
GAZİ ÜNİVERSİTESİ
Gazi
1926

HCCI BİR MOTORDA FARKLI PARAMETRELERİN PERFORMANSA ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Alperen ÇANKAYA

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAYIS 2024

ETİK BEYAN

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

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

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

Alperen ÇANKAYA

07/05/2024

HCCI BİR MOTORDA FARKLI PARAMETRELERİN PERFORMANSA ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Alperen ÇANKAYA

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Mayıs 2024

ÖZET

Günümüzde yaygın olarak kullanılan iki motor konsepti, buji ile ateşlemeli (SI) ve sıkıştırma ile ateşlemeli (CI) motorlardır. İki motor arasındaki bir karşılaştırma yapılacak olursa bir katalitik konvertör ile donatılmış buji ile ateşlemeli motorunun düşük emisyonlar sağladığını ancak veriminin sıkıştırma ile ateşlemeli motora göre düşük olduğu bilinmektedir. Sıkıştırma ile ateşlemeli (CI) motorlar ise yüksek verimlilik sağlarken aynı zamanda yüksek NO_x ve partikül emisyonlarına sebep olmaktadır. Mevcut kullanılan bu iki ateşleme sistemine alternatif olarak homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşleme (HCCI) olarak bilinen motorlar geliştirilmiştir. Bir dizel motorun(CI) verimini bir benzinli motorun(SI) egzoz emisyon seviyesiyle birleştirebilen bir motor konsepti, homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli (HCCI) motordur. Başka bir deyişle, HCCI; homojen bir karışımın sıkıştırma yoluyla kendiliğinden tutuşmasıdır. Çalışma kapsamında Dizel, Otto ve HCCI motora ait gerçek çevrim analizleri için MATLAB programı kullanılarak analizler gerçekleştirilmiştir. Çevrim analizlerinde Woschni ısı transfer korelasyonu kullanılmıştır. Ek olarak, dizel ve otto çevrimlerinde yakıtın yanma yüzdesi için Wiebe fonksiyonu kullanılır iken HCCI çevrimde çift-wiebe fonksiyonundan faydalanılmıştır. Yapılan analizlerde farklı hava fazlalık katsayıları, sıkıştırma oranları ve motor hızlarının Dizel ve HCCI motor çevrimi üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Bilim Kodu : 91413
Anahtar Kelimeler : HCCI, yanma, MATLAB, simülasyon
Sayfa Adedi : 85
Danışman : Doç. Dr. Nureddin DİNLER

NUMERICAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF DIFFERENT PARAMETERS ON PERFORMANCE IN A HCCI ENGINE

(M. Sc. Thesis)

Alperen ÇANKAYA

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

May 2024

ABSTRACT

The two engine concepts in widespread use today are spark ignition (SI) and compression ignition (CI) engines. If there is a confrontation with these engines, it is known that the spark ignition engine equipped with a catalytic converter provides low emissions, but its efficiency is lower than the compression ignition engine. While the compression ignition (CI) engines sustain high efficiency, these engines also bring about high NO_x and particulate emission in the meantime. As an alternative of these engines that used ignition systems nowadays, engines known as homogeneous charged compression ignition (HCCI) have been developed. One engine mode that join the efficiency of a diesel engine (CI) with the exhaust emission level of a gasoline engine (SI) together in a whole is the homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine. In other words, HCCI is the spontaneous ignition of a homogeneous mixture through compression. Within the scope of the study, analyses were carried out using MATLAB program for real cycle analyses of diesel, Otto and HCCI engines. Woschni heat transfer correlation was used in the cycle analyses. In addition, Wiebe function is used for fuel combustion percentage in diesel and Otto cycles, while double-wiebe function is used in HCCI cycle. In the analyses, the effects of different air excess coefficients, compression ratios and engine speeds on the diesel and HCCI engine cycle were investigated.

Science Code : 91413
Key Words : HCCI, combustion, MATLAB, simulation
Page Number : 85
Supervisor : Assoc. Prof. Dr. Nureddin DİNLER

TEŞEKKÜR

Tez çalışmalarım boyunca kıymetli bilgi ve tecrübelerinden istifade ettiğim saygıdeğer danışman hocam Doç. Dr. Nureddin DİNLER'e teşekkür ederim.

Bu yüksek lisans tez çalışması 122M511 kodlu TÜBİTAK 1001 projesi ile desteklenmiştir. Katkılarından dolayı TÜBİTAK'a ve çalışanlarına, Gazi Üniversitesi Bilimsel Araştırmalar Projeleri Birimi çalışanlarına ve proje ekibine teşekkür ederim.

Destekleriyle yanımda olan değerli çalışma arkadaşlarıma ve bu süreçte yardımını esirgemeyen herkese şükranlarımı sunarım.

Son olarak, hayatım boyunca her daim desteklerini ve dualarını benden eksik etmeyen sevgili annem, babam ve kardeşime teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET iv

ABSTRACT v

TEŞEKKÜR vi

İÇİNDEKİLER vii

ÇİZELGELERİN LİSTESİ ix

ŞEKİLLERİN LİSTESİ x

SİMGELER VE KISALTMALAR xiii

1. GİRİŞ 1

2. GENEL BİLGİLER 5

2.1. Homojen Dolgulu Sıkıştırma ile Ateşlemeli Motorlar 7

2.1.1. HCCI motorların tarihçesi 10

2.2. HCCI Motorların Yanma Özelliği 11

2.3. HCCI Motorlarda Yanmanın Kontrolü ve Etkileyen Faktörler 13

2.3.1. Sıkıştırma oranı etkisi 14

2.3.2. Emme giriş sıcaklığının etkisi 17

2.3.3. Supap zamanlamasının etkisi 19

2.3.4. Egzoz gazı geri dönüşümün (EGR) etkisi 21

2.3.5. Yakıtların etkisi 24

2.3.6. Hava/yakıt oranının etkisi 26

2.3.7. Motor hızının etkisi 28

3. LİTERATÜR TARAMALARI 29

4. METOT 39

4.1. Motor Geometrisi 39

Sayfa

4.2. Politropik Katsayının Tespit Edilmesi 42
4.3. Silindir Duvarlarındaki Isı Transfer Hesabı 42
4.4. Hava Özellikler 45
4.5. Yakıtların Özellikleri 46
4.6. Hava/Yakıt Oranı 47
4.7. Hava Fazlalık Katsayısı 47
4.8. Özgül Isıların Sıcaklıkla Değişimi 49
4.9. Wiebe Fonksiyonu 51
5. BULGULAR VE TARTIŞMA 53
5.1. Dizel Çevrim 53
5.2. OTTO Çevrim 61
5.3. HCCI Çevrim 64
5.4. Analiz Sonuçları 67
6. SONUÇ VE ÖNERİLER 77
KAYNAKLAR 79
ÖZGEÇMİŞ 85

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge **Sayfa**

Çizelge 2.1. SI, HCCI ve CI Motorların kıyaslanması 9

Çizelge 2.2. HCCI çalışma bölgeleri ile yakıt özellikleri arasındaki korelasyonlar 25

Çizelge 4.1. Yakıtların özellikleri 46

Çizelge 4.2. Gaz karışanların türleri ve indisleri 50

Çizelge 4.3. Yanma prosesinde seçilmiş gazlar için entalpi katsayıları 50

Çizelge 5.1. Dizel çevrimde kullanılan motorun parametreleri 53

Çizelge 5.2. Buji ile ateşlemeli çevrimde kullanılan motora ait parametreler 61

Çizelge 5.3. HCCI çevrimde kullanılan motora ait parametreler 64

Çizelge 5.4. Antor 3LD510 motoruna ait parametreler 67

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil **Sayfa**

Şekil 1.1. Yıllara göre motorlu kara taşıtları sayısı, 2002-2022 1

Şekil 1.2. 2021 yılına ait Türkiye enerji ürünlerinin nihai kullanım oranları 2

Şekil 2.1. SI, HCCI ve CI Motorların yanma şekillerinin şematik olarak gösterimi 7

Şekil 2.2. HCCI yanmada kullanılan n-heptan yakıtının özgün ısı yayılım oranı eğrisi. 11

Şekil 2.3. Konvansiyonel CI yanmasının ısı yayılım oranı 12

Şekil 2.4. HCCI yanma fazı kontrol yöntemleri 14

Şekil 2.5. Sıkıştırma oranının silindir basıncı üzerine etkisi 15

Şekil 2.6. HCCI motorda n-heptan ve PRF40 yakıtlarının kullanımında farklı sıkıştırma oranlarının tutuşma gecikmesine olan etkisi 16

Şekil 2.7. HCCI motorda n-heptan yakıtı kullanımında farklı sıkıştırma oranlarının tutuşma gecikmesine olan etkisi..... 17

Şekil 2.8. Emme havası giriş sıcaklığının HCCI motorda silindir basıncına etkisi..... 18

Şekil 2.9. Emme havası giriş sıcaklığının HCCI motorda ısı yayılım oranına etkisi 18

Şekil 2.10. Giriş sıcaklığının silindir basıncı üzerine etkisi..... 19

Şekil 2.11.VCT ve CPS kullanılan HCCI ve SI motorunda supap kaldırma miktarları. 20

Şekil 2.12. HCCI yanma sürecinde soğutulmuş harici EGR'nin etkisi 23

Şekil 2.13. Farklı yakıtların kendiliğinden tutuşma kalitesi ve uçuculuk özellikleri..... 25

Şekil 2.14. HCCI motorda farklı hava/yakıt oranları (λ) için maksimum silindir basınç değerleri 26

Şekil 2.15. HCCI motorda farklı hava/yakıt oranları için basınç–krank açısı ve ısı yayılım oranı grafiği..... 27

Şekil 4.1. Motor geometrisi 39

Şekil 4.2. Yanma odasında silindir duvarı boyunca oluşan ısı transferi 43

Şekil **Sayfa**

Şekil 5.1. Dizel çevrime ait karşılaştırmalı P-V diyagramı 54

Şekil 5.2. Dizel çevrime ait silindir basıncı-krank mili açısı diyagramı..... 54

Şekil 5.3. a) Silindir sıcaklığı - krank mili açısı diyagramı, b) Yanan yakıt yüzdesi-krank mili açısı diyagramı 55

Şekil 5.4. Farklı sıkıştırma oranlarında silindir basıncının krank açısına bağlı değişimi 56

Şekil 5.5. Farklı sıkıştırma oranlarının krank açısına bağlı olarak silindir sıcaklığındaki değişimi 56

Şekil 5.6. Farklı sıkıştırma oranları için P-V diyagramı 57

Şekil 5.7. Farklı devir sayıları için P-V diyagramı 58

Şekil 5.8. Farklı devir sayıları için P-KA diyagramı..... 58

Şekil 5.9. Farklı hava fazlalık katsayısının krank açısına bağlı olarak silindir basıncındaki değişimi..... 59

Şekil 5.10. Farklı hava fazlalık katsayısının krank açısına bağlı olarak silindir sıcaklığındaki değişimi 60

Şekil 5.11. Farklı hava fazlalık katsayıları için P-V diyagramı 60

Şekil 5.12. Otto çevrimine ait kıyaslamalı P-V diyagramı 62

Şekil 5.13. Otto çevrimine ait kıyaslamalı P-KA diyagramı 62

Şekil 5.14. Otto çevriminde farklı sıkıştırma oranları için P-KA diyagramı..... 63

Şekil 5.15. Otto çevriminde farklı HFK değerleri için P-KA diyagramı..... 63

Şekil 5.16. Farklı H/Y oranları için yanan yakıt yüzdesi diyagramı a) Simüle edilen çevrim b) Karşılaştırılan çevrim 65

Şekil 5.17. Farklı H/Y oranları için T-KA diyagramı a) Simüle edilen çevrim b) Karşılaştırılan çevrim..... 66

Şekil 5.18. Farklı hava/yakıt oranları için P-V diyagramı 67

Şekil 5.19. Farklı sıkıştırma oranlarında silindir basıncının krank açısına bağlı değişim diyagramı 68

Şekil **Sayfa**

Şekil 5.20. Farklı sıkıştırma oranlarında silindir sıcaklığının krank açısına bağlı değişim diyagramı 69

Şekil 5.21. Farklı HFK değerleri için krank açısına bağlı olarak silindir basıncındaki değişim diyagramı 70

Şekil 5.22. Farklı HFK değerleri için krank açısına bağlı olarak silindir sıcaklığındaki değişim diyagramı 70

Şekil 5.23. Farklı devir sayılarında silindir hacminin silindir basıncındaki değişim diyagramı 71

Şekil 5.24. Farklı motor hızları için P-KA diyagramı 71

Şekil 5.25. HCCI çevrime ait farklı sıkıştırma oranları için P-KA diyagramı 72

Şekil 5.26. HCCI çevrime ait farklı sıkıştırma oranları için T-KA diyagramı 73

Şekil 5.27. HCCI çevrime ait farklı sıkıştırma oranları için P-V diyagramı 74

Şekil 5.28. HCCI çevrime ait farklı motor hızları için T-KA diyagramı 74

Şekil 5.29. HCCI çevrime ait farklı H/Y oranları için T-KA diyagramı 75

Şekil 5.30. HCCI çevrime ait farklı H/Y oranları için P-KA diyagramı 76

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

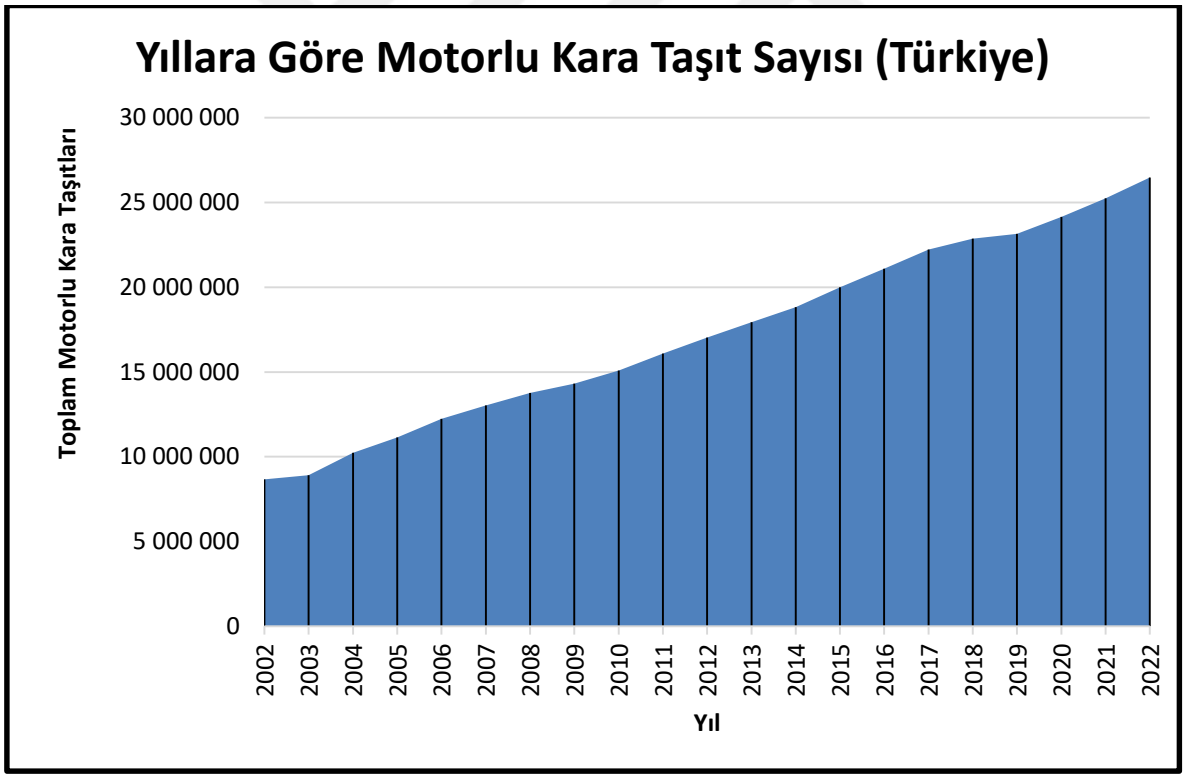
Simgeler	Açıklamalar
$\mathbf{A}$	Isı transfer yüzey alanı, m^2
$\mathbf{A_{pis}}$	Piston başı alanı, m^2
$\mathbf{D}$	Silindir çapı, m
$\mathbf{H}$	Strok boyu, m
$\mathbf{h_g}$	Anlık ısı taşınım katsayısı, W/m^2*K
$\mathbf{L}$	Biyel kolu uzunluğu, m
$\mathbf{L_s}$	Anlık strok yüksekliği, m
$\mathbf{n}$	Motor hızı, dev/dak
$\mathbf{n_c}$	Politropik katsayı değişimi
$\mathbf{P}$	Silindir içi basınç, kPa
$\mathbf{P_{maks}}$	Maksimum silindir basıncı, kPa
$\mathbf{P_{mot}}$	Motored maksimum basınç, kPa
$\mathbf{P_{ref}}$	Emme valfi kapanma anında silindir basıncı, kPa
$\mathbf{S(\theta)}$	Krank mili açısına bağlı pistonun aldığı yol, m
$\overline{\mathbf{S_p}}$	Piston hızı, m/s
$\mathbf{T}$	Silindir gaz sıcaklığı, K
$\mathbf{T_g}$	Silindir içi ortalama gaz sıcaklığı, K
$\mathbf{T_{wall}}$	Silindir duvar sıcaklığı, K
$\mathbf{T_{ref}}$	Emme valfi kapanma anında silindir sıcaklığı, K
$\mathbf{V}$	Krank açısına bağlı anlık silindir hacmi, m^3
$\boldsymbol{V_s}$	Stroke hacmi, m^3
$\boldsymbol{V_c}$	Yanma odası hacmi, m^3
$\boldsymbol{V_t}$	Toplam silindir hacim, m^3
$\boldsymbol{V_{ref}}$	Emme valfi kapanma zamanındaki silindir hacmi, m^3
$\boldsymbol{\lambda}$	Hava Fazlalık Katsayısı

Simgeler	**Açıklamalar**
$\boldsymbol{\lambda_i}$	Krank mili yarıçapının biyel kolu uzunluğuna oranı
w	Ortalama gaz hızı, m/s
$\boldsymbol{\theta}$	Krank mili açısı
$\boldsymbol{\varepsilon}$	Sıkıştırma oranı
$\boldsymbol{\alpha_{scaling}}$	Çeşitli motor geometrileri için skala katsayısı

Kısaltmalar	**Açıklamalar**
AÖN	Alt ölü nokta
CI	Sıkıştırma ile ateşlemeli
CPS	Kam profili değiştirme
CO	Karbonmonoksit
EGR	Egzoz gazı geri dönüşümü
HC	Hidrokarbon
HCCI	Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli
HFK	Hava Fazlalık Katsayısı
HTO	Yüksek sıcaklık oksidasyonu
İMEP	İndike ortalama efektif basınç
KA	Krank mili açısı
LTO	Düşük sıcaklık oksidasyonu
$\mathbf{NO_x}$	Azot oksit
NTC	Negatif sıcaklık katsayısı bölgesi
NVO	Negatif supap bindirmesi
PM	Partikül maddeler
PVO	Pozitif supap bindirmesi
SI	Buji ile ateşlemeli
ÜÖN	Üst ölü nokta
VCT	Değişken kam zamanlaması
VVT	Değişken supap zamanlaması

1. GİRİŞ

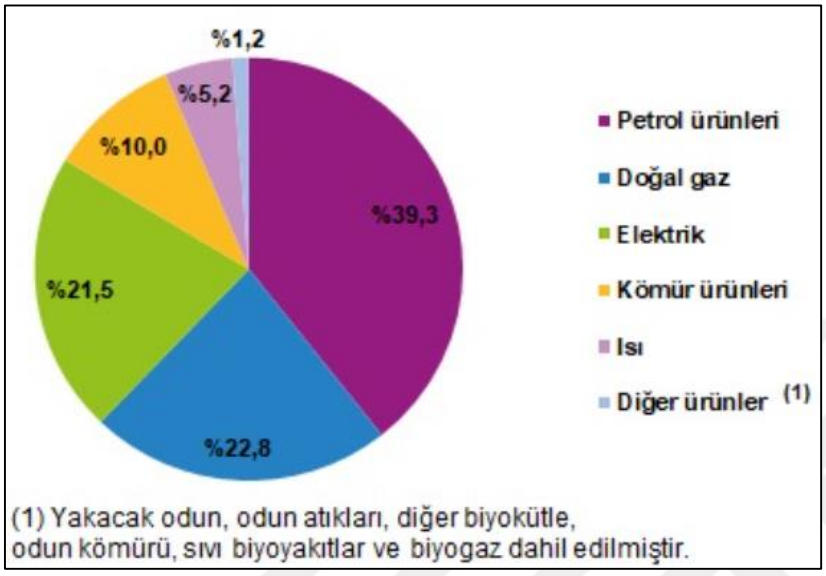
Giderek artan dünya nüfusu, yeni karayolları ağları ve teknolojinin gelişmesiyle birlikte meydana gelen yoğun vasıta talebi ile hem özel hem ticari anlamda otomobil kullanım miktarlarının ciddi oranda arttığı gözükmektedir. Şekil 1.1'de TÜİK'ten alınan veriler ışığında son yıllarda Türkiye'ye ait olan motorlu kara taşıt sayıları gösterilmektedir [1]. Yıllar içerisinde meydana gelen yüksek talep artışları ile birlikte motorların sağlık ve çevre üzerindeki olumsuz etkileri ön plana çıkmıştır. İklim değişikliğinin günümüzde görünür bir şekilde artarak devam etmesi ve egzoz atıklarının çevreye olan etkilerinin her geçen gün artması sonucunda Devletler hem kendi yasama organlarıyla hem de uluslararası anlamda yapılan Paris İklim Anlaşması [2], Avrupa Yeşil Mutabakatı [3] ve Fit for 55 [4] başta olmak üzere alınan kapsamlı kararlarla birlikte, emisyon miktarlarının çevreye olan etkisinin azaltılmasını hedeflemektedir.



Şekil 1.1. Yıllara göre motorlu kara taşıtları sayısı, 2002-2022 [1]

Emisyon miktarlarının azaltılması için alınabilecek önlemler arasında en çok kullanılan fosil yakıt tüketiminin azaltılması, verimli bir şekilde kullanılması veya temiz enerji kaynaklarının kullanımının arttırılması gerekmektedir. Ancak, günümüzde yerleşen bir altyapı ile birlikte ısıtma, soğutma ve ulaştırmada kullanılan sistemlerde en çok fosil

yakıtlar olan doğalgaz ve petrol kullanılmaktadır. 2021 yılında TÜİK tarafından açıklanan verilere göre ülkemiz genelinde enerji ürünlerinin nihai kullanımında petrol ürünleri %39,3 ile ilk sırayı almıştır. Petrol ürünlerini sırasıyla, %22,8 ile doğal gaz, %21,5 ile elektrik %10,0 ile kömür ürünleri, %5,2 ile ısı ve %1,2 ile diğer ürünler takip etmiştir [5].



Şekil 1.2. 2021 yılına ait Türkiye enerji ürünlerinin nihai kullanım oranları [5]

Benzin, mazot gibi motorlu taşıtlarda kullanılan, doğalgaz ve kömür gibi ısıtma sistemlerinde yaygın bir şekilde kullanılan fosil yakıtların kullanım süreleri artan nüfus ile birlikte her geçen gün hızlı bir şekilde azalmaktadır. Araştırmalar göre, mevcut tüketim aynı hızla devam ettiği varsayılırsa petrolün yaklaşık 50-100 yıl arasında, doğalgazın 100-150 yıl arasında ve kömürün ise 150-250 yıl arasında bir sürede biteceği öngörülmektedir [6].

20. yüzyılla birlikte içten yanmalı motorların kullanımı ivmeli bir şekilde artış göstermiştir. En yaygın kullanılan iki motor türü Buji ile ateşlemeli (SI) ve Sıkıştırma ile ateşleme (CI) motorlardır. Yakıt yanmasının kontrol edilebilir olması ve buji ile kolay tutuşabilecek olması sebebiyle buji ile ateşlemeli (SI) motorlar geniş ölçüde tercih edilmektedir. Ancak; motorlarda yüksek basınçta meydan gelen vuruntu probleminden dolayı sıkıştırma oranı, sıkıştırma ile ateşlemeli (CI) motorlara göre daha düşüktür. Bundan dolayı termik verim kıyaslaması yapıldığında SI motorun verimi daha düşük çıkmaktadır. Silindir içerisine sadece havanın alınmasından dolayı CI motorların SI motorlara göre sıkıştırma oranı daha yüksektir. Ek olarak, termik verimleri de daha yüksek çıkmaktadır. Fakat, egzozdan

yayılan NO_x ve partikül emisyon değerleri SI motora göre daha yüksek çıkmaktadır. Mevcut kullanılan konvansiyonel ateşleme sistemlerinin handikaplarını azaltmak amacıyla yeni bir yanma konsepti olan homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşleme (HCCI) motorlar üzerine incelemelerde bulunulmuştur. HCCI motor türü homojen bir karışımın sıkıştırma yoluyla kendiliğinden tutuşmasıdır. HCCI motor, herhangi bir boyut sınıfındaki ulaşım motorlarına ölçeklenebilen ve sabit uygulamalar için kullanılabilen içten yanmalı motorlar için temiz ve yüksek verimli bir teknolojidir [7,8].

Gezegenimizde var olan fosil yakıt kaynaklarının sonsuz olmaması ve günden güne hızlı bir şekilde tükeniyor olması otomotiv sektörü için önemli değişimlerin habercisi hale gelmiştir. Bundan dolayı içten yanmalı motorlarla ilgilenen bilim insanları, otomobil üretici firmaları ve beraberindeki destekleyici kuruluşlar yeni Ar-Ge çalışmaları yapma ihtiyacı duymuşlardır. Motorlu taşıtlarla ilgili yapılan ve yapılmakta olunan çalışmalarda motor performansı, egzoz emisyon değerleri, farklı motor konseptleri, yakıt verimliliği gibi enerji ve çevre ile ilgili konulara yönelmek durumunda kalınmıştır. Öte yandan, arz-talep dengesinin meydana getirmiş olduğu fiyat politikaları da yakıtların birim fiyatları bakımından önemli artışlara sebep olmaktadır. Bu durum, minimum yakıt tüketimi sağlayabilecek maksimum performanslı motorların üretilmesini zorunlu hale getirmiştir. Dolayısıyla, alternatif motor konseptleri ve yakıt sistemleri gibi emisyon yönünden çevreye minimum oranda zarar verecek motor konseptleri hakkında çalışmalar yürütülmektedir. Yakıt tüketimini ve egzoz salınımlarını eş zamanlı bir şekilde azaltma potansiyeline sahip olan HCCI motor konsepti ile ilgili araştırma ve gelişmelere ek olarak ticari kullanıma sunulması için otomotiv sektöründe yer alan firmalar tarafından da çalışmalar yürütülmektedir [9-11].

Yapılan bu çalışma kapsamında Dizel, Otto ve HCCI motor çevrimlerine ait olarak gerçek çevrim analizi yapılmıştır. Analizlerde MATLAB yazılımı ile kod yazılmıştır. Öncelikli olarak dizel ve otto çevrimleri yazılmıştır. Kontrol ve doğrulanmaları sonucunda HCCI motor için kod düzenlenmiştir. Analizlerde hava fazlalık katsayısının, sıkıştırma oranının ve motor hızının etkileri incelenmiştir. Sonuçlar grafikler halinde sunularak yorumlanmıştır.

2. GENEL BİLGİLER

İçten yanmalı motorlar, genellikle bir yakıt kullanılarak yakıt ile hava karışımının bir yanma odasında yakılması ile ortaya çıkan enerjinin mekanik enerjiye dönüştüren makinelerdir. Genel itibariyle, yakıtın yanma odasında meydana gelen sıkıştırma işlemi sonucunda yakıtın kimyasal enerjinin ısı enerjisine dönüştürerek gazların sıcaklık ve basıncını arttırır ve yüksek basınçlı gazlar daha sonra motorun mekanik aksamlarına karşı genişleyerek krank milinde dönme hareketi meydana getirir. Meydana gelen bu mekanik enerjiyi krank mili vasıtasıyla güç aktarma organına aktarır. İçten yanmalı motorlar; binek otomobiller, motosikletler ve kamyonlar gibi yol uygulamaları ve inşaat makineleri, tarım araçları, lokomotifler ve gemiler gibi yol dışı uygulamalar dahil olmak üzere her türlü araç için açık ara en önemli güç aktarma organıdır[12].

İçten yanmalı motorların temel çalışma prensibi; emme, sıkıştırma, yanma, genişleme ve egzoz süreçlerinden meydana gelir.

- Emme işleminde piston üst ölü noktadan alt ölü noktaya doğru hareket ederek yanma odasında motorun geometrisine bağlı olarak belli bir hacim artışı meydana getirir ve dışarıdaki hava çekimi için emme stroku ile başlar. Benzinli motorlarda bu işlem esnasında bir karbüratör veya enjektör vasıtasıyla benzinle hava karıştırılır iken dizel motorlarda sadece hava emilir [12].

- Sıkıştırma işleminde piston alt ölü noktaya ulaştığında emme valfi kapatılır ve bütün valfler kapalı konumdayken piston üst ölü noktaya doğru hareket eder. Bu hareket sırasında, benzinli motorlarda silindir içerisindeki hava ile yakıt karışımı sıkıştırılarak hem basıncı hem de sıcaklığı artar ve sıkıştırma zamanının sonuna doğru buji aracılığıyla yanma olayı başlatılır. Dizel motorlarda ise sıkıştırma işleminde yalnızca havanın sıkıştırılması ile daha yüksek basınç ve sıcaklıklar değerleri elde dilmesi hariç sıkıştırma işlemi benzinli motorlar ile aynıdır. Dizel motorlarda sıkıştırma işleminin sonuna doğru yakıt direkt olarak püskürtülür ve silindir içerisindeki çok yüksek sıcaklıktaki hava ile karışır. Bu sayede, yakıtın buharlaşıp kendi kendine tutuşarak yanma olayının başlamasına sebep olur [12].

- Yanma olayı benzinli motorlar için ÜÖN civarında çok kısa bir zaman diliminde yaklaşık olarak sabit hacimde gerçekleşir. Sıkıştırma zamanının sonuna doğru, üst ölü noktadan biraz önce başlar ve üst ölü noktadan biraz sonrasına kadar devam eder. Yanma olayında silindir sıcaklığı ve basıncı maksimum değere yükselir. Dizel motorlarda ise piston üst ölü noktaya gelinceye kadar tam gelişmiş hale gelir ve piston alt ölü noktaya doğru genişlerken yakıt enjeksiyonu sona erene kadar yaklaşık sabit basınçta gerçekleşir [12].

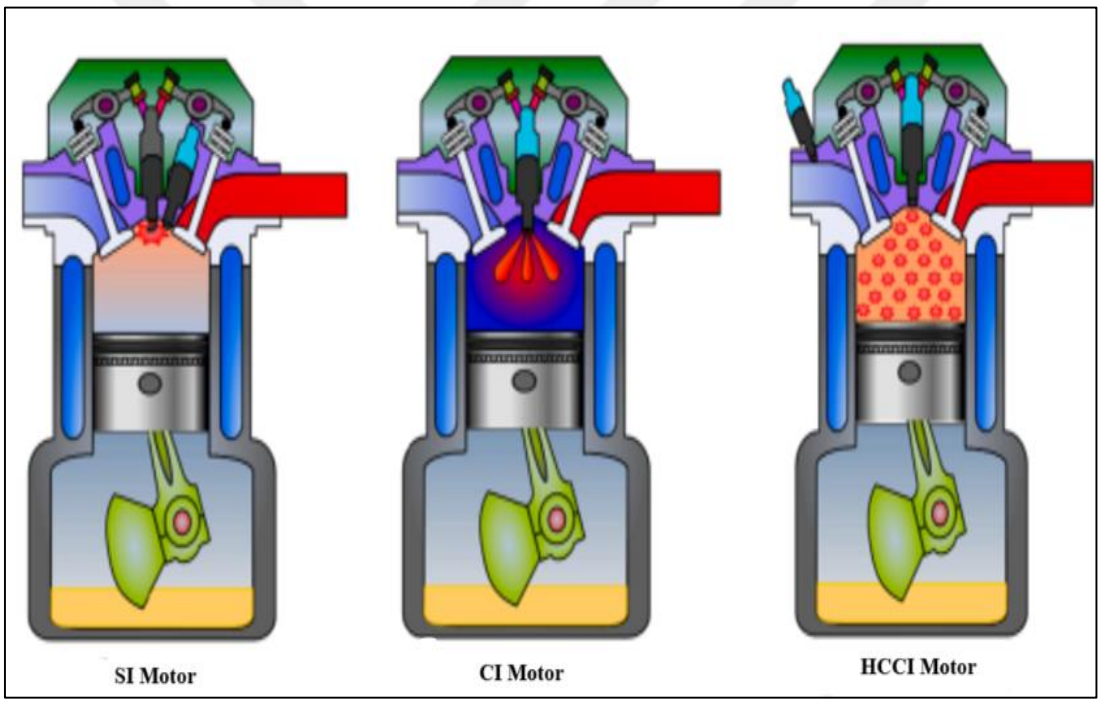
- Genişleme işleminde valfler kapalı konumdayken yanma sonucu oluşan yüksek basınç pistonu ÜÖN'dan AÖN'ya doğru iter. Bu işlem motorda işin üretildiği kısımdır. Hem benzinli hem de dizel motorlarda piston genişleme hareketinden dolayı hacim artar iken basınç ve sıcaklık değerlerinde düşme meydana gelir [12].

- Egzoz işlemi hem benzinli hem dizel motorlar için aynıdır. Genişleme sürecinin sonuna doğru egzoz supabı açılır ve egzoz blowdown süreci meydana gelir. Bu süreç, yanma odasındaki gazların silindirden atılması sürecini ifade eder. Bu esnada, silindir içerisindeki basınç ve sıcaklık çevre şartlarına göre hala yüksektir ve atmosfere açık olan egzoz sisteminde basınç farkı meydana getirir. Bundan dolayı, piston AÖN'ya yaklaştıkça yanma sonucu oluşan sıcak gazların çoğu egzoz sistemi ile silindir dışına atılır. Piston AÖN'ya ulaşıncaya kadar blowdown süreci tamamlanır. Egzoz supabının açık olduğu durumda piston AÖN'dan ÜÖN'ya hareket eder ve silindir içerisindeki kalan egzoz gazlarının büyük bir kısmı dışarı atılır [12].

Günümüzde yaygın olarak kullanılan iki baskın motor konsepti, buji ile ateşlemeli (SI) ve sıkıştırma ile ateşlemeli (CI) motorlardır. İki motor arasındaki bir karşılaştırma yapılacak olursa bir katalitik konvertör ile donatılmış buji ile ateşlemeli motorunun düşük emisyonlar sağladığını ancak veriminin sıkıştırma ile ateşlemeli motora göre düşük olduğu bilinmektedir. Sıkıştırma ile ateşlemeli (CI) motorlar ise yüksek verimlilik sağlarken aynı zamanda yüksek NO_x ve partikül emisyonlarına sebep olmaktadır. Mevcut kullanılan bu iki ateşleme sistemine alternatif olarak homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşleme (HCCI) olarak bilinen motorlar geliştirilmiştir. Bir dizel motorun(CI) verimini bir benzinli motorun(SI) egzoz emisyon seviyesiyle birleştirebilen bir motor konsepti, homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli (HCCI) motordur [13]. Başka bir deyişle, HCCI; homojen bir karışımın sıkıştırma yoluyla kendiliğinden tutuşmasıdır.

2.1. Homojen Dolgulu Sıkıştırma ile Ateşlemeli Motorlar

HCCI yanma sistemi, yanma için homojen bir karışımın kullanılması ile buji ile ateşlemeli (SI) motorların ve karışımın kendiliğinden tutuşması ile sıkıştırma ile ateşlemeli (CI) motorların özelliklerini bir arada bulundurmaktadır. Bu nedenle HCCI, buji ile ateşlemeli (SI) ve sıkıştırma ile ateşlemeli (CI) yanmanın hibrit bir türü olarak kabul edilebilir [14]. Buji ile ateşlemeli motorlarda yanma, silindir içerisinde ateşleme sonucunda oluşan alevin belirli miktarda ilerlemesi ile oluşurken, sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarda ise yanma kendiliğinden difüzyon ile oluşur. HCCI motordaki yanmanın CI motordan farkı homojen karışımın çok noktada kendiliğinden tutuşmasıdır ve Şekil 2.1'de şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.1. SI, HCCI ve CI Motorların yanma şekillerinin şematik olarak gösterimi [15]

HCCI motorlarda, SI motorlara benzer şekilde önceden karıştırılmış dolgu kullanılır ve yüksek sıkıştırma oranlarında çalışmasıyla bilinen CI motorlarına benzer şekilde karışımın sıkıştırılmasıyla ateşlenir. Sıkıştırma sonucunda yakıtın kendiliğinden tutuşma sıcaklığına ulaşılmasıyla birlikte bu homojen karışım otomatik olarak ateşlenir. Genellikle kısmi yük koşullarında daha az yakıt tüketimine sahip olurlar ve bu sayede HCCI yanmada buji ile ateşlemeli (SI) ve sıkıştırma ile ateşlemeli (CI) motorlara kıyasla daha iyi sonuç elde edilir [16]. Zengin yakıt bölgesinin bulunmamasına yardımcı olan mükemmel karıştırılmış

homojen bir hava-yakıt karışımı yüksek sıcaklık oluşumunu önler ve bu sayede düşük NO_x ve is emisyonları açığa çıkar [17]. Yüksek basınç ve sıcaklık değerlerinde NO_x oluşumu daha çok gözlemlenir [18].

HCCI motorların, yüksek sıkıştırma oranı ve gaz kelebeğinde oluşan kısılma kayıpların elimine edilmesi sayesinde SI motorlara göre daha yüksek verime sahip olması beklenir. HCCI motorlarda yanma odasında çoklu tutuşma noktası olması yüksek yanma sıcaklığı bölgelerinin oluşmasını ortadan kaldırarak, is partiküllerinin oluşumunu engelleyerek, çok düşük miktarlarda NO_x ve partikül madde salınımı oluşmasını sağlar. Dizel motorlarla kıyaslandığında ise zengin karışım bölgeleri olmaksızın sadece fakir yakıt ön karışımı yanması söz konusu olmaktadır [20]. HCCI yanmanın buji ile ateşlemeli (SI) motor ve sıkıştırma ile ateşlemeli (CI) motorla yapılan karşılaştırılması sonucunda; motor maksimum verimini 40% seviyesinin üzerine çıkarabilme, NO_x salınımı ise en düşük seviyelere çekebilme bakımından kayda değer bir potansiyele sahip olduğu görülmektedir [19].

HCCI; daha düşük yakıt tüketimi, daha yüksek termal verim ve düşük emisyon salınımlarına sahip bir motordur. HCCI motorun konvansiyonel motorlarla karşılaştırılmış hali Çizelge 2.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 2.1. SI, HCCI ve CI Motorların kıyaslanması [19]

Motor Türleri	SI	HCCI	CI
Ateşleme Yöntemi	Buji ile ateşleme	Kendiliğinden tutuşma	Kendiliğinden tutuşma
Yük	Homojen ön karışım	Homojen ön karışım	Silindir içi heterojen
Ateşleme Noktası	Tek	Birden fazla	Tek
Kısılma Kaybı (Gaz kelebeği)	√	×	×
Sıkıştırma oranı	Düşük	Yüksek	Yüksek
Yanma olayı	Alevin yayılması	Çok noktada kendiliğinden tutuşma	Difüzyon
Yakıt Ekonomisi	İyi	En iyi	Daha iyi
Maksimum Verim	30%	>40%	40%
Emisyonlar	HC,CO ve NO_x	HC ve CO	NO_x ,PM ve HC
Enjeksiyon türü	Port enjeksiyon	Port enjeksiyon ve Direk enjeksiyon	Direk enjeksiyon
Eşdeğerlik oranı (φ)	1	<1	>1

2.1.1. HCCI motorların tarihçesi

1979 yılında Onishi ve Noguchi tarafından ilk defa HCCI motor çalışmaları yapılmıştır. Çalışmada, iki zamanlı benzinli motor kullanılmış olup kontrollü yanma işlemini temin edebilmek amacıyla uygulamışlardır. HCCI yanmada iki zamanlı motorlar üzerinde yanmanın kontrol edilebilmesini amacıyla art egzoz gazlarının enerjisinden yararlanmışlardır [21,22].

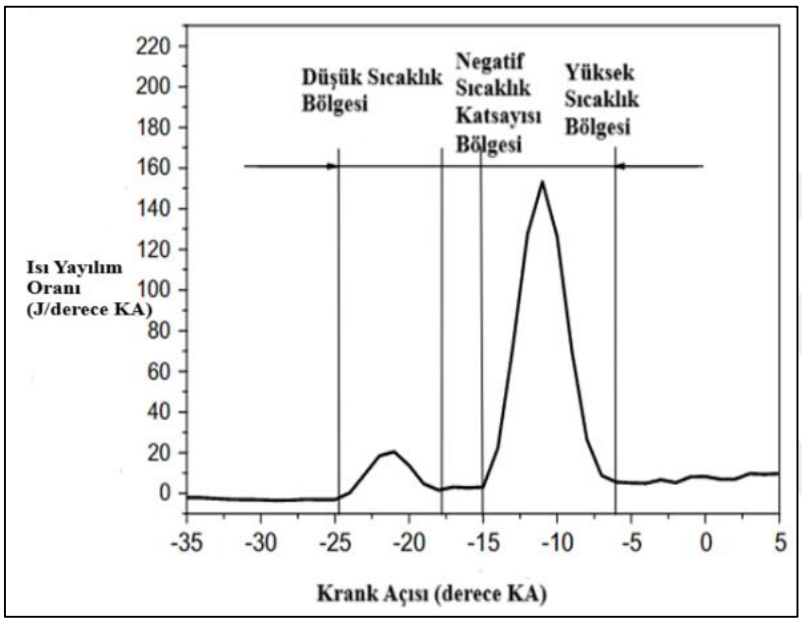
Dört zamanlı motorlar için HCCI uygulaması ilk kez 1983 yılında Najt ve Foster tarafından uygulanmıştır. Farklı motor hızları kullanımı ve çeşitli yakıtlarla birlikte yaptıkları uygulamalarda iki zamanlı motorlara kıyasla silindir içi art egzoz gaz seviyelerinin azalış gösterdiği için emme işleminde giriş sıcaklığının yükseltilmesi ihtiyacını ön görmüşlerdir [23].

1992 yılında Stockinger tarafından yapılan çalışmada benzinli bir motorun emme giriş sıcaklığının ve sıkıştırma oranının arttırılması ile HCCI yanma moduna dönüştürülmesi sağlanmıştır. Bu incelemede HCCI yanmayı test etmek amacıyla 1,6 litre hacme sahip bir içten yanmalı motordan dönüşüm gerçekleştirilmiştir. Kısmi yük şartları altında motor verim miktarının %14'ten %34'e kadar artış gösterdiğini elde etmişlerdir [24,25].

HCCI motorlarla yapılmış çalışmalarda NO_x ve is emisyonlarının eşzamanlı olarak önemli oranlarda azaldığı ancak düşük yanma sıcaklıklarından dolayı CO ve HC emisyonlarının artış gösterdiği sonucuna ulaşılmıştır. Düşük yüklerde ve yüksek motor hızlarında meydana gelen kısmi yanmadan ve yüksek yüklerde yüksek basınçtan kaynaklanan kontrolsüz erken vuruntulu yanmadan dolayı HCCI yanması sadece uygun yük ve motor hızlarında kullanılabilmektedir. Bundan dolayı, yüksek yük koşullarında ve bilhassa tam yük durumunda, SI veya CI yanması kullanılmak zorundadır. İki mod birlikte kullanılan bu tür uygulamalarla motorlar geniş bir yük aralığında çalıştırılabilmektedir. Bununla birlikte, HCCI yanmasının avantajlarından yararlanabilmek amacıyla özel HCCI yakıtları ve yanma aşamasını kontrol etmek için farklı mekanizmalar geliştirilmesi konusunda çalışmalar devam etmektedir [26].

2.2. HCCI Motorların Yanma Özelliği

HCCI motorlarda meydana gelen yakıtın tutuşma zamanlamasını, ısı yayılım miktarını, ara yanma ve yanma sonu çıktılarını oksidasyon kimyası tayin etmektedir [28]. Dizel benzeri yakıtların HCCI yanmasında Şekil 2.2'de görüldüğü gibi iki aşamalı ısı yayılımı gösterirken, yüksek oktan sayılarına sahip benzin benzeri yakıtlar tek aşamalı bir ısı yayılımı meydana getirmektedir [27].

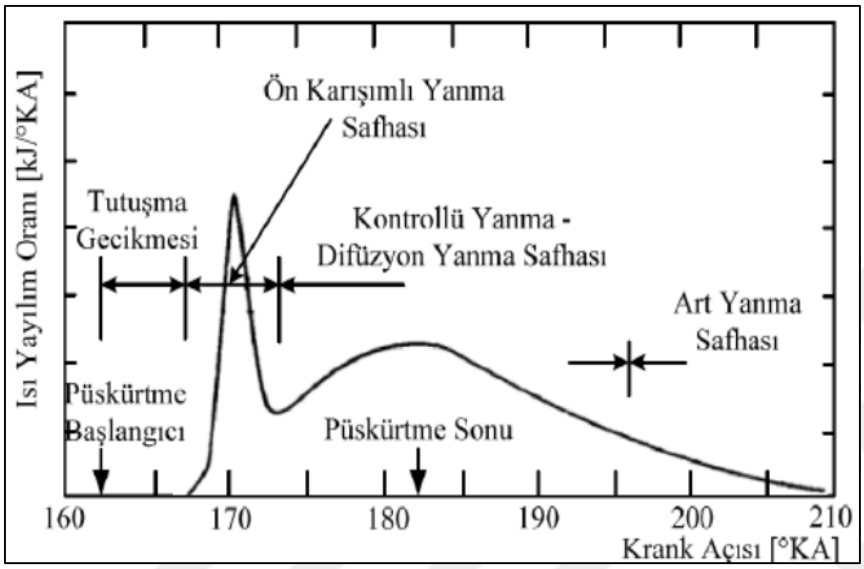


Şekil 2.2. HCCI yanmada kullanılan n-heptan yakıtının özgün ısı yayılım oranı eğrisi [27]

Isı salınım eğrisinde yer alan ve ilk kademede oluşan düşük sıcaklık oksidasyonu (LTO), düşük sıcaklıktaki kinetik reaksiyonlarla bağlantılıdır. İkinci kademede oluşan yüksek sıcaklık oksidasyonu (HTO) ise daha güçlü reaksiyonların meydana geldiği yerdir. Bu iki ısı yayılım (LTO ve HTO) arasındaki zaman gecikmesine negatif sıcaklık katsayısı rejimi (NTC) olarak tanımlanmaktadır. İki kademeli ısı yayılımındaki toplam enerjinin yaklaşık %7 ila %10 arasında değeri ilk kademede açığa çıkarken, geride kalan kısımları ise ikinci kademede açığa çıkmaktadır [27,28].

HCCI yanma ile konvansiyonel CI yanması arasındaki esas farklılık, tutuşma esnasındaki yakıt buharı kompozisyonlarının farklı gerçekleşmesidir. Konvansiyonel CI motorunda hava/yakıt karışımının heterojen olmasından ötürü yakıt tutuşma ortamlarının en iyi olduğu alanlarda yanma durumu bölgesel oluşmaktadır. Yanma tutuşmasında açığa çıkan ısı, diğer alanlara difüze olarak karışımların tutuşmasını sağlamaktadır. Konvansiyonel CI yanması,

tutuşmanın gerçekleşmesiyle birlikte bu süre boyunca meydana gelen ön karışımlı hava/yakıt miktarının çok hızlı bir şekilde yüksek sıcaklıktaki oksidasyonu ile başlamaktadır. Dizel motorlarda ısı yayılım oranı ön karışımlı yanmadan sonra yanmamış ya da kısmi olarak yanmış yakıt ile havanın türbülanslı karışımın hızına bağlı olarak ilerleyen difüzyon yanmasına bağlıdır. Şekil 2.3'de konvansiyonel dizel yanmaya ait ısı yayılım oranı bulunmaktadır [26, 28].



Şekil 2.3. Konvansiyonel CI yanmasının ısı yayılım oranı [29]

CI yanmadan farklı olarak HCCI yanmasında yanma odasında bulunan tüm dolgu aynı anda reaksiyona girmektedir. Başlangıçta silindir içerisinden bulunan tüm dolgu LTO kısmında okside olarak NTC bölgesinde maruz kaldığı gecikme ile birlikte HTO kısmına geçmektedir. HCCI motorda yakıt karışımının homojen bir halde sağlanabilmesi için yakıt enjeksiyonun erken bir krank açısında yapılması gerekir ve bu sayede homojen yakıt karışımı için ihtiyaç duyulan zaman temin edilmektedir. Lakin, bu koşullar altında yanmanın LTO ve HTO aşamalarının çoğunlukla erken başlamasına neden olmaktadır. Çünkü silindir içerisindeki tüm dolgu eş zamanlı bir şekilde reaksiyona girmektedir. Bu yüzden, ısı yayılımı çok kısa süreçlerde oluşmaktadır. Meydana gelen bu ahval ile birlikte HCCI motorda konvansiyonel CI yanmasına göre daha yüksek silindir basınç oranına, maksimum basınç değerinin daha büyük olmasına yol açmakta ve yüksek basınçtan dolayı gürültülü bir çalışmaya zemin hazırlamaktadır. Bu ahval altında üç esas sorun HCCI yanma esnasında ortaya çıkmaktadır. İlk olarak yakıt karışımını homojen olması sağlayabilmek, ikinci olarak tutuşma zamanının erken olmasını engelleyebilmek ve son

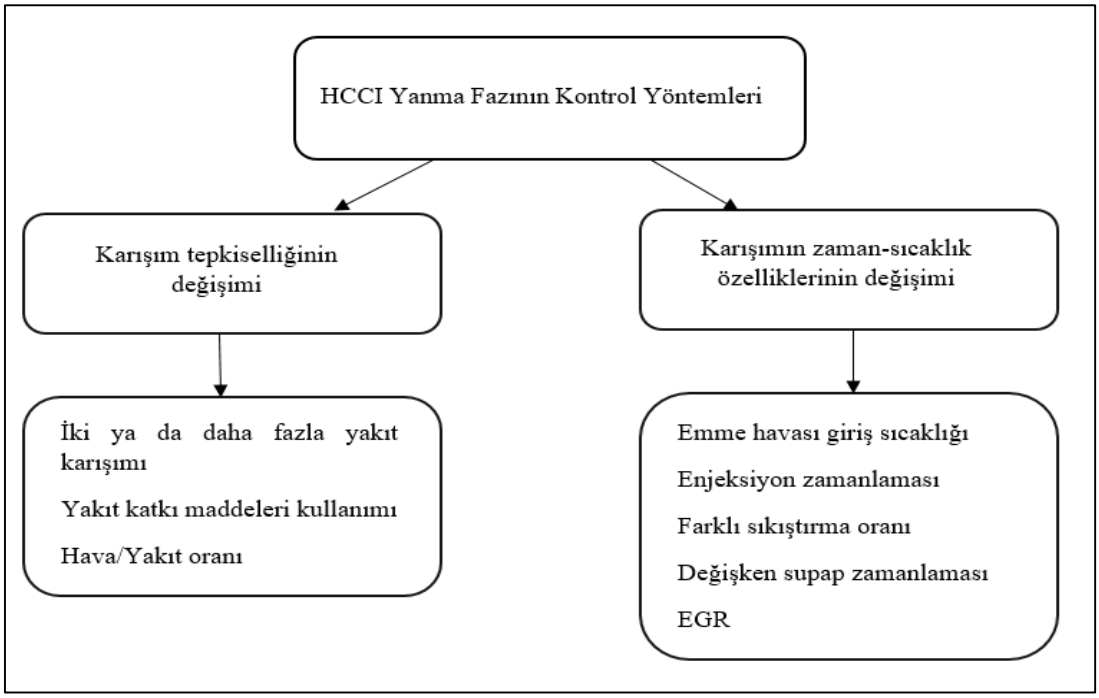
olarak, ısı yayılım oranının ekstrem olmasının önüne geçebilmektir. Bu sorunlara binaen HCCI yanma kısmi yüklerde kullanılabilmektedir [28].

2.3. HCCI Motorlarda Yanmanın Kontrolü ve Etkileyen Faktörler

Yanma faz dengesinin sağlanması ve tutuşma zamanı kontrolü, HCCI yanmada aşılması gereken en mühim iki durumdur. Bu iki parametrenin motorun indike termik verimi üzerine ve çalışma aralığının ahenkli olması açısından kayda değer miktarda etkileri bulunmaktadır. Yanmanın faz dengesi oluşmadığında, erken yanma oluşumu ile birlikte motorda vuruntu durumu gerçekleşmekte ve bu durumda motorun zarar görmesine zemin hazırlayabilmektedir. HCCI yanma durumunda yanma işleminin genişleme sürecine doğru kayması sonucunda motorun çalışma durumu etkilenerek düzensiz hale geçebilmekte ve bu durum da indike termik verimi olumsuz etkilemektedir. Düşük ve kısmi motor yükleri altında kararlı bir yanma sağlanabilmesi için fakir hava/yakıt karışımları veya yüksek EGR oranı kullanılabilir. Motor yükündeki artışlarla birlikte hava/yakıt oranı stokiyometrik değerlere yaklaştığı zaman, ısı yayılım oranında kayda değer miktarda artış meydana gelerek vuruntulu bir yanmaya sebep olmaktadır. Ek olarak, açığa çıkan NO_x emisyonlarındaki düzelmeleri ortadan kaldırmaktadır [28, 30, 31].

Yakıtın yanma başlangıç kontrolü konvansiyonel CI motorlarda yakıt enjeksiyon sistemi sayesinde yapılır iken SI motorlarda ise buji kıvılcımı desteğiyle yapılmaktadır. Mevcut konvansiyonel iki motor türlerinden farklı olarak HCCI motorlarda yanma başlangıcı homojen bir dolguda kendi kendine gerçekleşmekte ve dolgunun zamana bağlı sıcaklık ilerlemesiyle ilişkili olarak düşük sıcaklık oksidasyon kimyasından kayda değer ölçüde etkilenmektedir. Dizelde olduğu gibi kendi kendine tutuşma yeteneği yüksek olan yakıtların tercih edildiği çeşitli HCCI uygulamalarında ateşleme erken meydana gelmekte olup tutuşma zamanı gecikmesinin artırılmasını sağlayabilmek amacıyla sıkıştırma oranın azaltılması veya egzoz gaz devridaiminin soğutulmasına ihtiyaç duyulmaktadır. Kendi kendine tutuşma özelliği az olan benzin gibi yakıtların kullanıldığı koşullarda ise yakıtın tutuşmasını sağlayabilmek amacıyla çoğunlukla emme giriş sıcaklığının ısıtılması veya egzoz gazı devridaimi uygulamasının soğutulma işlemi uygulanmadan kullanımı zaruri olmaktadır. Yanma başlangıç kontrolünü zorlaştıran bir diğer etmen ise düşük sıcaklık reaksiyonlarının uzun bir zaman aralığında gerçekleşmesidir [28].

HCCI motorlarda yanma fazı kontrolünü sağlamak için kullanılan iki ana yaklaşım Şekil 4.3'te şematik olarak gösterilmektedir. İlk grupta yer alan uygulamalarda yakıt ve özellikleri ile ilişkili olarak yakıtın tepkiselliğini kontrol edilmesini kapsamaktadır. İkinci grup uygulamalarda ise emme havası giriş sıcaklığı, enjeksiyon zamanlaması, değişken sıkıştırma oranı ve farklı supap zamanlaması gibi metotları kapsamaktadır. Silindir dolgusunun sahip olduğu kimyasal kompozisyon ve termodinamik şartlara bağlı olarak kimyasal reaksiyonların başlangıcı meydana gelmektedir [28, 31].



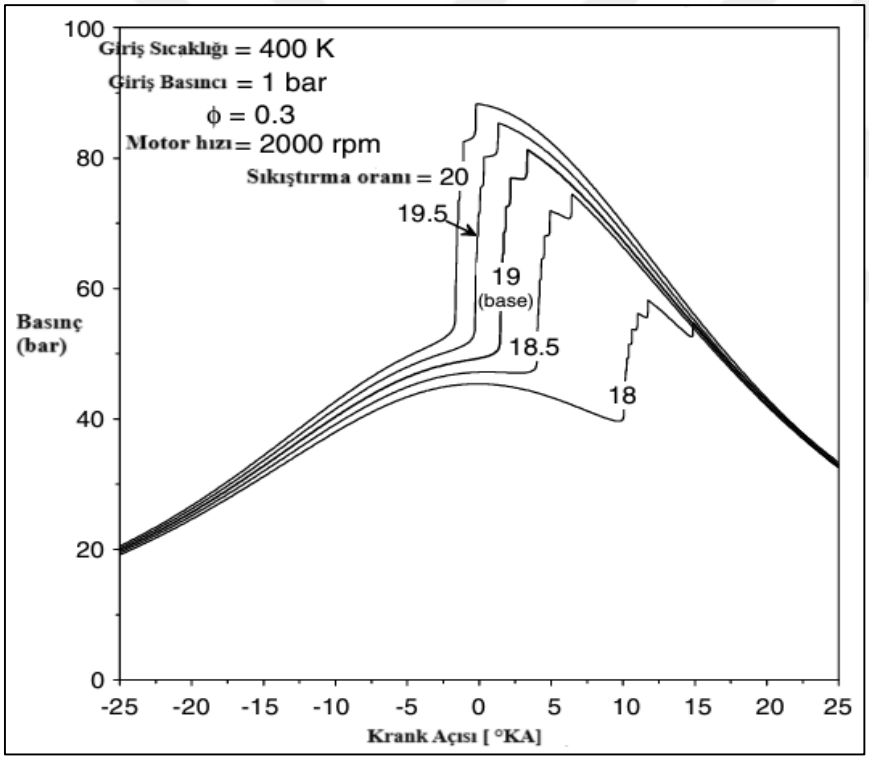
Şekil 2.4. HCCI yanma fazı kontrol yöntemleri [31]

2.3.1. Sıkıştırma oranı etkisi

Sıkıştırma oranları SI motorların vuruntu müşkülatından dolayı kısıtlandırılmaktadır. Bundan dolayı, CI motorlara kıyasla ısıl verimleri daha düşük olmaktadır. HCCI motorlarda ise yanma başlangıç kontrolü ve kendiliğinden yanmanın eş zamanlı gerçekleşmesi amacıyla sıkıştırma oranlarında artışlar yapılabilmektedir. Bu sayede, HCCI motorların ısıl verimlerinde artışlar meydana gelmektedir. Sıkıştırma oranındaki artış ile sıkıştırma sonu sıcaklığında artış meydana gelmektedir ve kendiliğinden tutuşma koşulları yanma odasında gerçekleştirilebilmektedir [32-35]. Sıkıştırma sonucunda oluşan silindir içi basınç değerinin sıkıştırma oranları ile direkt bağlantılı olduğundan sıkıştırma oranlarında meydana gelen değişimlerin hem dolgunun tutuşma zamanına hem de maksimum silindir

basıncı üzerine önemli oranda tesiri olmaktadır.

Hountalas ve arkadaşları tarafından gerçekleştirilen çalışma ile hidrojenle çalışan bir HCCI motorun performansını, yanma özelliklerini ve açığa çıkan emisyon miktarlarını tespit etmek maksadıyla bir araştırma gerçekleştirmişlerdir. Araştırmada farklı parametrelerin yanma süreci üzerindeki etkisini belirlemek amacıyla çok bölgeli modelleme kullanmışlardır. Yapılan çalışma sonucunda çeşitli sıkıştırma oranları için silindir içi basınç değişiminin şematik gösterimi Şekil 2.5'te görülmektedir. Şekil 2.5'ten faydalanarak sıkıştırma oranında meydana gelen artışın, maksimum silindir basıncında artışlar meydana getirdiği ve bunun sonucu olarak erken konumlarda tutuşma başlattığı sonucuna ulaşılabilmektedir [36].

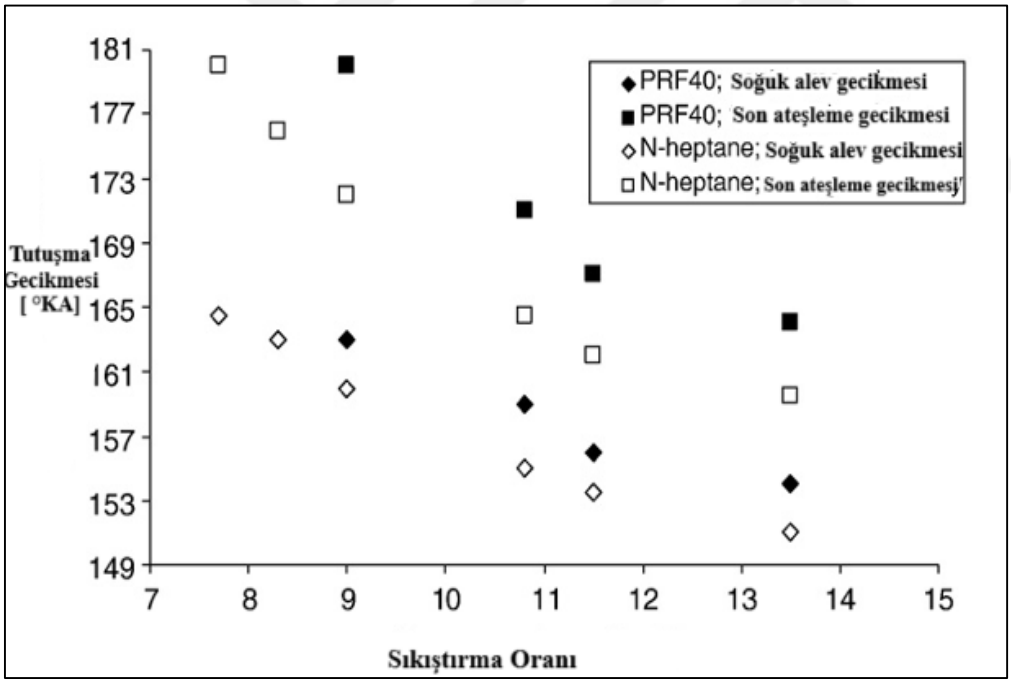


Şekil 2.5. Sıkıştırma oranının silindir basıncı üzerine etkisi [36]

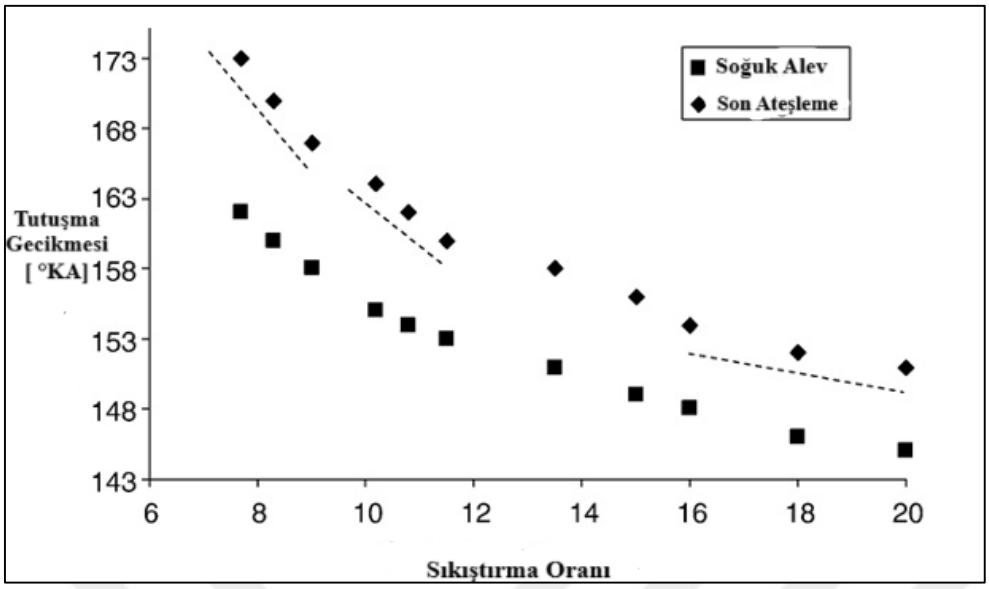
Sıkıştırma oranının artması sonucu oluşan iki ana durum şunlardır: silindir içerisindeki dolgunun yoğunluğunun artması sonucu silindir içerisindeki sıcaklığın yükselmesi ve silindir içerisinde kalan art gaz oranının değişimidir. Sıkıştırma oranın artması ile kalan art gaz oranları düşmektedir. Art gazların oranı azalırken yakıtın kendi kendine tutuşması kolaylaşmaktadır. Yüksek sıkıştırma oranlarında ise art gazların yoğunluğu artış göstermekte ve silindir içerisinde daha yüksek aktif bileşene sebep olmaktadır Öte yandan,

art gazlarının yoğunluğundan dolayı silindir içerisindeki bileşen artışı tutuşmayı zorlaştırmaktadır. Fakat, yakıtın tutuşması açısından sıkıştırma oranının tesiri art gazların tesirinden daha fazladır. Kısaca, sıkıştırma oranının artmasıyla birlikte yakıtın tutuşması daha kolay hale gelmekte ve daha erken bir konumda tutuşma meydana gelmektedir [37, 38].

Cavadiasa ve Machrafi tarafından yapılan çalışmada farklı giriş sıcaklıkları, eşdeğerlilik oranı ve sıkıştırma oranı değerlerini HCCI motorda test ederek meydana gelen basınç, ısı dağılımı ve tutuşma gecikmeleri üzerine etkilerini araştırmışlardır. Araştırmada n-heptan ile PRF40 yakıtlarını kullanmışlardır. Yapılan çalışmalar sonucunda çeşitli sıkıştırma oranları için tutuşma gecikmesinin değişiminin şematik gösterimi Şekil 2.6 ve Şekil 2.7'te görülmektedir. Şekil 2.6 ve Şekil 2.7 incelendiğinde tutuşma gecikme süresinin sıkıştırma oranın artmasıyla birlikte azaldığı sonucuna ulaşılmaktadır [38].



Şekil 2.6. HCCI motorda n-heptan ve PRF40 yakıtlarının kullanımında farklı sıkıştırma oranlarının tutuşma gecikmesine olan etkisi (70°C giriş sıcaklığında ve 0.33 eşdeğerlik oranında) [38]

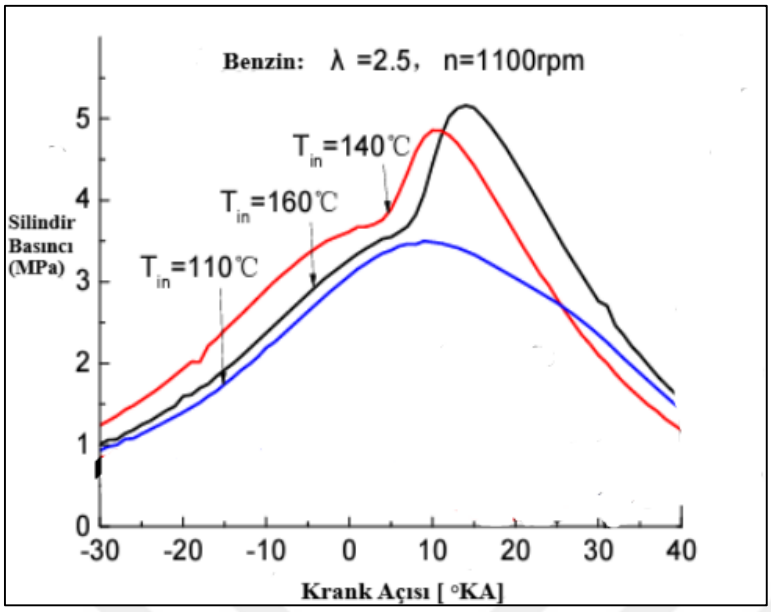


Şekil 2.7. HCCI motorda n-heptan yakıtı kullanımında farklı sıkıştırma oranlarının tutuşma gecikmesine olan etkisi (70°C giriş sıcaklığında ve 0.41 eşdeğerlik oranında) [38]

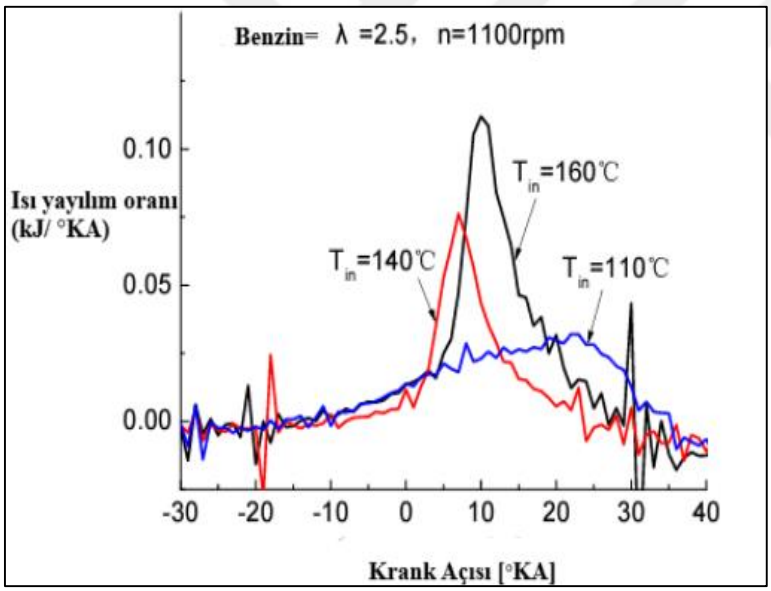
2.3.2. Emme giriş sıcaklığının etkisi

HCCI yanma işlemi homojen karışımın yanma odasında kendiliğinden tutuşarak yanması ile gerçekleşir. Bu yanma işleminde homojen karışımın tutuşma sıcaklığına erişeceği süre motor performansı açısından önem arz etmektedir. Tutuşma başlangıcının kontrolü için emme hava sıcaklığının arttırılması ile yanma başlangıç süreci ve konumu öne alınabilmektedir.

Zhang ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada benzin, etanol ve metanol yakıtları kullanılarak HCCI motorda farklı dolgu giriş sıcaklıklarının HCCI yanmasındaki etkisini analiz etmişlerdir. Yapılan çalışmaya ait benzin yakıtı kullanımı sonucunda emme giriş sıcaklığının silindir basıncı üzerindeki etkisi Şekil 2.8'de ve ısı yayılım oranına etkisi de Şekil 2.9'da gözükmektedir [39].

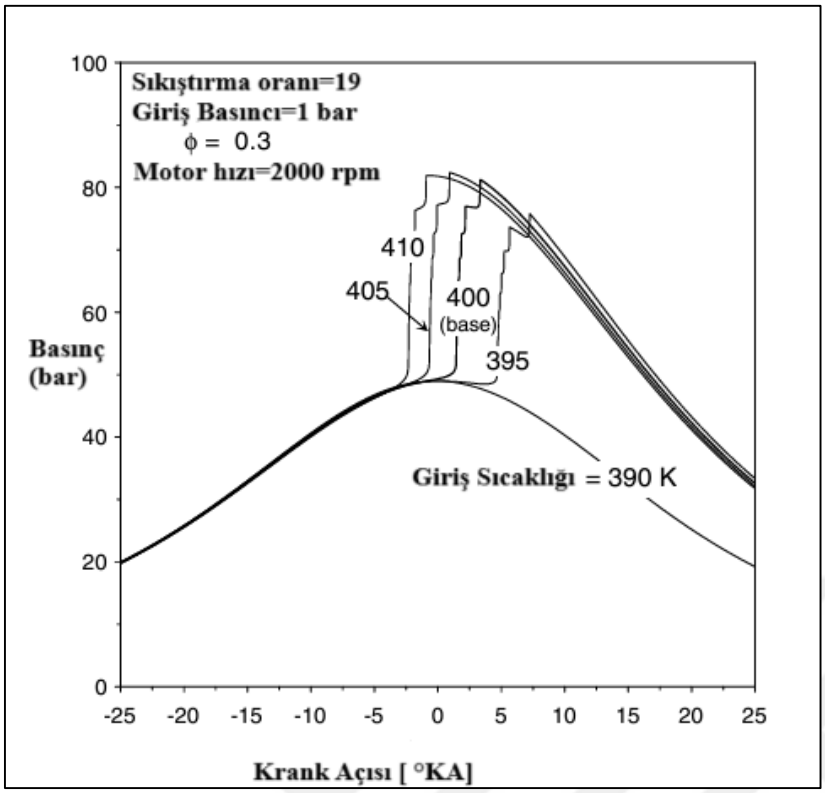


Şekil 2.8. Emme havası giriş sıcaklığının HCCI motorda silindir basıncına etkisi [39]



Şekil 2.9. Emme havası giriş sıcaklığının HCCI motorda ısı yayılım oranına etkisi [39]

Şekil 2.8 incelendiğinde silindirdeki giriş sıcaklığının 110 °C'den 160 °C'ye çıkartılması ile birlikte sıkıştırma sonunda sıcaklık artışının meydana geldiği ve bu artışın maksimum silindir basıncını da arttırdığı anlaşılmaktadır. Şekil 2.9'a bakıldığında ise emme hava giriş sıcaklığının yakıtın kendi kendine tutuşma zamanını doğrudan etkiledi gözükmektedir. Dolgu sıcaklığında meydana gelen artış sonucunda sıkıştırma işlemi daha yüksek bir sıcaklıkta başlamakta ve silindirdeki dolgu daha erken tutuşmaya başlamaktadır. Kısaca, tutuşma zamanı daha erken bir konumda gerçekleşmektedir.



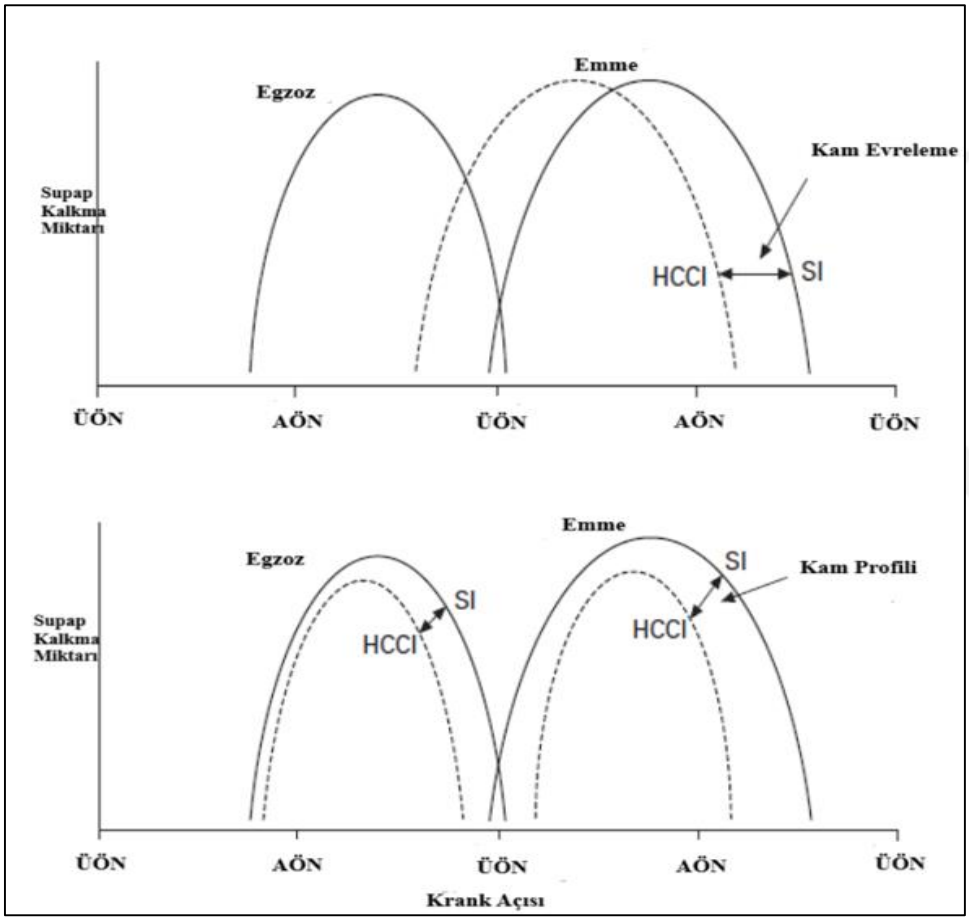
Şekil 2.10. Giriş sıcaklığının silindir basıncı üzerine etkisi [36]

Hountalas ve arkadaşları tarafından HCCI motorda hidrojen yakıtı için gerçekleştirilen çalışma sonucunda çeşitli giriş sıcaklıkları için silindir içi basınç değişiminin gösterimi Şekil 2.10'da görülmektedir. Şekil 2.10'da dolgu giriş sıcaklık artışı sonucunda emme supabının erken kapanışında tutuşma başlangıcının avansa alınabildiği ve sıcaklık artışına bağlı olarak silindir basınç artışı sonucu daha erken konumlarda tutuşmanın başlandığı sonucu ulaşılabilmektedir [36].

2.3.3. Supap zamanlamasının etkisi

HCCI motorlarda yüksek yüklerde meydana gelebilen vuruntu ve düşük yüklerde meydana gelebilen ateşlememe sorunlarının çözüme kavuşturulabilmesi ve geniş çalışma aralığının elde edilebilmesi amacıyla farklı supap yapıları tercih edilebilir. Supapların açılıp kapanma durumları ve açık kalma anları, yanmış olan gazların atılması ve yanma odasına dolgunun alınması süreçlerinde, artık gaz ve dolgu miktarlarını direkt etkilemektedir. Nihayetinde silindir içerisinde bulunan dolgunun kendiliğinden tutuşması açısından supapların açık kalma süreleri ve zamanlaması ciddi bir ehemmiyet ifade etmektedir [40].

Hem art gaz kısmını hem de sıkıştırma oranını düzenlemek amacıyla değişken supap zamanlaması (VVT) aygıtı kullanılır. Bu aygıtın bir türü değişken kam zamanlaması (VCT) diğer türü ise kam profili değiştirme (CPS) olarak bilinmektedir. CPS kullanmanın VCT kullanımına göre bir avantajı bulunmaktadır. Bir CPS kullanımı ile yanma moduna geçiş ihtiyacı bir çevrim içinden supap zamanlaması değiştirilerek karşılanabilir iken bir VCT kullanımında mod geçişi problem olabilmektedir. VCT ve CPS kullanılan HCCI ve SI modlarındaki supap kaldırma eğrileri Şekil 2.11'de gösterilmektedir [32].



Şekil 2.11. VCT ve CPS kullanılan HCCI ve SI motorunda supap kaldırma miktarları [32]

Supapların açılma ve açık kalma sürelerini, kalkma miktarlarını ve kapanma zamanlarını, kullanılan kam profilleri sayesinde belirlenebilmektedir. Şekil 2.11'den faydalanarak SI motorlar için supapların kalkma miktarlarının, açık kalma sürelerinin yüksek olması ile pozitif supap bindirmesi (PVO) gerektiğine ancak HCCI motorlar için ise supapların kalkma miktarlarının, açık kalma sürelerinin kısa olması ile negatif supap bindirmesi (NVO) gerektiği sonucuna ulaşılabilmektedir [32].

Çınar ve arkadaşları tarafından yapılan çalışma ile artık gaz fraksiyonunun HCCI yanma üzerine etkileri deneysel yöntemle incelemişlerdir. Bu araştırmada supap kaldırma kuvveti azaltılmış iki farklı kam mekanizması kullanmışlar ve supap kalkma miktarlarını incelemişlerdir. Deneysel incelemeler ile birlikte düşük kaldırma kamları kullanılarak HCCI yanmanın kontrol edilebileceğini, egzoz gazların silindirde hapsedilmesi ile HCCI çalışma aralığını genişletebileceğini ve yüksek motor yüklerinde vuruntudan kaçınmak amacıyla egzoz gazlarını HCCI motorda hapsederek kararlı bir yanmanın sağlanabileceği sonucuna varmışlardır [41].

2.3.4. Egzoz gazı geri dönüşümün (EGR) etkisi

HCCI motorların en önemli avantajı yüksek verimlerde düşük NO_x emisyonları ile çalışabilmesidir. HCCI motorların en büyük dezavantajları ise tutuşma zamanlamasını geniş bir yük ve hız aralığında kontrol etme problemi ile nispeten düşük İMEP değerleri ve yüksek yanmamış HC ve CO emisyonlarıdır. EGR'nin sadece hava yerine kullanılması sonucu yanma hızında yavaşlamaya sebep olmakta ve daha düşük hava/yakıt oranının kullanılması ile yüksek yüklerde kullanım kısıtını azaltmaktadır. Yüksek eşdeğerlik oranında EGR kullanımı ile yüksek yüklerde oluşan vuruntu engellenerek gürültü problemi azaltılmakta ve İMEP değerlerinde artış meydana gelmektedir. Ek olarak, maksimum silindir basıncı düştüğü için basınç artış oranı ve ısı yayılım oranlarında düşüşler meydana gelmekte ve kararlı yanma durumu artmaktadır. Böylelikle, tutuşma gecikmesi süresi uzamakta ve daha geç krank açısı konumlarında tutuşma zamanı gerçekleşmektedir[30].
Çoğunlukla EGR uygulaması harici ve dahili olan iki çeşit yöntem ile kullanılmaktadır. Harici EGR yönteminde manifoldda bulunan egzoz gazlarının belli bir miktarı ayrılır, eğer ihtiyaç duyuluyorsa soğutulur ve ardından emme kısmında taze dolgu ile karıştırılır. Soğutulma işleminde yanma sıcaklıklarının azaltılması ile ilave bir katkı sunmaktadır. Dahili EGR yönteminde ise emme ve egzoz supap zamanlamasıyla ilişkili olarak ya önceki döngüden kalan sıcak egzoz gazlarının belli bir kısmının silindir içerisinde kalması ya da manifold üzerinden geri emilmesi ile yapılmaktadır [28].

HCCI yanma durumunda EGR'nin şu dört değerli etkisi bulunmaktadır: ısı kapasitesi etkisi, dolguyu ısıtma etkisi, seyreltme etkisi ve kimyasal etki [28].

Isı kapasitesi etkisi

Yanmış olan egzoz gazlarının sıkıştırma ile yanma aşamasında silindirde bulunan dolgu ile beraber sıcaklığı artmaktadır. Yanmış egzoz gazlarında bulunan karbondioksit (CO_2) ve su buharının (H_2O) özgül ısı kapasite değerlerinin yüksek olması sebebiyle silindir içerisinde bulunan dolgunun toplam ısı kapasitesi de yüksek olmaktadır. Ek olarak, daha düşük sıkıştırma sonu sıcaklığı ve yanma sıcaklık değerleri oluşmaktadır. Bundan dolayı, ısı yayılım oranı ile birlikte maksimum silindir basınç artış oranının $(dP/dt)_{max}$ daha düşük olması sağlanabilmektedir. Eğer EGR kullanım oranı yüksek olursa, yanma süresi ısı kapasitesinden dolayı genişlemektedir [43, 44].

Dolguyu ısıtma etkisi

Soğuk hava girişi ile yüksek sıcaklıkta olan yanmış egzoz gazları karıştığında giriş dolgusunun sıcaklığında artış meydana gelmektedir. Isıtma etkisi, dolgunun kendi kendine tutuşması sürecinin daha önceden olmasına neden olabilmektedir ve soğutulmamış EGR yöntemi için fazlasıyla önemlidir. Ek olarak, ısı salınım oranı ve maksimum basınç oranı değerlerinin artmasına yol açmakta ve yanma süresinin daha kısa sürede gerçekleşmesine sebebiyet vermektedir [43].

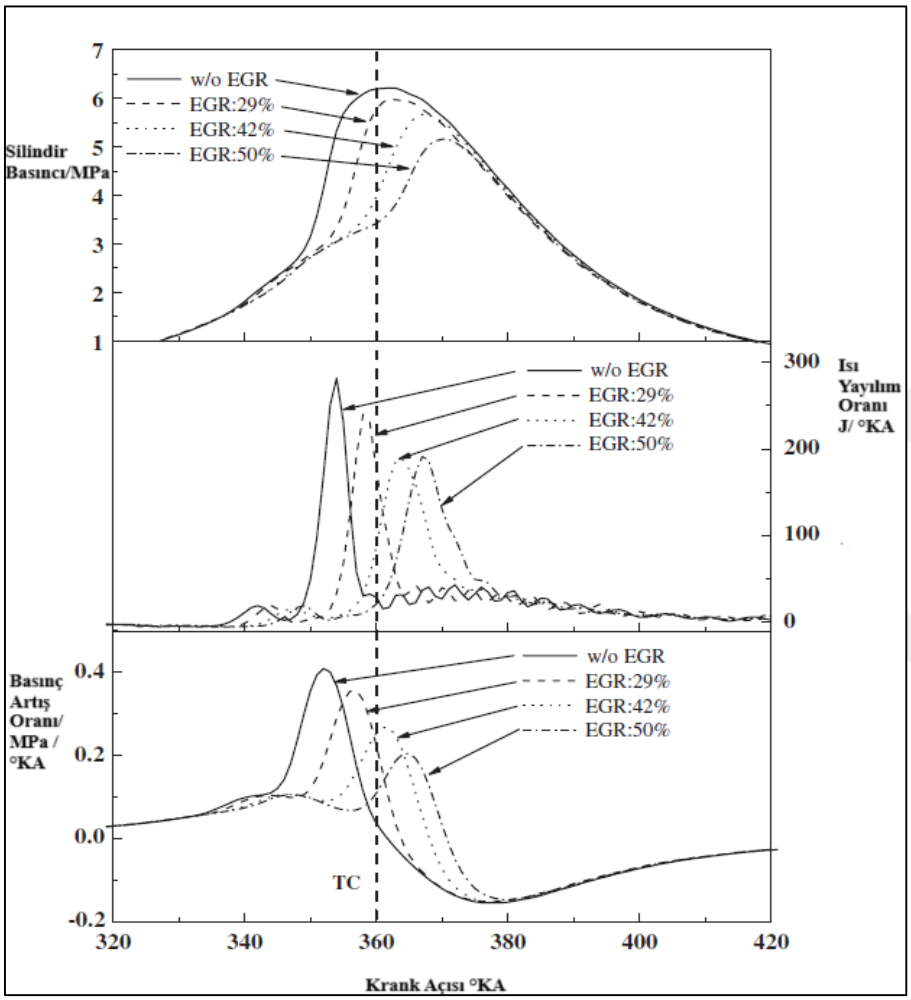
Seyreltme etkisi

Silindir içerisine alınan yanmış gazlar, yanma odasında dolgunun bir parçasının yerini alması ile oksijen konsantrasyonunda azalmaya sebebiyet vermektedir. Konsantrasyonda meydana gelen bu azalma HCCI yanmada kendi kendine yanma zamanını belirgin ölçüde etki etmemektedir. Ancak, EGR kullanım oranının yüksek olduğu durumlarda yanma süresini uzatmakta ve ısı yayılım oranlarında azalışlar meydana getirmektedir [43, 45].

Kimyasal etki

Yanmış gazlarda mevcut olan aktif yanma ürünleri, daha sonraki yanma döngüsünde kimyasal reaksiyonlara dahil olabilmektedir. EGR uygulamalarında harici ve soğutulmuş yöntemlerde çoğunlukla kimyasal olarak inert gazlar oluşmaktadır ve oluşan bu gazların kimyasal olarak bir etkisi bulunmamaktadır. Dahili EGR uygulamalarında ise geri

dönüştürülmüş yanmış gazların içerisinde kimyasal olarak kısa ömürlü aktif bileşenler mevcut olduğu için kendi kendine tutuşmasının daha erken gerçekleşmesine sebep olabilmektedir [28, 44].



Şekil 2.12. HCCI yanma sürecinde soğutulmuş harici EGR'nin etkisi [46]

Shi ve arkadaşları tarafından yapılan çalışma sonucunda EGR kullanımının HCCI motorda silindir basıncına, ısı yayılım oranına ve maksimum basınç artış oranına etkisi Şekil 2.12'de gösterilmektedir. Şekil 2.12'den faydalanarak EGR oranında artış yapılması ile birlikte maksimum silindir içi basınç değerinde düşüşler meydana geldiği ve EGR oranın artması ile hem LTO hem de HTO aşamalarının gerçekleşmesinde gecikmeler yaşandığı ve sürelerinin uzadığı gözükmektedir. Dolayısıyla maksimum ısı yayılım oranında, yanma süresinin uzamasına bağlı olarak düşüşler meydana gelmekte ve HCCI yanma aşamasının daha geç bir krank açısında oluşmasına sebep olmaktadır.

2.3.5. Yakıtların etkisi

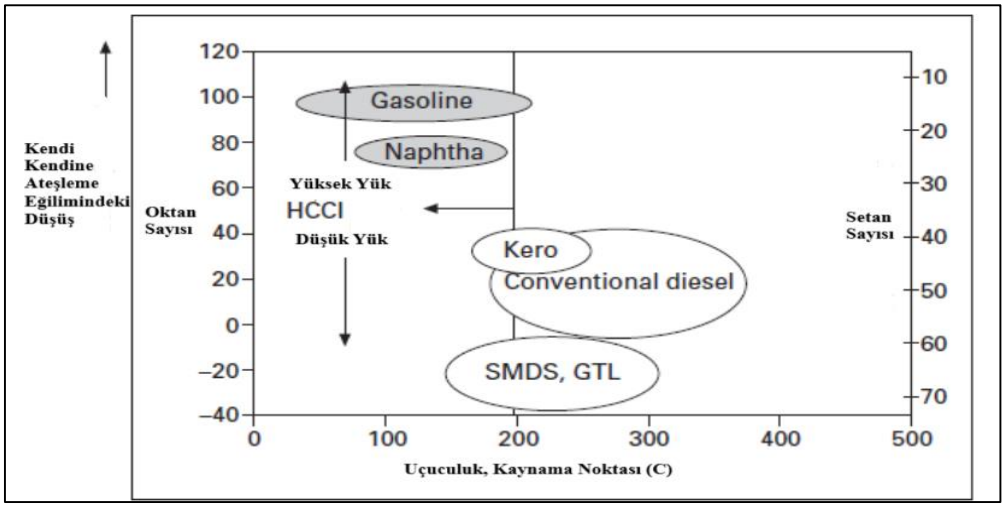
Yakıtlar, iki ana grup olarak şu şekilde sınıflandırabilir: benzin türüne yakın olan yakıtlar ve dizel türüne yakın olan yakıtlar. Benzin türüne yakın olan yakıtlarda tek kademeli ısı yayılım profili göze çarparken dizel türüne yakın yakıtlarda ise çift kademli ısı yayılım profili gerçekleşmektedir. Bunun sebebi yakıtların sahip oldukları kimyasal özelliklerden kaynaklanmaktadır. SI motorlarda yakıtın kendiliğinden tutuşmasının önüne geçmek amacıyla benzin gibi yüksek oktan ve düşük setan değerlerine sahip yakıtlar tercih edilirken CI motorlarda ise SI motorların tam tersine dizel gibi düşük oktan ve yüksek setan değerlerine sahip olan ve yakıtın kendiliğinden tutuşmasını sağlayabilecek yakıtlar tercih edilmektedir [26, 28].

HCCI motorlarda, motorun çalışma koşulları ve tasarım özelliklerine bağlı olarak yakıtın kendiliğinden tutuşma durumu değişiklik göstermektedir. HCCI motorlarda düşük yüklerde oluşabilen ateşlememe ve yüksek yüklerde oluşabilen vuruntu problemlerinden dolayı çalışma şartları belirli sınırlar aralığında kalmaktadır. Geniş bir çalışma alanında kullanım gösterebilmesi için HCCI motor konsepti çift modlu bir motor olarak kullanılabilmektedir. Düşük yüklerde CI veya SI motor modunda, kısmi yüklerde HCCI yanma modunda ve yüksek yüklerde ise buji ile ateşlemeli geleneksel alev yayılım modunda veya sıkıştırma ile ateşlemeli dizel yanma modunda kullanılabilmektedir. Bundan dolayı, geniş çalışma bölgelerinde HCCI motor kullanımı için farklı yakıt kompozisyonlarına ihtiyaç duyulmaktadır [26, 28]. HCCI motorun çalışma bölgeleri ile yakıt özellikleri arasındaki bağıntı Çizelge 2.2’de gösterilmektedir.

Çizelge 2.2. HCCI çalışma bölgeleri ile yakıt özellikleri arasındaki korelasyonlar [47]

	Düşük Hız Düşük Yük	Düşük Hız Yüksek Yük	Yüksek Hız Yüksek Yük	Yüksek Hız Düşük Yük
Motor Oktan değeri	-			-
Setan indeksi	+	-		+
Isıl değer	+	-		+
Orta Kaynama noktası	+	-		+
Final Kaynama noktası				
C%	+	-	-	+
H%	+	-		+
O%	-	+	+	-
Alt ısıl değer (LHV)	-	+		-

HCCI yanmada çift yakıt kullanımı ile çalışma aralığı genişletilebilmektedir. HCCI yanma modunda alternatif yakıtların birçoğu çift yakıt olarak kullanılabilir. Çift yakıt kullanımlarında benzin yakıtı ile birlikte tutuşmayı kolaylaştırıcı ve dizel yakıt ile birlikte tutuşmayı geciktirici bir yakıt eklemek mümkündür. Fakat, çift yakıtlı motorda tercih edilecek olan yakıtların uyumlu olması gereklidir. Bu yüzden, yakıt ve yakıt ilavesinin HCCI motor üzerindeki etkileri için çeşitli çalışmalar göz önüne alınarak tercih yapılabilir [47, 48].



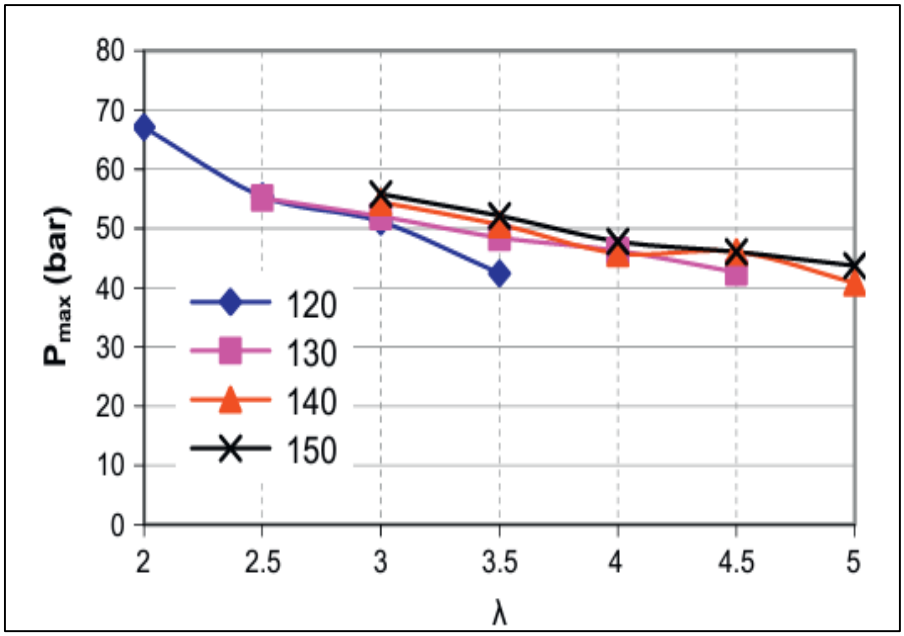
Şekil 2.13. Farklı yakıtların kendiliğinden tutuşma kalitesi ve uçuculuk özellikleri [32]

HCCI motorlarda diğer yakıtlarla etkin bir biçimde karışabilen benzin yakıtı, çift yakıt kullanımlarında geniş ölçüde tercih edilmektedir. Bu sebeple, tam HCCI yanmada dizel yakıta göre benzin yakıtının kullanımı daha makuldür [32].

Farklı yakıtlara ait kendiliğinden tutuşma kalitesini ve uçuculuk özelliklerini gösteren grafik Şekil 2.13'de gösterilmektedir. HCCI çalışmada yüksek yüklere ulaşmanın ana zorluk oluşturulabileceği düşünülüyorsa, karışım oluşturma kolaylığı ve motor kontrolünü biraz kolaylaştıracak esnek ateşleme kalitesi göz önüne alınarak, Şekil 2.13'de yer alan yakıtlar şu şekilde sıralanabilir; benzin, naftan, gazyağı, uygun GTL kesintileri, geleneksel dizel. Bununla birlikte, grafikten görüleceği üzere GTL bileşenleri yüksek setan sayıları sahiptir, fakat uçuculuğu benzin aralığındadır. Dolayısıyla, değişken otomatik ateşleme kalitesine sahip nispeten uçucu yakıtların karıştırılmasında biraz daha esneklik sunabileceği sonucuna ulaşılabilir [32].

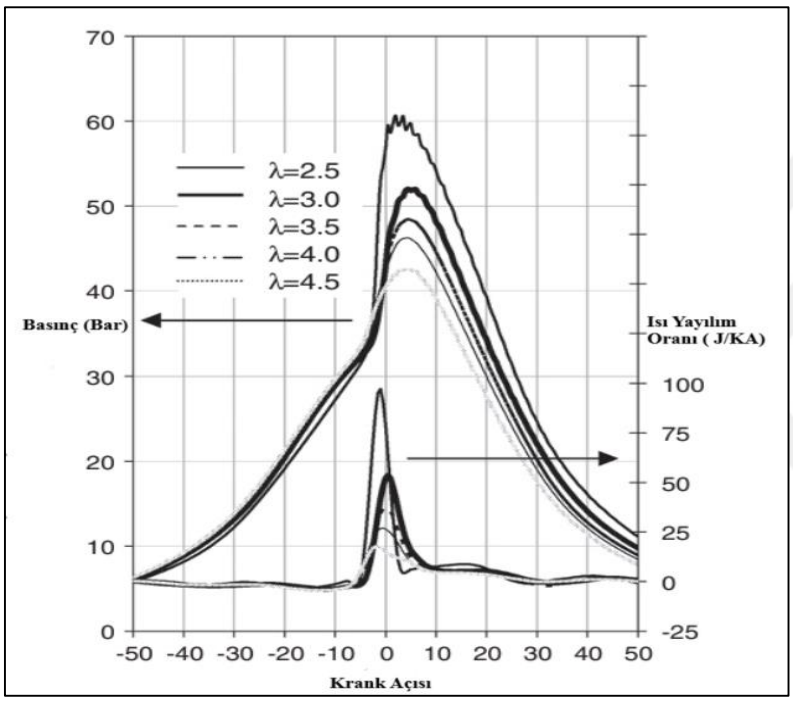
2.3.6. Hava/yakıt oranının etkisi

HCCI motorların SI motorlardan farklı olarak yakıtın kendiliğinden tutuşması işleminde silindir içi sıcaklık ve basınç değerlerine ek olarak dolgunun kimyasal özelliklerinden de önemli oranda etkilenmektedir. Fakir karışımlarla çalıştırılan HCCI motorlar, SI motorlara kıyasla daha yüksek motor verimine ve daha düşük yakıt tüketimine sahip olurlar. Ancak, açığa çıkan emisyonlar açısından değerlendirildiğinde ise karışımın fakirleşmesi ile yanmamış HC ve CO emisyonlarında artışlar meydana gelmektedir. Zengin karışımlarla çalıştırılan HCCI motorlarda ise yanma zamanı daha erken oluşmakta ve fakir karışıma kıyasla daha az yanmamış HC ve CO oluşmaktadır[32,48].



Şekil 2.14. HCCI motorda farklı hava/yakıt oranları (λ) için maksimum silindir basınç değerleri [49]

HCCI motorda farklı hava/ yakıt oranları ve farklı emme giriş sıcaklıkları için etanol yakıtı kullanımı sonucunda motorda meydana gelen değişimler, Maurya ve Agarwal tarafından yapılan araştırma ile incelenmiştir. Bu çalışmaya ait hava/yakıt oranının maksimum silindir basıncına etkisi Şekil 2.14'te görülmektedir. Grafik incelendiğinde farklı emme giriş hava sıcaklıklarında P_{max} değerlerinin çeşitli hava/yakıt oranları için hemen hemen aynı olduğu sonucuna ulaşılabilmektedir. Ayrıca, hava/yakıt oranındaki değişimlerin emme giriş havası sıcaklığıyla birlikte maksimum silindir basıncı üzerinde etkin olduğu anlaşılmaktadır.



Şekil 2.15. HCCI motorda farklı hava/yakıt oranları için basınç–krank açısı ve ısı yayılım oranı grafiği (Yakıt: etanol ve giriş sıcaklığı:130°C) [49]

HCCI motorda etanol yakıtı kullanımında farklı hava/yakıt oranlarında oluşan basınç-krank açısı ve ısı yayılım oranı grafiği Şekil 2.15'te gösterilmektedir. Grafik göz önüne alındığında hava/yakıt oranında artışlar meydana geldikçe maksimum silindir basıncının azalmakta olduğu çünkü kendiliğinden ateşleme için yeterli yakıta sahip olmadığı anlaşılmaktadır. Hava/yakıt oranında azalma meydana geldikçe karışımın daha zengin hale gelmekte olduğu ve maksimum silindir basıncında artışlar meydana geldiği görülmektedir. Dolayısıyla, daha zengin karışımın daha fakir karışımla karşılaştırıldığında yanma odasındaki çeşitli konumlarda büyük miktarda yakıtın kendiliğinden tutuştuğu için herhangi bir emme havası sıcaklığında en zengin karışım için yanma hızının veya ısı salınım hızının daha yüksek olacağı anlaşılmaktadır [49].

2.3.7. Motor hızının etkisi

HCCI yanma prosesinde motor hızının doğrudan bir etkisi olmamasına karşın dolaylı bir tesiri bulunmaktadır. Silindirde bulunan hava ile yakıtın karışması için ihtiyaç duyulan süre, motor hızının artmasıyla birlikte azalışa geçmektedir. Ek olarak, motor hızındaki artışın silindirdeki yakıt-hava karışımında türbülansa sebep olmakta ve sonrasında oluşan türbülanstaki artışlarla birlikte yanma prosesinin erken bir konumda gerçekleşmesine zemin hazırlamaktadır. Dahası, silindirdeki hacmin azalmasıyla birlikte yakıtın kendiliğinden tutuşmaya başladığı süre ile sıkıştırmanın başlangıç zaman farkı azalmaktadır. Dolayısıyla, motor hızında meydana gelen artışlarla birlikte yakıtın kendiliğinden tutuşma sıcaklığının belli oranda düştüğü öngörülmektedir. Motorda yüksek motor hızlarının kullanılması sonucu yakıtın kimyasal kompozisyonuna bağlı olarak ateşlememe meydana gelmekte ve bunun sonucunda motorun performansında düşüşlere sebep oluşturabilmektedir. Bu sebeple, motor hızındaki artışlar sonucu yakıtın kendiliğinden tutuşma olasılığının azaldığı ve motor veriminde düşüşlere sebep olduğu ifade edilebilmektedir [28, 32].

3. LİTERATÜR TARAMALARI

Roslan ve arkadaşları tarafından tek silindirli dört zamanlı dizel motoru ile tek bölgeli hesaplama modeli kullanarak sabit motor hızında farklı emme yük sıcaklığı, motor yük durumları ve egzoz gaz devridaimi (EGR) oranları kullanılarak n-bütanol yakıt ile çalışan HCCI motorunun yanma karakteristiği üzerindeki etkilerini incelemek üzere bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bu modelde, silindir içi ısı transferini tahmin etmek için Woschni GT ısı transfer modeli kullanılmıştır. Kullanılan ısı transfer modeli, üzerinde değişiklik yapılmış olan klasik bir Woschni ısı transfer modelidir ve bu modelde ısı transferinin supapların açılma periyodu sırasında emme supapları aracılığıyla içeri akış hızları ve egzoz supapları yoluyla geri akış ile arttırılmış olduğu görülmüştür. Çalışma sonucunda; artan motor yüklerinin silindir basıncını arttırdığını, yanma fazını ilerlettiğini ve sabit hızda çalışmak için hava/yakıt oranının azaltmaya ihtiyaç duyduğunu fark etmişlerdir. Ek olarak, artan emme sıcaklığının, HCCI motorun yanmasını arttırdığını çünkü reaksiyon hızını arttırmış olduğu ve reaksiyon hızını azaltan seyreltme etkileri sebebiyle daha yüksek EGR oranlarında daha yavaş yanmanın meydana geldiği sonucuna ulaşmışlardır [50].

Calam tarafından yapılan çalışma ile aseton yakıtının HCCI motorunda yanma, çalışma aralığı ve egzoz emisyonları üzerine etkileri deneysel olarak incelemiştir. HCCI motoru, tek silindirli benzinli bir motordan dönüştürmüştür. Yakıt sistemi olarak port yakıt enjeksiyon sistemini kullanmıştır ve bu sistem sayesinde silindirde homojen hava yakıt karışımı sağlamıştır. Aseton'u, n-heptane yakıtı ile karıştırarak oktan sayısını 50'ye düşürmüştür ve referans yakıt olarak RON50 (%50 n-heptan, %50 izo-oktan karışımı) kullanmıştır. HCCI motorunu sabit 350 K giriş sıcaklığında ve 800 ila 1800 rpm motor devirleri arasında çalıştırmıştır. HCCI yanmayı kontrol etmek amacıyla üç farklı sıkıştırma oranı (CR=11,12,13) kullanmıştır. Ek olarak, farklı motor hızları ve farklı lamda değerleri uygulayarak deneyleri yapmıştır. Deneyler sonucunda; sıkıştırma oranı arttıkça HCCI motorunun çalışma aralığının arttığını ancak artan sıkıştırma oranının yanma başlangıcını arttırdığı için teorik ortalama efektif basıncı (IMEP) azalttığını gözlemlemiştir. Ek olarak, Asetonun yüksek sıkıştırma oranlarında HCCI çalışma aralığını genişlettiğini gözlemlemiştir. Motor hızı arttıkça, çalışma aralığının daraldığı çünkü yüksek motor devirlerinde HCCI yanma için yeterli zamanın olmadığı aktarmıştır. Aseton ve RON50 yakıtları ile birlikte sıkıştırma oranın 13 ve lamda değerinin 2.2 olduğu koşullar altında maksimum silindir içi basınç değerlerine ulaşmıştır. Hidrokarbon emisyon değerlerinin

lamda değişimlerinden hassas bir şekilde etkilenmekte olduğunu ve sıkıştırma oranlarının 11-12 olduğu durumlarda, RON50 yakıtının kullanımıyla birlikte maksimum hidrokarbon emisyon seviyesine ulaştığı sonucuna varmıştır. Sonuç olarak, asetonun HCCI motorlar için ideal bir yakıt olabileceğini ortaya koymuştur [51].

Solmaz tarafından yapılan çalışmada fuzel yağı yakıtının farklı sıkıştırma oranlarında kullanımı dikkate alınarak HCCI yanma özelliklerini ve motor çalışma aralığı üzerine etkilerini incelemiştir. Fuzel yağı ile n-heptan yakıtlarını karıştırılarak oktan sayısı 40 olan Fusel40 (%37.5 fuzel yağı ve %62.5 n-heptan) yakıtını elde etmiştir. Deneylerden elde edilen sonuçları, oktan sayısı Fusel40 yakıtı ile aynı olan RON40 (%40 izo-oktan ve %60 n-heptan) referans yakıtla karşılaştırmıştır. Deneylerini 350 K sabit emme sıcaklığında, 11, 12 ve 13 sıkıştırma oranlarında ve her motor hızı için ateşlememe ve vuruntu sınırları arasında lamda taraması yaparak gerçekleştirmiştir. İncelemeler sonucunda; Fusel40 yakıtının HCCI motorunun geniş çalışma aralığında RON40 yakıtından daha yüksek ısıl verim sağladığı ve Fusel40 yakıtının düşük ısıl değerine sahip olmasına rağmen HCCI motorunda kayda değer bir performans kaybına neden olmadığı sonucuna ulaşmıştır. Ek olarak, yüksek sıkıştırma oranında(CR=13) HCCI motorda fuzel yağının daha iyi bir yanma başlangıcına sebep olduğu ve aynı sıkıştırma oranlarında maksimum motor torku değerinin RON40 yakıtı ile kıyaslanması sonucu Fusel40 yakıtı için daha yüksek bir değere sahip olduğunu görmüştür. Ayrıca, HCCI motorun performansında yanma başlangıcı ve yanma faz kontrolü olmadan tek başına sıkıştırma oranının artması ile termal verimliliğinin artmayacağına tespit etmiştir. Sonuç olarak, Fuzel yağının HCCI motorlarda düşük reaktiviteli oksijenli bir yakıt olarak kullanılabileceğini ortaya koymuştur [52].

Calam tarafından yapılan başka bir çalışmada fuzel yağ yakıtı kullanımının HCCI motor konseptinde yanma, performans ve egzoz emisyonları üzerine etkilerini farklı giriş sıcaklıkları, farklı motor hızları ve farklı lamda değerleri göz önüne alarak deneysel yöntemle araştırmıştır. Deneylerinde port enjeksiyon sistemine sahip tek silindirli benzinli motordan dönüştürülen bir HCCI motor kullanmıştır. Ek olarak, 800 ila 2000 rpm motor devir aralığında, 353 K ve 373 K giriş hava sıcaklıkları ele alınarak deneylerini gerçekleştirmiştir. Çalışmada, Fuzel yağ ile n-heptan yakıtlarını karıştırarak F20 (%20 fuzel yağı, %80 n-heptan), F40 (%40 fuzel yağı, %60 n-heptan), F60 (%60 fuzel yağı, %40 n-heptan) yakıtlarını elde etmiştir ve referans yakıt olarak n-heptan yakıtını kullanmıştır. Araştırmalar sonucunda; Fuzel yağın ısıl değeri heptan göre daha düşük olmasına karşın,

aynı çalışma koşullarında F20 ve F40 yakıtları ile elde edilen silindir içi basınç değerleri heptana çok yakın olduğunu ve F60 yakıtının yüksek oktan sayısı sahip olmasından ötürü yanma süresinin arttığını tespit etmiştir. İlaveten, karışım yakıtlarındaki fuzel yağı miktarının artmasıyla yanmanın yavaşlayarak kontrol edilmesi sağlanmış ve termal verimliliğin arttığı sunucuna ulaşmıştır. Giriş sıcaklığı 353 K ve lamda 2.5 olduğu durumda F60 yakıtı kullanımıyla birlikte maksimum CO ve HC emisyonlarının meydana geldiğini, giriş sıcaklığının arttırılmasıyla açığa çıkan emisyon değerlerinin kısmi olarak azaldığı ve özellikle F20, F40 yakıtları için çalışma aralığının artmasına sebep olduğunu tespit etmiştir. Ek olarak, fuzel yağın zor buharlaşmasından ötürü silindir içerisindeki gaz sıcaklığının azaldığı ve bu yüzden de NO_x emisyon değerinin düştüğü sonucuna varmıştır. Deneyler sonucunda, HCCI motorlarda uygun çalışma koşulları altında fuzel yağ yakıt kullanımının yanmayı ve performansı iyileştirebildiğini tespit etmiştir [53].

Çelebi ve arkadaşları tarafından yapılan çalışma ile neftyağı kullanımı ile HCCI motorunda yanma, performans, çalışma aralığı ve egzoz emisyonları üzerine etkileri, n-heptan yakıtı ile kıyaslama yapılarak incelemişlerdir. Kullanılan test motoru için tek silindirli, dört zamanlı port enjeksiyon sistemine sahip benzinli bir motor üzerinden HCCI motor dönüşümü sağlamışlardır. Deneylerde, neftyağı ile n-heptan yakıtlarını karıştırarak N25 (%25 hafif neftyağı, %75 n-heptan), N50 (%50 hafif neftyağı, %50 n-heptan), N75 (%75 hafif neftyağı, %25 n-heptan) yakıtlarını elde etmişlerdir ve saf hafif neftyağı, n-heptan, N25, N50 ve N75 yakıtlarını kullanmışlardır. Çalışma, sabit giriş sıcaklığında 800 ila 2000 rpm arasında farklı motor hızlarında ve 1.61 ila 2.93 arasındaki farklı lamda değerlerini kullanarak yapmışlardır. Deneyler sonucunda; daha yüksek oktan sayısı nedeniyle neftyağı ilavesi ile yanma geciktirilmiş olmasına karşın HCCI yanma meydana geldiğini, N25 ve N50 test yakıtları ile daha yüksek motor devirlerinde HCCI yanma sağlandığı ve yanma süresinin yakıt karışımları ile arttığı sonucuna ulaşmışlardır. Açığa çıkan emisyonlar açısından bakıldığında, neftyağı yakıt karışımları ile CO ve HC emisyonlarının belli bir artış gösterdiğini görmüşlerdir. Sonuç olarak, neftyağı yakıtının HCCI motorda etkin bir şekilde kullanılabileceğini ve neftyağı karışımlarıyla HCCI çalışma aralığının genişletilebileceği sonucuna varmışlardır [54].

Aydoğan tarafından yapılan çalışmada n-hekzan ve n-heptane yakıt karışımlarının HCCI motorunda yanma, performans, emisyon davranışları ve motor çalışma aralığı üzerine etkilerini araştırmıştır. Araştırmayı sabit sıkıştırma oranında(CR=13), 60 ve 80°C giriş

sıcaklıklarında, 800 ila 1800 rpm arası farklı motor devirlerinde ve 1.5 ila 3.0 arasındaki farklı lamda değerlerini kullanarak yapmıştır. Deneylerde, n-hekzan ile n-heptan yakıtlarını karıştırarak H50N50 (%50 n-hekzan, %50 n-heptan), H75N25 (%50 n-hekzan, %50 n-heptan) yakıtları ile n-heptan (N100) ve n-hekzan (H100) yakıtlarını kullanmıştır. Araştırmalar sonucunda; kendiliğinden tutuşma direncinin n-heptan ile kıyaslandığında n-hekzan'ın daha yüksek olması sebebiyle daha yüksek yanma süresi oluşturduğu, n-hekzan'ın sahip olduğu yüksek oktan sayısından dolayı da yakıt karışımlarında n-hekzan ilavesi ile birlikte belirli lamda değerinde yanmayı geciktirdiği tespit etmiştir. Ek olarak, yakıt karışımlarındaki n-hekzan miktarının artmasıyla birlikte silindir içi gaz sıcaklığının düştüğünü sonucunu elde etmiştir. Açığa çıkan emisyon miktarları kıyaslandığında en düşük hidrokarbon ölçümünün H50N50 yakıt kullanımında oluştuğu ve n-heptan ile kıyaslandığında daha düşük karbonmonoksit emisyon seviyesine sahip olduğunu belirlemiştir. H50N50 ve H100 ile n-hekzan'ın ısıl değerlerinin ve yoğunluğunun düşük olması nedeniyle n-heptan ile karşılaştırıldığında daha dar çalışma aralığı oluşturmuştur. Ancak, H75N25 yakıtı için çok fakir karışım ile HCCI yanmanın sağlanabildiği ve n-hekzan'ın daha yüksek oktan sayısı sahip olması, vuruntuya karşı daha yüksek direnç göstermesi sebebiyle hem vuruntu hem de ateşlememe bölgeleri için diğer test yakıtlarına kıyasla H75N25 yakıtının daha geniş çalışma aralığı oluşturduğu sonucuna ulaşmıştır [55].

Böğrek ve arkadaşları tarafından yapılan çalışma ile n-heptan/etanol karışımlarına toluen maddesinin ilavesi ile HCCI motorun performans, çalışma aralığı ve emisyon değerlerini incelemişlerdir. İncelemeyi 350 K sabit giriş sıcaklığı, 1000 rpm sabit motor devri ve 2.25 ila 3.8 arasındaki farklı lamda değerlerini ele alarak yapmışlardır. Yüksek reaktiviteye sahip n-heptan, E10 ve T10 yakıtlar ile düşük reaktiviteye sahip E20 ve E30 yakıtlarını kullanarak yakıtların oktan sayılarına bağlı olarak düşük motor yüklerinde ateşlememe problemi ve yüksek motor yüklerinde vuruntu problemlerini dikkate alarak çalışma aralıklarını incelemişlerdir. İncelemeler sonucunda; etanol kullanımın karışım oranlarında artması ile HCCI motorunun daha yüksek motor yüklerinde çalışmasına imkan sağlamış olduğu, daha yavaş yanma reaksiyonları ve yanmayı arttıran etanoldaki oksijen miktarı ile silindir içi basınç miktarının artmış olduğunu gözlemlemişlerdir. İlaveten, en düşük ısıl değere sahip olan E30 yakıtı ile en yüksek silindir içi basınç değerine ulaşmışlar ve E30 yakıt kullanımın HCCI çalışma aralığını daralttığı gözlemlemişlerdir. Yüksek reaktiviteli yakıtlar olan n-heptan, T10 ve E10 yakıtlarının kullanılmasıyla birlikte zayıf karışım koşullarında HCCI yanmayı elde edebilmişlerdir. Ek olarak, karışım yakıtlarının sahip

olduğu reaktivite ile çalışma aralığı üzerinde önemli bir etkisi olduğunu tespit etmişlerdir. Emisyon değerleri göz önüne alındığında tüm test yakıtları için ultra düşük NO_x emisyonlarının meydana geldiği, en düşük hidrokarbon emisyon seviyesinin E30 yakıtı kullanımı ile meydana geldiğini tespit etmişlerdir. Ayrıca, tüm test yakıtlarında ultra fakir karışım koşulları altında hidrokarbon ve karbonmonoksit emisyon değerlerinin arttığını gözlemlemişlerdir [56].

Polat tarafından yapılan çalışma ile dietil eter (DEE) ve etanol yakıt karışımlarının HCCI motorunda yanma özellikleri, motor performansı ve emisyonlar üzerindeki etkilerini sabit sıkıştırma oranında (CR=13), farklı giriş hava sıcaklıklarında (333K, 353K, 373K, 393K), farklı lamda değerleri (1, 2) ve 1200 rpm sabit motor devrinde deneysel olarak incelemiştir. Deneylerde, dietil eter ile etanol yakıtlarını karıştırarak E30/D70 (%30 etanol–%70 dietil eter), E40/D60 (%40 etanol–%60 dietil eter), E50/D50 (%50 etanol–%50 dietil eter) yakıtları ile DEE(%100 dietil eter) yakıtını kullanmıştır. Araştırmalar sonucunda; etanol yakıtının yüksek oktan sayısı ve kendiliğinden tutuşmaya karşı direnci yüksek olduğundan dolayı daha fakir karışımlarda HCCI yanmanın oluşmasını engellediğini tespit etmiştir. Ek olarak, yakıt karışımlarında kullanılan etanol miktarının artmasıyla birlikte yanma başlangıcını geciktirmiş, sabit lamda değerinde basınç artış hızını azaltmış ve teorik ortalama etkin basınç değerinde azalmaya sebep olduğu sonucuna ulaşmıştır. Artan giriş hava sıcaklığıyla birlikte ısıl verim ve teorik ortalama etkin basınç değerlerini arttırmış olduğu sonucuna ulaşmıştır. İlaveten, daha yüksek giriş havası sıcaklığı sayesinde yanma odasındaki kendiliğinden tutuşma durumu iyileşmiş olup yanma başlangıcını ilerlettiğini tespit etmiştir. Dietil eter yakıtının düşük ateşleme sıcaklığı ve yüksek enerji yoğunluğu sahip olmasından dolayı çok fakir karışımlarla birlikte kullanılmasına rağmen kendiliğinden tutuşmaya sebep olduğu ve tüm lamda değerlerinde dietil eter kullanımının daha erken yanmaya yol açtığını tespit etmiştir. Lamda değerinin artmasıyla birlikte CO ve HC emisyonlarında azalma meydana geldiğini, ancak yakıt karışımlarında kullanılan etanol miktarının artmasıyla birlikte CO ve HC emisyonlarda artış meydana geldiğini gözlemlemiştir. NO_x emisyon değerleri açısından kullanılan yakıtlar kıyaslandığında sadece E50/D50 yakıt karışımında meydana geldiğini, diğer test yakıtlarında ise neredeyse sıfır NO_x emisyonu değerinin ölçüldüğü sonucuna ulaşmıştır. Sonuç olarak, DEE ve etanol yakıt karışımlarının kullanılmasıyla birlikte HCCI yanma, motor performansı ve egzoz emisyonları üzerinde önemli bir etkisinin olduğu ortaya koymuştur [57].

Uyumaz tarafından yapılan çalışma ile saf n-heptan, isopropanol/n-heptan karışımları ve n-bütanol/n-heptan karışımlarının tek silindirli, dört zamanlı, port enjeksiyona sahip benzinli HCCI motoru kullanarak HCCI motorunda yanma, performans ve emisyonları davranışları üzerindeki etkilerini araştırmıştır. Araştırmayı sabit motor devrinde (1500 rpm), sabit lamda değerinde (2.0) ve farklı giriş hava sıcaklıklarında (313K, 333K, 353K, 373K, 393K) gerçekleştirmiştir. Araştırmada, n-heptan/n-bütanol yakıtlarını karıştırarak B20, B30, B40 (sırasıyla %20, %30, %40 n-bütanol ve %80, %70, %60 n-heptan) ile n-heptan/isopropanol yakıtlarını karıştırarak P20, P30, P40 (sırasıyla %20, %30, %40 isopropanol ve %80, %70, %60 n-heptan) yakıtlarını kullanmıştır. Araştırmalar sonucunda; Giriş hava sıcaklığının artması HCCI yanmayı iyileştirmiş ve açığa çıkan CO ve HC emisyon değerlerini azaltmış olduğunu görmüştür. Yakıt karışımlarında n-bütanol miktarının artması ile CO emisyon değerinin artmış olduğunu, isopropanol miktarının artması da özellikle düşük giriş hava sıcaklıkları altında yüksek HC emisyon değerlerine sebep olduğunu gözlemlemiştir. Ek olarak, yakıt karışımlarında n-bütanol ve isopropanol miktarlarının artması sonucu yanma başlangıcının geciktiği sonucuna ulaşmıştır. İsopropanol, n-bütanol'e göre daha yüksek oktan sayısına sahip olduğundan dolayı HCCI yanmada vuruntuya karşı daha dirençli ve HCCI yanma için daha uygun bir yakıttır. Ancak, termal verimlilik açısından n-bütanol yakıtının daha avantajlı olduğunu tespit etmiştir. Test edilen tüm yakıtlarda neredeyse sıfır azot monooksit emisyon değerini ulaşmıştır ancak yüksek giriş sıcaklığında sadece B20 ve n-heptan ile vuruntudan dolayı 1-2 ppm emisyon değeri oluştuğunu gözlemlemiştir. Sonuç olarak, HCCI çalışma aralığının vuruntulu yanmadan uzak, yüksek oktanlı alkoller kullanılarak genişletilebileceği sonucuna ulaşmıştır [58].

Feroskhan ve arkadaşları tarafından yapılan çalışma ile birincil yakıt olarak biyogaz ve ikincil yakıt olarak dietil eter'in port ve manifold enjeksiyon yöntemleri ile HCCI motorun yanması, performansı ve emisyon davranışları hakkında araştırma yapmışlardır. Araştırmayı farklı biyogaz akış hızı(8-12-16 lt/dk), metan yüzde oranları (%50-65-80-100), tork değerleri (5-10-15-20 Nm), yük değerleri (tam yükün %20'si ila 90'ı) ve emme giriş sıcaklıkları (35°C, 60°C, 85°C) ele alarak yapmışlardır. Deneylerde HCCI konseptinde çalışacak şekilde modifiye edilmiş olan 8 HP su soğutmalı 4 zamanlı tek silindirli dizel motoru kullanmışlardır. Deneyler sonucunda; Giriş sıcaklığının artması ile daha iyi performans ve emisyon değerlerine ulaşmalarına rağmen vuruntuya olan eğilimi arttırdığı sonucuna ulaşmışlardır. Biyogaz akış oranının ve methan yüzdesinin artması ile

HCCI modda vuruntu limitlerini etkin bir şekilde genişletmiş olduğunu ancak artan giriş sıcaklığında dietil eter'in kullanımı ile birlikte ateşlememe problemine sebep olduğunu fark etmişlerdir. Ek olarak, Yüksek akış hızlarında ve düşük motor yüklerinde biyogazın yakıt enerjisi girişinin %60'ına kadarını sağlayabildiğini ve böylece ikincil yakıt tüketimini en aza indirdiğini gözlemlemişlerdir. Biyogaz akış oranının ve methan yüzdesinin azalması ile de daha iyi termal verimliliğe, daha düşük HC ve CO emisyon değerlerine ulaşmışlardır. Manifold enjeksiyon yöntemini port enjeksiyon yöntemi ile kıyasladıklarında daha iyi performans ve emisyon değerleri sunduğunu tespit etmişlerdir. Sonuç olarak, Biyogaz akış hızının tüm performans, emisyon ve yanma parametreleri üzerinde önemli etkisinin olduğunu ortaya koymuşlardır [59].

Gawale ve Srinivasulu tarafından yapılan çalışma ile çeşitli yük koşulları altında (%20-40-60- 80-100) çalışan çift yakıtlı HCCI motorda farklı etanol debilerine (Jet 40, Jet60, Jet 70, Jet 80 ve Jet 90) sahip etanol/dizel (E+D) ve etanol/biyodizel (E+B20) kullanımının HCCI motorun performansını nasıl etkilediğini incelemişlerdir. Tek silindirli motorun giriş borusunda karbüratör kullanarak çift yakıtlı HCCI motor dönüşümünü gerçekleştirmişlerdir. Birincil yakıt olan etanol'ü karbüratörden emme sırasında tedarik etmiş olup ikincil yakıt olan dizel/biyodizel karışımını ise sıkıştırma sonunda yanmayı başlatmak için yakıt enjektörü ile enjekte etmişlerdir. İncelemeler sonucunda; Çift yakıtlı HCCI motorda E+D kullanımındaki etanol debisinin artması ile tutuşma zamanının artmış olduğu, yanma başlangıcını geciktiği, silindir içi basınç, NO_x ve duman opaklığının azaldığı ve tüm yüklerde dizel motor ile kıyaslandığında HC ve CO emisyonlarında artış meydana geldiğini tespit etmişlerdir. Ek olarak, E+D kullanımında çift yakıtlı HCCI motorda en düşük yük için jet 40, %40 yük için jet 60 ve diğer yükler için jet 70'in en iyi performans gösterdiği sonucuna ulaşmışlardır. Düşük yükler altında NO_x ve duman emisyonlarında azalma meydana geldiğini ancak belirli bir değere kadar HC ve CO emisyonlarında artış meydana geldiğini gözlemlemişlerdir. E+D yakıtı yerine E+B20 yakıtının kullanılması ile yakıtın tutuşma zamanının azaldığı, yanmanın erken başlamasına sebep olduğu, HC ve CO emisyon değerlerinde azalma meydana geldiği, NO_x ve duman emisyonlarında bir miktar artışa sebep olduğu sonucuna ulaşmışlardır. Sonuç olarak, çift yakıtlı HCCI motorda dizel yakıt yerine alternatif yakıt olarak düşük NO_x seviyesi, düşük duman seviyesi ve daha iyi yakıt ekonomisi sağlayan etanolün kullanılabileceği sonucuna varmışlardır [60].

Parthasarathy ve arkadaşları tarafından yapılan çalışma ile Tamanu metil ester (TME) yakıtının farklı giriş havası sıcaklıklarında (80-90-100°C) ve egzoz gazı devridaimlerinde (% 5-10-15) kullanımının HCCI motorun performans ve emisyon üzerindeki etkilerini incelemişler ve geleneksel CI motorla kıyaslamasını yapmışlardır. Tamanu metil ester özellikler açısından değerlendirildiğinde ham bitkisel yağdan üstün ve dizel yakıta yakın olan yüksek reaktiviteye sahip biyodizel bir yakıttır. Deneyler sonucunda; Giriş hava sıcaklık değerleri kıyaslandığında 90°C en iyi performans gösterdiği sonucuna ulaşmışlardır. Tüm HCCI test koşullarında NO_x ve duman emisyon değerlerinin CI motora göre daha düşük değerlere ulaştığını tespit etmişlerdir. Ek olarak, CI motorda TME kullanımı ile duman, CO ve yanmamış hidrokarbon emisyonlarında dizel yakıta göre daha düşük değerlere ulaşmışlardır. TME ile çalıştırılan HCCI motoru, CI motoruna göre daha yüksek CO ve yanmamış hidrokarbon emisyon değerlerine ulaştığını gözlemlemişlerdir. EGR oranının arttırılmasıyla birlikte CO ve yanmamış hidrokarbon seviyelerinin arttığı, NO_x emisyon değerlerinin azaldığı sonucunu ulaşmışlardır. Ek olarak, HCCI motorda en yüksek EGR değerinde en yüksek duman emisyon seviyesine geldiğini gözlemlemişlerdir. Giriş hava sıcaklık değerinin arttırılmasıyla birlikte NO_x emisyon değerlerinde artış meydana geldiğini tespit etmişlerdir. Sonuç olarak, TME biyoyakıtının HCCI motoru için farklı çalışma koşulları altında sürdürülebilir bir enerji kaynağı olacağını öne sürmüşlerdir [61].

Calam ve arkadaşları tarafından yapılan çalışma ile farklı fiziksel ve kimyasal özelliklere sahip yakıtlar kullanılarak HCCI motorda yanma, performans ve egzoz emisyonları üzerine etkilerini incelemişlerdir. Çalışmada, etanol (E25), metanol (M25), fuzel yağı (F25), bütanol (B25), izopropanol (IP25) ve nafta (N25) hacimce %25 n-heptan ile karıştırılarak altı adet alternatif yakıt oluşturulmuştur. Deneylerde port enjeksiyon sistemine sahip tek silindirli bir HCCI motor kullanmışlardır. Deneylerini 333K sabit giriş hava sıcaklığında, 800 ila 2000 rpm arasında farklı motor devirlerinde ve 1.4 ila 2.9 arasında değişen lamda değerleri kullanarak yapmışlardır. İncelemeler sonucunda; en geniş çalışma aralığı ve en yüksek silindir içi basınç değerine N25 yakıtı ile ulaşmışlardır. Ek olarak, en düşük CO ve HC emisyon değerlerini de N25 yakıtı kullanımı sonucu elde etmişlerdir. F25 yakıtı kullanımı sonucu en yüksek CO ve HC emisyon değerlerine ulaşmışlardır. Tüm yakıtlarda lamda değerinin artmasıyla vuruntu eğiliminin azalmakta olduğunu gözlemlemişlerdir. En yüksek gösterge ısıl verimi ve teorik ortalama etkili basınç değerini E25 yakıtı kullanımı sonucu olduğunu tespit etmişlerdir. Ek olarak, özellikle E25, M25 ve F25 yakıtlarının

kullanımı ile yanmayı yavaşlatarak kontrol altına almışlar ve basınç artış hızının azalmış olduğunu gözlemlemişlerdir. Sonuç olarak, alternatif yakıtlar kullanarak HCCI yanmanın kontrol edilebileceğini sonucuna ulaşmışlardır [62].

Gawale ve Srinivasulu tarafından yapılan çalışmada çift yakıtlı HCCI motorda (DF-HCCI) farklı propanol debisi ile farklı dizel/bütanol yakıt karışımlarının kullanımı sonucu HCCI motorun performansı ve emisyonları üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Çalışmayı farklı yük koşulları altında (%20-40-60-80-100) ve farklı propanol debilerinde (Jet 40, Jet 60, Jet 70, Jet 80 ve Jet 90) gerçekleştirmişlerdir. Dizel/bütanol yakıtlarını kullanarak B10(%10 bütanol ve %90 dizel), B20 (%20 bütanol ve %80 dizel) ve B30 (%30 bütanol ve %70 dizel) yakıtlarını elde etmişlerdir ve çift yakıtta P100+B10, P100+B20 ve P100+B30 olarak çalışmalarında kullanmışlardır. Deneyler sonucunda; karbüratör yoluyla emme havası ile birlikte alınan propanol yakıtının debisi arttıkça ateşleme tutuşması artmış, yanma süresinin azalmış olduğunu ve bunun düşük NO_x ve duman opaklığına sebep olduğu sonucuna ulaşmışlardır. Ancak, dizel motora kıyasla CO ve HC emisyonlarında artış gözlemlemişlerdir. Çift yakıtlı HCCI motorda sabit propanol debisinde (Jet60) dizel yakıt yerine bütanol karışımlarının kullanılması sonucunda bütanol debisindeki artış ile birlikte propanol dizel DF-HCCI motora kıyasla ateşleme tutuşmasının arttığı, NO_x ve CO emisyonlarında azalış gösterdiği sonucuna ulaşmışlardır. %20-%80 motor yükü için P100+B30, %60-%100 motor yükü için P100 + B20, %40 motor yükü için ise P100 + B10 yakıtlarının DF-HCCI motorunda optimize edilmiş kümülatif performans sağladığı sonucunu elde etmişlerdir. Ek olarak, propanol DF-HCCI motorunda önceden karıştırılmış propanol oranının 60 ila 74 arasında olmasının tüm yük koşulları altında elverişli olduğunu görmüşlerdir [63].

Uyumaz ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada diizopropil eter yakıtının ilavesi ile HCCI motorda yanma, performans ve egzoz emisyon üzerine etkilerini araştırmışlardır. Araştırmada, test yakıtı olarak D20N80 (%20 diizopropil eter ve %80 n-heptan), D40N60 (%40 diizo-propil eter ve %60 n-heptan) ve saf n-heptan olmak üzere üç tip yakıt kullanmışlardır. Deneyleri tek silindirli, dört zamanlı, port enjeksiyon sistemine sahip bir benzinli motordan HCCI motor konseptine dönüşüm uygulayarak gerçekleştirmişlerdir. Araştırmayı 60°C sabit giriş hava sıcaklığında, 800 ila 1600 rpm arasında farklı motor devirlerinde ve 1.69 ila 3.08 arasında değişen lamda değerlerini kullanarak yapmışlardır. Araştırmalar sonucunda; Diizopropil eter ilavesinin oksijen konsantrasyonunu arttırdığı

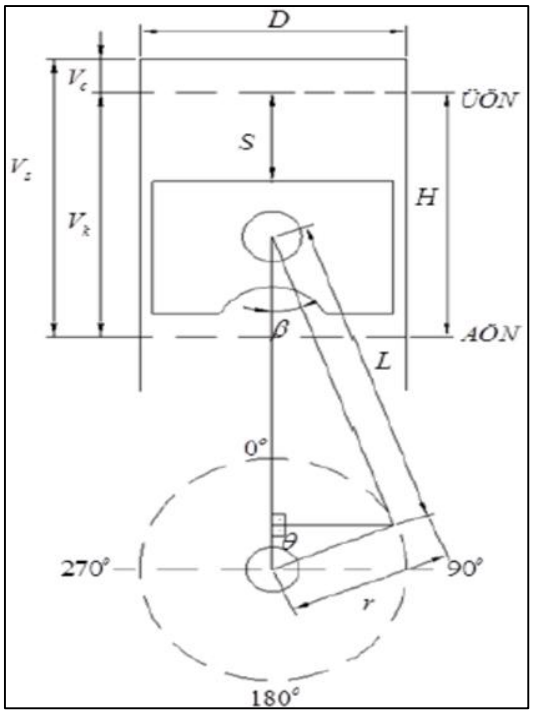
için ateşlememe açısından avantaja sahip olduğu ve daha yüksek miktarda diizopropil eter ilavesi ile de vuruntuya karşı direnç sağlandığı sonucuna ulaşmışlardır. Ek olarak, D20N80 yakıtının ateşlememeye karşı avantajlı olduğunu ve D40N60 yakıtının da vuruntuya karşı iyi performans gösterdiğini gözlemlemişlerdir. Diizopropil eter ilavesi ile HC ve CO emisyonlarında artış meydana geldiğini, yanmayı geciktirdiğini tespit etmişlerdir. D40N60 yakıtının diğer test yakıtlarıyla kıyaslandığında daha yüksek belirtilen termal verimlilik değerine ulaştığını gözlemlemişlerdir. Lamda değerinin artması ile silindir içi basınç ve ısı salınım oranının azaldığını tespit etmişlerdir. Sonuç olarak, diizopropil eter ilavesinin vuruntu ve ateşlememeyi önleyerek HCCI çalışma aralığını genişleten iyi bir potansiyele sahip olduğunu sonucuna varmışlardır [64].

4. METOT

Çalışma kapsamında Dizel, Otto ve HCCI çevrim analizleri için termodinamik formüllerin kullanımı ile MATLAB programında simülasyon gerçekleştirilmiştir. Her bir krank açısı konumuna bağlı olarak emme prosesi 0-180°KA, sıkıştırma prosesi 181-350°KA, yanma prosesi 351-450°KA, genişleme prosesi 441-540°KA ve egzoz prosesi 541-720°KA için motor çevrim hesaplamaları yapılmıştır. Her bir krank açısı için hacim hesabı yapılmış olup her bir süreç için özgül ısı hesaplamaları yapılmıştır. Yapılan analiz ile farklı Hava Fazlalık Katsayıları, sıkıştırma oranları ve devir sayıları kullanılarak motor performans incelemeleri yapılmıştır.

4.1. Motor Geometrisi

Yanmaya bağlı analiz sağlayabilmek ve belirli motor performans değişkenlerinin hesaplarını yapabilmek amacıyla silindir içindeki hacim miktarının ve hacmin türevinin krank açısıyla ilişkili değişim miktarının hesaplanabilmesi gerekmektedir. Motor geometrisine ait şematik gösterim Şekil 4.1'de gösterilmektedir. Krank açısı (θ) değerine bağlı pistonun almış olduğu mesafe ve konuma göre değişen silindir hacmi hesabı aşağıda verilen denklemlerden faydalanılarak hesaplanmaktadır [65].



Şekil 4.1. Motor geometrisi [26]

Şekil 4.1'de gösterilen motor geometrisine ait strok hacmi, yanma odası hacmi ve toplam silindir hacim değerlerinin hesaplanabilmesi için Eşitlik 4.1, Eşitlik 4.2 ve Eşitlik 4.3'ten faydalanılmıştır.

$$V_s = \frac{\pi * D^2}{4} * H \quad (4.1)$$

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1} \quad (4.2)$$

$$V_t = V_s + V_c \quad (4.3)$$

Denklemlerde yer alan parametreler aşağıdaki gibi ifade edilir:

V_s= Strok hacmi, m^3
V_c= Yanma odası hacmi, m^3
V_t=Toplam silindir hacmi, m^3
D=Silindir çapı, m
H= Strok boyu, m
ε= Sıkıştırma oranı

Pistonun almış olduğu mesafeyi hesaplayabilmek için Şekil 4.1'den faydalanarak;

$$S = L + r - r * \cos\theta - L * \cos\beta \quad (4.4)$$

denklemi yazılabilir. $\cos\beta$ ifadesinin θ açısı cinsinden karşılığı trigonometrik dönüşümlerden faydalanılarak aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$L * \sin\beta = r * \sin\theta \quad (4.5)$$

$$\sin\beta = \frac{r}{L} * \sin\theta \quad (4.6)$$

$$\sin^2\beta + \cos^2\beta = 1 \quad (4.7)$$

$$\cos\beta = \sqrt{1 - sin^2\beta} \tag{4.8}$$

$$\cos\beta = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{L} * \sin\theta\right)^2} \tag{4.9}$$

Eşitlik 4.9'da yer alan cosβ ifadesi Eşitlik 4.4'te yerine yazılır ve $\frac{r}{L}$ eşitliği yerine λ ifadesi yazılarak gerekli gerekli düzenlemeler yapılırsa Eşitlik 4.11 bulunur.

$$S(\theta) = S = L + r - r*\cos\theta - L* \sqrt{1 - \left(\frac{r}{L} * \sin\theta\right)^2} \tag{4.10}$$

$$S(\theta) = r* [(1-\cos\theta) + \frac{1}{\lambda_i} - \sqrt{\frac{1}{\lambda_i^2} - (\sin\theta)^2}\ ] \tag{4.11}$$

Denklemlerde yer alan parametreler aşağıdaki gibi ifade edilir:

L= Biyel kolu uzunluğu, m
r= Krank mili yarıçapı, m
λ_i= Krank mili yarıçapının biyel kolu uzunluğuna oranı,
θ= Krank mili açısı, °
S(θ)= Krank mili açısına bağlı pistonun aldığı yol, m.

Herhangi bir krank mili açısı bağlı olarak değişen anlık silindir hacmi hesabı Eşitlik 4.12 kullanılarak bulunabilir.

$$V = V_c + \frac{\pi * D^2}{4} * S(\theta) \tag{4.12}$$

Silindir hacminin krank açısına bağlı birinci türevi alınırsa Eşitlik 4.13 ifadesi elde edilmektedir.

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{\pi * D^2}{4} * r*(\sin\theta + \frac{\cos\theta * \sin\theta}{\sqrt{\frac{1}{\lambda_i^2} - (\sin\theta)^2}}) \tag{4.13}$$

4.2. Politropik Katsayının Tespit Edilmesi

Politropik katsayı sıkıştırma ve genişleme prosesleri sırasında sabit kalmakta iken yanma prosesinde değişkenlik göstermektedir. Bu değişkenlik sayesinde yanmanın başlangıç konumu ile bitiş konumlarına ulaşılabilmektedir. Sıkıştırma ve genişleme prosesleri sırasında politropik katsayı Eşitlik 4.14 kullanılarak ile ifade edilebilir [29,65].

$$P*V^{n_c} \cong c \tag{4.14}$$

Eşitlik 4.14 denkleminin diferansiyeli alınarak, politropik indeks değişiminin ifadesi Eşitlik 4.16'da yer aldığı gibi bulunabilir.

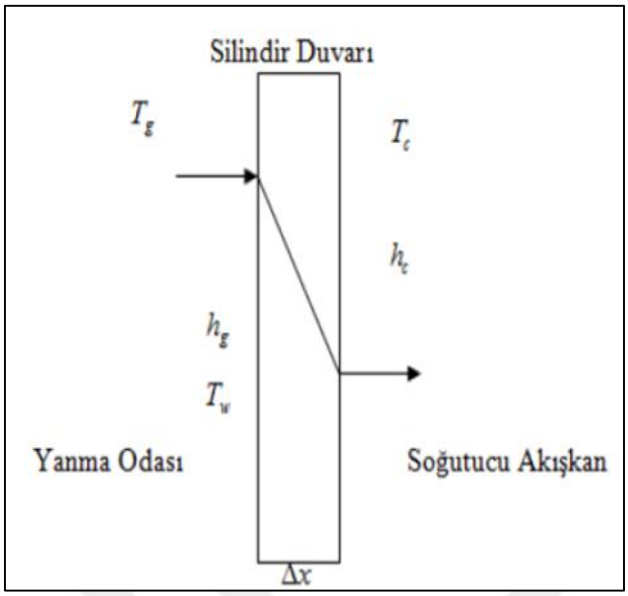
$$n_c*P*V^{n_c-1}*dV+V^{n_c}*dP=0 \tag{4.15}$$

$$n_c = -\frac{V*dP}{P*dV} \tag{4.16}$$

4.3. Silindir Duvarlarındaki Isı Transfer Hesabı

Yanma prosesi boyunca yakıtın sahip olduğu enerji ile yanma odasına verilen enerjinin takriben %10 ila %15 arasındaki enerji miktarı ısı kayıplarına gitmektedir. Bu sebeple, krank açısı konumlarına bağlı olarak ısı transfer miktarlarında değişimler meydana gelmektedir. Yanma odasında oluşan ısı miktarının bir kısmı silindir duvarlarından, köşe noktalardan ve silindir oyuklarından transfer edildiği için piston üzerine gelen kuvvet miktarında ve net işte azalma oluşmaktadır. Dolayısıyla, meydana gelen ısı transferleri motor termik verimini ve performansını doğrudan etkilemektedir. Emme prosesi boyunca silindirdeki dolgunun sıcaklık değeri silindir duvar sıcaklığından daha düşük olduğu için ısı transfer yönü duvardan dolguya doğru gerçekleşmektedir. Yanma prosesi esnasında ise emme prosesinin tam tersi yönünde ısı transferi gerçekleşmektedir. Çünkü, yanma prosesinde maksimum silindir içi sıcaklığa ve basıncına ulaşılmaktadır ve bu da ısı transfer yönünün dolgudan silindir duvarlarına doğru olmasını neden olmaktadır [26,29,65].

Silindir duvarında meydana gelen ısı transferinin şematik gösterimi Şekil 4.2.'de görülmektedir.



Şekil 4.2. Yanma odasında silindir duvarı boyunca oluşan ısı transferi [26]

İçten yanmalı motorlarda ısı transfer hesabı için Newton soğutma kanunundan faydalanılır ve silindir yüzeylerine olan ısı transfer hesabı Eşitlik 4.17 kullanılarak tespit edilebilir.

$$\frac{dQ_{ht}}{d\theta} = \frac{1}{6*n} * h_g * A * (T_g - T_w) \quad (4.17)$$

$$A = \frac{V}{A_{pis}} * \pi * D + 2 * A_{pis} \quad (4.18)$$

$$A_{pis} = \frac{\pi * D^2}{4} \quad (4.19)$$

Denklemlerde yer alan parametreler aşağıdaki gibi ifade edilir:

$\frac{dQ_{ht}}{d\theta}$ = Krank açısı konumuna göre anlık ısı transferi, J/°KA

n= Motor hızı, dev/dak

h_g= Anlık ısı taşınım katsayısı, W/m^2*K

T_g= Krank açısı konumuna göre anlık silindir içi ortalama gaz sıcaklığı, K

T_w= Silindir duvar sıcaklığı, K

A= Krank açısına bağlı ısı transferi yüzey alanı, m^2

V= Krank açısına bağlı anlık silindir hacmi, m^3

D= Silindir çapı, m

A_{pis}= Piston başı alanı, m^2

Eşitlik 4.17'de yer alan ısı taşınım katsayısı (h_g) değerini hesaplayabilmek amacıyla Woschni tarafından içten yanmalı motorlarda uygulanabilen ve Eşitlik 4.20'de gösterilen bir bağıntı öne sürmüştür. Bu bağıntı kapsamlı bir ölçüde kabul görmüştür [26,65].

$$h_g = 3{,}26 * D^{-0,2} * T_g^{-0,55} * P^{0,8} * w^{0,8} \quad (4.20)$$

Denklemlerde yer alan parametreler aşağıdaki gibi ifade edilir:

D: Silindir çapı, m
T_g= Krank açısı konumuna göre anlık silindir içi ortalama gaz sıcaklığı, K
P= Krank açısı konumuna göre anlık silindir basıncı, kPa
w= Ortalama gaz hızı, m/s

Eşitlik 4.20'den faydalanarak ısı transfer katsayısının anlık basınç, gaz sıcaklığı, silindir çapı ve ortalama gaz hızı değerlerine bağlı olduğu anlaşılmaktadır.

Geleneksel SI ve CI motorlar ile karşılaştırıldığında HCCI motorlarda yanma işlemi daha düşük sıcaklıklar altında gerçekleşebilmektedir. Dolayısıyla, dolgudan silindir duvarlarına aktarılan ısı transfer miktarında düşüşler meydana gelmektedir. Chang ve arkadaşları tarafından HCCI motorlardaki ısı transfer miktarını daha doğru bir şekilde belirlemek için Woschni ısı transfer modelini geliştirerek Eşitlik 4.21'i ortaya koymuşlardır [26,65].

$$h_g = \alpha_{scaling} * L_s^{-0,2} * P^{0,8} * T^{-0,73} * w^{0,8} \quad (4.21)$$

$$w = 2{,}28 * \overline{S_p} + (3{,}24 * 10^{-3}/6) * \frac{V_d * T_{ref}}{P_{ref} * V_{ref}} * (P - P_{mot}) \quad (4.22)$$

$$\overline{S_p} = \frac{2 * S * n}{60} \quad (4.23)$$

Denklemlerde yer alan parametreler aşağıdaki gibi ifade edilir:

$\alpha_{scaling}$= Çeşitli motor geometrileri için skala katsayısı

L_s= Anlık strok yüksekliği, m

P= Anlık silindir içi basınç, kPa

T= Anlık silindir içi gaz sıcaklığı, K

w= Ortalama gaz hızı, m/s

$\overline{S_p}$ = Piston hızı, m/s

V_d=Anlık strok hacmi, m^3

V_{ref}= Emme valfi kapanma zamanındaki silindir hacmi, m^3

T_{ref}= Emme valfi kapanma zamanındaki silindir içerisindeki sıcaklık, K

P_{ref}= Emme valfi kapanma zamanındaki silindir basıncı, kPa

P_{mot}=Motorun sadece havayı sıkıştırarak elde ettiği maksimum basınç, kPa

4.4. Hava Özellikleri

İçten yanmalı motorların çalışmaları amacıyla genellikle ihtiyaç olan enerji gereksinimi hidrokarbon esaslı yakıtların hava ile yakılması sonucu elde edilir. Hava; %20,946 oksijen, %78,084 azot ve az miktarlarda diğer gazlardan oluşan bir içeriğe sahiptir. Ancak, herhangi büyük bir hataya sebep oluşturmayacak şekilde hesaplamaları basitleştirmek amacıyla atmosferik hava %21 oksijen ve %79 azottan meydana geldiği varsayılarak modellenir [66].

Yanma esnasında her bir 0,21 mol oksijen için 0,79 mol azot bulunur. Yani, yanma olayında oksijen ile azotun hacimsel oranı aşağıdaki gibi hesaplanabilir [66].

$$\frac{N_2}{O_2} = \frac{79}{21} = 3{,}76 \tag{4.24}$$

O halde,

$$1\text{kmol}O_2 + 3{,}76\text{kmol}N_2 = 4{,}76\text{kmol hava} \tag{4.25}$$

olarak ifade edilir.

4.5. Yakıtların Özellikleri

Genel itibariyle karbon ve hidrojenden oluşan, ancak buna ilaveten oksijen, azot, kükürt vb. bileşenlere sahip olan çeşitli hidrokarbon yakıtları bulunmaktadır. İçten yanmalı motorlarda silindir içerisinde yakıt enerjisinin ısı enerjisine dönüşümü yakıt ve havanın kimyasal reaksiyonu sonucunda meydana gelir. Bu yüzden, hava-yakıt karışımının minimum reaksiyon süresi boyunca silindir içerisinde kalması gereklidir. Yanma olayı kısa bir süre zarfında gerçekleşeceği için buna uygun yakıt veya yakıtların seçilmesi büyük önem arz etmektedir [66].

Yakıtların kendiliğinden tutuşup tutuşmadığını anlamak amacıyla Oktan sayısı (ON) kullanır. Kullanılan yakıtın ON değeri ne kadar büyük ise yakıtın kendiliğinden tutuşma ihtimalinin de o düzeyde daha düşük olacağı ifade etmektedir. Oktan sayısı bilinen yakıtların karıştırılması sonucunda karışımın ON değeri yaklaşık olarak Eşitlik 4.26'daki gibi hesaplanabilir [66];

$$ON_{kar} = (\%Yakıt_1) * (ON_{yakıt1}) + (\%Yakıt_2) * (ON_{yakıt2}) \quad (4.26)$$

Çevrimlerde ve analizlerde sıklıkla kullanılan bazı yakıtlara ait veriler Tablo 4.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.1. Yakıtların Özellikleri [66]

Yakıt	Formül	Mol Ağırlığı(kg/kmol)	LHV(kJ/kg)	Oktan Sayısı (ON)
Benzin	C_8H_{15}	111	43.000	92-99
Hafif Dizel	$C_{12.3}H_{22.2}$	170	42.500	-
Ağır Dizel	$C_{14.6}H_{24.8}$	200	41.400	-
n-heptane	C_7H_{16}	100	44.560	0
İzo-oktan	C_8H_{18}	114	44.300	100

4.6. Hava/Yakıt Oranı

Yanma; bir yakıtın oksijenle ile reaksiyona girmesi ile kimyasal enerji açığa çıkarması olayıdır. Benzin ve dizel gibi $C_aH_b$formülüne sahip hidrokarbon yakıtların oksijen ile reaksiyonu aşağıdaki gibi izah edilebilir [67].

$$C_aH_b + (a+\frac{b}{4})\ O_2 = aCO_2 + \frac{b}{2} H_2O \quad (4.27)$$

Eşitlik 4.27'de ifade dildiği gibi "n" mol yakıtın yanması için "n(a+$\frac{b}{4}$)" mol oksijene gerek olduğu sonucuna ulaşılır. Motorlarda yakıtın yanma reaksiyonuna girmesi için gerekli oksijen atmosferik hava ile sağlanır. Bu sebeple, atmosferik havada bulunan oksijen ile beraber azot, argon, karbonmonoksit gibi havada az miktarda bulunan gazlarda reaksiyona girmektedir. Ancak, havanın molar yüzdelerinde %20,946 oksijen ve %78,084 azot olduğu için atmosferik havada bulunan diğer gazların hesaplamaya dahil edilmeden yanma denklemi yazılabilir. O halde, yakıtın tam yanma reaksiyonu Eşitlik 4.28 ile ifade edilebilir [66, 67].

$$C_aH_b + (a+\frac{b}{4})\ [O_2 + 3{,}76N_2] = aCO_2 + \frac{b}{2} H_2O + (a+\frac{b}{4})\ 3{,}76N_2 \quad (4.28)$$

Tam yanma reaksiyonu sonucunda, var olan yanma ürünleri dışında reaksiyona girmeyen O_2 gazının da ürün olarak çıktığı durumlar oluşabilir. Hava fazlalık katsayısına (λ) göre yakıtın yanması sonucunda meydana gelebilecek reaksiyon Eşitlik 4.29'da gösterilmiştir.

$$C_aH_b + \lambda\ (a+\frac{b}{4})\ [O_2 + 3{,}76N_2] = aCO_2 + \frac{b}{2} H_2O + \lambda\ (a+\frac{b}{4})\ 3{,}76N_2 + (\lambda\text{-}1)\ (a+\frac{b}{4})\ O_2 \quad (4.29)$$

4.7. Hava Fazlalık Katsayısı

HFK(λ); gerçek hava/yakıt oranın stokiyometrik hava/yakıt oranına bölünmesi ile veya stokiyometrik yakıt/hava oranının gerçek yakıt/hava oranına bölünmesi ile hesaplanabilmektedir. Gerçek hava/yakıt oranı silindir içerisine bir çevrim boyunca alınan hava ile yakıtın ölçülmesi sonucunda tespit edilmekte iken stokiyometrik hava/yakıt oranı ise kullanılacak yakıtın türüne göre değişmektedir. Bu hesaplamalarda kullanılacak olan

oran debi veya kütlesel olarak ifade edilebilir. Ek olarak, λ değeri birimsizdir ve Eşitlik 4.30'daki gibi ifade edilir [66-68].

$$\text{HFK}=\left(\frac{(H/Y)_{gerçek}}{(H/Y)_{stokiyometrik}}\right) \quad (4.30)$$

Analizlerde kullanılan n-heptan (C_7H_{16}) yakıtı için stokiyometrik tam yanma denklemi Eşitlik 4.31'de gösterilmiştir. Stokiyometrik hava/yakıt oranı ise Eşitlik 4.32'de gösterildiği gibi hesaplanabilmektedir.

$$C_7H_{16}+ 11\ O_2+41{,}36N_2 = 7CO_2+ 8H_2O + 41{,}36N_2 \quad (4.31)$$

$$\frac{Hava}{Yakıt} = \frac{11*32+41{,}36*28}{7*12+16*1} = 15{,}1 \quad (4.32)$$

Hava Fazlalık katsayıları olarak λ=1,3-1,5-1,7 değerleri için n-heptan yakıtının yanma reaksiyonları aşağıda örnek olarak gösterilmiştir. λ=1,3 için yanma denklemi Eşitlik 4.33 ile stokiyometrik hava/yakıt oranı Eşitlik 4.34'de gösterildiği gibi yazılabilir.

$$C_7H_{16}+ 14{,}3\ O_2+53{,}76\ N_2 = 7CO_2+ 8H_2O + 53{,}76\ N_2 + 3{,}3\ O_2 \quad (4.33)$$

$$\frac{Hava}{Yakıt} = \frac{14{,}3*32+53{,}76*28}{7*12+16*1} = 19{,}63 \quad (4.34)$$

λ=1,5 için yanma denklemi ve stokiyometrik Hava/Yakıt oranı;

$$C_7H_{16}+ 16{,}5\ O_2+62{,}04\ N_2 = 7CO_2+ 8H_2O + 62{,}04\ N_2 + 5{,}5\ O_2 \quad (4.35)$$

$$\frac{Hava}{Yakıt} = \frac{16{,}5*32+62{,}04*28}{7*12+16*1} = 22{,}65 \quad (4.36)$$

λ=1,7 için yanma denklemi ve stokiyometrik Hava/Yakıt oranı;

$$C_7H_{16}+ 18{,}7\ O_2+70{,}31\ N_2 = 7CO_2+ 8H_2O + 70{,}31\ N_2 + 7{,}7\ O_2 \quad (4.37)$$

$$\frac{Hava}{Yakıt} = \frac{18{,}7*32+70{,}31*28}{7*12+16*1} = 25{,}67 \quad (4.38)$$

4.8. Özgül Isıların Sıcaklıkla Değişimi

İdeal motor çevrimlerinde özgül ısı değerleri sabit kabul edilerek hesaplama yapılmaktadır. Ancak, gerçekte motor çevrimlerinde kullanılan özgül ısı değerleri sıcaklığa bağlı olarak değişmektedir. Özgül ısı, bir maddenin birim kütlesinin sıcaklığını bir derece arttırmak için ihtiyaç duyulan enerji olarak tanımlanmaktadır. Termodinamikte gazlar için genellikle iki çeşit özgül ısı kullanılmaktadır: Sabit basınçta özgül ısı (c_p) ve sabit hacimde özgül ısı (c_v) [67,69].

Sıcaklığın fonksiyonu olarak sabit hacimde özgül ısı ve sabit basınçta özgül ısı Eşitlik 4.39 ve 4.40'da gösterilmiştir [69].

$$c_v=\left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)=\left(\frac{u_2-u_1}{T_2-T_1}\right) \tag{4.39}$$

$$c_P=\left(\frac{\partial H}{\partial T}\right)=\left(\frac{h_2-h_1}{T_2-T_1}\right) \tag{4.40}$$

Özgül ısıların oranı "k" sembolü ile ifade edilir ve formülü Eşitlik 4.41'de gösterilmiştir [69].

$$k=\frac{C_p}{C_v} \tag{4.41}$$

Silindir içerisinde karışımın termal özelliğinin bulunabilmesi için bütün karışanların ayrı ayrı özelliklerinin hesaplanması ve hesaplanan bu değerlerin molar orantıları hesaba katılarak toplanması gerekir. Herhangi bir karışanın istenilen sıcaklıktaki termal özelliğinin belirlenebilmesi için NIST-JANAF termokimyasal tablolardan faydalanılabilir. Bu tablolar sayesinde sıcaklığı bilinen herhangi bir karışanın entalpi değeri bulunabilir ve buna bağlı olarak iç enerjisi, özgül ısı değerleri hesaplanabilir [67].

MATLAB programında NIST-JANAF tablo değerlerinin kullanılabilmesi amacıyla cebirsel formüllere dönüşümü sağlanmıştır ve uygulaması aşağıda açıklanmıştır.

Çizelge 4.2. Gaz Karışanların Türleri ve İndisleri

Tür	CO_2	H_2O	O_2	N_2
İndis	1	2	3	4

Entalpi değerlerinin sıcaklığa bağlı ayrı ayrı hesaplanması için Eşitlik 4.42 kullanılmıştır.

$$h_i(T) = R_{mol} * T * (a_{i1} + a_{i2} * \frac{T^2}{2} + a_{i3} * \frac{T^3}{3} + a_{i4} * \frac{T^4}{4} + a_{i5} * \frac{T^5}{5}) \quad (4.42)$$

Eşitlik 4.42'de yer alan "a" ölçütünün indislere bağlı değişimi Çizelge 4.2'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.3. Yanma Prosesinde Seçilmiş Gazlar İçin Entalpi Katsayıları [70]

Gazlar	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5
CO_2	3.09590	2.73114e-3	-7.88542e-7	8.66002e-11	0.0000
H_2O	3.74292	5.65590e-4	4.95240e-8	-1.81802e-11	0.0000
N_2	3.34435	2.94260e-4	1.95300e-9	-6.57470e-12	0.0000
O_2	3.25304	6.52350e-4	-1.49524e-7	1.53897e-11	0.0000

Entalpi hesabında yanma sonrası açığa çıkan gaz bileşenlerine ait "a" katsayı değerleri Çizelge 4.3'de verilmiştir. Entalpi ile iç enerji arasındaki bağıntı Eşitlik 4.43'de verilmiştir.

$$u = h - p * V \quad (4.43)$$

İdeal gazlar için Eşitlik 4.44 yazılırsa,

$$p * V = R_{mol} * T \quad (4.44)$$

Eşitlik 4.43 ve 4.44 kullanılarak her bir karışan için iç enerji hesabı Eşitlik 4.45 ile hesaplanabilir.

$$u_i(T) = h_i(T) - R_{mol} * T \quad (4.45)$$

Ayrı ayrı hesaplanmış olan entalpi ve iç enerjiler karışım içerisindeki bulunma yüzdeleri dikkate alınarak karışımın toplam entalpisi hesaplanmıştır. Ardından, Eşitlik 4.12 ve 4.13'den faydalanılarak özgül ısıların hesaplamaları simülasyon üzerinden yapılmıştır.

4.9. Wiebe Fonksiyonu

Krank açısı eğrisine karşı yanmış kütle yüzdesini temsil etmek için sıklıkla kullanılan fonksiyonel bir form "Wiebe fonksiyonu" olarak ifade edilir. Yanmış yakıt yüzdesinin hesaplanmasında kullanılan en yaygın yöntemlerden birisidir. Wiebe fonksiyonu Eşitlik 4.46'da gösterilmiştir.

$$x_b = 1 - \exp\left[-a * \left(\frac{\theta-\theta_o}{\Delta\theta}\right)^n\right] \quad (4.46)$$

Eşitlik 4.46'da yer alan parametreler şu şekilde ifade edilir:

x_b= Yanmış yakıt kütlesinin yüzdesi (%)
θ= Anlık Krank açısı
θ_o= Yanma başlangıcındaki krank açısı
$\Delta\theta$= Toplam yanma krank açısı
a, n = sabit katsayılar

Heywood'a göre a=5 ve n=3 değerlerinin kullanılması ile deneysel verilerle iyi bir uyum sağladığı sonucunu rapor etmiştir [68]. Bu yüzden, dizel çevrim analizlerinde bu katsayılar kullanılmıştır.

İki aşamalı yanmanın bir kombinasyonu olan çift-wiebe fonksiyonu Eşitlik 4.47'de yer aldığı şekliyle ifade edilir [71].

$$x_b = \alpha * \{1 - \exp\left[-a_1 * \left(\frac{\theta-\theta_{01}}{\Delta\theta_1}\right)^{m_1+1}\right]\} + (1-\alpha) * \{1 - \exp\left[-a_2 * \left(\frac{\theta-\theta_{02}}{\Delta\theta_2}\right)^{m_2+1}\right]\} \quad (4.47)$$

Eşitlik 4.47'de yer alan parametreler şu şekilde ifade edilir:

x_b= Yanmış yakıt kütlesinin yüzdesi (%)

θ_1= Birinci aşama yanma başlangıcındaki krank açısı

θ_2= İkinci aşama yanma başlangıcındaki krank açısı

α= Birinci aşamadaki yanma sırasında yanan yakıt kütlesinin oranı

$\Delta\theta_1$= Birinci aşamanın yanma süresi ($\Delta\theta_1 = \theta_{02} - \theta_{01}$)

a_1, a_2, m_1, m_2= sabit katsayılar

Wu ve arkadaşları tarafından n-heptane yakıtı kullanılarak HCCI ile ilgili yapılan araştırmada a ve m sabit katsayı değerlerinin büyük oranda yakıt türüne bağlı olduğunu ve Hava/Yakıt oranı ile değişmediği sonucuna ulaşmışlardır. Ek olarak, yaptıkları çalışmada birinci yanma aşaması için a_1=3 ve m_1=1, ikinci yanma aşaması içinde a_2=10 ve m_2=1 değerlerini hesaplama için kullanmışlardır. Sonucunda, çift-wiebe fonksiyonu kullanılarak yapılan simülasyon ile yakılan kütle oranın deneysel sonuçlara yakın olduğunu tespit etmişlerdir [71]. HCCI analizinde n-heptane yakıtı için çift-wiebe fonksiyonu ve yukarıda ifade edilen katsayı değerleri kullanılmıştır.

5. BULGULAR VE TARTIŞMA

Dizel, Otto ve HCCI motor çevrimleri için önceki bölümlerde yer alan termodinamik hesaplamalar göz önüne alınarak MATLAB programı üzerinde kodlar yazılmıştır. Yazılan kodların karşılaştırmalı doğrulamaları yapıldıktan sonra Antor 3LD510 motoru için analizler yapılmıştır. Bu bölümde simülasyon programında yazılan motor çevrimi kodları üzerinden motor parametrelerinde değişiklikler yapılarak elde edilmiş olan grafiklerin yorumlanması ve sonuçların irdelenmesi ele alınmıştır.

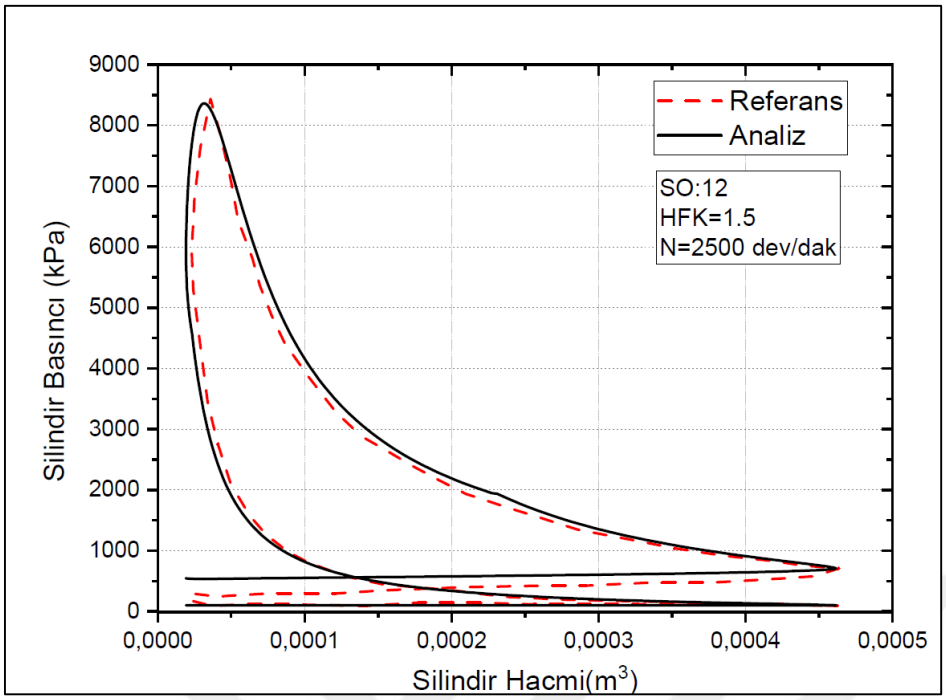
5.1. Dizel Çevrim

Dizel çevrim için öncelikle teorik hesaplamalar yapılmış olup ardından gerçek çevrim analizi yapılmıştır. Gerçek çevrimde Woschni ısı transfer modeli kullanılmıştır. Dizel çevrim analizinin doğruluğunu tespit etmek amacıyla başka bir çalışmada kullanılan dizel motoru ele alınmıştır. Karşılaştırılan motora ait özellikler Çizelge 5.1'de verilmiştir.

Çizelge 5.1. Dizel çevrimde kullanılan motorun parametreleri [67]

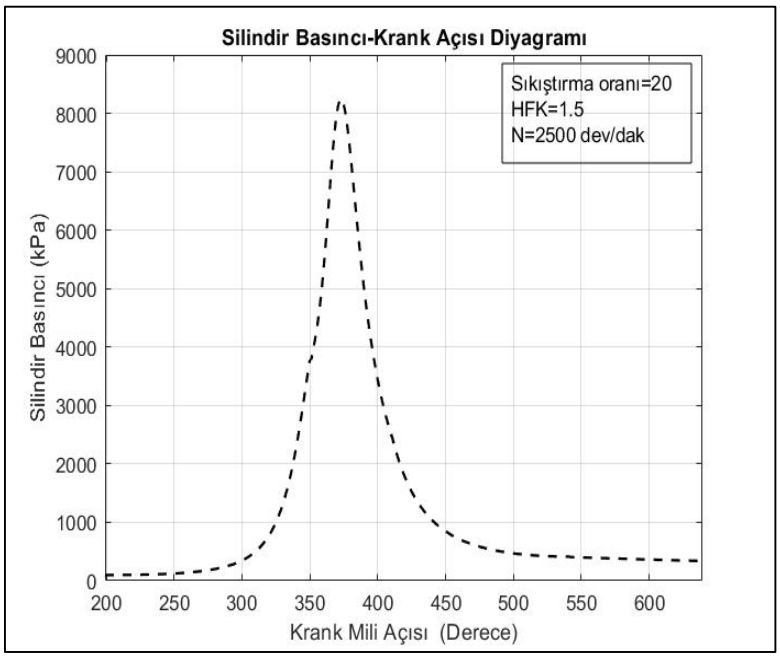
Giriş Sıcaklık Değeri (K)	298
Giriş Basınç Değeri (kPa)	101.325
Çap Değeri(m)	0.08
Stroke Uzunluğu(m)	0.088
Krank Mili Yarıçapı(m)	0.044
Biyel Uzunluğu(m)	0.19
Devir sayısı (rpm)	2500
Sıkıştırma Oranı	20
Hava Fazlalık Katsayısı	1.5
Yakıt	n-dodecane

Verilen motor özelliklerine göre MATLAB programında simüle edilen çevrim sonucunda elde edilen grafikler aşağıda gösterilmiştir.

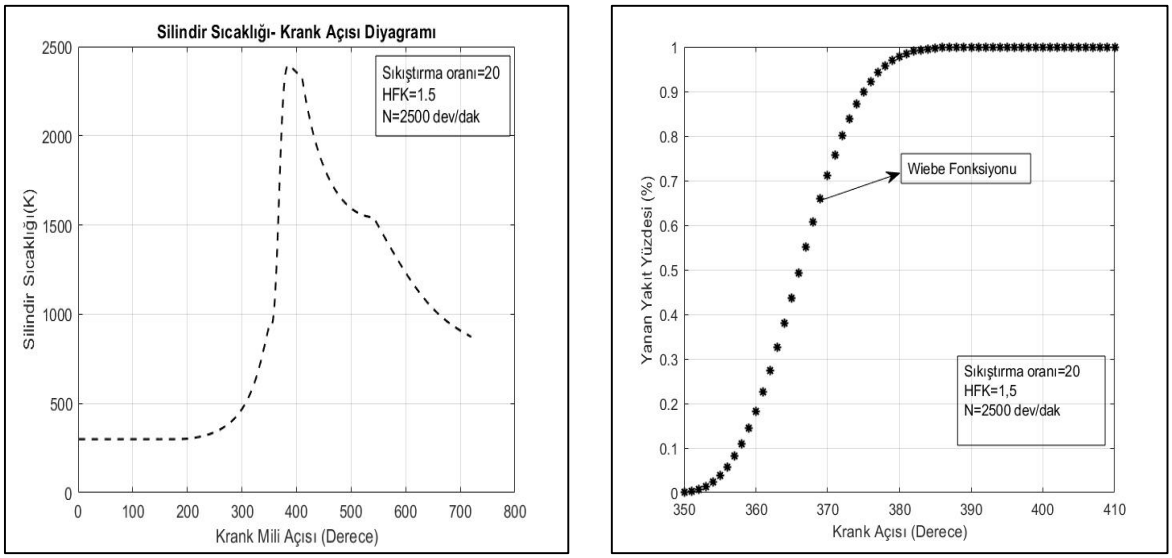


Şekil 5.1. Dizel çevrime ait karşılaştırmalı P-V diyagramı

Krank açısına bağlı olarak simülasyon sonucu elde edilen silindir basıncının silindir hacmine bağlı kıyaslamalı grafiği Şekil 5.1'de gösterilmiştir. Grafik incelendiğinde yakıtın yanması neticesinde oluşan maksimum silindir basıncı değerinin yazılan kod sonucunda 8245 kPa olduğu ve bu değerin örnek çalışma ile yakın sonuç gösterdiği görülmektedir.



Şekil 5.2. Dizel çevrime ait silindir basıncı-krank mili açısı diyagramı

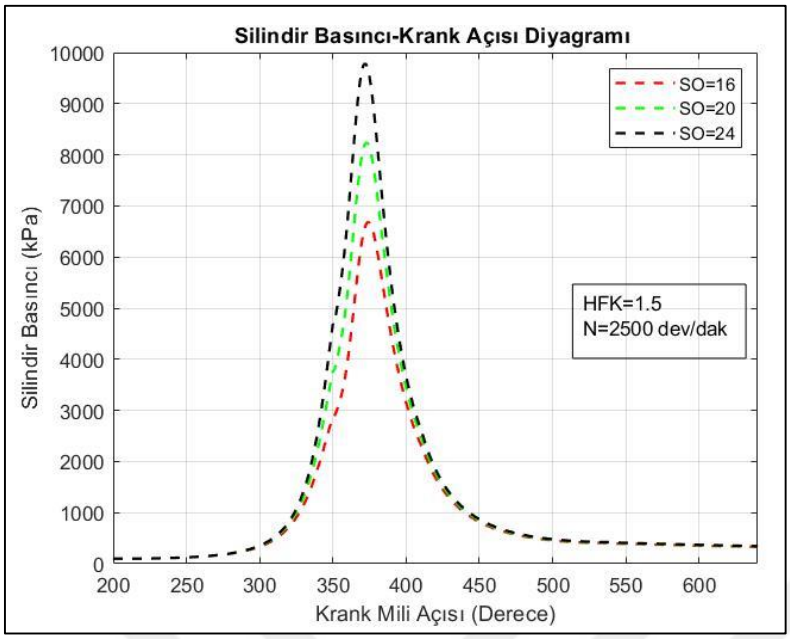


a) b)

Şekil 5.3. a) Silindir sıcaklığı - krank mili açısı diyagramı, b) Yanan yakıt yüzdesi- krank mili açısı diyagramı

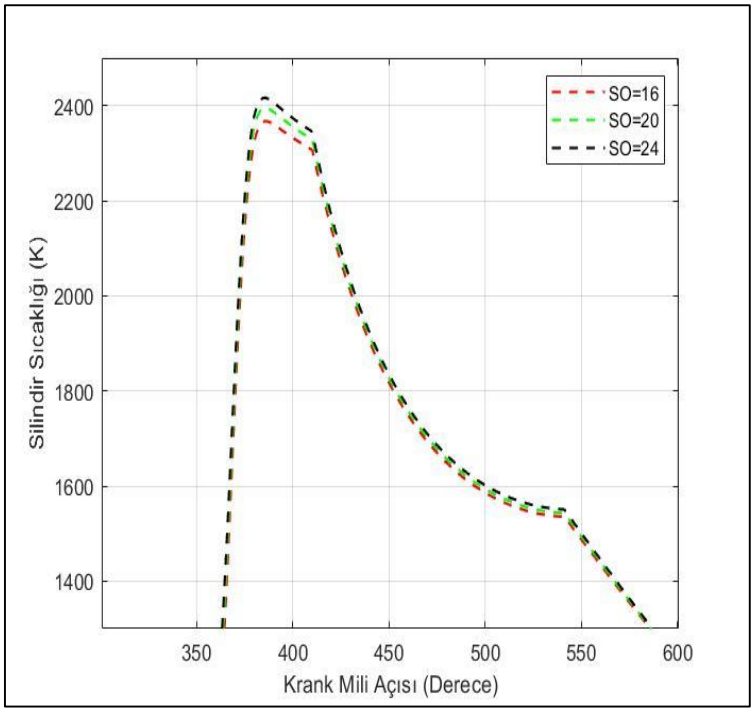
İrdelenen dizel çevrim için krank açısına bağlı silindir basıncı diyagramı Şekil 5.2'de gösterilmiştir. Ayrıca, krank mili açısına bağlı olarak silindir sıcaklığındaki değişimi gösteren grafik ve wiebe fonksiyonundan faydalanılarak 350° KA'da başlayan yakıt yanmasının yüzdesel olarak değişiminin gösterimi Şekil 5.3'de görülmektedir. 350° KA'da sıkıştırma sonucu oluşan sıcaklık değeri 841,6 K iken yakıtın yanması sonucu oluşan maksimum sıcaklık değeri 2405 K'dir. Şekil 5.2 ve Şekil 5.3'te yer alan grafikler incelendiğinde yakıtın tutuşmaya başlamasından sonra silindir basıncında ve sıcaklığında ani bir yükseliş meydana geldiği ve bu yükselişin yanan yakıt yüzdesi ile ilişkili olduğu anlaşılmaktadır. Şekil 5.2 ve Şekil 5.3'ten faydalanılarak yanma işleminin tamamlanmasının ardından silindir basıncında meydana gelen düşüşten ve ısı transferinden kaynaklanan kayıplardan dolayı silindir sıcaklığında düşüşler meydana geldiği görülmektedir.

Farklı sıkıştırma oranları kullanılarak krank mili açısının silindir basıncı ile ilişkisi Şekil 5.4'te ve krank açısına bağlı olarak silindir sıcaklığındaki değişimi diyagramı Şekil 5.5'te verilmiştir.



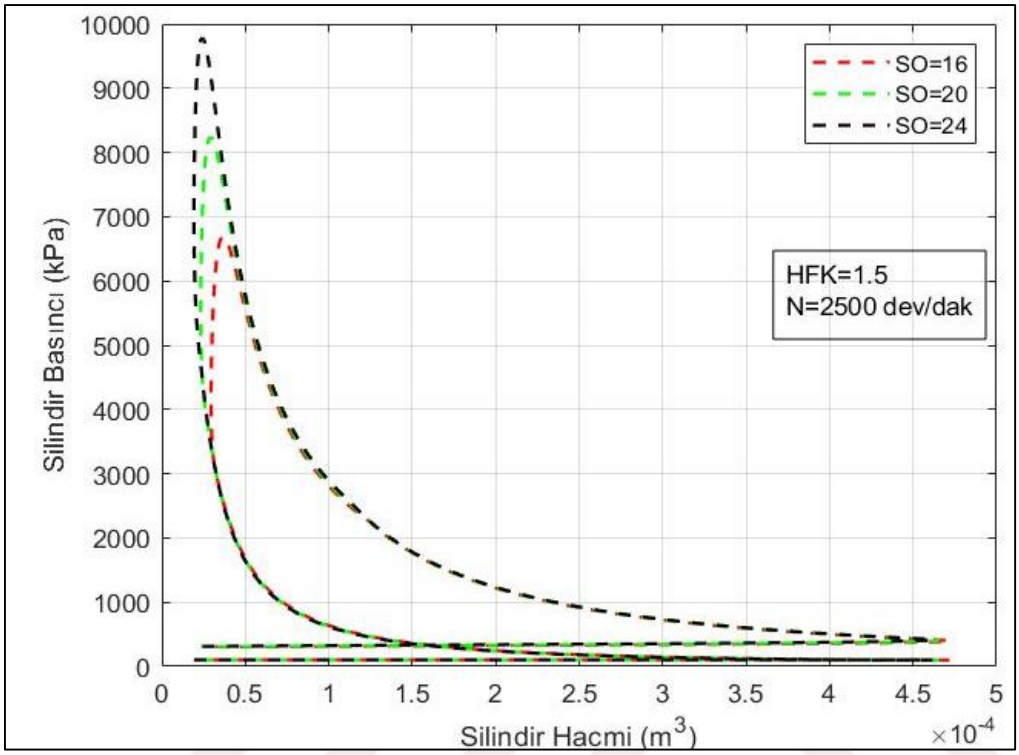
Şekil 5.4. Farklı sıkıştırma oranlarında silindir basıncının krank açısına bağlı değişimi

Sıkıştırma oranındaki artış sonucunda maksimum silindir basınçlarında artışlara sebep olduğu görülmektedir. Bu durum da yanmış kütle yüzdesinin yükselmesine yol açarak yanma veriminde ve maksimum silindir basıncında artışa sebep olmaktadır.



Şekil 5.5 Farklı sıkıştırma oranlarının krank açısına bağlı olarak silindir sıcaklığındaki değişimi

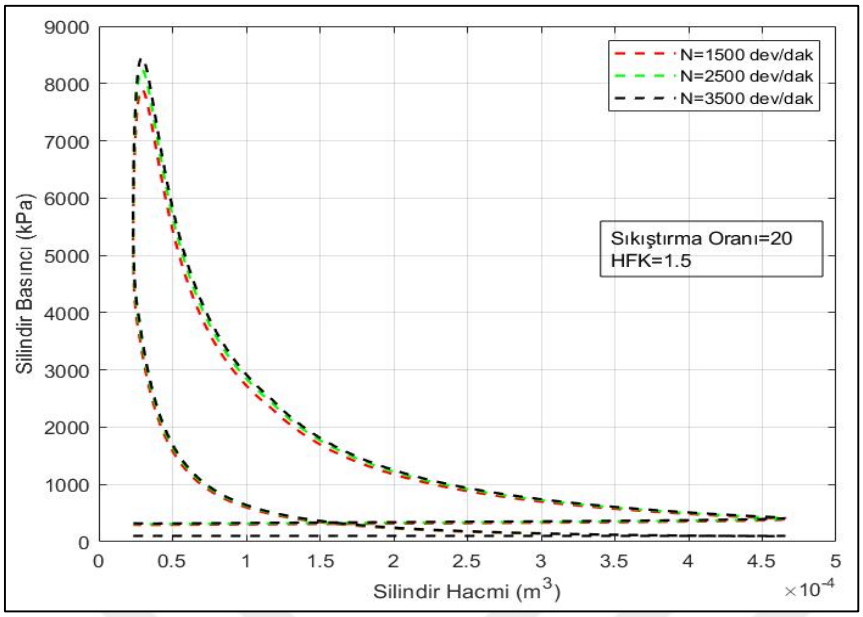
Sıkıştırma oranının artışı silindir basıncında yükselmelere sebep olduğu için sıcaklıkta az miktarda artış olduğu Şekil 5.5'te gözlemlenmiştir.



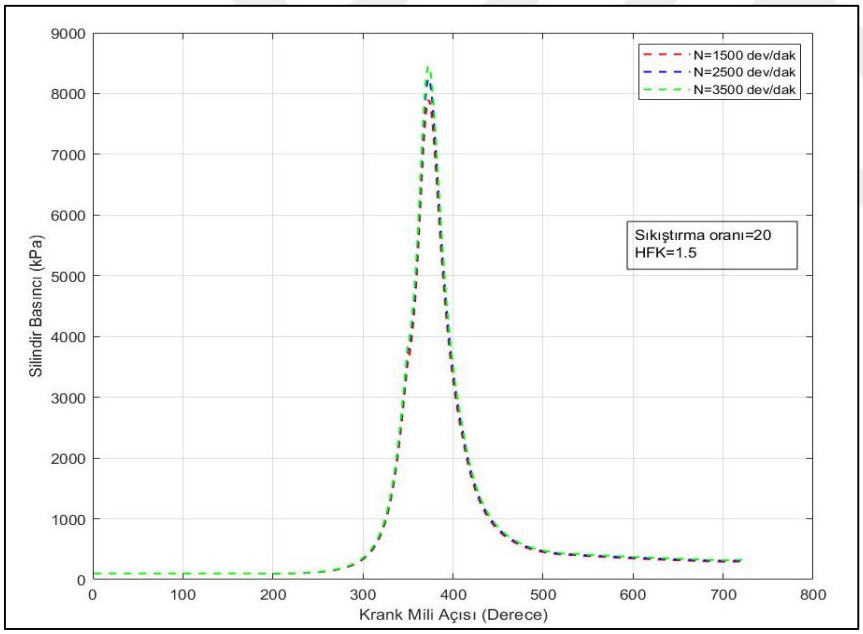
Şekil 5.6. Farklı sıkıştırma oranları için P-V diyagramı

Sabit motor hızı ve hava fazlalık katsayısı altında silindir hacmi ile silindir basıncı arasındaki ilişki Şekil 5.6'da gösterilmiştir. Sıkıştırma oranı 16 iken maksimum silindir basıncı değeri 6688 kPa, sıkıştırma oranı 20 iken maksimum silindir basıncı değeri 8245 kPa ve sıkıştırma oranı 24 iken maksimum silindir basıncı değeri 9790 kPa olarak bulunmuştur. Sıkıştırma oranında artması sonucu net iş hesabında artış meydana getirdiği için termik verimin arttırdığı sonucuna Şekil 5.6'dan ulaşılabilmektedir.

Sabit sıkıştırma oranı ve hava fazlalık katsayısı altında silindir hacmi ile silindir basıncı arasındaki ilişki Şekil 5.7'de, krank açısına bağlı silindir basıncı diyagramı da Şekil 5.8'de verilmiştir.

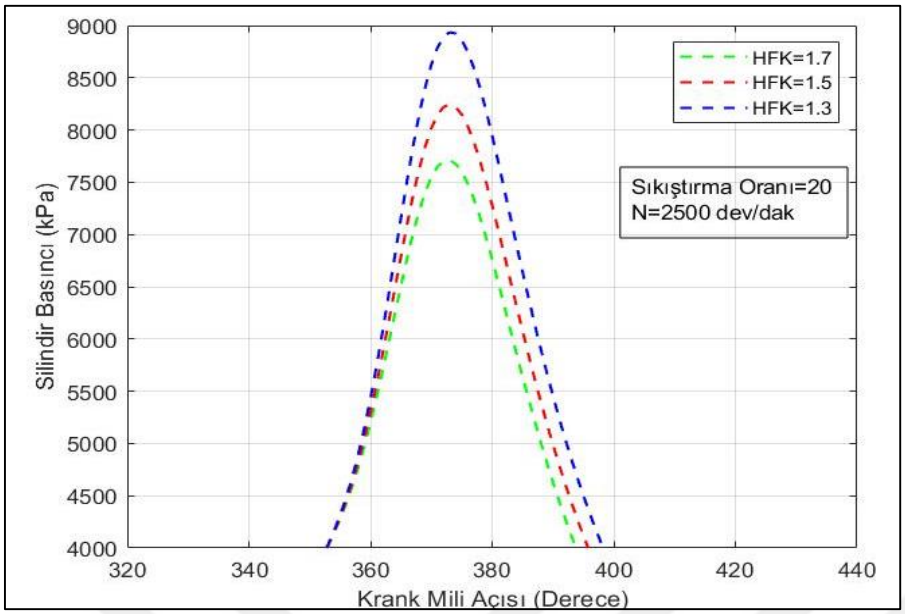


Şekil 5.7. Farklı devir sayıları için P-V diyagramı



Şekil 5.8.Farklı devir sayıları için P-KA diyagramı

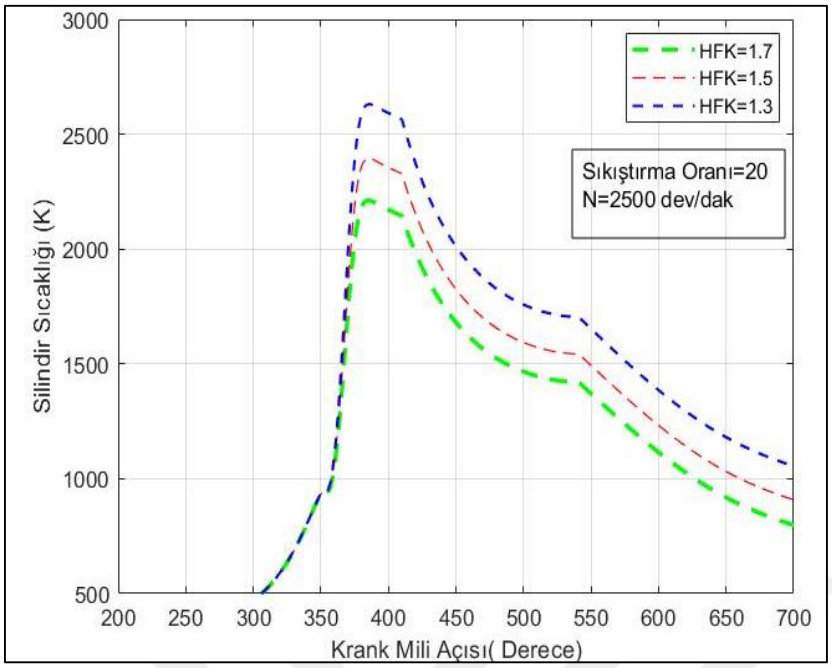
1500 ile 3500 dev/dak arasında değişen devir sayısına göre maksimum silindir basıncında çok fazla değişiklik olmadığı Şekil 5.8'de gözlemlenmiştir. Şekil 5.7'de görüleceği üzere devir sayısının artması ile P-V diyagramının altında kalan alanda çok az miktarda iş artışı meydana gelmiştir. Bu durumda, devir sayısının artması ile az bir miktarda verim artışına sebep olduğu sonucuna varılmaktadır.



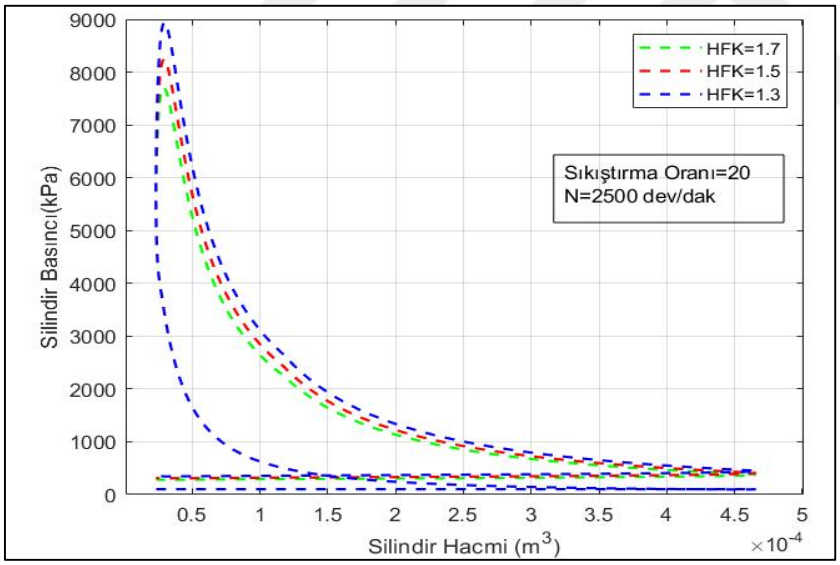
Şekil 5.9. Farklı hava fazlalık katsayısının krank açısına bağlı olarak silindir basıncındaki değişimi

Sabit sıkıştırma oranı ve devir hızı altında farklı hava fazlalık katsayıları için silindir basıncı ile krank açısı arasındaki ilişki Şekil 5.9'da gösterilmiştir. Hava fazlalık katsayısındaki değişimin sıkıştırma prosesini etkilemediğinden dolayı sıkıştırma sonu olan 350° KA konumunda basınç değerinde değişikliğe sebep olmamaktadır. Yanma işleminde ise hava fazlalık katsayısının artması ile maksimum silindir basıncının azaldığı Şekil 5.9'da görülmektedir. Ayrıca, maksimum silindir basıncının meydana geldiği krank açısı konumu üç hava fazlalık katsayısı içinde değişmemektedir.

Sabit sıkıştırma oranı ve devir sayısı altında farklı hava fazlalık katsayıları için krank açısına bağlı silindir sıcaklığı diyagramı Şekil 5.10'da, silindir basıncının silindir hacmine bağlı değişim diyagramı da Şekil 5.11'de gösterilmektedir.



Şekil 5.10. Farklı hava fazlalık katsayısının krank açısına bağlı olarak silindir sıcaklığındaki değişimi



Şekil 5.11. Farklı hava fazlalık katsayıları için P-V diyagramı

Şekil 5.10 ve Şekil 5.11'deki diyagramlara göre hava fazlalık katsayısının artışı maksimum silindir basıncını düşürdüğü, bu düşüşün silindir sıcaklığında azalmalara sebebiyet verdiği görülmektedir. Şekil 5.11'de verilen diyagrama göre HFK değerinin artması ile net iş miktarı azalmakta ve bu durum da termal verimi olumsuz yönde etkilemektedir.

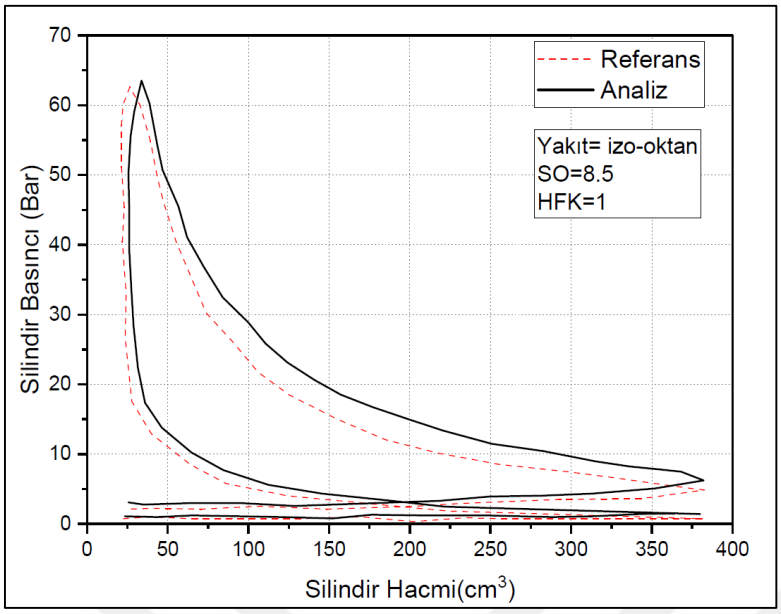
5.2. OTTO Çevrim

OTTO çevrim için teorik analiz yapılıp, ardından gerçek çevrim analizi yapılmıştır. Gerçek çevrimde Wiebe fonksiyonu ile Woschni ısı transfer modeli kullanılmıştır. Buji ile ateşlemeli çevrim analizinin doğruluğunu kontrol etmek maksadıyla başka bir çalışma ile kıyaslaması yapılmıştır. Karşılaştırılan motora ait özellikler Çizelge 5.2'de verilmiştir.

Çizelge 5.2. Buji ile ateşlemeli çevriminde kullanılan motora ait parametreler [72]

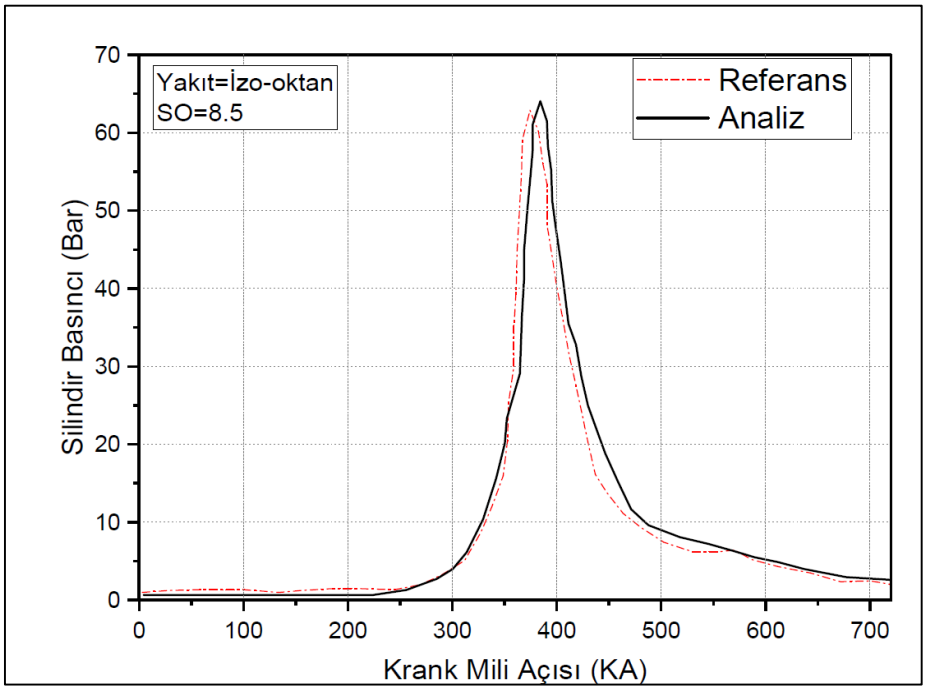
Giriş Sıcaklık Değeri (K)	330
Giriş Basınç Değeri (kPa)	101.325
Çap Değeri(m)	0.082
Stroke Uzunluğu(m)	0.064
Maksimum devir sayısı(rpm)	3800
Sıkıştırma Oranı	8.5
Yakıt	İzo-oktan
Hava Fazlalık Katsayısı	λ=1

Verilen motor özelliklerine göre simülasyon sonucunda Buji ile ateşlemeli motor çevrimi için elde edilen grafikler aşağıda gösterilmektedir. Krank açısına bağlı olarak simülasyon sonucu elde edilen silindir basıncının silindir hacmine bağlı grafiği Şekil 5.12'de ve krank açısına bağlı silindir basıncı değişim grafiği Şekil 5.13'te gösterilmiştir.



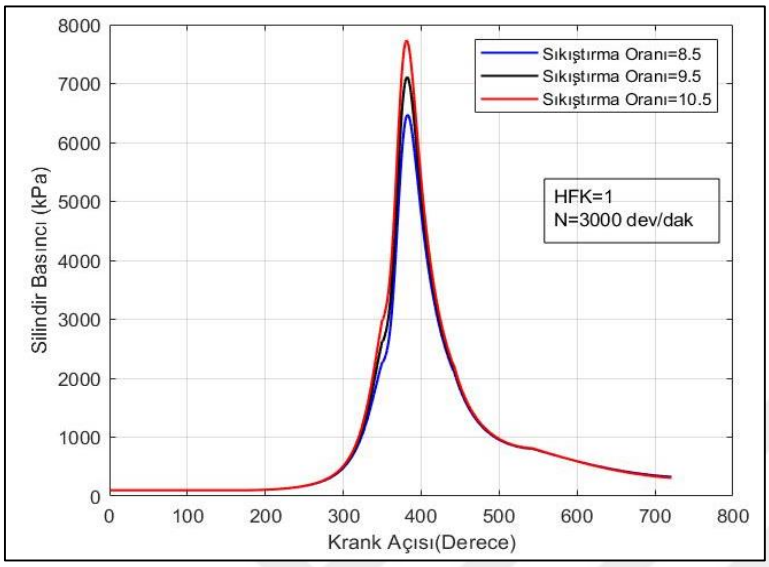
Şekil 5.12. Otto çevrimine ait kıyaslamalı P-V diyagramı

Şekil 5.12 göz önüne alındığında izo-oktan yakıtın yanması neticesinde oluşan maksimum silindir basıncı değerinin referans alınan çalışma sonucunda 6310 kPa geldiği, yazılan kod sonucunda ise maksimum silindir basıncı değeri 6415 kPa gelmiştir. Değerler karşılaştırıldığında yapılan simülasyonun örnek çalışma ile yakın sonuç verdiği Şekil 5.13'te görülmektedir.

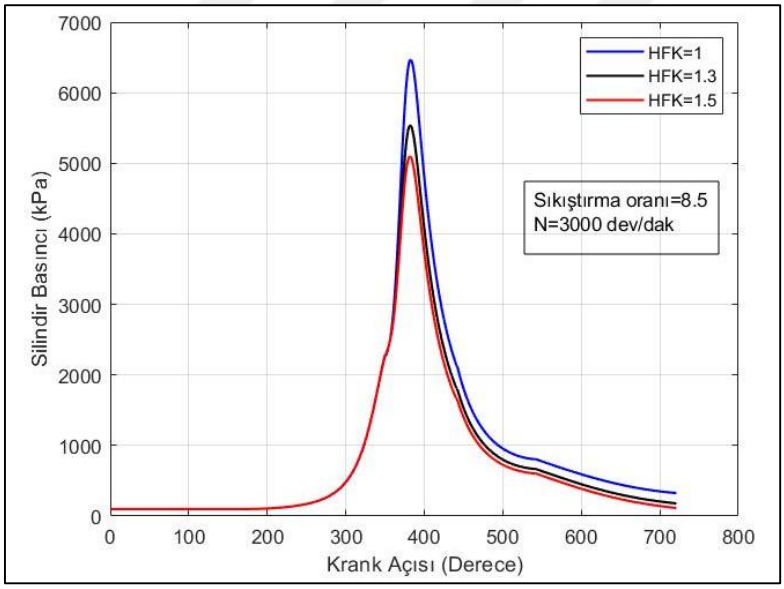


Şekil 5.13. Otto çevrimine ait kıyaslamalı P-KA diyagramı

Farklı sıkıştırma oranları için krank mili açısının silindir basıncı ile ilişkisi Şekil 5.14'te, farklı hava fazlalık katsayıları için krank açısına bağlı silindir basıncı diyagramı Şekil 5.15'te gösterilmiştir.



Şekil 5.14. Otto çevriminde farklı sıkıştırma oranları için P-KA diyagramı



Şekil 5.15. Otto çevriminde farklı HFK değerleri için P-KA diyagramı

Sıkıştırma oranındaki artış ile maksimum silindir basınçlarında artışlar meydana geldiği fakat hava fazlalık katsayısındaki artış sonucunda maksimum silindir basınçlarında azalışlar meydana geldiği yukarıdaki grafiklerden çıkarılmaktadır.

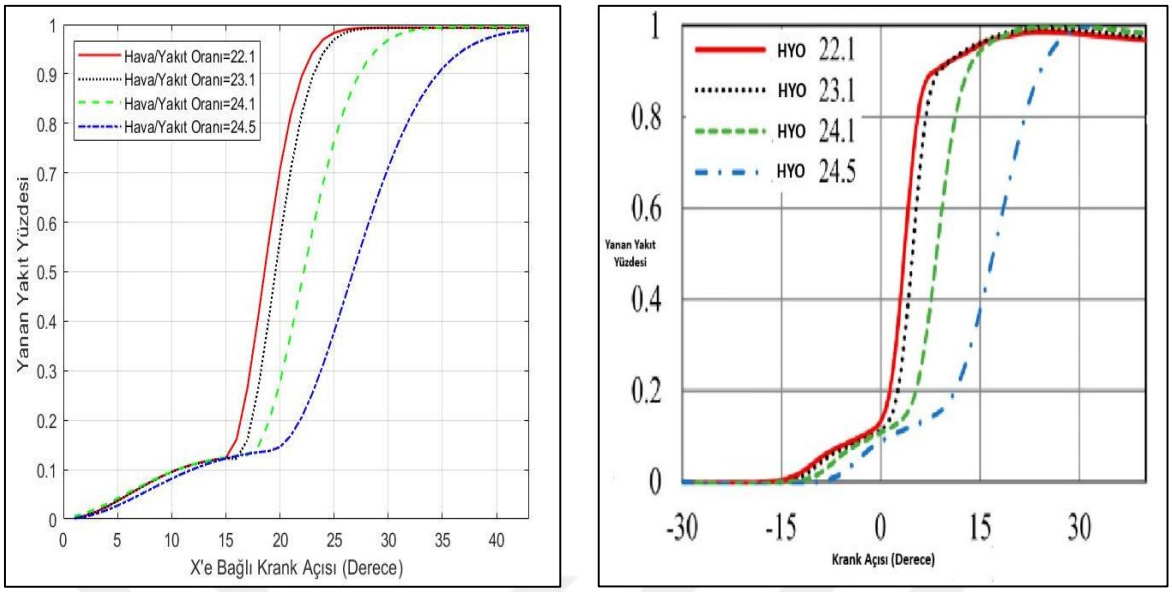
5.3. HCCI Çevrim

HCCI çevrim analizi için Woschni ısı transfer modeli kullanılmış ve yakıtın yanma miktarını hesaplayabilmek amacıyla çift Wiebe fonksiyonundan faydalanılmıştır. HCCI çevrim analizinin doğruluğunu tespit etmek amacıyla başka bir çalışmada kullanılan HCCI motor çevrimi ele alınmıştır. Karşılaştırılan motora ait özellikler Çizelge 5.3'te verilmiştir.

Çizelge 5.3. HCCI çevrimde kullanılan motora ait parametreler [71]

Giriş Sıcaklık Değeri(K)	298
Giriş Basınç Değeri (kPa)	101.325
Çap Değeri(m)	0.0524
Stroke Uzunluğu(m)	0.0578
Devir sayısı(rpm)	2000
Sıkıştırma Oranı	10.5
Yakıt	n-heptane
Hava/Yakıt Oranı	22.1-23.1-24.1-24.5

Verilen motor özelliklerine göre HCCI çevrim için simülasyon sonucunda elde edilen grafikler aşağıda gösterilmiştir. Sabit sıkıştırma oranında farklı hava/yakıt oranları için yanan yakıt yüzdesinin krank açısına bağlı diyagramı Şekil 5.16'da verilmiştir.

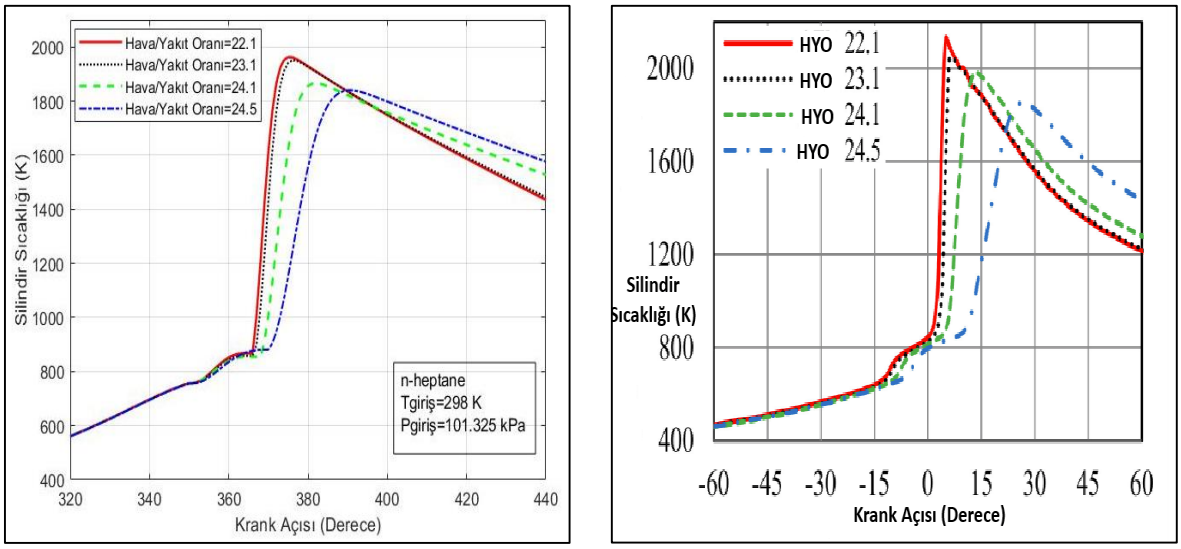


a) b)

Şekil 5.16. Farklı H/Y oranları için yanan yakıt yüzdesi diyagramı a) Simüle edilen çevrim b) Karşılaştırılan çevrim [71]

Şekil 5.16'da karşılaştırılan çevrimde yanma başlangıcı olan -15°KA, simüle edilen çevrimimizde yanmanın başladığı 350°KA olan x'in "0" noktasına işaret etmektedir. Hava/Yakıt oranın artması ile birlikte yakıtın ani yanma kısmına geçmesi zaman almaktadır. Bu durum motorun yanma performansını olumsuz yönde etkilemektedir.

Sabit sıkıştırma oranında farklı hava/yakıt oranları için krank açısına bağlı olarak değişen silindir sıcaklık dağılım grafiği Şekil 5.17'de gösterilmiştir.

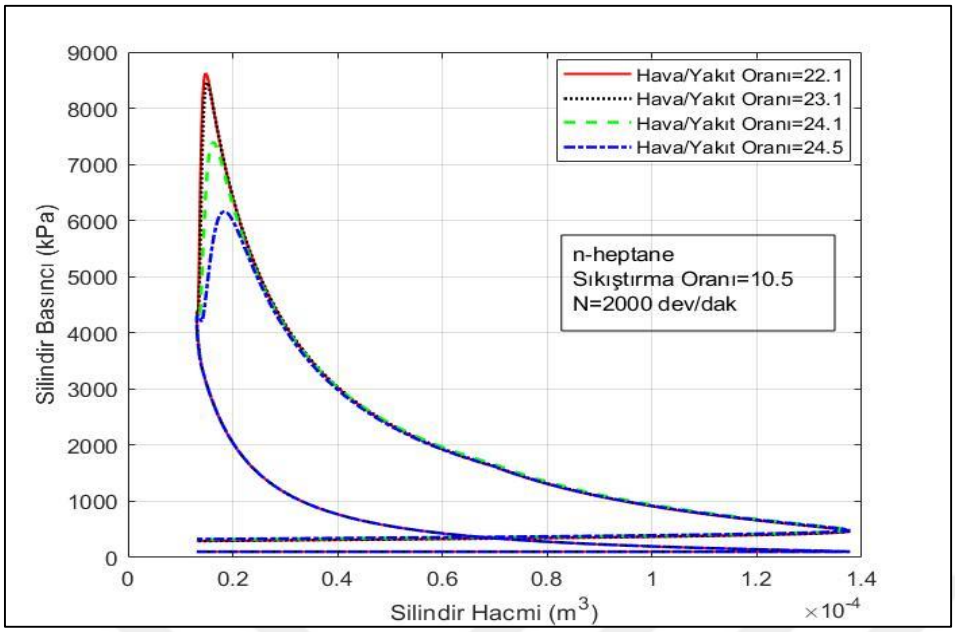


a) b)

Şekil 5.17. Farklı H/Y oranları için T-KA diyagramı a) Simüle edilen çevrim b) Karşılaştırılan çevrim [71]

Hava/Yakıt oranın artması ile maksimum silindir sıcaklık değerinde azalmalar meydana geldiği Şekil 5.17'de görülmektedir. Hava/Yakıt oranının artması ile yanma hızında düşüşlerin meydana geldiği ve silindir içerisinde bulunan yakıtın ani yanma kısmına daha geç başladığı sonucuna varılmaktadır. Ek olarak, hava/yakıt oranındaki artış ile birlikte sıcaklığa bağlı olarak maksimum basınç değerlerinde de azalmalar meydana gelmektedir.

Sabit sıkıştırma oranı ve devir sayısı altında farklı hava fazlalık katsayıları için silindir basıncının silindir hacmine bağlı değişim diyagramı da Şekil 5.18'te gösterilmektedir.



Şekil 5.18. Farklı hava/yakıt oranları için P-V diyagramı

Şekil 5.18'te verilen diyagrama göre Woschni ısı transferi göz önünde bulundurulduğunda hava/yakıt oranı 22.1 olduğu zaman maksimum silindir basıncı değeri 8625 kPa iken hava/yakıt oranı 24.5 olduğunda maksimum silindir basıncı değeri 6154 kPa olarak hesaplanmıştır. Bu durumda, hava/yakıt oranın artmasıyla birlikte maksimum silindir basınç değerlerinde düşüşler meydana geldiği gözlemlenmiştir. Ek olarak, hava/yakıt oranının artması ile birlikte net iş miktarının azalması sonucunda verimde düşüşe sebep olmaktadır.

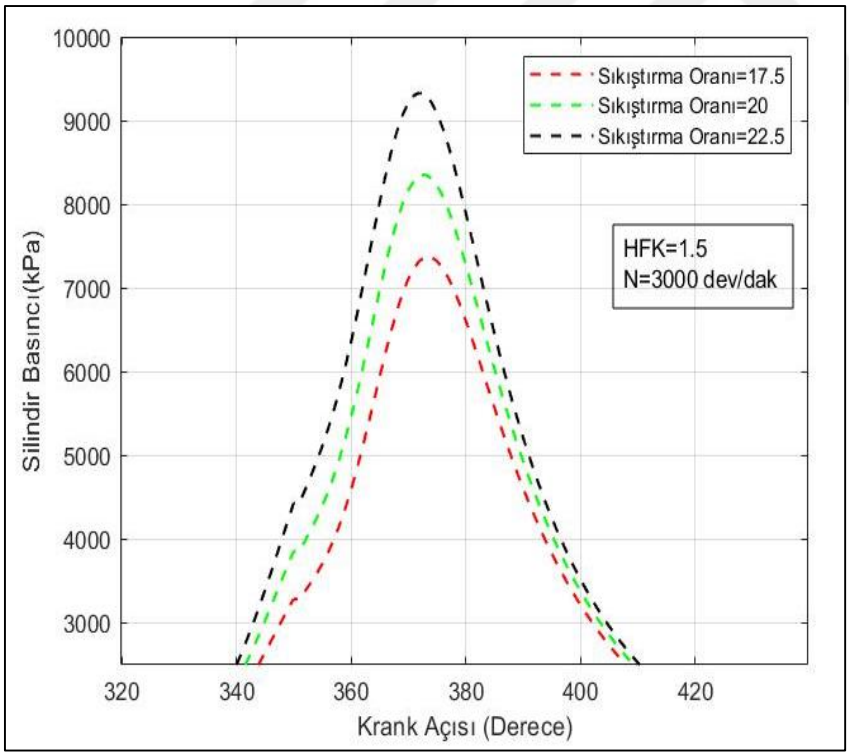
5.4. Analiz Sonuçları

Antor 3LD510 motoru için yapılan analizlere ait sonuçlar aşağıda grafikler halinde gösterilmektedir. Dizel çevrim analizi hesaplamalarında yakıtın yanma yüzdesi için wiebe fonksiyonu kullanılır iken HCCI çevrim analizi hesaplamalarında çift wiebe fonksiyonu kullanmıştır. Ek olarak, her iki çevrimde de Woschni ısı transfer korelasyonu kullanılmıştır. Antor 3LD510 motoruna ait teknik özellikler Çizelge 5.4'te verilmiştir.

Çizelge 5.4. Antor 3LD510 motoruna ait parametreler [73]

Giriş Sıcaklık Değeri (K)	298
Giriş Basınç Değeri (kPa)	101.325
Çap Değeri(m)	0.085
Stroke Uzunluğu(m)	0.090
Krank Mili Yarıçapı(m)	0.045
Biyel Uzunluğu(m)	0.145
Maksimum Motor Hızı (rpm)	3000
Sıkıştırma Oranı	17.5

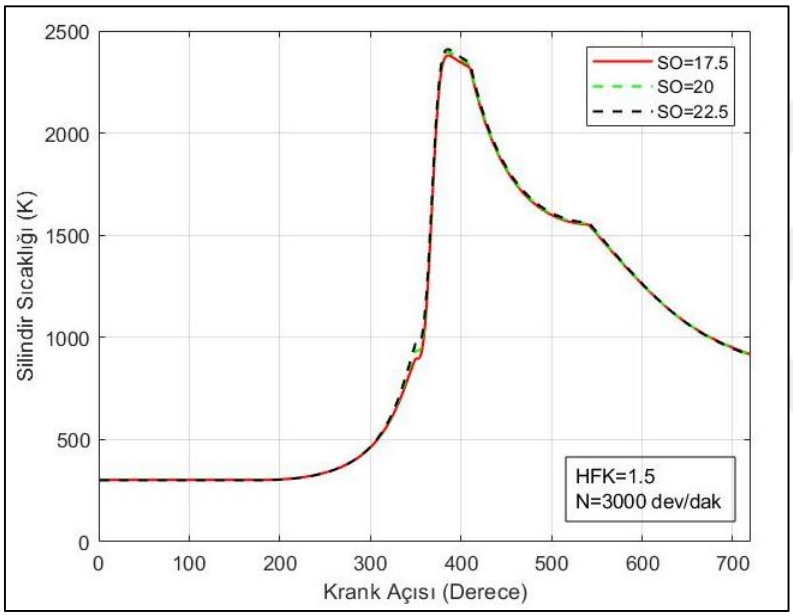
Çizelge 5.4'te verilen motor özelliklerine göre MATLAB programında simülasyonu yapılan dizel çevrim ait sonuçların grafiklere aşağıda verilmiştir. Dizel çevrimde yakıt olarak n-dodecane kullanılarak hesaplamalar yapılmıştır. Farklı sıkıştırma oranları kullanılarak krank mili açısının silindir basıncı ile ilişkisi Şekil 5.19'da gösterilmiştir.



Şekil 5.19. Farklı sıkıştırma oranlarında silindir basıncının krank açısına bağlı değişim diyagramı

Sabit motor hızı ve hava fazlalık katsayısı altında sıkıştırma oranı 17,5 iken maksimum silindir basıncı değeri 7370 kPa, sıkıştırma oranı 20 iken maksimum silindir basıncı değeri 8342 kPa ve sıkıştırma oranı 22,5 iken maksimum silindir basıncı değeri 9332 kPa olarak Şekil 5.19 üzerinden bulunmuştur. Sıkıştırma oranındaki artış sonucunda maksimum silindir basınçlarında artışlara sebep olduğu görülmektedir.

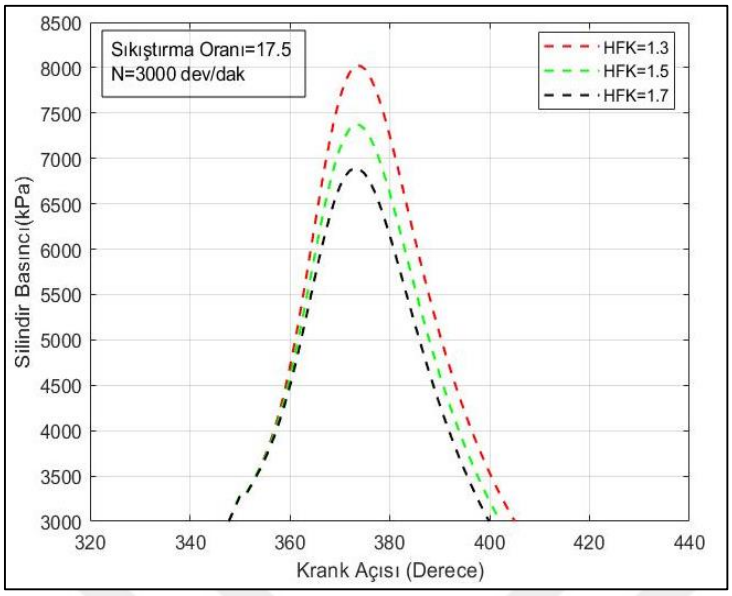
Farklı sıkıştırma oranları kullanılarak krank mili açısının silindir sıcaklığı ile ilişkisi Şekil 5.20'de gösterilmiştir.



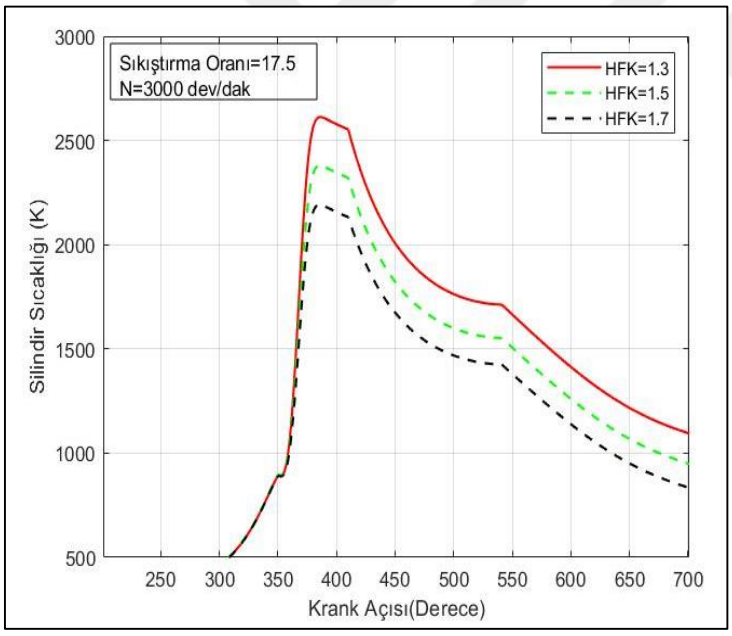
Şekil 5.20. Farklı sıkıştırma oranlarında silindir sıcaklığının krank açısına bağlı değişim diyagramı

Şekil 5.20'den faydalanılarak sabit motor hızı ve hava fazlalık katsayısı altında sıkıştırma oranı 17,5 iken maksimum silindir sıcaklık değeri 2380 K, sıkıştırma oranı 20 iken maksimum silindir sıcaklık değeri 2396 K ve sıkıştırma oranı 22,5 iken maksimum silindir sıcaklık değeri 2410 K bulunmuştur. Sıkıştırma oranındaki artışı ile birlikte silindir basınç artışlarına bağlı olarak maksimum sıcaklıkta bir miktar artış olduğu sonucuna varılmıştır.

Sabit sıkıştırma oranı ve devir sayısı altında farklı hava fazlalık katsayıları için krank açısına bağlı silindir basıncı diyagramı Şekil 5.21'de, krank açısına bağlı silindir sıcaklığı diyagramı Şekil 5.22'de gösterilmektedir.



Şekil 5.21. Farklı HFK değerleri için krank açısına bağlı olarak silindir basıncındaki değişim diyagramı

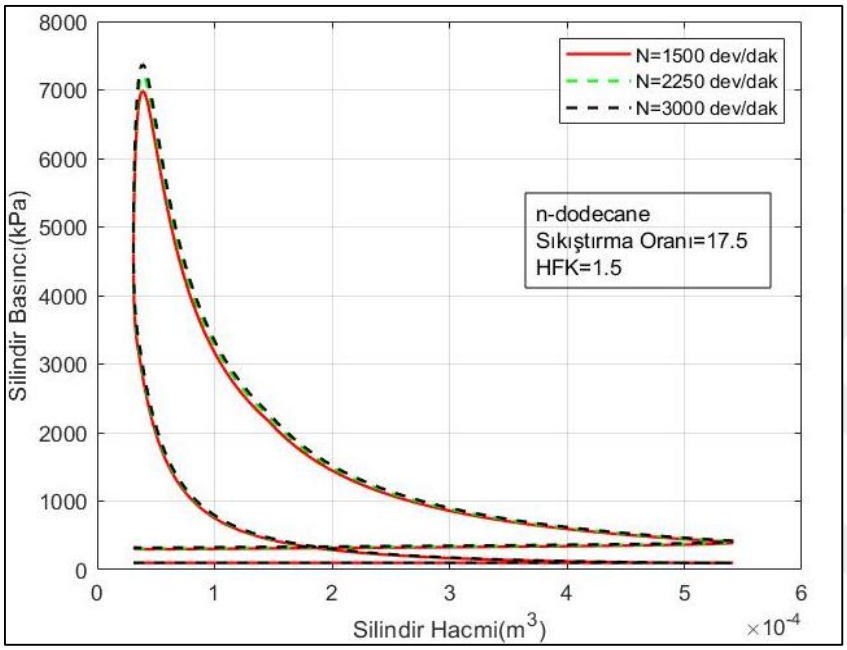


Şekil 5.22. Farklı HFK değerleri için krank açısına bağlı olarak silindir sıcaklığındaki değişim diyagramı

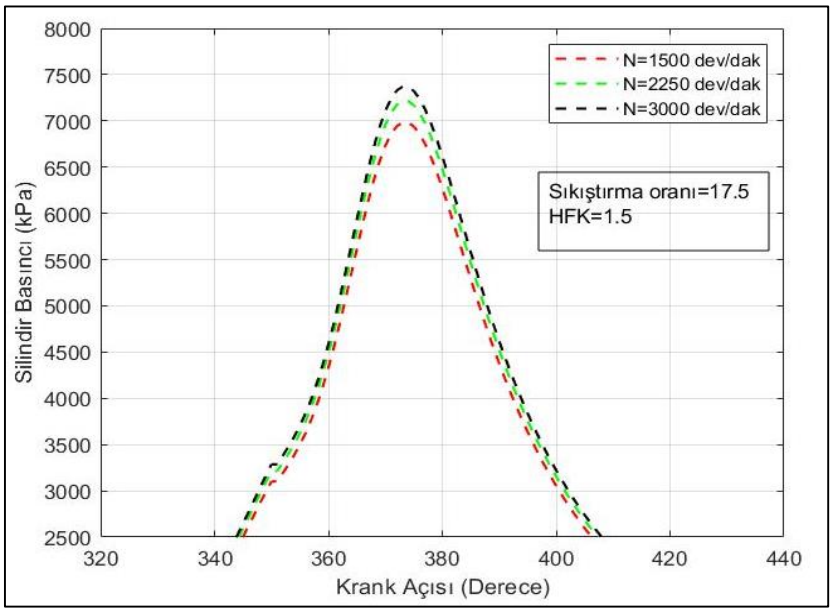
Hava fazlalık katsayısındaki artış veya azalışın sıkıştırma süreci üzerinde etkisi olmadığından dolayı sıkıştırma sonunda basınç ve sıcaklık değerlerinde değişikliğe sebep olmamaktadır. Yanma işleminde ise hava fazlalık katsayısının artması ile maksimum silindir basıncının ve buna bağlı olarak maksimum silindir sıcaklığının azaldığı yukarıda verilen grafiklerde görülmektedir. Ek olarak, silindirde hava miktarının artması ile yanma

veriminde düşüşler meydana geldiği için motor performansını olumsuz etkilediği sonucuna ulaşılabilmektedir.

Sabit sıkıştırma oranı ve hava fazlalık katsayısı altında farklı motor hızları için silindir hacmi ile silindir basıncı arasındaki ilişki Şekil 5.23'te, krank açısına bağlı silindir basıncı diyagramı da Şekil 5.24'te verilmiştir.



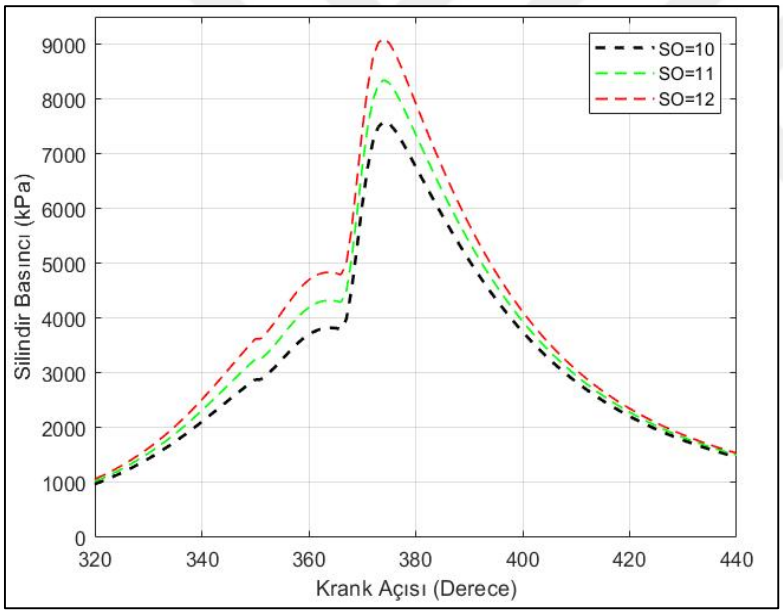
Şekil 5.23. Farklı devir sayılarında silindir hacminin silindir basıncındaki değişim diyagramı



Şekil 5.24. Farklı motor hızları için P-KA diyagramı

Şekil 5.23'te motor hızındaki artışın çok az miktarda iş artışına sebep olduğu P-V diyagramının altında kalan alandan anlaşılmaktadır. İlaveten, motor hızının artmasının verimi büyük oranda etkilemediği sonucuna varılmaktadır. Şekil 5.24'te 1500 dev/dak için maksimum silindir basınç değeri 6983 kPa, 2250 dev/dak için maksimum silindir basınç değeri 7216 kPa ve 3000 dev/dak için maksimum silindir basınç değeri 7370 kPa olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Kısaca, devir sayısındaki artışın maksimum silindir basıncında belli bir miktarda artışa sebep olduğu sonucuna varılmaktadır.

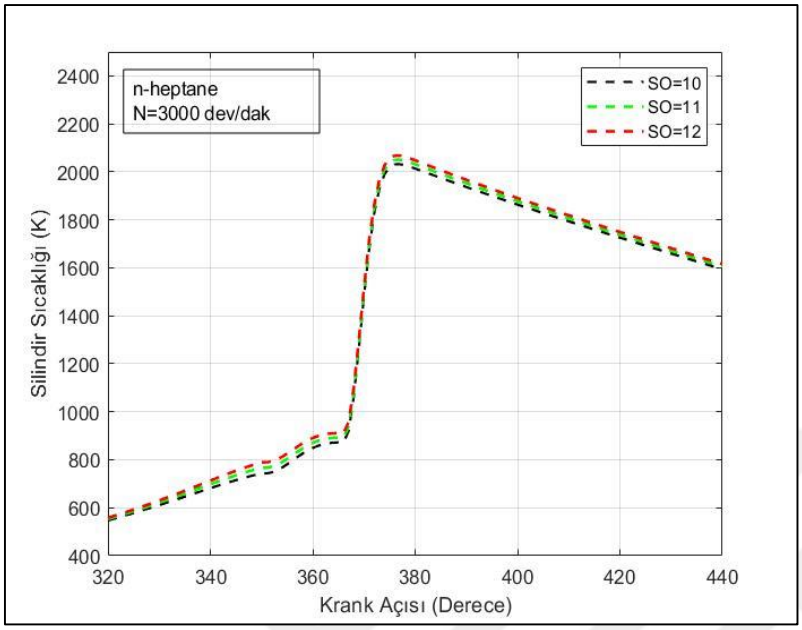
Çizelge 5.4'te verilen motor özelliklerine göre MATLAB programında simülasyonu yapılan HCCI çevrime ait sonuçların grafiklere aşağıda verilmiştir. HCCI motor çevriminde n-heptane yakıtı için hesaplamalar yapılmıştır. Farklı sıkıştırma oranları için silindir basıncının krank açısı ile bağlantısı Şekil 5.25'te gösterilmiştir.



Şekil 5.25. HCCI çevrime ait farklı sıkıştırma oranları için P-KA diyagramı

Yukarıdaki grafiğe göre sıkıştırma oranı 10 iken maksimum silindir basınç değeri 7584 kPa, sıkıştırma oranı 11 iken maksimum silindir basınç değeri 8348 kPa ve sıkıştırma oranı 12 iken maksimum silindir basınç değeri 9100 kPa olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Sıkıştırma oranının artmasıyla birlikte yakıtın tutuşması daha kolay hale geldiği için maksimum silindir basınç değeri yakıtın daha erken tutuşmasından dolayı artmaktadır. Şekil 5.25'te çift-wiebe fonksiyonun etkisi ile yanma aşmasında basınç önce bir miktar artış göstermiş, devamında ani yanma ile birlikte basınç artış miktarı ivmelenmiştir.

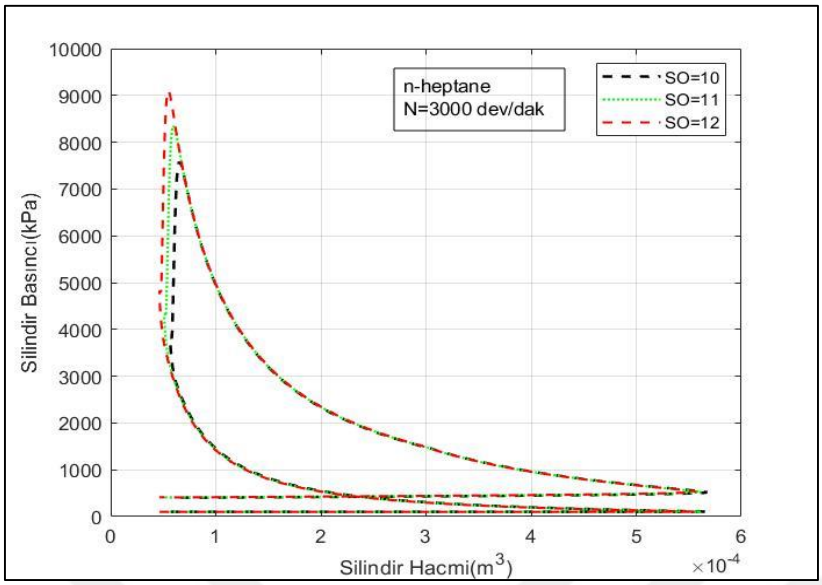
Farklı sıkıştırma oranları için silindir sıcaklık değişiminin krank açısı ile bağlantısı Şekil 5.26'da gösterilmiştir.



Şekil 5.26. HCCI çevrime ait farklı sıkıştırma oranları için T-KA diyagramı

Yukarıdaki grafiğe göre sıkıştırma oranı 10 iken maksimum silindir sıcaklık değerinin 2032 K, sıkıştırma oranı 11 iken maksimum silindir sıcaklık değerinin 2051 K ve sıkıştırma oranı 12 iken maksimum silindir sıcaklık değerinin 2068 K olduğu sonucuna ulaşılmıştır. 350°KA başlayan yanma sonucunda önce bir miktar yakıtın yanarak sıcaklık artışa sebep olduğu, ardından geri kalan yakıtın da ani yanması ile maksimum silindir sıcaklık değerleri oluştuğu görülmektedir. Şekil 5.25 ve Şekil 5.26'ya göre, sıcaklık oranındaki artışın basınç artışına nazaran daha az olduğu görülmektedir.

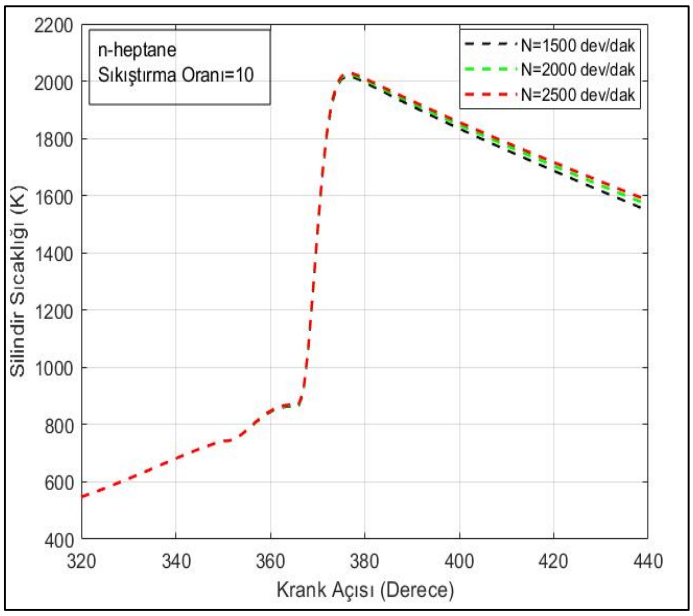
Farklı sıkıştırma oranları için silindir hacminin silindir basıncı değişimini gösteren diyagram Şekil 5.27'de verilmiştir.



Şekil 5.27. HCCI çevrime ait farklı sıkıştırma oranları için P-V diyagramı

Sıkıştırma oranında görülen artışın yanma aşamasını doğrudan etkileyerek P-V diyagramı altında kalan alanı arttırdığı ve buna bağlı olarak net işte bir miktar artışa sebebiyet verdiği sonucuna Şekil 5.27'den ulaşılabilmektedir. Bu durumda, net işe bağlı olarak motor performansını belli ölçüde arttığı sonucuna varılabilir.

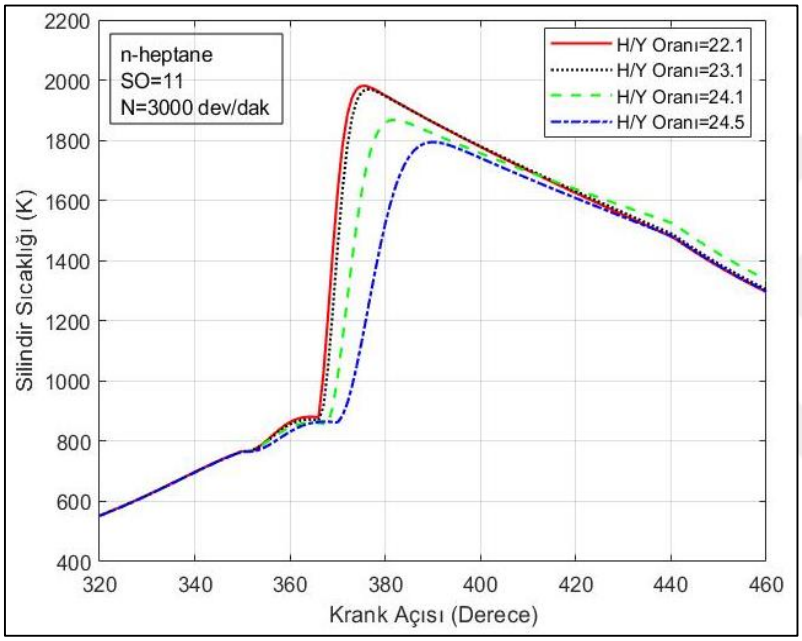
Sabit sıkıştırma oranında farklı motor hızları için krank açısına bağlı olarak değişen silindir sıcaklık grafiği Şekil 5.28'de verilmiştir.



Şekil 5.28. HCCI çevrime ait farklı motor hızları için T-KA diyagramı

Motor hızında meydana gelen artış miktarının aynı oranda sıcaklık artışına sebebiyet vermediği sonucuna Şekil 5.28'den ulaşılmaktadır. Ayrıca, silindir sıcaklığına bağlı olarak silindir basıncında da çok fazla değişikliğe sebebiyet vermeyeceği ve verimde etkisinin az olacağı sonucuna ulaşılabilmektedir.

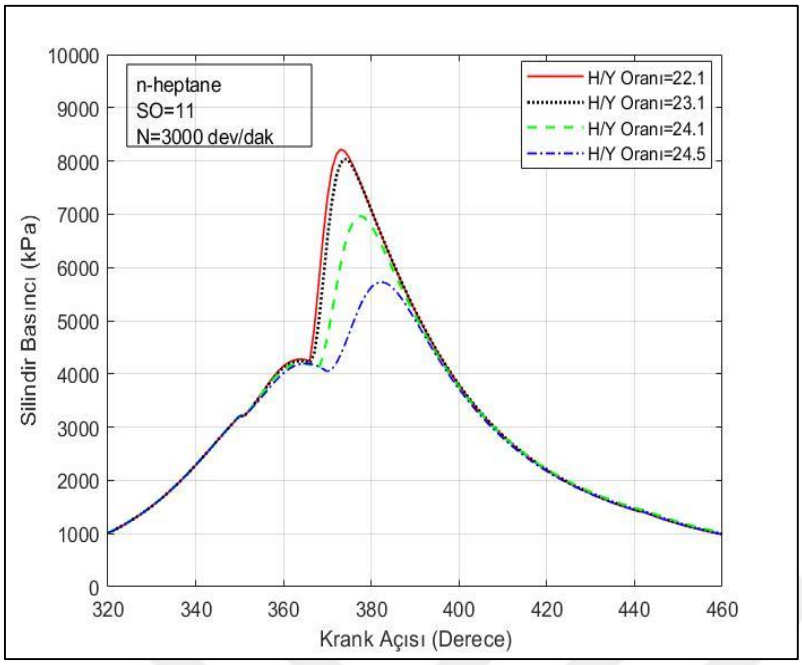
Sabit sıkıştırma oranı ve motor hızında farklı hava/yakıt oranları için krank açısına bağlı olarak değişen silindir sıcaklık dağılım grafiği Şekil 5.29'da gösterilmiştir.



Şekil 5.29. HCCI çevrime ait farklı H/Y oranları için T-KA diyagramı

Hava/Yakıt oranın artması ile birlikte maksimum silindir sıcaklık değerlerinde azalmaların oluştuğu Şekil 5.29'da görülmektedir. Bunun sebebi silindir içerisinde bulunan yakıtın ani yanma safhasına daha geç başlaması ve yanma hızında meydana gelen düşüşlerden kaynaklanmaktadır.

Sabit sıkıştırma oranı ve motor hızında farklı hava/yakıt oranları için krank açısına bağlı olarak değişen silindir basınç diyagramı Şekil 5.30'da gösterilmiştir.



Şekil 5.30. HCCI çevrime ait farklı H/Y oranları için P-KA diyagramı

Şekil 5.30'da hava/yakıt oranın artması ile silindir içi basınç değerlerinin azaldığı görülmektedir. Hava/ Yakıt oranının azalması ile silindir içerisine alınan yakıt miktarında artış meydana gelmekte olup açığa çıkan ısı enerjisi miktarını da yükseltmektedir. Bundan dolayı düşük hava/yakıt oranlarında daha yüksek silindir içi basınç değerleri meydana gelmektedir. Ek olarak, silindir içerisinde daha yüksek oranda yakıtın bulunduğu zengin karışımlarda, yakıt moleküllerinin oksijen ile daha fazla maruz kalmasından dolayı hava/yakıt karışımının kendiliğinden ateşlenebilmesi için uygun sıcaklık şartlarının daha erken oluşmasına sebebiyet vermektedir. Dolayısıyla, yanma süreci daha erken bir krank açısında meydana gelmektedir.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada MATLAB programı üzerinden termodinamik hesaplamalar yaptırılarak Dizel, Otto ve HCCI çevrimler için analizler gerçekleştirilmiştir. Krank açısına bağlı olarak yazılan kod ile silindir hacmi, silindir basıncı ve silindir sıcaklık değerleri bulunmuştur. Hesaplamalar sonucunda Dizel ve HCCI çevrimler için farklı hava fazlalık katsayıları, sıkıştırma oranları ve motor hızlarına bağlı olarak silindir basınç ve sıcaklık değişim grafikleri elde edilmiştir. Özgül ısı değerlerinin sıcaklıkla değişimi, woschni ısı transfer korelasyonu ve wiebe fonksiyonu hesaplamalara dahil edilmiştir. Yapılan analiz çalışmaları neticesinde aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır.

- HCCI yanmada karışımın zengin olması durumunda silindir içerisinde bulunan yakıt miktarının fazla olması ile yakıt enerjisinin artışına ve yanmanın getirmiş olduğu etki ile açığa çıkan ısının çok küçük krank mili açılarında oluştuğu sonucuna varılmıştır. Bu durum, basınç artışlarında yükselişlere sebebiyet vererek maksimum silindir basıncını arttırmıştır.
- Sabit hava fazlalık katsayısı ve sabit motor hızında, sıkıştırma oranının artması sonucunda maksimum basınç ve sıcaklık değerlerinde artışlar meydana gelmiştir. Bu durumun yakıtın kendiliğinden tutuşmasını kolaylaştıracağı için HCCI yanmayı olumlu yönde etkilemiştir.
- Sabit hava fazlalık katsayısı ve sabit sıkıştırma oranlarında, devir sayısındaki değişimin etkisi sınırlı kalmıştır. Buna karşın, devir sayısının artması ile sıkıştırma sürecinin daha hızlı gerçekleşmesi sonucu daha fazla karışım sıkıştırılmış olur. Bu durum yanma prosesinin daha erken bir konumda gerçekleşmesine zemin hazırlamaktadır. Dolayısıyla, motor hızında meydana gelen artışlarla birlikte yakıtın kendiliğinden tutuşma sıcaklığının belli oranda düştüğü sonucuna varılmaktadır.

Yapılan analizin daha kapsamlı hale dönüştürülmesi ve HCCI yanmanın daha iyi anlaşılabilmesi amacıyla gelecek çalışmalara fayda sağlamak için aşağıdaki öneriler tavsiye edilmektedir.

- Farklı ısı transfer modelleri kullanılarak HCCI yanma performansı analiz edilebilir.
- Farklı alternatif yakıtların veya yakıt karışımlarının kullanılmasıyla HCCI çevrim performansı incelenebilir.

- Deneysel verilerle kıyaslaması yapılarak kullanılacak alternatif yakıtlar için HCCI çevrimin çalışma aralığı incelenebilir.
- Turboşarj benzeri sistemlerin kullanımı ile HCCI çevrimin performansına etkisi incelenebilir.
- Analize egzoz gazı devridaimi (EGR) dahil edilerek HCCI yanma için daha gerçekçi çevrim analizi uygulanabilir.

KAYNAKLAR

1. İnternet:TÜİK Portal. URL: https://data.tuik.gov.tr/Kategori/GetKategori?p=ulastirma-ve-haberlesme-112&dil=1_, Son Erişim Tarihi:05.01.2024

2. İnternet: Paris Anlaşması. URL: https://www.mfa.gov.tr/paris-anlasmasi.tr.mfa , Son Erişim Tarihi:05.01.2024

3. İnternet: Yeşil Mutabakat. URL: https://ticaret.gov.tr/dis-iliskiler/yesil-mutabakat, Son Erişim Tarihi:05.01.2024

4. İnternet: Fit For 55. URL: https://www.consilium.europa.eu/en/policies/green-deal/fit-for-55-the-eu-plan-for-a-green-transition/, Son Erişim Tarihi:05.01.2024

5. İnternet: TÜİK Enerji Hesapları. URL: https://data.tuik.gov.tr/Bulten/Index?p=Enerji-Hesaplari-2021-49751, Son Erişim Tarihi:05.01.2024

6. İnternet: Greenhouse Gas Emissions from Energy Data Explorer, URL: https://www.iea.org/data-and-statistics/data-tools/greenhouse-gas-emissions-from-energy-data-explorer, Son Erişim Tarihi:05.01.2024

7. Epping, K., Aceves, S., Bechtold, R. and Dec, J. (2002). The potential of HCCI combustion for high efficiency and low emissions.*SAE Technical Paper*, Paper No:2002-01-1923.

8. Can, Ö. (2012). *Bir DI dizel motorda etanol ön karışımlı kısmi-HCCI uygulamasının yanma ve emisyonlar üzerine etkilerinin incelenmesi*, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 4-53.

9. İnternet: Mazda Skyactiv. URL: https://www.mazdausa.com/why-mazda/skyactiv, Son Erişim Tarihi:05.01.2024

10. İnternet: Nissan HCCI Engine. URL: https://www.nissan-global.com/EN/INNOVATION/TECHNOLOGY/ARCHIVE/HCCI/, Son Erişim Tarihi:05.01.2024

11. İnternet: Toyota’s diesel line up. URL: https://www.toyota-europe.com/news/2023/reducing-emissions-with-hvo100-fuel/, Son Erişim Tarihi:05.01.2024

12. Yaşar, H., Büyükkaya, E., Soyhan, H.S. ve Taymaz, İ. (Editörler). (2021). *İçten yanmalı motorlar mühendislik temelleri*. İstanbul: Novi Bios, 1-30.

13. Hakansson, A. (2007). CA50 *Estimation on HCCI Engine Using Engine Speed Variations*, Yüksek Lisans Tezi, Lund Institute of Technology, Lund.

14. Saxena S., Schenider S., Aceves, S. and Dibble, R. (2012). Wet ethanol in HCCI engines with exhaust heat recovery to improve the energy balance of ethanol fuels. *Applied Energy*, 98(C), 448-457.

15. Duan X., Lai M., Jansons M., Guo G. and 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. Ahn, K., Whitefoot, J., Babajimopoulos, A., Ortiz-Soto, E. and Papalambros, PY. (2013). Homogeneous charge compression ignition technology implemented in a hybrid electric vehicle: System optimal design and benefit analysis for a powersplit architecture. *Journal of Automobile Engineering*, 227(1), 87-98.

17. Kumar, P. and Rehman, A., (2014). Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Combustion Engine-A Review. *Journal of Mechanical and Civil Engineering*, 11(6), 47-67.

18. Su H, Mosbach S and Kraft. M. (2007). Two-stage Fuel Direct Injection ina Diesel Fuelled HCCI Engine. *SAE Technical Paper*, Paper No:2007-01-1880.

19. 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.

20. Hussaini, S.Y., Lahane, L.S. and Patil, N.G. (2016). Analysis of Performance and Emission Characteristics of a Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine. *Procedia Technology*, 25, 854-861.

21. Noguchi, M., Tanaka, Y., Tanaka, T. and Takeuchi, Y. (1979). A study on gasoline engine combustion by observation of intermediate reactive products during combustion. *SAE Transactions*, 2816-2828.

22. Onishi, S., Hong Jo, S., Shoda, K., Do Jo, P. and Kato, S. (1979). Active Thermoatmosphere Combustion (ATAC)-A New Combustion Process For Internal Combustion Engines. *SAE Transactions*, 1851-1860.

23. Najt, P. M. ve Foster, D. E. (1983). Compression-Ignited Homogeneous Charge Combustion. *SAE Transactions*, 964-979.

24. Thring, R. H. (1989). Homogeneous-Charge Compression-Ignition (HCCl) Engine. *SAE Paper*,892068.

25. Johansson, B. (2007). Homogeneous charge compression ignition: the future of IC engines. *International Journal of Vehicle Design*, 44(1-2), 1-19.

26. Polat, S. (2015). *HCCI bir motorda çalışma parametrelerinin yanmaya etkilerinin incelenmesi*. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 17-47, 82-92.

27. 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.

28. Baumgarten, C. (2006). *Mixture formation in internal combustion engine* (1.Baskı). Almanya: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 253-278.

29. Heywood, J. B. (1988). *Internal combustion engines Fundamentals*. (1.Baskı). New York: McGraw-Hill, 503-506.

30. Aoyama, T., Hattori, Y., Mizuta, J. and Sato, Y. (1996). An experimental study on premixed-charge compression ıgnition gasoline engines. *JSAE Review*, 3(16), 314.

31. Stranglmaier, R. H. and Roberts, C. E.(1999). Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI): Benefits, Compromises, and Future Engine Applications. *Society of Automotive Engineering*, 2138-2145.

32. Zhao, H. (2007). *HCCI and CAI Engines For The Automotive Industry*. England: Woodhead Publishing Limited, 19-509.

33. Yang, J. and Kenney, T. (2002). Some concept of DISI engine for high fuel efficiency and low emissions. *Society of Automotive Engineering*, 1467-1476.

34. Yang, J., Culp, T. and Kenney, T. (2002). Development of a gasoline engine system using HCCI technology-the concept and the test results. *Society of Automotive Engineering*, 1841-1854.

35. Velji A., Günthner M. and Spicher U. (2003). *Direkteinspritzung im Ottomotor mit Fremdund Kompressionszündung-Brennverfahren der Zukunft?*. 5. Tagung Direkteeinspritzung im Ottomotor. *Direkteeinspritzung im Ottomotor IV, Haus der Technik Fachbuch,* 24, 1-25.

36. Hountalas, D. T., Komninos, N. P. and Rakopoulos, C. D. (2007). A parametric investigation of hydrogen HCCI combustion using a multi-zone model approach. *Energy Conversion and Management*, 48, 2934-2941.

37. Pedersen, T. D. and Schramm, J. (2007). A study on the effects of compression ratio, engine speed and equivalence ratio on HCCI combustion of DME. *Society of Automotive Engineering*, Paper No:2007-01-1860.

38. Cavadiasa, S. and Machrafi, H. (2008). An experimental and numerical analysis of the influence of the inlet temperature, equivalence ratio and compression ratio on the HCCI auto-ignition process of primary reference fuels in an engine. *Fuel Processing Technology*, 89(11), 1218-1226.

39. Zhang, C. H., Pan, J. R., Tong, J. J. and Li, J. (2011). Effects of Intake Temperature and Excessive Air Coefficient on Combustion Characteristics and Emissions of HCCI Combustion. *Procedia Environmental Sciences*, 11, 1119-1127.

40. Mahrous, A. F. M., Portzebowski, A., Wyszynski, M. L., Xu, H. M., Tsolakis, A. and Luszcz, P. (2009). A modelling study into the effects of variable valve timing on the gas exchange process and performance of a 4-valve DI homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine. *Energy Conversion and Management*, 50(2), 393-398.

41. Çınar, C., Uyumaz, A., Polat, S., Yılmaz, E., Can, Ö. and Solmaz, H. (2016). Combustion and Performance Characteristics of an HCCI Engine Utilizing Trapped Residual Gas Via Reduced Valve Lift. *Applied Thermal Engineering*, 100, 586-594.

42. Christensen M. and Johansson B. (1998). Influence of mixture quality on homogenous charge compression ignition. *Society of Automotive Engineering*, 951-963.

43. Zhao, H., Peng, Z., Williams, J. and Ladommatos, N.(2001). Understanding the Effects of Recycled Burnt Gases on the Controlled Autoignition (CAI) Combustion in Four-Stroke Gasoline Engines. *Society of Automotive Engineering*, 2100-2113.

44. Law, D., Allen, J. and Chen, R. (2002). On the Mechanism of Controlled Auto Ignition. *Society of Automotive Engineering*, 889-897.

45. Groenendijk, A. and Müller, E. (2002, 11-13 Eylül). *Mixture formation and combustion control for low emission DI diesel combustion with HCCI-characteristics.* Thermo and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines 2, Valencia, 383-401.

46. Shi, L., Cui, Y., Deng, K., Peng, H. and Chen, Y. (2006). Study of low emission homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine using combined internal and external exhaust gas recirculation (EGR). *Energy*, 31(14), 2665-2676.

47. Lu X., Han D. and Huang Z. (2011). Fuel design and management for the control of advanced compression-ignitioncombustion modes. *Progress in Energy and Combustion Science*, 37(6), 741-783.

48. Pachniannan, T., Zhong, W., Rajkumar S., He, Z., Leng, X. and Wang Q. (2019). A literature review of fuel effects on performance and emission characteristics of low-temperature combustion strategies. *Applied Energy*, 251, 113380.

49. Maurya, R. K. and Agarwal, A. K. (2011). Experimental study of combustion and emission characteristics of ethanol fuelled port injected homogenous charge compression ignition (HCCI) combustion engine. *Applied Energy*, 88(4), 1169-1180.

50. Roslan, M. F., Veza, I. and Said, M. F. M. (2020). Predictive Simulation of Single Cylinder N-Butanol HCCI Engine. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 884(1), 0-8.

51. Calam, A. (2020). Study on the Combustion Characteristics of Acetone/n-Heptane Blend and RON50 Reference Fuels in an HCCI Engine at Different Compression Ratios. *Fuel*, 271, 117646.

52. Solmaz, H. (2020). A Comparative Study on the Usage of Fusel Oil and Reference Fuels in an HCCI Engine at Different Compression Ratios. *Fuel*, 273, 117775.

53. Calam, A. (2020). Effects of the Fusel Oil Usage in HCCI Engine on Combustion, Performance and Emission. *Fuel*, 262, 116503.

54. Çelebi, S., Haşimoğlu, C., Uyumaz, A., Halis, S., Calam, A., Solmaz, H. and Yılmaz, E. (2021). Operating Range, Combustion, Performance and Emissions of an HCCI Engine Fueled with Naphtha. *Fuel*, 283, 118828.

55. Aydoğan, B. (2020). An Experimental Examination of the Effects of N-Hexane and n-Heptane Fuel Blends on Combustion, Performance and Emissions Characteristics in a HCCI Engine. *Energy*, 192, 116600.

56. Böğrek, A., Haşimoğlu, C., Calam, A. and Aydoğan, B. (2021). Effects of N-Heptane/Toluene/Ethanol Ternary Fuel Blends on Combustion, Operating Range and Emissions in Premixed Low Temperature Combustion. *Fuel*, 295, 120628.

57. Polat, S. (2016). An Experimental Study on Combustion, Engine Performance and Exhaust Emissions in a HCCI Engine Fuelled with Diethyl Ether-Ethanol Fuel Blends. *Fuel Processing Technology*, 143, 140–150.

58. Uyumaz, A. (2015). An Experimental Investigation into Combustion and Performance Characteristics of an HCCI Gasoline Engine Fueled with N-Heptane, Isopropanol and n-Butanol Fuel Blends at Different Inlet Air Temperatures. *Energy Conversion and Management*, 98, 199–207.

59. Feroskhan, M., Thangavel, V., Subramanian, B., Sankaralingam, R. K., Ismail, S. and Chaudhary, A. (2021). Effects of Operating Parameters on the Performance, Emission and Combustion Indices of a Biogas Fuelled HCCI Engine. *Fuel*, 298, 120799.

60. Gawale, G. R. and Naga Srinivasulu, G. (2020). Experimental Investigation of Ethanol/Diesel and Ethanol/Biodiesel on Dual Fuel Mode HCCI Engine for Different Engine Load Conditions. *Fuel*, 263, 116725.

61. Parthasarathy, M., Ramkumar, S., Isaac JoshuaRamesh Lalvani, J., Elumalai, P. V., Dhinesh, B., Krishnamoorthy, R. and Thiyagarajan, S. (2020). Performance Analysis of HCCI Engine Powered by Tamanu Methyl Ester with Various Inlet Air Temperature and Exhaust Gas Recirculation Ratios. *Fuel*, 282, 118833.

62. 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.

63. Gawale, G. R. and Naga Srinivasulu, G. (2020). Experimental Investigation of Propanol Dual Fuel HCCI Engine Performance: Optimization of Propanol Mass Flow Rate, Impact of Butanol Blends (B10/B20/B30) as Fuel Substitute for Diesel. *Fuel*, 279, 118535.

64. Uyumaz, A., Aydoğan, B., Calam, A., Aksoy, F. and Yılmaz, E. (2020). The Effects of Diisopropyl Ether on Combustion, Performance, Emissions and Operating Range in a HCCI Engine. *Fuel*, 265, 116919.

65. Calam, A. (2018). *Homojen Dolgulu Sıkıştırma İle Ateşlemeli (HCCI) bir motorda sıkıştırma oranının yanma ve performansa etkilerinin incelenmesi*, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 52-60.

66. Pulkrabek, W. W. (2003). *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*. (2.Baskı). Londra: Pearson, 121-162, 380.

67. Polat, S. (2010). *Dört Zamanlı, Tek Silindirli, Değişken Sıkıştırma Oranlı Bir Dizel Motorunun Bilgisayar Yardımı ile Teorik Simülasyonu ve Performans Analizi*, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 20-42.

68. Ferguson, R.C. and Kirkpatrick, A.T. (2001). *Internal Combustion Engines*. (2.Baskı). New York: John Wiley&Sons, 39-47, 57-73.

69. Çengel, Y. A. and Boles, M.A. (2015). *Thermodynamics: An Engineering Approach.* (8.Baskı). New York: McGraw-Hill Education, 174-195.

70. Winterbone, D.E. and Turan, A. (2015). *Advanced Thermodynamics for Engineers.* (2.Baskı). Amsterdam: Elsevier, 177-195.

71. Wu, Y., Wang, Y.H. and Mir, F.M. (2018). Improving the Thermal Efficiency of the Homogeneous Charge Compression Ignition Engine by Using Various Combustion Patterns. *Energies*, 11.

72. Yılmaz, E., Polat, S., Solmaz, H., Aksoy, F. ve Çınar, C.(2020). Buji ile ateşlemeli tek silindirli bir motorda krank-biyel ve rhombic hareket mekanizmalarının termodinamik olarak karşılaştırılması. *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 35(2), 595-606.

73. İnternet: Antor 3LD510. URL: https://anadolumotor.com/tr/urunler/antor-3-ld-510, Son Erişim Tarihi: 15.04.2024



Gazili olmak ayrıcalıktır