



**T.C.**  
**BATMAN ÜNİVERSİTESİ**  
**LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**BİYOGAZ YAKITLI REAKTİVİTE  
KONTROLLÜ SIKIŞTIRMA ATEŞLEMELİ  
BİR MOTORUN MODELLENMESİ VE  
ÇALIŞMA PARAMETRELERİNİN  
OPTİMİZASYONU**

**Tülay ÇELİK**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Yenilenebilir Enerji Sistemleri Anabilim Dalı**

**Danışman**

**Dr. Öğretim Üyesi Ramazan ŞENER**

**Ocak-2022**  
**BATMAN**  
**Her Hakkı Saklıdır**

## TEZ KABUL VE ONAYI

**Tülay ÇELİK** tarafından hazırlanan “**Biyogaz Yakıtlı Reaktivite Kontrollü Sıkıştırma Ateşlemeli Bir Motorun Modellenmesi ve alışma Parametrelerinin Optimizasyonu**” adlı tez çalışması **06/01/2022** tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliğı ile Batman Üniversitesi Lisansüstü Eğıtim Enstitüsü Yenilenebilir Enerji Sistemleri Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS** tezi olarak kabul edilmiştir.

### Jüri yeleri

### İmza

#### Başkan

Doç. Dr. Mehmet ALTUĞ

.....

#### Danışman

Dr. Öğretim yesi Ramazan şENER

.....

#### ye

Dr. Öğretim yesi Adem YILMAZ

.....

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Tarık ARAL  
Lisansüstü Eğıtim Enstitüsü Müdürü

## **TEZ BİLDİRİMİ**

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

## **DECLARATION PAGE**

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

İmza

Tülay ÇELİK

Tarih: 06/01/2022

## ÖZET

### YÜKSEK LİSANS TEZİ

#### BİYOĞAZ YAKITLI REAKTİVİTE KONTROLLÜ SIKIŞTIRMA ATEŞLEMELİ BİR MOTORUN MODELLENMESİ VE ÇALIŞMA PARAMETRELERİNİN OPTİMİZASYONU

Tülay ÇELİK

BATMAN ÜNİVERSİTESİ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ  
YENİLENEBİLİR ENERJİ SİSTEMLERİ ANABİLİM DALI

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Ramazan ŞENER

2022, 65 Sayfa

Jüri

Dr. Öğr. Üyesi Ramazan ŞENER

Doç. Dr. Mehmet ALTUĞ

Dr. Öğr. Üyesi Adem YILMAZ

**Özet:** İçten yanmalı motorlar arasında, reaktivite kontrollü sıkıştırma ateşlemeli (RCCI) motorlar, oldukça yeni bir yöntemdir. Bu motorlar, yüksek verimi ve düşük emisyon değerleriyle ümit vaat etmektedir. RCCI motorlarda emme hattına ve silindir içine enjekte edilen farklı reaktivite dereceli yakıtlarla yanma kontrol altına alınabilmektedir. Böylelikle motor verimi ve performans olarak oldukça iyi sonuçlar elde edilmektedir. Bu çalışmada, biyogaz yakıtlı reaktivite kontrollü sıkıştırma ateşlemeli bir motorun bir boyutlu modellenmesi yapılmıştır. Oluşturulan motorun gerçekliği, deneysel validasyon çalışmalarıyla doğrulanmıştır. Buna göre, kurulan gerçekçi bir boyutlu modelle, biyogazın lambda sayısı, motor devir sayısı, sıkıştırma oranı, emme basıncı, enjeksiyon zamanlamasının motor performansına etkileri değerlendirilmiştir. Yenilenebilir bir kaynak olarak biyogazın, bir motorda yakıt olarak kullanılma potansiyeli incelenmiştir. Ayrıca, biyogaz yakıtlı motorun emme ve egzoz supap zamanlamaları, RCCI stratejisine göre minimum özgül yakıt tüketimi (ÖYT) elde etmek üzere, genetik algoritma kullanılarak optimize edilmiştir. Yapılan parametrik ve optimizasyon çalışmalarına göre, optimum motor çalışma parametreleri belirlenmiştir. Optimum değerlere göre motor güç ve tork değeri %15,1 oranında artarken, ÖYT değeri ise %11,3 oranında azalmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Biyogaz, içten yanmalı motorlar, modelleme, optimizasyon, reaktivite kontrollü sıkıştırma ateşlemeli motor, yanma.

## **ABSTRACT**

### **MASTER'S THESIS**

#### **MODELING AND OPTIMIZATION OF A BIOGAS FUELED REACTIVITY CONTROLLED COMPRESSION IGNITION ENGINE**

**Tülay ÇELİK**

**INSTITUTE OF GRADUATE STUDIES BATMAN UNIVERSITY  
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE  
IN RENEWABLE ENERGY SYSTEMS**

**Advisor: Assist. Prof. Dr. Ramazan ŞENER**

**2022, 65 Pages**

**Jury**

**Assist. Prof. Dr. Ramazan ŞENER  
Assoc. Prof. Dr. Mehmet ALTUĞ  
Assist. Prof. Dr. Adem YILMAZ**

**Abstract:** Reactivity controlled compression ignition (RCCI) engines are a relatively new and promising method with high efficiency and low emission values. In RCCI engines, the combustion inside the cylinder is controlled with different reactivation degree fuels that are injected into the intake and into the cylinder. Thus, high performance and low exhaust emission are obtained with this strategy. In this study, biogas fueled RCCI engine was modeled using one-dimensional code. The engine model was validated by experimental data. The influence of biogas injection into the intake as a low reactivity fuel was evaluated with diesel as a high reactivity fuel. Accordingly, the effects of lambda, engine speed, compression ratio, intake pressure, injection timing of the RCCI engine were investigated on combustion and engine performance. The potential of biogas usage in an engine as a renewable resource has been examined. The intake and exhaust valve timings were optimized using a genetic algorithm to achieve minimum brake specific fuel consumption (BSFC). According to the parametric and optimization studies, optimum engine operating parameters were determined. The engine power and torque were increased by 15,1%, while the BSFC decreased by 11,3% with the engine optimum parameters.

**Keywords:** Biogas, combustion, internal combustion engines, modeling, optimization, reactivity-controlled compression ignition engine.

## ÖNSÖZ

Yüksek lisans eğitimin boyunca tez konumun belirlenmesinde bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım bana her konuda destek olan yardımlarını esirgemeyen, araştırmamın planlamasından yazılmasına kadar süren uzun aşamada desteğini hiç esirgemeyen beni teşvik eden, yönlendiren katkılarıyla beni aydınlatan değerli danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi Ramazan ŞENER'e ve bu süreçte bana destek olan değerli hocam Dr. Öğr. Üyesi Adem YILMAZ'a teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca hayatım boyunca maddi ve manevi olarak her zaman bana destek olan, aldığım her türlü kararda arkamda olan, bu günlere gelmemde en büyük paya sahip olan bana daha iyi şartlar sunmak için her zaman çabalayan aileme teşekkürlerimi sunarım.

Tülay ÇELİK  
BATMAN-2022

## İÇİNDEKİLER

|                                                                 |            |
|-----------------------------------------------------------------|------------|
| <b>ÖZET .....</b>                                               | <b>iv</b>  |
| <b>ABSTRACT.....</b>                                            | <b>v</b>   |
| <b>ÖNSÖZ .....</b>                                              | <b>vi</b>  |
| <b>İÇİNDEKİLER.....</b>                                         | <b>vii</b> |
| <b>SİMGELER DİZİNİ.....</b>                                     | <b>ix</b>  |
| <b>KISALTMALAR DİZİNİ .....</b>                                 | <b>xi</b>  |
| <b>ŞEKİLLER DİZİNİ.....</b>                                     | <b>xii</b> |
| <b>TABLolar DİZİNİ.....</b>                                     | <b>xiv</b> |
| <b>1 GİRİŞ.....</b>                                             | <b>1</b>   |
| <b>2 KAYNAK ARAŞTIRMASI .....</b>                               | <b>3</b>   |
| <b>3 İÇTEN YANMALI MOTORLAR .....</b>                           | <b>7</b>   |
| 3.1 Dizel Motorlar .....                                        | 9          |
| 3.1.1 Emme aşaması .....                                        | 10         |
| 3.1.2 Sıkıştırma aşaması .....                                  | 10         |
| 3.1.3 Genişleme aşaması.....                                    | 10         |
| 3.1.4 Egzoz aşaması.....                                        | 11         |
| 3.2 İçten Yanmalı Motorda Egzoz Emisyonların Oluşması.....      | 11         |
| 3.2.1 Karbon monoksit (CO) emisyonları .....                    | 12         |
| 3.2.2 Azot oksit (NO <sub>x</sub> ) emisyonları.....            | 12         |
| 3.2.3 Hidrokarbon (HC) emisyonları.....                         | 13         |
| 3.2.4 Kükürt oksit (SO <sub>x</sub> ) emisyonları.....          | 13         |
| 3.2.5 Partikül madde (PM) emisyonları.....                      | 13         |
| 3.3 İçten Yanmalı Motorlarda Düşük Sıcaklıklarda Yanma.....     | 14         |
| 3.3.1 Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşleme (HCCI) .....      | 16         |
| 3.3.2 Ön karışimli dolgulu sıkıştırma ile ateşleme (PCCI).....  | 18         |
| 3.3.3 Reaktivite kontrollü sıkıştırma ile ateşleme (RCCI).....  | 18         |
| <b>4 BİYOGAZ.....</b>                                           | <b>20</b>  |
| 4.1 Biyogaz Üretiminde Kullanılan Başlıca Organik Atıklar ..... | 22         |
| 4.1.1 Hayvansal organik atıklar .....                           | 22         |
| 4.1.2 Bitkisel organik atıklar.....                             | 22         |
| 4.1.3 Kentsel ve endüstriyel atıklar .....                      | 23         |
| 4.2 Biyogaz Oluşum Aşamaları .....                              | 23         |
| 4.2.1 Fermantasyon ve hidroliz aşaması .....                    | 24         |
| 4.2.2 Asetik asidin oluşumu.....                                | 24         |
| 4.2.3 Metanın oluşumu .....                                     | 25         |

|          |                                                          |           |
|----------|----------------------------------------------------------|-----------|
| 4.3      | Biyogaz Üretimini Etkileyen Faktörler.....               | 25        |
| 4.3.1    | Sıcaklık .....                                           | 26        |
| 4.3.2    | pH.....                                                  | 26        |
| 4.3.3    | C/N oranı.....                                           | 26        |
| 4.3.4    | Hidrolik alıkonma süresi.....                            | 27        |
| 4.3.5    | Organik yüklenme hızı.....                               | 27        |
| 4.3.6    | Karıştırma hızı .....                                    | 27        |
| 4.4      | Dünya’da ve Türkiye’de Biyogaz Üretim Potansiyeli .....  | 27        |
| 4.4.1    | Dünya’da biyogaz üretim potansiyeli .....                | 27        |
| 4.4.2    | Türkiye’de biyogaz potansiyeli .....                     | 29        |
| <b>5</b> | <b>MATERYAL VE YÖNTEM.....</b>                           | <b>34</b> |
| 5.1      | Test Motoru.....                                         | 34        |
| 5.2      | Nümerik Modelleme .....                                  | 35        |
| 5.2.1    | Sanki Boyutlu (QD) Modelleme.....                        | 35        |
| 5.2.2    | Optimizasyon .....                                       | 41        |
| <b>6</b> | <b>ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA.....</b>              | <b>46</b> |
| 6.1      | Deneyssel doğrulama çalışması.....                       | 46        |
| 6.2      | Parametrik Simülasyon Çalışması ve Test Matrisi .....    | 49        |
| 6.3      | Sıkıştırma Oranının Etkisi.....                          | 50        |
| 6.4      | Direkt Enjeksiyon Zamanının Etkisi.....                  | 52        |
| 6.5      | Emme Basıncının Etkisi.....                              | 52        |
| 6.6      | Lambda Sayısının Etkisi .....                            | 54        |
| 6.7      | Devir Sayısının Etkisi .....                             | 56        |
| 6.8      | Biyogaz Bileşiminin Etkisi .....                         | 57        |
| 6.9      | Supap Zamanlamalarının Optimizasyonu .....               | 59        |
| 6.10     | Optimize Edilmiş Motorun Nihai Simülasyon Sonuçları..... | 61        |
| <b>7</b> | <b>SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....</b>                         | <b>65</b> |
| 7.1      | Sonuçlar.....                                            | 65        |
| 7.2      | Öneriler .....                                           | 65        |
|          | <b>KAYNAKÇA.....</b>                                     | <b>66</b> |
|          | <b>ÖZGEÇMİŞ .....</b>                                    | <b>72</b> |

## SİMGELER DİZİNİ

| <u>Simgeler</u> | <u>Anlamı</u>                       |
|-----------------|-------------------------------------|
| $\gamma$        | : Özgül ısı oranı                   |
| $\Delta\theta$  | : Yanma süresi                      |
| $\Delta t$      | : Birim zaman adımı                 |
| $\Delta x$      | : Ayırıklaştırılmış birim uzunluk   |
| $\eta$          | : Dinamik viskozite                 |
| $\theta$        | : Krank açısı                       |
| $\theta_0$      | : Yanma başlangıcındaki krank açısı |
| $\lambda$       | : Lambda sayısı                     |
| $\rho$          | : Yoğunluk                          |
| $Q$             | : Isı transfer hızı                 |
| $x_b$           | : Yanan kütle oranı                 |
| $^\circ$        | : Derece krank açısı                |
| $A$             | : Akışkan kesit alanı               |
| $B$             | : Piston çapı                       |
| $c$             | : Ses hızı                          |
| $C_f$           | : Sürtünme katsayısı                |
| $C_p$           | : Basınç kaybı katsayısı            |
| $C_s$           | : Girdap katsayısı                  |
| $C_t$           | : Kurutma katsayısı                 |
| $D$             | : Boru çapı                         |
| $d/d$           | : devir/ dakika                     |
| $dx$            | : Eleman uzunluğu                   |
| $e$             | : İç enerji                         |
| $H$             | : Toplam entalpi                    |
| $h$             | : Yükseklik                         |
| $h_f$           | : Yakıt kütle entalpisi             |
| $h_g$           | : Isı transfer katsayısı            |
| $L_c$           | : Karakteristik uzunluk             |
| $m$             | : Kütle                             |
| $m_a$           | : Hava kütlesi                      |
| $m_f$           | : Yakıt kütlesi                     |
| $m_{f,i}$       | : Enjekte edilen yakıt kütlesi      |
| $m^3$           | : Metreküp                          |
| $\dot{m}$       | : Kütleli debi                      |
| $n$             | : Tasarım değişkenlerinin sayısı    |
| $p$             | : Silindir içi Basınç               |
| $P_m$           | : Akışkan basıncı                   |
| $P_r$           | : Yanma öncesi akışkan basıncı      |
| $Pr$            | : Prandtl sayısı                    |
| $P_R$           | : Mutlak basınç                     |
| $S_p$           | : Ortalama piston hızı              |
| $T$             | : Tork                              |
| $T_{gas}$       | : Akışkan sıcaklığı                 |
| $T_r$           | : Yanmadan önce akışkan sıcaklığı   |

|            |                                   |
|------------|-----------------------------------|
| $T_{wall}$ | : Duvar sıcaklığı                 |
| $u$        | : Akışkan hızı                    |
| $U_c$      | : Karakteristik hız               |
| $U_{eff}$  | : Dış sınır tabakası efektif hızı |
| $U_{is,d}$ | : İzentropik supap hızı           |
| $\nu$      | : Kinematik viskozite             |
| $V_d$      | : Silindir hacmi                  |
| $V_r$      | : Yanma öncesi akışkan hacmi      |



## KISALTMALAR DİZİNİ

| <u>Kısaltmalar</u> | <u>Anlamı</u>                                    |
|--------------------|--------------------------------------------------|
| AHRR               | : Isı yayılım hızı                               |
| AÖN                | : Alt ölü nokta                                  |
| BEPA               | : Türkiye Biyokütle Enerjisi Potansiyeli Atlası  |
| $CH_4$             | : Metan                                          |
| CO                 | : Karbon monoksit                                |
| $CO_2$             | : Karbondioksit                                  |
| C/N                | : Karbon/Azot oranı                              |
| DI                 | : Direkt enjeksiyon                              |
| EGR                | : Egzoz gazı resirkülasyonu                      |
| EMP/PFI            | : Emme manifolduna püskürtmeli                   |
| GA                 | : Genetik algoritma                              |
| HC                 | : Hidrokarbon                                    |
| HCCI               | : Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli      |
| HRF                | : Yüksek reaktiviteli yakıt                      |
| Hu                 | : Yakıtın ısı değeri                             |
| $H_2$              | : Hidrojen                                       |
| $H_2O$             | : Su                                             |
| $H_2S$             | : Hidrojen Sülfür                                |
| LRF                | : Düşük reaktif yakıt                            |
| LTC                | : Düşük sıcaklıklı yanma                         |
| NSGA               | : Baskılanamayan sıralama genetik Algoritması    |
| $N_2$              | : Azot                                           |
| $NH_3$             | : Amonyak                                        |
| $NO_x$             | : Azot oksit                                     |
| OEB                | : Ortalama efektif basınç                        |
| $O_2$              | : Oksijen                                        |
| ÖYT                | : Özgül yakıt tüketimi                           |
| PCCI               | : Ön karışımli dolgu sıkıştırma ile ateşlemeli   |
| PM                 | : Partikül madde                                 |
| PRFs               | : Birincil referans yakıt                        |
| RCCI               | : Reaktivite kontrollü sıkıştırma ile ateşlemeli |
| $SO_2$             | : Kükürt Oksit                                   |
| TÜİK               | : Türkiye İstatistik Kurumu                      |
| ÜÖN                | : Üst ölü nokta                                  |
| QD                 | : Sanki boyutlu model                            |

## ŞEKİLLER DİZİNİ

|                                                                                                                                                             |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Şekil 3.1. Nicolaus Otto ve Wilhelm Maybach tarafından tasarlanan ilk dört zamanlı motor (Çetiner, 2018). .....                                             | 7  |
| Şekil 3.2. Jean Joseph Etienne Lenoir ve Beau de Rochas geliştirdiği motor (Çetiner, 2018). .....                                                           | 8  |
| Şekil 3.3. Rudolf Diesel Tarafından Üretilen İlk Dizel Motor (Çetiner, 2018). .....                                                                         | 8  |
| Şekil 3.4. Dizel motorlarda çevirimin dört temel aşaması (Işık, 2016). .....                                                                                | 11 |
| Şekil 3.5. Dizel motorlarda meydana gelen partikül madde emisyonları (Şenocak, 2021). .....                                                                 | 14 |
| Şekil 3. 6. Çift yakıt sisteminin çalışması (Işık, 2016). .....                                                                                             | 15 |
| Şekil 3.7. LTC alt gruplar halinde sıralanışı (Çelik, 2019). .....                                                                                          | 15 |
| Şekil 3.8. Dizel, Otto ve HCCI sistemlerinde yanma (Şener, 2021). .....                                                                                     | 16 |
| Şekil 3.9. HCCI aşamaları (Ryan & Matheaus, 2002). .....                                                                                                    | 17 |
| Şekil 3.10. HCCI motorlarda yakıt verimliliği (Işık, 2016). .....                                                                                           | 17 |
| Şekil 3.11. PCCI sistemlerde yanma (Okcu, 2021). .....                                                                                                      | 18 |
| Şekil 3.12. RCCI yanma konseptinin genel şematik görünümü (Okcu, 2021). .....                                                                               | 19 |
| Şekil 3.13. RCCI yakıt püskürtme durumu (Prihodko, Gao, Curran, & Wagner, 2013). .....                                                                      | 19 |
| Şekil 4.1. Biyogaz üretim sürecinin fazları (Kalaycı, Türker, & Çağlar, 2017). .....                                                                        | 21 |
| Şekil 4.2. Biyogaz üretim aşamaları (Demir ve Öztürk 1989). .....                                                                                           | 21 |
| Şekil 4.3. Anaerobik ayrıştırmada mikrobiyal aşamalar (Çevik, 2016). .....                                                                                  | 24 |
| Şekil 4.4. Metan oluşumunun biyogaz ve gübre oluşumu üzerindeki etkenleri (Amon, ve diğerleri, 2007). .....                                                 | 25 |
| Şekil 4.5. 2016 yılında en çok sera gazı emisyonu salımı yapan 10 ülke (IEA,2021). ..                                                                       | 29 |
| Şekil 4.6. Türkiye’de illere göre kentsel atık miktarları (BEPA, 2021). .....                                                                               | 31 |
| Şekil 4.7. Türkiye’de illere göre tarımsal atık miktarı (BEPA, 2021). .....                                                                                 | 32 |
| Şekil 4.8. Türkiye’de illere göre hayvansal atık miktarları (BEPA, 2021). .....                                                                             | 33 |
| Şekil 5.1. Test motoru laboratuvar düzeni. ....                                                                                                             | 34 |
| Şekil 5.2. NSGA-II algoritmasının şeması (Durmaz & Şahin, 2017). .....                                                                                      | 45 |
| Şekil 6.1. Farklı ortalama efektif basınç değerlerine sahip durumlarının deney ve simülasyon silindiri ortalama basınç değerlerinin karşılaştırılması. .... | 47 |
| Şekil 6.2. Farklı ortalama efektif basınç değerlerine sahip durumlarının basınç-hacim değerlerinin karşılaştırılması. ....                                  | 48 |
| Şekil 6.3. Farklı ortalama efektif basınç değerlerine sahip durumların krank açısına bağlı silindir içi sıcaklık değerlerinin karşılaştırılması. ....       | 48 |
| Şekil 6.4. Simülasyon çalışmaları için test matrisi. ....                                                                                                   | 49 |
| Şekil 6.5. Farklı sıkıştırma oranına karşılık Güç, Tork, ÖYT ve Fren verimi değerlerinin değişimi. ....                                                     | 50 |
| Şekil 6.6. Farklı sıkıştırma oranlarında silindir içi basınç değerleri. ....                                                                                | 51 |
| Şekil 6.7. Farklı sıkıştırma oranlarında silindir içi sıcaklık değerleri. ....                                                                              | 51 |
| Şekil 6.8. Farklı enjeksiyon zamanları ve lambda sayılarında Güç ve ÖYT değerlerinin değişimi. ....                                                         | 52 |
| Şekil 6.9. Farklı emme basınçlarına karşılık Güç, Tork, ÖYT ve Fren verimi değerlerinin değişimi. ....                                                      | 53 |
| Şekil 6.10. Farklı emme basınçlarında silindir içi basınç değerleri. ....                                                                                   | 53 |
| Şekil 6.11. Farklı lambda sayılarına karşılık Güç, Tork, ÖYT ve Fren verimi değerlerinin değişimi. ....                                                     | 55 |
| Şekil 6.12. Farklı lambda sayılarında silindir içi basınç değerleri. ....                                                                                   | 56 |

|                                                                                                             |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>Şekil 6.13.</b> Farklı lambda sayılarında ısı salınımı değerleri. ....                                   | 56 |
| <b>Şekil 6.14.</b> Farklı motor devir sayılarında Güç, Tork, ÖYT ve Fren verimi değerlerinin değişimi. .... | 57 |
| <b>Şekil 6.15.</b> Biyogazın farklı metan oranlarında Güç, Tork ve ÖYT değerlerinin değişimi. ....          | 58 |
| <b>Şekil 6.16.</b> Biyogazın farklı metan oranlarında silindir içi basınç değerleri. ....                   | 58 |
| <b>Şekil 6.17.</b> Biyogazın farklı metan oranlarında ısı salınım değerleri. ....                           | 59 |
| <b>Şekil 6.18.</b> Yapılan iterasyonlar boyunca özgül yakıt tüketimi değerinin değişimi. ....               | 59 |
| <b>Şekil 6.19.</b> Özgül yakıt tüketimi değerinin emme supabı kapanma açısına bağlı olarak değişimi. ....   | 60 |
| <b>Şekil 6.20.</b> Özgül yakıt tüketimi değerinin egzoz supabı açılma açısına bağlı olarak değişimi. ....   | 60 |
| <b>Şekil 6.21.</b> Mevcut ve Optimum durumlarda krank açısına bağlı supap kalkma yüksekliği değerleri. .... | 61 |
| <b>Şekil 6.22.</b> Mevcut ve optimum durumun güç ve fren verimi değerlerinin karşılaştırılması. ....        | 62 |
| <b>Şekil 6.23.</b> Mevcut ve optimum durumun tork ve ÖYT değerlerinin karşılaştırılması. ....               | 62 |
| <b>Şekil 6.24.</b> Mevcut ve optimum durumun basınç-hacim değerlerinin karşılaştırılması. ....              | 63 |
| <b>Şekil 6.25.</b> Mevcut ve optimum durumun silindir içi sıcaklık değerlerinin karşılaştırılması. ....     | 64 |
| <b>Şekil 6.26.</b> Mevcut ve optimum durumun ısı salınımı değerlerinin karşılaştırılması. ....              | 64 |

## TABLÖLAR DİZİNİ

|                                                                                                                                                        |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>Tablo 3.1.</b> Düşük sıcaklıklı yanma (LTC) konseptleri (Şenocak, 2021). ....                                                                       | 16 |
| <b>Tablo 4.1.</b> Biyogaz kompozisyonu (Çallı, 2012).....                                                                                              | 20 |
| <b>Tablo 4.2 .</b> Bazı maddelerin C/N oranları (Gülen & Arslan, 2005).....                                                                            | 26 |
| <b>Tablo 4.3.</b> Sektörlere göre sera gazı salınımları (TÜİK, 2021). ....                                                                             | 28 |
| <b>Tablo 4.4.</b> Türkiye'ye ilişkin bazı genel bilgiler 2020 (BEPA, 2021).....                                                                        | 30 |
| <b>Tablo 4.5.</b> 2019 yılında Türkiye'de üretilen bazı tarım ürünlerinden elde edilebilecek biyoetanol miktarı (Bayrakçı Özdingiş & Koçar, 2018)..... | 32 |
| <b>Tablo 5.1.</b> Caterpillar SCOTE 3401 test motorunun teknik özellikleri.....                                                                        | 34 |
| <b>Tablo 5.2.</b> Genetik algoritmanın önerilen popülasyon büyüklüğü.....                                                                              | 43 |
| <b>Tablo 6.1.</b> Doğrulanma durumlarının motor çalışma parametreleri.....                                                                             | 46 |
| <b>Tablo 6.2.</b> Parametrik çalışmadaki port enjeksiyonun yakıt oranları.....                                                                         | 54 |



## 1 GİRİŞ

Enerji, dünya genelinde önemli bir konuma sahiptir. Dünya da enerji duyulan ihtiyaç gün geçtikçe daha da fazla artmaktadır. Bu artışın başlıca nedenleri arasında nüfus artışı, teknolojik gelişmeler, sanayileşme ve insanların yaşam konforu beklentisinin yükselmesi gelmektedir. Dünya genelinde enerji ihtiyacını karşılamak için fosil kaynaklar kullanılmaktadır. Fosil kaynakların başında kömür, petrol ve doğalgaz gelmektedir. Piyasa da bulunan birçok teknolojik sistem fosil yakıtların ile çalışacak şekilde tasarlanmıştır. Yenilenemez enerji kaynakları olan fosil kaynaklar tükenme tehlikesi ile karşı karşıyadır. Fosil kaynakların tükenmesiyle birçok teknolojik makine kullanılamaz duruma gelecektir. Dünya üzerinde meydana gelen çevresel sorunlarında büyük bir kısmı da fosil kaynaklarının tüketilmesi sonucu oluşmaktadır. Fosil kaynakların kullanımı hem çevre üzerinde hem de insanlar üzerinde büyük sorunlara neden olmaktadır. Fosil kaynakların tükenme tehlikesine karşı bilim adamları alternatif enerji kaynaklarına yönelmişlerdir. Küresel enerji talebine karşı artış ve çevrenin korunmasına karşı artan endişeler, bilim adamlarını güneş enerjisi, rüzgâr enerjisi, biyogaz vb. gibi yenilenebilir enerji kaynaklarına yönlendirmiştir. Birçok fosil yakıt rezervi hızla tükenirken çok sayıda ülke enerji talebini karşılamakta zorluklar çekmeye başlamıştır. Ayrıca fosil yakıtların kullanımı çevre üzerinde hava kirliliğine, ozon tabakasının zarar görmesine, asit yağmurlarına, kanserojen gaz salınımlarına sebebiyet vermektedir. Fosil yakıtlara alternatif olarak biyogaz, alkoller ve biyodizel gibi yakıtlarda gösterilebilir. Motorlu taşıtlarda kullanılan fosil yakıtlar çevreye verdikleri zararlı emisyonları azaltmak için farklı yakıt türlerine yönelim başlamıştır. Özellikle fosil yakıt üretiminden dolayı çevreye salınan karbondioksit, kükürt ve su buharı gibi aşındırıcı bileşenleri ortadan kaldırmak için daha temiz olan enerji kaynakları tercih edilmiştir. Yenilenebilir enerji kaynakları net karbondioksit emisyonlarını azaltma konusundaki doğal potansiyelleri sayesinde araştırmacıların dikkatini çekmektedir. Üretilen teknolojik makineler yenilenebilir enerji kaynaklarına uyum sağlayacak şekilde tasarlanmaktadır.

Motorlu taşıtlar çevre açısından büyük tehlike oluşturdukları göz yumulamaz bir gerçektir. Ayrıca artan fosil yakıt fiyatları ve bunun yanı sıra çevreye salınan egzoz gazlarının azaltılabilmesi için içten yanmalı motorların verimlerinin artırılması gereklidir. İçten yanmalı motorlar yüksek performansı ve birçok avantajıyla günümüzde oldukça yaygın olarak kullanılmaktadır. İçten yanmalı motorlarda beklenen yüksek performans, uzun ömür, güvenilirlik ve mümkün oldukça düşük emisyon değerleri gibi kriterlerin sağlanması için farklı çalışmalar yapılmaya başlanmıştır. İçten yanmalı motorlar dünya

apında ulaşım ve tarım sektörleri için hayati bir rol oynamaktadır. Dünya genelinde ülkeler, içten yanmalı motorlarda emisyon standartları getirerek motorlu taşıtların egzoz emisyonlarını düşürmeye zorlamaktadır. Emisyon standartlarının getirilmesiyle içten yanmalı motorlarda alternatif yakıt arayışları başlamıştır. Bu arayış doğrultusunda yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelim artırmıştır. Yenilenebilir enerji kaynakların sürekli olması hem de evre ve insan sağlığı üzerinde herhangi olumsuz bir sonuç doğurmaması bu enerji kaynaklarını avantajlı hale getirmektedir. İçten yanmalı motorlarda tek bir kaynağa bağlı kalmadan birçok enerji kaynağı ile çalışabilecek motor türleri dizayn edilmeye başlanmıştır. Ayrıca bu motorlarda kullanılacak temiz ve avantajlı enerji kaynak arayışları her geçen gün artmaktadır. İçten yanmalı motorların verimlerinin arttırılması, alternatif yakıtların kullanılması, düşük emisyon ve yüksek performans elde edilebilmesi için literatürde birçok çalışmalar yapılmıştır.

## 2 KAYNAK ARAŞTIRMASI

E. Borlu (2015) yaptığı çalışmada GT-Power, VT-Design ve Fluent programlarını beraber kullanarak farklı supap profillerinin performans değerlerine etkisi incelemiştir. Farklı kam profilleri kullanılarak motor devri (1000, 1500 ve 2000 d/d), egzoz supap yükselme miktarı (3, 3.5, 4 ve 4.5 mm), farklı hava fazlalık katsayısı ( $\lambda=1$ ,  $\lambda=1.1$ ,  $\lambda=1.2$ ,  $\lambda=1.3$  ve  $\lambda=1.4$ ), egzoz gazlarının devir daim (EGR) değerleri (%0 ve %30), krank mili açısı (140-308, 156-324 ve 170-338) kullanılarak motor performansına etkileri incelemiştir. Sonuçlar değerlendirildiğinde, hava fazlalık katsayı değeri arttıkça, silindir içi basınç ve sıcaklık değerleri azalmıştır.  $\lambda=1$  ve 2000 d/d değerlerinde egzoz gazlarının devir daim miktarının artması ile silindir içerisindeki basınç ve sıcaklığın düştüğü gözlemlenmiştir.

A. Uyumaz ve ark. (2016) yaptıkları çalışmada direkt püskürtmeli RCCI motorda lambda değişimi, enjeksiyon zamanlamasının yanma ve performans karakteristikleri üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Dört silindirli, dört zamanlı motoru, tam yükte, 1000 d/d, 40°C emme giriş sıcaklığında  $\lambda=2.2$ ,  $\lambda=1.9$ ,  $\lambda=1.7$  lambda değerlerinde RCCI modda porttan izooktan yakıtı, direkt silindir içerisine n-heptan yakıtı üst ölü noktadan önce 100°, 80°, 60°, 50°, 40°, 30°, 20° krank açısıyla püskürtülerek yanma üzerindeki etkileri incelenmiştir. İnceleme sonucunda üst ölü noktadan önce 80° krank açısında,  $\lambda=2.2$  lambda değerinde maksimum indike termik verim %42,5 olarak elde edilmiştir. A. Uyumaz ve ark. 2016 yılında yaptıkları çalışmada dört silindirli dört zamanlı, tam yükte 1000 d/d' da RCCI modda direkt enjeksiyonlu benzinli motor için emme havası giriş sıcaklıkları 40°C, 60°C ve 80°C olarak seçmişlerdir. Bu emme havası giriş sıcaklıklarında PRF20, PRF40 ve PRF60 yakıtları kullanmışlardır. İndike termik verim için 60°C emme girişi hava sıcaklığında en uygun yakıtın PRF60 olduğu saptanmıştır. Elde edilen bu sonuç doğrultusunda RCCI yanmasının emme havası giriş sıcaklığı ve ön karışım yakıt oranıyla ilişkili olduğu görülmüştür.

M. Z. Işık (2016) yaptığı çalışmada aspir yağı biyodizeli ve dizel karışımları kullanılarak bir dizel jeneratörde RCCI modun etkilerini incelemiştir. Etanol ve benzin %30-60 arasında değişen oranlarda kullanılarak RCCI motorda yanma ve performans parametreleri incelenmiştir. Yaptıkları çalışmada, düşük yüklerde, özgül yakıt tüketiminin arttığı ancak daha düşük emisyon değerleri elde edildiği gözlemlenmiştir.

A. Uyumaz ve ark. (2017) yaptıkları çalışmada reaktivite kontrollü sıkıştırma ateşlemeli (RCCI) bir motorda lambda sayısının ( $\lambda$ ) yanma karakteristikleri üzerindeki etkilerini deneysel olarak araştırmışlardır. Çalışmaları sonucunda RCCI motorlarında

lambda sayısının yanma karakteristiği ve süresi üzerinde etkisi olduğu saptamışlardır. Dört zamanlı, dört silindirli benzinli bir motor tam yük şartlarında referans yakıt olarak %40 porttan izooktan ve %60 n-heptan içerikli primary reference fuel (PRF40) kullanmışlardır. Motorlarını, emme havası giriş sıcaklığı 40°C, motor deviri 1000 d/d ve  $\lambda=0.83$ ,  $\lambda=0.88$ ,  $\lambda=1$ ,  $\lambda=1.24$ ,  $\lambda=1.61$ ,  $\lambda=2.65$  değerlerinde çalıştırmışlardır. Yapılan çalışma sonucunda lambda sayısı artıkça termik verimin arttığı ve özgül yakıt tüketiminin azaltıldığı saptanmıştır.

T. Arslan (2017) yaptığı çalışmada iki aşama şeklinde çalışmıştır. İlk aşamada GT-Power programı kullanılarak tek silindirli model oluşturup gerçek performans değerleri ile karşılaştırmıştır. Karşılaştırma sonucunda elde edilen verilerin doğruluğu saptanmıştır. İkinci aşamada ise model üzerinden değişiklikler yapılmış ve yardımcı bir silindir eklenmiştir. Çalışma koşulları sabit tutularak emme ve egzoz manifoldu modellenmiştir. Sonuçlar değerlendirildiğinde sıkıştırma oranı değişken olan motor modelinin kısmi yüklerde daha avantajlı olduğu saptanmıştır.

B. S. Çetiner (2018) yapmış olduğu çalışmada Matlab/Simulink ortamında dizel motorlarda performans, yakıt tüketimi ve emisyon istekleri üzerinde büyük etkiye sahip olan silindir içi yanmayı dinamik olarak modellemiştir. Sıfır boyutlu modelleme tekniği kullanılmıştır. GT-Suite programı kullanılarak tek silindirli bir motor simülasyonu oluşturulmuştur. İki farklı ortam (GT-Suite ve Matlab/Simulink) kullanılarak oluşturulan tek silindirli dizel motor modelleri karşılaştırıldığında oldukça başarılı sonuçlar elde edilmiştir.

H. Solmaz ve ark. (2019) yaptıkları çalışmada benzin yakıtlı reaktivite kontrollü sıkıştırma ile ateşlemeli motorun sıkıştırma oranı 9.2'dir. Başlangıç yanma fazını anlık değişimlere göre kontrol etmişlerdir. Farklı giriş sıcaklıklarında enjeksiyon zamanlama ve çalışma şartları için haritalar oluşturmuşlardır. Motorun, giriş sıcaklığı 80°C'de tutulduğunda en geniş çalışma aralığı elde edilmiştir. Özgül yakıt tüketimi minimum 232.3 g/kWh olarak ölçülmüştür. Elde edilen bu değerin düşük olması yanma faz kontrollünün başarılı olduğunu göstermiştir.

E. Yılmaz (2019) yaptığı çalışmada tek silindirli dört zamanlı homojen dolgu sıkıştırma ile ateşlemeli motorda (HCCI) yüksek vuru problemleri ve silindire alınan karışım kompozisyonları incelenmiştir. Deney motoru tam yükte 1400 d/d, n-heptan ve hekzan yakıt karışımı, 1.9 ve 2.74 hava fazlalık katsayısı değerleri arasında HCCI modda çalıştırılmıştır. Elde edilen verilerden yola çıkılarak sabit emme havası giriş sıcaklığında

yapılan deneylerde hava fazlalığı artıkça silindir içi basıncının genişletilebildiği gözlemlenmiştir.

M. Yavuz (2019) yaptığı çalışmada çift yakıtlı bir motorda kullanılan biyogazın zararlı emisyonları, özgül yakıt ve enerji tüketimi, hacimsel ve ısı verim, egzoz gaz sıcaklık parametrelerini incelemiştir. Dört zamanlı dört silindirli yüksek basınçlı direkt yakıt püskürtmeli turbo şarjlı bir dizel motor kullanmıştır. Pilot yakıt olarak dizel yakıt kullanılmıştır. Tam yükte motor 1,750 d/d, tork değeri 20 Nm aralıklarla 40-80 Nm arasında değiştirilmiştir. Sonuçlar değerlendirildiğinde pilot yakıt miktarının %50 olması gerektiği görülmüştür.

G. Görmez (2020) yaptığı çalışmada GT-Power ve Ansys-Fluent programlarını kullanarak üç boyutlu modelinin sayısal analizi yapmıştır. Benzin ve dizel karışımının kullanıldığı RCCI motor için  $\lambda=2$ ,  $\lambda=2.5$  ve  $\lambda=3$  lambda değerleri, farklı egzoz gazlarının devridaimi %0, %30, %40 ve %50, enjeksiyon başlama değerleri  $340^\circ$ ,  $345^\circ$  ve  $347^\circ$  krank açıları gibi parametrelerin değerlendirilmesi yapılmıştır. Parametreler değerlendirildiğinde RCCI modu yanmasında maksimum silindir içi basınç değerine en yakın değerler lambda değeri  $\lambda=2$ , egzoz gazlarının devridaimi %30 ve krank mili açısının  $340^\circ$  krank açısı olduğu gözlenmiştir.

M.F. Yaşar (2020) yaptığı çalışmada iki farklı değerlendirme metodu kullanmıştır. İlk metot da her yakıt eklentisi için silindir içerisine aynı oranda yakıt girdisi ile elde edilen değişim gözlenmiştir. İkinci metot da ise yakıt miktarı değişimi ile sabit güç ve tork değerlerindeki değişim incelenmiştir. Birinci metot da basınç, güç, tork artarken buna zıt olarak özgül yakıt tüketimi azalmıştır. Karbon monoksit miktarında azalma olurken azot oksit miktarında artış olmuştur. İkinci metot da ise maksimum basınç düşük devirlerde farklılık göstermiştir. Güç ve tork sabit olarak hesaplanmıştır.

R. Şener (2021) yaptığı çalışmada homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşlemeli (HCCI) dizel yakıtlı bir motorun yanma stratejine uygun olarak genetik algoritma kullanılarak supap profillini bir boyutlu yanma modeliyle optimize etmiştir. Supap açma ve kapama krank açıları orantılı olarak değiştirilmiş ve tamamen açılma noktasına bekleme eklenmiştir. Modelleneme sonucunda, optimum supap profili motor fren gücünü %28 artırırken, özgül yakıt tüketimini %6 azaltmıştır.

A. Berk (2021) yaptığı çalışmada GT-Suite ve GEM3D programı kullanmıştır. Dört silindirli  $600 \text{ cm}^3$  hacimli doğal emişli ve port enjeksiyonlu içten yanmalı bir motor incelenmiştir. Yardımcı programlarla motorun bir boyutlu modeli oluşturulmuştur. Motorun emme ve egzoz manifold çapı ve boru uzunlukları, supap zamanlamaları, yakıt

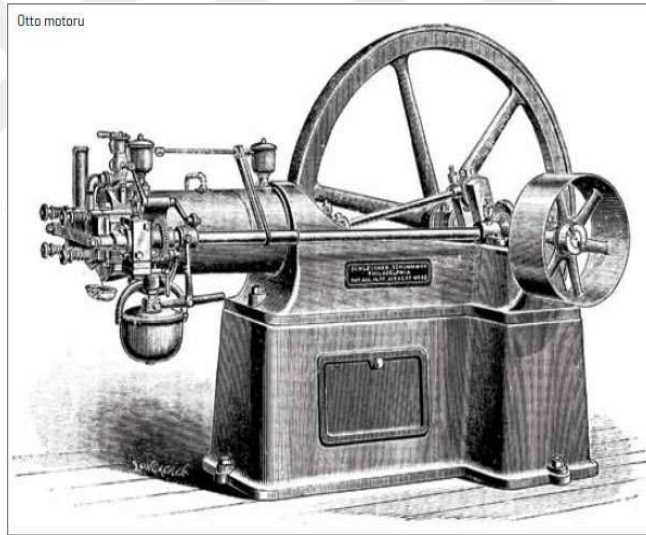
tüketimi, egzoz gaz sıcaklık değerleri incelenmiştir. İncelenen bir boyutlu içten yanmalı motorun kalibrasyon haritaları oluşturulmuştur.

Ş.M. Şenocak (2021) yılında yaptığı çalışmada tek silindirli RCCI dizel motorda ozon gazının etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Motor yükü %20, %40, %60, her yük değeri için ozon miktarı 0, 100, 200 ve 300 ppm olarak belirlenmiştir. Motor devri olarak sabit 2400 d/d kullanılmıştır. Verilen tüm parametreler RCCI doğrultusunda %15, %30 ve %45 oranlarında çalışmıştır. Sonuçlar incelendiğinde RCCI modda çalıştırılmayan deneylerde karbon monoksit azalmasıyla ozon miktarının arttığı, düşük reaktif yakıtın ve ozonun birlikte kullanılmasıyla karbon monoksit emisyonunun arttığı görülmüştür.



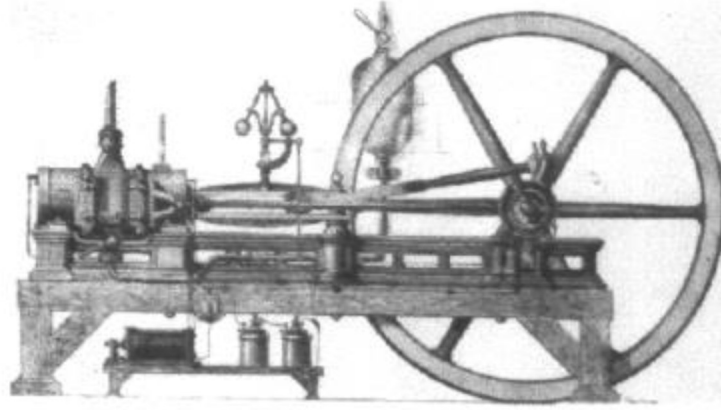
### 3 İÇTEN YANMALI MOTORLAR

İçten yanmalı pistonlu motorlar 1854 yılında İtalya’da Eugenio Barsanti ve Felice Matteucci’nin tarafından keşfedilerek patentin almasıyla oluşmuştur. 1856 yılında ise Nicolas August Otto ve Eugen Langen de benzer bir motor olan ilk dört zamanlı içten yanmalı motor için patent almıştır (Işık, 2016). Alınan bu patent sayesinde Otto ve Langen on sene boyunca piyasaya hakim olmuştur. Bu dört zamanlı içten yanmalı motor geçen 100 yıldan fazla sürede hem taşıma hem de ulaşım sektöründe sıklıkla kullanılmıştır. Otto ve Langer geliştirdikleri motor Şekil 3.1’de gösterilmektedir (Çetiner, 2018). Bu motorlar uçan veya serbest pistonlu motor olarak adlandırılmıştır. Böyle adlandırılmalarının temel nedeni krank-biyel mekanizmasına sahip olmamalarıdır. Günümüzde çok daha teknolojik sistemler kullanılsa da bütün içten yanmalı motorların temel prensibi aynı kalmıştır.



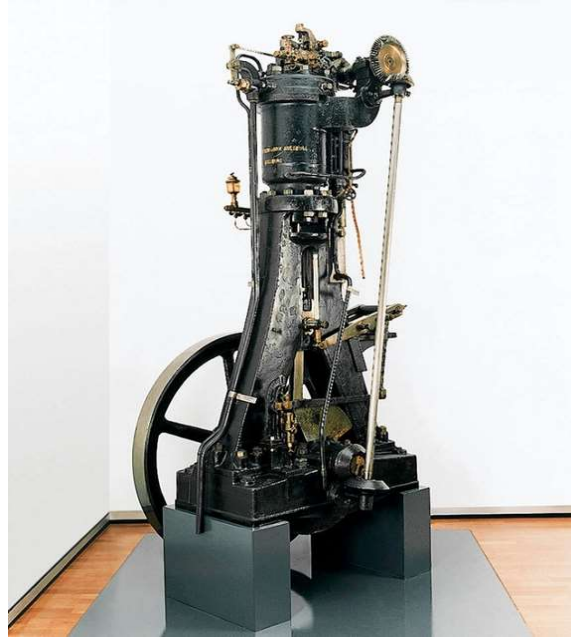
**Şekil 3.1.** Nicolaus Otto ve Wilhelm Maybach tarafından tasarlanan ilk dört zamanlı motor (Çetiner, 2018).

Jean Joseph Etienne Lenoir ve Beau de Rochas 1860 yılında farklı bir motor olan çift etkili içten yanmalı motoru bulmuşlardır. Çift etkili içten yanmalı motor ticari değeri olan ilk motordur (Okcu, 2021). Geliştirilen bu motorda sıkıştırma düzeneği bulunmamaktaydı. Piston biyel aracılığıyla krank miline bağlıydı ve pistonun doğrusal hareketi krank milinin dönmesini sağlıyordu. Fakat bu motor fazla geliştirilemedi bunun temel nedeni motorun yüksek yakıt tüketimi ve düşük verim probleminin olmasıdır. Jean Joseph Etienne Lenoir ve Beau de Rochas geliştirdiği model Şekil 3.2’de verilmiştir (Çetiner, 2018).



**Şekil 3.2.** Jean Joseph Etienne Lenoir ve Beau de Rochas geliştirdiği motor (Çetiner, 2018).

Rudolf Diesel hocasının tavsiyesi ile soğutma teknikleri üzerine çalışmaya başlamıştır. Çalışması sırasında tesadüfen okuduğu bir kitap çok etkilenen Rudolf Diesel motorlara karşı ilgisi başlamıştır (Şenocak, 2021). Yanma süreciyle ilgili yaptığı çalışmanın patentini 1892 yılında almıştır. 1893 yılında ilk dizel motor üretimini yapmıştır. Rudolf Diesel Tarafından Üretilen İlk Dizel Motor Şekil 3.3'te gösterilmiştir. Üretimini yaptığı motorun patentini 1895 yılında alabilmiştir. 1897 yılında ise ilk ticari amaçlı dizel motoru üretmiştir (Işık, 2016).



**Şekil 3.3.** Rudolf Diesel Tarafından Üretilen İlk Dizel Motor (Çetiner, 2018).

İçten yanmalı motorlar en yaygın kullanım alanına sahip olan motorlardır. İçten yanmalı motorların çalışma prensibinin temelinde kimyasal enerjiyi mekanik enerjiye dönüştürme vardır. İçten yanmalı motorlarda yakıt olarak genellikle benzin, dizel ve

doğal gaz kullanılır. Motor içerisine alınan yakıt hava ile birtakım reaksiyonlara girerek termal enerji oluşturur. Kullanılan yakıt sistem içerisinde sıkıştırılarak basınçlandırılır. Basınçlandırılan yakıt dışardan bir etki ile veya kendi kendine tutuşması sağlanır. Oluşan bu termal enerji motor içerisindeki gazların sıcaklık ve basınç değerlerini artırır (Okcu, 2021). Bunun sonucunda çıkan enerji sistem içerisinde bulunan pistonu hareket ettirir. Pistonların hareketiyle oluşan termal enerji sistemin hareket etmesiyle mekanik enerjiye dönüşür. Sistem içerisinde genişlemiş olan gazların silindirden atılıp işlemin baştan tekrarlanmasına kadar olan harekete bir çevirim denir. Bunun sonucundan çıkan enerji piston ve krank mili aracılığıyla istenilen yere iletilir.

### 3.1 Dizel Motorlar

Ateşleme tipine göre sınıflandırıldığında dizel motorlar yakıt ve havayı motorun içerisinde karıştıran sıkıştırma ateşlemeli motor olarak adlandırılmaktadır. Sıkıştırma ateşlemeli motorlar ya da dizel motorların çalışma prensibi benzinli motorlardan farklıdır. Dizel motorlarda yakıt silindir içerisine püskürtülerek tutuşturulması sonucunda enerji elde edilmesi prensibiyle çalışır. Benzinli motorlarda ise yakıt hava karışımı kıvılcım ile ateşlenir (Işık, 2016). Bu özelliklerinden dolayı benzinli motorlar kıvılcım ateşlemeli, dizel motorlar ise sıkıştırma ateşlemeli motorlar sınıfına girer. Dizel motorlarda yakıt enjekte edildiğinden yanma heterojendir ve basınç sabittir. Dizel motorlarda havanın sıkıştırılmasından sonra piston üst ölü noktaya gelmeden hemen önce yakıt püskürtülerek basınç sabit tutularak yanma olayı gerçekleşir. Yanma olayının ardından gaz kütlesi genişleyerek piston alt ölü noktaya doğru hareket etmeye başlar.

Dizel motorların benzinli motorlardan bir diğer farkı ise; benzinli motorlar teorik olarak dizel motorlardan daha yüksek ısı verimliliğine sahiptir. Benzinli motorları dezavantajı vuruntu eğilimidir. Bu dezavantajdan kaynaklı olarak benzinli motorlarda sıkıştırma oranı ve buna bağlı olarak da verimlilik sınırlıdır (Çetiner, 2018). Dizel motorlarda ise böyle bir sıkıntı olmadığından yüksek sıkıştırma yapılabilir ve yüksek verimlilik elde edilebilir. Buna rağmen dizel motorlarında dezavantajları bulunmaktadır. Motor sistemi karışık olduğundan dolayı üretim maliyeti pahalıdır. Yanma modunun fakir olmasından dolayı üç yönlü katalitik konvertör yeterli değildir. Bu yetersizlik egzoz emisyonu azaltıcı önlemlerin karmaşıklığını artırır. Artan bu karmaşıklığa paralel olarak maliyet artar. Ayrıca çevreye salınan zararlı gaz miktarında da artış olur.

Dizel motorlar da yanma olayın gerçekleşmesi önem teşkil etmektedir. Yanma olayında ilk olarak yakıt ve hava silindir içerisinde karıştırılır. Silindir içerisine alınan hava, yakıtın tutuşma sıcaklığının üzerindeki bir sıcaklığa ulaşana kadar sıkıştırılır. Yakıt sıkıştırma stokunun sonlarına doğru yüksek sıcaklık ve basınca ulaşan hava üzerine bir enjeksiyon yardımıyla yüksek basınçta dizel yakıt püskürtüldüğünde hava yakıt karışımı oluşur ve oluşan bu karışım kendiliğinden tutuşarak yanma olayı gerçekleşir (Görmez, 2020). Dizel motorlar tek silindirli olabileceği gibi birden fazla silindirde bulundurulabilir. Dizel motorlarda çevirim dört temel aşamada oluşur (Peker, 2021). Bu aşamalar sırasıyla; emme aşaması, sıkıştırma aşaması, genişleme aşaması ve egzoz aşamasıdır.

### **3.1.1 Emme aşaması**

Emme aşaması bir motorun ilk çevirim aşamasıdır. Bu zaman diliminde strok boyunca emme valfi açıktır (Çetiner, 2018). Emme zamanında piston aşağı doğru hareket eder ve kam milinden etkilenecek emme supabı açılır. Daha sonra yanma süresi boyunca kullanılacak temiz hava supaptan emilerek silindir içerisine alınır. Bu sürecin bitmesiyle piston üst ölü noktadan alt ölü noktaya doğru hareket eder. Bu hareket sonucunda silindir hacmi artar. Piston alt ölü noktaya geldiğinde emme aşaması sona erer. Sıkıştırma aşamasına geçilir.

### **3.1.2 Sıkıştırma aşaması**

Piston alt ölü noktadan üst ölü noktaya geçerken silindir içerisindeki hava sıkıştırılır. Bunun sonucunda silindir içerisindeki hacim azalır buna bağlı olarak basınç ve sıcaklık artar. Sıkıştırma aşamasında sabit basınç altında yakıt bir enjektör yardımıyla püskürtülür ve yanma gerçekleşir. Yanma olayının ardından yüksek basınca sahip gazlar meydana gelir. Yüksek basınca sahip bu gazlar itme kuvveti neticesinde pistonu üst ölü noktadan alt ölü noktaya doğru iterler. İtme sonucunda bir diğer aşama olan genişleme aşamasına geçilir.

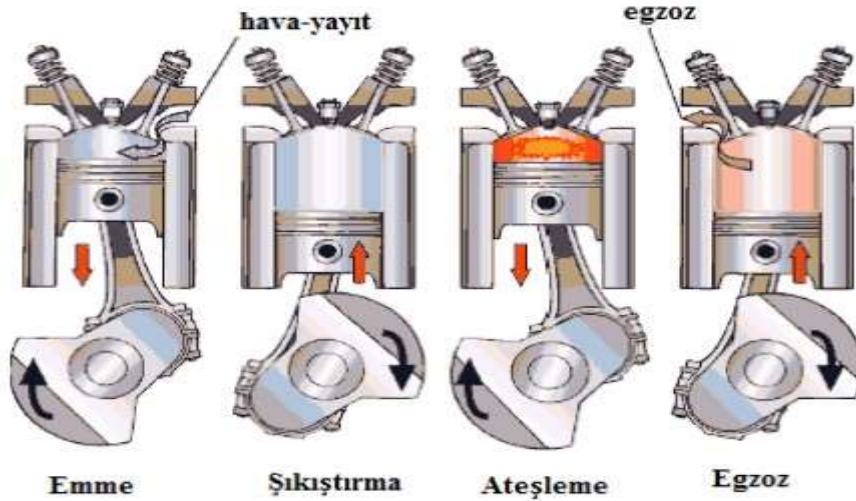
### **3.1.3 Genişleme aşaması**

Güç stroku olarak da adlandırılır. Bu aşamada motordan iş elde edilir. Piston üst ölü noktadan alt ölü noktaya vardığında genişleme aşaması sona erer. Yanma sonucunda

silindirde meydana gelen yüksek sıcaklık ve basınca sahip gazlar pistonu kuvvet uygulanarak pistonu aşağı doğru iterler. Pistonun aşağı doğru itilmesiyle krank milinin dönmesi sağlanır. Genişleme aşamasında silindir hacmi ve silindir içi basıncı ters orantı olarak ilerler. Genişleme aşamasında oluşan iş, sıkıştırma aşamasında oluşan işten beş kat daha fazladır (Çetiner, 2018).

### 3.1.4 Egzoz aşaması

Dizel motorların son çevrimi egzoz aşamasıdır. Bu aşamada piston alt ölü noktadan üst ölü noktaya hareket etmesiyle egzoz supabı açılır. Yanma sonucunda silindir içerisinde oluşan gazlar egzoz supabı aracılığıyla silindir dışına atılır. Piston üst ölü noktaya varınca çevrim tamamlanır. Bu aşamada silindir hacmi ve basıncı azalır. Dizel motorlarda çevrimin dört temel aşaması Şekil 3.4'te gösterilmiştir.



Şekil 3.4. Dizel motorlarda çevrimin dört temel aşaması (Işık, 2016).

## 3.2 İçten Yanmalı Motorda Egzoz Emisyonların Oluşması

Son yıllarda gelişmenin temel sonucu olarak şehirlerdeki hava kirlilik oranı her geçen gün artmaktadır. Yapılan araştırmalar artan hava kirliliğinin insan ve çevre üzerinde ciddi olumsuz etkileri olduğunu göstermiştir. Hava kirliliğinin başlıca nedenleri arasında zararlı sanayi gazları, termik santraller, motorlu taşıtlar ve fosil yakıtların yakılması gelmektedir. Şehirlerdeki hava kirliliğinin büyük bir bölümü ise motorlu taşıtlardan kaynaklanmaktadır. Motorlu taşıtlardan çevreye salınan gazların özellikleri ve

yoğunlukları motor tipine, ayarına, kullanım şekline ve kullanılan yakıta bağlı olarak değişiklik göstermektedir (Mehmet, 1996). Motorlu taşıtlarda kullanılan fosil yakıtların yanması sonucunda çevreye yayılan zararlı emisyonlar hava kirliliğinin temel nedenidir. Motorlu taşıtlarda fosil kökenli yakıtların kullanılmasından kaynaklanan başlıca egzoz emisyonları; karbon monoksit (CO), azot oksit ( $NO_x$ ), su buharı ( $H_2O$ ), hidrokarbon (HC), kükürt oksit ( $SO_x$ ) ve partikül madde (PM) gibi bileşikler oluşmaktadır (Uymaz, Solmaz, Boz, Yılmaz, & Polat, 2017).

### 3.2.1 Karbon monoksit (CO) emisyonları

Dizel motorlarda silindir içerisinde yanma olayın eksik veya zayıf olması sonucunda meydana gelir. Silindir içerisindeki yanma odasında yakıtın tam olarak oksijenle birleşememesi sonucunda CO kirleticisi olarak atmosfere yayılır (Kelen, 2014). Hava yakıt oranındaki değişimine bağlı olarak oluşan CO miktarında da değişiklik meydana gelir. CO emisyonun etkileyen bir diğer parametre ise türbülans yoğunluğunun homojen karışımının oluşumudur (Özener, 2013). CO, kokusuz ve renksiz ve çok zehirli bir gazdır. Bu gazın solunması durumunda kanda bulunan ve oksijen taşımakla görevli olan hemoglobinle birleşerek oksijen taşınmasını azaltır. Bu durum sonucunda beyine yeteri kadar oksijen gidemez ve bunun sonucunda çeşitli rahatsızlıklar ortaya çıkar. Bu rahatsızlıkların başında felç geçirme, zehirlenmelere, öğrenme yetersizliğine, boğulmalara ve uyku problemlerine neden olur (Işık, 2016).

### 3.2.2 Azot oksit ( $NO_x$ ) emisyonları

Motordaki yanma sırasında nitrojen ve oksijen 1,800 Kelvin'in üzerindeki sıcaklıklarda birleşerek azot oksitleri meydana getirir. Yanma sonucunda meydana gelen  $NO_x$  miktarı sıcaklığa bağlıdır. Dizel motorlarda hava yakıt oranı arttıkça maksimum basınç ve sıcaklıkta artar. Bu durumun sonucunda karışım daha geniş bir alana yayılır ve bölgede stokiyometrik orana yakın bir değerde yanma gerçekleşir. Yanma sonucunda  $NO_x$  miktarı artış olur (Uymaz, Solmaz, Boz, Yılmaz, & Polat, 2017). Bu artışın temel sebeplerinden bir diğeri ise oksijen miktarıdır. Oksijen miktarı arttıkça  $NO_x$  miktarında da artış gözlemlenir (Çıtak, 2014). Azot oksit gaz halinde bulunur. Solunum yolu ile vücuda alındığında canlılarda alt üst solunum yollarında hastalıklara, akciğerde enfeksiyonlara ve biyokimyasal değişimlere neden olur.

### 3.2.3 Hidrokarbon (HC) emisyonları

Dizel motorların bir başka zararlı emisyonları hidrokarbon emisyonlarıdır. Hidrokarbonlar gaz halindeki organik bileşiklerin bütününe eşittir. HC oluşmasındaki en temel neden eksik yanma olurken diğer nedenler arasında düşük kompresyon, supap bindirmesi, silindir içerisindeki homojen olmayan sıcaklık dağılımı da gösterilebilir (Kelen, 2014). Atmosferde gaz halinde bulunan hidrokarbonlar güneş ışığı altında azot oksitle birleşerek fotokimyasal sis (smog) neden olurlar (Görmez, 2020). Fotokimyasal sis tabakası canlılar üzerinde olumsuz yan etkiler oluşturmaktadır. Bunların başında göz bozuklukları, göz yanması, kan kanseri ve solunum yolu problemlerine neden olurlar (Alkaya & Yıldırım, 2000).

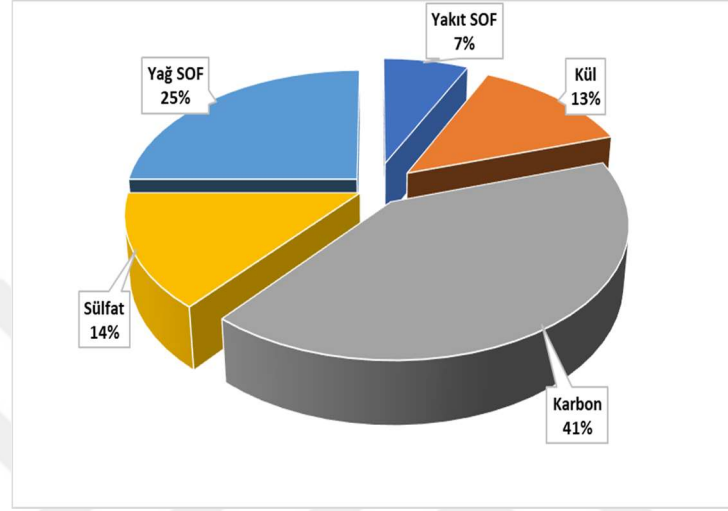
### 3.2.4 Kükürt oksit (SO<sub>x</sub>) emisyonları

Kükürt oksit emisyonları yakıtın içerisinde bulunan kükürttten kaynaklanır. Yakıtın yanması sonucunda yakıtta bulunan kükürtün oksijenle tepkimeye girmesiyle kükürt oksit meydana gelir (Aydoğan, 2008). Yanma sonucu oluşan kükürt bileşenler renksiz ve kokuludur. Ayrıca yanma sonucunda yüksek miktarda su buharı da oluşmaktadır. Su buharının kükürt oksitle birleşmesi sonucunda sülfürik asit meydana gelir (Özener, 2013). Dizel motorlarda bu emisyonun oluşması motorda yağlanma yağının özelliğini kaybetmesine ve aşınmaların artmasına neden olur (Uymaz, Solmaz, Boz, Yılmaz, & Polat, 2017). Kükürt oksit canlılar üzerindeki şiddetli etkileri vardır. Kükürt oksit akciğer hastalıklarına, solunum yollarında tahrişlere ve karaciğer hastalıklarına neden olur (Arslan, 2017).

### 3.2.5 Partikül madde (PM) emisyonları

İçten yanmalı motorlarda yanma sırasında gerekli olan oksijen bulunmayınca yakıt içerisinde bulunan karbon moleküllerinin tam olarak yanmaması sonucunda oluşan emisyonlardır. Dizel motorlar benzinli motorlara göre daha fazla partikül madde emisyonu oluşturur. Bunun başlıca nedeni benzinli motorlarda yanma homojen olarak gerçekleşir. Dizel motorlarda ise heterojen ortamda oluşan karbon molekülleri yanma olayı esnasında yeterli zaman olmadığından partikül madde olarak atmosfere atılır (Şenocak, 2021). Dizel motorlarda meydana gelen partikül madde emisyonlarında en

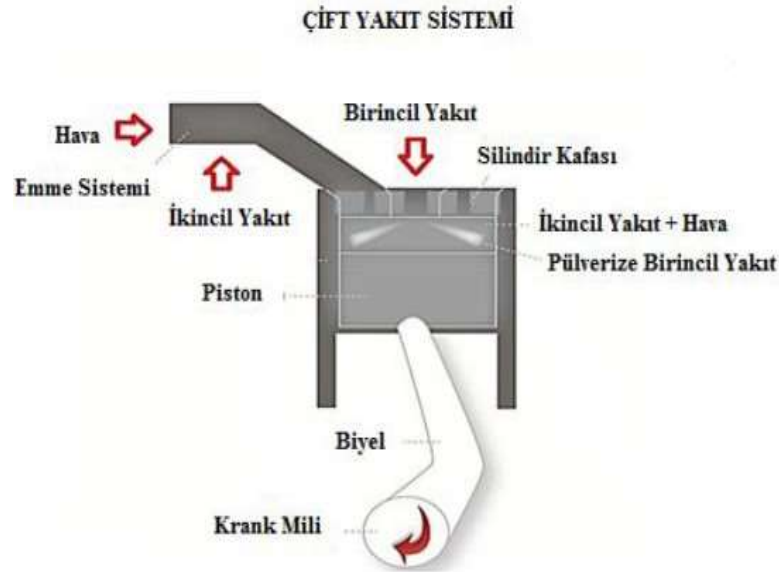
büyük paya sahip olan partiküller sırayla karbon, yağ SOF, sülfat, kül ve en düşük oranla yakıt SOF gelmektedir. Dizel motorlarda meydana gelen partikül madde emisyonları Şekil 3.5'te gösterilmektedir. Partikül madde emisyonları insan sağlığı üzerinde ciddi etkiler oluşturmaktadır. Özellikle insan sağlığı üzerinde kanserojen ve tahriş edici etkisi vardır (Işık, 2016).



Şekil 3.5. Dizel motorlarda meydana gelen partikül madde emisyonları (Şenocak, 2021).

### 3.3 İçten Yanmalı Motorlarda Düşük Sıcaklıklarda Yanma

İçten yanmalı motorlar günümüzde yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Fosil yakıtların tükenme riski ile karşı karşıya olması artan yakıt fiyatları yeni arayışlar doğurmuştur. İçten yanmalı motorların sebep olduğu zararlı emisyonları azaltmak çevre dostu yakıt ve araçlar geliştirmek için farklı tip motorlar üzerinden durulmuştur. Daha temiz ve verimli yanma arayışları düşük sıcaklıklı yanma (LTC) uygulamalarını ortaya çıkarmıştır. LTC uygulamalarda çift yakıtlı sistem kullanılır. Çift yakıt sisteminin çalışması Şekil 3.6'da gösterilmiştir. Çift yakıtlı sistemde iki ayrı cins yakıt aynı çevirimde kullanılır (Görmez, 2020). LTC uygulamalarını kapsayan üç adet yöntem vardır. Bunlar sırasıyla homojen dolgulu sıkıştırma ateşleme (HCCI), ön karışım dolgulu sıkıştırma ateşleme (PCCI) ve son olarak reaktivite kontrollü sıkıştırma ateşleme (RCCI) gelmektedir (Şenocak, 2021). LTC alt gruplar halinde sıralanışı Şekil 3.7'de gösterilmiştir.



Şekil 3. 6. Çift yakıt sisteminin çalışması (Işık, 2016).



Şekil 3.7. LTC alt gruplar halinde sıralanışı (Çelik, 2019).

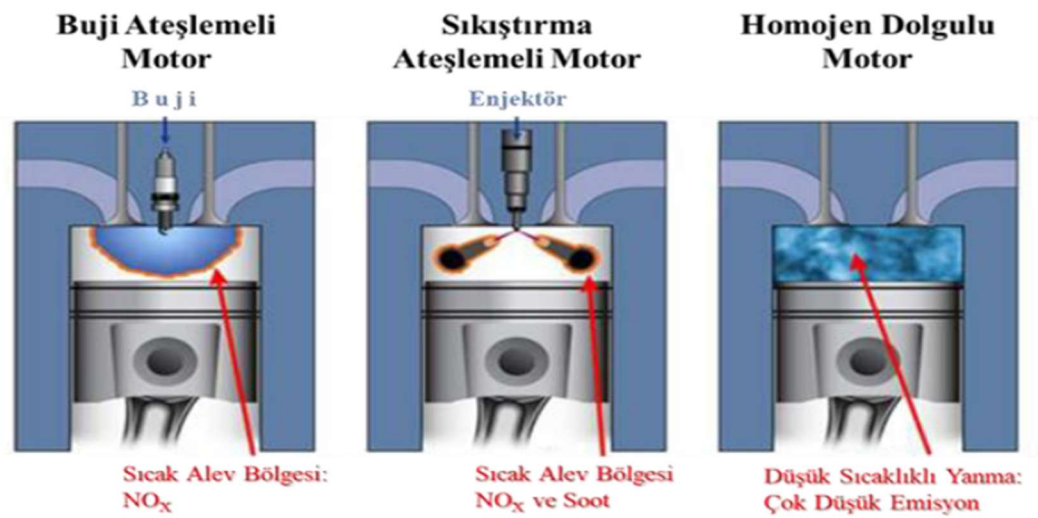
LTC uygulamalarından biri olan HCCI yanma konseptinde, yakıt port enjeksiyonundan alınır. HCCI, yanma olayı otomatik ateşleme ile başlar. Yanma aşamalarının kontrolü ise yakıtın kinetiğine bağlı olarak değişir. PCCI yanma konseptinde, yakıt erken direkt enjeksiyondan silindir içerisine alınır. PCCI yakıt alma şekli kısmen ön karışmış yanma şeklinde olur. Yanma aşamalarının kontrolü, enjeksiyon zamanlaması ile sağlanır. RCCI, yakıt silindir içerisine port ve direkt enjeksiyon yardımıyla alınır. RCCI yakıt alma şekli, PCCI olduğunu gibidir. Yanma aşamalarının kontrolü ise doğrudan enjeksiyon zamanlaması ve ön karışmış yakıt oranı ile sağlanır. Düşük sıcaklıklı yanma konseptleri Tablo 3.1’de verilmiştir.

**Tablo 3.1.** Düşük sıcaklıklı yanma (LTC) konseptleri (Şenocak, 2021).

| Yanma Konsepti | Yakıt Alma Biçimi        | Yanma Aşamaları Kontrolü                                 | Yakıt Alma Şekli         |
|----------------|--------------------------|----------------------------------------------------------|--------------------------|
| RCCI           | Port + direkt enjeksiyon | Doğrudan enjeksiyon zamanlaması, ön karışmış yakıt oranı | Kısmen ön karışmış yanma |
| HCCI           | Port enjeksiyonu         | Yakıt kinetiği                                           | Otomatik ateşleme        |
| PCCI           | Erken direkt enjeksiyon  | Enjeksiyon zamanlaması                                   | Kısmen ön karışmış yanma |

### 3.3.1 Homojen dolgulu sıkıştırma ile ateşleme (HCCI)

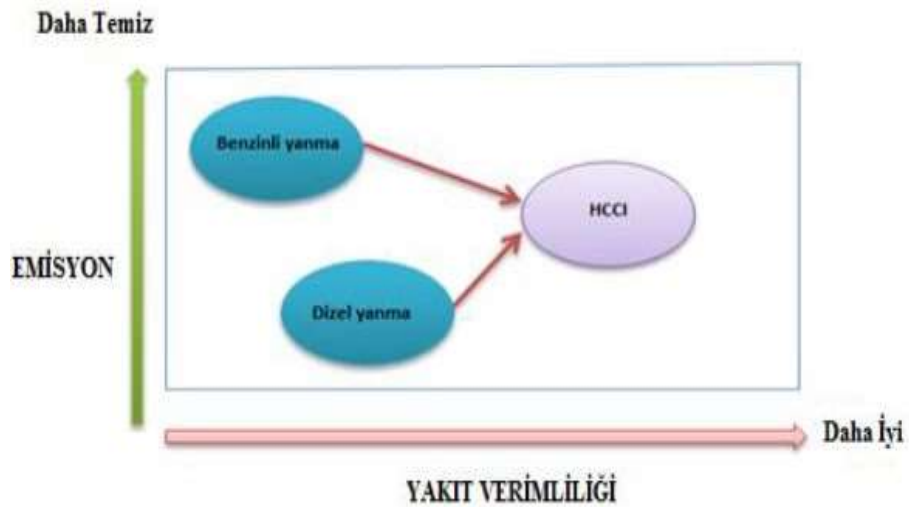
Homojen dolgulu sıkıştırma ateşlemeli motorlar diğer adıyla Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) silindir içerisinde homojen şekilde karışan yakıt-hava karışımının sıkıştırılması sonucunda kendi kendine karışımın tutuşmasını sağlayan motorlardır (Okcu, 2021). Dizel, Otto ve HCCI sistemlerinde yanma şeması Şekil 3.8’de gösterilmiştir. HCCI sistemlerde benzin ve dizel motorun artı tarafları alınarak yüksek sıkıştırma ile en iyi performansı sağlanır. Bu sistem kendi içerisinde üç farklı gruba ayrılır. Bunlar; ön karışimli HCCI, erken direkt püskürtmeli HCCI ve son olarak geç direkt püskürtmeli HCCI olarak sıralanır. Bu üç grup kendi arasında da farklı alt gruplara ayrılabilir (Çelik, 2019).

**Şekil 3.8.** Dizel, Otto ve HCCI sistemlerinde yanma (Şener, 2021).

HCCI sistemlerinde silindir içerisindeki hava- yakıt karışımı homojen olarak alınır. HCCI sistemlerde emme supabından hava alınırken enjektörden yakıt püskürttür. Homojen olarak alınan yakıt- hava karışımı sıkıştırılır. Sıkıştırma sonucunda alevlenme olmadan silindir içerisindeki yanma odasında birden fazla bölgede eşzamanlı yanma gerçekleşir (Yücesu, Yavuzcan, Önder, Çınar, & Can, 2011). HCCI aşamaları Şekil 3.9'da gösterilmiştir. Eş zamanlı yanmalar sonucunda çok düşük oranda  $NO_x$  emisyonları ve partikül madde oluşur. HCCI motorlar yüksek termik verimi ve yanma sonucunda düşük miktarda emisyon oluşturmaları diğer motor türlerine göre avantaj sağlamaktadır (Işık, 2016). HCCI motorlarda yakıt verimliliği Şekil 3.10'da verilmiştir.



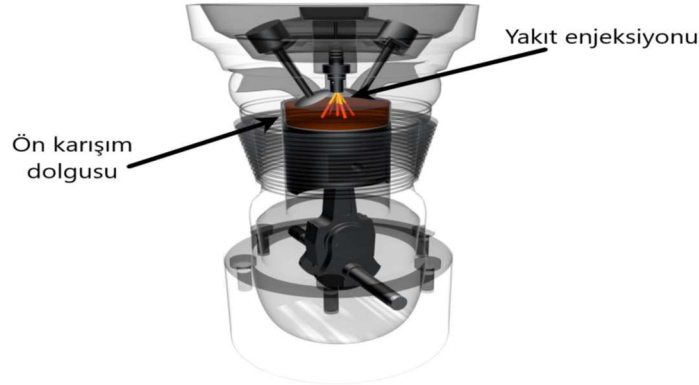
Şekil 3.9. HCCI aşamaları (Ryan & Matheaus, 2002).



Şekil 3.10. HCCI motorlarda yakıt verimliliği (Işık, 2016).

### 3.3.2 Ön karışımli dolgulu sıkıştırma ile ateşleme (PCCI)

Ön karışımli dolgulu sıkıştırma ile ateşleme diğer bir adıyla Premixed charge compression ignition (PCCI) gelecek vaat eden emisyonlu bir yanma olayıdır. HCCI sistemlerde oluşan büyük yanma gürültüleri ve yanma aşamasının kontrol zorluğu vardır. PCCI sistemler HCCI sistemlerdeki bu problemleri çözmek için geliştirilmiştir (Çelik, 2019). PCCI sistemlerde buji ateşlemeye sahip bir motorun emisyon seviyesi ile bir dizel sıkıştırma ateşlemeli motorun verimliliğini birleştirmeyi amaçlayan sistemlerdir. PCCI sistemlerde önceden karıştırılmış hava- yakıt karışımının bir biçimde yandığı erken enjeksiyonla yapılan bir yanma şeklidir (Şenocak, 2021). PCCI sisteminde enjeksiyon yöntemiyle yanma kontrol edilebilir. Yakıt ve havanın yanmadan önce karıştırılması yüksek verimlilik ve son derece düşük emisyonlar sağlamıştır (Okcu, 2021). PCCI sistemlerde yanma Şekil 3.11’de verilmiştir.

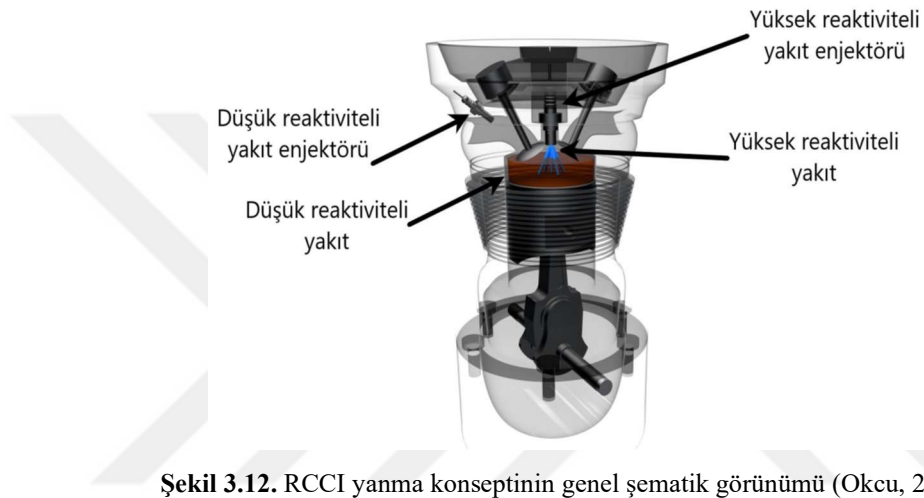


Şekil 3.11. PCCI sistemlerde yanma (Okcu, 2021).

### 3.3.3 Reaktivite kontrollü sıkıştırma ile ateşleme (RCCI)

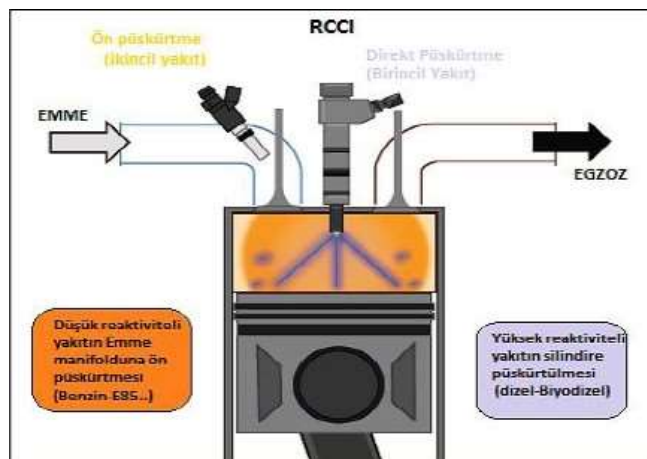
Düşük sıcaklıklı yanma konseptlerinin arasında en son karşımıza çıkan yanma stratejisidir. RCCI (Reaktivite kontrollü sıkıştırma ile ateşleme) sistemde silindir yoluyla yanma sisteminde iki farklı yakıtın karıştırılıp kullanılmasıyla ortaya çıkan konsepttir. RCCI yanma fazının süresi ve büyüklüğü kontrol edilebilir. RCCI yanma odasında iki ayrı yakıt dizel benzeri (yüksek reaktif yakıt (HRF)) ve benzin benzeri yakıtların (düşük reaktif yakıt (LRF)) silindir içerisinde karıştırılmasıyla çalışan yanma yöntemidir. Bu yanma yöntemi yerel alev sıcaklıklarının daha düşük seviyede olmasına neden olur (Benajes, Garcia, Monsalve, & Boronat, 2017). Düşük sıcaklıktaki yanma işlemi sırasında yakıt bakımından zengin bölgelerin oluşması

engellenir. RCCI sisteminde iki ayrı yakıt kullanıldığı için motor üzerinde bazı değişiklikler yapılması gereklidir. LRF (düşük reaktif yakıt) emme manifolduna püskürtmeli sistem (EMP, PFI) ile HRF (yüksek reaktif yakıt) direkt enjeksiyonla (DI) silindir içine aynı enjeksiyon sistemiyle gönderilir. RCCI yanma konseptinin genel şematik görünümü Şekil 3.12’de gösterilmiştir. LRF ve HRF miktarları değiştirilerek yanma kontrol edilebilir (Işık, 2016). RCCI sistem HCCI sisteminde karşılaşılan geniş yük aralıklarında kullanımını engelleyen yanma zamanlaması ve vuruntu problemlerini çözmeyi amaçlar (Kokjohn, Hanson, Splitter, & RD, 2011).



Şekil 3.12. RCCI yanma konseptinin genel şematik görünümü (Okcu, 2021).

RCCI sistemde ısı salınımı üç ayrı aşamada gerçekleşir. İlk aşamada soğuk alev reaksiyonları (dizel enjeksiyonu), ikinci aşamada her iki yakıtın karıştırıldığı yerlerde (ilk ısı salınımı) ve son olarak üçüncü aşamada nihai ısı salınımı (ikincil yakıtın bulunduğu yerler)’dir (Reitz & Duraisamy, 2011). RCCI yakıt püskürtme durumu Şekil 3.13’te verilmiştir.



Şekil 3.13. RCCI yakıt püskürtme durumu (Prihodko, Gao, Curran, & Wagner, 2013).

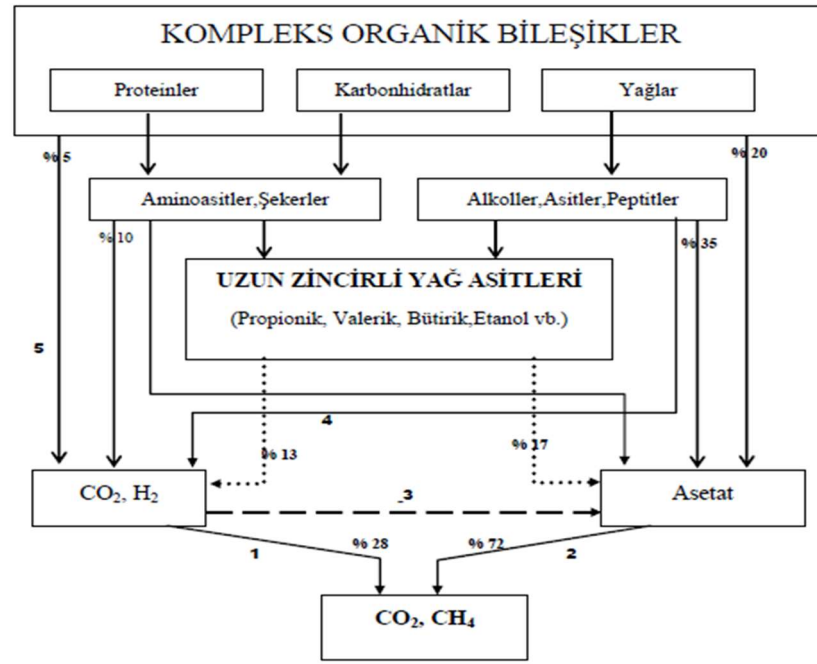
#### 4 BİYOGAZ

Yenilenebilir enerji kaynakları arasında önemli alternatiflerden birisi organik atıklardan biyogaz üretimidir. Biyogaz, anaerobik (oksijensiz) ortamda organik atıkların uygun mikroorganizmaların etkisiyle parçalanması sonucu ortaya çıkan bir nihai üründür. Biyogaz metandan (%60-70) ve karbondioksitten (%30-40) oluşmaktadır. Bunun yanında biyogazda düşük miktarda hidrojen, hidrojen sülfür, amonyak ve eser miktarda gazlarda bulunur. Belirtilen değerler Tablo 4.1’de verilmiştir (Çallı, 2012). Biyogaz teknolojisi gelişmiş ve gelişmekte olan ülkelerde sürekli gündemde kalan ve önemini artıran alternatif yakıttır. Özellikle biyogazın gaz motorlarında yakılması ve elektrik üretilmesi bu teknolojinin kullanımını arttırmıştır (Karaca, 2017). Biyogaz üretiminde kullanılarak bertaraf edilebilecek organik atıkların başında hayvan gübreleri gelmektedir. Hayvansal gübrelerin işlenmesi sonucunda çevresel açıdan kirletici bir unsur olan organik atıklar biyogaz gibi değerli bir enerji kaynağına dönüşmektedir.

**Tablo 4.1.** Biyogaz kompozisyonu (Çallı, 2012).

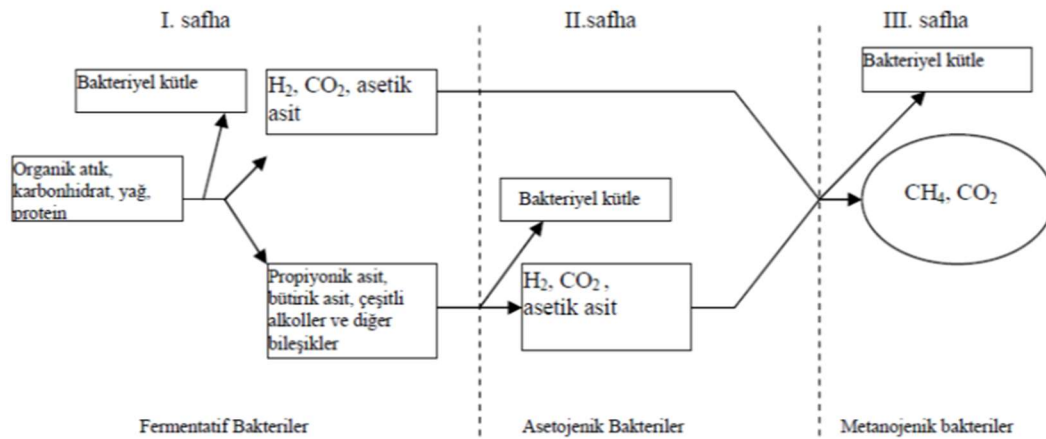
|                            | Miktar (%) |
|----------------------------|------------|
| Metan ( $CH_4$ )           | 60-70      |
| Karbondioksit ( $CO_2$ )   | 30-40      |
| Su Buharı ( $H_2O$ )       | 0-10       |
| Oksijen ( $O_2$ )          | 0-0.5      |
| Hidrojen ( $H_2$ )         | 0-1        |
| Amonyak ( $NH_3$ )         | 0-0.5      |
| Azot ( $N_2$ )             | 0-2        |
| Hidrojen sülfür ( $H_2S$ ) | 20-400 ppm |
| Isıl Değer ( $kWh/Nm_3$ )  | 6.5        |

Biyogaz üç ana basamaktan oluşmaktadır. Biyokütle içerisindeki büyük moleküllü karbon kaynakları bu üç faz ile metan ve karbondioksit kadar parçalanmaktadır. Biyogaz üretim sürecinin fazları Şekil 4.1’de verilmiştir. (Kalaycı, Türker, & Çağlar, 2017)



Şekil 4.1. Biyogaz üretim sürecinin fazları (Kalaycı, Türker, & Çağlar, 2017).

Biyogaz oluşumu üç safhadan oluşmaktadır. Bu safhaların ilk safhası hidroliz, ikinci safhası asit üretimi ve son olarak üçüncü safhası ise metan üretimidir. Birinci safhada yüksek moleküllü organik bileşikler hücre dışı enzimlerle hidrolize uğrayarak daha küçük molekül ağırlıklı organik bileşiklere dönüşürler. Asit üretimi safhasında düşük molekül ağırlığına dönüşen organik bileşikler asit bakterileri tarafından uçucu yağ asitlerine ve asetik aside dönüştürülür. Üçüncü safhada ise asetik asidin ayrışmasıyla ve CO<sub>2</sub> ve H<sub>2</sub> senteziyle metan üretimi gerçekleşir. Biyogaz üretim aşamaları Şekil 4.2’de gösterilmiştir. (Demir & Öztürk, 1989).



Şekil 4.2. Biyogaz üretim aşamaları (Demir ve Öztürk 1989).

Biyogaz enerjisi kullanım potansiyeli yüksek olan bir enerji kaynağıdır. Özellikle yenilenebilir enerji kaynakları içerisinde yüksek bir potansiyeli olan bu enerji kaynağı çeşitli aşamalardan geçilerek doğal gaz elde edilmektedir. Hayvansal atıkların değerlendirilmeden bertaraf edilmesi milli enerji kaynaklarımız için önemli bir kayıptır. Bölge koşullarına ve işletmenin üretim kapasitesine uygun tipte biyogaz tesisinin yapılıp, bölgede yaygınlaştırılmasının çevresel kirliliğin engellenmesi yanında kırsal kesimdeki üreticilerin sosyoekonomik ve kültürel açıdan gelişmesine de önemli katkıları bulunacaktır.

#### **4.1 Biyogaz Üretiminde Kullanılan Başlıca Organik Atıklar**

Ülkemizde organik atıklar genel toplam atıkların %65'ni oluşturmaktadır (Sallomi & Lee, 2018). Organik atıkların bu kadar büyük bir paya sahip olması ülkemizde büyük avantaj sağladığı gibi bu atıkların çevreye atılması veya çürümeye bırakılması avantajları yanında birçok dezavantajı da beraberinde getirmektedir. Bu atıkların bilinçli bir şekilde değerlendirilmesi hem çevre kirliliği açısından hem de enerji açısından büyük önem teşkil etmektedir. Birkaç organik atığın bileşiminde biyogaz elde edildiği gibi tek bir atıktan da biyogaz üretilir. Bu nedenle biyogaz üretiminde kullanılan farklı organik atıkları aşağıdaki gibi sıralayabiliriz (Koçar, Eryaşar, Arıcı, Ersöz, & Durmuş, 2010).

##### **4.1.1 Hayvansal organik atıklar**

Hayvansal organik atıklar genel olarak büyükbaş ya da küçükbaş hayvanlardan elde edilir. Büyükbaş hayvan atıkları genellikle inek, manda, at vs. hayvanların gübrelerinden elde edilir. Hayvan gübreleri biyogaz için önemli bir potansiyele sahiptir. Hayvanların beslenme ortamları gübre miktarını etkilemektedir. Ortalama olarak 1 ton sığır gübresinden yaklaşık olarak  $33m^3$ , 1 ton koyun gübresinden ise  $58 m^3$  ve 1 ton kümes hayvanları gübresinden  $78m^3$  biyogaz elde edilebilir (Koçar, Öner, & Sugözü, 2006)

##### **4.1.2 Bitkisel organik atıklar**

Bitkisel organik atıkların biyogaz üretiminde büyük bir paya sahiptir. Ülkemiz de ortalama olarak tarım sektöründe (buğday, arpa, çeltik, tütün, pamuk vb. zirai atıklar) yıllık olarak 65 Milyon ton atık üretilmektedir (Şenol, Elibol, Açikel, & Şenol, 2017). Bu atıkların yanlış kullanımı çevreye büyük bir zarar vermektedir. Bu tarımsal atıklar dışında enerji bitkileri, algler ve orman atıkları kullanılmaktadır. 1 ton mısır silajından  $185m^3$  biyogaz elde edilir. 1 kg buğday ya da arpa samanından ortalama 250lt biyogaz ve %60 oranında metan ( $CH_4$ ) elde edilir. Mısır sapları ve atıklarından ortalama olarak 450lt biyogaz ve %59 oranında  $CH_4$  elde edilir (Olatunda, Süleyman, & Efeovbokhan, 2017).

#### 4.1.3 Kentsel ve endüstriyel atıklar

Hızlı nüfus artışı, endüstriyel gelişme ve kentleşme gibi olgular sonucunda oluşan atıklarda (kâğıt, deri, kanalizasyon, tekstil ve gıda endüstrisi atıkları) biyogaz üretiminde kullanılmaktadır. Bu atıklardan biyogaz oluşturmak için iki yöntem kullanılmaktadır. Birinci yöntem biyometanizasyon yöntemidir. Bu yöntemde kentsel ve endüstriyel atıklardan organik kısmının ayrılıp oksijensiz fermantasyon ile biyogaz üretilmesidir. Bu yöntem ile gaz üretimi daha verimli olmaktadır. İkinci yöntemde ise kentsel atıkların doğrudan oksijensiz fermantasyon ile biyogaz elde edilmesidir (Ölmez, 2013)

#### 4.2 Biyogaz Oluşum Aşamaları

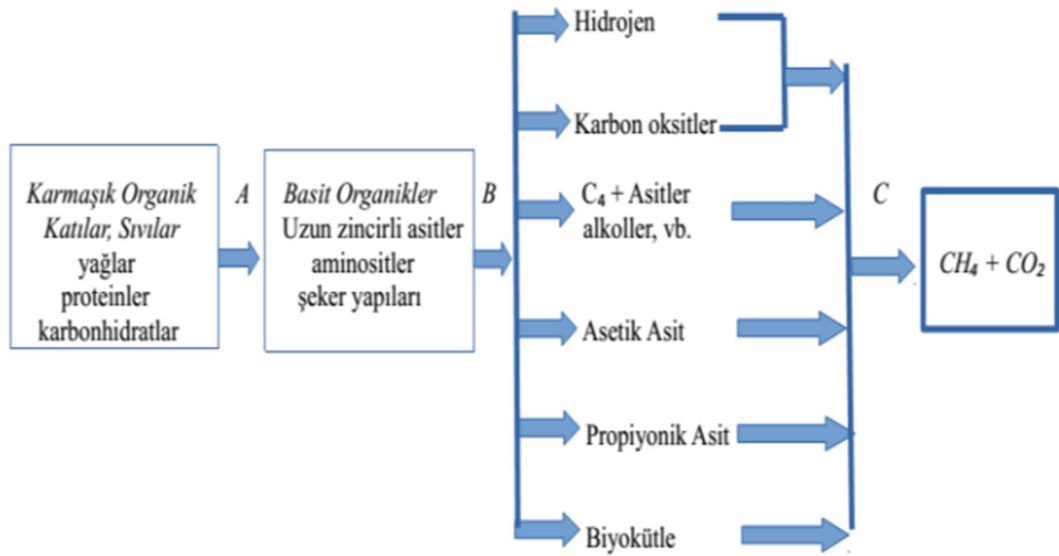
Biyogaz organik maddelerin oksijensiz (anaerobik) şartlarda biyolojik parçalanması sonucu oluşan ağırlıklı olarak metan ve karbondioksit gazıdır. Biyogaz %60-70 metan gazı ( $CH_4$ ), %30-40 karbondioksit gazı ( $CO_2$ ), %1-2 azot gazı ( $N_2$ ) ve hidrojen sülfürden ( $H_2S$ ) oluşmaktadır (Çevik, 2016). Biyogaz, bazı gazlardan arıtıldıktan ve iyileştirildikten sonra doğalgazın yerine kullanılabilir. Kükürtlü bileşikler içermesinden dolayı biyogaz çürük yumurtaya benzeyen bir kokuya (Kalaycı, Türker, & Çağlarer, 2017). Biyogaz üretimin gerçekleştiği organik maddelerin anaerobik fermantasyonu üç temel aşamada gerçekleşir. Bu aşamalarda, aşamalarla aynı adı taşıyan bakteri grupları görev almaktadır. Anaerobik fermantasyonun bu üç aşaması sırasıyla; birinci aşama fermantasyon ve hidroliz, ikinci aşama asetik asidin oluşması ve üçüncü aşama metan gazının oluşumudur.

#### 4.2.1 Fermantasyon ve hidroliz aşaması

Bu aşamada bazı bakteri grupları, organik molekülleri (karbon hidratları, proteinleri ve yağları) parçalarlar ve karbondioksit, asetik asit ve çözülebilir uçucu organik maddeler ortaya çıkar. Son gruptaki organik maddelerin büyük bir bölümünün uçucu yağ asitlerinin olması nedeniyle bu aşama, uçucu yağ asitlerinin oluşum aşaması olarak da adlandırılır (Gülen & Arslan, 2005)

#### 4.2.2 Asetik asidin oluşumu

Bu aşamada, birinci aşama sonunda açığa çıkan ve uçucu yağ asitlerini asetik aside dönüştüren asetogenik (asit oluşturan) bakteri grupları devreye girer ve bir kısım asetogenik bakteriler uçucu yağ asitlerini, asetik asit, hidrojene dönüştürürler. Bu evrede asit oluşturan bazı bakteri grupları uçucu yağ asitlerini, asetik asit, hidrojen ve karbondioksit çevirmektedir. Anaerobik ayrıştırmada mikrobiyal aşamalar Şekil 4.3'te verilmiştir. Tepkimenin gerçekleşmesi için hidrojenin ortamdan kaldırılması görevini hidrojen kullanan metan bakterileri gerçekleştirir. Böylece asetogenetik bakteriler, karbondioksit ve hidrojeni kullanarak asetik asit oluştururlar (Çevik, 2016).



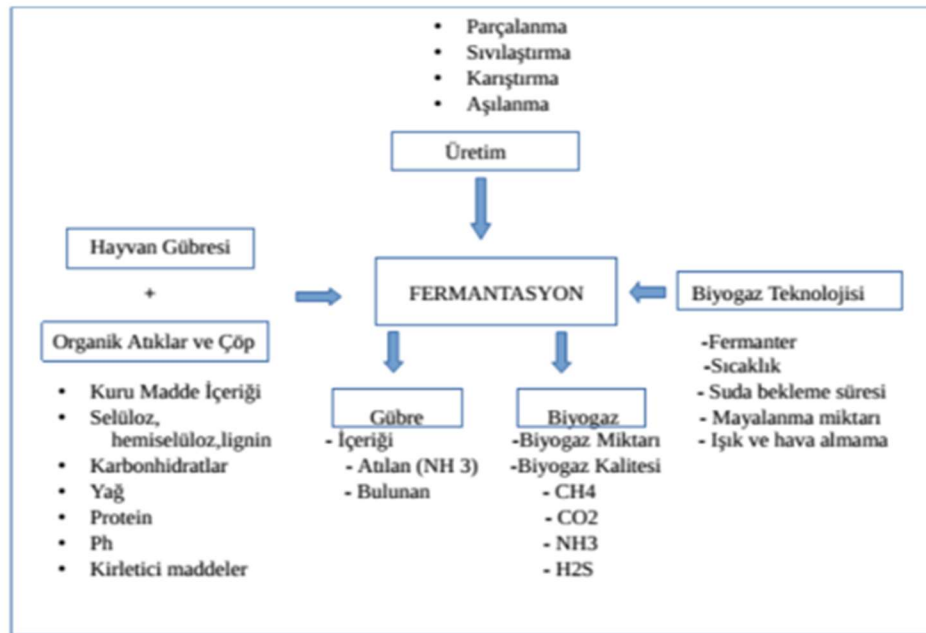
Şekil 4.3. Anaerobik ayrıştırmada mikrobiyal aşamalar (Çevik, 2016).

### 4.2.3 Metanın oluşumu

Anaerobik fermantasyonun bu son aşamasında metanogenik (metan oluşturan) bakteri grupları devreye girer. Metan oluşturunca bakteriler, asetik asitlerini parçalayarak veya hidrojen ( $H_2$ ) ile karbondioksit ( $CO_2$ ) sentezi sonucu biyogaza dönüştürürler. Havasız şartlarda üretilen metanın yaklaşık %30'u hidrojen gazı ile karbondioksit gazından %70'i ise asetik asidin parçalanmasından oluşur (Öztürk, 2005). Anaerobik fermantasyonun üçüncü aşamasında devreye giren ve metan oluşumunu sağlayan metan bakterileri, fermantasyon ortamının sıcaklığına göre üç gruba ayrılır (Gülen & Arslan, 2005). Bunlar; Psychrophilic (sakrofilik) bakteriler: optimum faaliyet sıcaklığı 5-25 °C, Mezophilic (mezofilik) bakteriler: optimum faaliyet sıcaklığı 25-38 °C, Thermophilic (termofilik) bakteriler: optimum faaliyet sıcaklığı 50-60 °C'dir.

### 4.3 Biyogaz Üretimini Etkileyen Faktörler

Anaerobik fermantasyonla biyogaz üretimini etkileyen unsurlar; sıcaklık, pH, nemli ortam, toksitite, karbon/azot oranı, hidrolik bekleme süresi, karıştırma, güvenlik, yönetim ve depolamadır. Metan oluşumunun biyogaz ve gübre oluşumu üzerindeki etkenleri Şekil 4.4'te verilmiştir. (Çevik, 2016).



Şekil 4.4. Metan oluşumunun biyogaz ve gübre oluşumu üzerindeki etkenleri (Amon, ve diğerleri, 2007).

#### 4.3.1 Sıcaklık

Organik atıkların anaerobik fermantasyonla gaz üretiminde, sıcaklığın çok önemli bir rolü vardır. Metan üretimini sağlayan metan bakterileri çok düşük ve çok yüksek sıcaklık değerlerinde verimli olmamaktadır. Genel bir kural olarak sıcaklığın 30-35 derece olması istenir. Sıcaklık değiştikçe fermantasyonu sağlayan bakteri tipleri de değişmektedir. Bu yüzden reaktörlerin sıcaklığı mümkün olduğu kadar sabit tutulmalıdır. Aksi takdirde biyogaz üretiminde sıkıntılar yaşanabilir.

#### 4.3.2 pH

Metan oluşturan bakteriler nötr veya hafif alkali ortamda yaşarlar. Anaerobik şartlarda fermantasyon işlemi devam ederken pH 7-7.5 arasında değişir. pH değerinin 6.7 düzeylerine düşmesi durumunda bakteriler üzerinde toksit etki yapar. Asit oluşturuca bakterilerin ise sayısı artarak pH'nın düşmesine ve metan oluşumunun durmasına sebep olabilirler. Bu gibi durumlarda reaktöre organik madde yüklenmesi kesilerek asit oranının düşmesi sağlanır (Gülen & Arslan, 2005).

#### 4.3.3 C/N oranı

Biyogaz üretiminde hammaddenin C/N oranı çok önemlidir. Karbon ve azot havasız ortamdaki bakteriler için önemli maddelerdir. Bakteriler, karbon ve azotu enerji elde etmek, büyümek ve çoğaltmak için kullanırlar. Fermanter içindeki C/N oranının 23/1 düzeyinden fazla ve 10/1 oranından az olması gerekmektedir yoksa bakterilerin metan veriminde düşüş yaşanabilir (Kılıç, 2011). Biyogaz üretiminde yaygın olarak kullanılan malzemelerde C/N oranları Tablo 4.2'de verilmiştir.

**Tablo 4.2 . Bazı maddelerin C/N oranları (Gülen & Arslan, 2005).**

| Hammadde | C/N Oranı   |
|----------|-------------|
| Ördek    | 8           |
| İnsan    | 8           |
| Tavuk    | 10          |
| Keçi     | 12          |
| Domuz    | 18          |
| Koyun    | 19          |
| Sığır    | 24          |
| Fil      | 43          |
| Pirinç   | 70          |
| Buğday   | 90          |
| Talaş    | 200'den çok |

#### 4.3.4 Hidrolik alkonma süresi

Gübre içindeki organik maddelerin bakteriler tarafından çürütülmesi sonucu biyogaz üretilmesi için gerekli olan süredir. Bekleme süresi içerdeki sıcaklık koşullarına göre değişmekle beraber 20-120 gün arasında değişebilmektedir. Hidrolik beslenme süresi yeterli olmazsa fermentasyon tam olarak gerçekleşmez.

#### 4.3.5 Organik yüklenme hızı

Organik yükleme hızı, birim hacim ( $m^3$ ) biyogaz reaktörlerine günlük olarak beslenme yapılan organik madde miktarı olarak adlandırılır. Bu yükleme olabildiğince sabit alınmalıdır. Organik yükleme hızı fazla pH azalır. pH'ın azalması metan oluşturan bakterilerin faaliyetini aksi yönde etkilemektedir. Bu olay da biyogaz üretim hızını olumsuz yönde etkiler.

#### 4.3.6 Karıştırma hızı

Reaktör içerisindeki gübre ile su karışımından meydana gelen sıvının sürekli veya belli aralıklarla karıştırılması gereklidir. Böylelikle fermentere yüklenen atıkların tank içerisinde çökmesini önlemek, bakteri ve gübre arasındaki etkileşimi korumak, metan verimini artırmak için düzenli olarak karıştırılması gerekir.

### 4.4 Dünya’da ve Türkiye’de Biyogaz Üretim Potansiyeli

#### 4.4.1 Dünya’da biyogaz üretim potansiyeli

Dünya genelinde biyogaz tesis çeşitliği çok fazladır. Hayvan gübresinden elde edilen biyogazın tesis oranları dikkate alınırsa Dünya’daki tesislerin %80’i Çin’de %10’u Hindistan’da Nepal ve Tayland’da bulunmaktadır. Nüfusun %70-80’i kırsal kesimde yaşayan bu ülkelerde, bölgesel enerji ihtiyacının karşılanmasında biyogaz, önemli bir kaynak oluşturmaktadır. Büyükbaş hayvan atıklarının temel hammadde olarak kullanıldığı küçük ölçekli biyogaz sistemleri özellikle yemek pişirmek için gerekli gazın temin edilmesinde kullanılmıştır. Avrupa’ da en çok biyogaz tesisi bulunduran ülke

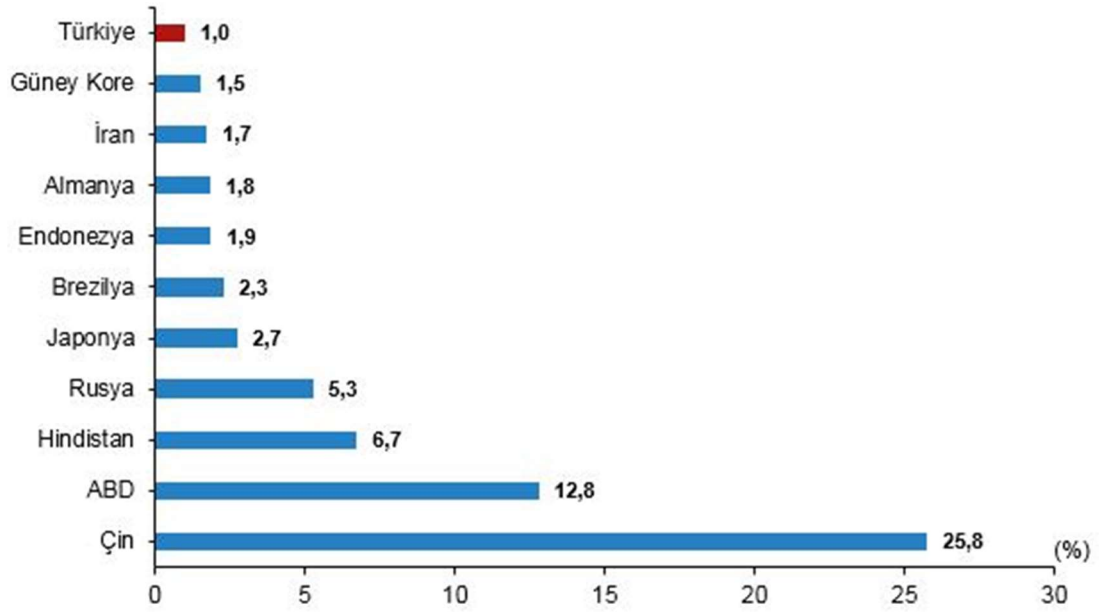
10.000 aşkın tesisiyle Almanya'dır. Bu tesisler uzak doğu ülkelerindeki tesislerin aksine sanayi tipi tesislerdir ve daha çok elektrik üretimi amacıyla kullanılır.

Toplam sera gazı emisyonlarında Tablo 4.3'de verilmiştir. Toplam sera gazı emisyonu 2019 yılında  $CO_2$  eşdeğer olarak en büyük payı %72 ile enerji kaynaklı emisyonlar alırken bunu sırasıyla %13,4 ile tarım, %11,2 ile endüstriyel işlemler ve ürün kullanımı ve %3,4 ile atık sektörü takip etti. Enerji sektörü emisyonları 2019 yılında, 1990 yılına göre %161 artarken bir önceki yıla göre %2,3 azalarak 364.4 Milyon ton  $CO_2$  eşdeğer olarak hesaplandı. Endüstriyel işlemler ve ürün kullanımı emisyonları 1990 yılına göre %147,1 artarken bir önceki yıla göre ise %14,3 azalarak 56.4 Milyon ton  $CO_2$  eşdeğer olarak hesaplandı. Tarım sektörü emisyonları 2019 yılında, 1990 yılına göre %47,7, bir önceki yıla göre %4,1 artarak 68 Milyon ton  $CO_2$  eşdeğer olarak hesaplandı. Atık emisyonları ise 1990 yılına göre %55,7 artarken bir önceki yıla göre %5 azalarak 17.2 Milyon ton  $CO_2$  eşdeğer olarak hesaplandı.

**Tablo 4.3.** Sektörlere göre sera gazı salınımları (TÜİK, 2021).

|                                           | 1990         | 2000         | 2010         | 2015         | 2016         | 2017         | 2018         | 2019         | 1990-2019<br>değişim (%) | 2018-2019<br>değişim (%) |
|-------------------------------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------------------|--------------------------|
| <b>Toplam emisyon</b>                     | <b>219,6</b> | <b>299,0</b> | <b>399,1</b> | <b>473,3</b> | <b>498,9</b> | <b>525,0</b> | <b>522,5</b> | <b>506,1</b> | <b>130,5</b>             | <b>-3,1</b>              |
| Enerji                                    | 139,6        | 216,1        | 287,0        | 340,9        | 359,7        | 379,9        | 373,1        | 364,4        | 161,0                    | -2,3                     |
| Endüstriyel işlemler<br>ve ürün kullanımı | 22,8         | 26,2         | 48,1         | 57,2         | 61,4         | 64,0         | 65,9         | 56,4         | 147,1                    | -14,3                    |
| Tarım                                     | 46,1         | 42,3         | 44,4         | 56,1         | 58,9         | 63,3         | 65,3         | 68,0         | 47,7                     | 4,1                      |
| Atık                                      | 11,1         | 14,3         | 19,5         | 19,0         | 19,0         | 17,8         | 18,1         | 17,2         | 55,7                     | -5,0                     |

Küresel emisyon verilerine göre 2016 yılında toplam sera gazı emisyonu 46,141 Milyon ton  $CO_2$  eşdeğer olmuştur. Küresel emisyonların %62,6'sını en fazla sera gazı emisyon salımı yapan 10 ülke gerçekleştirdi. Bu ülkeler arasında Çin %25,8 emisyon oranıyla birinci, ABD %12,8 ile ikinci ve Hindistan %6,7 ile üçüncü sırada yer aldı. Ülkeler arasında 17.sırada yer alan Türkiye'nin küresel emisyonlardaki payı ise 2016 yılı için %1,0 olarak hesaplandı. Sektörlere göre sera gazı salınımları Şekil 4.5'te verilmiştir.



Şekil 4.5. 2016 yılında en çok sera gazı emisyonu salımı yapan 10 ülke (IEA,2021).

#### 4.4.2 Türkiye’de biyogaz potansiyeli

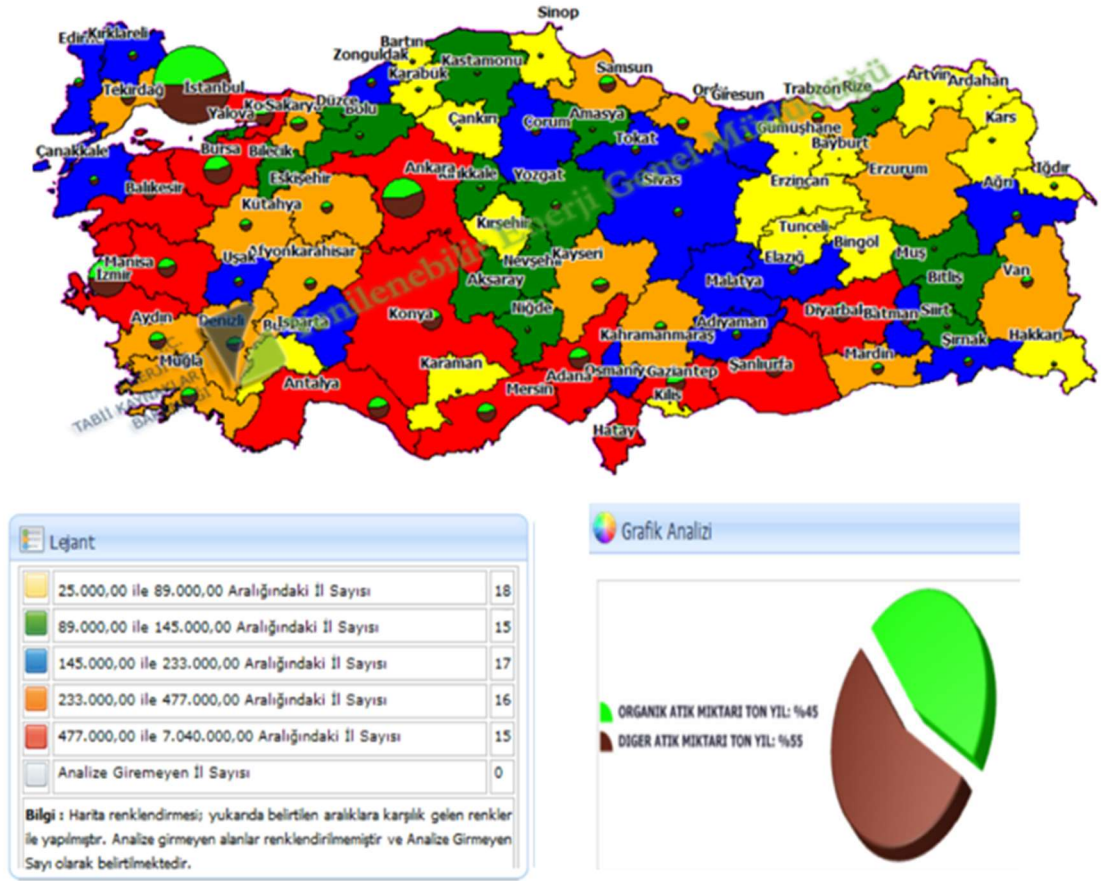
Hayvancılık ve tarımın gelişmiş olduğu Türkiye’de tarımsal ve hayvansal kaynaklı organik atıkların kontrolsüz bir biçimde bertaraf edilmesi veya depolanması koku oluşumuna ayrıca yer altı ve yüzeysel suların kirlenmesine neden olmaktadır. Atıkların değerlendirilmesi ülke ekonomisi ve çevre sağlığı açısından oldukça önemlidir. Bu atıkların biyogaz üretimi için kullanılması durumunda hem olumsuz etkiler azaltılmış olur hem de enerji üretim tesislerinde kullanılarak ülke ekonomisine büyük katkıda bulunulması sağlanabilir. Ülkemizin kırsal kesimlerinde hayvan gübresi, ısıtma ve yemek pişirme amacıyla tezek olarak yakılmaktadır. Kurulan biyogaz tesislerinde, gübrenin yakılması yerine tarım topraklarına kazandırılması öncelik olarak görülmüş ve elde edilen biyogaz enerjisiyle yemek pişirmek, su ısıtmak ve kalorifer yakıtı olarak kullanılabildiği gibi elektrik enerjisi elde edilmesin de kullanılabilecektir. Bunu yanı sıra elde edilen biyogübre ile mevcut arazilerin gübrenmesi yapılarak yapay gübre kullanımı azaltılmış olacaktır.

**Tablo 4.4.** Türkiye’ye ilişkin bazı genel bilgiler 2020 (BEPA, 2021).

|                                                         |                   |
|---------------------------------------------------------|-------------------|
| Nüfus                                                   | <b>82,003,882</b> |
| Hayvan Sayısı (adet)                                    | 422,832,374       |
| Hayvansal Atık Miktarı (ton/yıl)                        | 193,878,079       |
| Hayvansal Atıkların Teorik Enerji Eşdeğeri (TEP/yıl)    | <b>4,385,371</b>  |
| Hayvansal Atıkların Ekonomik Enerji Eşdeğeri (TEP/yıl)  | 1,084,506         |
| Bitkisel Üretim Miktarı (ton/yıl)                       | 184,593,134       |
| Bitkisel Atık Miktarı (ton/yıl)                         | 62,206,754        |
| Bitkisel Atıkların Teorik Enerji Eşdeğeri (TEP/yıl)     | <b>6,009,049</b>  |
| Bitkisel Atıkların Ekonomik Enerji Eşdeğeri (TEP/yıl)   | 1,462,159         |
| Belediye Atıkları Miktarı (ton/yıl)                     | 32,170,975        |
| Belediye Atıklarının Teorik Enerji Eşdeğeri (TEP/yıl)   | <b>3,373,011</b>  |
| Belediye Atıklarının Ekonomik Enerji Eşdeğeri (TEP/yıl) | 485,858           |
| Orman Varlığı Artıkları (ster/yıl)                      | 3,914,904         |
| Orman Artıklarının Enerji Eşdeğeri (TEP/yıl)            | <b>859,899</b>    |
| Biyodizel İşleme Lisansı Sahibi Firma Sayısı            | 8                 |
| Biyootanol İşleme Lisansı Sahibi Firma Sayısı           | 5                 |
| Biyokütle Kaynaklı Elektrik Üretim Santral Sayısı       | 199               |
| Atıkların Toplam Enerji Eşdeğeri (TEP/yıl)              | <b>14,627,331</b> |

#### 4.4.2.1 Türkiye’de kentsel atıklar

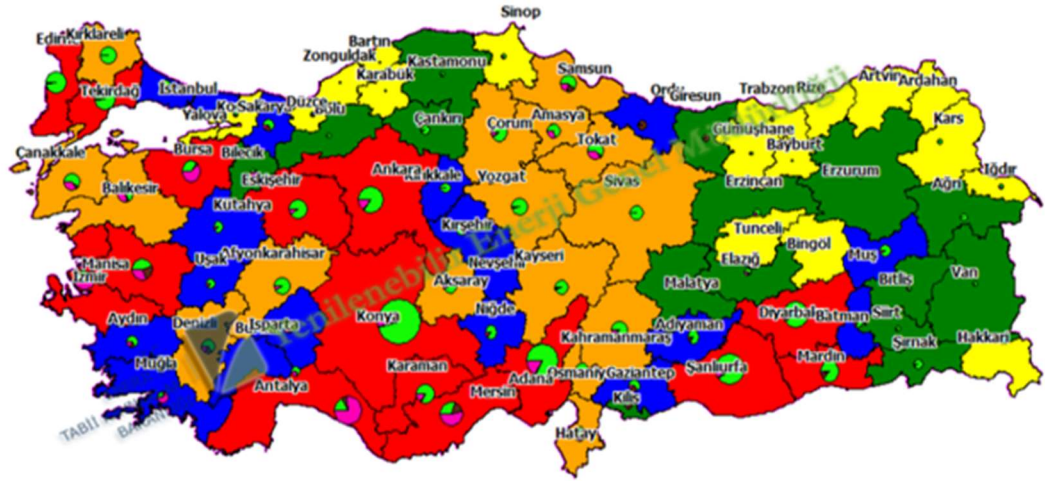
Ülkemizde katı atıkların bertaraf yöntemi maalesef mevzuata uygun şekilde bertaraf edilmemektedir. Atık depolama alanları için yer seçimi en önemli sorunlardan biridir. Türkiye’de yılda ortalama 25 milyon ton/yıl kentsel katı atık üretimi tahmin edilmektedir. Bu atığın ortalama %50’sinin organik maddeden oluştuğu söylenebilir. Türkiye’de illere göre kentsel atık miktarları Şekil 4.6’da verilmiştir. Ayrıca anaerobik fermentasyon sonrası geriye kalan kısmının da organik gübre olarak kullanılabilirliği önemli bir ekonomik ve tarımsal avantaj sunmaktadır (Çevre Mühendisleri Odası, İzmir Şubesi, 2021).



Şekil 4.6. Türkiye’de illere göre kentsel atık miktarları (BEPA, 2021).

#### 4.4.2.2 Türkiye’de tarımsal atıklar

Alternatif enerjiye yönelik talebin arttığı son yıllarda ülke geneline bakıldığında Türkiye’nin bu alanda potansiyelin fazla olduğu görülmüştür. Bu potansiyel gerek iklimsel olarak enerji bitkilerinin yetiştirilmesinden gerekse ekili alanın fazlalığından ileri gelmektedir. Türkiye de orman kaynaklı biyokütle potansiyeli, orman kaynaklı toplam atık miktarı oldukça yüksektir. Bu potansiyelin doğru şekilde kullanılması hem çevre bakımından hem de enerji açısından büyük önem arz etmektedir. Türkiye genelinde tarla atıklarından %74, meyve atıklarından %6 ve sebze atıklarından %19 atık elde edilmektedir. Türkiye’de illere göre tarımsal atık miktarı Şekil 4.7’de gösterilmiştir.



Şekil 4.7. Türkiye’de illere göre tarımsal atık miktarı (BEPA, 2021).

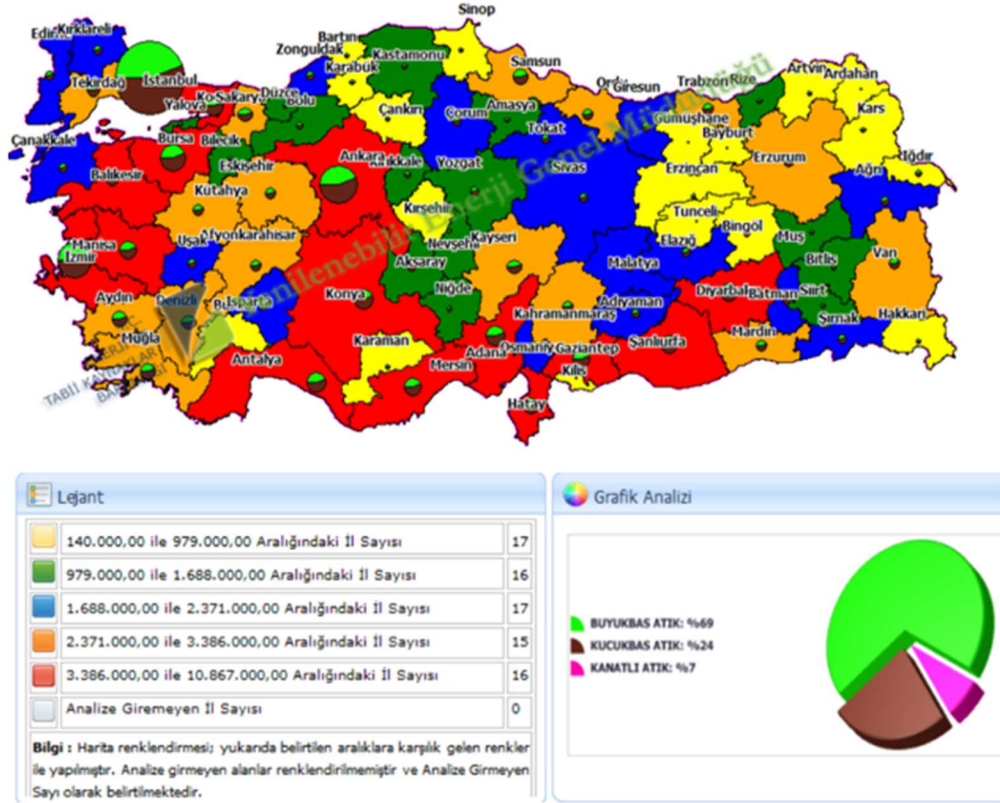
2019 yılında Türkiye’de üretilen bazı tarım ürünlerinden buğdaydan 340 litre/ton, şeker pancarından yaklaşık 110 litre/ton, arpadan yaklaşık 250 litre/ton , mısırdan 360 litre/ton, patatesten 110 litre/ton ve pirinçten 430 litre/ton biyoetanol elde edilir. 2019 yılında Türkiye’de üretilen bazı tarım ürünlerinden elde edilebilecek biyoetanol miktarı Tablo 4.5’te verilmiştir.

**Tablo 4.5.** 2019 yılında Türkiye’de üretilen bazı tarım ürünlerinden elde edilebilecek biyoetanol miktarı (Bayrakçı Özdingiş & Koçar, 2018).

| Tarım Ürünleri | Üretim (ton) | Biyoetanol Üretim Potansiyeli (l/ton) | Elde Edilebilecek Biyoetanol Miktarı (m <sup>3</sup> ) |
|----------------|--------------|---------------------------------------|--------------------------------------------------------|
| Buğday         | 19.000.000   | 340                                   | 6.460                                                  |
| Şeker Pancarı  | 18.085.528   | 110                                   | 1.989                                                  |
| Arpa           | 7.600.000    | 250                                   | 1.900                                                  |
| Mısır          | 6.000.000    | 360                                   | 2.160                                                  |
| Patates        | 4.750.000    | 110                                   | 523                                                    |
| Pirinç         | 920.000      | 430                                   | 396                                                    |
| TOPLAM         |              |                                       | 13.428                                                 |

#### 4.4.2.3 Türkiye’de hayvansal atıklar

Hayvansal atıklar biyogaz üretiminde büyük bir öneme sahiptirler. Ülkemizde hayvancılık önemli bir gelir kaynağıdır. Bu açıdan bakıldığında bölgemiz biyogaz üretimi açısından büyük bir potansiyele sahiptir. Hayvansal atıkların doğru şekilde kullanımı hem çevre bakımından hem de ekonomik açıdan büyük önem arz etmektedir. Türkiye genelinde büyükbaş atık miktarı %69, küçükbaş hayvan atık miktarı %24 ve kanatlı hayvan atık miktarı %7 şeklindedir. Türkiye’de illere göre hayvansal atık miktarları Şekil 4.8’de verilmiştir.



Şekil 4.8. Türkiye’de illere göre hayvansal atık miktarları (BEP, 2021).

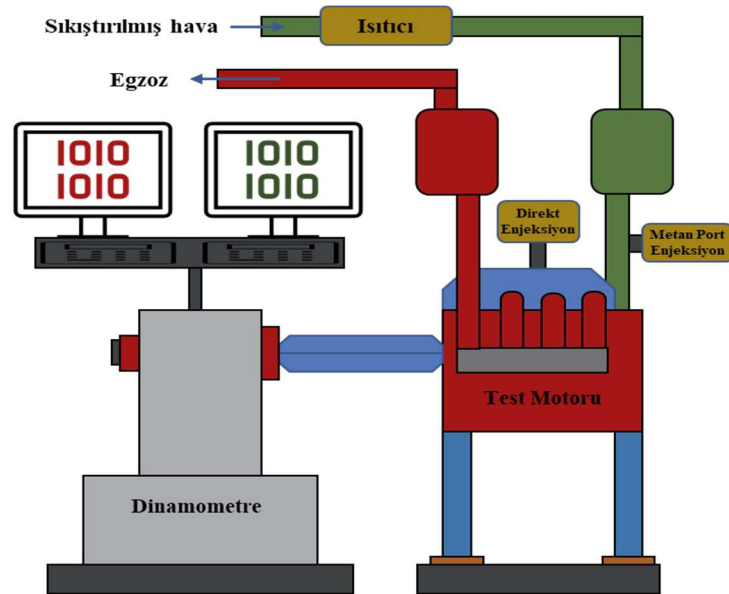
## 5 MATERYAL VE YÖNTEM

### 5.1 Test Motoru

Test motoru olarak Caterpillar® 3401 tek silindirli sıkıştırma ateşlemeli motor kullanılmıştır. Test motoru laboratuvar düzeni Şekil 5.1’de gösterilmiştir. Test motorunun ana özellikleri Tablo 5.1’de listelenmiştir (Walker, Wissink, DelVescovo, & Reitz, 2015). Motor hem direkt enjeksiyon hem de port enjeksiyon yöntemini beraber kullanarak, reaktivite kontrollü olarak çalışmaktadır. Port enjeksiyon olarak, metan ve biyogaz yakıtlarını kullanırken, direkt enjeksiyon olarak dizel yakıtını kullanmaktadır.

**Tablo 5.1.** Caterpillar SCOTE 3401 test motorunun teknik özellikleri.

|                     |                             |
|---------------------|-----------------------------|
| Motor tipi          | Sıkıştırma ateşlemeli motor |
| Motor hacmi         | 2.441 litre                 |
| Çap × Strok         | 137.6 × 165.1 mm            |
| Biyel kolu uzunluğu | 261.6 mm                    |
| Sıkıştırma oranı    | 14.88:1                     |
| Enjeksiyon basıncı  | 50 MPa                      |
| Emme supabı kapanma | 143° ÜÖN öncesi             |
| Egzoz supabı açılma | 135° ÜÖN sonrası            |



**Şekil 5.1.** Test motoru laboratuvar düzeni.

## 5.2 Nümerik Modelleme

Mühendislikte modelleme çalışması, bir sürecin kritik özelliklerini analiz etmek için uygun varsayımları, denklemleri geliştirmek ve kullanmak anlamına gelmektedir. Bir içten yanmalı motorun modellenmesi, birçok fiziksel ve kimyasal mekanizmaların karmaşık denklemlerinin çözülmesiyle mümkün olmaktadır. Motorların performans parametrelerini hesaplamak için, akışkan akışı, ısı transferi, termodinamik, yanma ve emisyon oluşumu olaylarını tanımlamaktadır (Şener, 2021).

Motor performansını ve emisyonları hesaplamak için iki temel yöntem geliştirilmiştir. Bunlar, modelin yalnızca enerji ve kütlenin korunumu için mi yoksa alan içindeki tüm akışkan akışını incelemek için mi kullanıldığına bağlı olarak Termodinamik ve HAD modelleri olarak sınıflandırılabilir.

Termodinamik modeller yalnızca enerji ve kütlenin korunumuna dayanır. Tek bölge ve çok bölge modellerin terminolojisi genellikle termodinamik modellerde kullanılır. Tek bölge model, termodinamiğin birinci yasasından ve kütle ve enerjinin korunumundan türetilmiştir, boyutsuzdur ve tüm termodinamik özellikler tek tip olarak değerlendirildiğinden silindirik içi tek hacim olarak kabul edilir. Bununla birlikte, çok bölge termodinamik modelde, yanma odası aynı termodinamik özelliklere sahip muhtelif bölgelere ayrılmıştır. Bu modellerin matematiksel denklemleri, zamanın (veya krank açısının) bağımsız değişkenleri olan bir grup diferansiyel denklemden oluşur. Sanki boyutlu (QD) model, bu tür modellerin özel bir türüdür. QD modeli, motorlarında temel termodinamik yaklaşıma dizel yakıt enjeksiyon kalıpları ve belirli geometrik özellikler eklenerek elde edilir (Lakshminarayanan & Yoghesh, 2010; Mauro, ve diğerleri, 2018; Medina, 2014).

### 5.2.1 Sanki Boyutlu (QD) Modelleme

#### 5.2.1.1 Yanma modeli

Tek bölge model, yanma odası içindeki süreçlerin termodinamik analizine dayanmaktadır. Bu modelde her strok sırasında silindire hava ve yakıt için koruma denklemleri uygulanır. Sıkıştırma ve genişleme strokunda sistem kapalı kabul edilirken emme ve egzoz strokunda açık kabul edilir ve portlardan geçen kütlenin hesaplanması gerekir. Silindirin içindeki bileşim tüm aşamalarda farklıdır, çünkü yanmadan önceki

aşama bir hava-yakıt içerir, ancak yanma aşamasından sonra sadece yanma ürünlerini içerir. Karışımın termodinamik özellikleri (basınç, sıcaklık, karışım vb.) ve taşınım özellikleri (viskozite, iletim vb.) üniform olarak değerlendirilir ve zamana bağlı olarak çözülür (Şener, 2020)

Çok bölgeli modelde silindir içi, her bölge aynı termodinamik özelliklere sahip olacak şekilde birkaç bölgeye ayrılır. Duyarlılık analizi yapılarak, optimum bölge sayısını belirlenir. Her bölgeye korunum denklemleri uygulanmış ve bölgeler arasında kütle, ısı ve kütle alışverişi olduğu varsayılmıştır. Her bölgenin diğer termodinamik özellikleri homojen olarak değerlendirilir. Ancak özellikler diğer bölgelerden farklı olabilir. Bu model, sıcaklık etkilerinin analiz edilmesini sağlar. Bu yaklaşım, kesin yanma süresi, basınç artışı ve egzoz emisyonlarının daha iyi tahmin edilmesini sağlar (Medina, 2014).

İki Bölgeli modelde ise, yanmayı modellemek için yanma odası yanmış ve yanmamış bölgeler olarak iki bölgeye ayrılır. Aşağıdaki enerji denklemleri iki bölge için çözülür.

Yanmamış Bölge:

$$\frac{d(m_u e_u)}{dt} = -p \frac{dV_u}{dt} - \frac{dQ_u}{dt} + \left( \frac{dm_f}{dt} h_f + \frac{dm_a}{dt} h_a \right) + \frac{dm_{f,i}}{dt} h_{f,i} \quad (5.1)$$

Yanmış Bölge:

$$\frac{d(m_b e_b)}{dt} = -p \frac{dV_b}{dt} - \frac{dQ_b}{dt} + \left( \frac{dm_f}{dt} h_f + \frac{dm_a}{dt} h_a \right) \quad (5.2)$$

Yukarıdaki denklemlerde; p silindir içi basınç, e enerji, m kütle, m<sub>a</sub> hava kütlesi, m<sub>f</sub> yakıt kütlesi, m<sub>f,i</sub> enjekte edilen yakıt kütlesi, V hacim, Q ısı transfer hızı, h<sub>f</sub> yakıt kütle entalpisidir. Alt simge "b" yanmış anlamına gelir ve "u" alt simge yanmamış bölge anlamına gelir.

Yanmayı modellemek için Wiebe fonksiyonu kullanılır. Wiebe fonksiyonu aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$x_b = 1 - \exp \left( -a \left( \frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right) \quad (5.3)$$

Burada x<sub>b</sub> yanan kütle oranı, θ krank açısı, θ<sub>0</sub> yanma başlangıcındaki krank açısı, Δθ ve a yanma süresini ve m yanma eğrisinin şeklini belirler. Δθ, a ve m ayarlanabilir sabitlerdir.

Isı yayılım hızı (AHRR), tek bölge enerji denklemi çözülerek hesaplanabilir (Gamma Technologies, GT-Suite Optimization Manual., 2016b). Silindir içindeki

basınca göre her bir zaman adımı için aşağıdaki denklem hesaplanmaktadır (Yoon, Wonjun, & Park, 2019).

$$AHRR = \left( -p \frac{dV}{dt} - \frac{dQ}{dt} - \frac{d(me)}{dt} \right) \quad (5.4)$$

### 5.2.1.2 Silindir içi akış modeli

Silindir içi akış modeli, yanma odasını merkez bölgesi, silindir kafası bölgesi ve piston çanağı bölgesi gibi birkaç bölgeye ayırmaktadır. Her bölgede ve her zaman adımında; piston hareketi, supaplardan giren ve çıkan gazların debisi dikkate alınarak ortalama radyal hız, eksenel hız ve girdap hızı hesaplanır. Bu hızlar "akış" ısı transfer modelinde kullanılır.

Girdap (swirl) ve yuvarlanma (tumble) değerleri tahmin edilebilir veya modele tanımlanabilir. Bu değerler tahmin edildiğinde, simülasyonlardaki en önemli faktörler, supaplardan silindire giren akışkanların ürettiği girdap ve yuvarlanmadır. Supaplarda tanımlanan girdap ve yuvarlanma katsayıları, silindir içi akışkana uygulanan girdap ve yuvarlanma torkunu hesaplamak için kullanılır. Genel olarak, girdap ve yuvarlanma katsayılarının büyüklüğünü artırmak, supap akışıyla girdap ve yuvarlanma oluşumunu artıracaktır. Empoze etme seçeneği kullanılırken, girdap ve yuvarlanma profilleri açının bir fonksiyonu olarak tanımlanır. Girdap ve yuvarlanma katsayıları Supap kalkma yüksekliği/çap'a göre kullanıcı tarafından tanımlanır. Bir akış tezgahından yuvarlanma ve girdap torku ölçümleri aşağıdaki gibi hesaplanabilir (Teoman, Claus, & Thomas, 1983).

$$C_s = \frac{2T}{\dot{m}U_{is}B} \quad (5.5)$$

$$C_t = \frac{2T}{\dot{m}U_{is}B} \quad (5.6)$$

$$U_{is} = \sqrt{RT_0} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[ 1 - P_R^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (5.7)$$

$$|C_s| + |C_t| \leq 1 \quad (5.8)$$

Burada  $C_s$  girdap katsayısı,  $C_t$  kurutma katsayısı,  $T$  tork,  $\dot{m}$  kütleli debi,  $U_{is}$  izentropik supap hızı,  $B$  piston çapı,  $P_R$  mutlak basınç oranı,  $T_0$  üst durgunluk sıcaklığı ve  $\gamma$  özgül ısı oranıdır.

### 5.2.1.3 Silindir içi ısı transferi modeli

Motor ısı transferinin hesaplanmasında WoschniGT, Flow, WoschniClassic, WoschniSwirl, WoschniHuber ve Hohenberg modelleri kullanılmaktadır. Bu tezde literatürde yaygın olarak kullanılması nedeniyle WoschniGT modeli kullanılmıştır (Chang, ve diğerleri, 2004; Şanlı, Sayın, Gümüş, Kılıçarslan, & Çanakcı, 2009). Woschni modelinde tanımlanan konvektif ısı transfer katsayısı (Nabi, Rasul, & Brown, 2019):

$$h_{c, \text{Woschni}} = \frac{K_1 p^{0.8} w^{0.8}}{B^{0.2} T^{K_2}} \quad (5.9)$$

Burada, B piston çapı,  $K_1$  ve  $K_2$  ise WoschniGT modeli için sırasıyla 3.01426 ve 0.5 sabitleridir, p silindir içi basınç ve T silindir içi sıcaklıktır. Ortalama silindir gaz hızı w aşağıda verildiği gibidir:

$$w = C_1 \bar{S}_p + C_2 \frac{V_d T_r}{P_r V_r} (p - p_m) \quad (5.10)$$

Burada,  $C_1$  ve  $C_2$  WoschniGT model için tanımlanan sabitler,  $\bar{S}_p$  ortalama piston hızı,  $T_r$  yanmadan önce akışkan sıcaklığı, p anlık basınç,  $V_d$  silindir hacmi,  $V_r$  yanma öncesi akışkan hacmi,  $p_m$  akışkan basıncı ve  $p_r$  ise yanma öncesi akışkan basıncıdır.

$$C_1 = 2.28 + 3.9 \times \left( \frac{\text{Supaplardan silindire girin kütle}}{\text{Silindirdeki kütle} \times \text{motor devri}} \right) \quad (5.11)$$

$$C_2 = 0 \text{ (Gaz değişimi ve sıkıştırma sırasında)} \quad (5.12)$$

$$C_2 = 3.24e^{-3} \text{ (yanma ve genleşme sırasında)} \quad (5.13)$$

### 5.2.1.4 Manifoldlar içindeki akış

Portların ve manifoldların içindeki akışkan akışı, tek boyutlu Navier-Stokes ve ısı transferi denklemleriyle çözülür. Korunum denklemleri modeldeki akış yönünü çözer. Kütlenin korunumu, alt sistemdeki değişim oranı ile tanımlanır:

$$\dot{m}_{sub} = \sum_i \dot{m}_i - \sum_e \dot{m}_e \quad (5.14)$$

Kütle akış hızı aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\dot{m} = \rho AU \quad (5.15)$$

Burada U akışkan hızı, A akışın kesit alanı ve  $\rho$  yoğunluktur. Enerji korunumu, alt sistemlerdeki değişim hızına ve sistemin toplam enerji aktarımına eşittir. İlgili denklem:

$$\frac{dE}{dt} = \frac{\partial Q}{\partial t} - \frac{\partial W}{\partial t} \quad (5.16)$$

$$\frac{d(me)}{dt} = p \frac{dv}{dt} + \sum_i \dot{m}_i H - \sum_e \dot{m}_e H - h_g A (T_{gas} - T_{wall}) \quad (5.17)$$

Burada H toplam entalpi, e iç enerji,  $h_g$  ısı transfer katsayısı,  $T_{gas}$  akışkan sıcaklığı ve  $T_{wall}$  duvar sıcaklıklarıdır. Akışkanlardan cidarlara olan ısı transferi; ısı transfer katsayısına, cidar ve akışkan sıcaklıklarına bağlıdır. Her adımda, ısı transfer katsayısı, duvar yüzeyi pürüzlülüğü, akışkan hızı ve termo-fiziksel özelliklerin bir fonksiyonu olarak belirlenir. Duvar sıcaklıkları giriş olarak ayarlanır (Yılmaz, 2009).

$$h_g = \frac{1}{2} C_f \rho U_{eff} C_p Pr^{-\frac{2}{3}} \quad (5.18)$$

Burada  $C_f$  sürtünme katsayısı,  $U_{eff}$  dış sınır tabakası efektif hızı ve Pr Prandtl sayısıdır. Sürtünme katsayısı ise Reynolds sayısı ile bağlantılıdır:

$$Re = \frac{\rho U_c L_c}{\eta} \quad (5.19)$$

Burada  $\rho$  yoğunluğu,  $L_c$  karakteristik uzunluğu,  $U_c$  karakteristik hızı ve  $\eta$  dinamik viskoziteyi ifade eder. Pürüzsüz yüzeylerde sürtünme katsayısı:

$$C_f = \frac{16}{Re_D} \quad (5.20)$$

$$C_f = \frac{0.08}{Re_D^{0.25}} \quad (5.21)$$

Laminer bölge ( $Re_D < 2000$ ) için Denklem 3.20 ve lineer geçiş bölgesi ( $Re_D < 2000$ ) için denklem 3.21 kullanılmaktadır. Prandtl sayısı:

$$Pr = \frac{\eta C_p}{\lambda} = \frac{v}{a} \quad (5.22)$$

Burada  $\eta$  dinamik viskozite,  $\lambda$  ısı iletim katsayısı,  $a$  termal yayılım ve  $v$  ise kinematik viskozitedir. Akışın laminar olmaması ve duvar yüzeyinin pürüzlü olması

şartıyla yukarıdaki sürtünme katsayısı değeri Nikuradse formülü ile ifade edilmektedir (Yılmaz, 2009):

$$C_{f(rough)} = \frac{0.25}{\left(2 \log_{10} \left(\frac{1}{2} \frac{D}{h}\right) + 1.74\right)^2} \quad (5.23)$$

Burada D boru çapı ve h pürüzlülük yüksekliğidir. Kanallardaki ve akış bölümündeki sürtünme özellikleri, gerekirse belirlenen sürtünmeyi ölçeklendirmek için kullanılabilir. Momentumun korunumu, bir alt sisteme etki eden basınç kuvvetleri ve duvar kesme kuvvetleri, sistemdeki momentum değişim hızına eşittir.

$$\frac{d\dot{M}}{dt} = \frac{dpA + \sum_i \dot{m}_i u + \sum_e \dot{m}_e u - 4C_f \frac{\rho u^2}{2} \frac{dxA}{D} - C_p \frac{1}{2} \rho u^2 A}{dx} \quad (5.24)$$

Burada dx eleman uzunluğu,  $C_p$  basınç kaybı katsayısı,  $C_f$  sürtünme kaybı katsayısı, D eşdeğer çap ve u akışkan hızıdır. Doğru basınç ve sürtünme kaybı katsayısını elde etmek için model, yüzey pürüzlülüğünü ve boru eğrilğini tanımlamak için ampirik korelasyonlar kullanır. Basınç kaybı katsayısı:

$$C_{pressure} = \frac{p_1 - p_2}{\frac{1}{2} \rho V_1^2} \quad (5.25)$$

Burada  $p_1$  giriş basıncı,  $p_2$  çıkış basıncı ve  $V_1$  giriş hızıdır.

Tüm alt sistem, tek bir hacmin bir akış bölünmesini temsil ettiği küçük ölçekli hacimlerde değerlendirilir. Manifold akışı çeşitli küçük hacimlere bölünmüştür. Basınç, sıcaklık, yoğunluk vb. gibi skaler özellikler, her bir hacim için homojen olarak tahmin edilir. Doğruluk iyileştirmeleri, uygun bir ayırıklaştırma periyodu seçilerek değerlendirilebilir. Bununla birlikte, ayırıklaştırma uzunluğu, zaman adımı boyutu ile sınırlıdır. Açık yöntem, yönetim denklemlerinin zaman entegrasyonu için kullanılır. Bu yöntem, sistem durumunu mevcut sistem durumundan sonraki adımdaki sistem durumunu çözer.  $Y(t)$ 'yi sistemin mevcut durumuna ve  $Y'$ 'yi  $(t + \Delta t)$  daha sonraki bir duruma (birim zaman adımı  $\Delta t$ ) koyarsak, açık yöntem şudur:

$$Y(t + \Delta t) = F(Y(t)) \quad (5.26)$$

Courant–Friedrichs–Lewy koşulu, eleman hacminin verilen çözünürlüğü ile zaman adımını sınırlar:

$$\frac{\Delta t}{\Delta x}(u + c) \leq 0.8 \quad (5.27)$$

Burada  $\Delta t$  birim zaman adımı,  $\Delta x$  ayırıklaştırılmış birim uzunluk,  $c$  ses hızı ve  $u$  akışkan hızıdır. Ayırıklaştırma uzunluğu ve zaman adımı birbiriyle ilişkilidir. Sistemde bir kanal, ayırıklaştırma uzunluğuna göre küçük hacimlere bölünür. Bununla birlikte, akış bölünmesi tek hacimdir. Kütle, momentum ve enerji denklemi tek boyutlu olarak çözülür. Bu nedenle, akış yönü alanı boyunca ortalama sayısal miktarlar kullanılır. Skaler büyüklükler alt sistemin merkezinde hesaplanır. Vektör miktarları, alt sistemin yüzlerinde belirlenir. Akış, küçük bir zaman adımı kullanılarak kütle, enerji ve momentum denklemlerinin açık zaman entegrasyonu ile elde edilir (Yılmaz, 2009).

Bu tez çalışmasında, reaktivite kontrollü sıkıştırma ateşlemeli motoru modellemek için GT-Suite ticari kodu kullanılmıştır. (Gamma Technologies, 2016a,2016b). Bu kod, yanma analizi, değişken geometrili türbinler ve kontrol stratejileri dahil turboşarj, manifold tasarımı, supap profili ve zamanlama optimizasyonu, EGR sistem performansı, motor bileşenlerinin termal analizi, aktif ve pasif kontrol tasarımı yapabilecek kapasiteye sahiptir. Motor farklı hız ve yüke göre modellenenabilir. Farklı motor parametrelerinin yanma ve performansa etkileri incelenebilmektedir. Tez kapsamında biyogaz yakıtlı reaktivite kontrollü sıkıştırma ateşlemeli motoru modellemesi yapılarak, çalışma parametrelerinin iyileştirmesi çalışılmıştır.

### 5.2.2 Optimizasyon

Optimizasyon, belirli koşullar altında en iyi sonuçları elde etme çalışmasıdır. Herhangi bir tasarım veya süreçte karar verirken, kararlar en az çaba ve maksimum kazançla alınır. Gerekli çaba veya istenen kazanç, belirli karar değişkenlerinin bir fonksiyonu olarak tanımlanabileceğinden, optimizasyon, bu fonksiyonun minimum veya maksimum değerini veren koşulları bulma sürecidir (Rao, 2009). Tasarımda veya süreçte belirli kısıtlamalarla minimum veya maksimum değer veren terimleri mühendislerden bulması beklenir. Karmaşık bir tasarımı veya süreci optimize etmek genellikle zordur. Bu durumlarda, alt sistemleri optimize etmek ve optimum

kombinasyonları seçmek mümkün olabilir. Ancak bu prosedürün optimum bir sistem veya tasarımla sonuçlanacağını garanti yoktur (Stoecker, 1989).

Optimizasyon problemlerini en verimli şekilde çözmenin birçok yolu vardır. Farklı optimizasyon problemleri için çeşitli optimizasyon yöntemleri geliştirilmiştir. Modern optimizasyon yöntemleri, karmaşık mühendislik problemlerini çözmek için güçlü yöntemler olarak ortaya çıkmaktadır. Bu yöntemler;

Genetik algoritmalar (Genetic algorithms), Benzetimli tavlama (Simulated annealing), Karınca kolonisi optimizasyonu (Ant colony optimization), Parçacık sürüsü optimizasyonu (Particle swarm optimization), Sinir ağları (Neural networks), Bulanık optimizasyon (Fuzzy optimization)'dur (Rao, 2009). Genetik algoritmalar (GA), doğal genetik ve doğal seleksiyon mekaniğine dayanmaktadır. Genetik algoritmalar ilk olarak John Holland tarafından önerilmiştir (Holland, 1975). Tüm yöntemlerin avantajları, dezavantajları ve uygulama alanları olmasına rağmen, motor çalışma parametrelerinin optimizasyonu ve supap optimizasyonu için en verimli optimizasyon yöntemlerinden biri genetik algoritma yöntemidir. Bu nedenle, bu tezde kullanılan genetik algoritma bu bölümde anlatılmıştır.

### 5.2.2.1 Genetik Algoritma

Birçok klasik optimum tasarım problemi, karışık sürekli-ayrık değişkenler ve süreksiz ve dışbükey olmayan tasarım uzayları ile tasvir edilir. Bu problem türü için geleneksel doğrusal olmayan programlama teknikleri kullanıldığında, etkisiz olacaklar, hesaplama açısından maliyetli olacaklar ve çoğu durumda başlangıç noktasına en yakın olan göreceli optimum noktaya ulaşacaklar (Şener, 2021). GA, bu problemleri çözmek için çok uygundur ve optimum küresel çözümü bulması muhtemeldir. GA, doğal genetik ve doğal seleksiyon kavramlarına dayanmaktadır. Genetik araştırma prosedürü, doğal genetiğin temel unsurları olan üreme, çaprazlama ve mutasyonu kullanır. Tasarım değişkenlerinin sayısı  $n$  ise, popülasyon büyüklüğü  $2n$  ila  $4n$  olarak alınır. Tasarım değişkenleri, doğal genetikteki kromozomlara karşılık gelen ikili değişken dizileri olarak temsil edilir. Tasarım vektörünün amaç fonksiyonu değeri, doğal genetikte uygunluk rolünü oynar. Her yeni nesilde, eski dizilerden rastgele bir çaprazlama kullanılarak yeni bir dizi dizisi oluşturulur. Algoritma, daha iyi bir amaç fonksiyonu değerine sahip yeni kombinasyonları araştırır (Gökkuş, Yıldırım, & Aydın, 2017). Temel genetik algoritma adımları şu şekildedir (Yaktubay, 2018):

- 1- Problem için GA parametrelerini ayarlanır.
- 2- İlk popülasyonu oluşturulur.
- 3- Popülasyondaki her bir kromozomun uygunluk değerleri değerlendirilir.
- 4- Yeni bir popülasyon oluşturun. Genetik operatörler, yeni popülasyon tamamlanana kadar kromozom yapısını değiştirilir.
- 5- Popülasyondan üreme için ana kromozomları seçilir. Uygunluk değerleri ile ilgili seçim kriterleri belirlenir.
- 6- Kromozomlar, yavruları oluşturmak için çaprazlama olasılığı ile yeniden birleştirilir.
- 7- Her yavru bir mutasyon olasılığıyla değiştirilir.
- 8- Her yavrunun uygunluk değerini değerlendirdikten sonra ana kromozomları yeni bir popülasyonla değiştirilir.
- 9- Durdurma kriterine veya maksimum döngüye ulaşırsa, mevcut popülasyonda durulur ve optimum çözüme ulaşılır.

Bu teori, bir popülasyon oluşturmak için rastgele bireylerin oluşturulmasıyla başlar. Her yinelemede oluşan bireylerin popülasyonu ortaya çıkar. Popülasyonda üretilen her bireyin uygunluğu değerlendirilir. Optimizasyon çalışmasında amaç fonksiyonunun değeri uygunluk değeri olarak kabul edilir. Her bir bireysel genomu, yeni bir nesilde gelişigüzel mutasyona uğrar. Algoritma, bir sonraki yinelemede yeni nesil genomları kullanır. Algoritma, maksimum sayıda nesil üretildiğinde veya popülasyon tatmin edici uygunluğa ulaştığında durur. Nesil sayısının popülasyon büyüklüğü ile çarpılması, toplam iterasyon sayısını verir. Nüfus büyüklüğü önemli soruna bağlıdır. Nesil sayısı ile değerlendirilmelidir. Tablo 5.2, bağımsız değişkenlere (n) göre popülasyon büyüklüğü hakkında ilk tavsiyeyi vermektedir.

**Tablo 5.2.** Genetik algoritmanın önerilen popülasyon büyüklüğü.

| <b>n</b> | <b>Popülasyon boyutu</b> |
|----------|--------------------------|
| 3        | 10                       |
| 4        | 16                       |
| 5        | 20                       |
| 6        | 26                       |
| 7        | 30                       |
| 8        | 40                       |
| 9+       | 50                       |

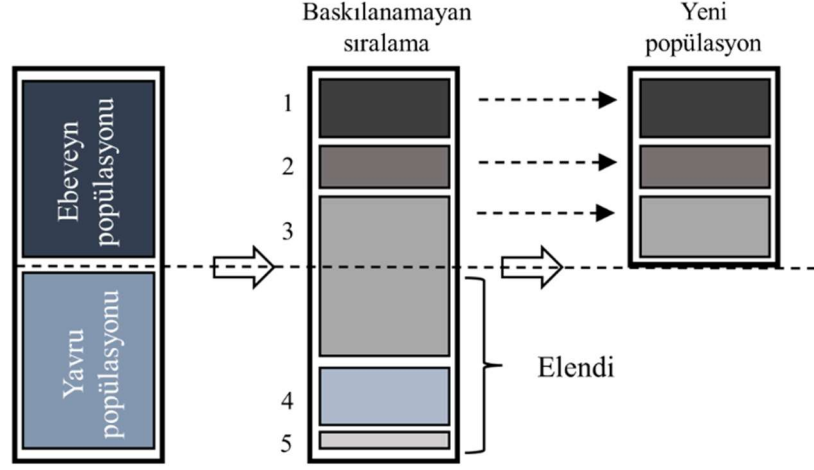
Genetik algoritma için mutasyon oranı, bağımsız değişkenlerin sayısından belirlenir. Mutasyon oranı, bağımsız değişken sayısı ile aktif vaka sayısı çarpılarak ve süpürme değişkenlerinin sayısı toplanarak hesaplanır.

### 5.2.2.2 Baskılanamayan sıralama genetik algoritması (NSGA)

Mühendislik problemleri çoğu zaman birbiriyle çelişen birden çok hedefin eşzamanlı optimizasyonunu gerektirir. Tüm hedefleri sağlayan tek bir çözüm bulmak her zaman mümkün olmayabilir. Bu durumlarda, hedeflerin her biri için alternatif çözümler arasından seçim yapması gerekir. Hedeflerden herhangi biri için daha iyi bir çözüm seçilir. Bu çözümlerin her birine Pareto-Optimal çözüm denir.

Baskılanamayan Sıralama Genetik Algoritması (NSGA), çok amaçlı bir evrimsel algoritma uygulamaktadır. Girdi parametreleri, nesil sayısı, popülasyon büyüklüğü, mutasyon olasılığı ve çaprazlama olasılığı için belirlenir. Bu algoritma, en aza indirilmesi veya en üst düzeye çıkarılması gereken ve ayrıca bazı kısıtlamalar içeren genellikle birbiriyle çelişen birkaç hedefin olduğu optimizasyon çalışmaları için iyi bir seçenektir. Birçok optimizasyon algoritmasının olmasının yanı sıra literatürde en iyi sonuçları veren algoritmalarından biri NSGA olduğu gözlemlenmiştir (Selçuk, 2009; Zitzler, Deb, & Thiele, 2000). Bu nedenle bu tezde NSGA algoritması kullanılmıştır.

NSGA, her bireyi baskınlığa bağlı olarak belirler. İlk olarak, tüm bireyler, baskın olmayan tüm bireyleri içeren geçici bir popülasyona T kopyalanır. B kümesi olarak adlandırılan bu bireylere en düşük maliyet değeri atanır. B, T'den çıkarılır ve indirgenmiş T kümesindeki tüm baskın olmayan bireyler bulunur. Bunlara ikinci en düşük maliyet değeri atanır. Bu işlem tekrarlanır ve her bir birey için onun baskılanamayan düzeyine bağlı bir maliyeti elde edilir. Şekil 5.2'de NSGA-II algoritması özetlenmektedir (Dan, 2013; Srinivas & Kalyanmoy, 1994). NSGA-II, NSGA'nın bir modifikasyonudur (Deb, Pratap, Agarwal, & Meyarivan, 2002). NSGA-II, hem baskılanan bireyleri hem de baskılanmayan bireyleri hesaba katarak bir x bireyinin maliyetini hesaplar. Ek olarak, her bir amaç fonksiyonu boyutu boyunca en yakın bireylere olan mesafe kullanılarak her birey için bir kalabalıklaşma mesafesi hesaplanır. Kalabalıklaşma mesafesi, bireylerin uygunluğunu değiştirmek için kullanılır. Bu yöntem, seçkinciliği yerine getirmek için bir evrim stratejisi yaklaşımı uygular (Dan, 2013).



Şekil 5.2. NSGA-II algoritmasının şeması (Durmaz & Şahin, 2017).

NSGA-II prosedürü hem ebeveyn popülasyonun hem de yavru popülasyonun oluşturulmasıyla başlar. Daha sonra tüm nesillere baskın olmayan sıralama prosedürü uygulanır. Bu prosedür, yavrular ve ana çözümler arasında küresel hakimiyetsizlik kontrolü sağlar. Bu kontrol, NSGA-II'nin daha hızlı yakınsamasına neden olur. Kalabalıklaşma mesafesi, yeni bir birey için ebeveyn seçiminde ve bir çözümdeki tıkanıklığın karşılaştırılmasına dayalı olarak yeni popülasyonun seçiminde kullanılır. Çözümün çeşitliliğini korumak için daha geniş bir kalabalıklaşma mesafesi tercih edilmelidir (İbrahim, Shamsuddin, Ahmad, & Qasem, 2013)

## 6 ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

### 6.1 Deneyssel doğrulama çalışması

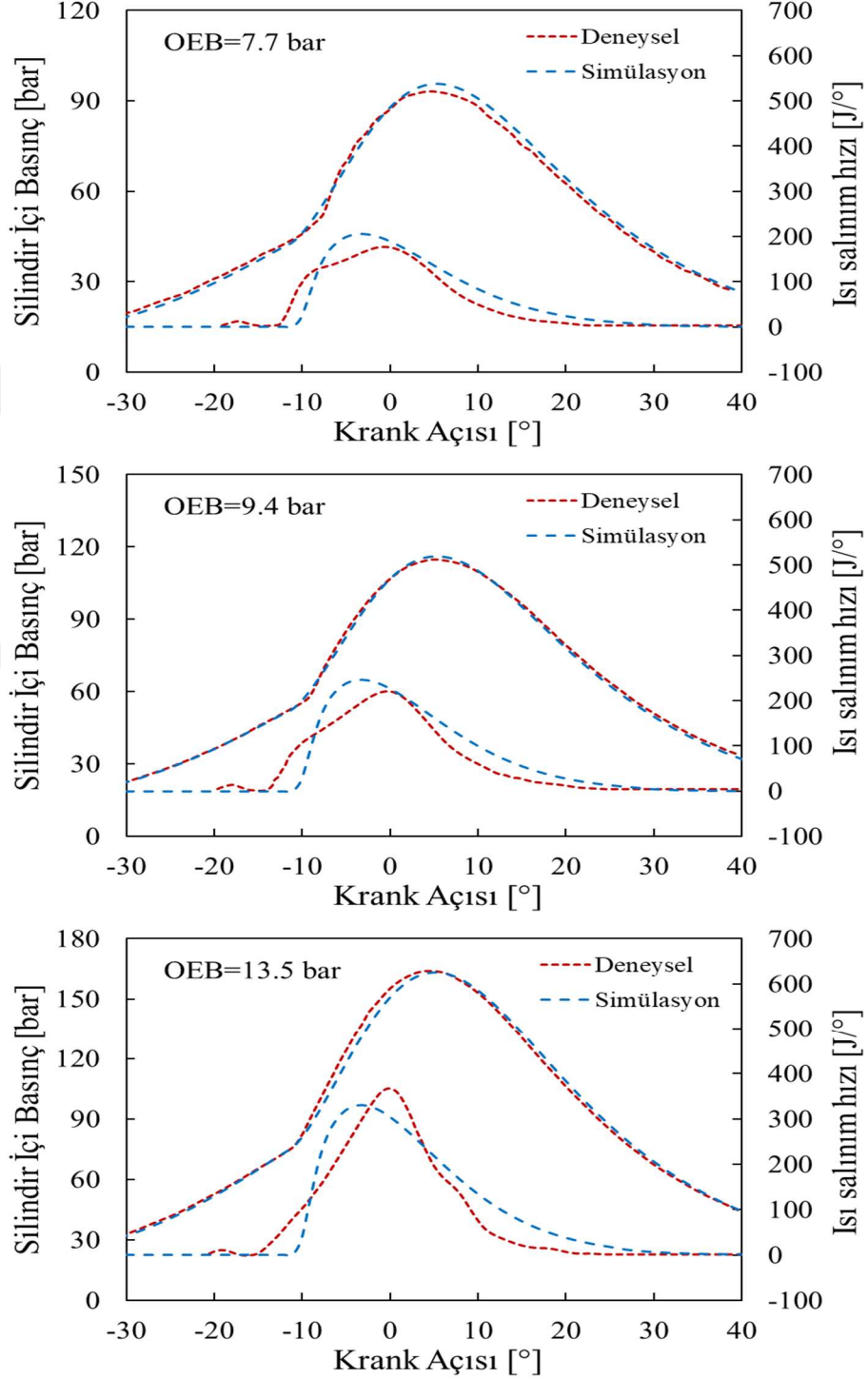
Nümerik model, test motoru özelliklerine ve çalışma koşullarına göre oluşturulmuştur. Modeli doğrulamak için, farklı ortalama efektif basınç (OEB), farklı emme basıncına ve direkt enjeksiyon zamanlamasına sahip üç durum tanımlanmıştır. Doğrulanma durumlarının motor çalışma parametreleri Tablo 6.1’de verilmiştir. Motor devri 1300 dev/dk. olarak ayarlandı. Dizel yakıt, doğrudan enjeksiyon olarak, 13 mg/çevrim miktarınca yapılmaktadır. Farklı durumların port yakıt enjeksiyon lambda değeri sabit tutulmuştur. Motor modeli, deneyssel ve simülasyon ile elde edilen sonuçların silindir içi basınç ve ısı salınım hızı değerleriyle karşılaştırılarak kalibre edilmiştir (Ebrahimi, Najafi, Jazayeri, & Mohammadzadeh, 2018; Walker, Wissink, DelVescovo, & Reitz, 2015). Çalışmalara göre, model deneyssel sonuçlarla iyi bir uyum içindedir. Farklı ortalama efektif basınç değerlerine sahip durumlarının deney ve simülasyon silindir ortalama basınç değerlerinin karşılaştırılması Şekil 6.1’de verilmiştir. Nümerik model deneyssel verilerle tutarlı ve uyumludur.

**Tablo 6.1.** Doğrulanma durumlarının motor çalışma parametreleri.

|                                               | Durum-1 | Durum-2 | Durum-3 |
|-----------------------------------------------|---------|---------|---------|
| OEB [bar]                                     | 7.7     | 9.4     | 13.5    |
| Hız [d/dk.]                                   | 1300    | 1300    | 1300    |
| Emme Basıncı [bar]                            | 1.32    | 1.60    | 2.20    |
| Direkt enjeksiyon zamanı (dizel) [° ÜÖN önce] | 42      | 45      | 51      |
| Dizel kütlesi [mg]                            | 13      | 13      | 13      |
| Metan kütlesi [mg]                            | 62      | 76      | 108     |
| EGR [%]                                       | 0       | 0       | 0       |

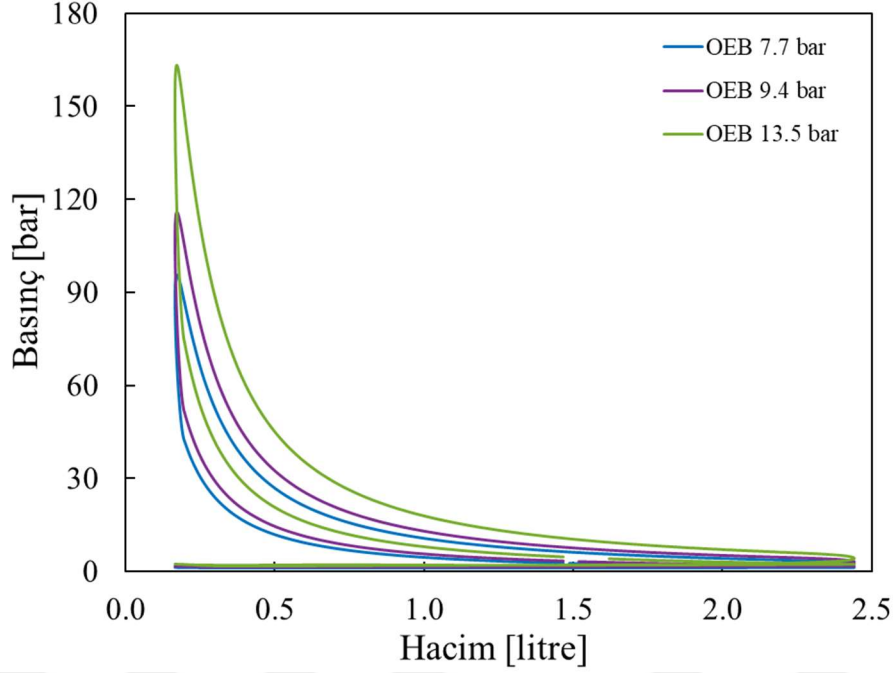
OEB değeri 7.7 bar olan durumda silindir içi basınç değeri 90 bar civarına çıkmaktadır. OEB değeri 9.4 bar olan durumda silindir içi basınç değeri 120 bar civarına çıkarken, 13.5 bar olan durumda silindir içi basınç değeri 150 bar değerlerinde maksimum değer oluşmaktadır. Şekil 6.1’de deneyssel ve simülasyonun ısı salınım değerleri birbirine

yakındır ancak model ve deneysel ısı salınım değerindeki muhtemel hesaplama farkından dolayı, bir miktar sapma gözlemlenmektedir. Deneysel sonuçlar ve modelleme sonuçları, sıkıştırma, yanma ve iş safhalarında uyumlu olarak değişmektedir. Kurulan modeller, parametrik çalışma için uygundur.

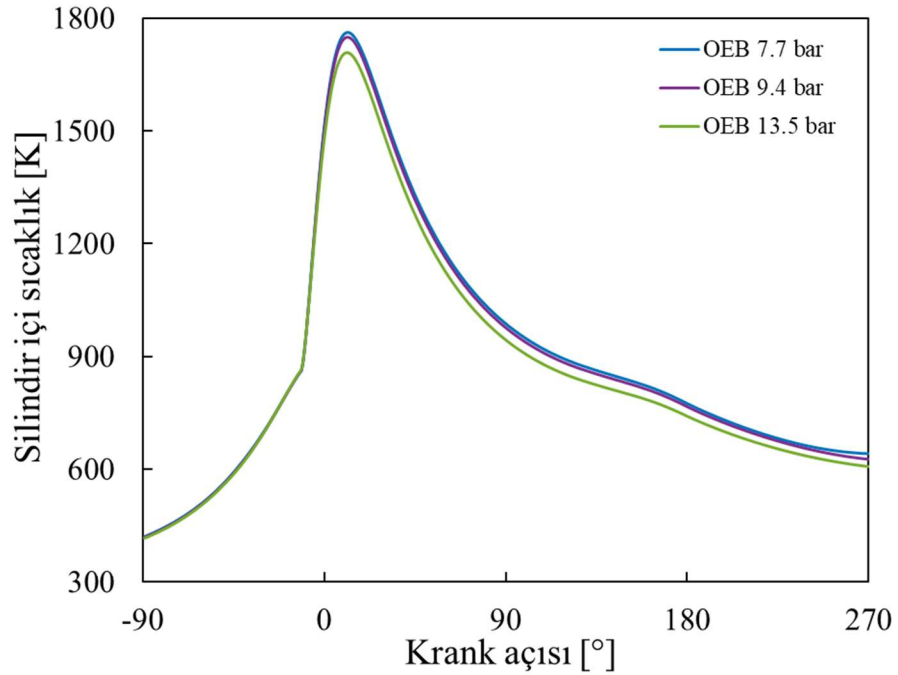


**Şekil 6.1.** Farklı ortalama efektif basınç değerlerine sahip durumlarının deney ve simülasyon silindir ortalama basınç değerlerinin karşılaştırılması.

Motorun silindir içi basıncın hacme göre değişimi, Şekil 6.2’de görülmektedir. Farklı durumlar için emme basınçları da farklı olduğu için sıkıştırma bölgesinde de basınç artışı farkı vardır. Silindir içi sıcaklık değerleri ise 1750 K’e kadar çıkabilmektedir. Şekil 6.3’te üç farklı durum içinde direkt enjeksiyon dizel yakıt miktarı aynıdır. Ortalama sıcaklık değerleri arasındaki fark azdır.



Şekil 6.2. Farklı ortalama efektif basınç değerlerine sahip durumlarının basınç-hacim değerlerinin karşılaştırılması.



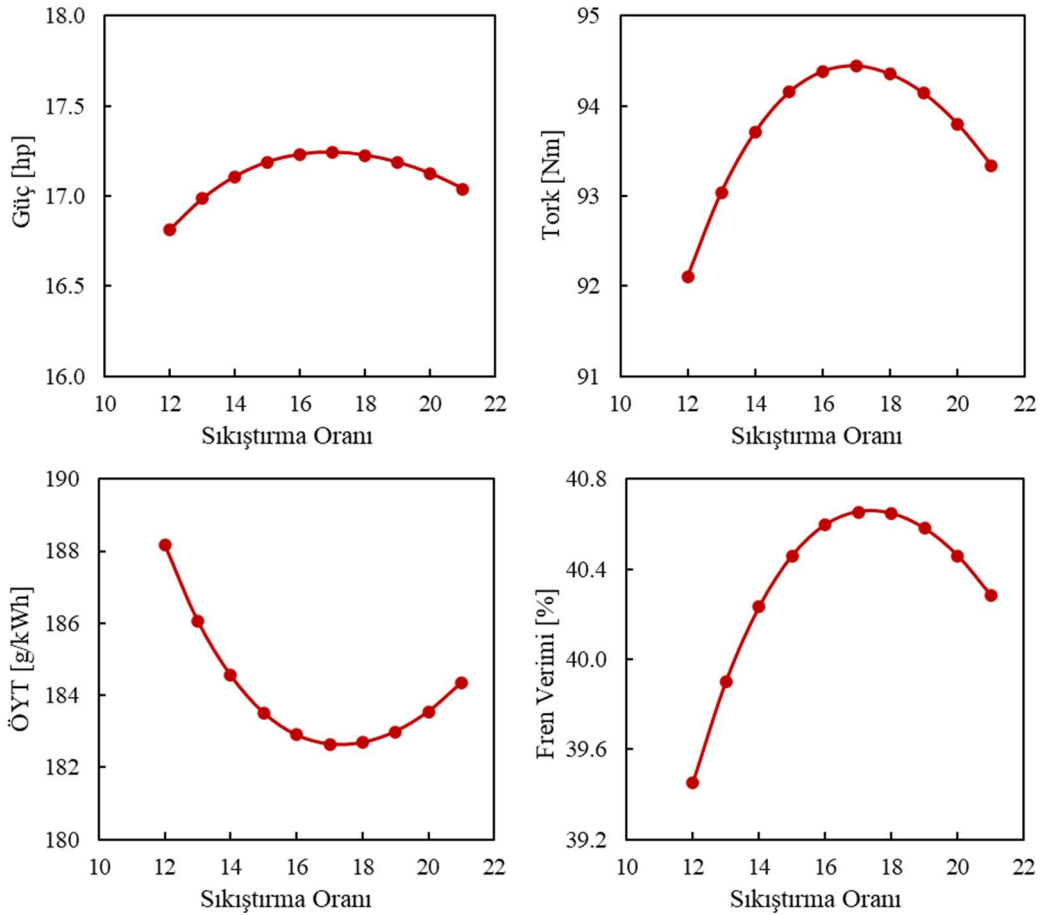
Şekil 6.3. Farklı ortalama efektif basınç değerlerine sahip durumların krank açısına bağlı silindir içi sıcaklık değerlerinin karşılaştırılması.



### 6.3 Sıkıştırma Oranının Etkisi

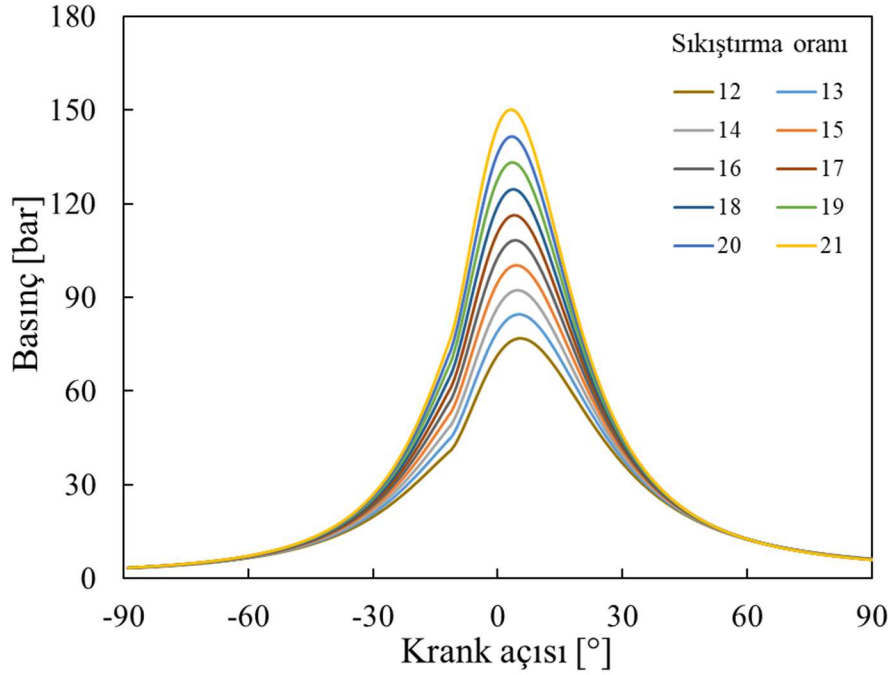
Sıkıştırma oranının motor performansına etkisi yapılan parametrik çalışmalarla incelenmiştir. Yapılan çalışmada, diğer bütün motor parametreleri sabit tutularak, motor sıkıştırma oranı değiştirilmiştir. Toplamda 12-21 arasında 10 farklı değer simüle edilmiştir. Motor devri 1300 devir/dk. iken, porttan enjekte edilen yakıtın eşdeğerlik oranı 0.3'tür.

Motor gücü, sıkıştırma oranıyla birlikte artarken, bir değerden sonra azalmaya başlamıştır. Bunun en önemli sebebi ise sıkıştırmaya harcanan işin artmasıdır. Tork değeri için de benzer bir karakter ortaya çıkmaktadır. Fren verimi değeri ise, sıkıştırma oranı 12 ile minimum değer olan %39,45 iken, sıkıştırma oranı 17 ile maksimum değere %40,65 olarak ulaşmaktadır. Şekil 6.5'te en yüksek güç ve tork, sıkıştırma oranı 17 ile elde edilmiştir. Sıkıştırma oranı 17 iken, güç ve tork sırasıyla, 17.24 hp ve 94.45 Nm'dir. Benzer şekilde sıkıştırma oranı 17 olarak ayarlandığında, ÖYT 182.64 g/kWh olarak minimum değeri almaktadır.

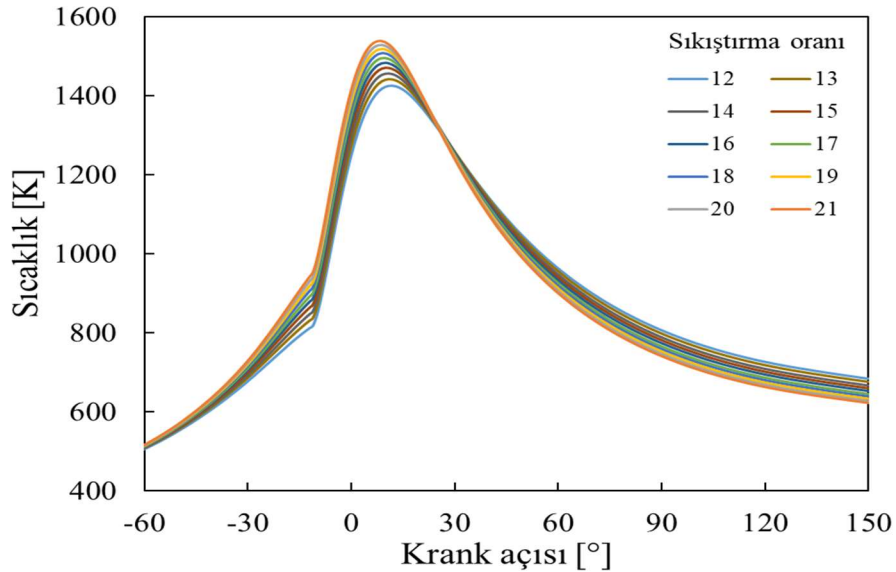


Şekil 6.5. Farklı sıkıştırma oranına karşılık Güç, Tork, ÖYT ve Fren verimi değerlerinin değişimi.

Sıkıştırma oranı arttıkça silindir içi basınç orantılı olarak artmaktadır. Şekil 6.6'da sıkıştırma oranı 21 değerini aldığıında, silindir içi basınç 150 bar'a kadar ulaşmaktadır. Silindir içi basınç değerleri, malzeme dayanımı için önemli olduğu için belli bir değeri aşamaması hedeflenmektedir. Silindir içi sıcaklık değeri ise maksimum olarak 1430 ila 1540 K arası değerler almaktadır. Şekil 6.7'de daha yüksek sıkıştırma oranlarında üst ölü noktadan sonra 27° değerinde bir kırılım gözlemlenmektedir. Bu krank açısı değerinden sonra yüksek sıkıştırma oranlı durumlarda daha düşük silindir içi sıcaklıklar elde edilmiştir.



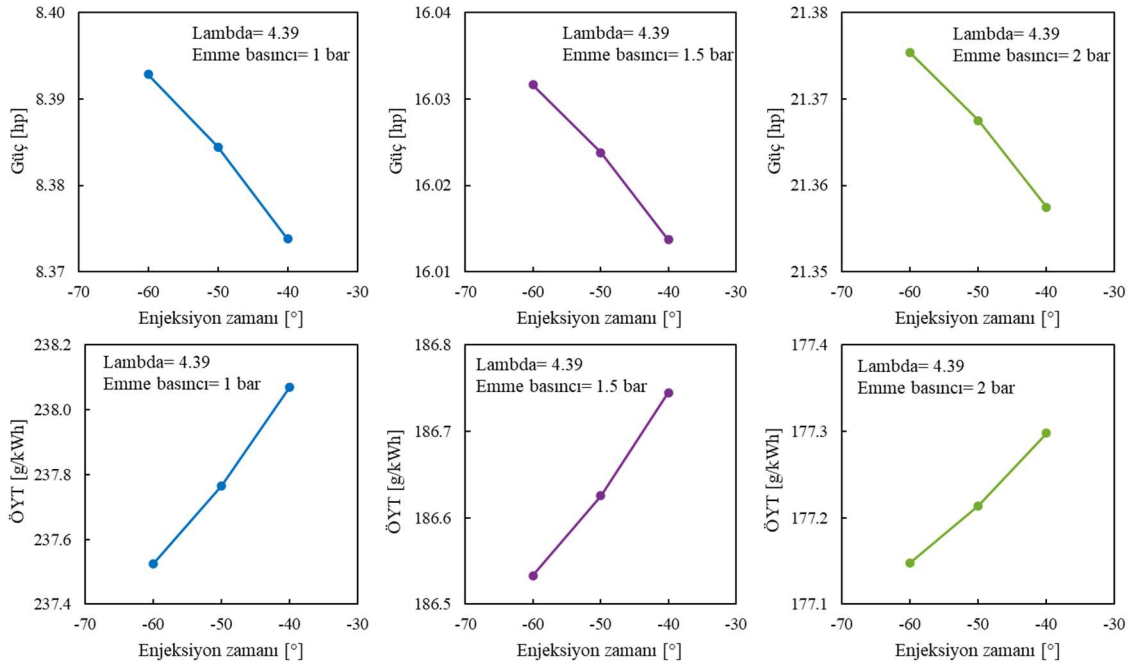
Şekil 6.6. Farklı sıkıştırma oranlarında silindir içi basınç değerleri.



Şekil 6.7. Farklı sıkıştırma oranlarında silindir içi sıcaklık değerleri.

#### 6.4 Direkt Enjeksiyon Zamanının Etkisi

Reaktivite kontrollü sıkıştırma ateşlemeli motorlarda, yakıtın yanması yüksek reaktiviteli yakıtın enjeksiyonu ile başlatıldığından, yakıtın enjekte edilme zamanı da önem arz etmektedir. Yanmanın en yüksek verimle gerçekleşebilmesi için, optimum zamanda enjeksiyon gerçekleşmelidir. Ancak, bu tür motorlarda yakıt enjeksiyonu, geleneksel sıkıştırma ateşlemeli motorlara kıyasla oldukça önce gerçekleşmektedir. Şekil 6.8’de farklı emme basıncı değerlerinde, enjeksiyon zamanına bağlı olarak, güç ve ÖYT değerleri karşılaştırılmıştır. Enjeksiyon zamanı üst ölü noktadan  $60^\circ$  sonra değeri ile en yüksek güç ve en düşük ÖYT değeri elde edilmektedir. Ama fark oldukça düşüktür.



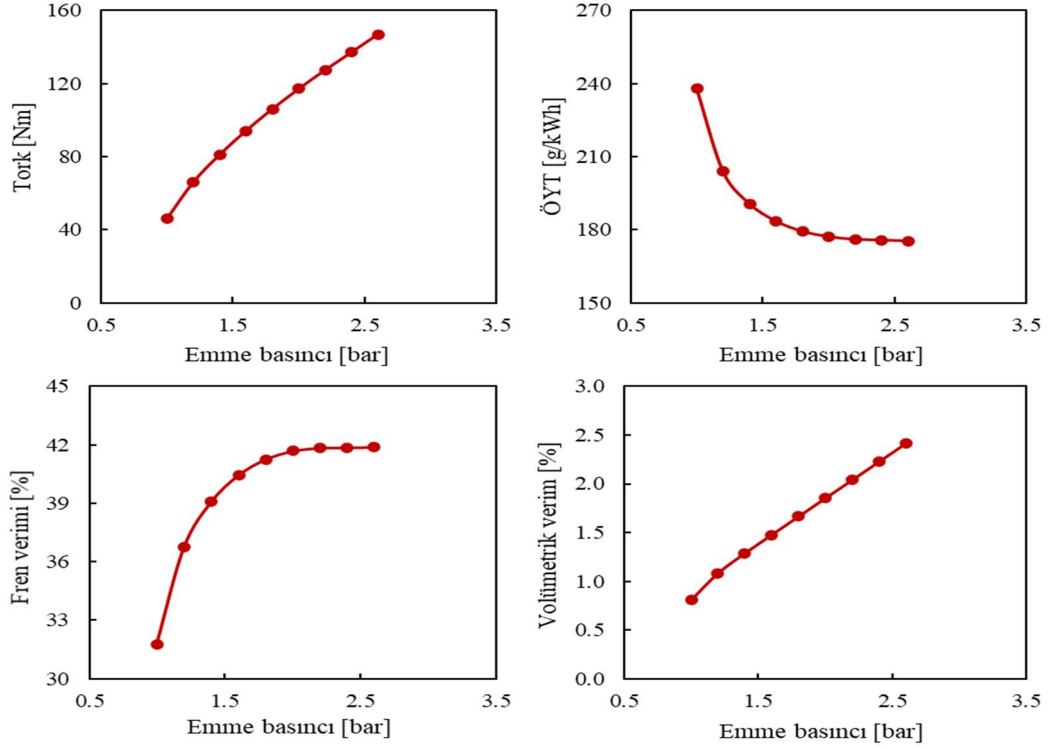
Şekil 6.8. Farklı enjeksiyon zamanları ve lambda sayılarında Güç ve ÖYT değerlerinin değişimi.

#### 6.5 Emme Basıncının Etkisi

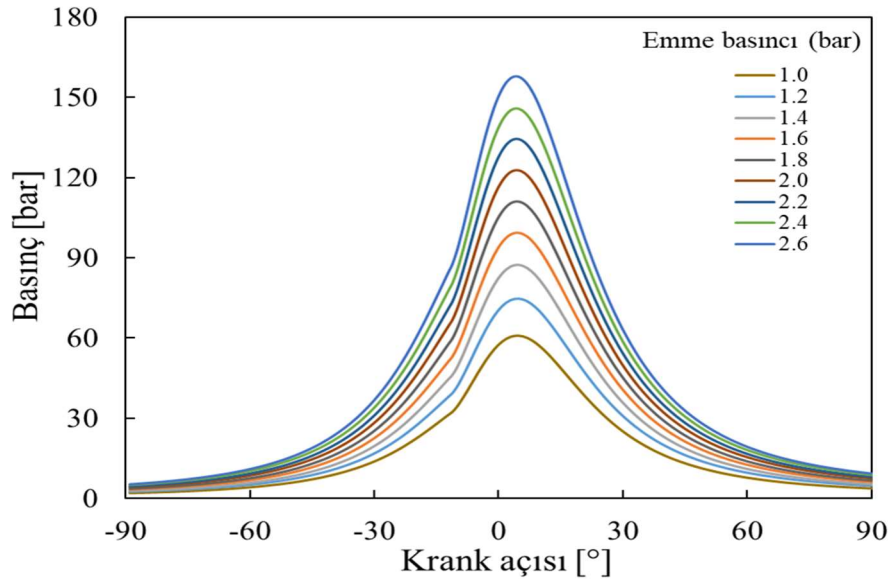
Reaktivite kontrollü sıkıştırma ateşlemeli bir motorda emme basıncının etkisi incelenmiştir. Diğer parametreler sabit tutularak, eş değerlik oranı 0.3 değeri kullanılmıştır. Bu durumda, emme basıncındaki artışla birlikte silindirlerin içine giren hava miktarı artmaktadır. Buna bağlı olarak çevrim başına silindir içine giren düşük reaktiviteli yakıt (biyogaz) da artmaktadır. Emme basıncındaki artışla, tork değeri de artmaktadır. Şekil 6.9’da ÖYT değeri 2.2 ile 2.6 bar arasında 175 g/kWh olarak minimum değerini almaktadır. Verim ise maksimum %41,9 değerine ulaşırken, minimum %31,8

değerine kadar da düşmektedir. Maksimum verim 2.6 bar emme basıncı ile elde edilmektedir. Volümetrik verim değeri, emme basıncı arttıkça doğrusal olarak artmaktadır.

Silindir içi basınç değeri, emme basıncına bağlı olarak artmaktadır. Şekil 6.10'da hem sıkıştırma hem de iş bölgelerinde artış gözlemlenmektedir. Maksimum silindir içi basınç, farklı emme basınçları durumlarında 61 bar ila 157 bar arasında değer almaktadır.



Şekil 6.9. Farklı emme basınçlarına karşılık Güç, Tork, ÖYT ve Fren verimi değerlerinin değişimi.



Şekil 6.10. Farklı emme basınçlarında silindir içi basınç değerleri.

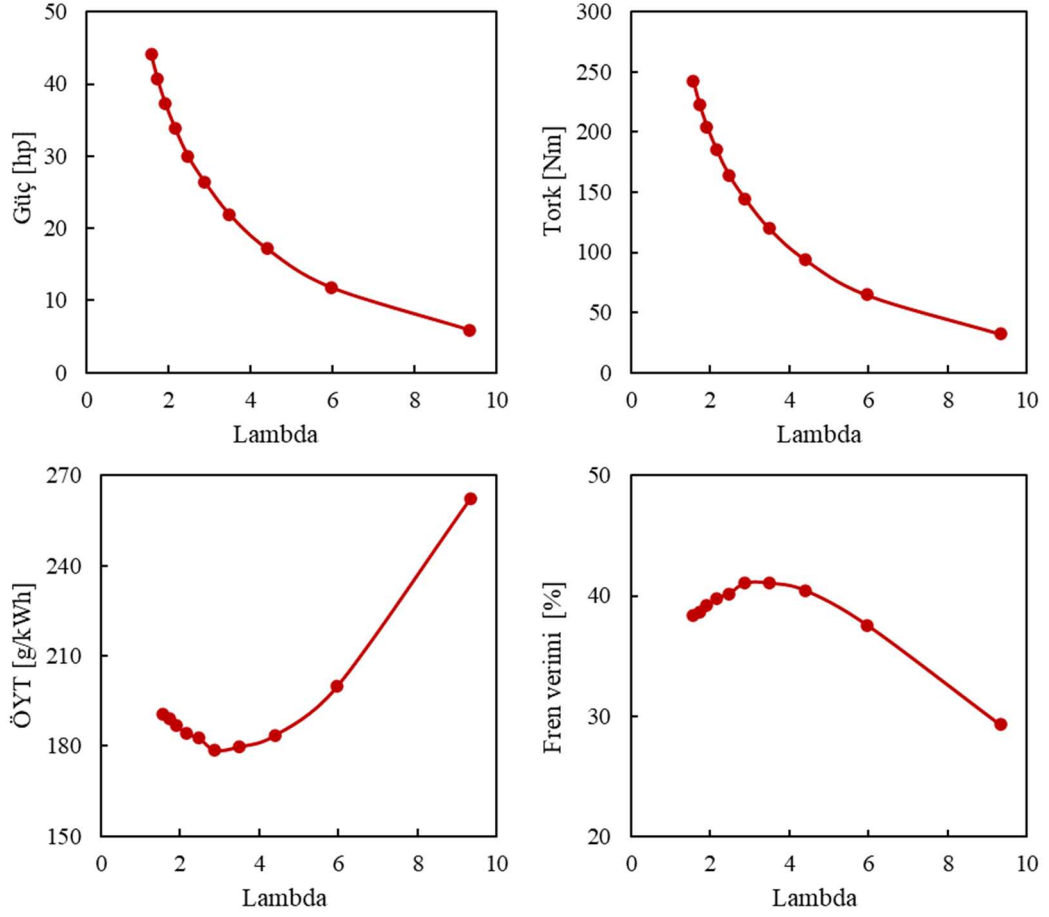
## 6.6 Lambda Sayısının Etkisi

Kurulan model üzerinde, port yakıt enjeksiyonun lambda değeri değiştirilerek yanma ve performansa etkisi incelenmiştir. Biyogaz içeriği %60 metan ve %40 karbondioksit bulunmaktadır. Sıkıştırma oranı 14.88 olarak kullanılırken, devir sayısı 1300 devir/dk'dır. Eşdeğerlik oranı, 0.1 ile 1.0 arasında değerlerle model çalıştırılmıştır. Modele tanımlanan ve gerçek lambda değerleri Tablo 6.2'de listelenmiştir.

**Tablo 6.2.** Parametrik çalışmadaki port enjeksiyonun yakıt oranları.

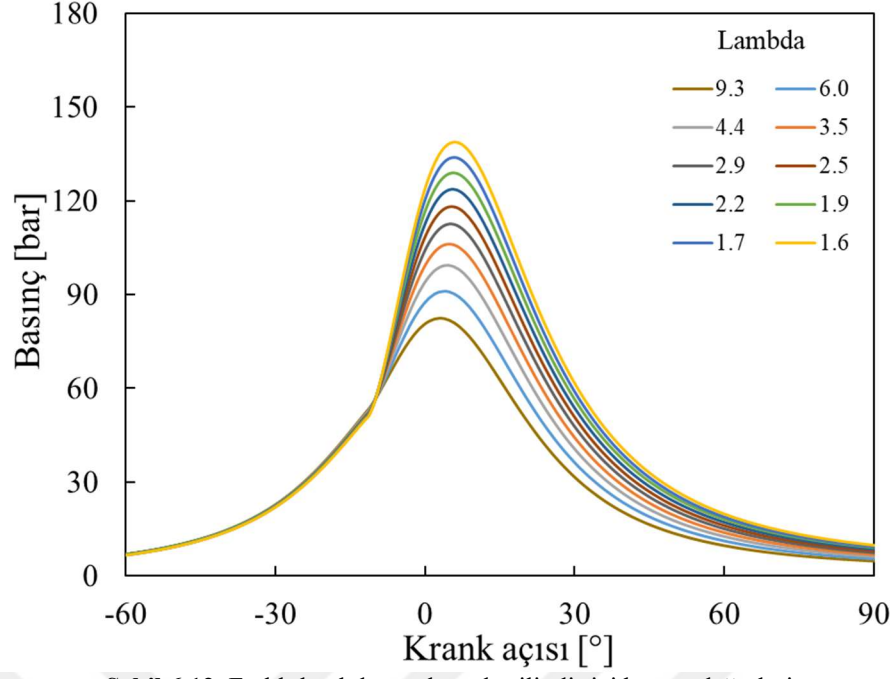
| Eşdeğerlik Oranı | Port Enjeksiyon<br>Lambda Değeri | Gerçek Lambda<br>Değeri |
|------------------|----------------------------------|-------------------------|
| 0.10             | 10.00                            | 9.33                    |
| 0.20             | 5.00                             | 5.96                    |
| 0.30             | 3.33                             | 4.39                    |
| 0.40             | 2.50                             | 3.48                    |
| 0.50             | 2.00                             | 2.88                    |
| 0.60             | 1.67                             | 2.47                    |
| 0.70             | 1.43                             | 2.16                    |
| 0.80             | 1.25                             | 1.92                    |
| 0.90             | 1.11                             | 1.72                    |
| 1.00             | 1.00                             | 1.57                    |

Buna göre, lambda değeri arttıkça, güç ve tork değerleri de azalmaktadır. Şekil 6.11'de özgül yakıt tüketimi (ÖYT) değeri ise, lambda değeri artışıyla bir miktar azalırken, daha sonra artış göstermiştir. ÖYT değerinin en düşük olduğu, lambda değeri 2.88'dir. Bu lambda değerinde, ÖYT, 178.7 g/kWh'e kadar düşmektedir. Fren verimi değeri ise lambda 2.9-3.5 değerlerinde %41,05 olarak maksimum değerini almaktadır.

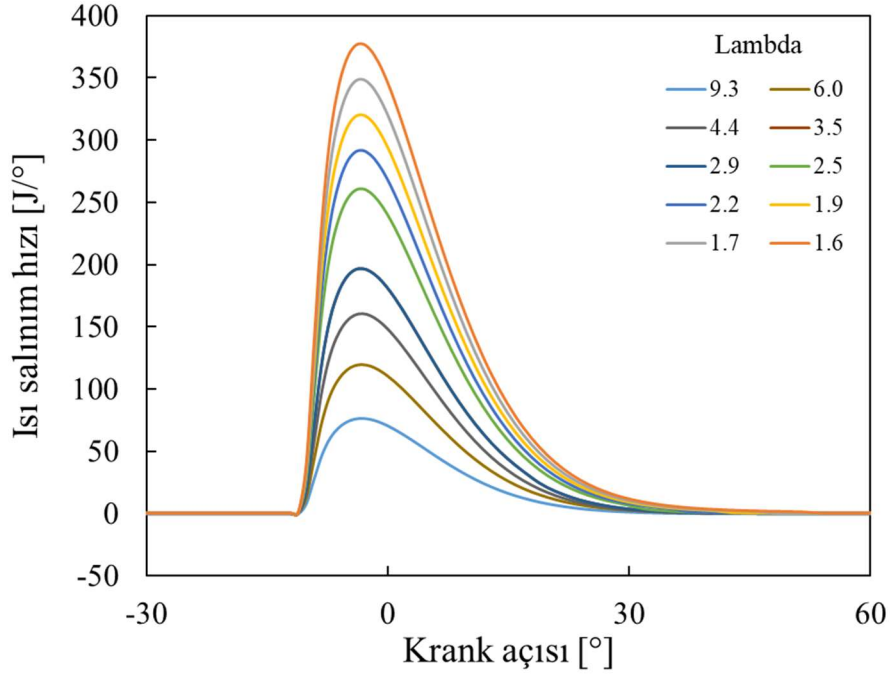


**Şekil 6.11.** Farklı lambda sayılarına karşılık Güç, Tork, ÖYT ve Fren verimi değerlerinin değişimi.

Farklı yakıt oranı kullanılan durumlarda silindir içi basınç değerleri sıkıştırma bölgesi aynıdır. Ancak yanma ve iş safhasında lambda değeri düştükçe, silindir içi basınç değeri artmaktadır. Şekil 6.12’de yakıt oranındaki artış, iş bölgesindeki artışı beraberinde getirmektedir. Isı salınımı değeri ise yakıt oranı arttıkça, artmaktadır. Daha fazla yakıt kullanıldığında, daha fazla ısı salındığı anlaşılmaktadır. Şekil 6.13’te ancak fren verimi ve ÖYT de dikkate alındığında, en yüksek verim bu motor için lambda 2.9-3.5 değerlerinde oluşmaktadır.



Şekil 6.12. Farklı lambda sayılarında silindir içi basınç değerleri.

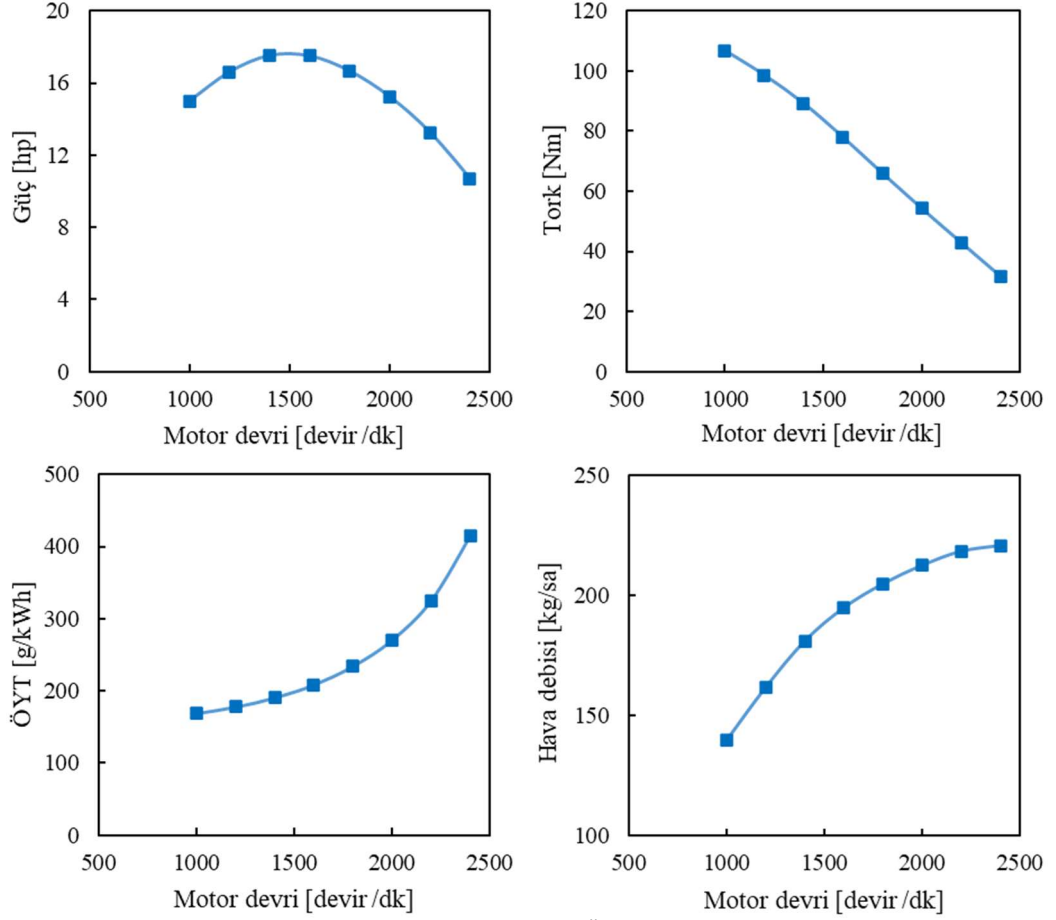


Şekil 6.13. Farklı lambda sayılarında ısı salınımı değerleri.

## 6.7 Devir Sayısının Etkisi

Farklı devirlerde motor simüle edilmiştir. 1000 ila 2400 devir/dk. arasındaki devirlerde çalıştırılmıştır. Sıkıştırma oranı 14.88 olarak kullanılırken, porttan enjekte edilen yakıtın eşdeğerlik oranı 0.3'tür. Motor gücü 1500 devir/dk. civarında maksimum

gücü vermektedir. Şekil 6.14’de motor torku devir sayısı ile birlikte azalmaktadır. Şekil 6.14’de motora giren havanın debisi devirle birlikte artmaktadır. ÖYT değeri 1000 ile 1500 devir arasında minimum değerini alırken, yüksek devirlerde artmaktadır.

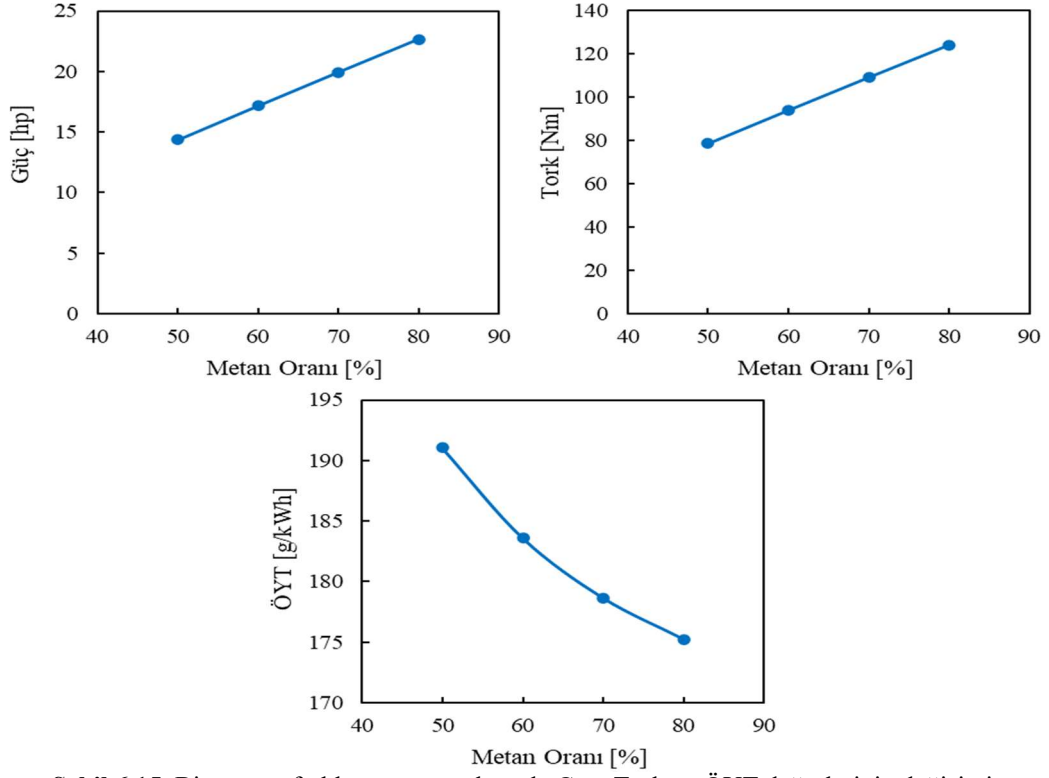


Şekil 6.14. Farklı motor devir sayılarında Güç, Tork, ÖYT ve Fren verimi değerlerinin değişimi.

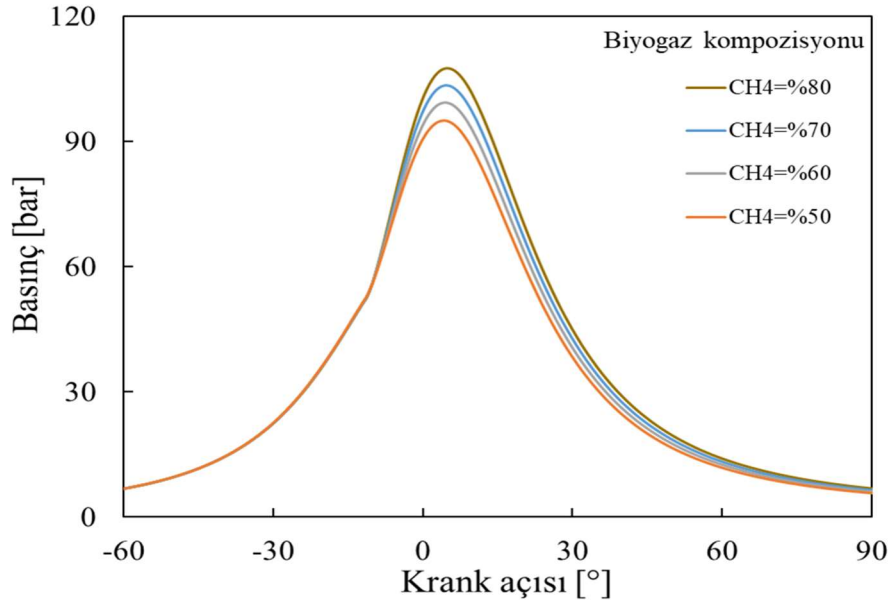
## 6.8 Biyogaz Bileşiminin Etkisi

Biyogaz içeriği, üretim şekli gibi birçok parametreye bağlı olarak değişmektedir. Genellikle, biyogazında içeriğinde %50-70 arasında metan gazı, %2 oranında oksijen, azot, hidrojen sülfür, karbon monoksit ve hidrojen bulunmaktadır. Geriye kalan kısım ise karbondioksitten oluşmaktadır. Yani biyogaz, büyük oranda metan ve karbondioksitten oluşmaktadır. Dolayısıyla modelde, yalnızca metan ve karbondioksit olarak biyogaz tanımlanmıştır. Ancak metan oranı, artması, biyogazın ısı değeri artması anlamına gelmektedir. Buna göre, biyogazdaki metan oranının artması, güç ve torkun artmasına, ÖYT değerinin de azalmasına sebep olmaktadır. Şekil 6.15’te yüksek metan oranıyla, daha yüksek silindir içi basınç değeri oluşmakta ve yanma bölgesinde artış

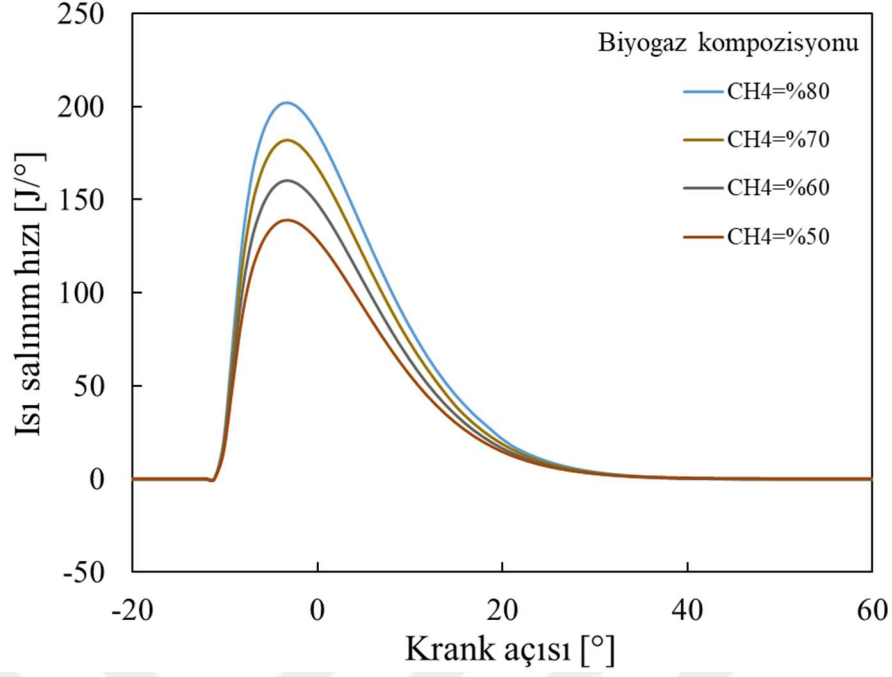
gözlemlenmektedir. Şekil 6.16’da yüksek metan oranıyla, biyogazın ısı değeri arttığı için, ısı salınım değerlerinde de artış gözlemlenmiştir. Şekil 6.17’de yanıcı olan metan gazının oranı, biyogazda yüksek olması istenen bir durumdur. Ancak üretim yöntemi gibi parametrelere bağlı olarak, biyogazın metan oranı değişmektedir.



Şekil 6.15. Biyogazın farklı metan oranlarında Güç, Tork ve ÖYT değerlerinin değişimi.



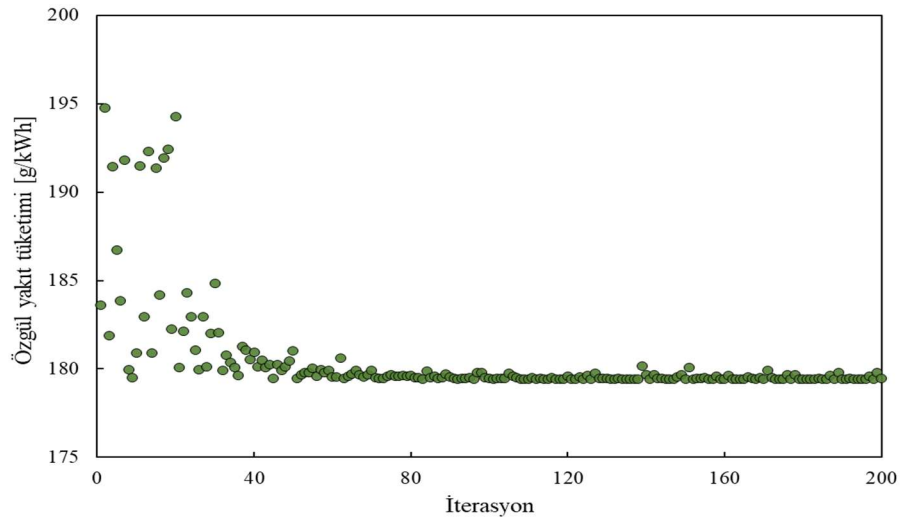
Şekil 6.16. Biyogazın farklı metan oranlarında silindir içi basınç değerleri.



Şekil 6.17. Biyogazın farklı metan oranlarında ısı salınım değerleri.

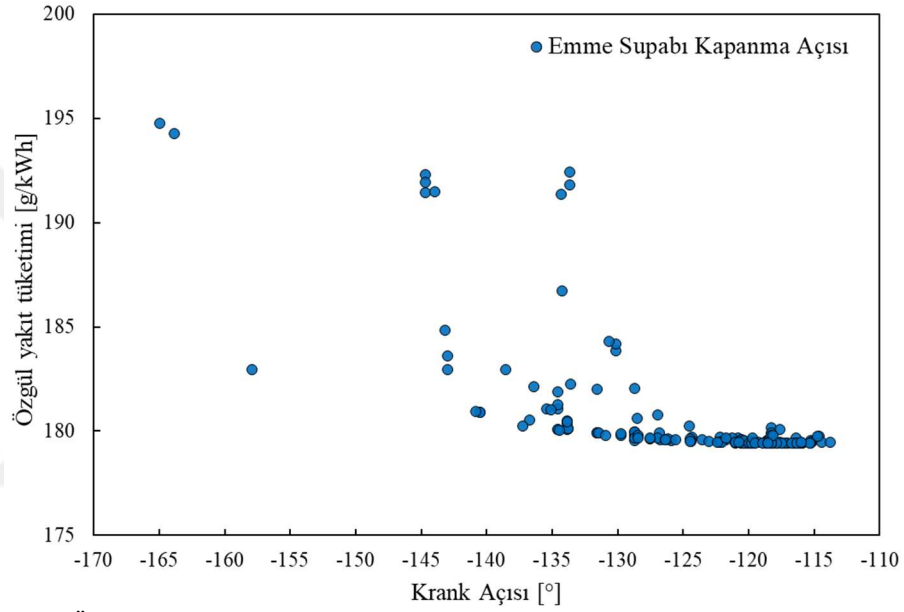
## 6.9 Supap Zamanlamalarının Optimizasyonu

Bir motorda supap zamanlamalarının motor karakteristiğine göre en uygun şekilde yapılması çok önemlidir. Supap zamanlamaları, volümetrik verimi, giren hava miktarını, pompalama kayıplarını etkilemektedir. Bunun için yapılan çalışmada supapların açılma ve kapanma zamanları en yüksek verimi elde etmek ve en düşük ÖYT değeri elde etmek için genetik algoritma yöntemi kullanılarak optimize edilmiştir. Toplamda 200 iterasyon çözülmüştür. Şekil 6.18’de görüldüğü gibi 80. İterasyondan sonra ÖYT değeri minimum değeri alarak, 200. iterasyona kadar çok fazla değişim göstermemektedir.

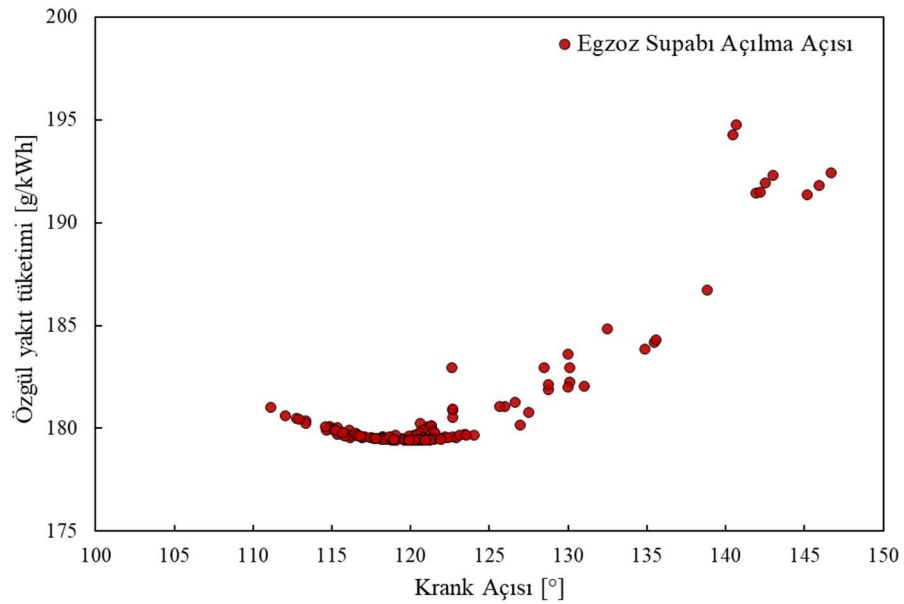


Şekil 6.18. Yapılan iterasyonlar boyunca özgül yakıt tüketimi değerinin değişimi.

Şekil 6.19 ve Şekil 6.20’de emme ve egzoz supabının değerine göre, özgül yakıt tüketiminin değişimi görülmektedir. Optimizasyon çalışmasında, genetik algoritma emme supabı için  $60^\circ$  krank açılık aralığı tararken, egzoz supabı için  $40^\circ$  krank açılık aralık taramıştır. Emme ve egzoz supabının zamanlamalarına bağlı olarak, ÖYT değeri  $180 \text{ g/kWh}$  ile  $195 \text{ g/kWh}$  arasında değişmektedir. Emme supabının kapanma açısı üst ölü noktadan önce  $125^\circ$  ile  $115^\circ$  krank açısı değerinde, ÖYT değeri minimum değerini almaktadır. Egzoz supabının açılma açısı üst ölü noktadan sonra  $115^\circ$  ile  $120^\circ$  krank açısında, ÖYT değeri minimize olmaktadır.

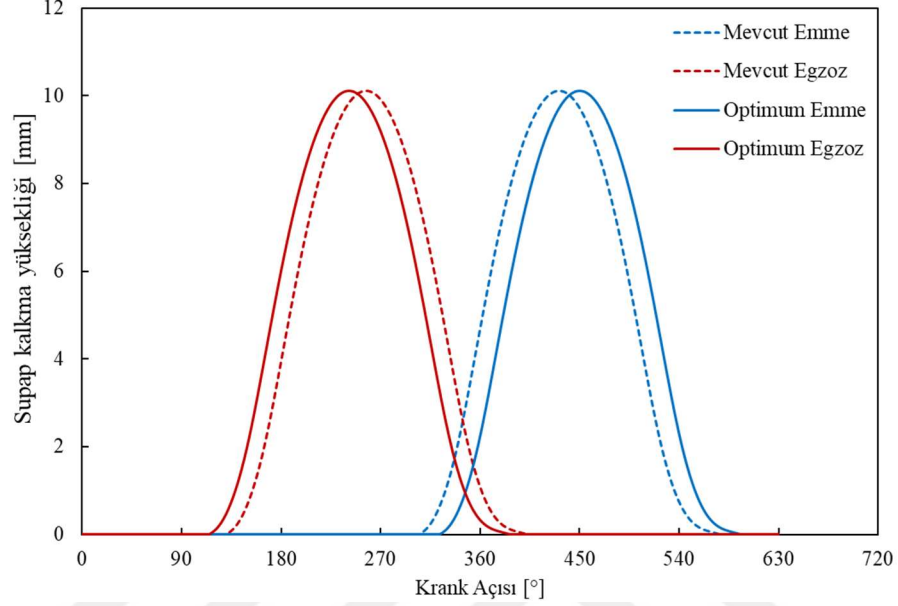


Şekil 6.19. Özgül yakıt tüketimi değerinin emme supabı kapanma açısına bağlı olarak değişimi.



Şekil 6.20. Özgül yakıt tüketimi değerinin egzoz supabı açılma açısına bağlı olarak değişimi.

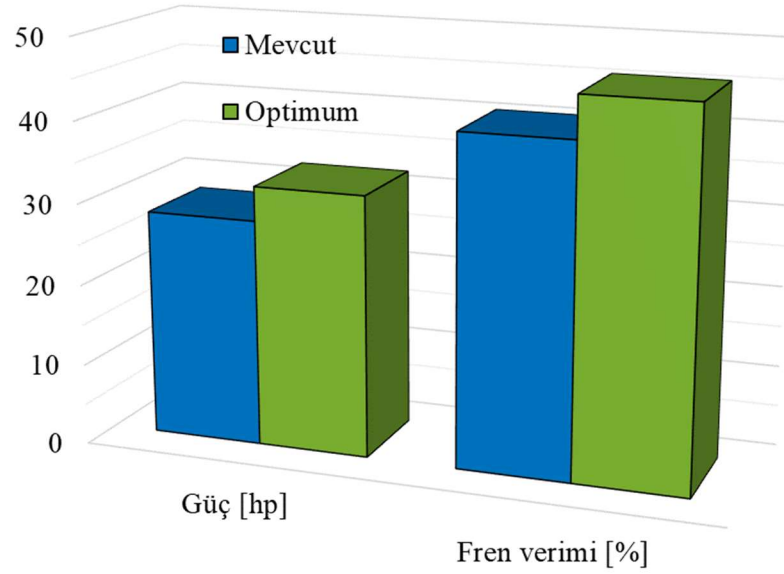
Emme supabı kapanma açısı, üst ölü noktadan  $124.4^\circ$  önce olarak ayarlandığında ve egzoz supabı açılma açısı, üst ölü noktadan  $114.5^\circ$  sonra olarak ayarlandığında optimum zamanlamalar olmaktadır. Mevcut ve Optimum durumlarda krank açısına bağlı supap kalkma yüksekliği değerleri Şekil 6.21’de gösterilmiştir.



Şekil 6.21. Mevcut ve Optimum durumlarda krank açısına bağlı supap kalkma yüksekliği değerleri.

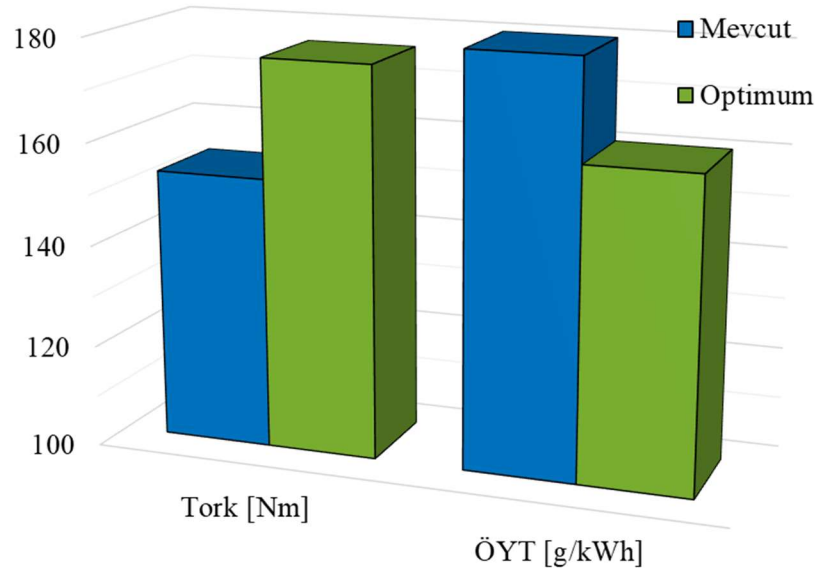
#### 6.10 Optimize Edilmiş Motorun Nihai Simülasyon Sonuçları

Yapılan parametrik çalışmalara ve optimizasyon çalışmalarına göre, optimum motor çalışma parametreleri belirlenmiştir. Motor sıkıştırma oranı, 14.88 değerinden 17 değerine arttırılmıştır. Direkt yakıt enjeksiyon zamanlaması olarak 50 ÜÖN önce olarak belirlenmiştir. Emme basıncı değeri ise, 1.8 bar olarak ayarlanmıştır. Biyogaz lambda sayısı olarak ise, %60 metan oranına göre 1.84 değeri belirlenmiştir. Motordan beklenen güç ve tork değerine göre ve biyogazın metan oranına göre bu değer değiştirilebilir.



Şekil 6.22. Mevcut ve optimum durumun güç ve fren verimi değerlerinin karşılaştırılması.

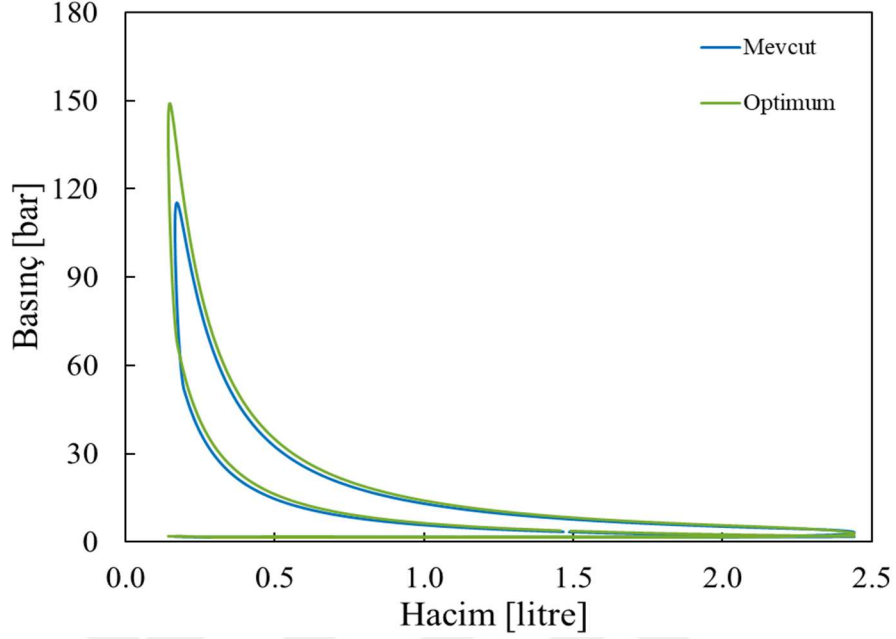
Optimum ve mevcut durum şekil 6.22 ve Şekil 6.23'te karşılaştırılmıştır. Yapılan bu çalışmalara göre, optimum durumda, motor güç ve tork değeri %15,1 oranında artmıştır. Fren verimi değeri ise %12,7 oranında artmış ve ÖYT değeri %11,3 oranında azalmıştır.



Şekil 6.23. Mevcut ve optimum durumun tork ve ÖYT değerlerinin karşılaştırılması.

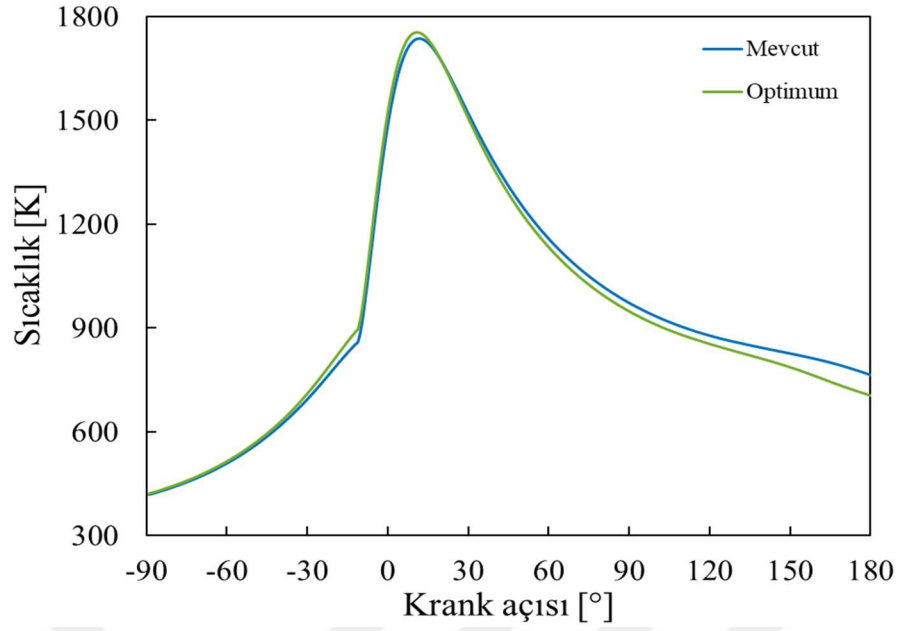
Mevcut durum ve optimum durum basınç-hacim grafiği Şekil 6.24'de gösterilmektedir. Optimum durumda, silindir içi maksimum basınç değeri bir miktar

artmaktadır. Silindir içi maksimum basınç değeri 150 bar civarında maksimum değeri almaktadır ve kabul edilebilir bir değerdir.

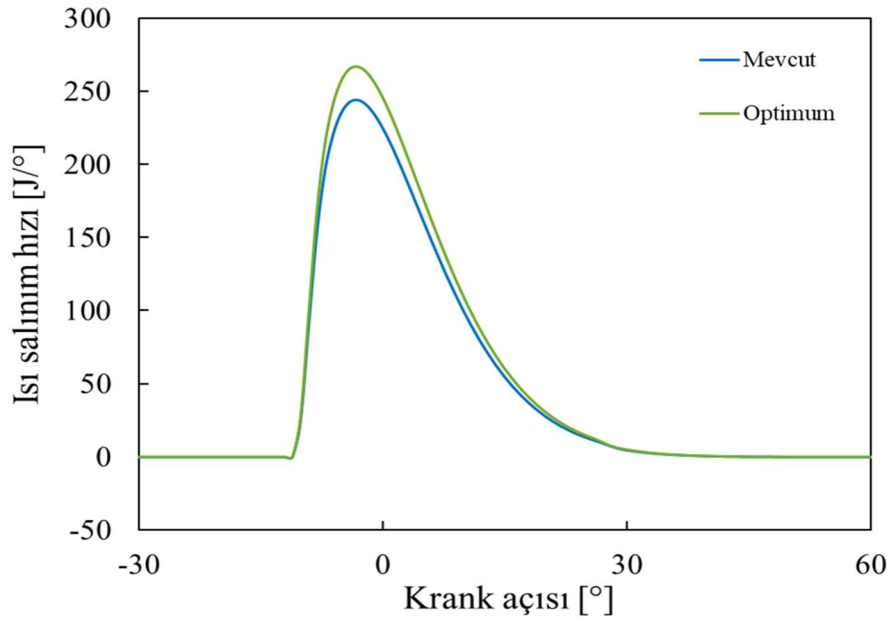


Şekil 6.24. Mevcut ve optimum durumun basınç-hacim değerlerinin karşılaştırılması.

Silindir içi sıcaklık değerinde belirlenen optimum değerlerle artış gözlemlenmiştir. Mevcut ve optimum durumun silindir içi sıcaklık değerlerinin karşılaştırılması Şekil 6.25'te gösterilmiştir. Ancak değişim kayda değer ölçüde değildir. Motor ısı salınım değerinde de bir miktar artış optimum durumda elde edilmiştir. Mevcut ve optimum durumun ısı salınımı değerlerinin karşılaştırılması Şekil 6.26'da gösterilmiştir.



Şekil 6.25. Mevcut ve optimum durumun silindir içi sıcaklık değerlerinin karşılaştırılması.



Şekil 6.26. Mevcut ve optimum durumun ısı salınımı değerlerinin karşılaştırılması.

## 7 SONUÇLAR VE ÖNERİLER

### 7.1 Sonuçlar

Yapılan çalışmalar göre, biyogaz yakıtlı reaktivite kontrollü sıkıştırma ateşlemeli bir motor bir boyutlu olarak modellenmiştir. Oluşturulan modelin doğruluğu, deneysel çalışmalarla yapılan validasyon çalışmasıyla doğrulanmıştır. Buna göre, kurulan gerçekçi bir boyutlu modelle, biyogazın lambda sayısı, motor devir sayısı, sıkıştırma oranı, emme basıncı, enjeksiyon zamanlamasının motor performansına etkileri değerlendirilmiştir. Biyogazın bileşimine göre motor performansına etkisi incelenmiştir. Ayrıca, biyogaz yakıtlı reaktivite kontrollü sıkıştırma ateşlemeli motorun karakteristiğine göre supapların açılma ve kapanma açıları genetik algoritma yöntemi kullanılarak, optimize edilmiştir. Yapılan bir boyutlu model çalışmalarıyla:

- Test motoru için, sıkıştırma oranı 17 ile maksimum güç ve tork elde edilmektedir. Bu değer motordan maksimum verim elde edildiği değerdir.
- Emme basıncı 2.6 bar ile maksimum verim elde edilmektedir. Ancak bu değerde silindir içi maksimum basınç oldukça artmaktadır.
- Biyogazın lambda değeri 4 civarında minimum ÖYT değeri elde edilmektedir.
- 1500 devir/dk. civarında maksimum güç değeri elde edilirken, 1500 devir/dk.'da minimum ÖYT değeri elde edilmiştir.
- Biyogaz bileşiminde metan oranı arttıkça, yakıtın ısı değeri artmaktadır.

Yapılan parametrik çalışmalara ve optimizasyon çalışmalarına göre, optimum motor çalışma parametreleri belirlenmiştir. Bu değerlere göre motor güç ve tork değeri %15,1 oranında artmıştır. ÖYT değeri %11,3 oranında azalırken, fren verimi değeri ise %12,7 oranında artmıştır.

### 7.2 Öneriler

Reaktivite kontrollü sıkıştırma ateşlemeli motorlar yüksek verim ve düşük emisyon değerleri ile ümit vaat etmektedir. Biyogaz ise düşük reaktiviteli yakıt olarak port enjeksiyon olarak, yenilenebilir enerji kaynağı olarak kullanılabilceği yapılan çalışmalardan anlaşılmaktadır. Gelecek çalışmalarda, elde edilen optimum değerler, HAD yöntemleri ile irdelenebilir ve deneysel olarak da çalışılarak, oldukça düşük emisyonlu ve yüksek verimliliğe sahip, yenilenebilir enerji kaynağı olarak biyogaz yakıtı kullanan motor elde edilebilir. Bu motor, jeneratör ve yol dışı amaçlarla kullanıma potansiyeline sahiptir.

## KAYNAKÇA

- Alkaya, B., & Yıldırım, M. (2000). Taşıt Kaynaklı Kirleticileri Azaltılma Yöntemleri. *Balıkesir Üniversitesi, Mimarlık ve Mühendislik Fakültesi, Cilt:9 sayı:34 (2000), 15-20.*
- Amon, T., Amon, B., Kryvoruchko, V., Zollitsch, W., Mayer, K., & Gruber, L. (2007). Biogas production from maize and dairy cattle manure- Influence of biomass composition on the methane yield. *Agriculture, Ecosystems and Environment*, 118: 173-182.
- Arslan, T. (2017). Değişken Sıkıştırma Oranlı Bir Silindirli Dizel Motor Modeli Tasarımı ve Simülasyonu. *İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.*
- Aydoğan, B. (2008). Biyodizel kullanılan dizel motorlarda NOx emisyonlarının ve NOx emisyonları azaltma yöntemlerinin incelenmesi. *Pamukkale Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek lisans tezi.*
- Bayrakçı Özdingiş, G. A., & Koçar, G. (2018). Current and future aspects of bioethanol production and utilization in Turkey. *Renewable and Sustainable Energy Reviews Volume 81, Part 2, January 2018, Pages 2196-2203.*
- Benajes, J., Garcia, A., Monsalve, J., & Boronat, V. (2017). Achieving clean and efficient engine operation up to full load by combining optimized RCCI and dual-fuel diesel-gasoline combustion strategies. *Energy Conversion and Management, Volume 136, 15 March 2017, Pages 142-151.*
- BEPA. (2021, 09 23). *Enerji işleri genel müdürlüğü.* Türkiye biyokütle enerjisi potansiyel atlası: <https://bepa.enerji.gov.tr/> adresinden alındı
- Chang, Junseok, Güralp, O., Filipi, Z., Assanis, D. N., Kuo, T.-W., . . . Rask, R. (2004). “New Heat Transfer Correlation for an HCCI Engine Derived from Measurements of Instantaneous Surface Heat Flux.”. *in SAE Technical Papers.*
- Çallı, B. (2012). Atıklardan Biyogaz Üretimi Konferansı. *Türkiye Kimya Derneği-Genç Kimyacılar Platformu.* İstanbul.
- Çelik, O. (2019). Atık Taşıt Lastiklerinden Elde Edilen Pirolitik Yağın Reaktivite Kontrollü Sıkıştırma Ateşlemeli Motorlarda Kullanımının Deneysel Olarak Araştırılması. *Fırat Üniversitesi, Yüksek Lisans, 112 s.*
- Çetiner, B. S. (2018). Dizel motorlarda silindir içi yanma modeli. *İstanbul Teknik Üniversitesi.*
- Çevik, A. (2016). Çanakkale İli'ndeki hayvansal atıkların biyogaz potansiyelinin değerlendirilmesi. *Çanakkale Onsekiz Mart Üniversitesi, Türkiye.*

- Çevre Mühendisleri Odası, İzmir Şubesi. (2021, 09 23). [https://www.emo.org.tr/ekler/0ed49ff1faa99ac\\_ek.pdf](https://www.emo.org.tr/ekler/0ed49ff1faa99ac_ek.pdf) adresinden alındı
- Çıtak, M. (2014). Bir dizel motorunda mtbe katkılı biyodizel kullanımının deneysel analizi. *Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü*.
- Dan, S. (2013). *Evolutionary Optimization Algorithm : Biologically Inspired and Population-Based Approaches to Computer Intelligence*. içinde
- Deb , K., Pratap, A., Agarwal, S., & Meyarivan, T. (2002). A Fast and Elitist Multiobjective Genetic Algorithm: NSGA-II. *IEEE Transactions on Evolutionary Computation*. doi: 10.1109/4235.996017.
- Demir, İ., & Öztürk, İ. (1989). Havasız Çamur Yataklı Reaktörlerin Kinetik Modellenmesi. 5. Çevre Bilimleri ve Teknolojisi Kongresi, Çukurova Üniversitesi, Adana.
- Durmaz, E. D., & Şahin, R. (2017). Çok Amaçlı Tek Sıra Tesis Düzenleme Probleminin Çözümü İçin NSGA-II ve Hedef Programlama Yaklaşımı. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 32(3).
- Ebrahimi, M., Najafi, M., Jazayeri, S., & Mohammadzadeh, A. (2018). A detail simulation of reactivity controlled compression ignition combustion strategy in a heavy-duty diesel engine run on natural gas/diesel fuel. *International Journal of Engine Research*, 19(7), 774-789.
- Gamma Technologies. (2016a,2016b). GT-Suite Engine Performance Application Manual. Westmont, USA:.
- Gamma Technologies. (2016b). *GT-Suite Optimization Manual*. Westmont, USA.
- Gökkuş, Ü., Yıldırım, M. S., & Aydın, M. M. (2017). Estimation of Container Traffic at Seaports by Using Several Soft Computing Methods: A Case of Turkish Seaports. *Discrete Dynamics in Nature and Society*. doi: 10.1155/2017/2984853.
- Görmez, G. (2020). Reaktivite kontrollü sıkıştırma ile ateşlemeli bir motorun sayısal analizi. *Master's thesis- Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü*.
- Gülen, J., & Arslan, H. (2005). Biyogaz. *Journal of Engineering and Natural Sciences Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergisi*.
- Holland, J. H. (1975). *Adaptation in Natural and Artificial Systems: An Introductory Analysis with Applications to Biology, Control, and Artificial Intelligence*. içinde

- Ibrahim, A. O., Shamsuddin, S. M., Ahmad, N. B., & Qasem, S. N. (2013). Three-Term Backpropagation Network Based on Elitist Multiobjective Genetic Algorithm for Medical Diseases Diagnosis Classification. *Life Science Journal* 10(4):1815–22.
- IEA. (2021, 09 23). IEA . Electricity generation from biofuels and waste by source, World 1990-2019: <https://www.iea.org/fuels-and-technologies/renewables> adresinden alındı
- Işık, M. Z. (2016). Çift yakıtlı reaktivite kontrollü bir dizel motorda biyodizel yakıtların düşük sıcaklıklı yanma performans ve emisyon karakteristiklerinin incelenmesi.
- Kalaycı, E., Türker, G., & Çağlar, E. (2017). Kırklareli İlinin Hayvansal Atık Potansiyelinin Biyogaz Üretimi Çerçevesinde Değerlendirilmesi ve Güncel Yapının Yorumlanması. *Bitlis Eren Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi, Cilt 8, Sayı 4, 1489 - 1497, 24.12.2019.*
- Karaca, C. (2017). Hatay İlinin Hayvansal Gübre Kaynağından Üretilen Biyogaz Potansiyelinin Belirlenmesi. *Mustafa Kemal Üniversitesi Ziraat Fakültesi Dergisi.*
- Kelen, F. (2014). Motorlu taşıt emisyonlarının insan sağlığı ve çevre üzerine etkileri. *Yüzüncü Yıl Üniversitesi Fen Bilimleri Yüzüncü Yıl Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi/ Journal of The Institute of Natural & Applied Sciences* 19 (1-2):80-87, 2014.
- Kılıç, Ç. F. (2011). Biyogaz, önemi genel durumu ve Türkiye'deki yeri. *TMMOB Mühendis ve Makine*, 617; 94-106.
- Koçar, G., Eryaşar, A., Arıcı, Ş., Ersöz, Ö., & Durmuş, A. (2010). Biyogaz teknolojileri. *Ege Üniversitesi Basımevi, İzmir, 1-281.*
- Koçer, N. N., Öner, C., & Sugözü, İ. (2006). Türkiye'de Hayvancılık Potansiyeli ve Biyogaz Üretimi. *Fırat Üniversitesi Doğu Araştırmaları Dergisi.*
- Kokjohn, S., Hanson, R., Splitter, D., & RD, R. (2011). Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI): a pathway to controlled high-efficiency clean combustion. *a pathway to controlled high-efficiency clean combustion. International Journal of Engine Research*, 12(3), 209-226.
- Lakshminarayanan, P. A., & Yoghesh, V. A. (2010). Modelling Diesel Combustion. . *Dordrecht: Springer Netherlands.*
- Mauro, S., Şener, R., Gül, M. Z., Lanzafame, R., Messina, M., & Brusca, S. (2018). “Internal Combustion Engine Heat Release Calculation Using Single-Zone and CFD 3D Numerical Models.”. *International Journal of Energy and Environmental Engineering*, 9(2):215–26. doi: 10.1007/s40095-018-0265-9.

- Medina, A. (2014). A. Medina, P. Risso, A. Hernández, L. Vargas, F. Brown, & A. Sen içinde, *Quasi-Dimensional Simulation of Spark Ignition Engines* (s. 1-17). Londra: Springer.
- Mehmet, Ç. (1996). Motorlu Taşıt Trafikinde Egzoz Emisyonları. *I. Ulusal Ulaşım Sempozyumu*. İstanbul.
- Nabi, M., Rasul, M., & Brown, R. (2019). Influence of diglyme addition to diesel-biodiesel blends on notable reductions of particulate matter and number emissions. *Fuel* 253:811–22. doi: 10.1016/j.fuel.2019.05.072.
- Okcu, M. (2021). Reaktivite kontrollü sıkıştırma ateşlemeli motorlarda ozon kullanımının yanma kontrolü ve egzoz emisyonları üzerine etkilerinin incelenmesi.
- Olatunda, D., Süleyman, O., & Efeovbokhan, V. (2017). Optimization of pretreatment, process performance, mass and energy balance in the anaerobic digestion of *Arachis hypogaea* (Peanut) hull. *Energy Conversion and Management*, 139, 260-275.
- Ölmez, E. V. (2013). İstanbul Büyükşehir Belediyesi Kemerburgaz Geri Kazanım ve Kompost Tesisi'nin fermentasyon alanlarında bakteri profilinin belirlenmesi. *YTÜ DSpace Kurumsal Arşivi*.
- Özener, O. (2013). Diesel motorlarında pilot püskürtmenin performans ve emisyon açısından optimizasyonu. *Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü*.
- Öztürk, M. (2005). hayvan gübresinden biyogaz üretimi. *Çevre ve Şehircilik Bakanlığı*.
- Peker, A. (2021). Bir Yarış Aracı Motorunun Tek Boyutlu Termodinamik Modellenmesi Ve Performans Kalibrasyon Optimizasyonu. *Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü*.
- Prikhodko, V., Gao, Z., Curran, S., & Wagner, R. (2013). Modeling Emissions Controls for RCCI Engines. *Oak Ridge National Laboratory ERC-2013, University of Wisconsin Madison, Wisconsin*.
- Rao, S. (2009). *Engineering Optimization: Theory and Practice, Fourth Edition*. içinde
- Reitz, R., & Duraisamy, G. (2011). Review of high efficiency and clean reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in internal combustion engines. *Workshop on Techniques for High-Pressure Combustion, Engine Research Center, University of Wisconsin-Madison*.
- Ryan, T., & Matheaus, A. (2002). Fuel requirements for HCCI engine operation. *SAE transactions*, 1143-1152.

- Sallomi, P., & Lee, P. (2018). *Predicciones de tecnologías, medios y telecomunicaciones*. Deloitte. Predicciones sobre tecnología, medios y telecomunicaciones, TMT-Predictions-2017-spanish. pdf. adresinden alındı
- Selçuk, K. (2009). . “Yapay zeka teknikleri ile dizel motor performansının modellenmesi ve yakıt optimizasyonu”. *Selcuk University*.
- Srinivas, N., & Kalyanmoy, D. (1994). “Muultiobjective Optimization Using Nondominated Sorting in Genetic Algorithms.”. *Evolutionary Computation.*, doi: 10.1162/evco.1994.2.3.221.
- Stoecker, W. (1989). *Design of Thermal Systems 3rd Edition*. içinde
- Şanlı, A., Sayın, C., Gümüş, M., Kılıçarslan, I., & Çanakcı, M. (2009). “Numerical Evaluation by Models of Load and Spark Timing Effects on the In-Cylinder Heat Transfer of a SI Engine.”. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 56(5):444–58. doi: 10.1080/10407780903244312.
- Şener, R. (2020). Development of a single cylinder high performance and low emission compression ignition engine with advanced experimental and numerical simulation methods. *Marmara Üniversitesi*.
- Şener, R. (2021). Homojen Dolgulu Sıkıştırma Ateşlemeli Bir Motorda Supap Profili Optimizasyonu. *Int. J. Adv. Eng. Pure Sci.* 2021, 33(3):478-486.
- Şenocak, Ş. M. (2021). Reaktivite Kontrollü Sıkıştırma Ateşlemeli Motorlarda Ozon Kullanımının Yanma Kontrolü Ve Egzoz Emisyonları Üzerine Etkilerinin İncelenmesi. *Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü*.
- Şenol, H., Elibol, E. A., Açikel, Ü., & Şenol, M. (2017). Türkiye’de Biyogaz Üretimi İçin Başlıca Biyokütle Kaynakları. *Bitlis Eren Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*.
- Teoman, U., Claus, B., & Thomas, M. (1983). Characterization of Flow Produced by a High-Swirl Inlet Port. *in SAE Technical Papers*.
- TÜİK. (2021, 09 23). *Türkiye İstatistik Kurumu (TÜİK)*. Sera Gazı Emisyon İstatistikleri, 1990-2019: <https://data.tuik.gov.tr/Bulten/Index?p=Greenhouse-Gas-Emissions-Statistics-1990-2019-37196> adresinden alındı
- Uymaz, A., Solmaz, H., Boz, F., Yılmaz, E., & Polat, S. (2017). Reaktif Kontrollü Sıkıştırma İle Ateşlemeli (RCCI) Bir Motorda Lamdanın Yanma Karakteristiklerine Etkileri. *Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Ve Mühendislik Bilimleri Dergisi, AKU J. Sci. Eng.* 17 (2017).
- Walker, N., Wissink, M., DelVescovo, D., & Reitz, R. (2015). Natural gas for high load dual-fuel reactivity controlled compression ignition in heavy-duty engines. *J.*

- Yaktubay, M. (2018). A genetic algorithm based solution approach for vehicle routing problem. *Adana Bilim ve Teknoloji Üniversitesi*.
- Yılmaz, M. (2009). Effect of Cdc Concept on the Design Parameters of Heavy Duty Ppci Engine by Use of Multidimensional Modeling. *Marmara Üniversitesi*.
- Yoon, Wonjun, & Park, J. (2019). “Parametric Study on Combustion Characteristics of Virtual HCCI Engine Fueled with Methane–Hydrogen Blends under Low Load Conditions.”. *International Journal of Hydrogen Energy*., doi: 10.1016/j.ijhydene.2019.04.137.
- Yücesu, H. S., Yavuzcan, H. G., Önder, M., Çınar, C., & Can, Ö. (2011). Bir Dizel Motorunda Kısmi ve Tam HCCI Uygulaması. *6th International Advanced Technologies Symposium (IATS'11), 16-18 May 2011, Elazığ, Turkey*.
- Zitzler, E., Deb, K., & Thiele, L. (2000). Comparison of multiobjective evolutionary algorithms: Empirical results. *Evolutionary computation*., 8(2), 173-195.

## ÖZGEÇMİŞ

### KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Tülay ÇELİK  
Uyruğu : T.C.

### EĞİTİM

| Derece        | Eğitim birimi                                                   | Bitirme Yılı |
|---------------|-----------------------------------------------------------------|--------------|
| Önlisans      | : Elektronik Teknolojisi, Harran Üniversitesi                   | 2011         |
| Lisans        | : Enerji Sistemleri Mühendisliği, Şırnak Üniversitesi, Şırnak.  | 2018         |
| Yüksek Lisans | : Yenilenebilir enerji sistemleri, Batman Üniversitesi, Batman. | Halen        |

### İŞ DENEYİMLERİ

| Yıl       | Kurum     | Görevi           |
|-----------|-----------|------------------|
| 2012-2013 | DEAŞ      | Tekniker         |
| 2013-2014 | MEB       | Sınıf Öğretmeni. |
| 2019-     | Özel Okul | Meslek Öğretmeni |

### UZMANLIK ALANI

Yenilenebilir enerji sistemleri, biyogaz

### YABANCI DİLLER

İngilizce

### YAYINLAR

Çelik, T., Şener, R., Yılmaz, A. (2021) Biyogaz Yakıtlı Reaktivite Kontrollü Sıkıştırma Ateşlemeli Bir Motorun Modellenmesi. Uluslararası Mühendislik, Doğa ve Sosyal Bilimler Sempozyumu: ISENS-21, Batman, Türkiye.