



**REAKTİVİTE KONTROLLÜ SIKIŞTIRMA İLE ATEŞLEMELİ (RCCI)
MOTORLARDA YANMA KARAKTERİSTİKLERİNİN VE
EMİSYONLARININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

Serdar HALİS

**DOKTORA TEZİ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

HAZİRAN 2022

ETİK BEYAN

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

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Serdar HALİS

23/06/2022

REAKTİVİTE KONTROLLÜ SIKIŞTIRMA İLE ATEŞLEMELİ (RCCI)
MOTORLARDA YANMA KARAKTERİSTİKLERİNİN VE EMİSYONLARININ
SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

(Doktora Tezi)

Serdar HALİS

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Haziran 2022

ÖZET

Günümüzde petrol kaynaklarının azalması, maliyetlerinin artması ve araç kullanımının artışından dolayı çevreye zarar veren emisyon salımlarının yüksek seviyelere çıkması gibi olumsuz koşullar dikkate alındığında bilim insanları reaktivite kontrollü sıkıştırma ile ateşleme (RCCI) yanma modu gibi yüksek verimli ve düşük emisyonlu düşük sıcaklıkta yanma (LTC) stratejilerine odaklanmışlardır. Bu çalışmada, Converge CFD yazılımı ile belli şartlarda elde edilen deneysel veriler doğrulanarak ön karışım oranı, emme manifoldu basıncı, emme havası giriş sıcaklığı, enjeksiyon zamanlaması ve hava fazlalığının RCCI yanma karakteristikleri ve emisyonları üzerine etkileri sayısal olarak incelenmiştir. RCCI yanma modunda 1000 dev/dk motor hızında, sıkıştırma oranı 9.2 olan, dört silindirli, dört zamanlı benzinli, direkt enjeksiyonlu bir motor kullanılmıştır. Sayısal analizlerde düşük reaktiviteli yakıt olarak izo-oktan, yüksek reaktiviteli yakıt olarak n-heptan kullanılmıştır. Maksimum silindir içi basınç PR20 yakıtı ile 36,15 bar (11°KMA ÜÖNs) olarak elde edilmiştir. Emme manifoldu basıncı 140 kPa değerine yükseltince temel durumda 36 bar seviyelerinde olan maksimum silindir içi basıncın 57 bar seviyelerine kadar çıktığı tespit edilmiştir. Emme manifoldu basıncının artmasıyla silindir içi sıcaklığın yükselmesinden dolayı HC, CO ve NO_x emisyonları daha yüksek değerlerde açığa çıkmıştır. Emme havası giriş sıcaklığının artışı ile silindir içerisinde karışım reaktivitesinde önemli bir artış olmuş ve bununla birlikte yanma avansa alınmıştır. En yüksek pik basıncı SOI=50°KMA ÜÖNö'de, en düşük pik basıncı ise SOI=25°KMA ÜÖNö'de elde edilmiştir. Karışım içerisindeki hava fazlalığı arttıkça maksimum silindir içi basınç da azalmıştır. Sonuçlar bahsi geçen bu parametrelerin RCCI yanma karakteristikleri ve emisyonlarını önemli derecede etkilediğini göstermiştir.

Bilim Kodu : 93003

Anahtar Kelimeler : Düşük sıcaklıkta yanma (LTC), emisyon, izo-oktan, n-heptan, sayısal analiz, reaktivite kontrollü sıkıştırma ile ateşleme (RCCI)

Sayfa Adedi : 76

Danışman : Prof. Dr. H. Serdar YÜCESU

NUMERICAL INVESTIGATION OF COMBUSTION CHARACTERISTICS AND
EMISSIONS IN REACTIVITY CONTROLLED COMPRESSION IGNITION (RCCI)

ENGINES

(PhD. Thesis)

Serdar HALİS

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

June 2022

ABSTRACT

Considering the negative conditions such as the decrease in oil resources, the increase in their costs and the high levels of emissions that harm the environment due to the increase in use of vehicle, scientists have focused on high-efficiency and low-emission low-temperature combustion (LTC) strategies such as reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion mode. In this study, the effects of premix ratio, intake manifold pressure, intake air temperature, injection timing and lambda on RCCI combustion characteristics and emissions were investigated numerically with Converge CFD software by validating the experimental data obtained under certain conditions. A four-cylinder, four-stroke gasoline direct injection engine with a constant engine speed of 1000 rpm and a compression ratio of 9.2 was used in RCCI combustion mode. Iso-octane was used as a low reactivity fuel and n-heptane was used as a high reactivity fuel in the numerical analysis. The maximum in-cylinder pressure was obtained as 36.15 bar (11°C aTDC) with PR20 fuel. When the intake manifold pressure was increased to 140 kPa, it was determined that the maximum in-cylinder pressure which was 36 bar in the base case increased to the level of 57 bar. HC, CO, and NO_x emissions were released at higher values due to the increase in the in-cylinder temperature with the rise in the intake manifold pressure. The rise in the intake air temperature resulted in a significant increase in the reactivity of the mixture in the cylinder and the combustion advance. The highest peak pressure was obtained at SOI=50°C aTDC, and the lowest peak pressure was obtained at SOI=25°C aTDC. As the lambda increased in the mixture, the maximum in-cylinder pressure decreased. The results showed that these parameters significantly affect the RCCI combustion characteristics and emissions.

Science Code : 93003

Key Words : Low temperature combustion (LTC), emission, iso-octane, n-heptane, numerical analysis, reactivity controlled compression ignition (RCCI)

Page Number : 76

Supervisor : Prof. Dr. H. Serdar YÜCESU

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca değerli bilgilerinden ve tecrübelerinden yararlandığım, beni her konuda yönlendiren ve hiçbir şekilde desteğini esirgemeyen tez danışmanın saygıdeğer hocam Prof. Dr. H. Serdar YÜCESU'ya teşekkürü bir borç bilirim. Kıymetli bilgilerinden ve tecrübelerinden yararlandığım, tezime her sıkıntılı zamanda katkıda bulunan beni destekleyen tez komite üyeleri Sayın Prof. Dr. Hamit SOLMAZ'a ve Sayın Doç. Dr. Seyfi POLAT'a teşekkür ederim. Ayrıca Michigan Technological University Advanced Power System Research Center'da gerçekleştirilen deneylerden elde edilen verileri sayısal çalışmalarımda kullanabilmeme imkân sağlayan Sayın Doç. Dr. Mahdi SHAHBAKHTI'ye teşekkür ederim. Doktora eğitimim süresince yardım ve desteklerini esirgemeyen her zaman yanımda olan Sayın Doç. Dr. Murat ALTIN'a teşekkür ederim. Bu süreçte her birini tanıdığım için kendimi çok şanslı hissettiğim ve desteklerini esirgemeyen Gazi Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği Bölümünün değerli personeline teşekkür ederim. Tanıdığım günden beri hayatımın iyi kötü zamanlarında yanımda olan varlığını, dostluğunu ve kardeşliğini her an hissettiğim değerli meslektaşım Arş. Gör. Onur ÇAMLI'ya teşekkür ederim. Tez çalışmalarımda kullandığım CONVERGE CFD yazılımının ücretsiz lisansını sağlayan ve teknik olarak destek veren Convergent Science şirketine ve çalışanlarına teşekkür ederim. Doktora çalışmalarım boyunca 2228/B programı ile tarafıma burs desteği sağlayan TÜBİTAK'a teşekkür ederim.

Bu aşamaya gelene kadar hayatım boyunca beni her zaman destekleyen, her kararında yanımda olan, maddi ve manevi desteğini hiçbir zaman esirgemeyen annem, babam ve kardeşlerime çok teşekkür ederim. Ayrıca akademik hayatımda önemli bir yere sahip olan Doktora tezimi annem ve babama ithaf ediyorum.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	x
RESİMLERİN LİSTESİ	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiii
1. GİRİŞ.....	1
2. DÜŞÜK SICAKLIK YANMA STRATEJİLERİ	5
2.1. Homojen Dolgulu Sıkıştırma ile Ateşleme (HCCI)	8
2.2. Ön Karışım Dolgulu Sıkıştırma ile Ateşleme (PCCI).....	9
2.3. Reaktivite Kontrollü Sıkıştırma ile Ateşleme (RCCI)	10
3. MATERYAL VE METOT.....	21
3.1. Deneysel Çalışmalar.....	21
3.2. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile RCCI Yanma Modu İçin Sayısal Model Kurulması.....	25
3.2.1. Geometri	27
3.2.2. Türbülans modeli	29
3.2.3. Püskürtme modeli	30
3.2.4. Yanma modeli	32
3.2.5. Emisyon modelleri	34
3.3. Sayısal Model Doğrulama İşlemleri.....	35

	Sayfa
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	39
3.1. Ön Karışım Oranı (PR)	39
3.2. Emme Manifoldu Basıncı	44
3.3. Emme Havası Giriş Sıcaklığı.....	47
3.4. Enjeksiyon Zamanlaması (SOI).....	51
3.5. Hava Fazlalığı	55
5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	59
KAYNAKLAR	63
ÖZGEÇMİŞ	75

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 2.1. İçten yanmalı motorlarda yanma karakteristiklerinin karşılaştırması	19
Çizelge 3.1. Deney motorunun teknik özellikleri	21
Çizelge 3.2. Test yakıtlarının özellikleri	23
Çizelge 3.3. Doğrulama işlemlerinde kullanılan sayısal model simülasyon şartları.....	37

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Farklı yanma modlarına ait emisyon oluşumları ve çalışma bölgeleri	3
Şekil 2.1. Benzinli motorlarda silindir içi basıncın vuruntu ile değişimi	6
Şekil 2.2. Benzinli motorlarda emisyonların eşdeğerlik oranına bağlı değişimi	7
Şekil 2.3. HCCI modunda farklı oktan sayısına sahip yakıtlar için ısı yayılım oranı...	9
Şekil 3.1. Deney düzeneğinin şematik görünüşü	23
Şekil 3.2. Simülasyonlarda kullanılan motor geometrisi ve ağ yapısı	28
Şekil 3.3. Gerçekleştirilen simülasyonların tek bir zaman adımına ait akış şeması	35
Şekil 3.4. Farklı temel bölüntü boyutlarında gerçekleştirilen simülasyonlar	36
Şekil 3.5. RCCI yanma modu için deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması	38
Şekil 4.1. Farklı ön karışım oranlarında silindir içi basıncın değişimi	39
Şekil 4.2. Farklı ön karışım oranlarında ısı yayılım oranı değişimi.....	40
Şekil 4.3. Farklı ön karışım oranlarında eş değerlik oranı dağılımı.....	42
Şekil 4.4. Farklı ön karışım oranlarında silindir içi sıcaklık dağılımı	42
Şekil 4.5. Ön karışım oranının HC, CO, NO _x ve is emisyonlarına etkileri	43
Şekil 4.6. Ön karışım oranının silindir içi ortalama sıcaklığa etkileri	44
Şekil 4.7. Farklı emme manifoldu basınçlarında silindir içi basıncın değişimi.....	45
Şekil 4.8. Farklı emme manifoldu basınçlarında ısı yayılım oranı değişimi	45
Şekil 4.9. Farklı emme manifold basınçlarında silindir içi ortalama sıcaklık değişimi	46
Şekil 4.10. Emme manifoldu basıncının HC, CO, NO _x ve is emisyonlarına etkileri	47
Şekil 4.11. Emme havası giriş sıcaklığının silindir içi basınca etkisi.....	48
Şekil 4.12. Emme havası giriş sıcaklığının ısı yayılım oranına etkisi	48
Şekil 4.13. Emme havası giriş sıcaklığının KMA50 ve termik verime etkisi.....	50
Şekil 4.14. Emme havası giriş sıcaklığının HC, CO, NO _x ve is emisyonlarına etkileri .	51

Şekil	Sayfa
Şekil 4.15. Enjeksiyon zamanlamasının silindir içi basınca etkisi	53
Şekil 4.16. Enjeksiyon zamanlamasının ısı yayılım oranına etkisi.....	53
Şekil 4.17. Enjeksiyon zamanlamasının silindir içi ortalama sıcaklığa etkisi	54
Şekil 4.18. Enjeksiyon zamanlamasının HC, CO, NO _x ve is emisyonlarına etkileri.....	55
Şekil 4.19. Hava fazlalığının silindir içi basınca etkisi.....	56
Şekil 4.20. Hava fazlalığının ısı yayılım oranına etkisi	56
Şekil 4.21. Hava fazlalığının silindir içi ortalama sıcaklığa etkisi	57
Şekil 4.22. Hava fazlalığının HC, CO, NO _x ve is emisyonlarına etkileri	58

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 2.1. İçten yanmalı motorlarda farklı yanma stratejileri.....	7

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklamalar
A	Isı transferi yüzey alanı, m^2
A_n	Nozul çıkış kesit alanı, m^2
A_{sf}	Arrhenius denklemindeki üstel öncesi sabiti
C_d	Deşarj katsayısı
D	Kütlele yayılım
dQ	Isı yayılımı, J
dQ_{isi}	Silindir duvarından transfer edilen ısı miktarı, J
$d\theta$	Krank açısı değişimini
E_{sf}	Aktivasyon enerjisi
e	Özgül iç enerji, kJ/kg
ε	Türbülans yayılım hızı
h_g	Isı taşınım katsayısını, W/m^2C
h_m	Özgül entalpi, kJ/kg
I	Türbülans yoğunluğu
K	Isıl iletkenlik, W/mK
κ	von Karmen sabitini
k	Türbülans kinetik enerji, kJ
le	Türbülans uzunluk ölçeği
L_s	Anlık silindir yüksekliği, m
M_f	İs oluşumu kütlesi
M_m	Hücredeki türlerin kütlesi
M_s	İs kütlesi üretimi
$\dot{M}_{sf}$	İs kütlesi oluşum hızı
$\dot{M}_{so}$	İs kütlesi oksidasyon hızı

Simgeler**Açıklamalar**

M_{top}	Hücredeki toplam kütle
n	Motor hızı, dev/dk
n_c	Politropik üs
P	Anlık silindir içi basıncı, bar
R_u	Evrensel gaz sabiti, cal/(K.gmol)
Sc	Schmidt numarası
T_d	Silindir duvar sıcaklığını, °C
T_g	Silindir içi gaz sıcaklığını, °C
u	Hız, m/s
u_i	Anlık gaz hızı
$\overline{u_i}$	Grup ortalama hızı
u_i'	Dalgalı hız
V	Anlık silindir hacmi, m ³
V_{enj}	Parsellerin ortalama enjeksiyon hızı
V_{ort}	Nozulda alan daralmasından önceki ortalama hız
Y_m	Türlerin kütle kesri
w	Silindir içi gaz hızını, m/s
$\alpha_{scaling}$	Motor geometrisine bağlı skala katsayısı
ρ	Yoğunluk, kg/m ³
ρ_m	Türlerin yoğunluğu
ρ_{top}	Hücredeki yoğunluk
μ	Dinamik viskozite
σ_{ij}	Gerilme tensörü
ΔP_{enj}	Enjektör nozulu boyunca basınç farkı

Kısaltmalar**Açıklamalar**

AMR	Adaptive mesh refinement
CFD	Computational fluid dynamics

Kısaltmalar**Açıklamalar**

CI	Sıkıştırma ile ateşlemeli
CO	Karbonmonoksit
CO₂	Karbondioksit
COV_{IMEP}	İndike ortalama efektif basınç varyans katsayısı
DI	Direkt enjeksiyon
DTBP	Di-tert-bütil peroksit
DPF	Dizel partikül filtre
EGR	Egzoz gazı geri dönüşümü
EVC	Egzoz supabı kapanması
HCCI	Homogenous charge compression ignition
HFK	Hava fazlalık katsayısı
HRR	Isı yayılım oranı
IMEP	İndike ortalama efektif basınç
KMA	Krank mili açısı
KMA10	Kümülatif ısı yayılımının % 10'unun krank açısı
KMA50	Kümülatif ısı yayılımının % 50'sinin krank açısı
KMA90	Kümülatif ısı yayılımının % 90'ının krank açısı
LTC	Düşük sıcaklıkta yanma
NO_x	Azotoksit
NTC	Negatif sıcaklık katsayısı bölgesi
PCCI	Premixed charge compression ignition
PFI	Port yakıt enjeksiyonu
PR	Ön karışım oranı
PRR	Basınç artış oranı
RCCI	Reactivity controlled compression ignition
SCR	Seçici katalitik indirgeme
SI	Buji ile ateşlemeli
SOI	Enjeksiyon başlangıcı
TBB	Temel bölüntü boyutu
UHC	Yanmamış hidrokarbon
ÜÖNö	Üst ölü noktadan önce
ÜÖNs	Üst ölü noktadan sonra

1. GİRİŞ

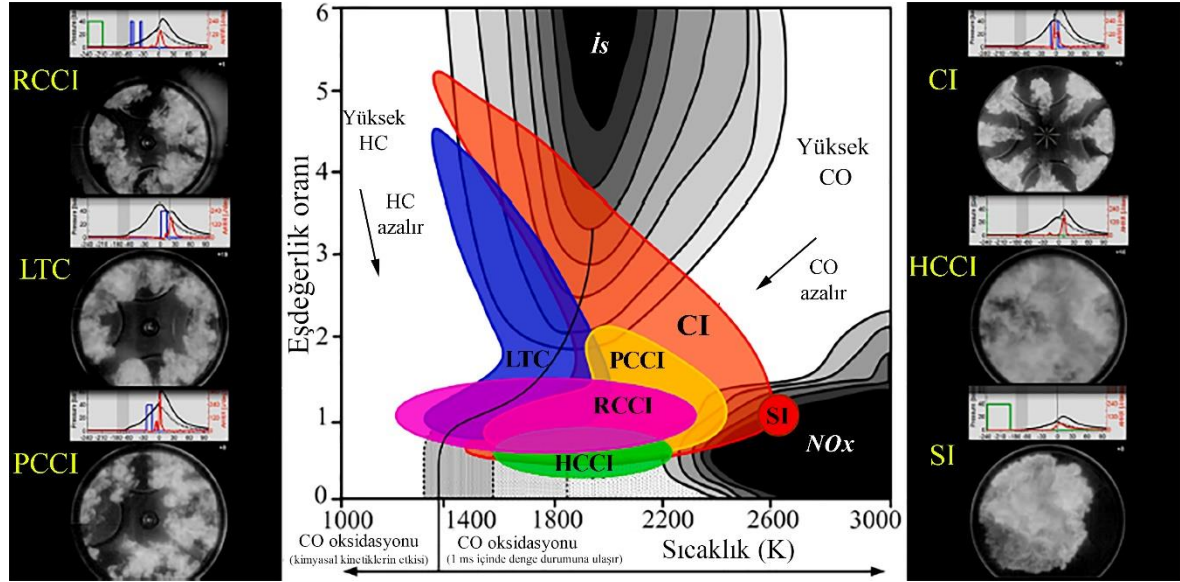
Çevresel sorunlar ve doğal kaynakların israfı dünyada ekolojik ortamı fazlasıyla tehdit etmektedir. Önemli miktarda karbon monoksit (CO), karbon dioksit (CO₂), Hidro karbon (HC), azot oksit (NO_x) ve is emisyonlarına sebep olan enerji ile ilgili faaliyetler insan sağlığını olumsuz yönde etkilemektedir. Bu faaliyetler içerisinde yüksek enerji yoğunluğu nedeniyle ulaşım enerjisi kullanımı araştırmacıların dikkatini çekmiştir. Ulaştırma sektöründe toplam enerji tüketiminin % 90'ını dizel, benzin ve diğer petrol ürünleri oluşturmaktadır [1]. Bu gelişmeler dikkate alındığında petrol ürünleri tüketimini ve karbon emisyonlarını azaltmak için ulaşım sektöründe ileri teknolojilerin uygulanması gerekmektedir. Emisyonları azaltmak için gelişmiş yanma teknolojileri alternatif çözümler sağlayabilir. Son yıllarda pazar payı önemli ölçüde artan elektrikli araçlar emisyon salınımını düşüren çevre dostu araçlar olmasına rağmen, içten yanmalı motorların hâlâ hakim olduğu yüksek yüklerde çalışma şartlarına uyum sağlayamamaktadır. Ancak, denizcilik, ağır sanayi ve tarım sektöründe yaygın olarak kullanılan içten yanmalı motorlarda emisyon sorunlarının azaltılması gerekmektedir. Araştırmacılar, emisyon standartlarını karşılayabilmek için performansı yüksek ve daha fazla yakıt tasarrufu yapılabilecek motorlar üzerinde çalışmalar yapmaktadırlar. Bu çalışmalar, daha çok içten yanmalı motorların egzoz emisyonlarını düşürmek, daha verimli yanma elde edebilmek ve alternatif yakıtlar kullanabilmek üzerinedir [2-5].

Ulaşım araçlarında yaygın olarak buji ile ateşlemeli (benzinli-SI) ve sıkıştırma ile ateşlemeli (dizel-CI) motorlar kullanılmaktadır [6-7]. Vuruntudan dolayı yüksek sıkıştırma oranlarında kullanılamayan benzinli motorlarda bu sebepten dolayı termik verim düşüktür. Hava yakıt karışımı silindire alınmadan oluşturulduğu için daha homojen bir karışım yanmaya hazır olmaktadır. Karışım buji ile tutuşturulduğu için yanma aşamasındaki alev yayılımına bağlı olarak silindir cidarlarına ve piston boşluklarına yakıt yapışmaktadır. Bu bölgelerde uygun oksidasyon şartlarının oluşmaması, yanmamış hidrokarbon (UHC) emisyonlarının yüksek seviyelere çıkmasına sebep olmaktadır. Dizel motorlara göre benzinli motorlarda daha düşük NO_x ve is emisyonu açığa çıkmaktadır. Yüksek sıkıştırma oranlarında çalıştırılabilen dizel motorlar daha yüksek termik verime sahiptir. Silindir içerisine yakıt direkt püskürtüldüğü için benzinli motorların aksine kısılma kaybı görülmemektedir. Ancak en önemli sorun insan sağlığını ve çevreyi oldukça kötü etkileyen

NO_x ve is emisyonlarının yüksek seviyelerde açığa çıkmasıdır. Dizel motorlarda bu emisyon seviyelerinin yüksek olması difüzyon yanmasından kaynaklanmaktadır [4,7]. Zararlı olan bu emisyonların seviyelerini düşürmek, yanma sürecinin iyileştirilmesi (motor teknoloji ve kaliteli yakıt kullanımı vb.) ya da emisyon iyileştirici bazı sistemlerin (üç yollu katalitik konvertör, egzoz gazı resirkülasyonu (EGR), seçici katalitik indirgeme (SCR), dizel partikül filtre (DPF) vb.) kullanılması ile sağlanabilmektedir [8-11]. Özellikle bu sistemlerin kullanımı yüksek maliyetlere sebep olmaktadır. Bu sorunu çözebilmek için araştırmacılar son zamanlarda düşük emisyonlu ve yüksek termik verime sahip düşük sıcaklıkta yanma (LTC) stratejilerine yönelmişlerdir.

Düşük sıcaklık yanma stratejisine göre çalışan motorlarda, yakıtın bir kısmının silindir içerisine girmeden önce hava ile karıştırılması ve karışımın homojen hale gelmesi ortak prensiptir. Bu durum düşük yanma sıcaklıklarına ve uzun tutuşma gecikme sürelerinin oluşmasına sebep olmuştur. NO oluşum reaksiyonlarının gerçekleşmesi için daha yüksek aktivasyon enerjisine ihtiyaç duyulduğundan, alev sıcaklıklarındaki azalma NO_x üretimini kısıtlar ve ayrıca azaltılmış ısı transferi kayıplarından dolayı dizel motorlarına benzer termik verimlilik sağlar [12]. Bununla birlikte, yakıtın hava ile birleşmesi için daha fazla zaman olacağından, yanma odası içerisindeki zengin karışım bölgelerini önlemek için daha uzun tutuşma gecikmesi kullanılabilir. Bu sayede de is emisyonları azaltılabilir [13]. Karışımın eşdeğerlik oranının artmasıyla, tutuşma gecikmesi ya emme basıncını arttırarak ya da EGR kullanımı ile daha da geciktirilebilir. Ancak karışımın daha yüksek derecede seyreltilmesi ile karışım fakirleşir ve egzoz sıcaklığı düşer. Bu da HC ve CO için oksidasyonu etkileyerek bu emisyonların seviyelerini artırır ve yanma veriminde azalmaya sebep olur. Seyreltilmenin artması ile tekleme sorununun ortaya çıkma ihtimali de artar [14]. Düşük sıcaklık yanma modları, buji ile ateşlemeli yanma ve konvansiyonel dizel yanması için CO, HC, NO_x ve is emisyonlarının sıcaklık ve eşdeğerlik oranlarına göre oluşumu Şekil 1.1’de verilmiştir. Dizel yanması hem yüksek eşdeğerlik oranlarında hem de yüksek sıcaklıklarda gerçekleştiği için yüksek seviyelerde is ve NO_x emisyonlarının salımına sebep olduğu görülmektedir. Ancak düşük sıcaklık yanma modlarında durum oldukça farklıdır. Bu yanma modlarındaki motorlar daha düşük sıcaklık ve daha fakir karışım bölgelerinde çalışabilmektedir. Buna bağlı olarak da çok düşük is ve NO_x emisyonları açığa çıkarken, HC ve CO emisyon değerleri dizel ve benzinli motorlarınkine kıyasla yüksek seviyelerdedir. İs ve NO_x emisyonlarının azaltılmasıyla daha yüksek

verimlilik değerlerine ulaşıldığı için düşük sıcaklıkta yanma modları oldukça ilgi çekici ve gelişmeye açık bir çalışma alanı olmuştur.



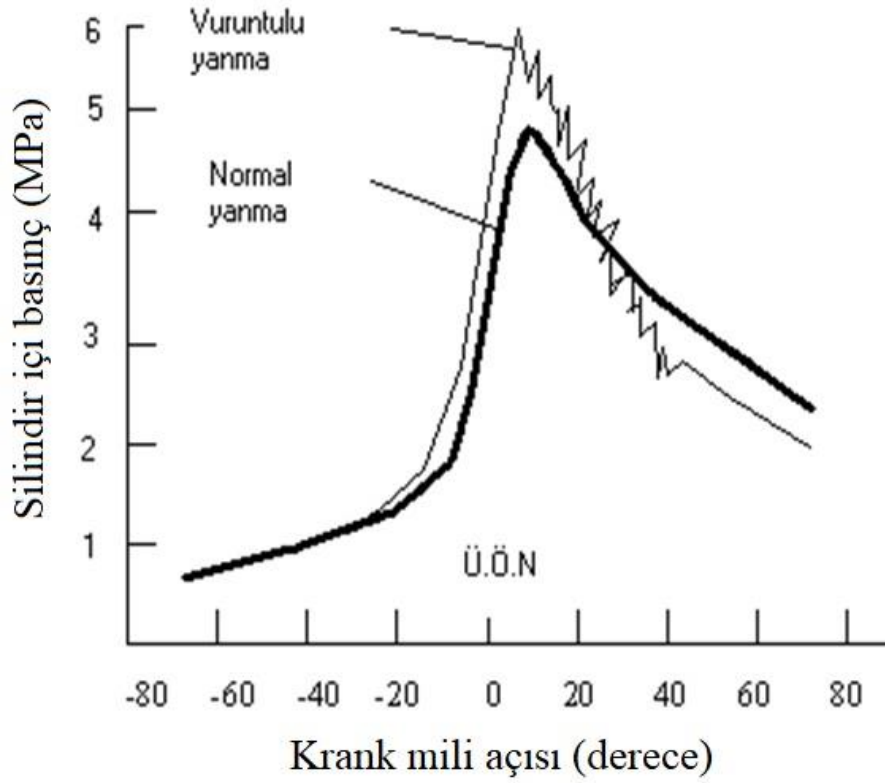
Şekil 1.1. Farklı yanma modlarına ait emisyon oluşumları ve çalışma bölgeleri [15-16]

Bu çalışmada dört silindirli, direkt enjeksiyonlu, dört zamanlı ve 9,2 sıkıştırma oranına sahip benzinli bir motorun RCCI modunda çalıştırılmasıyla 1000 dev/dk sabit motor hızında, 80°C giriş hava sıcaklığında elde edilen deneysel sonuçlar CONVERGE CFD yazılımı ile doğrulanmıştır. Doğrulama işlemi gerçekleştirildikten sonra yakıt ön karışım oranının, emme manifoldu basıncının, emme havası giriş sıcaklığının, enjeksiyon zamanlamasının ve hava fazlalık katsayısının RCCI düşük sıcaklık yanma modunda çalıştırılan motorun yanma karakteristiklerine ve emisyonlarına olan etkileri CONVERGE CFD yazılımı kullanılarak oluşturulan yanma modeli ile kapsamlı bir şekilde sayısal olarak incelenmiştir.

2. DÜŞÜK SICAKLIK YANMA STRATEJİLERİ

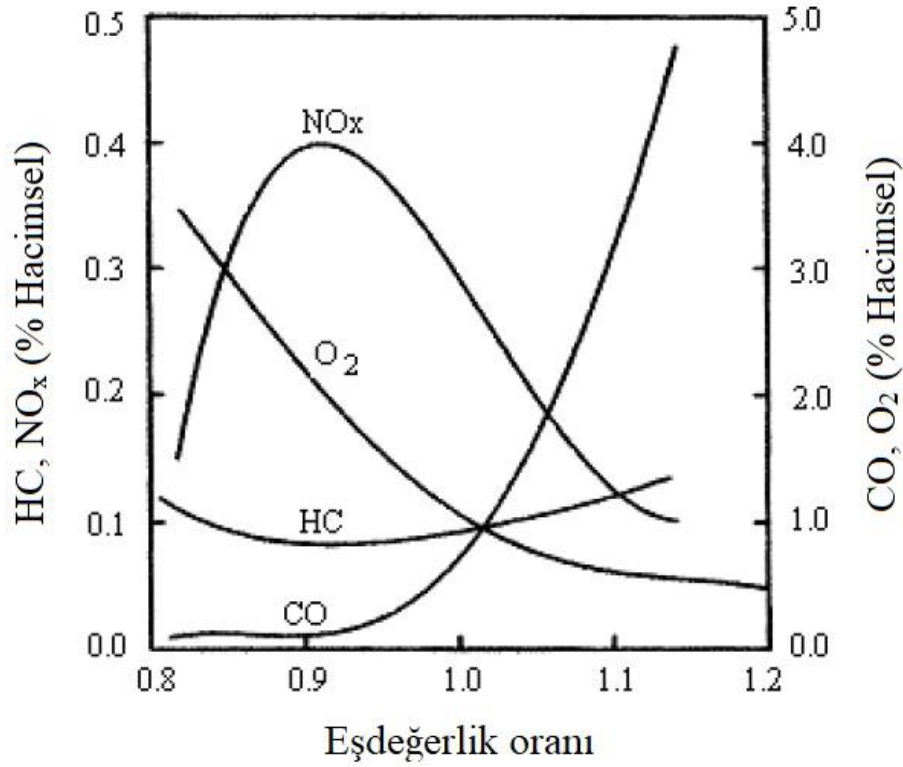
Buji ile ateşlemeli (benzinli) motorlarda, yakıt hava karışımı silindir içerisine alındıktan sonra sıkıştırılıp buji ile ateşlenmektedir. Sıkıştırma strokunun sonuna doğru homojen bir hava ve buhar karışımı oluşturması amaçlanır. Ateşleme gerçekleştikten sonra ilerleyen alev cephesi ile yanmamış gazlar genişlemekte ve yanma gerçekleşmeyen bölgelerin sıkışması meydana gelmektedir. Bu durum o bölgelerdeki yanmamış karışımın ısınmasına ve reaksiyonların hızlanmasına sebep olmaktadır. Yanmamış karışım bulunan bölgede alev cephesi ulaşmadan tutuşma gecikmesi süresi tamamlanırsa kendiliğinden tutuşma gerçekleşmekte ve yeni bir alev cephesi meydana gelmektedir. Bu alev cephesi ile çeşitli noktalarda gerçekleşen çarpışma durumunda vuruntu denilen yanma olayı ortaya çıkmaktadır. Buna bağlı olarak enerji çok yüksek hızda açığa çıkmakta ve ani basınç artışlarına sebep olmaktadır. Ayrıca bujiden önce herhangi bir kaynağın sebep olacağı tutuşma ile meydana gelen erken tutuşma verim kaybına yol açmaktadır. Erken tutuşma kızgın yüzeylerden dolayı meydana gelebilmektedir. Ancak buji ateşlendikten sonra son gaz bölgesindeki meydana gelebilecek herhangi bir tutuşma da erken tutuşma olarak ifade edilebilir. Erken tutuşma vuruntuya sebep olabileceği gibi vuruntu da erken tutuşmayı tetikleyebilir. Bu iki durumdan birinin gerçekleşmesi sorun oluşturabilecek bir etkileşim oluşturabilmektedir. Genleşme oranı sıkıştırma oranına eşit olmalıdır çünkü buji ile ateşlemeli motorlarda maksimum kullanılabilir sıkıştırma oranı vuruntunun başlamasıyla sınırlıdır. Termik verim vuruntu eğilimi ile sınırlanan sıkıştırma oranına bağlıdır. Bir yakıtın vuruntu direnci, hidrokarbon karışımının ve bazı vuruntu önleyici (kurşun, tetraetil ve tetrametil) olarak işlev gören katkı maddelerinin bileşimine bağlıdır [17].

Şekil 2.1’de vuruntulu yanma gerçekleşen bir benzinli motorun silindir içi basınç değişimi görülmektedir. Buji ile ateşlemeli motorlarında vuruntu; motorun gürültülü çalışmasına, motor parçalarının hasar görmesine, erken tutuşmaya, yüksek ısı transferine, yüksek karbon emisyonlarının oluşmasına, güç ile termik verimin düşmesine sebep olmaktadır. Sıkıştırma oranı, ateşleme avansı, motor hızı, hava giriş sıcaklığı, soğutma suyu sıcaklığı ve giriş basıncı gibi parametreler vuruntuyu etkilemektedir.



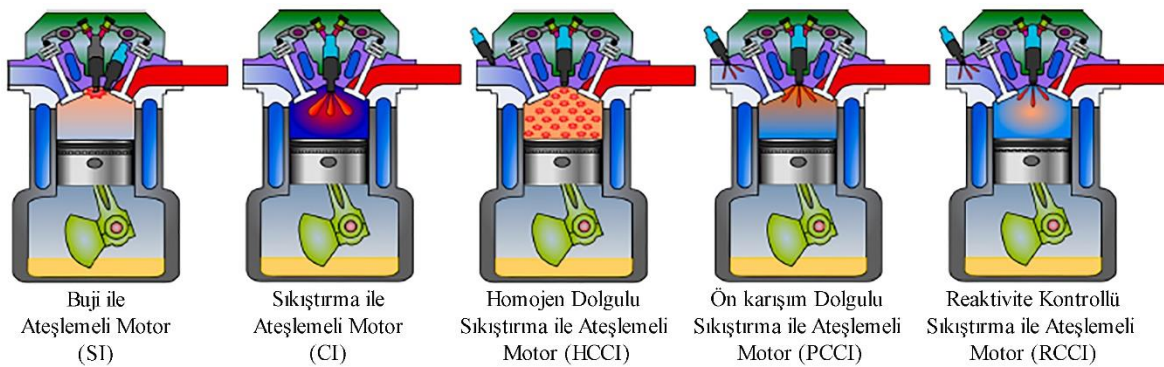
Şekil 2.1. Benzinli motorlarda silindir içi basıncın vuruntu ile değişimi [18]

Benzinli motorlarda açığa çıkan emisyonların değişimi eşdeğerlik oranına bağlı olarak Şekil 2.2’de verilmiştir. Oksijen yetersizliği sebebiyle yanma ürünlerinde CO emisyonu da bulunmaktadır. CO oluşumu ayrıca silindir içerisindeki sıcaklığa da bağlıdır. Karışım zenginleştikçe ortamdaki oksijen miktarı azalmakta ve CO salımı artmaktadır. Yanma sürecinde tam yanma gerçekleşmemesi durumunda yanmamış HC emisyonları açığa çıkmaktadır. Karışımın zengin olması durumunda oksijen yetersizliğinden ve fakir karışımlarda da silindir içi sıcaklığın düşmesinden dolayı HC emisyonu artmaktadır. En iyi verim ve minimum yakıt tüketimi için sıkıştırma oranının vuruntu da dikkate alınarak mümkün olduğunca artırılması istenir. Ancak bu durum silindir içi sıcaklığın yükselmesine sebep olacağından NO_x emisyonlarında artış meydana gelmektedir. Özellikle yüksek sıcaklıklarda ortaya çıkan emisyonların ek ekipmanlar kullanılmadan azaltılabilmesi için düşük sıcaklıkta yanma stratejileri geliştirilmiştir.



Şekil 2.2. Benzinli motorlarda emisyonların eşdeğerlik oranına bağlı değişimi [19]

En yoğun olarak çalışılan düşük sıcaklık yanma modları arasında Homojen Dolgulu Sıkıştırma ile Ateşleme (HCCI), Ön Karışım Dolgulu Sıkıştırma ile Ateşleme (PCCI) ve Reaktivite Kontrollü Sıkıştırma ile Ateşleme (RCCI) yer almaktadır. Resim 2.1’de farklı yanma stratejilerine göre çalışan içten yanmalı motorlara yer verilmiştir.

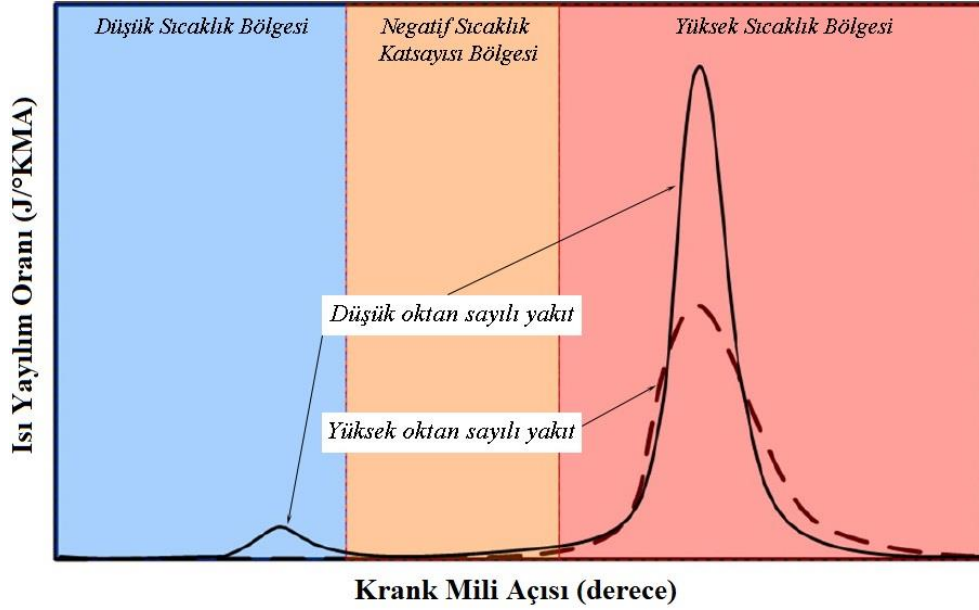


Resim 2.1. İçten yanmalı motorlarda farklı yanma stratejileri [15]

2.1. Homojen Dolgulu Sıkıştırma ile Ateşleme (HCCI)

HCCI yanma modu, düşük sıcaklık yanma stratejilerine ilk adım niteliğindedir. Sıkıştırma ve buji ile ateşlemeli motorlara göre oldukça avantajlı olan bu yanma moduna göre çalışan motorlarda, hava-yakıt karışımı silindir içerisine sürülmeden önce homojen olarak hazırlanır ve daha sonra kısa bir yanma süresinde karışım sıkıştırma sıcaklığının ve basıncın etkisiyle kendi kendine tutuşur. Silindir içinde tüm bölgelerde kendi kendine tutuşma eşzamanlı olarak meydana geldiği için buji ile ateşlemeli motorlarda yanmanın başlamasıyla oluşan alev cephesi ile oluşan yüksek sıcaklıklar gözlenmeyecektir. Bu sayede NO bileşenlerinin neredeyse sıfır seviyelerinde oluşması sağlanacaktır. Homojen fakir karışım sebebiyle is partikülleri oluşacaktır ancak dizel yanması ile kıyaslandığında çok düşük seviyelerde olacaktır. Yanmanın daha kısa sürede ve yaklaşık sabit hacimde gerçekleşmesi, vuruntuya sebep olan ani yükselen basınç artış oranına (PPRR) ve daha yüksek silindir içi basınçlara sebep olmaktadır. Bu yüzden de HCCI yanmasında yüksek yüklerde çalışma kabiliyeti sınırlanmış olur. HCCI yanma modunda ısı yayılımı, tutuşma zamanı, yanma esnasında ara ürünler ve son yanma ürünleri oksidasyon kimyası ile belirlenmektedir.

Genellikle birçok yakıt için HCCI yanmasında iki aşamalı ısı yayılımı gerçekleşirken, oktan sayısı yüksek yakıtlar için bu durum tek aşamalı olarak gözlenmektedir (Şekil 2.3). Isı yayılımında ilk aşama düşük sıcaklık oksidasyonu olarak tanımlanır ve düşük sıcaklıkta gerçekleşen kimyasal kinetik reaksiyonlar ile bağlantılıdır. Kimyasal kinetik reaksiyonlar ile ilgili detaylı bilgi yanma modeli içerisinde verilmiştir. İkinci aşama yüksek sıcaklık oksidasyonu olarak tanımlanır ve bu aşamada ana reaksiyonlar meydana gelmektedir. Bu iki aşama arasındaki gecikme süresi negatif sıcaklık katsayısı bölgesi olarak ifade edilmektedir. İlk aşamada toplam enerjinin %7-10'u, ikinci aşamasında ise geri kalan enerji açığa çıkmaktadır [5,20].



Şekil 2.3. HCCI modunda farklı oktan sayısına sahip yakıtlar için ısı yayılım oranı [15]

Sıkıştırma ile ateşlemeli motorlardaki enjeksiyon zamanlaması ve buji ile ateşlemeli motorlardaki buji kıvılcım zamanlamasına benzer şekilde doğrudan yanma fazının kontrol edebilecek bir kontrol mekanizması olmaması; sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarda yakıt enjeksiyon hızı ve buji ile ateşlemeli motorlarda türbülanslı alev yayılımı gibi parametreler ile ısı yayılım hızının (HRR) kontrol eksikliği HCCI yanmasına ait iki ana sorundur [21-23]. Günümüzde yapılan çalışmalar, yanma sürecini kontrol etmeye, ayrıca ısı yayılım hızı ve ani basınç artış oranını kontrol ederken ateşleme gecikmesini artırmaya odaklanmıştır. HCCI motorlarda çalışma aralığını genişletmek ve yanma sürecini kontrol edebilmek için oktan sayısının değişimi [24], alternatif yakıtların kullanımı [25], farklı sıkıştırma oranları [26-27], giriş hava sıcaklığının değiştirilmesi [28], EGR sistemi kullanımı [29], giriş basıncının değiştirilmesi [30-31] ve farklı enjeksiyon zamanlaması [32] gibi yöntemler kullanılarak birçok araştırma yapılmıştır.

2.2. Ön Karışım Dolgulu Sıkıştırma ile Ateşleme (PCCI)

Yanma sürecini kontrol etme kabiliyetini geliştirmek için, HCCI ve dizel yanmasının birleşimi gibi bir prensibe göre çalışan diğer düşük sıcaklıkta yanma modu PCCI stratejisidir. HCCI yanmasında karşılaşılan bazı sorunların giderilmesi amacıyla geliştirilmiştir. PCCI yanma modunda daha homojen bir karışım oluşması için yakıt-hava karışımını erken krank açılarındaki silindir içerisine sürülür ve kendiliğinden ateşleme

olmadan önce direkt enjeksiyonla ikincil yakıt piston üst ölü noktaya gelmeden püskürtülür, ardından ön karışımli yakıt tutuşturulur [33]. PCCI yanma modunda, HCCI yanmasına göre daha fazla EGR kullanımı, daha yüksek enjeksiyon basınçlarına çıkılabilmesi ve sıkıştırma oranının düşürülmesi gibi olanaklar ile tutuşma gecikmesi arttırılabilmektedir [22]. PCCI yanmasında, yakıt enjeksiyon başlangıcı değışiklikleri ile silindir içindeki karışımın katmanlaşması ayarlanabilmektedir. Bu sayede HCCI modundan farklı olarak, yanma sürecini doğrudan kontrol etmeye yönelik bir durum söz konusudur. PCCI yanma stratejisinde yakıt silindir içerisine port yakıt enjeksiyon, gelişmiş direkt enjeksiyon ve geç direkt enjeksiyon ile enjekte edilebilmektedir. Yapılan çalışmalarda port yakıt enjeksiyonu veya gelişmiş direkt enjeksiyon kullanıldığında yakıtın buharlaşmasının yeterli olmadığı ve bu sebeple CO ve HC emisyonlarında artış görüldüğü ifade edilmiştir. Geç direkt enjeksiyonda ise yakıtın silindir içerisinde püskürtme profilinin korunması ile yüksek yüklerde daha stabil bir yanma gerçekleştirilebildiği görülmüştür. Bu enjeksiyon prensibi ile fakir karışım bölgesinden önce püskürtmenin gerçekleştiği zengin karışım bölgesinde yanma başladığı için içerideki dolgunun tamamının ani tutuşmasının önüne geçildiği ve bu sayede yanma sürecinin ve ısı yayılımının üzerinde iyi bir kontrol sağlandığı ifade edilmiştir [5,34-36].

HCCI ve PCCI yanma stratejilerinin kullanılması her ne kadar emisyonlar ve yanma süreci ile ilgili iyileşmeler sağlamış olsa da çalışma aralığının genişletilmesi ve yanma sürecinin daha iyi kontrol edilmesi gerekmektedir. Bu amaçla da farklı çalışma şartları için farklı reaktivite özelliklerine sahip yakıtların kullanımı ile yüksek yüklerde veya düşük yüklerde daha iyi çalışma aralıkları ve düşük emisyonlar elde edilebilecek yeni bir düşük yanma modu geliştirilmiştir. Reaktivite Kontrollü Sıkıştırma ile Ateşlemeli (RCCI) yanma modu olarak ifade edilen bu strateji için araştırmacılar yoğun olarak çalışmaktadır.

2.3. Reaktivite Kontrollü Sıkıştırma ile Ateşleme (RCCI)

RCCI yanma modu, en güncel düşük sıcaklık yanma stratejisidir. RCCI prensibine göre çalışan içten yanmalı motorlarda, yakıt-hava karışımı erken sıkıştırma zamanlarında yanma öncesinde oluşturulduğu için bu yanma modu çift yakıtlı PCCI yanması olarak da ifade edilebilmektedir [5,37-39]. RCCI modu, önceki bölümde de bahsedildiği üzere HCCI ve PCCI modlarındaki eksikliklerin üstesinden gelebilecek potansiyele sahiptir. Farklı yük şartlarında düşük ve yüksek reaktiviteli yakıtların oranlarının değıştirilmesi ile yanma

süreci kontrol edilebilmekte ve çalışma aralığı genişletilebilmektedir [40-41]. Bu yanma stratejisinde, bölgesel alev sıcaklıkları daha düşüktür ve ayrıca yanma esnasında zengin yakıt bölgeleri oluşmamaktadır. Bu sayede yanma işlemi düşük sıcaklıkta gerçekleşmektedir [42]. RCCI yanma modunda, emme manifolduna püskürtülen düşük reaktiviteli yakıt (benzin, izo-oktan, etanol vb.)-hava karışımı ile silindir içerisine direkt enjeksiyonla püskürtülen yüksek reaktiviteli yakıt (dizel, n-heptan, dietil eter vb.) yanma zamanı öncesinde homojen bir dolgu oluşturur. Yanma daha reaktif bölgenin kendiliğinden tutuşması ile daha erkenden başlar. Ateşleme yüksek reaktiviteli bölgeden düşük reaktiviteli bölgeye doğru ilerlerken ısı yayılımı aşamalar halinde meydana gelir ve böylece yanma süresi uzar. Uzayan yanma süresinden dolayı basınç artış oranlarında azalma görülür. RCCI modunda yanmanın kontrolü, yakıtların reaktiviteleri kullanılarak sağlanabilmekte ve bu sayede diğer düşük sıcaklık yanma modlarına göre daha yüksek termik verim değerlerine ulaşılabilirdiği son zamanlarda yapılan çalışmalarda ifade edilmektedir [43-46].

RCCI yanma modu ile ilgili birçok çalışma yapılmıştır. Araştırmacılar yanma sürecinin daha iyi kontrolü, yüksek termik verim ve düşük emisyonlar gibi ana hedeflere ulaşabilmek adına çalışmalarını devam ettirmektedirler. Reitz vd. [47-49], RCCI yanma modunda benzin-dizel yakıt çiftini kullanarak indike ortalama efektif basıncın (IMEP) 4-14.5 bar olduğu geniş bir motor yük aralığında yüksek termik verim yanında düşük NO_x ve is emisyonu değerleri elde edildiğini ifade etmişlerdir. EGR kullanımı ile yüksek yüklerde, NO_x emisyonlarının mümkün olan en düşük seviyelerde olduğunu belirtmişlerdir. Ancak benzin-dizel yakıt çiftini kullanarak, basınç artış oranı sınırlaması ve EGR oranı gereklilikleri sebebiyle 14.5 bar IMEP üzerindeki yüklerde çalışmanın zorluğu ile karşılaşmışlardır.

Benajes ve ark. [37], yakıt karışımının katmanlaşması ile RCCI yanmasının kontrol edilebilen aşamalı bir yanma süreci olduğunu kullandıkları tek boyutlu bir püskürtme modeli ile gözlemlemişlerdir. İlk aşamanın, hava-benzin karışımı ile dizelin yakıtının önceden karıştırılmasıyla elde edilen karışımda yüksek reaktiviteli bölgenin ateşlemesinden oluştuğu; sonraki aşamanın da çoklu alev ilerlemelerine yol açan daha düşük reaktiviteye sahip bölgelerin kendiliğinden ateşlemesinden oluştuğu ifade edilmiştir. Ayrıca Splitter ve ark. [43], RCCI yanmasında termik verimin, büyük reaktivite

farklılıklarına sahip iki yakıtın silindir içerisinde karışım katmanlaşmasının optimize edilerek arttırılabileceği sonucuna varmıştır.

Egüz vd. [50], detaylı kinetikler ile çok bölgeli bir yaklaşım kullanarak ateşleme zamanlamaları ve dolgu bileşiminin etkisini deneysel ve sayısal olarak araştırmıştır. Sonuçlar, dizel yakıtın daha erken enjeksiyonları ile tutuşma gecikmesinin arttığını göstermiştir. Bunun nedeni de hava ve yakıtın daha iyi karışmasından dolayı daha soğuk fakir karışım bölgelerinin meydana gelmesi olarak ifade edilmiştir. Ayrıca, benzin yakıtının oranı ne kadar artarsa tutuşma gecikmesi de o kadar artar çünkü karışımın oktan sayısının artması kendiliğinden ateşlemeye daha fazla direnç oluşturmaktadır. Bir başka çalışmada, dolgu katmanlaşmasını ve yanma sürecini kontrol etmek için ateşleme zamanlamalarının ve enjeksiyon basıncının etkileri araştırılmıştır [51]. Bir önceki çalışmanın bulgularına benzer olarak, enjeksiyon başlangıcı -140°KMA ile -35°KMA arasında iken yanma evresinin avansa alındığı, ancak bunun ötesinde yanmanın geciktiği ifade edilmiştir. En yüksek termik verim enjeksiyon başlangıcı -60°KMA ile -45°KMA arasında elde edilirken, -40°KMA üzerinde enjeksiyon başlangıcı yapılıncaya NO_x emisyonunda artış görülmüştür.

Reitz ve Duraisamy [52], ilk enjeksiyonda dizel kütlesinin %62'si ile direkt enjeksiyonları ikiye bölmüştür. Ayrı durumlarda SOI-1 ve SOI-2 değiştirildiğinde, silindir basıncı ve yanma fazının nasıl etkilendiği incelenmiştir. İlk enjeksiyon avansa alındıkça yanma geciktiği, pik basıncının düştüğü ve NO_x emisyonu düşerken CO emisyonunun arttığı görülmüştür. SOI-1 sabit tutulurken SOI-2 geciktirildiğinde, yanmanın ve pik basıncının hem avansa alındığı hem de daha sonraki enjeksiyon zamanlamaları nedeniyle daha zengin bölgelerin oluşması ile NO_x ve is emisyonlarının arttığı ifade edilmiştir. Toplam benzin/dizel oranı sabit tutularak, ilk enjeksiyonda dizel miktarındaki değişimin yanma sürecine etkisinin araştırıldığı bir çalışmada [47], SOI-1 kütleli yüzdesi %36'dan %62'ye çıkarıldığında, açığa çıkan CO ve HC emisyonlarının değişmediği, NO_x ve is emisyonlarının arttığı gözlenmiştir.

RCCI yanma modunda farklı reaktivite derecelerine sahip çeşitli yakıtlar ve katkıların kullanılabilirliği hem deneysel hem de sayısal olarak araştırılmıştır. İlk RCCI yanması üzerine çalışmalarda petrol kökenli benzin ve dizel yakıtları kullanılmıştır [37,48-49,53-54]. Sayısal olarak gerçekleştirilen çalışmaların birinde [55], tam yük çalışma şartlarında

bir hafif hizmet motorunda vekil yakıt olarak 87 oktan benzin kullanımı ile çok düşük NO_x emisyon seviyeleri gözleendiği ifade edilmiştir. Dizel yakıtı yüksek reaktiviteli olarak kullanıldığında, düşük reaktiviteli yakıt olarak benzin dışında doğal gazın kullanıldığı birçok uygulama bulunmaktadır [56-61]. Ayrıca düşük reaktiviteli yakıt olarak metanol [62-65], etanol [66-67], izo-oktan [68] ve izo-bütanolün [69-70] de RCCI yanma modunda çalıştırılan motorlarda kullanıldığı araştırmalar yapılmıştır. RCCI modda yapılan bir çalışmada, düşük reaktiviteli yakıt olarak doğal gaz yerine metan gazı kullanılmıştır. Metan/dizel yakıt çifti kullanılarak RCCI çalışma aralığının benzin/dizel yakıt çiftine göre oldukça genişletildiği ifade edilmiştir. Ancak doğalgaz ve metanın yüksek adyabatik alev sıcaklığından dolayı yüksek ısı kayıpları meydana geldiği buna bağlı olarak da termik verimin benzin/dizel yakıt çiftine göre daha düşük seviyelerde olduğu görülmüştür [56,71]. Benzin yerine kullanılabilen alkol bazlı yakıtların yüksek oktan sayıları nedeniyle sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarda vuruntu seviyesi düşürülebilmekte ve daha geniş bir reaktivite farklılığı meydana getirilebilmektedir. Ayrıca benzin ve doğal gaza kıyasla alkol bazlı yakıtlar daha yüksek buharlaşma ısısına sahip olduğu için soğutma etkisi ile yakıt karışımının sıcaklığı düşmektedir. Bu sayede NO_x oluşumu azalmaktadır. Ancak aynı enerji girdisi dikkate alındığında, bu yakıtların neredeyse benzinin yarısı kadar alt ısı değere sahip olması ve buna bağlı olarak düşük enerji yoğunluklarından dolayı yakıt tüketimi yüksek olmaktadır [72]. Dempsey vd. [73] tarafından yapılan çalışmada RCCI yanma modunda metanol/dizel ve benzin/dizel yakıt çiftlerinin performansı incelenmiştir. Metanol kullanımı ile benzin/dizel yakıt çiftinin aksine EGR kullanılmadan 12 bar IMEP değerine kadar çıkıldığı ve yük 7 bar IMEP değerini aştığında EGR'ye ihtiyaç duyulduğu belirtilmiştir. Splitter ve ark. [74], RCCI modunda çalıştırılan ağır hizmet tipi bir motorda tüm motor yükleri için etanol/dizel ve benzin/benzin+DTBP (Di-tert-bütıl peroksit setan arttırıcı) bileşimlerinin kullanımı ile %50'nin üzerinde yüksek bir termik verim sağlandığı, temiz ve kararlı bir yanma gerçekleştiği, NO_x ve is emisyonlarının oldukça düşük seviyelerde olduğu ve ayrıca basınç artış oranının 5-10 bar/°KMA aralığında elde edildiğini ifade etmişlerdir. Yüksek reaktiviteli yakıt olarak dizel yerine, hayvansal ve bitkisel yağlardan elde edilen metil yağ asidini ya da etil esterleri ifade eden biyodizel yakıtların kullanıldığı çalışmalar da yapılmıştır [75-79]. Biyodizel yakıtlı sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarda genellikle içerdiği oksijen nedeniyle artan NO_x emisyonları gözlenmektedir [80-82]. Doğalgaz/biyodizel kullanılarak RCCI modda çalıştırılan bir motorda yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar incelendiğinde, biyodizel kullanımının daha kararlı bir çalışma sunabileceği belirtilmiştir. Bu durumun biyodizelin oksijen içeriği

ve yüksek setan sayısından kaynaklandığı ifade edilmiştir. Ayrıca, doğalgaz/dizel yakıt çifti ile karşılaştırıldığında doğalgaz/biyodizel yakıt çiftinin kullanımı termik verimde %1.6 artış sağlamıştır [83]. Zerrakki ve Aydın [77] tarafından yapılan çalışmada RCCI yanma modunda düşük reaktiviteli yakıt olarak etanol kullanılırken, yüksek reaktiviteli yakıt olarak ise belli oranlarda karıştırılan dizel ve biyodizel yakıtlar (%10 biyodizel+%90 dizel, %20 biyodizel+%80 dizel, %50 biyodizel+%50 dizel) kullanılmıştır. Biyodizel öncelikle dizelin reaktivitesini arttırmış ve yanmanın başlamasına yardımcı olmuştur. Araştırmadan elde edilen sonuçlar etanol/dizel yakıt çiftine göre karşılaştırıldığında, tüm test karışımları için pik basıncının ve ısı yayılım oranının arttığını göstermiştir. Fren özgül yakıt tüketimi değeri, çoğunlukla biyodizelin yüksek yakıt tüketim değeri nedeniyle yaklaşık %30'luk bir artış göstermiştir. Emisyonlar incelendiğinde, NO_x ' in önemli ölçüde azaldığı ancak CO ve HC emisyonlarında hafif bir artış gözlemlendiği ifade edilmiştir. Dizel yakıt yerine biyodizel kullanılan başka bir çalışmada [84], benzin oranının ve enjeksiyon zamanlamasının RCCI yanmasına etkisi araştırılmıştır. Sonuçlar, yanma karakteristiklerinin geleneksel enjeksiyon zamanlamasındaki (-7°KMA ÜÖNs) benzin oranındaki bir değişikliğe avansa alınmış enjeksiyon zamanlamasındakine (-35 ÜÖNs) göre daha az duyarlı olduğunu göstermiştir.

Solmaz ve İpci tarafından gerçekleştirilen bir çalışmada, RCCI yanmasına emme havası sıcaklığının etkisi deneysel olarak incelenmiş ve yakıt tüketimi değerleri de belirlenerek çalışma haritaları çıkarılmıştır [46]. Deneyler sıkıştırma oranı 9.2 olan benzinli bir motorun RCCI modda çalıştırılmasıyla gerçekleştirilmiştir. Her çalışma noktasına göre direkt enjeksiyon püskürtme başlangıcı değiştirilerek RCCI modda motorun en verimli çalıştırılabileceği aralık belirlenmiştir. 80°C giriş hava sıcaklığında en geniş motor çalışma aralığı elde edilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde en düşük özgül yakıt tüketiminin $232,3 \text{ g/kWh}$ olduğu görülmüştür. Deneyler RCCI yanması için çok düşük bir sıkıştırma oranında gerçekleştirilmesine rağmen düşük seviyelerde özgül yakıt tüketimi değerleri elde edilmesi yanma sürecinin başarılı bir şekilde kontrol edildiğini göstermiştir.

Işık [85], çift yakıtlı RCCI modunda çalıştırılan bir motorun performans ve emisyonlarını inceleyen bir araştırma yapmıştır. Emisyonların azaltılması ve düşük yakıt tüketimi gibi avantajlar sağladığı için RCCI stratejisinin kullanıldığı belirtilmiştir. Yüksek reaktiviteli yakıt olarak aspir yağı biyodizeli ve dizel yakıtı karışımları kullanılmıştır. Düşük reaktiviteli yakıt olarak benzin ve etanolün kullanılmasıyla genel hatlarıyla yanma ve

performans karakteristiklerinde iyileşmeler olduğu ifade edilmiştir. Düşük yüklerde özgül yakıt tüketiminin arttığı, yüksek yüklerde ise azaldığı görülmüştür. Ayrıca NO_x emisyonlarında düşüş, HC ve CO emisyonlarında da genel olarak azalma gözlenmiştir.

Metanol/biyodizel yakıt çiftinin kullanıldığı RCCI yanma modunun sayısal olarak ele alındığı bir çalışmada en uygun ağ yapısı belirlenerek KIVA4-CHEMKIN programı ile motorun yanma ve performans karakteristikleri ile emisyonlar incelenmiştir [41]. Sayısal analizler 2400 dev/dk sabit motor hızında, 3 farklı motor yükünde (%10, %20 ve %100), 5 farklı oranda (0, %20, %40, %60, %80) emme manifoldundan metanol yakıtının sürülmesi ve biyodizelin direkt silindir içine püskürtülmesi şartlarında gerçekleştirilmiştir. Setan sayısı düşük olduğu için metanolün artması ile ateşleme zamanının geciktiği ifade edilmiştir. Özellikle %10 motor yükünde metanol oranının artışı pik basıncında ve ısı yayılım oranında düşüşe sebep olmuştur. %80 oranında metanol şartı hariç, karışım metanol miktarının artması ile CO emisyonunda artış ve NO_x emisyonunda da düşük seviyelerde artış görülmüştür. Ayrıca elde edilen veriler incelendiğinde, metanolün artışı ortamdaki oksijen miktarını arttırdığı için ve elde edilen homojen karışım ile önemli sayılabilecek seviyede is emisyonlarında azalma meydana geldiği ifade edilmiştir.

Li vd. [62] tarafından KIVA-3V kodu kullanılarak yapılan sayısal bir çalışmada, RCCI yanma modunda metanol/dizel yakıt çiftinin göstereceği yanma karakteristiği ve açığa çıkaracağı emisyonlar incelenmiştir. Karışımındaki metanol oranının, enjeksiyon başlangıcının ve giriş sıcaklığının RCCI yanmasına etkileri araştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar dikkate alındığında, genel olarak dizel yanmasına göre emisyonların azaldığı ifade edilmiştir. Metanol miktarının ve enjeksiyon başlangıcının, oluşan yakıt reaktivite farkını ve eşdeğerlik oranının silindir içerisinde dağılımını önemli ölçüde etkilediği belirtilmiştir. Önceki çalışmada da [41] belirtildiği gibi metanolün setan sayısı düşük olduğu için metanolün karışım içerisindeki artışı tutuşma gecikmesinin uzamasına sebep olmaktadır. Bu yüzden yanma hızında düşüş ve ısı yayılımının tepe noktasında azalma meydana geldiği ifade edilmiştir.

Li ve ark. [76] RCCI modunda çalıştırılan bir motorda benzin/biyodizel yakıt çiftini kullanarak yüksek motor hızlarında birbirinden farklı üç yanma odası geometrisinin yanmaya etkilerini sayısal bir çalışma ile incelemişlerdir. Analizlerde kullanılan bu yanma odası geometrilerinin yarı küresel, sığ derinlikte ve omega yapılarına sahip olduğu

belirtilmiştir. RCCI yanmasının simülasyonu birleştirilmiş KIVA4-CHEMKIN kodu ile gerçekleştirilmiştir. Analizler 3600 dev/dk sabit motor hızında yapılmıştır. Yanma odası geometrisi dışında enjeksiyon başlangıcı zamanlaması ve ön karışım oranının da etkileri incelenmiştir. Sayısal analizler üç geometrinin her biri için, benzinin iki farklı ön karışım oranlarında ($PR=0.20$, $PR=0.40$) ve üç farklı enjeksiyon başlangıçlarında (-11°KMA , -35°KMA , -60°KMA ÜÖNs) gerçekleştirilmiştir. Yanma karakteristikleri, motor performansı ve emisyonlar üzerindeki sonuçlar dikkate alındığında, karışım kontrollü yanma için omega tasarımının, RCCI yanması için ise sıg derinlikli piston tasarımının en uygun geometri olduğu ifade edilmiştir. Bu yanma odası geometrisi ile nispeten daha düşük CO , NO_x ve is emisyonları açığa çıkarken daha iyi yanma ve performans elde edilebileceği tespit edilmiştir.

RCCI stratejisi kullanılarak yapılan bir başka sayısal çalışmada, bazı yakıt enjeksiyon parametrelerinin (püskürtme açısı, ön karışım oranı, enjeksiyon başlangıcı zamanlaması ve enjeksiyon basıncı) yanma ve performans karakteristiklerine etkisi araştırılmıştır [86]. Farklı çalışma şartlarında detaylı bir yanma modeli CONVERGE CFD kodu ile geliştirilmiş ve deneysel datalar doğrulanmıştır. RCCI yanmasının enjeksiyon zamanlamasından önemli derece etkilendiği ifade edilmiştir. Ayrıca uygun püskürtme açısı ile yanma ve termik verim iyileşirken, CO ve HC emisyonlarında azalmalar meydana geldiği gözlenmiştir. Bunun yanında, SOI zamanlamasının avansa alınmasının yanı sıra enjeksiyon basıncının ve ön karışım oranının (PR) azaltılması ile RCCI yanmasında açığa çıkan HC ve CO emisyonlarında iyileşmeler olabileceği belirtilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, en iyi RCCI motor performansı için bu parametrelerin optimum değerleri püskürtme açısı 55°KMA , $\text{SOI}=-53^\circ\text{KMA}$ ÜÖNs, enjeksiyon basıncı 580 bar ve $PR=0.76$ olarak tespit edilmiştir. Optimum parametre seçimi yapılarak CO ve HC emisyonlarında ortalama yaklaşık %30 oranında düşüşler gözlenmiştir.

EGR kullanılmadan bir ağır hizmet dizel motorda orta yükte 1208 ve 1300 dev/dk motor hızlarında konvansiyonel dizel yanmasına ve RCCI yanmasına hidrojen ilavesinin etkileri de sayısal olarak gerçekleştirilen bir çalışmada incelenmiştir [87]. Gürültü yoğunluğu, termik verim, ısı yayılımı, silindir içi basınç değişimleri ve açığa çıkan emisyonlar gibi parametrelerin hidrojen ilavesinden ne derece etkilendiği araştırılmıştır. Sonlu hacimler metoduna göre çözümleme yapan AVL-FIRE yazılımı ile dizel/hidrojen yakıtı kullanılarak yanma modeli oluşturulmuştur. Ayrıca RCCI yanmasında birincil yakıt olarak metan

kullanılmıştır. RCCI yanmasında sırasıyla metan ve dizel yerine hidrojen eklendiğinde veya ikame edildiğinde metan yanmasının iyileşeceği ve NO_x dışındaki emisyonların azalacağı ifade edilmiştir. Özellikle 1300 dev/dk motor hızında yapılan analizlerde, RCCI yanmasına hidrojen ilavesinin yanma odası reaktivitesini arttırdığı ve bu sayede ateşlemenin avansa alındığı ve yanma odasında sıcaklık ve basınç artışının hızlandığı gözlenmiştir. Tüm şartlar incelendiğinde, RCCI ve dizel yanmasında hidrojen ilavesi etkileri karşılaştırıldığında RCCI yanmasının bu ilave ile dizel yanmasından daha verimli olduğu ve daha düşük seviyelerde emisyonlara sebep olduğu ifade edilmiştir. Girdap oranındaki artışın yanmayı hızlandırdığı tespit edilmiştir.

Dadsetan ve ark. [88] tarafından yapılan sayısal araştırmada RCCI modda çalışan bir motor için girdap oranının (swirl ratio) yanmanın yanı sıra özellikle NO_x emisyonu oluşumuna etkileri incelenmiştir. Yanma modeli AVL-FIRE yazılımı ile Euler-Lagrange çözüm metodolojisine dayanarak oluşturulmuştur. Girdap oranı 0.2-2.2 aralığında değiştirilerek farklı şartlarda etkisi incelenmiş ve yaklaşık 1.2 olduğu durumda en düşük NO_x emisyonunun elde edildiği ifade edilmiştir. Bu girdap oranında homojenliğin en iyi seviyede sağlandığı ve en yüksek termik verimin elde edildiği belirtilmiştir. Ayrıca HC ve CO emisyonları için girdap oranının olabildiğince düşük tutulmasının iyi sonuç vereceği vurgulanmıştır.

Gharehghani vd. [89] doğalgaz/dimetil eter yakıt çifti kullanılan RCCI moduna göre çalışan bir motorda dokuz farklı direkt yakıt enjeksiyon stratejisinin etkilerini incelemek için CONVERGE CFD kodu ile yanma modeli oluşturularak sayısal bir çalışma yapmışlardır. Analizler, eş değeri oranı sabit tutularak tek enjeksiyonda üç vaka ve iki enjeksiyonlu farklı enjeksiyon başlangıçlarına sahip altı vaka ile gerçekleştirilmiştir. Bu stratejiler arasında verimlilik için bir gösterge olan IMEP değeri 5.39 bar ($\text{SOI}=60^\circ\text{KMA}$ ÜÖNö) olarak en yüksek tekli enjeksiyonda elde edilmiştir. En düşük verimlilik ise ikili enjeksiyonda yakıtların %50-%50 oranlarında püskürtülmesiyle gözlenmiştir. Yanma başlangıcı (SOC), yanma süresi ve KMA50 gibi yanma parametrelerinin enjeksiyon başlangıç zamanlamasının değişiminden önemli derecede etkilendiği ifade edilmiştir. Tekli enjeksiyon stratejilerinde, enjeksiyon $\text{SOI}=40^\circ\text{KMA}$ ÜÖNö'den $\text{SOI}=80^\circ\text{KMA}$ ÜÖNö'ye avansa alınınca, yanma başlangıcının da yaklaşık 1.3°KMA erken meydana geldiği tespit edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre CO, HC ve NO_x emisyon değerlerinin EURO 6 dizel emisyon standartlarını sağladığı ifade edilmiştir.

İzobutanol – izobutanol+%20 di-tert-bütil peroksit (DTBP) ile çalışan tek yakıtlı bir RCCI motorunda enjeksiyon stratejilerini içeren CONVERGE CFD yazılımı kullanılarak sayısal simülasyonlar yapılan bir araştırmada [90]; enjeksiyon başlangıcı zamanlamasının, enjeksiyon basıncının, püskürtme konik açısının ve yakıt karışım oranının yanma üzerine etkileri incelenmiştir. Sonuçlar, karşılaştırma yapılan referans şartlara göre (600 bar enjeksiyon basıncı, SOI=58°KMA ÜÖNö ve 72.5° püskürtme koniklik açısı) 1400 bar enjeksiyon basıncı, SOI=88°KMA ÜÖNö ve 45° püskürtme koniklik açısı şartlarında RCCI motor performansının ve emisyon değerlerinin iyileştirilebileceğini göstermektedir. Ayrıca enjeksiyon başlangıcının 88°KMA ÜÖNö' ye avansa alınması ile termik verimde %3.3'lük bir artış, CO ve NO_x emisyonlarında sırasıyla 3.56 g/kWh ve 0.254 g/kWh azalma görüldüğü ifade edilmiştir.

SI, CI, HCCI, PCCI ve RCCI yanma modlarına göre çalışan motorların farklı yakıt gereksinimleri, enjeksiyon modu, yanma özellikleri, termodinamik, performans ve emisyon özelliklerinin karşılaştırılması Çizelge 2.1'de özetlenmiştir. Görüldüğü gibi, hava-yakıt oranı, ateşleme modu, yanma alevinin ilerlemesi, yanma sıcaklığı ve emisyon karakteristikleri büyük farklılıklar göstermektedir.

Çizelge 2.1. İçten yanmalı motorlarda yanma karakteristiklerinin karşılaştırması [15,91-93]

Parametre/Yanma modu	SI	CI	HCCI	PCCI	RCCI
Yakıt gereksinimi	Yüksek oktan	Yüksek setan	Sıkıştırma oranına uygun	Sıkıştırma oranına uygun	Sıkıştırma oranına uygun
Yakıt tipi	Benzin türevi yakıtlar	Dizel türevi yakıtlar	Yakıt kullanımı esnek	Sıvı veya gaz yakıt karışımları	Yüksek oktan/yüksek setan yakıtlar
Enjeksiyon modu	PFI/DI	DI	PFI/Erken DI	PFI/DI	PFI/DI
Enjeksiyon basıncı	Düşük basınç	Yüksek basınç	PFI düşük basınç DI yüksek basınç	PFI düşük basınç DI yüksek basınç	PFI düşük basınç DI yüksek basınç
Yakıt/hava karışımı	Ön karışım	Ön karışimsız	Ön karışım	Kısmi ön karışım	Kısmi ön karışım
Hava emme modu	Atmosferik Süper şarj Turbo şarj	Süper şarj Turbo şarj	Atmosferik Süper şarj Turbo şarj	Süper şarj Turbo şarj	Süper şarj Turbo şarj
Hava/Yakıt oranı	Yaklaşık sabit ($\lambda=1$)	Motor yüküne bağlı ($\lambda > 1$)	Yakıta bağlı (Çok fakir)	Zengin ($0,5 < \lambda < 1$)	Yakıta bağlı (Fakir)
Ateşleme	Buji ile	Sıkıştırma ile	Kendiliğinden	Sıkıştırma ile	Sıkıştırma ile
Yanma alevi ilerlemesi	Laminer ve türbülanslı alev ilerlemesi	Difüzyon alev ilerlemesi	Alev ilerlemesi yok Homojen oksidasyon	Difüzyon alev ilerlemesi	Difüzyon alev ilerlemesi
Termik verim	Düşük	Yüksek	Yüksek	Yüksek	Yüksek
Yanma sıcaklığı	Yüksek	Nispeten yüksek	Düşük	Düşük	Düşük
Yakıt yanma hızı kontrol mekanizması	Alev ilerleme hızı	Yakıt buharlaşması ve karışması için geçen zaman	Kimyasal kinetikler	Kimyasal kinetikler ve enjeksiyon zamanlaması	Kimyasal kinetikler ve yakıt reaktivitesi
Emisyonlar	Üç yollu konvertör ile düşük emisyon, daha yüksek CO ₂	Yüksek NO _x ve is, daha düşük CO ₂	Çok düşük NO _x is ve CO ₂ , yüksek HC ve CO	Düşük NO _x is ve CO ₂ , yüksek HC ve CO	Kısmen daha düşük NO _x ve is, yüksek HC ve CO

Detaylı olarak yapılan literatür incelemesi ile RCCI düşük sıcaklık yanma stratejisinin yüksek termik verim, düşük emisyon salımı, daha az ısı kayıpları ve maliyetli sonradan işleme sistemlerine daha az ihtiyaç duyulması gibi öne çıkan üstünlüklerinden [94] dolayı hem hafif hem ağır hizmet tipi araçlarda kullanılabilecek potansiyelde olup araştırılmaya ve geliştirilmeye açık bir çalışma alanı olduğu görülmektedir. RCCI yanma modunun farklı parametrelerinin incelendiği birçok deneysel çalışma yapılmıştır. Ancak araştırmacılar deneysel çalışmalar maliyetli olduğu ve uzun sürdüğü için bazı sayısal çözüm metotlarına göre çalışan yazılımlar ile bu deneysel çalışmaları küçük hata payları

ile simüle edebilmektedirler. Ancak sayısal çalışmaların yapılmasının avantajları sadece deneylerin maliyetlerini düşürmek ve sürelerini kısaltmak değildir. Sayısal analizler ile deneysel olarak elde edilemeyecek anlık emisyon seviyeleri, silindir içi sıcaklık değişimleri, dolgunun silindir içerisindeki homojenliği, yakıtın püskürtülmesi esnasında ilerlemesi gibi parametreler incelenebilmektedir.

3. MATERYAL VE METOT

RCCI yanma moduna göre çalıştırılan motorlarda bazı parametrelerin yanma sürecine ve karakteristiklerine etkilerini belirlemek için yapılan bu çalışmada, belirli şartlarda gerçekleştirilen deneylerden elde edilen verilerin doğrulamaları yapılmış ve sonrasında kurulan yanma modeli ile sayısal olarak farklı parametrelerin yanma üzerinde meydana getirdiği değişimler incelenmiştir. Bu bölümde deneysel çalışma ve özellikle sayısal çalışma ile ilgili detaylı bilgiler verilmiştir. Literatür incelemesinde de görüldüğü üzere deneysel çalışmaların sayısal olarak desteklenmesi ve kapsamının geliştirilmesi için hız-momentum denklemlerinin kullanıldığı, akış ve ısı hesaplamalarının yapıldığı hesaplamalı akışkanlar dinamiği kodlamalarını içeren ANSYS, KIVA, AVL-FIRE ve CONVERGE gibi yazılımlar kullanılmaktadır.

3.1. Deneysel Çalışmalar

Deneyler dört silindirli, dört zamanlı, doğrudan enjeksiyon sistemine sahip ve 9,2 sıkıştırma oranında RCCI yanma modunda çalıştırılabilen GM Ecotec benzinli bir motorda gerçekleştirilmiştir. Michigan Teknoloji Üniversitesi'nde bulunan İleri Güç Sistemleri Araştırma Merkezi'nde yapılan testlerde kullanılan deney motoruna ait teknik özellikler Çizelge 3.1'de gösterilmektedir. Deney motorunun çalıştırılması, 460 HP gücünde bir AC dinamometre desteği ile sağlanmıştır.

Çizelge 3.1. Deney motorunun teknik özellikleri [23,46]

Parametre	Değer
Marka	GM Ecotec GDI Benzinli Motor
Silindir sayısı	4
Sıkıştırma oranı	9,2:1
Strok (mm) x Çap (mm)	86 x 86
Silindir hacmi (cc)	1998
Emme supabı çap (mm)	35.17
Egzoz supabı çap (mm)	30.09
Ateşleme sıralaması	1-3-4-2
Maksimum motor hızı (dev/dk)	6350
Maksimum güç (kW@5300 dev/dk)	201
Maksimum tork (Nm@2400 dev/dk)	353
Emme supabı kapanma (°KMA ÜÖNö)	147
Egzoz süpabı açılma (°KMA ÜÖNs)	135

Orijinal motor kontrol ünitesi iptal edilerek motor üzerindeki işleticiler dSPACE ürünleri MicroAutoBox ve RapidPro ile kontrol edilmiş olup, RCCI yanma modunda deney motorunun çalıştırılabilmesi sağlanmıştır. Ateşleme sistemi, ön karışım oranı, yakıt hat basıncı, EGR valf konumu, kam konumları, gaz kelebeği konumu, emme havası sıcaklığı ve basıncı gibi motor yönetimini etkileyen parametreler işlemciye gömülü MATLAB Simulink modeli ile dSPACE kullanılarak kontrol edilmiştir. Emme havası giriş sıcaklığı, dSPACE tarafından kontrol edilen Omega Inc marka AHF-10120 model bir elektrikli ısıtıcı kullanılarak değiştirilmiştir. Hem port yakıt enjeksiyonu (PFI) hem de direkt enjeksiyon (DI) enjektörlerinden püskürtülen yakıt miktarları, Coriolis tip Micro Motion 1700 kütleli yakıt akış ölçer ile %0,1 doğrulukla miligram cinsinden ölçülmüştür. Elde edilen ölçümler kullanılarak Simulink modelinin içerisinde denklemler tanımlanmıştır. Bu sayede dSPACE'de tanımlanan yakıt miktarı ve ön karışım oranına bağlı olarak enjektörlerin açılma süreleri MicroAutobox tarafından belirlenmiştir.

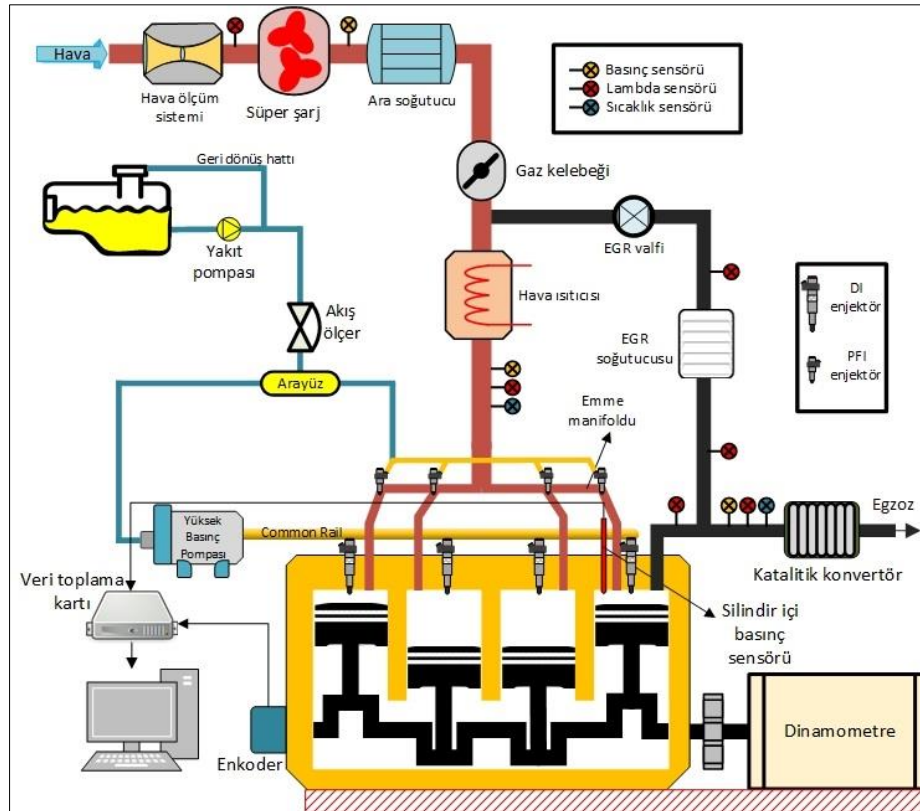
RCCI modda motorun çalıştırılabilmesi için yapılan bir diğer modifikasyon da sonradan emme manifolduna sekiz adet düşük basınç port tipi yakıt enjektörünün montajının yapılmasıdır. Bu port tipi enjektörlerden dört adeti kullanılarak düşük reaktivite özelliğindeki izooktan yakıtının emme manifolduna püskürtülmesi sağlanmıştır. Motorun kendi elemanları olan direkt yakıt enjektörleri ile n-heptan yüksek reaktiviteli yakıt olarak direkt silindir içerisine püskürtülmüştür. Püskürtme port tipi enjeksiyonda 3 bar basınçta, direkt enjeksiyonda 100 bar basınç seviyesinde gerçekleştirilmiştir. Silindir içi basınç PCB marka basınç sensörü (Model: 115A04 – 20,3 pC/bar hassasiyet) ile ölçülmüştür. Voltaj sinyali cinsinden elde edilen basınç verileri şarj amplifikatörü (DSP 1104CA) kullanılarak yükseltip 1°KMA çözünürlüklü bir enkoder ile yanma analiz sistemine işlenmiştir. Egzoz manifoldu üzerine egzoz valfinden 5 cm mesafede olacak şekilde K tipi termokupllar yerleştirilerek egzoz gaz sıcaklığı ölçümleri yapılmıştır. Geniş bant lamda sensörü (BOSCH LSU 4.9) ile lamda değeri ölçülmüştür. Şematik olarak deney düzeneği Şekil 3.1'de verilmiştir. NI PXIe-1078 National Instrument chassis sistemi kullanılarak NI TB-4353 modülü ile termokupl, NI PXI-6225 modülü ile basınç sensörü ve NI PXI-6722 modülü ile dinamometre kontrol edilmiştir. LabVIEW ile elde edilen verilerin görüntülenmesi sağlanmıştır.

Deneyler 80°C giriş hava sıcaklığı, 1000 dev/dk motor hızı, 25°KMA ÜÖNö enjeksiyon zamanlamasında, %20 hava fazlalığı ve 9,2 sıkıştırma oranı şartlarında benzinli bir

motorun bazı değişiklikler yapılarak RCCI moduna dönüştürülmesiyle gerçekleştirilmiştir. Deneylerde düşük reaktiviteli yakıt (izooktan) port enjeksiyon ile emme manifolduna, yüksek reaktiviteli yakıt (n-heptan) direkt enjeksiyon ile silindir içerisine püskürtülmüştür. Bu yakıtların özellikleri Çizelge 3.2’de verilmiştir. Silindir içerisine sürülen enerji miktarı dikkate alınarak, kullanılan yakıt karışımının %20’si emme manifolduna püskürtülen izooktan yakıtından geri kalan kısmı ise silindir içerisine direkt olarak püskürtülen n-heptan yakıtından oluşmaktadır. Bu ön karışım oranı (PR20) tüm deneyler boyunca sabit tutulmuştur.

Çizelge 3.2. Test yakıtlarının özellikleri [95-96]

Özellikler	n-heptan	izo-oktan
Kimyasal formül	C_7H_{16}	C_8H_{18}
Araştırma oktan sayısı	0	100
Moleküler ağırlık [g/mol]	100.21	114.23
Üst ısı değeri [MJ/kg]	48.07	47.77
Alt ısı değeri [MJ/kg]	44.56	44.30
Yoğunluk [kg/m ³]	686.6	693.8
Kaynama noktası [K]	371	372.4
H/C oranı	2.29	2.25



Şekil 3.1. Deney düzeneğinin şematik görünüşü

Maksimum silindir içi basınç ve sıcaklık, özgül yakıt tüketimi, ısı yayılım oranı, ortalama indike efektif basınç, kümülatif ısı yayılımı, termik verim, yanma verimi, volümetrik verim, KMA50, IMEP standart sapma sabiti (COV_{IMEP}) ve maksimum basınç artış oranı geliştirilmiş bir MATLAB kodu ile hesaplanmıştır. Krank açısı başına ısı yayılımı Termodinamiğin 1. Kanunu dikkate alınarak ideal gaz kabulü ile Eş. 3.1 ile hesaplanmıştır.

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{n_c}{n_c - 1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{n_c - 1} V \frac{dP}{d\theta} + \frac{dQ_{ISI}}{d\theta} \quad (3.1)$$

Bu eşitlikte dQ ısı yayılımını (J), $d\theta$ krank açısı değişimini, n_c politropik üssü, P anlık silindir içi basıncı (bar), V anlık silindir hacmini (m^3) ve dQ_{ISI} silindir duvarından transfer edilen ısı miktarını (J) ifade etmektedir. Woschini ısı transfer modelinde yer alan ısı taşınım katsayısı ifadesi birçok çalışmada kullanılmıştır [97-99]. Düşük sıcaklık yanma moduna göre çalışan motorlar için ısı transferinin daha hassas hesaplanabilmesi için modifiye edilmiş Woschini modeli Eş. 3.2’de verilmiştir [100].

$$h_g = \alpha_{scaling} \times L_s^{0.2} \times P^{0.8} \times T^{-0.73} \times w^{0.8} \quad (3.2)$$

Burada, $\alpha_{scaling}$ motor geometrisine bağlı skala katsayısını, L_s anlık silindir yüksekliğini (m), w silindir içi gaz hızını (m/s) ifade etmektedir. Silindir duvarından transfer edilen ısı miktarı Eş. 3.3 ile hesaplanmıştır.

$$\frac{dQ_{ISI}}{d\theta} = \frac{1}{6n} h_g A (T_g - T_d) \quad (3.3)$$

Burada n motor hızını (dev/dk), h_g ısı taşınım katsayısını (W/m^2C), A ısı transferi yüzey alanını (m^2), T_g silindir içi gaz sıcaklığını ($^{\circ}C$) ve T_d silindir duvar sıcaklığını ($^{\circ}C$) temsil etmektedir.

3.2. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile RCCI Yanma Modu İçin Sayısal Model Kurulması

Önceki bölümde belirtilen şartlarda RCCI modunda çalıştırılan motorda gerçekleştirilen deneylerden elde edilen sonuçlar kullanılarak simülasyon çalışması yapılmıştır. Silindir içi gerçekleşen reaksiyonların ve hesaplamaların modellenmesi CONVERGE CFD v2.4 kodu kullanılarak yapılmıştır. CONVERGE kodu sistem sınırlarında sabit ve tek biçimli kartezyen kesme hücre yöntemini kullanmaktadır. Bu yöntemde amaç, sınırla kesişen herhangi bir hücrede kartezyen hücrelerin daha küçük hücrelere bölünmesiyle bölgenin çoğu yerinde tek tip bir kartezyen ağ yapısı kullanmaktır. İkinci dereceden merkezi farklar ile hesaplanan kütle, momentum ve enerji transferi için hücre yüzü akılarının olduğu yerlerde hücre merkezli sonlu hacim yöntemleri kullanılmaktadır. Sonlu fark ve sonlu hacim, kısmi diferansiyel denklemleri çözmek için kullanılan en yaygın yöntemlerden ikisidir. Bu iki yöntem de tıpkı sonlu elemanlar yöntemindeki gibi ağ yapısı ile oluşturulan geometrinin farklı noktalarındaki ilgili hesaplamaların yapılmasını sağlamaktadır. Sonlu hacim yöntemleri korunum denklemlerinin integral formunu sayısal olarak çözmek için kullanılırken, korunum denklemlerinin diferansiyel formunun çözümünde sonlu farklar yöntemleri kullanılır. CONVERGE, sonlu hacim modunda çalıştırılabilir veya alternatif olarak ana korunum denklemlerini çözmek için sonlu hacim ve sonlu fark yöntemlerinin hibrit bir kombinasyonu kullanılarak çalıştırılabilir. Hibrit yöntemle çalışırken, yalnızca momentum denkleminin sonlu farklar ile çözüldüğünü ve diğer tüm denklemlerin sonlu hacim yöntemi kullanılarak çözüldüğünü not etmek önemlidir. Sonlu fark yöntemleri ile yalnızca düzenli hücreler için transfer miktarları korunabiliyorken, sonlu hacim yöntemlerinde düzenli veya düzensiz şekilli hücreler için transfer miktarları korunabilmektedir. Yazılım içerisindeki geçici çözücü (transient solver), implicit (kapalı) çözüm yöntemini kullanmaktadır. Implicit çözüm yönteminde sistemin mevcut durumunu ve sonraki durumunu içeren denklemler çözülerek sonuca ulaşılır [101]. Geçici çözücü (transient solver), hız-basınç çiftinin hesaplanması için Issa vd. [102] tarafından bulunan PISO (Basınç-operatörlerin bölünmesi ile implicit çözüm) algoritması ile çözümleme yapmaktadır. PISO algoritması, büyük zaman adımları ve daha az işlem için önerilmiştir. PISO algoritması önce hız alanını implicit yöntemle çözen ve daha sonra implicit yöntemle elde edilen basınç çözümlerini kullanarak hız alanını iteratif olarak güncelleyen bir tahmin düzenleyici yöntemidir. CONVERGE içeriğindeki yönetici denklemler kütle, momentum, enerji ve kimyasal türlerin korunumunu içermektedir. Ayrıca bir türbülans modeli aktif

olduğunda, ek transfer denklemleri türbülanslı kinetik enerjinin transferini ve türbülans yayılım hızını kapsamaktadır. Kütle, momentum ve enerji için kurulan kısmi diferansiyel denklemler doğru basınç gradyanı sağlamak için aynı anda çözülmektedir. Süreklilik denklemi Eş. 3.4'te verilmiştir [103].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = S \quad (3.4)$$

Burada “ u ” hızı, “ ρ ” yoğunluğu ve “ S ” enerji kaynağı terimini ifade etmektedir. Akışkanlar mekaniği sadece süreklilik denklemi ile değil Eş. 3.5'te verilen momentumun korunumu ilkesi ile de belirlenebilir [103].

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + S_i \quad (3.5)$$

“ P ” basıncı ve “ σ_{ij} ” gerilme tensörünü ifade etmektedir. Yanma odasındaki sıkıştırılabilir akış için enerjinin korunumu Eş. 3.6'da verilmiştir [103].

$$\frac{\partial \rho e}{\partial t} + \frac{\partial u_j \rho e}{\partial x_j} = -P \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(K \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho D \sum_m h_m \frac{\partial Y_m}{\partial x_j} \right) + S \quad (3.6)$$

Burada “ Y_m ” türlerin kütle kesrini, “ D ” kütleli yayılımı, “ e ” özgül iç enerjiyi, “ K ” ısı iletkenliği, “ h_m ” özgül entalpiyi ve “ T ” sıcaklığı ifade etmektedir. Türlerin aktarım denklemi girdi şartlarında "inputs.in" içerisinde belirlenmektedir. Bu denklem, hesaplama bölgesindeki tüm türlerin kütle kesri için çözülür. Türler için kütle kesri Eş. 3.7'de verildiği gibidir [103]:

$$Y_m = \frac{M_m}{M_{top}} = \frac{\rho_m}{\rho_{top}} \quad (3.7)$$

“ M_m ” hücredeki türlerin kütlelerini, “ M_{top} ” hücredeki toplam kütle, “ ρ_m ” türlerin yoğunluğunu ve “ ρ_{top} ” hücredeki yoğunluğu ifade etmektedir. Tür denklemleri tek başına veya diğer transfer denklemlerinden herhangi biri ile birlikte çözülebilir. Momentum

çözülmezse, türlerin transfer denkleminde taşınım dikkate alınmayacaktır [103]. Moleküler kütle yayılımı Eş. 3.8’de verildiği gibi kullanıcı tarafından sağlanan bir Schmidt numarasına (Sc) dayalı olarak hesaplanır.

$$D = \frac{\nu}{Sc} \quad (3.8)$$

Sıkıştırılabilir transfer denklemlerinin basınç, yoğunluk ve sıcaklığı bir araya getirmesi için bir durum denklemine ihtiyaç vardır. Bu çalışma kapsamında yapılan simülasyonlarda, CONVERGE Theory Manual’de [103] açıklanan kritik basınç ve hava sıcaklığı kullanılarak Redlich-Kwong durum denklemi çalıştırılmıştır.

Momentum ve enerji denklemlerindeki bazı ifadeler için karışımın ısı iletkenliği ve gaz fazının viskozitesine ihtiyaç duyulmaktadır. Karışımın ortalama değerlerini hesaplamak yerine, sıcaklığın bir fonksiyonu olarak bu özelliklere hava için değerler verilmiştir. Bu, motor simülasyonları için kabul edilebilir bir varsayımdır çünkü tipik olarak dolgu kütlelerinin %90’ından fazlası havadan oluşmaktadır. Gaz fazı özellikleri, dinamik viskoziteyi (μ) ve ısı iletkenliği (k) 0-5000 K arasındaki sıcaklığın fonksiyonları olarak listeleyen “*gas.dat*” girdi dosyasında tanımlanmıştır [103].

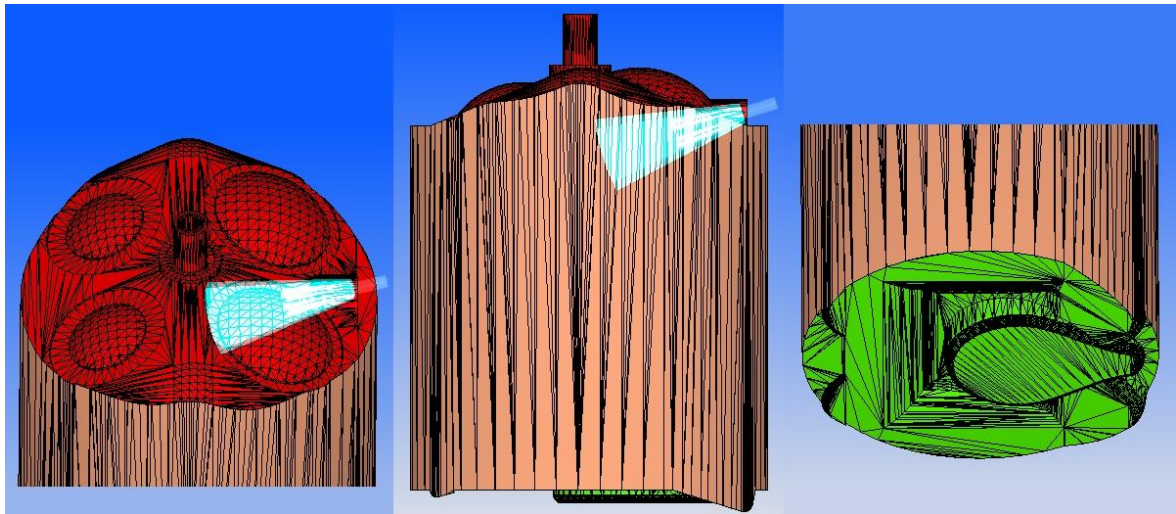
3.2.1. Geometri

Deneylerde kullanılan GM Ecotec GDI benzinli motorun geometrik modeli SolidWorks paket programı ile oluşturulmuştur. Bu geometri CONVERGE programına tanımlanarak simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. CONVERGE, simülasyon sürecinde ağ yapısı oluşturma (grid generation) aşamasında meydana gelebilecek bozuklukları ortadan kaldıran bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği programıdır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde ağ yapısının oluşturulması, simüle edilecek sistemin tamamını sayısal olarak bölüntülerle tanımlamak için bir dizi matematiksel tekniği ifade etmektedir. Bu teknikler ile iki boyutlu problemler için sistemin yüzeyi boyunca veya üç boyutlu problemler için ise sistemin hacmi içerisinde ağ yapısının noktaları tanımlanabilmektedir. Sayısal çözümlemeyi olumsuz yönde etkileyecek yanlış ya da uygun olmayan bölüntü kullanımını ortadan kaldırabilmek için CONVERGE içerisinde tanımlanmış olan otomatik bölüntü iyileştirme modülünden yararlanılmaktadır. “Uyarlanabilir bölüntü iyileştirme (AMR)” adı verilen bu

ağ teknolojisi kullanılarak nozul, püskürtme bölgesi ve yanma odası gibi alev yayılımı ve yüksek hızlı akış gerçekleşen bölgelerde daha hassas ve doğru bir simülasyon için en uygun bölüntüler oluşturulmaktadır. Bununla birlikte her bir zaman adımında (time step) sıcaklık ve hız gibi dalgalı hareketli koşullara göre ağ yapısı otomatik olarak düzenlenir. Farklı temel bölüntü boyutlarında yapılan analizler dikkate alındığında deneysel sonuçlara en yakın simülasyon sonuçları temel bölüntü boyutu (TBB) 8 mm olduğunda elde edilmiştir. Ağ yapısı ve temel bölüntü boyutlandırması ile ilgili detaylı bilgilendirme Bölüm 3.3'te yapılmıştır. Dinamik akış ve hareketlerin gerçekleştiği yanma odası, püskürtme bölgesi gibi çözümlemelerin daha hassas yapılması gereken bölgelerde AMR modülü kullanılarak minimum hücre boyutlandırması 1 mm x 1 mm x 1mm olarak belirlenmiştir. Ayrıca daha detaylı ve doğru bir çözümleme yapabilmek için enjektör nozulu etrafında sabit gömülü bölüntü modülü (fixed embedding) kullanılarak hücre boyutu bu bölgede 0.5 mm olarak tanımlanmıştır. Eş. 3.9 kullanılarak AMR modülü ile hücre boyutu hesaplanmaktadır.

$$AMR\text{ile hücre boyutu} = \frac{\text{Temel bölüntü boyutu}}{2^{\text{Gömülü AMR seviyesi}}} \quad (3.9)$$

Simülasyonlar Şekil 3.2'de gösterilen motor geometrisi kullanılarak emme supabı kapanışı ve egzoz supabı açılışı arasında kapalı bir çevrim kabulü ile gerçekleştirilmiştir. Ayrıca ağ yapısına ve enjektör nozulu etrafındaki sabit gömülü bölüntü (fixed embedding) modülüne de yer verilmiştir.



Şekil 3.2. Simülasyonlarda kullanılan motor geometrisi ve ağ yapısı

3.2.2. Türbülans modeli

Türbülans; kütle, momentum, enerji ve kimyasal türlerin difüzyon hızlarını önemli ölçüde arttırmaktadır. Daha yüksek difüzyon hızlarının doğru modellenmesi, ön karışım ya da ön karışimsız yanmada kimyasal reaksiyon hızlarını yakalamak için oldukça önemlidir. Sayısal çalışmalarda yanma odasındaki akış alanı türbülansını simüle etmek için temelini Reynolds-Averaged/Navier-Stokes (RANS) denklemlerinin oluşturduğu RNG k- ϵ türbülans modeli kullanılmıştır. Bu türbülans modeli Large Eddy Simulation ve Direct Numerical Simulation gibi türbülans modellerinden hesaplama açısından daha verimlidir. RANS modellerinde hız gibi akış değişkenleri Eş. 3.10'da verilen grup ortalamasına ve bir dalgalı ifadeye ayrıştırılır [104].

$$u_i = \bar{u}_i + u_i' \quad (3.10)$$

Burada u_i anlık gaz hızı, $\bar{u}_i$ grup ortalama hızını ve u_i' dalgalı hızı ifade etmektedir. Türbülans yoğunluğu, türbülans kinetik enerjisinden Eş. 3.11 ile elde edilir [104].

$$k = \frac{3}{2} \bar{u}_i'^2 I^2 \quad (3.11)$$

k türbülans kinetik enerjiyi ve I türbülans yoğunluğunu ifade etmektedir. Türbülans yoğunluğu değeri genellikle 0.01-0.1 aralığındadır. Bununla birlikte akış içerisindeki türbülans yayılım hızı (ϵ) Eş. 3.12 ile hesaplanmaktadır. Türbülanslı yayılım hızı, en küçük girdaplara ait türbülans kinetik enerjisinin moleküler ısı enerjisiye dönüşme hızıdır.

$$\epsilon = \frac{c_\mu^{3/4} k^{3/2}}{le} \quad (3.12)$$

Burada c_μ bir model sabiti ve le türbülans uzunluk ölçeğidir. Duvar sınır koşulu için türbülans yayılım hızı Eş. 3.13'te verilmiştir.

$$\epsilon = \frac{c_\mu^{3/4} k^{3/2}}{\kappa y} \quad (3.13)$$

Burada ε duvar hücresi yakınındaki (duvar yüzeyindeki değil) merkezde türbülans yayılım hızını, y duvar ile hücrenin ortası arasındaki mesafeyi ve κ von Karmen sabitini ifade etmektedir. Simülasyon çalışmalarında von Karmen sabiti 0.42, türbülans kinetik enerjisi $62 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ve türbülans yayılım hızı $17183 \text{ m}^2/\text{s}^3$ olarak kabul edilmiştir. Bu değerler RCCI yanma simülasyonlarında kullanılmak üzere CONVERGE uygulamalarında önerilmiştir [103].

Hem katı hem de akışkan bölgelerdeki akış ve ısı transferini çözmek için eşlenik ısı transferi (CHT-Conjugate heat transfer) modeli uygulanmaktadır. Hem katı hem de akışkan fazlar için CFD hesaplamaları, bir eşlenik ısı transferi simülasyonunda aynı anda gerçekleştirilir. Bu çalışmada, O'Rourke ve Amsden eşlenik ısı transfer modeli, silindir duvarından olan ısı kaybını ve hücreler arası ısı transferini dikkate alarak uygulanmıştır. Bu model, yanma odası ve katı duvar arasındaki hızlı geçici ısı akışını yakalamak için kullanışlıdır [105].

3.2.3. Püskürtme modeli

Püskürtme aşaması içten yanmalı motorlarda oldukça büyük bir öneme sahiptir. Yakıt enjektör ucundaki nozuldan silindire püskürtüldüğünde, nozul çıkışının yakınında koni seklide bir püskürtme yapısı oluşur. Daha sonra yakıtın atomizasyonu, damlacık parçalanması ve çarpışması, türbülanslı dağılım ve son olarak buharlaşma işlemleri gerçekleşir. Bu çalışmada Lagrange-Euler püskürtme modeli kullanılmıştır. Simülasyonlarda n-heptan ve izo-oktan yakıtlarının termodinamik özelliklerine sahip yakıtların seçimi CONVERGE içerisinde yer alan kütüphaneden sağlanmıştır. Bu özellikler, sıcaklığın fonksiyonları olarak buhar basıncı, yoğunluk, ısı kapasitesi ve yüzey gerilimini içermektedir. Püskürtülen damlacıkların dinamikleri, bir grup özdeş damlacıkları temsil etmek için parsel adı verilen Lagrange parçacıklarının kullanıldığı istatistiksel bir yaklaşım ile modellenmiştir. Enjekte edilen yakıtın bir damla çapının karşılık gelen nozul delik çapına eşit olduğu damla (blob) enjeksiyon yöntemi kullanılmıştır. Damlacık parçalanması, Kelvin-Helmholtz (KH) parçalanma mekanizmasının başlangıçta viskoz aerodinamik kuvvetlerden kaynaklanan yüzey dalgaları nedeniyle ana parsellerden daha küçük damlacıkları ayırdığı, değiştirilmiş Kelvin/Helmholtz (KH) - Rayleigh/Taylor (RT) damlacık parçalanma modeli kullanılarak

modellenmiştir [106]. Bu karma model birincil püskürtme ayrılması üzerindeki aerodinamik, kavitasyon (kabarcık) ve türbülans etkilerini içermektedir [107-108].

Damlacıkların çarpışmasının dikkate alınması için O'Rourke sayısal çarpışma yöntemine [109] alternatif olan No Time Counter (NTC) yöntemi kullanılmaktadır. Bu modelin belirli koşullar altında O'Rourke modelinden daha hızlı ve daha doğru olduğu gösterilmiştir. NTC yöntemi, Doğrudan Simülasyon Monte Carlo (DSMC) hesaplamaları için gaz dinamiğinde kullanılan tekniklere dayanmaktadır. Parsel sayısının karesi ile artan ek bir hesaplama gerektiren O'Rourke yönteminin aksine, NTC yönteminde bu durum doğrusal bir şekilde gerçekleşmektedir. Çarpışmalar damlacıkların hızlarını, büyüklüğünü ve sayısını değiştirdiği için NTC yöntemi kullandığı tekrarlı örnekleme ile daha doğru cevaplar üretmektedir [110]. Çarpışma sonuçları Post ve Abraham modeli [111] kullanılarak simüle edilmiştir. O'Rourke modeli, türbülanslı akışın püskürtülen damlalar üzerindeki etkilerinin anlık gaz hızı u_i 'ye dalgali hız u_i' 'nin eklenmesiyle dikkate alındığı, türbülanslı damlacık dağılımını simüle etmek için kullanılmıştır. Sıvı damlacıkların katı yüzeylerle etkileşimini modellemek için hibrit bir duvar filmi [112] modeli kullanılmıştır. Bu model, hibrit bir yaklaşım kullanır. Hesaplamalar hem parçacık hem de film kalınlığı miktarları kullanılarak gerçekleştirilmektedir. Sıvı yakıt hesaplama yapılan bölgeye enjekte edildiğinde, sıvıyı gaz halindeki buhara dönüştürmek için bir modele ihtiyaç duyulmaktadır. Homojen bir damlacık sıcaklığı kabulü ile damlacık buharlaşması ve damlacık yarıçapının zamana göre değişimi Frossling korelasyonu kullanılarak hesaplanmaktadır [113]. Ayrıca, birim alan başına damla yüzeyindeki ısı iletim hızı Ranz-Marshall korelasyonu [114] ile elde edilmektedir. Damlacıklar ve sıvı film birçok bileşenden oluşabilmektedir. CONVERGE içerisindeki çok bileşenli buharlaştırma modeli, tüm çok bileşenli sıvı türlerinin buharlaşarak temel türlere dönüşeceği çok bileşenli buharlaştırmayı yönetmektedir [103].

Direkt enjeksiyonu modellemek için CONVERGE önce enjekte edilen kütleli akış hızını zamanın bir fonksiyonu ($\dot{m}(t)$) olarak kullanıcı tarafından sağlanan toplam enjekte edilen kütle, enjeksiyon süresi ve enjeksiyon profili ölçümlerinden hesaplar. $\dot{m}(t)$ kullanılarak, bir zaman adımı enjekte edilen kütle belirlenir ve bu kütle o zaman adımı sırasında enjekte edilen parsel sayısına eşit olarak bölünür. Enjekte edilen yakıt kütlelerinin akış hızı Eş. 3.14 ile belirlenmektedir.

$$\dot{m} = C_d \rho A_n v_{enj} \quad (3.14)$$

Burada C_d deşarj katsayısını, ρ yakıt yoğunluğunu, A_n nozul çıkış kesit alanını ve v_{enj} parsellerin ortalama enjeksiyon hızını ifade etmektedir. Enjeksiyon hızı, viskoz olmayan akış için Bernoulli bağıntısından Eş. 3.15 ile hesaplanmaktadır.

$$v_{enj} = \sqrt{\frac{2\Delta P_{enj}}{\rho}} \quad (3.15)$$

Burada ΔP_{enj} enjektör nozulu boyunca basınç farkını ifade etmektedir. Akış kararlı olduğunda ΔP_{enj} , ölçülen hat basıncı ile ölçülen silindir basıncı arasındaki farka eşit olmalıdır. Enjeksiyon basıncı Eş. 3.16 kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$\Delta P_{enj} = \frac{1}{2} \rho \left(\frac{v_{ort}}{C_d} \right)^2 \quad (3.16)$$

Burada v_{ort} nozulda alan daralmasından önceki ortalama hızı ifade etmektedir. Deşarj katsayısı, kararlı akış koşulları altında ölçülen ve ayrıca kullanıcı tarafından girişi sağlanabilen bir değerdir. Püskürtmenin gerçekleştirildiği enjektörün karakteristik denklemi $y = -0,32307x^2 + 16,583x - 15,752$ olarak elde edilmiş olup y püskürtülen yakıt miktarını (mg/çevrim) ve x yakıt püskürtme süresini (ms) ifade etmektedir. Püskürtülen n-heptan yakıt miktarı 17,57 mg/çevrim'dir. Buna karşılık gelen püskürtme süresi ise 2,095 ms/çevrim'dir. Bu püskürtme süresi dikkate alınarak CONVERGE püskürtme modülüne girişi yapılmak üzere enjeksiyon süresi Eş. 3.17 ile bulunmuştur:

$$\frac{1000 \text{ dev}}{dk} \times \frac{1 \text{ çevrim}}{2 \text{ dev}} \times \frac{2,095 \text{ ms}}{1 \text{ çevrim}} \times \frac{1 dk}{60000 \text{ ms}} \times \frac{720 \text{ KMA}}{1 \text{ çevrim}} = 12,57 \text{ KMA} / \text{çevrim} \quad (3.17)$$

3.2.4. Yanma modeli

RCCI yanma modunda çalıştırılan motorların simülasyonların doğru bir şekilde gerçekleştirilmesi için uygun yanma modeli seçimi gereklidir. Bu çalışma kapsamında

yanma sürecindeki detaylı kimyasal reaksiyonları içeren SAGE yanma modeli kullanılmıştır. Bu model yanma simülasyonlarında detaylı olarak kimyasal kinetiklerin kullanımını sağlamaktadır. Kimyasal kinetik yanma sürecinde reaksiyonların meydana gelme hızını ifade etmektedir. Bu herbir tür için oluşum ve yıkım hızıyla ilgilidir, dolayısıyla bir bölgedeki termodinamik durumu etkilemektedir. Çünkü karmaşık olan yakıt moleküllerinin daha basit H_2O , CO , CO_2 ve NO_x yanma ürünlerine oksidasyonu bir dizi temel reaksiyon ile gerçekleşmektedir. Kinetik süreçler ve temel reaksiyon hızları termofiziksel ve kimyasal koşullara bağlıdır ve buna göre modellenmesi gerekmektedir. Bu sebeple kimyasal kinetik mekanizması; temel reaksiyonları, ilgili türleri ve kimyasal reaksiyon hız sabitleri gibi bilgileri içerir [115]. SAGE modeli, CVODES çözücü paketini (adi diferansiyel denklem sistemleri için başlangıç değer problemlerini çözer) kullanır. Kimyasal reaksiyonları içeren mekanizmalar değiştirilerek farklı yakıtların yanması süreci modellenebilir. Örneğin; izo-oktan, n-heptan, doğal gaz, benzin, dizel, etanol vb. için farklı mekanizmalar bulunmaktadır. CFD ile transfer denklemleri çözülürken, SAGE model çözücüsü her bir temel reaksiyon için reaksiyon hızlarını hesaplar. SAGE yanma modeli, ateşlemeli, ön karışım ve karışım kontrollü olmak üzere farklı yanma rejimlerinin modellenmesi için kullanılabilir. Ayrıca hem sabit hacimde hem de sabit basınçta yanmayı modellemek için SAGE model çözücüsü kullanılabilir [116].

Benzin ve dizel yakıtlar için Birincil Referans Yakıtlar (PRF), izo-oktan ve n-heptan oksidasyonu için farklı kimyasal mekanizmalar mevcuttur. Lawrence Livermore Ulusal Laboratuvarı (LLNL) tarafından izo-oktan ve n-heptan yakıtları için 1034 tür ve 4236 reaksiyon içeren ayrıntılı bir kimyasal mekanizma geliştirilmiştir [117]. 45 tür ve 142 reaksiyondan oluşan ayrıntılı LLNL PRF mekanizmasına dayanan indirgenmiş bir PRF mekanizması, CFD yanma simülasyonları için Wisconsin Üniversitesi Motor Araştırma Merkezi (ERC) tarafından geliştirilmiştir [118]. Bu yakıtlar için geliştirilen 43 tür ve 78 tersinir reaksiyon içeren indirgenmiş çift yakıtlı başka bir kimyasal mekanizmada izo-oktan için Jia-Xie [119] ve n-heptan için Patel vd. [120] tarafından yapılmış mekanizmalar birleştirilmiştir. Yapılan analizler karşılaştırıldığında Luong vd. [121] tarafından geliştirilen ve 171 tür ve 861 reaksiyon içeren, izooktan ve n-heptan yakıtlarının kimyasal yapısını temsil eden ayrıntılı kimyasal kinetik mekanizmanın daha uygun olacağı görülmüştür. Detaylı kimyasal kinetik çözümünü hızlandırmak için, bölgelerdeki ayrıntılı kimyayı çözmek için Babajimopoulos vd. [122] tarafından ifade edilen çok bölgeli yaklaşım kullanılmaktadır. Çok bölgeli modelde, her t anında CONVERGE içerisindeki

her hücre farklı bir termodinamik durumda bulunmaktadır. Hücrelerin termodinamik durumuna bağlı olarak hücreler bölgelere ayrılır. İki boyutlu bir bölgelere ayırma işlemi sıcaklık ve eşdeğerlik oranı olmak üzere iki değişkene göre yapılır. Sıcaklık farkı 5K'ten küçük ve eşdeğerlik oranı farkı 0.05'ten küçük olan hücreler aynı bölgede gruplandırılmaktadır. Her bölge için, o bölgedeki karışımın termodinamik durumunu tespit etmek için ortalama sıcaklık ve bileşim belirlenir, ardından her bölge üzerinde SAGE model çözücüsü kullanılır [103].

3.2.5. Emisyon modelleri

RCCI yanma modu için is ve NO_x emisyonlarını simüle etmek için iki alt model kullanılmaktadır. Hiroyasu ve Kadota modeline [123] göre, hesaplama yapılan bir hücrede is kütlesi (M_s) üretimi, is kütlesi oluşum hızı ($\dot{M}_{sf}$) ve is kütlesi oksidasyon hızı ($\dot{M}_{so}$) arasındaki fark ile belirlenebilir (Eş. 3.18).

$$\frac{dM_s}{dt} = \dot{M}_{sf} - \dot{M}_{so} \quad (3.18)$$

İs kütlesi oluşum hızı Eş. 3.19 ile hesaplanmaktadır.

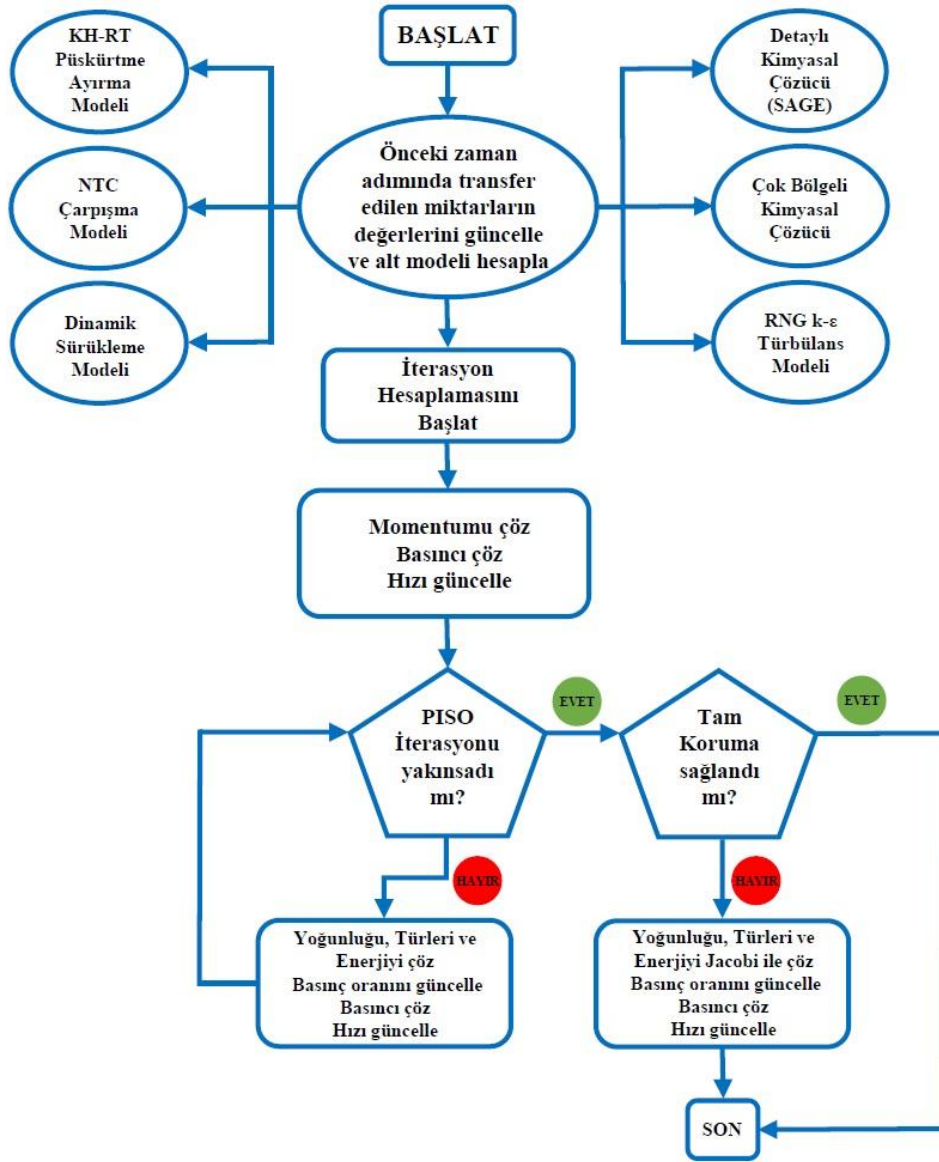
$$\dot{M}_{sf} = A_{sf} P^{0.5} \exp\left(\frac{-E_{sf}}{R_u T}\right) M_f \quad (3.19)$$

Burada M_f (gram) is oluşumu kütlesini, P (bar) hücredeki basıncı, R_u (cal/(K.gmol)) evrensel gaz sabitini, E_{sf} (cal) aktivasyon enerjisini ve A_{sf} kimyasal kinetikte Arrhenius denklemindeki üstel öncesi sabiti ifade etmektedir. Heywood tarafından tanımlanmış olan genişletilmiş Zel'dovich mekanizması kullanılarak NO_x oluşumu tahmin edilebilmektedir [6]. Bu mekanizmayı içerdği temel reaksiyonlar Eş. 3.20-3.22 ile verilmiştir.





Sayısal çalışmaların yapılabilmesi için kullanılan modeller ve diğer tüm adımları içeren CONVERGE ile gerçekleştirilen simülasyonların tek bir zaman adımına ait akış şeması Şekil 3.3'te verilmiştir.

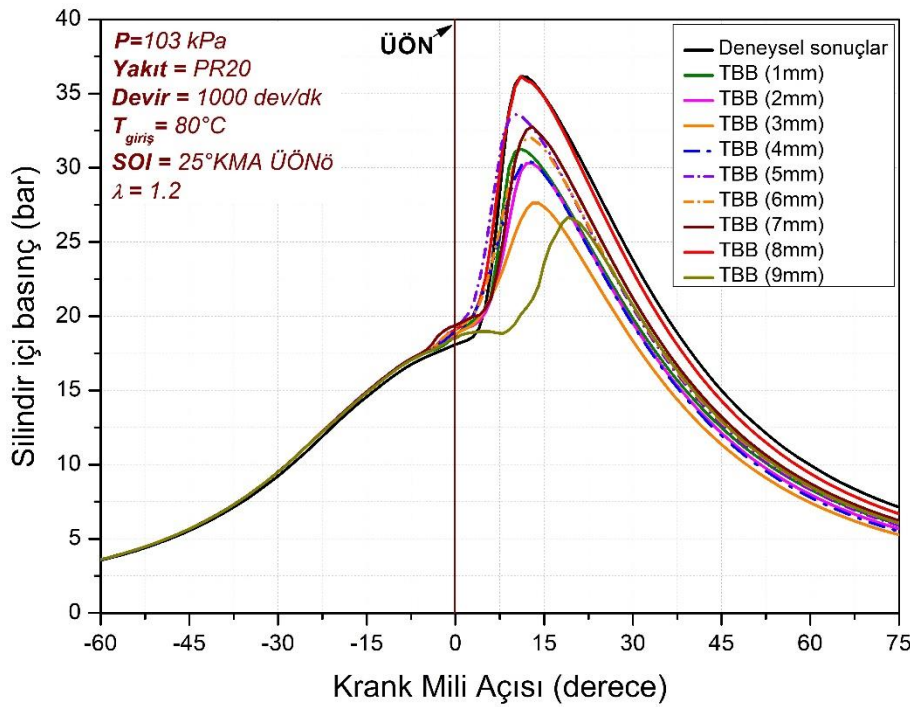


Şekil 3.3. Gerçekleştirilen simülasyonların tek bir zaman adımına ait akış şeması

3.3. Sayısal Model Doğrulama İşlemleri

Simülasyon çalışmalarında en önemli adımlardan biri uygun bölüntü boyutu seçimidir. Bu çalışma kapsamında CONVERGE kodu kullanılarak deneysel sonuçlara en uygun sayısal

modeli elde edebilmek için farklı boyutlara sahip bölüntüler ile simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Sayısal sonuçların birbirleriyle sağlıklı bir şekilde karşılaştırılması amacıyla bu simülasyonlar tüm bölüntü boyutları için aynı şartlarda yapılmıştır. Bu sayede sayısal model için en uygun bölüntü boyutunun tespit edilmesi amaçlanmıştır. Temel bölüntü boyutuna bağlı olarak analizler 1-9 mm aralığında 1'er mm arttırılarak gerçekleştirilmiştir. Eş. 3.9'da verilen dinamik ağ yapısı modülü AMR kullanılarak analizler yapılmış olup, gömülü AMR seviyesi 3 olarak kullanılmıştır. Böylece dinamik akış ve hareketlerin gerçekleştiği yanma odası, püskürtme bölgesi gibi çözümlemelerin daha hassas yapılması gereken bölgelerde AMR modülünden aktif bir şekilde yararlanılmıştır. Şekil 3.4'te farklı temel bölüntü boyutlarında gerçekleştirilen analizlerin sonuçları ile deneysel sonuçlara yer verilmiştir.



Şekil 3.4. Farklı temel bölüntü boyutlarında gerçekleştirilen simülasyonlar

Görüldüğü üzere dokuz farklı temel bölüntü boyutunda yapılan simülasyonlarda, bazı boyutlarda deneysel sonuçlardan çok fazla uzaklaşılrken bazı boyutlarda da yakın sayısal sonuçlar elde edilmiştir. Tüm bu sonuçlar incelendiğinde deneysel sonuçlara en uygun ve en yakın çözümleme 8 mm temel bölüntü boyutu ile sağlanmıştır. Bu aşamadan sonra yapılan tüm analizlerde temel bölüntü boyutu 8 mm olarak alınmıştır. Bu temel bölüntü

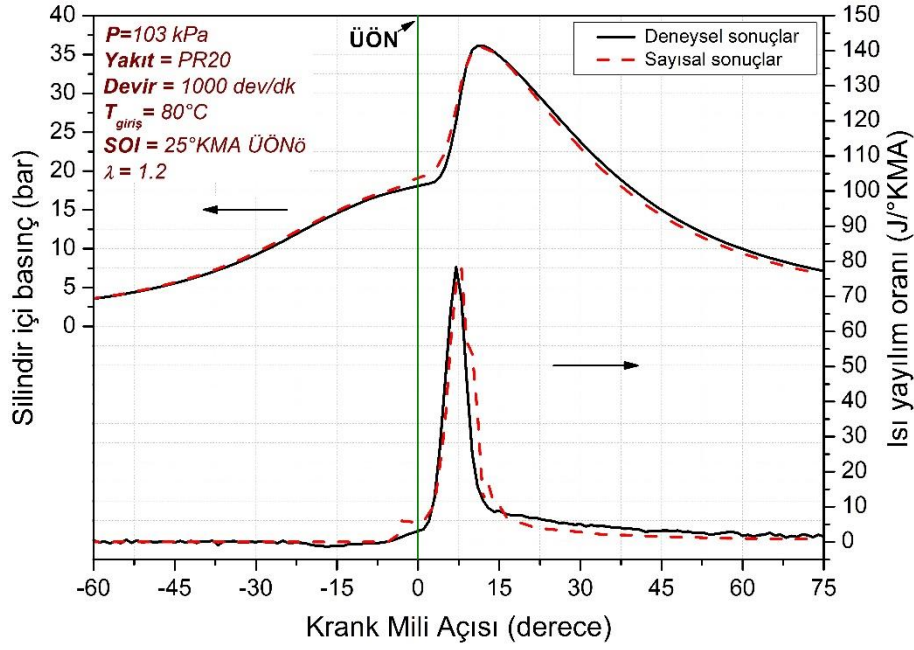
boyutunda AMR modülü kullanılarak toplam 550867 adet hücrede simülasyonlar gerçekleştirilmiştir.

Deneysel sonuçlar ve Çizelge 3.1’de verilen deney motorunun teknik özellikleri ile sayısal model oluşturularak RCCI yanma modu için doğrulama işlemi gerçekleştirilmiştir. Çizelge 3.3’ te doğrulama işlemi için dikkate alınan şartlar verilmiştir.

Çizelge 3.3. Doğrulama işlemlerinde kullanılan sayısal model için simülasyon şartları

Parametre	Adı veya değeri
Port enjeksiyon yakıtı	izo-oktan (20%)
Direkt enjeksiyon yakıtı	n-heptan (80%)
Giriş hava sıcaklığı	80°C
Motor hızı	1000 dev/dk
Emme manifoldu basıncı	103 kPa
Motor yükü	%100
Enjeksiyon basıncı	100 bar
Direkt enjeksiyon başlangıcı (SOI)	25 °KMA ÜÖNö
Hava fazlalık katsayısı	1.2
Toplam püskürtülen yakıt miktarı	22 mg/çevrim
Püskürtülen yakıt için toplam parsel (parçacık) sayısı	200000
Temel bölüntü boyutu	8 mm
Gömülü AMR seviyesi	3
AMR ile hücre boyutu	1 mm x 1 mm x 1 mm
Minimum zaman adımı (time step)	1e-08 s
Maksimum zaman adımı	1e-04 s

Silindir içi basınç değişimi, sayısal sonuçları doğrulamak için motor simülasyonlarında kullanılan en önemli yanma karakteristiklerinden biridir. Bu nedenle, doğrulama işlemlerinde krank mili açısına bağlı olarak silindir içi basınç ve silindir içi ısı yayılımı kullanılmıştır [86]. Şekil 3.5’te deneysel ve sayısal sonuçlara ait silindir içi basınç ve ısı yayılım oranı (HRR) değişimleri görülmektedir. Deneysel sonuçlarla karşılaştırıldığında sayısal modelin doğrulama işlemi başarılı bir şekilde gerçekleştirilmiştir. Doğrulama sonuçları, modelin izo-oktan/n-heptan RCCI yanmasının ana fiziğini yakalayabildiğini göstermektedir. Doğrulama için karşılaştırılan deneysel ve sayısal sonuçlar incelendiğinde, silindir içi basınçta çok küçük bir fark bulunurken, maksimum HRR değeri için %1,74'lük bir fark bulunmaktadır.



Şekil 3.5. RCCI yanma modu için deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması

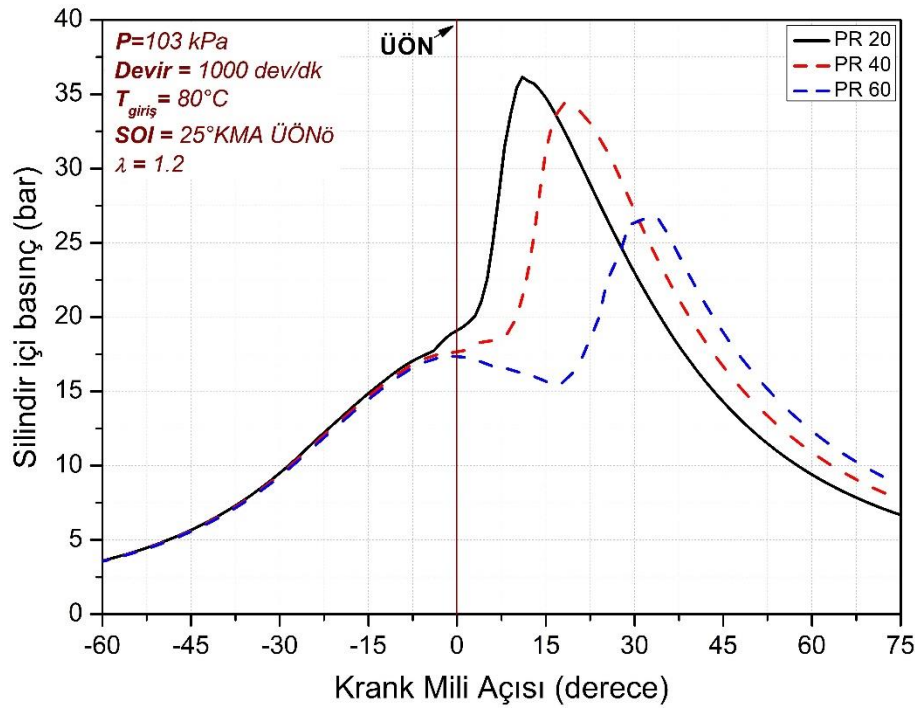
Yapılan analizler ile sayısal sonuçlar ve deneysel sonuçlar arasında başarılı bir doğrulama sağlanmış olup bundan sonraki aşamalarda mevcut sayısal model kullanılarak farklı parametrelerin RCCI yanma karakteristiklerini ve emisyonları nasıl etkilediği incelenmiştir.

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

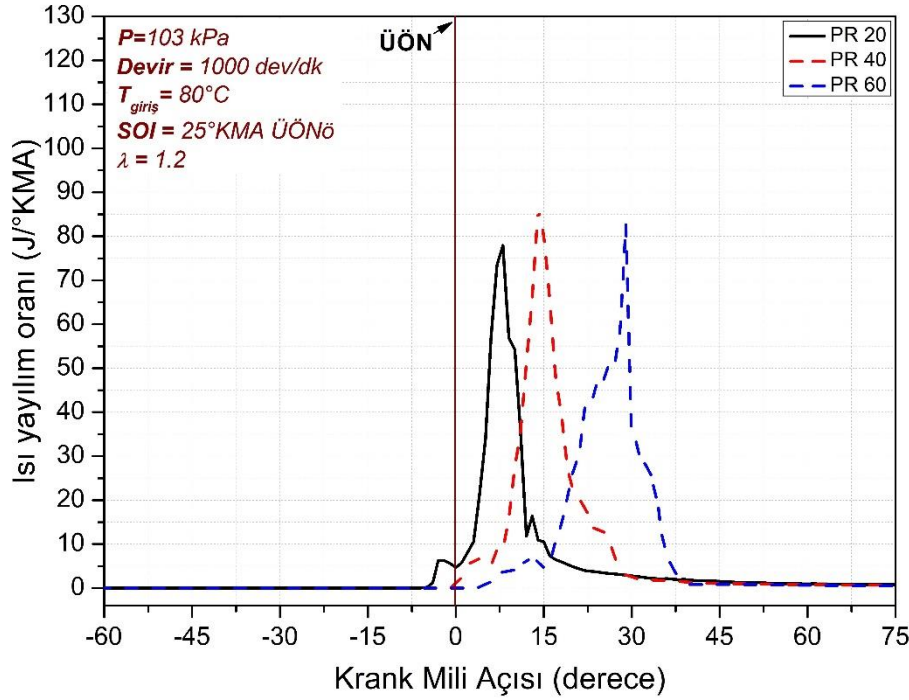
Çalışmanın bu bölümünde ön karışım oranının, emme manifoldu basıncının, giriş hava sıcaklığının, enjeksiyon zamanlamasının ve hava fazlalığının RCCI yanma karakteristiklerine ve emisyonlarına etkileri araştırılarak sayısal bulgulara yer verilmiştir.

4.1. Ön Karışım Oranı (PR)

Bu bölümde RCCI yanma moduna ön karışım oranının etkileri incelenmiştir. Ön karışım oranı, izo-oktan yakıtının toplam yakıt (izo-oktan+n-heptan) miktarına oranıdır. Bu çalışmada izo-oktan port enjeksiyon sistemi aracılığıyla emme manifolduna püskürtülen düşük reaktiviteli yakıtı, n-heptan ise direkt enjeksiyon sistemi aracılığıyla püskürtülen yüksek reaktiviteli yakıtı temsil etmiştir. RCCI yanma modunda ön karışım oranının etkileri Şekil 4.1 ve 4.2’de gösterilmiştir. Ön karışım oranı, düşük sıcaklıkta yanmayı önemli ölçüde etkilemektedir. RCCI yanma modunda düşük reaktiviteli yakıtın artmasıyla ateşleme zamanlaması gecikir, silindir basıncı ve yanma hızı düşer [124].



Şekil 4.1. Farklı ön karışım oranlarında silindir içi basıncın değişimi



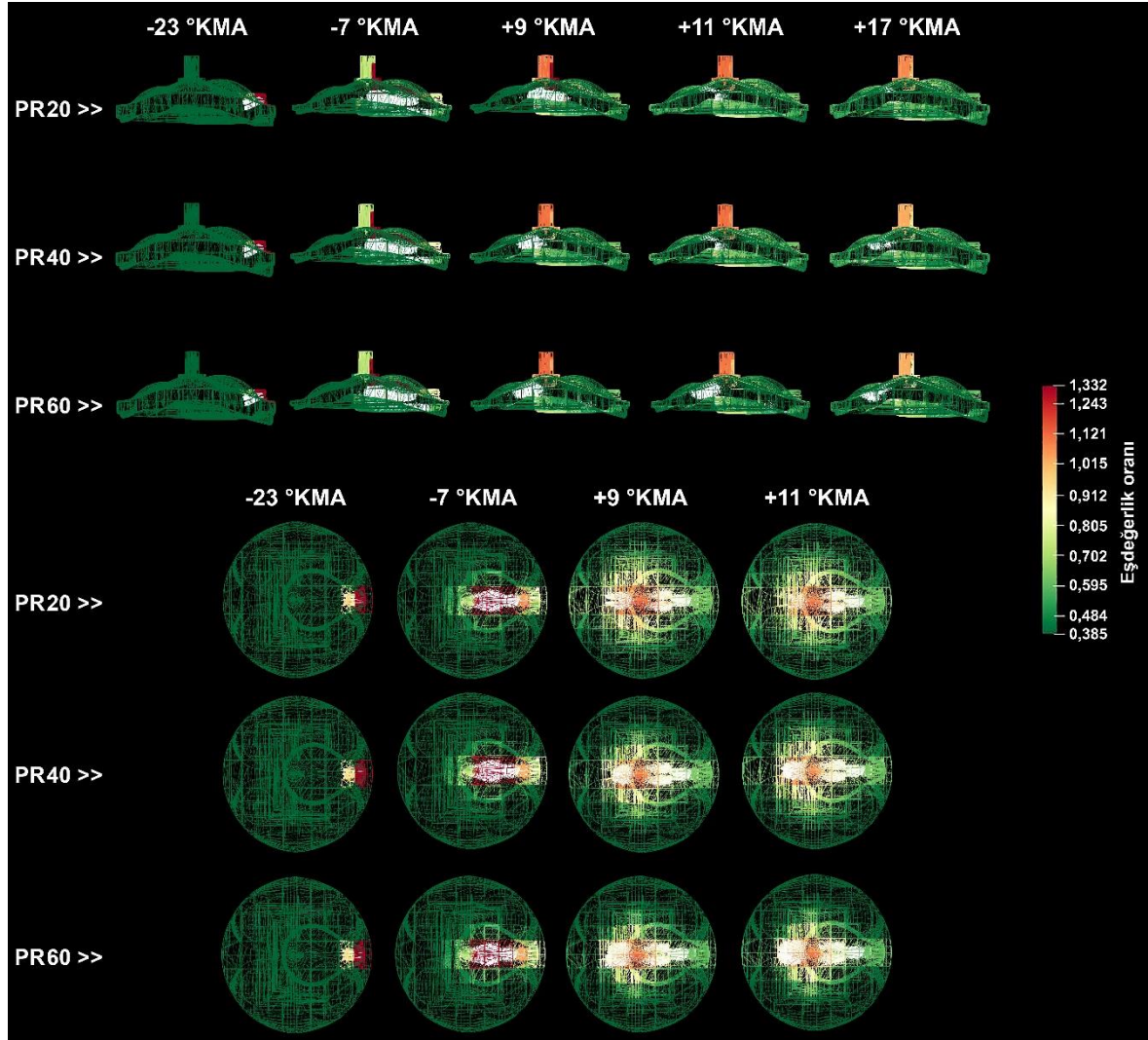
Şekil 4.2. Farklı ön karışım oranlarında ısı yayılım oranı değişimi

Görüldüğü gibi ön karışım oranının artması ile yanma başlangıcı gecikmiştir. Bunun nedeni, karışım içerisindeki düşük reaktiviteli yakıt miktarının artmasıyla yanma odasındaki yakıt reaktivitesinin azalması olabilir [125]. Ön karışım oranının düşürülmesiyle yüksek reaktiviteli yakıt daha fazla doğrudan püskürtülür. Bu durum, yanma başlamadan önce yanma odasında daha zengin bölgelerin oluşmasına neden olur. Yanmanın kontrolünün düşük ön karışım oranlarında n-heptan yakıtı ile sağlandığı ifade edilebilir [45]. Sonuç olarak, ön karışım oranını arttırıldığında karışımın tutuşması daha zorlaşır. Ne kadar az n-heptan yakıtı bulunuyorsa, kendiliğinden tutuşma noktası sayısı da az olacağından o kadar az miktarda izo-oktan yakıtının yanması beklenir. Bu nedenle ön karışım oranı arttırılarak ısı yayılım oranı pik değeri azaltılır. Maksimum silindir içi basınç PR20 yakıtı ile 36,15 bar (11°KMA ÜÖNs) olarak elde edilmiştir. Ayrıca PR20, PR40 ve PR60 yakıtları kullanıldığında yanma süreleri sırasıyla 39 °KMA, 18 °KMA ve 15 °KMA olarak elde edilmiştir.

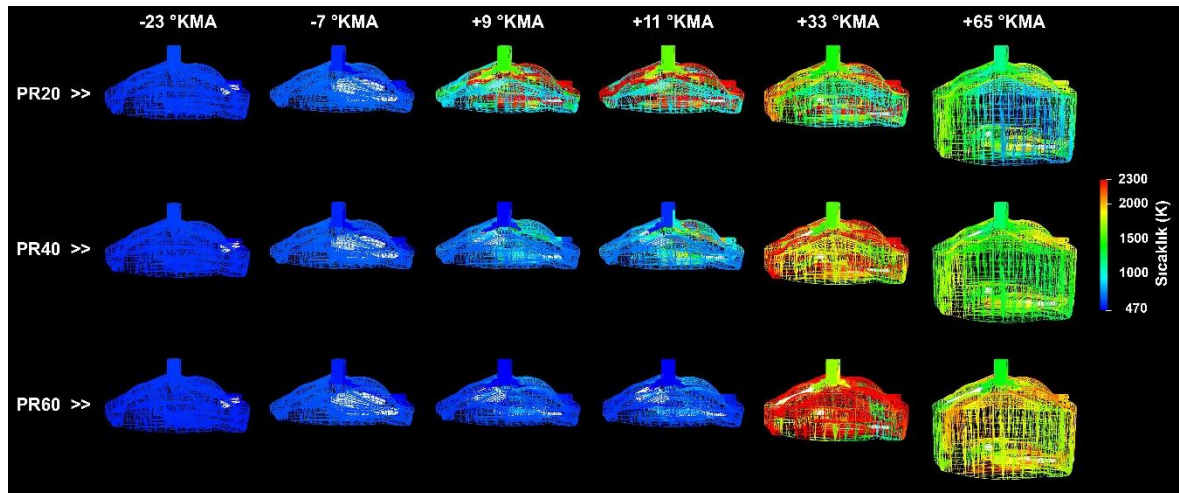
Sayısal çalışmaların özelliği deneysel olarak elde edilemeyecek verilere ulaşma imkânı sunmasıdır. Yakıtın eşdeğerlik oranı ve silindir içi sıcaklık dağılımlarını deneysel olarak elde etmek mümkün değildir. Bu parametrelerin incelenmesi yapılan sayısal analizler ile gerçekleştirilebilmektedir. Farklı ön karışım oranlarına sahip yakıtların kullanımıyla elde

edilen eşdeğerlik oranı dağılımı krank açısına bağlı olarak Şekil 4.3'te gösterilmiştir. Yakıtların farklı krank açılarındaki dağılımları ve yoğun oldukları bölgeler ön karışım oranı değişimine bağlı olarak incelenmiştir. Yakıt karışımındaki izo-oktan miktarı, silindirdeki eşdeğerlik oranını doğrudan etkilemektedir. Ayrıca eşdeğerlik oranı dağılımı göz önüne alındığında, karışımdaki n-heptan miktarı artırılarak daha zengin bölgelerin oluşumu sağlanabilir [90], bu da yanma verimini önemli ölçüde etkilemektedir.

Şekil 4.4, farklı ön karışım oranlarına sahip yakıtlar için silindir içi sıcaklık dağılımlarını göstermektedir. Sayısal analiz sonuçları, maksimum sıcaklıkların PR20, PR40 ve PR60 yakıtları için sırasıyla 11°KMA, 31°KMA ve 33°KMA ÜÖNs'de meydana geldiğini göstermektedir. Ön karışım oranı arttıkça karışımdaki izo-oktan miktarı da artmaktadır. İzo-oktan yakıtının oktan sayısının yüksek olması nedeniyle yanma gecikmektedir. Yakıt karışımları içerisindeki izo-oktan miktarlarının farklı olması sebebiyle silindir içerisindeki maksimum sıcaklıkların farklı krank açılarında meydana geldiği gözlenmiştir.

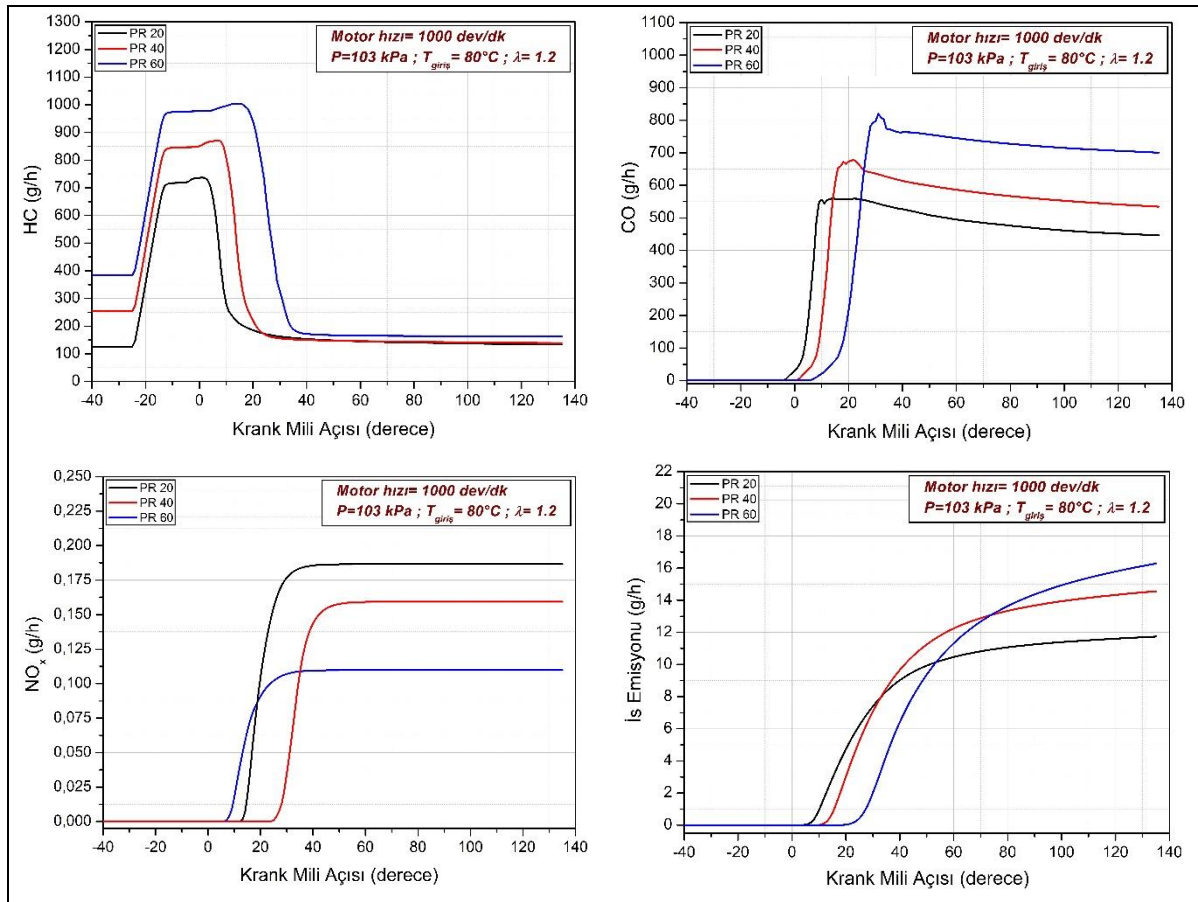


Şekil 4.3. Farklı ön karışım oranlarında eş değerlik oranı dağılımı

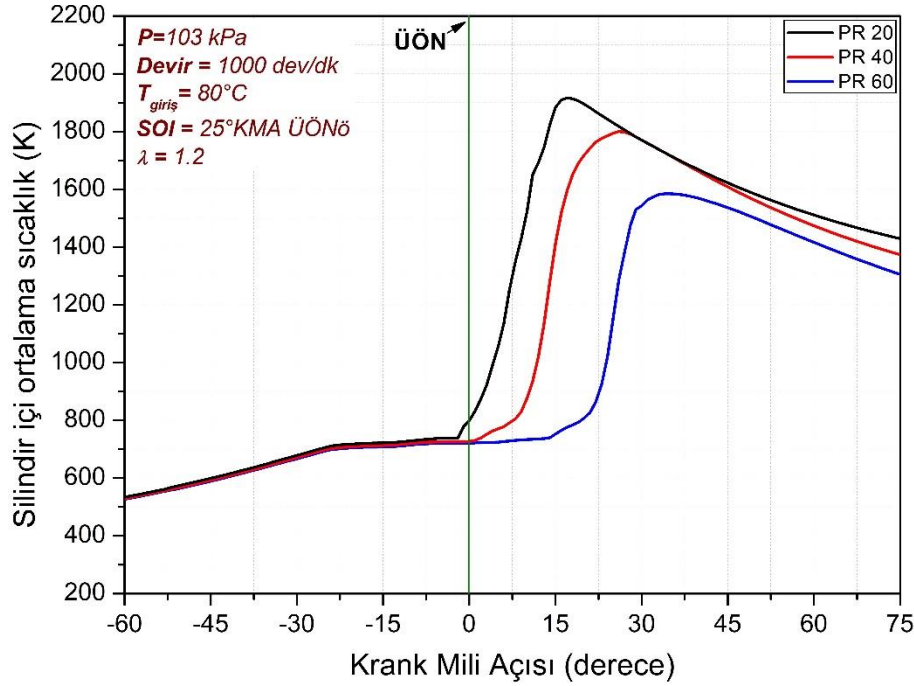


Şekil 4.4. Farklı ön karışım oranlarında silindir içi sıcaklık dağılımı

RCCI yanma modu için ön karışım oranı değişiminin HC, CO, NO_x ve is emisyonları üzerine etkileri Şekil 4.5'te verilmiştir. Genel olarak karışım içerisindeki artan izo-oktan yakıt miktarının HC, CO ve is emisyonlarında artışa sebep olduğu görülmektedir. Ancak bunun aksine NO_x emisyon değerlerinde azalma meydana gelmiştir. Bu durumun, karışım oranı içerisindeki izo-oktan miktarı yüzdesinin artışıyla silindir içi sıcaklığın düşmesinden kaynaklandığı söylenebilir (Şekil 4.6).



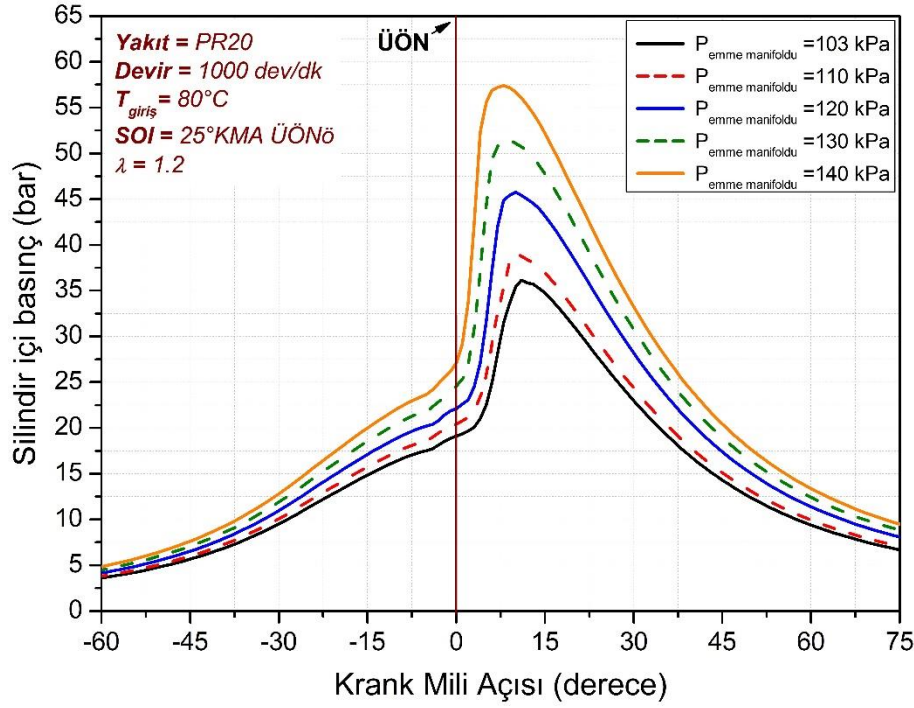
Şekil 4.5. Ön karışım oranının HC, CO, NO_x ve is emisyonlarına etkileri



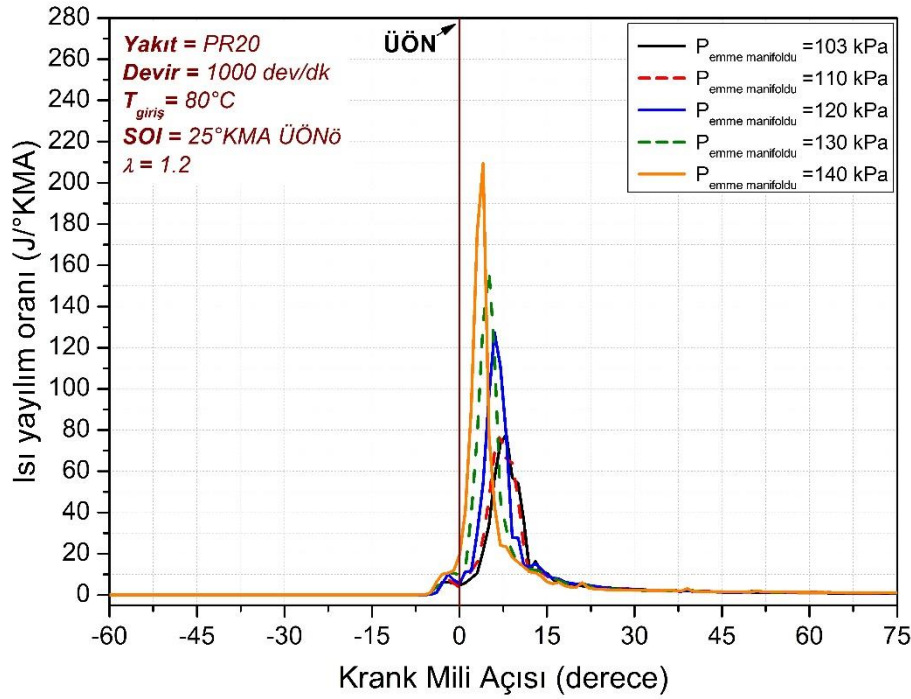
Şekil 4.6. Ön karışım oranının silindir içi ortalama sıcaklığa etkileri

4.2. Emme Manifoldu Basıncı

RCCI yanma karakteristiklerini etkileyen önemli parametrelerden biri de emme manifoldu basıncıdır. 1000 dev/dk sabit motor hızı, %20 hava fazlalığı, %20 ön karışım oranı (PR20) ve 80°C giriş hava sıcaklığı şartlarında gerçekleştirilen sayısal analizlerde emme manifoldu basıncının RCCI yanma karakteristikleri ve emisyonlarına etkileri incelenmiştir. Farklı emme manifoldu basınçlarında silindir içi basınç ve ısı yayılım oranının değişimi Şekil 4.7 ve 4.8’de gösterilmiştir. Emme manifoldu basıncının yükselmesiyle silindir içi basınç artmıştır. Ayrıca emme manifoldu basıncı arttığında yanma başlangıcının avansa alındığı görülmektedir. Bu durum, emme manifoldu basıncının artırılması ile silindir içerisinde gerçekleşen reaksiyonların hızının da artmasından kaynaklanmaktadır. Emme manifoldu basıncı 103 kPa’dan 140 kPa’ya yükseltildiğinde yanma süresinin 44°KMA ’dan 38°KMA ’ya kadar kısaldığı tespit edilmiştir. 140 kPa emme manifoldu basıncında maksimum silindir içi basıncın 57 bar seviyelerine (7°KMA ÜÖNs) kadar çıktığı görülmüştür. Artan emme manifoldu basıncı ile kendiliğinden tutuşma reaksiyonlarındaki artış, yakıt karışımının kolayca yanmasını sağlamaktadır. RCCI yanmasında ısı yayılımının düşük sıcaklık ve yüksek sıcaklık olmak üzere iki aşaması vardır. Düşük sıcaklık reaksiyonları, artan emme manifoldu basıncı nedeniyle avansa alınır [126].



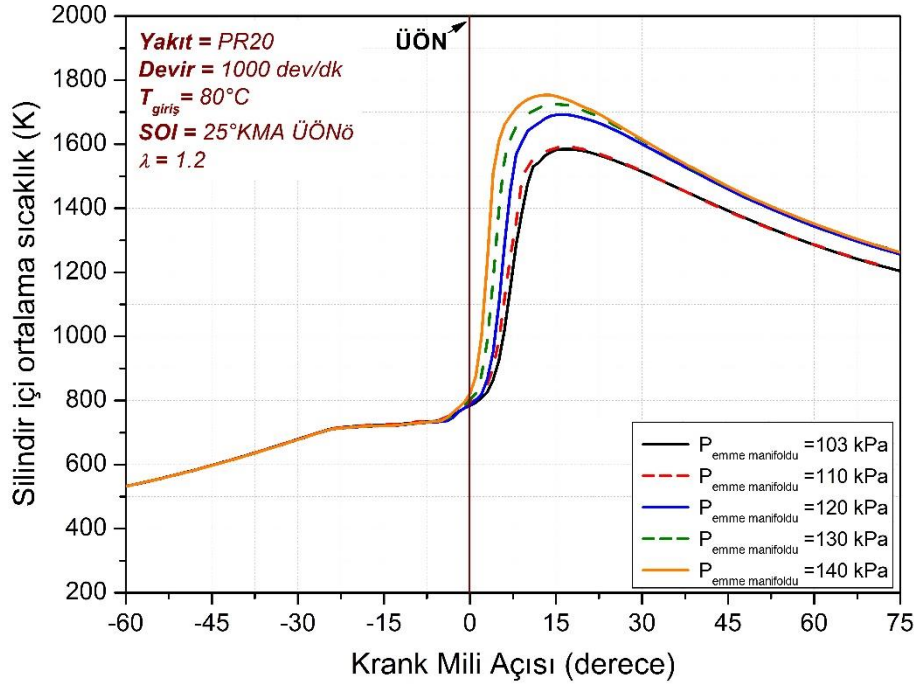
Şekil 4.7. Farklı emme manifoldu basınçlarında silindir içi basıncın değişimi



Şekil 4.8. Farklı emme manifoldu basınçlarında ısı yayılım oranı değişimi

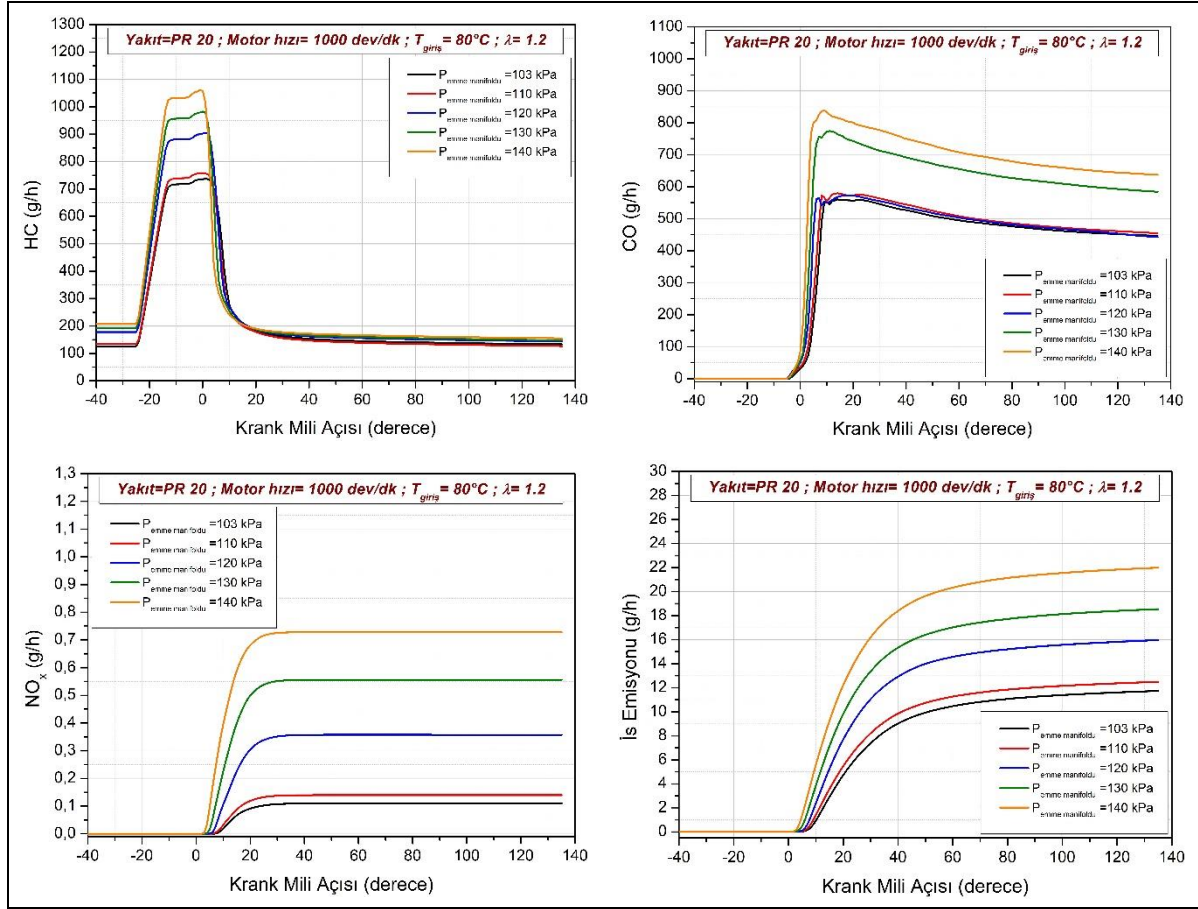
Şekil 4.9'da emme manifoldu basıncının ortalama silindir içi sıcaklık dağılımına etkisi görülmektedir. RCCI yanma modunda çalıştırılan motorlarda düşük sıcaklık yanması, yaklaşık 700-800 K silindir içi gaz sıcaklığına ulaşınca gerçekleşmektedir. Yüksek sıcaklık

yanması ise yaklaşık 1100 K silindir içi gaz sıcaklığında meydana gelmektedir [21]. Artan emme manifoldu basıncı ile sıkıştırma zamanı sonunda basınç ve sıcaklık da arttığından dolayı düşük sıcaklık yanması daha erken başlamaktadır.



Şekil 4.9. Farklı emme manifoldu basınçlarında silindir içi ortalama sıcaklık değişimi

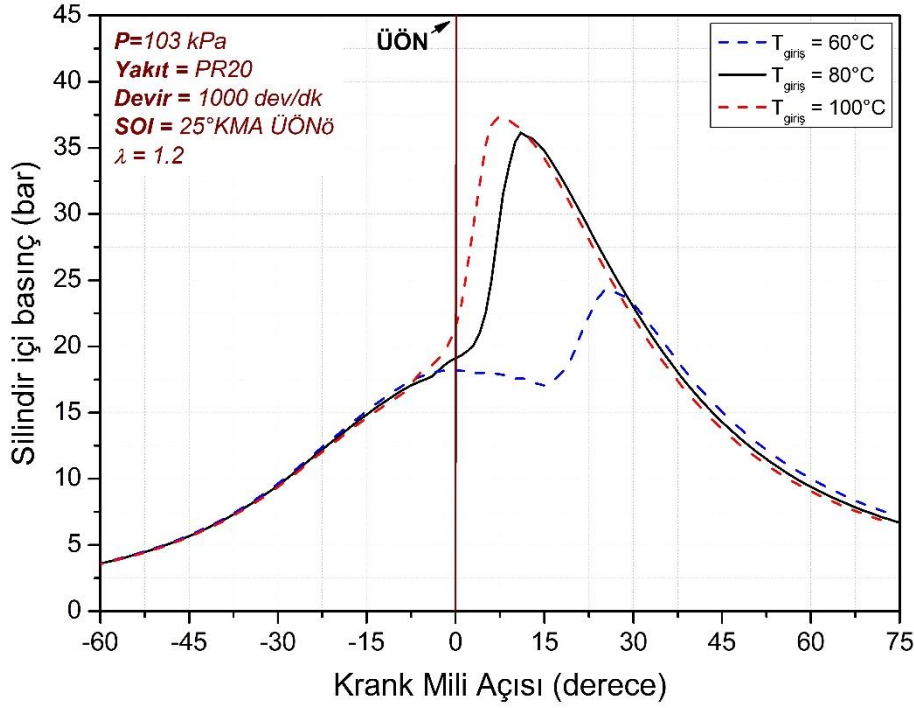
RCCI yanma modu için emme manifoldu basıncının HC, CO, NO_x ve is emisyonları üzerine etkileri Şekil 4.10'da verilmiştir. Artan emme manifoldu basıncı ile silindir içi sıcaklığın da artmasından dolayı HC, CO, NO_x ve is emisyonlarında artış meydana gelmiştir. Kapalı çevrimde gerçekleştirilen analizlerde silindir içerisinde yanma sonrası yaklaşık %8 oranında ard gaz oluşumu tanımlandığı için artan emme manifoldu basıncı ile HC emisyonlarının direkt enjeksiyon başlamadan farklı değerlerde olduğu görülmektedir. Emme manifoldu basıncı arttıkça sıcaklığın da etkisi ile emisyonların daha erken krank mili açılarındaki açığa çıktığı söylenebilir.



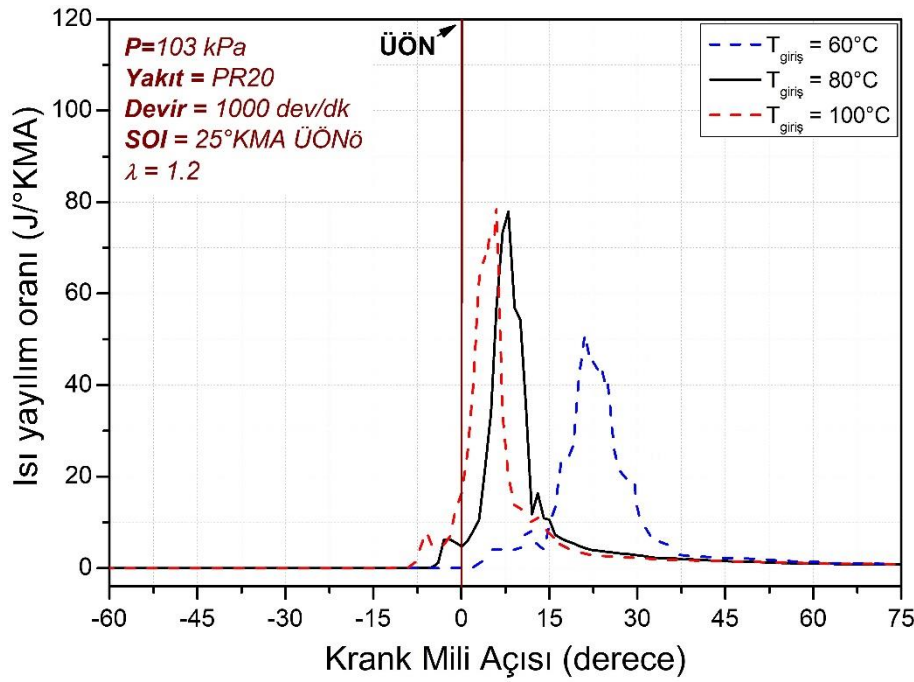
Şekil 4.10. Emme manifoldu basıncının HC, CO, NO_x ve is emisyonlarına etkileri

4.3. Emme Havaşı Giriş Sıcaklığı

1000 dev/dk sabit motor hızı, %20 hava fazlalığı, %20 ön karışım oranı (PR20) şartlarında ve üç farklı giriş hava sıcaklığında (60°C , 80°C ve 100°C) gerçekleştirilen sayısal analizlerde emme havası giriş sıcaklığının RCCI yanma karakteristikleri ve emisyonlarına etkileri incelenmiştir. Farklı emme havası giriş sıcaklıkları ile (60°C , 80°C ve 100°C) silindir içi basınç ve ısı yayılım oranında meydana gelen değişim Şekil 4.11 ve 4.12’de gösterilmiştir. RCCI yanmasında, diğer geleneksel yanma türlerine göre daha düşük ısı yayılımı ve silindir basıncı görülmektedir. RCCI yanması, geleneksel dizel yanmasına göre daha uzun ve daha yavaş ısı yayılımına sahiptir. Bu sonuçların Pohlkamp ve Reitz’in [127] çalışmasındaki sonuçlarla uyumlu olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 4.11. Emme havası giriş sıcaklığının silindir içi basınca etkisi



Şekil 4.12. Emme havası giriş sıcaklığının ısı yayılım oranına etkisi

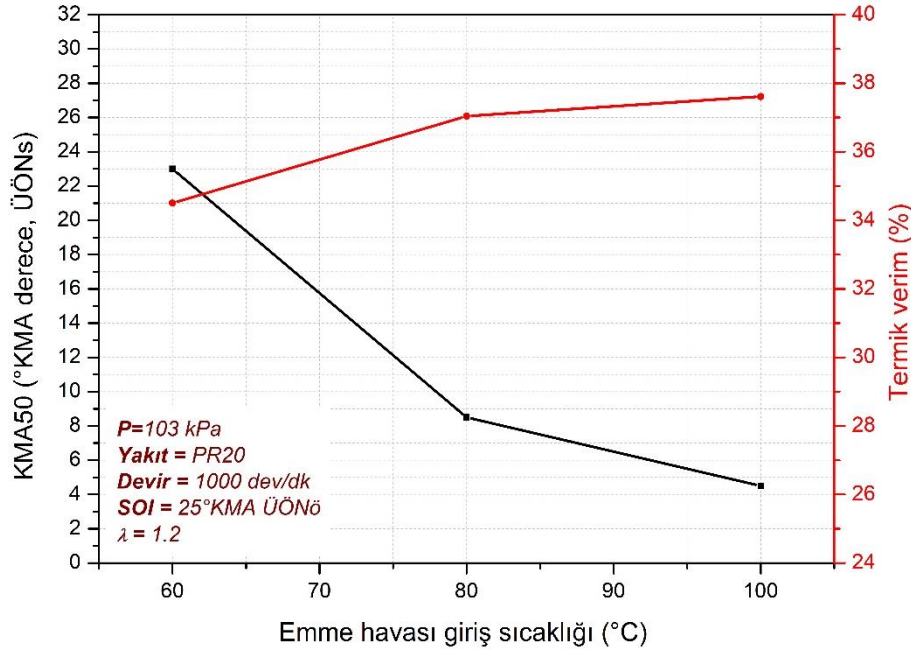
Emme havası giriş sıcaklığı arttıkça maksimum silindir basıncı da artmakta ve yanma daha erken krank açılarındaki başlamıştır. Bu durum yanma sürecini ve termik verim gibi parametreleri etkilemektedir. Emme havası giriş sıcaklığının artmasıyla silindir

içerisindeki karışımın reaktivitesinde önemli bir artış olmuştur. Geçekleştirilen analizlerden elde edilen sonuçlar, özellikle 100°C giriş havası sıcaklığında yanmanın önemli ölçüde avansa alındığını ve maksimum basıncın da arttığını göstermiştir. Belirli bir değerden sonra, giriş havasının düşük yoğunluğu nedeniyle hacimsel verim önemli ölçüde azalabilmektedir. Bu sebeple daha düşük hacimsel verim, motorun daha düşük yüklerde çalışmasına neden olur ve bu da yanmanın başlamasını geciktirebilir.

Kimyasal kinetikler kullanılarak kontrol edilen RCCI yanması, ön karışımli bir yanma stratejisidir. Emme havası giriş sıcaklığının yüksek olması, silindir duvar sıcaklığının çok fazla miktarda düşmesini engeller, bu sayede de yanma iyileştirilir. Çünkü soğuk silindir duvarı kinetik reaksiyon hızında azalmaya neden olur ve RCCI modunda yanmayı olumsuz etkiler [128].

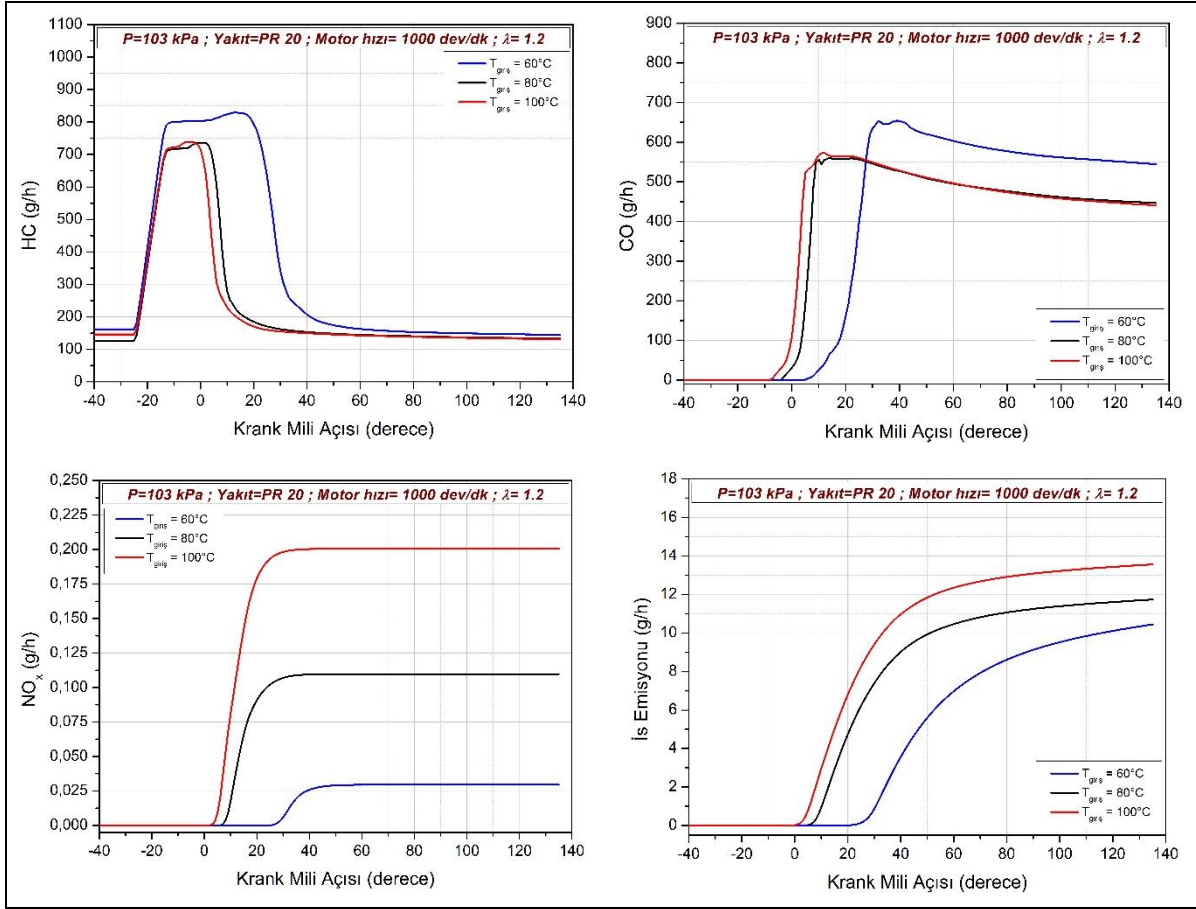
Yanma süresi, toplam açığa çıkan enerjinin %90'ına denk gelen krank mili açısı (KMA90) ile %10'una denk gelen krank mili açısı (KMA10) arasındaki farkı ifade etmektedir. Toplam açığa çıkan enerjinin %50'sine karşılık gelen krank açısı da KMA50 olarak adlandırılmaktadır. KMA50 ve yanma süresi (KMA90-KMA10), vuruntu eğilimini, döngüsel değişkenliği ve kontrol edilebilirliği etkileyebilir [129-130].

KMA50 değeri, içten yanmalı motorların maksimum termik verime ulaşabilmesi için 7-10°KMA olmalıdır [6]. Şekil 4.13'te RCCI yanma modunda emme havası giriş sıcaklığının KMA50 ve termik verime etkisi gösterilmiştir. 60 °C, 80 °C ve 100 °C giriş havası giriş sıcaklıkları için KMA50'nin meydana geldiği krank mili açıları sırasıyla 23°KMA ÜÖNs, 8.5°KMA ÜÖNs ve 4.5°KMA ÜÖNs olarak tespit edilmiştir. Emme havası giriş sıcaklığı 60°C'den 100°C'ye yükseldiğinde, KMA50 değeri 18,5°KMA kadar kaymıştır. Elde edilen sayısal analiz sonuçları incelendiğinde, daha yüksek emme havası giriş sıcaklığı değerlerinin KMA50'nin ÜÖN'ya daha yakın krank mili açılarında elde edildiği ve yanma süresinin de gözle görülür şekilde azaldığı tespit edilmiştir. Ayrıca 60 °C, 80 °C ve 100 °C giriş havası sıcaklıkları için termik verim sırasıyla %34.50, %37.04 ve %37.61 olarak elde edilmiştir. Giriş sıcaklığının artışı ile net iş daha fazla elde edilmekte ve daha az ısı transfer kayıpları meydana gelmektedir. Bu da daha yüksek termik verim değerlerine ulaşabilmeyi sağlamaktadır.



Şekil 4.13. Emme havası giriş sıcaklığının KMA50 ve termik verime etkisi

Daha iyi bir yanma elde edebilmek için HCCI ve RCCI gibi düşük sıcaklıkta yanma stratejilerinde giriş havası ısıtılarak silindir içine alınmaktadır. RCCI yanması için emme havası giriş sıcaklığının HC, CO, NO_x ve is emisyonları üzerine etkileri Şekil 4.14'te verilmiştir. Hava giriş sıcaklığı ne kadar düşük olursa, silindir içi sıcaklık da düşüş eğiliminde olmakta ve ayrıca eksik yanma ürünleri meydana gelmektedir. Bu sebeple düşük sıcaklıkta HC emisyonu salımının çok daha fazla olduğu görülmektedir. Benzer durumun CO emisyonları için de geçerli olduğu söylenebilir. Emme havası sıcaklığı arttırılması ile bir önceki sıcaklık değerine göre silindir içerisindeki sıcaklık profili daha az düşüş eğiliminde olur. Bu sebeple giriş hava sıcaklığının artışı da NO_x emisyonunun daha fazla açığa çıkmasına sebep olmaktadır. İs emisyonu da giriş hava sıcaklığının arttırılması ile daha yüksek salım seviyelerine ulaşmıştır. Ancak düşük sıcaklık yanma stratejilerinde elde edilen NO_x ve is emisyonu değerleri konvansiyonel dizel yanmasına göre çok düşük seviyelerdedir.



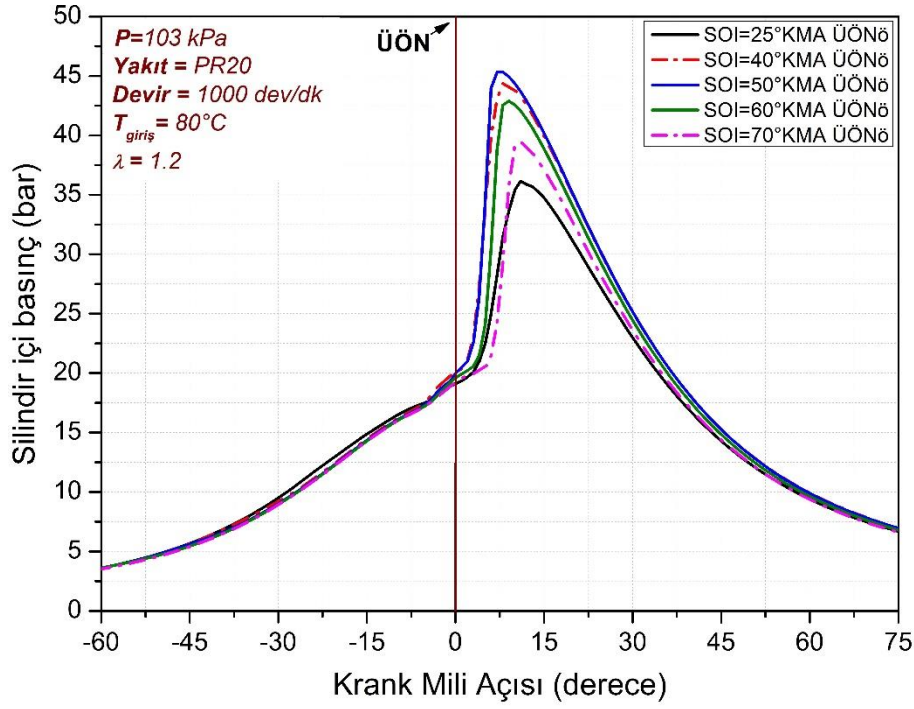
Şekil 4.14. Emme havası giriş sıcaklığının HC, CO, NO_x ve is emisyonlarına etkileri

4.4. Enjeksiyon Zamanlaması (SOI)

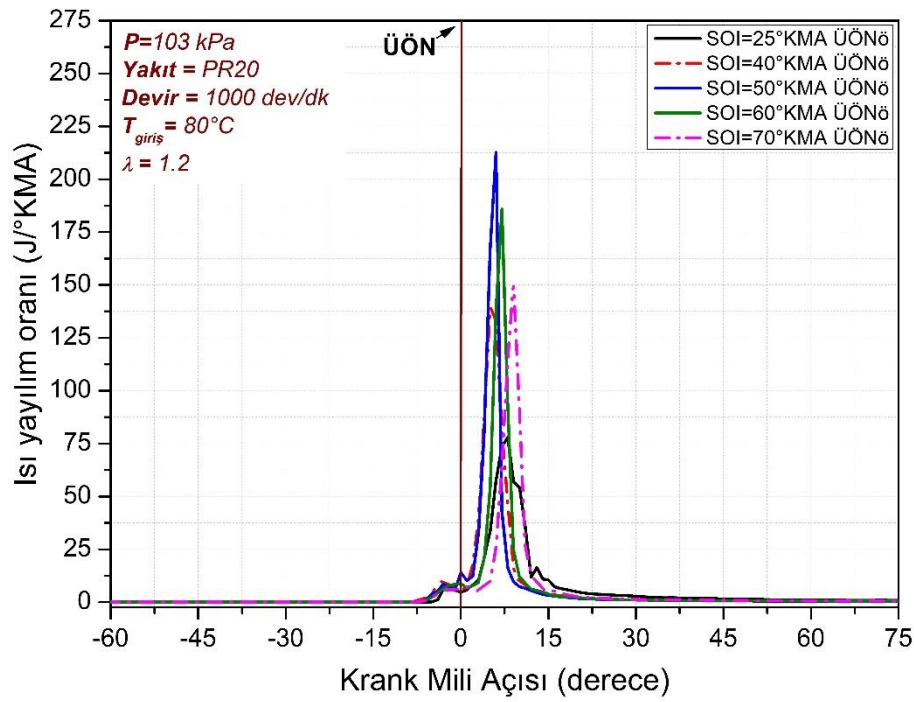
Bu bölümde enjeksiyon zamanlamasının RCCI yanma karakteristiklerine ve emisyonlarına etkileri incelenmiştir. N-heptan yakıtının sıkıştırma zamanında enjeksiyonu avansa alınarak, karışım oluşturma süresi artırılarak kısmen önceden karıştırılmış izo-oktan, n-heptan ve hava karışımı oluşturulur. N-heptan yakıtının önceden karıştırılmış izo-oktan ve hava karışımı ile karışma süresi arttıkça, yerel eşdeğerlik oranı değerleri düşmekte ve bu da karışımın yanma odasındaki homojenlik seviyesini arttırmaktadır. Bu nedenle, daha uzun karıştırma süresi ile genel olarak daha az reaktif karışım elde edilmesi beklenir [131-132]. N-heptan enjeksiyon zamanı çok erken ise, karışım reaktivitesi azaldıkça yanma kararsız hale gelebilmektedir. Daha geç enjeksiyon zamanı gerçekleşir ise, karıştırma için mevcut süre azalır. Böylece NO_x ve is emisyonlarında artışa neden olan yakıt açısından zengin bölgeler oluşur [131].

Şekil 4.15 ve 4.16, RCCI yanma modunda enjeksiyon zamanlamasının silindir içi basınç ve ısı yayılımı üzerindeki etkilerini göstermektedir. Bu durumu sayısal olarak incelemek için 1000 dev/dk sabit motor hızı, %20 hava fazlalığı, %20 ön karışım oranı (PR20), 80°C giriş hava sıcaklığı şartlarında ve beş farklı enjeksiyon zamanlamasında simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Avansa alınan enjeksiyon zamanlaması ile maksimum silindir içi basıncın arttığı ve yanmanın daha erken krank açılarında gerçekleştiği söylenebilir. En yüksek pik basıncının SOI=50°KMA ÜÖNö'de, en düşük pik basıncının ise SOI=25°KMA ÜÖNö'de elde edildiği görülmektedir. Bunun nedeni, enjeksiyon zamanı avansa alındıkça n-heptanın izooktan-hava karışımı ile homojen bir şekilde karıştırılması için artan süre olabilir. Ancak, enjeksiyon zamanlamasını geciktirmek silindir tepe basıncını önemli ölçüde etkilemez. Nazemi ve Shahbakhti [86] bir çalışmada bir noktadan sonra bu gecikmenin emisyonlar üzerinde daha etkili olabileceğini belirtmişlerdir. Geç yakıt enjeksiyonu ile homojen bir karışım elde edilememekle birlikte yanma kalitesi ve net iş düşmektedir. Enjeksiyon zamanlaması RCCI yanma sürecini doğrudan etkileyen en önemli parametrelerdendir. Yapılan sayısal analizlerden elde edilen sonuçlar incelendiğinde, silindir içi basınç sonuçlarına benzer şekilde en yüksek pik ısı yayılım değeri SOI=50°KMA ÜÖNö'de 213 J/°KMA ve SOI=25°KMA ÜÖNö'de en düşük pik ısı yayılım değeri 77.91 J/°KMA olarak elde edilmiştir. Böylece, silindir içi gazı sıcaklığının SOI=50°KMA ÜÖNö şartlarında en yüksek olduğu ve n-heptan yakıtının kendiliğinden tutuşma noktalarının diğer enjeksiyon zamanlamalarına kıyasla daha fazla izo-oktan yakıtı tutuşturabileceği sonucuna varılabilir.

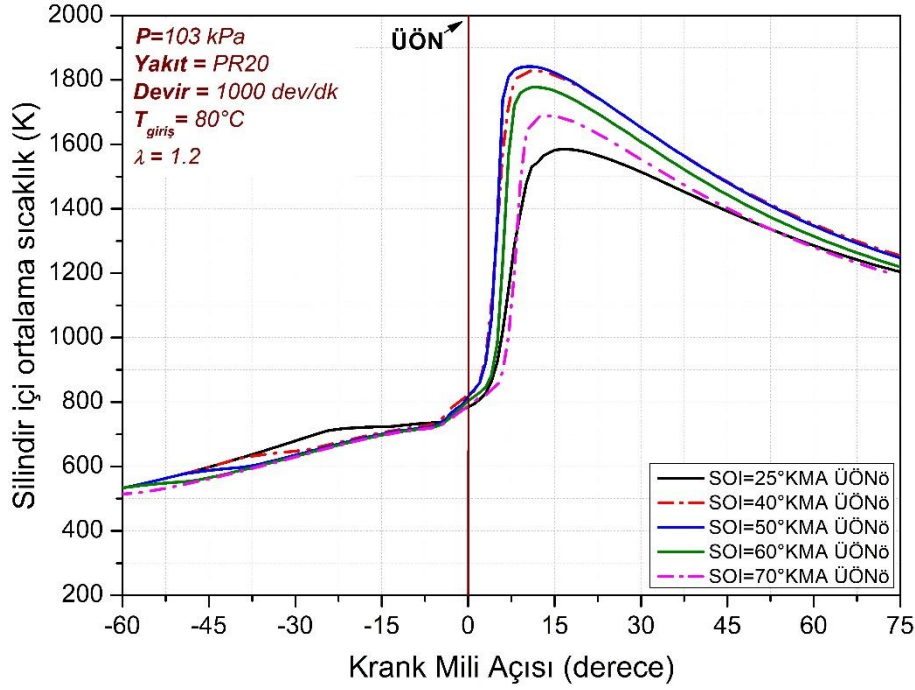
Enjeksiyon zamanlamasının silindir içi sıcaklık dağılımına etkisi Şekil 4.17'de görülmektedir. En yüksek silindir içi ortalama sıcaklık SOI=50°KMA ÜÖNö'de 1830 K iken en düşük silindir içi ortalama sıcaklık SOI=25°KMA ÜÖNö'de 1589 K olarak elde edilmiştir. Enjeksiyon zamanlamasının belli bir seviyeye kadar avansa alınması, daha homojen bir karışım oluşmasının da etkisiyle daha yüksek silindir içi basınç ve sıcaklık değerlerine ulaşılmasını sağlayabilir. Yanma odası boyunca n-heptan yakıt parsellerinin dağılımının silindir içi basınç, ısı yayılımı ve yanma fazı üzerinde önemli bir rol oynadığına dikkat edilmelidir. Bu, yanma odasında n-heptan parsellerinin birikmesinin, izo-oktan yakıtını tutuşturmak için güçlü bir ateşleme merkezi görevi gördüğü anlamına gelmektedir.



Şekil 4.15. Enjeksiyon zamanlamasının silindir içi basınca etkisi

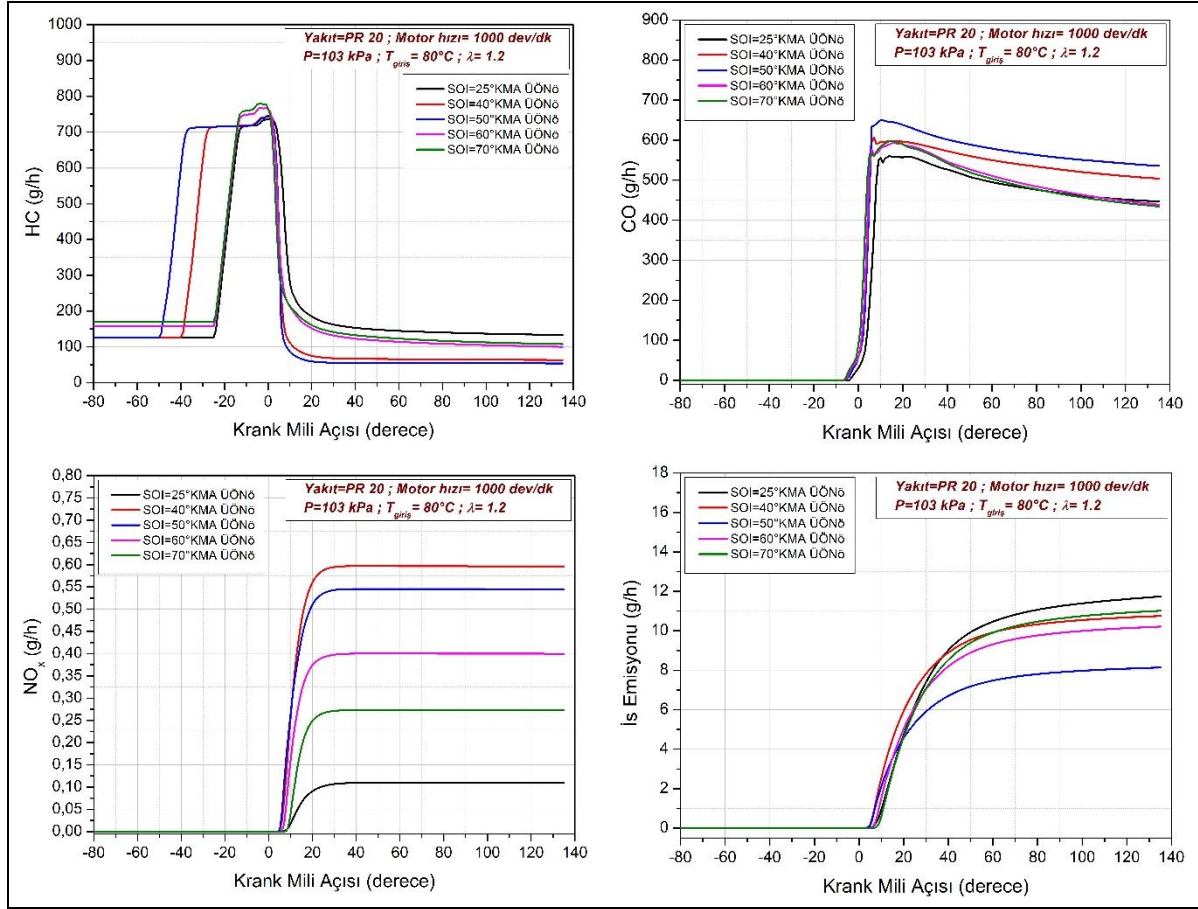


Şekil 4.16. Enjeksiyon zamanlamasının ısı yayılım oranına etkisi



Şekil 4.17. Enjeksiyon zamanlamasının silindir içi ortalama sıcaklığa etkisi

RCCI yanmasında enjeksiyon zamanlamasının HC, CO, NO_x ve is emisyonları üzerine etkileri Şekil 4.18’de gösterilmiştir. Enjeksiyon zamanlamasının temel durumdan (SOI=25°KMA ÜÖNö), SOI=50°KMA ÜÖNö'ye avansa alınması HC ve is emisyonlarının azalmasına sebep olurken CO ve NO_x emisyonunun artmasına neden olmuştur. Avansa alınmış yanma fazı ve artan silindir içi pik basıncı, silindir içi sıcaklığın yükselmesine neden olur. Genel olarak enjeksiyon zamanının avansa alınması ile daha düşük NO_x seviyeleri gözlenmiştir.

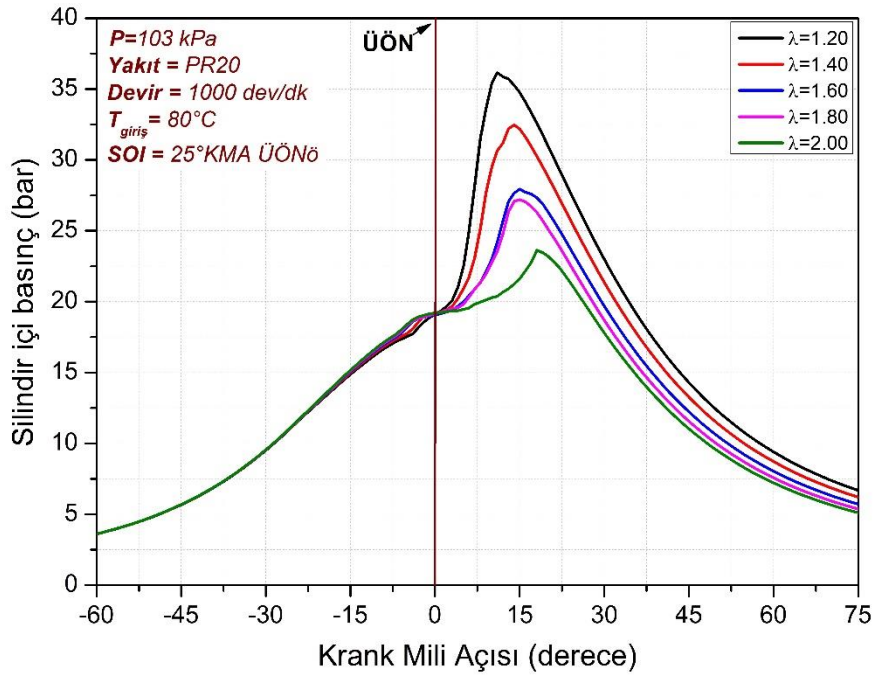


Şekil 4.18. Enjeksiyon zamanlamasının HC, CO, NO_x ve is emisyonlarına etkileri

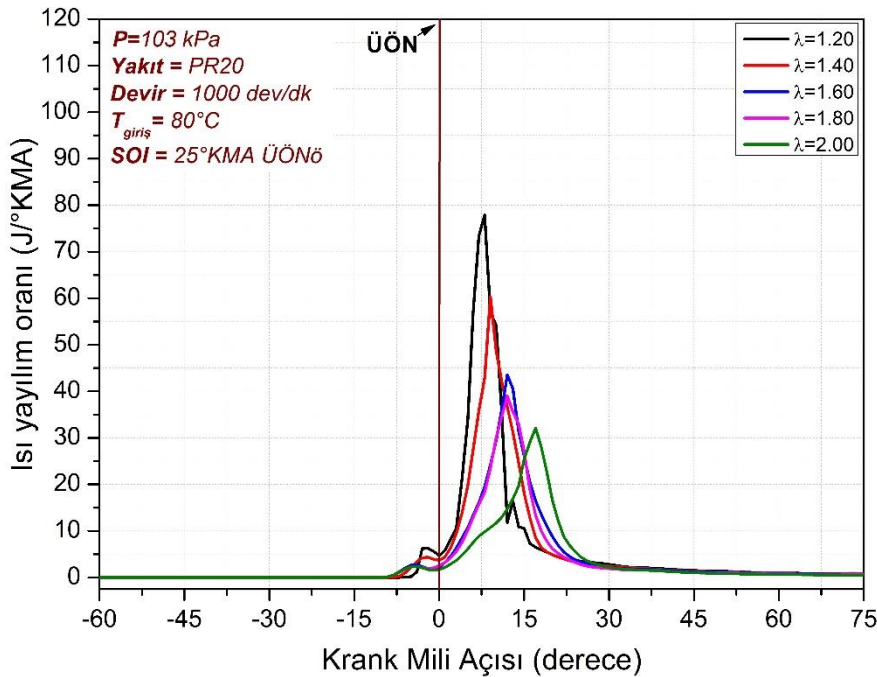
4.5. Hava Fazlalığı

Silindir içindeki yakıt karışımı ile doğrudan ilgili olan hava fazlalığı, RCCI yanmasını önemli ölçüde etkilemektedir. Hava fazlalığının RCCI yanması üzerine etkilerini incelemek için 1000 dev/dk sabit motor hızı, %20 ön karışım oranı (PR20), 80°C giriş hava sıcaklığı, SOI=25°KMA ÜÖNö şartlarında ve beş farklı hava fazlalığında simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Hava fazlalığının silindir içi basınca ve ısı yayılım oranına etkileri Şekil 4.19 ve 4.20'de gösterilmiştir. Silindire alınan daha zengin karışım ile yakıt enerjisi artarken daha yüksek silindir içi basınç değerleri elde edilmektedir. Karışım içerisindeki hava fazlalık değeri azaldıkça maksimum silindir içi basınç artmıştır. Yanma odasındaki yakıt enerjisinin artması, maksimum silindir içi basıncın elde edilmesine ve ısı yayılımının artmasına neden olmaktadır [133]. RCCI yanmasında düşük reaktiviteli yakıt miktarının artmasıyla daha homojen bir karışım elde edildiği için silindir içi basıncın da arttığı gözlenmiştir [84]. Hava fazlalığının artmasıyla yanmanın geciktiği ve silindir içi basıncın azaldığı görülmektedir. Ayrıca hava fazlalığının artışı net işin

azalmasına sebep olmaktadır. En yüksek basınç değeri hava fazlalığının %20 ($\lambda=1.20$) olduğu şartlarda 36.1 bar olarak elde edilmiştir. $\lambda=2.00$ olduğu şartlarda silindir içi basınçta yaklaşık olarak 13 bar düşüş gözlenmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, silindir içi basınç sonuçlarına benzer şekilde en yüksek ısı yayılımı %20 hava fazlalığında 77.91 J/°KMA olarak elde edilmiştir.

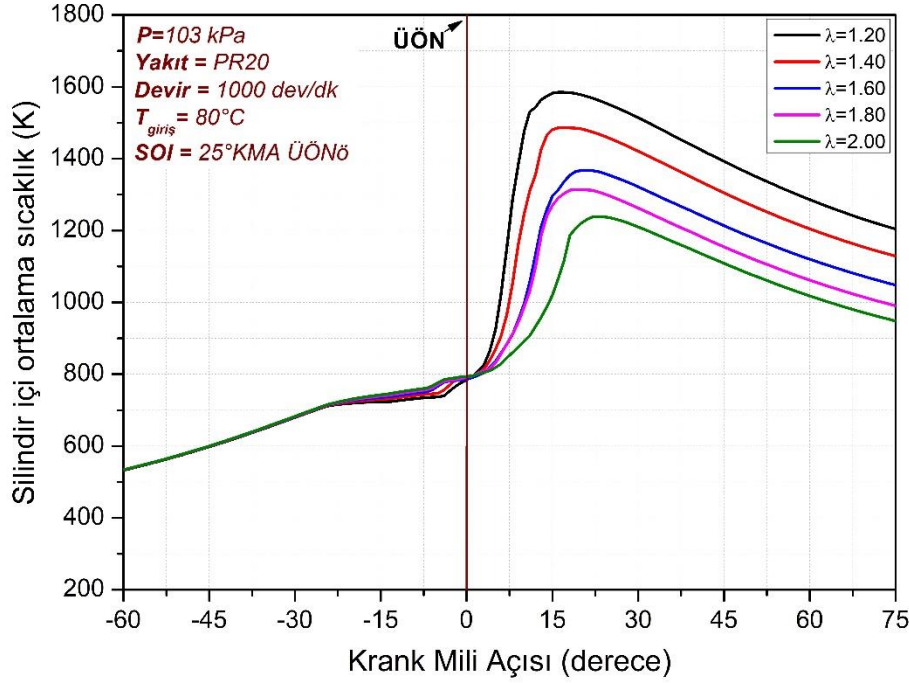


Şekil 4.19. Hava fazlalığının silindir içi basınca etkisi



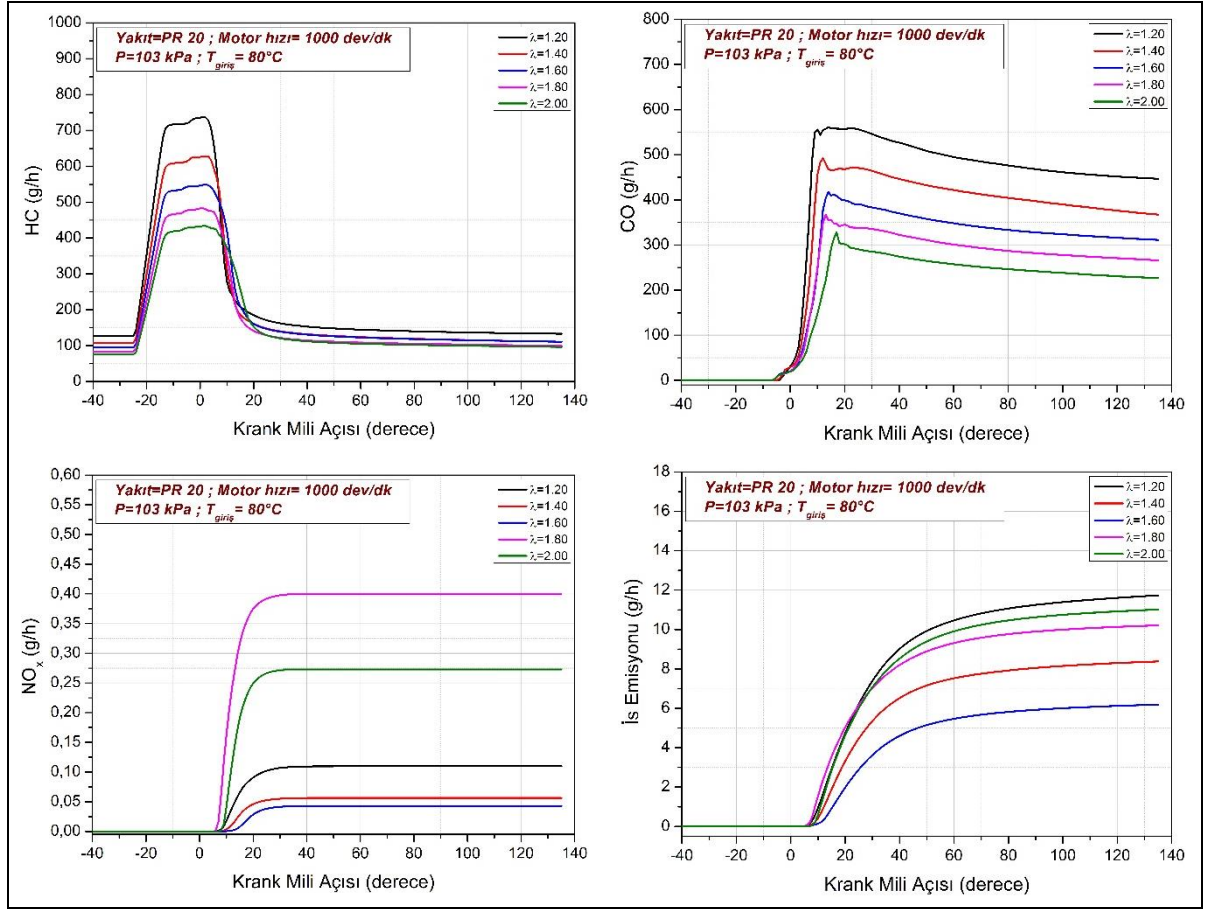
Şekil 4.20. Hava fazlalığının ısı yayılım oranına etkisi

Hava fazlalığının silindir içi sıcaklık dağılımına etkisi Şekil 4.21’de görülmektedir. En yüksek silindir içi pik ortalama sıcaklık $\lambda=1.20$ olduğu şartlarda 1585 K, en düşük silindir içi pik ortalama sıcaklık ise $\lambda=2.00$ olduğu şartlarda 1240 K olarak elde edilmiştir. Silindir içi gazı sıcaklığının $\lambda=1.20$ olduğu şartlarda en yüksek olduğu düşünüldüğünde, püskürtülen n-heptan yakıtı ile daha fazla izo-oktan yakıtı tutuşturabileceği söylenebilir.



Şekil 4.21. Hava fazlalığının silindir içi ortalama sıcaklığa etkisi

RCCI yanması için hava fazlalığının HC, CO, NO_x ve is emisyonları üzerine etkileri Şekil 4.22’de verilmiştir. Hava fazlalığının silindir içerisinde artması ile ortamdaki oksijen konsantrasyonu yükselmekte ve bu sebeple HC ve CO emisyonlarında düşüş meydana gelmektedir. Hava fazlalığının düşmesi ile yanmaya dahil olan karışım zenginleştiği için karbon ve hidrojenler yeterli oksijen ile reaksiyona girememektedir. Bu yüzden açığa çıkan HC ve CO emisyonlarının artış gösterdiği söylenebilir. Silindir içerisinde karışım hava fazlalığı ile tam anlamıyla homojenliği sağlayamadığı için genel olarak is emisyonu hava fazlalığı ile doğru orantılı olarak bir davranış sergileyememiştir. Silindir içi sıcaklık ve ortamdaki oksijen miktarına bağlı olarak değişen NO_x emisyonu belli bir hava fazlalık değerine kadar sıfıra yakın miktarda açığa çıkmıştır.



Şekil 4.22. Hava fazlalığının HC, CO, NO_x ve is emisyonlarına etkileri

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada dört silindirli, direkt enjeksiyonlu, dört zamanlı ve 9,2 sıkıştırma oranına sahip benzinli bir motorun RCCI modunda çalıştırılmasıyla 1000 dev/dk sabit motor hızında, 80°C giriş hava sıcaklığında elde edilen deneysel sonuçlar CONVERGE CFD yazılımı ile doğrulanmıştır. Doğrulama işlemi gerçekleştirildikten sonra yakıt ön karışım oranının, emme manifoldu basıncının, emme havası giriş sıcaklığının, enjeksiyon zamanlamasının ve hava fazlalık katsayısının RCCI düşük sıcaklık yanma modunda çalıştırılan motorun yanma karakteristiklerine ve emisyonlarına olan etkileri CONVERGE CFD yazılımı kullanılarak oluşturulan yanma modeli ile kapsamlı bir şekilde sayısal olarak incelenmiştir. Bu çalışmanın özgün taraflarından biri literatürde benzinli motor kullanılarak RCCI yanma modunda yapılan deneysel ya da sayısal çok az çalışma olmasıdır. Bir diğer özgün tarafı da sayısal çalışmaların öne çıkan özelliği olan deneysel olarak elde edilemeyecek sonuçlara ulaşılabilme imkanındır. Yakıtın eşdeğerlik oranının, silindir içi sıcaklık dağılımının ve yanma sonu oluşan emisyonların anlık olarak belirlenebilmesi deneysel olarak pek mümkün değildir. Yapılan sayısal çalışma ile bu sonuçlar elde edilmiş ve yorumlanmıştır. Kapsamlı sayısal çözümlemeler ile elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir:

- 🔧 Kurulan sayısal model ile deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında doğrulama işlemi başarılı bir şekilde gerçekleştirilmiştir. Doğrulama işlemi sonrası elde edilen sonuçlar, kurulan üç boyutlu sayısal modelin izo-oktan/n-heptan yakıt çiftini içeren RCCI yanmasının ana fiziğini yakalayabildiğini göstermiştir.
- 🔧 Üç farklı ön karışım oranına sahip yakıtlarla (PR20, PR40, PR60) yapılan analizlerde, izo-oktan yakıtının oktan sayısının yüksek olmasına bağlı olarak ön karışım oranının artması ile yanma başlangıcı gecikmiş ve ayrıca silindir içi basınç değerinde düşüş gözlenmiştir. Yakıt karışımı içerisindeki izo-oktan miktarının artması ile silindir içi sıcaklıkta da azalma meydana gelmiştir. Maksimum silindir içi basınç PR20 yakıtı ile 36,15 bar (11°KMA ÜÖNs) olarak elde edilmiştir. Ayrıca PR20, PR40 ve PR60 yakıtları için yanma süreleri sırasıyla 39 °KMA, 18 °KMA ve 15 °KMA olarak elde edilmiştir. Karışımında artan izo-oktan miktarı ile ön karışım oranı artmakta ve bu HC, CO, is emisyonlarında artışa sebep olmuştur. Ancak izo-oktan yakıtının bu artışı ile

silindir içi sıcaklığın düşmesine bağlı olarak NO_x emisyonlarında azalma meydana gelmiştir.

Emme manifoldu basıncının artışı ile silindir içi basınç değerinde yükselme meydana gelmiştir. Buna bağlı olarak silindir içerisinde gerçekleşen reaksiyonların hızının da artmasından dolayı yanma başlangıcının avansa alındığı görülmüştür. Emme manifoldu basıncı 140 kPa değerine yükseltildince temel durumda 36 bar seviyelerinde olan maksimum silindir içi basıncın 57 bar seviyelerine kadar çıktığı tespit edilmiştir. Emme manifoldu basıncının artmasıyla silindir içi sıcaklığın yükselmesinden dolayı HC, CO ve NO_x emisyonlarında artış meydana gelmiştir.

Farklı emme havası giriş sıcaklıkları ile (60°C, 80°C ve 100°C) gerçekleştirilen simülasyonlarda, emme havası giriş sıcaklığının artışı ile silindir içerisinde karışım reaktivitesinde önemli bir artış olmuş ve bununla birlikte yanma avansa alınmıştır. Ayrıca 60 °C, 80 °C ve 100 °C giriş havası sıcaklıkları için termik verim sırasıyla %34.50, %37.04 ve %37.61 olarak elde edilmiştir. Giriş hava sıcaklığının artışı ile silindir içi sıcaklık profili daha az düşüş eğiliminde olacağı için NO_x emisyonu daha yüksek seviyelere ulaşmaktadır.

RCCI yanma sürecini doğrudan etkileyen en önemli parametrelerden biri enjeksiyon zamanlamasıdır. En yüksek pik basıncı $\text{SOI}=50^\circ\text{KMA}$ ÜÖNö'de, en düşük pik basıncı ise $\text{SOI}=25^\circ\text{KMA}$ ÜÖNö'de elde edilmiştir. Bu durumun, enjeksiyon zamanının avansa alınmasıyla n-heptan, izooktan-hava karışımının homojen olarak karıştırılması için artan süreden kaynaklanabileceği düşünülmektedir. Ayrıca en yüksek pik ısı yayılım değeri $\text{SOI}=50^\circ\text{KMA}$ ÜÖNö'de 213 J/°KMA ve $\text{SOI}=25^\circ\text{KMA}$ ÜÖNö'de en düşük pik ısı yayılım değeri 77.91 J/°KMA olarak elde edilmiştir. Bu durum dikkate alındığında, en yüksek silindir içi gazı sıcaklığının $\text{SOI}=50^\circ\text{KMA}$ ÜÖNö şartlarında meydana geldiği ve bu sebeple diğer enjeksiyon zamanlamalarına göre n-heptan yakıtının kendiliğinden tutuşma noktalarının daha fazla izo-oktan yakıtı tutuşturabileceği söylenebilir.

Karışım içerisindeki hava fazlalık değerinin artışı ile maksimum silindir içi basınçta azalma görülmüştür. Hava fazlalığının %20 ($\lambda=1.20$) olduğu şartlarda en yüksek silindir içi basınç değeri 36.1 bar olarak elde edilmiştir. $\lambda=2.00$ olduğu şartlarda silindir içi basınçta temel duruma göre yaklaşık olarak 13 bar düşüş meydana

gelmiştir. Benzer şekilde en yüksek ısı yayılımı %20 hava fazlalığında 77.91 J/°KMA olarak elde edilmiştir.

Yapılan bu sayısal çalışmanın RCCI yanmasına ait literatüre olumlu katkılar sağladığı düşünülmektedir. Düşük ve yüksek reaktiviteli yakıt çiftlerinin performanslarının da inceleneceği çalışmalardan elde edilecek sonuçlar ve literatürde hali hazırda bulunan çalışma sonuçları değerlendirilerek RCCI yanma karakteristiklerine ve emisyonlarına etkileri araştırılabilir. Ayrıca RCCI yanma modu üzerinde etkili olabilecek diğer enjeksiyon parametreleri de detaylı olarak incelenebilir. Elde edilen sonuçlar ışığında ticari olarak düşük sıcaklık yanma modunda kullanılabilecek motor üretimleri için katkı sağlanabilir.

KAYNAKLAR

1. İnternet: (World Energy Balances: Overview. (2020). International Energy Agency, <https://www.iea.org/reports/world-energy-balances-overview>). Erişim tarihi: 22/06/22.
2. Can, Ö. (2012). *Bir DI dizel motorda etanol ön karışımli kısmi-HCCI uygulamasının yanma ve emisyonlar üzerine etkilerinin incelenmesi*. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
3. Ma, J., Lü, X., Ji, L. and Huang, Z. (2008). An experimental study of HCCI-DI combustion and emissions in a diesel engine with dual fuel. *International Journal of Thermal Sciences*, 47(9), 1235-142.
4. Cinar, C., Ozer, C., Sahin, F. and Yucesu, H.S. (2010). Effects of premixed diethyl ether (DEE) on combustion and exhaust emissions in a HCCI-DI diesel engine. *Applied Thermal Engineering*, 30(4), 360-365.
5. Yao, M., Zheng, Z. and Liu, H. (2009). Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, 35(5), 398-437.
6. Heywood, J.B. (1988). *Internal combustion engines fundamentals (First edition)*. New York: McGraw-Hill, 503-506.
7. Heck, R.M., Farrauto, R.J. and Gulati, S.T. (2009). *Catalytic air pollution control (Third Edition)*. New Jersey: Wiley, 238-294.
8. Agarwal, D., Kumar, S., Avinash, S. and Agarwal, K. (2011). Effect of exhaust gas recirculation (EGR) on performance, emissions, deposits and durability of a constant speed compression ignition engine. *Applied Energy*, 88(8), 2900-2907.
9. Olympiou, G. and Efstathiou, A.M. (2011). Industrial NO_x control via H₂-SCR on a novel supported-Pt nanocatalyst. *Chemical Engineering Journal*, 170(2), 424-432.
10. Pulkrabek, W.W. (2010). *Engineering fundamentals of the internal combustion engine*. New Jersey: Prentice Hall, 324-328.
11. Uyumaz, A., Boz, F., Yılmaz, E., Solmaz, H. ve Polat, S. (2017). Taşıt egzoz emisyonlarını azaltma yöntemlerindeki gelişmeler. *Mehmet Akif Ersoy Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi (Özel Sayı)*, 1, 15-24.
12. Stone, R. (1992). *Introduction to Internal Combustion Engines (Second edition)*. Hong Kong: Macmillan, 425-456.
13. Kokjohn, S.L. (2012). *Reactivity controlled compression ignition (RCCI)*. PhD Thesis, University of Wisconsin, Madison.
14. Wissink, M.L. (2015). *Direct injection for dual fuel stratification (DDFS): Improving the control of heat release in advanced IC engine combustion strategies*. PhD Thesis, University of Wisconsin, Madison.

15. Duan, X., Lai, M. C., Jansons, M., Guo, G., & Liu, J. (2021). A review of controlling strategies of the ignition timing and combustion phase in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine. *Fuel*, 285, 119142.
16. Xin, Q., & Pinzon, C. F. (2014). Improving the environmental performance of heavy-duty vehicles and engines: Particular technologies. *Alternative Fuels and Advanced Vehicle Technologies for Improved Environmental Performance*, 279-369.
17. Borat, O., Balcı, M. ve Sürmen, A. (1995). *İçten Yanmalı Motorlar*. Teknik Eğitim Vakfı Yayınları, 23-29.
18. Ergemen, M., Soruşbay, C., Arslan, E. ve Safgönül, B. (1995). *İçten Yanmalı Motorlar*. İ.T.Ü. Makine Fakültesi Yayınları, 128-130.
19. Abdel-Rahman, A. A. (1998). On the emissions from internal-combustion engines: a review. *International Journal of Energy Research*, 22(6), 483-513.
20. Zheng, J., Yang, W., Miller, D.L., and Cernansky, N.P. (2002). A skeletal chemical kinetic model for the HCCI combustion process. *SAE Transactions*, 898-912.
21. Zhao, H. (2007). *HCCI and CAI engines for the automotive industry (First edition)*. England: Woodhead Publishing Limited and CRC Press LLC.
22. Paykani, A., Kakaee, A. H., Rahn timer, 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.
23. Polat, S. (2015). *HCCI bir motorda çalışma parametrelerinin yanmaya etkilerinin incelenmesi*. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
24. Halis, S., Nacak, C., Solmaz, H., Yılmaz, E. and Yücesu, H. S. (2018). Investigation of the effects of octane number on combustion characteristics and engine performance in a HCCI engine. *Journal of Thermal Science and Technology*, 38(2), 99-110.
25. Calam, A., Aydoğan, B. and Halis, S. (2020). The comparison of combustion, engine performance and emission characteristics of ethanol, methanol, fusel oil, butanol, isopropanol and naphtha with n-heptane blends on HCCI engine. *Fuel*, 266, 117071.
26. Haraldsson, G., Tunestål, P., Johansson, B. and Hyvönen, J. (2002). HCCI combustion phasing in a multi cylinder engine using variable compression ratio. *SAE Technical Paper*, 2002-01-2858.
27. Calam, A., Solmaz, H., Yılmaz, E. and Icingur, Y. (2019). Investigation of effect of compression ratio on combustion and exhaust emissions in a HCCI engine. *Energy*, 168, 1208-1216.
28. Calam, A. and Icingur, Y. (2019). Effects of intake air temperature on combustion and performance of a HCCI engine. *Journal of Thermal Science and Technology*, 39(1), 69-79.

29. Bhaduri, S., Jeanmart, H. and Contino, F. (2018). EGR control on operation of a tar tolerant HCCI engine with simulated syngas from biomass. *Applied Energy*, 227, 159-167.
30. Xu, F., Wang, Z., Yang, D. B. and Wang, J. X. (2009). Potential of high load extension for gasoline HCCI engine using boosting and exhaust gas recirculation. *Energy & Fuels*, 23, 2444-2452.
31. Bai, G. and Ning, H. (2018). Investigation of intake boost pressure effects on performance and exhaust exergy of a natural gas fueled HCCI combustion engine. *International Journal of Engineering Innovations and Research*, 7(2), 132-135.
32. Polat, S., Yucesu, H.S., Kannan, K., Uyumaz, A., Solmaz, H. and Shahbakhti, M. (2017). Experimental comparison of different injection timings in an HCCI engine fueled with n-heptane. *International Journal of Automotive Science and Technology*, 1(1), 1-6.
33. Han, X., Zheng, M., Tjong, J.S., Li, T. (2015). Suitability study of n-butanol for enabling PCCI and HCCI and RCCI combustion on a high compression-ratio diesel engine. *SAE Technical Paper*, 2015-01-1816.
34. Parks II, J. E., Prikhodko, V., Storey, J. M., Barone, T. L., Lewis Sr, S. A., Kass, M. D., and Huff, S. P. (2010). Emissions from premixed charge compression ignition (PCCI) combustion and affect on emission control devices. *Catalysis Today*, 151(3-4), 278-284.
35. Imtenan, S., Varman, M., Masjuki, H. H., Kalam, M. A., Sajjad, H., Arbab, M. I., & Fattah, I. R. (2014). Impact of low temperature combustion attaining strategies on diesel engine emissions for diesel and biodiesels: A review. *Energy Conversion and Management*, 80, 329-356.
36. Ambrosio, S. and Ferrari, A. (2015). Effects of exhaust gas recirculation in diesel engines featuring late PCCI type combustion strategies. *Energy Conversion and Management*, 105, 1269-1280.
37. Benajes, J., Molina, S., Garcia, A., Belarte, E. and Vanzolsem, M. (2014). An investigation on RCCI combustion in a heavy duty diesel engine using in-cylinder blending of diesel and gasoline fuels. *Applied Thermal Engineering*, 63, 66-76.
38. Li, J., Yang, W.M., An, H., Zhou, D.Z., Yu, W.B., Wang, J.X. and Li, L. (2015). Numerical investigation on the effect of reactivity gradient in an RCCI engine fueled with gasoline and diesel. *Energy Conversion and Management*, 92, 342-352.
39. Shamsavan, M. and Mack, J. H. (2018). Numerical study of a boosted HCCI engine fueled with n-butanol and iso-butanol. *Energy Conversion and Management*, 157, 28-40.
40. Han, X., Yang, Z., Wang, M., Tjong, J. and Zheng M. (2017). Clean combustion of n-butanol as a next generation biofuel for diesel engines. *Applied Energy*, 198, 347-359.

41. Zhou, D.Z., Yang, W.M., An, H., Li, J. and Shu, C. (2015). A numerical study on RCCI engine fueled by biodiesel/methanol. *Energy Conversion and Management*, 89, 798-907.
42. Benajes, J., Garcia, A., Monsalve-Serrano, J. and Boronat, V. (2017). An investigation on the particulate number and size distributions over the whole engine map from an optimized combustion strategy combining RCCI and dual-fuel diesel-gasoline. *Energy Conversion and Management*, 140, 98-108.
43. Splitter, D., Wissink, M., DelVescovo, D., and Reitz, R. (2013). RCCI engine operation towards 60% thermal efficiency. *SAE Technical Paper*, 2013-01-0279.
44. Kokjohn, S., Hanson, R., Splitter, D., Kaddatz, J., and Reitz, R. (2011). Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in light and heavy-duty engines. *SAE International Journal of Engines*, 4(1), 360-374.
45. Hanson, R., Kokjohn, S., Splitter, D., and Reitz, R. (2011). Fuel effects on reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion at low load. *SAE International Journal of Engines*, 4(1), 394-411.
46. Solmaz, H., and İpci, D. (2020). RCCI bir motorda farklı giriş sıcaklıkları için direkt enjeksiyon zamanlaması ile yanma fazının kontrolü. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 40(2), 267-279.
47. Kokjohn, S. L., Hanson, R. M., Splitter, D. A., and Reitz, R. D. (2010). Experiments and modeling of dual-fuel HCCI and PCCI combustion using in-cylinder fuel blending. *SAE International Journal of Engines*, 2(2), 24-39.
48. Splitter, D., Kokjohn, S., Rein, K., Hanson, R., Sanders, S., and Reitz, R. (2010). An optical investigation of ignition processes in fuel reactivity controlled PCCI combustion. *SAE International Journal of Engines*, 3(1), 142-162.
49. Hanson, R. M., Kokjohn, S. L., Splitter, D. A., and Reitz, R. D. (2010). An experimental investigation of fuel reactivity controlled PCCI combustion in a heavy-duty engine. *SAE International Journal of Engines*, 3(1), 700-716.
50. Egüz, U., Maes, N. C. J., Leermakers, C. A. J., Somers, L. M. T., and De Goey, L. P. H. (2013). Predicting auto-ignition characteristics of RCCI combustion using a multi-zone model. *International Journal of Automotive Technology*, 14(5), 693-699.
51. DelVescovo, D., Kokjohn, S., and Reitz, R. (2017). The effects of charge preparation, fuel stratification, and premixed fuel chemistry on reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion. *SAE International Journal of Engines*, 10(4), 1491-1505.
52. Reitz, R. D., and Duraisamy, G. (2015). Review of high efficiency and clean reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in internal combustion engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, 46, 12-71.

53. Hanson, R., Curran, S., Wagner, R., Kokjohn, S., Splitter, D., and Reitz, R. (2012). Piston bowl optimization for RCCI combustion in a light-duty multi-cylinder engine. *SAE International Journal of Engines*, 5(2), 286-299.
54. Kokjohn, S. L., Hanson, R. M., Splitter, D. A., and Reitz, R. D. (2011). Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI): a pathway to controlled high-efficiency clean combustion. *International Journal of Engine Research*, 12(3), 209-226.
55. Adhikary, B. D., Ra, Y., Reitz, R. D., and Ciatti, S. (2012). Numerical optimization of a light-duty compression ignition engine fuelled with low-octane gasoline. *SAE Technical Paper*, 2012-01-1336.
56. Nieman, D. E., Dempsey, A. B., and Reitz, R. D. (2012). Heavy-duty RCCI operation using natural gas and diesel. *SAE International Journal of Engines*, 5(2), 270-285.
57. Rahnama, P., Paykani, A., Bordbar, V., and Reitz, R. D. (2017). A numerical study of the effects of reformer gas composition on the combustion and emission characteristics of a natural gas/diesel RCCI engine enriched with reformer gas. *Fuel*, 209, 742-753.
58. Kakoei, A., Bakhshan, Y., Aval, S. M., and Gharehghani, A. (2018). An improvement of a lean burning condition of natural gas/diesel RCCI engine with a pre-chamber by using hydrogen. *Energy conversion and management*, 166, 489-499.
59. Ansari, E., Shahbakhti, M., and Naber, J. (2018). Optimization of performance and operational cost for a dual mode diesel-natural gas RCCI and diesel combustion engine. *Applied Energy*, 231, 549-561.
60. Rahimi, H. M., Jazayeri, S. A., and Ebrahimi, M. (2020). Hydrogen energy share enhancement in a heavy duty diesel engine under RCCI combustion fueled with natural gas and diesel oil. *International Journal of Hydrogen Energy*, 45(35), 17975-17991.
61. 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.
62. Li, Y., Jia, M., Liu, Y., and Xie, M. (2013). Numerical study on the combustion and emission characteristics of a methanol/diesel reactivity controlled compression ignition (RCCI) engine. *Applied Energy*, 106, 184-197.
63. Jia, Z., and Denbratt, I. (2018). Experimental investigation into the combustion characteristics of a methanol-diesel heavy duty engine operated in RCCI mode. *Fuel*, 226, 745-753.
64. Li, Y., Jia, M., Xu, L. and Bai, X. S. (2020). Multiple-objective optimization of methanol/diesel dual-fuel engine at low loads: A comparison of reactivity controlled

- compression ignition (RCCI) and direct dual fuel stratification (DDFS) strategies. *Fuel*, 262, 116673.
65. Kakati, D., Roy, S., and Banerjee, R. (2021). Development and validation of an artificial intelligence platform for characterization of the exergy-emission-stability profiles of the PPCI-RCCI regimes in a diesel-methanol operation under varying injection phasing strategies: A Gene Expression Programming approach. *Fuel*, 299, 120864.
 66. Kumbhar, V. S., Shahare, A. S. and Awari, G. K. (2022). Comparative analysis on single, double and triple fuel injection strategy of single cylinder RCCI engine fueled with ethanol-gasoline/diesel-biodiesel blends. *Materials Today: Proceedings*. 59(1), 1074-1082.
 67. Pan, S., Cai, K., Cai, M., Du, C., Li, X., Han, W., Wang, X., Liu, D., Wei, J., Fang, J., and Bao, X. (2021). Experimental study on the cyclic variations of ethanol/diesel reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in a heavy-duty diesel engine. *Energy*, 237, 121614.
 68. Liu, X., Kokjohn, S., Li, Y., Wang, H., Li, H., & Yao, M. (2019). A numerical investigation of the combustion kinetics of reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in an optical engine. *Fuel*, 241, 753-766.
 69. Pan, S., Liu, X., Cai, K., Li, X., Han, W., & Li, B. (2020). Experimental study on combustion and emission characteristics of iso-butanol/diesel and gasoline/diesel RCCI in a heavy-duty engine under low loads. *Fuel*, 261, 116434.
 70. Wang, H., DelVescovo, D., Yao, M., & Reitz, R. D. (2015). Numerical study of RCCI and HCCI combustion processes using gasoline, diesel, iso-butanol and DTBP cetane improver. *SAE International Journal of Engines*, 8(2), 831-845.
 71. Ryan Walker, N., Wissink, M. L., DelVescovo, D. A., and Reitz, R. D. (2015). Natural gas for high load dual-fuel reactivity controlled compression ignition in heavy-duty engines. *Journal of Energy Resources Technology*, 137(4), 042202-042208.
 72. Han, X., Divekar, P., Reader, G., Zheng, M., and Tjong, J. (2015). Active injection control for enabling clean combustion in ethanol-diesel dual-fuel mode. *SAE International Journal of Engines*, 8(2), 890-902.
 73. Dempsey, A. B., Walker, N. R., and Reitz, R. (2013). Effect of piston bowl geometry on dual fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI) in a light-duty engine operated with gasoline/diesel and methanol/diesel. *SAE International Journal of Engines*, 6(1), 78-100.
 74. Splitter, D., Hanson, R., Kokjohn, S., and Reitz, R. D. (2011). Reactivity controlled compression ignition (RCCI) heavy-duty engine operation at mid-and high-loads with conventional and alternative fuels. *SAE Technical Paper*, 2011-01-0363.

75. Li, J., Ling, X., Liu, D., Yang, W., and Zhou, D. (2018). Numerical study on double injection techniques in a gasoline and biodiesel fueled RCCI (reactivity controlled compression ignition) engine. *Applied Energy*, 211, 382-392.
76. Li, J., Yang, W. M., and Zhou, D. Z. (2016). Modeling study on the effect of piston bowl geometries in a gasoline/biodiesel fueled RCCI engine at high speed. *Energy Conversion and Management*, 112, 359-368.
77. Işık, M. Z., and Aydın, H. (2016). Analysis of ethanol RCCI application with safflower biodiesel blends in a high load diesel power generator. *Fuel*, 184, 248-260.
78. Zheng, Z., Xia, M., Liu, H., Shang, R., Ma, G., and Yao, M. (2018). Experimental study on combustion and emissions of n-butanol/biodiesel under both blended fuel mode and dual fuel RCCI mode. *Fuel*, 226, 240-251.
79. Wenming, Y., and Meng, Y. (2019). Phi-T map analysis on RCCI engine fueled by methanol and biodiesel. *Energy*, 187, 115958.
80. Harari, P. A., Banapurmath, N. R., Yaliwal, V. S., Khan, T. Y., Soudagar, M. E. M., and Sajjan, A. M. (2020). Experimental studies on performance and emission characteristics of reactivity controlled compression ignition (RCCI) engine operated with gasoline and Thevetia Peruviana biodiesel. *Renewable Energy*, 160, 865-875.
81. Zhao, W., Zhang, Y., Huang, G., He, Z., Qian, Y., and Lu, X. (2021). Experimental investigation on combustion and emission characteristics of butanol/biodiesel under blend fuel mode, dual fuel RCCI and ICCI modes. *Fuel*, 305, 121590.
82. Thomas, J. J., Nagarajan, G., Sabu, V. R., Manojkumar, C. V., and Sharma, V. (2022). Performance and emissions of hexanol-biodiesel fuelled RCCI engine with double injection strategies. *Energy*, 124069.
83. Gharehghani, A., Hosseini, R., Mirsalim, M., Jazayeri, S. A., and Yusaf, T. (2015). An experimental study on reactivity controlled compression ignition engine fueled with biodiesel/natural gas. *Energy*, 89, 558-567.
84. Li, J., Yang, W. M., An, H., and Zhao, D. (2015). Effects of fuel ratio and injection timing on gasoline/biodiesel fueled RCCI engine: A modeling study. *Applied Energy*, 155, 59-67.
85. Işık, M.Z. (2016). *Çift yakıtlı reaktivite kontrollü bir dizel motorda biyodizel yakıtların düşük sıcaklıklı yanma performans ve emisyon karakteristiklerinin incelenmesi*. Doktora Tezi, Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Batman.
86. Nazemi, M. and Shahbakhti, M. (2016). Modeling and analysis of fuel injection parameters for combustion and performance of an RCCI engine. *Applied Energy*, 165, 135-150.

87. Ahmadi, R., and Hosseini, S. M. (2018). Numerical investigation on adding/substituting hydrogen in the CDC and RCCI combustion in a heavy duty engine. *Applied Energy*, 213, 450-468.
88. Dadsetan, M., Chitsaz, I., and Amani, E. (2019). A study of swirl ratio effects on the NO_x formation and mixture stratification in an RCCI engine. *Energy*, 182, 1100-1114.
89. Gharehghani, A., Kakoei, A., Andwari, A. M., Megaritis, T., and Pesyridis, A. (2021). Numerical investigation of an RCCI engine fueled with natural gas/dimethyl-ether in various injection strategies. *Energies*, 14(6), 1638.
90. Mohammadian, A., Chehrmonavari, H., Kakaee, A., and Paykani, A. (2020). Effect of injection strategies on a single-fuel RCCI combustion fueled with isobutanol/isobutanol+ DTBP blends. *Fuel*, 278, 118219.
91. 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.
92. Hasan, M. M., and Rahman, M. M. (2016). Homogeneous charge compression ignition combustion: Advantages over compression ignition combustion, challenges and solutions. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 57, 282-291.
93. Solmaz, H., Calam, A., Halis, S., İpci, D., ve Yılmaz, E. (2022). HCCI bir motorda emme manifoldu basıncının performans ve yanma karakteristiklerine etkilerinin incelenmesi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 37(4), 1735-50.
94. Çelik, O. (2019). *Atık taşıt lastiklerinden elde edilen pirolitik yağın reaktivite kontrollü sıkıştırma ateşlemeli motorlarda kullanımının deneysel olarak araştırılması*. Yüksek Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
95. Arora, J. K. (2016). *Design of real-time combustion feedback system and experimental study of an RCCI engine for control*. PhD Thesis, Michigan Technological University, Michigan.
96. Uyumaz, A. ve Solmaz, H. (2017). Emme havası giriş sıcaklığı ve ön karışımli yakıt oranının RCCI yanma karakteristiklerine ve motor performansına etkileri. *Politeknik Dergisi*, 20(3), 689-688.
97. Challen, B. and Baranescu, R. (1999). *Diesel engine reference book* (Second edition). Massachusetts: Butterworth-Heinemann, 1-19.
98. Mollenhauer, K. and Tschöke, H. (Editors) (2010). *Handbook of diesel engine* (First edition). Heidelberg: Springer. 19-21.
99. Ferguson, C. R. and Kirkpatrick, A. T. (2001). *Internal combustion engine-applied thermosciences* (Second edition). New York: John Wiley & Sons. 221-244.

100. Chang, J., Güralp, O., Filipi, Z., Assanis, D., Kuo, T. W., Najt, P., and Rask, R. (2004). New heat transfer correlation for an HCCI engine derived from measurements of instantaneous surface heat flux. *SAE Transactions*, 1576-1593.
101. Pulliam, T. H. (1986). Implicit solution methods in computational fluid dynamics. *Applied Numerical Mathematics*, 2(6), 441-474.
102. Issa, R. I. (1986). Solution of the implicitly discretised fluid flow equations by operator-splitting. *Journal of Computational Physics*, 62(1), 40-65.
103. Converge CFD Software. (2016). *CONVERGE (v2.4) Theory Manual*. Wisconsin: Convergent Science Inc. 342-350, 364-380, 391-402.
104. Yakhot, V. and Orszag, S. A. (1986). Renormalization group analysis of turbulence. I. Basic theory. *Journal of Scientific Computing*, 1(1), 3-51.
105. O'Rourke, P. J. and Amsden, A. A. (1986). Implementation of a conjugate residual iteration in the KIVA computer program (No. LA-10849-MS). *Technical Report, Los Alamos National Lab.*, NM (USA).
106. Senecal, P. K., Richards, K. J., Pomraning, E., Yang, T., Dai, M. Z., McDavid, R. M., Patterson, M. A., Hou, S. and Shethaji, T. (2007). A new parallel cut-cell Cartesian CFD code for rapid grid generation applied to in-cylinder diesel engine simulations. *SAE Technical Paper*, 2007-01-0159.
107. Reitz, R. D. and Diwakar, R. (1987). Structure of high-pressure fuel sprays. *SAE Transactions*, 492-509.
108. Ricart, L. M., Xin, J., Bower, G. R. and Reitz, R. D. (1997). In-cylinder measurement and modeling of liquid fuel spray penetration in a heavy-duty diesel engine. *SAE Transactions*, 1622-1640.
109. O'Rourke, P. J. (1981). *Collective drop effects on vaporizing liquid sprays*. PhD thesis, Princeton University, New Jersey.
110. Schmidt, D. P. and Rutland, C. J. (2000). A new droplet collision algorithm. *Journal of Computational Physics*, 164(1), 62-80.
111. Post, S. L. and Abraham, J. (2002). Modeling the outcome of drop-drop collisions in Diesel sprays. *International Journal of Multiphase Flow*, 28(6), 997-1019.
112. O'Rourke, P. J. and Amsden, A. A. (2000). A spray/wall interaction sub-model for the KIVA-3 wall film model. *SAE Transactions*, 281-298.

113. Amsden, A. A., O'Rourke, P. J. and Butler, T. D. (1989). KIVA-II: A computer program for chemically reactive flows with sprays (No. LA-11560-MS). *Technical Report, Los Alamos National Lab., NM* (United States).
114. Faeth, G. M. (1979). *Current status of droplet and liquid combustion in Energy and Combustion Science*. Pergamon:New York. 149-182.
115. Vasudev, A., Mikulski, M., Balakrishnan, P. R., Storm, X. and Hunicz, J. (2022). Thermo-kinetic multi-zone modelling of low temperature combustion engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, 91, 100998.
116. Senecal, P. K., Pomraning, E., Richards, K. J., Briggs, T. E., Choi, C. Y., McDavid, R. M. and Patterson, M. A. (2003). Multi-dimensional modeling of direct-injection diesel spray liquid length and flame lift-off length using CFD and parallel detailed chemistry. *SAE Transactions*, 1331-1351.
117. Curran, H. J., Gaffuri, P., Pitz, W. J. and Westbrook, C. K. (2002). A comprehensive modeling study of iso-octane oxidation. *Combustion and Flame*, 129(3), 253-280.
118. Ra, Y. and Reitz, R. D. (2008). A reduced chemical kinetic model for IC engine combustion simulations with primary reference fuels. *Combustion and Flame*, 155(4), 713-738.
119. Jia, M. and Xie, M. (2006). A chemical kinetics model of iso-octane oxidation for HCCI engines. *Fuel*, 85(17-18), 2593-2604.
120. Patel, A., Kong, S. C. and Reitz, R. D. (2004). Development and validation of a reduced reaction mechanism for HCCI engine simulations. *SAE Technical Paper*, 2004-01-0558.
121. Luong, M. B., Luo, Z., Lu, T., Chung, S. H. and Yoo, C. S. (2013). Direct numerical simulations of the ignition of lean primary reference fuel/air mixtures with temperature inhomogeneities. *Combustion and Flame*, 160(10), 2038-2047.
122. Babajimopoulos, A., Assanis, D. N., Flowers, D. L., Aceves, S. M. and Hessel, R. P. (2005). A fully coupled computational fluid dynamics and multi-zone model with detailed chemical kinetics for the simulation of premixed charge compression ignition engines. *International Journal of Engine Research*, 6(5), 497-512.
123. Hiroyasu, H. and Kadota, T. (1976). Models for combustion and formation of nitric oxide and soot in direct injection diesel engines. *SAE Transactions*, 513-526.

124. Wang, H., Zheng, Z., Liu, H. and Yao, M. (2015). Combustion mode design with high efficiency and low emissions controlled by mixtures stratification and fuel reactivity. *Frontiers in Mechanical Engineering*, 1, 8.
125. Zou, X., Wang, H., Zheng, Z., Reitz, R. and Yao, M. (2016). Numerical study of the RCCI combustion processes fuelled with methanol, ethanol, n-butanol and diesel. *SAE Technical Paper*, 2016-01-0777.
126. Polat, S., Solmaz, H., Yilmaz, E., Calam, A., Uyumaz, A. and Yücesu, H. S. (2020). Mapping of an HCCI engine using negative valve overlap strategy. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 42(9), 1140-1154.
127. Pohlkamp, K. and Reitz, R. D. (2012). Reactivity controlled compression ignition (RCCI) in a single-cylinder air-cooled HSDI diesel engine. *SAE Technical Paper*, 2012-32-007.
128. Hanson, R. and Reitz, R. (2013). Transient RCCI operation in a light-duty multi-cylinder engine. *SAE International Journal of Engines*, 6(3), 1694-1705.
129. Kalghatgi, G., Morganti, K., Algunaibet, I., Sarathy, M. and Dibble R. (2016). Knock prediction using a simple model for ignition delay. *SAE Technical Paper*, 2016-01-0702.
130. Jia, M., Dempsey, A. B., Wang, H., Li, Y. and Reitz, R. D. (2015). Numerical simulation of cyclic variability in reactivity-controlled compression ignition combustion with a focus on the initial temperature at intake valve closing. *International Journal of Engine Research*, 16(3), 441-460.
131. Curran, S. J., Hanson, R. M. and Wagner, R. M. (2012). Reactivity controlled compression ignition combustion on a multi-cylinder light-duty diesel engine. *International Journal of Engine Research*, 13(3), 216-225.
132. Leermakers, C., Van den Berge, B., Luijten, C., Somers, L., De Goey, L. P. H. and Albrecht, B. A. (2011). Gasoline-diesel dual fuel: effect of injection timing and fuel balance. *SAE Technical Paper*, 2011-01-2437.
133. Uyumaz, A. and Solmaz, H. (2016). Experimental investigation of the effects of lambda and injection timing on combustion and performance characteristics in a RCCI engine. *Gazi University Journal of Science Part C: Design and Technology*, 4(4), 299-308.



GAZİ GELECEKTİR..