



T.C.

KIRIKKALE ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BUJİ ATEŞLEMELİ MOTORDA BENZİN-ASETON VE BENZİN-
DİMETİL ETER KARIŞIMLARININ MOTOR
PERFORMANSINA VE EMİSYONLARINA ETKİLERİNİN
SAYISAL VE DENEYSEL İNCELEMESİ**

EMRAH KANTAROĞLU

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DOKTORA TEZİ

DANIŞMAN

Prof. Dr. Yahya DOĞU

KIRIKKALE-2022



T.C.

KIRIKKALE ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BUJİ ATEŞLEMELİ MOTORDA BENZİN-ASETON VE BENZİN-
DİMETİL ETER KARIŞIMLARININ MOTOR
PERFORMANSINA VE EMİSYONLARINA ETKİLERİNİN
SAYISAL VE DENEYSEL İNCELEMESİ**

EMRAH KANTAROĞLU

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DOKTORA TEZİ

DANIŞMAN

Prof. Dr. Yahya DOĞU

KIRIKKALE-2022

Emrah KANTAROĞLU tarafından hazırlanan “BUJİ ATEŞLEMELİ MOTORDA BENZİN-ASETON VE BENZİN-DİMETİL ETER KARIŞIMLARININ MOTOR PERFORMANSINA VE EMİSYONLARINA ETKİLERİNİN SAYISAL VE DENEYSEL İNCELEMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında DOKTORA TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Yahya DOĞU

Makina Mühendisliği
Anabilim Dalı, Kırıkkale
Üniversitesi

İmza

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum.

Başkan: Prof. Dr. Ali ERİŞEN

Makina Mühendisliği
Anabilim Dalı, Ostim
Teknik Üniversitesi

İmza

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum.

Üye: Doç. Dr. Nureddin DİNLER

Makina Mühendisliği
Anabilim Dalı, Gazi
Üniversitesi

İmza

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum.

Üye: Doç. Dr. Ahmet Alper YONTAR

Makina Mühendisliği
Anabilim Dalı, Tarsus
Üniversitesi

İmza

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum.

Üye: Doç. Dr. Seyfi POLAT

Makina Mühendisliği
Anabilim Dalı, Hitit
Üniversitesi

İmza

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum

Tez Savunma Tarihi: 03/06/2022

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Doktora Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

Prof. Dr. Recep ÇALIN

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ÖZET

BUJİ ATEŞLEMELİ MOTORDA BENZİN-ASETON VE BENZİN-DİMETİL ETER KARIŞIMLARININ MOTOR PERFORMANSINA VE EMİSYONLARINA ETKİLERİNİN SAYISAL VE DENEYSEL İNCELEMESİ

Kırıkkale Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Doktora Tezi

Danışman: Prof. Dr. Yahya DOĞU

Haziran 2022, 249 sayfa

Bu doktora tez çalışmasında çift buji ateşlemeli ticari bir motorda (Honda L13A4 i-DSI) saf ve karışımli yakıt kullanımının motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkileri sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Saf yakıt olarak benzin ve karışımli yakıt olarak aseton-benzin ve dimetil eter (DME)-benzin kullanılmıştır. İnceleme; deneysel ve sayısal modelleme (1B ve 3B) yöntemleriyle yapılmıştır. Literatürde asetonun motorda kullanımı ile ilgili oldukça sınırlı sayıda ve DME'nin ise daha çok sıkıştırma ateşlemeli motorda kullanımıyla ilgili çalışmalar bulunmaktadır.

Karışımlardaki ikincil yakıt kütleli oranları %0-%2-%5-%10-%20-%100 olarak belirlenmiştir ve aseton-benzin karışımları G100, A2, A5, A10, A20, A100; DME-benzin karışımları ise G100, DME2, DME5, DME10, DME20, DME100 şeklinde gösterilmiştir. Böylece toplamda 11 adet yakıt incelenmiştir. Ayrıca, sayısal incelemelerde ilaveten üçlü karışım da %90 benzin, %5 aseton ve %5 DME (G90A5DME5) incelenmiştir.

Çalışmanın deneysel kısmında ticari motorun bağılı olduğu motor test sisteminde saf ve karışımli yakıtlar için motor performans parametreleri ve egzoz emisyonları ölçülmüştür.

Çalışmanın sayısal kısmında 1B ve 3B model kullanılmıştır. 1B modelde, Ricardo-Wave yazılımı ile komple motor test sistemi modellenmiş ve karışımli yakıtların (aseton-benzin ve DME-benzin) analizleri yapılmıştır.

3B silindir-içi yanma HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) modeli Ansys-Forte yazılımında oluşturularak motorun silindir-piston sistemi 3B modellenmiş ve silindir-içi yanma analizleri yapılmıştır. 3B model, mevcut test motorunun emme/egzoz portları, emme/egzoz supapları, bujileri, piston ve silindir kafası dahil bir silindirini içermektedir. 3B modelde gereken DME yakıt kütüphanesi için Ansys-ChemkinPro yazılımındaki 0B reaksiyon modeli tanımlanmıştır.

Böylece saf ve karışımli yakıtların etkileri ticari bir motor için deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Aseton ve DME'nin performans ve emisyonlara etkileri belirlenmiştir.

Motor performansı tork, güç, OEB, ÖYT ve hacimsel verim kullanılarak değerlendirilmiştir. 1B ve 3B modelde ilaveten; silindir-içi basınç, sıcaklık ve emisyonların KMA'ya göre değişimleri de hesaplanmıştır. 3B modelde incelenen yakıtlar için silindir-içi alev yayılımının radyal ve eksenel silindir kesitlerindeki sıcaklık dağılımları da görselleştirilmiştir.

Emisyonlar olarak testlerde egzoz hattından CO, CO₂, HC, NO_x, O₂, lambda değerleri ölçülmüştür. Ayrıca, egzoz gazı sıcaklığı da ölçülmüştür. 1B ve 3B modelden elde edilen silindir-içi emisyonlar KMA'ya göre hesaplanmıştır.

Motorun maksimum katalog torku 2800d/dk'da, 119Nm'dir. Bütün inceleme yöntemlerinde artan aseton oranıyla bu tork azalmıştır. Torkta, G100'den A20'ye gidildikçe, testte %1.45, 1B modelde %4.03, 3B modelde ise %1.03 azalma görülmüştür. Testlerde ÖYT'de, A2 (%0.27), A5 (%0.55), A10 (%0.75) azalma olurken A20'de (%0.26) artış olmuştur. ÖYT'de yine G100'den A20'ye geçişte 1B modelde %2.93, 3B modelde ise %8.41 artış olmuştur. Testte, G100'den A20'ye CO (%33.6), HC (%34.4) ve O₂ (%26.6) emisyonlarında azalma, CO₂ (%11.4) ve NO_x (%87.7) emisyonlarında artma görülmüştür. 1B ve 3B modelde aseton oranı arttıkça, silindir-içi CO, HC ve NO_x emisyonlarında azalma, CO₂ emisyonunda artma görülmüştür. O₂'de 1B modelde azalma, 3B modelde artma görülmüştür. Ayrıca aseton-benzin karışımları test ve 1B modelde farklı devirler için de incelenmiştir.

DME-benzin karışımlarında, G100'den DME20'ye doğru 1B ve 3B modelde torkun azaldığı görülmüştür. 2800d/dk'daki tork; DME20 için 1B modelde (%9.84), 3B modelde (%5.47) azalmıştır. ÖYT için, DME2 yakıtında 1B modelde %4.57, 3B modelde %1.38 azalma, DME20 yakıtında 1B modelde %1.46, 3B modelde ise %4.86 artma gerçekleşmiştir. Emisyonlarda, 1B ve 3B modelde DME arttıkça CO₂, HC ve NO_x emisyonlarında azalma, CO ve O₂ emisyonlarında artma görülmüştür.

Anahtar kelimeler: İçten yanmalı motorlar, alternatif ve karışımli yakıt, aseton, dimetil eter (DME), motor testi, motor modelleme, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), yanma, motor performansı ve egzoz emisyonları.

ABSTRACT

NUMERICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF EFFECTS OF GASOLINE- ACETONE AND GASOLINE-DIMETHYL ETHER MIXTURES ON ENGINE PERFORMANCE AND EMISSIONS IN SPARK IGNITION ENGINE

Kırıkkale University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering, PhD Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Yahya DOĞU

June 2022, 249 pages

In this Ph.D. thesis, the effects of pure and mixed fuel usage on engine performance and exhaust emissions in a commercial dual spark ignition engine (Honda L13A4 i-DSI) were investigated numerically and experimentally. Gasoline as pure fuel and acetone-gasoline and dimethyl ether (DME)-gasoline as mixed fuel were used. Investigation was performed by using experimental and numerical modeling (1D and 3D) methods. In the literature, there are a very limited number of studies on the use of acetone in the engine and the use of DME mostly in compression ignition engines.

The mass fractions of secondary fuel in the mixtures were determined as 0%-2%-5%-10%-20%-100%, and acetone-gasoline mixtures were notated as G100, A2, A5, A10, A20, A100 while DME-gasoline mixtures were notated as G100, DME2, DME5, DME10, DME20, DME100. Thus, a total of 11 fuels were investigated. In addition, in numerical studies, an additional triple mixture of 90% gasoline, 5% acetone and 5% DME (G90A5DME5) was investigated.

In the experimental part of the study, engine performance parameters and exhaust emissions were measured for pure and mixed fuels for the commercial engine in the engine test system.

1D and 3D models were used in the numerical part of the study. In the 1D model, the complete engine test system was modeled with Ricardo-Wave software and the mixed fuels (acetone-gasoline and DME-gasoline) were analyzed.

The 3D in-cylinder combustion CFD (Computational Fluid Dynamics) model was formed in Ansys-Forte software. The cylinder-piston system of the engine was modeled in 3D and in-cylinder combustion analyzes were performed. The 3D model included one cylinder of the test engine including intake/exhaust ports, intake/exhaust valves, spark plugs, piston and cylinder head.

The 0D reaction model in Ansys-ChemkinPro software was used to define the DME fuel library required in the 3D model.

Thus, the effects of pure and mixed fuels were investigated experimentally and numerically for a commercial engine. The effects of acetone and DME on performance and emissions were determined.

Engine performance was evaluated by using torque, power, MEP, SFC and volumetric efficiency. In addition, in the 1D and 3D models; variation of in-cylinder pressure, temperature and emissions with respect to the CAD were also calculated. In the 3D model, the temperature distributions representing the in-cylinder flame propagation in the radial and axial cylinder sections were also visualized for the investigated fuels.

As emissions, CO, CO₂, HC, NO_x, O₂, lambda values were measured from the exhaust line in the tests. In addition, the exhaust gas temperature was also measured. In-cylinder emissions from the 1D and 3D model are calculated with respect to the CAD.

The engine's maximum catalog torque is 119Nm at 2800rpm. This torque decreased with increasing acetone ratio in all investigation methods. The torque decreased from G100 to A20 by 1.45% in the test, 4.03% in the 1D model and 1.03% in the 3D model. In the tests, SFC decreased for A2 (0.27%), A5 (0.55%), A10 (0.75%), while increased for A20 (0.26%).

In SFC, there was an increase of 2.93% in the 1D model and 8.41% in the 3D model from G100 to A20. In the test, CO (33.6%), HC (34.4%) and O₂ (26.6%) emissions decreased from G100 to A20, while CO₂ (11.4%) and NO_x (87.7%) emissions increased. As the acetone ratio increased in the 1D and 3D models, a decrease in in-cylinder CO, HC and NO_x emissions, and an increase in CO₂ emissions were observed. O₂ decreased in the 1D model and increased in the 3D model. In addition, acetone-gasoline mixtures were also examined for different engine speeds in the test and 1D model.

In the DME-gasoline mixtures, it was observed that the torque decreased from G100 to DME20 in the 1D and 3D models. Torque at 2800rpm for DME20 decreased in 1D model (9.84%) and 3D model (5.47%). For SFC, there was a 4.57% decrease in DME2 fuel in the 1D model, 1.38% decrease in the 3D model, and an increase of 1.46% in the 1D model and 4.86% in the 3D model in the DME20 fuel. In emissions, CO₂, HC and NO_x emissions decreased, while CO and O₂ emissions increased as DME increased in 1D and 3D models.

Keywords: Internal combustion engines, alternative and mixed fuel, acetone, dimethyl ether (DME), engine testing, engine modeling, Computational Fluid Dynamics (CFD), combustion, engine performance and exhaust emissions.

TEŞEKKÜR

Akademik hayatım boyunca örnek alacağım, doktora eğitimim süresince beni her zaman destekleyen, kıymetli tecrübeleriyle beni yönlendirerek bu araştırmanın konusunun belirlenmesinden, gerektirdiği amaçlara ulaşmasına kadar tüm süreci yöneten, çalışmalarım sırasında kıymetli bilgilerini ve katkılarını benden esirgemeyen değerli danışmanım Sayın Prof. Dr. Yahya DOĞU'ya ortaya çıkan bu değerli eser için teşekkürü bir borç bilir, saygılarımı sunarım.

Çalışmalarım sırasında yanımda olarak destek veren mesai arkadaşım Arş. Gör. Bahadır GEMİCİOĞLU'na teşekkür ederim.

Bu çalışmanın her aşamasında yanımda olarak bana her türlü desteği ve fedakarlığı gösteren sevgili eşim Betül KANTAROĞLU'na ve eğitim hayatımın ilk gününden beri maddi ve manevi destekleriyle yanımda olan kıymetli aileme teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

Sayfa

ÖZET.....	ii
ABSTRACT	iv
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	x
ŞEKİLLER DİZİNİ	xii
SİMGELER DİZİNİ	xv
KISALTMALAR DİZİNİ	xvii
1.GİRİŞ	1
1.1.Tezin Amacı ve Kapsamı	3
1.2.Aseton için Literatür Araştırması	10
1.3.DME için Literatür Araştırması	14
2.İÇTEN YANMALI MOTORLAR	20
2.1.Buji Ateşlemeli Motor Çevrim Analizi	20
2.2.Yanma ve Karışım Oranı Hesapları	24
2.2.1.Yanma Tanımları	24
2.2.2.Aseton-Benzin Karışımı için Kütle Hesabı	30
2.2.3.DME-Benzin Karışımı için Kütle Hesabı.....	35
2.3.Motor Karakteristikleri	40
3.MOTOR TESTİ	47
3.1.Motor Performansı ve Emisyon Ölçümleri	48
3.2.Motor Test Sistemi	49
3.3.Motor Test Sistemi Belirsizlik Analizi.....	57
4.MOTOR 1B MODELİ.....	63
5.SİLİNDİR-İÇİ YANMA 3B HAD MODELİ.....	68
5.1.Silindir-içi Yanma HAD Modeli Oluşturma	69
5.1.1.Geometrinin Oluşturulması	70
5.1.2.Ağ Yapısının Oluşturulması	74
5.1.3.Sınır Şartlarının Tanımlanması.....	79
5.1.4.Model Dosyasının Oluşturulması	81
5.1.5.Silindir-içi Yanma Modelinde Kullanılan Korunum Denklemleri	94

5.2.HAD Analizinde Kullanılan Modelleme Tanımlamalarının Hassasiyet Analizleri ve Doğrulama Çalışmaları.....	100
5.2.1.Simülasyon Başlangıç Zamanı	101
5.2.2.Mesh Sayısı Belirlemesi	102
5.2.3.Türbülans Modeli Belirlemesi	109
5.2.4.Alev Hızı Modeli Belirlemesi.....	117
5.2.5.Zaman Adımı Belirlemesi	124
5.2.6.HAD Modeli Doğrulaması	130
6.ASETON-BENZİN KARIŞIMLARININ SONUÇLARI	133
6.1.Performans (2800 d/dk):.....	135
6.1.1.Tork Değerlendirmesi: Benzin İçin (G100):	135
6.1.2.Tork Değerlendirmesi: Aseton-Benzin Karışımları İçin (A2, A5, A10, A20):	137
6.1.3.Silindir-içi Özellikler: İndikatör Diyagramı, Basınç, Sıcaklık:	139
6.1.4.ÖYT Değerlendirmesi:	141
6.1.5.Hacimsel Verim Değerlendirmesi:	143
6.1.6.Tork Değişimi ve Literatür ile Karşılaştırma (2800 d/dk):.....	144
6.2.Emisyonlar (2800 d/dk):.....	153
6.2.1.CO, CO ₂ , O ₂ Emisyonları:	156
6.2.2.HC Emisyonu:	159
6.2.3.NO _x Emisyonu ve Egzoz Gazı Sıcaklığı:	160
6.3.Farklı Devirlerde Aseton-Benzin Karışımlarının Etkileri:	164
6.3.1.Performans (Farklı Devirlerde):	165
6.3.2.Emisyonlar (Farklı Devirlerde):	172
7.DME-BENZİN KARIŞIMLARININ SONUÇLARI	177
7.1.Performans (2800 d/dk):.....	178
7.1.1.Tork Değerlendirmesi: Benzin İçin (G100):	178
7.1.2. Tork Değerlendirmesi: DME-Benzin Karışımları İçin (DME2, DME5, DME10, DME20):	179
7.1.3.Silindir-içi Özellikler: İndikatör Diyagramı, Basınç, Sıcaklık:	180
7.1.4.ÖYT Değerlendirmesi:	183
7.1.5.Hacimsel Verim Değerlendirmesi:	184
7.1.6.Tork Değişimi ve Literatür ile Karşılaştırma (2800 d/dk):.....	185
7.2.Emisyonlar (2800 d/dk):.....	194
7.2.1.CO, CO ₂ , O ₂ Emisyonları:	195
7.2.2.HC Emisyonu:	197

7.2.3.NO _x Emisyonu:.....	198
7.3.Farklı Devirlerde DME-Benzin Karışımlarının Performansa Etkileri:	201
8.GENEL DEĞERLENDİRMELER	207
8.1.Aseton Değerlendirmesi	209
8.2.DME Değerlendirmesi	214
KAYNAKLAR	218
EKLER.....	222
ÖZGEÇMİŞ.....	228



ÇİZELGELER DİZİNİ

ÇİZELGE

Sayfa

1.1. Yakıtların özellikleri	5
1.2. İnceleme yöntemleri ve incelenen parametreler	9
1.3. Asetonun literatürdeki ve çalışmadaki kullanımı.....	13
1.4. DME'nin literatürdeki ve çalışmadaki kullanımı.....	19
2.1 Aseton-benzin karışımları için hava-yakıt karışımlarının kimyasal kompozisyonu	34
2.2. DME-benzin karışımları için hava-yakıt karışımlarının kimyasal kompozisyonu	39
3.1. Motor test sisteminden ölçülen ve hesaplanan parametreler.....	47
3.2. Test motoru teknik özellikleri	52
3.3 Dinamometre teknik özellikleri	53
3.4. Test sistemindeki cihazların ölçüm doğrulukları	58
3.5. Emisyon ölçüm cihazının ölçüm doğrulukları	58
3.6. Hesaplanan parametrelerin ölçüm belirsizlikleri	62
4.1. Motor 1B model analiz matrisi	67
5.1. HAD modeli sınır şartları.....	80
5.2 Giren hava-yakıt karışımlarının kimyasal kompozisyonu	80
5.3. Buji ateşlemesi tanımları.....	89
5.4. Simülasyon ve supap hareket aralıkları	91
5.5. 3B model analiz matrisi	93
5.6. RANS RNG k-ε türbülans modeli katsayıları	97
5.7. Simülasyon başlangıç zamanının çözüme etkisi	101
5.8. Soğuk akış analizlerinde ÜÖN'daki başlangıç mesh sayıları	102
5.9. Yanma dahil analizlerde ÜÖN'daki başlangıç mesh sayıları	105
5.10.İnceleme yöntemleri tork verilerinin literatür ile karşılaştırılması	132
6.1. İnceleme matrisi ve hesaplanan değerler.	134
6.2. Silindire giren yakıt özellikleri hesaplama tablosu	152
6.3. G100'den A20' ye tork azalması	166
6.4. G100'den A20' ye ÖYT artışı	167
6.5. G100'den A20' ye emisyonlardaki değişim	172

7.1. Silindire giren yakıt özellikleri hesaplama tablosu	193
7.2. G100'den DME20' ye tork azalması	203
7.3. G100'den DME20' ye ÖYT artışı.....	203
8.1. Artan aseton oranının benzine göre performans ve emisyonlardaki etkisi (2800d/dk).....	210
8.2. Artan DME oranının benzine göre performans ve emisyonlardaki etkisi (2800d/dk).....	215



ŞEKİLLER DİZİNİ

ŞEKİL

Sayfa

2.1. İdeal Otto çevrimi basınç-ölgül hacim ve sıcaklık-entropi diyagramları.....	21
2.2. Otto çevrimi ile hesaplanan silindir-içi basınç ve sıcaklıkların 1B ve 3B model ile karşılaştırması	22
2.3. İdeal otto çevrimi ile gerçek çevrim arasındaki farklılıklar	23
2.4. Aseton-benzin karışımı A2 için kütleel oran hesaplaması örneği	33
2.5. DME-benzin karışımı DME2 için kütleel oran hesaplaması örneği	38
2.6. Silindir-piston sistemi şeması	40
2.7. Çalışma karakteristikleri	44
2.8. Motorda oluşan enerji akışı ve güç-kayıp-verim şeması	45
3.1. Motor test sistemi fotoğrafı ve şeması	50
3.2. Motor test sistemi kontrol yazılımı arayüzü	54
3.3. Emisyon ölçüm cihazı ve yazılım ara yüzü	56
4.1. Motor silindiri 1B model tanımlaması ve görüntüs	66
4.2. Motor 1B model görüntüsü	67
5.1. Ansys-Forte'de 3B silindir-içi yanma HAD modeli oluşturma adımları.....	69
5.2. HAD model geometrisi için görüntüler	71
5.3. Silindir-içi HAD modeli hacmi ve sınır yüzeyleri	73
5.4. HAD modeli mesh yapısı	77
5.5. Mesh sayısı-KMA değışimi	78
5.6. Model geometrisi	82
5.7. Emme ve egzoz supaplarının mesh yapıları.....	83
5.8. Mesh düzeltmeleri sonrası model görünümü	83
5.9. Ansys-Forte yakıt kütüphaneleri	84
5.10. Gasoline_PRF_178sp.cks yakıt kütüphanesi	85
5.11. DME_Gasoline yakıt kütüphanesi oluşturma basamakları	87
5.12. DME_Gasoline yakıt kütüphanesi	88
5.13. Giriş koşulları tanımlamaları	91
5.14. Simülasyon kontrol tanımlamaları	92
5.15. Soğuk akış analizlerinde mesh sayılarının KMA'ya göre değışimi.....	103

5.16. Soğuk akış mesh sayıları için indikatör diyagramı ve silindir-içi basıncın KMA'ya göre değişimi (2800d/dk).....	103
5.17. Soğuk akış mesh sayıları için silindir-içi sıcaklığın KMA'ya göre değişimi (2800d/dk).....	104
5.18. Yanma dahil analizlerde mesh sayılarının KMA'ya göre değişimi	106
5.19. Yanma dahil mesh sayıları için performans parametreleri (2800d/dk).....	106
5.20. Yanma dahil mesh sayıları için emisyonlar	107
5.21. Yanma dahil mesh sayıları için silindir-içi eksenel kesitte sıcaklık dağılımları	108
5.22. Farklı türbülans modelleri için silindir-içi basınç ve sıcaklığın KMA'ya göre değişimi	112
5.23. Farklı türbülans modelleri için performans parametreleri	113
5.24. Farklı türbülans modelleri için silindir-içi emisyonların KMA'ya göre değişimi	114
5.25. Farklı türbülans modelleri için silindir-içi eksenel kesitte sıcaklık dağılımları	115
5.26. Farklı türbülans modelleri için silindir-içi eksenel kesitte sıcaklık hız vektörleri	116
5.27. Farklı alev hızı modelleri için silindir-içi basınç ve sıcaklığın KMA'ya göre değişimi	120
5.28. Farklı alev hızı modelleri için performans parametreleri.....	121
5.29. Farklı alev hızı modelleri için emisyonlar	122
5.30. Farklı alev hızı modelleri için silindir-içi eksenel kesitte sıcaklık dağılımları	123
5.31. Farklı zaman adımları için silindir-içi basınç ve sıcaklığın KMA'ya göre değişimi	126
5.32. Farklı zaman adımları için performans parametreleri	127
5.33. Farklı zaman adımları emisyonları	128
5.34. Farklı zaman adımları için silindir-içi eksenel kesitte sıcaklık dağılımları	129
5.35. Motor testi tork verilerinin literatür ile karşılaştırması	130
5.36. HAD modellerinden hesaplanan torkların literatür ile karşılaştırması	131
6.1. Aseton karışımları için performans parametreleri (2800d/dk).....	148
6.2. Aseton karışımları için silindir-içi basınç ve sıcaklığın KMA'ya göre değişimi (2800d/dk).....	149
6.3. Aseton karışımları için silindir-içi radyal kesitte sıcaklık dağılımları	150
6.4. Aseton karışımları için silindir-içi eksenel kesitte sıcaklık dağılımları	151
6.5. Silindire giren yakıt özelliklerinin grafikleri.....	152
6.6. Motor testi aseton emisyonları	161
6.7. 1B/3B model aseton emisyonları	162

6.8. Motor testi aseton performans parametreleri (tüm devirler)	170
6.9. Farklı devirler için aseton oranlarının performansa etkisi	171
6.10. Motor testi aseton emisyonları (tüm devirler).....	175
6.11. Farklı devirler için aseton oranlarının emisyonlara etkisi.....	176
7.1. DME karışımları için performans parametreleri (2800d/dk)	189
7.2. DME karışımları için silindir-içi basınç ve sıcaklığın KMA'ya göre değişimi (2800d/dk).....	190
7.3. DME karışımları için silindir-içi radyal kesitte sıcaklık dağılımları	191
7.4. DME karışımları için silindir-içi eksenel kesitte sıcaklık dağılımları	192
7.5. Silindire giren yakıt özelliklerinin grafikleri	193
7.6. 1B/3B model DME emisyonları	199
7.7. Motor testi DME performans parametreleri (tüm devirler)	205
7.8. Farklı devirler için DME oranlarının performansa etkisi.....	206

SİMGELER DİZİNİ

A	Yanma odası yüzey alanı
A_p	Piston kesit alanı
b_e	Efektif özgül yakıt tüketimi
d	Piston çapı
ε	Sıkıştırma oranı
$\eta_{brüt,i}$	Brüt indike verim
η_c	Yanma verim
η_e	Efektif verim
η_{GD}	Gaz değişim verimi
η_m	Mekanik verim
$\eta_{net,i}$	Net indike verim
η_{th}	Termal verim
η_v	Hacimsel verim
h	Strok mesafesi
i	Çevrim oranı
l	Biyel kolu uzunluğu
λ	Lambda
m_y	Yakıt debisi
n	Devir
P_e	Efektif güç
P_{me}	Ortalama etkin basınç
r	Krank mili yarıçapı
s	Piston konumu

T	Motor torku
θ	Krank mili açısı
U_p	Ortalama piston hızı
V_h	Strok hacmi
W_e	Efektif iş
V_a	Emme havası debisi
$V_{\text{Ö}}, V_{\text{Ü.Ö.N.}}$	Ölü hacim
V_t	Toplam hacim



KISALTMALAR DİZİNİ

0B	Sıfır boyut
1B	Bir boyut
3B	Üç boyut
A.Ö.N.	Alt ölü nokta
C	Karbon
CO	Karbon monoksit
CO ₂	Karbon dioksit
CH ₄	Metan gazı
C ₃ H ₈	Propan
C ₈ H ₁₈	İzo-oktan
C ₃ H ₆ O	Aseton
C ₂ H ₆ O	Dimetil eter
CNG	Sıkıştırılmış doğalgaz
DME	Dimetil eter
HAD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
HC	Hidrokarbon
H ₂ O	Su buharı
i-DSI ignition	Intelligent dual-spark plug sequential
JP8	Jet yakıtı
KMA	Krank mili açısı
LES	Large Eddy Simulation
LNG	Sıvılaştırılmış doğalgaz
LPG	Likit petrol gazı

NO _x	Azotoksitler
OEB	Ortalama etkin basınç
O ₂	Oksijen
ÖYT	Özgöl yakıt tüketimi
RANS	Reynolds ortalımalı Navier-Stokes
RON	Araştırma oktan sayısı
S	Sülfür
Ü.Ö.N.	Üst ölü nokta



1. GİRİŞ

Dünyada var olan enerji savaşları ve fosil yakıtların çevreye zararlarının yaygın olarak daha hissedilir hale geldiği son dönemlerde alternatif enerji arayışları ve enerji verimliliği gündemi fazlasıyla meşgul etmektedir. Ülkemizdeki enerji kaynaklarının tüketimi karşılayamaması nedeniyle artan dışa bağımlılık ve enerji maliyetlerinin yüksek olması alternatif enerji kaynakları ve enerji verimliliği konularını daha da önemli hale getirmiştir. Otomotiv sektöründe ise, bu gidişata bağlı olarak içten yanmalı motorlarda verimlilik yanında düşük yakıt maliyeti ve özellikle emisyonların iyileştirilmesi için alternatif yakıtlar çok yönlü olarak tekrarlı dikkate alınarak mevcut motor ve yakıt teknolojilerinin geliştirilmesi üzerinde ülkemizde ve dünyada akademi ve otomotiv sektörü tarafından birçok Ar-Ge faaliyetleri sürdürülmektedir.

Bu çalışmalara ilave olarak, tamamen elektrikli ya da hibrit olarak elektrikli araç üretimi de hız kazanmıştır. Ancak, dünya üzerinde milyarlarca benzin ve dizel yakıt kullanan araç olduğu düşünüldüğünde, topyekün bir elektrik dönüşümü yapmak oldukça uzun yılları alacaktır. TÜİK verilerine göre ülkemizde 2021 yılı sonunda 25,188,967.00 trafiğe kayıtlı motorlu araç bulunmaktadır ((TÜİK), 2022). Türkiye bu rakamlar ile en başlarda ABD, Avrupa Birliği ve Çin'in bulunduğu dünya sıralamasında İngiltere'den sonra 10. sırada yer almaktadır. Bu araç miktarının %25.5'i benzin, %37.7'si Dizel, %36'si LPG ve %0.7' si elektrikli araçlardır ((TÜİK), 2022). Hali hazırda bu sayının yarısı kadar bir elektrikli araç kullanımı söz konusu olduğunda elektrik altyapısının tamamıyla çökeceği bir gerçektir. Dünyadaki toplam araç sayısı ise yaklaşık olarak 2 milyar seviyelerindedir. Bunun yanında batarya teknolojisi ile doğru orantılı olarak gelişen elektrikli araç sektörü, bataryaların gelişim hızına yenik düşmüş ve iyiden iyiye yavaşlamıştır. Otomotiv, Uçay ve Havacılık Sanayii, enerji üretim tesisleri gibi büyük ölçekli planlamalar halen içten yanmalı motorların etkisindedir. Bu nedenle kullanıma daha yatkın ve hızlı sonuç verecek çözüm arayışları halen geçerliliğini sürdürmektedir.

İçten yanmalı motorlarda verimlilik artışı, düşük yakıt maliyeti ve emisyonların iyileştirilmesi için alternatif yakıt katkıları olarak birçok yakıt üzerinde çalışılmıştır.

Benzinli motorlarda kullanılan alternatif yakıt katkıları olarak aseton, etanol, metanol, LPG, CNG, LNG, hidrojen, syngas, amonyak, JP8, P-serisi, bor türevleri, boron sayılabilir. Dizel motorlarda ise biyodizel, yağlar, CNG, LPG, etanol katkıları denenmiştir. Bu doktora tezi kapsamında benzinli motorda alternatif katkı yakıtı olarak aseton ve dimetil eter (DME) çalışılmıştır.

İçten yanmalı motorlar ve yakıt teknolojileri üzerine yapılan Ar-Ge çalışmaları teorik hesaplamalar ve kavramsal tasarımlardan sonra deneysel ve sayısal modelleme yöntemleri ile yapılmaktadır. Test maliyetlerinin yüksek olması yanında sayısal yöntemlerde kullanılan yazılımların kabiliyetlerinin gelişimi ve tasarımların çoklu optimizasyonunu mümkün kılması nedeniyle sayısal yöntemlerin testlerden önce yoğun kullanımı Ar-Ge çalışmalarına hayati katkılar sağlamaktadır. Yazılımlar ile emme ortamından egzoz ortamına kadar 1B olarak komple test sistemi modellenemediği gibi 3B silindir-içi yanma modeli de oluşturulabilmektedir.

İçten yanmalı motorlarda deneysel ve sayısal yöntemler kullanılarak alışılmış ve sıra dışı alternatif yakıtların incelenmesi gündemde kalmaya devam edecek görülmektedir.

Bu doktora tezi kapsamında benzinli motorda alternatif katkı yakıtı olarak aseton ve dimetil eter (DME) çalışılmıştır. Aseton ve DME'nin yakıt özelliklerine bakıldığında performans ve özellikle emisyonlar açısından iyileştirme yapması öngörülmesine rağmen literatürdeki çalışmalar oldukça sınırlıdır.

1.1. Tezin Amacı ve Kapsamı

Bu doktora tezi kapsamında, ticari bir araçta kullanılan çift buji ateşlemeli Honda L13A4 i-DSI motorunda, alternatif yakıt olarak aseton ve dimetil eterin (DME) benzine farklı oranlarda katılması ile motor performansı ve emisyonlarının değişimi incelenmiştir.

Aseton ilk bakışta yüksek uçuculuğu ve çözücülüğü yanında özellikle oksijen içeriğinden dolayı yakıt katkısı için dikkate değer bir hidrokarbon olarak ilgi çekmektedir. Aseton literatürde az sayıda bulunan ve son zamanlarda yapılan çalışmalarda, buji ateşlemeli küçük hacimli birkaç motorda yakıt katkısı olarak test edilmiştir. Aseton esas olarak propilen ve benzenin reaksiyonunu içeren komün işlemi sırasında petrol bazlı propilenden üretilmektedir. Yüksek çözücülüğü ve yüksek buharlaşma hızı nedeniyle aseton, temizlik, boyama, vernikleme, kimyasal ara ürün gibi birçok evsel, laboratuvar, tıbbi, kozmetik, kimyasal ve endüstriyel uygulamada organik bir çözücü olarak yaygın olarak kullanılmaktadır ki bu nedenle 7 milyon ton/yıl civarında yüksek bir üretim hacmine sahiptir (Kantaroğlu vd., 2022). Asetonun benzine göre; oksijen içermesi, daha yüksek oktan sayısına sahip olması, laminar alev hızının oldukça yüksek olması, daha düşük sıcaklıklarda daha çabuk buharlaşması ve buharlaşma gizli ısısının yüksek olması gibi özellikleri çizelge 1.1’de görülmektedir. Bu nedenle aseton kullanıldığında yanmanın benzine göre iyileşebileceği, buna bağlı olarak da performans ve emisyonlarda pozitif etkiler gösterebileceği öngörülmektedir. Ancak, yine çizelge 1.1’den görüldüğü üzere, asetonun alt ısı değerinin benzinden düşük olması, buhar özgül hacimlerinin benzine göre daha yüksek olması yani birim kütle için daha fazla hacim kaplaması ve benzinle homojen olmayan bir çözelti oluşturması performansı negatif etkileyebilecek etkenler olarak görülmektedir. Asetonun uçuculuk, oksijen içeriği ve yüksek alev hızı gibi özellikleri CO ve HC emisyonlarını azaltıcı, CO₂ emisyonlarını ise artırıcı özellikleridir.

Dimetil Eter (DME) ise, literatürde halen etkileri araştırılmaya değer görülen ve buji ateşlemeli motorlarda kullanım olarak alışılmamış yakıtlardan biri olarak ilgi çekmekle birlikte DME ile ilgili de oldukça sınırlı sayıda çalışma bulunmaktadır. DME yakıtı, doğalgazdan ve metanolden üretilebilen, temiz ve ekonomik bir alternatif yakıttır. DME sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG) ile benzer özellikler taşımakla birlikte enerji üretimi, nakliye, ev ısıtma ve pişirme gibi çeşitli alanlarda yakıt olarak kullanım

potansiyeline sahiptir. Sülfür ve azot içermemesiyle beraber metallerde aşınma ve peroksitler oluşturmaması hem çevre sağlığını iyi yönde etkilemekte hem de depolama ve nakliyyede sorun oluşturmamaktadır (Mert vd., 2019). DME'nin Çizelge 1.1'deki özelliklerine bakıldığında oksijen içermesi, alev hızının oldukça yüksek olması, daha düşük sıcaklıklarda daha çabuk buharlaşması ve buharlaşma gizli ısısının yüksek olması gibi özelliklerinin benzine göre pozitif etkiler yapacağı öngörülmektedir. Ancak DME'nin alt ısı değeri benzine göre düşük olması, kendiliğinden ateşleme kabiliyetinin fazla olması ve buhar özgül hacminin daha yüksek olması gibi yanmaya negatif etkileri de bulunmaktadır. Yine Çizelge 1.1'den görüldüğü gibi DME ilavesi ile beraber C/H oranı azalmaktadır. Bu özellik de C içeren CO, CO₂ ve HC emisyonlarının oluşumunu azaltan özelliklerdendir. DME kimyasal yapı olarak, metil kökleri ve serbest O'dan oluşur. Bu yapı oksidasyon prosesi ve düşük emisyon oluşumu için en ideal kimyasal yapılardan biridir. DME kullanımının, buji ateşlemeli motorlardaki bir etkisi olarak, alev yayılımının değişkenlik göstermesi HC emisyonlarını arttırıcı özelliklerdendir. Ancak, yüksek setan sayısı, yanmayı kendiliğinden başlatma özelliği, yanma hızının yüksek oluşu, düşük C içeriği ve yüksek O₂ içeriğinin olmasından dolayı yanma sonunda HC emisyonlarının oluşumu sınırlı kalmaktadır (Ji vd., 2011, 2017). Yanma sonunda, doğalgaza göre yanma sonu ürünleri bakımından düşük miktarlarda HC emisyonları vermesi, yüksek setan sayısına sahip olmasının yanında, yandığında SO_x gibi toksik gazları oluşturmaması gibi özellikleriyle alternatif temiz bir yakıt olarak kabul edilmektedir. Bu anlamda DME yakıtı, gelecekteki potansiyel alternatif yakıtlar arasında görülmektedir (Mert vd., 2019).

Benzin, aseton ve DME yakıtlarının özellikleri sayısal olarak Çizelge 1.1'de listelenmiştir.

Çizelge 1.1. Yakıtların özellikleri (Alahmer, 2018; Doğu vd., 2020; Elfasakhany, 2016; Fu vd., 2017; *PubChem*, 2018a; *PubChem*, 2018b; Kantaroğlu vd., 2022; Li, Meng, vd., 2017; Makoś vd., 2019; Semelsberger vd., 2006; Shi vd., 2018)

Yakıt Özellikleri				
	Benzin	Aseton	Dimetileter	
1 Kimyasal formülü	C ₈ H ₁₈	C ₃ H ₆ O	C ₂ H ₆ O	
2 C/H oranı	0.44	0.50	0.33	
3 H/C oranı	2.27	2.00	2.97	
4 Moleküler ağırlığı, g/mol	114	58	46	
5 Gaz sabiti, kJ/kgK	0.0729	0.1432	0.1805	
6 Oktan sayısı	90	117	-	
7 Kütleel oksijen içeriği, %	-	26.7	34.8	
8 Stokiyometrik H/Y oranı	14.7	9.5	8.9	
9 Alt ısı değeri, MJ/kg	44.3	29.6	28.8	
10 Buharlaşma gizli ısı, kJ/kg	270	552	460	
11 Kaynama sıcaklığı, °C	99	56	-25.1	
12 Donma noktası, °C	-57	-94	-138	
13 Parlama noktası, °C	15.6	-17.2	-41	
14 Alev sıcaklığı, K	3880	2253	1870	
15 Kendiliğinden ateşleme sıcaklığı, °C	228-470	560	325-350	
16 Sıvı yoğunluğu, kg/m ³	690	790	735.2	
17 Buhar yoğunluğu, kg/m ³	4.6	0.64	2.12	
18 Buhar basıncı, 20 °C, kPa	1.9	23.99	267.3	
19 Isı iletim katsayısı, 25 °C, W/mK	0.16	0.15	0.02	
20 Prandtl sayısı, latm, 25 °C	7.4	4	-	
21 Kinematik viskozite, 25°C, mm ² /s	0,4-0,8	0.35	0.15	
22 Laminer alev hızı, cm/s	33	42.5	45-52	
23 Suda çözünürlük, ml/ml H ₂ O	<0,1	Full	-	
24 Özgül ısı: cp, kJ/kgK	2.02	2.16	3-5	
25 Özgül ısı: cv, kJ/kgK	1.64	1.32	4.12	

Bu doktora tezi kapsamında, dikkat çeken özelliklerinden dolayı alternatif yakıtlardan olan aseton ve DME'nin benzine katkı yakıtı olarak farklı oranlarda katılmasının etkileri üzerinde çalışılmıştır. Bu amaçla, ticari bir araçta kullanılan çift buji ateşlemeli Honda L13A4 i-DSI motoru kullanılmıştır. İnceleme, motor performansı ve emisyonlarının belirlenmesine yönelik olarak deneysel ve sayısal olarak gerçekleştirilmiştir. Katkı yakıtlarının bir kısmı hem deneysel hem sayısal olarak bir kısmı sadece sayısal olarak incelenmiştir.

Benzine katılan katkı yakıtı kütleli oranları geniş bir yelpazede %0, %2, %5, %10, %20, %100 olarak belirlenmiştir. Kütleli oranın %0 olması benzini temsil etmektedir ve G100 sembolü ile gösterilmiştir. Kütleli oranın %100 olması ise yakıtın tamamının katkı yakıtı olduğunu göstermektedir ve %100 aseton için A100 ve %100 DME için DME100 sembolleri kullanılmıştır.

Aseton-benzin karışımı için yapılan incelemeler asetonun karışımındaki %0, %2, %5, %10, %20, %100 kütleli oranları için G100, A2, A5, A10, A20, A100 sembolleri ile gösterilmiştir ki toplamda 6 adet yakıt incelemesi yapılmıştır.

DME-benzin karışımı için ise benzer şekilde DME'nin karışımındaki %0, %2, %5, %10, %20, %100 kütleli oranları için G100, DME2, DME5, DME10, DME20, DME100 sembolleri kullanılmıştır ki toplamda 6 adet yakıt incelemesi yapılmıştır.

Ayrıca, sayısal incelemelerde ilaveten aseton-DME-benzin şeklinde üçlü bir karışım da %90 benzin, %5 aseton ve %5 DME (G90A5DME5) incelenmiştir.

Tez kapsamında gerçekleştirilen inceleme yöntemleri, yakıtlar ve ilgili parametreler Çizelge 1.2'de gösterilmiştir.

İnceleme yöntemleri olarak, Çizelge 1.2'de gösterildiği gibi deneysel ve sayısal olarak iki grupta toplanabilir. Tez çalışmasının deneysel kısmında ticari bir motorun bağlı olduğu motor test sisteminde saf ve karışımli yakıtlar için motor performans parametreleri ve egzoz emisyonları ölçülmüştür. Motor test sistemi karışımli yakıtları test edebilecek özelliklerle ve ilgili ekipmanlarla donatılmıştır. Aseton-benzin karışımı testleri için sıvı fazda bulunan her iki yakıt atmosfer şartlarında belirlenen oranlarda karıştırılarak karışım hazırlanmıştır. İlgili ölçüm parametreleri; dinamometre, emisyon ölçüm cihazı, debimetreler ve diğer sensörler yardımıyla test sistemi yazılımı üzerinden okunmuştur.

Sayısal inceleme ise, 0B modelleme, 1B modelleme ve 3B modelleme yöntemleriyle yapılmıştır. Çalışmanın sayısal kısmında iki adet ana modelleme (1B model, 3B model) ve bir de yakıt kütüphanesi oluşturmak için yardımcı sayısal modelleme yöntemi (0B model) kullanılmıştır. 1B modelde, Ricardo-Wave yazılımı kullanılmıştır. 1B model için bu paket program kullanılarak komple motor test sistemi modellenmiş ve karışımli yakıtların (aseton-benzin ve DME-benzin) tanımlamaları yapılarak analizler yapılmış ve sonuçları alınmıştır. Diğer bir modelleme yöntemi olan 3B silindir-içi yanma modeli için ise Ansys-Forte paket programı kullanılarak motorun silindir-piston sistemi 3B modellenerek silindir-içi yanma HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) analizleri yapılmıştır. 3B HAD modeli, mevcut test motorunun emme/egzoz portları, emme/egzoz supapları, bujileri, piston ve silindir kafası dahil olacak şekilde bir silindir kısmını içermektedir. 3B modelin bir gereksinimi olan DME/benzin karışımları için yakıt kütüphanesi, 0B reaksiyon modeli ile oluşturulmuştur. 0B reaksiyon modeli Ansys-ChemkinPro paket programı ile oluşturulmuştur.

Böylece benzin, benzin/aseton, benzin/DME yakıtlarının etkileri, ticari bir motor için dört yöntem (test, 0B model, 1B model ve 3B HAD modeli) ve analitik hesaplamalar kullanılarak incelenmiştir. Nihai olarak; aseton ve DME olmak üzere bu iki alternatif yakıtın performans ve emisyonlar üzerindeki etkileri belirlenmiştir.

Tez kapsamında, gerçekleştirilen testlerde G100, A2, A5, A10, A20 yakıtları tam kelebek açıklığında 2000-2500-2800-3000-3500-3700 d/dk devir sayılarında test edilmiştir. Tüm yakıtlar için bu devir sayılarında tüm veriler alınamamakla birlikte özellikle motorun kataloğunda maksimum tork devri olarak verilen 2800 d/dk devir sayısı temel inceleme devir sayısı olarak dikkate alınmıştır. DME yakıtı temininin çok çeşitli problemler (depolama, taşıma, birim temin miktarı, vb. gibi) içermesi nedeniyle testler DME için yapılamamıştır.

1B modelde ise; G100, A2, A5, A10, A20, A100, DME2, DME5, DME10, DME20, DME100 yakıtları 2000-2500-2800-3000-3500-4000 d/dk devir sayıları için analizler yapılmış ve sonuçlar elde edilmiştir.

3B silindir-içi yanma HAD modelinde ise; G100, A2, A5, A10, A20, A100, DME2, DME5, DME10, DME20, DME100, G90A5DME5 yakıtları 2800 d/dk devir sayılarında analizler yapılmıştır. 3B model analiz süresi oldukça uzun sürdüğünden

sadece maksimum tork devir sayısı olan 2800 d/dk'da analizler yapılmıştır. 3B model için 0B model kullanılarak benzin/DME karışımı yakıt kütüphanesi oluşturulmuştur.

Test, 1B model ve 3B model şeklindeki üç inceleme yönteminde, yakıtlara ve devir sayılarına göre elde edilen motor performans ve emisyon parametrelerinin sayısı oldukça fazladır. Aşağıda listelenen motor performans ve egzoz emisyon parametreleri inceleme yöntemlerinde elde edilerek değerlendirilmiştir.

Motor performans parametreleri:

- 1) Tork
- 2) Güç
- 3) Ortalama etkin basınç (OEB)
- 4) Özgül yakıt tüketimi (ÖYT)
- 5) Hacimsel verim
- 6) Silindir-içi basınç
- 7) Silindir-içi sıcaklık

Egzoz emisyonu parametreleri:

- 1) CO
- 2) CO₂
- 3) O₂
- 4) HC
- 5) NO_x
- 6) Lambda
- 7) Egzoz gazı sıcaklığı

Ayrıca, bu parametrelerin ilgili açıklamaları yapılırken 1B ve 3B modelde elde edilen silindir-içi karakteristikler de ilgili grafiklerde kullanılmıştır.

Günümüzde halen elektrik üretimi, ısınma ve ulaşım oldukça yüksek oranlarda fosil yakıtlardan sağlanmaktadır. Bununla beraber artan enerji maliyetleri de hesaba katıldığında fosil yakıtların yerini hızlı bir dönüşümle alabilecek sentetik ve üretim maliyeti çok fazla olmayan alışılmamış alternatif yakıtların kullanımı önemli görülmektedir. Bu tez çalışmasında, inceleme yöntemlerinin sonuçlarına göre performansta ve emisyonlarda ortaya çıkan etkiler incelenmiştir. İncelemenin ticari bir araç motoru için yapılması önemlidir. Bu etkilerin, alışılmış alternatif yakıtların dışındaki bu yakıtlar kullanılarak sağlayabileceği ekonomik veya çevresel faydaların

belirlenmesi hedeflenmiştir. Bununla beraber, kullanılan 12 adet yakıtla beraber, farklı devir sayıları da hesaba katılarak yapılan deneysel ve sayısal incelemelerle çalışmanın referans ve kapsamlı bir çalışma olması da hedeflenmiştir. Çalışmanın sonuçları kullanılan alternatif yakıtların kendi özelinde oransal olarak hem performans hem de emisyonlar için ayrı ayrı grafikler halinde verilmiştir. Grafikler literatürdeki çalışmalar ile karşılaştırılarak yorumlanmıştır.

Aşağıdaki takip eden iki alt bölümde aseton ve DME için literatür araştırması ayrık olarak verilmiştir.

Çizelge 1.2. İnceleme yöntemleri ve incelenen parametreler

İnceleme yöntemleri		İncelenen yakıtlar	Karışım oranları	Devir sayısı	İncelenen performans parametreleri	İncelenen emisyon parametreleri
1	Test	1 Benzin (C_8H_{18}) 	1 %0	1 2000 d/dk	1 Tork (Nm)	1 CO (%vol, mole fraction)
2	1B model (RICARDO-Wave)	2 Aseton (C_3H_6O) 	2 %2	2 2500 d/dk	2 Güç (kW)	2 CO ₂ (%vol, mole fraction)
3	3B model (ANSYS-Forte)	3 DME (C_2H_6O) 	3 %5	3 2800 d/dk	3 Ortalama etkin basınç (kPa)	3 O ₂ (%vol, mole fraction)
4	0B model (ANSYS-ChemkinPro) (Parametre kontrolü)		4 %10	4 3000 d/dk	4 Özgül yakıt tüketimi (g/kWh)	4 HC (ppmvol, g)
			5 %20	5 3500 d/dk	5 Hacimsel verim	5 NO _x /EINO _x (ppmvol, ppm, g/kgY)
			6 %100	6 3700/4000 d/dk	6 Silindir-içi basınç/1B ve 3B model (MPa)	6 Lambda
			7 %(90:5:5)		7 Silindir-içi sıcaklık/1B ve 3B model (K)	7 Egzoz sıcaklığı (°C)

1.2. Aseton için Literatür Araştırması

Literatürde, motorlarda performans ve emisyon iyileştirmeleri için yapılmış olan oldukça çok çalışma bulunmaktadır. Tez çalışmasında, asetonun ve DME'nin alternatif yakıt olarak kullanımı incelendiğinden literatür değerlendirmesi sadece bu kapsamda yapılmıştır. Benzine aseton katılması ile ilgili olarak açık literatürde oldukça sınırlı sayıda, benzine DME katılmasıyla ilgili ise aseton kullanımına göre daha fazla yayın bulunmaktadır. Aşağıda literatür incelemesi aseton ve DME için ayrıık olarak yapılmıştır.

Benzine aseton katkısı ile ilgili açık literatürde sadece dört grup araştırmacı tarafından çalışma yapılmıştır (Alahmer, 2018; Doğu vd., 2020; Elfasakhany, 2016, 2017; Li, Meng, vd., 2017; Li, Nithyanandan, vd., 2017). Literatürdeki ve bu tezdeki aseton testlerinde kullanılan motor özellikleri ve test şartları Çizelge 1.3'de listelenmiştir.

Elfasakhany, test motoru olarak, GUNT markasının CT150 modeli olan bir silindirli ve dört zamanlı, 147.7cc motor hacminde ve sıkıştırma oranı 7.0:1 olan, hava soğutmalı ve karbüratörlü bir buji ateşlemeli test motorunu kullanmıştır. Bu test motorunda benzine üç farklı hacimsel oranda aseton (%3, %7, %10: A3, A7, A10) ilave ederek tam gaz keleşi açıklığında ve yaklaşık 2600-3450 d/dk hız aralığında testler yapmıştır. Artan aseton oranının motor performansında artış sağladığı ve emisyonları düşürdüğü belirtilmiştir. En yüksek motor performansı artışı %10 aseton (A10) karışımında elde edilmiştir ki bu oran için benzine göre egzoz gazı sıcaklığı %5; silindir-içi basınç %10.5; efektif güç %5.2; efektif tork %2.1 ve hacimsel verim %3.2 değerlerinde artmıştır. Aseton ilavesiyle egzoz emisyonlarının benzine göre düştüğü belirtilmiş ve bu düşme yüzdeleri ise ortalama olarak CO için %43, CO₂ için %32 ve HC için %33 değerlerinde gerçekleşmiştir. Benzine kıyasla motor performansının artması ve bu kirletici emisyonların azalması ise; asetonun yüksek oksijen içeriğine, düşük vurutu eğilimine ve yüksek alev hızına bağlanmıştır (Elfasakhany, 2016).

Elfasakhany, daha geniş kapsamlı diğeri bir çalışmasında; aynı motoru aynı şartlarda benzine hacimsel olarak %3, 7, 10 oranlarında ayrıık olarak etanol, metonal, n-bütanol, isobütanol, ve aseton katarak test etmiştir. Bu karışımları motor performansı ve emisyonlar açısından karşılaştırmıştır. Aseton kullanımının, diğeri yakıtlara göre hissedilir bir performans artışı veya azalışı göstermese de, en düşük CO ve HC emisyonlarını verdiği belirtilmiştir (Elfasakhany, 2017).

Li ve vd. test motoru olarak, 2000 model Ford Mustang Cobra V8 motoruyla aynı silindir geometrisine sahip bir silindirli ve dört zamanlı, 575cc motor hacmine sahip ve sıkıştırma oranı 9.6:1 olan, su soğutmalı ve programlanabilir enjeksiyon sistemli bir buji ateşlemeli test motorunu kullanmıştır. Bu test motorunda benzine hacimsel olarak %10 (A10) ve %20 (A20) oranlarında aseton katarak ve ayrıca %0.5 (A19.5W0.5) ve %1 (A19W1) oranında su içeren aseton katarak testler yapılmıştır. Testler, tam kelebek açıklığında ve 1200 d/dk motor hızında yapılmıştır. Test edilen her yakıt için ateşleme zamanının en yüksek efektif torku verecek şekilde ayarlandığı belirtilmiştir. Genel olarak, benzine göre artan aseton ilavesinin silindir-içi basıncı, özgül yakıt tüketimini ve ısı verimi artırdığı ve HC seviyesini azalttığı sonucu raporlanmıştır. Silindir-içi basıncın artması, asetonun daha hızlı ayrışması ile yanmanın hızlı ve iyi olmasına bağlanmıştır. Asetonun alt ısı değerinin düşük olmasının özgül yakıt tüketimini artırdığı belirtilmiştir. A20 karışımı benzine göre ortalama olarak %3.3-9.3; A10'a göre %0.8-2.4 oranında torkta artış göstermiştir. CO emisyonunda kayda değer bir değişim gözlenmezken su içermeyen aseton NO_x oluşumunu artırmıştır. A19W1 için NO_x düşmüştür. Genel olarak; A19W1 karışımının iyi sonuçlar verdiği değerlendirilmiştir (Li, Meng, vd., 2017; Li, Nithyanandan, vd., 2017).

Alahmer, test motoru olarak, ROBIN markasının EX13D modeli olan bir silindirli ve dört zamanlı, 126cc motor hacmine sahip ve sıkıştırma oranı 8.5:1 olan, hava soğutmalı bir buji ateşlemeli motor kullanmıştır. Maksimum gücü 3,2kW olan bu küçük motor, genel olarak elektrikli testere, çim biçme ve küçük jeneratör şarj etme gibi işlemlerde kullanılan özel amaçlı bir motordur. Çalışmasında, bu motorda benzine hacimsel olarak %5 (A5) ve %10 (A10) oranlarında aseton katarak 1000-3600 d/dk hız aralığında testler yapmıştır. Test motoru hacmi 126cc'dir. Benzine katılan aseton yüzdesinin artmasıyla motor performansının arttığı belirtilmiştir. A10 için benzine göre efektif güç %4.39; ısı verim %6.9; hacimsel verim %7.2; özgül yakıt tüketimi %5.2 artmıştır. Emisyonlar ise CO %26.3; CO₂ %4.4; HC %30.3; NO_x %6.6 azalmıştır. Birinci grup çalışmaya benzer şekilde test motoru küçük bir motordur, hava soğutmalıdır ve incelenen aseton oranları sadece %5 ve %10'dur (Alahmer, 2018).

Alahmer ve Elfasakhany tarafından test edilen motorların her ikisi de hava soğutmalı motorlardır ve güçleri sırasıyla 1.5kW ve 3.2kW'dır. Her iki çalışmada aseton katkısı performans ve emisyonlarda aynı yönlü artış/azalış değişimi yapmıştır ancak değişim

oranlarının birbirine yakın olduğunu söylemek zordur. Birbirine yakın özellikteki bir silindirli hava soğutmalı bir motor için dahi aseton etkisi farklı seviyelerde gözlenirken bu değerleri daha büyük güçte olan su soğutmalı otomobil motorları için doğrudan kullanmak ciddi bir hata payını kabul etmek demek olacaktır (Alahmer, 2018; Elfasakhany, 2017).

Literatürdeki tüm bu aseton katkı testleri tek silindirli test motorlarında yapılmıştır. Doğu ve vd.(Doğu vd., 2020), literatürdeki dördüncü grup çalışma testlerini, bu tez çalışmasında da kullanılan Honda-Jazz model araçlarda bulunan Honda L13A4 i-DSI motorunda yapmışlardır. Motor, sıralı dört silindirli, dört zamanlı, su soğutmalı, port yakıt enjeksiyonlu (PFI) bir i-DSI motordur. Motor, değişken zamanlamalı çift kıvılcım ateşlemeli, i-VTEC teknolojisine sahip, giriş supabından 6 delikli nozul enjektörlü olarak birçok benzersiz özelliğe sahiptir (Migita vd., 2002; Nakayama vd., 2001). Motor, silindir başına 2 supap ile 10.8:1 yüksek sıkıştırma oranına ve 1339 cc toplam strok hacmine sahiptir. Diğer testlerden farklı olarak benzine % 25 (A25) ve % 50 (A50) gibi daha yüksek oranlarda aseton eklenmiştir. Daha yüksek aseton oranlarında bu karışımlar, tam yükte ve maksimum tork devri olan 2800 d/dk'da test edildi. Bu devre göre motor ateşleme avansı Ü.Ö.N.'dan önce 30 KMA'dır ve motor ECU'su kontrolündedir. Test edilen 2800 d/dk motor devrinde ardışık ateşlemeli bujiler arasında 5 KMA'lık süre vardır. Aseton ilaveleri için tork değerleri, A25 için % 3.6 ve A50 için % 3.9 azalmıştır. Bu sonuç, aseton ilavesinin torku azaltması açısından önceki testlerden farklıdır. Benzine kıyasla hacimsel verim, A25 için % 0.8 ve A50 için % 7.6 azalmıştır. Özgül yakıt tüketimi ise, A25 için % 22.2 ve A50 için % 25.7 oranında önemli ölçüde azalmıştır. Benzin kullanımında, CO₂ hemen hemen aynı kalırken, CO A25 için % 11.1 ve A50 için % 7.6 azalmıştır. A25 ve A50 için HC emisyonu sırasıyla % 9.7 ve % 4.6 azalmıştır. NO_x oluşumu, A25 için % 13.6 ve A50 için % 6.0 daha yükselmiştir.

Elfasakhany (Elfasakhany, 2016) ve Alahmer (Alahmer, 2018) tarafından test edilen motorlar hava soğutmalı motorlardır ve strok hacimleri sırasıyla 147.7cc ve 126.0cc'dir. Her iki çalışmada da aseton katkısı performansı ve emisyonları aynı yönde değiştirmiştir, ancak değişim oranının birbirine yakın olduğunu söylemek zordur. Aseton etkisi, yakın strok hacmine sahip hava soğutmalı bir motor için bile farklı seviyelerde gözlenirken, bu değerleri daha yüksek strok hacmine sahip su

soğutmalı araba motorları için yorumlamak, büyük bir hata payını kabul etmek anlamına gelmektedir.

Asetonun literatürdeki ve çalışmadaki kullanımının bir özeti Çizelge 1.3’de gösterilmiştir.

Aseton-benzin karışımları üzerine az sayıdaki mevcut çalışmalar, yalnızca tek silindirli test motorlar için yapılmıştır. Bu çalışmada ise ticari bir otomobil motoru için hem test hem de 1B ve 3B model incelemeleri yapılmıştır. Aseton ilave oranları ise daha geniş bir yelpazede %2, %5, %10, %20, %100 kütleli oranları olarak belirlenmiştir.

Çizelge 1.3. Asetonun literatürdeki ve çalışmadaki kullanımı (Doğu vd., 2020; Alahmer, 2018; Elfasakhany, 2016, 2017; Li, Meng, vd., 2017; Li, Nithyanandan, vd., 2017)

ASETON					
	1. grup çalışma	2. grup çalışma	3. grup çalışma	4. grup çalışma	Mevcut çalışma
Motor özellikleri	2016_Elfasakhany	2017_Li_SAE, 2017_Li_FUEL	2018_Alahmer	2020_Doğu	Kantaroğlu (Tez)
1 Motor modeli	GUNT, CT 150		ROBIN, EX 13D	Honda L13A4 i-DSI	Honda L13A4 i-DSI
2 Motor tipi	Sl, 4 zamanlı	Sl, 4 zamanlı	Sl, 4 zamanlı	Sl, 4 zamanlı	Sl, 4 zamanlı
3 Silindir sayısı	1	1	1	4	4
4 Motor hacmi, cc	147.7	575	126	1339:4=334.75	1339:4=334.75
5 Silindir çapı/strok	65.1 / 44.4	90.3 / 90.1	48 / 58	73 / 80	73 / 80
6 Sıkıştırma oranı	7:1	9.6:1	8.5:1	10.8:1	10.8:1
7 Güç, kW	1.5	239	3.2	63	63
8 Soğutma akışkanı	Hava soğutmalı	Su soğutmalı	Hava soğutmalı	Su soğutmalı	Su soğutmalı
9 Test hızı, d/dk	2600-3450	1200	1000-3600	2800	2800
10 Kelebek açıklığı (%)	100	100	100	100	100
11 Ekivelsan oranı		0.83-1.25			
		PFI		PFI	PFI
12 Enjeksiyon tipi	Karbüratörlü	(Port Fuel Injection)		(Port Fuel Injection)	(Port Fuel Injection)
	G100	G100	G100	G100	G100
	A3	A10	A5	A25	A2
13 Yakıtlar	A7	A20	A10	A50	A5
	A10	A19.5W0.5			A10
		A19W1			A20

1.3. DME için Literatür Araştırması

Benzine DME katılması ile ilgili açık literatürde, farklı motor tipleri ve farklı alternatif yakıtların da karışım olarak kullanıldığı çalışmalar bulunmaktadır. Çalışmalar genel olarak değerlendirildiğinde özellikle performans incelemeleri dışında emisyonların azaltılmasına yönelik yapılmıştır. Bunun dışında azımsanmayacak kadar fazla olan dizel alternatifi olarak DME'nin kullanıldığı çalışmalar da göze çarpmaktadır.

Benzine DME katkısı ile ilgili açık literatürde sadece iki grup araştırmacı tarafından çalışma yapılmıştır (Fu vd., 2017; He vd., 2020; Ji vd., 2011; Shi vd., 2018, 2019). Literatürdeki DME testlerinde ve bu tezdeki DME analizlerinde kullanılan motor özellikleri ve test/analiz şartları Çizelge 1.4'de listelenmiştir.

Ji ve vd., test motoru olarak, Hyundai Motors tarafından üretilen dört silindirli ve dört zamanlı, 1600cc motor hacmine sahip ve sıkıştırma oranı 10.0:1 olan, su soğutmalı bir buji ateşlemeli ticari motorunu kullanmışlardır. Çalışmalarında, DME-benzin karışımlarının yanma karakteristiklerine etkilerini incelemişlerdir. Bu alanda buji ateşlemeli motor kullanımının nadir olduğu çalışmalardan biri olan bu çalışmada, stokiyometrik koşullarda ($\lambda=1$), 1400 d/dk'da ve üst ölü noktaya 22 KMA kala ateşleme avansı durumunda motorun verimliliğini, yanma stabilitesini ve emisyon iyileşmelerini incelemek amacıyla testler gerçekleştirmişlerdir. DME'nin, benzinin alt ısı değerine göre verebileceği enerji miktarını hesaplayarak, toplam enerji miktarının %0'dan %30'a kadar DME tarafından karşılanması için DME ilavesi yapmışlardır. Deneysel sonuçlar; termal verim, NO_x ve HC emisyonlarının DME ilave seviyesinin artmasıyla iyileştiğini göstermiştir. Artan DME ilavesiyle CO emisyonu önce azalmış ve sonra artmıştır. DME ilaveli karışımli yakıtta enerji bakımından %10'dan daha az DME ilavesi olduğunda yanma performansının iyileştiğini belirtmişlerdir (Ji vd., 2011).

Ji ve vd. ile aynı grup dahilinde olan Shi ve vd.'nin yaptıkları çalışmada, test motoru olarak, BAIC Motor firmasında üretilen ve modeli A151 olan, dört silindirli ve dört zamanlı, 1500cc motor hacmine sahip ve sıkıştırma oranı 10.5:1 olan, su soğutmalı bir buji ateşlemeli ticari motor kullanılmıştır. Çalışmalarında bir önceki çalışmanın test koşullarına göre değişiklikler yapılmıştır. Motorda 1400d/dk için ayarlanmış olan ateşleme avansı değiştirilerek 21 ila 45 KMA arasında 3'er KMA'lık artışlarla değiştirilmiştir. Motorun ticari olmasının yanında hibrit bir ECU'ya sahip olması bu

işlemlerde kolaylık sağlamıştır. Ayrıca bu çalışmada bir öncekine göre silindir içerisine daha fazla hava gönderilmiş ve fakir yanma koşullarında ($\lambda=1.20$) testler gerçekleştirilmiştir. Bir önceki çalışmadan farklı olarak, geniş ilave oranı yerine, sadece benzin ve %15 enerji miktarınca DME katılmış karışım test etmişlerdir. Testlerde, karışımın kullanıldığı durumunda maksimum silindir-içi basınçta artış meydana gelmiş ve hem bu yakıt karışımı hem de benzin kullanımı durumunda ateşleme avansının artmasıyla beraber maksimum silindir-içi basınç artmıştır. Her iki yakıt kullanımında maksimum basıncın tersine maksimum silindir-içi sıcaklık, ateşleme avansının artmasıyla beraber azalmıştır. Ateşleme avansı değişimi ile beraber, karışımli veya benzin kullanımı durumunda yaklaşık olarak doğrusal değişimler meydana gelmiştir. Aynı zamanda karışımli durumda, benzine göre HC emisyonlarında azalma ve NO_x emisyonlarında ise artma meydana gelmiştir. Ateşleme avansının emisyonlarda da çok fazla değişim yaptığı gözlenmemiştir (Shi vd., 2018).

Shi ve vd.'nin yaptıkları diğer bir çalışmada, test motoru olarak, Hyundai Motors-GAMMA Engine markası G4FJ model T-GDI dört silindirli ve dört zamanlı, 1600cc motor hacmine sahip ve sıkıştırma oranı 9.5:1 olan, su soğutmalı bir buji ateşlemeli ticari motoru kullanılmıştır. Çalışmalarında, enjeksiyon zamanlamasının DME ilaveli karışımli yakıtlar üzerindeki yanma karakteristiklerini incelemişlerdir. Yine 1400 d/dk'da testler gerçekleştirilmiş ve ateşleme avansı 20 KMA olarak ayarlanmıştır. Yanma için belirlenen stokiometrik oran $\lambda=1.20-1.30$ arasında ayarlanmıştır. Ancak önceki iki çalışmadan farklı olarak direkt enjeksiyonlu bu motor için var olan ejektöre ilave bujinin yakınlara bir de DME enjektörü ilave edilmiştir. Benzin yanma başlangıcı için piston üst ölü noktaya gelmeden emme sırasında yaklaşık 300 KMA önce püskürtülmektedir. DME ise üst ölü noktadan 90 KMA ile 150 KMA önce püskürtülmektedir. Karışım oluşturma yöntemi, yine önceki çalışmalarındakine benzer olarak, enerji yoğunluğuna göre belirlenmiştir. Çalışmalarında benzin ve enerji miktarının %10'luk kısmını temsil eden DME ilaveli yakıtlar ile gerçekleştirmişlerdir. Genel olarak ikincil enjektör kullanımı zamanının sonuçları etkilediği görülmüştür. İkincil enjektör ile %10 enerji oranlı DME ilavesi gerçekleştiğinde benzin kullanımına göre kimyasal ısı salınımının arttığı, HC emisyonlarının azaldığı ve NO_x emisyonlarının ise arttığı belirlenmiştir. Ayrıca DME enjektörü avansı arttıkça yanma karakteristiklerinin ayrıca iyileştiği görülmüştür. Yanma karakteristiklerinin artmasını HC emisyonlarının azalması, NO_x emisyonlarının da artması olarak

nitelendirmişlerdir. Ayrıca her üç çalışmalarında da DME'nin daha uçucu olmasından kaynaklı olarak daha az kurum ve is çıkartma durumunun olduğunu belirterek EGR yapılmasıyla NO_x emisyonlarının haricen azaltılabileceğini belirtmişlerdir (Shi vd., 2019).

Fu ve vd., test motoru olarak, tek silindirli ve dört zamanlı, 500cc motor hacmine sahip ve sıkıştırma oranı 12.4:1 olan, port yakıt enjeksiyonlu (PFI) bir buji ateşlemeli test motorunu kullanmışlardır. Çalışmalarında, DME-benzin karışımlarındaki DME ilavesinin ve ilave zamanlamasının yanma üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Çalışmalarında DME ilavesinin yanma zamanının kısalmasında etkili olduğunu belirtmişlerdir. Testler sırasında premixed olarak silindir içerisine giden hava/benzin karışımı üzerine DME enjekte etmişlerdir. Burada amaçları silindire, mevcut ateşlemeden daha önce iki farklı avans dahilinde DME enjektisi yapılarak yanmanın belli noktalarda kendiliğinden oluşmasını sağlamak ve yanmanın daha kısa süreceği DME enjeksiyon zamanını bulmaktır. Yapmış oldukları CFD çalışmaları ile de, ateşlemeden daha erken zamanlarda DME enjektisi yapılması ile çoklu kendiliğinden ateşleme noktaları oluşarak yanmanın daha kısa sürdüğünü tespit ederek çalışmalarını desteklemişlerdir. Çalışmanın bir diğer değişkeni olan DME ilave oranının belirlenmesinde enerji oranlaması yöntemini kullanarak, DME'nin, benzinin alt ısı değerine göre verebileceği enerji miktarını hesaplayarak, toplam enerji miktarının %0'dan %20'a kadar DME tarafından karşılanması için DME ilavesi yapmışlardır. Çalışmalarında DME ilave oranlarının da artmasıyla birlikte, yanmanın daha da erken zamanda gerçekleştiğini ve daha kısa sürede bittiğini gözlemlemişlerdir. Artan DME ilavesi ile ve erken DME enjektisi ile yanma başlangıcının değiştiği ve yanma süresinin azalmasına bağlı olarak, benzin kullanımına göre termal verimliliğin azaldığı ancak silindir-içi basınç ve sıcaklığın maksimum noktalarda arttığını belirtmişlerdir. Ayrıca, benzin kullanımına göre daha düşük HC ve CO emisyonları tespit etmişlerdir (Fu vd., 2017).

He ve vd. ise yine Fu ve vd. ile aynı grup çalışmacılar olarak, aynı motorda sadece sıkıştırma oranını 14.0:1 yaparak, DME'nin kendiliğinden ateşleme sıcaklığının düşük olması dolayısıyla, ateşleme sonrası belirli bölgelerde DME'nin alev küreleri oluşturmasının yanma karakteristiklerine etkisini incelemişlerdir. Üst ölü noktaya 60 KMA kala ve 220 KMA kala gerçekleştirdikleri ikincil DME enjekteleri ile hava ve benzin karışımının kendiliğinden tutuşmasını sağlamışlardır. Önceki çalışmadan farklı

olarak DME enjekte oranlarında farklılıklar gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında bir önceki çalışmaya benzer sonuçlar bularak HC ve CO'da azalma, NO_x de ise artma tespit etmişlerdir (He vd., 2020).

Kajitani ve vd., test motoru olarak, Yanmar Diesel Corporation üretimi olan DI tipi, dört silindirli ve dört zamanlı, 638cc motor hacmine sahip ve sıkıştırma oranı 17.7:1 olan, sıkıştırma ile ateşlemeli ticari bir motor kullanmışlardır. Çalışmalarında bu motor için, DME ve propan karışımlarının yanma karakteristiklerine etkilerini test etmişlerdir. DME %50, 60, 80 oranlarında (DME50, DME60, DME80) propan ile karıştırılmıştır. Karışım içerisinde, alt ısı değeri DME'ye göre yüksek olan propan miktarının artması durumunda, arttığını ve kendiliğinden tutuşma eğilimlerinin azaldığını raporlamışlardır. Kullandıkları test motorunun, düşük kelebek açıklıklarında, propan miktarı yüksek olan yakıt karışımı kullanımında yakıt tüketimi ve yanmamış hidrokarbon emisyonlarının arttığını gözlemlemişlerdir. DME oranı arttıkça kurum miktarının azaldığını ve NO_x miktarının da arttığını gözlemlemişlerdir (Kajitani vd., 1998).

Ying ve vd., test motoru olarak, Wu Xi Diesel Factory üretimi olan 4113 model, dört silindirli ve dört zamanlı, 5014cc motor hacmine sahip ve sıkıştırma oranı 17.0:1 olan, su soğutmalı sıkıştırma ile ateşlemeli ticari bir traktör motorunu kullanmışlardır. Çalışmalarında, dizel yakıtı DME ilavesinin HC ve NO_x emisyonlarına etkisini incelemişlerdir. DME ilavesi %10, 20 ve 30 (DME10, DME20, DME30) oranlarında kütleli olarak yapılmıştır. Çalışmalarında, artan DME oranlarında ve artan gaz kelebeği açıklıklarında saf dizel yakıtı kıyasla is miktarının önemli ölçüde azaldığını raporlamışlardır. Ancak, DME ilavesiyle CO ve HC emisyonlarında çok az bir artış gözlenmiştir. Sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarda DME ilavesinin sonucunda temiz yanma potansiyelinin olduğunu gösterdiğini ileri sürmüşlerdir (Ying vd., 2008).

Lee ve vd., test motoru olarak, Hyundai Motors-LAMBDA Engine markalı L6DB model V6 DOHC LPi dört silindirli ve dört zamanlı, 2656cc motor hacmine sahip ve sıkıştırma oranı 10.4:1 olan, su soğutmalı bir buji ateşlemeli ticari motorunu kullanmışlardır. Çalışmalarında, bütan ve propandan oluşan LPG'nin, DME ilavesi ile motorda oluşturabileceği performans ve emisyon (HC, CO ve NO_x dahil) değişimlerini incelemişlerdir. Bu çalışmada, farklı karışım oranlarında n-bütan, propan ve DME içeren dört çeşit test yakıtı kullanmışlardır. Bu yakıtlar; % 100 n-bütan (n-B100), % 80 n-bütan ve % 20 DME (n-B80-DME20), % 70 n-bütan ve % 30 propan (n-B70-

P30) ve % 56 n-bütan,% 24 propan, % 20 DME (n-B56-P24-DME20) yakıtlarıdır. Çalışmalarında, HC ve CO emisyonlarının n-B100 için en yüksek olduğunu ve DME ilavesi ile biraz azaldığını gözlemlemişlerdir. Bununla birlikte, NO_x emisyonları, daha yüksek yanma ve egzoz sıcaklıkları nedeniyle DME içeren karışımlarda artmıştır (Lee vd., 2009).

Park ve Lee bu çalışmalarında, sıkıştırma ateşlemeli motorlar için oldukça ilgi çekici bir yakıt olarak düşündükleri DME'nin dizel yakıtlar yerine kullanılması hakkında yapılan çalışmaları derlemişlerdir. DME kullanılan gerçekçi testlerin sonuçlarına da yer verdikleri çalışmalarında DME'nin, yakıt özelliklerini, püskürtülme ve atomizasyon özelliklerini, yanma ve yanma sonu davranışlarını incelemişlerdir. DME'nin yanma sonunda düşük NO_x, HC ve CO emisyonları oluşturduğunu raporlamışlardır. Ayrıca moleküler yapısına bağlı olarak partikül emisyonlarının da dizel yakıtı göre düşük olduğunu belirtmişlerdir. DME'nin araçlarda kullanımı öncesinde viskozitelerinin düşük olmasından ve tıkanma riski oluşturmasından dolayı, sızdırmazlık elemanlarının, enjektör, yakıt besleme pompası ve yüksek basınçlı enjeksiyon pompası gibi aksamaların değiştirilmesi gerektiğini belirtmişlerdir. DME'nin yakıt olarak, dizel yerine kullanımının sağlanması için, viskozite düşüklüğüne karşı motor dayanıklılığını artırmak için daha fazla araştırmaya ihtiyaç olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca NO_x emisyonunun EGR marifetiyle azaltılması yöntemlerinin de halen araştırılmaya ihtiyaç duyduğunu belirtmişlerdir (Park & Lee, 2013).

DME'nin literatürdeki ve çalışmadaki kullanımının bir özeti Çizelge 1.4'de gösterilmiştir.

Literatürde DME yakıtı, dizel yakıtı göre yüksek setan sayısına sahip olmasından dolayı genellikle dizel karışımlarında kullanılmıştır. Bu karışımlar da genellikle yüksek DME oranları (DME10, DME20, DME30, DME50, DME60, DME80) tercih edilmiştir. Buji ateşlemeli motorlarda da DME etkileri literatürde incelenmiş ancak iki farklı grup tarafından sınırlı sayıdaki düşük ilave oranlarının kullanıldığı çalışma ile bu incelemeler gerçekleşmiştir. Tez kapsamında 1B ve 3B model ile DME ilaveleri %2, %5, %10, %20, %100 ve %90:5:5 (G90A5DME5) oranlarında incelenmiştir. Ayrıca, bu tezdeki modelleme çalışmaları literatürden farklı olarak çift buji ateşlemeli bir motorda DME-benzin karışımlarının incelenmesi üzerine yapılmıştır.

Çizelge 1.4. DME'nin literatürdeki ve çalışmadaki kullanımı (Fu vd., 2017; He vd., 2020; Ji vd., 2011; Shi vd., 2018, 2019)

DME					
	1. grup çalışma			2. grup çalışma	Mevcut çalışma
Motor özellikleri	Ji vd., (2011) Fuel; Shi vd., (2018) Fuel; Shi vd., (2019) Energy			Fu vd., (2017) Fuel Processing Technology; He vd., (2020) Energy	Kantaroğlu (Tez)
1 Motor modeli	HYUNDAI MOTORS	BAIC, A151	Gamma, T-GDI		Honda L13A4 i-DSI
2 Motor tipi	SI, 4 zamanlı	SI, 4 zamanlı	SI, 4 zamanlı	SI, 4 zamanlı	SI, 4 zamanlı
3 Silindir sayısı	4	4	4	1	4
4 Motor hacmi, cc	1600	1500	1600	500	1339;4=334.75
5 Silindir çapı/strok	76/88		77/85.44	86/86	73 /80
6 Sıkıştırma oranı	10.0:1	10.5:1	9.5:1	12.4:1 14.0:1	10.8:1
7 Güç, kW	82	85	132.4		63
8 Soğutma akışkanı	Su soğutmalı	Su soğutmalı	Su soğutmalı		Su soğutmalı
9 Test hızı, d/dk	1400	1400	1400	1500	2800
10 Kelebek açıklığı (%)	100	100	100	100	100
11 Ekiyelans oranı	1	0.83	0.77-0.83	0.47	1
12 Enjeksiyon tipi			PFI ve DI		PFI (Port Fuel Injection)
13 Yakıtlar	Benzinin enerji miktarının %0-%30 aralığına karşılık gelen DME	Benzinin enerji miktarının %0-%15'i kadarına karşılık gelen DME	Benzinin enerji miktarının %0-%10'i kadarına karşılık gelen DME	Benzinin enerji miktarının %0-%20 aralığına karşılık gelen DME	G100 DME2 DME5 DME10 DME20

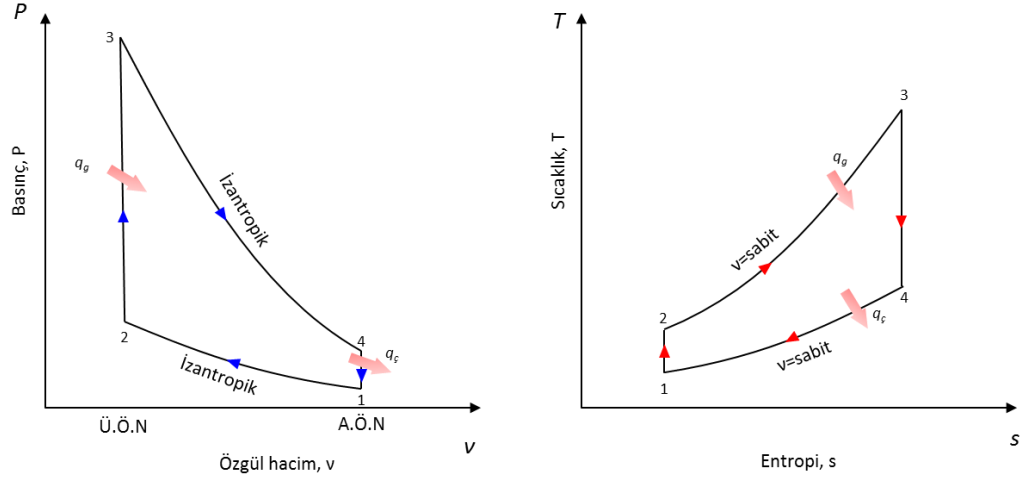
Aseton-benzin karışımları üzerine az sayıdaki mevcut çalışmalar, yalnızca tek silindirli özel amaçlı motorlar için yapılmıştır. Bu çalışmada ise ticari bir otomobil motoru için hem test hem de 1B ve 3B model incelemeleri yapılmıştır. DME-benzin karışımları için yapılan testler de az sayıda olup yalnızca iki çalışma grubu tarafından sınırlı sayıdaki düşük ilave oranlarında gerçekleştirilmiştir. Bu tezdeki DME-benzin karışımları için modelleme çalışmaları literatürden farklı olarak çift buji ateşlemeli bir motor üzerine yapılmıştır. Ayrıca, Aseton ve DME ilave oranları geniş bir yelpazede %2, %5, %10, %20, %100 kütleli oranları olarak belirlenmiştir.

2. İÇTEN YANMALI MOTORLAR

İçten yanmalı motorlarda, yanma reaksiyonları ile açığa çıkan ısı enerjisi mekanik enerjiye çevrilerek iş üretilir. İçten yanmalı motorlarda yanma, silindir içinde piston ve silindir kafası arasında çevrelenen kapalı hacim içerisinde gerçekleşir. Sıkıştırma ve yanmanın ardından elde edilen yüksek basınç, yayılı yük olarak pistonu etki eder. Bu kuvvet ile elde edilen doğrusal hareket krank mili ve biyel kolu ile dönme hareketine çevrilir.

2.1. Buji Ateşlemeli Motor Çevrim Analizi

İçten yanmalı motorlar, buji ateşlemeli ve sıkıştırma ateşlemeli olarak ikiye ayrılmaktadır. Buji ateşlemeli motorlar kendi içerisinde 4-zamanlı ve 2-zamanlı motorlar olarak ikiye ayrılmaktadır. Bu çalışmada incelenen motor 4-zamanlı buji ateşlemeli bir motordur. Buji ateşlemeli motorun teorik hali ideal Otto çevrimidir. İdeal Otto çevriminde silindir içerisinde bir iş akışkanı bulunmakta ve bu akışkan ideal hava olarak kabul edilmektedir. 4-zamanlı ideal Otto çevriminin basınç-hacim ve sıcaklık-entropi diyagramları Şekil 2.1’de gösterilmiştir. Hal değişimlerinin tersinir ve adyabatik kabul edildiği ideal Otto çevriminde öncelikle 1-2 noktaları arasında izentropik sıkıştırma gerçekleşir. Sıkıştırma sırasında entropi sabit kalırken azalan hacimle beraber silindir-içi sıcaklık ve basınç artar. Sıcaklığı ve basıncı artan havaya sabit hacimde 2-3 noktaları arasında ısı girişi olur. Isı girişi ile akışkanın sabit hacimde basıncı ve sıcaklığı artar. Isı girişinin ardından 3-4 noktaları arasında izentropik genişleme olurken hacim artmakta, basınç ve sıcaklık düşmektedir. Genişleme zamanında piston üst ölü noktadan alt ölü noktaya doğru ilerlerken iş üretir. Son zaman olarak, 4-1 noktaları arasında sabit hacimde ısı çıkışı olmakta ve basınç ve sıcaklık düşer. Bu şekilde ideal Otto çevrimi tamamlanır.



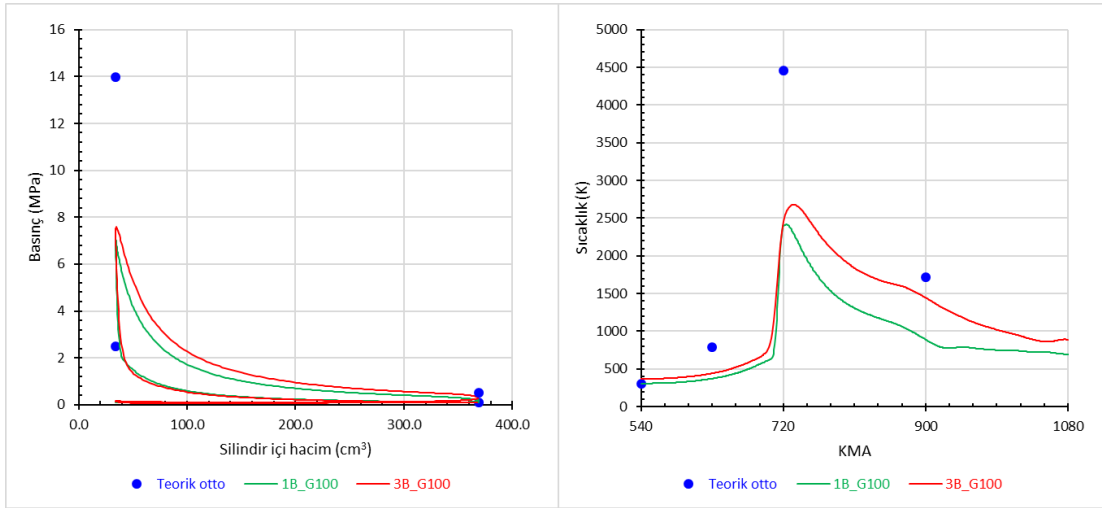
Şekil 2.1. İdeal Otto çevrimi basınç-ölgöl hacim ve sıcaklık-entropi diyagramları

Tez çalışmasında, incelemesi yapılan motorun temel geometrik verileri ve testlerdeki çalışma şartları kullanılarak ideal Otto çevrimi termodinamik analizi yapılmıştır. Böylece, testte ölçülemeyen ancak 1B model ve 3B modelde hesaplanabilen maksimum noktadaki silindir-içi basınç ve sıcaklıkların merteye olarak karşılaştırması yapılmıştır. Otto çevrimi termodinamik analizi ile ilgili hesaplama detayları Ek 1’de verilmiştir.

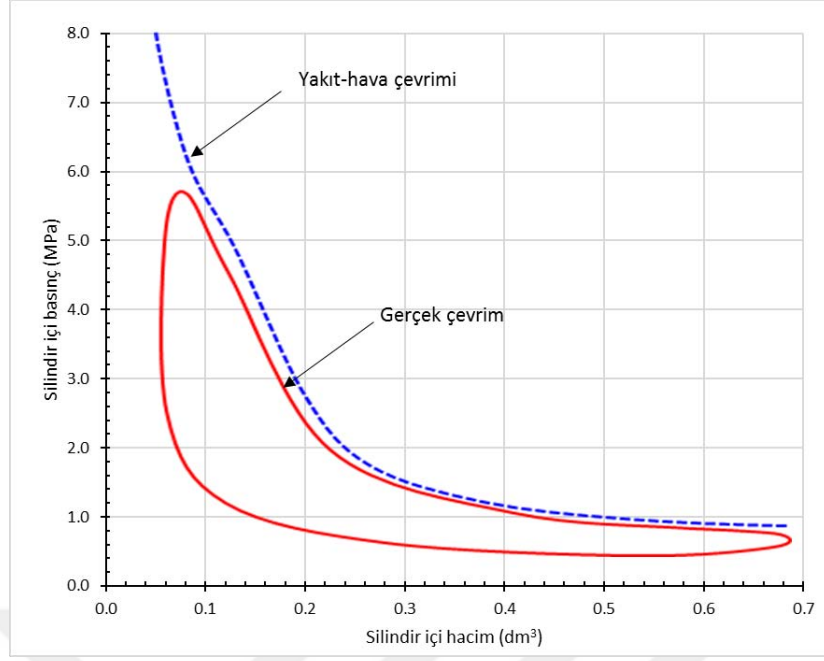
Bu şekilde yapılan hesaplamalar, literatürdeki gerçek verilerle teorik hesaplamaların yapıldığı çalışmalarla karşılaştırılmış ve sonuçlarından elde edilen maksimum basınç ve sıcaklığın doğrulukları kontrol edilmiştir.

Motor testi, 1B model ve 3B model bölümlerinde belirtileceği üzere ortam basıncı ve sıcaklığı 95000Pa ve 305K ölçülmüştür. Motorun 2800 d/dk devirdeki emme havası hacimsel debisi (87.97 m³/h), benzin kütleli debisi (2.46 g/s) ve benzinin alt ısı değeri (44.3Mj/kg) kullanılarak 2-1 arasında giren ısı enerjisi hesaplanmıştır. Böylece, ısı girişi sonundaki yani 3 noktasındaki toplam yakıt hava karışımında oluşacak sıcaklık yükselmesi hesaplanmıştır. Burada önemli olan bir husus, testlerde ortalama olarak ölçülen hava ve yakıt debilerinin o devir sayısındaki bir silindire ve bir çevrime indirgenmesidir. Hesaplamalarda, 1-2 noktası arasındaki sıkıştırma sırasında 2 noktasının basınç ve sıcaklığı ideal Otto çevrimi ile hesaplanmıştır ve ayrıca 2-3 noktaları arasındaki havanın yoğunluğu da ideal gaz denkleminde hesaplanmıştır.

Şekil 2.2’de analitik hesaplamalarla bulunan ve 1B model ve 3B modelden elde edilen maksimum silindir-içi basınç ve sıcaklık karşılaştırması yapılmıştır. Otto çevrimi ile hesaplanan maksimum silindir-içi basınç, 1B ve 3B modelden yaklaşık 2 kat yüksektir. Otto çevrimi hesabı ile elde edilen silindir içi maksimum basınç ise 3B modelden yaklaşık 1.6 kat, 1B modelden de yaklaşık 1.8 kat yüksektir. Bu durum literatürde bulunan örneklerle incelendiğinde, hesaplamaların anlamlı olduğu gözlenmiştir. Stokiyometrik yanma koşullarında, sıkıştırma oranı 11:1 olan ve strok hacmi 68 cm³ olan buji ateşlemeli bir motor için yapılan deneyde, gerçek çevrimdeki maksimum silindir-içi basınç 5.5 MPa bulunurken, teorik çevrim hesabında bu değer yaklaşık olarak 8 MPa olarak hesaplanmaktadır. Yine hesaplama yöntemleri benzer olan bu örnekten de görüldüğü gibi motorda bulunan ısı transfer kayıpları, yanma süresi ve ateşleme avansının hesaba katılmaması, egzoz blowdown olayının hesaplamalara yansıtılamaması, yanmanın tam yanma olarak düşünülmesi, akış kayıplarının dahil edilmemesi gibi birçok nedenlerden dolayı teorik hesapta bu fark oluşmaktadır (Heywood, 1988). Bu Otto çevrimi hesapları, bir nevi mertebe olarak karşılaştırma yapmak amacıyla yapılmıştır. Şekil 2.3’de teorik ve gerçek çevrimin bu karşılaştırması verilmiştir.



Şekil 2.2. Otto çevrimi ile hesaplanan silindir-içi basınç ve sıcaklıkların 1B ve 3B model ile karşılaştırması



Şekil 2.3. İdeal otto çevrimi ile gerçek çevrim arasındaki farklılıklar (Heywood, 1988)

2.2. Yanma ve Karışım Oranı Hesapları

Motor modelleri oluşturulurken silindire giren hava ve yakıt miktarlarının incelenen yakıt karışımlarındaki oranlar için yanma denklemleri de kullanılarak hesaplanması gerekmektedir. Özellikle bu hesaplar 3B HAD modeli için gereklidir. Bu amaçla, bu bölümde temel yanma tanımlamaları yapıldıktan sonra, aseton-benzin ve DME-benzin karışımlarının belirlenen karışım oranları için, toplam yakıttaki her bir yakıtın kütle ve hacimsel oranları hesaplanmıştır. Hesaplanan kütle oranlar silindir-içi yanma 3B HAD modelinde de kullanılmıştır.

2.2.1. Yanma Tanımları

Bu bölümde özet olarak temel yanma tanımlamaları yapıldıktan sonra bu çalışmada kullanılan yakıtların kimyasal reaksiyon denklemleri oluşturulmuştur.

Yanma: Bir maddenin tutuşma sıcaklığında oksijen ile reaksiyonu olarak tanımlanır. Diğer bir ifadeyle yanma, yakıtın oksijenle birleştiği ve ısı enerjisinin açığa çıktığı kimyasal bir reaksiyondur.

Kimyasal reaksiyon: Maddenin moleküler yapısında elektronlar düzeyindeki değişikliklere denir. Örneğin; karbon ile oksijenin kimyasal reaksiyonu sonucu karbondioksit oluşurken açığa ısı enerjisi çıkar ve bu bir ekzotermik reaksiyondur.

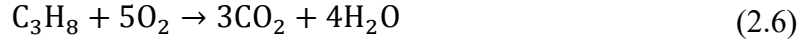


Ekzotermik reaksiyon: Bir reaksiyon sonunda ısı açığa çıkıyorsa bu tür reaksiyona ekzotermik reaksiyon adı verilir.

Endotermik reaksiyon: Reaksiyon oluşması için çevreden ısı alınıyorsa bu tür reaksiyona ise endotermik reaksiyon adı verilir.

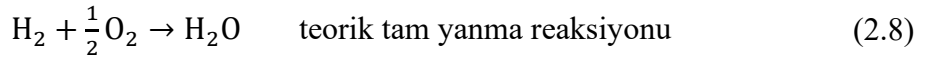
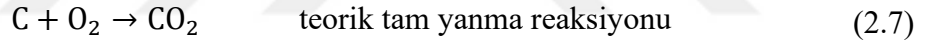
Yanma reaksiyonları: Tüm organik yakıtlar C (karbon), H (hidrojen) ve S (sülfür)'den oluşur. Bunların yanma reaksiyonları aşağıdaki denklemlere göre gerçekleşir.





Teorik oksijen/hava miktarı: C ve H'nin yanması için gerekli minimum oksijen miktarına teorik oksijen miktarı, bu oksijeni içinde bulunduran havaya ise teorik hava miktarı denir. Buradaki yanma ürünleri CO₂ (karbondioksit) ve H₂O (su buharı) şeklindeki tam yanma ürünleridir.

Teorik tam yanma: Teorik tam yanma reaksiyonlarında, yanma için gerekli minimum oksijen kullanılır ve bu oksijenin tamamı yanmaya girer. Reaksiyon sonunda CO₂, H₂O, N₂ gibi tam yanma ürünleri elde edildiği ve yanma ürünleri arasında O₂ bulunmayan yanmaya teorik tam yanma denir. Teorik tam yanmada sağlanan hava, teorik hava miktarına eşittir ($\lambda=1$).



Hava fazlalık katsayısı (λ): Yanma odasına sadece teorik tam yanma için gerekli minimum oksijen gönderildiğinde, pratikte yanıcı moleküllerin tamamı yakıcı molekül olan oksijen ile birleşerek reaksiyona giremeyebilir. Yakıtın tamamının yanması ve tam yanma elde edilebilmesi için, yanma için gerekli teorik hava miktarından daha fazla hava verilir. Bu sayede, yakıt moleküllerinin tamamına yakın kısmı reaksiyona girer. Fazla verilen hava miktarı, hava fazlalık katsayısı (λ) ile belirlenir.

$$\lambda = \frac{V_{hg}}{V_{ht}} = \frac{\text{Gerçekte yanma için verilen hava miktarı}}{\text{Teorik tam yanma için gerekli hava miktarı}} \quad (2.9)$$

Tam yanma: Yanma için gerekli havadan daha fazla hava kullanıldığında, reaksiyon sonunda CO₂, H₂O, N₂ ürünlerinin yanı sıra, fazla verilen havadan kaynaklanan O₂'ninde yer aldığı yanmaya tam yanma denir. Tam yanmada sağlanan hava, teorik hava miktarından daha fazladır. ($\lambda>1$)

Eksik yanma: Yeterli oksijen olmamasından dolayı, yanma ürünleri arasında C, CO ve H₂ bulunabilen yanma şeklidir. Eksik yanmada sağlanan hava, teorik hava miktarından daha azdır. ($\lambda < 1$)

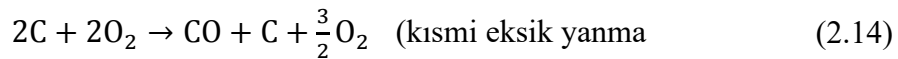
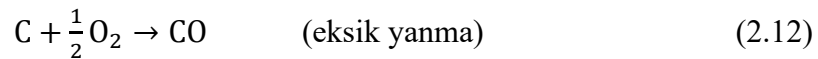
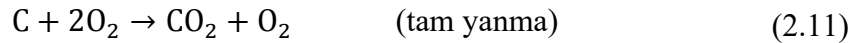
Kısmi eksik yanma: Teorik hava miktarı ($\lambda = 1$) veya daha fazla hava ($\lambda > 1$) ile yanma durumunda dahi yanma şartlarından (yanma odasının sıcaklığı, sıcaklık değişimi, havanın kalış süresi, homojen olmayan karışım) kaynaklanan eksik yanma ürünleri oluşabilir. Bu yanmaya kısmi eksik yanma denir.

Hava/Yakıt oranı: Yanma için kullanılan havanın kullanılan yakıtı oranıdır. Bu oran molar $(H/Y)_n$ ya da kütleli $(H/Y)_m$ olarak kullanılabilir

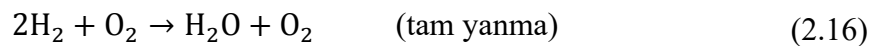
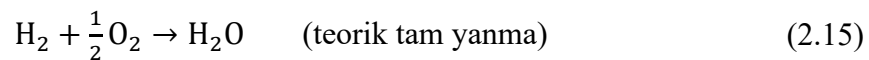
Fakir karışım: Teorik hava miktarından daha fazla hava içeren hava/yakıt karışımlarına fakir karışım denir ($\lambda > 1$). Karışımın yakıt açısından fakir olmasıdır.

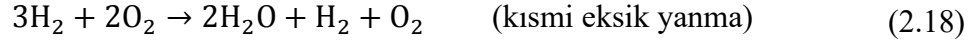
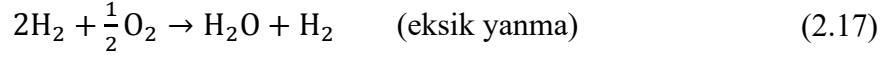
Zengin karışım: Teorik hava miktarından daha az hava içeren hava/yakıt karışımlarına zengin karışım denir ($\lambda < 1$). Karışımın yakıt açısından zengin olmasıdır.

Karbon için yanma türlerine göre reaksiyonları aşağıda verilmiştir.



Hidrojenin yanma türlerine göre reaksiyonları aşağıda verilmiştir.





Görüldüğü gibi bir yanma olayının gerçekleşebilmesi için gerekli hava miktarı kadar yakıt miktarı ve cinsi de oldukça önemlidir. Buji ateşlemeli motorlarda yakıt olarak kullanılan en yaygın hidrokarbon benzindir. Benzini takiben saf veya karışımli olarak kullanılabilen LPG ve CNG yakıtları gelmektedir. Bununla beraber benzine ilave edilebilen alkol türevli veya sentetik alternatif yakıtlar da mevcuttur. Bu tez çalışmasında ise benzine belirli kütleli oranlarda, literatürde fazlaca işlenmemiş ve etkileri tam olarak gözlenememiş aseton ve dimetil eter (DME) yakıtları ilave edilmiştir.

Benzin, petrolün damıtılması sonucunda oluşan hidrokarbonların bileşiminden oluşmaktadır (Acaroğlu vd., 2018). Bu hidrokarbonlar; parafinler (alkanlar): izo-parafinler, aromalar, naftenler, olefinler (alkenler): diolefinler ve alkinler şeklinde sınıflandırılmaktadır. Benzinde yer alan hidrokarbonların karbon sayıları 4 ile 12 (C₄-C₁₂) arasında değişmektedir (Shen vd., 2009). İzo-parafinler benzin içerisindeki vuruntu direncini yükselten dolayısıyla oktan sayısını belirleyen hidrokarbonlardan birisidir. Bu nedenle benzin içerisindeki izo-parafinlerin motorda vuruntu riskini düşürmesinden dolayı yüksek olması istenir. Bunun yanında aromatiklerin ve olefinlerin de vuruntu direncine pozitif etkisi bilinmektedir ancak bu hidrokarbonların düzensiz emisyonları arttırması, artan emisyon kısıtlarıyla birlikte sınırlandırılmıştır (Çakmak & Özcan, 2018). Benzinin buji ateşlemeli motorlarda performans bakımından en ideal yakıt olarak kullanılmasının yanında artan emisyon kısıtlarına karşın motor teknolojisinin bu kısıtlara yeterli uyumu gösterememesi nedeniyle benzin emisyonları ciddi bir sorun haline dönüşmüştür. Emisyon sorunlarına ilaveten artan enerji maliyetleri de benzin alternatiflerinin aranmasına neden olmaktadır.

Karbon ve hidrojenden oluşan herhangi bir yakıtın tam yanma denklemi, Denklem 2.19'daki gibi olmaktadır.

$$C_m H_n + \lambda \left(m + \frac{n}{4} \right) (O_2 + 3.76 N_2) \rightarrow \quad (2.19)$$

$$m CO_2 + \frac{n}{2} H_2O + \lambda \left(m + \frac{n}{4} \right) 3.76 N_2 + (\lambda - 1) \left(m + \frac{n}{4} \right) O_2$$

Herhangi bir hidrokarbonlu yakıtın tam yanması ile CO₂, H₂O, N₂ ve O₂ ürünleri oluşmaktadır.

Buji ateşlemeli motorlarda ideal yanma şartlarının sağlanması ve maksimum performans ve minimum emisyonların sağlanması için λ değeri yaklaşık olarak 1.05 değerine ayarlanır. Bu değer 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 arttırılır. Ancak avansın fazla arttırılması, diğer yönden vuruntu eğilimini çoğaltmaktadır.

İdeal benzin olan izo-oktanın $\lambda=1.05$ değeri için tam yanma denklemi, örnek olarak Denklem 2.20'de verilmiştir.

$$C_8H_{18} + 1.05 \left(8 + \frac{18}{4} \right) (O_2 + 3.76 N_2) \rightarrow \quad (2.20)$$

$$8CO_2 + \frac{18}{2} H_2O + 1.05 \left(8 + \frac{18}{4} \right) 3.76 N_2 + (1.05 - 1) \left(8 + \frac{18}{4} \right) O_2$$

Günümüzde, kıtalar veya ülkeler arası ilişkiler ve anlaşmalar çerçevesinde hava, çevre ve dolayısıyla insan sağlığı sıkı koruyucu tedbirlerle korunmak istenmektedir. Bu nedenle kısıtlamaların bir bütün olarak ele alınması ve en önemli payın da egzoz emisyonları olması nedeniyle, otomotiv üreticileri geniş çapta ülkeye satış yapabilmek için motor teknolojisi ve yakıt teknolojisini geliştirmek ve hatta dönüştürmek zorunda kalmıştır.

Avrupa Birliği'nde kullanılan EURO normları 1992 yılından, günümüze kadar uygulanmaktadır. 2008 yılında uygulamaya konan EURO 5 normunun çıkarılmasıyla 1992 yılının EURO 1 normuna göre gazlarda %86, partiküllerde ise %98 azaltma yapılmasını şart koşulmuştur. 2014 yılı itibarıyla EURO 6 çıkarılmış ve çeşitli

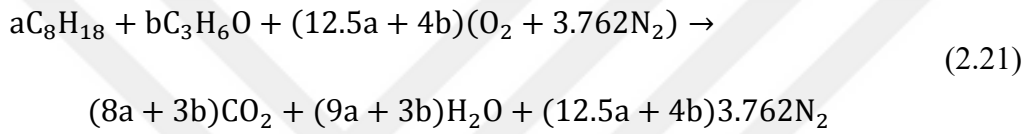
modifikasyonlarla, 2020' de yürürlüğe giren EURO 6d versiyonuna kadar geliştirilmiştir. Ocak 2016 tarihinden itibaren Türkiye'de de yeni satılan araçların emisyonlarında EURO 6 normu benimsenmiştir. EURO emisyon normları, üretilen her birim güç için motor tarafından salınabilecek azami kirletici madde düzeyini belirlemektedir. Avrupa bölgesine satış yapan üretici firmalar, araçlarının çıkardığı egzoz gazının EURO normlarına uygun olmasını sağlamak zorundadır.

Denklem 2.19 ve 2.20 deki, CO_2 , H_2O , N_2 ve O_2 emisyonlarına ek olarak buji ateşlemeli bir motorda yanma sonu ürünü olarak CO, HC ve NO_x emisyonları da salınmaktadır. Benzin kullanımıyla beraber, emisyon salınımlarının kısıtlanması ve artan enerji maliyetlerinin bir sonucu olarak alternatif enerji kaynaklarına yönelim hızla devam etmektedir. Bu nedenle bu tez çalışmasında aseton ve DME yakıtlarının performans ve emisyonlara etkileri incelenmiştir.

Aseton ve DME ile benzin karışımlarının stokiyometrik oranlarda yanma reaksiyonlarının hacimsel ve kütleli oran hesapları aşağıda verilmiştir. Karışım tanımlarındaki bütün oranlar için bu reaksiyon denklemleri temel alınarak hesaplamalar yapılmıştır.

2.2.2. Aseton-Benzin Karışımı için Kütle Hesabı

Aseton-benzin karışımı için teorik tam yanma ($\lambda=1$) halindeki yanma reaksiyonu Denklem 2.21’de verilmiştir. Burada; karışımdaki benzinin hacimsel/molar miktarı “a” ve asetonun “b” olarak katsayılar cinsinden girilmiştir. Böylece, farklı aseton-benzin karışım oranları için kimyasal reaksiyon denklemleri kullanılarak genel bir hesaplama yöntemi geliştirilmiş olacaktır. Bu hesaplamalarda amaç, aseton-benzin karışımındaki aseton ve benzinin hacimsel oranları ile kütle oranları arasındaki bağıntıyı bulmaktır. Çünkü, testlerde aseton-benzin karışımları kütle oran olarak ayarlanmıştır. Silindir-içi yanma HAD modelinde ise hacimsel oran tanımlaması yapılmaktadır.



Aşağıda, ABD merkezli Uluslararası Temel ve Uygulamalı Kimya Birliği (IUPAC)’dan alınan verilere göre reaksiyonda kullanılan element ve bileşiklerin mol kütleleri verilmiştir (E. Richard Cohen vd., 2006).

$$C = 12.0096 \text{ g/mol}$$

$$H = 1.00784 \text{ g/mol}$$

$$O = 15.99903 \text{ g/mol}$$

$$N = 14.00643 \text{ g/mol}$$

$$C_8H_{18} = 114.21792 \text{ g/mol}$$

$$C_3H_6O = 58.07487 \text{ g/mol}$$

$$C_2H_6O = 46.06527 \text{ g/mol}$$

$$O_2 = 31.99806 \text{ g/mol}$$

$$N_2 = 28.01286 \text{ g/mol}$$

$$CO_2 = 44.00766 \text{ g/mol}$$

$$H_2O = 18.01471 \text{ g/mol}$$

Bu mol kütleleri kullanılarak, Denklem 2.21'e göre reaksiyonda bulunan, reaktantların ve ürünlerin kütleleri sırasıyla Denklem 2.22 ve Denklem 2.23'de hesaplanmıştır ve bunlar da birbirlerine eşittir.

$$\begin{aligned}
 m_{\text{reaktan tlar}} &= (a) \times 114.21792 + (b) \times 58.07487 \\
 &+ (12.5a + 4b) \times 31.99806 \\
 &+ (12.5a + 4b) \times 3.762 \times 28.01286 \\
 &= (a) \times 1831.498412 + (b) \times 607.6046273
 \end{aligned} \tag{2.22}$$

$$\begin{aligned}
 m_{\text{ürünler}} &= (8a + 3b) \times 44.00766 + (9a + 3b) \times 18.01471 \\
 &+ (12.5a + 4b) \times 3.762 \times 28.01286 \\
 &= (a) \times 1831.498412 + (b) \times 607.6046273
 \end{aligned} \tag{2.23}$$

Aşağıda reaksiyonun reaktant ve ürünlerini oluşturan her bir bileşiğin kütleli oranı, toplam hava-yakıt karışımı kütleli oranına göre hesaplanmıştır. Burada hesaplanan kütleli oranlar, HAD modelinde emme portu girişinde akışkanın bileşimi olarak tanımlanmıştır.

$$\begin{aligned}
 C_8H_{18} &= \frac{(a) \times 114.21792}{(a) \times 1831.498412 + (b) \times 607.6046273} = A \\
 C_3H_6O &= \frac{(b) \times 58.07487}{(a) \times 1831.498412 + (b) \times 607.6046273} = B \\
 O_2 &= \frac{(12.5a + 4. b) \times 31.99806}{(a) \times 1831.498412 + (b) \times 607.6046273} = C \\
 N_2 &= \frac{(12.5a + 4. b) \times 3.762 \times 28.01286}{(a) \times 1831.498412 + (b) \times 607.6046273} = D \\
 CO_2 &= \frac{(8a + 3b) \times 44.00766}{(a) \times 1831.498412 + (b) \times 607.6046273} = E \\
 H_2O &= \frac{(9a + 3b) \times 18.01471}{(a) \times 1831.498412 + (b) \times 607.6046273} = F \\
 N_2 &= \frac{(12.5a + 4b) \times 3.762 \times 28.01286}{(a) \times 1831.498412 + (b) \times 607.6046273} = G
 \end{aligned} \tag{2.24}$$

Reaktantların ve ürünlerin kütleli oranlarının toplamı Denklem 2.25’de gösterildiği gibi 1’e eşit olmaktadır.

$$A + B + C + D = E + F + G = 1 \quad (2.25)$$

Benzin ve asetonun farklı oranlardaki karışımının katsayılar cinsinden hesaplanması bu şekilde tamamlanmaktadır. Ancak hesaplamalarda, Denklem 2.21’deki hacimsel/molar katsayıların belirlenebilmesi kritik bir öneme sahiptir. Bu hacimsel/molar katsayıların belirlenebilmesi için, Denklem 2.24’den hesaplanacak olan benzin ve asetonun kütleli oranlarının, testler esnasında kütleli olarak karıştırılan ve bilinen aseton-benzin kütleli karışım oranını sağlaması gereklidir. Daha açık rakamlar ile ifade etmek gerekirse, örnek olarak testler esnasında oluşturulan A2’de, aseton-benzin karışımının kütleli olarak %2’si aseton ve %98’i benzindir. Bu durumda, bu karışımındaki $r_{aseton}=0.02$ ve $r_{benzin}=0.98$ rakamları, Denklem 2.21’deki ana kimyasal reaksiyonuna göre hesaplanır.

Şöyle ki; A benzinin reaksiyondaki kütleli oranı, B asetonun reaksiyondaki kütleli oranı, A+B ise toplam karışımli yakıt miktarı olmak üzere ana reaksiyon denklemi (Denklem 2.21) kullanılarak, aseton-benzin karışımındaki benzin ve asetonun kütleli oranları Denklem 2.26 ve 2.27 ile hesaplanır.

$$\text{Yakıt karışımındaki benzin kütleli oranı: } r_{benzin} = \frac{A}{A+B} \cdot 100 \quad (2.26)$$

$$\text{Yakıt karışımındaki aseton kütleli oranı: } r_{aseton} = \frac{B}{A+B} \cdot 100 \quad (2.27)$$

Örnek bir hesaplama gösterimi A2 yakıtı için Şekil 2.4’de verilmiştir. A2 yakıtının kütleli olarak aseton içeriği $r_{aseton}=0.02$ ve benzin içeriği $r_{benzin}=0.98$ ’dir. A2 yakıtının yanma reaksiyonunda reaktantların ve ürünlerin kütleli oranlarının örnek bir hesaplanması Şekil 2.4’de verilmiştir. Bu durumda Ansys-Forte’de giriş sınır şartı olarak tanımlanan giren hava-yakıt karışımındaki bileşenlerin kompozisyonu olarak benzin için $A=0.0615435517586$; aseton için $B=0.0012560716245$; oksijen için $C=0.2182854958133$; azot için $D=0.7189148808035$ değerleri tanımlanmıştır.

Hesaplamalar %2, %5, %10, %20 ve %100 aseton oranlarının tamamı için ayrı ayrı yapılmış ve Çizelge 2.1’de listelenmiştir. Bu değerler HAD modeli tanımlamalarında giriş sınır şartı olarak kullanılmıştır.

KÜTLESEL ORAN HESAPLAMA SAYFASI			
C:	12,0096		
H:	1,00784		
O:	15,99903		
N:	14,0064		
Lambda:	1		
Giriş Parametreleri			
a	0,9614090000001		
b	0,0385909999999		Giriş Parametreleri
İstenen Yakıt Karışım Kütleli Oranı			
Ana Yakıt	Katkı Yakıt		
0,98000	0,02000		Kontrol Parametreleri
Ana Yakıt: $C_mH_nO_o$			
m	8		
n	18		
o	0		
Katkı Yakıt: $C_mH_nO_o$			
m	3		
n	6		
o	1		
Reaktantlar Kimyasal Reaksiyon Katsayıları			
a	0,9614090000001		
b	0,0385909999999		
12,5.a+4.b	12,1719765000008		
Ürünler Kimyasal Reaksiyon Katsayıları			
8.a+3.b	7,8070450000005		
9.a+3.b	8,7684540000006		
12,5.a+4.b	45,7909755930032		
Reaktantların Kütleli Oranları			
Ana Yakıt	A	0,0615435517586	
Katkı Yakıt	B	0,0012560716245	
O ₂	C	0,2182854958133	
N ₂	D	0,7189148808035	
Toplam:		1,00	
Ürünlerin Kütleli Oranları			
CO ₂	E	0,1925551263413	
H ₂ O	F	0,0885299928551	
N ₂	G	0,7189148808035	
Toplam:		1,00	

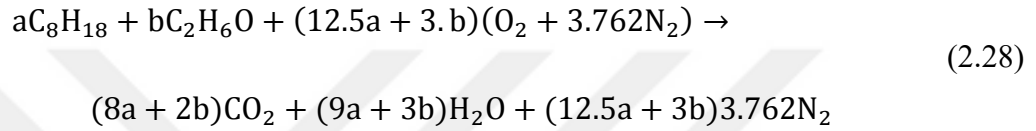
Şekil 2.4. Aseton-benzin karışımı A2 için kütleli oran hesaplaması örneği

Çizelge 2.1 Aseton-benzin karışımları için hava-yakıt karışımlarının kimyasal kompozisyonu

			Hava-yakıt karışımının kütle oranları				
			Benzin	Aseton	Oksijen	Azot	
Yakıtlar arasındaki kütle oran		Yakıt	C_8H_{18}	C_3H_6O	O_2	N_2	Toplam
1	%100 benzin	G100	0.06236310	-	0.21838717	0.71924973	1.00
2	%98 benzin-%2 aseton	A2	0.06154355	0.00125607	0.21828550	0.71891488	1.00
3	%95 benzin-%5 aseton	A5	0.06029262	0.00317330	0.21813031	0.71840378	1.00
4	%90 benzin-%10 aseton	A10	0.05814760	0.00646084	0.21786420	0.71752736	1.00
5	%80 benzin-%20 aseton	A20	0.05354284	0.01338571	0.21741049	0.71566097	1.00
6	%100 aseton	A100	-	0.09558003	0.21065054	0.69376943	1.00

2.2.3. DME-Benzin Karışımı için Kütle Hesabı

DME-benzin karışımı için teorik tam yanma ($\lambda=1$) halindeki yanma reaksiyonu Denklem 2.28’de verilmiştir. Burada; karışımdaki benzinin hacimsel/molar miktarı “a” ve DME’nin “b” olarak katsayılar cinsinden girilmiştir. Böylece, farklı DME-benzin karışım oranları için kimyasal reaksiyon denklemleri kullanılarak genel bir hesaplama yöntemi geliştirilmiş olacaktır. Bu hesaplamalarda amaç, DME-benzin karışımındaki DME ve benzinin hacimsel oranları ile kütleli oranları arasındaki bağıntıyı bulmaktır. Çünkü, testlerde DME-benzin karışımları kütleli oran olarak ayarlanmıştır. Silindir-içi yanma 3B HAD modelinde ise hacimsel oran tanımlaması yapılmaktadır.



Aşağıda, ABD merkezli Uluslararası Temel ve Uygulamalı Kimya Birliği (IUPAC)’dan alınan verilere göre reaksiyonda kullanılan element ve bileşiklerin mol kütleleri verilmiştir (E. Richard Cohen vd., 2006).

$$C = 12.0096 \text{ g/mol}$$

$$H = 1.00784 \text{ g/mol}$$

$$O = 15.99903 \text{ g/mol}$$

$$N = 14.00643 \text{ g/mol}$$

$$C_8H_{18} = 114.21792 \text{ g/mol}$$

$$C_3H_6O = 58.07487 \text{ g/mol}$$

$$C_2H_6O = 46.06527 \text{ g/mol}$$

$$O_2 = 31.99806 \text{ g/mol}$$

$$N_2 = 28.01286 \text{ g/mol}$$

$$CO_2 = 44.00766 \text{ g/mol}$$

$$H_2O = 18.01471 \text{ g/mol}$$

Bu mol kütleleri kullanılarak, Denklem 2.28'e göre reaksiyonda bulunan, reaktantların ve ürünlerin kütleleri sırasıyla Denklem 2.29 ve Denklem 2.30'da hesaplanmıştır ve bunlar da birbirlerine eşittir.

$$\begin{aligned}
 m_{\text{reaktan tlar}} &= (a) \times 114.21792 + (b) \times 46.06527 \\
 &+ (12.5a + 3b) \times 31.99806 \\
 &+ (12.5a + 3b) \times 3.762 \times 28.01286 \\
 &= (a) \times 1831.498412 + (b) \times 458.212588
 \end{aligned} \tag{2.29}$$

$$\begin{aligned}
 m_{\text{ürünler}} &= (8a + 2b) \times 44.00766 + (9a + 3b) \times 18.01471 \\
 &+ (12.5a + 3b) \times 3.762 \times 28.01286 \\
 &= (a) \times 1831.498412 + (b) \times 458.212588
 \end{aligned} \tag{2.30}$$

Aşağıda reaksiyonun reaktant ve ürünlerini oluşturan her bir bileşiğin kütle oranı, toplam hava-yakıt karışımı kütlelerine göre hesaplanmıştır. Burada hesaplanan kütle oranlar, HAD modelinde emme portu girişinde akışkanın bileşimi olarak tanımlanmıştır.

$$\begin{aligned}
 C_8H_{18} &= \frac{(a) \times 114.21792}{(a) \times 1831.498412 + (b) \times 607.6046273} = A \\
 C_3H_6O &= \frac{(b) \times 58.07487}{(a) \times 1831.498412 + (b) \times 607.6046273} = B \\
 O_2 &= \frac{(12.5a + 4. b) \times 31.99806}{(a) \times 1831.498412 + (b) \times 607.6046273} = C \\
 N_2 &= \frac{(12.5a + 4. b) \times 3.762 \times 28.01286}{(a) \times 1831.498412 + (b) \times 607.6046273} = D \\
 CO_2 &= \frac{(8a + 3b) \times 44.00766}{(a) \times 1831.498412 + (b) \times 607.6046273} = E \\
 H_2O &= \frac{(9a + 3b) \times 18.01471}{(a) \times 1831.498412 + (b) \times 607.6046273} = F \\
 N_2 &= \frac{(12.5a + 4b) \times 3.762 \times 28.01286}{(a) \times 1831.498412 + (b) \times 607.6046273} = G
 \end{aligned} \tag{2.31}$$

Reaktantların ve ürünlerin kütleli oranlarının toplamı Denklem 2.32’de gösterildiği gibi 1’e eşit olmaktadır.

$$A + B + C + D = E + F + G = 1 \quad (2.32)$$

Benzin ve DME’nin farklı oranlardaki karışımının katsayılar cinsinden hesaplanması bu şekilde tamamlanmaktadır. Ancak hesaplamalarda, Denklem 2.28’deki hacimsel/molar katsayıların belirlenebilmesi kritik bir öneme sahiptir. Bu hacimsel/molar katsayıların belirlenebilmesi için, Denklem 2.31’den hesaplanacak olan benzin ve DME’nin kütleli oranlarının, kütleli olarak karıştırılan ve bilinen DME-benzin kütleli karışım oranını sağlaması gereklidir. Daha açık rakamlar ile ifade etmek gerekirse, örnek olarak oluşturulan DME2’de, DME-benzin karışımının kütleli olarak %2’si DME ve %98’i benzindir. Bu durumda, bu karışımındaki $r_{DME}=0.02$ ve $r_{benzin}=0.98$ rakamları, Denklem 2.28’deki ana kimyasal reaksiyonuna göre hesaplanır.

Şöyle ki; A benzinin reaksiyondaki kütleli oranı, B DME’nin reaksiyondaki kütleli oranı, A+B ise toplam karışımli yakıt miktarı olmak üzere ana reaksiyon denklemi (Denklem 2.28) kullanılarak, DME-benzin karışımındaki benzin ve DME’nin kütleli oranları Denklem 2.33 ve 2.34 ile hesaplanır.

$$\text{Yakıt karışımındaki benzin kütleli oranı: } r_{benzin} = \frac{A}{A+B} \cdot 100 \quad (2.33)$$

$$\text{Yakıt karışımındaki aseton kütleli oranı: } r_{DME} = \frac{B}{A+B} \cdot 100 \quad (2.34)$$

Örnek bir hesaplama gösterimi DME2 yakıtı için Şekil 2.5’de verilmiştir. DME2 yakıtının kütleli olarak DME içeriği $r_{DME}=0.02$ ve benzin içeriği $r_{benzin}=0.98$ ’dir. DME2 yakıtının yanma reaksiyonunda reaktantların ve ürünlerin kütleli oranlarının örnek bir hesaplanması Şekil 2.5’de verilmiştir. Bu durumda Ansys-Forte’de giriş sınır şartı olarak tanımlanan giren hava-yakıt karışımındaki bileşenlerin kompozisyonu olarak benzin için $A=0.0615835441317$; DME için $B=0.001256685429$; oksijen için $C=0.2182760381351$; azot için $D=0.7188837323042$ değerleri tanımlanmıştır.

Hesaplamalar %2, %5, %10, %20 ve %100 DME oranlarının tamamı için ayrı ayrı yapılmış ve Çizelge 2.2’de listelenmiştir. Bu değerler HAD modeli tanımlamalarında giriş sınır şartı olarak kullanılmıştır.

KÜTLESEL ORAN HESAPLAMA SAYFASI			
C:	12,0096		
H:	1,00784		
O:	15,99903		
N:	14,0064		
Lambda:	1		
Giriş Parametreleri			
a	0,9518400000001		
b	0,0481599999999		Giriş Parametreleri
İstenen Yakıt Karışım Kütleli Oranı			
Ana Yakıt	Katkı Yakıt		
0,98000	0,02000		Kontrol Parametreleri
Ana Yakıt: $C_mH_nO_o$			
m	8		
n	18		
o	0		
Katkı Yakıt $C_mH_nO_o$			
m	2		
n	6		
o	1		
Reaktantlar Kimyasal Reaksiyon Katsayıları			
a	0,9518400000001		
b	0,0481599999999		
12,5.a+3.b	12,0424800000009		
Ürünler Kimyasal Reaksiyon Katsayıları			
8.a+2.b	7,7110400000006		
9.a+3.b	8,7110400000006		
12,5.a+3.b	45,3038097600036		
Reaktantların Kütleli Oranları			
Ana Yakıt	A	0,0615835441317	
Katkı Yakıt	B	0,0012566854290	
O ₂	C	0,2182760381351	
N ₂	D	0,7188837323042	
Toplam:		1,00	
Ürünlerin Kütleli Oranları			
CO ₂	E	0,1922240454254	
H ₂ O	F	0,088892222704	
N ₂	G	0,7188837323042	
Toplam:		1,00	

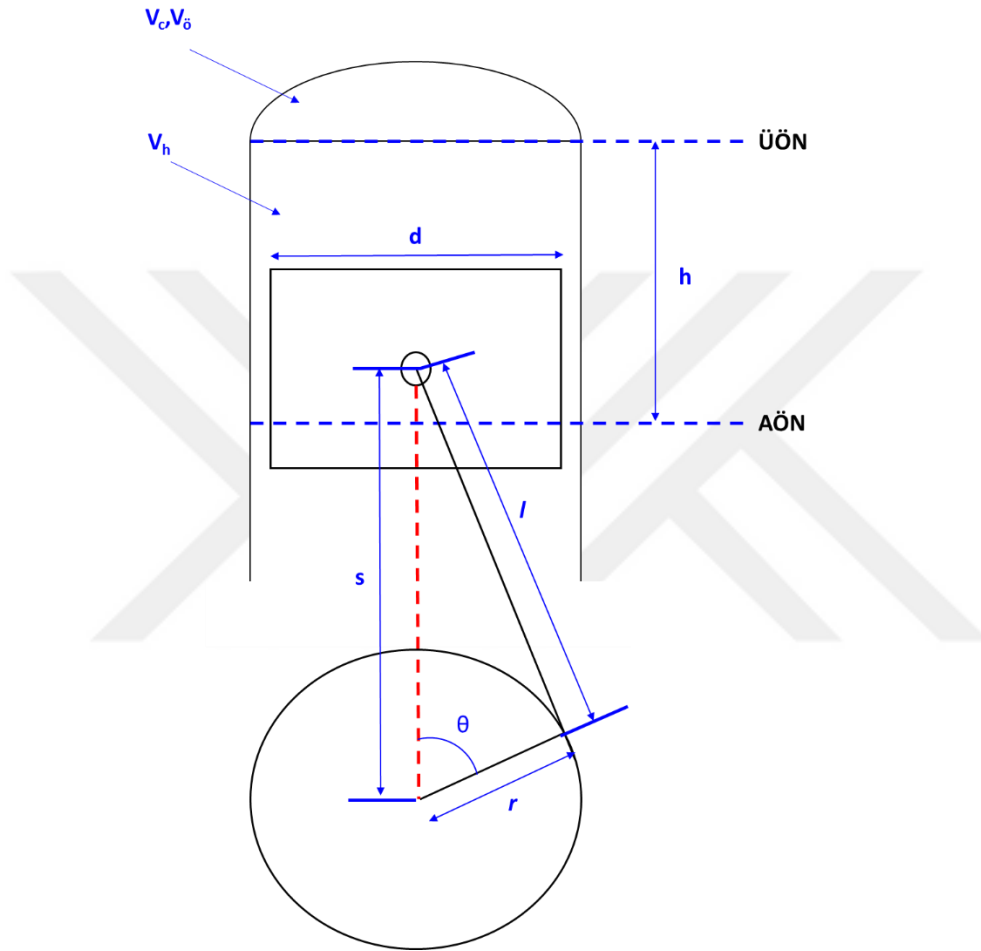
Şekil 2.5. DME-benzin karışımı DME2 için kütleli oran hesaplaması örneği

Çizelge 2.2. DME-benzin karışımları için hava-yakıt karışımlarının kimyasal kompozisyonu

			Hava-yakıt karışımının kütle oranları				
			Benzin	DME	Oksijen	Azot	
Yakıtlar arasındaki kütle oran	Yakıt		C_8H_{18}	C_2H_6O	O_2	N_2	Toplam
1	%100 benzin	G100	0.06236310	-	0.21838717	0.71924973	1.00
2	%98 benzin-%2 DME	DME2	0.06158354	0.00125669	0.21827604	0.71888373	1.00
3	%95 benzin-%5 DME	DME5	0.06041673	0.00317983	0.21818200	0.71822144	1.00
4	%90 benzin-%10 DME	DME10	0.05836628	0.00648514	0.21788962	0.71725896	1.00
5	%80 benzin-%20 DME	DME20	0.05401263	0.01350316	0.21726882	0.71521539	1.00
6	%100 DME	DME100	-	0.10057087	0.20956699	0.68986214	1.00

2.3. Motor Karakteristikleri

Bu bölümde pistonlu motor karakteristiklerinin tanımlamaları yapılmıştır. Silindir-içi hacim, sıkıştırma oranı, piston işi, tork ve güç hesaplamaları için ilgili denklemler aşağıda verilmiştir. Şekil 2.6'da silindir-piston sistemi şeması ve ilgili tanımlamalar için kullanılan notasyonlar gösterilmiştir.



Şekil 2.6. Silindir-piston sistemi şeması

Piston konumu: Krank mili yarıçapı (r), biyel kolu uzunluğu (l) ve krank mili açısına (θ) bağlı olarak pistonun konumu (s) Denklem 2.35 ile hesaplanır.

$$s = r \cdot \cos\theta + \sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin^2\theta} \quad (2.35)$$

Ortalama piston hızı: Devir sayısı (n) ve strok mesafesine (h) bağlı olarak ortalama piston hızı aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$\bar{U}_p = (2.h.n)/60 \quad h=2.r \quad (2.36)$$

Strok/Süpürme hacmi: Pistonlu motorlarda, alt ölü nokta ve üst ölü noktalar arasında, strok hacmi boyunca süpürme yapan piston ile basıncın bu hacim değişiklikleri sırasındaki ortalama değerinin hacim boyunca integre edilmesi net işi verir. Yani motorda üretilen net işin ve gücün iki önemli belirleyicisi vardır. Bunlardan birisi silindir-içi ortalama etkin basınç, diğeri ise strok hacmidir. Strok hacmi (V_h); piston çapı ve ve strok mesafesi kullanılarak aşağıdaki denklemler ile hesaplanır.

$$V_h = V_{A.Ö.N.} - V_{Ü.Ö.N.} \quad (2.37)$$

$$V_h = \left(\frac{\pi.d^2}{4}\right).h \quad (2.38)$$

Ölü hacim: Pistonun üst ölü noktaya geldiği anda piston üzerindeki silindir içinde kalan hacme ölü hacim denir.

$$V_{\bar{O}} = V_{Ü.Ö.N.} \quad (2.39)$$

Toplam hacim: Pistonun alt ölü noktaya geldiği anda piston üzerindeki silindir içinde kalan hacme toplam hacim denir. Toplam hacim (V_t) aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$V_t = V_{\bar{O}} + V_h \quad (2.40)$$

Krank mili açısına göre silindir hacmi: Ölü hacim, silindir çapı, biyel kolu, krank mili çapı ve pistonun anlık konumuna bağlı olarak, anlık olarak piston üzerindeki silindir hacminin hesaplaması Denklem 2.41 ile yapılır.

$$V = V_{\bar{O}} + \left(\frac{\pi.d^2}{4}\right).(l + r-s) \quad (2.41)$$

Sıkıştırma oranı: Sıkıştırma oranı (ϵ), piston alt ölü noktada iken silindir içindeki toplam hacmin (V_t), pistonun üst ölü nokta konumundaki en küçük hacim olan ölü hacme ($V_{\bar{O}}$) oranıdır. Sıkıştırma oranının değişik matematiksel ifadeleri aşağıdaki denklemlerde verilmiştir.

$$\varepsilon = \frac{V_{A.\ddot{O}.N.}}{V_{\ddot{U}.\ddot{O}.N.}} \quad (2.42)$$

$$\varepsilon = \frac{V_{\ddot{O}} + V_h}{V_{\ddot{O}}} \quad (2.43)$$

$$\varepsilon = \frac{V_t}{V_{\ddot{O}}} \quad (2.44)$$

Piston işi/efektif piston işi: Pistonlu motorlarda, piston üst ölü noktaya giderken belirli bir avans ile yapılan ateşleme sonucu oluşan yanma, silindir içerisinde sıcaklık ve basıncı yükseltir. Maksimum basınç ve sıcaklık ÜÖN'da veya hemen sonrasında oluşur. Yüksek basıncın piston üzerinde oluşturduğu yayılı yük ile piston üst ölü noktadan alt ölü noktaya ilerlerken piston işi oluşur ki bu esnada basınç ve ilerleme miktarı değişkendir. Oluşan piston işi değişken basınç ve hacmin çarpımını integre edilerek hesaplanır ve toplam hacim değişimi cinsinden sabit bir ortalama etkin basınç hesaplanır.

Pistonda meydana gelen işin hesaplanması basınç ve hacim cinsinden Denklem 2.45'de, efektif piston işinin hesaplanması motor döndürme momenti ve strok hacmi cinsinden Denklem 2.46'da ve ortalama etkin basıncın motor gücüne, strok hacmine ve devir sayısına göre hesaplanması da Denklem 2.47'de gösterilmiştir.

$$W = \int p.dV \quad (2.45)$$

$$W_e = 2.\pi.T = p_{me}.V_H.i \quad (2.46)$$

$$p_{me} = \frac{P_e}{V_H \cdot \frac{n}{60} \cdot i} \quad (2.47)$$

Motor torku / efektif güç: Pistonlu motorun performans göstergelerinin en önemlilerinden olan ve tamamen piston üst yüzeyine etkiyen ortalama basıncın bir sonucu olan, pistonun iş yapabilme yetkinliğinin bir ölçüsü olarak adlandırılan ve moment koluna etkiyen döndürme etkisi olarak tanımlanan, krank milinden elde edilen değer tork olarak ifade edilir. Motor torku, ortalama etkin basınç ve strok hacmine bağlı olarak Denklem 2.48'de hesaplanmaktadır. Motorun diğer bir önemli performans göstergesi olan efektif güç ise, tork, açısal hız, iş, devir sayısı, ortalama efektif basınç,

piston kesit alanı ve ortalama piston hıza bağılı olarak Denklem 2.49, Denklem 2.50 ve Denklem 2.51’de hesaplanmaktadır.

$$T = \frac{p_{me} \cdot V_h}{4 \cdot \pi} \quad (2.48)$$

$$P_e = T \cdot \omega \quad (2.49)$$

$$P_e = W \cdot n \cdot i \quad (2.50)$$

$$P_e = \frac{i}{2} \cdot p_{me} \cdot A_p \cdot \bar{U}_p \quad (2.51)$$

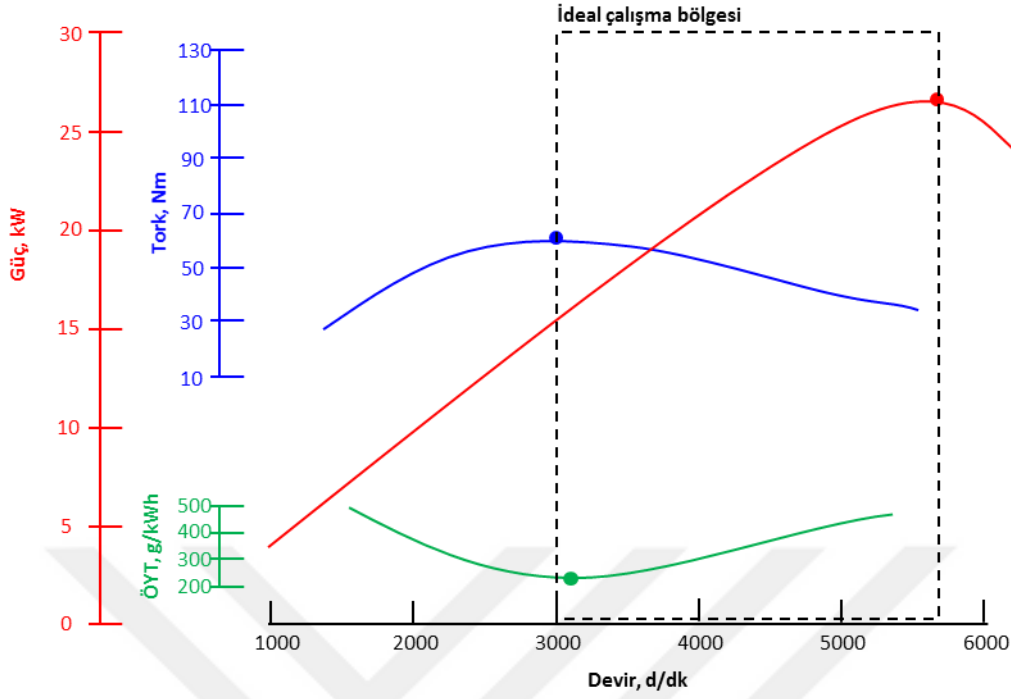
Efektif özgül yakıt tüketimi: Motorun birim zamanda tükettiği yakıtın kütlesine karşılık, motorun ürettiği güç miktarı özgül yakıt tüketimi olarak adlandırılmaktadır. Denklem 2.52 ile özgül yakıt tüketimi, yakıtın kütleli debisi ve efektif güç cinsinden hesaplanır.

$$b_e = \frac{\dot{m}_y}{P_e} \quad (2.52)$$

Hacimsel verim: Bir diğer motor performans parametresi olan hacimsel verim, atmosfer şartları altında gerçekte silindire emilen havanın, silindir hacmine oranı olarak tanımlanır ve Denklem 2.53’de emme havası hacimsel debisi, strok hacmi ve devir sayısına göre hesaplanır.

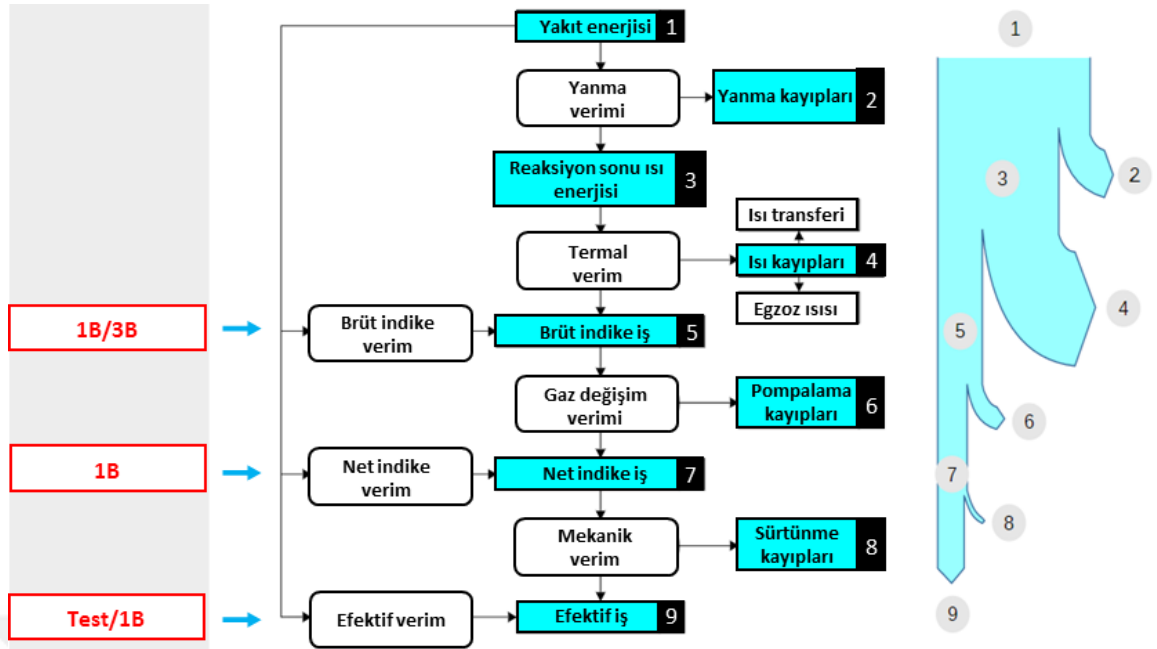
$$\eta_v = \frac{\dot{V}_a}{V_H \cdot \frac{n}{60} \cdot i} \quad (2.53)$$

Tork, güç, devir değişimi: Motorun çalışma karakteristikleri, motor testleri ile ölçülebilir veya sayısal modellemelerle hesaplanabilir. Buji ateşlemeli bir motorun devir sayısına göre maksimum tork ve gücün oluştuğu ideal çalışma aralıkları Şekil 2.7’de verilmiştir. Burada görüldüğü üzere motor torku belirli bir devirde maksimum değerine veya değer aralığına ulaşmakta bu devir sayısının devamında artan sürtünme ve ısı kayıpları ile azalmaktadır. Güç değerleri, artan devirle birlikte artmakta ve artan yakıt tüketimi ile birlikte maksimum noktaya ulaşmaktadır. Tüketilen yakıt miktarı ve güç değerlerine bağlı olan özgül yakıt tüketimi ise maksimum torkun elde edildiği devir sayısına yakın değerlerde minimuma ulaşmakta ve artan devir sayısı ile birlikte artan kayıplar nedeniyle artmaktadır.



Şekil 2.7. Çalışma karakteristikleri (Willard W. Pulkrabek, 2003)

Enerji akışı ve güç-kayıp-verim ilişkileri: Motorda yakıt ile giren kimyasal enerjinin krank milinden elde edilen işe dönüştürülmesine kadar birçok işlem basamağı gerçekleşmekte ve birçok kayıp olmaktadır. Motorların çalışma karakteristiklerinin hesaplanması sırasında kullanılan ve Denklem 2.55’de de gösterilen indike ve efektif olmak üzere iki ölçüm basamağı vardır. Bunlardan ilki silindir içerisinde direkt ölçülen karakteristik olan indike karakteristikler, diğeri ise krank milinden alınan efektif karakteristiklerdir. Yanmadan krank mili işine kadar oluşan işlem basamakları, kayıplar ve verimler genel olarak Şekil 2.8’deki şemada gösterilmiştir.



Şekil 2.8. Motorda oluşan enerji akışı ve güç-kayıp-verim şeması (Johansson, 2020)

Motorda gerçekleşen kayıplar ve verim ifadeleri Şekil 2.8’deki sıralamayla aşağıda açıklanmıştır.

Yanma verimi/Yanma kayıpları /kayıp 2/: Yakıtın kimyasal enerjisinin yanma ile oluşan ısı enerjisine dönüşme verimidir. Yakıttaki tüm hidro-karbon bileşenlerinin oksijen ile reaksiyona girmemesi ve eksik yanma ürünlerinin oluşmasından kaynaklanır. Yanma verimi buji ateşlemeli motorlarda ortalama %90-98 aralığında değişmektedir (Richard Stone, 1992). Yanma verimi Denklem 2.54’deki gibi hesaplanır.

$$\eta_c = \frac{\dot{Q}_{giren}}{\dot{m}_y \cdot H_{LHV}} = \frac{\dot{Q}_{giren}}{\dot{Q}_{yakıt}} \quad (2.54)$$

Termal verim/Isı kayıpları/kayıp 4/: Yakıtın yanması ile açığa çıkan ısı enerjisinin faydalı işe (brüt indike iş) dönüşme verimidir. Bu verim yanma hacminden oluşan ısı kayıpları ve egzoz gazları ile atılan ısı nedeni ile oluşmaktadır. Termal verim Denklem 2.55’deki gibi hesaplanır.

$$\eta_{th} = \frac{P_{brüt,i}}{\dot{m}_y \cdot H_{LHV} \cdot \eta_c} = \frac{P_{brüt,i}}{\dot{Q}_{giren}} \quad (2.55)$$

Brüt indike verim: Yakıtın kimyasal enerjisinin brüt indike işe dönüşme verimidir. Brüt indike verim Denklem 2.56 ile hesaplanır.

$$\eta_{brüt,i} = \frac{P_{brüt,i}}{\dot{m}_y \cdot H_{LHV}} = \frac{P_{brüt,i}}{\dot{Q}_{yakıt}}, \quad \eta_{brüt,i} = \eta_c \cdot \eta_{th} \quad (2.56)$$

Gaz değişim verimi/Pompalama kayıpları [kayıp 6]: Brüt ve net indike iş arasındaki farkı oluşturan pompalama kayıpları, pistonun iş üretmediği emme ve egzoz zamanlarında pompalama işine harcanan enerjiyi ifade eder. Buji ateşlemeli motorlarda, motor yükünün artmasıyla gaz kelebek açıklığı da artar ve pompalama kayıpları azalır (Ferguson, 1986). Gaz değişim verimi tam yük şartlarında %90-95 aralığında değişmektedir (Johansson, 2022). Gaz değişim verimi Denklem 2.57'deki gibi hesaplanır.

$$\eta_{GD} = \frac{P_{net,i}}{P_{brüt,i}} \quad (2.57)$$

Net indike verim: Yakıtın kimyasal enerjisinin net indike işe dönüşme verimidir. Buji ateşlemeli motorlarda %40-50 aralığında değişmektedir. Net indike verim Denklem 2.58'deki gibi hesaplanır.

$$\eta_{net,i} = \frac{P_{net,i}}{\dot{m}_y \cdot H_{LHV}} = \frac{P_{net,i}}{\dot{Q}_{yakıt}}, \quad \eta_{net,i} = \eta_c \cdot \eta_{th} \cdot \eta_{GD} \quad (2.58)$$

Sürtünme kayıpları [kayıp 8]/Mekanik verim:

Mekanik verim, net indike iş ile efektif iş arasındaki farkı oluşturan sürtünme kayıplarının bir sonucu oluşur. Bu kayıplar, motorun hareketli ve hareketsiz parçaları arasındaki sürtünme ile supap hareket sistemi, su, yağ, yakıt ve hava pompaları sistemlerine harcanan kayıplardır. Düşük motor devrinde mekanik verim değeri ortalama %0-60 arasında, kritik motor devrinden yüksek devirlere ise ortalama %95'e ulaşmaktadır (Heywood, 1988). Mekanik verim Denklem 2.59'deki gibi hesaplanır.

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_{net,i}} \quad (2.59)$$

Efektif verim: Efektif verim motordan elde edilen güç çıktısının, motora giren yakıt miktarı ile ısı değeri çarpımına oranıdır. Yakıt alt ısı değeri ve yakıtın kütleli debisine bağlı olarak efektif verim Denklem 2.60 ile hesaplanır. Buji ateşlemeli motorlarda yaklaşık %30'dur.

$$\eta_e = \frac{P_e}{H_{LHV} \cdot \dot{m}_y} = \frac{P_e}{\dot{Q}_{yakıt}}, \quad \eta_e = \eta_c \cdot \eta_{th} \cdot \eta_{GD} \cdot \eta_m \quad (2.60)$$

3. MOTOR TESTİ

Motor testleri, üretim aşamaları tamamlanmış yeni bir motorun, hali hazırda kullanılan ancak çeşitli modifikasyonlara uğrayan bir motorun veya işletme koşullarında değişiklik yapılan bir motorun performans ve emisyon parametrelerinin ölçülerek kontrolünün sağlanması amacıyla yapılır. Motor performans ve emisyon parametreleri ölçümlerinde motor test dinamometresi, yakıt ve emme havası için debimetreler, sıcaklık ve basınç ölçümü için sensörler ve emisyon ölçüm cihazı kullanılır.

Bu tez çalışması kapsamındaki motor testlerinde, motor performansına yönelik olarak tork, devir sayısı, gaz keleşbeği açıklığı, yakıt debisi, emme havası debisi ölçümleri bilgisayar kontrollü olarak yapılmıştır. Bu ölçüm verileri kullanılarak güç, hacimsel verim, ortalama etkin basınç (OEB) ve özgül yakıt tüketimi (ÖYT) hesaplanmıştır. Motor emisyonları bir emisyon ölçüm cihazıyla yapılmıştır. Testte ölçülen emisyonlar CO₂, CO, O₂, HC, NO_x şeklindedir. Emisyon ölçümlerinde, cihaza gömülü bir yazılım ile ölçülen emisyon gazlarının konsantrasyonları kullanılarak λ (lambda) değeri hesaplanmıştır. Motor testlerinde, motorun karakteristik özelliklerinin elde edilmesinin yanında, 1B ve 3B modellemeler için gereken sınır şartlarından olan ortam havası basıncı ve sıcaklığı da ölçülmekte ve bu değerler modellemede kullanılmaktadır. Çizelge 3.1’de mevcut motor test sisteminden ölçülen ve hesaplanan motor performans ve emisyon parametreleri listelenmiştir.

Çizelge 3.1. Motor test sisteminden ölçülen ve hesaplanan parametreler

Motor performansı		Motor emisyonları	
Ölçülen parametreler	Hesaplanan parametreler	Ölçülen parametreler	Hesaplanan parametreler
Tork	Güç	CO ₂	Lambda
Devir sayısı	Volümetrik verim	CO	
Gaz keleşbeği açıklığı	Efektif basınç	O ₂	
Yakıt debisi	Özgül yakıt tüketimi	HC	
Emme havası debisi		NO _x	
		Egzoz sıcaklığı	

3.1. Motor Performansı ve Emisyon Ölçümleri

Motor testlerinde performans ölçümleri için kullanılan başlıca test cihazı motor test dinamometreleridir. Motor test dinamometreleri motorun frenlenmesini sağlamakta ve frenlemenin oluşturacağı yükleme şartlarına göre motor torkunu ölçmektedir. Motor dinamometresi bir ölçüm cihazı olmasının yanında, motorun tekil olarak kontrolünü de gerçekleştirilmektedir. Frenleme seviyesinin ayarlanması ile motorun istenilen devirde çalıştırılması sağlanır. Motor test dinamometreleri, su freni ve elektrik dinamometreleri olmak üzere ikiye ayrılır. Bu çalışmadaki motor testlerinde otomotiv laboratuvarında bulunan elektrikli motor test dinamometresi kullanılmıştır.

Motor testlerinde özgül yakıt tüketiminin belirlenmesi için sıvı ve gaz yakıt debimetreleri kullanılmaktadır. Kullanılan debimetreler ile ana yakıt ve alternatif yakıtın debisi ölçülerek, birim güç (1kW) için gereken debi değerine dönüştürülür ve bu şekilde özgül yakıt tüketimi hesaplanır. Bu dönüşümde yakıtların anlık olarak yoğunluklarının ölçülmesi de önemlidir, bu sayede hacimsel ve kütleli debiler arasında geçişler yapılır ve silindire yakıt ile gönderilene enerji miktarı hesaplanır. Özgül yakıt tüketiminin bir başka ölçüm metodu da önceden kütlesi bilinen yakıtın, bir hassas terazi ile birim zamandaki azalımının ölçülmesidir. Bu yöntemde ise yakıt yoğunluğuna ihtiyaç duymadan birim zamandaki yakıt kütlesi belirlenmektedir. Motor test sisteminde her iki yöntemle de ölçümler alınabilmektedir.

Debi ölçümlerinin yapıldığı bir başka akış hattı da emme havası hattıdır. Testlerde, emme hattına entegre bir hacimsel ölçüm debimetresi ile emme havasının akış hattındaki debi ölçümü yapılmaktadır. Bu sayede motor içerisine alınan emme havasının debisi kullanılarak hacimsel verim hesaplaması yapılır. Motor testlerinde bu cihazlar kullanılmış ve hesaplamalar yapılmıştır.

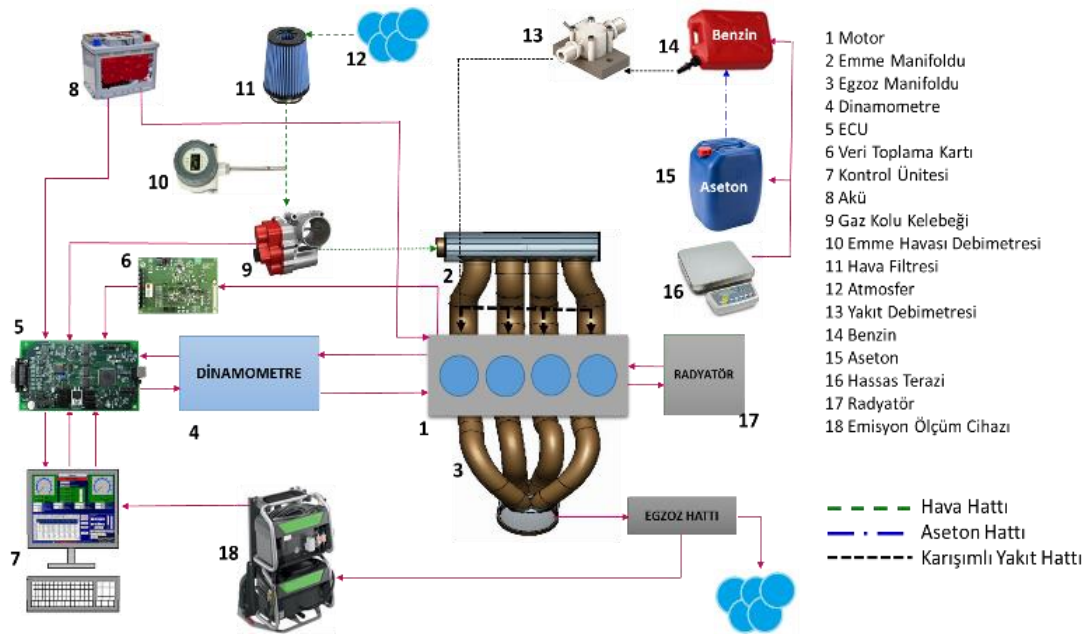
Motor testindeki bir diğer ölçüm cihazı emisyon ölçüm cihazıdır. Bu cihazda bulunan prop vasıtasıyla sistem içerisine küçük bir pompa ile çekilen numune egzoz gazı, her bir emisyonun ayrı olarak ölçüldüğü sensörlerden geçer ve emisyonlar ölçülür. Motor testinde otomotiv laboratuvarındaki bilgisayar kontrollü emisyon cihazı kullanılmıştır.

Motora emilen ortam havası basıncı ve sıcaklığı, yakıt sıcaklığı, soğutma suyu giriş-çıkış sıcaklıkları, dinamometre yağı basınç ve sıcaklığı ölçümleri de yapılmaktadır.

3.2. Motor Test Sistemi

Bu doktora tezi kapsamındaki testler, Kırıkkale Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü Otomotiv Laboratuvarı'nda bulunan motor test sisteminde yapılmıştır. Test sistemi üzerinde, Honda-Jazz 2004 modelinde bulunan Honda L13A4 tipi i-DSI çift buji ateşlemeli ticari bir motor, Tuzeks firması tarafından kurulmuş olan bir motor test dinamometresi, Bosch marka kombine bir emisyon ölçüm cihazı ve çok sayıda sensör/debimetre kullanılmıştır. Motor test sisteminin fotoğrafı ve şeması Şekil 3.1.'de gösterilmiştir. Motor test sisteminde kullanılan bu temel cihazlar aşağıda sıralanmıştır ve açıklanmıştır.

- Test motoru (Honda L13A4 i-DSI)
- Eddy-current manyetik alan dinamometresi (TUD100)
- Kontrol-ölçüm-veri toplama sistemi
- Emisyon ölçüm sistemi (Bosch BEA 30-50-60 Kombine)
- Akışkan basınç, sıcaklık sensörleri ve debimetreler



Şekil 3.1. Motor test sistemi fotoğrafı ve şeması

Test motoru: Testlerde, Honda-Jazz 2004 modelinde bulunan Honda L13A4 tipi i-DSI ardışık çift buji ateşlemeli ticari bir motor kullanılmıştır. Motorun hacmi 1339 cc, maksimum gücü 5700 d/dk'da 63 kW ve maksimum torku 2800 d/dk'da 119 Nm'dir. Motora ait diğer teknik özellikler Çizelge 3.2'de gösterilmiştir. Ayrıca motorda, VTEC ve VVT teknolojisi de mevcuttur. Motorun silindir kafası üzerinde emme/egzoz portları ve iki adet buji çapraz konumlandırılmıştır. Emme portu yüksek girdap (swirl) oranına (1.10-1.36) ve güçlü türbülans oluşumları için yüksek takla (tumble) oranına (1.30-1.58) sahip olacak şekilde tasarlanmıştır (Migita vd., 2002).

Motorda, yakıt deposundan 5 bar basınçla pompalanan yakıt, emme portu üzerindeki enjektörlerden emme supabının arkasına püskürtülmektedir. Bu şekilde yapılan yakıt püskürtmesi sayesinde, yakıt silindir içerisine girmeden belli seviyede buharlaşarak, hava ile ön karışım oluşturmaktadır. Yani, silindir içerisine ön karışımlı (premixed) hava-yakıt girmektedir.

3B HAD modelinde de hava ve yakıtın ön karışımlı (premixed) olarak port girişi yapmasından dolayı, akışkan tanımlaması direkt yakıt ve hava karışımı olarak yapılmış ve enjektör tanımlamaları yapılmamıştır. Çizelge 3.2'de görüldüğü gibi buji ateşlemeli olan bu motorun sıkıştırma oranının, akranlarından daha yüksektir. Buji ateşlemeli motorlarda sıkıştırma oranının yüksek olmasının getirdiği negatif sonuçlardan birisi motorda oluşan vuruntudur. Motorlarda vuruntu olayı hava ve yakıtın sıkıştırılması esnasında veya ateşlemenin hemen ardından silindir içinde belirli bölgelerde artan basınç ve sıcaklık ile kendiliğinden alev almasıdır. Bu motorun silindirlerinde, farklı zamanlarda yapılan ardışık ve çift buji ateşlemesi sayesinde alevin silindir içerisinde bütün noktalara ulaşması sağlanarak, silindir içerisindeki hava ve yakıt karışımının belirli bölgelerde kendiliğinden ateşleme sıcaklığına erişmeden yanması sağlanmaktadır. Dolayısıyla, vuruntu engellenmektedir. Bununla beraber, ön karışım ve çift buji ateşlemesi; yanma veriminin artırılmasını, yakıt tüketiminin ve yanmamış HC emisyonunun da azalmasını sağlar.

Motordaki, ardışık çift buji ateşlemeli sistem; 1500-4000 d/dk devir sayısı aralığında ardışık ateşleme yapmakta, diğer devir sayılarında ise eş zamanlı ateşleme yapmaktadır. İki buji arasındaki ateşleme farkı devir sayısına ve motor çalışma koşullarına bağlı olarak 2°-5° KMA arasında motor ECU'su tarafından belirlenmektedir (Nakayama vd., 2001).

Motorun geleneksel buji ateşlemeli motorlardan farklı bir başka özelliği ise yanma odasının geometrik özelliklerinin farklı olmasıdır. Pistona ait yanma odası, tamamıyla asimetric yapıda olup daha etkin girdap oluşumu ve buna bağlı olarak oluşturulan türbülans sayesinde daha homojen hava-yakıt karışımını sağlayacak şekilde tasarlanmıştır. Motor silindiri pent-roof head tipi silindir kafasına sahiptir. Motor supaplarının aralarındaki açının azaltılması ve yanma odası tasarımı sayesinde daha yüksek sıkıştırma oranı elde edilmiş (10.8:1) ve buna bağlı olarak motor performansı artırılmıştır. Bu tasarım sayesinde, çift buji etkisinin yanında, kendiliğinden ateşlemeye sebep olmadan ön alevin yanma odası içerisinde ilerlemesi mümkün olmaktadır. Bu kafa yapısıyla ayrıca motor boyutları küçültülmüştür (Migita vd., 2002).

Çizelge 3.2. Test motoru teknik özellikleri

Motor modeli	HONDA L13A4 i-DSI
Silindir sayısı	4
Strok hacmi, cc	1339
Motor ağırlığı, kg	285
Silindir çapı, m	0.073
Strok, m	0.080
Biyel kolu uzunluğu, m	0.149
Sıkıştırma oranı	10.8 : 1
Maks. tork, Nm (2800d/dk)	119
Maks. güç, kW (5700d/dk)	63

Dinamometre: Motor testlerinde, Tuzeks TUD100 modeli olan eddy-current tipi manyetik alan dinamometresi kullanılmıştır. Motor testlerinde kullanılan dinamometrenin teknik özellikleri Çizelge 3.3’de verilmiştir. Görüldüğü gibi dinamometre maksimum 100kW güç ölçümü, 500Nm tork ölçümü yapabilmekte ve 3000Nm frenleme torku oluşturabilmektedir. Dinamometre, motor devrini hem kontrol etmekte hem de anlık olarak tork ölçümü yapabilmektedir. Yüksek devirlerde çalışan dinamometrenin yataklarının yağlanması oldukça önemlidir. Bu amaçla kapalı bir yağ hattı mevcuttur. Çalışma sırasında 4 bar sabit yağ basıncının sağlanması için bir elektrik motorunun tahrik ettiği yağ pompası sürekli aktif haldedir. Dinamometrenin soğutulması için sisteme monte edilen bir açık su soğutma hattı kullanılmaktadır. Dinamometre ve motor çelik platform üzerinde entegre edilmiştir.

Çizelge 3.3 Dinamometre teknik özellikleri

Dinamometre modeli	TUD100
Maksimum güç, kW	100
Maksimum tork, Nm	500
Standart hız, d/dk	8000
Maksimum hız, d/dk	12000
Maksimum frenleme torku, Nm	3000

Kontrol-ölçüm sistemi: Testlerdeki tüm cihazlar, ölçüm ve kontrol sistemleri kumanda ve kontrolün yapıldığı ölçüm kontrol paneline bağlıdır. Bu panel de kumanda bilgisayarına bağlıdır. Bu haberleşme ağı yardımıyla kontrol paneline giriş yapan ölçüm sonuçları işlenerek kumanda bilgisayarına aktarılır. Aynı zamanda kumanda bilgisayarında yapılan kontrol parametresi değişiklikleri de ölçüm kontrol paneline aynı haberleşme ağı ile aktarılır. Bu sistem; debimetreler, sensörler, yükselticiler, veri aktarıcılar ve motor test yazılımı gibi alt bileşenlerden oluşmaktadır.

Sistemde, test cihazlarının hem kontrolü sağlanır hem de ölçüm sonuçları alınır. Test cihazlarının kontrolü sağlanırken ilgili pozisyon değişiklikleri kumanda bilgisayarı ile sisteme tanıtılır. Kumanda bilgisayarına kullanıcı tarafından girişi yapılabilen kontrol parametresi değişiklikleri, gaz kelebek açıklığı ve motor devir sayısı değişikliği şeklindedir. Kumanda bilgisayarında dinamometrenin kendi yazılımı olan MOTEST yazılımı kullanılır. Motor test sisteminin bilgisayar ortamındaki kontrol ara yüzü (MOTEST arayüzü) Şekil 3.2’de gösterilmiştir.

Motor test sisteminde; motor karakteristiklerinin belirlenmesinin yanında sistemin emniyetli olarak kullanılması da önemlidir. Motor performansına yönelik fiziksel büyüklükler basınç ve sıcaklık ölçüm sensörleri ile yapılmaktadır. Bu sayede hem kullanılacak sıcaklık ve basınç parametreleri kumanda bilgisayarına aktarılır hem de sistemin emniyetli çalışması için anlık gözlemler yapılır.



Şekil 3.2. Motor test sistemi kontrol yazılımı ara yüzü

Emisyon ölçüm cihazı: Motor testlerinde, yanma sonu ürünleri olan egzoz emisyonlarının ölçümleri BOSCH BEA30-50-60 (BEA550) kombine emisyon ölçüm cihazı ile yapılmıştır. Testler sırasında, motor performans verileri ölçülürken eş zamanlı olarak emisyonlarda CO₂, CO, O₂, HC, NO_x ölçülmüştür. Emisyon ölçüm cihazı tarafından bu ölçüm verileri kullanılarak Brettschneider Denklemi ile λ (lambda) değeri hesaplanmaktadır.

Bu denklem, oksijen moleküllerinin karbon ve azot ile yaptığı bileşiklerinin konsantrasyonlarını kullanarak, oksijenin yakıt dengesi içerisindeki yerini hesaplayan bir metodolojidir. Denklemden temel olarak, reaksiyonda son durumda ihtiyaç olacak olan oksijen miktarı ile kullanılan oksijen miktarı karşılaştırılarak λ değeri hesaplanmaktadır. Egzozdaki, H_{cv} (hidrojen/karbon oranı) ve O_{cv} (oksijen/karbon oranı) ile K₁ (yakıt için düzeltme faktörü) kullanılan bu denklem ilk bulunduğu yıllardan itibaren son halini alana kadar çeşitli konfigürasyonlar geçirmiştir (Brettschneider, 1997; Singer vd., 1998; Torok vd., 2018). Yanma reaksiyonları sonucunda oluşan CO₂, CO, O₂, HC, NO_x egzoz emisyon gazlarının konsantrasyonları kullanılarak, λ 'nın hesaplandığı Brettschneider denklemi Denklem 3.1'de verilmiştir. Emisyon ölçümlerinde, cihaza gömülü bir yazılım ile bu denklem kullanılarak λ değeri hesaplanır.

$$\lambda = \frac{[\text{CO}_2] + \left[\frac{\text{CO}}{2}\right] + [\text{O}_2] + \left[\frac{\text{NO}}{2}\right] + \left(\left(\left[\frac{\text{H}_{cv}}{4}\right] \cdot \frac{3,5}{3,5 + \left[\frac{\text{CO}}{\text{CO}_2}\right]} \right) - \frac{\text{O}_{cv}}{2} \right) \cdot ([\text{CO}_2] + [\text{CO}])}{\left(1 + \frac{\text{H}_{cv}}{4} - \frac{\text{O}_{cv}}{2} \right) \cdot ([\text{CO}_2] + [\text{CO}] + (K_1 \cdot [\text{HC}]))} \quad (3.1)$$

Emisyon cihazının bağlı olduğu bilgisayar üzerinde her testten önce sıfırlama işlemi yapılır. Böylece önceki gaz kalıntıları dışarı atılmakta ve ölçümler daha doğru yapılmaktadır. Emisyon ölçüm cihazının fotoğrafı, sensör yerleşimi ve bilgisayardaki ölçüm ara yüzü Şekil 3.3'de gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Emisyon ölçüm cihazı ve yazılım ara yüzü

3.3. Motor Test Sistemi Belirsizlik Analizi

Bu bölümde, motor testlerinde kullanılan cihazların ölçüm doğrulukları kullanılarak belirsizlik analizi yapılmıştır. Motor performansına yönelik ölçümü yapılan parametreler; devir, tork, yakıt kütlesi, yakıt kütlesinin ölçüm zaman aralığı ve emme hava debisidir. Bu parametrelerin ölçümünü yapan cihazların doğrulukları Çizelge 3.4’de verilmiştir. Emisyon ölçüm cihazında ölçümü yapılan CO, CO₂, O₂, HC ve NO_x emisyonları için cihazın doğruluk değerleri Çizelge 3.5’de verilmiştir.

Testler, Çizelge 1.2’de detaylı olarak verilen test matrisine göre yapılmıştır. Testlerde ölçülen değerler ilgili motor performans denklemlerinde yerine yazılarak istenen motor performans parametreleri hesaplanmıştır. Bu denklemler ile hesaplanan parametre değerlerindeki hata payları; denklemler, ölçüm değerleri ve her bir ölçüm değerinin doğruluğu kullanılarak hesaplanmıştır. Belirsizlik analizi hesapları 2800d/dk’da aseton-benzin karışımları için yapılmıştır (Kline & McClintock, 1953).

Çizelge 3.4’de gösterilen devir, tork, yakıt kütlesi, yakıt kütlesinin ölçüm zaman aralığı ve emme hava debisi kullanılarak yakıt debisi, güç, ÖYT ve ortalama etkin basınç hesaplanmıştır. Bu hesaplanan performans parametreleri için belirsizlik analizleri Denklem 3.2 kullanılarak yapılmıştır (Kline, S.J. & McClintock, F.A., 1953).

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} W_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} W_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} W_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.2)$$

Elde edilen hata değerleri sonuçların değerlendirildiği, Bölüm 6.1.1’de 2800d/dk motor devrindeki aseton-benzin karışımları için ilgili şekillerde gösterilmiştir. Çizelge 3.4’de test cihazlarının ölçüm doğruluklarının oldukça düşük olduğu, yani cihazların hassas ölçümler yapabildiği görülmektedir. Bundan dolayı da hata değerleri oldukça düşük olmaktadır.

Çizelge 3.4. Test sistemindeki cihazların ölçüm doğrulukları

	Parametreler	Sembol	Birim	Doğruluk
1	Devir	n	d/dk	± 1.00
2	Tork	T	Nm	$\% \pm 0.25$
3	Zaman	t	s	± 0.01
4	Kütle	m	g	± 0.10
5	Hava debisi	V_a	m^3/h	$\% \pm 1.50$

Çizelge 3.5. Emisyon ölçüm cihazının ölçüm doğrulukları

	Parametreler	Ölçüm aralığı	Birim	Doğruluk
1	CO	0.000-10.000	%vol.	$\% \pm 0.005$
2	CO ₂	0.00-18.00	%vol.	$\% \pm 0.2$
3	O ₂	0.00-22.00	%vol.	$\% \pm 0.4$
4	HC	0-9999	ppmvol	± 12
5	NO _x	0-5000	ppmvol	± 1

Aşağıda ölçülen değerler kullanılarak hesaplanan yakıt debisi, güç, ÖYT ve ortalama etkin basınç için belirsizlik analizi denklemleri verilmiş ve örnek bir hesaplama gösterilmiştir.

Kullanılan belirsizlik analizi denklemleri ve örnek hesaplama:

Benzin için 2800 d/dk'da yapılan testte elde edilen ölçüm değerleri aşağıda listelenmiştir.

Ölçülen parametreler:

Devir (n): 2800d/dk

Tork (T): 105.5Nm

Yakıt kütlesi (m): 147.7g

Yakıt kütlesi ölçüm zamanı: 60s

Emme havası debisi (V_a): $0.0247m^3/s$

Bu ölçüm değerleri kullanılarak aşağıdaki hesaplamalar ve belirsizlik analizleri yapılmıştır.

Hesaplanan Parametreler:

Güç (P_e): 30940W

Ortalama etin basınç (P_{me}): 990100Pa

Yakıt debisi (m_y): 2.46g/s

ÖYT (b_e): 7.95×10^{-5} g/Ws

Hacimsel verim (η_v): 0.782

Yakıt debisi ve belirsizlik hesabı:

Yakıt debisi, birim zamanda yakıt pompası tarafından silindire gönderilen yakıt miktarıdır. Kütlesel yakıt debisi ölçümü için yakıt deposu bir hassas terazi üzerine yerleştirilmiş ve yakıt deposu kütlesinin zamana göre değişimi ölçülmüştür. Bu amaçla kütle ve zaman ölçümü yapılmıştır. Böylece kütlesel yakıt debisi Denklem 3.3'deki gibi kütlenin zamana oranı olarak hesaplanmaktadır. Kütle ve zamana bağlı olan kütlesel yakıt debisindeki hata değeri Denklem 3.4 ile hesaplanır. Yukarıdaki örnek ölçüm değerleri kullanılarak, Denklem 3.5 ile hata değeri ve Denklem 3.6 ile yüzdesel hata değeri örnek olarak hesaplanmıştır.

$$\dot{m}_y = \frac{m}{t} \quad (3.3)$$

$$W_{m_y} = \left[\left(\frac{1}{t} \cdot W_m \right)^2 + \left(-m \cdot (t)^{-2} \cdot W_t \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.4)$$

$$W_{m_y} = \left[\left(\frac{1}{60} \times 0.1 \right)^2 + \left(-147.7 \times (60)^{-2} \times 0.01 \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.5)$$
$$= 1.72 \times 10^{-3} \text{ g/s}$$

Yakıt debisi olan 2.46 g/s için, 1.72×10^{-3} g/s ölçüm belirsizliği hesaplanmıştır. Bu değer yüzdesel olarak Denklem 3.6'da verilmiştir.

$$W_{m_y} = \frac{1.72 \times 10^{-3}}{2.46} \times 100 = \%0.069 \quad (3.6)$$

Güç ve belirsizlik hesabı:

Güç, devir sayısının ve torkun bir fonksiyonu olarak Denklem 3.7'deki gibi hesaplanmaktadır. Analitik olarak Denklem 3.7'de ifade edilen gücün, ölçülen parametrelerden motor devri ve torku cinsinden hata değeri Denklem 3.8 ile

yapılmıştır. Denklem 3.9 ve Denklem 3.10’da da örnek ölçüm değerleri için hesaplama yapılmıştır.

$$P_e = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \cdot T \quad (3.7)$$

$$W_{P_e} = \left[\left(\frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n \cdot W_T \right)^2 + \left(\frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot T \cdot W_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.8)$$

$$W_{P_e} = \left[\left(0.105 \times 2800 \times \left(105.5 \times \frac{0.25}{100} \right) \right)^2 + (0.10 \times 105.5 \times 1)^2 \right]^{1/2} \quad (3.9)$$

$$= 78.33W$$

Ölçülen güç olan 30940W için, 78.33W ölçüm belirsizliği hesaplanmıştır. Bu değer yüzdesel olarak Denklem 3.10’da verilmiştir.

$$W_{P_e} = \frac{78.33}{30940} \times 100 = \%0.25 \quad (3.10)$$

ÖYT ve belirsizlik hesabı:

ÖYT, birim zamanda birim güç üretmek için harcanan yakıt miktarıdır. Yani ÖYT, zaman, yakıt kütlesi ve gücün birer fonksiyonudur. ÖYT, analitik olarak Denklem 3.11’deki gibi hesaplanmaktadır. Analitik olarak Denklem 3.11’de ifade edilen ÖYT’nin hata değeri Denklem 3.12 ile yapılmıştır. Denklem 3.13 ve Denklem 3.14’de de örnek ölçüm değerleri için hesaplama yapılmıştır.

$$b_e = \frac{\dot{m}_y}{P_e} \quad (3.11)$$

$$W_{b_e} = \left[\left(\frac{1}{P_e} W_{\dot{m}_y} \right)^2 + \left(-\dot{m}_y \cdot (P_e)^{-2} \cdot W_{P_e} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.12)$$

$$W_{b_e} = \left[\left(\frac{1}{30940} \times 1.72 \times 10^{-3} \right)^2 + \left(-2.46 \times (30940)^{-2} \times 78.33 \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.13)$$

Ölçülen ÖYT değeri $7.95 \times 10^{-5} \text{g/Ws}$ için $2.09 \times 10^{-7} \text{g/Ws}$ ölçüm belirsizliği hesaplanmıştır. Bu değer yüzdesel olarak Denklem 3.14’de verilmiştir.

$$W_{b_e} = \frac{2.09 \times 10^{-7}}{7.95 \times 10^{-5}} \times 100 = \%0.26 \quad (3.14)$$

Ortalama etkin basınç ve belirsizlik hesabı:

Ortalama etkin basınç, motor gücü, strok hacmi ve motor devrinin birer fonksiyonu olarak Denklem 3.15’de hesaplanmaktadır. Analitik olarak Denklem 3.15’de ifade edilen ortalama etkin basıncın, hesaplanan güç ölçüm belirsizliği ve ölçülen motor devri cinsinden ölçüm hata değeri Denklem 3.16 ile yapılmıştır. Denklem 3.17 ve Denklem 3.18’de de örnek ölçüm değerleri için hesaplama yapılmıştır.

$$P_{me} = \frac{P_e}{V_H \cdot \frac{n}{60} \cdot i} \quad (3.15)$$

$$W_{P_{me}} = \left[\left(\frac{1}{V_H \cdot \frac{1}{60} \cdot i} \cdot \frac{1}{n} \cdot W_{P_e} \right)^2 + \left(-\frac{1}{V_H \cdot \frac{1}{60} \cdot i} \cdot P_e \cdot (n)^{-2} \cdot W_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.16)$$

$$\begin{aligned} W_{P_{me}} &= \left[\left(\frac{1}{0.001339 \times \frac{1}{60} \times 0.5} \times \frac{1}{2800} \times 78.33 \right)^2 \right. \\ &\quad \left. + \left(-\frac{1}{0.001339 \times \frac{1}{60} \times 0.5} \times 30940 \times (2800)^{-2} \times 1 \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.17) \\ &= 2531.92 Pa \end{aligned}$$

Ölçülen ortalama etkin basınç değeri 990100Pa için 2531.92Pa ölçüm belirsizliği hesaplanmıştır. Bu değer yüzdesel olarak Denklem 3.18’de verilmiştir.

$$W_{P_{me}} = \frac{2531.92}{990100} \times 100 = \%0.26 \quad (3.18)$$

Hacimsel verim parametresinin belirsizlik hesabı:

Hacimsel verim, emme havası debisi, strok hacmi ve motor devrinin birer fonksiyonu olarak Denklem 3.19’da hesaplanmaktadır. Analitik olarak Denklem 3.19’da ifade edilen hacimsel verimin, ölçülen emme havası debisi ve motor devri cinsinden ölçüm hata değeri Denklem 3.20 ile yapılmıştır. Denklem 3.21 ve Denklem 3.22’de de örnek ölçüm değerleri için hesaplama yapılmıştır.

$$\eta_v = \frac{\dot{V}_a}{V_H \cdot \frac{n}{60} \cdot i} \quad (3.19)$$

$$W_{\eta_v} = \left[\left(\frac{1}{V_H \cdot \frac{1}{60} \cdot i} \cdot \frac{1}{n} \cdot W_{\dot{V}a} \right)^2 + \left(-\frac{1}{V_H \cdot \frac{1}{60} \cdot i} \cdot \dot{V}a \cdot (n)^{-2} \cdot W_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.20)$$

$$W_{\eta_v} = \left[\left(\frac{1}{0.001339x \frac{1}{60} x 0.5} x \frac{1}{2800} x \left(0.0247 \frac{1.5}{100} \right) \right)^2 + \left(-\frac{1}{0.001339x \frac{1}{60} x 0.5} x 0.0247 x (2800)^{-2} x 1 \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.21)$$

$$= 0.012$$

Ölçülen hacimsel verim değeri 0.782 için 0.012 ölçüm belirsizliği hesaplanmıştır. Bu değer yüzdesel olarak Denklem 3.22’de verilmiştir.

$$W_{\eta_v} = \frac{0.012}{0.782} x 100 = \%1.51 \quad (3.22)$$

Özet olarak, ölçülen parametreler için test cihazlarının doğrulukları kullanılarak, hesaplanan yüzdesel hata değerleri Çizelge 3.6’da gösterilmiştir.

Çizelge 3.6. Hesaplanan parametrelerin ölçüm belirsizlikleri

Hesaplanan parametreler	Belirsizlik (%)
1 W_{my}	0.069
2 W_{pe}	0.250
3 W_{be}	0.260
4 W_{pme}	0.260
5 W_{η_v}	1.510

4. MOTOR 1B MODELİ

1B motor modelleri, tasarım aşamasındaki ya da hali hazırda kullanılmakta olan motorların karakteristik özelliklerinin hesaplanmasında kullanılır. 1B modelleme, motorun çeşitli yapısal modifikasyonlar geçirmesi veya işletme özelliklerinin değiştirilmesi gibi durumlarda kullanılmaktadır. 1B motor modelinde ayrıca test sistemindeki giriş emme havası ve egzoz hattı da kolaylıkla dahil edilebilmektedir. 1B modelde, temelini kütle, momentum ve enerji korunumu denklemlerinin oluşturduğu model denklemleri akış doğrultusu boyunca çözülür.

1B motor modelinde, motor ve test sistemleri bütünleşik olarak modellenenilmekte ve 3B HAD analizlerine göre daha hızlı sonuç alınabilmektedir. Bu nedenle 1B motor modelleri, zaman ve maliyet avantajı sağlamaktadır.

1B motor modelinde aşağıdaki analizler yapılmaktadır:

- Motor performans ve emisyon analizleri
- Yanma analizleri
- Termal analizler
- Emme ve egzoz supapları açılma-kapanma avanslarının belirlenmesi analizleri
- Yakıt püskürtme ve buji ateşleme avanslarının belirlenmesi analizleri
- Egzoz hattı gaz akışı, EGR ve susturucu analizleri
- Motor ve test sistemi kalibrasyon analizleri

1B motor modelinde, motor performansına yönelik olarak tork, güç, yakıt debisi, özgül yakıt tüketimi, emme havası debisi, hacimsel verim, silindir-içi basınç parametreleri ve emisyonlara yönelik olarak da yanma sonu ürünlerinden CO₂, CO, O₂, HC, NO_x, lambda parametreleri hesaplanabilmektedir.

Genel olarak kullanılan 1B motor modelleme paket programları aşağıda listelenmiştir:

- ✓ Richardo-Wave
- ✓ GT-Power
- ✓ AVL-Boost
- ✓ OpenWam
- ✓ OpenFoam
- ✓ Flow-Master
- ✓ LOGE

Bu tez çalışmasında Richardo-Wave paket programı kullanılarak 1B model analizleri gerçekleştirilmiştir.

Bu doktora tez çalışmasında, test edilen motor Honda L13A4 tipi çift buji ateşlemeli ticari motoru test sistemine bağlı haliyle 1B olarak Ricardo-Wave yazılımında modellenmiştir. Bu yazılım sayesinde motorun test sistemine bağlı vaziyette, ortam havasından başlanıp, emme hattı, manifold ve portlar, motor bloğu, silindirler, egzoz hattı, manifold ve portları, son olarak da egzoz ortam havasına kadar bütün bileşenlerin modellenmesi yapılabilmektedir. Modellemede, tüm sistem bileşenleri bir ağ şeklinde birbirine bağlıdır ve sistemin tamamı bütünleşik olarak analiz edilebilmektedir. Akış ağı hattındaki hava ve yakıt ile ilgili hesaplamalarda türbülans, yanma ve emisyonlar ile ilgili denklem takımları çözülerek sonuçlar elde edilmektedir. Ricardo-Wave programında, sisteme dahil elemanların tümünün fiziksel ve kimyasal parametreleri, kendinden önceki elemanın sonuç parametreleri ile birbirlerine bağlıdır ve analizler bu çözüm mantığı ile çalışmaktadır.

Motorun 1B modeli oluşturulurken akış ağı hattındaki ilgili tüm geometriler ve fizikler (geometri, yanma, emisyon, türbülans, ısı transferi ve sürtünme) tanımlanmaktadır. Wave programı 1B çözümlemelerde genel itibariyle; ısı transferi çözümlemeleri için Woschni (Woschni, 1967), yanma modellemeleri için Wiebe yanma modeli (Ghojel, 2010; Ivan Wiebe, 1956) kullanılmaktadır. Emisyonlardan; CO ve CO₂ için Newhall emisyon modeli (Newhall, 1969), HC oluşumu için Cheng HC emisyon modeli (Cheng vd., 1993), NO_x için Zeldovich oluşum mekanizmalarını referans alarak Fenimore modeli (Fenimore, 1971) ve Heywood (Heywood, 1988) korelasyonlarını kullanarak hesaplamaktadır. İndike karakteristiklerden, efektif karakteristiklere geçişin bir belirleyicisi olan mekanik kayıpların hesaplanmasında ise literatürde fazlaca kullanılan Chen-Flynn korelasyon modeli kullanılmaktadır (Pipitone, 2009). Literatürde bu korelasyonun %10'luk hata payı ile sürtünme ortalama basıncını hesapladığı belirtilmiştir (Pipitone, 2009).

Richardo-Wave programında modüler olarak birçok motor elemanı hazır bulunmaktadır. Modelleme yapılırken, sisteme dahil bütün elemanlar eklenip çıkartılabilir. İlgili bütün fiziksel ve kimyasal parametrelerin program girişi, sabit olarak girilebileceği gibi motor hızına veya krank mili açısına göre değişken olarak da girilebilir. Wave programında, model üzerinde istenilen noktaya yerleştirilecek olan

sensörler vasıtasıyla, basınç, sıcaklık, emisyonlar gibi parametreler, motor hızına veya krank mili açısına bağlı olarak hesaplanabilmektedir.

Bu tez çalışmasında, test motorunun ve motor test sisteminin 1B modelinin oluşturulması için motorun geometrik ve fiziksel özellikleri aynı motor üzerinde çalışan Yontar'ın tezinden alınmıştır (Yontar, 2016). 1B model için yüzey sıcaklığı sınır şartları, Bölüm 5.1.3'de de değinildiği gibi literatürdeki (Yontar, 2016; Mahle GmbH, 2012; Heywood, 1988; Salazar, 1998) verilerden elde edilmiştir. Emme ve egzoz ortamı basınç ve sıcaklıkları da test verilerinden okunmuştur. Tanımlanan sınır şartları tablosu Bölüm 5.1.3'deki Çizelge 5.1'de verilmiştir. 1B model oluşturulmadan önce motorun emme ve egzoz hatlarının çap ve uzunlukları ile hat bağlantı noktalarının çap ve konumları ölçülmüştür. Bu hatlar üzerindeki kontrol ve ölçüm elemanlarının bağlantı çap ve konumları da ölçülmüştür.

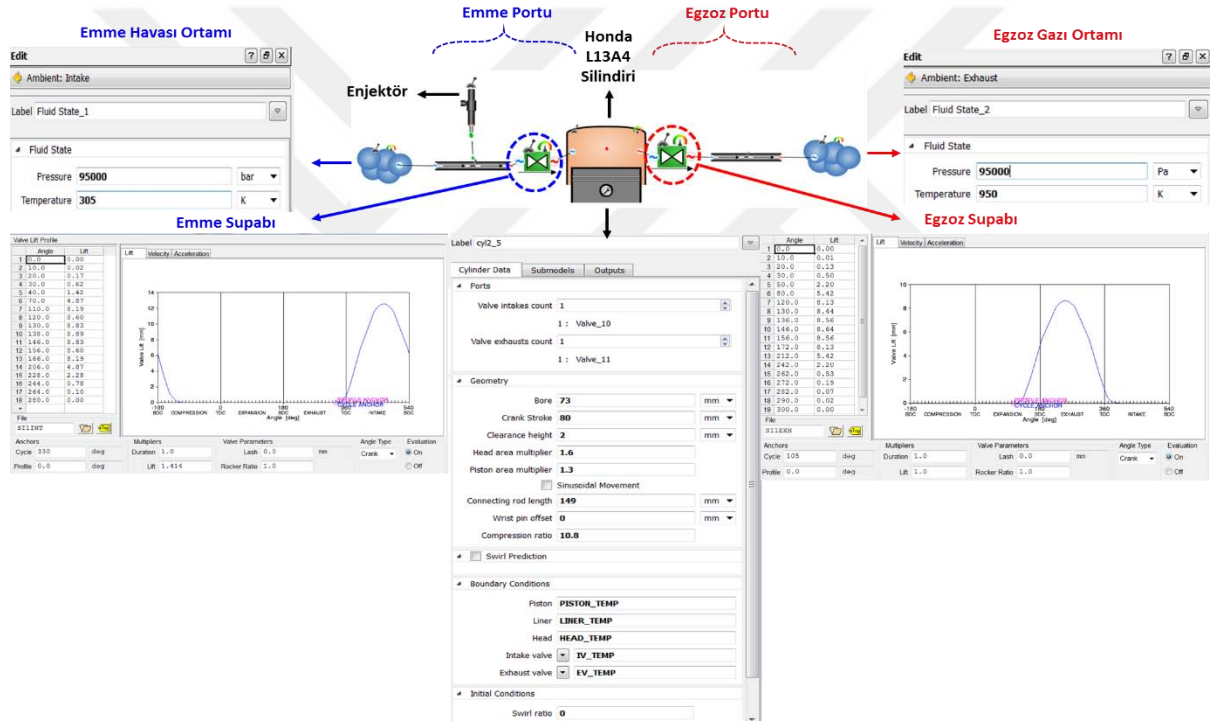
1B modelde ilk olarak Bölüm 3.2'de detayları verilen motorun silindir özellikleri ve silindir boyutu tanımlamaları yapılmıştır. Devamında ise; supap, enjektör, emme havası ve egzoz gazı ortam özellikleri tanımlamaları yapılmıştır. Bu aşamada yapılan tanımlamaların, programın çözüm algoritmasına göre belirli bir sıralama ile yapılması önemlidir. Şekil 4.1'de Wave programı ara yüzünde oluşturulan tek bir silindir modeli ve modeldeki tanımlama panellerinde yapılan tanımlamalar örnek olarak gösterilmiştir. Her bir silindirin özellik tanımlamaları yapılarak oluşturulmasının ardından dört silindir için programda motor bloğu modeli oluşturulmuştur. Motor bloğu modeli tanımlamalarında silindire ait birçok bilgi (çap, strok, silindir kafa boşluğu, segman ölçüleri, supap yerleşim özellikleri vb.) program ara yüzüne girilmiştir. 1B modelde, yanma modeli olarak karışımli yakıt kullanımı için (aseton-benzin ve DME-benzin) Multi-Wiebe yanma modeli seçilmiştir. 1B modelde, motorda da olduğu gibi yakıt beslemesi supap arkasından olacak şekilde enjektör yerleşimi yapılmıştır. Silindir-içine hava-yakıt karışımı gönderim tipi pre-mixed (ön karışımli) olarak seçilmiştir.

Sistemin ana elemanlarının yerleşiminden ve özellik tanımlamalarından sonra ara bağlantıların sağlanmasıyla, test motorunun ve test sisteminin emme hattı başlangıcından egzoz hattı çıkışına kadar test parametreleri ve sınır şartları tanımlanarak 1B modeli oluşturulmuştur. Şekil 4.2'de birebir ölçüler kullanılarak hazırlanan motor test sistemi ve test motorunun 1B modeli gösterilmiştir.

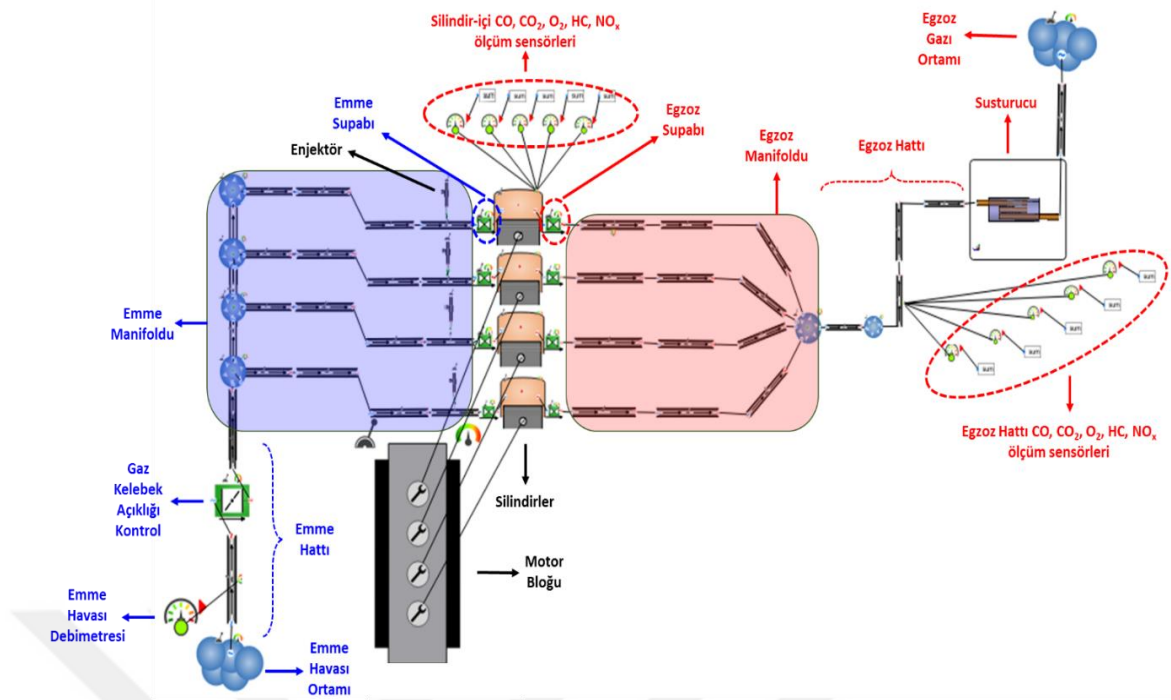
Şekil 4.2’de görülen 1B modelde, kontrol elemanı olarak emme havası giriş miktarının belirlendiği gaz kelebek açıklığı kontrol elemanı kullanılır. Ölçüm elemanı olarak da emme havasının debisinin ölçümüne yarayan emme havası debimetresi ve gerekli fiziksel büyüklüklerin (sıcaklık, basınç, emisyon değerleri, vb.) okunabilmesi için ölçüm sensörleri kullanılır. Bu kontrol ve ölçüm elemanlarının bağlantı konumları, test sistemi üzerindeki konumları ile aynı alınmıştır.

1B model analizlerinde yakınsama kriteri 0,001, çevrim sayısı 250, zaman adımı 0,1s olarak tanımlanmış ve çözümler gerçekleştirilmiştir.

Bu 1B motor modeli kullanılarak Çizelge 4.1’deki 1B model analiz matrisindeki analizler yapılmıştır.



Şekil 4.1. Motor silindiri 1B model tanımlaması ve görüntüsü (Ricardo-Wave Version 19.1, 2019)



Şekil 4.2. Motor 1B model görüntüsü (*Ricardo-Wave Version 19.1*, 2019)

Çizelge 4.1. Motor 1B model analiz matrisi

1B Model Analiz Matrisi			
Devir, d/dk	Yakıt	Oran, %	Ölçülen Parametreler
2000	Benzin	2	Devir
2500	Aseton	5	Güç
2800	DME	10	Tork
3000		20	Ortalama efektif basınç
3500		100	Özgül yakıt tüketimi
4000		90:5:5	Volumetrik verim
			CO
			CO ₂
			O ₂
			HC
			NO _x
			Lambda

5. SİLİNDİR-İÇİ YANMA 3B HAD MODELİ

Silindir-içi yanma 3B HAD modeli, tasarım aşamasındaki ya da hali hazırda kullanılmakta olan motorun silindir-içi karakteristiklerinin hesaplanmasında kullanılır. 3B modelleme, emme manifoldu ile egzoz manifold arasındaki tüm 3B geometrik akış hattını (emme manifoldu, emme supabı, silindir-piston-silindir kafası yüzeylerinin oluşturduğu yanma hacmi, bujiler, egzoz supabı, egzoz manifoldu) içerecek şekilde yapılır. Tüm bu akış hattındaki akışkan hareketi için kütle, momentum, enerji korunum denklemleri yanında kimyasal yanma reaksiyonları da çözülür. Zamana bağlı çözüm esnasında supapların ve pistonun hareketi zamana bağlı olarak tanımlanır. Bu zamana bağlı hareketlerin tanımlanması için hareketli ve adaptif mesh (ağ yapısı) kullanılır. Silindir-içi yanmayı temsil eden korunum denklemleri homojen olmayan kısmi türevli diferansiyel denklem takımları oluşturmaktadır. Bu denklemlerin analitik çözümü mümkün olmadığından sayısal çözüm yöntemi olarak sonlu hacimler yöntemiyle çözüm yapılmaktadır.

3B HAD modelinde, silindir-içi basınç ve sıcaklıklar ile motor performanslarından tork, güç, yakıt debisi, özgül yakıt tüketimi, emme havası debisi, hacimsel verim hesaplanmaktadır. Emisyonlar olarak ise CO₂, CO, O₂, HC, NO_x, lambda hesaplanmaktadır. Ayrıca, KMA'ya bağlı olarak silindir-içi tüm akış ve akışkan özelliklerinin hesabı yapılabilmektedir. Bunu yanı sıra silindir-içi akışkan özelliklerinin 3B olarak görsellenebilmesi, yanmanın anlaşılması ve kontrolü için değerlendirmeler yapılmasına imkân vermektedir.

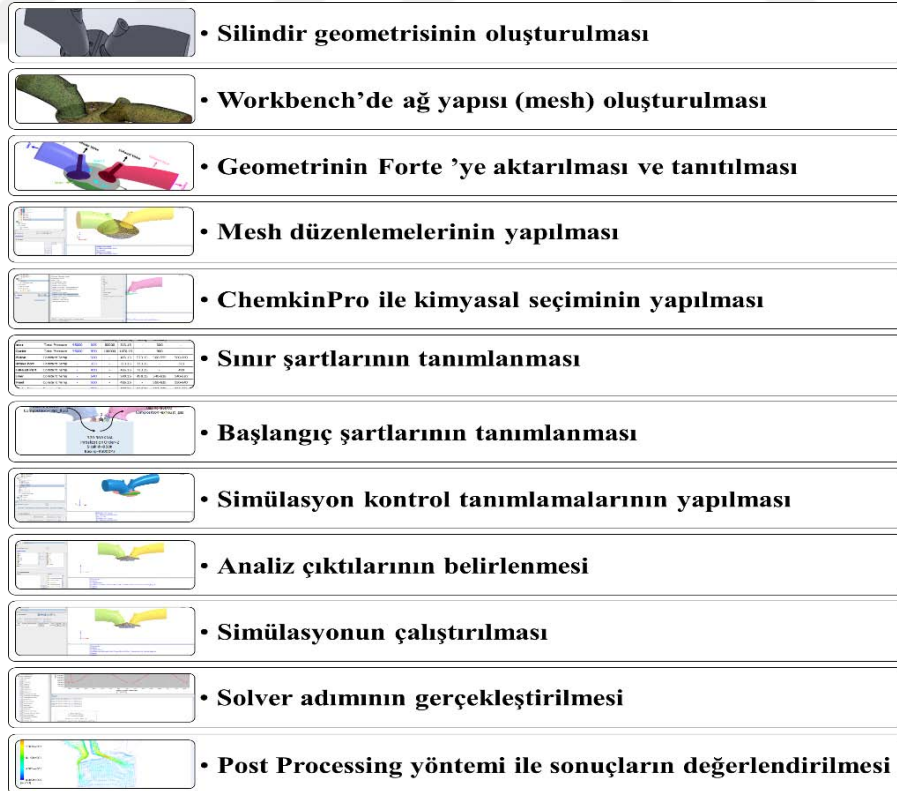
Silindir-içi yanma 3B HAD modeli için kullanılan programlar aşağıda listelenmiştir.

- ✓ Ansys-Forte
- ✓ Star-CD, ES-ICE/CCM+
- ✓ AVL-Fire
- ✓ ConvergeCFD
- ✓ Richardo-Vectis
- ✓ GT-SUITE
- ✓ KIVA-4

Bu tez çalışmasında Ansys-Forte v19.0 paket programı kullanılarak 3B HAD analizleri gerçekleştirilmiştir.

5.1. Silindir-içi Yanma HAD Modeli Oluşturma

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizlerinde genel başlıklar olarak; ön işlemler (pre processing), çözüm (solver) ve sonuçların işlenmesi (post processing) adımları gerçekleştirilir. Bu tez çalışmasında da Ansys-Forte paket yazılımı kullanılarak bu adımlar sırasıyla takip edilmiş ve silindir-içi yanma 3B HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Ancak, silindir-içi yanma 3B HAD modeli oluşturulmasında bu genel adımlar gerçekleştirilirken daha kompleks tanımlamaların yapılması gereklidir. Silindir-içi yanma HAD modelinde hareketli mesh yapısı, zamana bağlı çözüm ve karmaşık yanma fiziği tanımlamaları yapılmalıdır. Model dosyası oluşturmanın ilk aşaması olan Pre-Processing adımında, geometrinin oluşturulması, mesh yapısının oluşturulması, problemin tanımlanması, başlangıç ve sınır şartlarının tanımlanması gibi genel işlemler gerçekleşmektedir. Solver adımında, problem tanımlamasında dikkate alınan korunum denklemleri sonlu yöntemler ile ayrıklaştırılarak matris formunda çözülmektedir. Post-Processing adımında ise sonuçlar istenen şekilde elde edilmekte ve görüntülenmektedir. Bu tez çalışmasında takip edilen silindir-içi yanma 3B HAD modeli oluşturma aşamaları Şekil 5.1’de verilmiştir.



Şekil 5.1. Ansys-Forte’de 3B silindir-içi yanma HAD modeli oluşturma adımları

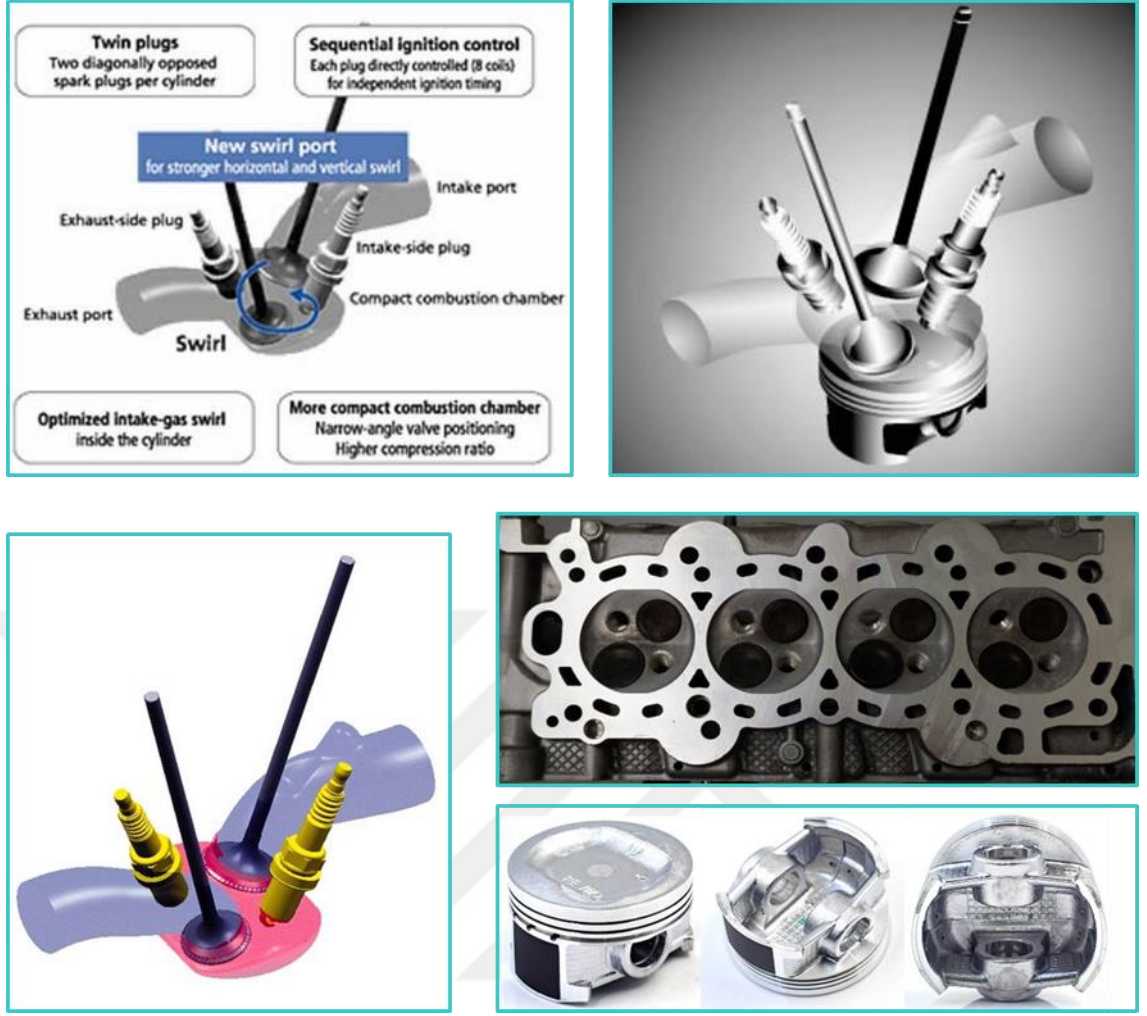
5.1.1. Geometrinin Oluşturulması

Motor testlerinde kullanılan ve özellikleri Bölüm 3’de detaylı olarak anlatılan Honda-Jazz 2004 model araçlarda kullanılan Honda L13A4 tipi i-DSI ardışık çift buji ateşlemeli ticari motor, 1B ve 3B model için de kullanılmıştır.

HAD modelinde sadece bir silindir dikkate alınmıştır. HAD modeli geometrisi emme manifoldu ile egzoz manifoldu arasındaki tüm geometrik detayları ve motor çalışma şartlarını içermektedir.

Motorun sıkıştırma oranı 10.8:1, strok hacmi 1339 cc, maksimum gücü 5700 d/dk’da 63kW ve maksimum torku 2800 d/dk’da 119 Nm’dir. Motorun silindir kafası üzerinde emme/egzoz portları ve iki adet buji çapraz konumlandırılmıştır. Emme portu yüksek girdap (swirl) oranına (1.10-1.36) ve güçlü türbülans oluşumları için yüksek takla (tumble) oranına (1.30-1.58) sahip olacak şekilde tasarlanmıştır (Migita vd., 2002). Her bir silindirdeki emme ve egzoz supapları aralarında 30° açı olacak şekilde yerleştirilmiştir. Silindir içine alınan yakıt ön karışımli olarak, emme supabının arkasındaki enjektörden hava üzerine püskürtülerek alınmaktadır. Motor silindirinin bir başka özelliği ise yanma odasının farklı dizayn edilmiş olmasıdır. Pistona ait yanma odası, girdap oluşumunun arttırılması amacıyla tamamen asimetrik yapıda tasarlanmıştır. Kullanılan piston kafa yapısı olarak, piyasada hali hazırda kullanılmakta olan dokuz adet kafa çeşidinden birisi olan pent-roof head tipi silindir kafası kullanılmaktadır. Bunun yanında, supapların alt kısmındaki girintiler yine hava akışı sonrasında içerideki türbülansı arttırmaya yönelik tasarlanmıştır. Bu motorda, klasik buji ateşlemeli motor piston yüzeylerinden farklı olarak, piston üst yüzeyinde bulunan girintiler sayesinde yanma odası pistonun üst yüzeyine çekilmiştir.

HAD model geometrisinin ölçüleri aynı motor üzerinde çalışan Yontar’ın tezinden alınmıştır (Yontar, 2016). Bu ölçüler kullanılarak 3B katı model teknik resmi çıkartılmıştır. Yontar CMM cihazı ile ölçümler yaparak silindir kafası, piston, silindir gömleği, bujiler, emme supabı, egzoz supabı, emme portu, egzoz portu bileşenlerinin 3B geometrisini çıkarmıştır (Yontar, 2016). HAD model geometrisi ile ilgili bazı görseller Şekil 5.2’de gösterilmiştir.



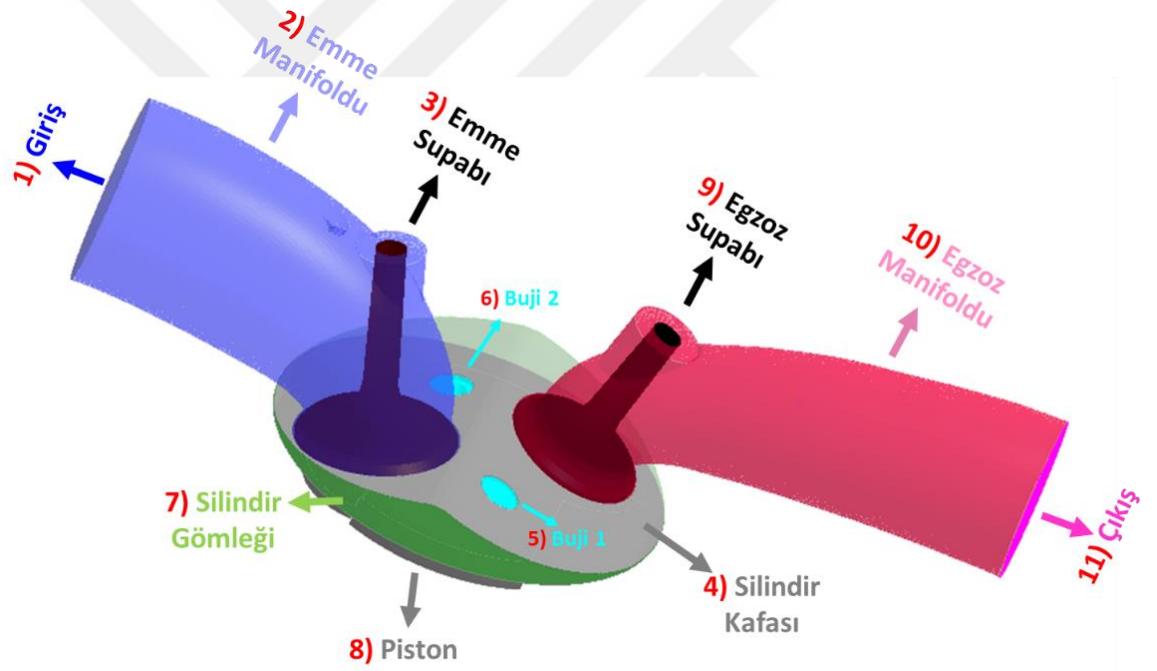
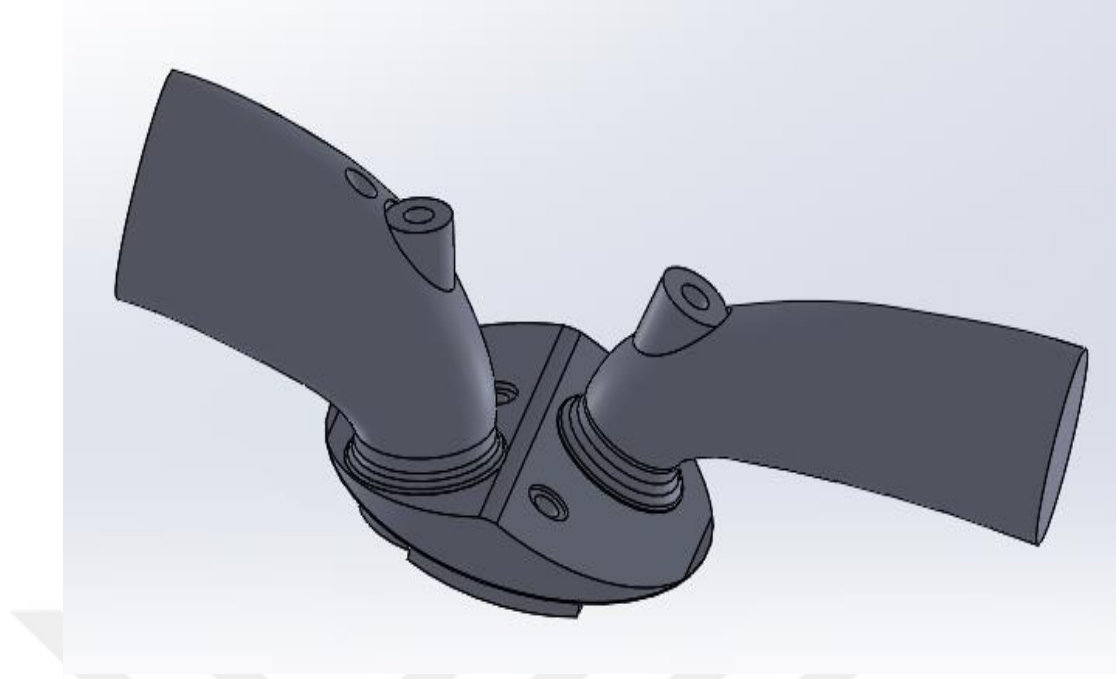
Şekil 5.2. HAD model geometrisi için görüntüler (Yontar, 2016; <http://www.hondaftjazz.com/>, 2022; Migita vd., 2002; Nakayama vd., 2001)

Ansyes-Forte’de model dosyası oluşturulurken akışkan hacmi akışkan olarak tanımlanmaktadır. Bu nedenle, HAD modeli geometrisi SolidWorks paket programında çizilirken akışkan hacmi katı model olarak çizilmiştir. Çizilen katı model birden fazla yöntemle oluşturulabilmektedir. Bu aşamada yapılan çalışmalar ve edinilen tecrübeler doğrultusunda, bütün parçaların tek bir çizim dosyası içinde bulunması ve çizimin montaj olmadan tek bir noktadan başlanarak bir bütün haline getirilmesi önemli görülmektedir.

Ölçülerin elde edilmesinden sonra, öncelikle basit bir geometri çizilmiştir. Çizimlerde krank milinin merkezi geometrik merkez alınarak geometri oluşturulmuştur. Basit geometrinin çizilmesinin ardından, Yontar’ın verdiği bütün geometrik boyutlandırmalar kullanılarak orijinal motor geometrisi oluşturulmuştur. Burada

önemli olan parametrelerden bir tanesi geometri de elde edilecek olan sıkıştırma oranının 10.8:1 olarak hesaplanabilmesi için yanma hacmindeki en ince ayrıntıya dahi dikkat edilmesidir. Silindir elemanlarının uygun bir sıralama ile tek parça geometri olarak çizilmesi, modelde yapılacak tanımlamalar açısından da önemlidir. Silindir-içi akışkan hacmi oluşturulurken dikkat edilen önemli noktalardan bir diğeri ise çizim içerisindeki katı bölgenin tamamen akışkan olarak düşünülmesidir. Boyutlandırmalar bu durum göz önünde bulundurularak yapılmıştır. Ansys-Forte’de bu akışkan hacminin dış yüzeyleri, kabuk olarak algılanmaktadır. Şekil 5.3’de 3B HAD analizlerinde kullanılan HAD modeli geometrisi ve model tanımlamalarında kullanılan geometri bölgelerinin isimlendirmeleri verilmiştir. Şekil 5.3’de görüldüğü gibi, model geometrisindeki akışkan hacmini çevreleyen tüm yüzeyler sınır şartı tanımlanmak üzere isimlendirilmiştir. Bu yüzeyler aşağıda listelenmiştir.

- 1) Giriş
- 2) Emme Manifoldu
- 3) Emme Supabı
- 4) Silindir Kafası
- 5) Buji-1
- 6) Buji-2
- 7) Silindir Gömleği
- 8) Piston
- 9) Egzoz Supabı
- 10) Egzoz Manifoldu
- 11) Çıkış

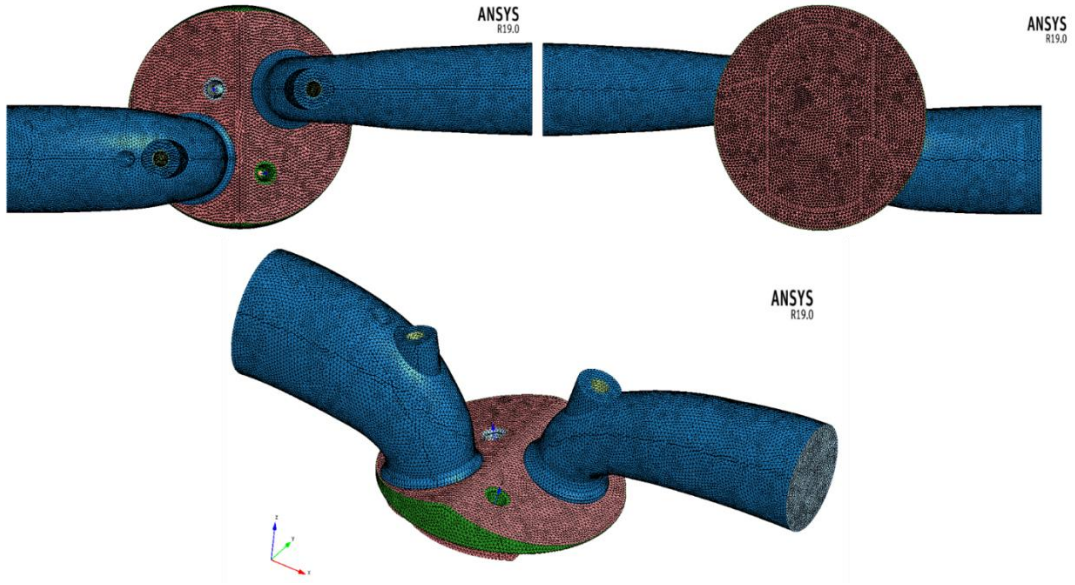


Şekil 5.3. Silindir-içi HAD modeli hacmi ve sınır yüzeyleri

5.1.2. Ağ Yapısının Oluşturulması

Bir akışın veya yanma olayının çözümlenmesinde, kısmi diferansiyel denklemlerin sayısal olarak çözümü HAD analizlerinin temel amacıdır. Karmaşık geometrilere oluşturulan mesh yapıları sayesinde, akışkan hacmi daha küçük parçalara ayrılarak bu denklemler çözülmektedir. Mesh yapıları, problem durumuna göre iki ve üç boyutlu olarak kullanılabilir. Mesh işlemleri; body tabanlı, montaj tabanlı ve dinamik olarak üçe ayrılır. Buna bağlı olarak mesh yapıları farklı boyutlarda ve farklı geometrik şekillerde oluşturulabilir. Bu seçim tecrübe gerektiren bir altyapı ile çeşitli deneysel ve analitik yöntemlerle belirlenmektedir. Mesh yapısı oluşturmak için hali hazırda birkaç yöntem mevcuttur. Bu tez çalışmasında oluşturulan silindir-içi 3B HAD modelinin mesh yapısı Ansys-Workbench modülü ile oluşturulmuştur. Ansys-Workbench’de akış analizleri sırasında mesh metrikleri olan en-boy oranı (aspect ratio) (1 ve 2 arasında) ve narinlik (skewness) (0.9’dan küçük) önemli parametrelerdendir. Bu doğrultuda, mesh yapısı oluşturmak için Ansys-Workbench’de, geometriye yalnızca body sizing tanımlaması yapılarak element size değeri 1 mm olarak girilmiştir. Pistonun üst ölü noktada olduğu durum için tasarlanan katı modelde, başlangıç mesh sayısı 188431’dir. Bu mesh sayısı krank mili açısına göre adaptif olarak değişmektedir. Mesh oluşturma işlemi sonundaki mesh yapıları hexahedral ve polyhedral yapılardadır. Oluşturulan mesh yapısı Şekil 5.4’de, analizler sırasında kullanılan mesh sayılarının simülasyon boyunca KMA’ya göre değişimleri Şekil 5.5’de gösterilmiştir. Şekil 5.5’de görüldüğü gibi 3B model simülasyonlarında mesh sayısı dinamik yapıda olup, krank mili açısı cinsinden piston konumlarına ve supap hareketlerine göre adaptif olarak artıp azalmaktadır. 3B modelde çevrim, emme zamanı başlangıcı olan 360KMA’nın daha önünden, yani 320KMA’dan başlar. Bu süreler arasında ise 343KMA’da emme supabı açılmaya, 348KMA’da ise egzoz supabı kapanmaya başlar. Simülasyon başlangıç açısı 320KMA için mesh sayısı 188431’dir. Pistonun ÜÖN’ye yaklaşmaya devam ettiği ve mesh sayısının azalan silindir-içi hacimle beraber azalmaya devam ettiği bu aralık içerisinde, belirtilen KMA’larda emme supabının açılmaya başlaması ve egzoz supabının da kapanmaya başlamasıyla beraber mesh sayısında kısa süreli ve anlık bir artış meydana gelir. Bu artış, silindir-içi hacmin küçülmeye devam etmesine rağmen supap hareketlerinden doğan yeni hacimlerin daha iyi temsil edilebilmesi için mesh sayısının adaptif olarak arttırılmasından dolayıdır. Mesh sayısının anlık olarak arttığı bu konum 355 KMA’dır.

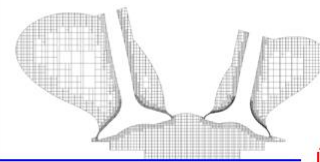
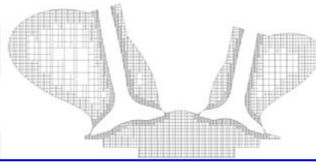
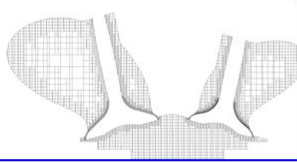
Bu konumda anlık mesh sayısı 508025'dir. Pistonun ÜÖN konumu olan ve çevrimin başlangıcı kabul edilen 360KMA'da ise mesh sayısı 321068'e kadar azalır. 360KMA konumunda silindir-içi hacim en düşük değerini alır. 360 KMA'dan başlayan emme zamanının sonunda AÖN konumu olan 540 KMA'da silindir-içi hacim maksimum değerini alır ve buradaki mesh sayısı 471901 olur. Sıkıştırma zamanının 540 KMA'da başlamasını takiben emme supabı 598KMA'da tamamen kapalı konuma gelir. Emme supabının harekete geçmesiyle beraber 580KMA'da silindir-içi hacim azalmaya devam etmesine rağmen anlık mesh sayısında artış olur. Sıkıştırma zamanının başlarında emme supabının bu hareketinin silindir-içi parametreleri etkileyecek olmasından dolayı 580KMA'daki mesh sayısı 662831 değerine ulaşır. Sıkıştırma zamanının sonlarına doğru 690KMA ve 695KMA'da ateşleme yapılır ve piston 720KMA'da ÜÖN'ya erişir. Bu konumda silindir-içi hacim tekrar en düşük değerine ulaşmış olur ve mesh sayısı 132929'a kadar azalır. 720KMA'da güç zamanı başlar ve pistonun AÖN'ye doğru genişlemesiyle beraber, silindir-içi hacim ve mesh sayısı da artmaya devam eder. Egzoz supabının güç zamanının sonlarına doğru 858KMA'da açılmasıyla beraber mesh sayısı yine anlık olarak artar ve 584434 değerini alır. Güç zamanı sonunda, 900KMA'da pistonun AÖN'ye ulaşmasıyla beraber hacmin maksimum olmasından dolayı mesh sayısı 473344 olur. 900KMA'da başlayan egzoz zamanının sonlarına doğru 1063KMA'da emme supabı açılmaya, 1068KMA'da ise egzoz supabı kapanmaya başlar. Bu KMA'lardaki supap hareketlerinin bir neticesi olarak mesh sayısı 1076KMA'da 506828 değerine kadar anlık olarak artar ve çevrim 1080KMA'da pistonun ÜÖN'ye ulaşmasıyla tamamlanır. 1080KMA'da ise mesh sayısı 321638 değerine ulaşmaktadır.



360KMA-Mesh sayısı 188431

720KMA-Mesh sayısı 132929

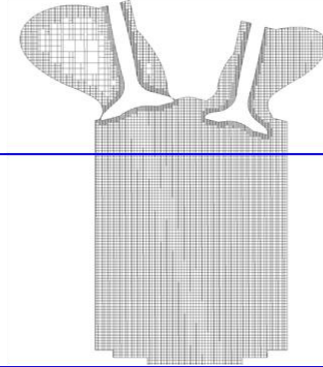
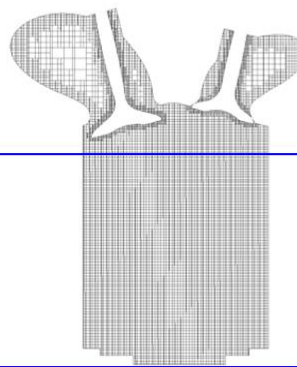
1080KMA-Mesh sayısı 321638



ÜÖN

540KMA-Mesh sayısı 471901

900KMA-Mesh sayısı 473344

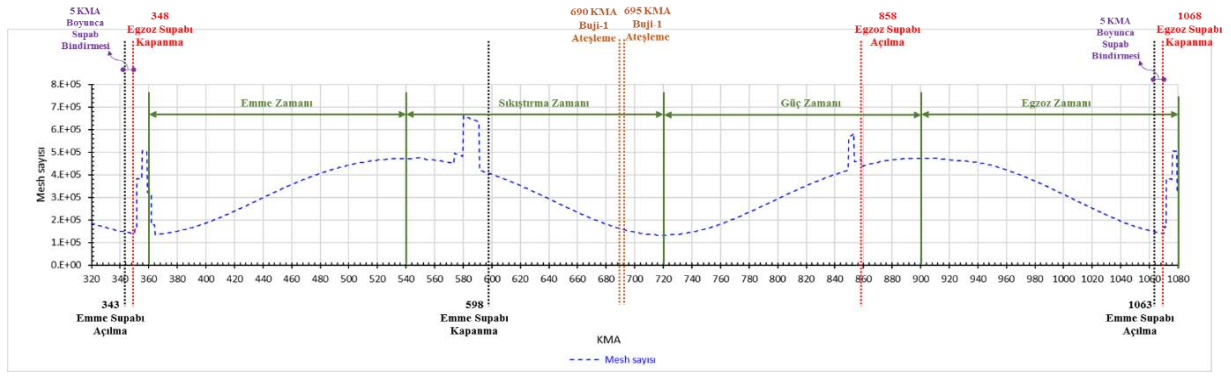


ÜÖN

AÖN



şekil 5.4. HAD modeli mesh yapısı



Şekil 5.5. Mesh sayısı-KMA değişimi

5.1.3. Sınır Şartlarının Tanımlanması

HAD model hacmini çevreleyen tüm yüzeylerdeki sınır şartları tanımlanmıştır. Şekil 5.3'de silindir-içi HAD modeli hacmi ve tüm sınır yüzeylerinin isimlendirmeleri gösterilmiştir. Burada sıcaklık tanımlaması yapılacak yüzeyler emmeden egzoz doğru: giriş, emme manifoldu, emme supabı, silindir kafası, bujiler, silindir gömleği, piston, egzoz supabı, egzoz manifoldu ve çıkış şeklindedir.

Bu yüzeylerde tanımlanan sıcaklık değerleri (giriş ve çıkış sıcaklıkları hariç) literatürdeki (Yontar, 2016; Heywood, 1988; Salazar, 1998; Mahle GmbH, 2012) verilerden elde edilmiştir. Testlerde bu ölçümler yapılmadığından literatür verileri kullanılmıştır. Literatürden alınan ve 3B HAD modelinde kullanılan sınır şartları Çizelge 5.1'de listelenmiştir. Bu sınır şartları aynı zamanda 1B modelde de kullanılmıştır. Çizelge 5.1'de gösterilen ve literatürdeki farklı kaynaklardan alınan sıcaklık değerleri arasında önemli farklar görülmektedir. Model sonuçlarının test sonuçları ile uyumu dikkate alınarak ve motor için önceki model çalışmalarında kullanılan değerler dikkate alınarak (Yontar, 2016; Yalçınkaya, 2020; Türkmen, 2020), Mahle'de verilen değerler kullanılmıştır (Mahle GmbH, 2012).

Testler esnasında ortam sıcaklık ve basınç değerleri ölçülmüştür. Bu ortam değerleri emme borusu girişinin egzoz borusu çıkışının maruz kaldığı dış ortam değerleridir. Emme borusu girişi ile HAD modelinin başladığı emme portu girişine kadar uzun bir borulama hattı ve bu hatta yerel basınç düşmeleri oluşturan tesisat elemanları vardır. Aynı durum, HAD modelinin bittiği yer ile dış ortama tahliye olan egzoz hattı içinde geçerlidir. HAD modeli giriş ve çıkış yüzeylerinde uygulanması gerekli olan basınç, bu hatlardaki akış sürtünme kayıpları ile oluşan basınç düşmesi dikkate alınarak belirlenmiştir. İlgili basınç düşmesi hesapları Ek 2'de verilmiştir.

HAD modeli giriş yüzeyinde ayrıca giren hava-yakıt karışımının kütle oranları da tanımlanmaktadır. Bölüm 2.2'de yapılan karışım oranı hesaplamaları neticesinde, bütün yakıt karışımları için hesaplanan hava-yakıt karışımı kütle oranları Çizelge 5.2'de gösterilmiştir.

Çizelge 5.1. HAD modeli sınır şartları

Sıra	Geometri	Tip	Tanımlanan Basınç (Pa)	Tanımlanan Sıcaklık (K)	Sıcaklık (K) (Mahle, 2012; Yontar, 2016)	Basınç (Pa) (Forte-Tutorial)	Sıcaklık (K) (Forte-Tutorial)	Sıcaklık (K) (Salazar, 1998)	Sıcaklık (K) (Wave-Tutorial)
1	Giriş	Toplam Basınç	95000	305	-	80000	313.15	-	300
2	Emme Manifoldu	Sabit Sıcaklık	-	323	323	-	313.15	333.15	-
3	Emme Supabı	Sabit Sıcaklık	-	312	312-326	-	400.15	523.15	312-320
4	Silindir Kafası	Sabit Sıcaklık	-	550	550-640	-	485.15	-	550-635
5/6	Buji-1/Buji-2	Sabit Sıcaklık	-	600	600-650	-	-	873.15	-
7	Silindir Gömleği	Sabit Sıcaklık	-	540	540-620	-	500.15	458.15	540-616
8	Piston	Sabit Sıcaklık	-	500	500-600	-	485.15	573.15	500-595
9	Egzoz Supabı	Sabit Sıcaklık	-	506	506-582	-	777.15	923.15	365-380
10	Egzoz Manifoldu	Sabit Sıcaklık	-	490	490	-	485.15	723.15	-
11	Çıkış	Toplam Basınç	95000	950	-	100000	1070.15	-	900

Çizelge 5.2 Giren hava-yakıt karışımlarının kimyasal kompozisyonu

		Hava-yakıt karışımının kütle oranları					
			Benzin	Aseton	DME	Oksijen	Azot
Yakıtlar arasındaki kütle oran	Yakıt		C ₈ H ₁₈	C ₃ H ₆ O	C ₂ H ₆ O	O ₂	N ₂
1	%100 benzin	G100	0.06236310	-	-	0.21838717	0.71924973
2	%98 benzin-%2 aseton	A2	0.06154355	0.00125607	-	0.21828550	0.71891488
3	%95 benzin-%5 aseton	A5	0.06029262	0.00317330	-	0.21813031	0.71840378
4	%90 benzin-%10 aseton	A10	0.05814760	0.00646084	-	0.21786420	0.71752736
5	%80 benzin-%20 aseton	A20	0.05354284	0.01338571	-	0.21741049	0.71566097
6	%100 aseton	A100	-	0.09558003	-	0.21065054	0.69376943
7	%98 benzin-%2 DME	DME2	0.06158354	-	0.00125669	0.21827604	0.71888373
8	%95 benzin-%5 DME	DME5	0.06041673	-	0.00317983	0.21818200	0.71822144
9	%90 benzin-%10 DME	DME10	0.05836628	-	0.00648514	0.21788962	0.71725896
10	%80 benzin-%20 DME	DME20	0.05401263	-	0.01350316	0.21726882	0.71521539
11	%100 DME	DME100	-	-	0.10057087	0.20956699	0.68986214
12	%90benzin-%5aseton-%5DME	G90A5DME5	0.05826894	0.00323716	0.00323716	0.21791482	0.71734191

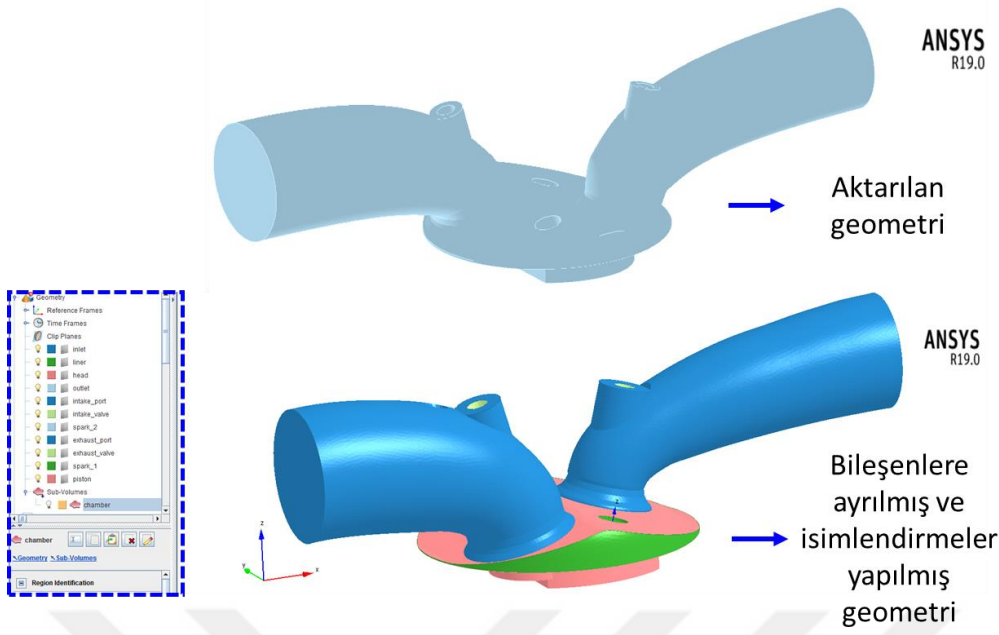
5.1.4. Model Dosyasının Oluşturulması

Ansys-Forte’de model dosyası oluşturma aşamaları Şekil 5.1’deki HAD modeli oluşturma aşamalarında gösterilmiştir. Model dosyasının oluşturulması Şekil 5.1’deki ana başlıklar çerçevesinde aşağıdaki genel alt başlıklar ile yapılmıştır.

- ✓ Geometrinin aktarılması ve tanıtılması
- ✓ Mesh düzenlemelerinin yapılması
- ✓ Aseton-benzin için kimyasal seçimi
- ✓ DME-benzin için kimyasal seçimi
- ✓ Alev hızı modeli, türbülans modeli ve yanma modeli tanımları
- ✓ Buji tanımları
- ✓ Sınır şartlarının tanımlanması
- ✓ Başlangıç şartlarının tanımlanması
- ✓ Simülasyon kontrol tanımlamaları
- ✓ Çözüm adımı tanımlamaları
- ✓ Sonuçların eldesi ve değerlendirilmesi

Geometrinin aktarılması ve tanıtılması:

Geometrinin ve mesh yapısının oluşturulmasından sonra, geometri Ansys-Forte’ye aktarılmıştır. Forte’ye aktarılan geometri Şekil 5.6’da gösterilmiştir. Aktarılan silindir geometrisi tek parça olduğu için, silindir-içi yanma hacmini oluşturan bileşenlerin her birinin ayrı olarak isimlendirilmesi gereklidir. Bileşenlerin ayrı isimlendirmeleri; giriş (inlet), emme manifoldu (intake port), emme supabı (intake valve), silindir kafası (head), buji-1 (spark-1), buji-2 (spark-2), silindir gömleği (liner), piston, egzoz supabı (exhaust valve), egzoz manifoldu (exhaust port), çıkış (outlet) şeklindedir. Bu isimlendirmeler Şekil 5.6’daki panele tanımlanmıştır.

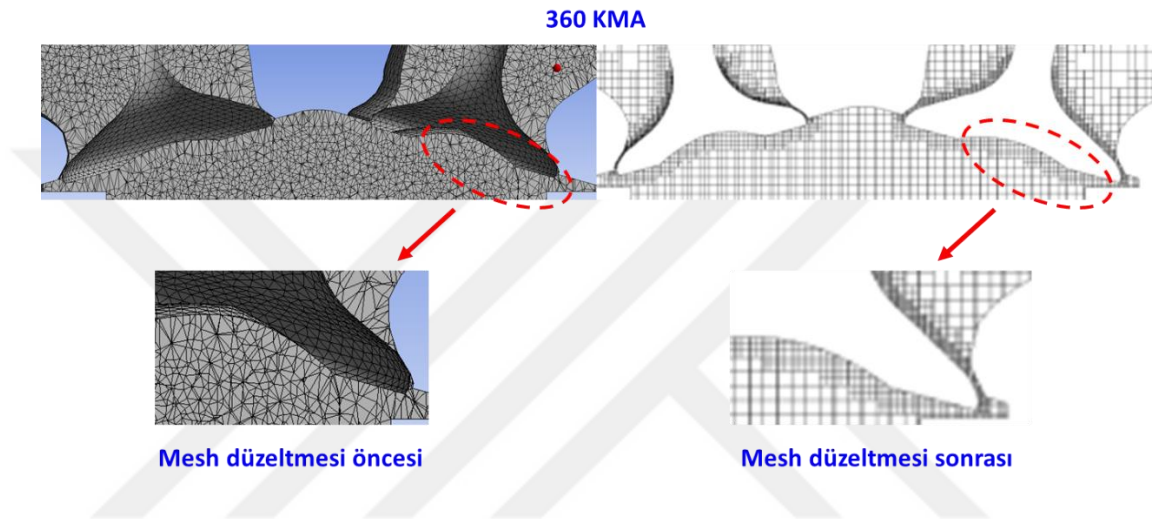


Şekil 5.6. Model geometrisi

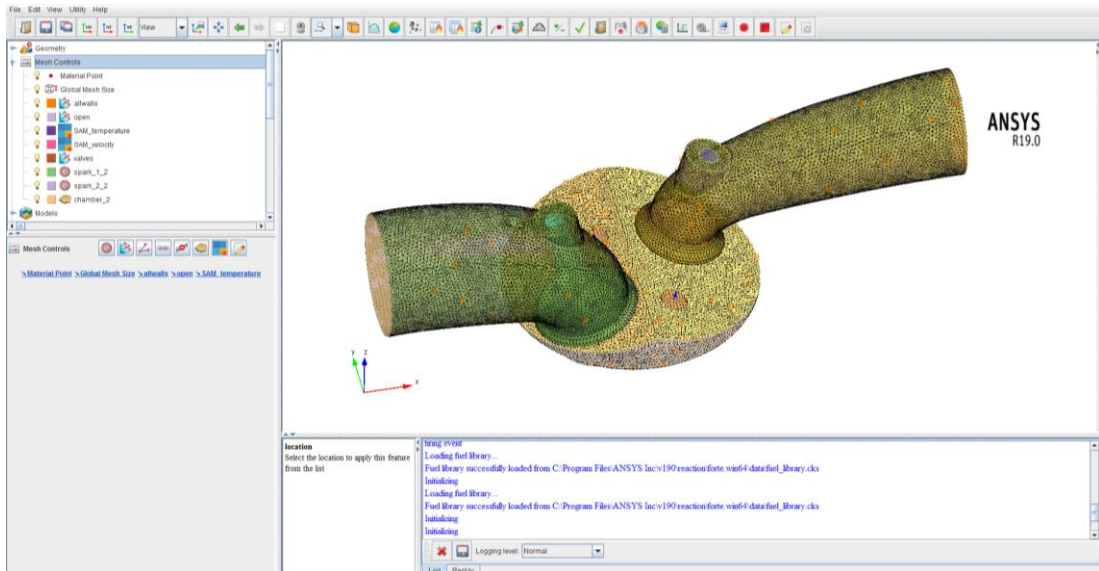
Mesh düzenlemelerinin yapılması:

Geometri aktarımı ve isimlendirmelerden sonra, belirli bölgelerdeki mesh yapısı kontrol edilerek, mesh boyutları daha hassas olacak şekilde düzenlemeler yapılmıştır. Bu kapsamda, silindir geometrisindeki her bir bileşene özgü olarak otomatik mesh üretimi (AMG: Automatic Mesh Generation) yardımıyla noktasal, çizgisel, yüzeysel ve hacimsel düzeltmeler yapılmıştır. Ayrıca, yanma olayının başlamasıyla oluşan zincir reaksiyonlar sonucu, artan silindir-içi basınç ve sıcaklıklara bağlı olarak oluşan genleşme olayının daha iyi temsil edilebilmesi için belirli krank mili açılarında anlık olarak daha sık mesh yapılarının oluşturulması gereklidir. Bu işlem, çözüm odaklı mesh oluşturma (SAM: Solution Adaptive Mesh) komutu ile gerçekleştirilmiştir. Bu komutun içerisinde, belirli bir bölgedeki mevcut mesh boyutunun, belirli bir zamana göre ayarlanmasını sağlayan boyut kesri (size fraction) tanımlaması vardır. Silindir geometrisindeki giriş-çıkış bölgeleri ve giriş-çıkış manifoldlarının da dahil olduğu bütün duvarların size fraction değeri 1/4 olarak, 320-1080KMA aralığında aktif olacak şekilde tanımlanmıştır. Belirli bir hareket profiline göre çalışan ve bu hareket esnasında anlık olarak yeni hacimler oluşturan emme ve egzoz supaplarının size fraction değeri de 1/8 olarak, yine 320-1080KMA aralığında aktif olacak şekilde program ara yüzüne tanımlanmıştır. Ayrıca adaptif mesh düzeltmelerinden, SAM-Temperature ve SAM-Velocity tanımlamaları ile de piston içerisindeki akışkanın

sıcaklığına ve hızına bağlı yeni mesh yapıları oluşturulması sağlanmıştır. SAM-Temperature ve SAM-Velocity adaptif mesh düzeltmeleri için size fraction değeri 1/4 olarak tanımlanmıştır. Ancak SAM-Velocity adaptif mesh düzeltmesi bütün simülasyon aralığında (320-1080KMA), SAM-Temperature düzeltmesi ise yalnızca yanmanın aktif olduğu 700-800KMA arasında devreye girecek şekilde tanımlanmıştır. Şekil 5.7’de emme ve egzoz supaplarının mesh yapılarında yapılan bu düzenlemelerin öncesi ve sonrası gösterilmiştir. Şekil 5.8’de ise mesh düzeltmelerinin tamamlanmasından sonra oluşan mesh görünümü verilmiştir.



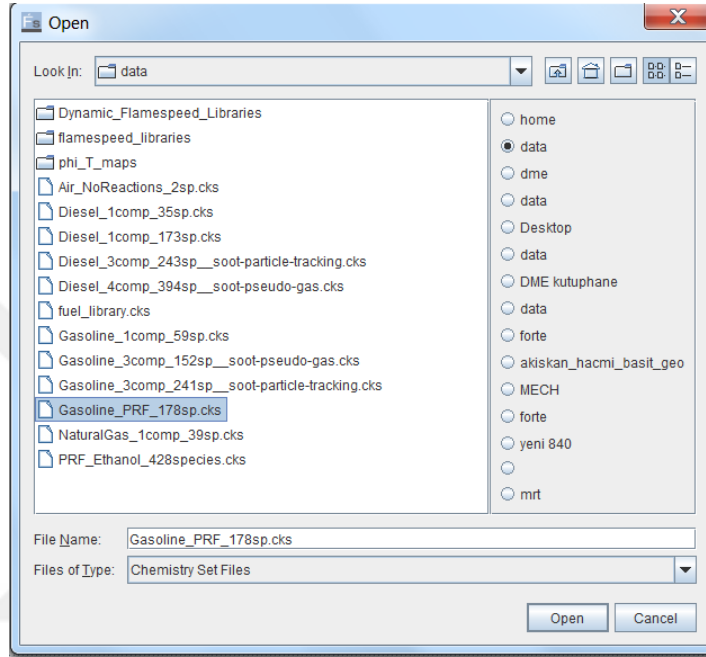
Şekil 5.7. Emme ve egzoz supaplarının mesh yapıları



Şekil 5.8. Mesh düzeltmeleri sonrası model görünümü

Aseton-benzin için kimyasal seçimi:

Silindir-içi yanma modellemesinin önemli aşamalarından biri de kullanılacak yanma reaksiyonlarının tanımlanmasıdır. Bu adımda, programdaki ‘models’ kısmında bulunan kimyasal tanımlamaları yapılmıştır. Şekil 5.9’da görüldüğü gibi Ansys-Forte’nin yakıt kütüphanesinde, Ansys-ChemkinPro tabanlı olarak oluşturulan toplam 12 adet yakıt kütüphanesi bulunmaktadır.



Şekil 5.9. Ansys-Forte yakıt kütüphaneleri

Karmaşık kimyasal kinetik problemlerini çözmek için kullanılan Ansys-ChemkinPro yazılımı sayesinde oluşturulmuş ve Forte kütüphanesine kaydedilmiş olan bu yakıt kütüphaneleri arasından kullanılan yakıtın kütüphanesi seçilmiştir. Reaksiyon zincirlerinin bulunduğu bu kütüphane dosyalarının seçiminde, analizde kullanılacak alt türlerin bulunması önemlidir. Bu nedenle seçim yapılırken alt türler incelenmiş ve hem benzin hem de aseton ihtiva eden ‘Gasoline_PRF_178sp.cks’ dosyası seçilmiştir. Bu yakıt kütüphanesinde, benzin oksidasyonu sırasında oluşan ve tamamı gaz fazında olan 178 tür ve indirgenmiş 1271 adet kimyasal reaksiyon bulunmaktadır. Şekil 5.10’da Ansys-Forte’deki ‘chem application’ kısmında görüntülenen ‘Gasoline_PRF_178sp.cks’ kütüphanesinin içeriği verilmiştir.

```

*****
*               ANSYS Forte 19.0               *
*               CHEM Application                 *
*               GAS-PHASE MECHANISM INTERPRETER  *
*               Copyright(c) 2008-2017 ANSYS, Inc. *
*****

```

LICENSE INFORMATION:

LicNum:
unknown

WORKING SPACE REQUIREMENTS		
	PROVIDED	REQUIRED
LOGICAL	178	178
INTEGER	96867	96867
REAL	186740	186740
CHARACTER	13076	13076

This problem requires 1.425MB of memory for the REAL array.

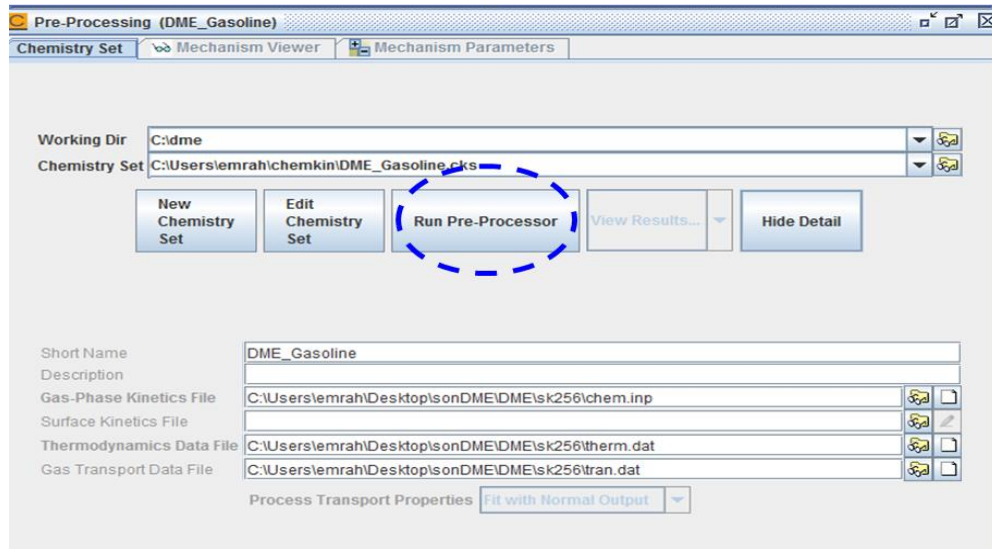
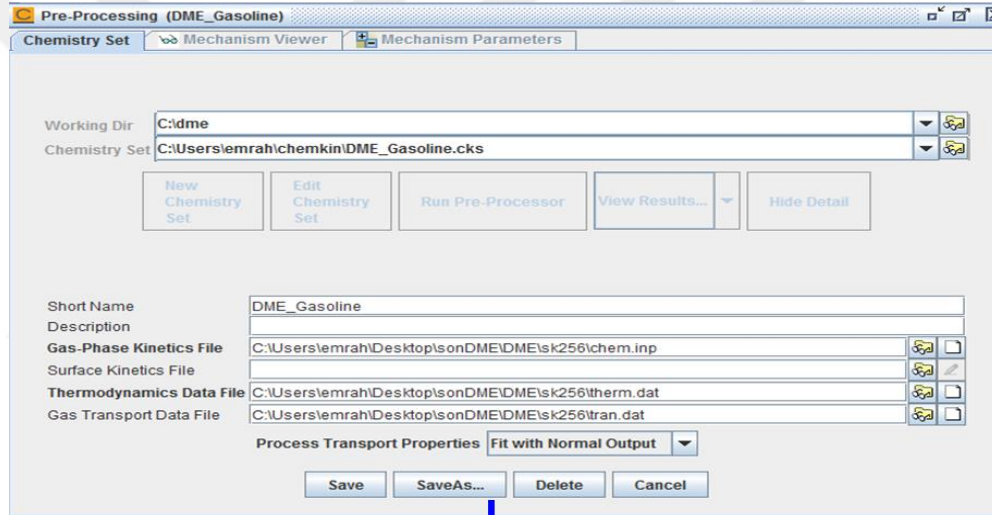
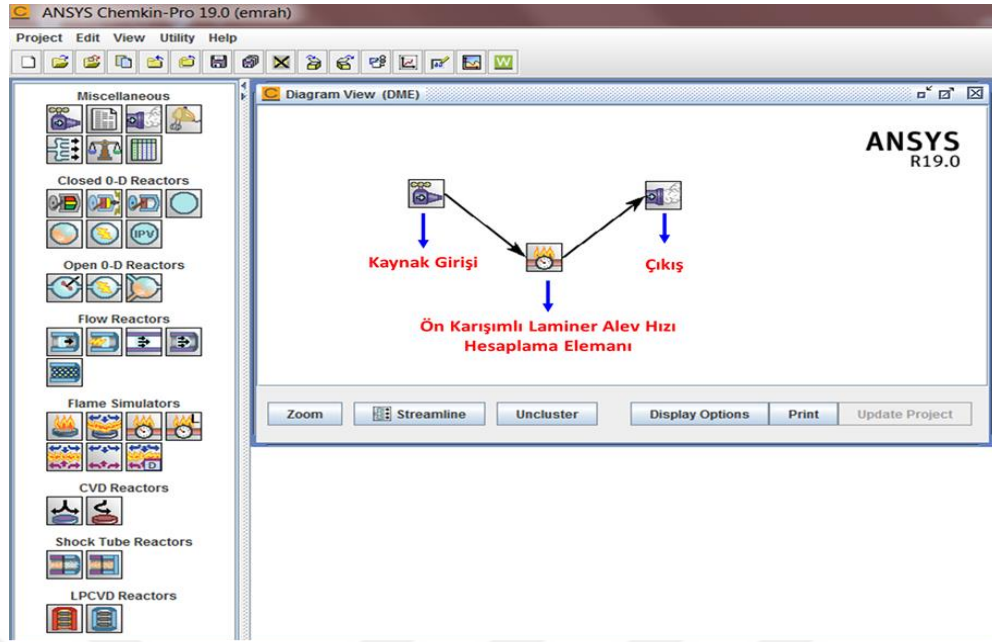
ELEMENTS CONSIDERED	ATOMIC WEIGHT
1. h	1.00797
2. c	12.0112
3. o	15.9994
4. n	14.0067
5. ar	39.9480

SPECIES CONSIDERED	S E	G E	MOLECULAR WEIGHT	TEMPERATURE		ELEMENT COUNT				
				LOW	HIGH	h	c	o	n	ar
1. ar	G	0	3.9948E+01	300	5000	0	0	0	0	1
2. c2h6	G	0	3.0070E+01	300	5000	6	2	0	0	0
3. h	G	0	1.0080E+00	300	5000	1	0	0	0	0
4. h2	G	0	2.0159E+00	300	5000	2	0	0	0	0
5. o	G	0	1.5999E+01	300	5000	0	0	1	0	0
6. o2	G	0	3.1999E+01	300	5000	0	0	2	0	0
7. oh	G	0	1.7007E+01	300	5000	1	0	1	0	0
8. h2o	G	0	1.8015E+01	300	5000	2	0	1	0	0
9. co	G	0	2.8011E+01	300	5000	0	1	1	0	0
10. hco	G	0	2.9019E+01	300	5000	1	1	1	0	0
11. co2	G	0	4.4010E+01	300	5000	0	1	2	0	0
12. ch3	G	0	1.5035E+01	300	5000	3	1	0	0	0
13. ch4	G	0	1.6043E+01	300	5000	4	1	0	0	0

Şekil 5.10. Gasoline_PRF_178sp.cks yakıt kütüphanesi

DME-benzin için kimyasal seçimi:

DME yakıtı, daha çok dizel ve LPG karışımlarında kullanıldığı için Ansys-Forte içerisinde benzin ile DME'nin de beraber olduğu "fuel_library.cks" isimli tek bir yakıt kütüphanesi bulunmaktadır. Ansys-Forte'de bulunan bu kütüphanede ise CO ve HC gibi emisyonların yanma sonu türleri olarak oluşmadığı tespit edilmiştir. Bu nedenle yeni bir DME yakıt kütüphanesi oluşturulması için 0B modellemelerde kullanılan Ansys-ChemkinPro yazılımı kullanılmıştır. Ansys-ChemkinPro'da yakıt kütüphanesi oluşturma işlemi, üretilecek olan herhangi bir kimyasal modelin Pre-Processing aşamasında yapılan bir işlemdir. Bu çalışmada, ChemkinPro ara yüzünde bulunan "models" kısmındaki içeriklerden, modellenecek eleman olarak, Premixed Laminar Flame Speed Calculation (Ön Karışımli Laminer Alev Hızı Hesaplama) elemanı seçilmiştir. Premixed Laminar Flame Speed Calculation elemanının modeli oluşturulurken, reactor physical properties panelinde bazı tanımlamalar yapılmıştır. Reaktör içerisindeki yanmamış gaz sıcaklığı 600K olarak tanımlanmış ve reaktör içerisindeki sıcaklık profili için "automatic estimated temperature profile" seçeneği seçilmiştir. Automatic estimated temperature profile seçeneği ile kimyasal reaksiyonların dengeye geldikleri andaki reaksiyon sonu sıcaklıkları kullanılarak kümülatif reaktör sıcaklığı belirlenmektedir. Model oluşturulurken kullanılan giriş ve çıkış ortamlarının başlangıç sınır şartı tanımlamaları da yine aynı panel içerisinde yapılmaktadır. Giriş ve çıkış ortamlarının her ikisinde de basınç 1atm ve sıcaklık 300K olarak tanımlanmıştır. Bu tanımlamaların ardından, Premixed Laminar Flame Speed Calculation eleman modelinin bir oluşturma aşaması olan Pre-Processing aşamasında, içerisinde DME ve benzinin de bulunduğu ve önceden temin edilmiş kinetik, termodinamik ve transport data dosyaları (<http://creckmodeling.chem.polimi.it/>, 2022), chemistry set kısmına yüklenmiştir. Yüklenen data dosyalarından yeni bir kimyasal set oluşturmak için Run Pre-Processor işlemi yapılmış ve yeni bir kütüphane oluşturulmuştur. Şekil 5.11'de ChemkinPro ara yüzünde oluşturulan model ve işlem panelleri gösterilmiştir. ChemkinPro kullanılarak tez çalışmasına özgü 256 tür ile birlikte 742 indirgenmiş kimyasal reaksiyon barındıran "DME_Gasoline" kütüphanesi oluşturulmuştur. DME analizlerinin tamamı bu kütüphane kullanılarak tamamlanmıştır. Şekil 5.12'de Ansys-ChemkinPro ile oluşturulan "DME_Gasoline" kütüphanesinin içeriği verilmiştir.



Şekil 5.11. DME_Gasoline yakıt kütüphanesi oluşturma basamakları

Chemistry Source	Pre-Processing Log	Gas Phase Input	Gas Phase Output	Thermo. Input	Transport Input	Transport Output
------------------	--------------------	-----------------	------------------	---------------	-----------------	------------------

```

*****
*               ANSYS Forte 19.0               *
*               CHEM Application                 *
*               GAS-PHASE MECHANISM INTERPRETER  *
*               Copyright(c) 2008-2017 ANSYS, Inc. *
*****

```

LICENSE INFORMATION:

LicNum:
unknown

WORKING SPACE REQUIREMENTS		
	PROVIDED	REQUIRED
LOGICAL	256	256
INTEGER	99070	99070
REAL	189098	189098
CHARACTER	15118	15118

This problem requires 1.481MB of memory for the REAL array.

ELEMENTS CONSIDERED	ATOMIC WEIGHT
1. h	1.00797
2. c	12.0112
3. o	15.9994
4. n	14.0067
5. s	32.0640

WARNING...extra thermo parameters found

species: ch3coch3

thermo data line: -8.78130984e-08 3.40290951e-11-2.78325393e+04 2.31960221e+00-2.58360384e+04

SPECIES CONSIDERED	S G	E E	MOLECULAR WEIGHT	TEMPERATURE		ELEMENT COUNT				
				LOW	HIGH	h	c	o	n	s

1. ch3oh	G	0	3.2042E+01	300	5000	4	1	1	0	0
2. c2h5oh	G	0	4.6070E+01	300	5000	6	2	1	0	0
3. nc4h9oh	G	0	7.4124E+01	300	5000	10	4	1	0	0
4. ch3och3	G	0	4.6070E+01	300	5000	6	2	1	0	0
5. ch3coch3	G	0	5.8081E+01	200	6000	6	3	1	0	0
6. c4h10	G	0	5.8124E+01	300	5000	10	4	0	0	0
7. nc5h12	G	0	7.2151E+01	300	5000	12	5	0	0	0
8. nc7h16	G	0	1.0021E+02	300	5000	16	7	0	0	0
9. nc8h18	G	0	1.1423E+02	300	5000	18	8	0	0	0
10. nc9h20	G	0	1.2826E+02	300	5000	20	9	0	0	0

Şekil 5.12. DME_Gasoline yakıt kütüphanesi

Alev hızı modeli, türbülans modeli ve yanma modeli tanımları:

Seçilen yakıt kütüphanelerindeki türlerin oksidasyonlar sırasında ortaya çıkaracağı sıcaklık ve basınç değişimlerinin belirlenmesi için alev hızı modeli belirlenmesi yapılır. Ansys-Forte’de bulunan; table library, power law, table lookup, modelleri içerisinde table library modeli seçilmiş ve yakıt kütüphanesindeki kullanılacak olan yakıtlar tanımlanmıştır. Ansys-Forte’de alev hızının belirlenmesinde kullanılan ilk seçenek olarak Table Library önerilmektedir. Table Library’de yaygın olarak kullanılan 44 yakıt için laminar alev hızı modelleri mevcuttur. Bu yakıtlar genel başlık altında n-alkan aileleri, izo-alkanlar, siklo-alkanlar, alkenler, siklo-alkenler, izo-alkenler, aromatikler, eterler, siklo-eterler, alkoller ve metil esterler olarak sınıflandırılmaktadır.

Türbülans modeli Bölüm 5.1.5’de detaylı olarak açıklanan RANS RNG k-epsilon olarak seçilmiştir.

Yanma modeli olarak da tam gelişmiş türbülanslı alevlerin yayılımını izlemek için bir dizi Favre-Averaged Navier-Stokes denkleminde oluşan G-equation yanma modeli kullanılmıştır. Yanma modeli de Bölüm 5.1.5’de detaylı olarak açıklanmıştır.

Buji tanımları:

Daha önce de anlatıldığı gibi test motoru, silindir başına farklı zamanlarda ateşleme yapan iki adet buji bulundurmaktadır. Bu iki buji arasındaki ateşleme farkı devir sayısına bağlı olarak 2°-5° KMA arasında motor ECU’su tarafından belirlenmektedir (Nakayama vd., 2001). Bu nedenle çift buji ile yapılan sıralı ateşlemede; emme portunun karşısındaki birinci buji (spark_1) 690 KMA’da ve egzoz portunun karşısındaki ikinci buji (spark_2) 695 KMA’da sıralı olarak ateşleme yapacak şekilde Spark Ignition kısmında tanımlanmıştır. Tanımlanan buji ateşleme zamanları ve ateşleme süresi Çizelge 5.3’de verilmiştir.

Çizelge 5.3. Buji ateşlemesi tanımları

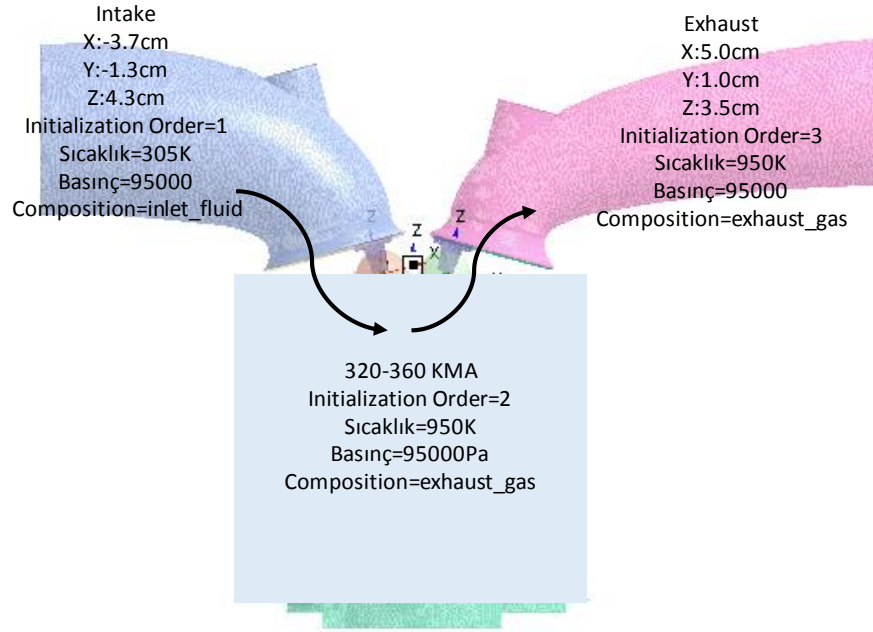
	G-Equation denklemleri alev çekirdek sabiti	Alev Çekirdek yarıçapı (mm)	Her bir damlacıktaki alev partiküllerinin sayısı	Enerji salınım oranı (J/s)	Ateşleme başlangıcı (KMA)	Ateşleme süresi (KMA)
Buji 1	2	1	3000	20	690	10
Buji 2	2	1	3000	20	695	10

Sınır şartlarının tanımlanması:

Model seçimlerinin ardından Bölüm 5.1.3’de verilen Çizelge 5.1’deki sınır şartları tanımlaması Boundary Conditions kısmında yapılmıştır. Sınır şartı tanımlamalarının bir parçası olarak, emme manifoldunun girişinde, giren hava-yakıt karışımının bileşenleri ve kütle oranları da tanımlanmıştır. Bölüm 2.2’de detaylarıyla hesaplanan ve Bölüm 5.1.3’deki Çizelge 5.2’de bütün yakıt karışım oranları için verilen, hava-yakıt karışımı kütle oranları “inlet_fluid” ismiyle Composition Calculation Utility panelinde yapılmıştır. Bölüm 3.2’de test motoru anlatımında değinildiği gibi, 3B HAD modelinde hava ve yakıtın ön karışımı (premixed) olarak port girişi yapmasından dolayı, akışkan tanımlaması direkt yakıt ve hava karışımı olarak yapılmış ve enjektör tanımlamaları yapılmamıştır. Sınır şartı tanımlamalarının bir parçası olarak, motor çevrimi boyunca gerçekleşen piston hareketinin de tanımlanması önemlidir. Piston için yapılan bu tanımlamalarda ara yüzündeki Motion Type kısmından Slinder Crank seçeneği seçilerek, strok mesafesi (80mm) ve biyel kolu uzunluğu (149mm) girişleri yapılmıştır. Piston ve supapların senkron hareket etmesi için de ara yüzde supap tanımlamaları kısmında bulunan Motion Type seçeneği içerisindeki Offset Table seçilmiştir. Bu tanımlamalarda ayrıca, aralarında 30° açı bulunan emme ve egzoz supaplarının hareketlerine izin verecek olan koordinat tanımlamaları yapılmıştır. Krank dairesinin çevrim boyunca taradığı açığa bağlı olarak hareket mesafelerini içeren ve literatürden elde edilmiş olan emme ve egzoz supap profillerinin tanımlaması da bu adımda yapılmıştır. (Yontar, 2016). Supap hareketlerinin başlaması ve bitişi sırasında, port ile supap arasındaki yavaşlama mesafesi olan supap oturma yüzeyi ölçüsü 0.2 mm olarak belirlenmiştir.

Başlangıç şartlarının tanımlanması:

3B model dosyası oluşturulurken yapılan başlangıç sınır şartı tanımlaması, Çizelge 5.4’den de görüldüğü gibi, analiz yapılacak olan çevrimin emme zamanı 360KMA’dan hemen önceki, egzoz zamanındaki (320-360KMA arası) tanımlamalardır. Bu tanımlama ile emme zamanının başlamasından daha önce silindir içerisinde var olacak olan basınç, sıcaklık ve akışkan bileşenlerinin tanımlanması yapılmıştır. İkinci olarak, silindir içerisine alınan taze hava/yakıt akışkanının bileşenleri, giriş koordinatları, basıncı ve sıcaklığı tanımlanmıştır. Son olarak ise çıkıştaki başlangıç koşulları olan çıkan akışkanın bileşenleri, çıkış koordinatları, basıncı ve sıcaklığı tanımlanmıştır. Giriş koşulları tanımlamaları Şekil 5.13’de gösterilmiştir.



Şekil 5.13. Giriş koşulları tanımlamaları

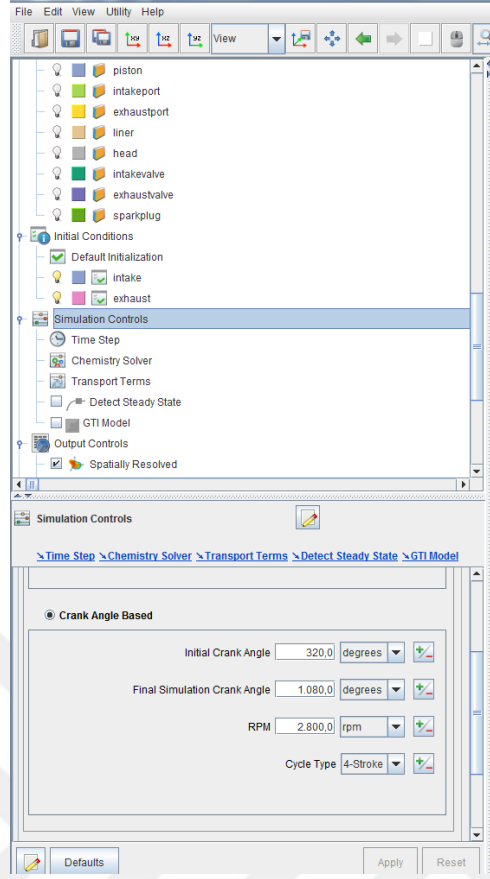
Simülasyon kontrol tanımlamaları:

Bu tanımlamaların ardından, Çizelge 5.4’deki motor çevrimi aralıkları 360-1080 KMA olarak tanımlanmıştır. Ancak, çözüm esnasında emme avansının dikkate alınması gerektiğinden simülasyon aralığı 320-1080 KMA olarak tanımlanmıştır. Ansys-Forte’de simülasyon aralıklarının tanımlanması piston ve supap gibi hareketli elemanların hareket profilleriyle bağlantılıdır. Zamanların meydana gelişi, emme ve egzoz akışının sağlanması bu tanımlamalar ile gerçekleşmektedir.

Krank mili açısına bağlı olarak simülasyon aralığı, motorun devri ve zaman tanımlamaları Şekil 5.14’deki Simulation Controls kısmında yapılmıştır.

Çizelge 5.4. Simülasyon ve supap hareket aralıkları

	Başlangıç (KMA)	Bitiş (KMA)
Simülasyon	320	1080
Çevrim	360	1080
Emme Supap	343	598
Egzoz Supap	858	348



Şekil 5.14. Simülasyon kontrol tanımlamaları

Aynı zamanda, simülasyonun zaman adımı maksimum 1.1 KMA olarak tanımlanmış, zaman adımı başlangıcı ise 5.05E-5 saniye olarak tanımlanmıştır. Maksimum zaman adımı ise 1.0E-5 saniye olarak tanımlanmıştır. Bu değerler, mesh yapısına ve sayısına bağlı olarak, ilerideki bölümlerde anlatılacak olan detaylı hassasiyet analizleri ile belirlenmiştir.

Çözüm adımı tanımlamaları:

Kısmi diferansiyel denklemlerin cebirsel olarak çözümünün, HAD analizlerinin temel amacı olduğuna daha önce değinilmiştir. Bölüm 5.1.5’de detaylı olarak anlatılan korunum ve model denklemlerinin her bir mesh kesişim noktası için cebirsel olarak çözümü sırasında SIMPLE algoritması kullanılmıştır. Basınca Bağlı Denklemler için Yarı kapalı yöntem olan ve özel adı Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations olan SIMPLE algoritması, Navier-Stokes denklemlerini çözmek için yaygın olarak kullanılan bir sayısal çözümleme metodudur. Birçok HAD yazılımında farklı sıvı akışı ve ısı transferi problemlerini çözmek için kullanılmaktadır.

3B model dosyası hazırlandıktan sonra Çizelge 1.2’de detaylı olarak verilen ve Çizelge 5.5’de de 3B modele özgü olarak verilen 3B model inceleme matrisi doğrultusunda bütün yakıtlar için analizler 2800 d/dk’ da gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 5.5. 3B model analiz matrisi

3B Model Analiz Matrisi			
Devir, d/dk	Yakıt	Oran, %	Ölçülen Parametreler
2800	Benzin	2	Devir
	Aseton	5	Güç
	DME	10	Tork
		20	Ortalama efektif basınç
		100	Özgül yakıt tüketimi
		90:5:5	Volumetrik verim
			CO
			CO ₂
			O ₂
			HC
			NO _x
			Lambda

Sonuçların eldesi ve değerlendirilmesi:

Çözüm adımında analiz tamamlanır. Post-Processing adımında istenen sonuçlar analiz dosyalarında okunur ve şekilleri oluşturulur. Bölüm 6 ve Bölüm 7’de bu sonuçlar verilmiştir.

5.1.5. Silindir-içi Yanma Modelinde Kullanılan Korunum Denklemleri

Silindir-içi yanma HAD modelinde, motorda belirli bir andaki silindir-içi hacim, kontrol hacmi olarak alınır. Bu kontrol hacmi içerisinde alev cephesi yayılımı küresel kabul edilerek, yanmış ve yanmamış bölgeler matematiksel olarak incelenir. 3B modelde, yanmış ve yanmamış bölgelerde bulunan belirli noktalara temel korunum denklemleri uygulanarak sistem matematiksel olarak kısmi diferansiyel denklemler ile ifade edilmektedir. Yanmanın olduğu ve olmadığı bölgeler düşünüldüğünde, yanma prosesinin tamamı üç bölgeye ayrılmıştır. Birinci bölge; ilk tutuşmanın başladığı bölge, ikinci bölge; maksimum basıncın olduğu ve alev cephesinin gelişerek silindir-içi basıncı arttırdığı bölge, üçüncü bölge; içerideki hava ve yakıt karışımının tamamının yandığı, yani yanmanın tamamlanarak alev cephelerinin silindir cidarlarına kadar ulaştığı bölgedir. Bu bölgelerin tamamında temel denklemler uygulanarak yanma matematiksel olarak modellenir. 3B modelde kullanılan korunum denklemleri aşağıda verilmiştir(*Ansys-Forte Theory Manual Version 19.0*, 2019).

3B Modelde Kullanılan Korunum Denklemleri:

Ansys-Forte’de türbülanslı akış için Navier-Stokes denklemleri çözülür. Denklemlerin türetilmesinde yapılan temel varsayımlar, ideal gaz yasasının kullanılması, Fick’in kütle difüzyonu yasasının kullanılması ve Fourier’in termal difüzyon yasasının kullanılmasıdır.

Ansys-Forte Theory Manual’da verilen kütle, momentum ve enerji korunumu denklemleri sırasıyla aşağıda Denklem 5.1’de verilmiştir.

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{\rho}_k}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho}_k \tilde{\mathbf{u}}) &= \nabla \cdot [\bar{\rho} D \nabla \bar{y}_k] + \nabla \cdot \Phi + \dot{\bar{\rho}}^c, \\ (k &= 1, \dots, K), \\ \Phi &= \bar{\rho}_k \tilde{\mathbf{u}} - \bar{\rho}_k \bar{\mathbf{u}}, \\ y_k &= \rho_k / \rho \end{aligned} \quad (5.1)$$

Denklemden, $\bar{\rho}$ yoğunluk, k tür sayısı, K toplam tür sayısı, u hız vektörü, D Fick'in difüzyon yasasına göre karışım ortalama difüzyon katsayısıdır. $\dot{\rho}^c$ katsayısı ise kimyasal reaksiyonlardan oluşan kaynak terimleri ifade etmektedir. Φ terimi, konveksiyon teriminin ortalamasının veya filtrelenmesinin etkilerini açıklamaktadır.

Denklemler 5.2'de basınç kuvveti, viskoz kuvvetler ve türbülans etkilerinin olduğu momentum korunum denklemi verilmiştir.

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{u} \tilde{u}) = -\nabla \bar{P} + \nabla \cdot \bar{\sigma} - \nabla \cdot \Gamma + \bar{\rho} \bar{g} ,$$

$$\bar{\sigma} = \bar{\rho} v [\nabla \tilde{u} + (\nabla \tilde{u})^T - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \tilde{u}) \mathbf{I}] , \quad (5.2)$$

$$\Gamma = \bar{\rho} (\tilde{u} \tilde{u} - \tilde{u} \tilde{u})$$

Denklemden, yoğunluk ρ , basınç P , kimlik tensörü $\mathbf{I}$, basınç kuvvetleri $\nabla \cdot \bar{p}$, viskoz kuvvetler $\nabla \cdot \bar{\sigma}$ ve yerçekimi kaynaklı kuvvetleri $\bar{\rho} \cdot \bar{g}$ ifade eder. Γ doğrusal olmayan konveksiyon teriminin topluluk ortalamasının veya filtrelenmesinin etkilerini açıklar. RANS yaklaşımında buna Reynolds stresi denir.

Denklemler 5.3'de enerjinin korunumu denklemi verilmiştir.

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{I}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{u} \tilde{I}) = -\bar{\rho} \nabla \cdot \tilde{u} - \nabla \cdot \bar{J} - \nabla \cdot \mathbf{H} + \bar{\rho} \tilde{\epsilon} + \bar{Q}^c ,$$

$$\bar{J} = -\lambda \nabla \bar{T} - \bar{\rho} D \sum_k \tilde{h}_k \nabla \bar{y}_k , \quad (5.3)$$

$$\mathbf{H} = \bar{\rho} (\tilde{u} \tilde{I} - \tilde{u} \tilde{I})$$

Denklemden, $\tilde{I}$ özgül iç enerji, $\bar{J}$ ısı iletimi ve entalpi difüzyonuna bağlı katkıları hesaplayan ısı akısı vektörü, λ termal iletkenliktir. $\tilde{\epsilon}$ türbülanslı kinetik enerjinin dağılım oranıdır. $\bar{Q}^c$ kimyasal ısı salınımı nedeniyle ortaya çıkan kaynak terimleridir. $\mathbf{H}$ terimi, konveksiyon teriminin topluluk ortalamasının veya filtrelenmesinin etkilerini açıklamaktadır.

Türbülans Modeli Denklemleri:

Ansys-Forte’de, Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS) k-ε modeli varsayılan ve önerilen türbülans modelidir. RANS modeli, anlık akış değişkenlerini kararlı ve kararsız bileşenlerine ayırır. Hem gelişmiş RNG (Yeniden Normalize Grup Teorisi) k-ε modeli hem de standart k-ε modeli formülasyonları değerlendirildiğinde, bu yaklaşımlar ε-denklemindeki hız dilatasyonu ve jet akışı nedeniyle oluşan kaynak terimlerini dikkate alır. RANS RNG k-epsilon türbülans model denklemi, Denklem 5.4’de verilmiştir.

$$\begin{aligned}\Gamma &= -\bar{\rho}v_T \left[\nabla \tilde{\mathbf{u}} + (\nabla \tilde{\mathbf{u}})^T - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \tilde{\mathbf{u}}) \mathbf{I} \right] + \frac{2}{3} \bar{\rho} \tilde{k} \mathbf{I} , \\ \tilde{k} &= \frac{1}{2\bar{\rho}} \text{trace}(\Gamma) = \frac{1}{2} \widetilde{\mathbf{u}'' \cdot \mathbf{u}''} , \\ v_T &= c_\mu \frac{\tilde{k}^2}{\tilde{\epsilon}} , \\ \Phi &= \bar{\rho} D_T \nabla \bar{y}_k , \\ \mathbf{H} &= -\lambda_T \nabla \bar{T} - \bar{\rho} D_T \sum_k \tilde{h}_k \nabla \bar{y}_k , \\ D_T &= \frac{v_T}{Sc_T} , \\ \alpha_T &= \frac{v_T}{Pr_T}\end{aligned}\tag{5.4}$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{k}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{u}} \tilde{k}) = -\frac{2}{3} \bar{\rho} \tilde{k} \nabla \cdot \tilde{\mathbf{u}} + (\bar{\sigma} - \Gamma) : \nabla \tilde{\mathbf{u}} + \nabla \cdot \left[\frac{(\mu + \mu_T)}{Pr_k} \nabla \tilde{k} \right] - \bar{\rho} \tilde{\epsilon}$$

Γ Reynolds stres tensörüdür. v_T türbülanslı kinematik viskozite ve $\tilde{k}$ türbülanslı kinetik enerjidir. $\tilde{\epsilon}$ daha önce de bahsedildiği gibi türbülanslı kinetik enerjinin dağılma oranıdır. c_μ , Çizelge 5.6’da gösterilen türbülans modeli formülasyonları ile ilgili bir model sabitidir. Φ terimi daha önce Denklem 5.1’de modellenmiştir. Denklemlerde D_T türbülanslı akıştaki difüzyon katsayısıdır. Benzer şekilde, $\mathbf{H}$ türbülanslı akı terimi Denklem 5.3’de daha önceden modellenmiştir. λ_T terimi türbülanslı termal iletkenliktir ve türbülanslı termal yayılım (α_T) ve ısı kapasitesinin bir fonksiyonudur.

Ayrıca Sc_T ve Pr_T katsayıları sırasıyla türbülanslı Schmidt ve Prandtl sayılarıdır. RANS RNG ε -epsilon türbülans model denklemi, Denklem 5.6'da verilmiştir.

$$R = \frac{c_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \frac{\varepsilon^2}{\bar{k}} ,$$

$$\eta = S \frac{\bar{k}}{\varepsilon},$$

$$S = (2\bar{\mathbf{S}} : \bar{\mathbf{S}})^{1/2} ,$$

$$\bar{\mathbf{S}} = \frac{1}{2} (\nabla \tilde{\mathbf{u}} + (\nabla \tilde{\mathbf{u}})^T) ,$$

$$c_{\varepsilon 3} = \frac{-1 + 2c_{\varepsilon 2} - 3m(n-1) + (-1)^{\delta} \sqrt{6} c_\mu c_\eta \eta}{3} , \quad (5.6)$$

$$c_\mu = \frac{\eta(1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{\varepsilon}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{u}} \tilde{\varepsilon}) = & - \left(\frac{2}{3} c_{\varepsilon 1} - c_{\varepsilon 3} \right) \bar{\rho} \tilde{\varepsilon} \nabla \cdot \tilde{\mathbf{u}} + \nabla \cdot \left[\frac{(v + v_T)}{Pr_\varepsilon} \nabla \tilde{\varepsilon} \right] \\ & - \frac{\tilde{\varepsilon}}{\bar{k}} [c_{\varepsilon 1} (\boldsymbol{\sigma} - \boldsymbol{\Gamma}) : \nabla \tilde{\mathbf{u}} - c_{\varepsilon 2} \bar{\rho} \tilde{\varepsilon}] - \bar{\rho} R \end{aligned}$$

Ansys-Forte uygulamasında RNG uygulamasında kullanılan, $c_{\varepsilon 3}$ değişkeni, sıkıştırılabilirlik etkisini hesaplamak için kullanılır $\bar{\mathbf{S}}$ ortalama gerinim hızı tensörüdür. Bu denklemlerde Pr_k , Pr_ε , $c_{\varepsilon 1}$, $c_{\varepsilon 2}$, $c_{\varepsilon 3}$ Çizelge 5.6'da listelenen model sabitleridir.

Çizelge 5.6. RANS RNG k- ε türbülans modeli katsayıları

	C_μ	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$C_{\varepsilon 3}$	$1/Pr_k$	$1/Pr_\varepsilon$	η_0	β
RNG k- ε	0.0845	1.42	1.68	Denk.(5.28)	1.39	1.39	4.38	0.012

Kıvılcım Modeli:

Buji ateşlemeli motorlarda kıvılcım, buji yerinin yakınında alevin başlatılması ve ardından silindirin içerisinde alevin yayılması ile karakterize edilir. İçten yanmalı motorlarda buji ateşlemesinin neden olduğu alev çekirdeğinin ilk oluşumu ve gelişimi, daha sonraki yanma süreci üzerinde ihmal edilemez bir etkiye sahip olan çok karmaşık

bir olaydır. Denklem 5.7’de çekirdek parçacıklarının hareketlerinden yararlanılarak, çekirdek büyüme oranının hesaplanması gösterilmiştir.

$$\frac{\partial r_k}{\partial t} = \frac{\rho_u}{\rho_k} (S_{\text{plazma}} + S_T) \quad (5.7)$$

Denklemde, çekirdek yarıçapı r_k , çekirdek bölgesindeki yanmamış gazların yoğunluğu ρ_u , çekirdek bölgesindeki gaz yoğunluğu ρ_k , çekirdek türbülanslı alev hızı S_T ve plazma hızı S_{plazma} ’dır. Denklem 5.8’de plazma hızının hesaplanması gösterilmiştir.

$$S_{\text{plazma}} = \frac{\dot{Q}_{\text{spk}} \cdot \eta_{\text{eff}}}{4\pi r_k^2 [\rho_u (u_k - h_u)] + p \frac{\rho_u}{\rho_k}} \quad (5.8)$$

Denklemde, ρ_u ve h_u sırasıyla yanmamış gazların yoğunluğu ve entalpisini ifade etmektedir. ρ_k ve u_k ise çekirdeğin içerisindeki gazların tamamının yoğunluğu ve iç enerjisidir. Ayrıca, $\dot{Q}_{\text{spk}}$ bujideki elektrik enerjisi, η_{eff} ise bujide ateşleme sonrası oluşan ısının alev çekirdeğine yayılma verimidir. η_{eff} veriminin tipik değeri 0.3’dür (Heywood, 1988).

Türbülanslı Alev Yayılımı Yanma Modeli Denklemleri:

Yanma modellemesi bütün uygulamalarda dört temel faktör üzerinde oturtulmaktadır. Bu faktörler; yakıt ilavesi ya da püskürtme, karışım oluşması, kimyasal reaksiyon ve yanma hızıdır. Yanma olayı modellenirken bu temel faktörlerin kendilerinin ve birbirleriyle olan ilişkileri incelenir.

Bu tez kapsamında kullanılan Ansys-Forte’de, tam gelişmiş türbülanslı alevlerin yayılımını izlemek için G-equation yanma modeli kullanılmıştır. G-equation Modeli; yanmış ve yanmamış bölgeyi G adı verilen bir skaler eşdeğer yüzey (isosurface) ile ayırmaktadır. 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. G-equation yanma modeli denklem setleri Denklem 5.9 ve Denklem 5.10’da verilmiştir.

$$\frac{\partial \tilde{G}}{\partial t} + (\tilde{u} - \vec{u}_{\text{vertex}}) \cdot \nabla \tilde{G} = \frac{\bar{\rho}_u}{\bar{\rho}_b} S_T^0 |\nabla \tilde{G}| - D_T \tilde{K} |\nabla \tilde{G}| \quad (5.9)$$

$$\frac{\partial \widetilde{G'^2}}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla \widetilde{G'^2} = \nabla_{\parallel} \left(\frac{\bar{\rho}_u}{\bar{\rho}_b} D_T \nabla_{\parallel} \widetilde{G'^2} \right) + 2D_T (\nabla \widetilde{G})^2 - c_s \frac{\tilde{\varepsilon}}{\tilde{k}} \widetilde{G'^2} \quad (5.10)$$

G-equation yanma modeli, bir dizi Favre-Ortalama Navier-Stokes denkleminde oluşur. Bu denklem, Favre ortalaması $\widetilde{G}$ ve varyansı $\widetilde{G'^2}$ için denklemlerini içermektedir. Denklemlerde, S_T türbülanslı alev hızı, $\nabla_{\parallel}$ teğetsel gradyan operatörü, $\vec{u}$ akışkan hızı, $\vec{u}_{\text{vertex}}$ akışkanın hareketli tepe hızı, D_T ortalama difüzyon katsayısı (ısı ve momentumdan oluşan), $\widetilde{K}$ alev kavisi katsayısı, $\tilde{\varepsilon}$ ve $\tilde{k}$ katsayıları (RANS) k-ε modelinden gelen yayılma oranlar, c_s ise bir modelleme sabitidir (*Ansys-Fluent Theory Manual Version 19.0*, 2019).

5.2. HAD Analizinde Kullanılan Modelleme Tanımlamalarının Hassasiyet Analizleri ve Doğrulama Çalışmaları

Tez kapsamında gerçekleştirilen HAD analizlerinde kullanılan ve analizlerin doğruluk seviyesini belirleyici olan birçok alternatifli modelleme yaklaşımı bulunmaktadır. Bunlar arasında en önemlileri türbülans modeli ve alev hızı modelidir. Ayrıca, çözüm ağı sayısı ve zamana bağlı olarak yapılan analizlerde uygun zamana adımının belirlenmesi de önemlidir. Bunlara ilaveten, analizlerde dikkate alınan motor çevrim aralığı da bir diğer hassas parametredir.

HAD analizlerinde kullanılan modelleme tanımlamalarının hassasiyet analizleri aşağıdaki başlıkları altında yapılmıştır:

- 1) simülasyon başlangıç zamanı
- 2) mesh sayısı
- 3) türbülans modeli
- 4) alev hızı modeli
- 5) zaman adımı

Bu hassasiyet analizleri kendi aralarında ve motor katalog değerleri ve test değerleri ile karşılaştırılarak uygun olan yaklaşımlar seçilmiştir. Böylece hem HAD modeli kalibrasyonu hem de doğrulaması yapılmıştır.

5.2.1. Simülasyon Başlangıç Zamanı

Buji ateşlemeli ve 4 zamanlı bir motorda bir çevrim; krank milinin 720°'lik açığı dönmesi ile gerçeklemektedir. HAD modeli çevrim simülasyonuna 0° yerine 360°'den başlanmıştır. Yani emme zamanının başladığı anda KMA 0° yerine 360°'den alınmıştır. Bu durumda bir çevrimin gerçekleştiği 720°'lik açı; 360°-1080°'lik KMA aralığında olmaktadır. Çevrimin başladığı an için bu açı ötelemesinin önemli bir nedeni vardır.

HAD analizi iterasyonları, çevrim başlangıcında bir akış alanının oluşması için çevrimin başladığı emme zamanının 40° öncesinde yani 320°'de başlatılmıştır. Bu sayede bir önceki çevrimden kalan akış alanının yakalanmaya çalışılmasının yanında iterasyonlardaki yakınsama problemleri de belli seviyede önlenmiş olur.

Çizelge 5.4'de görüldüğü gibi 320KMA'da başlayan 3B model simülasyonları 320KMA-1080KMA arasında çalıştırılmaktadır. Simülasyon başlangıç hassasiyet çalışmasında benzin için bu başlangıç değeri 300KMA'ya düşürülerek, simülasyonlar 300KMA-1080KMA arasında çalıştırılmıştır. Çizelge 5.7'de 300KMA'dan başlayan simülasyon için torkta %0.43 artma, ÖYT'de %0.07 azalma, silindir-içi maksimum basınçta %0.13 artma ve silindir-içi maksimum sıcaklıkta %0.07 azalma gerçekleşmiştir. Çizelge 5.7'de verilen tork, ÖYT, silindir-içi maksimum basınç ve sıcaklık değerlerine karşılaştırıldığında genel olarak değişimler %0.5'in altındadır. Bu nedenle analiz süresi tasarrufu açısından 320 KMA simülasyon başlangıcı zamanı analizlerde kullanılmıştır.

Çizelge 5.7. Simülasyon başlangıç zamanının çözüme etkisi

Sıra	Simülasyon aralığı (KMA)	Tork (Nm)	Tork değişimi (%)	ÖYT (g/kWh)	ÖYT değişimi (%)	Silindir-içi maksimum basınç (MPa)	Silindir-içi maksimum basınç değişimi (%)	Silindir-içi maksimum sıcaklık (K)	Silindir-içi maksimum sıcaklık değişimi (%)
1	320-1080	122.079		189.119		7.60		2682	
2	300-1080	122.603	0.43	188.992	-0.07	7.61	0.13	2680	-0.07

5.2.2. Mesh Sayısı Belirlemesi

Mevcut analizlerde kullanılan mesh sayısına bağılı olarak alınan performans ve emisyon sonuçlarının, mesh sayısından bağımsız olduğunu göstermek için Çizelge 5.8’de gösterildiği gibi ilk olarak soğuk akış analizleri ve Çizelge 5.9’da gösterildiği gibi daha sonra da kimyasal reaksiyonların dahil olduğu yanma analizleri ile mesh bağımsızlaştırması çalışmaları yapılmıştır. Bu analizler 2800 d/dk olan maksimum tork devrinde yapılmıştır.

Soğuk akış farklı mesh çözümleri:

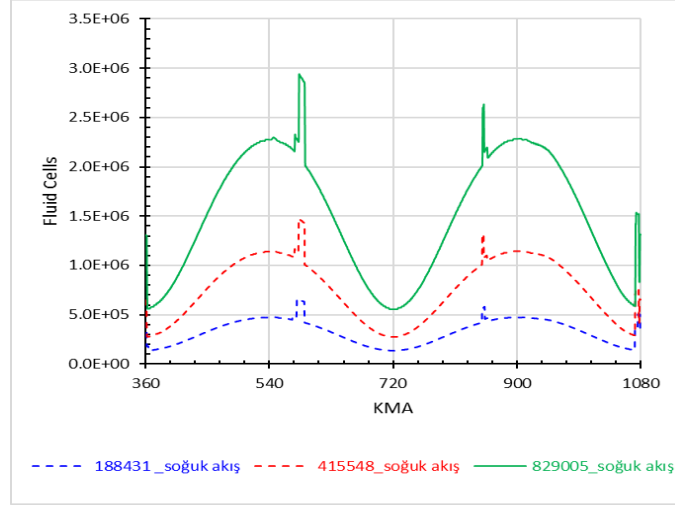
Yanma için analiz çalışma süresi çok uzun olduğundan, ilk olarak soğuk akış için mesh bağımsızlaştırma analizleri yapılmıştır. Çizelge 5.8’de Soğuk akışta öncelikle ÜÖN’daki başlangıç mesh sayısının 188431 olduğu durum için analiz gerçekleştirilmiştir. Daha sonra gibi bu başlangıç mesh sayısının yaklaşık 2.2 kat (414548) ve 4.4 kat (829005) artırılmış mesh sayısı için analizler yapılmıştır.

Bu mesh sayıları ÜÖN’daki sayılardır ve çevrim boyunca hareket eden pistonun ve supapların konumuna bağılı olarak yani KMA’ya olarak adaptif olarak değişmektedir. Bu mesh sayılarının KMA’ya göre değişimi Şekil 5.15’ de gösterilmiştir. Çevrim esnasında mesh sayıları ÜÖN’daki mesh sayısının dört katına kadar çıkmaktadır.

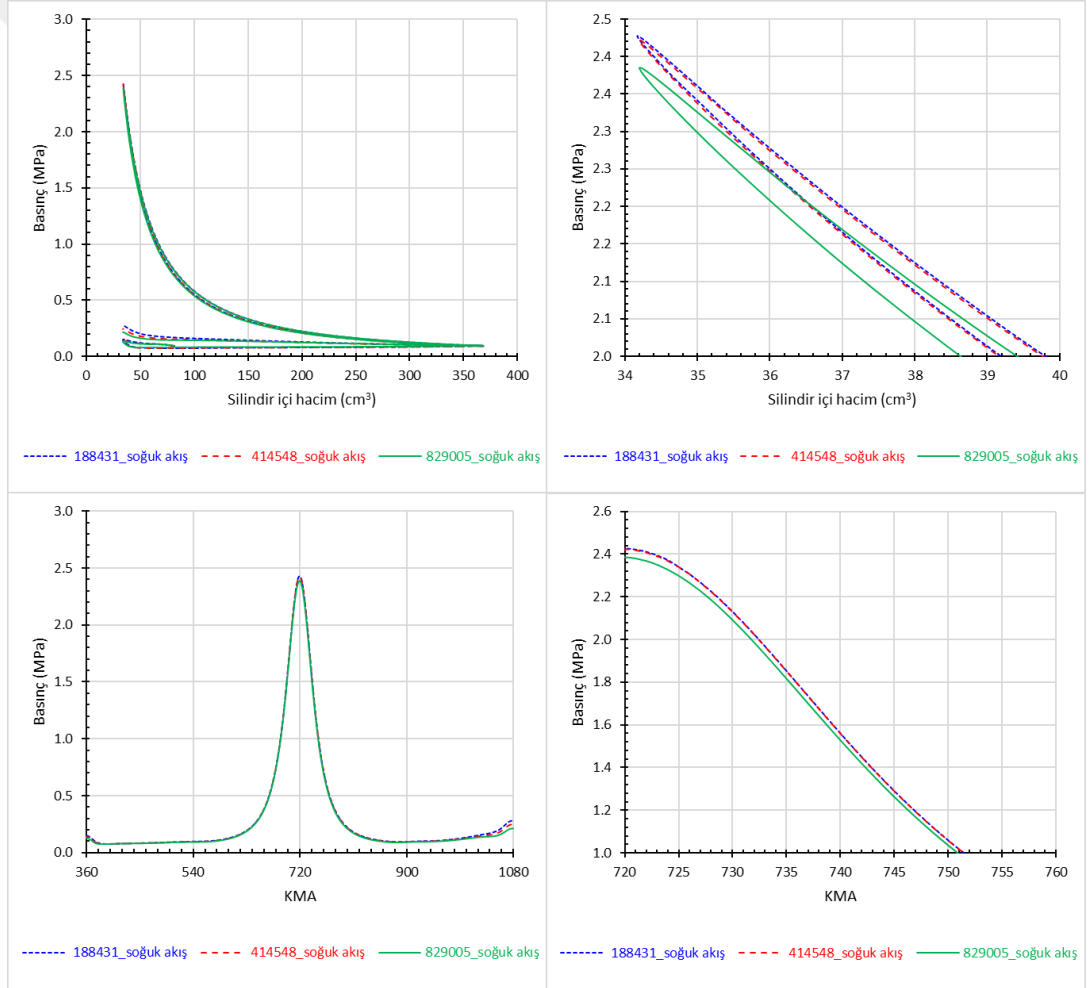
Bu üç farklı mesh sayıları için soğuk akış analizlerinden elde edilen indikatör diyagramı ve silindir-içi maksimum basınç ve sıcaklığın KMA’ya göre değişimleri Şekil 5.16 ve 5.17’de gösterilmiştir. Bu grafiklerde en düşük mesh sayısına göre maksimum noktada çıkan basınç artımı 2.2 kat ve 4.4 kat mesh sayısı için sırasıyla % 0.25 ve % 1.73 olarak hesaplanmıştır. Yine maksimum noktadaki sıcaklık değişimi ise sırasıyla % 0.31 ve % 1.22 artış olarak hesaplanmıştır. Mesh sayısına göre oluşan bu değişim yüzdeleri oldukça düşük olduğundan en düşük mesh sayısı olan 188431 mesh sayılı modelin meshden bağımsız çözüm için yeterli olduğu görülmektedir.

Çizelge 5.8. Soğuk akış analizlerinde ÜÖN’daki başlangıç mesh sayıları

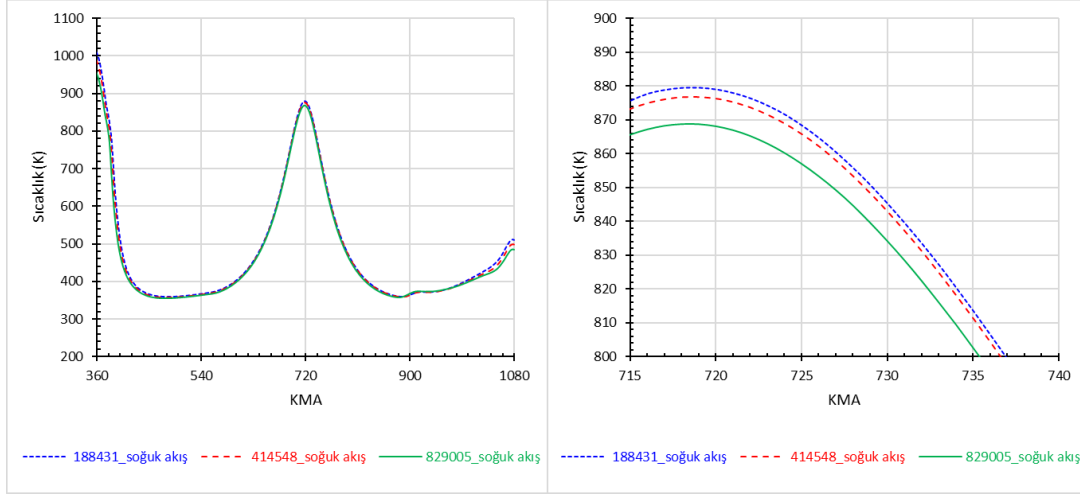
Başlangıç mesh sayısı	Soğuk akış
188431	✓
414548 (x2.2)	✓
829005 (x2.2x2)	✓



Şekil 5.15. Soğuk akış analizlerinde mesh sayılarının KMA'ya göre değişimi



Şekil 5.16. Soğuk akış mesh sayıları için indikatör diyagramı ve silindir-içi basıncın KMA'ya göre değişimi (2800d/dk)



Şekil 5.17. Soğuk akış mesh sayıları için silindir-içi sıcaklığın KMA'ya göre değişimi (2800d/dk)

Yanma dahil farklı mesh çözümleri:

HAD analizlerinde mesh sayısından bağımsız çözüm elde edildiğini göstermek amacıyla, ayrıca, yanma reaksiyonlarının dahil olduğu durum içinde farklı mesh sayıları kullanılarak analizler yapılmıştır. Tüm çevrim boyunca zamana bağlı korunum denklemlerinin çözümünün yapıldığı HAD analiz süresi günler mertebesinde uzun olmaktadır. Bu sebeple yanmanın olduğu durumda sadece benzin için iki farklı mesh sayısı kullanılarak mesh sayısı hassasiyet analizleri yapılmıştır.

Çizelge 5.9'da görüldüğü gibi, ilk analiz yine ÜÖN'da mesh sayısının 188431 olduğu durum için yapılmıştır. Daha sonra bu mesh sayısının yaklaşık 2 kat (326848) artırıldığı mesh sayısı için analiz yapılmıştır.

Çevrim boyunca piston ve supapların hareketine göre ve adaptif olarak KMA'ya göre değişen mesh sayıları Şekil 5.18'de gösterilmiştir. ÜÖN'deki mesh sayıları, AÖN'da ve özellikle supapların açık olduğu anlarda dört katına kadar çıkmaktadır.

Bu iki farklı mesh sayıları için yanma analizlerinden elde edilen motor performans parametrelerinden tork, güç, ortalama etkin basınç (OEB) ve özgül yakıt tüketimi (ÖYT) Şekil 5.19’da gösterilmiştir. Mesh sayısı 2 kat artırıldığında nihai olarak torkta %0.3 azalma, özgül yakıt tüketiminde ise %0.5 artma hesaplanmıştır. Bu karşılaştırma ile mesh sayılarında 2 kat artma olmasına rağmen motor performansında önemli bir değişiklik görülmemiştir. Ayrıca, Şekil 5.20’de gösterildiği gibi, mesh sayısının 2 kat artırılması ile KMA’ya göre verilen CO, CO₂, HC ve NO_x emisyonlarında da dikkate değer bir değişiklik oluşturmamıştır.

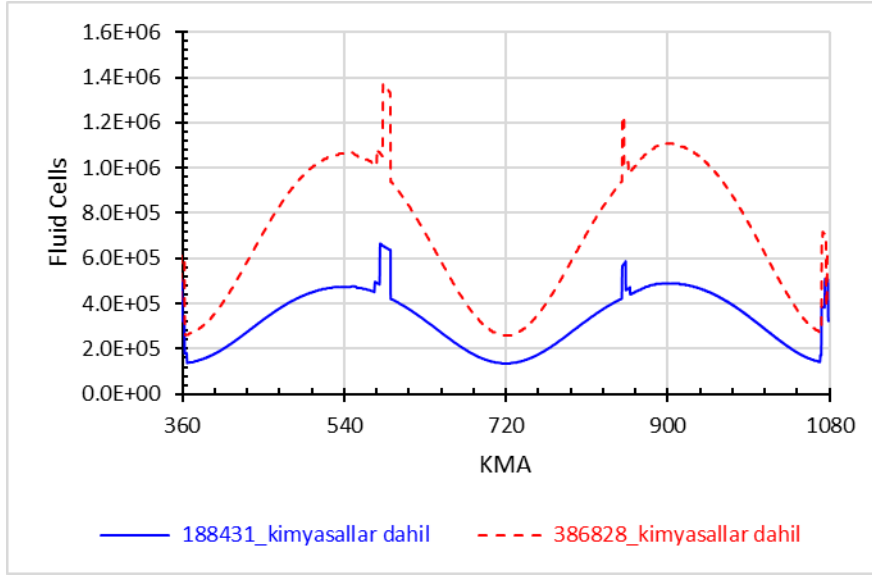
Mesh sayısının etkisinin incelendiği ve yanmanın dahil edildiği HAD analizlerinde ilaveten Şekil 5.21’de silindir-içi eksenel kesitteki sıcaklık dağılımları yanmanın gerçekleştiği KMA’larda her iki mesh yapısı için karşılaştırılmıştır. Yanmanın gerçekleşmesini ve alev cephesini ilerlemesini gösteren sıcaklık dağılımlarının her iki mesh sayısı için birbirine çok benzer olduğu görülmektedir.

Farklı mesh sayıları için yapılan gerek soğuk akış analizlerindeki ve gerekse yanma dahil analizlerdeki tüm karşılaştırmalardan (silindir-içi maksimum basınç ve sıcaklık, tork, emisyon, silindir-içi sıcaklık dağılımı) en düşük mesh sayısı olan ÜÖN’daki 188431 adet mesh ile yapılacak çözümlerin mesh sayısından bağımsız çözüm verdiği görülmektedir ve tüm HAD analizlerinde bu mesh sayısı kullanılmıştır.

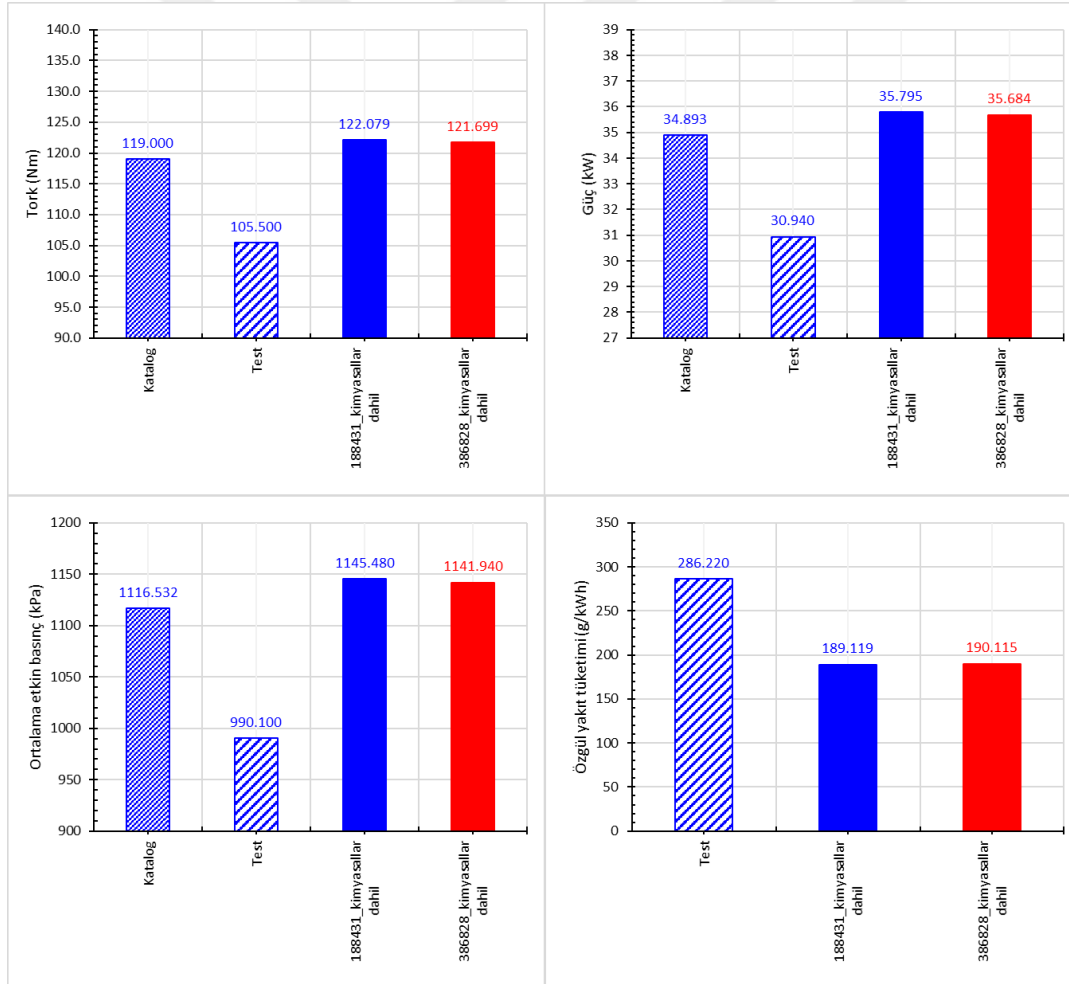
Yanma dahil 2 kat mesh sayısına sahip olan analiz 40 çekirdekli bir bilgisayarın tam kapasite çalışması durumunda yaklaşık 18 gün sürmektedir. Hem mevcut sürelerin uzaması hem de soğuk akıştaki gibi yanmanın dahil olduğu analizlerde motor performansı ve emisyonlarının önemli seviyelerde değişmemesinden dolayı en düşük mesh sayısının, mesh’den bağımsız çözüm için yeterli bulunmuştur.

Çizelge 5.9. Yanma dahil analizlerde ÜÖN’daki başlangıç mesh sayıları

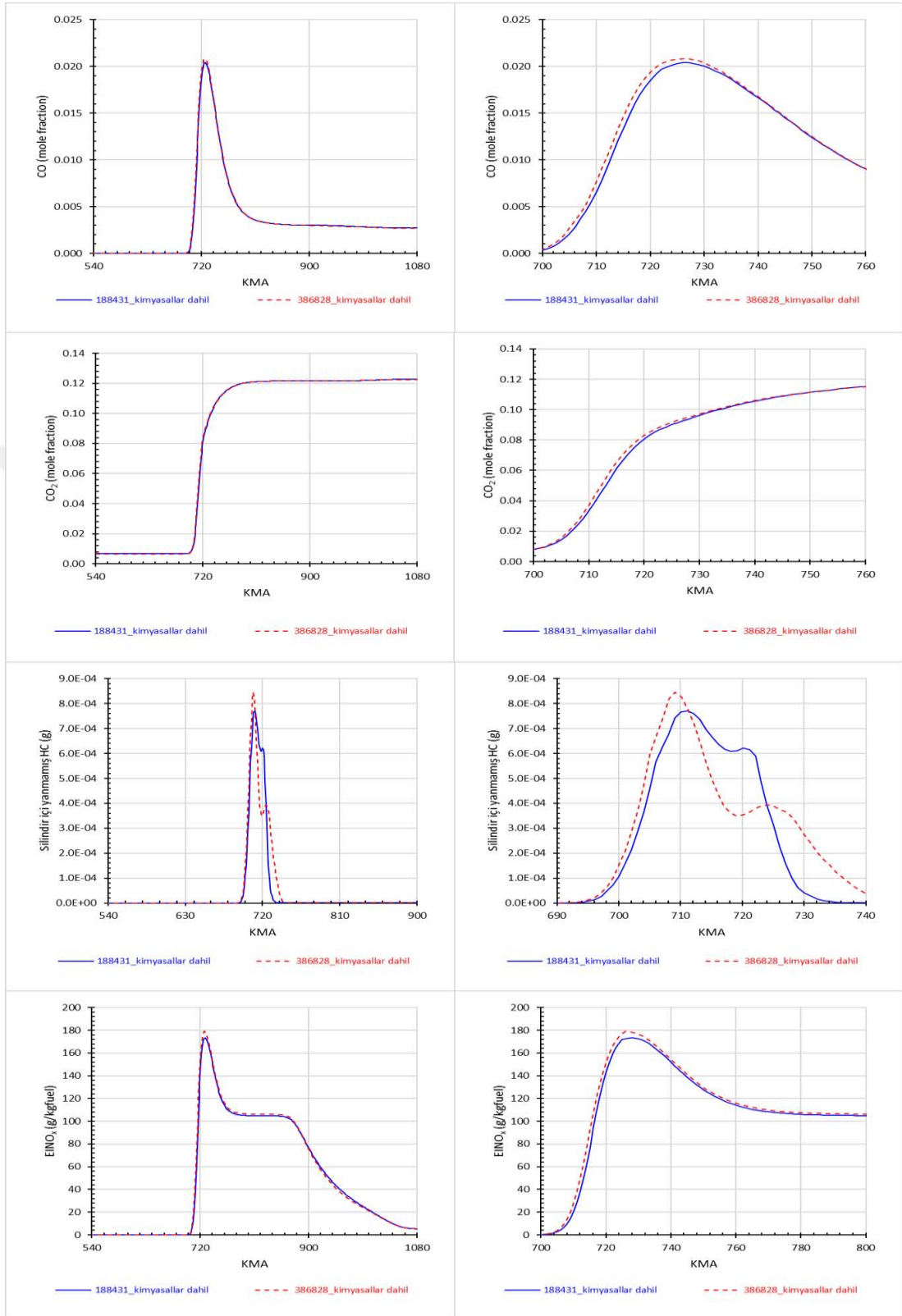
Başlangıç mesh sayısı	Kimyasallar dahil
188431	✓
386828(x2)	✓



Şekil 5.18. Yanma dahil analizlerde mesh sayılarının KMA'ya göre değişimi



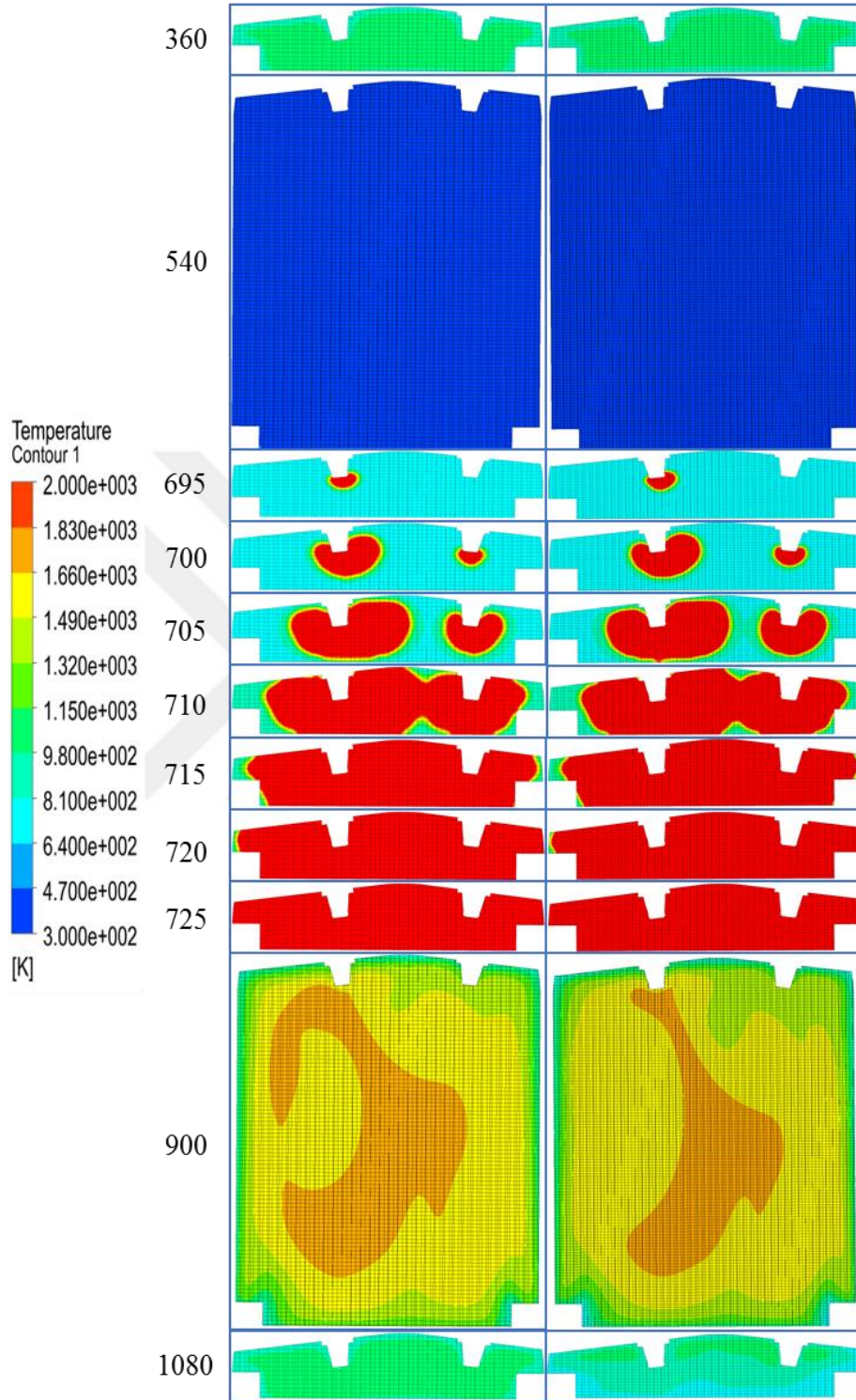
Şekil 5.19. Yanma dahil mesh sayıları için performans parametreleri (2800d/dk)



Şekil 5.20. Yanma dahil mesh sayıları için emisyonlar

188431 kimyasallar dahil

386828 kimyasallar dahil



Şekil 5.21. Yanma dahil mesh sayıları için silindir-içi aksel kesitte sıcaklık dağılımları

5.2.3. Türbülans Modeli Belirlemesi

Silindir-içi yanma HAD analizinde kullanılacak uygun türbülanslı akış modelinin belirlenmesi büyük önem arz etmektedir. Ayrıca, mevcut türbülans modellerinin kendi aralarında karşılaştırması da önemli bir karşılaştırma olacaktır. Bu amaçla Ansys-Forte yazılımında bulunan ve aşağıda listelenen dört adet türbülans modeli kullanılarak analizler yapılmış ve karşılaştırılmıştır.

- RANS RNG k- ϵ türbülans modeli
- RANS standart k- ϵ türbülans modeli
- LES dynamic türbülans modeli
- LES dynamic structure türbülans modeli

Genel olarak kullanılan ısı-akış HAD analizlerinde ilk bakışta k- ϵ türbülans modelinin kullanıldığı görülmektedir. Ansys-Forte’de, Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS) k- ϵ modeli yanma analizlerinde önerilen türbülans modeli olarak görülmektedir. Tez kapsamındaki HAD analizlerinde, yanma için bu önerilen RANS RNG k- ϵ türbülans modeli kullanılmıştır (*Ansys-Forte Theory Manual Version 19.0*, 2019). RANS modeli, anlık akış değişkenlerini kararlı ve kararsız bileşenlerine ayırmaktadır. Hem gelişmiş RNG (Yeniden Normalize Grup Teorisi) k- ϵ modeli hem de standart k- ϵ modeli formülasyonları değerlendirildiğinde, bu yaklaşımlar ϵ -denklemindeki hız dilatasyonunu ve jet akışı nedeniyle oluşan kaynak terimlerini dahil etmektedir (Rahman, 2018). Dolayısıyla hem yazılımda hem de literatürde önerilen RANS RNG k- ϵ türbülans modeli kullanılmıştır.

Bununla birlikte, diğer türbülans modelleri de kullanılarak analizler yapılmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Tüm analizlerde, mesh sayısı olarak ÜÖN’deki mesh sayısının 188431 olduğu model kullanılmıştır. Analizler benzin için 2800 d/dk’da yapılmıştır.

Türbülans modellerinin karşılaştırılması için; Şekil 5.22’de silindir-içi basınç ve sıcaklık, Şekil 5.23’de performans, Şekil 5.24’de emisyon, Şekil 5.25’de silindir-içi eksenel kesitte sıcaklık dağılımları ve Şekil 5.26’da hız vektörleri oluşturulmuştur.

Şekil 5.22’de maksimum silindir-içi basınçlar detaylı olarak karşılaştırıldığında; RANS RNG k- ϵ türbülans modeli için 7.60MPa (724.0KMA), RANS standart k- ϵ türbülans modeli için 7.88MPa (722.1KMA), LES dynamic türbülans modeli için 4.85MPa (740.1KMA) ve LES dynamic structure türbülans modeli için 4.47MPa

(742.1KMA) değerlerinde oluşmaktadır.

Yine Şekil 5.22’de maksimum silindir-içi sıcaklıklar detaylı olarak karşılaştırıldığında ise; RANS RNG k-ε türbülans modeli için 2682K (733.0KMA), RANS standart k-ε türbülans modeli için 2705K (728.0KMA), LES dynamic türbülans modeli için 2485K (752.0KMA) ve LES dynamic structure türbülans modeli için 2460K (754.0KMA) değerlerinde oluşmaktadır.

Şekil 5.23’de önemli bir motor performans göstergesi olarak tork değerleri, RANS RNG k-ε türbülans modeli için 122.079Nm, RANS standart k-ε türbülans modeli için 117.143Nm, LES dynamic türbülans modeli için 132.860Nm ve LES dynamic structure türbülans modeli için 121.276Nm şeklindedir.

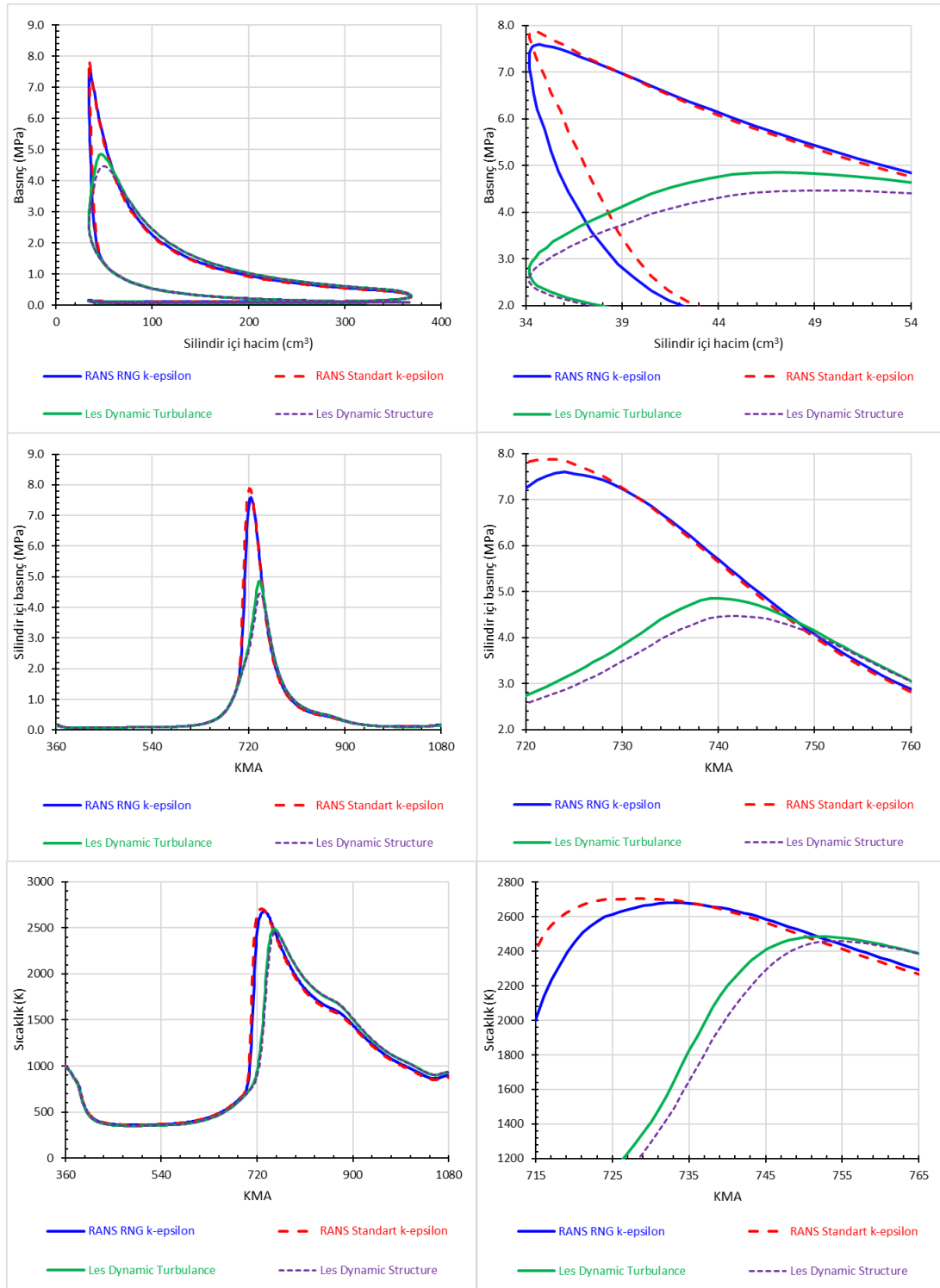
Şekil 5.23’de yine bir diğer önemli motor performans göstergesi olarak ÖYT değerleri, RANS RNG k-ε türbülans modeli için 189.119g/kWh, RANS standart k-ε türbülans modeli için 195.324g/kWh, LES dynamic türbülans modeli için 192.618g/kWh ve LES dynamic structure türbülans modeli için 196.561g/kWh şeklindedir.

Şekil 5.24’deki emisyonlar karşılaştırıldığında, ise CO, CO₂, HC ve EINO_x emisyonlarının tamamında genel olarak RANS RNG k-ε türbülans modeli ve RANS standart k-ε türbülans modeli sonuçları birbirine yakın bulunmuş ancak RANS standart k-ε türbülans modeli sonuçları bir miktar daha yüksek hesaplanmıştır. LES dynamic türbülans modeli ve LES dynamic structure türbülans modeli de yine kendi içerisinde birbirlerini takip etmiş ancak, LES dynamic türbülans modelinde, LES dynamic structure türbülans modeline göre bir miktar yüksek emisyonlar hesaplanmıştır.

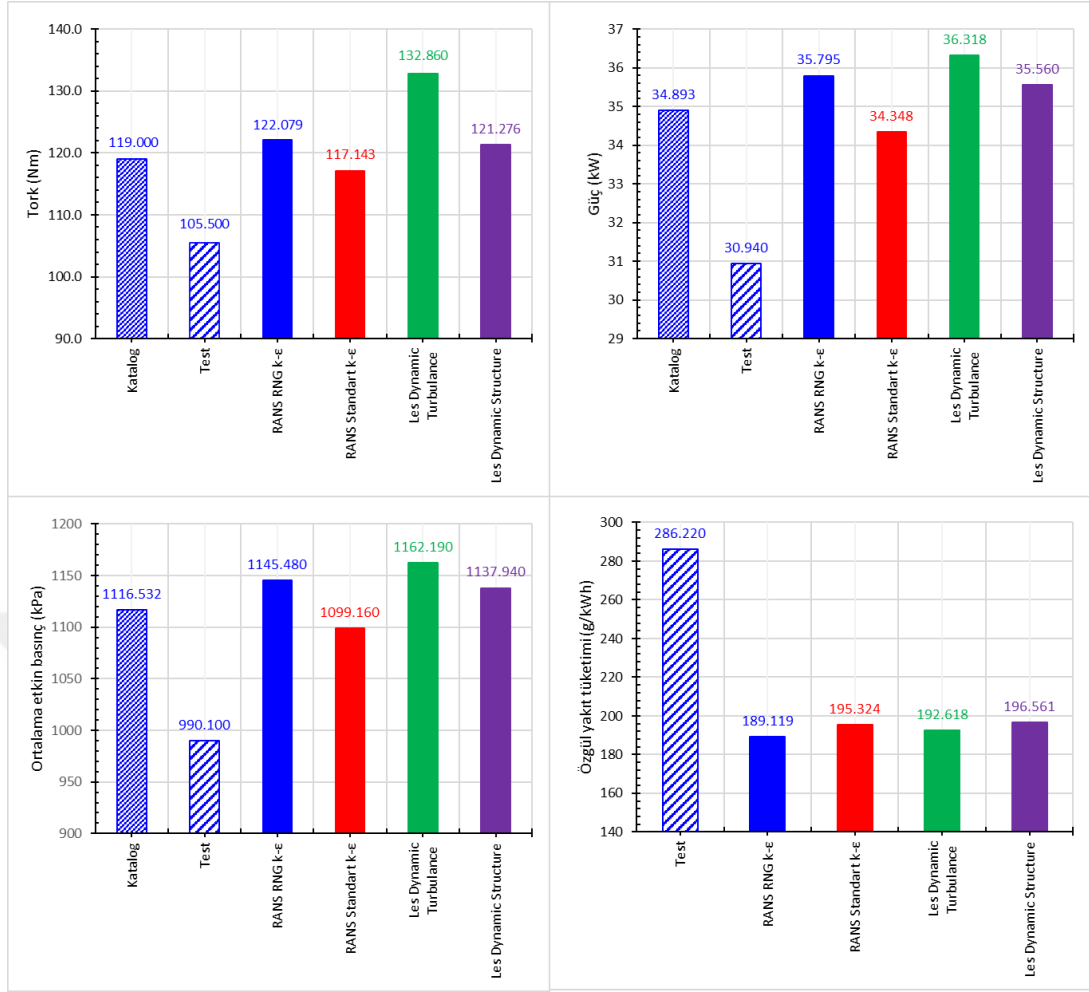
Şekil 5.23’de k-ε türbülans modellerinin (RANS RNG k-ε türbülans modeli ve RANS standart k-ε türbülans modeli) birbirine yakın sonuçlar verdiği görülmektedir. RANS RNG k-ε türbülans modeli sonuçlarının testi üstten yakalamasının öneminden dolayı bu model daha kabul edilebilir bulunmuştur. HAD modeli testte oluşan tüm kayıpları içermediğinden motor torkunun HAD modelinde yüksek çıkması beklenir.

LES (Large Eddy Simulation) türbülans modeli, akış hacmi içerisinde büyük girdapların (eddy akımlarının) hesaplamasında oldukça iyi sonuçlar verirken, küçük girdaplarla ilgilenmez. Şekil 5.25’deki sıcaklık dağılımlarına bakıldığında k-ε türbülans modellerinin içerideki türbülansı ve hemen ateşlemenin ardındaki alev oluşumunun çıkardığı türbülansı yakaladığı ancak LES modellerinin yakalayamadığı net olarak görülmektedir. Ayrıca, Şekil 5.26’daki hız vektörlerine bakıldığında ise, k-

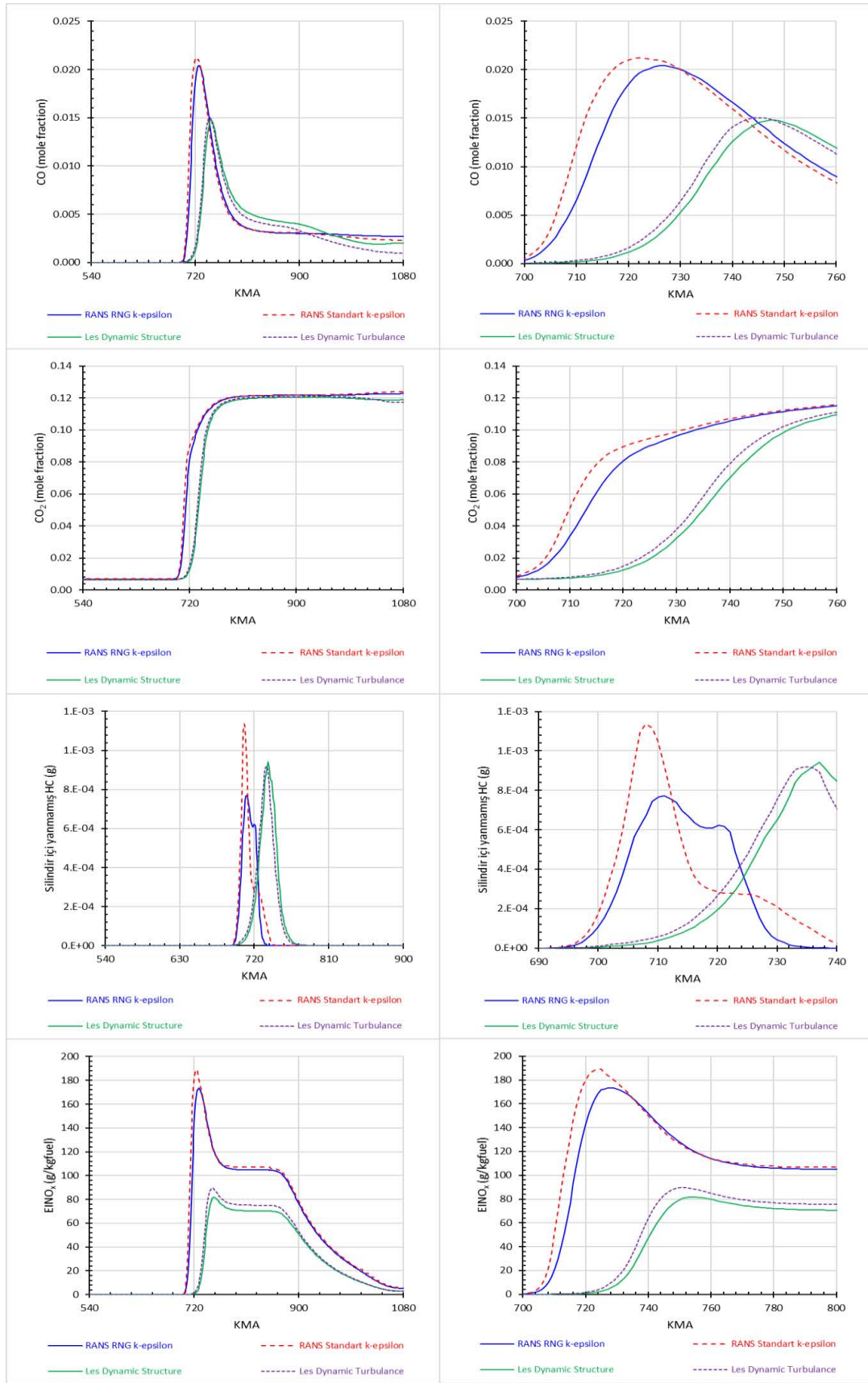
ϵ türbülans modellerinde önemli hızlara ulaşılan anlarda (girdapların küçük olmasından dolayı) LES modellerinin hız vektörlerinin yeterli seviyeye ulaşamaması diğer tersi durumlarda da büyük girdaplar yanında küçüklerle ilgilenmemesinden dolayı yüksek hız vektörlerini yakaladığı görülmektedir. Bu durumu Şekil 5.22'deki silindir-içi basınç ve sıcaklıklar da desteklemektedir. Ancak Şekil 5.23'de motor performans parametrelerinin LES kullanımında bütün olumsuzluklara karşın az bir miktar arttığı görülmüştür. Bunun nedeni olarak LES modellerinde oluşabilecek birkaç büyük eddy akımında bile normalize olamayarak küçük eddy akımlarında oluşabilecek negatif olabilen etkileri görememesi düşünülmektedir. Bu hassasiyet çalışmasının sonunda, yüksek mesh sayılarında çok daha iyi sonuçlar verdiği bilinen LES modelleri seçilmemiştir. Mevcut geometrideki mesh sayısının LES modelleri için yeterli olmaması ve buna bağlı olarak mesh boyutlarının büyük olmasından dolayı, LES dynamic ve structure modellerinin büyük ve küçük girdapları filtreleyemediği görülmektedir. Bundan dolayı bu mesh sayısı için RANS RNG k- ϵ türbülans modeli en uygun seçim olarak düşünülmüştür (Aköz vd., 2016).



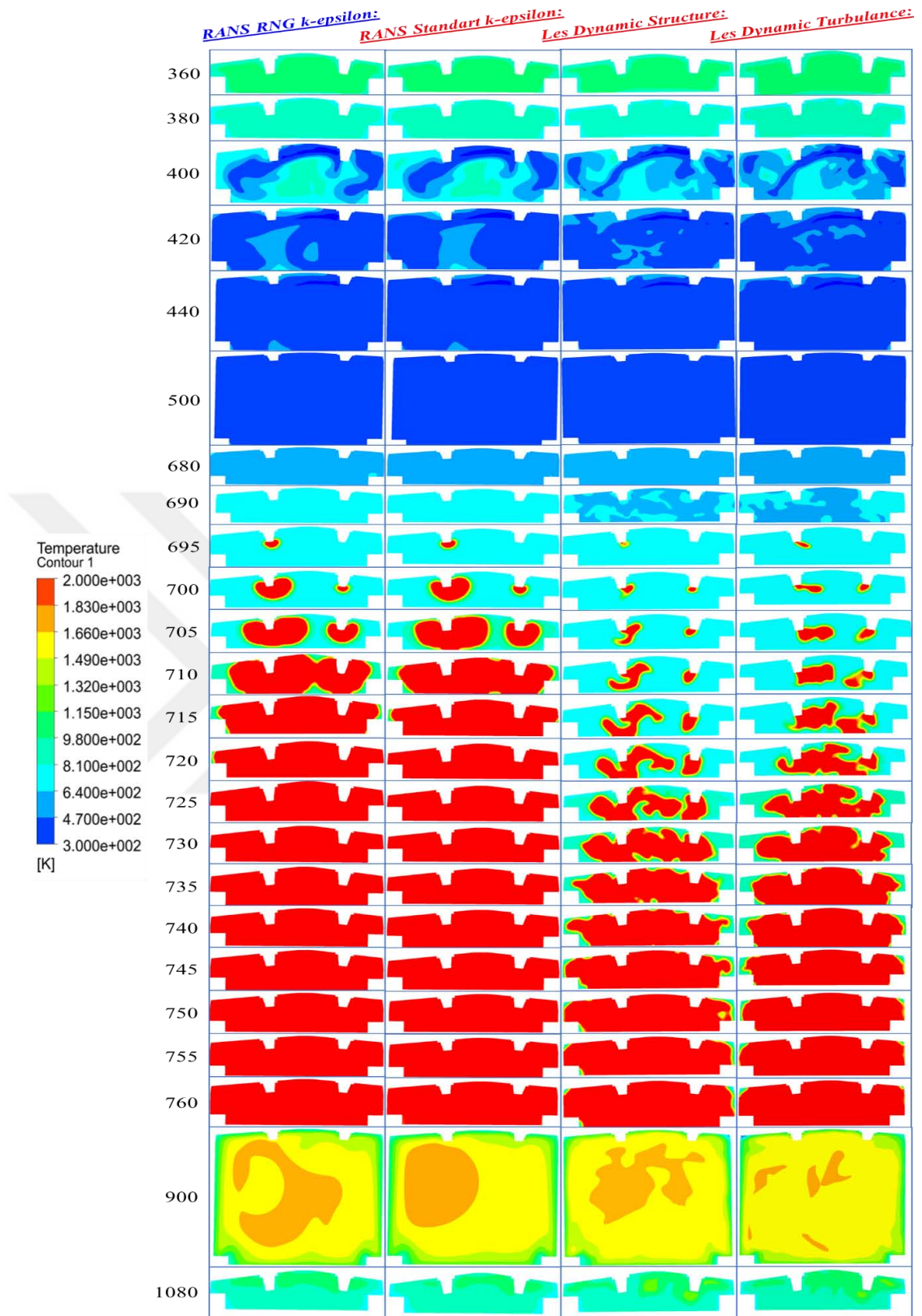
Şekil 5.22. Farklı türbülans modelleri için silindir-içi basınç ve sıcaklığın KMA'ya göre değişimi



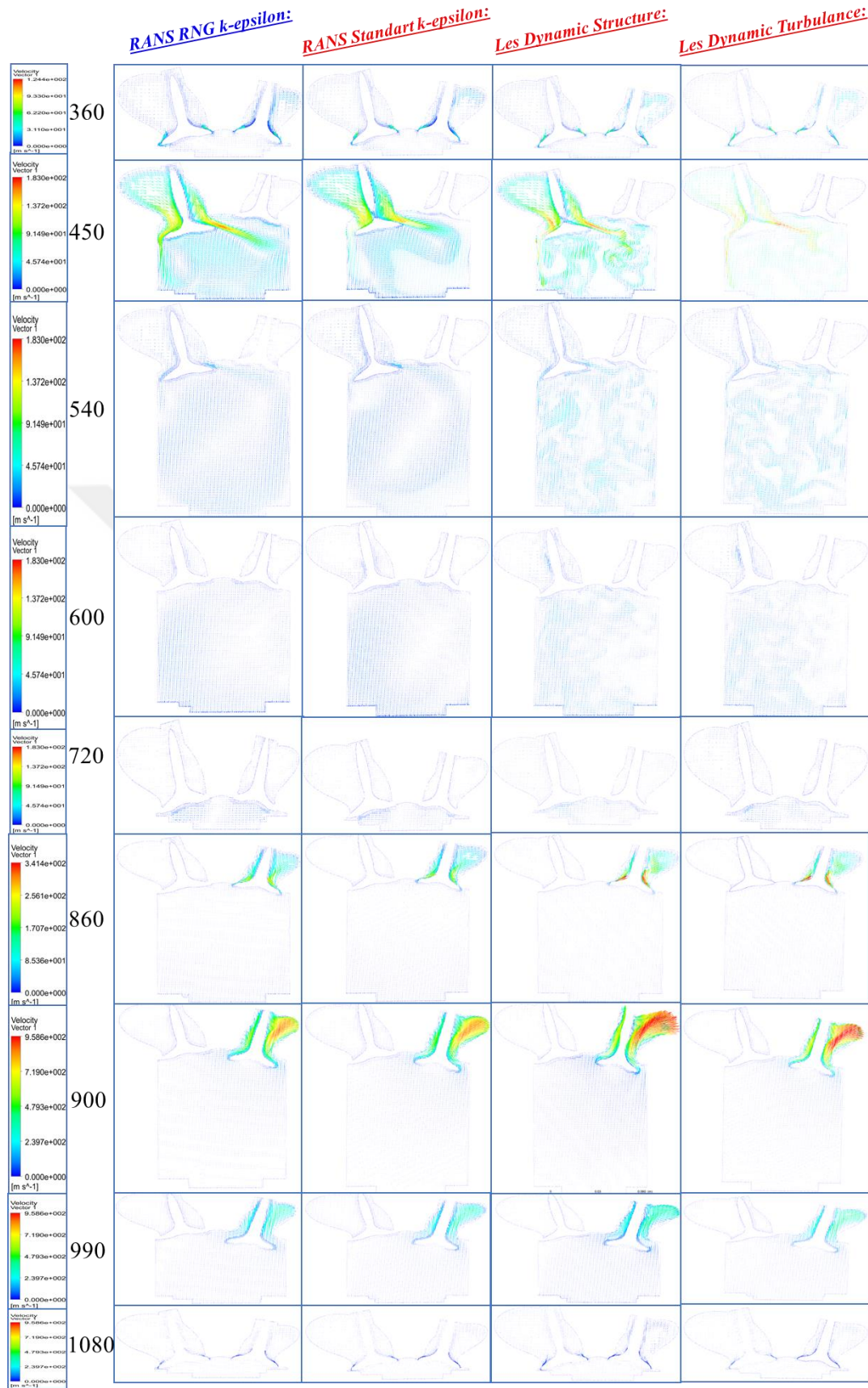
Şekil 5.23. Farklı türbülans modelleri için performans parametreleri



Şekil 5.24. Farklı türbülans modelleri için silindir-içi emisyonların KMA'ya göre değişimi



Şekil 5.25. Farklı türbülans modelleri için silindir-içi aksenal kesitte sıcaklık dağılımları



Şekil 5.26. Farklı türbülans modelleri için silindir-içi aksenal kesitte sıcaklık hız vektörleri

5.2.4. Alev Hızı Modeli Belirlemesi

Yanma HAD analizinde tanımlanan bir diğer model alev hızı modelidir. Tanımlanan alev hızı modeli (flame speed) ile yakıt kütüphanesinde bulunan ve ana türlerden olan yakıtların yanma reaksiyonları sırasındaki sıcaklık ve basınçları hesaplanmakta ve alevin yayılma hızı belirlenmektedir.

Yazılımın teori kitapçığında alev hızı modeli için aşağıda listelenen 3 model bulunmaktadır.

- ✓ Table Library
- ✓ Power Law-Gülder
- ✓ Tabel Lookup

Çalışma kapsamında teori kitapçığında önerilen Table Library modeli kullanılmıştır. Table library modelinde baz alınan alev hızı ilerlemesi sadece seçilecek olan tür için yapılmaktadır. Seçilen türün hangisi olacağı Table Library seçeneği olan flame library kısmından belirlenmektedir. Bu şekilde Ansys-Forte'nin içerisine gömülü alev yayılım modeli kullanılarak belirli bir tür için alev hızı modeli belirlemesi yapılmaktadır.

Bunun dışında yazılımdaki Power Law-Gülder alev hızı modeli seçeneği ile de analiz yapılmıştır. Bu modelde kimyasal reaksiyonların sonucunda oluşan sıcaklık, basınç ve reaksiyonun başında oluşan eşdeğerlik oranı kullanılarak hesaplamalar yapılmaktadır. Power Law-Gülder alev hızı modeli genellikle, LES türbülans modelleri ve yüksek mesh sayılarında iyi tahminler vermektedir (*Ansys-Forte Theory Manual Version 19.0*, 2019).

Alev hızı modeli olarak Table Library ve Power Law-Gülder modelleri ile iki analiz yapılmıştır. Analizlerde, mesh sayısı olarak ÜÖN'deki mesh sayısının 188431 olduğu model kullanılmıştır. Analizler benzin için 2800 d/dk'da yapılmıştır.

Türbülans modellerinin karşılaştırılması için; Şekil 5.27'de silindir-içi basınç ve sıcaklık, Şekil 5.28'de performans, Şekil 5.29'da emisyon ve Şekil 5.30'da silindir-içi eksenel kesitte sıcaklık dağılımları oluşturulmuştur.

Şekil 5.27'de maksimum silindir-içi basınçlar detaylı olarak karşılaştırıldığında; Table Library için 7.60MPa (724.0KMA) ve Power Law-Gülder için 8.43MPa (719.0KMA) değerlerinde oluşmaktadır.

Yine Şekil 5.27’de maksimum silindir-içi sıcaklıklar detaylı olarak karşılaştırıldığında ise; Table Library için 2682K (733.0KMA) ve Power Law-Gülder için 2853K (712.1KMA) değerlerinde oluşmaktadır.

Şekil 5.28’de tork değerleri, Table Library için 122.079Nm ve Power Law-Gülder 107.788Nm şeklindedir.

Şekil 5.28’de yine ÖYT değerleri, Table Library için 189.119g/kWh, Power Law-Gülder için 214.179g/kWh şeklindedir.

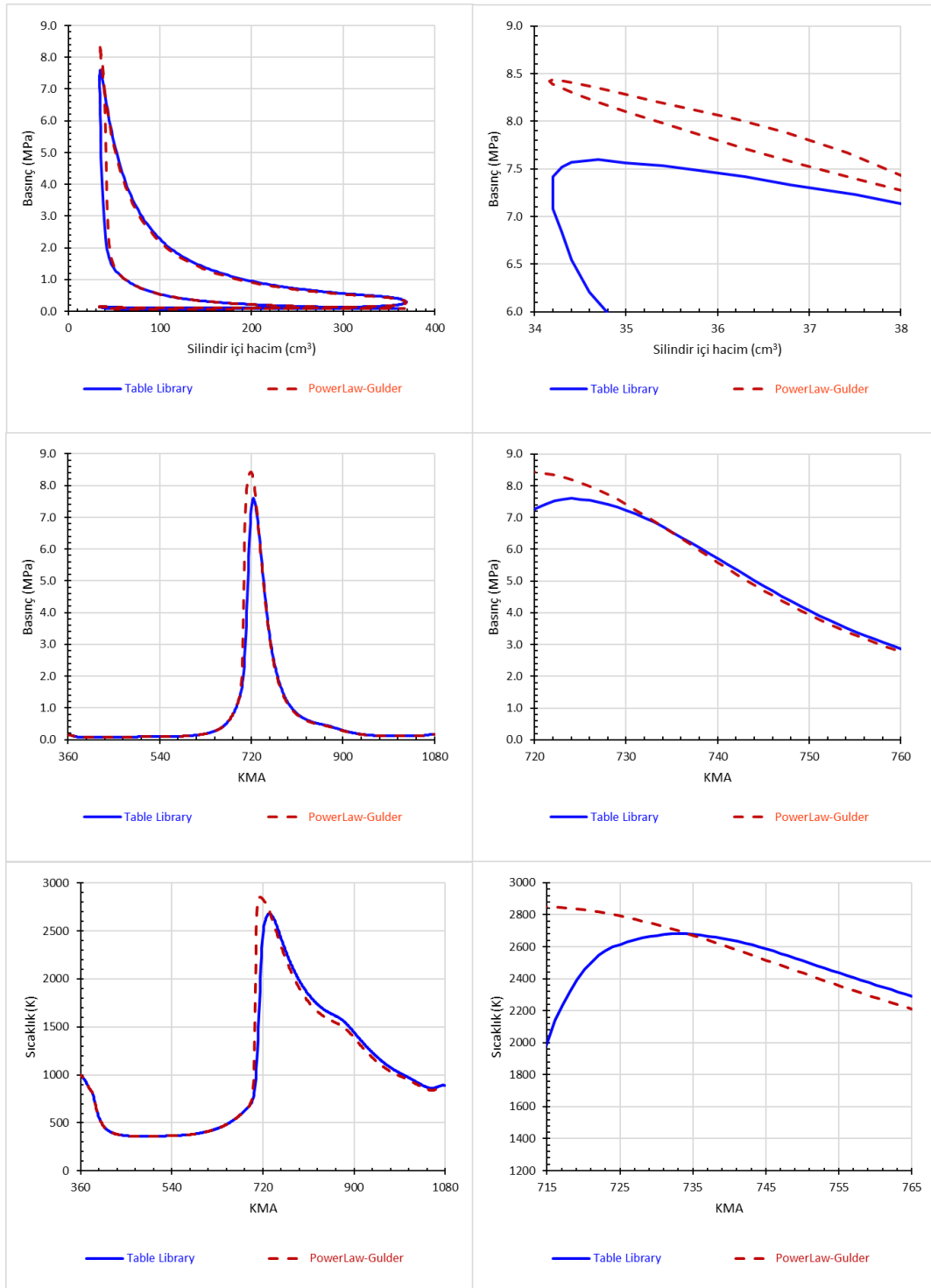
Şekil 5.29’daki emisyonlar karşılaştırıldığında, ise CO, CO₂ ve EINO_x emisyonlarının tamamında Power Law-Gülder modeli, Table Library modeli sonuçlarına göre daha erken KMA’larda daha yüksek noktalarda maksimum yapmış ve bütün KMA’larda yüksek olmayı sürdürmüştür. HC emisyonlarında ise tersi durum yaşanarak, Table Library modeli HC emisyonları, Power Law-Gülder modeli sonuçlarından daha yüksek hesaplanmıştır.

Bu analizlerden elde edilen sonuçlardan Şekil 5.27’de silindir-içi basınç ve sıcaklık çizilmiştir. Maksimum basınç ve sıcaklık değerleri Table Library’e göre, Power Law-Gülder’de hem daha yüksek seviyede hem de daha erken KMA’da gerçekleşmektedir. Bunun nedeni olarak Şekil 5.30’daki silindir-içi eksenel kesitte sıcaklık dağılımları incelendiğinde, alev oluşumu Table Library’de daha gelişim aşamasındayken 705-710-715KMA’larda Power Law-Gülder için neredeyse yanma tamamlanmış duruma gelmiştir. Bu da silindir daha 720KMA’ya ulaşmadan 710KMA’da maksimum basınç ve sıcaklığın oluştuğu anlamına gelmektedir. Bu nedenle negatif bir etki oluşarak piston ÜÖN’ya daha gelmeden AÖN’ya gönderilmek için zorlanmaktadır. Şekil 5.27’deki silindir-içi indikatör diyagramı da bu durumu doğrulamaktadır. Şekil 5.28’de bu durumun bir nedeni olarak, motor performansının olumsuz etkilendiği görülmektedir. Şekil 5.29’da Power Law-Gülder modeline ait emisyonlar incelendiğinde, CO emisyonunun, table library’e göre yükselmesi söz konusudur, yanma sonu sıcaklıklarının daha yüksek olması bu emisyonun azalması gerektiği sonucunu verse de pistonun üst ölü noktaya gelemeyen yanmanın bitmesi durumu bu emisyonu arttırmaktadır. Yine aynı nedene bağlı olarak yanmanın erken tamamlanmasıyla yanma sonu HC oluşumu düşük seviyelerde kalmıştır. Yanma sonu sıcaklıklarına bağlı olarak NO_x emisyonu bu modelde yüksek hesaplanmıştır.

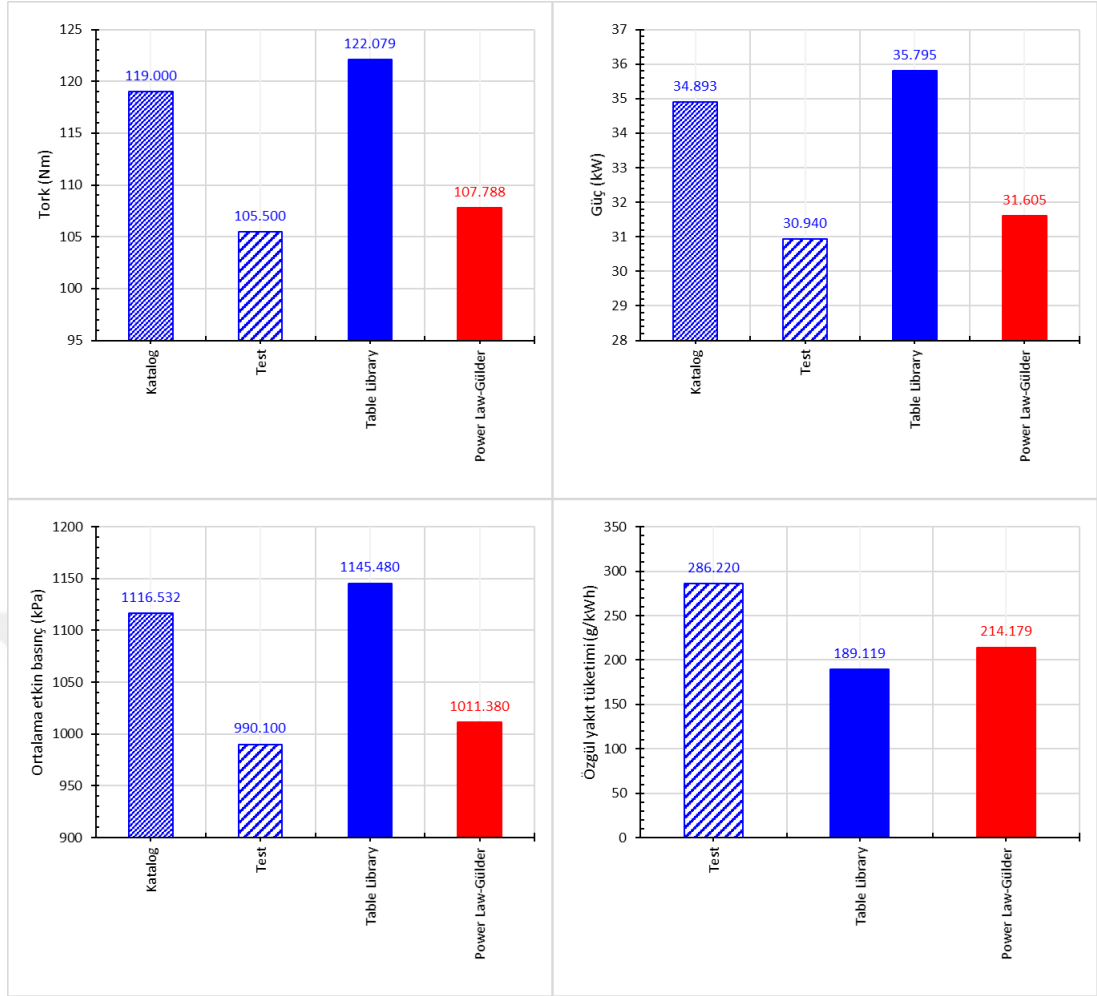
Şekil 5.27’deki silindir-içi basınç ve sıcaklıklardan görüldüğü gibi Power Law-Gülder

modelinde yanma, olması gerekenden daha hızlı gerçekleşmiş ve piston üst ölü noktaya varmadan 705-710-720KMA'larda yaklaşık olarak tamamlanmıştır. Bu durumu Şekil 5.30'daki silindir-içi aksenel kesitteki sıcaklık dağılımları desteklemektedir. Bu nedene bağlı olarak Şekil 5.28'de motor performansı düşmüş, Şekil 5.29'da ise genel olarak emisyonlar yükselmiştir. Power Law-Gülder alev hızı modelinin LES türbülans modelleri ile kullanımının yüksek mesh sayılarında daha iyi tahminler verebildiğine daha önce değinilmiştir. Bu nedenle, mevcut mesh sayısı ile bağlantılı olarak seçilen mevcut RANS RNG k- ϵ türbülans modelinin Table Library alev hızı modeli ile daha uyumlu çalışmasından dolayı, analizlerde Table Library alev hızı modeli kullanılmıştır.

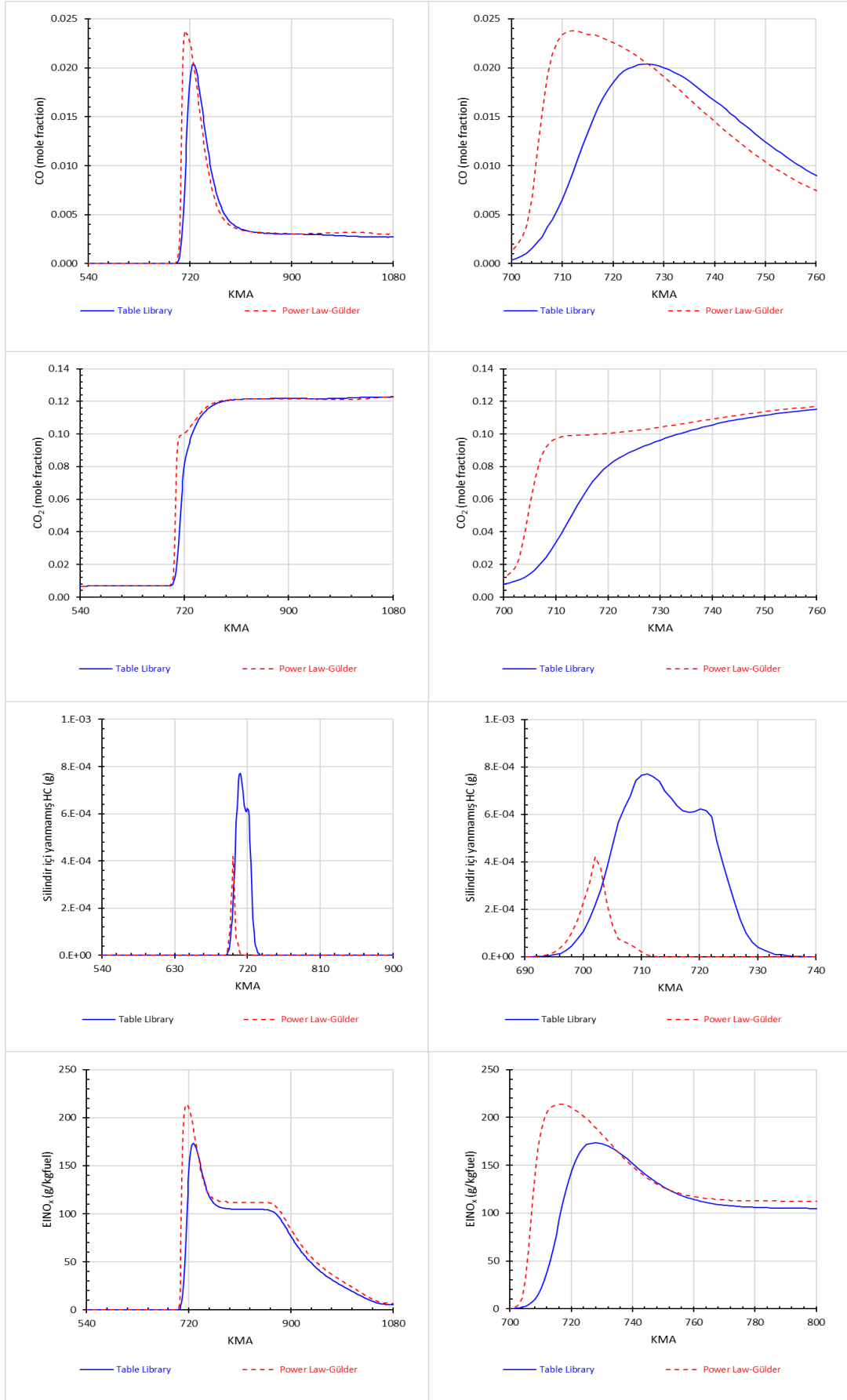




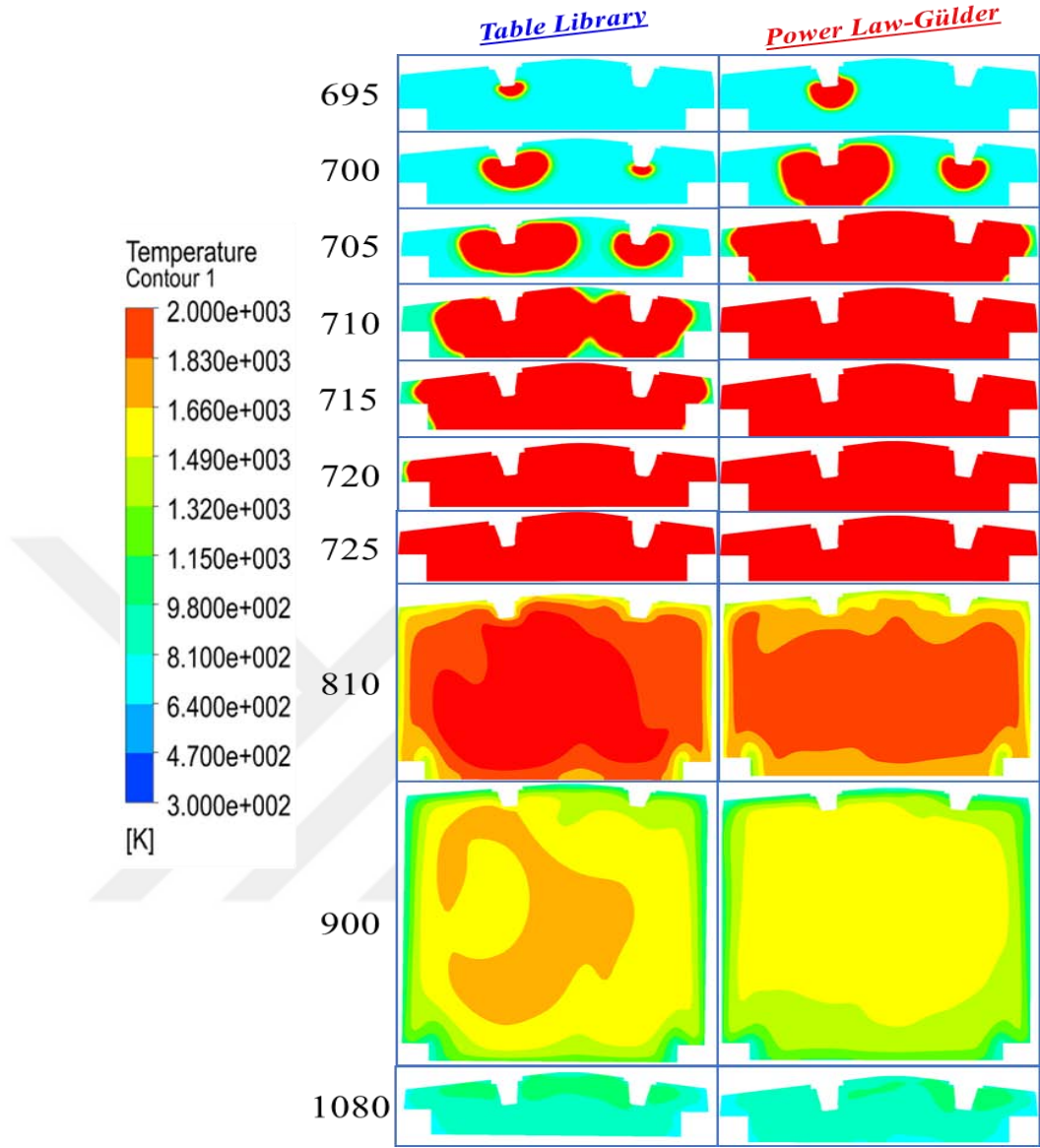
Şekil 5.27. Farklı alev hızı modelleri için silindir-içi basınç ve sıcaklığın KMA'ya göre değişimi



Şekil 5.28. Farklı alev hızı modelleri için performans parametreleri



Şekil 5.29. Farklı alev hızı modelleri için emisyonlar



Şekil 5.30. Farklı alev hızı modelleri için silindir-içi eksenel kesitte sıcaklık dağılımları

5.2.5. Zaman Adımı Belirlemesi

Zamana bağılı korunum denklemlerinin sayısal çözümünde kullanılan zaman adımı (time step) için hassasiyet analizleri bu kısımda yapılmıştır. Zaman adımı değerinin küçük olması zamana göre çözüm hassasiyeti yanında analiz süresini de doğrudan artırmaktadır. Zaman adımının değerinin belirlenmesinde piston ve supapların hareket hızı da dikkate alınmalıdır.

Örnek olarak 2800 d/dk'da 720KMA'dan oluşan bir çevrimin gerçekleşme süresi 0.043s'dir. Piston hareket hızı KMA açısına göre değişkendir ve en yüksek değeri 450-630-810-990KMA'larda 11.73m/s olarak gerçekleşmektedir. Bunun yanı sıra emme supabının açık olduğu 343-598KMA aralığında geçen süre 0.015s'dir. Egzoz supabının açık olduğu 858-348KMA aralığında geçen süre 0.012s'dir. Yanma pistonun üst ölü noktaya yakın olduğu çok küçük KMA aralığında ve bir zaman aralığında (yaklaşık 35KMA= 2.04×10^{-3} s) gerçekleşmektedir ve bu esnada yüzlerce reaksiyon olmaktadır.

Tüm bu durumlar dikkate alınarak zaman adımı değeri tanımlanmaktadır ve bu değer en büyük zaman adımı olmaktadır. Yazılımda, bununla birlikte, zaman adımı iterasyonlar devam ederken yani piston hareket ederken akış hacmindeki akış özelliklerinin değişim miktarına göre dinamik olarak değiştirilmekte ve daha düşük değerler alabilmektedir. Zaman adımı hassasiyetini belirlemek üzere aşağıda listelenen 3 zaman adımı ile analizler yapılmıştır.

- 1.00E-5 s
- 0.50E-5 s
- 0.25E-5 s

Yani, time step hassasiyet çalışması tüm analizlerde kullanılan 1.0E-5 s'nin iki kez yarısı alınarak yapılmıştır. Her üç zaman adımının da silindir-içi karakteristikleri Şekil 5.31'de, performans parametreleri Şekil 5.32'de, emisyonları Şekil 5.33'de ve silindir-içi aksel kesitte sıcaklık dağılımları Şekil 5.34'de karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir.

Şekil 5.31'de maksimum silindir-içi basınçlar detaylı olarak karşılaştırıldığında; 1.00E-5s zaman adımı için 7.60MPa (724.0KMA), 0.50E-5s zaman adımı için 7.67MPa (724.0KMA) ve 0.25E-5s zaman adımı için 7.71MPa (724.0KMA)

değerlerinde oluşmaktadır.

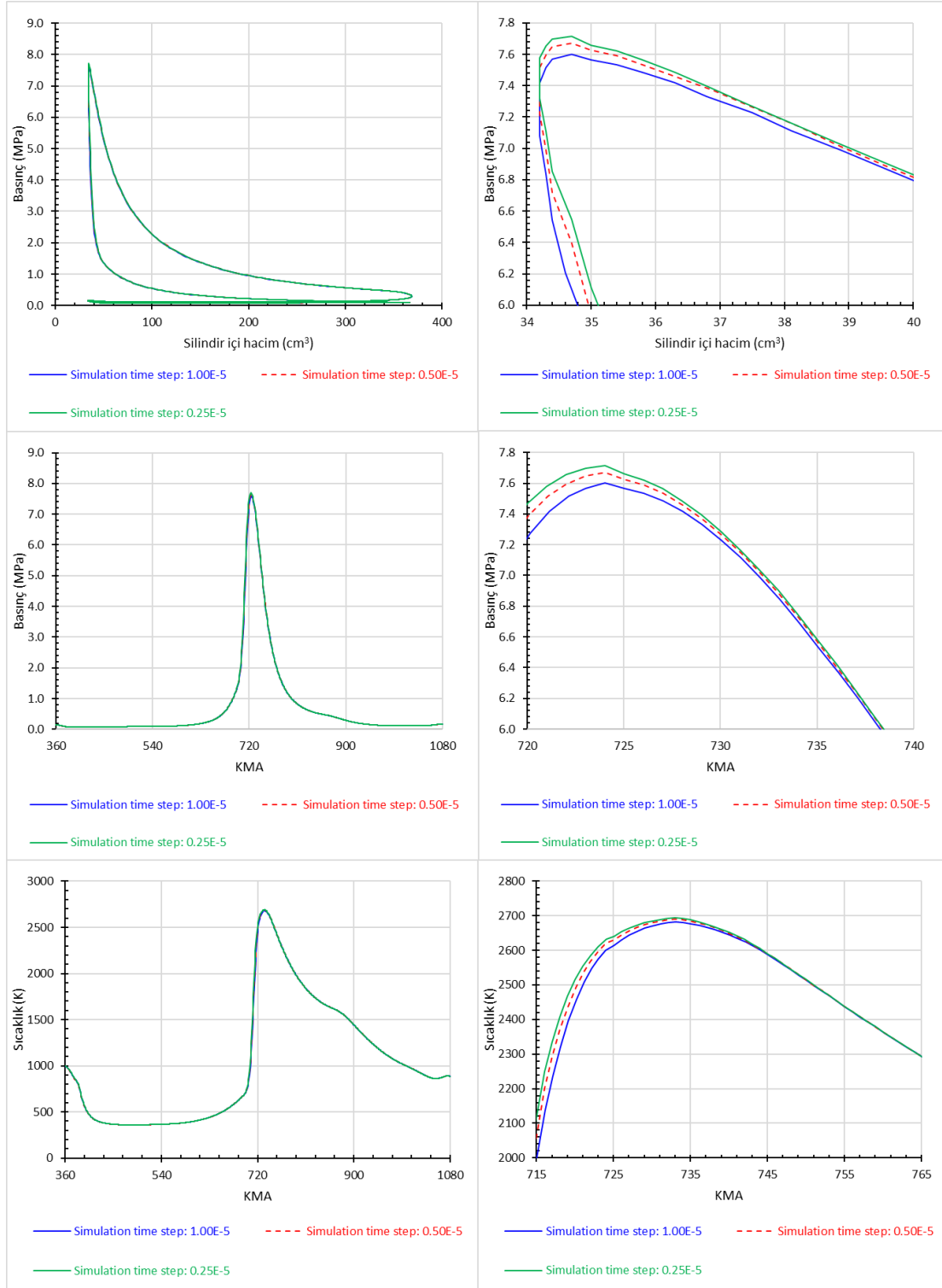
Yine Şekil 5.31’de maksimum silindir-içi sıcaklıklar detaylı olarak karşılaştırıldığında ise; 1.00E-5s zaman adımı için 2682K (733.0KMA), 0.50E-5s zaman adımı için 2689K (733.0KMA) ve 0.25E-5s zaman adımı için 2693K (733.0KMA) değerlerinde oluşmaktadır.

Şekil 5.32’de tork değerleri, 1.00E-5s zaman adımı için 122.079Nm, 0.50E-5s zaman adımı için 121.797Nm ve 0.25E-5s zaman adımı için 121.577Nm şeklindedir.

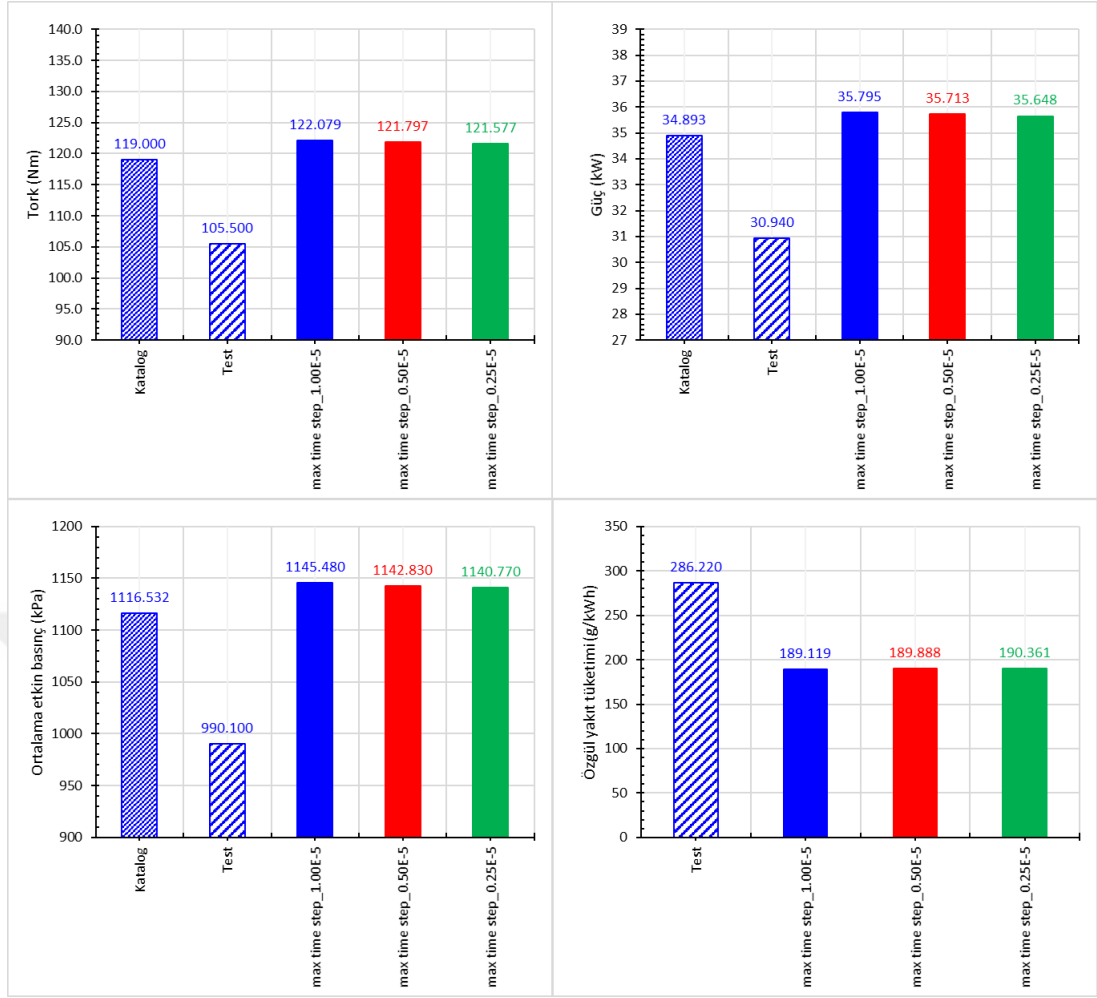
Şekil 5.32’de yine ÖYT değerleri, 1.00E-5s zaman adımı için 189.119g/kWh, 0.50E-5s zaman adımı için 189.888g/kWh ve 0.25E-5s zaman adımı için 190.361g/kWh şeklindedir.

Şekil 5.33’deki emisyonlar karşılaştırıldığında, ise CO, CO₂ ve EINO_x emisyonlarının tamamında her üç zaman adımı için de olukça yakın sonuçlar hesaplanmıştır. Analiz edilen zaman adımları HC emisyonları için karşılaştırıldığında ise 0.50E-5s ve 0.25E-5s zaman adımlarının HC emisyonları, 1.00E-5s zaman adımı HC emisyonlarına göre daha düşük hesaplanmıştır.

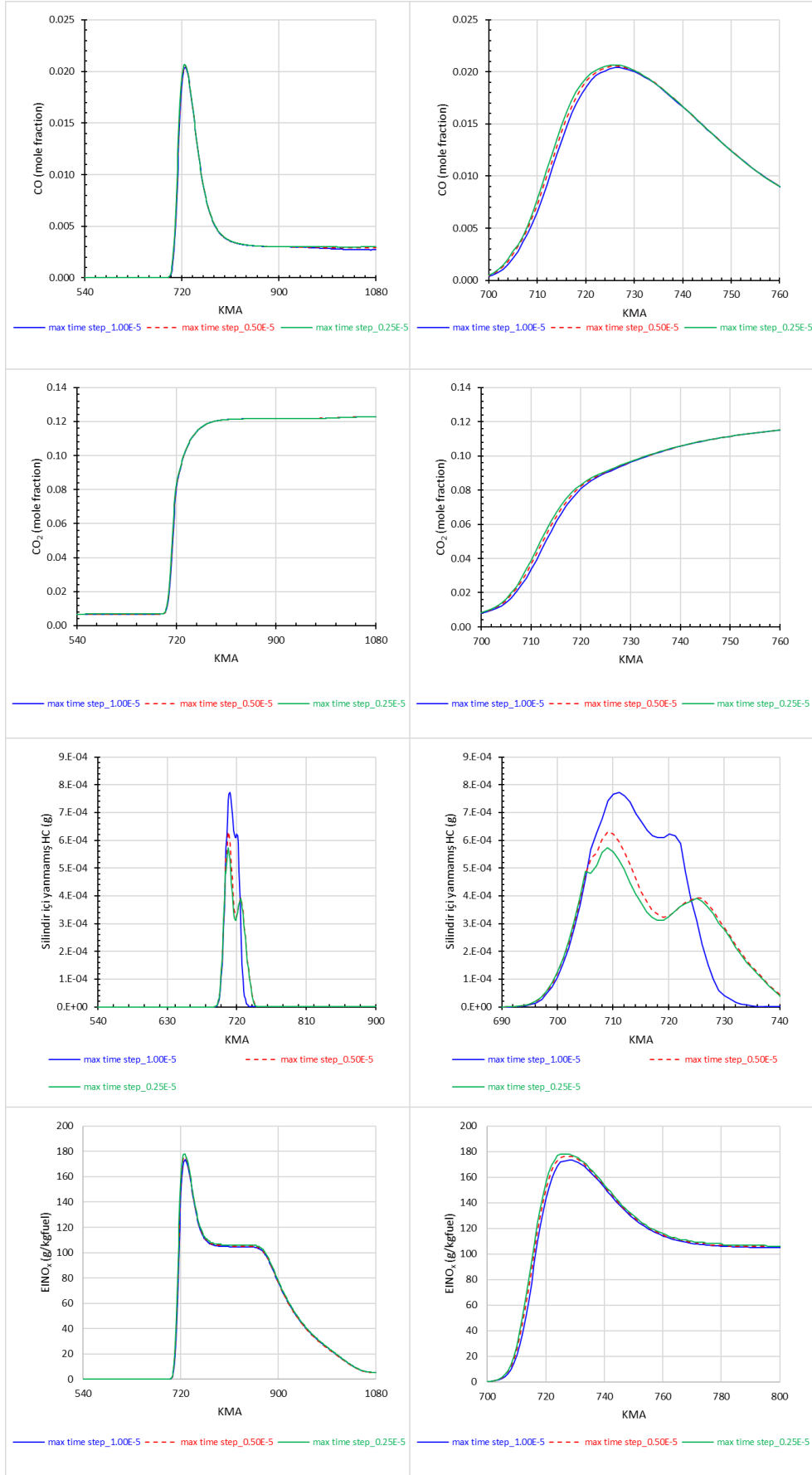
Zaman adımının kısılmasıyla birlikte genel olarak performansta ve silindir-içi sıcaklıklarda düşük seviyelerde azalma görülse de sonuçların önemli bir seviyede değişmediği görülmüştür. Zaman adımının küçültülmesi analiz sürelerini uzatmaktadır. Bu nedenle 1.0E-5 s zaman adımı ile analizler yapılmıştır.



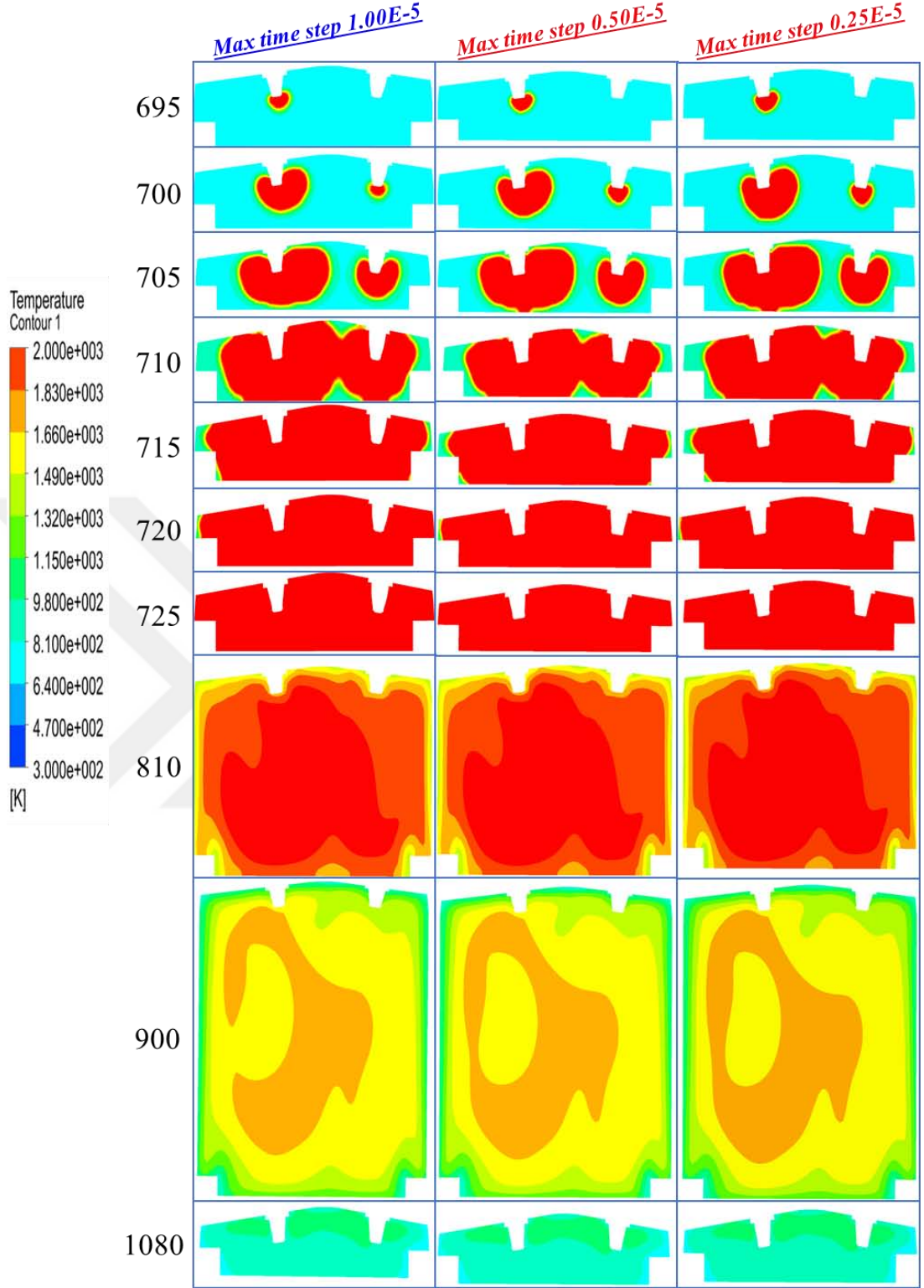
Şekil 5.31. Farklı zaman adımları için silindir-içi basınç ve sıcaklığın KMA'ya göre değişimi



Şekil 5.32. Farklı zaman adımları için performans parametreleri



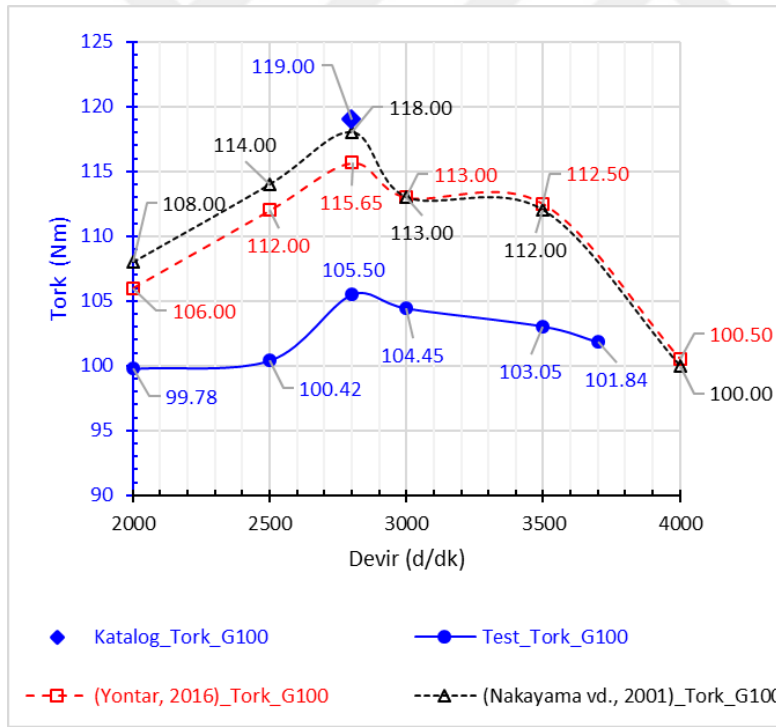
Şekil 5.33. Farklı zaman adımları emisyonları



Şekil 5.34. Farklı zaman adımları için silindir-içi eksenel kesitte sıcaklık dağılımları

5.2.6. HAD Modeli Doğrulaması

HAD modeli doğrulamalarında motor katalog tork değeri yanında literatürdeki aynı motor için yapılan deneysel ve sayısal çalışmalar kullanılmıştır. Tez çalışmasında kullanılan inceleme yöntemlerinden motor testinin doğrulaması için literatürde yer alan Honda L13A4 tipi motorun birebir aynısının kullanıldığı çalışmalar ve katalog değerleri karşılaştırması Şekil 5.35’de gösterilmiştir. Benzin için tam yükte alınan tork verileri karşılaştırıldığında katalog verileri ve literatürde yapılan çalışmalardan elde edilen test verileri, bütün devirler için mevcut testten belli seviyede yüksektir (Yontar, 2016; Nakayama vd., 2001). Motor katalog torkunun ve literatürdeki diğer araştırmacıların test torklarının elde edildiği test şartları ile mevcut test sistemindeki şartlar arasında çeşitli farklar (benzin içeriği, ortam şartları, motor aşınması, vb.) vardır. Bu farklar, katalog torku ve literatürdeki diğer araştırmacıların test torkları ile mevcut test torku arasındaki farkın nedenleri olarak değerlendirilmektedir.



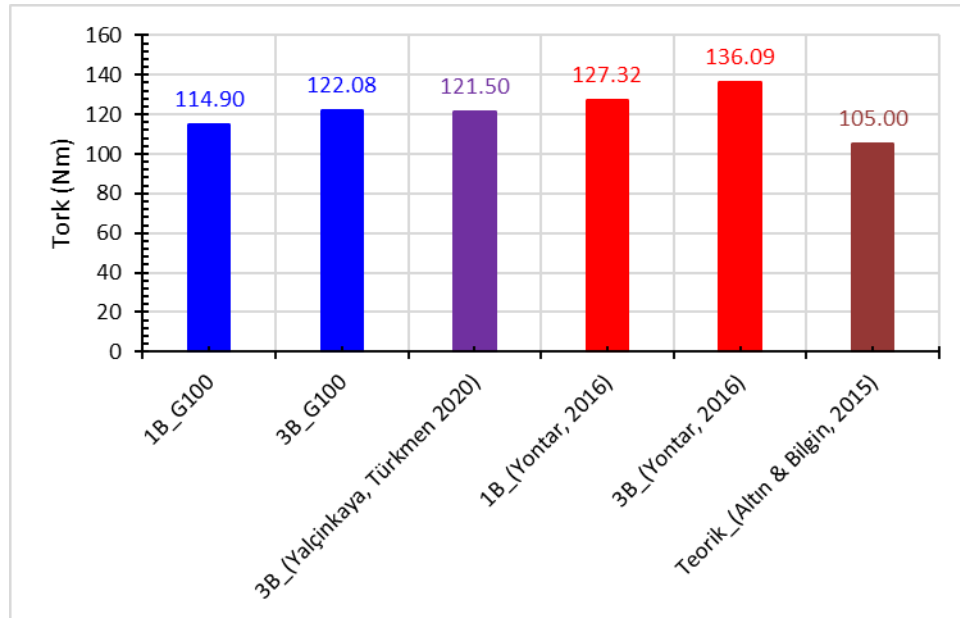
Şekil 5.35. Motor testi tork verilerinin literatür ile karşılaştırması

Mevcut test motorunun ve bu test şartlarının yansıtılmasıyla oluşturulan 1B ve 3B modelleri için de literatürde var olan çalışmaların karşılaştırması yapılmıştır. Bu karşılaştırmalar, aynı motor için yapılmış olan literatürdeki 1B model, 3B model ve

teorik modelde benzin için 2800d/dk'da yapılmıştır (Yontar, 2016; Yalçinkaya, 2020; Türkmen, 2020; Altın & Bilgin, 2015).

Şekil 5.36'da aynı motor için farklı test şartlarına göre oluşturulan bu çalışmadaki 1B model ile Yontar'ın 1B modeli ve kullanılan yöntemler bakımından yakın olan Altın ve Bilgin'in teorik modeli karşılaştırılmıştır. 1B modelden benzin için 2800d/dk'da alınan tork verileri, mevcut 1B modelde 114.90Nm, Yontar'ın 1B modelinde 127.32Nm, Altın ve Bilgin'in teorik modelinde 105.00Nm olarak hesaplanmıştır. Teorik modelde oluşan belli seviyedeki farklılık, model yaklaşımlarından kaynaklanmaktadır. 1B model tork verileri literatürdeki çalışmalarda hesaplanan tork verileri ile tutarlı bulunmuştur. Oluşan kısmi farklılıkların detayları Çizelge 5.10 için yapılan yorumlarda açıklanmıştır.

Şekil 5.36'da aynı motor için farklı test şartlarına göre oluşturulan HAD modellerinin torkları, bu çalışmada kullanılan Ansys-Forte modeli için 122.08Nm, Yalçinkaya ve Türkmen'in Ansys-Forte modeli için 121.50Nm ve Yontar'ın Star-CD modeli için 136.09Nm olarak hesaplanmıştır. HAD model tork verileri literatürdeki çalışmalarda belli seviyede uyumlu bulunmuştur. Oluşan kısmi farklılıkların detayları Çizelge 5.10 için yapılan yorumlarda açıklanmıştır.



Şekil 5.36. HAD modellerinden hesaplanan torkların literatür ile karşılaştırması

Şekil 5.35 ve Şekil 5.36'dan türetilen Çizelge 5.10'da, bu tez çalışmasındaki test, 1B model (Ricardo-Wave) ve 3B modelden (Ansys-Forte) elde edilen tork verileri ile Yontar'ın tez çalışmasında aynı motor için verilen test, 1B model (Ricardo-Wave) ve 3B model (Star-CD) tork verileri karşılaştırılmıştır. Daha önce de değinildiği gibi aynı motor için yapılan testlerde çeşitli olası farklar (benzin içeriği, ortam şartları, motor aşınması, vb) nedeniyle mevcut test torku, Yontar'ın test torkundan %8.78 daha düşük ölçülmüştür. 1B model ve 3B modellerinin çalışma mantıkları gereği, bu test torku farkının belli seviyelerde sürdürülmesi, modellerin doğrulukları bakımından önemlidir. Çizelge 5.10'da, aynı paket programın (Ricardo-Wave) kullanıldığı 1B modeli için mevcut 1B model torku, Yontar'ın 1B model torkundan %9.76 daha düşük hesaplanmıştır. Aynı motor için aynı paket program kullanılarak yapılan 1B model analizlerinde oluşan bu farklılığın nedeni, motor testi sırasında ölçülen ve ilgili basınç kaybı hesaplarıyla hesaplanan emme havası ve egzoz gazı basınçlarıyla, sistemden direkt ölçülen emme havası ve egzoz gazı sıcaklıklarının farklılığıdır. 3B model torkları karşılaştırıldığında ise, bu tez çalışmasında kullanılan Ansys-Forte'deki 3B model torku, Yontar'ın Star-CD'deki 3B model torkundan %10.29 daha düşük hesaplanmıştır. Yine her iki 3B modeldeki emme ve egzoz manifoldlarındaki basınç ve sıcaklıklar farklıdır. Ayrıca 3B model paket programlarında model oluşum ve çözüm farklılıkları da vardır. Bu nedenle, aynı motor için farklı paket program kullanılarak yapılan 3B model analizlerinde belirli bir fark oluşmuştur. Görüldüğü gibi test torkları arasında test şartlarına bağlı olarak oluşan fark, yaklaşık seviyelerde modellere de yansımıştır. Buradan anlaşılabacağı üzere, bu tez çalışmasında, test şartları modellere doğru şekilde uygulanmış ve modeller de bu şartları doğru bir şekilde sonuçlara yansıtmıştır.

Çizelge 5.10.İnceleme yöntemleri tork verilerinin literatür ile karşılaştırılması

	Tork, Nm							
	Test	Test tork değişimi %	1B Model		1B Model tork değişimi	3B Model		3B Model tork değişimi
Doktora tez çalışması	105.50		1B Ricardo-Wave Modeli	114.90		3B Ansys-Forte Modeli	122.08	
Yontar,2016	115.65	8.78	1B Ricardo-Wave Modeli	127.32	9.76	3B Star-CD Modeli	136.09	10.29

6. ASETON-BENZİN KARIŞIMLARININ SONUÇLARI

Bu doktora tezi kapsamında, alternatif yakıtlardan olan aseton ve DME'nin benzine katkı yakıtı olarak farklı oranlarda katılmasının etkileri incelenmiştir. Bu amaçla, ticari bir araçta kullanılan çift buji ateşlemeli Honda L13A4 i-DSI motoru kullanılmıştır. İnceleme, motor performansı ve emisyonlarının belirlenmesine yönelik olarak deneysel ve sayısal olarak gerçekleştirilmiştir. Katkı yakıtlarının bir kısmı hem deneysel hem sayısal olarak bir kısmı sadece sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal incelemede, 0B modelleme, 1B modelleme ve 3B modelleme yöntemleri kullanılmıştır.

Benzine katılan katkı yakıtının kütleli oranları geniş bir yelpazede %0, %2, %5, %10, %20, %100 olarak belirlenmiştir. Tez kapsamında incelenen aseton ve DME yakıtları için, Çizelge 1.2 ve Çizelge 6.1'de gösterildiği gibi geniş bir inceleme matrisi bulunmaktadır. İnceleme matrisinde listelendiği gibi tez kapsamında;

Testte: G100, A2, A5, A10, A20 yakıtları; 2000-2500-2800-3000-3500-3700 d/dk devirde,

1B modelde: G100, A2, A5, A10, A20, A100, DME2, DME5, DME10, DME20, DME100, G90A5DME5 yakıtları; 2000-2500-2800-3000-3500-4000 d/dk devirde,

3B modelde: G100, A2, A5, A10, A20, A100, DME2, DME5, DME10, DME20, DME100, G90A5DME5 yakıtları; 2800 d/dk devirde incelenmiştir. 3B model analizi oldukça uzun süre aldığından sadece maksimum tork devir sayısı olan 2800 d/dk'da analizler yapılmıştır.

Motor performansı tork, güç, OEB, ÖYT ve hacimsel verim kullanılarak değerlendirilmiştir. Motor testinde, motor performansı için fren torku, devir sayısı ve yakıtın ve emme havasının debileri ölçülmüştür. Bu değerler kullanarak; fren gücü, OEB, ÖYT ve hacimsel verim hesaplanmıştır.

1B model ve 3B model silindir-içi yanmayı da içerdiğinden; silindir-içi basınç, sıcaklık ve emisyon değerlerinin KMA'ya göre değişimleri de elde edilebilmektedir. Silindir-içi yanma 3B HAD modelinden elde edilen motor performans verileri brüt indike değerler olduğundan, test torkunun HAD torkuna oranı toplam verimi verecektir. Ayrıca, HAD modelinde incelenen yakıtlar için silindir-içi alev yayılımı radyal ve eksenel silindir kesitlerindeki sıcaklık dağılımları da çizilerek görselleştirilmiştir.

Emisyonlar testlerde egzoz hattında ölçülmüştür. Egzoz emisyon parametreleri olarak CO, CO₂, HC, NO_x, O₂, lambda değerlerinin ölçümü yapılmıştır. Ayrıca, egzoz gazlarının sıcaklığı da ölçülmüştür. Motor performansına benzer olarak, 1B model ve 3B modelden elde edilen silindir-içi emisyonların KMA'ya göre değişimi de grafiklendirilerek değerlendirilmiştir.

Sonuçların daha yalın ve takip edilebilir bir formda verilmesi için, Bölüm 6'da aseton için ve Bölüm 7'de DME için ayrı bölümlerde değerlendirmeler yapılmıştır.

Bölüm 6'da benzin ve aseton-benzin karışımlarının performans ve emisyonlara etkisi incelenmiştir. İnceleme test, 1B model ve 3B model ile yapılmış ve öncelikle motor kataloğundaki maksimum tork devri 2800d/dk'daki sonuçlar değerlendirilmiş ve sonrasında ise diğer incelenen devirler karşılaştırılmıştır. Ayrıca değerlendirmeler, performans ve emisyon değerlendirilmeleri olarak sırasıyla yapılmıştır.

Çizelge 6.1. İnceleme matrisi ve hesaplanan değerler.

1	2	3	4	5	6
Kütleli aseton oranı (%)	Kütleli DME oranı (%)	Devir sayısı (d/dk)	TEST	1B MODEL	3B MODEL
0	0	2000	Emme havası debisi (m ³ /h)	Silindir-içi basınç (MPa)	Silindir-içi basınç (MPa)
2	2	2500	Emme havası sıcaklığı (K)	Silindir-içi sıcaklık (K)	Silindir-içi sıcaklık (K)
5	5	2800	Emme havası basıncı (kPa)	Tork (Nm)	Tork (Nm)
10	10	3000	Yakıt debisi (g/s)	Güç (kW)	Güç (kW)
20	20	3500	Egzoz gazı sıcaklığı (°C)	Hacimsel verim	Ortalama etkin basınç (kPa)
100	100	3700/4000	Tork (Nm)	Ortalama etkin basınç (kPa)	Özgül yakıt tüketimi (g/kWh)
			Güç (kW)	Özgül yakıt tüketimi (g/kWh)	CO ₂ (mole fraction)
			Hacimsel verim	CO ₂ (mole fraction)	CO (mole fraction)
			Ortalama etkin basınç (kPa)	CO (mole fraction)	O ₂ (mole fraction)
			Özgül yakıt tüketimi (g/kWh)	O ₂ (mole fraction)	HC (g)
			CO ₂ (%vol)	HC (g)	NO _x (g/kgY)
			CO (%vol)	NO _x (ppm)	Lambda
			O ₂ (%vol)	Lambda	
			HC (ppmvol)		
			NO _x (ppmvol)		
			Lambda		

6.1. Performans (2800 d/dk):

Aseton-benzin karışımlarının motor performansına etkileri öncelikli olarak sabit bir devir sayısında ele alınmıştır. Sabit devir sayısı olarak ise motor kataloğunda belirtilen maksimum tork devri olan 2800 d/dk alınmıştır. Çalışmanın test aşamasında, Bölüm 3’de detaylı olarak anlatılan Honda L13A4 tipi i-DSI sıralı çift buji ateşlemeli ticari bir motor kullanılmıştır. Motor performans parametreleri olarak Şekil 6.1’de tork, güç, OEB, ÖYT ve hacimsel verimin aseton oranlarına göre değişimleri test, 1B model ve 3B model sonuçları ile gösterilmiştir. Değerlendirmeler bu performans parametreleri için alt başlıklar halinde verilmiştir.

6.1.1. Tork Değerlendirmesi: Benzin İçin (G100):

Öncelikle benzin için tüm inceleme yöntemlerinden elde edilen tork için değerlendirme yapılmıştır. İncelenen motorun benzin kullanımı için üretici kataloğunda maksimum tork değeri 2800 d/dk’da 119Nm olarak verilmiştir. Yapılan testte benzin için 2800d/dk’da ve tam kelebek açıklığında ölçülen tork değeri ise Şekil 6.1’de gösterildiği gibi 105.5Nm’dir. Katalog tork değeri ve test değeri karşılaştırıldığında testte %11.4 düşük tork ölçülmüştür. Motor katalog torkunun elde edildiği test şartları ile mevcut test sistemindeki şartlar arasındaki çeşitli olası farklar (benzin içeriği, ortam şartları, motor aşınması, vb) katalog torku ile test torku arasındaki farkın nedenleri olarak değerlendirilmektedir.

Şekil 6.1’de görüldüğü gibi, benzin için 1B modelde ve 3B modelde tork verileri sırasıyla 114.896Nm ve 122.079Nm olarak hesaplanmıştır ve tüm inceleme yöntemlerinden elde edilen tork değerleri aşağıya listelenmiştir:

Katalog:	119.000 Nm
Test:	105.500 Nm
1B model:	114.896 Nm
3B model:	122.079 Nm

1B model torku olan 114.896Nm test torku olan 105.5Nm’den %8.9 yüksek iken ve 3B model torku olan 122.079Nm ise test torkundan %15.7 yüksek hesaplanmıştır.

İnceleme yöntemleri bakımından, tork değerlerinin büyükten küçüğe doğru sıralanışı

3B model, katalog, 1B model ve test sonuçları olarak ortaya çıkmıştır. 1B model sonuçlarının efektif karakteristikler, 3B model sonuçlarının ise brüt indike karakteristikler olması ve dolayısıyla da 3B model sonuçlarının hem katalog hem de test değerlerinden yüksek çıkması beklendiği gibidir. Bölüm 4 ve Bölüm 5’de de anlatıldığı gibi modelleme sırasında test sisteminin giriş-çıkış sıcaklıkları ve basınçları kullanılarak, aynı zamanda da literatür araştırmaları sonucunda belirlenen diğer sınır şartlarının ve alt modellerin seçimi doğrultusunda 1B ve 3B model analizleri yapılmıştır. 1B ve 3B model tanımlamalarına test ve katalog şartlarının birebir yansıtılamaması sonucunda ortaya çıkan bu tork sıralaması ve farklılıkları yine öngörülen beklentiler dahilindedir. Bununla birlikte, tork değerlerinin birbirine yakınlığı gerek testlerin gerekse modellerin doğruluğunu teyit edici düzeydedir.

3B motor modelinde brüt tork değeri 122.08Nm olarak hesaplanmıştır ki bu katalog tork değerinden %2.6 ve test torkundan ise %15.7 oranında daha fazladır. 3B motor modelinden elde edilen torkun testten daha yüksek olması beklendiği gibidir, çünkü tüm test şartlarının ve kayıpların (motordan ısı kayıpları, yardımcı bileşenlerdeki sürtünme kayıpları) belirlenmesi ve 3B motor modeline dahil edilmesi ölçülebilme ve modellenebilme açısından oldukça fazla belirsizlik ve zorluk içermektedir. Testteki fren torkunun 3B modeldeki brüt torka oranı ($105.50/122.08=0.86$) genel verimlilik olarak değerlendirilebilir.

Motor performans parametreleri olarak güç ve OEB değerleri de tork değerleri kullanılarak hesaplandığından Şekil 6.1’de görüldüğü gibi torkla benzer eğilime sahiptir.

6.1.2. Tork Değerlendirmesi: Aseton-Benzin Karışımları İçin (A2, A5, A10, A20):

Genel olarak aseton-benzin karışımları için Şekil 6.1’de verilen sonuç grafiklerine bakıldığında, motor performans parametreleri olarak tork, güç ve OEB değerlerinin artan aseton oranı ile azaldığı görülmektedir ve bu azalma oldukça sınırlı seviyede olmuştur.

Test tork değerleri G100 için 105.50Nm, A2 için 105.15Nm, A5 için 104.80Nm, A10 için 104.61Nm, A20 için 103.97Nm’dir. En yüksek tork G100 için elde edilmiştir. Testlerde birbirinin fonksiyonu olan üç performans parametresi (tork, güç, OEB) benzine göre kademeli olarak A2 için %0.33, A5 için %0.66, A10 için %0.84 ve A20 için %1.45 oranında azalmıştır.

Şekil 6.1’den görüldüğü gibi, artan aseton oranı ile torkta meydana gelen azalma eğilimi, teste benzer olarak 1B ve 3B model için de görülmektedir. Aseton karışımları için 3B modelden elde edilen tork değerleri, test torklarından ortalama %15.7 daha yüksektir. 1B modelden elde edilen tork değerleri ise test torklarından ortalama %6.3 daha yüksektir. Model torklarının test torklarından yüksek çıkmasının sebepleri yukarıda benzin sonuçlarının değerlendirilmesinde belirtildiği gibi tüm test şartlarının ve kayıpların (motordan ısı kayıpları, yardımcı bileşenlerdeki sürtünme kayıpları) deneysel olarak tam olarak belirlenememesi ve motor modellerine dahil edilmemesi olarak gösterilmektedir.

3B modelden elde edilen tork değerleri G100 için 122.079Nm, A2 için 121.172Nm, A5 için 121.091Nm, A10 için 121.059Nm ve A20 için 120.822Nm’dir. Benzine kıyasla artan aseton oranı ile torktaki azalma yüzdeleri A2 için %0.74, A5 için %0.81, A10 için %0.84 ve A20 için %1.03 olarak gerçekleşmiştir.

1B model tork değerleri G100 için 114.896Nm, A2 için 111.253Nm, A5 için 110.319Nm, A10 için 110.302Nm ve A20 için 110.264Nm’dir. Benzin torku referans alındığında, tork değerleri A2 için %3.17, A5 için %3.98, A10 için %4.00 ve A20 için %4.03 oranında düşük çıkmıştır.

Benzine aseton katılmasının torkta meydana getirdiği bu azalmaların literatürdeki üç grup araştırmacı (Alahmer, 2018; Elfasakhany, 2016; Li, Meng, vd., 2017) tarafından yapılan testlerde görülmediği dikkat çekmektedir. Elfasakhany, A10 için %2.1 tork artışı olduğunu belirtmiştir (Elfasakhany, 2016). Li ve diğerleri tarafından yapılan

testlerde, farklı eşdeğerlik oranlarında motor torkunun benzine kıyasla A10 için %0.8-7.4 ve A20 için %3.3-9.3 oranlarında arttığı belirtilmiştir (Li, Meng, vd., 2017). Alahmer tarafından yapılan testlerde ise, motor torkunun ortalama olarak A5 için %2.47 ve A10 için %4.39 arttığı görülmüştür (Alahmer, 2018). Özetle, A10 için literatürdeki üç farklı motor testlerinden elde edilen tork artış oranları %2.1 (Elfasakhany, 2016), %0.8-7.4 (Li, Meng, vd., 2017), %4.39 (Alahmer, 2018) olarak bildirilirken, bu tez kapsamında yapılan mevcut testte A10 için tork %0.84 azalmıştır. Literatür ile mevcut çalışma arasındaki benzer ve farklı bulguların nedenleri aşağıda Bölüm 6.1.6'da detaylı olarak değerlendirilmiştir.

Aseton karışımlarının tork üzerindeki bu etkileri silindir-içi yanmanın dahil olduğu 1B model ve 3B model sonuçları kullanılarak takip eden bölümde incelenmiştir.

6.1.3. Silindir-içi Özellikler: İndikatör Diyagramı, Basınç, Sıcaklık:

Benzine katılan aseton oranının artması ile her üç inceleme yönteminde performansın olumsuz etkilendiği görülmektedir.

1B model ve 3B model silindir-içi yanmayı da içerdüğinden; silindir-içi basınç, sıcaklık ve emisyon değerlerinin KMA'ya göre değişimleri de elde edilebilmektedir. 1B model ve 3B modelden elde edilen indikatör diyagramları ve silindir-içi basınç ve sıcaklığın maksimum değerleri modellenen tüm yakıtlar için Şekil 6.2'de gösterilmiştir. Ayrıca, 3B modelden elde edilen özellikle ateşleme sonrası silindir içinde oluşan sıcaklık dağılımının radyal ve eksenel kesitlerdeki görüntüleri Şekil 6.3 ve Şekil 6.4'de verilmiştir.

Genel olarak ilk bakışta Şekil 6.2'de görüldüğü gibi, maksimum silindir-içi basınç ve sıcaklık, ÜÖN'dan hemen sonra benzine kıyasla aseton karışımları için biraz yüksektir. Bu durum, birbiri ile uyumlu olan hem 1B model hem de 3B model için gözlenmiştir. 3B modelden elde edilen maksimum silindir-içi basınç ve sıcaklık değerleri 1B modelden daha yüksek hesaplanmıştır. Ayrıca, maksimum silindir-içi basınç değerleri 1B modelde yaklaşık 721.5KMA'da ve 3B modelde ise yaklaşık 2.5KMA sonrasında 724KMA'da gerçekleşmiştir. Benzer şekilde maksimum silindir-içi sıcaklık değerleri ise 1B modelde yaklaşık 724KMA'da ve 3B modelde ise yaklaşık 728.5KMA'da gerçekleşmiştir.

3B modelde; maksimum silindir-içi basınç yaklaşık 724KMA'da oluşmaktadır ve değeri benzin için 7.60MPa ve aseton karışımları için yaklaşık 7.95MPa'dır. Böylece; aseton karışımları, benzinden %4,6 daha yüksek olan hemen hemen aynı maksimum silindir-içi basıncı vermektedir. Maksimum silindir-içi basınca detaylı olarak bakıldığında; G100 için 7.60MPa (724.0KMA), A2 için 7.95MPa (724.1KMA), A5 için 7.93MPa (724.1KMA), A10 için 7.92MPa (724.0KMA) ve A20 için 7.93MPa (724.1KMA) değerlerinde oluşmaktadır.

Yine 3B modelde, maksimum silindir-içi sıcaklık ise G100 için 2682K (733.0KMA), A2 için 2781K (728.5KMA), A5 için 2773K (728.8KMA), A10 için 2771K (729.0KMA) ve A20 için 2770K (729KMA) değerlerinde oluşmaktadır. Benzin için 2682K olan maksimum silindir-içi sıcaklık aseton karışımları için ortalama olarak 2773.75K'dir ki bu değer benzinden %3.4 yüksektir. Aseton karışımları için silindir-içi sıcaklığın yüksek olması, asetonun uçuculuğu ve oksijen içeriği nedeniyle artan

alev yayılma hızı ile açıklanabilir. Asetonun yüksek buharlaşma hızı yanma hızını artırır. Asetonun oksijen içeriği, reaksiyon kinetiğini ve hızını da artırır.

3B modelden elde edilen ateşleme sonrası silindir-içi sıcaklık dağılımlarının KMA'ya göre değişimleri Şekil 6.3 ve Şekil 6.4'de görüntülenmiştir. Bu sayede, silindir-içi alev yayılım hızı radyal ve aksenal silindir kesitlerinde görselleştirilmiştir. Radyal kesit, buji uçlarının 1 mm altından alınmıştır. Çift bujiler için ateşleme zamanı 690 ve 695KMA'dır. Sıcaklık dağılımları 695KMA'dan başlayarak 5KMA'lık artışlarla çizilmiştir. İlk ateşleme yapıldığında alev yarıçapı 1 mm olarak tanımlanmıştır. Genel olarak, Şekil 6.3 ve 6.4'de görüldüğü gibi ilk ateşleme ile büyüyen alev küresinin ikinci ateşleme ile oluşan alev küresi ile birleştiği ve alevin tüm silindire yayıldığı görülmektedir. İkinci ateşlemenin, alevin yayılmasını ve tüm silindiri kaplayan yanmayı hızlandığı ve katkı sağladığı da açık olarak görülmektedir. Sıcaklık dağılımları, ayrıca artan aseton oranı ile alevin benzinden biraz daha hızlı yayıldığını göstermektedir. Çizelge 1.1'de listelendiği gibi G100 için laminar alev hızı 33.0cm/s ve aseton için 42.5cm/s'dir. Yani, asetonun alev hızı benzininkinden 1.3 kat yüksektir. Aseton katkısının oluşturduğu hızlı alev yayılımının, silindir-içi basıncı ve sıcaklığı biraz daha hızlı artırarak torku artırması beklenirdi. Ancak, bu tork artırımının gerçekleşmediği görülmüştür ve nedenleri aşağıda Bölüm 6.1.6'de değerlendirilmiştir.

Genel olarak, aseton karışımlarının alev yayılımını hızlandığı ve silindir-içi basınçları ve sıcaklıkları arttırdığı gözlenmiştir. Silindir-içi göstergeler asetonun yanmaya pozitif yönde etkidiğini gösterse de motor performansında azalma meydana geldiği görülmektedir.

6.1.4. ÖYT Değerlendirmesi:

Şekil 6.1’de görüldüğü gibi, benzin için testten elde edilen ÖYT değeri 286.220g/kWh olarak elde edilmiştir. Bu değer 1B modelde 230.535g/kWh ve 3B modelde 189.119g/kWh olarak hesaplanmıştır. Testten elde edilen ÖYT değeri referans alındığında 1B model %19.5 ve 3B model %33.9 düşük çıkmıştır. ÖYT için oluşan yüksekte düşüğe test-1B-3B değer sıralaması beklendiği gibi torktaki sıralamanın tersinedir. Yani, 1B model ve 3B model için ÖYT, modellerde daha yüksek tork elde edildiğinden test ÖYT’sinden daha düşüktür. Test-1B-3B sonuçlarının farklılıkları hakkında değerlendirmeler yukarıda tork kısmında yapıldığından burada tekrar edilmeyecektir.

Literatür ile mevcut çalışma arasında aseton oranı ile torkun değişiminde uyumsuzluk görülmesine rağmen, 3B modelde elde edilen artan aseton oranı ile artan ÖYT literatürdeki çalışmalar ile uyumludur (Alahmer, 2018; Elfasakhany, 2016; Li, Meng, vd., 2017). 3B modelden elde edilen ÖYT aseton oranı ile artarken, testlerden ve 1B modelden elde edilen ÖYT hafif dalgalanmalarla yaklaşık sabit kalmaktadır.

Motor testlerinde elde edilen ÖYT değerleri G100 için 286.22g/kWh, A2 için 285.44g/kWh, A5 için 284.66g/kWh, A10 için 283.967g/kWh ve A20 için 286.97g/kWh olarak hesaplanmıştır. Motor testlerinde ÖYT değerinde benzine göre A2 için %0.27, A5 için %0.55, A10 için %0.79 gibi oldukça düşük seviyelerde azalma ve A20 için %0.26 gibi düşük bir oranda artma olmuştur. Bu durumun asetonun benzine göre daha yüksek H/C oranına sahip olmasından kaynaklandığı düşünülmektedir.

3B modelde, benzin ve aseton karışımları için ÖYT, testlerden ortalama %31.6 daha düşük olarak hesaplanmıştır. Daha önce belirtildiği gibi, 3B model tüm gerçek test şartlarını ve kayıpları içermediğinden, teste kıyasla 3B model için daha düşük ÖYT beklentiler dahilindedir. 3B modelden elde edilen ÖYT değerleri G100 için 189.119g/kWh, A2 için 191.823g/kWh, A5 için 193.698g/kWh, A10 için 197.278g/kWh ve A20 için 205.026g/kWh olarak hesaplanmıştır. Bu değerlere göre, 3B modelden elde edilen ÖYT, benzine kıyasla A2 için %1.43, A5 için %2.42, A10 için %4.31 ve A20 için %8.41 artmıştır.

1B modelden elde edilen ÖYT değerleri ise G100 için 230.535g/kWh, A2 için 237.497g/kWh, A5 için 236.187g/kWh, A10 için 236.832g/kWh ve A20 için

237.289g/kWh olarak hesaplanmıştır. 1B modelde ise yine benzine kıyasla bu artış oranları A2 için %3.02, A5 için %2.45, A10 için %2.73 ve A20 için %2.93 olarak gerçekleşmiştir. Artan aseton oranı ile ÖYT’de oluşan artma 1B model ve 3B modelde aynı eğilimdedir.

Mevcut incelemelerde aseton oranına göre elde edilen ÖYT değerleri literatürdeki üç grup araştırmacı (Alahmer, 2018; Elfasakhany, 2016; Li, Meng, vd., 2017) tarafından yapılan testler ile karşılaştırılmıştır. Elfasakhany, herhangi bir değer vermeden karışımdaki artan aseton oranı ile ÖYT’de bir artış olduğunu ifade etmiştir (Elfasakhany, 2016). Li ve diğerleri ve Alahmer tarafından verilen ÖYT grafikleri, mevcut çalışmadaki test sonuçlarında olduğu gibi bazı dalgalanmalara sahiptir. Li ve diğerlerinin verdiği grafikte ÖYT’nin benzine kıyasla A10 için %0.7 ve A20 için %3.5 daha yüksek olduğu kabaca görülmektedir (Li, Meng, vd., 2017). Alahmer ise ÖYT’nin benzine göre A5 için %3.3 ve A10 için %5.2 ortalama oranlarında daha yüksek olduğunu belirtmiştir (Alahmer, 2018). Spesifik olarak A10 karışımı için ÖYT değerinin literatürde %0.7 (Li, Meng, vd., 2017) ve %5.2 (Alahmer, 2018) arttığı belirtilirken, mevcut testte %0.79 düşme ve mevcut 3B modelde %4.31 artma görülmüştür. Literatür ile mevcut çalışma arasındaki benzer ve farklı bulguların nedenleri aşağıda Bölüm 6.1.6’de detaylı olarak değerlendirilmiştir.

6.1.5. Hacimsel Verim Değerlendirmesi:

Testlerden elde edilen hacimsel verim, benzine kıyasla genel olarak artan aseton oranı ile azalmıştır. Testte elde edilen hacimsel verim değerleri A10'da hafif bir dalgalanmaya sahiptir ve G100, A2, A5, A10 ve A20 için sırasıyla 0.78, 0.76, 0.73, 0.74 ve 0.69 olarak belirlenmiştir. Bu değerlere göre, benzine kıyasla hacimsel verimde sırasıyla A2, A5, A10 ve A20 için %3.2, %6.4, %5.1 ve %11.5 oranında bir azalma olmuştur.

1B modelden elde edilen hacimsel verim değerleri de artan aseton oranı ile testlere benzer bir eğimle azalmaktadır. Ancak 1B modelde hesaplanan hacimsel verimler testlere göre ortalama %24.6 daha yüksektir. Bunun sebebi testlerdeki tüm şartların ve kayıpların ölçülerek modele dahil edilememesidir. 1B modelden elde edilen hacimsel verim değerleri; G100 için 0.958, A2 için 0.943, A5 için 0.923g/kWh, A10 için 0.900g/kWh ve A20 için 0.878g/kWh olarak hesaplanmıştır. 1B modelde benzine kıyasla hacimsel verimdeki azalma yüzdeleri A2 için %1.57, A5 için %3.73, A10 için %6.04 ve A20 için %8.39 olarak gerçekleşmiştir.

Literatürdeki testlerden, Elfasakhany'nin testlerinde hacimsel verim, benzine kıyasla A3, A7 ve A10 karışımları için sırasıyla %0.9, %1.6 ve %3.2 artmıştır (Elfasakhany, 2016). Alahmer'in test sonuçları ise, benzine kıyasla hacimsel verimin A5 ve A10 aseton karışımları için %4.9 ve %7.2 arttığını göstermektedir (Alahmer, 2018). A10 için hacimsel verim mevcut testte %5.1 azalırken literatürdeki testlerde %3.2 (Elfasakhany, 2016) ve %7.2 (Alahmer, 2018) arttığı görülmektedir. Literatür ile mevcut çalışma arasındaki benzer ve farklı bulguların nedenleri aşağıda Bölüm 6.1.6'de detaylı olarak değerlendirilmiştir.

6.1.6. Tork Değişimi ve Literatür ile Karşılaştırma (2800 d/dk):

Aseton ilavesinin motor performansına etkileri yukarıda tork, güç, OEB, ÖYT, hacimsel verim, silindir-içi basınç ve sıcaklık parametreleri ile verilmiş ve değerlendirilmiştir (Kantaroglu vd., 2022). Bu çalışmada, aseton ilavesinin temel olarak torku azalttığı ve ÖYT'yi biraz arttırdığı ve dolayısıyla da aseton ilavesinin motor performansını kötüleştirdiği bulunmuştur. Rakamlarla verildiği gibi, literatürdeki çalışmalarda artan aseton oranı ile tork artması gözlenmemiştir (Alahmer, 2018; Elfakhany, 2017; Li, Meng, vd., 2017). Bu çalışmada yapılan mevcut testlerden ve literatürdeki diğer motor testlerinden elde edilen aseton karışımları için tork değişiminin farklı olmasının birçok nedeni olabilir. Her şeyden önce, test edilen motorlar oldukça farklıdır. Literatürdeki testlerde kullanılan test motorlarının özellikleri ve test şartları karşılaştırmalı olarak Çizelge 1.3'de gösterilmiştir. Literatürdeki testlerde kullanılan motorlar tek silindirli, tek bujili, hava soğutmalı ve küçük hacimli motorlardır (Alahmer, 2018; Elfakhany, 2017). Literatürdeki testlerde kullanılan bu motorlar, bu çalışmadaki i-DSI otomobil motorunda olduğu gibi tam olarak optimize edilemeyen küçük boyutlu motorlardır. Li ve diğerlerinin test ettiği motor ise tek silindirli, tek bujili ve su soğutmalı bir motordur (Li, Meng, vd., 2017). Bu çalışmada test edilen motor, dört silindirli, çift buji ateşlemeli, su soğutmalı ticari bir otomobil motorudur.

Aseton karışımlarının torka etkisi değerlendirilirken, aseton ve benzinin Çizelge 1.1'de listelenen yakıt özellikleri dikkate alınmalıdır. Tork değerlerini etkileyen önemli hususlar olarak yakıtların kütleli debisi, buhar yoğunluğu, buharlaşma gizli ısı, hacimsel verim ve alt ısı değeri olarak sayılabilir ki bu hususlar aşağıda değerlendirilmiştir.

Aseton-benzin karışımları için testler esnasında ölçülen yakıtların kütleli debilerine göre ve yakıt özelliklerine göre hesaplanan; silindire giren yakıt için toplam sıvı yakıt debisi, toplam yakıt buharı debisi, yakıt buharlaşırken ortamdaki çekilen ısı, hacimsel verim ve yakıt ile silindire giren toplam enerji Şekil 6.5'de gösterilmiştir. Bu hesaplamaların yapıldığı tablo ise Çizelge 6.2'de verilmiştir. Çizelge 6.2'deki hesaplamalarda, testteki toplam yakıt debisi kullanılarak, yakıtların kütleli oranlarına göre karışımdaki yakıtların ayrı ayrı kütleli debileri hesaplanmıştır. Bu kütleli debiler ile yakıtların buhar yoğunlukları çarpılıp her iki değer de toplanarak toplam yakıt buharı debisi hesaplanmıştır. Yine her bir yakıtın ayrı ayrı hesaplanan debileri

ve buharlaşma gizli ısıları çarpılarak yakıtın buharlaşırken ortamdan çektiği toplam ısı enerjisi hesaplanmıştır. Son olarak bu debiler ile yakıtların alt ısı değerleri çarpılıp bulunan değerler toplanarak silindir içerisine giren toplam enerji miktarı hesaplanmıştır.

Hacimsel verim:

Öncelikle hacimsel verim açısından değerlendirme yapılırsa, testlerde ölçülen hacimsel verim, G100'den A20'ye doğru artan aseton oranı ile %11.5 azalmıştır. Hacimsel verim değerlendirilirken; yakıttaki her bileşenin debisi, buhar yoğunluğu ve buharlaşma gizli ısı dikkate alınmalıdır.

Benzin ve asetonun buhar yoğunlukları sırasıyla 4.6kg/m^3 ve 0.64kg/m^3 'tür. Asetonun buhar yoğunluğu benzinden 7.2 kat daha düşüktür. Başka bir deyişle, aseton buharlaştığında birim kütle başına daha fazla hacim kaplar. Motor testlerinde, emme supabının arkasına enjekte edilen yakıt buharlaştığında, işgal edilen hacim G100 için 0.53 litre iken A20 için 1.18 litreye çıkar ve bu da %122.6 artışa karşılık gelir (Şekil 6.5). Böylece, artan aseton oranı ile buharlaşan yakıtın artan hacim işgali, daha az miktarda hava girişine ve hacimsel verimin düşmesine neden olur. Çizelge 1.1'den görüldüğü gibi, aseton benzine göre daha uçucudur ve benzine göre buhar yoğunluğu düşüktür. Bu nedenle aseton benzine göre daha hızlı buharlaşarak silindir girişinde ve silindir içinde daha çok hacim kaplamaktadır. Şekil 6.1'de görüldüğü gibi artan aseton oranı ile hacimsel verim düşmektedir. Ancak, G100'den A20'ye hacimsel verimdeki %11.5'lik düşüşü, yalnızca buharlaşan yakıt hacmindeki %122.6'lık artışla açıklanması da yetersiz kalacaktır. Yani, artan aseton ilavesi ile buhar yoğunluğu kaynaklı gerçekleşen negatif etkiye karşın testte ölçülen hacimsel verim düşüşü daha sınırlı kalmaktadır.

Buhar yoğunluğu ile ilgili bu değerlendirmeler ile birlikte hacimsel verime etki eden dikkate alınması gereken ikinci bir husus yakıtların buharlaşma gizli ısılarıdır. Benzin ve aseton için buharlaşma gizli ısıları sırasıyla 270kJ/kg ve 552kJ/kg 'dır. Asetonun buharlaşma gizli ısının benzinden 2 kat yüksek olmasının bir sonucu olarak, aseton buharlaşırken ortamdan daha fazla ısı çekecektir. Şekil 6.5'de görüldüğü gibi, silindire gönderilen yakıt debileri ve yakıtların buharlaşma gizli ısıları kullanılarak yapılan hesaplamada, yakıt buharlaşması sırasındaki çekilen ısı miktarı G100 için 0.664kW

iken A20 için 0.793kW olmaktadır ki bu da %19.4'lük artışa karşılık gelmektedir. Daha yüksek miktarda çekilen ısı emilen havayı daha fazla soğutur ve hava yoğunluğunu artırır ve böylece hacimsel verim de artar. Asetonun hacimsel veriminde meydana gelen sınırlı düşmenin bir nedeni de efektif verimin aseton ilavesi ile birlikte %28'den %30'a yükselmesidir. Aseton ile birlikte silindir içine alınan enerji miktarının giderek düşmesine rağmen, gücün aynı oranda düşmemesi, asetonun yanmayı iyileştirici özelliklerine bağlıdır.

Hacimsel verim üzerinde birbirine göre ters etki yapan bu iki mekanizmanın (buharlaşan yakıt hacmi ve buharlaşan yakıtın çektiği ısı) birleşik etkisi sonucunda artan aseton oranı ile hacimsel verim azalmıştır. Yani bir diğer ifadeyle benzine göre daha uçucu ve buhar yoğunluğu düşük olan asetonun benzinden daha erken buharlaşarak daha fazla hacim kaplamasının getireceği negatif etkinin karşılığında, buharlaşma gizli ısısı yüksek olan aseton silindir içine giren havayı soğutarak daha fazla hava girişini arttırması olarak yansıyan pozitif etki neticesinde hacimsel verim azalmıştır (Kantaroglu vd., 2022).

Isı enerjisi:

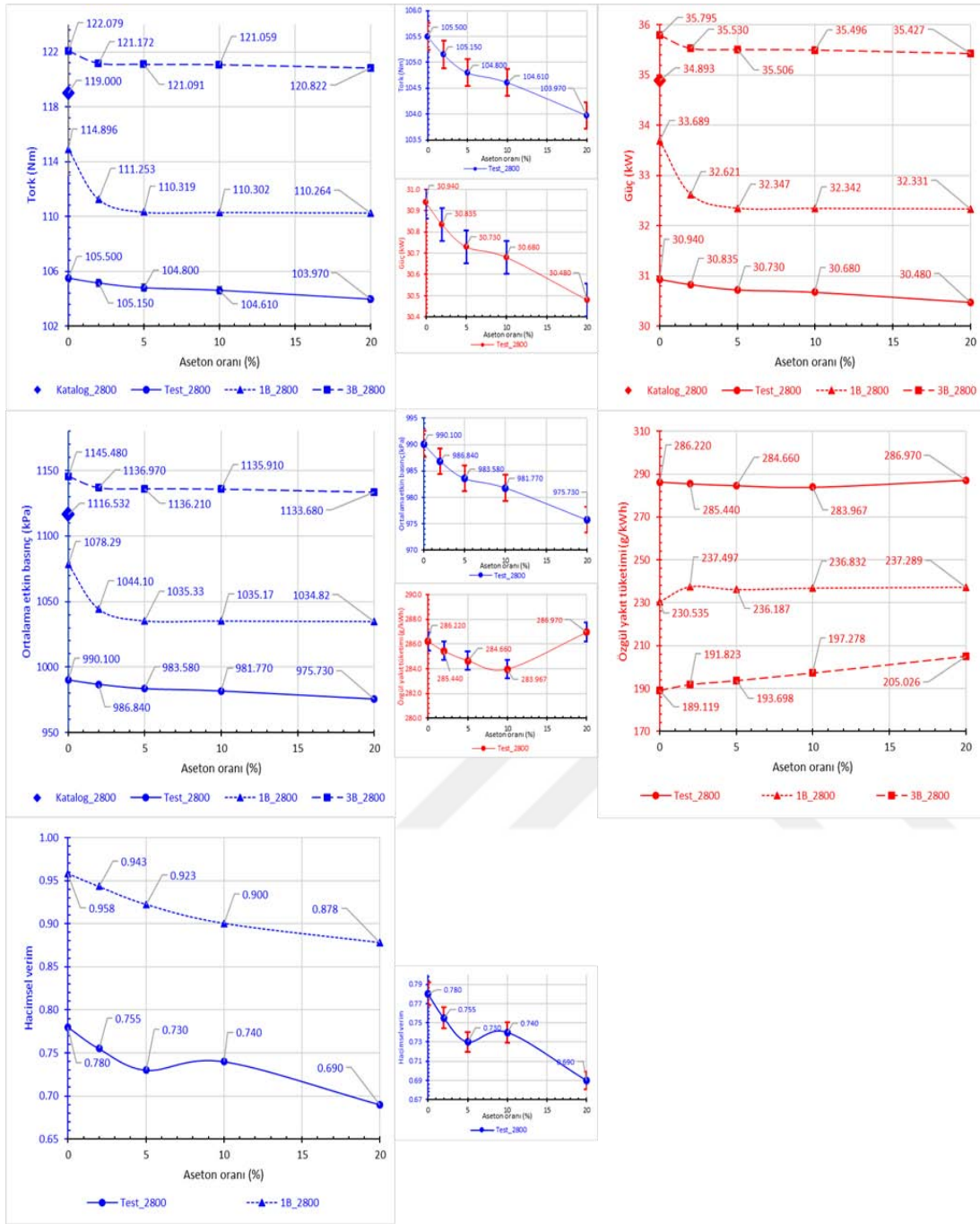
Torku etkileyen ve dikkate alınması gereken bir diğer ana parametre de yakıtla birlikte silindire giren ısı enerjisi miktarıdır. Benzinin alt ısı değeri 44300kJ/kg iken asetonun 29600kJ/kg'dır. Şekil 6.5'de görüldüğü gibi, yine silindire gönderilen yakıt debileri ve yakıtların alt ısı değerleri kullanılarak yapılan hesaplamada, yakıtla birlikte silindire giren ısı miktarı G100 için 109.0kW iken A20 için 100.5kW'a olmuştur ki bu da %7.8'lik bir düşüş demektir. A20 için testlerde elde edilen tork ise benzine göre %1.45 düşüktür. Silindire giren ısı miktarındaki düşüş yüzdesi ile torktaki düşüş aynı seviyede değildir. Hacimsel verimin artan aseton oranı ile düştüğü yukarıda açıklanmıştı. Aseton-benzin karışım yakıtının belirtilen tüm davranışsal özellikleri birleşerek sonuçta ölçülen torku vermektedir.

Motor testlerinin, birbirleri ile etkileşim halindeki tüm fiziksel ve kimyasal süreçleri içeren gerçek davranışı temsil ettiği açıktır ve her bir sürecin nihai ölçülen tork değeri üzerindeki etkisini ayırt etmek olası değildir. Mevcut testlerde, tüm etkili parametrelerin kombinasyonu, artan aseton oranı ile torkta azalma oluşturmuştur.

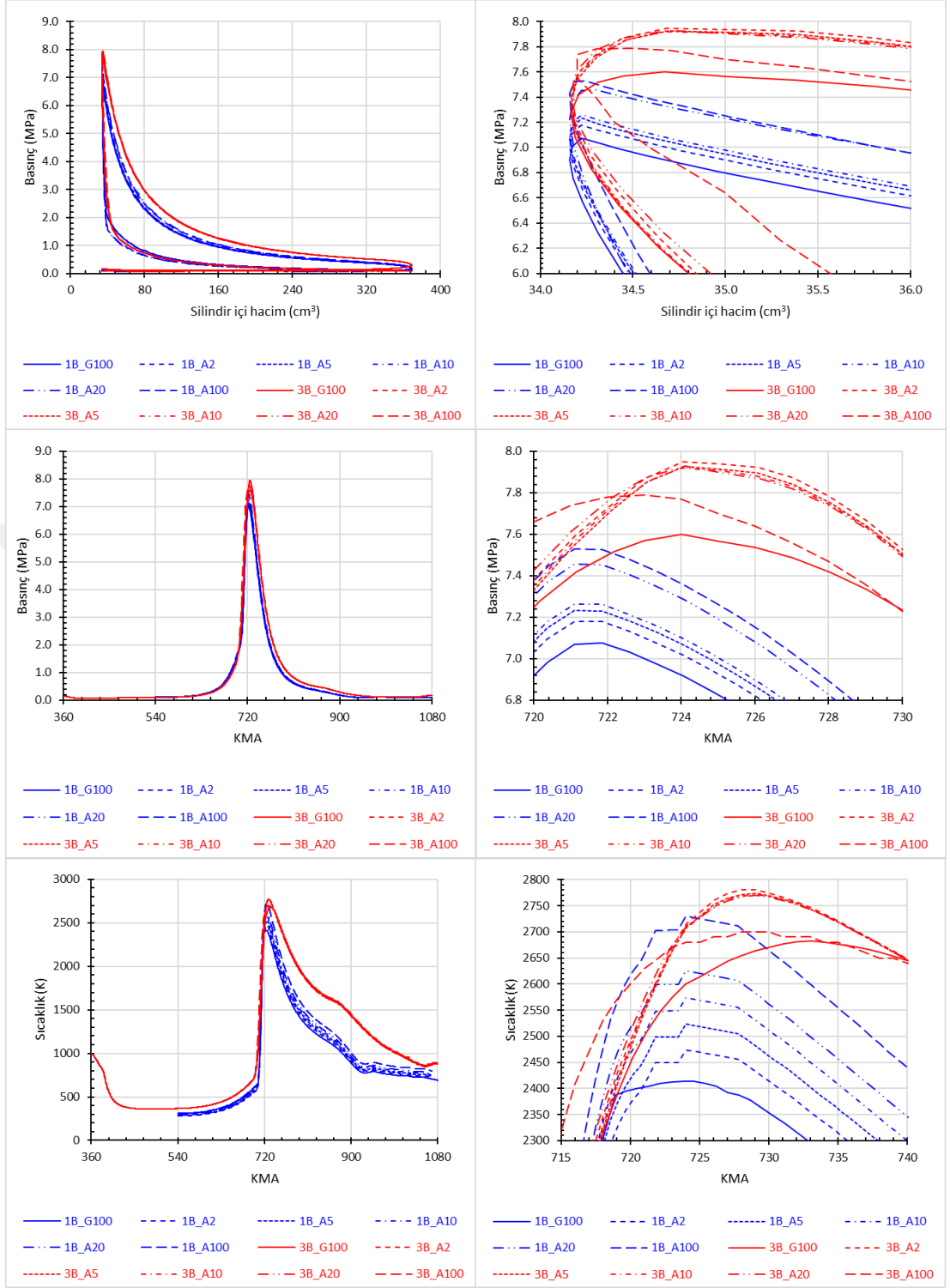
Aseton-benzin karışımı için yakıt özellikleri dikkate alınarak yapılan hesaplamalar ile

Şekil 6.5’de gösterildiği gibi yapılan değerlendirmeler, aseton-benzin karışımı için torkun düşmesi yönünde bir eğilim vermektedir ve gerek testlerde ve gerekse modellerde bu düşme eğilimi elde edilmiştir. Literatürdeki diğer çalışmalarda yapılan testlerde elde edilmiş olan artan aseton oranı ile torktaki yükselme eğilimi (Alahmer, 2018; Elfasakhany, 2017; Li, Meng, vd., 2017), o testlerde kullanılan motorlara (tek silindirli, küçük hacimli, hava soğutmalı, tek bujili) özgün sonuçlar olduğu şeklinde değerlendirmeye açıktır (Kantaroğlu vd., 2022).

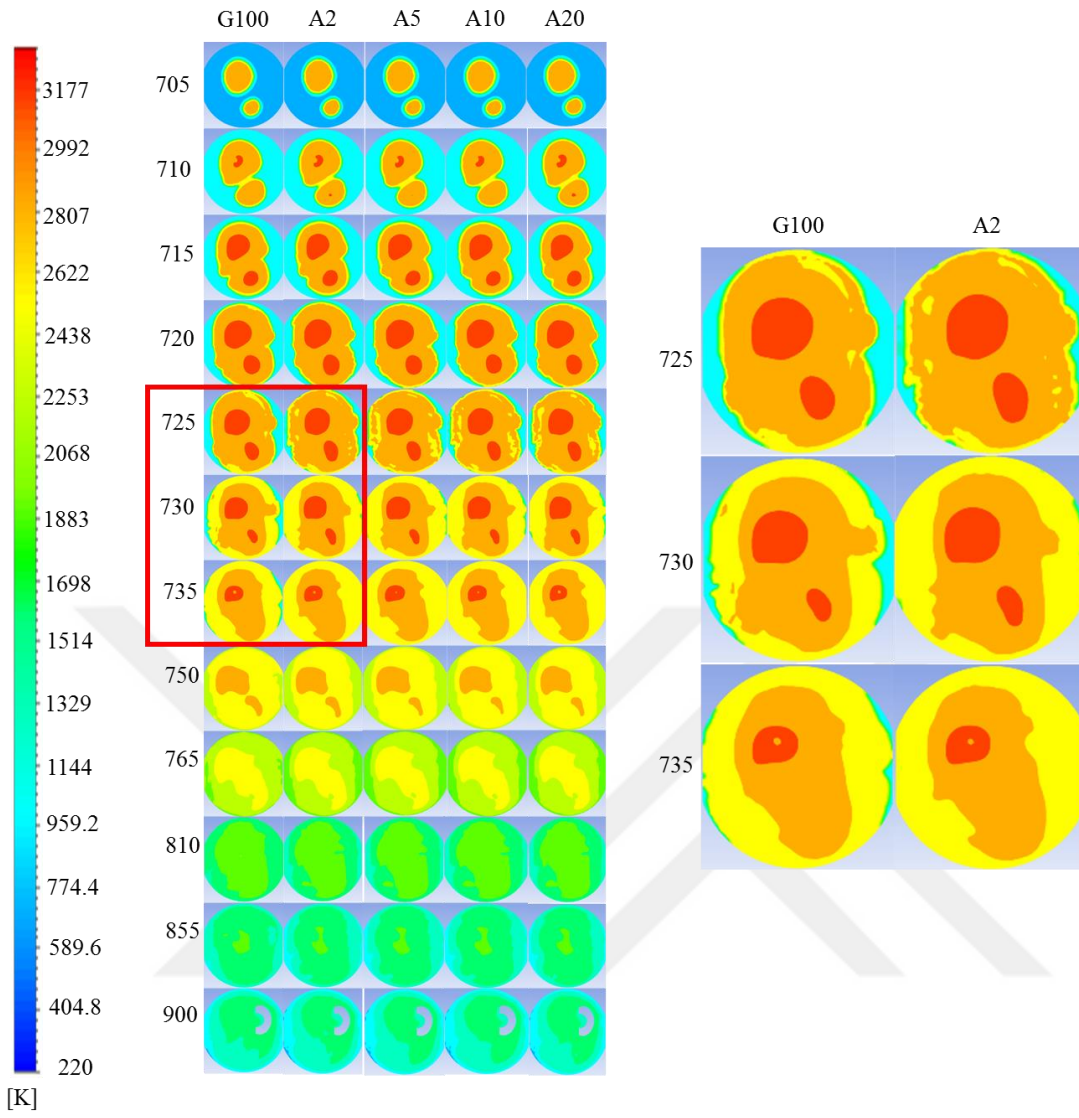




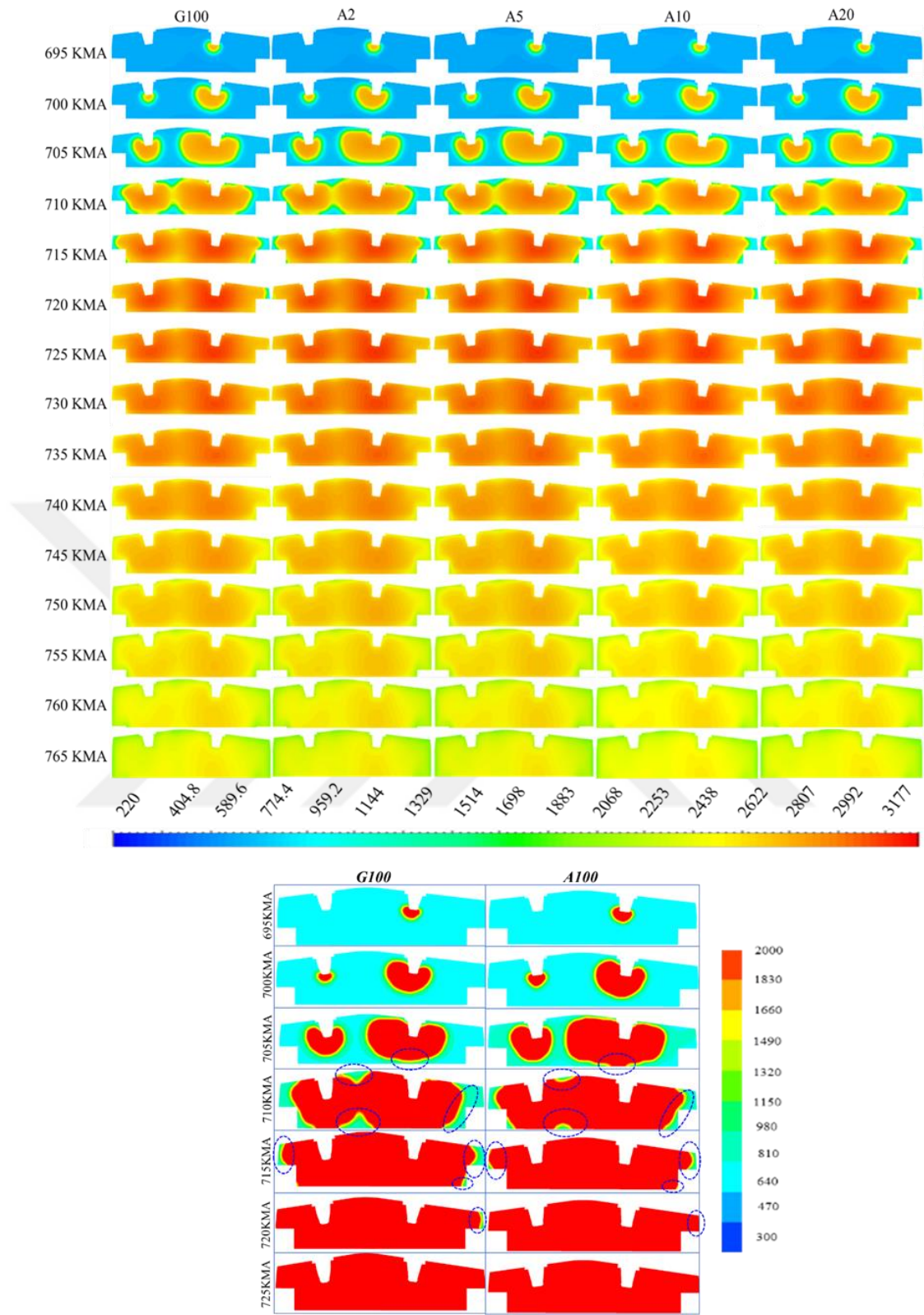
Şekil 6.1. Aseton karışımları için performans parametreleri (2800d/dk)



Şekil 6.2. Aseton karışımları için silindir-içi basınç ve sıcaklığın KMA'ya göre değişimi (2800d/dk)



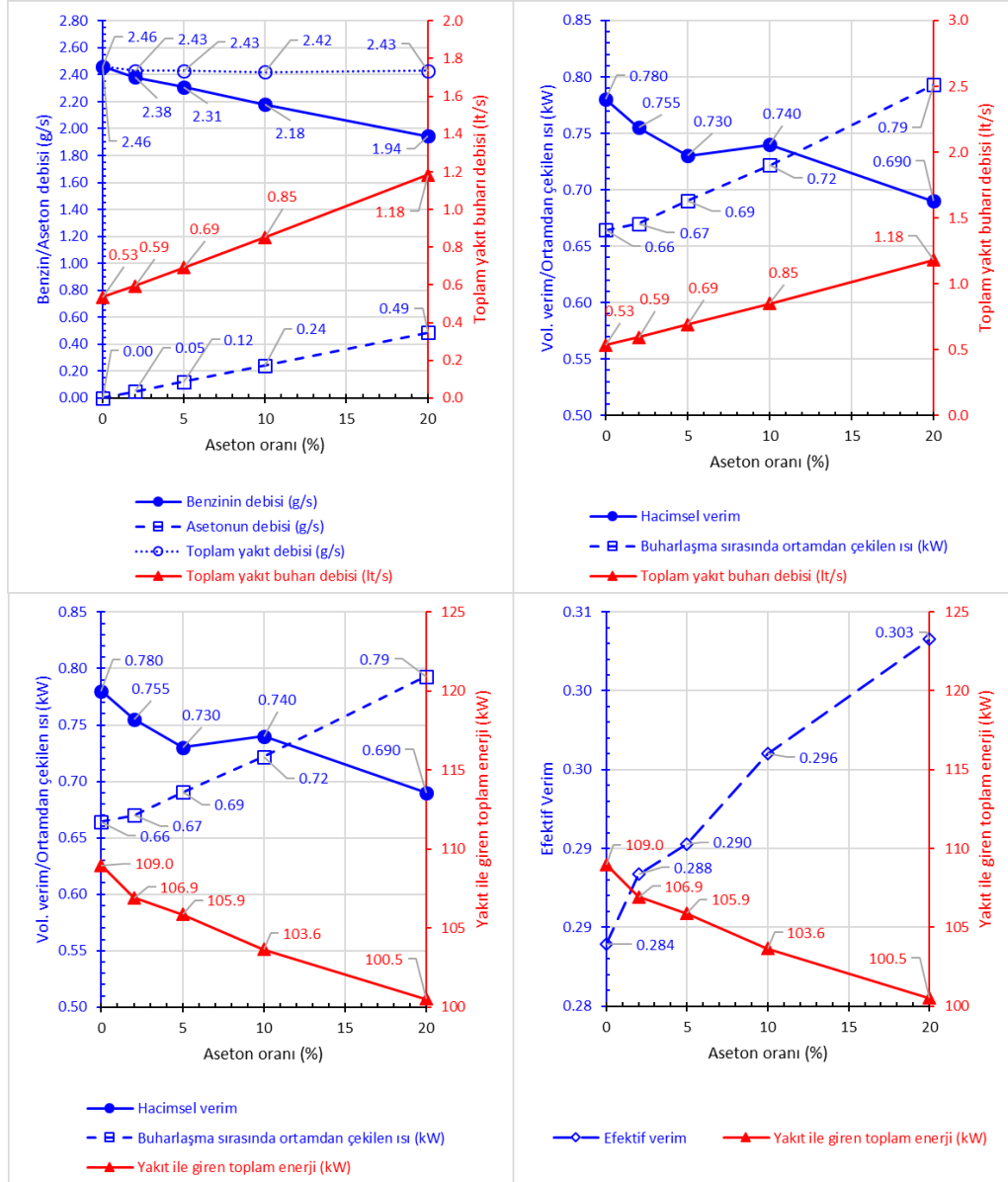
Şekil 6.3. Aseton karışımları için silindir-içi radyal kesitte sıcaklık dağılımları



Şekil 6.4. Aseton karışımları için silindir-içi eksenel kesitte sıcaklık dağılımları

Çizelge 6.2. Silindire giren yakıt özellikleri hesaplama tablosu

Aseton oranı	Benzin kütleli oranı	Aseton kütleli oranı	Güç (kW)	Toplam yakıt debisi (g/s)	Benzinin debisi (g/s)	Asetonun debisi (g/s)	Benzin buhar yoğunluğu (kg/m ³)	Aseton buhar yoğunluğu (kg/m ³)	Toplam yakıt buharı debisi (lt/s)	Hacimsel verim	Benzin buharlaşma gizli ısı (kJ/kg)	Aseton buharlaşma gizli ısı (kJ/kg)	Buharlaşma sırasında ortamdan çekilen ısı (kW)	Benzin alt ısı değeri (kJ/kg)	Aseton alt ısı değeri (kJ/kg)	Yakıt ile giren toplam enerji (kW)	Efektif verim
0	1.00	0.00	30.94	2.46	2.46	0.00	4.6	0.64	0.53	0.780	270	552	0.664	44300	29600	109.0	0.284
2	0.98	0.02	30.84	2.43	2.38	0.05	4.6	0.64	0.59	0.755	270	552	0.670	44300	29600	106.9	0.288
5	0.95	0.05	30.73	2.43	2.31	0.12	4.6	0.64	0.69	0.730	270	552	0.690	44300	29600	105.9	0.290
10	0.90	0.10	30.68	2.42	2.18	0.24	4.6	0.64	0.85	0.740	270	552	0.722	44300	29600	103.6	0.296
20	0.80	0.20	30.48	2.43	1.94	0.49	4.6	0.64	1.18	0.690	270	552	0.793	44300	29600	100.5	0.303



Şekil 6.5. Silindire giren yakıt özelliklerinin grafikleri

6.2. Emisyonlar (2800 d/dk):

Emisyonlar; egzoz hattına yerleştirilen sensör ile ölçülen test verileri ve 1B model ve 3B model ile hesaplanan silindir-içi emisyon bileşenlerinin KMA'ya göre değişimleri kullanılarak değerlendirilmiştir.

Testlerde ölçülen egzoz emisyon parametreleri CO, CO₂, HC, NO_x, O₂, lambda değerleridir ve elde edilen değerler Şekil 6.6'da gösterilmiştir. Ayrıca, egzoz gazlarının sıcaklığı da ölçülmüştür Şekil 6.6'da gösterilmiştir. 1B ve 3B modellerde hesaplanan silindir-içi emisyonlar olarak CO, CO₂, O₂, HC, NO_x/EINO_x değerlerinin KMA'ya göre değişimleri Şekil 6.7'de çizilmiştir.

Testler ve modeller arasında emisyonları birebir karşılaştırabilecek okumalar bulunmamaktadır. Testlerde, egzoz manifoldu çıkışından sonra egzoz borusu üzerine yerleştirilen emisyon ölçüm cihazının sensörü ile ölçüm yapılmaktadır ki bu ölçüm değerleri motor çevrimlerinin zamana göre yani KMA'ya göre ortalaması şeklinde oluşmaktadır. Ayrıca emisyon ölçüm cihazı, emisyon değerlerini hacimsel ortalama olarak vermektedir. Testlerde ölçülen emisyonlar ve birimleri CO-%vol, CO₂-%vol HC-ppmvol, NO_x-ppmvol, O₂-%vol şeklindedir.

1B model ve 3B model ile hesaplanan silindir-içi emisyonlar ise, çevrimin o anında silindir içinde bulunan emisyonların mol oranı veya kütleli/partikül miktarı şeklindedir. Modellerden hesaplanan herhangi bir çevrim anındaki silindir içindeki emisyon değerleri ile testlerden elde edilen yanması tamamlanmış ve nihai olarak egzozla tahliye edilen gazlardaki ortalama ölçüm değerleri; farklı çevrim anındaki ve çevrimlerdeki ortalama emisyon oluşumları olduğundan birebir karşılatırılmaları anlamlı olmayacaktır. Ayrıca modellerdeki emisyon miktarlarının çevrim boyunca ortalama değerlerini hesaplayarak, test emisyonları ile karşılaştırmak da anlamlı olmayacaktır. Çünkü, silindir içerisinde yanmanın başlangıcından itibaren ekzotermik zincir reaksiyonlar oluşmaya başlar ve yüzlerce tür açığa çıkar. Bu türler gerekli sıcaklık şartları altında ilerledikçe yeni alt türlerin oluşumuna neden olurlar. Dolayısıyla, çevrim sonuna doğru egzoz supabı açıldıktan sonra egzoz hattına gönderilen gazların emisyonu testlerdeki emisyonları temsil etmeye daha yakın olacaktır.

Bu nedenlerden dolayı emisyonlar değerlendirilirken test ve 1B/3B modellerin grafikleri ayrı ayrı incelenmiştir. Bununla birlikte 1B model ile 3B model emisyon

sonuçları arasında da farklılıklar olabilecektir. 1B modelde (Bölüm 4’de belirtildiği) gibi yazılımda tanımlı emisyon modellerinden hesaplamalar yapılırken, 3B modelde (Bölüm 5’de belirtildiği) ise yakıt kütüphanesindeki türlerin, oldukça fazla sayıdaki kimyasal reaksiyon sonucunda hesaplanan miktarları dikkate alınarak kümülatif hesaplamalar yapılmaktadır. Silindir-içi yanmanın 3B olarak çözümlendiği 3B model sonuçları 1B modele göre daha gerçekçi görülmektedir.

Emisyonlar değerlendirilirken, ayrıca, testlerden elde edilen Şekil 6.6’daki emisyon grafiklerine literatürde verilen diğer test verileri de karşılaştırma amaçlı olarak dahil edilmiştir (Alahmer, 2018; Elfasakhany, 2017; Li, Meng, vd., 2017; Li, Nithyanandan, vd., 2017). Bu karşılaştırma yapılırken önemli olan husus şudur: bu çalışmadaki mevcut testler ile literatürdeki testler arasında emisyon karşılaştırması yapılırken, test edilen motorların Çizelge 1.3’de listelendiği ve daha önce tartışıldığı gibi son derece farklı özelliklere sahip oldukları unutulmamalıdır.

Burada sonuçların değerlendirmesine geçmeden önce, aseton-benzin karışımları için asetonun kimyasal yapısının benzine göre farklılığı dikkate alınmalıdır. Öncelikle, aseton karışımlarında HC içeriği aseton oranı ile değişecektir. C/H oranı, benzin (izooktan: C_8H_{18}) için $8/18=0.44$ iken aseton (C_3H_6O) için $3/6=0.50$ ’dir. Böylece karışımdaki artan aseton oranı, karışımın yakıtın C/H oranını artacaktır. Ayrıca, asetonun oksijen içeriği nedeniyle hava-yakıt karışımı daha fazla oksijenlenir. İlaveten, asetonun kimyasal yapısı iki metil, bir çift bağlı C partikülü ve O radikalinden oluşur. Bu yapı benzinle bir araya geldiğinde reaksiyon kinetiğini değiştirerek farklı ara ürünlerin ve son ürünlerin oluşmasına neden olur. Radikaller önce çift bağlara saldırdığı için O iyonunun salınmasına neden olur ve ara ürün olarak reaksiyon setinde farklı bir rol oynar.

Emisyon değişimlerine genel olarak bakıldığında; Şekil 6.6’daki bu çalışmada elde edilen emisyon test grafiklerinde görüldüğü gibi, artan aseton oranı ile CO, HC ve O₂ emisyonlarında azalma ve CO₂ ve NO_x emisyonlarında artma görülmektedir. Bu değişimler genel olarak Şekil 6.7’de gösterilen 1B ve 3B modelden elde edilen silindir-içi emisyonların bazıları için de belli seviyede gözlenmiştir. Ayrıca, Şekil 6.7’deki 1B modelden ve 3B modelden elde edilen yanma ile oluşan silindir-içi emisyonların KMA’ya göre değişim eğrileri birbirlerine makul seviyede yakındırlar ve benzer yapıdadırlar. 1B model ve 3B model emisyon sonuçlarındaki belli seviyede farklılıklar olması da beklentiler dahilinde görülmektedir. 1B modelde yazılımda tanımlı emisyon

modelleri kullanılırken 3B modelde yakıt kütüphanesindeki türler ve oldukça fazla sayıdaki kimyasal reaksiyon sonucunda hesaplanan ürünler dikkate alınarak kümülatif hesaplamalar yapılmaktadır. Silindir-içi yanmanın 3B olarak çözümlendiği 3B model sonuçları 1B modele göre daha gerçekçi görülmektedir.

İncelenen emisyon değerleri aşağıda sırasıyla değerlendirilmiştir.



6.2.1. CO, CO₂, O₂ Emisyonları:

İlk bakışta, aseton-benzin karışımında artan aseton oranı ile artan C/H oranının, nispeten daha fazla CO ve CO₂ oluşturacağı söylenebilir. Şekil 6.6'da gösterildiği gibi, motor testinde egzoz hattında ölçülen emisyon değerlerine göre, artan aseton oranı ile CO oluşumu azalırken CO₂ oluşumu artmıştır. Aseton karışımları için CO oluşumu benzine göre; A2 için %1.5, A5 için %4.0, A10 için %15.2 ve A20 için %33.6 daha azdır. CO₂ oluşumu ise, A2 için %0.8 azalırken A5 için %1.3, A10 için %4.6 ve A20 için %11.4 artmıştır. O₂ miktarı ise A2 için %6.2, A5 için %15.4, A10 için %16.9 ve A20 için %26.2 azalmıştır.

Şekil 6.6'da görüldüğü gibi, mevcut testten elde edilen aseton oranına göre CO değerleri ve artan aseton oranı ile CO'nun azalma eğiliminin literatürdeki Elfasakhany'nin test sonuçları ile yeterince yakın olduğu görülmektedir (Elfasakhany, 2016). Li ve diğerlerinin her iki çalışmasında verilen CO değerleri; 5 bar etkin basınç için artan aseton oranı ile azalma eğilimine sahiptir, ancak, mevcut testten ve Elfasakhany'nin çalışmasından ortalama olarak on kat daha azdır (Elfasakhany, 2017; Li, Meng, vd., 2017; Li, Nithyanandan, vd., 2017). Diğer taraftan, Alahmer'in testlerinde ise; CO değerleri mevcut testin yaklaşık yarısı kadar iken, artan aseton oranıyla CO'un azaldığı görülmektedir (Alahmer, 2018).

CO₂ emisyon değerleri; mevcut testler için artan aseton oranı ile hacimsel olarak benzin için 11.18'den A20 için 12.46'ya artarken, Elfasakhany'nin testlerinde benzin için 9.3'ten A10 için 6.3'e düşmektedir (Elfasakhany, 2016). Alahmer'in testlerinde ise CO₂ değerleri hacimsel olarak benzin için 12.4'den A10 için 12.0'a düşmektedir (Alahmer, 2018). Üç farklı testten elde edilen CO₂ emisyon değerleri belli seviyede karşılaştırılabilir yakınlıktadır. Ancak artan aseton oranı mevcut testlerde CO₂ oluşumu artarken literatürdeki diğer iki testte azalım raporlanmıştır (Elfasakhany, 2016; Alahmer, 2018).

Mevcut testlerde elde edilen CO oluşumu aseton oranı ile artmaktadır ve literatürdeki testler ile uyumludur. Ancak, mevcut testlerdeki artan CO₂ oluşumu literatürde gözlenmemiştir. Artan aseton oranı ile CO'nun azalımı ve CO₂'nin artması, asetonun uçuculuğu, oksijen içeriği yanında asetonun daha yüksek alev hızı nedeniyle yanmada oluşan iyileşmeye bağlanmaktadır. Benzin için kaynama sıcaklığı 99°C ve aseton için 56°C'dir. Benzin için laminar alev hızı 33.0 cm/s, aseton için 42.5 cm/s'dir. Silindir-

içi sıcaklık dağılımı da (Şekil 6.3 ve 6.4) artan aseton oranıyla benzine göre alevin daha hızlı yayıldığını göstermektedir. Bu durum, karışımda artan aseton oranı ile CO azalmasını ve CO₂ artışını açıklayıcıdır.

Mevcut testlerdeki artan aseton oranı ile O₂'de oluşan azalma ise şu şekilde açıklanabilir. Artan devirle beraber, motorun hacimsel veriminin düşmesi ve akış kayıplarının artması ile yeterli O₂ yanmaya dahil olamaz. Buna bağlı olarak artan devirle O₂ azalmaktadır.

1B model ve 3B modelden elde edilen silindir içindeki CO ve CO₂'nin KMA'ya göre değişimi Şekil 6.7'de gösterilmiştir. Şekil 6.7'de genel olarak görüldüğü gibi, modellerden elde edilen silindir içindeki CO, 690KMA'daki ilk ateşleme ile ani olarak artmakta, yanmanın tamamlanması ile hızla düşmekte ve 780KMA'dan sonra hafif azalmaya devam etmektedir. CO₂ ise yine ilk ateşleme ile ani artmakta ve yanmanın tamamlanması ile (~740KMA) sabit kalmaktadır. Silindir içine alınan O₂ yanma ile ani olarak düşmektedir. 1B model ile 3B model sonuçları KMA'ya göre benzer yapıda ve eğilimde oluşmuştur.

Yukarıdaki bölümde değerlendirildiği gibi, çevrim sonuna doğru egzoz supabı açıldıktan sonra egzoz hattına gönderilen gazların emisyonu testlerdeki emisyonları temsil etmeye daha yakın olacaktır. Bu gözleme istinaden modellerden elde edilen emisyonların aseton oranına göre sıralamalarına egzoz supabının açıldığı 858 KMA'da anlık olarak bakılarak, aseton oranının CO, CO₂ ve O₂ üzerindeki etkisi değerlendirilmiştir.

Şekil 6.7'deki emisyonlara özellikle egzoz supabının açıldığı 858 KMA'da bakılmıştır. 1B modelde egzoz supabının açıldığı 858 KMA'da CO emisyonu sıralamasının büyükten küçüğe G100-A2-A5-A10-A20 olduğu gözlenmiştir ve mevcut test sonuçları ile uyumludur. 3B modelde ise büyükten küçüğe CO sıralaması G100-A2-A20-A10-A5 şeklindedir, yani artan aseton oranı ile CO emisyonunda iniş-çıkışlar olmuştur ve 858 KMA'daki bu yerel kıyaslama değerleri mevcut test sonuçları ile uyumlu değildir.

CO₂ emisyonu sıralaması ise hem 1B modelde hem 3B modelde küçükten büyüğe G100-A2-A5-A10-A20 olarak hesaplanmıştır ve mevcut testlerde de bu sıralama vardır.

O₂ değerlerindeki sıralama 1B modelde büyükten küçüğe G100-A2-A5-A10-A20

şeklindedir ve mevcut test sonuçları ile uyumludur. 3B modeldeki O₂ sıralaması ise büyükten küçüğe A10-A20-A5-A2-G100 olarak aseton oranına göre A20’de bir dalgalanma olmuştur ve 858 KMA’daki bu yerel kıyaslama egzoz hattından ölçülen mevcut test sonuçları ile uyumlu değildir.



6.2.2. HC Emisyonu:

HC oluşum sebepleri olarak eksik yanma yanında silindirdeki çatlaklar, yağlama yağı tabakaları, artık gaz, silindir duvar sıcaklığı, yanma odası formu, supap bindirmesi, ikincil hava akışı sayılabilir. Şekil 6.6'da görüldüğü gibi, mevcut motor testinde, HC oluşumu benzin için 221 ppmvol olarak ölçülmüştür ve artan aseton oranı ile yaklaşık doğrusal olarak azalmakta ve A20 için 145 ppmvol değerine düşmektedir. Aseton ilavesi ile HC'de oluşan azalma yüzdeleri benzine göre A2 için %7.0, A5 için %10.1, A10 için %23.8 ve A20 için %34.4'tür.

Şekil 6.6'da, mevcut testlerde ve literatürdeki testlerde HC oluşumunun artan aseton oranı ile farklı eğimlerde de olsa azalma eğilimi ortak bir davranış olarak gözlenirken ölçülen HC değerlerinin tüm testler için yakın olmadığı ve bazı testler için nispeten uzak olduğu görülmektedir (Alahmer, 2018; Elfasakhany, 2017; Li, Meng, vd., 2017; Li, Nithyanandan, vd., 2017).

HC emisyonlarının azaltılmasında öne çıkan sebepler olarak, aseton katkılı yakıt karışımının düşük sıcaklıkta gaz fazına daha hızlı geçmesi, hava ile daha moleküler düzeyde karışması ve reaksiyon hızını artırması görülmektedir. Böylece aseton temel olarak yanmayı iyileştirdiği için HC emisyonu azalmaktadır.

1B ve 3B modelde, Şekil 6.7'de gösterildiği gibi, silindir-içi HC miktarı ateşleme ile ani artmakta ve yanma sonuna doğru ani olarak düşmektedir. Silindir-içi yanmanın 3B olarak çözümlendiği 3B modelde yanma sonunda HC ani olarak düşerken 1B modelde daha yavaş bir düşme olması tamamıyla 1B modelin çalışması ile ilgili görülmektedir ve 3B model sonuçları daha gerçekçi görülmektedir. 1B modelden ve 3B modelden elde edilen HC sonuçları KMA'ya göre benzer yapıda ve eğilimde oluşmakla birlikte 710 KMA'daki tepe noktada HC miktarı 3B modelde daha fazladır. Ayrıca, 3B modelde ÜÖN'nin oluştuğu 720 KMA'dan sonra HC düşüşü daha etkin olmaktadır.

Şekil 6.7'de gösterildiği gibi, 1B ve 3B modelde, silindir-içi HC'nin KMA ile değişimindeki sıralama test ile yaklaşık uyumlu seviyedir.

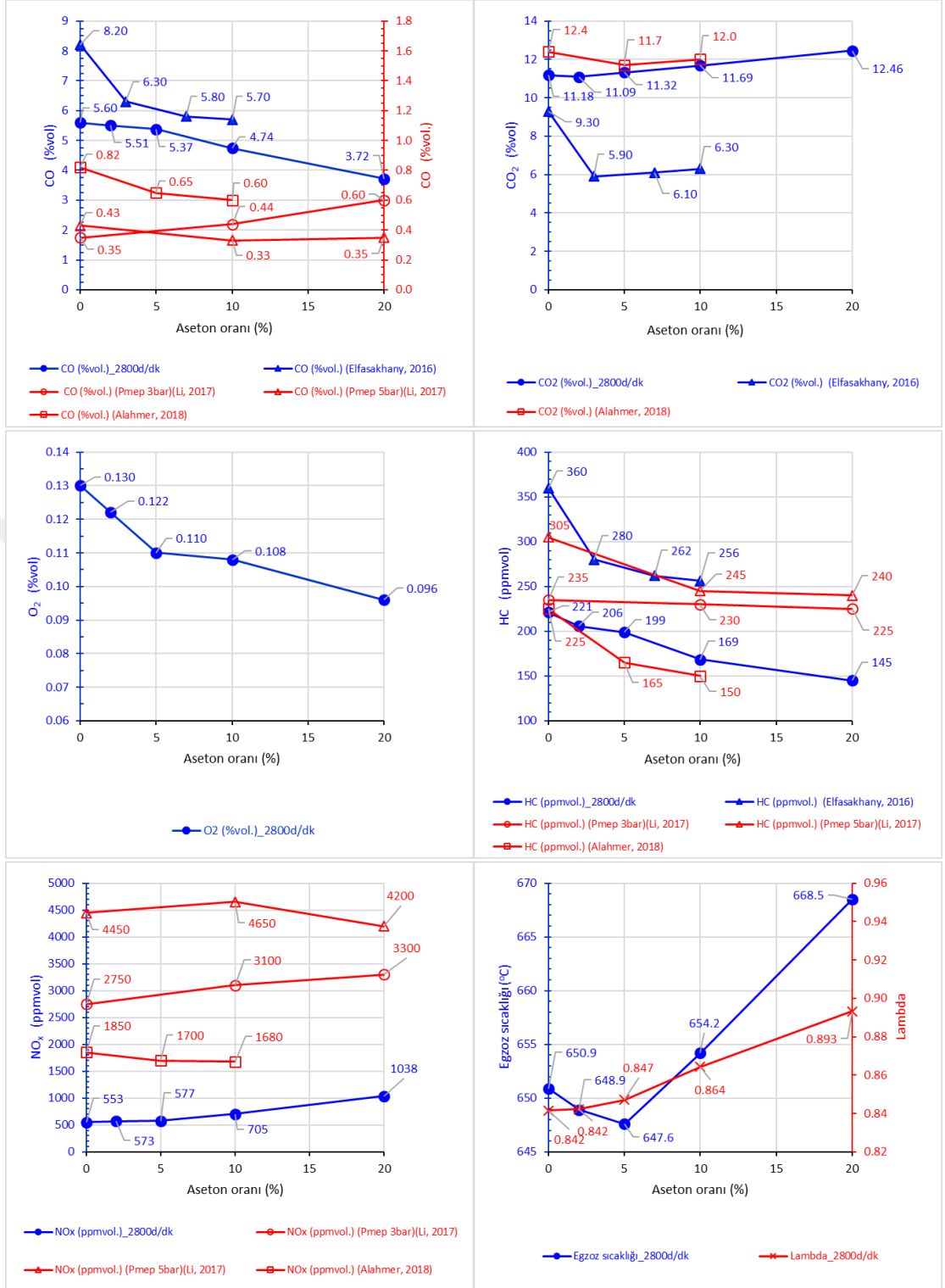
6.2.3. NO_x Emisyonu ve Egzoz Gazı Sıcaklığı:

NO_x oluşumu, silindire alınan hava miktarı ve silindir-içi sıcaklık ile ilgilidir. Ayrıca NO_x'in ana kaynağı havadaki N₂ ve O₂'dir. Dolayısıyla hava giriş miktarı arttıkça silindirde NO_x oluşturabilecek madde miktarı da artar. Motor testinde NO_x oluşumu ppmvol olarak ölçülmüştür. Testlerde NO_x değerleri G100, A2, A5, A10 ve A20 için sırasıyla 553, 573, 577, 705 ve 1038 ppmvol olarak ölçülmüştür. Bu ölçülen NO_x değerlerinin G100'e kıyasla A2 için %3.6, A5 için %4.4, A10 için %27.6 ve A20 için %87.8 arttığı görülmektedir.

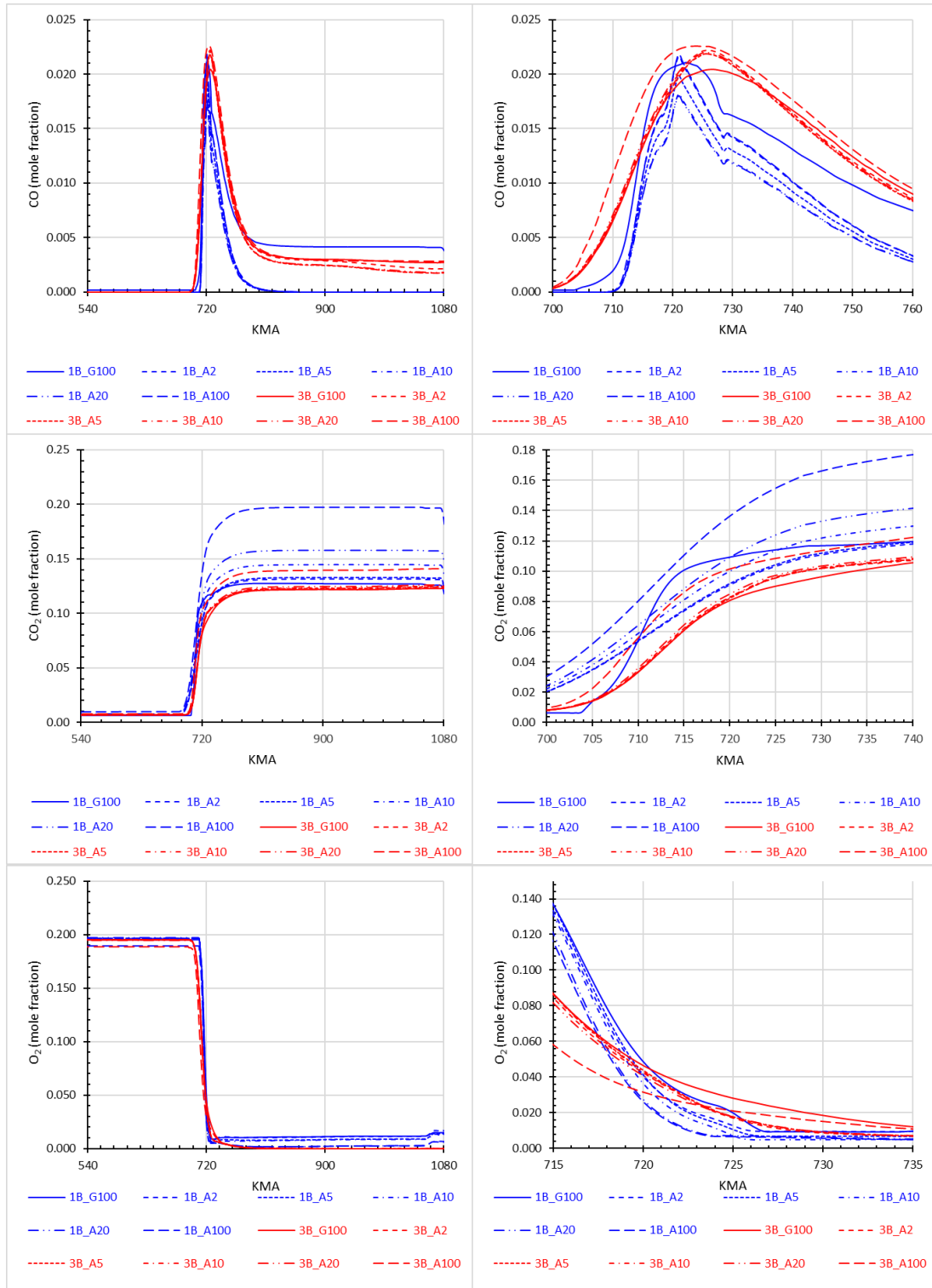
NO_x için bu çalışmadaki test verileri göz önüne alındığında; aseton ilavesiyle silindir-içi sıcaklık arttıkça daha yüksek aseton oranı için daha yüksek NO_x oluşması beklenir ki bu durum bu çalışmadaki test verileri için gerçekleşmiştir. Şekil 6.6'da gösterilen ve testlerde ölçülen egzoz gazı sıcaklığının A20 için benzine göre 650.9C'den 668.5C'ye artması NO_x artışını teyit edicidir. Ancak, literatürdeki testlerde verilen NO_x değerleri mevcut teste göre çok yüksek olup aseton oranına bağlı olarak tutarsız bir şekilde artıp azalmaktadır (Alahmer, 2018; Li, Nithyanandan, vd., 2017).

Şekil 6.7'de 1B model ve 3B modelden elde edilen silindir-içi NO_x oluşumunun KMA'ya göre değişimi gösterilmiştir. Ateşleme ile silindir-içi sıcaklığın artması ile NO_x ani olarak artmıştır. Ardından ani azalıştan sonra sabit kalmış ve silindir içi sıcaklıkların 1200K sınırına kadar azaldığı 890 KMA'dan sonra azalmıştır. Maksimum sıcaklığın olduğu KMA'larda, asetonun yanmayı iyileştirici özelliklerinden dolayı silindir içi sıcaklıkların artmasına bağlı olarak aseton-benzin karışımları benzine göre daha yüksek NO_x emisyonu oluşturmuştur. Ancak çevrim sonuna doğru asetonun benzinden daha hızlı yanması ve silindir içi sıcaklıkların hızlı yanmaya bağlı olarak daha çabuk azalmasından dolayı aseton-benzin karışımlarının NO_x emisyonları azalmıştır. Bununla beraber 1B modelde silindir-içi NO_x ppm biriminde hesaplanabilirken 3B modelde silindir-içi EINO_x g/kgyakıt biriminde hesaplanmaktadır. Bu nedenle test ve modeller arasında doğrudan bir NO_x karşılaştırması yapılamamaktadır.

1B modelde ve 3B modelde egzoz supabının açıldığı 858 KMA'da NO_x emisyonu sıralamasının büyükten küçüğe G100-A2-A5-A10-A20 olduğu gözlenmiştir ve 858 KMA'daki bu yerel kıyaslama değerleri mevcut test sonuçları ile uyumlu değildir.

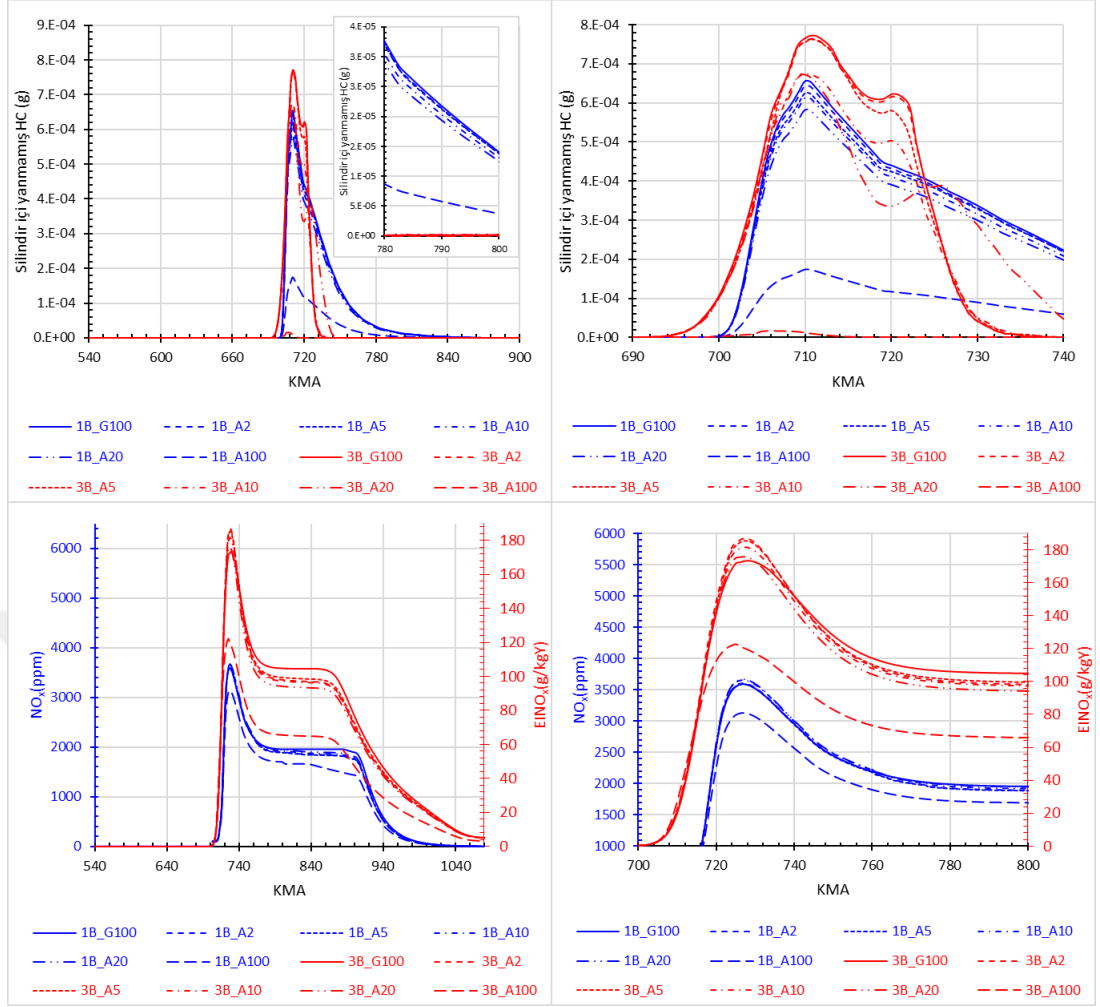


Şekil 6.6. Motor testi aseton emisyonları



(a) CO, CO₂, O₂ emisyonları

Şekil 6.7. 1B/3B model aseton emisyonları



(b) HC, NO_x emisyonları

Şekil 6.7. 1B/3B model aseton emisyonları

6.3. Farklı Devirlerde Aseton-Benzin Karışımlarının Etkileri:

Benzine aseton katkısının etkileri yukarıdaki bölümlerde 2800 d/dk olan maksimum tork devri için test, 1B model ve 3B model olarak üç inceleme yöntemi için değerlendirilmiştir. Bu bölümde ise, aseton katkısının farklı motor devirlerindeki etkileri testler ve 1B model sonuçları kullanılarak incelenmiştir. 3B model analizi oldukça uzun süre aldığından sadece maksimum tork devir sayısı olan 2800 d/dk'da analizler yapılmıştır.

İncelemelerde, testler esnasında farklı devir sayılarında da ölçüm verileri alınmıştır. Dolayısıyla, testlerde G100, A2, A5, A10, A20 yakıtları için 2000-2500-2800-3000-3500-3700 d/dk devir sayılarındaki veriler filtrelenmiştir. Testler esnasında ölçüm yapılırken özellikle maksimum tork devri 2800 d/dk'ya odaklanıldığından tüm devir sayıları için tüm veriler alınmamıştır. Bazı devirlerde hem performans hem emisyon ölçümleri kaydedilmiş iken bazı devirlerde ise sadece performans verileri kaydedilmiştir. Bu devirler için, kısa sürede sonuç alınabilen 1B model analizleri gerçekleştirilmiştir. Tüm yakıtlar için ve tüm devirler için analiz matrisi çok geniş olduğundan ve 3B model analizleri aylar süreceğinden, sadece 1B model analizleri yapılmıştır. Farklı devirlerde testlerden ve 1B modelden elde edilen sonuçlar aşağıda performans ve emisyon sırası ile değerlendirilmiştir.

Şekil 6.8'de motor performansı olarak tork, güç, OEB, ÖYT ve hacimsel verimin incelenen aseton oranları için devir sayısına göre değişimleri test ve 1B model sonuçları ile gösterilmiştir. Grafiklerde ayrıca 2800 d/dk için 3B modelden elde değerler de nokta olarak gösterilmiştir. Ayrıca, Şekil 6.8'deki grafikler kullanılarak üretilen, aseton oranlarına göre motor performansının değişimi Şekil 6.9'da farklı motor devri eğrileri olarak verilmiştir.

6.3.1. Performans (Farklı Devirlerde):

Farklı devirlerdeki performans değerleri aşağıda sırasıyla değerlendirilmiştir.

Tork, Güç, OEB:

Şekil 6.8'deki tork grafiğine genel olarak bakılırsa tüm aseton oranları için hem testlerde hem 1B modelde artan devir ile tork artmakta ve bir maksimumdan geçip tekrar azalmaktadır ve tork eğrileri bir çan formunu oluşturmaktadır. Motorlarda genel olarak beklenen bu grafik formu tüm incelenen yakıtlar için elde edilmiştir. Ayrıca, yine tüm yakıtlar için hem testlerde hem 1B modelde motor kataloğunda belirtildiği gibi maksimum torkun 2800 d/dk'da oluşması birçok yönden testleri ve 1B modeli teyit edicidir.

1B model tork değerleri tüm devirlerde ve tüm yakıtlar için test tork değerlerinden ortalama olarak %6.7 yüksek hesaplanmıştır. Daha önceden değerlendirildiği gibi testler esnasında oluşan tüm şartların ölçülerek 1B modele dahil edilememesi ve 1B modelin kullandığı 1B modelleme için basitleştirilmiş çözüm yaklaşımları nedeniyle bu farkın oluşması olağan karşılanmaktadır.

Test ve 1B model torkları efektif değerler olduğundan grafiklerde nispeten birbirine yakın olduğu görülmektedir. Brüt indike değer olan ve nokta olarak gösterilen 3B model torku ise daha önce açıklandığı gibi test torkundan daha yüksektir. Düşük devirlerde motorda ısı transfer kayıplarının ve motor sürtünmelerinin etkileri üretilen torka oranla daha yüksek seviyelerdedir. Motorlarda gerçekleşen sürtünme kayıplarının bir ölçüsü mekanik verimdir. Mekanik verim; yağ/yakıt/devir-daim pompası, alternatör, krank-biyel bağlantısı, piston pim bağlantısı, maksimum basınç etki oranı, maksimum silindir-içi basıncı gibi birçok parametreyi barındırmaktadır. Düşük devirlerde mekanik verim ortalama %0-60 arasında iken yüksek devirlerde %95'e kadar ulaşmaktadır (Heywood, 1988). Artan devir sayılarında ise birim zamanda daha fazla çevrim gerçekleşmektedir. Diğer taraftan, yüksek devirlerde sürtünme kayıplarının seviyesi nispeten düşük olsa da motor avanslarının yüksek motor hızından dolayı büyümesi motorda tork azalmasının nedeni olarak ortaya çıkmaktadır. Burada belirtilen yakıt ve yanma ile ilgili tüm etkilerden dolayı tüm yakıtlar için çan şeklindeki tork eğrisi ortaya çıkmıştır.

Tork için belirtilen bu davranışlar tork kullanılarak hesaplanan ve birbirinin

fonksiyonu olan güç ve OEB için de benzer şekilde gerçekleşmiştir.

Şekil 6.8 ve Şekil 6.9’da farklı devir sayıları için verilen tork grafiklerindeki genel yapı artan aseton oranıyla torkun azalması şeklinde görülmektedir ki bu davranış test, 1B model ve 3B model için uyumludur. Bazı devir sayılarındaki (2000, 2500, 3000d/dk) test torkunda aseton oranı ile bir miktar dalgalanmalar gözlenmiştir. Bu dalgalanmalar bu testlerde sürekli rejim şartlarının gerçekleşmediğini göstermektedir. Testler esnasında özellikle 2800d/dk’da sürekli rejim şartlarında ölçüm alınmasına odaklanıldığından, özellikle diğer düşük devir sayılarındaki ölçüm verileri sürekli rejim şartlarının sağlanamadığı veriler olabilir.

Farklı devirler için aseton oranlarının torka etkisi şeklinde çizilen Şekil 6.9’daki eğriler, aseton oranına göre tork değişiminin farklı devirlerde farklı yüzdelerde olduğunu göstermektedir. Çizelge 6.3’de benzine kıyasla aseton oranının en yüksek olduğu A20 yakıtında oluşan tork azalması değerleri her bir devir sayısı için tablo halinde verilmiştir. Maksimum tork devri olan 2800d/dk’da benzine kıyasla A20’deki tork azalması test sonuçlarına göre %1.45 olarak diğer devirlere göre en düşük çıkmıştır. 1B modelde 2800d/dk’da A20’deki tork azalması %4.03 olarak, 3B modelde ise %1.03 olarak hesaplanmıştır. Bu rakamlar, 3B modelin göreceli olarak testlere daha yakın davrandığını göstermektedir.

Çizelge 6.3. G100’dan A20’ye tork azalması

Tork, Nm			
Devir, d/dk	Test, %	1B, %	3B, %
2000	4.74	4.21	
2500	4.16	4.08	
2800	1.45	4.03	1.03
3000	4.11	4.44	
3500	4.71	2.85	
3700-4000	4.74	2.62	

ÖYT:

Şekil 6.8’de özgül yakıt tüketiminin devir sayısına göre değişimi verilmiştir. Testlerde ÖYT ölçümleri 2800, 3000, 3500d/dk devirlerinde yapılırken 1B modelde 2000-4000d/dk aralığında, 3B modelde ise sadece 2800d/dk devrinde hesaplanmıştır. 1B modelde incelenen tüm yakıtlar için ÖYT, maksimum tork devri 2800d/dk’ya kadar hafif azalmıştır. ÖYT en düşük değerine 2800d/dk’da ulaşmıştır. Ardından,

2800d/dk'dan sonra 3000d/dk'ya kadar ÖYT ani olarak artmış ve ardından daha yavaş artışına devam etmiştir.

Tork eğrilerinde görülen 2800d/dk'ya kadar artan tork, 2800d/dk'ya kadar azalan ÖYT'yi açıklayıcıdır. Yüksek devirlerde ÖYT'de oluşan artmayı ise, yine tork grafiği dikkate alındığında, torkun yüksek devirlerdeki azalışı açıklayıcı olmaktadır. Benzer yapıdaki ÖYT'nin devir sayısına göre değişim grafikleri literatürde bulunmaktadır (Heywood, 1988; Richard Stone, 1992; Willard W. Pulkrabek, 2003).

Şekil 6.9'da farklı devirler için aseton oranlarının ÖYT'ye etkisi çizilmiştir. Genel olarak, artan aseton oranının ÖYT'yi artırdığı görülmektedir ki bu davranış test, 1B model ve 3B model için kendi aralarında uyumludur. Şekil 6.9'daki eğriler, aseton oranına göre ÖYT değişiminin farklı devirlerde farklı yüzdelere olduğunu göstermektedir. Çizelge 6.4'de aseton oranının en yüksek olduğu A20 için benzine kıyasla ÖYT artışları her bir devir sayısı için aşağıda tablo halinde verilmiştir.

Maksimum tork devri olan 2800d/dk'da benzine kıyasla A20'deki ÖYT artışı test sonuçlarına göre %0.26 olarak diğer devirlere göre en düşük çıkmıştır. 1B modelde ise 2800d/dk'da A20'deki ÖYT artışı %2.93 olarak, 3B modelde ise %8.41 olarak hesaplanmıştır. Bu rakamlara göre, 1B model göreceli olarak testlere daha yakın sonuç vermiştir.

Çizelge 6.4. G100'den A20' ye ÖYT artışı

ÖYT, g/kWh			
Devir, d/dk	Test, %	1B, %	3B, %
2000		3.24	
2500		2.98	
2800	0.26	2.93	8.41
3000	3.50	3.03	
3500	6.30	2.89	
3700-4000		3.37	

Hacimsel verim:

Şekil 6.8'de incelenen aseton-benzin karışımları için hacimsel verimin devir sayısına göre değişimi gösterilmiştir. Hacimsel verim; yakıt buhar yoğunluğu, buharlaşma gizli ısısı, buharlaşma sıcaklığı, piston-kafa-supap-silindir sıcaklıkları ve emme avans süresi gibi birçok parametreden etkilenmektedir. Şekil 6.8'deki hacimsel verim grafiklerinin bazılarında dalgalanmalar olmasına rağmen, maksimum tork devri olan

2800 d/dk'dan sonra bir azalma görülmektedir ki bu durum literatür ile uyumludur (Heywood, 1988; Willard W. Pulkrabek, 2003).

Yüksek devirlerde yakıtın buharlaşması için verilen süre daha da azalacaktır. Yüksek devirlerde, birim zamanda daha fazla çevrimin gerçekleşmesi ile içeriye alınan yakıt miktarında da artış olmakta ve böylece hacimsel verim azalırken ÖYT artmaktadır. Birim zamanda daha fazla yakıtın silindire alınması ve dolayısıyla silindir içi sıcaklıkların artmasının sonucu olarak egzoz sıcaklıklarının da arttığı aynı zamanda Şekil 6.10'da görülmektedir.

Artan devirle silindir içi sıcaklıkların artmasının, aseton karışımlarının üzerinde de belirgin bir etkisi vardır. Bölüm 6.1.6'da anlatıldığı gibi aseton buharlaştığında birim kütle başına daha fazla hacim kaplar. Böylece, artan aseton oranı ile buharlaşan yakıtın artan hacim işgali, daha az miktarda hava girişine ve hacimsel verimin düşmesine neden olur. Çizelge 1.1'den görüldüğü gibi, aseton benzine göre daha uçucudur ve benzine göre buhar yoğunluğu düşüktür. Bu nedenle aseton benzine göre daha hızlı buharlaşarak silindir girişinde ve silindir içinde daha çok hacim kaplamaktadır. Şekil 6.8'de görüldüğü gibi artan aseton oranı ile testte 2000-2900d/dk aralığında, 1B modelde ise 2000-3200d/dk aralığında bu durum geçerlidir. Yani artan aseton oranı ile her iki yöntemde de bu devirler için benzine göre hacimsel verim düşüktür. Bu da torktaki düşüşü açıklar niteliktedir.

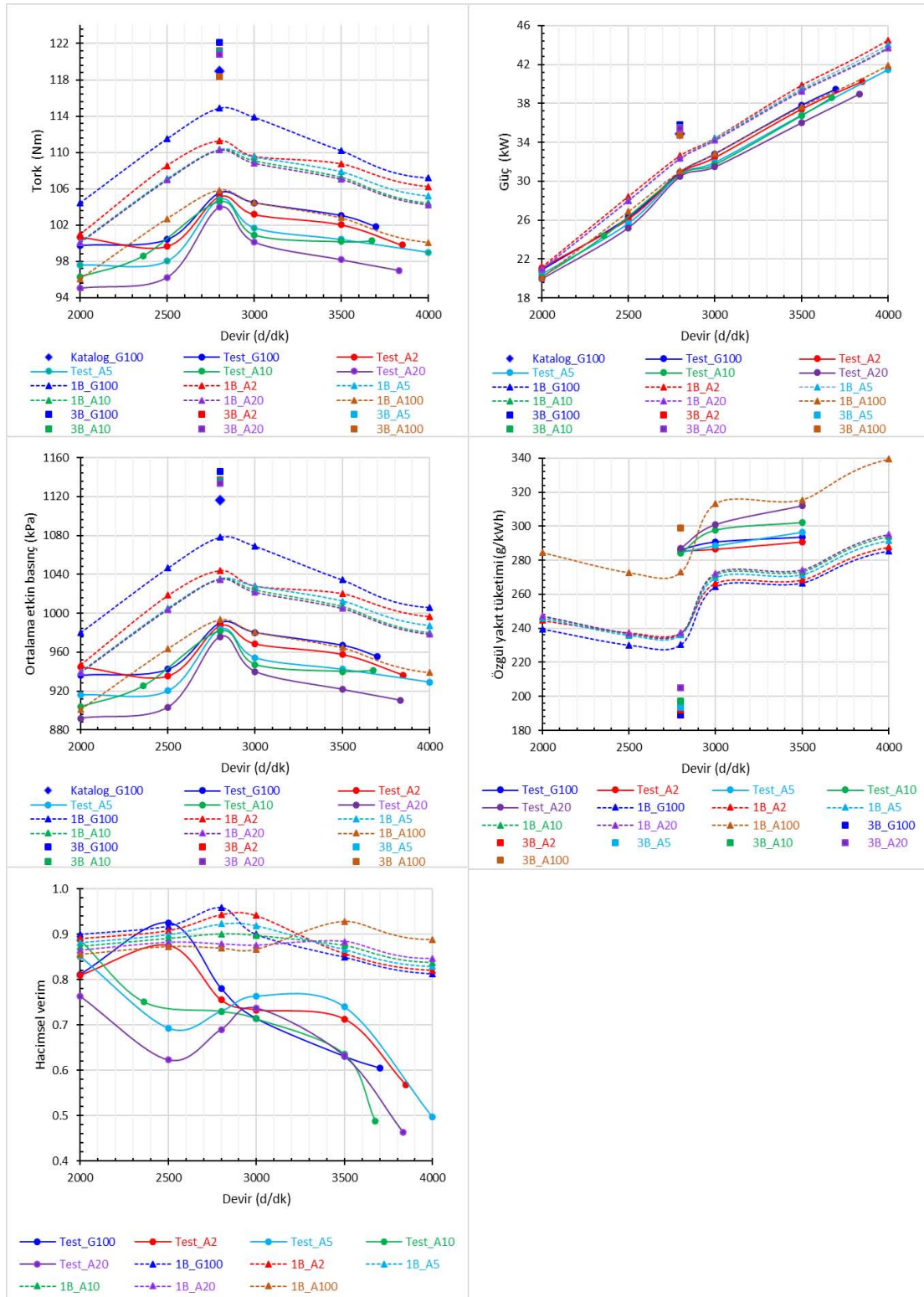
Artan aseton oranlarına karşılık her iki yöntemde de hacimsel verim önce azalmış, sonrasında ise testte yaklaşık 2900d/dk ve 1B modelde ise yaklaşık 3200d/dk'dan sonra artmıştır.

Hacimsel verimin, asetonun buharlaşma eğilimi karşısında sınırlı kalmasını sağlayan özellik, asetonun buharlaşma gizli ısının (552 kJ/kg) benzininkinden (270 kJ/kg) daha yüksek olmasıdır. Yani aseton buharlaşırken ortamdan çok daha fazla ısı çekmektedir. Testte 2900d/dk'dan sonra, 1B modelde de 3200d/dk'dan sonra artan aseton ilavesine karşılık hacimsel verimin artmaya başlaması, silindir-içi sıcaklıkların artması nedeniyle asetonun buharlaşırken ortamdan daha da fazla ısı çekmesine neden olmaktadır. Daha yüksek miktarlarda çekilen ısı emilen havayı daha fazla soğutur ve hava yoğunluğunu artırır ve böylece hacimsel verim de artar. Ancak yüksek devirlerdeki, artan aseton oranına bağlı olarak artan hacimsel verim etkisi, testin 3700-4000d/dk'luk kısmına az da olsa yansımaya rağmen tam olarak her iki yöntemde de

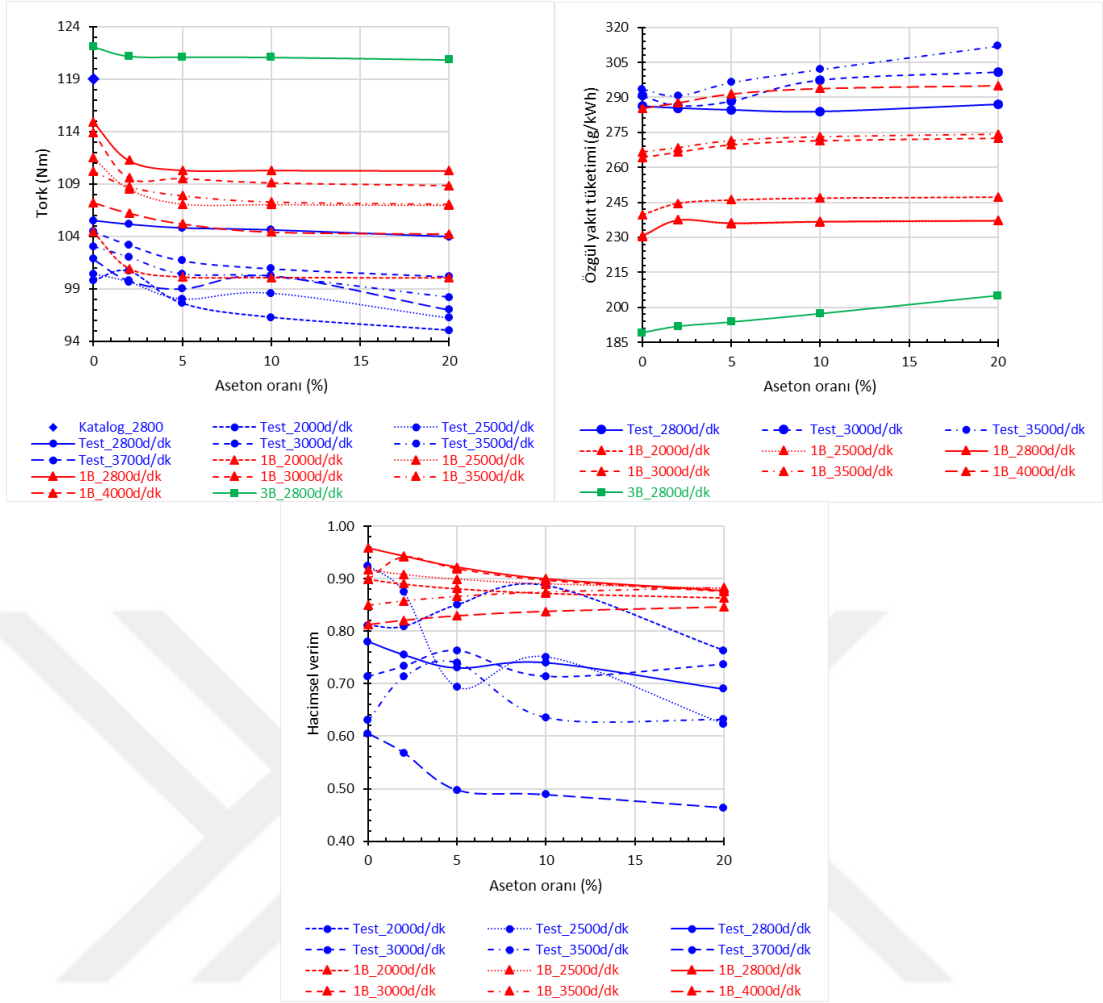
tork ve ÖYT parametrelerine pozitif şekilde yansımamıştır.

Motor testi için, Şekil 6.8'deki 3700-4000d/dk aralığındaki tork verileri incelendiğinde, G100 yakıtından alınan tork eğrisindeki azalma eğilimi aseton-benzin karışımlarında görülmemektedir. Bununla beraber aynı devirde A10 ve A20 tork eğrilerinde aksine artan bir eğilim görülmektedir. Yani asetonun Bölüm 6.1'de açıklanan torktaki düşürücü etkisi bu devirlerde gerçekleşmemektedir. Bunun nedeni olarak, bu devirlerde aseton ilave oranının artmasıyla beraber hacimsel verimde gerçekleşen artışın pozitif etkisi olduğu düşünülmektedir. Çünkü hacimsel verimin artışıyla beraber silindir içerisindeki giriş basıncı artmaktadır ki bu da direkt olarak yanma sonu sıcaklık ve basınçları arttırmaktadır.

1B model için Şekil 6.8'e bakıldığında ise, 3500 ve 4000d/dk'daki artan aseton oranına göre tork büyükten küçüğe doğru 3500d/dk için G100-A2-A5-A10-A20 sıralamasıyla ortalama %0.5 oranında, 4000d/dk için ise yine aynı sıralamayla ortalama %0.6 oranında azalma göstererek sıralanmıştır. Hesaplanan bu tork azalması sıralamasının tam tersi olarak da hacimsel verimlerde artan aseton ilavesiyle ortalama %2.5 oranında artma gerçekleşmiştir. Yani hacimsel verimin torka net olarak pozitif etkisinin olmadığı görülmektedir. Ancak torktaki yüzdesel azalmaya bakıldığında oldukça sınırlı olduğu görülmektedir. Bu da artan devirlerde asetonun daha fazla negatif etki yaratma ihtimalini azaltmaktadır.



Şekil 6.8. Motor testi aseton performans parametreleri (tüm devirler)



Şekil 6.9. Farklı devirler için aseton oranlarının performansa etkisi

6.3.2. Emisyonlar (Farklı Devirlerde):

Farklı devirlerdeki emisyonlar sadece test sonuçları kullanılarak aşağıda sırasıyla değerlendirilmiştir.

CO, CO₂, O₂ Emisyonları:

Şekil 6.10 ve 6.11’de görüldüğü gibi testlerde emisyon parametrelerinin ölçümleri 2800, 3000, 3500 d/dk devirlerinde, bütün aseton oranları için yapılmıştır. Bu devirler için A2 dışında, tüm aseton oranları uyumlu eğriler oluşturmuştur. Şekil 6.10’a bakıldığında, yanmanın kısmi eksik yanma olarak gerçekleşme eğiliminin fazla olduğu yüksek devirlere doğru CO miktarında genel olarak bir yükselme gözlenirken, artan devirle beraber yanmanın kısmi eksik yanmaya dönüşmesi ile CO₂ miktarı azalmaktadır. Artan devirle beraber, motorun hacimsel veriminin düşmesi ve akış kayıplarının artması ile yeterli O₂ yanmaya dahil olamaz. Buna bağlı olarak artan devirle O₂ azalmaktadır.

Şekil 6.11’de görüldüğü gibi, bütün aseton oranlarında genel bir davranış olarak CO, CO₂ ve O₂ eğrileri uyumlu görülmektedir. Artan aseton oranı ile tüm devirler için CO ve O₂ miktarında azalma olurken CO₂ miktarında da artma olmaktadır.

Çizelge 6.5’de benzine kıyasla aseton oranının en yüksek olduğu A20 yakıtında oluşan emisyon değişimleri her bir devir sayısı için tablo halinde verilmiştir. Maksimum tork devri olan 2800d/dk’da benzine kıyasla A20’deki CO %33.58 oranında azalmış, CO₂ %11.5 oranında artmış ve O₂ %26.15 oranında azalmıştır.

Çizelge 6.5. G100’den A20’ ye emisyonlardaki değişim

Devir, d/dk	CO, %	CO ₂ , %	O ₂ , %	HC, %	NO _x , %
2800	↓ 33.58	↑ 11.45	↓ 26.15	↓ 34.44	↑ 87.75
3000	↓ 31.78	↑ 11.54	↓ 6.43	↓ 36.35	↑ 68.08
3500	↓ 32.15	↑ 14.99	↓ 6.82	↓ 31.57	↑ 69.25

Bu artma ve azalmaların 2800d/dk’daki aseton ilavesiyle gerçekleşen artma ve azalmalara benzer olmasından dolayı Bölüm 6.2.1’ deki detaylı açıklamaya bir miktar değinilirse, artan aseton oranı ile CO’nun azalımı ve CO₂’nin artması, asetonun uçuculuğu, oksijen içeriği yanında asetonun daha yüksek alev hızı nedeniyle yanmada oluşan iyileşmeye bağlanmaktadır. Silindir-içi sıcaklık dağılımı da (Şekil 6.3 v 6.4)

artan aseton oranıyla benzine göre alevin daha hızlı yayıldığını göstermektedir. Bu durum, karışımda artan aseton oranı ile CO azalmasını ve CO₂ artışını açıklayıcıdır. Mevcut testlerdeki artan aseton oranı ile O₂'de oluşan azalma ise şu şekilde açıklanabilir. Artan aseton oranı ile asetonun oksijen içeriği nedeniyle hava-yakıt karışımının oksijen muhteviyatı artacaktır. Ancak, artan aseton oranı ile aseton buharının hava tıkaçı oluşturmasıyla azalan hacimsel verim silindir içine alınan oksijeni azaltıcıdır.

HC Emisyonu:

Şekil 6.10'a gösterildiği gibi HC emisyonu artan devirlerde azalmaktadır. Bu azalım eğrileri A2 hariç tüm aseton-benzin karışımları için uyumlu olarak gerçekleşmiştir. Artan devirlerde, artan silindir-içi sıcaklıklara bağlı olarak yakıtın gaz fazına daha hızlı geçmesinden dolayı yanmamış HC emisyonları azalmaktadır.

Şekil 6.11'de ise artan aseton oranıyla ters orantılı olarak HC emisyonunun genel olarak azaldığı görülmektedir. Çizelge 6.5'de benzine göre A20 yakıtı, 2800d/dk için HC emisyonunu %34.4 oranında azaltmıştır.

HC emisyonlarının azaltılmasında öne çıkan sebepler olarak, aseton katkılı yakıt karışımının düşük sıcaklıkta gaz fazına daha hızlı geçmesi, hava ile daha moleküler düzeyde karışması ve reaksiyon hızını arttırması görülmektedir. Böylece aseton temel olarak yanmayı iyileştirdiği için HC emisyonu azalmaktadır.

NO_x Emisyonu ve Egzoz Gazı Sıcaklığı:

Şekil 6.10'da, NO_x emisyonlarının artan devir sayısı ile bütün aseton oranları için arttığı görülmektedir. Artan devir ile silindir-içi sıcaklıkların artması sonucu silindir içerisine giren havada bulunan O₂ ve N₂ gazlarının yanma reaksiyonları esnasında NO_x oluşumu artmaktadır. Artan devir ile egzoz gazları sıcaklığı da artmaktadır.

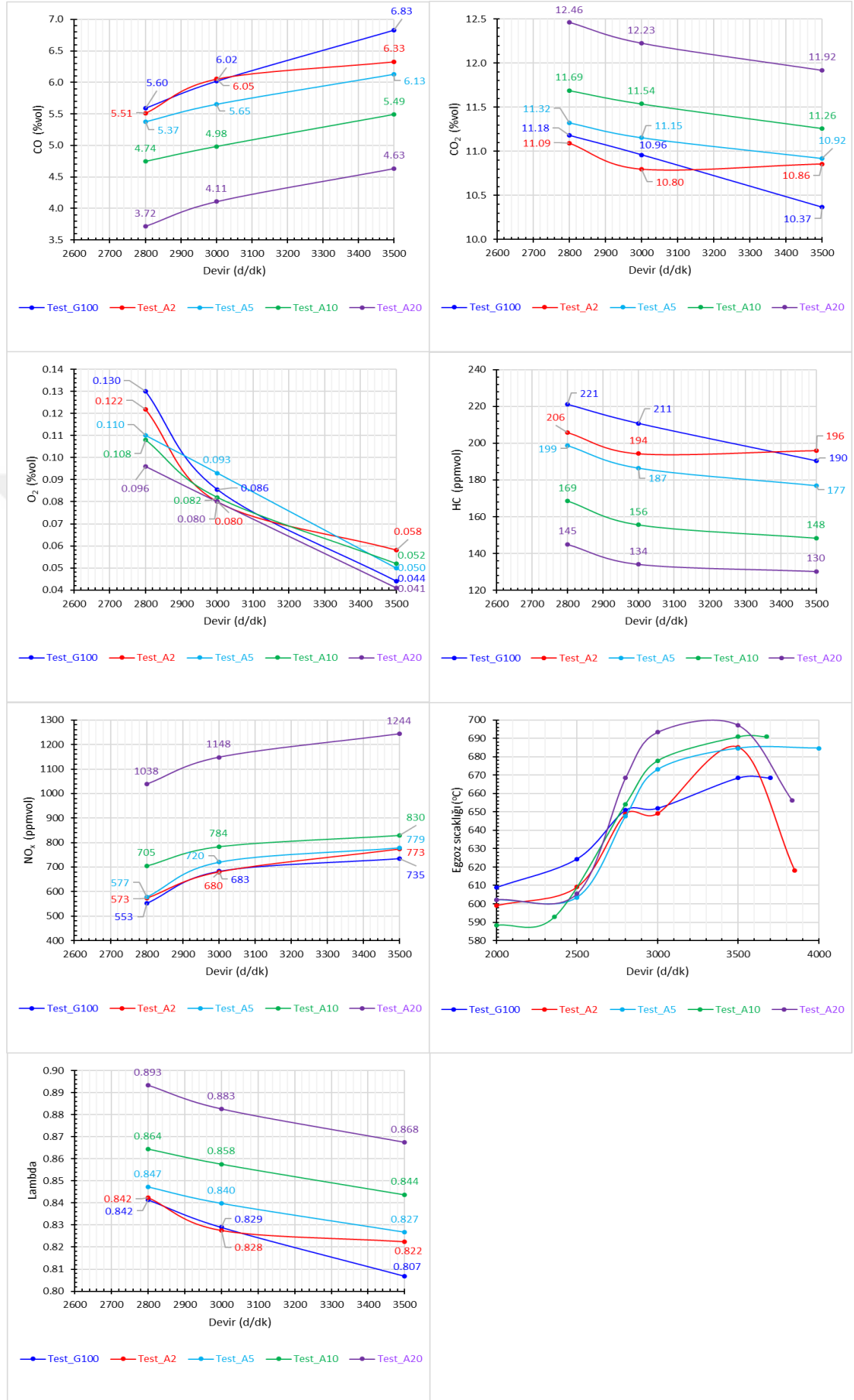
Şekil 6.11'de görüldüğü gibi artan aseton oranıyla NO_x emisyonları tüm devirler için artmıştır ve artış eğrileri genel olarak uyumludur. Çizelge 6.5'de benzine göre A20 yakıtı, 2800d/dk için NO_x emisyonunu %87.75 oranında arttırmıştır.

Şekil 6.10'dan görüldüğü gibi zaten devir artışından kaynaklanan silindir-içi sıcaklık artışı, asetonun yanmayı iyileştirici özelliklerinden dolayı aseton ilavesiyle daha da

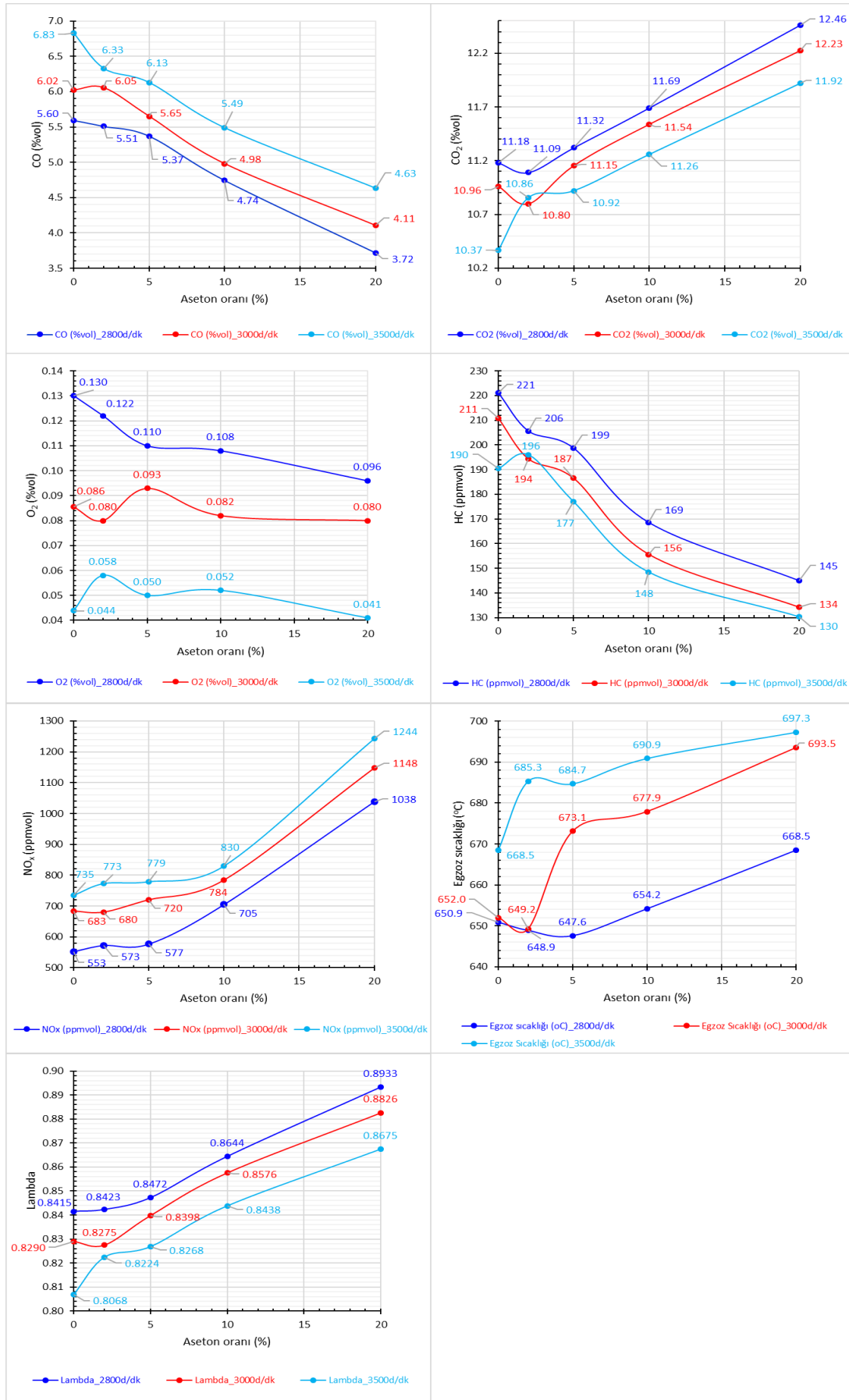
artmaktadır. Bu da silindir-içi sıcaklığının ve dolayısıyla egzoz gazlarının sıcaklıklarının bir fonksiyonu olan NO_x emisyonlarının artışına neden olmaktadır.

Emisyonların artan aseton oranı ile benzine göre gösterdiği artma ve azalma eğilimleri 2800d/dk için yapılan yorumların kapsamında yer almaktadır. Aynı zamanda Şekil 6.10 ve Şekil 6.11’de artan devirlere göre yakıt davranışları genel olarak literatür ile uyumlu sonuçlar vermiştir (Yontar, 2016; Heywood, 1988; Kirkpatrick, 2020; Acaroğlu vd., 2018).





Şekil 6.10. Motor testi aseton emisyonları (tüm devirler)



Şekil 6.11. Farklı devirler için aseton oranlarının emisyonlara etkisi

7. DME-BENZİN KARIŞIMLARININ SONUÇLARI

Bu bölümde DME-benzin karışımlarının performans ve emisyonlara etkisi incelenmiştir. İncelenen motor çift buji ateşlemeli Honda L13A4 i-DSI motorudur. DME yakıtı temininin çok çeşitli problemler (depolama, taşıma, birim temin miktarı, vb. gibi) içermesi nedeniyle testler DME için yapılmamıştır.

Benzine katılan katkı yakıtının kütleli oranları geniş bir yelpazede %0, %2, %5, %10, %20, %100 olarak belirlenmiştir. Tez kapsamında incelenen DME yakıtları için, Çizelge 1.2 ve Çizelge 6.1 gösterildiği gibi geniş bir inceleme matrisi bulunmaktadır. İnceleme matrisinde listelendiği gibi tez kapsamında DME için aşağıdaki analizler yapılmıştır:

- **1B model:** G100, DME2, DME5, DME10, DME20, DME100, G90A5DME5 yakıtları; 2000-2500-2800-3000-3500-4000 d/dk devirde
- **3B model:** G100, DME2, DME5, DME10, DME20, DME100, G90A5DME5 yakıtları; 2800 d/dk devirde

3B model analizi oldukça uzun süre aldığından sadece maksimum tork devir sayısı olan 2800 d/dk'da analizler yapılmıştır.

Motor performansı tork, güç, OEB, ÖYT ve hacimsel verim kullanılarak değerlendirilmiştir.

Egzoz emisyonu parametreleri olarak silindir-içi CO, CO₂, O₂, HC, NO_x değerlerinin KMA'ya göre değişimi de grafiklendirilerek değerlendirilmiştir.

İnceleme 1B model ve 3B model ile yapılmış ve motor maksimum katalog tork devri olan 2800d/dk'daki veriler karşılaştırılmış, sonrasında ise tüm devirler 1B model sonuçlarına göre karşılaştırılmıştır.

7.1. Performans (2800 d/dk):

DME-benzin karışımlarının motor performansına etkileri öncelikle maksimum katalog tork devri olan 2800 d/dk'da değerlendirilmiştir. Benzine katılan DME oranlarının motor performansına etkileri Şekil 7.1'de tork, güç, OEB, ÖYT ve hacimsel verim grafikleri ile gösterilmiştir. Grafiklerde 1B model ve 3B model sonuçları bulunmaktadır. Bu performans parametreleri için alt başlıklar halinde aşağıda değerlendirmeler verilmiştir.

7.1.1. Tork Değerlendirmesi: Benzin İçin (G100):

Tez kapsamında inceleme yöntemleri olarak test, 1B model ve 3B model kullanılmıştır. Ayrıca motor kataloğundaki tork değeri de doğrulama amaçlı dikkate alınmıştır. Modellerin doğrulaması amacıyla test değerleri ve katalog torku karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma Bölüm 6.1.1'de detaylı olarak yapılmıştır ve burada tekrar edilmemiştir.

7.1.2. Tork Değerlendirmesi: DME-Benzin Karışımları İçin (DME2, DME5, DME10, DME20):

DME-benzin karışımlarındaki artan DME oranı ile motor performans parametreleri olarak tork, güç ve OEB değerleri azalmaktadır (Şekil 7.1).

Şekil 7.1'deki 1B model ve 3B model tork eğrilerinde görüldüğü gibi, artan DME oranı ile torkta meydana gelen azalma eğilimi genel olarak uyumlu yapıdadır. 3B modelden elde edilen tork değerleri, 1B model torklarından ortalama %10.3 daha yüksektir. 3B modelden hesaplanan torklar brüt indike değerler iken 1B model tokları ise efektif değerler olduğundan böyle bir fark olması olağandır ve aralarındaki oran genel verimi verecektir. Bu konu yukarıda Bölüm 6.1.1'de detaylı değerlendirilmiştir.

3B modelden elde edilen tork değerleri G100 için 122.079Nm, DME2 için 119.284Nm, DME5 için 118.864Nm, DME10 için 118.767Nm ve DME20 için 115.404Nm'dir. Benzine kıyasla artan DME oranı ile torktaki azalma yüzdeleri DME2 için %2.29, DME5 için %2.63, DME10 için %2.71 ve DME20 için %5.47 olarak gerçekleşmiştir.

1B model tork değerleri G100 için 114.896Nm, DME2 için 108.714Nm, DME5 için 107.894Nm, DME10 için 105.493Nm ve DME20 için 103.590Nm'dir. Benzin torku referans alındığında, tork değerleri DME2 için %5.38, DME5 için %6.09, DME10 için %8.18 ve DME20 için %9.84 oranında düşük çıkmıştır.

Tork değerleri kullanılarak hesaplanan güç ve OEB değerlerinde de Şekil 7.1'de görüldüğü gibi benzer yapıda davranış görülmektedir.

Benzine DME katkısının torkta oluşturduğu bu azalma literatürdeki bir grup araştırmacı (Ji vd., 2017; Shi vd., 2018, 2019) tarafından yapılan testlerde görülmemiştir. Shi vd., DME15 için %2.61 indike ortalama etkin basınç artışı olduğunu belirtmiştir (Shi vd., 2018, 2019).

Literatürdeki bir diğer grup araştırmacının testlerinde ise, farklı enjeksiyon zamanlarında benzine toplam enerji miktarının %0'dan %20'a kadar DME ilavesi yapılması durumunda termal verimin azaldığı dolayısıyla da torkun azaldığı belirtilmiştir (Fu vd., 2017). Benzine DME ilavesi ile tork azalmasının nedenleri aşağıda Bölüm 7.1.2 ve 7.1.5'de detaylı olarak değerlendirilmiştir.

7.1.3. Silindir-içi Özellikler: İndikatör Diyagramı, Basınç, Sıcaklık:

Şekil 7.1’de görüldüğü gibi benzine katılan DME oranının artması ile hem 1B model hem de 3B model sonuçlarına göre performans olumsuz etkilenmektedir.

Silindir-içi yanmayı içeren 1B model ve 3B modelden elde edilen indikatör diyagramları, silindir-içi basınç ve sıcaklığın maksimum değerleri modellenen tüm yakıtlar için Şekil 7.2’de gösterilmiştir. Ayrıca, 3B modelden elde edilen özellikle ateşleme sonrası silindir içinde oluşan sıcaklık dağılımının radyal ve eksenel kesitlerdeki görüntüleri Şekil 7.3 ve Şekil 7.4’de verilmiştir.

Şekil 7.2’de görüldüğü gibi, maksimum silindir-içi basınç ve sıcaklık, ÜÖN’den hemen sonra benzine kıyasla DME karışımları için yüksektir. Ancak maksimum noktanın hemen devamında benzin sıcaklık ve basınçları DME karışımlarına göre daha yüksek kalmaktadır. Yine Şekil 7.2’de görüldüğü gibi DME karışımlarının, benzinden daha erken KMA’larda maksimum basınç ve sıcaklık değerlerine ulaştıkları görülmektedir. Bu durum, birbiri ile uyumlu olan hem 1B model hem de 3B model için gözlenmiştir. 3B modelden elde edilen maksimum silindir-içi basınç ve sıcaklık değerleri 1B modelden daha yüksek hesaplanmıştır. Maksimum silindir-içi basınç değerleri 1B modelde yaklaşık 721.5KMA’da ve 3B modelde ise yaklaşık 2.5KMA sonrasında 724KMA’da gerçekleşmiştir. Benzer şekilde maksimum silindir-içi sıcaklık değerleri ise 1B modelde yaklaşık 724KMA’da ve 3B modelde ise yaklaşık 728.5KMA’da gerçekleşmiştir.

3B modelde; maksimum silindir-içi basınç yaklaşık 724KMA’da oluşmaktadır ve değeri benzin için 7.60MPa ve DME karışımları için yaklaşık 7.81MPa’dır. Böylece; DME karışımları, benzinden %2.8 daha yüksek olan hemen hemen aynı maksimum silindir-içi basıncı vermektedir. Maksimum silindir-içi basınca detaylı olarak bakıldığında; G100 için 7.60MPa (724.0KMA), DME2 için 7.58MPa (724.1KMA), DME5 için 7.94MPa (724.1KMA), DME10 için 7.96MPa (724.0KMA) ve DME20 için 7.74MPa (724.0KMA) değerlerinde oluşmaktadır.

Yine 3B modelde, maksimum silindir-içi sıcaklık ise G100 için 2682K (733.1KMA), DME2 için 2673K (731.0KMA), DME5 için 2797K (730.0KMA), DME10 için 2803K (729.1KMA) ve DME20 için 2742K (730.1KMA) değerlerinde oluşmaktadır. Benzin için 2682K olan maksimum silindir-içi sıcaklık DME karışımları için ortalama olarak 2753.8K’dir ki bu değer benzinden %2.7 yüksektir. DME karışımları için silindir-içi

sıcaklığın yüksek olması, DME'nin de aseton gibi uçuculuğu ve oksijen içeriği nedeniyle artan alev yayılma hızı ile açıklanabilir. DME'nin yüksek buharlaşma hızı yanma hızını arttırır. DME'nin oksijen içeriği, reaksiyon kinetiğini ve hızını da artırır.

Ancak DME'nin asetona göre oluşan bir farklılığı da maksimum silindir-içi basınç ve sıcaklıkların benzinden daha erken KMA'larda gerçekleşmesidir. DME'nin tutuşma ve alev yayılma olayının daha kısa sürede kendiliğinden gerçekleşmesinin bir göstergesi olan setan sayısı yüksektir. (Semelsberger vd., 2006). Bu nedenle sıkıştırma sırasında ateşlemeden hemen önce veya ateşlemenin hemen ardında kendiliğinden ateşleme mekanizması devreye girerek karışımı birkaç kat daha hızlı alev oluşumuna maruz bırakmaktadır. Bu da piston ÜÖN'ya ulaşmadan silindir içinde daha erken maksimum basınç ve sıcaklığa erişilmesine neden olmaktadır. Ji vd.'nin bir çalışmada, DME oranının artmasıyla tork azalmasının bir nedeni olarak, DME ilavesi ile toplam enerji girişinin azalması, alev gelişme ve yayılma sürelerinin kısılması ve bu kısa sürede alevin tam gelişmişliği sağlayamadan hızlıca tamamlanması, buna bağlı olarak da silindir-içi basınç ve sıcaklığın maksimum nokta dışında benzine göre düşmesi gösterilmektedir (Ji vd., 2011, 2017). Buji ateşlemeli bir motorda, DME'nin yayılması sırasında alevin tam gelişmişliği sağlayamamasının bir nedeni olarak, silindir geometrisinin difüzyon yanmasına ve kendiliğinden yanmaya uygun olmaması gösterilmektedir (Kim vd., 2012). Yani DME kullanımında buji ateşlemeli bir motorda yanma stabilitesinin verimli olarak sağlanamaması söz konusudur.

3B modelden elde edilen ateşleme sonrası silindir-içi sıcaklık dağılımlarının KMA'ya göre değişimleri Şekil 7.3 ve Şekil 7.4'de görüntülenmiştir. Bu sayede, silindir-içi alev yayılım hızı radyal ve eksenel silindir kesitlerinde görselleştirilmiştir. Sıcaklık dağılımlarına bakıldığında, artan DME oranı ile alevin benzine göre daha da hızlı yayıldığı görülmektedir. Ancak bu alev yayılmasının erken dönemde daha iyi olduğu, pistonun Ü.Ö.N.'ya yaklaşmaya başlamasıyla etkisini yitirdiği görülmektedir. Çizelge 1.1'de listelendiği gibi G100 için laminer alev hızı 33.0cm/s ve DME için 45-52cm/s'dir ki bu değer asetonun 42cm/s'lik hızından da yüksektir. Yani, DME alev hızı benzininkinden ortalama 1.5 kat yüksektir. Yine Çizelge 1.1'de de görüldüğü gibi, DME'nin kendiliğinden ateşleme sıcaklığı (ortalama 338°C), benzininkinden (ortalama 349°C) ve asetonunkinden (560°C) daha düşüktür. Bu nedenle DME yakıtlarının kendiliğinden yanmayı başlatması olasılığı göz ardı edilecek bir durum

değildir. DME katkısının oluşturduğu daha hızlı alev yayılımı nedeniyle silindir-içi basınç ve sıcaklık daha hızlı yükseleceğinden, pistonun Ü.Ö.N'ya varmadan maksimum basınç ve sıcaklığın oluşma ihtimali torkta beklenen yükselmeyi engelleyebilir. Silindir-içi maksimum basınç ve sıcaklığın erken oluşumu 1B model ve 3B model de gözlenmiştir (Şekil 7.2). Hatta, 1B modelde ÜÖN'dan önce oluşması, torkun 1B modelde daha düşük hesaplanması sonucu vermiştir.

Genel olarak, DME karışımlarının alev yayılımını hızlandığı ve silindir-içi basınçları ve sıcaklıkları maksimum noktada arttırdığı gözlenmiştir. Silindir-içi göstergeler DME'nin yanmaya pozitif yönde etkidiğini gösterse de motor performansında azalma meydana geldiği görülmektedir.



7.1.4. ÖYT Değerlendirmesi:

Şekil 7.1’de görüldüğü gibi, benzin için testten elde edilen ÖYT değeri 286.220g/kWh olarak elde edilmiştir. Benzin için 3B modelde ÖYT değeri 189.119g/kWh olarak, 1B modelde ise 230.535g/kWh olarak hesaplanmıştır. DME karışımları için 3B modelden elde edilen ÖYT değerleri, 1B model ÖYT değerlerinden ortalama %18.8 daha düşüktür. 3B model ÖYT değerlerinin brüt indike olması, 1B model ÖYT değerlerinin ise efektif olması nedeniyle bu fark ortaya çıkmıştır. Bu konuya yine daha önce Bölüm 6.1.1’de değinilmiştir.

3B modelden elde edilen ÖYT değerleri G100 için 189.119g/kWh, DME2 için 186.519g/kWh, DME5 için 192.012g/kWh, DME10 için 199.473g/kWh ve DME20 için 198.198g/kWh olarak hesaplanmıştır. Bu değerlere göre, 3B modelden elde edilen ÖYT, benzine kıyasla DME2 için %1.38 azalmış; DME5 için %1.53, DME10 için %5.48 ve DME20 için %4.80 artmıştır.

1B modelden elde edilen ÖYT değerleri ise G100 için 230.535g/kWh, DME2 için 220.009g/kWh, DME5 için 231.305g/kWh, DME10 için 232.741g/kWh ve DME20 için 233.893g/kWh olarak hesaplanmıştır. 1B modelde yine benzine kıyasla bu değişim oranları DME2 için %4.57 azalma; DME5 için %0.33, DME10 için %0.96 ve DME20 için %1.46 artma olarak gerçekleşmiştir. Artan DME oranı ile ÖYT’de oluşan artma ve azalma değerleri 1B model ve 3B modelde aynı eğilimdedir. Artan DME oranı ile beraber her iki yöntemde de DME2 dışında ÖYT’nin artması durumunun nedenleri aşağıda Bölüm 7.1.5’de detaylı olarak değerlendirilmiştir.

7.1.5. Hacimsel Verim Değerlendirmesi:

Şekil 7.1’de görüldüğü gibi, 1B modelden elde edilen hacimsel verim değerleri artan DME oranı ile azalmaktadır.

Benzin için testte elde edilen hacimsel verim 0.78 iken 1B modelde 0.958 olarak hesaplanmıştır. Benzin için 1B modelde hesaplanan hacimsel verim teste göre %22.8 daha yüksektir. Bunun sebebi testlerdeki tüm şartların ve kayıpların ölçülerek modele dahil edilememesidir.

1B modelden elde edilen hacimsel verim değerleri; G100 için 0.958, DME2 için 0.849, DME5 için 0.841, DME10 için 0.824 ve DME20 için 0.807 olarak hesaplanmıştır. 1B modelde benzine kıyasla hacimsel verimdeki azalma yüzdeleri DME2 için %11.41, DME5 için %12.30, DME10 için %14.07 ve DME20 için %15.84 olarak gerçekleşmiştir.

7.1.6. Tork Değişimi ve Literatür ile Karşılaştırma (2800 d/dk):

DME karışımlarının torka etkisi değerlendirilirken, DME ve benzinin Çizelge 1.1'de listelenen yakıt özellikleri dikkate alınmalıdır. Tork değerlerini etkileyen önemli hususlar olarak yakıtların kütleli debisi, buhar yoğunluğu, buharlaşma gizli ısı, hacimsel verim ve alt ısı değeri olarak sayılabilir ki bu hususlar aşağıda değerlendirilmiştir.

DME-benzin karışımları için 1B modelden hesaplanan güç ve ÖYT kullanılarak hesaplanan yakıtların kütleli debilerine göre ve yakıt özelliklerine göre hesaplanan; silindire giren yakıt için toplam sıvı yakıt debisi, toplam yakıt buharı debisi, yakıt buharlaşırken ortamdan çekilen ısı, hacimsel verim ve yakıt ile silindire giren toplam enerji Şekil 7.5'de gösterilmiştir. Bu hesaplamaların yapıldığı tablo ise Çizelge 7.1'de verilmiştir. Çizelge 7.1'deki hesaplamalar hakkında Bölüm 6.1.6'da detaylı bilgi verilmiştir.

Hacimsel verim:

Öncelikle hacimsel verim açısından değerlendirme yapılırsa, 1B modelde hesaplanan hacimsel verim, G100'den DME20'ye doğru artan DME oranı ile %15.84 azalmıştır. Hacimsel verim değerlendirilirken; yakıttaki her bileşenin debisi, buhar yoğunluğu ve buharlaşma gizli ısı dikkate alınmalıdır.

Benzin ve DME'nin buhar yoğunlukları sırasıyla 4.6 kg/m^3 ve 2.12 kg/m^3 'tür. DME buhar yoğunluğu benzinden 2.2 kat daha düşüktür. Başka bir deyişle, DME de buharlaştığında aseton gibi birim kütle başına daha fazla hacim kaplar. Böylece DME20 için kaplanacak hacim işgali G100'e göre %12.8 artmaktadır (Şekil 7.5). Böylece, artan DME oranı ile buharlaşan yakıtın artan hacim işgali, daha az miktarda hava girişine ve hacimsel verimin düşmesine neden olur. Hacimsel verim azalması da port girişinde hava akımına olumsuz etki yaratmaktadır (Ji vd., 2017). Çizelge 1.1'den görüldüğü gibi, DME benzine göre daha uçucudur ve benzine göre buhar yoğunluğu düşüktür. Bu nedenle DME benzine göre daha hızlı buharlaşarak silindir girişinde ve silindir içinde daha çok hacim kaplamaktadır. Şekil 7.1'de görüldüğü gibi artan DME oranı ile hacimsel verim %15.8 düşmektedir. DME kullanımıyla artan hacim işgaline paralel olarak hacimsel verim azalmıştır. Ancak bu azalmada dikkat çeken detay asetonun tersine hacimsel verim azalmasının, hacim işgalinden de yüksek olmasıdır. Yani DME karışımlarında hacimsel verimin azalmasını tetikleyen başka mekanizmaların da var oluşudur.

Buhar yoğunluğu ile ilgili bu değerlendirmeler ile birlikte hacimsel verime etki eden dikkate alınması gereken ikinci bir husus yakıtların buharlaşma gizli ısılarıdır. Benzin ve DME için buharlaşma gizli ısıları sırasıyla 270 kJ/kg ve 460 kJ/kg 'dır. DME'nin buharlaşma gizli ısının benzinden yaklaşık 1.7 kat yüksek olmasının bir sonucu olarak, DME buharlaşırken ortamdaki daha fazla ısı çekecektir. Şekil 7.5'de görüldüğü gibi, silindire gönderilen yakıt debileri ve yakıtların buharlaşma gizli ısıları kullanılarak yapılan hesaplamada, yakıt buharlaşması sırasındaki çekilen ısı miktarı G100 için 0.582 kW iken DME20 için 0.608 kW olmaktadır ki bu da %4.5'lik artışa karşılık gelmektedir. Daha yüksek miktarda çekilen ısı emilen havayı daha fazla soğutur ve hava yoğunluğunu artırır ve böylece hacimsel verim de artar. Ancak hacimsel verimin düşüklüğünü sınırlaması gereken bu özellik, bekleneni vermeyerek hacimsel verimin beklenenden daha düşük çıkmasının önünü kesememiştir. Yani DME karışımlarında hacimsel verimin azalmasını tetikleyen başka mekanizmalar da

bulunmaktadır.

Görüldüğü gibi hacimsel verimdeki düşüş yüzdesi, buharlaşan DME'nin silindirde işgal ettiği hacmin artma yüzdesinden daha yüksektir. Bununla beraber DME yakıtlarının hacimsel verimi yüksek buharlaşma gizli ısısına rağmen G100'den DME20'ye daha da azalmaktadır. Yani DME kullanımında hacimsel verimdeki düşüşü, DME'nin buharlaşma gizli ısısı sınırlandıramamıştır.

Isı enerjisi:

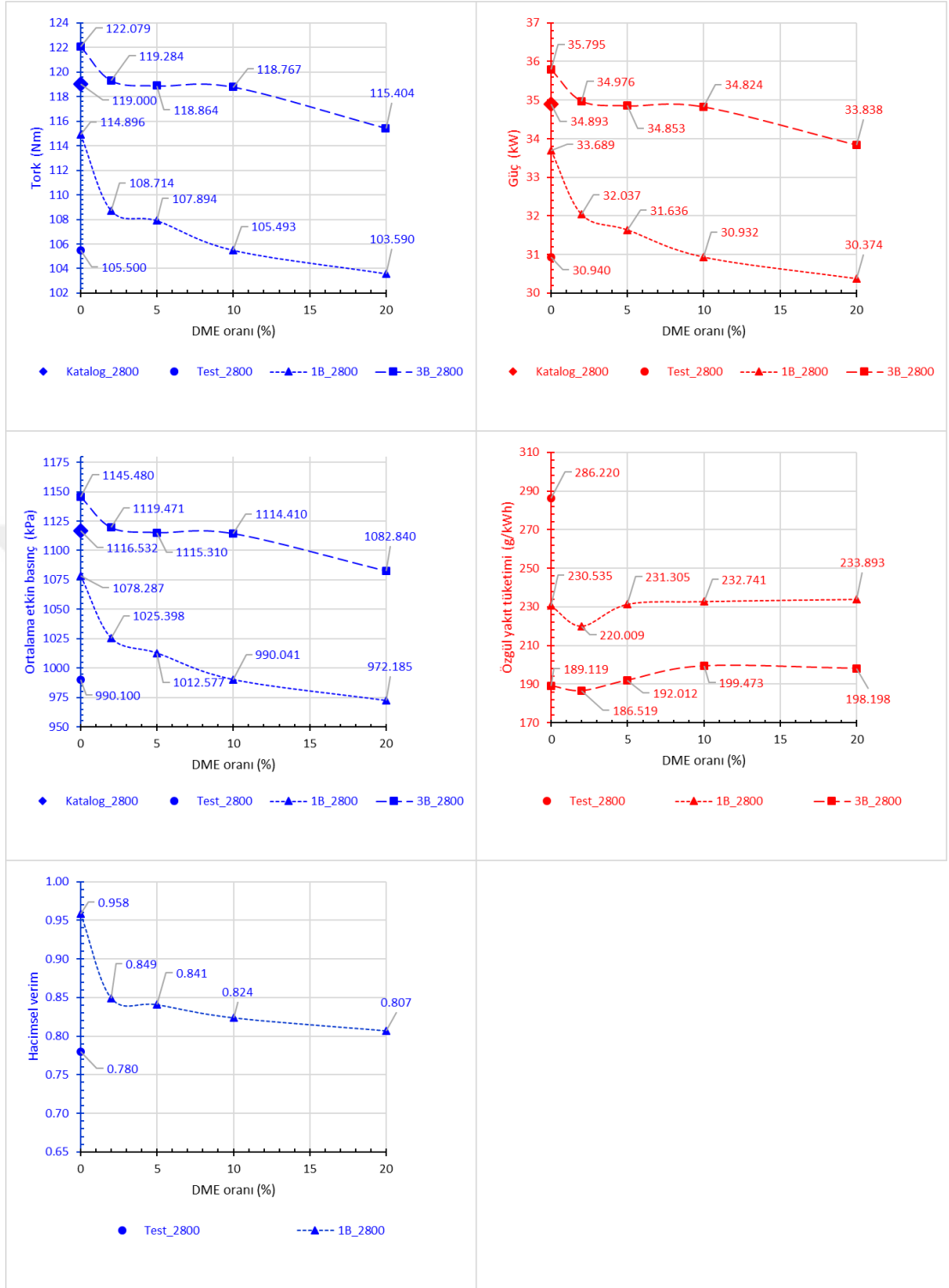
Torku etkileyen ve dikkate alınması gereken bir diğer ana parametre de yakıtla birlikte silindire giren ısı enerjisi miktarıdır. Benzinin alt ısı değeri 44300kJ/kg iken DME'nin 28800kJ/kg'dır. Şekil 7.5'de görüldüğü gibi, yine silindire gönderilen yakıt debileri ve yakıtların alt ısı değerleri kullanılarak yapılan hesaplamada, yakıtla birlikte silindire giren ısı miktarı G100 için 95.6kW iken DME20 için 81.3kW'a olmuştur ki bu da %17.6'lık bir düşüş demektir. DME20 için 1B modelde elde edilen tork benzine göre %5.47 düşüktür. Silindire giren ısı miktarındaki düşüş yüzdesi ile torktaki düşüş aynı seviyede değildir.

Bu düşüş seviyesi G100'den DME20'ye olan ÖYT deki artış oranından (%1.46) daha yüksektir. Hacimsel verimin artan DME oranı ile düştüğü yukarıda açıklanmıştı. Hacimsel verimdeki yüksek düşüş oranının ÖYT'deki daha sınırlı olan artış oranına göre daha belirgin olmasının bir nedeni olarak, yakıtın kendiliğinden hızlı yanması görülmektedir. Özellikle her iki yöntemde de DME2'nin ÖYT'yi düşürmesi ve diğer oranlardaki ÖYT artışlarının daha sınırlı kalması bu nedene bağlıdır. ÖYT bakımından benzine düşük oranlarda DME ilavesi bu nedenle pozitif etki yapmıştır. DME-benzin karışımli yakıtlarının belirtilen bu davranışsal özellikleri birleşerek sonuçta ölçülen torku vermektedir. Bu etki eş zamanlı olarak efektif verimde de artışa neden olmuştur.

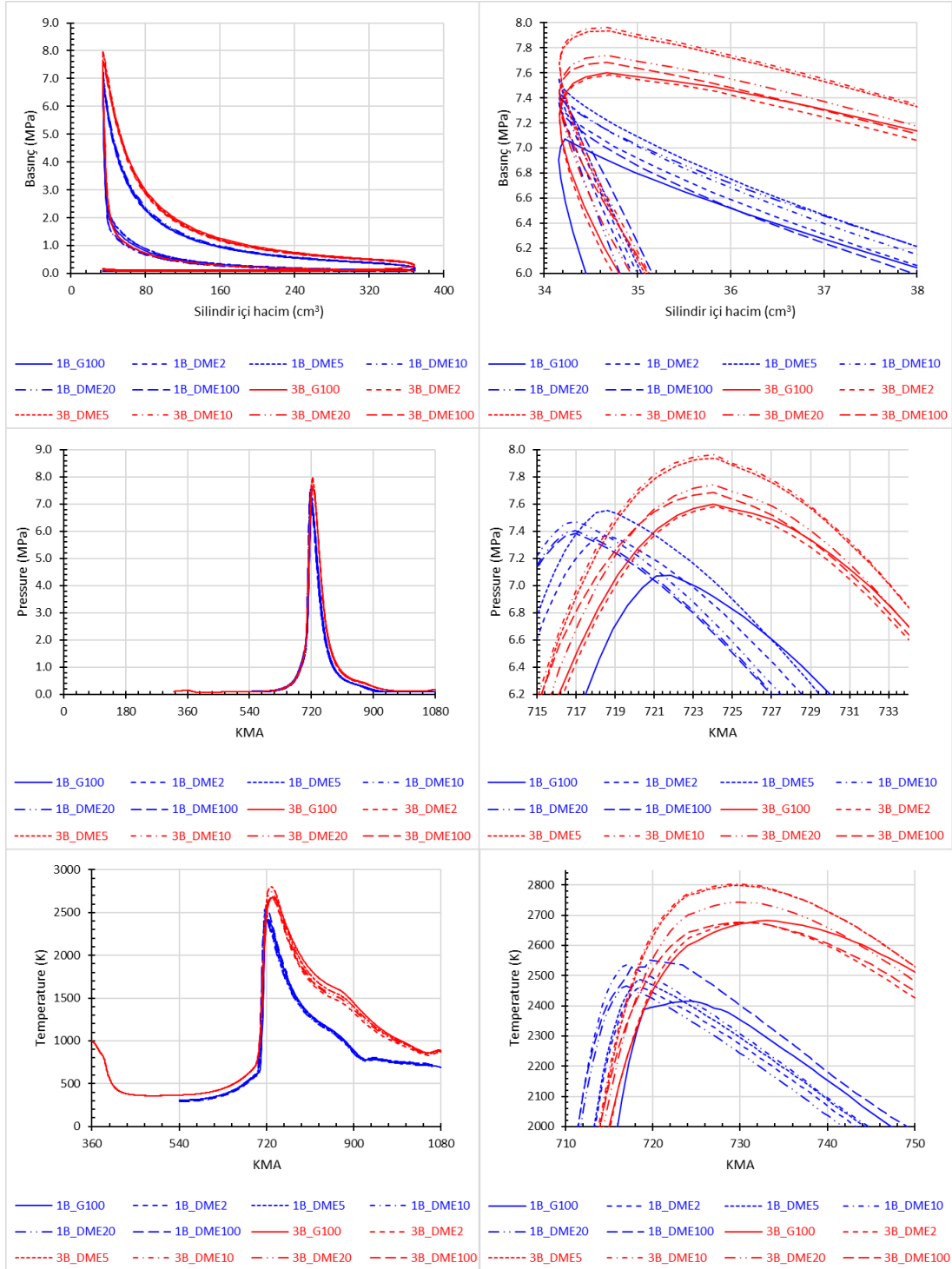
Hacimsel verimin düşmesi ve buna bağlı olarak torktaki azalmaya etki eden diğer mekanizmalar; DME'nin tutuşma ve alev yayılma olayının daha kısa sürede kendiliğinden gerçekleşmesi, piston ÜÖN'ya ulaşmadan silindir içinde daha erken maksimum basınç ve sıcaklığa erişilmesi, DME ilavesi ile toplam enerji girişinin azalması, alev gelişme ve yayılma sürelerinin kısılması ve bu kısa sürede alevin tam gelişmişliği sağlayamadan hızlıca tamamlanması şeklindedir.

DME-benzin karışımı için yakıt özellikleri dikkate alınarak yapılan hesaplamalar ile Şekil 7.5'de gösterildiği gibi yapılan değerlendirmeler, DME-benzin karışımı için torkun düşmesi yönünde bir eğilim vermektedir ve gerek 1B modelde gerekse 3B modelde bu düşme eğilimi elde edilmiştir. ÖYT için ise bu eğilim biraz daha sınırlı seviyelerde kalmıştır. Bu çalışmada, DME yakıtlarının incelenmesi için sadece 1B model ve 3B model kullanılmıştır. Literatürdeki diğer çalışmalarda yapılan testlerde elde edilmiş olan artan DME oranı ile torktaki yükselme eğilimi (Ji vd., 2017; Shi vd., 2018, 2019), o testlerde kullanılan motorlara ve incelemelerin yapıldığı yöntem olan test şartlarına göre farklılık göstermektedir.

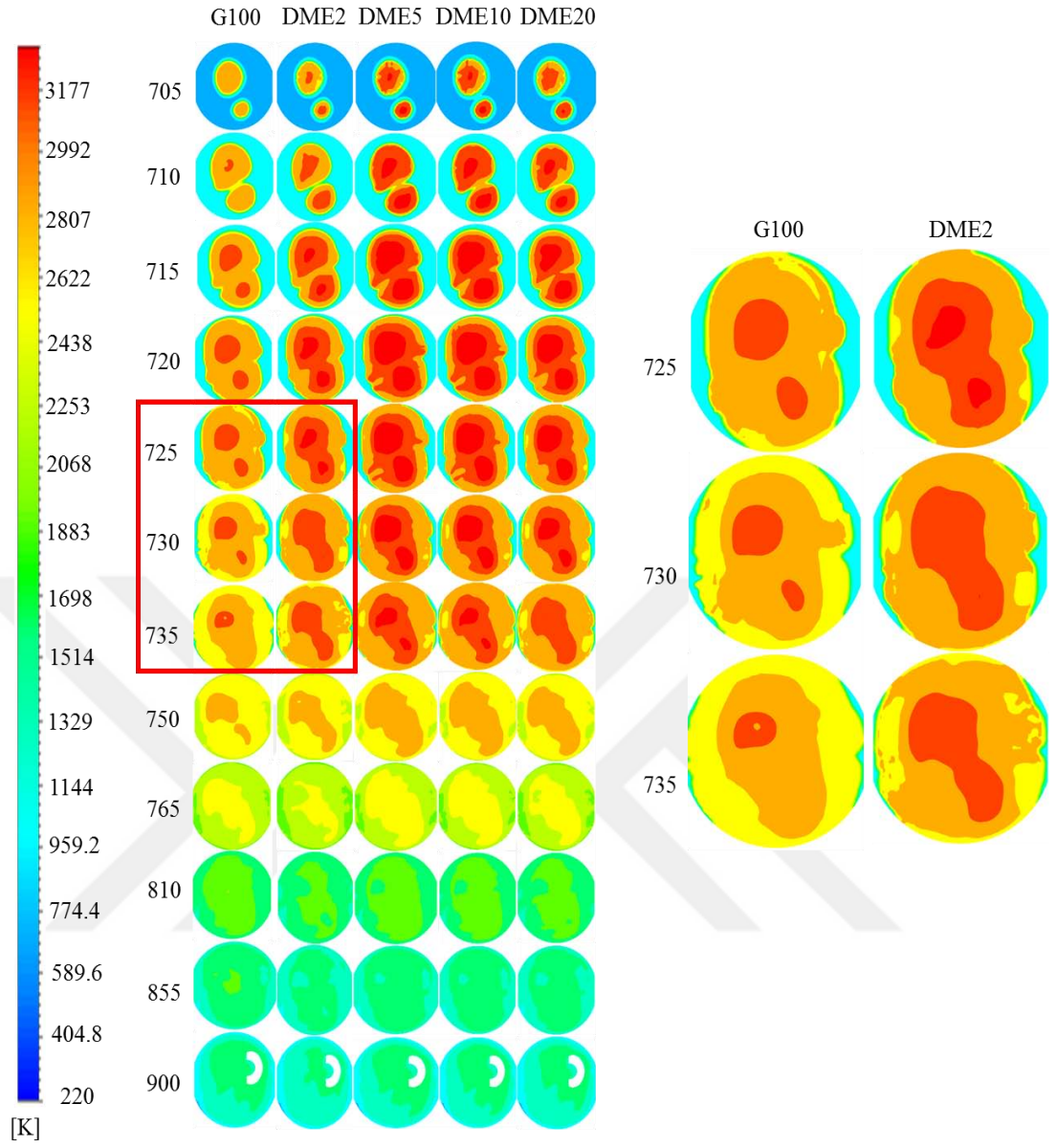




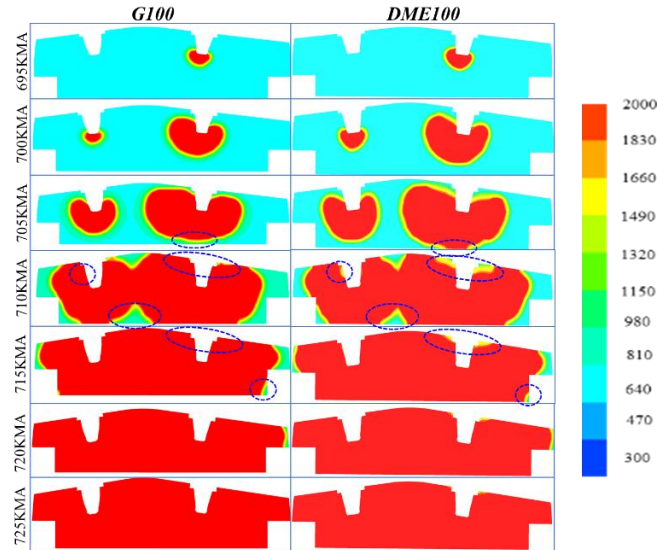
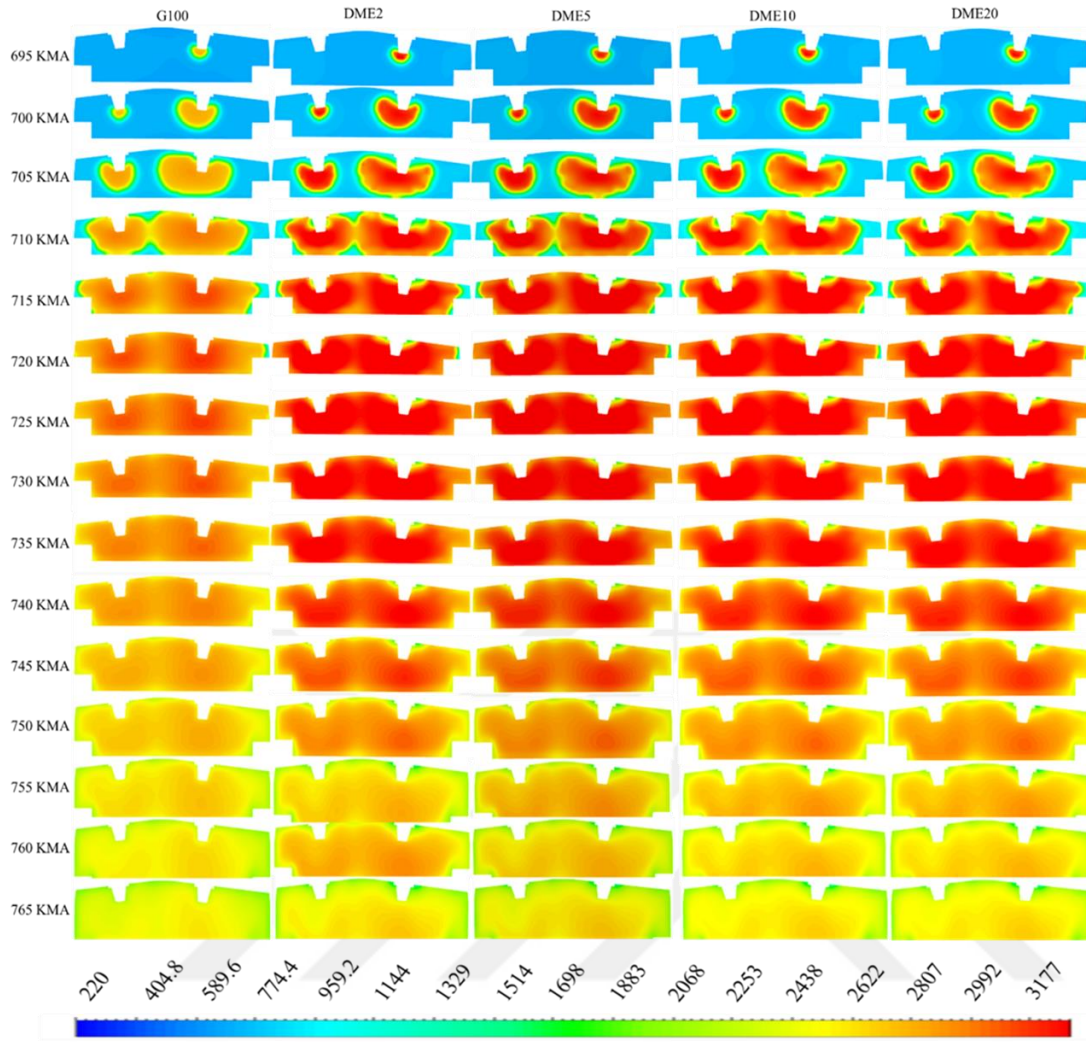
Şekil 7.1. DME karışımları için performans parametreleri (2800d/dk)



Şekil 7.2. DME karışımları için silindir-içi basınç ve sıcaklığın KMA'ya göre değişimi (2800d/dk)



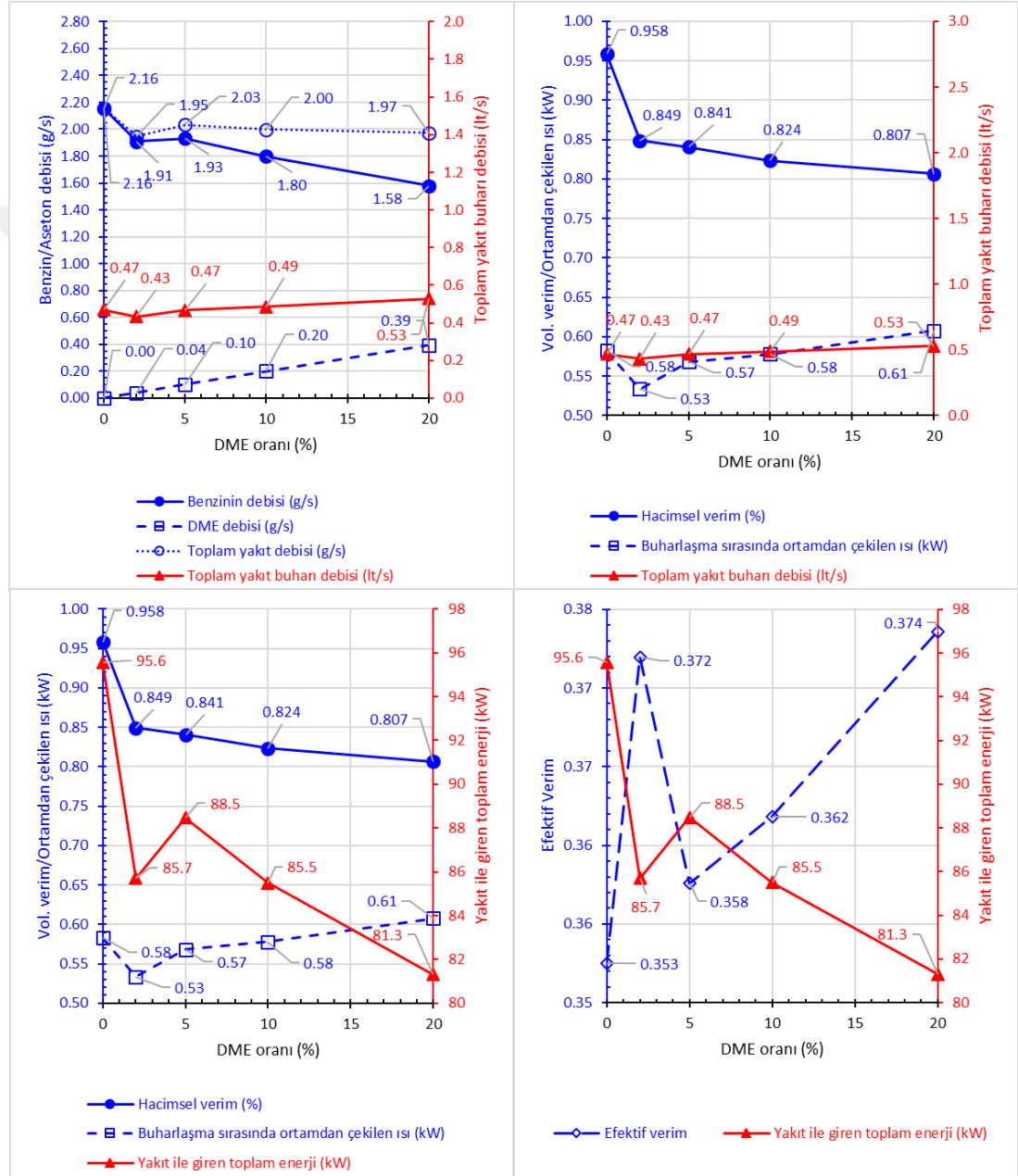
Şekil 7.3. DME karışımları için silindir-içi radyal kesitte sıcaklık dağılımları



Şekil 7.4. DME karışımları için silindir-içi aksenal kesitte sıcaklık dağılımları

Çizelge 7.1. Silindire giren yakıt özellikleri hesaplama tablosu

DME oranı	Benzin kütlesel oranı	DME kütlesel oranı	1B Model ÖYT (g/kWh)	1B Model Güç (kW)	Toplam yakıt debisi (g/s)	Benzinin debisi (g/s)	DME debisi (g/s)	Benzin buhar yoğunluğu (kg/m ³)	DME buhar yoğunluğu (kg/m ³)	Toplam yakıt buharı debisi (lt/s)	Hacimsel verim	Benzin buharlaşma gizli ısı (kJ/kg)	DME buharlaşma gizli ısı (kJ/kg)	Buharlaşma sırasında ortamdan çekilen ısı (kW)	Benzin alt ısı değeri (kJ/kg)	DME alt ısı değeri (kJ/kg)	Yakıt ile giren toplam enerji (kW)	Efektif verim
0	1.00	0.00	230.54	33.69	2.16	2.16	0.00	4.60	2.12	0.47	0.958	270	460	0.582	44300	28800	95.6	0.353
2	0.98	0.02	220.01	31.88	1.95	1.91	0.04	4.60	2.12	0.43	0.849	270	460	0.533	44300	28800	85.7	0.372
5	0.95	0.05	231.31	31.64	2.03	1.93	0.10	4.60	2.12	0.47	0.841	270	460	0.568	44300	28800	88.5	0.358
10	0.90	0.10	232.74	30.93	2.00	1.80	0.20	4.60	2.12	0.49	0.824	270	460	0.578	44300	28800	85.5	0.362
20	0.80	0.20	233.89	30.37	1.97	1.58	0.39	4.60	2.12	0.53	0.807	270	460	0.608	44300	28800	81.3	0.374



Şekil 7.5. Silindire giren yakıt özelliklerinin grafikleri

7.2. Emisyonlar (2800 d/dk):

Emisyonlar; 1B model ve 3B model ile hesaplanan silindir-içi emisyon bileşenlerinin KMA'ya göre değişimleri kullanılarak değerlendirilmiştir.

1B ve 3B modellerde hesaplanan silindir-içi emisyonlar olarak CO, CO₂, O₂, HC, NO_x/EINO_x değerlerinin KMA'ya göre değişimleri Şekil 7.6'da çizilmiştir.

Burada sonuçların değerlendirmesine geçmeden önce, DME-benzin karışımları için DME'nin kimyasal yapısının benzine göre farklılığı dikkate alınmalıdır. Öncelikle, DME karışımlarında HC içeriği aseton oranı ile değişecektir. C/H oranı, benzin (izooktan: C₈H₁₈) için $8/18=0.44$ iken aseton (C₂H₆O) için $2/6=0.33$ 'dür. Böylece karışımdaki artan DME oranı, karışımly yakıtın C/H oranını azaltacaktır. Ayrıca, DME'nin de aseton gibi oksijen içeriği nedeniyle hava-yakıt karışımı daha fazla oksijenlenir. İlâveten, DME'nin benzinden ve asetondan çok daha çabuk buharlaşması, yani silindir içerisinde daha homojen karışım sağlaması ve C-C bağlarının bulunmamasından dolayı, yanma sonunda C içeren bileşiklerin CO/CO₂ oluşturma eğilimleri daha yüksektir. Böylece silindir içerisinde HC emisyonları oluşumu için yeterli C bulunmamaktadır.

Şekil 7.6'daki KMA'ya göre verilen emisyon grafiklerinde görüldüğü gibi, artan DME oranı ile genel olarak CO₂, HC ve NO_x emisyonlarında azalma ve CO ve O₂ emisyonlarında artma görülmektedir. Ayrıca, 1B modelden ve 3B modelden elde edilen emisyonlar birbirlerine makul seviyede yakındırlar ve benzer yapıdadırlar. 1B model ve 3B model emisyon sonuçlarındaki belli seviyede farklılıklar olması da beklentiler dahilinde görülmektedir. 1B modelde yazılımda tanımlı emisyon modelleri kullanılırken 3B modelde yakıt kütüphanesindeki türler ve oldukça fazla sayıdaki kimyasal reaksiyon sonucunda hesaplanan ürünler dikkate alınarak kümülatif hesaplamalar yapılmaktadır. Silindir-içi yanmanın 3B olarak çözümlendiği 3B model sonuçları 1B modele göre daha gerçekçi görülmektedir.

İncelenen emisyon değerleri aşağıda sırasıyla değerlendirilmiştir.

7.2.1. CO, CO₂, O₂ Emisyonları:

1B model ve 3B modelden elde edilen silindir içindeki CO ve CO₂'nin KMA'ya göre değişimi Şekil 7.6'da gösterilmiştir. Şekil 7.6'da genel olarak görüldüğü gibi, modellerden elde edilen silindir içindeki CO, 695KMA'daki ilk ateşleme ile ani olarak artmakta, yanmanın tamamlanması ile hızla düşmekte ve 780KMA'dan sonra hafif azalmaya devam etmektedir. CO₂ ise yine ilk ateşleme ile ani artmakta ve yanmanın tamamlanması ile (~740KMA) sabit kalmaktadır. Silindir içine alınan O₂ yanma ile ani olarak düşmektedir. 1B model ile 3B model sonuçları KMA'ya göre benzer yapıda ve eğilimde olmuştur.

Çevrim sonuna doğru egzoz supabı açıldıktan sonra egzoz hattına gönderilen gazların emisyonu testlerdeki emisyonları temsil etmeye daha yakın olacaktır. Bu gözleme istinaden modellerden elde edilen emisyonların aseton oranına göre sıralamalarına egzoz supabının açıldığı 858KMA'da anlık olarak bakılarak, aseton oranının CO, CO₂ ve O₂ üzerindeki etkisi değerlendirilmiştir.

Şekil 7.6'daki emisyonlara özellikle egzoz supabının açıldığı 858KMA'da bakılmıştır. Hem 1B modelde hem 3B modelde egzoz supabının açıldığı 858KMA'da CO emisyonu sıralamasının küçükten büyüğe G100-DME2-DME5-DME10-DME20 olduğu gözlenmiştir, yani artan DME oranı ile CO emisyonunda artış görülmüştür. 858KMA'daki bu yerel kıyaslama değerleri her iki yöntemde de uyumludur.

CO₂ emisyonu sıralaması ise hem 1B modelde hem 3B modelde büyükten küçüğe G100-DME2-DME5-DME10-DME20 olarak hesaplanmıştır, yani artan DME oranı ile CO₂ emisyonunda azalma görülmüştür. 858KMA'daki bu yerel kıyaslama değerleri her iki yöntemde de uyumludur.

O₂ değerlerindeki sıralama 1B modelde küçükten büyüğe DME20-DME10-G100-DME5-DME2 şeklindedir. Yani artan DME oranı ile O₂ emisyonunda iniş-çıkışlar olmuştur ancak veriler birbirine oldukça yakındır. 3B modeldeki O₂ sıralaması ise küçükten büyüğe G100-DME2-DME5-DME10-DME20 olarak sıralanmıştır.

Şekil 7.6'da, 1B ve 3B modelde DME oranı arttıkça, pistonun üst ölü noktaya geldiği 720KMA açısından çevrim sonuna kadar G100'e göre CO emisyonları artmakta, CO₂ emisyonları ise ters orantılı olarak azalmaktadır. DME oranı arttıkça CO emisyonlarında yanmanın tam gelişmiş olduğu 720KMA'da arttığı görülmektedir. DME yakıtının O₂ içeriğinin aseton dan da fazla olduğu düşünülürse, yüksek O₂

içeriğine rağmen CO emisyonunun yanma reaksiyonunda DME'nin bir ara ürünü olmasından dolayı bu emisyon artmıştır (Ji vd., 2011, 2017). DME oranı arttıkça karışım içerisindeki C/H oranı 0.44'den 0.33'e düşmektedir. Bu durumun direkt olarak, C içeren CO ve CO₂ emisyonlarının oluşumunu azaltacağı düşünülse de CO emisyonları açıklanan nedenle artmaktadır. DME'nin O₂ bakımından asetondan daha zengin olması ve daha uçucu olmasının bir etkisi, CO emisyonlarında avantaj sağlamamakta ancak daha da artmasını sınırlandırmaktadır. CO emisyonu ile ters orantılı olarak tam yanma ürünü olan CO₂ emisyonu miktarı ise azalmıştır. Ayrıca, DME ilavesiyle C/H oranının düşmesinden kaynaklı olarak da CO₂ oluşumu azalmaktadır. Bu nedenle DME oranının artmasıyla CO₂ emisyonunun tepkisi CO emisyonundan daha hissedilir seviyelerde gerçekleşmiştir. Artan DME oranı ile O₂'de oluşan artma ise şu şekilde açıklanabilir. DME-benzin karışımında benzine göre azalan C'nun, O₂ fazlalığını karşılayamamasından dolayı O₂'ler tekil olarak yanma sonunda daha fazla açığa çıkmakta, CO₂'ler de buna bağlı olarak daha da azalmaktadır.

7.2.2. HC Emisyonu:

1B ve 3B modelde, Şekil 7.6’da gösterildiği gibi, silindir-içi HC miktarı ateşleme ile ani artmakta ve yanma sonuna doğru ani olarak düşmektedir. Silindir-içi yanmanın 3B olarak çözümlendiği 3B modelde yanma sonunda HC ani olarak düşerken 1B modelde daha yavaş bir düşme olması, daha önce de değinildiği gibi tamamıyla 1B modelin çalışması ile ilgili görülmektedir ve 3B model sonuçları daha gerçekçi görülmektedir. 1B modelden ve 3B modelden elde edilen HC sonuçları KMA’ya göre benzer yapıda ve eğilimde oluşmakla birlikte 710KMA’daki tepe noktada HC miktarı 3B modelde daha fazladır. Ayrıca, 3B modelde ÜÖN’nin oluştuğu 720KMA’dan sonra HC düşüşü daha etkin olmaktadır.

Şekil 7.6’da gösterildiği gibi, 1B ve 3B modelde, silindir-içi HC’nin KMA ile değişimindeki sıralama birbirleriyle yaklaşık uyumlu seviyedir.

DME oranı arttıkça HC emisyonları her iki modelde de azalmıştır. Şekil 7.2’de silindir-içi basınç ve sıcaklıklara, bununla beraber Şekil 7.3 ve Şekil 7.4’den de sıcaklık konturlarına bakıldığında HC emisyonlarının hem artışına hem de azalışına neden olan durumlar ortaya çıkmaktadır. Alev hızının yüksek ve yanmanın da daha erken olması yanmamış HC emisyonlarının azalmasına neden olurken, alevin daha gelişimini tamamlamadan buji arkalarında ve belli seviyede kenar bölgelerde yanmayan hava-yakıt karışımı bırakması HC emisyonlarını arttırmaktadır. Literatürdeki çalışmalarda bu durumun yaşandığı ve hatta artan DME oranı ile birlikte HC emisyonlarında tutarsız bir artış ve azalış olduğu gözlemlenmiştir. Bunun nedeni, artan DME oranı ile alev yayılımının değişkenlik göstermesidir. DME’nin yüksek setan sayısı, yanmayı kendiliğinden başlatma özelliği, yanma hızının yüksek oluşu, düşük C içeriği ve yüksek O₂ içeriğinin olmasından dolayı yanma sonunda HC emisyonlarının oluşumu sınırlı kalmaktadır (Ji vd., 2011, 2017). Yine Çizelge 1.1’de görüldüğü gibi, DME’nin benzinden ve asetondan çok daha çabuk buharlaşması, yani silindir içerisinde daha homojen karışım sağlaması ve C-C bağlarının bulunmamasından dolayı, yanma sonunda C içeren bileşiklerin CO/CO₂ oluşturma eğilimleri daha yüksektir (Makoş vd., 2019). Böylece silindir içerisinde HC emisyonları oluşumu için yeterli C bulunmamaktadır. Bu da HC emisyon oluşumlarını etkin bir şekilde sınırlandırmaktadır.

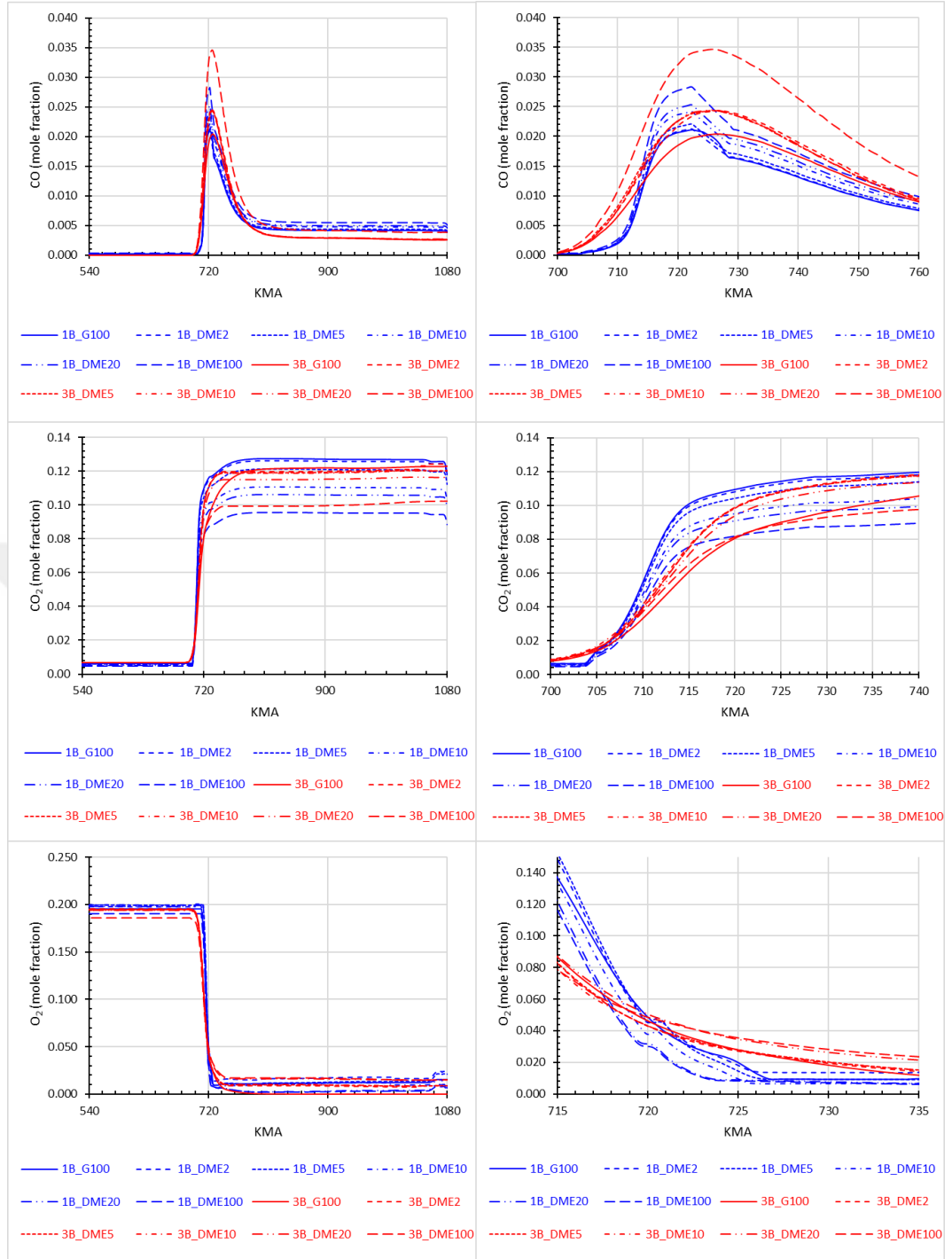
7.2.3. NO_x Emisyonu:

NO_x oluşumu, silindire alınan hava miktarı ve silindir-içi sıcaklık ile ilgilidir. Ayrıca NO_x'in ana kaynağı havadaki N₂ ve O₂'dir. Dolayısıyla hava giriş miktarı arttıkça silindirde NO_x oluşturabilen madde miktarı da artar.

Şekil 7.6'da 1B model ve 3B modelden elde edilen silindir-içi NO_x oluşumunun KMA'ya göre değişimi gösterilmiştir. Bölüm 6.2.3'de de değinildiği gibi, ateşleme ile silindir-içi sıcaklığın artması ile NO_x ani olarak artmıştır. Ardından ani azalıştan sonra sabit kalmış ve silindir içi sıcaklıkların 1200K sınırına kadar azaldığı 890KMA'dan sonra azalmıştır. Maksimum sıcaklığın olduğu KMA'larda, DME'nin sıcaklık etkisinin daha erken başlayıp bitmesine bağlı olarak DME-benzin karışımları benzine göre daha düşük NO_x emisyonu oluşturmuştur. Erken soğumadan kaynaklı olarak DME'nin benzinden daha hızlı yanması ve silindir içi sıcaklıkların hızlı yanmaya bağlı olarak daha çabuk azalmasından dolayı DME-benzin karışımlarının NO_x emisyonları azalmıştır. Daha önce de değinildiği gibi modeller arası birim uyumsuzluklarından dolayı modeller arasında doğrudan bir NO_x karşılaştırması yapılamamaktadır.

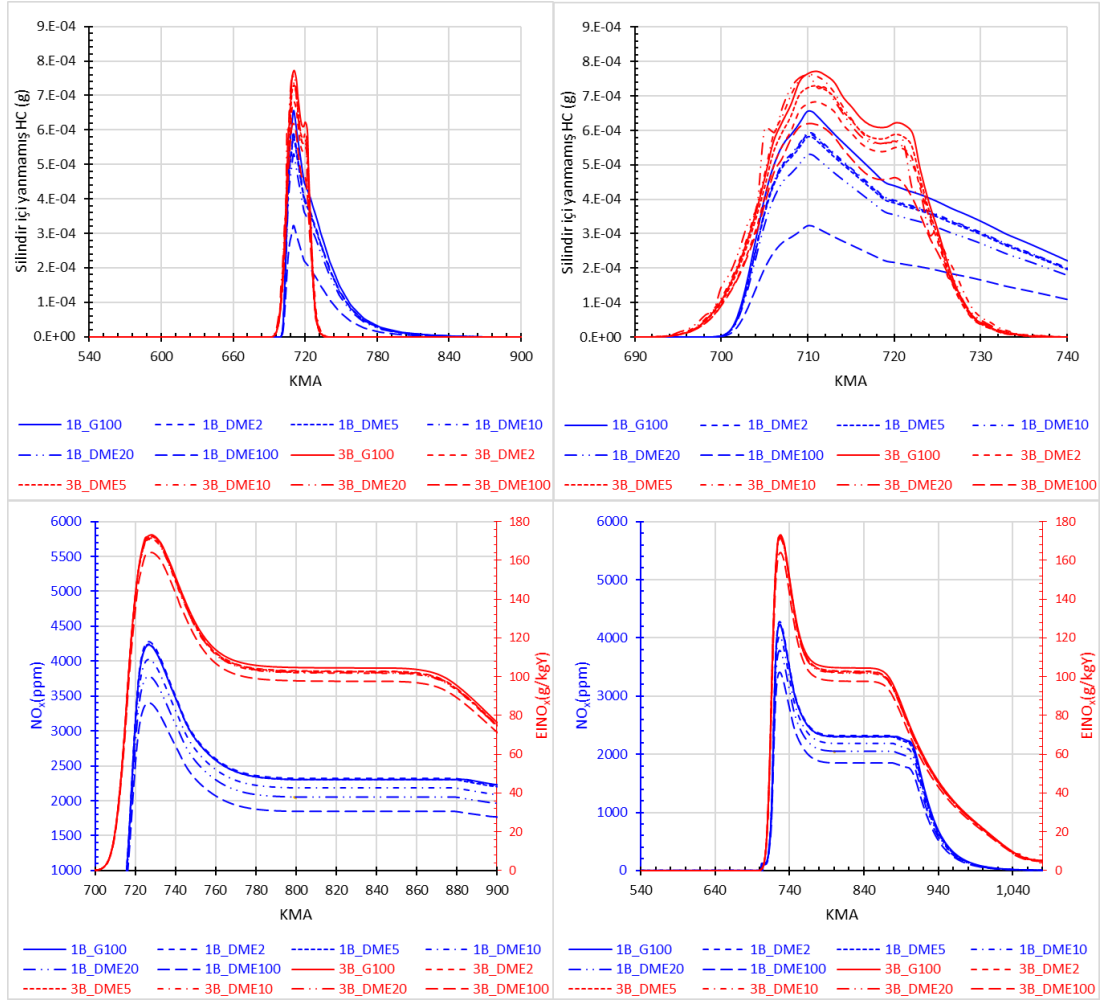
1B modelde ve 3B modelde egzoz supabının açıldığı 858KMA'da NO_x emisyonu sıralamasının büyükten küçüğe G100-DME2-DME5-DME10-DME20 olduğu gözlenmiştir ve 858 KMA'daki bu yerel kıyaslama değerleri her iki model için de uyumludur.

1B ve 3B modelde NO_x emisyonları, artan DME oranı ile azalmıştır. DME'nin NO_x emisyonlarına etkisi motor besleme ve enjektör tipine göre değişmektedir (Makoş vd., 2019). DME'nin O₂'li bir yakıt olmasına rağmen, O₂ içeriğinin NO_x emisyonu üzerinde önemli etkileri görülmemiştir. Teng vd.'nin çalışmasında, kimyasal kinetik hesaplamaların ortaya koyduğu gibi serbest O₂ salınımının çok sınırlı olduğu öne sürülmüştür. Serbest O₂ olmaması, yüksek sıcaklıklarda bozulan O₂ ve N₂ gazlarının NO_x emisyonu oluşturmasını engellemektedir (Teng vd., 2001). Silindir-içi sıcaklıkların motorda erken artması ve erken azalmasının bir sonucu olarak NO_x emisyonlarında azalma meydana gelmiştir (Ji vd., 2011, 2017). Literatürde NO_x emisyonlarının artan DME oranı ile birlikte tersi davranışlar sergilediği de görülmüştür. Ancak bu çalışmalar daha çok sıkıştırma ateşlemeli motorlarda DME'nin difüzyon yanmasına maruz bırakılması ve direkt olarak dizel yakıt-hava karışımının üzerine DME püskürtülmesi ile yapılan çalışmalardır (Lee vd., 2009; Wang vd., 2014).



(a) CO, CO₂, O₂ emisyonları

Şekil 7.6. 1B/3B model DME emisyonları



(b) HC, NO_x emisyonları

Şekil 7.6. 1B/3B model DME emisyonları

7.3. Farklı Devirlerde DME-Benzin Karışımlarının Performansa

Etkileri:

Benzine DME katkısının etkileri yukarıdaki bölümlerde 2800 d/dk olan maksimum tork devri için 1B model ve 3B model olarak iki inceleme yöntemi için değerlendirilmiştir. Bu bölümde ise, DME katkısının farklı motor devirlerindeki etkileri 1B model ve kısmi olarak 3B model sonuçları kullanılarak incelenmiştir. 3B model analizi oldukça uzun süre aldığından sadece maksimum tork devir sayısı olan 2800 d/dk'da analizler yapılmıştır.

İncelemelerde, 1B modelden farklı devir sayılarında ölçüm verileri alınmıştır. Kullanılan G100, DME2, DME5, DME10, DME20 yakıtları 2000-2500-2800-3000-3500-4000 d/dk devir sayılarında incelenmiştir. Tüm yakıtlar için ve tüm devirler için analiz matrisi çok geniş olduğundan ve 3B model analizleri aylar süreceğinden, sadece 1B model analizleri yapılmıştır. Farklı devirlerde 1B modelden elde edilen sonuçlar aşağıda değerlendirilmiştir.

Şekil 7.7'de motor performansı olarak tork, güç, OEB, ÖYT ve hacimsel verimin incelenen aseton oranları için devir sayısına göre değişimleri 1B model sonuçları ile gösterilmiştir. Grafiklerde ayrıca 2800d/dk için 3B modelden elde değerler de nokta olarak gösterilmiştir. Ayrıca, Şekil 7.7'deki grafikler kullanılarak üretilen, DME oranlarına göre motor performansının değişimi Şekil 7.8'de farklı motor devri eğrileri olarak verilmiştir.

Tork, Güç, OEB:

Şekil 7.7'deki tork grafiğine genel olarak bakılırsa daha önce de değinildiği gibi 1B modelde artan devir ile tork artmakta ve bir maksimumdan geçip tekrar azalmaktadır ve tork eğrileri bir çan formunu oluşturmaktadır. Motorlarda genel olarak beklenen bu grafik formu tüm incelenen yakıtlar için elde edilmiştir. Ayrıca, yine tüm benzin ve daha önceki bölümde işlenen aseton yakıtları için hem testlerde hem 1B modelde motor kataloğunda belirtildiği gibi maksimum torkun 2800d/dk'da oluşması birçok yönden 1B modeli teyit edicidir.

Brüt indike değer olan ve nokta olarak gösterilen 3B model torku önce açıklandığı gibi 1B model torkundan daha yüksektir. Düşük devirlerde motorda ısı transfer

kayıplarının ve motor sürtünmelerinin etkileri üretilen torka oranla daha yüksek seviyelerdedir bu nedenle maksimum katalog tork devrine kadar motor torku düşük seviyelerde seyretmektedir. Ayrıca artan devir sayılarında ise birim zamanda daha fazla çevrim gerçekleşmektedir. Diğer taraftan, yüksek devirlerde sürtünme kayıplarının seviyesi nispeten düşük olsa da motor avanslarının yüksek motor hızından dolayı büyümesi motorda tork azalmasının nedeni olarak ortaya çıkmaktadır. Burada ve daha önce de belirtilen yakıt ve yanma ile ilgili tüm etkilerden dolayı 1B modelde tüm yakıtlar için çan şeklindeki tork eğrisi ortaya çıkmıştır.

Tork için belirtilen bu davranışlar tork kullanılarak hesaplanan ve birbirinin fonksiyonu olan güç ve OEB için de benzer şekilde gerçekleşmiştir.

Şekil 7.7 ve Şekil 7.8’de verilen sonuç grafiklerine bakıldığında 2800d/dk’da gerçekleşen artan DME oranıyla tork azalımı, 1B modelde bütün devirlerde, 3B modelde ise inceleme yapılan 2800d/dk devrinde uyumludur.

Şekil 7.7’de 1B model verilerine göre, bütün devirlerde büyükten küçüğe doğru tork sıralaması G100-DME2-DME5-DME10-DME20 olmuştur. DME oranlarına göre motor performansının değişiminin, farklı motor devirlerine göre verildiği Şekil 7.8’e göre, her bir karışım oranı için devir eğrileri birbiriyle uyumludur ve bütün devirler için en yüksek tork verileri 2800d/dk’da hesaplanmıştır. Yine Şekil 7.8’de 1B modelde, artan DME oranlarının 2800d/dk’da olduğu gibi farklı devirlerde torku düşürücü etkisi daha net olarak görülebilmektedir.

Şekil 7.7’de 3B model verilerine bakıldığında Bölüm 7.1.1’de açıklandığı gibi sadece 2800d/dk devrinde büyükten küçüğe doğru tork sıralanışı G100-DME2-DME5-DME10-DME20 şeklinde hesaplanmıştır.

Çizelge 7.2’de benzine kıyasla DME oranının en yüksek olduğu DME20 yakıtında oluşan tork azalması değerleri her bir devir sayısı için tablo halinde verilmiştir. Maksimum tork devri olan 2800d/dk’da benzine kıyasla DME20’deki tork azalması 1B model sonuçlarına göre %9.84, 3B model sonuçlarına göre ise %5.47 olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 7.2. G100'den DME20' ye tork azalması

Tork, Nm		
Devir, d/dk	1B, %	3B, %
2000	9.82	
2500	9.66	
2800	9.84	5.47
3000	9.57	
3500	9.72	
4000	7.30	

ÖYT:

Şekil 7.7'de özgül yakıt tüketiminin devir sayısına göre değişimi verilmiştir. ÖYT ölçümleri 1B modelde 2000-4000 d/dk aralığında yapılırken, 3B modelde ise sadece 2800d/dk devrinde hesaplanmıştır. Şekil 7.8'den görüldüğü gibi 1B modelde bütün karışım oranları için en düşük ÖYT değeri 2800d/dk'da görülmektedir. Daha önce de açıklandığı gibi, tork azalışı ile ÖYT artımı arasındaki ters orantı uyumludur. Yani düşük devirlerde meydana gelen sürtünme ve ısı transferi kayıpları ile yüksek devirlerdeki birim zamanda daha fazla çevrim gerçekleşmesi durumu, ÖYT'yi 2800d/dk altında ve üstünde daha yüksek yapmaktadır.

Çizelge 7.3'de DME oranının en yüksek olduğu DME20 için benzine kıyasla ÖYT artışları her bir devir sayısı için aşağıda tablo halinde verilmiştir. Maksimum tork devri olan 2800d/dk'da benzine kıyasla DME20'deki ÖYT artışı 1B model sonuçlarına göre %1.46 olarak, 3B model sonuçlarına göre ise %4.80 olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 7.3. G100'den DME20' ye ÖYT artışı

ÖYT, g/kWh		
Devir, d/dk	1B, %	3B, %
2000	1.54	
2500	1.59	
2800	1.46	4.80
3000	1.54	
3500	3.61	
4000	1.54	

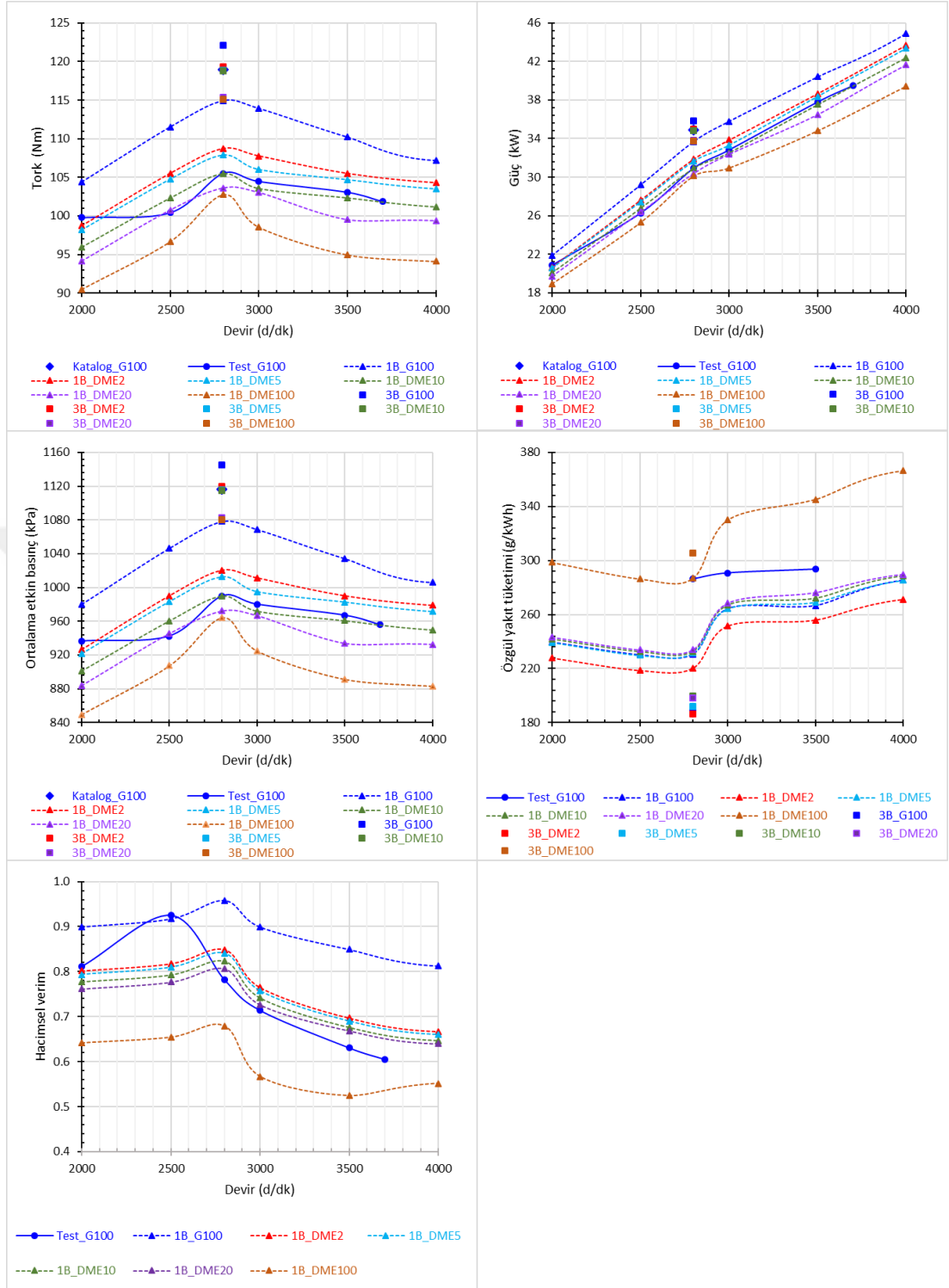
Görüldüğü gibi, 1B modelde artan DME oranı ile DME2 ve DME5 yakıtları dışında bütün devirlerde bir miktar da olsa G100'e göre ÖYT artışı gerçekleşmiştir. 1B modelde DME20 yakıtı için 2000d/dk'da 243.262g/kWh ÖYT hesaplanırken, 4000d/dk'da 289.795g/kWh ÖYT hesaplanmıştır. Bu durumun nedenine bir sonraki kısımda değinilmiştir.

Hacimsel verim:

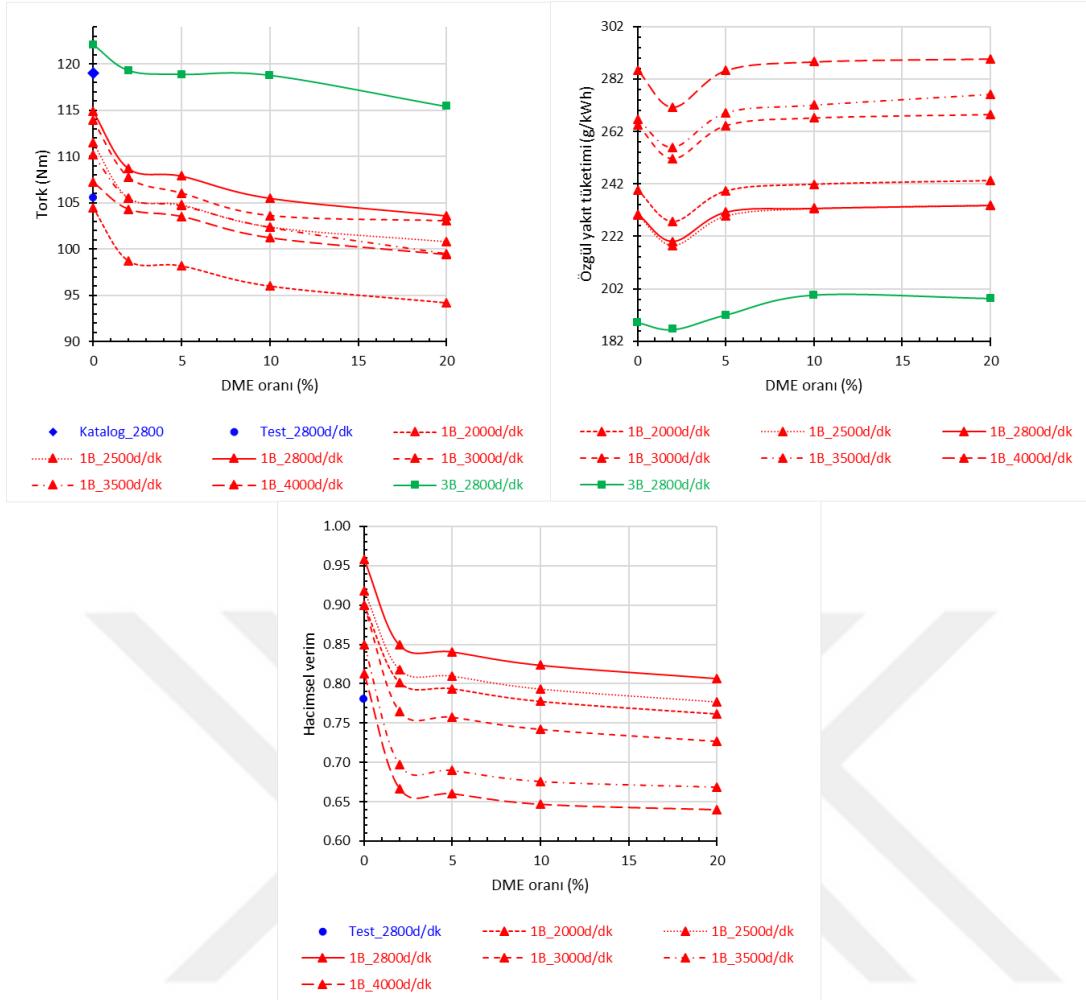
Şekil 7.7'de DME karışımlarının benzin ile uyumlu eğriler oluşturduğu ve 2800d/dk'da görülen artan DME oranı ile azalan tork davranışının genel olarak bütün yakıt karışımlarında olduğu görülmektedir.

Artan devirle silindir-içi sıcaklıkların artmasının, DME karışımlarının üzerinde de belirgin bir etkisi vardır. Bölüm 7.1.6'da anlatıldığı gibi DME buharlaştığında birim kütle başına daha fazla hacim kaplar. Böylece, artan DME oranı ile buharlaşan yakıtın artan hacim işgali, daha az miktarda hava girişine ve hacimsel verimin düşmesine neden olur. Çizelge 1.1'den görüldüğü gibi, DME benzine göre daha uçucudur ve benzine göre buhar yoğunluğu düşüktür. Bu nedenle DME benzine göre daha hızlı buharlaşarak silindir girişinde ve silindir içinde daha çok hacim kaplamaktadır. Şekil 7.7'de artan DME oranı ile 1B modelde 2000-4000d/dk aralığında bu durum geçerlidir. Yani artan DME oranı ile birlikte bu devirler için benzine göre hacimsel verim düşüktür. Artan DME oranına bağlı olarak azalan hacimsel verim etkisi, 1B modelde torku azaltıcıdır.

1B model için Şekil 7.8'e bakıldığında, 2800 ve 4000d/dk'daki artan DME oranına göre tork büyükten küçüğe doğru G100-DME2-DME5-DME10-DME20 sıralamasıyla gerçekleşmiş ve eğrilerdeki tork azalma değerleri ortalama %6.8 hesaplanmıştır. Hesaplanan bu tork azalması sıralamasıyla paralel olarak, hacimsel verimler de artan DME ilavesiyle ortalama %15.8 oranında azalmıştır. Torktaki yüzdesel azalmaya bakıldığında, hacimsel verimin azalmasına göre oldukça sınırlı olduğu görülmektedir. Bu da artan devirlerde hacimsel verimden bağımsız olarak DME'nin daha fazla pozitif etki yaratma ihtimalini arttırmaktadır.



Şekil 7.7. Motor testi DME performans parametreleri (tüm devirler)



Şekil 7.8. Farklı devirler için DME oranlarının performansa etkisi

8. GENEL DEĞERLENDİRMELER

Bu doktora tezi kapsamında, alternatif yakıtlardan olan aseton ve DME'nin benzine katkı yakıtı olarak farklı oranlarda katılmasının etkileri incelenmiştir. Bu amaçla, ticari bir araçta kullanılan çift buji ateşlemeli Honda L13A4 i-DSI motoru kullanılmıştır. İnceleme, motor performansı ve emisyonlarının belirlenmesine yönelik olarak deneysel ve sayısal olarak gerçekleştirilmiştir. Katkı yakıtlarının bir kısmı hem deneysel hem sayısal olarak bir kısmı sadece sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal incelemede, 1B modelleme (Ricardo-Wave) ve 3B modelleme (Ansys-Forte) yöntemleri kullanılmıştır. İncelemeler farklı aseton ve DME oranları yanında farklı devir sayılarını da içermektedir.

Benzine katılan katkı yakıtının kütleli oranları geniş bir yelpazede %0, %2, %5, %10, %20, %100 olarak belirlenmiştir. İnceleme matrislerinin detaylı olarak verildiği Çizelge 1.2 ve Çizelge 6.1'de gösterildiği gibi, tez kapsamında özetle aşağıdaki incelemeler yapılmıştır.

- **Testte:** G100, A2, A5, A10, A20 yakıtları; 2000-2500-2800-3000-3500-3700 d/dk devirde,
- **1B modelde:** G100, A2, A5, A10, A20, A100, DME2, DME5, DME10, DME20, DME100, G90A5DME5 yakıtları; 2000-2500-2800-3000-3500-4000 d/dk devirde,
- **3B modelde:** G100, A2, A5, A10, A20, A100, DME2, DME5, DME10, DME20, DME100, G90A5DME5 yakıtları; 2800 d/dk devirde

İncelemelerde, motor performansı ve emisyonları değerlendirilmiştir.

Motor performansı olarak; tork, güç, OEB, ÖYT ve hacimsel verim parametreleri kullanılmıştır. Emisyonlar parametreleri olarak ise CO, CO₂, HC, NO_x, O₂, lambda egzoz sıcaklığı değerleri dikkate alınmıştır. 1B model ve 3B model silindir-içi yanmayı da içerdiğinden; silindir-içi basınç, sıcaklık ve emisyon değerlerinin KMA'ya göre değişimleri de incelenmiştir.

Elde edilen sonuçlara göre hem inceleme yöntemleri kendi aralarında hem de literatürdeki test verileri ile karşılaştırılmıştır. Testler için belirsizlik analizleri yapılmıştır. Gerek testler gerekse modeller birbirleri ile ve aynı motor için literatürdeki

diğer çalışmalar ile karşılaştırılarak testlerin ve modellerin doğrulası yapılmıştır.

İnceleme sonuçları aseton için Bölüm 6’da ve DME için Bölüm 7’de verilmiştir. Genel değerlendirmeler de aşağıda ayrıık alt bölümlerde aseton ve DME için sırasıyla yapılmıştır.



8.1. Aseton Değerlendirmesi

Aseton-benzin karışımlarının motor performansına ve emisyonlara etkileri öncelikli olarak sabit bir devir sayısında ele alınmıştır. Sabit devir sayısı olarak ise motor kataloğunda belirtilen maksimum tork devri olan 2800d/dk alınmıştır. İncelemeler devir sayısı olarak 2000-4000d/dk aralığına genişletilmiştir.

Aseton-benzin karışımlarının benzine göre motor performansına ve emisyonlarına etkileri, 2800d/dk için yüzdesel olarak Çizelge 8.1’de verilmiştir. Çizelge 8.1’de motor testinin bütün verilerinde, modellemelerin ise sadece performans verilerinde artma ve azalmalar yüzdesel olarak verilmiştir. Modellemelerdeki emisyonların artan aseton oranı ile değişimleri 858KMA’dan sonraki dağılıma göre sadece artma/azalma olarak verilmiştir.

Çizelge 8.1’e göre, yakıttaki aseton oranının artması ile her üç inceleme yönteminde, torkun azaldığı görülmüştür. Aseton oranının artmasıyla G100’dan A20’ye gidildikçe A20 için torkta motor testi için %1.45, 1B model için %4.03, 3B model için ise %1.03 azalma görülmüştür. ÖYT için ise testte, benzine göre A2 için %0.27, A5 için %0.55, A10 için %0.75 azalma olurken A20 için %0.26 artış olmuştur. ÖYT için G100’dan A20’ye gidildikçe, A20 için 1B modelde %2.93 ve 3B modelde %8.41 artış görülmüştür.

Çizelge 8.1’den test için emisyon değişimlerine bakıldığında, artan aseton oranı ile CO, HC ve O₂ emisyonlarında azalma, CO₂ ve NO_x emisyonlarında artma görülmüştür. Testte, aseton oranının artmasıyla G100’dan A20’ye gidildikçe A20 için CO emisyonunda %33.6 azalma, CO₂ emisyonunda %11.4 artma, O₂ emisyonunda %26.6 azalma, HC emisyonunda %34.4 azalma ve NO_x emisyonunda ise %87.8 artma görülmüştür. 1B ve 3B modelde artan aseton oranı ile hesaplanan silindir-içi CO, HC ve NO_x emisyonlarında azalma, CO₂ emisyonunda ise artma görülmüştür. O₂ emisyonu ise 1B modelde azalmış, 3B modelde ise artmıştır. Artan aseton oranlarının emisyonlarda oluşturduğu değişimlere bakıldığında test ve modeller arasında emisyonların bazıları için belli seviyede uyum gözlenmiştir.

İncelemelerde, testler esnasında farklı devir sayılarında da ölçüm verileri alınmıştır. Dolayısıyla, testlerde G100, A2, A5, A10, A20 yakıtları için 2000-2500-2800-3000-3500-3700d/dk devir sayılarındaki veriler filtrelenmiştir. Bazı devirlerde hem performans hem emisyon ölçümleri kaydedilmiş iken bazı devirlerde ise sadece

performans verileri kaydedilmiştir. Bu devirler için, kısa sürede sonuç alınabilen 1B model analizleri gerçekleştirilmiştir. Tüm yakıtlar için ve tüm devirler için analiz matrisi çok geniş olduğundan ve 3B model analizleri aylar süreceğinden, sadece 1B model analizleri yapılmıştır.

Farklı devirler için aseton oranlarının torka etkisi benzine göre farklı yüzdelerde görülmüştür. Artan aseton oranının benzine göre torkta oluşturduğu 2800d/dk'daki azalma eğilimi testte belli seviyede, 1B modelde ise bütün devirlerde uyumludur.

Emisyon parametrelerinin ölçümleri testlerde 2800, 3000, 3500d/dk devirlerinde, bütün aseton oranları için yapılmıştır. Bu devirler için A2 dışında, tüm aseton oranları uyumlu eğriler oluşturmuştur. Testteki bu devirler için ölçülen emisyon parametreleri, bütün aseton oranlarında genel olarak uyumlu görülmüştür. Artan aseton oranı ile tüm devirler için CO, HC ve O₂ miktarında azalma olurken CO₂ ve NO_x miktarında da artma gerçekleşmiştir.

Çizelge 8.1. Artan aseton oranının benzine göre performans ve emisyonlardaki etkisi (2800d/dk)

	Parametreler	A2	A5	A10	A20
Test	Tork	↓ 0.33	↓ 0.66	↓ 0.84	↓ 1.45
	Özgül yakıt tüketimi	↓ 0.27	↓ 0.55	↓ 0.75	↑ 0.26
	CO	↓ 1.5	↓ 4.0	↓ 15.2	↓ 33.6
	CO ₂	↓ 0.8	↑ 1.3	↑ 4.6	↑ 11.4
	O ₂	↓ 6.2	↓ 15.4	↓ 16.9	↓ 26.2
	HC	↓ 7.0	↓ 10.1	↓ 23.8	↓ 34.4
	NO _x	↑ 3.6	↑ 4.4	↑ 27.6	↑ 87.8
1B	Tork	↓ 3.17	↓ 3.98	↓ 4.00	↓ 4.03
	Özgül yakıt tüketimi	↑ 3.02	↑ 2.45	↑ 2.73	↑ 2.93
	CO	↓	↓	↓	↓
	CO ₂	↑	↑	↑	↑
	O ₂	↓	↓	↓	↓
	HC	↓	↓	↓	↓
	NO _x	↓	↓	↓	↓
3B	Tork	↓ 0.74	↓ 0.81	↓ 0.84	↓ 1.03
	Özgül yakıt tüketimi	↑ 1.43	↑ 2.42	↑ 4.31	↑ 8.41
	CO	↓	↓	↓	↓
	CO ₂	↑	↑	↑	↑
	O ₂	↓	↓	↓	↓
	HC	↓	↓	↓	↓
	NO _x	↓	↓	↓	↓

Benzin ve aseton-benzin karışımlarının test, 1B model ve 3B model ile incelenmesi ile elde edilen motor performans ve emisyonlarında oluşan değişimlerin değerlendirmeleri aşağıda maddeler halinde verilmiştir.

1. Bu doktora tez çalışmasındaki testte kullanılan Honda L13A4 tipi çift buji ateşlemeli motorun maksimum katalog tork devri olan 2800d/dk'da ölçülen torku, motor katalog torkundan %11.4 daha düşük ölçülmüştür. Motor katalog torkunun elde edildiği test şartları ile mevcut test sistemindeki şartlar arasındaki çeşitli olası farklar (benzin içeriği, ortam şartları, motor aşınması, vb) katalog torku ile test torku arasındaki farkın nedenleri olarak değerlendirilmektedir.
2. Aynı motorda, 2800d/dk motor devrinde ve benzin için yapılan testlerde ölçülen tork, literatürdeki başka çalışmalarda ölçülen torklarla kıyaslandığında öngörülebilir farklılıklar oluşmuştur. Buna göre mevcut testte ölçülen test torku, Yontar'ın test torkundan %8.8 ve Nakayama vd.'nin test torkundan ise %10.6 daha düşük ölçülmüştür. (Yontar, 2016; Nakayama vd., 2001). Literatürde aynı motor için, 2800d/dk motor devrinde ve benzinle yapılan testlerdeki uygulama şartları ile mevcut test sistemindeki şartlar arasındaki çeşitli olası farklar (benzin içeriği, ortam şartları, motor aşınması, vb) bu farkın nedenleri olarak değerlendirilmektedir.
3. Doktora tez çalışmasında kullanılan 1B model, literatürde aynı motor için yapılmış modelleme çalışmalarıyla kıyaslanmıştır. 1B modelden benzin için 2800d/dk'da hesaplanan tork, aynı devir için Yontar'ın 1B model torkundan %9.8 daha düşük, Altın ve Bilginin teorik modelinden ise %9.4 daha yüksek hesaplanmıştır (Yontar, 2016; Altın & Bilgin, 2015).
4. Doktora tez çalışmasında kullanılan 3B model de literatürde aynı motorda, 2800d/dk için yapılan 3B modelleme çalışmalarıyla kıyaslanmıştır. 3B modelden hesaplanan tork, Yalçinkaya ve Türkmen'in 3B model torkundan %0.5 daha yüksek, Yontar'ın 3B model torkundan ise %10.3 daha düşük hesaplanmıştır. (Yontar, 2016; Yalçinkaya, 2020; Türkmen, 2020).
5. Benzin için 2800d/dk'daki motor katalog torku, motor testi, 1B model ve 3B model tork verileri sırasıyla aşağıya listelenmiştir. Böylece tork değerleri bakımından inceleme yöntemleri karşılaştırıldığında büyükten küçüğe doğru, **3B model>katalog>1B model>test** sonucu ortaya çıkmıştır.

Katalog: 119.000 Nm

Test: 105.500 Nm

1B model: 114.896 Nm

3B model: 122.079 Nm

6. 3B modelde mesh sayısı hem soğuk akış hem de yanmanın dahil olduğu durum için incelenmiş ve mesh'den bağımsız bir 3B model oluşturularak, mesh sayısının yeterli olduğu belirlenmiştir.
7. 3B Modelde türbülans modelleri denenmiş ve en uygun modelin yine mevcut durumda kullanılan RANS RNG k- ϵ modeli olduğu tespit edilmiştir.
8. 3B Modelde alev hızı modeli için de denemeler yapılmış ve mevcut mesh yapısına uygun olarak table library kullanımının uygun olduğu belirlenmiştir.
9. 3B Modelde bir diğer deneme olarak zaman adımı (time step) denemesi yapılmıştır. Mevcut 1.0e-5s zaman adımının kullanımı uygun bulunmuştur.
10. Motor test sonuçları, test koşulları baz alınarak oluşturulan 1B ve 3B model sonuçları ile karşılaştırıldığında hem performans hem de emisyonların genel olarak uyumlu olduğu görülmüştür.
11. Aseton kullanımının tez kapsamında performans verileri incelendiğinde bütün inceleme yöntemlerinde genel olarak düşüş görülmüştür. Benzine aseton katılmasının torkta meydana getirdiği bu azalmaların literatürdeki üç grup araştırmacı (Alahmer, 2018; Elfasakhany, 2017; Li, Meng, vd., 2017) tarafından yapılan testlerde görülmediği dikkat çekmektedir.
12. Literatür ile mevcut çalışma arasında aseton oranı ile torkun değişiminde uyuşmazlık görülmesine rağmen, 3B modelde elde edilen artan aseton oranı ile artan ÖYT literatürdeki çalışmalar ile uyumludur (Alahmer, 2018; Elfasakhany, 2016; Li, Meng, vd., 2017).
13. Testten elde edilen aseton oranına göre CO değerleri ve artan aseton oranı ile CO'nun azalma eğiliminin literatürdeki Elfasakhany'nin test sonuçları ile yeterince yakın olduğu görülmektedir (Elfasakhany, 2016). Li ve diğerlerinin her iki çalışmasında verilen CO değerleri; 5 bar etkin basınç için artan aseton oranı ile azalma eğilimine sahiptir, ancak, mevcut testten ve Elfasakhany'nin çalışmasından ortalama olarak on kat daha azdır (Elfasakhany, 2017; Li, Meng, vd., 2017; Li, Nithyanandan, vd., 2017). Diğer taraftan, Alahmer'ın testlerinde ise; CO değerleri mevcut testin yaklaşık yarısı kadar iken, artan aseton oranıyla CO'nun azaldığı görülmektedir (Alahmer, 2018).
14. CO₂ emisyon değerleri; mevcut testler için artan aseton oranı ile hacimsel olarak benzin için 11.18'den A20 için 12.46'ya artarken, Elfasakhany'nin

testlerinde benzin için 9.3'ten A10 için 6.3'e düşmektedir (Elfasakhany, 2016). Alahmer'in testlerinde ise CO₂ değerleri hacimsel olarak benzin için 12.4'den A10 için 12.0'a düşmektedir (Alahmer, 2018). Üç farklı testten elde edilen CO₂ emisyon değerleri belli seviyede karşılaştırılabilir yakınlıktadır. Ancak artan aseton oranı mevcut testlerde CO₂ oluşumu artarken literatürdeki diğer iki testte azalım raporlanmıştır (Elfasakhany, 2016; Alahmer, 2018).

15. Mevcut testlerde HC emisyonları azalmıştır. Motor testi ve literatürdeki testlerde HC oluşumunun artan aseton oranı ile farklı eğimlerde de olsa azalma eğilimi ortak bir davranış olarak gözlenirken ölçülen HC değerlerinin tüm testler için yakın olmadığı ve bazı testler için nispeten uzak olduğu görülmektedir (Alahmer, 2018; Elfasakhany, 2017; Li, Meng, vd., 2017; Li, Nithyanandan, vd., 2017).
16. Mevcut testlerde NO_x emisyonları artan aseton oranıyla birlikte artmıştır. Ancak, literatürdeki testlerde verilen NO_x değerleri mevcut teste göre çok yüksek olup aseton oranına bağlı olarak tutarsız bir şekilde artıp azalmaktadır (Alahmer, 2018; Li, Nithyanandan, vd., 2017).
17. Artan aseton ile performans ve emisyonlarda oluşan değişimlerde, bütün inceleme yöntemlerinin kendi içerisinde ve birbirleriyle tutarlı olduğu görüşmüştür.

8.2. DME Değerlendirmesi

DME-benzin karışımlarının motor performansına ve emisyonlara etkileri 1B model ve 3B model ile öncelikli olarak motor katalogunda belirtilen maksimum tork devri olan 2800d/dk'da incelenmiş, sonrasında ise tüm devirlerde 1B model sonuçlarına göre karşılaştırılmıştır.

DME-benzin karışımlarının, 1B ve 3B modelden hesaplanan motor performans ve emisyon parametrelerinin, 2800d/dk'daki benzine göre kıyaslaması yüzdesel değişimler olarak Çizelge 8.2'de verilmiştir. Çizelge 8.2'de modellemelerdeki emisyonların artan DME oranı karşısındaki değişimleri 858KMA'dan sonra yapılan gözlemler ile ifade edilmiştir.

Çizelge 8.2'ye göre, yakıttaki DME oranının artması ile 1B ve 3B modelde bütün performans parametrelerinin negatif etkilendiği görülmüştür. Ayrıca, asetonun motor performansında oluşturduğu sınırlı azalmaya karşın, DME kullanımında gözlemlenen azalmanın daha yüksek olduğu görülmüştür. 1B modelde G100'den DME 20'ye gidildikçe torkta %9.84, 3B modelde ise %5.47 azalma gerçekleşmiştir. ÖYT ise DME2 yakıtında 1B modelde %4.57, 3B modelde %1.38 oranında azalmıştır. ÖYT için DME20 yakıtında ise 1B modelde %1.46, 3B modelde %4.86 artma gerçekleşmiştir.

Çizelge 8.2'den emisyon değişimlerine bakıldığında, 1B ve 3B modelde artan DME oranı ile testte CO₂, HC ve NO_x emisyonlarında azalma, CO ve O₂ emisyonlarında artma görülmektedir. Artan DME oranlarının emisyonlarda oluşturduğu değişimlerde 1B model ve 3B model arasında da uyum gözlenmiştir.

İncelemelerde, 1B model için farklı devir sayılarında ölçüm verileri alınmıştır. DME-benzin karışımlarından G100, DME2, DME5, DME10, DME20 yakıtları için 2000-2500-2800-3000-3500-4000d/dk'lardaki veriler karşılaştırılmıştır. Tüm yakıtlar için ve tüm devirler için analiz matrisi çok geniş olduğundan ve 3B model analizleri aylar süreceğinden, sadece 1B model analizleri yapılmıştır.

1B modelde, farklı devirler için DME oranlarının torka etkisi, benzine göre farklı yüzdelerde görülmüştür. Artan DME oranının benzine göre torkta oluşturduğu 2800d/dk'daki azalma eğilimi bütün devirlerde görülmüştür.

Çizelge 8.2. Artan DME oranının benzine göre performans ve emisyonlardaki etkisi
(2800d/dk)

	Parametreler	DME2	DME5	DME10	DME20
1B	Tork	↓ 5.38	↓ 6.09	↓ 8.18	↓ 9.84
	Özgül yakıt tüketimi	↓ 4.57	↓ 0.33	↓ 0.96	↓ 1.46
	CO	↑	↑	↑	↑
	CO ₂	↓	↓	↓	↓
	O ₂	↑	↑	↑	↑
	HC	↓	↓	↓	↓
	NO _x	↓	↓	↓	↓
3B	Tork	↓ 2.29	↓ 2.63	↓ 2.71	↓ 5.47
	Özgül yakıt tüketimi	↓ 1.38	↓ 1.53	↓ 5.48	↓ 4.80
	CO	↑	↑	↑	↑
	CO ₂	↓	↓	↓	↓
	O ₂	↑	↑	↓	↓
	HC	↓	↓	↓	↓
	NO _x	↓	↓	↓	↓

DME-benzin karışımlarının performans ve emisyonlarının sadece modellemeler ile yapılmasından dolayı, modellerin 2800d/dk için, benzin kullanımına göre katalog, literatür ve test verileriyle uyumlu olması önemlidir. Benzin ve DME-benzin karışımlarının 1B model ve 3B model ile incelenmesi sonucunda motor performansı ve emisyonlarında oluşturduğu etkilerin değerlendirmeleri aşağıda maddeler halinde verilmiştir.

1. Testte kullanılan Honda L13A4 tipi çift buji ateşlemeli motorun maksimum katalog tork devri olan 2800d/dk'da ölçülen torku, motor katalog torkundan %11.4 daha düşük ölçülmüştür. Aynı zamanda motor testleri literatür ile de karşılaştırılmıştır. Testte ölçülen tork, Yontar'ın test torkundan %8.8 ve Nakayama vd.'nin test torkundan ise %10.6 daha düşük ölçülmüştür (Yontar, 2016; Nakayama vd., 2001).
2. Testin katalog ve literatürle kıyaslanmasına hem Bölüm 6'da hem de bir önceki maddede, 1B model sonuçlarının da benzin ve aseton-benzin karışımları için kıyaslanmasına Bölüm 6'da değinilmiştir. Aynı zamanda 1B model sonuçları literatürdeki modelleme çalışmalarıyla da kıyaslanmıştır. Bu çalışmadaki 1B modelde benzin için 2800d/dk'da hesaplanan tork, Yontar'ın 1B model torkundan %9.8 daha düşük, Altın ve Bilginin teorik modelinden ise %9.4 daha yüksek hesaplanmıştır (Yontar, 2016; Altın & Bilgin, 2015). Testlerde ölçülen benzin ve aseton-benzin karışımlarının oluşturduğu performans ve emisyonların 1B model ile uyumlu olarak görülmesi ve literatürdeki model

sonuçlarının 1B model ile uyumlu olması dolayısıyla, 1B modelden elde edilen DME-benzin karışımı sonuçları test verisi ile kıyaslanamasa da gerçek değerlerden uzakta görülmemektedir.

3. 3B model de 2800d/dk için hem test hem de 1B model ile kıyaslanmış ve uyumlu bulunmuştur. Bu kıyaslamalar Bölüm 6.1.1'deki benzin için tork değerlendirmeleri kısmında detaylı olarak yapılmıştır. Aynı zamanda, benzin için literatür kıyaslamalarında da 3B modelden hesaplanan tork, Yalçinkaya ve Türkmen'in 3B model torkundan %0.5 daha yüksek, Yontar'ın 3B model torkundan ise %10.3 daha düşük hesaplanmıştır (Yontar, 2016; Yalçinkaya, 2020; Türkmen, 2020). 3B model sonuçları test, 1B model ve literatür ile kıyaslandığında doğrulanmış durumdadır. DME-benzin karışımları için 3B model sonuçları buna dayandırılarak değerlendirilmiştir.
4. 3B modelde uygun mesh sayısının belirlenmesi, türbülans modeli seçimi, alev hızı modeli seçimi ve uygun zaman adımı seçimi çalışmaları da yapılmıştır.
5. Motor test sonuçları, test koşulları baz alınarak oluşturulan 1B ve 3B model sonuçları ile karşılaştırıldığında hem performans hem de emisyonların genel olarak uyumlu olduğu görülmüştür.
6. DME-benzin karışımlarının kullanımında, 1B model ve 3B modelde motor performansının genel olarak düştüğü görülmüştür.
7. Benzine DME katkısının torkta oluşturduğu bu azalma literatürdeki bir grup araştırmacı (Ji vd., 2017; Shi vd., 2018, 2019) tarafından yapılan testlerde görülmemiştir. Shi vd., DME15 için %2.61 indike ortalama etkin basınç artışı olduğunu belirtmiştir (Shi vd., 2018, 2019).
8. Literatürdeki bir diğer grup araştırmacının testlerinde ise, farklı enjeksiyon zamanlarında benzine toplam enerji miktarının %0'dan %20'a kadar DME ilavesi yapılması durumunda termal verimin azaldığı dolayısıyla da torkun azaldığı belirtilmiştir (Fu vd., 2017).
9. 1B model ve 3B modelin her ikisinde de yapılan 858 KMA'daki yerel kıyaslamada uyumlu olarak, artan DME oranı ile CO emisyonunda artış görülmüştür. CO emisyonunda artan DME ile artış Ji vd.'nin her iki çalışmasında da görülmüştür (Ji vd., 2011, 2017).
10. 1B ve 3B modelde, 858KMA'dan sonra DME oranı arttıkça HC emisyonları

azalmıştır. Bu durum Ji vd.'nin her iki çalışmasında da görülmüştür (Ji vd., 2011, 2017).

11. 1B ve 3B modelde NO_x emisyonları, artan DME oranı ile azalmıştır. Yine bu durum Ji vd.'nin her iki çalışmasında da görülmüştür (Ji vd., 2011, 2017).
12. DME oranının artmasıyla performans ve emisyonlarda oluşan değişimlerde, her 1B model hem de 3B modelin kendi içerisinde ve birbirleriyle tutarlı olduğu görülmüştür.



KAYNAKLAR

- Acaroğlu, M., Aydoğan, H., & Özçellik, A. E. (2018). *Yakıtlar ve Yanma* (2. bs). Nobel Akademik Yayıncılık Eğitim Danışmalık.
- Aküz, M. S., Soydan, N. G., & Şimşek, O. (2016). Kritik Üstü Açık Kanal Akımının Detached Eddy ve Large Eddy Simülasyon ile Sayısal Modellenmesi. *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part:C, Tasarım Ve Teknoloji*, 4(4), 213-224.
- Alahmer, A. (2018). Performance and Emission Assessments for Different Acetone Gasoline Blends Powered Spark Ignition Engine. *International Journal of Vehicle Structures and Systems*, 10(2), 127-132. <https://doi.org/10.4273/ijvss.10.2.10>
- Altın, İ., & Bilgin, A. (2015). Quasi-dimensional modeling of a fast-burn combustion dual-plug spark-ignition engine with complex combustion chamber geometries. *Applied Thermal Engineering*, 87, 678-687. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.05.054>
- Ansys-Forte Theory Manual Version 19.0. (2019). Ansys.
- Brettschneider, J. (1997). Extension of the Equation for Calculation of the Air-Fuel Equivalence Ratio. *Preparing Mixtures for Diesel and SI Engines*, 972989. <https://doi.org/10.4271/972989>
- Cheng, W. K., Hamrin, D., Heywood, J. B., Hochgreb, S., Min, K., & Norris, M. (1993). *An Overview of Hydrocarbon Emissions Mechanisms in Spark-Ignition Engines*. 932708. <https://doi.org/10.4271/932708>
- Çakmak, A., & Özcan, H. (2018). Benzin İçin Oksijenli Yakıt Katkıları. *Journal of Polytechnic*, 21(4), 831-840. <https://doi.org/10.2339/politeknik.457956>
- Doğu, Y., Yontar, A. A., & Kantaroğlu, E. (2020). Experimental investigation of effects of single and mixed alternative fuels (gasoline, CNG, LPG, acetone, naphthalene, and boron derivatives) on a commercial i-DSI engine. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 1-20. <https://doi.org/10.1080/15567036.2020.1800864>
- E. Richard Cohen, Tomislav Cvitaš, Jeremy G. Frey, Bertil Holmström, Kozo Kuchitsu, Roberto Marquardt, Ian Mills, Franco Pavese, Martin Quack, Jürgen Stohner, Herbert L. Strauss, Michio Takami, & Anders J Thor. (2006). *Quantities, Units and Symbols in Physical Chemistry, Third Edition* (3. bs, C. 28). RSC Publishing. <https://www.degruyter.com/document/doi/10.1515/ci.2006.28.1.28a/html>
- Elfasakhany, A. (2016). Performance and emissions analysis on using acetone–gasoline fuel blends in spark-ignition engine. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 19(3), 1224-1232. <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2016.02.002>
- Elfasakhany, A. (2017). Investigations on performance and pollutant emissions of spark-ignition engines fueled with n -butanol–, isobutanol–, ethanol–, methanol–, and acetone–gasoline blends: A comparative study. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 71, 404-413. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.12.070>
- Fenimore, C. P. (1971). Formation of nitric oxide in premixed hydrocarbon flames. *Symposium (International) on Combustion*, 13(1), 373-380. [https://doi.org/10.1016/S0082-0784\(71\)80040-1](https://doi.org/10.1016/S0082-0784(71)80040-1)
- Fu, X.-Q., He, B.-Q., Li, H.-T., Chen, T., Xu, S.-P., & Zhao, H. (2017). Effect of direct injection dimethyl ether on the micro-flame ignited (MFI) hybrid combustion and emission

characteristics of a 4-stroke gasoline engine. *Fuel Processing Technology*, 167, 555-562. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2017.08.001>

Ghojel, J. I. (2010). Review of the development and applications of the Wiebe function: A tribute to the contribution of Ivan Wiebe to engine research. *International Journal of Engine Research*, 11(4), 297-312. <https://doi.org/10.1243/14680874JER06510>

He, B.-Q., Xu, S.-P., Fu, X.-Q., & Zhao, H. (2020). Combustion and Emission Characteristics of an Ultra-Lean Burn Gasoline Engine with Dimethyl Ether Auto-Ignition. *Energy*, 209, 118437. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118437>

Heywood, J. B. (1988). *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill.

<http://creckmodeling.chem.polimi.it/>. (2022).

<https://mgm.gov.tr/>. (2018). Meteoroloji Genel Müdürlüğü.

<https://pubchem.ncbi.nlm.nih.gov/compound/Acetone>. (2018a). National Library of Medicine National Center for Biotechnology Information.

<https://pubchem.ncbi.nlm.nih.gov/compound/Dimethyl-ether>. (2018b). National Library of Medicine National Center for Biotechnology Information.

<https://www.tuik.gov.tr/>. (2022). Türkiye İstatistik Kurumu (TÜİK).

<http://www.hondafitjazz.com/>. (2022). Honda Jazz 1.4 CVT Making Comfortable.

Ivan Wiebe. (1956). Semi-empirical expression for combustion rate in engines. *In Proceedings of Conference on piston engines*, 185-191.

Ji, C., Liang, C., & Wang, S. (2011). Investigation on combustion and emissions of DME/gasoline mixtures in a spark-ignition engine. *Fuel*, 90(3), 1133-1138. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2010.11.033>

Ji, C., Shi, L., Wang, S., Cong, X., Su, T., & Yu, M. (2017). Investigation on performance of a spark-ignition engine fueled with dimethyl ether and gasoline mixtures under idle and stoichiometric conditions. *Energy*, 126, 335-342. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.03.045>

Johansson, B. (2020). *Path to High Efficiency Gasoline Engine*. https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/03/f8/deer10_johansson.pdf

Johansson, B. (2022). *Path to High Efficiency Gasoline Engine*. 102.

Kajitani, S., Chen, C. L., Oguma, M., Alam, M., & Rhee, K. T. (1998). *Direct Injection Diesel Engine Operated with Propane—DME Blended Fuel*. 13. <https://doi.org/10.4271/982536>

Kantaroğlu, E., Yontar, A. A., & Doğu, Y. (2022). Influence of acetone addition into gasoline for i-DSI engine. *Sādhana*, 47(1), 14. <https://doi.org/10.1007/s12046-021-01788-w>

Kim, H. J., Park, S. W., & Lee, C. S. (2012). Numerical and Experimental Study on the Combustion and Emission Characteristics of a Dimethyl Ether (DME) Fueled Compression Ignition Engine. *Oil & Gas Science and Technology – Revue d'IFP Energies Nouvelles*, 67(3), 479-489. <https://doi.org/10.2516/ogst/2011130>

Kirkpatrick, A. T. (2020). *Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences* (4. bs). Wiley. <https://doi.org/10.1002/9781119454564>

Kline, S. J., & McClintock, F. A. (1953). Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments. *Mechanical Engineering*, 75, 3-8.

Lee, S., Oh, S., & Choi, Y. (2009). Performance and emission characteristics of an SI engine operated with DME blended LPG fuel. *Fuel*, 88(6), 1009-1015. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2008.12.016>

Li, Y., Meng, X., Nithyanandan, K., Lee, C.-F., & Ning, Z. (2017). *Effect of Acetone-Gasoline Blend Ratio on Combustion and Emissions Characteristics in a Spark-Ignition Engine*. 2017-01-0870. <https://doi.org/10.4271/2017-01-0870>

Li, Y., Nithyanandan, K., Meng, X., Lee, T. H., Li, Y., Lee, C. F., & Ning, Z. (2017). Experimental study on combustion and emission performance of a spark-ignition engine fueled with water containing acetone-gasoline blends. *Fuel*, 210, 133-144. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.07.058>

Mahle GmbH (Ed.). (2012). *Pistons and engine testing* (1st ed). Vieweg + Teubner.

Makoś, P., Słupek, E., Sobczak, J., Zabrocki, D., Hupka, J., & Rogala, A. (2019). *Dimethyl ether (DME) as potential environmental friendly fuel* (M. A. Sayegh, J. Danielewicz, H. Jouhara, B. Kaźmierczak, M. Kutylowska, & K. Piekarska, Ed.; C. 116, s. 8). <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201911600048>

Mert, H. H., Mert, M. S., Naz, B., Uykun, N., & Kanli, Z. (2019). Dimetil Eter Üretim Prosesinin Simülasyonu ve Analizi: Örnek Bir Çalışma. *Yüzüncü Yıl Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 24(1), 13-18.

Migita, H., Amemiya, T., Yokoo, K., & Iizuka, Y. (2002). The new 1.3-liter 2-plug engine for the 2002 Honda Fit. *JSAE Review*, 23(4), 507-511. [https://doi.org/10.1016/S0389-4304\(02\)00235-7](https://doi.org/10.1016/S0389-4304(02)00235-7)

Nakayama, Y., Suzuki, M., Iwata, Y., & Yamano, J. (2001). Development of a 1.3L 2-Plug Engine for the 2002 Model 'Fit'. *Honda R&D Technical Review*, 13(2), 43-52.

Newhall, H. K. (1969). Kinetics of engine-generated nitrogen oxides and carbon monoxide. *Symposium (International) on Combustion*, 12(1), 603-613. [https://doi.org/10.1016/S0082-0784\(69\)80441-8](https://doi.org/10.1016/S0082-0784(69)80441-8)

Park, S. H., & Lee, C. S. (2013). Combustion performance and emission reduction characteristics of automotive DME engine system. *Progress in Energy and Combustion Science*, 39(1), 147-168. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2012.10.002>

Pipitone, E. (2009). *A New Simple Friction Model for S. I. Engine*. 2009-01-1984. <https://doi.org/10.4271/2009-01-1984>

Rahman, K. M. (2018). *Experimental Investigation and CFD Simulation of Mixture Formation and Combustion in Hydrogen Direct Injection Spark-Ignition Engine* [PhD Thesis]. Okayama University.

Ricardo-Wave Version 19.1. (2019). Ricardo.

Richard Stone. (1992). *Introduction to Internal Combustion Engines* (2. bs).

Salazar, F. (1998). *Internal Combustion Engines*. Department of Aerospace and Mechanical Engineering University of Notre Dame Notre Dame, IN 46556.

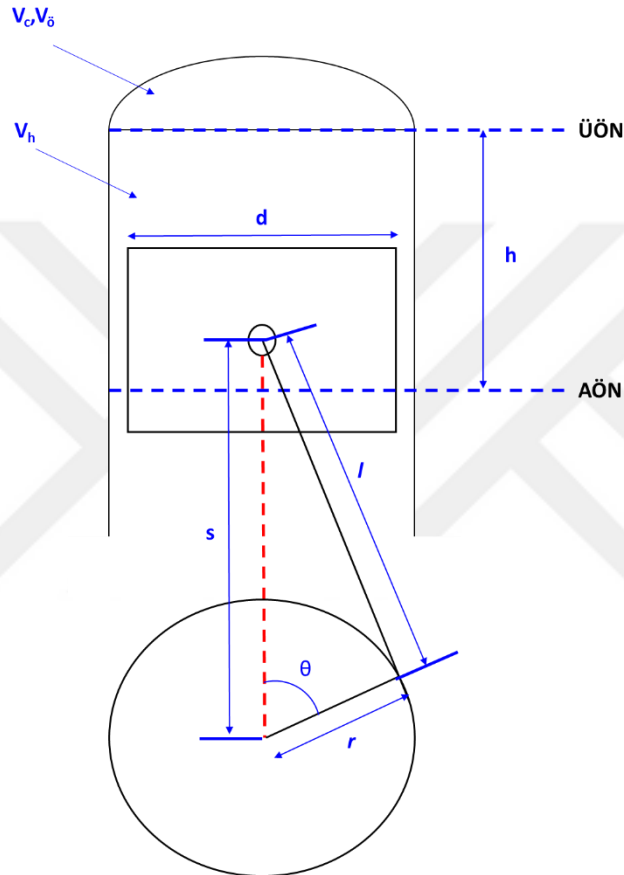
- Semelsberger, T. A., Borup, R. L., & Greene, H. L. (2006). Dimethyl ether (DME) as an alternative fuel. *Journal of Power Sources*, 156(2), 497-511. <https://doi.org/10.1016/j.jpowsour.2005.05.082>
- Shen, Y., Shuai, S., Wang, J., & Xiao, J. (2009). Optimization of gasoline hydrocarbon compositions for reducing exhaust emissions. *Journal of Environmental Sciences*, 21(9), 1208-1213. [https://doi.org/10.1016/S1001-0742\(08\)62405-5](https://doi.org/10.1016/S1001-0742(08)62405-5)
- Shi, L., Ji, C., Wang, S., Cong, X., Su, T., & Wang, D. (2018). Combustion and emissions characteristics of a S.I. engine fueled with gasoline-DME blends under different spark timings. *Fuel*, 211, 11-17. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.09.019>
- Shi, L., Ji, C., Wang, S., Su, T., Cong, X., Wang, D., & Tang, C. (2019). Effects of second injection timing on combustion characteristics of the spark ignition direct injection gasoline engines with dimethyl ether enrichment in the intake port. *Energy*, 180, 10-18. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.05.056>
- Singer, B. C., Harley, R. A., Littlejohn, D., Ho, J., & Vo, T. (1998). Scaling of Infrared Remote Sensor Hydrocarbon Measurements for Motor Vehicle Emission Inventory Calculations. *Environmental Science & Technology*, 32(21), 3241-3248. <https://doi.org/10.1021/es980392y>
- Teng, H., Mccandless, J. C., & Schneyer, J. B. (2001). *Thermochemical Characteristics of Dimethyl Ether—An Alternative Fuel for Compression-Ignition Engines*. 2001-01-0154. <https://doi.org/10.4271/2001-01-0154>
- Torok, A., Zoldy, M., & Csefalvay, E. (2018). Effects of Renewable Energy Sources On Air-Fuel Ratio. *Journal of KONES Powertrain and Transport*, 25(3), 473-477. <https://doi.org/10.5604/01.3001.0012.4370>
- Türkmen, U. B. (2020). *Alternatif Yakıt Olarak Benzine LPG Katkısının Motor Karakteristiklerine Etkilerinin İncelenmesi* [Yüksek Lisans Tezi]. Kırıkkale Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Wang, Y., Zhao, Y., Xiao, F., & Li, D. (2014). Combustion and emission characteristics of a diesel engine with DME as port premixing fuel under different injection timing. *Energy Conversion and Management*, 77, 52-60. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.09.011>
- Willard W. Pulkrabek. (2003). *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine* (C. 1-2).
- Woschni, G. (1967). *A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine*. 670931. <https://doi.org/10.4271/670931>
- Yalçinkaya, A. (2020). *Ticari Bir Otomobil Motorunda Benzine CNG Katkısının Motor Performansına ve Emisyonlarına Etkisinin HAD Analizi ile İncelenmesi* [Yüksek Lisans Tezi]. Kırıkkale Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Ying, W., Genbao, L., Wei, Z., & Longbao, Z. (2008). Study on the application of DME/diesel blends in a diesel engine. *Fuel Processing Technology*, 89(12), 1272-1280. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2008.05.023>
- Yontar, A. A. (2016). *Buji Ateşlemeli Motorda Saf Ve Karışımli Alternatif Yakıtların Motor Performansına ve Emisyonlarına Etkilerinin Sayısal Ve Deneysel İncelemesi* [Doktora Tezi]. Kırıkkale Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.

EKLER

EK 1

OTTO ÇEVİRİMİ TERMODİNAMİK ANALİZİ

Otto çevrimi termodinamik analizi incelenen motorun 2800 d/dk'daki çalışma şartları için aşağıda sıralı olarak yapılmıştır. Şekil EK-1.1 silindir-piston sisteminde kullanılan boyutlar gösterilmiştir.



Şekil EK-1.1. Silindir boyutları

Strok hacmi ve sıkıştırma oranı:

$$V_h = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l$$

$$\varepsilon = \frac{V_t}{V_o} = \frac{V_o + V_h}{V_o} = 1 + \frac{V_h}{V_o}$$

1-2 Arası izantropik sıkıştırma sonu basınç ve sıcaklıkları:

$$P_1 = 95000 \text{ Pa}$$

$$T_1 = 305 \text{ K}$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^k, \quad \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1}$$

$$\frac{95000}{P_2} = \left(\frac{1}{10.8}\right)^{1.4}, \quad \frac{305}{T_2} = \left(\frac{1}{10.8}\right)^{1.4-1}$$

$$P_2 = 2657766.744 \text{ Pa}$$

$$T_2 = 790.077 \text{ K}$$

2 -3 arası gerekli olan giren ısıнын (q_g) hesaplanması:

• **Giren yakıt kütlesi:**

Test 2800d/dk'da, 4 silindir için ölçülen yakıt debisi $\dot{m}_y = 2.46 \text{ g/s}$

Tek silindir için $\dot{m}_y = 0.615 \text{ g/s}$

2800d/dk için saniyede atılan devir, $\frac{2800}{60} = 46.67 \text{ d/s}$

1çevrim 2 devir ise 2800d/dk'daki çevrim sayısı, $\frac{46.67}{2} = 23.3 \text{ d/s}$

2800d/dk için bir çevrimdeki yakıt kütlesi, $\frac{0.615}{23.33} = 0.026 \text{ g/çevrim}$

• **Giren hava kütlesi:**

Test 2800d/dk'da, 4 silindir için ölçülen hava debisi $\dot{V}_a = 87.97 \text{ m}^3/\text{h}$

Tek silindir için $\dot{V}_a = 21.993 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 6.109 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$

2800d/dk için saniyede atılan devir, $\frac{2800}{60} = 46.67 \text{ d/s}$

1 çevrim 2 devir ise 2800d/dk'daki çevrim sayısı, $\frac{46.67}{2} = 23.3 \text{ d/s}$

2800d/dk için bir çevrimdeki yakıt kütlesi (strok hacmi içerisinde alınan hava),
 $\frac{6.109 \times 10^{-3}}{23.33} = 2.619 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{çevrim}$

Havanın çevrimdeki kütlesi, $m_a = \rho_{hava} x V_a$

$$PxV = \rho x R x T$$

Giren hava yoğunluğu, $95000 = \rho x 287 x 305, \quad \rho = 1.0109 \text{ kg/m}^3$

Ölü hacimdeki hava yoğunluğu, $95000 = \rho x 287 x 650, \quad \rho = 0.4744 \text{ kg/m}^3$

$$\varepsilon = \frac{V_{\bar{o}} + V_h}{V_{\bar{o}}} = \frac{2.619 \times 10^{-4} + V_{\bar{o}}}{V_{\bar{o}}} = 10.8$$

$$V_{\bar{o}} = 2.672 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{çevrim}$$

Toplam hava kütlesi, $m_{a_toplam} = 1.0109 \times 2.619 \times 10^{-4} + 0.4744 \times 2.672 \times 10^{-5} = 2.744 \times 10^{-4}$

- **Toplam giren hava ve yakıt kütlesi:**

Toplam hava ve yakıt kütlesi, $m_{giren_toplam} = 2.6 \times 10^{-5} + 2.744 \times 10^{-4} = 3.034 \times 10^{-4}$

- **Toplam giren ısı (q_g)**

3-4 arasında giren ısı, $q_{giren} = m_{benzin} + H_{LVH} + \eta_c$

$$q_{giren} = 2.672 \times 10^{-5} + 44300 + 0.96 = 1.106 \text{ kj}$$

2-3 Arası sabit hacimde ısı girişi sonu basınç ve sıcaklıkları:

$$q_{giren} = m_{hava+benzin} \times c_v \times (T_3 - T_2)$$

$$1.106 = 3.034 \times 10^{-4} \times 0.994 \times (T_3 - 790.077)$$

$$T_3 = 4457.434 \text{ K}$$

$$\frac{P_2}{P_3} = \frac{T_2}{T_3}, \quad \frac{2657766.744}{P_3} = \frac{790.077}{4457.434}$$

$$P_3 = 14994513 \text{ Pa} = 149.945 \text{ Bar}$$

3-4 Arası izantropik genişleme sonu basınç ve sıcaklıkları:

$$\frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{v_4}{v_3} \right)^k, \quad \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{v_4}{v_3} \right)^{k-1}$$

$$\frac{14994513}{P_4} = (10.8)^{1.4}, \quad \frac{4457.434}{T_4} = (10.8)^{0.4}$$

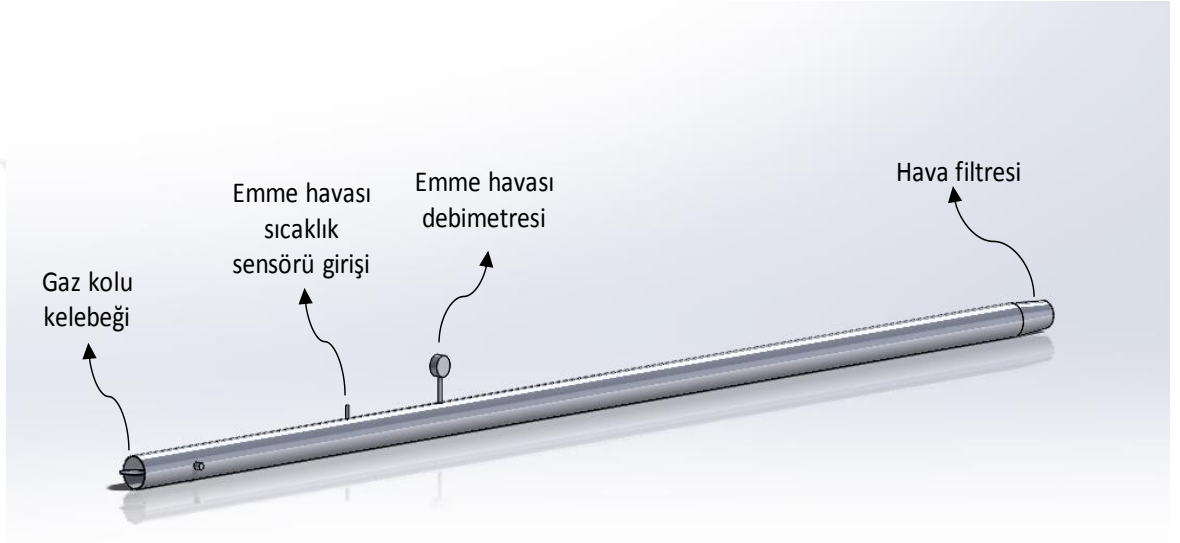
$$T_4 = 1720.741 \text{ K}$$

$$P_4 = 535968.304 \text{ Pa}$$

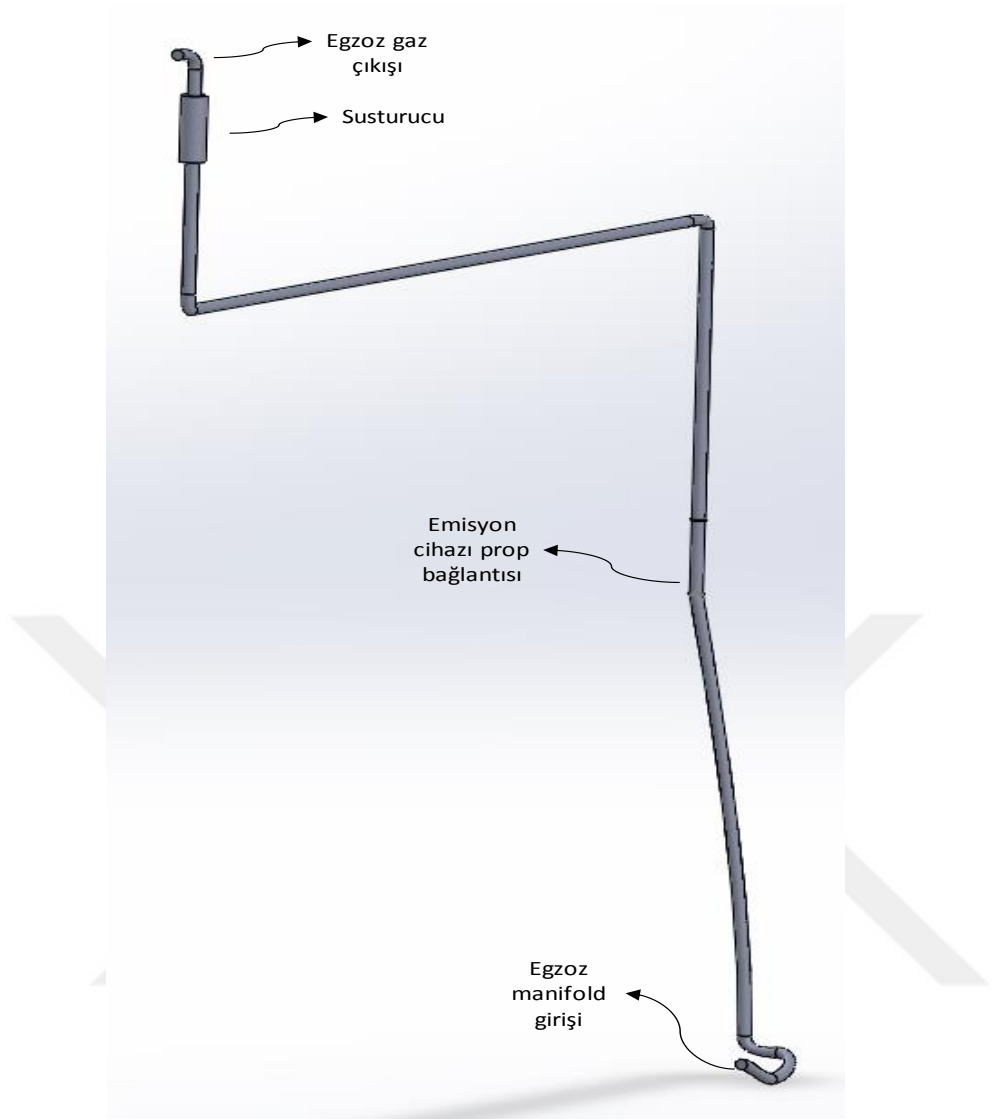
EK 2

EMME/EGZoz HATTI BASINÇ KAYBI HESAPLARI:

Herhangi bir motor test sistemi üzerine bağılı olan test motorunun emme ve egzoz hattı, normal durumda bir araç üzerindeki emme ve egzoz hattından daha karmaşık ve daha uzun olabilmektedir. Bu durumda emme ve egzoz portları direkt olarak atmosfer basıncında olamaz. Yani modelleme sırasında kullanılacak olan silindir-içi giriş ve çıkış basınç ve sıcaklıkları atmosfer basıncından farklıdır. Bu nedenle hatlarda meydana gelecek olan basınç kayıplarının, silindirin emme ve egzoz portlarına ne kadar yansıdığı, modelleme için önemlidir. Motor test sisteminde bulunan karmaşık yapıdaki emme ve egzoz hattının birebir olarak çizilmiş üç boyutlu görüntüleri sırasıyla Şekil EK-2.1 ve Şekil EK-2.2’de gösterilmiştir.



Şekil EK-2.1. Emme hattı



Şekil EK-2.2. Egzoz hattı

Aşağıdaki denklemlerde, mevcut motor test sistemindeki motor için ölçüleri belli olan emme ve egzoz hatlarının basınç kayıplarının hesaplanmasında kullanılan eşitlikler türbülanslı akış için sırasıyla, denklemlerde gösterilmiştir.

Reynolds Sayısı:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu}$$

Sürtünme Kayıp Katsayısı:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1,8 \cdot \log \left[\frac{6,9}{Re} + \left(\frac{\frac{\varepsilon}{D}}{3,7} \right)^{1,11} \right]$$

Sürtünme Kayıpları:

$$H_{kl} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Yerel Kayıplar:

$$H_{ky} = \sum K_y \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Toplam Kayıplar:

$$H_k = H_{kl} + H_{ky}$$

Emme Hattı Basınç Kaybı:

$$\Delta P = \rho \cdot g \cdot H_k$$

Yukarıdaki denklemler kullanılarak yapılan hesaplamalarda, hesaplanan fark basınçları için mevcut motor testlerinden alınan ortam basınç değerleri ile meteorolojiden alınan Kırıkkale İli atmosfer basıncı kullanılmıştır (MGM, 2018).

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı: Emrah KANTAROĞLU

Doğum Tarihi:

Yabancı Dil: İngilizce

Eğitim Durumu:

Lisans: Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Makina Mühendisliği, 2011

Yüksek Lisans: Kırıkkale Üniversitesi, Makina Mühendisliği, 2017

Doktora: Kırıkkale Üniversitesi, Makina Mühendisliği, 2022

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl/Yıllar:

STM Proje, Mekanik Tasarım Mühendisi, 2012-2013

Kırıkkale Üniversitesi, Araştırma Görevlisi, 2014-...

Yayınları (SCI):

Kantaroğlu, E., Yontar, A. A., Doğu, Y., (2022). Influence of acetone addition into gasoline for i-DSI engine. Sādhanā, 47(14), 1-17., Doi: 10.1007/s12046-021-01788-w. (SCI-Expanded)

Doğu, Y., Yontar, A. A., Kantaroğlu, E., (2020). Experimental investigation of effects of single and mixed alternative fuels (gasoline, CNG, LPG, acetone, naphthalene, and boron derivatives) on a commercial i-DSI engine. Energy Sources Part A-Recovery Utilization and Environmental Effects, 1-20., Doi: 10.1080/15567036.2020.1800864. (SCI-Expanded)

Yayınları (Diğer):

Yalçınkaya, A. Türkmen, U. B., Ertuğral, G., Kantaroğlu, E., Yontar, A.A., Doğu, Y. (2021). Silindir İçi Yanma HAD Analizi ile Çift Buji Ateşlemeli Ticari Bir Motorda Benzin, CNG ve LPG Kullanımının Performans ve Emisyonlara Etkilerinin İncelenmesi. 10th International Automotive Technologies Congress, OTEKON2020 (Tam Metin Bildiri)

Doğu, Y., Yontar, A. A., Kantaroğlu, E., Yalçınkaya, A., Türkmen, U. B., (2020). Hidrojen Katkısının Çift Buji Ateşlemeli Motor Karakteristiklerine Etkisi. Presented at the 15th International Combustion Symposium. 15th International Combustion Symposium (INCOS2020) (Tam Metin Bildiri)

Kantaroğlu, E., (2018). Experimental Investigation of Performance and Emission of Dual Sequential Ignition Engine. Laser Ignition Summer School 2018. ROMANYA (Özet Bildiri)

Yontar, A. A., Kantaroğlu, E, Doğu, Y., (2018). Sıralı Çift Buji Ateşlemeli Motorda Aseton-Benzin ve Naftalin-Benzin Karışımlarının Deneysel İncelenmesi. 9. International Automotive Technologies Congress, 1299-1309, OTEKON2018. (Tam Metin Bildiri)

Doğu, Y., Yontar, A. A., Kantaroğlu, E., (2018). Sıralı Çift Buji Ateşlemeli Motorda Saf ve Karışımli Alternatif Yakıtların (Benzin, CNG, LPG, Aseton, Naftalin ve Bor Türevleri) Etkilerinin Deneysel İncelemesi. 14. International Combustion Symposium, (INCOS2018) 518-529. (Tam Metin Bildiri)

Kantaroglu, E., Yontar, A. A., (2017). Reducing HC Emissions with Ethanol use in an Internal Combustion Engine. 89th The IRES International Conference FİNLANDİYA (Tam Metin Bildiri)

Kantaroglu, E., (2017). Numerical And Experimental Investigation Of Performance of A Spark Ignition Engine. Laser Ignition Summer School 2017 ROMANYA (Özet Bildiri)

Kantaroglu, E., Yontar, A. A., (2017). Buji Ateşlemeli Bir Motorda JP-8 Askeri Jet Yakıtının Kullanımının İncelenmesi. II. Uluslararası Savunma Sanayi Sempozyumu (Tam Metin Bildiri)

Yontar, A. A., Kantaroğlu, E., Doğu, Y., (2015). Ateşleme Avansının Motor Performansına ve Egzoz Emisyonlarına Etkilerinin Sayısal Olarak İncelenmesi. 13th International Combustion Symposium, (INCOS2015) (Tam Metin Bildiri)

Projeler:

2016–2017, “Benzinli Motorda Alternatif Yakıt Kullanımının Performans ve Emisyon Değerlerine Etkisinin Sayısal Olarak İncelenmesi”, BAP Projesi, (Kırıkkale Üniversitesi – Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi), Proje Süresi: 12 ay, Görevi: Yardımcı Araştırmacı

2018–2018, “Rotating Castle-Tübitak Uluslararası İnsansız Hava Araçları Yarışması”, BAP Projesi, (Kırıkkale Üniversitesi – Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi), Proje Süresi: 6 ay, Görevi: Yürütücü

2019–2019, “Döner Kale-Tübitak Uluslararası İnsansız Hava Araçları Yarışması”, BAP Projesi, (Kırıkkale Üniversitesi – Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi), Proje Süresi: 5 ay, Görevi: Yürütücü

Araştırma Alanları:

İçten Yanmalı Motorlar
Motor Test Sistemleri
Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
Akışkanlar Mekaniği