



T.C.

SELÇUK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DİESEL ARAÇLARDA BİYOMOTORİN KARIŞIMLARININ YANMASININ VE EGZOZ GAZI ÜRÜNLERİNİN MODELLENMESİ ÜZERİNE BİR ARAŞTIRMA

Emrah ERÇEK

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Eğitimi Anabilim Dalı

Eylül-2011
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

DİESEL ARAÇLARDA BİYOMOTORİN KARIŞIMLARININ YANMASININ VE EGZOZ GAZI ÜRÜNLERİNİN MODELLENMESİ ÜZERİNE BİR ARAŞTIRMA

Emrah ERÇEK

Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Eğitimi Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Mustafa ACAROĞLU

2011,85 Sayfa

Jüri
Prof. Dr. Mustafa ACAROĞLU
Prof. Dr. Haydar HACISEFEROĞULLARI
Yrd. Doç. Dr. Hasan AYDOĞAN

Bu çalışmada, diesel motorlarda yanma ve egzoz emisyonlarının iyileştirilmesi amacıyla, pratik ve gerçeğe yakın sonuçlar sağlayan yöntemler kullanılarak MATLAB bilgisayar programında matematiksel modeller geliştirilmiştir. Modellemede yakıt olarak biyomotorin ve diesel yakıtlarının özelliklerine göre ayrı ayrı modeller oluşturulmuştur. Oluşturulan modeller ile deneysel çalışmaların sonuçlarına yakın değerler elde edilerek, egzoz emisyonları ve motor performansları karşılaştırılmıştır. Modelleme termodinamiğin 1. kanunu, çevrim parametreleri, yanmış ürünlerin denge konsantrasyonları, ideal gaz denklemleri, indike ve efektif parametreleri kullanılarak dört zamanlı aşırı doldurmalı direkt püskürtmeli bir diesel motorunda yapılmıştır.

Modelleme sonucunda biyomotorin ve diesel yakıtı için motor devrinin artışıyla CO, CO_2 ve NO emisyonlarında azalmalar meydana gelmektedir. Tüm motor devirlerinin ortalaması alındığında biyomotorinin diesel yakıtına göre CO emisyonlarında % 33.65, CO_2 emisyonlarında % 10.77, NO emisyonlarında % 10.28 azalmalar görülmektedir. Ayrıca diğer yanma ürünleri incelendiğinde tüm motor devirlerinin ortalaması alındığında biyomotorinin diesel yakıtına göre H_2O, H_2, H, N, N_2, O ve OH emisyonlarında azalmalar olurken, O_2 emisyonunda artış meydana gelmektedir. Performans analizine bakıldığında biyomotorin kullanımı ile diesel yakıtına göre döndürme momenti ve motor gücünde % 5.03 azalma, özgül yakıt tüketiminde % 22.82 artma gözlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Biyomotorin, diesel motor, egzoz emisyonları, enerji, yakıtlar ve yanma, yanma modelleme.

ABSTRACT

MS THESIS

MODELING OF COMBUSTION AND EXHAUST GAS PRODUCTS OF BIODIESEL BLENDS IN DIESEL VEHICLES IS A RESEARCH

Emrah ERÇEK

THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF SELÇUK UNIVERSITY
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE / DOCTOR OF PHILOSOPHY IN MECHANICAL EDUCATION

Advisor: Prof. Dr. Mustafa ACAROĞLU

2011, 85 Pages

Jury
Prof. Dr. Mustafa ACAROĞLU
Prof. Dr. Haydar HACISEFEROĞULLARI
Assist Prof. Dr. Hasan AYDOĞAN

In this study, combustion and exhaust emissions of diesel engines to improve, which has provided practical and realistic methods of mathematical models using the MATLAB computer program was developed. Modeling as the fuel was created model a separate according to the characteristics biyomotorin and diesel fuels. Models with the experimental values were obtained close to the results of studies, compared with exhaust emissions and engine performance. Modeling thermodynamics 1 law, the cycle parameters, equilibrium concentrations of burned products, the ideal gas equation, using the internal and the effective parameters of a four-stroke, supercharging, direct injection diesel engine is made.

As a result of modeling, with the increase in engine speed for diesel fuel and biodiesel, CO, CO_2 and NO_x emissions reductions occurred. In the average of all engine speeds, according to diesel fuel bio-diesel fuel, were reduced CO emissions 33.65 %, CO_2 emissions 10.77 %, NO emissions 10.28 %. In addition, other combustion products are analyzed, an average of all engine speeds, according to biodiesel diesel fuel, H_2O, H_2, H, N, N_2, O and OH emissions reductions, while the increase in emissions is O_2. Performance analysis look with the use of biyomotorin according to diesel fuel, was observed 5.03 % reduction in torque and engine power, specific fuel consumption an increase of 22.82 %.

Keywords: Biodiesel, combustion modeling, diesel engine, energy, exhaust emissions, fuels and combustion.

ÖNSÖZ

Günümüzde taşıt üretimindeki artışa paralel olarak petrol rezervlerinin hızla tükenmesi ve petrol kaynaklı emisyon miktarlarının sürekli artması bilim adamlarını yeni arayışlara sürüklemiştir. Enerji sahasındaki yeni arayışlar ekonomik ve teknolojik açıdan gelişme göstermektedir. Ayrıca motorlu taşıtlardan kaynaklanan hava kirliliği ve gürültü düzeyi özellikle büyük şehirlerimizde ciddi bir sorun olarak insan sağlığını tehdit edecek boyutlara ulaşmıştır. Hava kirliliğinin ortadan kaldırılması veya minimum düzeye indirilmesi, alternatif yakıtlar ve motorlu taşıtların verimliliğini artırmakla mümkündür. Yakıt olarak çeşitli tarım ürünlerinden elde edilen biyomotorin, taşıt emisyonlarını azaltıcı etkisi nedeni ile alternatif bir yakıt olarak kullanılmaktadır. Bu çalışmada diesel araçlarda biyomotorin ve diesel yakıtının yanması sonucu oluşan egzoz gazı ürünlerinin modellenmesi ve motor performansı üzerindeki etkileri incelenerek deneysel verilerle karşılaştırılması planlanmıştır.

Beni bu çalışmaya teşvik eden ve yüksek lisans tez çalışmamda bilgi birikimi ve tecrübesi ile yol gösteren danışmanım Prof. Dr. Mustafa ACAROĞLU hocama öncelikli teşekkürü bir borç bilirim. Ayrıca bana her zaman koşulsuz destek veren sevgili aileme teşekkür ederim.

Emrah ERÇEK
KONYA-2011

İÇİNDEKİLER

ÖZET ..... **iv**

ABSTRACT ..... **v**

ÖNSÖZ ..... **vi**

İÇİNDEKİLER ..... **vii**

SİMGELER VE KISALTMALAR ..... **x**

1.GİRİŞ **1**

1.1. Yanma 1
1.1.1. Tam yanma (TY) 2
1.1.2. Teorik tam yanma (TTY) 2
1.1.3. Eksik yanma (EY) 2
1.1.4. Kısmi eksik yanma (KEY) 3
1.2. Yanma Modelleri 3
1.2.1. Tek bölgeli model 5
1.2.2. İki bölgeli model 6
1.2.3. Üç bölgeli model 6
1.3. Diesel Motorlarında Genel Yanma Teorisi 7
1.3.1. Yanma Kimyası 8
1.3.2. Yanma süreci 9
1.3.3. Yanma olayının safhaları 11
1.4. Yanmaya Etki Eden Faktörler 16
1.4.1. Püskürtme avansının etkisi 16
1.4.2. Karışım oranının etkisi 17
1.4.3. Sıkıştırma oranının etkisi 17
1.4.4. Püskürtülen yakıt miktarının etkisi 18
1.4.5. Motor devrinin etkisi 18
1.4.6. Türbülansın etkisi 19
1.4.7. Hava giriş sıcaklığı ve basıncının etkisi 19
1.4.8. Karışımdaki oksijen yüzdesi 20
1.4.9. Aşırı doldurmanın etkisi 20
1.5. Diesel Yakıtı Bileşenleri ve Özellikleri 21
1.5.1. Yoğunluk 22
1.5.2. Viskozite 22
1.5.3. API gravite 23
1.5.4. Anilin noktası 24
1.5.5. Setan sayısı 24
1.5.6. Diesel indeks 25
1.5.7. Isıl değer 25
1.5.8. Kalori değeri 26
1.5.9. Donma noktası 26
1.5.10. Akma noktası 27
1.5.11. Alevlenme noktası 27

1.5.12. Atmosfer basıncında ortalama kaynama noktası 27
1.5.13. Kritik sıcaklık, kritik basınç 28
1.5.14. Destilasyon (uçuculuk) 28
1.5.15. Kükürt miktarı 29
1.5.16. Kül ve tuz miktarı 29
1.5.17. Yakıtlardaki su miktarı 29

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI 31

3. MATERYAL VE METOT 36

3.1. Diesel Motoru Gerçek Çevriminin Modellenmesi 36
3.2. Modellenen Motorun Özellikleri 36
3.3. Hesaplanan Parametreler 38
3.3.1 Yakıt parametreleri 38
3.3.2. İş gazı parametreleri 38
3.3.3. Çevre ve artık gaz parametreleri 39
3.3.4. Emme süreci gaz parametreleri 40
3.3.5. Sıkıştırma süreci parametreleri 41
3.3.6. Yanma ürünlerinin bileşimlerinin miktarı 42
3.3.7. Silindir İçi Parametrelerin Hesabı 43
3.4. Yanmış Ürünlerin Denge Konsantrasyonlarının Hesabı 45
3.4.1. Kütle korunumu denklemleri 46
3.4.2. Kütle etkisi kanunu denklemleri 46
3.5. Azot Oksit (NO) Oluşumu ve Zeldoviç' in Difüzyonlu Yanma Mekanizması 48
3.6. İndike Parametrelerin Hesaplanması 49
3.6.1. Ortalama indike basınç 49
3.6.2. İndike güç 49
3.6.3. İndike verim 50
3.6.4. İndike özgül yakıt tüketimi 50
3.7. Efektif Parametrelerin Hesaplanması 50
3.7.1. Ortalama efektif basınç 50
3.7.2. Efektif güç 51
3.7.3. Döndürme momenti 51
3.7.4. Mekanik verim 51
3.7.5. Efektif verim 52
3.7.6. Efektif özgül yakıt tüketimi 52
3.7.7. Saatteki yakıt tüketimi 52

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA 52

4.1. Emisyon Analizi 52
4.1.1. Karbon monoksit (CO) 53
4.1.2. Karbondioksit (CO_2) 57
4.1.3. Azot oksitler (NO_x) 61
4.1.4. Diğer yanma ürünlerinin denge konsantrasyonları 65
4.2. Performans Analizi 71

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER 73

KAYNAKLAR 76

EKLER 80

EK-1 Silindir içi parametreleri ve egzoz ürünlerini hesaplayan Diesel hesap "MATLAB" programı..... 80

ÖZGEÇMİŞ 85

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

b_e : Efektif özgül yakıt tüketimi
b_i : İndike özgül yakıt tüketimi [*g/kW saat*]
C : Karbonun 1 kg yakıt içersindeki kütlesel kesri
D : Silindir çapı [*m*]
F_p : Piston yüzey alanı [m^2]
G_y : Saatteki yakıt tüketimi [*kg/saat*]
H : Hidrojenin 1 kg yakıt içersindeki kütlesel kesri
H_u : Yakıtın alt ısıl değeri [*kj/kg*]
i : Silindir sayısı
k : Yanma ürünleri adyabat ussu
k_1 : Sıkıştırma süreci adyabat üssü
k_2 : Genişleme sureci adyabat ussu
K_i : Denge reaksiyonları hız katsayıları
l : 1 kg yakıtın yanması için gerekli gerçek hava miktarı [*kg hava/kg yakıt*]
L : 1 kg yakıtın yanması için gerekli gerçek hava miktarı [*kmol hava/kg yakıt*]
L_0 : 1 kg yakıtın yanması için gerekli teorik hava miktarı [*kmol hava/kg yakıt*]
l_0 : 1 kg yakıtın yanması için gerekli teorik hava miktarı [*kg hava/kg yakıt*]
m : Vibe katsayısı;
M : İş gazının miktarı, [*kmol/kg yakıt*];
m_1 : Taze dolgu miktarı [*kg/ kg yakıt*]
M_1 : Taze dolgu miktarı [*kmol/ kg yakıt*]
M_2 : Sıvı yakıtın yanma ürün miktarı [*kmol/1kg yakıt*]
M_a : Toplam iş gazı [*kmol/ kg yakıt*]
M_e : Döndürme momenti [*Nm*]
m_h : Havanın mol kütlesi [*kg/kmol*]
M_r : Artık gaz miktarı [*kmol/ kg yakıt*]
m_y : Yakıtın mol kütlesi [*kg/mol*]
n : Devir sayısı [*1/min*]
n_1 : Sıkıştırma süreci politrop üssü
n_2 : Genişleme süreci politrop üssü
N_e : Efektif güç [*kW*]
N_i : İndike güç [*kW*]
O : Oksijenin 1 kg yakıt içersindeki kütlesel kesri
p_0 : Çevre gaz basıncı [*MPa]*
P_a : Emme sonu gaz basıncı [*MPa*]
p_c : Sıkıştırma sonu basınç [*MPa*]
p_e : Ortalama efektif basınç [*MPa*]
p_i : Ortalama indike basınç [*MPa*]
p_k : Doldurucu sonrası hava basıncı [*MPa*]
p_k/p_o : Aşırı doldurma basınç oranı
p_m : Artık gaz basıncı [*MPa*]
Q_H : Yanma ile açığa çıkan ısı [*kJ/kg yakıt*];
R_h : Havanın gaz sabiti [*J/kg*]
S : Kükürdün 1 kg yakıt içersindeki kütlesel kesri
S : Piston stroku [*m*]
T_0 : Çevre gaz sıcaklığı [*K*]

T_a : Emme sonu gaz sıcaklığı [K]
T_c : Sıkıştırma sonu basınç [K]
T_k : Doldurucu sonrası hava sıcaklığı
T_r : Artık gaz sıcaklığı
U : Gazların iç enerjisi [*kJ/kg yakıt*];
V_h : Strok hacmi [mm^3]
w : Emme supabında ortalama hız [*m/s*]
w_p : Ortalama piston hızı [*m/s*]
x : Yanan yakıt miktarı.
α : Krank mili açısı[*ºKMA*]
α_z : Krank mili açısı olarak yanma suresi
γ_r : Artık gaz katsayısı
ΔT : Emme havasının motor çeperlerinden aldığı ısıdan kaynak. sıcaklık artışı [K]
ε : Sıkıştırma oranı
ζ_d : Disosasyona(ayrışma) bağlı kayıp katsayısı
ζ_z : Isı kullanım katsayısı
η_v : Volumetrik verim
λ : Hava fazlalık katsayısı
λ_s : Biyel eğikliğidir (krank yarıçapı /biyel boyu).
μ : İş karışımının gerçek moleküler değişim katsayısı
μ_o : Krank mili açısal hızı [*rad/sn*]
υ : Viskozite
g_c : Çevrim başına püskürtülen yakıt miktarı [*kg/çevrim*]
w_{in} : Emme supabının ortalama hızı [*m/saniye*]
η_v : Volumetrik verim
ρ_k : Taze dolgu yoğunluğu[kg/m^3]
$(mc_v)_{t_o}^{t_c}$: Yakıt-hava karışımının ortalama molar özgül ısısı[*kJ/kmol˚C*]
$(mc_v)_{t_o}^{t_i}$: İş gazının molar özgül ısısı [*kJ/kmol˚C*]
$(\beta^2 + \xi_{in})$: Emme portu direnç ve hız katsayısı

Kısaltmalar

AÖN : Alt ölü nokta
EY : Eksik yanma
HC : Hidrokarbon
KEY : Kısmi eksik yanma
ºKMA : Krank mili açısı
TG : Tutuşma gecikmesi
TTY : Teorik tam yanma
TY : Tam yanma
ÜÖN : Üst ölü nokta
HFK : Hava fazlalık katsayısı

1.GİRİŞ

İnsanlık, ateşi enerji kaynağı olarak bulup kullanmaya başladığından beri, yakıt ve yanma kavramı ayrılmaz bir bütün oluşturmuştur. Yanma, oksijenin yakıtla birleşmesini etkileyen fiziksel, kimyasal ve termodinamik olayların toplamıdır. Bu çalışmanın içeriğinde yanma, yakıtlar ve modelleme üzerinde araştırma yapıldığı için bu konular hakkında genel bir bilgi verilecektir.

1.1. Yanma

Enerji bir cismin veya bir sistemin iş yapma yeteneğidir. Bilindiği gibi enerji vardan yok, yoktan var edilemez, ancak diğer enerji şekillerine (nükleer, kimyasal, ısıl, elektriksel, potansiyel ve kinetik enerji) dönüştürülebilir. İçten yanmalı motorlarda yakıttaki kimyasal enerji ısıl enerjiye, ısıl enerji mekanik enerjiye, mekanik enerji de kinetik enerjiye dönüştürülür. Bu dönüşümün başlangıcı yanma adı verilen kimyasal bir olayla gerçekleşir.

Yanma, yakıtın oksijenle birleştiği ve büyük miktarda enerjinin açığa çıktığı kimyasal bir reaksiyondur. Yanmanın gerçekleşebilmesi için ortamda mutlaka yakıt, oksijen (hava) ve ısı olmalıdır. Yanma olayı için gerekli ısı, içten yanmalı motorlarda yanma odasına alınan havanın sıkıştırılmasıyla veya bir bujiden sağlanır. Yanma (oksidasyon/oksitlenme) işlemi sonunda açığa çıkan ısı silindir içerisindeki basıncı yükselterek, iş zamanında pistonu üst ölü noktadan (ÜÖN) alt ölü noktaya (AÖN) doğru iter ve pistonun aşağı doğru dikey hareketi biyel-krank vasıtasıyla dönme hareketine çevrilir (Acaroğlu ve ark., 2010).

Yanma olayı, yakıt içerisindeki karbon ve hidrojenin su ve diğer egzoz ürünlerini oluşturmak için hava içerisindeki oksijen ile girmiş olduğu kimyasal reaksiyon olarak ta tanımlanabilir. Havanın kütlece % 23.1' inin oksijen (O_2) ve % 76.9' unun azottan (N_2) oluştuğu kabul edilerek, diğer küçük (iz) elementler ihmal edilir. Bu sebeple yanma reaksiyonlarında havanın, 1 molekül oksijen ve 3.76 molekül azottan oluştuğu kabul edilir. Olağan yanma sıcaklıklarında azot inert (eylemsiz) bir gazdır ve diğer kimyasal elementlerle reaksiyona girmez. Fakat azotun varlığı yanma sonu halini önemli ölçüde etkiler, çünkü yanma işlemi sonunda açığa çıkan ısıl enerjinin büyük bir bölümü azot tarafından emilerek azotun sıcaklığını artırır. Bunun zararı,

yüksek sıcaklığa ulaşan azotun oksijen ile birleşerek azot oksit (NO_x) gibi zararlı gazları oluşturmasıdır.

Yanma işlemi sırasında, kimyasal reaksiyondan önce var olan maddelere yanma işlemine girenler, reaksiyondan sonra oluşan maddelere de yanma işleminden çıkanlar veya yanma sonu ürünleri denir. Kimyasal denklemler "kütlenin korunumu ilkesine" göre dengelenirler.

Otomobil motorlarında meydana gelen yanma reaksiyonu, hava ile yakıt molekülleri oksidasyonlarının tamamlanıp-tamamlanmamalarına göre dört kısma ayrılmaktadır (Acaroğlu ve ark., 2010).

1.1.1. Tam yanma (TY)

Yanma reaksiyon için gerekli hava miktarı normalden fazladır (HFK>1). Tam yanma sonunda egzoz gazı içerisinde CO_2, H_2O, SO_2, N_2 ve özellikle O_2 bulunur.

1.1.2. Teorik tam yanma (TTY)

Teorik tam yanmada yanma için gerekli hava miktarı normal (minimum) değerinde (HFK=1) olduğu için egzoz gazı içerisinde CO_2, H_2O, SO_2 ve N_2 vardır. TY' den farkı egzoz gazı içerisinde oksijen (O_2) bulunmamasıdır.

1.1.3. Eksik yanma (EY)

Reaksiyon için gerekli hava miktarının gerekenden az olduğu durumdur (HFK<1). Yanma işlemi tam olarak gerçekleşemediği için egzoz gazında CO_2, H_2O, SO_2, N_2'nin yanı sıra CO emisyonları da bulunur. Hidrojen atomlarının oksijen atomlarını çekim kuvveti, karbon atomlarına oranla daha büyüktür. Bu nedenle yakıt içindeki hidrojen, ortamda tam yanma için gerekli oksijenden daha az miktarda oksijen bulunsa bile, tümüyle H_2O' ya dönüşür. Buna karşılık karbonun bir bölümü yanma sonu ürünleri arasında karbon veya karbon monoksit parçacıkları olarak görülebilir.

1.1.4. Kısmi eksik yanma (KEY)

Yanma odasındaki karışım için HFK>1 olmasına rağmen sıcaklık değişimi ve kalış süresindeki yetersizlikler sonucu egzoz emisyonlarında oksijenin yanında karbon monoksit ve hidrokarbon gibi eksik yanma ürünleri görülmektedir. Bu sadece yakıt-hava oranının düzensiz olmasından kaynaklanan bir şey değildir. Yüksek sıcaklıkta CO_2, H_2O molekülleri ısıl ayrışma ile CO, H_2 gibi eksik yanma ürünleri meydana getirirler. Bu moleküllerin düşük sıcaklığa hızlı bir şekilde getirilmeleri yeniden birleşme reaksiyonlarına yeterli zaman bırakmamaktadır. Böylece egzoz gazlarında EY ürünleri görülür.

EY ve KEY halinde oksitlenmesi tamamlanmamış bileşenler olarak CO, H_2, is, kömür veya yakıt zerreleri, yanmamış hidrokarbonlar ve aldehitler sayılabilir. Bu kayıplar yakıt cinsine ve yakıcı tasarımına bağlıdırlar (Çayırlı, 2006).

Yanma için yeterli oksijenin bulunmaması, yanmanın tam olmamasının açık nedenlerinden biridir, fakat tek nedeni değildir. Çünkü yanma odasında tam yanma için gerekli oksijenden daha çoğunun bulunduğu durumlarda bile, yanma tam olmayabilir. Bunun nedenleri; yakıtın ve oksijenin bir arada olduğu süre içinde yeterince karışamaması ve yüksek sıcaklıklarda önem kazanan ayrışmadır.

1.2. Yanma Modelleri

Yanma modelleri, akışkan dinamiği modeline dayalı olarak sıfır boyutlu, sanki boyutlu ve çok boyutlu yanma modelleri biçiminde sınıflandırılmaktadır.

Sıfır boyutlu modelde, süreklilik ve enerji bağıntıları kullanılarak termodinamik hal büyüklükleri hesaplanmaktadır. Yanma sırasında açığa çıkan enerji hesaplamaya katılırken, gereken süre sabit değer olarak verilmektedir. Yanma odasındaki gaz karışımı homojen bölgelere ayrılmaktadır. Bölgeler bağımsız ve ideal olarak kabul edilmektedir. İçerisindeki kütle, basınç, sıcaklık ve konsantrasyon değerleri belirlenmektedir. Sıfır boyutlu model, genellikle tek bölgeli olmasının sağladığı basit yapısı nedeniyle hızlı hesaplama olanağı sunmaktadır. Yanma, ampirik yaklaşımla (kosinüs, gama (Ferguson, 1986), Vibe bağıntıları) modele katılmaktadır. Bunun yanı sıra, kütlesel ortalama sıcaklıkların kullanılması nedeniyle de NO_x emisyonu değerleri

güvenilir değildir. Bundan dolayı sıfır boyutlu modelleme yerine çok boyutlu modellerin kullanılması gereklidir.

Çok boyutlu modeller kütle, hacim, enerji ve moment transport denklemlerinin sayısal entegrasyonunu içermektedir. Modeller yanmanın hesaplanmasında kullanılan fiziksel ve kimyasal tepkime kinetiğine dayalı alt modellerin sanki boyutlu modelden farklı olarak hal değişkenlerinin ilgili alan için entegrasyonunu içermektedir. KIVA kodu bu amaçla kullanılan başlıca yöntemlerdendir. Ampirik bağıntıları kullanan çok bölgeli modellerde ise, fiziksel açıdan belirleyici olan türbülans, yakıt demeti, karışım oluşumu ve yanma proseslerinden yararlanılmaktadır. Ampirik ifadelerden yararlanılmakta, ancak kalibrasyon amacıyla az miktarda kullanılmaktadır. Hesaplama süresi, saniye mertebesinden birkaç dakikaya kadar çıkabilmektedir (Safa, 2006).

Üç boyutlu modellerde kullanılan yaklaşımlara aşağıda örnek verilmiştir:

- Türbülans ölçeklerini tamamen içeren Navier Stokes denklemlerinin zamana bağlı ve üç boyutlu sayısal çözüldüğü model, çözüm için süper bilgisayar ve uzun zamana gereksinim duymaktadır.
- Büyük ölçekli Eddy akımı simülasyon (LES: Large Eddy Simulation) modeli, küçük ölçekli Eddy akımlarının modellenmesinin zorunlu olduğu büyük ölçekli hareketler, Navier Stokes denklemleri kullanılarak zamana bağlı üç boyutlu çözülmektedir. Bu modellerin günümüzde, ticari uygulamalarını görmek olanaklıdır (Anonymous, 1999).
- Reynolds ortalama Navier Stokes (RANS: Reynolds Averaged Navier Stokes) modeli, günümüz standartlarına daha uygundur. Saat ya da gün mertebesinde çözüm süresine gereksinim duyulmaktadır. Söz konusu, ampirik bağıntıları kullanan CFD yaklaşımında, türbülans, yanma, iki fazlı akım alt modelleri kullanılmaktadır.

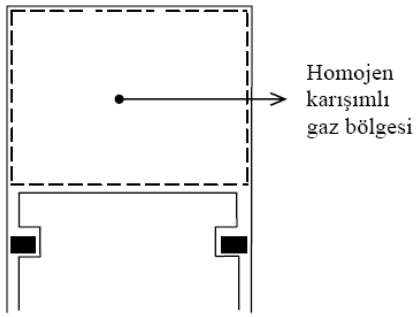
Çizelge 1.1’ de silindir hacminin hesaplara katılmasına göre yapılan motor proses modellerinin sınıflandırılması bulunmaktadır. Burada geçen indike sistem modeli, en basit olan teorik modeli içermektedir.

Çizelge 1.1. Motor proses modellerinin karşılaştırılması (Safa, 2006)

	İndike sistem modeli	**Tek bölgeli model**	**Çok bölgeli model**	**CFD modeli**
Gaz özellikleri	İdeal gaz	Gerçek gaz	Gerçek gaz	Gerçek gaz
Isı transferi modeli	-	Ampirik bağıntı (Benzin motoru, Diesel motoru, vb.)	Ampirik bağıntı (Benzin motoru, Diesel motoru, vb.)	Sınır tabaka modeli, türbülans modeli
Bölge adedi	Bir bölge	Bir bölge	İkiden yüzlerce bölgeye kadar	50.000 ile 2.000.000 bölge dolayında
Tepkime kinetiği	Basit korunum denklemleri	Basit korunum denklemleri	Birçok kompleks ifade	Binlerce kimyasal tepkime
Hesap süresi (1 çevrim için)	>1 saniye	>1 dakika	Birkaç dakika	Saatler ya da gün boyunca
Gerekli ifadeler	Ölçüme dayalı veriler, diagnostik veriler	Ölçüme dayalı veriler, diagnostik veriler, gavernör kolu konumu, yanma gidişi	Yakıt miktarı, gavernör kolu konumu	Yakıt miktarı, temel araştırmaların verileri

1.2.1. Tek bölgeli model

Motor çevrimi hesaplanırken, iş akışkanının yanma sırasında, homojen karışım olduğu ve üniform halde olduğu kabul edilmektedir. Tek bölgeli yanma modeli kullanılan motor simülasyonları, çevrim verimi ve motor gücü bakımından gerçek değerlere uygun sonuçlar vermektedir. Bu nedenle, pratikte sıkça kullanılmaktadır (Heywood, 1988). Homojen karışımın özgül ısısı, sıcaklık ve yakıt/hava eşdeğerlik oranın fonksiyonu alınarak hesaplanmaktadır.

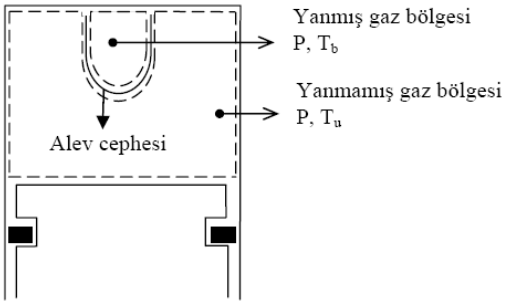


Şekil 1.1. Tek bölgeli yanma modeli

Şekil 1.1' de görülen tek bölgeli modelde, silindir içerisindeki karışımın her an homojen olduğu ve her noktadaki termodinamik özelliklerin aynı, hava, yakıt ve artık gaz ideal karışım ve yanma odasından gaz kaçağının sabit bir hızla olduğu varsayılmaktadır.

1.2.2. İki bölgeli model

Yanma gidişi, iki bölgeli yanma modeli öngörülerek, daha hassas motor proses hesapları gerçekleştirilmektedir. Sıkıştırma sırasında, silindir içerisinde dolgu düzgün dağılmış durumdadır. Tutuşma sonrasında ise, yanma odasında yanma hızına bağlı olarak yanmış kesimler oluşmaktadır. İki bölgeli yanma modelinde, yanma odası yanmış gaz ve yanmamış gaz bölgesi olarak ikiye ayrılmaktadır (Şekil 1.2). Hesaplamaların her iki bölge için de yapılması sonucu, yanma odası içerisindeki gaz termodinamik özelliklerinin ortalama değerleri kullanılarak yapılacak hesaplamalara göre daha doğru sonuçlar elde edilmektedir.



Şekil 1.2. İki bölgeli yanma modeli

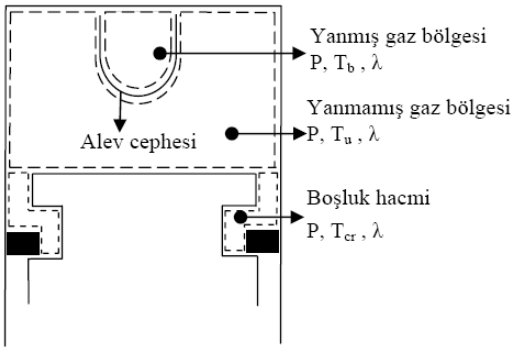
İki bölgeli model, Ferguson (1986)' da açıklanmaktadır. Benzer biçimde, Merker ve ark. (1993)' de iki bölgeli yaklaşım ile diesel motor modellenmektedir. Aşağıda, Ferguson (1986) tarafından verilen iki bölgeli model yakıt püskürtmeli duruma uygun biçime getirilerek açıklanmaktadır. Modelde, yanmış ve yanmamış gaz bölgeleri için aşağıdaki kabuller yapılmaktadır;

- Her an basınçları eşit (açık yanma odası için uygun),
- Bölgeler arasında ısı iletimi olmamakta,
- Her an termodinamik dengede,
- Yakıt, hava ve artık gaz iyi derecede karışmakta,
- Gazlar, ideal gaz gibi hesaplamalara katılmaktadır.

1.2.3. Üç bölgeli model

Yanma odası Şekil 1.3' de görüldüğü üzere, üç gaz bölgesine (yanmamış, yanmış ve boşluk hacmi) ayrılmaktadır. İki bölgeli modelden farklı olarak, piston,

silindir cidarı ve segman arasında yer alan hacim üçüncü bir bölge olarak ele alınmaktadır. Sıkıştırma sırasında, silindir içi yalnızca yanmamış gaz bölgesinden oluşmaktadır. Silindirin içerisi yanmanın başlamasıyla üç bölgeye ayrılmaktadır.



Şekil 1.3. Üç bölgeli yanma modeli

Üç bölgeli modelde, boşluk hacmi bölgesi yanmanın dışında tutulmakta, yanma gidişi iki bölgeli yanma modeli ile hesaplanarak motor proses hesapları gerçekleştirilmektedir.

Silindir içerisinde gerçekleşen yanma için Ferguson (1986)'da geçen iki bölgeli model esas alınmaktadır. Modelde aşağıdaki kabuller yapılmaktadır;

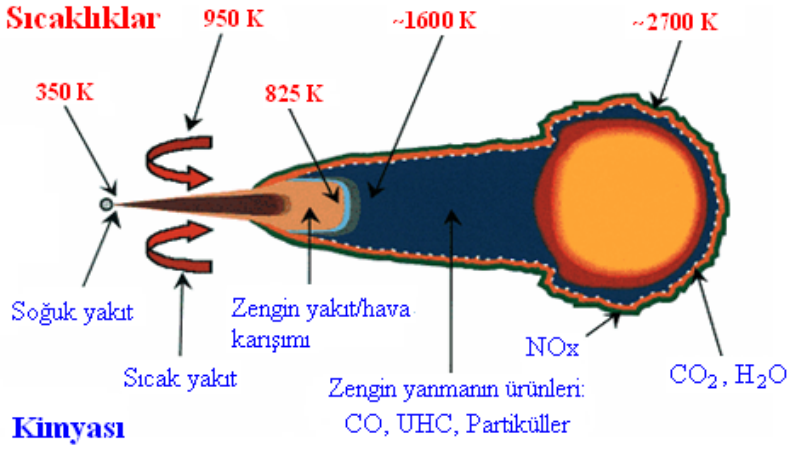
- Her bir bölgedeki basınçlar her an eşit ve homojen,
- Bölgeler arasında ısı geçişi bulunmamakta,
- Her bir bölge termodinamik ve kimyasal dengede,
- Yanma odasından gaz kaçağı bulunmamakta,
- Boşluk hacimlerinin tamamı bir boşluk hacmi olarak alınmakta,
- Artık gaz, hava ve yakıt ideal karışım oluşturmakta,
- Yanmış ve yanmamış gaz bölgelerini ayıran alev cephesi çok ince alınmakta, dolayısıyla hacmi bulunmamakta,
- Boşlukları terk eden gazın sıcaklığı silindir cidarı sıcaklığına eşit alınmaktadır.

1.3. Diesel Motorlarında Genel Yanma Teorisi

Diesel yanma yüksek basınç ve sıcaklık koşullarında oluşan kompleks, türbülanslı, üç boyutlu, çok fazlı bir süreçtir. Diesel yanmayı tanımlayan ilk çalışmalar yakıt jeti tepkimesi içinde detaylı ölçümlerin yokluğunda, fırınlar ve gaz türbinlerinde yanmanın sabit püskürtme çalışmalarına dayanmaktadır. Daha sonra, çeşitli alanların

yayılımı tarihsel ve uzayla ilgili inceleme bilgileri, alev parlaklığı buluşu, interferometri, yüksek hızda arka ışık kullanılarak direkt ölçümler yapılmıştır (Lakshminarayanan ve Aghav, 2009).

Son on yıl içinde, gelişmiş lazer tabanlı sistem kontrolü aracılığıyla, diesel yakıt jeti tepkimesinde meydana gelen sürecin ölçümü doğal ortamında detaylandırılmıştır (Dec, 1997). DI diesel yanma bütünleşmiş bir görünümü bu ve diğer görsel bilgilerden türetilmiştir (Dec ve Westbrook, 1999). Yanma Şekil 1.4' de yanma süreci tarifi idealleştirilmiş olarak sıcaklıklar ve yanma kimyası bir dizi olarak özetlenmektedir.



Şekil 1.4. Püskürtülen yakıt jetinin buharlaşma ve yanmasının gelişmiş değerlendirilmesi (Lakshminarayanan ve Aghav, 2009)

1.3.1. Yanma Kimyası

Diesel motorlarda yakıt-hava karışımının yanması ile CO_2, H_2O, SO_2, O_2 ve N_2 yanma ürünleri oluşur. Eğer tam yanma gerçekleşmemiş veya yanma ısıl parçalanmaya uğramış ise bu yanma ürünlerinin yanı sıra CO, H_2, O, H, NO gibi ürünlerde oluşur.

Motorda tam yanmanın oluşup oluşmaması yanmanın gerçekleştiği yanma odasındaki hava miktarına bağlıdır. Hesaplamaları kolaylaştırmak amacı ile yakıt 1 kg olarak kabul edilir ve bu yakıtın tam olarak yanması için gerekli olan hava miktarı ise hava fazlalık katsayısının hesaplanmasında kullanılmaktadır. 1 kg' lık yakıt,

$$C + H + O + S = 1\ kg\ yakıt \tag{1.1}$$

Biçiminde ifade edilirse, burada *C, H, O, S* sırası ile karbon, hidrojen, oksijen ve kükürdün 1 kg yakıt içerisindeki kütlesel kesirleridir.

Karbonun tam yanma reaksiyonuna göre,

$$C + O_2 \rightarrow CO_2 + \text{ısı} \quad (1.2)$$

Hidrojenin tam yanma reaksiyonuna göre,

$$2H_2O + O_2 \rightarrow 2H_2O + \text{ısı} \quad (1.3)$$

Kükürdün tam yanma reaksiyonuna göre,

$$S + O_2 \rightarrow SO_2 + \text{ısı} \quad (1.4)$$

Bu denklemlere göre tam yanma için gerekli oksijen kütlesel olarak,

$$m_{O_{min}} = \frac{8C}{3} + 8H + S - O \left[\frac{kgO_2}{kg\ yakıt}\right] \quad (1.5)$$

Oksijenin hava içerisindeki ağırlık oranının yaklaşık % 23.3 kabul edilirse, tam yanma için gerekli olan minimum hava kütlesel olarak $m_{hmin}=m_{Omin}/0.233$ ' dır. Bu değer yaklaşık 14-15 kg hava/kg yakıt değerindedir (Çakır, 2007).

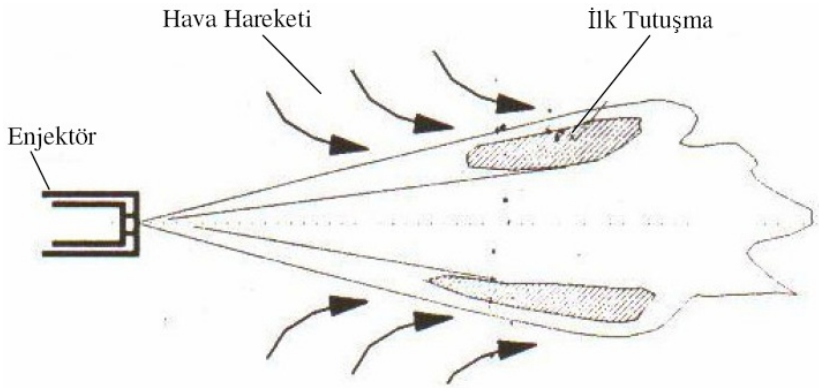
1.3.2. Yanma süreci

Benzin ve diesel motorları, çevrimin termodinamiği bakımından birbirlerine son derece benzer olmakla birlikte yanma olayının geçirdiği safhalar ve olayın kontrolü bakımından çok önemli farklılıklar ortaya koyarlar.

Diesel motorlarında yanma olayı, yanma odasına yakıtın püskürtülmeye başladığı andan, yanma ürünlerinin dışarıya atıldığı egzoz zamanı başlangıcına kadar geçen süre içerisindeki karmaşık fiziksel ve kimyasal olayları kapsamaktadır. Diesel motorlarında yanma odası içinde homojen bir karışım yoktur. Yüksek sıcaklık ve basınçtaki ortama püskürtülen yakıtın buharlaşmaya başlaması ile birlikte reaksiyonlar da oluşmaya başlamaktadır. Ancak başlangıçta, bu reaksiyonların hızları çok düşük olduğundan, basınçta belirgin bir artış görülmez. Tutuşma gecikmesi süresi sonunda,

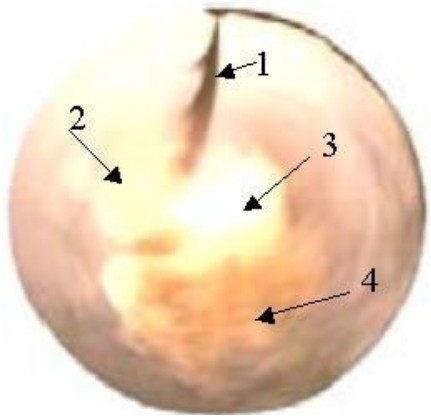
yanma odasındaki alev gözlenebilir ve basınç-hacim (*P-V*) diyagramında basınç artışı belirgin hale gelir.

Diesel motorlarında, yanmanın tutuşma gecikmesinden sonraki aşamasında, benzin motorlarında olduğu gibi yanmış bölgeden yanan bölgeye enerji ve kütle iletimi sonucunda yanmanın belli bir yön ve hızda gerçekleşmesi söz konusu değildir. Diesel motorunda yanma olayını etkileyen ve yanmayı devam ettiren, yanma bölgesindeki sıcaklık, basınç, karışım oranı ve oksijen miktarını belirleyen yerel koşullardır. Ancak yanmanın gelişimi yerel koşullara bağlı olmakla birlikte, komşu bölgelerden olan ısı ve kütle iletimi ve yanma odasındaki hava hareketleri de bu gelişime etkin olmaktadır. Pistonun ÜÖN' ye yakın bir konumunda yanma odasına sıvı halinde püskürtülen yakıt demetini oluşturan damlacıklar ısınır ve buharlaşmaya başlar. Havanın karşı basıncı tarafından frenlenen demette, damlacıklar yavaşlar ve küçük damlacıklar demetin dış kısmına doğru yönelir. Tutuşma için gerekli hava-yakıt oranı sağlandığında ilk yanma burada başlar (Şekil 1.5) (Safgönül ve ark., 1995).



Şekil 1.5. Püskürtme demetinde ilk tutuşmanın yeri

Püskürtülen yakıtta küçük taneli damlacıkların kütlelerine göre hava ile karşılaşan yüzey alanları daha büyük olduğu için buharlaşma daha hızlı gerçekleşir. Bundan dolayı yanma küçük damlacıkların bulunduğu bölgede başlar. Yanma yakıt demeti üzerinde birden fazla noktada başlayabilir. Şekil 1.6' da yanma başlangıcında bir yakıt demeti görünmektedir. Şekilde 1 numaralı bölge yakıt demetinin sıvı bölgesini, 2 numaralı bölge buhar bölgesini, 3 numaralı bölge buhar bölgesinde meydana gelen tutuşmayı alev bölgesini ve 4 numaralı bölgede alev bölgesinde oluşan is bölgesini göstermektedir (Atay, 2009).



Şekil 1.6. Diesel yanma odasında bir delikli enjektörden püskürtülen yakıtın tutuşma anındaki fotoğrafı

1.3.2.1. Yanma sürecinde "Vibe" fonksiyonu

Diesel motorlarda iş çevrimleri en basit olarak ideal çevrim olarak modellenebilir ancak bu metot iş gazında meydana gelen kimyasal değişimleri, mekanik ve ısı kayıplarını ve diğer pek çok önemli etkeni hesaba katmamaktadır. Dolayısı ile modellemenin tam ve doğru olarak yapılması analizlerin doğru yapılması açısından önemli rol oynamaktadır.

Bundan dolayı krank açısının değişimine bağlı olarak yanan yakıtın miktarını hesaplayan Vibe denklemi kullanılmaktadır. Vibe denklemi;

$$x = 1 - exp[-6.098(\alpha/\alpha_z)^{m+1}] \qquad (1.6)$$

şeklindedir. Burada;

x: Yanan yakıt miktarı. Yanmanın başlangıcında *x=0*, sonunda ise *x=1*' dir

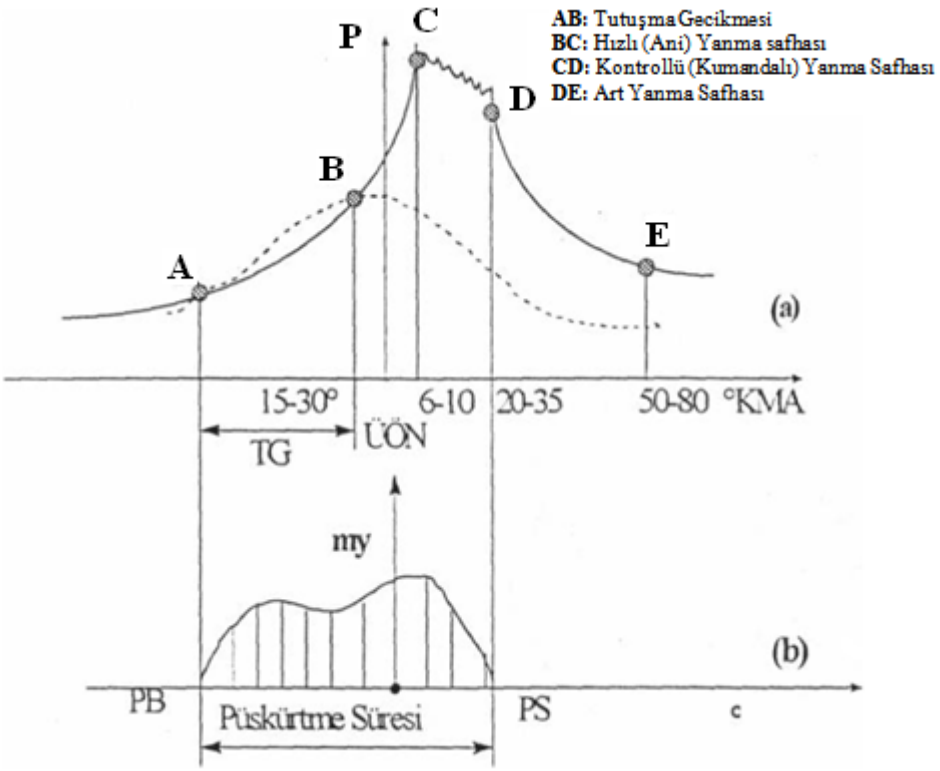
α : Krank mili açısı (KMA)

α_z: Krank mili açısı olarak yanma süresi

m: Yanma süresi için üs

1.3.3. Yanma olayının safhaları

Diesel motorlarında yanma dört kısımda incelenebilir. Bunlar tutuşma gecikmesi, hızlı (ani) yanma, kumandalı (kontrollü) yanma, art yanma safhalarıdır. Bu safhalar aşağıda izah edilmiştir.



Şekil 1.7. Bir diesel motoruna ait basınç-krank açısı ve püskürtme seyri diyagramı (Borat ve ark., 1994)

Şekil 1.7 (a)' da bir diesel motoru için tipik bir basınç-krank açısı diyagramı gösterilmiştir. Şekil (b) kısmında ise püskürtme başlangıcından (PB) püskürtme sonuna (PS) kadar olan kütlesel yakıt püskürtme miktarı görülmektedir.

1.3.3.1. Tutuşma gecikmesi (TG)

Yanma odası içerisine yakıt enjeksiyonunun başlaması ile yanmanın başlangıcı arasındaki periyot veya püskürtme başlangıcı ile tutuşma başlangıcına kadar geçen süre gecikme süresidir. Bu periyodun süresi yakıt ile havanın karışımına bağlıdır. Basınç, sıcaklık, yanma odasının biçimi ve yakıtın kalitesi bu periyodu etkileyen en önemli faktörlerdir. Basınç ve sıcaklığın yüksek olması, gecikme periyodunu kısaltır. Sıkıştırılan havanın içerisine yakıt püskürtüldüğü zaman hava ile karışır. Bunun sonucunda aşırı zengin karışım bölgesinde yanma başlar fakat fakir bölgelerde yanma daha sonra başlar. Yüksek hava hareketi (türbülans) ve homojen karışım gecikme periyodu süresini azaltır. Bu aradaki sürenin uzaması içeriye daha fazla yakıtın girmesine sebep olur. İlk tutuşmanın ardından silindire dolmuş olan tüm yakıt kontrolsüz olarak (patlayarak) yanar. Tutuşma periyodu süresince silindire püskürtülen

yakıt miktarının artması diesel vuruntusunun oluşmasına neden olur. Şekil 1.7' den anlaşılacağı gibi A noktası ile ifade edilen püskürtme başlangıcından B noktası ile ifade edilen tutuşma noktasına kadar dikkate değer bir gecikme vardır. Bu tutuşma gecikmesi olarak belirtilir.

Şekil 1.7 (a)' da tam ve kesik çizgilerle gösterilen eğriler sırasıyla yakıt-hava karışımı (firing record) ve sadece hava ile (motoring record) elde edilen basınç-krank açısı kayıtlarını ifade ederler. Doğal olarak sadece birinci durumda ateşleme olacağından iki eğri B noktasında birbirlerinden ayrılırlar. Tutuşma gecikmesi süresi daha önce de ifade edildiği gibi yakıtın buharlaşması (fiziksel tutuşma gecikmesi) ve bunu takiben tutuşma anına kadar olan ön reaksiyonların oluştuğu (kimyasal tutuşma gecikmesi) safhalarından ibarettir. Söz konusu ön reaksiyonlar benzin motorlarındaki son gaz bölgesi reaksiyonları ile aynı özelliktedir.

Yukarıda belirtildiği gibi yakıt damlacıklarının buharlaşmasının belli bir süre aldığı kabul edilmektedir. Ancak damlacıkların etrafından püskürtmenin hemen ardından bir buhar tabakası oluşmakta ve yanma bu buhar tabakasından başlamaktadır. Ondan sonraki buharlaşma ise TG' yi zaten etkilemez. Dolayısıyla buharlaşma olayının TG' ye katkısı çok fazla olmaz. Bununla birlikte tutuşma sonrası reaksiyon hızı buharlaşma hızı ile doğru orantılıdır. Keza buhar fazındaki yakıtın yanma hızı da buhar tabakasını çevreleyen havanın oksijen konsantrasyonu ile orantılıdır. Bu gözlemler diesel motorlarında yanmanın, buharlaşma tamamlanmadan önce başladığını gösterir.

Tutuşma gecikmesi süresi yaklaşık 1/1000 saniyedir. Bu zamanda pistonun silindir içinde havayı sıkıştırmasından ileri gelen basınç artışından ayrı olarak, önemli bir basınç artışı olmaz. Gecikme süresinde, yanma başlamadan önce silindirlere püskürtülen yakıt miktarı, bir çevrimde püskürtülecek tüm yakıtın % 40- % 80 kadarıdır.

Tutuşma gecikmesini etkileyen en önemli faktörler yakıt kalitesi, basınç, özellikle de sıcaklıktır. Yüksek sıcaklık ve basınç TG süresini kısaltır. Yakıt jetinin duvarlara kadar ulaşması durumunda, eğer duvarlar çok sıcak ise TG süresi önemli ölçüde kısalır. TG süresince püskürtülen yakıt miktarının değişmesi ise tutuşma gecikmesini etkilemez.

1.3.3.2. Hızlı (ani) yanma safhası

Tutuşma gecikmesi süresince yakıt silindire girmekte ve buharlaşmaktadır. Yine bu süre zarfında damlacıklar daha küçük parçalara bölünüp hava ile daha mükemmel karışmaktadır. Yanma başladığı zaman ise oksijenle temas etmekte olan yakıt büyük bir hızla yanar. Bu yanma hızı silindir içerisinde *dp/dt* basınç yükselme hızını da tayin eder.

Yüksek bir basınç yükselme hızı hareketli motor parçalarına ani bir yük uygulaması demek olacağından bu parçalarda sık sık tahribat görülür. Ani basınç yükselmesinin bir başka istenmeyen sonucu ise şiddetli bir sestir ve diesel vuruntusu olarak bilinir. Yanmanın bu ikinci safhasındaki basınç artışı şu faktörlerden etkilenir;

- Yakıtın atomizasyon derecesi; bu vasıtanın enjeksiyon sisteminin dizaynına bağlıdır.
- Gecikme süresince püskürtülen yakıt miktarı; bu da, TG süresinin uzunluğuna bağlıdır.
- Tutuşma gecikmesi süresince yakıtın hava ile karışımının ne derece iyi olduğu, karışım için kullanılan zaman, püskürtme karakteristiği ve bir dereceye kadar silindir içerisindeki hava hareketleri bu faktör üzerinde etkilidir. Uzun süren TG ve yüksek motor hızında karışım daha mükemmel olur.
- Tutuşma gecikmesi süresince silindire püskürtülen yakıtın miktarı, bu süre zarfında fazla yakıt püskürtülürse bunun bir kısmı oksijenle birleşerek basınç yükselme hızının daha da artmasına sebep olur.

Yukarıdaki açıklamalardan basınç yükselme hızı ve süresinin tutuşma gecikmesi süresi ile mutlak ilişkili olduğu anlaşılmaktadır. Tutuşma öncesi yakıt ile hava karışımına daha az imkan vermek için TG süresi kısa, motor devri de hava hareketini azaltacak şekilde düşük tutulmalıdır (Borat ve ark., 1994).

1.3.3.3. Kumandalı (kontrollü) yanma safhası

Bu safha maksimum basınçla yanmanın büyük ölçüde tamamlandığı an arasındaki bir süreyi kapsar. Ani yanma süresi sonunda sıcaklık ve basınç çok yüksek olduğundan bu safhayı takiben püskürtülen yakıt oksijen bulunca hemen yanar. Kumandalı yanma safhasında basınç eğrisinin seyri aşağıdaki faktörlere bağlıdır.

- Yakıt püskürtme hızına; özellikle silindirde hala yeterli miktarda oksijen varsa bu faktör çok etkilidir.
- Yakıt ile oksijenin temasını iyileştirecek şekilde ve şiddetli hava hareketi olmasına. Bu motor hızına ve yanma odasının şekline bağlıdır.
- Pistonun konumuna. Eğer üçüncü safhanın başlangıcı pistonun ÜÖN' den epey uzaklaştığı bir piston konumunda oluyorsa o zaman hacim değişiminin basınç üzerindeki etkisi belirgindir.

Yakıtın püskürtülmesi tutuşmadan önce tamamlanmışsa, o zaman üçüncü safhada basınç eğrisinin seyrini ani yanma safhasında gerekli oksijeni bulamamış yakıt damlacıkları tayin etmektedir.

Verimin yüksek olabilmesi için yanmanın ÜÖN' ye mümkün mertebe yakın tamamlanması gerekir. Bu bakımdan üçüncü safhada oksijen/yanmamış yakıt oranın yüksek, karışımın çabuk ve mükemmel olması istenir. Yakıtın püskürtülmesi, tutuşmadan önce tamamlanmış bile olsa, kötü bir püskürtme karakteristiği üçüncü safhadan yanmanın uzun sürmesine sebep olabilir. Düşük devirli dieseller' de olduğu gibi püskürtmenin üçüncü safhaya da sarktığı durumlarda, karışım hızı yanı sıra püskürtme hızı da yanma olayını etkiler. Bu motorlar üçüncü safhada yakıt-hava karışımını çok etkili kılacak şekilde dizayn edilmelidir (Borat ve ark., 1994).

1.3.3.4. Ard yanma safhası

Motor veriminin yüksek olması için kısa sürmesi istenen bir safhadır. Yanma sürecinde maksimum sıcaklığa ulaşıldıktan sonra art yanma safhası başlar. Bu safhada çok zengin karışımlarda eksik yanmış yanma ürünleri de art yanma sırasında yanarlar (Safgönül ve ark., 1995).

Genişleme zamanında gerçekleşen art yanma ÜÖN' den sonra 70-80^{o} KMA kadar devam eder. Daha önce püskürtülen ve yanma fırsatı bulamayan yakıt, genişleme zamanında oksijen buldukça yanar. Yanmanın egzoz zamanına geçilmeden önce tamamlanması gerekmektedir. Çok uzun art yanmada silindir yüzeylerinin silindir kapağının, piston baş kısmının aşırı ısınmasına, segman yuvalarında karbon ve yapışkan artıklar oluşmasına neden olur (Bilginperk, 2003; Karasu ve Yelken, 1997).

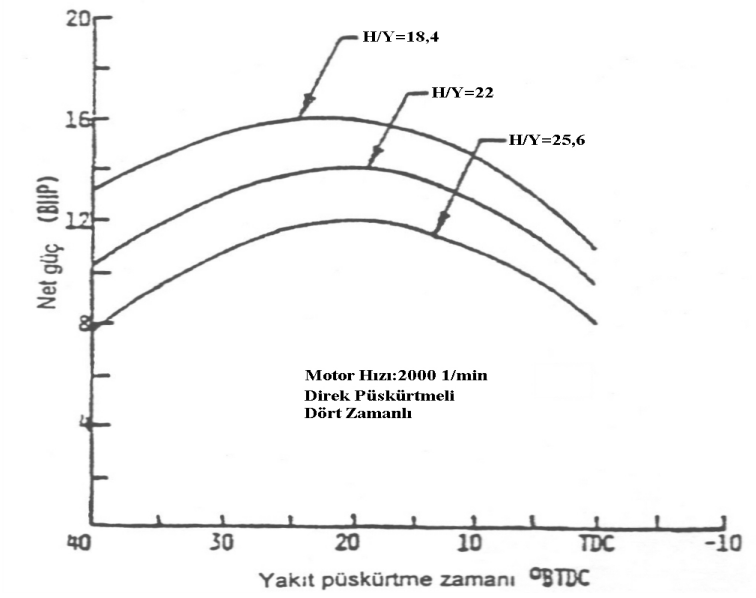
1.4. Yanmaya Etki Eden Faktörler

Diesel motorlarında yanma odası şekli ve yakıt püskürtme sisteminin tasarımı, yanma hızı, basınç yükselme hızı gibi performans faktörlerine önemli ölçüde etkilemektedir. Yanmaya etki eden çalışma parametreleri aşağıda açıklanmaktadır.

1.4.1. Püskürtme avansının etkisi

Püskürtme geç olursa yakıtın tutuşması da geç olacağından, basınç yükselme hızı (*dp/dt*) yüksek olmasına rağmen maksimum ve ortalama efektif basınçlar düşük olur. Tutuşmanın daha da gecikmesi durumunda, basınç yükselme hızı ve ortalama basınç da düşük olacaktır. Bu durumda, yanma oldukça kötü, verim de çok düşük olur.

Şekil 1.8' de püskürtme avansının yanmaya ve dolayısıyla ortalama efektif basınca olan etkisi gösterilmektedir. Şekilden de anlaşılacağı üzere yakıtın ÜÖN' den önce püskürtülmesi durumunda sıkıştırma sonu sıcaklığı ve basıncı düşük olmaktadır. Bunun nedenlerinden biriside TG' nin uzaması ve buna bağlı olarak sıkıştırma işinin artmasıdır. Diğer bir neden ise, giriş havası (emme) basıncının azalmasıdır. Aşırı doldurmalı motorlarda giriş basıncının düşmesi, aynı zamanda püskürtülen yakıt miktarının da düşmesine neden olmaktadır (Sönmez, 2006).



Şekil 1.8. Püskürtme avansının motor gücüne etkisi (Karakuş, 2000)

1.4.2. Karışım oranının etkisi

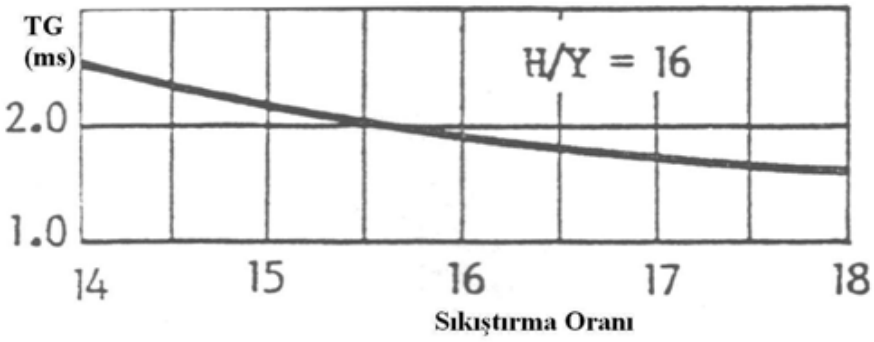
Diesel motorlarında yakıt; silindire sıvı olarak püskürtülür ve içeride buharlaşır. Dolayısıyla, buharlaşmanın bölgesel durumuna bağlı olarak, silindir içerisindeki Y/H oranları homojen bir dağılım göstermez. Sadece havanın bulunduğu noktalardan, sadece buharlaşmamış yakıt damlacığı bulunan noktalara kadar değişik Y/H oranları mevcuttur. Bu yüzden püskürtülen yakıt miktarından ziyade buharlaşan yakıt miktarı önem arz etmektedir.

Yanma, en uygun Y/H oranlarının olduğu noktalardan başlar. Bu nedenle Y/H oranının TG üzerinde doğrudan etkisi yoktur. Ancak, dolaylı olarak Y/H oranının azalması TG' nin artmasına yol açmaktadır. Yani TG' nin artması fakir karışımlarda açığa çıkan yanma ısısının ve buna bağlı olarak silindir cidar sıcaklığının düşük olmasından kaynaklanır.

Y/H oranının en önemli etkisi emisyonlarda görülür. Tam yükte, Y/H oranı ayarlanırken duman sınırı esas alınır. Bu sınır değer aşıldığı takdirde fazla yakıt ile havanın karışımı için yeterli zaman olmayacağından yakıtın büyük bir bölümü kısmen yanmış veya yanmamış olarak dışarı atılır. Dolayısıyla duman emisyonu artar.

1.4.3. Sıkıştırma oranının etkisi

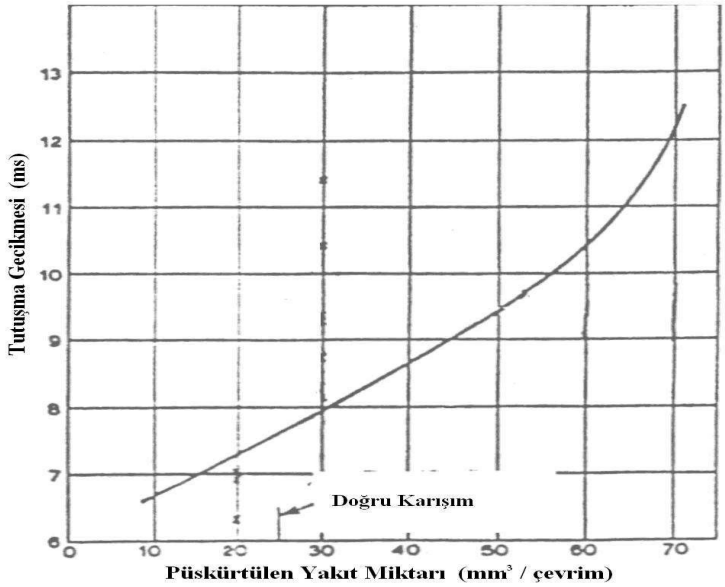
Sıkıştırma oranının yükseltildiği durumlarda sıkıştırma sonu sıcaklığı ve basıncında artış olması sebebiyle *dp/dt* değerinin yükselmesi gerekirken yapılan deneysel çalışmalarda buetkinin fazla olmadığı tespit edilmiştir. Şekil 1.9' da sıkıştırma oranın tutuşma gecikmesineolan etkisi görülmektedir.



Şekil 1.9. Sıkıştırma oranın tutuşma gecikmesine olan etkisi (Karakuş, 2000).

1.4.4. Püskürtülen yakıt miktarının etkisi

Şekil 1.10' da Püskürtülen yakıt miktarının yanmaya olan etkisi görülmektedir. Şekilden de anlaşılacağı üzere, sıkıştırma sonu sıcaklığı ve basıncı yüksek olduğundan püskürtülen çok az yakıt miktarı bile yüksek bir termik verimle yanmaktadır. Püskürtülen yakıtın enjeksiyon hızı yerine, püskürtme süresi değiştirildiği zaman kısa tutuşma gecikmesi süresince daha az yakıt püskürtülmekte ve böylece yanmanın ikinci safhasında basınç değişim hızında (*dp/dt*) bir azalma görülmektedir.



Şekil 1.10. Püskürtülen yakıt miktarının yanmaya olan etkisi (Karakuş, 2000)

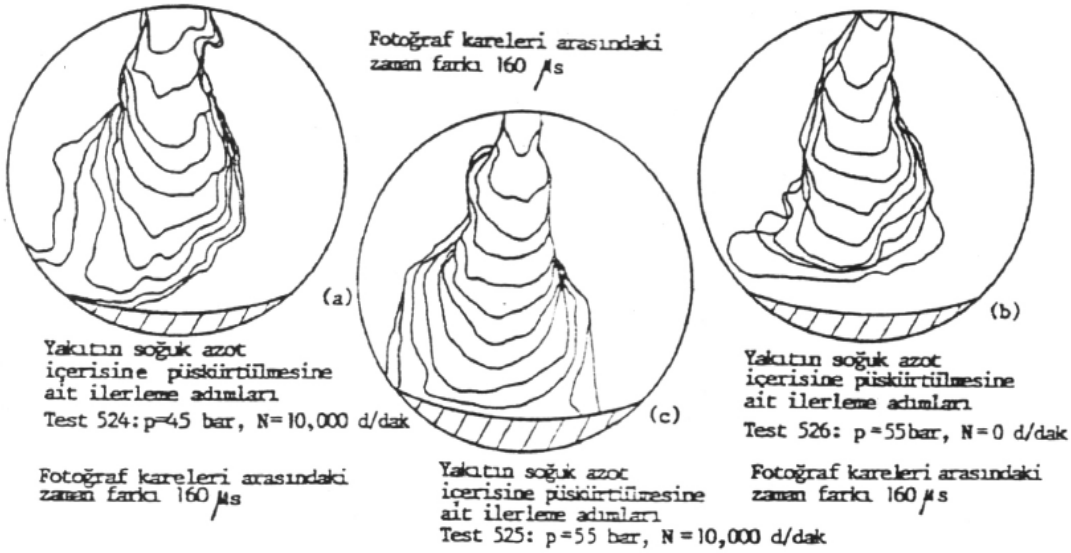
Yüksek devirli diesel motorlarında tutuşma gecikmeli yakıtların kullanılması ve yanmanın başlamasından sonra etkili bir karışımın temini önemlidir. Bu yüzden yüksek setan sayılı yakıt kullanılması gerekmektedir.

1.4.5. Motor devrinin etkisi

Düşük motor devirlerinde TG süresince daha az yakıt birikeceğinden basınç artış hızı ve miktarı düşük olmaktadır. Yüksek ve düşük devirlerde TG süresi aynı olmasına rağmen iyi bir türbülans sağlayan motorda yüksek devirlerde yakıt miktarı ve aynı sürede daha iyi bir karışım mümkün olacağından daha az etkili hava hareketi sağlayan motora nazaran sadece yakıt miktarının fazla olmasından dolayı *dp/dt* oranı daha yüksektir.

1.4.6. Türbülansın etkisi

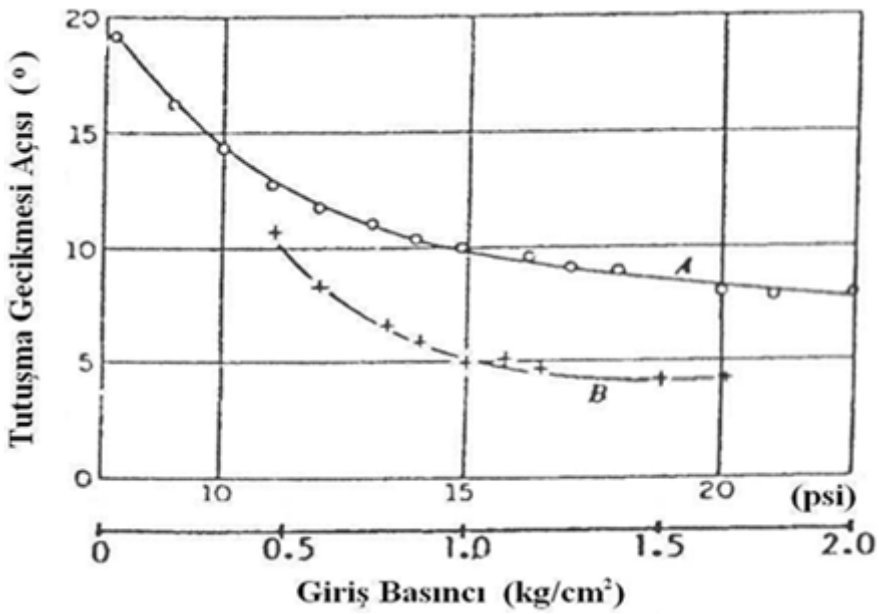
Şekil 1.11'de türbülansın yanmaya olan etkisi görülmektedir. Hava hareketi karışım hızını doğrudan etkileyen önemli unsurdur. Hava hareketinin fazla olması aynı karakteristiklere sahip yakıt huzmelerinin cidarlara ulaşması ve girdap etkisine girmesini mümkün kılmaktadır. Bu yüzden, püskürtme karakteristikleri ile hava hareketleri arasında yanma verimi yönünden optimum bir nokta bulunmalıdır.



Şekil 1.11. Türbülansın yanmaya olan etkisi (Borat ve ark., 1994)

1.4.7. Hava giriş sıcaklığı ve basıncının etkisi

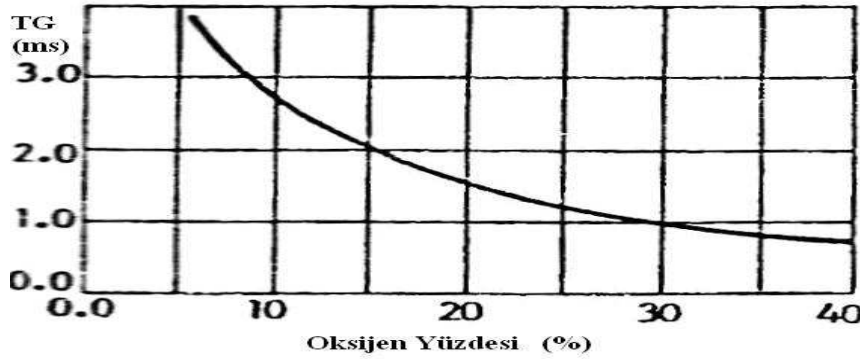
Şekil 1.12.' de hava giriş basıncının yanmaya olan etkileri görülmektedir. Şekilden de anlaşılacağı üzere artan giriş basıncı tutuşma gecikmesini ve *dp/dt* oranını azaltmaktadır. Bu azalma temel olarak sıcaklık artışından kaynaklanmaktadır. Giriş basıncı arttıkça dolgu miktarı da artacağından daha fazla yakıt enjekte edilerek motor gücü arttırılabilmektedir. Motor soğutma suyu sıcaklığı ve hava giriş sıcaklığının fazla olduğu durumlarda TG ve *dp/dt* oranı azalmaktadır. Ancak, hava miktarında da azalma olacağından maksimum güç düşmektedir.



Şekil 1.12. Hava giriş basıncının yanmaya olan etkileri (A. Düz yanma odalı, B. Bölünmüş yanma odalı) (Karakuş, 2000)

1.4.8. Karışımdaki oksijen yüzdesi

Hava yerine sadece oksijen kullanmanın birim hacim başına açığa çıkan enerji miktarını yaklaşık beş kat arttırır. Şekil 1.13' de oksijen yüzdesinin tutuşma gecikmesine etkisi görülmektedir. Karışımdaki artan oksijen yüzdesi enerji açığa çıkma hızını arttırarak tutuşma gecikmesini azaltır (Borat ve ark., 1994).



Şekil 1.13. Oksijen yüzdesinin tutuşma gecikmesine etkisi (Borat ve ark., 1994)

1.4.9. Aşırı doldurmanın etkisi

Aşırı doldurma hem giriş basıncını olduğu kadar giriş sıcaklığını da arttırır. Her iki artışta tutuşma gecikmesini azaltıcı yöndedir. Dolayısıyla aşırı doldurma düşük

basınç yükselme hızı ve maksimum basıncın giriş basıncına oranı bakımından aynı motorun aşırı doldurmasız haline kıyasla büyük bir üstünlük arz eder (Karakuş, 2000).

1.5. Diesel Yakıtı Bileşenleri ve Özellikleri

Diesel yakıtı farklı özelliklere sahip olan(kaynama noktası, yoğunluk vb. gibi)hidrokarbonların bileşimlerinden oluşmuş karmaşık bir karışımdır. Diesel yakıtı yaklaşık % 45.5 parafin, % 25.5 naftalin, % 29 aromat bileşenlerini içermektedir. Diesel yakıtı bileşenleri için bu oranlar farklı coğrafi bölgelerde değiştiğinden dolayı diesel yakıtının özellikleri için literatürde yaygın bulunan veriler kullanılmalıdır. Bu yüzden diesel yakıtı için özellikler Çizelge 1.2' de verilmiştir. (Kolev, 2007).

Çizelge 1.2. Diesel yakıtı için özellikler

	[12] p. 282	[3] p. 915 hafif diesel	[3] p. 915 ağır diesel	[2] Gasyağı	[12] n-Heptan	[12] n-Octan	[17] diesel
Formül		$C_nH_{1.8n}(l)$	$C_nH_{1.7n}(l)$		$C_7H_{16}(l)$	$C_8H_{18}(l)$	
% kütle bileşimi							
Karbon	86.5	86.9	87.6	87	84	84.2	
Hidrojen	13.2	13.1	12.4	13	16	15.8	
Kükürt	0.3	0	0	0			max 0.2
Kül							Max 0.01
Su mg/kg							200
Kül							
Moleküler ağırlık	148.6 [12] p.133	≈ 170	≈ 200		100	114	
Yoğunluk kg/m^3	840 (15.6°C,1atm)	840-880 (0°C, 1atm)	820-950 (0°C, 1atm)	820-860	683.8 (20°C,1atm)	702.5 (20°C,1atm)	820-850 (15°C,1atm)
Setan sayısı	52				56		47.4-63.9
Baslangiç kaynama nok.	180				98.4	125.67	≈ 160, p. 72
% 10 hac. , ^{0}C	230						
% 50 hac. , ^{0}C	270						
% 65 hac. , ^{0}C							250 e kadar
% 85 hac. , ^{0}C							350 e kadar
% 90 hac. , ^{0}C	320						
% 95 hac. , ^{0}C							350 e kadar
Son kaynama noktasi	340						
Kendiliğinden tutuşma				206.85			
Donma noktası.					-90.61	-56.80	
Bulutlanma noktası	12 ile 3						
Buharlaşma ısısı	192 de ort. kaynama nok.	270	230		316.3'da kaynama nok.	302.2'da kaynama nok.	731, p.72
Kinematik vizkozite, m^2/s	5x10-6 at 15.6°C, 3 at 37.8°C						3.8x10-6 20°C'de 2.4 to 2.6x10-6' ye 40°C'de, p. 10, 11

1.5.1. Yoğunluk

Yoğunluk çeşitli yakıt ve yağları birbirinden kolay ve çabuk ayırabilecek özelliklerden biridir. Ham petrolden üretilen yakıtların ve yağların yoğunluklarının tayin edilmesi, bunların tanınması yönünden önemlidir.

Yoğunluk sıcaklıkla az çok değişir. Teknik ölçümlerde ölçü sıcaklığı 20 °*C* belirlenmiş olsa da ticarette çoğu zaman 15 °*C* ile hesaplanır. Ölçmeler başka sıcaklıklarda yapılmışsa, değerler düzeltilmelidir. Genel olarak bunun için şu formül kullanılır (Uçar, 2006):

$$\rho_{(15)} = \rho_{(T)} + 0.723(T - 15) \qquad (1.7)$$

Burada;

T : Ölçüm esnasındaki yakıtın sıcaklığı (°*C*)

p(T) : Ölçülen yoğunluk (kg/m^3)

p(15) : 15 °C' ye indirgenen yoğunluktur (kg/m^3) (Acaroğlu, 2007)

1.5.2. Viskozite

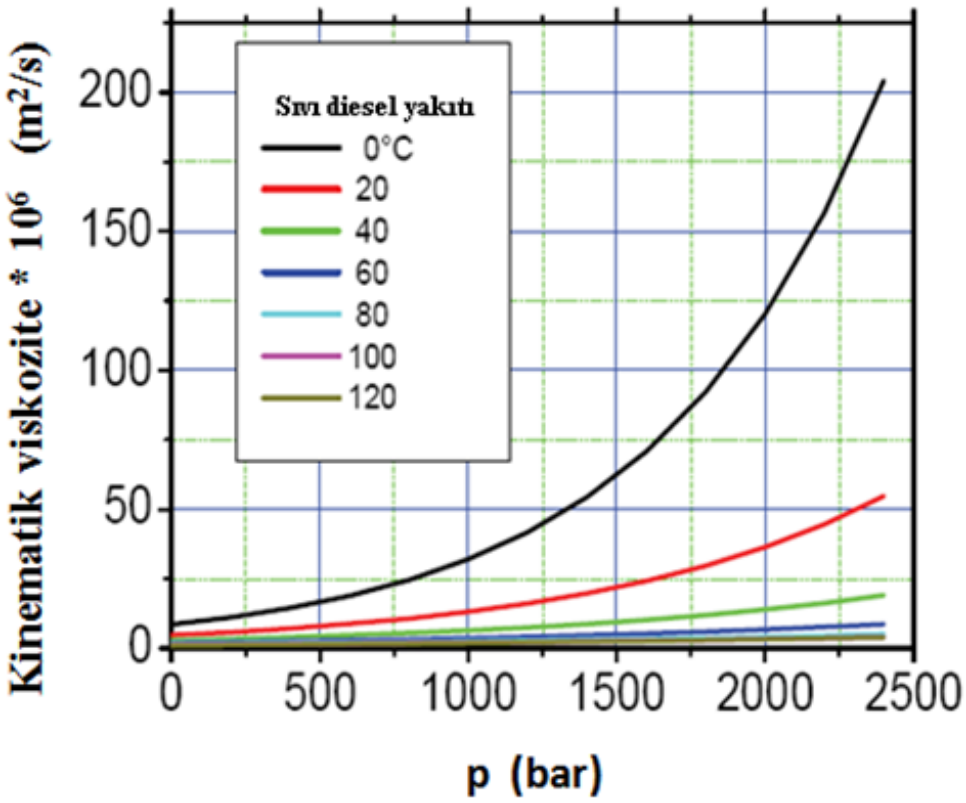
Viskozite, bir akışkanın çekim ve sürtünme kuvvetleri nedeniyle akma eğilimine karşı gösterdiği iç dirençtir. Bu yönden, viskozite veya içsel sürtünme, bir sıvının çeşitli tabakalarının birbiri üzerindeki hareketinin karşılaşacağı zorluk halinde kendini gösterir. Yani viskozite derecesi bir sıvının iç sürtünmesi için bir ölçüdür. Sıcaklık artıkça viskozite azalır, basınç artıkça artar. Viskozite diesel yakıtlarında soğuk havalarda daha çok rol oynar. Viskozite sıcaklığa bağlıdır.

Uygun viskoziteli bir yakıtın seçimi sadece pompalama ve püskürtme sistemleri ile ilgili olarak değil, aynı zamanda yanma olayında da önemlidir. Viskozite yakıt zerrelerinin büyüklüğünü kontrol ettiğinden, iyi bir yanma ve hava yakıt karışımı elde etmede önemli faktör olan atomizasyon ve dağılma derecelerini de tayin eder. Çok viskoz olan yakıtlar nispeten soğuk olan silindir duvarlarına çarpmadan zerreler halinde ayrılmazlar. Onun için yanma dumanlı olur. Diğer taraftan çok hafif yakıtlar iyi bir hava yakıt karışımı meydana getirecek şekilde yeterli olarak nüfus edemezler.

Sıvı diesel yakıtı için basınç ve sıcaklığın bir fonksiyonu olarak kinematik viskozite ifade edilirse (Siemens, 2003);

$$\log_{10}(10^6 v) = 8.67271 - 0.04287T + 5.31710\times10^{-5}T^2$$
$$+(0.00538 - 2.78208\times10^{-5}T + 3.74529\times10^{-8}T^2)10^{-5}p \qquad (1.8)$$

Denklem (1.8)' den parametre- sıcaklığa göre basıncın bir fonksiyonu olarak kinematik viskozite Şekil 1.14' de gösterilmiştir.



Şekil 1.14. Basıncın bir fonksiyonu olarak kinematik viskozite. Parametre-sıcaklık (Kolev, 2007)

1.5.3. API gravite

Petrol ve petrol ürünlerinin tanınmasında çok önemli olan yoğunluğun, 0.7236 gibi sayılarla belirlenmiş şekillerini, akılda tutmak zor olmaktadır. Bu nedenle tam veya tama yakın sayılar ile ifade edilebilecek bir sistem arayışına gidilmiştir. API Gravite sisteminde, yoğunluğun, 10 20 30...100 gibi sayılar ve bunların virgülden sonra iki haneli halleri ile ifade edilebilen bir sistemdir. API Gravite ifadesi;

$$API\ Gravite = \frac{141.5}{yoğunluk} - 131.5 \quad (1.9)$$

Diğer petrol ürünlerinde olduğu gibi diesel yakıtları ve pilot yakıtlar genellikle $60°F$' a göre ayarlanmış hacim esasına göre tanımlanır. Gravite, sıcaklık ve yakıtın miktarı bilindikten sonra standart çizelgelerden, $60°F$' deki hacim tayin edilebilir.

1.5.4. Anilin noktası

Anilin noktası, eşit hacimde anilin ve numunenin, minimum kritik çözünme sıcaklığıdır. Anilin, aromatik hidrokarbonları her zaman fakat parafinikleri yalnız sıcakta eritebilen bir erit kendir. Anilin ile motorin karıştırılır ve ısıtılır, sıcakta motorin anilin içinde tamamen erir, fakat eriyik soğumaya bırakıldığında parafinlerin yavaş yavaş ayrılmaya başladığı görülür. İşte bu ayrılmanın sonuçlanıp eriyip içinde iki ayrı tabakanın meydana geldiği sıcaklık derecesi, "Anilin Noktası" olarak tarif edilir. Anilin noktası testi diesel yakıtındaki parafinik yapılı hidrokarbonların nispetini gösterir. Anilin noktasının yüksek oluşu yakıtta parafinik hidrokarbon nispetinin yüksek olduğu anlamındadır. Parafinik hidrokarbonların kolay yanma hassası yüksek olduğundan diesel yakıtlarında tercih edilirler.

1.5.5. Setan sayısı

Yakıtın kendiliğinden tutuşabilirliğinin bir ölçüsüdür. Motor performansı ve egzoz gazı emisyonları ile yayılan gürültü seviyesi için önemli bir karakteristik özelliktir.

Setan sayısı tayininde de iki ayrı sıvı belli oranlarda karıştırılarak numune yakıtın vuruntusuna eşit vuruntu yapan durum setanın %' si olarak tespit edilir. Meselâ % 45 setan ve % 55 alfa - metil naftalin karışımının standart test motorundaki vuruntusu, setan sayısı tayin edilecek diesel yakıtının vuruntusuna eşit ise bu yakıtın setan sayısı 45' dir denir. Setan sayısının tayini zor, pahalı ve zaman alan bir tecrübe metodu olduğundan setan sayısı yerine, bu değer hakkında bir bilgi verebilecek olan "Diesel indeks" hesapla bulunur. Bu sayı diesel yakıt şartnamelerinde yer almıştır.

1.5.6. Diesel indeks

Diesel yakıtının setan sayısının ölçülmesi pratik bir iş olmadığı için, bunu ifade eden ve "Diesel indeks" adı verilen bir sayı kullanılmaktadır. Diesel indeks formüller vasıtasıyla hesaplanır ki bunun için anilin noktası ve API gravite gibi ifadelerin bilinmesi gereklidir.

$$Diesel\ İndeks = \frac{API\ Gravite\ (60°F) \times Anilin Noktası\ (°F)}{100} \qquad (1.10)$$

Yahut da Nomograf denilen çizelgeler vasıtasıyla hesap edilir. Normal diesel yakıtının setan sayısı 45 olmalıdır. Netice olarak yakıtın diesel indeksi yükseldikçe kendi kendine tutuşma kabiliyeti artar. Diesel indeksi ile setan sayısı arasında yakın bir ilişki vardır. Bu husus çizelge 1.3' ün incelenmesinden de anlaşılabilir (Acaroğlu, 2007).

Çizelge 1.3. Diesel indeks ile setan sayısı arasındaki ilişki

Diesel İndeks	Setan Sayısı	Diesel İndeks	Setan Sayısı
0	18	50	50
5	20	55	53
10	24	60	56
15	28	65	59
20	30	70	62
25	34	80	65
30	37	85	68
35	40	90	71
40	43	95	75
45	46	100	78

45 ilâ 50 arasındaki setan sayısı ve diesel indeksi aşağı yukarı aynıdır. 45' in altında değerlerde diesel indeksi setan sayısından küçük, aksine 50' nin üstündeki değerlerde ise büyüktür. Normal diesel yakıtının diesel indeksi asgarî 45 olmalıdır.

1.5.7. Isıl değer

Yakıtlardan istenen özelliklerden biride ısıl değerleridir. Yanma sonucu oluşan ürünlerin, yanma öncesi referans bir sıcaklığa göre toplam entalpilerinin yakıt kütlesine bölünmesiyle elde edilen değere ısıl değer denir. Eğer ürünlerdeki su yoğuşmuş kabul

ediliyorsa söz konusu değere, yakıtın üst ısıl değeri veya yanma ısısı denir. Eğer su, buhar fazda gösterilmişse bu değere yakıtın alt ısıl değeri adı verilir.

Verim hesaplamalarında yakıtın alt ısıl değeri esas alınır. Isıl değeri yakıttan elde edilecek enerjinin miktarını etkilemektedir. Bir yakıtın ısıl değeri ne kadar yüksek ise o yakıttan elde edilecek enerjide o kadar yüksek olmaktadır. Yakıtın ısıl değeri düşük olursa, yakıtın yanması sonucu ortaya çıkan ısı enerjisi düşük olur böylece sistemden elde edilecek enerjide düşük olacaktır. Motorlarda bu enerjinin düşük olması motordan elde edilecek mekanik enerjinin az olmasını ve motorun gücünün düşük olmasına neden olacaktır. Dolayısıyla motorda oluşan sürtünmelerden dolayı oluşacak kayıpları da göz önünde bulundurursak; motordan istediğimiz performansı elde etmemiz için daha fazla yakıt yakmamız gerekecektir. Fazla yakıt yakmamız motorun özgül yakıt tüketimini artırır, yakıt tüketiminin fazla olmasına neden olur. Egzozdan atılacak zararlı emisyonun artmasına da neden olacaktır.

1.5.8. Kalori değeri

Yakıtlarda kalori değeri çok önemli bir faktördür. Çünkü motorun silindirlerinde yandığı zaman motorun üretebileceği güç miktarı, yakıtın verebileceği kalorifik enerjiye bağlıdır. Yakıtların kalori değerini ifade edebilmek için genel olarak kullanılan birim kcal' dır. Kalori değeri DİN 51900-3 test metoduna göre belirlenmektedir.

1.5.9. Donma noktası

Diesel yakıtları soğuyunca, parafin mumu dediğimiz maddeler kristalleşerek bulanıklık meydana getirirler, daha fazla soğursa yakıt akıcılığını kaybeder. Diesel yakıtındaki parafin mumu, ham petrolün cinsine göre farklılık gösterir. Parafin mumunun giderilmesinin maliyeti büyük olduğundan rafinerilerde, bununla ilgili bir işlem yapılmaz. Diesel yakıtının kısmen donması, yani bulanık olması halinde, yakıt akıcı olmasına rağmen, parafin kristalleri yakıt filtresini tıkar. Bunu önlemek için, yakıta ilave edilen katkı maddeleri, parafinin kristalleşmesini önlemez. Fakat taneciklerin, çok küçük (mikro kristal) olmasını sağlar. Bu da filtrenin tıkanmasını önler.

1.5.10. Akma noktası

Akma ya da katılaşma noktası, motorun düşük sıcaklıklarda çalıştırılması sırasında önem kazanmaktadır. Katılaşma durumunda, gerekli yakıt akısı sağlanamayacağından motor çalışmayacaktır. Akma noktası sıcaklığı, motor çalışmasını garantiye almak üzere, ortam sıcaklığının 5-100 °*C* daha altında olmalıdır (Karakuş, 2000).

1.5.11. Alevlenme noktası

Sıvı bir yakıtın yanabilmesi için, bu yakıtın buharı ile havanın belirli oranlar dâhilinde karışmış olması gerekir. Bir yakıt ne kadar kolay buhar haline gelebilirse, hava ile yanıcı bir karışım oluşturması da o derece kolay olur. Yakıtın bu kolay yanabilme özelliği, alevlenme noktası ile tespit edilir. Yanıcı bir cismin alevlenme noktası bu cismin hava ile yanıcı karışım meydana getiren bir buhar çıkardığı en düşük sıcaklık derecesine denir.

Alevlenme noktası; hem resmi depo talimatları yönünden gereklidir hem de motorda kullanılabilmesi için, ön ısıtmaya gereksinim gösterip göstermediğinin belirtilmesi yönünden önemlidir. Parlama noktası risk sınıflamasında çok önemlidir. Taşıma ve depolanma için parlama noktasının yüksek olması istenir. Diesel yakıtının parlama noktası 74 °*C* olmasına rağmen; bitkisel yağların parlama noktası 300 °*C'* den yukarıda, biyomotorinin parlama noktası ise 220 °*C* civarındadır.

1.5.12. Atmosfer basıncında ortalama kaynama noktası

Diesel yakıtında belirlenen bileşiklerin farklı kaynama noktaları olduğundan dolayı tek bir kaynama noktasına sahip değillerdir. Son sıvı molekülü buharlaşıncaya kadar belirlenen basınçtaki sıcaklık kaynama başlangıcı sıcaklığı için daha doğru olur. Bundan dolayı atmosferik basınçta referans bir kaynama sıcaklığı seçilecektir.

1.5.13. Kritik sıcaklık, kritik basınç

Sıvı-buhar sistemi kritik noktası sıvı ve buhar arasındaki özelliklerden başka hiçbir fark olmadığını belirterek bir (T_c, p_c) noktası tanımlamaktadır. Diesel yakıtı için kritik nokta bilinmiyor. N-heptan ve n-oktan için kritik nokta yönlendirmesinden Reid buhar basıncını kullanarak

$$log\, T_c = A + B\, log \frac{\rho_{ref}}{\rho_{H_2O,ref}} + C\, log\, T'_{1bar} \tag{1.11}$$

denklemi elde edilir.

Çizelge 1.4' den hidrokarbonlar için sabitler ve sıcaklıklar sonucu ağırlıklar kullanarak kütle konsantrasyonlarını elde ederiz.

Çizelge 1.4 Kritik sıcaklık hesaplamaları için sabitler (Reid ve ark., 1971)

Hidrokarbonlar	**A**	**B**	**C**
Parafinler	1.359397d0	0.436843d0	0.562244d0
Naftalinler	0.658122d0	0.071646d0	0.811961d0
Aromatikler	1.057019d0	0.227320d0	0.669286d0

Reid ve ark. (1971) tarafından kritik basıncı hesaplamak için önerilmiş birkaç yöntem vardır. Fakat bunun için şimdiye kadar elde edilen deneysel bilgiler yeterli değildir. Bu nedenle n-heptan ve n-oktan değerler' den yaklaşık olarak kritik basınç seçilir.($p_c = 30{\times}10^5 P_a$)

1.5.14. Destilasyon (uçuculuk)

Uçuculuk, diesel motorlarında kullanılan yakıtın yanması, çalışmayı kolaylaştırmak, dumansız bir yanma ve iyi bir karışımın temin edilebilmesi için gerekli olan bir özelliktir. Uçuculuk ölçüsü olan destilasyon değeri azaldıkça yanma daha iyi ve çabuk olur. Düşük uçuculuk özelliğine sahip olan yakıtlar dumanı azaltmak ve en iyi güç temin edebilmek maksadıyla yüksek hızlı motorlar için daha uygundur. Damıtma

özellikleri uçuculuk göstergelerini vermektedir. Normal setan sayılı bir diesel yakıtının kaynama dereceleri 180-300$^{\circ}C$ arasında değişmektedir (Nişancı, 2007).

1.5.15. Kükürt miktarı

Düşük sıcaklıkta ve kesintili çalışmalarda yüksek kükürt miktarı diesel motorlarında sorun yaratmaktadır. Diesel yakıtının ihtiva ettiği bu kükürt miktarı en mühim karakteristiklerinden biridir. Yakıt içerisinde kükürt varsa bu kükürtle yakıt beraber yanar, kükürt dioksit veya daha fazla oksijenle birleşerek kükürt trioksit meydana getirir. Yakıtın yanmasından meydana gelen su buharıyla kükürt'ün birleşmesinden meydana gelen sülfürik asit (HSO) çok şiddetli bir aşındırıcı olduğu için motor elemanlarının aşınmasına sebep olur. Bu sebepten dolayı yakıttaki fazla kükürt motor için büyük tehlike arz eder.

1.5.16. Kül ve tuz miktarı

Bazı ağır yakıt ve yağların içerisinde bir miktar katı pislik veya maddeler bulunur. Bunların bir kısmı yanıcıdırlar. Bu yönden motor için bir sakınca oluşturmazlar. Bir kısmı ise; yanıcı değildirler. Bunlara kül denir ve motor silindirleri içerisinde istenmeyen bir bakiye olarak kalırlar ve aynı zamanda silindirleri aşındırıcı etkileri vardır. Ayrıca diesel motorlarında özellikle püskürtme sisteminin aşınmasına ve arıza yapmasına neden olurlar. İyi diesel yakıtlarının kül miktarları % 0.05' in altında, maksimum miktarı ise % 0.10 olmalıdır.

1.5.17. Yakıtlardaki su miktarı

Yakıtların içinde su bulunması, patlama veya yanmanın düzenli olmaması ve ısıl değerin düşük olması sonucunu ortaya çıkarır. Eğer yakıtta su varsa, soğuğa dayanıklılık azalır. Bitkisel yağlar temelde su içermezler. Ancak bitkisel yağların üretimi ve depolanması esnasında içerisine su karışabilmektedir. Yakıtların belli oranda su içermeleri motor için bir dezavantaj değildir. Su/yakıt emülsiyon oranının uygun olması durumunda yanma sıcaklığını ve NO_x emisyonlarını azaltabilir. Ancak yüksek basınçlı enjeksiyon sistemlerinde su yakıttan ayrılarak enjektör sisteminde bölgesel

çürümelere sebep olabilir. Bitkisel yağlar için prEN ISO 12937’ ye göre belirlenen maksimum değer kütlenin % 0.075’ i geçmemelidir

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

İçten yanmalı motorlar konusunda literatür incelendiğinde, motor tipine, kullanılan yakıta ve motor çalışma şartlarına bağlı olarak farklı yapıda yanma karakteristikleri ortaya çıkabilmektedir.

Doğal gaz yakıtlı motor kullanılarak Kesgin ve Safa (2005) tarafından yapılan çalışmada, motor parametrelerinin performans ve emisyonlar (HC ve NO_x) üzerindeki etkileri bilgisayar programı ile hesaplanmıştır. İki bölgeli yanma modelinin esas alındığı çalışmada, piston ve segmanlar arasında oluşan boşluk hacmi üçüncü bölge olarak modele eklenmiştir. Üç bölgeli yanma modeli kullanılarak, özellikle HC emisyonları bakımından daha hassas sonuçlar elde edilmiştir.

Kesgin (2004) tarafından turbo şarjlı, fakir karışımlı motorda tasarım ve işletme parametrelerinin motor ısıl verimi ve NO_x emisyonu üzerindeki etkisi incelenmiştir. Çalışmada, genetik algoritma ve yapay sinir ağları kullanılmıştır. Optimum çalışma koşullarının belirlenmesi sırasında motor ısıl verimindeki artışla birlikte NO_x düzeyi de artmıştır. Ancak, içten yanmalı motorlardaki emisyon sınırlaması olan 250 mg/Nm^3 sınırı içerisinde sonuçlar elde edilmiştir.

Rakapoulos ve ark. (2004) tarafından doğrudan püskürtmeli (DI) diesel motoru iki bölgeli yanma modeli ile incelenmiştir. Yanma odası, havadan oluşan yanmamış gaz bölgesi ve yakıtın dışarıdan verildiği, havanın ise yanmamış bölgeden geçtiği homojen yanmış gaz bölgesinden oluşmuştur. Enjektör nozul deliklerinden çıkan yakıt demetinin gelişimi, yakıt ve havanın karışımı jet karışımı ile modellenmiştir. Buradan, yanma sırasında kullanılan oksijen miktarı belirlenmiştir. Kütle, enerji korunumu ve hal denklemleri bölgelere ayrı uygulanarak yerel sıcaklık ve basıncın değişimi belirlenmiştir. Yanma ürünü 11 bileşen kullanılarak C-H-O sistemi için kimyasal denge ve ek olarak kimyasal tepkime hızları ile NO oluşumu dikkate alınmıştır. İs oluşumu ve oksidasyon hızlarının belirlenmesi için alt modeller kullanılmıştır. Farklı yük ve püskürtme zamanları için silindir basıncı ve sıcaklığı, azot oksit konsantrasyonu ve is yoğunluğuna ilişkin deney verileri ve hesap sonuçları karşılaştırılmıştır.

Bayraktar ve Durgun (2003), tarafından iki bölgeli termodinamik model geliştirilmiştir. Yanma modelinde, türbülanslı alev ilerleme hızı dikkate alınmıştır. Farklı geometrideki motor ve çalışma koşullarına ve yakıt özelliklerine bağlı az sayıdaki parametrenin değiştirilmesi ile elde edilen sonuçlar literatürdeki örneklerle

karşılaştırmalı verilmiştir. Karşılaştırma, yanmış bölge kütlesi oranı, yanma süresi, silindir basıncı ve performans parametreleri (efektif güç, özgül yakıt tüketimi ve efektif verim) bakımından verilmiştir. En yüksek efektif güçler etanol ile, en düşük efektif güçler ise propan ile elde edilmiştir. Etanol ile çalışan motorun özgül yakıt tüketimi çok yüksek olmaktadır. Bu durumda, etanolun motorlarda yaygın olarak kullanılabilmesi için ucuz yöntemlerle bol miktarlarda üretilebilmesi gerekir. En düşük özgül yakıt tüketimi benzin ile elde edilmiştir. Propan yakıtlı motorda ise, sanıldığının tersine benzinli motordan daha yüksek miktarlarda yakıt tüketilmektedir.

Schöttke ve ark. (2003) tarafından akım makineleri ve yanmalı motorların birlikte çalışabilmesi konusunda simülasyon hesaplarının geliştirilmesine ve bu nedenle zamana bağlı yanma gidişinin belirlenmesine gerek duyulduğu vurgulanmıştır. Yanma gidişi, ön karışımlı ve difüzyonlu aşama olarak ikiye ayrılmıştır. Farklı yükleme koşullarında hesaplanan sonuçlar motor deneylerinden alınan sonuçlar ile karşılaştırılmalı verilmiştir. Farklı motorlar için simülasyon modellerinde kullanılan sabitlerin gözden geçirilmesi gerektiği ortaya konulmuştur.

Abd Alla ve ark. (2001), tarafından iki yakıtlı diesel motorunda yapılan çalışmada, yanma prosesi ve performans özellikleri belirlenmiştir. İki bölgeli hesap modeli kullanılmıştır. Ana yakıt olarak metan ve test yakıtı olarak az miktarda sıvı yakıt (diesel yakıt sistemi ile püskürtülerek) kullanılmıştır. Kullanılan modelde, ön karışımlı dolguda bulunan gaz halindeki yakıta ilişkin kimyasal tepkime kinetiğinin yanma verimi üzerindeki etkilerinin yanı sıra, pilot yakıtın ateşleme ve açığa çıkan ısı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Gaz halindeki yakıtın oksitlenmesi (sıkıştırma başlangıcından genişleme sonuna kadar) 178 elementer tepkime basamağı ve 41 kimyasal bileşeni içeren ayrıntılı kimyasal tepkime mekanizması ile modellenmiştir. Modelde, ana bölge olarak silindir içerisinde bulunan gaz halindeki yakıt hava karışımı, ateşleme ve açığa çıkan ısıya katkısı nedeniyle, pilot yakıt, ikinci bölge olarak varsayılmıştır. Egzoz emisyonlarının oluşumu ve konsantrasyonu ayrıca belirlenmiştir. Hesaplama ve deney sonuçları karşılaştırıldığında, model özellikle ağır yük koşullarında daha iyi sonuç vermektedir. Düşük yükte, gaz yakıtın kısmen yanması ya da eksik yanma sonucu tepkime hızlarının düşmesi nedeniyle, silindir sıcaklığında düşüş olmaktadır. Yakıt hava karışımındaki gaz miktarı, pilot yakıt miktarı ve püskürtme avansının artması ile CO, HC düzeyinde düşüş, azot oksit düzeyinde ise artış olmaktadır.

Cui ve ark. (2001) tarafından geçiş durumundaki işletme koşulları için yapılan analizde, turbo şarjlı doğrudan püskürtmeli Diesel motora çok bölgeli yanma modeli uygulanmıştır. Silindir içerisine püskürtülen yakıt demetinin ilerleyişi, damlacık buharlaşması, hava ile yakıtın karışması, yakıt demeti ile cidarın etkileşimi, tutuşma ve sonrasında yakıtın yanması hesaplamalara katılmıştır. Geçiş durumundaki işletme koşullarında çalışma için motor devir sayısı, yükü ve hava yakıt oranı geniş bir aralıkta değiştirilerek, silindir basıncı ve NO_x emisyonları belirlenmiştir. Yakıt demeti hızının dağılımı, ilgili bölgeye madde girişi, yanma ürünleri özellikleri ve kimyasal dengesinin hesaplanmasında katı karbon oluşumu ve gaz hal denkleminde sıkıştırılabilme çarpanı ek olarak dikkate alınmıştır. Yakıt demetine giren hava miktarının sabit olmayıp, yakıt hava oranına bağlı olduğu belirtilmiştir. Sürekli ve geçiş durumundaki işletme koşullarında iki tip motorun deney verileri ile hesaplama sonucu bulunan silindir basıncı ve NO_x emisyonları karşılaştırılmış ve yeterli yaklaşım sağlanmıştır.

Lucas ve ark. (2001) tarafından standartlarda verilen işletme koşulları (Avrupa için geçiş durumundaki işletme koşullarında şehir/ ekstra şehir sertifikası çevrimi) için diesel motorda sekiz farklı yakıt denenmiştir. Yakıt bileşeni parametrelerinin (aromatik içeriği, setan sayısı, toplam ısı enerjisi, azot ve kükürt içeriği) partikül emisyonları üzerindeki etkileri incelenmiş ve işletme koşullarına (tork ve devir sayısı) ilişkin deney verileri kullanılarak yapay sinir ağı oluşturulmuştur. Matematik model, sürekli koşuldaki emisyonların simülasyonunda motor deneylerin geçerlilik aralığındaki herhangi bir parametre değeri için % 87-90 arasında doğruluğa sahiptir. Bu simülasyon, pratik yazılımı nedeniyle, farklı işletme koşullarındaki emisyonların belirlenmesine olanak tanımaktadır. Deneyler, turbo şarjlı, ara soğutmalı Renault yapımı motorda (F8Q model) yapılmıştır. Yakıt ve hava tüketimi entegrasyon ile bulunmuş, süreksiz ara koşullar ivmelenme denklemleri kullanılarak hesaplara katılmıştır. Ancak, geçiş durumundaki işletme koşullarının tam olarak belirlenememesi nedeniyle, hesap sonuçların sayısal doğruluğunun yeterli olmadığı belirtilmiştir.

Mansour ve ark. (2001) tarafından doğalgaz yakıtlı diesel motorunun emisyon ve performans özelliklerinin belirlenmesi ele alınmıştır. Gaz ve diesel yakıt bileşiminin yanması için kimyasal tepkime kinetiği mekanizması kullanılmış ve deney verileri yardımıyla modelleme yapmak için bilgisayar programı geliştirilmiştir. Çalışma kapsamında, doğalgaz ve NO_x oluşumunu içeren ayrıntılı kimyasal tepkime kinetiği mekanizması kullanılarak, temel yanma özellikleri (sıcaklık, basınç ve bileşen

konsantrasyonları) hesaplanmıştır. Hesaplanan performans değerlerinin hassasiyeti deney sonuçları ile karşılaştırmalı verilmiştir.

Lapuerta ve ark. (2000) tarafından Diesel motor silindiri içerisindeki gaz bileşimindeki değişim yanma başlangıcı ile egzoz valfinin açılması arasındaki süre içerisinde (kapalı çevrim benzeri) simüle edilmiştir. Diesel motorda yapılan çalışmada, kirletici oluşumu ve yıkımı bölgesel termodinamik ve karışım koşulları açısından, yanma öncesindeki hava yakıt karışımı ve ardından yanmış gazların hava fazlası ile karışımı (seyreltilmesi) dikkate alınmıştır. Bölgesel bağıl yakıt hava oranı teorik tam yanma koşuluna çok yakın ya da difüzyonlu alevde bir miktar zengin karışım değerindedir. Yanma sonrasında, yanma ürünleri hava fazlası ile seyreltilerek, karışım oluşumu tamamlanmaktadır. Söz konusu seyreltme (ve soğutma) işleminin miktarı, başlıca kirletici bileşenlerinin tepkime kinetiği açısından oldukça önem taşımaktadır. Diesel motorda yanmanın büyük bir bölümü için bunun belirlenmesi önemlidir.

Breuer (1995) tarafından DI diesel motorunda yapılan çalışmada ısı açığa çıkışının ikili Vibe modeli ile belirlenmesi gerçek yanmaya çok yakın sonuçların alınmasına olanak vermiştir. Hesap yönteminde, Vibe tarafından önerilen logaritmik benzeşim temel alınmıştır. Diğer yöntemlerden farkı, kullanılan altı parametrenin tamamının ön kabule gerek kalmadan deney sonuçlarından elde edilmiş olmasıdır. Vibe parametrelerinin yakıt özellikleri ile değişimi hesap sonuçları ve deney verileri yardımıyla gösterilmiştir. Hesap yönteminin doğruluğu, gaz yağı, kanola (kolza, rapitza) metil esteri ve kanola yağı kullanılan 54 farklı deney sonucu ile kanıtlanmıştır. Vibe parametrelerinin yakıt hava oranına bağlı olduğu sonuçlar yardımı ile gösterilmiştir. Kullanılan yakıtların fiziksel ve kimyasal özelliklerinin Vibe parametreleri üzerindeki etkisi doğrulanmıştır. Yakıtın yanması, ön karışımlı ve difüzyonlu yanma olarak iki aşamada ele alınmıştır: Yakıtın yanma aşamaları arasındaki dağılımının esas olarak, yanma karakteri ve yakıt viskozitesi tarafından belirlendiği belirtilmiştir. Yanma süresi ve form parametresi yardımıyla tam olarak belirlenebilen ön karışımlı aşamanın gelişimi, kesinlikle setan sayısının da etkisindedir. Difüzyonlu yanma olarak adlandırılan ikinci Vibe aşaması ise, ilk aşamadan artan yakıt miktarı tarafından dolaylı etkilenmektedir. Ayrıca, yanma süresinin buharlaşma eğrisi ile doğrudan ilişkili olduğu ve yanmanın sonuna doğru yakıt viskozitesini öneminin azaldığı belirtilmiştir.

Tao ve ark. (1995) tarafından doğal gaz yakıtlı, doğrudan püskürtmeli, iki zamanlı tek silindirli diesel motorunun performans ve emisyon değerleri belirlenmiştir.

Çalışmada, yüksek yük koşulunda hesaplanan NO_x emisyonu düzeyi ile deney sonuçları arasındaki uyum belirlenmiştir. Yanmamış yakıt, yanmış ve yanmamış gaz bölgesi olarak, üç bölgeli yanma modeli kullanılmıştır. Doğalgaz kullanımı ile silindir içi maksimum sıcaklığa bağlı olarak NO_x emisyonunda düşüş sağlanmıştır. Düşük sıkıştırma oranlarında çalışılması nedeniyle püskürtme gecikmesi önem taşımaktadır. Üç bölgeli yanma modeli kullanılması ile tutuşma gecikmesi daha doğru belirlenmiştir.

Merker ve ark. (1993) tarafından direkt püskürtmeli (DI) diesel motorlarında azot oksit oluşumu, iki bölgeli yanma modeli ile sanki boyutlu modellenmiştir. İki bölgeli yanma modelinin termodinamik kısmında kütle ve enerji korunumundan oluşan denklem sistemi ve kimyasal kısmında Zeldovich mekanizması kullanılmıştır. Yanma modeli ile silindir içerisindeki azot oksitlerin minimizasyonunda kullanılan yöntemlerin ısıl dinamiği ve tepkime kinetiği incelenmiştir. Model, deney sonuçlarının ayrıntılı incelenmesine, ayrıca motor parametrelerinin (püskürtme sisteminin sabit tutulması kaydı ile püskürtme süresi, sıkıştırma oranı ve hava yakıt oranı) farklı değerlerine ilişkin parametrik incelenmesine olanak vermektedir. Modelin püskürtme sırasındaki akışının iki fazlı modellenmesi, hava yakıt karışım modelinin kullanılması ve prompt (havadaki azot kaynaklı) NO_x oluşumunun modellenmesi bakımından geliştirilmesi önerilmiştir.

Özsoysal (1993) tarafından karakteristikler yöntemi kullanılarak, kompleks geometriye sahip diesel motorunun termodinamik modellemesi gerçekleştirilmiştir. Gemi diesel motoru emme ve egzoz manifoldlarında gaz akışı bir boyutlu ve zamana bağlı alınarak incelenmiştir. Gaz akışı homentropik olmayan (karakteristikler yöntemi) varsayımı ile modellenmiştir. Deney sonuçları, 16 silindirli, V tipi, turbo şarjlı, 2 emme ve 2 egzoz portuna sahip yüksek hızlı gemi diesel motorundan 1900 1/min değerinde alınmıştır. Emme ve egzoz boruları ve silindir basınçlarına ilişkin analitik ve deneysel sonuçların iyi uyum sağladıkları belirtilmiştir.

Bu çalışmanın bundan sonraki bölümlerinde modellemede kullanacağımız matematiksel hesaplama parametreleri verilecek ve elde ettiğimiz sonuçlar literatürde yapılan diğer çalışmalarla karşılaştırılarak yorumlanacaktır.

3. MATERYAL VE METOT

3.1. Diesel Motoru Gerçek Çevriminin Modellenmesi

Diesel motorunun gerçek çevriminin termodinamiğinin modellenmesi dâhilinde kabuller yapılacaktır. Bu kabuller,

1) Silindirdeki iş gazı (yakıt-hava karışımı artı yanma ürünleri) özgül ısısı sıcaklığa bağlı olarak değişen ve aralarında reaksiyona girmeyen ideal gazlar karışımıdır.
2) İdeal çevrimlerde olduğu gibi yanma veya ısı giriş sürecinin kısmen sabit hacim ve kısmen de sabit basınçta gerçekleştiği kabul edilir.
3) Sıkıştırma ve genişleme süreçlerindeki ısı kayıpları politropik süreçlerin istatistik olarak belirlenmiş üs değerleri ($n_1$ve n_2) ile yapılmıştır.
4) Yanma süreci ısı kayıpları ise tecrübelerle belirlenmiş olan ısı kullanım katsayısı (ζ_z) ile hesaba katılmıştır (Mehdiyev, R. ve ark., 2003).

Modellemede kullanılan matematiksel hesaplamalar diesel motorlarının performansını, verimliliğini ve emisyon değerlerini hesaplamak için Mehdiyev tarafından önerilmiş söz konusu matematik model "Yanma Kanununun" Vibe fonksiyonu, Mehdiyev-Posvyanski' nin yanmış ürünlerin denge konsantrasyonunun hesaplama metodu ampirik formülleri kullanılarak oluşturulmuştur. Yeni motorların tasarımı ve mevcut motorların geliştirilmesi için yararlı olan bu hesaplamalar ile daha önce yapılan çalışmalara "MATLAB" ile ek program oluşturularak diesel ve biyomotorin yakıtı yanmasının ve egzoz ürünlerinin modellenmesi üzerine bir araştırma yapılmıştır. Bu çalışmada temel hesaplama yöntemleri olarak, daha önce Mehdiyev tarafından diesel motorlar üzerine yapılmış modelleme çalışmalardan ve denklem-lerinden yararlanılmıştır.

3.2. Modellenen Motorun Özellikleri

Gerçek çevrimi modellenecek olan diesel motoru Volkswagen Polo 1.4 TDI dört zamanlı aşırı doldurmalı direkt püskürtmeli bir diesel motorudur. Diesel motoruna ait parametreler Çizelge 3.1' de verilmiştir. Bu çalışmada modellenen motorda Selçuk Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Otomotiv ABD' de yapılan çalışma verilerinden yararlanılmıştır.

Çizelge 3.1. Modellenen motorun teknik özellikleri

Parametreler	**Sembol**	**Değer**	**Birim**
Silindir Çapı	D	*0.0795*	*[m]*
Piston Stroku	S	*0.0955*	*[m]*
Sıkıştırma Oranı	ε	*19.5*	
Hava FazlalıkKatsayısı	λ	*1.8*	
Volumetrik verim	η_v	*0.944*	
Silindir Sayısı	i	*3*	
Aşırı Doldurma Basınç Oranı	p_k/p_o	*2.0089*	
Piston Ortalama Hızı	w_p	*12.73*	*[m/s]*
Havanın Mol Kütlesi	m_h	*28.97*	*[kg/kmol]*
Havanın Gaz Sabiti	R_h	*287*	*[J/kg]*
Normal Atmosfer Basıncı	p_o	*0.0896*	*[MPa]*
Doldurucu Sonrası Hava Basıncı	p_k	*0.18*	*[MPa]*
Normal Atmosfer Sıcaklığı	T_o	*290*	*[K]*
Sıkıştırma Süreci Politrop Üssü	n_1	*1.36*	
Genişleme Süreci Politrop Üssü	n_2	*1.26*	
Emme Supabında Ortalama Hız	W	*50*	*[m/s]*
Sıkıştırma Süreci Adyabat Üssü	k_1	*1.377*	
Genişleme Süreci Adyabat Üssü	k_2	*1.2515*	
Yanma Ürünleri Adyabat Üssü	k	*1.39*	
Isı Kullanım Katsayısı	ζ_z	*0.8*	
Emme Portu Direnç ve Hız Katsayıları	$\beta^2+\zeta$	*2.7*	
Vibe Katsayısı	m	*1.2*	
Püskürtme Avansı		*5*	*^{0}KMA*

3.3. Hesaplanan Parametreler

3.3.1 Yakıt parametreleri

Modelleme işleminin ve hesaplarının yapılmasını kolaylaştırma açısından yakıt 1 kg olarak kabul edilecektir. Diesel yakıt içerisinde farklı bileşenler olmasına rağmen sıvı diesel yakıtı içerisinde C, H ve O bileşenlerinin bulunduğu kabulü yapılacaktır. Buna göre;

$$C + H + O = 1\ kg'dır. \tag{3.1}$$

Burada C, H ve O sırası ile karbon, hidrojen ve oksijenin 1 kg yakıttaki kütlesel kesirleridir. Çizelge 3.2' de modellemede kullanılan biyomotorin ve diesel yakıtı için mol kütleleri, kütlesel kesirler ve yakıt alt ısıl değerleri (H_u) verilmiştir.

Çizelge 3.2. Yakıt Parametreleri

Yakıt Türü	**Mol Kütlesi, m_y [kg/kmol]**	**H_u [kJ/kg]**	**Kütlesel Kesir**		
			C	**H**	**O**
Diesel	200	43000	0.87	0.13	0
Biyomotorin	295	38564.29	0.776	0.115	0.109

3.3.2. İş gazı parametreleri

1 kg yakıtın tam olarak yanması için gerekli olan teorik hava miktarı kütlesel ve mol olarak;

$$l_0 = \frac{1}{0.23}\left(\frac{8}{3}C + 8H - O\right) \qquad [kg\ hava/kg\ yakıt] \tag{3.2}$$

$$L_0 = \frac{1}{0.208}(C/12 + H/4 - O/32) \quad [kmol\ hava/kg\ yakıt] \tag{3.3}$$

Hava fazlalık katsayısı (λ =*1.8* alınmıştır) belli ise yakıt-hava karışımındaki gerçek hava miktarı:

$$l = \lambda \cdot l_0 \quad [kg\ hava/kg\ yakıt] \tag{3.4}$$

$$L = \lambda \cdot L_0 \ [kmol\ hava/kg\ yakıt] \tag{3.5}$$

Taze dolgu yakıt-hava karışımı 1 kg yakıt artı havadan oluştuğu için kütlesel (m_1) ve mol (M_1) miktarı:

$$m_1 = 1 + l = 1 + \lambda \cdot l_0 \qquad [kg\ hava/kg\ yakıt] \tag{3.6}$$

$$M_1 = \frac{1}{m_y} + L = \frac{1}{m_y} + \lambda \cdot L_0 \ [kmol\ hava/kg\ yakıt] \tag{3.7}$$

İş gazı karışımı taze dolgu ve bir önceki çevrimden kalan artık gazların toplamıdır.

$$M_a = M_1 + M_r \ [kmol\ hava/kg\ yakıt] \tag{3.8}$$

Burada;

M_a : Toplam iş gazı

M_1 : Taze dolgu mol miktarı

M_r : Artık gazlar mol miktarı

Artık gaz miktarı ise artık gazlar katsayısı γ_r yardımı ile hesaplanır. γ_r ise;

$$\gamma_r = M_r / M_1 \tag{3.9}$$

formülü ile hesaplanır.

3.3.3. Çevre ve artık gaz parametreleri

Aşırı doldurma olmadığında normal atmosfer basınç ve sıcaklığı çevre parametreleri olarak kabul edilirler. Aşırı doldurmada kompresör çıkışındaki hava basıncı aşağıdaki sınırlar arasında kabul edilir:

Normal basınçlı aşırı doldurma; $p_k \leq 1.5\ p_o$

Orta basınçlı aşırı doldurma; $p_k = (1.5 \div 2.5)\ p_o$

Yüksek basınçlı aşırı doldurma (hiperbar); $p_k \geq 2.5\ p_o$

Bu çalışmada modellenen motorda daha önce yapılan çalışmaların verilerinden yararlanarak $p_o = 0.0896\ MPa$' da daha önce yapılan deneysel çalışmalardan motorun

aşırı doldurma basınç oranı p_k/p_o=*2.0089 MPa* olarak bilindiğinden, p_k= *0.18 MPa* olarak hesaplanmıştır.

Kompresör çıkışındaki hava sıcaklığı aşağıdaki politropik denklem ile hesaplanır.

$$T_k = T_o(p_k/p_o)^{(n_k-1)/n_k} \quad [K] \tag{3.10}$$

Burada n_k = *1.5 & 2.0* değişen doldurucu sıkıştırma politrop üssüdür, T_0 ise normal atmosfer sıcaklığıdır. Hesaplamada n_k=*1.8*, T_0=*290 K* alınmıştır.
Taze dolgu yoğunluğu;

$$\rho_k = p_k \cdot 10^6/(287 \cdot T_k)[kg/m^3] \tag{3.11}$$

formülü ile hesaplanır.

Artık gaz parametreleri (p_r, T_r) ya benzer-prototip motor bilgilerinden kabul edilir ya da aşağıdaki ampirik formülden hesaplanır (Küçükşahin, 2000);

$$p_r = 0.95 \cdot p_o \cdot \left(\frac{p_k}{p_o}\right) \quad [MPa] \tag{3.12}$$

$$T_r = 1600 - 403 \cdot \lambda + 0.037 \cdot n - 7.38 \cdot \varepsilon \quad [K] \tag{3.13}$$

Bu denklemlerde *n (1/min)* motor devri ve ε sıkıştırma oranıdır. Motor devri girilen değerlerle değişmekte ve ε = 19.5 olarak alınmıştır.

3.3.4. Emme süreci gaz parametreleri

Emme zamanında pistonun ÜÖN' den AÖN' ye doğru hareketi sırasında silindirlerde vakumdan dolayı emme basınç kaybı meydana gelmektedir. Bundan dolayı emme süreci sonu iş gazı basıncı (p_a) aşağıdaki formül ile hesaplanır:

$$p_a = p_k - Dp_a \quad [MPa] \tag{3.14}$$

Burada DP_a motordaki emme basınç kaybıdır. Motordaki emme basınç kaybı;

$$DP_a = (\beta^2 + \xi_{in}) \cdot w_{in}^2 \cdot 10^{-6}/2 \quad [MPa] \tag{3.15}$$

formülünden bulunur. Burada emme portu direnç ve hız katsayısı $(\beta^2 + \xi_{in}) = 2.7$ ve emme supabının ortalama hızı $w_{in} = 50\ [m/s]$ olarak alınmıştır. β emme hava girişi hız katsayısı, ξ_{in} ise emme portunun direnç katsayısıdır.

Egzoz zamanı sonunda, silindirde bir miktar artık gaz kalmaktadır. Bu gazların basıncı p_r, sıcaklıkları T_r, kütleleri ise m_r' dır. Artık gaz katsayısı γ_r ile tanımlanır. Artık gazlar katsayısı aşağıdaki formül ile hesaplanır:

$$\gamma_r = p_r(T_o + \Delta T)/T_r(\varepsilon p_a - p_r) \tag{3.16}$$

Burada ε sıkıştırma oranı, ΔT taze dolgunun emme süresince motorun sıcak çeperlerinden aldığı ek ısıdan kaynaklanan sıcaklık artışıdır. Diesel motorlarında aşırı doldurma olduğunda ΔT = *-5&10 K* arasındadır. Bu hesaplarda ε*=19.5,* ΔT = *10 K* olarak alınmıştır.

Emme sonu iş gazı sıcaklığı T_a aşırı doldurma olduğunda;

$$T_a = (T_k + \Delta T + \gamma_r T_r)/(1 + \gamma_r)\ \ [K] \tag{3.17}$$

formülü ile hesaplanır.

3.3.5. Sıkıştırma süreci parametreleri

Sıkıştırma politrop üssü sabit (n_1 = *sbt*) kabul edilirse:

$$p_a V_a^{n_1} = p_x V_x^{n_1} = p_c V_c^{n_1} \tag{3.18}$$

$$T_a V_a^{n_1-1} = T_x V_x^{n_1-1} = T_c V_c^{n_1-1} \tag{3.19}$$

politropik bağıntıları yazılabilir. Bu denklemlerden yararlanılarak sıkıştırma sonu basınç (p_c) ve sıcaklık (T_c) aşağıdaki formüllerden hesaplanır:

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} \quad [MPa] \tag{3.20}$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1}\ [K] \tag{3.21}$$

Sıkıştırma politrop üssü (n_1), adyabat üssüne (k_1) bağlı olarak diesel motorlarında $(k_1 + 0.02)\&(k_1 - 0.02)$ sınırlar arasında değişir. Hesaplamalarda n_1=1.36 ve k_1=1.377 olarak alınmıştır. Adyabatik üssü sabit kabul edilmiştir. Ancak bu varsayım doğru değildir. Krank mili dönme açısına göre adyabatik üs değişir. Adyabatik üs özgül ısıların oranıdır. Her sıcaklık için değişecektir. Ayrıca politrop üslerde adyabatik üsten 0.017 çıkarılarak hesaplanmıştır. Gerçekte adyabatik üs:

$$k_1 = mc_p/mc_v = 1 + 8.315/(mc_v)_{t_o}^{t_c} \tag{3.22}$$

burada, $(mc_v)_{t_o}^{t_c}$ yakıt-hava karışımının ortalama molar özgül ısısıdır. Bu değer:

$$(mc_v)_{t_o}^{t_c} = 20.6 + 0.002638 \cdot t_c \quad [kJ/kmol\,°C] \tag{3.23}$$

formülünden hesaplanır.

3.3.6. Yanma ürünlerinin bileşimlerinin miktarı

Stokiyometrik yakıt-hava karışımının ($\lambda = 1$) tam yanma ürünleri: Karbon dioksit (CO_2), su buharı (H_2O) ve azot (N_2) bileşimleridir. Fakir yakıt-hava karışımı ($\lambda > 1$) kullanıldığında yukarıda sıralananların yanı sıra artık oksijen (O_2)' de vardır.
Buna göre sıvı yakıtın yanma ürün miktarı;
$\lambda \geq 1$ iken;

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\lambda - 0.208)L_0 \quad \left[\frac{kmol}{kg\ yakıt}\right] \tag{3.24}$$

Yanma sırasında bağıl hacim değişimi, yanma ürünleri mol miktarının yakıt-hava karışımı mol miktarı oranına eşit olan, yakıt-hava karışımının kimyasal moleküler değişim katsayısı μ_o büyüklüğü ile tanımlanır.

$$\mu_o = M_2/M_1 \tag{3.25}$$

Yakıt-hava karışımın kimyasal moleküler değişim katsayısı μ_o ;

$\lambda>1$ ise

$$\mu_o = 1 + \frac{H/4+O/32-1/m_y}{\lambda \cdot L_0+1/m_y} \quad (3.26)$$

İş karışımının ($M_a = M_1 + M_r$) gerçek moleküler değişim katsayısı μ:

$$\mu = (M_2 + M_r)/(M_1 + M_r) \quad (3.27)$$

veya

$$\mu = (\mu_o + \gamma_r)/(1 + \gamma_r) \quad (3.28)$$

şeklinde hesaplanır.

3.3.7. Silindir İçi Parametrelerin Hesabı

Silindir içi parametreleri olan basınç ve sıcaklığın yanmanın başlamasının ardından, krank mili açısına göre değişiminin hesaplanması için aşağıdaki Vibe fonksiyonu kullanılacaktır.

$$x = 1 - exp[-6.098(\alpha/\alpha_z)^{m+1}] \quad (3.29)$$

Burada;

x : Yanan yakıt miktarı. Yanmanın başlangıcında $x = 0$, sonunda ise $x = 1$' dir

α : Krank mili açısı (°KMA)

α_z : Krank mili açısı olarak yanma süresi

m : Yanma süresi için üs

Modellemede $\alpha = 0.5^0$ adım, $\alpha_z = 50^0$, $m = 1.2$, olarak alınmıştır.

Termodinamiğin 1. kanununa göre;

$$dU = dQ_H - pdV \quad (3.30)$$

İdeal gaz denklemine göre;

$$pV = MRT \tag{3.31}$$

Piston hareketine bağlı olarak silindir hacminin değişim denklemi;

$$V = F_p\omega\left[\left(1+\frac{1}{\lambda_s}\right)-\left(\cos\alpha+\frac{1}{\lambda_s}\sqrt{1-{\lambda_s}^2 sin^2\alpha}\right)\right] \tag{3.32}$$

Bu denklemlerde:

U	: *Gazların* iç enerjisi, [*kJ/kg yakıt*];
Q_H	: Yanma ile açığa çıkan ısı, [*kJ/kg yakıt*];
$F_p=\pi D^2/4$	: Piston alanı, [m^2];
$\omega=\pi n/30$	: Krank milinin dönme hızı, [1/s (n: dönme sayısı 1/min)];
$\lambda_s= r/l_s$	: Biyel eğikliğidir (krank yarıçapı /biyel boyu).

Yanma ile açığa çıkan ısı;

$$dQ_H = \xi_d \cdot H_u \cdot g_c \cdot dx \tag{3.33}$$

$$g_c = \eta_v \cdot \rho_k \cdot V_h/(\lambda \cdot l_0)\ [kg/çevrim] \tag{3.34}$$

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \mathrm{S}\ [m^3] \tag{3.35}$$

Burada:

ξ_d: Yanma ürünlerinin yerel hava fazlalık katsayısın ($\lambda_1=1$)' da ve yanma sonu sıcaklığında disosasyona bağlı kayıp katsayısıdır. $\xi_d = 0.8$ olarak alınmıştır.

g_c : Çevrim başına püskürtülen yakıt miktarı, (*kg/çevrim*)

V_h : Strok hacmi (m^3)

η_v: Volumetrik verimdir. Volumetrik verim emme portundan geçen havanın hızına göre hesaplanabilir. Ancak hesaplanan bu değer *n* (krank mili dönme hızı)' e göre değişebilir, dolayısı ile sabit bir değer (0.944) kabul edilmiştir.

x : Göreceli yanan yakıt miktarı, (yanma kanunu). Yanma başlangıcında $x = 0$, yanma sonunda $x = 1$

Yukarıdaki denklemlere göre supapların kapalı olması durumunda silindir içindeki ortalama basınç ve sıcaklık aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$dT = \frac{dU}{(mc_v)_{t_o}^{t_i} \cdot M} \tag{3.36}$$

$$p = \frac{R_m MT}{V} \tag{3.37}$$

Bu denklemlerde;

M : İş gazının miktarı, [*kmol/kg yakıt*];

$(mc_v)_{t_o}^{t_i}$: İş gazının molekül özgül ısısı, [$kJ/kmol\ ^{\circ}C$].

$$M = M_a[1 + (\mu - 1)] \qquad [kmol/kg\ yakıt] \tag{3.38}$$

$$(mc_v)_{t_o}^{t_i} = 24 + 0.00183(T - 273)\ \ [kJ/kmol\ ℃] \tag{3.39}$$

formülleri ile hesaplanır.

Yanma zamanı basınç artış gradyeni aşağıdaki formül ile hesaplanır.

$$\frac{dp}{d\alpha} = \frac{(p_{j+i} - p_j)}{d\alpha}\left[\frac{MPa}{1^{\circ}\ KMA}\right] \tag{3.40}$$

Bu formül M.F. Russell tarafından Lukas Industries Noise Center' de deneysel çalışmalar sonucunda uyarlanmıştır (Çakır, 2007).

3.4. Yanmış Ürünlerin Denge Konsantrasyonlarının Hesabı

Deneysel olarak yapılan çalışmalar sonucunda egzoz gazları içerisinde 20 farklı bileşen olduğu görülmektedir. Ancak bu bileşenlerden sadece 11' i (CO_2, CO, H_2O, H_2, H, O_2, O, OH, N_2, N, NO) hesaplamalara dahil edilir. Diğer bileşenler ise miktar olarak çok düşük oldukları için hesaba katılmaz.

$$C_aH_bO_c + \left(O_2 + \frac{79}{21}N_2\right) \rightarrow y_1CO_2 + y_2H_2O + y_3N_2 + y_4O_2 + y_5CO$$
$$+y_6H_2 + y_7NO + y_8O + y_9H + y_{10}OH + y_{11}N \tag{3.41}$$

Yanma sırasında oluşan yedi temel denge reaksiyonu aşağıdaki gibidir.

$$CO_2 \rightleftarrows CO + \frac{1}{2}O_2 + Q_{CO}; \quad (3.42)$$

$$H_2O \rightleftarrows H_2 + \frac{1}{2}O_2 + Q_{H_2}; \quad (3.43)$$

$$H_2O \rightleftarrows OH + \frac{1}{2}H_2 + Q_{OH}; \quad (3.43)$$

$$H_2 \rightleftarrows H + H + Q_H; \quad (3.44)$$

$$O_2 \rightleftarrows O + O + Q_O; \quad (3.45)$$

$$N_2 \rightleftarrows N + N + Q_N; \quad (3.46)$$

$$N_2 + O_2 \rightleftarrows 2NO + Q_{NO}; \quad (3.47)$$

Burada Q_{CO}, Q_{H2}...Q_{NO} uygun reaksiyonun ısı efektidir. Bileşimlerin denge konsantrasyonlarını hesaplamak için 11 denklemden ibaret bir sistem oluşturmak gerekir. Sistemin denklemleri aşağıdaki gibidir:

3.4.1. Kütle korunumu denklemleri

CO_2 miktarı için;

$$M_{CO_2} + M_{CO} = \frac{C}{12}(1 + \gamma_r) \quad [kmol/kg\ yakıt] \quad (3.48)$$

H_2O miktarı için;

$$M_{H_2O} + M_{H_2} + \frac{1}{2}M_H + \frac{1}{2}M_{OH} = \frac{H}{2}(1 + \gamma_r) \quad (3.49)$$

O_2 miktarı için;

$$M_{CO_2} + M_{O_2} + \frac{1}{2}M_{CO} + \frac{1}{2}M_{H_2O} + \frac{1}{2}M_{OH} + \frac{1}{2}M_O + M_{NO} = \left(\frac{O}{32} + 0.21\lambda L_o\right)(1 + \gamma_r) \quad (3.50)$$

N_2 miktarı için;

$$M_{N_2} + \frac{1}{2}M_{NO} + \frac{1}{2}M_N = 0.79\lambda L_o(1 + \gamma_r) \quad (3.51)$$

3.4.2. Kütle etkisi kanunu denklemleri

$$K_1 = \frac{M_{CO_2}}{M_{CO}\sqrt{M_{O_2}}}\left(\frac{p}{M_\Sigma}\right)^{-0.5} \quad ; \tag{3.52}$$

$$K_2 = \frac{M_{H_2O}}{M_{H_2}\sqrt{M_{O_2}}}\left(\frac{p}{M_\Sigma}\right)^{-0.5} \quad ; \tag{3.53}$$

$$K_3 = \frac{M_{H_2O}}{M_{OH}\sqrt{M_{H_2}}}\left(\frac{p}{M_\Sigma}\right)^{-0.5} \quad ; \tag{3.54}$$

$$K_4 = \frac{M_H}{\sqrt{M_{H_2}}}\left(\frac{p}{M_\Sigma}\right)^{0.5} \quad ; \tag{3.55}$$

$$K_5 = \frac{M_O}{\sqrt{M_{O_2}}}\left(\frac{p}{M_\Sigma}\right)^{0.5} \quad ; \tag{3.56}$$

$$K_6 = \frac{M_{NO}}{\sqrt{M_{O_2}M_{N_2}}} \quad ; \tag{3.57}$$

$$K_7 = \frac{M_N}{\sqrt{M_{N_2}}}\left(\frac{p}{M_\Sigma}\right)^{0.5} \tag{3.58}$$

Burada, C, H, O sırasıyla karbon, hidrojen ve oksijenin 1 kg yakıttaki kütlesel kesirleri, M_{CO2}, M_{CO}... M_N uygun bileşimlerin, M_Σ toplam mol miktarı, kmol/ kg yakıt, L_0 1 kg yakıtın tam yanması için gerekli teorik hava miktarı, kmol/ kg yakıt, λ hava fazlalık , γ_r ise artık gazlar katsayısıdırlar (Özcan, 2009).

Kimyasal reaksiyonların gerçekleşmesi ve bunun sonucunda dengeye ulaşması sırasındaki hızı, basınç ve sıcaklığa bağlıdır. Denge reaksiyonların hız katsayıları K_x gaz sıcaklığına (T) bağlı olarak aşağıdaki formüllerle hesaplanır:

$$K_1 = 3.4464 \cdot 10^{-7}\, T^{0.6885} exp\,(69{,}100/1.986\,T); \tag{3.59}$$

$$K_2 = 24.1546 \cdot 10^{-3}\, T^{-0.2421} exp\,(59{,}000/1.986\,T); \tag{3.60}$$

$$K_3 = 15.0960 \cdot 10^{-4} T^{-0.1118} exp\,(68{,}920/1.986\,T); \tag{3.61}$$

$$K_4 = 1.3172 \cdot 10\, T^{0.4056} exp\,(-52{,}200/1.986\,T); \tag{3.62}$$

$$K_5 = 1.5654 \cdot 10^{2} T^{0.2126} exp\,(-59{,}700/1.986\,T); \tag{3.63}$$

$$K_6 = 6.0469\, T^{-0.0322} exp\,(-21{,}790/1.986\,T); \tag{3.64}$$

$$K_7 = 0.7977 \cdot 10^{2} T^{0.292} exp\,(-113{,}500/1.986\,T)\,; \tag{3.65}$$

Lineer olmayan denklemlere sahip söz konusu matematik sistemi halletmek ve bileşimlerin gerçek değerlerini bulmak için MATLAB "PROGRAM" yazılımıyla özel bir hesaplama programı oluşturuldu.

3.5. Azot Oksit (NO) Oluşumu ve Zeldoviç' in Difüzyonlu Yanma Mekanizması

Bugünkü bilgilerimizle diesel motorlarında NO_x oluşumunun matematik-fiziksel teorisine tam olarak hakim olunamamaktadır. Bu nedenle NO_x emisyonuna neden olan faktörleri belirlemek ve emisyonları azaltmaya yönelik yolları bulmak oldukça zor olmaktadır. Bu eksikliği bir ölçüde gidermek amacıyla aşağıdaki teorik hesaplama yöntemi sunulmaktadır. "Genişletilmiş Zeldoviç Mekanizması" (Zeldoviç, 1984) temel alınarak yapılan çalışmaya göre;

NO' nun iki ana ve iki reaksiyon sonucunda oluştuğu kabul edilir:

$$O + N_2 \overset{k_1}{\leftrightarrow} NO + N \tag{3.66}$$

$$N + O_2 \overset{k_2}{\leftrightarrow} NO + O \tag{3.67}$$

$$N + OH \overset{k_3}{\leftrightarrow} NO + H \tag{3.68}$$

$$N_2 + O_2 \overset{k_4}{\leftrightarrow} 2NO \tag{3.69}$$

Bu reaksiyonlar Arhenius tipi reaksiyonlar olup alevin bulunduğu hacimde hidrokarbon yanma reaksiyonları bittikten sonra meydana gelirler. NO miktarı yakıtın kimyasal yapısından bağımsız olup maksimum yanma sıcaklığına, yanma ürünlerinin bileşimine ve soğutulma hızına bağlı olarak değişir.

Diesel motorlarında, çevrimin ortalama sıcaklığı ve verilmiş hava fazlalık katsayısı (λ)' ya göre hesaplama yapılacak olursa elde edilen yanma ürünleri sıcaklıkları ve NO' nun miktarı hakiki değerinden bir kaç kat daha düşük çıkmaktadır. Bunun nedeni, difüzyonlu heterojen yanma mekanizmasıyla çalışan dieselde, yanma ürünlerinin yanma odası içinde Hava Fazlalık Katsayısı (HFK)' nın ortalama λ' dan daha küçük olduğu belirli bir kısmında bulunmasıdır. Yani yerel yanma ürünleri ve sıcaklıkları ortalama egzoz gazı ürünleri ve sıcaklıklarına göre çok daha farklı olmaktadır.

Yapılan çeşitli deneyler ve çalışmalar göstermiştir ki, NO' nun oluşumunun başlangıcı olarak hesaplamalarla elde edilen maksimum yanma basıncı (p_{max})' ın kabul edilmesi durumunda, hesaplama sonucu bulunan NO değerleri gerçek deney verileriyle büyük oranda örtüşmektedir. Bu durumu söyle açıklayabiliriz: Birincisi, Azotun oksitlenmesi esas yanma reaksiyonları bittikten sonra, yani hızlı yanma periyodundan

sonra başlar. Çünkü hidrokarbon bileşenlerinin yanması azotun oksitlenmesinden en az 100 kat daha hızlı olmaktadır. İkincisi, yanma ürünlerinin maksimum sıcaklığı, basıncın maksimuma ulaşmasından sonra, yani yanma basıncına ilaveten yanma ürünlerinin adyabatik olarak sıkıştırılması bittikten sonra oluşur (Mach Etkisi) (Kocabaş, Ç., 2007).

3.6. İndike Parametrelerin Hesaplanması

Motorun indike parametreleri aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Ortalama indike basıncı p_i,
- İndike gücü N_i,
- İndike verimi η_i,
- İndike özgül yakıt tüketimi g_i

3.6.1. Ortalama indike basınç

Diesel motorlarında ortalama indike basınç, emme ve egzoz süresince pompalama kayıplarının ortalama basıncının göz önüne alınmasıyla hesaplanır.

$$p_i = \left(\frac{Q_w}{V_h \cdot 1000}\right) - (p_r - p_a) \quad [MPa] \tag{3.70}$$

Burada

V_h : Strok hacmi (m^3)

Q_w : Soğutma ile atılan ısı, (*kJ/kg yakıt*);

Q_w değerini hesaplamak için silindir alanının pistonun hareketine bağlı olarak değişiminin ve pistonun, piston kafasının ve silindirin sıcaklıkları ve ısı transferi katsayılarını değerlerini bulmak amacıyla mevcut motorlar üzerinde kolay olmayan deneysel çalışmalar yapmayı gerektirmektedir. Bundan dolayı modellenen motorun daha önce yapılan deneysel çalışmalarının efektif parametrelerinden elde edilen değerlerden yaklaşık olarak hesaplanmıştır. Diesel yakıtının yanmasında $Q_w = 0.600712$ *kJ/kg* yakıt, biyomotorin yakıtının yanmasında $Q_w = 0.575312$ *kJ/kg* yakıt, değerleri alınmıştır.

3.6.2. İndike güç

Diesel motorlarında indike güç (3.71) bağıntısına göre hesaplanır;

$$N_i = \frac{p_i \cdot V_h \cdot i \cdot n \cdot 1000}{30 \cdot \tau} \quad [kW] \tag{3.71}$$

Burada τ çevrim zaman sayısıdır (iki zamanlı motorda τ = 2, dört zamanlılarda ise τ = 4).

3.6.3. İndike verim

Diesel motorlarında indike verim (3.72) bağıntısına göre hesaplanır;

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot l_o \cdot \lambda}{H_u \rho_o \eta_v} \tag{3.72}$$

3.6.4. İndike özgül yakıt tüketimi

Diesel motorlarında indike özgül yakıt tüketimi (3.73) bağıntısına göre hesaplanır;

$$b_i = \frac{3600}{H_u \eta_i} \quad [g/kW \cdot saat] \tag{3.73}$$

3.7. Efektif Parametrelerin Hesaplanması

Motorun efektif parametreleri aşağıdaki gibi sıralanabilir;

- Ortalama efektif basınç p_e,
- Efektif güç N_e,
- Döndürme momenti M_e,
- Mekanik verim η_m,
- Efektif verim η_e ,
- Efektif özgül yakıt tüketimidir b_e.

3.7.1. Ortalama efektif basınç

Diesel motorlarında ortalama efektif basınç (3.74) bağıntısına göre hesaplanır;

$$p_e = p_i - p_m \quad [MPa] \tag{3.74}$$

Burada,

$$P_m = 0.13 + \left(\frac{0.0118 \cdot S \cdot n}{30}\right) \quad [MPa] \tag{3.75}$$

Mekanik (sürtünme ve yardımcı mekanizmalara giden) ve pompalama kayıpları içeren ortalama mekanik basınç ifadesini veren bir ampirik formül kullanılır.

3.7.2. Efektif güç

Diesel motorlarında ortalama efektif güç (3.76) bağıntısına göre hesaplanır;

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_h \cdot i \cdot n \cdot 1000}{30 \cdot \tau} \quad [kW] \tag{3.76}$$

3.7.3. Döndürme momenti

Diesel motorlarında döndürme momenti (3.77) bağıntısına göre hesaplanır;

$$M_e = 9554.14 \frac{N_e}{n} \quad [\text{Nm}] \tag{3.77}$$

3.7.4. Mekanik verim

Diesel motorlarında mekanik verim (3.78) bağıntısına göre hesaplanır;

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} \tag{3.78}$$

3.7.5. Efektif verim

Diesel motorlarında mekanik verim (3.79) bağıntısına göre hesaplanır;

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i \tag{3.79}$$

3.7.6. Efektif özgül yakıt tüketimi

Diesel motorlarında efektif özgül yakıt tüketimi (3.80) bağıntısına göre hesaplanır;

$$b_e = \frac{3600}{H_u \eta_e} \cdot 10^3 \quad [g/kW \cdot saat] \tag{3.80}$$

3.7.7. Saatteki yakıt tüketimi

Diesel motorlarında saatteki yakıt tüketimi aşağıdaki bağıntıya göre hesaplanır;

$$G_y = N_e \cdot b_e \cdot 10^{-3} \quad [kg/saat] \tag{3.81}$$

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

4.1. Emisyon Analizi

Diesel motorlarda, biyomotorin ve diesel yakıtının yanmasının MATLAB ile silindir içi parametreleri ve denge denklemlerinin çözümü ile birlikte egzoz emisyonları belirlenip daha önce yapılan deneysel çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Yakıtın hava ile yanması sonucu meydana gelen emisyonların denge denklemleri aşağıdaki kimyasal tepkimeye göre 1 kg yakıtın yanması ile elde edilen ürünlerin *kmol/kg* yakıt türünden sayısal değerleri hesaplanmıştır.

$$C_aH_bO_c + \left(O_2 + \frac{79}{21}N_2\right) \rightarrow y_1CO_2 + y_2H_2O + y_3N_2 + y_4O_2 + y_5CO$$
$$+y_6H_2 + y_7NO + y_8O + y_9H + y_{10}OH + y_{11}N \qquad (4.1)$$

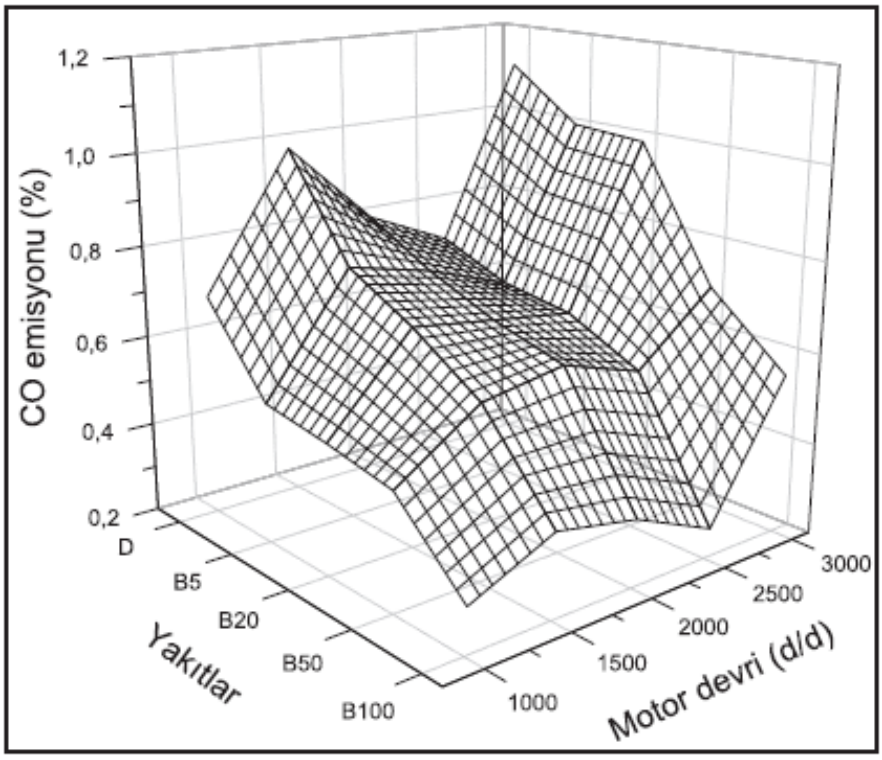
Yanma reaksiyonunda yakıt olarak biyomotorin (B100) ve diesel yakıtının 1kg'nın yakılması sonucu elde edilen ürünlerin motor devrine göre mol miktarları *kmol/kg yakıt* türünden MATLAB ile hesaplanmıştır. Bu ürünlerden egzoz emisyonu ölçümlerinde dikkate alınan CO_2, CO ve NO değerleri B100 (biyomotorin) ve diesel yakıtının MATLAB sonuçlarının birbiriyle ve daha önce yapılan deneysel çalışmalarla karşılaştırılması aşağıda verilmiştir.

4.1.1. Karbon monoksit (CO)

CO emisyonu motorda kullanılamayan kayıp kimyasal enerjiyi ifade ettiği için önemli bir parametredir. Ayrıca, CO sınırlaması emisyon standartlarının temel parametrelerindendir. Yanma ürünleri arasında CO bulunmasının ana nedeni hava-yakıt oranının düşük olmasıdır (Abdel ve Rahman, 1998). Yakıt özellikleri, püskürtme karakteristikleri, motor yükü, hava-yakıt oranını önemli derecede etkilediğinden, CO oluşumu bu parametrelerin bir fonksiyonu olarak değişmektedir. Egzoz emisyonunda CO' nun bulunmasının nedeni oksijenin (O_2) yetersiz olmasıdır. Eğer HFK l' den küçük ise, yani yakıt hava karışımı içinde gerekenden daha az hava var ise yanma yetersiz oksijen ortamı içinde olacak ve yakıtın karbonunun tümü CO_2' ye dönüşemeyerek CO olarak kalacaktır. (Kutlar ve ark., 1998). Motor silindirlerinde karbon monoksit oluşmasının sebeplerinden birisi de "Ayrışma" (Dissociation) olayıdır. Yüksek yanma sıcaklıklarında yanma ürünleri veya son ürünler olan CO_2 ve H_2O parçalanarak, element durumlarına dönüşürler, karbondioksitin ayrışması sırasında CO ve O, su buharının

ayrışması sırasında da H ve O meydana gelir. Bu ayrışma olayı yüksek sıcaklıklarda artar.

CO emisyon değerleri için daha önce yapılan deneysel çalışmalar Şekil 4.1' de, CO emisyonun motor devri ve yakıt türüne göre değişimi gösterilmektedir.



Şekil 4.1. CO emisyonun motor devri ve yakıt türüne göre değişimi (Özsezen ve Çanakçı,2009)

Şekil 4.1. incelendiğinde, diesel yakıtından B100 (biyomotorin) kullanımına doğru gidildikçe CO emisyonunda azalma olduğu dikkati çekmektedir. Tüm devirlerde B100, B50, B20 ve B5 kullanımıyla elde edilen CO emisyonu, diesel yakıt kullanımına göre azalma göstermiştir. Biyomotorin ve karışımlarının kullanılması ile CO emisyonundaki azalmanın temel nedeni biyomotorinin içeriğindeki oksijendir. Karışımdaki biyomotorin yüzdesi ile ilişkili olarak CO emisyonunda azalma olması biyomotorin kullanımı ile silindir içerisindeki hava-yakıt reaksiyonlarının arttığını göstermektedir. Tüm motor devirlerinin ortalaması alındığında, B100, B50, B20 ve B5 kullanımı ile ölçülen CO emisyonunda diesel yakıtına göre sırasıyla % 56.8, % 32.7, % 20.2 ve % 15.4 azalma meydana gelmiştir.

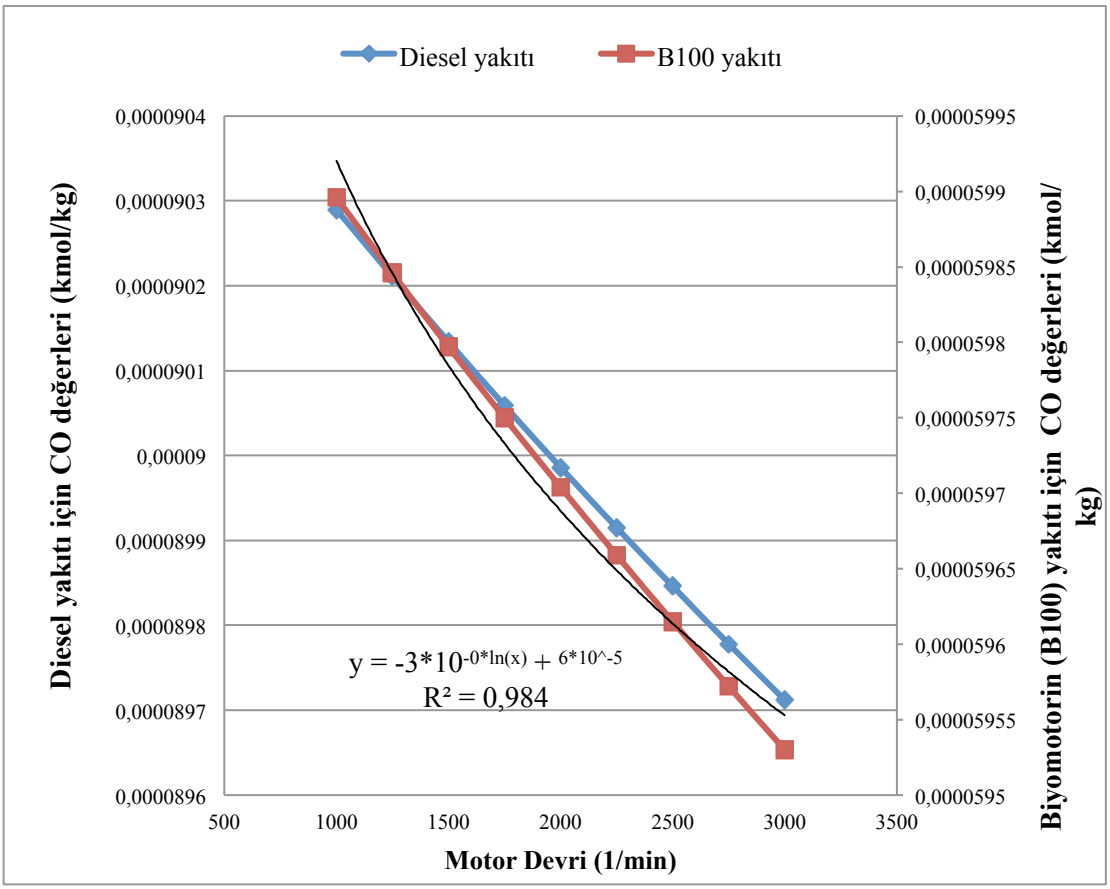
Bu çalışmada modellenen diesel motorda 1 kg yakıtın yanması ile elde edilen CO emisyonunun "*kmol/kg yakıt*" cinsinden sayısal değeri için silindir içi parametreleri

ve denge denklemleri MATLAB ile çözülmüştür. Hesaplanan CO' nun sayısal değerleri motor devri ve yakıt türüne göre değişimi çizelge 4.1' de gösterilmektedir.

Çizelge 4.1. CO emisyonun motor devri ve yakıt türüne göre "MATLAB" değerleri

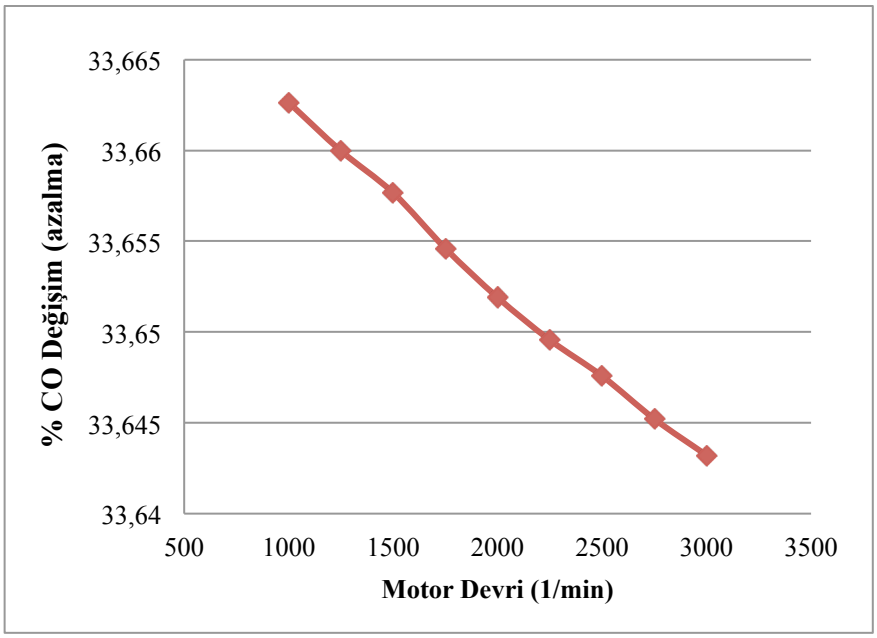
Motor Devri (*1/min*)	**CO (*kmol/kg yakıt*)**		**% Değişim (azalma)**
	Diesel yakıtı	**B100 yakıtı**	
1000	9.0290×10^{-5}	5.9896×10^{-5}	33.662643
1250	9.0211×10^{-5}	5.9846×10^{-5}	33.659975
1500	9.0134×10^{-5}	5.9797×10^{-5}	33.657665
1750	9.0059×10^{-5}	5.9750×10^{-5}	33.654604
2000	8.9986×10^{-5}	5.9704×10^{-5}	33.651901
2250	8.9915×10^{-5}	5.9659×10^{-5}	33.649558
2500	8.9846×10^{-5}	5.9615×10^{-5}	33.647575
2750	8.9778×10^{-5}	5.9572×10^{-5}	33.645214
3000	8.9712×10^{-5}	5.9530×10^{-5}	33.643214

Modellemede hesaplanan çizelge 4.1 değerlerine göre diesel yakıtı ve B100 yakıtında CO oluşumunun motor devrine göre değişimi Şekil 4.2' de gösterildi. Bu Şekle dikkat edilirse tüm devirlerde B100 kullanımıyla elde edilen CO emisyonu, diesel yakıtı kullanımına göre yukarıda açıklanan deneysel çalışmalarda olduğu gibi azalma göstermiştir. Buradaki CO değişim eğrilerinin yukarıda açıklanan deneysel çalışmalardaki CO eğrilerine oranla daha az değişimler görülmesinin nedeni motor devrine göre sıcaklıklardaki değişimler ile yukarıda açıklandığı gibi "Ayrışma" olaylarıdır.



Şekil 4.2. CO' nun diesel ve biyomotorin (B100) yakıtı için motor devrine göre değişimi

B100 yakıtının diesel yakıtına göre CO azalmasının motor devrine göre yüzde (%) değişimi Şekil 4.3' de gösterilmiştir. Modelleme sonucu elde ettiğimiz verilerin tüm motor devirlerinin ortalaması alındığında CO azalması yaklaşık % 33.65 olmaktadır. Literatürde yapılan deneysel çalışmalarda tüm motor devirlerinin ortalaması alındığında B100 yakıtının diesel yakıtına göre CO emisyonunda yaklaşık % 15 ile % 55 arasında azalmalar meydana geldiği göz önüne alındığında Şekil 4.3, modelleme sonucu elde ettiğimiz verilerin doğruluğunu göstermektedir.

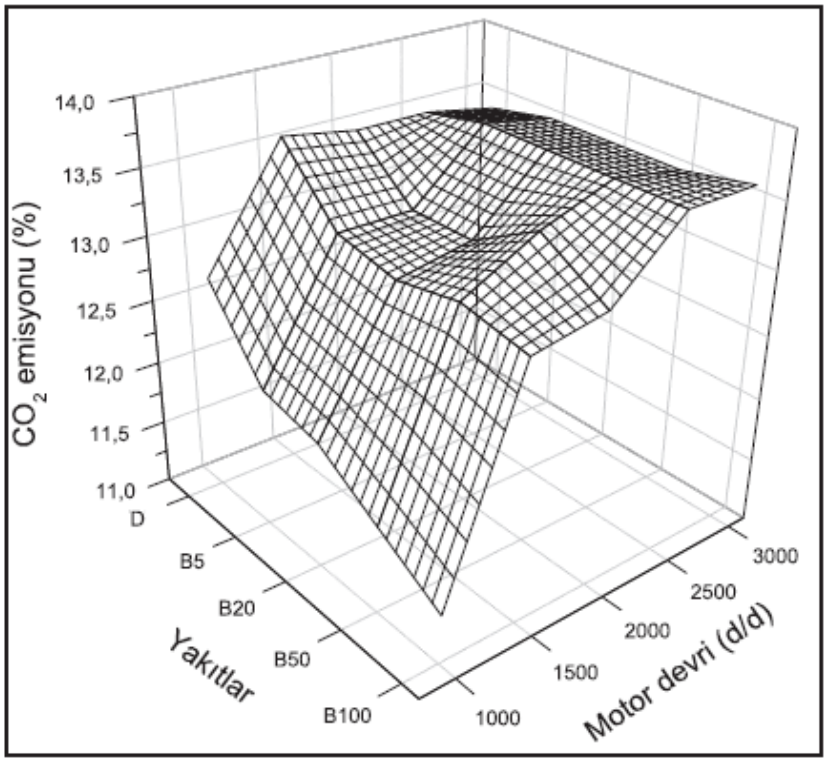


Şekil 4.3. B100 yakıtının diesel yakıtına göre CO azalmasının motor devrine göre % değişimi

4.1.2. Karbondioksit (CO_2)

Bugün dünyanın en önemli çevre sorunu olan küresel ısınmada temel etkenlerden biri, artan CO_2 emisyonunun atmosferde sera etkisi göstermesidir. Agarwal ve Das (2001), Körbitz (1999), Peterson ve Hustrulid (1998) gibi araştırmacılar, biyomotorin kullanımı ile atmosfere salınan CO_2 emisyonun fotosentez çevrimine katıldığını düşünmektedirler. Egzoz ürünleri arasında bulunan CO_2 tam yanmayı ifade ettiği içinde önemli bir parametredir.

CO_2 emisyonu ile ilgili literatürde yapılan daha önceki deneysel çalışmalar incelendiğinde, CO_2 yüzdesinin motor devri ve yakıt türü ile değişimi Şekil 4.4' de gösterilmektedir.



Şekil 4.4. CO_2 yüzdesinin motor devri ve yakıt türüne göre değişimi (Özsezen ve Çanakçı,2009)

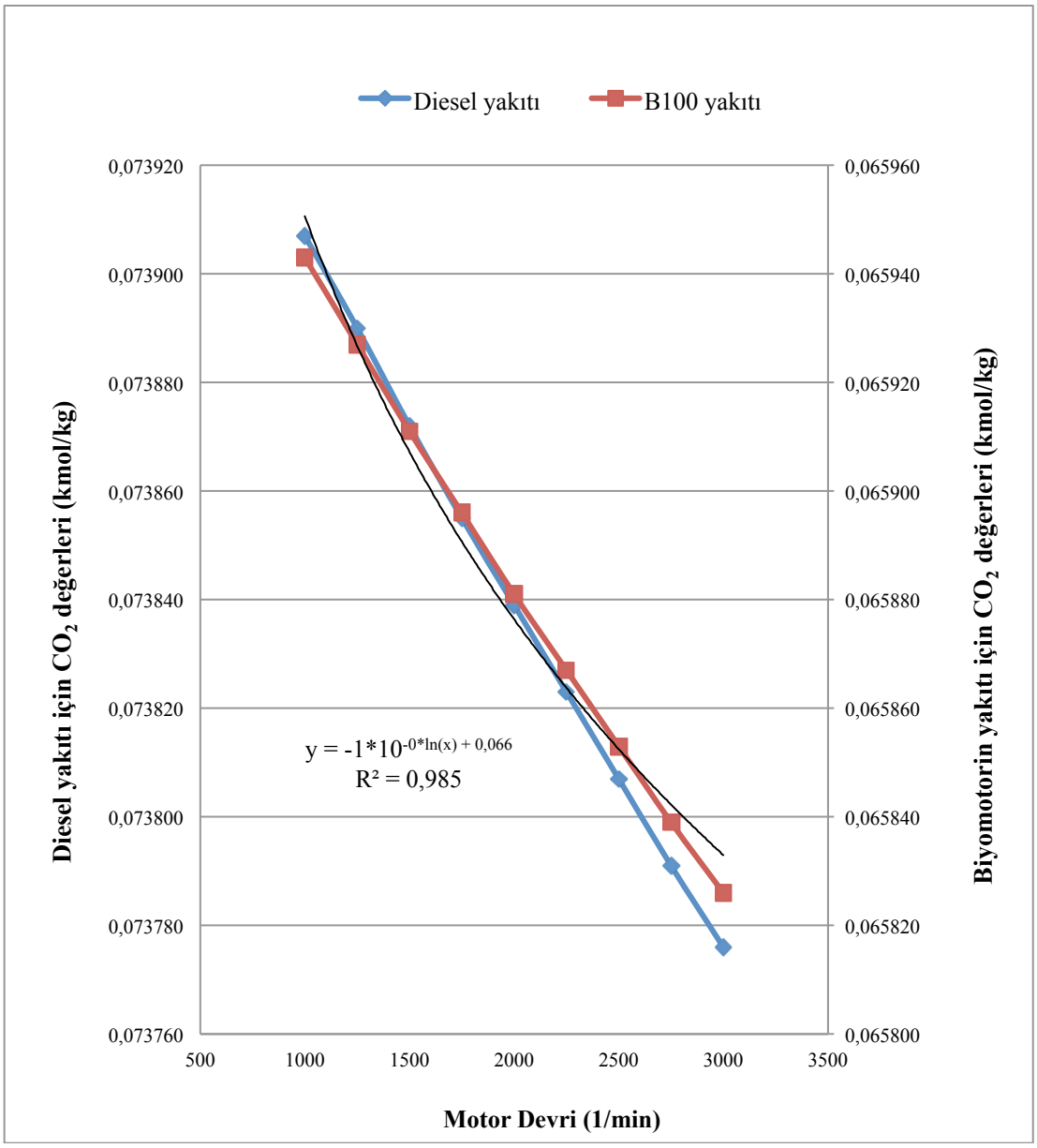
Şekil 4.4' de görüldüğü üzere diesel yakıtından B100 kullanımına doğru gidildikçe CO_2emisyonunda 1000, 1500, 2000 1/min' de azalma olurken, 2500 ve 3000 1/min' de artış gözlemlenmiştir. Saf biyomotorin kullanımı ile 1000, 1500, 2000 1/min' de diesele oranla sırasıyla % 10.2, % 4.4 ve % 3 azalma görülürken, 2500, 3000 1/min' de ise sırasıyla % 0.7, % 1.5 artış olmuştur. Motor devri arttıkça volumetrik verim azaldığından diesel yakıtının tam yanma eğilimi azalmıştır. Bununla birlikte, motor devri arttıkça, biyomotorinin içeriğindeki oksijeninin silindir içerisindeki oksijen-yakıt reaksiyonlarına önemli derecede katkı sağladığı düşünülmüştür. Tüm motor devirlerinin ortalaması alındığında, B100, B50, B20 ve B5 kullanımıyla ölçülen CO_2 emisyonunda diesel yakıtına oranla sırasıyla % 3, % 2.1, % 2.3 ve % 2 azalma gözlenmiştir.

Bu çalışmada modellenen diesel motorda 1kgdiesel ve biyomotorin yakıtının yanması ile elde edilen CO_2 emisyonunun "*kmol/kg yakıt*" cinsinden sayısal değeri için silindir içi parametreleri ve denge denklemleri MATLAB ile çözülmüştür. Hesaplanan CO_2' nin sayısal değerleri motor devri ve yakıt türüne göre değişimi Çizelge 4.2' de gösterilmektedir. Matematiksel modellemeye göre çizelge 4.2' de CO_2 emisyonlardaki değişimler B100 yakıtında diesel yakıtına oranla azalmaktadır.

Çizelge 4.2. CO_2 emisyonun motor devri ve yakıt türüne göre "MATLAB" değerleri

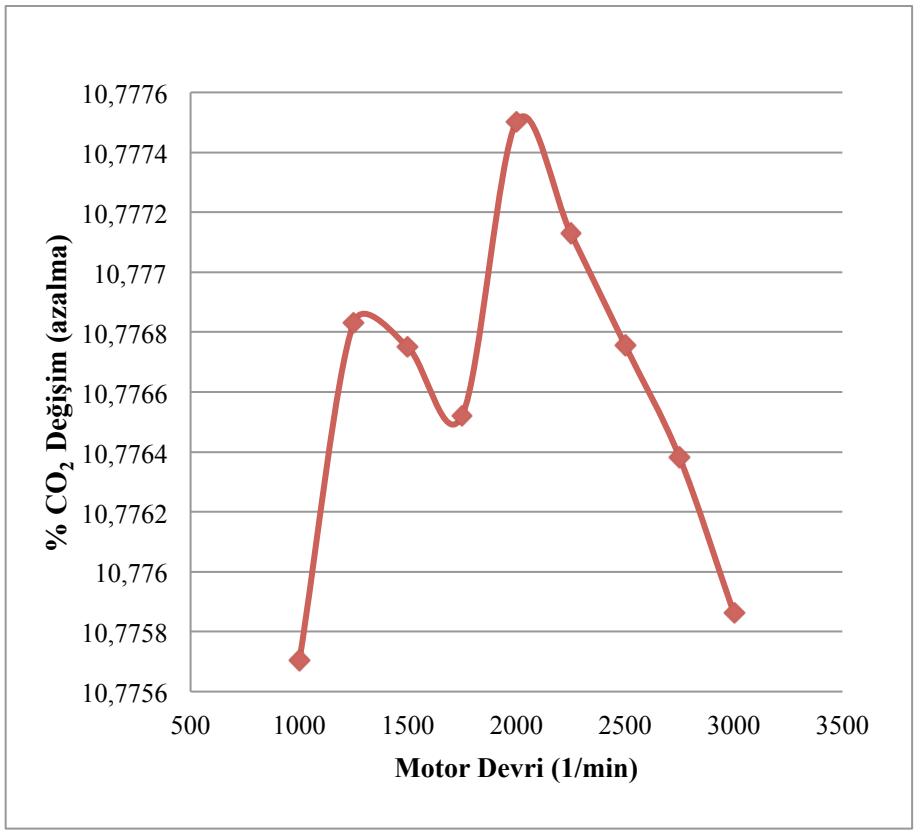
Motor Devri (*1/min*)	**CO_2 (*kmol/kg yakıt*)**		**% Değişim (azalma)**
	Diesel yakıtı	**B100 yakıtı**	
1000	0.073907	0.065943	10.775705
1250	0.073890	0.065927	10.77683
1500	0.073872	0.065911	10.776749
1750	0.073855	0.065896	10.776522
2000	0.073839	0.065881	10.777502
2250	0.073823	0.065867	10.777129
2500	0.073807	0.065853	10.776756
2750	0.073791	0.065839	10.776382
3000	0.073776	0.065826	10.775862

Modellemede hesaplanan Çizelge 4.2 değerlerine göre diesel yakıtı ve B100 yakıtında CO_2 oluşumunun motor devrine göre değişimi Şekil 4.5' de gösterilmiştir. Bu şekillere dikkat edilirse tüm devirlerde B100 kullanımıyla elde edilen CO_2 emisyonu, diesel yakıtı kullanımına göre azalma göstermiştir. Yukarıda açıklanan deneysel çalışmalarda saf biyomotorin kullanımı ile 1000, 1500, 2000 1/min' de diesel yakıtına oranla sırasıyla % 10.2, % 4.4 ve % 3 azalma görülürken, 2500, 3000 1/min' de ise sırasıyla % 0.7, % 1.5 artış olmuştur. Bunun nedeni, yaptığımız modellemede kullanılan matematiksel hesaplarda, motor parametre değerleri ile ilgili kabullenmelerden ve belirli sıcaklıklarda CO_2' nin ısıl parçalanmalarından dolayı bu küçük değişimlerin sonuca tam olarak yansımamasıdır.



Şekil 4.5. CO_2' nın diesel ve biyomotorin (B100) yakıtı için motor devrine göre değişimi

B100 yakıtının diesel yakıtına göre CO_2 azalmasının motor devrine göre % değişimleri şekil 4.6' da gösterilmiştir. Literatürde yapılan deneysel çalışmalarda tüm motor devirlerinin ortalaması alındığında B100 yakıtının diesel yakıtına göre CO_2 emisyonunda yaklaşık % 6 ile % 10 arasında azalmalar meydana geldiği göz önüne alındığında Şekil 4.6' da % 10.77 azalma, modelleme sonucu elde ettiğimiz verilerin doğruluğunu göstermektedir.

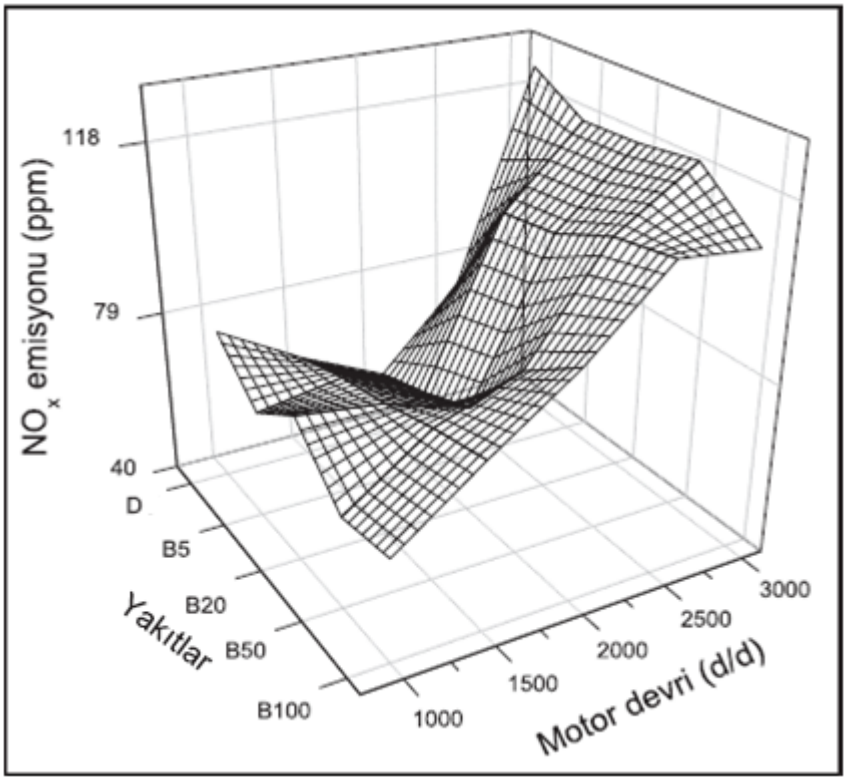


Şekil 4.6. B100 (biyomotorin) yakıtının diesel yakıtına göre CO_2 azalmasının motor devrine göre % değişimi

4.1.3. Azot oksitler (NO_x)

NO oluşumunun en kritik safhaları ilk yanma başlangıcı ve maksimum silindir basıncının oluştuğu durumlardır (Budak ve ark., 2009). Yanma sonucu ulaşılan yüksek sıcaklıklarda özellikle 2000 K (1727 °C) dolaylarında yüksek yanma sonu sıcaklığı ve basıncının etkisiyle havadaki azotun bir kısmı oksijenle birleşerek NO, NO_2 ve N_2O olarak bilinen, genel olarak da NO_x diye adlandırılan azot oksitlerin oluşmasına neden olurlar.

NO_x emisyonu ile ilgili literatürde yapılan daha önceki deneysel çalışmalar incelendiğinde, azot oksitlerin değişimi Şekil 4.7' de gösterilmiştir. Atmosferdeki nemin NO_x emisyonlarını azaltıcı yönde bir etkisi olduğu bilinmektedir. Bu yüzden SAE (2001) tarafından tanımlanan nem düzeltme faktörü kullanılarak gerçek NO_x değerleri tam yük ve değişik devirlerde düzeltme faktörü ile çarpılarak hesaplanmaktadır.



Şekil 4.7. NO_x emisyonun motor devri ve yakıt türüne göre değişimi (Özsezen ve Çanakçı,2009)

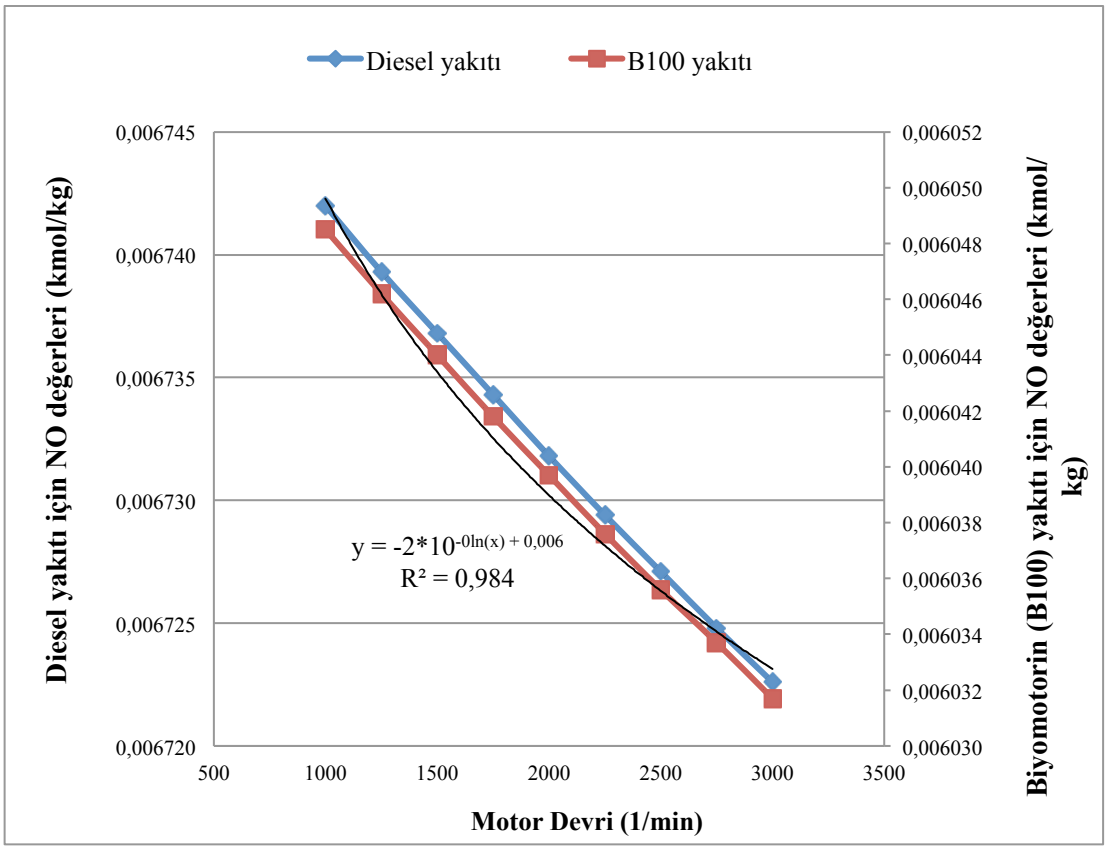
Şekil 4.7 incelendiğinde, genel olarak tüm yakıtlar için motor devri arttıkça NO_x emisyonunda artış olduğu dikkati çekmektedir. Bununla birlikte, her bir motor devri için inceleme yapıldığında NO_x emisyon oluşumu daha kompleks bir yapı sergilemiştir. Tüm motor devirlerinin ortalaması alındığında, B100, B50, B20 ve B5 kullanımıyla ölçülen NO_x emisyonunda diesel yakıtına göre sırasıyla % 14.7, % 13.2, % 8.9 ve % 3.8 artış gözlemlenmiştir. Biyomotorinin özgül yakıt tüketiminin diesel' e göre daha fazla olması ve içeriğindeki oksijenin yakıtça zengin bölgelerde gerekli oksitlenmeyi sağlaması, yanma bölgelerinin sayısını artırmıştır. Böylece, yüksek ortam sıcaklığının elde edildiği bölge sayısı artmış ve daha yüksek azot oksit oluşumu meydana gelmiştir.

Bu çalışmada modellenen diesel motorda 1 kg yakıtın yanması ile elde edilen NO emisyonunun "*kmol/kg yakıt*" cinsinden sayısal değeri için silindir içi parametreleri ve denge denklemleri MATLAB ile çözülmüştür. Hesaplanan NO' nun sayısal değerleri motor devri ve yakıt türüne göre değişimi Çizelge 4.3' de gösterilmektedir.

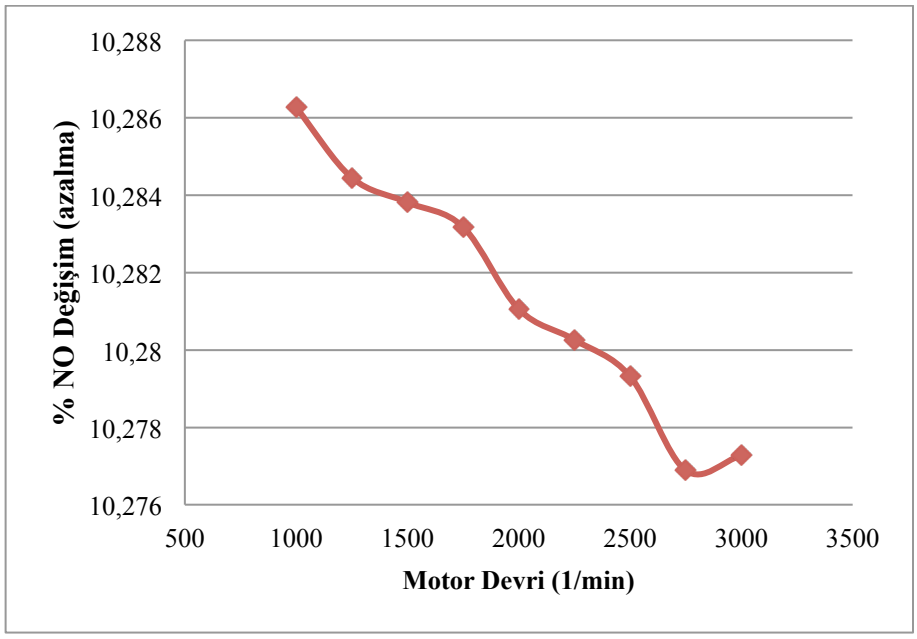
Çizelge 4.3. NO emisyonun motor devri ve yakıt türüne göre "MATLAB" değerleri

Motor Devri (*1/min*)	**NO (*kmol/kg yakıt*)**		**% Değişim (azalma)**
	Diesel yakıtı	**B100 yakıtı**	
1000	0.006742	0.006049	10.286265
1250	0.006739	0.006046	10.284451
1500	0.006737	0.006044	10.283814
1750	0.006734	0.006042	10.283177
2000	0.006732	0.006040	10.281054
2250	0.006729	0.006038	10.280263
2500	0.006727	0.006036	10.279318
2750	0.006725	0.006034	10.276886
3000	0.006723	0.006032	10.277274

Modellemede hesaplanan Çizelge 4.3 değerlerine göre diesel yakıtı ve B100 yakıtında NO oluşumunun motor devrine göre değişimi Şekil 4.8' de gösterildi. Bu şekillere dikkat edilirse her iki yakıt için motor devri arttıkça NO emisyonunda yukarıda açıklanan deneysel çalışmalardaki NO_x emisyonlarının tersine azalma olduğu görülmektedir. B100 yakıtının diesel yakıtına göre NO azalmasının motor devrine göre % değişimlerde Şekil 4.9' da gösterilmiştir. Literatürde yapılan deneysel çalışmalarda B100 yakıtının diesel yakıtına göre NO_x emisyonunda % 14.7 artış gözlemlenirken Şekil 4.9' da NO emisyonunda % 10.28 azalma olmaktadır.



Şekil 4.8. NO' nun diesel ve biyomotorin (B100) yakıtı için motor devrine göre değişimi



Şekil 4.9. B100 yakıtının diesel yakıtına göre NO azalmasının motor devrine göre % değişimi

Bunların birinci nedeni yukarıda açıklandığı gibi genel olarak NO_x diye adlandırılan azot oksitlerin içeriğinde NO, NO_2 ve N_2O gibi bileşenlerin bulunmasına rağmen bizim modellemede hesapladığımız kimyasal denge denklemlerinin içinde NO_x

emisyonlarından sadece NO' nun hesaba katılmasıdır. Burada verilen şekillere dikkat edilirse NO_x değil NO değişimleri verilmektedir. İkinci nedeni ise bu çalışmanın materyal ve metot kısmında açıkladığımız "Azot Oksit (NO_x) Oluşumu ve Zeldoviç' in Difüzyonlu Yanma Mekanizması" başlığında zincir reaksiyonlarına dikkat edersek azot oksitlerin oluşumu aynı zamanda ortamda bulunan O_2, O, N_2, N ve OH emisyonlarının değişimine bağlı olduğu görülmektedir. Bu çalışmada kimyasal denge denklemlerinin çözümü yapılmıştır. Programda gelinen noktada denge denklemlerinden elde edilen ürünlerin, zincir reaksiyonlarına katılarak hesaplamaların çözümü için çalışmalar sürmektedir.

4.1.4. Diğer yanma ürünlerinin denge konsantrasyonları

Yanma reaksiyonunda yakıt olarak B100 (biyomotorin) ve diesel yakıtının 1kg'nın yakılması sonucu elde edilen ürünlerin motor devrine göre mol miktarları *kmol/kg yakıt* türünden denklem (4.1) yanma reaksiyonuna göre MATLAB ile hesaplanmıştır.

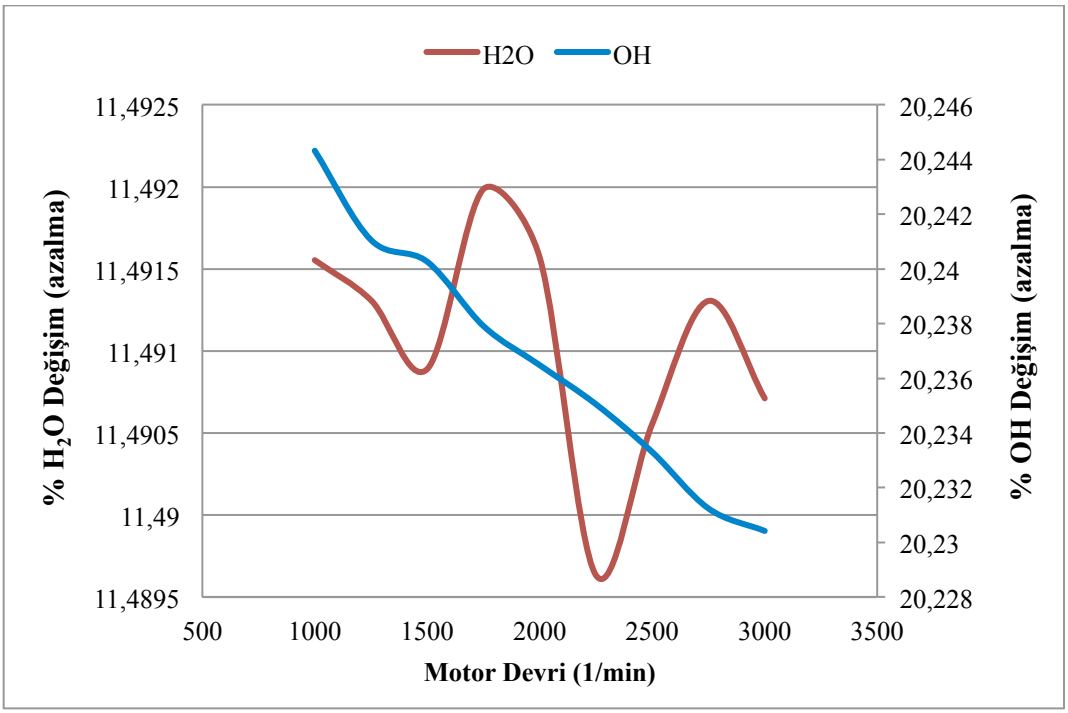
Bu emisyon ürünleri içinde egzoz emisyonlarının ölçümlerinde dikkate alınan CO, CO_2 ve NO ürünleri analizi, B100 (biyomotorin) ve diesel yakıtı için daha önce yapılan deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar yukarıda karşılaştırılarak yorumlanmıştır. Bu sonuçlar ara reaksiyonlar, ısıl parçalanmalar ve zincir reaksiyonlar gibi durumların hesaba katılmasıyla değişirler. Bu değişimlerde H_2O, H_2, H, N, N_2, O_2, O, OH bileşenlerinin etkisi göz önüne alındığında B100 (biyomotorin) yakıtının diesel yakıtına göre motor devirlerinde % değişimleri (artma-azalma) aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir.

Hesaplanan H_2O ve OH' ın sayısal değerleri motor devri ve yakıt türüne göre değişimi Çizelge 4.4' de gösterilmektedir.

Çizelge 4.4. H_2O ve OH emisyonlarının motor devri ve yakıt türüne göre "MATLAB" değerleri

Motor Devri (*1/min*)	H_2O (kmol/kg)		OH (kmol/kg)	
	Diesel yakıtı	**B100 yakıtı**	**Diesel yakıtı**	**B100 yakıtı**
1000	0.066005	0.058420	0.0006434	0.0005131
1250	0.065989	0.058406	0.0006430	0.0005129
1500	0.065974	0.058393	0.0006426	0.0005126
1750	0.065959	0.058379	0.0006423	0.0005123
2000	0.065944	0.058366	0.0006419	0.0005120
2250	0.065929	0.058354	0.0006416	0.0005117
2500	0.065915	0.058341	0.0006412	0.0005115
2750	0.065902	0.058329	0.0006409	0.0005112
3000	0.065888	0.058317	0.0006406	0.0005110

Modelleme sonuçlarında biyomotorin (B100) yakıtının diesel yakıtına göre H_2O ve OH emisyonlarında azalmalar görülmektedir. Şekil 4.10' da tüm motor devirlerinin ortalaması alındığında H_2O emisyonunda yaklaşık % 11.49 ve OH emisyonunda ise % 20.23 azalma meydana gelmektedir. Motor devrine göre H_2O emisyonlarında azalma yüzdesinde düzensiz değişirken, OH emisyonlarında düzenli bir düşüş göstermektedir.



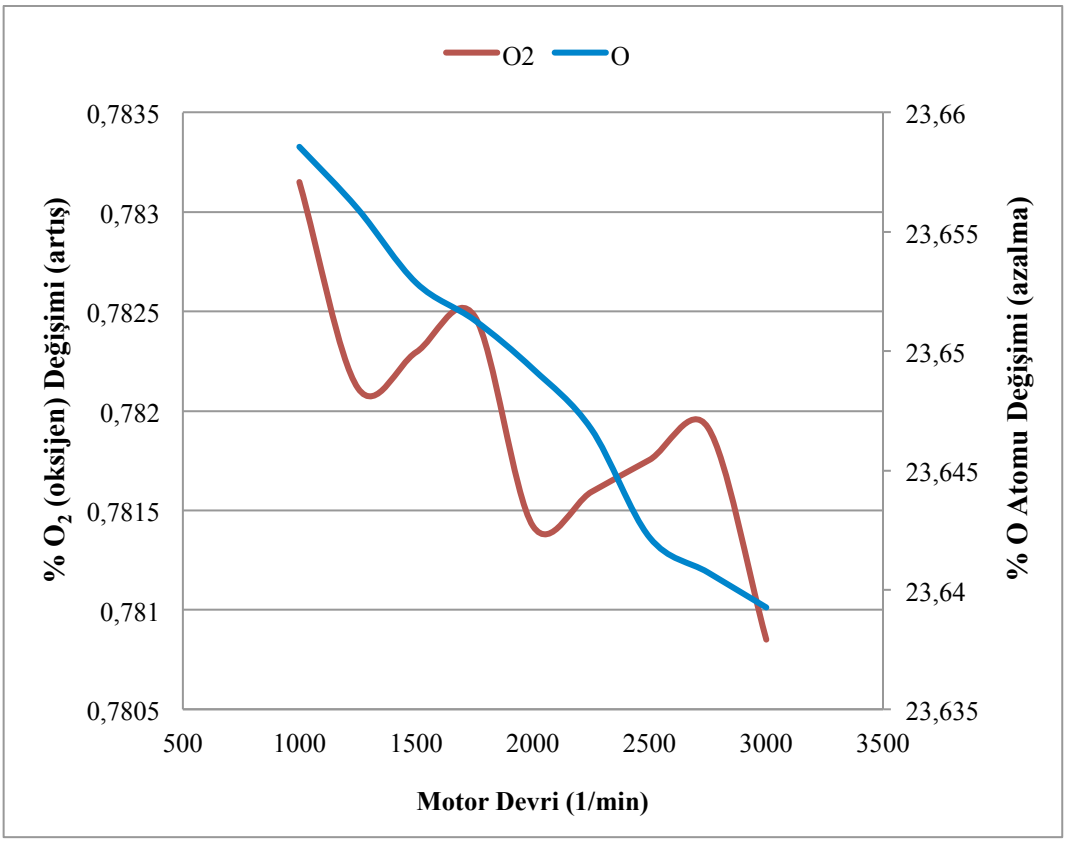
Şekil 4.10. Biyomotorin (B100) yakıtının diesel yakıtına göre H_2O ve OH azalmasının motor devrine göre % değişimi

Hesaplanan O_2 ve O' nun sayısal değerleri motor devri ve yakıt türüne göre değişimi Çizelge 4.5' de gösterilmektedir.

Çizelge 4.5. O_2 ve O emisyonlarının motor devri ve yakıt türüne göre "MATLAB" değerleri

Motor Devri (*1/min*)	**O_2 (kmol/kg)**		**O (kmol/kg)**	
	Diesel yakıtı	**B100 yakıtı**	**Diesel yakıtı**	**B100 yakıtı**
1000	0.082232	0.082876	4.9779×10^{-5}	3.8002×10^{-5}
1250	0.082213	0.082856	4.9738×10^{-5}	3.7972×10^{-5}
1500	0.082194	0.082837	4.9698×10^{-5}	3.7943×10^{-5}
1750	0.082175	0.082818	4.9659×10^{-5}	3.7914×10^{-5}
2000	0.082158	0.082800	4.9621×10^{-5}	3.7886×10^{-5}
2250	0.082140	0.082782	4.9584×10^{-5}	3.7859×10^{-5}
2500	0.082123	0.082765	4.9547×10^{-5}	3.7833×10^{-5}
2750	0.082106	0.082748	4.9512×10^{-5}	3.7807×10^{-5}
3000	0.082090	0.082731	4.9477×10^{-5}	3.7781×10^{-5}

Modelleme sonuçlarında biyomotorin (B100) yakıtının diesel yakıtına göre oksijen (O_2)' de artma ve O atomunda azalma görülmektedir. Şekil 4.11' de tüm motor devirlerinin ortalaması alındığında O_2emisyonunda yaklaşık % 0.78 artış görülürken O atomu emisyonunda % 23.65 azalma meydana gelmektedir. Motor devrine göre O_2 emisyonlarında azalma yüzdesi kompleks olarak değişirken, O atomu emisyonlarında devamlı düşüş görülmektedir.



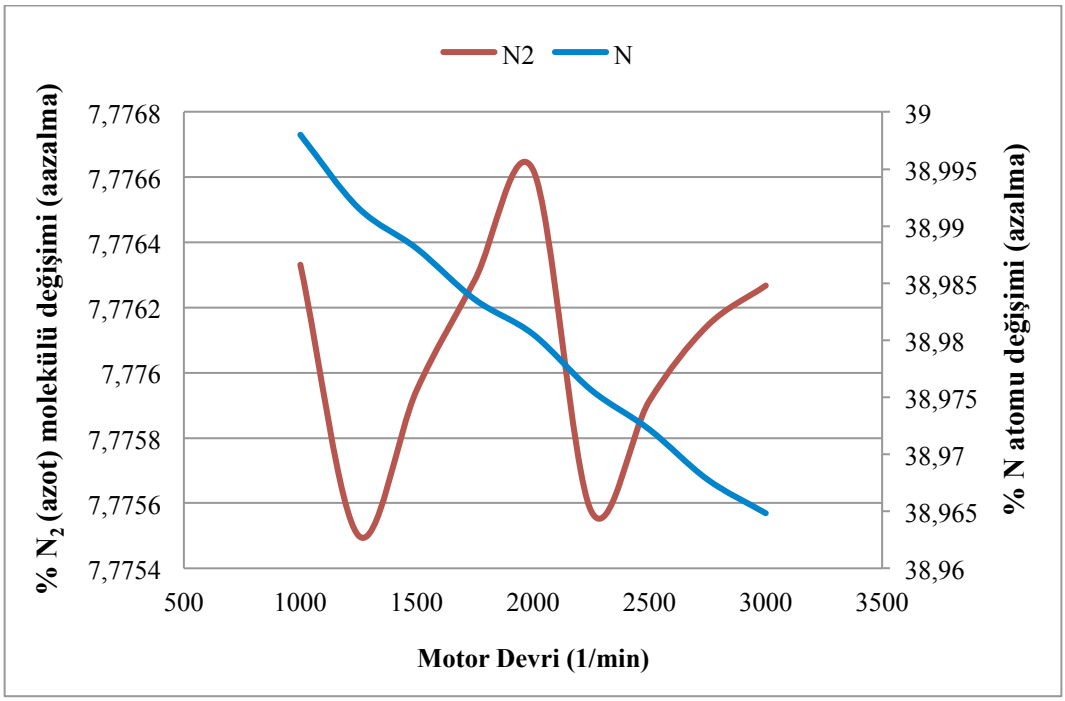
Şekil 4.11. Biyomotorin (B100) yakıtının diesel yakıtına göre O_2 artışı ve O atomu azalmasının motor devrine göre % değişimi

Hesaplanan N_2 ve N' in sayısal değerleri motor devri ve yakıt türüne göre değişimi Çizelge 4.6' da gösterilmektedir.

Çizelge 4.6. N_2 ve N emisyonlarının motor devri ve yakıt türüne göre "MATLAB" değerleri

Motor Devri (*1/min*)	N_2 (kmol/kg)		N (kmol/kg)	
	Diesel yakıtı	**B100 yakıtı**	**Diesel yakıtı**	**B100 yakıtı**
1000	0.722320	4.2515×10^{-10}	0.666150	2.5935×10^{-10}
1250	0.722140	4.2463×10^{-10}	0.665990	2.5906×10^{-10}
1500	0.721970	4.2413×10^{-10}	0.665830	2.5877×10^{-10}
1750	0.721810	4.2364×10^{-10}	0.665680	2.5849×10^{-10}
2000	0.721650	4.2316×10^{-10}	0.665530	2.5821×10^{-10}
2250	0.721490	4.2270×10^{-10}	0.665390	2.5795×10^{-10}
2500	0.721330	4.2225×10^{-10}	0.665240	2.5769×10^{-10}
2750	0.721180	4.2181×10^{-10}	0.665100	2.5744×10^{-10}
3000	0.721040	4.2138×10^{-10}	0.664970	2.5719×10^{-10}

Modelleme sonuçlarında biyomotorin (B100) yakıtının diesel yakıtına göre azot (N_2) ve N atomunda azalma görülmektedir. Şekil 4.12' de tüm motor devirlerinin ortalaması alındığında N_2 emisyonunda yaklaşık % 7.77 azalma görülürken N atomu emisyonunda % 38.98 azalma meydana gelmektedir. Motor devrine göre N_2 emisyonlarında azalma yüzdesi kompleks olarak değişirken, N atomu emisyonlarında devamlı düşüş görülmektedir.



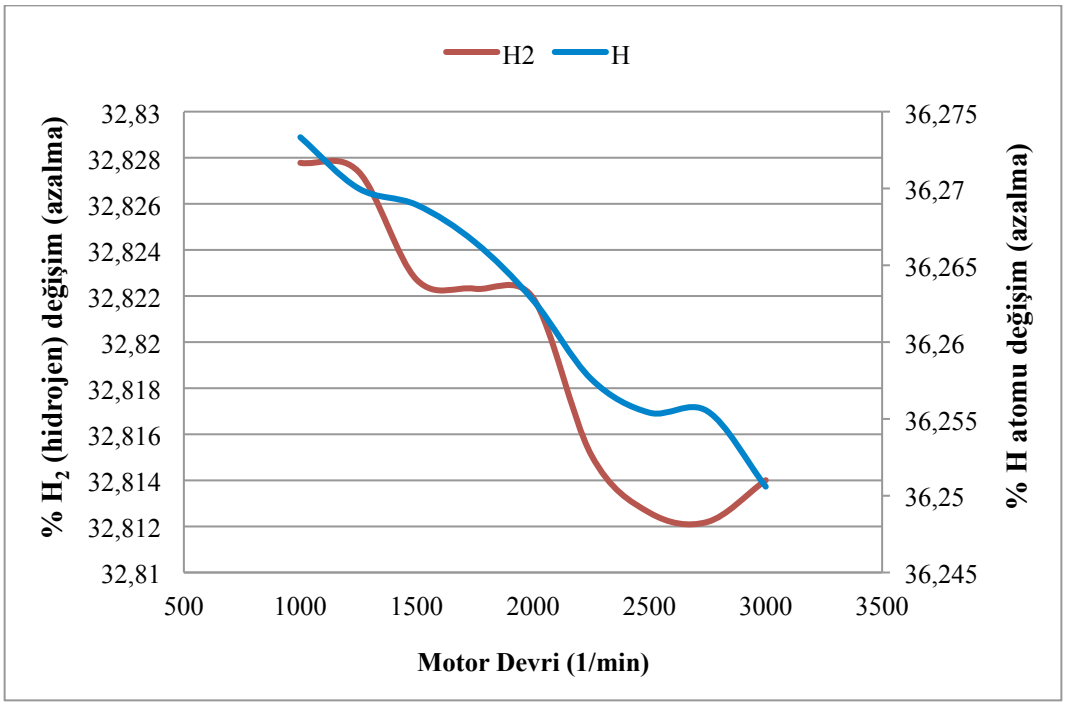
Şekil 4.12. Biyomotorin (B100) yakıtının diesel yakıtına göre azot (N_2) ve N atomu azalmasının motor devrine göre % değişimi

Hesaplanan H_2 ve H' ın sayısal değerleri motor devri ve yakıt türüne göre değişimi Çizelge 4.7' de gösterilmektedir.

Çizelge 4.7. H_2 ve H emisyonlarının motor devri ve yakıt türüne göre "MATLAB" değerleri

Motor Devri (*1/min*)	H_2 (kmol/kg)		H (kmol/kg)	
	Diesel yakıtı	**B100 yakıtı**	**Diesel yakıtı**	**B100 yakıtı**
1000	1.5627×10^{-5}	1.0497×10^{-10}	1.4874×10^{-6}	9.4787×10^{-7}
1250	1.5615×10^{-10}	1.0489×10^{-10}	1.4858×10^{-6}	9.4690×10^{-7}
1500	1.5602×10^{-10}	1.0481×10^{-10}	1.4843×10^{-6}	9.4596×10^{-7}
1750	1.5590×10^{-10}	1.0473×10^{-10}	1.4828×10^{-6}	9.4504×10^{-7}
2000	1.5578×10^{-10}	1.0465×10^{-10}	1.4813×10^{-6}	9.4414×10^{-7}
2250	1.5566×10^{-10}	1.0458×10^{-10}	1.4798×10^{-6}	9.4326×10^{-7}
2500	1.5555×10^{-10}	1.0451×10^{-10}	1.4784×10^{-6}	9.4240×10^{-5}
2750	1.5543×10^{-10}	1.0443×10^{-10}	1.4771×10^{-6}	9.4157×10^{-5}
3000	1.5533×10^{-10}	1.0436×10^{-10}	1.4757×10^{-6}	9.4075×10^{-7}

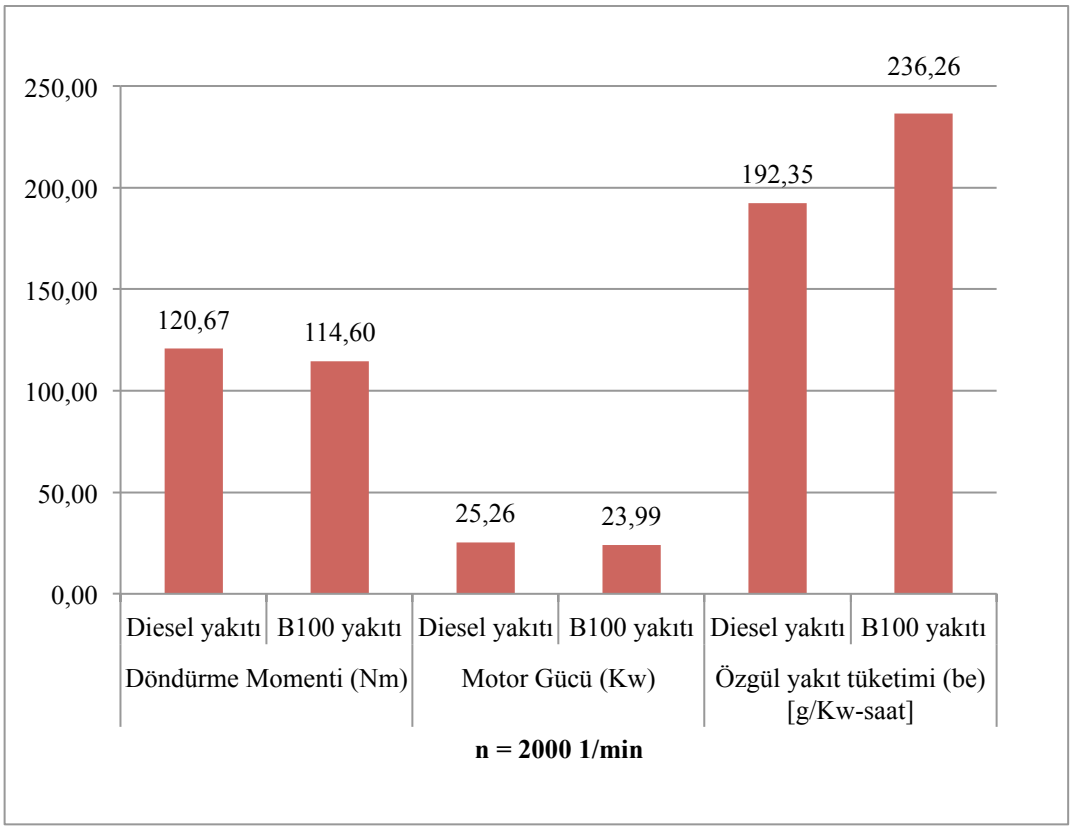
Modelleme sonuçlarında biyomotorin (B100) yakıtının diesel yakıtına göre hidrojen (H_2) ve H atomunda azalma görülmektedir. Şekil 4.13' de tüm motor devirlerinin ortalaması alındığında H_2 emisyonunda yaklaşık % 32.82 azalma görülürken H atomu emisyonunda % 36.26 azalma meydana gelmektedir. Motor devrine göre H_2 emisyonlarında azalma yüzdesi kompleks bir şekilde düşüş gösterirken, H atomu emisyonlarında genelde düşüş görülmektedir.



Şekil 4.13. Biyomotorin (B100) yakıtının diesel yakıtına göre hidrojen (H_2) ve H atomu azalmasının motor devrine göre % değişimi

4.2. Performans Analizi

İçten yanmalı motorlarda genelde döndürme momenti, motor gücü ve özgül yakıt tüketimi verileri kullanılarak performans analizi yapılmaktadır. Şekil 4.14' de diesel ve biyomotorin (B100) yakıtlarının 2000 1/min' da modelleme ile hesaplanan efektif parametrelerinin karşılaştırılması gösterilmektedir. Değişen devirlerde efektif parametrelerin karşılaştırılması için yukarıda materyal ve metod kısmında indike ortalama basınç ifadesinde açıklandığı gibi her bir devirde pistonun hareketine bağlı olarak piston kafasının, silindirin sıcaklıklarını ve ısı transferi katsayıları değerlerini bulmak amacıyla mevcut motorlar üzerinde kolay olmayan deneysel çalışmalar yapmayı gerektirmektedir. Bundan dolayı 2000 1/min' deki efektif parametrelerin karşılaştırılması yapılmıştır. Şekil 4.14 incelendiğinde B100 kullanımı ile diesel yakıtına göre döndürme momenti ve motor gücünde % 5.03 azalma görülürken özgül yakıt tüketiminde % 22.82 artış gözlenmiştir. Daha önce yapılan deneysel çalışmalar incelendiğinde B100 kullanımı ile diesel yakıtına göre döndürme momenti ve motor gücünde tüm motor devirlerinin ortalaması alındığında yaklaşık % 7.2 azalma görülürken özgül yakıt tüketiminde % 16.8 artış gözlenmiştir. Bu durum modelleme sonucu elde ettiğimiz verilerin yapılan diğer çalışmalarla paralel olduğunu göstermektedir.



Şekil 4.14. Diesel ve biyomotorin (B100) yakıtlarının 2000 1/min' de efektif parametrelerinin karşılaştırılması

Biyomotorinin özgül yakıt tüketiminin yüksek olmasının temel nedeni olarak, biyomotorinin enerji içeriğinin diesel yakıtına göre daha düşük olmasıdır. Ayrıca, biyomotorinin yoğunluğunun diesel yakıtına göre daha yüksek olması, hacimsel olarak püskürtülen yakıt miktarının kütlesel olarak daha fazla çıkmasına neden olmaktadır.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Modellemede, biyomotorin ve diesel yakıtının yanmasının motor performansı ve emisyon üzerindeki etkilerini karşılaştırmak amacıyla hazırlanan bilgisayar programına uygulanmıştır. Modellemenin sonuçları aşağıda maddeler halinde özetlenmiştir:

- Tüm motor devirlerinin ortalaması alındığında B100 kullanımıyla elde edilen CO emisyonu, diesel yakıtı kullanımına göre % 33.65 azalma göstermiştir. Daha önce yapılan deneysel çalışmalarda bu değer % 15 ile % 55 arasında azalmalar meydana geldiği göz önüne alındığında, modelleme sonucu elde ettiğimiz verilerin doğruluğunu göstermektedir.
- Tüm motor devirlerinin ortalaması alındığında B100 kullanımıyla elde edilen CO_2 emisyonu, diesel yakıtı kullanımına göre % 10.77 azalma göstermiştir. Daha önce yapılan deneysel çalışmalarda bu değer % 6 ile % 10 arasında azalmalar meydana geldiği göz önüne alındığında, modelleme sonucu elde ettiğimiz verilerin doğruluğunu göstermektedir.
- Aynı şekilde tüm motor devirlerinin ortalaması alındığında B100 kullanımıyla elde edilen NO emisyonu, diesel yakıtı kullanımına göre % 10.28 azalma göstermiştir. Daha önce yapılan deneysel çalışmalarda bu değer NO_x emisyonlarında % 14.7 artış gözlemlenmiştir. Bu durumun nedenini yukarıda açıkladığımız gibi deneysel çalışmalar NO_x (NO, N_2O, NO_2) değerlerinin sonucunu gösterirken burada yapılan modellemede denge denklemlerinin çözümü sonucu azot oksitler içinde sadece NO değerleridir. Azot oksitlerin (NO_x) hesaplamalarında zeldoviç mekanizması göz önüne alınarak hesaplanması sürdürülmekte olup çalışmaların yapılması önerilmektedir.
- Diğer yanma ürünlerinin denge konsantrasyonlarının analizi yapıldığında; Biyomotorin yakıtının diesel yakıtına göre tüm motor devirlerinin ortalaması alındığında H_2O emisyonunda % 11.49, OH emisyonunda % 20.23, O atomu % 23.65, N_2 molekülü % 7.77, N atomu % 38.98, H_2 molekülü % 32.82, H atomu % 36.26 azalma görülürken O_2 emisyonunda % 0.78 artış görülmüştür. Bu değerlere dikkat ettiğimizde biyomotorin yakıtında diesel yakıtına oranla yapısındaki azotun fazlalığından dolayı N_2 ve N emisyonları artış görülmesi beklenirken azalma meydana gelmiştir. Bunun nedeni modellemede yapılan hesaplamalarda yakıtlar içerisindeki bileşenlerin yüzdeleri alınırken C, H ve O

yüzdeleri dikkate alınmasıdır. Yakıt içerisindeki diğer bileşenlerin yüzdesi çok düşük olduğu için hesaba katılmamıştır. Bundan dolayı denge denklemlerinin çözümü sonucu değerler bu şekilde çıkmıştır.

- Biyomotorin kullanımı ile diesel yakıtına göre motor performansında hafif bir düşme meydana geldiği görülmüştür. Biyomotorin kullanımının diesel yakıta göre döndürme momentinde ve gücünde azalma olduğu, özgül yakıt tüketiminde ise artış olduğu tespit edilmiştir.

Özgül yakıt sarfiyatının fazla olmasının nedeni, biyomotorinin alt ısıl değeri diesele oranla daha düşük olmasıdır. Bu da motoru aynı devirde çalıştırmak için daha fazla yakıt yakmayı gerektirir. Bu nedenle özgül yakıt sarfiyatı daha yüksek çıkmaktadır. Emisyon değerlerindeki farklılığın nedeni ise yapısındaki O_2miktarının fazlalığıdır. O_2 fazlalığı nedeniyle açığa çıkan zehirli gazların miktarı azalır. Özellikle yüksek devirlerdeki etkisi daha fazla ortaya çıkmaktadır.

Kullanılan iki bölgeli yanma modelinde, yanma odası yanmış gaz ve yanmamış gaz bölgesi olarak ikiye ayrılmıştır. Böylelikle, yanma odası içerisindeki termodinamik özelliklerin ortalama değerleri kullanılarak tek bölgeli model ile yapılan hesaplamalara göre daha doğru sonuçlar elde edilmektedir. Modelleme ile bulunan emisyonların eğilimleri iyi olmakla birlikte nicel olarak iyileştirmeye ihtiyaç vardır. Detaylı reaksiyon mekanizmasında is yanması, NO ve CO oluşum reaksiyonları arasında çok hassas olan dengenin daha iyi kurulması gerekmektedir. Yanma odasındaki yanmış ve yanmamış gaz bölgeleri arasındaki sıcaklık farkları yaklaşık 1000 K üzerindedir. Bilindiği gibi içten yanmalı motorlarda, en zararlı çevre kirleticilerinden olan azot oksitler yüksek gaz sıcaklıklarında çok hızlı oluşmaktadır. Azot oksit oluşumunun modellenmesi için silindir içindeki gaz sıcaklıklarının doğru tahmin edilmesi çok önemlidir. Bu tahmini daha iyi yapabilmek için çok bölgeli yanma modellerinin kullanılması önerilmektedir. Tek, iki ve üç bölgeli modeller hakkında bilgiler kısaca “1.2. Yanma Modelleri” başlığı altında anlatılmıştır.

Sonuç olarak, bulunan sonuçların yakıt ve motor tipine sıkı sıkıya bağlı olduğu unutulmamalıdır. Başka araştırmacılar başka koşullarda farklı sonuçlar elde edebilir. Biyomotorin, alternatif enerji kaynakları içinde kolay elde edilebilirliği, kolay taşınabilirliği ve mevcut motor teknolojisinde köklü değişiklikler gerektirmemesi nedeniyle en önemli seçenek olarak karşımıza çıkmaktadır. Tez kapsamında sunulan yaklaşımlar geliştirmeye açıktır. Silindir içerisinde çok bölgeli yanma modeli

kullanılarak, silindir içerisindeki proses daha gerçekçi modellenebilir. Modellemede motor üzerinde yapılan kabullenmeler daha gerçekçi değerleri ile yapılabilir. Bulduğumuz sonuçlar içerisinde literatürdeki sonuçlarla örtüşmeyenlerin üzerine daha çok durulması önerilmektedir.

KAYNAKLAR

Abd Alla, G. H., Soliman, H. A., Badr, O. A. ve Abd Rabbo, B. F., 2001, Combustion Quasi-two zone predictive model for dual fuel engines, *Energy Convers. Mgmt.*, 42, 1477-1498.

Abdel-Rahman, A.A., 1998, On the emissions from internal-combustion engines: A Review, *International Journal of Energy Research*, (22), 483-513.

Acaroğlu, M., 2007, Alternatif enerji kaynakları, 9786053950479,*Nobel Yayın Dağıtım*, Ankara, 339-455.

Acaroğlu, M.,Ünaldı, M., Aydoğan, H., 2010, Yakıtlar ve yanma, 978-605-395-292-3, *Nobel Yayın Dağıtım*, Ankara, 127-145.

Agarwal, A.K., Das, L.M., 2001, Biodiesel development and characterization for use as a fuel in compression ignition engines, *J. Eng. Gas Turbines Power*, 123 (2), 440-447.

Anonymous, 1999, Methodology,Star-CD Version 3.10A, Computational Dynamics Limited, London, 63-75.

Atay, O., 2009, 7.3 l Dizel motorunun matematiksel modellenmesi ile silindir içi parametrelerinin, performansın ve egzoz emisyonlarının incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, 17-40.

Bayraktar, H. ve Durgun, O., 2003, Mathematical modeling of spark-ıgnition engine cycles, Energy Sources, 25, 439–455.

Bilginperk, H., 2003, Dizel motorları temel ders kitabı, *Milli Eğitim Basımevi*, İstanbul, 48-51.

Borat, O., Balcı, M ve Sürmen, A., 1994, İçten yanmalı motorlar, Cilt I, *Teknik Eğitim Vakfı Yayınları* - 2, Ankara, 259-301.

Breuer, C., 1995, The ınfluence of fuel properties on the heat release in DI diesel engines, *Fuel*, 74, 1767--1771.

Budak, N., Bayındır, H., Yücel, H.L., 2009,Dizel motorlarında azot oksitlerin oluşumu ve kontrol yöntemleri, *5. Yenilenebilir Enerji Kaynakları Sempozyumu, Yeksem-2009*, Diyarbakır- Türkiye, 123-130.

Cui, Y., Deng, K. ve Wu, J., 2001, A direct injection diesel combustion model for use in transient condition analysis, *Proc. Instn. Mech. Engrs., D*, 215, 995-1004.

Çakır, E.,2007, Dizel motorunun gerçek çevrimi ve piston-biyel mekanizmasının kinematik, dinamik ve mukavemet hesaplarının matematik modellenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, 7-32.

Çayırlı, M., 2006, Yanma olayının modellenmesi ve görüntü işleme yoluyla yanma performansının optimizasyonu,Yüksek Lisans Tezi,*Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,*Makine Eğitimi Anabilim Dalı,Isparta,37-43.

Dec, J.E., 1997, A conceptual model of DI diesel combustion based on laser sheet imaging. *SAE*, 970873, 13-19.

Dec, J.E., and Westbrook, C., 1999, Diesel combustion: an integrated view combining laser diagnostics, chemical kinetics and empirical validation, *SAE*, 1999-01-0509, 24-26.

Ferguson, C. R., 1986, Internal combustion engines, *John Wiley&Sons Inc.*, Singapur, 496-498.

Heywood, J. B., 1988, Internal combustion engine fundamentals, ISBN 0-07-100499-8, *McGRAW-Hill Inc.*, Singapur, 15-20.

Karakuş, N., 2000, Yakıt özelliklerinin dizel motor performansına ve emisyonlarına etkisi, Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 98-100.

Karasu, T., Yelken, B., 1997, Dizel motorları meslek bilgisi, *MeslekiEğitim ve Küçük Sanayi Destekleme Vakfı*, İzmir, 35-38.

Kesgin, U., 2004, Genetic algorithm and artificial neural network for engine optimisation of efficiency and nox emission, *Fuel*, 83, 885–895.

Kesgin, U. ve Safa A., 2005, Simulation of ın-cylinder processes and emission formation in ınternal combustion engines, *18. Uluslararası ECOS Sempozyumu*, Trondheim, Norveç, 20-22 Haziran,1391-1398.

Kocabaş, Ç., 2007,Dizel motorlarda yanma sureci boyunca azot oksit oluşumu ve yanmış ürünlerin denge konsantrasyonlarının matematik modellenmesi, Yüksek Lisans Tezi,*İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*,Makine Muhendisliği Anabilim Dalı,İstanbul, 16-41.

Kolev, N. I., 2007, Multiphaseflow dynamics 3, 978-3-540-71442-22006, *Springer-Verlag*,Berlin Heidelberg, 269-301.

Korbitz W., 1999, Biodiesel production in europe and north american, an encouraging prospect, *Renewable Energy*, 16 (1-4), 1078-1083.

Kutlar, O.A., Ergeneman, M., Arslan H. ve Mutlu, M.,1998, Taşıt egzozundan çıkan kirleticiler, *Birsen Yayınevi*, İstanbul, 13-14.

Küçükşahin, F., 2000, Dizel motorları problemleri, 9759689692-9, *Güven Kitabevi Yayınları*, İstanbul, 50-80.

Lakshminarayanan, P. A.,Aghav, Y. V., 2009, Modelling diesel combustion, 978-90-481-3885-2, *Springer Dordrecht Heidelberg*, London- New York, 1-17.

Lapuerta, M., Hernandez, J. J. ve Armas, O., 2000, Kinetic modelling of gaseous emissions in a diesel engine, *SAE Tech. Paper Series*, 2000-01-2939, 1-13.

Lucas, A., Duran, A., Carmona, M. ve Lapuerta, M., 2001, Modeling diesel particulate emissions with neural networks, *Fuel*, 80, 539–548.

Mansour, C., Bounif, A., Aris, A. ve Gaillard, F., 2001, Gas–diesel (dual-fuel) modeling in diesel engine environment, *Int. J. Therm. Sci.*, 40, 409–424.

Mehdiyev, R., Arslan, H., Kutlar, A., Çalık, A. T., 2003, İçten yanmalı motorların hesaplanması ve geliştirilmesi ders notları, 1.- 2. hisse,*İstanbul Teknik Üniversitesi*, İstanbul, 1-42.

Merker, G.P., Hohlbaum, B ve Rauscher, M., 1993, Two-zone model for calculation of nitrogen-oxide formation in direct-ınjection diesel engines, *SAE Tech. Paper Series,* 932454.

Nişancı, S., 2007, Biyodizel yakıt karışımlarının performans ve emisyon üzerine etkilerinin deneysel araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, 4-14.

Özcan. E., 2009, Faz III-B emisyon standartlarına cevap veren turbo dizel traktör motorunun 4 supaplı silindir kafasının tasarımı ile ilgili teorik incelemeler ve uygulamalar, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, 80-89.

Özsezen, A. N., Çanakçı, M., 2009,Biyodizel ve Karışımlarının Kullanıldığı bir Dizel MotordaPerformans ve Emisyon Analizi,*Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 15 (2), 173-180.

Özsoysal, O. A., 1993, Investigation of the engine pressure data by comparing the experimental test with the results of analytical model, *SAE Tech. Paper Series*, 930611, 1-8.

Peterson, C.L., Hustrulid, T., 1998, Carbon cycle for rapeseed oil biodiesel fuels, *Biomass and Bioenergy*. (14), 91-101.

Rakopoulos, C. D., Rakopoulos, D. C., Giakoumis, E. G. ve Kyritsis, D. C., 2004, Validation and sensitivity analysis of a two zone diesel engine model for combustion and emissions prediction, *En. Conv. Man.*, 45, 1471-1495.

Reid, R.C., Prausnitz, J.M. and Sherwood, T.K., 1971, The properties of gases and liquid, 3th ed, Russian translation: Chimia, Leningrad (1982), *McGraw-Hill Book Company*, New York, 20-25.

Safa, A., 2006, İçten yanmalı motorlarda proses ve emisyon modellemesi, Doktora Tezi,*Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, 15-25.

Safgönül, B., Ergeneman, M., Arslan, H. ve Sorusbay, C., 1995,İçten yanmalımotorlar, *Birsen Yayınevi*,139-140.

Schöttke, G., Finger, H. ve Schwarz, V., 2003, Berechnung der dieselmotorischen warmefreisetzung, *MTZ*, 64, 972-979.

Sönmez, İ., 2006, Dizel motorlarına ilave oksijen verilmesinin motor performansı ve egzoz emisyonlarına etkisi, Bilim Uzmanlığı Tezi, *Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Karabük, 10-25.

Sıemens, 2003, Sıemens VDO Automotive, Diesel Systems, *AT PT DS CR EIN*,Regensburg, Germany, Proprietary

Tao, Y., Hodgins, K. B.ve Hill, P. G., 1995, NO_x Emissions from a diesel engine fueled with natural gas, *J. of Energy Resources Technology*, 117, 290-296.

Uçar, G., 2006, Bazı biyodizel yakıtlarında yoğunluk, viskozite ve parlama noktasının ısıl değere etkisinin belirlenmesi üzerine bir araştırma, Yüksek Lisans Tezi, *Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Makine Eğitim Anabilim Dalı, Konya, 3-9.

Zeldoviç Y. B., 1984, Seçilmiş eserleri: kimyasal, fizik ve hidrodinamik (Rusça), *Nauka yayınevi*, Moskova, 373-375.

EKLER

EK-1 Silindir içi parametreleri ve egzoz ürünlerini hesaplayan Diesel hesap "MATLAB" programı.

```
% gasifier equilibrium solution
clear
clc

% Inputs to system, total moles of C, H, O, N coming from CHON and air

polo,P=MaxP,T=MaxT;


% initial guess of outputs
x0 = [.1 .1 .1 .1 .1 .1 .1 .1 .1 .1 .1];
XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX

XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX

XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX

XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX

yCO = x(1)
yCO2 = x(2)
yH2O = x(3)
yH2 = x(4)
yH = x(5)
yN = x(6)
yN2 = x(7)
yNO = x(8)
yO2 = x(9)
yO = x(10)
yOH = x(11)
Mt = yCO+yCO2+yH2O+yH2+yH+yN+yN2+yNO+yO2+yO+yOH
```

Polo.m

```
%%%%%%%%%%%VERiLENLER%%%%%%%%%%%%
%yakıt kutlesel kesri%
u=waitbar(0,'Lutfen Bekleyiniz...');
for e=1:100;
format shortg
C=0.870;
H=0.13;
O=0;
Hu=43000;%yakıt alt ısıl degeri[kj/kg]
my=200;%yakıt mol kutlesi[kg/kmol]
roy=0.830676;%yakıt yoğunluğu[kg/l]
Lambda=1.8;%hava fazlalık katsayısı
Lambda1=1;%yerel hava fazlalaık katsayısı
Etav=0.944;
Epsilon=19.5;%sıkıstırma oranı
mh=28.97;%kg/kmol
D=0.0795;%silindir capı[m]
```

```
S=0.0955;%piston Stroğu[m]
Rh=287;%Havanın Gaz Sabiti[J/kgK]
P0=0.0896;%Normal Atmosfer Basıncı[MPa]
Basor=2.0089;%Doldurucu Basınc Oranı
Pk=P0*Basor;%Doldurucu Sonrası Hava Basıncı[MPa]
T0=290;%Normal Atmosfer Sıcaklığı[K]
n=2000;%Krank Mili Donme Hızı[d/d]
i=3;%silindir sayısı
k1=1.377;%sıkıstırma sonrası adyabatik ussu
%Adyabatik ussu sabit kabul edilmistir. Ancak bu varsayım doğru
degildir.
%Krank mili Donme acısına gore adyabatik us değisir. Adyabatik us
ozgul%ısıların oranıdır. Her sıcaklık icin değisecektir. Ayrıca
politrop usler
%de adyabatik usten 0.01 cıkarılarak hesaplanmıstır.
n1=1.36;%sıkıstırma sureci politrop ussu
k=1.39;%Yanma urunleri adyabatik ussu
k2=1.2515;%Genisleme sureci adyabatik ussu
n2=1.26;%Genisleme sureci politrop ussu
Kisiz=0.8;%ısı kullanım katsayısı%
%Isının ısı transferi ile kaybolan oranını gosterir. Ayrıca yanma ile
%birlikte H2,CO ve CO2' nin disolasyonu icin ortaya cıkan kayıp
isiyida
%simgeler.Bu asamada sabit kabul edildi.?lerki hesaplarda degisken
olarak
%hesaplanacak. Emme portu direnc ve hız katsayıları volumetrik verimi
%etkileyen parametrelerdir. Volumetrik verim sabit kabul edildigi icin
bu
%değerin verilmesine gerek yoktur.
W=50;%Emme Subabında ortalama hız[m/s]
m=1.2;%Vibe Katsayısı
Teta=5;%Puskurtme Avansı[KMA]
alfaz=50;%yanma puskurtme suresi[KMA]
Emmeportu=2.7;%emme portu direnc ve hız katsayıları
%%%%%%%%HESAPLANANLAR%%%%%%%%%%
Deltaalfa=0.5;%adım[KMA]
waitbar(e/100,u)
end
close(u)
alfa=180:0.5:540;%Krank Mili Acısı(derece-
alfar=alfa*pi/180;%Krank Mili Acısı(radyan)
for j=1:1:length(alfa);
if alfa(j)<=(360-Teta)
alfa1=0;
elseif alfa(j)>(360-Teta) & alfa(j)<=(360-Teta+alfaz)
alfa1=alfa1;
alfa1=alfa1+Deltaalfa;
else
alfa1=50;
end
XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX

XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX

XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX

XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX

XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX
end
Fp=pi*(D^2)/4;%Piston Alanı
```

```
Sx=(S/2)*((1-cos(alfar)+(0.25/4)*(1-cos(2*alfar))));%UON olan uzaklik
Vh=pi*(D^2/4)*S;%Strok hacmi
Vc=Vh/(Epsilon-1);%Sıkıstırma hacmi
Va=Vh+Vc;%Toplam Hacim
Vx=Vc+(Fp*Sx);%Anlık Hacim
Tk=T0*(Basor^(0.8/1.8));%Doldurucu sonrası hava sıcaklıgı
rok=(Basor*P0)/(Rh*Tk)*1000000;%Doldurucu sonrası hava
lo=(1/0.23)*((8*C/3)+8*H-O);%havanın teorik kutle miktarı[kg/kg]
gcevrim=Etav*rok*Vh/(Lambda*lo);%Cevrim basına
puskurtulenyakit[kg/cevrim]

for j=1:length(alfa)

XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX

XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX

XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX

XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX

XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX

end
for j=1:1:length(alfa)
if alfa(j)<=360
np1=n1;
else%np:politropik us
np1=n2;
end
np(j)=np1;
end
Pa=Pk-(Emmeportu*(W^2)*rok)/(2*10^6);%Emme Sonu Basınc
Lo=(1/0.21)*(C/12+H/4+O/32);
Pr=0.95*Basor*P0;
DeltaT=10;
Tr=1600-403*Lambda+0.037*n-7.38*Epsilon;
Tk=T0*(Basor)^(0.8/1.8);
Gamar=((T0+DeltaT)*Pr)/((Epsilon*Pa-Pr)*Tr);
nu0=1+(H/4+O/32-1/my)/(Lambda*Lo+1/my);
nu=(nu0+Gamar)/(1+Gamar);
Ta=(Tk+DeltaT+Gamar*Tr)/(1+Gamar);
Pc=Pa*(Epsilon^n1);
Tc=Ta*(Epsilon^(n1-1));
tc=Tc-273;

Pi=(0.600712/(Vh*1000))-(Pr-Pa);%Ortalama indike basınç[Mpa]
Pm=0.13+((0.0118*S*n)/30);%Ortalama mekanik basınç [MPa]
Pe=Pi-Pm;%Ortalama efektif basınç [MPa]
Ni=(Pi*Vh*i*n*1000)/120; %İndike güç [kW]
Ni2=1.36*Ni;%İndike basınç [BG]
Ne=(Pe*Vh*n*i*1000)/120;%Efektif güç [kW]
Ne2=1.36*Ne;%Efektif güç [BG]
Me=(9554*Ne)/n;%Efektif moment[Nm]
nui=(Pi*lo*Lambda*1000)/(Hu*rok*Etav);%indike verim
num=Pe/Pi;%Mekanik verim
nue=nui*num;%efektif verim
bi=(3.6*10^6)/(Hu*nui);%indike özgül yakıt[g/Kwh]
be=(3600*1000)/(Hu*nue);%efektif özgül yakıt tüketimi [g/kWh]
be2=be/1.36;%efektif özgül yakıt tüketimi [g/BGh]
```

```
Gyakit=(Ni*bi)/1000;%saatteki yakıt tüketimi [kg/h]

XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX

XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX

XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX

XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX

XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX
end
Qj(j+1)=Ua(j+1)+Qh(j+1)-Qw(j+1);
if j<=360
Tj(j+1)=Tj(j)+(Qj(j+1)-Qj(j))/(Ma(j+1)*(20.6+0.002638*(Tj(j)-273)));
else
Tj(j+1)=Tj(j)+(Qj(j+1)-Qj(j))/(Ma(j+1)*(21.352+0.00394*(Tj(j)-273)));
end
Pj(j+1)=8.314*Ma(j+1)*Tj(j+1)/Vx(j+1)/1000;
end
for son=1:1:length(alfa)P(son)=Pa*((Va/Vx(son))^1.36);%Yanma olmadigi
taktirde cari basinc
if son<=1
Tjson(son)=Ta;
Pjson(son)=Pa;
else
Tjson(son)=Tj(son);
Pjson(son)=Pj(son);
end
end
MaxP=max(Pjson);
MaxT=max(Tjson);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% gasifier functions

XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX

XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX

XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX

XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX


% Overall reaction is
% CHON + air -> CO + CO2 + H2O + H2 + H + N + N2 + NO + O2 + O + OH
yCO = x(1);
yCO2 = x(2);
yH2O = x(3);
yH2 = x(4);
yH = x(5);
yN = x(6);
yN2 = x(7);
yNO = x(8);
yO2 = x(9);
yO = x(10);
yOH = x(11);
```

```
Mt = yCO+yCO2+yH2O+yH2+yH+yN+yN2+yNO+yO2+yO+yOH ;   % total number of
moles

XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX

XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX

XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX

XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX

XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX

% determine equilibrium constant at specified temperature

K1=3.4464*(10^(-7))*(T^0.6885)*(exp(69100/(1.986*T)));
K2=24.1546*(10^(-3))*(T^(-0.2421))*(exp(59000/(1.986*T)));
K3=15.0960*(10^(-4))*(T^(-0.1118))*(exp(68920/(1.986*T)));
K4=1.3172*(10)*(T^(0.4056))*(exp(-52200/(1.986*T)));
K5=1.5654*(10^(2))*(T^(0.2126))*(exp(-59700/(1.986*T)));
K6=6.0469*(T^(-0.0322))*(exp(-21790/(1.986*T)));
K7=0.7977*(10^(2))*(T^(0.292))*(exp(-113500/(1.986*T)));

% balance equations to solve

F(1) = (yCO2+yCO)-((C/12)*(1+Gamar));   % C balance
F(2) = (yH2O+yH2+0.5*yH+0.5*yOH)-((H/2)*(1+Gamar));    % H balance
F(3) = (yCO2+yO2+0.5*yCO+0.5*yH2O+0.5*yOH+0.5*yO+0.5*yNO)-
(((O/32)+0.21*Lambda*Lo)*(1+Gamar));    % O balance
F(4) = (yN2+0.5*yNO+0.5*yN)-(0.79*Lambda*Lo*(1+Gamar));      % N
balance

XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX

XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX

XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX

XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX


% 1) CO2 <-> CO + 0.5O2
% 2) CO2 + H2 <-> CO + H2O
% 3) N2 <-> 2N
% 4) H2 <-> 2H
% 5) O2 <-> 2O
% 6) 0.5O2 + 0.5N2 <-> NO
% 7) H2O <-> H2 + 0.5O2
% 8) H2O <-> OH + 0.5H2
F(5) = ((yCO2/(yCO*(yO2^0.5)))*((P/Mt)^(-0.5)))-K1;
F(6) = ((yH2O/(yH2*(yO2^0.5)))*((P/Mt)^(-0.5)))-K2;
F(7) = ((yH2O/(yOH*(yH2^0.5)))*((P/Mt)^(-0.5)))-K3;
F(8) = ((yH/(yH2^0.5))*((P/Mt)^(0.5)))-K4;
F(9) = ((yO/(yO2^0.5))*((P/Mt)^(0.5)))-K5;
F(10) = (yNO/((yO2*yN2)^(0.5)))-K6;
F(11) = ((yN/((yN2)^(0.5)))*((P/Mt)^(0.5)))-K7;

end
```

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Emrah Erçek
Uyruğu : T.C.
Doğum Yeri ve Tarihi : Ereğli/Konya 1987
Telefon : 0537 230 80 13
Faks :
e-mail : emrahercek@hotmail.com

EĞİTİM

Derece		**Adı, İlçe, İl**	**Bitirme Yılı**
Lise	:	Ereğli Lisesi, Ereğli/Konya, Konya	2004
Üniversite	:	Selçuk Üniversitesi, Konya	2009
Yüksek Lisans	:		
Doktora	:		

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	**Kurum**	**Görevi**

UZMANLIK ALANI

YABANCI DİLLER

BELİRTMEK İSTEĞİNİZ DİĞER ÖZELLİKLER

YAYINLAR