
GAZİ ÜNİVERSİTESİ
Gazi
1926

METAN-DİZEL ORANININ RCCI MOTORDA YANMA REJİMİ, MOTOR PERFORMANSI VE EMİSYON KARAKTERİSTİKLERİ ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN SAYISAL ANALİZİ

Oktay ZİNCİRCİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

GAZİ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TEMMUZ 2026

ETİK BEYAN

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

- 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 çalışmasında 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.

Oktay ZİNCİRCİ
01/07/2026

METAN-DİZEL ORANININ RCCI MOTORDA YANMA REJİMİ, MOTOR PERFORMANSI VE EMİSYON KARAKTERİSTİKLERİ ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN SAYISAL ANALİZİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Oktay ZİNCİRCİ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Temmuz 2026

ÖZET

Bu çalışmada, metan-dizel yakıtlı bir Reaktivite Kontrollü Sıkıştırma Ateşlemeli (RCCI) motorun performans ve emisyon parametreleri sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmanın amacı, RCCI motorlarının verimliliğini artırmak ve emisyon seviyelerini minimize etmek için farklı parametrelerin yanma süreci üzerindeki etkilerini sayısal olarak incelemek ve bu motorların çalışma aralığını genişletebilecek çözümler sunmaktır. İlk ve sınır koşullar için 0/1 boyutlu AVL Cruise M programı kullanırken, 3 boyutlu analizler için ANSYS Forte yazılımı kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar literatürdeki çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Çalışmada, motor hızları 2300 rpm tam yük olarak seçilmiş; pilot ateşlemede dizel yakıt kullanılmıştır. EGR oranı sabit tutulmuş olup, mevcut sıkıştırma oranı olan 17,5 olarak incelenmiştir. Her bir durumda basınç, ısı salınımı, sıcaklık, yanma süresi ve emisyon değerleri hesaplanmıştır. Metan oranı arttırılan metan-dizel yakıtlı RCCI yanmada; yanma gecikmesine bağlı olarak NOx ve is emisyonunda azalma gözlemlenirken toplam HC ve CO miktarında artış eğilimi gözlemlenmiştir. Bu çalışma; RCCI motorların belirlenen çalışma aralığında, düşük sıcaklıkta yanma (LTC) karakteristiğine uygun olarak, düşük NOx ve is oluşumu sağlarken, dezavantaj oluşturan yanmamış HC ve CO miktarını azaltacak optimal parametrelerin belirlenmesine katkı sağlamayı hedeflemektedir.

Bilim Kodu	:	91413
Anahtar Kelimeler	:	RCCI motor, yanma, motor performansı, sayısal modelleme, metan-dizel
Sayfa Adedi	:	82
Danışman	:	Doç. Dr. Fatih AKTAŞ
İkinci Danışman	:	Dr. Öğr. Üyesi Gonca KETHUDAOGLU

A NUMERICAL ANALYSIS ON THE IMPACT OF METHANE-DIESEL RATIO ON THE COMBUSTION REGIME, ENGINE PERFORMANCE, AND EMISSION CHARACTERISTICS OF RCCI ENGINES

(M. Sc. Thesis)

Oktay ZİNCİRCİ

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

July 2026

ABSTRACT

In this study, the performance and emission parameters of a methane-diesel fueled Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) engine were numerically investigated. The aim of the study is to numerically analyze the effects of different parameters on the combustion process in order to enhance RCCI engine efficiency and minimize emission levels, thereby offering solutions to extend the operating range of these engines. While the 0/1-dimensional AVL Cruise M software was utilized to determine the initial and boundary conditions, ANSYS Forte software was employed for the 3-dimensional analyses. The obtained results were validated by comparing them with studies in the literature. In the study, the engine speed was selected as 2300 rpm at full load, and diesel fuel was used for pilot ignition. The EGR ratio was kept constant, and the evaluation was performed at the baseline compression ratio of 17.5. For each case, in-cylinder pressure, heat release rate, temperature, combustion duration, and emission values were calculated. In the methane-diesel RCCI combustion where the methane ratio was increased, a decrease in NOx and soot emissions was observed due to combustion delay, whereas total HC and CO emissions tended to increase. Ultimately, this study aims to contribute to the determination of optimal parameters that will mitigate the disadvantageous unburned HC and CO emissions while ensuring low NOx and soot formation in accordance with the low-temperature combustion (LTC) characteristics of RCCI engines within the specified operating range.

Science Code	:	91413
Key Words	:	RCCI engine, combustion, engine performance, numerical modeling, Methane-diesel
Page Number	:	82
Supervisor	:	Assoc. Prof. Fatih AKTAŞ
Co-Supervisor	:	Assist. Prof. Dr. Gonca KETHUDAOĞLU

TEŞEKKÜR

Tez çalışmamın oluşmasında bilgisini ve deneyimlerini esirgemeyen tez danışmanım Sayın Doç. Dr. Fatih AKTAŞ başta olmak üzere çalışmalarımda yardımcı olan Dr. Gonca KETHÜDAOĞLU hocalarıma, üniversite ortaklığı kapsamında kullanılan AVL CRUISE M programının lisansı için AVL LIST GmbH'ye ve ANSYS lisansı için Gazi Üniversitesi'ne, deneysel verilerin sağlanması ve analiz için gerekli bilgilere ulaşmamı sağlayan TÜRK TRAKTÖR A.Ş'ne ve çalışanlarına, 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 ix

ŞEKİLLERİN LİSTESİ x

SİMGELER VE KISALTMALAR xii

1. GİRİŞ 1

2. TEMEL BİLGİLER ve LİTERATÜR ARAŞTIRMASI 3

2.1. Sıkıştırmalı Ateşleme (Konvansiyonel Dizel) 3

2.2. Düşük Sıcaklıkta Yanma Teknolojileri (LTC) 5

2.3. Dizel Motorlarda RCCI 7

2.4. Literatür Araştırması 9

3. RCCI YANMA KARAKTERİSTİĞİ ÜZERİNDE ETKİLİ FAKTÖRLER 15

3.1. Motor Hızı 15

3.2. Egzoz Gazı Geri Dönüşümü (EGR) 16

3.3. Yakıtlar, Yakıt İlavesi ve Alternatif Yakıt Katkıları 16

3.4. Sıkıştırma Oranı 17

3.5. Emme Manifoltu Basıncı 18

4. MATEMATİKSEL DENKLEMLER 19

4.1. Enerjinin Korunumu Denklemi 19

4.2. Isı Akış Denklemi 19

4.3. Gaz Karışım Hal Denklemi 20

Sayfa

4.4. RNG K-Epsilon Modelleri 20
4.5. RNG K-Epsilon Denklemleri 21
5. ÇALIŞMADA KULLANILAN YÖNTEMLER 25
5.1. AVL Cruise M 25
5.2. ANSYS Forte 25
5.3. RCCI Yanmada Sayısal Yöntemler 26
5.3.1. RCCI yanmada sayısal simülasyon 26
5.3.2. Motor geometrisi 29
5.3.3. 3 boyutlu soğuk akış analiz sonuçları 31
5.4. Bir Boyutlu Yanma Modelinin Test Verileri ile Doğrulanması 32
5.5. Üç Boyutlu Yanma Modelinin Test Verileri ile Doğrulanması 38
5.5.1. Uygun eleman sayısının belirlenmesi 39
5.6. Metan Oranının RCCI Yanmaya Etkisi ve Çalışma Aralığının Belirlenmesi 41
5.7. Silindir İçi Basınç 49
5.8. Silindir İçi Sıcaklık 50
5.9. Isı Salınım Oranı 52
5.10. Toplam Isı Salınımı 53
5.11. Türbülanslı Kinetik Enerji 54
5.12. Türbülanslı Kinetik Enerjinin Sönümlenme Oranı 56
6. SONUÇ VE ÖNERİLER 59
6.1. Sonuçlar 59
6.2. Gelecek Çalışmalar ve Öneriler 61
KAYNAKLAR 63
EKLER 67
ÖZGEÇMİŞ 81

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge **Sayfa**

Çizelge 2.1. Euro 5 ve Euro 6 emisyon limitleri..... 4

Çizelge 2.2. SI, CI, RCCI motorlarının karşılaştırılması 9

Çizelge 4.1. RNG k-epsilon model ANSYS Forte 21

Çizelge 5.1. AVL Cruise M'de tanımlanan değerler genel özellikler 29

Çizelge 5.2. Tezde kullanılan motor geometrisine ait veriler..... 30

Çizelge 5.3. Performans parametrelerinin karşılaştırılması..... 34

Çizelge 5.4. Dizel ve metan yakıt özellikleri..... 42

Çizelge 5.5. Farklı metan oranlarının yanmaya etkisi 43

Çizelge 5.6. Farklı metan oranlarının performans etkisi..... 45

Çizelge 5.7. Farklı metan oranlarının emisyona etkisi 49

Çizelge 6.1. Farklı metan oranlarının emisyona etkisi 61

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil **Sayfa**

Şekil 2.1. Kavramsal model-dizel 4
Şekil 2.2. Emisyon oluşumuna etki eden faktörler 7
Şekil 2.3. RCCI yanma şematik gösterimi 8
Şekil 5.1. AVL Cruise M modeli 27
Şekil 5.2. AVL Cruise M modeli -silindir içi 28
Şekil 5.3. Türk Traktör Tier 3B motor 31
Şekil 5.4. Grafik güç tork 32
Şekil 5.5. Grafik özgül yakıt 33
Şekil 5.6. Silindir içi basınç 35
Şekil 5.7. P-V grafiği 36
Şekil 5.8. Silindir içi ısı salınım grafiği 37
Şekil 5.9. 1/8'lik silindir kesiti 39
Şekil 5.10. Emme ve egzoz manifoldu geometrileri 39
Şekil 5.11. 1/8'lik Silindir kesitinde oluşturulan ağ modellemesi 40
Şekil 5.12. Farklı metan oranları için silindir içi OH dağılımı 44
Şekil 5.13. Farklı metan oranları için silindir içi is dağılımı 46
Şekil 5.14. Farklı metan oranları için silindir içi NO dağılımı 47
Şekil 5.15. Farklı metan oranları için silindir içi CO dağılımı 48
Şekil 5.16. Silindir içi basınç grafiği 50
Şekil 5.17. Silindir içi sıcaklık grafiği 51
Şekil 5.18. Silindir içi sıcaklık kontur grafiği 52
Şekil 5.19. Isı salınım oranı grafiği 53
Şekil 5.20. Toplam ısı salınımı (J) 54
Şekil 5.21. Türbülanslı kinetik enerji 55

Şekil **Sayfa**

Şekil 5.22. Türbülanslı kinetik enerji kontur 56

Şekil 5.23. Türbülanslı kinetik enerji sönümlenme oranı 57

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklamalar
%	Yüzde
°C	Derece santigrat
C	Karbon
CO	Karbon monoksit
CO2	Karbon dioksit
h	Entalpi
H	Hidrojen
k	Türbülans kinetik enerjisi
K	Kelvin
KA	Krank açısı
kW	Kilowatt
Nm	Newton metre
NO	Azot monoksit
NO2	Azot dioksit
NOx	Azot oksit
Re	Reynolds sayısı
We	Weber sayısı
φ	Eşdeğerlik oranı
ρ	Yoğunluk

Kısaltmalar	Açıklamalar
ACT	Active control turbocharging
BMEP	Brake mean effective pressure
ECFM	Extended Coherent Flame Model

Kısaltmalar	Açıklamalar
EGR	Exhaust gas recirculation
EVC	Exhaust valve closing
EVO	Exhaust valve opening
HAD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
HCCI	Homogeneous charge compression ignition
IMEP	Indicated mean effective pressure
IVO	Intake valve opening
LNG	Liquefied natural gas
RCCI	Reactivity controlled compression ignition
ROHR	Rate of heat release
ÜÖNö	Üst ölü noktadan önce
ÜÖNs	Üst ölü noktadan sonra

1. GİRİŞ

İçten yanmalı motorlar (İYM), icat edildikleri 19. yüzyılın sonlarından bu yana küresel ulaşım, tarım, enerji üretimi ve sanayi kollarının en temel araçlarından biri olmaya devam etmektedir. Ancak modern mühendislik dünyası, bu köklü teknolojinin geleceğini belirleyen iki büyük baskı altındadır: Sınırlı fosil enerji kaynakları ve giderek katılaşan çevre koruma yasaları. Geleneksel buji ile ateşlemeli (SI) motorlar, özellikle düşük ısıl verim ve yüksek yakıt tüketimi ile sınırlanırken; sıkıştırma ile ateşlemeli (CI) dizel motorlar yüksek verimlilik sunmalarına rağmen azot oksit (NO_X) ve partikül madde (is) emisyonlarının eş zamanlı olarak azaltılamadığı "dizel ikilemi" ile karşı karşıyadır. Bu teknik problem için başlayan çalışmalarda NO_X'i düşürmeye yönelik yanma teknolojilerine ve düşük sıcaklıkta yanma (LTC) ya odaklanılmıştır. Bu sorunu kökten çözmek amacıyla geliştirilen Homojen Dolgulu Sıkıştırma Ateşlemeli (HCCI) motorlar, yakıt ve havayı yanma başlamadan önce tamamen homojen bir şekilde karıştırarak difüzyon alevini ortadan kaldırır. HCCI yanması, düşük sıcaklıklarda ve çok fakir karışımlarla gerçekleştiği için hem is hem de NO_X emisyonlarını eş zamanlı olarak minimize edebilmektedir. Ancak HCCI teknolojisi, yanma fazının sadece kimyasal kinetik süreçlere bağlı olması nedeniyle kontrol edilmesi en zor yanma rejimlerinden biridir; çalışma aralığının darlığı ve yüksek yüklerdeki vuruntu eğilimi ticari başarısını kısıtlamıştır. HCCI'daki yanmanın kontrolünün sağlanmasına yönelik yapılan çalışmalar ile yakıt reaktivitesini silindir içerisinde dinamik olarak kontrol eden Reaktivite Kontrollü Sıkıştırma Ateşlemeli (RCCI) yanma modeli geliştirilmiştir. İçten yanmalı motorlarda yeni nesil yanma stratejileri ve RCCI kavramı geleneksel dizel yanması, yüksek basınçlı yakıtın sıkıştırılmış sıcak hava üzerine püskürtülmesi ve difüzyon alevi mekanizmasıyla yanması prensibine dayanır. Bu süreçte, yakıt jetinin merkezindeki zengin bölgelerde is oluşurken, jeti çevreleyen yüksek sıcaklıklı stokiyometrik bölgelerde termal (NO_X) üretimi gerçekleşir [1].

RCCI yanma stratejisi, HCCI'nin düşük emisyon avantajlarını korurken, yanma fazı kontrolünü silindir içerisindeki yakıt reaktivite katmanlaşması yoluyla sağlamayı hedefler. RCCI sisteminde genellikle iki farklı yakıt kullanılır: birincisi, emme manifoldundan veya portundan düşük basınçla püskürtülen ve silindir içinde homojen bir dolgu oluşturan düşük reaktiviteli yakıt (propan, benzin, doğal gaz vb.); ikincisi ise sıkıştırma strokunun sonlarına doğru doğrudan silindire enjekte edilen ve ateşlemeyi tetikleyen yüksek reaktiviteli yakıt

(dizel, n-heptan vb.). Bu hibrit yapı, yanma hızını ve zamanlamasını hem enjeksiyon stratejisi hem de yakıtların karışım oranı ile optimize etme imkânı sunar. Bu çalışmada 3 silindirli endüstriyel bir IYM dizel motorun AVL Cruise M ile modellenmesi ve ANSYS Forte ile RCCI yanma stratejisinde yanma analizleri ile performans emisyon ve yakıt tüketim değerlerinin incelenmesi hedeflenmiştir.

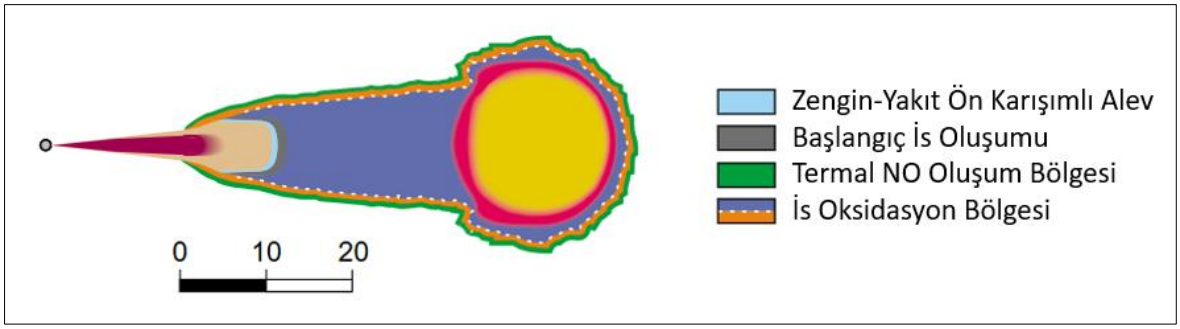
2. TEMEL BİLGİLER ve LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Tezin bu bölümünde yapılacak çalışmalar ve analizlerin temelini oluşturacak bilgilerin derlemesinden bahsedilmiş olup, içten yanmalı motorlardaki yanma yöntemlerinden geleneksel sıkıştırmalı ateşlemeli (konvansiyonel dizel), egzoz emisyonları, düşük sıcaklıkta yanma teknolojileri (LTC) olan HCCI, PCCI ve bu tez kapsamındaki çalışmanın asıl odak noktası olan RCCI yanmadan bahsedilecektir. RCCI yanma prensibi ile ilgili yapılan çalışmalar, emisyon değerleri, RCCI yanmanın avantaj ve zorluklarından bahsedilecek bu bölümde güncel çalışmalar ve literatürdeki örneklerden özet bilgiler paylaşılmıştır.

2.1. Sıkıştırmalı Ateşleme (Konvansiyonel Dizel)

Konvansiyonel dizel motorlar, emme manifoldundan silindir içine alınan havanın sıkıştırılması ve istenen yanma zamanından hemen önce silindir içine dizel yakıtın enjeksiyonuyla tetiklenen yanma ile kontrol edilen içten yanmalı motor prensibidir. Değişken yakıt enjeksiyon miktarı ve süresi ile güç kontrolü sağlanırken, hava giriş portundan gelen akış sabit tutulmaktadır. Buji ateşlemeli motorlara göre daha yüksek tork değeri sağlaması, uzun ömürlülüğü ve daha yüksek yakıt verimliliğine sahip olması sebebiyle endüstriyel kullanım konusunda oldukça çeşitli alanlarda faaliyet göstermektedir. Türkiye'de Mart 2026 itibari ile trafiğe kayıtlı araçların %32,35 oranı ile yakıt cinsine göre en yüksek orana sahip olanı dizel araçlardır.

Sıkılaşan emisyon normları, artan yakıt fiyatlarıyla birlikte ile birlikte dizel motorlar için iyileştirme faaliyetleri devam etmektedir. Dizel motorların yüksek sıkıştırma oranları (12-24) ve karakteristik yüksek silindir içi sıcaklıkları sebebiyle özellikle is ve NO_X emisyonlarına sebep olmaktadır. Dizel motorlardaki silindir içi yanma ile ilgili olarak Dec'in literatüre kattığı kavramsal model günümüzde en çok kabul gören dizel yanma modelidir [1]. Bu model ile silindir içi yanma faz başlangıcından itibaren yanmanın nasıl gerçekleştiğine dair bilgi sağlanmıştır. Şekil 2.1'de Dec'in literatüre kattığı dizel yanma sürecine ait şematik gösterim paylaşılmıştır.



Şekil 2.1. Kavramsal model-dizel [1]

Dec'in literatüre kattığı kavramsal model ile silindir içi yanma ve oluşan emisyon süreçleri daha iyi kavranmış olmakla birlikte, NOx ve is oluşumunun modellenmesi ile ilgili temel çalışmalar, Hiroyasu ve arkadaşlarının direkt enjeksiyonlu dizel motor için geliştirdiği NOx ve is modellemesi ile başlanmıştır [2]. Oluşturdukları modeller ile emisyon oluşum parametreleri ve etkileri üzerine çalışmalar hızlanmış olup, günümüz EURO 6 emisyon standartlarına gelene kadarki süreçte yanma öncesi ve yanma sonrası (after treatment) teknolojileri ile ilgili birçok gelişme sağlanmıştır.

Günümüzde Euro 6 standartları ile birlikte benzinli ve dizel otomobil tipi araçlar için uygulanan CO, NOx ve PM limitleri Euro 5 ile kıyaslamalı olarak paylaşılmıştır.

Çizelge 2.1. Euro 5 ve Euro 6 emisyon limitleri [3]

Emisyon	Euro 5		Euro 6	
	Benzin	Dizel	Benzin	Dizel
CO (g/km)	1,0	0,5	1,0	0,5
HC (g/km)	0,1		0,1	
HC+NOx(g/km)		0,23		0,17
NOx (g/km)	0,06	0,18	0,06	0,08
PM(g/km)	0,005	0,005	0,005	0,005

Çizelge 2.1'de de gözüktüğü üzere emisyon sınırlamaları özellikle dizel tarafında arttırılmaktadır. Emisyon değerlerini düşürmeye yönelik silindir içi yanma teknolojileri ve birlikte çalışılıyor olsa da tez kapsamında silindir içi yanma teknolojileri ele alınmaktadır.

2.2. Düşük Sıcaklıkta Yanma Teknolojileri (LTC)

Düşük sıcaklıkta yanma teknolojisi, dizel motorlarda NOx oluşumunun başlıca sebebi olarak silindir içi yanma esnasında ortam sıcaklığının 2000-2200 K değerlerinin üzerindeyken havanın içerisindeki N_2 gazının sıcaklığın etkisiyle ortamda serbest bulunan oksijen ile kimyasal tepkimeye girip NOx oluşumuna sebebiyet vermesidir [4]. Paykani ve arkadaşları NOx oluşumunu üç temel parametreyle özdeşleştirmektedir. Bunlar, bölgesel gaz sıcaklığı, oksijen konsantrasyonu ve karışımın yüksek sıcaklığa maruziyet süresi olarak belirtilmiştir [5].

NOx oluşumunun önüne geçmek ve emisyonları düşürmek için silindir içi sıcaklıkların düşürülmesi ve düşük sıcaklıkta yanma fazının tamamlanması üzerine çalışmalar yoğunluk kazanmıştır. Düşük sıcaklıkta yanma teknolojileri için farklı yöntemler olsa da ortak yönleri yanmanın daha düşük sıcaklıklarda gerçekleşmesi ve en yüksek silindir içi sıcaklığı 2000 K'in altında tutmaya çalışmalarıdır. Bu hususta çalışmalar, Paykani ve arkadaşlarının [6] ilk olarak 2 zamanlı motorlarla çalışmaya başlamasıyla olup, Thring'in [7] 1989 yılında 4 zamanlı motorlarda HCCI yanma yönteminin temellerini literatüre kazandırmasıyla devam etmiştir.

HCCI yanma için gerekli koşullar olan giriş hava sıcaklığı ve eşdeğerlik oranları ile ilgili çalışmaları sayesinde düşük sıcak yanma prensibi ile düşük NOx seviyelerine ulaşılabildiğini kanıtlamıştır [7]. Thring yaptığı çalışmalarda NOx seviyesini düşürmeyi başarmış olmasının yanında HCCI yanmanın kararsızlığı ile birlikte yanmamış yakıt sonucu oluşan yüksek HC ve CO miktarlarına da çalışmasında yer vermiştir. HCCI motorların genel karakteristiği homojen olarak oluşturulmuş ön karışımın silindir içinde sıkıştırmalı ateşleme ile yanması şeklindedir. Burada yanma silindir içerisinde farklı noktalarda eş zamanlı olarak başlamakta ve silindir içi yanma hızı yüksek olmaktadır. Silindir içi yanmanın yüksek olması HCCI motorları düşük yük koşulları için elverişli kılarken, yüksek motor yüklerinde silindir için basınç yükseliş hızının fazla olması sebebiyle vuruntuya sebep olmaktadır. Güncel olarak HCCI motorlarda yanma hızının kontrolü üzerine çalışmalar yapılmakta olup, HCCI'ın daha geniş motor yük aralığında çalışabilmesi hedeflenmektedir [7].

PCCI (ön karışım dolgulu sıkıştırma ateşlemeli) yanma modeli HCCI motorlardaki yanma kontrolü ve yüksek yüklerdeki zorlukları aşmak amacıyla geliştirilmiş bir başka LTC yanma

stratejisidir. PCCI yanmada en temel kontrol yöntemi yüksek oranda EGR (egzoz gazı geri çevrimi) kullanılarak tutuşma ve yanma kontrolü sağlanmaktadır. PCCI yanmada bir diğer önemli parametre ise sıkıştırma oranının konvansiyonel dizel motorlara göre daha düşük olmasıdır. Bu durum yanma üzerindeki kontrolü ve yüksek yüklerde çalışmayı kolaylaştırmaktadır. HCCI ile kıyaslandığında daha iyi bir yanma kontrolü ve daha geniş bir motor yük aralığı sağlarken geleneksel dizel motorlardaki yük aralığının altında kalmaktadır. Emisyon konusunda ise geleneksel dizellere göre oldukça avantajlı olarak konumlanırken, HCCI'da elde edilen düşük NOx seviyelerine ulaşamamaktadır [4].

Laguitton ve arkadaşları PCCI'ın yüksek yüklerdeki vuruntu problemini çözmek üzerine sıkıştırma oranını düşürme üzerine önerileri ve çalışmaları olmuş olup, bu yaklaşım ile NOx ve is emisyonları düşürülse de HC ve CO emisyonlarının artmasına sebep olmuştur [8].

PCCI yanmadaki vuruntu problemi ile ilgili olarak Horibe ve arkadaşları, yakıt enjeksiyon stratejisi üzerine çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir. PCCI yanmada tek bir erken enjeksiyon yerine bölünmüş pilot ve ana enjeksiyon stratejilerini test etmişlerdir. Bu yöntem ile ısıl verimde belirgin bir kayıp yaşanmadan NOx ve PM emisyonlarının daha düşük seviyelere ulaşabildiklerini raporlamışlardır [9].

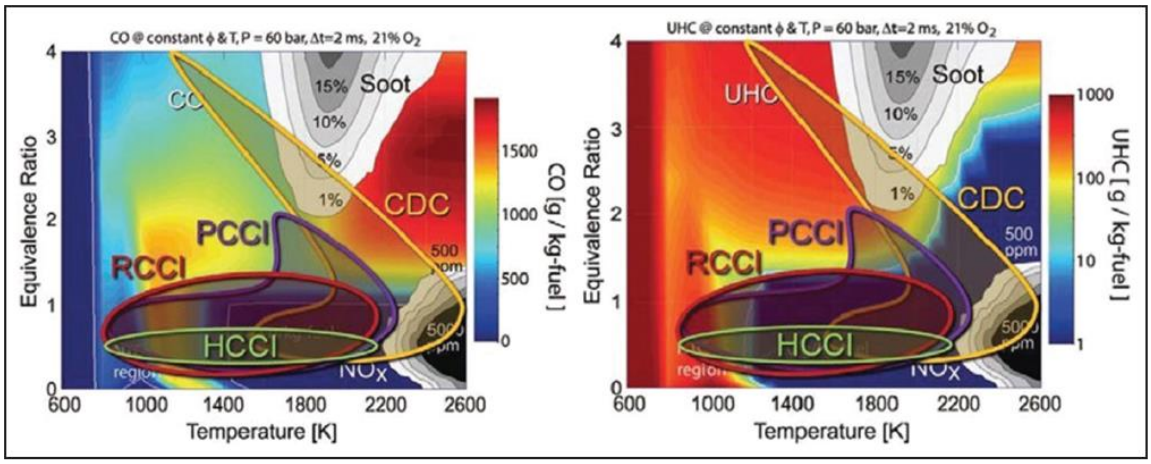
PCCI motorlarda vuruntuyu azaltmak için kullanılan yakıtın etkilerinin araştırılması için farklı çalışmalar yapılmıştır. Bu noktada Benajes ve arkadaşları dizel-benzin yakıt karışımını araştırmışlar, karışımdaki benzin oranının artırılmasının tutuşma gecikmesini uzattığını, böylece yakıt-hava karışımın için daha fazla saman sağlayarak yanmayı iyileştirdiğini bulmuşlardır [10]. Farklı yakıtlar ile ilgili olarak Zhao ve arkadaşları dimetil eter (DME) kullanımının NOx emisyonlarını azalttığını kanıtlamışlardır. Yakıt denemeleri ile ilgili olarak Inagaki ve arkadaşları, emme portundan iso-oktan ve doğrudan silindir içine ise dizel püskürterek çift yakıtlı bir PCCI çalışması yürütmüşlerdir. Bu çalışma ile yanma üzerinde kontrol sağlamış ve PCCI'ın yük limitlerini genişletmişlerdir. Yapılan bu çift yakıtlı PCCI yanma yöntemi RCCI yanmanın temellerini oluşturmuş olup çalışmalar çift yakıtlı reaktivite kontrollü olarak ivme kazanmıştır.

Ancak, bu stratejiyi günümüzde bilinen RCCI konsepti adıyla literatüre kazandıran, modelleyen ve pratik uygulanabilirliğini optimize eden asıl öncü çalışmalar University of Wisconsin-Madison Motor Araştırma Merkezi (ERC) araştırmacıları olan Paykani ve

arkadaşları tarafından gerçekleştirilmiştir. Emme portundan düşük reaktiviteli yakıtın (benzin, doğalgaz vb.) ve yanma odasına kademeli olarak doğrudan yüksek reaktiviteli yakıtın (dizel vb.) püskürtülmesiyle oluşturulan eşdeğerlik oranı ve yakıt reaktivitesi katmanlaşmasının; yanma fazını mükemmel bir şekilde kontrol edebildiğini ve konvansiyonel dizel motorlara göre oldukça düşük NOx ile is emisyonları sağladığını ortaya koymuştur [6].

Reaktivite Kontrollü Sıkıştırmalı Ateşleme (RCCI), içten yanmalı motorlarda verimliliği artırmak ve emisyon değerlerini düşürmek amacıyla geliştirilmiş hibrit bir yanma metodudur [6].

Şekil 2.2'de konvansiyonel dizel, HCCI, PCCI ve RCCI'ın çalıştıkları rejim ve silindir içi sıcaklık ve eş değerlik oranının is, CO, HC NOx üzerine etkileri gösterilmiştir.



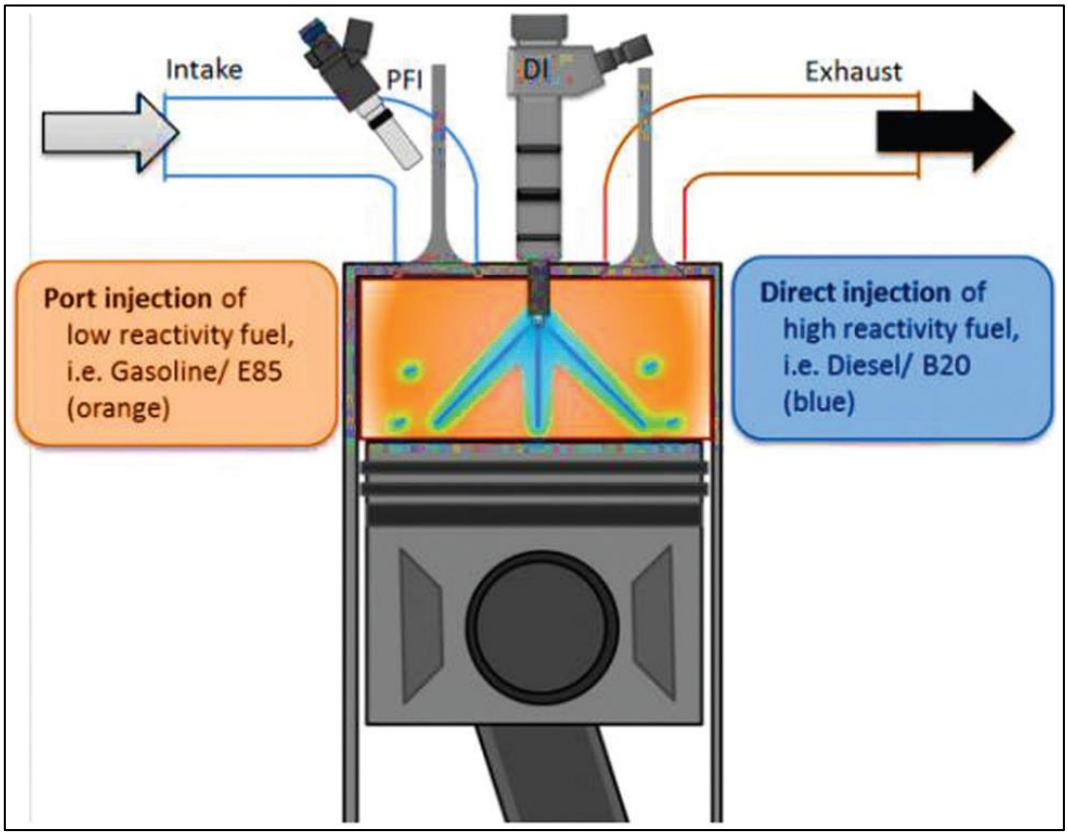
Şekil 2.2. Emisyon oluşumuna etki eden faktörler [6]

2.3. Dizel Motorlarda RCCI

Bir önceki başlıkta anlatılan düşük yanma stratejileri dizel temelli sıkıştırmalı ateşlemeli motorların ikinci yakıt olarak düşük reaktiviteli yakıtın (bütan, metan, LPG, Doğalgaz vb.) emme manifoldundan port enjeksiyonu olarak gerçekleştirilir. Emme manifolduna enjekte edilen yakıt, silindir içerisine girerken homojen dolgu sağlar. Silindir içerisinde piston hareketi ile sıkışan yakıt hava-karışımı kendinden tutuşarak değil, silindir içine doğrudan püskürtülen yüksek reaktiviteli yakıt (dizel vb.) ile başlamaktadır. Yanmanın yüksek reaktivite püskürtülmesi ile başlatılması, yüksek sıkıştırma oranına veya emme havasının

ısıtılmasına ihtiyaç duymamaktadır. Yüksek reaktiviteli yakıt enjeksiyon miktarı, enjeksiyon başlangıç noktası, tek veya çoklu enjeksiyon gibi parametreler ile yanma üzerinde kontrol sağlanabilmektedir.

Dizel bir motora göre eklenti olarak emme manifolduna eklenen port yakıt enjektörü (PFI) sayesinde motor konstrüksiyonu üzerinde ciddi modifikasyon ihtiyacı olmadan çalışma yapılabilmektedir.



Şekil 2.3. RCCI yanma şematik gösterimi [6]

RCCI sisteminde ateşleme yöntemi olarak yanma, silindir içerisindeki yakıtların kimyasal reaktivite farkı ve sıkıştırma sonu artan sıcaklık ile kendiliğinden tutuşma prensibiyle gerçekleşir. Yanma odasında hem port enjeksiyonu ile sağlanan homojen bir ön karışım hem de direkt enjeksiyonla oluşturulan heterojen bölgeler bir arada bulunur [11].

RCCI yanmanın SI, CI, PCCI ve HCCI yanmaya göre karşılaştırılması, Çizelge 2.2'de gösterildiği gibidir [12]. Ateşleme metodu, yakıt tipi, hava fazlalık katsayısı (λ), başlıca emisyonlarının karşılaştırıldığı tabloda sıkıştırmalı ateşleme yöntemindeki yüksek is ve NO_x

oluşumuna çözüm için geliştirilen güncel düşük sıcaklıkta yanma prensiplerinin özeti yer almaktadır. Çizelge 2.2'deki ateşleme metodu, silindir içindeki yanmanın nasıl başlatıldığını ifade ederken, dolgu yakıt karışımının hazırlanması ve silindir içi karışımları hakkında bilgi vermektedir. Sıkıştırma oranları incelendiğinde PCCI, HCCI ve RCCI yanma yöntemleri geleneksel sıkıştırmalı ateşlemeyle benzer şekilde yüksek sıkıştırmaya sahiptir.

Çizelge 2.2. SI, CI, RCCI motorlarının karşılaştırılması [6, 13]

Motor Tipi	SI	CI	HCCI	PCCI	RCCI
Ateşleme Metodu	Buji ile Ateşleme	Kendiliğinden Tutuşma	Kendiliğinden Tutuşma	Kendiliğinden Tutuşma	Kendiliğinden Tutuşma
Dolgu	Ateşleme Öncesinde Homojen Karışım	Silindir İçerisinde Heterojen Karışım	Silindir içerisinde homojen karışım	Silindir içerisinde homojen karışım	Reaktivite Kontrollü Sıkıştırmalı Karışım
Sıkıştırma Oranı	Düşük	Yüksek	Yüksek	Yüksek	Yüksek
Yanma zamanı kontrolü mekanizması	Alev Yayılma hızı	Yakıt buharlaşma ve karışma hızı	Kimyasal kinetik	Kimyasal kinetik	Kimyasal kinetik ve direkt enjeksiyon zamanlaması
Başlıca Emisyonlar	CO_2	Yüksek NOx, PM, HC	Yüksek HC, CO	Yüksek HC, CO	Çok yüksek HC, CO
Enjeksiyon Tipi	Port Enjeksiyonu	Direkt Enjeksiyon	Port enjeksiyon	Port enjeksiyon	Hem Port Hem Direkt Enjeksiyon
Eşdeğerlik Oranı (φ)	1	<1	≤1	$1 \leq \varphi \leq 2$	Hava-yakıt oranı tabakalaşması ile Reaktivite gradyanı oluşturur.

2.4. Literatür Araştırması

Curran ve arkadaşları yaptıkları çalışmada RCCI konseptinin çok silindirli dizel motorlara (MCE) adaptasyonu, araç sürüş döngüsü (drive-cycle) yakıt ekonomisi simülasyonları ve çok modlu RCCI işletimi üzerine odaklanmışlardır. Ayrıca, RCCI yanması sonucu artan yanmamış hidrokarbon (HC) ve karbon monoksit (CO) emisyonlarını kontrol altına almak

için Dizel Oksidasyon Katalizörlerinin (DOC) verimliliğini ve partikül madde (PM) karakterizasyonunu araştırmışlardır [14].

Jia ve Denbratt tarafından ağır hizmet tipi tek silindirli bir motorda doğalgaz (CNG) ve dizel yakıt kullanılarak deneysel çalışma gerçekleştirmişlerdir. RCCI konsepti ile düşük NOx ve is emisyonlarına ulaşılabileceği kanıtlanmışlardır. Ancak katalitik bir son işlemle giderilebilecek olan yanmamış hidrokarbon (UHC) ve CO emisyonlarındaki artış olduğu görülmüştür. Dizel motordaki gibi yüksek sıkıştırma (17:1) oranıyla çalıştırıldığında, yanma fazının (CA50) genellikle Üst Ölü Noktadan önce gerçekleştiği saptanmıştır. Yanma fazını (CA50) ÜÖNs kaydırmak için Egzoz Gazı Geri Çevrimi miktarının artırılması denenmiş, ancak bu durum daha yüksek HC emisyonlarına yol açmıştır. Yüksek HC emisyonu üretmeden CA50 yanma fazını başarılı bir şekilde geciktirebilmek için düşük sıkıştırmanın çözüm olacağı değerlendirilmiştir. Yakıt enjeksiyon stratejisi için yapılan çalışmada çift kademeli dizel enjeksiyonunda pilot enjeksiyon, ilk püskürtülen dizel miktarının çok düşük tutulması genel karışımın reaktivitesini düşürmüş ve HC oksidasyon süreçlerini kötüleştirerek yanmamış hidrokarbonların yüksek kalmasına neden olmuştur [15].

Ulishney ve Dumitrescu yaptıkları çalışmada düşük yük koşullarında çift yakıtlı dizel-doğal gaz konfigürasyonlarında, doğal gaz bileşimindeki değişimlerin metan, etan, propan eklenmesi yanma fazlarına, belirgin ısı salınımına (AHRR) ve emisyonlara olan etkilerini optik teşhis yöntemleriyle incelemişlerdir. Propan ilavesinin silindir içerisinde metan ve etana kıyasla daha katmanlı bir dizel-gaz karışımı oluşturduğu belirlenmiştir. Bu durumun, sıkışma hacmi içerisinde daha zengin bir karışım yaratarak daha hızlı ve yoğun bir yanmayı desteklediği sonucuna varılmıştır. Geleneksel dizel yanmasına kıyasla RCCI modunun daha büyük bir düşük sıcaklık ısı salınımı ile karakterize edildiği görülmüştür. Metan ilavesinin bu düşük sıcaklık ısı salınımı başlangıcını yaklaşık 2 krank açısı geciktirdiği, etan ve propanın ise bu gecikmeyi 1 krank açısı daha artırdığı kaydedilmiştir. Araştırmanın nihai çıktısı olarak, çift yakıtlı yanmada en iyi performans için düşük ve yüksek reaktiviteli yakıt (dizel-gaz) oranlarının mevcut çalışma koşullarına göre özel olarak ayarlanmasının çok önemli olduğu vurgulanmıştır [16].

Singh ve arkadaşları yürüttükleri çalışmada, geleneksel sıkıştırma ateşlemeli (CI) dizel yanması ile düşük sıcaklıkta yanma stratejileri olan PCCI ve RCCI modlarını 1500 devir/dakika sabit hızda ve farklı motor yüklerinde (1, 2, 3 ve 4 bar BMEP) deneysel olarak

karşılaştırmışlardır. CI ve PCCI modlarında sadece dizel kullanılırken, RCCI modunda düşük reaktiviteli yakıt olarak metanol ve yüksek reaktiviteli yakıt olarak dizel kullanılmıştır. PCCI modunda erken enjeksiyon zamanlamasının yol açtığı baskın ön karışımlı yanma nedeniyle tüm yüklerde en yüksek vuruntu ve yanma gürültüsü gözlemlemişler. Buna karşın RCCI modunda, metanolün yanma odasında yarattığı reaktivite katmanlaşması ve düşük silindir içi sıcaklıklar sayesinde, yüksek yüklerde dahi vuruntu ve yanma gürültüsü en düşük seviyede ölçülmüştür. Yüksek motor yüklerinde RCCI yanmasının Fren Isıl Verimi (BTE), hem geleneksel CI dizel hem de PCCI modlarından daha yüksek. PCCI ise düşük yüklerde çok erken tutuşma ve kontrol eksikliği nedeniyle belirgin şekilde en düşük verimi vermiştir. Metanolün buharlaşma gizli ısısının yüksek olması ve yanmanın daha düşük sıcaklıklarda gerçekleşmesi nedeniyle, RCCI modunda EGT diğer iki moda göre belirgin şekilde en düşük seviyede elde edilmiştir. Geleneksel CI modunda çok yüksek olan NOx emisyonları, düşük sıcaklıkta yanma sağlayan PCCI ve RCCI modlarında ciddi oranda düşmüştür. En düşük NOx ve is emisyonunu RCCI'da sağlamıştır ancak düşük silindir içi sıcaklıklar ve metanolün piston segman boşluklarında (crevices) sıkışarak tam yanamaması nedenleriyle, RCCI modunda HC ve CO emisyonları, CI ve PCCI modlarına kıyasla daha yüksek çıkmıştır [4].

Bharath ve arkadaşları tarafından gerçekleştirilen 1 boyutlu ve 3 boyutlu simülasyon çalışmasında, hafif hizmet tipi bir RCCI motorunda aktif kontrollü turboşarj (ACT) sisteminin değişken geometrili turboşarja (VGT) kıyasla performans, yakıt ekonomisi ve emisyonlar üzerindeki etkileri incelenmiştir. ACT stratejisinin kullanılması, standart VGT operasyonuna kıyasla türbinin egzoz enerjisini daha verimli kullanmasını sağlayarak motorun tork değerini artırmış ve yakıt ekonomisi VGT'ye göre %2,8 olarak iyileştirilmiştir. ACT ile silindirlere alınan taze hava/şarj kütlesi arttığı için maksimum basınç artış oranlarında (PPRR) hızlı yükselişler gözlemlenmiştir. Silindir içi tepe basıncı ve basınç artış hızı kısıtlamaları nedeniyle ACT sinyalinin uygulanabilir genlik oranı maksimum %40 ile sınırlandırılmıştır. %40 genlik oranının üzerine çıkıldığında vuruntu gözlemlenmiştir. Genlik oranının artırılması, yanma kontrolünü zorlaştırıp silindir içi basınç ve sıcaklıkların aniden yükselmesine neden olduğu için NOx emisyonlarında ciddi artışa yol açmıştır. Bu nedenle ACT teknolojisinden tam anlamıyla faydalanabilmek için yakıt reaktivitesinin azaltılması veya EGR gibi ek stratejilere ihtiyaç duyulduğu belirtilmiştir [17].

Armin ve Gholinia tarafından ağır hizmet tipi, çift yakıtlı (metan/dizel) bir motorda RCCI yanması deneysel çalışmada, çeşitli motor parametrelerinin yanma ve emisyonlar üzerindeki etkileri incelenmişlerdir. Armin ve Gholinia yaptıkları çalışmada dizel yakıtının tek kademeli enjeksiyonunun geciktirilmesi CO, NOx ve HC emisyonlarının artmasına neden olduğunu raporlamışlardır. Enjeksiyon zamanlamasının öne çekilmesinin yakıtın zengin olduğu bölgeleri azaltarak üretilen işi, gücü ve ısıl verimi artırırken, enjeksiyon zamanlamasının geciktirilmesi ise vuruntu riskini azaltmaktadır. Çoklu enjeksiyon çalışmasında ikinci kademe enjeksiyonun süresi iki katına çıkarıldığında yanma odası içindeki sıcaklık ve ısı salınım oranı (HRR) düştüğü görülmüştür. İkinci aşama enjeksiyonda püskürtülen yakıt miktarının/oranının artırılması, basınç artış oranını ve vuruntuyu ihtimalini azaltmaktadır. Sıkıştırma oranının 11,5'ten 19'a çıkarılarak yapılan çalışmada sıkıştırma fazının sonundaki karışım sıcaklığının 700 K'den fazla artmasına yol açmıştır ve bu durum tutuşma başlangıcı ile yanma süresini doğrudan etkilemektedir. Artan sıkıştırma oranı ayrıca CO ve HC emisyonlarının düşmesini sağlamıştır. Yüksek reaktiviteli yakıt olarak kullanılan dizel miktarının azaltılması, maksimum sıcaklığın oluştuğu alanları Üst Ölü Noktadan (TDC) sonraya kaydırmış ve CO ve HC emisyonlarını artırmıştır. Dizel miktarının düşürülmesi, tutuşma süresini uzatarak silindir içinde yanmanın hiç oluşmadığı tekleme ihtimalini arttırmaktadır. Enjeksiyon açısının 55°'den 70°'ye arttırılması, dizel yakıtının ezilme (squash) bölgelerinde ve boşluklarda (crevice) daha fazla hapsolmasını sebep olarak CO, NOx ve HC emisyonlarını düşürmektedir. Daha geniş bir enjeksiyon açısının kullanılması yanma başlangıcını ve sonunu (CA10 ve CA90) geciktirmiştir; aynı zamanda en düşük vuruntu eğilimi 70°'lik enjeksiyon açısında elde edilmiştir. 55°lik enjeksiyonda daha yüksek CO ve sera gazı salınımı görülmüştür [18].

Navid ve arkadaşları tarafından gerçekleştirdiği çalışmada, hidrojenle zenginleştirilmiş doğal gazı (HCNG) düşük reaktiviteli yakıt olarak farklı zincir uzunluklarına sahip oksimetilen eterler ve dizel ise yüksek reaktiviteli yakıt olarak RCCI konfigürasyonunda incelenmiştir. Navid ve arkadaşlarının elde ettiği sonuçları şöyle özetleyebiliriz: OME zincirinin uzunluğu arttıkça, yüksek setan sayısı sebebiyle birinci faz yanma süresi kısalmaktadır. Ancak azalan uçuculuk nedeniyle ikinci faz yanma süresi gecikmekte ve uzamaktadır. Dizel + HCNG kullanımında elde edilen tepe basıncı, standart saf dizel kullanımına kıyasla ise %20 daha yüksek ölçülmüştür. Gaz yakıtların eklenmesi silindir içi tepe sıcaklıklarını %16 oranında yükseltmiştir. OME zincirinin uzaması, yakıtın içerisindeki HC oranını düşürdüğü için CO emisyonlarında ciddi bir artışa neden olmuştur. OME

yakıtlarının molekül yapısında karbon-karbon bağı bulunmaması HC oranının yükselmesi, is (kurum) oluşumunu geleneksel dizele kıyasla düşürmüştür. Hidrojenin yüksek alev hızı nedeniyle yanmanın hızlanması ve silindir içi tepe sıcaklıklarının artması, RCCI konfigürasyonlarının geleneksel dizele kıyasla daha yüksek oranda NO emisyonu üretmesine yol açmıştır [19].

Alattwani ve arkadaşları tarafından hafif hizmet tipi bir metan/dizel RCCI motorunda algoritmalar kullanarak motor devri, metan kütlesi, dizel kütlesi, enjeksiyon zamanlaması (SOI) ve dizel enjeksiyon süresinin motor performansı ve emisyonlar üzerindeki etkilerini inceledikleri optimizasyon çalışmalarında bulunmuşlardır. Motor optimizasyonu sonucunda EURO IV emisyon standartları başarıyla karşılanmıştır. Geleneksel dizel motoruna kıyasla %10'dan verim artışı sağlanarak, metan/dizel RCCI motoru %51 indike termal verime (ITE) ulaşmıştır. İndike özgül yakıt tüketiminde geleneksel dizel yanmasına kıyasla %27.8 ile %28.7 oranında azalma sağlanarak yakıt tüketimi minimum 146 g/kWh seviyesine indirilmiştir. Geleneksel dizel motora göre egzoz emisyonlarında CO %99, HC %72 oranında azaltılarak sırasıyla 0.00543 g/kWh ve 0.0187 g/kWh gibi minimum değerlere ulaşılmıştır. NOx emisyonları ise %97,5 oranında düşürülerek EURO IV limiti olan 0.4 g/kWh seviyesinde tutulmuştur. RCCI motorun güvenli ve kabul edilebilir sonuçlar ürettiği hava fazlalık katsayısı aralığının 2.22 ile 2.37 arasında olduğu tespit edilmiştir. RCCI motoruyla yüksek güçlere ulaşılabilse de gücün artmasının standartları aşan NOx emisyonları ile sonuçlandığı belirlenmiştir. Bu nedenle, egzoz son işlem sistemi kullanılmadığında kabul edilebilir emisyon değerlerinde kalabilmek için, üretilen gücün dizel motorun maksimum tasarım yükünün %89'undan daha az olması gerektiği sonucuna varılmıştır [20].

Küvet tipi piston tasarımı ile ilgili Prasad ve arkadaşları ve Oh ve arkadaşları çalışmalar yürütmüşlerdir. Bu piston tasarımının, pratik emme havası ve EGR sıcaklıklarında düşük emisyonlara ve düşük basınç artış oranlarına olanak tanıdığı saptanmıştır. Kısa sıkıştırma mesafesine ve geniş çanak hacmine sahip piston tasarımının, yanma odasından çıkan hidrokarbon emisyonlarını azalttığı belirlenmiştir. Sıkıştırma oranı düşürülmüş pistonun, sürtünme ortalama efektif basıncını (FMEP) ve pompalama ortalama efektif basıncını (PMEP) azaltarak fren ısıl veriminde (BTE) eşdeğer veya daha gelişmiş sonuçlar sağladığı kanıtlanmıştır [21, 22].

3. RCCI YANMA KARAKTERİSTİĞİ ÜZERİNDE ETKİLİ FAKTÖRLER

Bu bölümde daha önceki bölümlerde ve literatür araştırmasında belirtilen RCCI yanmanın performans, emisyon, yakıt tüketimi ve vuruntu gibi karakteristik özelliklerine etki eden parametrelerden bahsedilecek olup, temel parametreler başlıklar halinde aşağıda verilmiştir [6].

3.1. Motor Hızı

RCCI motorlarda motor hızının (devrinin) artması veya azalması, silindir içindeki kimyasal reaksiyon sürelerini, termal koşulları ve emisyon değerlerini doğrudan etkilemektedir [16]. Motor hızının artması, kimyasal reaksiyonların gerçekleşmesi için kullanılabilir süreyi azaltmaktadır. Reaksiyon süresinin kısalması, silindir içi tepe basıncı ve sıcaklıklarının düşmesine neden olarak yanma fazının gecikmesiyle sonuçlanmaktadır. Düşük motor hızlarında yanma reaksiyonlarının başlaması için daha fazla zaman vardır, bu da yanmanın daha erken bir fazda ve daha yüksek sıcaklıklarla gerçekleşmesini sağlar. Motor hızının artmasıyla birlikte silindir içi basınç ve sıcaklıkların düşüp yanmanın gecikmesi, basınç yükseliş oranını (PPRR) ve vuruntu şiddetini azaltır. Ancak, kimyasal reaksiyonların tamamlanamaması nedeniyle, indike ısıl verimde düşüşler görülebilmektedir. Motor veriminin devirle olan ilişkisi sıkıştırma oranına da oldukça duyarlıdır.

Yüksek devirlerde reaksiyon süresinin azalması nedeniyle yanma tam gerçekleşememekte olup bu durum da CO ve UHC emisyonlarının limitlerinin üstünde kalmasına yol açabilmektedir. Artan motor devriyle birlikte silindir içi tepe sıcaklıklarının düşmesi, NOx emisyonlarında azalma sağlar [2]. Motor hızının emisyonlara etkisi kullanılan enjeksiyon stratejiyle doğrudan etkili olup, yüksek hızlı operasyonlarda erken enjeksiyon stratejilerinin uygulanması, doğrudan enjekte edilen dizel yakıtın havayla karışması için yeterli zamanı sağlayarak is ve CO emisyonlarını düşürebilmektedir. Ayrıca artan devirle birlikte dizel yakıtın daha iyi karışması da is oluşumunu sınırlar [23].

Motor hızındaki ani hızlanma veya yavaşlama gibi geçici durumlarda, RCCI geleneksel dizel yanmasına kıyasla çok daha düşük NO ve is seviyeleri üretmektedir, ancak HC emisyonları yüksek kalmaya devam eder. Piston çanağı şeklinin düşük hızlarda RCCI yanması üzerinde

az bir etkisi varken, yüksek hızlarda yanma hızında ve emisyonlar üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu saptanmıştır [21, 22, 24].

3.2. Egzoz Gazı Geri Dönüşümü (EGR)

EGR silindir içine gönderilen dolgunun özgül ısı kapasitesini artırarak tepe yanma sıcaklıklarını düşürmek için geleneksel dizel motorların vazgeçilmesi olmakla birlikte, LTC yöntemi olan RCCI yanma stratejisinde kullanılmaya devam etmektedir. Sıcaklığın düşmesi ve silindir içindeki CO_2 oranının artması, kimyasal reaksiyonları yavaşlatarak tutuşma gecikmesini artırır ve yanma fazının gecikmesine neden olur. Yanmanın yavaşlaması ve gecikmesi sayesinde silindir içi tepe basıncı ile motorda vuruntuya sebep olan maksimum basınç yükseliş oranı (PPRR) önemli ölçüde bastırılır [11, 25]. RCCI motorlarda yüksek reaktiviteli doğrudan enjeksiyon yakıtları kullanıldığında, yanma fazını kontrol etmek için daha yüksek oranlarda EGR kullanılabilmektedir. Aksine, düşük setan sayılı bir yakıtla yüksek oranda EGR kullanılması ise yanma kararlılığını bozarak varyasyon katsayısı sınırlarının aşılmasına ve teklemelere neden olmaktadır [11].

3.3. Yakıtlar, Yakıt İlavesi ve Alternatif Yakıt Katkıları

RCCI yanma stratejisinin temel prensibi, silindir içerisinde farklı reaktivitelere sahip iki yakıtın silindir içi katmanlı yanması sağlamaktır [5, 15]. Bu nedenle, kullanılan yakıtların fiziksel ve kimyasal özellikleri (setan/oktan sayıları, buharlaşma gizli ısıları, alev hızları v.b.) RCCI motorunun yanma fazını, performansını ve emisyonlarını doğrudan belirleyen en önemli faktördür [6]. Etkisi Emme portundan gönderilen ve ana dolguyu oluşturan düşük reaktiviteli yakıtların (benzin, doğalgaz/metan v.b.) oktan sayısı ve uçuculuğu yanmanın süresini ve şiddetini belirler. Benzin yerine metan kullanılması, metanın daha yüksek oktan sayısına sahip olması nedeniyle dizel ile arasındaki "reaktivite farkını" maksimize eder [6]. Bu büyük fark, yanma süresini uzatarak ısı salınımını yavaşlatır, böylece maksimum basınç yükseliş oranını (PPRR) ve vuruntuyu düşürerek motorun çok daha yüksek yüklerde sorunsuz çalışmasını sağlar. Metanol ve Etanol gibi alkol bazlı yakıtlar, benzine kıyasla çok daha yüksek buharlaşma gizli ısısına sahiptir. Bu yakıtlar emme portundan püskürtüldüğünde, silindir içi dolgu sıcaklığını ciddi şekilde düşürmektedirler [4]. Sıcaklığın düşmesi yanma fazını geciktirir ve yüksek yük sınırlarını genişletir. Ancak bu soğutma

etkisi, özellikle düşük motor yüklerinde eksik yanmaya sebep olarak HC ve CO emisyonlarında artış gözlemlenmektedir.

3.4. Sıkıştırma Oranı

RCCI motorlarda sıkıştırma oranı sıkıştırma zamanı sonundaki silindir içi sıcaklık ve basıncı doğrudan belirlediği için yanma fazı, tutuşma gecikmesi, motor performansı ve emisyonlar üzerinde kritik bir etkiye sahiptir. Sıkıştırma oranının artırılması, sıkıştırma fazının sonunda karışım sıcaklığını 700 K'den fazla artırır. Bu yüksek ısı, kimyasal reaksiyonları hızlandırarak tutuşma gecikmesini kısaltır, yanmanın daha erken başlamasına (ve yanma süresinin daralmasına) neden olur [18]. Artan sıkıştırma oranı ile silindir içi tepe basıncı, ısı salınım oranı ve indike ortalama efektif basıncı (IMEP) artırmaktadır. Motorun güç çıktısı yükselebilmesine rağmen, yüksek sıkıştırma oranları yanmanın aniden gerçekleşmesine sebep olduğu için maksimum basınç yükseliş oranını (PRR) yükseltir ve vuruntuya yol açmaktadır. Yüksek sıkıştırma oranlarının yarattığı yüksek yanma sıcaklıkları, eksik yanmayı önleyerek CO ve HC emisyonlarını önemli ölçüde azaltır. Ayrıca, artan termal koşullar karışımın kendi kendine tutuşma kabiliyetini artırdığı için, motorda daha az reaktif yakıtların kullanılabilmesine olanak tanır [26].

RCCI motorlarının karakteristik sorunlarından biri olan vuruntuyu engellemek ve motorun çalışma aralığını genişletmek için en yaygın strateji sıkıştırma oranını düşürmektir [6]. Düşük sıkıştırma oranı, yanma hızını yavaşlatır, reaksiyon süresini uzatır ve silindir içi tepe basıncını düşürür. Bu sayede motor parçalarına zarar veren basınç yükseliş oranı (PRR) bastırılır ve RCCI motoru 21-23 bar IMEP gibi tam yük koşullarında güvenle çalıştırılabilir [6, 15]. Sıkıştırma oranını düşürmek, gaz değişim işlemlerinin (emme/egzoz) gerçekleştiği hacmi küçülterek pompalama ortalama efektif basıncını (PMEP) düşürür. Sıkıştırma oranının düşürülmesi, azalan silindir içi sıcaklıklar sayesinde NOx emisyonlarında belirgin bir azalma sağlarken, eksik yanmayı tetikleyerek yanmamış HC emisyonlarının artmasına neden olmaktadır. Ayrıca çok düşük sıkıştırma oranları, özellikle düşük yük koşullarında karışımın kendiliğinden tutuşmasını zorlaştırarak tekleme sorunlarına yol açabilmektedir [6].

3.5. Emme Manifoltu Basıncı

Yapılan araştırmalara göre, Silindir içi termodinamik koşulları, hava-yakıt karışım oranını ve yanma dinamiklerini doğrudan etkileyen temel parametrelerdendir. Manifold basıncı, yanma fazı, tutuşma zamanlaması, maksimum basınç yükseliş oranı ve geçiş çalışma koşullarına doğrudan etkilidir [18]. Emme manifoldu basıncının artırılması, silindir içi termodinamik karakteristikleri iyileştirerek tutuşmanın hızlanmasını ve ana yanmanın daha erken başlamasını sağlar. Hafif hizmet tipi motorlarda yapılan araştırmalar, emme basıncının 1.6 bar'dan 1.86 bar'a çıkarılmasının, maksimum basınç yükseliş oranını (PRR) sabit tutarken yanma fazının avansa alınmasına olanak tanıdığını göstermiştir. Orta ve yüksek motor yüklerinde, motorda vuruntuya ve mekanik hasara neden olabilen maksimum basınç yükseliş hızının (MPRR), yüksek EGR oranlarından ziyade emme manifoldu basıncına çok daha duyarlı olduğu tespit edilmiştir [6, 27, 28].

4. MATEMATİKSEL DENKLEMLER

Bu tez çalışmasında deneysel olarak doğrulanan ve yanma aşamasındaki performans silindir içi yanma karakteristiklerin belirlenmesi, emisyon verilerinin elde edilmesi için ticari yazılım olan ANSYS Forte ve AVL Cruise M programları kullanılmıştır. ANSYS Forte akışkanlar dinamiği ve içten yanmalı motorların silindir içi davranışlarını analiz etmek için özelleşmiş bir yazılım olup, yakıt enjeksiyonu, türbülans ve yanma analizleri için yüksek doğrulukta analiz gerçekleştirebilmektedir [20]. İçten yanmalı motorlarda, emme ve sıkıştırma işlemleriyle oluşan geometri, akışkan akışı ve türbülans yanmada önemli rol oynar [26]. Ticari yazılımlar matematiksel denklemleri kullanarak kullanıcılara hızlı ve güvenilir sonuçlar verirken, bu bölümde bahsedilen denklemlerden faydalanmaktadır [29, 30]. Üç boyutlu olarak doğrulanan modelde, RCCI yanma çalışmalarının yapılması için AVL Cruise M programı 2025 R2 versiyonu kullanılmıştır, bölümde açıklamaları yapılan ve kullanılan denklemler "AVL Cruise M User Manual [31]" aracılığıyla ve literatür kaynaklarından elde edilmiştir.

4.1. Enerjinin Korunumu Denklemi

Termodinamiğin birinci yasasına göre yapının iç enerjisindeki değişimi basınç ile yapılan iş ve ısı transferindeki enerji denge halindedir. İçten yanmalı motorlarda enerjinin korunumu yapılan iş, yanma analizi, kimyasal reaksiyonlarla birlikte değerlendirilmelidir.

$$\frac{\partial \bar{\rho}\tilde{I}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho}\tilde{u}\tilde{I}) = -\bar{\rho}\nabla \cdot \tilde{U} - \nabla \cdot \bar{J} - \nabla \cdot H + \bar{\rho}\tilde{\varepsilon} + \dot{\bar{Q}}^{C} + \dot{\bar{Q}}^{S} \tag{4.1}$$

Eş. 4.1'de, $\dot{\bar{Q}}^{C}$ ısı yayılımını ifade eder, $\dot{\bar{Q}}^{S}$ sprey etkileşimini, I özgül enerjiyi, J ısı akısını temsil etmektedir. Isı enerjisinin aktarımı ve entalpi difüzyonu sebebiyle oluşan ısı akış denklemi Eş. 4.2 ile hesaplanmaktadır [32].

4.2. Isı Akış Denklemi

$$\bar{J} = -\lambda\nabla\tilde{T} - \bar{\rho}D_{T}\sum_{k}\tilde{h}_{k}\nabla\left(\frac{\bar{p}_{k}}{\bar{p}}\right) \tag{4.2}$$

λ denklemde ısı iletim katsayısı, $\tilde{h}_k$ türlerin özgül entalpi değeri ve T akış sıcaklığını ifade etmektedir.

4.3. Gaz Karışım Hal Denklemi

$$\bar{p} = R_U \tilde{T} \sum_k \left(\frac{\bar{\rho}_k}{W_k}\right) \tag{4.3}$$

Eş. 4.3'te R_U genel gaz sabiti ve W_k türlerin moleküler ağırlığını belirtmektedir.

İçten yanmalı motorlarda silindir içi hava akışı ve hava-yakıt etkileşimlerinin hesaplanabilmesi türbülanslı akış yöntemiyle gerçekleşebilmektedir. Bu türbülanslı akış için kullanılacak yöntemler ile ilgili ANSYS-Forte programında mevcut yöntem olan RNG k-epsilon türbülans modelinin kullanılmasının doğru sonuçlar vermesi sebebiyle tercih edilmiştir [33].

4.4. RNG K-Epsilon Modelleri

$$\Gamma = -\bar{\rho} v_t \left[\nabla \tilde{u} + (\nabla \tilde{U})^T - \frac{2}{3}(\nabla \cdot \tilde{u}) I\right] + \frac{2}{3}\bar{\rho}\tilde{k} I \tag{4.4}$$

$$\tilde{k} = \frac{1}{2\bar{\rho}} \text{trace}(\Gamma) = \frac{1}{2}\widetilde{u'' u''} \tag{4.5}$$

$$v_T = C_\mu \frac{\tilde{k}^2}{\tilde{\varepsilon}} \tag{4.6}$$

$$\phi = \bar{\rho} D_T \nabla \bar{y}_k \tag{4.7}$$

$$H = -\lambda_T \nabla \bar{T} - \bar{\rho} D_T \sum_k \tilde{h}_k \nabla \bar{y}_k \tag{4.8}$$

$$D_T = \frac{v_T}{SC_T} \tag{4.9}$$

$$\alpha_T = \frac{v_T}{Pr_T} \tag{4.10}$$

4.5. RNG K-Epsilon Denklemleri

$$\frac{\partial \bar{\rho}\tilde{k}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho}\tilde{u}\tilde{k}) = -\frac{2}{3}\bar{\rho}\tilde{k}\nabla \cdot \tilde{u} + (\bar{\sigma} - \Gamma): \nabla\tilde{u} + \nabla \cdot \left[\frac{\mu+\mu_T}{Pr_k}\nabla\tilde{k}\right] - \bar{\rho}\tilde{\varepsilon} + \dot{\bar{W}}^S \quad (4.11)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho}\tilde{\varepsilon}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho}\tilde{u}\tilde{\varepsilon}) = -\left(\frac{2}{3}C_{\varepsilon 1} - C_{\varepsilon 3}\right)\bar{\rho}\tilde{\varepsilon}\nabla \cdot \tilde{u} + \nabla \cdot \left[\frac{(\nu+\nu_T)}{Pr_\varepsilon}\nabla\tilde{\varepsilon}\right]$$
$$+\frac{\tilde{\varepsilon}}{\tilde{k}}\left[C_{\varepsilon 1}(\sigma - \Gamma): \nabla\tilde{u} - C_{\varepsilon 2}\bar{\rho}\tilde{\varepsilon} + C_S\dot{\bar{W}}^S\right] - \overline{\rho R} \quad (4.12)$$

Denklemlerde bulunan; $Pr_k, Pr_\varepsilon, C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}$ ve $C_{\varepsilon 3}$ model sabitleridir ve son denklemde yer alan R tanımlaması Eş. 4.13-4.16'da verilmiştir.

$$R = \frac{C_\mu(\eta)^3(1-\eta/\eta_0)}{1+(\beta\eta^3)}\frac{\tilde{\varepsilon}^2}{\tilde{k}} \quad (4.13)$$

$$\eta = S\frac{\tilde{k}}{\tilde{\varepsilon}} \quad (4.14)$$

$$S = (2\bar{S}:\bar{S})^{1/2} \quad (4.15)$$

$$\bar{S} = \frac{1}{2}(\nabla\tilde{u} + \nabla\tilde{u}^T) \quad (4.16)$$

Çizelge 4.1. RNG k-epsilon model ANSYS Forte [34]

	C_μ	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$C_{\varepsilon 3}$	$1/Pr_k$	$1/Pr_\varepsilon$	η_0	β
RNG k- ε	0.0845	1.42	1.68	1.44	1.39	1.39	4.38	0.012

İçten yanmalı motorlarda pistonun üst ölü noktaya ulaşırken ki hareketi ile birlikte silindir içi basınç ve sıcaklığı artar. Bu artışa bağlı olarak yanan gazların oluşturduğu kimyasal oluşumda yüksek sıcaklığın etkisi ile NOx sentezlenmeye başlar. ANSYS Forte hesaplamalarında Zeldovich mekanizması kullanmaktadır. Ayrıca Forte is modeli oksidasyon ve artan oluşumu adımlarından oluşan iki aşamalı modeldir. Bu modeller Hiroyasu ve Nagle ve Strickland Constable is oluşumu modelleri kullanmaktadır. Kullanılan modeller aşağıdaki eşitlikte paylaşılmıştır.

$$\frac{\partial C_{NO}}{\partial t} = k_{1f}C_O C_{N_2} + k_{2f}C_N C_{O_2} + k_{3f}C_N C_{OH} - k_{1\,b}C_{NO}C_N - k_{2\,b}C_{NO}C_N$$
$$-k_{3\,b}C_{NO}C_N \quad (4.17)$$

$$\frac{dM_s}{dt} = \frac{dM_{sf}}{dt} - \frac{dM_{so}}{dt} \quad (4.18)$$

$$\frac{dM_{sf}}{dt} = K_f M_{pre} \quad (4.19)$$

$$K_f = A_{sf} p^n \exp(-E_f/RT) \quad (4.20)$$

$$\frac{dM_{so}}{dt} = \frac{6MW_c}{\rho_s D_s} M_s R_{total} \quad (4.21)$$

Denklemlerde, P basıncı, n sabit sayı, M is kütlesini, alt indis f oluşum, alt indis o oksidasyonu, Mpre ilk is kütlesi, K_f is oluşum oranı, A_{sf} küresel kurum oluşumu reaksiyonu için üstel faktör, E_f is aktivasyon enerjisi, MW_c karbonun moleküler ağırlığı, ρ_s is yoğunluğu, D_s is partikül çapı, R_{total} Nagle and Strickland-Constable oksidasyon oranını tanımlamaktadır. Ansys Forte'de ön tanımlı olarak belirlenmiş katsayılar mevcuttur. Bu katsayılar şöyledir; $n = 0{,}5$, $A_{sf} = 40 cm^3/mol, E_f = 12500 cal/mol, \rho_s = 2 gr/cm^3$ ve $D_s = 25$ nm [34].

$$\frac{dQ}{dCA} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \frac{dV}{dCA} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dp}{dCA} \quad (4.22)$$

ANSYS Forte, Eş. 4.22'de belirtilen formül ile yanma sonucu salınan ısıyı hesaplamaktadır. Burada, p silindir içi basınç, Q toplam ısı miktarı, γ özgül ısıyı ve V ssilindir içi anlık hacmi göstermektedir [33, 34].

Forte programı sayısal simülasyonlarında silindir içi meydana gelen önceden karıştırılış veya kısmi olarak önden karıştırılmış türbülansı alev modellerinde kullandığı G- equation modeli, Peters'in türbülanslı ön karışımlı yanma alevcik teorisine dayanmaktadır. Bu modelin iki temelinde reaktif-difüzif alev yapısındaki dalgalı alevcik rejimi Kolmogorov uzunluk ölçeğinde girdap varsayımı mevcuttur. G-equation modelinin içten yanmalı motor

uygulamalarında kullanımı için geliştirilen teori aşağıda verilen eşitlikler ile Forte'de kullanmaktadır.

$$\frac{\partial \tilde{G}}{\partial t} + \left(\vec{u} - \vec{u}_{vertex}\right) \cdot \nabla \tilde{G} = \frac{\bar{\rho}_u}{\bar{\rho}_b} S_T^0 |\nabla \tilde{G}| - D_T \tilde{K} |\nabla \tilde{G}| \tag{4.23}$$

$$\frac{\partial \tilde{G}^{n^2}}{\partial t} + \vec{u} \nabla \tilde{G}^{n^2} = \nabla_{II} \cdot \left(\frac{\bar{\rho}_u}{\bar{\rho}_b} D_T \nabla_{II} \tilde{G}^{n^2}\right) + 2D_T\left(\nabla \tilde{G}^2\right) - C_S \frac{\tilde{\varepsilon}}{\tilde{k}} \tilde{G}^{n^2} \tag{4.24}$$

Burada, ∇_{II} teğetsel gradyan işleç operatörü, $\vec{u}$ akışkan hızı, $\vec{u}_{vertex}$ tepe noktadaki akışkan hızı, $\bar{\rho}_u$ ve $\bar{\rho}_b$ yanmış ve yanmamış karışım yoğunlukları D_T türbülans yayılması, C_S model sabiti, ε ve k Favre ortalama türbülans kinetik enerji ve RNG k - ε modelinden yayılma oranı olarak ifade edilmiştir [33, 34].

5. ÇALIŞMADA KULLANILAN YÖNTEMLER

RCCI yanma karakteristikleri üzerine gerçekleştirilen bu çalışmada, sıkıştırmalı ateşleme prensibi ile çalışan 3 silindirli endüstriyel bir motorun modeli sayısal yöntemlerle kurulmuş ve konvansiyonel dizel yanma ile doğrulaması yapılmıştır. 1 boyutlu ve 3 boyutlu analizlerle doğrulanan bu model üzerinde, yapısal sayısal yöntemler kullanılarak RCCI yanma çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Bu tez kapsamında yapılan modellemede kullanılan sayısal simülasyon programları aşağıdaki gibi özetlenebilir.

5.1. AVL Cruise M

AVL Cruise M, tez çalışması kapsamında oluşturulan araç modelinin sistem seviyesinde simüle edilmesi ve tüm alt sistemlerin birbirleriyle olan etkileşimlerinin analiz edilmesi amacıyla kullanılan çok disiplinli bir sistem simülasyon programıdır. AVL Cruise M programı; mekanik, termodinamik, elektriksel ve hidrolik sistemleri tek bir platformda birleştirerek sistem bütününe yönelik çözümler sunmaktadır.

Program içerisinde yer alan modeller, sistemin enerji akışını, yakıt/enerji tüketimini ve performans karakteristiklerini zamana bağlı olarak temsil eder. Bileşenler arasındaki enerji transferlerinin ve kayıpların belirlenmesinde, yarı-statik veya dinamik yaklaşımlar kullanılarak sistemin gerçek çalışma koşullarındaki (sürüş çevrimleri vb.) tepkileri hesaplanmaktadır. Karmaşık sistemlerin hesaplama maliyetini düşürmek ve analiz süresini optimize etmek amacıyla, fiziksel tabanlı haritalar ve basitleştirilmiş sistem denklemleri üzerinden yüksek doğruluklu sonuçlar elde edilmektedir.

5.2. ANSYS Forte

ANSYS Forte, tez çalışması kapsamında modellenen silindir içi yanma süreçlerinin, yakıt püskürtme karakteristiklerinin ve emisyon oluşumlarının üç boyutlu (3D) olarak analiz edilmesi amacıyla kullanılan özelleşmiş bir HAD (CFD) yazılımıdır. Program, karmaşık yanma fenomenlerini çözümlerken detaylı kimyasal kinetik mekanizmalarını fiziksel akış denklemleriyle birleştirerek yüksek doğruluklu sonuçlar sunmaktadır. Tez içerisinde ANSYS Forte; deneysel yöntemlerle silindir içerisinde gözlemlenmesi mümkün olmayan

alev ilerlemesi, yerel sıcaklık dağılımları ve is ve NOx oluşum mekanizmalarının sayısal olarak tespit edilmesi amacıyla kullanılmıştır. Yazılımın sunduğu otomatik ağ (mesh) oluşturma ve hareketli sınır koşulları özellikleri sayesinde, piston hareketine bağlı hacim değişimleri ve türbülanslı akış yapıları gerçeğe yakın şekilde modellenmiştir. Üç boyutlu analizlerden elde edilen veriler, yanma verimliliğinin optimize edilmesi ve kirletici emisyonların kaynağında incelenmesi noktasında temel teşkil etmektedir.

5.3. RCCI Yanmada Sayısal Yöntemler

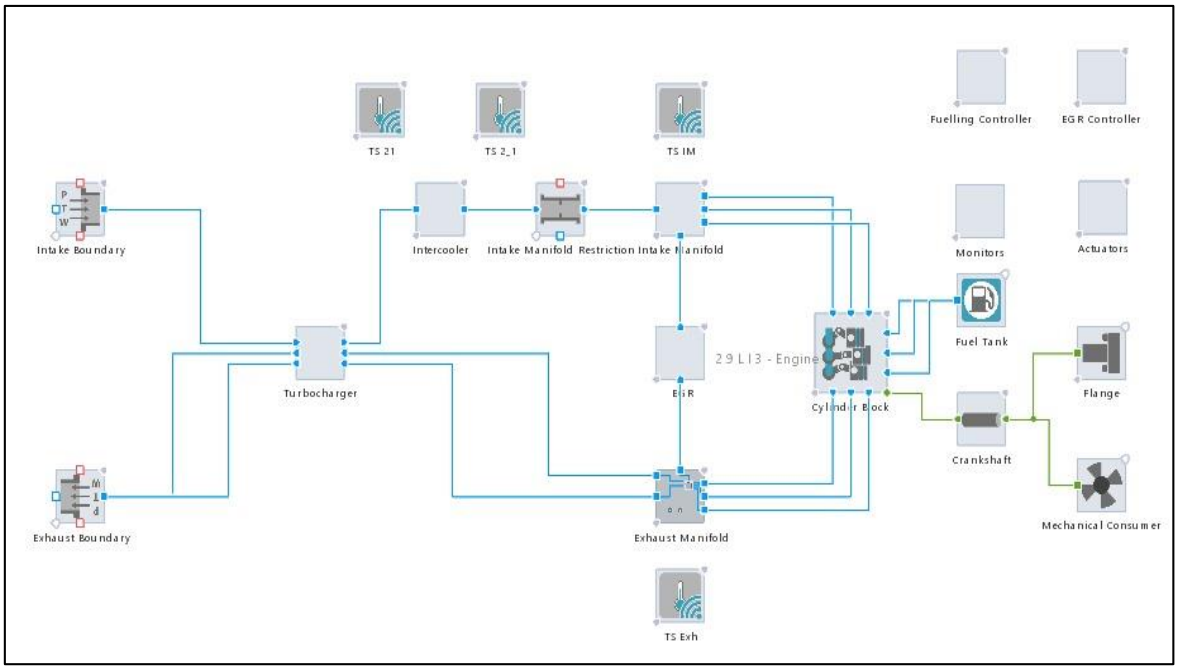
Literatürdeki RCCI yanma konusunda yapılmış sayısal çalışma ve kullanılan programlar ile ilgili bilgiler bu bölümde verilmiştir.

5.3.1. RCCI yanmada sayısal simülasyon

AVL Cruise M program alt yapısı kullanılarak oluşturulan modelde birçok yanma modeli ve ısı salınım oranları karşılaştırılarak deneysel dataların referansı ile parametre tayinleri yapılmaya çalışılmıştır. Yanma analizlerinde Sıkıştırma Ateşleme Motorları için MCC (Mixing Controlled Combustion) 2- bölge modeli ve Vibe-2 Zone yanma modelini kıyaslayan Aktaş, belirlenen RCCI motor için Vibe-2 Zone ile yanma modeli ilerlenmesine karar vermiştir [25].

0-B tek bölgeli modeller

3 Silindirli direkt püskürtmeli dizel bir traktör motorunun 0-B boyutlu olarak AVL Cruise M programı kullanılarak modellenmesi ve parametrelerin belirlenmesi anlatılmaktadır. Program giriş çıkış borularını 1-B sonlu hacim olarak analize dahil etmektedir. Silindir içi yanmayı ise 0-B (Quasi- dimensional-2 Bölgeli yanma için) termodinamik çözümü elde etmektedir. Programda silindir içi basınç, motor içi performans, yanma ve emisyon verileri hakkında bilgi elde edilmektedir. Şekil 5.1'de kurulan model görseli verilmiştir.



Şekil 5.1. AVL Cruise M modeli

Sistem giriş ve çıkış koşulları "boundary"olarak tanımlanmaktadır. Buradaki "intake boundary" giriş şartlarını, emme manifoldunu tanımlar, "exhaust boundry" ise çıkış şartlarını, egzoz manifoldunu tanımlamaktadır.

Giriş şartları (intake boundary): giriş basıncı 0.92 bar, giriş sıcaklığı 24.85 °C ve A/F oranı 1000, Akış katsayısı 1 olarak tanımlanmıştır.

Çıkış şartları (exhaust boundary): çıkış basıncı 1 bar, sıcaklık 24.85 °C ve A/F oranı 1000 olarak tanımlanmıştır [25].

Turbocharger: Turboşarjın olarak belirtilmiş olup, sabit geometrili olup programda da "simplified" model seçilmiştir. Kompresör verimi %78 tanımlanmıştır. Türbin "Discharge Coeff" 0,15 ve "Turbine Size Multpilier" 1 olarak tanımlanmıştır.

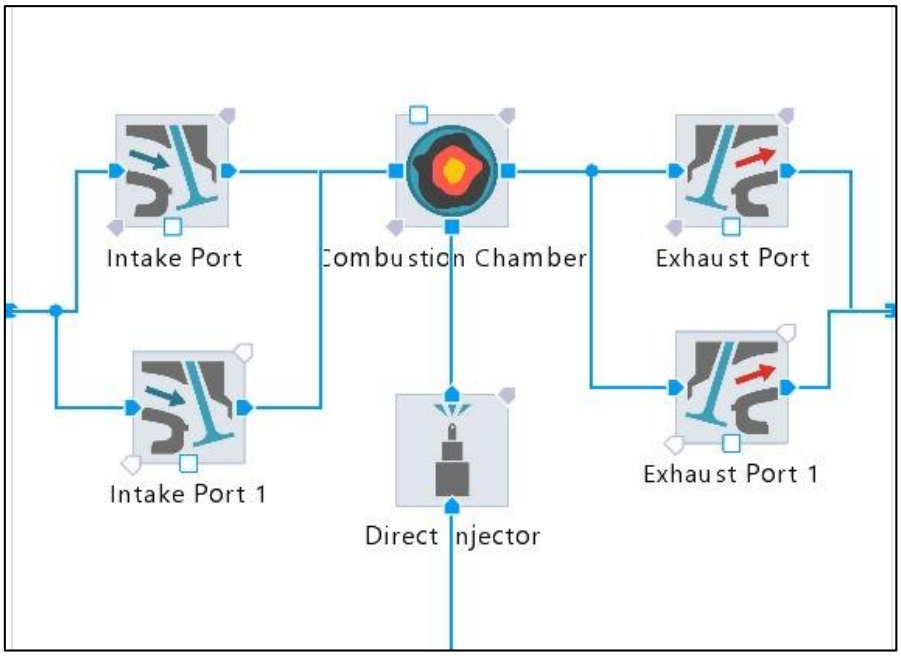
Intercooler: Ara soğutucuyu ifade ediyor olup, kompresörde sıkışan ve ısınan havanın silindir içine gönderilmeden soğutulmasında kullanılmaktadır.

Intake Manifold: Emme manifoldunu ifade etmektedir.

Exhaust Manifold: Egzoz manifoldunu tanımlar.

EGR (Exhaust Gas Recirculation): Egzoz gazlarının bir kısmını tekrar emme hattına gönderir. Devire göre %0 ile %30 arasında egzoz gazının EGR sistemi ile emme manifolduna geri gönderimini sağlamaktadır.

Cylinder Block: Silindir bloğunu ifade etmektedir. Burada motorun geometrik parametreleri ve valflerin açılıp kapanma süreleri, sıcaklık ve basınç bilgileri, yanma modeli emisyon hesaplama yöntemi, ısı transferi bilgileri tanımlanmaktadır. Tanımlanmış değerlerin tablosu Çizelge 5.1'de verilmiştir.



Şekil 5.2. AVL Cruise M modeli -silindir içi

Çizelge 5.1. AVL Cruise M'de tanımlanan değerler genel özellikler [25]

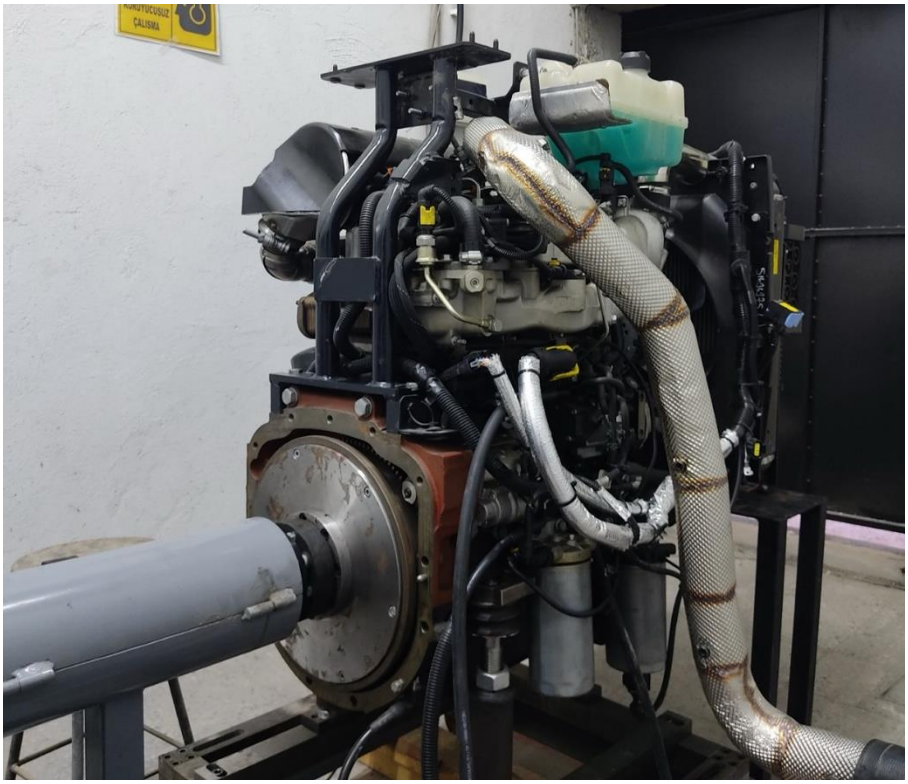
Çap, strok, sıkıştırma oranı, biyel kol uzunluğu	104 mm, 115 mm, 17,5 (-), 182 mm
Silindir İçi İlk Değerler Basınç, sıcaklık, hava/yakıt oranı, yakıt buhar oranı, yanma ürün oranı	7 bar, 726,85 °C, 14,57 (-), 0 (-), 0,8 (-)
Yanma Modeli Isı salınım modeli, yakıt miktarı, Yakıt sıcaklığı	Vibe 2-Zone, 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 (-)
Emisyon Parametreleri	NO_X, CO ve is için her devirde parametrik olarak tanımlanmıştır.
Isı Transferi Modeli	Woschni 1978

5.3.2. Motor geometrisi

Motor geometrisine ait veriler, Türk Traktör A.Ş 'den alınan veriler doğrultusunda aşağıdaki Çizelge 5.2'de sunulmuştur. Deneysel çalışmalarda kullanılan motor ve test düzeneğine ait Şekil 5.3'te gösterilmiştir.

Çizelge 5.2. Tezde kullanılan motor geometrisine ait veriler [25]

Model	Türk Traktör Tier 3B
Motor Tipi	4 zamanlı, direkt enjeksiyonlu, Elektronik Kontrol Üniteli
Silindir sayısı	3
Silindir Hacmi	2930 cm^3
Çap	104 mm
Strok	115 mm
Sıkıştırma Oranı	17,5:1
Maksimum devir	3000 rpm
Tork	341Nm @1400 rpm
Güç	55 kW @2300 rpm
Biyel kol uzunluğu	182 mm
EVO (KA)	65 AÖNö
IVO (KA)	28 ÜÖNö
EVC (KA)	33 ÜÖNs
IVC (KA)	60 AÖNs
Enjektör delik sayısı	8
Rail Basıncı	1600 Bar
Enjeksiyon Açısı(^{o})	151
Turbo Basınç Oranı	1.4



Şekil 5.3. Türk Traktör Tier 3B motor

5.3.3. 3 boyutlu soğuk akış analiz sonuçları

Bu tez kapsamında kullanılan Dizel motorun öncelikli olarak 1-B modellemesi yapılmıştır. Bu süreçte, matematiksel denklemler ve yanma dinamiklerini hakkındaki temeli veri elde edilmiştir. 1 boyutlu çalışmalar genel yanma karakteristiği hakkında fikir veriyor olsa da motor içi geometri, türbülans denklemleri ve akış analizleri konusunda yetersiz kalmaktadır. Bu durumda, dizel doğrulama işlemlerini daha detaylı ve güvenilir sonuçlar elde etmek için 3-B modellemeye geçilmiştir.

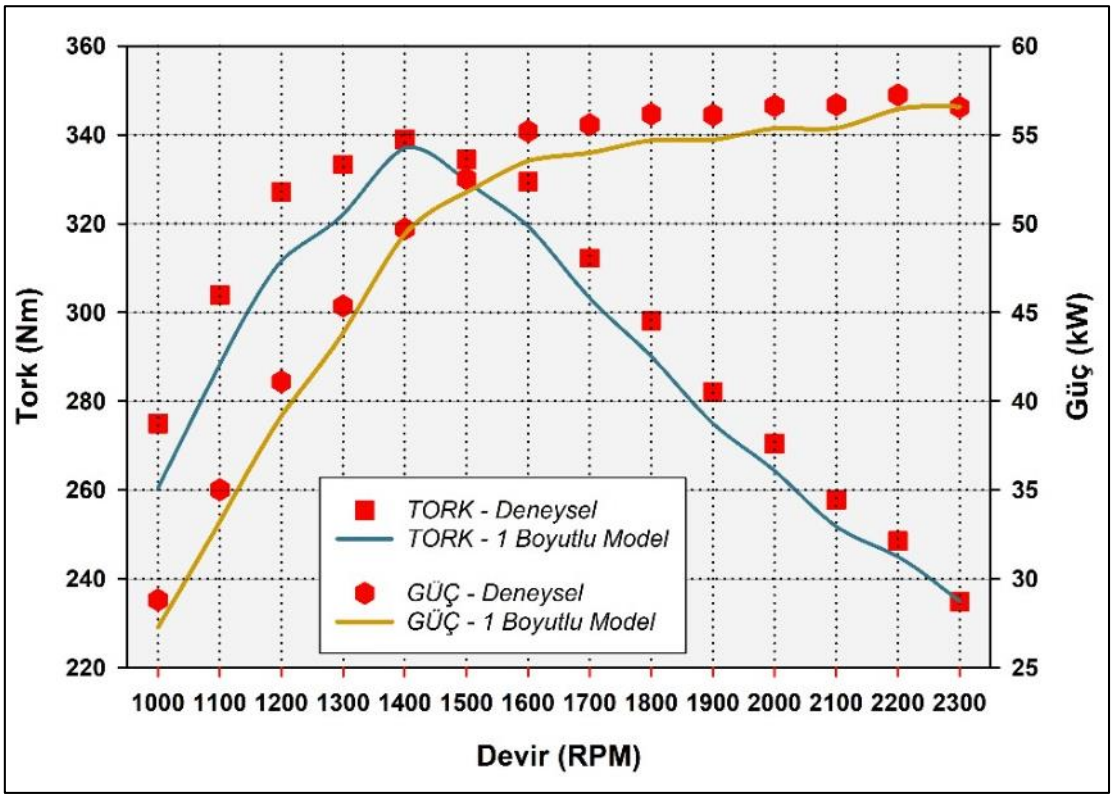
3-Boyutlu modelleme ile motor geometrisi verilerinin programda tanımlanması doğru sonuçları elde edebilmek için kritiktir bir çalışmadır. Bu hususta Türk Traktör A.Ş'den alınan verilerden faydalanılmıştır.

Silindir içinin soğuk analizinin modellenmesi ve simülasyonu sayesinde yanma hacmi için belirlenen girdap (swirl), türbülans kinetik enerjisi ve döngü (tumble) değerlerinin belirlenmesi için sağlanmaktadır [5].

Emme manifoldundan enjeksiyonlu düşük reaktiviteli yakıtın (Metan) silindir içinde homojen olarak yayılım yapması ve tutuşmanın başlangıcı ve süresi ile ilgili doğrudan etkisi bulunmaktadır [25]. Bu doğrultuda Aktaş'ın yaptığı çalışmalarda RNG k-epsilon ve Standart k-epsilon modelleri deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Yapılan çalışmada ortalama maksimum basınç değeri, ortalama maksimum sıcaklık değeri, mil gücü değeri, özgül yakıt tüketimi, yanma verimi ve fren mil verimleri değerlendirilmiş olup, Ortalama maksimum basıncı, mil gücü, ÖYT ve fren mil güçlerinde RNG k-epsilon modeliyle sırasıyla 0,99, 1,06, 0,95 ve 1,05 oranlarında uyumlu sonuçlar elde etmiş olup RNG k-epsilon türbülans modelinin uygun olduğunu belirlemiştir [25].

5.4. Bir Boyutlu Yanma Modelinin Test Verileri ile Doğrulanması

Kullanılan motorun dizel yanma karakteristiği gerçek motor verileri kullanılarak AVL Cruise M modeli ile oluşturulmuştur. Oluşturulan model test verilerinden elde edilen performans, yanma emisyonu, silindir içi basınç verileri ile doğrulanmıştır.

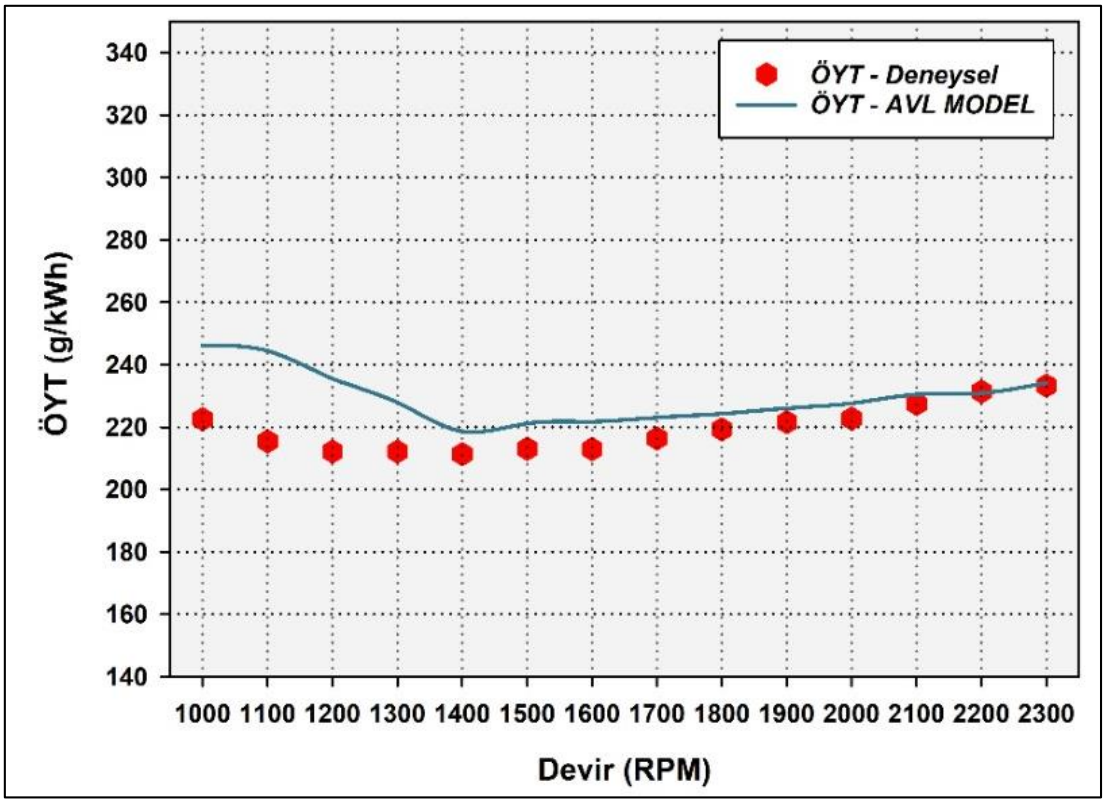


Şekil 5.4. Grafik güç tork

Motor performansını çıkarmak üzere 1000-2300 devir/dakika aralığında tam yükte veriler (güç, tork, yakıt tüketimi, emisyon) toplanmıştır.

Doğrulama işlemi için yapılan çalışma ile oluşturulmuş bir boyutlu modelin aynı devir ve yüklerdeki sonuçları değerlendirildiğinde %97,3 seviyesinde benzerlik sağlanmıştır. En yüksek tork elde edilen 1400 devir/dakika'da %0,58 fark ile 339 Newton-metre. En yüksek güç değerinde %0,58 fark ile 56,58 kW elde edilmiştir.

Motorun güç ve tork karakteristikleri incelendiğinde; 1600 devir/dakikadan 2300 devir/dakika hıza kadar lineere yakın bir güç artışı elde edildiği görülmüştür. Tork değerinin ise yanma hızının artması, sabit kanatlı turbonun maksimum debi sınırına ulaşması ve yükselen giriş havası sıcaklığı gibi nedenlerle 1400 devir/dakikadan sonra düşüş eğilimine girdiği gözlemlenmiştir.



Şekil 5.5. Grafik özgül yakıt

Motorun özgül yakıt performansı incelendiğinde 1 kWh güç elde etmek için 218 ile 246 g yakıt tüketimi gerçekleştirdiği gözlemlenmiştir. Model ile test verileri özgül yakıt tüketimi

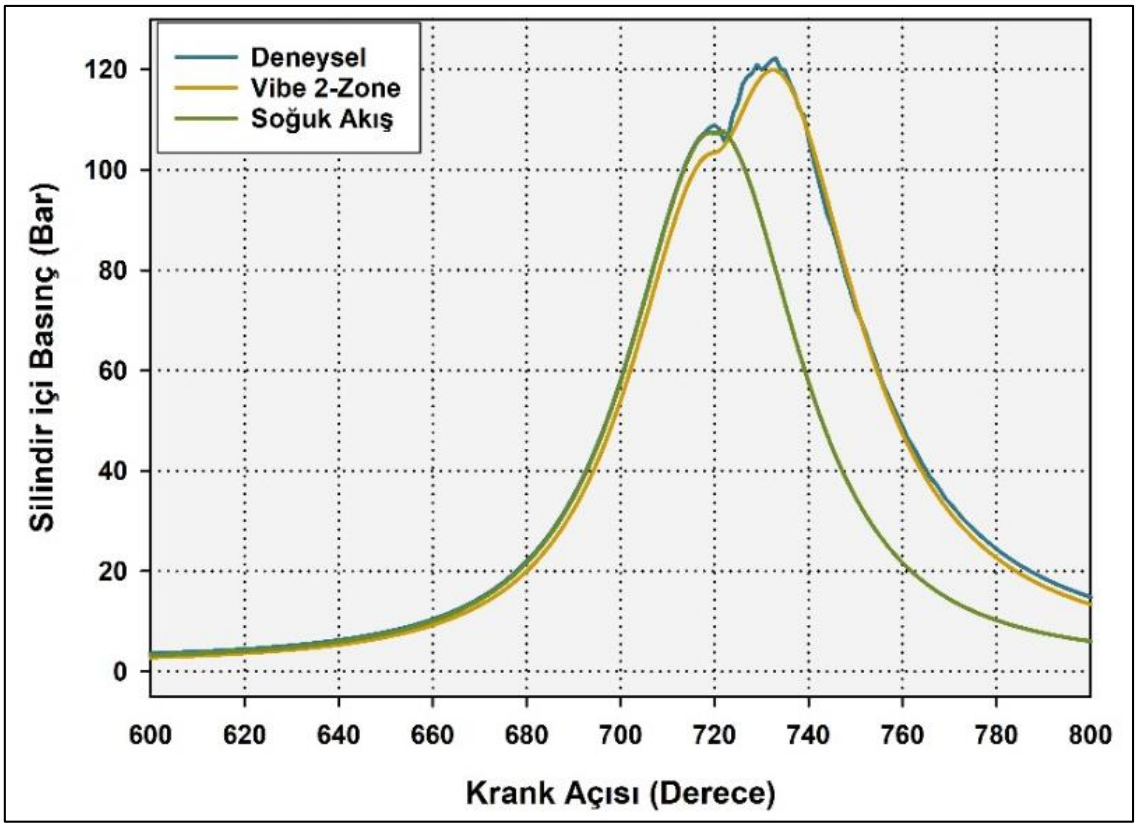
yönünden incelendiğinde uyumlu yönelim göstermektedir. Değerler deneysel veriler ile kıyaslandığında %13,51 ile 1100 devir/dakikada en büyük fark gözlemlenmiştir.

Oluşturulan model ile deneysel verilerin yanma karakteristiği kıyaslaması IMEP, BSFC, maksimum basınç ve fren mil verimi değerleri Çizelge 5.3'te özetlenmiştir.

Çizelge 5.3. Performans parametrelerinin karşılaştırılması

Kategori	IMEP (bar)	ÖYT (g/kWh)	Maksimum Basınç (Bar)	Termal Verimi (%)
Deneysel	11,15	233,2	122,22	40,54
Vibe 2-Zone yanma modeli	11,71	201,39	122,09	41,43
Fark	5,02%	-13,6%	-0,11%	2,19%

Deneysel çalışmada silindir içi yanmayı gözlemleyebilmek için silindir içi basınç verisi toplanmıştır. Silindir içi basınç değerleri soğuk çalıştırmada ve 2300 devir/dakika da tam yükte toplanmıştır. Kullanılan dizel motorda her bir yanma çevrimin de tek sefer yakıt püskürtmesi yapılmaktadır. Bu doğrultuda oluşturulan modeldeki AVL Cruise M programında Vibe 2-Zone modeli kullanılmıştır. Çözümlerin deneysel veriler ile kıyaslamaları Şekil 5.6'da belirtilmiştir.

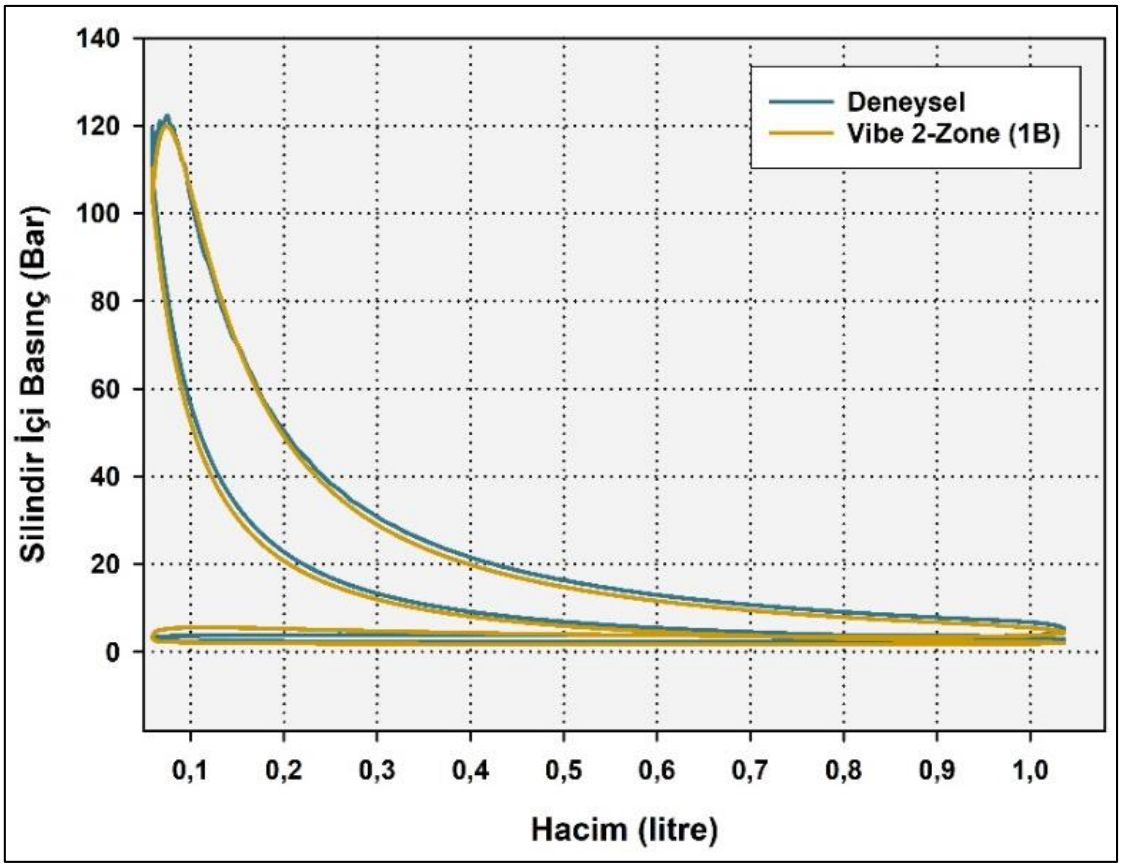


Şekil 5.6. Silindir içi basınç [25]

Soğuk çalıştırma verisi referans veri olması için toplanmış olup yanma olmadan silindir için basınç en yüksek 107,67 bar (@722KMA) değerine ulaşmaktadır. Bu değer motorun sıkıştırma oranı ile değerlendirildiğinde beklenen değer olarak ölçülmüştür.

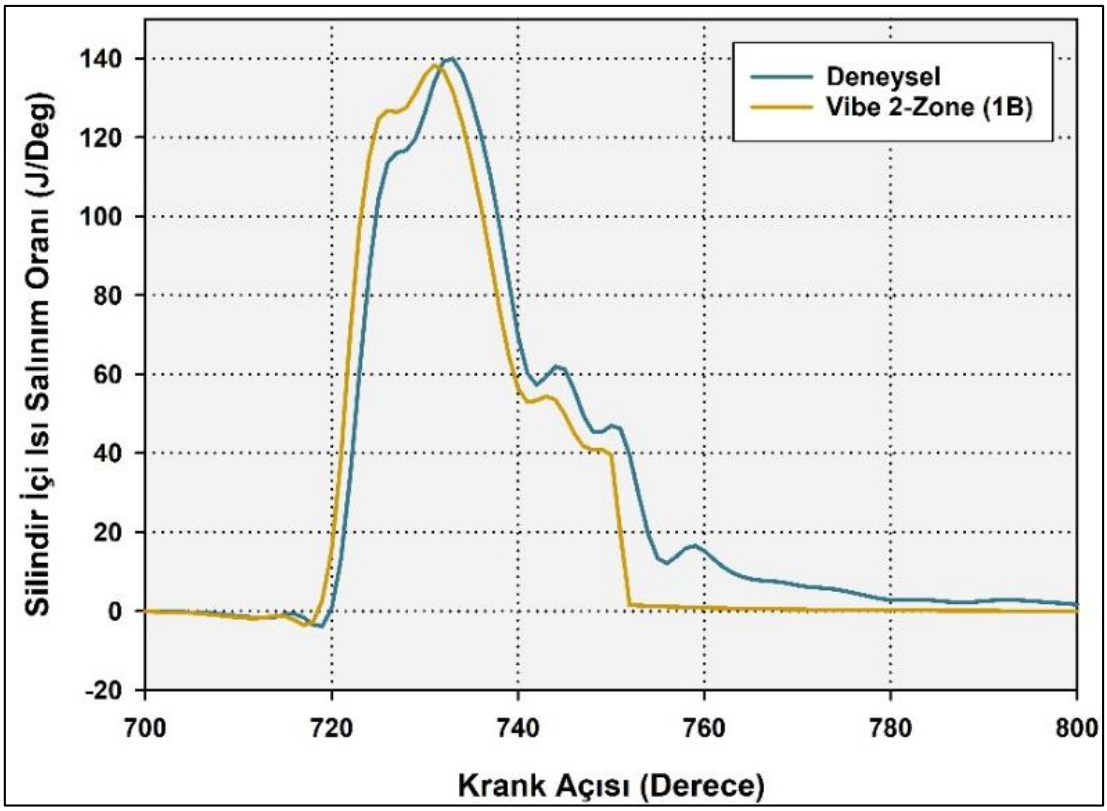
Yakıt ile birlikte 2300 devir/dakikada elde edilen veriler incelendiğinde ise; Deneysel sonuç olarak 733 KMA'da 122,22 bar, Vibe 2-Zone çözümünde 732 KMA'da 122,09 bar ile en yüksek değerler ölçülmüştür. Bu doğrultuda %98,2 seviyesinde doğruluk sağlanmıştır.

Krank açısına bağlı olarak toplanan silindir içi basınç değerinin silindir hacmine göre analizi (P-V grafiği) elde edilip deneysel ve sayısal olarak Şekil 5.7'de verilmiştir.



Şekil 5.7. P-V grafiği

Yanma analizlerinde karakteristik bir gösterge olan ısı salınım oranı sayısal analiz yöntemi ile AVL Burn ile yapılmış olup termodinamik kanunlarına göre teorik olarak hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar Vibe 2-Zone ve deneysel verilere göre karşılaştırılmıştır.



Şekil 5.8. Silindir içi ısı salınım grafiği

AVL Cruise M programı detaylı bir yanma sonrası emisyon analizine sahip olup, deneysel çalışmalarda egzoz emisyon ölçümü herhangi bir ardıl işlem yapılmamış olarak toplanmış verilerle kıyaslanmıştır.

Motorda yanma sonrası egzoz gazı ardıl işlem olarak SCR'den geçtikten sonra atmosfere salınmaktadır. SCR sonrası dizel partikül filtresine ihtiyaç duymadan emisyon seviyesi olarak Stage IIIB standartlarına uyum sağlamaktadır.

Dizel motor emisyonuna ait en önemli 2 parametre olarak is emisyonu ve NOx olarak incelendiğinde;

İs emisyonu; Deneysel verilerden bir kilowatt saat olarak 0,02382 g is oluşumu olduğu hesaplanmaktadır. Model hesaplamaları için program içerisindeki kalibrasyon parametreleri değiştirilerek deneysel verilere yakın referans parametreler oluşturulmuştur. Bu değerler "Soot Production" için 700, "Soot Consumption" için 775 değeri olarak belirlenmiştir. Parametre çalışmasının temel sebebi çift yakıt modelinde kullanılacak kalibrasyon verisi

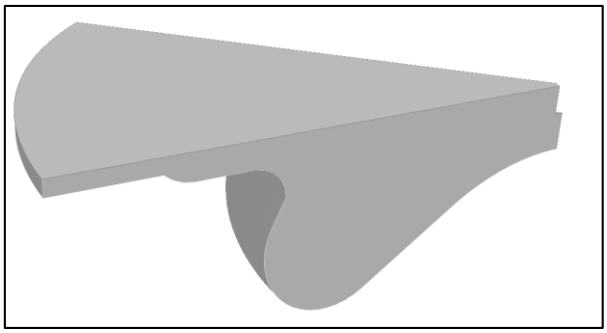
elde etmektir. İs oluşumu Vibe 2-Zone analizleri ile hesaplandığında sırası ile 0,02533 ve 0,02805 g/kWh olarak hesaplanmıştır.

NO_x emisyonu; Deneysel olarak egzoz manifoldu sonrası, SCR öncesi toplanan verilerde ortalama olarak 1270 ppm NOx oluşmuştur. Modelde Vibe 2-Zone ise 2319,59 olarak hesaplanmıştır.

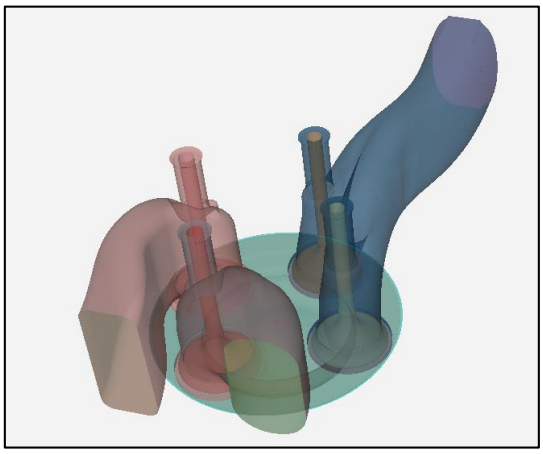
5.5. Üç Boyutlu Yanma Modelinin Test Verileri ile Doğrulanması

Bu çalışma kapsamında ele alınan 3 silindirli, Stage IIIB emisyon normlu traktör motorunun sayısal analizleri için öncelikle dizel yanma modunda model doğrulama çalışmaları yürütülmüştür. Bu süreçte Türk Traktör A.Ş. bünyesindeki AVL test düzeneğinden elde edilen veriler referans alınmıştır. Araştırmanın ana odağını teşkil eden metan-dizel çift yakıtlı çalışma koşullarının etkilerini gözlemlemek amacıyla, ANSYS Forte kullanılarak üç boyutlu analizler gerçekleştirilmiştir. Analizlerin sınır şartları AVL Cruise M çıktılarından beslenirken; ANSYS bünyesinde geometri hazırlığı ve ağ yapısı oluşturma aşamaları yürütülmüştür. Kimyasal kinetik mekanizmalar ve püskürtme parametrelerinin tanımlanmasının ardından tamamlanan çözümleme süreci, sonuçların görselleştirilmesiyle tamamlanmıştır.

RCCI motorların 3 Boyutlu analizlerinde hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) simülasyonlarında kullanılan çözüm ağı (mesh) yapısı, hesaplama süre ve maliyetini indirgemek ve doğruluğu arttırmak amacıyla spesifik geometrik kısıtlamalara ve tekniklere dayanmaktadır. Sayısal analiz sürecinde zaman verimliliğini artırmak için dizel yanma rejimi doğrulamaları sektör çözümleme ile 1/8’lik silindir üzerinden yürütülmüştür. Sistemin simetrik özellikleri (8 delikli enjektör yapısı ve simetrik piston formu) sayesinde, Şekil 5.9’da görülen 45°'lik kısmi model kullanımı mümkün kılınmıştır. Bu yaklaşım, çözüm hassasiyetinden ödün vermeden işlem yükünü azaltmış; ulaşılan sonuçların geçerliliği ise deneysel bulgularla kıyaslanmıştır. Emme ve egzoz manifoldunun modeli Şekil 5.10’da gösterilmiştir.



Şekil 5.9. 1/8’lik silindir kesiti



Şekil 5.10. Emme ve egzoz manifoldu geometrileri

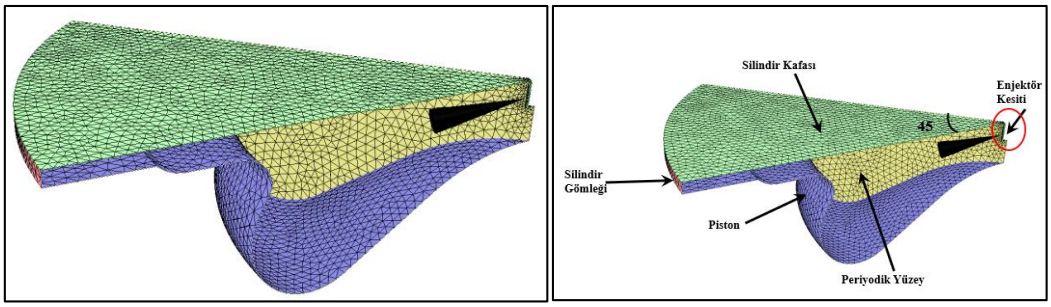
Geometrinin 45°'lik bölümü için ANSYS’in ağ oluşturma modülünde, ortalama 0,5 mm eleman boyutu ve 0,85’ten küçük maksimum keskinlik (skewness) kriterleri gözetilerek Şekil 5.11’deki sayısal ağ yapısı üretilmiştir. Forte yazılımına aktarılan bu model üzerinde, ağ büyüklüğü ve adaptasyonuna yönelik ileri seviye iyileştirmeler yapılmıştır. 'Global Mesh Size' ayarı üzerinden gerçekleştirilen duyarlılık analizlerinde 2-2,5 mm aralığındaki eleman boyutları denenmiş ve deneysel bulgularla en uyumlu sonuçları veren yapılandırma tercih edilmiştir. Modelin fiziksel tanımlamaları (sınır şartları, başlangıç değerleri ve yanma modelleri) tamamlanarak hesaplamalı analiz edilmiştir. Tanımlanan parametreler EK-1’de paylaşılmıştır [25].

5.5.1. Uygun eleman sayısının belirlenmesi

Silindir içi yanma simülasyonlarında sonuçların doğruluğunu etkileyen en kritik parametrelerden biri, kullanılan ağ yapısının ve eleman sayısının optimizasyonudur. Bu

doğrultuda, farklı eleman yoğunluklarına sahip ağ yapılarının; silindir içi basınç, ısı dağılım oranları, motor performansı ve emisyon verileri üzerindeki etkileri deneysel bulgularla karşılaştırılarak 'ağdan bağımsızlık testi' gerçekleştirilmesi doğrulamaları yapabilmek için kritik öneme sahiptir. Bu doğrultuda Aktaş hesaplama süresi ve hassasiyet dengesini sağlayacak şekilde üç farklı ağ örgüsü çalışması yapmış. Eleman sayısı bakımından kaba (29550 ağ), orta (44407 ağ) ve ince (57921 ağ) ile çalışma gerçekleştiren Aktaş, çalışmasında ortalama maksimum basınç, ortalama maksimum sıcaklık, mil gücü, özgül yakıt tüketimi yanma verimi ve fren mil verimi değerlerini deneysel veriler ile kıyaslayarak silindir içi yanma ve motor performans değerlerini kıyaslamıştır. Gerçekleştirdiği çalışmalarda ortalama maksimum basınçta %98, mil gücünde %93, öyt'de %94, fren mil veriminde %93'ün üzerinde uyumlu değerler elde etmiştir. Buradaki çalışmayı desteklemek için dizel motorlar için en önemli kirletici emisyon parametreleri olan is ve NOx kıyaslamalarını da gerçekleştirmiştir. Yaptığı karşılaştırma sonucunda is oluşumunda %96, THC de %95, CO'de %88 uyumlu değerler elde edilen 44407 ağ sayısına sahip orta ağ yapısının en yakın değerleri verdiğini tespit etmiştir. NOx için deneysel verilerde SCR sonrası veri mevcut olup, analiz verilerinin %55 kadar yüksek olmasının gerçekçi olduğu değerlendirilmiştir. Bu çalışma kapsamında yapılan ağ yapısı belirleme çalışması hem yanma karakteristikleri hem de emisyon çıktıları açısından sergilediği tutarlılık nedeniyle, bu ağ yapısı çalışmanın ilerleyen safhalarındaki metan-dizel çift yakıt analizleri için referans model olarak belirlenmiştir [25].

Uygun eleman sayısının belirlenmesi ve ağ model parametreleri EK-1'de paylaşılmıştır. [25].



Şekil 5.11. 1/8'lik Silindir kesitinde oluşturulan ağ modellemesi

5.6. Metan Oranının RCCI Yanmaya Etkisi ve Çalışma Aralığının Belirlenmesi

Bu çalışmada kütlece %0 Metan- %100 saf dizel ile %50 Metan- %50 Dizel arasında farklı oranlarda metan kullanılarak gerçekleştirilen simülasyonların performans, emisyon ve yanma değerlerine etkileri çalışılmıştır ve metan yüzde hesabı Eş. 5.1'de metan oranı (MO) şeklinde verilmiştir. Motorun normal çalışmasında kullanılan maksimum 64 mg/stroke 'da sabit olacak şekilde verilmiştir. 64 mg dizelin enerjisine göre oransal olarak eklenmesi gereken metan miktarı tespit edilmiştir. 3 boyutlu analizler emme portu kapandığı ve egzoz portunun açıldığı 600 KMA- 835 KMA arasında motor "maksimum yükte analiz edilmiştir. Dizel yanma ile doğrulanmış model ile 710 krank açısında dizel enjeksiyon süresi kullanılarak yürütülmüştür. 600 KMA'daki sıcaklık, silindir içi basınç ve yakıt kütle oranları 0-1 boyutlu AVL Cruise M programından alınmıştır. 3 boyutlu simülasyonlarda kullanılan dizel ve metan ile ilgili değerler Çizelge 5.4'te paylaşılmıştır.

$$\mathrm{MO} = \frac{\dot{m}_{\mathrm{metan}} \mathrm{x}\, \mathrm{AID}_{\mathrm{metan}}}{\dot{m}_{\mathrm{dizel}} \mathrm{x}\, \mathrm{AID}_{\mathrm{dizel}} + \dot{m}_{\mathrm{metan}} \mathrm{x}\, \mathrm{AID}_{\mathrm{metan}}} \mathrm{x}100 \tag{5.1}$$

Burada; MO: Metan oranı,

$\dot{m}_{\mathrm{metan,dizel}}$: Metan ve dizel yakıtın çevrim başına kütlesel miktarı

$\mathrm{AID}_{\mathrm{metan,dizel}}$: Metan ve dizel yakıtının alt ısıl değeri

Çizelge 5.4. Dizel ve metan yakıt özellikleri [19, 35]

Özellik	Dizel	Metan
Kimyasal Formül	CnH2n	CH4
Moleküler Ağırlık [g]	190-220	16,043
Yoğunluk [g/cm3]	0,831	0,656
Alt Isıl Değer [MJ/kg]	42,5	50
Kendi Kendine Tutuşma Sıcaklığı [K]	483	600
Stokiyometrik Hava / Yakıt Oranı	14,6	17,12-17,19
Alev Sıcaklığı [°C]	1720	2227-2727
Alev Hızı [cm/s]	2-8	36-37

Öncelikli olarak 3 boyutlu simülasyonlar ile elde edilen farklı metan oranları ile performans ve silindir içi basınç artış oranları Çizelge 5.6'da verilmiştir. Silindir içi basınç artış oranı RCCI motorlardaki en önemli göstergelerden bir tanesidir, bunun sebebi özellikle tutuşma gecikmesinin gözlemlendiği RCCI da basınç artış oranları yükselmektedir. Bunun doğal sonucu olarak vuruntu meydana gelebilmektedir. Saf dizel kullanılan motorlar için vuruntu genellikle silindir üst ölü noktasından önce gerçekleşirken, çift yakıtlı motorlarda yanma tutuşma gecikmesinin de etkisiyle üst ölü noktadan sonra gerçekleşmektedir. Maksimum silindir içi basınç artış oranı 1.0-1.5 MPa/°KA [6, 25] sınır olarak belirtilmektedir. Silindir içi maksimum basınç artış oranı için yapılan çalışma ile kullanılabilecek metan miktarının saf dizele göre programlanmış ECU ile %40-%50 arasında olduğu belirlenmiştir. Literatür incelendiğinde %89 metan kullanıldığında vuruntu meydana geldiği, farklı sıkıştırma oranlarında yapılan çalışmalarda %60-65 oranlarında vuruntu gözlemlenmediği belirtilmiştir [5, 6]. Benzer koşullar değerlendirildiğinde stock ECU ile ikincil yakıt olarak metan kullanımının uygun olduğu değerlendirilmiştir.

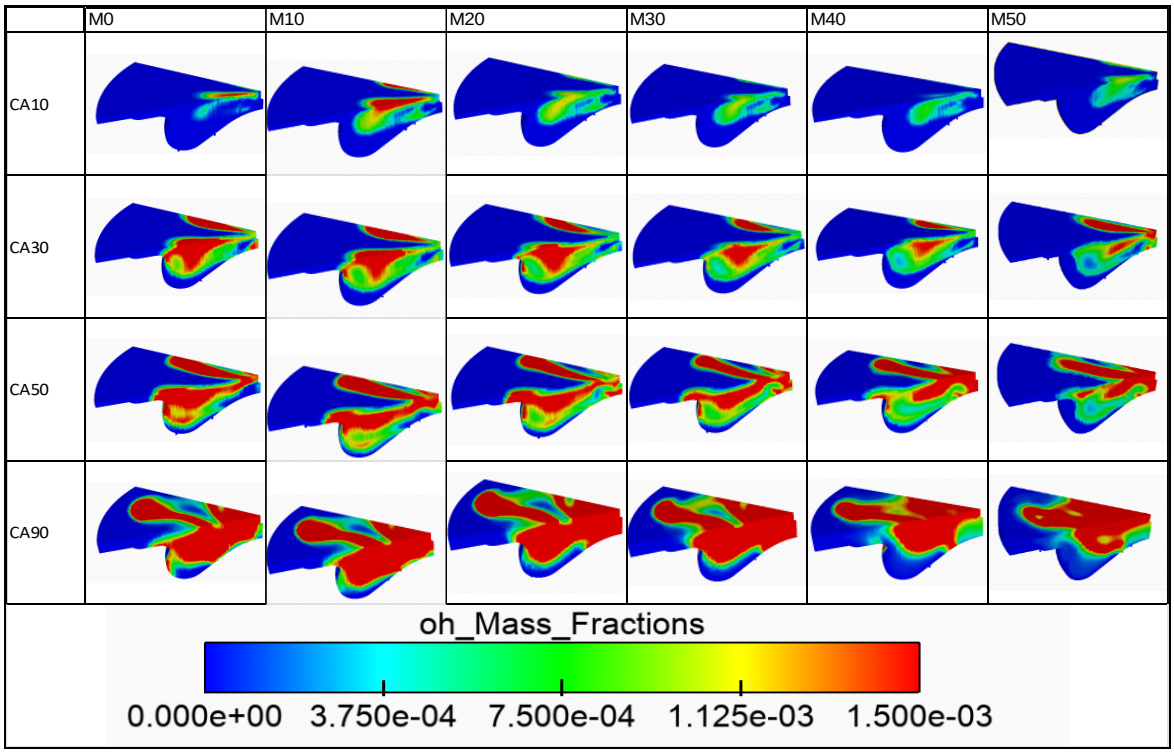
Çizelge 5.5'te görüldüğü üzere metan oranının artırılması yanma karakteristiklerini önemli ölçüde değiştirmiştir. Metan yüksek oktan sayısına, düşük reaktiviteye ve yüksek kendiliğinden tutuşma sıcaklığına sahiptir [36]. Bu nedenle, M10 için 7,01^{o}KA olan tutuşma

gecikmesi, metan oranı arttıkça artmış M50 için 9,01 °KA değerine ulaşmıştır. Ayrıca, metan dizel yakıta göre düşük olan alev yayılma hızı nedeniyle yanma süresini uzatmaktadır [37]. Sonuç olarak yanma süresinin de 17 °KA'dan 22 °KA'na %29,4 oranında artmıştır. Buna bağlı olarak da CA50 ve CA90 noktalarının genişleme strokuna kaydığı görülmektedir. CA50 noktası, M0 (dizel yanma) koşulunda ÜÖN sonrası 4,02 ºKA'nda meydana gelirken, metan oranının artmasıyla M10'da 5,05 °KA'ya ve M50'de 8,01 °KA'ya kaymıştır.

Çizelge 5.5. Farklı metan oranlarının yanmaya etkisi

Metan Oranı (%)	Tutuşma Gecikme Süresi (°KA)	Yanma Süresi (°KA)	Yanma Başlangıcı CA10 (ÜÖNö °KA)	CA50 (ÜÖNs °KA)	CA90 (ÜÖNs °KA)
0	6,01	18,01	3,98	4,02	14,02
10	7,01	17	2,98	5,05	14,02
20	7,01	18,04	2,99	5,06	15,06
30	7	19,05	3	6,04	16,05
40	8,02	20,04	1,98	7,03	18,07
50	9,01	22 ,01	0,88	8,01	21,03

Şekil 5.12'de farklı metan oranları için silindir içi OH dağılımı verilmiştir. OH konturları yüksek sıcaklıklı reaksiyonların ve yanma şiddetinin temel bir göstergesidir [38]. CA10 ve CA30 için saf dizelde yalnızca enjektör etrafında yoğunlaşan lokal reaksiyonlar, artan metan oranıyla homojenleşerek silindirin daha geniş alanlarına yayılmış ve ön karışımlı yanmayı desteklemiştir. Ancak, CA90'da, genişleme kaynaklı soğumanın etkisiyle yüksek metan oranlarında, M40 ve M50'de reaksiyonların sadece merkez çekirdekte yoğunlaştığı, dış bölgelerde ise OH seviyesinin düştüğü saptanmıştır. Bu durum, metanın silindir cidarlarına yakın bölgelerde sönümlenmesinden kaynaklığı ifade edilebilir.



Şekil 5.12. Farklı metan oranları için silindir içi OH dağılımı

Yanma karakteristiklerinde oluşan bu değişiklerin motor performansına etkileri Çizelge 5.6'da verilmiştir. Yanmanın daha yavaş gerçekleşmesi, maksimum silindir içi basıncını ve ani basınç artış hızını dizginleyerek vuruntu riskini azaltmakta; ısı kayıplarının düşmesiyle verim ve gücü artırarak ÖYT'ni iyileştirmektedir [36]. Çizelge incelendiğinde, M0 (dizel yanma) koşulu ile kıyaslandığında M50 (RCCI yanma) koşulunda motor gücünün %10,27, termal verimin %5,25 arttığı ve ÖYT'nin ise %5,90 azaldığı görülmektedir. Maksimum silindir içi basınç değerlerinin ve maksimum basınç artış oranının beklenildiği gibi metan RCCI yanma ile birlikte metan oranı arttıkça düştüğü belirlenmiştir. Çizelge 6.3'te yer alan maksimum sıcaklık verileri incelendiğinde, metan oranındaki artışın maksimum sıcaklıkları önce artırdığı daha sonra azalttığı görülmektedir. Saf dizel yanmasında (M0) 1972,18 K olan ortalama maksimum sıcaklık değeri M30 için 2020,73 K değerine ulaşmıştır. Bu artış eğiliminin temel nedeni, emme manifoldundan silindire alınan metanın hava ile ön karışım oluşturarak homojen bir yapı sergilemesi ve yanma sürecinde silindir içindeki yüksek sıcaklıklı bölgelerin (sıcak alanların) hacimsel olarak genişleyerek silindirin geneline yayılmasıdır [36]. Ancak, M40 ve M50 gibi daha yüksek seviyelerde metan içeriğine ulaşılmasıyla maksimum sıcaklık değerleri 2011,49 K ve 2002,67 K'ye düşmüştür. Bu düşüş eğilimi metanın sahip olduğu yüksek oktan sayısı ve yüksek kendi kendine tutuşma

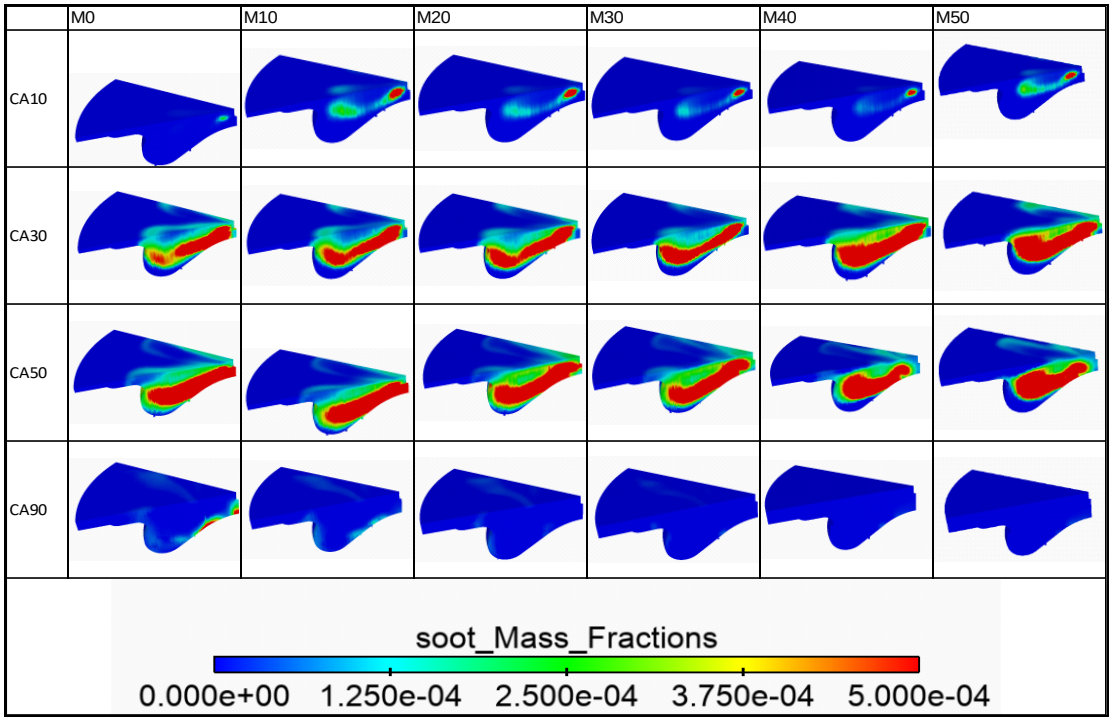
sıcaklığının baskın hale gelerek yanmayı geciktirmesi, genleşme zamanlamasına kaydırması ile açıklanmaktadır [36].

Çizelge 5.6. Farklı metan oranlarının performans etkisi

Metan Oranı (%)	Ortalama Maksimum Basınç (bar)	Ortalama Maksimum Sıcaklık (K)	İndike Mil Gücü (kW)	ÖYT (g/kWh)	Termal Verimi (%)	Maksimum Basınç Artış Oranı (MPa/°KA)
0	168,23	1972,18	60,95	222,40	43,63	0,7245
10	166,89	1994	61,02	219,46	44,13	0,7061
20	167,0 8	2010,47	62,82	216,64	44,62	0,6658
30	164,43	2020,73	64,16	214,7	44,93	0,6066
40	162,22	2011,49	65,42	212,88	45,23	0,5290
50	158,83	2002,67	67,21	209,28	45,92	0,4485

Çizelge 5.7'de farklı metan oranlarının emisyon oranlarına etkisi sunulmuştur. Çizelge 6.4'te farklı metan oranlarının emisyon oranlarına etkisi sunulmuştur. Dizel yanmadan RCCI yanmaya geçişte %10 metan oranının 0,0328g/kWh olan is emisyonunu 0,0024 g/kWh'e düşürdüğü görülmektedir. Bu düşüşün metan oranının artması ile daha da etkili olduğu, M50 için 0,0013 g/kWh değerine indiği görülmektedir. Bu düşüş metanın düşük karbon/hidrojen oranına sahip olması ve emme manifoldundan verilerek silindir içerisinde homojen bir karışım oluşturmasından kaynaklanmaktadır [36, 39]. Şekil 5.13'te verilen silindir içi is dağılımı grafiği incelendiğinde, CA10 evresinde saf dizel kullanımında is oluşumu ihmal edilebilir düzeydeyken, metan oranındaki artışla birlikte enjektöre yakın bölgelerde saf dizele göre daha belirgin şekilde is oluşmuşumu söz konusudur. Ancak is oluşumunun CA30 ve CA50 evrelerinde belirginleştiği görülmektedir. Metan oranının %30'un üzerine çıkmasıyla is, M40 ve M50 de çok daha dar ve lokal alanlarla sınırlı kalmıştır. Bu durum, metan ilavesinin ön karışımlı yanma oranını artırarak yakıtça zengin difüzyon alevi bölgelerini azaltması ve is öncülü türlerin oluşumunu sınırlandırmasıyla açıklanabilir [36, 40]. CA90 evresinde tüm durumlarda is büyük ölçüde oksitlenmiş olmakla birlikte, saf dizel için hala bir miktar is oluşumunun mevcut olduğu görülmektedir. Yüksek metan oranlarında

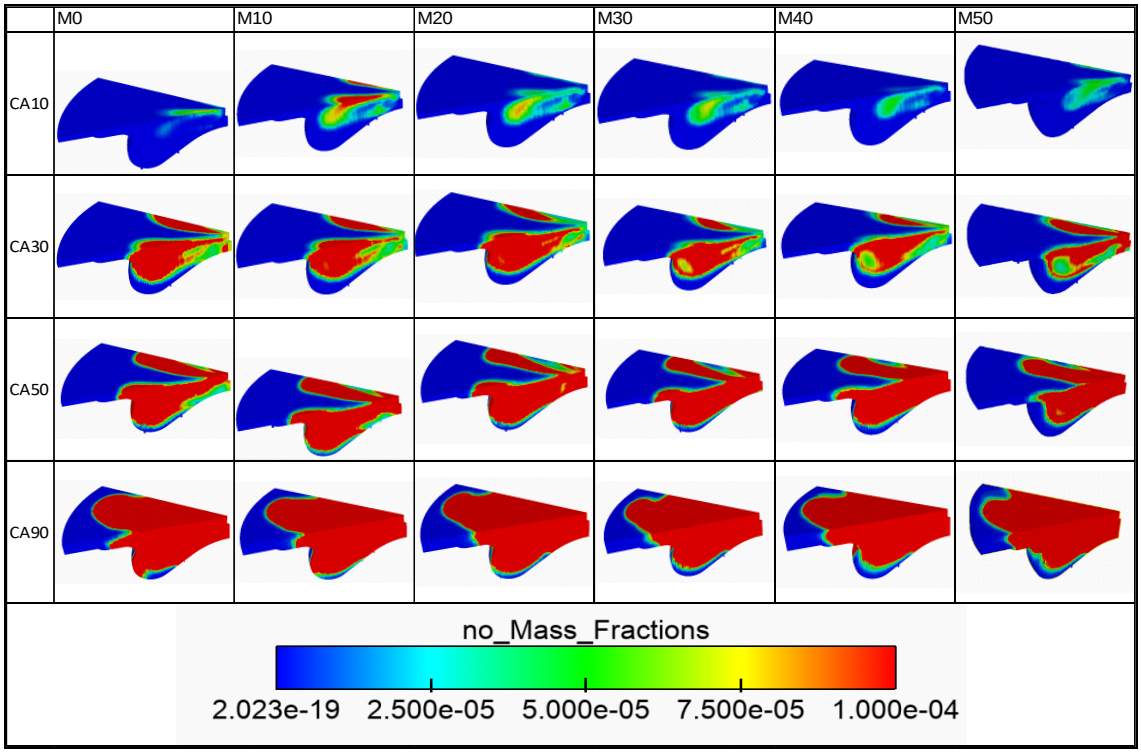
(M30–M50) isin daha etkin şekilde azaldığı gözlenmiştir. Sonuç olarak, metan oranındaki artış is oluşum bölgesini hacimsel olarak küçültmüş ve en düşük is emisyonu M50 durumunda elde edilmiştir.



Şekil 5.13. Farklı metan oranları için silindir içi is dağılımı

Homojen bir karışım oluşması neticesinde dizel yanmasına özgü yakıtça zengin difüzyon alev bölgelerinin azalmaktadır. NOx emisyonları ise silindir içi yerel maksimum sıcaklıklara doğrudan bağlı olan termal mekanizma ile şekillenmektedir [36, 41–43]. Şekil 5.17'de yer alan silindir içi sıcaklık grafiği ve Çizelge 5.6'te verilen maksimum sıcaklık değerlerine uyumlu olarak NOx emisyonları metan oranı artıkça önce artmış daha sonra azalmaya başlamıştır. Dizel yanmaya kıyasla %15,4 oranında artış göstererek M30 durumunda 2676,74 ppm ile tepe noktasına ulaşan NOx emisyonları, M50'de 1658,82 ppm' değerine gerilemiştir. Metan oranının %50 gibi yüksek seviyelere çıkarılması tutuşma gecikmesini belirgin şekilde uzatmış (bkz. Çizelge 5.6) yanma fazlarını genişleme zamanlamasına ötelemiştir. Yanmanın hacmin arttığı evreye kayması, genişleme kaynaklı soğuma etkisi yaratarak silindir içi yerel tepe sıcaklıklarını düşürmekte ve yüksek sıcaklığa son derece duyarlı olan termal NOx oluşumunu ciddi oranda baskılamaktadır [36, 37, 40, 43]. Şekil 5.14'te verilen silindir içi NO dağılımında, yanma başlangıcı olan CA10 en düşük NO yoğunluğu saf dizel için elde edilmişken, en yüksek NO yoğunluğu ise M10'dadır. CA30

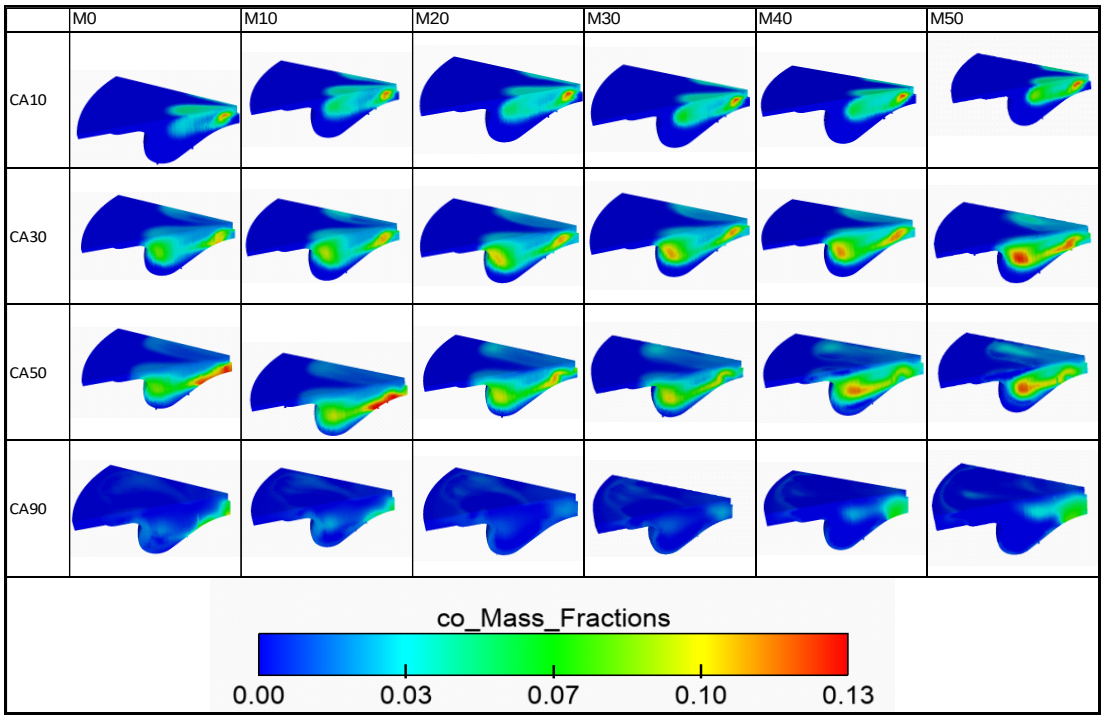
da M30’ kadar artan NO yoğunluğu ve dağılımının metan oranının artmasıyla azaldığı ifade edilebilir.



Şekil 5.14. Farklı metan oranları için silindir içi NO dağılımı

THC ve CO emisyonları incelendiğinde metan oranının artması ile her iki emisyonunda ciddi şekilde arttığı görülmektedir. M10 için sırasıyla 502 ppm ve 89,47 ppm olan THC ve CO değerleri M50 için 1964,6 ve 1998,2 ppm değerlerine ulaşmıştır. Literatürde de kapsamlı şekilde ele alındığı üzere bu durum; düşük reaktiviteli metanın soğuk sınır tabakalarında alevin sönümlenmesi ve karışımın aşırı fakir olduğu bölgelerde eksik oksidasyon gerçekleşmesi ile fiziksel olarak açıklanmaktadır [37, 41, 43]. Şekil 5.15’te silindir içi CO dağılımı sunulmuştur. CA10'da, düşük metan oranlarında CO oluşumunun esas olarak enjektör ucu çevresinde sınırlı ve düşük yoğunluklu bölgelerde gerçekleştiği görülmektedir. Metan oranının artırılmasıyla birlikte CO oluşum bölgeleri hacimsel olarak genişlemekte ve özellikle M40–M50 koşullarında daha yüksek konsantrasyonlu alanlar ortaya çıkmaktadır. CA30'da CO oluşumu tüm yakıt karışımları için belirgin şekilde artarken; düşük metan oranlarında CO'nun ağırlıklı olarak difüzyon alevinin bulunduğu enjektör çevresinde yoğunlaştığı, metan oranının artmasıyla ise ön karışımın etkisiyle CO dağılımının daha geniş hacimlere yayıldığı gözlemlenmiştir. CA50’de M0 ve M10 durumlarında CO dağılımı enjektör ekseni boyunca uzanan ince bir yapı sergilerken, M40 ve M50 koşullarında yüksek

CO konsantrasyonlarının silindir cidarlarına yakın dış kısımlarda ve squish (sıkıştırma) bölgelerinde yoğunlaştığı saptanmıştır. Bu durum, artan düşük reaktiviteli metan oranının silindir içindeki soğuk sınır tabakalarında alevin sönümlenmesine yol açarak yerel düşük sıcaklıklı ve eksik yanma bölgeleri oluşturduğunu göstermektedir. CA90'da ise tüm koşullarda CO seviyeleri önemli ölçüde azalmış ve dağılım daha homojen bir karakter kazanmıştır.



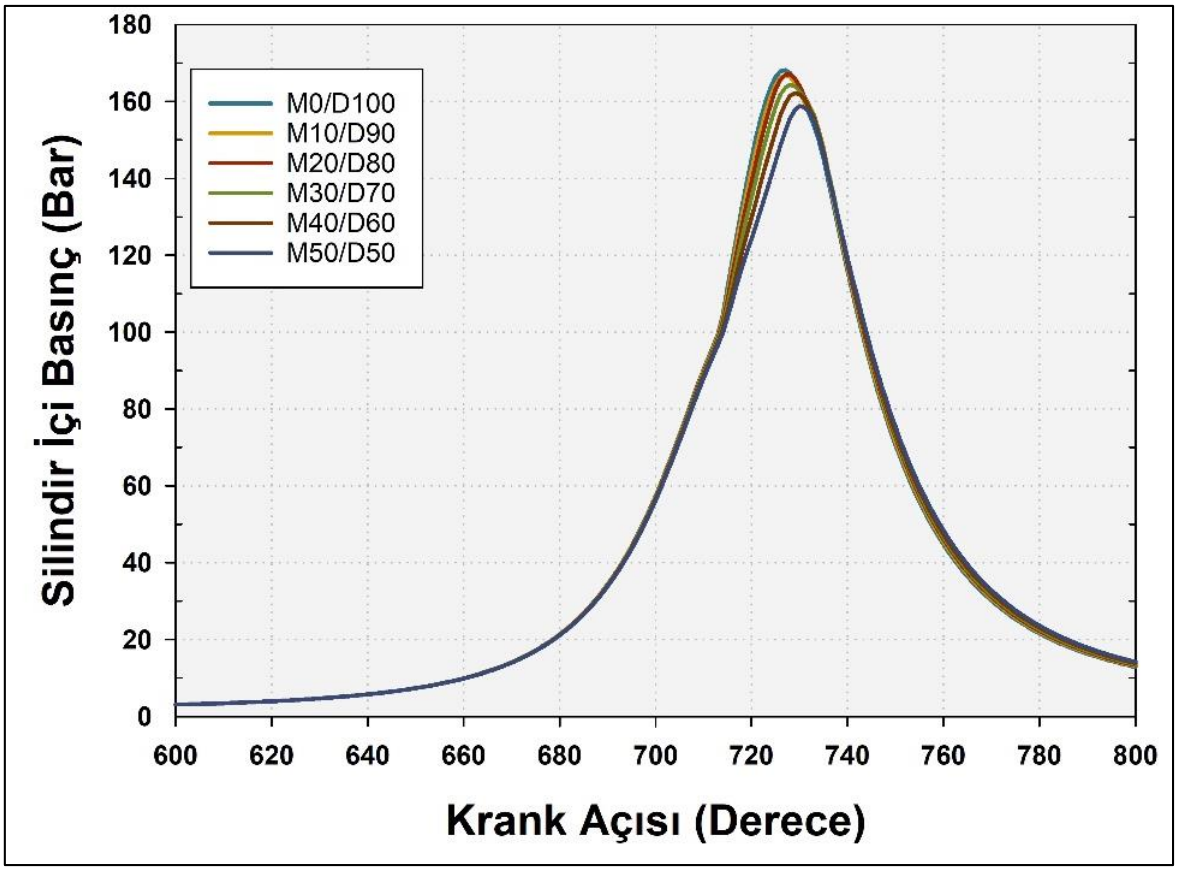
Şekil 5.15. Farklı metan oranları için silindir içi CO dağılımı

Çizelge 5.7. Farklı metan oranlarının emisyona etkisi

Metan oranı (%)	İs (g/kWh)	NOx (ppm)	THC (ppm)	CO (ppm)
0	0,0328	2319,59	104,99	89,47
10	0,0024	2589,69	502,0	582,6
20	0,0016	2602,5	860,3	923,3
30	0,0012	2676,74	1358,4	1189,9
40	0,0016	2140,1	1845,7	1536,6
50	0,0013	1658,82	1964,6	1998,2

5.7. Silindir İçi Basınç

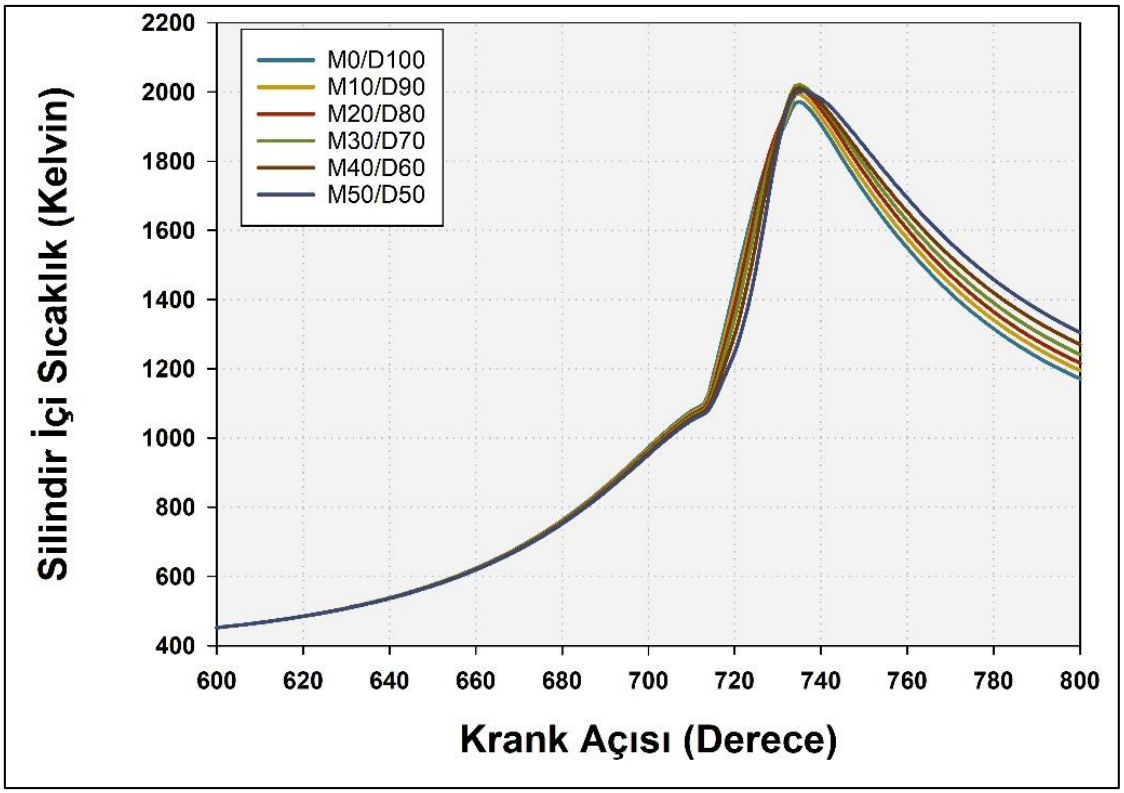
Yapılan analizlerde farklı metan oranlarının 2300 d/d tam yük altında metan oranının arttırılmasının silindir içi basınca etkisi incelenmiştir. Burada %0 (saf dizel), %10, %20, %30, %40 ve %50 metan için maksimum basınç değerleri sırasıyla 168,23bar, 166,9 bar, 167 bar, 164,4 bar ve 158,8 bar olarak gözlemlenmiştir. Değişen oranlardaki metanın basınç grafiği Şekil 5.16'da verilmiştir. Silindir içi basınç grafiği verilerinde görüldüğü üzere metan oranı arttıkça tepe basıncında kademeli olarak bir düşüş meydana gelmektedir. Bu düşüş, metanın dizel yakıta kıyasla daha düşük alev yayılma hızına sahip olması ve yanma süresini uzatmasının bir neticesidir [36]. Ayrıca, yanma fazlarının genişleme strokuna ötelenmesi, genişleyen silindir hacmi nedeniyle yanmanın ürettiği basınç artışı sınırlanmakta ve maksimum tepe basıncı metan oranı arttıkça azalmaktadır.



Şekil 5.16. Silindir içi basınç grafiği

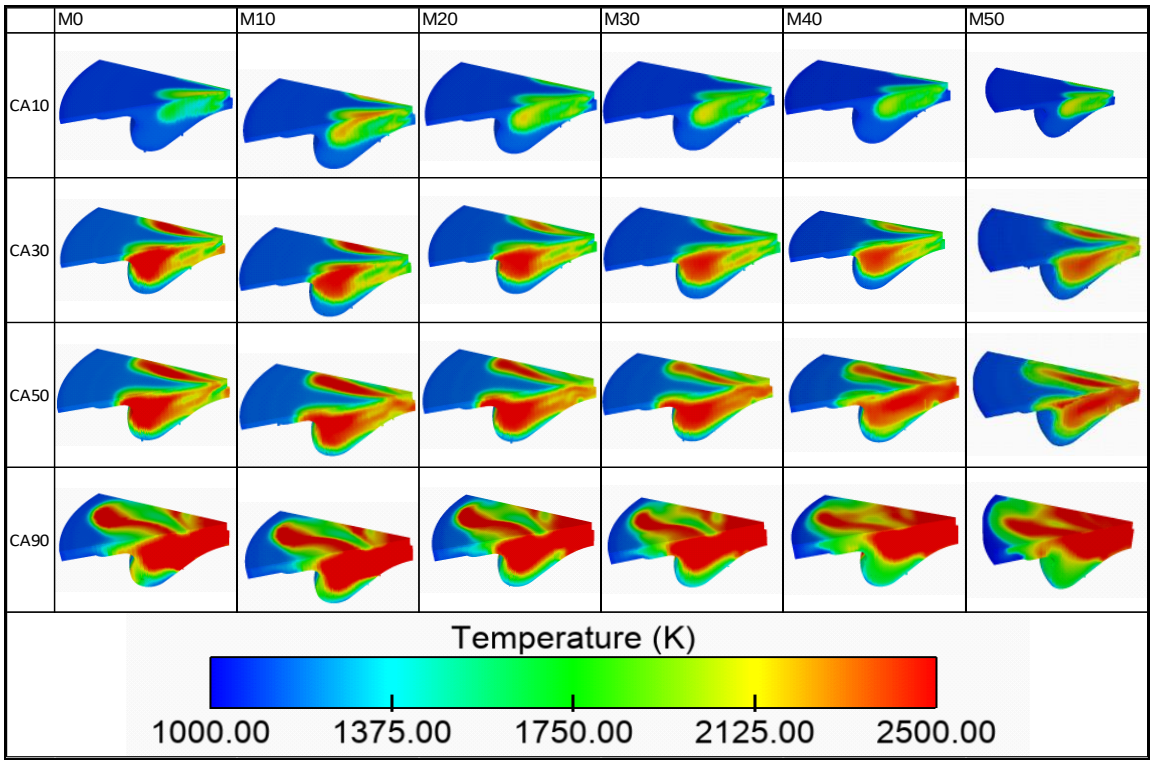
5.8. Silindir İçi Sıcaklık

Yapılan analizlerde farklı metan oranlarının 2300 d/d tam yük altında metan oranının arttırılmasının silindir içi sıcaklığa etkisi incelenmiştir. Burada %0 (saf dizel), %10, %20, %30, %40 ve %50 metan için maksimum sıcaklık değerleri sırasıyla 1972,18 K, 1994,11 K, 2010,47 K, 2020,73 K ,2011,49 K ve 2002,67 K olarak gözlemlenmiştir. Artan metan miktarı ile başlarda silindir içi sıcaklık değerinde artış gözlenirken, %30 metan oranından sonra silindir içi sıcaklık miktarı azalma eğilimi göstermiştir. Değişen oranlardaki metanın silindir içi sıcaklık grafiği Şekil 5.17'de verilmiştir. Bu artış eğiliminin temel nedeni, emme manifoldundan alınan metanın hava ile homojen bir ön karışım oluşturarak yanması ve silindir içindeki yüksek sıcaklıklı bölgelerin genişlemesidir [36]. Ancak, M40 ve M50 için maksimum sıcaklık sırasıyla 2011,49 K ve 2002,67 K'ye düşmüştür. Bu durum, metanın yüksek oktan sayısı ve yüksek kendi kendine tutuşma sıcaklığı nedeniyle tutuşma gecikmesini artırmasına bağlanmaktadır [36].



Şekil 5.17. Silindir içi sıcaklık grafiği

Şekil 5.17'de sunulan silindir içi sıcaklık konturları incelendiğinde, metan oranının artmasıyla birlikte yanma odasındaki sıcaklık dağılımını belirgin şekilde değiştirdiği görülmektedir. CA10 krank açısında tüm yakıt oranlarında sıcaklık seviyeleri düşük olup, yüksek sıcaklık bölgeleri pilot dizel yakıtının tutuşmasıyla enjektör çevresinde oluşmaya başlamıştır. CA30 ve CA50 aşamalarında ise sıcak bölgeler genişlemiş, özellikle M20 ve M30 karışımlarında metan-hava ön karışımının daha homojen yanması sayesinde yüksek sıcaklık bölgeleri silindirin daha geniş alanlarına yayılmıştır. CA90 krank açısında en geniş yüksek sıcaklık bölgesi M30 yakıt karışımında elde edilmiştir. Buna karşılık M40 ve M50 karışımlarında yüksek sıcaklık bölgelerinin daraldığı ve genel sıcaklık seviyelerinin azaldığı görülmektedir. Sonuçlar, metan ilavesinin %30 seviyesine kadar sıcak alanların oluşumunu desteklediğini, daha yüksek oranlarda ise sıcaklıkların azalma eğilimi gösterdiğini ortaya koymaktadır.

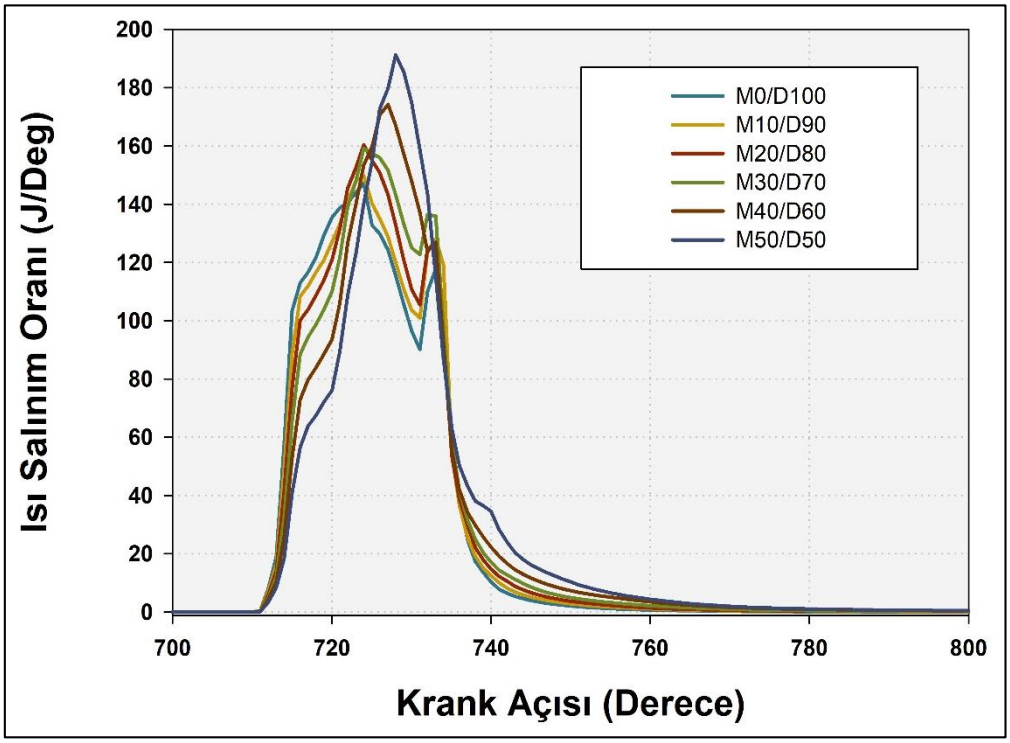


Şekil 5.18. Silindir içi sıcaklık kontur grafiği

5.9. Isı Salınım Oranı

Yapılan analizlerde farklı metan oranlarının 2300 d/d tam yük altında metan oranının arttırılmasının ısı salınım oranına etkisi incelenmiştir. Burada %0 (saf dizel), %10, %20, %30, %40 ve %50 metan için ısı salınım oranı değerleri sırasıyla 147,13 J/deg, 149,74 J/deg, 160,39 J/deg, 159,14 J/deg ,174,23 J/deg 191,18 J/deg olarak gözlemlenmiştir. Şekil 5.19'da sunulan ısı salınım oranı eğrileri incelendiğinde, metan oranının yanma karakteristiğini önemli ölçüde değiştirdiğini göstermektedir. Metan oranının artmasıyla tutuşma gecikmesi uzamış ve erken yanma evresindeki ısı salınımının yükseliş hızı azalmıştır. Ana yanma evresinde CA30-CA50, M0–M30 karışımlarında dizel ve metan yanmasının ardışık gerçekleşmesine bağlı olarak çift tepe yapısı gözlenirken, M40 ve M50 koşullarında ön karışımlı yanmanın baskın hale gelmesiyle bu yapı tek ve daha yüksek bir tepeye dönüşmüştür. Maksimum ısı salınım oranı değeri M50 koşulunda elde edilmiş, ancak uzayan tutuşma gecikmesi nedeniyle maksimum ısı salınım noktası daha ileri krank açılarına kaymıştır. Ayrıca metan oranındaki artış, son yanma evresinin uzamasına ve ısı salınım eğrisinin uzamış yanma sonu evresi oluşturmasına neden olmuştur. Bu durum, metanın dizel

yakıta kıyasla daha düşük reaktiviteye ve daha yavaş alev yayılma karakteristiğine sahip olmasından kaynaklanmaktadır.

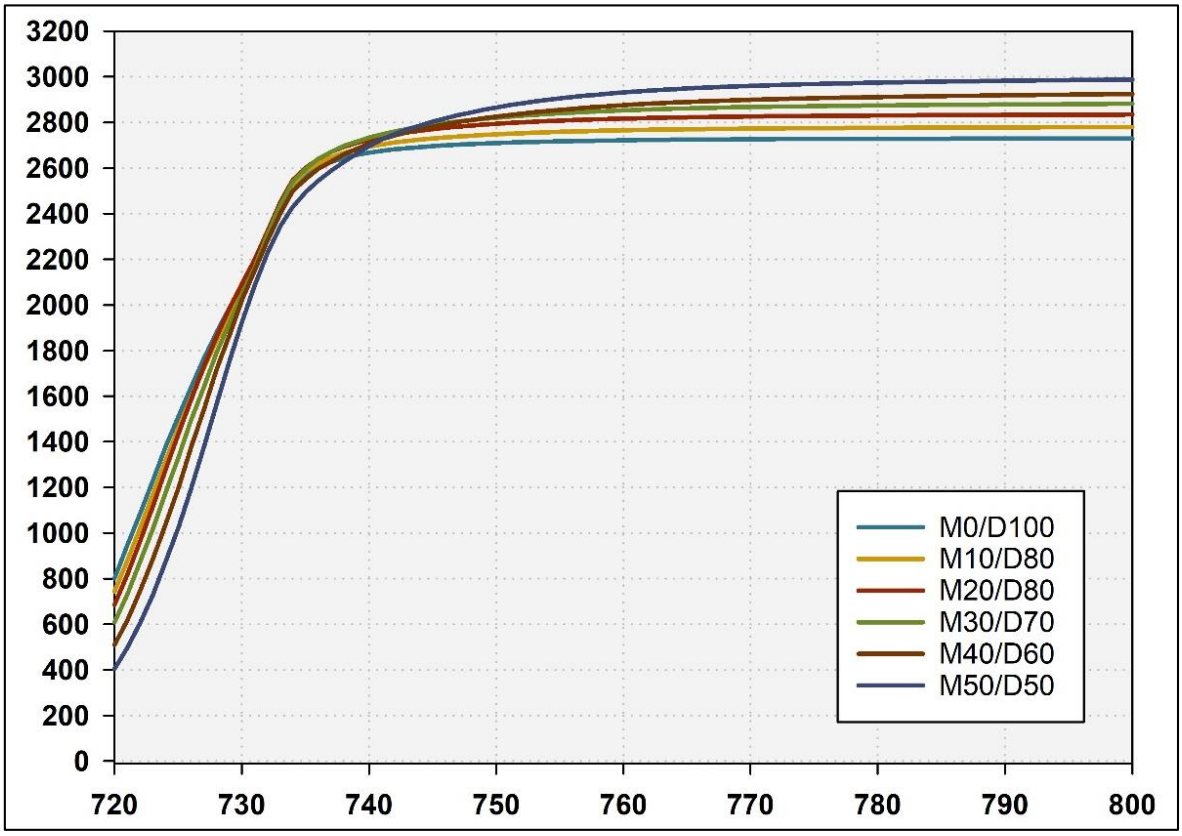


Şekil 5.19. Isı salınım oranı grafiği

5.10. Toplam Isı Salınımı

Yapılan analizlerde farklı metan oranlarının 2300 d/d tam yük altında metan oranının arttırılmasının toplam ısı salınımına etkisi incelenmiştir. Burada %0 (saf dizel), %10, %20, %30, %40 ve %50 metan için görünür ısı değerleri sırasıyla 2730 J, 2781,3 J 2828,05 J, 2886,74 J, 2934,86 J 2997,85 J olarak ölçülmüştür. Artan metan miktarı ile toplam ısı salınımı miktarında artış gözlemlenmiştir. Değişen oranlardaki metanın toplam ısı salınımı grafiği Şekil 5.20'de verilmiştir. Toplam ısı salınımı grafiği incelendiğinde, karışımdaki metan oranının artmasıyla eğrilerin ulaştığı maksimum değerlerin belirgin bir artış görülmektedir. Saf dizel yanmasını temsil eden M0 durumunda ulaşılan toplam ısı salınımı, metan oranının artmasıyla artarak M50 için maksimum seviyesine ulaşmıştır. Eğrilerde açıkça görüldüğü üzere, düşük reaktiviteli metanın artmasıyla eğrilerin sonraki krank açılarına doğru ötelenmesi söz konusudur. Tutuşma gecikmesinin uzaması yanma öncesinde yakıt ve havanın homojen karışmasına olanak tanımıştır. Sonuç olarak, tam yük altında artan

metan oranı, RCCI stratejisine uygun olarak difüzyon yanmasını azaltıp ön karışımlı yanmayı teşvik etmiş, böylece silindir içinde açığa çıkan toplam ısı miktarı artmıştır.

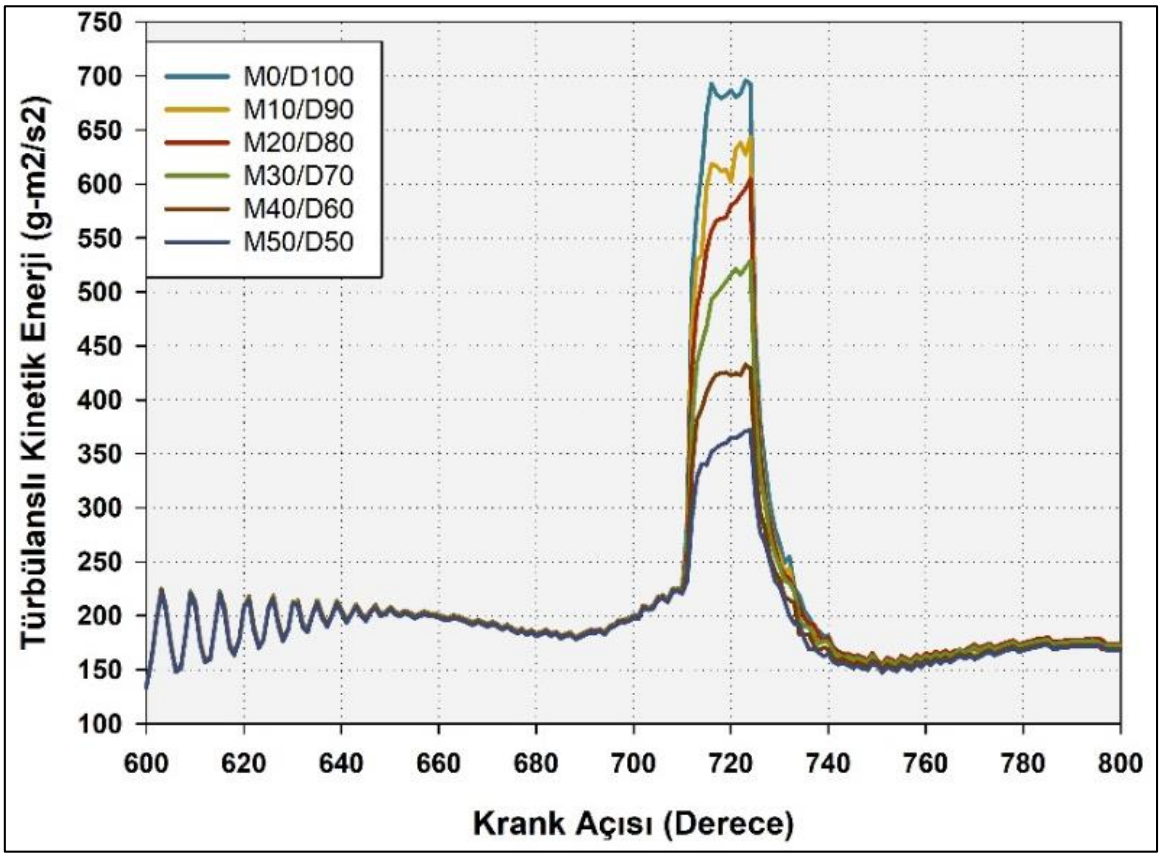


Şekil 5.20. Toplam ısı salınımı (J)

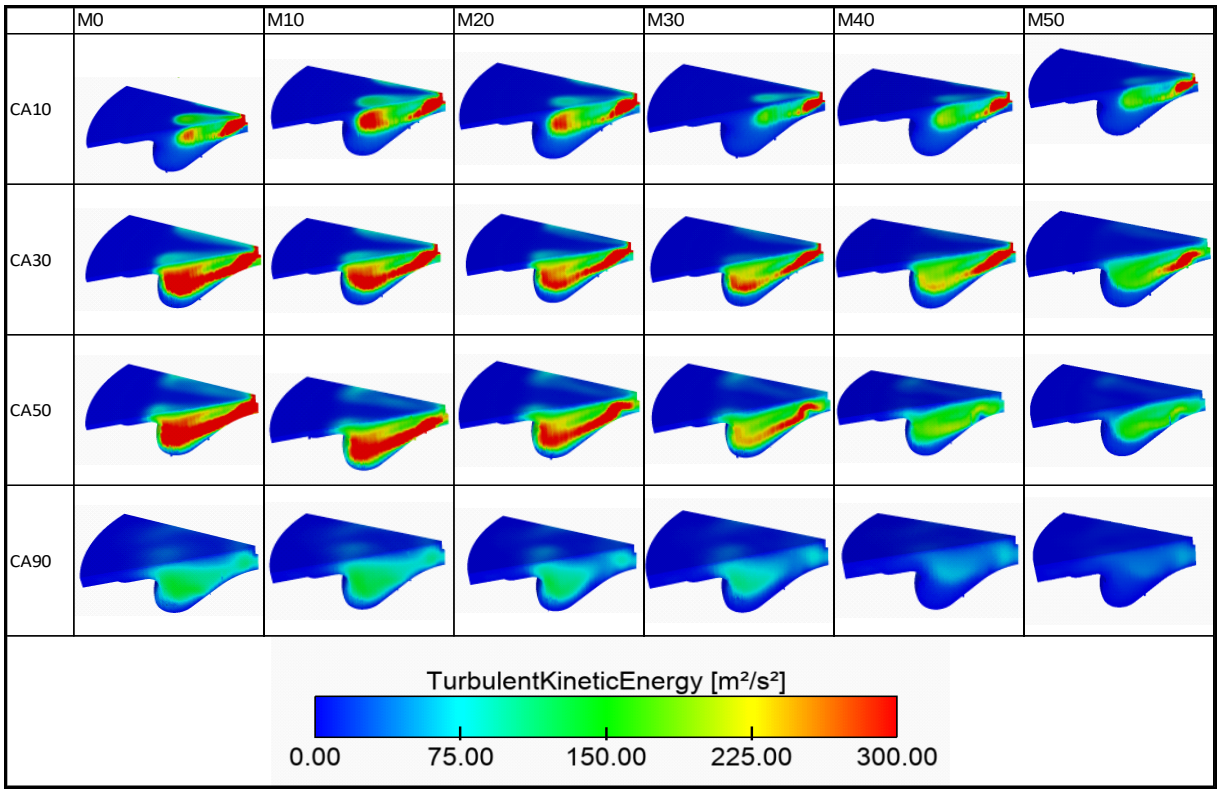
5.11. Türbülanslı Kinetik Enerji

Yapılan analizlerde farklı metan oranlarının 2300 d/d tam yük altında metan oranının arttırılmasının türbülanslı kinetik enerjiye etkisi incelenmiştir. Burada %0 (saf dizel), %10, %20, %30, %40 ve %50 metan için türbülanslı kinetik enerjiye değerleri sırasıyla maksimum 695,88, 643,16, 604,20 528,82 432,71 371,53 g-m^2/s^2 olarak ölçülmüştür. Değişen oranlardaki metanın türbülanslı kinetik enerjiye grafiği Şekil 5.21'de verilmiştir. Şekil 5.22'de verilen TKE dağılımları, metan oranındaki artışın silindir içi akış ve yanma karakteristiğini önemli ölçüde değiştirdiğini göstermektedir. CA10 evresinde, M0, M10 ve M20 için enjektör ucunda yüksek yoğunluklu bir TKE bölgesi oluşurken, metan oranının artmasıyla birlikte pilot dizel miktarının azalmasına bağlı olarak bu bölge zayıflamış ve M50 koşulunda oldukça düşük seviyelere gerilemiştir. Ana yanma fazlarını temsil eden CA30 ve CA50 evrelerinde ise dizel baskın M0, M10 ve M20 karışımlarında TKE'nin enjektör

çevresinde yoğunlaştığı görülürken, M40 ve M50 koşullarında silindir geneline daha homojen, yayvan ve düşük yoğunluklu bir dağılım sergilediği belirlenmiştir. Bu durum, yanma mekanizmasının difüzyon kontrollü lokal yapıdan, büyük ölçüde hacimsel ön karışımlı yanmaya doğru dönüştüğünü kanıtlamaktadır. Yanmanın son evresi olan CA90'da ise genişleme strokunun etkisiyle türbülansın tüm yakıtlar için büyük ölçüde sönümlendiği saptanmıştır.



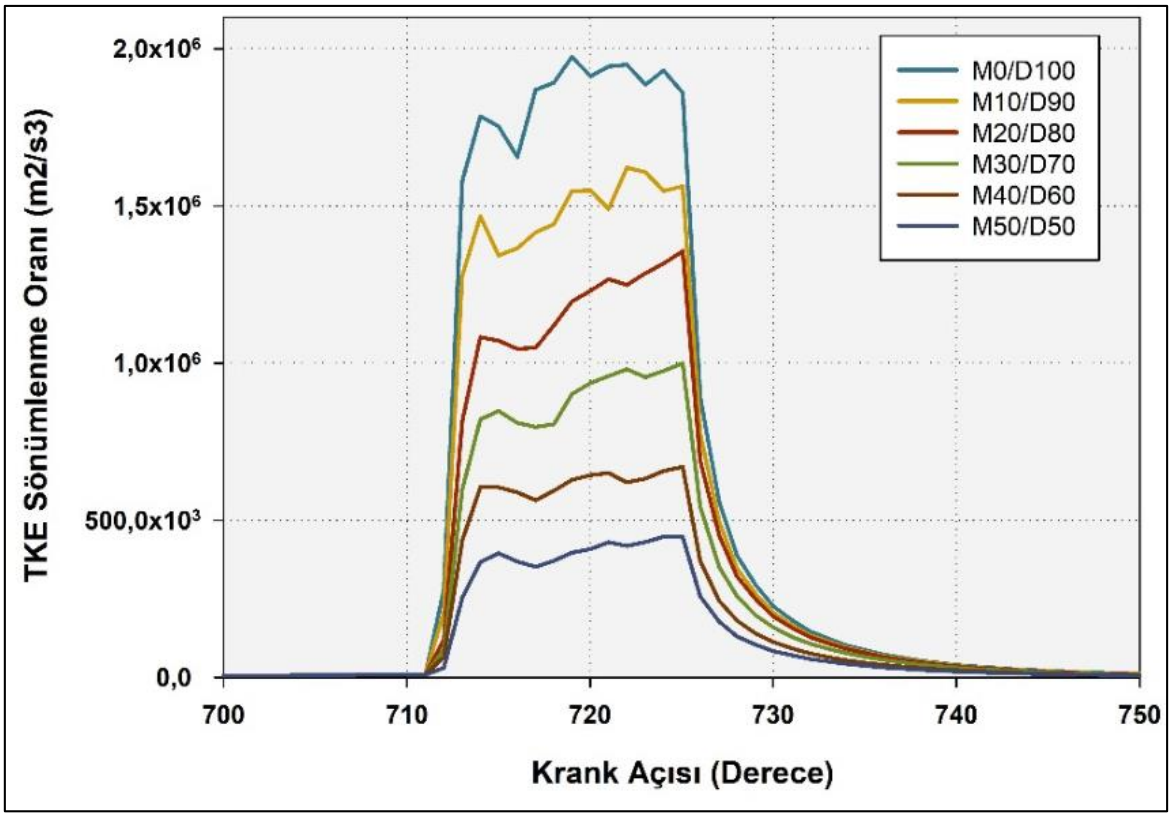
Şekil 5.21. Türbülanslı kinetik enerji



Şekil 5.22. Türbülanslı kinetik enerji kontur

5.12. Türbülanslı Kinetik Enerjinin Sönümlenme Oranı

Yapılan analizlerde farklı metan oranlarının 2300 d/d tam yük altında metan oranının arttırılmasının türbülanslı kinetik enerjinin sönümlenme oranına etkisi incelenmiştir. Burada %0 (saf dizel), %10, %20, %30, %40 ve %50 metan için türbülanslı kinetik enerjinin sönümlenme oranı değerleri sırasıyla $1974x10^3$, $1621x10^3$, $1356x10^3$,$1000x10^3$ 669 $x10^3$ 447 x10 ^{3} m^2/s^3 olarak ölçülmüştür. Değişen oranlardaki metanın türbülanslı kinetik enerji sönümlenme oranı grafiği Şekil 5.23'te verilmiştir.



Şekil 5.23. Türbülanslı kinetik enerji sönümlenme oranı

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Günümüz enerji talepleri artan enerji tüketimi ile birlikte sıkılaşan emisyon düzenlemeleri ile birlikte emisyon salınımları için otomotiv üreticileri farklı önlemler almaktadır. Önceleri emisyon salınımlarını azaltmak için yanma sonrası egzoz gazını filtreleyen, dönüştüren işlemler (DPF, SCR, Ad-Blue) tercih edilmekteydi. Ancak bu sistemler için kullanılan bileşenlerin maliyeti ve motor performansına olumsuz etkileri sebebiyle, yanma sonrası işlemlere alternatif olarak yanma işlemi sırasında emisyonları azaltmaya yönelik çalışmalar hız kazanmıştır. Bu yöntemlerde emisyonu arttıran yanma fazlarından kaçınmak için düşük sıcaklıkta yanma teknolojilerine odaklanılmış olup, bunun ürünleri olarak PCCI, HCCI ve son olarak, silindir içi yanmanın daha kontrollü olduğu RCCI teknolojileri geliştirilmiştir.

Tez çalışması kapsamında öncelikli olarak endüstriyel olarak kullanılmakta olan 3 silindirli bir dizel motor, 1 boyutlu ve 3 boyutlu olarak sayısal modellenmiş olup, modellenen bu turbo beslemeli dizel motor verileri konvansiyonel dizel yakıt ile deneysel olarak doğrulanmıştır. Doğrulanan modeller ile, farklı oranlarda ikincil yakıt olarak metan kullanımı analiz edilmiş, metan-dizel yakıt çifti ile RCCI yanma çalışması yapılmıştır. Yapılan çalışmalar neticesinde elde edilen tecrübe ile aşağıdaki sonuç ve önerilere yer verilmektedir.

6.1. Sonuçlar

Çalışmalar 1 boyutlu yanma analizleri için AVL Cruise M kullanılarak 2300 devirde tam yükte yapılmış olup deneysel sonuçlar ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Yapılan 1 boyutlu çalışmalarda alınan veriler doğrultusunda tam yük değerlerinde IMEP, maksimum basınç, özgül yakıt tüketimi ve fren mil veriminde sırasıyla %0,18 , %1,27, %1,08 ve %0,54 fark ile deneysel verilere yaklaşılmıştır.

Yapılan 1 boyutlu analizlerden elde edilen veriler (silindir içi sıcaklık, basınç ve tür oranları) belirlenmiş olup bu veriler ile ANSYS Forte ile reaktif yanma analizleri gerçekleştirilmiştir. ANSYS Forte analizlerinde deneysel veriler ile en uygun hücre model sayısı olan 44407 [25] eleman sayısı kullanılarak, mil gücü, maksimum basınç, özgül yakıt tüketimi ve fren mil

verimi farkları hesaplanmış olup sırasıyla %5,65, %0,28, %5,57 ve %4,6 olmuştur. Toplam hidrokarbon ve CO emisyonları için bu değerler %3,7 %5,12 ve %10,5 olmuştur.

Metan-Dizel çifti ile yapılan yakıt analizlerindeki temel yaklaşım motor içinde herhangi bir değişiklik yapılmadan hava ile ön karışımlı olarak metan gönderilmesi analiz edilmiştir. Yapılan literatür araştırmasında %89 oranına kadar metan ile vuruntu gerçekleşmeden yanma işleminin sağlanabilmesi referans alınarak tez çalışmasında çalışma aralığı %0-%50 metan olarak belirlenmiştir [5]. Yapılan çalışmada %10'luk metan artışları ile çalışma gerçekleştirilmiş olup artış ile birlikte mil gücünde, termal verimde artış eğilimi olduğu gözlemlenmiş olup %50 metan için değerleri sırası ile %9,81, %4,06 olarak hesaplanmıştır. Emisyon değerlerinde ise; NOx ve is miktarı azalırken, sırasıyla %36, %39,9 CO ve THC değerleri artış eğilimi göstermiş olup %50 metan için değerleri sırasıyla 3,4 3,91 kat artış göstermiştir.

Çizelge 6.1'de yapılan çalışmalar ile elde edilen emisyon değerlerinin motorun mevcut durumda tabi olduğu emisyon regülasyonuna göre kıyaslaması g/kWh cinsinden gösterilmiştir. Metan oranının arttırılarak yapılan çalışmada NOx emisyon değerinde en iyi iyileşme %37,5 ile %50 metan ile sağlanmıştır ancak 14,26 g/kWh NOx emisyon değeri emisyon standartı olan 4,7 değerinden 3,03 kat yüksektir. Toplam hidrokarbon değeri StageIIIB limitini %30 metan kullanımından sonra karşılayamamaktadır. Karbonmonoksit değer, artan metan oranı ile artış eğilimi göstermektedir. StageIIIB deki limit olan 5,0 g/kWh CO miktarı %20 metan kullanımı ile birlikte aşılmaktadır. Emisyon değerleri ve limitler değerlendirildiğinde metan oranının artması ile birlike NOx değerleri düşme eğilimi gösterirken toplam hidrokarbon ve karbonmonoksit değerleri limit üstüne çıkmaktadır. Buradaki toplam hidrokarbon ve karbonmonoksit miktarının birlikte artış eğilimi içerisinde olması, silindir içinde yanmanın tam gerçekleşememesinin, bir göstergesi olmaktadır. Burada silindir duvarlarında hızlı soğumanın yaşanması ve tutuşma gecikmesinin etkileri değerlendirilebilir.

Çizelge 6.1. Farklı metan oranlarının emisyona etkisi

Metan Oranı (%)	NOx (ppm)	NOx (g/kWh)	THC (g/kWh)	CO (g/kWh)
0	2319,59	22,8	0,283	0,535
10	2589,69	24,69	1,59	3,38
20	2602,5	24,11	2,70	5,20
30	2676,74	24,23	4,22	6,55
40	2140,1	18,95	5,65	8,28
50	1658,82	14,26	5,86	10,46
Stage IIIB	-	4,7		5,0

6.2. Gelecek Çalışmalar ve Öneriler

Yapılan çalışmalar ve gelecek çalışmalar için öneriler aşağıdaki gibi belirtilebilir.

Konvansiyonel dizel motor emisyonlarından NOx emisyonlarında RCCI kullanımı ile azaltılabileceği kanıtlanmış olmak ile birlikte, birincil yakıtın metan olduğu yani %50'den daha yüksek metan kullanımı ile çalışmalar yapılabilir.

Metan kullanımı ile artan THC ve CO için RCCI yanmanın getirdiği tutuşma gecikmesi ile ilgili olarak daha iyi bir türbülans ve silindir üst geometrisi çalışılarak analiz çalışmaları tekrarlanabilir.

Yapılan çalışmada motor parametreleri sabit bırakılarak gerçekleştirilmiş olup, EGR oranları ve pilot yakıt püskürme stratejileri ile ilgili yapılan çalışmalar ile THC ve CO miktarlarının düşürülmesi incelenebilir.

KAYNAKLAR

1. Dec, J. E. (1997). A conceptual model of Dl diesel combustion based on laser-sheet imaging. *Journal of Engines*, 106, 1319-1348.

2. Hiroyasu, H., and Kadota, T. (1976). Models for combustion and formation of nitric oxide and soot in direct injection diesel engines. *Transactions*, 85, 513-526.

3. İnternet: Williams, M., and Minjares, R., A technical summary of Euro 6/VI vehicle emission standards. URL: https://theicct.org/publication/a-technical-summary-of-euro-6-vi-vehicle-emission-standards, Son Erişim Tarihi: 17.03.2026.

4. Singh, A. P., Kumar, V., and Agarwal, A. K. (2020). Evaluation of comparative engine combustion, performance and emission characteristics of low temperature combustion (PCCI and RCCI) modes. *Applied Energy*, 278, 115644.

5. Paykani, A., Kakaee, A. H., Rahnama, P., and Reitz, R. D. (2015). Effects of diesel injection strategy on natural gas/diesel reactivity controlled compression ignition combustion. *Energy*, 90, 814-826.

6. Paykani, A., Kakaee, A. H., Rahnama, P., and Reitz, R. D. (2016). Progress and recent trends in reactivity-controlled compression ignition engines. *International Journal of Engine Research*, 17(5), 481-524.

7. Thring, R. H. (1989). Homogeneous-charge compression-ignition (HCCI) engines. *SAE International Fall Fuels and Lubricants Meeting and Exhibition*, 892068.

8. Laguitton, O. R., Crua, C., Cowell, T., Heikal, M. R., and Gold, M. (2007). The effect of compression ratio on exhaust emissions from a PCCI diesel Engine. *Energy Conversion and Management*, 48(11), 2918-2924.

9. Horibe, N., Harada, S., Ishiyama, T., and Shioji, M. (2009). Improvement of premixed charge compression ıgnition based combustion by two-stage injection. *International Journal of Engine Research*, 10(2), 71-80.

10. Benajes, J., Broatch, A., Garcia, A., and Muñoz, L. M. (2013). An experimental investigation of diesel- gasoline blends effects in a direct-injection compression-ignition engine operating in PCCI conditions. *SAE Technical Paper*, 2013(01), 1676.

11. Wang, H., Zhao, X., Tong, L., and Yao, M. (2018). The effects of DI fuel properties on the combustion and emissions characteristics of RCCI combustion. *Fuel*, 227, 457-468.

12. Sattarzadeh, M., Ebrahimi, M., and Jazayeri, S. A. (2022). A detail study of a RCCI engine performance fueled with diesel fuel and natural gas blended with syngas with different compositions. *International Journal of Hydrogen Energy*, 47(36), 16283-16296.

13. Bendu, H., and Murugan, S. (2014). Homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion: mixture preparation and control strategies in diesel engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 38, 732-746.

14. Curran, S. J., Gao, Z., and Wagner, R. M. (2015). Reactivity-controlled compression ignition drive cycle emissions and fuel economy estimations using vehicle system simulations. *International Journal of Engine Research*, 16(8), 1014-1024.

15. Jia, Z., and Denbratt, I. (2015a). Experimental ınvestigation of natural gas-diesel dual-fuel RCCI in a heavy-duty engine. *SAE International Journal of Engines*, 8(2), 797-807.

16. Ulishney, C. J., and Dumitrescu, C. E. (2024). Optical investigation of methane, ethane, or propane and diesel at low load RCCI conditions. *Fuel*, 355, 129472.

17. Bharath, A. N., Reitz, R. D., and Rutland, C. J. (2021). Impact of active control turbocharging on the fuel economy and emissions of a light-duty reactivity controlled compression ignition engine: A simulation study. *Frontiers in Mechanical Engineering*, 7, 610891.

18. Armin, M., and Gholinia, M. (2022). Comparative evaluation of energy, performance, and emission characteristics in dual-fuel (CH4/diesel) heavy-duty engine with RCCI combustion mode. *Results in Engineering*, 16, 100766.

19. Navid, A., Ghadamkheir, K., Hasche, A., Zareei, J., Krause, H., and Eckart, S. (2024). Combustion analysis of methane-hydrogen port injection combined with OMEn/diesel spray injection in an RCCI Engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 54, 1319-1328.

20. Alattwani, A. H. S., Gul, M. Z., ve Yilmaz, M. (2025). Optimization methodologies for analyzing the impact of operational parameters on a light-duty methane/diesel reactivity-controlled compression ignition (RCCI) engine. *Applied Sciences (Switzerland)*, 15(7), 3849.

21. Prasad, B. V. V. S. U., Sharma, C. S., Anand, T. N. C., and Ravikrishna, R. V. (2011). High swirl-inducing piston bowls in small diesel engines for emission reduction. *Applied Energy*, 88(7), 2355-2367.

22. Oh, S., Oh, J., Jang, H. J., Lee, S., Lee, S., Kim, C., and Lee, J. (2022). Effects of piston shape and nozzle specifications on part-load operation of natural gas–diesel dual-fuel RCCI engine and its application to high load extension. *Fuel*, 328, 125361.

23. Zoldak, P., Sobiesiak, A., Wickman, D., and Bergin, M. (2015). Combustion simulation of dual fuel CNG engine using direct injection of natural gas and diesel. *SAE International Journal of Engines*, 8(2), 846-858.

24. Rakopoulos, C. D., Kosmadakis, G. M., and Pariotis, E. G. (2010). Investigation of piston bowl geometry and speed effects in a motored HSDI diesel engine using a CFD against a Quasi-dimensional model. *Energy Conversion and Management*, 51(3), 470-484.

25. Aktaş, F. (2021). *Bir dizel motorda çift yakıt olarak dizel kullanımının yanma rejimine, motor performansına ve emisyon değerlerine olan etkilerinin incelenmesi*. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

26. Kethüdaoğlu, G. (2024). *HCCI motorlarda farklı çalışma parametrelerinin motor performansı ve emisyonlar üzerindeki etkisinin sayısal analizi*. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

27. Dahodwala, M. Z. (2018). *Experimental and computational investigation of dual fuel diesel-natural gas RCCI combustion in a heavy-duty diesel engine*. Doktora Tezi, Michigan Teknoloji Üniversitesi, ABD.

28. Jia, Z., and Denbratt, I. (2015b). Experimental investigation of natural gas-diesel dual-fuel RCCI in a heavy-duty engine. *SAE International Journal of Engines*, 8(2), 797-807.

29. Aydin, S., and Sayin, C. (2014). Impact of thermal barrier coating application on the combustion, performance and emissions of a diesel engine fueled with waste cooking oil biodiesel-diesel blends. *Fuel*, 136(15), 334-340.

30. Aydın, S. (2014). *Yanma odası yüzeyleri ZrO_2, MgO Ve Al_2O_3 ile yalıtılmış bir dizel motorunda biyoyakıt kullanımının performans, emisyon ve yanma karakteristiklerine etkisinin incelenmesi*. Doktora Tezi, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

31. İnternet: AVL FIRE™ M user manual (Sy version 2022 R2), URL: https://www.avl.com/en/simulation-solutions/simulation-software/avl-fire-m, Son Erişim Tarihi 13.02.2026

32. Fırat, M., Kamışlı, F., Varol, Y. ve Altun, Ş. (2021). *Yüksek verimli temiz yanma için reaktivite kontrollü sıkıştırma ateşlemeli motorların farklı parametreler altında deneysel ve sayısal olarak incelenmesi*. TÜBİTAK 1001, 118M650.

33. Abay, M. K. (2015). *Dizel motorun hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile modellenmesi ve yanma analizi*. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Enerji Enstitüsü, İstanbul.

34. İnternet: Ansys Forte user's guide, URL: https:// www.ansys.com, Son Erişim Tarihi: 11.06.2025.

35. Ahmad, Z., Kaario, O., Qiang, C., and Larmi, M. (2021). Effect of pilot fuel properties on lean dual-fuel combustion and emission characteristics in a heavy-duty engine. *Applied Energy*, 282, 116134.

36. Fırat, M., Okcu, M., Altun, Ş., and Varol, Y. (2023). Numerical investigation of natural gas (NG) as low reactivity fuel in a reactivity controlled compression ignition (RCCI) engine model. *Fuel*, 343, 127949.

37. Lee, S., Kim, C., Lee, S., Oh, S., Kim, J., and Lee, J. (2021). Characteristics of non-methane hydrocarbons and methane emissions in exhaust gases under natural-gas/diesel dual-fuel combustion. *Fuel*, 290, 120009.

38. Qin, W., Shi, J., and Cheng, Q. (2025). Numerical simulation study on cycle-to-cycle variations of diesel-natural gas-hydrogen RCCI engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 118, 449-456.

39. Aktaş, F., ve Yücel, N. (2023). Dizel bir motorun reaktivite kontrollü sıkıştırma ateşlemeli bir motora dönüşümünde farklı oranlarda propan kullanımının ve yanma başlangıç zamanının performans, emisyon ve silindir içi yanma karakteristiklerine olan etkilerinin incelenmesi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 39(2), 785-796.

40. Amer, M. (2026). A numerical investigation on the impact of intake dilution implementation on combustion, performance, and emissions of biogas–diesel RCCI engines. *Biomass and Bioenergy*, 214, 109537.

41. Taghi Zarrinkolah, M., and Hosseini, V. (2023). Methane slip reduction of conventional dual-fuel natural gas diesel engine using direct fuel injection management and alternative combustion modes. *Fuel*, 331, 125775.

42. Munimathan, A., Jayabalan, J., Shanmugam, M. K., Majdi, H. S., Asif, M., and Ağbulut, Ü. (2024). Evaluation of RCCI engine combustion, performance, and emissions using spirulina micro-algae biodiesel with methane-enriched hydrogen. *International Journal of Hydrogen Energy*, 77, 712-723.

43. Gharehlar, H. H., Ebrahimi, M., Hosseinzadeh, M., and Hosseini, S. (2024). Hydrogen/diesel RCCI engine performance assessment at low load. *International Journal of Hydrogen Energy*, 58, 200-209.

EKLER

EK-1. Sektör model için model ayarları [25]

Sektör geometri çözümleri için tanımlanan yüzeyler ve fiziksel tanımlamaları Çizelge 1.1'de verilmiştir.

Çizelge 1.1. Sektör geometri fiziksel tanımlamaları

Geometri	Fiziksel tanımı
Periodic A ve Periodic B	Şekil 5.11'de gösterildiği gibi 45 derecelik (1/8) kesit alınan pistonun yan yüzeylerini temsil etmektedir.
Piston	Şekil 5.11'de gösterildiği gibi 45 derecelik (1/8) kesit alınan silindir kapağının hemen altındaki hareketli piston geometrisini temsil etmektedir.
Liner	Şekil 5.11'de gösterildiği gibi 45 derecelik (1/8) kesit alınan silindir geometrisinin dikey çevresini temsil etmektedir.
Head	Şekil 5.11'de gösterildiği gibi 45 derecelik (1/8) kesit alınan silindir kapağını temsil etmektedir.

Hem sektör hem de tam model çözümlemelerinde "Head, Liner ve Piston"un olduğu bölümler ayrıca bir "sub-volume" olarak tanımlanmıştır. Tanımlanan bu ikincil hacimle 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 1.2-1.4 arasında verilmiştir.

EK-1. (devam) Sektör model için model ayarları [25]

Çizelge 1.2. Sektör geometri için kullanılan “Material Point” koordinatları ve genel ağ boyutları [25]

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

Sektör 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 1.3’te verilmiştir. Ayrıca belirli krank açılarında hız ve sıcaklık çözümlemelerinde hassaslığı arttırmak için kullanılan ağ ayarları Çizelge 1.4 ve Çizelge 1.5’te verilmiştir.

EK-1. (devam) Sektör model için model ayarları [25]

Çizelge 1.3. Sektör ve tam geometri için kullanılan iyileştirilmiş ağ ayarları [25]

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

Çizelge 1.4. Sektör geometride sıcaklık çözümlemeleri için kullanılan iyileştirilmiş ağ ayarları [25]

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

EK-1. (devam) Sektör model için model ayarları [25]

Çizelge 1.5. Sektör geometride hız çözümlemeleri için kullanılan iyileştirilmiş ağ ayarları [25]

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 [34].

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 1.6'daki değerler tanımlanmıştır.

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

EK-1. (devam) Sektör model için model ayarları [25]

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.

EK-1. (devam) Sektör model için model ayarları [25]

Çizelge 1.6. Sektör geometri için enjektör bilgileri [25]

Ayarlar	Tanımlama	Tanımlanan Değerler
Composition	Fuel	n-decane (%66,8) 1-methylnapthalene 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 Coeffcient	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

EK-1. (devam) Sektör model için model ayarları [25]

Nozul geometrisi, konumu ve çapı ile ilgili bilgiler Çizelge 1.7'de belirtilmiştir. Burada Nozzle_1 tanımlaması sektör geometrideki nozul konumu, açısı ve çapını belirtirken Çizelge 1.8'de ise is modelinde kullanılan değerler verilmiştir.

Çizelge 1.7. Sektör geometri için nozul bilgileri [25]

	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 1.8. Sektör geometri için is modelinde kullanılan değerler [25]

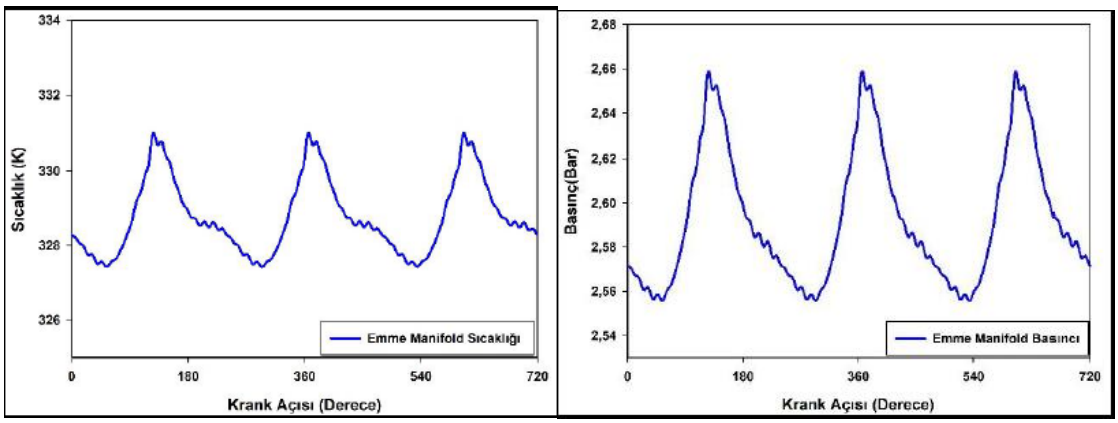
Soot Model	Two-Step
Soot Particle Density	2,0 g/cm3
Soot Particle Diameter	2,5E-6 cm
Activation Energy of Soot Formation	12500 cal/mole
Pre-exponential Factor of Soot Formation	40 cm3/mol-sec

EK-1. (devam) Sektör model için model ayarları [25]

Çizelge 1.9-1.15 arasında sektör geometri çözümleri için gerekli olan sınır şartı koşulları ve gerekli tanımlamalar verilmiştir. Şekil 1.1'de ise emme manifoldu sıcaklık ve basınç eğrileri Şekil 1.2'de ise egzoz manifoldu sıcaklık ve basınç eğrileri verilmektedir.

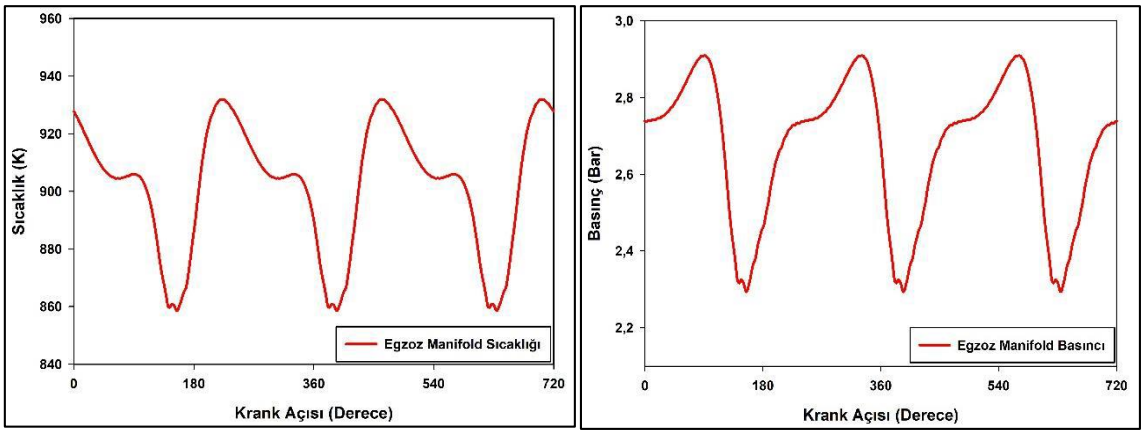
Çizelge 1.9. Tam geometri için giriş sınır koşulu [25]

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 O2	0,233
Mass fraction N2	0,767
Turbulenent Kinetic Energy	10,000 cm2/sec2
Turbulent Length Scale	1 cm



Şekil 1.1. Emme manifoldu sıcaklık ve basınç eğrileri

EK-1. (devam) Sektör model için model ayarları [25]



Şekil 1.2. Egzoz manifoldu sıcaklık ve basınç eğrileri

Çizelge 1.10. Sektör geometri için piston sınır şartları [25]

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

EK-1. (devam) Sektör model için model ayarları [25]

Çizelge 1.11. Sektör geometri için silindir gömleği ve silindir kafası sınır şartları [25]

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

Çizelge 1.12'de sektör geometri model çözümleri için gerekli olan başlangıç değer tanımlamaları gösterilmektedir.

Çizelge 1.12. Sektör geometri için silindir içi başlangıç değer tanımlamaları [25]

Varsayılan İlk Değerler	Tanımlamalar
Location	Default Initialization
Initialization Order	2
Composition	gas_mixture(mass_fraction)
gas_mixture	%11 EGR, %4 Artık gaz, A/F=25,6
	O2:0,2118; N2:0,7626; CO2:0,0173; H2O:0,0081
Temperature	445 K
Pressure	3,018 bar
Turbulent Kinetic Energy	10000 cm2/sec2
Length Scale	1,0 cm

EK-1. (devam) Sektör model için model ayarları [25]

Çizelge 1.13'te sektör geometri model çözümleri için simülasyon kontrol ayarları verilmektedir.

Çizelge 1.13. Sektör geometri için simülasyon kontrol ayarları [25]

Simulasyon Kontrol Girdileri	Sektör gometri
Simulation Runs from	600 degress to 835 degrees CA
RPM	2300
Cycle Type	4-Stroke
Initial Simulation Time Step	5.0E-7 seconds
Max. Time Step Option	Constant
Max. Simulation Time Step	1.0E-6 sec

Çizelge 1.14 ve 1.15'te sektör geometri model çözümleri için ileri zaman adamı kontrol ayarları, kimyasal çözücü ve dinamik hücre ayarları verilmektedir.

Çizelge 1.14. Sektör geometri için ileri zaman adımı kontrol seçenekleri [25]

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

EK-1. (devam) Sektör model için model ayarları [25]

Çizelge 1.15. Sektör geometri için kimyasal çözücü ve dinamik hücre ayarları [25]

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

Hobiler

Otomobil sporları, antika obje koleksiyonu, kültürel keşif ve seyahat



Gazili olmak ayrıcalıktır