşüşü, yüksek titreşim vb. gibi birçok problem oluşmaktadır. Bu problemler motor test düzeneğini kararsız hale getirmekte ve kontrol edilerek ayarlanabilir olmaktan çıkarmaktadır. Bu sebeplerden dolayı; saf LPG testleri, karşılaştırma amaçlı olarak ve motor için anlamlı bir referans olarak %100 kelebek açıklığında motor katalog değeri olan 2800 d/dak ve 3000 d/dak hızlarda yapılmıştır.

LPG testi esnasında öncelikli olarak motor benzinde çalıştırılıp istenen devir sayısı ve kelebek açıklığında dengeye gelmesi sağlanmıştır. Ardından benzin hattındaki hassas vanalarla benzin kısılırken LPG vanaları ile LPG emme havası hattına gönderilmiştir. Bu esnada motorun sesi ve bilgisayar ekranından tüm davranışı takip edilerek ayar yapılmıştır. Nihai olarak, benzin tamamen kapatılarak motorun LPG ile çalışması sağlanmıştır. LPG debisi ise, saf benzindeki çalışma şartlarında ölçülen lambda değeri gözönüne alınarak ayarlanmaya çalışılmıştır. Elde edilen test sonuçları Çizelge 4.8’de listelenmiştir.

Çizelge 4.8. Saf LPG testleri için motor performans değerleri

Devir Sayısı (d/dak)	Tork (Nm)	Güç (kW)	Yakıt Debisi (kg/h)	Emme Havası Debisi (m ³ /h)	Volumetrik Verim
2800 (Katalog)	119	-	-	-	-
2800	98,17	28,8	12,74	80,4	0,72
3000	95,36	29,9	13,32	81,5	0,68

Motor performans değerleri incelendiğinde, 2800 d/dak'da ölçülen 98,17 Nm tork değeri motorun katalog torku olan 119 Nm'den %18 daha düşüktür. Tam kelebek açıklığındaki ve 2800 d/dak'daki maksimum tork; benzin testinde 115,7 Nm ve CNG testinde ise 103,2 Nm değerinde elde edilmişti. LPG'deki 98,17 Nm değeri en düşük seviyelerdedir. Bu durumun en önemli nedeni olarak LPG'nin emme hattından gönderilerek emilen havanın azalmasına bağlı olarak volumetrik verimin düşmesi gösterilebilir. Motor hızı 2800 d/dak'dan 3000 d/dak'ya çıktığında, motor maksimum tork noktasından uzaklaşmaya başladığı için tork değeri teoriye uygun olarak bir miktar azalmıştır.

Motor hızı 2800 d/dak'dan 3000 d/dak'ya çıktığında, güçte bir miktar artış olmuştur. LPG için 2800 d/dak'da ölçülen 28,8 kW güç, benzinden (33,9 kW) bir miktar düşük ve CNG'den (26,9 kW) bir miktar yüksektir.

Egzoz emisyon ölçümleri Çizelge 4.9'da gösterilmiştir. Motor hızı 2800 d/dak'dan 3000 d/dak'ya çıktığında karışım zengin bölgede stokiyometrik noktadan uzaklaşmakta ve tam yanma ürünü olan CO₂ azalırken eksik yanma ürünü olan CO miktarı artmaktadır. Yine yakıtın tam yanmamasından kaynaklı olan HC miktarında da artış gözlenmektedir. Sıcaklığın bir fonksiyonu olan NO_x miktarındaki artış ise çok küçük bir miktardadır.

Test değerlerinin karşılaştırmaları ve daha detaylı incelemesi 1B modelleme ile 3B modelleme sonuçları ile birlikte son bölümde verilmektedir.

Çizelge 4.9. Saf LPG kullanımı motor egzoz hattı ölçümleri

Devir Sayısı (d/dak)	Lambda	CO₂ (%hacim)	CO (%hacim)	HC (ppm hacim)	NO_x (ppm hacim)	Egzoz Sıcaklığı (K)
2800	0,900	11,21	2,26	116	2569	903
3000	0,848	9,60	4,72	127	2652	914

4.8. Benzin-CNG Karışımı için Motor Test Sonuçları

Motor test çalışmalarının devamında benzin-CNG karışımı testleri yapılmıştır. Saf yakıt testlerinde değişken olarak devir sayısı ve gaz kelebeği açıklığı dikkate alınmıştır. Karışımli yakıt testlerinde bu iki değişkene ilaveten karışım oranı dahil olmaktadır. Bu durumda test matrisi aşırı derecede büyümektedir ve farklı karışım oranlarında motorun çalışma ve kontrol zorluğu yanında karışım oranı ayar zorlukları da söz konusu olmaktadır. Bu sebeple karışımli yakıt motor testleri, motor katalog değerleri ile karşılaştırma yapabilmek açısından ve pratikte de kullanımı yaygın olan tam yükte yani gaz kelebeğinin tam açık pozisyonunda yapılmıştır. Ayrıca, bu durumdaki motor devir sayısı ise buji ateşlemeli motorlarda en yüksek torkun elde edildiği ve en çok kullanılan işletme devri olan yaklaşık 3000 d/dak'ya ayarlanmıştır. Böylece burada tek değişken karışım oranı olmaktadır. Ancak bu değişken de aşağıda açıklandığı gibi bir nokta olarak değerlendirmeye alınmıştır.

Testler esnasında karışımli yakıttaki benzin ve CNG debileri farklı değerlerde denenmiştir. Test düzeneğine emme hattından bir katkı yakıtı besleme hattı entegre edilmiştir. Bu hat, katkı yakıtı oransal besleme hattı olarak kullanılmıştır. Karışım yakıt debileri ayarlaması motor benzin ile çalışırken ve motorun benzin için olan ECU devrede iken yapılmıştır. Test esnasında ilk olarak motorun tam yükte 3000 d/dak'da saf benzin ile çalışırken kararlı hale gelmesi sağlanmış ve saf benzin için tüm ölçümler alınmıştır. Ardından benzin hattı üzerine yerleştirilen hassas ayar vanaları ile motorun benzin ECU'su devrede iken benzin debisi kısılrken, hat üzerindeki katkı yakıtı (CNG) yine hassas vanalar açılarak emme hattına beslenmiştir. Bu hassas vanalar el ile ayarlanmaya çalışılmıştır. Kullanılan vanalar hassas hız ayar vanalarıdır ve benzin hattında 2 adet kullanılmıştır. Buna rağmen özellikle benzin debisi ayarlaması için vanaların yeterli hassasiyette olmadığı tecrübe edilmiştir. Dolayısıyla, el ile istenilen karışım oranlarının ayarlanması pek mümkün olmamıştır. Bunun yerine, benzin debisi belli bir değerde iken farklı CNG debilerinde deneme testleri yapılmıştır. Deneme testleri esnasında özellikle lambda değeri gözlenerek lambda değerinin bu çalışma şartındaki (%100 kelebek açıklığı ve 3000 d/dak devir sayısı) saf benzinde elde edilen 1,00 değerine yakın olması sağlanacak şekilde CNG debisi değiştirilmiştir. Yapılan deneme testlerinde 25 farklı debi ayarlamasında yani karışım oranında ölçümler yapılmıştır. Ardından, lambda değeri, eş değer yakıt kütlesi ve eş değer enerjide yakıt

sağlanması kriterleri dikkate alınarak tüm deneme testlerinin sonuçları incelenmiştir. İnceleme sonucunda özellikle lambda değerinin saf benzinde o çalışma şartlarında elde edilen 1,00 değerinden uzak olduğu durumlar pratik uygulama açısından değerlendirme dışında tutulmuştur. Sonuç olarak deneme testlerinde anlamlı bir değerlendirme noktası olarak 3000 d/dak, %100 kelebek açıklığı ve kütleli karışım oranı %90 benzin ve %10 CNG olan karışım noktası değerlendirmeye alınmıştır.

Nihai olarak, benzin-CNG karışımı için yapılan motor test değerleri Çizelge 4.10'da listelendiği gibi belirlenmiştir.

Bu karışım oranına ait ölçülen yakıt debilerine göre hesaplanan CNG'nin kütleli oranı ve enerjilik oranı Çizelge 4.11'da verilmiştir. Saf benzin ile çalışma esnasında benzin debisi 10,00 kg/h olarak ölçülmüştür. Benzin debisi 8,80 kg/h'a düşürülürken emme hattına enjekte edilen CNG debisi 1,03 kg/h olarak ayarlanmıştır. Bu durumda, toplam karışımli yakıt içindeki CNG kütleli yüzdesi %10 ve enerjilik yüzdesi %12 olarak hesaplanmıştır.

Saf benzin ve benzin-CNG karışım testinde ölçülen değerler Çizelge 4.12'de özet olarak listelenmiştir. Öncelikle, yukarıda belirtildiği gibi saf benzin ve benzin-CNG karışımli durumlarındaki lambda değerleri birbirine yakın tutulmaya çalışılmış ve bu değerlerde oldukça yakın elde edilmiştir. Emme havasına enjekte edilen CNG, emilen hava debisini 91,9 m³/h'den 73,7 m³/h'a düşürmüştür. Buna bağılı olarak volumetrik verim de düşecektir. CNG oransal olarak enjekte edildiğinde torkda %14,5 düşüş ve güçte %14,5 düşüş oluşmuştur. Egzoz emisyonları açısından ise, NO_x oluşumunda benzin-CNG karışımında %20 düşme olurken, diğeri emisyonlar birbirine yakın seviyelerde oluşmuştur. Benzin-CNG karışımında, dikkat çeken iki nokta motor gücü açısından %14,5 düşüş olması ve NO_x oluşumunda %20 düşme olması durumudur. Buradaki değerler, uygulanabilirlik açısından, motorun tüm çalışma şartlarında güç kaybını düşük seviyede tutacak ve NO_x oluşumunu da düşürecek bir karışım oranının haritalandırılmasının oluşturacağı katma değere işaret etmektedir.

Çizelge 4.10. Benzin-CNG karışımı için motor test değerleri

Benzin – CNG testi	
Kütleli karışım yüzdeleri:	%90 Benzin – %10 CNG
Devir sayısı (d/dak):	3000
Kelebek açıklığı (%):	100

Çizelge 4.11. Benzin-CNG debileri ve karışım yüzdeleri

Benzin			CNG				Benzin-CNG		
$\dot{m}_{\text{yakıt}}$ (kg/h)	$\dot{m}_{\text{kısıllama}}$ (kg/h)	Hu (kJ/kg)	$\dot{V}_{\text{yakıt}}$ (lt/dak)	$\dot{V}_{\text{yakıt}}$ (m ³ /h)	$\dot{m}_{\text{yakıt}}$ (kg/h)	Hu (kJ/kg)	Toplam yakıt enerjisi (kJ/h)	CNG kütleli yüzdesi	CNG enerjili yüzdesi
10,00	0,00	43500	0,00	0,00	0,00	50800	435000	0	0
8,80	1,20	43500	21,83	1,31	1,03	50800	435000	10	12

Çizelge 4.12. Saf benzin ve benzin-CNG testi ölçülen motor karakteristikleri

Yakıt	Tork (Nm)	Güç (kW)	Emme havas debisi (m ³ /h)	λ	CO ₂ (%hacim)	CO (%hacim)	HC (ppm hacim)	NO _x (ppm hacim)	Egzoz gazı sıcaklığı (K)
Saf benzin	104,81	32,9	91,9	1,002	13,18	1,522	168	2936	940
Benzin- CNG karışımı	89,56	28,1	73,7	1,020	13,18	1,515	169	2435	927

4.9. Benzin-LPG Karışımı için Motor Test Sonuçları

Karışımli yakıt olarak benzin-LPG karışımı da test edilmiştir. Bir önceki bölümde açıklandığı gibi LPG emme hattına enjekte edilerek karışımli yakıt testleri yapılmıştır ve bahsedilen problemler nedeniyle sadece bir çalışma noktasında (%100 kelebek açıklığı ve 3000 d/dak devir sayısı) testler yapılmıştır. Farklı karışım oranlarında yani yakıt debilerinde 19 adet deneme testi yapılmıştır. Ardından, lambda değeri, eş değer yakıt kütlesi ve eş değer enerjide yakıt sağlanması kriterleri dikkate alınarak tüm deneme testlerinin sonuçları incelenmiştir. İnceleme sonucunda özellikle lambda değerinin saf benzinde o çalışma şartlarında elde edilen 0,875 değerinden uzak olduğu durumlar pratik uygulama açısından değerlendirme dışında tutulmuştur. Sonuç olarak deneme testlerinde anlamlı bir değerlendirme noktası olarak 3000 d/dak, %100 kelebek açıklığı ve kütleli karışım oranı %95 benzin ve %5 LPG olan karışım noktası değerlendirmeye alınmıştır.

Nihai olarak, benzin-LPG karışımı için yapılan motor test değerleri Çizelge 4.13’de listelendiğı gibi belirlenmiştir.

Bu karışım oranına ait ölçülen yakıt debilerine göre hesaplanan LPG’nin kütleli oranı ve enerjitik oranı Çizelge 4.14’da verilmiştir. Saf benzin ile çalışma esnasında benzin debisi 9,40 kg/h olarak ölçülmüştür. Benzin debisi 8,90 kg/h’a düşürülürken emme hattına enjekte edilen LPG debisi 0,47 kg/h olarak ayarlanmıştır. Bu durumda, toplam karışımli yakıt içindeki LPG kütleli yüzdesi %5 ve enerjitik yüzdesi %5,3 olarak hesaplanmıştır.

Saf benzin ve benzin-LPG karışım testinde ölçülen değerler Çizelge 4.15’de özet olarak listelenmiştir. Lambda değerleri; saf benzin ($\lambda=0,875$) ve benzin-LPG ($\lambda=0,866$) karışımli durumlarındaki birbirine yakın tutulmaya çalışılmış ve bu değerlerde oldukça yakın elde edilmiştir. Emme havasına enjekte edilen LPG, emilen hava debisini 92,4 m³/h’dan 80,6 m³/h’a düşürmüştür. Buna bağılı olarak volumetrik verim de düşecektir. LPG oransal olarak enjekte edildiğinde torkta %8,6 düşüş ve güçte %12,7 düşüş oluşmuştur.

Egzoz emisyonları açısından, saf benzine göre benzin-LPG karışımı için CO₂’de %6 düşüş, HC’de %21 düşüş ve NO_x’de %8 düşüş oluşurken CO’da %10 artış

oluşturmuştur. Benzin-LPG karışımında, motor gücü ve NO_x oluşumu açısından %12,7 ve %8 düşüş gerçekleşmiştir.

Buradaki değerler, uygulanabilirlik açısından, motorun tüm çalışma şartlarında güç kaybını düşük seviyede tutacak ve NO_x oluşumunu da düşürecek bir karışım oranının haritalandırılmasının oluşturacağı katma değere işaret etmektedir.

Çizelge 4.13. Benzin-LPG karışımı için motor test değerleri

Benzin – LPG testi	
Kütleli karışım yüzdeleri:	%95 Benzin – %5 LPG
Devir sayısı (d/dak):	3000
Kelebek açıklığı (%):	100

Çizelge 4.14. Benzin-LPG debileri ve karışım yüzdeleri

Benzin			LPG				Benzin-LPG		
$\dot{m}_{yakıt}$ (kg/h)	$\dot{m}_{kısıllama}$ (kg/h)	Hu (kJ/kg)	$\dot{V}_{yakıt}$ (lt/dak)	$\dot{V}_{yakıt}$ (m ³ /h)	$\dot{m}_{yakıt}$ (kg/h)	Hu (kJ/kg)	Toplam yakıt enerjisi (kJ/h)	LPG kütleli yüzdesi	LPG enerjili yüzdesi
9,40	0,00	43500	0,00	0,00	0,00	46130	408900	0,0	0,0
8,90	0,50	43500	4,07	0,24	0,47	46130	408900	5,0	5,3

Çizelge 4.15. Saf benzin ve benzin-LPG testi ölçülen motor karakteristikleri

Yakıt	Tork (Nm)	Güç (kW)	Emme havası debisi (m ³ /h)	λ	CO ₂ (%hacim)	CO (%hacim)	HC (ppm hacim)	NO _x (ppm hacim)	Egzoz gazi sıcaklığı (K)
Saf benzin	108,6	34,1	92,4	0,88	10,65	5,424	199	2546	941
Benzin- LPG karışımı	99,21	31,1	80,6	0,89	10,00	5,947	157	2357	930

5. MOTOR 1-BOYUTLU MODELİ

Doktora tez çalışmasının önemli kısımlarından biri olan 1B (1-boyutlu) motor modellemesi kısmında, tüm test düzeneği ve test düzeneğinde kullanılan Honda Jazz/Fit araçlara ait olan Honda L13A4 i-DSI motoru Ricardo-Wave programında 1B olarak modellenmiştir. Ricardo programı bünyesinde yer alan Wave, Fearce, Ignite, Vectis, Pisdyn, Ringpak, Engdyn, Sabr ve Valdyn isimli alt programları ile motorlarla ilgili birçok hesap ve tasarım kabiliyetine sahip bir program olduğundan 1-B modellemede kullanılmak üzere Wave programı seçilmiştir. Böylece, motorun 1B modeli geliştirilecektir ve motor testinden elde edilen sonuçların 1B model ile karşılaştırması yapılabilecektir.

1B motor modellemesi konusunda piyasada bulunan paket programlar aşağıda genel olarak listelenmiştir.

1. Ricardo-Wave
2. GT-Power
3. AVL-Boost
4. OpenWam
5. OpenFoam
6. Flow-Master
7. LOGE

Zaman içerisinde giderek kendini geliştiren bu programların birbirlerine göre kullanım kolaylığı, ara yüz zenginliği, teorik altyapı, kütüphane zenginliği, vb. gibi değişik avantaj ve dezavantajları bulunmaktadır. Bu doktora tez çalışmasında kullanılan Ricardo-Wave programı doğrudan içten yanmalı motorlarda ihtisaslaşmış bir programdır.

5.1. 1B Motor Modeli Oluşturma

Motor modelinin oluşturulmasında kullanılan Wave programı, 1B motor modeli oluştururken atmosferden başlayıp emme hattından motor bloğuna, motor bloğundan egzoz hattı ile yeniden atmosfere kadar arada tanımlı tüm elemanları dahil eder. Bu akış hattındaki tüm elemanlar için tanımlanan ilgili 1B matematiksel modellere (türbölans, yanma, emisyon) ait denklem takımları çözölerek sonuçlar elde edilir. Tüm elemanları birbirine bağlayan bir ağ yapısı çözüm mantığıyla çalışır yani her elemanın ön parametreleri kendinden önceki elemanın çözüm sonuçlarıdır. Burada motor modeli oluştururken referans geometri, yanma, emisyon, türbölans, ısı transferi, sürtünme gibi alt modellerden faydalanılır. Ayrıca program alt yapısının içerdıği Wave Build 3D ve Wave Mesher 3D modölleri ile direkt olarak katı geometri üzerinden 1B model oluşturulması için programda gerekli tanımlamalar yapılabilmektedir. Örneğin 3B bir model üzerinden geometri ve malzeme tanımlamaları sonrası direnç ağı oluşturarak dışardan tanımlamaya bağlı kalmadan motor parçalarının ısı transferi modellemesini gerçekleştirebilmektedir. Wave programı 1B çözümlemelerinde genel itibariyle; ısı transferi çözümlemeleri için Woschni [71], yanma modellemeleri için Wiebe [66], emisyonlardan; CO ve CO₂ için Newhall [72], HC oluşumu için Cheng [73], NO_x için Zeldovich oluşum mekanizmalarını referans alarak Fenimore [74] ve Heywood [67] korelasyonlarını kullanarak hesaplamaktadır [65].

Wave programının kütüphanesinde motor modelleme için gerekli birçok eleman (silindirler, orifisler, enjektörler, motor blokları, kompresör silindirleri, bağlantı elemanları, kompleks bağlantı elemanları, kelebek valfler, supap yapıları, sensörler, ısılı çiftler, çeşitli sinyal algılayıcılar, çeşitli atmosferik ortam yapıları, pompa tipleri, vb.) hazır bulunmaktadır. Komple sistem modellemelerinde bu elemanlardan uygun olanları ilgili geometrik ve fiziksel özellikleri tanımlanarak kullanılmaktadır.

1B motor modelinin oluşturulması için test edilen Honda L13A4 motorunun geometrik ve fiziksel özelliklerinin belirlenmesi için aynı model bir motor demonte edilmiş ve CMM cihazı ile gerekli tüm motor elemanlarının ölçöleri çıkarılmıştır. Ayrıca, model için gerekli olan test düzeneği üzerindeki ilgili elemanların (emme hattı, kelebek vana, egzoz hattı, vb.) da ölçöleri ve fiziksel özellikleri düzenek üzerinden belirlenmiştir. Test düzeneği ve motora ait gerekli tüm elemanların geometrik ve

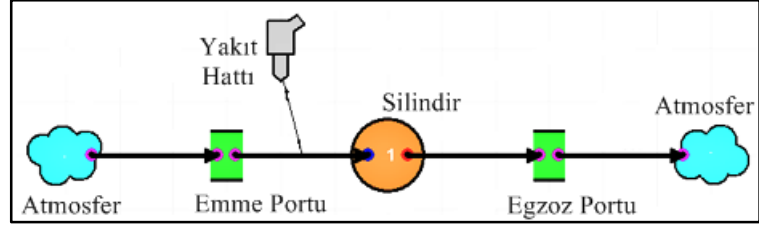
fiziksel özellikleri Wave programında tanımlanarak, her bir eleman modellenmiş ve elemanların birbirleri ile bağlantıları gerçekleştirilmiştir. Böylece, komple motor test düzeneğinin 1B modeli, motor emme hattı başlangıcından egzoz hattı çıkışına kadar motor testinde kullanılan test parametreleri ve sınır ve başlangıç şartları tanımlanarak oluşturulmuştur. Oluşturulan 1B model üzerinden gerekli fiziksel büyüklüklerin (sıcaklık, basınç, emisyon değerleri, vb.) okunabilmesi için model üzerinde belirli yerlere sensörler, sinyal işleyiciler ve aktüatörler yerleştirilmiştir. Wave programının sağladığı bir özellik olarak modellenen sistem üzerinde istenilen noktalara sinyal işleme ile sinyal algılama elemanları yerleştirmek mümkün olmakta ve bu noktalardaki ilgili fiziksel büyüklükler okunabilmektedir.

Wave programı kütüphanesinde bulunan motor elemanları kullanılarak, Honda L13A4 motoruna ait özelliklerin tanımlanması ile 1B motor modeli oluşturulmuştur. Modellemenin ilk aşamasında silindirler ve silindir bağlantıları tek tek program üzerinde oluşturulmuştur. Şekil 5.1’de tek bir silindir modelinin Wave programı ara yüzünde oluşturulan şeması gösterilmiştir. Elemanların modelleme sırası için tercih edilen sıra öncelikli olarak pistonun devamında silindirin sonrasında supapların, motor bloğunun, portların modellenmesi ve atmosfere bağlanması şeklindedir. Bu sırayı takip etmek elemanların birbiri ile fiziksel ilişkilerinin kolaylıkla gerçekleştirebilmesi için uygundur. Her bir silindir, Şekil 5.2’de gösterilen Wave programı silindir özellikleri tanımlama paneli ile programda tanımlanmıştır. Bu silindir tanımlaması dört silindir için tekrarlanarak motor bloğunun modeli oluşturulmuştur. Silindir tanımlama panelinde görüldüğü gibi silindire ait birçok bilginin (çap, strok, silindir kafa boşluğu, segman ölçüleri, supap yerleşim özellikleri vb.) program ara yüzüne girilmesi gerekmektedir.

Silindirler ile motor bloğu oluşturulduktan sonra yine programdaki ilgili tanımlama panelleri ile supaplar ve emme-egzoz portları geometrik ölçüleri, özellikleri ile Wave programına tanımlanmıştır. Böylece, Şekil 5.3’de gösterilen emme-egzoz portları dahil model oluşturulmuştur.

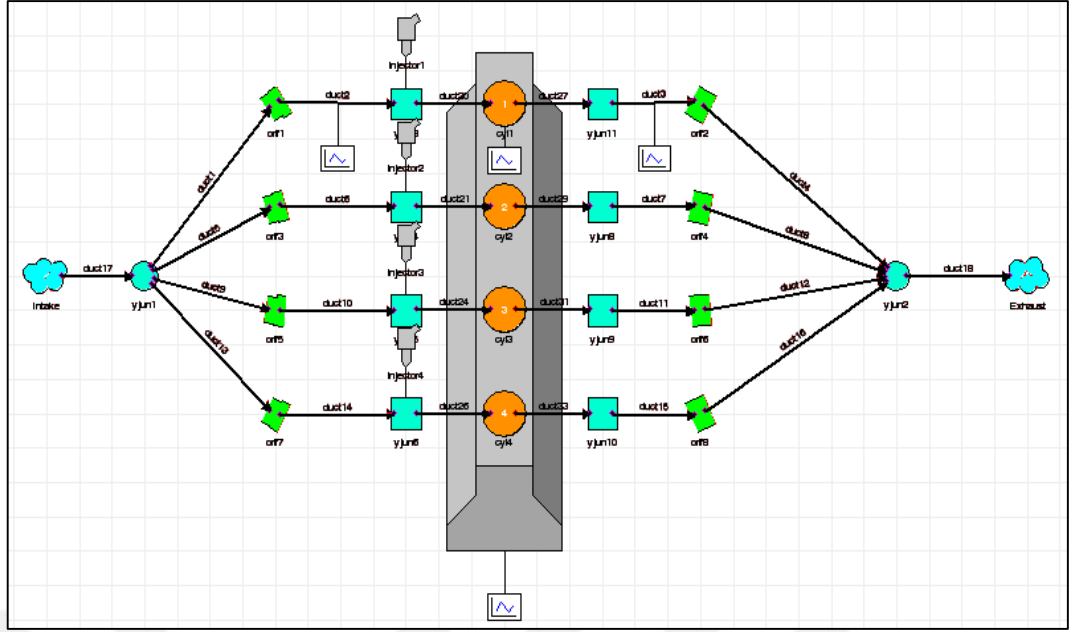
Ardından, portlardan manifoldlara geçiş yapılmıştır. Devamında da gaz kelebeği, hava filtresi, emme-egzoz hattı elemanları gibi elemanlar tanımlanmıştır. Son olarak ise yakıt besleme düzeneği sisteme ilave edilerek 1B motor modelleme

işlemi tamamlanmıştır. Oluşturulan 1B motor modelinin tamamı, saf yakıt için Şekil 5.4’de ve karışımli yakıt için Şekil 5.5’de gösterilmiştir.

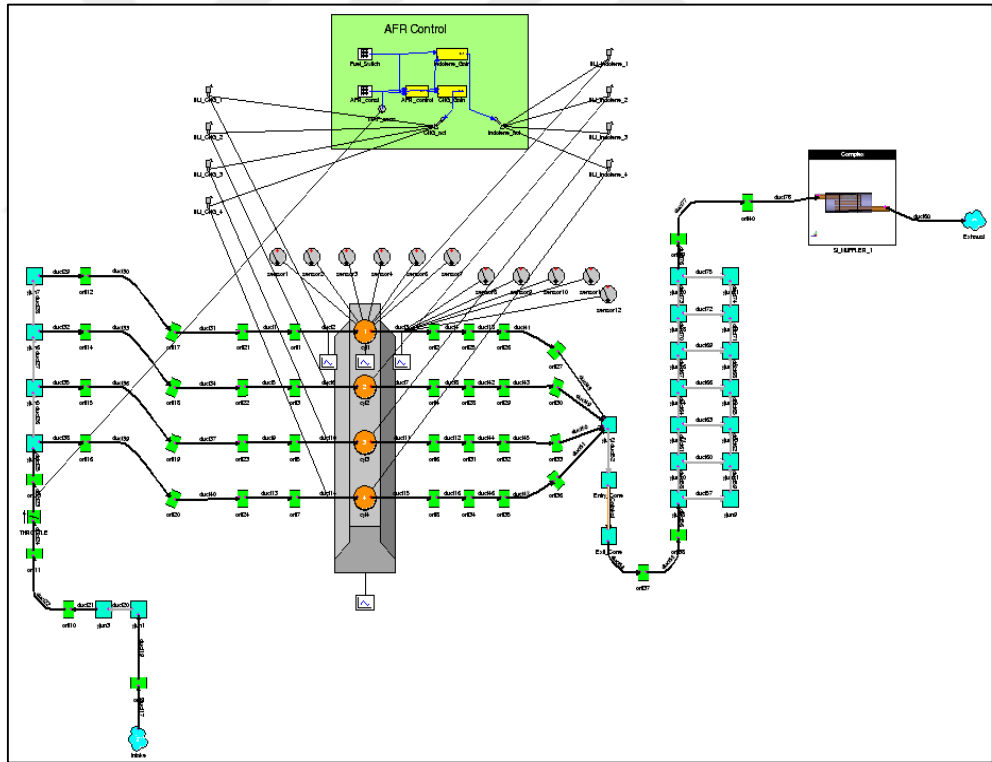


Şekil 5.1. Motor silindiri modelinin Wave programı ara yüzündeki şeması

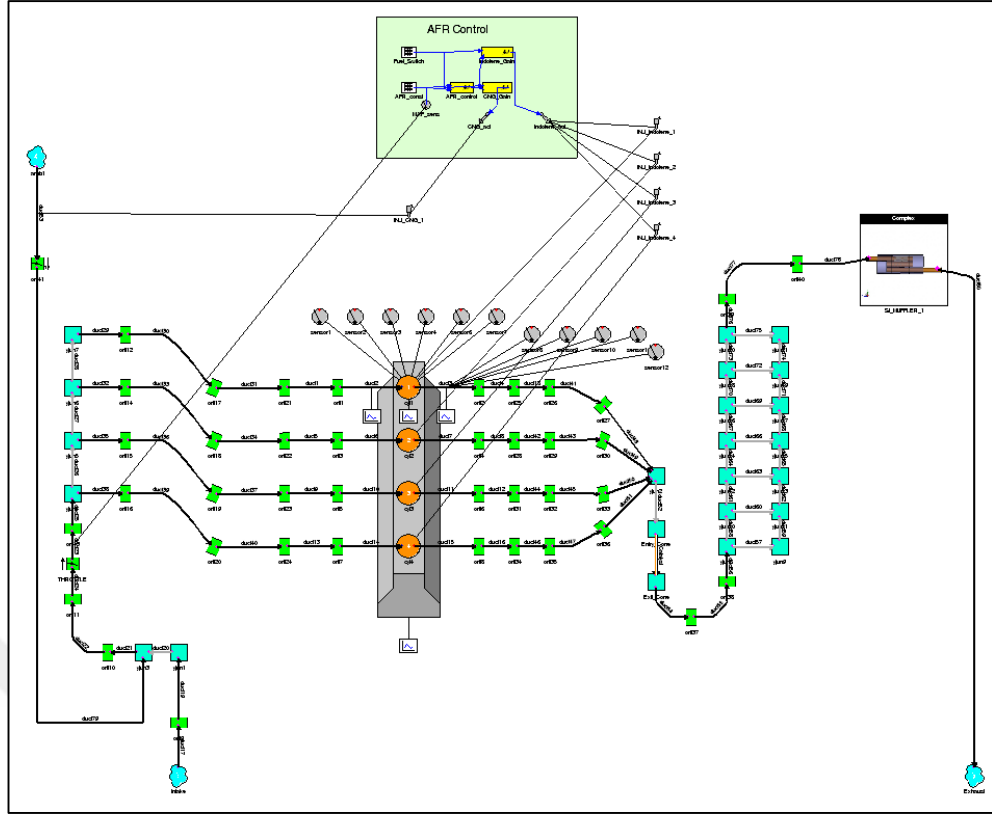
Şekil 5.2. Wave programı silindir özellikleri tanımlama paneli



Şekil 5.3. Emme-egzoz portları dahil Wave motor modeli



Şekil 5.4. Honda L13A4 motoru için saf yakıtlı motor modeli



Şekil 5.5. Honda L13A4 motoru için karışımli yakıtlı motor modeli

Wave programının sayısal olarak çözümleme yapılabilmesi için bazı değerlerin tanımlanması gerekmektedir. Bu değerler; devir sayısına bağlı olarak piston sıcaklığı, silindir gömleği sıcaklığı, silindir kafası sıcaklığı, emme supabı sıcaklığı ve egzoz supabı sıcaklığıdır. Wave programında kullanılan bu sabitlerin belirlenmesinde MAHLE GmbH'a ait "Piston and Engine Testing [75]" kitabı ve "Cylinder Components [76]" kitabından ve J. B. Heywood'a ait "Internal Combustion Engine [67]" kitabından faydalanılmıştır.

Modellemenin devamında supap eğrileri ve supap özellikleri ile motoru oluşturan elemanlara ait diğer parametreler (supap oturma açısı, supap yerleşimi, supaplar arası aç, portların pozisyonu, yakıt hattı giriş noktası, vb.) programa tanımlanmıştır. Yanma tipi olarak literatürde yer alan daha önce gerçekleştirilmiş bir çalışma referans alınarak [52] saf yakıt kullanımında (benzin, CNG ve LPG) Single Wiebe ve karışımli yakıt kullanımında (benzin-CNG ve benzin-LPG) Multi-Wiebe yanma modelleri seçilmiştir. Saf yakıtlı modelde yakıt besleme düzeneği; gerçek motor üzerinde olduğu gibi yakıt supap arkasına enjekte edilecek şekilde

tanımlanmıştır (Şekil 5.4). Karışımly yakıtlı modelde ise emme hattı revize edilerek testlerde olduğu gibi katkı yakıtı gaz kelebeğinden önce emme havasına beslenecek şekilde tanımlama yapılmıştır (Şekil 5.5). Silindir içine karışım gönderim tipi Pre-mixed (Ön karışımly) olarak seçilmiştir.

1B model çözümlerinde yakınsama kriteri 0,001, çevrim sayısı 250, zaman adımı 0,1 olarak tanımlanmış ve çözümlleme gerçekleştirilmiştir.

Böylece, motor test düzeneğinin 1B modeli tüm elemanları ile birlikte Wave programında oluşturulmuş ve saf ve karışımly yakıt kullanımı için hazır hale getirilmiştir. Deneysel çalışmada gerçekleştirilen tüm devir sayıları, gaz kelebeği açıklıkları ve yakıt tipleri için 1B analizler gerçekleştirilerek sonuçlar elde edilmiştir.

Analizlerin sonuçları kullanılarak tüm motordan elde edilen veriler değerlendirilebileceği gibi aynı zamanda sadece tek bir silindire ait herhangi bir devir sayısı anında silindir içi bir çevrimin tamamlanması esnasında ortaya çıkan silindir içi basınç değişimi, silindir içi sıcaklık değişimi gibi parametrelerde modelden elde edilebilmektedir. Ayrıca 1B model üzerinde yerleştirilen sinyal işleme elemanları yardımıyla model üzerinde istenilen noktalardan veriler ve özellikle egzoz emisyon ölçümleri almak mümkün olmaktadır.

5.2. 1B Model Sonuçları

1B sayısal analiz çalışmaları kapsamında, deneysel çalışmalardaki saf ve karışımli yakıtlar için tüm analizler yapılmıştır.

Saf yakıt analizleri (benzin, CNG ve LPG); tüm test şartları için (1500-4000 d/dak aralığında 500 d/dak artımlarla 2800 d/dak dahil, %10-100 gaz kelebeği açıklıklarında %10 artımlarla %25 ve %75 gaz kelebeği açıklıkları dahil) gerçekleştirilmiş ve çözümler elde edilmiştir. Deneysel olarak sadece 2 çalışma noktasında testleri yapılan LPG için farklı devir sayıları ve kelebek açıklıkları içinde analizler yapılmıştır.

Karışımli yakıt olarak ise test çalışmasında değerlendirmeye alınan 2 adet testin analizleri yapılmıştır. Bu analizler; benzin-CNG karışımı için 3000 d/dak devir sayısı, %100 kelebek açıklığı ve kütleli karışım oranı %90 benzin ve %10 CNG olan karışımli yakıt analizidir. Benzin-LPG için ise; 3000 d/dak devir sayısı, %100 kelebek açıklığı ve kütleli karışım oranı %95 benzin ve %5 LPG olan karışımli yakıt analizidir.

Böylece, 1B motor modelinde gerçekleştirilen tüm analizleri içeren analiz matrisi Çizelge 5.1’de gösterilmiştir. 1B analizlerde de testlerde olduğu gibi motor performansı ve egzoz emisyonlarına ait yukarıda Çizelge 4.7’de belirtilen 10 parametrenin devir sayısına ve kelebek açıklığına göre değişimi değerlendirilmiştir.

Çizelge 5.1. Saf ve karışımli yakıt 1B motor modeli analiz matrisi

	İnceleme yöntemi	İncelenen yakıtlar	Devir sayısı (d/dak)	Gaz kelebeği açıklığı (%)	Kütleli yakıt karışım oranı (%)
1	1B model	Benzin (7x12=84 analiz)	1) 1500	1) 10	
2		CNG (7x12=84 analiz)	2) 2000	2) 20	
3			3) 2500	3) 25	
4			4) 2800	4) 30	
5			5) 3000	5) 40	
6			6) 3500	6) 50	
7			7) 4000	7) 60	
8				8) 70	
9				9) 75	
10				10) 80	
11				11) 90	
12				12) 100	
13	1B model	LPG (7x12=84 analiz)			
14					
15	1B model	Benzin-CNG	3000	100	%10 CNG
16	1B model	Benzin-LPG	3000	100	%5 LPG

5.3. 1B Model Benzin Sonuçları

Benzin için analizlerden elde edilen motor performans değerlerinin (tork, güç, yakıt sarfıyatı, emme havası debisi ve volumetrik verim) ve egzoz emisyon değerlerinin (λ , CO, CO₂, HC, NO_x ve egzoz gazı sıcaklığı) tüm kelebek açıklıkları ve devir sayıları için değişim grafikleri aşağıda verilmiştir. 1B analiz ve test sonuçlarına komple karşılaştırmalı olarak bakıldığında, sonuçların benzer yapıda olduğu ve değerlerin birbirine yakın olduğu görülmüştür. Bu karşılaştırma detaylı olarak son bölümde yapılmıştır. Test ve 1B analizlerden elde edilen sadece %75 kelebek açıklığındaki motor performans ve egzoz emisyon sonuçları kısmen yayınlanmıştır [51].

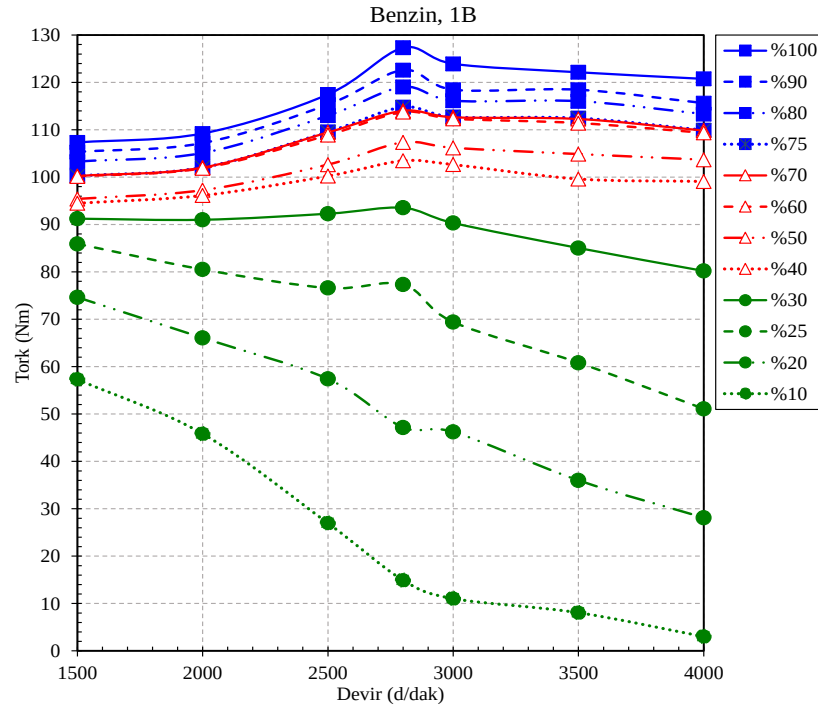
Benzin kullanımında motor performansı olarak tork (Şekil 5.6), güç (Şekil 5.7), özgül yakıt sarfıyatı (Şekil 5.8) ve volumetrik verim (Şekil 5.9) grafiklerinde incelenen tüm gaz kelebeği açıklıkları ve devir sayıları için karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir.

Torkun devir sayısı ve gaz kelebeği açıklığına göre değişimi Şekil 5.6'da çizilmiştir. 1B analizler test eğrilerine benzer yapıda ve yakın sonuçlar vermiştir. Testlerde olduğu gibi %30'a kadar olan küçük kelebek açıklıkları; aslında motorun bu kısmi kelebek açıklıklarında yüksek devirlere çıkması pratik olmadığından ve dinamometre kontrolü ile motorun yüksek devirlerde çalışması sağlandığından motorun pratik davranışını yansıtmaz. Şekil 5.6'da görüldüğü gibi, küçük kelebek açıklıklarında artan devir sayısı ile torkun azaldığı hesaplanmıştır. Bu davranış, %30 kelebek açıklığından büyük değerlerde büyük kelebek açıklığı davranışına geçmiştir. Tam kelebek açıklığı ve 2800 d/dak için hesaplanan tork değeri (127,3 Nm), testlerde olduğu gibi (115,7 Nm) motorun kataloğundaki maksimum tork değeri olan 119 Nm değerine yakındır. Bu değerlerin yakınlığı, testleri ve 1B modeli doğrulayıcıdır. 1B modelin motor katalog değerleri ve testler ile uyumlu sonuçlar vermesi; oldukça kapsamlı ve karmaşık olan 1B modelin doğruluğunu teyit etmektedir. Böylece; 1B model oluşturulurken yapılan sıcaklık tanımlamaları, yanma modeli kabulleri, kullanılan çözümleme kriterleri yanında, test düzeneğini ve motoru içine alan birçok eleman için yapılan tanımlamaların geçerli olduğu görülmektedir. 1B modeldeki tork değerlerinin testlerden genelde kabul edilebilir seviyede bir miktar yüksek çıktığı gözlenmektedir. Bunun sebebi, gerçek test düzeneğinde oluşan ısı-akış

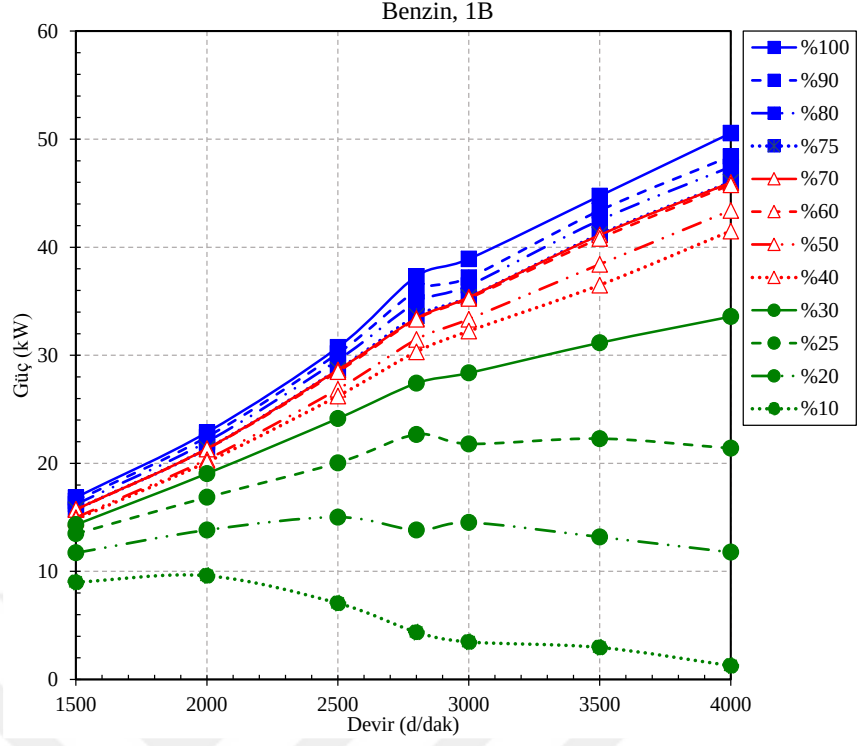
ve yanma fiziğindeki birçok kayıpların 1-B modelde dahil edilecek şekilde tanıtılamaması yani idealleştirmeler olarak görülmektedir.

Şekil 5.7’de gösterilen 1B analiz güç eğrileri Şekil 4.10’daki test eğrileri ile benzer yapıda, yakın değerlerde ve yukarıdaki paragrafta açıklandığı üzere biraz yüksek olarak çıkmıştır. Küçük kelebek açıklıkları için pratik olmayan durum dikkate alınmazsa, tüm kelebek açıklıkları için gücün artan devir sayısı ile yaklaşık doğrusal arttığı görülmektedir. Tam yük 2800 d/dak’da torkta olduğu gibi güçte de yerel bir artış gözlenmektedir. Şekil 5.8’deki artan devir sayısı ile özgül yakıt sarfiyatı maksimum tork bölgesinde minimum değerine ulaşmakta devir sayısının 3000 d/dak değerinin üzerine çıkmasıyla artış göstererek parabolik bir davranış sergilemektedir. Kısmi kelebek açıklıklarında tam kelebek açıklığına göre özgül yakıt sarfiyatı artış göstermektedir.

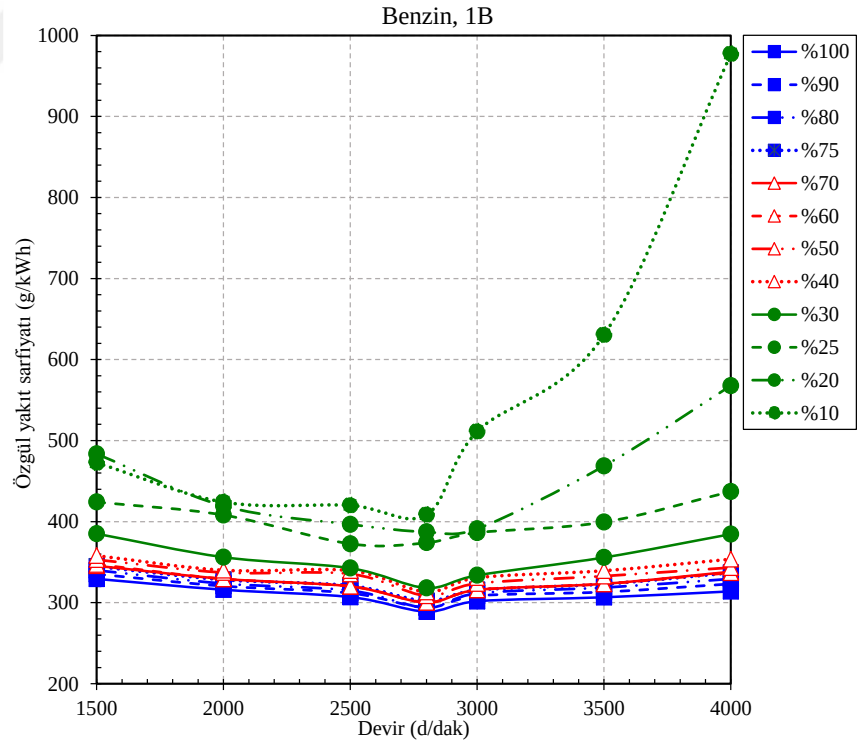
Şekil 5.9’da çizilen volumetrik verim %80-90 seviyelerinde yaklaşık doğrusal bir değişim göstermektedir. Torkun maksimum olduğu noktalarda maksimum seviyelere ulaşmıştır. Kısmi kelebek açıklıklarında ise değişken davranışlar gözlenmektedir.



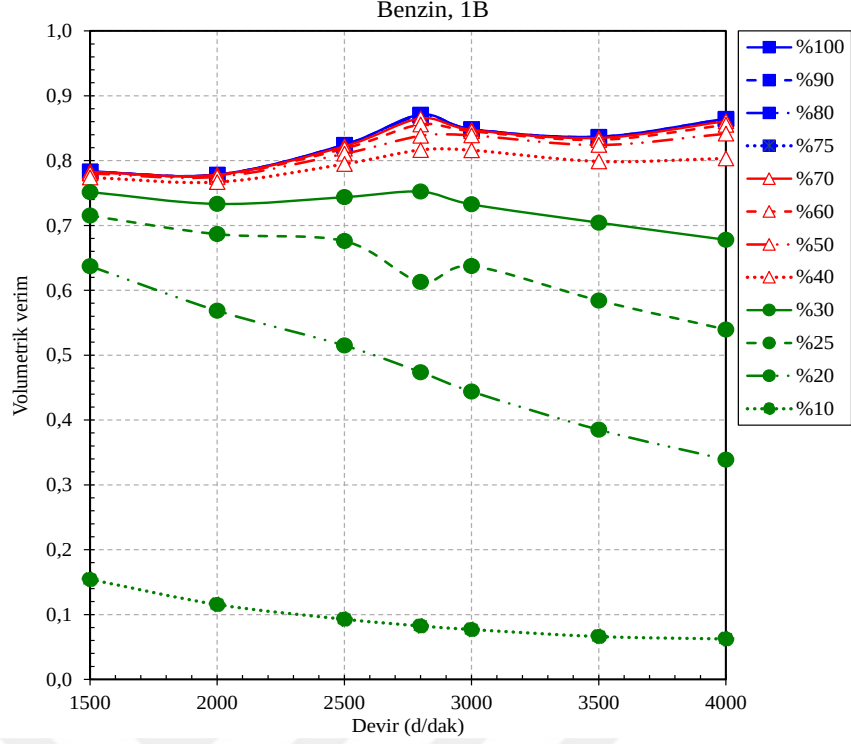
Şekil 5.6. Gaz kelebeği açıklığına göre tork - devir grafiği



Şekil 5.7. Gaz kelebeği açıklığına göre güç - devir grafiği



Şekil 5.8. Gaz kelebeği açıklığına göre özgül yakıt sarfıyatı - devir grafiği



Şekil 5.9. Gaz keleşi açıklığına göre volumetrik verim - devir grafiği

Benzin kullanımındaki egzoz emisyonları olarak; lambda (Şekil 5.10), CO₂ (Şekil 5.11), CO (Şekil 5.12), HC (Şekil 5.13), NO_x (Şekil 5.14) ve egzoz gazı sıcaklığı (Şekil 5.15) grafikleri incelenen tüm keleşik açıklıkları ve devir sayıları için karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir. Genel olarak; 1B modelden elde edilen emisyon değerleri yine test sonuçları ile benzer yapıda ve değer olarak oldukça yakın ancak düşük seviyelerde çıkmıştır. Modelde, testlerdeki tüm gerçek şartların tanımlanamamasından kaynaklı olarak (idealleştirmeler, soğuk çalışma, benzin içeriği, segmanların yağ sızıntısı, kompresyon kayıpları vb. birçok sebep) bu düşük çıkma farkı kabul edilebilir bir sonuçtur.

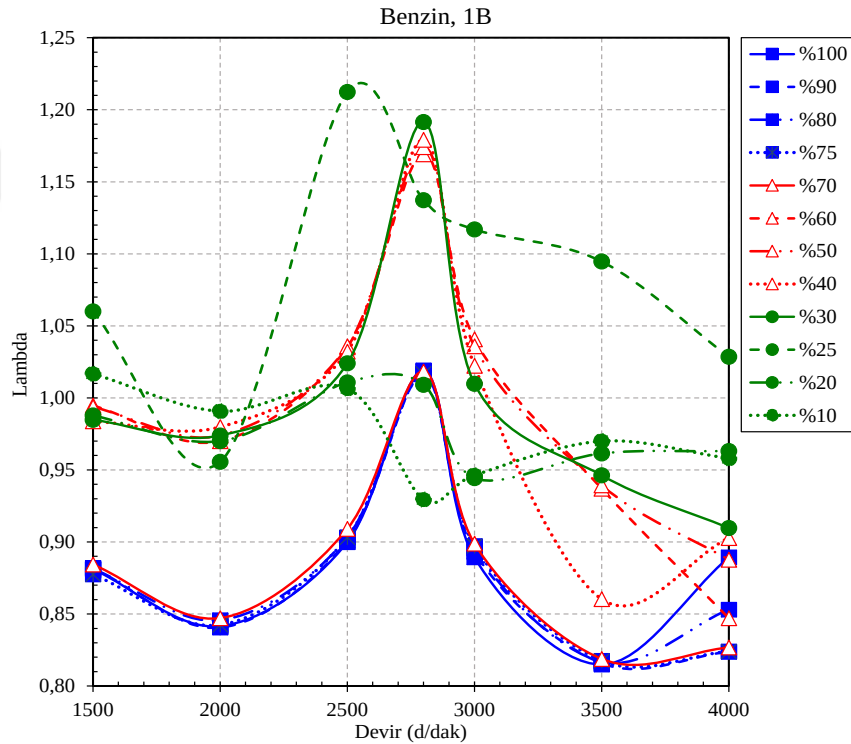
Şekil 5.10'deki lambda değerleri incelendiğinde tam yüke yaklaşıldıkça motorun fakirden zengin karışıma doğru kayma olduğu gözlenmektedir. Maksimum tork civarlarında lambda değerleri stokiyometrik değere yaklaşmaktadır. Düşük keleşik açıklıklarında ise değişken davranışlar gözlenmektedir.

Şekil 5.11 ve Şekil 5.12'de görüldüğü gibi, tam keleşik açıklığına yaklaşıldıkça ve devir sayısı artışı ile kısmi eksik yanma meydana gelmesi nedeniyle

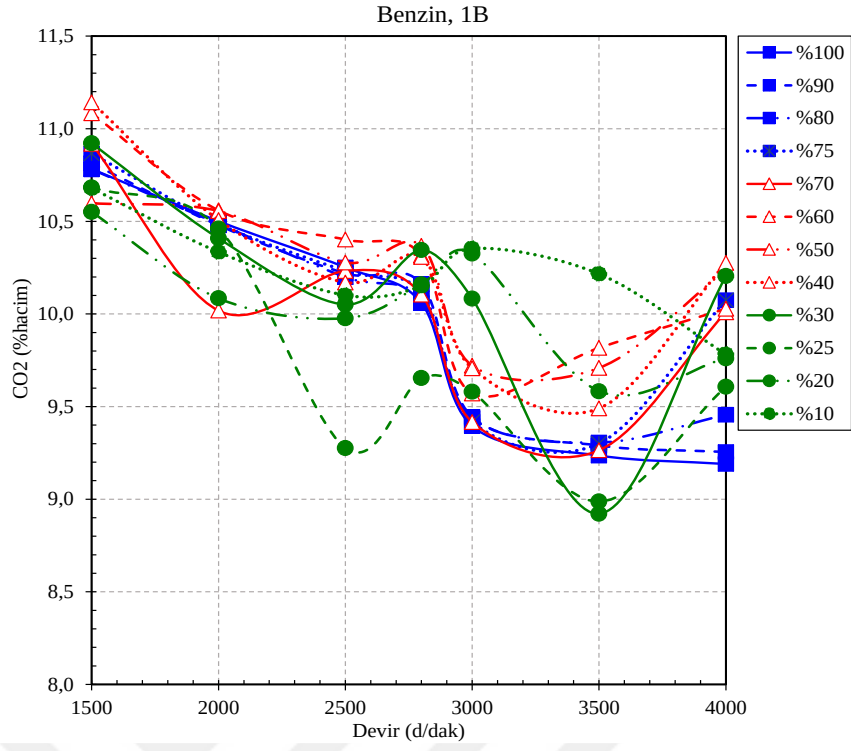
ve motor zamanlarındaki sürelerin kısalması sebeplerinden dolayı CO₂ azalmakta buna karşın eksik yanma ürünü olan CO artış göstermektedir.

Şekil 5.13’de gösterilen HC oluşumu devir sayısı artışı ile birlikte azalış göstermekte ve motor test sonuçları ile benzer bir davranış sergilemektedir. Gaz kelebeği açıklığı arttıkça da HC oluşumu artmaktadır. Genel itibariyle literatürde saf benzin yakıtı kullanımında tipik motorlar için raporlanmış değerlere (1000 ppm) [67] göre, bu motor için HC değerleri (150-360 ppm) düşük seviyelerdedir.

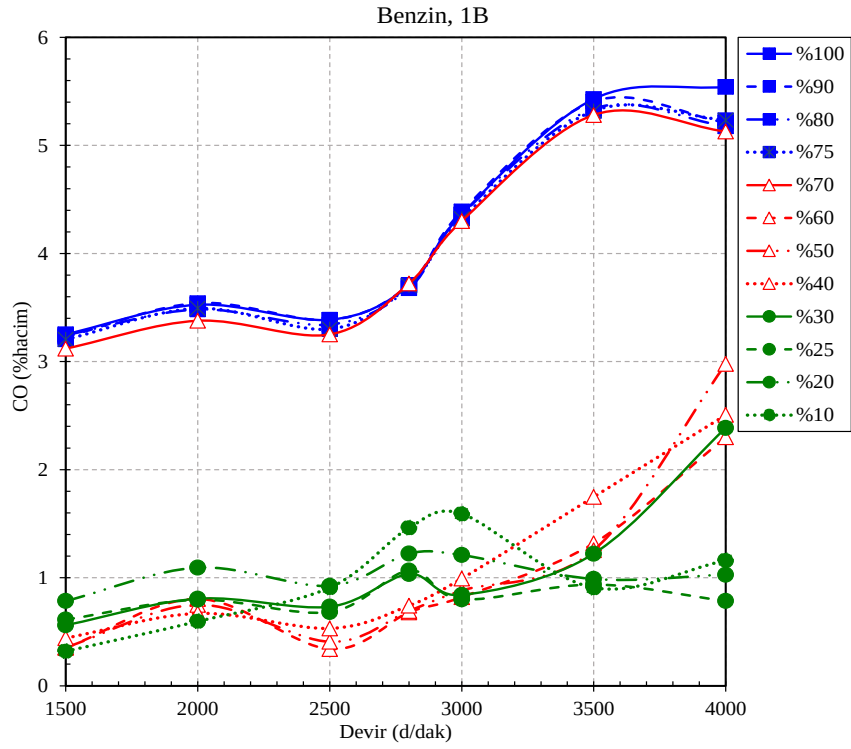
Şekil 5.14’de çizilen NO_x miktarı test sonuçlarına benzer şekilde artan devir sayısı ile ve artan kelebek açıklığı ile birlikte artmaktadır. Tam yük şartlarına yaklaşıldıkça ve devir sayısı artışına bağlı olarak silindir içi sıcaklıkların yükselmesi sebebiyle NO_x oluşumu artmaktadır. Devir sayısı ve kelebek açıklığı ile artan egzoz gazı sıcaklığı grafiği de (Şekil 5.15) bu durumu desteklemektedir.



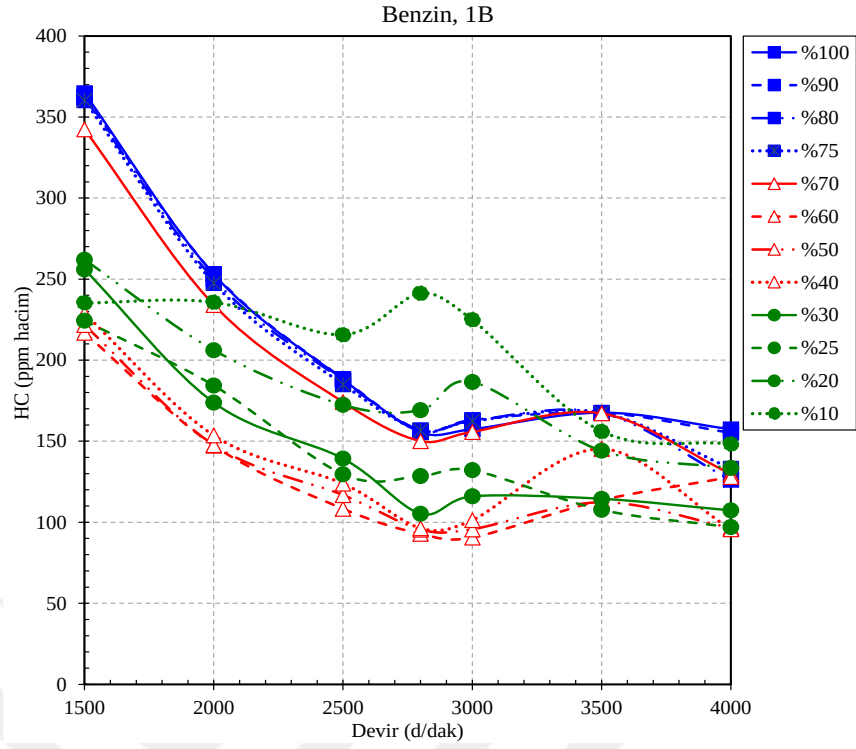
Şekil 5.10. Gaz kelebeği açıklığına göre lambda - devir grafiği



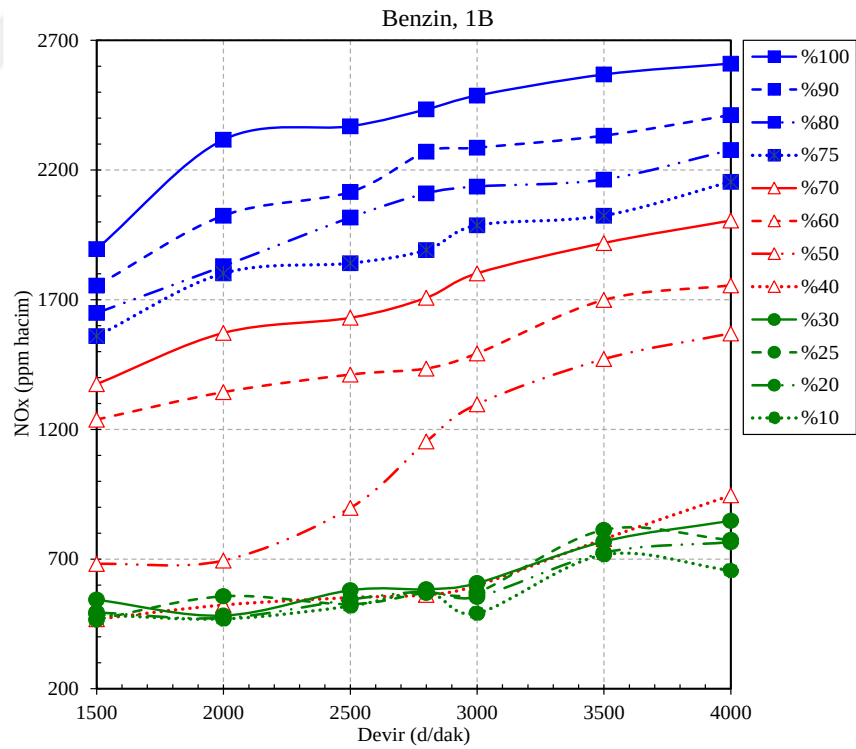
Şekil 5.11. Gaz kelebeği açıklığına göre CO₂ - devir grafiği



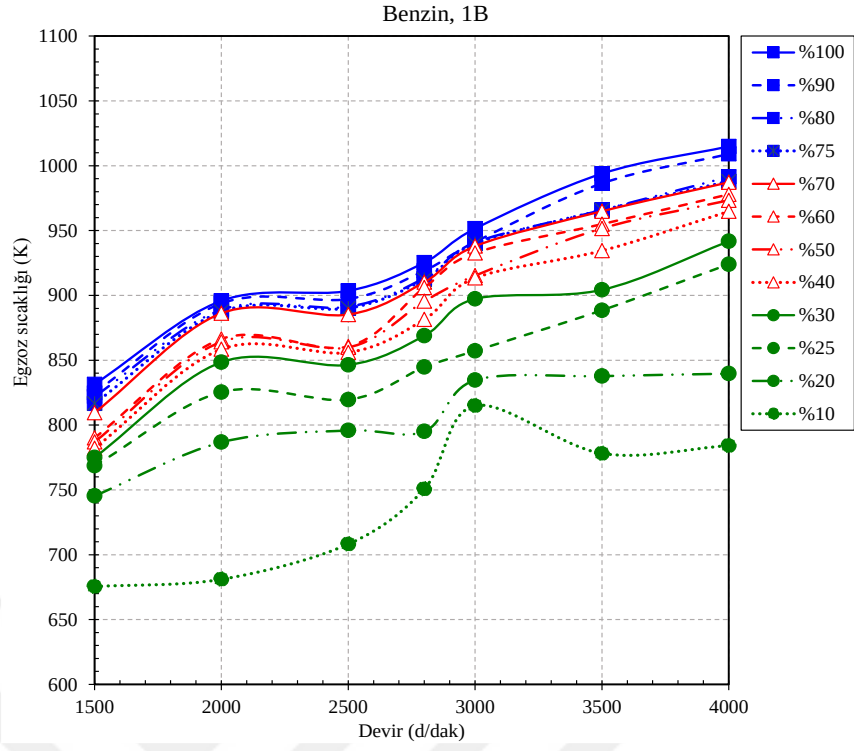
Şekil 5.12. Gaz kelebeği açıklığına göre CO - devir grafiği



Şekil 5.13. Gaz kelebeği açıklığına göre HC - devir grafiği



Şekil 5.14. Gaz kelebeği açıklığına göre NO_x - devir grafiği



Şekil 5.15. Gaz kelebeği açıklığına göre egzoz gazı sıcaklığı - devir grafiği

5.4. 1B Model CNG Sonuçları

CNG yakıtı içinde benzinde olduğu gibi incelenen tüm kelebek açıklıkları ve devir sayıları için motor performans ve egzoz emisyon değerleri 1B motor modelinden elde edilmiştir. CNG için 1B analiz ve test sonuçlarına komple karşılaştırmalı olarak bakıldığında, sonuçların benzer yapıda olduğu ve değerlerin birbirine yakın olduğu görülmüştür.

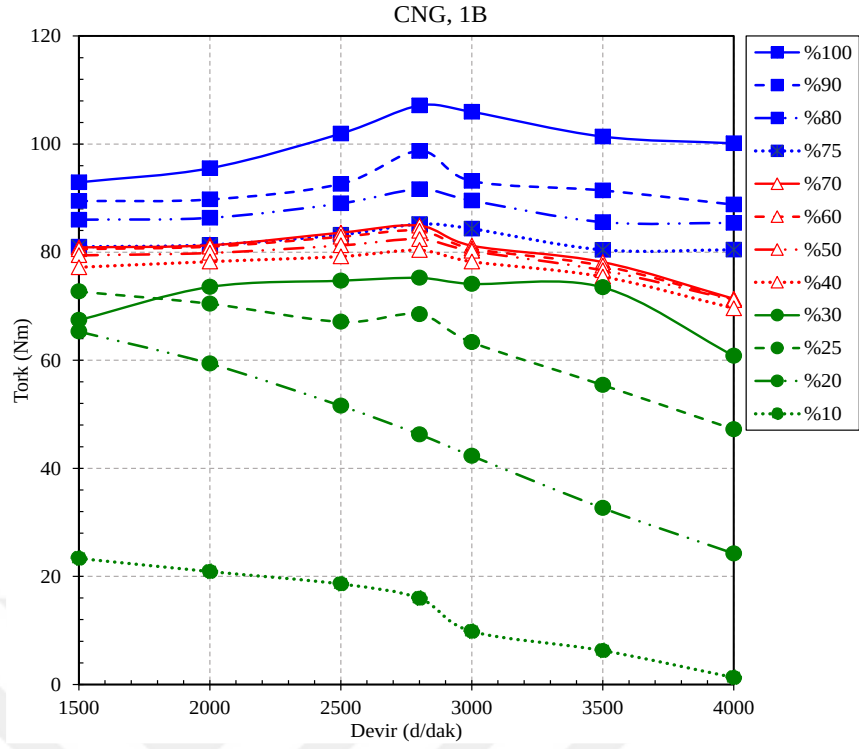
Motor performansı açısından CNG kullanımının etkileri için; tork (Şekil 5.16), güç (Şekil 5.17), özgül yakıt sarfıyatı (Şekil 5.18) ve volumetrik verim (Şekil 5.19) grafikleri incelenen tüm kelebek açıklıkları ve devir sayıları için çizilmiştir.

Şekil 5.16'daki CNG tork eğrileri CNG testleri ile uyumlu çıkmıştır. Küçük kelebek açıklıklarındaki pratik olmayan davranış burada da gözlenmektedir. CNG kullanımında, benzine göre CNG'nin enerji yoğunluğunun düşük olması, volumetrik verimin düşük olması ve ortalama efektif basıncın düşük olmasından dolayı CNG'deki tork düşük seviyelerde seyretmektedir. Motor test sonuçlarında CNG'deki tork benzinden %11 seviyelerinde düşerken, 1B model sonuçlarında %16 seviyelerinde düşüş gözlenmektedir. CNG 1B model sonuçlarında maksimum tork tepesinin daha belirginleştiği ve 107,1 Nm olarak gerçekleştiği görülmektedir.

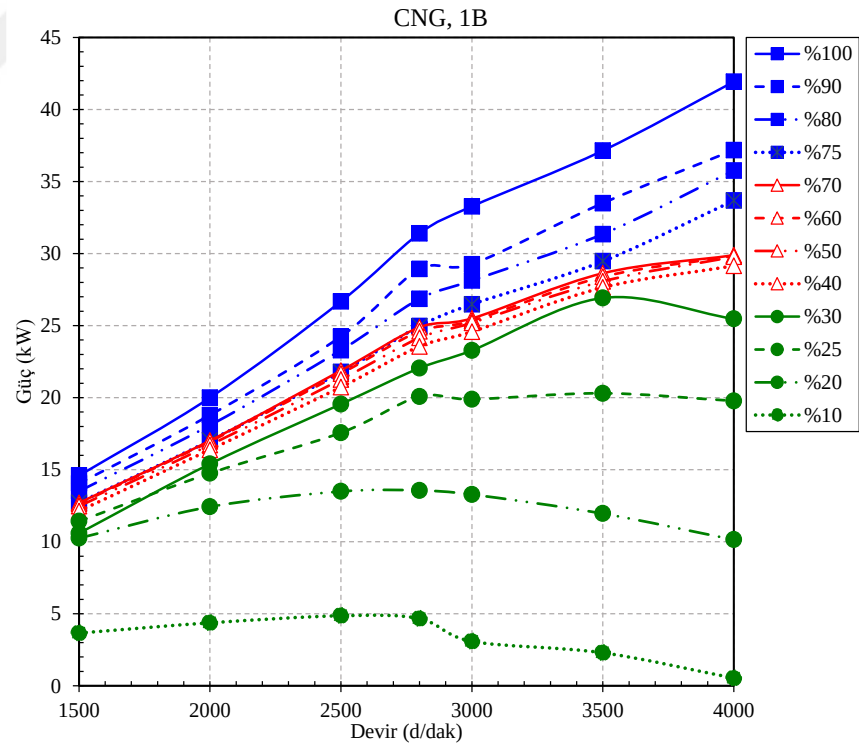
Şekil 5.17'de görülen CNG güç değerleri benzin ile benzer yapıda ancak düşük seviyelerdedir. Şekil 5.18'da gösterilen CNG özgül yakıt sarfıyatı benzin ile karşılaştırıldığında CNG için daha düşük seviyelerdedir. Bunun nedeni CNG'nin H/C oranının benzine göre daha yüksek olması sebebiyle fakir karışımlarda da etkin bir şekilde çalışması gösterilebilir. Dolayısıyla da, efektif verim benzine göre %20 daha yüksek seviyelerdedir.

CNG'deki volumetrik verimin devir sayısı ve kelebek açıklığı ile değişimi Şekil 5.19'da gösterilmiştir. CNG kullanımında 1B modele ait volumetrik verim değerleri motor test sonuçlarından daha düşük çıkmıştır. Volumetrik verimin benzine göre daha düşük olması, benzin tork değerine göre CNG tork değerinin yaklaşık %15-20 arasında düşüş olmasını açıklar niteliktedir.

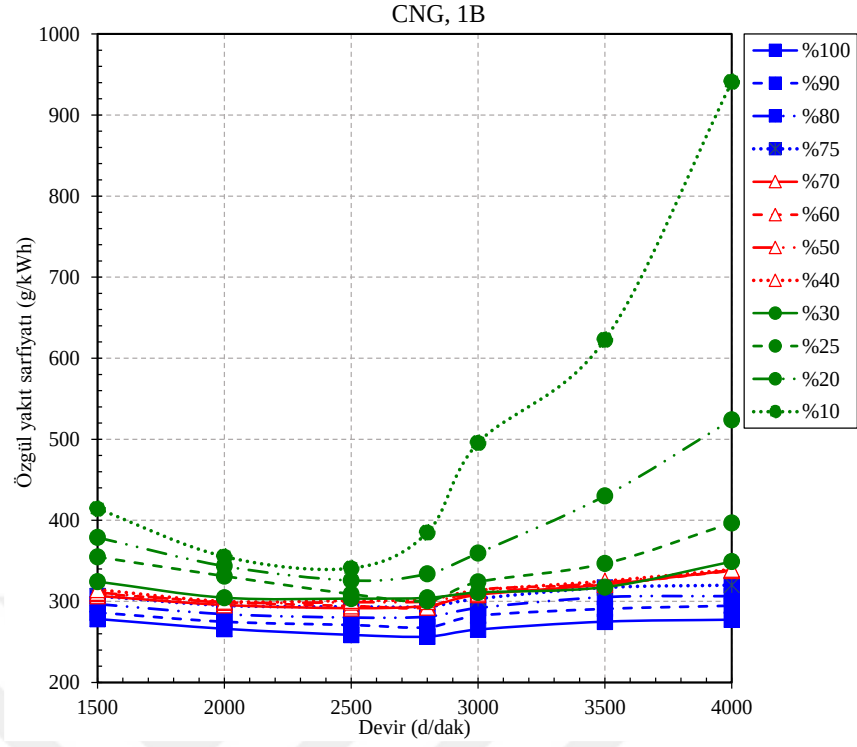
Genel olarak hem motor test sonuçları ve hem de 1B model sonuçları CNG kullanımında benzine göre motor performansında düşüş olduğunu göstermektedir.



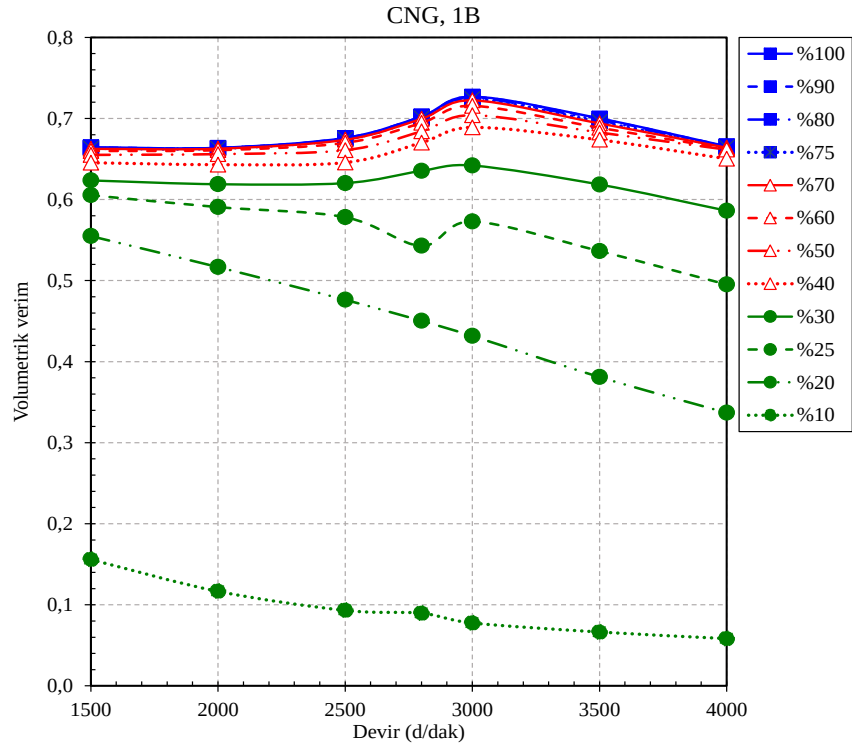
Şekil 5.16. Gaz kelebeği açıklığına göre tork - devir grafiği



Şekil 5.17. Gaz kelebeği açıklığına göre güç - devir grafiği



Şekil 5.18. Gaz kelebeği açıklığına göre özgül yakıt sarfıyatı - devir grafiği



Şekil 5.19. Gaz kelebeği açıklığına göre volumetrik verim - devir grafiği

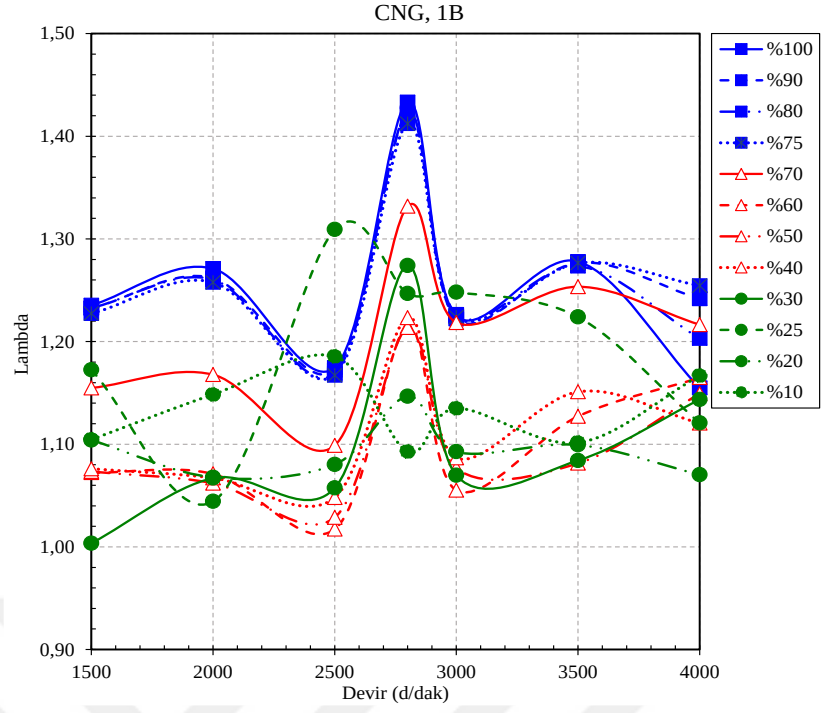
1B modelden elde edilen egzoz emisyonları CNG kullanımı için; lambda (Şekil 5.20), CO₂ (Şekil 5.21), CO (Şekil 5.22), HC (Şekil 5.23), NO_x (Şekil 5.24) ve egzoz gazı sıcaklığı (Şekil 5.25) grafikleri incelenen tüm gaz keleşbeği açıklıkları ve devir sayıları için oluşturulmuştur.

Grafikler değeriendirildiğinde CNG kullanımında lambda değeriinin fakir karışım seviyelerinde seyrettiği, benzin kullanımında ise lambda değeriinin devir sayısı ile birlikte zengin karışımına doğru geçtiği görülmektedir. Bu açıdan bakılırsa CNG kullanımının fakir karışımlarda da etkin olduğu ve daha az yakıt tüketimi açısından önemli olduğu söylenebilir.

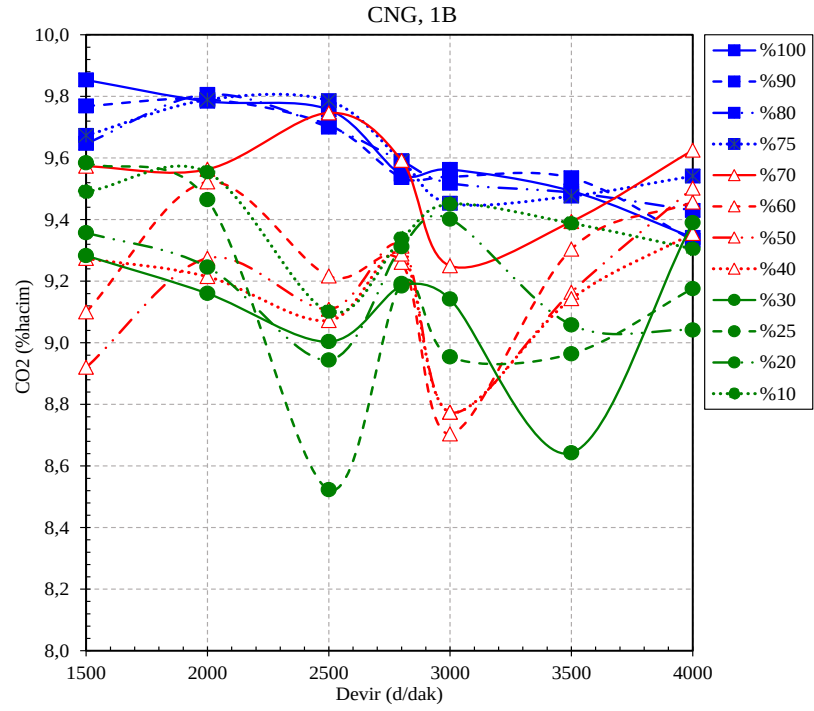
CO₂ seviyesi CNG’de tam yüke yaklaşıldıkça benzin ile benzer davranış sergilemektedir. CO ile CO₂ ortak değeriendirilirse; CNG kullanımında eksik yanma ürünü olan CO seviyesi benzine göre minimum seviyelerdedir. Bu durum tıpkı performans değeriilerinde olduğu gibi CNG kullanımında yanma veriminin benzine göre daha yüksek olduğunu göstermektedir. Bu durumu ise lambda, CO, CO₂ ve HC grafikleri desteklemektedir.

Birçok farklı sebepten dolayı oluşan yanmamış yakıt olarak da adlandırılan HC oluşumu; CNG kullanımında benzine göre daha düşük seviyelerdedir ki bu durumda H/C oranının, yani CNG’nin ana yakıt yapısının CH₄, benzinin ana yakıt yapısının C₈H₁₈ olmasının, etkisi büyüktür. Ayrıca; benzinin sıvı fazda CNG’nin gaz fazda silindire gönderilmesine bağlı karışım homojenliği, benzinin buharlaşma mekanizması ve yanma verimi de HC oluşumuna etki etmektedir. Dolayısıyla, CNG’de HC oluşumu daha düşük olmaktadır. Ayrıca, artan devir sayısı ile yanma süresi azaldığı için HC oluşumunun azaldığı gözlenmiştir.

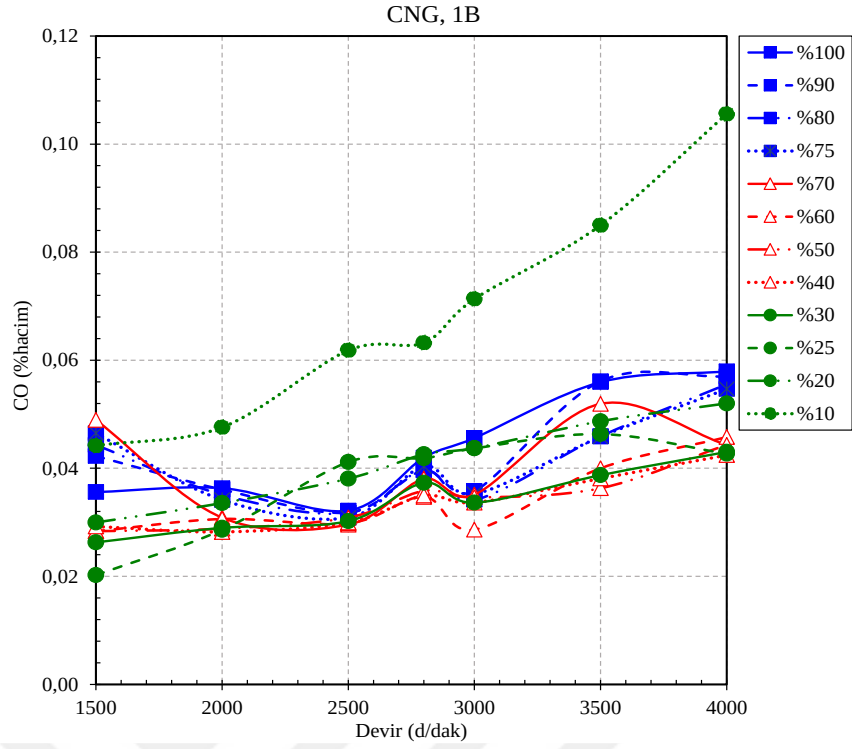
CNG alev sıcaklığı benzine göre daha yüksek olduğu için NO_x oluşumu da daha yüksek seviyelerde çıkmıştır. Tam yükte devir sayısına göre benzinde 1900-2600 ppm aralığında olan NO_x, CNG’de 2100-3300 ppm aralığında gerçekteşmiştir. Egzoz gazı sıcaklığı da bu durumu desteklemektedir. Yüksek keleşbek açıklıklarında artan devir sayısı ile NO_x oluşumu doğrusal olarak artmaktadır. Ayrıca, artan keleşbek açıklığı da NO_x oluşumunu artırmaktadır. Motorda CNG kullanımı benzine göre bir miktar performans düşüşüne sebep olurken egzoz emisyonları CO₂, CO ve HC oluşumu açısından daha avantajlı olmakla birlikte NO_x oluşumu açısından dezavantajlıdır.



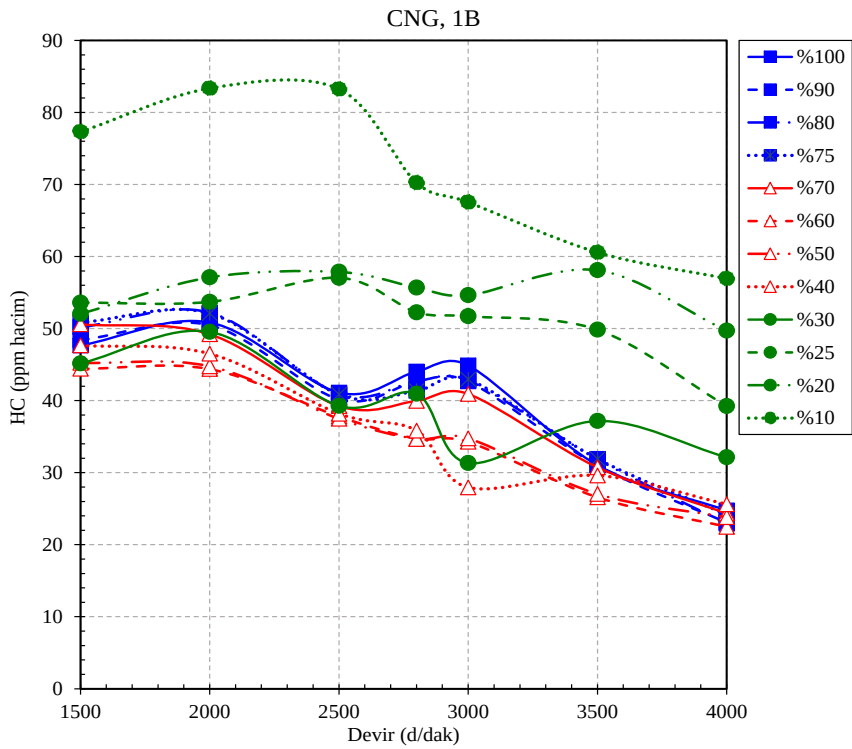
Şekil 5.20. Gaz kekeği açıklığına göre lambda - devir grafiği



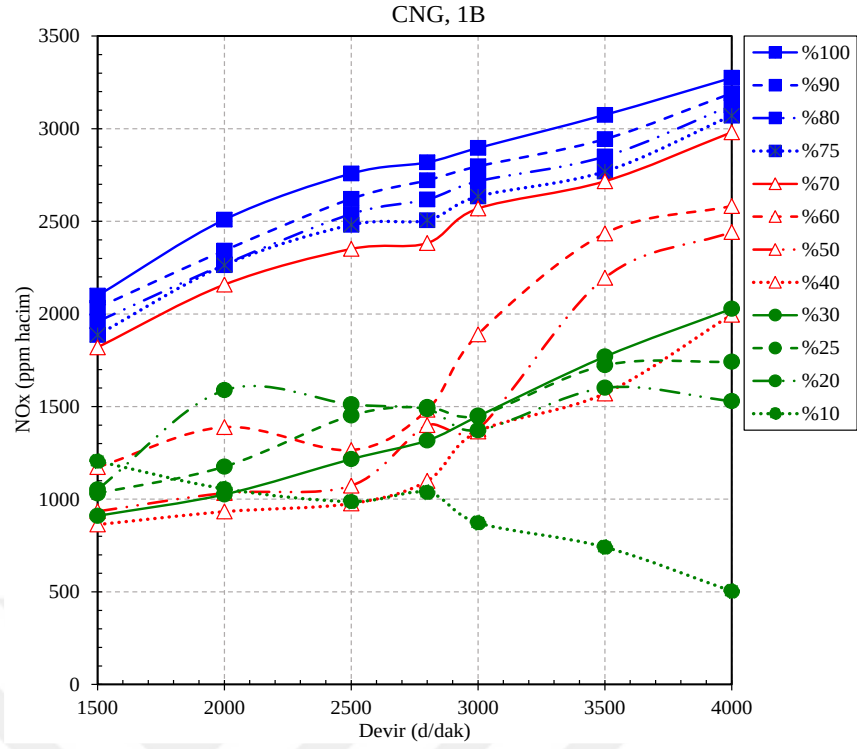
Şekil 5.21. Gaz kekeği açıklığına göre CO₂ - devir grafiği



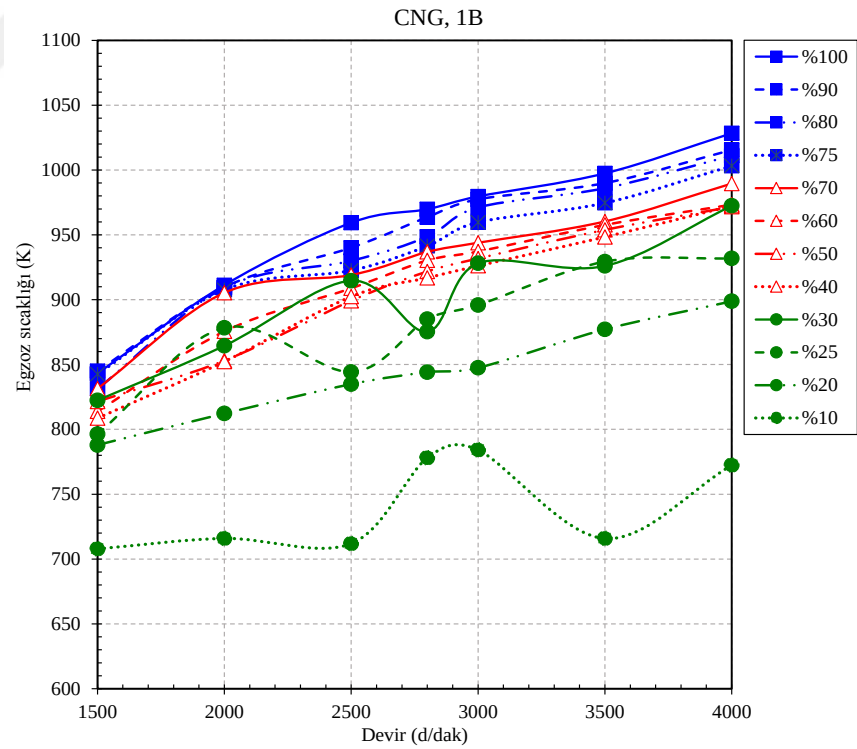
Şekil 5.22. Gaz kelebeği açıklığına göre CO - devir grafiği



Şekil 5.23. Gaz kelebeği açıklığına göre HC - devir grafiği



Şekil 5.24. Gaz kelebeği açıklığına göre NO_x - devir grafiği



Şekil 5.25. Gaz kelebeği açıklığına göre egzoz sıcaklığı - devir grafiği

5.5. 1B Model LPG Sonuçları

Saf LPG kullanımı için motor testleri; yukarıda belirtildiği gibi motor düzeneğinde bir LPG dönüşüm düzeneği olmadığından, LPG emme havasına enjekte edilerek sadece 2 çalışma şartı için yapılmıştır.

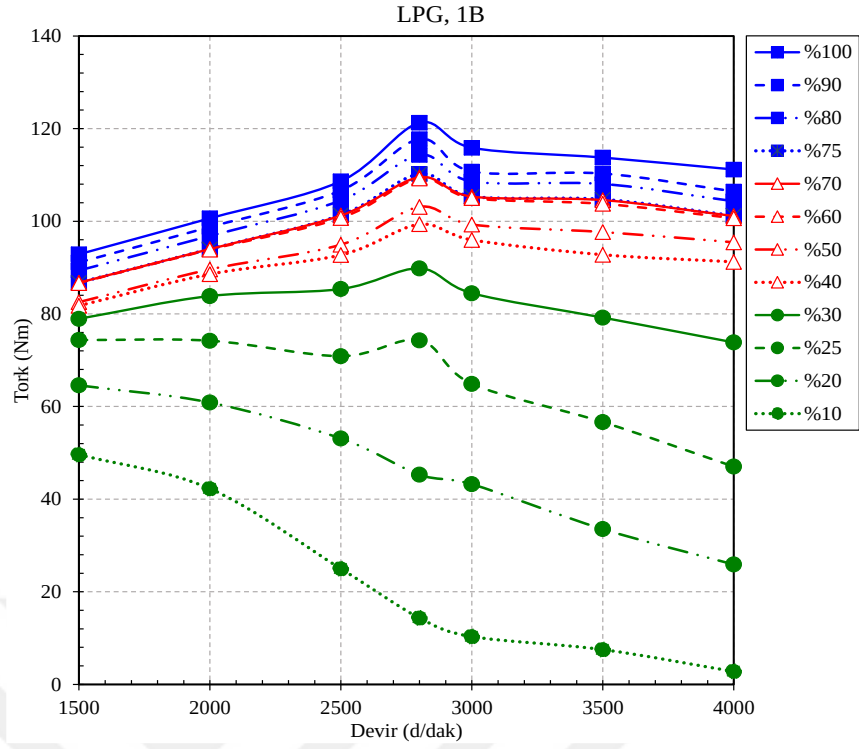
Wave programındaki 1B modellemede tüm yakıtın emme havasına verilmesi mümkün olmamaktadır. Bu sebeple, LPG'ye ait 1B modelde benzin ve CNG'de olduğu gibi yakıt supap arkasından emme portuna enjekte edilmiştir. Bu açıdan test ile 1B model arasında bir farklılık vardır.

Bununla birlikte, testlerde incelenen 2 çalışma noktası yerine 1B modelde LPG kullanımı için tüm motor çalışma karakteristiğinin çıkarılması için tüm kelebek açıklıkları ve devir sayıları analiz edilmiştir.

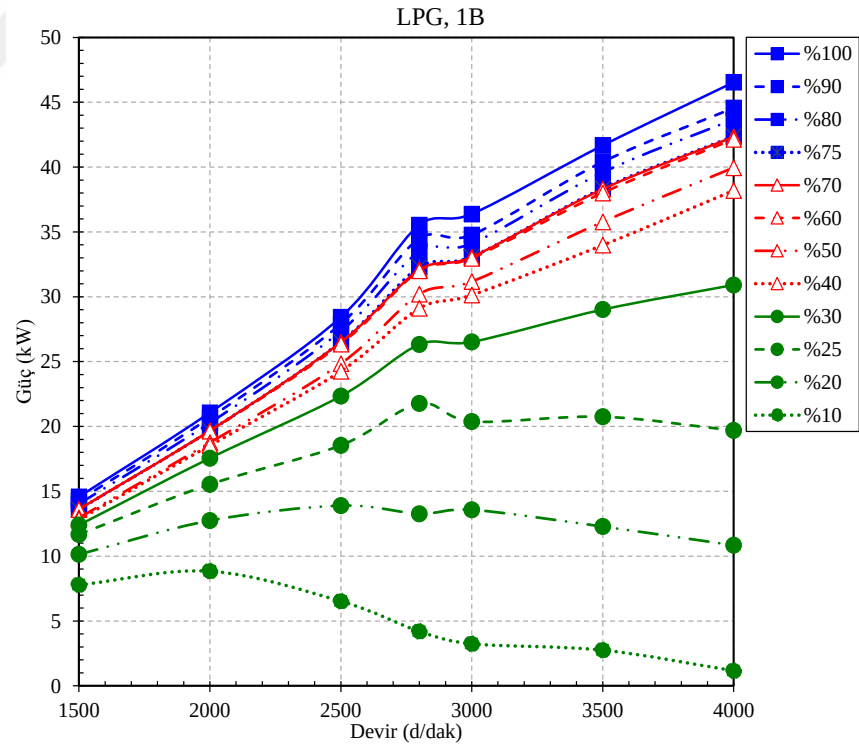
LPG için 1B analizlerden elde edilen motor performansı değerlerinin kelebek açıklıkları ve devir sayılarına değişimi sırasıyla; tork (Şekil 5.26), güç (Şekil 5.27), özgül yakıt sarfiyatı (Şekil 5.28) ve volumetrik verim (Şekil 5.29) grafiklerinde gösterilmiştir.

Şekil 5.26'deki LPG tork eğrileri benzine kullanıma ile benzer yapıda ve CNG kullanımından yüksek değerlerde çıkmıştır. Maksimum tork motor katalog değeri olan 2800 d/dak'da 121,3 Nm olarak oluşmuştur. Torkun maksimuma ulaştığı noktada LPG için volumetrik verim %86 seviyelerinde görülmektedir. Kısmi kelebek açıklıklarında ise tork da kademeli düşüşler gözlenmekte ve %30 kelebek açıklığının altında tork değişimi kararsızlaşmaktadır.

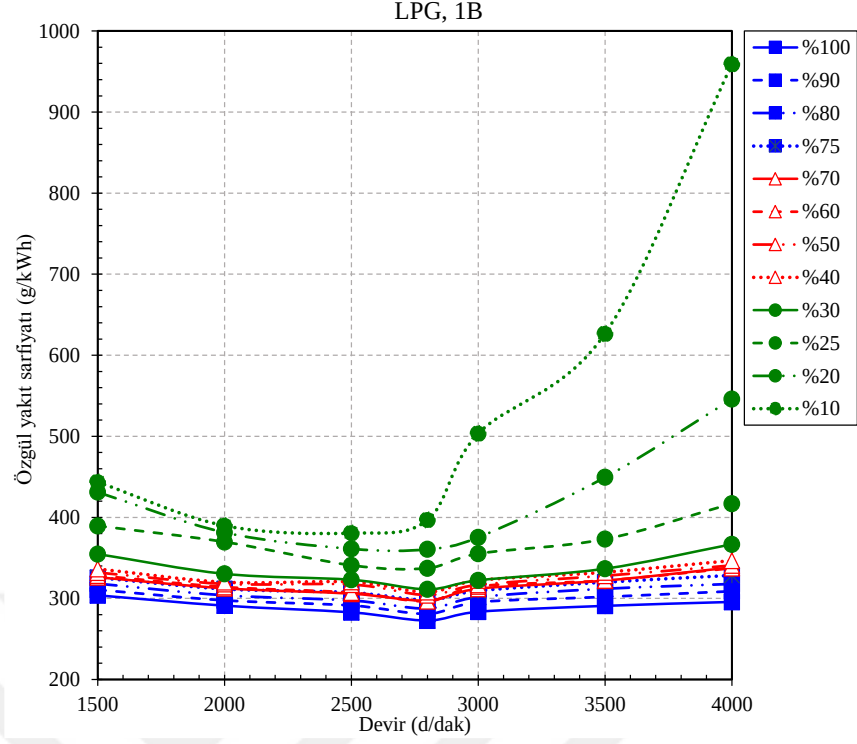
LPG güç değerleri diğer benzin kullanımına göre düşük seviyede olmakla birlikte devir sayısı ile artmaktadır. Güç, 4000 d/dak'da 46 kW'a ulaşmaktadır. Güç artışı 5700 d/dak'ya kadar doğrusal ekstrapolasyon ile artırılırsa 62 kW hesaplanmaktadır ki bu değer motor katalog değeri olan 63 kW'a yakın bir değerdir. LPG özgül yakıt sarfiyatı grafiği incelendiğinde kısmi kelebek açıklıklarından tam kelebek açıklığına doğru ilerledikçe azalış gözlenmektedir. LPG kullanımı için özgül yakıt sarfiyatı değerleri benzinden düşük CNG'den yüksek seviyededir. Güç ve özgül yakıt sarfiyatı esas alınarak tam kelebek açıklığındaki efektif verim %33 seviyelerinde hesaplanmıştır.



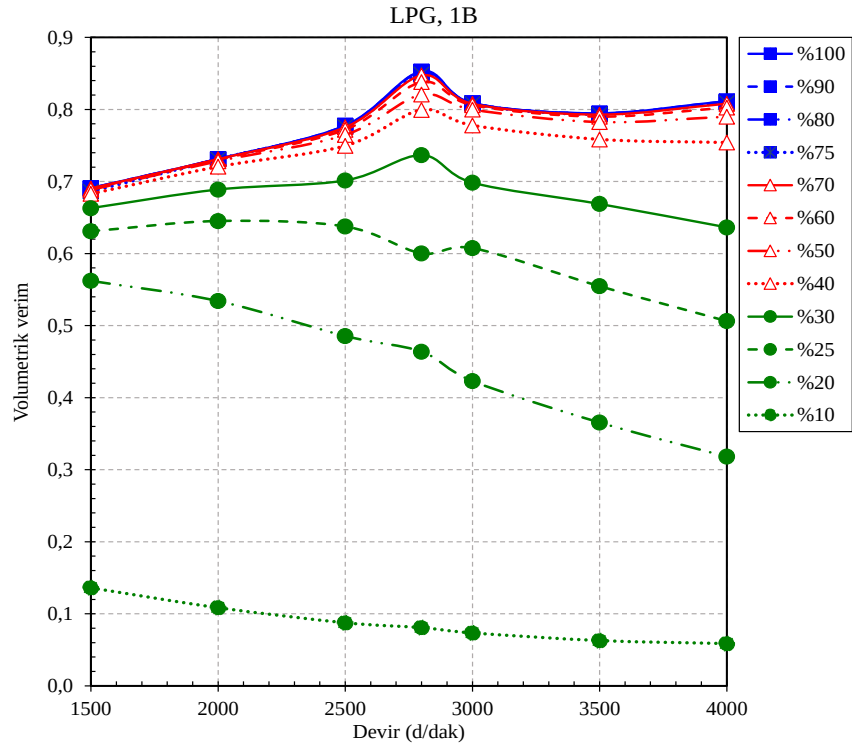
Şekil 5.26. Gaz kelebeği açıklığına göre tork - devir grafiği



Şekil 5.27. Gaz kelebeği açıklığına göre güç - devir grafiği



Şekil 5.28. Gaz kelebeği açıklığına göre özgül yakıt sarfıyatı - devir grafiği



Şekil 5.29. Gaz kelebeği açıklığına göre volumetrik verim - devir grafiği

LPG kullanımının volumetrik verime etkisi Şekil 5.29'da çizilmiştir. Elde edilen değerler benzine göre düşük, CNG'ye göre yüksek seviyededir. Emme havası debisi artan devir sayısı ile artmaktadır. Artan kelebek açıklıklarında, %40'a kadar emme havası debisi fazlaca artarken %40'dan sonra oldukça düşük artış gözlenmiştir. LPG'de genel olarak %80'lerde gerçekleşen volumetrik verim, benzine göre bir miktar düşük olsa da, CNG'deki kadar değildir. Sızı fazda püskürtülen benzin yoğunluğu çok yüksek olduğundan hava akışını az seviyede etkilemektedir. Gaz fazındaki LPG'nin yoğunluğu ise CNG'den yüksektir. Dolayısıyla, emme havası akışı da az etkilenmektedir.

LPG için 1B analizlerden elde edilen egzoz emisyon sonuçları sırasıyla lambda (Şekil 5.30), CO₂ (Şekil 5.31), CO (5.32), HC (Şekil 5.33), NO_x (Şekil 5.34) ve egzoz gazı sıcaklığı (Şekil 5.35) grafikleri halinde incelenen tüm kelebek açıklıkları ve devir sayıları için oluşturulmuştur.

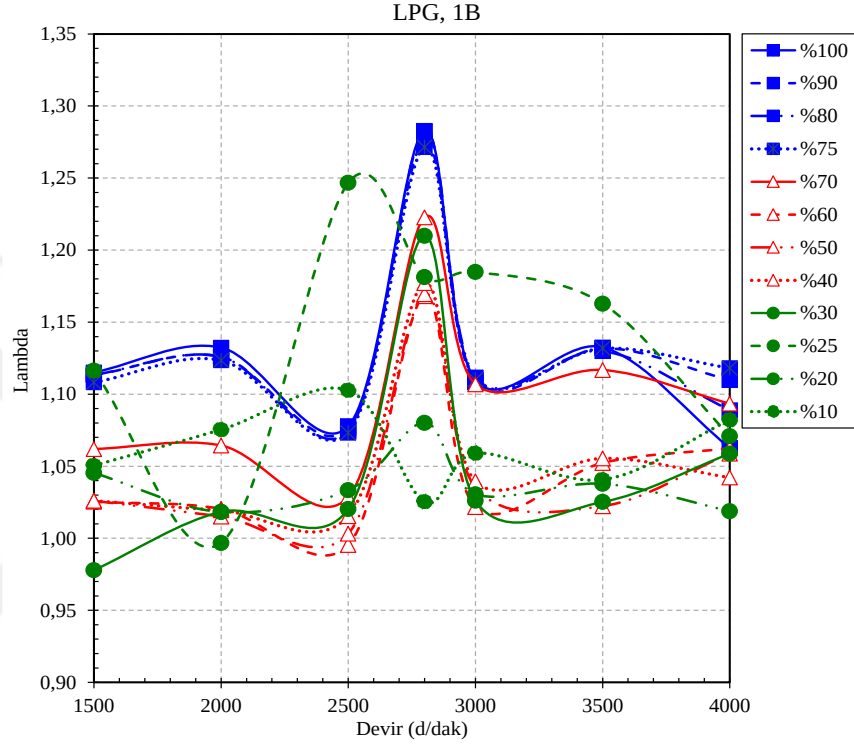
LPG için lambda benzinden daha yüksek yani fakir karışım bölgesinde çıkmıştır. Bunun nedeni ise gaz fazdaki LPG'nin kimyasal içeriğine göre birim yakıt kütlesi için daha fazla havaya gereksinim duyması görülmektedir. LPG'nin fakir karışımlarda çalışabilmesi de bu yakıtın kullanımını ekonomik kılmaktadır. Maksimum torkun elde edildiği noktada, lambda stokiometrik orandan en uzak değeri ve en fakir değeri ($\lambda=1,28$) almıştır.

CO₂ oluşumu (Şekil 5.31) artan devir sayısı ve kelebek açıklığı ile kademeli olarak azalış göstermektedir. Tam yanma ürünü olan CO₂, maksimum torkun elde edildiği devir sayısı olan 2800 d/dak'da en yüksek değere ulaşmaktadır.

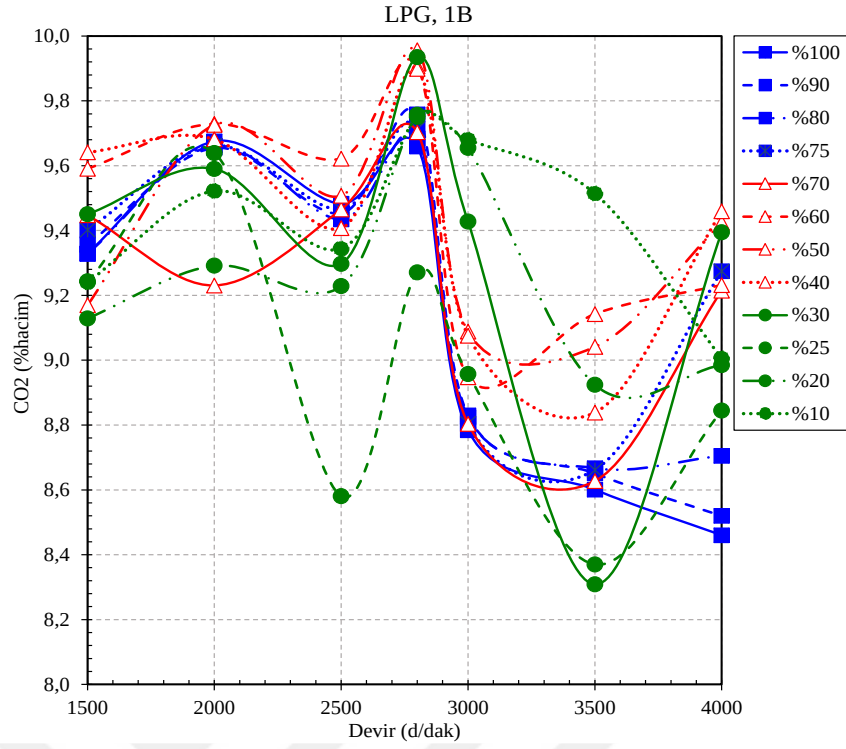
CO oluşumu (Şekil 5.32) kelebek açıklığı göre iki farklı davranış sergilemektedir. Kelebek açıklığının %60 altına düştüğü durumda CO oluşumu devir sayısına göre değişkenlik gösterse de genelde artış eğilimindedir. %60 kelebek açıklığının üzerinde ise CO oluşumu daha fazla olup devir sayısı ile belirgin şekilde artmaktadır.

LPG için HC oluşumu (Şekil 5.33), devir sayısı artışı ile azalmaktadır. Bu davranış yaklaşık olarak CNG ve benzinde de gözlenmiştir. Ayrıca modellenen Honda L13A4 motorunun özellikle çift bujili olmasından dolayı HC miktarı benzeri motorlardan düşük çıkmıştır.

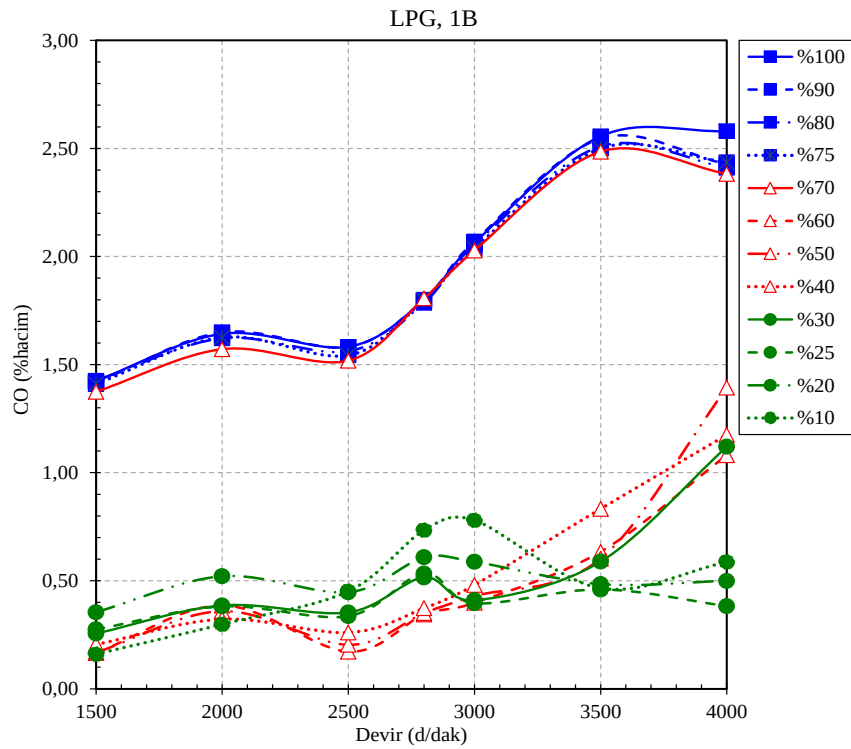
LPG için NO_x oluşumu ise (Şekil 5.34) hem devir sayısı ve hem kelebek açıklığı ile artmaktadır. Bu durumu yine 1B analizlerden elde edilen aynı şekilde artış gösteren egzoz gazı sıcaklıkları da (Şekil 5.35) desteklemektedir. LPG’de oluşan NO_x , benzine göre yüksek olmasına rağmen CNG’ye göre ise düşük seviyededir. LPG’de NO_x oluşumu CNG’ye göre yaklaşık %15 daha düşüktür.



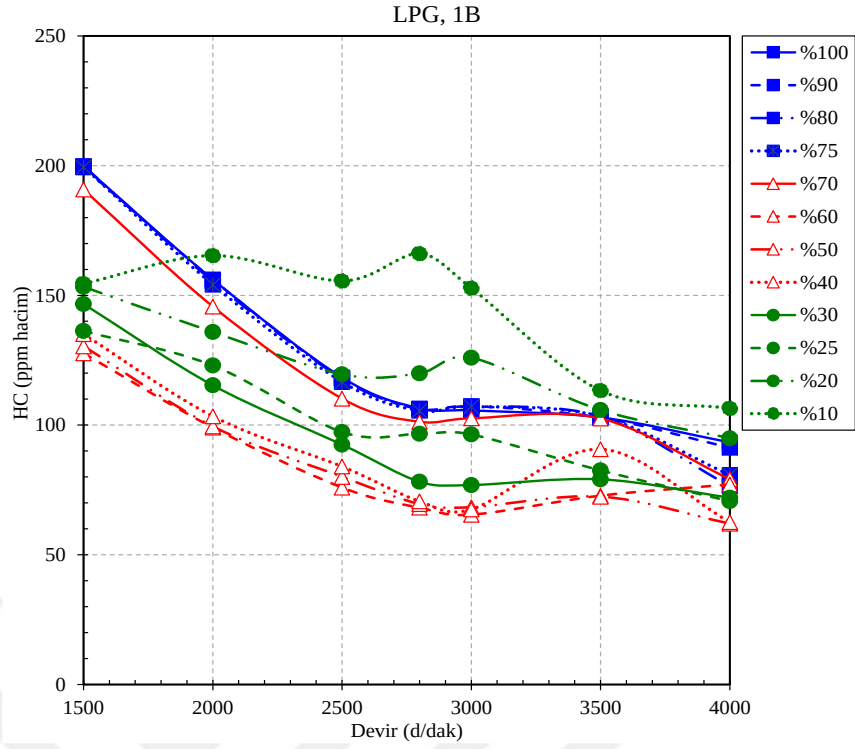
Şekil 5.30. Gaz kelebeği açıklığına göre lambda - devir grafiği



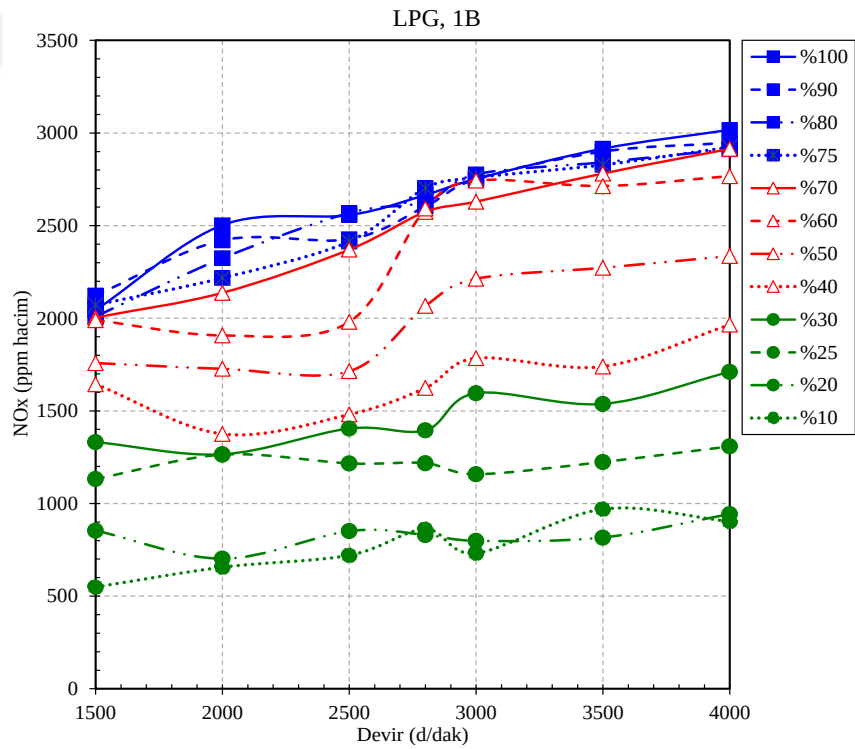
Şekil 5.31. Gaz keleşi açıklığına göre CO₂ - devir grafiğı



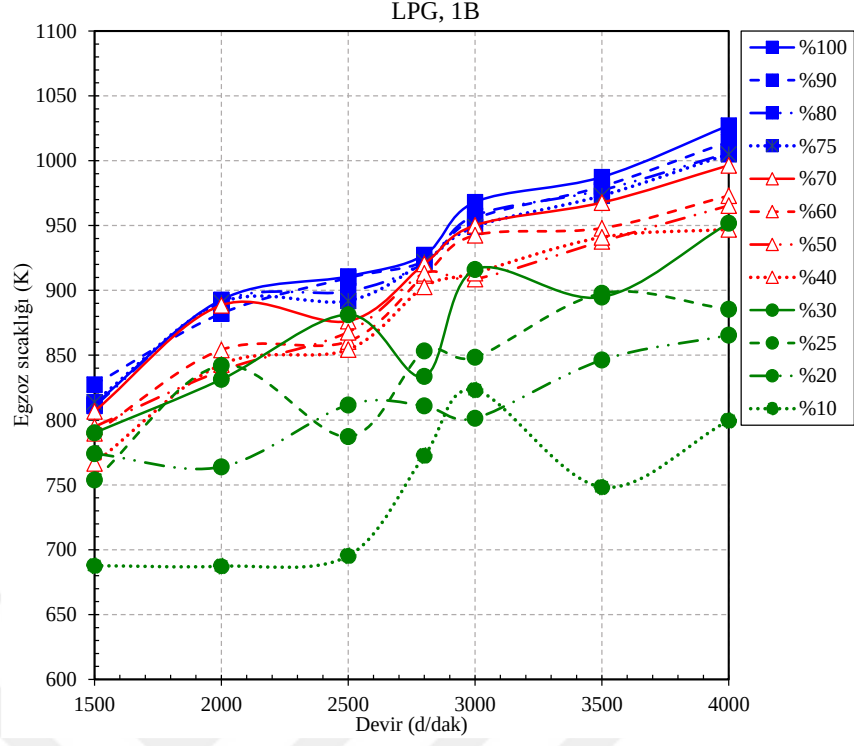
Şekil 5.32. Gaz keleşi açıklığına göre CO - devir grafiğı



Şekil 5.33. Gaz kelebeği açıklığına göre HC - devir grafiği



Şekil 5.34. Gaz kelebeği açıklığına göre NO_x - devir grafiği



Şekil 5.35. Gaz keleşı açıklığına göre egzoz sıcaklığı - devir grafığı

5.6. 1B Model Benzin-CNG Karışımı Sonuçları

Motor test çalışmalarında olduğu gibi 1B modelleme çalışmalarında da karışımli yakıt olarak benzin-CNG karışımının da analizleri yapılmıştır. 1B modelde Çizelge 4.9’da verilen karışımli yakıt test şartları birebir modellenmiştir. Bu şartlar; 3000 d/dak devir sayısı, %100 kelebek açıklığı ve kütleli karışım oranı %90 benzin ve %10 CNG şeklindedir.

Karışımli yakıt testinde, ana yakıt olan benzin emme supabı arkasında emme portuna enjekte edilirken katkı yakıtı emme hattına beslenmiştir. Testteki bu yakıt beslemesi birebir 1B modelde tanımlanmıştır. Karışımli yakıt için testte ölçülen benzin ve CNG debileri 1B modelde sınır şartı olarak girilmiştir.

1B analiz sonuçlarından elde edilen saf benzin ve benzin-CNG karışımı için performans ve egzoz emisyon değerleri Çizelge 5.2’de listelenmiştir.

Kütleli karışım oranı %90 benzin ve %10 CNG olduğu zaman saf benzine göre tork %6, güç %6 ve emme havası debisinde %13 seviyelerinde bir düşüş hesaplanmıştır. Emme havası içine gönderilen CNG gazının volumetrik verimi düşürmesi bu düşüşlerin sebebi olarak gösterilebilir.

Lambda değerleri saf ve karışımli yakıt için yakın değerlerdedir. Karışımli yakıtta HC ve NO_x oluşumlarında sırasıyla yaklaşık %11 ve %14’luk bir iyileşme gerçekleşmiştir. Tam yanma ürünü olan CO₂ %5 artarken, CO’nin ise %50 oranında düşmesi önemli bir iyileşmedir.

Çizelge 5.2. Saf benzin ve benzin-CNG karışımı için 1B model sonuçları

Yakıt	Tork (Nm)	Güç (kW)	Emme havası debisi (m ³ /h)	λ	CO ₂ (%hacim)	CO (%hacim)	HC (ppm hacim)	NO _x (ppm hacim)	Egzoz Gazı Sıcaklığı (K)
Saf benzin	123,93	38,9	104,24	0,890	9,40	4,360	157	2487	948
Benzin-CNG karışımı	116,80	36,7	90,39	0,932	9,94	2,212	139	2131	895

5.7. 1B Model Benzin-LPG Karışımı Sonuçları

İkinci bir karışımli yakıt olarak, motor test çalışmalarında benzin-LPG karışımı testi yapılmıştır. Testlerde benzer şekilde CNG'nin beslendiği hattan LPG beslenmiştir. Testi yapılan benzin-LPG karışımının 1B modeli, benzin-CNG modeline benzer şekilde oluşturulmuştur.

Benzin-LPG karışımli yakıt oranları Çizelge 4.12'de verildiği gibidir. Test ve 1B model aynı şartlarda çalıştırılmıştır. Bu şartlar; 3000 d/dak devir sayısı, %100 kelebek açıklığı ve kütleli karışım oranı %95 benzin ve %5 LPG şeklindedir.

1B analiz sonuçlarından elde edilen saf benzin ve benzin-LPG karışımı için performans ve egzoz emisyon değerleri Çizelge 5.3'de listelenmiştir.

Saf benzin LPG ile karışımli hale getirildiğinde motor performansı olarak tork %4, güç %4 ve emme havası debisinde %9 seviyelerinde düşüş olmaktadır. Benzin-CNG karışımında ise bu düşüşler daha yüksek seviyelerdeydi.

Saf ve karışımli yakıt için lambda yakın değerlerdedir. NO_x oluşumu karışımli yakıtta yaklaşık %9 düşerken diğer emisyon değerleri ise birbirine yakın çıkmıştır.

Çizelge 5.3. Saf benzin ve benzin-LPG karışımı için 1B model sonuçları

Yakıt	Tork (Nm)	Güç (kW)	Emme havası debisi (m ³ /h)	λ	CO ₂ (%hacim)	CO (%hacim)	HC (ppm hacim)	NO _x (ppm hacim)	Egzoz Gazı Sıcaklığı (K)
Saf benzin	123,93	38,9	104,24	0,88	9,40	4,360	157	2487	948
Benzin-LPG karışımı	119,61	37,6	94,43	0,89	10,06	4,212	142	2281	929

6. SİLİNDİR İÇİ YANMANIN 3-BOYUTLU MODELİ

Doktora tez çalışmasının temelini oluşturan üç önemli inceleme yönteminden biri olan 3B modelleme çalışmaları kapsamında, motor test düzeneğinde test edilen Honda L13A4 ticari motoruna ait silindir içi 3B yanma modeli STAR-CD programında oluşturulmuştur. Böylece deneysel ve 1B modelleme yöntemleri ile incelenen motorun ilaveten silindir içindeki yanma olayı detaylı olarak incelenmiş ve tüm inceleme yöntemleri birbirleriyle karşılaştırılmıştır.

3B silindir içi yanma modeli birçok karmaşık fiziği içermektedir. 3B yanma modelinin oluşturulması, özellikle içten yanmalı motorlarda piston ve supaplar gibi hareketli parçalar olduğundan ve her şey zamana bağlı olarak değiştiğinden, çok fazla efor ve zaman yanında hem teorik hem de modelleme programlarının kabiliyetleri ve kullanımı konusunda bilgi ve tecrübeyi gerektirmektedir. Modelleme programına geometrinin doğru tanıtılması dahi, olmazsa olmaz olan ve birçok zorluğu olan sadece bir başlangıçtır. Hareketli ağ yapısının zamana bağlı olarak oluşturulması ve motor zamanlarının ve sınır şartlarının tanımlanması ayrı önemli bir süreçtir. Programda analizlerin hızlı bir şekilde yakınsamasının sağlanması, bir başka sahada modellemeye yönelik teorik ve pratik bilgi ile birlikte tecrübeyi gerektirmektedir. Modelden elde edilen sonuçların üretilmesi ve doğruluğundan emin olunması da ayrı bir uzmanlık disiplindir.

3B silindir içi yanmanın modellenmesinde, özellikle yanma fiziği, türbülanslı akış ve sıkıştırılabilir akışa yönelik tecrübe edilmiş ve doğruluğu ispatlanmış ticari örnekleri nedeniyle STAR-CD programı kullanılmıştır. Bu konuda piyasada bulunan paket programlar aşağıda genel olarak listelenmiştir.

- 1) STAR-CD
- 2) ConvergeCFD
- 3) Ansys-FORTE
- 4) AVL-Fire
- 5) GT-SUITE
- 6) Ricardo-Vectis
- 7) KIVA-4

Zamanla gelişmekte olan bu programların birbirlerine göre kullanım kolaylığı, ara yüz zenginliği, teorik altyapı, yanma modelleri, türbölans modelleri, vb. gibi değişik avantaj ve dezavantajları bulunmaktadır. STAR-CD programı kullanımı biraz karmaşık ve zor olan ara yüzü olmasına rağmen yanma-türbölans-sıkıştırılabilme modülleri ağıısından zengin bir program olarak bilinmektedir. Bu program otomotiv sektöründe faaliyet gösteren birçok firma tarafından da motor geliştirme çalışmalarında kullanılmaktadır.

Aşağıda ilk olarak 3B silindiri içi yanma modelinin STAR-CD programında oluşturulması hakkında bilgi verilmiştir.



6.1. 3B Silindir İçi Yanma Modeli Oluşturulması

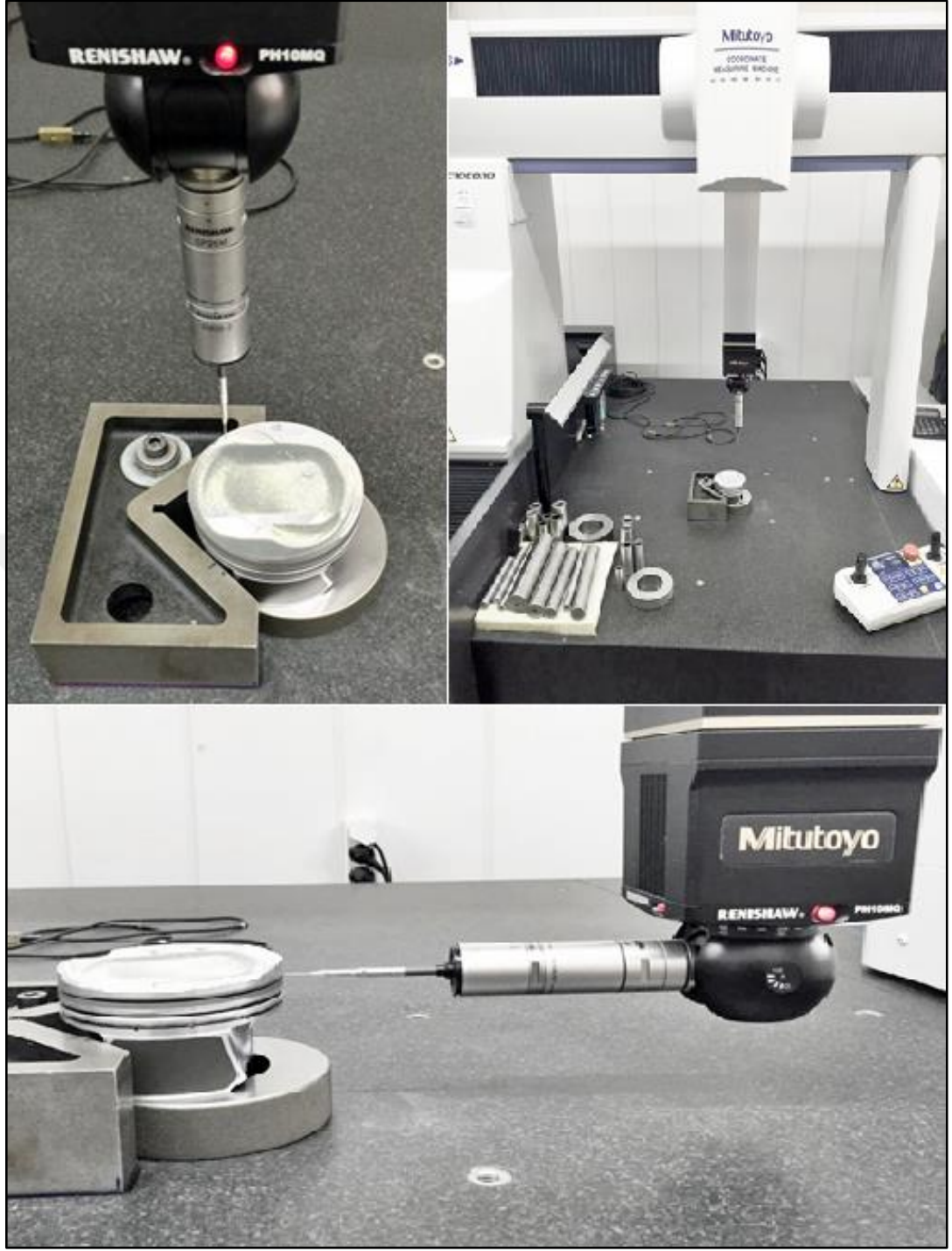
Silindir içi yanmanın 3B olarak modelinin oluşturulması için silindir içi yanma hacmini çevreleyen tüm geometrik detayların katı modelinin oluşturulması gereklidir. Bu amaçla; silindir içi yanma odası, emme-egzoz portları, supapları ve bujilerden oluşan yapının bilgisayar destekli tasarım (CAD) programları kullanılarak katı modeli oluşturulmuştur.

Motor test düzeneğinde test edilen ve modellenen Honda L13A4 i-DSI ticari motoru çok farklı ve standart dışı bir silindir içi yanma geometrisine sahiptir. Silindir içinde farklı bölgelere konumlandırılmış iki adet buji bulunmaktadır. Motora ait piston yanma odası tamamıyla asimetric bir yapıdadır. Silindir kafa yapısı ise tek eğimli çatı (Pent-roof head) yapısındadır. Bu geometrik detaylar ve ölçüler hazır bulunan bilgiler değildir. Dolayısıyla, tez kapsamında CMM ile tarama yapılarak bu bilgiler elde edilmiştir. Buna rağmen, geometrideki karmaşık yapı nedeniyle, tüm bu geometrik detayların CMM taraması, katı modellemesi, mesh oluşturulması birçok zorluğu birlikte getirmektedir.

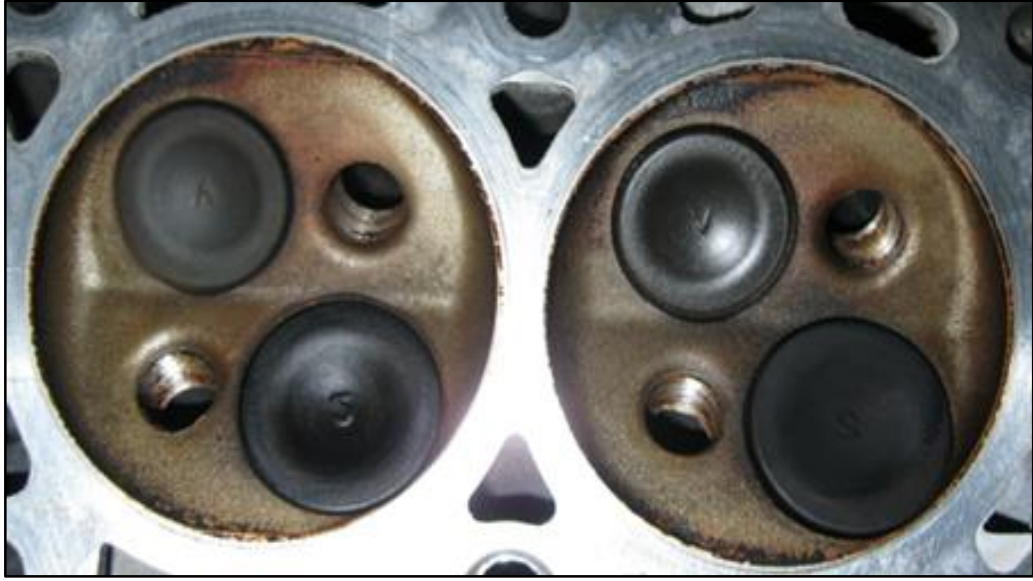
Silindir içi yanma odasının ve bağlantılarının katı modelinin oluşturulması için, motora ait silindir gömleği, silindir kafası, piston, emme-egzoz portları, supapları, kam mili ölçüleri, bujiler ve yanma odasına bağlantısı olan tüm parçalar CMM cihazı ile taranmış ve geometrik ölçüleri çıkartılmıştır (Şekil 6.1). Böylece, silindir içi yanma bölgesini oluşturan her bir parçanın tüm geometrik ölçüleri elde edilmiştir. Bu ölçüler kullanılarak CAD programlarında katı model oluşturulmuştur. Bu katı model, 3B silindir içi yanma modeli oluşturulmasında kullanılmıştır.

Aşağıda Şekil 6.2’de tek eğimli çatı yapısındaki silindir kafasının fotoğrafı gösterilmiştir. Şekil 6.3’de ise tamamıyla asimetric yapıdaki piston yapısı fotoğraflanmıştır. Şekil 6.4’de ise birbirinden farklı yapıda olan emme ve egzoz supapları alt kesitleri gösterilmiştir.

Bazılarının genel fotoğraf ve şekilleri gösterilen ve emme portundan egzoz portuna kadar ilgili bileşenler ile oluşturulan silindir içi yanma modeli için katı model görüntüleri Şekil 6.5’de gösterilmiştir. Bu katı model, 3B silindir içi yanma modeli oluşturulmasında kullanılmıştır.



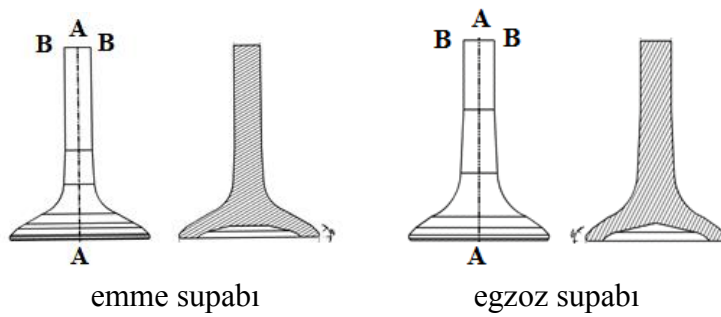
Şekil 6.1. Motor parçaları CMM taraması



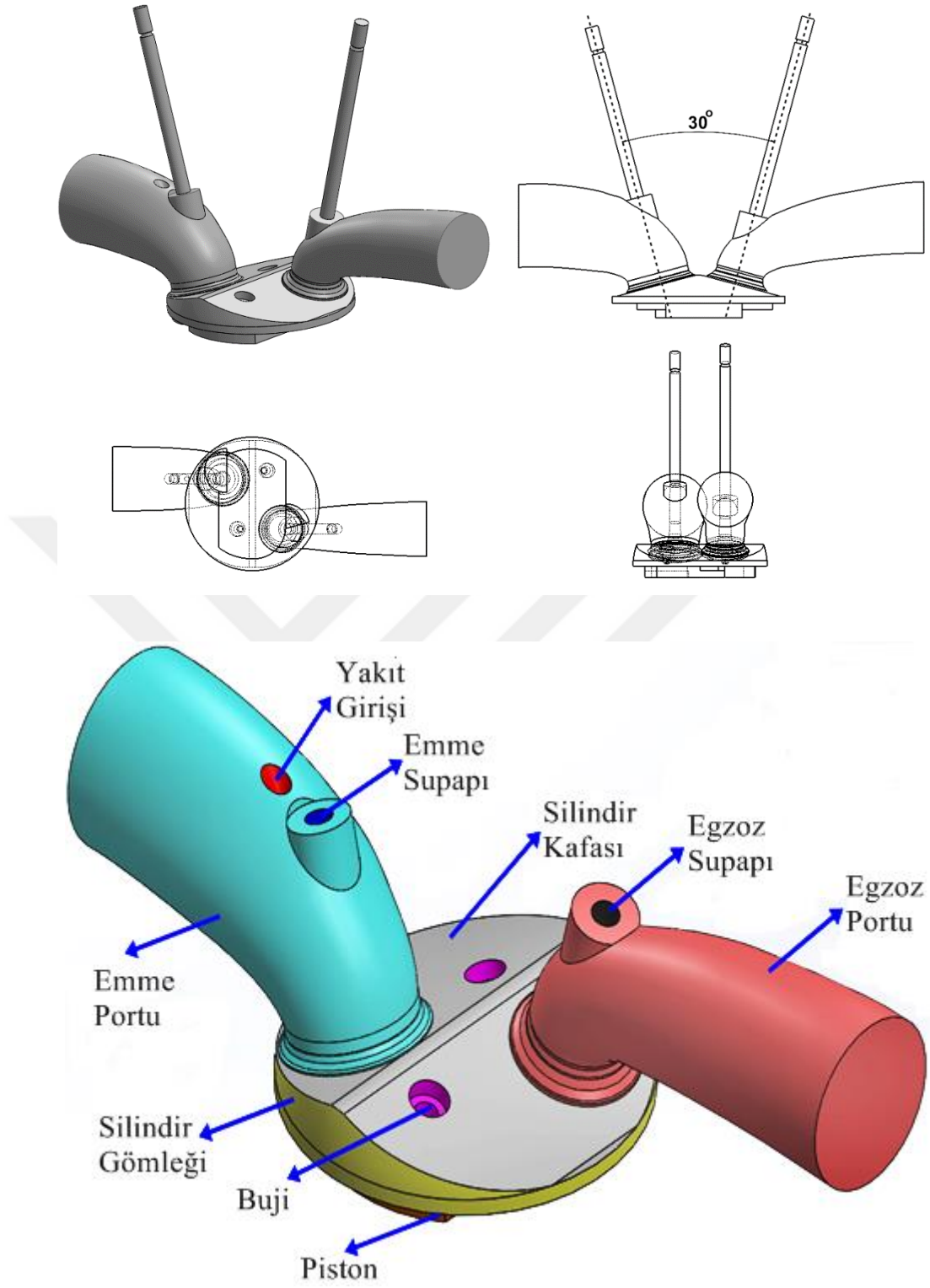
Şekil 6.2. Motora ait silindir kafası–supap–buji yerleşimi



Şekil 6.3. Motora ait piston yapısı



Şekil 6.4. Motora ait emme ve egzoz supapları

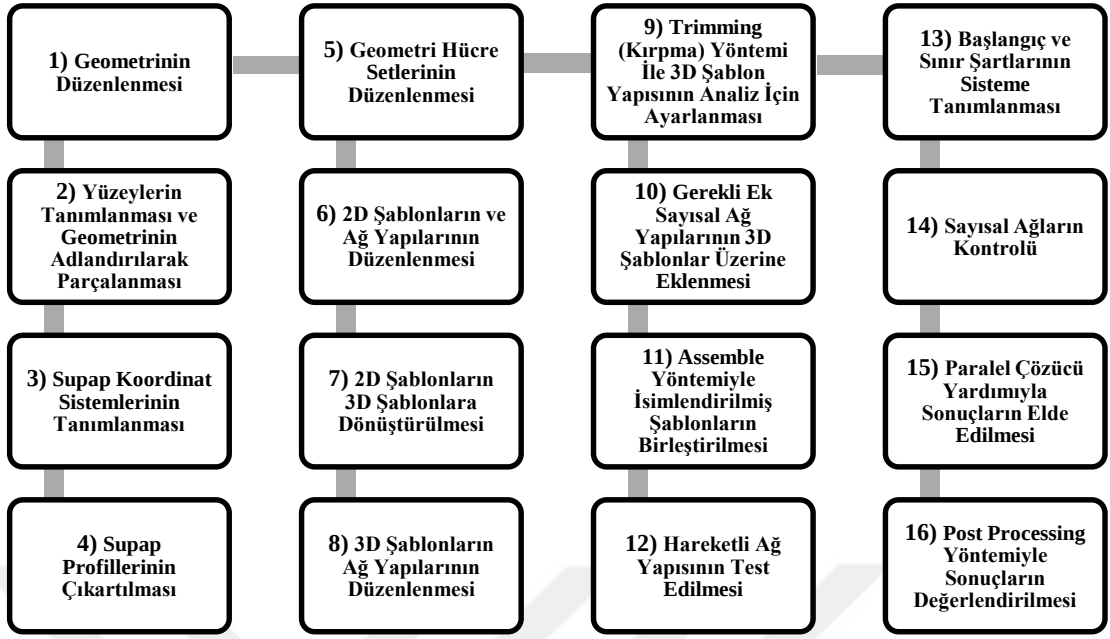


Şekil 6.5. Silindir içi yanma modeli için oluşturulan katı model

Sonuç olarak silindir içi yanmayı modellemek için motor üzerinden gerekli tüm parçaların ölçüleri çıkarılarak (piston stroğu, pim merkez kaçıklığı, üst ölçü hacim ölçüleri, supap oturma mesafesi, supap oturma açıları, piston yanma odası derinliği, piston yanma odası çapı, yanma odası buji girinti mesafesi, biyel ölçüleri, krank-piston merkezi kaçıklığı, kam geometrisi ölçüleri vb.) oluşturulan katı model 3B yanma modelinde kullanılacak programlar olan STAR-CCM+ ve STAR-CD programlarına aktarılabilir hale getirilmiştir. Böylece, 3B modelleme için ön hazırlık işlemleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca belirlenen bu ölçüler 1B modelleme için Wave programında da kullanılmıştır.

Temelde bir HAD programı olan STAR-CD’de modelleme için klasik “Ön işlemler - Pre Processing”, “Çözüm - Solver” ve “Sonuçların işlenmesi - Post Processing” adımları gerçekleştirilmiştir. Silindir içi yanma modeli; birçok hareketli ağ yapısı, zamana bağımlılık ve yanma fiziği içerdiğinden klasik HAD modellerine göre ilave tanımlamalar gerektirmektedir. Pre Processing adımında, geometrinin oluşturulması, ağ yapısının oluşturulması, problemin tanımlanması, başlangıç ve sınır şartlarının tanımlanması gibi işlemler gerçekleşmektedir. Solver adımında, problem tanımlamasında dikkate alınan korunum denklemleri sonlu hacimler yöntemi ile ayrıklaştırılarak matris formunda çözülür. Post Processing adımında ise sonuçlar istenen şekilde elde edilir ve görüntülenir.

Silindir içi yanma modellemesinde kullanılan STAR-CD programı, yine aynı firma tarafından sağlanan STAR-CCM+ programı ile entegre çalışmaktadır. Geometrinin katı model dosyalarının okunması, geometri yüzeylerinin tanımlanması, vb. gibi ön işlemler STAR-CCM+ programında yapılmaktadır. Ardından STAR-CD içine alınan model dosyasında geriye kalan tüm ön işleme, çözüm ve sonuçların görüntülenmesi adımları gerçekleştirilmektedir. Özellikle hareketli ağ yapısı tanımlamaları, zamana bağlı hareketlerin tanımlanması ve ağ yapısının oluşturulması kısımları oldukça dikkat gerektiren ve zaman alıcı aşamalardır. Bu sebeple ve program ara yüzlerinin ve uygulamalarının yetersiz olması nedeniyle, modelin hazırlığı için aylar mertebesinde zaman harcanmıştır. Modelleme esnasında genel olarak izlenen adımlar Şekil 6.6’daki şablonda özet olarak listelenmiştir.



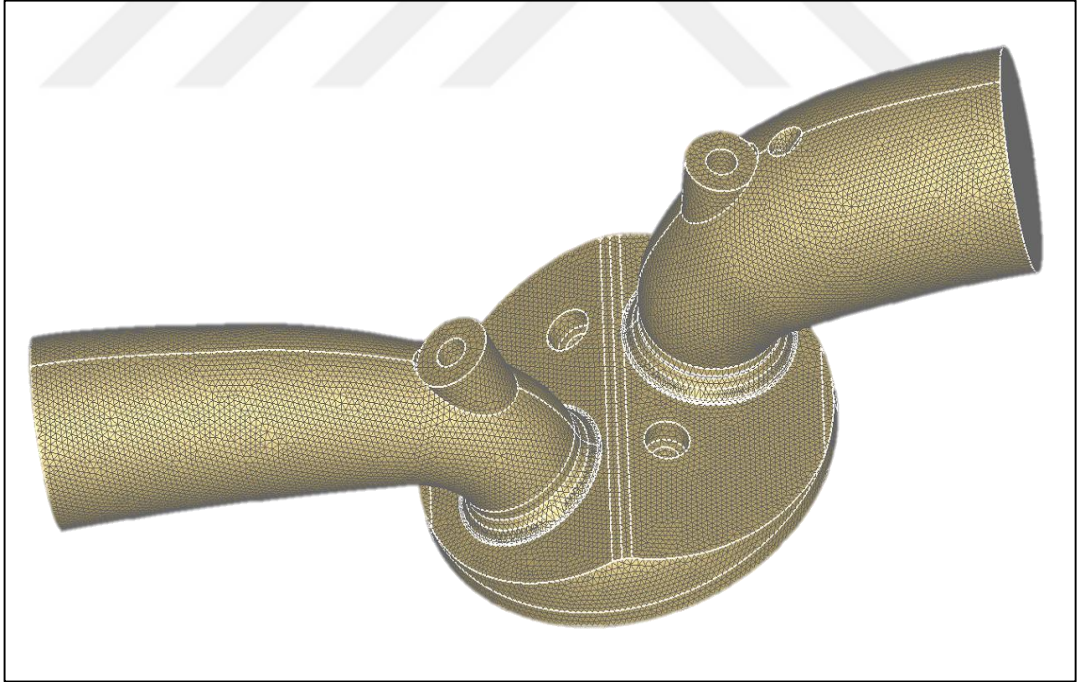
Şekil 6.6. Star-CD programında 3B modelleme genel adımların şablonu

İzlenen bu modelleme adımlarında ilk olarak CAD geometrisi STAR-CD yazılımı içerisinde yer alan Pro-STAR/surf içerisine alınarak yüzey tanımlamaları yapıldı ve kabaca ön yüzey ağ yapısı oluşturuldu. Pro-STAR/surf içerisinde hazırlanan geometri (Şekil 6.7), STAR-CCM+ yazılımına aktarmak için uygun ara yüz formatında kaydedildi.

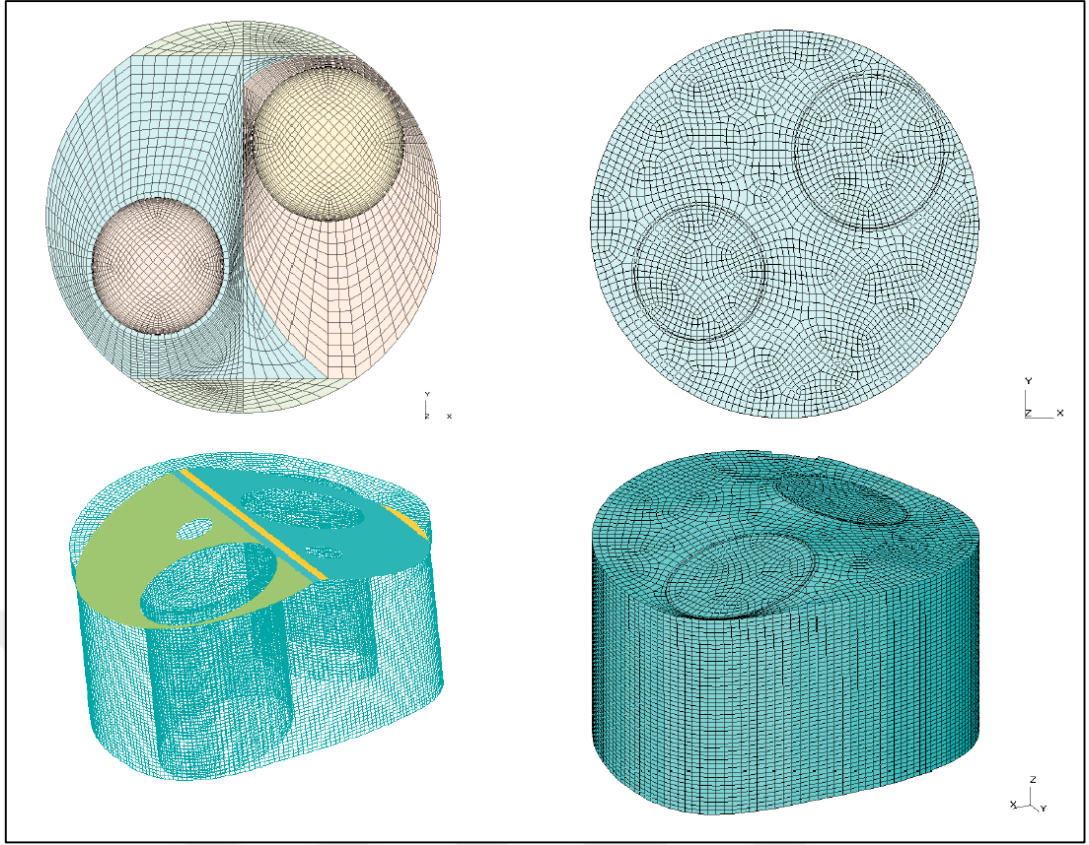
Star-CCM+ programına alınan modeli oluşturan manifoldlar, supaplar, yanma odası, silindir kafası, silindir gömleği, bujiler ve pistondan oluşan kapalı blok geometri için isim tanımlamaları yapıldı. Geometri kontrol edildi ve bazı hatalar giderildi. Yüzey ağ yapısı güncellendi. Supaplar ve geriye kalan geometri aynı dosya içerisinde iki farklı geometri olarak kaydedildi. Geometri Star-CD programında takip eden işlemler uygulanmak üzere hazır hale getirildi.

Star-CD programında yer alan ES-ICE modülüne aktarılan modelde supaplar üzerine birer yerel koordinat sistemi yerleştirildi. Supap geometrik profilleri çıkarılarak veri dosyası halinde kaydedildi. Ardından, genel model parametreleri (analizin 320 KMA ile 1080 KMA arasında yapılacağı, biyel kolu uzunluğu, supap hareket periyodu, piston pim merkezinin piston merkezinden olan kaçıklığı, motor devir sayısı, kullanılacak yakıt tipi ve supap sayısı) tanımlandı.

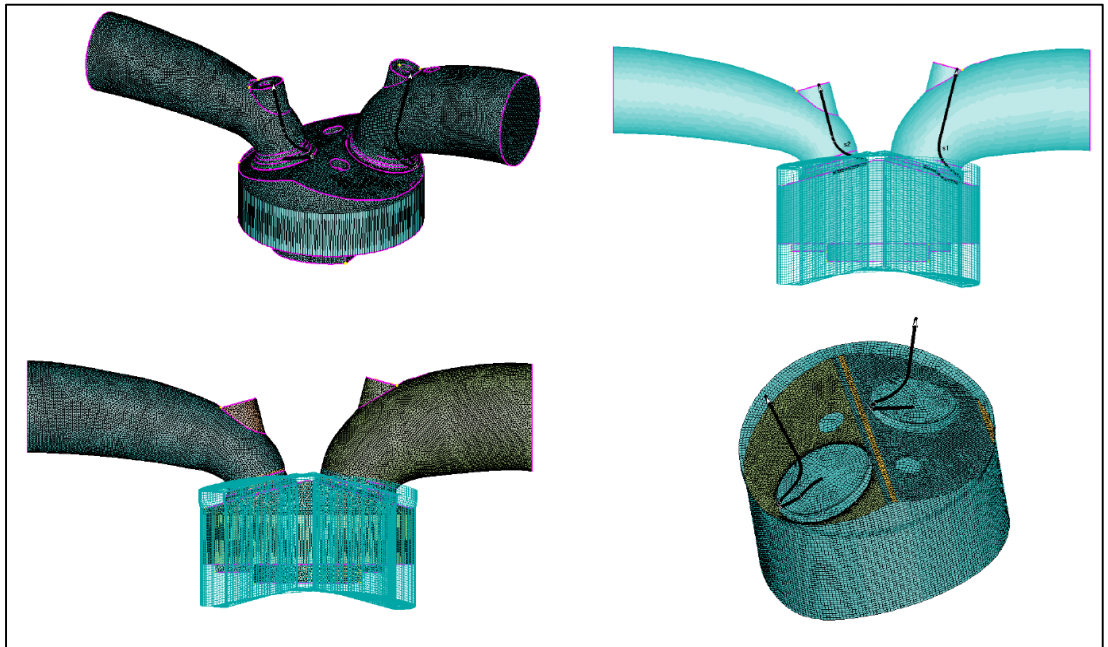
ES-ICE modülünde, silindir içi yanma geometrisindeki sabit ve hareketli bölgelerin tanımlanması yapıldı. 3B dinamik ağ yapısını oluşturmak için 2B şablonlar oluşturuldu. Bu 2B şablonlar, modellemenin devamında 3B şablonlara dönüştürüldü (Şekil 6.8). Bu 3B şablon yapıları üzerinde programda tanımlanan “trimming” uygulaması gerçekleştirildi ve geometri demonte hale getirildi. Bu işlemlerin devamında yanma odasına ait ayrılmış olan yapılar birbirleri ile “assembly” komutu ile birleştirilerek analizi yapılacak nihai 3-B geometriye ulaşıldı (Şekil 6.9). Dört motor zamanı için bu hareketli ağ yapısının tanımlanan hareketleri gerçekleştirip gerçekleştirmediği kontrol edildi. Supap zamanlamalarının doğru çalışıp çalışmadığı incelendi. Üst ölü nokta, alt ölü nokta, emme supabının açık olma pozisyonu, egzoz supabının açık olma pozisyonu gibi silindir içi durumlar için dinamik ağ yapısı hesaplattırılarak, silindir içi dinamik ağ yapıları elde edildi (Şekil 6.10). Nihai olarak, modelde toplamda bir milyon civarında elemandan oluşan bir ağ yapısı oluşturuldu. STAR-Setup menüsünde mevcut yapının dinamik hareketi için ön çözümleme işlemi gerçekleştirildi.



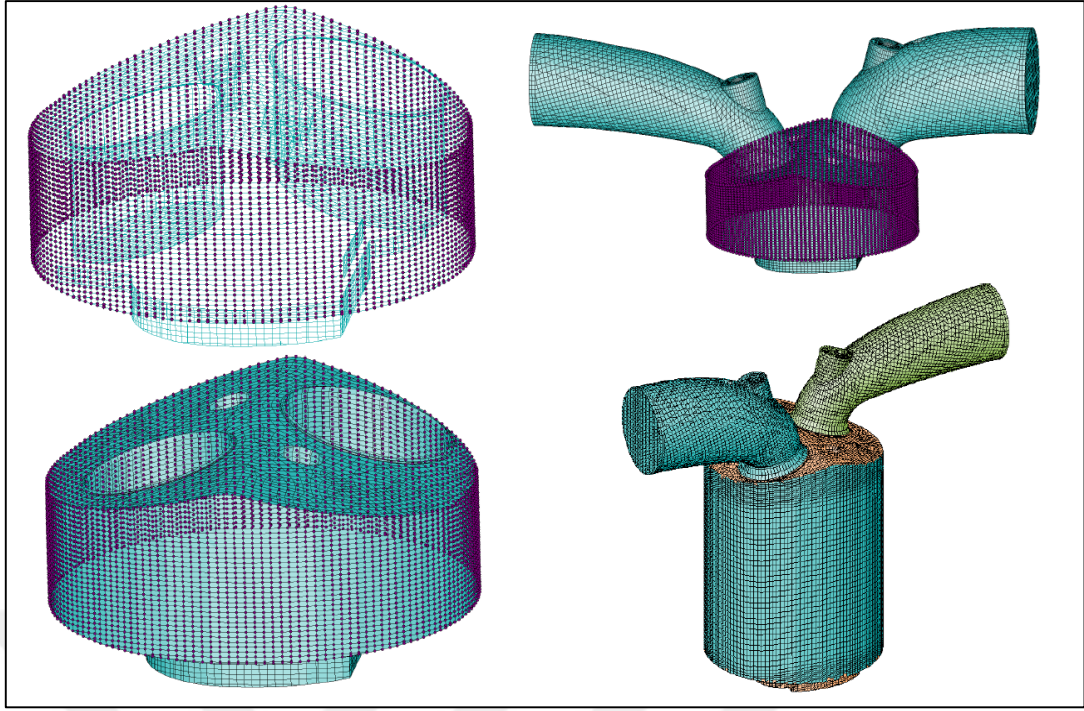
Şekil 6.7. 3B model yüzey görüntüsü



Şekil 6.8. 2B ve 3B model şablonları



Şekil 6.9. Silindir geometrisi 3B modeli

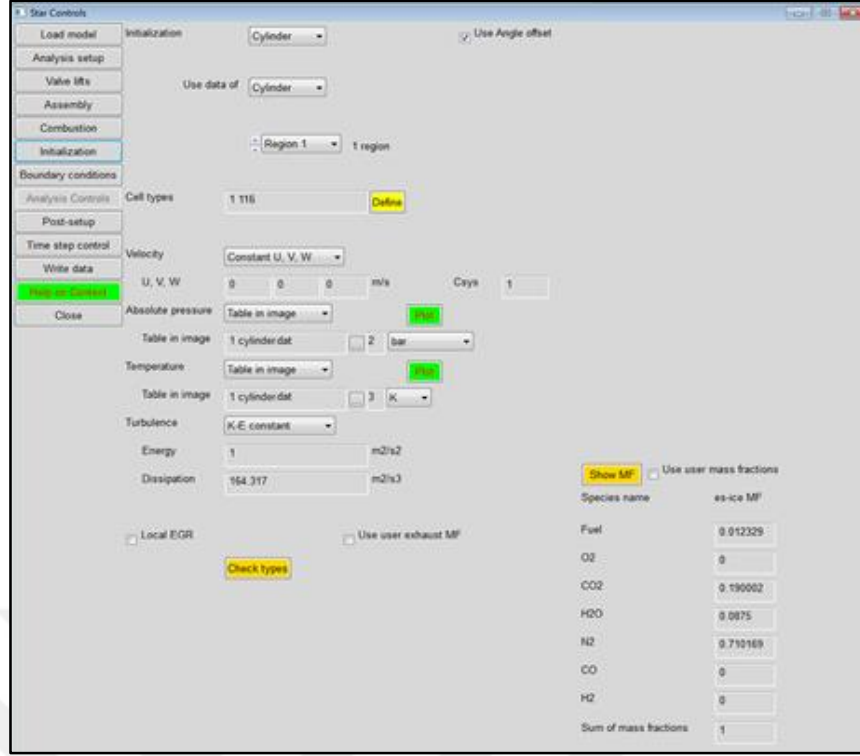


Şekil 6.10. Silindir içi dinamik ağ yapısı

Ağ yapısı oluşturulduktan sonra, ardından, STAR-Controls paneli üzerinden supapların hareketleri, bağlantı ayarları, yanma modellerinin tanımlanması, sınır şartlarının tanımlanması, analiz kontrollerinin ayarlanması işlemleri gerçekleştirildi.

Yanma modeli olarak incelemeler sonucunda saf yakıt kullanımı için “G-Equation” yanma modeli, karışımli yakıt kullanımı için “ECFM-3Z, spark” modeli kullanıldı. Silindir içi kalıntı gaz oranı %5 olarak tanımlandı. Türbülans modeli olarak programın önerdiği [58], literatürde de yeterli miktarda çalışma ile buji ateşlemeli motorlarda kullanımı önerilen yüksek döngü oranlarının olduğu modellerde yüksek Reynolds sayılarına uyum sağlayabilen k- ϵ /RNG modeli seçildi. Silindir içerişine yakıt gönderimi Pre-mixed (ön karışımli) olarak ayarlandı. Ateşleme avansı ise modellenen motora özgün olarak literatürdeki çalışmalarda [48-49] belirtilen 690-695 KMA senkronizasyonu kullanılmıştır.

Ardından, Şekil 6.11’deki ara yüz paneli kullanılarak iterasyonların başlangıcında kullanılacak değerler tanımlandı. Burada, Ricardo-Wave 1B modelinden elde edilen basınç ve sıcaklık değerleri STAR-CD 3B modelinde iterasyon başlangıcındaki değerler olarak kullanıldı.



Şekil 6.11. İterasyon başlangıç değerlerini tanımlama paneli

Sınır şartları olarak; silindir kafası sıcaklığı, piston tepe bölgesi sıcaklığı, silindir duvarı sıcaklığı programa tanımlandı. Burada, 3B modelde kullanılan değerler 1B modelde kullanılanlar ile aynı değerlerdir. Bu değerlerin belirlenmesinde MAHLE GmbH'a ait "Piston and Engine Testing [75]" kitabı ve "Cylinder Components [76]" kitabından ve J. B. Heywood'a ait "Internal Combustion Engine Fundamentals [67]" kitabından ve literatürde yer alan çalışmalardan [48-49] faydalanılmıştır. Yukarıda Bölüm 5'de gösterilen 1B model sonuçlarının testler ile uyumu bu değerlerin uygunluğunu teyit etmektedir. Manifoldlar ve supaplar adyabatik olarak seçildi. Silindir duvarı bölgesi Han/Reitz, Angelberger ve Modified Angelberger duvar fonksiyonu modellerinden bu tip problemler için programın önerdiği [58] Angelberger modeli seçildi. Tüm çözümleme için zaman adımı 0,1 KMA olarak ayarlandı.

Denklemlerin çözülmesinde PISO algoritması kullanıldı. PISO algoritması tahmin et-düzeltil stratejisi uygulamaktadır. Geçici olarak akış denklemlerini birbirinden ayırır ve sırasıyla çözülmesini sağlar. Çözüm zinciri geçici bir basınç dağılımı ve momentum denkleminde türetilen bir hız alanından üretilen bir tahmin basamağından oluşur. Çözümün içerisinde operatör-bölme denklem setleri herhangi

bir basamakta alan değişkenlerinden sadece birini içerir. Cebirsel denklem setleri iteratif olarak bu algoritma içerisinde çözümlenir.

Çözümlemelerde ayrıklaşma yöntemi için MARS (Monotone Advection and Reconstruction Scheme) formülasyonu kullanılmıştır. MARS yöntemi diğer ayrıklaştırma şemalarına göre ağ yapısı ve ağ yapısı hatalarına karşın yüksek hassasiyet sağlayan bir yöntemdir. MARS, ikinci dereceden hassasiyette çok boyutlu bir ayrıklaştırma şemasıdır. “Reconstruction” ve “Advection” isimli iki basamaktan oluşur. Reconstruction kısmında monoton gradyan setleri çok boyutlu “Total Variation Diminishing” şemasıyla hesaplanır. Hücre akış özellikleri ve gradyanların tümü ikinci dereceden hassasiyette boyutsal ayrıştırmayla tanımlanır. Advection kısmında, reconstruction kısmında yeniden düzenlenen akış özellikleri monoton ve sınırlı şemalar kullanılarak yüzey akılarını bulmakta kullanılır.

Tanımlamalar sonucunda supap zamanları kontrol edildi ve çözümleme ile çevrim aralıkları belirlendi. Zamanlar için kullanılan değerler Çizelge 6.1’de yer almaktadır.

Çizelge 6.1. Supap, ateşleme, çevrim zamanları ve çözüm aralığı

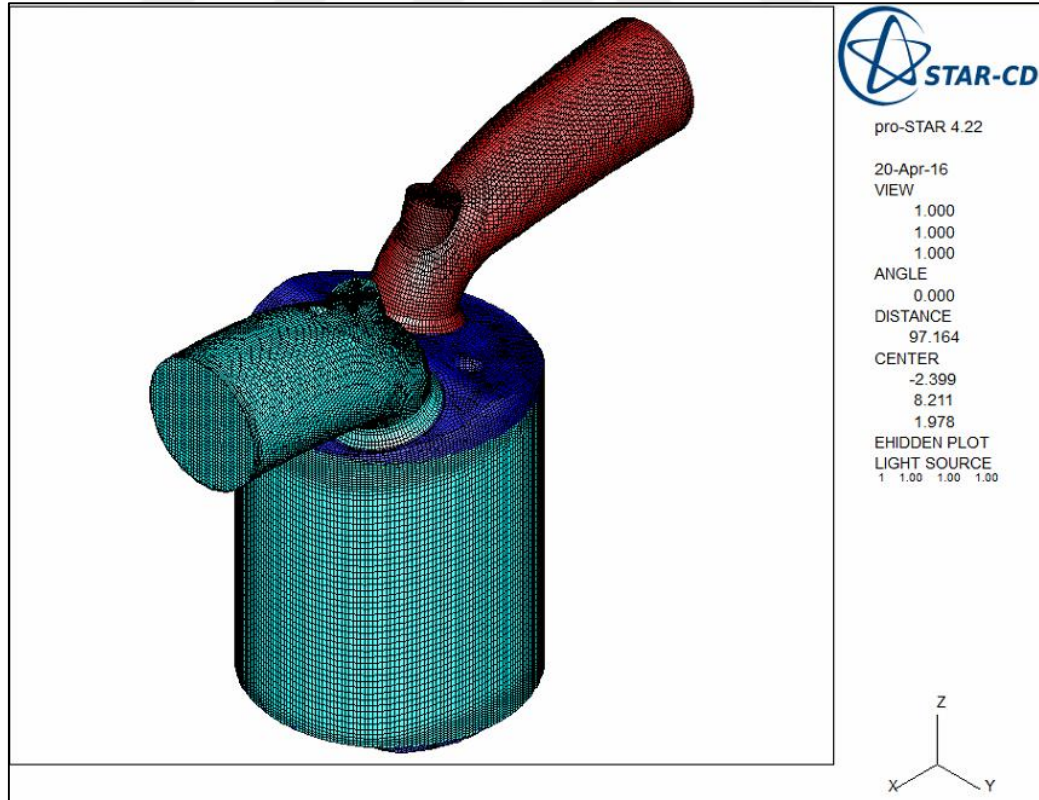
	Başlangıç (KMA)	Bitiş (KMA)
Çözümleme aralığı	320	1080
Çevrim aralığı	360	1080
Emme supabı açıklığı	339	605
Egzoz supabı açıklığı	841	375
Ateşleme zamanı	690 - 695	-

Daha sonra, STAR-CD programı içerisinde Pro-STAR arayüzüne geçiş yapıldı. Burada oluşturulan bir “ES-ICE” paneli ile geometri, modelleme ve piston-subap hareketlerinin tanımlanması Pro-STAR ara yüzüne aktarıldı (Şekil 6.12). Pro-STAR ara yüzünde yer alan “Analysis Controls” alanındaki “Solution Method” ve “Analysis Output” panellerinde çözümleme işlemi için gerekli diğer tanımlamalar yapıldı. Zamana bağlı rejim seçildi. “Post” dosyası için başlangıç 320 KMA ve artış değeri olarak 5 KMA değeri ile yakıt-sıcaklık-basınç-hız-egzoz emisyonları gibi değerlerin “Post” dosyalarına kaydedilmesi tanımlandı. Pro-STAR içerisindeki

programa özgün diğer gerekli düzenlemelerden sonra geometri ve problem dosyaları kaydedildi ve çözümlemeye hazır bir hale getirildi.

Pro-STAR'daki işlem adımlarının devamında Star-SOLVER arayüzü kullanılarak çözümlemeye geçildi. “Parallel-Processing” yapılarak 28 işlemci ile çözümleme yapıldı. Zamana bağlı olarak gerçekleşen 7655 zaman adımında çözüm yakınsadı (Şekil 6.13). Her bir analiz için çözüm süresi yaklaşık 3 gün sürdü.

Sayısal analizlerin sonuçlarını iki türlü incelemek ve görüntülemek mümkündür. İlk olarak STAR-CD/ES-ICE ara yüzünde yer alan “Post-Process” menüsü ile istenen verilere ait grafikler oluşturulabilmektedir. Ayrıca, “Post-Process” içerisinde yer alan “Graph Tool” ve “Read POS File” seçenekleri ile “es-ice.pos” isimli sonuç dosyasındaki değerler grafik bazlı olarak okunabilmektedir. Sonuçlar özellikle incelemesi yapılan egzoz emisyonları, güç-tork-yakıt sarfiyatı ilişkisi, sıcaklık, basınç, hız değerlerinin krank açısı ile değişim grafikleri “Post-Process” menüsü kullanılarak elde edilmiştir.



Şekil 6.12. Pro-STAR ara yüzündeki silindir geometrisi ve ağ yapısı

STARSSOLVER		U 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 6.54E-05 3.50E-03 8.28E-03 7.17E-01 1.00E+00-1.00E+00 0.00E+00 6.17E-02 1.85E-08 0.00E+00 0.00E+00 6.47E-04 6.47E-04 6.47E-04 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 4.84E-02 1.01E-02 8.28E-03 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 --- --- --- --- --- --- 0.00E+00 0.00E+00 3.09E+02 --- --- ---													
FINISH TIME STEP NO. 1681															
SOLVER: CPU time is 31271.41		Elapsed time is 31295.55													
TOTAL : CPU time is 35478.06		Elapsed time is 36190.18													
Unmatched (alternate region) Faces:															
716 ATTACH															
1682 7.33E-02 9.89E-02 3.47E-04 1.85E-03 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 9.70E+01-2.32E+04 3.09E+02 8.51E-04 6.17E-02 2.03E-01 1.01E-02															
0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 6.53E-05 3.49E-03 8.30E-03 7.17E-01 1.00E+00-1.00E+00 0.00E+00 6.17E-02 1.88E-08															
0.00E+00 0.00E+00 6.46E-04 6.46E-04 6.46E-04 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 4.85E-02 1.01E-02 8.30E-03 0.00E+00 0.00E+00															
0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 --- --- --- --- --- --- 0.00E+00 0.00E+00 3.09E+02 --- --- ---															
FINISH TIME STEP NO. 1682															
SOLVER: CPU time is 31291.99		Elapsed time is 31316.12													
TOTAL : CPU time is 35500.99		Elapsed time is 36213.45													
Unmatched (alternate region) Faces:															
716 ATTACH															
1683 6.90E-02 1.33E-01 3.49E-04 1.84E-03 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 9.70E+01-2.31E+04 3.08E+02 8.54E-04 6.17E-02 2.03E-01 1.02E-02															
0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 6.52E-05 3.48E-03 8.32E-03 7.17E-01 1.00E+00-1.00E+00 0.00E+00 6.17E-02 1.91E-08															
0.00E+00 0.00E+00 6.45E-04 6.45E-04 6.45E-04 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 4.87E-02 1.02E-02 8.32E-03 0.00E+00 0.00E+00															
0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 --- --- --- --- --- --- 0.00E+00 0.00E+00 3.08E+02 --- --- ---															
FINISH TIME STEP NO. 1683															
SOLVER: CPU time is 31301.74		Elapsed time is 31325.87													
TOTAL : CPU time is 35513.22		Elapsed time is 36226.01													
Unmatched (alternate region) Faces:															
716 ATTACH															
1684 6.35E-02 1.00E-01 3.45E-04 1.81E-03 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 9.70E+01-2.31E+04 3.08E+02 8.57E-04 6.17E-02 2.03E-01 1.02E-02															
0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 6.50E-05 3.47E-03 8.34E-03 7.17E-01 1.00E+00-1.00E+00 0.00E+00 6.17E-02 1.94E-08															
0.00E+00 0.00E+00 6.44E-04 6.44E-04 6.44E-04 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 4.88E-02 1.02E-02 8.34E-03 0.00E+00 0.00E+00															
0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 --- --- --- --- --- --- 0.00E+00 0.00E+00 3.08E+02 --- --- ---															
FINISH TIME STEP NO. 1684															
SOLVER: CPU time is 31322.80		Elapsed time is 31346.93													
TOTAL : CPU time is 35536.76		Elapsed time is 36249.89													
Unmatched (alternate region) Faces:															
716 ATTACH															
1685 5.79E-02 1.34E-01 3.48E-04 1.81E-03 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 9.71E+01-2.30E+04 3.08E+02 8.60E-04 6.17E-02 2.03E-01 1.02E-02															
0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 6.49E-05 3.46E-03 8.37E-03 7.17E-01 1.00E+00-1.00E+00 0.00E+00 6.17E-02 1.97E-08															
0.00E+00 0.00E+00 6.43E-04 6.43E-04 6.43E-04 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 4.89E-02 1.02E-02 8.37E-03 0.00E+00 0.00E+00															
0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 --- --- --- --- --- --- 0.00E+00 0.00E+00 3.08E+02 --- --- ---															
FINISH TIME STEP NO. 1685															
SOLVER: CPU time is 31332.86		Elapsed time is 31357.02													
TOTAL : CPU time is 35549.23		Elapsed time is 36262.73													
Unmatched (alternate region) Faces:															
716 ATTACH															
1686 5.17E-02 1.01E-01 3.44E-04 1.78E-03 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 9.71E+01-2.30E+04 3.08E+02 8.64E-04 6.17E-02 2.03E-01 1.03E-02															
0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 6.47E-05 3.45E-03 8.39E-03 7.17E-01 1.00E+00-1.00E+00 0.00E+00 6.17E-02 2.00E-08															
0.00E+00 0.00E+00 6.42E-04 6.42E-04 6.42E-04 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 4.90E-02 1.03E-02 8.39E-03 0.00E+00 0.00E+00															
0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 --- --- --- --- --- --- 0.00E+00 0.00E+00 3.08E+02 --- --- ---															
FINISH TIME STEP NO. 1686															
SOLVER: CPU time is 31353.98		Elapsed time is 31378.15													
TOTAL : CPU time is 35572.77		Elapsed time is 36286.50													
Unmatched (alternate region) Faces:															
716 ATTACH															
1687 4.55E-02 1.35E-01 3.46E-04 1.78E-03 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 9.71E+01-2.29E+04 3.08E+02 8.69E-04 6.16E-02 2.03E-01 1.03E-02															
0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 6.46E-05 3.44E-03 8.41E-03 7.17E-01 1.00E+00-1.00E+00 0.00E+00 6.16E-02 2.03E-08															
0.00E+00 0.00E+00 6.41E-04 6.41E-04 6.41E-04 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 4.92E-02 1.03E-02 8.41E-03 0.00E+00 0.00E+00															
0.00E+00 0.00E+00 0.00E+00 --- --- --- --- --- --- 0.00E+00 0.00E+00 3.08E+02 --- --- ---															
FINISH TIME STEP NO. 1687															
SOLVER: CPU time is 31363.60		Elapsed time is 31387.79													
TOTAL : CPU time is 35584.80		Elapsed time is 36298.79													
Unmatched (alternate region) Faces:															
716 ATTACH															

Şekil 6.13. STARSOLVER çözüm iterasyonları

6.2. 3B Model Sonuçları

Motor testleri Çizelge 4.6’da listelenen en geniş test matrisinde yapılmıştır. Saf yakıt testlerinde benzin ve CNG için tüm kelebek açıklığı ve devir sayısı aralığı taranmıştır. LPG içi ise tam kelebek açıklığında 2 devir sayısı için testler yapılmıştır. Karışımli yakıt testlerinde ise sadece motor katalog değerlerine yakın bir devir sayısı çalışılmıştır.

1B analiz matrisi de kısmen daha kolay ve az zaman alıcı olduğu için testler kadar hatta daha geniş tutulmuştur. 1B analizler, incelenen 3 saf yakıt için (benzin, CNG, LPG) tüm kelebek açıklığı ve devir sayılarında yapılmıştır. Karışımli yakıtlar için ise testi yapılan şartların 1B analizleri yapılmıştır.

3B analizler ise oldukça karmaşık ve zaman alıcı olduğu için sadece tam kelebek açıklığında ve 3000 d/dak devir sayısında gerçekleştirilmiştir. Ayrıca motor katalog değerleri ile karşılaştırma yapılabilmesi için 2800 d/dak’da da analizler yapılmıştır. Saf ve karışımli yakıt için 3B silindir içi yanma modeli analiz matrisi Çizelge 6.2’de verilmiştir.

Bu bölümde sadece 3B analiz sonuçları verilmiştir. Test, 1B analiz ve 3B analiz sonuçları son bölümde karşılaştırılmıştır.

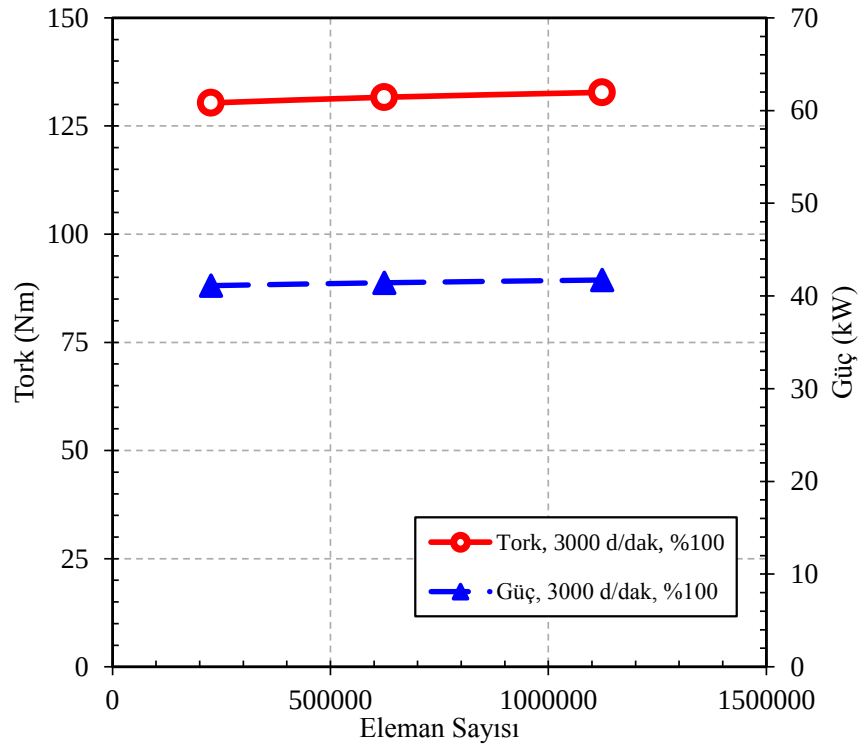
Çizelge 6.2. Saf ve karışımli yakıt için 3B yanma modeli analiz matrisi

	İnceleme yöntemi	İncelenen yakıtlar	Devir sayısı (d/dak)	Gaz kelebeği açıklığı (%)	Karışım oranı (%)	Lambda (λ)
1	3B model	Benzin	2800	100	-	0.96
2	3B model	Benzin	3000	100	-	0.90
3	3B model	CNG	2800	100	-	1.19
4	3B model	CNG	3000	100	-	1.20
5	3B model	LPG	2800	100	-	1.28
6	3B model	LPG	3000	100	-	1.11
7	3B model	Benzin-CNG	3000	100	%90 Benzin + %10 CNG	1.02
8	3B model	Benzin-LPG	3000	100	%95 Benzin + %5 LPG	0.89

3B modelden elde edilen sonuçların modeldeki eleman sayısından bağımsız olduğunu görmek amacıyla Çizelge 6.3’de gösterilen 3 farklı eleman sayısı için analizler tekrarlanmıştır. Eleman sayısı yaklaşık 200.000 ile 1.100.000 arasında değiştirilerek elde edilen tork ve güç değerleri karşılaştırılmıştır. Çizelge 6.3 ve Şekil 6.14’de gösterildiği gibi kullanılan eleman sayıları yaklaşık aynı sonucu vermiştir. Silindir içi akış ve yanma oluşumuna ait detayların daha iyi yakalanabilmesi için en yüksek eleman sayılı (1.100.000 eleman) model analizlerde kullanılmıştır.

Çizelge 6.3. Eleman sayısına göre motor karakteristiklerinin değişimi

Sayısal Ağ Numarası	Eleman Sayısı	Tork (Nm)	Güç (kW)
1	226167	130,333	41,115
2	623755	131,649	41,422
3	1123319	132,775	41,714



Şekil 6.14. Sayısal ağ değişiminin motor karakteristiklerine etkisi

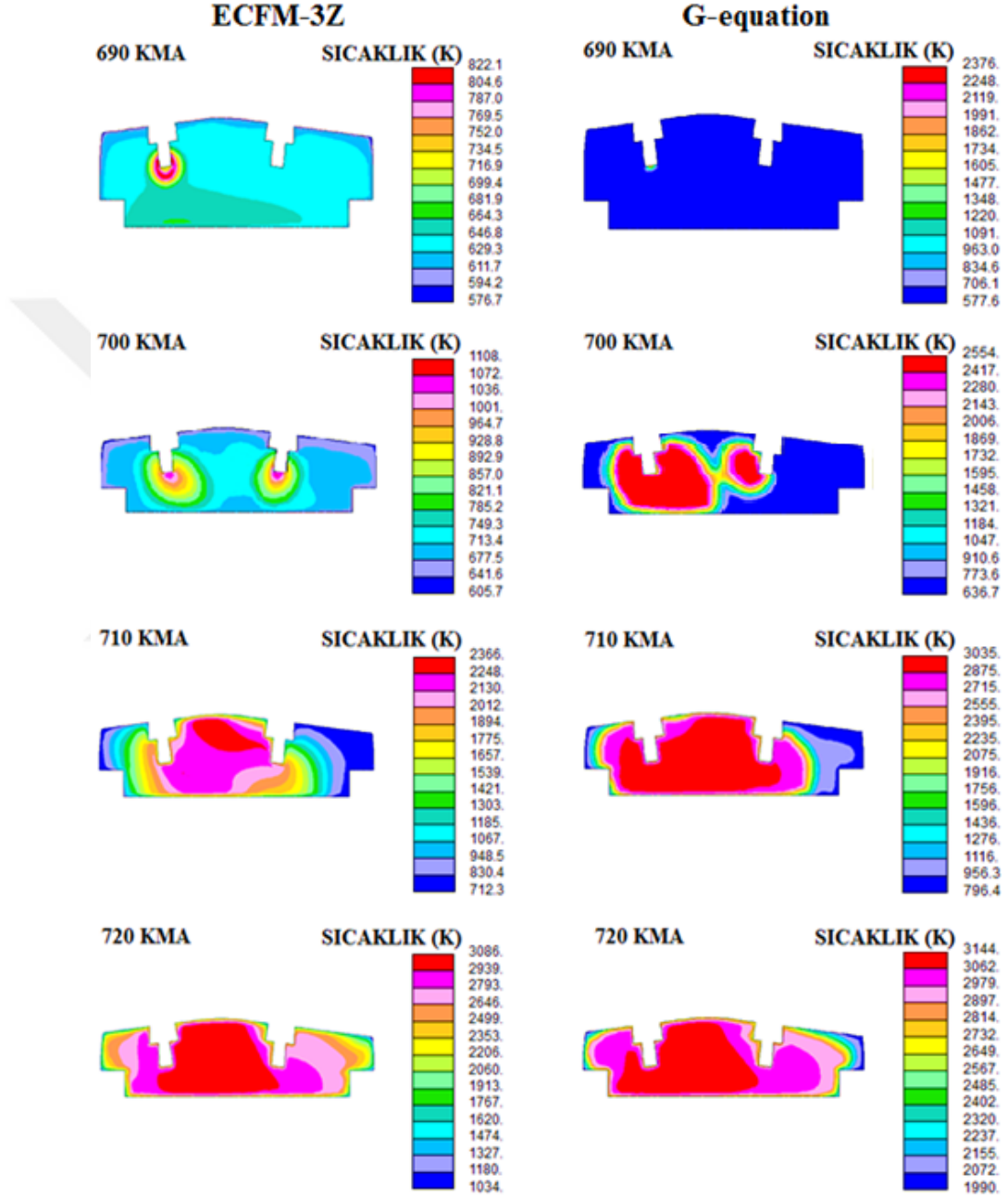
Ayrıca, 3B modelde hangi yanma modelinin kullanılacağı önemlidir. Yanma modeli seçimi analizlerin sonucunun test ve diğer çalışma verileri ile karşılaştırılabilmesi için önem arz etmektedir. Yukarıda belirtildiği gibi yanma modeli olarak saf yakıt kullanımı için uygun olan “G-Equation”, karışımli yakıt kullanımı için uygun olan “ECFM-3Z, spark” modelleri kullanıldı.

Literatürde yer alan birçok çalışmada önerilen ve tezde kullanılan ES-ICE programında da buji ateşlemeli motorlarda benzin için önerilen G-equation yanma modeli olarak kullanılmıştır. Saf yakıtta G-equation modeli buji ateşlemeli motorlarda alev küreciğinin gelişimini daha doğru bir şekilde temsil etmektedir. G-equation modelinde alev küreciğinin çapı ve kalınlığı değiştirilerek elde edilecek sonuçları optimize etmek mümkün olmaktadır. Literatürdeki birçok çalışmada görüntüleme teknikleri ile alınan (LDV, PIV gibi) buji ateşlemeli motor yanma görüntüleri, G-equation modelindeki alev ilerleyişini desteklemektedir.

ECFM-3Z yanma modelinde ise alev yapısı katmanlı ilerlemekte ve alev sıcaklık dalgaları halinde silindir içinde yayılmaktadır. ECFM-3Z modeli çıkış itibariyle sıkıştırma ateşlemeli motorlardaki yanmayı modellemek maksadıyla (difüzyon yanması) geliştirilmiş bir model olup sonrasında buji ateşlemeli motorlarda (ön karışımli yanma) kullanım için düzenlenmiştir. ECFM-3Z modelinde ateşleme anı ile üst ölü noktaya ulaşma anı arasındaki zamanda sıcaklık değişimi çok yüksek seviyededir. İlk noktada oluşan alevin sıcaklığı çok düşük kalmakta ve üst ölü noktaya ulaşıldığında yüksek seviyelere çıkmaktadır. Bu bağlamda yapı alev çekirdeği (Kernel Flame) yapısının ilerleme davranışını sağlıklı olarak temsil edememektedir.

Tüm 3B saf yakıt analizlerinde G-equation yanma modeli kullanılmasına rağmen karşılaştırma yapmak amacıyla ECFM-3Z yanma modeli ile de analiz yapılmış ve yanma esnasındaki silindir içi sıcaklık görüntüleri Şekil 6.15’de verilmiştir. Görüntüler Honda L13A4 i-DSI’ye ait yanma odası geometrisine ait olup iki bujiyi de ortadan kesen eksen referans alınarak elde edilmiştir. Grafikten iki model içinde alev küresinin gelişimini ve silindir içi sıcaklık değişimini gözlemlemek mümkündür. G-equation yanma modelinde merkezdeki bölgede aynı yüksek sıcaklık gözlenmekte ve bu yüksek sıcaklık bölgesi topyekün genişlemektedir. ECFM-3Z yanma modelinde ise daha çok katmanlar halinde yayılarak genişleyen bir sıcaklık dağılımı görülmektedir.

Son olarak şunu da belirtmek gerekir programın G-equation modeli silindir içerisine yakıt karışımlarının gönderilmesine müsaade etmemektedir. Benzin-CNG ve benzin-LPG'ye ait 3B analizlerinde G-equation modeli yerine ECFM-3Z yanma modeli kullanılmıştır.



Şekil 6.15. ECFM-3Z ile G-equation yanma modelleri alev gelişimi

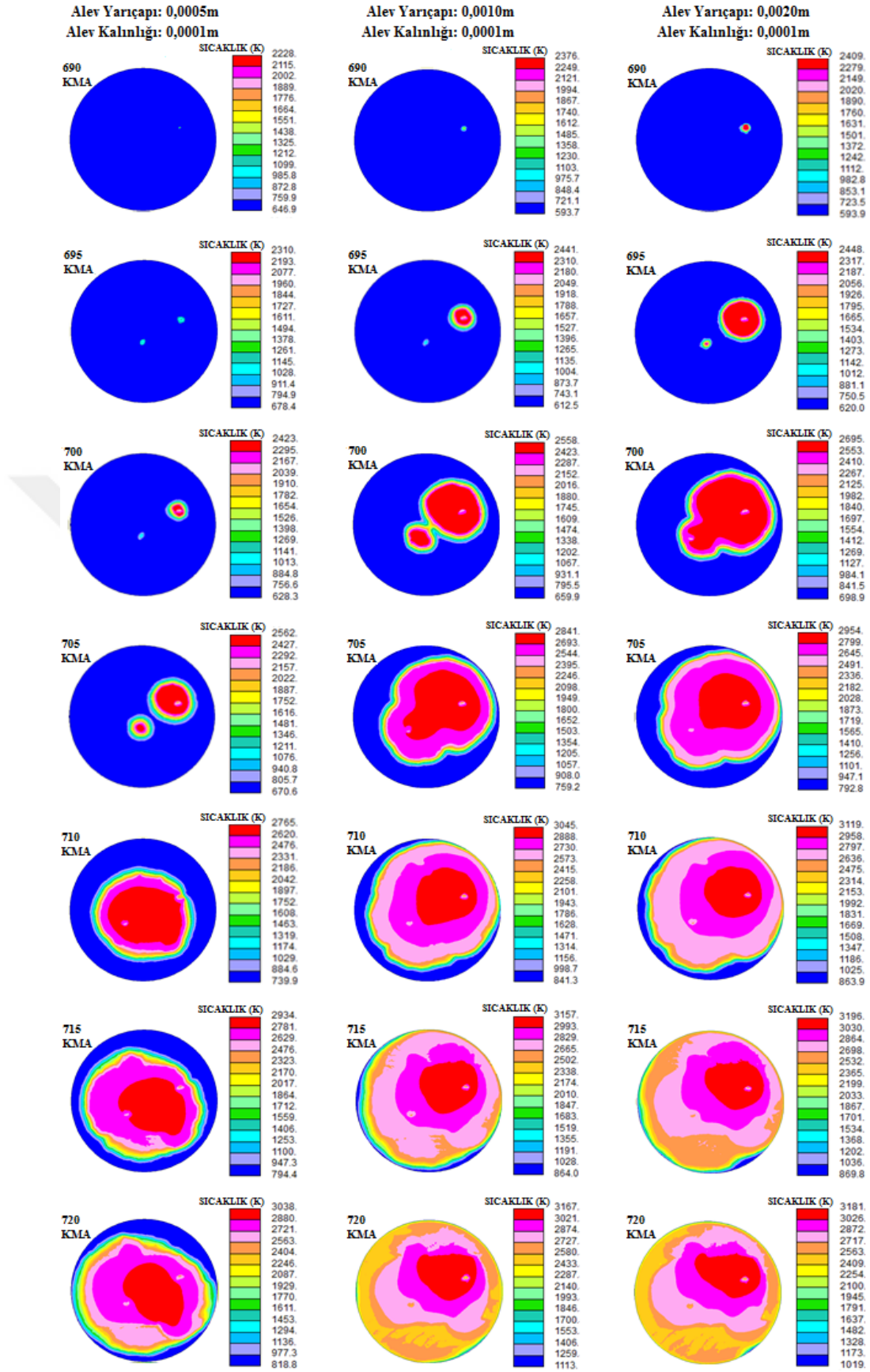
Modellemede etkin alev yarıçapının etkisinin belirlenmesine yönelik üç farklı analiz çalışması gerçekleştirilmiştir. Bu analiz çalışmalarında alev yarıçapı 0,0005 m, 0,0010 m ve 0,0020 m olarak değiştirilmiştir. Gerçekleştirilen analizlerden elde edilen alev gelişim yapıları Şekil 6.16.'da, alev yarıçapının etkilerinin gözlenebileceği basınç-hacim değişimi grafiği Şekil 6.17.'de ve alev yarıçapının güç değişimi üzerindeki etkisi Şekil 6.18.'de verilmiştir.

Alev yarıçapı değişimlerinin etkilerinin gözlenebileceği grafikler incelendiğinde alev yarıçapı 0,0010 m değerinde iken en yüksek güç ve basınç-hacim grafiğinden net iş alanı elde edildiği görülmektedir.

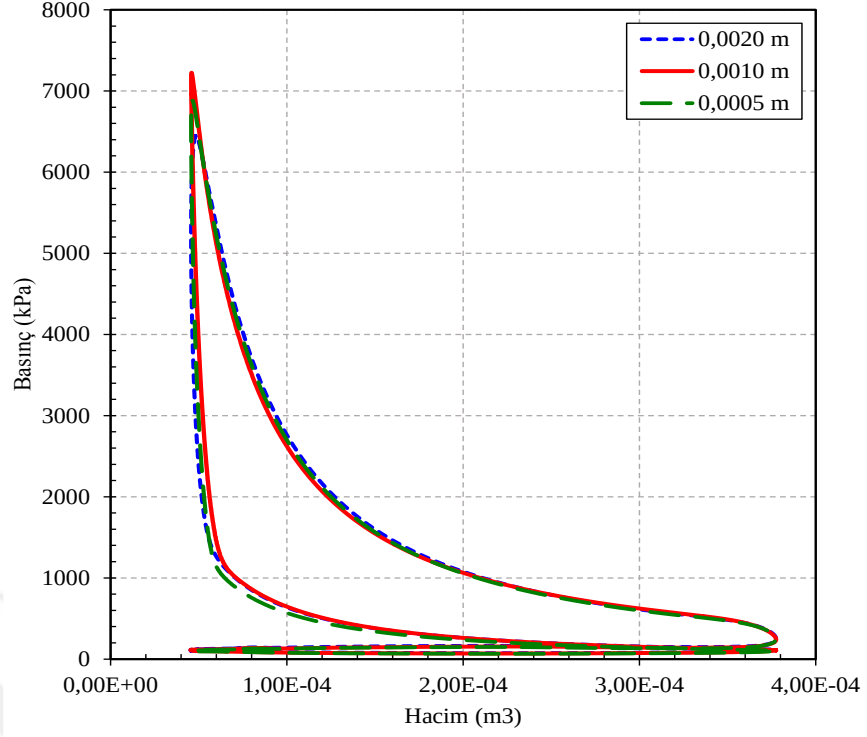
Alev yarıçapı 0,0020 m olduğunda alev, piston üst ölü noktaya ulaşmadan önce silindir içerisindeki bütün noktalara ulaşmakta ve silindir basınç maksimum seviyeye ulaşmaktadır. Bundan dolayı piston iş zamanına geçmeden piston üzerine etkileyen ortalama efektif basınç maksimum seviyeye ulaşmaktadır. Bu sebeple pistonun üst ölü noktaya yönelimine ters yönde kuvvet oluşumu meydana gelmekte ve negatif alanı oluşması sebebiyle net iş miktarı ve buna bağlı olarak performans değerlerinde düşüş gözlenmektedir.

Alev yarıçapı 0,0005 m olduğunda ise alevin silindir içerisinde bütün noktalara ulaşması zaman almaktadır. Alev gelişimi gecikmekte bu da yine net iş alanının oluşumuna negatif yönde etki etmektedir. Alev yarıçapının küçük olması nedeniyle alevin bujide oluşumu sonrası silindir içi gelişimi yavaş gerçekleşmektedir. Bu durum üst ölü noktadan hemen sonra maksimum silindir içi basıncın oluşması istenen buji ateşlemeli motorlarda alevin yavaş ilerleyişi nedeniyle iş zamanının ortalarında maksimum basıncın oluşmasına ve bu nedenle net iş alanında azalış gözlenmesine neden olmaktadır.

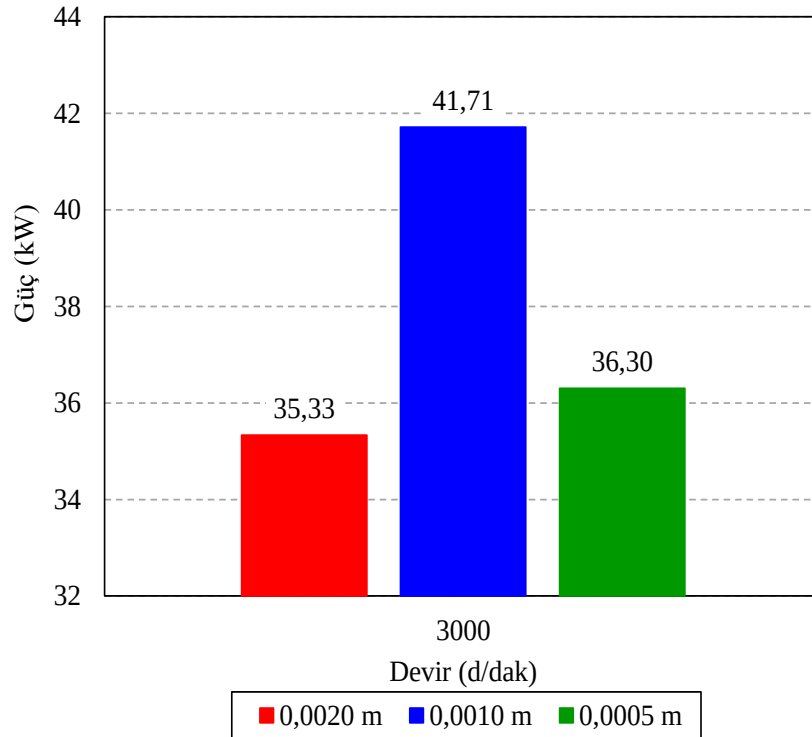
Üç farklı alev yarıçapı için analizlerin gerçekleştirilmesinin sonucunda, sistemi en iyi temsil eden ve kullanılan paket program sağlayıcısı tarafından da tavsiye edilen alev yarıçapının 0,0010 m olarak alınmasına karar verilmiştir. Böylece modele ait yanma parametrelerinde alev yarıçapı 0,0010 m ve alev kalınlığı 0,0001 m şeklinde tanımlanmıştır.



Şekil 6.16. Farklı alev yarıçapı değerleri için alev gelişimi



Şekil 6.17. Farklı alev yarıçapı değerleri için basınç-hacim değişimi



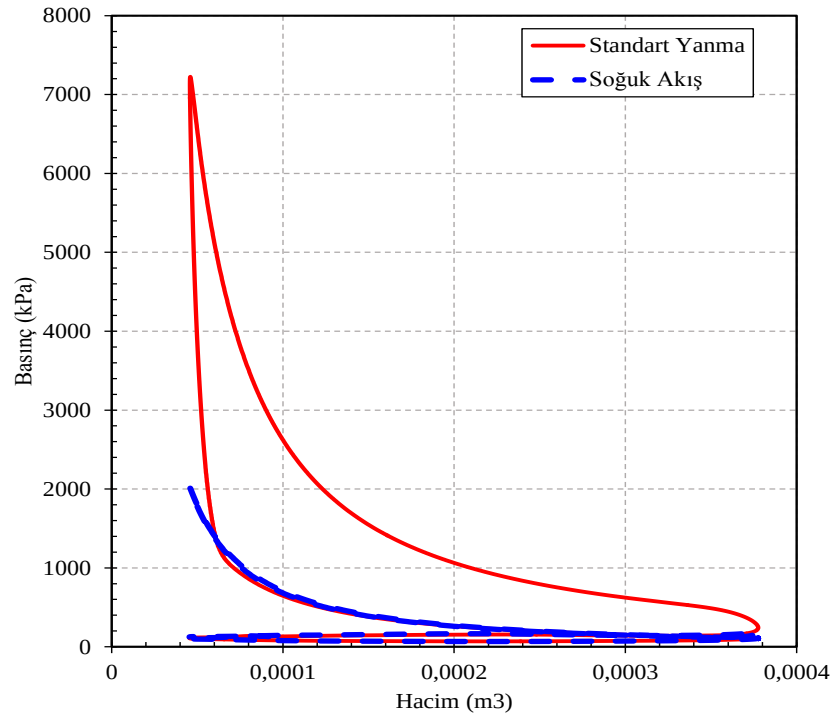
Şekil 6.18. Farklı alev yarıçapı değerleri için güç değişimi

3B model sonuçları incelenen yakıtlar için aşağıda sırasıyla verilmeden önce, sonuçlar benzin için genel olarak değerlendirilmiştir. Değerlendirmeye ayrıca soğuk akış sonuçları da dahil edilmiştir. Yanma modeli ve soğuk akış modelinde devir sayısı 3000 d/dak olarak alınmıştır.

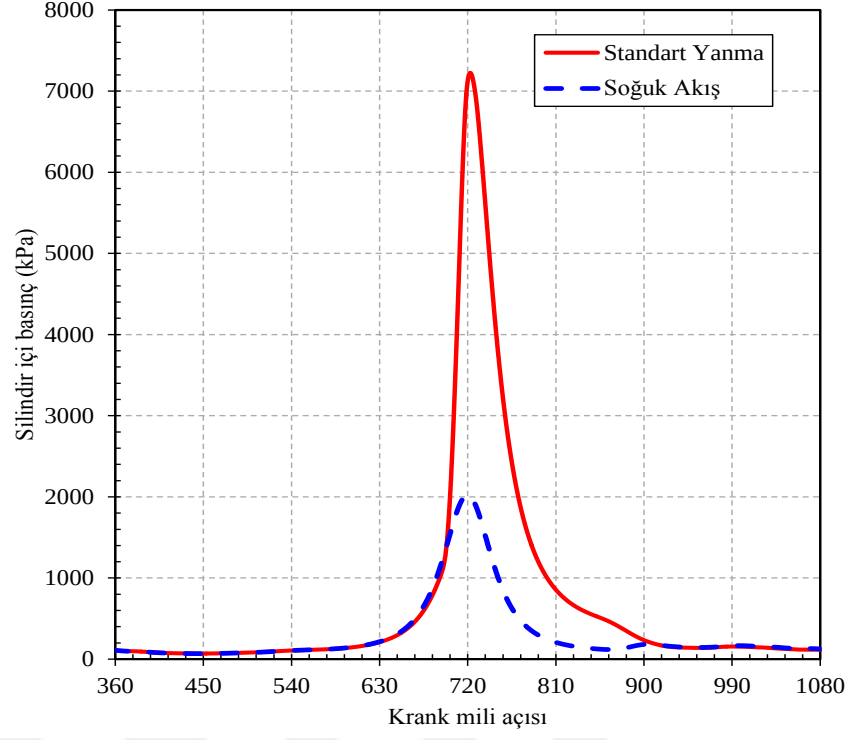
Elde edilen basınç-hacim grafiği (Şekil 6.19) ve basınç (Şekil 6.20) ile sıcaklığın (Şekil 6.21) KMA'na göre değişimi aşağıda değerlendirilmiştir.

Şekil 6.19'daki basınç-hacim grafiğinde soğuk akış modelinde net işin sıfır olduğu görülmektedir. Yanmanın dahil edildiği durumda, sıkıştırma zamanında basıncı ve sıcaklığı yükseltileen karışımın, ateşleme avansında gerçekleşen ateşlenmesi ile yanma reaksiyonları sonucunda ortaya çıkan ısı enerji kullanılarak iş elde edilmektedir.

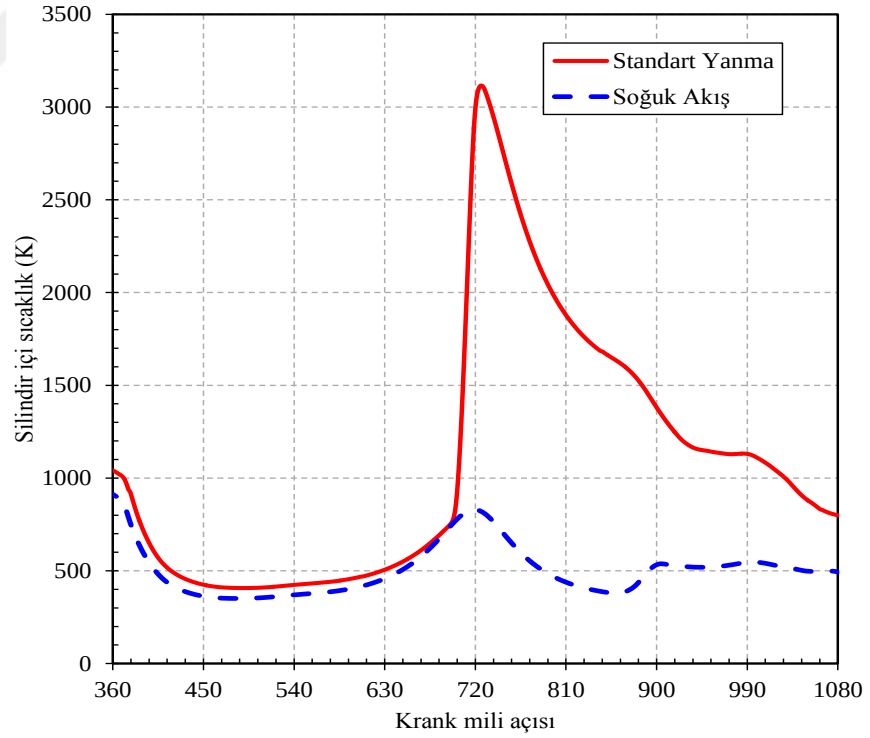
Şekil 6.20'de görüldüğü gibi, soğuk akışta en yüksek silindir içi basınç 2000 kPa' 720 KMA'da ulaşmaktadır. Yanma modelinde ise silindir içi basınç soğuk akışa göre 3.6 kat artmakta ve 720 KMA'nın hemen sağında 7200 kPa'a ulaşmaktadır. Yine silindir içi sıcaklık grafiğinden (Şekil 6.21) görüldüğü gibi yanma durumunda yine aynı 720 KMA'nda sıcaklık yaklaşık 4 katına (800K'den 3200K'e) çıkmaktadır.



Şekil 6.19. Silindir içi basınç hacim değişimi



Şekil 6.20. Silindir içi basınç değişimi



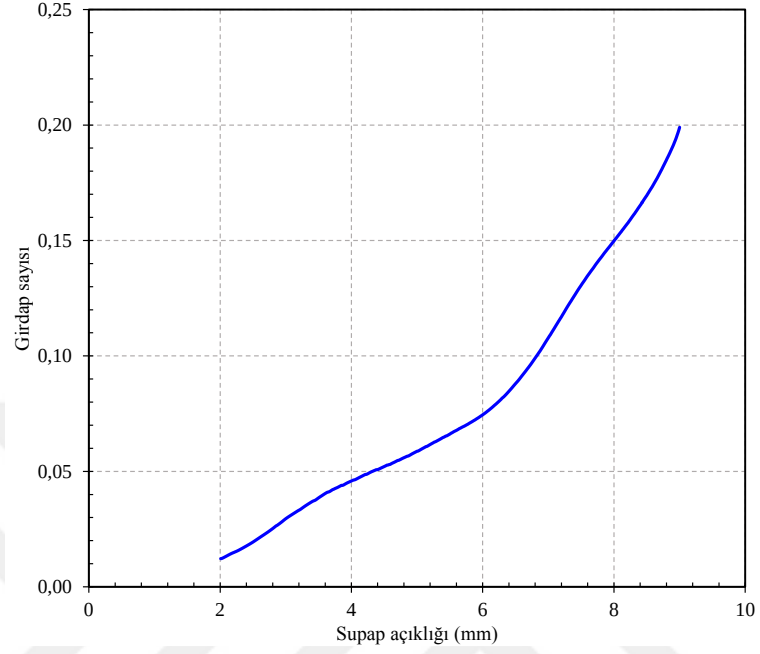
Şekil 6.21. Silindir içi sıcaklık değişimi

3B silindir içi yanma modeli, yanma için önemli olan birçok ısı-akış detaylarının görsellenmesini ve değerlendirilmesini mümkün kılmaktadır. Özellikle silindir içinde oluşan türbülans yanma davranışını belirleyicidir. Ayrıca, sıkıştırma oranı yüksek motorlarda ateşleme öncesi sıkıştırma stroğunda vuruntu oluşumunun önlenmesi için hava-yakıt karışımının homojenliğini sağlayan yüksek türbülans yapıları gereklidir. Silindir içi etkin türbülans homojeniteyi artırarak yanma veriminin yükselmesine ve alevin silindir içerisinde her noktaya hızla ulaşmasını sağlar. Ancak; aşırı yüksek türbülans silindir duvarı ile ısı transferini artırarak silindir içindeki karışımın soğumasına neden olacağından istenmez. Silindir içi türbülans yapılarını tanımlamada iki türbülans yapısı olarak; döngü (tumble) ve girdap (swirl) oluşumu isimleri kullanılır. Döngü oluşumu silindir eksenini boyunca aksel yönde silindir içerisinde meydana gelen döngü hareketidir. Girdap oluşumu ise silindir eksenini etrafında radyal yönde gerçekleşen dönme hareketidir.

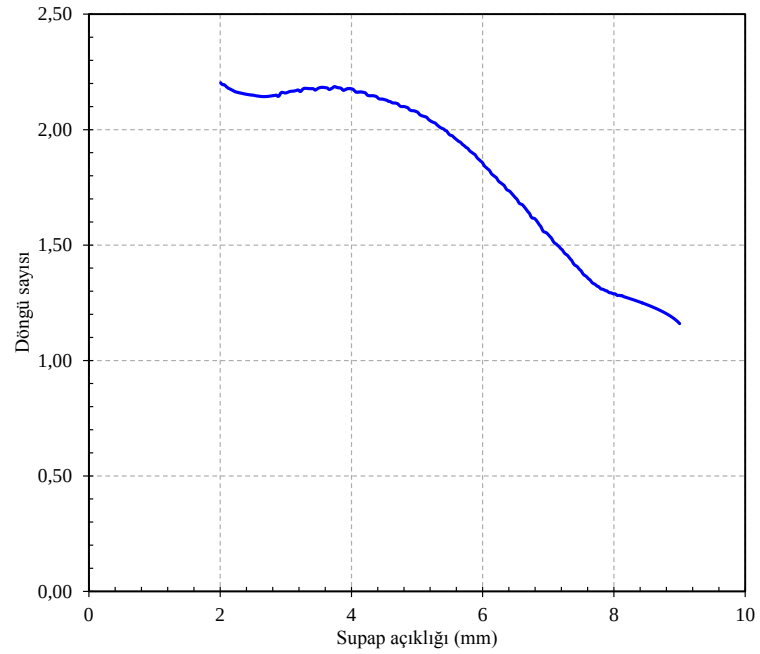
Döngü ve girdap oluşumu şeklindeki türbülans yapılarını; manifold geometrisi, port geometrisi, supap geometrisi ve piston geometrisi belirleyicidir. Supap geometrisi olarak subap profili yanında supap oturma yüzeyi ve supap oturma açısı direkt olarak supap açıldığı zaman akış kesitine etki edeceğinden silindir içi döngü ve girdap oluşumuna etki eder. Emme zamanındaki girdap oluşumu sıkıştırma ve genişleme zamanlarına göre daha fazladır. Ateşlemeden sonra pistonun üst ölü noktaya ulaşana kadar girdap oluşumu en yüksek seviyeye ulaşır. Burada girdap oluşumu ile döngü oluşumu arasında birbirine zıt yönlü bir ilişki olduğunu belirtmekte fayda vardır. Ayrıca, devir sayısı artışı ile emilen havanın hızı artmakta ve artan türbülansdan dolayı da döngü ve girdap oluşumu artmaktadır.

Supap açıklığı arttıkça girdap oluşumu artmakta buna karşın döngü oluşumu azalmaktadır. Gerçekleştirilen analizlerde elde edilen girdap sayısı ve döngü sayısı değişimi grafikleri Şekil 6.22’de ve Şekil 6.23’de gösterilmektedir. Girdap ve döngü sayılarının hesabında program açıl momentumun, aksel momentuma oranını kullanmaktadır. Bu grafiklerden, emme zamanında supap açıklığı artışında girdap sayısında yükseliş, döngü sayısında düşüş olduğunu görülmektedir. Bunun sebebi, supap açıldıkça radyal momentumdaki artışın aksel momentumda azalışa neden olması gösterilebilir. Yine girdap ve döngü oluşumlarını gözlemlemek için silindir dik

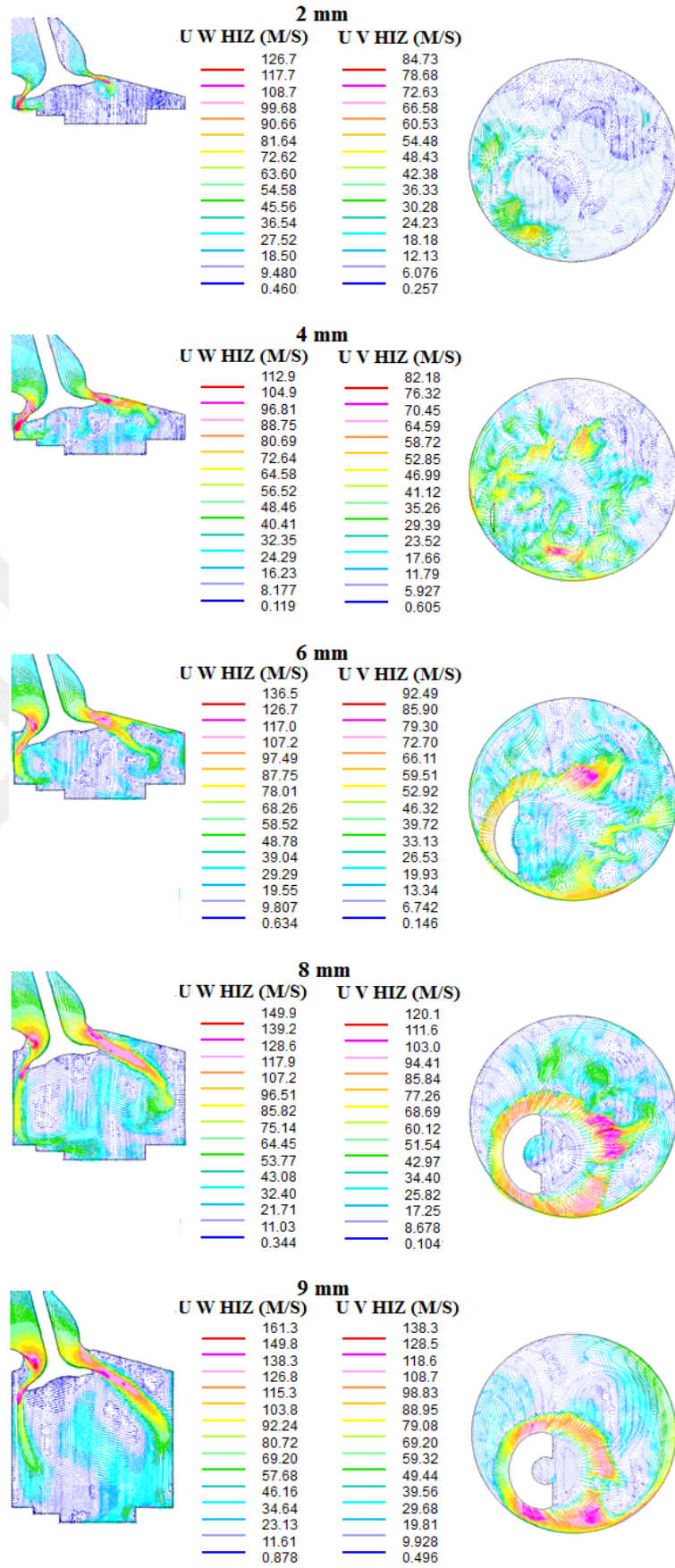
ve yatay ekseninden emme supapının 2mm, 4mm, 6mm, 8mm ve 9mm açıklıkları için alınmış olan hız vektör grafikleri Şekil 6.24’de gösterilmiştir.



Şekil 6.22. Supap açıklığına bağlı girdap sayısı değişimi



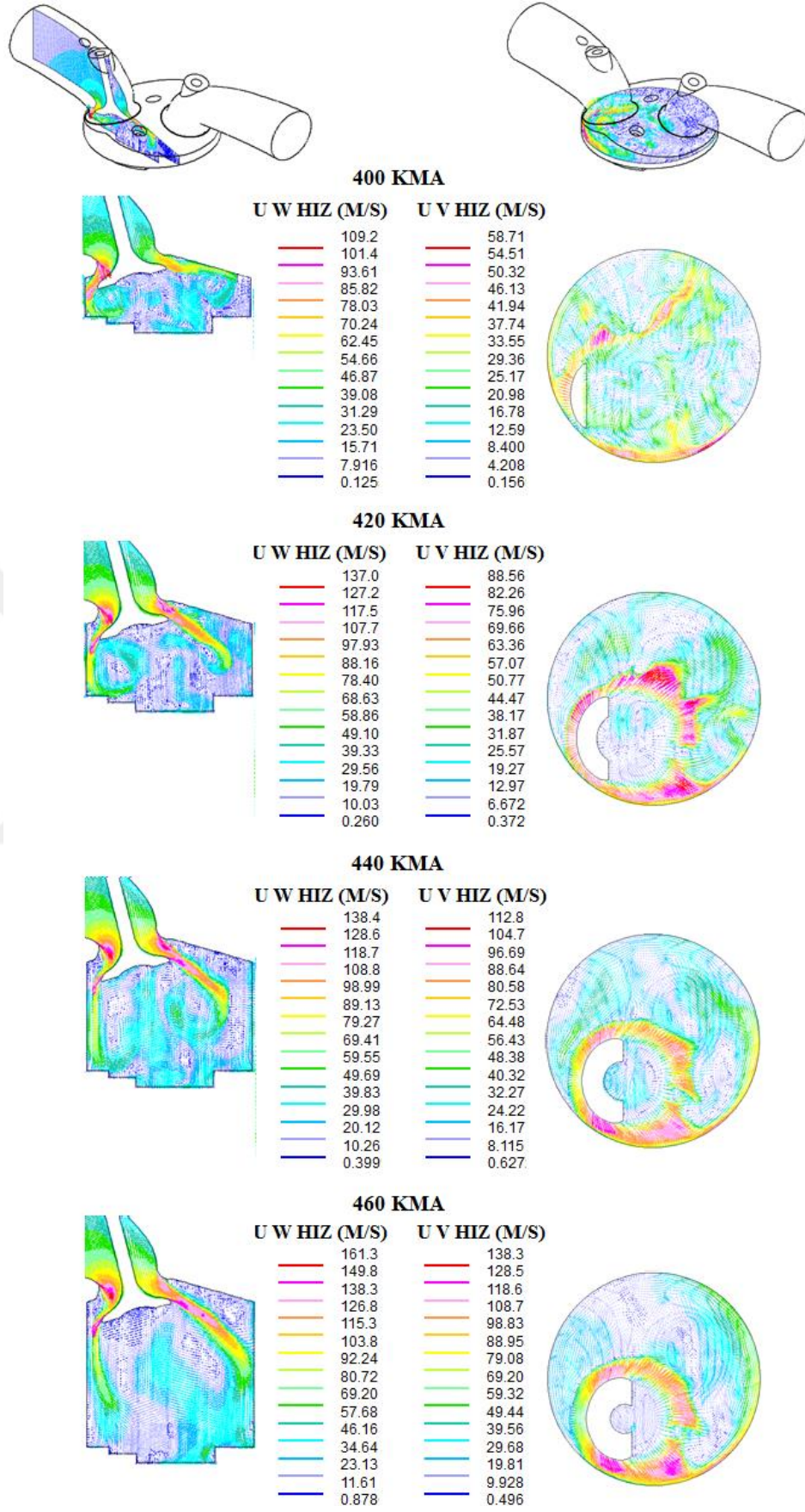
Şekil 6.23. Supap açıklığına bağlı döngü sayısı değişimi



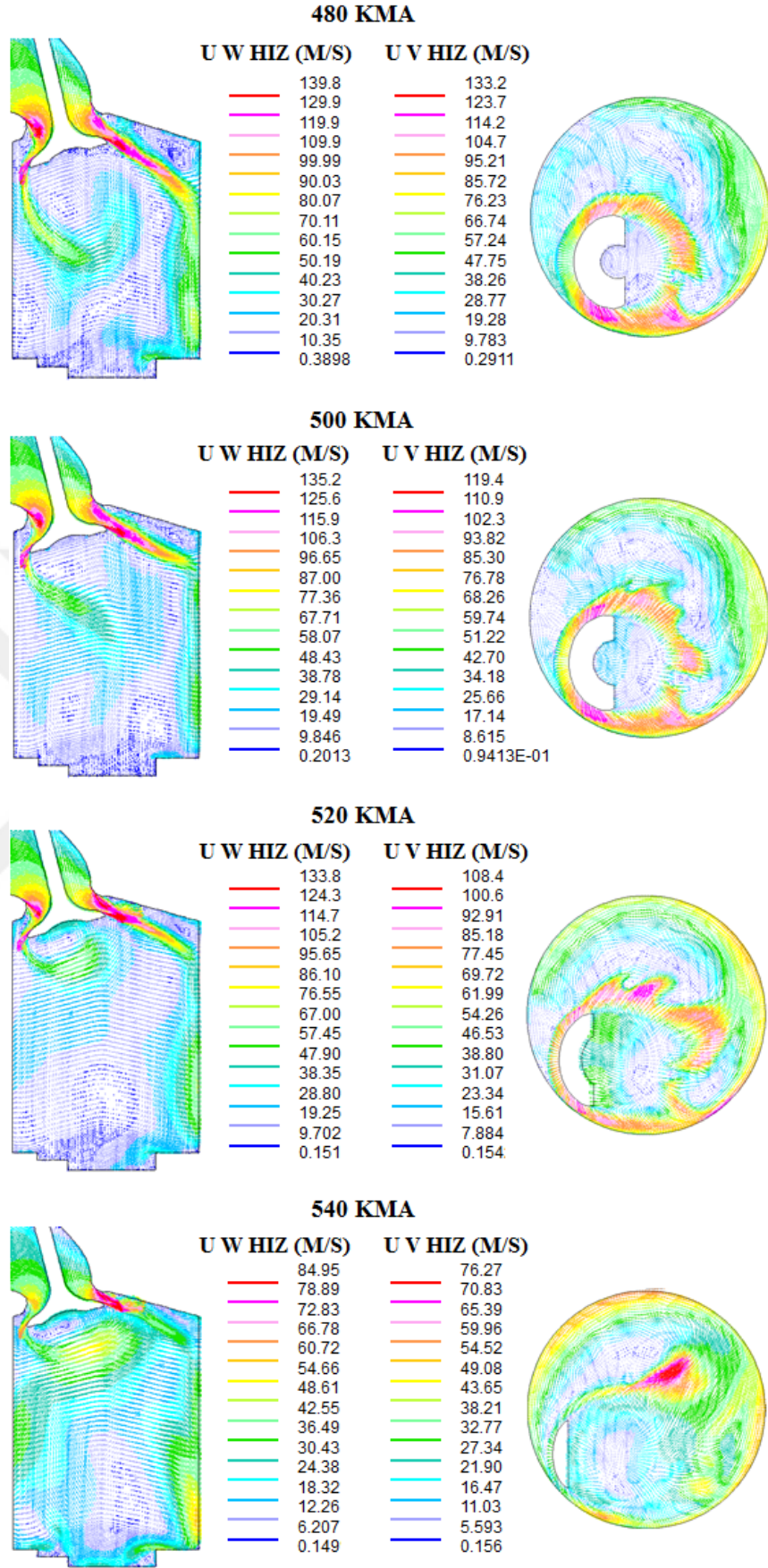
Şekil 6.23. Supap açıklığı değişimi için hız vektörleri

Aşağıda hız vektörleri; silindir eksenindeki eksenel yönde ve silindir eksenine dik radyal yöndeki iki farklı kesitte (emme supabının ortasından geçen eksenel kesit ve üst ölü noktadaki dairesel radyal kesit) emme zamanındaki belirli KMA'larında (400-540 KMA aralığında 20 KMA artımlarla) verilmiştir (Şekil 6.24 ve Şekil 6.25). Şekillerdeki döngü ve girdap oluşumları incelendiğinde; yukarıda açıklandığı gibi supap açıklığı arttıkça yani piston alt ölü noktaya doğru ilerledikçe döngü yapılarının bozularak azaldığı buna karşılık girdap yapılarının oluşumunun arttığı görülmektedir.

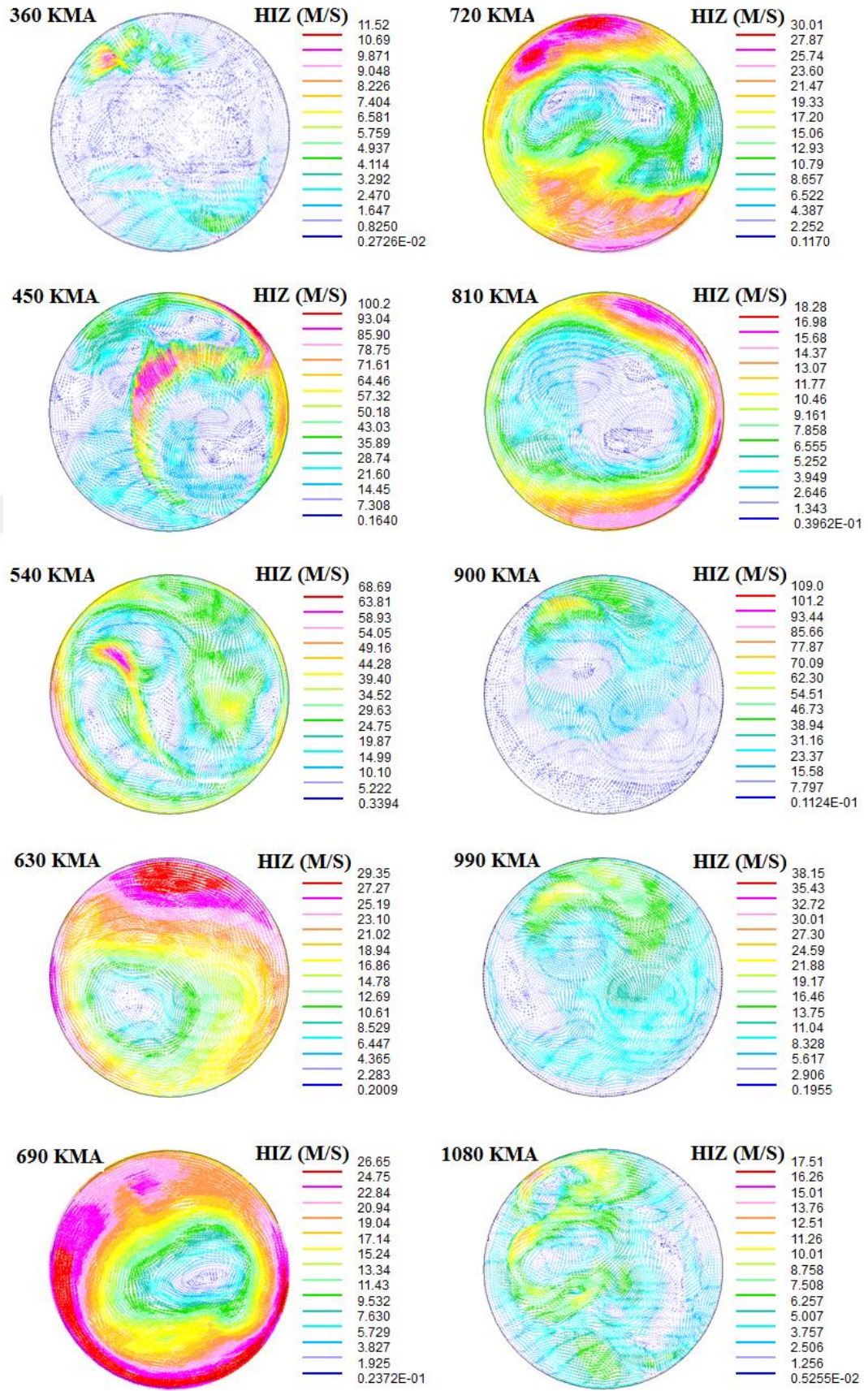
Ayrıca, Şekil 6.26'da motorun tüm zamanları için 90 KMA aralıklarla üst ölü noktanın 0,5mm altındaki radyal kesitteki hız vektörleri gösterilmiştir. Bu hız vektörleri girdap oluşumunun gözlenmesini sağlamaktadır. Belirlenen kesit için, ateşlemenin yapıldığı 690 KMA'na kadar düşük hızlarda fazlaca girdap gözleri görülmektedir. Ateşleme ile hızlar en yüksek değere ulaşmakta ve tüm silindir içine hakim birkaç girdap oluşmaktadır. Genişleme ile hızlar azalırken girdap oluşumları yine artmaktadır.



Şekil 6.24. Döngü ve girdap oluşumları hız vektörleri (400-460 KMA arası)



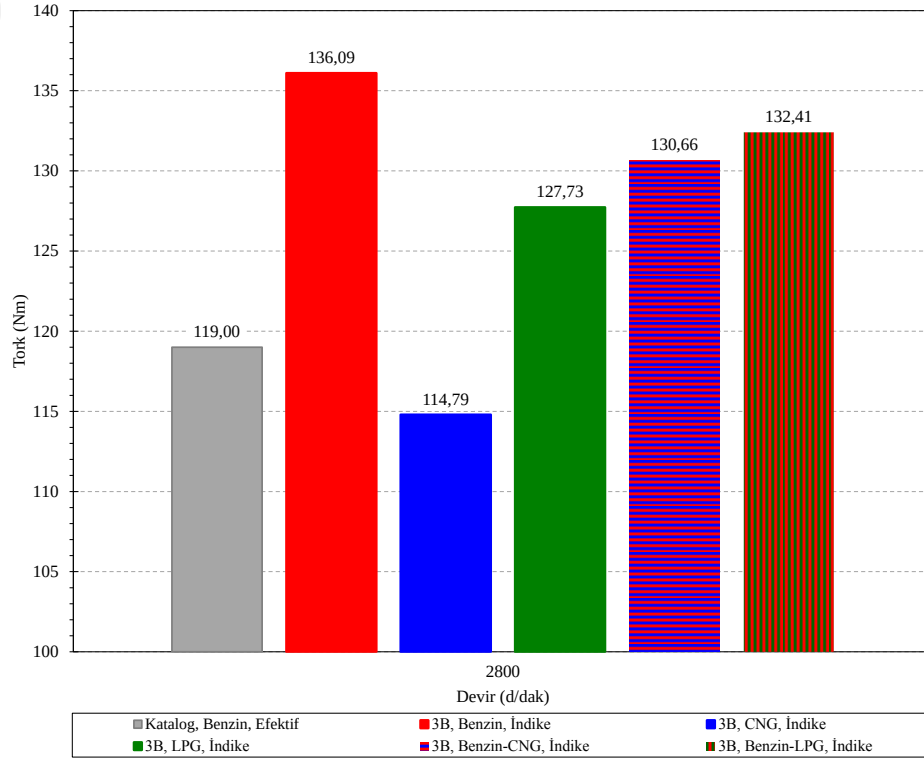
Şekil 6.25. Döngü ve girdap oluşumları hız vektörleri (480-540 KMA arası)



Şekil 6.26. Krank mili açısına bağlı girdap oluşumu hız vektörleri

Genel olarak 3B modelin geçerliliğini kontrol etmek amacıyla; 3B modelden elde edilen indike tork, motor üreticisinin motor kataloğunda verdiği efektif tork ile karşılaştırılabilir. Bu iki tork arasındaki oran değeri bilinmeyen mekanik verimi verecektir. Karşılaştırma motor kataloğunda verilen şartlar (2800 d/dak ve %100 kelebek açıklığı) için yapılarak Şekil 6.27’de gösterilmiştir. Karşılaştırmaya 3B modelden benzin, CNG, LPG, benzin-CNG ve benzin-LPG için elde edilen değerler de dahil edilmiştir. Motor kataloğunda efektif tork 119 Nm olarak belirtilmiştir. 3B modelden hesaplanan indike tork 136,09 Nm’dir. Bu ikisi arasındaki oran olan mekanik verim ise 0,875 olarak hesaplanmıştır. Bu mekanik verim değeri genel olarak 0,8-0,9 aralığında raporlanan değerler ile uyumludur [67]. Bu durum, 3B modelin geçerli olduğunu göstermektedir. Son bölümde 3B model ayrıca 1B model ve test ile karşılatırılarak geçerliliği gösterilmiştir.

Ayrıca, Şekil 6.28’de incelenen tüm yakıtlar için (benzin, CNG, LPG, benzin-CNG karışımı, benzin-LPG karışımı) 3B modelden elde edilen indike torklar da görülmektedir. İndike tork sıralaması büyükten küçüğe doğru benzin; benzin-LPG karışımı; benzin-CNG karışımı; LPG; CNG şeklindedir.



Şekil 6.27. Saf ve karışımli yakıtlar için 3B analiz tork karşılaştırması

3B analizlerde silindir içi yanma modellendiğinden, test ve 1B analizlere ilaveten KMA'na göre aşağıda listelenen ilave parametreleri de hesaplamak mümkün olmuştur (Çizelge 6.4). Bu parametreler tüm yakıtlar için aşağıda sırasıyla değerlendirilmiştir.

Çizelge 6.4. 3B model değerlendirme parametreleri

1) İndikatör diyagramı	4) Silindir içi CO ₂ değişimi
2) Silindir içi basınç	5) Silindir içi CO değişimi
3) Silindir içi sıcaklık	6) Silindir içi HC değişimi
	7) Silindir içi NO _x değişimi

6.3. 3B Model Benzin Sonuçları

Modellenen motor geometrisine ait saf benzin kullanımında elde edilen 3B analiz sonuçlarının motor performansı ve egzoz emisyonları açısından grafikleri oluşturulmuştur. Elde edilen sonuçlar 3000 d/dak devir sayısı ve tam kelebek açıklığı içindir. Bu şartlardaki testde lambda değeri 0,90 olduğundan 3B modelde de bu değer kullanılmıştır. Yakıt olarak modelde benzine en yakın eşdeğer olan izo-oktan (C_8H_{18}) kullanılmıştır.

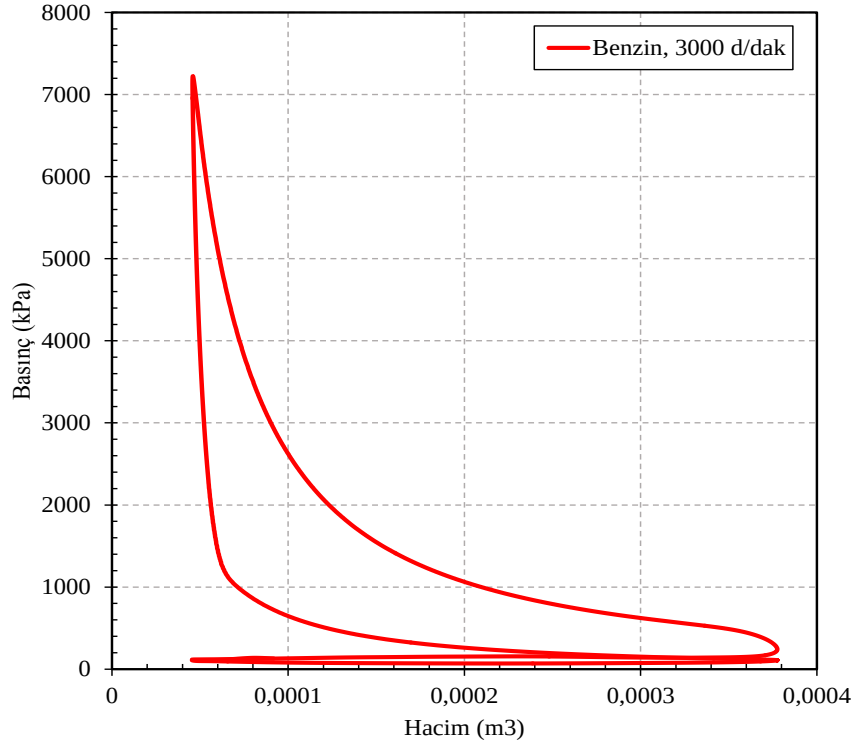
3B analiz sonuçlarından motor performansı için silindiri içi basınç-hacim (Şekil 6.28), silindir içi basınç ile silindir içi sıcaklık (Şekil 6.29) grafikleri bir çevrim için oluşturulmuştur.

Silindiri içi basınç-hacim (indikatör) diyagramı incelendiğinde benzin kullanımına ait net iş oluşumu açık bir şekilde görülmektedir. İndikatör diyagramındaki alanlar kullanılarak motora ait performans değerleri hesaplanabilmektedir. Bu alan buji ateşlemeli motorlarda devir sayısı ve ateşleme avansının bir fonksiyonu olarak değişim gösterir. Grafik incelendiğinde neredeyse sabit hacimde basınç yükselişi olduğu ve dolayısıyla motorun ideal Otto çevrime çok yakın çalıştığı görülmektedir. Bu diyagrama ait detaylı değerlendirme son bölümde tüm yakıt tipleri ile karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

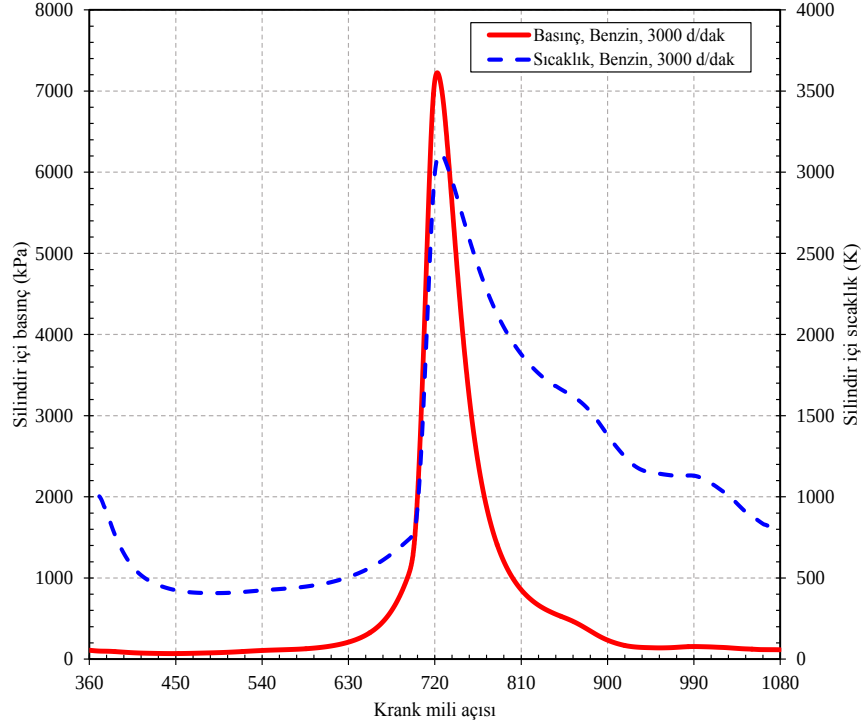
Silindir içi basınç, sıkıştırma zamanının başladığı 540 KMA'dan itibaren yavaş yükselmeye başlamakta ve giderek artmaktadır. Ateşlemenin 690 KMA'da başlaması ile ani olarak yükselmekte ve 720 KMA olan üst ölü noktayı geçer geçmez silindir içi basınç maksimum değeri olan 7224 kPa'a ulaşmaktadır. Ardından 810 KMA'ya kadar ani düşen basınç, genişlemenin de başladığı 900 KMA'dan itibarenki egzoz zamanında yavaş düşmeye devam etmektedir.

Silindir içi sıcaklık, basınça benzer şekilde sıkıştırma zamanının başladığı 540 KMA'dan itibaren artmaya başlamaktadır. Ateşlemenin yapıldığı 690 KMA'da ani olarak yükselmekte ve basıncın da maksimum olduğu üst ölü noktanın hemen sonrasında yani 720 KMA'dan sonra maksimum değere (3116 K) ulaşmaktadır. Üst ölü noktadan hemen sonra alevin silindir içi seyahatini tamamlaması sonucu yanmanın tamamlanması ve genişlemenin başlaması ile düşmektedir. Düşüş eğimi, genişlemenin tamamlandığı 900 KMA'ya kadar yüksekken egzoz zamanında azalmaktadır.

Silindir içindeki yakıt miktarı da yanma ile zamanla değişmektedir. Emme açılma avansından belli bir zaman sonra emme portuna gönderilen yakıt emme zamanının son bulduğu noktaya kadar silindir içerisine hava ile karışarak alımı sürmektedir. Devamında sıkıştırma zamanı ile ateşleme avansı noktasına kadar gelinmekte ve alev küreciğinin oluşturulup yanma odasını tam olarak taraması sonrası üst ölü nokta sonrası tamamiyle silindir içerisinde minimum seviyeye inmektedir.



Şekil 6.28. Silindir içi basınç-hacim değişimi



Şekil 6.29. Silindir içi basınç ve sıcaklık değişimi

Motor emisyonları olarak; CO₂ ve CO (Şekil 6.30), HC ve NO_x (Şekil 6.31) emisyonlarının bir çevrim boyunca değişim grafikleri oluşturulmuştur.

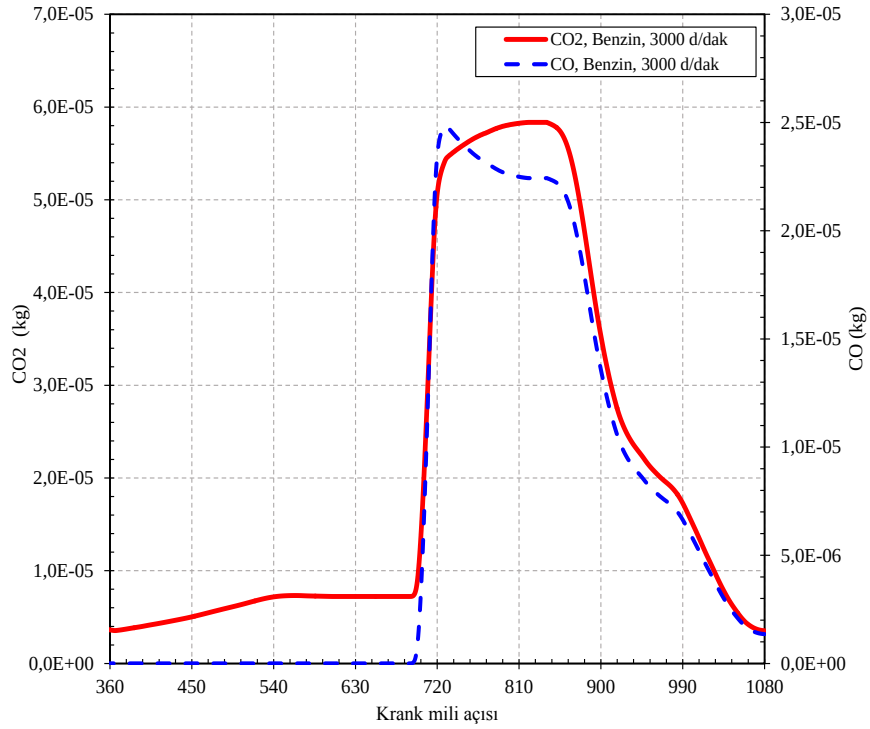
Emme zamanında silindir içerisine hava ile birlikte bir miktar CO₂ giriş yaptığından bu zamanda silindir içindeki CO₂, 540 KMA'ya kadar bir miktar artmaktadır. Sıkıştırma zamanında ateşlemeye kadar (690 KMA) sabit kalmaktadır. Ateşleme ile reaktantların ürünlere dönüşümü CO₂ miktarını artırmakta egzoz açılma avansı ve egzoz zamanı ile birlikte silindir içerisinde azalmaktadır.

Bir eksik yanma ürünü olan CO ise ateşleme ile ani artmakta ve üst ölü noktadan hemen sonra maksimum seviyeye ulaşmaktadır. Egzoz açılma avansı değerine kadar yaklaşık parabolik olarak azalmakta devamında egzoz zamanında tamamen silindir içerisinden atılmaktadır.

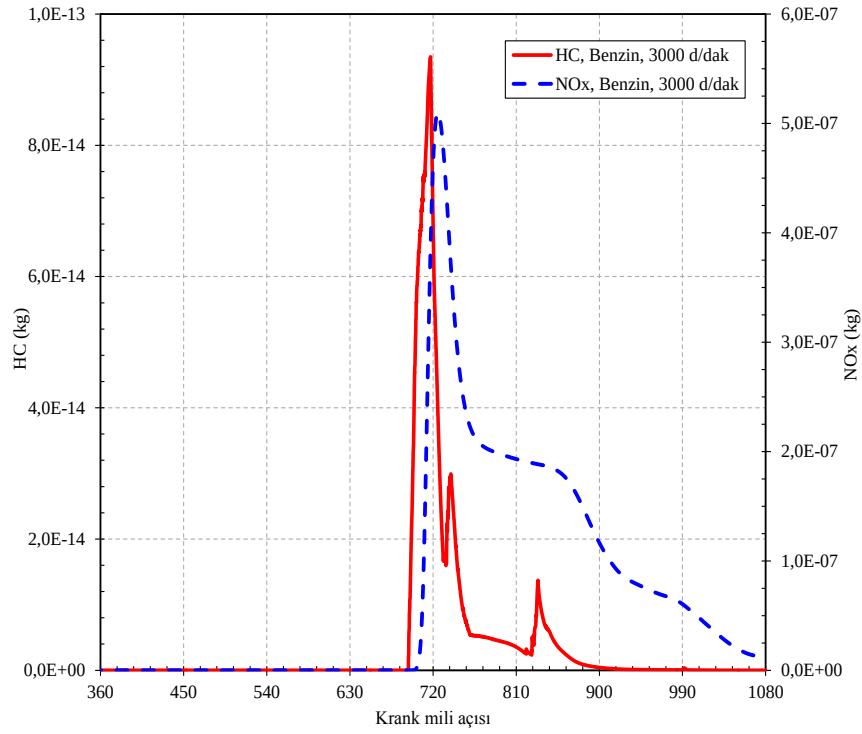
Yanmamış yakıt olan HC oluşumu, hava-yakıt karışımının yanmaya başladığı ateşleme ile birlikte ani olarak artmaya başlamaktadır. Özellikle yakıt moleküllerinin alt moleküllere parçalanması ile üst ölü noktaya kadar silindir içerisinde maksimum değerine ulaşmaktadır. Devamında yanmanın tamamlanması ve oluşan HC'nin yanması ile azalmaya başlamaktadır. Azalırken silindir içi hareketler nedeniyle alevin

ulaşamadığı noktalarda bulunan alt yakıt molekülleri ortaya çıkarak yer yer HC oluşumuna neden olmaktadır. Egzoz zamanı ile birlikte silindirden dışarı atılmaktadır.

Şekil 6.31’de gösterilen NO_x oluşumu Şekil 6.29’da gösterilen silindir içi sıcaklığa benzer bir değişim göstermektedir. Ateşleme anından sonra sıcaklığın yükselmesi ile NO_x oluşumu ani olarak artmaktadır. Ardından ani düşen sıcaklık ile ısı ayrışma nedeni ile azalmaktadır. Egzoz açılma avansına kadar sabit kalmakta ve devamında da egzoz zamanında silindir içinden dışarı atılmaktadır.

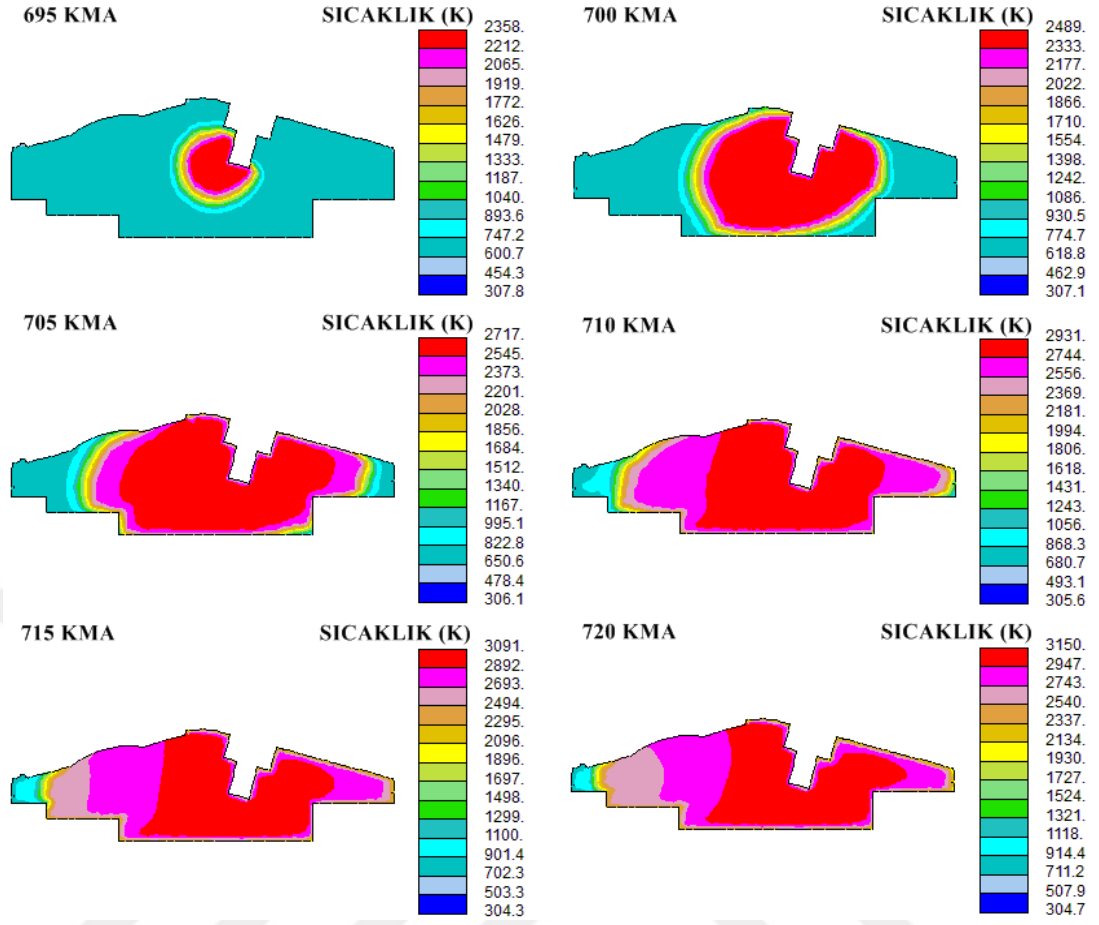


Şekil 6.30. Silindir içi CO_2 ve CO değişimi



Şekil 6.31. Silindir içi HC ve NO_x değişimi

Silindir içi alev oluşumunu ve ilerleyişini gözlemlemek amacıyla, silindir içi sıcaklığın ateşleme sonrası değişimi emme portuna yakın olan bujinin ortasından alınmış kesitteki görüntüleri Şekil 6.32’de gösterilmiştir. Şekilde ateşlemenin başladığı 690 KMA’dan üst ölü noktanın olduğu 720 KMA’ya kadar 5 KMA aralıklarla eşsıcaklık grafikleri çizilmiştir. Alev küreciği ilk olarak buji etrafında oluşmakta ve silindir içi türbülanslı karışım hareketleri ve zincirleme reaksiyon mekanizması ile silindir içinde çapını büyüterek ilerlemektedir. Silindir içindeki hava-yakıt karışımını tükendikçe, sıkıştırma zamanının devam etmesinin etkisiyle silindir içindeki sıcaklık ve basınç maksimum değerlerine yükselmektedir. Eş sıcaklık grafikleri incelendiğinde 690 KMA’da buji tarafından oluşturulan alev küreciğinin yaklaşık 0,0017s’de ilerleyerek 720 KMA’ya kadar silindir hacminin neredeyse tamamına ulaştığı görülmektedir. Burada alev ilerlerken önündeki karışımı ısıtmakta ve basıncını arttırmakta ve dolayısıyla karışım içeriği alt moleküllere ve reaksiyon mekanizmalarına ayrılmakta ve zincir reaksiyonları devam ederek yanma silindir içinde tamamlanmaktadır. Değerlendirilen kesitin kenarlarında özellikle sol kenarında alevin geç ulaştığı ölü bir bölge dikkat çekmektedir.



Şekil 6.32. Silindir içi sıcaklığın değişimi (alev oluşumu ve ilerleyişi)

6.4. 3B Model CNG Sonuçları

Oluşturulan 3B modelde ayrıca testlerde olduğu gibi saf CNG kullanımı için de analiz yapılmıştır. Analiz şartları test ile karşılaştırma yapılabilmesi için test şartları ile aynı tutulmuştur. Bu şartlar; devir sayısı 3000 d/dak, kelebek açıklığı %100, ve lambda değeri 1,20 olarak alınmıştır. Modelde CNG'ye eşdeğer yakıt olarak, CNG içeriğinin %98'den fazlasının metan (CH_4) olması nedeniyle metan kullanılmıştır. Analiz bir çevrim boyunca çalıştırılmış ve elde motor performans ve egzoz emisyon grafikleri oluşturulmuştur.

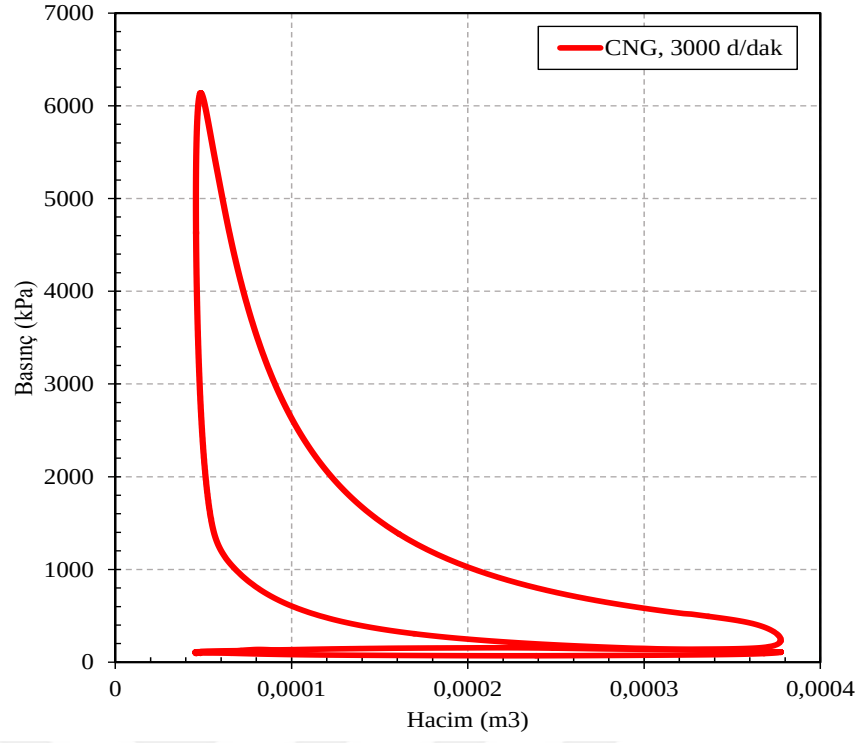
Motor performansı açısından; silindir içi basınç-hacim (Şekil 6.33) ile silindir içi basınç ve silindir içi sıcaklık (Şekil 6.34) grafikleri KMA'na göre verilmiştir.

Silindir içi basınç-hacim (indikatör) diyagramı net iş oluşumunu göstermektedir. Benzine göre CNG'nin yapısı ve yanma hızına bağlı olarak yanmanın tamamlandığı anda sabit hacmin biraz dışına kayma görülmektedir. Yakıtların birbiri ile detaylı karşılaştırması son bölümde verilmiştir. Kullanılan lambda değeri için yanma hızının düşmesi bu sonucu doğurmaktadır.

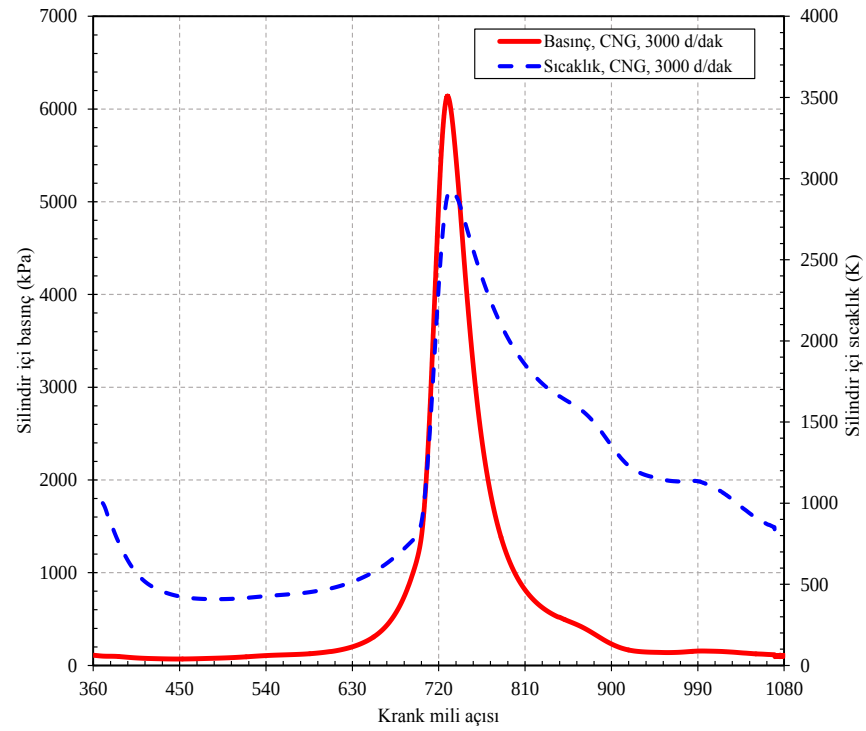
Silindir içi basınç, sıkıştırmanın başladığı 540 KMA'dan sonra önce yavaş sonra hızla artmakta ve ateşleme ile en yüksek değerine (6140 kPa) ani olarak çıkmaktadır. Genişlemenin başladığı 720 KMA'dan hemen sonra hacmin genişlemesi ile ani olarak azalmaktadır. Egzoz zamanında ise bir miktar atmosfer basıncının üstünde kalmaktadır.

Silindir içi sıcaklık ise, sıkıştırma zamanı ile birlikte artmakta ve ateşlemenin başladığı 690 KMA'dan üst ölü noktaya ani olarak çıkarak en yüksek 2930 K'e ulaşmaktadır. Devamında genişleme ile ani düşüşe geçmektedir. Egzoz zamanında ise kademeli düşüşe devam etmektedir.

Silindir içine metan-hava karışımı alınmaktadır. Yakıt, ateşleme ile başlayan yanma ile azalmaktadır. Benzine göre CNG'de yanma biraz daha geç tamamlanmaktadır. Yine bu durum da kullanılan lambda değerinin CNG'nin yanma hızını düşürmesinden kaynaklanmaktadır.



Şekil 6.33. Silindir içi basmaç-hacim değışimi



Şekil 6.34. Silindir içi basmaç ve sıcaklık değışimi

Motor emisyonlarının CNG için KMA'na bağılı olarak bir çevrim boyunca değişimi CO₂ ve CO (Şekil 6.35), HC ve NO_x (Şekil 6.36) grafiklerinde verilmiştir.

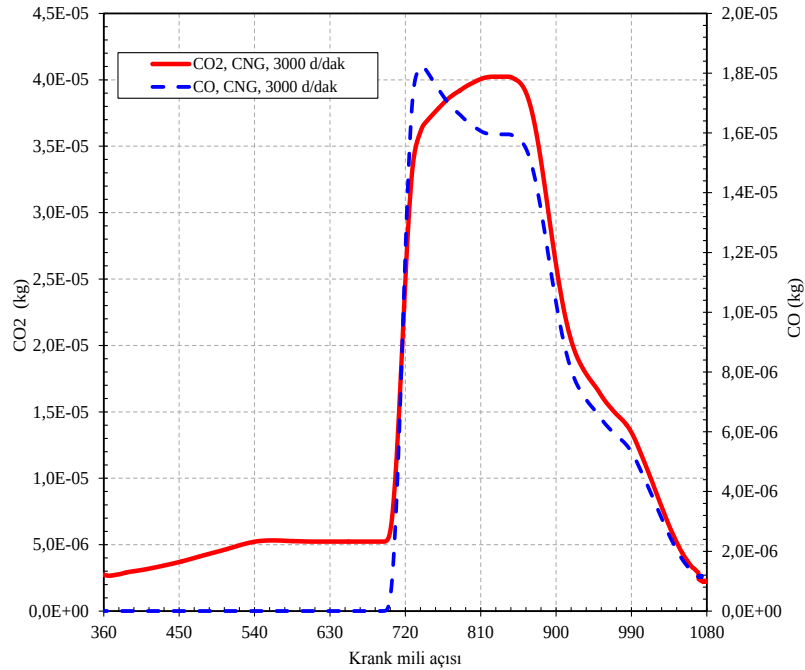
CNG emisyon değişimleri genel yapı olarak benzine benzemekle birlikte özellikle en yüksek değerler farklı çıkmıştır.

Ateşleme ile artan CO₂, genişleme zamanının ikinci yarısının başlangıcında en yüksek değere ulaşmakta ve ardından azalmaktadır. Benzindeki en yüksek değer $5,9 \times 10^{-5}$ kg seviyelerinde iken CNG'de $4,0 \times 10^{-5}$ kg seviyelerinde gerçekleşmiştir.

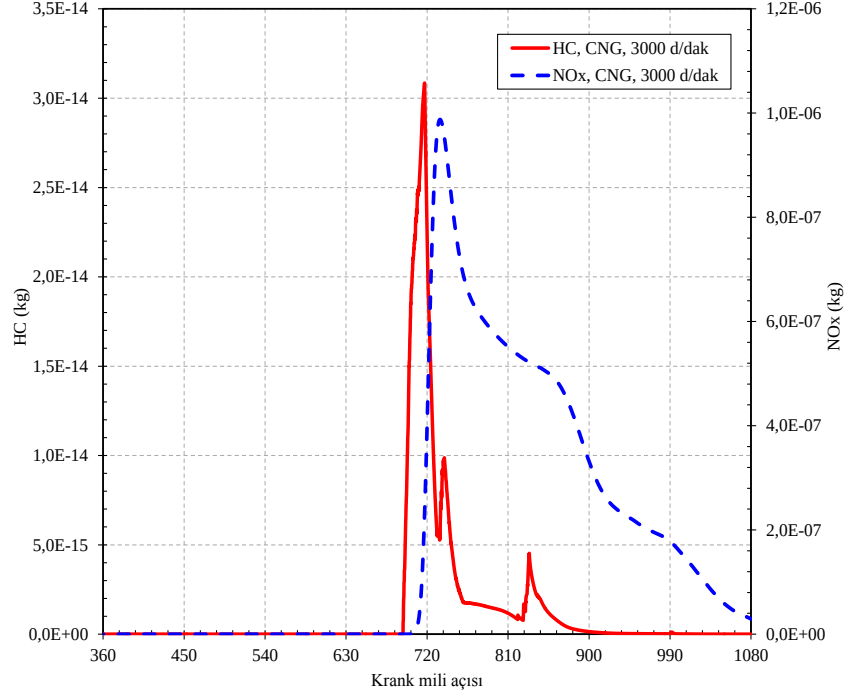
CO miktarının en yüksek değerinde de benzine göre düşüş olmuştur. Bu değer benzindeki $2,5 \times 10^{-5}$ kg seviyelerinde iken CNG'de $1,8 \times 10^{-5}$ kg seviyelerinde gerçekleşmiştir.

Bunun sonucu olarak HC miktarındaki düşüş daha fazla olmuştur. Üst ölü nokta civarında en yüksek değerine ulaşan HC miktarı benzinde $9,4 \times 10^{-14}$ kg seviyelerinde iken CNG'de $3,1 \times 10^{-14}$ kg seviyelerindedir.

Bunlara karşın CNG'nin alev sıcaklığı daha yüksek olduğu için, yine üst ölü nokta civarında en yüksek değere ulaşan NO_x miktarı, benzinde $5,1 \times 10^{-7}$ kg seviyelerinde iken CNG'de $9,8 \times 10^{-7}$ kg seviyelerinde olmuştur.

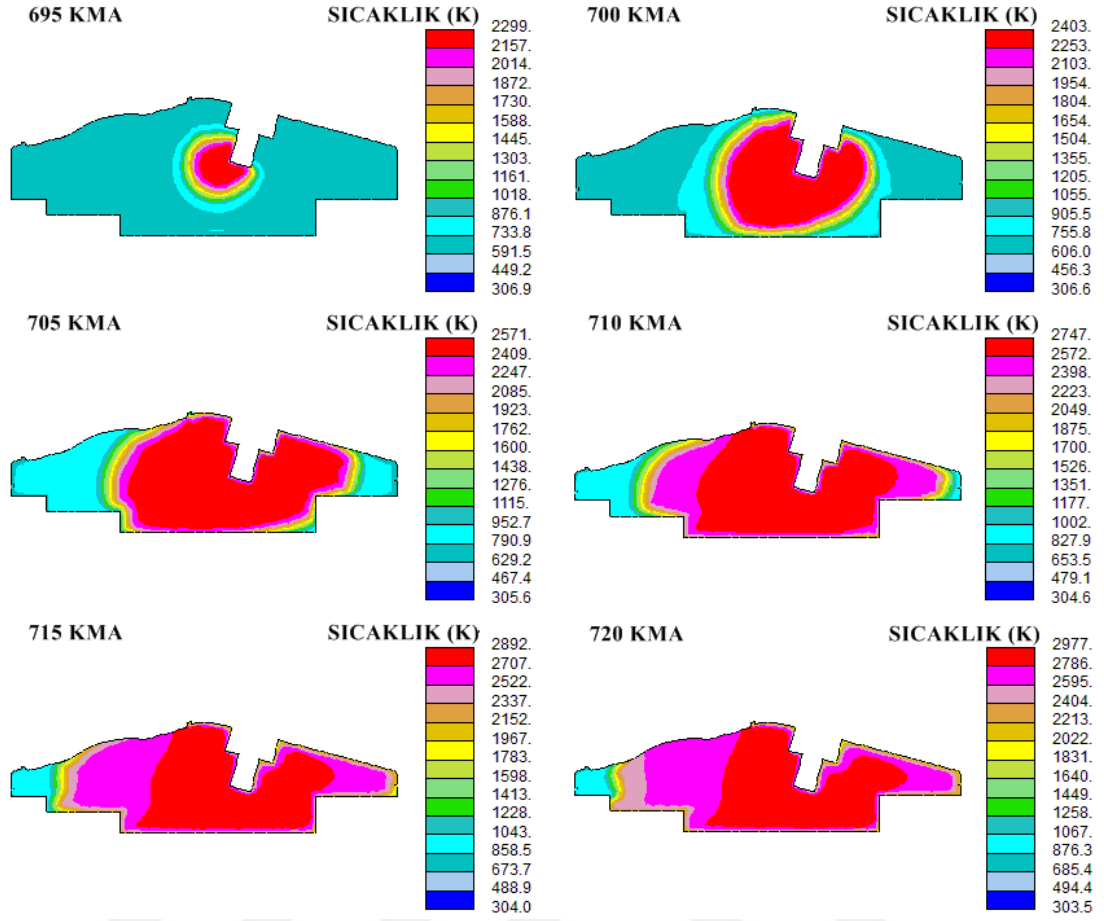


Şekil 6.35. Silindir içi CO₂ ve CO değişimi



Şekil 6.36. Silindir içi HC ve NO_x değişimi

Silindir içi eşsıcaklık grafikleri, ateşleme ve yanmanın olduğu KMA'ları için Şekil 6.37'de gösterilmiştir. Bu sıcaklık grafikleri silindir içi alev oluşumu ve ilerleyişini göstermektedir. Ateşlemenin ardından oluşan alev hızla silindir içinde yayılmaktadır. Benzine göre sıcaklıklar yüksek seviyelerde olmasına rağmen ilerleme benzinden biraz yavaş gözlenmiştir. CNG için 3B modelde $\lambda=1,2$ iken benzinde $\lambda=0,9$ olarak alınmıştır. Yani CNG'deki karışımın daha fakir olması, alev gelişiminin yavaş olmasını açıklayıcıdır. Bu durumu silindir içi basınç ve sıcaklık grafikleri de desteklemektedir.



Şekil 6.37. Silindir içi sıcaklığın değişimi (alev oluşumu ve ilerleyişi)

6.5. 3B Model LPG Sonuçları

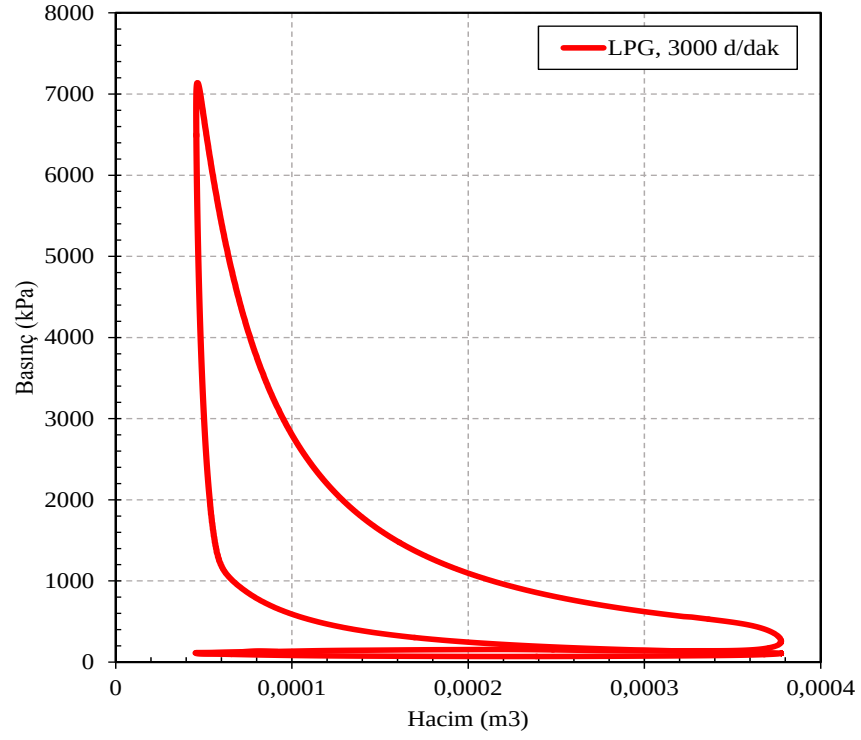
3B model analizleri testlerde olduğu gibi LPG içinde çalıştırılmıştır. Benzer şekilde LPG testi ile karşılaştırma yapılması için LPG test şartları (3000 d/dak, %100 kelebek açıklığı) kullanılmıştır. LPG testinde yakıt dönüşüm düzeneği olmadığından LPG emme hattına beslenerek testler yapılmıştır. Emme hattına beslenen LPG emilen hava miktarını olumsuz etkilediğinden lamda değerleri pratikte bilinen aralıkta ($\lambda=1,1-1,3$) ayarlanamamıştır. Test esnasında motorun kesmeden çalışabilmesi için lamda değeri 0,89 olarak ayarlanabildi ki bu değer pratik bilinen lambda aralığının dışındadır. Bu nedenle 3B model sonuçlarının 1B model sonuçları ile de kıyaslanabilmesi için, 3B modeldeki lambda değeri olarak 1B modeldeki lambda değeri olan $\lambda=1,11$ kullanılmıştır. 3B modelde, 1B modelde de olduğu gibi LPG yakıt içeriğinin çoğunluğunu oluşturan propan (C_3H_8) alınmıştır.

Benzer şekilde LPG için de, motor performansına yönelik; silindir içi basınç-hacim (Şekil 6.38), silindir içi basınç ve silindir içi sıcaklık (Şekil 6.39) grafikleri KMA'na bağlı olarak elde edilmiştir.

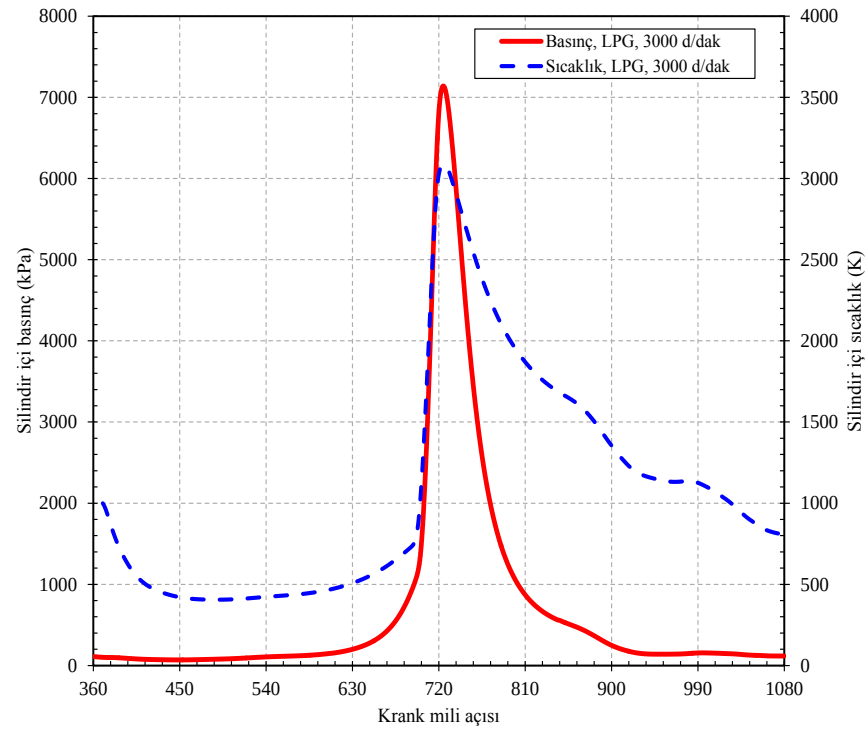
LPG motor performans parametrelerinin değişimleri genel yapı olarak benzin ve CNG'ye benzemekle birlikte özellikle parametrelerin en yüksek değerleri farklı çıkmıştır.

İndikatör diyagramı benzine daha yakın çıkmıştır. Özellikle sıkıştırma hemen hemen sabit hacimde gerçekleşmektedir. Silindir içi en yüksek basınç (7139 kPa) ve sıcaklık (3084 K) ise benzinin hemen altında ve CNG'den yüksek çıkmıştır.

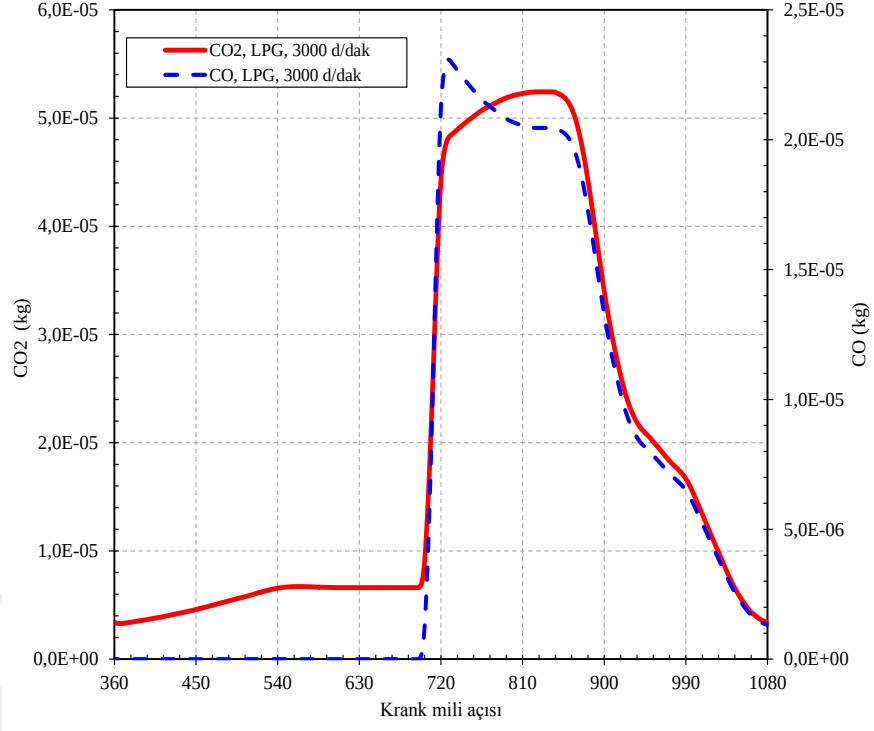
LPG için emisyonlar KMA'na bağlı olarak bir çevrim boyunca sırasıyla; CO_2 ve CO (Şekil 6.40), HC ve NO_x (Şekil 6.41) grafiklerinde gösterilmiştir. LPG emisyon değişimleri genel yapı olarak benzin ile CNG'ye benzemektedir ve ikisinin arasında çıkmıştır. LPG'de NO_x oluşumu benzinden yüksek CNG'den düşüktür. LPG'deki diğer emisyonlar (CO_2 , CO, HC) ise benzinden düşük CNG'den yüksektir.



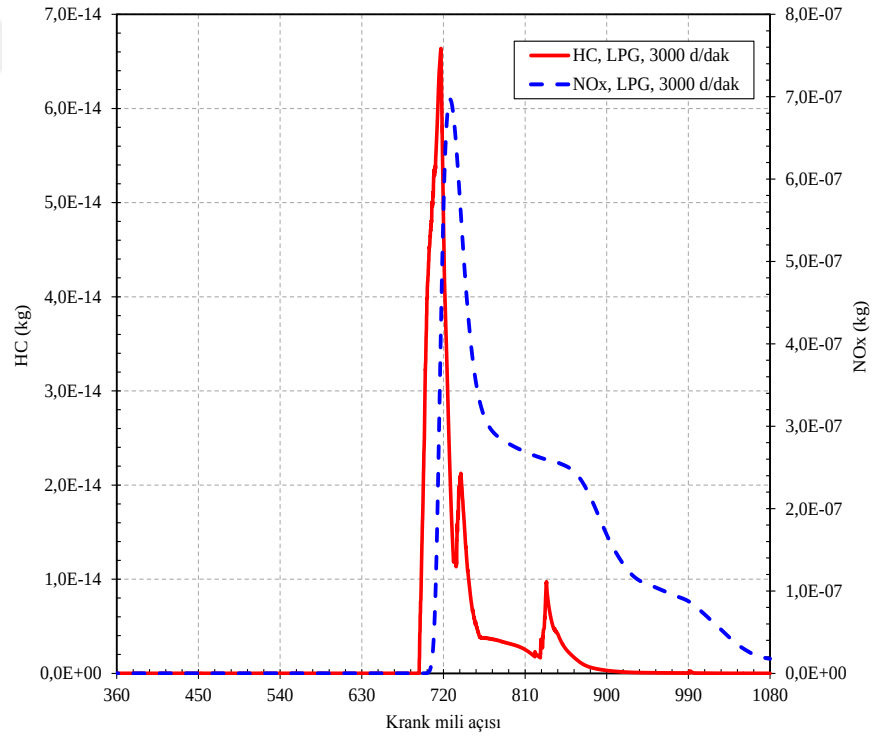
Şekil 6.38. Silindir içi basınç-hacim değişimi



Şekil 6.39. Silindir içi basınç ve sıcaklık değişimi

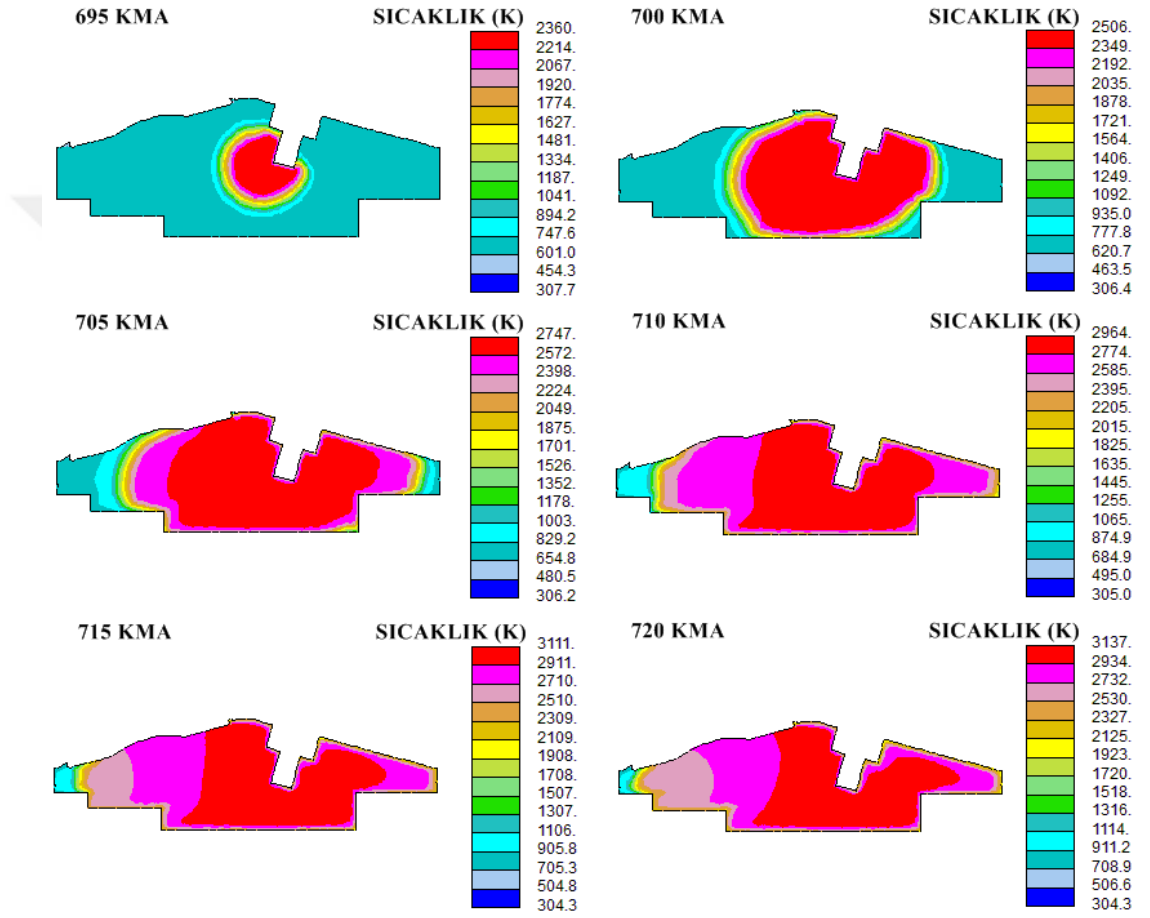


Şekil 6.40. Silindir içi CO₂ ve CO değişimi



Şekil 6.41. Silindir içi HC ve NO_x değişimi

LPG için silindir içi alev ilerleyişi incelendiğinde (Şekil 6.42) alev gelişiminin benzine daha benzer olduğu gözlenmektedir. Bujide oluşan alev küreciği gelişerek saniyenin binde biri mertebesinde büyüyüp silindir içerisini tarayıp yanmanın tamamlanmasını sağlamakta ve bu hızlı gelişim silindir için basınç oluşumunun sabit hacimde gerçekleşme durumunu maksimize etmektedir. İndikatör diyagramıda alevin bu gelişimini ve silindir içi davranış yapısını destekler niteliktedir.



Şekil 6.42. Silindir içi sıcaklığın değişimi (alev oluşumu ve ilerleyişi)

6.6. 3B Model Benzin-CNG Sonuçları

3B modelleme çalışmaları testlerde olduğu gibi karışımli yakıt için de yapılmıştır. Karışımli yakıt testlerinde karışım yakıtı emme hattına beslenmiştir. Benzer şekilde 3B modelde de karışımli yakıt emme havası ile birlikte ön karışımli olarak gönderilmiştir. Birebir test şartlarında 3B analiz yapılmıştır. Karışımli yakıt modelinde benzin-CNG karışımı izo-oktan ve metan karışımı olarak silindir içersine testlerde olduğu gibi %90 benzin ve %10 CNG kütleli karışım yüzdelerinde gönderilmiştir. 3B analiz test ölçümleri olan 3000 d/dak, %100 kelebek açıklığı ve $\lambda=1,02$ değerlerinde gerçekleştirilmiştir.

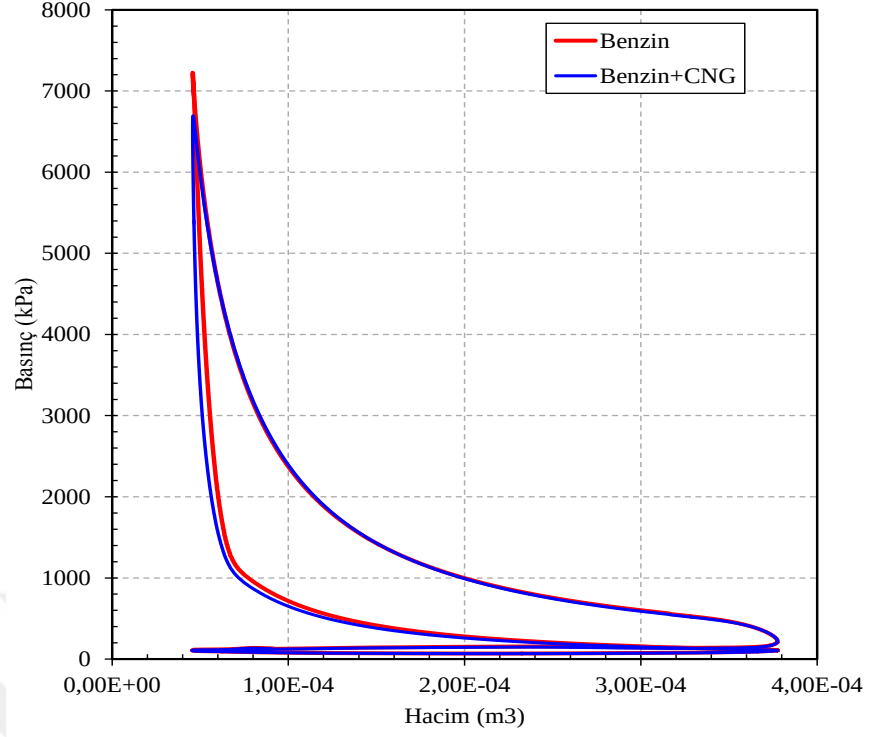
Tek yakıtlı 3B modelde yanma modeli olarak sadece tek yakıt için geçerli olan ve buji ateşlemeli yanma için en uygun görülen G-equation kullanılmıştı. Ancak, G-equation modeli tek yakıt için geçerli olduğundan karışımli yakıtta kullanılamamaktadır. Bu sebeple, karışımli yakıtta ise yanma modeli olarak ECFM-3Z kullanılmıştır. ECFM-3Z yanma modelinin karışımli yakıt için bir alt modülü bulunmaktadır. ECFM-3Z kullanılarak elde edilen karışımli yakıt verileri, G-equation modeli kullanımıyla saf benzinden elde edilen veriler ile karşılaştırılmıştır.

Benzin-CNG karışımı için motor performansına yönelik grafikler sırasıyla basınç-hacim (Şekil 6.43), silindir içi basınç ve silindir içi sıcaklık (Şekil 6.44) grafikleri benzin ile karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

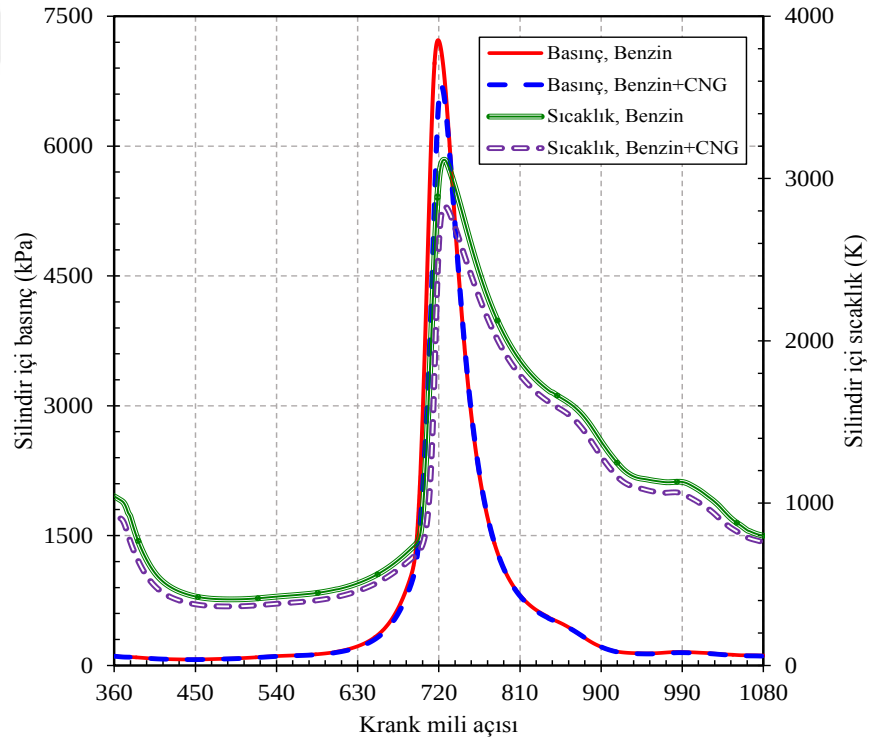
Karşılaştırmalı basınç-hacim grafiğinden benzin-CNG karışımının (0,3622 kJ) saf benzine (0,3451 kJ) göre daha az net iş alanına sahip olduğu görülmektedir. Karışımli yakıtta net iş % 4,7 düşmüştür.

Ateşlemenin ardından oluşan silindir içi basınç benzin-CNG karışımında (6749 kPa) benzine (7224 kPa) göre bir miktar düşük çıkmıştır. Bunun sebebi olarak CNG'nin yanma hızının düşük olması görülmektedir. Ayrıca karışımli yakıt için düşük yanma hızı, maksimum basıncın oluşumunu da bir miktar geciktirmiştir.

Karışımli yakıtta silindir içi sıcaklık tüm çevrim boyunca benzer eğilimde bir miktar düşük çıkmıştır. Kullanılan yanma modelinin bu konuda etkin olduğu değerlendirilmektedir.



Şekil 6.43. Silindir içi basınç-hacim karşılaştırması

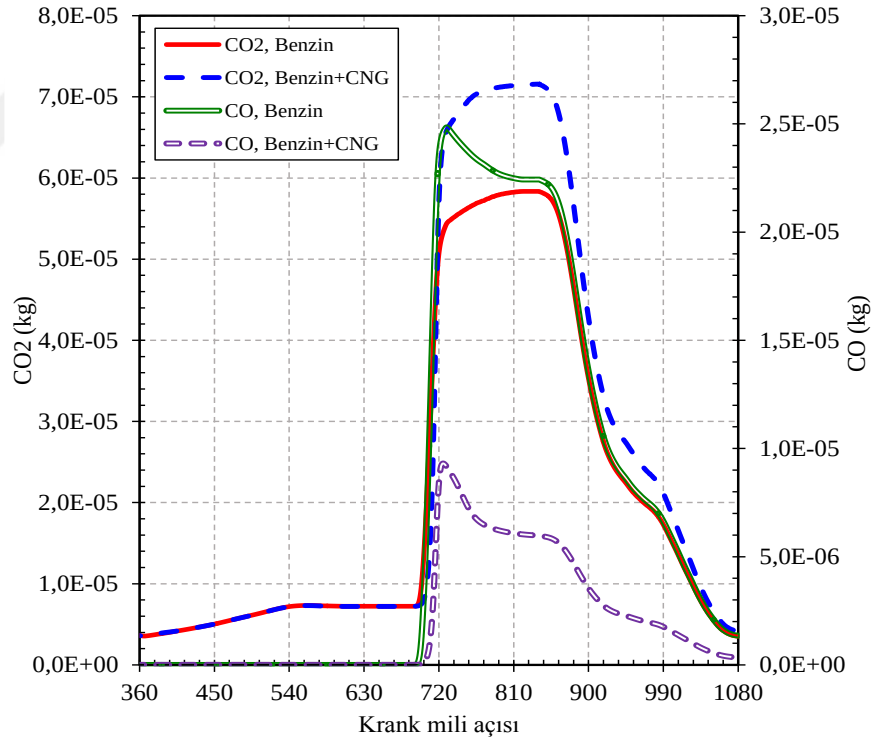


Şekil 6.44. Silindir içi basınç ve sıcaklık karşılaştırması

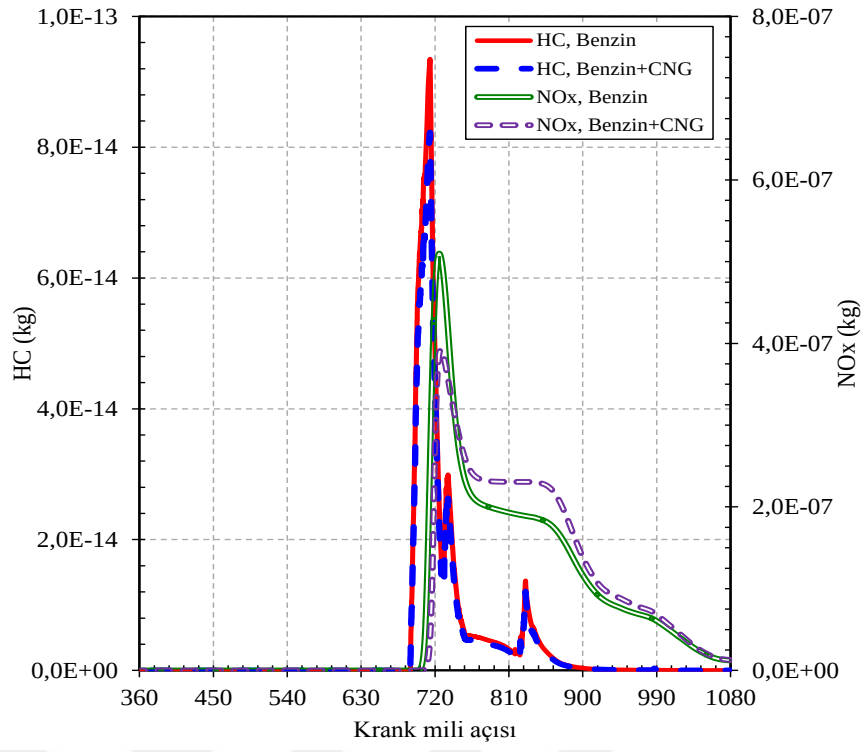
Benzin-CNG karışımı için egzoz emisyonlarına yönelik grafikler benzin ile karşılaştırmalı olarak sırasıyla CO₂ ve CO (Şekil 6.45), HC ve NO_x (Şekil 6.46) grafikleri şeklinde oluşturulmuştur.

Tüm emisyonların KMA boyunca değişimine genel olarak bakıldığında benzin-CNG karışımı ve benzinin benzer eğilimle değiştiği görülmektedir.

Benzin-CNG karışımında CO₂ oluşumu benzinden yüksek seviyede olduğundan CO oluşumu benzinden düşük seviyededir. Bu farklar özellikle yanmanın olduğunda ve genişleme zamanında göze çarpmaktadır. Benzin yakıtı yerine %10 CNG ilaveli yakıt kullanıldığında CO₂ oluşumu %22 artarken CO oluşumu %65 azalmaktadır. HC oluşumu ise karışimli yakıtta bir miktar az çıkmıştır. NO_x oluşumunda karışimli yakıt 690-730 KMA aralığında düşük iken çevrim sonuna kadar yüksek kalmaktadır. Benzinin %10 CNG ilavesiyle kullanımı NO_x açısından dikkate değer bir iyileşme göstermemiştir.



Şekil 6.45. Silindir içi CO₂ ve CO karşılaştırması



Şekil 6.46. Silindir içi HC ve NO_x karşılaştırması

6.7. 3B Model Benzin-LPG Sonuçları

Karışımli yakıt çalışması ayrıca benzin-LPG karışımı için de yapılmıştır. Testlerdeki karışımı oluşturma mekanizması benzin-CNG’de olduğu gibi emme hattına beslenen katkı yakıtı ile sağlanmıştır. Test esnasında kütleli karışım oranı %95 benzin ve %5 LPG olarak ayarlanmıştır ve $\lambda=0,89$ olarak ölçülmüştür. Devir sayısı 3000 d/dak ve kelebek açılığı %100 olarak ayarlanmıştır.

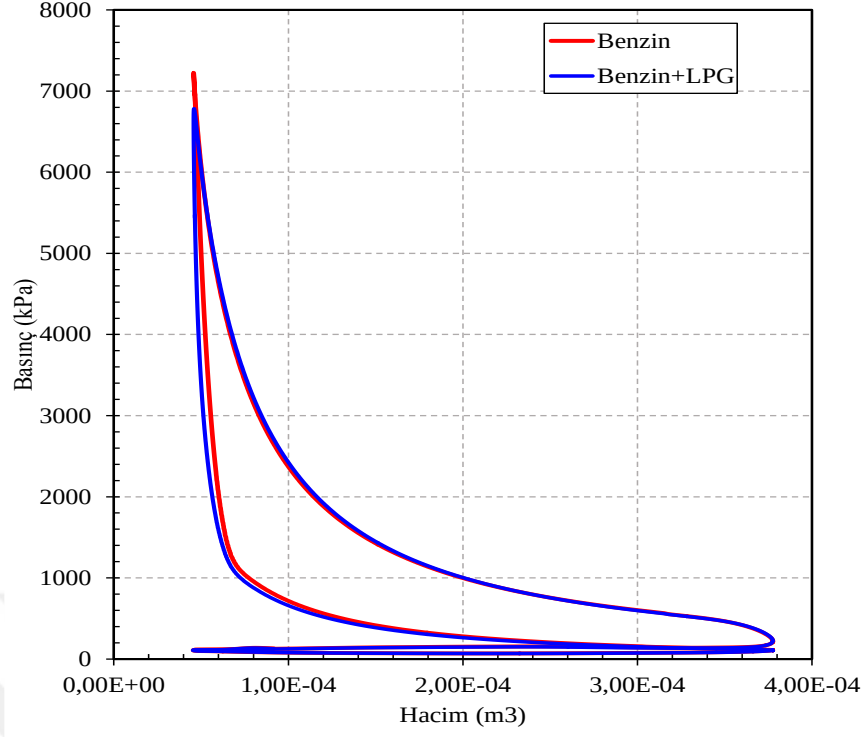
3B modelde yine ECFM-3Z yanma modeli kullanılmıştır. Yakıt olarak ise benzin için izo-oktan ve LPG için propan tanımlanmıştır.

Benzin-LPG karışımı için motor performansına yönelik grafikler benzin ile karşılaştırmalı olarak sırasıyla basınç–hacim (Şekil 6.47), silindir içi basınç ve silindir içi sıcaklık (Şekil 6.48) grafikleri şeklinde oluşturulmuştur.

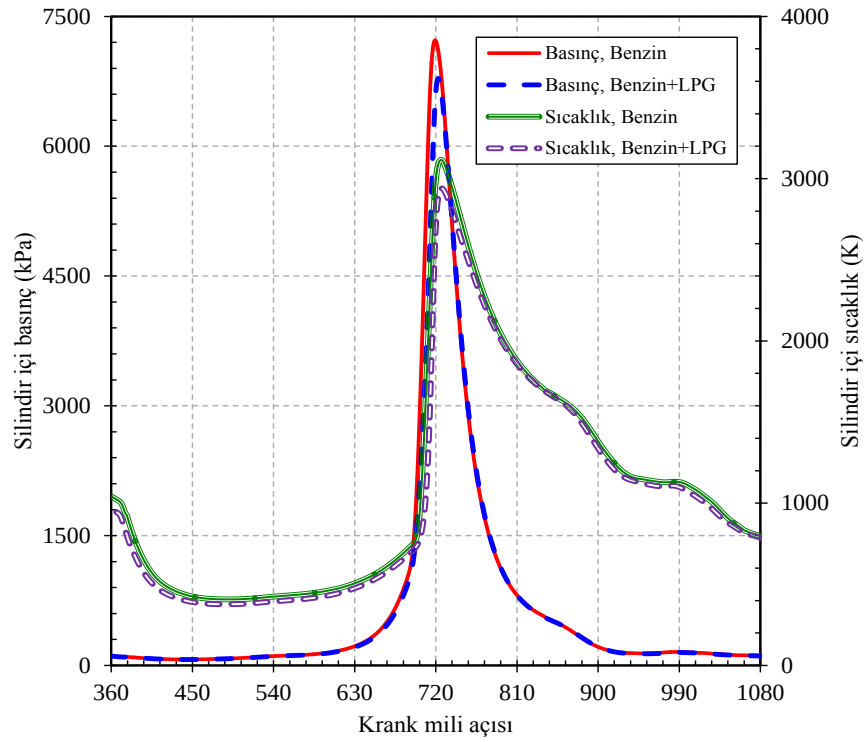
İndikatör grafiğinden benzin-LPG karışımının (0,3528 kJ) saf benzine (0,3622 kJ) göre daha az net iş alanına sahip olduğu görülmektedir. Karışımli yakıtta net iş % 2,6 düşmüştür. Net iş miktarı büyükten küçüğe doğru benzin, benzin-LPG, benzin-CNG şeklinde sıralanmaktadır.

LPG’nin yanma hızının bir miktar düşük olması nedeniyle ateşlemenin ardından oluşan silindir içi basınç, benzin-LPG karışımında (6834 kPa) benzine (7224 kPa) göre bir miktar düşük çıkmıştır.

Karışımli yakıtta silindir içi sıcaklık yanma sonuna kadar benzer eğilimde bir miktar düşük çıkmıştır. Bu noktada kullanılan yanma modeli olan ECFM-3Z modelinin bu konuda etkin olduğu değerlendirilmektedir.



Şekil 6.47. Silindir içi basınç-hacim karşılaştırması

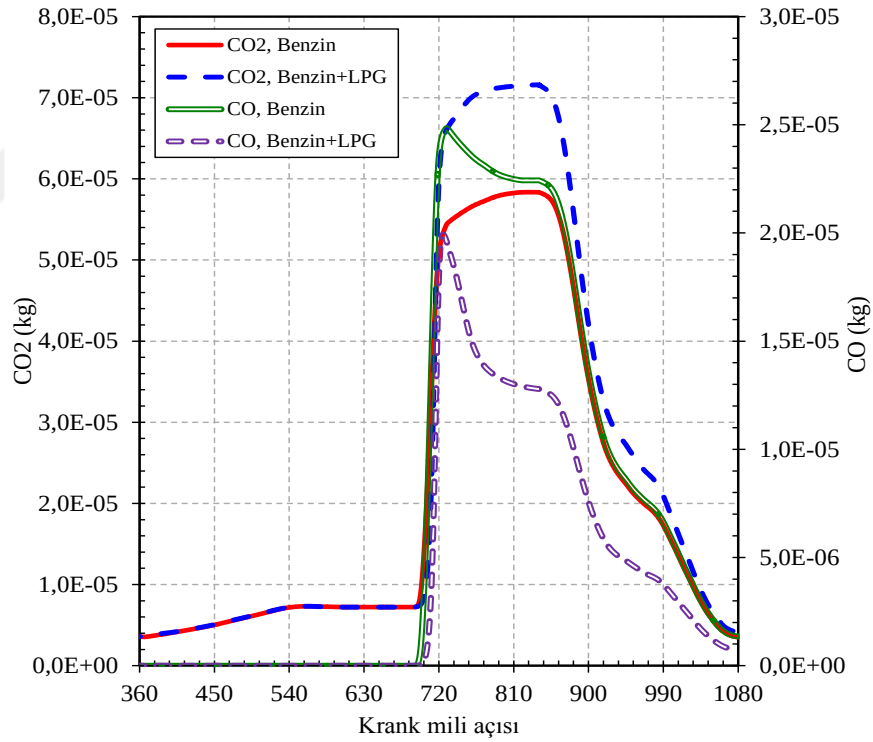


Şekil 6.48. Silindir içi basınç ve sıcaklık karşılaştırması

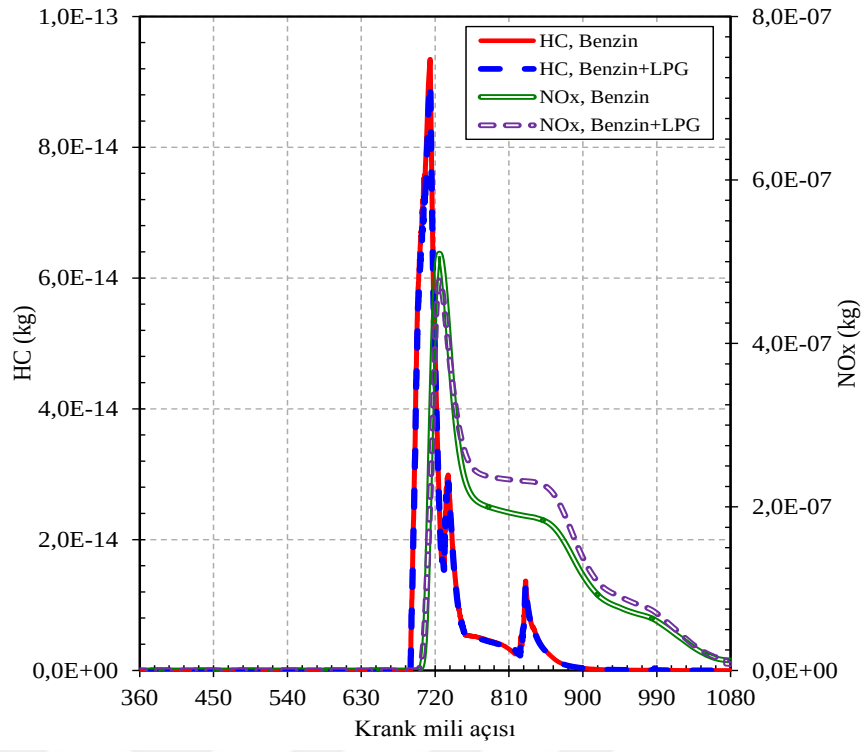
Benzin-LPG karışımı için egzoz emisyonlarına ait sonuçlar; CO₂ ve CO (Şekil 6.49), HC ve NO_x (Şekil 6.50) grafiklerinde benzin ile karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

Tüm emisyonların KMA boyunca değişimine genel olarak bakıldığında benzin-LPG karışımı ve benzinin benzer eğilimle değiştiği görülmektedir.

CO₂ oluşumu benzin-LPG karışımında benzinden yüksek seviyede olduğundan CO oluşumu benzinden düşük seviyededir. Bu farklar özellikle yanmanın olduğunda ve genişleme zamanında göze çarpmaktadır. Benzin yakıtı yerine %5 LPG ilaveli yakıt kullanıldığında CO₂ oluşumu %17 artarken CO oluşumu %21 azalmaktadır. HC oluşumu ise karışimli yakıtta bir miktar az çıkmıştır. NO_x oluşumunda benzer eğilimler gözlenmekle birlikte karışimli yakıt 690-730 KMA aralığında düşük iken çevrim sonuna kadar yüksek kalmaktadır.



Şekil 6.49. Silindir içi CO₂ ve CO karşılaştırması



Şekil 6.50. Silindir içi HC ve NO_x karşılaştırması

7.SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER

Tez kapsamında incelenen 5 yakıtın motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkileri 3 inceleme yöntemi temel alınarak elde edilen sonuçlar sırasıyla Bölüm 4’de deneysel inceleme, Bölüm 5’de 1B modelleme ve Bölüm 6’da 3B modelleme olarak verilmiştir. İnceleme matrisi Çizelge 1.1 ve 1.2’de gösterildiği gibi oldukça geniş olduğundan bu şekilde yalın bölümler kullanılmıştır.

Bu bölümde ise tüm sonuçlar incelenen 5 yakıt için aşağıdaki alt bölümlerde sırasıyla karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Bu bölümdeki grafikleri oluşturmanın amacı inceleme yöntemlerinin ve yakıtların karşılaştırılmasıdır. Detaylı değerlendirmeler Bölüm 4, 5, 6’da yapıldığı için bu bölümdeki değerlendirmeler amaca uygun olarak yani inceleme yöntemlerinin ve yakıtların karşılaştırılması açısından kısa tutularak yapılmıştır.

7.1. İnceleme Yöntemlerinin Karşılaştırılması

Bu kısımda inceleme yöntemleri (test, 1B model ve 3B model) incelenen tüm yakıtlar için (benzin, CNG, LPG, benzin-CNG, benzin-LPG) sırasıyla karşılaştırılmıştır.

7.1.1. Benzin için İnceleme Yöntemlerinin Karşılaştırılması

Benzin kullanımında testlerden ve 1B modelden elde edilen motor performansı ve egzoz emisyonlarına ait parametreler karşılaştırmalı olarak; tork (Şekil 7.1), güç (Şekil 7.2), özgül yakıt sarfıyatı (Şekil 7.3), volumetrik verim (Şekil 7.4), lambda (Şekil 7.5), CO₂ (Şekil 7.6), CO (Şekil 7.7), HC (Şekil 7.8), NO_x (Şekil 7.9) ve egzoz gazı sıcaklığı (Şekil 7.10) grafiklerinde belirli kelebek açıklıklarında ve devir sayısına bağlı olarak verilmiştir. Yukarıdaki ilgili bölümlerde sonuçlar tüm kelebek açıklıkları için (%10'dan %100'e %10 artımlarla) ve tüm devir sayıları için (1500 d/dak'dan 4000 d/dak'ya 500 d/dak artımlarla) verilmiştir. Aynı grafikteki eğrilerin takip edilebilir olması için eğri sayısı azaltılarak bu bölümde %25, %50, %75 ve %100 kelebek açıklıkları için grafikler oluşturulmuştur.

Grafiklerde ayrıca 3B model sonuçları da tüm inceleme yöntemlerinin karşılaştırılması için gösterilmiştir. 3B analizler sadece tam kelebek açıklığında ve 2800 ve 3000 d/dak hızlarda yapılmıştır. 3B model sonuçları; tork (Şekil 7.1), güç (Şekil 7.2), CO₂ (Şekil 7.6) ve NO_x (Şekil 7.9) grafiklerine eklenmiştir.

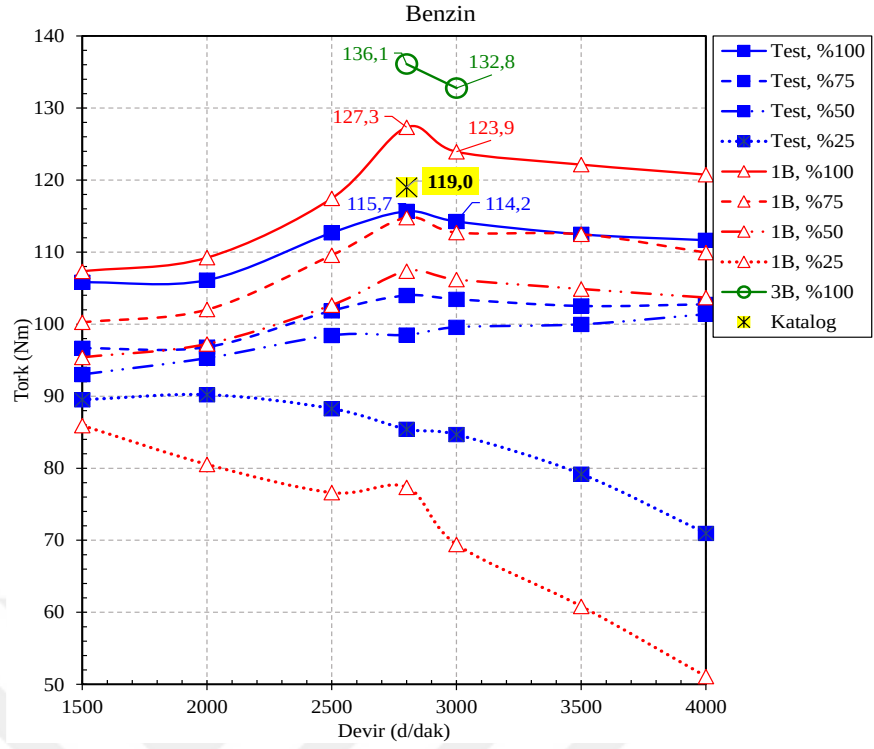
Ayrıca, yine karşılaştırma amaçlı olarak motor katalog değeri tork (Şekil 7.1) grafiğinde gösterilmiştir.

Tüm grafikler incelendiğinde, tam yüke yaklaşıldıkça motor test sonuçları ile 1B model sonuçlarının birbirine daha benzer ve yakın çıktığı görülmektedir. Tam yük şartlarına yaklaşıldıkça test ve 1B model sonuçları arasındaki farkların yaklaşık %10 seviyelerinde olduğu görülmektedir. Kısmi yüklerde ise bazı noktalardaki farklılıkların arttığı göze çarpmaktadır. Test ve 1B modelden elde edilen veriler motor performansı açısından karşılaştırıldığında, 1B modele tüm test şartlarının birebir aktarılamaması (ısıl-akış kayıpları, mekanik kayıplar, vb.) ve idealleştirmelerden dolayı genel itibarıyla 1B model sonuçları test sonuçlarından bir miktar yüksek çıkmıştır. Yine benzer şekilde, egzoz emisyonları açısından 1B model sonuçları test

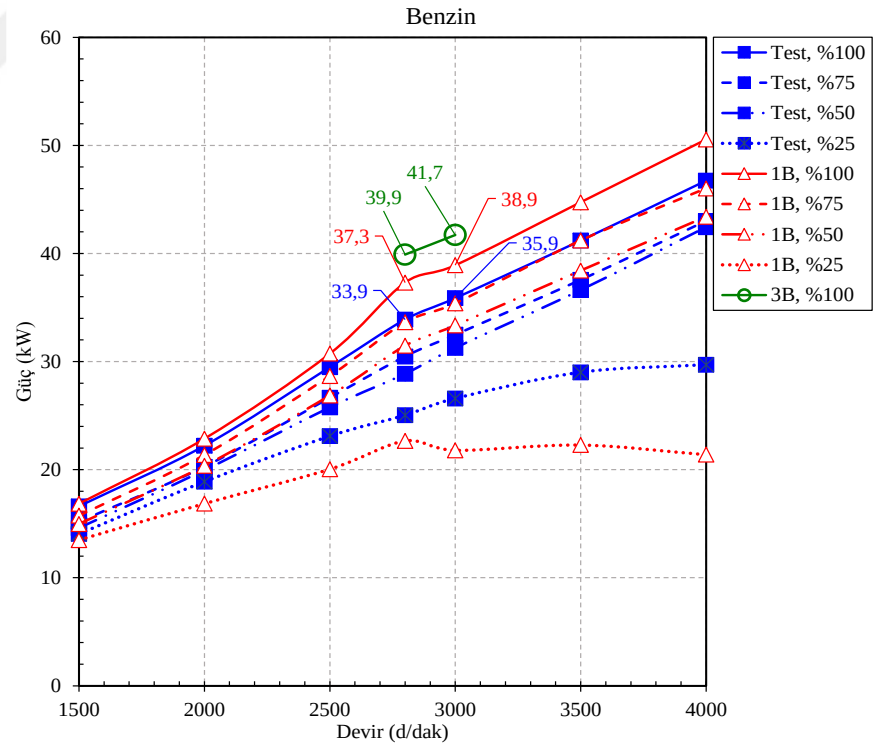
sonuçlarına göre daha iyi çıkmıştır. 1B modelde testlere göre motor performansının yüksek ve emisyonlarının daha iyi çıkması beklenen bir sonuçtur. Eğriler arasındaki sapmaların ve farkların nedeni olarak; test ortamındaki değişkenlikler, ölçüm hassasiyetleri ve hataları, test esnasında oluşan ısı-akış kayıpları, mekanik sürtünmeler, 1B modele ait idealleştirmeler, 1B modelde yapılan kabuller, 1B modelde gerçekleşen tek boyutlu çözümlemeler, vb. nedenler gösterilebilir. Buna rağmen test ve 1B model sonuçlarının benzer eğilimde ve birbirine yakın çıkmıştır.

Test ve 1B model sonuçları tork açısından 2800 d/dak'daki katalog değeri (119,0 Nm) ile kıyaslandığında test sonucu (115,7 Nm) katalog değerinin biraz altında 1B model sonucu (127,3 Nm) biraz üstünde çıkmıştır. 1B model sonuçları ile test sonuçları arasında yaklaşık %10 fark bulunmaktadır.

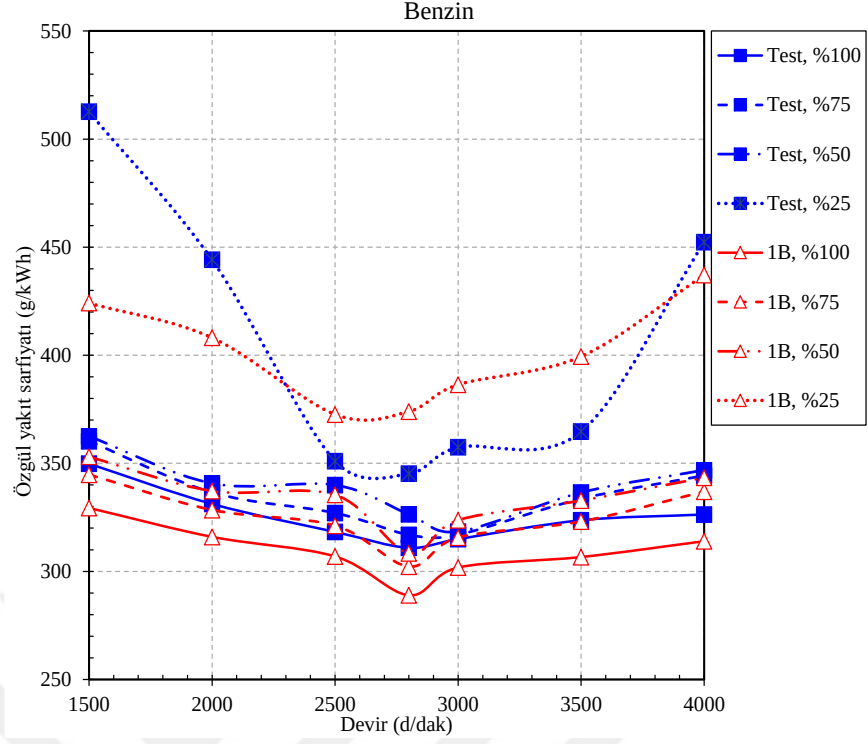
3B modelden ise indike tork 136,1 Nm olarak hesaplanmıştır ve indike tork olduğu için diğerlerinden (katalog, test, 1B model) elde edilen efektif torktan yüksek çıkmıştır. 3B modelden elde edilen indike tork (136,1 Nm) katalog değerine (119,0 Nm) oranlandığında indike değer ile efektif değer arasında %12'lik fark olduğu görülmektedir. Ayrıca, 3B modelden elde edilen CO₂ (Şekil 7.6) NO_x (Şekil 7.9) oluşumları da test ve 1B modelden bir miktar düşük çıkmıştır. 3B model emisyonları 1B model emisyonlarına daha yakındır. Yukarıda değinildiği gibi testlerdeki birçok gerçek durumun net belirlenememesi ve modelde tanımlanamamasından dolayı bu farklar oluşmaktadır.



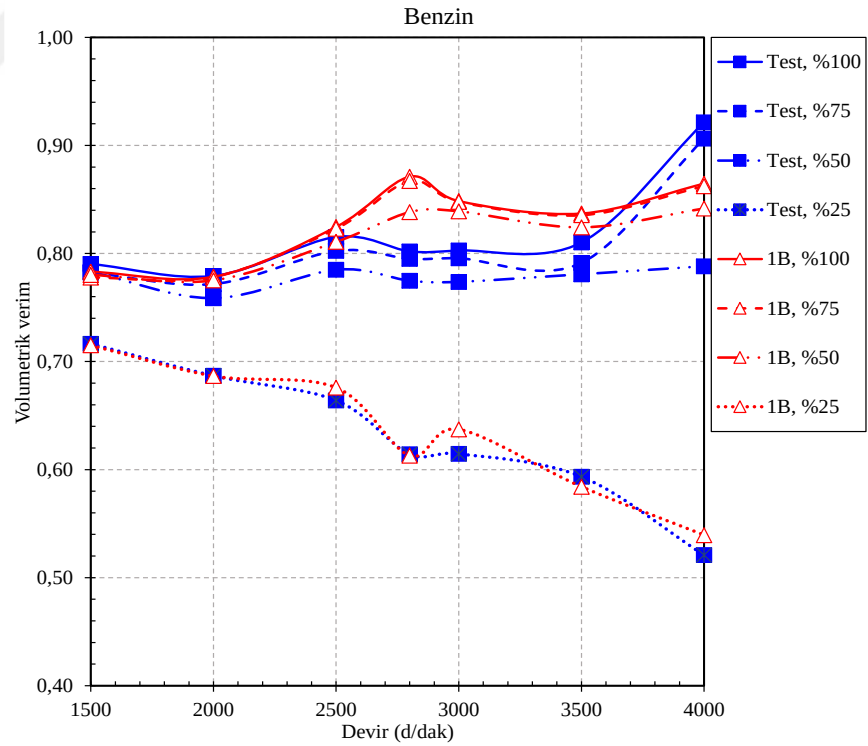
Şekil 7.1. İnceleme yöntemleri benzin için tork değişimi



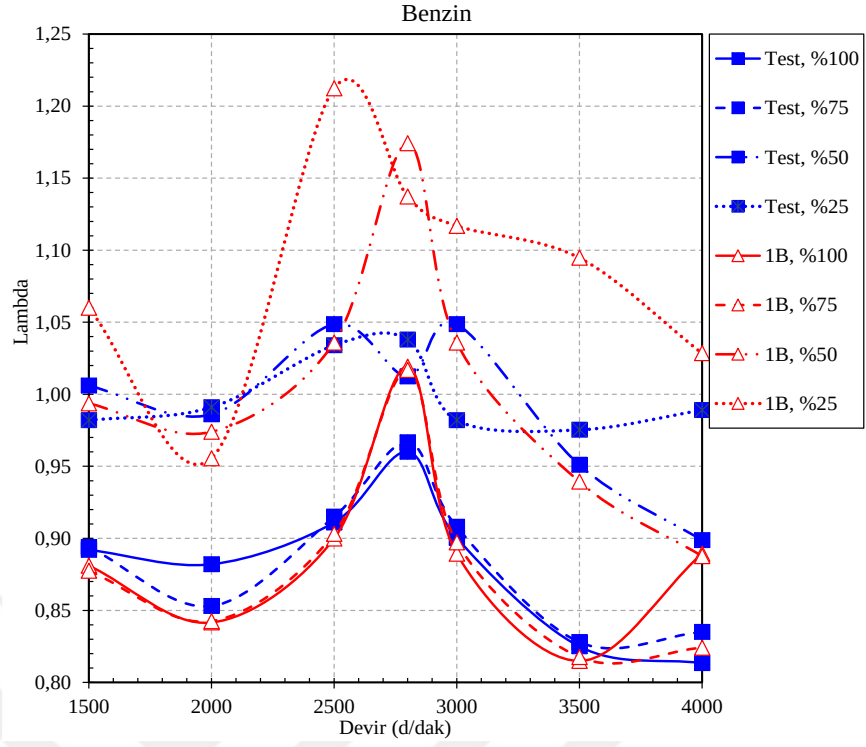
Şekil 7.2. İnceleme yöntemleri benzin için güç değişimi



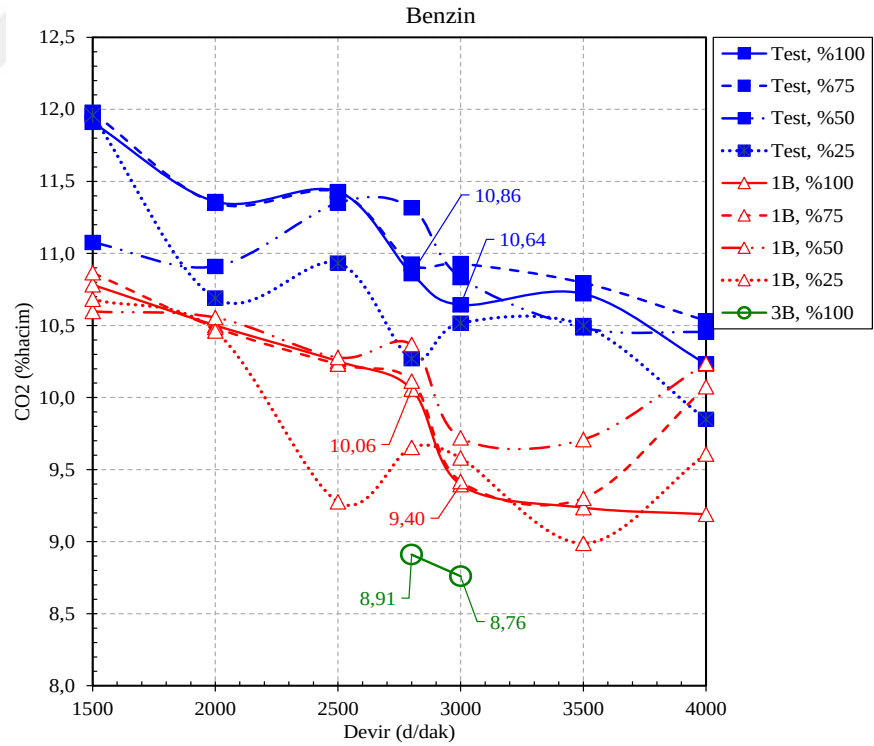
Şekil 7.3. İnceleme yöntemleri benzin için özgül yakıt sarfıyatı değişimi



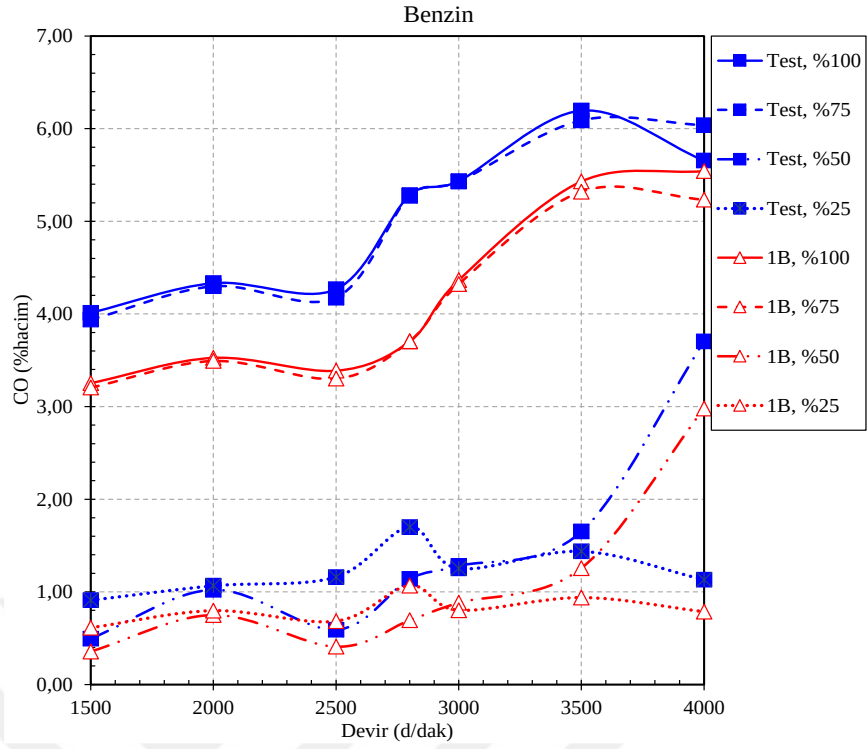
Şekil 7.4. İnceleme yöntemleri benzin için volumetrik verim değişimi



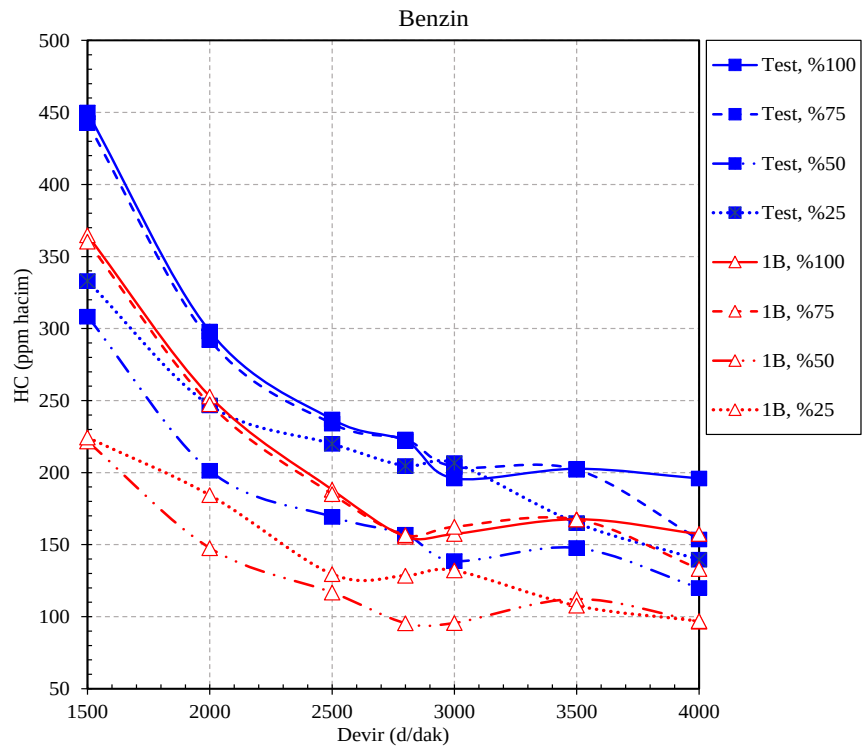
Şekil 7.5. İnceleme yöntemleri benzin için lambda değişimi



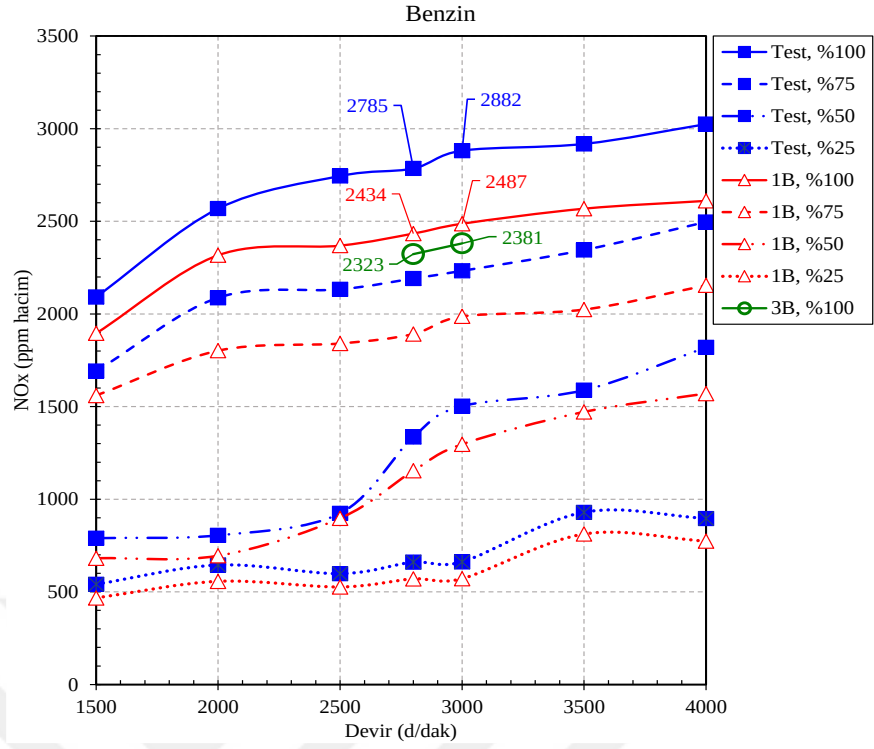
Şekil 7.6. İnceleme yöntemleri benzin için CO₂ değişimi



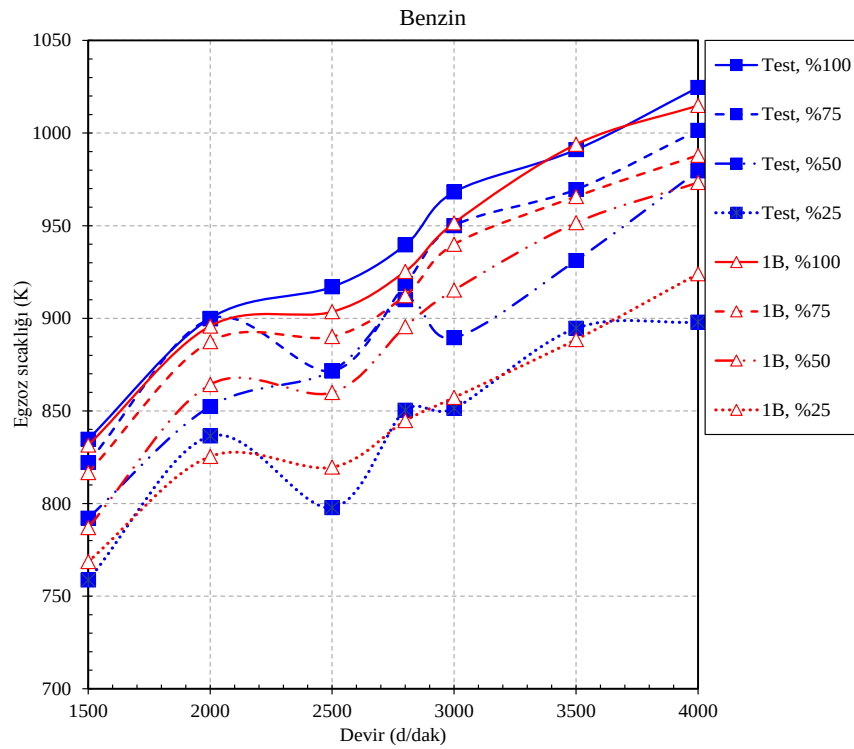
Şekil 7.7. İnceleme yöntemleri benzin için CO değişimi



Şekil 7.8. İnceleme yöntemleri benzin için HC değişimi



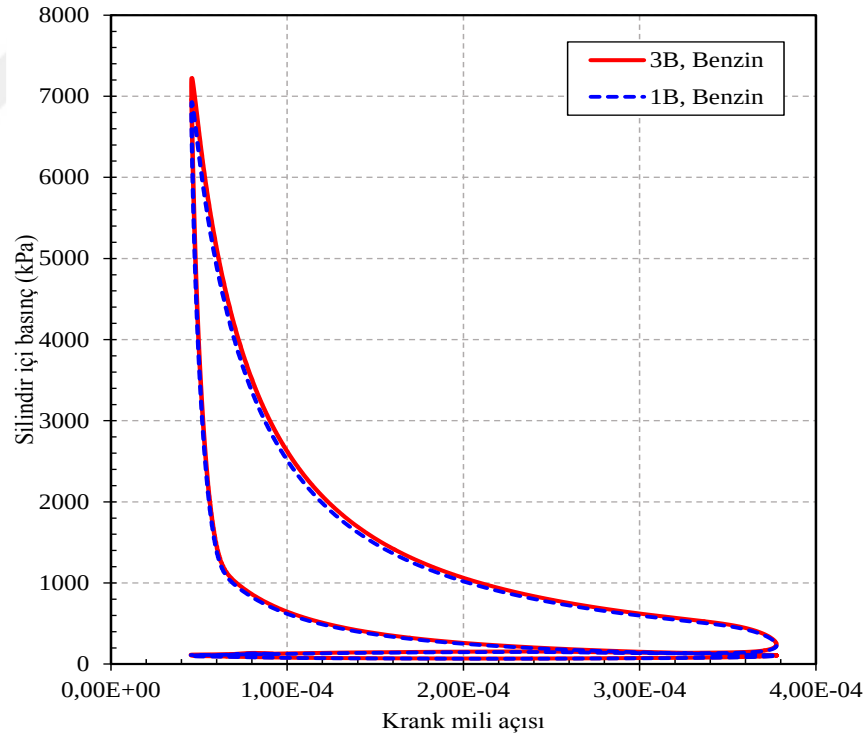
Şekil 7.9. İnceleme yöntemleri benzin için NO_x değişimi



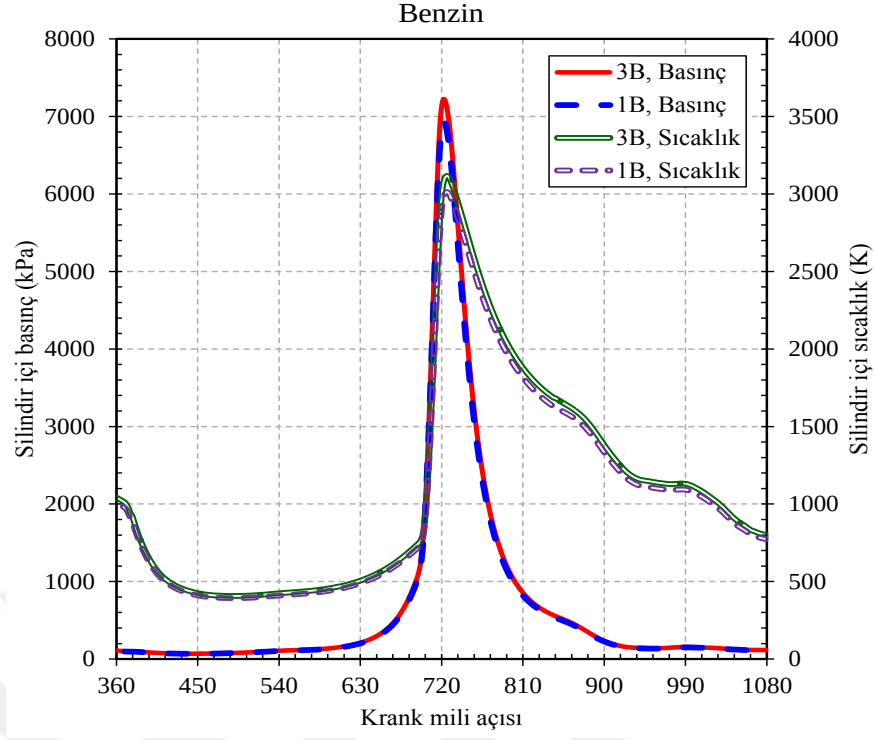
Şekil 7.10. İnceleme yöntemleri benzin için egzoz sıcaklığı değişimi

1B ve 3B sayısal analiz modellerinden birçok motor verisi KMA'na bağlı olarak elde edilebilmektedir. Bu veriler kullanılarak 1B ve 3B model sonuçları daha detaylı karşılaştırılabilir. Bu amaçla 1B model ve 3B model sonuçları KMA'na bağlı olarak aşağıdaki 7 parametre için; indikatör diyagramı (Şekil 7.11), silindir içi basınç ve silindir içi sıcaklık (Şekil 7.12), CO₂ ve CO (Şekil 7.13), HC ve NO_x (Şekil 7.14) grafikleri oluşturularak karşılaştırılmıştır.

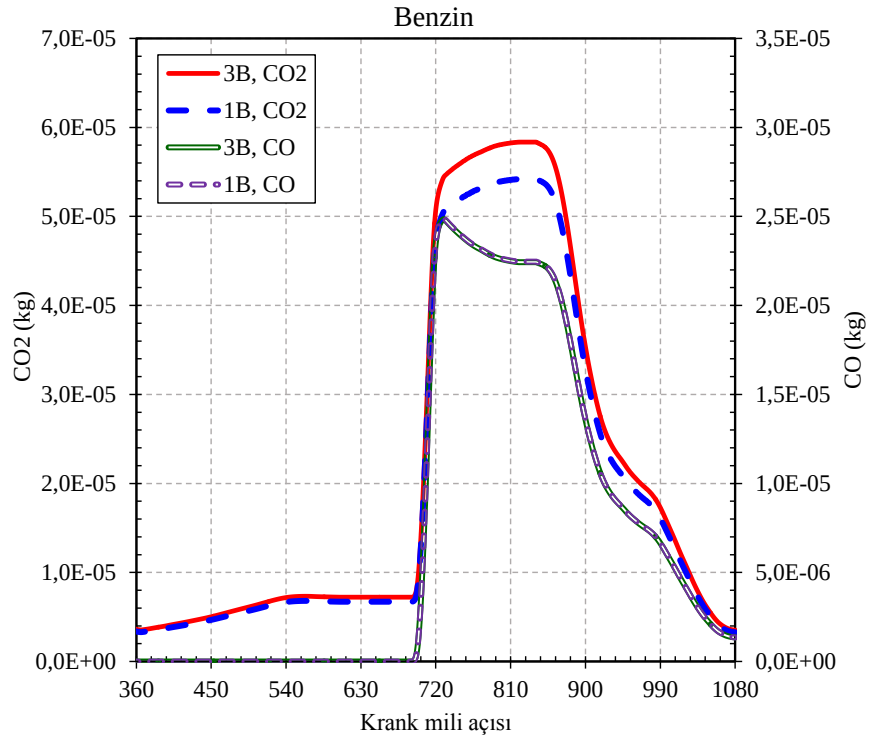
1B model ve 3B model, 3000 d/dak ve tam kelebek açıklığı için karşılaştırılmıştır. Grafikleri çizilen 7 parametre hepsi bir çevrim boyunca oldukça benzer ve birbirine çok yakın hatta çakışan eğriler şeklinde değişmektedir. 1B modelden elde edilen silindir içi sıcaklık, silindir içi basınç ve CO₂ oluşumu çok az düşük çıkmıştır. 1B model ve 3B model sonuçlarının bu kadar uyum içinde olması önemlidir. Burada, 3B modelin avantajı, 3B modelde tüm silindir içi yanmanın görsellenebilmesi ve modelin tüm noktaları üzerinde detaylı inceleme imkanı sunmasıdır. Bu görsellemeler aşağıdaki son alt bölümde detaylı olarak verilmiştir.



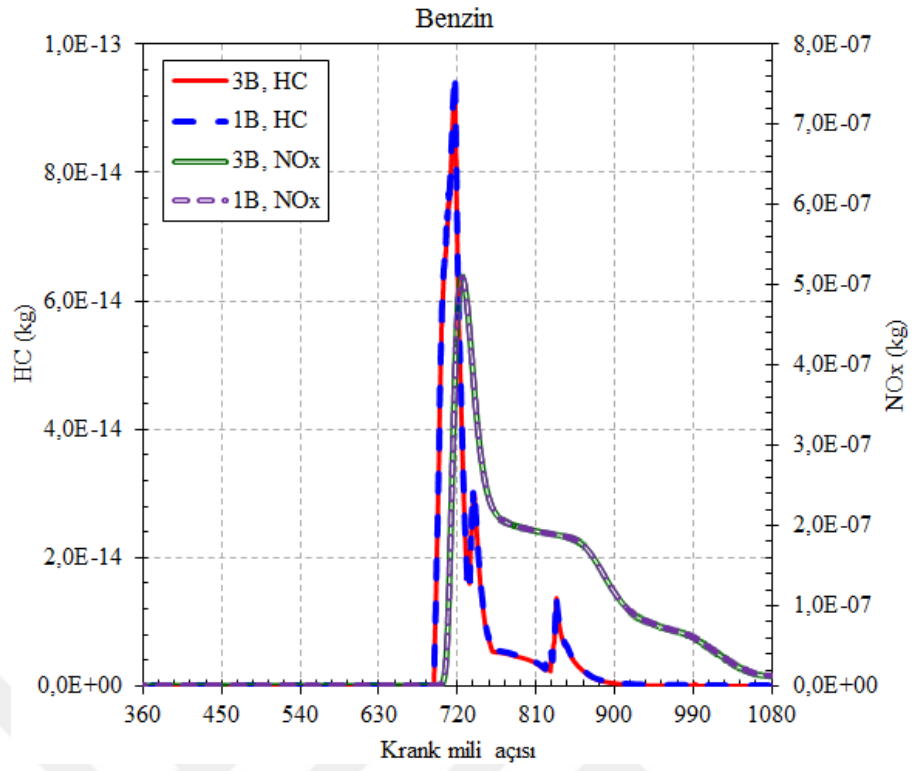
Şekil 7.11. 3B ve 1B model benzin için indikatör diyagramları



Şekil 7.12. 3B ve 1B model benzin için silindir içi basınç ve sıcaklık



Şekil 7.13. 3B ve 1B model benzin için CO₂ ve CO



Şekil 7.14. 3B ve 1B kullanımı model benzin için HC ve NO_x

7.1.2. CNG için İnceleme Yöntemlerinin Karşılaştırılması

CNG yakıtı içinde testler, 1B analizler ve 3B analizler gerçekleştirilmiştir. CNG kullanımında testlerden ve 1B modelden elde edilen motor performansı ve egzoz emisyonlarına ait parametreler karşılaştırmalı olarak; tork (Şekil 7.15), güç (Şekil 7.16), özgül yakıt debisi (Şekil 7.17), volumetrik verim (Şekil 7.18), lambda (Şekil 7.19), CO₂ (Şekil 7.20), CO (Şekil 7.21), HC (Şekil 7.22), NO_x (Şekil 7.23) ve egzoz gazı sıcaklığı (Şekil 7.24) grafiklerinde belirli kelebek açıklıklarında ve devir sayısına bağlı olarak verilmiştir. Yukarıdaki ilgili bölümlerde sonuçlar tüm kelebek açıklıkları için (%10'dan %100'e %10 artımlarla) ve tüm devir sayıları için (1500 d/dak'dan 4000 d/dak'ya 500 d/dak artımlarla) verilmişti. Aynı grafikteki eğrilerin takip edilebilir olması için eğri sayısı azaltılarak bu bölümde %25, %50, %75 ve %100 kelebek açıklıkları için grafikler oluşturulmuştur.

Grafiklerde ayrıca 3B model sonuçları da tüm inceleme yöntemlerinin karşılaştırılması için gösterilmiştir. 3B analizler sadece tam kelebek açıklığında ve 2800 ve 3000 d/dak hızlarda yapılmıştı. 3B model sonuçları; tork (Şekil 7.15), güç (Şekil 7.16), CO₂ (Şekil 7.20) ve NO_x (Şekil 7.23) grafiklerine eklenmiştir.

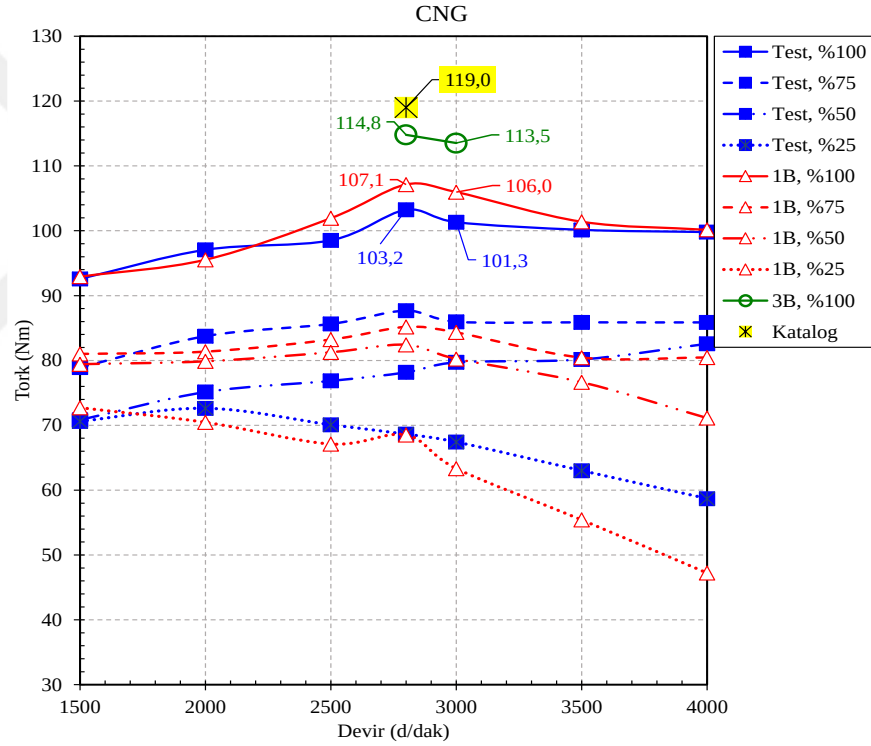
Ayrıca, yine karşılaştırma amaçlı olarak motor katalog değeri tork (Şekil 7.15) grafiğinde gösterilmiştir.

İnceleme yöntemi olarak testler ile 1B modelden elde edilen sonuçlar tüm grafikler dikkate alınarak incelendiğinde, tüm eğrilerin benzer eğilimde ve birbirine yakın gerçekleştiği görülmektedir. Bu benzerlik tam kelebek açıklığına yaklaşıldıkça fazlalaşmaktadır. Kısmi kelebek açıklıklarında ise motorun kararsız çalışma davranışından dolayı belirli bölgelerde farkların arttığı gözlenmektedir. Testler ile 1B model arasındaki farkların yukarıda da değinilenlere ilaveten özellikle test esnasındaki ortam şartları, CNG'nin motora gönderilme sıcaklığı, vb. gibi parametrelerin birebir ölçülememesi ve dolayısıyla da 1B modelde tanıtılmaması sebeplerinden oluşabileceği değerlendirilmektedir.

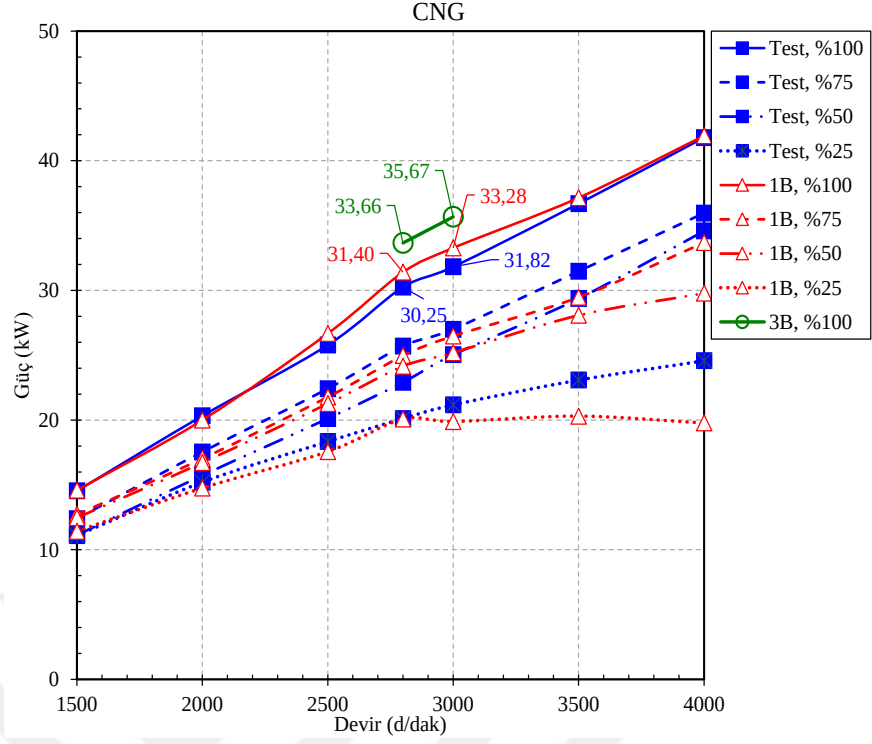
CNG için verilen test ve 1B model sonuçları, bezindeki katalog tork değeri açısından (2800 d/dak'da 119,0 Nm) ile kıyaslandığında; test sonucu (103,2 Nm) ve 1B model sonucu (107,1 Nm) katalog değerinin altında çıkmıştır. 1B model ile test arasında yaklaşık %3,6 fark bulunmaktadır.

CNG için 3B modelden ise indike tork 114,8 Nm olarak hesaplanmıştır ve indike tork olduğu için test ve 1B modelden elde edilen efektif torktan yüksek çıkmıştır. 3B modelden elde edilen indike tork (114,8 Nm) test değerine (103,2 Nm) oranlandığında fark %11 hesaplanmaktadır.

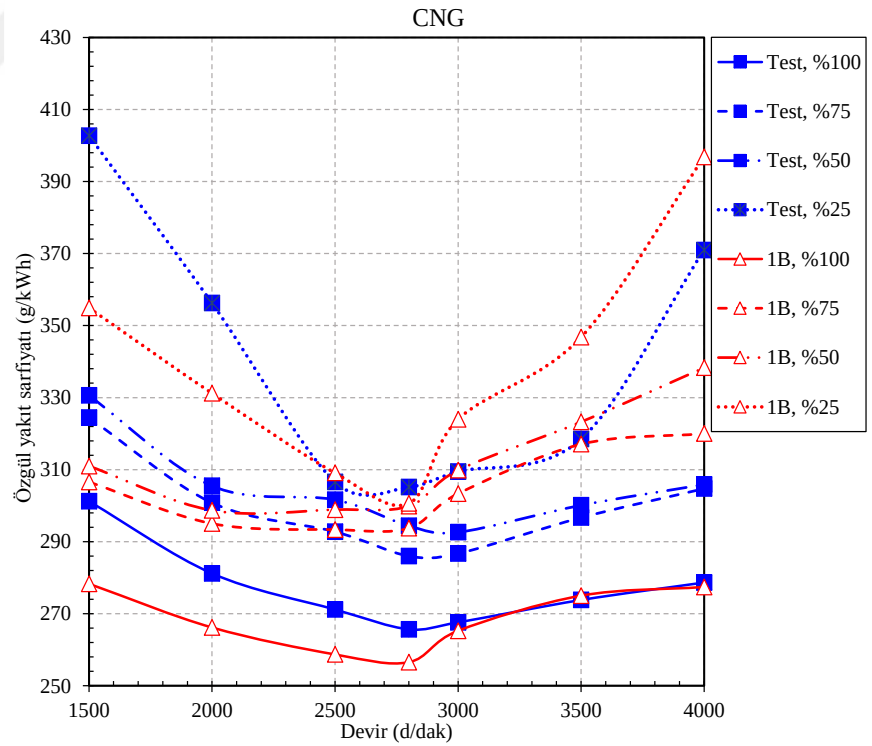
Ayrıca, 3B modelden elde edilen CO₂ (Şekil 7.20) ve NO_x (Şekil 7.23) oluşumları da test ve 1B modelden bir miktar düşük çıkmıştır. 3B model emisyonları 1B model emisyonlarına daha yakındır, ayrıca 3B model değerleri silindir içi değerler olmakla birlikte test ve 1B model verileri ise hattan alınan verilerdir. Yukarıda değinildiği gibi testlerdeki birçok gerçek durumun net belirlenememesi ve modelde tanımlanamamasından dolayı bu farklar oluşmaktadır.



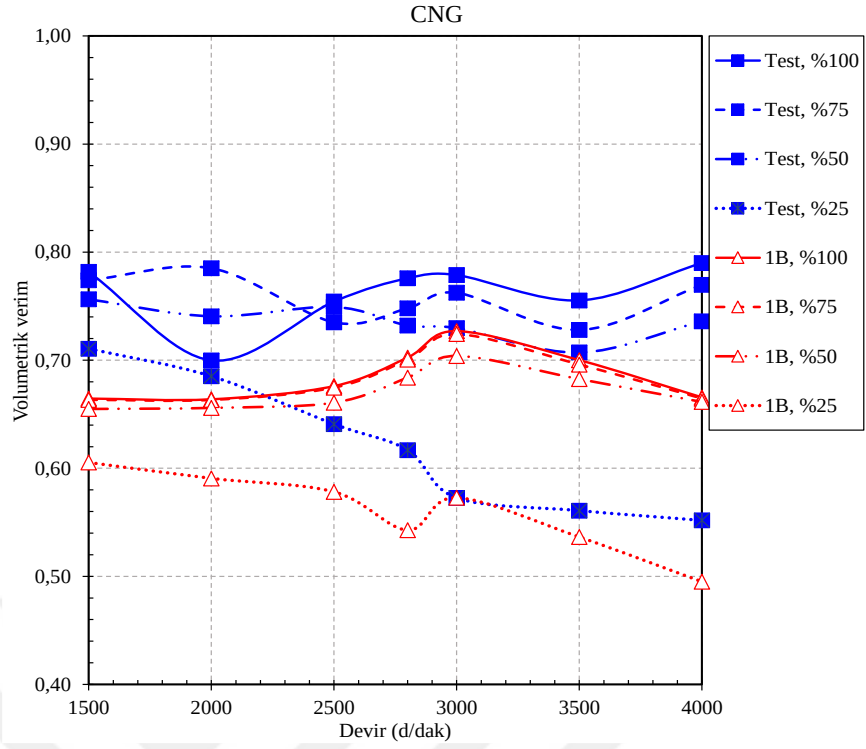
Şekil 7.15. İnceleme yöntemleri CNG için tork değişimi



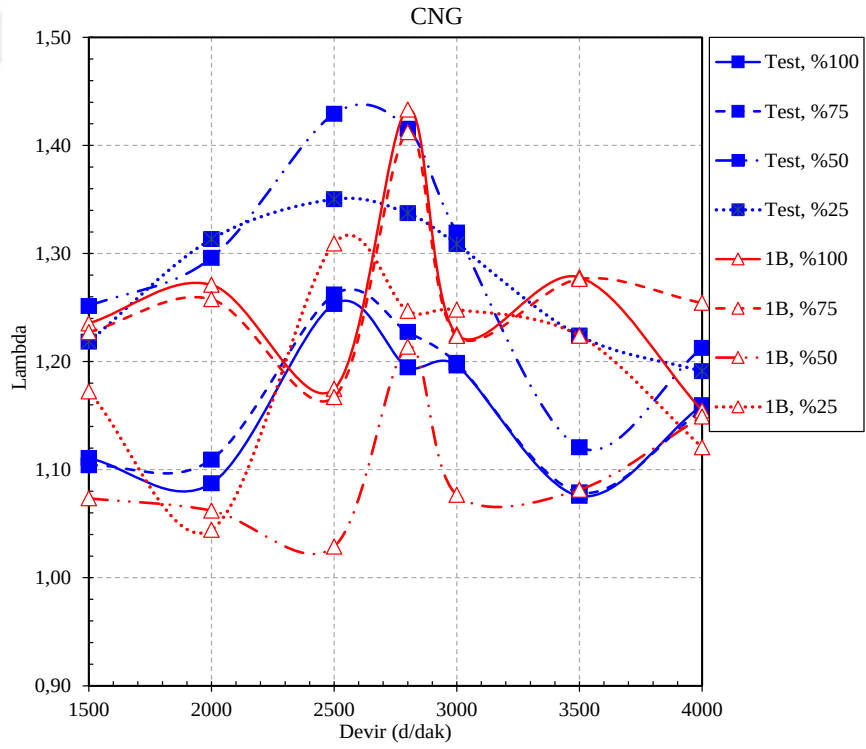
Şekil 7.16. İnceleme yöntemleri CNG için güç değişimi



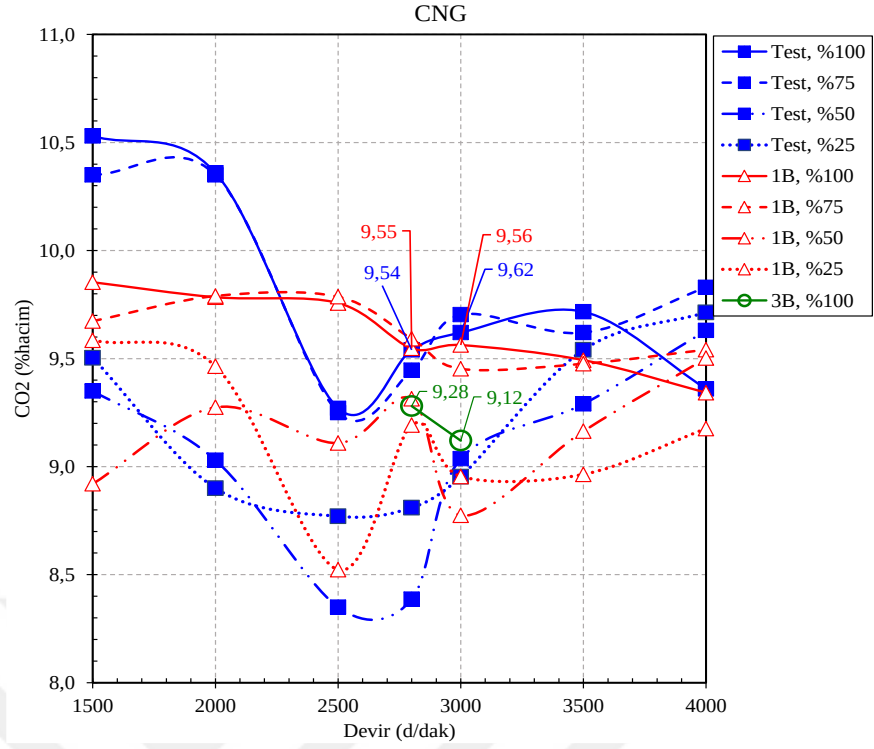
Şekil 7.17. İnceleme yöntemleri CNG için özgül yakıt sarfıyatı değişimi



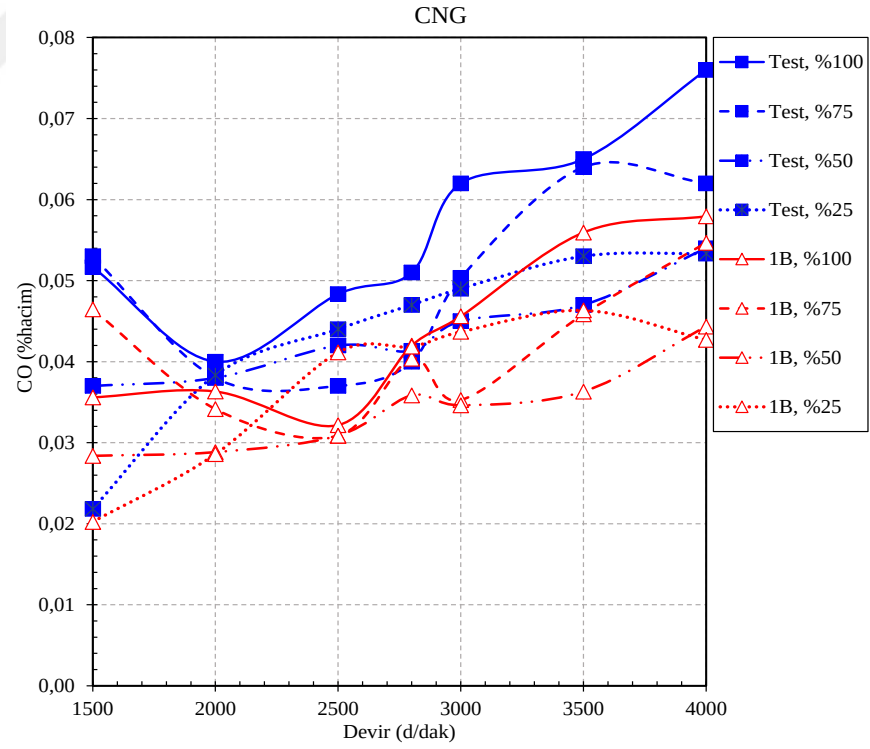
Şekil 7.18. İnceleme yöntemleri CNG için volumetrik verim değişimi



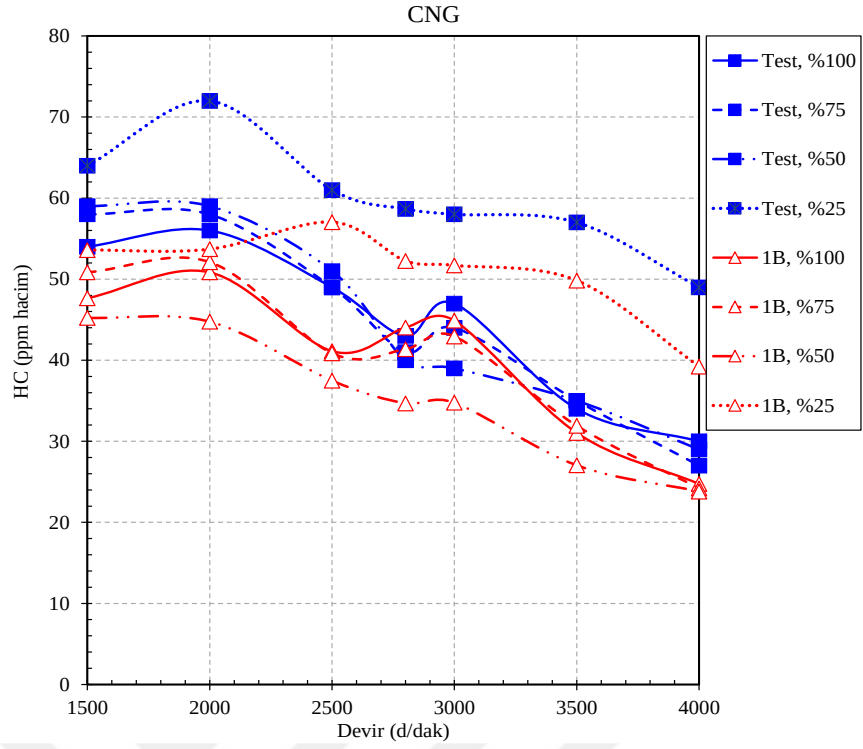
Şekil 7.19. İnceleme yöntemleri CNG için lambda değişimi



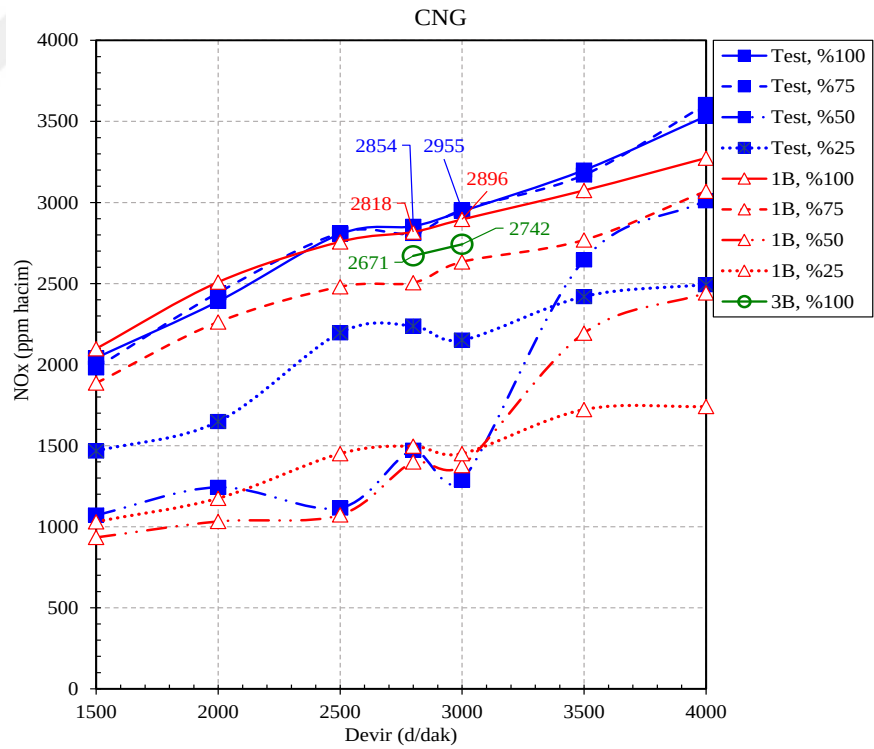
Şekil 7.20. İnceleme yöntemleri CNG için CO₂ değişimi



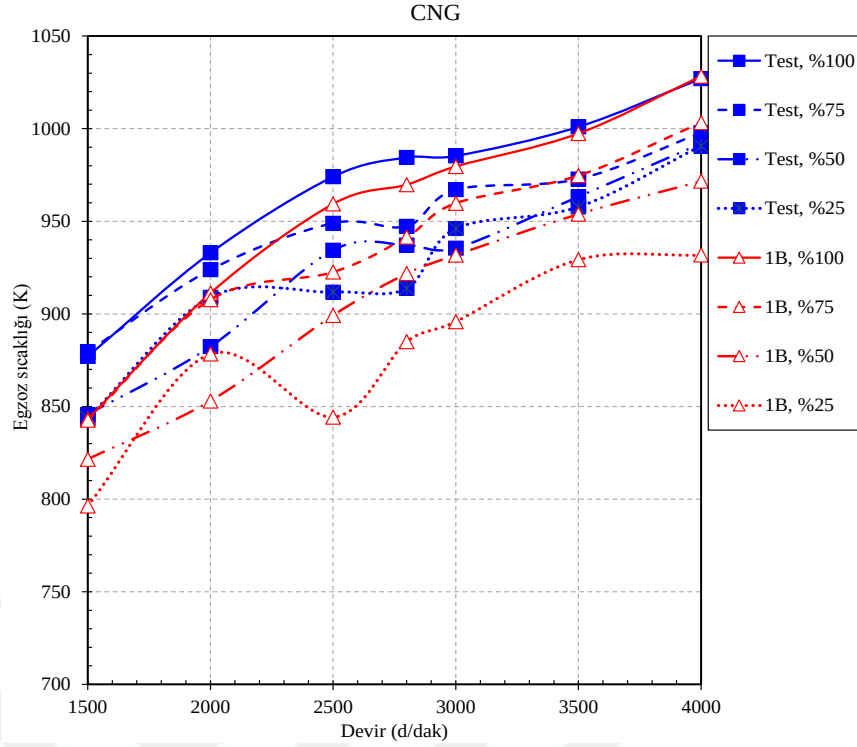
Şekil 7.21. İnceleme yöntemleri CNG için CO değişimi



Şekil 7.22. İnceleme yöntemleri CNG için HC değişimi



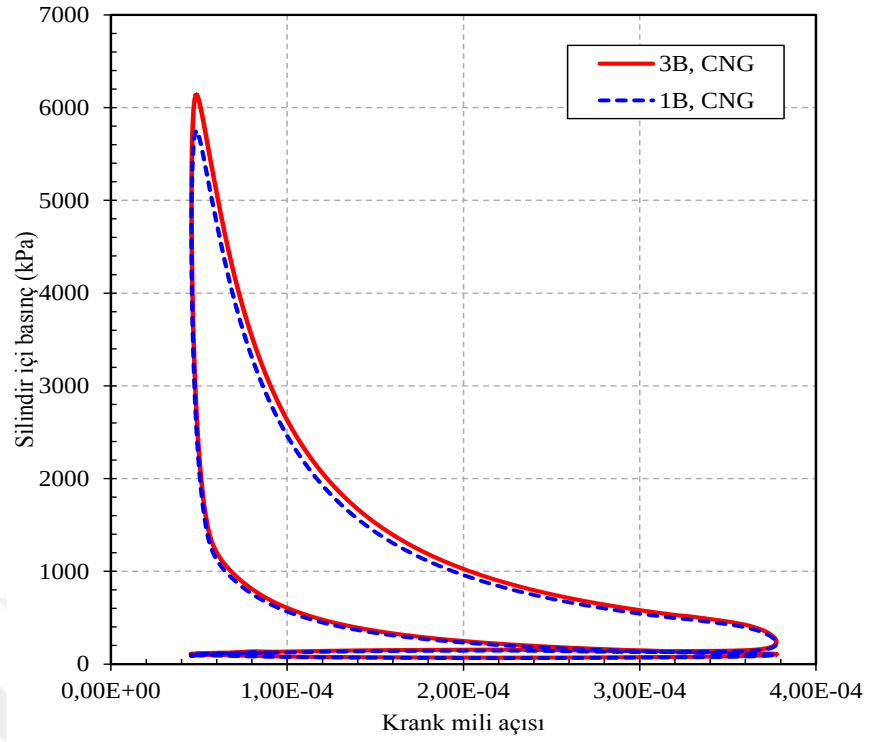
Şekil 7.23. İnceleme yöntemleri CNG için NO_x değişimi



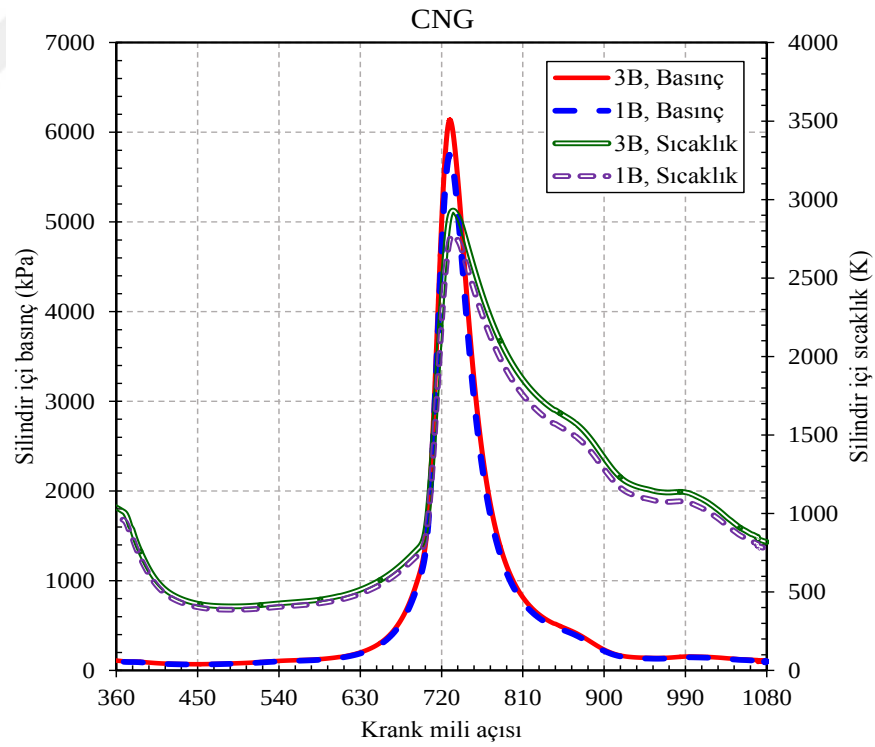
Şekil 7.24. İnceleme yöntemleri CNG için egzoz sıcaklığı değişimi

1B ve 3B sayısal analiz modellerinden birçok motor verisi KMA'na bağlı olarak elde edilebilmektedir. Bu veriler kullanılarak 1B ve 3B model sonuçları CNG için daha detaylı karşılaştırılabilir. Bu amaçla 1B model ve 3B model sonuçları KMA'na bağlı olarak aşağıdaki 7 parametre için; indikatör diyagramı (Şekil 7.25), silindir içi basınç ve silindir içi sıcaklık (Şekil 7.26), CO₂ ve CO (Şekil 7.27), HC ve NO_x (Şekil 7.28) grafikleri oluşturularak karşılaştırılmıştır.

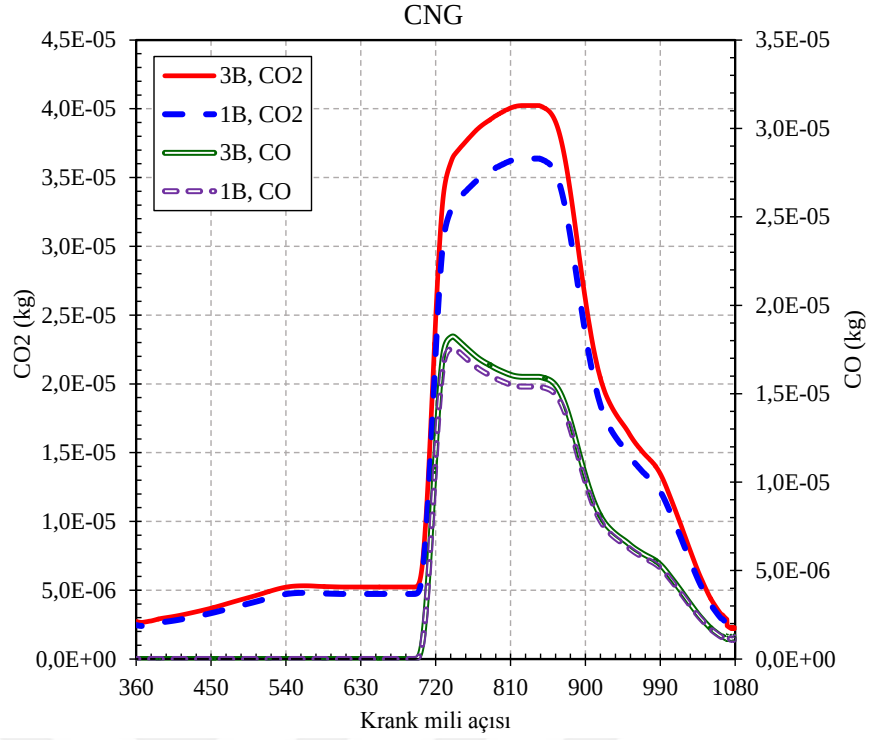
1B model ve 3B model, 3000 d/dak ve tam kelebek açıklığı için karşılaştırılmıştır. Grafikleri çizilen 7 parametre hepsi bir çevrim boyunca oldukça benzer ve birbirine çok yakın hatta çakışan eğriler şeklinde değişmektedir. 1B modelden 7 parametre için elde edilen değerler çok az düşük çıkmıştır. 1B model ve 3B model sonuçlarının bu kadar uyum içinde olması her iki modeli de doğrulamaktadır.



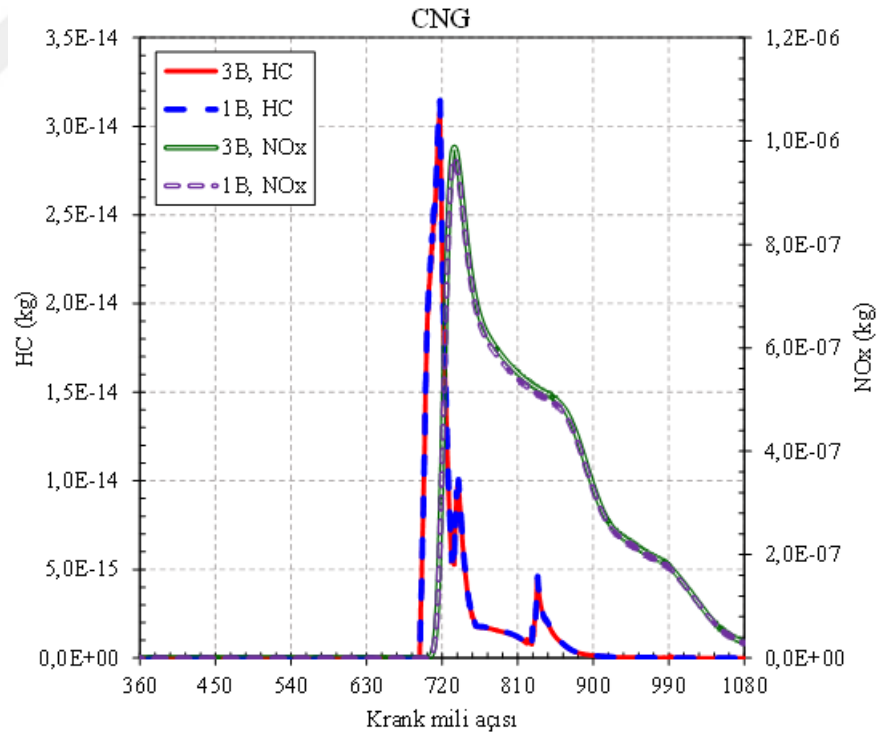
Şekil 7.25. 3B ve 1B model CNG için indikatör diyagramları



Şekil 7.26. 3B ve 1B model CNG için silindir içi basınç ve sıcaklık



Şekil 7.27. 3B ve 1B model CNG için CO₂ ve CO



Şekil 7.28. 3B ve 1B model CNG için HC ve NO_x

7.1.3. LPG için İnceleme Yöntemlerinin Karşılaştırılması

LPG kullanımı içinde 3 inceleme yönteminden elde edilen sonuçlar aşağıda karşılaştırılmıştır.

LPG motor testleri, LPG dönüşüm düzeneği olmaksızın emme hattına yakıt beslemesi ile yapılmıştır. Bu halde motorun kararlı çalışma problemleri nedeniyle sadece 2800 d/dak ve 3000 d/dak devir sayılarında ve tam kelebek açıklığında motor testleri gerçekleştirilmiştir. LPG için 1B analizler ise tüm kelebek açıklıkları ve devir sayılarında yapılmıştır. LPG için 3B analizleri ise testlere benzer şekilde sadece 2800 d/dak ve 3000 d/dak devir sayılarında ve tam kelebek açıklığında yapılmıştır. Bu sebeple LPG için 3 inceleme yönteminin karşılaştırması 2800 d/dak ve 3000 d/dak devir sayılarında ve tam kelebek açıklığında yapılmıştır.

Tüm inceleme yöntemlerinden 2800 d/dak için elde edilen sonuçlar Çizelge 7.1’de motor performans değerleri ve Çizelge 7.2’de egzoz emisyonları olarak listelenmiştir. Ayrıca, 3000 d/dak için motor performans değerleri Çizelge 7.3’de ve egzoz emisyonları Çizelge 7.4’de listelenmiştir. Ayrıca, bu listelenen değerlerden 2800 d/dak ve 3000 d/dak hızları için tork, güç, CO₂ ve NO_x kullanılarak görsel karşılaştırma kolaylığı için bar grafikleri de (Şekil 7.29-7.36) oluşturulmuştur.

Motor testinde LPG’nin emme hattına beslenmesi, 1B modelde ve 3B modelde ise LPG’nin emme subapı arkasından emme portuna beslenmesi şeklinde bir farklılık mevcuttur. Testde emme havası girişinden emme hattına beslenen LPG, emilen havayı azaltmakta ve volumetrik verimi düşürmektedir. Yukarıda detaylı belirtilen diğer sebeplere (test şartlarının modellere birebir aktarılamaması, kayıplar, vb.) ilaveten bu sebeple 1B modelden elde edilen efektif tork ve 3B modelden elde edilen indike tork değerleri testden daha yüksek çıkmıştır. 1B model ile 3B model arasındaki farkların ana nedeni 1B modelde efektif değerlerin 3B modelde indike değerlerin okunmasıdır. Genel olarak testlerdeki motor performans değerleri sayısal analiz sonuçlarına göre daha düşük ve emisyonlar daha kötü çıkmıştır.

Çizelge 7.1. İnceleme yöntemleri LPG için motor performans değerleri

Yöntem	Devir Sayısı (d/dak)	Tork (Nm)	Güç (kW)	Volumetrik Verim
Katalog	2800	119,00	-	-
Motor Test	2800	98,17	28,8	0,72
1B	2800	121,27	32,6	0,85
3B	2800	127,73	37,5	-

Çizelge 7.2. İnceleme yöntemleri LPG için egzoz emisyon değerleri

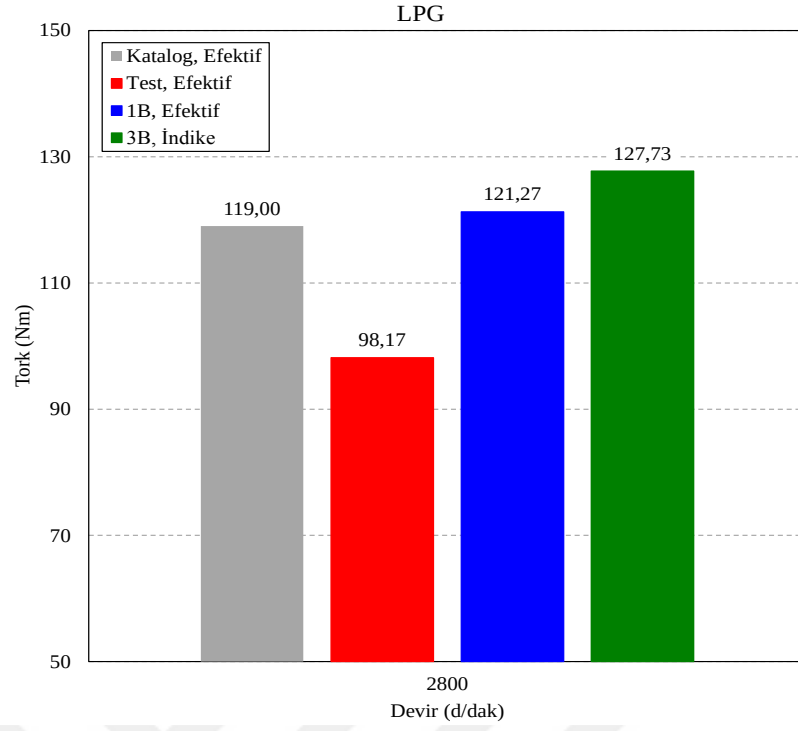
Yöntem	Devir Sayısı (d/dak)	λ	CO ₂ (%hacim)	CO (%hacim)	HC (ppm hacim)	NO _x (ppm hacim)	Egzoz Sıcaklığı (K)
Motor Test	2800	0,90	11,21	2,26	116	2569	903
1B	2800	1,28	9,66	1,80	106	2665	884
3B	2800	1,28	8,73	-	-	2474	-

Çizelge 7.3. Motor test ve 1B model LPG için motor performans değerleri

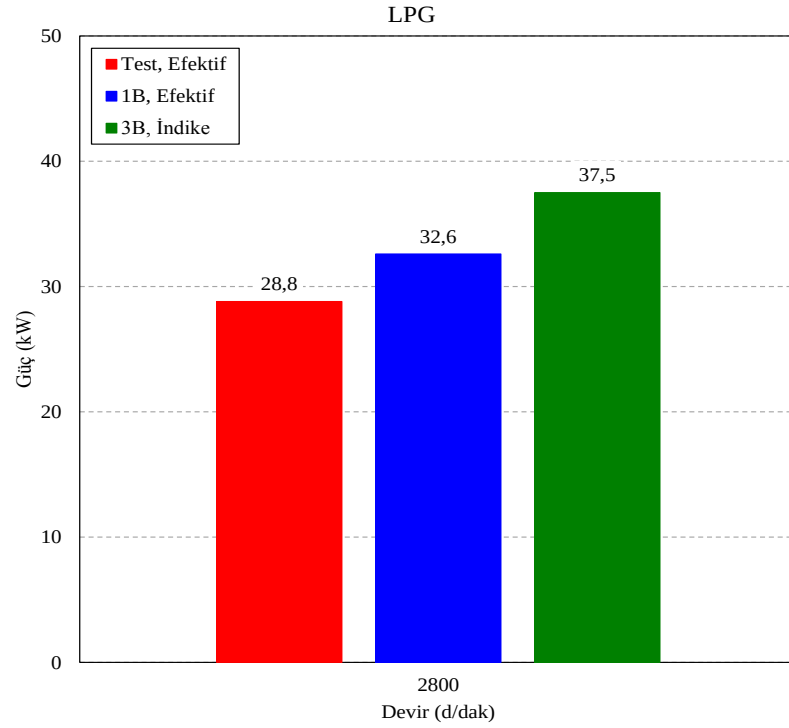
Yöntem	Devir Sayısı (d/dak)	Tork (Nm)	Güç (kW)	Volumetrik Verim
Motor Test	3000	95,36	29,9	0,68
1B	3000	115,87	33,1	0,81
3B	3000	122,82	38,6	-

Çizelge 7.4. Motor test ve 1B model LPG için egzoz emisyon değerleri

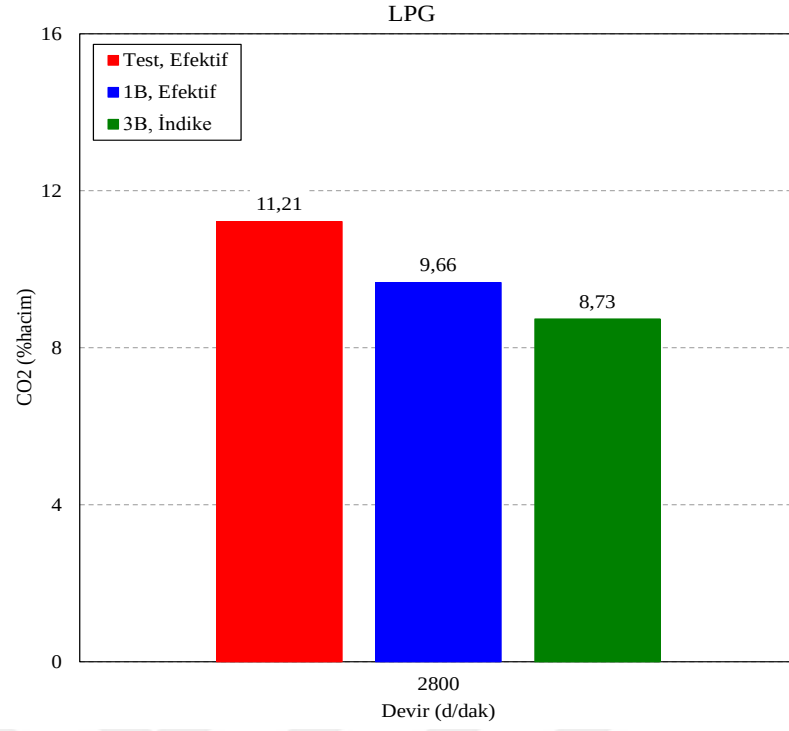
Yöntem	Devir Sayısı (d/dak)	λ	CO ₂ (%hacim)	CO (%hacim)	HC (ppm hacim)	NO _x (ppm hacim)	Egzoz Sıcaklığı (K)
Motor Test	3000	0,85	9,60	4,72	127	2652	914
1B	3000	1,11	8,78	2,06	105	2752	904
3B	3000	1,11	8,42	-	-	2611	-



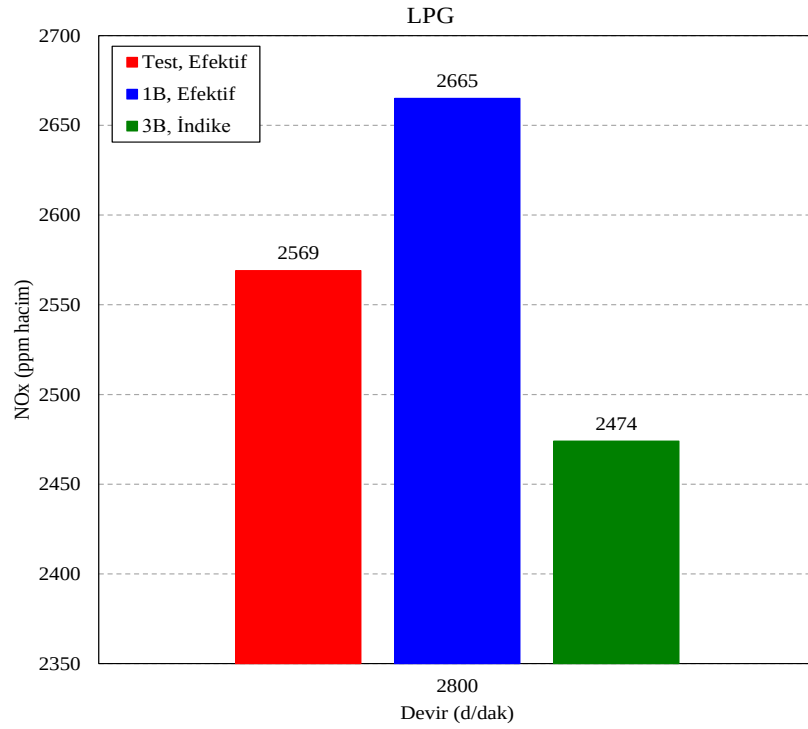
Şekil 7.29. İnceleme yöntemleri LPG için tork karşılaştırması (2800d/dak)



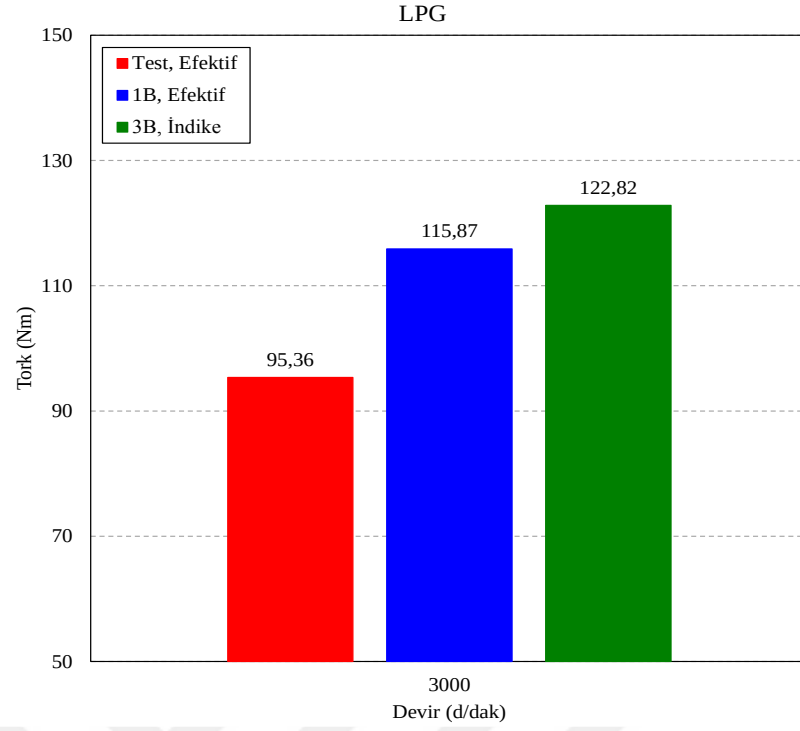
Şekil 7.30. İnceleme yöntemleri LPG için güç karşılaştırması (2800d/dak)



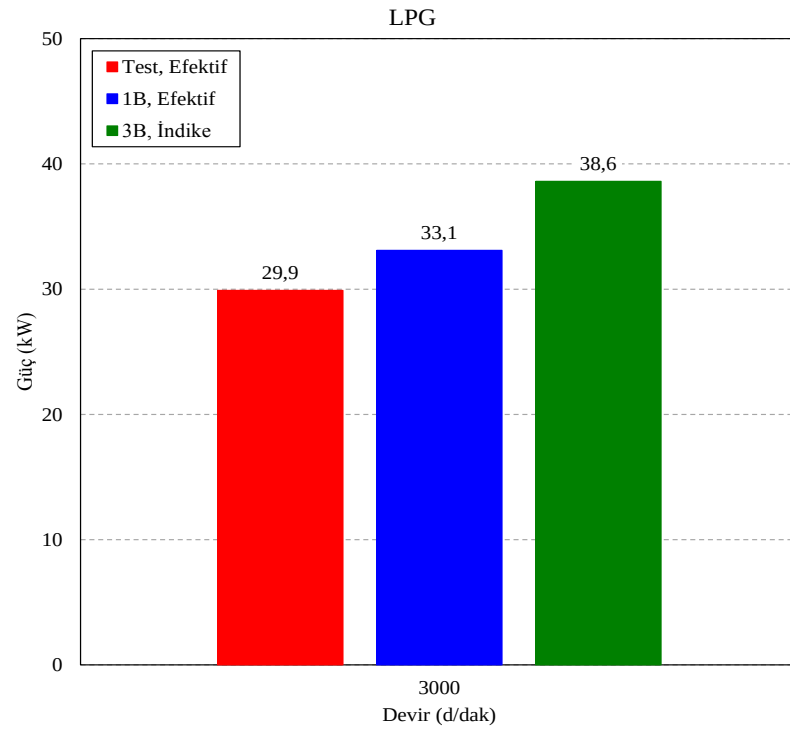
Şekil 7.31. İnceleme yöntemleri LPG için CO₂ karşılaştırması (2800d/dak)



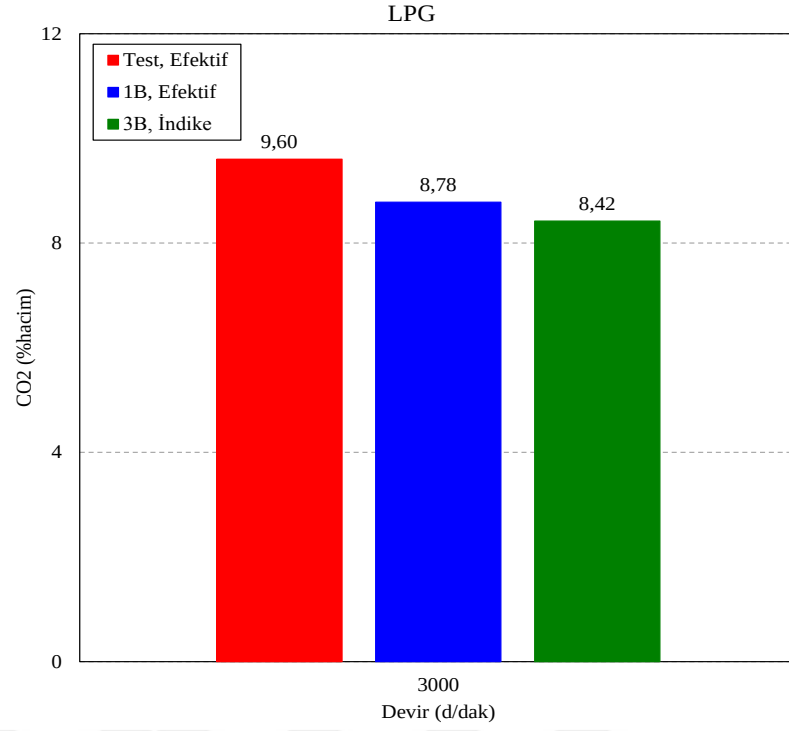
Şekil 7.32. İnceleme yöntemleri LPG için NO_x karşılaştırması (2800d/dak)



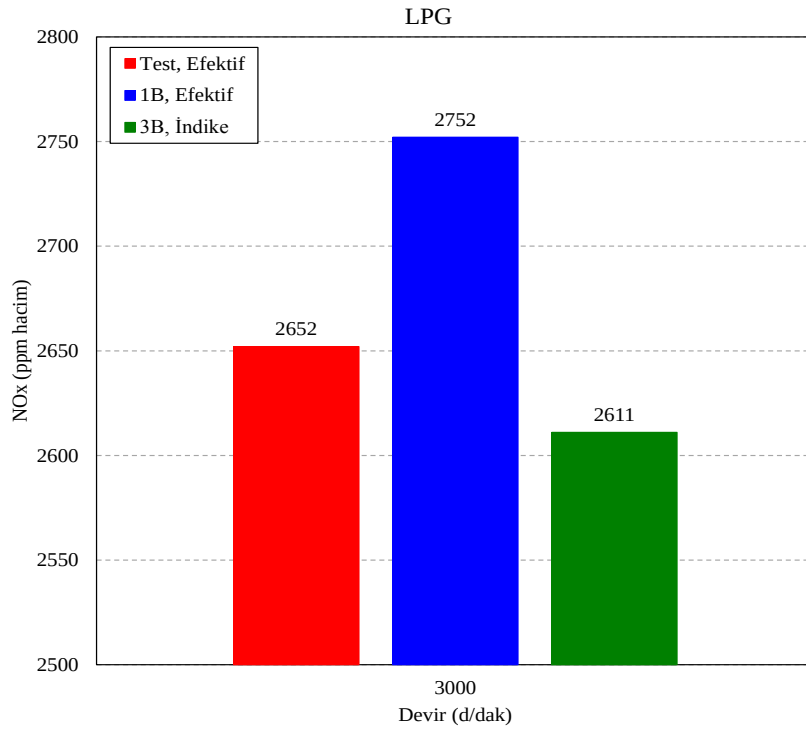
Şekil 7.33. İnceleme yöntemleri LPG için tork karşılaştırması (3000d/dak)



Şekil 7.34. İnceleme yöntemleri LPG için güç karşılaştırması (3000d/dak)



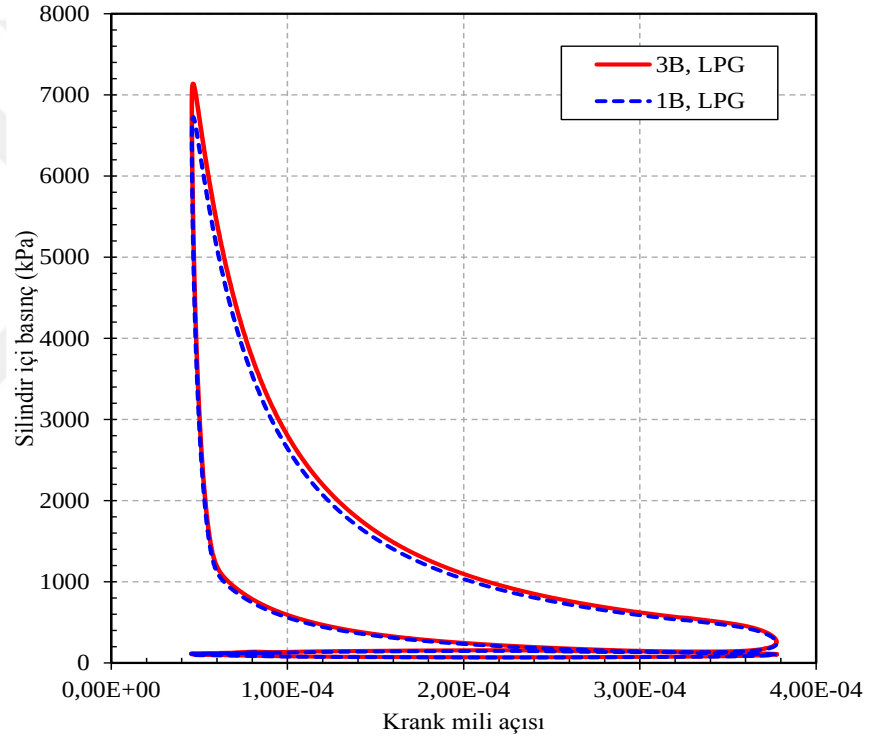
Şekil 7.35. İnceleme yöntemleri LPG için CO₂ karşılaştırması (3000d/dak)



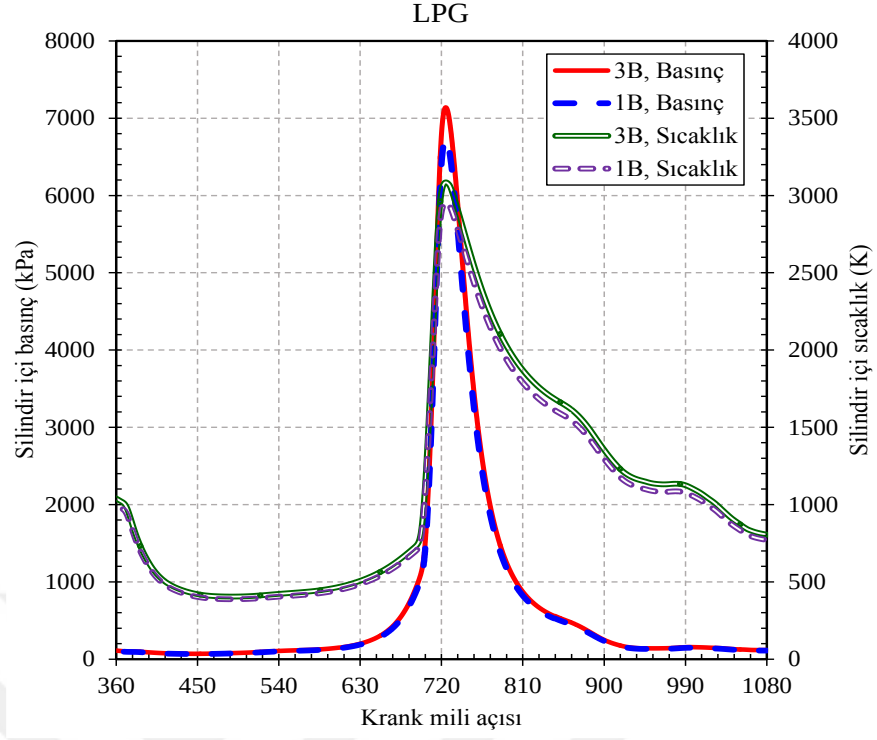
Şekil 7.36. İnceleme yöntemleri LPG için NO_x karşılaştırması (3000d/dak)

Benzin ve CNG de olduğu gibi LPG için de 1B ve 3B sayısal analiz modellerinden KMA'na göre elde edilen motor verileri 7 parametre için; indikatör diyagramı (Şekil 7.37), silindir içi basınç ve silindir içi sıcaklık (Şekil 7.38), CO₂ ve CO (Şekil 7.39), HC ve NO_x (Şekil 7.40) grafikleri oluşturularak karşılaştırılmıştır.

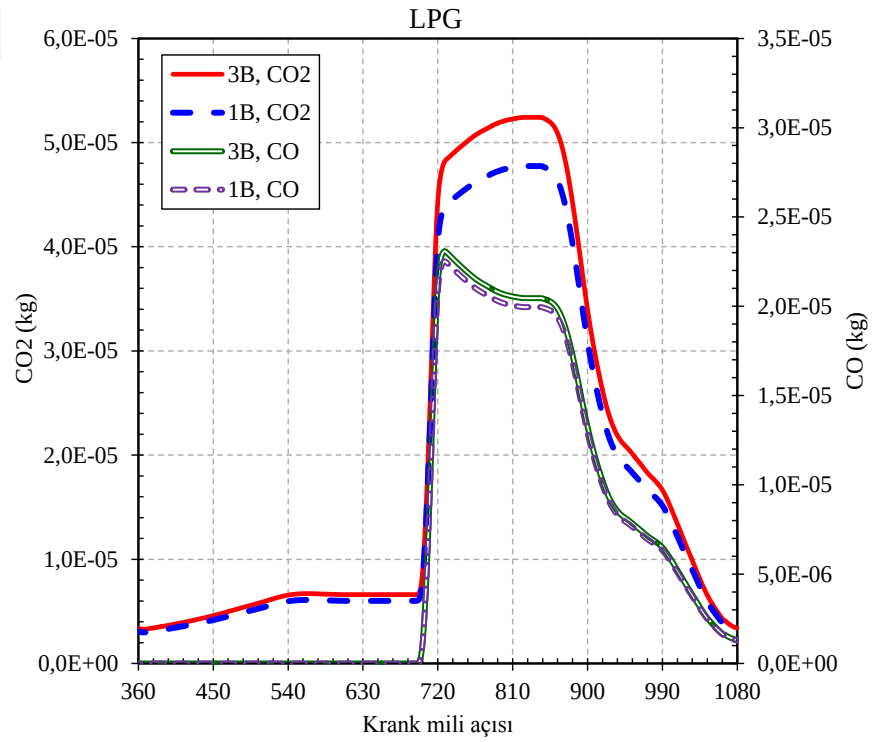
1B model ve 3B model karşılaştırması, 3000 d/dak ve tam kelebek açıklığı için yapılmıştır. LPG için 1B model ve 3B modelden elde edilen 7 parametrenin grafiği incelendiğinde, benzin ve CNG de olduğu gibi her iki model sonuçlarının birbirine çok yakın çıktığı ve 1B model sonuçlarının çok az da olsa düşük olduğu görülmektedir. Model sonuçlarının tüm yakıtlar için uyumu önemli görülmektedir.



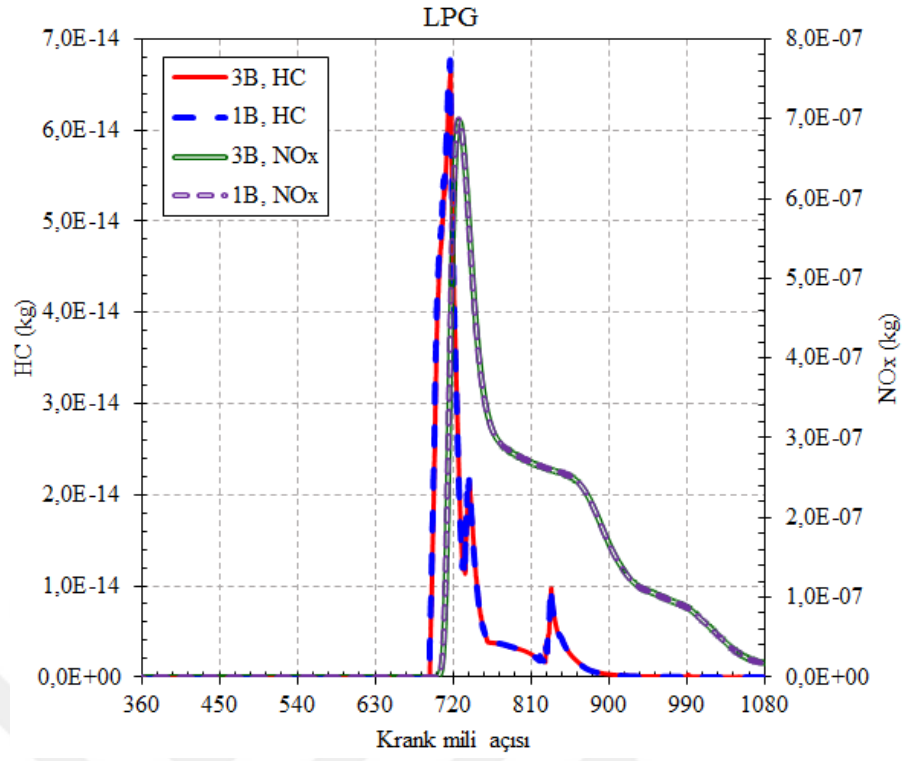
Şekil 7.37. 3B ve 1B model LPG için indikatör diyagramları



Şekil 7.38. 3B ve 1B model LPG için silindir içi basınç ve sıcaklık



Şekil 7.39. 3B ve 1B model LPG için CO₂ ve CO



Şekil 7.40. 3B ve 1B model LPG için HC ve NO_x

7.1.4. Benzin-CNG için İnceleme Yöntemlerinin Karşılaştırılması

Tez kapsamında tek yakıtlara ilaveten karışımli yakıtlar da 3 inceleme yöntemi ile çalışıldı. Benzin-CNG karışımı için test, 1B model ve 3B model sonuçları aşağıda karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Önceki bölümlerde bu 3 inceleme yöntemine ait motor performans ve egzoz emisyon sonuçları detaylı değerlendirildiğinden burada sadece inceleme yöntemleri karşılaştırılmıştır.

İncelemelerde; benzin-CNG kütleli karışım oranı %90 benzin ve %10 CNG, devir sayısı 3000 d/dak ve kelebek açıklığı %100 olarak ayarlanmıştır.

Benzin-CNG karışımı için tüm inceleme yöntemlerinden elde edilen sonuçlar Çizelge 7.5’de motor performans değerleri ve egzoz emisyonları olarak listelenmiştir. Ayrıca, bu listelenen değerler kullanılarak görsel karşılaştırma kolaylığı için bar grafikleri de (Şekil 7.41-7.44) oluşturulmuştur.

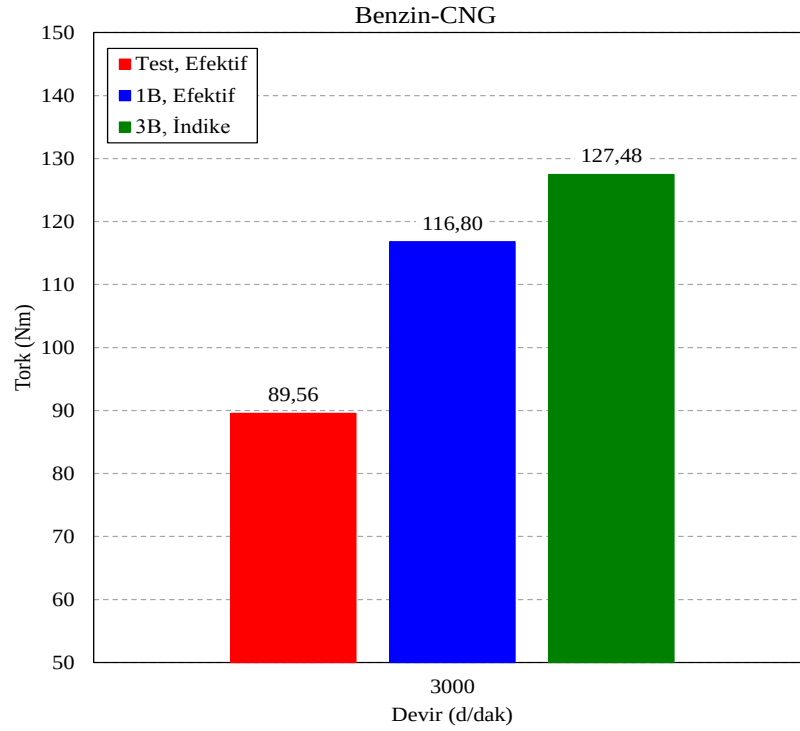
Burada, test ve 1B model sonuçlarının efektif sonuçlar olduğu 3B model sonuçlarının ise indike sonuçlar olduğu hatırd tutulmalıdır. Bu sebeple 3B modeldeki tork değeri ve dolayısıyla da güç değeri yüksek çıkmıştır. Testden elde edilen gücün (28,30 kW), 3B modelden elde edilen güce (40,05 kW) oranı %71 olarak hesaplanmaktadır ki bu değeri benzin kullanımındaki göre düşük bir değerdir.

Diğer yakıt kullanımlarına benzer şekilde test sonuçları model sonuçlarına göre motor performansı açısından düşük emisyonlar açısından kötü çıkmıştır. Gerçek motor testinin ideal motor modellerine göre bu şekilde sonuçlar vermesi beklentiler dahilindedir.

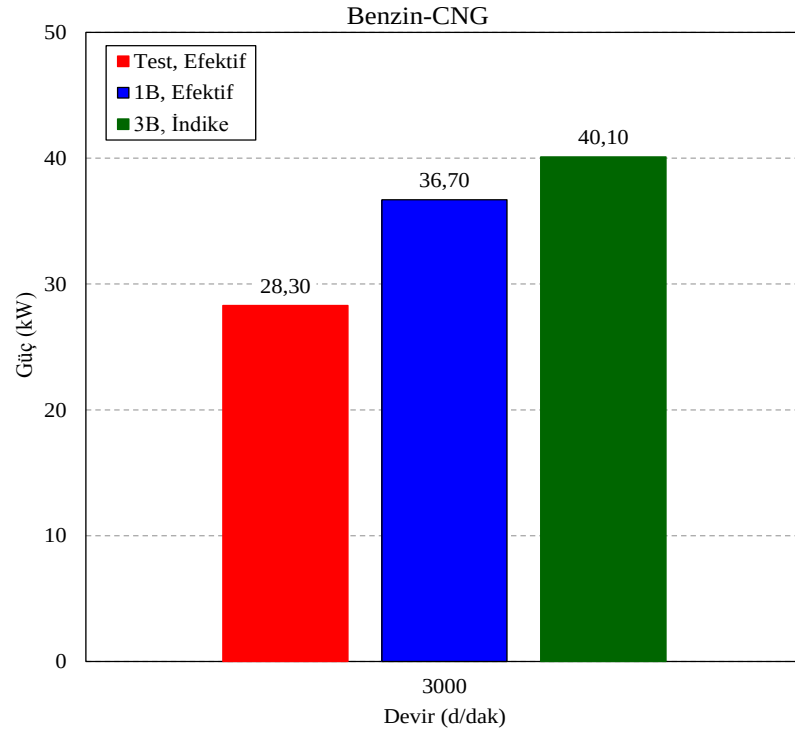
Diğer tek yakıtlarda olduğu gibi karışımli yakıtta da 1B ve 3B modelden KMA’na göre birçok motor verisi elde edilebilir. Bunlar diğer yakıtlarda olduğu gibi elde edildi ve karşılaştırma yapıldı (Şekil 7.45-7.47). İncelenen parametrelerin tek yakıtlarda olduğu gibi birbirine çok yakın çıktığı görüldü. Bu karşılaştırma grafikleri yukarıda tek yakıtlar için verildiği ve oldukça yakın çıktığı gösterildiği için burada karışımli yakıt için tekrarı gerekli görülmedi.

Çizelge 7.5. İnceleme yöntemlerinden elde edilen motor karakteristikleri

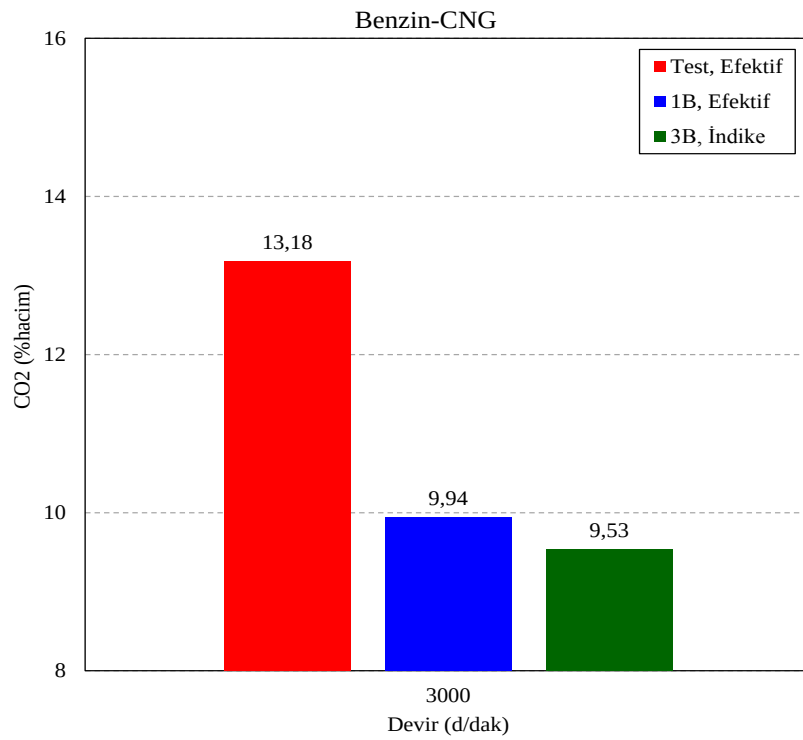
Yöntem	Tork (Nm)	Güç (kW)	Emme Havası Debisi (m ³ /h)	λ	CO ₂ (%hacim)	CO (%hacim)	HC (ppm hacim)	NO _x (ppm hacim)	Egzoz Sıcaklığı (K)
Motor Test	89,56	28,3	73,70	1,02	13,18	1,52	169	2435	927
1B	116,80	36,7	90,39	0,93	9,94	2,21	139	2131	895
3B	127,48	40,1	-	1,02	9,53	-	-	2109	-



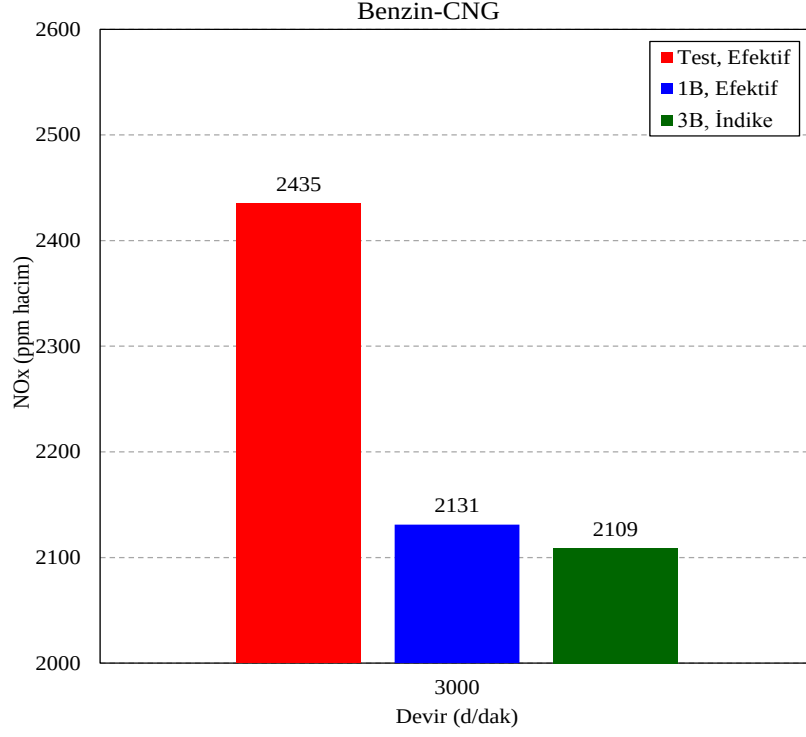
Şekil 7.41. İnceleme yöntemleri benzin-CNG için tork karşılaştırması



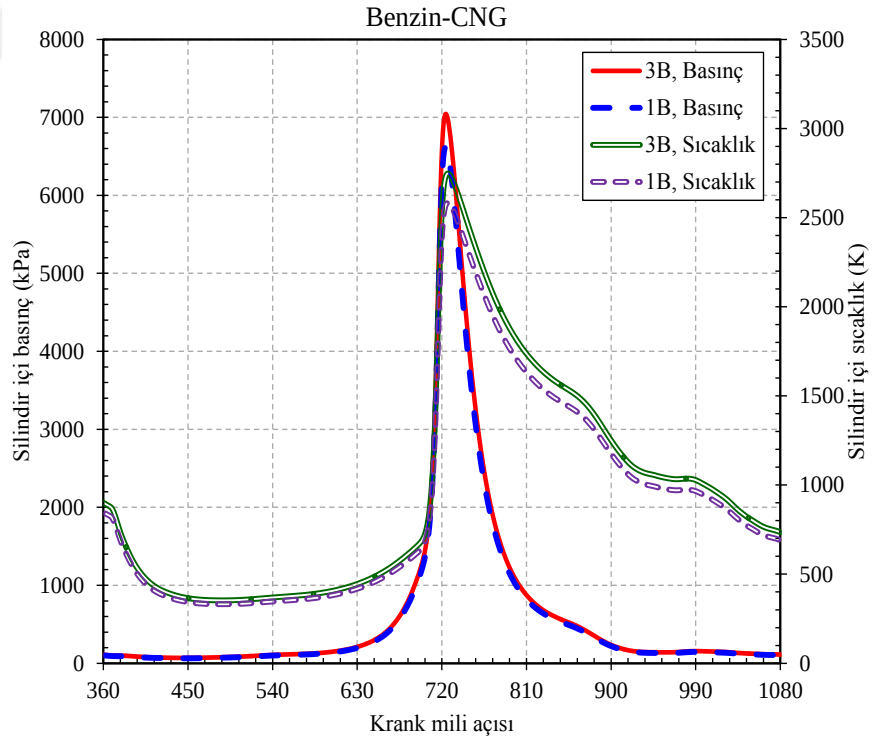
Şekil 7.42. İnceleme yöntemleri benzin-CNG için güç karşılaştırması



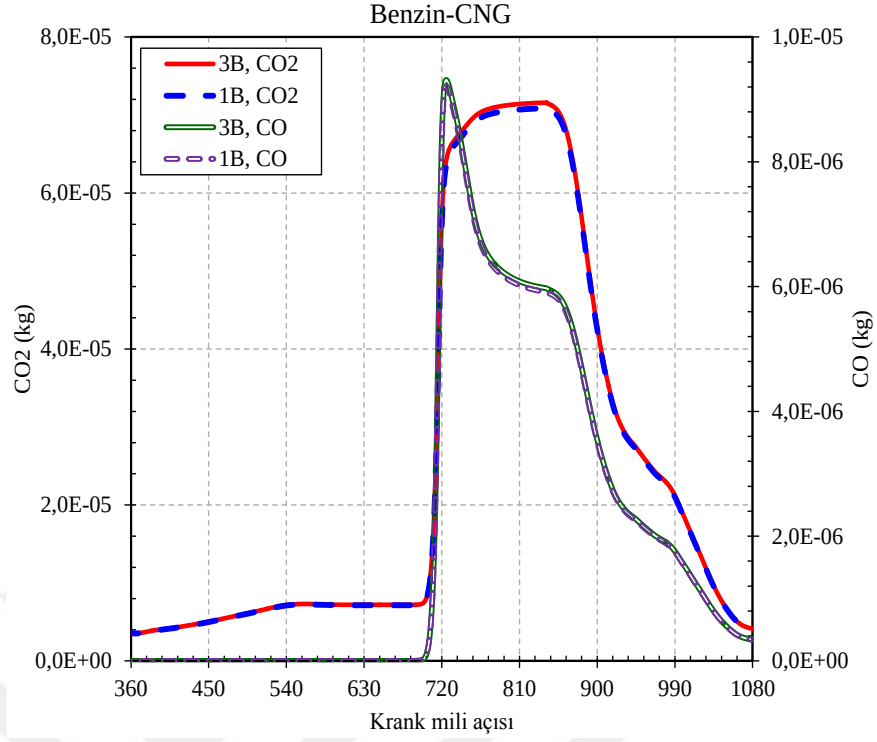
Şekil 7.43. İnceleme yöntemleri benzin-CNG için CO₂ karşılaştırması



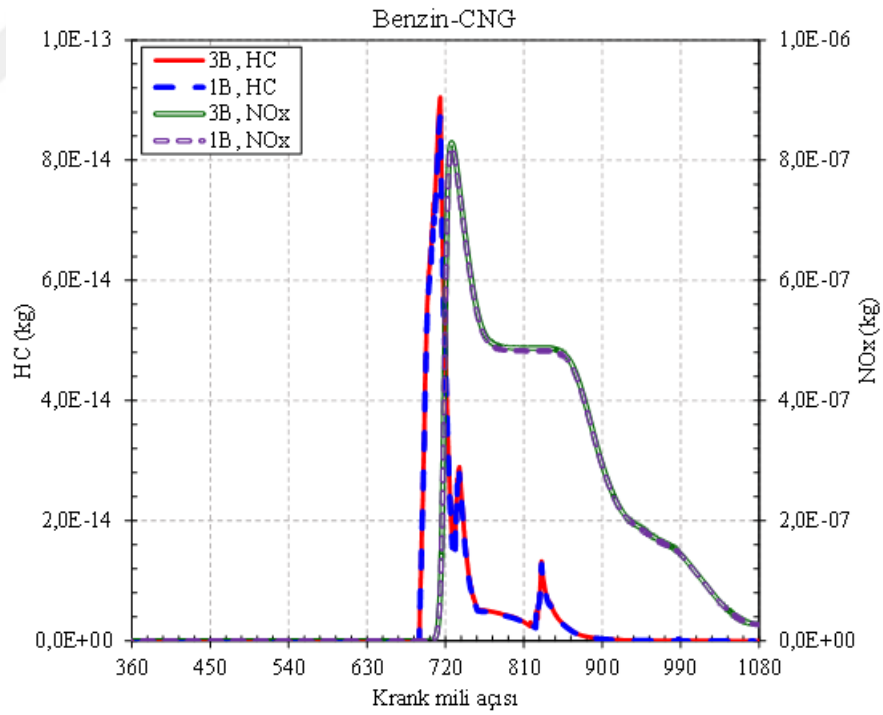
Şekil 7.44. İnceleme yöntemleri benzin-CNG için NO_x karşılaştırması



Şekil 7.45. 3B ve 1B model benzin-CNG için silindir içi basınç ve sıcaklık



Şekil 7.46. 3B ve 1B model benzin-CNG için CO₂ ve CO



Şekil 7.47. 3B ve 1B model benzin-CNG için HC ve NO_x

7.1.5. Benzin-LPG için İnceleme Yöntemlerinin Karşılaştırılması

Karışımli yakıt olarak ayrıca benzin-LPG karışımı 3 inceleme yöntemi ile incelenmiştir. İncelemede, benzin-LPG kütleli karışım oranı %95 benzin ve %5 LPG, devir sayısı 3000 d/dak ve kelebek açıklığı %100 olarak ayarlanmıştır.

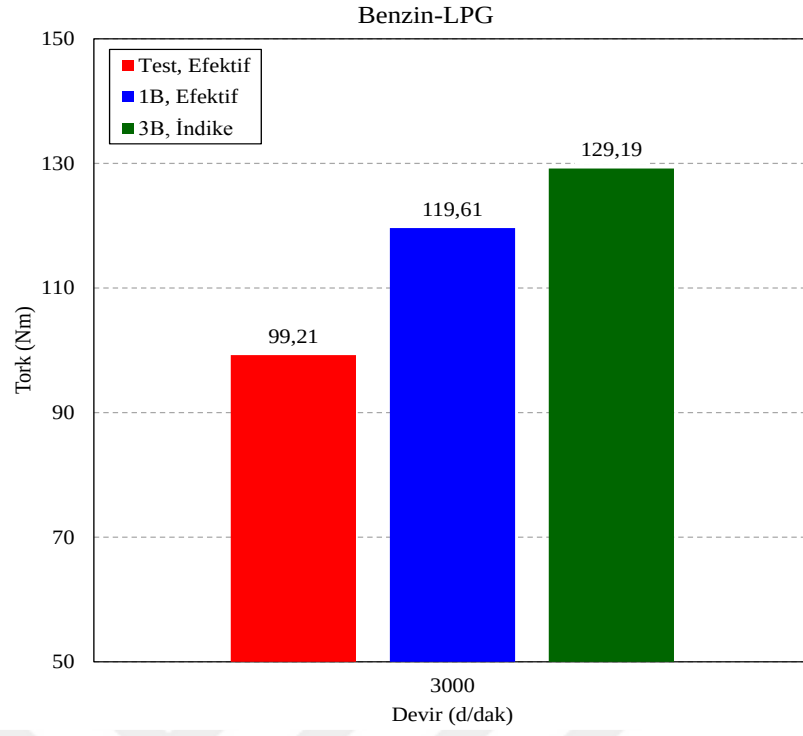
İnceleme yöntemlerinden elde edilen sonuçlar Çizelge 7.6’da motor performans değerleri ve egzoz emisyonları olarak listelenmiştir. Ayrıca, bu listelenen değerler kullanılarak görsel karşılaştırma kolaylığı için bar grafikleri de (Şekil 7.48-7.51) oluşturulmuştur.

3B model motor performans sonuçları indike değerler olduğundan efektif değerler olan test ve 1B model sonuçlarına göre yüksek çıkmıştır. Çizelge 7.6’dan da görülebileceği üzere tork 3B model için 129,19 Nm, 1B model için 119.61 Nm ve test için 99,21 Nm değerini almıştır. Güç değerleri ise 3B model için 40,6 kW, 1B model için 37,6 kW ve test için 31,1 kW değerindedir. Aynı sebepten dolayı 3B model emisyonlar açısından daha iyi sonuçlar vermiştir. Egzoz emisyonlarından CO₂ ve NO_x 1B ve test sonuçlarından daha düşük değerdedir.

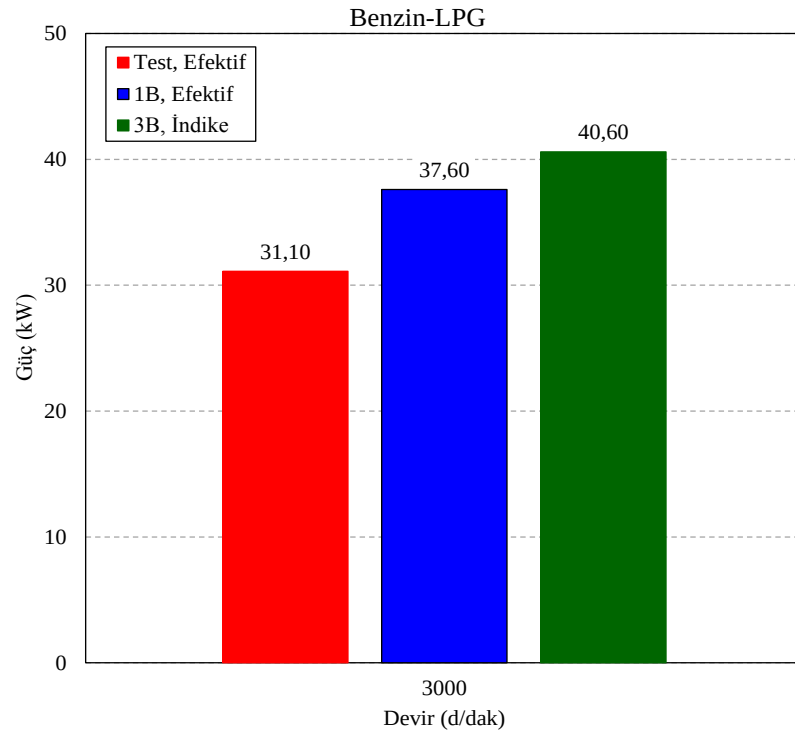
Son olarak, 1B ve 3B modelden KMA’na göre elde edilen birçok motor verisi birbirine çok yakın çıkmıştır. 1B ve 3B modelden elde edilen silindir içi basınç, silindir içi sıcaklık, CO₂, CO, HC ve NO_x verilerine ait KMA ile değişim grafikleri devam eden kısımda verilmiştir (Şekil 7.52-7.54).

Çizelge 7.6. İnceleme yöntemlerinden elde edilen motor karakteristikleri

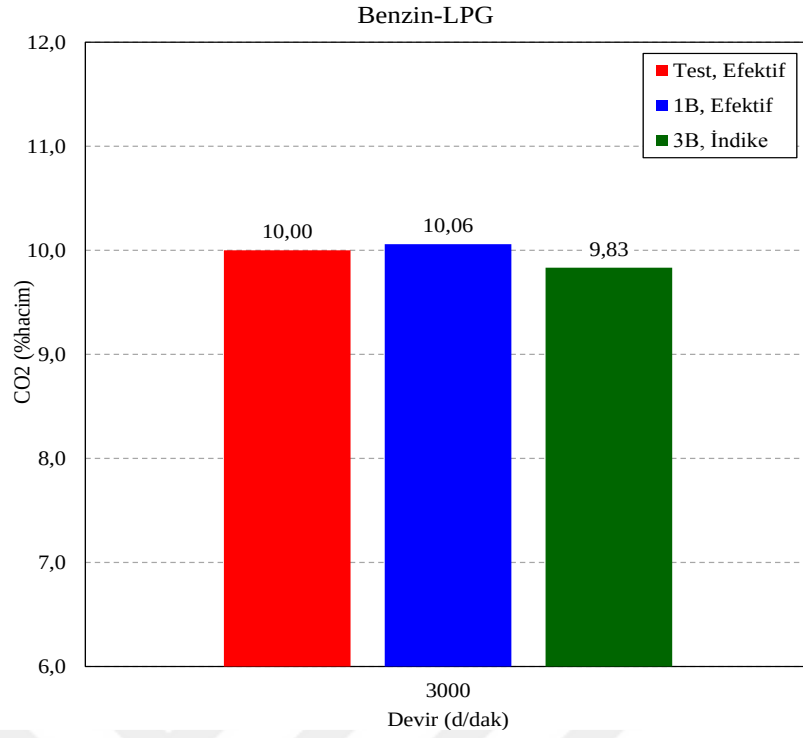
Yöntem	Tork (Nm)	Güç (kW)	Emme Havası Debisi (m ³ /h)	λ	CO ₂ (%hacim)	CO (%hacim)	HC (ppm hacim)	NO _x (ppm hacim)	Egzoz Sıcaklığı (K)
Motor Test	99,21	31,1	80,60	0,89	10,00	5,947	157	2357	930
1B	119,61	37,6	94,43	0,89	10,06	4,212	142	2281	929
3B	129,19	40,6	-	0,89	9,83	-	-	2042	-



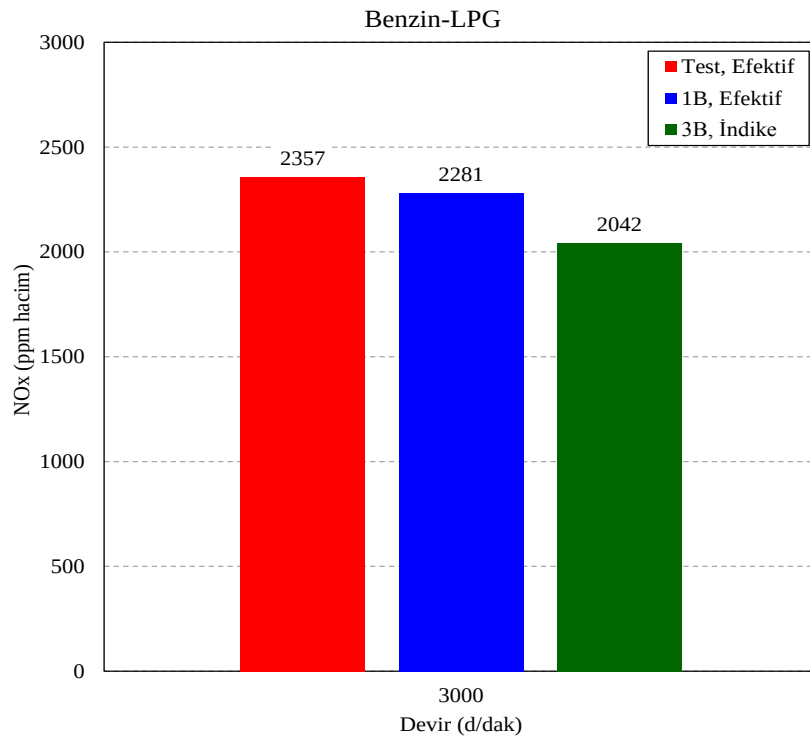
Şekil 7.48. İnceleme yöntemleri benzin-LPG için tork karşılaştırması



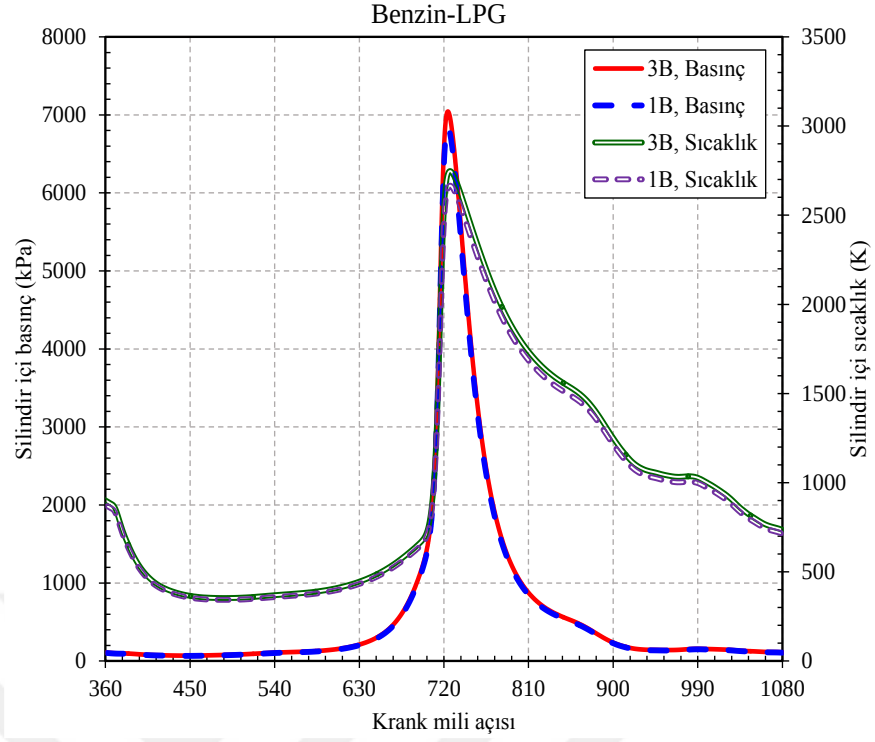
Şekil 7.49. İnceleme yöntemleri benzin-LPG için güç karşılaştırması



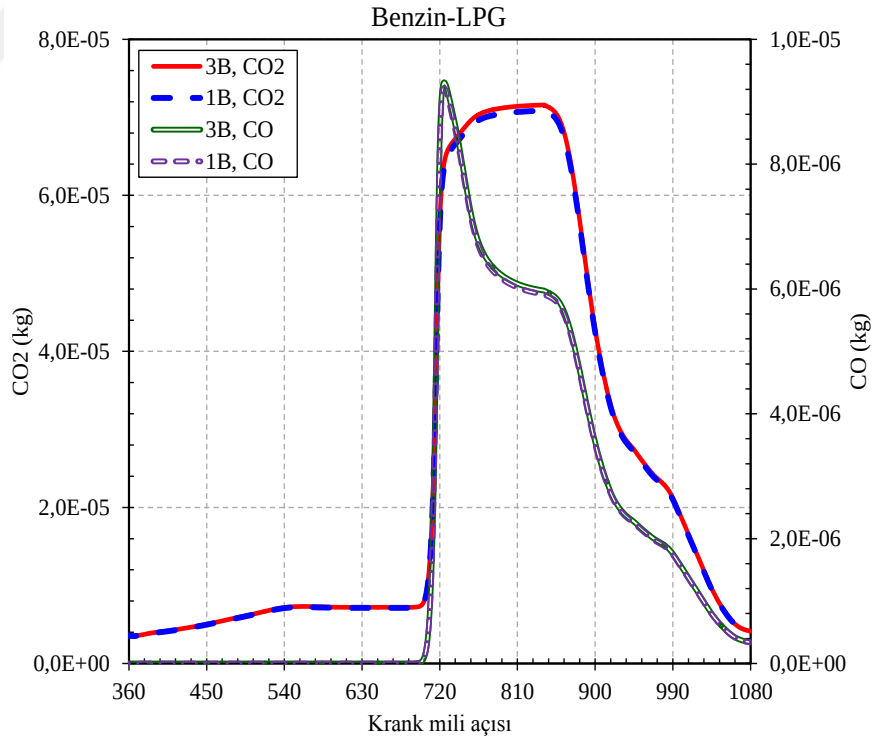
Şekil 7.50. İnceleme yöntemleri benzin-LPG için CO₂ karşılaştırması



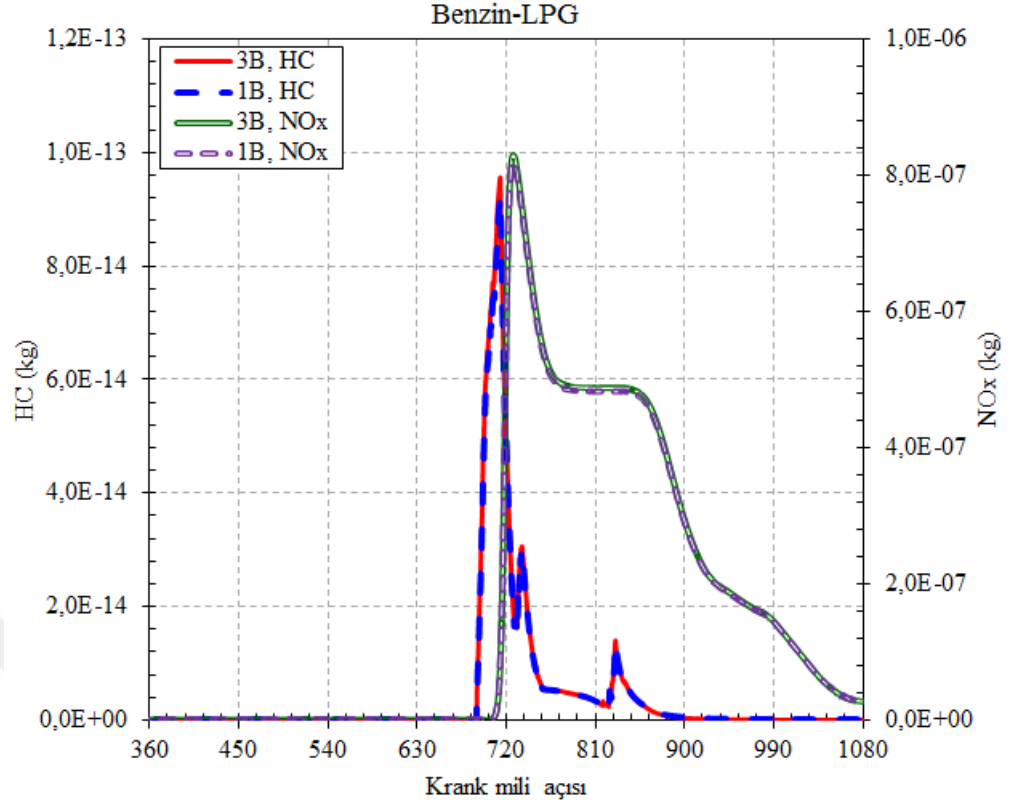
Şekil 7.51. İnceleme yöntemleri benzin-LPG için NO_x karşılaştırması



Şekil 7.52. 3B ve 1B model benzin-LPG için silindir içi basınç ve sıcaklık



Şekil 7.53. 3B ve 1B model benzin-LPG için CO₂ ve CO



Şekil 7.54. 3B ve 1B model benzin-LPG için HC ve NOx

7.2. Saf ve Karışımli Yakıtların Karşılaştırılması

Bu doktora tez çalışmasında 3 yöntem ile (test, 1B model ve 3B model) buji ateşlemeli bir motorda saf yakıt kullanımının ve karışımli yakıt kullanımının motor performansı ve egzoz emisyonları üzerindeki etkilerinin detaylı olarak incelemesi yapılmıştır.

Şimdiye kadarki bölümlerde tüm yakıtlar için inceleme yöntemlerine göre ayırık değerlendirmeler yapıldı. İnceleme yöntemi ile veriler önceki bölümlerde detaylandırıldı. Bu bölümde ise saf yakıtlar ve karışımli yakıtlar için elde edilen sonuçlar ve bu yakıtların birbirleri ile karşılaştırmaları verilmektedir.

Bu aşamada şunu belirtmek gerekir ki motor testi ve 1B modelden alınan veriler efektif yani krank milinden elde edilen değerler olmasına karşın STAR-CD programında gerçekleştirilen 3B modelden elde edilen veriler indike verilerdir. Test ve 1B model sonuçları ile 3B model sonuçları arasında kabullerin dışında mekanik verimden kaynaklı da bir fark mevcuttur. Ayrıca; hem 1B modelde hem de 3B modelde kullanılan bazı kabuller de (örnek olarak testlerde ölçülemeyen yanma hacmini çevreleyen yüzey sıcaklıkları) modeller ile testler arasında farkların oluşmasına sebep olmaktadır. İlâveten, motor testlerinde kullanılan benzin, CNG ve LPG yakıtları, 1B modelde ve 3B modelde bu yakıt içeriklerine yakın olmaları maksadıyla sırasıyla izooktan, metan ve propan olarak tanımlanmıştır. Gerçekte testlerde kullanılan yakıtların tam olarak bu saflıkta olmaları mümkün olamayacağından, bu yakıt tanımlamaları da testler ile modeller arasındaki farklılıkların nedeni olacaktır.

7.2.1. İnceleme Yöntemlerine Ait Değerlerin Karşılaştırması

Test ve sayısal analiz matrisi oldukça geniştir. Tüm bu matrisi yakıtlar açısından karşılaştırmak pratik ve anlamlı görülmemektedir. Bu sebeple yakıtların birbiri ile karşılaştırması için motor kataloğundaki maksimum tork değeri 2800 d/dak hızı ve tam kelebek açıklığı seçilmiştir. Bu sayede karşılaştırmada motor katalog değeri de test ve modellerin doğrulaması için kullanılabilecektir. Aşağıda Şekil 7.55’de incelenen saf yakıtlar için (benzin, CNG ve LPG) 2800 d/dak’daki tork değerleri tüm inceleme yöntemlerinin sonuçları gösterilerek karşılaştırılmıştır. Öncelikle, tüm sonuçların motor katalog torku olan 119,0 Nm’ye yakın değerlerde olduğu ve tüm sonuçların kabul edilebilir olduğu gözlenmektedir. Yakıtlar için testlerden elde torklar katalog torkundan düşük çıkmıştır ve büyükten küçüğe doğru tork sıralaması benzin-CNG-LPG (115,7-103,2-98,2) şeklinde oluşmaktadır. Motor katalog torkunun elde edildiği test şartları ile mevcut test düzeneğindeki şartlar arasındaki olası farklar ve uygulama farklılıkları katalog torku ile test torku arasındaki farkın nedeni olarak değerlendirilmektedir. 1B model ve 3B model sonuçları ise hem katalog hem de test torklarından yüksek çıkmıştır ki bu durum da tüm test şartlarının ölçülerek birebir modellere aktarılamamasından kaynaklanmaktadır. Ayrıca, 3B model sonuçları da indike sonuçlar olduğundan en yüksek çıkmaları da yine beklenen bir sonuçtur. Ayrıca, model sonuçlarındaki tork sıralaması ise testlerden farklı olarak büyükten küçüğe doğru benzin-LPG-CNG şeklinde oluşmaktadır ki beklenen sonuç da budur. Testte LPG torkunun CNG’den düşük çıkmasının nedeni, test düzeneğinde bir LPG dönüşüm düzeneği olmayışı ve LPG’nin emme hattına beslenmesi nedeniyle volumetrik verimin düşük olmasıdır.

Bütün kullanılan saf yakıtlar için motor performans ve egzoz emisyonları açısından gerçekleştirilen çalışmaların sonucunda Şekil 7.56’daki grafik elde edilmiştir. Grafikten görüldüğü gibi tork ve güç açısından en yüksekten düşüğe doğru bir sıralama yapılırsa benzin, LPG ve CNG sıralamasını görmek mümkündür. İndike özgül yakıt sarfıyatı açısından ise en düşüktен yükseğe CNG, LPG ve benzin sıralaması geçerlidir. Emisyon değerlerinden HC için sırasıyla benzin, LPG ve CNG en yüksek üretimden en düşüğe doğru sıralanmaktadır. CO₂ değerleri birbirine çok yakın olup, NO_x oluşumu açısından en yüksekten düşüğe oluşum CNG, LPG ve benzin sıralaması ile gerçekleşmektedir.

7.2.2. Testler için Motor Performans ve Emisyon Karşılaştırması

Motor testlerinde önceki bölümlerde kapsamlı anlatıldığı üzere motor belirli bir gaz keleşi pozisyonuna ayarlandıktan sonra belirlenen devir sayısında kararlılık oluşunca 2 dakika boyunca her 0,5 saniyede tanımlı parametrelerin ölçümleri alınmaktadır. Böylece her bir devir sayısında 240 adet ölçüm alınmaktadır. Motorun genel davranışını gözlemlemek amacıyla tam keleş açıkığında tüm devir sayılarında testlerden elde edilen tüm tork ve güç ölçümleri Şekil 7.57’de tüm saf ve karışımı yakıtlar için gösterilmiştir. Bu grafikte işaretlenen ölçüm noktalarından üssel bir eğri geçirilerek tork ve güç performans parametrelerinin genel eğilimleri gözlenmiştir. LPG için sadece 2800 d/dak ve 3000 d/dak hızlarda testler yapıldığından LPG için herhangi bir eğri çizilmemiştir. Karışımı yakıtlar olan benzin-CNG ve benzin-LPG için ise 3000 d/dak hızında ölçülen tork ve güç değerleri işaretlenmiştir.

Tork ve güç eğrileri bilinen genel motor davranışı ile uyumlu formdadır. Tork değerleri kullanılan tüm saf yakıtlar için 2800-3000 d/dak aralığında maksimuma ulaşmakta devamında devir sayısı ile azalmaktadır. Güç eğrileri de artan devir sayısı ile artmaktadır.

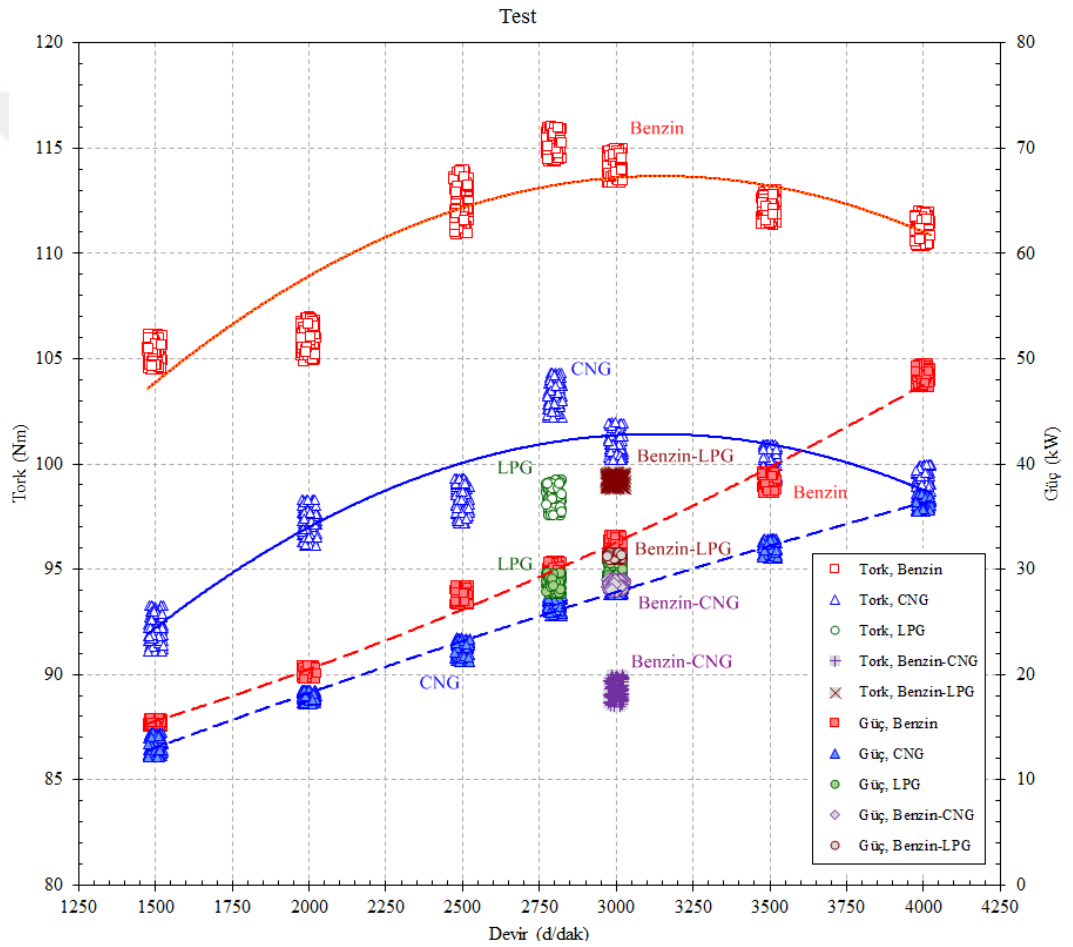
CNG yakıt yapısı itibariyle ve motorda kullanım aralığı (lambda) nedeniyle benzinden daha düşük tork ve güç değerlerine sahiptir. Ayrıca, gaz fazında emme portundaki supap arkasına gönderilen CNG bir miktar havanın yerini alarak motorun volumetrik verimini bir miktar düşürmekte ve yanma hızının da düşük olması nedeniyle motor performansını düşürmektedir.

Motor testlerinde benzin ve CNG kendi yakıt kitleri ile emme portlarına supap arkalarına gönderilmektedir. Ancak LPG testleri için böyle bir yakıt kitine sahip olunamaması sebebiyle motorun benzin ECU’su devrede iken LPG emme hattına beslenerek gerçekleştirildi. Bu nedenle emme havası ile birlikte motora gönderilen LPG motora daha az hava alımına, daha yüksek yakıt gönderimine ve volumetrik verimin azalmasına ve sonuç olarak da tork değerinin en düşük seviyede olmasına neden olmaktadır.

Yine test sonuçları incelendiğinde ve sonuçlar 1B ile 3B analizleri ile karşılaştırıldığında güç değerleri CNG ile benzin kullanımında elde edilen sonuçların ortalarında çıkmasına rağmen bu güç değerlerinin yakıt gönderim şeklinden dolayı

normalde gönderilmesi gereken LPG miktarının yaklaşık iki katı kadar LPG göndererek elde edildiği tespit edildi. Bu sebeple testlerde LPG ölçüm sonuçları özellikle tork açısından benzin ve CNG yakıtlarına göre daha düşük değerde ölçüldü.

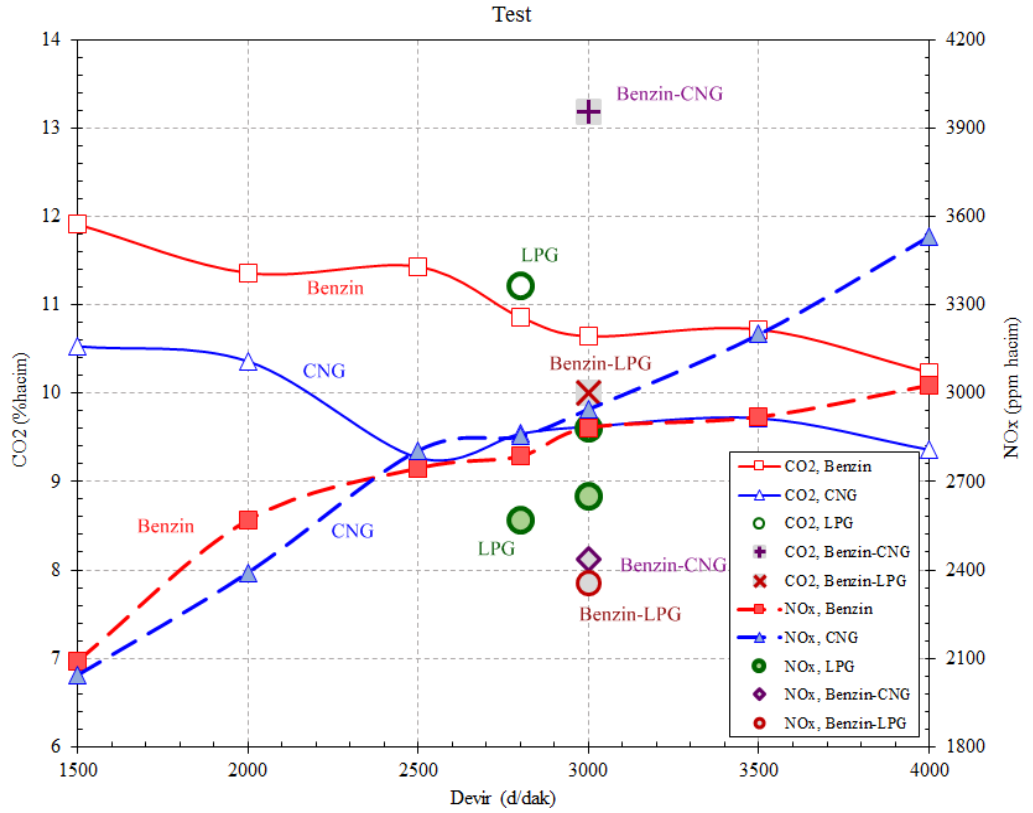
Karışıklı yakıt ölçümleri ise 3000 d/dak hızında değerlendirildiğinde benzin-CNG kullanımında tork ve güç değerlerinde saf benzin kullanımına göre düşüşler gözlenmektedir. Yine benzer şekilde benzin-LPG kullanımında da saf benzin kullanımına göre düşüş gözlenmekte fakat benzin-CNG kullanımında elde edilen tork ve güç değerlerine göre daha yüksek değerler elde edilmektedir.



Şekil 7.57. Motor testleri için performans parametrelerinin değişimi

Motor testlerindeki emisyon ölçümleri sistem kararlı hale ulaştıktan sonra 2 dakika içinde 3 adet ölçüm alınarak yapılmıştır. Bu ölçümlerin aritmetik ortalamaları değerlendirmelerde kullanılmıştır. Saf yakıtlar ve karışıklı yakıtlar için tam kelebek açıklığında testlerden elde CO₂ ve NO_x emisyonlarının devir sayısı ile değişimi Şekil

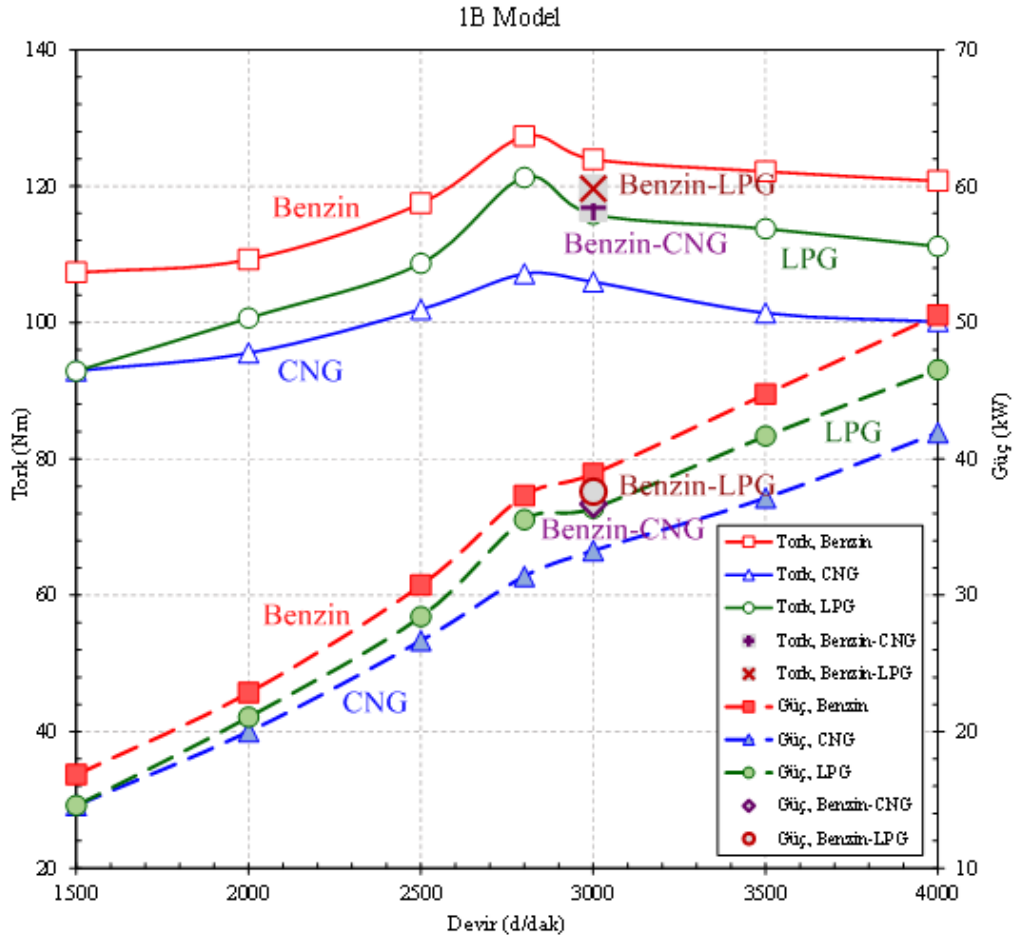
7.60’da gösterilmiştir. Bu grafikte alınan ölçümler benzin ve CNG için bütün devir sayısı aralığı (1500-4000 d/dak), LPG için 2800-3000 d/dak aralığı, benzin-CNG ve benzin-LPG karışımları için 3000 d/dak hız değerlerinde ölçülen değerlerdir. Artan devir sayısı ile yanmanın tam yanma durumundan uzaklaşması nedeniyle bir tam yanma ürünü olan CO_2 azalmaktadır. Yine artan devir sayısı ile birim zamanda daha fazla ateşleme gerçekleşmesi ve silindir içi sıcaklıkların yükselmesi nedeniyle NO_x miktarının artmaktadır. Burada; CNG’nin alev sıcaklığı yüksek olduğu için benzine göre daha düşük CO_2 oluşumuna ve daha yüksek NO_x oluşumuna neden olmaktadır. LPG’deki oluşumlar test edilen sadece iki devir sayısında gösterilmiştir ve benzin ve CNG’ye yakın değerlerde çıkmaktadır. Karışımli yakıtlar değerlendirildiğinde ise benzin-CNG kullanımında benzin kullanımına göre CO_2 yükselmiş NO_x miktarı düşüş göstermiştir. Benzin-LPG kullanımında ise CO_2 az da olsa benzin kullanımına göre azalış göstermiş, NO_x değeri de benzin kullanımına göre daha düşük ölçülmüştür. Benzin-LPG kullanımına ait CO_2 ve NO_x değerleri, benzin-CNG kullanımına göre az da olsa daha düşük seviyede ölçülmüştür.



Şekil 7.58. Motor testleri için emisyon parametrelerinin değişimi

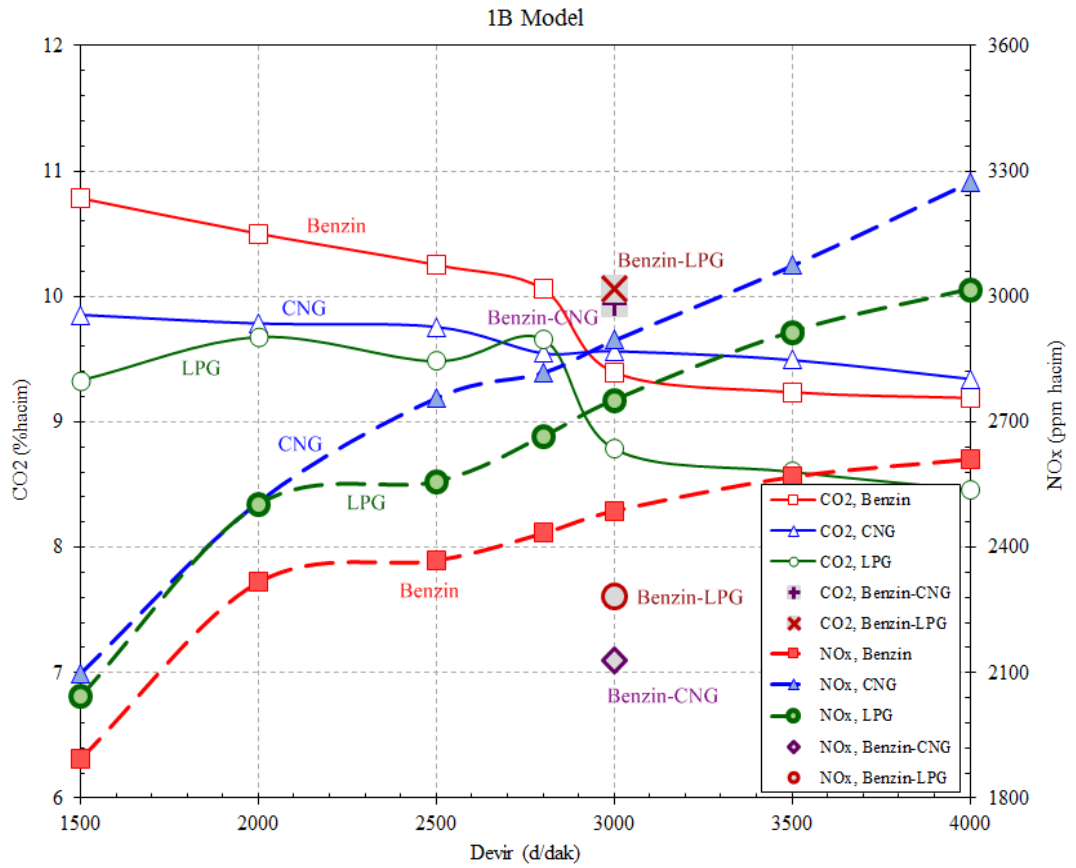
7.2.3. 1B Model Motor Performans ve Emisyon Karşılaştırması

Benzin, CNG, LPG, benzin-CNG ve benzin-LPG için 1B modelden tam gaz kelebeği açıklığında devir sayısına bağlı olarak elde edilen tork ve güç değişimi Şekil 7.59’da verilmiştir. Grafik incelendiğinde saf yakıtlar için en yüksek tork ve güç değerlerine benzin kullanımında en düşük değerlere ise CNG kullanımında ulaşıldığı görülmektedir. Tork ve güç eğri davranışlarının tabii emmeli motorlara ait genel teorik davranışları sergilediği gözlenmektedir. Karışımli yakıt kullanımı incelendiğinde ise tork ve güç açısından benzin kullanımına göre düşüş yaşandığı görülmektedir. Karışımli yakıtlar açısından ise benzin-LPG kullanımının benzin-CNG’ye göre daha yüksek tork ve güç değeri sağladığı gözlenmektedir.



Şekil 7.59. 1B model için motor performans parametrelerinin değişimi

1B modelden tam kelebek açıklığında elde edilen egzoz emisyon parametrelerinden CO₂ ve NO_x değişimleri Şekil 7.60'da verilmiştir. Burada artan devir sayısı ile tüm yakıtlar için CO₂'nin azaldığı fakat NO_x oluşumunun arttığı gözlenmektedir. Yine sonuçlar incelendiğinde en düşük CO₂ seviyesinin LPG yakıtında ulaşıldığı ve en yüksek NO_x oluşumuna CNG kullanımının neden olduğu söylenebilir. Karışımli yakıt kullanımı ile benzin kullanımına göre CO₂ oluşumunda artış fakat NO_x oluşumunda azalış gözlenmiştir. Benzin-CNG kullanımı CO₂ oluşumu açısından benzin-LPG kullanımı ile neredeyse aynı olmakla birlikte NO_x oluşumunda daha düşük NO_x oluşumuna neden olmaktadır. Burada motor test sonuçları ile 1B sonuçları arasında test odası ortamı, idealleştirmeler, çözümleme modellerine ait kabuller nedeniyle test ve 1B sayısal analizlerden elde edilen veriler yer yer farklılıklar göstermektedir.



Şekil 7.60. 1B model için egzoz emisyon parametrelerinin değişimi

7.2.4. 3B Model Motor Performans ve Emisyon Karşılaştırması

Honda L13A4 i-DSI motoru, önceki bölümlerde de bahsedildiği üzere standart bir buji ateşlemeli motordan farklı olarak silindir başına birbirine yaklaşık olarak çapraz şekilde konumlanmış iki bujiye sahip olup sıralı ateşleme gerçekleştirmektedir. Ateşleme anında ilk olarak emme portuna yakın olan bujide alev küreciği oluşmaktadır. Bu andan 2-5 KMA açısı [48] sonrasında ise egzoz portuna yakın olan bujide alev küreciği oluşturulmaktadır. Bu çift ateşleme sayesinde hem alevin silindir içerisinde her noktaya ulaşması sağlanmakta hem de alevin ilerlerken önündeki karışımı sıkıştırıp sıcaklığının yükseltilmesi sonrası oluşma ihtimali olan vuruntu nüvesinin oluşma ihtimalinin önüne geçilmektedir.

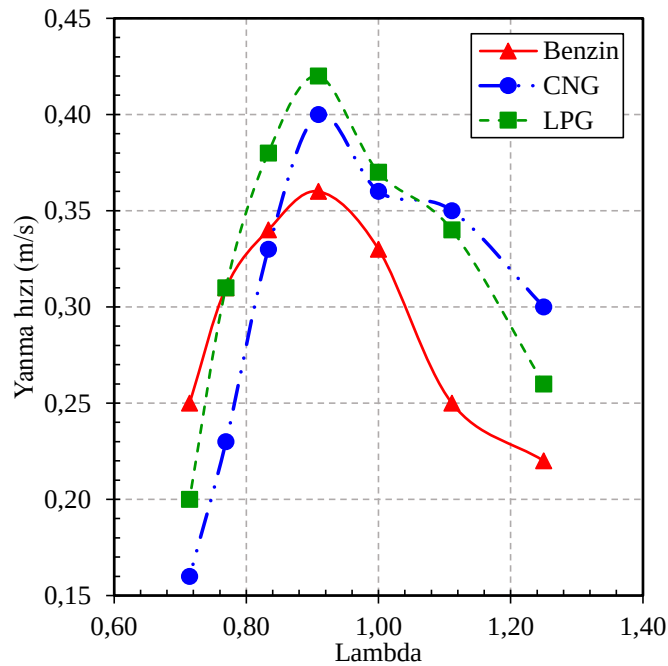
Aşağıda alevin bu ilerleyişini gösteren 3B analizlerden benzin için elde edilen KMA'na bağlı görüntüler yer almaktadır (Şekil 7.62). Bütün kontur grafikleri 3000 d/dak ve 100% kelebek açıklığında gerçekleştirilen analizlerden elde edilmiştir. Bu kapsamda STAR-CD programında oluşturulan yanma odası geometrisi için iki bujinin tam ortasından geçen bir eksen boyunca kesit alınarak alevin tam olarak her iki bujide de oluşumu ve silindir içi ilerleyişi görüntülenmiştir. Alev ilerleme görüntüleri G-equation yanma modeli kullanılarak elde edilmiştir. Üst ölü noktaya ulaşıldığında sıcaklıklar bölgesel olarak 3150 K civarlarına kadar ulaşmaktadır. Bujilerin etrafında sıcaklık genel itibarıyla yüksek seviyededir.

Yanma modeli olarak saf yakıt kullanımında G-equation yanma modeli (Şekil 7.63) seçilmesi alevin ilerleyişini buji ateşlemeli motorlarda gerçekleşen alev çekirdeği gelişimine göre şekillendirirken, 3B analizde karışımli yakıt kullanımında ECFM-3Z yanma modeli (Şekil 7.64) seçilmesi alevin ilerleyişinin katmanlı yapılar halinde gerçekleşmesine neden olmuştur. Oluşan alev yapıları üst ölü noktaya ulaştığında tam olarak silindir içerisindeki bütün noktalara ulaşmış olmaktadır. İki ateşleme arasındaki zaman farkı bu esnada pistonunda üst ölü noktaya hareketi ikinci ateşleme sonrasında alevin davranışını ve silindir içerisinde ilerleyişini belirlemektedir.

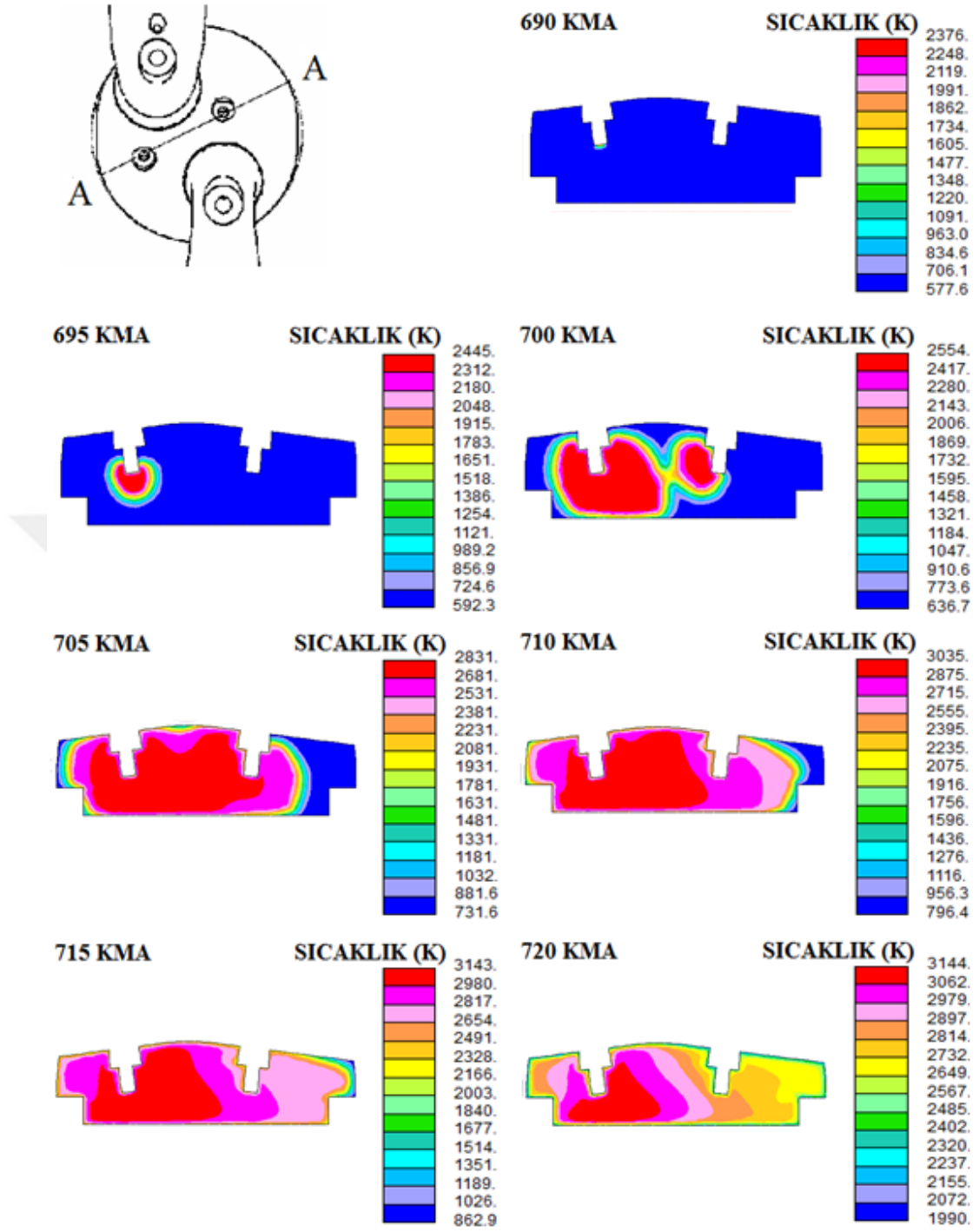
Saf yakıtların karşılaştırılmasında tüm yakıtlar için alev küreciği ilk olarak emme portuna yakın bujide oluşmakta devam eden süreçte egzoz portuna yakın bujide alev meydana gelmekte daha sonra iki alev birleşip silindir içerisinde gelişim göstermektedir. Saf yakıtlar için elde edilen sıcaklık konturları incelendiğinde ilk olarak görünen üst ölü noktaya ulaşıldığında CNG yakıtının yanma hızının düşük

olması sebebiyle halen silindir içerisindeki her noktaya ulaşamadığıdır. Bunun bir sebebidir üç analiz çalışmasında farklı lambda değerlerinde olmasıdır. Bu farklılık test ölçümlerinin modelleme çalışmasından kaynaklanmaktadır. Sıcaklık değerlerinde üst ölü noktada CNG yakıtının silindir içi sıcaklık değeri aynı KMA değerlerinde diğer yakıtlara göre daha düşük seviyededir. Şekil 7.61'den de görülebileceği üzere benzinde $\lambda=0,90$ iken yanma hızı 0,36 m/s, CNG'de $\lambda=1,20$ iken yanma hızı 0,32 m/s ve LPG'de $\lambda=1,11$ iken yanma hızı 0,34 m/s değerindedir. Eğer üç analiz çalışmada $\lambda=1,00$ için yapılsaydı benzinin yanma hızının LPG ve CNG yakıtlarına göre daha düşük olduğu gözlemlenecektir.

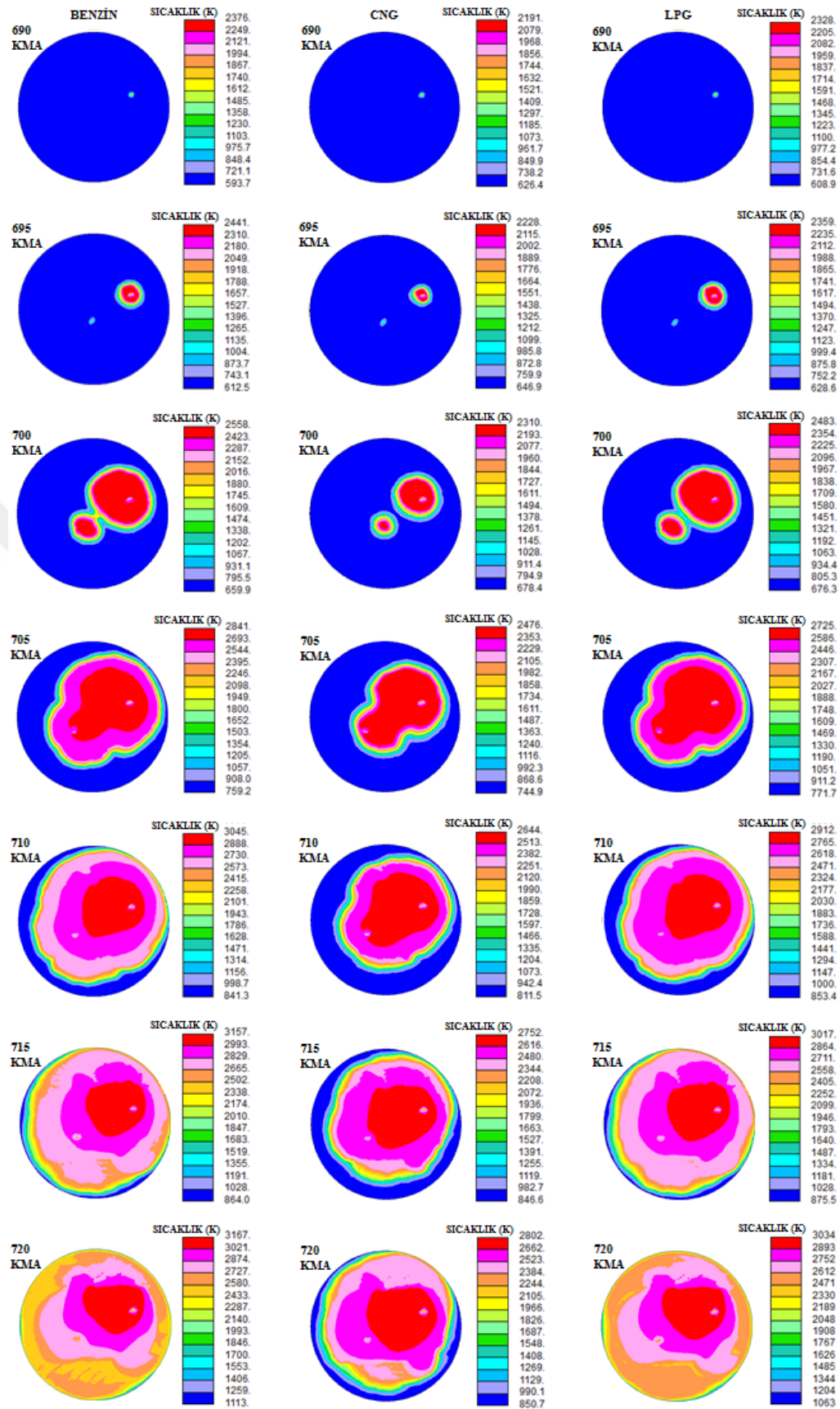
Karışımli yakıtlar için elde edilen sıcaklık konturları incelendiğinde ise ECFM-3Z yanma modelinden kaynaklı alevin katmanlı ilerleyişi gözlenmektedir. Alevin gelişimi G-equation ile karşılaştırıldığında daha geç gelişim sergilemekte ve katmanlı sıcaklık ilerleyişi görülmektedir. Ayrıca sadece 30 KMA (690-720 KMA) değeri için sıcaklık farkı çok yüksek seviyededir. Alev oluştuğunda merkez sıcaklığı 800 K'de iken üst ölü noktaya gelindiğinde 3000 K değerine ulaşmaktadır. Benzin analizi $\lambda=0,90$, benzin-CNG $\lambda=1,02$ ve benzin-LPG $\lambda=0,89$ değerlerinde iken analizler gerçekleştirilmiştir. Bu bağlamda kontur grafikler incelendiğinde yanma hızlarının [67] ve alev gelişimlerinin birbirine yakın olduğu görülmektedir.



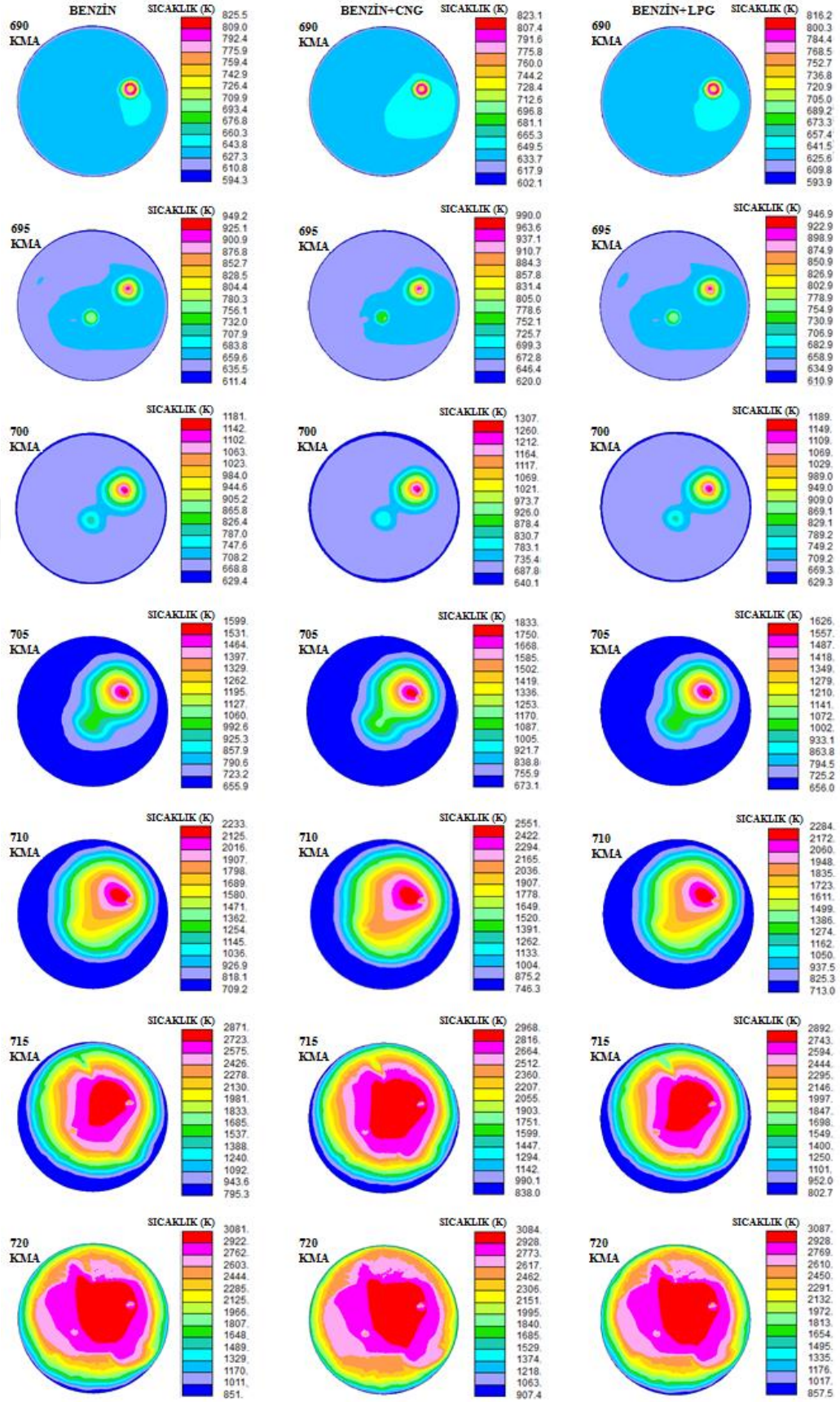
Şekil 7.61. Lambda-yanma hızı değişimi



Şekil 7.62. Benzin için silindir içi sıcaklığın (alevin) gelişimi



Şekil 7.63. Saf yakıt kullanımı için silindir içi alev gelişimi



Şekil 7.64. Karışımli yakıt kullanımı için silindir içi alev gelişimi

Kullanılan yakıtlar için ayrıca 3B modelden elde edilen sonuçlar da karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma 3000 d/dak devir sayısı ve tam kelebek açıklığında yapılmıştır. En yüksek tork benzinde ve en düşük tork ise CNG’de gerçekleşmiştir ve karışimli yakıtlardan elde edilen değerler benzine çok yakın çıkmıştır (Şekil 7.65). 1B model sonuçları da bu şekilde çıkmıştır. Ayrıca elde edilen veriler volumetrik verim (Şekil 7.67) açısından karşılaştırıldığında da saf yakıtlar arası tork oluşum farkını destekleyici sonuçlar ortaya çıkmaktadır. Benzin haricindeki CNG ve LPG yakıtlarının gaz fazda olması emilen hava miktarına etki ederek volumetrik verimi düşürmekte ve dolayısıyla da torku düşürmektedir.

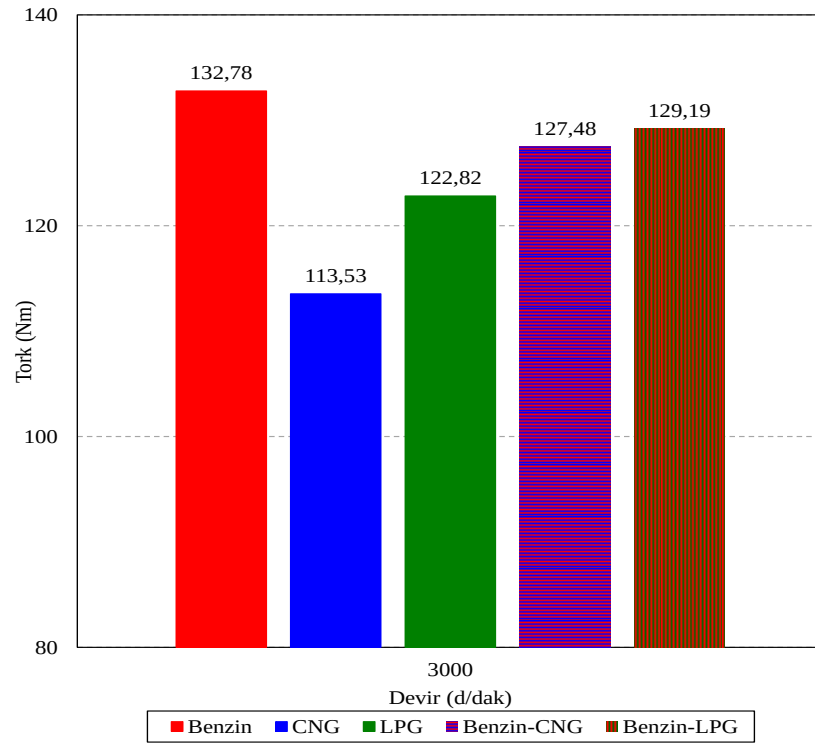
Benzer şekilde 3B model güç değerleri karşılaştırıldığında (Şekil 7.66) benzinde 3000 d/dak için CNG ve LPG’ye göre gücün daha yüksek çıktığı görülmektedir. Yine bu noktada karışimli yakıtlar benzinden elde edilen güç değerine yakın seyretmektedir.

3B modelden elde edilen indike özgül yakıt sarfıyatı açısından benzin, CNG ve LPG karşılaştırıldığında (Şekil 7.68); en düşük değer CNG’de çıkmıştır. Bu sonuç, CNG’nin yakıt sarfıyatı açısından diğer yakıtlara göre daha avantajlı olduğunu ortaya koymaktadır. Çalışmanın önceki bölümlerinde de bahsedildiği gibi, daha fakir şartlarda çalışabilme özelliği de yakıt sarfıyatı açısından CNG’yi benzin ve LPG’ye göre öne çıkarmaktadır. Tüm incelemelerde 3000 d/dak ve tam kelebek açıklığında lambda değerinin yaklaşık olarak benzin için 0,90, CNG için 1,20 ve LPG için 1,10 değerlerinde seyrettiği gözlenmiştir.

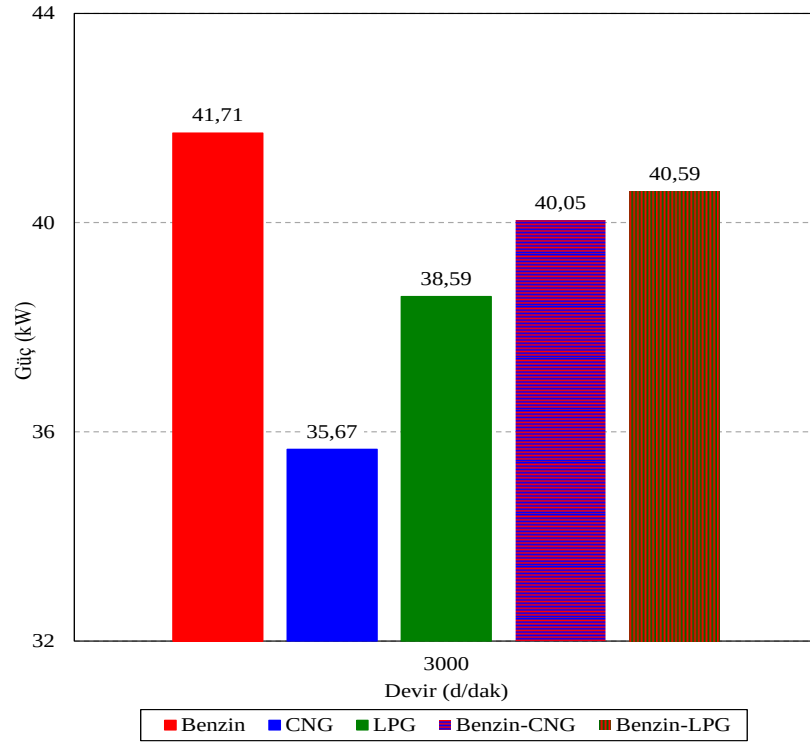
3B silindir içi yanma modelinden testlerde ölçümü yapılmayan bazı fiziksel büyüklükler de hesaplanabilmektedir. Tork ve volumetrik verim oluşumu ile piston üzerine etki eden indike ortalama efektif basınç ilişkilidir. Bu basınç CNG’de en düşük seviyelerdedir (Şekil 7.69). Ekonomikliği ön planda olan CNG için motor performansı düşüktür. CNG performans değerleri; yakıtın silindir içerisine gönderilişi ateşleme avansının bu yakıtı göre ayarlanması, silindir iç geometrisi tasarımı gibi parametreler değiştirilerek belli seviyede iyileştirilebilir.

Yakıtın genel yapısındaki hidrojen-karbon oranı arttıkça yakıtın fakir karışımlarda çalışabilme özelliği artmaktadır. Bu noktadaki önemli husus yakıtın içerisindeki hidrojenin yapı ve reaktivite itibarıyla belirleyici olma özelliğidir. Bu kapsamda yakıtların hidrojen-karbon oranına göre stokiometrik yanmayı sağlamak

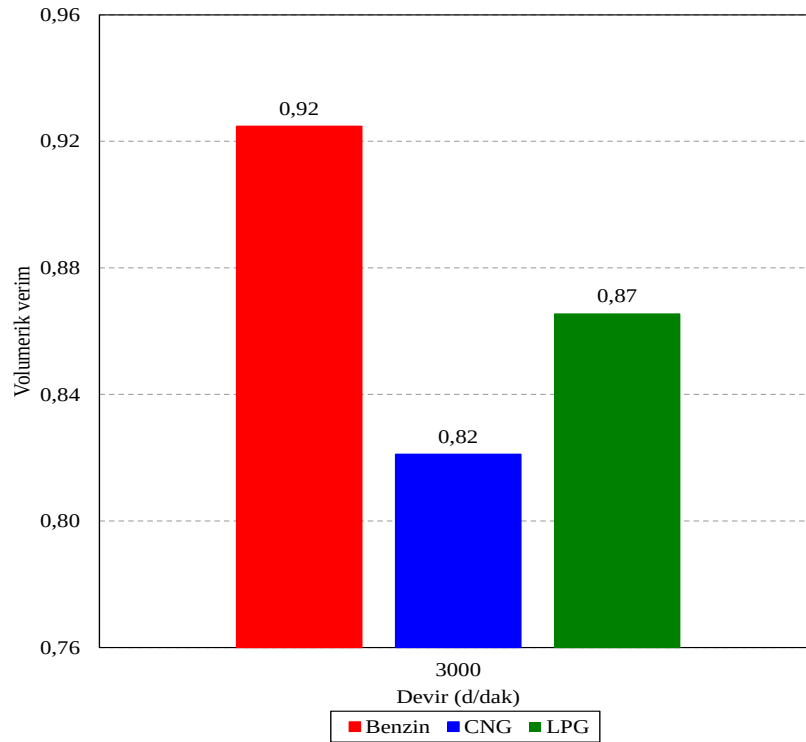
için gerekli olan hava-yakıt oranı Şekil 7.70’de verilen literatürde de yer alan grafikten görülebilmektedir [67]. 3B analizler açısından şu unutulmamalıdır ki analizlerde tüm yakıtlar için ateşleme avansı birinci buji için 30 KMA ikinci buji için 25 KMA olarak alınmıştır. CNG’nin yanma hızının diğer yakıtlara göre daha düşük olduğu düşünülerek bu noktada bir optimizasyona gidilerek sonuçlar iyileştirilebilir. Literatürde yer alan lambda-yanma hızı grafiği (Şekil 7.61) de bu durumu desteklemektedir [67].



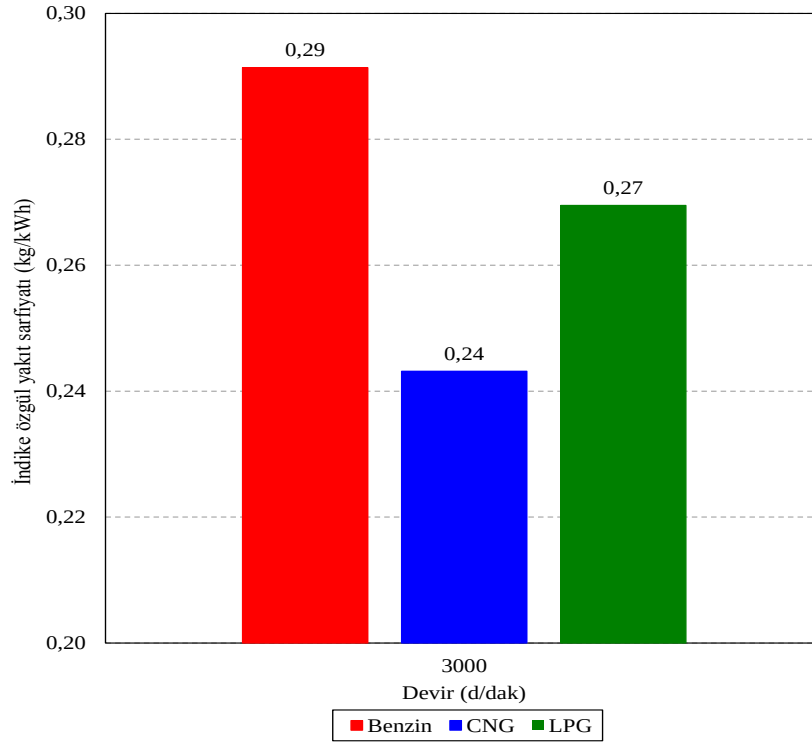
Şekil 7.65. 3B model saf ve karışımli yakıtlar için tork değışimi



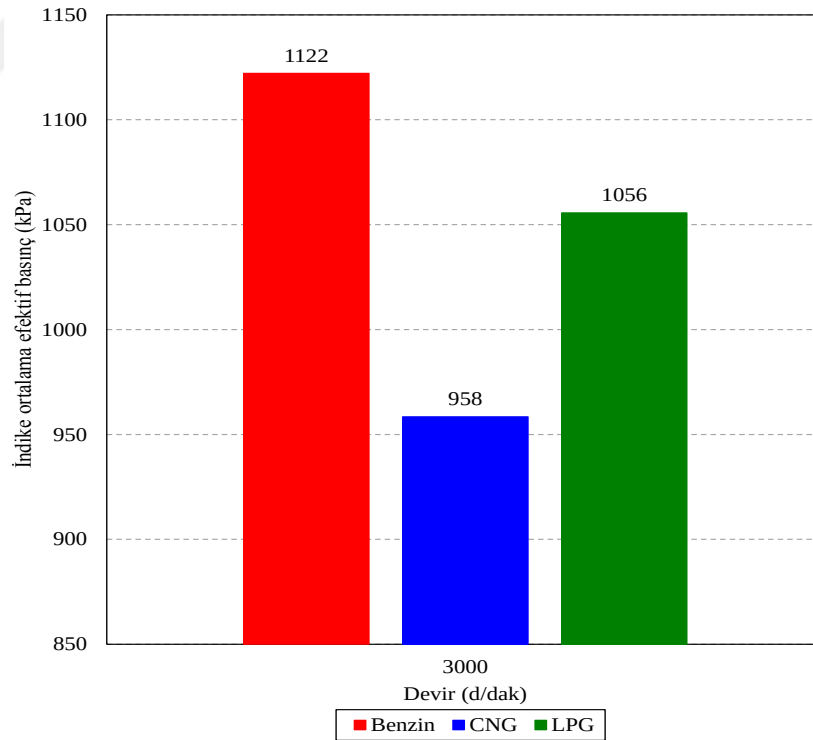
Şekil 7.66. 3B model saf ve karışımli yakıtlar için güç değışimi



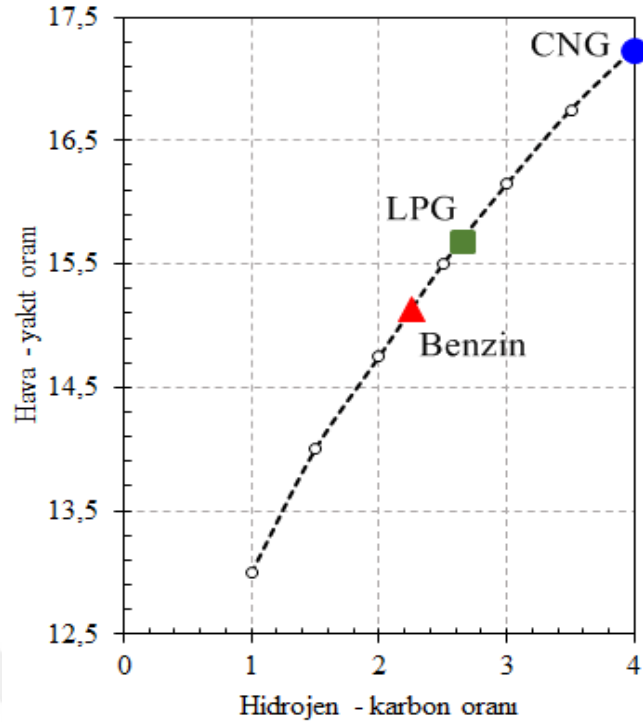
Şekil 7.67. 3B model saf yakıtlar için volumetrik verim değışimi



Şekil 7.68. 3B model saf yakıtlar için indike özgül yakıt sarfıyatı değişimi



Şekil 7.69. 3B model saf yakıtlar için indike ortalama efektif basınç değişimi

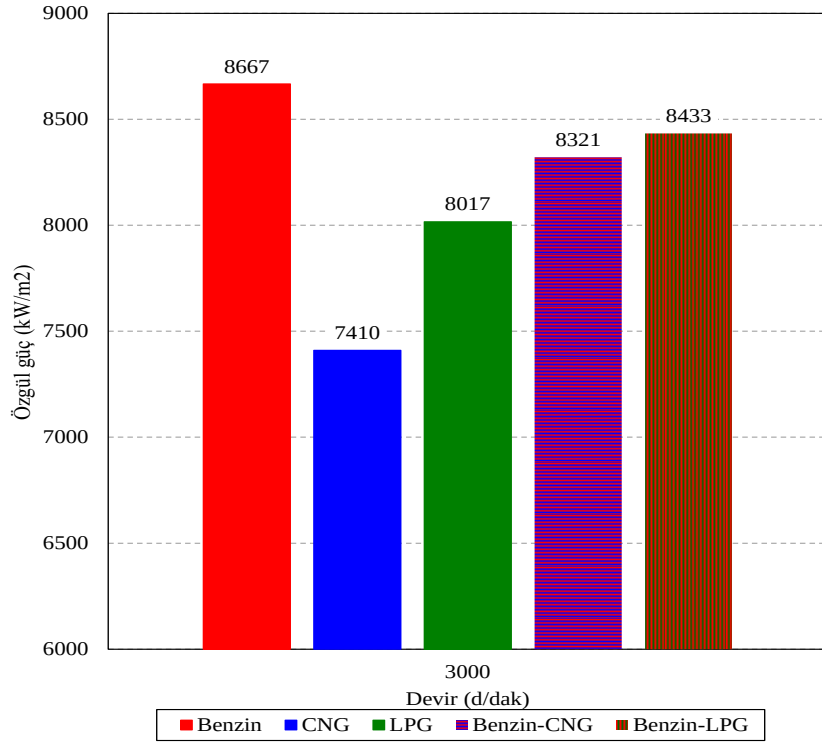


Şekil 7.70. Hidrojen-karbon oranı / hava-yakıt oranı değişimi

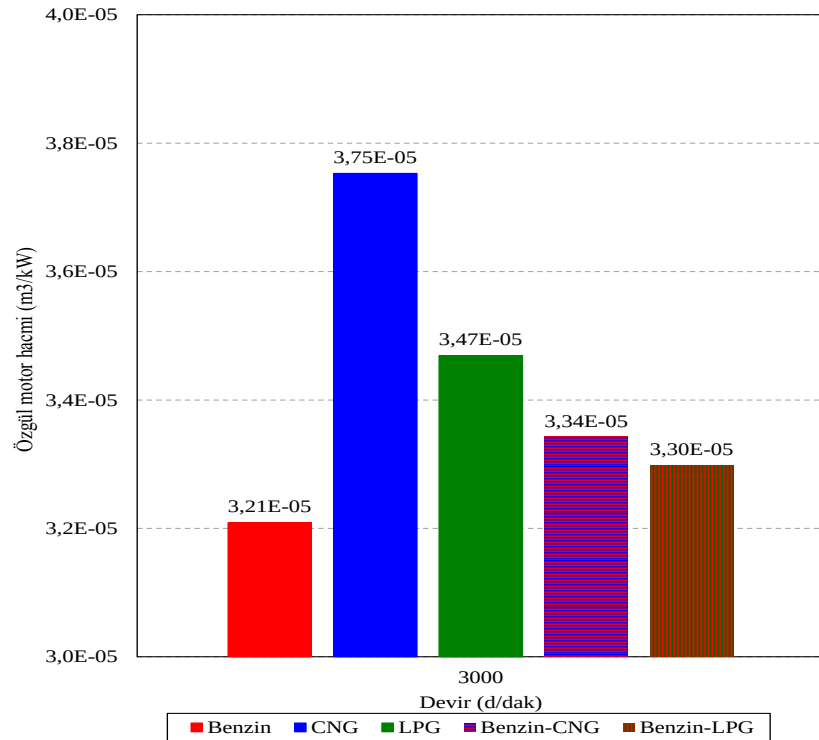
Bu grafiklere ilaveten, motor ve geliştirilmesi açısından önemli üç parametre olan özgül güç (Şekil 7.71), özgül motor hacmi (Şekil 7.72) ve özgül motor ağırlığı (Şekil 7.73) değerleri 3B modelden tüm yakıtlar için elde edilerek çizilmiştir.

Şekil 7.71'daki özgül güç, özgül motor hacmi ve özgül motor ağırlığı hesabında 3B model sonuçları referans alınmıştır. İncelenen saf yakıtlar için benzin referans alınarak özgül güç, LPG'de yaklaşık %7 ve CNG'de yaklaşık %16 daha yüksek çıkmıştır. Özgül güç, belirli bir motor gücü tasarımı için belirleyici kriterdir.

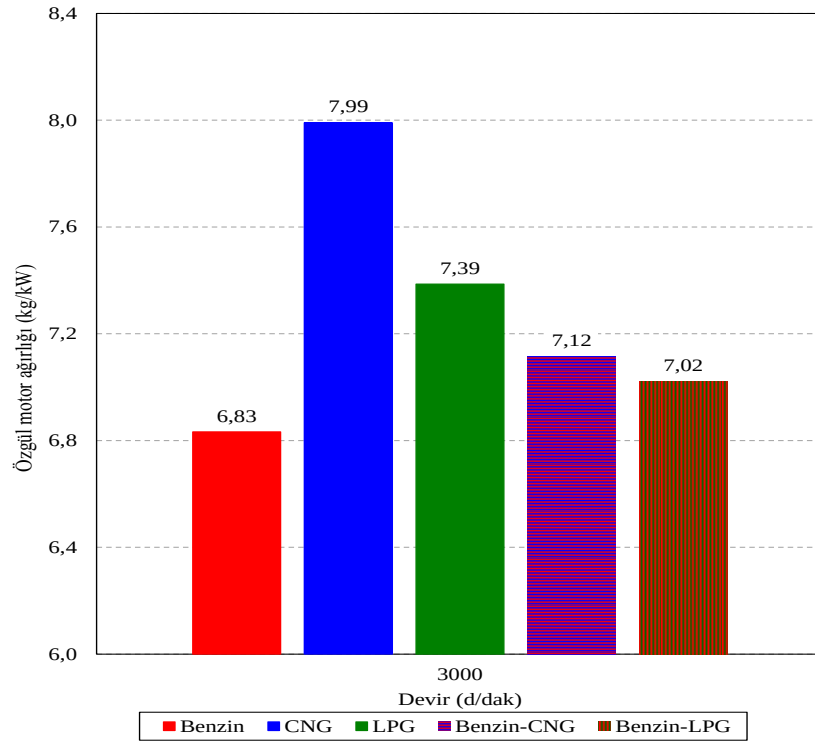
Şekil 7.72'de görüldüğü gibi özgül motor hacmi sıralaması büyükten küçüğe doğru CNG; LPG, benzin-CNG; benzin-LPG, benzin şeklinde hesaplanmıştır. Özgül motor hacmi açısından CNG'de aynı gücü elde etmek için diğer yakıtlara göre daha büyük strok hacmi gerekmektedir. Özgül motor hacmi verilerini destekler nitelikte olan özgül motor ağırlığı (Şekil 7.73) değerlendirildiğinde; benzin, LPG ve CNG'ye göre daha düşük özgül motor ağırlığına sahiptir.



Şekil 7.71. Saf ve karışımli yakıtlara göre özgül güç değışimi



Şekil 7.72. Saf ve karışımli yakıtlara göre özgül motor hacmi değışimi



Şekil 7.73. Saf ve karışımli yakıtlara göre özgül motor ağırlığı değışimi

Çalışmanın özellikle motor testi kısmında karışımli yakıt kullanımı ile ilgili günlerce süren detaylı denemeler sonrasında, benzin-CNG ve benzin-LPG karışımli için pratik ve teorik açıdan test düzeneğinin de elverdiği ölçüde anlamlı bir nokta belirlenerek ölçümler gerçekleştirildi. Bu ölçümlerden elde edilen referans veriler kullanılarak 1B ve 3B analizler de yapıldı. Testler esnasında motorun ticari bir motor olması, motor ECU'suna müdahale etmenin mümkün olmaması, yakıt debimetrelerinin tolerans aralıkları, kullanılan kısılma vanalarının hassasiyeti gibi şartlar, testler esnasında ölçüm aralıklarını ayarlamak ve sistemin kararlı halde kalmasını sağlamak açısından zorluk teşkil etmiştir. Birçok farklı ölçüm noktasında ölçüm yapılmasına rağmen, anlamlı sonuçlar içermediği için çalışma dışında bırakılmıştır. Değerlendirmeye, sadece birer karışım oranı alınmıştır. Bunlar, benzin-CNG karışımı için %90 benzin ve %10 CNG değerleridir. Benzin-LPG karışımı için ise %95 benzin ve %5 LPG değerleri alınmıştır.

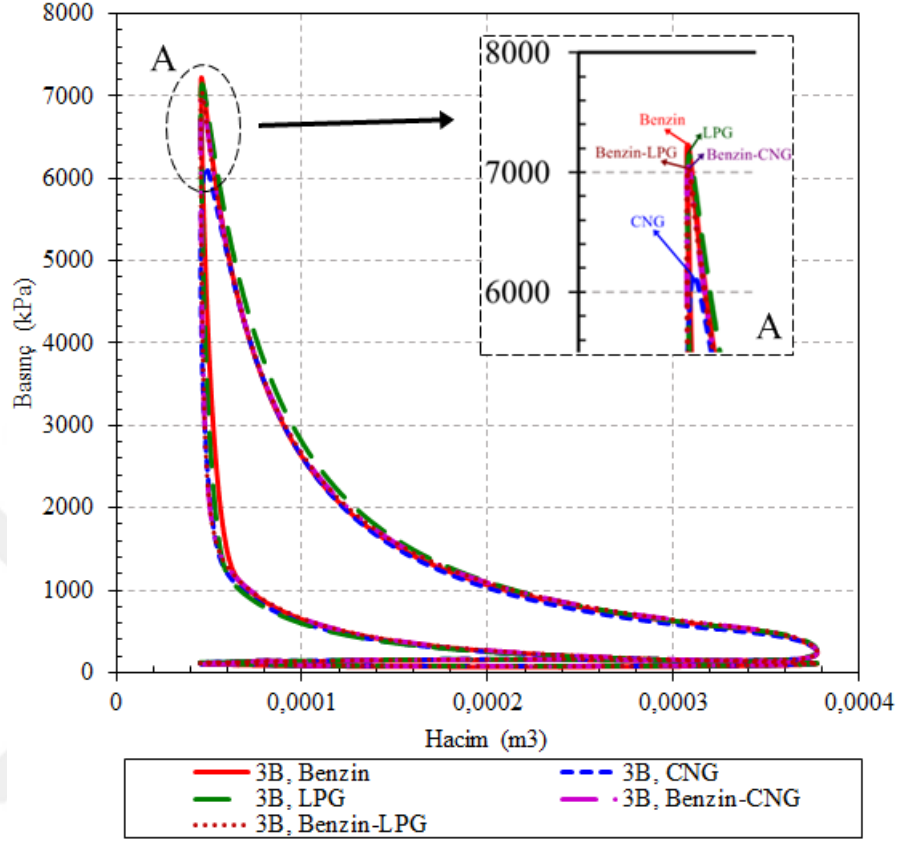
Önceki bölümlerde detaylandırılan karışımli yakıt kullanımları incelendiğinde hem %90-%10 benzin-CNG karışımı hem de %95-%5 benzin-LPG karışımı için motor performansında düşüş yaşanırken, egzoz emisyonlarında bazı noktalarda bir miktar

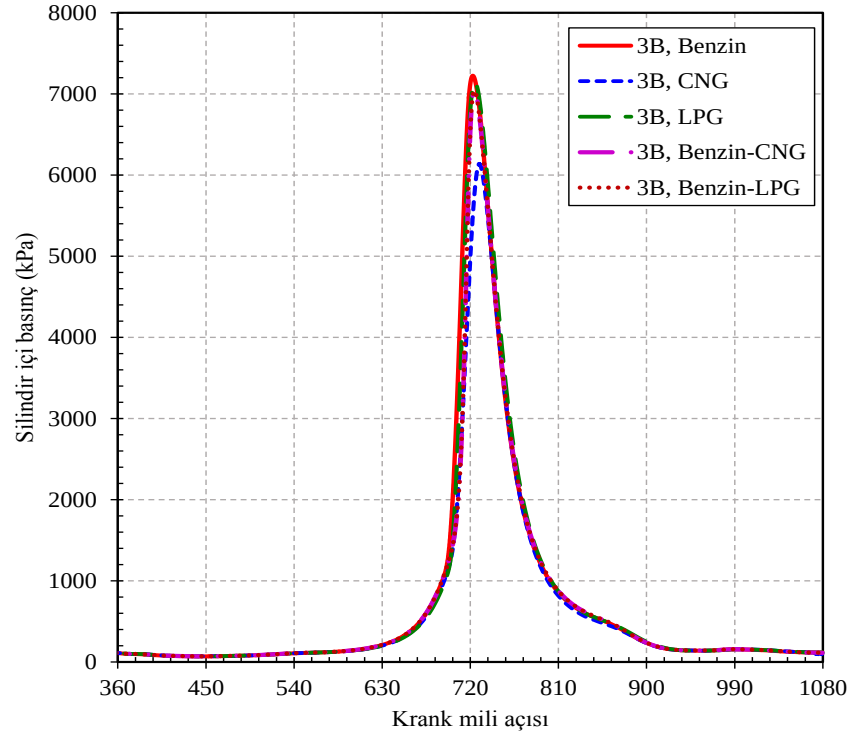
iyileşme sağlanmıştır. Karışımli yakıtların daha fakir hava-yakıt oranında çalışabilen motor tipleri için uygun olduğu görölmektedir. Bu bağlamda porttan yakıt gönderimli yada karbüratörlü bir buji ateşlemeli motor yerine direkt püskürtmeli bir buji ateşlemeli motorda yada sıkıştırma ateşlemeli bir motorda yakıt sarfiyatını düşürüp aynı performans yakalaması açısından karışımli yakıt kullanımının daha fazla fayda sağlayacağını söylemek yanlış olmayacaktır.

Yakıtların karşılaştırılması 3B model incelemesinde KMA'na göre daha detaylı yapılmıştır. Motor performans parametreleri ve emisyon değerleri devam eden kısımda tüm yakıtlar için KMA'na bağlı olarak karşılaştırılmış halde verilmiştir. Her bir yakıt için detaylı davranış değeriendirilmesi önceki bölümlerde yapılmıştır. Bu kapsamda; basınç–hacim (Şekil 7.74), silindir içi basınç (Şekil 7.75), silindir içi sıcaklık (Şekil 7.76), CO₂ değışimi (Şekil 7.77) ve NO_x değışimi (Şekil 7.78) grafiklerinde KMA'na göre verilmiştir. Grafikler incelendiğinde de, her açıdan benzin kullanımının, CNG ve LPG'ye göre motor performans parametreleri açısından daha iyi olduğu görölmektedir. Burada yine net karşılaştırma noktası gönderilen yakıta karşılık elde edilen performans verileridir. Buraya kadarki çalışmaların tamamı bu detayda değeriendirilirse CNG'nin diğeri yakıtların önüne geçtiği ortaya çıkmaktadır. Silindir içi basınç ve silindir içi sıcaklık değışimlerinin etkileri direkt olarak motor performans karakterleri olan tork, güç ve yakıt tüketimine etki etmektedir. 3B model incelemesinde karışımli yakıtların kullanım sonuçları incelendiğinde özellikle çözüm modelinin ECFM-3Z olmasından kaynaklı bazı farklılıklar mevcut olmakla birlikte eğri davranışları saf yakıt kullanımları ile aynı eğilimdedir.

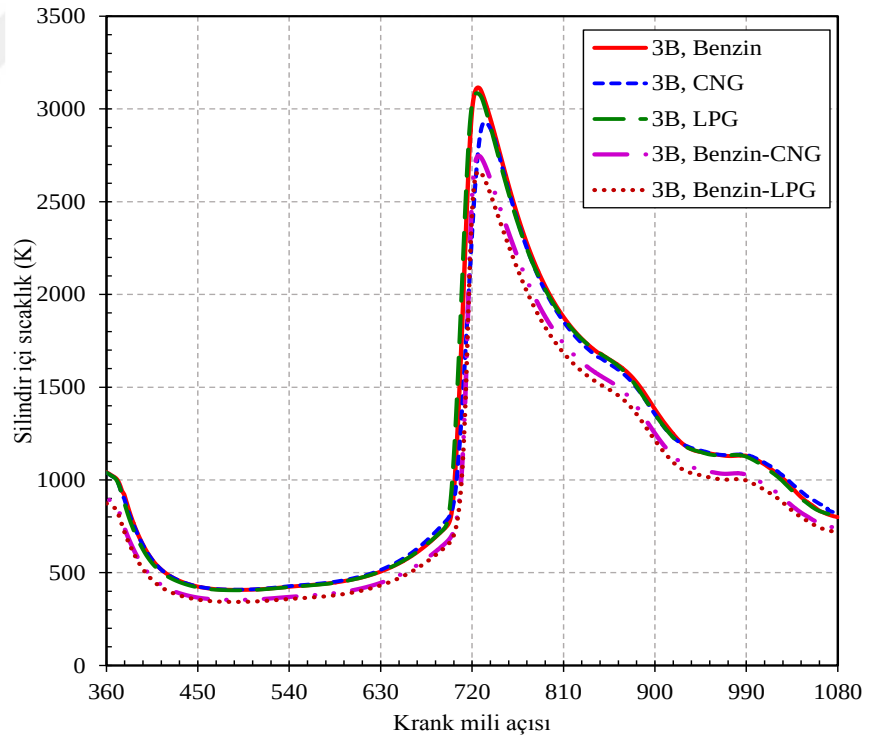
Motor egzoz emisyon değerieleri açısından grafikler incelendiğinde, CNG yakıtı, CO₂ oluşumları açısından benzine ve LPG'ye göre daha iyi olduğu görölmektedir. Fakat NO_x oluşumu açısından benzin, CNG ve LPG'den iyi sonuç vermektedir. Burada, inceleme yapılan çalışma şartlarında, benzinin zengin karışımında çalışması yanında CNG ve LPG'nin fakir karışımarda çalışmaları, daha yüksek H/C oranına sahip olmaları ve alt ısı değerielerinin benzine göre yüksek olması nedeniyle benzin daha düşük miktarda NO_x oluşumuna neden olmaktadır. Azotoksit oluşumu alev sıcaklığının fonksiyonu olup stokiometrik şartlarda maksimum seviyelerdedir. Maksimum NO_x oluşumu stokiometrik karışımından biraz uzak bir durum olan fakir karışım bölgesinde gerçekleşir [68]. Karışımli yakıtların kullanımı ile CO₂ miktarında

diğer saf yakıtlara göre bir miktar artış gözlenmiş, NO_x miktarı ise benzin ve LPG'den yüksek CNG'den düşük çıkmıştır.

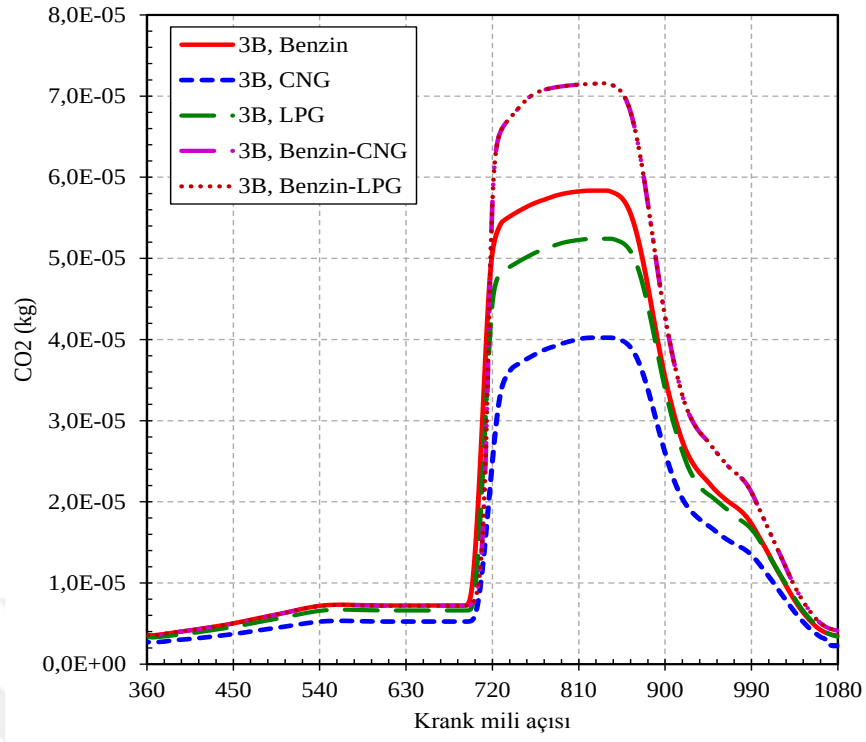




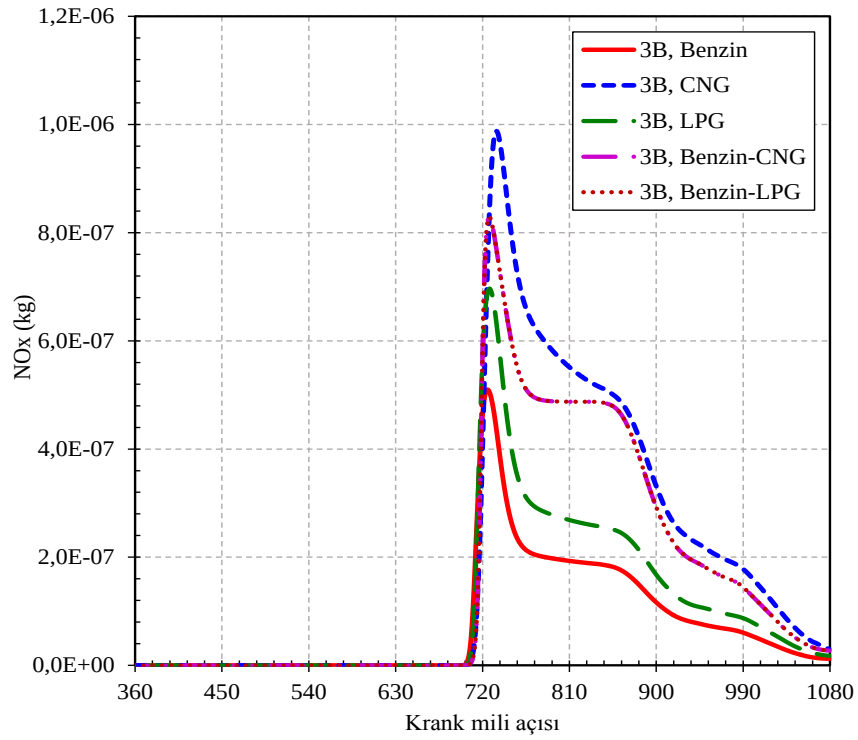
Şekil 7.75. Saf yakıtlar için basınç-hacim değişimi



Şekil 7.76. Saf yakıtlar için silindir içi sıcaklık değişimi



Şekil 7.77. Saf yakıtlar için silindir içi CO₂ değişimi



Şekil 7.78. Saf yakıtlar için silindir içi NO_x değişimi

8. GENEL DEĞERLENDİRMELER

Tezde özetle buji ateşlemeli bir motorda 5 farklı yakıt kullanımının motor performansı ve egzoz emisyonları üzerindeki etkileri 3 farklı yöntem kullanılarak incelenmiştir. Elde edilen sonuçların detaylı değerlendirmesi yukarıda ilgili bölümlerde yapılmıştır.

Gerçekleştirilen çalışmalardan elde edilen verilerden bazıları literatürdeki benzer çalışmalar ile karşılaştırılmıştır. Bu amaçla yoğun bir literatür taraması yapılarak özellikle benzer motor ile ilgili yayınlara ulaşılmaya çalışılmıştır. Ulaşılan yayınlarda bulunan bilgilerle oluşturulan karşılaştırma grafikleri aşağıda verilmiştir.

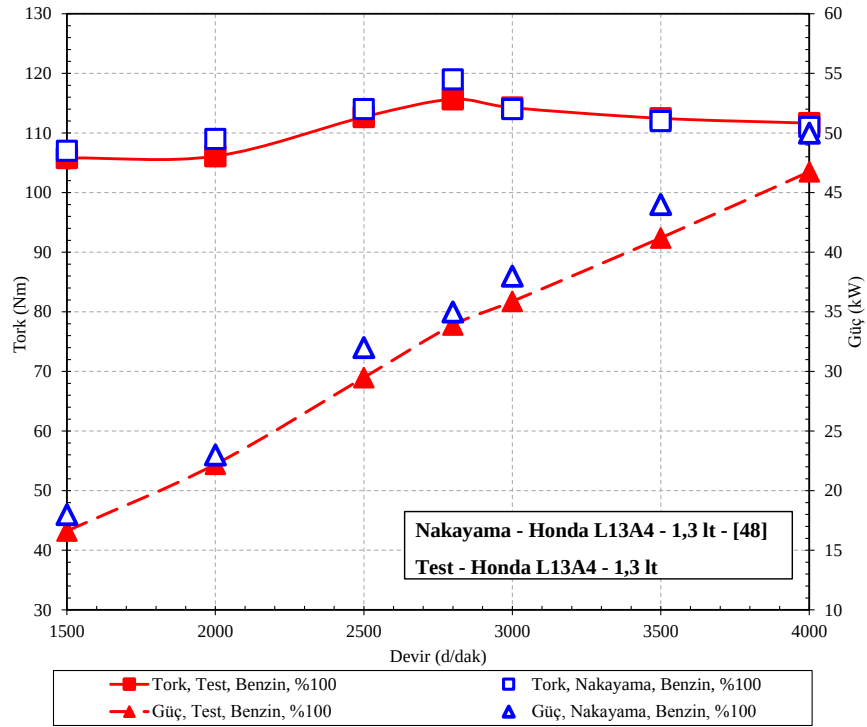
Öncelikle, laboratuvarında test edilen Honda L13A4 motoru ile birebir aynı motorun üretici firma Honda tarafından test edildiği sonuçlar ile karşılaştırma yapılmıştır. Honda firmasının web sitesindeki teknik makalelerde yayınlanan Nakayama ve ark. [48] tarafından verilen tork ve güç değerleri ile testlerden elde edilen değerlerin karşılaştırması Şekil 8.1’de gösterilmiştir. Bu veriler benzin için tam kelebek açıklığında elde edilmiştir. Honda firmasının test verileri bu çalışmada elde edilen test verileri birbirlerine oldukça yakın ve benzer eğilimde çıkmıştır. Yüksek devrilerdeki güç değerleri firmanın raporladığı güç değerlerinin bir miktar altında çıkmasına rağmen değerler oldukça yakındır. Bu karşılaştırma önemli bir karşılaştırmadır ve test düzeneğinden elde edilen verilerin doğruluğunu teyit etmektedir.

İkinci karşılaştırma ise, Honda firmasının aynı segmentde daha büyük hacimli benzer bir motoru olan (Honda L15A; 1,5 lt) ile yapılmıştır. Bu çalışmadaki test motoru ise yine Honda firmasının 1,3 lt hacimli Honda L13A4 motorudur. Putrasari ve ark. [40] bu motoru benzin ve CNG ile %25 ve %80 kelebek açıklıklarında test etmiştir. İki motorun test sonuçları Şekil 8.2’de güç olarak ve Şekil 8.3’de HC oluşumu olarak karşılaştırılmıştır. Motorlar birebir aynı olmadığı için karşılaştırma değerlerinin aynı çıkması beklenmemekle birlikte her iki motorun benzer eğilimli ve yakın değerler verdiği görülmektedir.

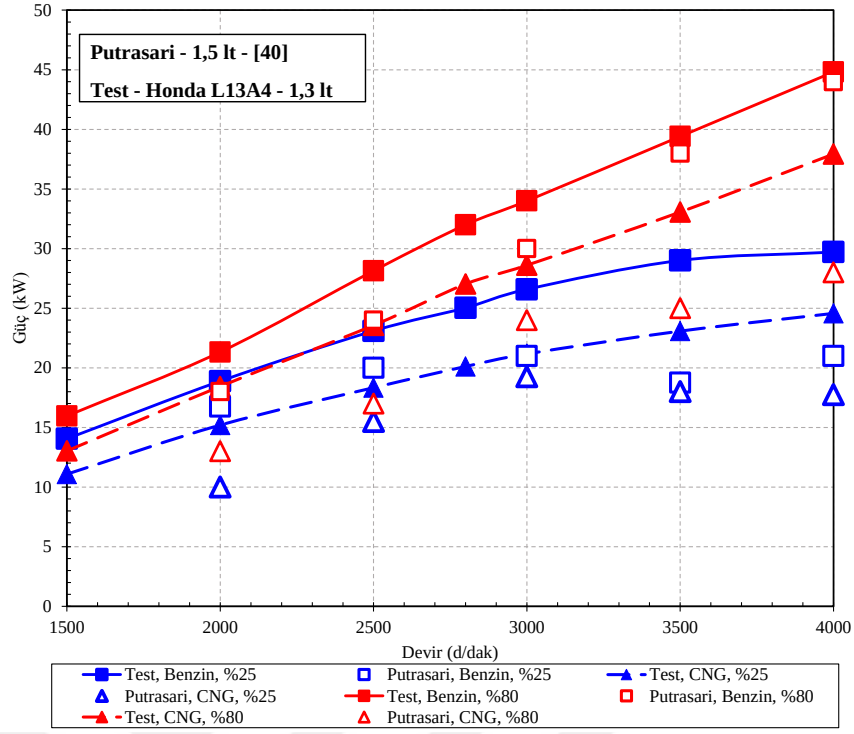
Üçüncü olarak, CNG karşılaştırması yapmak amacıyla Aslam ve ark. [43] tarafından test edilen motorun (Proton Magma 12 valf, 1,5 lt) sonuçları kullanılmıştır. Motor tam kelebek açıklığında benzin ve CNG ile test edilmiştir. Bu karşılaştırma

yayında verilen CO₂ (Şekil 8.4) ve NO_x (Şekil 8.5) için yapılmıştır. Karşılaştırması yapılan motorlar farklı olmakla birlikte, şekillerden görüldüğü gibi, benzinden CNG'ye geçildiği zaman her iki motorda da CO₂ miktarı benzer şekilde azalmıştır. NO_x miktarı ise artmıştır.

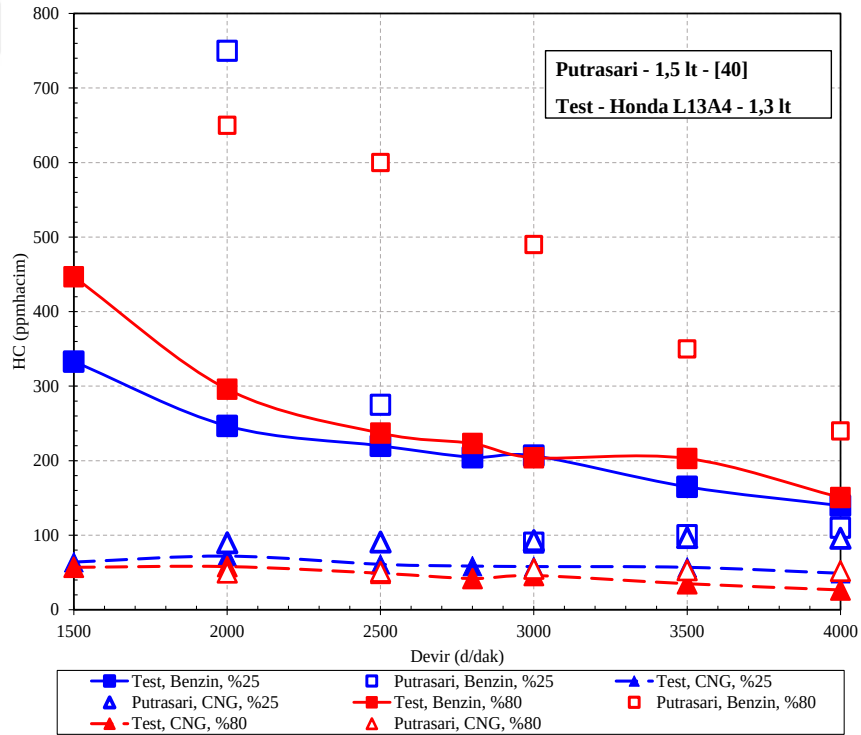
Dördüncü bir karşılaştırma ise model karşılaştırması şeklinde yapılmıştır. Bayraktar ve Durgun [49] sayısal model kullanarak 1,5 lt hacime sahip buji ateşlemeli bir motoru modellemiştir. Bu karşılaştırmada benzin ve LPG için devir sayısına göre güç ve CO değerleri sırasıyla Şekil 8.6 ve Şekil 8.7'de karşılaştırılmıştır. Grafiklerden görüldüğü gibi motorlar ve modellemeler farklı olmasına rağmen, benzin yerine LPG kullanımı güç de bir miktar azalma ile sonuçlanmıştır. Benzinden LPG'ye geçişte CO oluşumu mevcut motorda ciddi miktarda düşerken, Bayraktar ve ark. çalışmasında değişim oluşmamıştır.



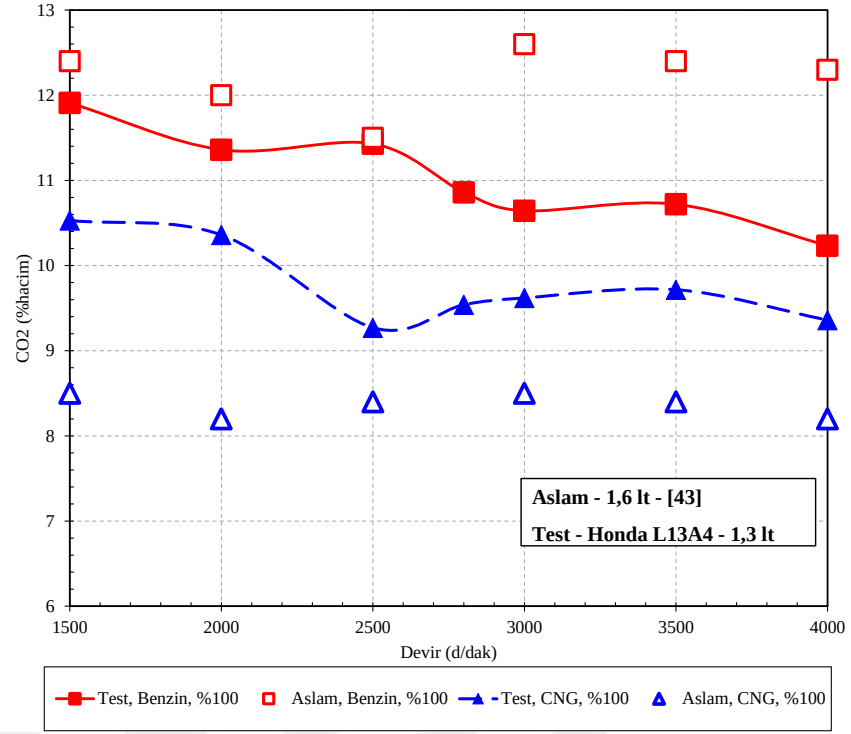
Şekil 8.1. Motor performans verileri karşılaştırması



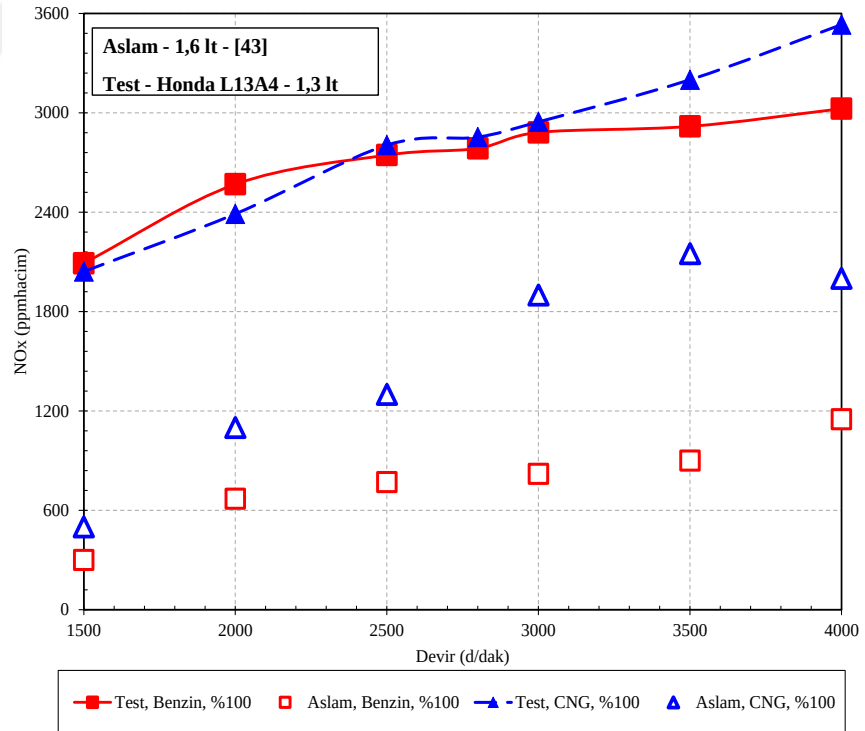
Şekil 8.2. Kısmi kelebek açıklıkları için güç değişimi



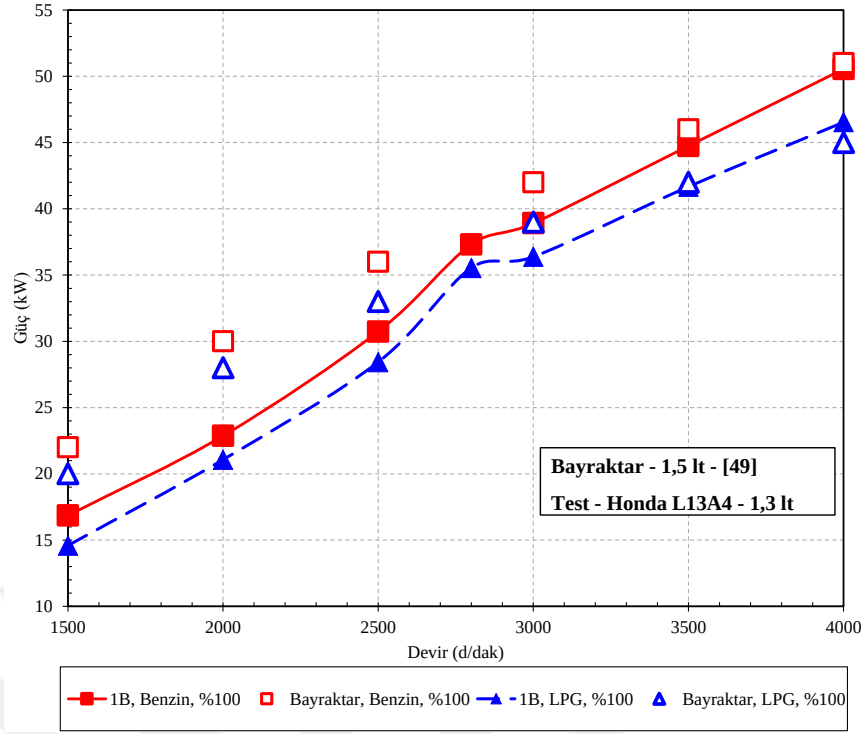
Şekil 8.3. Kısmi kelebek açıklıkları için HC değişimi



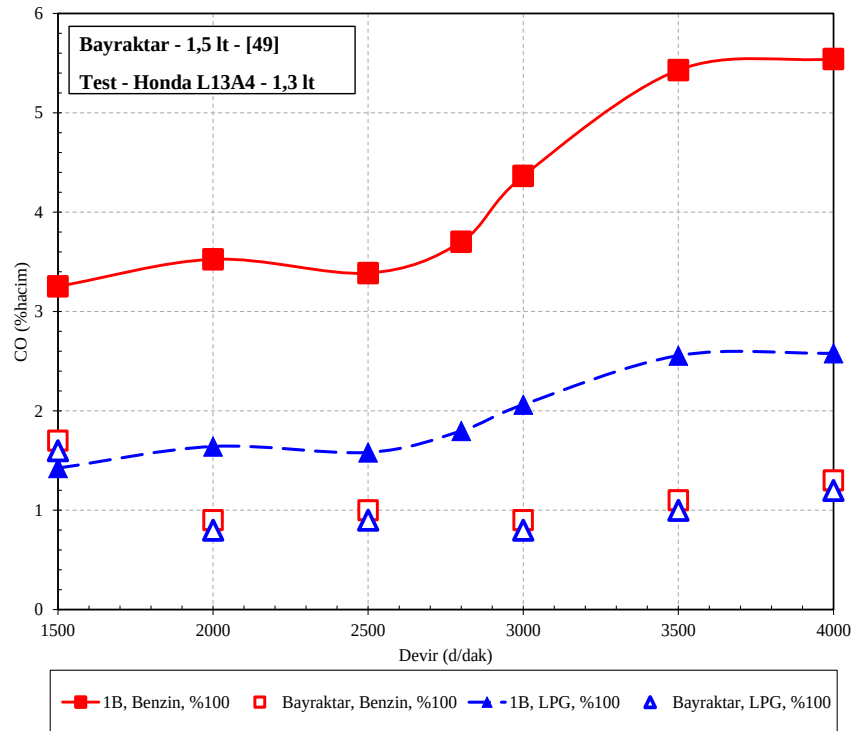
Şekil 8.4. Tam kelebek açıklığında CO₂ değişimi



Şekil 8.5. Tam kelebek açıklığında NO_x değişimi



Şekil 8.6. Tam kelebek açıklığında güç değişimi



Şekil 8.7. Tam kelebek açıklığında CO değişimi

Test edilen motor benzin için tasarlanmış ticari bir motordur. Bu sebeple benzin haricindeki yakıtların kullanımı benzin referans alınarak değerlendirilmiştir. Bu amaçla, benzin haricinde kullanılan saf ve karışımli yakıtların motor performansı ve egzoz emisyon parametrelerinin benzine göre yüzdesel değişimleri hesaplanmış ve Çizelge 8.1’de verilmiştir. Bu çizelge oluşturulurken motor testleri, 1B modeller, 3B modellerden alınan sonuçlar dikkate alınarak ortalama yüzdesel değişimler hesaplanmıştır. Yüzdesel değişimler 3000 d/dak ve tam kelebek açıklığı çalışma noktası referans alınarak elde edilmiştir.

Çizelgeden görüldüğü gibi CNG kullanımında performans verilerinde belirgin bir düşüş oluşmaktadır. Buna karşın emisyon değerlerinden NO_x hariç ciddi anlamda iyileşme olmaktadır. Saf LPG için ise CNG’ye göre motor performans verileri daha yüksek seviyededir. LPG için emisyon değerlerinde de benzine göre iyileşme olmaktadır.

Benzin-CNG karışımında motor performans verileri yaklaşık %10 seviyelerinde düşüş göstermekte ve CO₂ emisyonu hariç diğer emisyon değerlerinde saf benzin kullanımına göre gözle görülür bir iyileşme görülmektedir. Benzin-LPG karışımında ise motor performans verilerinde benzin-CNG karışımına göre daha az düşüş gözlenirken, emisyon değerlerinde de NO_x oluşumunda benzin-CNG karışımı kullanımına göre daha yüksek bir iyileşme oluşmaktadır.

Çizelge 8.1. Saf benzine göre saf ve karışımli yakıtların karşılaştırılması

PARAMETRELER	CNG	LPG	BENZİN-CNG	BENZİN-LPG
Tork	↓ 14%	↓ 10%	↓ 10%	↓ 6%
Güç	↓ 14%	↓ 7%	↓ 12%	↓ 8%
CO ₂	↑ 2%	↑ 7%	↓ 13%	↓ 4%
CO	↑ 99%	↑ 32%	↑ 63%	↓ 2%
HC	↑ 74%	↑ 34%	↑ 14%	↑ 17%
NO _x	↓ 10%	↓ 4%	↑ 14%	↑ 15%

Gerçekleştirilen çalışma ile motor test düzeneği saf ve karışımli yakıt kullanımları için uygun hale getirilmiş, eğitim-akademik-sanayi ortaklı çalışmalar için bir motor test odası oluşturulmuştur. Motor test ekipmanları ve motor modelleme yazılımları laboratuvar bünyesine kazandırılmış, ileride içten yanmalı motorlar için

gerçekleştirilecek Ar-Ge çalışmalarının önü açılmıştır. Tüm bu çalışmalar esnasında 2 adet Bilimsel Araştırma Projesi, 4 adet akademik yayın çalışması ve bunların sonucunda bu doktora tez çalışması gerçekleştirilmiştir.

Çalışmanın bütünü değerlendirildiğinde, CNG kullanımında tork ve güçde benzin ve LPG'ye göre düşüş olmakta fakat CNG'deki özgül yakıt sarfiyatı daha düşüktür. Emisyonlar açısından ise CNG kullanımı ile CO₂, CO ve HC emisyonlarında benzin ve LPG'ye göre iyileşme sağlanmakta fakat NO_x açısından kötüleşme olmaktadır. Karışımli yakıt kullanımında ise tork ve güç değerlerinde düşüş olmakta, emisyon parametrelerinde ise genel itibariyle iyileşme gözlenmektedir.

Benzin kullanımı için tasarlanmış olan buji ateşlemeli bir motorda ateşleme avans ayarları ve hava-yakıt karışım oranları benzine göre yapılmıştır. Bu ayarların CNG ve LPG kullanımında bu yakıtların özelliklerine göre yapılması elde edilecek faydayı arttırabilir. Yine benzer şekilde karışımli yakıtlar içinde buji ateşlemeli bir motorun genel olarak çalışma değeri olan 1,05 lambda değeri fakir karışımlar yönünde düzenlenerek ve sistemin ateşleme avans ayarları fakir karışım oranları dikkate alınarak düzenlendiği takdirde karışımli yakıt kullanıldığında sistemden alınacak faydanın arttırılacağı öngörülmektedir.

Genel olarak saf ve karışımli yakıt için gerçekleştirilmiş olan motor testi, 1B model ve 3B model sonuçları ortak olarak değerlendirilirse, yapılan çalışmadaki bazı önemli değerlendirme ve gözlemleri aşağıdaki başlıklar altında özetlemek mümkündür:

- 1) Motor test, 1B model ve 3B model sonuçları birbirleri ile ve motora ait katalog değerleri ve motora ait detaylı literatür çalışması [48] ile uyumlu çıkmıştır.
- 2) Saf yakıtlar için en yüksek tork ve güç değerlerine benzin kullanımında ulaşılmış, en düşük tork ve güç değerleri ise CNG kullanımında gerçekleşmiştir. CNG kullanımında motor performans verilerinde gözlemlenen düşüş miktarının literatürde yer alan benzer çalışmalar [40-43] ile uyumlu olduğu gözlenmiştir.
- 3) Gaz yakıtların (CNG ve LPG), silindire emilmesi gereken emme havası debisini ve volumetrik verimi düşürdüğü gözlenmiştir. Bu sonucu literatürde yer alan çalışmaları [40-43] desteklediği tespit edilmiştir.

- 4) Testlerde ve 1B model sonuçlarında kısmi kelebek açıklıklarında motorda çalışma düzensizlikleri olduğu ve performans ve egzoz emisyonlarında düzensizlikler olduğu belirlenmiştir. Kelebek açıklığı %10-30 arasında iken yüksek devir sayılarına doğru motor tamamen düzensiz ve kararsız bir davranış göstermektedir. Kelebek açıklığının %30-50 arasındaki değerlerinde belirli noktalarda kararlı davranışlar gözlenmeye başlamaktadır. %50'den sonra ise teoriyle uyumlu olarak hem performans hem de emisyon parametrelerinin kararlı davranış gösterdiği tüm yakıt kullanımları için tespit edilmiştir. Kısmi kelebek açıklıklarındaki davranışların birçoğunun literatürde kısmi kelebek açıklığında gerçekleştirilen çalışmalar [40-44] ile uyum içinde olduğu gözlenmiştir.
- 5) Devir sayısı ile artan fiziksel kayıplar nedeniyle, torkun tüm yakıtlar için 2500-3000 d/dak'dan sonra parabolik bir azalış eğilimine girdiği gözlenmiştir.
- 6) Gücün, artan devir sayısı ve kelebek açıklığı ile arttığı görülmüştür. Sırasıyla en yüksekten düşüğe benzin, LPG ve CNG şeklinde elde edilen gücün değiştiği gözlenmiştir.
- 7) Devir sayısı ve kelebeği açıklığı değişimleri incelendiğinde; artan devir sayısı ile benzin kullanımının stokiyometrik noktadan uzaklaşarak zengin karışıma geçtiği gözlenmiştir. CNG ve LPG'de ise motorun genel itibarıyla fakir karışım bölgesinde çalıştığı görülmüştür.
- 8) Artan devir sayısı ve kelebek açıklığı ile CO₂ oluşumu azalırken eksik yanma ürünü olan CO oluşumu artmıştır. Bu durumda motorun tam yanma durumundan eksik yanma durumuna doğru eğiliminin etkin olduğu ve yanma veriminin zamanların kısalması nedeniyle düşüş gösterdiği belirtilmiştir.
- 9) Literatürde [40-43-44] belirtilen CNG kullanımında benzine göre efektif verimde %5-10 artış, CO'da %90 azalış, HC'de %50 azalış ve NO_x'da %15 artış miktarlarına benzer davranışların CNG kullanımı için gerçekleştirilen motor test, 1B ve 3B model çalışmalarından elde edildiği tespit edilmiştir.

- 10) Artan devir sayısı ile HC oluşumu azalış göstermiştir. İncelenen motorun yanma odasının sahip olduğu özellikler nedeniyle, literatürdeki buji ateşlemeli motorlar için verilen genel HC oluşum aralığına [66] ve literatürdeki çalışmalar [40-43-44] göre tüm yakıtlar için düşük seviyede HC oluşumu tespit edilmiştir.
- 11) Artan kelebek açıklığı ve devir sayısı ile sıcaklıkların yükselmesi sonucu, NO_x oluşumunun arttığı belirlenmiştir. Fakir karışımla çalışmaya meyilli (CNG, LPG) yakıtlarda daha yüksek miktarda NO_x oluştuğu tespit edilmiş, sonuçların literatür çalışmaları [42-43-44] ile benzer olduğu gözlemlenmiştir. 1B model sonuçlarının literatür karşılaştırması sonucunda da bazı çalışmalar [49] ile uyumlu sonuçlar verdiği belirtilmiştir.
- 12) Saatte 1 kW'lık güç üretimi için motora gönderilmesi gereken yakıt miktarı açısından (özellik yakıt sarfiyatı) CNG yakıtının diğer yakıtlara göre daha avantajlı olduğu tespit edilmiştir. Yine artan kelebek açıklığı ile özgül yakıt sarfiyatının azaldığı gözlenmiştir.
- 13) CNG yakıtının H/C oranının daha yüksek olması nedeniyle ve daha fakir karışimli hava-yakıt oranında çalışma özelliği nedeniyle daha düşük yakıt tüketimin görülebileceği belirlenmiştir.
- 14) Çalışmalarda NO_x oluşumu dışındaki emisyon değerleri açısından CNG kullanımının emisyon değerlerini azaltıcı yönde etki ettiği gözlenmiştir.
- 15) Benzinin yanma odasına gönderimi sonra buharlaşma işlemi sırasında ortamı soğutarak daha fazla havanın silindir içerisine alınmasına olanak sağlamasının sonucunda volumetrik veriminin CNG ve LPG yakıtlarına göre yüksek olduğu saptanmıştır.
- 16) Karışimli yakıt kullanımının özellikle volumetrik verime etki ederek motor performansını düşürdüğü belirlenmiştir.
- 17) Karışimli yakıt kullanımının egzoz emisyonlarında iyileşmeye sebep olduğu tespit edilmiştir. Benzin-CNG karışımının NO_x dışındaki emisyonlar açısından benzin-LPG karışımına göre daha iyi sonuçlar verdiği tespit edilmiştir.

- 18) Karışımli yakıt çalışmasının sonucunda stokiometrik noktaya yakın bir lambda değerinden çalışması, buji ateşlemeli motorlar için özellikle performans açısından düşüŖe sebep olmaktadır. Bu nedenle, fakir karışımlar daha etkili sonuçlar elde edilebileceği düşünülerek, direk püskürtmeli benzinli motorlar yada sıkıştırma ateşlemeli motorlarda bu yakıtların kullanımından elde edilecek faydanın arttırılabileceği düşünölmektedir.
- 19) 1B modelleme yöntemi kullanarak tüm motor test sistemi modellenmiş ve elde edilen sonuçların motor testleri ve 3B modelleme sonuçları ile uyum içerisinde olduğu görölmüşür. Hatta 1B modelden elde edilen bazı veriler, motor test odasının revizyon işlemlerinde kullanılan ekipmanların referans ayarlanmasında kullanılmıştır.
- 20) İnceleme yöntemlerindeki bazı farklılıkların 1B ve 3B modellerde testlerde kullanılan benzin, CNG ve LPG yakıtları yerine sırasıyla izo-oktan, metan ve propan kullanılması, modellemelerde yapılan kabuller, 3B model sonuçlarının indike, 1B ve motor test sonuçlarının efektif sonuçlar, gerçek ortam ve sürtünme gibi mekanik etkilerden kaynaklı olduğu söylenebilir.
- 21) Silindir içi yanmanın ve ateşleme avansının etkilerini göstermek maksadıyla soğuk akış, alev özellikleri ve standart yanma karşılaştırması 3B model analizi üzerinden gerçekleştirilmiştir. Sıralı ateşlemenin etkileri ve alev gelişimleri incelenmiş, silindir içerisinde vuruntu oluşumunun önüne nasıl geçilebildiği gözlenmiştir. Silindir içi girdap ve döngü oluşumları incelenmiş, supap açıklığının artması ile girdap oluşumunun artıp döngü oluşumunun azaldığı tespit edilmiştir.
- 22) Gerçekleştirilen yanma modelleri incelemeleri sonrası G-equation modelinin ECFM-3Z modeline göre buji ateşlemeli motor analizlerinde tercih edilmesi gereken bir model olduğu belirlenmiştir.
- 23) G-equation modelindeki alev çekirdek ilerleyişinin sistemi ECFM-3Z modelindeki katmanlı alev ilerleyişine göre daha doğru temsil ettiği ve alev küreciğinin geometrik özellikleri değiştirilerek sonuçların optimize edilebileceği tespit edilmiştir.

- 24) 1B ve 3B modelleme çalışmaları değerlendirildiğinde ise saf benzin kullanımının diğer yakıtlara göre ideal Otto çevrimine daha çok yakınsadığı ve daha çok net iş alanına sahip olduğu tespit edilmiştir. CNG kullanımının ise yanma hızı nedeniyle ideal Otto çevriminden uzaklaştığı görülmüştür.
- 25) 1B ve 3B modellemede CNG yakıtının yanma hızının daha düşük olması nedeniyle üst ölü noktadan sonra tamamıyla silindir içi yakıt miktarının minimum olduğu gözlenmiştir.
- 26) 1B ve 3B model sonuçları incelendiğinde NO_x oluşumunda üst ölü noktadan sonra genel itibariyle kademeli bir azalış gözlenmiştir.
- 27) Modellerde ateşleme avansı değişimi ya da bu yakıtlara göre alev küresi çapı ile kalınlığı sağlanarak CNG ve LPG kullanımı için sonuçların iyileştirilebileceği de düşünülmektedir.
- 28) 3B model çalışması ile literatürde neredeyse yok denecek kadar az sayıda olan çift bujili ve sıralı ateşlemeli motor modeli üzerine bir çalışma gerçekleştirilmiştir.

Gerçekleştirilen çalışma ile literatüre sıralı ateşlemeli bir motorda saf ve karışımli yakıtın kullanımı üzerine detaylı bir çalışma kazandırılmıştır.

Bu tez çalışmasının ardından, elde edilen bilgi ve tecrübe ve test altyapısı kullanılarak aşağıdaki çalışmaların yapılması planlanmaktadır.

- Test düzeneğinde silindir içi basınç ve sıcaklığın ölçülmesi
- LPG yakıt dönüşüm düzeneğinin kurulması
- Motor modifikasyonları
- Eğitim, Ar-Ge ve sanayi odaklı projeler yapılması

KAYNAKLAR

- [1] Anonim, European Vehicle Market Statistics, International Council on Clean Transportation Europe, Pocketbook 2015/2016, pp. 12, 2016.
- [2] Anonim, European vehicle market statistics, International council on clean transportation europe, Pocketbook 2015/2016, pp. 13, 2016.
- [3] Basha, S. A., and Gopal, R. K., In-cylinder fluid flow, turbulence and spray models—a review, *Renewable and sustainable energy reviews*, v. 13(6-7), pp. 1620-1627, 2009.
- [4] Choi, H., Kim, H., Min, K., and Lee, J., The stratified combustion model of direct-injection spark-ignition engines, *Proceedings of the combustion institute*, v. 29(1), pp. 695-701, 2002.
- [5] D'Errico, G., and Lucchini, T., A combustion model with reduced kinetic schemes for SI engines fuelled with compressed natural gas, *SAE technical paper*, 2005-01-1123, 2005.
- [6] Das, S., and Chmiel, D. M., Computational and experimental study of in-cylinder flow in a direct injection gasoline (DIG) engine, Delphi Automotive Systems, Technical Center Rochester, New York, 1994.
- [7] Granet, V., Vermorel, O., Lacour, C., Enaux, B., Dugué, V., and Poinso, T., Large-eddy simulation and experimental study of cycle-to-cycle variations of stable and unstable operating points in a spark ignition engine, *Combustion and flame*, v. 159(4), pp. 1562-1575, 2012.
- [8] Jayashankara, B., and Ganesan, V., Effect of fuel injection timing and intake pressure on the performance of a DI diesel engine – A parametric study using CFD, *Energy conversion and management*, v. 51(10), pp. 1835-1848, 2010.
- [9] Karaaslan, S., Ricardo Araştırma Motorunda Silindir İçi Yanmanın ve Emisyon Oluşumunun Deneysel Olarak İncelenmesi ve Sayısal Simülasyonu. Doktora Tezi. Gazi Üniversitesi, Ankara, 2014.

- [10] Kong, S. C., Rutland, C. J., and Reitz, R. D., *Implementation of a spray and combustion model library in engine CFD codes*, In: 10th Multidimensional Engine Modelling Users Group Meeting, Detroit, 2000.
- [11] Köten, H., Comparison of Various Combustion Models within A Multidimensional Framework Applied to Heavy Duty CI Engine. Doktora Tezi. Marmara Üniversitesi, İstanbul, 2009.
- [12] Malaguti S., and Fontanesi S., *CFD Investigation of fuel film formation within a GDI engine under cold start cranking operation*, ASME 2009 Internal Combustion Engine Division Spring Technical Conference, ICES2009-76055, pp. 555-562, 2009.
- [13] Obieglo, A., Gass, J., and Poulidakos, D., Comparative study of modeling a hydrogen nonpremixed turbulent flame, *Combustion and flame*, v. 122(1), pp. 176-194, 2000.
- [14] Rakopoulos, C. D., Kosmadakis, G. M., and Pariotis, E. G., Evaluation of a combustion model for the simulation of hydrogen spark-ignition engines using a CFD code, *International journal of hydrogen energy*, v. 35(22), pp. 12545-12560, 2010.
- [15] Richard, S., Colin, O., Vermorel, O., Benkenida, A., Angelberger, C., and Veynante, D., Towards large eddy simulation of combustion in spark ignition engines, *Proceedings of the combustion institute*, v. 31(2), pp. 3059-3066, 2007.
- [16] Hepkaya, E., Ricardo Araştırma Motorunda Silindir İçi Akış ve Yanmanın STAR-CD/es-ICE Yazılımı ile Sayısal Simülasyonu. Yüksek Lisans Tezi. Gazi Üniversitesi, Ankara, 2013.
- [17] Vermorel, O., Richard, S., Colin, O., Angelberger, C., Benkenida, A., and Veynante, D., Towards the understanding of cyclic variability in a spark ignited engine using multi-cycle LES, *Combustion and flame*, v. 156(8), pp. 1525-1541. 2009.

- [18] Payri, F., Benajes, J., Margot, X. and Gil, A., CFD modeling of the in-cylinder flow in direct-injection diesel engines, *Computers & fluids*, v. 33, pp. 995-1021, 2004.
- [19] Han, Z., Uludogan, A., Hampson, G.J., and Reitz, R.D., Mechanism of soot and NO_x reduction multiple-injection in a diesel engine, *SAE technical paper*, 960633, 1996.
- [20] Reitz, R.D., and Rutland, C.J., Development and testing of diesel engine CFD models, *Progress in energy and combustion science*, v. 21, pp. 173-196, 1995.
- [21] Tan, Z., and Reitz, R. D., An ignition and combustion model based on the level-set method for spark ignition engine multidimensional modeling, *Combustion and flame*, v. 145, pp. 1–15, 2006.
- [22] Sukegawa, Y., Nogi, T., Kihara, Y., and Furuhashi, T., *Numerical simulation for mixture formation and combustion in direct fuel injection gasoline engines*, Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress, Seoul, Korea, pp. 1-7, 2000.
- [23] Baratta, M., Catania, A. E., Spessa, E., and Vassallo, A., *Flame propagation speed in si engines: modeling and experimental assessment*, ASME 2005 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, American Society of Mechanical Engineers, pp. 193-208, 2005.
- [24] Varol, B., Turbo Dizel Bir Motorda Bir Pistonun Termal ve Mekanik Yükler Altında Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Gerilim Analizi. Yüksek Lisans Tezi. Hacettepe Üniversitesi, Ankara, 2012.
- [25] Dinler, N., and Yucel, N., Combustion simulation in a spark ignition engine cylinder: effects of air-fuel ratio on the combustion duration, *Thermal science*, v. 14(4), 1001, 2010.
- [26] Zellat, M., Abouri, D., Conte, T., and Raghunathan, B., *Advanced modeling of GDI and DI diesel engines: investigations on combustion and high EGR level*, In 15th International multidimensional engine user's meeting at the SAE Congress, 2005.

- [27] Aydın, M., and Sorousbay, C., *Simulation of dual-fuel combustion in a compression ignition engine*, OTEKON'16, 8. Otomotiv teknolojileri konferansı, Bursa, Türkiye, 2016.
- [28] Zhao, F., Asmus, T. N., Assanis, D. N., Dec, J. E., Eng, J. A., and Najt, P. M., Homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines, *SAE Technical Paper*, 2003.
- [29] Liu, K., Burluka, A. A., and Sheppard, C. G. W., Turbulent flame and mass burning rate in a spark ignition engine, *Fuel*, v. 107, pp. 202-208, 2013.
- [30] Salimi F., Shamekhi A.H. and Pourkhesalian A.M., Role of mixture richness, spark and valve timing in hydrogen-fuelled engine performance and emission, *International journal of hydrogen energy*, v. 34(9), pp. 3922-3929, 2009.
- [31] Albayrak Ç., B., Hidrojen-Doğal Gaz Karışımlarının İçten Yanmalı Motorlarda Kullanılması. Doktora Tezi. Erciyes Üniversitesi, Kayseri, 2009.
- [32] Raine, R. R., Stone, C. R., and Gould, J., Modeling of nitric oxide formation in spark ignition engines with a multizone burned gas, *Combustion and flame*, v. 102(3), pp. 241-255, 1995.
- [33] Chan, S.H., and Zhu J., Modelling of engine in-cylinder thermodynamics under high values of ignition retard, *International journal of thermal sciences*, v. 40(1), pp. 94-103, 2001.
- [34] Collings, N., and Willey, J., Cyclically resolved HC emissions from a spark ignition engine, *SAE technical paper*, v. 87(2355), pp. 654-660, 1987.
- [35] Ladommatos, N., Cyclically resolved measurements of hydrocarbons in the cylinders of internal combustion engines, by means of a fast flame ionization dedector, *Journal of the institute of energy*, v. 65(463), pp. 94-101, 1992.
- [36] Stefanopoulou, A. G., Grizzle, J. W., and Freudenberg, J. S., *Engine air-fuel ratio and torque control using secondary throttles*, Conference on decision and control, pp. 2748-2753, 1994.

- [37] Saerens, B., Vandersteen, J., Persoons, T., Swevers, J., Diehl, M., and Van den Bulck, E., Minimization of the fuel consumption of a gasoline engine using dynamic optimization, *Applied energy*, v. 86(9), pp. 1582-1588, 2009.
- [38] Fontana, G. and Galloni, E., Experimental analysis of a spark-ignition engine using exhaust gas recycle at WOT operation, *Applied energy*, v. 87(7): pp. 2187-2193, 2010.
- [39] Kutlar, O. A., Arslan, H., and Calik, A. T., Methods to improve efficiency of four stroke, spark ignition engines at part load, *Energy conversion and management*, v. 46(20), pp. 3202-3220, 2005.
- [40] Putrasari, Y., Praptijanto, A., Nur, A., Wahono, B., and Santoso, W. B., Evaluation of performance and emission of SI engine fuelled with CNG at low and high load condition, *Energy procedia*, v. 68, pp. 147-156, 2015.
- [41] Ojapah, M. M., Zhang, Y., & Zhao, H., Part-load performance and emissions analysis of SI combustion with EIVC and throttled operation and CAI combustion, *SAE technical paper*, pp. 19-32, 2013.
- [42] Gümüş, M., Effects of volumetric efficiency on the performance and emissions characteristics of a dual fueled (gasoline and LPG) spark ignition engine, *Fuel processing technology*, v. 92(10), pp. 1862-1867, 2011.
- [43] Aslam, M., U., Masjuki, H., H., Kalam, M., A., Abdeslam, H., Mahlia, T., M., I., and Amalina, M., A., An experimental investigation of CNG as an alternative fuel for a retrofitted gasoline vehicle, *Fuel*, v. 85(5), pp. 717-724, 2006.
- [44] Jahirul M., I., Masjuki, H., H., Saidur, R., Kalam, M., A., Jayed, M., H., and Wazed, M., A., Comparative engine performance and emission analysis of CNG and gasoline in a retrofitted car engine, *Applied thermal engineering*, v. 30(14), pp. 2219-2226, 2010.

- [45] Momeni M., M., Basirat Tabrizi, H., and Mirsalim, M., Experimental investigation of the concomitant injection of gasoline and CNG in a turbocharged spark ignition engine, *Energy conversion and management*, v. 80, pp. 126-136, 2014.
- [46] Mohamad, T. I., and How, H. G., Part-load performance and emissions of a spark ignition engine fueled with RON95 and RON97 gasoline: technical viewpoint on Malaysia's fuel price debate, *Energy conversion and management*, v. 88, pp. 928-935, 2014.
- [47] Migita, H., Amemiya, T., Yokoo, K., and Iizuka, Y., The new 1.3-liter 2-plug engine for the 2002 Honda Fit, *JSAE review*, v. 23(4), pp. 507-511, 2002.
- [48] Nakayama, Y., Suzuki, M., Iwata, Y., and Yamano, J., Development of a 1.3 L 2-plug engine for the 2002 model 'fit', *Honda R&D technical review*, v. 13(2), pp. 43-52, 2001.
- [49] Bayraktar, H., and Durgun, O., Investigating the effects of LPG on spark ignition engine combustion and performance, *Energy Conversion and Management*, v. 46(13), pp. 2317-2333, 2005.
- [50] Yontar, A. A., Kantaroğlu, E., and Doğu, Y., *Ateşleme avansının motor performansına ve egzoz emisyonlarına etkilerinin sayısal olarak incelenmesi*, 13. Uluslararası yanma sempozyumu, Bursa, Türkiye, 2015.
- [51] Yontar, A. A., and Doğu, Y., *Buji ateşlemeli bir motorda 3/4 kelebek açıklığında motor performans ve emisyon parametrelerinin deneysel ve 1-b sayısal analiz ile incelemesi*, 8. Otomotiv teknolojileri kongresi, Bursa, Türkiye, 2016.
- [52] Yontar, A. A., and Doğu, Y., 2016, 1-D modelling comparative study to evaluate performance and emissions of a spark ignition engine fuelled with gasoline and lng, *MATEC Web of Conferences*, v. 81, no. 05003, 2016.
- [53] Çengel, Y. A., and Boles, M. A., *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*, Literatür Yayıncılık, 1999.

- [54] Maleev, V. L., Internal-Combustion Engines: Theory and Design, McGraw-Hill College, 1945.
- [55] Strehlow, R. A., Combustion Fundamentals, McGraw-Hill College, 1984.
- [56] Turns, S. R., An Introduction to Combustion, McGraw-Hill College, 1996.
- [57] Anonim, Star-CD/es-ice Manual Version 4.26, CD-adapco, 2016.
- [58] Anonim, Star Methodology for Internal Combustion Engine Applications 4.26, CD-Adapco, 2016.
- [59] Anonim, Star-CD/es-ice User Guide Version 4.26, CD-adapco, 2016.
- [60] Yakhot, V., Orszag, S.A., Thangam, S., Gatski, T.B. and Speziale, C.G., Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique, *Physics of Fluids*, v. 4(7), pp. 1510-1520, 1992.
- [61] Anonim, Star-CD 4.26, Methodology, CD-Adapco, 2016.
- [62] Menter, F. R., Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, *AIAA journal*, v. 32(8), pp. 1598–1605, 1994.
- [63] Gülder, Ö. L., Correlations of laminar combustion data for alternative SI engine fuels, *SAE technical paper*, 1984.
- [64] Metghalchi, M. A. K. J., and Keck, J. C., Laminar burning velocity of propane-air mixtures at high temperature and pressure, *Combustion and flame*, v. 38, pp.143-154, 1980.
- [65] Anonim, Ricardo Wave 2015.2, Manual, Ricardo, 2015.
- [66] Vibe, I. I., *Semi-empirical expression for combustion rate in engines*, InProceedings of Conference on piston engines, USSR Academy of Sciences, Moscow, pp. 185-191, 1956.

- [67] Heywood, J. B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill College, 1988.
- [68] Pulkrabek, W. W., Engineering Fundamentals of The Internal Combustion Engine, Pearson Prentice Hall, 2004.
- [69] Brettschneider, J., Extension of the equation for calculation of the air-fuel equivalence ratio, *SAE Technical Paper*, 1997.
- [70] Eberhardt, I. J. J., *Fuels of the future for cars and trucks*, U.S. Department of Energy, DEER Workshop, 2002.
- [71] Woschni, G., Universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine, *SAE technical paper*, 1967.
- [72] Newhall, H. K., *Kinetics of engine-generated nitrogen oxides and carbon monoxide*, Proceedings of 12th International Symposium on Combustion, pp. 603-613, 1968.
- [73] Cheng, W. K., Hamrin, D., Heywood, J. B., Hochgreb, S., Min, K., and Norris, M., An overview of hydrocarbon emissions mechanisms in spark-ignition engines, *SAE Technical Paper*, 1993.
- [74] Fenimore, C. P., Formation of nitric oxide in premixed hydrocarbon flames, *Proceedings of the Combustion Institute*, v. 13, pp. 373, 1970.
- [75] Anonim, Mahle GmbH, Pistons and Engine Testing, ATZ/MTZ-Fachbuch, 2012.
- [76] Anonim, Mahle GmbH, Cylinder Components, ATZ/MTZ-Fachbuch, 2014.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı: Ahmet Alper YONTAR

Mesleği : Araştırma Görevlisi / Yüksek Makina Mühendisi

Email : aayontar@mit.edu / ahmetyontar@kku.edu.tr

KİŞİSEL BİLGİLER

Doğum Tarihi : 18.07.1986

Doğum Yeri : Konya, TÜRKİYE

İLGİ VE ARAŞTIRMA ALANLARI

- İçten Yanmalı Motorlar
- Konstrüksiyon & İmalat
- Motorlu Araç Mekaniği
- Akışkanlar Mekaniği
- Isı Transferi
- Termodinamik
- Enerji Sistemleri

UZMANLIK ALANLARI

- İçten Yanmalı Motorlarda Yanma Modellemesi
- 1-D ve 3-D Motor Modellemesi
- İçten Yanmalı Motorların Test ve Kalibrasyonu
- İçten Yanmalı Motorlarda Yanma Odası ve Piston Çanağı Tasarımı
- Piston, Segman ve Silindir Gömleği Mekanik Davranışlarının Modellenmesi
- Piston, Segman ve Silindir Gömleği Kaynaklı Motor Problemlerinin Analizi
- Mühendislik Malzemelerinin İşlenebilirliği

ÖĞRENİM DURUMU

- 2012 – 2016 : Kırıkkale Üniversitesi – Fen Bilimleri Enstitüsü – Doktora Programı –
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
- 2008 – 2011 : Selçuk Üniversitesi – Fen Bilimleri Enstitüsü – Yüksek Lisans
Programı – Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
- 2004 – 2008 : Zonguldak Karaelmas (Bülent Ecevit) Üniversitesi – Mühendislik
Fakültesi – Makine Mühendisliği Bölümü
- 2000 – 2004 : Meram Anadolu Lisesi – Konya

İŞ TECRÜBESİ

- YENMAK Otomotiv A.Ş. – Mühendislik ve Ar-Ge Departmanı
Yüksek Makine Mühendisi, Temmuz 2008 / Kasım 2011
- Kırıkkale Üniversitesi – Mühendislik Fakültesi – Makine Mühendisliği Bölümü
Araştırma Görevlisi, Kasım 2011 /

ARAŞTIRMA PROJELERİ

- 2015–2016, “Benzinli Motorda CNG Karışımli Yakıtın Performansa ve
Emisyon Değerlerine Etkilerinin Deneysel İncelenmesi”,
BAP Projesi, (Kırıkkale Üniversitesi – Bilimsel Araştırma Projeleri
Koordinasyon Birimi)
Proje Süresi : 12 ay
Görevi : Yardımcı Araştırmacı
- 2015–2016, “Benzinli Motorda CNG Karışımli Yakıtın Emisyon Değerlerine
Etkilerinin Deneysel İncelenmesi”,
BAP Projesi, (Kırıkkale Üniversitesi – Bilimsel Araştırma Projeleri
Koordinasyon Birimi)
Proje Süresi : 12 ay
Görevi : Yardımcı Araştırmacı

2010–2011, “Dört Silindirli Sıkıştırma Ateşlemeli Motorda Motorin-LNG Kullanımı için Piston Tasarımı”,

Özel Sektör Firmaları Ortak Ar-Ge Projesi

Proje Süresi : 10 ay

Görevi : Araştırmacı ve Tasarımcı

2010–2011, “Yeni Teknoloji Motorlar için Çelik Piston Üretimi”,

Özel Sektör Firması Ar-Ge Projesi

Proje Süresi : 6 ay

Görevi : Yürütücü

2010–2011, “AISI 304 Paslanmaz Çeliklerin İşlenebilirliğinin İncelenmesi”,

BAP Projesi, (Selçuk Üniversitesi – Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi)

Proje Süresi : 12 ay

Görevi : Araştırmacı

KULLANILAN MÜHENDİSLİK YAZILIMLARI

- | | |
|------------------|--------------------------|
| ➤ Ricardo-Suite | ➤ SolidWorks |
| ➤ Ansys-Forte | ➤ Catia |
| ➤ Star CCM+ | ➤ Unigraphics |
| ➤ Star-CD/es-ice | ➤ MSC.Adams |
| ➤ AVL-Suite | ➤ MSC.Marc |
| ➤ GT-Suite | ➤ Matlab |
| ➤ Converge | ➤ Working Model |
| ➤ OpenFoam | ➤ Engineering Power Tool |

ÖDÜLLER VE DESTEKLER

- 2016 – Türbülanslı Yanmanın Fiziği – Genç Araştırmacı Eğitimi Desteği – NORDITA, KTH (İsveç Kraliyet Teknoloji Enstitüsü), Uluslararası Yanma Enstitüsü.
- 2016 – Motorlarda İleri Yanma Teknolojileri – Genç Araştırmacı Eğitimi Desteği – Uluslararası Yanma Enstitüsü.
- 2015 – TUBITAK 2214 – Yurt Dışı Doktora Sırası Araştırma Bursu – Massachusetts Teknoloji Enstitüsü (MIT), Makine Mühendisliği Bölümü, Sloan Otomotiv Laboratuvarı, A.B.D.
- 2013 – Avrupa Birliği Proje Çevrimi Yönetimi Sertifikası - Genç Araştırmacı Eğitimi – Grundtvig Programı – Avrupa Birliği, Info-Handicap, Empower, Lüksemburg.
- 2010 – ISO/TS 16949 Kalite Yönetim Sistemi: İç Denetçi Eğitimi - Dış Ticaret Müsteşarlığı.
- 2010 – ISO/TS 16949 Kalite Yönetim Sistemi: Temel Şartlar Eğitimi - Dış Ticaret Müsteşarlığı.
- 2008 – Onur Öğrencisi – Zonguldak Karaelmas (Bülent Ecevit) Üniversitesi – Mühendislik Fakültesi.
- 2006 – Onur Öğrencisi – Zonguldak Karaelmas (Bülent Ecevit) Üniversitesi – Mühendislik Fakültesi

ÜYELİKLER:

- Uluslararası Yanma Enstitüsü, A.B.D. (2015-....)
- Info-Handicap, Lüksemburg, (2013-....)
- TMMOB-MMO, Türkiye, (2009-....)

YAYINLARI

Tezleri

1. Yontar, A. A., 2016, “Buji Ateşlemeli Motorda Saf ve Karışımli Alternatif Yakıtların Motor Performansına ve Emisyonlarına Etkilerinin Sayısal ve Deneysel İncelemesi”, Doktora Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Kırıkkale Üniversitesi, Kırıkkale, Türkiye.
2. Yontar, A.A., 2011, “AISI 304 Paslanmaz Çeliklerin İşlenebilirliğinin İncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Selçuk Üniversitesi, Konya, Türkiye.

Uluslararası Hakemli Dergilerde Yayımlanan Makaleleri

1. Yontar, A.A., Ersoyoğlu, A.S. and Ünüvar, A., 2012, “Research of The Effect of Cutting Parameters on Tool Life in Turning Operations by Using of Statistical Process Analysis”, Academic Journal of Science, Vol. 01, No.3, pp. 89-97.
2. Yontar, A. A., and Doğu, Y., 2016, “1-D Modelling Comparative Study to Evaluate Performance and Emissions of a Spark Ignition Engine Fuelled with Gasoline and LNG”. MATEC Web of Conferences, Vol. 81, No.05003. doi:10.1051/matecconf/20168105003.

Uluslararası Bilimsel Toplantılarda Sunulan ve Bildiri Kitabında Basılan Bildirileri

1. Yontar, A. A., and Doğu, Y., 2016, “1-D Modelling Comparative Study to Evaluate Performance and Emissions of a Spark Ignition Engine Fuelled with Gasoline and LNG”, ICTTE 2016, 5th 5th International Conference on Transportation and Traffic Engineering, June 21-24, 2016, Lucerne, Switzerland.
2. Yontar, A. A., and Doğu, Y., 2016, “Experimental and 1-D Numerical Analysis Investigation of Performance and Emissions of a Spark Ignition Engine Running at 3/4 Partial Throttle Opening”, OTEKON’16, 8th Automotive Technology Conference, May 23-24, 2016, Bursa, Turkey.

3. Yontar, A. A., Kantaroğlu, E., and Doğu, Y., 2015, “Numerical Investigation of Effects of Ignition Advance Angle Variation on Engine Performance and Exhaust Emissions”, 13th International Combustion Symposium, September 09-11, 2015, Bursa, Turkey.
4. Yontar, A. A., Ersoyoğlu, A. S. and Ünüvar, A., 2011, “Modeling and Prediction of Surface Roughness in Turning Operations of AISI 304 Stainless Steels”, Science and Technology - International Conference for Academic Disciplines, July 24, 2011, Anglo - American University, Prague, Czech Republic.

HOBİLER

Yabancı diller, hentbol, körling, satranç, basketbol, lakros, kendo.