



**BİR DİZEL MOTORDA ÇİFT YAKIT OLARAK PROPAN-DİZEL
KULLANIMININ YANMA REJİMİNE, MOTOR PERFORMANSINA VE
EMİSYON DEĞERLERİNE OLAN ETKİLERİNİN SAYISAL OLARAK
İNCELENMESİ**

Fatih AKTAŞ

**DOKTORA TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

OCAK 2021

Fatih AKTAŞ tarafından hazırlanan “BİR DİZEL MOTORDA ÇİFT YAKIT OLARAK PROPAN-DİZEL KULLANIMININ YANMA REJİMİNE, MOTOR PERFORMANSINA VE EMİSYON DEĞERLERİNE OLAN ETKİLERİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalında DOKTORA TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Nuri YÜCEL

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

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

.....

Başkan: Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Çankaya Üniversitesi

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

.....

Üye: Prof. Dr. İlhami HORUZ

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

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

.....

Üye: Dr. Öğr. Üyesi Sıtkı USLU

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

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

.....

Üye: Dr. Öğr. Üyesi Nureddin DİNLER

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

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

.....

Tez Savunma Tarihi: 22/01/2021

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

.....

Prof. Dr. Cevriye GENCER
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
 - Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
 - Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
 - Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
 - Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,
- bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Fatih AKTAŞ

22/01/2021

BİR DİZEL MOTORDA ÇİFT YAKIT OLARAK PROPAN-DİZEL KULLANIMININ
YANMA REJİMİNE, MOTOR PERFORMANSINA VE EMİSYON DEĞERLERİNE
OLAN ETKİLERİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

(Doktora Tezi)

Fatih AKTAŞ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Ocak 2021

ÖZET

Artan emisyonlara karşı katılacak emisyon düzenlemeleri otomotiv üreticilerini her geçen gün farklı önlemler almaya zorlamaktadır. Bu önlemler gelişen kontrol teknolojisi ile HCCI, PCCI ya da RCCI gibi düşük sıcaklıkta yanma teknolojileri olabildiği gibi dizel yakıt yerine biyodizel, LPG, CNG gibi daha temiz yakıt kullanımı da olabilmektedir. Bu tez çalışması kapsamında bir dizel motorun propan-dizel yakıt çifti ile çalışabilmesi için sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Bu analizler için öncelikle AVL Boost programı kullanılarak geliştirilen 1-Boyutlu modelin Türk Traktör A.Ş.'den alınan dizel yanma rejimindeki deneysel verilerle doğrulanması sağlanmıştır. Geliştirilen 1-B model sonuçları ile deneysel veriler fren ısı verimi ve is emisyonu açısından karşılaştırıldığında %0,53 ve %6,43 fark olduğu görülmüştür. Ardından 1-B modelden alınan sınır şartları ve ilk değerler ile ANSYS Forte programı kullanılarak 3-B reaktif akış analizleri yapılmıştır. 3-B sektör model sonuçları ile deneysel veriler fren ısı verimi ve is emisyonu açısından karşılaştırılmış ve fark oranları %4,5 ve %3,6 olarak belirlenmiştir. Bu fark oranlarının 3-B tam model sonuçlarında ise %0,47 ve %18,5 olarak belirlenmiştir. Geliştirilmiş olan 1-B, 3-B sektör ve 3-B tam modellerin doğruluğu sağlandıktan sonra çift yakıt çalışmalarına kütleli olarak kullanılacak maksimum propan oranının tespiti ile başlanmıştır. Bu oranın, maksimum basınç yükseliş oranı sınır alınarak yaklaşık %40 ile %50 arasında olduğu, NO_x ve CO emisyon normlarını karşılamadığı görülmüştür. Sonrasında ise kütlece %80 propan kullanımında; enjeksiyon zamanı, enjeksiyon süresi ve EGR oranı ile parametrik çalışma gerçekleştirilerek performans ve emisyon değerleri incelenmiştir. Sonuç olarak mil gücünde %10,9, fren ısı veriminde %10,51 ve özgül yakıt tüketiminde ise %10,1 iyileşme sağlanmıştır. Ayrıca HC, CO ve is değerlerinin Stage IIIB normlarını karşıladığı görüldükten, NO_x emisyonu da sayısal olarak elde edilen saf dizel sonuçlarına göre normalize edilmiştir. Normalizasyon sonucunda NO_x emisyonunda %62 iyileşme olduğu belirlenmiştir. Bu iyileşme ile SCR kullanmadan, propan-dizel çift yakıt kullanımıyla NO_x emisyon normlarının sağlanabileceği görülmüştür.

Bilim Kodu : 91413

Anahtar Kelimeler : İçten yanmalı motorlar, dizel motor, çift yakıt, propan, LPG, performans, emisyon, yanma rejimi

Sayfa Adedi : 206

Danışman : Prof. Dr. Nuri YÜCEL

NUMERICAL INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF THE USE OF PROPANE-
DIESEL AS A DUAL FUEL IN A DIESEL ENGINE ON THE COMBUSTION
REGIME, ENGINE PERFORMANCE AND EMISSION VALUES

(Ph. D. Thesis)

Fatih AKTAŞ

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

January 2021

ABSTRACT

Stricter emission regulations against increasing emissions force automotive manufacturers to take different measures every day. These measures can be low temperature combustion technologies such as HCCI, PCCI or RCCI with the developing control technology, as well as the use of cleaner fuels such as biodiesel, LPG, CNG instead of diesel fuel. Within the scope of this thesis, numerical analyses have been carried out for a diesel engine to operate with a propane-diesel fuel pair. For these analyzes, first of all, 1-D model developed by using AVL Boost program was verified with experimental data in diesel combustion regime taken from Türk Traktör A.Ş. When the results of the 1-D model developed and the experimental data were compared in terms of brake thermal efficiency and soot emission, it was seen that there was 0.53% and 6.43% difference. Then, 3-D reactive flow analyses were performed using the ANSYS Forte program with boundary conditions and initial values taken from the 1-D model. The 3-D sector model results were compared with the experimental data in terms of brake thermal efficiency and soot emission and the difference rates were determined as 4.5% and 3.6%. In the 3-D full model results of these rates, it was determined as 0.47% and 18.5%. After ensuring the accuracy of the developed 1-D, 3-D sector and 3-D full models, dual fuel studies started with the determination of the maximum propane ratio that can be used as mass. It was observed that this rate was between 40% and 50%, taking the maximum pressure rise rate as a limit, and did not meet the NO_x and CO emission norms. Then, in the use of 80% propane by mass; performance and emission values were examined by performing a parametric study with injection time, injection duration and EGR rate. As a result, improvement was achieved in shaft power by 10.9%, in brake thermal efficiency by 10.51% and in specific fuel consumption by 10.1%. In addition, while HC, CO and soot values were found to meet Stage IIIB norms, NO_x emission was also normalized according to pure diesel results obtained numerically. As a result of normalization, 62% improvement was determined in NO_x emission. With this improvement, it has been seen that NO_x emission norms can be achieved by using propane-diesel dual fuel without using SCR.

Science Code : 91413

Key Words : Internal combustion engine, diesel engine, dual fuel, propane, LPG, performance, emission, combustion regime

Page Number : 206

Supervisor : Prof. Dr. Nuri YÜCEL

TEŞEKKÜR

Tez çalışmamın oluşmasında bilgisini ve deneyimlerini esirgemeyen tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Nuri YÜCEL başta olmak üzere Tez İzleme Komitesi (TİK) üyelerim sayın Dr. Öğr. Üyesi Sıtkı USLU ve Dr. Öğr. Üyesi Nureddin DİNLER'e,

Hazırlamış olduğum bu doktora tezi Gazi Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri (BAP) birimi tarafından sağlanan 06/2019-15 proje kodu ile desteklenmiştir. Desteklerinden dolayı Gazi Üniversitesi ve BAP birimine,

Üniversite Ortaklığı kapsamında alınan AVL Boost programının lisansı için AVL LIST GmbH'ye ve teknik desteğinden dolayı Gregor'a ayrıca ANSYS Forte lisansı için Gazi Üniversitesi'ne ve program ile ilgili yardımlarından dolayı NUMESYS çalışanı Gökhan DEVECİ'ye,

Deneysel verilerin sağlanması ve analiz için gerekli bilgilere ulaşmamı sağlayan TÜRK TRAKTÖR A.Ş.'ne ve çalışanları Caner AKKUŞ, Hakan MENCEK ve Engin AYTAR'a,

Son olarak bu günlere gelmemi sağlayan, eğitim hayatım boyunca beni teşvik ve terbiye eden fedakâr aileme gösterdiği sabır ve destekleri için teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	x
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xiii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xviii
1. GİRİŞ.....	1
2. TEMEL BİLGİLER VE LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	5
2.1. Konvansiyonel Dizel Motorlar ve Yanma	5
2.2. Düşük Sıcaklıklarda Yanma Stratejileri.....	10
2.3. Dizel Motorlarda Çift Yakıt Kullanımı.....	13
2.4. LPG'nin Alternatif Motor Yakıtı Olarak Kullanımı ve Özellikleri	13
2.5. Dizel Motorlarda Yanma Sonucu Oluşan Egzoz Emisyonları.....	16
2.5.1. Azot oksit (NO _x) emisyonları.....	16
2.5.2. Karbon monoksit (CO) emisyonları.....	17
2.5.3. Hidrokarbon (HC) emisyonları	18
2.5.4. Partikül madde (PM) emisyonları	18
2.6. Literatür Araştırması	20
3. MATEMATİKSEL DENKLEMLER	31
3.1. Türbülanslı Reaktif Akış İçin Korunum Denklemleri.....	31
3.1.1. Tür korunum denklemi.....	32
3.1.2. Süreklilik denklemi	33
3.1.3. Momentumun korunumu denklemi.....	33

	Sayfa
3.1.4. Enerjinin korunumu denklemi	34
3.1.5. Gaz fazlı karışım hal denklemi	34
3.2. Türbülans Modeli	35
3.3. Kimyasal Kinetik Formülasyonu	39
3.3.1. Yarı ampirik is modeli	40
3.4. G-Equation Yanma Modeli	40
3.5. Sınır Koşulları ve İlk Değerler	43
3.6. Sprey Modelleri.....	44
3.6.1. Tam Koni (Solid-Cone) şeklindeki sprey modelleri	44
3.7. Damlacık Çarpışma ve Birleşme Modeli	54
3.8. Çok Bileşenli Damlacık Buharlaştırma Modeli.....	55
3.9. Duvar Çarpışma Modeli	55
3.10. Duvar Film Modeli.....	57
4. SINIR KOŞULLARI VE GAZ DEĞİŞİM ANALİZLERİ	59
4.1. AVL Boost Programının Teorisi ve Kullanılan Matematiksel Modeller	60
4.1.1. Türlerin transferi ve gaz özelliklerinin hesabı	61
4.1.2. Temel korunum denklemleri	64
4.1.3. Emme ve egzoz portlarındaki kütle akış hesabı.....	66
4.1.4. Piston hareketi.....	67
4.1.5. Isı transferi	68
4.1.6. Yanma modelleri.....	71
4.1.7. Emisyon modelleri	75
4.1.8. Dinamik silindir içerisindeki girdap hesabı	77
4.1.9. Duvar sıcaklığı	78
4.2. Bir Boyutlu Modelinin Oluşturulması ve Sayısal Model Doğrulaması	79
4.2.1. Bir boyutlu / sıfır boyutlu modelin oluşturulması.....	80

	Sayfa
4.2.2. Oluşturulan bir boyutlu modelin deneysel verilerle doğrulanması	84
5. SİLİNDİR İÇİ DÖNGÜSEL HAVA HARAKETİ ANALİZİ	91
6. ÜÇ BOYUTLU REAKTİF AKIŞ ANALİZLERİ	103
6.1. Sektör Model Analizleri	104
6.1.1. Uygun eleman sayısının belirlenmesi	105
6.1.2. Uygun zaman adımının belirlenmesi	118
6.1.3. Uygun türbülans modelinin belirlenmesi	121
6.1.4. Uygun kimyasal tür sayısının belirlenmesi	125
6.2. Tam Model Analizleri	129
6.2.1. Tam model analiz sonuçlarının karşılaştırılması	132
6.3. Propan-Dizel Çift Yakıt Kullanımının Performans, Yanma ve Emisyon Karakteristiklerine Etkisi	149
6.3.1. Propan oranının etkisi	149
6.3.2. Dizel enjeksiyon zamanının etkisi	157
6.3.3. Dizel enjeksiyon süresinin etkisi.....	164
6.3.4. Egzoz gazı geri dönüşüm (EGR) oranının etkisi	169
7. SONUÇ VE ÖNERİLER	175
7.1. Sonuçlar.....	175
7.2. Gelecek Çalışmalar ve Öneriler	177
KAYNAKLAR	179
EKLER.....	187
EK-1. AVL Burn modülü.....	188
EK-2. Sektör ve tam model için model ayarları.....	193
ÖZGEÇMİŞ	204

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 2.1. Ükelere göre LPG'nin propan / bütan oranları	14
Çizelge 3.1. Standart ve RNG k - ε modellerindeki sabitler	38
Çizelge 4.1. Emme ve egzoz supaplarındaki ısı transfer katsayısını belirlemek için kullanılan sabitler	71
Çizelge 4.2. NO _x oluşum denklem ve katsayıları	75
Çizelge 4.3. CO oluşum denklem ve katsayıları	76
Çizelge 4.4. Motor özellikleri	80
Çizelge 4.5. Motor parametreleri	80
Çizelge 4.6. AVL Boost'ta tanımlanan değerler	83
Çizelge 4.7. 2300 devirde deneysel ve 1-B sayısal IMEP, BSFC, maksimum basınç ve fren mil verimi değerleri	85
Çizelge 4.8. Emisyon karşılaştırılması	89
Çizelge 5.1. Eleman sayılarının ve silindir eksen boyunca farklı noktalarda hız değişimi	96
Çizelge 6.1. Silindir içi yanma ve motor performans değerlerinin farklı eleman sayıları ile karşılaştırılması	110
Çizelge 6.2. Emisyon değerlerinin farklı eleman sayıları ile karşılaştırılması	111
Çizelge 6.3. Silindir içi yanma ve motor performans değerlerinin farklı zaman adımı için karşılaştırılması	120
Çizelge 6.4. Emisyon değerlerinin farklı zaman adımı için karşılaştırılması	121
Çizelge 6.5. Silindir içi yanma ve motor performans değerlerinin farklı türbülans modelleri için karşılaştırılması	124
Çizelge 6.6. Emisyon değerlerinin farklı türbülans modelleri için karşılaştırılması	124
Çizelge 6.7. Silindir içi yanma ve motor performans değerlerinin farklı tür sayıları için karşılaştırılması	128
Çizelge 6.8. Emisyon değerlerinin farklı tür sayıları için karşılaştırılması	129
Çizelge 6.9. Farklı eleman boyutları ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	131

Çizelge	Sayfa
Çizelge 6.10. Deneysel, 1-B, 3-B sektör ve 3-B tam model için performans ve emisyon karşılaştırılması	136
Çizelge 6.11. Dizel ve propanın özellikleri	150
Çizelge 6.12. Farklı oranlarda propan kullanımının silindir içi yanma ve motor performansına etkisi	151
Çizelge 6.13. Farklı oranlarda propan kullanımının emisyon değerlerine olan etkisi	153
Çizelge 6.14. Farklı oranlarda propan kullanımı için silindir içi yanma verileri.....	154
Çizelge 6.15. %40 propan kullanımı için Stage IIIB emisyon norm karşılaştırılması ...	156
Çizelge 6.16. Farklı dizel enjeksiyon zamanlarının silindir içi yanma ve motor performansına etkisi	158
Çizelge 6.17. Farklı dizel enjeksiyon zamanlarının emisyon değerlerine olan etkisi.....	159
Çizelge 6.18. Farklı dizel enjeksiyon zamanları için silindir içi yanma verileri	162
Çizelge 6.19. Farklı dizel enjeksiyon sürelerinin silindir içi yanma ve motor performansına etkisi	164
Çizelge 6.20. Farklı dizel enjeksiyon sürelerinin emisyon değerlerine olan etkisi	166
Çizelge 6.21. Farklı dizel enjeksiyon süreleri için silindir içi yanma verileri	167
Çizelge 6.22. Farklı EGR oranlarının silindir içi yanma ve motor performansına etkisi.....	169
Çizelge 6.23. Farklı EGR oranlarının emisyon değerlerine olan etkisi	170
Çizelge 6.24. Farklı EGR oranlarının silindir içi yanma verileri.....	171
Çizelge 6.25. %80 propan kullanımı için Stage IIIB emisyon norm karşılaştırılması ...	173
Çizelge EK-2.1. Sektör geometri fiziksel tanımlamaları	193
Çizelge EK-2.2. Tam geometri fiziksel tanımlamaları	193
Çizelge EK-2.3. Sektör ve tam geometriler için kullanılan “Material Point” koordinatları ve genel ağ boyutları	194
Çizelge EK-2.4. Sektör ve tam geometri için kullanılan iyileştirilmiş ağ ayarları	194
Çizelge EK-2.5. Sektör ve tam geometrilerinde sıcaklık çözümlemeleri için kullanılan iyileştirilmiş ağ ayarları	195
Çizelge EK-2.6. Sektör ve tam geometrilerinde hız çözümlemeleri için kullanılan iyileştirilmiş ağ ayarları	195

Çizelge	Sayfa
Çizelge EK-2.7. Sektör ve tam geometriler için enjektör bilgileri	196
Çizelge EK-2.8. Sektör ve tam geometri için nozul bilgileri.....	197
Çizelge EK-2.9. Sektör ve tam geometri için is modelinde kullanılan değerler.....	197
Çizelge EK-2.10. Tam geometri için giriş sınır koşulu	197
Çizelge EK-2.11. Tam geometri için çıkış sınır koşulları	198
Çizelge EK-2.12. Sektör ve tam geometri için piston sınır şartları	199
Çizelge EK-2.13. Tam geometri için emme ve egzoz port sınır şartları.....	199
Çizelge EK-2.14. Sektör ve tam geometri için silindir gömleği ve silindir kafası sınır şartları	199
Çizelge EK-2.15. Tam geometri için emme supabı sınır şartları.....	200
Çizelge EK-2.16. Tam geometri için egzoz supabı sınır şartları	200
Çizelge EK-2.17. Sektör ve tam geometri için silindir içi başlangıç değer tanımlamaları	201
Çizelge EK-2.18. Tam geometri için giriş başlangıç değer tanımlamaları.....	201
Çizelge EK-2.19. Tam geometri için çıkış başlangıç değer tanımlamaları	202
Çizelge EK-2.20. Sektör ve tam geometri için simülasyon kontrol ayarları	202
Çizelge EK-2.21. Sektör ve tam geometri için ileri zaman adımı kontrol seçenekleri	203
Çizelge EK-2.22. Sektör ve tam geometri için kimyasal çözücü ve dinamik hücre ayarları	203

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Konvansiyonel dizel yanmasının kavramsal modeli	7
Şekil 2.2. Dizel motorlarda yanma ve püskürtme safhaları	8
Şekil 2.3. Yıllara göre emisyon standartları ve güç aralığına göre emisyon değerleri ...	20
Şekil 3.1. Türbülanslı alev yapısının şematik gösterimi	42
Şekil 3.2. Nozul içinde akış	45
Şekil 3.3. Tam koni şeklindeki spreylar için KH / RT parçalanma modeli	49
Şekil 3.4. Duvar çarpışma rejimleri.	56
Şekil 4.1. AVL Boost programı örnek bir çalışmanın arayüz görünümü	60
Şekil 4.2. Kütle oranlarının gösterimi.....	61
Şekil 4.3. Silindir enerji dengesi	64
Şekil 4.4. Standart krank mekanizması gösterimi.....	67
Şekil 4.5. Kullanılan motorun bir boyutlu AVL Boost programı modeli	81
Şekil 4.6. Deneysel tork ve güç değerlerinin 1-B sayısal sonuçlarla karşılaştırılması ...	84
Şekil 4.7. Deneysel özgül yakıt tüketimi (ÖYT) değerlerinin 1-B sayısal sonuçlarla karşılaştırılması	85
Şekil 4.8. 2300 devirde deneysel silindir içi basınç değerlerinin karşılaştırılması.....	86
Şekil 4.9. 2300 devirde deneysel silindir içi basınç-hacim değerlerinin 1-B farklı yanma modelleri ile karşılaştırılması.....	87
Şekil 4.10. 2300 devirde Vibe 2-Zone (a) ve MCC yanma modeli (b) için silindir içi sıcaklıklar (Yanmış Bölge, Yanmamış Bölge ve Ortalama Sıcaklıklar)	88
Şekil 4.11. 2300 devirde deneysel silindir içi ısı salınım oranı karşılaştırılması.....	89
Şekil 5.1. Girdap, döngü ve çapraz döngü gösterimi	92
Şekil 5.2. Girdaplı akış tanımlaması	93
Şekil 5.3. Girdap hareketinin farklı ölçüm yöntemleri	94
Şekil 5.4. Oluşturulan iç akış hacmi ve sınır şartı tanımlamaları	95

Şekil	Sayfa
Şekil 5.5. Maksimum supap açıklığı (5,85 mm) için örnek sayısal ağ yapısı kesit görünümü-Orta sıklıktaki eleman sayısı için.....	96
Şekil 5.6. Eleman sayısından bağımsızlık için kullanılan ölçüm noktaları	97
Şekil 5.7. Silindir eksenini boyunca farklı düzlemlerde girdap sayısı değişimi ve silindir çapı boyunca 5,85mm supap açıklığında teğetsel hız değişimi (Silindir ortası- 60mm uzaklıkta).....	98
Şekil 5.8. Silindir eksenini boyunca farklı düzlemlerdeki girdap oranının türbülans modellerine göre değişimi	98
Şekil 5.9. (a) Yatay ekseninde teğetsel hız vektör dağılımı ve (b) dikey eksen boyunca teğetsel hız vektör dağılımı ve basınç konturu (Maksimum supap açıklığı için).....	99
Şekil 5.10. Supap açıklığının girdap şiddetine olan etkisi	100
Şekil 5.11. 5,85 mm supap açıklığında (z=60 mm) yatay ekseninde hız vektörü dağılımı	101
Şekil 5.12. 3 mm supap açıklığında (z=60 mm) yatay ekseninde hız vektörü dağılımı	102
Şekil 6.1. ANSYS Forte simülasyon akış şeması	103
Şekil 6.2. (a) Tam model ve (b) sektör görünümü	104
Şekil 6.3. Sayısal ağ oluşturmak için seçilen eleman yapısı ve eleman keskinlik (skewness) değerleri	105
Şekil 6.4. Oluşturulan çözüm ağı ve sınır tanımlamaları	106
Şekil 6.5. Farklı eleman sayıları için silindir içi basınç değerleri karşılaştırılması	107
Şekil 6.6. Farklı eleman sayıları için silindir içi sıcaklık değerleri karşılaştırılması	108
Şekil 6.7. Farklı eleman sayıları için silindir içi açığa çıkan ısı miktarı karşılaştırılması	109
Şekil 6.8. Farklı eleman sayıları için silindir içi toplam açığa çıkan ısı miktarı karşılaştırılması	109
Şekil 6.9. Sprey eksenini ve kontur alınan yüzey görüntüsü	112
Şekil 6.10. Farklı eleman sayıları için sprej eksenini boyunca elde edilen hız değerleri karşılaştırılması	113
Şekil 6.11. Farklı eleman sayıları için sprej eksenini boyunca elde edilen sıcaklık değerleri karşılaştırılması	114

Şekil	Sayfa
Şekil 6.12. Soldan sağa 29554 (kaba), 44407 (orta) ve 57921 (ince) eleman sayısı için sıcaklık konturları (yandan görünüş)	116
Şekil 6.13. Soldan sağa 29554 (kaba), 44407 (orta) ve 57921 (ince) eleman sayısı için sıcaklık konturları (üstten görünüş-sprey eksen boyunca).....	117
Şekil 6.14. Farklı zaman adımları için silindir içi basınç değerleri	119
Şekil 6.15. Farklı zaman adımları için silindir içi açığa çıkan ısı değerleri.....	119
Şekil 6.16. Farklı zaman adımları için silindir içi açığa çıkan toplam ısı değerleri	120
Şekil 6.17. Farklı türbülans modelleri için silindir içi basınç değerleri.....	122
Şekil 6.18. Farklı türbülans modelleri için silindir içi sıcaklık değerleri.....	122
Şekil 6.19. Farklı türbülans modelleri için silindir içi açığa çıkan ısı değerleri	123
Şekil 6.20. Farklı türbülans modelleri için silindir içi açığa çıkan toplam ısı değerleri	123
Şekil 6.21. Farklı tür sayıları için silindir içi basınç değerleri.....	126
Şekil 6.22. Farklı tür sayıları için silindir içi sıcaklık değerleri.....	127
Şekil 6.23. Farklı tür sayıları için silindir içi açığa çıkan ısı değerleri	128
Şekil 6.24. Tam geometri akış hacmi ve sınır koşulları tanımlamaları	130
Şekil 6. 25. Deneysel, 1-B, 3-B sektör ve 3-B tam model için silindir içi ortalama basınç karşılaştırılması.....	133
Şekil 6.26. 1-B, 3-B sektör ve 3-B tam model için silindir içi ortalama sıcaklık karşılaştırılması	134
Şekil 6.27. Deneysel, 1-B, 3-B sektör ve 3-B tam model için silindir içi ısı salınımı karşılaştırılması	135
Şekil 6.28. Deneysel, 1-B, 3-B sektör ve 3-B tam model için silindir içi basınç-hacim karşılaştırılması.....	136
Şekil 6.29. Emme zamanı boyunca silindir içi hava hareketinin dikey kesit görüntüsü	137
Şekil 6.30. Sıkıştırma zamanı boyunca silindir içi hava hareketinin yatay kesit görüntüsü	139
Şekil 6.31. Farklı krank açıları için dizel yakıtın (nc10h22) silindir içi dağılımı.....	142
Şekil 6.32. Farklı krank açıları için silindir içi hava hareketinin dağılımı ve hız konturları	143

Şekil	Sayfa
Şekil 6.33. Farklı krank açıları için silindir içi sıcaklık dağılımı.....	144
Şekil 6.34. Farklı krank açıları için silindir içi OH dağılımı	145
Şekil 6.35. Farklı krank açıları için silindir içi NO dağılımı	147
Şekil 6.36. Farklı krank açıları için silindir içi is dağılımı.	148
Şekil 6.37. Propan yakıtın ön karışımli olarak gönderildiği 1-B model görüntüsü	150
Şekil 6.38. Farklı propan oranları için silindir içi ortalama sıcaklık grafiği.....	152
Şekil 6.39. Farklı propan oranları için silindir içi ortalama basınç grafiği	155
Şekil 6.40. Farklı propan oranları için silindir içi ısı salınım grafiği.....	156
Şekil 6.41. Farklı dizel enjeksiyon zamanları için silindir içi ortalama sıcaklık grafiği	160
Şekil 6.42. Farklı dizel enjeksiyon zamanları için silindir içi ortalama basınç grafiği	161
Şekil 6.43. Farklı dizel enjeksiyon zamanları için silindir içi ısı salınım grafiği	163
Şekil 6.44. Farklı dizel enjeksiyon süreleri için silindir içi ortalama sıcaklık grafiği	165
Şekil 6.45. Farklı dizel enjeksiyon süreleri için silindir içi ortalama basınç grafiği	167
Şekil 6.46. Farklı dizel enjeksiyon süreleri için silindir içi ısı salınım grafiği	168
Şekil 6.47. Farklı dizel enjeksiyon süreleri için silindir içi ortalama sıcaklık grafiği	171
Şekil 6.48. Farklı EGR oranları için silindir içi ortalama basınç grafiği	172
Şekil 6. 49. Farklı EGR oranları için silindir içi ısı salınım grafiği.....	173
Şekil EK-1.1. Genel ayarlar	188
Şekil EK-1.2. Genel tür ayarları	189
Şekil EK-1.3. Silindir bilgileri	189
Şekil EK-1.4. Isı transferi bilgileri.....	190
Şekil EK-1.5. Operasyon bilgileri.....	191
Şekil EK-1.6. Deneysel silindir içi basınç diyagramı tanımlaması	191
Şekil EK-1.7. Isı salınım sonuç ekranı.....	192
Şekil EK-2.1. Emme manifoldu sıcaklık ve basınç eğrileri	198

Şekil	Sayfa
Şekil EK-2.2. Egzoz manifoldu sıcaklık ve basınç eğrileri	198
Şekil EK-2.3. Emme ve egzoz supap profilleri.....	200



SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
%	Yüzde
°C	Derece santigrat
°KA	Derece krank açısı
C	Karbon
C ₃ H ₈	Propan
C ₄ H ₁₀	Bütan
CO	Karbon monoksit
CO ₂	Karbon dioksit
H	Hidrojen
K	Kelvin
kW	Kilowatt
N ₂ O	Diazot oksit
N ₂ O ₃	Diazot trioksit
N ₂ O ₅	Diazot pentaoksit
Nm	Newton metre
NO	Azot monoksit
NO ₂	Azot dioksit
NO _x	Azot oksit
O ₂	Oksijen
OH	Hidroksil
Re	Reynolds sayısı

Kısaltmalar**Açıklamalar**

1-B	Bir boyut
3-B	Üç boyut
A/F	Hava/yakıt oranı
AB	Avrupa Birliği
ABD	Amerika Birleşik Devletleri
BMEP	Brake mean effective pressure
cm	Santimetre
CNG	Compressed natural gas
DOC	Diesel oxidation catalyst
DPF	Diesel particulate filter
EGR	Exhaust gas recirculation
EPA	Enviromental Protection Agency
EU	European Commission
HAD	Hesaplama Akışkanlar Dinamiği
HCCI	Homogeneous charge compression ignition
IMEP	Indicated mean effective pressure
LES	Large-Eddy Simulation
LNG	Liquefied natural gas
LNT	Lean NO _x trap
LPG	Liquefied petroleum gas
MCC	Mixing Controlled Combustion
mg	Miligram
mm	Milimetre
MPa	Megapascal
NEDC	New European Driving Cycle
NG	Natural gas
PAH	Polycyclic aromatic hydrocarbons
PCCI	Premixed charge compression ignition
PFI	Port fuel injection
PM	Particulate matter
RANS	Reynolds Average Navier-Stokes
RCCI	Reactivity controlled compression ignition

Kısaltmalar**Açıklamalar****ROHR**

Rate of heat release

SCR

Selective catalytic reduction

THC

Toplam hidrokarbon

ÜÖNö

Üst ölü noktadan önce

ÜÖNs

Üst ölü noktadan sonra

WLTC

Worldwide harmonized light vehicles test procedure



1. GİRİŞ

Artan nüfusla birlikte son zamanlarda özellikle petrol kaynaklı enerji kaynaklarının tükenmesi, yükselen yakıt fiyatları ve otomotiv kaynaklı artan hava kirliliğine bağlı olarak hem alternatif yakıt arayışları hem de mevcut yanma sisteminde daha iyi bir yanmanın nasıl gerçekleştirilebileceği konusunda yapılan araştırmalar hızla artmıştır.

Dizel motorlar benzinli motorlarda kıyaslandığında yüksek yakıt verimliliği ve daha düşük CO₂ salınımı gibi avantajlara sahiptir. Ancak dizel yanma süresince yüksek miktarda NO_x ve PM gibi zararlı emisyon salınımına sebep olması büyük bir sorundur. Bu zararlı maddeler ise emisyon düzenlemeleri ile sınırlandırılmıştır ve egzoz salınımları dizel motor düzenlemeleri ile daha katı hale gelmektedir.

2014 yılında uygulanmaya başlanan EURO-VI emisyon yönetmeliği EURO-IV yönetmeliğine göre NO_x emisyonunun %70, PM emisyonunun ise yaklaşık %80 oranında azaltılmasını gerektirmektedir. Ayrıca emisyon testleri için kullanılan sürüş döngüsü modu yeni Avrupa Sürüş modundan (NEDC) dünya çapında uyum sağlayan hafif araçlar test döngüsüne (WLTC) değiştirilmektedir. Yani araçlar daha geniş bir çalışma aralığında aynı emisyon düzenleme seviyelerini karşılamaları gerekecektir.

Birçok otomotiv şirketi bu emisyon düzenlemelerini karşılayabilmek için dizel partikül filtreleri (DPF), seçici katalitik indirgeme (SCR) ve fakir NO_x tutucuları (LNT) dahil olmak üzere egzoz sonrası arıtma ve indirgeme stratejileri geliştirme çalışmaları yapmaktadır. Ancak tüm bu yöntemler hem verimi düşürmekte hem de ek maliyetler getirmektedir. Son zamanlarda yapılan çalışmalarla motorun kendi içerisinde, egzoz sisteminde ek donanıma gerek kalmadan, NO_x ve PM emisyonlarını azaltmaya odaklanılmıştır. Bu sebeplerden dolayı da birçok araştırmacı homojen dolgulu sıkıştırma ateşlemeli (HCCI), ön karışım dolgulu sıkıştırma ateşlemeli (PCCI) ve reaktivite kontrollü sıkıştırma ateşlemeli (RCCI) gibi yanma teknolojilerini araştırmaya başlamıştır. Bu yanma teknolojileri arasından ise en günceli ve dikkat çeken RCCI yanma modelidir. RCCI yanma modeli, yanma aşamasını, süresini ve diğer özelliklerini optimize etmek için bir silindire iki farklı reaktiviteli yakıt ve silindir içi yakıt reaktivitesini kontrol edebilmek için birden fazla enjeksiyonu harmanlayan çift yakıtlı bir yanma stratejisidir (Reitz ve Duraisamy, 2015).

RCCI yanma modelinde düşük reaktiviteli benzin ya da gaz halindeki bir yakıt, port yakıt enjeksiyonu (PFI) kullanılarak enjekte edilir ve yüksek reaktiviteli yakıt ise doğrudan silindire enjekte edilmektedir. Düşük reaktiviteli yakıt ön karışımli olarak silindire homojen olarak gönderilir ve ardından karıştırılıp sıkıştırılan hava-yakıt üzerine yüksek reaktiviteli yakıt püskürtülerek ateşleme kaynağı rolü üstlenir. Böylece yanma süreci reaktivite katmanlaşması ile kontrol edilir. RCCI yanması, azalan yanma süresi ile ısı kaybının azalmasına ve ısı verimin artmasını sağlarken, ön karışımli olarak yakıtın gönderilmesi ve daha düşük bir yanma sıcaklığı elde edilmesi sayesinde NO_x ve PM emisyonlarının azalmasını sağlamaktadır (Hanson, Kokjohn, Splitter ve Reitz, 2011; Inagaki, Fuyuto, Nishikawa, Nakakita ve Sakata, 2006).

Sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG), doğal gaz (NG) işleme ve ham petrol rafinasyonundan üretildiği için önemli rezervlere sahip, yaygın olarak araştırılan alternatif bir ulaşım yakıtıdır. Benzin ve dizele göre buharlaştırması, karıştırması ve yakması çok daha basit bir hidrokarbondur (Boretti, 2017). Propan gazı, Türkiye’de yaygın olarak kullanılan ve yaygın dağıtım altyapısına sahip LPG’deki bileşenlerden biridir. Aynı hacim için düşünüldüğünde propanın enerji yoğunluğu benzinin enerji yoğunluğundan düşük olduğu için çift yakıtlı yanma sisteminde propan gazının kullanımı benzin kullanımına göre güç çıkışında bir dezavantaj olarak görülebilir. Ancak alt ısı değerinin yüksek olması, yüksek oktan sayısı sayesinde yüksek yük ve sıkıştırma oranlarında vuruntusuz çalışabilmesi gibi özellikleri ile çift yakıtlı sistemlerde benzine üstünlük sağlamaktadır. Ayrıca propan gazı kullanımında emme portu ya da yanma odası modifikasyonlarına gerek kalmamaktadır (Ryu, 2013). Bunların dışında benzinin düşük reaktiviteli olarak emme portundan püskürtülmesi duvar ısılatma sorunu ile yüksek miktarda THC salınımına sebep olabilir.

RCCI yanma fazı kontrolü reaktivite katmanlaştırılması ile oluşturulduğu düşünüldüğünde baskın operasyon faktörünün silindir içi hava-yakıt karışımının tabakalaştırılması olduğu söylenebilir. Bu sebepten reaktivite katmanlaşması RCCI yanmasında sadece dizel enjeksiyon zamanının bir fonksiyonu değildir. Yanma, silindir içi reaktivite derecesini etkileyen düşük reaktiviteli yakıt oranı ve EGR oranları gibi diğer çalışma parametrelerinden de önemli ölçüde etkilenebilmektedir. Bu parametreler de sadece yanma fazını değil yanma sonrası NO_x ve PM oluşumuyla beraber ısı verimi ve yanma kararlılığını da etkilemektedir.

Literatürde bulunan çalışmalar incelendiğinde genel olarak LPG-dizel ya da propan-dizel yakıt çifti için yapılan çalışmaların oldukça az olduğu yapılan çalışmaların ise deneysel ve kontrol sistemlerinden mahrum mekanik kontrollü olduğu görülmektedir. Bunun sebebi olarak ise özellikle ABD ve Kanada gibi gelişmiş birçok ülkede LPG yerine daha çok doğalgaz kullanılması ve buna bağlı olarak da doğalgaz dolum ve dönüşüm istasyonlarının çokluğu gösterilebilir. Bu sebepten de kontrol ve ileri görüntüleme sistemlerinde oldukça iyi olan bu ülkeler daha çok doğalgazın çift yakıt ya da RCCI sistemi için kullanımını hem deneysel hem de sayısal olarak araştırmışlardır.

Çift yakıt çalışmalarına geçilmeden önce 1-B, 3-B sektör model ve 3-B tam model yanma modellerinin doğrulanması için kullanılan dizel yanma rejimindeki deneysel verilerin tamamı TÜRK TRAKTÖR A.Ş.'de AVL Test Odası'nda yapılan performans, yanma ve emisyon testlerinden elde edilmiştir. 1-B yanma analizleri için AVL Boost programı kullanılırken 3-B yanma analizleri için ANSYS Forte programı kullanılmıştır.

Tez kapsamında benzin, etanol, metanol vb. yerine LPG'nin bileşenlerinden biri olan propan gazı dizel yakıtla beraber kullanılmıştır. Çünkü porttan düşük reaktiviteli yakıt olarak benzin, etanol, metanol vb. sıvı yakıt kullanılması giriş portunda duvar ıslanmasına sebep olabilir. Bu durum ise giriş portu duvarındaki yakıt filminden çok fazla HC emisyonu oluşmasına sebep olur. Bu sebepten de benzin yerine buharlaşmaya daha uygun gaz halindeki yakıtın kullanılması gerekmektedir. Gaz yakıt olarak LPG bileşeni olan propanın seçilmesinin bir başka nedeni de LPG'nin otomotivde en çok kullanıldığı ülkelerin başında Türkiye'nin gelmesi ve birim fiyat olarak dizel ve benzine göre %40-%45 arasında ucuz olması gösterilebilir. Ayrıca LPG-dizel ya da propan-dizel ile yapılan çift yakıt çalışmaları literatürde diğer gaz yakıtlara göre daha az araştırılması ve sayısal çalışmaların ise yok denecek kadar az olması propanın diğer seçilme nedenlerinden biri olarak gösterilebilir. Özetle birim fiyatının diğer yakıtlara göre ucuzluğu, dağıtım ve montaj olanağının fazlalığı ve literatürde özellikle sayısal olarak çok az çalışmanın olması propanın dizel bir motorda çift yakıt olarak kullanılması cazip hale getirmiştir.

Yakıt çifti seçimi yapıldıktan sonra, motor olarak traktör motoru seçilmiştir. Sebebi ise traktörlerin sadece ekin ekmek ya da biçmek yerine aydınlatma yapılırken, su pompasının çalıştırılmasında, jeneratör olarak kullanımında, küçük sondajlar yapmak gibi işlerde propan-dizel modunda çalışabilirliği araştırılmak istenmiştir.

Genel olarak bakıldığında gaz yakıt olarak doğalgaz (metan) yerine propan seçimi, yol dışı kullanımı olan traktör motoru seçimi ve farklı parametrik çalışmalarla (propan oranı, dizel enjeksiyon zamanı, dizel enjeksiyon süresi ve EGR oranı) belirli devir ve yük için SCR kullanımına gerek kalmadan emisyon standartlarının sağlanması bu tez çalışmasının yenilikçi ve özgün yönünü ortaya koymaktadır.



2. TEMEL BİLGİLER VE LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Bu bölümde tez kapsamında analizleri yapılan çalışmalara temel olacak dizel yanma, düşük sıcaklıkta yanma stratejileri ve dizel bir motorda çift yakıt kullanımı ile ilgili temel bilgiler verilmiştir. Sonrasında çalışmada kullanılan LPG'nin yakıt olarak kullanılması ve yanma sonucu oluşan emisyonlardan bahsedilmiştir. Son olarak da propan-dizel ve LPG-dizel çift yakıt kullanımının literatürde karşılaşılan örneklerinden özetler verilmiştir.

2.1. Konvansiyonel Dizel Motorlar ve Yanma

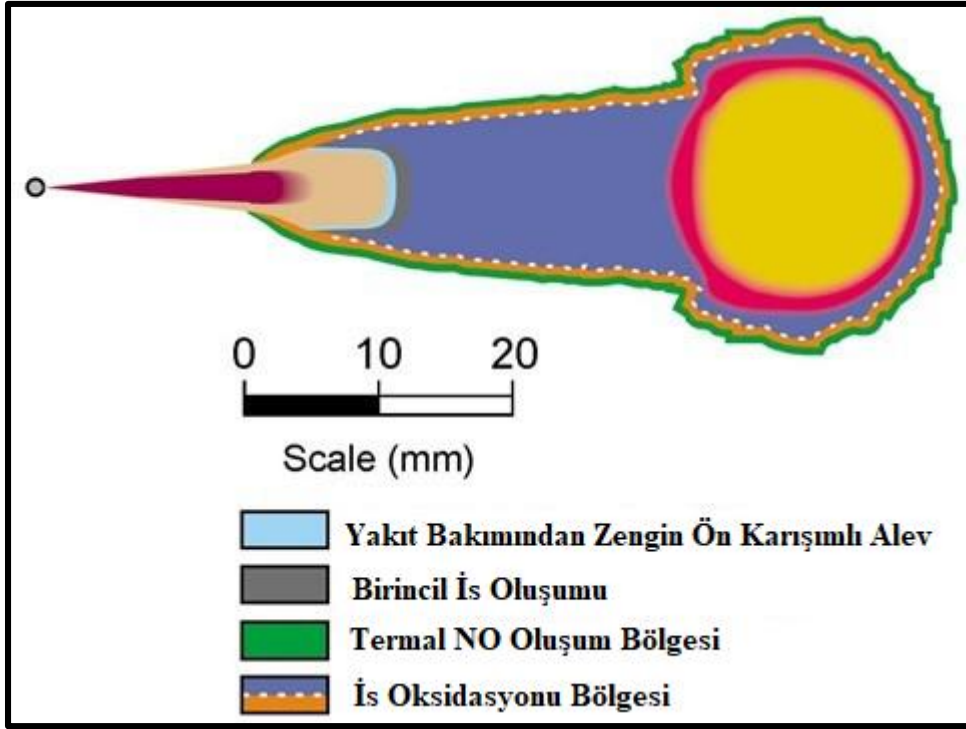
Dizel motorlarda silindir içerisine sadece hava girişi sağlanır. Yakıt ise yanma aşamasının başlaması istenilen zamandan hemen önce, sıkıştırılarak basıncı ve sıcaklığı yükselen hava üzerine püskürtülür. Emme manifoldundan hava girişi çevrim boyunca sabit tutulurken yakıt miktarının azaltılıp artırılması yöntemi ile yük kontrolü sağlanmaktadır. Kullanım alanlarına (otomobil, kamyon, lokomotif, deniz taşımacılığı, harici güç üretimi) ve gereken güç ihtiyacına göre dizel motorlar oldukça çeşitlilik göstermektedir. Doğal hava emişli olabilecekleri gibi egzoz gazının atık ısısından yararlanarak türbin-kompresör sisteminin bir arada olduğu turbo aşırı doldurmalı da olabilmektedir. Gelişen turbo teknolojisi ve istenilen yakıt tasarrufu, emisyon normları, daha küçük hacimli motor sağlanması gibi birçok faydasından dolayı çoğu motor atmosferik üretilmek yerine turbolu üretilmektedir. Turbolar genel olarak her bir sıkıştırma hacmi için daha fazla hava alınmasını böylece de yakıt akışını arttırarak güç çıkışını arttırmaktadırlar (Heywood, 1988).

Dizel motorlarda sıkıştırma oranları benzinli motorlara göre yüksek olmakla beraber genellikle 12-24 arasında değişmektedir. Sıkıştırma oranı dizel motorun yanma odası tasarımı, dizel enjeksiyon sistemi, vuruntu sınırı ve turbolu olup olmadığına göre değişmektedir. Supap zamanları benzin motorlarına benzerdir. Dizel enjeksiyon zamanı ise genellikle üst ölü noktadan 20 KMA kadar önce başlamaktadır. Dizel enjeksiyon ile yüksek basınçtaki dizel yakıt sıkıştırılmış ve sıcaklığı yükselmiş havanın üzerine püskürtülerek daha küçük parçacıklara ayrılarak atomize olması sağlanır. Daha küçük parçacıklara ayrılan yakıt bileşenleri buharlaşarak hava ile yanabilecek duruma kadar karışır. Dizel enjeksiyon tek kademe olabileceği gibi iki kademe ve iki kademedен daha fazla da gerçekleşebilmektedir. Genellikle sıkıştırılan hava sıcaklığı yakıtın tutuşma sıcaklığından fazladır. Bu sebepten püskürtülen yakıt çok az bir gecikme süresinden sonra kendi kendine tutuşarak silindir içi

basınç artışına sebep olur. Hava ile yanabilecek kadar karışan yakıt alevi hızlıca silindir içerisinde ilerlemeye başlar. Genişleme zamanı boyunca ise yakıt hava ve yanmış gaz bileşenleri karışmaya devam eder. Sonrasında egzoz zamanında egzoz gazı dışarı atılarak bir sonraki çevrim başlar (Heywood, 1988).

Dizel motorda yanma süreci, ayrıntılı mekanizması hala tam olarak anlaşılmamış çok karmaşık bir süreçtir. Tipik dizel yanma işleminde dizel yakıt, sıkıştırma zamanının sonuna yakın bir zamanda yüksek basınçlı enjektör yardımıyla yanma odasına püskürtülür (Heywood, 1988). Yakıt, yanıcı bir karışım oluşturmak için çevreleyen hava ile atomize olur ve karışır. Kısa bir tutuşma gecikme süresinden sonra yanma dizel jet boyunca hacimsel olarak gerçekleşir. Motor performansı ve kirletici egzoz emisyonları doğrudan yanma sürecine bağlı olduğundan, ayrıntılı bir dizel yanması bilgisi edinmek önemlidir.

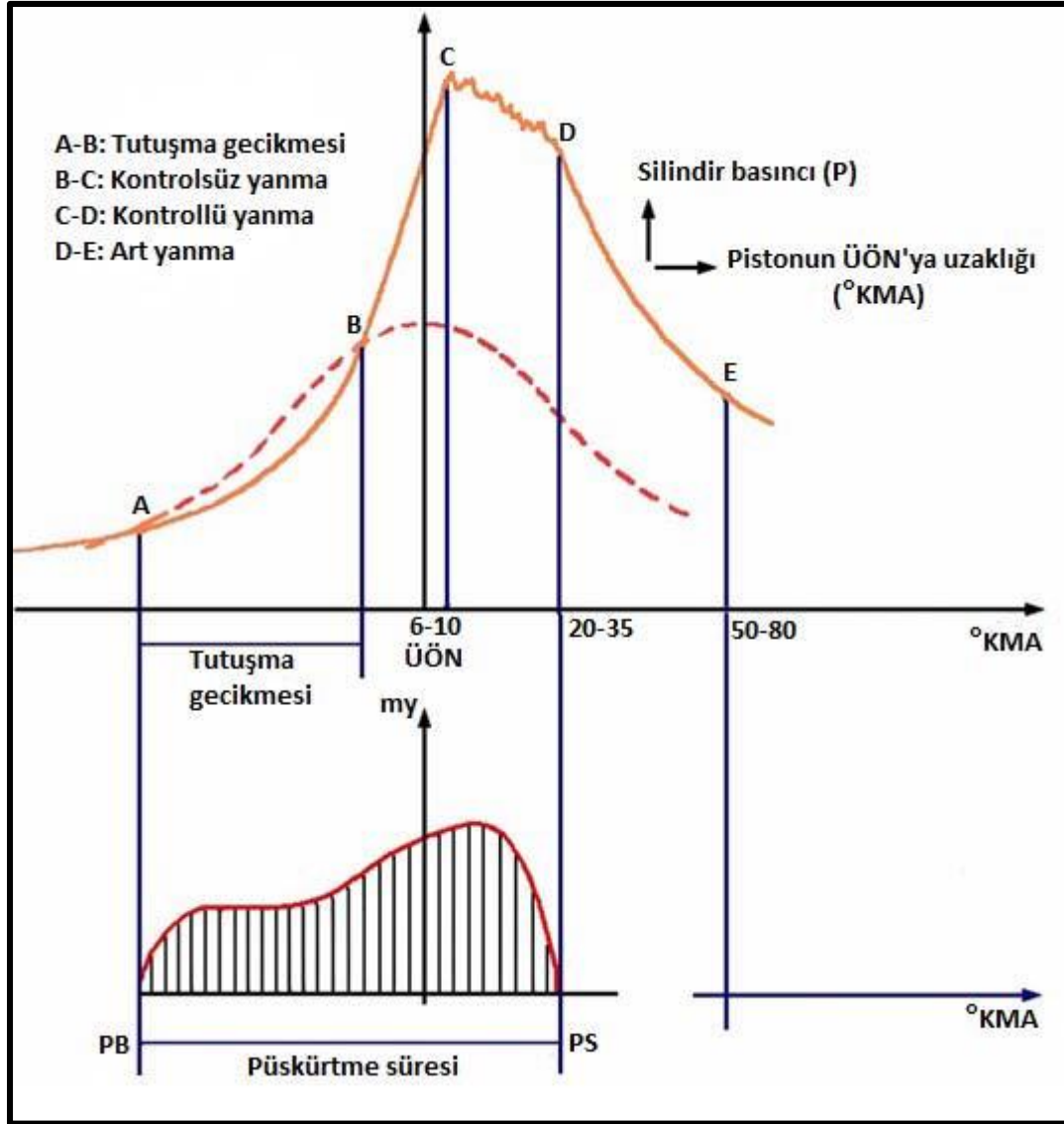
Dizel yanmanın en yaygın kabul gören kavramsal modeli Dec (1997) tarafından önerilmiştir. Önerilen modelde enjeksiyonun başlangıcından enjeksiyonun sonuna kadar bir dizel motorda yanmanın nasıl gerçekleştiğine dair net bir görünüm sunmaktadır. Yanma odasında optik görüntüleme yapılabilen araştırma motorlarında gerçekleştirilen lazer tabakası görselleştirme tekniklerinin uygulanması sayesinde dizel yanma işleminin şimdiye kadar mevcut olmayan görüntülerinin elde edilmesi sağlanmıştır. Sıvı yakıt damlacıkları, yakıt buharlaşması, is konsantrasyonu, PAH dağılımı, NO oluşumu ve farklı yanma aşamalarında OH radikalleri gibi fenomenlerin görüntülerini elde etmek için çoklu görüntüleme teknikleri kullanılmıştır. Oluşturulan kavramsal dizel yanma modelinin şeması Şekil 2.1'de uyarlanarak gösterilmektedir.



Şekil 2.1. Konvansiyonel dizel yanmasının kavramsal modeli (Dec, 1997)

Şekil 2.1 incelendiğinde dizel enjeksiyonunun başlamasından sonra, sıvı sprey enjektör ucundan çıkar ve sürüklenen hava ile karışır. Sürüklenme hızı konumsal olarak değişir ve bu nedenle yanma odası boyunca farklı hava ve yakıt bileşimleriyle karışımlar oluşturur. Dizel jetin yanmanın başladığı ön karışımli bölge zengin yakıt-hava karışımı (2 ile 4 arasında eşdeğerlik oranı) içerir, ancak enine kesit boyunca yanıcı karışım ve stokiyometrik karışım sadece dar çevresel bölgelerde oluşur. Ön karışımli yanma hala devam ederken, difüzyon alevi jetin çevresel bölgelerinde ortaya çıkar. Dec (1997), partikül madde oluşumunun zengin ön karışımli yanma bölgelerinde meydana geldiğini, NO_x 'un ise jeti çevreleyen difüzyon alevinin sıcak, stokiyometrik orana yakın karışımlarda oluştuğunu söylemektedir. Bu nedenle, zengin ön karışımli bölgeler partikül madde emisyonlarından sorumludur ve yüksek yerel sıcaklıklara sahip stokiyometrik bölgelere yakın bölgeler NO_x oluşumundan sorumludur.

Şekil 2.2'de ise konvansiyonel dizel bir motorda dizel enjeksiyonu ile birlikte silindir içi basınç değişimi ile dizel enjeksiyonun başladığı ve bittiği zaman aralığındaki yaklaşık enjeksiyon profili gösterilmektedir.



Şekil 2.2. Dizel motorlarda yanma ve püskürtme safhaları (Borat, Balcı ve Sürmen, 1994)

Şekil 2.2 incelendiğinde ise dizel yanma olayını dört faza ayırmak mümkündür. Bunlar: Tutuşma gecikme periyodu (A-B), ani yanma periyodu (B-C), kontrollü yanma periyodu (C-D) ve art yanma periyodudur (D-E).

Tutuşma gecikme periyodu (A-B): Dizel yakıtın püskürtülmeye başlandığı andan silindir içi yanmanın başlaması için geçen süreye tutuşma gecikme zamanı denilmektedir. Bu zaman yakıt-hava karışımına bağlıdır. Silindir içerisine püskürtülen dizel yakıt sıvı fazda iken direkt olarak yanmaz. Yanma başlaması için öncelikle sıvı damlacıkların buharlaşması gerekir ve ilk olarak yanma buharlaşan bu tabakadan başlamaktadır. Silindir içi sıcaklık, basınç, yanma odası tasarımı, yakıtın setan sayısı, sıkıştırma oranı ve motor devri gibi parametreler direkt olarak bu zamanı etkilemektedir. Yakıtın direkt olarak hava üzerine püskürtüldüğü

motorlarda yakıt-hava oranının yanma başlama zamanına fazla etki etmez. Çünkü silindir içerisinde hem çok fakir hem de çok zengin birçok nokta bulunur. Bu sebepten de yanma olayı genellikle tutuşma için en uygun nokta ya da noktalardan başlar. Benzer şekilde püskürtme karakteristiği ya da yakıt atomizasyon derecesi de tutuşma gecikme süresine önemli derece etki etmezler.

Sıkıştırılarak basıncı ve sıcaklığı artan havanın üzerine yüksek basınçtaki yakıt enjekte edilerek direkt olarak hava ile karışarak silindir içi döngü miktarının da artmasına yardımcı olur. Oluşan yakıt-hava karışımı ile yanma ilk olarak karışımın zengin bölgesinde sonra ise fakir bölgelerde başlar. Oluşan yüksek hava hareketi ve homojen karışım tutuşma gecikme periyodunu kısaltırken tersi durumda periyot uzayarak içeriye daha fazla yakıt alınmasına sebep olur. Daha fazla yakıtın alınması ile ilk tutuşma anından itibaren silindir içerisinde biriken fazlaca yakıt kontrolsüz şekilde yanmaya başlar ve böylece motorun vuruntuya olan eğilimi artar. Tutuşma gecikme zamanı yakıt püskürtülmeye başlaması ile toplam %10 ısının ortaya çıktığı krank açısı arasındaki zaman dilimi alınabileceği gibi yakıtın püskürtülmesi ile OH radikallerinin ortaya çıktığı krank açısı arasındaki zaman dilimi de alınarak hesaplanabilir.

Şekil 2.2’de turuncu ve kesiksiz çizgi ile gösterilen veriler silindir içi havaya dizel yakıtın püskürtülmesi ile elde edilen basınç çizgisi iken kırmızı kesik çizgi ile gösterilen veriler dizel enjeksiyonun olmadığı yani yanmanın olmadığı soğuk çalışma koşulları için elde edilen verileri göstermektedir. Bu sebepten iki eğri B noktasından itibaren enjeksiyonun olmaması sebebi ile ayrılırlar.

Kontrolsüz (Ani – Ön karışım) Yanma Periyodu (B-C): Tutuşma gecikme süresi boyunca dizel yakıt silindire püskürtülmeye devam edilmekte ve zamana bağlı olarak da buharlaşmaktadır. Bu süre zarfında eş zamanlı olarak dizel yakıt partikülleri birincil ve ikincil parçalanmaya maruz kalarak atomize olmakta ve hava ile daha iyi karışım oluşturmaktadır. Sonrasında oksijenle tepkimeye giren yakıt büyük bir hızla yanmaya başlamaktadır. Silindir içerisindeki yanma hızındaki ani değişim aynı zamanda basınç artış hızını da belirlemektedir. Bu basınç artış hızının ortalama $1,0 \text{ MPa}/^\circ\text{KA}$ ’nın üstünde olması durumunda vuruntulu yanma gerçekleşmekte ve sürekli olması durumunda da motorun hareketli parçalarına ani yük uygulanmasına sebep olarak parçaların tahribatına ya da kullanım ömrünün azalmasına sebep olmaktadır. Bu olay literatürde dizel vuruntusu olarak

anılır ve genellikle üst ölü noktadan önce gerçekleşir. Yanmanın bu aşaması tutuşma gecikme süresine kıyasla daha kısa sürmesinden kaynaklı olarak yakıtın büyük kısmı tutuşma gecikme süresince püskürtülmesi tercih edilir. Yani genel anlamda maksimum basıncı tutuşma gecikme zamanının belirlediği söylenebilir.

Karışım kontrollü (difüzyonlu) yanma periyodu (C-D): Tutuşma gecikmesi ve kontrolsüz yanma süreleri boyunca püskürtülen yakıtın tamamen bitmesi ile bu sürece geçilir. Ani yanma süresi sonucunda silindir içi yükselen basınç ve sıcaklığa bağlı olarak yakıt ortamda oksijen ile karşılaşınca hemen yanar. Sonrasında yanmaya hazır hava-yakıt miktarı ile yanma kontrol edilir. Bu periyottaki yanma hızı buharlaşan yakıt ile havanın karışım oranına bağlıdır. Verimin yüksek olması için yanmanın genellikle üst ölü noktaya yakın ya da sonrasında tamamlanması istenir.

Art yanma periyodu (D-E): Kontrollü yanma sırasında silindir içerisindeki yakıtın tamamı yakılamaz ve bir kısmı genişleme zamanı boyunca yanmaya devam eder. Motor veriminin düşmemesi için bu art yanma zamanının kısa olması istenir. Eğer ki art yanma zamanı uzun olursa bu silindir kapağını, silindir yüzeylerini ve piston kafasının aşırı ısınmasına ve segman yuvalarında ise karbon atıklarının oluşmasına sebep olur (Yiğit, 2008; Heywood, 1988).

Yanma safhalarının dışında bir de yanmaya ve yanma verimine etki eden bazı faktörler vardır. Bunlardan bazıları dizel yakıt püskürtme zamanı, hava-yakıt karışım oranı, sıkıştırma oranı, dizel yakıt miktarı, motor devri, emme havası sıcaklık ve basıncı vb. faktörlerdir. Bu faktörlerin optimizasyonu sayesinde güçte, yakıt tüketiminde ve emisyon değerlerinde iyileşme sağlanabilmektedir.

2.2. Düşük Sıcaklıklarda Yanma Stratejileri

Tarih boyunca motor üreticileri dizel motorlardan salınan egzoz emisyonlarını azaltmak için çoğunlukla egzoz sisteminde katalizör yerleştirerek önlem alma yolu ile birlikte silindir içi emisyon azaltma stratejilerini beraber uygulamaya çalışmışlardır. Egzoz sisteminde alınan önlemler ise genellikle NO_x'u kontrol etmek için SCR sistemi kullanımı iken egzozdaki partikül maddeleri yakalamak ve yakmak için ise DPF kullanımıdır. SCR sistemleri tipik olarak, düzenli aralıklarla doldurulması gereken üre bazlı dizel egzoz sıvısı kullanır. Ayrıca, DPF'lerin düzenli aralıklarla yenilenmesi (yani, sıkışmış kurumun yakılması gerekir) ve bu

da ilave dizel yakıtı gerektirir. Sonuç olarak SCR ve DPF sistemleri daha yüksek başlangıç maliyetlerine yol açarak tüketiciye ek zorluklar getirir ve ayrıca dizel motorlarda genel yakıt dönüşüm verimliliğini olumsuz etkiler.

Geçmişte emisyon düzenlemelerini karşılamak için enjeksiyon zamanlama değişiklikleri, yanma odası tasarım optimizasyonları, düşük veya orta dereceli egzoz gazı devridaimi (EGR) gibi silindir içi emisyon kontrol stratejileri benimsenmiştir. Bununla birlikte, bu teknolojiler daha yüksek ekonomik maliyet, daha düşük yakıt ekonomisi ve daha yüksek bakım maliyeti ile birlikte gelmektedir. Sonuç olarak, NO_x ve PM'yi kontrol etmek için silindir içi stratejilerde daha fazla iyileştirme istenen bir durumdur. Bu silindir içi stratejiler ise HCCI, PCCI ya da RCCI gibi düşük sıcaklıkta yanma teknolojileri olarak öne çıkmaktadır.

Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşleme (HCCI) yanma teknolojisi başlangıçta Najt ve Foster (1983) tarafından araştırılmaya başlanmıştır. Bu yanma sistemi genellikle port girişinden yakıt enjeksiyonu şeklinde ya da dizel enjeksiyonun yaklaşık olarak pistonun alt ölü noktada olduğu konumda püskürtülmesi ile hava-yakıtın karışması için yeterli zamanın verilmesi şeklinde gerçekleşmektedir. Yanma süresi konvansiyonel dizel yanma rejimine göre daha kısa olduğundan termal verimi daha yüksektir. Ek olarak yanma sistemi genel olarak fakir hava-yakıt karışımı ve düşük yanma sıcaklığına dayanmasından dolayı NO_x ve PM emisyonları oldukça düşüktür. Ancak dizel yakıtı düşük uçuculuğundan dolayı port enjeksiyon için uygun değildir ayrıca düşük yoğunlukta ve sıcaklıkta erken dizel enjeksiyonu yakıtın duvarlara yapışmasına sebep olabilir. Dahası HCCI yanmasının kontrolü zordur çünkü silindirdeki yakıt birçok noktadan eş zamanlı olarak kendi kendine tutuşmaya başlar (Hasegawa ve Yanagihara, 2003).

HCCI yanma sisteminin eksiklerinin üstesinden gelebilmek için PCCI (kısmi ön karışımli sıkıştırma ateşlemeli) yanma teknolojisi geliştirildi. HCCI yanma sisteminin amacı tamamen homojen dolgulu bir hava-yakıt karışımı oluşturmak iken PCCI yanma sisteminin amacı sadece kısmi bir ön karıştırma oluşturmaktır. PCCI yanma sisteminde genel olarak dizel enjeksiyon zamanı üst ölü noktadan 35 KMA ile 15 KMA kadar kısa bir süredir (Kim, Ekoto, Colban ve Miles, 2008). Bu yanma sisteminde gelişmiş yanma fazının telafisi ve kararlı yanma durumu elde edebilmek için genellikle %40 ile %60 arasında yüksek bir EGR oranı uygulanmaktadır. Bu yanma sistemi, uzun ateşleme gecikmesi ve düşük yanma sıcaklıkları

sayesinde $\phi - T$ grafiğinde NO_x ve PM ada oluşumlarını engellemektedir. PCCI yanma teknolojisi HCCI yanma teknolojisine göre daha kontrol edilebilir olmasına rağmen yüksek miktarda CO ve THC emisyonları oluşumu ve düşük termal verim gibi sorunları bulunmaktadır (Cho, Han, Wagner ve Sluder, 2009).

Bu nedenlerden dolayı homojen bir karışım elde edip sadece dizel yakıt kullanarak kararlı bir yanma elde etmek oldukça zordur. Buna çözüm olarak sıkıştırma ateşlemeli bir motora yüksek uçuculuğu ve oktan sayısına sahip benzin ilavesi düşünülebilir. Inagaki ve diğerleri (2006) çift yakıtlı PCCI yanma çalışmasında bunu ele aldılar ve tutuşma gecikme kontrolünün özelliklerine odaklandılar. Sonuç olarak çift yakıtlı PCCI sisteminde tutuşma zamanının yüksek ve düşük oktan sayılı yakıtların oranının değiştirilerek kontrol edilebileceği sonucuna ulaştılar. Bu yöntemin amacı tüm yakıtın silindir içerisinde aynı zamanda ateşlenmesini önleyen bir katmanlaşma sağlamaktadır. Bu silindir içi yakıt katmanlaştırma yöntemi ise Nieman, Dempsey ve Reitz (2012) tarafından reaktivite kontrollü sıkıştırma ateşlemeli (RCCI) yanma sisteminin geliştirilmesini sağladı.

Reaktivite kontrollü sıkıştırma ateşlemeli (RCCI) yanma stratejisi, silindir içerisindeki katmanlı dolguyu oluşturabilmek için en az iki farklı reaktiviteli yakıt kullanan, yanma süresini ve fazını optimize edebilmek için uygun EGR oranı ile kontrol etmeye çalışan homojen dolgulu bir teknolojidir. Bu teknolojiye düşük reaktiviteli yakıt (etanol, metanol, propan, bütan, LPG, metan, CNG, LNG vb. yüksek oktan ve yüksek uçuculuğa sahip) silindir içi homojen karışım derecesini arttırabilmek için emme portundan ya da direkt olarak silindir içerisine püskürtülmektedir. Yüksek reaktiviteli yakıt ise (dizel, biyodizel vb. yüksek setan sayılı) yanmanın gerçekleşmesi için sıkıştırma zamanı boyunca kademeli olarak ya da tek bir krank açısında tek kademe olarak yakıt-hava karışımının üzerine direkt olarak püskürtülmekte ve tutuşma başlangıcı sağlanmaktadır.

RCCI yanma teknolojisi ilk olarak benzin-dizel çift yakıtı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bu sistemde emme portuna yakıt enjektörü montajı yapılarak benzin püskürtülmesi sağlanırken dizel yakıtı direkt olarak hava-benzin karışımının üstüne püskürtülmektedir. Çalışma şartlarına göre değişmekle beraber toplam benzin miktarı %65 ile %85 arasında değişmektedir. Dizel enjeksiyon stratejisi ise bölünmüş enjeksiyon stratejisine dayanmaktadır. Bu stratejide ise ilk enjeksiyon üst ölü noktadan 60 KMA'da gerçekleştirilirken ikinci enjeksiyon ise 30 KMA üst ölü noktadan önce

gerçekleştirilmektedir. Sonuç olarak çift yakıtlı RCCI yanma sistemi HCCI ve PCCI yanma sistemlerinden yanma kontrol olasılığı açısından farklıdır. Ayrıca RCCI yanması düşük silindir içi yanma sıcaklığı oluşturduğu ve yakıt-hava karışımının homojenliğini arttırdığı için düşük NO_x ve PM emisyonları ve yüksek termal verim sağlayabilmektedir (Splitter, Hanson, Kokjohn ve Reitz, 2010).

2.3. Dizel Motorlarda Çift Yakıt Kullanımı

Çift yakıtlı dizel motorlarda daha önce anlatılan düşük sıcaklıkta yanma rejimlerinde olduğu gibi homojen karışımli bir yakıt-hava dolgusu oluşturabilmek için emme manifoldundan düşük reaktiviteli (propan, bütan, LPG, metan, doğalgaz vb.) bir yakıt enjekte edilir. Enjekte edilen düşük reaktiviteli yakıt ile hava karışımı, emme zamanının sonrasında sıkıştırma zamanının sonlarına doğru kendi kendine ateşlemesiyle değil, yüksek reaktiviteli dizel yakıtın direkt karışım üzerine püskürtülmesiyle yanmaya başlar. Bu reaktif dizel yakıtın enjeksiyonu ile yüksek sıkıştırma oranlarına veya emme havasının ısıtılmasına gerek kalmadan istenilen yanma karakteristiğinin elde edilmesini sağlar. Bu sebeplerden çift yakıtlı çalışma için yüksek sıkıştırma oranlarına (15:1–18:1) sahip konvansiyonel dizel motorlarda ciddi modifikasyonlara gerek kalmamaktadır.

Çift yakıtlı çalışma koşulları için en önemli parametrelerden biri de basınç artış hızını ve buna bağlı olarak vuruntuyu önleyebilmek için ön karışımli olarak gönderilen reaktif olmayan yakıtın dizel reaktif yakıt püskürtülmeden kendi kendine tutuşmasını engellemektir. Bununla beraber farklı reaktivitedeki yakıtların silindir içerisinde karışımı sayesinde yanma fazı ve ısı salınım karakteristiğinin kontrolünü de kolaylaşmaktadır. Ayrıca pilot dizel yakıtın püskürtülmesi ile sağlanan enerji buji kıvılcımı ile sağlanan enerjiye kıyasla büyüktür. Bu durum ise motorun turbo basıncının imkanı dahilinde normal dizel çalışma koşuluna göre daha fakir hava-yakıt karışımı ile çalışmasına imkan vermektedir (Sertçelik, 2010).

2.4. LPG'nin Alternatif Motor Yakıtı Olarak Kullanımı ve Özellikleri

LPG (Sıvılaştırılmış Petrol Gazı) ticari bütan ve propanın genel adıdır ve parafinler ile olefinler gurubunu içerisindedirler. LPG ağırlıklı olarak propan, bütan ya da bu ikisinin farklı oranlarda karıştırılmasıyla oluşmaktadır. Bütan (C_4H_{10}) dört karbon atomu içeren

hidrokarbonlardan oluşurken, propan (C_3H_8) ise üç karbon atomu içeren hidrokarbonlardan oluşmaktadır. LPG normal şartlar altında gaz fazında bulunmasına rağmen hem taşıma hem de kullanım kolaylığı için depolama yapılırken basınç altına alınarak sıvı fazda depolanırlar. Üzerine uygulanan basınç kaldırıldığında ise sıvı fazdan gaz fazına geçerler ve yaklaşık $25^{\circ}C$ 'de hacimleri 240 ile 270 kat arası artmaktadır.

LPG Türkiye'de özellikle taşımacılık sektörünü yanı sıra mutfaklarda ve sanayinin birçok alanlarında kullanılmakla beraber dünyada ise Kore, Japonya ve birçok AB ülkelerinde otomotiv sektöründe, havalandırma cihazlarının çalıştırılması yanı sıra güç elde edebilmek için sabit güç makinalarında kullanılmaktadır. LPG genel olarak propan ve bütanın iklime, ülkeye ve kullanım oranına göre farklı oranlarda karışımı ile meydana gelmekte ve dünyada LPG üretiminin yaklaşık %61'i doğalgazdan %39'u ise ham petrolden elde edilmektedir. Çizelge 2.1'de ise Avrupa ülkelerinin taşıtlarda kullandığı propan/bütan oranının mevsimlere göre dağılımları gösterilmektedir. Propan $-42^{\circ}C$ üzerinde sıcaklıklarda gaz fazına geçerken bütan ise $0^{\circ}C$ 'de gaz fazına geçmektedir. Bu sebepten hem soğuk havalarda hem de soğuk iklimin uzun sürdüğü ülkelerde daha yüksek oranlarda propan içeren LPG karışımlarının kullanılması gerekmektedir (Yiğit, 2008; Sertçelik, 2010; Çavgun, 2019).

Çizelge 2.1. Ükelere göre LPG'nin propan / bütan oranları (Ciniviz, 2001)

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

LPG'nin yakıt olarak kullanımında diğer petrol ürünleri olan dizel ve benzine göre bazı avantajları bulunmaktadır. Bunlar;

- LPG'nin litre fiyatı hem dizel hem de benzine göre güncel fiyatlara göre %40-%45 daha ucuzdur,

- LPG gaz fazında yanma odasına girdiğinden dolayı daha homojen bir karışım meydana gelir ve yanma verimi artar,
- Basit karbonlu bileşiklerden oluştuğundan ve H/C oranı yüksek olduğundan daha az emisyon salınımına sebep olan çevreci bir yakıt türüdür,
- Yanma verimi yüksektir,
- Oktan sayısının yüksekliğinden dolayı dizel motorlarda çift yakıt için kullanımında yüksek sıkıştırma oranlarına toleranslıdır,
- Yanma sonrasında kurşun, vernik, karbon atığı gibi atık oluşmadığından karter ve yanma odası kirlenmez,
- Motorun yağ ömrünü 3 kata yakın uzatır,
- Yakıt olarak kullanımından önce daha az rafine işlemlerine maruz kalır,
- Egzoz sistemi ömrünü uzatır,
- Sıvılaştırılmış hali suya benzemekle beraber, kokusuz, renksiz ve toksit özelliği bulunmaz. Gaz kaçağının tespiti için ise sonradan etilmerkeptan (C_2H_5SH) ile kokulandırma yapılmaktadır,
- LPG belirli bir basınç altında depolandığından yakıt pompasına gerek kalmadan sisteme enjekte edilebilir,
- Özellikle Türkiye’de yaygın dolum ağı ve dönüşüm tesisleri mevcut olup basit ve ucuza sistem dönüşümü yapılabilmektedir.

LPG kullanımında görülen bazı dezavantajlar ise şöyle sıralanabilir:

- Standartlara uygun LPG dönüşüm ekipmanlarının kullanılmaması durumunda taşıtlarda kullanılması büyük riskler içerir,
- Yakıt depolama için kullanılan tüpler bagaj hacmini küçültmektedir,
- Sıvı yakıtlara kıyasla taşıma ve depolama maliyetleri yüksektir,
- NO_x emisyon artışına sebep olabilmektedir,
- LPG zehirli olmamasına rağmen, havadan ağır olduğundan zeminde birikme yaparak boğulmalara sebep verebilir,
- Sera etkisi bakımından karbondioksit gazına göre 20 kat daha zararlı olabilir,
- Depolama ve doldurma esnasında sızıntı riski bulunmaktadır. Gerekli havalandırma işlemi gerçekleşmezse tehlikeli olabilir,

- Artan sıcaklık ile tank içi basıncın artmasından kaynaklı patlama riski bulunmaktadır (Yiğit, 2008; Sertçelik, 2010; Çavgun, 2019).

2.5. Dizel Motorlarda Yanma Sonucu Oluşan Egzoz Emisyonları

Dizel motorlarda yanma sonrası özellikle fakir yakıt-hava karışımının sebep olduğu yüksek miktarlarda NO_x oluşumu ve is oluşumu görülürken az da olsa HC ve CO emisyonlarına da rastlamak mümkündür. Dizel motorlarda genel olarak NO_x ve is anlamında emisyon düzenleme sınırları aşıldığı için egzoz sonrası indirgeyici SCR, DPF, DOC (Diesel Oxidation Catalyst) vs. sistemler kullanılmak zorunda kalınmaktadır. Bu bölümde de bu kirlетici emisyonlar hakkında bilgiler verilmektedir.

2.5.1. Azot oksit (NO_x) emisyonları

Silindir içersine alınan havanın içersinde yaklaşık olarak %79 oranında olduğu kabul edilen azot gazı yanma işlemi sonrası açığa çıkan azot oksit emisyonlarının başlıca kaynağı olarak gösterilebilir. Yanma sonrasında ortaya çıkan NO, NO_2 , N_2O , N_2O_3 , N_2O_5 gibi birçok azot oksit bulunmaktadır. Ancak bu azot içeren bileşiklerden sadece NO ve NO_2 bileşikleri büyük miktarda ortaya çıkar ve bu iki bileşik NO_x emisyonu altında değerlendirilirler. Yani gerek deneysel gerek de sayısal analizlerde genel olarak NO_x emisyonlarını değerlendirmede NO ve NO_2 bileşikleri kullanılmaktadır. Bu bileşiklerin de oluşumunda iki yöntem bulunmaktadır. Bunlardan birincisi silindir içersindeki havada bulunan N_2 ve O_2 'nin yüksek sıcaklıklarla bir araya gelerek termal olarak birbirine bağlanması iken ikincisi ise havada bulunan oksijenin yakıt içersinde bulunan azot içelikli bileşiklerle gerçekleştirdiği reaksiyonlardır. Bu iki yöntem de NO'un yanma odası içersinde NO_2 'ye oksitlenmesi için gerekli zaman olmadığından dolayı genel olarak oluşan NO_x emisyonlarının çoğu da NO'dan oluşmaktadır. NO_2 genel olarak düşük sıcaklıklarda meydana gelmekle beraber atmosferde NO_2 'ye oksitlenebilmektedir bu da fotokimyasal sisin oluşumunda etkindir. NO'nun oluşum oranı gaz sıcaklığı ile direkt ilgilidir ve alev cephesinde sıcaklığın yüksek olduğu oksijen ve azot moleküllerinin bulunduğu bölümde oluşmaktadır. Isıl dengeye dayanan Zeldovich mekanizması NO oluşumunu en iyi şekilde açıklayabilir. Bu mekanizmada yanma stokiyometrik oranda karışım ile gerçekleştirdiği kabulü geçerli olmakla beraber reaksiyonlar aşağıdaki Eş. 2.1, 2.2 ve 2.3 ile gösterilmekte iken Eş. 2.4 ise Lavoie'nin Zeldovich mekanizmasına yaptığı önermedir (Heywood, 1988).



Silindir içerisindeki NO oluşumu genellikle yüksek sıcaklık, basınç ve hava fazlalık katsayısının stokiometrik orana yakın olduğu bölgede gerçekleşmektedir. Yüksek sıcaklıklar ise genellikle tutuşma gecikme zamanından sonra yanmanın başlaması ile maksimum basıncın ortaya çıktığı zaman dilimi oluşmaya başlar. Maksimum basıncın oluştuğu zaman diliminden sonra ise yanma her ne kadar devam etse de genişleme zamanına bağlı olarak silindir içi yanmış gaz sıcaklıkları düşmeye başlar. NO oluşumunun azaltılmasında iki tane yöntem sıkça kullanılmaktadır. Bunlardan birincisi dizel yakıt püskürtme zamanının geciktirilmesidir ancak bu da yanma verimini düşürüp yakıt ekonomisini kötüleştirmektedir. İkinci yöntem ise egzoz gazının soğutulup emme sistemine tekrar dahil edilmesidir yani EGR kullanımıdır. EGR hem O_2 miktarının azalmasını sağlar hem de sisteme CO_2 gazı göndererek silindir içi yanma sıcaklıklarının düşmesine sebep olarak NO oluşumunu azaltmaktadır. Ancak her iki yöntemde genel olarak emisyonu artmaktadır.

2.5.2. Karbon monoksit (CO) emisyonları

Karbon monoksit emisyonları genellikle buji ateşlemeli motorlarda sorun olmakla beraber dizel motorlarda oldukça düşük seviyede gerçekleşmektedir. CO de HC gibi eksik yanma sonucu meydana gelebildiği gibi CO_2 gazının ısı parçalanması sonucu da oluşabilmektedir. CO emisyonu, hava fazlalık katsayısı $\lambda \leq 1$ yani yakıtça zengin durumlarda artmaktadır. CO emisyon oluşumu ve oksidasyonu Eş. 2.5 ve 2.6'da görüldüğü gibi gerçekleşmektedir.



Eş. 2.5'te gösterilen CO oluşumu sonrasında CO eşitlik 2.6'da görüldüğü gibi yavaş bir oranla CO_2 'ye dönüşür (Heywood, 1998). Eşitlik 2.5'te R, hidrokarbon radikallerini göstermektedir. Dizel motorlar genellikle fakir karışım altında çalıştıklarında CO emisyon oluşumu oldukça alt seviyelerdedir. Ancak yeterli girdap oranının sağlanamaması, dizel

yakıt atomizasyonunun yeterli olmaması, düşük gaz sıcaklığı ya da yeterli oksijenin olmaması gibi durumlarda silindir içi CO emisyonlarının artmasına sebep olmaktadır.

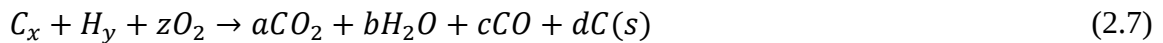
2.5.3. Hidrokarbon (HC) emisyonları

Silindir içi yanma sonrası oluşan HC emisyonlarının temel kaynağında yakıt oksidasyonunun yetersiz kalması, silindir cidarına kadar ilerleyen yakıtın soğumadan kaynaklı yetersiz buharlaşması ve segman çevresinde birikmesi, yanma odasından silindir cidarlarına doğru ilerleyen alevin soğuk cidarlarda ani sönmesi ve egzoz supaplarından kaynaklı kaçaklar gösterilebilir (Pulkrabek, 2004).

Dizel motorların yanma verimi genellikle %98 civarındadır ve bu demek oluyor ki yaklaşık yakıtın %2'si emisyon olarak atmosfere salınmaktadır (Pulkrabek, 2004). Dizel motorlar yüksek hava/yakıt oranı, yüksek silindir içi yanma sıcaklıkları, yakıtın direkt olarak yanma odasına püskürtülmesi ve yüksek sıkıştırma oranlarında çalıştıkları için düşük HC emisyonu salınımı yapmaktadırlar ve buji ateşlemeli motorlardan farklı olarak HC emisyonu standartlar açısından genel olarak bir sorun teşkil etmezler. Ancak yüksek oktan sayılı yakıtın ön karışımli olarak gönderilmesi sonucunda tutuşma gecikme süresinin artması HC emisyonlarında artışa sebep olmaktadır. Ayrıca yakıtça fakir karışım durumunda da yanma bölgesel olarak gerçekleşerek alevin oluşumu ve yayılımı da gelişmeden sonlanabilmekte bu da HC emisyonlarının artmasına sebep olabilmektedir.

2.5.4. Partikül madde (PM) emisyonları

Direkt enjeksiyonlu motorlarda partikül madde emisyonu yeterli oksijenin bulunmadığı yakıtça zengin bölgelerde yakıtın yanma esnasında CO₂'e yeteri kadar dönüştürülememesi ile meydana gelmektedir. Partikül madde yoğunluğu genel olarak motorun tam yük altındayken yani maksimum dizel yakıtın yanma odasına gönderildiği ve zengin karışımın elde edildiği zaman adımıyla oluşmaktadır. Partikül madde emisyonlarının büyük kısmını is parçacıkları oluşturmaktadır. Yanma odasında meydana gelen partikül madde emisyonu Eş. 2.7' de C(s) ile ifade edilmektedir.

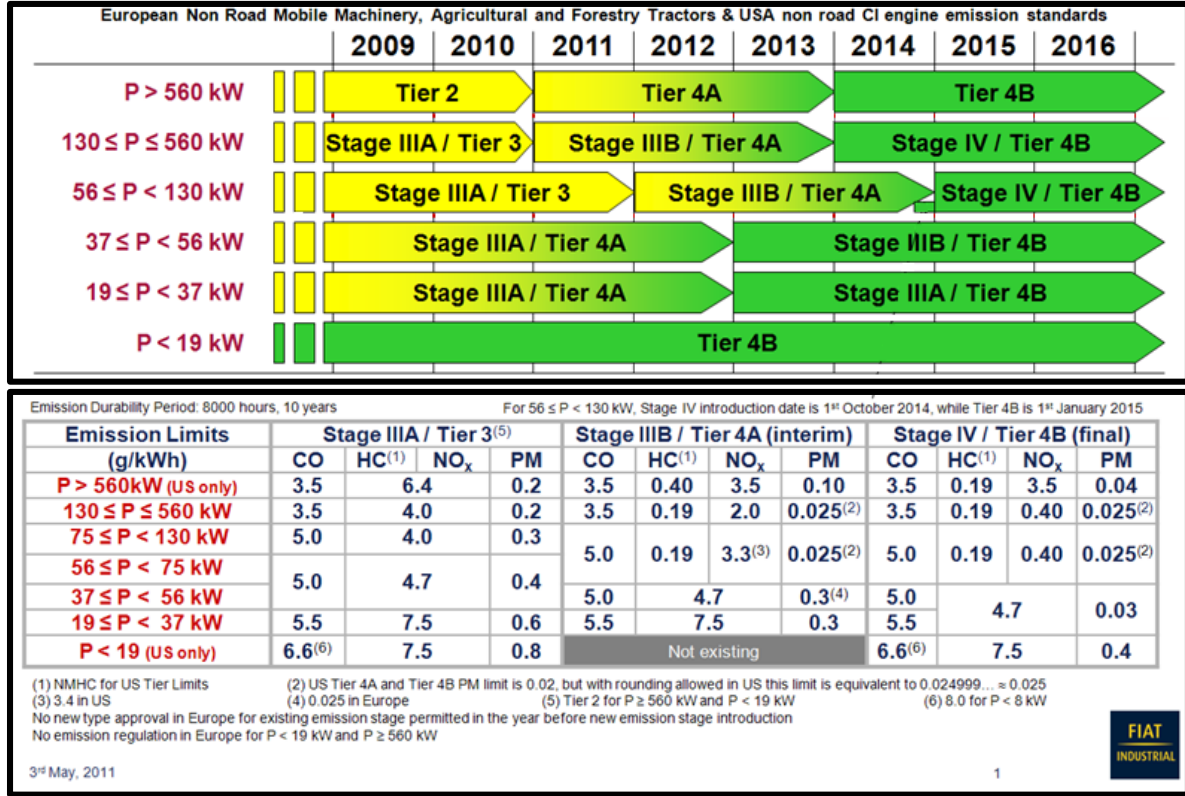


Yanmanın devam etmesiyle birlikte silindir içi girdap ve kütle hareketleri ile katı karbon partiküllerinin çoğu oksijen ile reaksiyona girerek Eş. 2.8'deki gibi CO₂'e dönüşür. Yanmanın başlaması ile birlikte oluşumu başlayan is partiküllerinin ise %90'nın fazlası bu sayede yanma odası içerisinde CO₂'e dönüşürler ve atmosfere salınmazlar (Pulkrabek, 2004).



Partikül madde ya da is emisyonu sorunu katılaştıran emisyon mevzuatları ile birlikte daha büyük sorunlar haline gelmiş ve genellikle de bu sorunun çözümü için egzoz hattına DPF sistemi eklenmektedir. Ancak DPF kullanımının hem performansa hem de maliyete olan etkisi düşünüldüğünde son zamanlarda is emisyonunun azaltılması için hem silindir içi iyileştirmeler hem de alternatif yakıt kullanımı gibi seçeneklerle DPF'e gerek kalmadan is emisyonunu azaltıcı çalışmalar artmıştır.

Artan emisyon değerlerine bağlı olarak hem ülke bazında hem de uluslararası alanlarda devletler tarafından yasal sınırlandırmalar getirilmektedir. Bu sınırlandırmalardan en yaygın olarak kullanılanları Avrupa'da EU (European Commission) ve Kuzey Amerika'da EPA (Environmental Protection Agency) tarafından belirlenmektedir. Belirlenen bu standartlar genel olarak HC, CO, NO_x, HC+NO_x ve PM emisyonlarını sınırlayıcı şeklinde düzenlenmektedir. Bu emisyon sınırlayıcı önlemler dışında yakıt kalitesi ve yapılan emisyon ölçüm testlerinin kalitesi ile ilgili düzenlemeler de bulunmaktadır. Emisyon standartları Avrupa'da ilk olarak 1992 yılında ve Euro 1 olarak binek araçlar ve hafif ticari araçlar için uygulanmaya başlanmıştır. Yapılan tez çalışmasında kullanılan motor ise trafik dışı kullanım olarak kategorize edilen bir dizel traktör motorudur. Bu trafik dışı kullanılan (Off-Highway) araçlar için ise Avrupa'da Stage Emisyon standartları kullanılırken Kuzey Amerika'da ise TIER Emisyon standartları kullanılmaktadır ve bu standartlar ise 1994 yılından itibaren yürürlüğe girmiştir. Bu standartlar ise motor gücüne göre sınıflandırılmakta ve yıllara göre kategorize edilmektedir (Güney, 2014). Şekil 2.3'te yıllara ve motor gücüne göre 2009 yılından itibaren uygulanan Stage ve TIER standartları gösterilmektedir. Yapılan tez çalışması kapsamında ise 55 kW'lık bir common rail Stage IIIB emisyon normlarına sahip 3 silindirli dizel bir motorda SCR kullanılmadan çift yakıt uygulaması ile belirli devir ve yük için emisyon değerlerinin sağlanıp sağlanamayacağı araştırma konularından biri olarak ele alınmıştır.



Şekil 2.3. Yıllara göre emisyon standartları ve güç aralığına göre emisyon değerleri (Güney, 2014)

2.6. Literatür Araştırması

Bu bölümde ise dizel-LPG ya da dizel-propan kullanan çift yakıtlı motorlarda yapılan deneysel ve sayısal tez çalışmaları, makaleler ve bildirilerden derlenen çalışmaların önemli ayrıntıları incelenerek özet şeklinde verilmiştir.

Jian, Xiaohong, Gesheng ve Xintang (2001) yaptıkları çalışmada 2000 ve 3000 devirde tam yük altında LPG-dizel çift yakıt kullanımının performans ve emisyon değerlerine olan etkilerini incelemişlerdir. Tam yük altında kullanılabilecek maksimum LPG oranının %40 civarında olduğunu saptamışlardır. Ayrıca çift yakıt kullanımı ile silindir içi basıncın arttığı, yakıt tüketiminin azaldığı, NO_x miktarının az da olsa azaldığı, HC emisyonları artarken CO emisyonunun azaldığını saptamışlardır.

Ciniviz, Salman ve Çarman (2001) yaptıkları çalışmada tek silindirli dizel bir motorda LPG'nin kütsel %30 oranında dizel yakıtın ise %70 oranında kullanımının performans ve emisyon değerlerine olan etkilerini incelemişlerdir. %30 LPG katkısının motor torkunda %5,8 artma sağlarken NO_x emisyonlarında ise %5,9 azalma sağladığı görülmüştür.

Abd Alla, Soliman, Badr ve Abd Rabbo (2002) yaptıkları çalışmada tek silindirli sıkıştırma ateşlemeli Ricardo E6 motorda metan ve propanın dizel yakıt ile birlikte çalışabilecek şekilde yeniden düzenlemişlerdir. Metan ve propanın ana yakıt olarak dizelin ise pilot yakıt olarak kullanıldığı ve dizel püskürtme avansının 3 farklı açısı için HC, CO, NO_x, termal verim ve vurutuya olan etkilerini incelemişlerdir. Sonuç olarak püskürtme avansının öne alınmasıyla termal verimin arttığı, NO_x emisyonunun arttığı, CO ve HC emisyonlarının azaldığı, orta ve yüksek yüklerde erken vurutuya sebep olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

Nazar, Ramesh ve Nagalingam (2006) yaptıkları çalışmada dizel ve Karanja yağı ile LPG'nin çift yakıt olarak kullanımının performans ve emisyon etkilerini incelemişlerdir. Tam yük altında turbo doldurmalı olmayan bir motorda dizel yakıt ile kullanılabilecek maksimum LPG miktarının %49 olduğunu saptamışlardır. Bu koşullarda LPG-dizel yakıt kullanımının artması ile hacimsel verimin, CO, HC ve is emisyonlarının azaldığı NO_x ile maksimum basınç miktarının arttığı görülmüştür.

Qi, Bian, Ma, Zhang ve Liu (2007) yaptıkları çalışmada tek silindirli dizel bir motora saf dizel ile birlikte farklı oranlarda (%10, %20, %30 ve %40) sıvı LPG karışımlarının motor performans ve emisyon değerlerine olan etkilerini incelemişlerdir. Dizel-LPG karışımlarını azot gazı yardımıyla sıvı fazda tutarak dizel enjeksiyondan direkt olarak yanma odasına enjekte etmişlerdir. Sonuç olarak LPG oranının artması silindir içi basınç değerinin düşmesine, tutuşma gecikme zamanının artmasına, tüketilen yakıt miktarının fazla değişmemesine sebep olurken emisyon bakımından artan LPG oranı ile birlikte NO_x, is emisyonunun azaldığı HC oranının ise arttığı gözlenmiştir.

Jothi, Nagarajan ve Renganarayanan (2007) tek silindirli dizel bir motora LPG ve DEE (Diethyl ether) katkısının farklı yüklerde motor performansı, yanma ve emisyon karakteristiklerine olan etkilerini incelemişlerdir. LPG katkısının fren mil verimini azalttığı, NO_x ve is emisyonlarını düşürürken HC ve CO emisyonlarını ise arttırdığı sonucuna ulaşmışlardır.

Ma, Huang, Li, Wang, ve Miao (2008) tek silindirli dizel bir motora dizel, dizel+%6 sıvı propan ve dizel+%14 sıvı propan karışımlarının püskürtülmesinin motor performansı, yanma karakteristikleri ve emisyon değerlerine olan etkilerini incelemişlerdir. Artan propan katkı miktarı ile termal verimin arttığı, silindir içi maksimum basıncın arttığı, ortalama

silindir içi gaz sıcaklığının ve basınç artış oranının arttığı sonucuna ulaşmışlardır. Ayrıca propan oranının artması tutuşma gecikmesi ve yanma zamanının azalmasına sebep olurken HC ve is emisyonlarının azalmasına, CO emisyonlarının çok değişmemesine NO_x emisyonunun ise artmasına sebep olduğu sonucuna varmışlardır.

Sigar, Soni, Sharma ve Mathur (2008) yaptıkları çalışmada tek silindirli sıkıştırma ateşlemeli bir motoru LPG-biyodizel yakıtla çalışacak şekilde modifiye etmişlerdir. Birincil yakıt olarak LPG kullanılırken ateşlemeyi sağlamak için pongamia pinnata metil esterli dizel yakıt karışımı kullanılmıştır. LPG yakıt miktarı sabitken biyodizel yakıt karışımı yük durumuna göre artırılıp azaltılmıştır. Sonuç olarak is ve NO_x oluşumu azalırken HC ve CO emisyonlarında bir miktar artış olduğu saptanmıştır.

Saleh (2008) yaptığı çalışmada iki silindirli dizel bir motorda LPG-dizel çift yakıt kullanımında LPG içerisindeki propan-bütan oranının ve farklı EGR oranlarının %40 LPG kullanıldığı durumda, 1500 devirde, farklı yüklerde motor performansı ve emisyon değerleri üzerine olan etkilerini incelemiştir. Sonuç olarak artan bütan oranının NO_x emisyonunu düşürdüğü, artan propan oranının CO emisyonlarını düşürdüğü, %30 bütan %70 propan karışımının en ideal karışım olduğu ve EGR oranlarının %5-%15 arasında performans ve emisyon olumlu katkılar yaptığı sonucuna ulaşmıştır.

Selim, Radwan ve Saleh (2008) yaptıkları çalışmada jajoba tohumu metil esterinden elde edilen biyodizel yakıtın çift yakıtlı bir motorda (dizel-LPG, dizel-CNG) pilot ateşleyici yakıt olarak kullanımının motor performansı, yanma karakteristiği ve emisyon değerlerine etkilerini araştırmışlardır. Çift yakıt uygulamasında dizel yerine jajoba metil esteri kullanımının motor performansını arttırdığı, gürültüyü azalttığı ve çevrimler arası farkları azalttığı sonucuna ulaşmışlardır.

Yiğit (2008) yaptığı çalışmada tek silindirli hava soğutmalı mekanik enjeksiyonlu dizel bir motoru LPG-dizel yakıt çifti ile çalışabilecek şekilde modifiye etmiştir. 2 farklı setan indeksli dizel yakıtla beraber farklı oranlarda LPG kullanımının farklı gaz keleşbeğı konum ve açıklıklar için farklı devirlerde motor performans ve emisyon testleri gerçekleştirmiştir. Elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde ise HC ve NO_x emisyonları hariç, motor performansı ve emisyon davranışlarında genel bir iyileşme olduğu gözlenmiştir. Ayrıca

setan indeksi yüksek dizel yakıt kullanımının motor performansı ve emisyon değerlerine olumlu etki ettiği görülmüştür.

Sertçelik (2010) yaptığı çalışmada indirekt enjeksiyonlu (IDI) ve direkt enjeksiyonlu (DI) motorların dizel-LPG yakıt çifti ile çalışabilecek şekilde dönüşümü yapılmıştır. Bu motorlarda farklı yüklerde ve farklı oranlarda LPG kullanımının termik verim, özgül enerji maliyetine etkileri incelenmiştir. IDI motorlarda optimum LPG kullanım oranı %2 ile %25 arasında olduğunu saptamışlardır. Termik verimde ise %0,7 ile %2,5 arasında iyileşme sağlamışlardır. DI motor ile yapılan deneylerde ise tam yükte ve 2250 devir/dak'da kullanılabilecek maksimum LPG oranı %40 olarak belirlenmiş ve güçte ise %36'lık bir artış meydana geldiği saptanmıştır.

Aktaş ve Doğan (2010) tek silindirli, dizel motorda ikincil yakıt olarak %30 propan, %70 bütandan oluşan LPG'nin dizel-LPG çift yakıtı içerisindeki oranının performans ve egzoz emisyonlarına etkisini incelemişlerdir. Deneyler maksimum torkta, farklı yüklerde (%0, %40, %60, %80 ve %100) ve farklı oranlarda LPG (%20, %40, %60, %80 ve %90) için gerçekleştirilmiştir. Genel olarak is ve NO_x emisyonları azalırken HC ve CO emisyonlarının arttığı sonucuna ulaşmışlardır. Ayrıca dizel yakıt ile birlikte %40-%60 oranlarında LPG'nin kullanılabileceğini göstermişlerdir.

Le ve Nguyen (2011) yaptıkları çalışmada tek silindirli dizel bir motorun LPG-dizel çift yakıt ile çalışmasını sağlamışlardır. Daha sonra farklı yüklerde farklı LPG oranı kullanımını vuruntu seviyesine göre belirleyerek farklı enjeksiyon stratejilerinin etkilerini araştırmışlardır. Maksimum yük ve yüksek devirde kullanılabilecek maksimum LPG oranını %40 civarında bulmuşlardır. Ayrıca artan LPG oranına bağlı olarak silindir içi basıncın, ısı salınımının, THC ve NO_x emisyonlarının arttığı gözlemlenirken is, CO ve yakıt tüketiminde iyileşmeler olduğu gözlenmiştir.

Lata ve Misra (2011) dizel, dizel-LPG ve dizel-LPG-H₂ kullanan çift yakıtlı bir motorda sabit devir ve farklı yüklerde silindir içi maksimum basınç artışı, maksimum basıncın elde edildiği krank açıları, yanmanın ilk fazındaki ısı sanılım oranları ve yanma zamanını incelemişlerdir. En önemli gelişmenin dizel-LPG-H₂ yakıt çifti kullanımında (%40 ikincil yakıt, bunun da %70'i LPG %30'u H₂) gerçekleştiği sonucuna ulaşmışlardır.

Ayhan, Parlak, Cesur, Boru ve Kolip (2011) LPG-dizel çift yakıtı ile çalışan bir motorda LPG enjeksiyon sistemi kontrolü için bir kontrolcü geliştirmişlerdir. Daha sonra bu kontrolcü sayesinde %5, %10, %15 ve %25 oranlarında LPG kullanımının motor performansı ve yakıt tüketime olan etkilerini incelemişlerdir. En iyi yakıt tüketimi ve maksimum fren mil verimi %15 LPG oranında ve 1400-1800 devir/dak aralığında elde edilmiştir. Optimum LPG enjeksiyon oranının emisyon ve performans açısından %5 olduğunu bulmuşlardır. Bu enjeksiyon oranında yakıt tüketimi, NO_x ve is emisyonlarında sırasıyla %9, %27,6 ve %20 oranlarında iyileşme görülmüştür.

Gibson, Polk, Shoemaker, Srinivasan ve Krishnan (2011) yaptıkları çalışmada tam ve kısmi yük altında 4 silindirli turbolu dizel bir motorda propan ve metan kullanımının etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Yüksek yük altında kullanılabilecek metan oranının %90'a kadar çıktığı görülürken bu oran propan için %47,5 olduğu görülmüştür. Çift yakıt kullanımı ile düşük yük altında fren mil veriminin azaldığı görülse de yüksek yüklerde dizel yakıtı benzer fren mil verimleri elde edilmiştir. Ayrıca NO_x ve is emisyonu genel olarak düşerken CO ve HC emisyonlarının ise arttığı görülmüştür.

Saraç (2011) yaptığı çalışmada tek silindirli hava ile soğutmalı dizel bir motoru LPG-biyodizel yakıt çifti ile sabit 2600 devir/dak'da %20, %40, %60, %80 ve %100 yük altında kütleli olarak 4 farklı LPG oranında (%20, %40, %60 ve %80) çalıştırarak yakıt tüketimi, egzoz gaz sıcaklığı, HC, CO, HFK, NO_x, ve is emisyonları açısından dizel ve biyodizel yakıtı göre kıyaslamıştır. Genel olarak yakıt tüketimi ve emisyon değerleri için optimum LPG kullanımının %20-%40 oranında olduğu sonucuna ulaşmıştır.

Ustael (2011) yaptığı çalışmada 4 silindirli dizel bir motorda MR-2 yanma odalı yeni bir dizel motoru sadece LPG ile çalışabilecek şekilde dizel enjektörü çıkarıp yerine buji takarak çalışır hale getirmiştir. Hem termodinamik analiz hem de deneysel çalışmalar gerçekleştirmiştir. Bu sonuçları karşılaştırarak termodinamik modelin geliştirilebilmesi için önerilerde bulunmuştur. Ayrıca yaptığı dönüşümle yüksek sıkıştırma oranlarında ($\epsilon > 12$) ve fakir hava-yakıt karışımlarında LPG'nin vuruntusuz bir şekilde çalıştırılabileceğini göstermiştir.

Tira, Herreros, Tsolakis ve Wyszynski (2012) bir LPG-dizel çift yakıtlı motorda dizel yakıtın, kolza tohumu metil esteri katkısının ve sıvılaştırılmış gaz yakıtın direkt olarak

püskürtülmesinin performans ve emisyon değerlerine olan etkilerini incelemişlerdir. LPG katkı miktarı termal verim, HC ve CO emisyonlarını olumsuz yönde etkilemeyecek şekilde sınırlı tutularak deneyler gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak dizel-LPG yakıt çifti yerine kolza tohumu metil esteri-LPG yakıt çiftinin içerdiği oksijen içeriğinden dolayı daha iyi motor performansı ve HC, CO salınımı sağladığı görülmüştür.

Goldsworthy (2012) yaptığı çalışmada 2 kademeli common rail enjeksiyonlu bir dizel motorda propanın emme manifoldundan hava ile enjeksiyonun yanma verimi ve emisyon davranışlarına olan etkilerini incelemiştir. Çalışmalar 1800 devirde 3 farklı yükte ve 2200 devirde tek yükte, maksimum %35 propan eklenmesiyle gerçekleştirilmiştir. Propan eklenmesiyle termal verimin çok az arttığı ve CO, HC ve is emisyonlarında da önemli derecede artmalar olduğu gözlenmiştir.

Lee, Cho, Choi, Lee ve Park. (2012) yaptıkları çalışmada LPG-biyodizel karışımının direkt olarak yanma odasına püskürtülmesinin farklı EGR oranları için yanma karakteristiklerine etkisini incelemişlerdir. Artan biyodizel oranının CO ve HC emisyonlarını düşürürken CO₂ ve NO_x emisyonlarını arttırdığı gözlenmiştir.

Lata, Misra ve Medhekar (2012) bir jeneratör motorunda sadece dizel, dizel-hidrojen, dizel-LPG ve dizel-LPG-hidrojen çift yakıt kullanımının motor verimi ve emisyon değerlerine olan etkilerini araştırmışlardır. Sadece hidrojenin %30 oranında ikincil yakıt olarak kullanımında mil termal veriminde maksimum %17'lik bir artış sağlandığı, %40 oranında LPG kullanımında mil termal veriminde %6'lık bir artış sağlandığı görülmüştür. Ayrıca tüm çift yakıt durumları saf dizel yakıt kullanımına göre kıyaslandığında NO_x ve is salınımı azalırken HC ve CO emisyon salınımlarının arttığı görülmüştür.

Boretti (2013) dizel traktör motorunu %95 LPG ve %5 dizel çift yakıt sistemi ile çalışacak şekilde modifiye ederek LPG kullanımının motor performans ve emisyon değerlerine olan etkilerini deneysel ve 1-B sayısal olarak incelemiştir. CO₂ emisyonları, is ve NO_x emisyonlarında azalma sağlanırken motor performansına bir azalma olmadığı sonucuna ulaşılmıştır.

Elnajjar, Hamdan ve Selim (2013) farklı oranlarda bütan-propan oranlarında LPG-dizel kullanımının farklı hızlarda, farklı enjeksiyon açılarında, farklı sıkıştırma oranlarında ve

farklı yükler altında performans değerlerine olan etkilerini incelemişlerdir. Sonuç olarak farklı LPG bileşen oranlarının motor verimine oldukça az etki ettiği ancak yanma gürültü seviyesine oldukça ciddi etkilerde bulunduğu görülmüştür.

Koca (2013) tek silindirli hava soğutmalı dizel bir motora ikinci bir enjeksiyon ekleyerek LPG-dizel çift yakıtı ile çalışabilen bir sistem yapmıştır. Bu sistemde dizel enjeksiyon zaman kontrolünü PLC ile sağlamışlardır. LPG'yi %10, %20 ve %25 oranında ikincil yakıt olarak kullanarak maksimum torkun elde edildiği devirde testler gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde ise %25 LPG ilavesine kadar motor tork ve güç değerleri artmış, özgül yakıt tüketimi azalmış, NO_x salınımı önce azalmış sonra artmış (ancak dizel rejiminden her zaman daha az değere sahip), CO₂ emisyonu artmış, CO emisyonu artmış, HC değeri ise önce azalmış sonra artmıştır.

Solak (2013) tek silindirli, dizel bir motorda %30 LPG ve %70 biyodizel kullanımının farklı yük ve dizel püskürtme avansı için motor performansı ve emisyon değerlerine olan etkilerini araştırmıştır. Deneyler 3000 devir/dak sabit hızda 22,5°, 25°, 27,5° ve 30° krank açılarında gerçekleştirilmiştir. Püskürtme avansının artırılması ile birlikte efektif verimde artma, yakıt tüketiminde azalma, özgül enerji tüketiminde de iyileşme, CO, HC ve is emisyonlarında azalma, NO_x emisyonlarında ise artma gözlenmiştir.

Doğan (2013) 4 silindirli dizel traktör motorunun 3 silindirini iptal ederek tek silindirli hale getirmiştir. Daha sonra sıkıştırma oranını 17'den 14'e düşürerek dizel enjeksiyonu iptal edip yerine buji montajı yapmış ve emme portundan LPG püskürtülerek farklı ateşleme avansı ve hava fazlalık katsayıları için motor performansı ve NO_x emisyonlarına olan etkileri incelemiştir. Elde edilen değerler daha önce Fortran 77 kodu ile yazılan program ile uygun çalışır hale getirilerek NO_x emisyonları karşılaştırılmış ve deneysel olarak elde edilen değer 250 ppm iken teorik hesaplamada bu değer 290 ppm olarak elde edilmiştir.

Polk, Carpenter, Srinivasan ve Krishnan (2014) yaptıkları çalışmada 1500 devir/dak'da farklı yüklerde farklı oranlarda propan gazının propan-dizel çift yakıtlı bir motorda performansa ve emisyona olan etkileri incelemişlerdir. Kullanılabilecek maksimum propan oranının 5, 10, 15 ve 20 bar yükler için sırasıyla %86, %60, %33 ve %25 bulmuşlardır. Bu oran genellikle maksimum basınç yükselişi ve emisyon değerlerindeki ani yükseliş ile tespit

edilmiştir. Ayrıca 10 bar yük durumunda farklı enjeksiyon stratejileri ile maksimum propan oranını %60'dan %80'e çıkarmışlardır.

Raihan (2014) tek silindirli dizel bir motorda propan ve metan kullanımını farklı yükler altında propan oranının, dizel enjeksiyon zamanının, enjeksiyon basıncının ve turbo basıncının performans ve emisyonu olan etkisini deneysel olarak incelemiştir. Sonuç olarak optimum propan oranının %80 olduğu, dizel enjeksiyon zamanının 355 KMA olduğu, enjeksiyon basıncının 500 bar ve turbo basıncının ise 1,5 bar olduğu belirlenmiştir. Ayrıca artan propan oranı ile is ve NO_x emisyonunun düştüğü görülmüştür.

Ergenç ve Koca (2014) yaptıkları çalışmada mekanik enjeksiyona sahip tek silindirli dizel bir motoru elektronik kontrollü çift yakıt ile çalışan bir motora dönüştürmüşlerdir. %10, %20 ve %25 LPG kullanımının ve enjeksiyon zamanının performans ve silindir içi basınca olan etkilerini incelemişlerdir. Sonuç olarak artan LPG oranı ile gücün ve maksimum silindir içi basınç değerlerinin arttığı görülürken dizel enjeksiyon zamanının 17 KMA'dan 20 KMA'ya alınmasıyla da performansta artış olduğunu gözlemlemişlerdir.

Polk ve diğerleri (2014) düşük devirde ve düşük yükte 6 silindirli dizel bir motorda propan-dizel çift yakıtın performans, yanma ve emisyon karakteristiklerine olan etkilerini incelemişlerdir. Burada artan propan oranına bağlı olarak NO_x ve is emisyonunun sıfıra yaklaştığı ayrıca giriş basıncının artırılıp EGR oranının azaltılması ile de kullanılabilecek propan oranının %93'e çıkarılabileceği görülmüştür.

Prabhakar, Jayaraman, Wal ve Boehman (2015) yaptıkları çalışmada düşük yükte 1800 devir/dak'da farklı oranlarda dimetil eter ve propan katkısının dizel-propan çift yakıtlı bir motorda yanmaya ve emisyonu olan etkilerini incelemişlerdir. En iyi sonucun %20 dimetil eter, %30 propan ve %50 dizel karışımı ile sağlandığını ve bu karışımla en iyi fren mil veriminin elde edildiği, yakıt tüketiminde %24 iyileşme olduğunu ve maksimum basınçta 6 barlık artış olduğunu gözlemlemişlerdir.

Krishnan, Srinivasan ve Raihan (2016) yaptıkları deneysel çalışmada tek silindirli dizel bir motorda düşük hız ve düşük yükte kütlece %80 propan eklentisi ile dizel enjeksiyon parametreleri ve giriş basıncının performans, yanma ve emisyonu olan etkilerini

incelemişlerdir. Özellikle emisyonlar açısından optimal enjeksiyon zamanı 310 KMA bulunmuşken, optimal enjeksiyon basıncı ise 500 bar olarak tespit edilmiştir.

Hodges, Aniello, Krishnan ve Srinivasan (2017) çift yakıtlı düşük sıcaklıkta yanma rejiminde çalışan tek silindirli araştırma motorunda düşük hız ve düşük yükte propan oranının performans, yanma karakteristiği ve emisyon değerlerine olan etkilerini incelemişlerdir. Deney sırasında giriş sıcaklığı, giriş basıncı, enjeksiyon zamanı ve enjeksiyon basıncı sabit tutulurken sadece propan oranı değiştirilmiştir. Sonuç olarak maksimum propan oranının %90 olabileceği, minimum propan oranının ise %53 olabileceği görülmüştür. Artan propan oranının ise HC ve CO emisyonlarını arttırdığı NO_x ve is emisyonlarını ise azalttığı görülmüştür.

İrgin (2017) yaptığı çalışmada tek silindir dizel bir motorun yanma odasına ikinci bir enjektör montajı yaparak bu enjektörden silindir içerisine doğrudan sıvı LPG enjektesi sağlamıştır. İlk olarak pilot dizel yakıtın püskürtülmesi hemen ardından %50, %60, %70 ve %80 oranlarında LPG püskürtülmüştür. Deneyler 5 farklı motor yükünde ve tek devirde gerçekleştirilmiştir. %80 LPG püskürtüldüğü durumda is oluşumunun neredeyse gözlenmediği, CO ve HC emisyonlarında ise sırasıyla %40 ve %30 oranlarında azalma görüldüğü, özgül yakıt tüketiminde %8,5 oranında azalma, NO_x emisyonunda ise %6 oranında artma, efektif verimde ise %1,25 oranında artma görülmüştür.

Ngang ve Abbe (2018) yaptıkları çalışmada 4 silindirli dizel bir motoru LPG-dizel çift yakıtlı bir motora dönüştürmüşlerdir. Farklı yük ve farklı oranda LPG için performans, yanma ve emisyon karakteristikleri incelenmiştir. Sonuç olarak artan LPG oranına bağlı olarak verim, güç, tork değerlerinin arttığı görülürken NO_x ve HC emisyonlarında ise azalma olduğu görülmüştür.

Chu, Lee, Kang, Lee ve Min (2018) yaptıkları çalışmada düşük devirde ve tam yük altında dizel-propan çift yakıtlı bir motorda propan oranı, dizel enjeksiyon zamanı ve EGR oranını değiştirerek düşük emisyon ve basınç yükselişi için optimizasyon çalışması yapmışlardır. Elde edilen değerler sonrasında enerji oranı açısından %80 propan oranı %95'e kadar arttırılabilmektedir. Bunun sonucunda ise NO_x ve is emisyonu azalırken fren mil verimi ise artmıştır.

Özcan (2018) ticari dizel bir araca LPG dönüşümü yaparak LPG-dizel çift yakıt durumu için gerçek yol koşullarında performans ve emisyon değerlerini ölçmüştür. Elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde dizel enjeksiyon zamanlamasıyla oynanmadan direkt olarak yapılan dönüşüm sonrasında tork değerlerinde artma, ortalama yakıt tüketiminde %7,8 azalma sağlanmıştır. HC ve CO emisyon değerlerinde ise artış görülmüştür.

Aydın (2018) yaptığı çalışmada tek silindirli mekanik kontrollü dizel bir motorun yakıt sistemini elektronik kontrollü yakıt sistemine dönüştürerek yakıt basıncı, püskürtme avansı ve püskürtme süresinin dizel, biyodizel ve dizel-LPG yakıt kullanımında motor performansı ve emisyon değerlerine olan etkilerini incelemişlerdir. Sonuç olarak biyodizel yakıt kullanımında enjeksiyon basıncı değişimi ile HC emisyonunda %19, CO emisyonunda %18, is emisyonunda %15 oranında azalma elde edilirken NO_x emisyonunda ise %5 oranında artış görülmüştür. Ayrıca enjeksiyon basıncının değişimi ile efektif verimde %3 artış elde edilmiştir. Enjeksiyon avansının değişimi ile HC emisyonu %19, CO emisyonu %20, is emisyonu %10 oranında azalırken NO_x emisyonu ise %5 oranında artmıştır. Enjeksiyon avansı değişimine bağlı olarak efektif verimde ortalama %2 oranında artış görülmüştür. LPG-dizel çift yakıt kullanımında ise LPG oranı arttıkça; HC emisyonu %20, CO emisyonu %30, is emisyonu %75 oranında azalırken NO_x emisyonu %4 oranında artmıştır. LPG kullanımı ile efektif verimde %2 artış kaydedilmiştir.

Kang (2018) yaptığı tez çalışmasında çalışma stratejisi optimize edilerek dizel ve propan çift yakıtlı yanmanın iyileştirilmesi ve 4 ana operasyon noktasında piston çanağı şeklinin karşılaştırılmasının emisyonlara olan etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Deneylerde düşük yük ve düşük hızda dizel enjeksiyon zamanı, propan oranı ve EGR oranının değişiminin yanı sıra konvansiyonel dizel yanma odası yerine “bathtub” yanma odası yerleştirilip yanma odasının emisyona olan etkileri incelenmiştir. Dizel enjeksiyon zamanının bir yere kadar ileriye alınması verimi arttırırken NO_x emisyonunu düşürdüğü görülmüş. Propan oranının artması ise is emisyonunun azalmasına sebep olurken NO_x emisyonunda bir değişime sebep olmamış, HC ve CO emisyonları ise artmıştır. Artan EGR oranının ise is emisyonu azaltıcı bir etki yaptığı da gözlenmiştir. Ayrıca piston çanağının değiştirilmesi ile is ve vuruş değerlerinin dizel rejimine göre %90 azaldığı görülmüştür.

Çavgun (2019) yaptığı tez çalışmasında %75 yük altında %5 ile %40 oranında LPG katkısının motor performansı, yanma parametreleri ve egzoz emisyonlarına olan etkilerini

farklı sıkıştırma oranları için deneysel olarak incelemiştir. Normal sıkıştırma oranı için artan LPG oranı ile silindir içi basınç, ortalama gaz sıcaklığı ve ısı salınımının azaldığı görülmüştür. Artan sıkıştırma oranı ile silindir basıncı, ortalama gaz sıcaklığı ve ısı salınım oranı arttığı görülmüştür. CO emisyonu ise sıkıştırma oranı ve LPG oranının artmasına bağlı olarak artış göstermiştir.

Literatür özetleri incelendiğinde tam yükte ve yüksek hızlarda propan ya da LPG'nin genelde ikincil yakıt (kütlece %50'den az) olarak kullanıldığı ve sadece gaz yakıt oranının değiştirildiği deneysel çalışmalar yapıldığı görülmektedir. Bu sebeplerden dolayı tezin çift yakıtlı ilgili olan ilk kısmında propanın ikincil yakıt olarak kullanımı, ikinci kısmında ise hem birincil yakıt olarak kullanılabilmesi hem de reaktivitenin katmanlaşması ile ilgili güçlü bir şekilde ilişkisi olan dört ana çalışma parametresi (propan oranı, dizel enjeksiyon süresi, dizel enjeksiyon zamanı ve EGR oranı) kullanılarak performans, emisyon ve silindir içi yanma karakteristiği dizel-propan yakıt çifti için incelenmiştir.

3. MATEMATİKSEL DENKLEMLER

Tez çalışmasında sayısal verilerin TÜRK TRAKTÖR A.Ş.’den alınan deneysel verilerle üç-boyutlu olarak doğrulanması, performans, silindir içi yanma karakteristikleri ve emisyon değerlerinin incelenmesi ve farklı parametrik çalışmaların yapılması için ticari bir yazılım olan ANSYS Forte programı kullanılmıştır. Sektör ağ yapısı çözümleri için ve tam model simülasyonları için 2020 R1, R2 versiyonları kullanılmıştır. ANSYS Forte akışkan dinamiği yazılımı, içten yanmalı bir motorda yanma işlemlerinin simülasyonunda uzmanlaşmış olup, detaylı kimyasal kinetik, sıvı yakıt spreyi ve türbülanslı gaz dinamiği arasında yüksek verimli bir bağlantı ile çözüm yapabilmektedir. Reynolds Average Navier-Stokes (RANS) denklemlerini uygun akış türbülans modelleriyle çözerek ağ çözünürlüğü gereksinimlerini ve simülasyonların zaman-adım bağımlılıklarını önemli ölçüde azaltan gelişmiş püskürtme modelleri kullanılmaktadır. ANSYS Forte yazılımı ayrıca yenilikçi, gelişmiş bir kimya çözücü arayüzü sunar. Bu sayede genellikle yüzden fazla kimyasal tür içeren reaksiyon mekanizmalarının simülasyon süreleri daha küçük büyüklükteki mekanizmalarla ilişkili olarak kullanılmasını sağlar. Gelişmiş kimya çözücü ve çok bileşenli yakıt buharlaştırma modellerinin birleştirilmesi, 3 boyutlu motor modellerinde gerçekçi yakıt temsil simülasyonu daha da kolaylaştırmaktadır. Bu bölümde kullanılan denklem ve açıklamalar “ANSYS FORTE Theory Guide” yardımıyla oluşturulmuştur.

3.1. Türbülanslı Reaktif Akış İçin Korunum Denklemleri

İçten yanmalı motorlarda yanmadan önceki hava, yakıt-hava karışımı ve yanma sonrası ürünler iş akışkanı olarak adlandırılır. Türbülanslı reaksiyon akış temsiliinde, temel akışkan dinamiği çözümleri için Navier-Stokes denklemleri kullanılır. Kütle, momentum ve enerji korunum denklemleri sıkıştırılabilir, gaz fazı akışkanlar için formüle edilmiştir ve akışın türbülanslı doğasını temsil etmektedir. Sıvı spreyler akışa enjekte edildiğinde, gaz fazı ve sıvı damlacıkları arasındaki etkileşimi açıklamak için değişim fonksiyonları kullanılır. Bu modellerin ötesinde temel denklemlerin türetilmesinde yapılan temel varsayımlar, gaz faz hal denklemi için ideal gaz yasasının kullanılması, Fick’s kütle difüzyon yasasının kullanılması, akışkanın Newtonian akış kabul edilmesi ve Fourier’in termal difüzyon yasasının kullanılması şeklindedir.

Türbülanslı akış, çok çeşitli akış uzunluğu ölçeklerinin yanı sıra akış alanının önemli ve düzensiz varyasyonları ile karakterizedir. Program türbülans modeli için iki seçenek sunar. Bunlardan ilki, eşdeğer olarak ayarlanmış koşullar altında birçok akış gerçekleşmesinden akış alanının topluluk ortalamasını yakalamayı amaçlayan Reynolds-Averaged-Navier-Stoke (RANS) yaklaşımıdır. Türbülansın önemli bir etkisi, bir laminar akışa göre daha etkili akışkan taşınması ve karıştırılması olduğundan, türbülanslı taşıma ve karıştırmanın topluluk ortalaması, büyük ölçekli bir difüzyona benzer. RANS yaklaşımı, türbülansın ortalama akış ve yanma işlemi üzerindeki ana etkilerini korurken, bireysel akış gelişmelerinde görülen küçük ölçekli yapıların ve dalgalanmaların çözülmesi gerekliliğini ortadan kaldırır. Bunu gerçekleştirmek için Favre ortalaması alınarak akış hız vektörü $u = \bar{u} + \tilde{u}$ şeklinde tanımlanır. Burada $\bar{u}$ ortalama hızı temsil ederken $\tilde{u}$ ise dalgalanan kısmı temsil etmektedir. Bu yaklaşımda ortalama $\tilde{u}$ kısmı, $\tilde{u} = \overline{\rho u} / \bar{\rho}$ ile geleneksel yoğunluk ağırlıklı ortalama olarak tanımlanırken, dalgalanma hızı $\tilde{u}$ ise $\overline{\rho \tilde{u}} = 0$ olacak şekilde tanımlanmaktadır (Burada üst çizgiler ortalama operatörünü temsil eder).

İkinci seçenek, akışların topluluk ortalaması yerine bireysel akış gelişmelerini simüle eden Large-Eddy Simulation (LES) yaklaşımıdır. Ancak tez kapsamında yapılan simülasyonlarında RANS yaklaşımı kullanıldığından LES ile ilgili ayrıntılı bilgi verilmemiştir. ANSYS Forte'deki yönetici denklemleri, RANS yaklaşımında topluluk ortalamalı akış alanını, LES yaklaşımında ise filtrelenmiş akış alanını çözmek için formüle edilmiştir.

3.1.1. Tür korunum denklemi

İçten yanmalı motorlardaki gaz fazı iş akışkanları, tek tek gaz bileşenlerinin veya türlerin bir karışımı olarak modellenmiştir ve bu bileşim, motor çevrimi sırasında akış konveksiyonu, moleküler difüzyon, türbülans taşınımı, yakıt spreyi ile etkileşimler ve yanma nedeniyle gerçekleşmektedir. Türlerin kütlesi için korunum denklemi Eş. 3.1'deki gibidir.

$$\frac{\partial \bar{\rho} \bar{y}_k}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{u} \bar{y}_k) = \nabla \cdot [\bar{\rho} D \nabla \bar{y}_k] + \nabla \cdot \Phi + \dot{\bar{\rho}}_k^c + \dot{\bar{\rho}}_k^s \quad (k = 1, \dots, K) \quad (3.1)$$

Burada; ρ yoğunluğu, alt indis k tür indeksini, K toplam tür sayısını, u akış hız vektörünü ve $y_k = \rho_k / \rho$ k türünün kütle oranını şeklinde ifade etmektedir. Fick's difüzyon kanununun

uygulanması sonucunda, karışım ortalamalı difüzyon katsayısı D elde edilir. ϕ terimi, konveksiyon teriminin grup ortalamasının veya filtrelenmesinin, yani modellenmesi gereken $\phi = \bar{\rho}_k \tilde{u} - \overline{\rho_k u}$ eşitliği ifade ederken $\dot{\rho}_k^c$ ve $\dot{\rho}_k^s$ terimleri ise kimyasal reaksiyonlar ve spray buharlaşması nedeniyle oluşan kaynak terimleri başka bir deyişle buharlaşan sıvı yakıtın gaz faza geçen yakıt kütlelerini temsil ettiği söylenebilir.

3.1.2. Süreklilik denklemi

Eş. 3.1'in tüm türler üzerindeki toplamı, toplam gaz fazı akışkanları için süreklilik denklemini verir:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{u}) = \dot{\rho}^s \quad (3.2)$$

3.1.3. Momentumun korunumu denklemi

Akışkanın momentum denklemi konveksiyon, basınç kuvveti, viskoz stres ve türbülanslı taşınımın etkilerinin yanı sıra sıvı spraylerden ve gövde kuvvetinden gelen etkileri Eş. 3.3'teki gibi dikkate alır:

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{u} \tilde{u}) = -\nabla \bar{p} + \nabla \cdot \bar{\tau} - \nabla \cdot \Gamma + \bar{F}^s + \bar{\rho} \bar{g} \quad (3.3)$$

Burada p basıncı, $\bar{F}^s$ spray nedeniyle birim hacim başına momentum kazancı oranını, g özgül kütle kuvvetini, $\bar{\tau}$ ise Eş. 3.4'te verildiği gibi viskoz kayma gerilimini temsil etmektedir.

$$\bar{\tau} = \bar{\rho} \nu \left[\nabla \tilde{u} + (\nabla \tilde{u})^T - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \tilde{u}) I \right] \quad (3.4)$$

Burada ν laminar kinematik viskozite, I benzerlik tensörü, üst simge T ise tensörün transpozu anlamına gelmektedir. Stres Γ lineer olmayan konveksiyon teriminin topluluk ortalamasının veya filtrelenmesinin etkilerini açıklar, yani, $\Gamma = \overline{\rho(\tilde{u}\tilde{u} - \tilde{u}\tilde{u})}$. RANS yaklaşımında buna Reynolds stresi denir.

3.1.4. Enerjinin korunumu denklemi

Termodinamiğin birinci yasasına dayanarak, iç enerji değişimi basınçtan kaynaklı iş ve ısı transferi ile dengelenmelidir. İçten yanmalı motorlarla ilgili akış problemleri için konveksiyon, türbülanslı taşınım, türbülanslı yitim, spreylar, kimyasal reaksiyonlar ve çok bileşenli bir akışın entalpi difüzyonunun etkileri de dikkate alınmalıdır. İç enerji taşınımı Eş. 3.5'teki gibidir:

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{I}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{u} \tilde{I}) = -\bar{p} \nabla \cdot \tilde{u} - \nabla \cdot \bar{J} - \nabla \cdot H + \bar{p} \varepsilon + \dot{Q}^c + \dot{Q}^s \quad (3.5)$$

Burada I özgül iç enerji, J ısı iletimi ve entalpi difüzyonundan kaynaklanan etkileri hesaplayan ısı akısı vektörü Eş. 3.6'daki gibi hesaplanır:

$$\bar{J} = -\lambda \nabla \bar{T} - \bar{\rho} D \sum_k \tilde{h}_k \nabla \bar{y}_k \quad (3.6)$$

Burada λ ısı iletkenliği temsil ederken ve $\lambda = \bar{\rho} c_p \alpha$ ile ifade edilirken α termal difüzyonu, c_p ısı kapasiteyi, T akışkan sıcaklığını ve h_k ise k türünün özgül entalpisini temsil etmektedir. ε türbülans modellerinde tanımlanacak olan türbülans kinetik enerjisinin yayılma oranıdır. Q^c ve Q^s sırasıyla kimyasal ısı salınımı ve sprey etkileşimleri nedeniyle oluşan kaynak terimlerdir. H terimi, konveksiyon teriminin topluluk ortalamasının veya filtrelenmesinin etkilerini açıklar, yani $H = \bar{\rho}(u\tilde{I} - \bar{u}\tilde{I})$. Yine, türbülans yaklaşımından uygun bir şekilde modellenmesi gerekir.

3.1.5. Gaz fazı karışım hal denklemi

Gaz fazı karışımı için termodinamik durum ilişkilerinin ideal gaz yasasına uyduğu varsayılmaktadır. Gaz bileşenlerinin karıştırılmasının Dalton modelini takip ettiği varsayılır, yani her bileşen, T sıcaklığında ve karışım hacminde tek başına sanki ideal bir gaz gibi davranır ve Eş. 3.7'deki gibi gösterilir:

$$\bar{p} = R_u \tilde{T} \sum_k \left(\frac{\bar{\rho}_k}{W_k} \right) \quad (3.7)$$

Burada R_u evrensel gaz sabiti ve W_k , k türünün moleküler ağırlığıdır.

3.2. Türbülans Modeli

Bu bölümün başında bahsedildiği gibi, RANS yaklaşımı, topluluk ortalamalı akış alanını simüle etmeyi amaçlamaktadır. En yaygın kullanılan yaklaşım, türbülanslı taşınım işlemlerini gradyan-difüzyon varsayımları ile modellemektir. Momentum denklemi için Reynolds stresinin deviatorik bileşenlerinin, ortalama deviatorik gerilme oranı ile orantılı olduğu varsayılmaktadır. Reynolds gerilme tensörü Γ Eş. 3.8'deki gibi hesaplanır;

$$\Gamma = -\bar{\rho} v_T \left[\nabla \tilde{u} + (\nabla \tilde{u})^T - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \tilde{u}) I \right] + \frac{2}{3} \bar{\rho} \tilde{k} I \quad (3.8)$$

Buradaki v_T türbülanslı kinematik viskozite ve $\tilde{k}$ ise türbülans kinetik enerjisidir ve Eş. 3.9'daki şekilde tanımlanır:

$$\tilde{k} = \frac{1}{2\bar{\rho}} \text{trace}(\Gamma) = \frac{1}{2} \overline{u'' \cdot u''} \quad (3.9)$$

Türbülans viskozitesi v_T , türbülans kinetik enerjisi k ve yitim oranı ε ile Eş. 3.10'daki gibi ilişkilidir:

$$v_T = c_\mu \frac{\tilde{k}^2}{\tilde{\varepsilon}} \quad (3.10)$$

Burada c_μ , Çizelge 3.1'de gösterilen farklı türbülans modeli formülasyonlarında değişen bir model sabitidir (Tan, 2003).

Eş. 3.1'deki türlerin taşınımındaki türbülanslı akış terimi ϕ Eş. 3.11'deki gibi modellenmiştir:

$$\Phi = \bar{\rho} D_T \nabla \bar{y}_k \quad (3.11)$$

Buradaki D_T türbülans difüzivitesidir. Benzer şekilde Eş. 3.5'teki türbülanslı akı terimi H ise Eş. 3.12'deki gibi modellenmiştir:

$$H = -\lambda_T \nabla \bar{T} - \bar{\rho} D_T \sum_k \widetilde{h_k} \nabla \bar{y}_k \quad (3.12)$$

Burada λ_T türbülanslı termal iletkenliktir ve $\lambda_T = \bar{\rho} c_p \alpha_T$ ile türbülanslı termal yayılma α ve ısı kapasitesi c_p ile ilgilidir. Türbülanslı kütle ve termal yayılma, türbülans viskozitesi ile Eş. 3.13-14 gibi ilişkilidir:

$$D_T = \frac{v_T}{Sc_T} \quad (3.13)$$

$$\alpha_T = \frac{v_T}{Pr_T} \quad (3.14)$$

Burada Sc_T ve Pr_T sırasıyla türbülans Schmidt ve Prandtl sayılarını temsil etmektedir. Eş. 3.10'da görüldüğü gibi, türbülanslı viskozitenin hesaplanması, türbülanslı kinetik enerjinin $\tilde{k}$ ve yitim oranı $\tilde{\varepsilon}$ modellenmesini gerektirir. Programda hem standart hem de gelişmiş (Re-Normalized Grup Teorisine dayalı) k- ε model formülasyonları mevcuttur.

k ve ε için standart Favre ortalama denklemleri Eş. 3.15 ve Eş. 3.16'da verilmiştir.

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{k}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{u} \tilde{k}) = -\frac{2}{3} \bar{\rho} \tilde{k} \nabla \cdot \tilde{u} + (\bar{\tau} - \Gamma) : \nabla \tilde{u} + \nabla \cdot \left[\frac{(\mu + \mu_T)}{Pr_k} \nabla \tilde{k} \right] - \bar{\rho} \tilde{\varepsilon} + \dot{\bar{W}}^s \quad (3.15)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{\varepsilon}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{u} \tilde{\varepsilon}) = & -\left(\frac{2}{3} C_{\varepsilon 1} - C_{\varepsilon 3}\right) \bar{\rho} \tilde{\varepsilon} \nabla \cdot \tilde{u} + \nabla \cdot \left[\frac{(v + v_T)}{Pr_\varepsilon} \nabla \tilde{\varepsilon} \right] + \frac{\tilde{\varepsilon}}{\tilde{k}} [C_{\varepsilon 1} (\bar{\tau} - \Gamma) : \nabla \tilde{u} \\ & - C_{\varepsilon 2} \bar{\rho} \tilde{\varepsilon} + c_s \dot{\bar{W}}^s] \end{aligned} \quad (3.16)$$

Buradaki Pr_k , Pr_ε , $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, $C_{\varepsilon 3}$ model sabitleridir ve Çizelge 3.1'de tanımlanmışlardır.

$\dot{W}^s$ 'yi içeren kaynak terimleri, damlacık olasılığı dağılım fonksiyonuna göre hesaplanır (Amsden, 1997). Fiziksel olarak $\dot{W}^s$, türbülanslı girdapların spreyl damlacıklarının dağılmasında çalışma hızının negatifidir. Amsden (1997) tarafından spreyl/türbülans etkileşimlerinde uzunluk ölçeğinin korunması için C_s değeri 1,5 olarak kabul edilmesi önerilmiştir.

k-ε modelinin gelişmiş (önerilen) versiyonu, ilk olarak Yakhot ve Orszag (1986) tarafından önerildiği gibi Re-Normalize Grup (RNG) teorisinden türetilmiştir. Modelin RNG versiyonundaki k denklemi standart versiyon ile aynıdır, ancak ε denklemi ampirik olarak türetilmiş sabitlerden ziyade ileri düzey matematiksel türevlere dayanmaktadır. RNG k-ε denklemi Eş. 3.17'deki gibi yazılır:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{\varepsilon}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{u} \tilde{\varepsilon}) = & - \left(\frac{2}{3} C_{\varepsilon 1} - C_{\varepsilon 3} \right) \bar{\rho} \tilde{\varepsilon} \nabla \cdot \tilde{u} + \nabla \cdot \left[\frac{(v + v_T)}{Pr_\varepsilon} \nabla \tilde{\varepsilon} \right] + \frac{\tilde{\varepsilon}}{\tilde{k}} [C_{\varepsilon 1} (\bar{\tau} - \Gamma) : \nabla \tilde{u} \\ & - C_{\varepsilon 2} \bar{\rho} + c_s \dot{W}^s] - \bar{\rho} R \end{aligned} \quad (3.17)$$

Burada denklemin sağ tarafının son terimindeki R Eş. 3.18'deki gibi tanımlanır:

$$R = \frac{c_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \tilde{\varepsilon}^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{\tilde{k}}{\tilde{k}} \quad (3.18)$$

ve

$$\eta = S \frac{\tilde{k}}{\tilde{\varepsilon}} \quad (3.19)$$

$$S = (2\bar{S} : \bar{S})^{1/2} \quad (3.20)$$

ve $\bar{S}$ ortalama gerinim hızı tensörüdür.

$$\bar{S} = \frac{1}{2} (\nabla \tilde{u} + (\nabla \tilde{u})^T) \quad (3.21)$$

Standart ε denklemiyle karşılaştırıldığında, RNG modelinin Yakhot ve Orszag (1986) tarafından tarif edildiği gibi izotropik olmayan türbülansı açıklayan bir ekstra terimi vardır. RNG versiyonunda kullanılan Pr_k , Pr_ε , $c_{\varepsilon 1}$, $c_{\varepsilon 2}$ ve $c_{\varepsilon 3}$ model sabitlerinin değerleri Çizelge 3.1’de verilmiştir. Burada, $c_{\varepsilon 3}$ değişkeni için RNG değeri, sıkıştırılabilirlik değerini hesaba katmak için $c_{\varepsilon 3}$ sabitini (Eş. 3.22) değiştiren Han ve Reitz’in (1995) çalışmasına dayanır,

$$c_{\varepsilon 3} = \frac{-1 + 2c_{\varepsilon 2} - 3m(n - 1) + (-1)^\delta \sqrt{6}c_\mu c_\eta \eta}{3} \quad (3.22)$$

Burada ideal gaz için $m=0,5$ ve $n=1,4$ ve

$$c_\eta = \frac{\eta(1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta\eta^3} \quad (3.33)$$

ve

$$\delta = \begin{cases} 1, & \text{eğer } \nabla \cdot \tilde{u} < 0 \\ 0, & \text{eğer } \nabla \cdot \tilde{u} > 0 \end{cases} \quad (3.34)$$

Bu yaklaşımla $c_{\varepsilon 3}$ değeri -0,9 ile 1,726 arasında değişmektedir ve programda η_0 ve β gibi diğer model sabitlerinin akış koşullarına ve spesifikasyonuna göre otomatik olarak belirlenir. Han ve Reitz (1995), RNG k- ε modelini içten yanmalı motor simülasyonlarına uyguladılar ve standart k- ε modeline kıyasla sonuçlarda iyileşmeler gözlemlediler.

Çizelge 3.1. Standart ve RNG k - ε modellerindeki sabitler (Tan, 2003)

	c_μ	$c_{\varepsilon 1}$	$c_{\varepsilon 2}$	$c_{\varepsilon 3}$	$1/Pr_k$	$1/Pr_\varepsilon$	η_0	β
Standart k- ε	0,09	1,44	1,92	-1,0	1,0	0,769		
RNG k- ε	0,0845	1,42	1,68	Eq. 3-22	1,39	1,39	4,38	0,012

3.3. Kimyasal Kinetik Formülasyonu

Yanma simülasyonlarında meydana gelen kimyasal reaksiyonlar, reaksiyon yollarını ve tür konsantrasyonlarında değişikliğe yol açan ilişkili reaksiyon hızlarını tanımlayan kimyasal kinetik mekanizmalarla açıklanabilir. Ayrıntılı kimyasal kinetik mekanizmalarda, K kimyasal türlerini içeren tersinir (veya tersinmez) reaksiyonlar genel formda Eş. 3.35'teki gibi temsil edilebilir (Chemkin Pro, Reaction Design, 2008).

$$\sum_{k=1}^K v'_{ki} X_k \Leftrightarrow \sum_{k=1}^K v''_{ki} X_k (i = 1, \dots, I). \quad (3.35)$$

i. reaksiyondaki k. türün üretim oranı Eş. 3.36'daki gibi yazılabilir:

$$\dot{w}_{ki} = (v''_{ki} - v'_{ki})q_i (k = 1, \dots, K) \quad (3.36)$$

Buradaki q_i i reaksiyonun ilerleme hızıdır.

$\dot{w}_{kr}$ 'nin tüm reaksiyonlar üzerindeki toplamı, türlerin süreklilik denkleminde (Eş. 3.1) kimyasal kaynak terimini $\dot{\rho}_k^c$ 'yü Eş 3.37'deki gibi verir:

$$\dot{\rho}_k^c = \dot{w}_k \sum_{i=1}^I \dot{w}_{ki} \quad (3.37)$$

Buna uygun olarak, enerji denklemindeki kimyasal ısı salınım terimi Eş. 3.38'deki gibidir:

$$\dot{Q}_c = - \sum_{i=1}^I Q_i q_i = \sum_{i=1}^I \sum_{k=1}^K (v''_{ki} - v'_{ki})(\Delta h_f^0)_k q_i \quad (3.38)$$

burada Q_i , reaksiyon i'nin mutlak sıfırdaki reaksiyon ısısıdır ve Eş. 3.30'da verilmektedir:

$$Q_i = \sum_{k=1}^K (v''_{ki} - v'_{ki})(\Delta h_f^0)_k \quad (3.39)$$

ve $(\Delta h_f^0)_k$, mutlak sıfırda k türlerinin oluşum ısısıdır.

3.3.1. Yarı ampirik is modeli

Programda kullanılan kurum modeli, oluşum ve oksidasyon aşamalarından oluşan iki aşamalı kurum modelidir. Bu model için Hiroyasu (1976) kurum oluşumu ve Nagle ve Strickland-Constable (1962) oksidasyon modelleri kullanılmıştır. İs modeli için geçerli eşitlikler Eş. 3.40-43'teki gibidir:

$$\frac{dM_s}{dt} = \frac{dM_{sf}}{dt} - \frac{dM_{so}}{dt} \quad (3.40)$$

$$\frac{dM_{sf}}{dt} = K_f M_{pre} \quad (3.41)$$

$$K_f = A_{sf} p^n \exp(-E_f/RT) \quad (3.42)$$

$$\frac{dM_{so}}{dt} = \frac{6MW_c}{\rho_s D_s} M_s R_{total} \quad (3.43)$$

burada p basınç, n sabit, M_s is kütlesi, f ve o alt indisleri ise oluşum ve oksidasyonu temsil etmektedir. M_{pre} is öncülünün kütlesini, K_f is oluşum oranını, A_{sf} küresel is oluşumu reaksiyonu için üstel faktörü, E_f is oluşumu için aktivasyon enerjisini, MW_c karbonun moleküler ağırlığını, ρ_s is yoğunluğunu, D_s varsayılan is parçacık çapını ve R_{total} ise Nagle and Strickland-Constable oksidasyon oranını temsil etmektedir. FORTE'de kullanılan model sabitlerinin varsayılan değerleri: $n=0,5$, $A_{sf}=40 \text{ cm}^3/\text{mol-s}$, $E_f=12500 \text{ cal/mol}$, $\rho_s=2 \text{ g/cm}^3$ ve $D_s=25 \text{ nm}$.

3.4. G-Equation Yanma Modeli

Forte programı G-equation yanma modelini kullanarak çözüm yapmaktadır. G-Equation yanma modeli, Peters'in (2000) türbülanslı ön karışımly yanma alevcik (flamelet) teorisine dayanmaktadır. Bu teoride pratik önemi olan iki rejim dikkate alınmaktadır:

1. Tüm reaktif difüzyon alev yapısının Kolmogorov uzunluk ölçeği η boyutundaki burgaçlara gömülü olduğu varsayılan dalgalı alevcik rejimi,
2. Kolmogorov burgaçlarının reaktif difüzyon alev yapısının kimyasal olarak tepkisiz ön ısıtma bölgesine girebildiği, ancak kimyasal reaksiyonların meydana geldiği iç tabakaya giremediği ince reaksiyon bölgesi rejimi.

G-Equation yanma modelinin içten yanmalı motor uygulamalarında uygulanması için, bu teori Tan ve Reitz (2006) ve Liang ve diğerleri (2007) tarafından geliştirilmiştir. G-Equation modeli bir dizi Favre-ortalama denklemlerden oluşur. Buna Favre ortalaması, $\tilde{G}$ ve onun varyansı $\tilde{G}^{n2}$ için denklemler ve ayrıca türbülanslı / laminar alev yüzey alanı oranı σ_T için bir model denklemi dahildir. Denklemin türbülanslı / laminar alev yüzey alanı oranı için uygulanması, türbülanslı alev hızı S_T^0 'nin açık bir ifade ile sonucudur. Reynolds Average Navier-Stokes denklemleri ve türbülans modelleme denklemleriyle birlikte, bunlar ön karışımli türbülanslı alev ön yayılımını tanımlamak için tam bir denklem seti sağlar. Kullanılan denklem seti Eş. 3.44-45'teki gibidir:

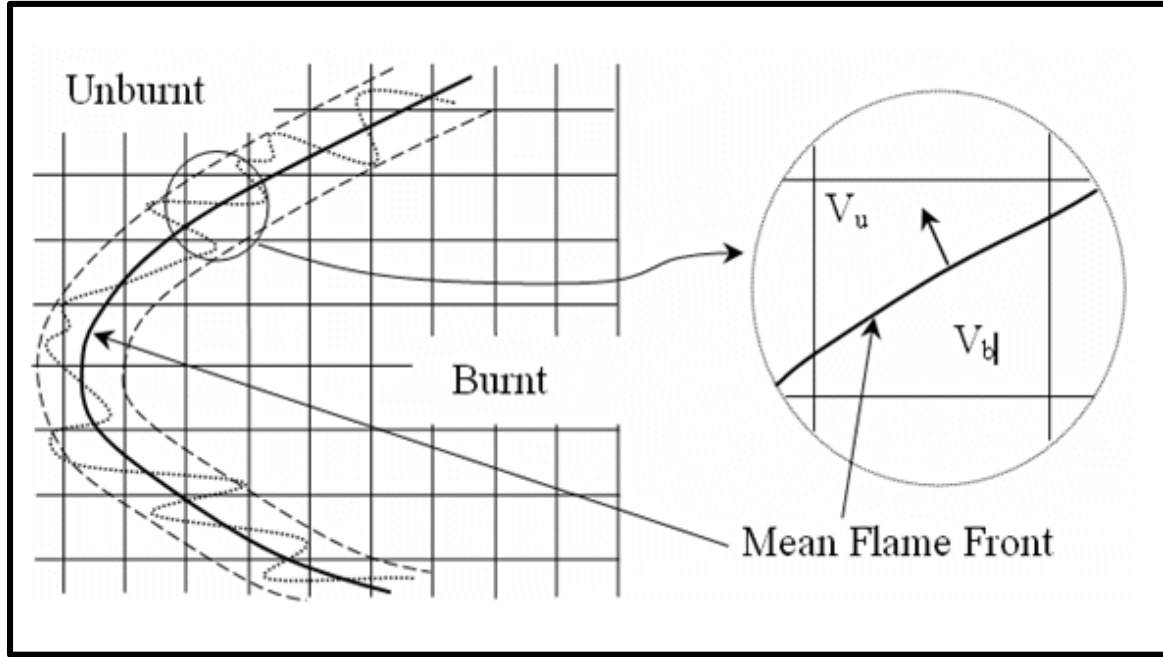
$$\frac{\partial \tilde{G}}{\partial t} + (\tilde{u} - \vec{u}_{vertex}) \cdot \nabla \tilde{G} = \frac{\bar{\rho}_u}{\bar{\rho}_b} S_T^0 |\nabla \tilde{G}| - D_T \tilde{K} |\nabla \tilde{G}| \quad (3.44)$$

$$\frac{\partial \tilde{G}^{n2}}{\partial t} + \tilde{u} \cdot \nabla \tilde{G}^{n2} = \nabla \cdot \left(\frac{\bar{\rho}_u}{\bar{\rho}_b} D_T \nabla \tilde{G}^{n2} \right) + 2D_T (\nabla \tilde{G})^2 - c_s \frac{\tilde{\epsilon}}{\tilde{k}} \tilde{G}^{n2} \quad (3.45)$$

Burada ∇ teğetsel gradyan operatörünü, $\vec{u}$ akışkan hızını, $\vec{u}_{vertex}$ hareketli tepe noktasının hızını, ρ_u ve ρ_b yanmamış ve yanmış karışımların ortalama yoğunlukları, D_T türbülans difüzyon katsayısını, $\tilde{K}$ Favre ortalama alev ön eğriliği, c_s model sabitini, $\tilde{k}$ ve $\tilde{\epsilon}$ Favre ortalama türbülans kinetik enerjisini ve RNG k- ϵ modelinde yayılma oranını temsil etmektedir.

G-Equation modeli, Şekil 3.1'de şematik olarak gösterilen bir alev yapısı olduğunu varsayar. Isı salınımı hesaplaması için Liang ve diğerleri (2007) tarafından tanımlanan yöntemi kullanarak bu varsayım temel alınır. Bu yöntem, alev içeren hücrelerin yanmamış / yanmış hacimlerinin alt kafes (sub-grid) ölçeğini kullanır ve ortalama alev ön yüzeyinin, alev içeren her hücreyi Şekil 3.1'de gösterildiği gibi, yanmamış bir hacim V_u ve yanmış bir hacim V_b olarak iki parçaya böldüğünü varsayar. Ortalama alev cephesi öne doğru ilerledikçe,

süpürme hacmi içindeki karışım, sabit bir basınçla beraber, sabit entalpi sürecini takiben yerel bir anlık termodinamik dengeye ulaşma eğilimindedir. Basıncın, alevlenme dalgası teorisi ile tutarlı olarak hücre içindeki alev boyunca homojen olduğu varsayılır. Alt kafes ölçeği hacimleri, hücre köşelerinin ve alev yüzeyi delme (flame surface piercing) noktalarının koordinat bilgilerine dayanarak her zaman adımı için izlenir.



Şekil 3.1. Türbülanslı alev yapısının şematik gösterimi

Türlerin dönüşüm oranı ve buna bağlı birincil ısı salım hızı, önce sabit basınç ve sabit entalpi kısıtlamaları altında denge konsantrasyonu ve adyabatik alev sıcaklığı belirlenerek hesaplanır. Daha sonra alev içeren bir hücre için, ortalama alev önünün, dt zaman adımı içinde yanmamış hacim V_u boyunca süpürdüğü varsayılır. Karışımın süpürülmüş hacim V_s içinde denge durumuna ulaşan kısmı dikkate alındığında, dt zaman adımı için k türlerinin tür dönüşüm oranı Eş. 3.46'daki gibidir:

$$\frac{d\rho_k}{dt} = \frac{\rho Y_{k,b} - \rho_k}{dt} \quad (3.46)$$

burada ρ ve ρ_k , toplam karışımın ve k türünün hücre ortalamalı yoğunluklarıdır ve süpürme hacmi yaklaşık olarak Eş. 3.47'deki gibidir:

$$V_S = A_f S_T dt \quad (3.47)$$

burada A_f , hücre içindeki ortalama alev ön alanıdır ve S_T , türbülanslı alev hızıdır.

Son olarak, k türünün dönüşüm oranı Eş. 3.48'deki gibi yazılabilir:

$$\frac{d\rho_k}{dt} = (\rho Y_{k,b} - \rho_k) \frac{A_f S_t}{V_u} \quad (3.48)$$

Eş. 3.48'in açık bir Euler yöntemi kullanılarak sayısal integrasyonu, tür yoğunluğunu verir.

3.5. Sınır Koşulları ve İlk Değerler

Programda belirtilebilecek EK-2'de verilen çeşitli sınır koşulları vardır. Bunlar giriş, çıkış, rijit (hareketli veya sabit) duvarlar, periyodik ve simetri sınırlarını içerir. Momentum ve enerji denklemleri için çeşitli rijit duvar koşulları vardır. Momentum denklemi için duvar sınır koşulları serbest kayma hızı (free-slip velocity), kaymaz hız (no-slip velocity) ve türbülanslı duvar kanunu (turbulent law-of-the-wall) koşullarını içerir. Enerji denklemi için duvar sınırı koşulu seçenekleri adyabatik ve sabit sıcaklıkta duvar seçeneklerini içerir. Silindir içi motor simülasyonları için genellikle türbülanslı duvar hızı kuralı durumu ve sabit sıcaklıkta duvar durumu kullanılır. Zamana bağlı simülasyonlar için, tüm değişkenler ve akışkan özellikleri için başlangıç koşulları gereklidir. Akışkan özellikleri, durum değişkenlerinin başlangıç değerlerini belirlemek ve yönetici denklemlerindeki diğer terimlere ilk değer atamak için kullanılır. Başlangıç akışkan özellikleri, her bir hesaplama bölgesi için başlangıç basıncı, sıcaklık, tür bileşimi, başlangıç türbülansı kinetik-enerji yoğunluğu (TKEI) ve türbülans uzunluk ölçeğini (TLS) içerir. Silindir içi yanma simülasyonları yapılan bu çalışmada, modelinin başlangıç ve sınır koşulları motor 1-B AVL Boost programından elde edilmiştir. Duvarlar sabit sıcaklıkta kabul edilmiş ve türbülanslı duvar hızı varsayımı uygulanmıştır. Rijit duvarlardaki akış momentum sınır koşulları, duvardaki hızın bir değerini dayatarak tanımlanır. Türbülanslı duvar yasası sınırlarında, normal gaz hızı normal duvar hızına eşit olarak kabul edilir ve duvar geriliminin iki teğetsel bileşeni bir logaritmik profil ile eşleştirilerek açıkça belirtilir. Han ve Reitz'in (1997) duvar ısı transfer modeli gaz fazı duvar ısı transferini hesaplamak için kullanılır. Duvara yakın silindir içi motor akışlarının duvara yakın bölgesinde aşağıdaki varsayımlar geçerlidir:

1. Duvara normal gradyanlar, duvara paralel olanlardan çok daha büyüktür,
2. Akış hızı düz duvara paralel olarak yönlendirilir,
3. Basınç gradyanları ihmal edilir,
4. Enerji akısı üzerinde viskoz yayılım ve entalpi difüzyon etkileri ihmal edilir,
5. Radyasyon ısı transferi ihmal edilir.

3.6. Sprey Modelleri

Kullanılan program, çok bileşenli yakıt püskürtme dinamiklerini ve akan çok bileşenli gazlarla püskürtme etkileşimlerini simüle etmek için gelişmiş modeller içerir. Modellenen alt yöntemler şunları içerir: nozul akışı, sprej atomizasyonu, damlacık parçalanması, damlacık çarpışması ve birleşmesi, damlacık buharlaşması ve duvar çarpması. Tam koni (solid cone) ve içi boş koni (hollow cone) şeklindeki sprejlerin püskürtme atomizasyonunu ve damlacık parçalanma işlemlerini temsil etmek için farklı alt modeller uygulanır. Tam koni şeklindeki sprejler için, nozul çıkışındaki başlangıç püskürtme koşulları, bir deşarj (discharge) katsayısı veya bir nozul akışı modeli aracılığıyla belirlenir ve damlacık parçalanması için Kelvin-Helmholtz / Rayleigh-Taylor (KH / RT) modeli kullanılır. İçi boş koni şeklindeki sprejleri için, hem sprej başlatma hem de parçalanma işlemleri, Linearized Instability Sheet Atomization (LISA) modeli ile temsil edilmektedir. Aşağıdaki bölümde tez çalışmasında sayısal simülasyonlarda kullanılan tam koni (solid cone) şeklindeki sprej modeli ve teorisinden bahsedilmiştir.

3.6.1. Tam Koni (Solid-Cone) şeklindeki sprej modelleri

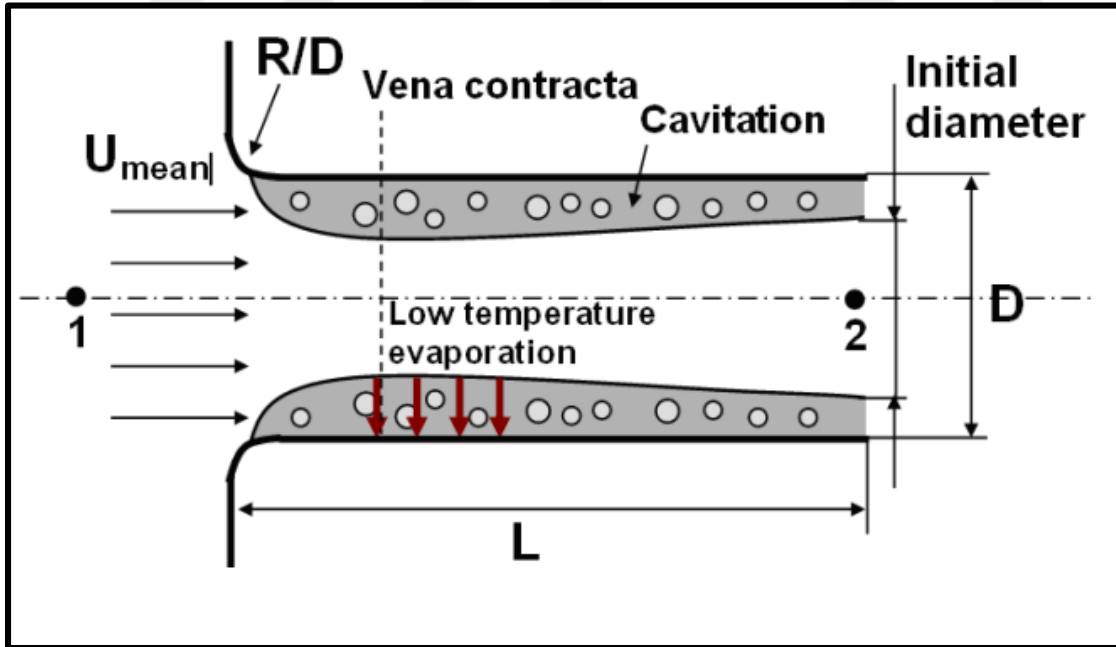
Tam koni şeklindeki enjeksiyonlarda spreji başlatmak için iki seçenek vardır: ampirik nozul deşarj katsayısının kullanımı ve nozul deşarj özelliklerini belirlemek için nozul akış modelinin kullanılması. Bu seçenekler Nozul Akışı Modelinde açıklanmaktadır. Bu açıklamanın ardından Kelvin-Helmholtz / Rayleigh-Taylor Parçalama Modelindeki Kelvin-Helmholtz / Rayleigh-Taylor damlacık modelleri hakkında bilgiler verilmiştir.

Nozul Akış Modeli

Nozul akışı modeli, nozul içindeki anlık akış koşullarını açıklar. Nozul akış modelinin amacı, püskürtme modeli için başlangıç koşulları sağlamaktır. Nozul akışı modeline giriş parametreleri:

1. Kütle akış hızı
2. Ortam gaz basıncı
3. Sıvı yakıtın fiziksel özellikleri
4. Geometrik delik çapı
5. L / D oranı (Şekil 3.2)
6. R / D oranı, burada R , enjektör giriş bölgesinin eğrilik yarıçapıdır (Şekil 3.2)

Bu girdiler kullanarak, nozul akış modeli anlık deşarj katsayısını (C_d), püskürtme açısını, etkili enjeksiyon hızını ve etkili akış çıkış alanını belirler. Daha sonra akış çıkış alanı, ilk enjekte edilen sıvı damlacık boyutunu belirlemek için kullanılır.



Şekil 3.2. Nozul içinde akış

Deşarj katsayısı

Nozul geçişinin girişindeki sıvı yakıtın hacimsel ortalama akış hızı, U_{mean} Eş. 3.49'daki gibi hesaplanabilir:

$$U_{mean} = \frac{\dot{m}}{\rho_l A} = \frac{4\dot{m}}{\rho_l \pi D^2} \quad (3.49)$$

Burada $\dot{m}$ yakıtın kütleli debisini, ρ_l sıvı yakıt yoğunluğunu, A nozul kesit alanını ve D ise nozul çapını temsil etmektedir.

Nozul çıkışından geçen ortalama kütle akışı, akış kayıpları nedeniyle Bernoulli denkleminin öngördüğünden daha düşüktür. Kayıplar, girişteki hız profilinin oluşması ve hızlanmasından, vena-kontraktadan sonraki genişlemeden ve duvar sürtünmesinden kaynaklanmaktadır. Bu farkı tanımlayabilmek için, deşarj katsayısı, C_d Eş. 3.50'deki gibi ifade edilir:

$$C_d = \frac{U_{mean}}{\sqrt{2(p_1 - p_2)/\rho_1}} \quad (3.50)$$

Burada p_1 ve p_2 Şekil 3.1'de gösterilen 1. ve 2. konumdaki basınçları ifade etmektedir. Giriş kayıp katsayısı (K girişi) ve Blasius veya duvar sürtünmesi için laminar denklem kullanılarak, deşarj katsayısı Eş. 3.51'deki gibi verilir:

$$C_d = \frac{1}{\sqrt{K_{inlet} + f L/D + 1}} \quad (3.51)$$

ve f Eş. 3.52'deki gibi tanımlanır:

$$f = \text{Max} \left(0,316 Re^{-0,25}, 64/Re_D \right) \quad (3.52)$$

Ve Re_D nozul çapına bağlı Reynolds sayısıdır.

Türbülanslı bir akış için giriş basıncının (p_1) ilk tahmini hesabı Eş. 3.53'teki gibidir:

$$p_1 = p_2 + \frac{\rho_1}{2} \left(\frac{U_{mean}}{C_d} \right)^2 \quad (3.53)$$

Daha sonra program bu koşuldaki akışın kavitasyona girip girmediğini kontrol eder. Düz bir hız profili varsayarsak ve Nurick'in daralma boyutu için ifadesini kullanarak (Şekil 3.1) süreklilik, en küçük akış alanındaki hızı Eş. 3.54 ile ifade edilir:

$$U_{vena} = \frac{U_{mean}}{C_c} \quad (3.54)$$

$$C_c = (2,6 - 11,4 R/D)^{-0,5} \quad (3.55)$$

Kavitasyon durumunda potansiyel akış teorisi, Bernoulli denkleminin herhangi bir kayıp olmadan nokta 1'den 2'ye uygulanmasına izin verir ve Eş. 3.56'daki gibi hesaplanır:

$$p_{vena} = p_1 - \frac{\rho_1}{2} U_{vena}^2 \quad (3.56)$$

Eğer p_{vena} , buhar basıncı p_{vapor} 'dan daha düşükse, akışın tamamen kavitasyona girmesi gerektiği kabul edilir ve yeni bir giriş basıncı ve deşarj katsayısı Eş. 3.57-58'deki gibi hesaplanır:

$$p_1 = p_{vapor} + \frac{\rho_1}{2} \cdot U_{vena}^2 \quad (3.57)$$

$$C_d = C_c \cdot \sqrt{K} = C_c \sqrt{\frac{p_1 - p_{vapor}}{p_1 - p_2}} \quad (3.58)$$

Efektif enjeksiyon hızı ve efektif akış çıkış alanı

Kavitasyon yapmayan türbülanslı akışlarda, damlacıkların çıkış hızı U_{mean} ortalama hıza eşittir ve nozul çıkışındaki jet çapı, nozul çapına eşittir.

Nozul kavitasyon yaparken, bu değerler Eş. 3.59-61'deki gibi hesaplanır:

$$U_{eff} = U_{vena} - \frac{p_2 - p_{vapor}}{p_1 \cdot U_{mean}} \quad (3.59)$$

$$A_{eff} = A \frac{U_{mean}}{U_{eff}} \quad (3.60)$$

$$D_{eff} = \sqrt{\frac{4A_{eff}}{\pi}} \quad (3.61)$$

Sprey açısı

Nozul akış modelindeki püskürtme açısı, aerodinamik bir model kullanılarak tahmin edilir. Bu yaklaşımda, püskürtme açısı θ Eş. 3.62'deki gibi ifade edilir:

$$\tan\left(\frac{\theta}{2}\right) = \frac{4 \cdot \pi}{A} \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_l}} f(T) \quad (3.62)$$

Burada A , $3 + 0,28(L/D)$ ve L/D ise nozul uzunluğunun çapa oranıdır. $f(T)$ fonksiyonu ise yaklaşık olarak Eş. 3.63'teki gibi hesaplanır:

$$f(T) = \frac{\sqrt{3}}{6} \cdot (1 - \exp(-10T)) \quad (3.63)$$

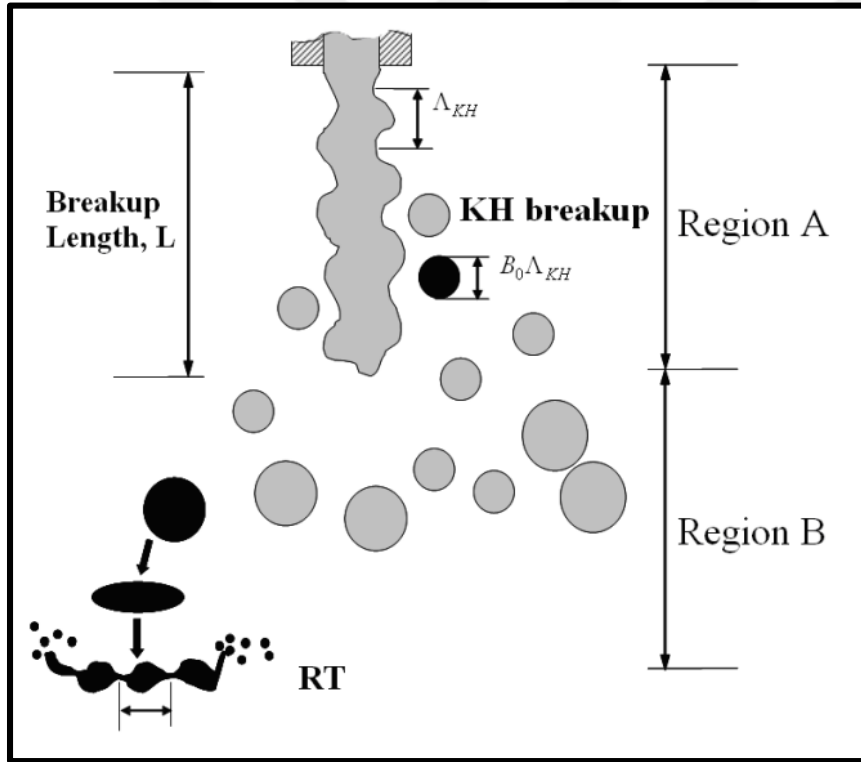
$$T = \left(\frac{Re}{We}\right)^2 \frac{\rho_l}{\rho_g} \quad (3.64)$$

Ampirik Nozul Deşarj Katsayısı ve Püskürtme Açısı

Nozul akış modelini uygulamak yerine, deşarj katsayısı ve püskürtme açısı için ampirik sabit değerler belirlenip kullanılabilir. Ampirik deşarj katsayısı daha sonra nozul çıkışındaki efektif enjeksiyon hızını ve başlangıç damla boyutunu hesaplamak için kullanılır.

Kelvin-Helmholtz / Rayleigh-Taylor Parçalanma Modeli

Tam koni şeklindeki spreylerin, sprej atomizasyonu ve damlacık parçalanması Kelvin-Helmholtz / Rayleigh-Taylor (KH / RT) hibrid parçalanma modeli ile modellenmiştir (Beale ve Reitz, 1999; Su, Patterson, Reitz ve Farrell, 1996). Şekil 3.3'te KH / RT parçalanma modellerinin uygulanma şekli gösterilmektedir. KH ayırma modeli, nozul çıkışından (A bölgesi) belirtilen bir Parçalanma Uzunluğu (L) içinde uygulanır. Küçük damlacıklar jetten ayrılır (ana parseller veya "damlalar" ile temsil edilir), ancak jet hala yoğun bir sıvı çekirdek olarak kendini korur. Parçalanma Uzunluğunun ötesinde (bölge B), RT modeli, ikincil parçalanmayı tahmin etmek için KH modeli ile birlikte kullanılır (Wang, Ge ve Reitz, 2010; Beale ve Reitz, 1999).



Şekil 3.3. Tam koni şeklindeki spreylar için KH / RT parçalanma modeli Kelvin-Helmholtz parçalanması

Kelvin-Helmholtz (KH) modeli, bir sıvı jetinin doğrusal kararlılık analizine dayanır ve jetin birincil ayrışması bölgesini modellemek için kullanılır. Doğrusal kararlılık analizinden, bir sıvı-gaz arayüzüne uygulanan herhangi bir bozulma Fourier serisi olarak genişletilebilir ve en hızlı büyüyen modu nihai parçalanmaya ve yeni damlacıkların oluşumuna katkıda

bulunur. En hızlı büyüyen modun büyüme oranı ve dalga boyu sayısal olarak Eş. 3.65-66'daki gibidir (Reitz, 1987):

$$\frac{\Lambda_{KH}}{r_p} = 9,02 \frac{(1 + 0,45Z^{0,5})(1 + 0,4T^{0,7})}{(1 + 0,87We_g^{1,67})^{0,6}} \quad (3.65)$$

$$\Omega_{KH} \left[\frac{\rho_l r_p^3}{\sigma} \right]^{0,5} = \frac{(0,34 + 0,38We_g^{1,5})}{(1 + Z)(1 + 1,4T^{0,6})} \quad (3.66)$$

Burada Λ_{KH} en hızlı büyüyen dalganın dalga boyu, Ω_{KH} büyüme oranı, r_p jet yarıçapı, σ yüzey gerilmesi, boyutsuz gaz Weber sayısı We_g ise Eş. 3.67'deki gibi ifade edilebilir:

$$We_g = \frac{\rho_g U_{rel}^2 r_p}{\sigma} \quad (3.67)$$

U_{rel} , sıvı-gaz nispi hızının büyüklüğüdür ve Eş. 3.68'deki gibi ifade edilir:

$$U_{rel} = |\vec{V}_{gas} + \vec{V}'_{turb} - \vec{u}_d| \quad (3.68)$$

Burada $\vec{V}_{gas}$ CFD gaz faz hızıdır. Benzer şekilde sıvı Weber sayısı ise Eş. 3.69'daki gibidir:

$$We_g = \frac{\rho_l U_{rel}^2 r_p}{\sigma} \quad (3.69)$$

ve boyutsuz Ohnesorge sayısı (viskoz kuvvetlerin, atalet ve yüzey gerilimi kuvvetlerine olan oranı) Eş. 3.70'deki gibidir ve genellikle püskürtme durumu için sıvıların gazlarda dağılması gibi serbest yüzey akışkan dinamikleri ile ilgili olarak kullanılmaktadır. Büyüklüğü ise Reynolds sayısı ve enjeksiyon parçalanma bölgelerine göre 0,001 ile 1 arasında değişmektedir.

$$Z = \frac{\sqrt{We_l}}{Re_l} \quad (3.70)$$

Reynolds sayısı Eş. 3.71 ile hesaplanabilir:

$$Re_l = \frac{\rho_l U_{rel} r_p}{\mu_l} \quad (3.71)$$

burada μ_l sıvının dinamik viskozitesini ifade etmektedir. Son boyutsuz sayı Taylor sayısıdır ve Eş. 3.72'deki gibi hesaplanabilir:

$$T = Z \sqrt{We_g} \quad (3.72)$$

Birincil parçalanma işlemi sırasında oluşan yeni damlacıkların yarıçapı (r_c ile gösterilir) dalga uzunluğuna bağlı olarak Eş. 3.73'deki gibi ifade edilir:

$$r_c = B_{KH} \Lambda_{KH} \quad (3.73)$$

burada B_{KH} KH parçalanma modelinin boyut sabitidir.

Program, sıvı-jet enjeksiyonunun başlangıç karakteristik boyutları etkili nozul çapına eşit olan kabarcıkların parselleri ile temsil edildiği "damla enjeksiyonu" kavramını kullanmaktadır. Bu kavram kullanılarak birincil parçalanma, ana damlacıklardan (yarıçap r_p ile) yeni damlacıkların (yarıçap r_c ile) oluşturulduğu bir süreç olarak modellenir. "Küçük" damlacıklarına kaybolan kütle nedeniyle ana damlacıkların yarıçap değişimi, hız denklemi Eş. 3.74 ile tanımlanır:

$$\frac{r_p - r_c}{\tau_{KH}} \quad (3.74)$$

burada r_c , r_p 'den küçük veya ona eşittir. Burada parçalanma zaman ölçeği Eş. 3.75'teki gibi hesaplanır:

$$\tau_{KH} = \frac{3,726 C_{KH} r_p}{\Lambda_{KH} \Omega_{KH}} \quad (3.75)$$

Eş. 3.75’de C_{KH} , KH parçalanmasının zaman sabitidir. Bu, programda genel amaçlı bir varsayılan değerin sağlandığı kullanıcı tarafından kontrol edilen bir giriştir. Genel olarak, ana damlacıktan oluşan her damlacığın izlenmesi pratik değildir. “Parseldeki damlacıklar” konseptini kullanarak, yeni damlacık kütleleri ortalama enjekte edilen parsel kütlesinin %3’üne ulaşınca kadar ana parselden ayrılamazlar. Ana parselden ayrılan yeni damlacıklar küçük parsel olarak gruplandırılırlar. Parsellerin parçalanması işlemi, birincil parçalanma bölgesinde gerçekçi bir damlacık boyutu dağılımının tahmin edilmesine yardımcı olur. Ayrıca parsel sayısı arttıkça yerel olarak istatistiksel çözüm iyileşir. %3 değeri, boyut dağılım çözünürlüğünü değiştirmek için ayarlanabilen varsayılan model sabiti olarak sağlanır. Özetle, KH parçalanma modeli iki adımdan oluşur: ilk adım, ana damlacık boyutunu oran denklemiyle yavaş yavaş azaltır (Eş. 3-74); ikinci adım ana damlacıktan yeni bir parsel oluşturur. İkinci parçalanma adımı sırasında, ana-alt parsellerindeki damlacık boyutlarını ve damlacık sayısını belirlemek için iki farklı seçenek kullanılabilir.

1. İlk seçenekte, ana parseldeki damlacık sayısı, parçalanmadan önce ve sonra aynı kalacaktır. Ana parseldeki damlacıkların boyutu, küçük parselinin götürdüğü kütleye göre ayarlanacaktır.
2. İkinci seçenekte, ikinci parçalanma adımının damlacıkların sayısal olarak yeniden gruplandırılmasını içerdiği ve gerçek bir ayrılık olayı olmadığı ileri sürülmektedir. Bu nedenle, ana-küçük parsellerinin kütle korunmasına ek olarak, orijinal Sauter Ortalama Çapı (SMD) da korunur. Bu SMD koruma kısıtlamasını uygulamak tipik olarak daha yavaş bir parçalanma oranına yol açar.

Rayleigh-Taylor parçalanması

Nozul çıkışından parçalanma uzunluğunun ötesinde, Rayleigh-Taylor (RT) modeli, spreyci damlacıklarının ikincil parçalanmasını tahmin etmek için KH modeli ile birlikte kullanılır (Su ve diğerleri, 1996; Beale, 1999). “Parçalanma uzunluğu” teorisinde Eş. 3.76’daki gibi tanımlanır:

$$L_{brk} = C_b d_{noz} \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_g}} \quad (3.76)$$

Burada C_b katsayısı 10,29’dur. Kopma uzunluğu Eş. 3.77’deki gibi ifade edilir:

$$L_{brk} = D_{RT} C_b \sqrt{A_{noz} \frac{\rho_l}{\rho_g}} = D_{RT} \sqrt{\frac{\pi}{4}} C_b d_{noz} \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_g}} \quad (3.77)$$

burada d_{noz} nozul çapını, A_{noz} kesit alanı, C_b sabit olarak 10,29'u, D_{RT} ise mesafe sabitidir. Levich'in orijinal denklemi (Denklem 3.76) ile karşılaştırıldığında, Denklem 3.77 iki amaca hizmet eder: birincisi d_{noz} 'dan A_{noz} 'a dönüşüm faktörü, diğeri ise model kalibrasyonu için bir düğüm olarak hizmet etmektedir. R için önerilen değer yaklaşık 1,9'dur. RT modeli, nozul çıkışından parçalanma uzunluğunun ötesine uygulanır. RT modeli farklı yoğunluklara sahip iki sıvı arayüzlerine dik bir yönde hızlandığında üretilen dengesizliği dikkate alır. En hızlı büyüyen dalganın frekansı ve dalga boyu Bellman ve Pennington (1954) tarafından Eş. 3.78-79'daki gibi verilir:

$$\Omega_{RT} = \sqrt{\frac{2}{3\sqrt{3}\sigma} \frac{[-a(\rho_l - \rho_g)]^{3/2}}{\rho_l + \rho_g}} \quad (3.78)$$

$$\Lambda_{RT} = 2\pi \sqrt{\frac{3\sigma}{-a(\rho_l - \rho_g)}} \quad (3.79)$$

Havada hareket eden yüksek hızlı bir damlacık olması durumunda, a sürüklenmeden kaynaklanan yavaşlamadır. KH modelinde olduğu gibi, bunun en hızlı büyüyen dalganın damlacıkların parçalanmasına yol açtığı varsayılmaktadır. Yeni oluşan damlacık yarıçapı ve parçalanma süresi Eş. 3.80-81'deki gibi tahmin edilir:

$$r_c = B_{RT} \Lambda_{RT} \quad (3.80)$$

$$\tau_{RT} = \frac{C_{RT}}{\Omega_{RT}} \quad (3.81)$$

burada B_{RT} ve C_{RT} sabitlerdir. B_{RT} RT parçalanmasının boyut sabiti, C_{RT} ise RT parçalanmasının zaman sabitidir. KH modelinden farklı olarak, RT modelinin standart uygulaması, küçük damlacıkları ana parçalardan ayırmaz; bunun yerine, ana damlacığın küçük damlacıklar halinde yıkıcı bir şekilde parçalandığı varsayılır ve sıvı sütun sonunda parçalanır ve ortam gazına dağılır.

RT modelinin zaman adımı bağımlılığını azaltmak için RT parçalanma işlemi, KH modeline benzer bir oran denklemi, Eş. 3.82 ile modellenmiştir:

$$\frac{dr_p}{dt} = -\frac{r_p - r_c}{\tau_{RT}} \quad (3.82)$$

Buradaki r_c denklem 3.80 ile tahmin edilir. Ana damlacık her zaman adımında sürekli olarak parçalanır ve zaman adımına bağımlılıktan kaçınılır. r_c ve τ_{RT} 'nin zamanla değişmediği kabul edilir ve Eş. 3.82 analitik olarak Eş. 3.83'teki gibi çözülebilir:

$$r_p = r_c + (r_{p,0} - r_c) \exp\left(-\frac{t}{\tau_{RT}}\right) \quad (3.83)$$

Burada $r_{p,0}$ parçalanmanın başlangıcındaki ana damlacık yarıçapıdır. Dolayısıyla τ_{RT} , ana damlacık parçalanması için gereken karakteristik süredir.

Uygulamada, ne hız denklemi (Eş. 3.74) ne de dalga frekansı (Eş. 3.78) analitik olarak çözülemez, çünkü hem r_c hem de τ_{KH} (veya τ_{RT}) zamanla değişebilir, ayrıca r_p ve U_{rel} önemli ölçüde değişebilir. Bu nedenle, zaman-adım bağımlılığını ortadan kaldırmak ve bu hız denklemlerini çözmek için bir alt-döngü yaklaşımı kullanılmaktadır.

3.7. Damlacık Çarpışma ve Birleşme Modeli

Damlacık çarpışması ve birleşmesi olayı yakıt yoğunluğunun fazla olduğu spreylerde önemli fiziksel olaylardandır. Damlacıklar, yakıt enjeksiyon düzeni veya türbülansın neden olduğu damlacıkların rastgele hareketi nedeniyle, yerel ve küresel damlacık özellik dağılımlarını etkileyerek birbirleriyle çarpışır. Damlacık çarpışmalarının sonuçlarını simüle etmek için farklı bir model kullanılır. Çarpışma sonuçları aşağıdaki olasılıklardan belirlenir (Munnannur ve Reitz, 2009; O'Rourke ve Amsden, 1987):

1. Sıçrama: Damlacıklar aralarındaki gaz tabakası nedeniyle temas etmez.
2. Birleşme: Damlacıklar çarpışır ve daha büyük bir damlacık oluşturur.
3. Kafa Kafaya Çarpışma: Damlacıklar kafa kafaya çarpışmadan sonra ayrılır, muhtemelen uydu (satellite) damlacıkları oluşturur.

4. Merkez dışı ayrılma: "Sıyrılarak ayrılma" (grazing separation) veya "gerilme ayrılması" (stretching separation) olarak da bilinir; damlacıklar çarpışmadan sonra ayrılır, muhtemelen uydu damlacıkları oluşturur.

Genel olarak spesifik sonuç, çarpışan damlacık çiftine etki eden kuvvetlere bağlıdır. Düşük Weber sayılarında, yüzey kuvvetleri sıvı atalet kuvvetleri üzerinde baskındır ve damlacıkların birleşmesi daha olasıdır. Daha yüksek Weber sayılarında, sıvı atalet kuvvetleri daha önemli hale gelir ve çarpışmadan sonra ayrılma olasılığı daha yüksektir. Weber sayısının daha da artmasıyla, baskın sıvı atalet kuvvetleri çarpışan damlacıkların ayrıldıkça parçalanmasına ve bir grup küçük damlacık oluşturmaya neden olur.

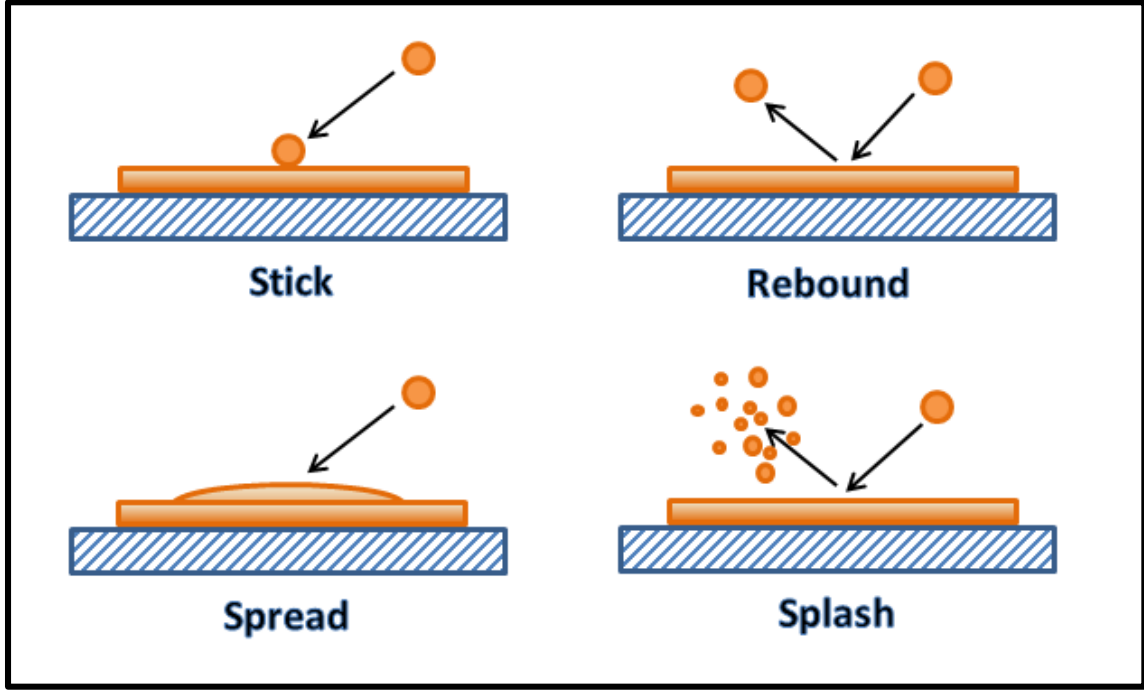
3.8. Çok Bileşenli Damlacık Buharlaştırma Modeli

Program, sprey damlacıklarının buharlaşmasını temsil etmek için ayırık birçok bileşenli (DMC- Discrete Multi-Component) yakıt buharlaştırma modeli (Ra ve Reitz, 2009) kullanır. DMC buharlaştırma modeli, buharlaştırma işlemi sırasında gerçek bir yakıtı oluşturan ayrı bileşenlerini (molekülleri) izler ve ayrı yakıt bileşenlerinin reaksiyon kinetiği ile birleşmeye izin verir. DMC modelinde, çevredeki gaz karışımından damlacık gazı arayüzüne ısı akısını belirleyen denklemin açık bir formu, yarı-sabit enerji denkleminin yaklaşık bir çözümünden elde edilir. Model, işlemin yönüne bakılmaksızın, yani damlacık yüzeyinden buharlaşmanın veya damlacık içinde yoğunlaşmanın meydana gelip gelmediğine bakılmaksızın yakıtın her bileşenini izlemek üzere formüle edilmiştir. DMC buharlaştırma modeli, gaz halindeki bir ortamda kimyasal reaksiyonlar olmadan buharlaşan sınırlı sayıda bileşenden oluşan küresel bir sıvı damlacık olarak kabul edilir. Radyasyon ve Soret ve Dufour efektleri gibi ikinci dereceden etkilerin ihmal edilebilir olduğu varsayılmaktadır.

3.9. Duvar Çarpışma Modeli

Havadaki bir sprey damlacık bir duvar yüzeyine çarptığında, programdaki duvar çarpma modeli, damlacık ve duvar arasındaki çarpışma sonucunu, olay damlacıklarının Reynolds sayısına ve Weber sayısına ve yüzey durumuna bağlı olarak belirler. Yapışma, geri tepme, yayılma ve sıçrama gibi dört çarpma rejimi Şekil 3.4'teki gibi göz önünde bulundurulur. Islak bir yüzey için, yapışma rejimi, meydana gelen damlacıklarının taşıdığı darbe enerjisi çok düşük olduğundan ve damlacık filme neredeyse küresel biçimde yapıştığından oluşur.

Darbe enerjisi arttıkça, damlacık ile yüzey arasında sıkışan hava tabakası düşük enerji kaybına neden olur ve damlacık geri seker. Darbe enerjisi belirli bir seviyeye yükseltildiğinde, çarpan damlacık film ile yayılır ve birleşir. Son olarak, çok yüksek darbe enerjisinde, sıçrama damlacıklarının çarpma bölgesinden uzağa uçtuğu ve birçok küçük ikincil damlacıklara ayrıldığı görülmektedir.



Şekil 3.4. Duvar çarpışma rejimleri

Programdaki ıslak bir duvar için rejim geçiş ölçütleri referans (Bai ve Gosman, 1996)'da kullanıldığı gibidir:

1. Yapışma: $We_n \leq 5$
2. Geri tepme: $5 < We_n < 10$
3. Yayılma: $We_n > 10$ ve $We_n Re_n^{0.5} < H_{cr}$
4. Sıçrama: $We_n Re_n^{0.5} < H_{cr}$

Re ve We, meydana gelen damlacıkların sırasıyla Reynolds ve Weber sayılarıdır. Bunlar Eş. 3.84-85'teki gibidir:

$$Re_n = \frac{\rho_l w_0 D}{\mu} \quad (3.84)$$

$$We_n = \frac{\rho_l w_0^2 D}{\sigma} \quad (3.85)$$

Burada ρ_l sıvı yoğunluğu, w_0 damlacıkların çarpma yüzeyine normal hızını, D damlacık çapını, μ sıvı viskozitesini, σ ise yüzey gerilimini temsil etmektedir.

$$H_{cr} = \left(1500 + \frac{650}{\beta^{0,42}}\right) [1 + 0,1 Re_n^{0,5} \min(\delta, 0,5)] \quad (3.86)$$

Burada β boyutsuz yüzey pürüzlülüğünü (pürüzlülük yüksekliği / oluşan damlacık çapı), δ boyutsuz film kalınlığını (film kalınlığı / oluşan damlacık çapı) ifade etmektedir. Yüzey pürüzlülüğü mutlak değeri kullanıcı tarafından sabit bir değer olarak tanımlanır. Tipik pürüzlülük değerleri 0,1 mikron (cam yüzeyler gibi çok pürüzsüz yüzeyler için) ile 5 mikron (metal yüzeyler gibi pürüzlü yüzeyler için) arasında değişir.

3.10. Duvar Film Modeli

Sıvı film, bir duvara yapışma, sıçrama veya yayılmanın bir sonucu olarak oluşabilir. Duvar filmi dinamikleri, çarpan spreylere, duvar koşullarından ve duvarın yakınındaki gaz akışından etkilenir. Çarpan spreylere kütle, teğetsel momentum ve enerji ilavesi yoluyla film oluşumunu etkiler. Duvar, film oluşumunu kaymaz sınır koşulu ve ısı transferi yoluyla etkiler. Gaz akışı, teğetsel kayma gerilmeleri ve film ile gaz arasındaki kütle ve enerji alışverişi yoluyla film dinamiklerini etkiler.

O'Rourke ve Amsden'ın (1996;2000) duvar filmi modeli kullanılmaktadır. Bu model, duvar filmi temsil etmek için partikül sayısal yöntemi kullanır. Partikül yönteminde, her spreylere partikülü duvar yüzeyi üzerinde hareket ederken küresel bir partikül olarak takip edilir. Duvar filmi ile ortam gazı arasındaki buharlaşma yoluyla kütle ve enerji alışverişini hesaplar, aynı hesaplama hücreesindeki duvar filmi parçacıkları, sıvının toplam hacmine ve karşılık gelen hücre ile ilişkili sınır yüzey alanına bağlı olarak ince bir filme dönüştürülür.



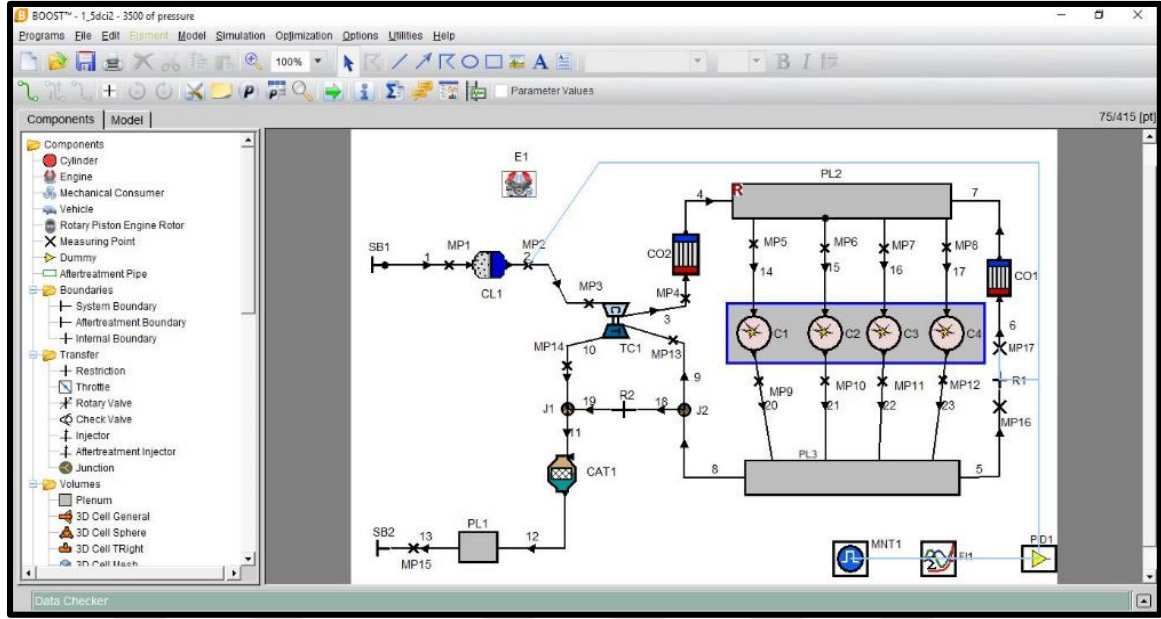
4. SINIR KOŞULLARI VE GAZ DEĞİŞİM ANALİZLERİ

Tez çalışmasında sayısal modelin bir-boyutlu olarak doğrulanması ve deneysel olarak ulaşılamayacak bazı değerlerin elde edilmesi için ticari bir yazılım olan AVL Boost yazılımı “University Partnership Programı” ile alınarak kullanılmıştır. Bu program temelde gaz dinamiği denklemlerinden faydalanılarak modellenen problemlere bir-boyutlu ve sıfır-boyutlu olarak yaklaşık çözümler sunmaktadır. Bu da denklemlerin çözümlerinden elde edilen basınçların, sıcaklıkların ve akış hızlarının boruların enine kesiti üzerinde ortalama değerleri temsil ettiği anlamına gelmektedir. Ayrıca motorun herhangi bir parçasında üç boyutlu etkilerden kaynaklanan akış kayıplarını en az indirmek için uygun akış kayıp katsayıları tanımlanarak bir boyutlu çözümden kaynaklanacak olumsuzluklar da en aza indirilebilmektedir.

AVL Boost çok çeşitli motorları, 4 zamanlı veya 2 zamanlı, buji veya sıkıştırma ateşlemeli olarak analiz edebilmektedir. Uygulamalar küçük çaplı motosiklet motorlarından büyük kapasiteli motorlara kadar çeşitlilik göstermektedir. Program sahip olduğu Şekil 4.1’de gösterilen arayüz sayesinde çözüm için gerekli olan parçaların borularla birleştirilmesiyle oluşan sisteme motor ve çevrim karakteristik değerlerinin (çap, strok, silindir sayısı, sıkıştırma oranı, supap bilgileri, enjektör bilgileri, yakıt bilgileri vb.) tanımlanmasıyla çalışmaktadır. Tanımlanan değerlerden sonra yapılacak çevrim simülasyonunda kullanılacak yanma modeli, ısı transferi modeli, emisyon modelleri vb. modellerin hangilerinin kullanılacağı belirlenir. Son olarak sistem sınır şartları programa tanımlanarak tam çözümün yapılması sağlanır.

Tam çözüm yapılabilmesi ve çevrimin sorunsuz çalışabilmesi için motor bileşenleri ile ilgili fiziksel bazı bilgiler ile deneysel olarak elde edilmiş bazı ölçüm değerlerinin bilinmesi gerekmektedir. Bunlardan bazıları aşağıdaki gibi sıralanabilir:

Motor bloğu, piston ve silindir için: Çap, strok, sıkıştırma oranı, biyel kol uzunluğu, ateşleme (enjeksiyon) sırası, motor sürtünme kayıpları, supap sayıları, supapların iç oturma çapları, supap kalkış eğrileri, supap boşlukları, supap açılma zamanları, kam uzunlukları ve portların akış katsayıları.



Şekil 4.1. AVL Boost programı örnek bir çalışmanın arayüz görünümü

Yakıt enjektör bilgileri: Enjektör delik sayısı, enjektör delik çapı, boşaltım (discharge) katsayısı, hat basıncı.

Yakıt bilgileri: Yakıt tipi, yakıt alt ısı değeri ve hava-yakıt oranı.

Sınır şartları ve bazı deneysel veriler: Egzoz supabı açıkken basınç ve sıcaklık değerleri, hava-yakıt oranı ya da hava fazlalık katsayısı, yanma sonucu oluşan ürün oranı, yakıt ve ortam sıcaklıkları, emme ve egzoz sistemindeki ortalama basınç ve sıcaklık değerleri vb.

Aşırı doldurma sistemi için veriler: Türbin ve kompresör için verim haritaları

4.1. AVL Boost Programının Teorisi ve Kullanılan Matematiksel Modeller

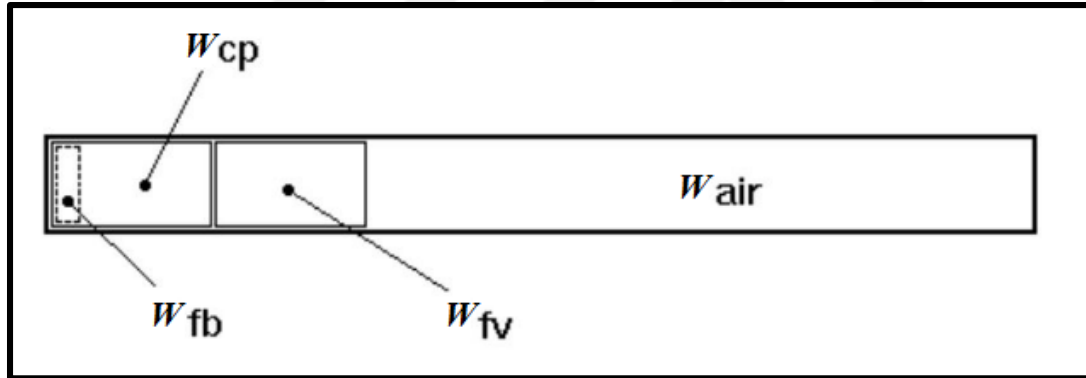
AVL Boost programının tanımlanan şartları çözerken kullandığı temel korunum denklemleri, termodinamik ve ısı transferi modellerinin teorileri bu bölümde programın teori kitapçığından (AVL BOOST Theory Guide, 2018) yararlanılarak ele alınmıştır.

4.1.1. Türlerin transferi ve gaz özelliklerinin hesabı

Gaz sabiti veya bir gazın ısı kapasitesi gibi gaz özellikleri sıcaklık, basınç ve gaz bileşimine bağlıdır. AVL Boost her bir hücrede bulunan gaz özelliklerini anlık bileşim ile bütün zaman adımında hesaplar. Gaz bileşiminin tanımı (türlerin transferi) ve mevcut gaz özelliklerinin hesaplanması için iki farklı yaklaşım vardır. Bunlar sadece performans analizlerinin yapılabildiği klasik türlerin transferi modeli ve performans analizlerinin yanı sıra farklı türde emisyon analizlerinin yapılmasına da izin veren genel türlerin transferi seçenekleridir.

Klasik türlerin transferi

Klasik türlerin transferi seçeneğinin kullanılmasıyla yanma ürünleri (bunlar için hava-yakıt oranı özelliği ile birlikte) ve yakıt buharı için koruma denklemleri çözülür. Şekil 4.2’de kütle oranlarının birbiriyle olan ilişkilerini göstermektedir.



Şekil 4.2. Kütle oranlarının gösterimi

Havanın kütle oranı Eş. 4.1 yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$w_{air} = 1 - w_{fv} - w_{cp} \quad (4.1)$$

Eş. 4.1’de, w_{air} havanın kütle kesrini, w_{fv} yakıt buharının kütle kesrini, w_{cp} ise yanma ürünlerinin kütle kesrini ifade etmektedir. Yanma ürünlerinin hava yakıt oranı ise Eş. 4.2 yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$AF_{CP} = \frac{W_{CP} - W_{FB}}{W_{FB}} \quad (4.2)$$

Eş. 4.2’de, AF_{CP} yanma ürünlerinin hava yakıt oranı, w_{FB} ise yanmış yakıtın kütle oranını ifade etmektedir.

Egzoz gazlarının gaz özelliklerinin hesaplanması için hava-yakıt oranı gaz bileşimi bir ölçü olarak kullanılır. Bu bağlamda hava-yakıt oranı, söz konusu egzoz gazlarından kaynaklanan yanmanın meydana geldiği hava-yakıt oranı anlamına gelir. Yanma gazlarının bileşimi, silindirdeki yüksek sıcaklıklarda ayrışma göz önüne alınarak kimyasal denge hesabından elde edilmektedir.

Genel türlerin transferi

Genel türlerin transferi seçeneğinin kullanılmasıyla belirli sayıda türler doğrudan kullanıcı tarafından belirlenmektedir. Minimum tür sayısı 7’dir. Bunlar: Yakıt, O₂, N₂, CO₂, H₂O, CO, H₂. Her türde modelin her bir ögesi için koruma denklemi (kütle oranı) ayrı ayrı çözülür.

Tek türün standart durumdaki termodinamik özellikleri (ideal gaz varsayımı ile) sabit basınçta özgül ısılarla eğri uydurma yöntemi kullanılarak Eş. 4.3 ile hesaplanır:

$$\frac{c_{p_k}}{R} = \sum_{m=1}^M a_{mk} T^{(m-1)} \quad (4.3)$$

Standart hal entalpi denklemi ise Eş. 4.4 yardımıyla:

$$H_k = \int_0^T c_{p_k} dT \quad (4.4)$$

Dolayısıyla;

$$\frac{H_k}{RT} = \sum_{m=1}^M \frac{a_{mk} T^{(m-1)}}{m} + \frac{a_{M+1,k}}{T} \quad (4.5)$$

Standart hal entropi denklemi Eş. 4.6'daki gibidir:

$$S_k = \int_0^T \frac{c_{p_k}}{T} dT \quad (4.6)$$

Dolayısıyla;

$$\frac{S_k}{R} = a_{1k} \ln T + \sum_{m=2}^M \frac{a_{mk} T^{(m-1)}}{m-1} + a_{m+2,k} \quad (4.7)$$

Tek tür kullanılması durumu için kullanılacak Eş. 4.3-7 sırasıyla verilmiştir. Birden fazla tür kullanılması durumunda ise her bir tür için denklemler ayrıca çözülerek karışımı oluşturan türlerin ağırlıklarının çarpılması ile hesaplanır.

Yukarıdaki denklemlerin Eş. 4.8-10'da istenilen şekillerde hesaplanabilmesi için iki sıcaklık arasındaki yedi adet katsayıya ihtiyaç duyulmaktadır.

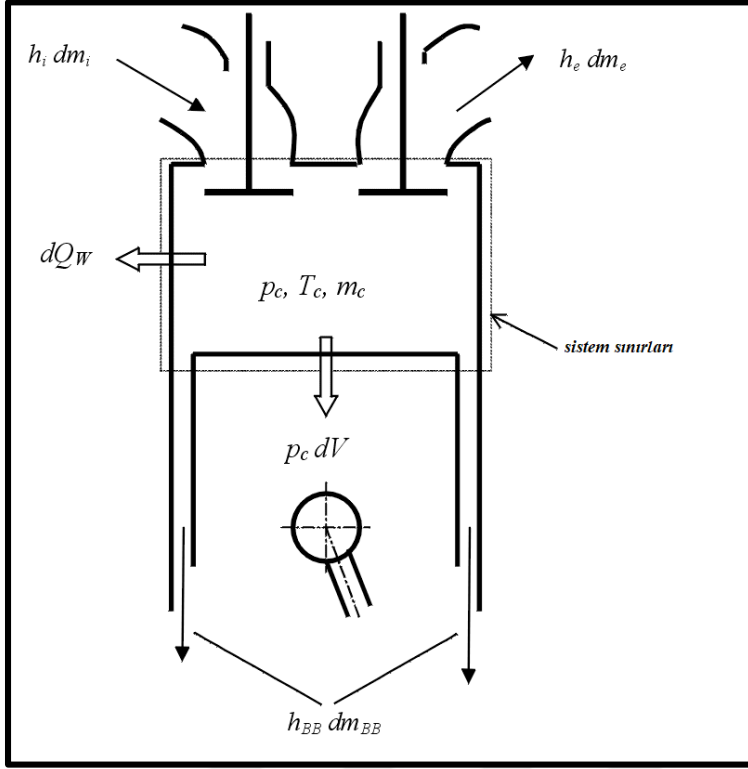
$$\frac{c_{p_k}}{R} = a_{1k} + a_{2k}T + a_{3k}T^2 + a_{4k}T^3 + a_{5k}T^4 \quad (4.8)$$

$$\frac{H_k}{RT} = a_{1k} + \frac{a_{2k}}{2}T + \frac{a_{3k}}{3}T^2 + \frac{a_{4k}}{4}T^3 + \frac{a_{5k}}{5}T^4 + \frac{a_{6k}}{T} \quad (4.9)$$

$$\frac{S_k}{R} = a_{1k} \ln T + a_{2k}T + \frac{a_{3k}}{2}T^2 + \frac{a_{4k}}{3}T^3 + \frac{a_{5k}}{4}T^4 + a_{7k} \quad (4.10)$$

İstenilen diğer termodinamik özelliklere c_p , H ve S değerleri kullanılarak ulaşılmaktadır. Ayrıca AVL Boost programı bazı yakıt türlerini kendi veri tabanında tüm termodinamik özellikleri ile birlikte tutmaktadır. AVL Boost veri tabanında bulunan yakıt türleri: O, O₂, OH, CO, CO₂, N, N₂, NO, NO₂, NO₃, N₂O, NH₃, H, H₂, H₂O, SO, SO₂, SO₃, HCl, HCNO, Benzin, Hidrojen, Metan, Metanol, Etanol, Dizel, Bütan, Pentan, Propan, CH₄, C₂H₂, C₂H₄, C₂H₆, C₃H₄, C₃H₆, C₃H₈.

4.1.2. Temel korunum denklemleri



Şekil 4.3. Silindir enerji dengesi

Termodinamiğin 1. yasasına göre silindirin termodinamik durum hesabı Eş. 4.11'deki gibidir:

$$\frac{d(m_c u)}{d\alpha} = -p_c \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_W}{d\alpha} - h_{BB} \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \sum \frac{dm_i}{d\alpha} h_i - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} h - q_{ev} f \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (4.11)$$

Eş. 4.11'de, $\frac{d(m_c u)}{d\alpha}$ silindir içerisindeki iç enerji değişimini, $-p_c \frac{dV}{d\alpha}$ piston tarafından yapılan işi, $\frac{dQ_F}{d\alpha}$ yakıttan sağlanan enerjiyi, $\sum \frac{dQ_W}{d\alpha}$ duvarlardan olan ısı kayıplarını, $h_{BB} \frac{dm_{BB}}{d\alpha}$ krank bölgesine sızan entalpiyi, dm_i silindire emme portundan giren kütle miktarını, dm_e egzoz portundan çıkan kütle miktarını, h_i ve h_e giren ve çıkan kütlelerden kaynaklı entalpileri, q_{ev} yakıtın buharlaşma ısısını, f silindirden çekilen buharlaşma ısısı oranı ve m_{ev} ise buharlaşan yakıt kütlesini ifade etmektedir.

Silindirdeki kütle değişimi ise sistem sınırlarından içeriye giren ve dışarıya çıkan kütlelerin toplamından Eş. 4.12'deki gibi hesaplanır:

$$\frac{dm_c}{d\alpha} = \sum \frac{dm_i}{d\alpha} - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} - \sum \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (4.12)$$

Eş. 4.12’de, $\frac{dm_c}{d\alpha}$ silindir içerisindeki kütle değişimini, $\frac{dm_i}{d\alpha}$ sisteme emme portundan giren toplam kütle miktarını, $\frac{dm_e}{d\alpha}$ sistemden egzoz portundan çıkan toplam kütle miktarını, $\frac{dm_{BB}}{d\alpha}$ krank bölgesine sızan kütle miktarını, m_{ev} ise buharlaşan yakıt kütle miktarını ifade etmektedir.

Eş. 4.11’de görüldüğü üzere yüksek basınç döngüsü için termodinamiğin birinci kanunu, silindirdeki iç enerji değişiminin pistonun yaptığı iş toplamının, yakıt ısı girdisi, duvar ısı kayıpları ve kartere sızan entalpi kayıplarının toplamına eşittir.

Eş. 4.11 silindir içerisinde ve silindir dışarısında karışım hazırlama özelliğine sahip motorlar için geçerlidir. Tez kapsamında karışımın silindir içerisinde gerçekleştiği dizel motor ile çalışıldığından yapılan kabuller aşağıdaki gibidir:

- Silindir içerisine eklenen yakıt ani olarak yanmaktadır,
- Yanma ürünleri, silindirde geri kalan dolgu ile aniden karışır ve homojen bir karışım oluşturur,
- Sonuç olarak, çevrimin H / Y oranı yanmanın başlangıcındaki yüksek değerden yanmanın sonuna kadar azalarak devam eder.

Gaz denklemi (Eş. 4.13) ele alındığında basınç, sıcaklık ve yoğunluk arasında ilişki kurulabilir.

$$p_c = \frac{1}{V} m_c R_0 T_c \quad (4.13)$$

Silindir içi sıcaklıklar Eş. 4.11’in Runge-Kutta metoduyla çözülmesiyle hesaplanabilmekte, böylelikle silindir içi sıcaklığın bilinmesi ile ideal gaz denklemi (Eş.4.13) yardımıyla silindir içi basınç değerleri elde edilebilmektedir. Eş.4.13’te, p_c silindir içi basıncı, m_c silindir içerisindeki kütleyi, R_0 gaz sabitini, T_c ise silindir içi sıcaklığı temsil etmektedir.

4.1.3. Emme ve egzoz portlarındaki kütle akış hesabı

Emme ve egzoz portlarındaki kütle akış oranları, kararlı durum akış test teçhizatında belirlenen portların akış verimi göz önüne alınarak, izentropik orifis akış denklemlerinden hesaplanır.

Kararlı durum orifis akışı için enerji denkleminde, kütle akış hızları için denklem elde edilebilir:

$$\frac{dm}{dt} = A_{eff} p_{o1} \sqrt{\frac{2}{R_0 T_{o1}}} \psi \quad (4.14)$$

Eş. 4.14'te, $\frac{dm}{dt}$ ifadesi kütle akış oranı, A_{eff} ifadesi efektif akış alanı, p_{o1} ifadesi akış yönü durma basıncı, T_{o1} ifadesi akış yönü durma sıcaklığı, R_0 ifadesi ise gaz sabitidir.

Ses altı akışlar için;

$$\psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_{o1}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_{o1}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (4.15)$$

Eş. 4.15'te, p_2 akış yönünün tersindeki statik basıncı, κ ise özgül ısı oranını temsil etmektedir.

Ses hızı akışlar için Eş. 4.16 kullanılabilir:

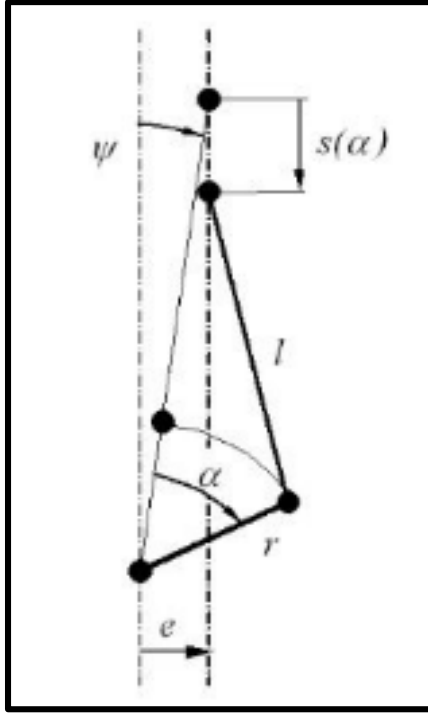
$$\psi = \psi_{max} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa + 1}} \quad (4.16)$$

$$A_{eff} = \mu \sigma \frac{d_{vi}^2 \pi}{4} \quad (4.17)$$

Gerçek etkili akış alanı, ölçülen akış katsayılarından Eş. 4.17 ile belirlenebilir. Burada; $\mu\sigma$ ifadesi emme ve egzoz portlarındaki akış katsayısını, d_{vi} ifadesi ise supabın iç oturma yüzeyinin çapını temsil etmektedir. Akış katsayısı, supap kalkış uzunluğuna göre değişir ve bir kararlı durum akış test teçhizatında belirlenir. Akış katsayısı, belirli bir basınç farkında gerçek ölçülen kütle akış oranı ile aynı sınır koşulları için teorik izentropik kütle akış oranı arasındaki oranı temsil eder. Akış katsayısı bağlı borunun kesit alanı ile ilgilidir.

4.1.4. Piston hareketi

Standart bir krank mili-piston hareketi, krank açısının bir fonksiyonu olarak Eş. 4.18'deki gibi ifade edilebilir:



Şekil 4.4. Standart krank mekanizması gösterimi

$$s = (r + l) \cos\psi - r \cos(\psi + \alpha) - l \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin(\psi + \alpha) - \frac{e}{l}\right)^2} \quad (4.18)$$

$$\psi = \arcsin\left(\frac{e}{r + l}\right) \quad (4.19)$$

Eş. 4.18 ve 4.19’da, s pistonun üst ölü noktadan olan uzaklığı, r krank yarıçapı, l biyel kolu uzunluğu, ψ krank dikey pozisyonu ve pistonun üst ölü noktada iken iki pozisyon arasındaki krank açısını, e piston pimi eksantrikliğini, α ise üst ölü noktaya göre krank açısını temsil etmektedir.

4.1.5. Isı transferi

Silindir içi ısı transferi

Yanma odasının duvarlarına yani silindir kafasına, pistonu ve silindir gömleğine olan ısı transferi şu şekilde hesaplanır:

$$Q_{wi} = A_i \alpha_w (T_c - T_{wi}) \quad (4.20)$$

Eş. 4.20’de, Q_{wi} duvar ısı akışını, A_i yüzey alanını, α_w ısı transfer katsayısını, T_c silindir içerisindeki gaz sıcaklığını, T_{wi} duvar sıcaklığını temsil etmektedir.

Silindir gömleğinin sıcaklık dağılımı ise pistonun üst ölü nokta (ÜÖN) ve alt ölü nokta (AÖN) arasındaki eksenel sıcaklık değişimi dikkate alınarak hesaplanmaktadır:

$$T_L = T_{L,TDC} \frac{1 - e^{-cx}}{xc} \quad (4.21)$$

$$c = \ln \left(\frac{T_{L,TDC}}{T_{L,BDC}} \right) \quad (4.22)$$

Eş. 4.21 ve 4.22’de, T_L gömlek sıcaklığını, $T_{L,TDC}$ üst ölü noktadaki gömlek sıcaklığını, $T_{L,BDC}$ alt ölü noktadaki gömlek sıcaklığını, x ise piston konumunun fonksiyonu olarak tanımlanabilir. Isı transfer katsayısı α_w ’nin hesaplanması için 6 farklı model kullanılmaktadır: Woschni 1978, Woschni 1990, Hohenberg, Lorenz, Avl 2000, Bargende. Çözümlemelerde kullanılan ısı transferi modeli Woschni 1978’dir.

Woschni Modeli

Yüksek basınç döngüsü için 1978 yılında yayınlanan Woschni modeli (Woschni, 1967) şöyle özetlenmiştir:

$$\alpha_w = 130 \cdot D^{-0,2} p_c^{0,8} T_c^{-0,53} \left[C_1 C_m + C_2 \frac{V_D T_{c,1}}{p_{c,1} V_{c,1}} (p_c - p_{c,0}) \right]^{0,8} \quad (4.23)$$

Eş. 4.23'de, $C_1 = 2,28 + \frac{0,308 c_u}{c_m}$, dir. c_u çevresel hızı, c_m ise ortalama piston hızını ifade etmektedir. C_2 katsayısı ise direkt enjeksiyonlu motorlarda 0,00324 alınmaktadır. D silindir çapını, V_D silindir başına yer değiştirme hacmini, $p_{c,0}$ soğuk çevrimdeki silindir içi basıncı, $T_{c,1}$ emme supabı kapalı durumdaki silindir içerisindeki sıcaklığı, $p_{c,1}$ emme supabı kapalı olduğu durumdaki basınç değerini temsil etmektedir.

Kısmi yükleme durumlarında daha iyi sonuç veren yeni bir Woschni modeli (Woschni, 1991) ise 1991 yılında yayımlanmıştır. Bu denkleme göre:

$$\alpha_w = 130 D^{-0,2} p_c^{0,8} T_c^{-0,53} \left\{ c_1 c_m \left[1 + 2 \left(\frac{V_{TDC}}{V} \right)^2 IMEP^{-0,2} \right] \right\}^{0,8} \quad (4.24)$$

Eş. 4.24'te, V_{TDC} pistonun üst ölü noktadaki hacmi, V gerçek silindir hacmi, IMEP indike ortalama efektif basıncını temsil etmektedir.

Eş. 4.25'deki duruma göre:

$$C_2 \frac{V_D T_{c,1}}{p_{c,1} V} (p_c - p_{c,0}) \geq 2 C_1 C_m \left(\frac{V_{TDC}}{V} \right)^2 IMEP^{-0,2} \quad (4.25)$$

ısı transfer katsayısı 1978'de yayınlanan formüle göre hesaplanır.

Emme ve egzoz portlarındaki ısı transferi

Gaz değişimi prosesi sırasında, emme ve egzoz port çıkışlarındaki ısı transferini de dikkate almak gerekmektedir. Bu ısı transferi değerleri supaplar ve supap oturma bölgelerindeki yüksek ısı transfer katsayıları ve yüksek sıcaklık değerleri sebebiyle normal boru akışından yüksek olabilir. AVL Boost programı emme ve egzoz portlarındaki ısı transferini hesaplayabilmek için değiştirilmiş Zapf ısı transferi modelini kullanmaktadır.

$$T_d = (T_u - T_w)e^{\left(-A_w \frac{\alpha_p}{\dot{m} c_p}\right)} + T_w \quad (4.26)$$

Eş. 4.26'daki α_p ısı transferi katsayısı akış yönünün silindir içerisine ya da dışarısına olmasına göre değişir.

Eğer akış silindir dışarısına doğru ise;

$$\alpha_p = [C_4 + C_5 T_u - C_6 T_u^2] T_u^{0,44} \dot{m}^{0,5} d_{vi}^{-1,5} \left[1 - 0,797 \frac{h_v}{d_{vi}} \right] \quad (4.27)$$

Akış silindirden içeriye doğru ise;

$$\alpha_p = [C_7 + C_8 T_u - C_9 T_u^2] T_u^{0,33} \dot{m}^{0,68} d_{vi}^{-1,68} \left[1 - 0,765 \frac{h_v}{d_{vi}} \right] \quad (4.28)$$

Eş. 4.27 ve 4.28 kullanılır.

Eş. 4.26-4.28'deki, T_d supapların altındaki akışkan sıcaklığını, T_u supapların üstündeki akışkan sıcaklığını, α_p porttaki ısı transfer katsayısını, T_w port duvar sıcaklığını, A_w port duvarı yüzey alanını, $\dot{m}$ kütleli debiyi, c_p sabit basınçtaki özgül ısıyı, h_v supap kalkış miktarını, d_{vi} ise supap oturma çapını ifade etmektedir. Eş. 4.27 ve 4.28'de ifade edilen katsayıların değerleri ise aşağıdaki Çizelge 4.1'de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Emme ve egzoz supaplarındaki ısı transfer katsayısını belirlemek için kullanılan sabitler

Egzoz supabı		Emme supabı	
C_4	1,2809	C_7	1,5132
C_5	$7,0451 \cdot 10^{-4}$	C_8	$7,1625 \cdot 10^{-4}$
C_6	$4,8035 \cdot 10^{-7}$	C_9	$5,3719 \cdot 10^{-7}$

Kartere sızan dolgu miktarının hesabı

Etkin sızma aralığı ve ortalama karter basıncı kullanılarak kartere sızan dolgu miktarı belirlenebilmektedir. Herhangi bir andaki kartere sızan dolgunun kütleli debisi orifis akış denklemleri (Eş. 4.14 ve 4.16) kullanılarak hesaplanabilir. Sızan dolgunun efektif akış alanı silindir çapına ve efektif sızma boşluk mesafesine bağlı olarak hesaplanır:

$$A_{eff} = D\pi\delta \quad (4.29)$$

Eş. 4.29’da, A_{eff} efektif akış alanını, D silindir çapını, δ ise piston ile silindir gömleği arasındaki mesafeyi temsil etmektedir.

Eğer silindir içerisindeki basınç ortalama karter basıncını geçerse, silindir basınç ve sıcaklığı akış yönü durma sıcaklığı ve basıncı kabul edilir. Ortalama karter basıncı ise ters akış yönü statik basıncını ifade eder. Gaz özellikleri silindirden alınır. Kartere sızan dolgu silindir içerisindeki gazlarla aynı enerji bileşenine sahiptir.

Eğer silindir içerisindeki basınç ortalama karter basıncından düşükse, karterdeki basınç akış yönü durma basıncı olarak kabul edilirken silindir içerisindeki basınç ters yönlü akış statik basıncı olarak kabul edilir. Akış yönü durgunluk sıcaklığı piston duvar sıcaklığına eşit kabul edilir ve gaz bileşimi silindir içerisine geri akan akıştan hemen önce silindiri terk eden gazın bileşimine eşit olarak ayarlanır.

4.1.6. Yanma modelleri

AVL Boost programı alt yapısında tanımlı olan birçok farklı yanma modeli ile ısı salınım oranlarını doğru bir şekilde tayin etmeye çalışmaktadır. AVL Boost programının teorik alt

yapısı ve ayrıca bu program ile yapılan çalışmalar incelendiğinde sıkıştırma ateşlemeli motorlarda Vibe 2-Zone yanma modeli ile MCC yanma modeli kullanıldığı görülmektedir. Tez çalışması kapsamında da Sıkıştırma Ateşleme Motorları için MCC (Mixing Controlled Combustion) 2-bölge Modeli ve Vibe-2 Zone yanma modeli kullanılarak kıyaslanmıştır.

MCC (Mixing Controlled Combustion) modeli

Karışım Kontrollü Yanma (MCC) modeli, dizel motorlarda silindir içi yanma davranışlarını tahmin için kullanılır. Kullanılan modelde yanma, Eş. 4.30'daki gibi ön karışım ve difüzyon kontrollü olmak üzere ikiye ayrılır:

$$\frac{dQ_{total}}{d\alpha} = \frac{dQ_{MCC}}{d\alpha} + \frac{dQ_{PMC}}{d\alpha} \quad (4.30)$$

Burada karışım kontrollü yanma modeli Eş. 4.31'deki gibi ifade edilebilir. Bu denklemde ısı salınımı, kullanılan yakıt miktarının (f_1) ve türbülanslı kinetik enerji yoğunluğunun (f_2) bir fonksiyonudur:

$$\frac{dQ_{MCC}}{d\alpha} = C_{comb} f_1(m_F, Q_{MCC}) f_2(k, V) \quad (4.31)$$

f_1 ve f_2 fonksiyonları aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$f_1(m_f, Q) = \left(m_F - \frac{Q_{MCC}}{LVC} \right) (w_{oxygen,available})^{C_{EGR}} \quad (4.32)$$

$$f_2(k, V) = C_{Rate} \frac{\sqrt{k}}{\sqrt[3]{V}} \quad (4.33)$$

Eş. 4.30-33'e bakıldığında, Q_{MCC} karışım kontrollü yanma için kümülatif ısı salınımını, C_{comb} yanma sabitini, C_{Rate} karışım oran katsayısı, k türbülans kinetik enerji yoğunluğu, m_F buharlaşmış yakıt kütlesini, LCV yakıt alt ısı değerini, V silindir hacmini, α krank açısını, $w_{oxygen,available}$ mevcut oksijenin kütle oranını, C_{EGR} EGR etki sabitini temsil etmektedir.

Havanın girdap (swirl) ve sıkışma (squish) davranışlarının kinetik enerji dağılımına etkileri ihmal edilebilir olduğu için sadece yakıt spreyinden gelen kinetik enerji etkisi hesaba katılmaktadır. Bundan dolayı silindir içerisindeki dolguya aktarılan kinetik enerji miktarı direkt olarak yakıt enjeksiyon miktarı ile belirlenmektedir (Eş. 4.34'de denklemin sağındaki ilk terim grubu). Dağılımın ise kinetik enerji ile orantılı olduğu görülmektedir (Eş. 4.34'de denklemin sağındaki ikinci terim grubu). Düzenlenmiş türbülanslı kinetik enerji değişimi için kullanılan denklem ise:

$$\frac{dE_{kin}}{dt} = 0,5C_{turb}\dot{m}_F v_F^2 - C_{Diss}E_{kin}^{1,5} \quad (4.34)$$

$$k = \frac{E_{kin}}{m_{F,1}(1 + \lambda_{Diff}m_{stoich})} \quad (4.35)$$

Eş. 4.34 ve 4.35'te, E_{kin} kinetik jet enerjisini, C_{turb} türbülanslı enerji üretim katsayısını, C_{Diss} yitim katsayısını, $\dot{m}_{F,1}$ yakıt kütlesini, $v = \frac{\dot{m}_F}{\rho_F \mu A}$ enjeksiyon hızını, μA efektif nozul alanını, ρ_F yakıt yoğunluğunu, m_{stoich} hava dolgusunun stokiyometrik kütlesini, λ_{Diff} difüzyon yanması için hava fazlalık katsayısını, t ise zamanı temsil etmektedir. Tutuşma gecikmesi, Eş. 4.36 ile hesaplanmaktadır:

$$\frac{dI_{id}}{d\alpha} = \frac{T_{UB} - T_{ref}}{f_{id} Q_{ref}} \quad (4.36)$$

Tutuşma gecikmesi integrali tutuşma gecikmesi anında, $I_{id} = 1,0$ (α_{id} açısında) değerine ulaştığında, tutuşma gecikmesi τ_{id} aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\tau_{id} = \alpha_{id} - \alpha_{SOI} \quad (4.37)$$

Eş. 4.36 ve 4.37'de, I_{id} tutuşma gecikme süresi integralini, T_{ref} referans sıcaklığını, T_{UB} yanmamış bölgedeki sıcaklığı, Q_{ref} referans aktivasyon enerjisini, f (damlacık çapı, oksijen içeriği, vb.), τ_{id} tutuşma gecikme süresini, α_{SOI} püskürtme başlangıç zamanını (krank açısı cinsinden), α_{id} tutuşma gecikme zamanını (krank açısı cinsinden), f_{id} ise tutuşma gecikme kalibrasyon faktörünü ifade etmektedir.

Vibe 2-Zone yanma modeli

Tez çalışması kapsamında diğer yanma modeli olarak Vibe 2-Zone kullanılmıştır. Vibe 2-Zone yanma modeli denklem 4.38-40'de gösterilen ısı salınım karakteristiklerini hesaplamada oldukça uygun bir yöntemdir.

$$\frac{dx}{d\alpha} = \frac{a}{\Delta\alpha_c} (m+1)y^m e^{-ay^{(m+1)}} \quad (4.38)$$

$$dx = \frac{dQ}{Q} \quad (4.39)$$

$$y = \frac{\alpha - \alpha_0}{\Delta\alpha_c} \quad (4.40)$$

Burada; Q toplam ısı girişini, α krank açısını, α_0 yanma başlangıcını, $\Delta\alpha_c$ yanma süresini, m şekil faktörünü a ise Vibe parametresini temsil etmektedir ve tam yanma için 6,9 alınmıştır. Isı salınım şekli “m” şekil parametresi ve “a” parametresi ile tanımlanır. Bu değerler sabit olarak ya da yüke ve hıza bağlı olarak parametrik olarak tanımlanabilmektedirler. Dizel motorlarda yanma özelliği büyük ölçüde yakıt enjeksiyon sisteminin özelliklerine, giriş sıcaklığı-basıncına ve sıkıştırma oranına bağlıdır. Turboşarj sistemine sahip aşırı doldurmalı dizel bir motor için “m” parametresi 0,91 olarak tanımlanmıştır.

Vibe 2-Zone yanma modelinde ortalama tek bir kütleli sıcaklık kullanmak yerine, iki farklı bölgedeki (yanmış ve yanmamış) sıcaklığı dikkate alarak hesap yapılmaktadır. Yani termodinamiğin birinci yasası yanmış ve yanmamış bölgeye uygulanır.

$$\frac{dm_b u_b}{d\alpha} = -p_c \frac{dV_b}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_{W_b}}{d\alpha} + h_u \frac{dm_b}{d\alpha} - h_{BB,b} \frac{dm_{BB,b}}{d\alpha} \quad (4.41)$$

$$\frac{dm_u u_u}{d\alpha} = -p_c \frac{dV_u}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_{W_u}}{d\alpha} - h_u \frac{dm_B}{d\alpha} - h_{BB,u} \frac{dm_{BB,u}}{d\alpha} \quad (4.42)$$

Denklem 4.41 ve 4.42’de; b yanmış bölgeyi, u yanmamış bölgeyi temsil ederken $h_u \frac{dm_B}{d\alpha}$ terimi ise yeni bir dolgunun yanma ürünlerine dönüştürülmesinden dolayı yanmamış bölgeden yanmış bölgeye olan entalpi akışını temsil eder. İki bölge arasındaki ısı akısı ihmal edilir. Ayrıca, hacim değişikliklerinin toplamı silindir hacmi değişikliğine ve bölge hacimlerin (yanmış ve yanmamış) toplamı silindir hacmine eşit olmalıdır.

$$\frac{dV_b}{d\alpha} + \frac{dV_u}{d\alpha} = \frac{dV}{d\alpha} \quad (4.43)$$

$$V_b + V_u = V \quad (4.44)$$

Her zaman adımında yakılan karışım miktarı, kullanıcı tarafından belirtilen Vibe fonksiyonundan elde edilir. Duvar ısı kayıpları gibi diğer tüm terimler için, iki bölge üzerinde uygun bir dağılıma sahip tek bölge modellerine benzer modeller kullanılır.

4.1.7. Emisyon modelleri

NO_x oluşum modeli

AVL Boost programında kullanılan NO_x oluşum modeli Pattas ve Haefner'e (1973) dayanmaktadır. İyi bilinen Zeldovich mekanizmasına dayanarak Çizelge 4.2’deki 6 reaksiyon dikkate alınır:

Çizelge 4.2. NO_x oluşum denklem ve katsayıları

	Stokiyometri	Oran $k_i = k_{0,i} T^a e^{\left(\frac{-T_{A_i}}{T}\right)}$	k_0 [cm ³ , mol, s]	a [-]	T_A [K]
R1	N ₂ + O = NO + N	$r_1 = k_1 c_{N_2} c_O$	4,93E13	0,0472	38048,01
R2	O ₂ + N = NO + O	$r_2 = k_2 c_{O_2} c_N$	1,48E08	1,5	2859,01
R3	N + OH = NO + H	$r_3 = k_3 c_{OH} c_N$	4,22E13	0,0	0,0
R4	N ₂ O + O = NO + NO	$r_4 = k_4 c_{N_2O} c_O$	4,58E13	0,0	12130,6
R5	O ₂ + N ₂ = N ₂ O + O	$r_5 = k_5 c_{O_2} c_{N_2}$	2,25E10	0,825	50569,7
R6	OH + N ₂ = N ₂ O + H	$r_6 = k_6 c_{OH} c_{N_2}$	9,14E07	1,148	36190,66

Tüm reaksiyon oranları r_i 'nin birimi [mol/cm³s], konsantrasyonların C_i 'nin birimi ise [mol/cm³]’tür. N₂O konsantrasyonu Eş. 4.45’deki gibi hesaplanabilir:

$$c_{N_2O} = 1,1802 \times 10^{-6} T^{0,6125} e^{\left(\frac{9471,6}{T}\right)} c_{N_2} \sqrt{p_{O_2}} \quad (4.45)$$

ve

$$\alpha = \frac{c_{NO,act}}{c_{NO,equ}} \frac{1}{C_{KineticMult}}, \quad AK_2 = \frac{r_4}{r_2 + r_3}, \quad AK_4 = \frac{r_4}{r_5 + r_6} \quad (4.46)$$

CO oluşum modeli

AVL Boost programında kullanılan CO oluşum modeli Onorati, Ferrari ve D’Errico (2001) tarafından aşağıdaki iki reaksiyon dikkate alınarak Çizelge 4.3’teki gibi oluşturulmuştur:

Çizelge 4.3. CO oluşum denklem ve katsayıları

	Stokiyometri	Oran
R1	CO + OH = CO ₂ + H	$r_1 = 6,76 \times 10^{10} e^{\left(\frac{T}{1102,0}\right)} c_{CO} c_{OH}$
R2	CO + O ₂ = CO ₂ + O	$r_2 = 2,51 \times 10^{12} e^{\left(\frac{-24055,0}{T}\right)} c_{CO} c_{O_2}$

CO üretim / yıkım oranı [mol/cm³.s] cinsinden Eş. 4.47-48’deki gibi hesaplanmaktadır:

$$r_{CO} = C_{const} (r_1 + r_2)(1 - \alpha) \quad (4.47)$$

ve

$$\alpha = \frac{C_{CO,act}}{C_{CO,equ}} \quad (4.48)$$

İs oluşum modeli

AVL Boost programında kullanılan iki farklı is oluşum modeli bulunmaktadır. Schubiger, Boulouchos ve Eberle (2002) tarafından oluşturulan model iki bölgeyi yanma modellerinin is oluşumlarını hesaplamak için kullanılırken Çok-Bölgeyi Yanma Modeli içinse Hiroyasu, Kadota ve Arai (1983) tarafından geliştirilen model kullanılmaktadır. Aşağıda tez kapsamında kullanılan Schubiger İs Oluşum Modelinden bahsedilmiştir.

Schubiger is oluşum modeli

Model, reaksiyon kinetik mekanizmaları tarafından yönetilen is oluşum mekanizması için iki reaksiyonu ele almaktadır. İs oluşum reaksiyonunda $\frac{dm_{s,f}}{dt}$ ifadesi difüzyon yanmada yanma oranını temsil etmektedir. Oksidasyon reaksiyonu, silindirdeki gerçek net is kütlesine ve yanmış bölgedeki oksijen mevcudiyetine bağlıdır. Karışım terimi τ_{char} küresel ısı salınım oranı ile ilgilidir.

$$\frac{dm_{s,f}}{dt} = A_{s,f} \frac{dm_{fb,diff}}{dt} \left(\frac{p}{p_{ref}} \right)^{n_1} e^{\frac{E_{s,f}}{R_m \cdot T}} \quad (4.49)$$

$$\frac{dm_{s,o}}{dt} = A_{s,o} \frac{1}{\tau_{char}} (m_{soot})^{n_2} \left(\frac{po_2}{po_{2,ref}} \right)^{n_3} e^{\frac{E_{s,o}}{R_m \cdot T}} \quad (4.50)$$

Eş. 4.49 ve 4.50’de; $\frac{dm_{s,f}}{dt}$ is oluşum oranını, $\frac{dm_{s,o}}{dt}$ is oksidasyon oranını, $\frac{dm_{fb,diff}}{dt}$ difüzyon yanmasının yanma oranı, p ve p_{ref} gerçek ve referans basınç değerlerini, $E_{s,f}$ ve $E_{s,o}$ oluşum ve oksidasyon aktivasyon enerjileri, po_2 , $po_{2,ref}$ oksijenin gerçek ve referans kısmı basınçlarını, m_{soot} gerçek is kütlesini, $A_{s,f}$ is oluşum parametresini, $A_{s,o}$ is oksidasyon parametresini, τ_{char} karışım terimini, n_1 , n_2 , n_3 ise model sabitlerini temsil etmektedir.

4.1.8. Dinamik silindir içerisindeki girdap hesabı

AVL Boost programı emme portu ve supap kalkış miktarına bağlı olarak girdap oranının kullanıcı tarafından tanımlanmasına izin vermektedir. Hava girişi boyunca silindire giren kütlenin momentumunun momenti anlık supap kalkış hareketi sırasında anlık olarak giren

kütle ve girdap üretimine bağlı olarak hesaplanmaktadır. Zaman adımının sonunda silindir içerisindeki girdap şu şekilde hesaplanır:

$$n_{sw}(t + \Delta t) = \frac{1}{m_c(t + \Delta t)} (m_c(t)n_{sw}(t) + dm_i n_{swi}) \quad (4.51)$$

Eş. 4.51’de, n_{sw} silindir içerisindeki girdabı, m_c silindir içerisindeki kütle miktarını, dm_i içeriye giren kütle, n_{swi} içeriye giren kütlenin girdap oranını temsil etmektedir.

Zamandan bağımsız (durağan) bir girdap test teçhizatının giriş durumuna bakıldığında, dm_i akış kütlesi ile silindire giren anlık karakteristik girdap değeri n_{swi} ;

$$n_{swi} = \frac{\dot{V}_l}{V_D} \frac{n_{sur}}{2n} \quad (4.52)$$

Eş. 4.52’de, $\dot{V}_l$ giren hava hacmi, V_D silindir hacmi, n motor devri, n_{swr} supap kalkış miktarı fonksiyonuna bağlı girdap oranını temsil etmektedir.

4.1.9. Duvar sıcaklığı

Çevrimin ortalama duvar sıcaklıkları, yüksek basınç döngüsü sırasında duvar ısı kayıplarını ve dolayısıyla motorun verimliliğini etkiler. Gaz değişimi sırasında, silindir duvarlarından ısı transferi taze hava dolgusunu ısıtır ve motorun hacimsel verimini düşürür. Silindirdeki dolgu ile soğutucu ortam arasındaki ısı akısının enerji dengesi duvar sıcaklıklarını belirler. Zamana bağlı çözümlemelerde bu enerji dengesi silindir kafası / yanma odası, gömlek ve piston için hesaplanabilir. Ek olarak portların enerji dengesi de dikkate alınabilir. 1-boyutlu ısı iletimi denklemi, yanma odası tarafında bir sınır koşulu olarak bir döngü boyunca ortalama ısı akısı ve dışardaki soğutma ortamına ısı transferi kullanılarak çözülmüştür.

Bu varsayımlarla ısı iletimi denklemi:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\lambda}{\rho c} \frac{d^2T}{dx^2} \quad (4.53)$$

Eş. 4.53'te, T duvar sıcaklığını, λ duvar malzemesinin iletimini, ρ duvar malzemesi yoğunluğunu, c ise duvar malzemesinin özgül ısı kapasitesini belirtmektedir.

Sınır koşullarının matematiksel formülasyonu ise:

$$q_{in} = -\lambda \frac{dT}{dx} \quad (4.54)$$

Eş. 4.54'de, q_{in} yanma odası duvarına geçen ortalama ısı akısını temsil etmektedir.

$$q_{out} = \alpha_{CM} (T_{WO} - T_{CM}) \quad (4.55)$$

Eş. 4.55'te, q_{out} soğutma akışkanına olan ısı akısı, α_{CM} dış ısı transfer katsayısı, T_{WO} yanma odası dış duvar sıcaklığı, T_{CM} soğutma akışkan sıcaklığını temsil etmektedir.

4.2. Bir Boyutlu Modelinin Oluşturulması ve Sayısal Model Doğrulaması

1-B, 3-B sektör model ve 3-B tam model yanma analizlerinin doğrulanması için kullanılan dizel yanma rejimindeki deneysel verilerin tamamı TÜRK TRAKTÖR A.Ş.'de AVL Test Odası'nda yapılan performans, yanma ve emisyon testlerinden elde edilmiştir. Kullanılan motor 3 silindirli, 3 litre hacminde, turbo şarjlı, direkt enjeksiyonlu ve Stage IIIB standartlarına sahiptir. Sayısal analizleri gerçekleştirilen motorun teknik özellikleri Çizelge 4.4'te verilmiştir.

Bir boyutlu gaz değişim analizleri, üç boyutlu sektör model ve tam model çalışmalarında giriş ve başlangıç değerlerinin belirlenmesi için yapılmakla beraber tüm motorun genel performans ve emisyon değerlerinin de karşılaştırılıp doğruluğunun sağlanması için gerçekleştirilmiştir. Tez kapsamında 1-B, 3-B sektör, 3-B tam modelin öncelikle dizel yanma rejiminde doğrulanması yapılmış ve sonrasında propan-dizel çift yakıt teknolojisinin performans, silindir içi yanma karakteristikleri ve emisyon davranışlarının incelenmesi şeklinde devam etmiştir. Motor çalışma koşulları Çizelge 4.5'te verilmiştir.

Çizelge 4.4. Motor özellikleri

Güç [kW]	55 @2300 devir/dakika
Maksimum Tork [Nm]	341 @1400 devir/dakika
Çap x Strok [mm]	104 x 115
Sıkıştırma Oranı	17,5:1
Biyel Kol Uzunluğu [mm]	182
Turbo Basınç Oranı	1,4
Supap Zamanlamaları [KMA]	IVO: 28 ÜÖNö IVC: 60 AÖNs
	EVO: 65 AÖNö EVC: 33 ÜÖNs
Enjektör Delik Sayısı	8
Enjektör Delik Çapı [mm]	0,132
Rail Basıncı [bar]	1600
Sprey Açısı	151°

Çizelge 4.5. Motor parametreleri

Parametre	Değer
Motor Hızı [devir/dakika]	2300
Ana Enjeksiyon Zamanlaması [KMA]	0,5 ÜÖNö
Ana Enjeksiyon Süresi [KMA]	14
Yakıt Denge Katsayısı (ϕ)	0,56
Yakıt Kütlesi [mg/st]	64
EGR Yüzdesi [%]	15

4.2.1. Bir boyutlu / sıfır boyutlu modelin oluşturulması

Bu bölümde 3 silindirli direkt püskürtmeli dizel bir traktör motorunun bir boyutlu / sıfır boyutlu olarak AVL Boost programı kullanılarak nasıl modellendiği ve hangi parametrelerin kullanıldığı anlatılmaktadır. Program emme ve egzoz boruları boyunca 1-B sonlu hacim metoduyla çözüm yaparken, silindir içinde ise 0B (Quasi-dimensional-2 Bölgesi yanma için) termodinamik yaklaşımla çözüm yapmaktadır. Programın kullanılmasındaki amaç üç-boyutlu yanma analizi programına gerekli koşullardaki silindir içi basınç, sıcaklıkla ve

TC1: “Turbocharger”ı temsil etmektedir. Burada türbin ve kompresörden oluşan turboşarjının fiziksel özellikleri tanımlanmaktadır. Kompresörün ve türbinin performans haritaları olmadığından “simplified model” seçilmiştir. Kompresörde basınç oranı her devir için parametrik olarak tanımlanırken, kompresör verimi %78 olarak tanımlanmıştır. Türbin için ise “Discharge Coeff.” 0,15 ve “Turbine Size Multiplier” 1 olarak tanımlanmıştır.

CO1 ve CO2: “Air Cooler” ı temsil etmektedir. CO1 egzoz manifoldundan alınan belirli yüzdedeki egzoz gazının emme manifolduna geri verilmeden önce soğutulması için kullanılırken CO2 kompresörde sıkışan ve ısınan havanın soğutulması için kullanılmıştır. Burada her iki ara soğutucu için debi, giriş sıcaklıkları, giriş basınçları, basınç düşüşleri vs. devire göre parametrik olarak tanımlanmıştır.

PL1 ve PL2: “Plenum”u temsil etmektedirler. PL1 emme manifoldunu, PL2 ise egzoz manifoldunu temsil etmektedir.

R1: “Restriction” ı temsil etmektedir. Devire göre %0 ile %30 arasında egzoz gazının emme manifolduna geri gönderilmesini sağlamaktadır. EGR oranının devire bağlı kontrolü için aktif kontrolcü yerine parametrik tanımlama yapılmıştır.

C1, C2 ve C3: “Cylinder” ı temsil etmektedir. Burada silindirin fiziksel özellikleri, egzoz valfi açıldığı andaki basınç, sıcaklık vs. bilgileri, yanma modeli seçimi, emisyon parametreleri, ısı transferi modeli, ısı transferi yüzey alanı bilgileri, emme ve egzoz supap bilgileri tanımlanmaktadır. Silindir için tanımlanan değerler Çizelge 4.6’da verilmektedir. Ayrıca programa tanımlanan emme ve egzoz supap zamanları, supap profilleri ve strok zamanları Ek-2 Şekil Ek-2.3’te gösterilmiştir. Modelde devire bağlı çözümlerde Vibe-2 Zone yanma modeli kullanılırken 2300 devirde hem Vibe 2-Zone hem de MCC Yanma Modeli kullanılmış ve karşılaştırılmalı olarak grafiklerde verilmiştir.

Çizelge 4.6. AVL Boost'ta tanımlanan değerler

Genel Özellikler	
Çap, strok, sıkıştırma oranı, biyel kol uzunluğu	104 mm, 115 mm, 17,5 (-), 182 mm
Silindir İçi İlk Değerler	
Basınç, sıcaklık, hava/yakıt oranı, yakıt buhar oranı, yanma ürün oranı	7 bar, 726,85 °C, 14,57 (-), 0 (-), 0,8 (-)
Yanma Modeli	
Isı salınım modeli, yakıt miktarı, yakıt sıcaklığı	Vibe 2-Zone, devire göre parametrik, 37 °C
Vibe 2-Zone Yanma Modeli	
Yanma başlangıcı, yanma süresi, m şekil parametresi ve a parametresi	Devre göre parametrik, devre göre parametrik, 0,91 (-), 6,9 (-)
MCC Yanma Modeli	
Enjektör delik sayısı, delik çapı, boşaltım katsayısı, rail basıncı, normalize edilmiş model parametreleri, enjektör profili, kullanıcı giriş parametreleri	8 - 132 mikrometre - 0,7 – 1600 bar – varsayılan –kare profil - varsayılan
Emisyon Parametreleri	NO _x , CO ve is için her devirde parametrik olarak tanımlanmıştır.
Isı Transferi Modeli	Woschni 1978

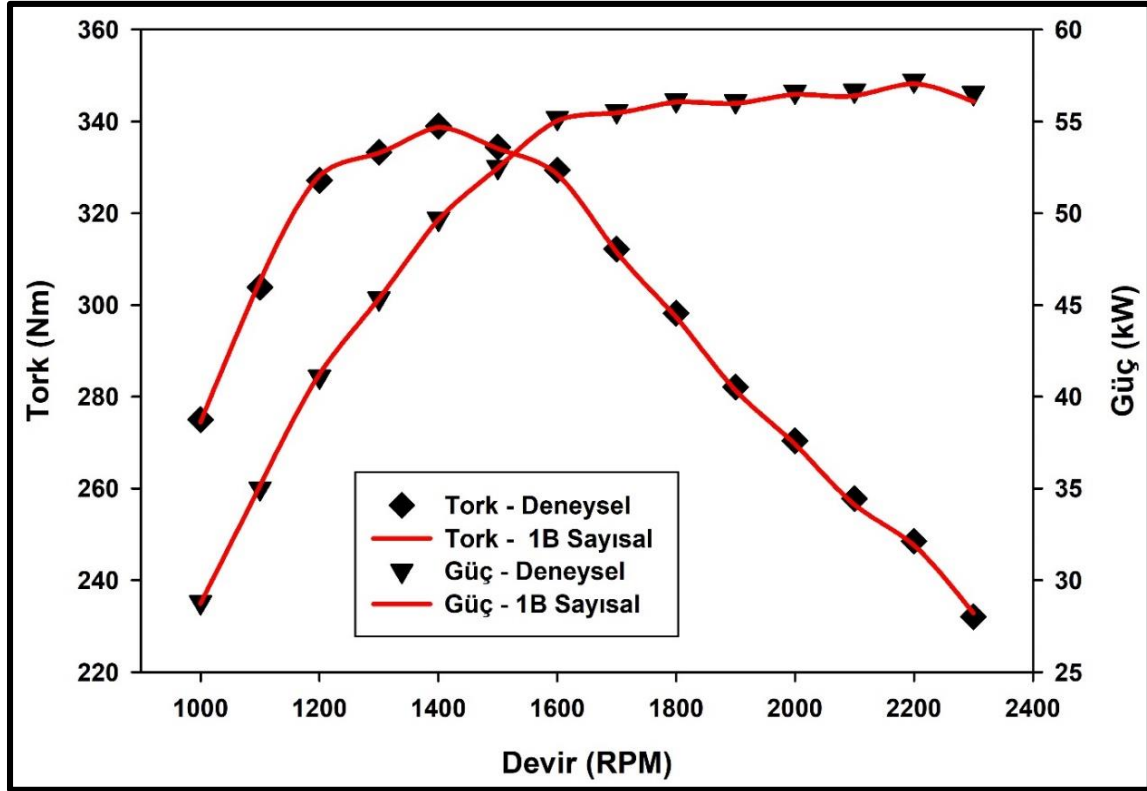
J1, J2, J3 ve J4: “Junction”ı temsil etmektedir. Sabit basınçta ara bağlantı elemanı olarak tanımlanmışlardır.

MP1-MP10: “Measuring Point”i temsil etmektedir. Tanımlandıkları yerde basınç, sıcaklık, emisyon, debi vb. büyüklüklerin ölçülmesi için kullanılmıştır.

E1: “Engine”ı temsil etmektedir. Burada motorun hangi devirde çalışacağı parametrik olarak tanımlanmıştır. Ayrıca motor 4 strok olarak tanımlanmış ve sürtünme modeli olarak da Patton, Nitschke, Heywood Modeli seçilmiştir. Yağ çeşidi olarak SAE 10/W40, yağ sıcaklığı ise 90 °C olarak tanımlanmıştır. Ayrıca elemanlar arasında bağlantı elemanı olarak toplam 24 adet “pipe” kullanılmıştır.

4.2.2. Oluşturulan bir boyutlu modelin deneysel verilerle doğrulanması

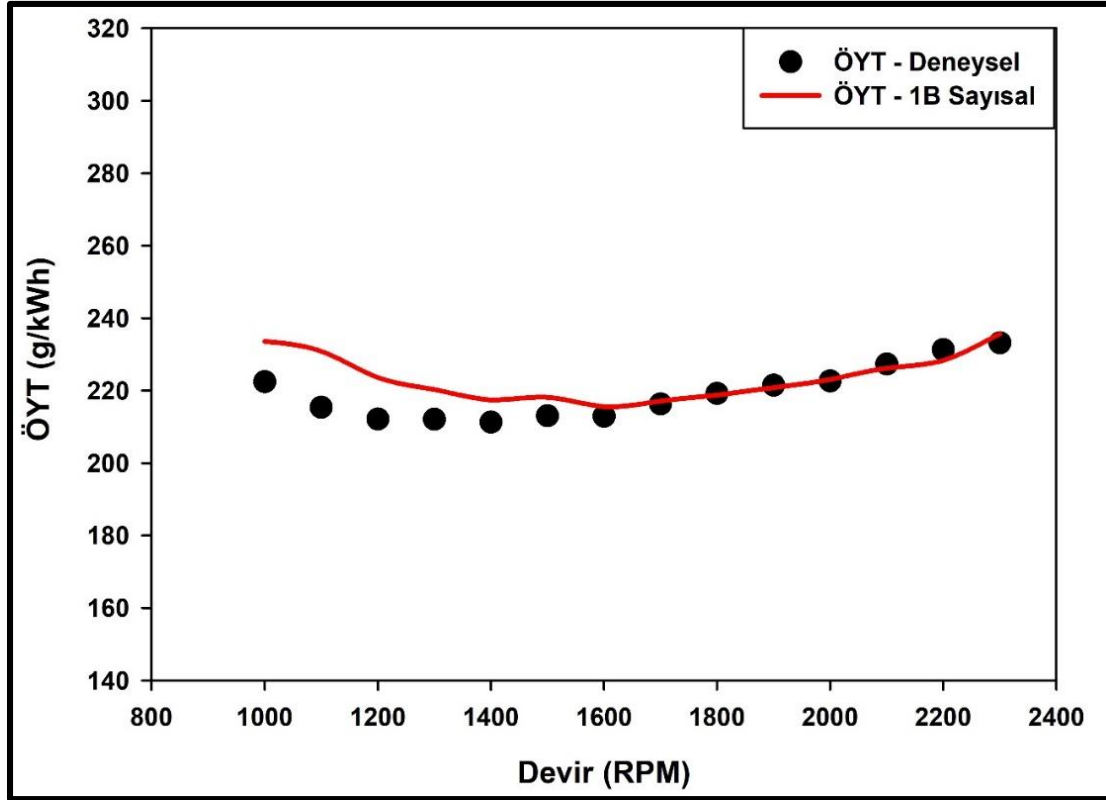
Bir boyutlu oluşturulan model, konvansiyonel dizel yanma rejiminde elde edilen performans, silindir içi yanma eğrileri ve emisyon değerleriyle karşılaştırılarak kurgulanan modelin doğruluğu sağlanmıştır.



Şekil 4.6. Deneysel tork ve güç değerlerinin 1-B sayısal sonuçlarla karşılaştırılması

Motor performans testleri (tork, güç ve yakıt tüketimi) 1000 devir ile 2300 devir arasında 14 farklı noktada tam yük altında gerçekleştirilmiştir.

Şekil 4.6'da tam yük altında yapılan deneysel ve sayısal sonuçlar incelendiğinde %99'un üzerinde uyum olduğu görülmektedir. Maksimum tork değeri 1400 devirde 339 Nm görülürken maksimum fark oranı %0,27 ile 1800 devirde görülmektedir. Maksimum güç değeri ise 2300 devirde 57 kW olarak belirlenirken, maksimum fark %0,83 ile 2300 devirde görülmektedir. Ayrıca maksimum torkun elde edildiği 1400 devirden sonra artan mekanik ve ısı kayıpların etkisiyle torkun azaldığı, gücün ise devrin artmasına bağlı olarak sabit bir seyir izlediği görülmektedir.



Şekil 4.7. Deneysel özgül yakıt tüketimi (ÖYT) değerlerinin 1-B sayısal sonuçlarla karşılaştırılması

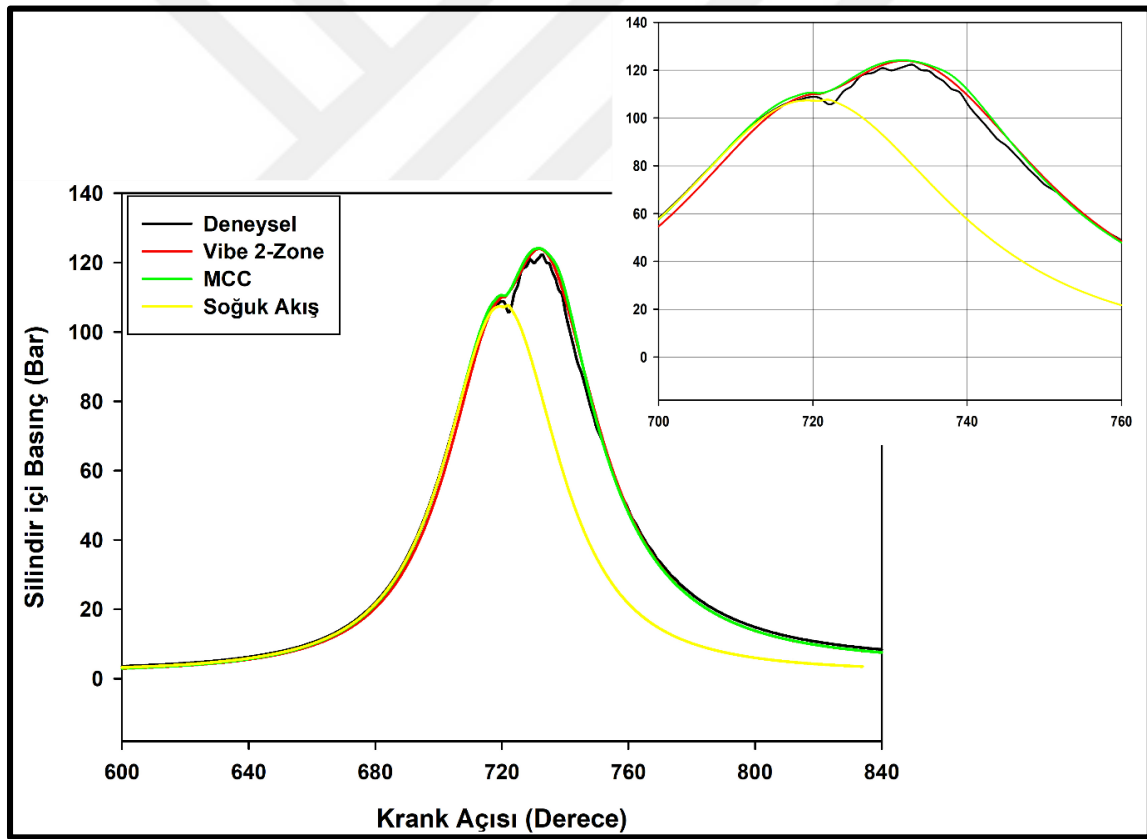
Şekil 4.7’de özgül yakıt tüketim değerleri incelendiğinde deneysel verilerle sayısal veriler arasında uyum olduğu görülmektedir. Maksimum farklılığın %7,2 ile 1100 devirde olduğu görülürken, tüketim eğrisinin 210 g/kWh ile 240 g/kWh arasında değiştiği görülmektedir. Ayrıca 2300 devirde tam yük altında elde edilen BMEP, BSFC, maksimum basınç ve mil verimi değerleri Çizelge 4.7’de gösterilmiştir.

Çizelge 4.7. 2300 devirde deneysel ve 1-B sayısal IMEP, BSFC, maksimum basınç ve fren mil verimi değerleri

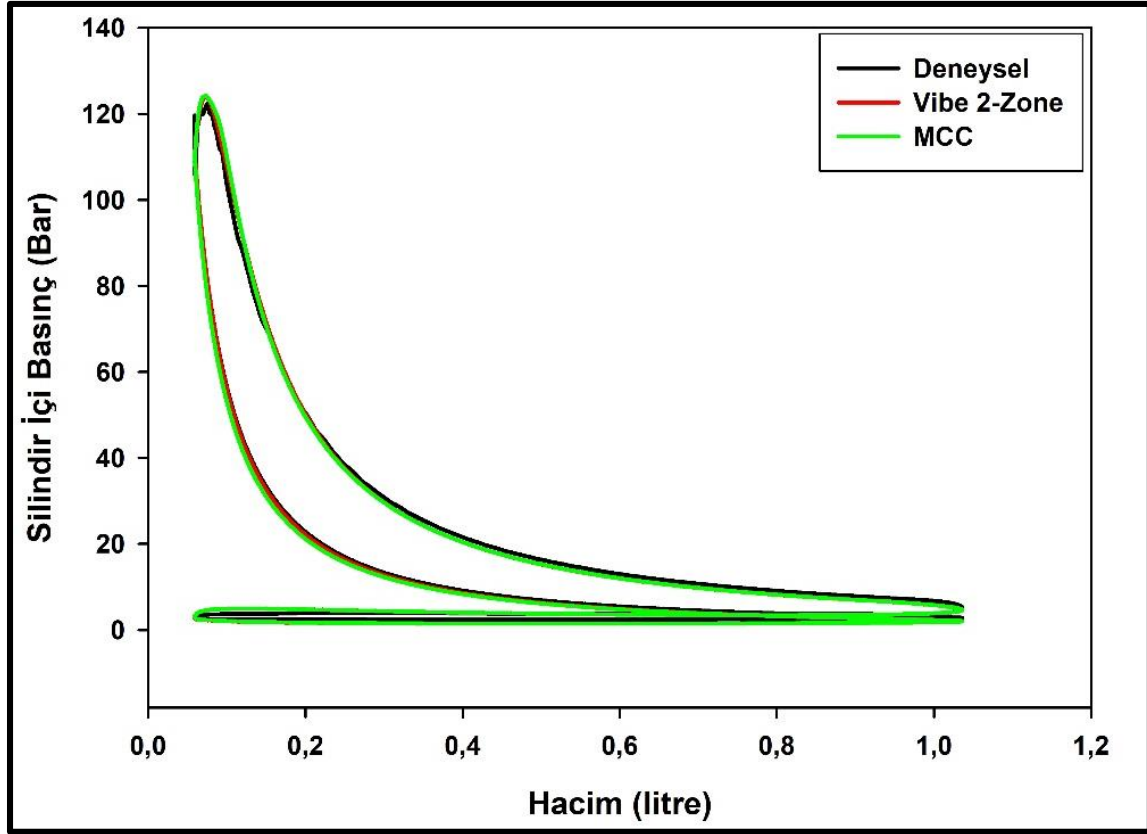
	IMEP (bar)	ÖYT (g/kWh)	Maksimum Basınç (Bar)	Fren Mil Verimi (%)
Deneysel	11,15	233,2	122,22	35,49
Vibe 2-Zone yanma modeli	11,17	235,7	123,64	35,68
Fark	% 0,18	% 1,07	-%1,178	% 0,53
MCC yanma modeli	11,089	236,24	124,145	35,6
Fark	% 0,55	% 1,3	-% 1,57	% 0,031

Silindir içi basınç ölçümleri maksimum gücün elde edildiği 2300 devirde tam yük altında gerçekleştirilmiştir. 3 silindirli dizel motorda sadece ana enjeksiyon gerçekleşmektedir. Buna göre de hem AVL MCC modülü hem de Vibe 2-Zone yanma modülü kullanılarak karşılaştırılmalı olarak performans ve emisyon verileri değerlendirilmiştir.

Şekil 4.8’de tam yük altında yapılan deneysel ve sayısal sonuçlar incelendiğinde maksimum basınç deneysel olarak 733 KMA’da 122,22 bar elde edilirken, Vibe 2-Zone modelinde 732 KMA’da 123,96 bar, MCC yanma modelinde ise 732 KMA’da 124,145 bar soğuk çalışmada ise 722 KMA’da 107,67 bar olduğu görülmüştür. Bu da deneysel ve sayısal analizler arasında en az %98,43’lük uyum olduğunu gösterirken, yanma modelleri ve parametrelerin doğru bir şekilde tanımlandığını göstermektedir.



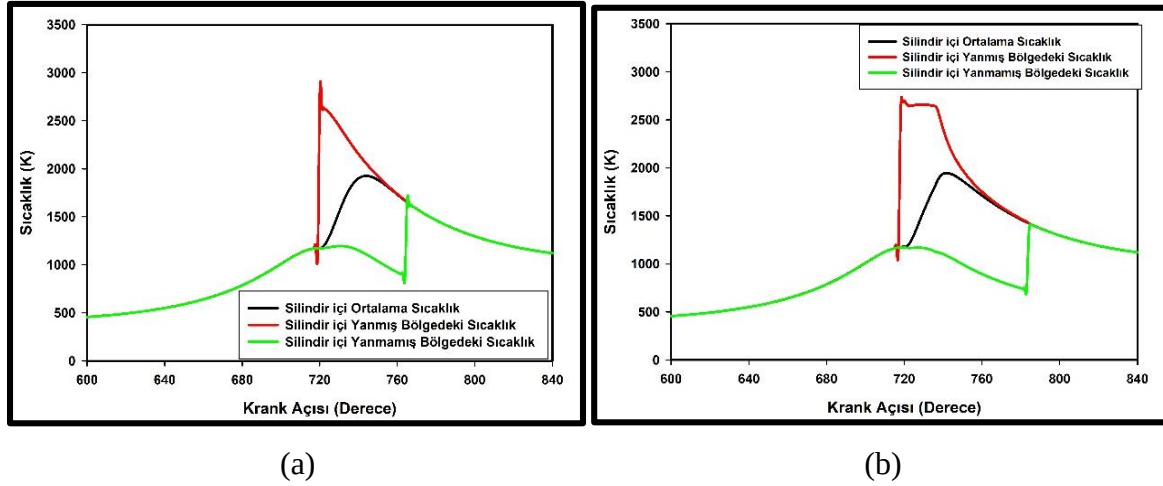
Şekil 4.8. 2300 devirde deneysel silindir içi basınç değerlerinin karşılaştırılması



Şekil 4.9. 2300 devirde deneysel silindir içi basınç-hacim değerlerinin 1-B farklı yanma modelleri ile karşılaştırılması

Şekil 4.9’da silindir içi basınç – hacim değerleri incelendiğinde hem deneysel hem de sayısal olarak benzer P-V diyagramının olduğu görülmektedir.

Özellikle is ve NO_x oluşumunda etkili parametrelerden biri de silindir içi sıcaklık dağılımlarıdır. Şekil 4.10’da tam yükte 2300 devirde hem Vibe 2-Zone hem de MCC yanma modeli için yanmış, yanmamış bölge ve ortalama sıcaklık dağılımları (kütle ortalamalı) verilmiştir. Vibe 2-Zone ve MCC yanma modelleri için sırasıyla maksimum silindir içi ortalama sıcaklık 1900 K 750 KMA ve 1946K 742 KMA’da görülmektedir. Kullanılan modellerde yanma odası yanmış ve yanmamış bölge olarak ikiye ayrılarak tanımlanmakta ve çözdürülmektedir. Vibe 2-Zone için yanmış bölgedeki maksimum sıcaklık 2890 K ile 723 KMA’nda görülürken yanmamış bölgedeki maksimum sıcaklık 1600 K ile 780 KMA’da görülmektedir. MCC modelinde ise maksimum sıcaklık 2700 K ile 720 KMA’da görülürken yanmamış bölgedeki maksimum sıcaklık 1413 K ile 785 KMA’da görülmektedir.

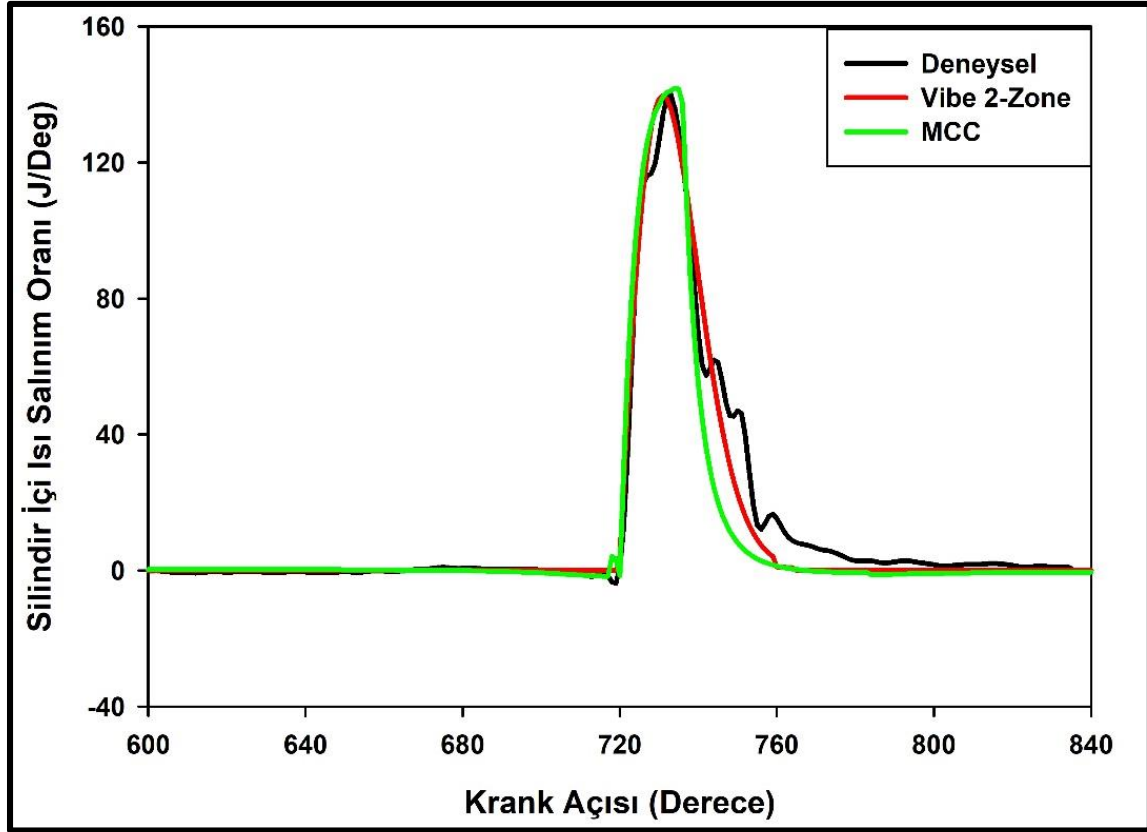


Şekil 4.10. 2300 devirde Vibe 2-Zone (a) ve MCC yanma modeli (b) için silindir içi sıcaklıklar (Yanmış Bölge, Yanmamış Bölge ve Ortalama Sıcaklıklar)

Her iki modelde de yanmanın başlaması ile birlikte silindir içi sıcaklıkta ani bir yükselme olduğu görülmektedir. Burada premixed (ön karışım) yanma fazı dizel yanma başlangıcında etkili olarak silindir içerisindeki basınç ve sıcaklığı çok kısa bir sürede artmasına sebep olduğu görülmektedir. Bu yanma fazı dizel yakıt enjeksiyonundan hemen sonra ve yanmanın ilk fazı olarak dizel yakıtın tutuşma sıcaklığının aşılması ile başlar. Premixed yanma fazından sonra difüzyon yanma fazı başlar. Bu fazda silindir içi sıcaklık başlangıçta artar ve maksimum seviyeye ulaşır, daha sonra ısı kayıpları ile birlikte azalmaya başlar.

Silindir içi yanma karakteristiğini belirlemede en önemli göstergelerden biri de krank açısına bağlı silindir içi ısı salınım oranı analizidir. Burada deneysel ısı salınım oranı hesabı AVL Boost'un BURN modülü kullanılarak deneysel silindir içi basınç değişim profili yardımıyla termodinamiğin 1. kanunu ile teorik olarak hesaplanmıştır. BURN modülü ile ilgili detaylı bilgi Ek-1'de verilmiştir.

Şekil 4.11 incelendiğinde, deneysel verilerden elde edilen ısı salınımında (HRR), MCC yanma modelinde enjeksiyon profili tanımlanmasından dolayı deneysel ısı salınım grafiğine oldukça yakın sonuçlar içerdiği görülmektedir. Vibe 2-Zone yanma modelinde ise direkt yanma başlangıç zamanı ve süresi tanımlandığında genel ısı salınımında benzer eğriyi elde ettiği görülmektedir. Her iki yanma modelinde de maksimum ısı salınım oranı değerlerine oldukça yakın değerler ve benzer oluşum eğrileri elde edilmiştir.



Şekil 4.11. 2300 devirde deneysel silindir içi ısı salınım oranı (HRR) karşılaştırılması

Çizelge 4.8. Emisyon karşılaştırılması

	İs (g/kWh)	NO _x (ppm)	CO ₂ (%)
1-B (Vibe 2-Zone)	0,02533	1003,01	7,27
1-B (MCC)	0,02805	1382,29	7,2
Deneysel	0,0238	443,18 (SCR Sonrası)	7,5

Motor emisyon testleri maksimum gücün elde edildiği 2300 devirde tam yük altında gerçekleştirilmiştir. Kullanılan motorda egzoz manifoldundan çıkan emisyonlar SCR'den geçtikten sonra başka bir kimyasal işleme maruz kalmadan atmosfere atılır. Ayrıca motor 55 kW gücünde olduğundan Stage IIIB emisyon standartlarına göre değerlendirilmektedir. SCR sonrası is emisyonunun Stage IIIB standartlarını sağladığı için DPF bulunmamaktadır. Deneysel veriler SCR sonrası yani egzoz gazlarından NO_x emisyonlarının kimyasal tepkimeye girdikten ve belirli bir dönüşüme uğradıktan sonraki halleridir. 1-B ve 3-B sayısal modellemelerde ise SCR bulunmadığından alınan veriler egzoz manifold sonrasıdır. Bu bağlamda Çizelge 4.8'de verilen deneysel verilerle 1-B sayısal sonuçlar aşağıdaki gibi karşılaştırılabilir.

İs Emisyonu: Deneysel veriler incelenecek olunursa 0,02382 g/kWh is emisyonu olduğu görülmektedir. Vibe 2-Zone ve MCC yanma analizleri sonucunda ise bu değerlerin yaklaşık 0,02533 ve 0,02805 g/kWh olduğu görülmektedir. Deneysel sonuç ile Vibe 2-Zone ve MCC yanma analizleri arasındaki fark sırasıyla %6,42 ve %17,85'dir. Kullanılan kalibrasyon faktörleri ise "Soot production" değeri 700, "soot consumption" değeri 775 olarak alınmıştır. Veriler değerlendirildiğinde Vibe 2-Zone yanma modelinin daha yakın is emisyon sonucu verdiği görülse de kalibrasyon faktörlerinin farklılaştırılması ile bu değerler artırılıp azaltılabilmektedir. Buradaki amaç çift yakıt çalışması için kullanılacak modelde yaklaşık kalibrasyon parametrelerinin belirlenerek temel oluşturmasıdır.

NO_x emisyonu: Deneysel veriler incelenecek olunursa yaklaşık olarak 424,13 ppm NO_x emisyonu elde edilirken, 1-B analiz sonucunda ise bu değer Vibe 2-Zone ve MCC yanma modeli için sırasıyla 1003,01 ppm ve 1382,29 ppm olduğu görülmektedir. Deneysel sonuçlar ile sayısal sonuçlar arasındaki fark deneysel olarak SCR sonrası ölçüm alınmasından kaynaklanmaktadır. Ancak hem genel bir kıyas yapabilmek hem de daha sonrasında çift yakıt çalışması sonucunda temel emisyon değeri olarak kullanabilmek için bu değerler verilmiştir. İs oluşumuna benzer şekilde NO_x emisyon oluşumu için "NO_x kinetic multiplier" değeri 3,8, "NO_x postprocessing" değeri 0,64 olarak alınmıştır. Buradaki amaç daha önce belirtildiği üzere çift yakıt çalışması için kullanılacak modelde yaklaşık kalibrasyon parametrelerinin belirlenmesidir.

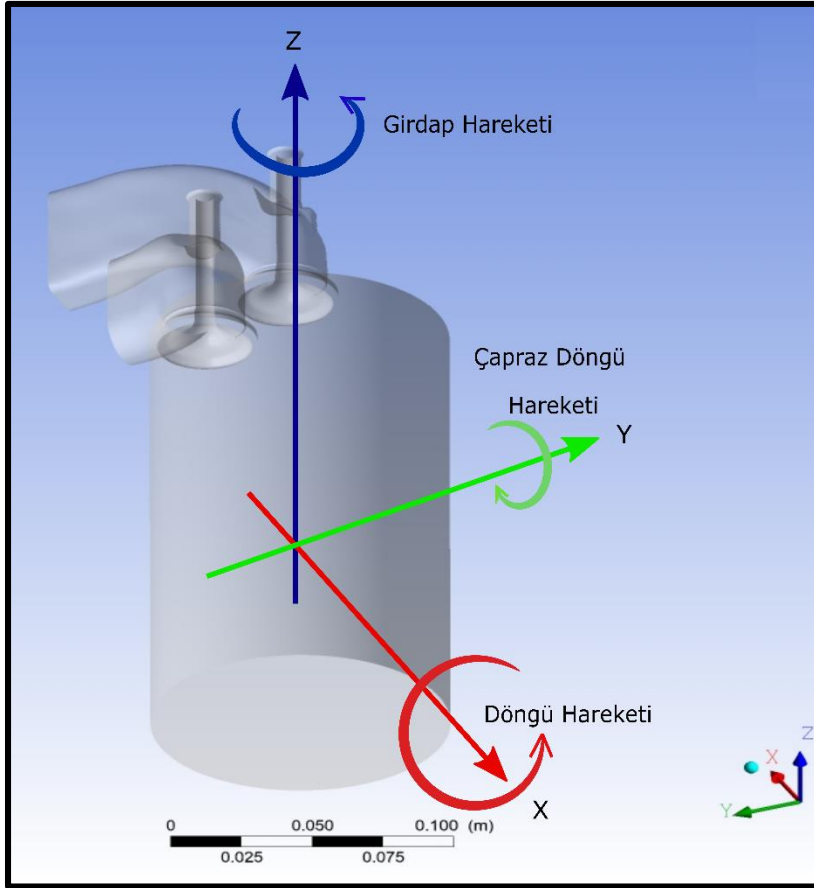
5. SİLİNDİR İÇİ DÖNGÜSEL HAVA HAREKETİ ANALİZİ

İçten yanmalı motorlarda verimlilik direkt olarak yanma kalitesi ile ilişkilidir. Yanma kalitesini ise; enjeksiyon özellikleri ile birlikte hava-yakıt karışımının homojenliğini ya da silindir içi hava döngü şiddetini arttırarak iyileştirmek mümkündür. Burada homojenlik ya da hava döngü şiddeti ise silindirdeki türbülans karakteristiğine ve ortalama hız alanına bağlıdır.

Hızlı yanmayı geliştirmek için, sıkıştırma strokunun sonunda yeterli büyüklükte türbülansa (kinetik enerjiye) ihtiyaç vardır, böylece hava ve yakıt daha iyi karışacak ve ayrıca alev gelişimi hızlanacaktır. Bununla birlikte, çok fazla türbülans, gazlardan silindir duvarlarına aşırı ısı transferine yol açar ve alev yayılma problemleri yaratabilir (Wang ve diğerleri, 2007).

Dizel motorlardaki silindir içi hava hareketi genellikle hava-yakıt karıştırma ve yanma üzerinde büyük etkisi olan girdap, sıkışma ve türbülans ile karakterizedir. Havanın girdap hareketi, şiddeti ve yoğunluğu genellikle emme portunun tasarımına bağlı olmakla beraber supap açıklığı ve supabın açılma konumuna da bağlıdır. İyi bir giriş portu tasarımı daha yüksek girdap üretecek ve yanmayı iyileştirmeye yardımcı olacaktır (Heywood, 1988: 345). Silindir içi havada girdap olduğunda, girdap-sıkışma etkileşimi, sıkıştırma sonunda karmaşık bir türbülanslı akış alanı üretir. Bu etkileşim, yeniden girişli (re-entrant) yanma odası geometrilerinde çok daha yoğundur (Arcoumanis, Bicen ve Whitelaw, 1993).

Akışkan döngüsünde eğer akışkan silindir eksenini etrafında dönüyorsa girdap (swirl) hareketinden, silindir eksenine dik bir eksen etrafında dönüyorsa döngü (tumble) akış hareketinden bahsetmekteyiz. Döngü hareketi dizel çevrimlerde girdap hareketi kadar öneme sahip olmasa da türbülans oluşumuna etki etmektedir. Girdap ve döngü hareketinin şematik gösterimi Şekil 5.1’de gösterilmektedir.

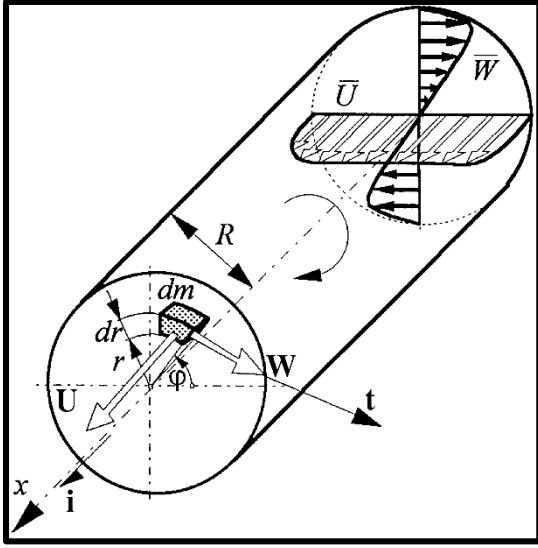


Şekil 5.1. Girdap, döngü ve çapraz döngü gösterimi

Silindir içi oluşan girdap hareketinin büyüklüğü deneysel olarak farklı yöntemlerle ölçülebilmekte ve elde edilen değerlerle girdap şiddeti matematiksel olarak ifade edilebilmektedir. Şekil 5.2’de gösterildiği gibi R yarıçaplı bir boruda girdap şeklinde bir akışı ele alalım. Burada örnek alınan parçacığın kütlesi $dm = \rho dV$ şeklinde ifade edilebilir. Hızın vektörel gösterimi eşitlik 5.1’deki gibidir. Burada U hızın eksenel bileşenini, W hızın teğetsel bileşenini, i ve t ise birim vektörleri ifade etmektedir. X eksenine göre borunun rastgele bir kesitinde momentumun momenti Eş. 5.2’deki gibi ifade edilmektedir ve burada ρ akışkan yoğunluğunu, r uzaklığı v ise hız vektörünü ifade etmektedir.

$$v = Ui + Wt \quad (5.1)$$

$$M = \int_A r \times (\rho Uv) dA \quad (5.2)$$



Şekil 5.2. Girdaplı akış tanımlaması (Crnojevic, Decool ve Florent, 1999)

Türbülanslı akış durumunda, akışkanın hızı Eş. 5.3'deki gibi yazılabilir:

$$v = (\bar{U})i + (\bar{W})t \quad (5.3)$$

Burada $\bar{U}$ ve $\bar{W}$ ortalama hızları temsil etmektedir. Eş. 5.3 Eş. 5.2'de yerine yazılırsa:

$$\bar{M} = \rho \int_A r \times [(\bar{U}^2)i + (\bar{U}\bar{W})t]dA \quad (5.4)$$

$$\bar{M} = M_x i + M_\phi t \quad (5.5)$$

Eş. 5.5'te M_x ve M_ϕ sırasıyla momentin eksenel ve teğetsel bileşenlerini temsil etmektedir.

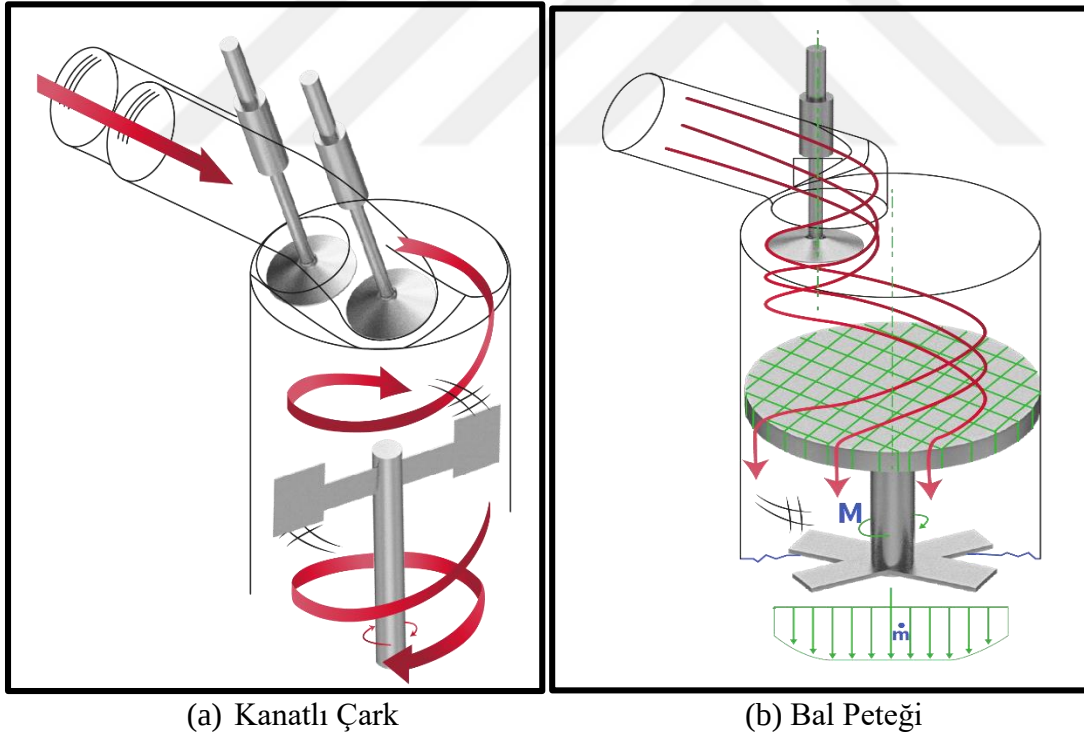
Girdap yoğunluğunun belirlenmesinde kullanılan girdap sayısı, momentumun teğetsel ve eksenel bileşenlerindeki değişikliklerden dolayı oluşan momentlerin oranı olarak tanımlanabilir. Bu oran da Eş. 5.6'daki gibi ifade edilebilir.

$$S = \frac{M_\phi}{M_x} = \frac{\int_A (\bar{U}\bar{W})rdA}{R \int_A (\bar{U}^2)dA} \quad (5.6)$$

Türbülans etkisiyle oluşan hızdaki dalgalanma katsayıları ihmal edilirse girdap oranının yeni ifadesi Eş. 5.7'deki gibi tanımlanabilir. Burada V_θ ve V_a değerleri hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri sonucunda elde edilen teğetsel ve eksenel hızları temsil etmektedir.

$$S = \frac{\text{Açısal Momentumun Momenti}}{\text{Eksenel Momentumun Momenti}} = \frac{\int_A r V_\theta V_a dA}{R \int_A V_a^2 dA} = \frac{\int_0^R V_\theta V_a r^2 dr}{R \int_0^R V_a^2 r dr} \quad (5.7)$$

Girdap ve döngü oranı akışın sürekli olduğu rejim şartları için deneysel yöntemler kullanılarak da ölçülebilmektedir. Ölçüm için silindir kapağı, motordaki silindirle aynı çapta değiştirilebilir silindirik bir tüpe bağlanmaktadır. Şekil 5.3'te gösterilen sistem sayesinde emme portundan giren havanın oluşturduğu hava hareketi (dönme ya da girdap), kanatlı çark (paddle wheel) ya da bal peteği (honeycomb) şeklindeki plakada akış etkisi ile oluşan tork değeri ölçülebilmektedir.

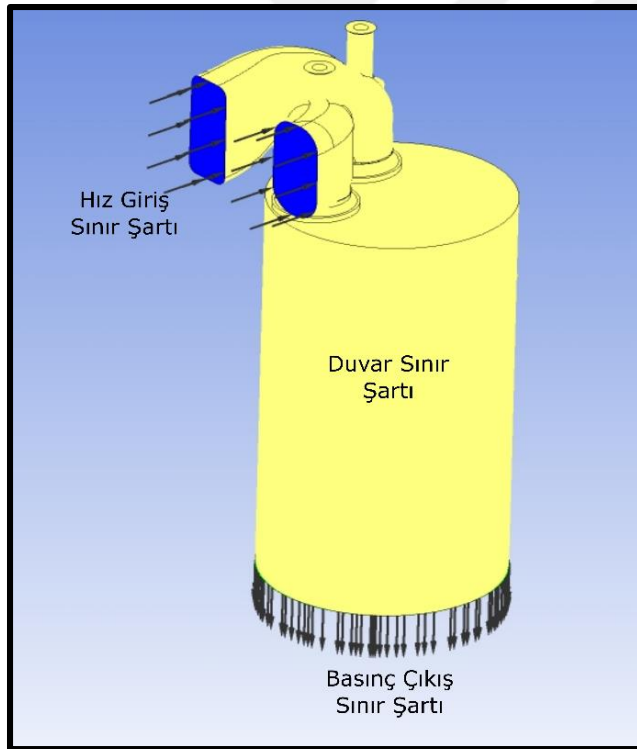


Şekil 5.3. Girdap hareketinin farklı ölçüm yöntemleri (magazine.fev.com, 2021)

Silindir içi yanma parametrelerinin optimizasyonu için deneysel çalışmaların yanı sıra Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yazılımlarından da faydalanılmaktadır. Burada sayısal analizlerin gerçekleştirilmesi için emme zamanı sonunda sabit akış teçhizat testinden elde edilen girdap oranının giriş sınır şartı olarak programa tanıtılması gerekmektedir.

Yapılan tez çalışması kapsamında da tanımlanacak olan girdap oranının belirlenebilmesi için ANSYS CFX yardımı ile deneysel ölçüm tekniğine benzer bir kurgu oluşturulmuştur.

Analiz çalışmalarına başlamadan önce dışarıdan alınan akış hacminden egzoz portları ve supapları çıkarılarak Şekil 5.4'teki gibi emme portuna sahip olan katı geometri elde edilmiştir. Piston geometrisi bu analiz için önemsiz olduğundan geometri düz silindirik şekilde deney düzeneğine uygun şekilde tasarlanmıştır. Silindir çapı gerçeğe uygun olarak 104 mm iken strok boyu 115 mm'den 200 mm'ye uzatılarak istenilen noktadan girdap şiddetinin ölçülmesi sağlanmış ve çıkış sınır şartının çözüme etkisi en aza indirilmiştir. Hareketli ağ yapısı kullanılmayacağı için 1mm'den 5,85 mm'ye kadar farklı supap açıklıklarında geometriler ayrı ayrı oluşturulmuştur. Giriş sınır şartı için 1-B AVL Boost programından alınan farklı supap açıklıkları için hız değerleri kullanılırken, çıkış sınır şartı olarak "pressure outlet (atmosfer)" tanımlanmış ve Şekil 5.4'te verilmiştir.



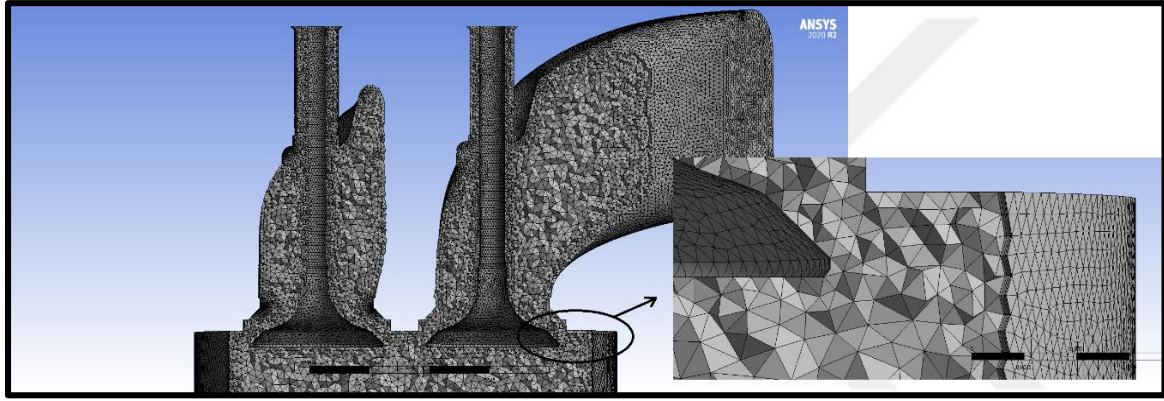
Şekil 5.4. Oluşturulan iç akış hacmi ve sınır şartı tanımlamaları

Sayısal analizler için yapılan diğer kabuller ise şöyledir:

- Emme prosesi boyunca emme manifoldundaki basınç düşüşü sabit kabul edilir,
- Bir önceki yanma işleminden kalan artık gaz hesaplamaya dahil edilmez,
- Akışkan, ideal gaz kabulü ile hava seçilmiştir,

- k- ϵ türbülans modeli seçilmiş, daha sonra farklı türbülans modelleri için analizler tekrar edilmiştir,
- Zamandan bağımsız çözüm yapılmıştır,

Yapılacak çözüm için akış hacmi çıkartıldıktan sonra sayısal ağdan kaynaklı farkı en aza indirebilmek adına uygun eleman sayısı çalışmaları yapılmıştır. Tetrahedral yapıda elemanlar kullanılarak yaklaşık 2 milyon (kaba), 5 milyon (orta) ve 8 milyon (ince) eleman sayısına sahip yapılar incelenmiştir. Orta sıklıktaki ağ yapısı ve maksimum supap açıklığı için oluşturulan ağ yapısının kesit görüntüsü Şekil 5.5'teki gibidir.

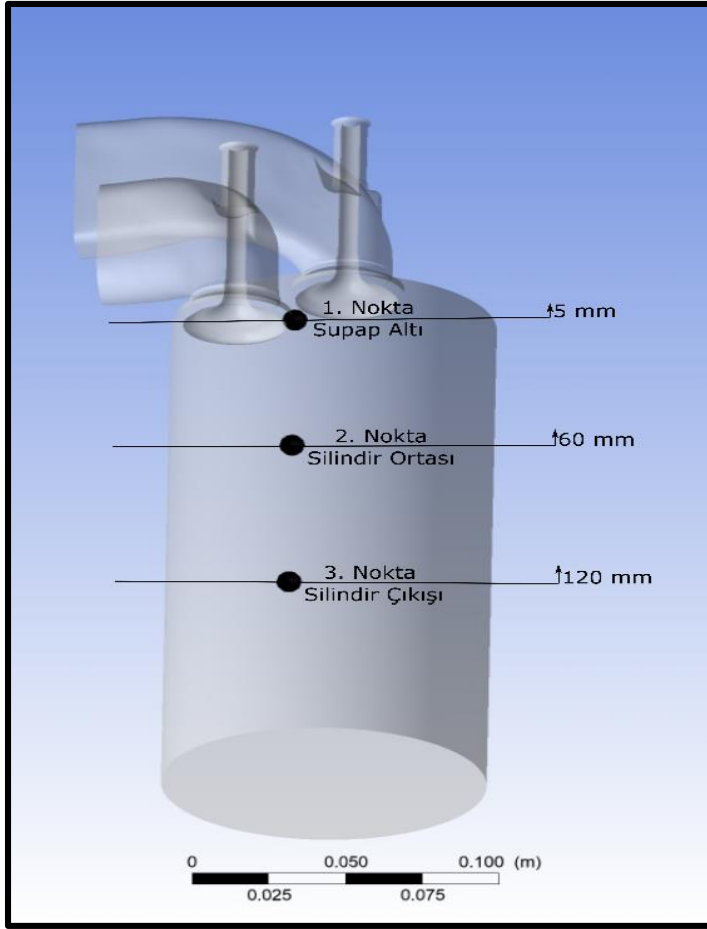


Şekil 5.5. Maksimum supap açıklığı (5,85 mm) için örnek sayısal ağ yapısı kesit görünümü-orta sıklıktaki eleman sayısı için

Elde edilen sonuçların çözüm açısından bağımsızlığını görebilmek için öncelikle Şekil 5.6'daki gibi maksimum supap kalkış miktarında (5,85 mm) silindir eksenini boyunca 3 farklı noktadan (supap altı-5 mm, silindir ortası-60 mm ve silindir çıkışı-120 mm) 3 farklı eleman sayısı için teğetsel hız ölçümü yapılarak değişimleri Çizelge 5.1'de verilmiştir.

Çizelge 5.1. Eleman sayılarının ve silindir eksenini boyunca farklı noktalarda hız değişimi

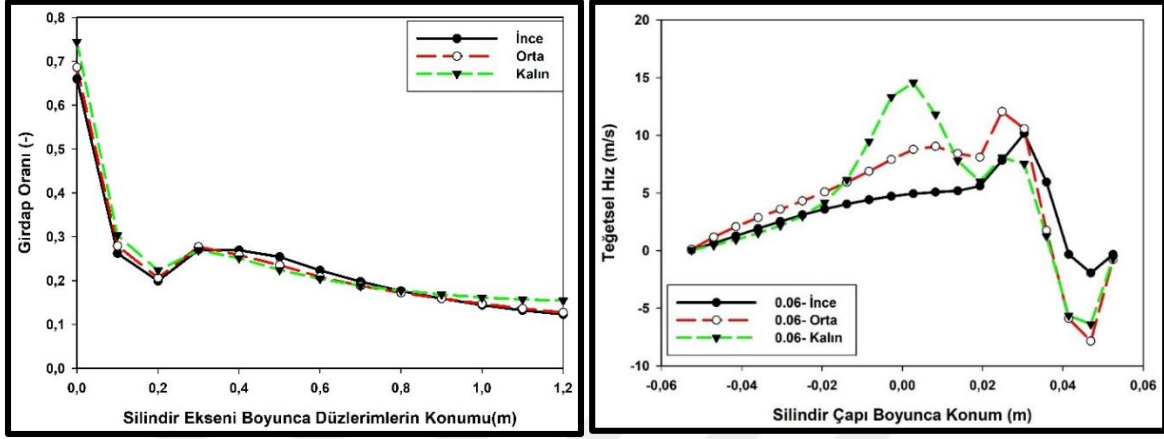
Eleman Sayısı	1. nokta hız (m/s)	2.nokta hız (m/s)	3. nokta hız (m/s)	Girdap oranı
2 021 072 (Kalın)	98,72	36,46	30,31	0,248
4 954 434 (Orta)	111,7	53,16	34,37	0,236
8 102 462 (İnce)	114,57	59,88	37,19	0,236



Şekil 5.6. Eleman sayısından bağımsızlık için kullanılan ölçüm noktaları

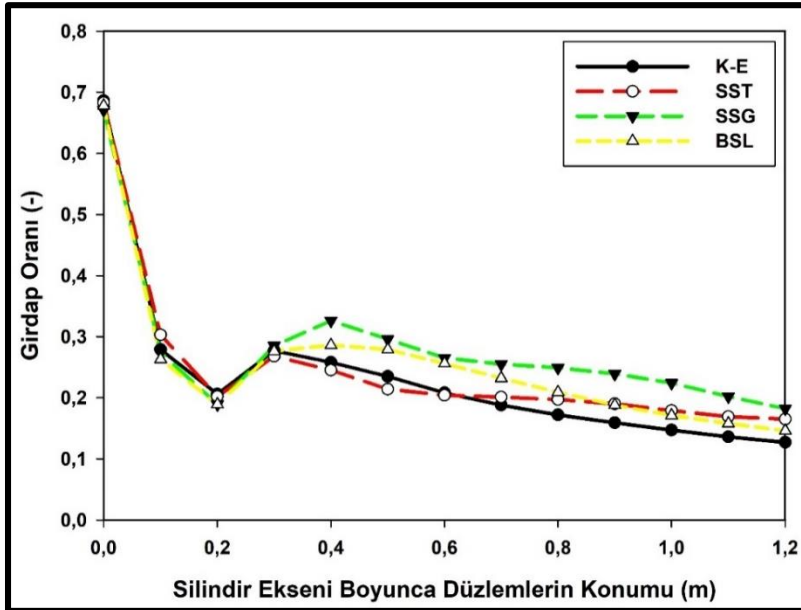
Çizelge 5.1 incelendiğinde kalın ve ince çözüm ağı arasında maksimum farkın %64,23 ile 2. noktada olduğu görülmekte ve ortalama farkın ise bu 3 nokta için %34,32 olduğu görülmektedir. Benzer şekilde orta ve ince çözüm ağı arasındaki maksimum fark ise %12,64 ile 2. noktada olduğu görülmekte ve ortalama farkın ise yaklaşık %7,8 olduğu görülmektedir. Çizelge 5.1'deki hız dağılımına benzer şekilde bu sefer silindir çapı boyunca konuma bağlı olarak 3 farklı çözüm ağı için teğetsel hız karşılaştırılması yapılmıştır. Burada ise noktasal olarak kalın ve ince çözüm ağı arasındaki maksimum farkın %66 olduğu görülürken bu fark orta ve ince çözüm ağı için %40 civarında olduğu gözlenmiştir. Ayrıca girdap oranları da düzlemlerin konumuna bağlı olarak karşılaştırıldıklarında ince çözüm ağı ile kalın çözüm ağı arasında yaklaşık %25 fark varken bu fark orta ve ince çözüm ağında yaklaşık %7,5 olarak hesaplanmıştır. Sonuç olarak Çizelge 5.1 ve Şekil 5.7 birlikte incelendiğinde ince ve orta çözüm ağlarının birbirine genel olarak oldukça yakın sonuçlar verdiği görülmektedir. Bu sebepten de çözümlere orta sıklıktaki çözüm ağı ile devam edilmiştir. Çizelge 5.1'de ve daha sonrasında kullanılan girdap oranı eşitlik 5.7 kullanılarak CFX çözücü kısmında “field

function” yazılarak hesaplanmış ayrıca excel dosyası oluşturularak yaklaşık 15000 noktadan x,y,z yönleri için konum ve hız bilgileri alınarak eşitlik 5.7’de yerine yazılıp kontrolü sağlanmıştır.



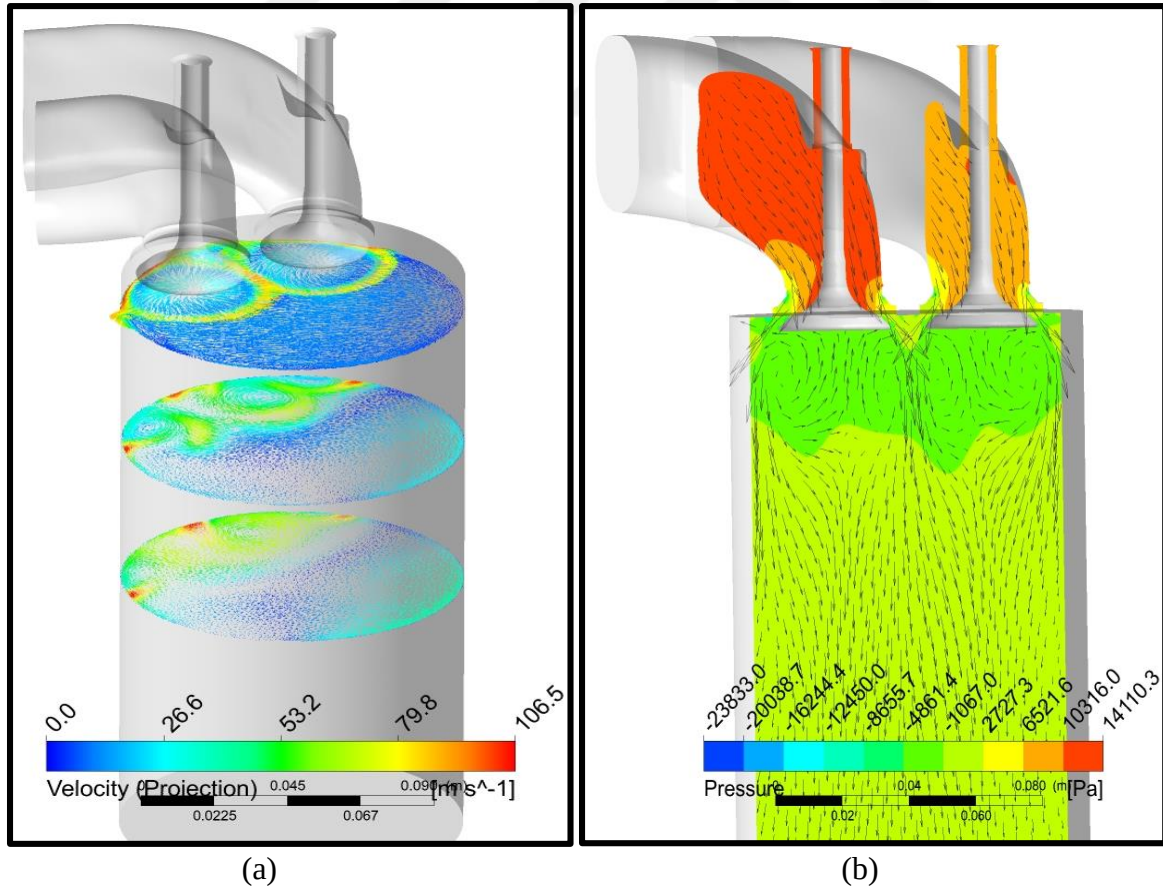
Şekil 5.7. Silindir eksenine boyuna farklı düzlemlerde girdap sayısı değişimi ve silindir çapı boyunca 5,85 mm supap açıklığında teğetsel hız değişimi (Silindir ortası– 60 mm uzaklıkta)

Uygun çözüm ağ yapısı ve eleman sayısı belirlendikten sonra kullanılacak türbülans modelinin uygunluğu için programda mevcut olan 4 türbülans modeli için silindir eksenine boyuna farklı düzlemlerdeki girdap oranı değişimi incelenerek Şekil 5.8’de gösterilmiştir.



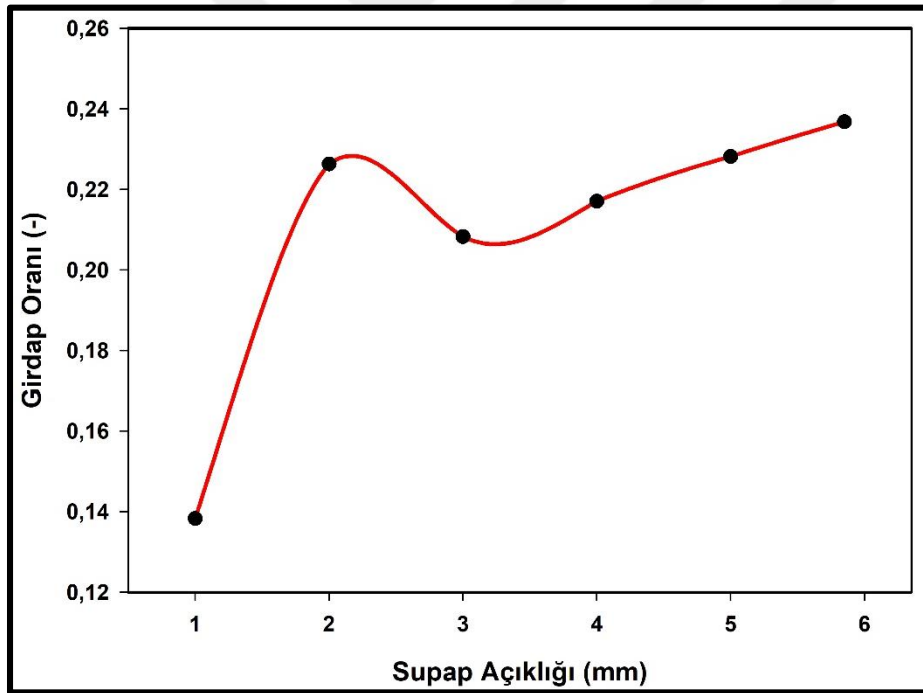
Şekil 5.8. Silindir eksenine boyuna farklı düzlemlerdeki girdap oranının türbülans modellerine göre değişimi

K- ϵ ve k- ω denklemliler modeller, Reynolds gerilimlerini ortalama hız gradyanları ve türbülanslı viskozite ile ilişkilendirmek için gradyan difüzyon hipotezini kullanır. Türbülanslı viskozite, türbülanslı hız ve türbülanslı uzunluk ölçeğinin ürünü olarak modellenmiştir. İki denklemliler modellerde, türbülans hız ölçeği, taşıma denkleminin çözümünden sağlanan türbülans kinetik enerjisinden hesaplanır. Türbülanslı uzunluk ölçeği türbülans alanının iki özelliğinden tahmin edilir; bunlar genellikle türbülans kinetik enerjisi ve yitim oranıdır. Türbülans kinetik enerjinin yitim oranı, taşıma denkleminin çözümünden sağlanır. Genel olarak k- ω SST modeli türbülanslı kayma geriliminin taşınmasını hesaba katar ve ters basınç gradyanları altında akış ayırma miktarı ve başlangıcı ile ilgili son derece doğru tahminler vermekle genellikle düşük Reynolds sayısı ve $y^+ < 0,2$ değeri için kullanılmaktadır (Ansys Cfx Tutorial, 2020). Literatüre de bakıldığında (Güney, 2014; Antila, Imperato, Kaario ve Larmi, 2010; Ramajo ve Nigro, 2010) deneysel sonuçlara en yakın sonuçlar veren modelin k- ϵ türbülans modeli olduğu görülmüş ve çözümler için bu model tercih edilmiştir.



Şekil 5.9. (a) Yatay eksen de teğetsel hız vektör dağılımı ve (b) dikey eksen boyunca teğetsel hız vektör dağılımı ve basınç konturu (maksimum supap açıklığı için)

Sürekli rejimde 1 mm, 2 mm, 3 mm, 4 mm, 5 mm ve maksimum supap açıklığı olan 5,85 mm için çözümler yaklaşık 5 milyon eleman sayısı ve k- ϵ türbülans modeli kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Maksimum supap açıklığı için farklı konumlarda ($z=10$ mm, 60 mm ve 120 mm) yatay ekseninde alınan teğetsel hız vektörleri ile dikey konumdaki basınç konturu ve teğetsel hız vektörleri Şekil 5.9’da verilmektedir. Dikey konumda oluşturulan düzlem emme portlarını ve supapları kesecek şekilde alınmıştır. Şekil 5.9-a’da dikey ekseninde aşağı yöne indikçe alan ortalamalı teğetsel hızın azaldığı ve buna bağlı olarak da girdap yoğunluğunun azaldığı da görülmektedir. Şekil 5.9-b incelendiğinde ise supap açıklıklarında daralan kesit ile birlikte hızın artarak supap etrafında girdap oluşturduğu görülmektedir. Burada ulaşılan hız 106,5 m/s mertebesinde. Ayrıca Şekil 9-b’de dikey eksen boyunca alınan basınç konturu incelendiğinde ise supap altlarında anlık oluşan negatif basıncın döngü hareketi (tumble) oluşumuna sebep olduğu görülmektedir.

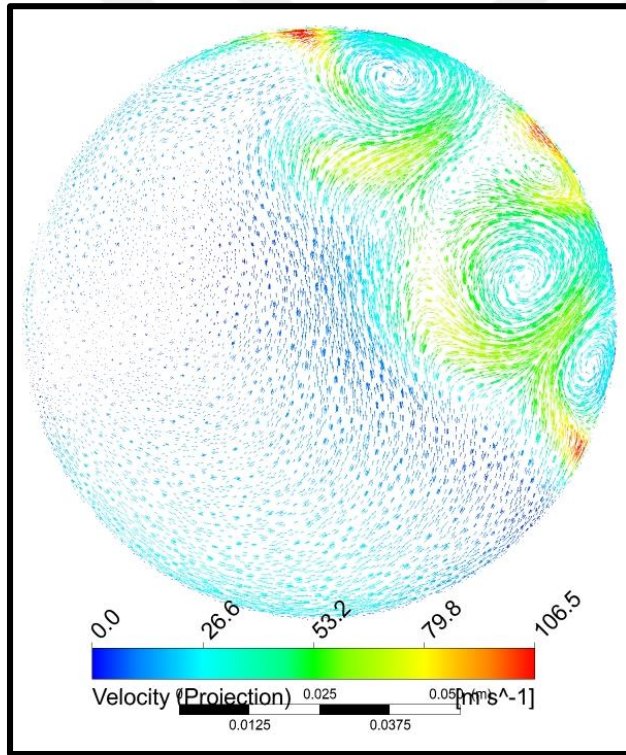


Şekil 5.10. Supap açıklığının girdap şiddetine olan etkisi

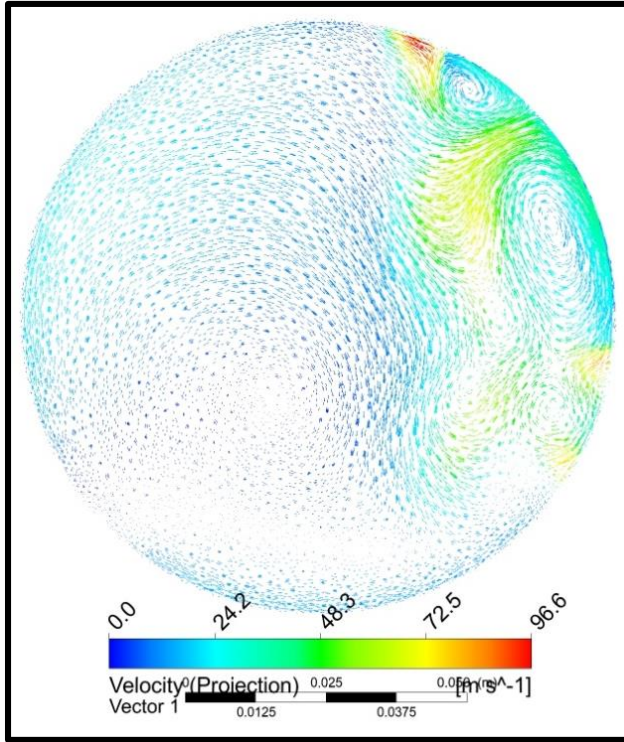
Supap oturma açısı, supap yapıları ve supap açıklık miktarları da silindir içi karışım miktarına etki eden önemli değişkenlerdir. Stage IIIB motorun supap oturma açısı ve yapısı belirli iken farklı açıklıkların girdap oranına olan etkileri Şekil 5.10’da gösterilmektedir. Genel olarak artan açıklığın girdap şiddetini arttırdığı görülmekle beraber 2 mm supap açıklığında girdap oranında ani bir artış olduğu görülmektedir. Girdap oranının bir kademeye kadar artması silindir içi türbülansın artmasını sağlayarak daha iyi bir yanma sağlamasına

katkıda bulunur. Girdap oranı ise direkt olarak emme manifold ve port geometri tasarımı ile ilgilidir.

Şekil 5.11 ve 5.12 birlikte incelendiğinde 5,85 mm supap açıklığında hızın şiddetinin ve oluşan döngü sayısının 3 mm supap açıklığına göre daha fazla olduğu görülmektedir. Supap açıklığı arttıkça giriş hızına da bağlı olarak döngüsellik ve teğetsel hızların şiddeti artmış buna bağlı olarak da açısal momentumun artışıyla da girdap oranı artmıştır. Ayrıca Şekil 5.9, Şekil 5.11 ve Şekil 5.12 beraber incelendiğinde havanın, supap açıklıklarının oluşturduğu nozul etkisiyle giriş hızının üstünde bir hız davranışı oluşturduğu ve oluşan yüksek hızlarla beraber genelde duvar boyu takip edilerek direkt olarak çıkışa yöneldiği gözlenmiştir.



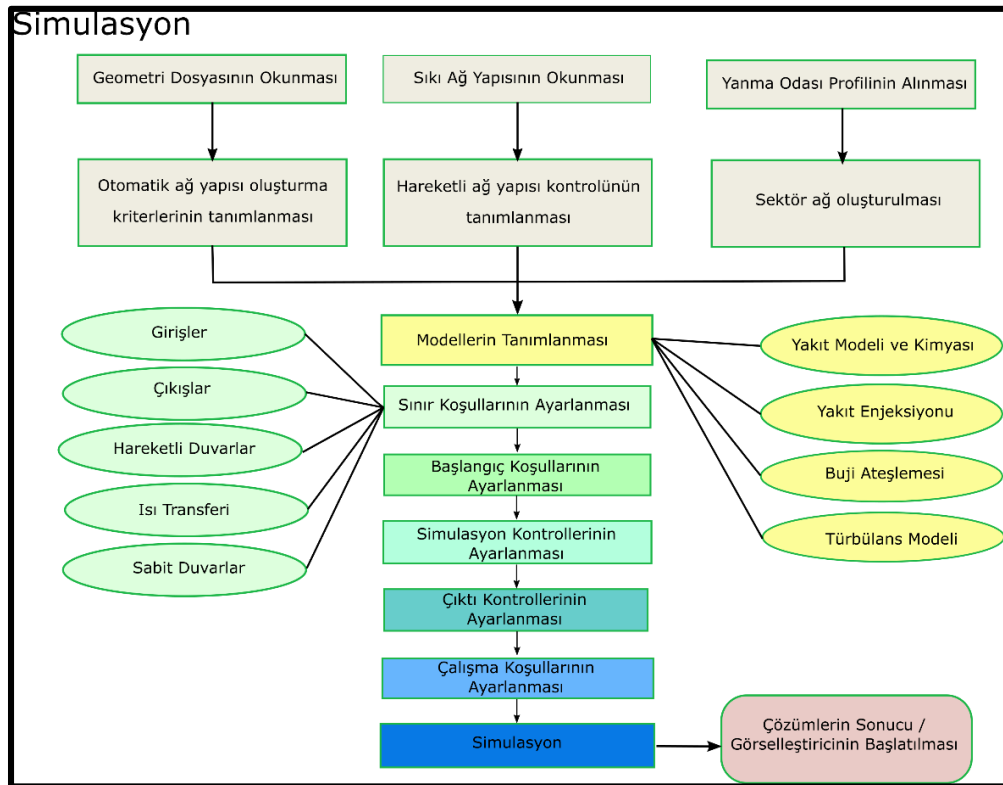
Şekil 5.11. 5,85 mm supap açıklığında ($z=60$ mm) yatay ekseninde hız vektörü dağılımı



Şekil 5.12. 3 mm supap açıklığında (z=60 mm) yatay ekseninde hız vektörü dağılımı

6. ÜÇ BOYUTLU REAKTİF AKIŞ ANALİZLERİ

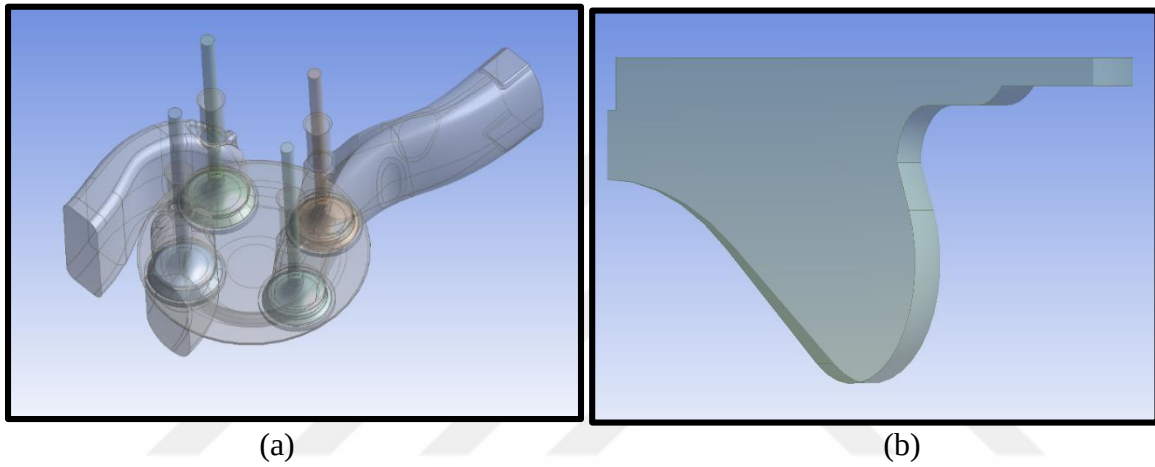
Bu tez kapsamında 3 silindirli Stage IIIB emisyon normlarına sahip bir traktör motorunun dizel yanma rejiminde bir boyutlu, sektör ve tam modelinin doğrulanması TÜRK TRAKTÖR A.Ş.'de AVL Test Odasından elde edilen deneysel verilerle sağlanmıştır. Daha sonra ise propan-dizel çift yakıt rejiminde çalışmasının motor performansı, silindir içi yanma ve emisyon değerlerine olan etkilerinin incelenmesi amaçlanmıştır. Üç boyutlu analizler için ilk değerler ve bazı sınır şartları tanımlanırken AVL Boost'dan elde edilen değerler kullanılmıştır. Sektör çözüm ve tam çözüm çalışmaları için ANSYS Forte 2020 R1, R2 kullanılmıştır. Hem sektör hem de tam model çözümlemesi yapabilmek için öncelikle silindir içi akış geometrisi ANSYS Geometri modülüne aktararak üzerinde gerekli geometrik işlemler tamamlanır. Daha sonra çözüm elde edebilmek için en uygun ağ yapısı ANSYS Mesh modülü ile hazırlanır. Oluşturulan ağ yapısı ANSYS Forte'ye aktarıldıktan sonra sınır şartları, ilk değerler, enjektör bilgileri, püskürtme bilgileri, kullanılacak türbülans model seçimi, kimyasal kinetik mekanizmalar vb. modeller detaylı olarak tanımlanarak çözüme geçilir. Çözüm gerçekleştirildikten sonra sonuç görüntüleme ekranı ile istenilen sonuçlar takip edilir. İlgili simülasyon akış şeması Şekil 6.1'de görülmektedir.



Şekil 6.1. ANSYS Forte simülasyon akış şeması

6.1. Sektör Model Analizleri

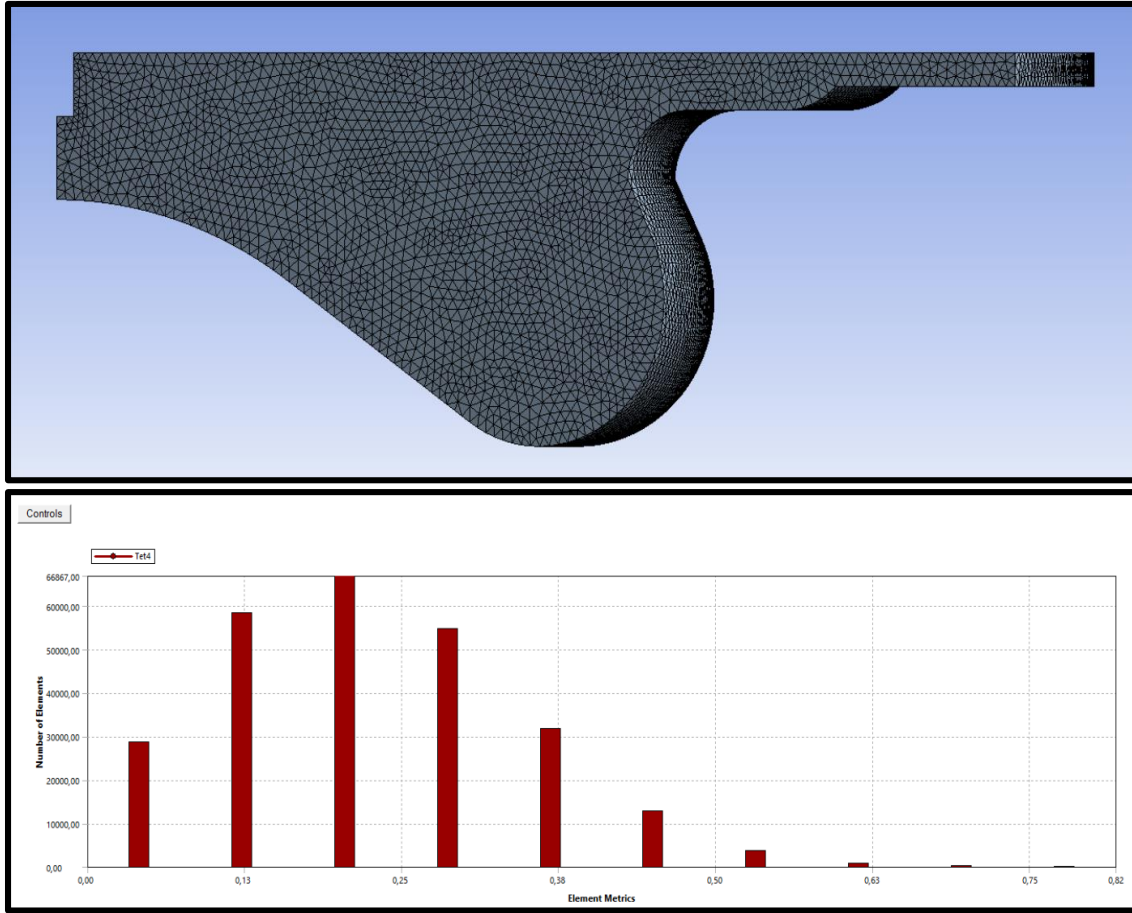
Dizel yanma rejiminde doğrulama analizlerine sektör çözümleme ile başlanmıştır. Sektör çözüm için Şekil 6.2’de gösterildiği gibi tam geometriden 1/8’lik yani 45°’lik bölümü alınmıştır. Enjektör nozulunun 8 delikli olması, aralarında 45° olması ve simetrik piston geometrisi sektör çözüm yapılmasını sağlamıştır. Bu sayede daha az çözüm ağı elemanı kullanılarak daha kısa zamanda çözümlerin elde edilmesi hedeflenmiştir. Elde edilen sonuçların doğruluğu ise deneysel verilerle karşılaştırılarak sağlanmıştır.



Şekil 6.2. (a) Tam model ve (b) sektör görünümü

45°’lik bölümü alınan geometrinin ANSYS’in sayısal ağ oluşturma modülü kullanılarak ortalama eleman büyüklüğü 0,5 mm ve maksimum keskinlik (skewness) değeri 0,85’in altında olacak şekilde Şekil 6.3’deki gibi oluşturulmuştur.

Daha sonra oluşturulan ağ yapısı Forte programına aktararak tekrar program içerisinde ağ büyüklüğü ve adaptasyonu ile ilgili detaylı iyileştirmeler yapılmıştır. Burada “Global Mesh Size” ayarından 2 mm ile 2,5 mm arasındaki eleman boyutları denenerek deneysel verilerle uyum içinde olan eleman sayısı tercih edilmiştir. Daha sonra sınır şartları, başlangıç değerleri, yanma modelinin belirlenmesi gibi tanımlamalar yapılarak çözüme geçilmiştir.



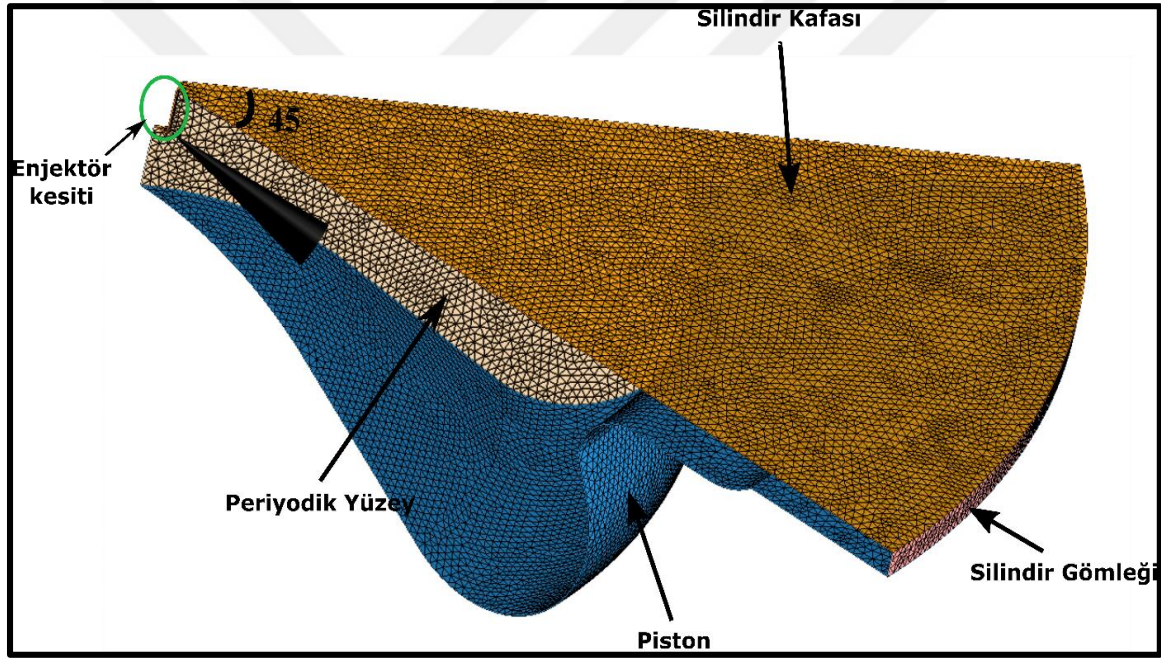
Şekil 6.3. Sayısal ağ oluşturmak için seçilen eleman yapısı ve eleman keskinlik (skewness) değerleri

Sektör çözüme öncelikle soğuk akış şartlarında başlanarak teorik olarak hesaplanan üst ölü nokta hacmi, süpürme hacmi ve sıkıştırma oranı doğruluğu teyit edilmiştir. Daha sonra sprej modülü aktif hale getirilerek emme supabının kapandığı ve egzoz supabının açıldığı zaman aralığı için analizler gerçekleştirilmiştir. Yakıt enjeksiyonundan önce emme supabı kapandığı andaki silindir içerisindeki hava ve egzoz gazının (artık gaz ve egzoz gazı geri dönüşümü –EGR- sebebiyle) homojen bir karışım oluşturduğundan bunun makul bir yaklaşım olduğu düşünülebilir. Sektör ağ yapısı için kullanılan detaylı tüm tanımlamalar ve sınır şartları EK-2’de verilmiştir.

6.1.1. Uygun eleman sayısının belirlenmesi

Silindir içi yanma modellemesi çalışmalarında en önemli noktalardan biri de kullanılan ağ yapısı ve eleman sayısının uygunluğunun kontrolüdür. Bu kapsamda farklı eleman sayıları için oluşturulan ağ yapılarının silindir içi basınç, ısı salınım oranları, motor performansları

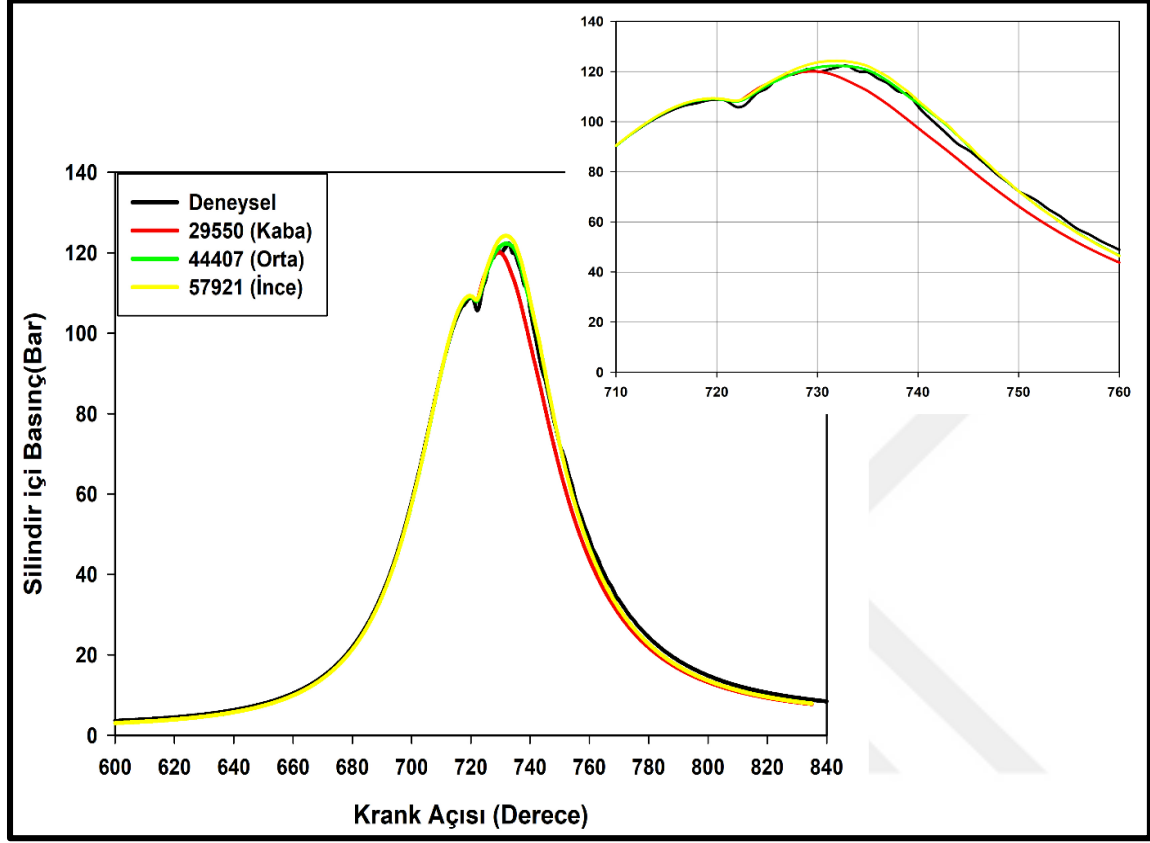
ve emisyon değerleri deneysel parametrelerle kıyaslanarak en uygun eleman sayısı seçilmiştir. Daha sonra yapılan diğer çalışmalarda da seçilen bu eleman sayısı ve ağ yapısı kullanılmıştır. Farklı eleman sayıları, Forte içerisindeki “Global Mesh Size” bölümünden eleman büyüklükleri 2,5 mm ile 2 mm arasında değiştirilerek oluşturulmuştur. Şekil 6.4’te Forte içerisinde örnek bir durum için oluşturulan ağ yapısı ve sınır tanımlamaları gösterilmektedir. Ayrıca ağ yapısı oluşturulduktan sonra da model kurulum kısmında bu ağ yapısının üzerine ağ iyileştirici özelliği ile daha ince ağ yapısı eklenmiştir. Ağ iyileştirilmesi ile zamana bağlı olarak daha sık ya da daha seyrek ağ yapıları kullanımını sağlayarak yüksek doğrulukta çözümü daha kısa sürede elde edilmesi sağlanmıştır (Kullanılan iyileştirilmiş ağ ile ilgili ayarlar EK-2’de verilmiştir).



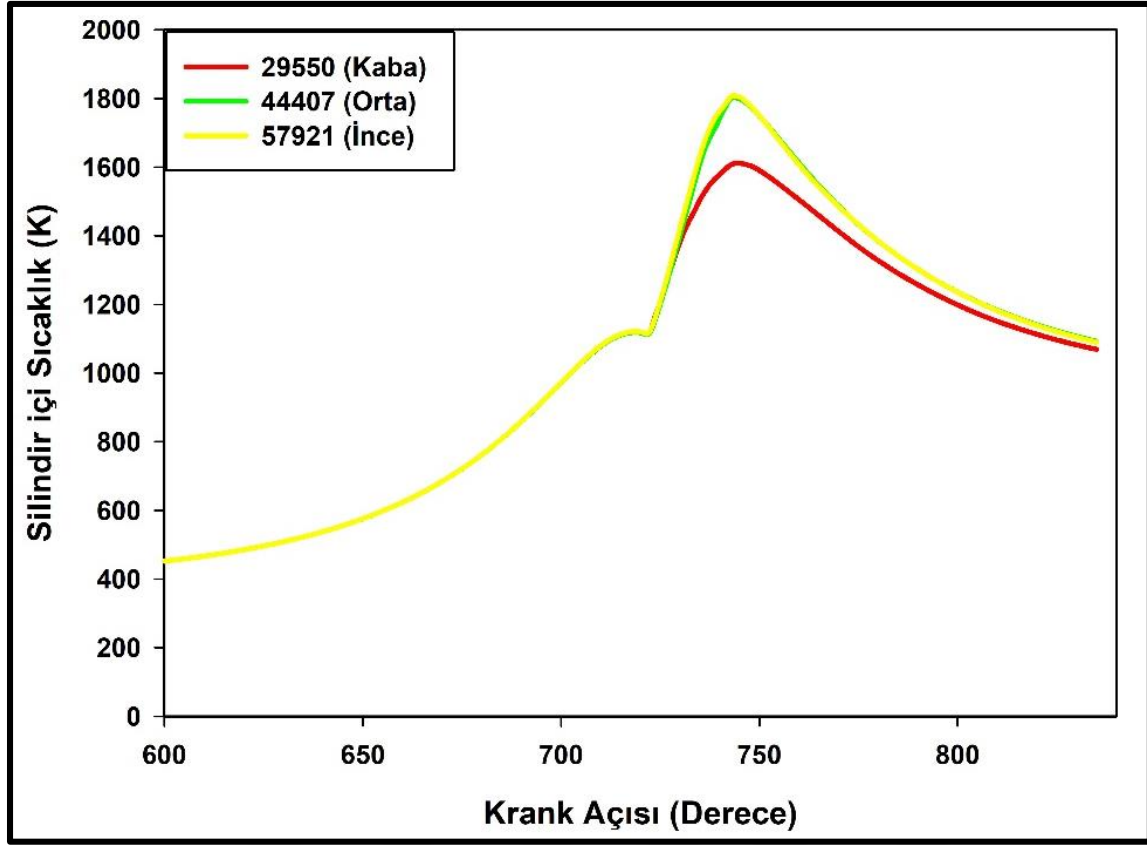
Şekil 6.4. Oluşturulan çözüm ağı ve sınır tanımlamaları

Yapılan sayısal çalışmada pistonun üst ölü noktada olduğu durum için 3 farklı (29950, 44407 ve 57921) eleman sayısı kullanılarak motor performansı, silindir içi yanma karakteristikleri ve emisyon parametreleri açısından deneysel verilerle karşılaştırılarak en uygun eleman sayısı seçilmiştir. Uygun eleman sayısı belirlenirken ilk olarak silindir içi basınç verileri deneysel veri ile karşılaştırılmıştır. Şekil 6.5 incelendiğinde genel olarak eleman sayısının artmasının silindir içi basınç değerlerinin artmasına sebep olduğu görülmektedir. Burada kullanılan eleman sayısına bağlı olarak maksimum basınç değerlerindeki farklar %0,2 ile %2,6 arasında değiştiği görülmektedir. Şekil 6.6’da ise artan eleman sayısı ile ortalama

sıcaklık değerlerinin (kütle ortalamalı) ve dağılımlarının değişmediği ve benzer davranışlar sergilediği görülmektedir.



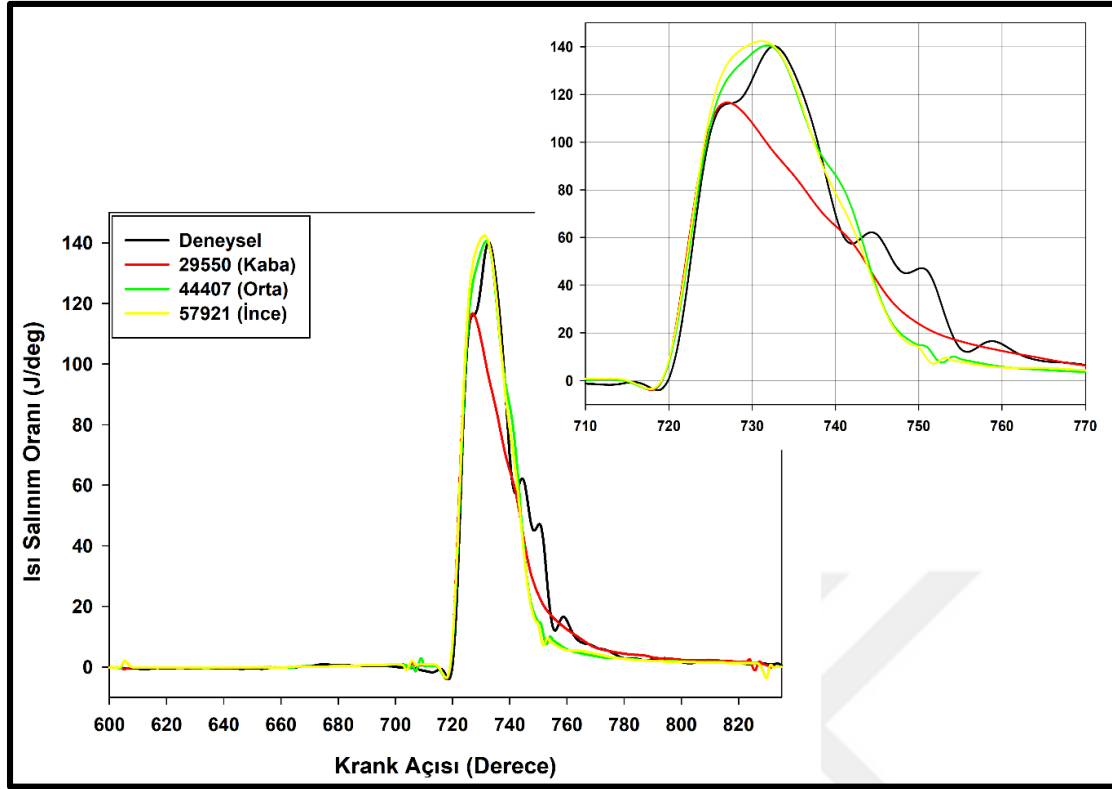
Şekil 6.5. Farklı eleman sayıları için silindir içi basınç değerleri karşılaştırılması



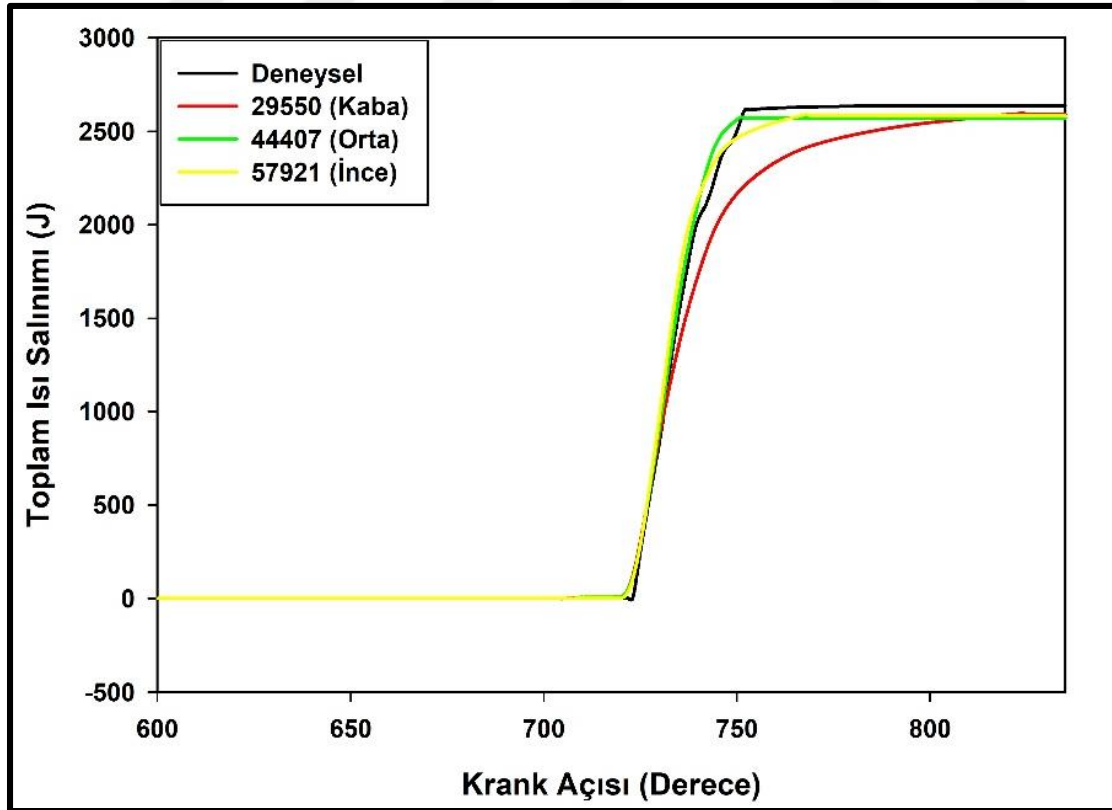
Şekil 6.6. Farklı eleman sayıları için silindir içi ortalama sıcaklık değerleri karşılaştırılması

Şekil 6.7 ve 6.8’de hem deneysel hem de sayısal silindir içi açığa çıkan ısı miktarları (HRR) ve toplam açığa çıkan ısı miktarları görülmektedir. Burada deneysel olarak ısı miktarlarının hesaplanmasında AVL Boost programının BURN modülü kullanılmıştır. Bu modül deneysel silindir içi basınç indikatör diyagramından termodinamik denklemler yardımıyla açığa çıkan ısı miktarlarını hesaplayabilmektedir. Şekil 6.7 incelendiğinde hem oluşum profili hem de maksimum açığa çıkan ısı miktarı arasındaki farkın kaba eleman sayısı hariç genel olarak benzer bir eğilim gösterdiği görülmektedir.

Şekil 6.8 incelendiğinde ise artan eleman sayısı ile deneysel olarak açığa çıkan toplam ısı miktarına yaklaşıldığı ve aradaki farkın %2 civarında olduğu görülmektedir.



Şekil 6.7. Farklı eleman sayıları için silindir içi açığa çıkan ısı miktarı karşılaştırılması



Şekil 6.8. Farklı eleman sayıları için silindir içi toplam açığa çıkan ısı miktarı karşılaştırılması

Çizelge 6.1’de deneysel veriler ile sayısal veriler beraber değerlendirildiğinde maksimum eleman sayısına kadar artan eleman sayısının yanma verimini artırarak yakıt tüketimini azalttığı ayrıca silindir içi maksimum basınç değerini de arttırdığı görülmektedir. Her bir performans parametresi ayrı ve birlikte değerlendirildiğinde ve özellikle silindir içi basınç indikatör grafikleri karşılaştırıldığında ise deneysel verilere en yakın eleman sayısının 44407 olduğu söylenebilir.

Çizelge 6.1. Silindir içi yanma ve motor performans değerlerinin farklı eleman sayıları ile karşılaştırılması

Eleman sayısı- ÜÖN@720 KMA	Ortalama Maksimum Basınç (bar)	Ortalama Maksimum Sıcaklık (K)	Mil Gücü (kW)	ÖYT (g/kWh)	Yanma Verimi (%)	Fren Mil Verimi (%)
29550 (Kaba)	120	1612	53,35	248,24	93,82	33,615
44407 (Orta)	122,26	1802,6	59,94	220,92	98,9	37,773
57921 (İnce)	124,2	1824,5	60,72	218,14	99,00	38,25
Deneysel	122,6	-	56,56	233,2	-	36,07

Çizelge 6.2’de ise deneysel ve sayısal emisyon değerleri görülmektedir. İs emisyonu açısından incelendiğinde eleman sayısının çok düşük ya da çok yüksek olması durumunda deneysel verilerden uzaklaştığı görülmekle beraber orta derecede kullanılan eleman sayılı çözümlerlerin deneysel is verilerine yakın değerler verdiği görülmektedir. 57921 eleman sayılı çözüm için fark %41,17 iken 44407 eleman sayılı çözüm için bu oran %3,6’dır.

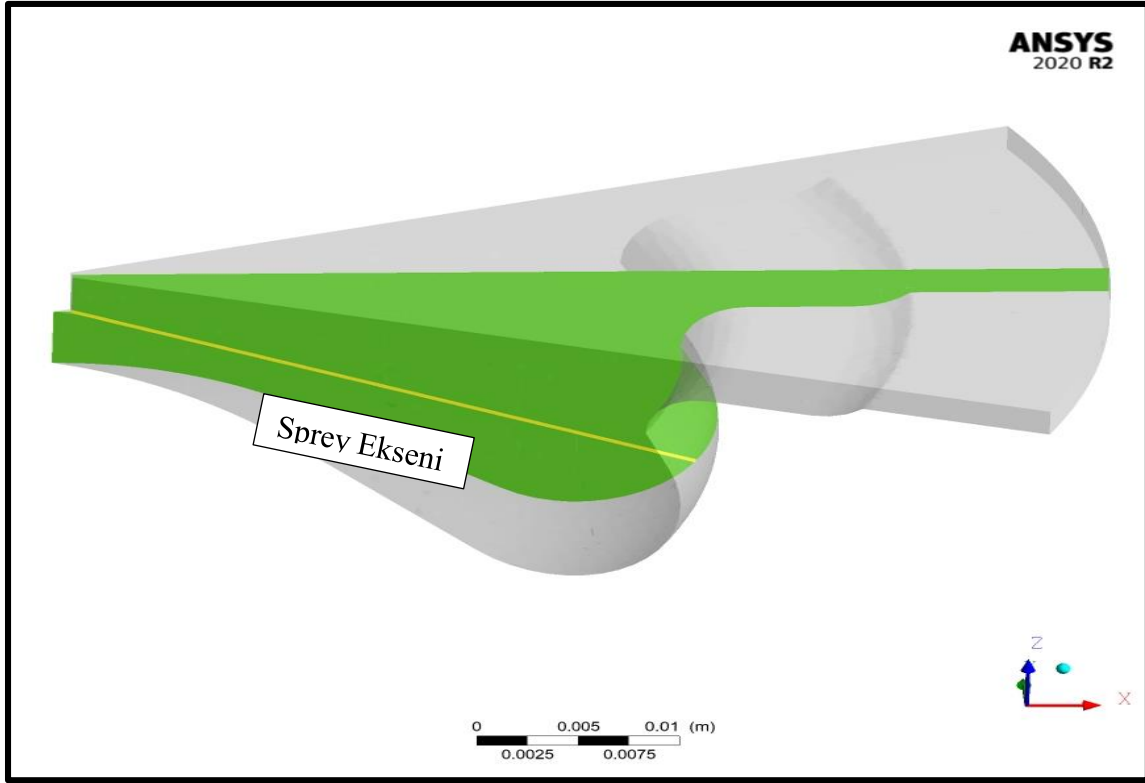
NO_x emisyonu açısından değerlendirildiğinde artan eleman sayısı ile birlikte NO_x emisyon değerinin artan maksimum sıcaklığa bağlı olarak arttığı görülmektedir. Deneysel sonuçlar ile sayısal sonuçlar arasındaki fark deneysel olarak SCR sonrası ölçüm alınmasından kaynaklanmaktadır. Ancak hem genel bir kıyas yapabilmek hem de daha sonrasında çift yakıt çalışması sonucunda temel emisyon değeri olarak kullanabilmek için bu değerler verilmiştir. HC ve CO emisyonlarında ise deneysel verilere yakın değerler elde edilmiştir. Dizel motorlarda çok önemli olmasa da çift yakıt çalışmasında karşılaştırma parametresi olması açısından verilmiştir.

Dizel traktör motorlarında da en önemli kirletici emisyon parametreleri is ve NO_x emisyonları olduğu bilinmektedir. Bu değerlendirmelerle beraber deneysel verilere en yakın değerlerin 44407 eleman sayılı ağ yapısının sağladığı söylenebilir.

Çizelge 6.2. Emisyon değerlerinin farklı eleman sayıları ile karşılaştırılması

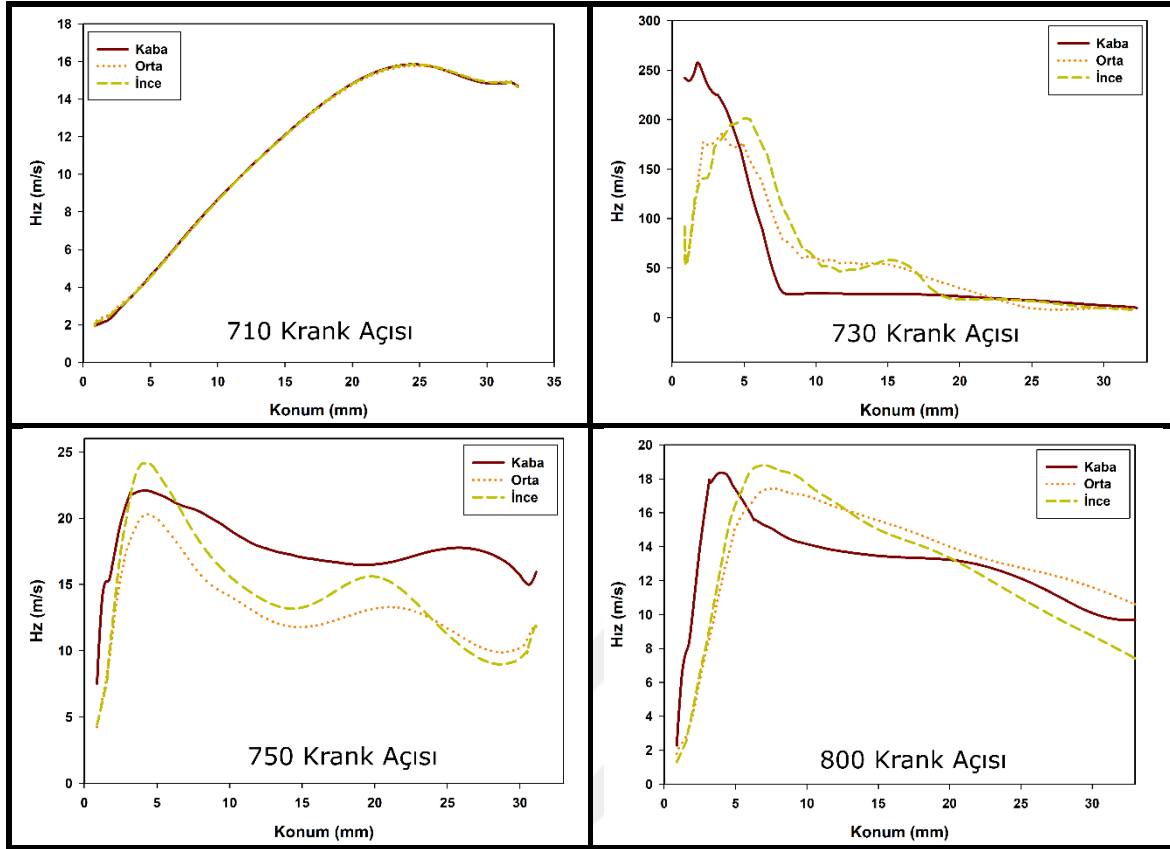
Eleman sayısı- ÜÖN@720 KMA	İs (g/kWh)	NO_x (ppm)	THC (ppm)	CO (ppm)
29550 (Kaba)	3,038	303,02	541,58	2970
44407 (Orta)	0,0247	683,09	179,3	151,4
57921 (İnce)	0,014	741,38	165,14	124,58
Deneysel	0,0238	443,18(SCR Sonrası)	188,5	135,4

Eleman sayısının motor performans, emisyon ve silindir içi yanma karakteristiklerine olan etkilerinin dışında Şekil 6.9’da gösterildiği gibi sprej ekseni boyunca farklı konumlarda ve 3 farklı eleman sayısı (29550, 44407 ve 57921) için sıcaklık ve hız değerleri de karşılaştırılmıştır. Süreklilik, momentum, enerjinin korunumu denklemlerinde hız büyüklüğünün yer almasının yanı sıra, enerjinin korunumu, karışım hal denklemi ve reaktif denklemlerde ise sıcaklık büyüklüğünün yer alması sebebiyle karşılaştırma parametreleri olarak seçilmişlerdir. Seçilen krank açısı değerleri ise enjeksiyon başlamadan önceki 710 KMA, enjeksiyon sonlarına doğru 730 KMA, enjeksiyon sonrası 750 KMA ve 800 KMA olarak belirlenmiştir.



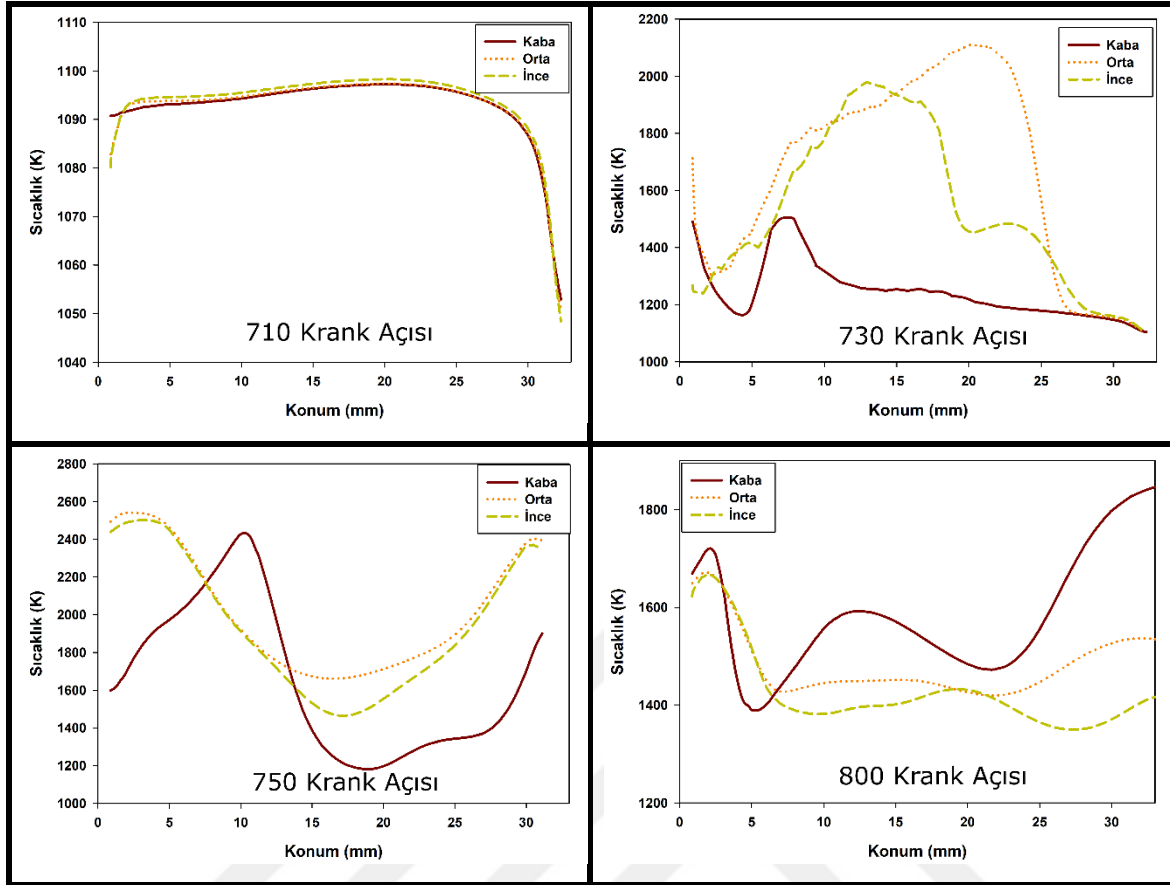
Şekil 6.9. Sprey eksen ve kontur alınan yüzey görüntüsü

Seçilen 3 farklı eleman sayısı için hız ve sıcaklık değerleri Şekil 6.10 ve Şekil 6.11'e göre incelendiğinde enjeksiyonun başlamadığı (yanmanın başlamadığı sadece süreklilik ve momentum denklemlerinin çözüldüğü) 710 KMA için tüm çözüm ağı sayısı için hız ve sıcaklık değerlerinin hemen hemen aynı olduğu görülmektedir. Ancak enjeksiyon ile yanmanın başlaması ile birlikte 730 KMA'da ise kaba çözüm ağının hem profil hem de hız değerleri olarak farklılaştığı görülmektedir. Bu krank açısı için kaba çözüm ağı ile ince çözüm ağı arasındaki farkın %100'ün üzerinde olduğu görülürken hem sıcaklık hem de hız profillerinin farklı olduğu da görülmektedir. Orta çözüm ağında ise aradaki farkın daha az olduğu ve profilin ince çözüm ağına oldukça yakın olduğu görülmektedir. Enjeksiyonun bittiği ancak yanmanın etkilerinin görüldüğü 750 KMA'da ise orta çözüm ağı ile ince çözüm ağı arasında noktasal olarak hız profilinde oluşan farkın maksimum %34 olduğu görülürken bu oranın kaba çözüm ağı ile ince çözüm ağı arasında %64'ü geçtiği görülmektedir. Ayrıca ince ve orta çözüm ağında hız ve sıcaklık profilleri benzer davranışlar gösterirken kaba çözüm ağında farklılaşmaktadır.



Şekil 6.10. Farklı eleman sayıları için spray eksenini boyunca elde edilen hız değerleri karşılaştırılması

Benzer şekilde 800 KMA'da da profil olarak kaba çözüm ağının ince çözüm ağına yaklaştığı görülsede hız ve sıcaklık değerleri olarak kaba çözüm ağı ile ince çözüm ağı arasında yaklaşık %70, orta çözüm ağı ile ince çözüm ağı arasında ise yaklaşık %38'lik fark olduğu görülmektedir. Sıcaklık ve hız profilleri incelendiğinde genel olarak orta çözüm ağının hem profil hem de sayısal değer açısından ince çözüm ağına daha yakın olduğu görülmektedir. Ayrıca bilgisayar çözüm zamanı açısından da 56 çekirdekli bir iş istasyonunda kaba çözüm ağı 5 saat 24 dakika, orta çözüm ağı 9 saat 7 dakika ve ince çözüm ağının da 12 saat 15 dakika sürdüğü göz önüne alınırsa çözümlemelere orta çözüm ağı ile devam edilmesine karar verilmiştir.



Şekil 6.11. Farklı eleman sayıları için spray eksenini boyunca elde edilen sıcaklık değerleri karşılaştırılması

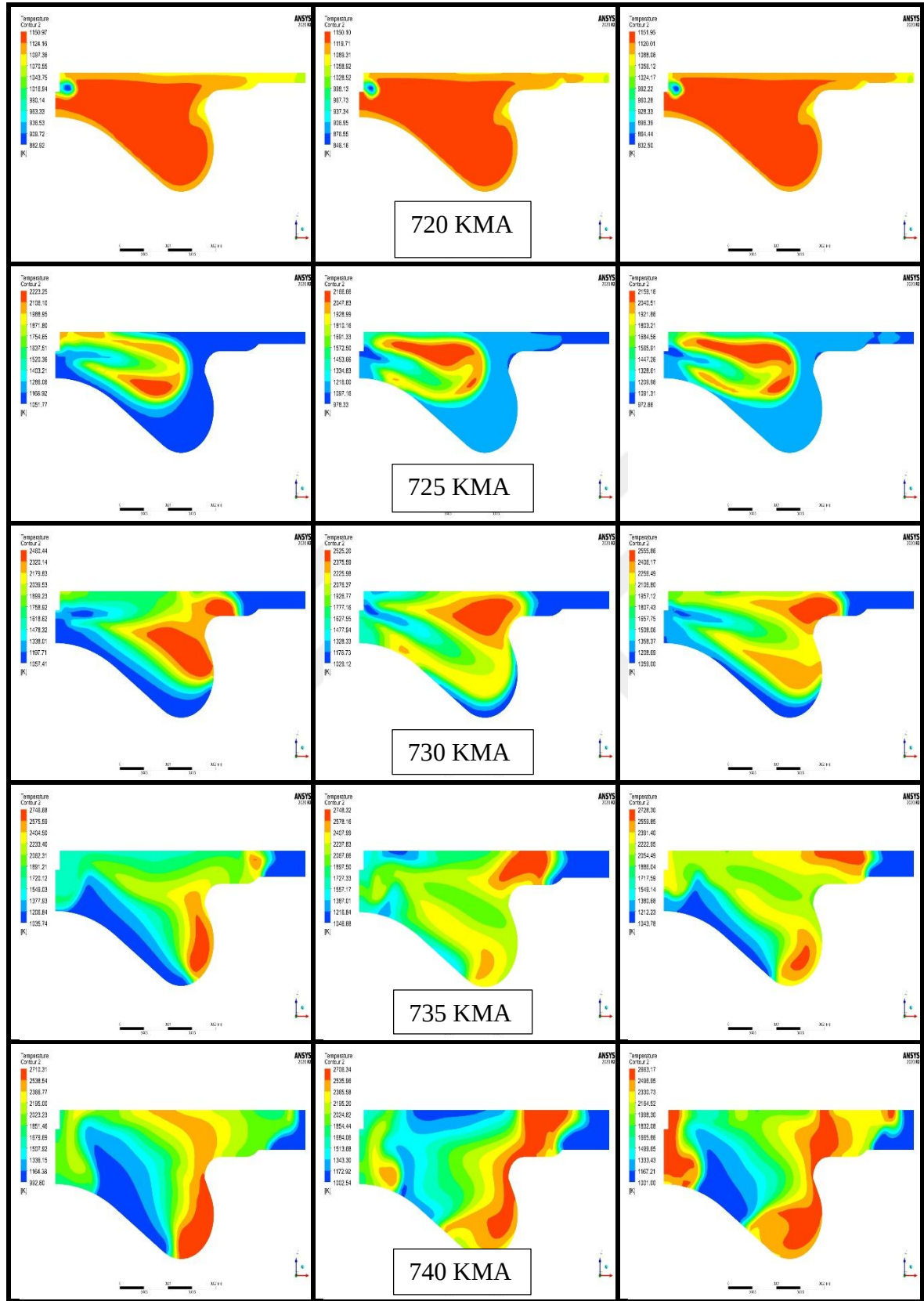
Şekil 6.12 ve Şekil 6.13'te farklı görünüşlerde 3 farklı eleman sayısı için sıcaklık konturları incelendiğinde ise orta ve ince çözüm ağı için hem yandan hem de spray eksenini boyunca alınan görünüşte benzer davranışlar ve sıcaklık büyüklükleri görülmektedir. Ancak kaba çözüm ağı incelendiğinde ise özellikle enjeksiyon sonlarına doğru (730 KMA) ve sonrası için sıcaklık dağılımının ve büyüklüklerinin orta ve ince çözüm ağından farklılaştığı görülmektedir.

Genel olarak bakılacak olunursa, enjeksiyonun başlamasından hemen sonra (720 KMA) silindir içi maksimum sıcaklığın 1144 K olduğu görülmektedir. Ayrıca spray demetinin oluşumu ile birlikte spray çekirdeği sıcaklığının çevre sıcaklığından daha düşük sıcaklığa sahip olduğu, enjeksiyonun devam ettiği ve yanmanın başladığı (725 KMA ve 730 KMA) açılarda spray eksenini boyunca çekirdek sıcaklığının çevre sıcaklığına göre daha düşük olduğu ve çekirdekten uzaklaştıkça artan buharlaşma etkisi ile yanmanın başlayarak sıcaklık artışının da başladığı görülmektedir. Enjeksiyonun bittiği (735 KMA ve 740 KMA) krank açılarında ise enjektör deliğine yakın yerde ve piston yüzeyinde kalan yakıt demetlerinin ani

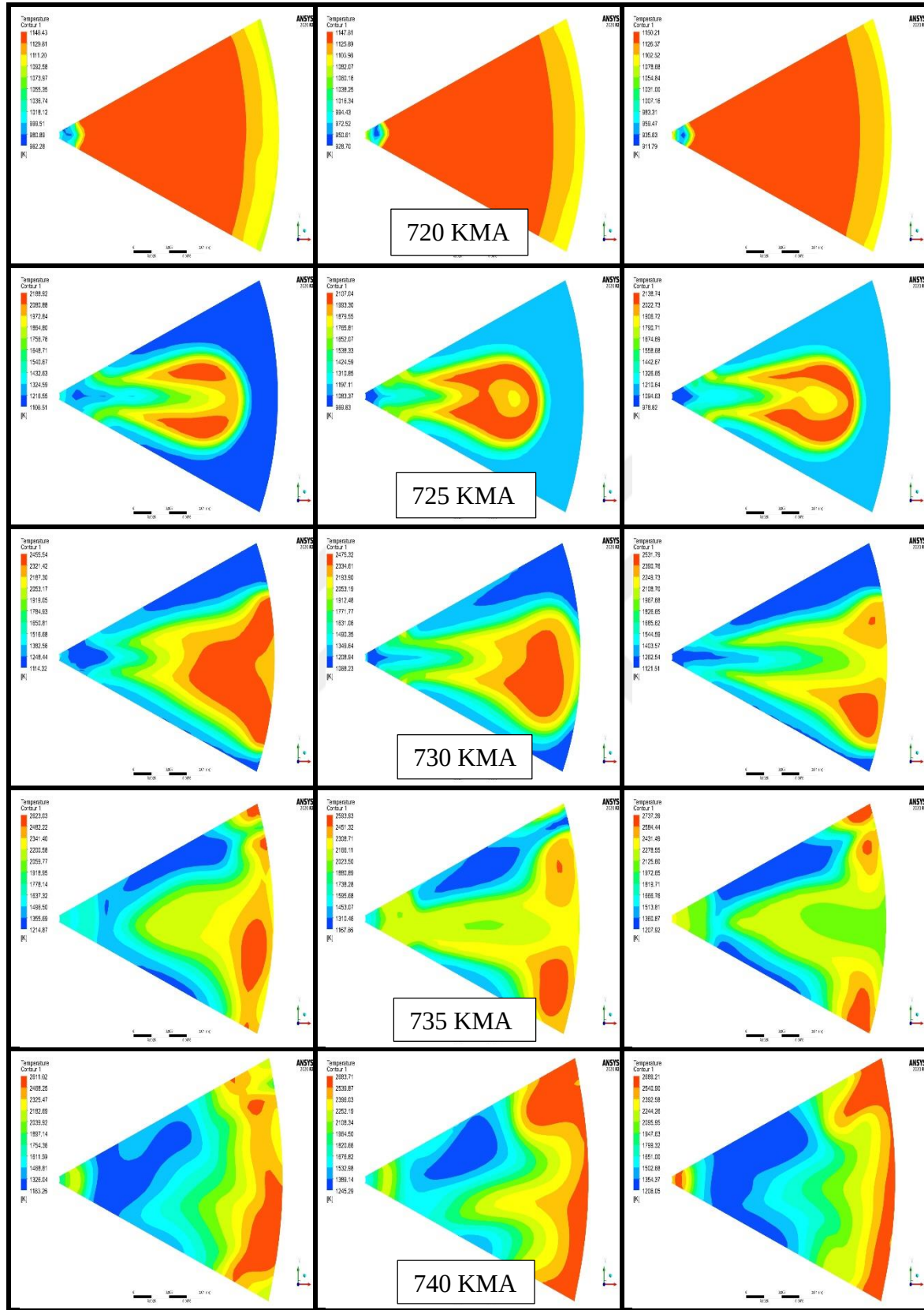
buharlaşması ve tutuşması ile anlık olarak sıcaklıkların yükseldiği görülmektedir. Yanmanın başlaması ile birlikte kademeli olarak silindir içi sıcaklıkların yükseldiği görülürken maksimum silindir içi sıcaklıklara enjeksiyonun bittiği 735 KMA'dan sonra ulaşılmıştır.

Sprey eksenı boyunca sıcaklık dağılımları incelendiğinde ise neredeyse tüm krank açılarında sprej eksenine göre simetrik bir dağılım görülmesinin sebebi olarak ilk değeri olarak verilen girdap oranının azlığı gösterilebilir.

Sonuç olarak sektör geometri için performans, emisyon, silindir içi yanma karakteristikleri ve silindir içi sıcaklık dağılımları incelendiğinde deneysel verilere en yakın eleman sayısının 44407 olduğu ve bu ağı yapısının diğer parametrik çalışmalar için de uygun olduğu söylenebilmektedir.



Şekil 6.12. Soldan sağa 29554 (kaba), 44407 (orta) ve 57921 (ince) eleman sayısı için sıcaklık konturları (yandan görünüş)



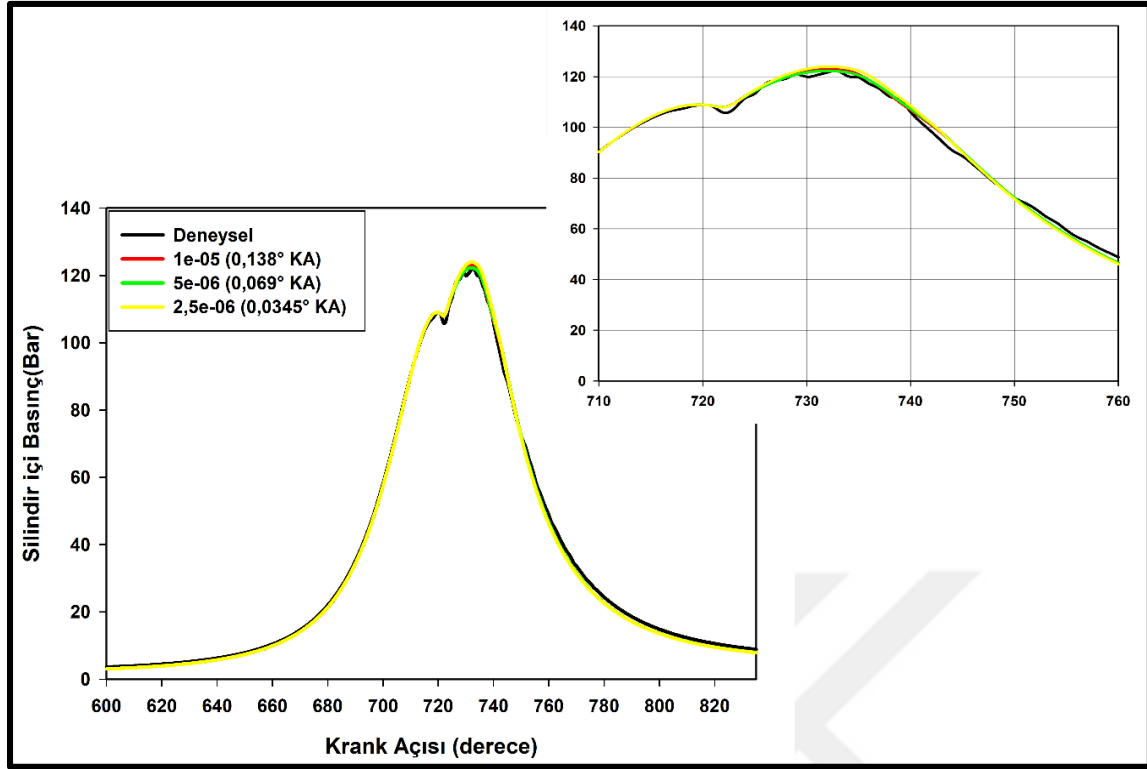
Şekil 6.13. Soldan sağa 29554 (kaba), 44407 (orta) ve 57921 (ince) eleman sayısı için sıcaklık konturları (üstten görünüş-sprey eksenı boyunca)

6.1.2. Uygun zaman adımının belirlenmesi

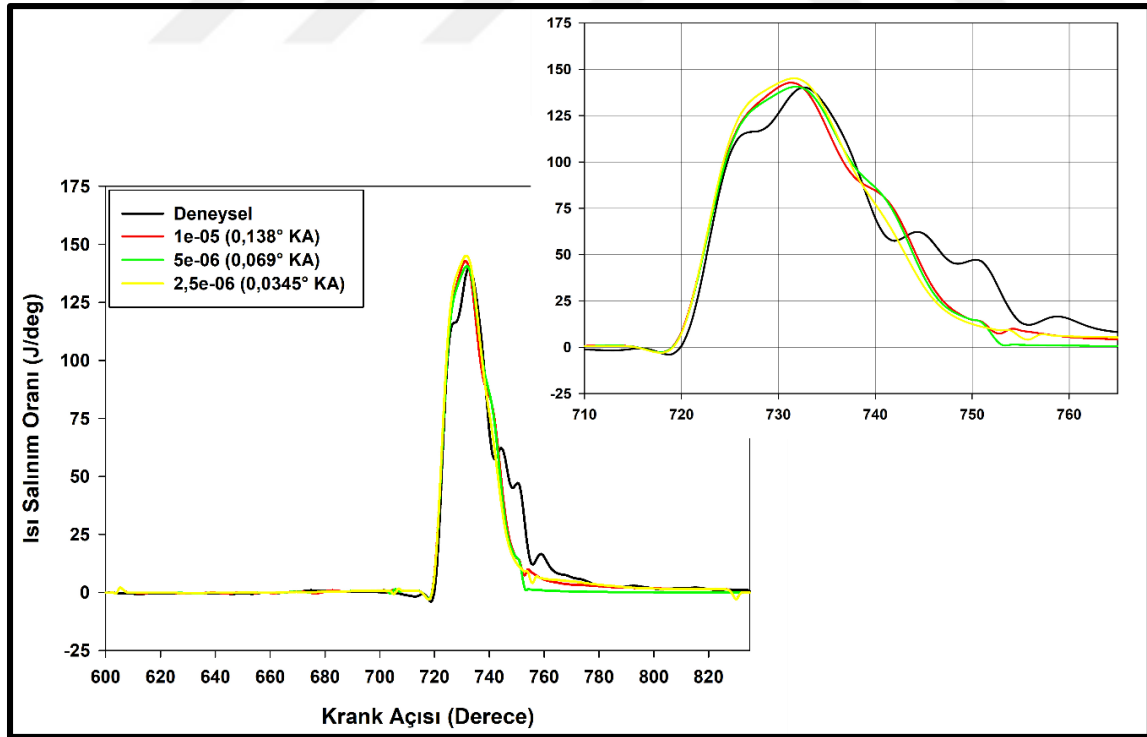
Program, kullanıcı tanımlı ilk zaman adımı ve maksimum zaman adımı ile uyarlanabilir zaman adımlamayı kullanır. Burada maksimum zaman adımı boyutu sabit bir değer veya bir profil, yani zamanın veya krank açısının bir fonksiyonu olabilir.

Uygun eleman sayısı belirlendikten sonra sayısal ayırıklaştırmada kullanılan uygun zaman adımının belirlenmesi için 3 farklı zaman adımı belirlenmiştir. Belirlenen bu zaman adımlarının deneysel verilerle karşılaştırılması yapılmış ve uygun zaman adımı seçilerek sonraki parametrik çalışmalarda kullanılmıştır. Çalışmada standart olarak 5E-06s (0,069 KMA) olan zaman adımına ek olarak 2,5E-06s (standart zaman adımının yarısı – 0,0345 KMA) ve 1E-05s (standart zaman adımının iki katı – 0,138 KMA)'lik zaman adımları kullanılmıştır.

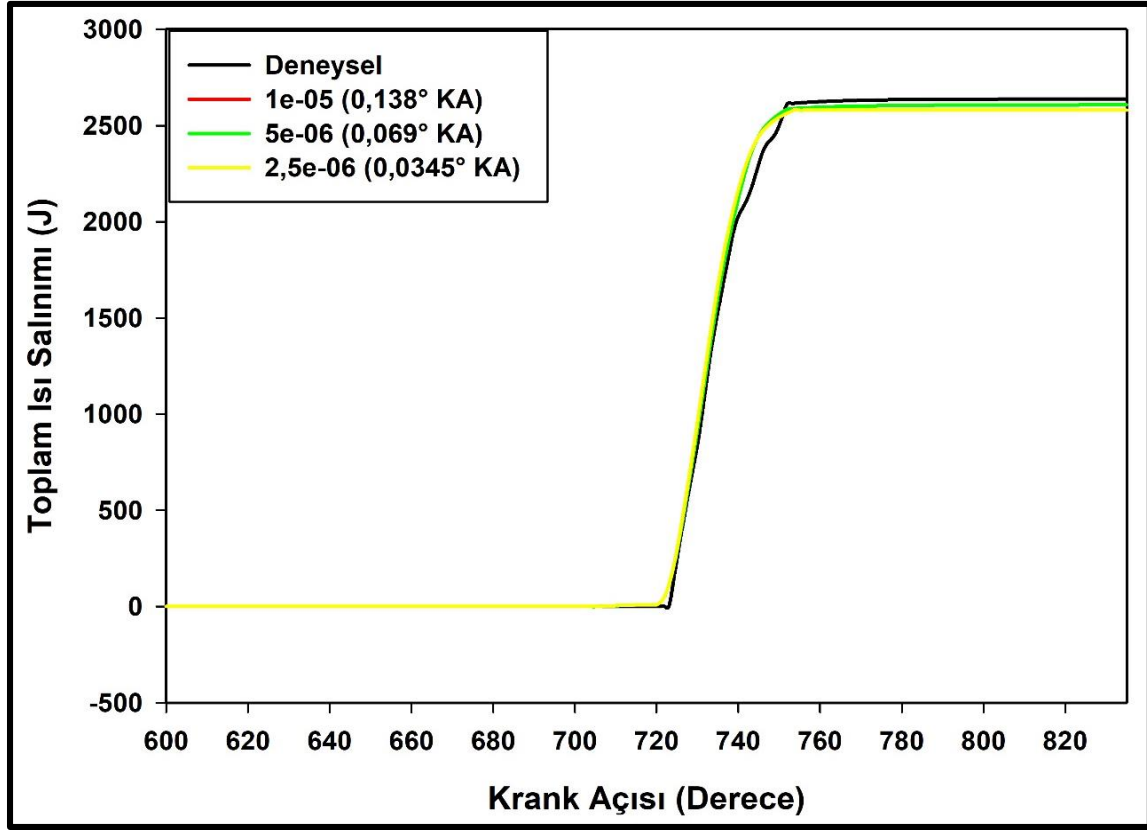
Şekil 6.14 ve Şekil 6.15 incelendiğinde zaman adımının artmasının ya da azalmasının basınç ya da ısı salınım profiline fazla etki etmediği görülürken sadece maksimum basınç ve ısı salınım değerlerinin hem artan hem de azalan zaman adımı için arttığı görülmektedir. Silindir içi açığa çıkan toplam ısı miktarı değerlerinin ise neredeyse sabit olduğu Şekil 6.16'da görülmektedir. Genel olarak silindir içi basınç, ısı salınımı ve açığa çıkan toplam ısı miktarı grafikleri değerlendirildiğinde Forte'nin uyarlanabilir zaman adımı kullanmasından dolayı fazla bir etkisi olmadığı görülmektedir.



Şekil 6.14. Farklı zaman adımları için silindir içi basınç değerleri



Şekil 6.15. Farklı zaman adımları için silindir içi açığa çıkan ısı değerleri



Şekil 6.16. Farklı zaman adımları için silindir içi açığa çıkan toplam ısı değerleri

Çizelge 6.3 incelendiğinde maksimum basınç değerinin deneysel değerle olan farkı 5,00E-06s zaman adımı için %0,27 iken bu oran 1,00E-05s zaman adımında %0,326 ve 2,50E-06s zaman adımında ise %1,1'dir.

Çizelge 6.3. Silindir içi yanma ve motor performans değerlerinin farklı zaman adımı için karşılaştırılması

Zaman Adımı (saniye)	Ortalama Maksimum Basınç(bar)	Ortalama Maksimum Sıcaklık(K)	Mil Gücü(kW)	ÖYT (g/kWh)	Yanma Verimi (%)	Fren Mil Verimi (%)
1,00E-05 (2 katı)	123	1797,06	59,945	221	98,88	37,764
5,00E-06 (Standart)	122,26	1802,6	59,94	220,92	98,92	37,773
2,50E-06 (Yarısı)	123,95	1800	59,69	221,82	98,92	37,62
Deneysel	122,6	-	56,56	233,2	-	36,07

Çizelge 6.4’de emisyon değerleri incelendiğinde ise zaman adımının küçülmesi ile is emisyonlarında deneysel değerlere yaklaşıırken NO_x , HC ve CO emisyon değerlerinde uzaklaşıldığı görülmektedir. Sonuç olarak standart zaman adımının kullanımı uygun görülmektedir.

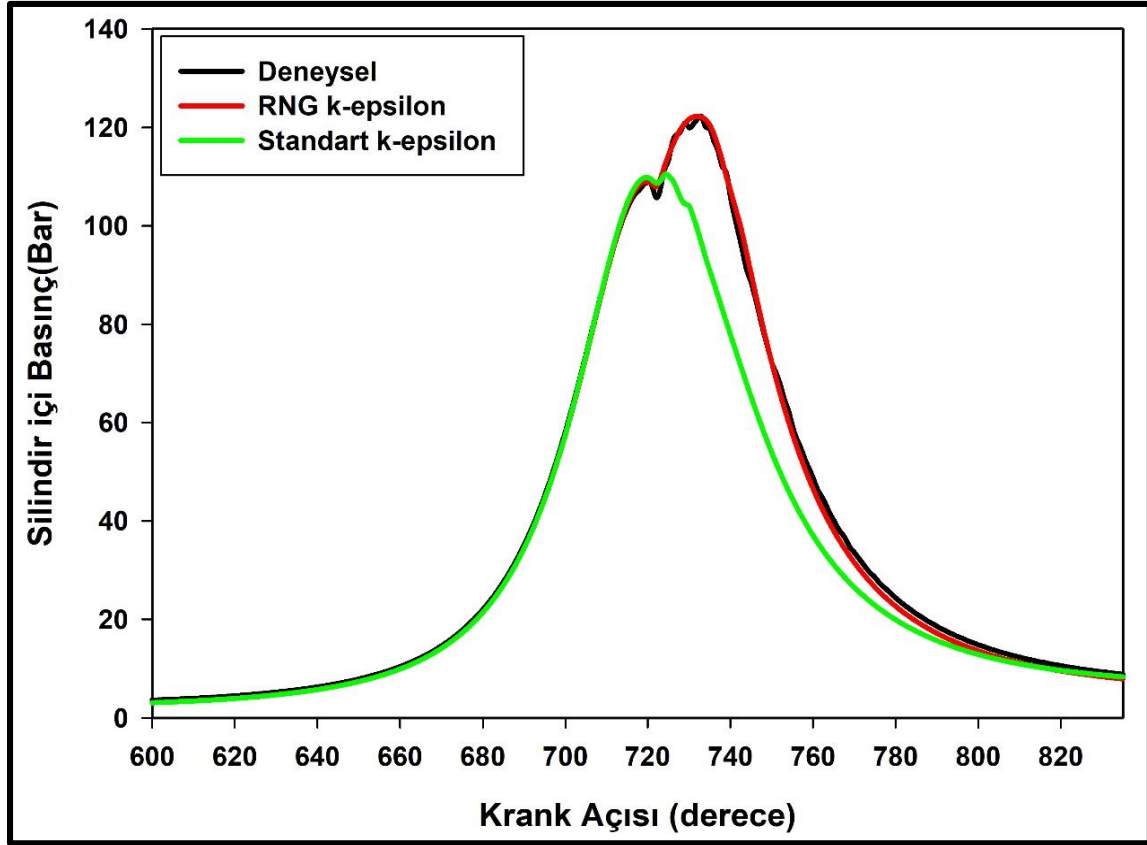
Çizelge 6.4. Emisyon değerlerinin farklı zaman adımı için karşılaştırılması

Zaman Adımı (saniye)	İs (g/kWh)	NO_x (ppm)	THC(ppm)	CO(ppm)
1,00E-05 (2 katı)	0,0293	712,37	168	228
5,00E-06 (Standart)	0,0247	683,1	179	151
2,50E-06 (Yarısı)	0,0239	587,12	168	163
Deneysel	0,0238	443,18(SCR Sonrası)	188,5	135,4

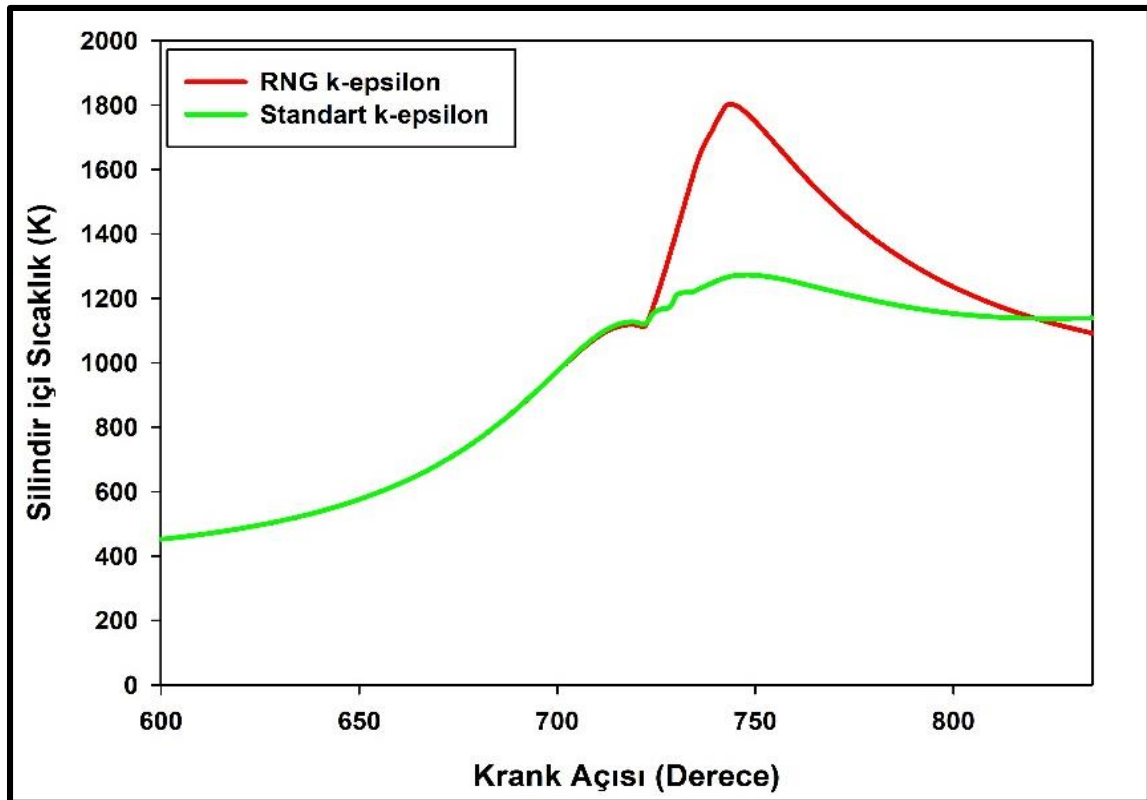
6.1.3. Uygun türbülans modelinin belirlenmesi

Uygun eleman sayısı ve zaman adımı belirlendikten sonra akış karakteristiğine etki eden parametrelerden olan türbülans modellerinin etkisi bu bölümde incelenmiştir. Burada silindir içi reaktif yanma analizleri için literatürde genel kabul gören ve Standart k-epsilon modeline göre daha küçük ölçekli hareketleri hesaba katıp daha hassas sonuçlar veren RNG k-epsilon modelini ve Standart k-epsilon modellerinin karşılaştırmalı olarak farkları incelenmiştir.

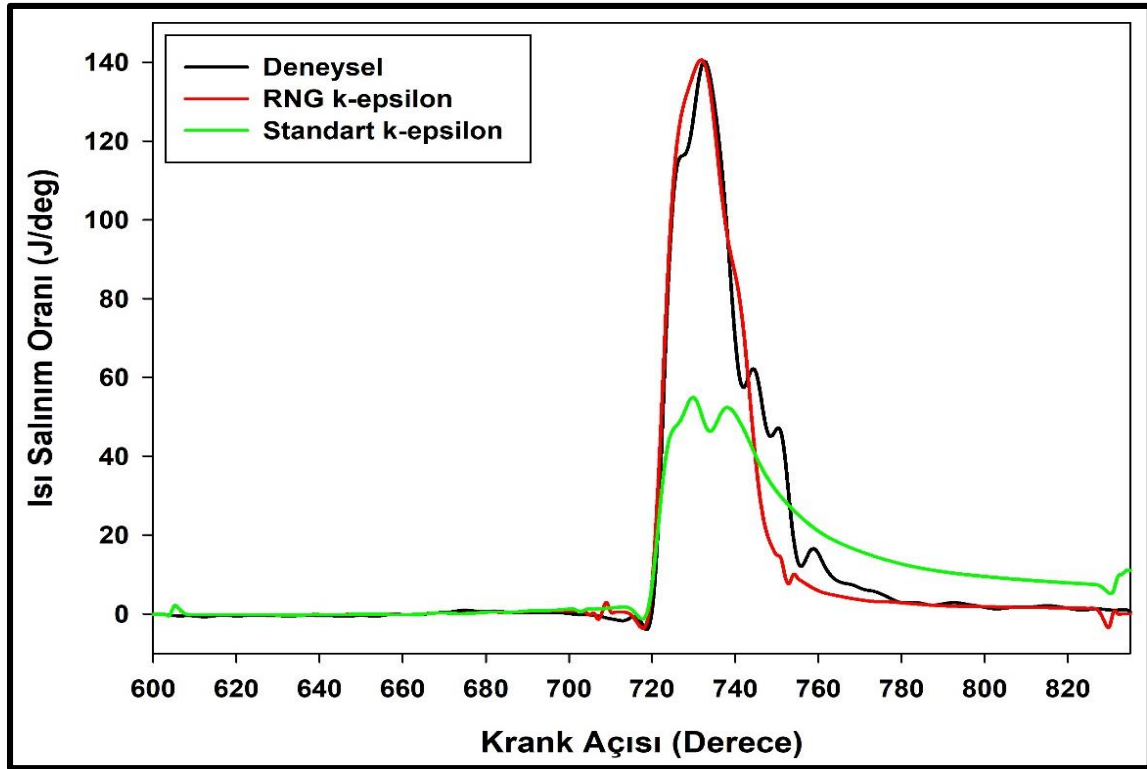
Silindir içi basınç davranışları Şekil 6.17’de gösterilmiştir. Burada tutuşmanın başladığı krank açısına kadar silindir içi basınç davranışlarının benzer olduğu görülmektedir. Ancak tutuşmanın başlaması ile birlikte RNG k-epsilon modeli ile yapılan çözümde yanma başlamış ve deneysel verilerle uyum içinde bir davranış sergilemiştir. Ancak standart k-epsilon kullanılan modelde Şekil 6.18-20’de görüldüğü üzere tam yanma sağlanamamış ve basınç, sıcaklık, ısı salınımı değerleri deneysel verilerin çok altında kalmıştır.



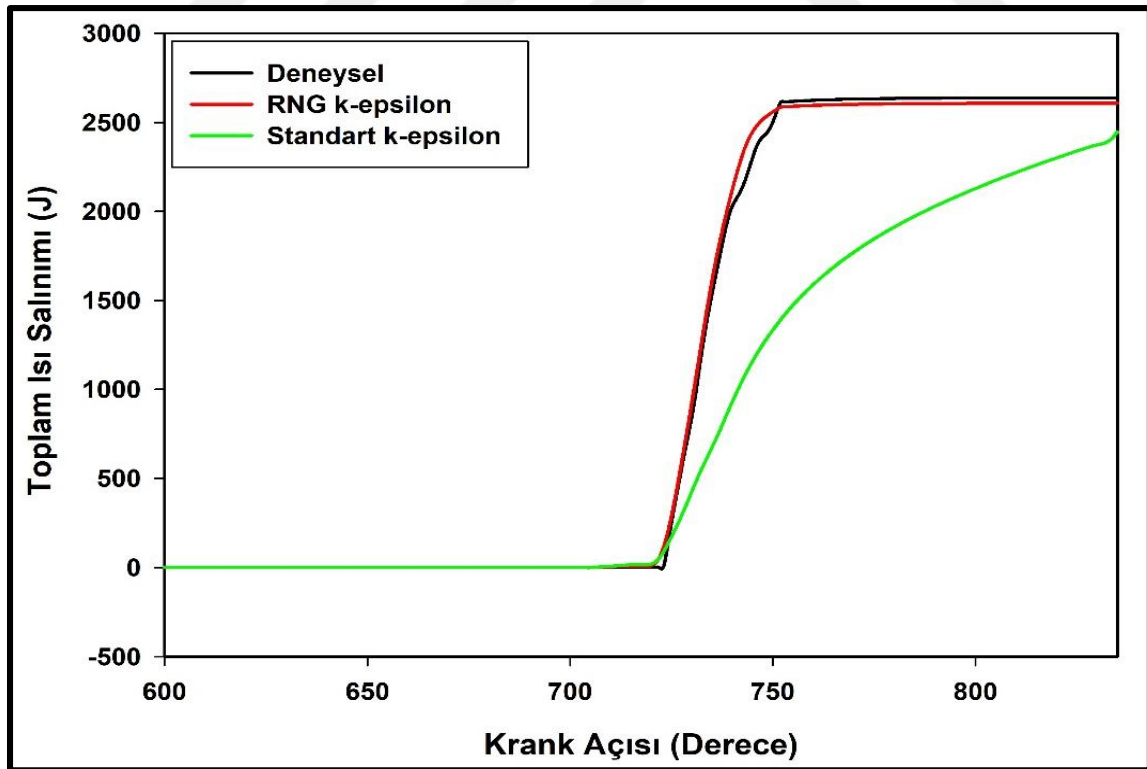
Şekil 6.17. Farklı türbülans modelleri için silindir içi basınç değerleri



Şekil 6.18. Farklı türbülans modelleri için silindir içi sıcaklık değerleri



Şekil 6.19. Farklı türbülans modelleri için silindir içi açığa çıkan ısı değerleri



Şekil 6.20. Farklı türbülans modelleri için silindir içi açığa çıkan toplam ısı değerleri

Tam yanmanın gerçekleşmemesine bağlı olarak Çizelge 6.5'te de görüldüğü üzere Standart k-epsilon modelinde güçte, yanma veriminde ve fren mil veriminde düşüş görülürken yakıt tüketiminin arttığı görülmektedir. Benzer şekilde tam yanmanın gerçekleşmemesine bağlı olarak Çizelge 6.6'da da görüleceği üzere standart k-epsilon modelinin kullanılmasıyla is, HC ve CO emisyonlarında da artış olduğu görülmektedir.

Genel olarak iki model incelendiğinde (Bkz. Çizelge 3.1) $c_{\epsilon 3}$ değişkenin standart k-epsilon modelinde sabit kabul edilmesi, RNG k-epsilon modelinde ise değişkenlere bağlı bir fonksiyon olması ve η_0 ve β parametrelerinin kullanılması çözümün daha gerçekçi sonuçlar vermesini sağlamıştır.

Çizelge 6.5. Silindir içi yanma ve motor performans değerlerinin farklı türbülans modelleri için karşılaştırılması

	Ortalama Maksimum Basınç(bar)	Ortalama Maksimum Sıcaklık(K)	Mil Gücü(kW)	ÖYT (g/kWh)	Yanma Verimi (%)	Fren Mil Verimi (%)
RNG k-epsilon	122,26	1802,6	59,94	220,92	98,92	37,773
Standart k-epsilon	110,35	1272,99	39,4	335	85,2	24,822
Deneysel	122,6	-	56,56	233,2	-	36,07

Çizelge 6.6. Emisyon değerlerinin farklı türbülans modelleri için karşılaştırılması

	İs (g/kWh)	NO _x (ppm)	THC(ppm)	CO(ppm)
RNG k-epsilon	0,0247	683,1	179	151
Standart k-epsilon	14,54	307,23	520,88	9041
Deneysel	0,0238	443,18(SCR Sonrası)	188,5	135,4

Sonuç olarak hem Forte'nin önerisi dikkate alındığında hem de yapılan analizlerin sonuçları deneysel sonuçlarla kıyaslandığında uygun türbülans modelinin RNG k-epsilon modeli olduğu açıkça görülmektedir.

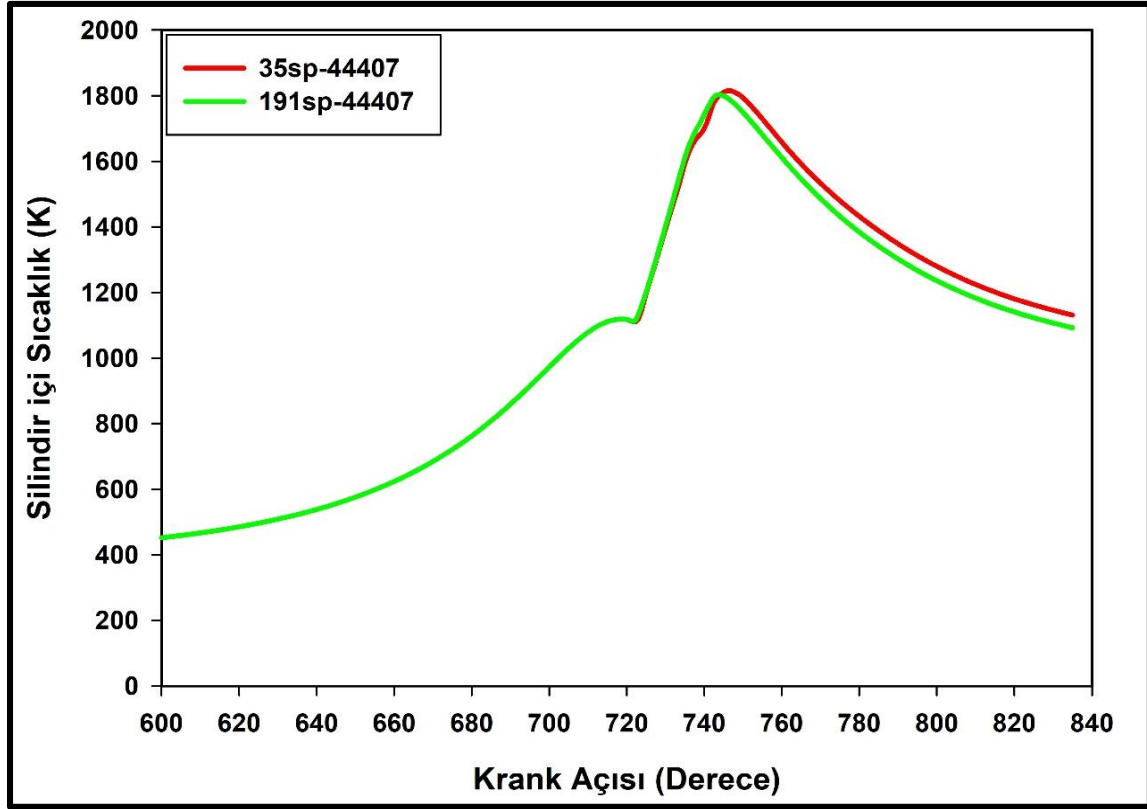
6.1.4. Uygun kimyasal tür sayısının belirlenmesi

Silindir içi yanma modelleme çalışmalarında en önemli noktalardan biri de kullanılan reaksiyon denklemleri ve tanımlanan türlerdir. Bu bölümde 35 türün olduğu reaksiyon takımı ile 191 türün olduğu reaksiyon takımının 44407 elemanlı durum için hangisinin kullanılacağı ve kullanılan bu modellerin performans, yanma karakteristiği ve emisyonlara olan etkisi incelenmiştir.

35 türün olduğu indirgenmiş reaksiyon modeli 35 tür ve 165 reaksiyondan oluşmaktadır. Kimyasal tepkimeler için n-heptan mekanizması kullanılırken, sprey ve gaz akışı transport hesaplamaları için n-tetradecanenin fiziksel özellikleri kullanılmaktadır. Alt ısı değeri 44,52 MJ/kg'dır. Setan sayısı ise 52,5'dir. Bu model dizel yakıtın sadece n-heptane olarak tanımlandığı ve fiziksel özelliklerinin ise n-tetradecane olarak tanımlandığı tek bileşenden oluşan bir dizel yakıt tanımlanmasına izin verirken doğru setan sayısı ve diğer yakıt özelliklerini tahmin etmede yeterli değildir. Ayrıca is hesabı yaparken ampirik asetilen tabanlı değildir, partikül sayısı/büyükliği ile ilgili bir bilgi son işlemde alınmaz ve is duyarlılığında keskin sonuçlar vermez. Ayrıca 35 türün içinde propan olmadığı için tez kapsamında yapılacak olan propan-dizel çift yakıt çalışmasına uygun değildir.

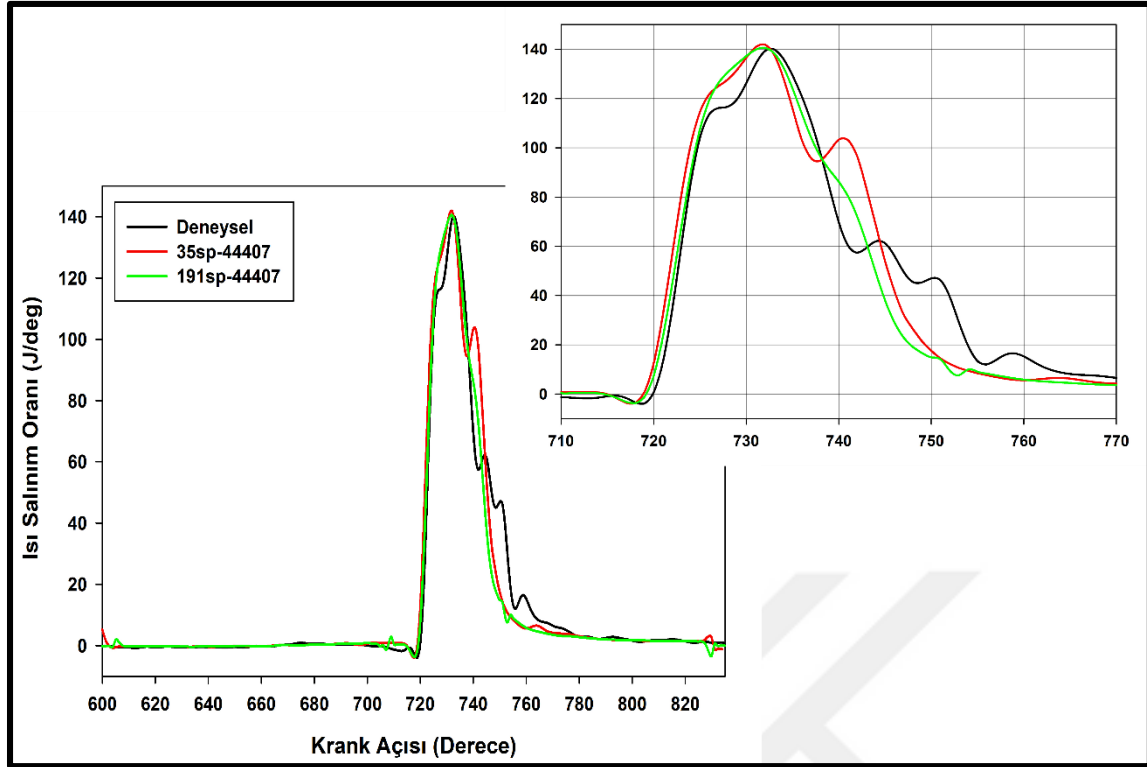
191 türün olduğu indirgenmiş reaksiyon modeli ise 191 tür ve 1392 reaksiyondan oluşmakta ve yaklaşık 5000 tür içeren reaksiyon mekanizmasından indirgenerek oluşturulmuştur. 191 türün olduğu model yüzey mekanizması, is oluşumu için gerekli öncüllerden olan asetilen gibi küçük hidrokarbonlardan piren ve koronen gibi polisiklik aromatik türlere kadar doğru tahmin etmek için reaksiyon yollarına sahip olmakla beraber O_2 ve OH radikalleri ile is oksidasyonu da içerir. Ayrıca bu model ile setan sayısı yaklaşık 55'e denk gelen n-decane (%66,8) ve 1-methylnapthalene AMN (%33,2)'den meydana gelen dizel yakıt temsili tanımlanarak çözüm yapılmıştır. Alt ısı değeri 43,156 MJ/kg'dır.

Şekil 6.21'de kimyasal tepkimeler için 35 ve 191 tür içeren tepkimeler sonucunda elde edilen silindir içi basınç değerleri incelenmektedir. Emme supabının kapanmasından üst ölü noktaya kadar olan sıkıştırma periyodu boyunca iki tür çeşidi için de deneysel sonuçlarla uyum içinde olduğu görülebilmektedir. Ancak pistonun üst ölü noktadan alt ölü noktaya doğru hareketine başladığı krank açıları (720 KMA - 726 KMA) incelenecek olunursa 35 tür denklemleri çalışmanın setan sayısının düşüklüğünden kaynaklı tutuşma gecikme süresi



Şekil 6.22. Farklı tür sayıları için silindir içi sıcaklık değerleri

Şekil 6.23'te silindir içi açığa çıkan ısı değerleri verilmektedir. Burada 35 ve 191 tür kullanımı için elde edilen profil ve maksimum değer için benzer eğilim gösterdikleri söylenebilir. Sadece 35 tür içeren denklem analizinde 740 KMA'ndan sonra ufak da olsa ani bir ısı salınımı artışı gerçekleşmiş bu da Şekil 6.21'de basınç artışına sebep olarak tutuşma gecikme zamanının da katkısıyla genişleme zamanında deneysel verilere daha yakın bir eğilim göstermesine sebep olmuştur.



Şekil 6.23. Farklı tür sayıları için silindir içi açığa çıkan ısı değerleri

Çizelge 6.7’de ise silindir içi yanma ve motor performans değerlerinin farklı tür sayıları için karşılaştırılması verilmektedir. Burada 35 tür denklemi için kullanılan n-heptane’nin alt ısı değeri 191 tür için dizel yakıt temsiliinde kullanılan n-decane ve 1-methylnapthalene AMN’den oluşan yakıtın alt ısı değeri yüksek olmasından kaynaklı elde edilen güç, yakıt tüketimi ve mil veriminin hem 191 tür içeren analizden hem de deneysel verilerden yüksek çıktığı görülmektedir.

Çizelge 6.7. Silindir içi yanma ve motor performans değerlerinin farklı tür sayıları için karşılaştırılması

İşlem Zamanı	Tür Sayısı	Ortalama Maksimum Basınç(bar)	Ortalama Maksimum Sıcaklık(K)	Mil Gücü(kW)	ÖYT (g/kWh)	Fren Mil Verimi (%)
9 saat 7 dakika	191sp	122,26	1802,6	59,94	220,92	37,773
4 saat 5 dakika	35sp	122,34	1815,43	63,4	208,9	38,7
Deneysel		122,6	-	56,56	233,2	36,07

Çizelge 6.8’de ise emisyon değerlerinin farklı tür sayıları için karşılaştırılması incelenmektedir. 191 tür içeren reaksiyon takımının hem daha fazla tür hem daha fazla reaksiyon içermesinden kaynaklı bütün emisyon değerlerinde deneysel verilere daha yakın değerler içerdiği görülmektedir. Sebebi ise reaksiyon içerisinde özellikle O₂ ve OH radikallerinin is, CO ve HC’lar ile oksidasyonunu içermesinden kaynaklı olduğu ve emisyonlar açısından deneysel verilerle doğrulanmış bir reaksiyon takımı içermesi gösterilebilir.

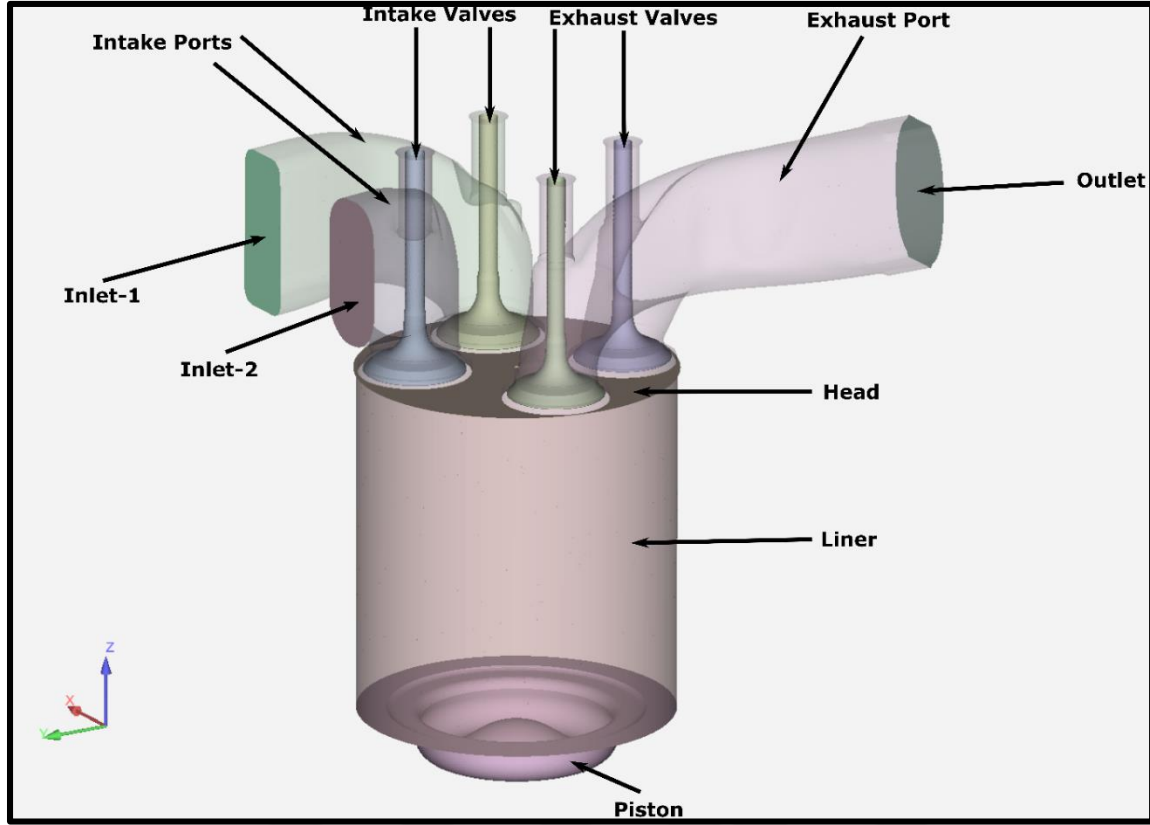
Çizelge 6.8. Emisyon değerlerinin farklı tür sayıları için karşılaştırılması

Tür Sayısı	İs (g/kWh)	NOx (ppm)	THC(ppm)	CO(ppm)
191sp	0,0247	683,09	179,3	151,4
35sp	0,00384	546	3,28	6,24
Deneysel	0,0238	443,18(SCR Sonrası)	188,5	135,4

Sonuç olarak bakıldığında 35 tür kullanılan modelde hem propan türünün hem de buna bağlı propanın yanma denklemlerinin olmaması, performans ve emisyon değerleri açısından deneysel verilerden oldukça uzak sonuçlar vermesinden kaynaklı olarak analizlere 191 tür içeren modelle devam edilmiştir.

6.2. Tam Model Analizleri

Önceki bölümde portların, supapların olmadığı ve sadece 45 derecelik (1/8’lik) silindir geometrisi için sektör analizler gerçekleştirilmişti. Bu bölümde ise emme ve egzoz portlarının olduğu, silindirin tam olarak modellendiği ve ikişer adet emme ve egzoz supapların olduğu tam bir döngü (720 KMA) ve tam yük altında dizel yanma için analizler gerçekleştirilmiştir. Şekil 6.24’te tam modelin akış hacmi ile birlikte sınır şartları gösterilmiştir. Tam model için tanımlanan sınır şartları ve fiziksel tanımlamaları EK-2 Çizelge EK-2.2’de verilmiştir.



Şekil 6.24. Tam geometri akış hacmi ve sınır koşulları tanımlamaları

Akış hacmi çıkartılıp gerekli sınır koşulları tanımlamaları yapıldıktan sonra çözüm ağı oluşturulmuştur. Oluşturulan çözüm ağına öncelikle EK-2 Çizelge EK-2.3'deki gibi hem material point atanmış hem de yanmanın olmadığı ve hassas çözümün gerekmediği yerler için genel eleman boyutu olarak 2,5-3 mm arasında farklı büyüklükler tanımlanarak uygun eleman sayısı tespit edilmiştir. Burada 3 mm, 2,75 mm ve 2,5 mm olmak üzere 3 farklı eleman sayısı denenmiştir. Sonrasında hassas çözümün gerektiği bölgeler EK-2 Çizelge EK-2.4'deki ANSYS Forte'nin önerdiği gibi ölçeklendirilmiştir ancak kullanılan bilgisayar Intel Xeon CPU E5-2697 v3@ 2.60GHz ve 56 çekirdek olmasına rağmen çözüm için yeterli olmamış ve supaplarla yanma odası için yapılan iyileştirilmeler parantez içerisinde kırmızı ile yazılan değerlere indirilmiştir. Ayrıca bölgelerin bazılarında ise hız ve sıcaklık çözümlmeleri için EK-2 Çizelge EK-2.5 ve EK-2.6'daki gibi tekrar yerel iyileştirilmeler yapılmıştır. Yerel iyileştirilmeler yapıldıktan sonra piston üst ölü noktada ve alt ölü noktada iken sahip olduğu eleman sayıları aşağıda Çizelge 6.9'da verilmiştir.

Çözüm ağı oluşturulduktan sonra Ek-2 Çizelge EK-2.7 ve EK-2.8'deki gibi enjektör ve nozul bilgileri tanımlanmıştır. Kullanılan is modeli iki aşamalı olmakla beraber ayrıntılar

EK-2 Çizelge EK-2.9'da verilmiştir. Sınır koşulları, giriş ve çıkış için gerekli olan basınç ve sıcaklık değerleri 1-B yanma programı AVL Boost'dan alınarak Ek-2 Çizelge EK-2.10-16'daki gibi tanımlanmıştır. Ayrıca sınır koşulları tanımlandıktan sonra gerekli olan başlangıç değerleri de Ek-2 Çizelge EK-2.17-19'daki gibi AVL Boost'dan alınarak tanımlanmıştır.

Analizler emme valfinin açılmasından önceki 315 KMA'da başlamış ve 720 KMA sonra 1035 KMA'da tamamlanmıştır. 2300 devirde tam yükte ve emme, sıkıştırma, yanma ve egzoz stroklarının tamamı incelenmiştir. Emme portu ve emme supabının analizlere dahil edilmesiyle emme manifoldundan gelen havanın silindir içi oluşturduğu girdap ve döngü hareketlerinin akış ve yanma karakteristiklerine olan etkileri daha ayrıntılı olarak incelenmiştir. Simulasyon kontrol, zaman adımı ve kimyasal çözücü ayarları EK-2 Çizelge EK-2.20-22 arasında verilmiştir.

Çizelge 6.9 incelendiğinde artan eleman sayısı ile birlikte deneysel verilere yaklaşıldığı görülmektedir. Sadece artan eleman sayısına rağmen maksimum basınç değerlerinde deneysel verilere 2,75 mm eleman boyundaki çözümler için daha yakın değerler elde edildiği görülmektedir. Buna rağmen diğer sonuçlarda 2,5 mm eleman kullanılmasının daha yakın değerler vermesinden dolayı tam model analiz sonuçları bu eleman boyutu kullanımından elde edilen veriler dikkate alınarak görselleştirilmiştir. 2,5 mm altında eleman kullanılması denemeleri yapılsa da bilgisayar hafıza yetersizliğinden analizler tamamlanamamıştır.

Çizelge 6.9. Farklı eleman boyutları ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

Süre	Eleman Boyutu (mm)	Tür Sayısı	Eleman sayısı (ÜÖN)-(AÖN)	Ortalama Maksimum Basınç (bar)	Ortalama Maksimum Sıcaklık (K)
5gün 15saat 24dak	3	191sp	407730 - 748560	116,94	1541,84
7gün 2saat 54dak	2,75	191sp	487994- 903725	121,48	1579,94
11gün 4saat 23dak	2,5	191sp	646312- 1302801	119,55	1558
Deneysel	-	-	-	122,6	-

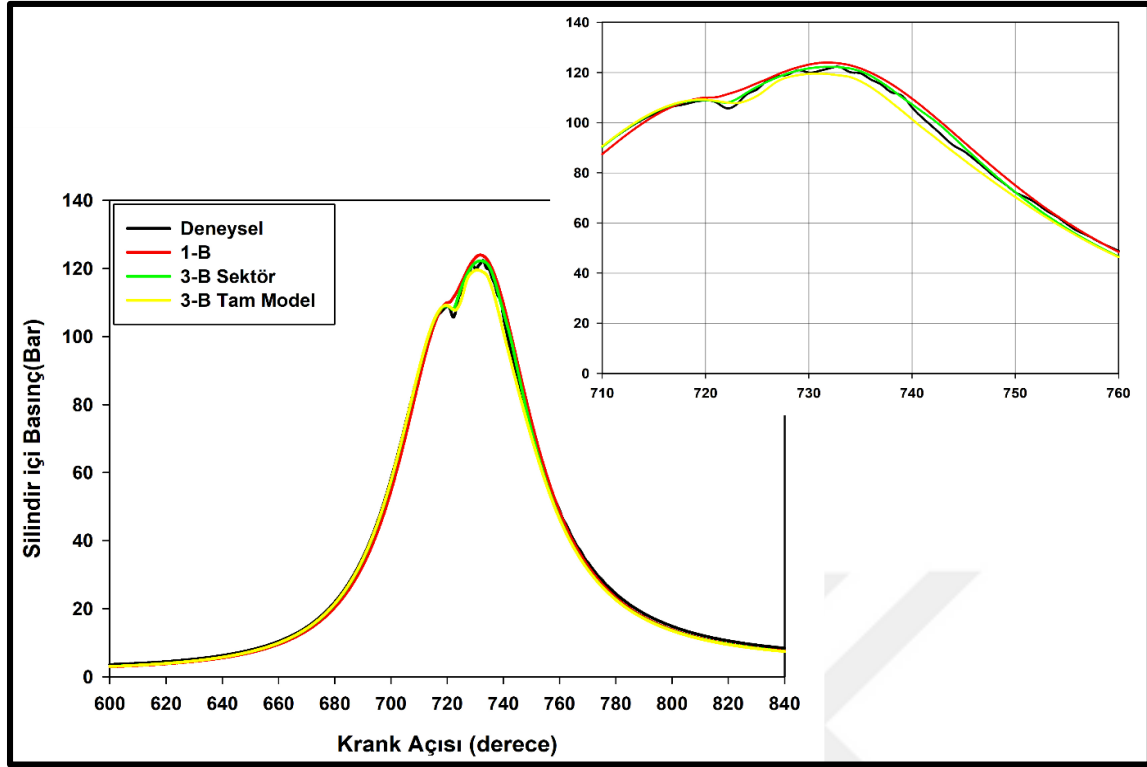
Çizelge 6.9. (devam) Farklı eleman boyutları ve deneysel sonuçların karşılaştırılması

Eleman Boyutu (mm)	Mil Gücü (kW)	ÖYT (g/kWh)	Fren Mil Verimi (%)	IMEP (Bar)	İs (g/kWh)	NOx (ppm)
3	59,86	220,44	37,88	11,84	0,0427	284,61
2,75	61,72	213,02	39,17	12,21	0,00455	257,26
2,5	56,99	232,42	35,9	11,27	0,0292	298,37
Deneysel	56,56	233,2	36,07	11,15	0,0238	443,18(SCR sonrası)

6.2.1. Tam model analiz sonuçlarının karşılaştırılması

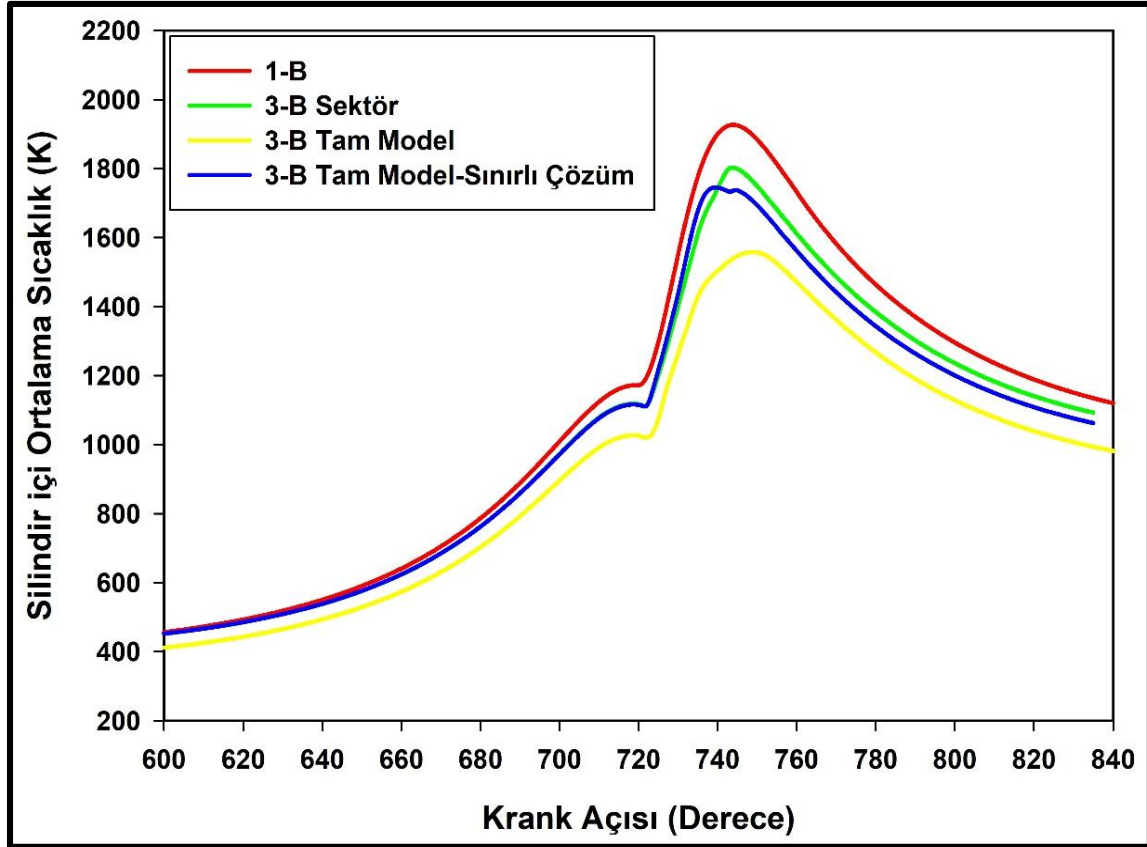
Çift yakıt çalışmasına geçmeden önceki bu bölümde dizel yanmanın 1-boyutlu, 3-boyutlu sektör ve 3-boyutlu tam model çevrimin 720 KMA için gerçekleştirilen analizlerin sonucunda silindir içi yanma karakteristikleri deneysel verilerle karşılaştırılarak verilmiştir.

Şekil 6.25 incelendiğinde deneysel veri ile 1-B, 3-B sektör ve 3-B tam model için maksimum basınç değerinin olduğu krank açıları 733 KMA, 732 KMA, 732 KMA ve 732 KMA iken maksimum basınç değerlerinin deneysel veri ile arasındaki farklar sırasıyla %1,1, %1,3 ve %2,2'dir. Enjeksiyonun başladığı (719,5 KMA) ve basınç yükselişinin başladığı (722,5 KMA) aralık için profil değerlendirilecek olunursa 1-B modelin yanma başlamadan önce yapması gerektiği tutuşma gecikmesinden ve pistonun aşağı yönlü hareketinden kaynaklı anlık basınç düşüşünü gerçekleştiremediği görülmektedir. Bunun sebebi sadece yanma zamanı ve süresinin tanımlanabildiği yanma modeli olan Vibe 2-Zone yanma modelinin kullanılmasıdır. 3-B tam model çözümlemede ise deneysel veriden 1 KMA daha geç yükselme başlarken 3-B sektör çözüm için böyle bir gecikme yaşanmamış ve yaklaşık deneysel veriyle eş zamanlı bir yükselme başlamıştır. 3-B çözümler arasındaki oluşan bu farkın ise tutuşma gecikmesi zamanından kaynaklanmaktadır. Püskürtmenin başladığı andan itibaren toplam ısıнын %10'unun açığa çıktığı krank açısı arasında geçen süre tutuşma gecikmesi olarak tanımlanır. Bu tanımlama ışığında 3-B sektör geometri için %10'luk ısıнын açığa çıktığı krank açısı ÜÖN'dan 5,02 KMA sonra iken bu değer tam geometri için 6,01 KMA olmuştur. Genel olarak değerlendirildiğinde 3 analiz de hem maksimum basınç noktasında hem de genel profil anlamında oldukça yakın olduğu görülmektedir.



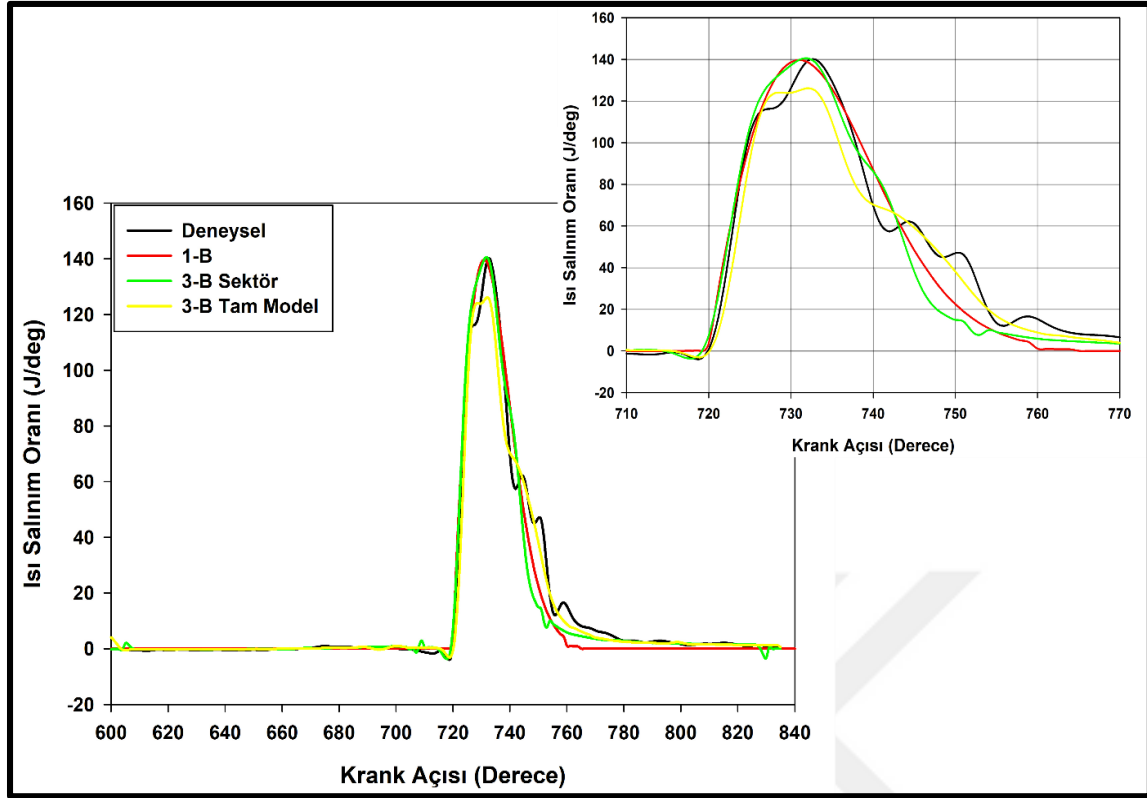
Şekil 6.25. DeneySEL, 1-B, 3-B sektör ve 3-B tam model için silindir içi ortalama basınç karşılaştırılması

Şekil 6.26 incelendiğinde 1-B, 3-B sektör ve 3-B Tam Model için sırasıyla ortalama maksimum silindir içi sıcaklık değerleri 1926 K, 1802 K ve 1558 K olarak görülmektedir. Burada 1-B analizde silindir içi ortalama sıcaklığın yüksek çıkması kullanılan yanma modeli ile ilgili iken 3-B sektör ve 3-B tam model arasındaki farkın tam model için eleman boyutunda 0,25 mm'nin altına inilememesi ve bazı iyileştirmelerin yapılamaması gösterilebilir. Oluşan silindir içi sıcaklık farklarının özellikle NO_x oluşumuna olan etkileri de oldukça fazladır. Çizelge 6.9'da NO_x emisyon değerleri incelenecek olunursa elde edilen değerlerin deneysel verilerden oldukça uzak olduğu görülmektedir. Bu bağlamda özellikle tam model çalışması için elde edilen silindir içi ortalama sıcaklık değerinin düşük kaldığı söylenebilir. Hem silindir içi sıcaklık değerlerinin hem de NO_x emisyonlarının eleman boyutundan kaynaklı uyumsuzluğunu gösterebilmek için tam modelde sektör modelle aynı sınır şartları kullanılmış ve 0,2 mm eleman boyutu verilmiştir. 600 KMA - 835 KMA arasında analizler gerçekleştirildiğinde ise Şekil 6.26'daki gibi silindir içi sıcaklıkların arttığı buna bağlı olarak da NO_x değerinin de 400 ppm'i aştığı görülmektedir. Yani eleman boyutunun silindir içi sıcaklık dağılımı ve emisyon oluşumuna direkt etkisi olduğu görülmektedir.



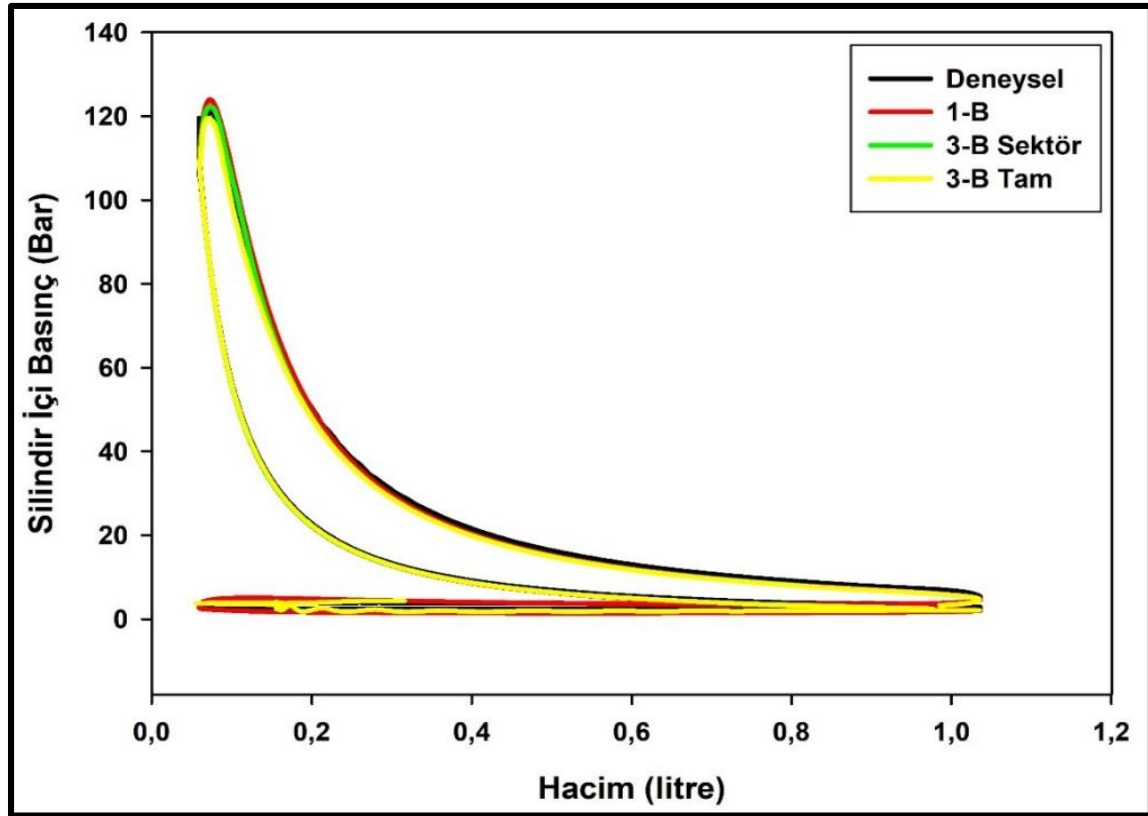
Şekil 6.26. 1-B, 3-B sektör ve 3-B tam model için silindir içi ortalama sıcaklık karşılaştırılması

Şekil 6.27 incelendiğinde ise deneysel ve sayısal olarak elde edilen silindir içi basınç grafiğinden AVL BURN modülü yardımıyla hesaplanan silindir içi ısı salınım grafiği görülmektedir. Burada ise 1-B ve 3-B analizler sonucunda silindir içi basınç oluşumu eğrisi, maksimum değer ve genişleme sırasında izlediği yol oldukça doğru tahmin edildiğinden ısı salınım eğrisi ve maksimum elde edilen değerler deneysel verilere yakın olarak elde edilmiştir. Elde edilen maksimum ısı salınım değerleri incelenecek olunursa 1-B, 3-B sektör ve 3-B tam model deneysel veriden %0,35, %0,96 ve %9,37 farklılık göstermektedir. Tam modelle deneysel veri arasında oluşan fark ise sıcaklık karşılaştırılmasında bahsedildiği üzere eleman boyutunda 0,25 mm'nin altına inilememesi gösterilebilir. Isı salınımı oluşum profili ve elde edilen maksimum değerler incelendiğinde sayısal verilerin deneysel verilerle uyum içinde olduğu görülmektedir.



Şekil 6.27. Deneyisel, 1-B, 3-B sektör ve 3-B tam model için silindir içi ısı salınımı karşılaştırılması

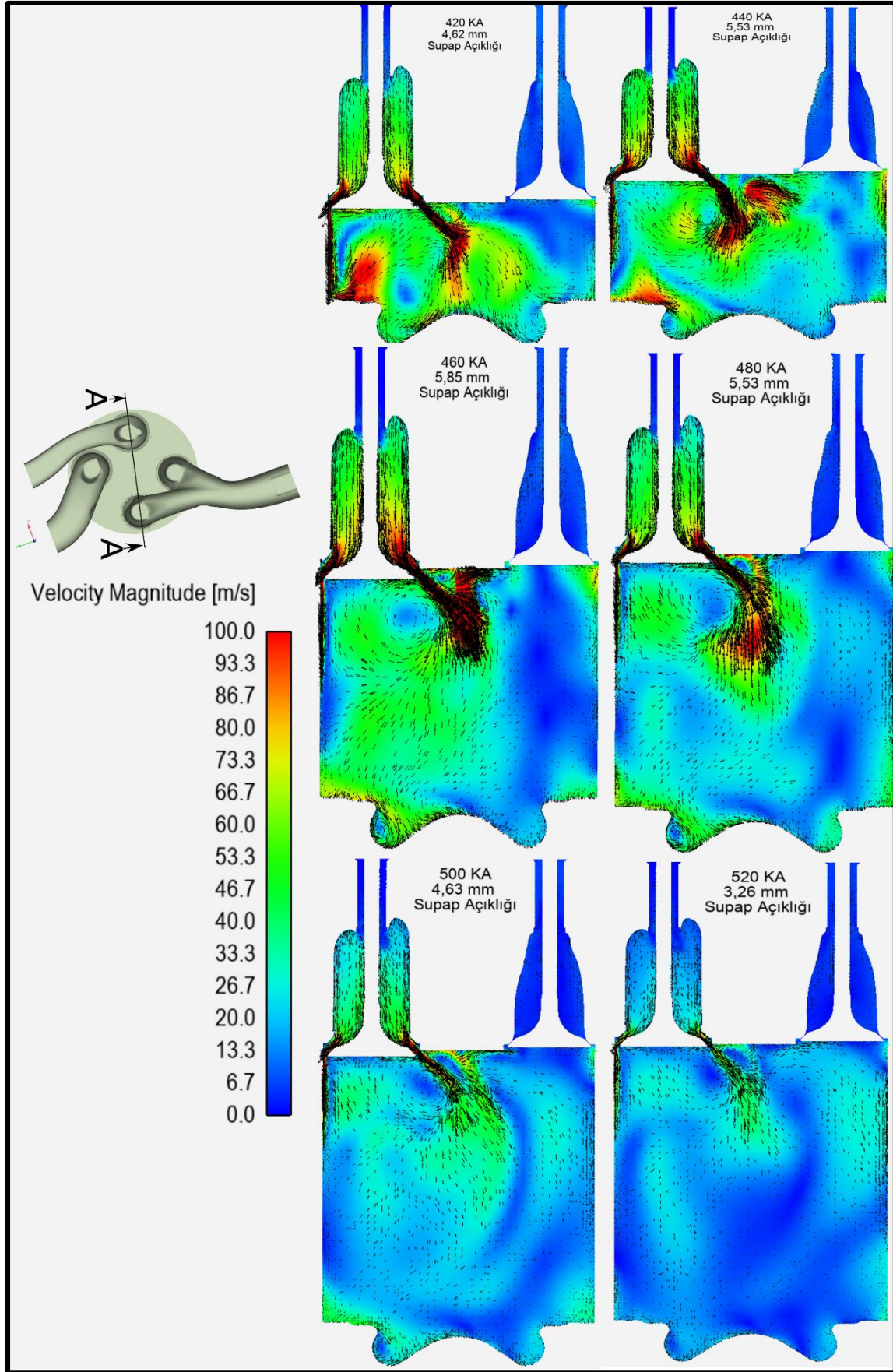
Şekil 6.28’de silindir içi basınç – hacim grafiği verilirken Çizelge 6.10’da ise Deneyisel, 1-B, 3-B sektör ve 3-B Tam Model için performans ve emisyon karşılaştırılması değerleri verilmiştir. Sayısal analiz sonuçlarının deneysel verilerle uyum içinde olduğu görülmektedir. Hem tam analizde istenilen eleman boyutuna inilememesi hem de 56 çekirdekli bir iş istasyonunda tam model çalışmaları 11 gün 4 saat sürmesi bir dezavantaj olarak görülürken, sektör analiz ise yaklaşık 9 saat sürmüştür. Bu sebeplerden dolayı ve çift yakıt için sayıca fazla analiz çalışması yapılacağından çift yakıt analizlerine sektör model kullanılarak devam edilmiştir.



Şekil 6.28. Deneysel, 1-B, 3-B sektör ve 3-B tam model için silindir içi basınç-hacim karşılaştırılması

Çizelge 6.10. Deneysel, 1-B, 3-B sektör ve 3-B tam model için performans ve emisyon karşılaştırılması

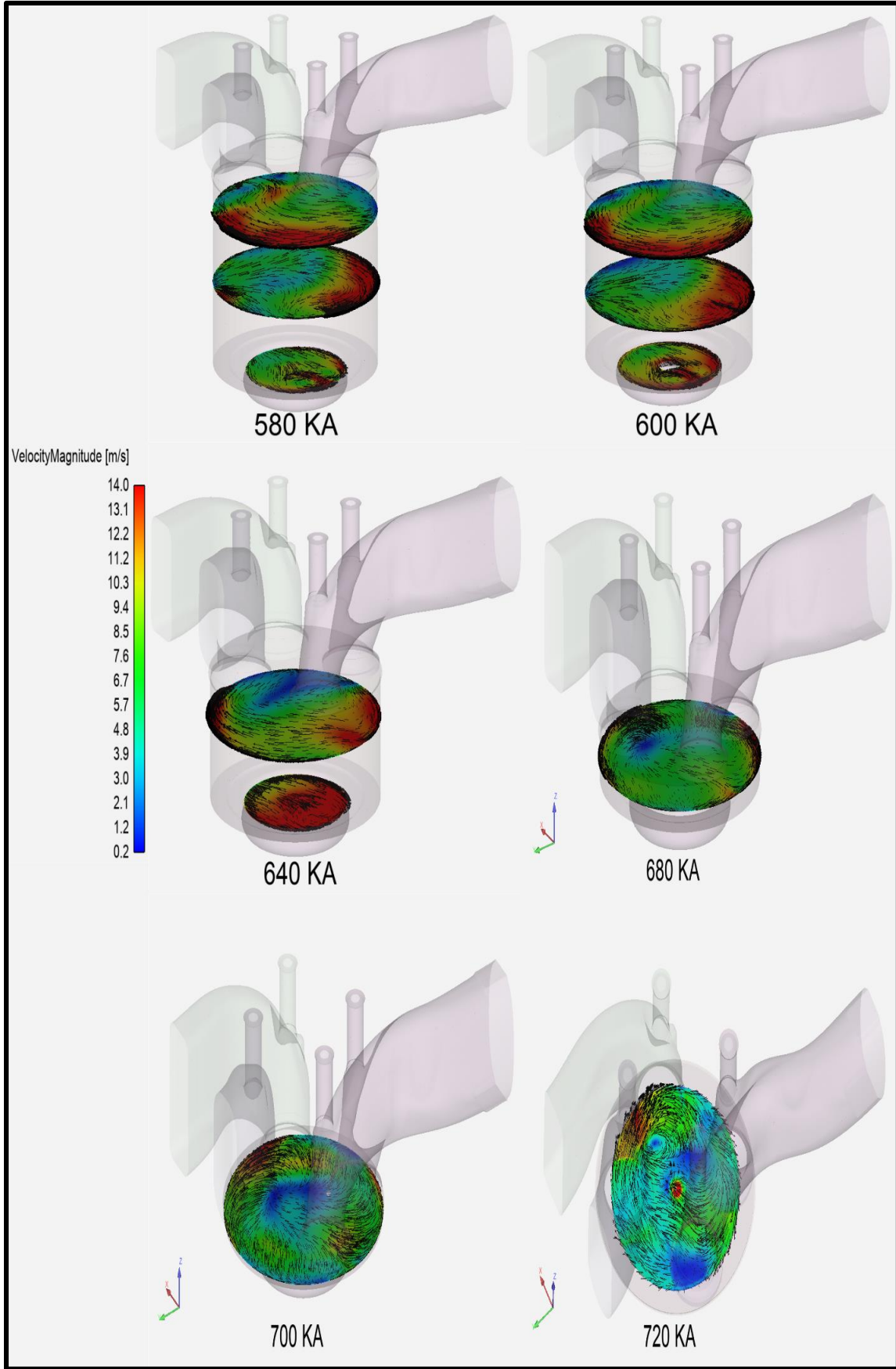
	Ortalama Maksimum Basınç(bar)	Ortalama Maksimum Sıcaklık(K)	Mil Gücü(kW)	ÖYT (g/kWh)	Fren Mil Verimi (%)
Deneysel	122,6	-	56,56	233,2	36,07
1-D	123,963	1926,8	56,2	235,7	35,68
3-B Sektör	122,26	1802,6	59,94	220,92	37,77
3-B Tam Model	119,55	1558	56,99	232,42	35,9
	IMEP(Mpa)	İs (g/kWh)	NO _x (ppm)	THC(ppm)	CO(ppm)
Deneysel	11,15	0,0238	443,18(SCR Sonrası)	188,5	135,4
1-D	11,11	0,02533	700,192	16,56	136,44
3-B Sektör	11,86	0,0247	683,09	179,3	151,4
3-B Tam Model	11,27	0,0292	298,37	127,61	664



Şekil 6.29. Emme zamanı boyunca silindir içi hava hareketinin dikey kesit görüntüsü

Farklı supap açıklığı zamanları için emme manifoldundan giren havanın akış hareketinin hız konturu ve hız vektörlerinin dikey eksenindeki kesit görüntüleri Şekil 6.29'da verilmiştir. Emme port geometrisine ve supap açıklığına bağlı olarak silindir içerisinde dikey ekseninde oluşan döngü (tumble) hareketi özellikle supap altları, yanları ve piston çanak bölgesindeki vektörlere bakıldığında görülmektedir. Alınan hız konturları hız geçişlerinin daha iyi görülebilmesi için 100 m/s'de sınırlandırılmıştır. Maksimum hız ise 420 KA'da ve 4,62 mm supap açıklığında 238 m/s olarak görülmüştür. Kullanılan turbo basıncına, emme port geometrisine ve supap açıklığına bağlı olarak oluşan yüksek hızın belirli bir seviyeye kadar silindir içerisine alınan hava hareketinin şiddetini arttırdığı bilinmektedir. Sonrasında yakıtın püskürtülmesi ile birlikte daha homojen karışım ve daha iyi bir yanma sağlanmaktadır.

Şekil 6.30'de girdap (swirl) hareketine etki eden yatay eksenindeki hız kontur ve vektörleri farklı krank açıları için verilmiştir. Alınan hız konturları hız geçişlerinin daha iyi görülebilmesi için 14 m/s'de sınırlandırılmıştır. Maksimum hız 580 KMA ve 720 KMA'da 21,5 m/s olarak görülmüştür. Enjeksiyonun başlamasından hemen sonra 720 KMA'da hem piston üst ölü noktaya gelirken ki sıkıştırma etkisi hem de piston çanağının etkisi girdap hareketinin artarak daha homojen yakıt-hava karışımı oluşmasına etki etmektedir.



Şekil 6.30. Sıkıştırma zamanı boyunca silindir içi hava hareketinin yatay kesit görüntüsü

Şekil 6.31, 6.32 ve 6.33’de sırasıyla silindir içi yakıt dağılımı, silindir içi hız vektör dağılımı- hız konturları ve silindir içi sıcaklık dağılımları verilmektedir. Dizel enjeksiyon zamanı 719,5 KMA’da ve tek kademe olarak gerçekleştirilmiştir.

Şekil 6.31’de normalde dizel yakıt a2c3 (1-methylnapthalene AMN - %33,2) ve nc10h22 (n-decane - %66,8)’dan oluşmasına rağmen benzer dağılım özellikleri gösterdiğinden nc10h22’nin silindir içi kütleli dağılımı verilmiştir. Şekil 6.31 incelendiğinde enjeksiyonun başladığı ve bittiği krank açısı aralığında (719,5 KMA - 733,5 KMA) benzer kütleli dağılımlar olduğu görülmektedir. Ancak enjeksiyonun bitmesiyle beraber beklenildiği gibi dağılımın hem kütle oranlarının azaldığı hem de enjektörden uzaklaşarak piston çanağına doğru hareket ettiği görülmektedir. Pistondan uzaklaşan yakıtın ise bir miktarı yanarak tükenmekte bir miktarı ise yüzeylere tutunup ani soğuma ile emisyon olarak dışarıya atılmaktadır.

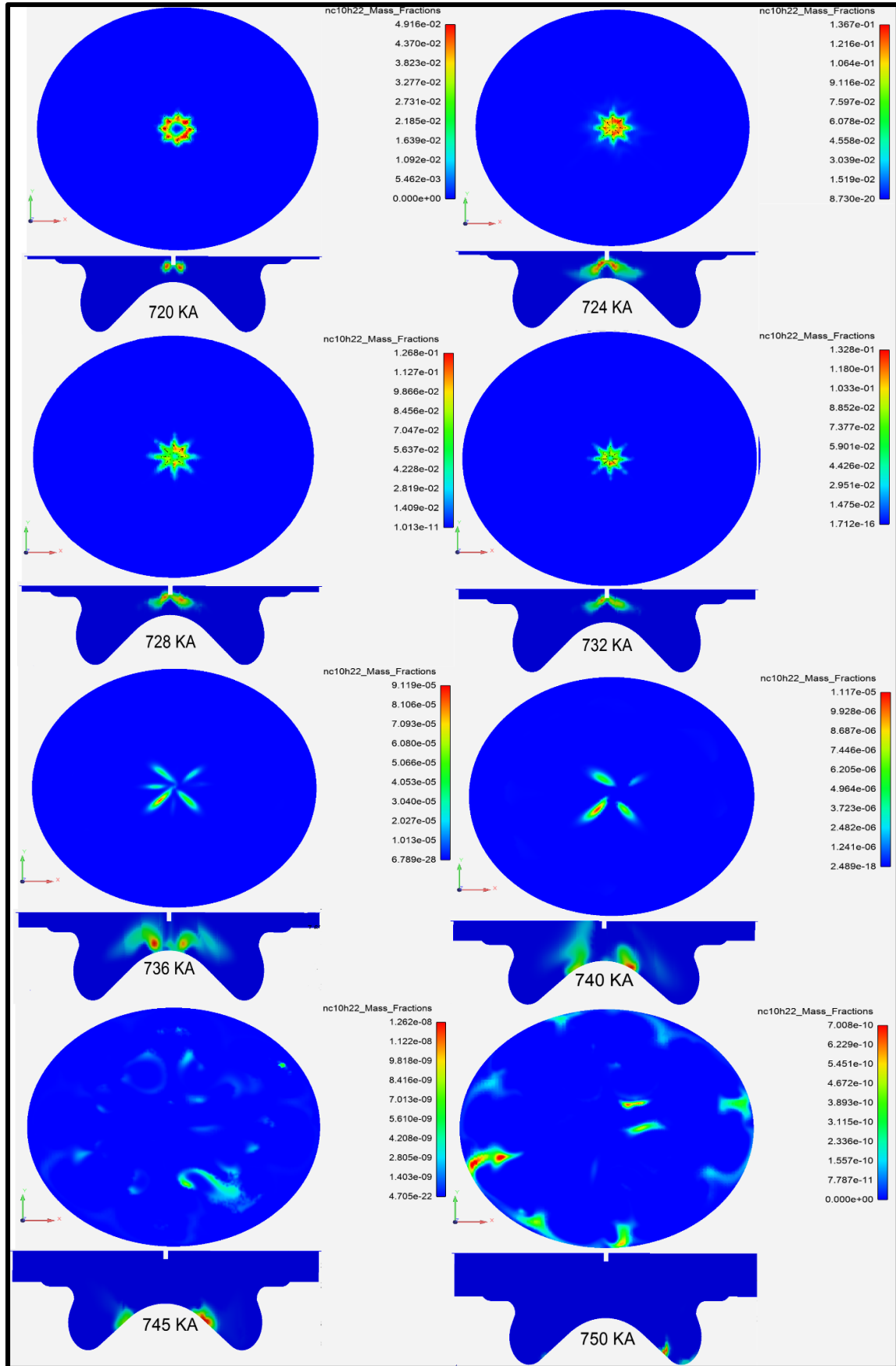
Şekil 6.32’de ise hız dağılımları ve konturları incelendiğinde yakıtın püskürtüldüğü süre boyunca benzer yerel hız dağılımı gösterdiği ve maksimum yakıt enjeksiyon hızının 246,7 m/s olduğu görülmektedir. Enjeksiyonun bitmesiyle birlikte aniden maksimum hızın 37 m/s’ye mertebesine indiği ve çanak geometrisinde ve sıkışma bölgesinde geometriye uygun bir yol izleyerek yerel döngü hareketleri oluşturduğu görülmektedir.

Şekil 6.33’de ise silindir kafasından 6 mm aşağıda yatay kesitte (üstten görünüş) ve silindirin tam ortasında dikey kesitte (yandan görünüş) sıcaklık konturları verilmektedir. Püskürtmenin henüz başladığı yanmanın başlamadığı 720 KMA’da sıkıştırma sonucunda maksimum hava sıcaklığının 1070 K civarı olduğu görülmektedir. Bunun üzerine püskürtülen dizel yakıtın 6,01 KMA yanma gecikmesi ile birlikte 725,5 KMA’da tutuşmaya başladığı ve ani olarak silindir içi sıcaklıkların yükseldiği görülmektedir. Yanma gecikme zamanı hesabı için Şekil 6.34’te OH (hidroksil radikali) oluşumunun başladığı (724-728 KMA aralığı) krank açısı ve Şekil 6.35’deki ani sıcaklık yükselişi temel alınabilir. Hem silindir içi ani sıcaklık yükselişi, hem OH oluşumu hem de programdan elde edilen toplam ısının %10’nun açığa çıktığı 6,01 KMA toplam süre tutuşma gecikmesi olarak söylenebilir. Bu da yaklaşık 0,4347 milisaniyedir.

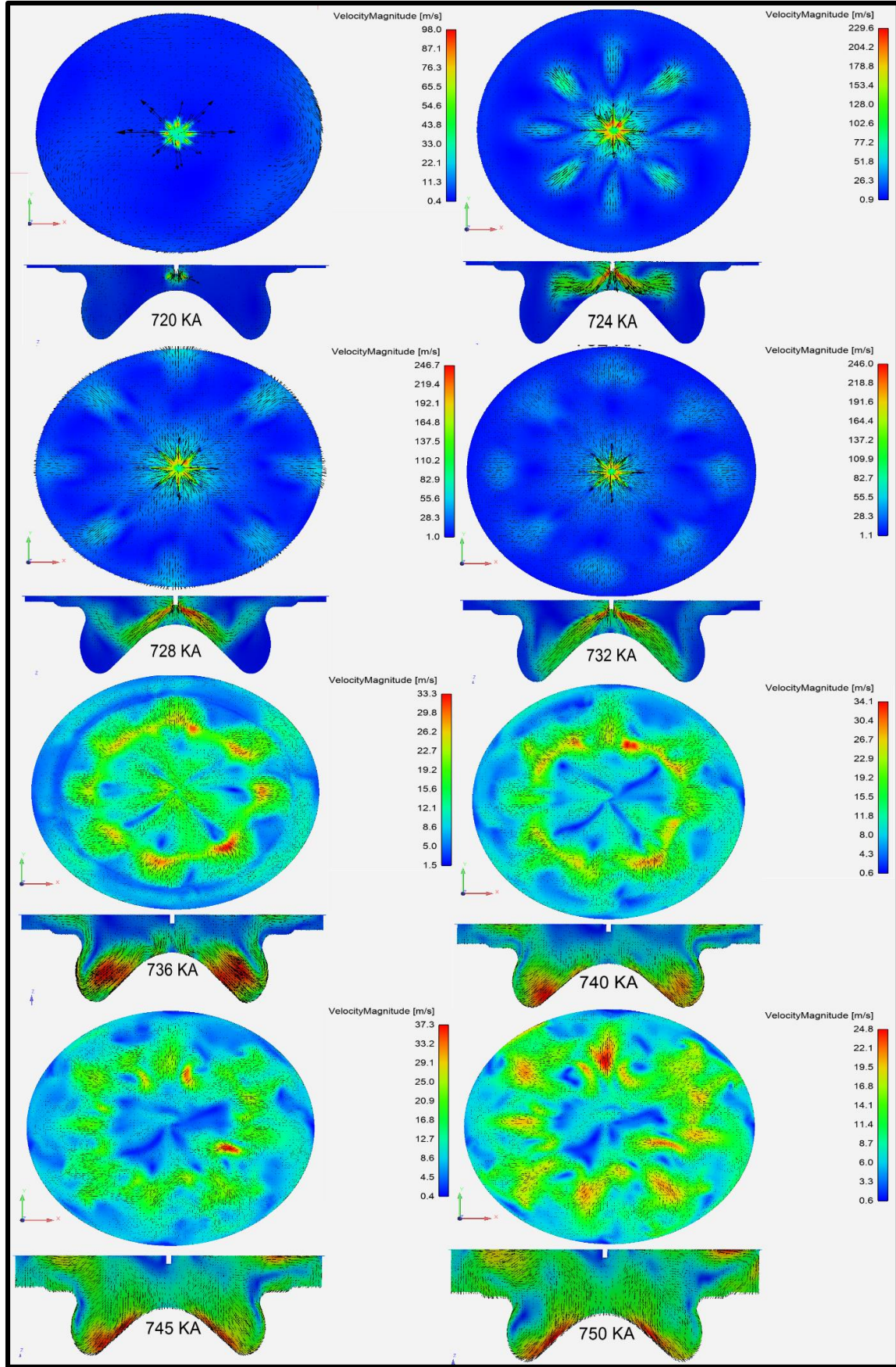
Yanmanın başlamasından itibaren silindir içi sıcaklıkta ani bir yükselme görülürken enjeksiyonun bittiği krank açısında da yerel sıcaklıkların genel olarak arttığı görülmektedir.

Silindir içi maksimum sıcaklığın enjeksiyon sonrası 736 KMA’da 2777 K olduğu görülmektedir. 736 KMA açısından sonra ise silindir içi kalan yakıtların yanmaya devam ederek kısmen yerel sıcaklıkların düşmesini engellediği görülmekle beraber sonrasında ısı kayıpları ile azalmaya başladığı söylenebilir. Ayrıca tüm konturlar incelendiğinde neredeyse simetrik ve homojen bir sıcaklık dağılımı olduğu görülmektedir. Bunun sebebi olarak özellikle yatay döngü hareketi olan girdap şiddetinin yeterli olmaması gösterilebilir.

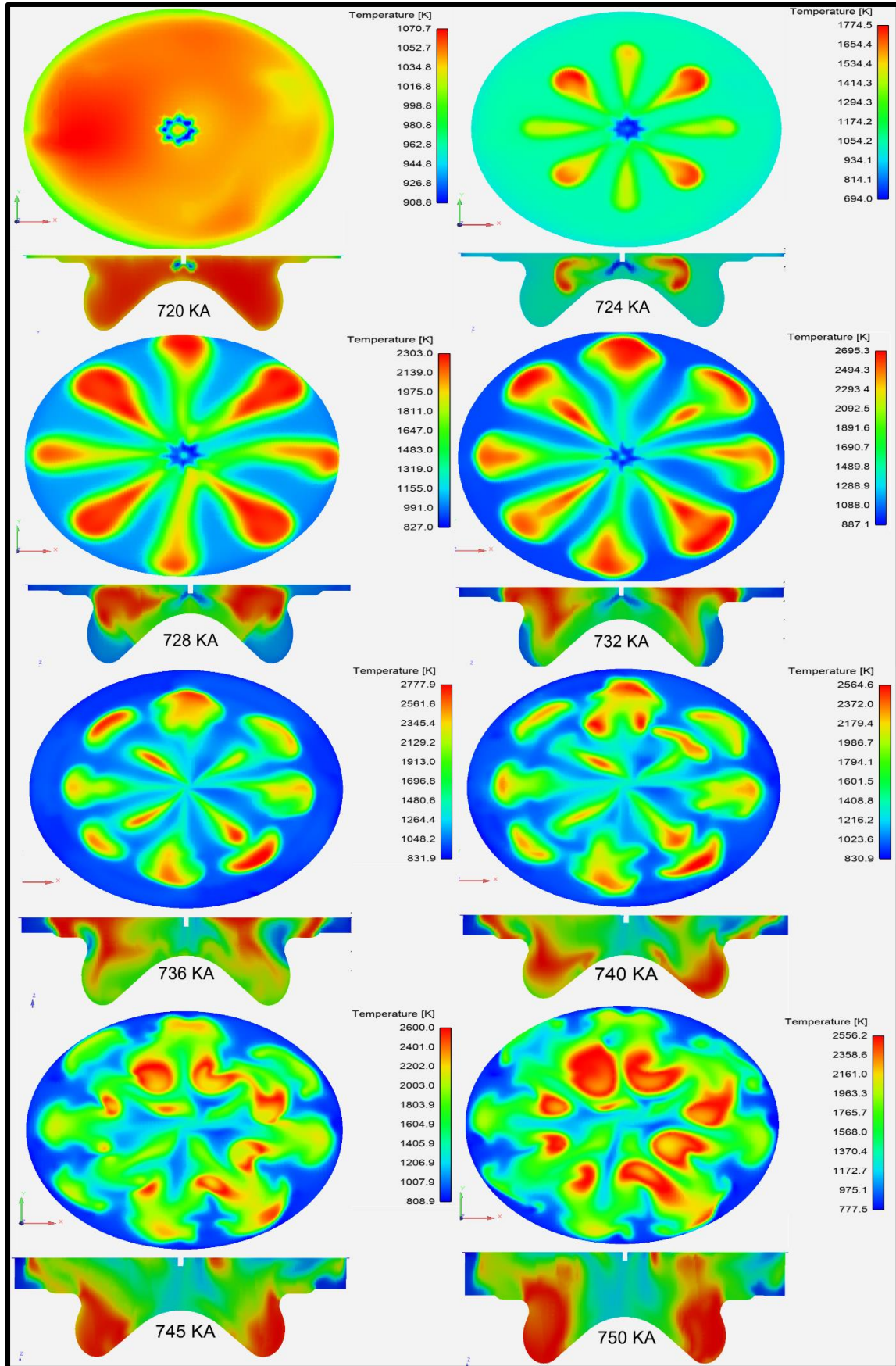




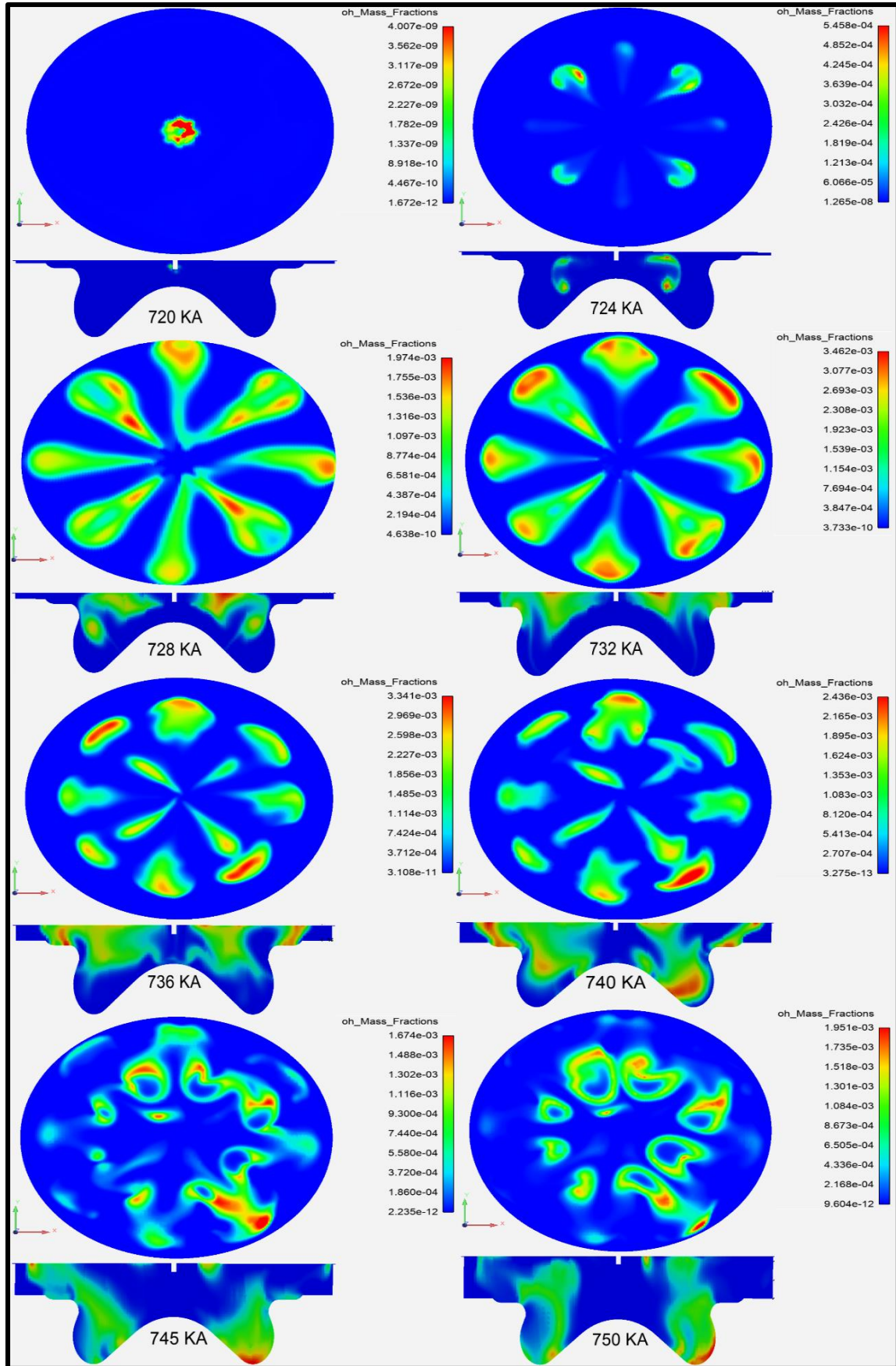
Şekil 6.31. Farklı krank açıları için dizel yakıtın ($nc10h22$) silindir içi dağılımı



Şekil 6.32. Farklı krank açıları için silindir içi hava hareketinin dağılımı ve hız konturları



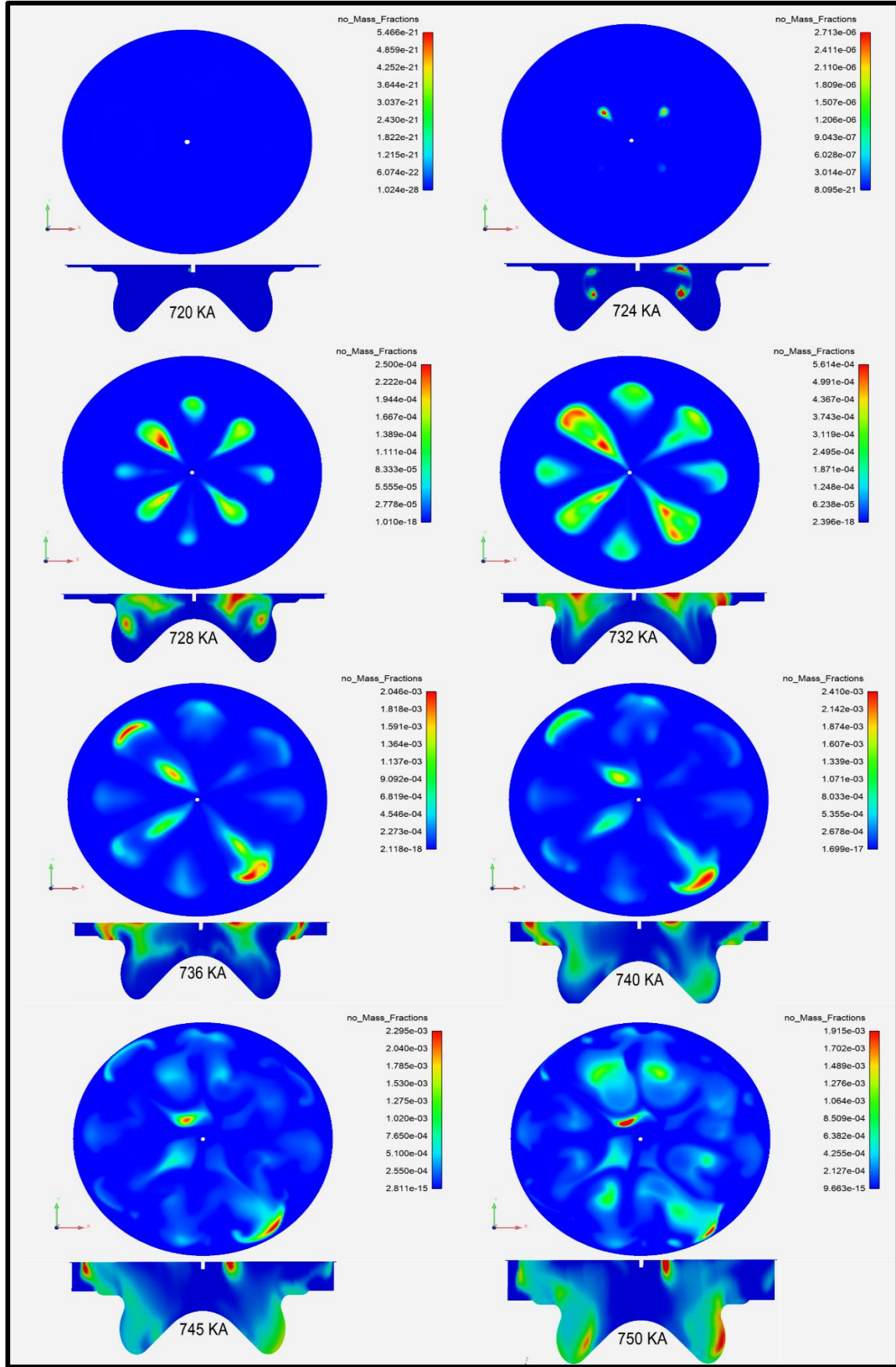
Şekil 6.33. Farklı krank açıları için silindir içi sıcaklık dağılımı



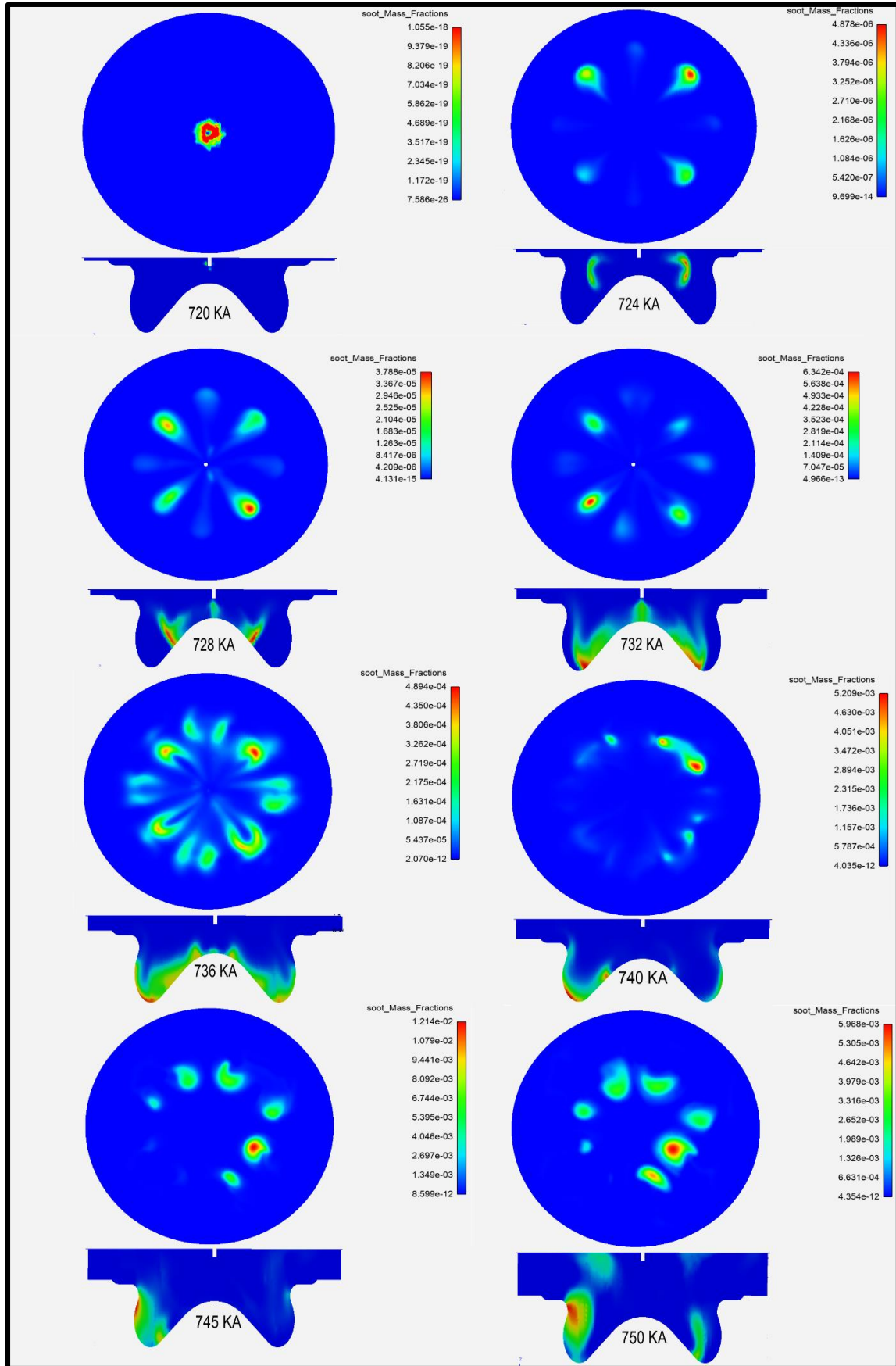
Şekil 6.34. Farklı krank açıları için silindir içi OH dağılımı

NO'nun NO_x oluşumunda baskın olduğu göz önüne alındığında, Şekil 6.35'te ilgili krank açılarında NO kütle oranlarını gösterilmektedir. NO oluşum parametrelerinden birinin de direkt olarak silindir içi sıcaklıkla ilgili olduğu bilinmektedir. Bu oluşum ise genellikle 2500 – 3000 K sıcaklık aralığındadır. Ayrıca yanma sıcaklığının artması, iki atomlu azotun (N₂) tek atomlu azota (N) dönüşüm oranını arttırarak NO_x emisyon oluşumunu arttırmaktadır (Heywood, 1988). Bu bağlamda Şekil 6.35'te 720 KMA incelendiğinde sıkıştırma sonucunda silindir içi basınç ve sıcaklığın arttığı ancak yanma başlamadığı için gerekli sıcaklıklara ulaşılmadığı ve NO oluşmadığı görülmektedir. Yanmanın tam olarak başlamadığı ve silindir içi sıcaklığın 2500 K altında kaldığı 724 KMA'da ise az da olsa bir NO oluşumu görülmekle beraber yanmanın başladığı, silindir içi sıcaklıkların 2500 K yaklaştığı ve geçtiği krank açılarında (728 ve 732 KMA) ise NO kütlesinin 100 kata yakın arttığı görülmektedir. 732 KMA'dan sonra ise NO oluşumu silindir içi sıcaklıkların da maksimum seviyeye ulaşmasıyla artmaya devam ettiği görülmektedir. Genel olarak değerlendirildiğinde ise NO oluşumunun silindir içi sıcaklık dağılımına oldukça yakın davranışlar gösterdiği görülmektedir.

Dizel motorlarda önemli olan kirletici emisyonlardan biri de is emisyonudur. İs partikülleri küresel katı karbon kümelerinden oluşmaktadır. Katı karbon is partikülleri ise silindir içerisinde zengin karışım bölgelerinde oluşur ve bu küreler HC ve diğer bileşenleri absorbe etmiş katı karbonlardır (Heywood, 1988). İçten yanmalı motorlarda yanma çözümlemeleri için kullanılan bazı kimyasal kinetik mekanizmalar için is emisyonu doğrudan hesaplanamaz. İs emisyonu takibi için C₂H₂ (asetilen) takibi önerilmekle beraber çözüm için 191 tür içeren reaksiyon takımı kullanıldığından direkt olarak is emisyonu takip edilebilmektedir. Şekil 6.36'da oluşan is emisyonunun krank açılarına bağlı olarak dağılımı verilmektedir. Yakıtın püskürtülmesinden sonra 724 KMA'da yakıt ve havanın daha fazla karışması ve yayılmasıyla yanma hızı ve silindir içi sıcaklıkların artmasıyla büyük miktarda is oluşumu gözlenmiştir. Sonrasında spreyn eksenel ve radyal yönlerde genişlemesi ile 728 – 736 KMA arasında spray eksenel ve silindir duvar yüzeyleri boyunca is oluşumu devam etmiştir. Yakıt enjeksiyonu bittikten sonra 740 – 750 KMA arasında yanma odasındaki türbülans ve duvar yüzeyinde soğumanın etkisiyle spray ve alev orijinal şeklini koruyamamış ve duvar yüzeyi boyunca is yayılmaya devam etmiştir.



Şekil 6.35. Farklı krank açıları için silindir içi NO dağılımı



Şekil 6.36. Farklı krank açıları için silindir içi is dağılımı.

6.3. Propan-Dizel Çift Yakıt Kullanımının Performans, Yanma ve Emisyon Karakteristiklerine Etkisi

Daha önceki bölümlerde TÜRK TRAKTÖR A.Ş.'de testleri yapılmış Stage IIIB emisyon normlarına sahip dizel bir motorun deneysel sonuçları ile 1-B AVL Boost ve 3-B ANSYS Forte'de kurgulanan sayısal modellerin performans, yanma davranışları ve emisyon değerleri doğrulaması yapılmıştı. Bu bölümde ise doğrulanan model üzerinden farklı oranlarda propanın dizel yakıt ile birlikte kullanımının, dizel enjeksiyon zamanının ve süresinin ve EGR oranının performans, yanma karakteristiği ve emisyon değerlerine olan etkileri incelenmiştir. İlk olarak dizel yakıt ile birlikte direkt olarak kullanılabilir maksimum propan oranının belirlenmesi için 3-B sektör modelde analizler gerçekleştirilerek maksimum basınç artış oranı belirlenmiştir. Sonrasında ise bu sınırı aşan ve literatürde genelde kullanılan %80 propan oranı için sırasıyla enjeksiyon zamanı, süresi ve EGR oranı ile ilgili eniyileme çalışmaları yapılarak performans ve emisyon açısından en uygun değerler belirlenerek emisyon normları karşılaştırılması yapılmıştır.

6.3.1. Propan oranının etkisi

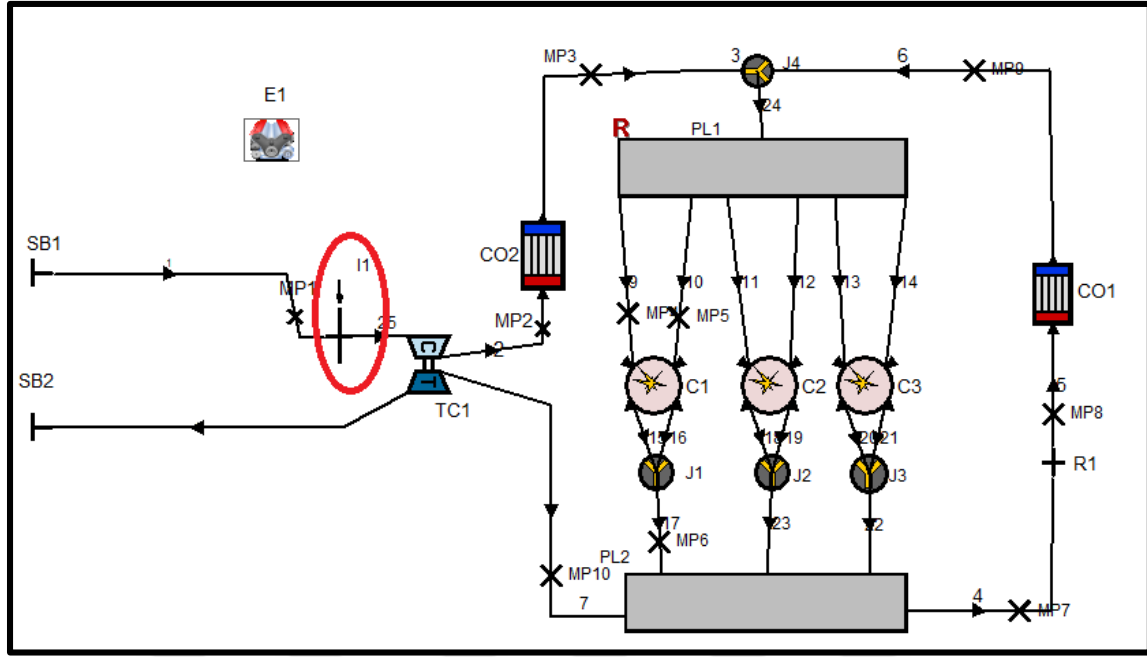
Bu bölümde kütlece %0 (saf dizel) ile %80 arasında farklı oranlarda propan kullanımının performans, yanma ve emisyon değerleri üzerine etkileri araştırılmıştır ve propan yüzde hesabı Eş. 6.1'de propan oranı (PO) şeklinde verilmiştir. Burada toplam kütle miktarı 64 mg/stroke'da sabit tutularak bu miktar üzerinden propan oranı tespit edilmiştir. 3-B analizler emme supabı kapandığı ve egzoz supabının açıldığı 600 KMA – 835 KMA arasında sektör geometride “tam yük” altında gerçekleştirilmiştir. 600 KMA'daki silindir içi basınç, sıcaklık ve tür kütle oranları 1-B AVL Boost programından alınmıştır. 1-B programda oluşturulan yeni model ve propan için eklenen enjektörün konumu Şekil 6.37'de verilmiştir. Ayrıca 3-B programda kullanılan dizel ve propan ile ilgili özellikler ise Çizelge 6.11'de verilmiştir.

$$PO = \frac{\dot{m}_{propan} * AID_{propan}}{\dot{m}_{dizel} * AID_{dizel} + \dot{m}_{propan} * AID_{propan}} * 100 \quad (6.1)$$

Burada; PO: Propan oranını,

$\dot{m}_{propan,dizel}$: Propan ve dizel yakıtın çevrim başına kütleli debisini,

$AID_{propan,dizel}$: Propan ve dizel yakıtın alt ısı değerini belirtmektedir.



Şekil 6.37. Propan yakıtın ön karışımli olarak gönderildiği 1-B model görüntüsü

Çizelge 6.11. Dizel ve propanın özellikleri (Elnajjar, Selim ve Hamdan, 2013; Rimkus, Melaika, Matijošius, 2017; Chu ve diğerleri, 2018)

Özellik	Dizel	Propan
Kimyasal Formül	C_nH_{2n}	C_3H_8
Moleküler Ağırlık [g]	190-220	44,1
Yoğunluk [g/cm^3]	0,831	0,508
Alt Isıl Değer [MJ/kg]	42,5	46,3
Kendi Kendine Tutuşma Sıcaklığı [K]	483	763
Stokiyometrik Hava / Yakıt Oranı	14,6	15,6
Alev Sıcaklığı [$^{\circ}C$]	1720	1980
Alev Hızı [cm/s]	2-8	38-40

İlk olarak 3-B analizler sonucunda elde edilen farklı propan oranları için performans ve basınç artış oranları Çizelge 6.12’de verilmiştir. Burada en kritik öneme sahip parametre maksimum basınç artış oranıdır çünkü çift yakıtlı motorlarda özellikle yüksek yüklerde tutuşma gecikme süresinin artmasına bağlı olarak basınç artış oranı da artmaktadır ve bu da vuruntuya sebep olmaktadır. %100 dizel kullanan motorlarda vuruntu genellikle ÜÖN’den önce gerçekleşirken çift yakıtlı motorlarda ÜÖN’den sonra gerçekleşmektedir. Bu da tutuşma gecikme zamanı ile direkt ilgilidir (Selim, 2001). Maksimum basınç artış oranı sınırı

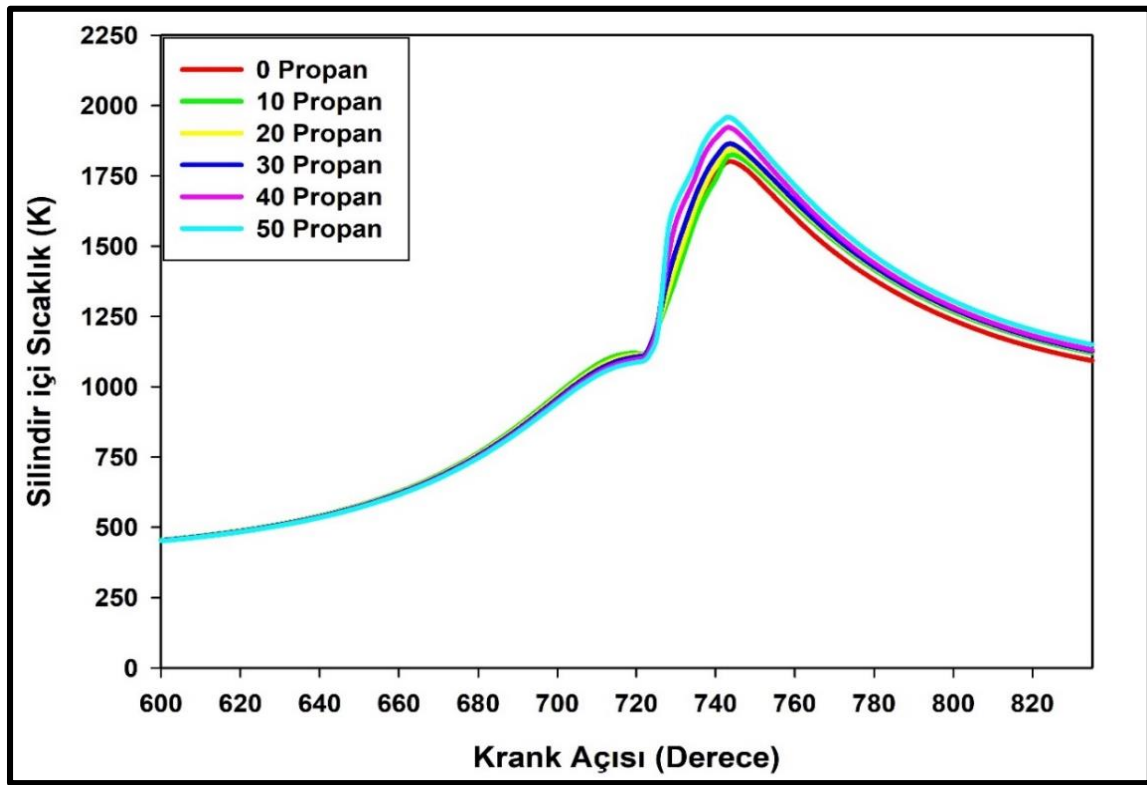
literatürde 1,0 MPa/°KA olarak kabul edilmekte ve kritik vuruntu sınırı olarak tanımlanmaktadır (Krishnan ve diğerleri, 2016; Chu ve diğerleri, 2018). Maksimum basınç artış oranı açısından Çizelge 6.12 değerlendirildiğinde hiçbir elektronik kontrolcü müdahalesi olmadan (stock ECU) direkt olarak propanın dizel yakıtla kullanım oranının maksimum %40 ile %50 arasında olduğu görülmektedir. Literatür (Gibson ve diğerleri, 2011; Lee ve diğerleri, 2013; Polk ve diğerleri, 2013) incelendiğinde yapılan deneysel çalışmalarda da benzer koşullarda benzer oranların elde edildiği görülmektedir. Bu sebepten dolayı da %50 propan değerinin üzerindeki değerler Çizelge 6.13 ve sonrasındaki şekillerde gösterilmemiştir.

Çizelge 6.12. Farklı oranlarda propan kullanımının silindir içi yanma ve motor performansına etkisi

Propan Oranı (%)	Ortalama Maksimum Basınç (bar)	Ortalama Maksimum Sıcaklık (K)	Mil Gücü (kW)	ÖYT (g/kWh)	Fren Mil Verimi (%)	Maksimum Basınç Artış Oranı (MPa/°KA)
0	122,26	1802,6	59,94	220,92	37,37	0,3425
10	117,72	1824,7	59,64	222,02	37,51	0,3309
20	120,75	1845,03	61,07	216,77	38,344	0,32685
30	125,22	1864,19	62,505	211,86	39,15	0,4036
40	134,96	1920,1	65,09	203,32	40,7	0,7367
50	138,75	1977,54	67,8	195,27	42,3	1,201
60	138,3	2012,04	69,12	191,6	43,0	1,247
70	130,14	1992,35	69,33	190,85	43,12	1,2588
80	127,93	1985,45	69,33	190,44	43,12	1,561

Çizelge 6.12 incelendiğinde propan oranının artması ile (%10 propan kullanımı hariç) genel olarak silindir içi maksimum sıcaklık değeri, güç değeri ve fren mil verimi artarken özgül yakıt tüketiminin ise azaldığı ve maksimum basınç artış oranının ise arttığı görülmektedir. Genel olarak performanstaki artış ön karışım oranının artmasına bağlı daha iyi bir yanma, propanın alt ısı değeri, alev sıcaklığı ve alev hızının yüksekliği ile ilişkilendirilebilir. Ayrıca Çizelge 6.12 ve Şekil 6.38 incelendiğinde artan propan oranı ile silindir içi sıcaklıkların arttığı görülmektedir. Bu sıcaklık artışına propan yakıtının hava ile ön karışım olarak gönderildiğinde yanma sonucunda daha yüksek silindir içi sıcaklıklara sebep olması gösterilebilirken (Chu ve diğerleri, 2018) bir başka neden olarak da “tam yük” altında çalışma koşulları gösterilebilir. Ayrıca artan silindir içi propan oranına bağlı olarak ani ısı salınım oranındaki artış da yüksek yerel sıcaklık oluşumuna sebep olmaktadır.

Normal şartlarda propanın gaz fazında emme manifolduna verilmesi ile hacimsel verimin düşmesi ve performans verilerinin kötüleşmesi beklenirken propanın ön karışımli olarak gönderilmesi, turboşarj sistemin kullanılması, buji ateşlemeli bir motor yerine daha yüksek sıkıştırma oranına sahip bir silindir kullanılması ve çanak geometrisi etkisi performansta iyileşmeye sebep olmuştur. Literatürde (Ayhan ve diğerleri, 2011; Ergenç ve Koca, 2014) benzer koşullarda yapılan çalışmalarda da benzer performans artışlarına rastlamak mümkündür. Ayrıca düşük yükte de olsa Prabhakar ve diğerlerinin (2015) yaptığı deneysel çalışmada artan propan oranına rağmen hacimsel verimin azalmadığı görülmüştür.



Şekil 6.38. Farklı propan oranları için silindir içi ortalama sıcaklık grafiği

İs emisyonu genellikle difüzyon alevinin çevresinde yakıtça zengin bölgede oluşmaktadır. Çizelge 6.13 incelendiğinde genel anlamda artan propan oranı ile is emisyonunun azaldığı görülmektedir. Bunun iki sebebi vardır. Birincisi artan propan oranına bağlı olarak (dizel yakıt miktarının azalması ile) difüzyon alevinin azalması iken, ikincisi ise propanın ön karışımli olarak gönderilmesiyle homojen hava-yakıt karışımı sağlanmasıdır. Yani hem dizel yakıt miktarının azalması hem de homojen karışımla daha iyi bir yanma sağlanması sonucunda is emisyonu azalmıştır.

NO_x emisyon oluşumu ise difüzyon alevi çevresinde stokiyometrik bölgede ve yerel sıcaklıkların yüksek olduğu durumda gözlemlenir. Çizelge 6.13'te azalan dizel yakıt oranına rağmen NO_x emisyonunun arttığı görülmektedir. Burada silindir içi sıcaklıktaki artış oranı dizel yakıt oranının azalmasından kaynaklı NO_x emisyonu azalma miktarına baskın gelerek NO_x emisyonunda artışa sebep olmuştur. Chu ve diğerlerinin (2018) yaptığı çalışmada da propan oranının artmasına bağlı olarak NO_x emisyonunda artma ve is emisyonlarında azalmanın olduğu saptanmıştır.

Çizelge 6.13. Farklı oranlarda propan kullanımının emisyon değerlerine olan etkisi

Propan Oranı (%)	İs (g/kWh)	NO _x (ppm)	THC(ppm)	CO(ppm)
0	0,0247	683,09	179,3	151,4
10	0,0274	941,63	607,7	694,85
20	0,0219	927,2	616,25	1168,1
30	0,0091	1036,33	414,68	2122,58
40	0,0070	1223,8	91,11	1852
50	0,00178	1108,88	37,91	57,8

CO oksidasyonu direkt olarak OH radikallerinin yoğunluğuna bağlıdır ve bu radikaller yüksek sıcaklıklarda meydana gelir. Propan oranının artması ile sıcaklıkların yükseldiği görülmekle beraber CO emisyonlarında ise ciddi bir artış söz konusudur. Bunun sebebi ise Kang'ın (2018) yaptığı çalışmada da bahsedildiği üzere yüksek reaktiviteli dizel yakıt oranının azalması ile yanma kararlılığının kötüleşmesi ve tamamlanmamış yanma ürünleri olan CO ve HC emisyon salınımlarının artması gösterilirken %30 sonrasında propan kullanımında ise tekrar CO ve HC emisyonlarında düşüş olduğu görülmektedir. HC ve CO emisyonlarındaki ani düşüşün ise iki sebebi olabilir. Bunlar birincisi vuruntu sınırına yaklaşılmaması ve sonrasında vuruntu sınırın üstüne çıkılması ile yanma rejiminin daha da kararsızlaşması iken diğer bir sebep ise dizel yakıt miktarının azalmaya başlaması ile dizel püskürtme uzunluğunun kısalması gösterilebilir.

Çizelge 6.14'te ise artan propan oranına bağlı olarak hesaplanan tutuşma gecikme zamanı, yanma süresi, ısı salınımının %50'sinin gerçekleştiği krank açısı (CA50) ve ısı salınımının %90'nın gerçekleştiği krank açısı (CA90) verilmiştir. Burada tutuşma gecikme zamanı

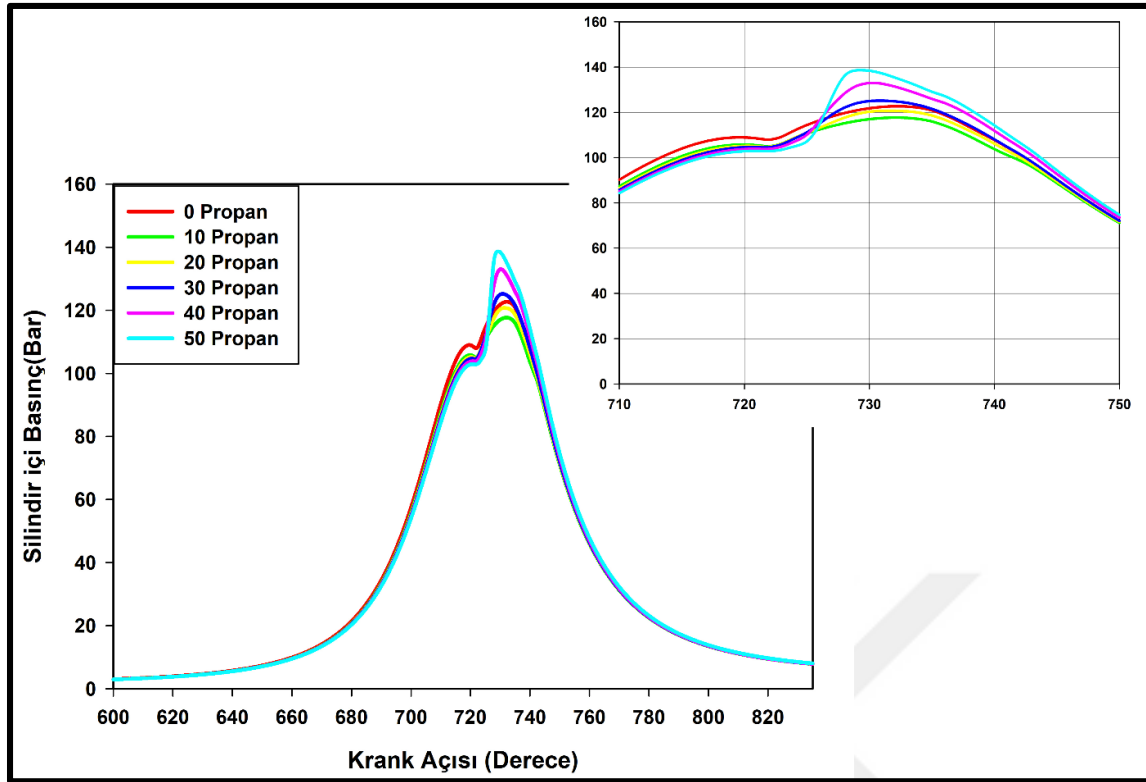
olarak ısı salınımının %10'nun gerçekleştiği zaman alırken, yanma süresi ise ısı salınımının %10 ile %90'nın gerçekleşmesi arasında geçen süre olarak hesaplanmıştır.

Propanın sahip olduğu yüksek oktan sayısı ile propan oranının artması ile tutuşma gecikme süresinin artmasına sebep olurken alev sıcaklığı ve hızının yüksekliği ise yanma süresinin azalmasına sebep olmuştur. Yanma süresinin kısalması ile CA50 ve CA90 süreleri de azalmıştır.

Çizelge 6.14. Farklı oranlarda propan kullanımı için silindir içi yanma verileri

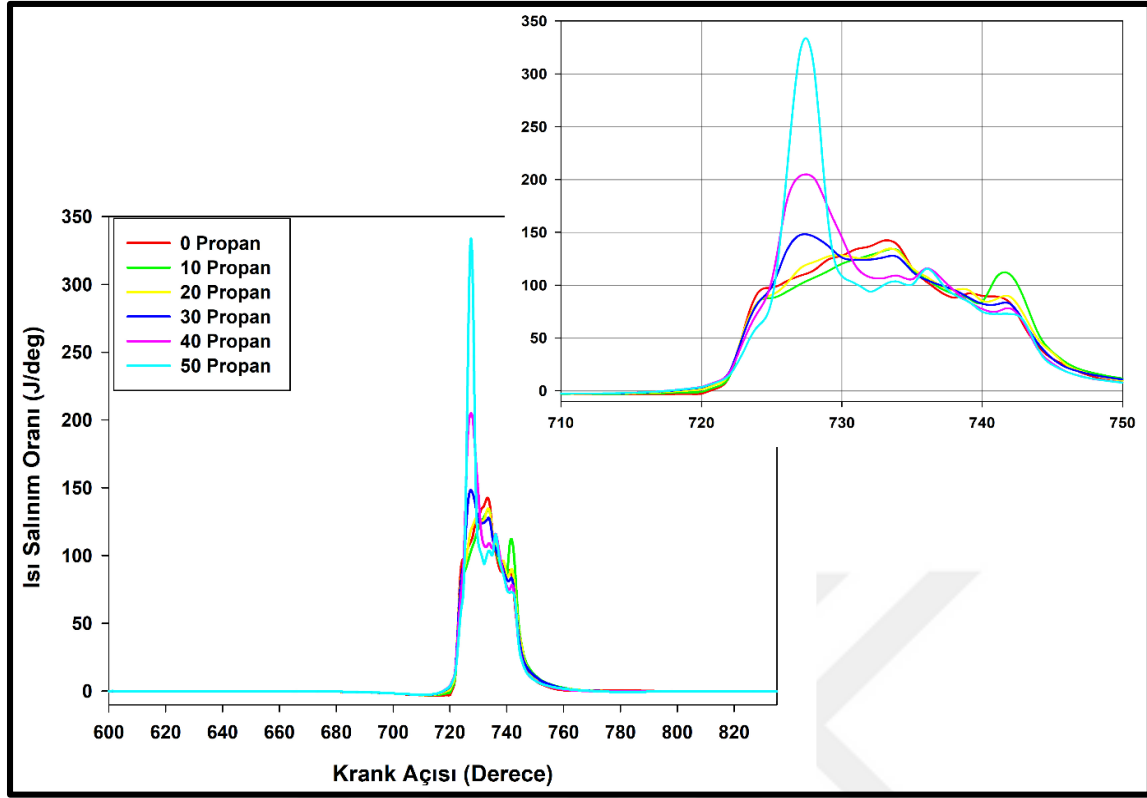
Propan Oranı (%)	Tutuşma Gecikme Zamanı (ÜÖNs °KA)	Yanma Süresi (°KA)	CA50 (ÜÖNs °KA)	CA90 (ÜÖNs °KA)
0	5	19,98	14,05	25
10	5	20,01	14,05	26,04
20	5	20,03	14	25,03
30	5,01	20,03	13,02	25,03
40	6	18	12,026	23,03
50	6	16,98	11,03	23,01

Şekil 6.39'da ise silindir içi basınç grafiği görülmektedir. Burada %0 ile %50 propan kullanımı durumunda silindir içi oluşan maksimum basınç değerleri 122,26 bar, 117,72 bar, 120,75 bar, 125,22 bar, 134,96 bar, 138,75 bar iken bu değerlerin oluştuğu krank açıları 732 KMA, 732 KMA, 731 KMA, 731 KMA, 730 KMA ve 729 KMA olduğu görülmektedir. %10 ve %20 propan oranı için silindir içi basınç değerinin saf dizele göre daha düşük olduğu görülürken artan propan oranı ile ani ısı salınımı artışına da bağlı olarak maksimum basınç değerinin arttığı ve yanma süresinin azalmasına bağlı olarak da oluşan maksimum basınç noktasının 732 KMA'dan yaklaşık 729 KMA'ya kaydığı görülmektedir. %50 propan kullanımında belirli bir noktadan sonra ani bir yükselişin olduğu ve Çizelge 6.12'de görüldüğü üzere maksimum basınç artış oranının artarak limit değerinin aşılmasına sebep olduğu görülmektedir.



Şekil 6.39. Farklı propan oranları için silindir içi ortalama basınç grafiği

Şekil 6.40'da ise farklı propan oranları için silindir içi ısı salınım grafiği verilmektedir. Burada propan yakıt miktarının artması (özellikle %30 ve sonrası için) ile dizel yakıtın yanmasına göre ısı salınım oranında ani bir zirve yaptığı ve sonrasında da kalan propanların kendi kendine tutuşarak bir kez daha ısı salınım oranını arttırdığı görülmektedir (Chu ve diğerleri, 2018). %30 altında propan kullanımında ise dizel yanmaya benzer bir ısı salınım davranışı görülmektedir. Diğer bir deyişle birinci tepe oluşumu düşük reaktiviteli (propan) ile hava karışımının yüksek reaktiviteli (dizel) yakıtın püskürtülüp ateşlemesi ile oluşurken ikinci tepe kalan artık yakıtların kendi kendine tutuşmasını göstermektedir. %50 propan kullanımında ise ani olarak artan ısı salınım değeri silindir içi basınç değerinin artmasına ve bunun sonucu olarak da maksimum basınç artış oranının sınır değerini aşarak vuruntulu yanmaya sebep olmuştur.



Şekil 6.40. Farklı propan oranları için silindir içi ısı salınım grafiği

Çizelge 6.15. %40 propan kullanımı için Stage IIIB emisyon norm karşılaştırılması

	Stage IIIB (g/kWh)			
	CO	HC	NO _x	İs
Norm	5	4,7	4,7	0,025
Saf Dizel	0,033	0,046	4,51(SCR Sonrası)	0,0238
%40 Propan	11,4	0,28	12,45	0,007

Sonuç olarak özellikle maksimum basınç artış oranı ve literatürde yapılan deneysel çalışmalar temel alınarak %40 propan-%60 dizel yakıt kullanımı sonucunda oluşan performanstaki ve emisyonlardaki değişimleri Çizelge 6.15’de incelenmiştir. Performans açısından değerlendirildiğinde ortalama maksimum basınç %10,38 ve ortalama maksimum sıcaklık %6,52 artarken, mil gücünde %8,6, fren mil veriminde %8,91 ve özgül yakıt tüketiminde ise %7,96 iyileşme sağlanmıştır. Emisyon değerleri açısından değerlendirildiğinde ise is emisyonunun norm değerlerin altında kaldığından yine DPF kullanımına gerek kalmazken, NO_x ve CO emisyonları norm değerlerin üzerinde kaldığı için DOC ve SCR kullanımı gerekli olduğu görülmektedir.

6.3.2. Dizel enjeksiyon zamanının etkisi

Bundan önceki bölümde maksimum basınç artış oranı temel alınarak elektronik hiç bir müdahale yapmadan (stock ECU) kullanılabilecek maksimum propan oranının %40 ile %50 oranları arasında kaldığı tespit edilmişti. Bu bölümde ise propanın birincil yakıt olarak kullanılması ve emisyon değerlerinin ise azaltılabilmesi için dizel enjeksiyon zamanının etkileri incelenmiştir.

Literatürde genelde yapılan elektronik kontroller sonucunda propanın ve diğer gaz yakıtların birincil yakıt olarak %80 oranında kullanımı yaygın olarak görülmektedir (Chu ve diğerleri, 2018; Hodges ve diğerleri, 2017). Hem literatürdeki yaygın kullanım hem de maksimum basınç artış oranının en fazla çıktığı durum olduğundan %80 oranında propan kullanımı temel alınarak dizel enjeksiyon zamanının etkileri bu bölümde incelenmiştir.

Çizelge 6.16'da farklı dizel enjeksiyon zamanlarının silindir içi yanma ve motor performansına etkisi görülmektedir. Enjeksiyon zamanı öncelikle 719,5 KMA'dan 718,5 KMA'ya alınarak performans, yanma karakteristiği ve emisyon değerleri takip edilmiştir. Ayrıca 718,5 KMA ile 650 KMA arasında farklı krank açıları için de dizel enjeksiyon zamanı etkileri incelenmiş fakat dizel yakıtın propan ile ön karışımli olarak gönderilmesi sonucunda erken tutuşmaya bağlı olarak maksimum basınç artış oranında aşırı artma gözlemlendiği için yer verilmemiştir. Ayrıca propanın oktan sayısının yüksekliğine bağlı olarak propan – hava karışımının kendi kendine tutuşma zamanı 731,05 KMA olarak belirlenmiştir. Dizel enjeksiyon zamanının 719,5 KMA'dan 731,5 KMA'ya alınması ile birlikte genel olarak; maksimum basınç değerinin, silindir içi maksimum sıcaklık değerinin, güç değerinin, fren mil veriminin ve maksimum basınç artış oranının azaldığı görülürken özgül yakıt tüketiminin ise arttığı görülmektedir. Yani yanmanın kötüleşmesine bağlı olarak performansta kötüleşme olduğu görülmektedir. Ancak 731,5 KMA'da bile saf dizel kullanımına göre daha iyi bir performans sağladığı görülmektedir. Burada bir sonraki parametrik çalışma için uygun enjeksiyon zamanı seçilirken performanstan daha çok maksimum basınç artış oranı ve emisyon değerleri dikkate alınmıştır.

Çizelge 6.16. Farklı dizel enjeksiyon zamanlarının silindir içi yanma ve motor performansına etkisi

Enjeksiyon zamanı (°KA)	Ortalama Maksimum Basınç (bar)	Ortalama Maksimum Sıcaklık (K)	Mil Gücü (kW)	ÖYT (g/kWh)	Fren Mil Verimi (%)	Maksimum Basınç artış Oranı (MPa/°KA)
731,5	117	1849,98	66,09	199,8	0,411	1,19238
730,5	116,84	1863,25	66,4	198,94	0,4128	1,19234
729,5	117,04	1875,42	66,66	198,1	0,4146	1,18271
728,5	117,03	1886,92	66,96	197,22	0,4164	1,196
727,5	117,42	1896,57	67,17	196,55	0,4178	1,2
726,5	117,51	1907,68	67,44	195,82	0,4194	1,223
725,5	117,97	1914,41	67,52	195,56	0,42	1,237
724,5	118,5	1919,3	67,58	195,44	0,42	1,28
723,5	119,6	1927,92	67,8	194,81	0,4216	1,3
722,5	120,92	1936,15	68,06	194,03	0,4233	1,305
721,5	122,37	1947,73	68,4	193,07	0,425	1,33
720,5	124,81	1960,61	68,77	192,06	0,4276	1,288
Base_719,5	127,93	1985,45	69,33	190,44	0,4312	1,56167
718,5	131,97	2011,72	69,82	189,17	0,434	1,635

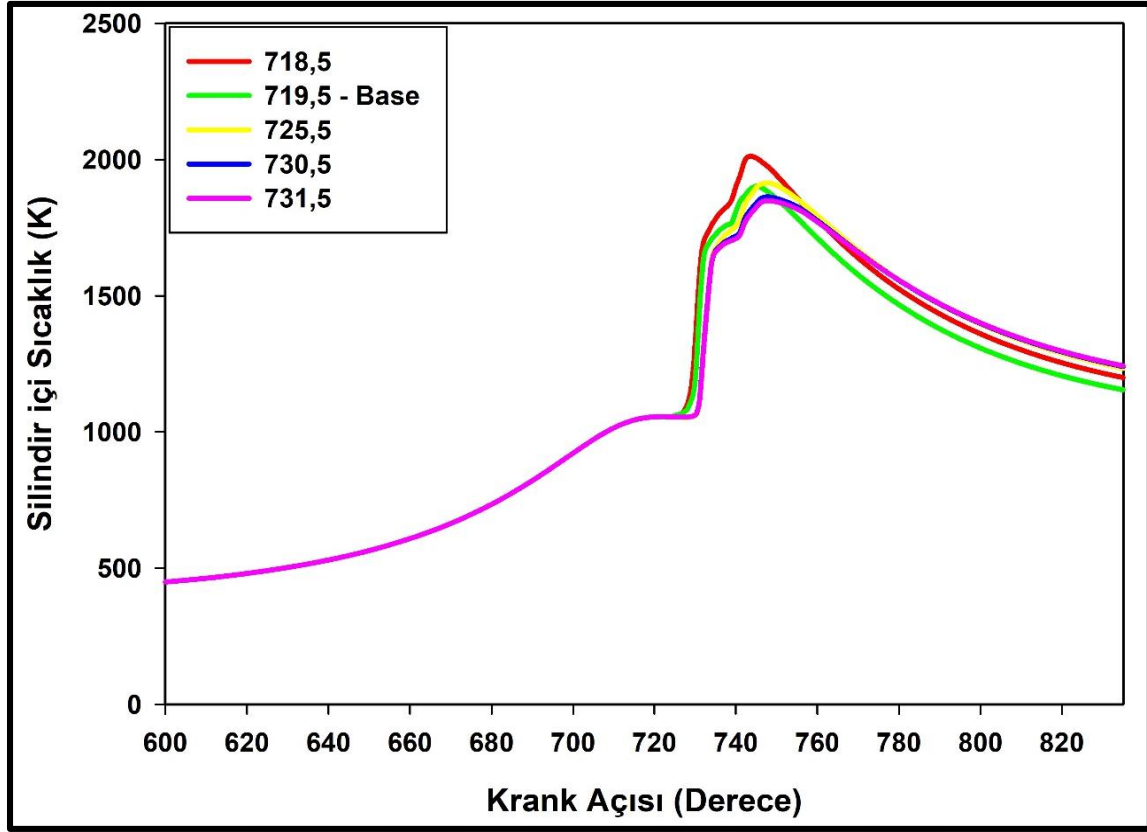
Çizelge 6.17’de ise farklı dizel enjeksiyon zamanlarının emisyon değerlerine olan etkisi gösterilmektedir. Dizel enjeksiyon zamanının 719,5 KMA’dan 731,5 KMA’ya alınması ile birlikte genel olarak is, HC ve CO emisyonlarının artarken NO_x emisyonunun ise azaldığı görülmektedir.

NO_x emisyonunun enjeksiyon zamanının 718,5 KMA’dan 731,5 KMA’ya alınmasıyla kademeli olarak düştüğü görülmektedir. Çizelge 6.18’de de görüldüğü üzere tutuşma gecikme süresinin artması hava-yakıt ön karışım oranının artmasına, ön karışım oranının artması ise yerel olarak fakir karışım oluşmasına sebep olmuştur. Bu sebepten de Şekil 6.41’de de görüldüğü gibi silindir içi sıcaklık düşmüş buna bağlı olarak da NO_x seviyesinde kademeli bir düşüş gözlenmiştir (Kang, Sanghyun, Lee, Kim, ve Min, 2018).

İs emisyonları incelendiğinde ise silindir içi sıcaklığın düşmesinden kaynaklı bir artış olduğu söylenebilir. Ayrıca %20 oranında da olsa az miktarda püskürtülen dizel yakıtın püskürtme zamanının gecikmesinin püskürtme hacminde homojen olmayan yakıt bölgesinin ani artışına bağlı olarak da is emisyonunun arttığı söylenebilir.

Çizelge 6.17. Farklı dizel enjeksiyon zamanlarının emisyon değerlerine olan etkisi

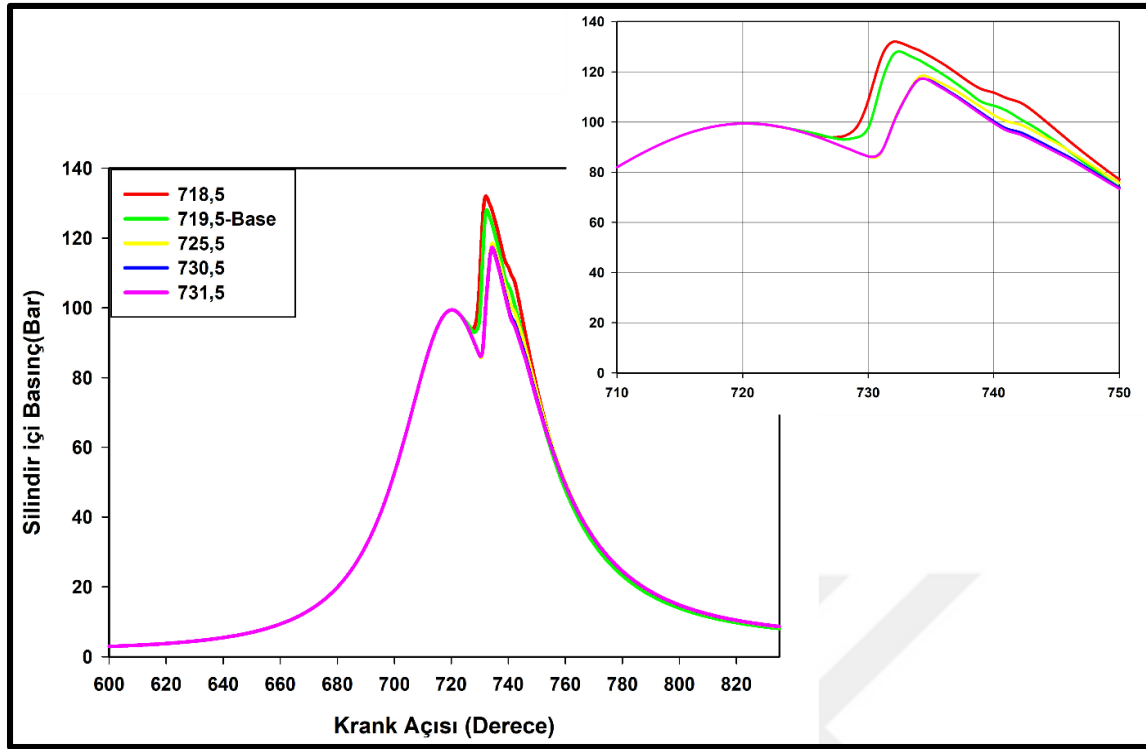
Enjeksiyon zamanı (KMA)	İs (g/kWh)	NOx (ppm)	THC (ppm)	CO (ppm)
731,5	0,1068	278,33	152,7	437,96
730,5	0,095	311,2	126,9	425,55
729,5	0,06825	351,9	107,43	372
728,5	0,0363	404,65	87,11	298,21
727,5	0,02565	449,4	39,56	260,2
726,5	0,0199	512,15	17,71	183,15
725,5	0,0173	561,04	15,32	208,9
724,5	0,0158	569,35	11,89	194,37
723,5	0,0103	589,85	9,1	150,87
722,5	0,0928	633,4	7,65	113,3
721,5	0,00495	669,13	6,37	91,88
720,5	0,00375	683,7	4,99	85,9
Base_719,5	0,00255	762,11	4,23	49
718,5	0,00145	810,38	3,82	33,23



Şekil 6.41. Farklı dizel enjeksiyon zamanları için silindir içi ortalama sıcaklık grafiği

Enjeksiyon zamanının geriye alınmasıyla NO_x emisyonunda bir düşüş gözükse de HC ve CO emisyonlarında artış olduğu görülmektedir. Bunun sebebi ise daha önce belirtildiği üzere püskürtme hacminde homojen olmayan yakıt bölgesinin anlık olarak artması ve bunun da tutuşma kararlılığını bozması gösterilebilir.

Şekil 6.42'de ise örnek olarak alınan 5 farklı dizel enjeksiyon zamanı için silindir içi ortalama basınç değerleri görülmektedir. Burada 718,5 KMA, 719,5 KMA, 725,5°KA, 730,5 KMA ve 731,5 KMA için maksimum basınç değerleri sırasıyla 131,97 bar, 127,93 bar, 117,97 bar, 116,84 bar ve 117 bar iken bu değerlerin oluştuğu krank açıları ise 732 KMA, 732 KMA, 734 KMA, 734 KMA ve 734 KMA olarak tespit edilmiştir. Burada enjeksiyon zamanının geriye alınması ile maksimum basıncın oluştuğu krank açısı da bir miktar geriye gittiği görülmektedir.



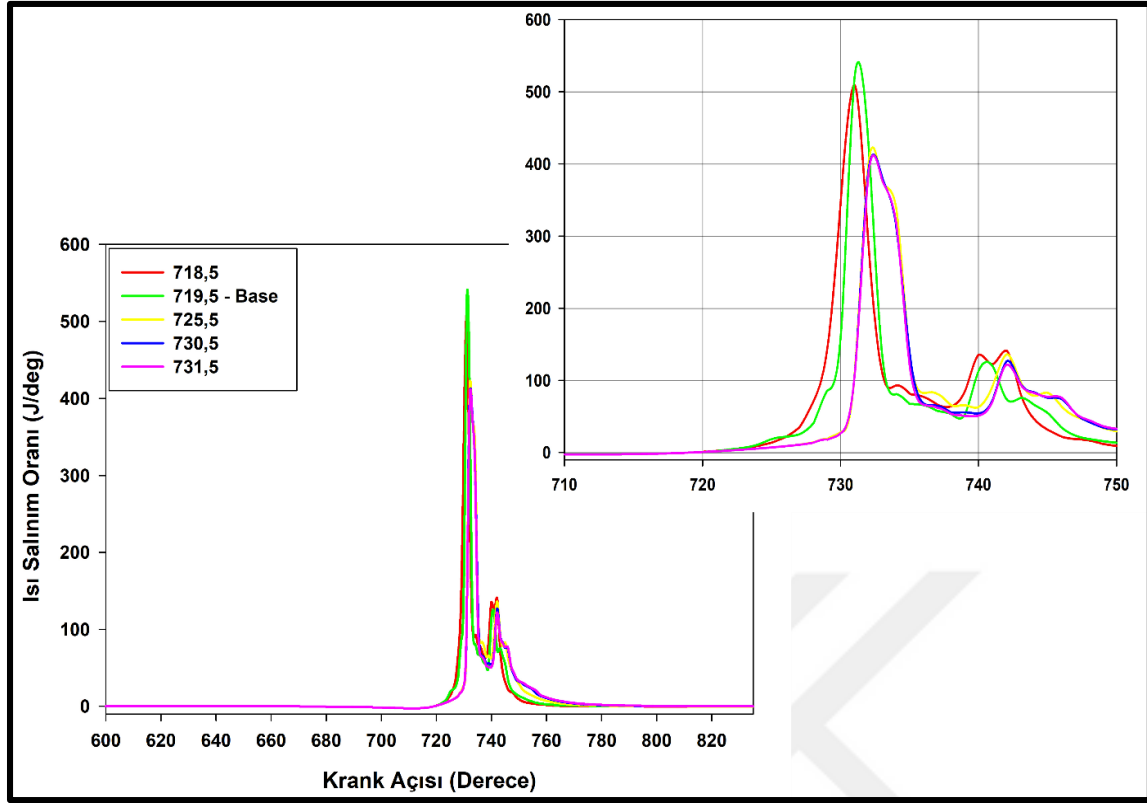
Şekil 6.42. Farklı dizel enjeksiyon zamanları için silindir içi ortalama basınç grafiği

Çizelge 6.18’de ise farklı dizel enjeksiyon zamanları için hesaplanan tutuşma gecikme zamanı, yanma süresi, ısı salınımının %50’sinin gerçekleştiği krank açısı ve ısı salınımının %90’nın gerçekleştiği krank açıları verilmiştir. Burada enjeksiyon zamanının 718,5 KMA’dan 731,5 KMA’ya alınmasıyla silindir içi sıcaklıkların düşmesine bağlı olarak hem tutuşma gecikme süresi hem de yanma süresinin arttığı görülmektedir. Ancak tutuşma gecikme süresi özellikle 723,5 KMA’dan sonra neredeyse sabit kalmaktadır. Bunun sebebi ise püskürtülen dizel yakıtla beraber yanmanın başlamasından önce propanın kendi kendine tutuşarak %10 ısı salınımını gerçekleştirmesidir. Yanma süresi de dizel yakıtın geç püskürtülmesine direkt olarak bağlı olduğundan enjeksiyon zamanının geciktirilmesi ile arttığı görülmektedir. Benzer şekilde %50 ve %90 ısısalınımın açığa çıktığı krank açıları da dizel enjeksiyonun geciktirilmesi ile bir miktar artmıştır.

Çizelge 6.18. Farklı dizel enjeksiyon zamanları için silindir içi yanma verileri

Enjeksiyon Zamanı (KMA)	Tutuşma Gecikme Zamanı (ÜÖNs KMA)	Yanma Süresi (KMA)	CA50 (ÜÖNs KMA)	CA90 (ÜÖNs KMA)
731,5	12,05	22	15,02	34,05
730,5	12,01	21,03	15,05	33,05
729,5	12,05	20	15,02	32,05
728,5	12,02	20	15,05	32,02
727,5	12,05	18,95	15,02	31
726,5	12,02	18	15,05	30,02
725,5	12,05	18,01	15,02	30,06
724,5	12,02	17,01	15,05	29,03
723,5	12,05	16,96	15,02	29,02
722,5	11,05	16,94	14,02	28
721,5	11,02	17,02	14,05	28,04
720,5	11,05	15,97	14,02	27,03
Base_719,5	10,05	15	13,02	25,06
718,5	9,05	15	12,02	24,06

Şekil 6.43’de ise farklı dizel enjeksiyon zamanları için silindir içi ısı salınım grafiği verilmektedir. Burada Çizelge 6.18’de görülen tutuşma gecikme zamanının sabit kalması için geçen süreye kadar (718,5 KMA – 723,5 KMA) ısı salınım oranının yüksekliği dikkat çekmektedir. Ancak 723,5 KMA’dan sonra ise propanın kendi kendine tutuşmaya başlaması ile ısı salınım miktarının azalarak benzer krank açılarında benzer davranışlar sergilediği, sonrasında ise dizel yakıtın püskürtülmesi ve kalan propanların da tutuşması ile bir kez daha tepe formasyonu yaptığı görülmektedir. Burada propan – dizel yakıt çifti kullanılmasından dolayı dizel yanmadan farklı olarak iki tane tepe formasyonu görülmektedir. Ayrıca dizel enjeksiyonun 718,5 KMA’dan 731,5 KMA’ya çekilmesi ile birlikte silindir içi anlık ısı salınım oranı azalmış bu da direkt olarak maksimum basınç artış oranının düşmesini sağlayarak vuruntu meyilini azaltmıştır.



Şekil 6.43. Farklı dizel enjeksiyon zamanları için silindir içi ısı salınım grafiği

Bir sonraki aşama için ise enjeksiyon zamanı 730,5 KMA seçilmiştir. Sebebi ise şöyle açıklanabilir. %80 propanın ön karışımı olarak gönderildiği ancak dizel yakıtın püskürtülmediği ve propanın kendi kendine tutuşmaya başladığı krank açısı 731,05 KMA olarak belirlenmiştir. Ayrıca Çizelge 6.16 incelendiğinde dizel enjeksiyon zamanının gecikmesine bağlı olarak vuruntunun 729,5 KMA'ya kadar sürekli azaldığı görülmüş ve 729,5 KMA seçmek yerine NO_x emisyonunun daha da azaldığı ve tam kendi kendine tutuşma başlama açısı olan 730,5 KMA seçilerek enjeksiyon süresi çalışmalarına geçilmiştir. Buradaki temel amaç hem vuruntu miktarını en aza indirmek hem de NO_x emisyonlarını olabildiğinde aşağıya çekerek SCR kullanmadan Stage IIIB emisyon normlarının karşılanıp karşılanamayacağının araştırılmasıdır.

6.3.3. Dizel enjeksiyon süresinin etkisi

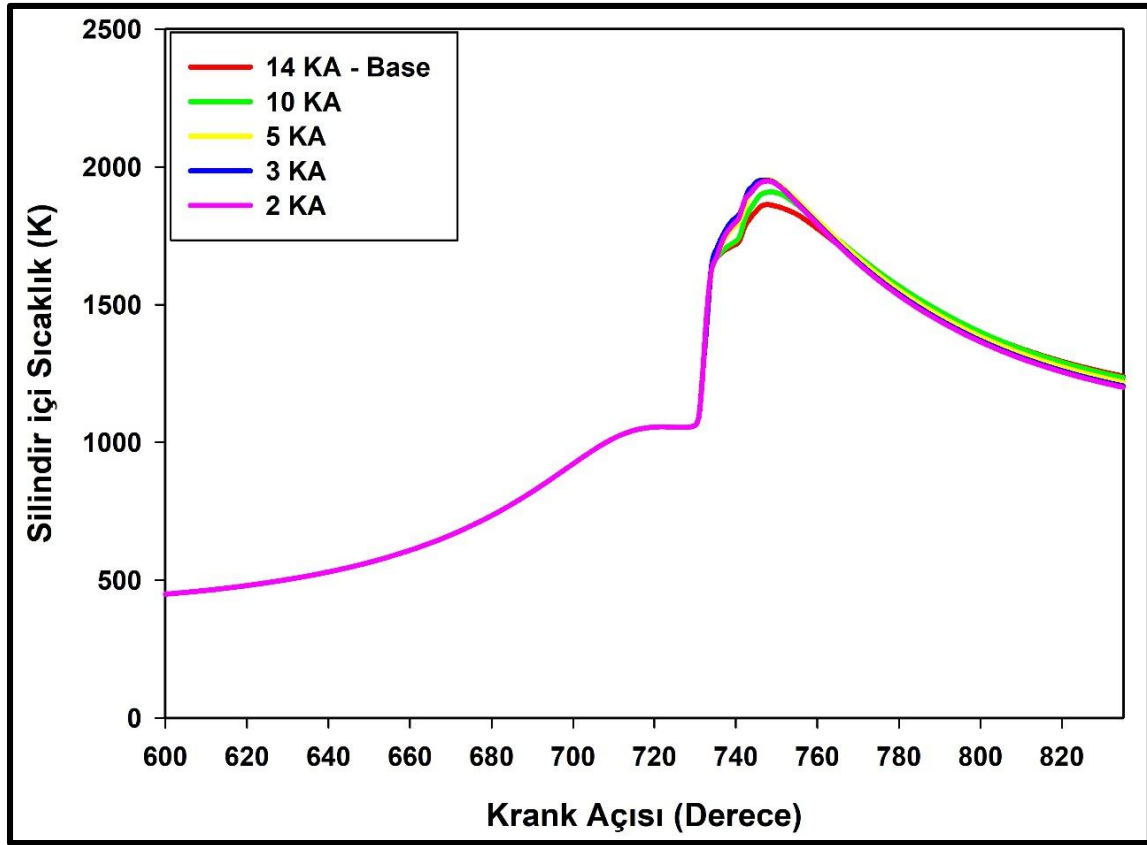
Öncelikle %80 propan ve %20 dizel kullanımı verileri elde edilmiş sonrasında en uygun dizel enjeksiyon zamanı olarak 730,5 KMA seçilmiştir. Bu bölümde ise 14 KMA - 2 KMA arasında değişen enjeksiyon süresinin etkileri araştırılmıştır.

Çizelge 6.19’da farklı dizel enjeksiyon sürelerinin silindir içi yanma ve motor performansına etkileri görülmektedir. Enjeksiyon süresinin azalması ile 2 KMA haricinde silindir içi basınç, maksimum sıcaklık, mil gücü ve fren mil verimi artarken özgül yakıt tüketimi ve maksimum basınç artış oranı ise azalmaktadır. Azalan dizel enjeksiyon süresi ani yanmaya sebep olmuş bu da Çizelge 6.19 ve Şekil 6.44’te görüldüğü üzere silindir içi sıcaklıkları yükseltmiştir.

Çizelge 6.19. Farklı dizel enjeksiyon sürelerinin silindir içi yanma ve motor performansına etkisi

Enjeksiyon Süresi (KMA)	Maksimum Basınç (bar)	Maksimum Sıcaklık (K)	Mil Gücü (kW)	ÖYT (g/kWh)	Fren Mil Verimi (%)	Maksimum Basınç artış Oranı (MPa/°KA)
Base_14	116,84	1863,25	66,4	198,94	0,4128	1,19234
12	116,39	1885,74	67,014	197,05	0,4168	1,1914
10	116,94	1908,81	67,5	195,67	0,4197	1,189
8	117,15	1932,2	67,82	194,73	0,421	1,18
6	117,6	1950,25	67,93	194,44	0,423	1,16
5	117,97	1955,82	67,93	194,36	0,423	1,157
4	118,96	1956,6	67,82	194,7	0,421	1,146
3	119,91	1951,03	67,55	195,52	0,42	1,107
2	119,03	1949,08	67,12	196,72	0,417	1,41

Çizelge 6.20’de ise farklı dizel enjeksiyon sürelerinin emisyon değerlerine olan etkisi verilmiştir. Enjeksiyon süresinin kısılması ile artan silindir içi sıcaklık is değerlerinin azalmasına sebep olmuştur. Aynı zamanda artan silindir içi sıcaklığa bağlı olarak 6 KMA’ya kadar silindir içi NO_x emisyonlarında beklenildiği gibi artma meydana gelmiş ancak sonrasında dizel enjeksiyon zamanının azalması ile NO_x oluşumu için yeterli zaman bulunamadığından NO_x emisyonlarında azalma olmuştur.



Şekil 6.44. Farklı dizel enjeksiyon süreleri için silindir içi ortalama sıcaklık grafiği

HC ve CO emisyonları incelenirse her ikisinin birden azalan dizel enjeksiyon zamanına bağlı olarak azaldığı görülmektedir. CO oksidasyonu direkt olarak ortamda bulunan OH radikallerinin yoğunluğuna bağlıdır ve bu yoğunluk yüksek sıcaklıklarla beraber artmaktadır. Çizelge 6.19 ve Şekil 6.44 incelendiğinde azalan dizel enjeksiyon zamanına bağlı olarak silindir içi sıcaklıkların yükseldiği görülmektedir. Artan sıcaklığa bağlı olarak ise CO oksidasyonunun artarak CO emisyonlarının azalmasına sebep olmuştur. Ayrıca azalan NO_x emisyonuna bağlı olarak artan O_2 miktarı CO ve HC'ların oksidasyonunu hızlandırarak HC ve CO salınımını azaltmıştır.

Çizelge 6.20. Farklı dizel enjeksiyon sürelerinin emisyon değerlerine olan etkisi

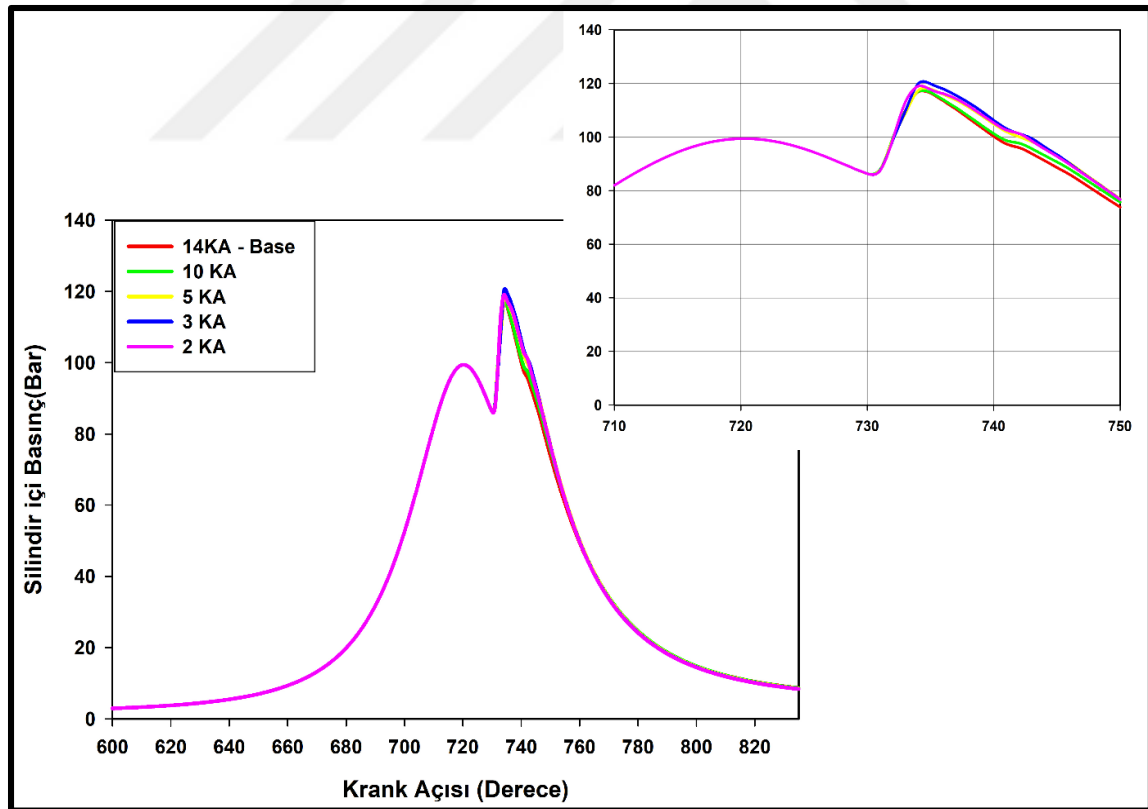
Enjeksiyon Süresi (KMA)	İs (g/kWh)	NOx (ppm)	THC (ppm)	CO (ppm)
Base_14	0,095	311,2	126,9	425,55
12	0,01518	393,74	75,38	256
10	0,000194	431,5	44,03	126,32
8	0,000354	440,7	47,3	92,4
6	0,000195	445,78	41,77	104,94
5	0,000223	389,15	37,47	95,87
4	0,000204	337,38	29,3	93,78
3	0,000158	285,12	19,13	83,15
2	0,000084	264,7	10,52	69,78

Çizelge 6.21’de ise farklı dizel enjeksiyon zamanları için hesaplanan tutuşma gecikme zamanı, yanma süresi, ısı salınımının %50’sinin gerçekleştiği krank açısı ve ısı salınımının %90’nın gerçekleştiği krank açıları verilmiştir. %80 propanın kendi kendine tutuşma zamanı yaklaşık olarak 11 KMA ÜÖNs olarak belirlenmişti. Dizel yakıt ise bir önceki bölümde tutuşma zamanına oldukça yakın bir zamanda püskürtülmeye başlanarak silindir içi anlık sıcaklığın düşmesine sebep olup tutuşma gecikme zamanını yaklaşık olarak 12 KMA ÜÖNs’ya çektiği görülmektedir. Dizel enjeksiyon süresinin kısalması ile %90 ısısalınım açığına çıktığı krank açıları da bir miktar azaldığı, buna bağlı olarak da yanma süresinin kısaldığı görülmektedir.

Şekil 6.45’te ise örnek olarak alınan 5 farklı dizel enjeksiyon süresi için silindir içi ortalama basınç değerleri görülmektedir. Burada 14 KMA, 10 KMA, 5 KMA, 3 KMA ve 2 KMA için maksimum basınç değerleri sırasıyla 116,84 bar, 116,94 bar, 117,97 bar, 119,91bar ve 119,03 bar iken bu değerlerin oluştuğu krank açıları ise 734 KMA’nda sabit kaldığı görülmektedir. Burada enjeksiyon süresinin silindir içi maksimum basınç oluşum açısında bir etkisi olmadığı söylenirken enjeksiyon zamanının azalmasının silindir içi basınç artışına sebep olduğu söylenebilir.

Çizelge 6.21. Farklı dizel enjeksiyon süreleri için silindir içi yanma verileri

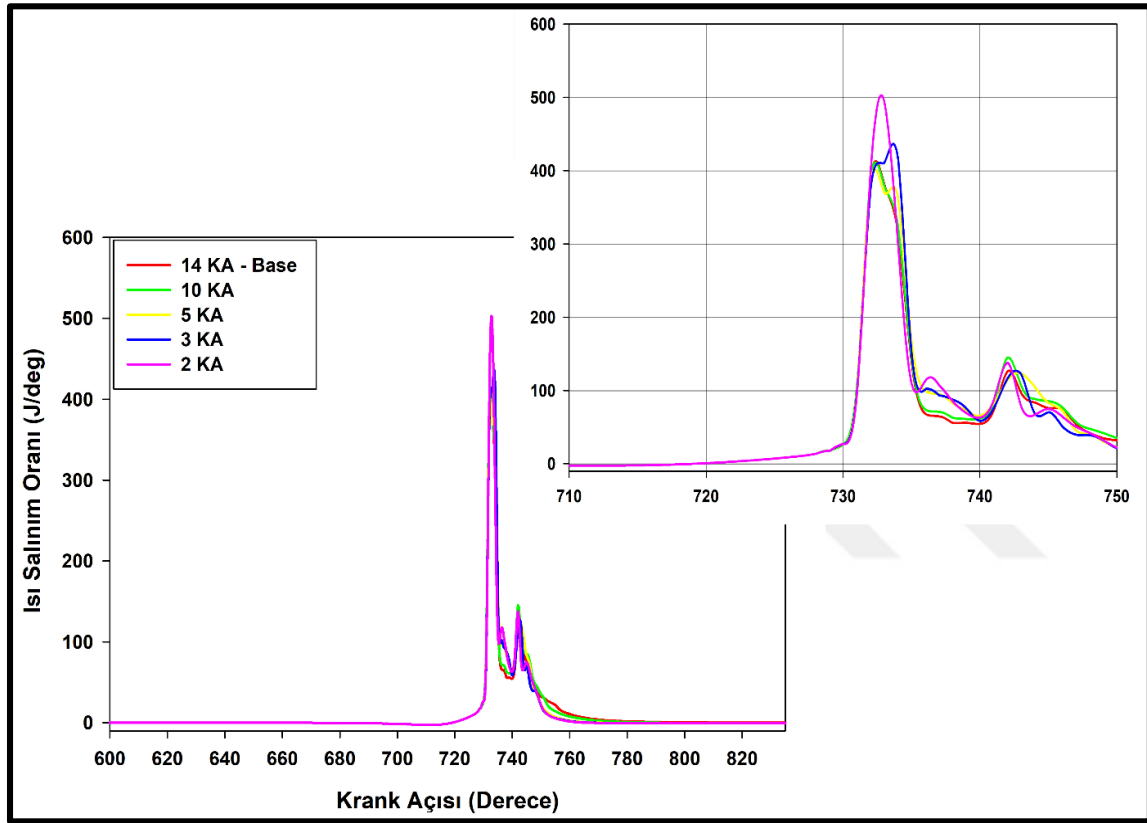
Enjeksiyon Süresi (KMA)	Tutuşma Gecikme Zamanı (ÜÖNs KMA)	Yanma Süresi (KMA)	CA50 (ÜÖNs KMA)	CA90 (ÜÖNs KMA)
Base_14	12,01	21,03	15,05	33,05
12	12,01	19,03	15,05	31,05
10	12,01	18	15,05	30,02
8	12,03	16,98	15,02	29,01
6	12	16	15,02	28,01
5	12,01	15	15	27,01
4	12,02	15,04	15,03	27,06
3	12,01	15,04	15,03	27,05
2	12	15	15,01	27



Şekil 6.45. Farklı dizel enjeksiyon süreleri için silindir içi ortalama basınç grafiği

Şekil 6.46'da ise farklı dizel enjeksiyon süreleri için silindir içi ısı salınım grafiği verilmektedir. Burada genel olarak dizel enjeksiyon süresinin kısalması silindir içi ısı

salınımın birinci tepe noktasındaki değerlerinin artmasına sebep olduğu görülürken ikinci tepe noktasında ise tersi bir davranış sergilediği görülmektedir. Buna sebep dizel enjeksiyonun kısa sürede tamamlanarak yanma süresinin kısılması ve ikincil yanma için silindir içerisinde sadece propan yakıtının kalması gösterilebilir. Ayrıca enjeksiyon süresinin 2 KMA'ya kadar inmesiyle ani silindir içi ısı salınımına bağlı olarak maksimum basınç yükseliş oranının arttığı görülmektedir.



Şekil 6.46. Farklı dizel enjeksiyon süreleri için silindir içi ısı salınım grafiği

Sonuç olarak dizel enjeksiyon süresinin azaltılması genel olarak performansa, yanma karakteristiğine ve emisyon değerlerine olumlu etki ettiği söylenebilir. Genel olarak çizelge ve şekiller değerlendirilecek olunursa da hem maksimum vuruş hem de NO_x emisyonları açısından en uygun enjeksiyon süresinin 3 KMA olduğu söylenebilir. Bu sebepten bir sonraki bölümde EGR oranının etkisi araştırılırken enjeksiyon süresi 3 KMA olarak alınmıştır.

6.3.4. Egzoz gazı geri dönüşüm (EGR) oranının etkisi

Bu bölümde %80 oranında propan ve %20 oranında dizel yakıt kullanımında, dizel enjeksiyon zamanının 10,5 KMA ÜÖNs olduğunda ve dizel enjeksiyon süresinin 3 KMA olduğu durum için farklı EGR oranlarının performans, silindir içi yanma ve emisyon değerlerine olan etkileri incelenmiştir. Burada asıl amaçlanan NO_x emisyonlarını daha da düşürüp SCR (Selective Catalytic Reduction) kullanmadan istenilen değerlere ulaşıp ulaşılamayacağı ve maksimum basınç yükseliş değerinin 1,0 MPa/°KA'nın altında kalıp kalmayacağının belirlenmesidir.

Çizelge 6.22. Farklı EGR oranlarının silindir içi yanma ve motor performansına etkisi

EGR Oranı (%)	Maksimum Basınç (bar)	Maksimum Sıcaklık (K)	Mil Gücü (kW)	ÖYT (g/kWh)	Fren Mil Verimi (%)	Maksimum Basınç artış Oranı (MPa/°KA)
11	123,3	1972,8	68,06	193,84	0,423	1,20
15_Base	119,9	1951,0	67,55	195,52	0,42	1,10
20	117,8	1948,1	67,12	196,57	0,417	1,08
25	114,8	1951,4	66,96	197,25	0,416	1,02
30	112,9	1947,1	66,82	197,74	0,415	0,97
35	111,5	1941,5	66,53	198,62	0,413	0,93
40	111,5	1941,0	66,4	198,8	0,413	0,93

Çizelge 6.22 incelendiğinde farklı EGR oranlarının silindir içi yanma ve motor performansına etkisi görülmektedir. Genel olarak EGR oranındaki artış maksimum basınçta, maksimum sıcaklık değerinde, mil gücünde, fren mil veriminde ve maksimum basınç artış oranında azalmaya sebep olurken yakıt tüketiminde ise artmaya sebep olmaktadır. Burada silindir içi CO₂ miktarının artması yanma veriminin düşmesine ve performansın azalmasına sebep olmaktadır.

Şekil 6.47 ve Çizelge 6.22 incelendiğinde her ne kadar değişkenlik gösterse de genel olarak EGR oranının artması ile silindir içi sıcaklıkların düştüğü görülmüştür. Ayrıca Çizelge 6.23 incelendiğinde ise silindir içi sıcaklığın düşmesi, silindir içi oksijen miktarının azalması ve

artan CO₂ oranı ile daha fazla ısıнын absorbe edilmesi ile NO_x emisyonunda azalma olduğu görülmektedir.

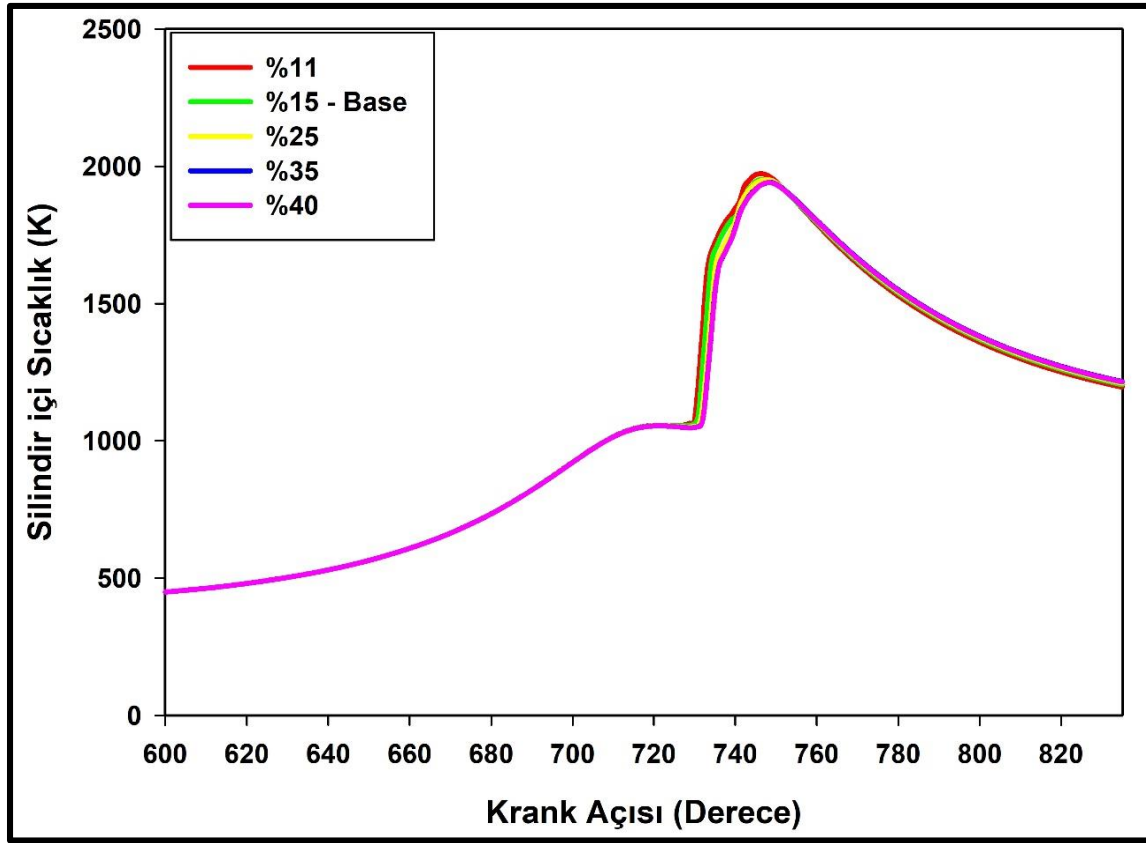
Ayrıca is emisyonunun ise normalde NO_x emisyonun ve silindir içi sıcaklık değerlerinin tam tersi bir hareketle artması beklenirken aksine düşüş eğiliminde olduğu görülmektedir. Benzer şekilde bir eğilim yapılan birçok deneysel çalışmalarda da görülmüştür (Chu ve diğerleri, 2018; Lee, Chu, Cha ve Choi, 2015; Jaegu, 2018)

HC ve CO emisyonlarının ise artan EGR oranları ile yanma kararlılığının bozulması, fren mil veriminin ve oksijen oranının azalmasıyla birlikte kademeli olarak arttığı görülmektedir.

Çizelge 6.23. Farklı EGR oranlarının emisyon değerlerine olan etkisi

EGR Oranı (%)	İs (g/kWh)	NO _x (ppm)	THC (ppm)	CO (ppm)
11	0,000115	298,06	30,3	43,04
15_Base	0,000158	285,12	19,13	83,15
20	0,000114	270,72	90,5	178,81
25	0,0000518	280,9	164,6	165
30	0,0000453	272,88	177,62	170
35	0,0000428	265,45	214	185
40	0,0000406	263,23	231,8	195,2

Çizelge 6.24’de ise artan EGR oranına bağlı olarak hesaplanan tutuşma gecikme zamanı, yanma süresi, ısı salınımının %50’sinin gerçekleştiği krank açısı ve ısı salınımının %90’nın gerçekleştiği krank açıları verilmiştir. EGR oranının artması CO₂ miktarının artmasına, artan CO₂ miktarı ise silindir içi sıcaklık değerlerinin düşmesine sebep olmaktadır. Bu durum ise tutuşma gecikme süresinin artmasına sebep olmuştur. Yanma süresi de tutuşma gecikme süresine benzer bir eğilim göstererek EGR oranına bağlı olarak bir miktar artmıştır. Benzer şekilde %50 ve %90 ısıнын açığa çıktığı krank açıları da EGR oranının artmasına bağlı olarak bir miktar artmıştır.



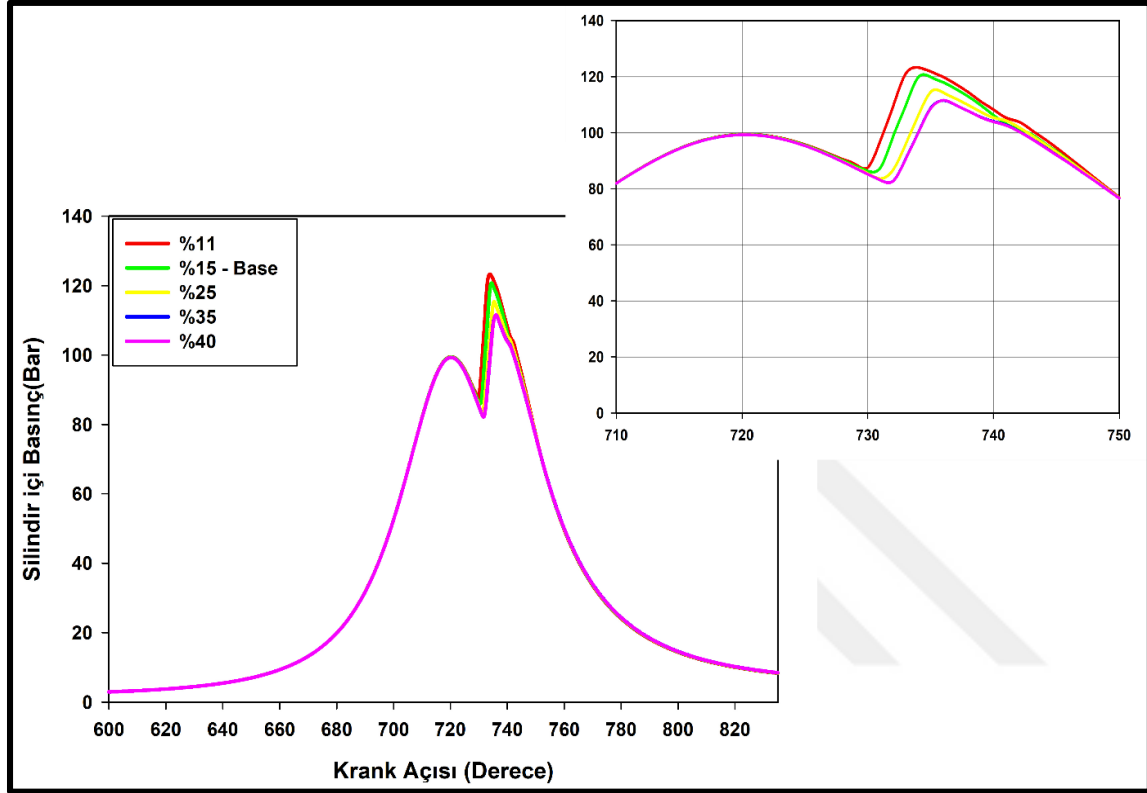
Şekil 6.47. Farklı dizel enjeksiyon süreleri için silindir içi ortalama sıcaklık grafiği

Çizelge 6.24. Farklı EGR oranlarının silindir içi yanma verileri

EGR Oranı (%)	Tutuşma Gecikme Zamanı (ÜÖNs °KA)	Yanma Süresi (KMA)	CA50 (ÜÖNs KMA)	CA90 (ÜÖNs KMA)
11	11	14,01	14,02	25,02
15_Base	12,01	15,04	15,03	27,05
20	12	15,03	15,05	27,03
25	12,01	15,01	16,02	27,02
30	13	15	16,03	27
35	13,02	15,01	16,06	28,03
40	13,02	15	16,05	28,01

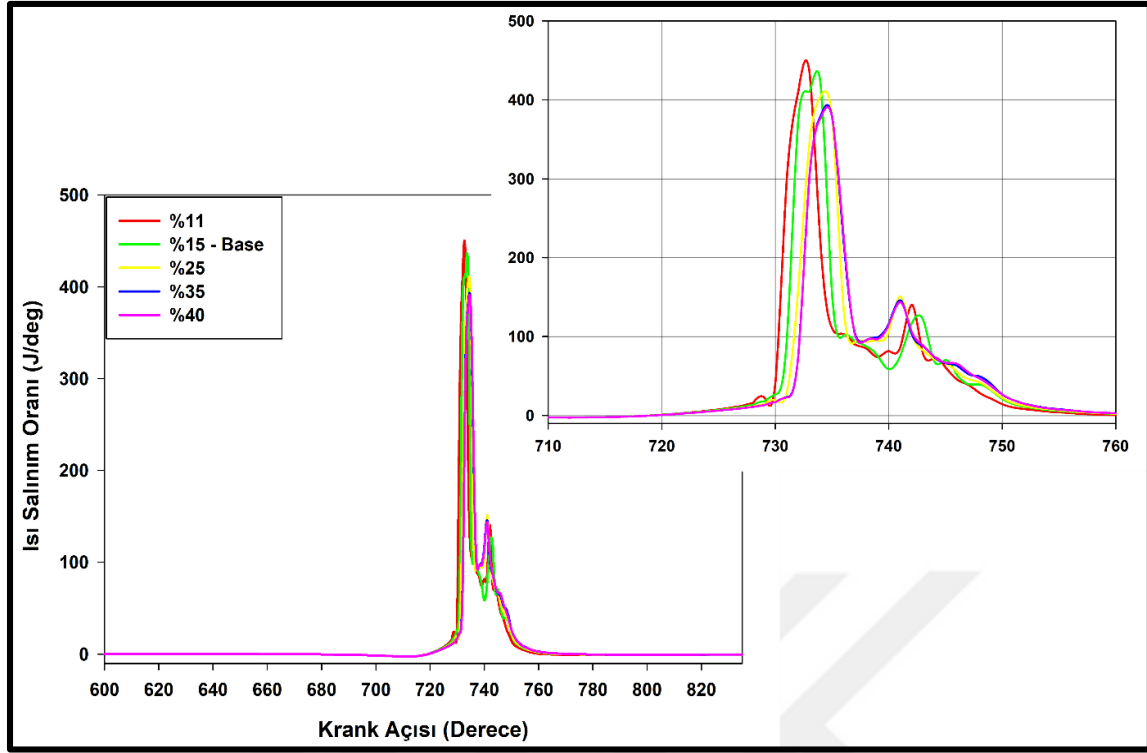
Şekil 6.48'te ise örnek olarak alınan 5 farklı dizel enjeksiyon zamanı için silindir içi ortalama basınç değerleri incelenmiştir. Burada %11, %15, %25, %35 ve %40 EGR oranları için maksimum basınç değerleri sırasıyla 123,3 bar, 119,91 bar, 114,8 bar, 111,51 bar ve 111,57

bar iken bu değerlerin olduğu krank açıları ise 734 KMA, 732 KMA, 735 KMA, 736 KMA ve 736 KMA olarak tespit edilmiştir. Burada EGR oranındaki artış ile maksimum basıncın olduğu krank açısı da tutuşma gecikmesine bağlı olarak daha ileride olduğu görülmektedir.



Şekil 6.48. Farklı EGR oranları için silindir içi ortalama basınç grafiği

Şekil 6.49’da farklı EGR oranları için silindir içi ısı salınım grafiği incelenmiştir. EGR oranı artması ile tutuşma gecikme zamanı arttığı ve gecikmeli yanma fazı olduğu görülmektedir. Buradan da anlaşılacağı üzere çift yakıtlı yanma sisteminde tutuşma gecikme fazı EGR oranına daha fazla duyarlıdır. Bu duyarlılık ise daha çok propanın dizel yakıtı göre düşük reaktiviteye sahip olmasından kaynaklanmaktadır (Lee ve diğerleri, 2013). Ayrıca artan EGR oranına bağlı olarak tutuşma gecikme zamanının artması ısı salınım grafiğinde birinci tepe değerlerinin azalmasına sebep olurken ikinci tepe noktasının hem daha erken hem de biraz daha yüksek değerlere ulaşmasına sebep olmuştur.



Şekil 6.49. Farklı EGR oranları için silindir içi ısı salınım grafiği

Sonuç olarak bu bölümde farklı EGR oranlarının etkisi incelenerek öncelikle maksimum basınç artış oranı ve NO_x emisyonu açısından sonrasında ise yanma karakteristikleri ve performans açısından değerlendirildiğinde en uygun EGR oranının %35 olduğu saptanmıştır.

Çizelge 6.25. %80 propan kullanımı için Stage IIIB emisyon norm karşılaştırılması

	Stage IIIB (g/kWh)			
	CO	HC	NO_x	İs
Norm	5	4,7	4,7	0,025
Saf Dizel	0,033	0,046	4,51 (SCR Sonrası)	0,0238
%80 Propan	1,15	0,71	2,7	0,000043

Sonuç olarak özellikle maksimum basınç artış oranı ve literatürde yapılan deneysel çalışmalar baz alınarak %80 propan – %20 dizel yakıt kullanımı sonucunda oluşan performanstaki ve emisyonlardaki değişimler incelenmiştir. Performans açısından değerlendirildiğinde ortalama maksimum basınç %8,8 azalmış, ortalama maksimum sıcaklık

%7,7 artmış, mil gücünde %10,9, fren mil veriminde %10,51 ve özgül yakıt tüketiminde ise %10,1 iyileşme sağlanmıştır.

Çizelge 6.25 emisyon değerleri açısından incelenirse HC, CO, is ve NO_x emisyonlarının hepsinin norm değerlerini sağladığı görülmüştür. Ancak NO_x'un deneysel olarak elde edilen sonuçların SCR sonrası olduğundan ve sayısal olarak elde edilen sonuçların da düşük kaldığından dolayı sayısal olarak elde edilen saf dizel sonuçlarına göre normalize edilmiştir. Normalizasyon sonucunda NO_x emisyonunda %62 azalma olduğu görülmüştür. Bu iyileşmenin de SCR kullanmadan NO_x emisyon normlarını sağlayabileceği düşünülmektedir.



7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Artan emisyon düzenlemeleri otomotiv üreticilerini her geçen gün emisyon salınımını azaltabilmek için farklı önlemler almaya zorlamaktadır. Bu önlemler başlarda egzoz sonrası işlemler ile (SCR, DPF, DOC vb.) emisyon azaltma şeklindeydi. Ancak hem bu ek parçaların maliyetli oluşu hem de yanma performansını kötüleştirmesinden dolayı emisyon salınımını daha egzozla gelmeden silindir içi azaltma yöntemleri araştırılmaya başlandı. Bu yöntemlerin başında da HCCI, PCCI ve daha yenilikçi ve çift yakıt ile çalışan RCCI düşük sıcaklıkta yanma teknolojileri gelmektedir. Tez çalışması kapsamında ilk olarak 1-B ve 3-B geliştirilen sayısal modeller 3 silindirli turbo doldurmalı dizel bir traktör motorundan elde edilen deneysel verilerle dizel yanma rejiminde doğrulanmıştır. Sonrasında ise güç değerlerinden bir düşüş olmadan, emisyon değerlerinin azaltılıp SCR kullanımına gerek kalmadan çalışabilmesi için propan-dizel çift yakıt çalışması sayısal olarak gerçekleştirilmiştir. Hem sayısal modelin doğrulanması hem de doğrulanan modelin propan-dizel çift yakıt ile çalışabilmesi için yapılan çalışmalardan elde edilen tecrübe sayesinde aşağıdaki sonuçlardan ve önerilerden bahsedilmiştir.

7.1. Sonuçlar

1. Öncelikle 3-B dizel doğrulama analizleri yapabilmek için gerekli olan sınır şartları ve ilk şartlar için (silindir içi basınç, sıcaklık ve tür değerleri) 1-B dizel yanma analizleri AVL Boost kullanılarak 2300 devirde tam yük altında yapılmış ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılarak doğruluğu sağlanmıştır. Yapılan 1-B analizler sonucunda 2300 devir/dak'da ve tam yükte IMEP, ÖYT, maksimum basınçta ve fren mil veriminde sırasıyla %0,18, %1,07, %1,178 ve %0,53 fark ile deneysel verilere yaklaşılmıştır. İS emisyonu için bu fark ise %6,43 olarak bulunmuştur.
2. Yapılan 1-B analizler sonucunda silindir içi sıcaklık, basınç ve tür oranları belirlendikten sonra 3-B analizler için gerekli ilk girdap oranı bulunması için egzoz port ve supaplarının olmadığı durumda ANSYS CFX yardımı ile soğuk akış analizleri gerçekleştirilmiştir.
3. Sınır şartları ve ilk değerler elde edildikten sonra öncelikle 3-B sektör model için uygun eleman sayısının bulunması için ANSYS Forte'de reaktif yanma analizlerine başlanmıştır. Burada en uygun eleman sayısının 44407 olduğu görülmüştür. Bu eleman sayısı ile maksimum basınç, mil gücü, öyt, fren mil verimi için fark miktarları sırasıyla %0,28, %5,64, %5,55 ve %4,5 iken is, THC ve CO emisyonları için %3,6, %5,13 ve %10,5 olmuştur. Uygun

eleman sayısı bulunduğundan sonra sırasıyla zaman adımı, türbülans modeli ve tür sayıları çalışmaları yapılmıştır.

4. Sektör doğrulama analizleri yapıldıktan sonra tam model için doğrulama çalışmalarına geçilmiştir. Burada ise maksimum basınç, mil gücü, öyt ve mil verimi için fark miktarları sırasıyla %2,55, %0,75, %0,33 ve %0,47 iken is, THC ve CO emisyonları için %18,5, %47,71 ve %79,6 olarak saptanmıştır. Tam model çalışmalarının performans değerleri açısından deneysel verilere oldukça yakın olmasına rağmen emisyon değerlerinin fark miktarının yüksekliği ve analiz zamanının 11 gün sürmesinden dolayı çift yakıt analizlerine sektör model ile devam edilmiştir.

5. Propan-dizel çift yakıt analizlerine ise ilk olarak motorda hiçbir değişiklik yapmadan propanın ön karışımli olarak gönderildiği kabulü ile kullanılabilecek maksimum oran tespiti ile başlanmıştır. Bu oran tespiti yapılırken maksimum basınç artış oranındaki sınır temel alınmıştır. Analizler sonucunda kullanılabilecek propan oranının %40 ile %50 arasında olduğu görülmüştür. Örnek olarak %40 propan kullanımı ele alındığında ise mil gücü %9,04 ve mil verimi %8,18 artarken ÖYT ise %8,65 oranında azalmıştır. Ancak emisyonlar incelendiğinde NO_x %79,15 artarken, CO emisyonları ise yaklaşık 11,23 kat artış göstermiştir. Performanstaki iyileşmeye rağmen emisyondaki artışlardan dolayı bir sonraki aşamada dizel enjeksiyon zamanı, dizel enjeksiyon süresi ve EGR oranları ile parametrik çalışma yapılarak bu sorun giderilmeye çalışılmıştır. Bu sebepten de bir sonraki aşama için maksimum basınç artış oranının olduğu kütlece %80 propan kullanımı seçilmiştir.

6. %80 propan - %20 dizel kullanımında ise amaç parametrik çalışmalar ile vuruuntu sınırını geçmeden SCR kullanımına gerek kalmadan emisyon değerlerini düşürmektir. Bu kapsamda da ilk olarak enjeksiyon zamanı ileri-geri alınarak vuruuntu ve NO_x değerlerini azaltan en uygun enjeksiyon zamanı olarak 730,5 KMA belirlenmiştir. Uygun oran, enjeksiyon zamanı belirlendikten sonra enjeksiyon süresi çalışmaları yapılmış ve kütlece %20 dizelin püskürtme zamanı yaklaşık 3 KMA olarak tespit edilmiştir. Ancak bu krank açısında istenilen vuruuntu değeri elde edilememiş ve son olarak EGR oranı ile parametrik çalışma yapılmıştır. Burada ise en uygun EGR oranı %35 olarak tespit edilmiştir. Sonuç olarak kullanılan dizel motorda %80 propan %20 dizel yakıt çifti için en uygun değerlerin enjeksiyon zamanı 730,5 KMA, enjeksiyon süresi 3 KMA ve EGR oranı ise %35 olarak tespit edilmiştir. Bu değerler sonrasında ise mil gücünde %10,9, fren mil veriminde %10,51 ve özgül yakıt tüketiminde ise %10,1 iyileşme sağlanmıştır. Ayrıca HC, CO ve is değerlerinin Stage IIIB normlarını karşıladığı görülürken NO_x emisyonu da sayısal olarak elde edilen saf dizel sonuçlarına göre normalize edilmiştir. Normalizasyon sonucunda NO_x

emisyonda %62 iyileşme olduğu görülmüştür. Bu iyileşmenin de SCR kullanmadan NO_x emisyon normlarını sağlayabileceği düşünülmektedir.

7.2. Gelecek Çalışmalar ve Öneriler

Yapılan çalışmalar sonucunda ise hedeflenen gelecek çalışmalar ve bazı önerileri aşağıdaki gibi sıralanabilir.

1. Hali hazırda devam eden BAP projesi ve TÜRK TRAKTÖR A.Ş ile yapılan anlaşma çerçevesinde LPG montajı ile sayısal olarak elde edilen maksimum kullanım oranı testi gerçekleştirilerek traktörün seyir durumunda, aydınlatma için kullanımında, sondaj yapımında ya da su pompası çalıştırılması gibi durumlardaki performans ve emisyon değerleri incelenmesi konusunda çalışmaların yapılması hedeflenmektedir.
2. Sayısal analizler sonucunda sıkıştırma oranının 17,5:1 gibi yüksek olmasından kaynaklı basınç artış oranının yüksek olmasından dolayı propan yerine oktan sayısı daha yüksek olan metan ile analizler tekrar edilebilir.
3. Literatürde karşılaşılan kütlece %5 gibi az oranlarda mikro dizel püskürtme çalışmaları propan, metan ve farklı sıkıştırma oranları için özel olarak çalışılabilir.
4. Dizel yakıt yerine biyodizel-dizel karışımli yakıtların performans ve emisyon değerleri incelenebilir.
5. Konvansiyonel dizel yanma rejiminde kullanılan piston çanağı yerine farklı bir tasarım denemesi yapılarak karşılaştırılabilir.



KAYNAKLAR

- Abd Alla, G. H., Soliman, H. A., Badr, O. A., and Abd Rabbo, M. F. (2002). Effect of injection timing on the performance of a dual fuel engine. *Energy Conversion and Management*, 43(2), 269–277.
- Aktas, A. and Dogan, O. (2010). Effects of LPG percentage to performance and exhaust emissions in a dual fuel engine. *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 25(1), 171–178.
- Amsden, A. A., (1997). KIVA-3V: A block-structured KIVA program for engines with vertical or canted valves. *Los Alamos National Laboratory Report LA-13313-MS*, Los Alamos National Laboratory, Washington.
- ANSYS, Inc. (2020). CFX Tutorial Version 2020, Southpointe 275 Technology Drive Canonsburg USA, 1-123
- ANSYS, Inc. (2020). Forte Theory Guide Version 2020, Southpointe 275 Technology Drive Canonsburg USA, 1-377
- ANSYS (2020). “Forte Tutorials Version 2019-R1”, 1-244
- Antila, E., Imperato, M., Kaario, O., and Larmi, M. (2010). Effect of intake channel design to cylinder charge and initial swirl. *SAE Technical Paper*, 2010-01-062.
- Anye Ngang, E. and Ngayihi Abbe, C. V. (2018). Experimental and numerical analysis of the performance of a diesel engine retrofitted to use LPG as secondary fuel. *Applied Thermal Engineering*, 136(March), 462–474.
- Arcoumanis, C., Bicen, A. F., and Whitelaw, J. H. Squish and swirl–squish interaction in motored model engines. *ASME Journal of Fluid Mechanics*, 1993:105–12.
- AVL (2018). “AVL BOOST Theory Guide version 2018”, AVL LIST GmbH, Graz, Austria.
- Aydın, M. (2018). *Tek silindirli bir dizel motor için elektronik kontrollü yakıt püskürtme sisteminin geliştirilmesi ve performansının ölçülmesi*, Doktora Tezi, Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük.
- Ayhan, V., Parlak, A., Cesur, I., Boru, B., and Kolip, A. (2011). Performance and exhaust emission characteristics of a diesel engine running with LPG. *International Journal of Physical Sciences*, 6(8), 1905–1914.
- Bai, C. and Gosman, A. (1996). Mathematical modeling of wall films formed by impinging sprays, *SAE Technical Paper*, 960626.
- Beale, J. C. and Reitz, R. D. (1996). Modeling spray atomization with the Kelvin-Helmholtz / Rayleigh-Taylor hybrid model. *Atomization and Sprays*, 9, 623-650.

- Bellman, R. and Pennington, R. H. (1954). Effects of Surface Tension and Viscosity on Taylor Instability, *Quarterly of Applied Mathematics*, 12(2), 151-162.
- Borat, O., Balcı, M. A., ve Sürmen, A. (1994). İçten Yanmalı Motorlar Ders Kitabı, Cilt I., *Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Vakfı Yayınları-2*, İstanbul.
- Boretti, A. (2013). Conversion of a heavy duty truck diesel engine with an innovative power turbine connected to the crankshaft through a continuously variable transmission to operate compression ignition dual fuel diesel-LPG. *Fuel Processing Technology*, 113, 97–108.
- Boretti, A. (2017). Numerical study of the substitutional diesel fuel energy in a dual fuel diesel-LPG engine with two direct injectors per cylinder. *Fuel Processing Technology*, 161(x), 41–51.
- Çavgun, E. (2019). *Çift Yakıtlı Bir Dizel Motorda Sıkıştırma Oranının LPG Kullanımına Etkilerinin Deneyisel Olarak Araştırılması*, Yüksek Lisans Tezi, Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Batman.
- Reaction Design (2008). “Chemkin-Pro”, San Diego.
- Cho, K., Han, M., Wagner, R., and Sluder, C. (2009). Mixed-source EGR for enabling high efficiency clean combustion modes in a light-duty diesel engine. *SAE International Journal of Engines*. 1(1), 457-465.
- Chu, S., Lee, J., Kang, J., Lee, Y., and Min, K. (2018). High load expansion with low emissions and the pressure rise rate by dual-fuel combustion. *Applied Thermal Engineering*, 144, 437–443.
- Ciniviz, M. (2001). *Dizel motorlarında dizel yakıtı ve LPG kullanımının performans ve emisyonuna etkisi*. Yüksek Lisans Tezi, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya.
- Ciniviz, M., Sahir S. M., ve Kazım, Ç. (2001). Dizel motorlarında dizel yakıtı + LPG kullanımının performans ve emisyonuna etkisi. *Selçukteknik Online Dergisi*, 2(6), 1–10.
- Crnojevic, C., Decool, F., and Florent, P. (1996). Swirl measurements in a motor cylinder. *Experiments in Fluids*, 26(6), 542-548.
- Dec, J. E. (1997). A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging. *SAE Transactions*, 106(3), 1319-1348.
- Doğan, H. E. (2013). *LPG dönüşümü yapılmış bir dizel motorunda azotoksit oluşumunun teorik ve deneysel olarak incelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Elnajjar, E., Selim, M. Y. E., and Hamdan, M. O. (2013). Experimental study of dual fuel engine performance using variable LPG composition and engine parameters. *Energy Conversion and Management*, 76, 32–42.

- Ergenc, A. T., and Koca, D. Ö. (2014). PLC controlled single cylinder diesel-LPG engine. *Fuel*, 130, 273–278.
- Gibson, C. M., Polk, A. C., Shoemaker, N. T., Srinivasan, K. K., and Krishnan, S. R. (2011). Comparison of propane and methane performance and emissions in a turbocharged direct injection dual fuel engine. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 133(9), 1–9.
- Goldsworthy, L. (2012). Combustion behaviour of a heavy duty common rail marine Diesel engine fumigated with propane. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 42, 93–106.
- Hakan GÜNEY, *Tier IV emisyon seviyesine sahip bir dizel motorun hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile akış ve yanma analizi*, 2014, Yüksek Lisans Tezi, TOBB, Ankara.
- Han, Z. and Reitz, R. D. (1997). A temperature wall function formulation for variable density turbulence flows with application to engine convective heat transfer modeling. *International Journal of Heat Mass Transfer*, 40(3), 613–625.
- Han, Z. and Reitz, R. D. (1995). Turbulence modeling of internal combustion engines using RNG $k - \epsilon$ models. *Combustion Science and Technology*, 106, 267-295.
- Hanson, R., Kokjohn, S., Splitter, D. and Reitz, R. (2011). Fuel effects on reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion at low load *SAE Technical Paper*, 2011-01-0361.
- Hasegawa, R. and Yanagihara, H. (2003). HCCI combustion in DI diesel engine. *SAE Technical Paper*. 2003-01-0745.
- Heywood, J. B. (1988). *International combustion engine fundamentals*. New York: McGraw-Hill Book Company.
- Hiroyasu, H. and Kadota, T. (1976). Models for combustion and formation of nitric oxide and soot in DI diesel engines, *SAE Technical Paper*, 760129.
- Hiroyasu, H., Kadota, T. and Arai, M. (1983). Development and use of a spray combustion modeling to predict diesel engine efficiency and pollutant emissions, Part I": Combustion Modeling, *Bulletin of the JSME*, 26, 569-575.
- Hodges, K. A., Aniello, A., Krishnan, S. R., and Srinivasan, K. K. (2017). Impact of propane energy fraction on diesel-ignited propane dual fuel low temperature combustion. *Fuel*, 209(April), 769–775.
- Inagaki, K., Fuyuto, T., Nishikawa, K., Nakakita, K. And Sakata, I. (2006). Dual-fuel PCI combustion controlled by in-cylinder stratification of ignitability. *SAE Technical Paper*, 2006-01-0028.
- İnternet: FEV customized test bench for flow investigation. Web: <https://magazine.fev.com/en/fev-customized-test-bench-flow-investigation/>, Son Erişim Tarihi: 04.01.2021.

- İrğın, A. (2017). *LPG'nin motor silindiri içine doğrudan püskürtülmesinin performans ve emisyonlara etkisinin araştırılması*, Yüksek Lisans Tezi, Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük.
- Lee, J. S., Chu, J., Cha, H., Choi, K., and Min, K. (2015). Effect of the diesel injection strategy on the combustion and emissions of propane/diesel dual fuel premixed charge compression ignition engines. *Energy*, 93, 1041–1052.
- Jian, D., Xiaohong, G., Gesheng, L., and Xintang, Z. (2001). Study on diesel-LPG dual fuel engines. *SAE Technical Papers*. 2001-01-3679.
- Jothi, M. N. K., Nagarajan, G., and Renganarayanan, S. (2007). Experimental studies on homogeneous charge CI engine fueled with LPG using DEE as an ignition enhancer. *Renewable Energy*, 32(9), 1581–1593.
- Kang, J., Sanghyun, C., Lee, J., Kim, G., and Min, K. (2018). Effect of operating parameters on diesel/propane dual fuel premixed compression ignition in a diesel engine. *International Journal of Automotive Technology*. 19(1), 27-35.
- Kang, J. (2018). *Combustion Optimization of Diesel and Propane Dual Fueled Engine*, The Graduate School, Seoul National University, Seoul.
- Kim, D., Ekoto, I., Colban, W., and Miles, P. (2008). In-cylinder CO and UHC imaging in a light-duty diesel engine during PPCI low-temperature combustion. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, 1(1), 933-956.
- Koca, D. Ö. (2013). *Diesel motorlarında motorin ve LPG yakıtlarının birlikte kullanımının deneysel olarak araştırılması*, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Krishnan, S. R., Srinivasan, K. K., and Raihan, M. S. (2016). The effect of injection parameters and boost pressure on diesel-propane dual fuel low temperature combustion in a single-cylinder research engine. *Fuel*, 184, 490–502.
- Lata, D. B., and Misra, A. (2011). Analysis of ignition delay period of a dual fuel diesel engine with hydrogen and LPG as secondary fuels. *International Journal of Hydrogen Energy*, 36(5), 3746–3756.
- Lata, D. B., Misra, A., and Medhekar, S. (2012). Effect of hydrogen and LPG addition on the efficiency and emissions of a dual fuel diesel engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 37(7), 6084–6096.
- Le, T. A., and Nguyen, T. T. (2011). Experimental study on performance, emissions and combustion characteristics of a single cylinder dual fuel LPG/diesel engine. *SAE Technical Papers*, 2011-32-0562.
- Lee, S., Choi, H., Kim, H., Kim, D., Choi, H., and Min, K. (2012). Reduction of emissions with propane addition to a diesel engine. *International Journal of Automotive Technology*, 13(2), 293-300.

- Lee, S. W., Cho, Y. S., Choi, W. C., Lee, J. H., and Park Y. J. (2012). Combustion characteristics of LPG and biodiesel mixed fuel in two blending ratios under compression ignition in a constant volume chamber. *International Journal of Automotive Technology*, 13(2), 293–300.
- Liang, L., Reitz, R.D., Iyer, C. O., and Yi, J. (2007). Modeling knock in spark-ignition engines using a G-equation combustion model incorporating detailed chemical kinetics. *SAE Technical Paper*, 2007-01-0165.
- Ma, Z., Huang, Z., Li, C., Wang, X., and Miao, H. (2008). Combustion and emission characteristics of a diesel engine fuelled with diesel-propane blends. *Fuel*, 87(8–9), 1711–1717.
- Munnannur, A. and Reitz, R. D. (2009). A comprehensive collision model for multi-dimensional engine spray computations. *Atomization and Sprays*, 19(7), 597-619.
- Nagle, J. and Strickland-Constable, R. F. (1962). *Oxidation of Carbon Between 1000-2000 °C*. Proceedings of the Fifth Carbon Conference, Vol. 1, Pergamon, New York, pp. 154-164.
- Najt, P. and Foster, D. (1983). Compression-Ignited Homogeneous Charge Combustion,” *SAE Technical Paper*, 830264.
- Nazar, J., Ramesh, A., and Nagalingam, B. (2006). Studies on dual fuel operation of karanja oil and its bio-diesel with LPG as the inducted fuel. *SAE Technical Papers*. 2006-01-0237.
- Nieman, D., Dempsey, A., and Reitz, R. (2012). Heavy-duty RCCI operation using natural gas and diesel. *SAE Technical*, 2012-01-0379.
- Onorati A., Ferrari G., and D'Errico, G. (2001). 1D unsteady flows with chemical reactions in the exhaust duct-system of SI engines: Predictions and experiments. *SAE Paper*, 2001-01-0939.
- O'Rourke, P. J. and Amsden, A. A. (1987). The TAB method for numerical simulations of spray droplet breakup. *SAE Technical Paper*, 872089.
- O'Rourke, P.J. and Amsden, A.A. (1996). A particle numerical model for wall film dynamics in port-injected engines, *SAE Technical Paper*, 961961.
- O'Rourke, P. J. and Amsden, A.A. (2000). A spray/wall interaction submodel for the KIVA-3 wall film model, *SAE Technical Paper*, 2000-01-0271.
- Özcan, C. (2018). *Dizel yakıtı ile birlikte lpg kullanan dual yakıtlı bir dizel motorun verimlilik performans ve emisyon yönünden deneysel olarak incelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Pattas, K. and Harfner, G. (1973). Stickoxidbildung bei der ottomotorischen Verbrennung. *MTZ Nr*, 12, 397-404.

- Peters, N. (2000). *Turbulent Combustion*, Cambridge University Press: Cambridge, UK.
- Polk, A. C., Gibson, C. M., Shoemaker, N. T., Srinivasan, K. K., and Krishnan, S. R. (2013). Analysis of ignition behavior in a turbocharged direct injection dual fuel engine using propane and methane as primary fuels. *Journal of Energy Resources Technology*, 135(3), 032202.
- Polk, A. C., Carpenter, C. D., Guerry, E. S., Dwivedi, U., Srinivasan, K. K., Krishnan, S. R., and Rowland, Z. L. (2014). Diesel-ignited propane dual fuel low temperature combustion in a heavy-duty diesel engine. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 136(9), 1–9.
- Polk, A. C., Carpenter, C. D., Srinivasan, K. K., and Krishnan, S. R. (2014). Comparison of Propane and Methane Performance and Emissions in a Turbocharged Direct Injection Dual Fuel Engine. *Fuel*, 132, 135–148.
- Prabhakar, B., Jayaraman, S., Vander Wal, R., and Boehman, A. (2015). Experimental Studies of High Efficiency Combustion with Fumigation of Dimethyl Ether and Propane into Diesel Engine Intake Air. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 137(4), 1–9.
- Pulkrabek, W. W. (1997). *Engineering fundamentals of the internal combustion engine*. Upper Saddle River, N.J: Prentice Hall.
- Qi, D. H., Bian, Y. Z., Ma, Z. Y., Zhang, C. H., and Liu, S. Q. (2007). Combustion and exhaust emission characteristics of a compression ignition engine using liquefied petroleum gas-diesel blended fuel. *Energy Conversion and Management*, 48(2), 500–509.
- Ra, Y. and Reitz, R. D. (2009). A vaporization model for discrete multi-component fuel sprays, *International Journal of Multiphase Flow*, 35, 101-117.
- Raihan, M. S. (2014). *A comparative study of diesel ignited methane and propane dual fuel low temperature combustion in a single cylinder research engine*, The Graduate School, Mississippi State University, Mississippi.
- Ramajo, D. E. and Nigro, N. M. (2010). In-cylinder flow computational fluid dynamics analysis of a four-valve spark ignition engine: Comparison between steady and dynamic tests. *The Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 132(5).
- Reitz, R. and Duraisamy, G. (2015). Review of high efficiency and clean reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in internal combustion engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, 46, 12–71.
- Reitz, R. D. (1987). Modeling atomization processes in high-pressure vaporizing sprays. *Atomization and Sprays*, 3, 309-337.
- Rimkus, A., Melaika, M., and Matijošius, J. (2017). Efficient and ecological indicators of CI engine fuelled with different diesel and LPG mixtures. *Procedia Engineering*, 187, 504-512.

- Ryu, K. (2013). Effects of pilot injection timing on the combustion and emissions characteristics in a diesel engine using biodiesel – CNG dual fuel. *Applied Energy*, 111, 721–730.
- Saleh, H. E. (2008). Effect of variation in LPG composition on emissions and performance in a dual fuel diesel engine. *Fuel*, 87(13–14), 3031–3039.
- Saraç, S. (2011). *Çift yakıtlı bir dizel motorda lpg/biyodizel oranının performans ve emisyonlara etkisi*, Yüksek Lisans Tezi, Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük.
- Schubiger, R. A., Boulouchos, K., and Eberle, M. K. (2002). Russbildung und oxidation bei der dieselmotorischen verbrennung. *MTZ*, 5, 342-353
- Selim, M. Y. E. (2001). Pressure-time characteristics in diesel engine fueled with natural gas. *Renewable Energy*, 22(4), 473-489.
- Selim, M. Y. E., Radwan, M. S., and Saleh, H. E. (2008). Improving the performance of dual fuel engines running on natural gas/LPG by using pilot fuel derived from jojoba seeds. *Renewable Energy*, 33(6), 1173–1185.
- Sertçelik, N. (2010). *Çift yakıtlı dizel motorlarda lpg kullanımının performans ve emisyonlara etkisi*, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Sigar, C. P., Soni, S. L., Sharma, D., and Mathur, J. (2008). Effect of LPG induction on performance and emission characteristics of bio-diesel in a CI engine. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization and Environmental Effects*, 30(16), 1451–1459.
- Solak, S. (2013). *Biyodizel/LPG çift yakıtlı bir motorda püskürtme zamanının performans ve emisyonlara etkisi*, Yüksek Lisans Tezi, Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük.
- Splitter, D., Hanson, R., Kokjohn, S. L., and Reitz, R. D. (2010). *Improving engine performance by optimizing fuel reactivity with a dual fuel PCCI strategy*. THIESEL Conference on Thermo and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines.
- Su, T. F., Patterson, M. A., Reitz, R. D., and Farrell P. V. (1996). Experimental and numerical studies of high pressure multiple injection sprays, *SAE Technical Paper*, 960861.
- Tan, Z. (2003). *Multi-Dimensional Modeling of Ignition and Combustion in Premixed and DIS/CI (Direct Injection Spark/Compression Ignition) Engines*. Ph.D. Thesis, University of Wisconsin-Madison, Wisconsin.
- Tan, Z. and Reitz, R. D. (2006). An ignition and combustion model for spark ignition engine multi-dimensional modeling. *Combustion and Flame*, 145, 1-15.
- Tira, H. S., Herreros, J. M., Tsolakis, A., and Wyszynski, M. L. (2012). Characteristics of LPG-diesel dual fuelled engine operated with rapeseed methyl ester and gas-to-liquid diesel fuels. *Energy*, 47(1), 620–629.

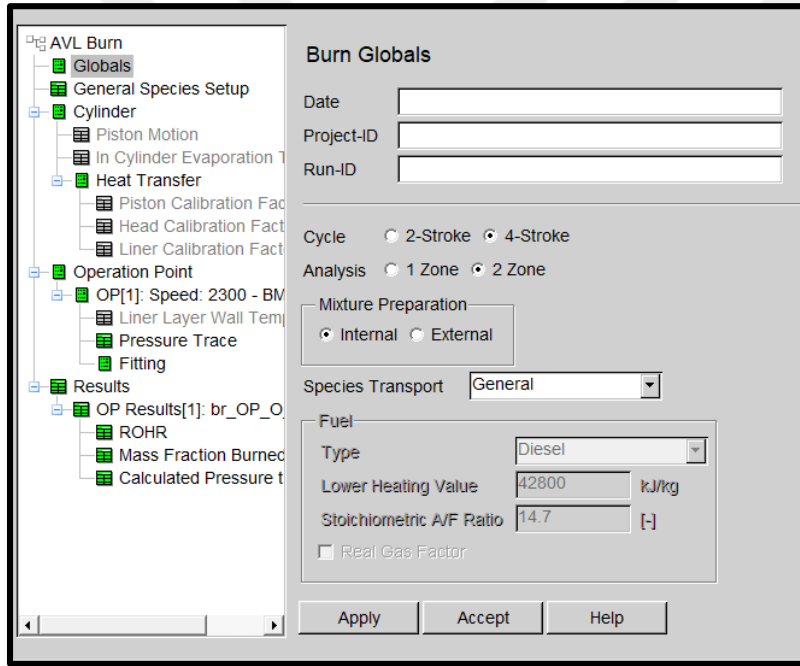
- Ustael, K. (2011). *Traktör dizel motorunun yüksek sıkıştırma oranında lpg ile çalışmasını sağlayan yeni bir yanma odasının teorik ve deneysel incelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Wang, Y., Lin, L., Roskilly, A. P., Zeng, S., Huang, J., He, Y., Huang, X., Huang, H., Wei, H., Li, S., Yang, J. (2007). An analytic study of applying Miller cycle to reduce NO_x emission from petrol engine. *Applied Thermal Engineering*, 27, 1779–1789.
- Wang, Y., Ge, H. W., and Reitz, R. D. (2010). Validation of mesh- and time step-independent spray models for multi-dimensional engine CFD simulation, *SAE Technical Paper*, 2010-01-0626.
- Woschni, G. (1967). A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in internal combustion engines. *SAE Technical Paper*, 6700931.
- Woschni, G. (1991). *Einfluss von Russablagerungen auf den Waermeuebergang zwischen Arbeitsgas und Wand im Dieselmotor*, in proceedings to "Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors", Graz.
- Yakhot, V. and Orszag, S. A. (1986). Renormalization group analysis of turbulence: I. Basic Theory. *Journal of Scientific Computing*, 1, 3.
- Yiğit, A. (2008). *Bir dizel motorda LPG kullanılması ve farklı özellikteki pilot dizel yakıtının motor performans ve emisyonuna etkisinin incelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük.



EKLER

EK-1. AVL Burn modülü

BURN yardımcı programı yanma analizi için kullanılmaktadır. Yani ısı salınım hızı (ROHR) ölçülen silindir basınç değerlerinden elde edilebilir. Herhangi bir yanma modelinde, silindirin basıncı ve sıcaklığı belirtilen ısı salınım hızından hesaplanır. Ters prosedüre, ölçülen basınç değerlerinden ısı salınım oranının belirlenmesine yanma analizi denir. Ortaya çıkan ROHR, tek bir bölge veya iki bölge modelinin yanma özelliklerini belirlemek için kullanılabilir. Şekil EK-1.1’de tanımlamaların yapıldığı genel ayarlar gösterilmektedir. Burada çevrim, yanma bölgesi (yanmış ve yanmamış olmak üzere 2 bölge), karışım ve tür transport tanımlamaları yapılmaktadır.



Şekil EK-1.1. Genel ayarlar

Genel tanımlamalar yapıldıktan sonra ise Şekil EK-1.2’de kimyasal tepkimelerde kullanılan türlerin (Diesel, O₂, N₂, CO₂, H₂O, CO, H₂, O, NO, H, N ve OH) ile dizel yakıt miktarı tanımlaması yapılmaktadır.

EK-1. AVL Burn modülü

General Species Setup

	Species	
1	DIESEL	Insert
2	O2	Remove
3	N2	Load
4	CO2	Store
5	H2O	

☒ Mass based ☐ Volume based

	Fuel Species	Ratio	Density kg/m³	
1	DIESEL	1		Insert
2				Remove
3				Load
4				Store
5				

☐ User Database
User Thermodynamic Property Database

Şekil EK-1.2. Genel tür ayarları

Şekil EK-1.3'te ise silindir sayısı, bore, stroke, sıkıştırma oranı vb. silindir özellikleri tanımlanmaktadır.

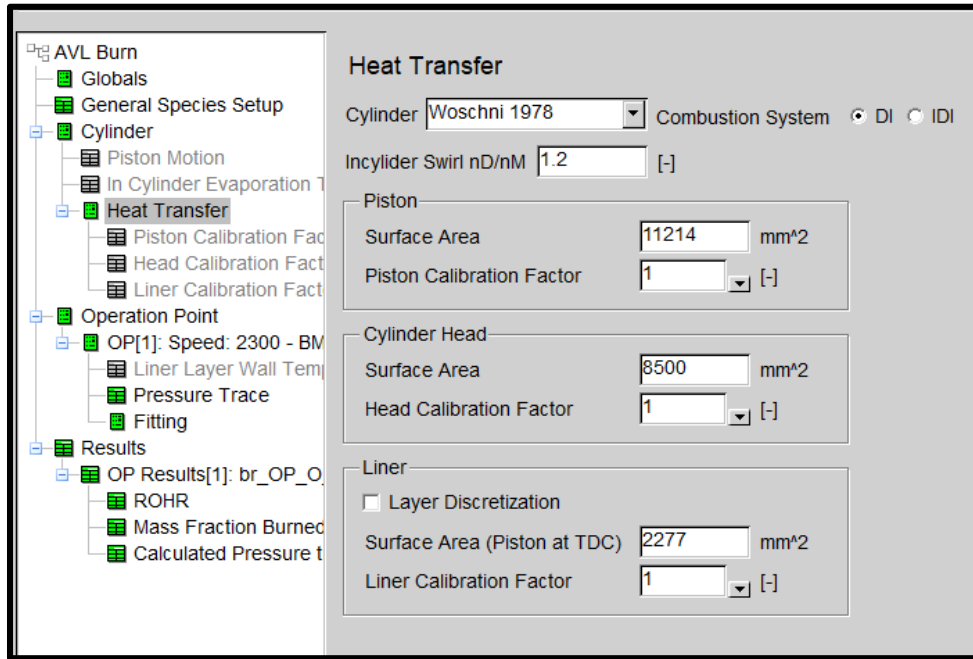
Cylinder

Number of Cylinders	3
Bore	104 mm
Stroke	115 mm
Compression Ratio	17.5 [-]
Con-Rod Length	182 mm
Piston Pin Offset	0 mm
Effective Blow By Gap	0.0008 mm
Mean Crankcase Pressure	1 bar
☐ User Defined Piston Motion	
☐ In Cylinder Evaporation	
Evaporation Heat	kJ/kg
Heat from Wall	[-]

Şekil EK-1.3. Silindir bilgileri

EK-1. AVL Burn modülü

Şekil EK-1.4'te silindir içi ısı transferi için kullanılan model seçimi yer almaktadır. Burada Woschni 1978, Woschni 1990, Hohenberg ve AVL 2000 modelleri yer almaktadır. 1-B analizlerde Woschni 1978 kullanıldığı için bu model tercih edilmiştir. Kullanılan bu model ile ilgili detaylı teorik bilgi daha önceki teori bölümünde verilmiştir. Yüzey ısı transferinin ısı salınımına etkisini için de ısı transferi modeli yanı sıra silindir içi swirl sayısı ve piston, silindir kafası ve gömlek için yüzey alanı tanımlamaları yapılmıştır.



Şekil EK-1.4. Isı transferi bilgileri

Şekil EK-1.5'te ise silindir içi ısı salınım grafiğinin elde edileceği devir sayısı, bu devirde ve tam yükteki BMEP değeri, emme valfinin kapandığı ve egzoz valfinin açıldığı krank açıları, yakıt ve hava debileri, artık gaz kalıntı değeri ile yüzey sıcaklık tanımlamaları gösterilmektedir.

EK-1. AVL Burn modülü

Operating Point

Engine Speed rpm BMEP bar

Start of High Pressure deg

End of High Pressure deg

Air Massflow kg/s

Trapping Efficiency Air [-]

Fuel Massflow kg/s

Trapping Efficiency Fuel [-]

Residual Gas Content [-]

Piston Wall Temperature K

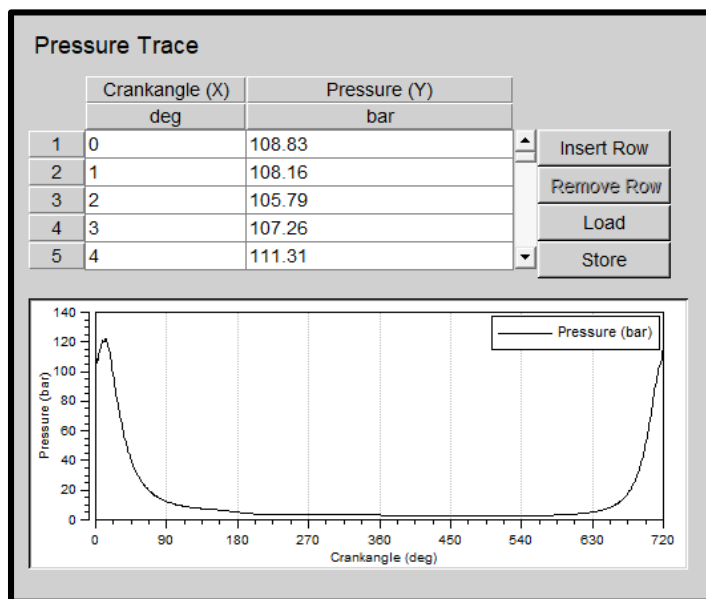
Head Wall Temperature K

Liner Temperature (Piston at TDC) K

Liner Temperature (Piston at BDC) K

Şekil EK-1.5. Operasyon bilgileri

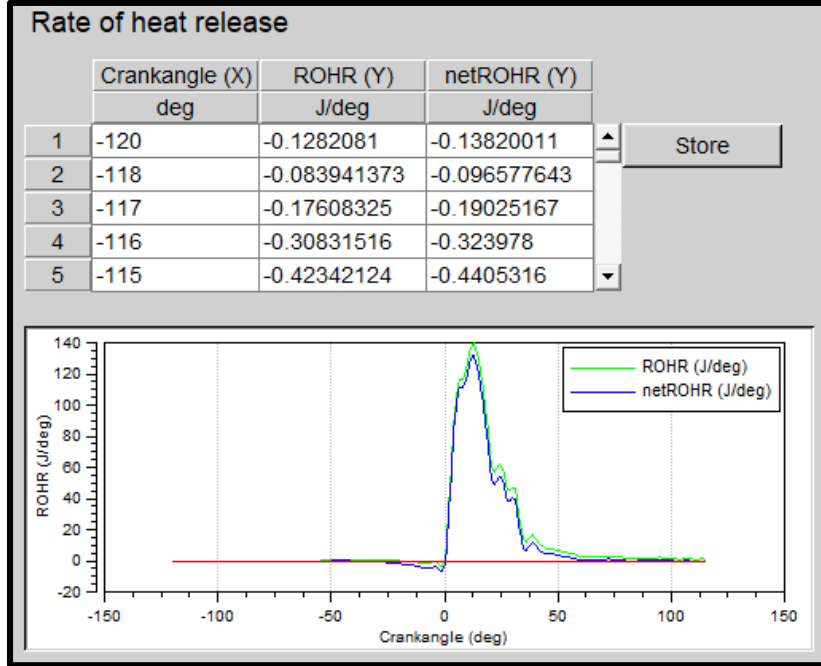
Şekil EK-1.6'da ise tam bir döngü içi 0 ile 720 KMA arasında elde edilen silindir içi deneysel basınç verileri tanımlanmaktadır. Daha sonra çevreden kaynaklanan gürültü, deneysel verilerden kaynaklanan hatalar ya da belirsizlikleri en aza indirebilmek için filtreleme kullanılarak en doğru sonuca ulaşılmaya çalışılır.



Şekil EK-1.6. Deneysel silindir içi basınç diyagramı tanımlaması

EK-1. AVL Burn modülü

Şekil EK-1.7’de ise silindir içi basınç grafiğinden elde edilen ısı salımın grafiğine ek olarak, duvar ısı transferini dikkate almayan net ısı salımı (net ROHR)’da gösterilmektedir.



Şekil EK-1.7. Isı salınım sonuç ekranı

EK – 2. Sektör ve tam model için model ayarları

Sektör ve tam geometri çözümleri için tanımlanan yüzeyler ve fiziksel tanımlamaları Çizelge EK-2.1 ve Çizelge EK-2.2’de verilmiştir.

Çizelge EK-2.1. Sektör geometri fiziksel tanımlamaları

Geometri	Fiziksel tanımı
Periodic A ve Periodic B	Şekil 6.4'de gösterildiği gibi 45 derecelik (1/8) kesit alınan pistonun yan yüzeylerini temsil etmektedir.
Piston	Şekil 6.4'de gösterildiği gibi 45 derecelik (1/8) kesit alınan silindir kapağının hemen altındaki hareketli piston geometrisini temsil etmektedir.
Liner	Şekil 6.4'de gösterildiği gibi 45 derecelik (1/8) kesit alınan silindir geometrisinin dikey çevresini temsil etmektedir.
Head	Şekil 6.4'de gösterildiği gibi 45 derecelik (1/8) kesit alınan silindir kapağını temsil etmektedir.

Çizelge EK-2.2. Tam geometri fiziksel tanımlamaları

Geometri	Fiziksel tanımı
Piston	Şekil 6.24'te gösterildiği gibi silindir kapağının hemen altındaki hareketli piston geometrisini temsil etmektedir.
Liner	Şekil 6.24'te gösterildiği gibi silindir geometrisinin dikey çevresini temsil etmektedir.
Head	Şekil 6.24'te gösterildiği gibi silindir kapağını temsil etmektedir. (Enjektör geometrisini de içermektedir)
Inlet 1 - 2	Şekil 6.24'te gösterildiği gibi giriş havasının bileşeninin, giriş basınç ve sıcaklık profilinin ve türbülans özelliklerinin tanımlandığı yerdir.
Outlet	Şekil 6.24'te gösterildiği gibi egzoz çıkış gazlarının egzoz manifoldu basınç profili ve türbülans özelliklerinin tanımlandığı yerdir.
Intake port	Şekil 6.24'te emme havası emme stroğu sırasında bu portlardan silindire giriş yapar ve sadece yüzey sıcaklığının tanımlandığı yerdir.
Intake valves	Şekil 6.24'te gösterildiği üzere belirlenen supap açılma profiline göre dikey yönde hareket eden yüzey sıcaklığı ve aktivasyon eşiğinin tanımlandığı yerdir.
Exhaust port	Şekil 6.24'te egzoz gazlarının egzoz stroğu sırasında bu portlardan egzoz manifolduna gider ve sadece yüzey sıcaklığının tanımlandığı yerdir.
Exhaust valves	Şekil 6.24'te gösterildiği üzere belirlenen supap açılma profiline göre dikey yönde hareket eden yüzey sıcaklığı ve aktivasyon eşiğinin tanımlandığı yerdir.

Hem sektör hem de tam model çözümlerinde “Head, Liner ve Piston”un olduğu bölümler ayrıca bir “sub-volume” olarak tanımlanmıştır. Tanımlanan bu ikincil hacimle

EK – 2. Sektör ve tam model için model ayarları

birlikte daha hassas çözüm ağı iyileştirilmiş olarak uygulanarak hassas çözüm elde edilmesi hedeflenmiştir. Hem ikincil hacme hem de tanımlanan diğer duvar ve bölgelere uygulanan iyileştirilmiş çözüm ağı ve genel ayarlar Çizelge EK-2.3-6 arasında verilmiştir.

Çizelge EK-2.3. Sektör ve tam geometriler için kullanılan “Material Point” koordinatları ve genel ağ boyutları

Tanımlama	Kullanılan Değerler
Material Point	X:0,0 cm; Y:0,0 cm; Z:-0,5 cm
Global Mesh Size	0,5 cm – 0,15 cm arasında değişen farklı çözüm ağı büyüklükleri

Hem sektör hem de tam geometri için kullanılan standart eleman boyutunun yanı sıra tanımlanan duvarlarda, giriş-çıkış sınır şartlarında, supaplara yakın bölgelerde, pistonun üst ölü noktaya yaklaştığı bölgelerde ve alt hacim olarak tanımlanan bölgede daha hassas çözüm elde edilebilmesi için iyileştirilmiş ağ yapısı kullanılmıştır ve ilgili ayarlar Çizelge EK-2.4’de verilmiştir. Ayrıca belirli krank açılarında hız ve sıcaklık çözümlemelerinde hassaslığı arttırmak için kullanılan ağ ayarları Çizelge EK-2.5 ve Çizelge EK-2.6’da verilmiştir.

Çizelge EK-2.4. Sektör ve tam geometri için kullanılan iyileştirilmiş ağ ayarları

Tanımlama	Konum	Boyut kesri	Hücre Tabakası	Aktiflik Durumu
All walls	Exhaust_port, Head, Intake_port_1, Intake_port_2, Liner, Piston	1/4	2	Always
Open	Inlet_1, Inlet_2, Outlet	1/4	2	Always
Valves	Exhaust_valve_1, Exhaust_valve_2, Intake_valve_1, Intake_valve_2	1/8(1/4)	2	Always
TDC_1	Head, Liner, Piston	1/4	2	340-380 KA
TDC_2	Head, Liner, Piston	1/4	2	700-740 KA
Chamber	Sub-volume	1/4 (1)	-	Always

EK – 2. Sektör ve tam model için model ayarları

Çizelge EK-2.5. Sektör ve tam geometrilerinde sıcaklık çözümlemeleri için kullanılan iyileştirilmiş ağ ayarları

Yapılan Tanımlama	Tanımlanan Değer
Title	SAM_Temperature
Quantity Type	Gradient of Solution Field
Solution variables	Temperature
Bounds option	Statistical
Sigma Threshold	0,5
Size as fraction of Global Size	1/4
Active Between	700 - 800 KA
Sub-Volume	Chamber

Çizelge EK-2.6. Sektör ve tam geometrilerinde hız çözümlemeleri için kullanılan iyileştirilmiş ağ ayarları

Yapılan Tanımlama	Tanımlanan Değer
Title	SAM_Velocity
Quantity Type	Gradient of Solution Field
Solution variables	Velocity Magnitude
Bounds option	Statistical
Sigma Threshold	0,5
Size as fraction of Global Size	1/4
Active Between	Always
Sub-Volume	Entire Domain

Model tanımlamalarına bakılacak olunursa 1392 reaksiyona katılan 191 tür içeren, gaz fazı mekanizması indirgenmiş kimyasal reaksiyon takımı kullanılmıştır. Bu kimyasal model setinde gaz fazı mekanizması ve yüzey mekanizması ile birlikte termodinamik veriler de bulunmaktadır. Yüzey mekanizması, is oluşumu için gerekli öncüllerden olan asetilen gibi küçük hidrokarbonlardan piren ve koronen gibi polisiklik aromatik türlere kadar doğru tahmin etmek için reaksiyon yollarına sahiptir (ANSYS Forte Tutorials, 2019-R1).

Flame Speed Model'de Laminar Flame Speed modeli olarak "Power Law" modeli, Speed at reference State için "Guelder" modeli seçilmiştir. Türbülans modeli olarak RANS RNG k-epsilon seçilmiştir. Spray modelinde Droplet Collision Modelde "Adaptive Collision Mesh Model" seçilmiştir. Enjektör olarak "Solid Enjektör" seçilmiş ve Çizelge EK-2.7'deki değerler tanımlanmıştır.

EK – 2. Sektör ve tam model için model ayarları

Ayrıca yakıt olarak setan sayısı yaklaşık 55'e denk gelen n-decane (%66,8) ve 1-methylnaphthalene AMN (%33,2) kullanılmıştır.

Enjeksiyon başlangıç zamanı 719,5 KA, enjeksiyon süresi 14 KA, toplam püskürtülen yakıt miktarı ise 64 mg olarak tanımlanmıştır. Ayrıca enjeksiyon profili olarak "kare profil" seçilmiştir. Enjeksiyon profili kare profil seçimi ile birlikte program otomatik olarak toplam püskürtülen yakıt miktarını alıp süreyle orantılı şekilde püskürtmeyi sağlamaktadır.

Çizelge EK-2.7. Sektör ve tam geometriler için enjektör bilgileri

Ayarlar	Tanımlama	Tanımlanan Değerler
Composition	Fuel	n-decane (%66,8) 1-methylnaphthalene AMN (%33,2)
Injection Type- Pulsed Injection	Parcel Specification-Number of Parcels	3000
	Parcel Specification-Inflow Droplet Temperature	310 K
Spray Initialization- Discharge Coefficient and Angle	Discharge Coefficient	0,7
	Cone Angle	15 degrees
Droplet Size Distribution - Rosin Rammler Distribution	Shape Parameter	2,3
	Initial sauter Mean Diameter	40 micron
KH Model Constants	Size Constant of KH Breakup	1
	Tme Constant of KH Breakup	35
	Critical Mass Fraction for New Droplet Generation	0,03
RT Model Constants	Size Constant of RT Breakup	0,15
	Time Constant of RT Breakup	1
	RT Distance Constant	1,9
Use Gas Jet Model	Active	0,5

Nozul geometrisi, konumu ve çapı ile ilgili bilgiler Çizelge EK-2.8'de belirtilmiştir. Burada Nozzle_1 tanımlaması sektör geometrideki nozul konumu, açısı ve çapını belirtirken diğer tanımlamalar tam geometri için geçerlidir.

EK – 2. Sektör ve tam model için model ayarları

Çizelge EK-2.8. Sektör ve tam geometri için nozul bilgileri

	Location-Cartesian(X;Y;Z)mm	Spray Direction-Spherical(Θ,ϕ) degrees	Nozzle Size, micron
Nozzle_1	0,9;0,0;-2,0	113; 0	132
Nozzle_2	0,6363;0,6363;-2,0	113; 45	132
Nozzle_3	0,0;0,9;-2,0	113;90	132
Nozzle_4	-0,6363;0,6363;-2,0	113;135	132
Nozzle_5	-0,9;0,0;-2,0	113;180	132
Nozzle_6	-0,6363;-0,6363;-2,0	113;225	132
Nozzle_7	0,0;-0,9;-2,0	113;270	132
Nozzle_8	0,6363;-0,6363;-2,0	113;315	132

Çizelge EK-2.9. Sektör ve tam geometri için is modelinde kullanılan değerler

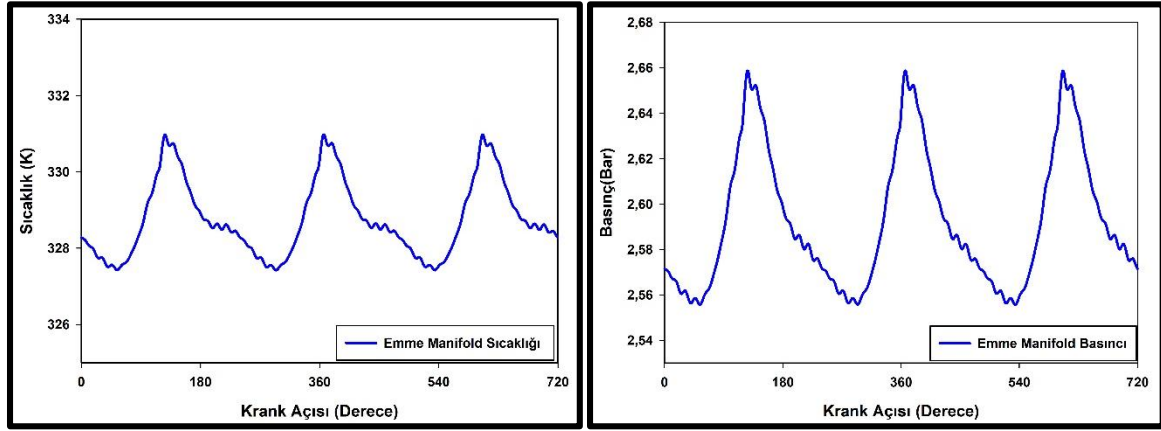
Soot Model	Two-Step
Soot Particle Density	2,0 g/cm ³
Soot Particle Diameter	2,5E-6 cm
Activation Energy of Soot Formation	12500 cal/mole
Pre-exponential Factor of Soot Formation	40 cm ³ /mol-sec

Çizelge EK-2.10-16 arasında sektör ve tam geometri çözümleri için gerekli olan sınır şartı koşulları ve gerekli tanımlamalar verilmiştir. Şekil EK-2.1’de ise emme manifoldu sıcaklık ve basınç eğrileri Şekil EK-2.2. de ise egzoz manifoldu sıcaklık ve basınç eğrileri verilmektedir.

Çizelge EK-2.10. Tam geometri için giriş sınır koşulu

Giriş Sınır Koşulu	Tanımlamalar
Location	Inlet_1 ve Inlet_2
Inlet	Static Pressure,Time Varying
Pressure Profile	Krank açısına bağlı 1-B analizden alınan emme manifoldu basınç profili Şekil 1’de verilmiştir.
Temperature Profile	Krank açısına bağlı 1-B analizden alınan emme manifoldu sıcaklık profili Şekil 1’de verilmiştir.
Mass fraction O ₂	0,233
Mass fraction N ₂	0,767
Turbulent Kinetic Energy	10,000 cm ² /sec ²
Turbulent Length Scale	1 cm

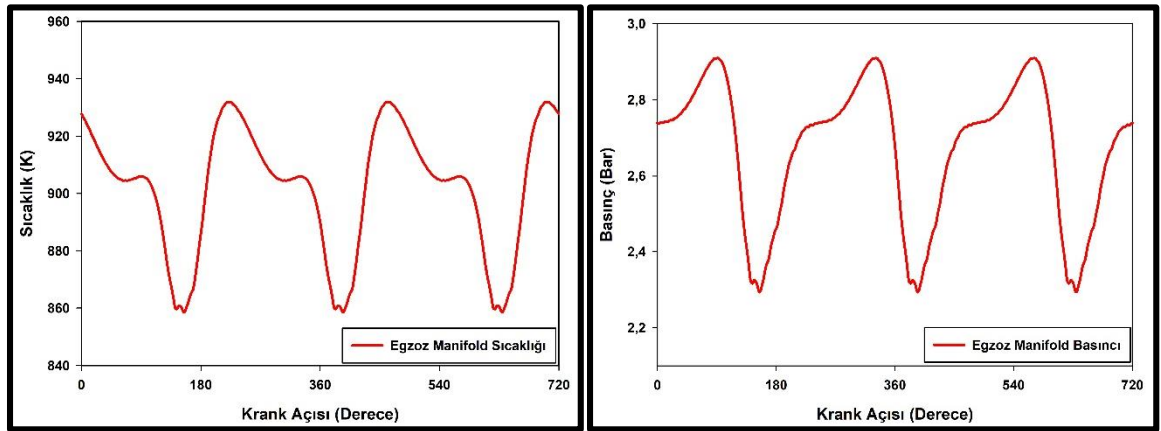
EK – 2. Sektör ve tam model için model ayarları



Şekil EK-2.1. Emme manifoldu sıcaklık ve basınç eğrileri

Çizelge EK-2.11. Tam geometri için çıkış sınır koşulları

Çıkış Sınır Koşulu	Tanımlamalar
Location	Outlet
Outlet	Static Pressure, Time Varying
Pressure Profile	Krank açısına bağlı 1-B analizden alınan egzoz manifoldu basınç profili Şekil EK-2.2’de verilmiştir.
Temperature Profile	Krank açısına bağlı 1-B analizden alınan egzoz manifoldu sıcaklık profili Şekil EK-2.2’de verilmiştir.
Offset Distance to Apply Pressure	0,0 cm
Turbulent Kinetic Energy	10,000 cm ² /sec ²
Turbulent Length Scale	1 cm



Şekil EK-2.2. Egzoz manifoldu sıcaklık ve basınç eğrileri

EK – 2. Sektör ve tam model için model ayarları

Çizelge EK-2.12. Sektör ve tam geometri için piston sınır şartları

Piston Sınır Koşulu	Tanımlamalar
Location	Piston
Wall Slip Condition	Law of the Wall
Wall temperature (Constant)	500 K
Motion Type	Slider Crank
Stroke	11,5 cm
Connecting Rod Length	18,2 cm
Piston Offset	0,0 cm
Movement Type	Moving Surface
Direction	Z- direction
Z	1,0 cm

Çizelge EK-2.13. Tam geometri için emme ve egzoz port sınır şartları

Emme Sınır Koşulu	Tanımlamalar
Location	Intake_port_1 ve Intake_port_2
Wall Slip Condition	Law of the Wall
Wall temperature (Constant)	305 K
Egzoz Sınır Koşulu	Tanımlamalar
Location	Exhaust_port
Wall Slip Condition	Law of the Wall
Wall temperature (Constant)	490 K

Çizelge EK-2.14. Sektör ve tam geometri için silindir gömleği ve silindir kafası sınır şartları

Liner Sınır Koşulu	Tanımlamalar
Location	Liner
Wall Slip Condition	Law of the Wall
Wall temperature (Constant)	540 K
Head Sınır Koşulu	Tanımlamalar
Location	Head
Wall Slip Condition	Law of the Wall
Wall temperature (Constant)	590 K

EK – 2. Sektör ve tam model için model ayarları

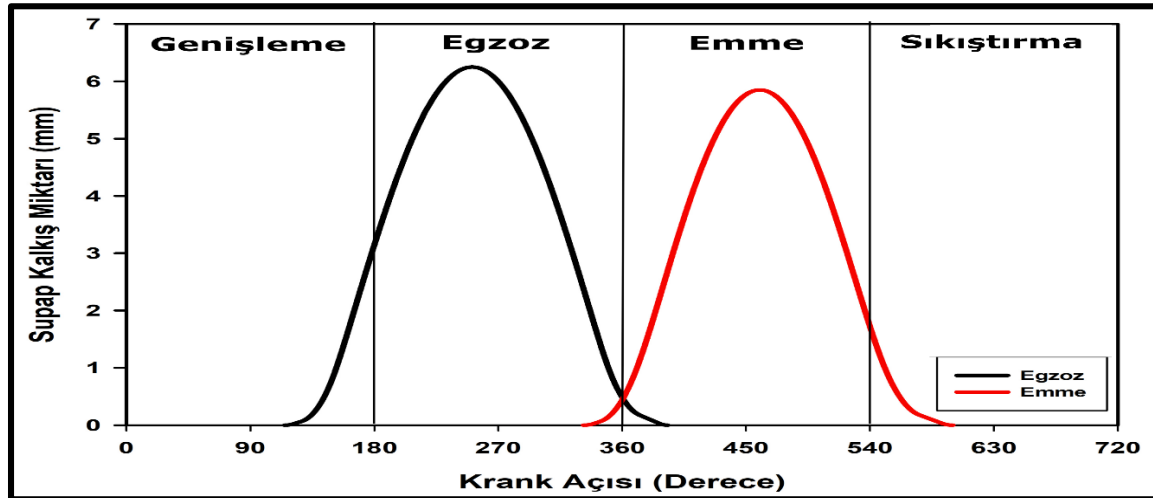
Çizelge EK-2.15. Tam geometri için emme supabı sınır şartları

Emme Supabı Sınır Koşulu	Tanımlamalar
Location	intake_valve_1 ve intake_valve_2
Wall Slip Condition	Law of the Wall
Wall temperature (Constant)	345
Movement Type	Valve
Direction(cm)	X:0,0; Y:0,0; Z:-1,0
Lift Profile	Şekil 3'de verilmiştir.
Valve motion Activation Threshold	0,02 cm
Approx. Cells in Gap At Min. Lift	1,5

Çizelge EK-2.16. Tam geometri için egzoz supabı sınır şartları

Egzoz Supabı Sınır Koşulu	Tanımlamalar
Location	exhaust_valve_1 ve exhaust_valve_2
Wall Slip Condition	Law of the Wall
Wall temperature (Constant)	500
Movement Type	Valve
Direction	x:0,0; Y:0,0; Z:-1,0 cm
Lift Profile	Şekil 3'de verilmiştir.
Valve motion Activation Threshold	0,02 cm
Approx. Cells in Gap At Min. Lift	1,5

Şekil EK-2.3'de emme ve egzoz supap profilleri verilmektedir.



Şekil EK-2.3. Emme ve egzoz supap profilleri

EK – 2. Sektör ve tam model için model ayarları

Çizelge EK-2.17-19 arasında sektör ve tam geometri model çözümleri için gerekli olan başlangıç değer tanımlamaları gösterilmektedir.

Çizelge EK-2.17. Sektör ve tam geometri için silindir içi başlangıç değer tanımlamaları

Varsayılan İlk Değerler	Tanımlamalar (Tam geometri)	Tanımlamalar(Sektör geometri)
Location	Default Initialization	Default Initialization
Initialization Order	2	2
Composition	gas_mixture(mass_fraction)	gas_mixture(mass_fraction)
gas_mixture	Egzoz zamanının sonu, emme supabı açılmadan önceki krank açısı (@315KA)	%11 EGR, %4 Artık gaz, A/F=25,6
	N ₂ :0,7192;CO ₂ :0,1923;H ₂ O:0,0885	O ₂ :0,2118; N ₂ :0,7626; CO ₂ :0,0173; H ₂ O:0,0081
Temperature	935,2 K	445 K
Pressure	4,17478 bar	3,018 bar
Turbulent Kinetic Energy	10000 cm ² /sec ²	10000 cm ² /sec ²
Length Scale	1,0 cm	1,0 cm
Velocity Components(cm/sec)	X:0; Y:0; Z:0	X:0; Y:0; Z:0

Çizelge EK-2.18. Tam geometri için giriş başlangıç değer tanımlamaları

Emme için İlk Değerler	Tanımlamalar
Location	Inlet (X:2,0; Y:8,0; Z:5,0)
Initialization Order	1
Composition	O ₂ :0,233; N ₂ :0,767
gas_mixture	Egzoz zamanının sonu, emme supabı açılmadan hemen önceki krank açısı (@315KA) giriş değerleri
Temperature	327,5 K
Pressure	2,56 bar
Turbulent Kinetic Energy	10000 cm ² /sec ²
Length Scale	1,0 cm
Velocity Components(cm/sec)	X:0; Y:0; Z:0

EK – 2. Sektör ve tam model için model ayarları

Çizelge EK-2.19. Tam geometri için çıkış başlangıç değer tanımlamaları

Egzoz için İlk Değerler	Tanımlamalar
Location	Outlet (X:-5,0; Y:-12,0; Z:4,5)
Initialization Order	3
Composition	N ₂ :0,7192; CO ₂ :0,1923; H ₂ O:0,0885
gas_mixture	Egzoz zamanının sonu, emme supabı açılmadan hemen önceki krank açısı (@315KA) giriş değerleri
Temperature	904 K
Pressure	2,83 bar
Turbulent Kinetic Energy	10000 cm ² /sec ²
Length Scale	1,0 cm
Velocity Components(cm/sec)	X:0; Y:0; Z:0

Çizelge EK-2.20’de sektör ve tam geometri model çözümleri için simülasyon kontrol ayarları verilmektedir.

Çizelge EK-2.20. Sektör ve tam geometri için simülasyon kontrol ayarları

Simülasyon Kontrol Girdileri	Değerler (Tam geometri)	Değerler (Sektör geometri)
Simulation Runs from	300 degrees to 1020 degrees CA	600 degrees to 835 degrees CA
RPM	2300	2300
Cycle Type	4-Stroke	4-Stroke
Initial Simulation Time Step	5.0E-7 seconds	5.0E-7 seconds
Max. Time Step Option	Constant	Constant
Max. Simulation Time Step	1.0E-6 sec	1.0E-6 sec

Çizelge EK-2.21 ve EK-2.22’de sektör ve tam geometri model çözümleri için ileri zaman adamı kontrol ayarları, kimyasal çözücü ve dinamik hücre ayarları verilmektedir.

EK – 2. Sektör ve tam model için model ayarları

Çizelge EK-2.21. Sektör ve tam geometri için ileri zaman adımı kontrol seçenekleri

İleri Zaman Adımı Kontrol Seçenekleri	Değerler
Time Step Growth Factor	1,3
Fluid Acceleration Factor	0,5
Rate of Strain Factor	0,6
Convection Factor	0,2
Internal Energy Factor	1
Max. Convection Subscyles	8

Çizelge EK-2.22. Sektör ve tam geometri için kimyasal çözücü ve dinamik hücre ayarları

Kimyasal Çözücü Ayarları	Değerler
Absolute Tolerance	1,00E-12
Relative Tolerance	1,00E-05
Dynamic Cell Clustering	Değerler
Max. Temperature Dispersion	10K
Max.Equilibrium Ratio Dispersion	0,05

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : AKTAŞ, Fatih
 Uyruğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 24.02.1990, Ankara
 Medeni hali : Bekâr
 Telefon : 0 (553) 432 87 27
 Faks : -
 e-mail : fatihaktas@gazi.edu.tr



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Doktora	Gazi Üniversitesi / Makina Mühendisliği	Devam ediyor
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi / Makina Mühendisliği	2015
Lisans	Gazi Üniversitesi / Makina Mühendisliği	2012
Lise	Çankaya Milli Piyango Anadolu Lisesi	2008

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2014-Halen	Gazi Üniversitesi	Araştırma Görevlisi

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

- Aktas, F., Karaaslan, S., and Yucel, N. (2018). *Numerical simulation of heat exchanger for jatropha oil biodiesel fuel preheating*, 4th International Conference on Engineering and Natural Sciences (ICENS 2018) Kyiv, Ukraine.
- Aktas, F., Karaaslan, S., and Yucel, N. (2019). *Investigation of the effects of the use of diesel-ethanol fuel mixture as a secondary fuel on the performance and emission values of a dual-fuel compressed-ignition engine*, 7th European Conference on Renewable Energy Systems (ECRES 2019), Madrid, Spain.

- Aktaş, F., Kılıç, M., Karaaslan, S., Ve Yücel, N. (2019). Farklı oranlarda etanol ve metanol katkısının tam yük altında dört silindirli dizel bir motorun performans ve emisyon değerlerine olan etkilerinin sayısal olarak incelenmesi. *Journal of Polytechnic*, 0900(4), 967–977.
- Aktaş, F., Yazar, A., Dinler, Nureddin., ve Yücel, N. (2017). *Üç yollu katalitik konvertör giriş çıkış açılarının etkilerinin sayısal olarak incelenmesi*, ULIBTK'17-21. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Çorum.
- Aslan, G., Aktas, F., Karaaslan, S., Dinler, N., and Yucel, N. (2019). *Experimental investigation of the effects of sunflower and hazelnut oil usage on performance and emission values in a diesel engine*, 7th European Conference on Renewable Energy Systems (ECRES 2019), Madrid, Spain.
- Aytaç, Z., ve Aktaş, F. (2020). Utilization of CFD for the aerodynamic analysis of a subsonic rocket. *Journal of Polytechnic*, 0900(3), 879–887.
- Dinler, N., Aktas, F., and Yucel, N. (2014). *Katalitik Konvertör Modellemesinde Kullanılan Reaksiyon Modellerinin Etkilerinin Sayısal İncelenmesi*, OTEKON'14 7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa.
- Dinler, N., Aktas, F., and Yucel, N. (2014). *Effects of inlet temperature and channel geometry on the efficiency of a catalytic converter*, ICAEE 2014 International Conference on Sustainable Architecture and Environmental Engineering, Nice-France.
- Dinler, N., Aktas, F., and Yucel, N. (2018). Effects of channel design and temperature on the performance of the catalytic converter. *International Journal of Green Energy*, 15(13), 813–820.
- Dinler, N., Aktaş, F., Bozkurt, D., ve Karaaslan, S. (2018). Soğuk çalışma durumunda katalitik konvertörün bir boyutlu modellenmesi. *Gazi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 4(2), 108–114.
- Kılıç, M., Aktas, F., Karaaslan, S., and Yucel, N. (2018). *Influence of ethanol and methanol additives on a diesel engine performance characteristic: 1-d modeling*, 4th International Conference on Engineering and Natural Sciences (ICENS 2018) Kyiv, Ukraine.
- Sokmener, A. B., Yılmaz, A., Turgut, O., Aktas F., Yıldız, F. H., Altuntaş, B., and Bozer, O. (2019). *A sustainable building design in Turkey*, 4th International Conference on Innovations and Emerging Trends in Mechanical Engineering, (IIETME-2019), 27-28 Mart 2019.
- Yılmaz, A., Bozer, O., Kırkpınar, H. A., Aktas F., and Turgut, O. (2019). *The effect of the number of turbine blade on Gorlov turbine performance*, 4th International Conference on Innovations and Emerging Trends in Mechanical Engineering, (IIETME-2019), 27-28 Mart 2019.

Hobiler

Gezi, Yürüyüş, Yüzme





GAZİ GELECEKTİR..