

**DÖRT ZAMANLI, TEK SİLİNDİRLİ, DEĞİŞKEN SIKIŞTIRMA
ORANLI BİR DİZEL MOTORUNUN BİLGİSAYAR YARDIMI İLE
TEORİK SİMÜLASYONU VE PERFORMANS ANALİZİ**

Seyfi POLAT

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE EĞİTİMİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

HAZİRAN 2010

ANKARA

Seyfi POLAT tarafından hazırlanan DÖRT ZAMANLI, TEK SİLİNDİRLİ, DEĞİŞKEN SIKIŞTIRMA ORANLI BİR DİZEL MOTORUNUN BİLGİSAYAR YARDIMI İLE TEORİK SİMÜLASYONU VE PERFORMANS ANALİZİ adlı bu tezin Yüksek Lisans / ~~Doktora~~ tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. H. Serdar YÜCESU

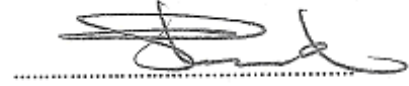
Tez Danışmanı, Makine Eğitimi Anabilim Dalı



Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği / ~~oy çokluğu~~ ile Makine Eğitimi Anabilim Dalında Yüksek Lisans / ~~Doktora~~ tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Selim ÇETİNKAYA

Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi



Prof. Dr. H. Serdar YÜCESU

Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi



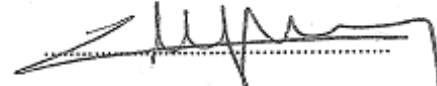
Prof. Dr. M. Sahir SALMAN

Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi



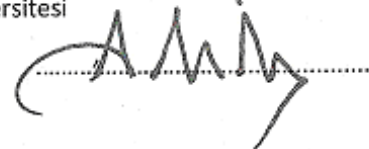
Prof. Dr. H. Güçlü YAVUZCAN

Endüstriyel Teknoloji Eğitimi Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi



Prof. Dr. Atilla KOCA

Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi



Tarih: 29/06/2010

Bu tez ile G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Yüksek Lisans / ~~Doktora~~ derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Bilal TOKLU

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü



TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yaptığımı bildiririm.



Seyfi POLAT

**DÖRT ZAMANLI, TEK SİLİNDİRLİ, DEĞİŞKEN SIKIŞTIRMA ORANLI
BİR DİZEL MOTORUNUN BİLGİSAYAR YARDIMI İLE TEORİK
SİMÜLASYONU VE PERFORMANS ANALİZİ**
(Yüksek Lisans Tezi)

Seyfi POLAT

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

Haziran 2010

ÖZET

Bilgisayar teknolojisinin hızla ilerlemesi otomotiv sektörünü önemli derece etkilemiştir. Araştırmacılar motorların performanslarını kolaylıkla karşılaştırabilmek amacı ile çevrim analizlerini yazılıma dönüştürmek için birçok çalışmalar yapmışlardır. Simülasyon programı üzerinden tasarlanan motorun boyutları, yakıtın cinsi, sıkıştırma oranı, supap zamanlaması, püskürtme zamanlaması, hava fazlalık katsayısı gibi birçok parametre değiştirilerek motorun veriminin ve performansının nasıl etkilendiği kolaylıkla incelenebilmektedir.

Bu tezde, dört zamanlı, tek silindirli, normal emişli, direkt püskürtmeli bir dizel motorunun çevrim analizi için simülasyon programı geliştirilmiştir. Öncelikle simülasyonu yapılan motorun termodinamiksel hesaplamaları yapılmıştır. Hazırlanan bu modelde gerçek çevrim kayıpları göz önünde bulundurulmuştur. Daha sonra model MATLAB programlama dili ile simülasyona dönüştürülmüştür. Simülasyon sonucunda; tam yükte 1'er derecelik KA aralığında silindir basınç, sıcaklık ve farklı motor hızlarında (1000–4000 min⁻¹), farklı sıkıştırma oranlarında (16:1–20:1–24:1), farklı hava fazlalık katsayılarında (1,3–1,5–1,7) motor performans eğrileri elde edilmiştir.

Elde edilen basınç, sıcaklık, net iş, yanan yakıt kütlesi, ısı dağılımı, ortalama çevrim basıncı, motor gücü, sürtünme gücü, motor momentı, özgül yakıt tüketimi, mekanik verim ve termik verim gibi grafikler yorumlanmıştır.

Bilim Kodu : 708.3.026

Anahtar Kelimeler : Dizel, dört zamanlı, simülasyon, modelleme, sıkıştırma oranı, motor, performans, matlab

Sayfa Adedi : 126

Tez Yöneticisi : Prof. Dr. H. Serdar YÜCESU

**COMPUTER AIDED SIMULATION AND PERFORMANCE ANALYSIS OF
A FOUR STROKE, SINGLE CYLINDER, VARIABLE COMPRESSION
RATIO DIESEL ENGINE**

(M. Sc. Thesis)

Seyfi POLAT

**GAZI UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY**

June 2010

ABSTRACT

Rapid progress in computer technology significantly affects the automotive industry. Researchers have done many studies to convert cycle analysis to software in order to compare engine performance easily. It can be easily analyzed how an engine performance affected by changing many parameters engine size, fuel type, compression ratio, valve timing, injection timing, air excess coefficient of such as via simulation programme.

In this thesis a simulation programme was developed for analysis of four stroke, single cylinder, normally aspirated, direct injection diesel engine cycle. Firstly thermodynamic calculations of engine which will be simulated was done. In this model, real cycle loses was considered. Afterward the model was transformed to simulation by MATLAB programming language. At the end of the simulation, engine performance curves were obtained at full load in range of 1 degree CA cylinder pressure, temperature and different engine speeds (1000–4000 min⁻¹), different compression ratios (16:1–20:1–24:1), various air excess coefficients (1,3–1,5–1,7).

Pressure, temperature, net work, mass of the burning fuel, heat release rate, the average cycle pressure, friction power, mechanic efficiency, engine power, engine torque, specific fuel consumption and thermal efficiency graphs which were obtained were interpreted.

Science Code : 708.3.026

Key Words : Diesel, four stroke, simulation, modelling, compression ratio, engine, performance, matlab

Page Number: 126

Adviser : Prof. Dr. H. Serdar YÜCESU

TEŞEKKÜR

Bu tezin hazırlanmasında, çalıőmalarım boyunca hiçbir zaman emeğini esirgmeden yardımcı olan, tecrübeleri ile bana yol gősteren, saygı değer hocam Prof. Dr. H. Serdar YÜCESU'ya, maddi ve manevi destekleriyle beni hiçbir zaman yalnız bırakmayan aileme ve değerli arkadaşlarım Arő. Gör. Hamit SOLMAZ'a, Uzman Alper CALAM'a ve Koray SEYMEN'e teőekkürü bir borç bilir, hayattaki tüm güzelliklerin onlarla olması dileğiyle saygılarımı sunarım.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT	vi
TEŞEKKÜR	viii
İÇİNDEKİLER.....	ix
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR	xvii
1.GİRİŞ.....	1
2.LİTERATÜR ÖZETLERİ.....	3
3.TERMODİNAMİK ÇEVİRİM ANALİZİ	10
3.1.Dört Zamanlı Motorların İdeal Karma Çevrim Analizi	10
3.2.Karma Çevriminin Termodinamik Analizi.....	12
3.2.1.Sıkıştırma işlemi (1-2).....	13
3.2.2.Sabit hacimde yanma işlemi (2-3).....	13
3.2.3.Sabit basınçta yanma işlemi (3-4)	14
3.2.4.Genişleme işlemi (4-5)	15
3.2.5.Egzoz işlemi (5-1)	15
3.2.6.Termik verim.....	15
3.3.Gerçek Çevrim Farklılıkları.....	16
3.3.1.Yanma olayı	17
3.3.2.Sıkıştırma ve genişleme olayı	18
3.3.3.Gaz değişim olayı.....	18

	Sayfa
4.TERMODİNAMİK MODELLEME.....	20
4.1.Hava Özellikleri.....	20
4.2.Yakıtlar.....	21
4.2.1.Dizel motoru yakıtından istenen özellikler.....	21
4.2.2.Simülasyonda kullanılan yakıtın özellikleri.....	22
4.3.Hava-Yakıt Oranının Belirlenmesi.....	23
4.4.Hava Fazlalık Katsayısı.....	24
4.5.Silindir İçerisinde Kalan Egzoz Gazı Sıcaklığı ve Miktarı.....	26
4.6.Silindir İçerisindeki Dolgunun Sıcaklığı ve Miktarı.....	28
4.7.Silindir İçerisindeki Karışımın Özellikleri.....	29
4.8.Özgül Isıların Değişimi.....	32
4.9.Püskürtme Zamanının Ayarlanması.....	35
4.10.Motor Geometrisi.....	36
4.11.Çevrim İşleminin Modellenmesi.....	38
4.11.1.Giriş değerlerinin hesaplanması.....	38
4.11.2.Emme işlemi.....	39
4.11.3.Sıkıştırma işlemi.....	39
4.11.4.Yanma işlemi.....	40
4.11.5.Genişleme işlemi.....	40
4.11.6.Egzoz işlemi.....	40
4.11.7.Motor performans hesaplamaları.....	41
5.DENEYLER SONUCU ELDE EDİLMİŞ MODELLER.....	42

	Sayfa
5.1.Yakıtın Isıl Değeri.....	42
5.2.Tutuşma Gecikmesi.....	43
5.3.Yanan Yakıt Yüzdesi	45
5.4.Wiebe Fonksiyonu	48
5.5.Isı Dağılım Analizi.....	49
5.6.Isı Transferi.....	51
5.7.Sürtünme Kaybı	56
6.MOTOR PERFORMANSI.....	58
6.1.Ortalama Piston Hızı	58
6.2.Ortalama İndike Basınç	60
6.2.1.Ortalama yükseklik kuralı.....	62
6.2.2.Simpson kuralı.....	62
6.3.İndike Güç ve İndike Moment	63
6.4.Efektif Güç ve Efektif Moment	64
6.5.Özgül Yakıt Tüketimi.....	66
6.6.Mekanik Verim	67
6.7.Volümetrik Verim	69
6.8.Termik verim	71
6.9.Emisyonlar	73
7.SİMÜLASYON SONUÇLARI	75
7.1.Silindir Basınç, Sıcaklık Değişimi ve Motor Karakteristik Eğrileri	76
7.2.Sıkıştırma Oranının Silindir Basınç, Sıcaklık Değişimi ve Motor Karakteristiğine Etkisi.....	88

	Sayfa
7.3.Hava Fazlalık Katsayısının Silindir Basınç, Sıcaklık Değişimi ve Motor Karakteristiğine Etkisi.....	93
8.SONUÇ VE ÖNERİLER.....	99
KAYNAKLAR.....	102
EKLER.....	106
EK-1 Simülasyonu yapılan motorun MATLAB program kodları.....	107
ÖZGEÇMİŞ.....	126

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Dizel motorunda gerçekleşen kayıplar	19
Çizelge 4.1. Kuru havanın kütle analizi	20
Çizelge 4.2. N-dodekan yakıtının özellikleri.....	22
Çizelge 4.3. Matematiksel model içerisinde kullanılan karışanların türleri ve indisler	30
Çizelge 4.4. $C_{12}H_{26}$ yakıtına, hava bileşenlerine ve yanma sonrası açığa çıkan gaz bileşenlerine ait katsayılar	31
Çizelge 5.1. n-dodekan yakıtının alt ve üst ısıl değerleri.....	43
Çizelge 5.2. Farklı yakıtların setan sayısı	45
Çizelge 6.1. Farklı özellikteki motorların çalışma parametreleri	59
Çizelge 7.1. Simülasyonu yapılan motorun özellikleri.....	76

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 3.1. Karma çevrimi P-V diyagramı.....	10
Şekil 3.2. Gerçek çevrim P-V diyagramı	16
Şekil.3.3. Dizel motorunda ideal ve gerçek yanma kanunu	17
Şekil 4.1. Özgül ısıların sıcaklığa bağlı değişimi	33
Şekil 4.2. Motor geometrisi	36
Şekil 5.1. Yanan yakıt miktarının krank açısına bağlı değişimi ve yanma safhaları.....	46
Şekil 5.2. Kümülatif yanan yakıt yüzdesinin krank açısına bağlı değişimi	49
Şekil 5.3. Yanma süresince ısı dağılımının krank açısına bağlı değişimi.....	50
Şekil 5.4. Silindirdeki ısı transferi	52
Şekil 5.5. Eichelberg, Woschni ve Hohenberg modellerinin ısı iletim katsayıları.....	56
Şekil 6.1. Krank-biyel oranının ortalama piston hızına etkisi.....	60
Şekil 6.2. İndikatör diyagramı	61
Şekil 6.3. Tam yükte motor hız karakteristikleri	64
Şekil 6.4. Motor hızına bağlı özgül yakıt tüketimi değişimi.....	67
Şekil 6.5 Mekanik verimin motor hızına bağlı değişimi.....	69
Şekil 6.6. Dört zamanlı bir motorun motor hızına bağlı volümetrik verim değişimi.....	70
Şekil 6.7. İdeal çevrimde termik verimin sıkıştırma oranına bağlı değişimi	72
Şekil 7.1. Silindir basıncının silindir hacmine bağlı değişimi.....	76
Şekil 7.2. Silindir basıncının krank açısına bağlı değişimi	77
Şekil 7.3. Silindir sıcaklığının krank açısına bağlı değişimi	78

Şekil	Sayfa
Şekil 7.4. Toplam elde edilen işin krank açısına bağlı değişimi	78
Şekil 7.5. Isı iletim katsayısının krank açısına bağlı değişimi	79
Şekil 7.6. Yanan yakıt kütesinin krank açısına bağlı değişimi.....	80
Şekil 7.7. Silindir içerisindeki ısı dağılımının krank açısına bağlı değişimi.....	81
Şekil 7.8. Silindir içerisindeki kümülatif ısı dağılımının krank açısına bağlı değişimi.....	81
Şekil 7.9. Ortalama indike ve efektif basıncın motor hızına bağlı değişimi	82
Şekil 7.10. İndike ve efektif gücün motor hızına bağlı değişimi.....	83
Şekil 7.11. İndike ve efektif motor momentinin motor hızına bağlı değişimi	84
Şekil 7.12. İndike ve efektif özgül yakıt tüketiminin motor hızına bağlı değişimi.....	85
Şekil 7.13. İndike ve efektif termik verimin motor hızına bağlı değişimi	86
Şekil 7.14. Sürtünme gücünün motor hızına bağlı değişimi	87
Şekil 7.15. Mekanik verimin motor hızına bağlı değişimi.....	87
Şekil 7.16. Farklı sıkıştırma oranlarındaki silindir basıncının krank açısına bağlı değişimi.....	88
Şekil 7.17. Farklı sıkıştırma oranlarındaki silindir sıcaklığını krank açısına bağlı değişimi.....	89
Şekil 7.18. Farklı sıkıştırma oranlarındaki ortalama efektif basıncın motor hızına bağlı değişimi	89
Şekil 7.19. Farklı sıkıştırma oranlarındaki efektif gücün motor hızına bağlı değişimi.....	90
Şekil 7.20. Farklı sıkıştırma oranlarındaki efektif momentin motor hızına bağlı değişimi.....	91
Şekil 7.21. Farklı sıkıştırma oranlarındaki efektif özgül yakıt tüketiminin motor hızına bağlı değişimi.....	91

Şekil	Sayfa
Şekil 7.22. Farklı sıkıştırma oranlarında efektif termik verimin motor hızına bağlı değişimi.....	92
Şekil 7.23. Farklı hava fazlalık katsayılarındaki silindir basıncının krank açısına bağlı değişimi	93
Şekil 7.24. Farklı hava fazlalık katsayılarındaki silindir sıcaklığının krank açısına bağlı değişimi	94
Şekil 7.25. Farklı hava fazlalık katsayılarındaki ortalama efektif basıncın motor hızına bağlı değişimi.....	95
Şekil 7.26. Farklı hava fazlalık katsayılarındaki efektif gücün motor hızına bağlı değişimi.....	96
Şekil 7.27. Farklı hava fazlalık katsayılarındaki efektif momentin motor hızına bağlı değişimi	96
Şekil 7.28. Farklı hava fazlalık katsayılarındaki efektif özgül yakıt tüketiminin motor hızına bağlı değişimi.....	97
Şekil 7.29. Farklı hava fazlalık katsayılarındaki efektif termik verimin motor hızına bağlı değişimi.....	98

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklama
A	Silindir yüzey alanı, m^2
b_e	Efektif özgül yakıt tüketimi, $g/kW h$
b_i	İndike özgül yakıt tüketimi, $g/kW h$
C_m	Ortalama piston hızı, m/s
c_v	Sabit hacimde dolgunun özgül ısısı, $kJ/kg K$
c_p	Sabit basınçta dolgunun özgül ısısı, $kJ/kg K$
CN	Setan sayısı
CO_{2eg}	Egzoz gazı içerisindeki CO_2 yüzdesi, %
D	Silindir çapı, m
Q_n	Net ısı dağılımı, kJ
Q_t	Toplam ısı dağılımı, kJ
Q_w	Silindir duvarına transfer edilen ısı, kJ
Ea	Yakıtın aktivasyon enerjisi, $kJ/kmol K$
EI	Emisyon indeksi
FB	Yanan yakıt yüzdesi, %
h_c	Soğutucu akışkanın ısı taşınım katsayısı, $W/m^2 K$
h_g	Silindir içerisindeki gazların ısı taşınım katsayısı, $W/m^2 K$
h_{kar}	Karışımın toplam entalpisi, kJ/kg
H_o	Yakıtın üst ısıl değeri, kJ/kg
H_u	Yakıtın alt ısıl değeri, kJ/kg
H_2O_{eg}	Egzoz gazı içerisindeki H_2O yüzdesi, %

Simgeler	Açıklama
k	Özgül ısı oranı
k_s	Silindir duvarının ısı iletim katsayısı, W/m ² K
L	Kurs, m
m_a	Silindir içerisine bir çevrimde alınan havanın kütlesi, kg
\dot{m}_a	Silindir içine akan havanın debisi, kg/s
M_e	Efektif moment, Nm
\dot{m}_f	Saatteki yakıt tüketimi, g/h
M_i	İndike moment, Nm
n	Motor hızı, min ⁻¹
N	Motor hızı, min ⁻¹
N_{dol}	Silindir içerisindeki toplam dolgunun miktarı, kg
N_{eg}	Silindir içerisindeki egzoz gazı miktarı, kg
N_{2eg}	Egzoz gazı içerisindeki N_2 yüzdesi, %
N_{kar}	Karışımın mol miktarı, kmol
$N_{C_{12}H_{26}}$	Silindire püskürtülen yakıtın mol miktarı, kmol
N_{CO_2eg}	Egzoz gazı içerisindeki CO_2 miktarı, kg
N_{H_2Oeg}	Egzoz gazı içerisindeki H_2O miktarı, kg
N_{O_2eg}	Egzoz gazı içerisindeki O_2 miktarı, kg
N_{N_2eg}	Egzoz gazı içerisindeki N_2 miktarı, kg
N_{N_2hava}	Silindir içersine alınan havanın N_2 miktarı, kg
N_{O_2hava}	Silindir içersine alınan havanın O_2 miktarı, kg
O_{2eg}	Egzoz gazı içerisindeki O_2 yüzdesi, %
P_{atm}	Atmosfer basıncı, kPa
P_e	Efektif güç, kW

Simgeler	Açıklama
P_{eg}	Egzoz gazı karşı basıncı, kPa
P_{ega}	Egzoz supabı açılma basıncı, kPa
P_f	Sürtünme gücü, kW
P_i	İndike güç, kW
P_{mf}	Sürtünme ortalama efektif basınç, kPa
P_{mi}	İndike ortalama basınç, kPa
P_r	Referans basınç, kPa
P_S	Sürtünme gücü, kW
r_v	Sıkıştırma oranı
R	Krank-biyel oranı
R_{mol}	Evrensel gaz sabiti, kJ/kmol K
S	Pistonun yer değiştirmesi, m
S_p	Anlık piston hızı, m/s
\bar{S}_p	Ortalama piston hızı, m/s
SE	Özgül emisyon, g/kW h
T_{atm}	Atmosfer sıcaklığı, K
T_c	Soğutucu akışkanın sıcaklığı, K
T_{dot}	Egzoz gazı ve hava karışımı dolgunun sıcaklığı, K
T_{eg}	Egzoz gazı sıcaklığı, K
T_{ega}	Egzoz supabı açılma sıcaklığı, K
T_{egk}	Egzoz supabının kapandığı andaki sıcaklık, K
t_g	Tutuşma gecikmesi, ms
T_g	Silindir içerisindeki gazın sıcaklığı, K
T_r	Referans sıcaklık (Püskürtme başlangıcı gibi), K
T_w	Silindir yüzey sıcaklığı, K

Simgeler	Açıklama
u_{kar}	Karışımın toplam iç enerjisi, kJ/kg
\bar{U}_p	Ortalama piston hızı, m/s
V_1	Toplam silindir hacmi, m ³
V_2	Yanma odası hacmi, m ³
V_3	Maksimum basıncın oluştuğu hacim, m ³
V_4	Isı verme işleminin sona erdiği hacim, m ³
V_5	Toplam silindir hacmi, m ³
V_k	Kurs hacmi, m ³
V_r	Referans hacim (Emme supabı kapanma hacmi), m ³
Q_R	Sistemden atılan ısı, kJ
Q_S	Sisteme verilen ısı, kJ
W_i	İndike çevrim işi, kJ
X_b	Yanan yakıt kütlelerinin yüzdesi, %
ε	Sıkıştırma oranı
Δx	Silindir duvarının kalınlığı, m
θ	Krank açısı, ° (KA)
θ_g	Yakıtın yanmaya başladığı krank açısı, °
$\Delta\theta$	Yanmanın gerçekleştiği toplam krank açısı, °
ρ_a	Havanın yoğunluğu, kg/m ³
γ	Sabit hacimde basınç artış oranı
β	Sabit basınçta genişleme oranı
λ	Hava fazlalık katsayısı
η_c	Yanma verimi, %
η_m	Mekanik verim, %
η_t	Termik verim, %

Simgeler	Açıklama
η_v	Volümetrik verim, %

Kısaltmalar	Açıklama
AÖN	Alt ölü nokta
EGR	Egzoz gazı resirkülasyonu
HFK	Hava fazlalık katsayısı
KA	Krank açısı
SO	Sıkıştırma oranı
ÜÖN	Üst ölü nokta

1. GİRİŞ

Gelişen teknoloji ile birlikte dünya pazarında rekabet edebilir hale gelmenin tek yolu mevcut bilgi kaynakları ve donanımlardan faydalanılarak var olan sistemin çağa ayak uydurabilir hale getirilmesidir. İnsan ihtiyaçlarının her geçen gün artması ve her zaman daha iyinin hedeflenmesi gelişimin diğer kaçınılmaz bir unsurudur.

Otomotiv sektöründe tarihten bu güne kadar olan gelişmeler daha güvenilir, daha ekonomik, daha konforlu ve daha yüksek performanslı araçların müşteriye sunulabilmesini amaçlamıştır. Artık günümüzde müşteri odaklı hizmet veren firmaların en büyük hedefi müşteriye en üst düzeyde tatmin etmektir. Bunun için en ekonomik fiyatla en üst düzey araçların üretilmesi bir zorunluluk haline gelmiştir.

Dünyamızda bulunan yakıt kaynaklarının günden güne azalması ve bir süre sonra bitecek olması kullanımının en yaygın olduğu otomotiv sektörü için en büyük problemlerden biridir. Yakıt kaynaklarının azalması yakıtın birim fiyatının yükselmesine sebep olmaktadır. Bu durum otomotiv üreticilerini minimum yakıtla maksimum performansı elde edebileceği araçlar üretmek zorunda bırakmıştır.

Motorlarda performans geliştirme çalışmalarının yanı sıra, motorların çevre üzerindeki olumsuz etkilerinin en aza indirgenmesi giderek daha önemli hale gelmektedir. Bu sebeple emisyon azaltıcı ek sistemler, alternatif yakıt ve alternatif motorlar üzerindeki çalışmalar hız kazanmıştır.

Bilgisayar teknolojisinin hızla ilerlemesi otomotiv sektörünü önemli derece etkilemiştir. Araştırmacılar motorların performanslarını kolaylıkla karşılaştırabilmek amacı ile çevrim analizlerini yazılıma dönüştürmek için birçok çalışmalar yapmışlardır. Simülasyon programı üzerinden tasarlanan motorun boyutları, yakıtın cinsi, sıkıştırma oranı, supap zamanlaması, püskürtme zamanı gibi birçok parametre değiştirilerek motorun veriminin ve performansının nasıl etkilendiği kolaylıkla incelenebilmektedir.

Bu tezde öncelikle dört zamanlı, tek silindirli, direkt püskürtmeli, normal emişli bir dizel motoru teorik olarak incelenmiştir. Termodinamiksel modelleme gerçek çevrim üzerinden yapılmıştır. Bütün çevrim boyunca silindir içerisindeki dolgunun özgül ısılarının sıcaklığa bağlı olarak değişimi göz önünde bulundurulmuştur.

Silindir duvarlarından kondüksiyon-konveksiyon yoluyla soğutma suyuna geçen ısı miktarı dikkate alınmıştır. Kaybolan ısı miktarı Woschni denklemi ile hesaplanmıştır. Motor parçalarının sürtünmesinden kaynaklanan verim kaybı göz önünde bulundurulmuştur.

Sisteme ısı verme işlemi ideal çevrimdeki gibi sabit hacim ve basınçta değil gerçek çevrime daha yakın olan Wiebe fonksiyonu ile yapılmıştır. Yakıt olarak n-dodekan ($C_{12}H_{26}$) seçilmiştir. Hava fazlalık katsayısı için 1,3–1,5–1,7 değerleri, sıkıştırma oranı içinse 16–20–24 değerleri seçilmiştir.

Egzoz işlemi sonrası silindir içerisinde kalan egzoz gazları miktarı belirlenmiştir. Emme zamanında içeri alınan hava ile birlikte hesaba katılarak silindir içerisindeki toplam dolgu miktarı hesaplanmıştır.

Formülleri belirlenmiş olan bütün çevrimin yazılımı MATLAB programı ile yapılmıştır. MATLAB programının seçilmesinin sebebi; kullanım alanlarının çok yaygın olması, çevrim modellemesinin çok fonksiyonlu komutlar sayesinde çok rahat yazılıma dönüştürülebilmesi, diğer programlara nazaran daha kısa yazılımla daha çok hesap yapabilmesi, modelleme sonucunda detaylı bir şekilde grafikler verebilmesidir.

Çevrimin modellenmesi sonucunda 0–720 derece arasındaki her krank açısı için hacim, basınç, sıcaklık değerleri ve motor karakteristik eğrileri elde edilmiştir. Daha sonra yazılımın başlangıcında belirlenmiş sıkıştırma oranı ve hava fazlalık katsayısı gibi bazı motor parametreleri değiştirilerek motor karakteristik eğrilerinin ve motor performansının nasıl etkilendiği incelenerek yorumlanmıştır.

2. LİTERATÜR ÖZETLERİ

Teorikte yapılan hesaplamalar hiçbir zaman gerçekte gerçekleşen olayları tam olarak ifade edememektedir. Geçmişten günümüze araştırmacılar bir motorun çevrim aşamalarının gerçekte nasıl değiştiği üzerine birçok çalışma yapmışlardır. Gerçeğe en yakın değerlere ulaşabilmek için çok farklı simülasyon programları ve teknikler kullanmışlardır. Aşağıda gerçek çevrim ile ilgili daha önce yapılmış olan çalışmaların bazıları özetlenmiştir.

Patterson (1962) tarafından yapılan çalışmada, 4 zamanlı, buji ile ateşlemeli bir motorun performansını aynı yapısal özelliklere sahip bir motorun performansına mümkün olduğunca yakın hesaplayabilmek amacı ile bir analitik model geliştirmiştir. Hazırlanmış olan bir bilgisayar programı ile de bu analitik modelin simülasyonu yapılmıştır. Analitik modelde, bir motorun termik verimi ve indike ortalama efektif basınç üzerinde ısı transferi, alev gelişimi ve ayrışma olaylarının etkileri de incelenmiştir. Elde edilen verilerin gerçek değerlerle uyumlu olduğu yapılan karşılaştırmalar ile kanıtlanmıştır [1].

Benson ve diğerleri (1975) tarafından yapılan çalışmada, dört zamanlı, buji ile ateşlemeli bir motorun kapsamlı bir simülasyon modeli FORTRAN dilinde yazılmış bir bilgisayar programında sunulmuştur. Bu model, egzoz kanalında reaksiyonlara imkan sağlayan, silindir ve manifold için kapsamlı bir gaz dinamiği modeli ile NO emisyonlarının da belirlendiği tam bir güç çevrimi şeklinde gerçekleştirilmiştir. 0,8-1,1 aralığındaki eşdeğerlik oranında gerçek NO değerlerini elde etmişlerdir. NO'nun maksimum değerinin 0,9 eşdeğerlik oranındaki karışımda meydana geldiğini belirlemişlerdir[2].

Benson ve Baruah (1976) tarafından yapılan çalışmada, yakıt olarak izooktan kullanıldığı kabul edilen, ayrışma ve değişken özgül ısılarında dikkate alındığı HC-hava karışımı bir ideal yakıt-hava çevriminin teorik simülasyonunu FORTRAN programlama dilinde gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada, hava-yakıt oranı ve

sıkıştırma oranının egzoz emisyonlarına, maksimum silindir basınç ve sıcaklıklarına, indike ortalama efektif basınç ve termik verime etkileri incelenmiştir [3].

Nişli (1982) tarafından yapılan çalışmada, buji ile ateşlemeli bir motor için tüm çevrim simülasyon ile modellenmiştir. Mevcut çalışmada modelin simüle edildiği bilgisayar programı çeşitli motor hızları için çalıştırılarak indike ortalama efektif basınç, indike ve efektif moment, sürtünme gücü, indike ve efektif güç, indike ve efektif verim, volümetrik verim, mekanik verim gibi performans parametreleri hesaplanmıştır. Hesaplamalar sonucunda elde edilen verilerin motor hızına göre değişimleri grafik haline dönüştürülmüş ve bu veriler laboratuvar sonuçları ile karşılaştırılarak modelin uygun olduğu tespit edilmiştir [4].

Bekcen (1985) tarafından yapılan çalışmada, Renault 12 GTS binek taşıtında motorun değişik gaz kelebeği konumları için güç, moment, özgül yakıt tüketimi değişim eğrilerini tespit edilmiştir. Bunun için önce seçilmiş olan seyir ve yol koşullarına göre taşıta etki eden dirençleri belirlemiştir. Daha sonra bu değerlerle birlikte her vites kademesi için motorun moment değişim eğrilerinden yararlanarak tahrik tekerlerinde sağlanan itme kuvveti değerlerini hareket diyagramında birleştirmiştir. Bu değerleri bir bilgisayar programında hesaplayabilmek için deneysel güç, moment ve özgül yakıt tüketimleri için 3. derecen fonksiyonlara dönüştürmüştür. Bu sayede uygulanan bilgisayar programı ile mümkün olan hız kademesindeki gaz kelebeği konumları belirlenmiştir [5].

Balcı (1986) tarafından, dört zamanlı, direkt püskürtmeli, türbo şarjlı bir dizel motorunun performansı ve teorik çevrimi ile simülasyonu GW Basic dilinde yazılmış olan bir bilgisayar programında yapılmıştır. Çevrim öncelikle teorik yakıt-hava çevriminde, ardından gerçek yakıt-hava çevriminde modellenmiştir. Gerçek yakıt-hava çevriminde yanma ürünleri arasında kimyasal dengenin varlığı kabul edilerek, yüksek basınç ve sıcaklıklarda yanma ürünlerinin ayrışma olayı da programa dahil edilmiştir. Programda 12:1–16:1 sıkıştırma oranı aralığı, 1000–2400 1/min hız aralığı, 386, 348 ve 310 K silindir giriş sıcaklıkları, 32,66, 43,55, 65,32 hava-yakıt oranları ve 5°, 15°, 20°'lik ateşleme avans değerleri için motor performans

parametreleri hesaplanmıştır. Gerçek motor değerleri ile karşılaştırıldığında, hazırlanan model simülasyonunun pratiğe uygun olarak çalıştığı sonucuna varılmıştır [6].

Çetinkaya (1987) tarafından, dört zamanlı, buji ile ateşlemeli bir motorun performansı ve termodinamik çevriminin bilgisayar destekli simülasyonu konusunda teorik bir çalışma yapılmıştır. Tam yük, çeşitli motor hızları ve çeşitli sıkıştırma oranları için hazırlanan model sayesinde indike ortalama efektif basınç, indike moment, özgül yakıt tüketimi, yakıt ve hava tüketimleri, efektif termik verim, vb motor performans değerleri hesaplanarak elde edilen sonuçlar grafik haline dönüştürülmüştür. Ayrıca modelin geçerliliği gerçek deney sonuçları ile de test edilmiştir [7].

Özaktaş (1988) tarafından yapılan çalışmada, 0,8–1,1 hava fazlalık katsayısı aralığında yakıt olarak izooktan yaktığı kabul edilen doğal emişli, dört zamanlı, buji ile ateşlemeli bir motora ait tam bir çevrim modellenmiş ve bu modelin üzerinde çalıştığı BASIC dilinde yazılmış bir bilgisayar programı sunulmuştur. Daha sonra aynı program doğal gaza göre çalıştırılmış ve hava fazlalık katsayısının motor performans parametrelerine etkileri hem benzin hem de doğal gaz motoru için elde edilmiştir. Hesap verileri gerek birbirleri ile gerekse motor verileri ile karşılaştırılarak programın uyumlu olduğu sonucuna varılmıştır [8].

Morgül (1989) tarafından yapılan çalışmada, bilgisayar yardımı ile benzin motorlarında nitrik oksit emisyonlarının tahmini ile birlikte tüm çevrim termodinamik olarak modellenmiş ve bir bilgisayar programında simüle edilmiştir. Kullanılan programda, tek silindirli, 4 zamanlı, E6 Ricardo tipi bir benzin motoruna ait hesaplar yapılmış, tüm çevrim boyunca krank açısına karşılık silindirdeki emme ve egzoz boru uçlarındaki teorik basınç ve sıcaklık değerleri de hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçların güvenilirliği deney sonuçları ile test edilmiştir [9].

Etiz (1994) tarafından, kirletici gazların oluşumda dahil olmak üzere buji ile ateşlemeli motorların tam termodinamik çevrimi modellenmiş ve bu model bilgisayar

programı ile simüle edilmiştir. Gerçekleştirilen teorik modelde yanma hızının, küresel biçimli bir alev yüzeyinin türbülanslı hızla ilerlediği kabul edilmiştir. Ayrıca, NO_x hariç ayrışma olayı da dikkate alınmış, yanma ürünlerinin arasında kimyasal dengenin var olduğu kabul edilmiş bunun yanında NO_x konsantrasyonları kinetik hız eşitlikleri kullanılarak bulunmuştur [10].

Şahin (1996) tarafından, benzin motoru çevrimlerini hesaplayan bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Yanma işlemi kosinüs yanma kanuna göre ve iki bölgeli ve tek bölgeli yanma modeli kullanılarak; emme, sıkıştırma, genişleme ve egzoz işlemleri ise tek bölgeli olarak gerçekleştirilmiştir. Ayrıca mevcut modelde 8:1–10:1 sıkıştırma oranı aralığı, 1000–6000 1/min hız aralığı ve 0,8–1,2 hava fazlalık katsayısı aralığı için motor performans karakteristikleri incelenmiştir. Elde edilen verilerin literatürden alınan gerçek motor değerleri ile karşılaştırıldığında modelin gerçek değerlere uygun hesaplar yaptığı sonucuna varılmıştır [11].

Akay (1996) tarafından, altı silindirli, su soğutmalı, direkt püskürtmeli, normal emişli bir dizel motorunun teorik olarak simülasyonu yapılmıştır. Simülasyonda gaz kuvvetlerini etkileyen altı ayrı parametre üzerine çalışılmıştır. Motor hızı bu parametrelerin ortak paydası olup; her parametre yedi ayrı motor devrinde üçer kere denenmiş ve bu iterasyonların sonucunda motor performans diyagramları çizilerek yorumlanmıştır [12].

Bayraktar (1997) tarafından, buji ile ateşlemeli motorlar için çeşitli benzin-etanol karışımlarının yanma işlemi ve motor çevrimi karakteristikleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu amaçla Termodinamiğin I. Kanuna dayalı olarak yanma modeli içeren buji ile ateşlemeli motor çevrim modeli geliştirilmiş, modelde emme ve egzoz işlemleri basit bir yöntemle hesaplanmıştır. Ayrıca, benzin, etanol ve çeşitli benzin etanol karışımlarının yakıt olarak kullanıldığı biri tek silindirli deney motoru diğeri 4 silindirli bir benzin motoru olmak üzere iki motorun yanma ve performans parametreleri teorik olarak incelenmiş, belirli oranlarda etanol içeren benzin-etanol karışımlarının motor performansını iyileştirdiği belirlenmiştir. Her iki motor içinde

en iyi performansın % 25 etanol içeren karışımla elde edildiği sonucuna varılmış ve hazırlanan modelin uygunluğu da test edilmiştir [13].

Öğüçlü (1998) yaptığı çalışmada, egzoz gazındaki NO yüzdesini azaltmak amacı ile Egzoz Geri Resirkülasyonu (EGR) yöntemini de içerecek şekilde buji ile ateşlemeli motora ait tam bir termodinamik çevrim simüle etmiştir. Modelde emme ve egzoz basıncı sabit tutulmuş, yanma işlemi Wiebe yanma modeli ile ve iki bölgeli yanma modeli şeklinde modellenmiştir. Yanma ürünleri, ısı ayrışma ve su-gazı denge reaksiyonlarından faydalanılarak hesaplanmış, egzoz gazları içindeki NO yüzdesi de bulunmuştur. Simülasyonun gerçekleştirildiği bilgisayar programında çeşitli hava fazlalık katsayıları ve farklı EGR oranları için basınç, sıcaklık değerleri ile NO yüzdesinin çevrim boyunca değişimi, indike ortalama efektif basınç ve özgül yakıt tüketimleri hesaplanmıştır. Bulunan değerlerle çizilen grafiklere göre teorik modelin uygun bir tasarım olduğu sonucuna varılmıştır [14].

Kodah ve diğerleri (2000), yaptıkları çalışmada, buji ile ateşlemeli motorların silindir içi basınçlarının tahmin edilmesine yönelik basit bir analiz modeli geliştirmişlerdir. Modelde sıkıştırma oranı 4:1–7:1 aralığında, hava-yakıt oranı 15,88–17,5 aralığında ve ateşleme avansı 5° KA (Krank Açısı) ÜÖNö– 35° (Üst Ölü Nokta) KA ÜÖNö aralığında değiştirilerek bu parametrelerin maksimum silindir basınçlarına etkileri incelenmiştir [15].

Horstman (2001) tarafından yapılan bir çalışmada, sıkıştırma oranı ve ateşleme zamanlamasının motor gücü ve maksimum silindir basıncı şeklindeki motor performansına etkileri hem gerçek hem de bir bilgisayar programında (MATLAB) simülasyonunun yapıldığı iki CFR motoru üzerinde incelenmiştir. Yapılan çalışmada ateşleme avansı 20° KA ÜÖNö– 10° KA ÜÖNs aralığında değiştirilirken sıkıştırma oranı 8:1’de sabit tutulmuş; sıkıştırma oranı ise 5,5:1–10:1 aralığında değiştirilirken ateşleme zamanlaması her bir sıkıştırma oranı için maksimum fren momentini verecek şekilde ayarlanmıştır. Sonuç olarak, her iki parametre için de hem gerçek hem de model sonuçları karşılaştırmalı olarak grafikler halinde sunulmuş ve gerçekleştirilen modelin pratiğe uygun olduğu görülmüştür [16].

Abd Alla (2001) tarafından yapılan çalışmada, ısı kayıpları, sürtünme ve pompalama kayıpları dikkate alınarak dört zamanlı, buji ile ateşlemeli bir motor çevriminin teorik olarak modellenmesi yapılmış ve bir bilgisayar programı ile simüle edilmiştir. Teorik motor modeli; 5:1–11:1 sıkıştırma oranı aralığında, 1,1–1,4 sıkıştırma indeks aralığında, 0,8–1,35 eşdeğerlik oranı aralığında ve 10° KA ÜÖNö– 40° KA ÜÖNö ateşleme avansı aralığında çalıştırılarak ısı kayıpları, sürtünme ve pompalama kayıpları, fren ortalama basıncı, fren termik verimi ve fren özgül yakıt tüketimi şeklindeki performans parametrelerine etkilerini incelemiştir. Gerçek değerlerle karşılaştırıldığında teorik modelin uygunluğu görülmüştür [17].

Bayraktar ve Durgun (2003) tarafından yapılan çalışmada, buji ile ateşlemeli bir motor çevrimi boyutsal bir yolla teorik olarak geliştirilmiştir. Modelde yanma işlemi; türbülanslı ve iki bölgeli (yanmış karışım bölgesi ve yanmamış karışım bölgesi) alev gelişme işlemi olarak modellenmiştir. Mevcut modelde emmi ve egzoz işlemi için basit bir metot kullanılarak, mekanik kayıplar ise ortalama piston hızının fonksiyonu şeklinde hesaplanarak üzerinde matematiksel modelin çalıştığı bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Bu bilgisayar programı sayesinde farklı çalışma koşullarında, farklı geometrilere sahip birkaç motor için motor performansını belirleyen parametreler teorik olarak pratik bir şekilde hesaplanmış ve literatürdeki deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma işlemi sonucunda geliştirilen modelin yanma, çevrim ve performans parametrelerini pratiğe uygun şekilde tahmin ettiği sonucuna varılmıştır [18].

Erduranlı (2003) tarafından yapılan çalışmada, dört zamanlı, tek silindirli, normal emişli buji ile ateşlemeli bir motorun tam yükte birer derecelik (KA) adımlar halinde farklı sıkıştırma oranları (6:1–11:1), farklı motor hızları (1200–3600 1/min) ve farklı hava fazlalık katsayıları (0,95–1,05) için tüm termodinamik çevrim ve performans analizleri FORTRAN programı yardımı ile simüle edilmiştir. Hazırlanan program ile indike ve fren ortalama efektif basınç ve güç değerleri, fren moment, indike verim, volümetrik verim, özgül yakıt tüketimi gibi performans parametreleri hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlarla bu parametrelerin KA, sıkıştırma oranı, motor hızı ve hava

fazlalık katsayısı ile değişimleri grafikler halinde sunulmuştur. Sonuç olarak, grafikler literatürü destekleyen eğilimler göstermiştir [19].

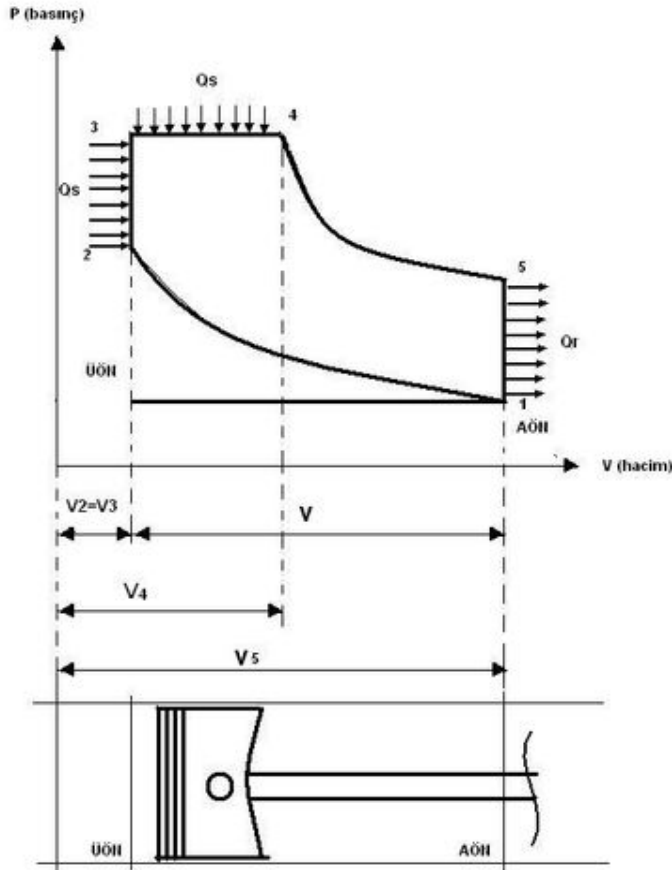
Öztürk (2003) tarafından yapılan çalışmada, iki zamanlı, direk püskürtmeli bir dizel motorunun çevrim analizi için MATLAB programında bir simülasyon programı geliştirilmiştir. Simülasyon programı enerjinin korunumu, kütle sürekliliği, ideal gaz kanunu ve termodinamik özellik ilişkileri içeren tek boyutlu termodinamik analiz esaslıdır. Yapılan simülasyon programında çevrim boyunca basınç, sıcaklık ve karışım özelliklerinin anlık değişimleri basit diferansiyel eşitliklerin nümerik çözümleri ile belirlenmiştir. Farklı motor hızlarında (1000–4000 1/min), sıkıştırma oranı (16:1–20:1) ve hava fazlalık katsayısına (1,1–1,7) göre motor performansı incelenmiştir. Simülasyon sonucunda silindir basınç ve sıcaklığı, ortalama indike basınç, ortalama efektif basınç, tutma verimi ve termik verim gibi karakteristik değerler hesaplanmıştır [20].

Lansky (2008) tarafından yapılan çalışmada, tek silindirli bir dizel motorunun MATLAB-Simulink programında termodinamiksel modellemesi ve motor kontrolünün modellemesi yapılmıştır. Temel termodinamik kanunları ve basit diferansiyel denklemleri kullanılarak tüm çevrim modellenmiştir. Isı transferi ve özgül ısı değişimleri göz önünde bulundurulmuştur. Programın geliştirilmesinden sonra motor performans eğrileri elde edilmiştir. Elde edilen grafiklerin literatürle uyumlu olduğu görülmüştür [21].

3. TERMODİNAMİK ÇEVİRİM ANALİZİ

3.1. Dört Zamanlı Motorların İdeal Karma Çevrim Analizi

Motor tasarım aşamasında çevrim hesaplamaları genellikle karma çevrime göre yapılmaktadır. Karma çevrim iki sabit hacim, bir sabit basınç ve iki izantropik işlemden meydana gelmektedir. Şekil 3.1.'deki P-V diyagramında sözü edilen aşamalar gösterilmiştir [22].



Şekil 3.1. Karma çevrimin P-V diyagramı

Burada;

Q_S : Sisteme verilen ısı (kJ)

Q_R : Sistemden atılan ısı (kJ)

AÖN : Alt ölü nokta

$\ddot{U}\ddot{O}N$: Üst ölü nokta

V : Kurs hacmi (m^3)

V_2 : Yanma odası hacmi (m^3)

V_3 : Maksimum basıncın oluştuğu hacim (m^3)

V_4 : Isı verilme işleminin sona erdiği hacim (m^3)

V_5 : Toplam silindir hacmidir (m^3).

Otto çevriminde, yanma sabit hacimde gerçekleşir, dizel çevriminde ise yanma sabit basınçta gerçekleşir. Karma çevrimde ise günümüz modern dizel motorlarında olduğu gibi, yanmanın ilk aşaması sabit hacme yakın, son aşaması ise sabit basınca yakın gerçekleşmektedir. Isının bir miktarının sabit hacimde, geri kalan kısmının da sabit basınçta sisteme verildiği için bu çevrime karma çevrim denir [22].

- (a) 1–2 arası izantropik sıkıştırma işlemi
- (b) 2–3 arası sabit hacimde sisteme ısı verme işlemi
- (c) 3–4 arası sabit basınçta sisteme ısı verme işlemi
- (d) 4–5 arası izantropik genişleme işlemi
- (e) 5–1 arası sabit hacimde sistemden ısı atılma işlemi

Şekil 3.1’de görüldüğü gibi 1–2 arası izantropik sıkıştırma işlemi olarak gerçekleşmektedir. Silindir içerisine alınan ideal gaz 1 noktasından 2 noktasına kadar izantropik olarak sıkıştırılır. Sıkıştırma sonucu çalışma maddesinin basıncı ve sıcaklığı artar. Basınç P_1 ’den P_2 ’ye, sıcaklık ise T_1 ’den T_2 ’ye yükselir [22].

Şekil 3.1’de 2–3 arası sabit hacimde sisteme ısı verme işlemi olarak gerçekleşmektedir. Bu aşamada sisteme dış bir kaynaktan ısı verilerek çalışma maddesinin basıncı ve sıcaklığı birkaç katına çıkarılır. Sabit hacimde ısı verme işlemi sonrası basınç P_2 ’den P_3 ’e, sıcaklık ise T_2 ’den T_3 ’e çıkarılır. Bu noktada çevrimin basıncı maksimum seviyededir [22].

Şekil 3.1’de 3–4 arası sabit basınçta sisteme ısı verme işleminin devamı olarak gerçekleşir. Bu aşamada basınç bir süre korunurken sisteme ısı vermeye devam edilir ve bir miktar iş elde edilir. Bu aşama sonucunda basınç sabit kalırken ($P_3 = P_4$), sıcaklık T_3 ’ten T_4 ’e yükselir. 3–4 işleminin sonuna gelindiğinde çevrim boyunca elde edilen en yüksek sıcaklık değerine ulaşılır [22].

Şekil3.1’de 4–5 arası izantropik genişleme olarak gerçekleşmektedir. Bu aşamada sisteme ısı verme işlemi artık son bulmuştur. Elde edilmiş olan yüksek basınç ve sıcaklık giderek düşerek izantropik bir genişleme gerçekleşir ve iş elde edilir. Basınç P_4 ’ten P_5 ’e, sıcaklık ise T_4 ’ten T_5 ’e düşer [22].

Şekil 3.1’de 5–1 arası ise sabit hacimde sistemden ısı atılması olarak gerçekleşir. Sistemden ısı atılması nedeniyle basınç ve sıcaklık düşmeye devam eder. Isı atılması işlemi sonucunda basınç P_5 ’den giriş basıncı olan P_1 ’e, sıcaklık ise T_5 ’ten giriş sıcaklığı olan T_1 ’e düşer ve böylelikle çevrim tamamlanmış olur [22].

3.2. Karma Çevriminin Termodinamik Analizi

Toplam silindir hacmi, kurs hacmi ile yanma odası hacminin toplamına eşittir [23];

$$V_T = V_K + V_Y \quad (3.1)$$

Kurs hacmi;

$$V_K = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L \quad (3.2)$$

dir. Yanma odası hacmi ise;

$$V_Y = \frac{V_K}{r_v - 1} \quad (3.3)$$

dir. Sıkıştırma oranı ise toplam silindir hacminin yanma odası hacmine oranıdır.

$$r_v = \frac{V_T}{V_Y} \quad (3.4)$$

Burada;

V_T : Toplam silindir hacmi (m^3)

V_K : Kurs hacmi (m^3)

V_Y : Yanma odası hacmi (m^3)

r_v : Sıkıştırma oranıdır.

3.2.1. Sıkıştırma işlemi (1–2)

Sıkıştırma işlemi adyabatik olarak gerçekleşmektedir. Sıkıştırma sonundaki sıcaklık aşağıdaki gibidir [23].

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\left(\frac{C_p}{C_v} - 1 \right)} \quad (3.5)$$

Sıkıştırma sonundaki basınç ise;

$$P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\left(\frac{C_p}{C_v} \right)} \text{ dir.} \quad (3.6)$$

3.2.2. Sabit hacimde yanma işlemi (2–3)

Sisteme sabit hacimde ısı verilmektedir. Durum sonundaki sıcaklık ve basınç değerleri basınç artış oranı kullanılarak bulunabilir [23].

$$V_1 = V_2 \quad (3.7)$$

Sabit hacimde ısı verilmesi sonundaki sıcaklık;

$$T_3 = \gamma \cdot T_2 \quad (3.8)$$

Sabit hacimde ısı verilmesi sonundaki basınç ise;

$$P_3 = \gamma \cdot P_2 \quad \text{gibidir.} \quad (3.9)$$

Sisteme verilen ısı miktarı ise aşağıdaki gibidir:

$$Q_{2-3} = m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2) \quad (3.10)$$

Burada;

γ : Sabit hacimde basınç artış oranı

c_v : Sabit hacimde dolgunun özgül ısısı (kJ/kg K)

m : Dolgu miktarı (kg)

3.2.3. Sabit basınçta yanma işlemi (3–4)

Sabit basınçta sisteme ısı verilmektedir. Durum sonundaki sıcaklık ve hacim değerleri kesme oranı kullanılarak bulunabilir [23].

$$P_3 = P_4 \quad (3.11)$$

Sabit basınçta sisteme ısı verilmesi sonundaki hacim;

$$V_4 = \beta \cdot V_3 \quad (3.12)$$

Sabit basınçta sisteme ısı verilmesi sonundaki sıcaklık ise;

$$T_4 = \beta \cdot T_3 \quad (3.13)$$

gibidir. Sisteme verilen ısı miktarı ise aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$Q_{3-4} = m \cdot c_p \cdot (T_4 - T_3) \quad (3.14)$$

Burada;

β : Sabit basınçta genişleme oranı

c_p : Sabit basınçta dolgunun özgül ısısı (kJ/kg K)

3.2.4. Genişleme işlemi (4–5)

Genişleme işlemi adyabatik olarak gerçekleşmektedir. Genişleme sonundaki sıcaklık;

$$T_5 = T_4 \cdot \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^{\left(\frac{c_p}{c_v} - 1 \right)} \quad (3.15)$$

Genişleme sonundaki basınç ise;

$$P_5 = P_4 \cdot \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^{\left(\frac{c_p}{c_v} \right)} \text{ gibidir.} \quad (3.16)$$

3.2.5. Egzoz işlemi (5–1)

Bu safhada egzoz gazları ile dışarı ısı atılmaktadır. Dışarı atılan ısı miktarı aşağıdaki gibi hesaplanır [23].

$$Q_{5-1} = m \cdot c_v \cdot (T_5 - T_1) \quad (3.17)$$

3.2.6. Termik verim

Termik verim ise sisteme verilen ısının sistemden atılan ısıya oranıdır. Termik verimi

η_t ile gösterilecek olursa [23];

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_{5-1}}{Q_{2-3} + Q_{3-4}} \quad (3.18)$$

$$\eta_t = 1 - \frac{m \cdot c_v \cdot (T_5 - T_1)}{m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2) + m \cdot c_p \cdot (T_4 - T_3)} \quad (3.19)$$

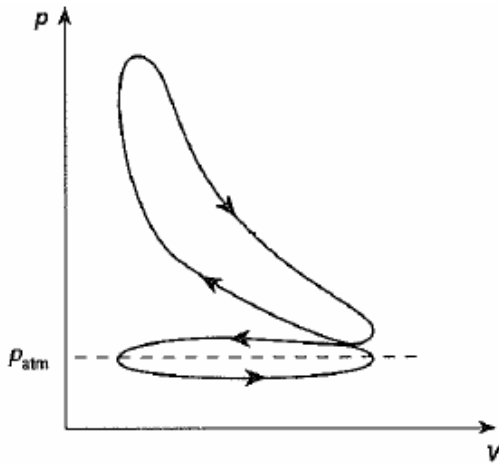
Termik verimin gerekli dönüşümler yapıldıktan sonraki son hali ise aşağıdaki gibidir [23].

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r_v^{(k-1)}} \cdot \left[\frac{\gamma \cdot \beta (k-1)}{(\gamma-1) + (k) \cdot \lambda \cdot (\beta-1)} \right] \quad (3.20)$$

k : Özgül ısı oranı, $k = \frac{c_p}{c_v}$

3.3. Gerçek Çevrim Farklılıkları

Gerçek motorun çevrimi ideal çevrim ile karşılaştırıldığında, ideal çevrimde yapılan kabullerin tam olarak gerçekleşmediği birçok yönden sapmalar olduğu görülmektedir. Dolayısıyla gerçek çevrim ideal çevrimden farklı bir şekilde gerçekleşmektedir. Bu farklılıklar aşağıda açıklanmıştır [24].

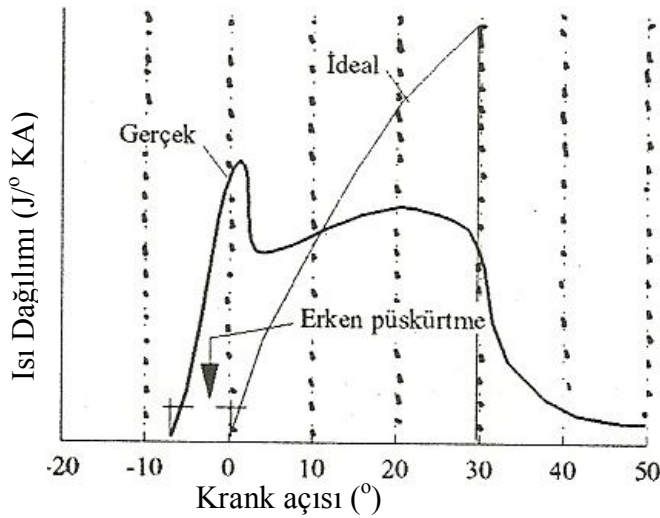


Şekil 3.2. Gerçek çevrimin P-V diyagramı [25]

3.3.1. Yanma olayı

İdeal çevrimde ısının benzin motoru için sabit hacimde, dizel motoru için ise hem sabit hacim hem de sabit basınçta girdiği kabul edilir. Oysa gerçek çevrimde Şekil 3.2.'de görüldüğü gibi ısı girişi yanma olayı ile sağlanmakta, dolayısı ile sabit hacim veya sabit basınçta ısı girişi elde edilememektedir [24].

Dizel motorunda yanma olayının piston ÜÖN da iken önce sabit hacimde ve daha sonra sabit basınçta gerçekleşmesi için yakıtın belli bir debi ile püskürtülmesi ve yanması gerekmektedir. Ancak gerek püskürtmeyi gerekse yanmayı istenilen şekilde gerçekleştirmek mümkün olmadığı için basınç sabit tutulamamaktadır [24].



Şekil 3.3. Dizel motorunda ideal ve gerçek yanma kanunu [24]

İdeal ve gerçek yanmada ısı dağılımı Şekil 3.3.'de gösterilmiştir. Burada ideal yanma şartlarından ayrılmaya neden olan etkenlerden biri tutuşma gecikmesidir. Dizel yakıtının yanma odasına püskürtülmesinden sonra damlacıklara ayrılması, buharlaşması ve kimyasal reaksiyonların başlayıp hızlanması için bir süre (tutuşma gecikmesi) geçmektedir. Tutuşma gecikmesi süresi içerisinde püskürtme devam etmekte ve bu süre içerisinde silindirde toplanarak buharlaşmış olan yakıt ani olarak sabit hacimde yanmaktadır. Ancak, genelde istenilen daha fazla miktarda yakıt bu şekilde sabit hacimde yandığı için ideal çevrimdekinden daha yüksek basınçlar

ortaya çıkar. Tutuşma gecikmesi nedeniyle ideal çevrimden farklı olarak gerçek çevrimde püskürtmeyi ÜÖN'den daha önce başlatmak gerekmektedir. Basınç tepe noktası ancak bu şekilde ÜÖN'de oluşmaktadır [24].

3.3.2. Sıkıştırma ve genişleme olayları

İş yapan gazlarla silindir çeperleri arasında her zaman sıcaklık farkı olduğundan sıkıştırma ve genişleme adyabatik değildir. Isı geçişi, sıkıştırmanın başlarında çeperlerden gazlara, sıkıştırmanın sonlarında, genişlemede olduğu gibi, gazlardan çeperlere doğru olur. Bu yüzden sıkıştırma ve genişleme adyabatik değil politropiktir. Yanma sonucu sıcaklık 2000–2500 K'e ulaşmakta, ancak malzeme sıcaklıklarının 400–800 K'i geçmemesi istenmektedir. Bunun için silindir kapağı, silindir, piston gibi elemanlar etkin bir şekilde soğutulur ve yanma sonucu açığa çıkan enerjinin önemli bir kısmı (toplam enerjinin % 25–35 kadarı) soğutma ile dışarı atılır. Yanma sonu sıcaklığı ile emme sırasındaki sıcaklıklar arasında büyük farklar olmasına karşın, soğutma nedeniyle, elemanların sıcaklıkları ortalama bir değer etrafında 10–50° K'lik farklarla sınırlar [24].

3.3.3. Gaz değişim olayı

Gerçek motorda ideal çevrimde olduğu gibi genişleme sonunda egzoz gazları silindiri sonsuz hızda terk edemedikleri için ısının atılması sabit hacimde olmamaktadır. Isı atılışından sonra egzoz gazlarının silindirden süpürülüşü sırasında silindir basıncı, atmosfer basıncının üstünde kalmaktadır. Dolgu değişimi sırasında piston tarafından atılan egzoz gazları yerine, dört zamanlı motorlarda hava veya hava-yakıt karışımı emilmektedir. Böylece silindirde elde edilen enerjinin bir miktarı da dolgu değişimine harcanmaktadır [24].

Emme sistemindeki aerodinamik kayıplar nedeniyle emme basıncı atmosfer basıncının altında, ısı iletimi nedeniyle sıcaklık atmosfer sıcaklığının üstündedir. Sonuçta kurs hacmine alınan hava kütlesi, atmosfer şartlarındaki aynı hacimdeki hava kütlesinden daha azdır [24].

Aşağıdaki tabloda normal emişli bir dizel motorunda gerçekleşen kayıp yüzdeleri gösterilmiştir [25].

Çizelge 3.1. Dizel motorunda gerçekleşen kayıplar [25]

Kaybın Kaynaklanma Sebebi	Kayıp Oranı
Yanma	0,225
Egzoz	0,144
Isı Transferi	0,135
Aerodinamik	0,047
Mekanik Sürtünme	0,048
Toplam Kayıp	0,599

Sonuç olarak gerçek çevrimi ideal çevrimden uzaklaştıran faktörlerin etkileri ‘iyilik derecesi’ ile ifade edilmektedir. İyilik derecesi büyüdükçe gerçek motorun çevrimi ideal çevrime yaklaşmaktadır [24].

4. TERMODİNAMİK MODELLEME

4.1. Hava Özellikleri

Hava nitrojen, oksijen ve küçük miktarlarda başka gazlardan oluşan bir karışımdır. Atmosferik hava bir miktar su buharı (veya nem) içerir, bu nedenle atmosferik hava diye adlandırılır. İçerisinde su buharı bulunmayan hava ise kuru hava diye tanımlanır. Havayı su buharıyla kuru havanın bir karışımı olarak ele almak çözümlenmeyi kolaylaştırır. Çünkü kuru havanın bileşimi sabit kalırken, su buharının miktarı denizlerden, göllerden vb. oluşan buharlaşma ve yoğuşma sonucu değişir [26].

Atmosferik kuru hava, % 78.08 nitrojen, % 20.95 oksijen, % 0.93 argon, % 0.03 karbondioksit ve % 0.01 neon, helyum, metan vb karışımlardan oluşur. Fakat birçok uygulamada hesaplamayı kolaylaştırabilmek amacı ile havanın % 79'nun nitrojenden, % 21'nin de oksijenden oluştuğu varsayılmaktadır. Çizelge 4.1.'de bu oranlar ve bileşenlerin moleküler kütleleri daha detaylı olarak verilmiştir [27].

Çizelge 4.1. Kuru havanın kütle analizi [27]

Gazın Adı	Volümetrik Oran (%)	Moleküler Kütle(kg/kmol)
N ₂	78,08	28,02
O ₂	20,95	32,00
Ar ₂	0,93	39,94
CO ₂	0,03	44,01
Ne, He vs.	0,01	-
Toplam	100	

Kuru havanın moleküler ağırlığı ise aşağıdaki gibi hesaplanabilir [27].

$$M = 0,7808 \cdot (28,02) + 0,2095 \cdot (32) + 0,0093 \cdot (39,94) + 0,0003 \cdot (44,01) \quad (4.1)$$

$$M = 28,97 \text{ kg/kmol}$$

Yanma sırasında aktif olan oksijenle nitrojenin hacimsel oranı ise aşağıdaki gibi hesaplanabilir [27].

$$\frac{N_2}{O_2} = \frac{79}{21} = 3,76 \quad (4.2)$$

$$1 \text{ kmol } O_2 + 3,76 \text{ kmol } N_2 = 4,76 \text{ kmol havadır.} \quad (4.3)$$

4.2. Yakıtlar

İçten yanmalı motorlarda yakıt enerjisinin ısı enerjisine dönüşümü silindir içinde, yakıt ile hava arasındaki kimyasal reaksiyonla olur. Bunun için yakıt-hava karışımı en az kimyasal reaksiyon süresi kadar silindir içerisinde kalmalıdır. Bu nedenle motorlarda yanma olayını kısa bir zaman içerisinde yerine getirebilecek özellikteki yakıtlar kullanılmalıdır [24].

İçten yanmalı motorlarda genel olarak sıvı hidrokarbonlar ve ender olarak da alkoller yakıt olarak kullanılmaktadır. Elde ettikleri yerlerde değerlendirilmek üzere havagazı, metan, biyogaz ve özellikle hava kirlenmesinin sorun olduğu şehir içi taşımacılığında sıvı petrol gazı (LPG) ve doğal gaz yakıtlarda kullanılmaktadır. Ayrıca, ekonomik üretim ve emniyetli olarak depolama sorunlarının çözülerek, hidrojeninde yakıt olarak kullanılması için çalışmalar yapılmaktadır [24].

4.2.1. Dizel motoru yakıtından istenen özellikler

Dizel yakıtı için en önemli özellikler viskozite, yüzey gerilimi ve tutuşma meylidir.

Viskozite ve yüzey gerilimi: Yüksek hızlı dizel motorları küçük boyutlarda olduklarından bunlarda kullanılan püskürtme enjektörleri belli bir ölçünün altındaki delik çaplarında imal edilemezler. Bu bakımdan belli küçüklükte damlacıklar elde edilebilmesi için bu motorların yakıtlarının viskozitelerinin $12 \text{ mm}^2/\text{s}$ 'den küçük olması istenir. Alçak hızlı dizelerde kullanılan yakıtın viskozitesi ise en fazla 24-36

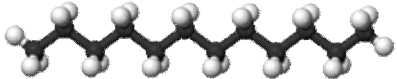
mm²/s olmalıdır. Aynı şekilde yakıtın yüzey gerilimi de azaldıkça damlacık çapı küçülmektedir [24].

Tutuşma meyli: Dizel motorunda yakıt buharı-hava karışımının sıkıştırma sonu basınç ve sıcaklıklarında kendi kendine tutuşabilmesi için dizel yakıtlarının tutuşma meyillerinin benzinin aksine yüksek olması istenir. Tutuşma meylinin düşük, yani tutuşma gecikmesinin zaman olarak büyük olması durumunda yanma için ayrılabilinen KA aralığı azalır. Ayrıca tutuşma gecikmesi süresince yanma odasına biriken ve ani olarak yanan yakıt miktarı da artacağından mekanik zorlamalara neden olan yüksek basınçlar ortaya çıkar (Dizel vuruntusu) [24].

4.2.2. Simülasyonda kullanılan yakıtın özellikleri

Bu tezde dizel yakıtı olarak bilinen n-dodekan ($C_{12}H_{26}$) kullanılmıştır. Çizelge 4.2’de n-dodekan yakıtının özellikleri sunulmuştur [28].

Çizelge 4.2. N-dodekan yakıtının özellikleri [28]

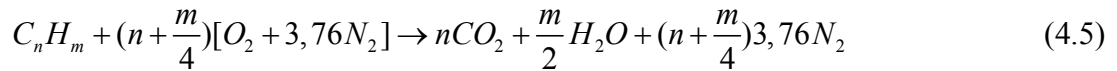
Yakıtın Adı	n-dodecane
Moleküler Formülü	$C_{12}H_{26}$
Moleküler Yapısı	
Moleküler Ağırlığı	170.34
Yoğunluğu	0.753 g/cm ³ (25 °C de sıvı olarak)
Erime Noktası	-12 °C
Kaynama Noktası	215–217 °C
Kırılma İndeksi	1.421–1.423
Parlama Noktası	71 °C
Suda Çözünürlüğü	<0.1 g/100 mL (25 °C de)

4.3. Hava-Yakıt Oranının Belirlenmesi

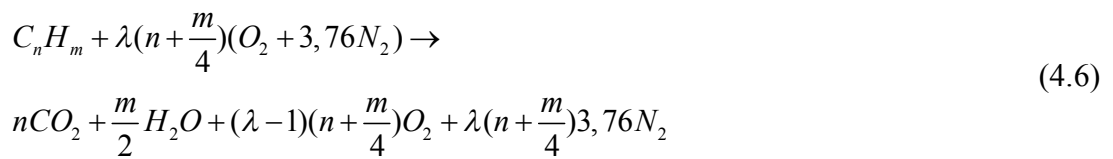
Yanma yakıtın oksijenle reaksiyona girerek oksitlenmesi olayıdır. Dizel yakıtı C_nH_m formundadır. Dizel yakıtının oksijenle reaksiyonu [29];



kimyasal dengesi ile ifade edilebilir. Bu eşitlikten de görülebileceği gibi ‘ a ’ mol yakıtın yanması için ‘ $(n + \frac{m}{4})a$ ’ mol oksijene ihtiyaç vardır. İçten yanmalı motorlar yakıtın yanması için gerekli oksijeni atmosferdeki havadan sağlar. Bu nedenle ister istemez oksijenle birlikte havada bulunan azot, argon, karbonmonoksit, karbondioksit, su buharı, hidrojen ve helyum gibi gazlarda silindir içerisinde reaksiyona girer. Bu gazların büyük bir yüzdesini oksijen ve azot gazları oluşturur. Bu nedenle havanın yaklaşık molar yüzdesinin; %21 oksijen, %79 azot olduğu kabul edilebilir. Böylece havadaki diğer gazlar hesaplamaya dahil edilmeyebilir. Yakıtın hava ile tam yanması ise aşağıdaki kimyasal dengesi ile gösterilebilir [29].



Dizel motorlarında yanma, hava fazlalığı olarak görülür. Hava ile yakıtın tam yanması sonucu, oluşan yanma ürünleri dışında bir miktarda reaksiyona girmeyen O_2 gazının ürün olarak çıktığı görülebilir. Hava fazlalığına göre yakıtın hava ile reaksiyonu sonucu aşağıdaki kimyasal denge oluşur [30].



Burada;

n : Bir mol yakıttaki karbon atomu sayısı

m : Bir mol yakıttaki hidrojen atomu sayısı

λ : Hava fazlalık katsayısıdır.

Dizel motorlarda eksik yanma reaksiyonu görülmemektedir. Eksik yanma sonucu yakıttaki karbon moleküllerinin bir kısmı yeterince oksijen bulamayacağından dolayı bu karbon molekülleri sadece bir oksijen molekülü ile reaksiyona girerek CO gazını oluştururlar. Aslında, her ne kadar yukarıda anlatılan teorik yanma reaksiyonları kabul edilse de gerçek bir motorda yüksek ısılarından dolayı farklı reaksiyon ürünleri de oluşmaktadır. Bunların başında NO_x emisyonları gelmektedir [20].

4.4. Hava Fazlalık Katsayısı

Hava fazlalık katsayısı (λ), gerçek hava yakıt oranının teorik hava yakıt oranına bölümünden elde edilir. Teorikteki hava yakıt oranı yakıttaki karbon ve hidrojen moleküllerinin tam reaksiyonu için gerekli hava miktarının yakıt miktarına oranı olarak açıklanır. Oran kütleli veya molar olarak ele alınabilir. Hava fazlalık katsayısı birimsizdir [12].

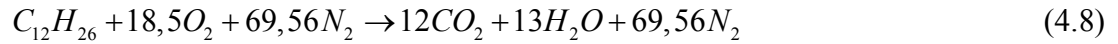
$$\lambda = \left(\frac{(H/Y)_g}{(H/Y)_t} \right) \quad (4.7)$$

Teorik hava yakıt oranı 1 kg yakıtın yanması için gerekli havanın kütlesi olarak açıklanabilir. Bu oran hidrokarbon yakıtlar için yaklaşık olarak 14,9 civarındadır [31].

Dizel motorlarında tam yüklerde is emisyonlarının oluşmaması için hava fazlalık katsayısı $1,2 < \lambda < 1,8$ ile sınırlandırılmıştır. Hava fazlalık katsayısı 1,2'nin altına düştüğünde zengin karışımda duman limiti aşılmaktadır. 1,8'in üzerine çıktığında ise aşırı fakir karışımdan dolayı yanma kötüleşmektedir. Bu yüzden dizel motorlarda hava fazlalık katsayısı 1,2-1,8 aralığında sınırlandırılmıştır [31].

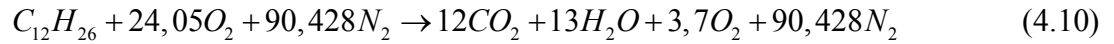
Bu tezde yakıt olarak n-dodekan ($C_{12}H_{26}$) kullanılmıştır. Hava fazlalık katsayısı olarak da 1,3, 1,5 ve 1,7 seçilmiştir. Seçilen hava fazlalık katsayıları bu yakıt için ayrı ayrı hesaplanarak yapılan yazılım programı içerisinde hava yakıt oranları direk olarak konulmuştur. Aşağıda, yapılmış olan hesaplar sunulmuştur.

Teorik tam yanma denklemi aşağıdaki gibidir;



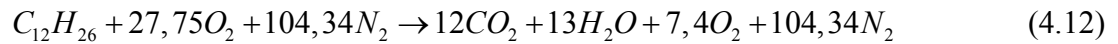
$$\frac{Hava}{Yakıt} = \frac{18,5 \cdot 32 + 69,56 \cdot 28}{12 \cdot 12 + 26} = \frac{14,93}{1} \quad (4.9)$$

$\lambda = 1,3$ için yanma denklemi;



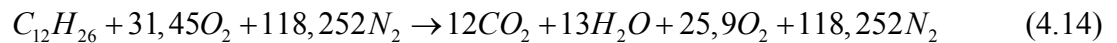
$$\frac{Hava}{Yakıt} = \frac{24,05 \cdot 32 + 90,428 \cdot 28}{12 \cdot 12 + 26} = \frac{19,42}{1} \quad (4.11)$$

$\lambda = 1,5$ için yanma denklemi;



$$\frac{Hava}{Yakıt} = \frac{27,75 \cdot 32 + 104,34 \cdot 28}{12 \cdot 12 + 26} = \frac{22,4}{1} \quad (4.13)$$

$\lambda = 1,7$ için yanma denklemi;



$$\frac{Hava}{Yakıt} = \frac{31,45 \cdot 32 + 118,252 \cdot 28}{12 \cdot 12 + 26} = \frac{25,39}{1} \text{ olarak bulunmuştur.} \quad (4.15)$$

4.5 Silindir İçerisinde Kalan Egzoz Gazı Sıcaklığı ve Miktarı

Egzoz işlemi sonrasında silindir içerisinde yanma odası hacmi kadar egzoz gazı kalmaktadır. Emme işlemi gerçekleştikten sonra silindir içerisinde kalmış olan bu gazlar taze hava ile karışarak farklı bir dolgu oluştururlar. Egzoz gazlarının sıcaklığı silindir içerisine alınan havadan çok yüksek olduğundan sıkıştırma öncesi dolgunun sıcaklığı belli bir oranda yükselmektedir. Oluşturulan matematiksel modelde çevrimin başlayabilmesi için sıkıştırma öncesi dolgunun molar olarak miktarının, basıncının ve sıcaklığının bilinmesi gerekmektedir.

Egzoz supabının açıldığı andaki sıcaklık [19];

$$T_{eg} = T_{ega} \cdot \left(\frac{P_{eg}}{P_{ega}} \right)^{\left(\frac{n-1}{n} \right)} \quad (4.16)$$

Egzoz supabının kapandığı andaki sıcaklık ise;

$$T_{egk} = T_{eg} \cdot \left(\frac{P_{atm}}{P_{eg}} \right)^{\left(\frac{n-1}{n} \right)} \quad (4.17)$$

gibi hesaplanmıştır [19].

Burada;

T_{ega} : Egzoz supabı açılma sıcaklığı (K)

T_{eg} : Egzoz supabının açıldığı andaki sıcaklık (K)

T_{egk} : Egzoz supabının kapandığı andaki sıcaklık (K)

P_{atm} : Atmosfer basıncı (kPa)

P_{ega} : Egzoz supabı açılma basıncı (kPa)

P_{eg} : Egzoz karşı basıncı (kPa)

n : Politropik üs

Silindir içerisinde kalan egzoz gazının molar olarak miktarı ise ideal gaz kanundan yararlanılarak hesaplanmıştır.

İdeal gaz denklemi [26];

$$p \cdot V = N \cdot R_{mol} \cdot T \quad (4.18)$$

dir. Yanma odası hacmindeki gaz miktarı;

$$N_{eg} = \frac{P_{eg} \cdot V_2}{R_{mol} \cdot T_{eg}} \quad (4.19)$$

eşitliği ile hesaplanabilir. Burada;

N_{eg} : Egzoz gazı miktarı (kmol)

P_{eg} : Egzoz gazı basıncı (kPa)

V_2 : Yanma odası hacmi (m³)

R_{mol} : Evrensel gaz sabiti (8,314 kJ/kmolK)

T_{eg} : Egzoz gazı sıcaklığı (K)

Egzoz gazı içerisindeki bileşenlerin ayrı ayrı mol miktarları ise bileşenlerin gaz içerisinde bulunma yüzdeleri ile oranlanarak hesaplanmıştır.

$$N_{CO_{2eg}} = \frac{P_{eg} \cdot V_2}{R_{mol} \cdot T_{eg}} \cdot CO_{2eg} \quad (4.20)$$

$$N_{H_2O_{eg}} = \frac{P_{eg} \cdot V_2}{R_{mol} \cdot T_{eg}} \cdot H_2O_{eg} \quad (4.21)$$

$$N_{O_{2eg}} = \frac{P_{eg} \cdot V_2}{R_{mol} \cdot T_{eg}} \cdot O_{2eg} \quad (4.22)$$

$$N_{N_2eg} = \frac{P_{eg} \cdot V_2}{R_{mol} \cdot T_{eg}} \cdot N_{2eg} \quad (4.23)$$

Burada;

$N_{CO_2eg}, N_{H_2Oeg}, N_{O_2eg}, N_{N_2eg}$: Bileşenlerin egzoz gazı içerisindeki mol miktarı (kmol)

$CO_2eg, H_2Oeg, O_2eg, N_2eg$: Bileşenlerin egzoz gazı içerisindeki yüzdeleri (%) dir.

4.6. Silindir İçerisindeki Dolgunun Sıcaklığı ve Miktarı

Emme işlemi sırasında silindir içerisine volümetrik verime bağlı olarak kurs hacmi kadar hava alındığı kabul edilmiştir. Silindir içerisinde kalan egzoz gazları ile emme işlemi ile alınan taze hava karışarak yeni bir dolgu oluşturmaktadır. İçeri alınan havanın sıcaklığı bir miktar yükselmektedir. Egzoz gazının karıştığı dolgunun bileşenleri değişmektedir. Silindir içerisine alınan taze havanın % 21'nin O_2 , % 79'nin ise N_2 olduğu kabul edilmiştir.

Silindir içerisine alınan taze havanın bileşenlerinin mol miktarı;

$$N_{N_2hava} = \frac{P_{atm} \cdot V_k}{R_{mol} \cdot T_{atm}} \eta_v \cdot N_{2hava} \quad (4.24)$$

$$N_{O_2hava} = \frac{P_{atm} \cdot V_k}{R_{mol} \cdot T_{atm}} \eta_v \cdot O_{2hava} \quad (4.25)$$

Burada;

N_{N_2hava}, N_{O_2hava} : Silindir içerisine alınan havanın bileşenlerinin mol miktarı (kmol)

N_{2hava}, O_{2hava} : Havanın bileşenlerinin yüzdeleri (N_2 :0,79, O_2 :0,21)

P_{atm} : Atmosfer basıncı (kPa)

T_{atm} : Atmosfer sıcaklığı (K)

V_k : Kurs hacmi (m^3)

η_v : Volümetrik verim (%)

Silindir içerisindeki havanın mol miktarı;

$$N_{hava} = N_{N_2hava} + N_{O_2hava} \quad (4.26)$$

dır. Silindir içerisindeki egzoz gazı miktarı ise;

$$N_{eg} = N_{CO_2eg} + N_{H_2O_{eg}} + N_{O_2eg} + N_{N_2eg} \quad (4.27)$$

dır. Silindir içerisindeki toplam dolgunun miktarı ise;

$$N_{dol} = N_{eg} + N_{hava} \quad (4.28)$$

dır. Silindir içerisindeki dolgunun sıcaklığı ise [19];

$$T_{dol} = T_{atm} + \left(\frac{N_{eg} \cdot (T_{eg} - T_{atm})}{N_{eg} + N_{hava}} \right) \quad (4.29)$$

gibidir. Burada;

T_{dol} : Egzoz gazı ve hava karışımından oluşan dolgunun sıcaklığı (K) dir.

4.7. Silindir İçerisindeki Karışımın Özellikleri

Silindir içerisindeki karışımın termal özelliği sıcaklığa bağlı olarak değişmektedir. Karışımın özelliğinin bilinebilmesi için bütün karışanların ayrı ayrı özelliklerinin bulunması ve bulunan değerlerin molar orantıları göz önünde alınarak toplanması gerekir. Herhangi bir karışımın istenilen sıcaklıktaki termal özelliğinin bulunabilmesi için literatürde kullanımı en yaygın JANAF tablolarından yararlanılabilir. Bu tablolar sayesinde sıcaklığı bilinen herhangi bir karışımın iç enerjisi, entalpisi, sabit basıncındaki ve sabit hacimdeki özgül ısısı, viskozitesi gibi birçok değeri kolaylıkla

elde edilebilir. Simülasyon programlarında bu tabloların kullanımında bazı zorluklar olduğundan, tablo değerleri cebirsel formüllere dönüştürülmüştür. Bu cebirsel formüller çok küçük hatalarla karışanın istenilen sıcaklıktaki termal özelliklerini vermektedir.

Silindir içerisinde gerçekleşen iç enerji, entalpi ve özgül ısı değişimleri gerekli dönüşümler yapıldıktan sonra JANAF tabloları kullanılarak elde edilmiştir. Bu dönüşüm aşağıda açıklanmıştır.

Çizelge 4.3. Matematiksel model içerisinde kullanılan karışanların türleri ve indisleri

Tür	CO_2	H_2O	O_2	N_2	$C_{12}H_{26}$
İndis	1	2	3	4	5

Hava bileşenlerini ve yakıtın entalpisinin sıcaklığa bağlı olarak ayrı ayrı bulunması için aşağıdaki basit eşitlikler kullanılmıştır [32,33].

$$h_i(T) = R_{mol} \cdot T \cdot \left(a_{i1} \cdot T + a_{i2} \cdot \frac{T^2}{2} + a_{i3} \cdot \frac{T^3}{3} + a_{i4} \cdot \frac{T^4}{4} \right) \quad (4.30)$$

$$h_5(T) = R_{mol} \cdot T \cdot \left(a_{i1} \cdot T + a_{i2} \cdot \frac{T^2}{2} + a_{i3} \cdot \frac{T^3}{3} + a_{i4} \cdot \frac{T^4}{4} \right) \quad (4.31)$$

Eş. 4.30 ve Eş. 4.31'deki 'a' katsayısının indislere bağlı değişimi Çizelge 4.3'de verilmiştir. Bu katsayılar Eş. 4.30 ve Eş. 4.31'de yerlerine konularak bileşenlerin entalpileri hesaplanmıştır.

Çizelge 4.4. $C_{12}H_{26}$ yakıtına, hava bileşenlerine ve yanma sonrası açığa çıkan gaz bileşenlerine ait katsayılar [32,33]

Bileşen Türü	a_1	a_2	a_3	a_4
CO_2	3,09590	2,73114e-3	-7,88542e-7	8,66002e-11
H_2O	3,74292	5,65590e-4	4,95240e-8	-1,81803e-11
O_2	3,25304	6,52350e-4	-1,49524e-7	1,53897e-11
N_2	3,34435	2,94260e-4	1,95300e-9	-6,57470e-12
$C_{12}H_{26}$	-9,328	1,149	-6,347e-4	1,359e-7

İç enerji ile entalpi arasında Eş. 4.32'deki gibi bir ilişki mevcuttur [31].

$$u = h + p \cdot V \quad (4.32)$$

İç enerji ve entalpi arasındaki ilişkiyi veren eşitlikte $p \cdot V$ ile $R_{mol} \cdot T$ yer değiştirilirse iç enerji;

$$u = h - R_{mol} \cdot T \quad (4.33)$$

olur. Her bir karışanın ve yakıtın iç enerjisinin bulunabilmesi için aşağıdaki formülden yararlanılmıştır [31].

$$u_i(T) = h_i(T) - R_{mol} \cdot T \quad (4.34)$$

$$u_5(T) = h_5(T) - R_{mol} \cdot T \quad (4.35)$$

Karışımın toplam entalpisi ve toplam iç enerjisi için ayrı ayrı hesaplanmış olan entalpiler ve iç enerjiler karışım içerisindeki mol yüzdesi göz önünde bulundurularak aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\sum h_{kar} = \frac{1}{N_{kar}} \cdot [h_1 \cdot N_{CO_2} + h_2 \cdot N_{H_2O} + h_3 \cdot N_{O_2} + h_4 \cdot N_{N_2} + h_5 \cdot N_{C_{12}H_{26}}] \quad (4.36)$$

$$\sum u_{kar} = \frac{1}{N_{kar}} \cdot [u_1 \cdot N_{CO_2} + u_2 \cdot N_{H_2O} + u_3 \cdot N_{O_2} + u_4 \cdot N_{N_2} + u_5 \cdot N_{C_{12}H_{26}}] \quad (4.37)$$

$$N_{kar} = N_{CO_2} + N_{H_2O} + N_{O_2} + N_{N_2} + N_{C_{12}H_{26}} \quad (4.40)$$

Burada;

h_{kar} : Karışımın toplam entalpisi (kJ/kmol)

u_{kar} : Karışımın toplam iç enerjisi (kJ/kmol)

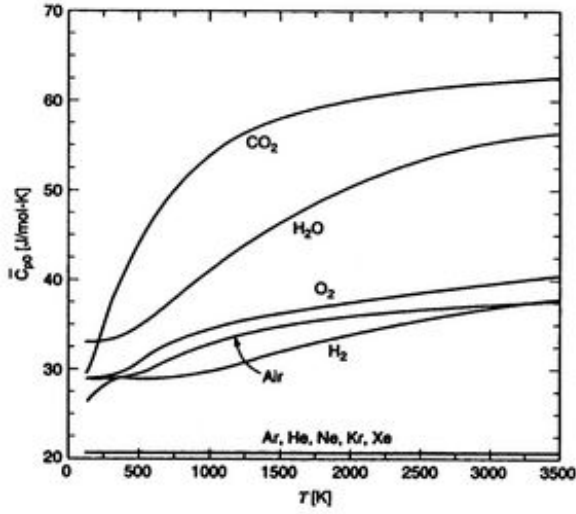
N_{kar} : Karışımın mol miktarı (kmol)

$N_{CO_2}, N_{H_2O}, N_{O_2}, N_{N_2}$ ve $N_{C_{12}H_{26}}$: Bileşenlerin karışım içerisindeki mol miktarıdır.

4.8. Özgül Isıların Değişimi

Gerçekte çalışma maddesinin özgül ısıları sıcaklığa bağlı olarak değişmektedir. Sabit basınç ve sabit hacimdeki özgül ısılar sıcaklığa bağlı olarak artarken (Şekil 4.1), bunların oranı olan ‘ k ’ değeri küçülmektedir. Özgül ısıların sıcaklığa bağlı olarak artması, çevrimin maksimum sıcaklığının azalmasına sebep olmaktadır. Bu durum ise net işi ve ısı verimi azaltmaktadır [27].

Özgül ısı, bir maddenin birim kütesinin sıcaklığını bir derece arttırmak için gerekli olan enerji diye tanımlanmıştır. Termodinamikte gazlar için sabit hacimde özgül ısı (c_v) ve sabit basınçta özgül ısı (c_p) olmak üzere iki özgül ısı genel olarak kullanılmaktadır [26].



Şekil 4.1. Özgül ısıların sıcaklığa bağlı değişimi [27]

Sıcaklığın fonksiyonu olarak sabit hacimde özgül ısı [34];

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v = \left(\frac{u_2 - u_1}{T_2 - T_1} \right) \quad (4.41)$$

Sıcaklığın fonksiyonu olarak sabit basınçta özgül ısı ise [34];

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p = \left(\frac{h_2 - h_1}{T_2 - T_1} \right) \quad (4.42)$$

gibidir. Burada;

c_v : Sabit hacimdeki özgül ısı (kJ/kmol K)

c_p : Sabit basınçtaki özgül ısı (kJ/kmol K)'dir.

Özgül ısıların oranı ise ' k ' simgesi ile gösterilir ve formülü Eş. 4.43'deki gibidir [34].

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad (4.43)$$

Silindir içerisindeki bileşenlerin ve yakıtın özgül ısıları ayrı ayrı hesaplanmıştır. Yapılması gerekli olan dönüşümler aşağıda açıklanmıştır. Bileşenlerin özgül ısısı;

$$C_{vi}(T) = \left(\frac{u_{i2} - u_{i1}}{T_2 - T_1} \right) \quad (4.44)$$

$$C_{pi}(T) = \left(\frac{h_{i2} - h_{i1}}{T_2 - T_1} \right) \quad (4.45)$$

gibidir. Yakıtın özgül ısısı ise;

$$C_{v5}(T) = \left(\frac{u_{52} - u_{51}}{T_2 - T_1} \right) \quad (4.46)$$

$$C_{p5}(T) = \left(\frac{h_{52} - h_{51}}{T_2 - T_1} \right) \quad (4.47)$$

Karışımın sabit hacimdeki toplam özgül ısısı;

$$\sum C_v = \frac{1}{N_{kar}} \cdot [C_{v1} \cdot N_{CO_2} + C_{v2} \cdot N_{H_2O} + C_{v3} \cdot N_{O_2} + C_{v4} \cdot N_{N_2} + C_{v5} \cdot N_{C_{12}H_{26}}] \quad (4.48)$$

Karışımın sabit basınçtaki toplam özgül ısı ise;

$$\sum C_p = \frac{1}{N_{kar}} \cdot [C_{p1} \cdot N_{CO_2} + C_{p2} \cdot N_{H_2O} + C_{p3} \cdot N_{O_2} + C_{p4} \cdot N_{N_2} + C_{p5} \cdot N_{C_{12}H_{26}}] \quad (4.49)$$

Eş. 4.49'deki gibi hesaplanmıştır. Burada;

N_{kar} : Karışımın mol miktarı (kmol)

N_{CO_2} , N_{H_2O} , N_{O_2} , N_{N_2} ve $N_{C_{12}H_{26}}$: Bileşenlerin karışım içerisindeki mol miktarıdır.

4.9. Püskürtme Zamanın Ayarlanması

Dizel yanmasında fiziksel ve kimyasal olaylar her zaman iç içe gelişmektedir. Yakıt demetini oluşturan damlacıklar yanma odasına girdiğinde önce buharlaşma ve küçük moleküllere parçalanma, daha sonra kimyasal reaksiyonlar başlamakta ise de, kimyasal reaksiyonların başlaması ile görülebilir yanma olayının başlaması (P-V diyagramında basınç artışının oluşması) arasında tutuşma gecikmesi olarak adlandırılan süre geçmektedir. Tutuşma gecikmesi ve yanma olaylarının süresi püskürtme sistemi ile yakından ilgilidir. Bu bakımdan püskürtme zamanının ayarlanması genelde yanmanın gidişine bağlı olarak deneylerle belirlenir [24].

Dizel motorunda yanma hızı öncelikle yakıtın, yanma odası içerisine yayılması ve buharlaşması sonucu, hava ile karışma hızı ile kontrol edilmektedir. Dizel yanmasında tutuşma gecikmesi süresi kadar bir süre sonra yanma başlamakta ve püskürtme bir süre sonra yanma ile devam etmektedir. Püskürtme yanmanın gidişini ve dolayısı ile motorun mekanik, ısı ve dinamik özelliklerini etkilemektedir. Buna göre püskürtme zamanlaması motordan en yüksek ısı verim alınacak, ancak motorda mekanik ve ısı zorlanmalar olmayacak şekilde ayarlanmalıdır. Yanma sonucu oluşan maksimum basıncın ÜÖN'den 10-15° KA sonra oluşması sağlanmaktadır [24].

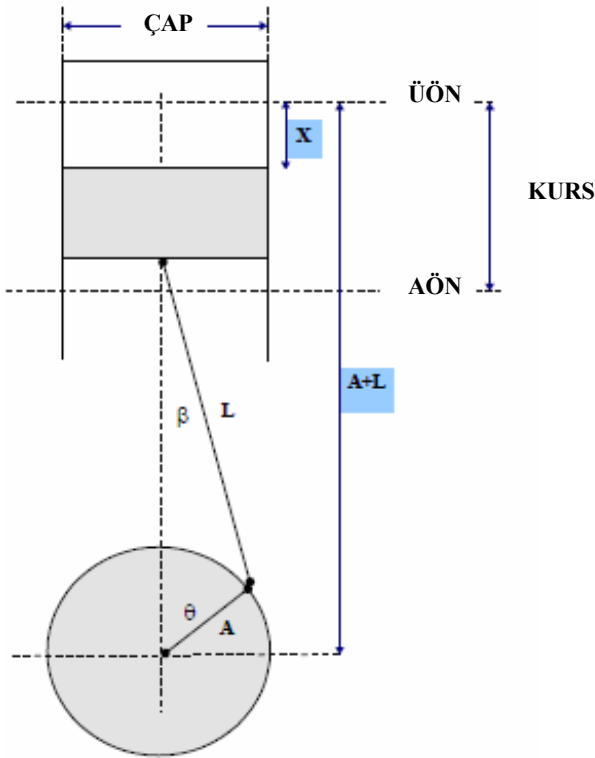
Yakıt sisteminde, yakıt pompasının yakıtı göndermeye başlaması ile yanma odasına yakıtın ilk giriş anı arasında bir süre geçmektedir. Bu süre püskürtme gecikmesi olarak tanımlanmaktadır. Yakıt gönderme işlemine bu süre kadar önce başlamak gerekmektedir [24].

İyi bir karışım ancak yanma odasındaki hava hareketleri devam ettiği sürece sağlanabilmektedir. Bu bakımdan hava hareketleri sona erdiğinde püskürtme işleminin de tamamlanmış olması gerekmektedir. Buna göre püskürtme ve tutuşma gecikmesi süresi de dikkate alınarak püskürtme zamanı belirlenir. Hava hareketinin az olduğu ve daha kısa sürdüğü direk püskürtmeli dizel motorlarında püskürtme süresi de daha kısadır (20-25° KA). Bölünmüş yanma odalılarda ise bu süre daha uzundur (25-35° KA) [24].

Birim zamanda püskürtülen yakıt miktarı yakıt pompasının kam profiline bağlıdır. Püskürtme kanunu belirlenirken tutuşma gecikmesi sırasında yanma odasına ilk giren yakıt miktarının az tutulmasına çalışılmaktadır. Ayrıca ilk püskürtülen yakıtın hızı da daha az olmalıdır. Böylece daha sonra gönderilen daha yüksek hızdaki damlacıklar ilk tutuşan yakıt bölgesi içerisinde geçecek ve daha hızlı buharlaşma sağlanacaktır. Yakıt pompasının kam profili giderek artan damlacık hızları sağlayacak şekilde yapılmalıdır. Bu şekilde en son püskürtülen yakıt en uzak bölgeye sevk edilir [24].

4.10. Motor Geometrisi

Şekil 4.2.'de pistonun krank-biyel mekanizmasına bağlı hareketi görülmektedir. Krank-biyel mekanizmasında pistonun her krank açısında aldığı yol eşit değildir. Şekil 4.2.'deki β açısı büyüdükçe piston krank açısı değişiminde daha az yol kat eder. β açısının küçülmesi ile daha fazla yol kat eder.



Şekil 4.2. Motor geometrisi [21]

Şekil 4.2’de pistonun X doğrultusundaki dikey hareketi tamamen krank açısına (θ) bağlıdır. Pistonun krank açısının bir fonksiyonu olarak hareketi kosinüs teoreminden yararlanılarak aşağıdaki gibi tanımlanabilir [21].

$$L \cdot \cos(\beta) + A \cdot \cos(\theta) + X = A + L \quad (4.50)$$

$$L \cdot \sin(\beta) = A \cdot \sin(\theta) \quad (4.51)$$

Eş. 4.51 üzerinden geometrik bir dönüşüm yapıldığında, $\cos(\beta)$ ’nın krank açısının fonksiyonu olarak ifadesi aşağıdaki gibidir [21].

$$\cos(\beta) = \sqrt{1 - \left(\frac{A}{L}\right)^2 \cdot \sin^2(\theta)} \quad (4.52)$$

Eş. 4.52 Eş. 4.50’de yerine yazılırsa pistonun krank açısına bağlı hareketi aşağıdaki gibi olur [21].

$$X(\theta) = A + L - \sqrt{L^2 - A^2 \cdot \sin^2(\theta)} - A \cdot \cos(\theta) \quad (4.53)$$

Burada;

θ : Krank açısı ($^\circ$)

$X(\theta)$: Pistonun krank açısına bağlı yer değişimi (m)

A : Krank yarıçapı (m)

L : Biyel uzunluğu (m) dur.

Toplam silindir hacminin krank açısına bağlı değişimi ise aşağıdaki gibidir.

$$V_T = V_2 + \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot X(\theta) \quad (4.54)$$

4.11. Çevrim İşleminin Modellenmesi

Bu bölümde çevrim işlemlerinin modellenerek simülasyon programına dönüşümü ile ilgili açıklamalar yapılmıştır. Yapılmış olan simülasyon programının kodları ise EK-1 de verilmiştir.

4.11.1. Giriş değerlerinin hesaplanması

Programın çalışabilmesi için öncelikle aşağıda verilmiş olan bazı giriş değerlerinin bilinmesi gereklidir.

- (a) Motorun boyutları (silindir çapı, kursu, krank yarıçapı ve biyel uzunluğu gibi)
- (b) Sıkıştırma oranı
- (c) Hava fazlalık katsayısı
- (d) Volümetrik verim
- (e) Motor hızı
- (f) Atmosfer basıncı ve sıcaklığı

Simülasyon programı özellikleri belirlenmiş olan motorun öncelikle geometriksel hesaplamalarını yaparak;

- (a) Kurs hacmi
- (b) Silindir hacmi
- (c) Yanma odası hacmi
- (d) Krank açısına bağlı olarak anlık hacim değişimi

gibi değerleri hesaplamaktadır. Emme işlemi öncesi yanma odası hacmi kadar silindir içerisinde kalmış olan egzoz gazı miktarını ve sıcaklığını hesaplamaktadır. Daha sonra simülasyon programı bütün giriş değerlerini belirledikten sonra $0-720^\circ$ KA'da gerçekleşecek olan çevrim döngüsüne başlamaktadır.

4.11.2. Emme işlemi

Emme işlemi 0-180° KA aralığında gerçekleşmektedir. Her bir krank açısı için silindir içerisine alınan hava miktarı belirlenmektedir. İçeri alınan taze havanın silindir içerisinde kalan egzoz gazı ile karıştığı varsayılarak oluşacak olan yeni dolgunun kimyasal bileşenleri, termal özellikleri ve miktarı hesaplanmaktadır. Kimyasal bileşenlerinin termal özellikleri JANAF tabloları yardımı ile hesaplanmaktadır.

Her krank açısına bağlı silindir içerisindeki dolgunun özgül ısılarının değişimi ve ısı transferi göz önünde bulundurularak silindir içerisindeki basınç ve sıcaklık değerleri hesaplanmaktadır. Özgül ısıların değişimi için JANAF tablolarından yararlanılmaktadır. Isı transferi işlemi için ise geliştirilmiş olan Woschni modelinden yararlanılmaktadır. Daha sonra her krank açısı için hata payı minimum seviyeye gelecek şekilde döngü tekrarlanmaktadır.

Krank açısı 180°'ye geldiğinde emme işlemi son bulmakta ve sıkıştırma işlemi başlamaktadır. Silindir içerisine değişen bütün parametreler programda oluşturulmuş olan matrislere dönüştürülerek arka planda kaydedilmektedir.

4.11.3. Sıkıştırma işlemi

Sıkıştırma işlemi 180-350° KA aralığında gerçekleşmektedir. Her bir krank açısı için silindirin son hacmi belirlenmektedir. Bu hacim içerisinde sıkışmakta olan dolgunun özgül ısılarının değiştiği ve ısı transferinin gerçekleştiği göz önünde bulundurularak her bir krank açısı için minimum hatayla basınç ve sıcaklık gibi silindir içerisinde değişen parametreler elde edilmektedir.

Krank açısı 350°'ye geldiğinde püskürtme işlemi başlamakta ve sıkıştırma işlemi son ermektedir.

4.11.4. Yanma işlemi

Yanma işlemi 350-440° KA aralığında gerçekleşmektedir. Yanma işlemi geliştirilmiş olan Wiebe fonksiyonu yardımıyla yapılmaktadır. Öncelikle hava fazlalık katsayısı da göz önünde bulundurularak püskürtülecek olan toplam yakıt miktarı hesaplanmaktadır. Daha sonra Wiebe fonksiyonu yardımı ile her krank açısı için püskürtülecek yakıt miktarı belirlenmektedir. Simülasyon programı püskürtme işlemini krank açısı 350°'ye geldiğinde başlatmaktadır. Silindir içerisine yakıtın girmesi ile karışımın termal özellikleri her krank açısı için hesaplanmaktadır. Özgül ısılarda değişimi ve ısı transferi göz önünde bulundurulmaktadır. Simülasyon programı tutuşma gecikmesi süresinin belirleyerek süre sona erdiğinde yanma işlemini başlatmaktadır ve bu işlem krank açısı 440°'ye gelene kadar devam etmektedir. Sisteme ısı verme işlemi bu şekilde yapılmaktadır. Her krank açısı için hesaplanmış olan değerler optimum değerlere ulaşana kadar döngü tekrar ettirilmektedir. Son olarak silindir içerisinde değişen parametreler matrislere kaydedilmektedir.

4.11.5. Genişleme işlemi

Genişleme işlemi 440-540° KA aralığında gerçekleşmektedir. Yanma işlemi sonrası silindir içerisindeki gazların kimyasal bileşenleri, termal özellikleri ve silindir hacmi her krank açısı için hesaplanmaktadır. Diğer işlemlerde olduğu gibi bu işlemde de özgül ısılarda değişimi ve ısı transferi hesaplamalara dahil edilmiştir. Optimum değerler elde edilene kadar döngü tekrarlanmakta ve program her krank açısı için bulunmuş değerleri matrislere dönüştürülerek kaydetmektedir.

4.11.6. Egzoz işlemi

Egzoz işlemi 540-720° KA aralığında gerçekleşmektedir. Genişleme işlemi sonrası silindir içerisindeki yanmış gazların kimyasal bileşenleri ve termal özellikleri belirlenerek her krank açısı için basınç, sıcaklık gibi parametreler optimum değer elde edilene kadar döngü tekrarlanacak şekilde hesaplanmıştır. Özgül ısılarda

sıcaklığa bağlı değişimi ve ısı transferi hesaplamalara dahil edilmiştir. Her krank açısı için bulan değerler program tarafından matrisler halinde kaydedilmektedir.

4.11.7. Motor performansının hesaplanması

Her bir çevrim için 0-720° KA'nın tamamlanması sonrası elde edilen silindir içerisindeki basınç sıcaklık gibi değerlerden yararlanılarak motor performans verileri indike ve efektif olarak ayrı ayrı hesaplanmıştır.

Sıkıştırma oranının ve hava fazlalık katsayısının motor karakteristiğine etkisini görebilmek için giriş değerlerinden sıkıştırma oranı ve hava fazlalık katsayısı değiştirilerek performans eğrileri elde edilmiştir.

5. DENEYLER SONUCU ELDE EDİLMİŞ MODELLER

5.1. Yakıtın Isıl Değeri

Yanma sonucu oluşan ürünlerin, yanma öncesi referans bir sıcaklığa göre toplam entalpilerinin yakıt kütlesine bölünmesi ile elde edilen ısı değeridir. Eğer ürünlerdeki su yoğunlaşmış kabul ediliyorsa söz konusu değere yakıtın üst ısı değeri veya yanma ısı denir ve ‘ H_o ’ ile gösterilir. Eğer su buhar fazında gösterilmişse bu değere yakıtın alt ısı değeri denir ve ‘ H_u ’ ile gösterilir [35].

Akaryakıtların alt ısı değerlerinin belirlenmesinde bazı ampirik eşitliklerden yararlanılmaktadır. Bunlardan bir tanesi de Mendeleev eşitliğidir [7].

Mendeleev’e göre bir yakıtın alt ısı değeri aşağıdaki gibidir.

$$H_u = [34,013C + 125,6H - 10,89(O - S) - 2,512(9H + W)] \cdot 1000 \quad (5.1)$$

Burada C, H, O, S, W değerleri, akaryakıt içerisindeki ağırlık oranlarını belirtir. (W=Su) [7].

Bu tezde yakıt olarak $C_{12}H_{26}$ (n-dodekan) kullanılmıştır. Kullanılan yakıtın alt ısı değeri şu şekilde hesaplanmıştır.

Yakıt: $C_{12}H_{26}$

Moleküler ağırlığı; C=12, H=1

$$C_{12}H_{26} = (12 \cdot 12) + (1 \cdot 26) = 170 \text{ kg/kmol} \quad (5.2)$$

$$\text{Karbon ağırlık oranı} = \frac{144}{170} = 0,84705 \quad (5.3)$$

$$\text{Hidrojen ağırlık oranı} = \frac{26}{170} = 0,15295 \quad (5.4)$$

Bu oranlara göre;

$$H_u = [34,013 \cdot 0,84705 + 125,6 \cdot 0,15295 - 2,512 \cdot 9 \cdot 0,15295] \cdot 1000 \quad (5.5)$$

$H_u = 44563$ kJ/kg olarak bulunur.

Çizelge 5.1. n-dodekan yakıtının alt ve üst ısıl değerleri (25 °C) [34]

Yakıtın Adı	Formülü	Yakıtın Üst Isıl Değeri (kJ/kg)		Yakıtın Alt Isıl Değeri (kJ/kg)	
		Sıvı Yakıt	Gaz Yakıt	Sıvı Yakıt	Gaz Yakıt
n-Dodekan	$C_{12}H_{26}$	47,470	47,828	44,109	44,467

Çizelge 5.1’de n-dodekan yakıtının alt ve üst ısıl değerleri verilmiştir. Eğer üst ısıl değer dikkate alınırsa yanma sonrası açığa çıkan H_2O ’nun sıvı halde, alt ısıl değer dikkate alınırsa H_2O ’nun buhar halinde olduğu kabul edilir [34].

5.2. Tutuşma Gecikmesi

Tutuşma gecikmesi yakıtın silindire püskürtülmeye başlamasından tutuşana kadar ki geçen süre olarak tanımlanmaktadır. Tutuşma gecikmesi karışımın sıcaklığı, basıncı, hava fazlalık katsayısı, yakıtın özelliği (setan sayısı vb) ve yakıtın buharlaşması gibi birçok parametreye bağlı olarak değişmektedir [36].

Dizel motorlarında yanma için tutuşma gecikmesi süresi önemli bir etkidir. Tutuşma gecikmesi süresinin uzaması, püskürtülen yakıtın silindir içerisinde birikmesine sebep olur ve ani yanma daha sert gerçekleşir. Bu durum istenmeyen gürültülü bir yanmaya sebep olur ve dizel vuruntusu meydana gelir. Bunlara ek olarak da ani yanmanın yüksek seviyede gerçekleşmesi NO emisyonlarını da artırır. Tutuşma gecikmesi süresinin çok kısa olması ise maksimum basıncın, piston ÜÖN’yi

geçmeden oluşmasına sebep olabilir. Bu durum hem motor parçalarının aşırı zorlanmasına hem de net işin azalmasına sebep olur [31].

Assanis normal emişli, direkt enjeksiyonlu bir dizel motorunun tutuşma gecikmesi süresinin hesaplanabilmesi için aşağıdaki eşitliği önermiştir [37].

$$t_g = \frac{2,4}{\left(\frac{1}{\lambda}\right)^{0,2} \cdot P^{1,02}} \exp\left(\frac{Ea}{R \cdot T}\right) \quad (5.6)$$

Burada;

t_g : Tutuşma gecikmesi (ms)

λ : Hava fazlalık katsayısı

P : Silindir basıncı (kPa)

T : Silindir sıcaklığı (K)

R : Evrensel gaz sabiti (8,31434 kJ/kmol K)

Ea : Yakıtın aktivasyon enerjisi (kJ/kmol K)

Yakıtın aktivasyon enerjisi setan sayısı ile ilişkilidir. Hardenberg ve Hase aktivasyon enerjisi için aşağıdaki eşitliği önermiştir [38].

$$Ea = \frac{618840}{CN + 25} \quad (5.7)$$

Burada CN yakıtın setan sayısıdır. $C_{12}H_{26}$ için setan sayısı 80 olarak kabul edilmiştir. Çizelge 5.2'de farklı yakıtlar için setan sayıları verilmiştir [31].

Çizelge 5.2. Farklı yakıtların setan sayısı [31]

Yakıtın Adı	Kimyasal Formülü	Setan Sayısı
n-Heptane	C ₇ H ₁₆	56
n-Decane	C ₁₀ H ₂₂	76
n-Dodecane	C ₁₂ H ₂₆	80
n-Pentadecane	C ₁₅ H ₃₂	95
n-Hexadecane	C ₁₆ H ₃₄	100
n-Octadecane	C ₁₈ H ₃₈	110

Tutuşma gecikmesi süresinin krank açısına bağlı değişimi aşağıdaki gibidir [25].

$$t_g(KMA) = t_g(ms) \cdot 0,006 \cdot N \quad (5.8)$$

Burada;

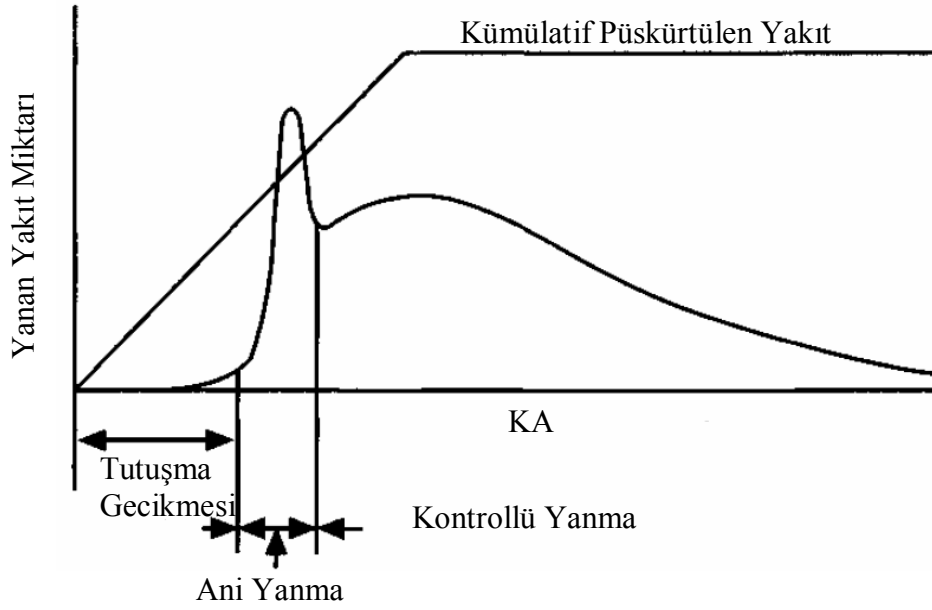
N : Motor hızı (min^{-1})

$t_g(KMA)$: Krank açısı cinsinden tutuşma gecikmesi,

$t_g(ms)$: Mili saniye cinsinden tutuşma gecikmesidir.

5.3. Yanan Yakıt Yüzdesi

Silindir içerisine püskürtülen yakıtın yanma işlemi; tutuşma gecikmesi, ani yanma ve kontrollü yanma olmak üzere üç ayrı safhada gerçekleşir (Şekil 5.1). Tutuşma gecikmesi süresince püskürtülen yakıt yanmadığından dolayı yanan yakıt kütlelerinin sıfır olması gerekir. Daha sonra Şekil 5.1.'de de görüldüğü gibi silindir içerisindeki biriken yakıtın tutuşması sonucu ani bir yanma meydana gelir ve yanan yakıt miktarı kütleli olarak en yüksek seviyeye çıkar. Son olarak kontrollü yanma gerçekleşir ve yanan yakıt miktarı kütleli olarak giderek azalmaya başlar (Şekil 5.1).



Şekil 5.1. Yanan yakıt miktarının krank açısına bağlı değişimi ve yanma safhaları [31].

Yanma modelinin gerçek çevrime daha yakın olabilmesi için matematiksel modelleme oluşturulurken yakıtın yanma safhalarının ayrı ayrı hesaplanması gerekir. Aşağıda yanan yakıt miktarının yüzdesinin belirlenmesi için gerekli bilgiler sunulmuştur.

Ani ve Kontrollü Yanma Safhaları: Marzouk ve Watson yanan yakıt yüzdesinin hesaplanabilmesi için kullanımı yaygın olan aşağıdaki formülü önermişlerdir. Ani ve kontrollü yanma safhalarındaki yakıt miktarlarını ayrı iki fonksiyon ile tanımlamışlardır. Daha sonra hava fazlalık katsayının ve tutuşma gecikmesinin fonksiyonu olan β yardımı ile ani ve kontrollü yanmada gerçekleşen yakıt miktarlarını toplamışlardır [39].

Ani yanma safhası için;

$$f_1 = 1 - (1 - X^{k_1})^{k_2} \quad (5.9)$$

Kontrollü yanma safhası için;

$$f_2 = 1 - \exp(-k_3 \cdot X^{k_4}) \quad (5.10)$$

Yanan yakıt yüzdesi;

$$FB = \beta \cdot f_1 + (1 - \beta) \cdot f_2 \quad (5.11)$$

Burada, FB yanan yakıt yüzdesi (%), k_1, k_2, k_3 ve k_4 sabit katsayılardır. X , toplam yanmanın gerçekleştiği krank açısına bağlı değişkendir [39].

$$X = \frac{\theta - \theta_g}{\Delta\theta} \quad (5.12)$$

Burada;

θ : Anlık krank açısı ($^\circ$)

θ_g : Yakıtın yanmaya başladığı krank açısı ($^\circ$)

$\Delta\theta$: Yanmanın gerçekleştiği toplam krank açısı ($^\circ$)'dır.

Tutuşma gecikmesi ve hava fazlalık katsayısına bağımlı değişken β değeri aşağıdaki formül yardımı ile hesaplanabilir [25].

$$\beta = 1 - \frac{a \cdot \left(\frac{1}{\lambda}\right)^b}{t_g^c} \quad (5.13)$$

Burada;

λ : Hava fazlalık katsayısı,

t_g : Tutuşma gecikmesi, (ms)

a, b ve c: Sabit katsayılardır.

Yukarıdaki formüllerde kullanılan katsayıların deneysel sonuçlarla elde edilen değerleri aşağıdaki gibidir [31].

$$k_1 = 2 + 1,25 \cdot 10^{-8} \cdot (t_g \cdot N)^{2,4} \quad (5.14)$$

$$k_2 = 5000 \quad (5.15)$$

$$k_3 = \frac{14,2}{\left(\frac{1}{\lambda}\right)^{0,644}} \quad (5.16)$$

$$k_4 = 0,79 \cdot k_3^{0,25} \quad (5.17)$$

$$0,8 < a < 0,95$$

$$0,25 < b < 0,45$$

0,25 < c < 0,50 aralığındadır. a, b ve c katsayıları motorun tasarımına göre değişmektedir [31].

N : Motor hızı (min^{-1}) dır.

5.4. Wiebe Fonksiyonu

Yanan yakıt yüzdesinin bulunmasında kullanılan en yaygın yöntemlerden biriside Wiebe fonksiyonudur. Wiebe 1967 yılında yanan yakıt yüzdesi için aşağıdaki eşitliği önermiştir [25].

$$X_b = 1 - \exp\left[-a \cdot \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}\right)^{m+1}\right] \quad (5.18)$$

Burada;

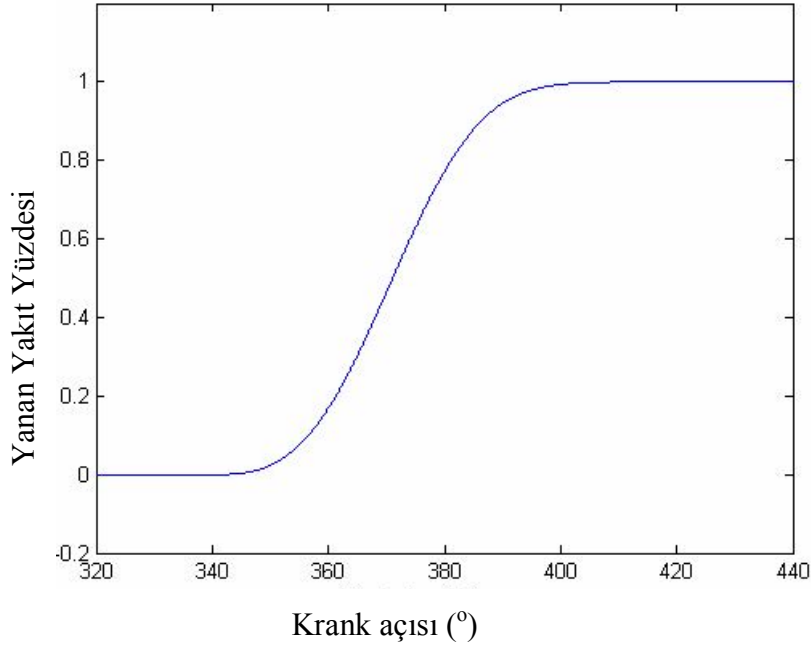
X_b : Yanan yakıt kütesinin yüzdesi (%)

θ : Anlık krank açısı (KA)

θ_0 : Yanma başlangıcındaki krank açısı (KA)

$\Delta\theta$: Yanmanın gerçekleştiği toplam krank açısı (KA)

' a ' ve ' m ' ise sabit katsayılardır [25]. (Heywood'a göre en uygun katsayılar $a=6,908$, $m=2$ dir.)

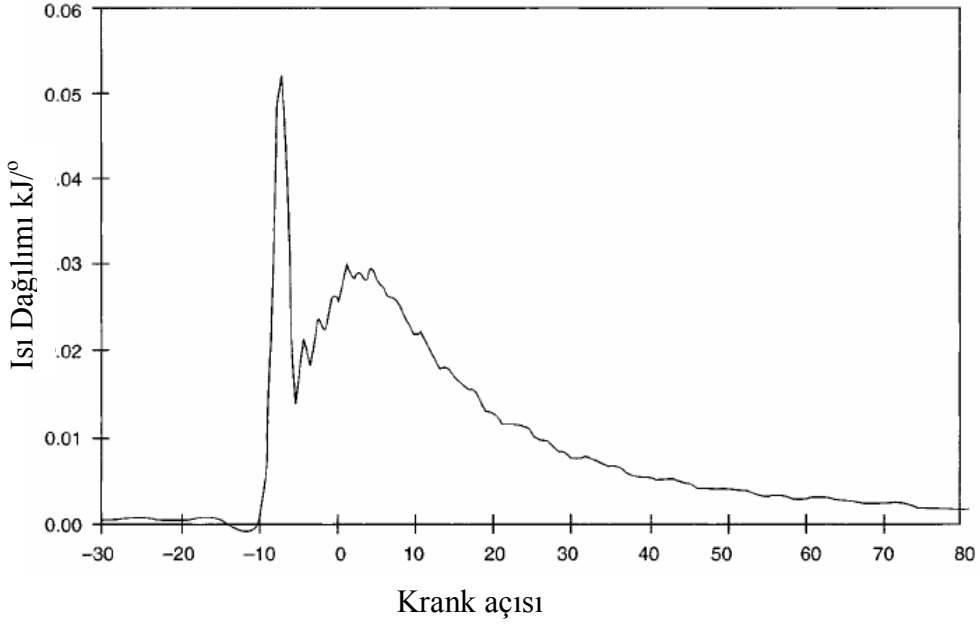


Şekil 5.2. Kümülatif yanan yakıt yüzdesinin krank açısına bağlı değişimi [40]

Şekil 5.2'de görüldüğü gibi yanma işlemi boyunca gerçekleşen tutuşma gecikmesi, ani yanma ve kontrollü yanma gibi süreçler göz önünde bulundurularak Wiebe tarafından Eş. 5.18'deki fonksiyon türetilmiştir. Bu fonksiyon ile yanma işleminin gerçekleştiği toplam krank açısında yanan yakıt kütesinin yüzdesel olarak en uygun şekilde dağılımı amaçlanmıştır [40].

5.5. Isı Dağılım Analizi

Isı dağılım analizinin amacı, yanma süresince krank açısına bağlı olarak silindir içersindeki basınç değişiminin nasıl gerçekleştiğini analiz edebilmektir. Yanma süresince silindir içersindeki ısı dağılımının belirlenmesinde literatürde kullanımı çok yaygın olan Krieger ve Borman tarafından geliştirilen model kullanılmaktadır [31].



Şekil 5.3. Yanma süresince ısı dağılımının krank açısına bağlı değişimi [31]

Isı dağılım analizi, Termodinamiğin I. kanuna göre Eş. 5.19'daki gibi hesaplanmıştır [25].

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} = \frac{dU}{dt} \quad (5.19)$$

Net ısı dağılımı; toplam ısı dağılımı ile silindir duvarlarına transfer edilen ısı arasındaki farktır [25].

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{dQ_t}{dt} - \frac{dQ_w}{dt} \quad (5.20)$$

Burada;

dQ_n : Net ısı dağılımı (kJ)

dQ_t : Toplam ısı dağılımı (kJ)

dQ_w : Silindir duvarına transfer edilen ısı (kJ)

Eş. 5.19, Eş. 5.20'de yerine konulursa;

$$\left(\frac{dQ_t}{dt} - \frac{dQ_w}{dt} \right) - p \frac{dV}{dt} = \frac{dQ_n}{dt} - p \frac{dV}{dt} = mC_v \frac{dT}{dt} \quad (5.21)$$

İdeal gaz denkleminin ($p \cdot V = m \cdot R \cdot T$) sabit kütle için zamana göre diferansiyeli alındığında;

$$mR \frac{dT}{dt} = V \frac{dP}{dt} + P \frac{dV}{dt} \quad (5.22)$$

olur. Eş. 5.22, Eş.5.21'de yerine yazılırsa net ısı dağılımı;

$$\frac{dQ_n}{dt} = \left(1 + \frac{c_v}{R} \right) P \frac{dV}{dt} + \frac{c_v}{R} V \frac{dP}{dt} \quad (5.23)$$

olarak elde edilir. Zamanın diferansiyeli krank açısına göre yazıldığında ve özgül ısıların oranı sabit olarak alındığında Eş. 5.23;

$$\frac{dQ_n}{d\theta} = \frac{k}{k-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{k-1} V \frac{dP}{d\theta} \quad \text{şeklinde yazılabilir.} \quad (5.24)$$

Burada;

$$k : \text{Özgül ısı oranı, } k = \frac{c_p}{c_v}$$

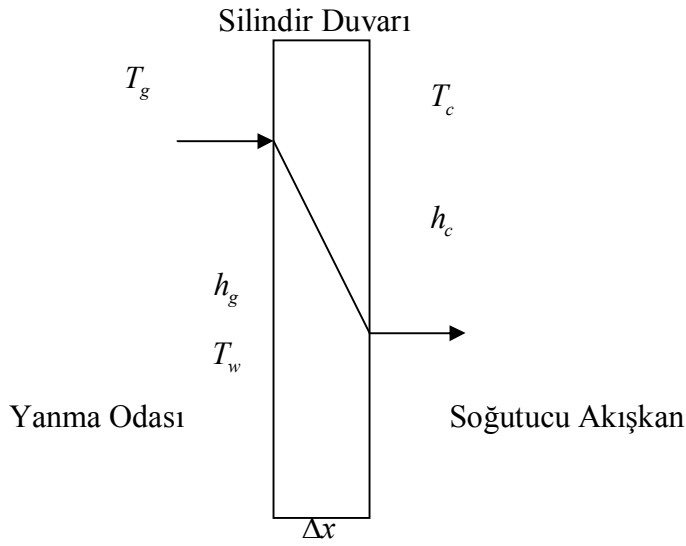
P, V : Anlık basınç ve hacim (kPa), (m^3)

θ : Krank açısı ($^\circ$) dir.

5.6. Isı Transferi

İçten yanmalı motorlarda, silindir içerisindeki yakıtın yanması sonucu açığa çıkan ısı enerjisinin yaklaşık % 20–35'i aşırı yük altında çalışan motor parçalarının soğutulması amacı ile kullanılan soğutucu akışkana geçmektedir. Bu sebepten dolayı motorun verimi ve performansı ısı transferinden önemli derecede etkilenmektedir [41].

Isı transferi kondüksiyon, konveksiyon ve radyasyon olmak üzere üç şekilde gerçekleşir. İçten yanmalı motorlarda silindir içerisindeki gazların ısı konveksiyon yoluyla silindir duvarına, silindir duvarının iç kısmından kondüksiyon yolu ile silindir duvarının dış kısmına daha sonra ise silindir duvarının dış kısmından konveksiyon yolu ile soğutucu akışkana geçmektedir.



Şekil 5.4. Silindirdeki ısı transferi

Burada;

T_g : Silindir içerisindeki gazın sıcaklığı (K)

T_c : Soğutucu akışkanın sıcaklığı (K)

T_w : Silindir yüzey sıcaklığı (k)

h_g : Silindir içerisindeki gazların ısı taşınım katsayısı (W/m²K)

h_c : Soğutucu akışkanın ısı taşınım katsayısı (W/m²K)

k_s : Silindir duvarının ısı iletim katsayısı (W/m²K)

Δx : Silindir duvarının kalınlığı (m)

Silindir yüzeyindeki ısı transferi aşağıdaki gibi hesaplanır [41].

$$Q = \frac{A \cdot (T_g - T_w)}{\left[\left(\frac{1}{h_g} \right) + \left(\frac{\Delta x}{k_s} \right) + \left(\frac{1}{h_c} \right) \right]} \quad (5.25)$$

Burada;

Q : Transfer edilen ısı miktarı (W)

A : Silindir yüzey alanı (m²)

T_g : Silindir içerisindeki gaz sıcaklığı (K)

T_w : Silindir yüzey sıcaklığı (K) dır.

Nusselt (1923), Eichelberg (1939), Pflaum (1961), Annand (1963), Woschni (1965) ve Hohenberg (1979) gibi araştırmacılar içten yanmalı motorlardaki ısı transferini hesaplayabilmek için çeşitli çalışmalar yapmışlardır. Silindir içerisindeki gazların ısı taşınım katsayısı sıcaklığa, basınca, silindir boyutlarına ve piston hızı gibi parametrelere bağlı olarak değişmektedir. Araştırmacılar bazı deneyler ile modellemeler yaparak farklı ısı taşınım katsayısı formülleri elde etmişlerdir.

Woschni 1965 yılında aşağıdaki ısı taşınım formülünü önermiştir [25]:

$$h_g = 3,26 \cdot D^{-0,2} \cdot P^{0,8} \cdot T^{-0,55} \cdot W^{0,8} \quad (5.26)$$

Burada;

h_g : Silindir içerisindeki gazların ısı taşınım katsayısı (W/m²K)

D : Silindir çapı (m)

P : Silindir basıncı (kPa)

T : Silindir sıcaklığı (K)

W : Silindir içerisindeki gazların ortalama hızı (m/s)

Silindir içerisindeki gazların ortalama hızı aşağıdaki gibidir [25]:

$$W = \left[c_1 \cdot \bar{U}_p + c_2 \cdot \frac{V_d \cdot T_r}{P_r \cdot V_r} \cdot (P - P_m) \right] \quad (5.27)$$

Burada;

\bar{U}_p : Ortalama piston hızı (m/s)

V_d : Toplam silindir hacmi (m³)

T_r : Referans sıcaklık (K) (Püskürtme başlangıcı, emme supabı kapanması gibi)

P_r : Referans basınç (kPa)

V_r : Referans hacim (m³)

P_m : Silindir basıncı (kPa)

P : Anlık basınç (kPa)

c_1, c_2 : Deneyle sonuçunda belirlenmiş katsayılar

Woschni'ye göre dört zamanlı, su soğutmalı, direkt enjeksiyonlu dizel motoru için en uygun c_1 ve c_2 katsayıları aşağıdaki gibidir [25]:

Emme ve egzoz işlemi için	$c_1=6,18$	$c_2=0$
Sıkıştırma ve genişleme işlemi için	$c_1=2,28$	$c_2=0$
Yanma işlemi için	$c_1=2,28$	$c_2=3,24 \times 10^{-3}$

P_m basıncı ise Eş. 5.28'deki gibi hesaplanabilir:

$$P_m = P_r \cdot \left(\frac{V_r}{V} \right) \quad (5.28)$$

Burada;

P_r : Referans basınç (kPa)

V_r : Referans hacim (m³) dir.

Eichelberg ise 1939 yılında içten yanmalı motorların ısı transferi katsayısı için aşağıdaki eşitliği önermiştir [42]:

$$h_g = 7,8 \cdot 10^{-11} \cdot \bar{U}_p^{0,3333} \cdot P^{0,5} \cdot T^{0,5} \quad (5.29)$$

Burada;

h_g : Silindir İçerisindeki Gazların Isı Taşınım Katsayısı (W/m²K)

\bar{U}_p : Ortalama piston hızı (m/s)

P, T : Anlık basınç ve sıcaklık (kPa), (K)

Hohenberg ise 1979 yılında ısı transferi katsayısı için Eş. 5.30'u önermiştir [43]:

$$h_g = a \cdot V^{-0,06} \cdot P^{0,8} \cdot T^{-0,4} \cdot (C_m + b)^{0,8} \quad (5.30)$$

Burada;

h_g : Silindir İçerisindeki Gazların Isı Taşınım Katsayısı (W/m²K)

V : Anlık hacim (m³)

P : Anlık basınç (kPa)

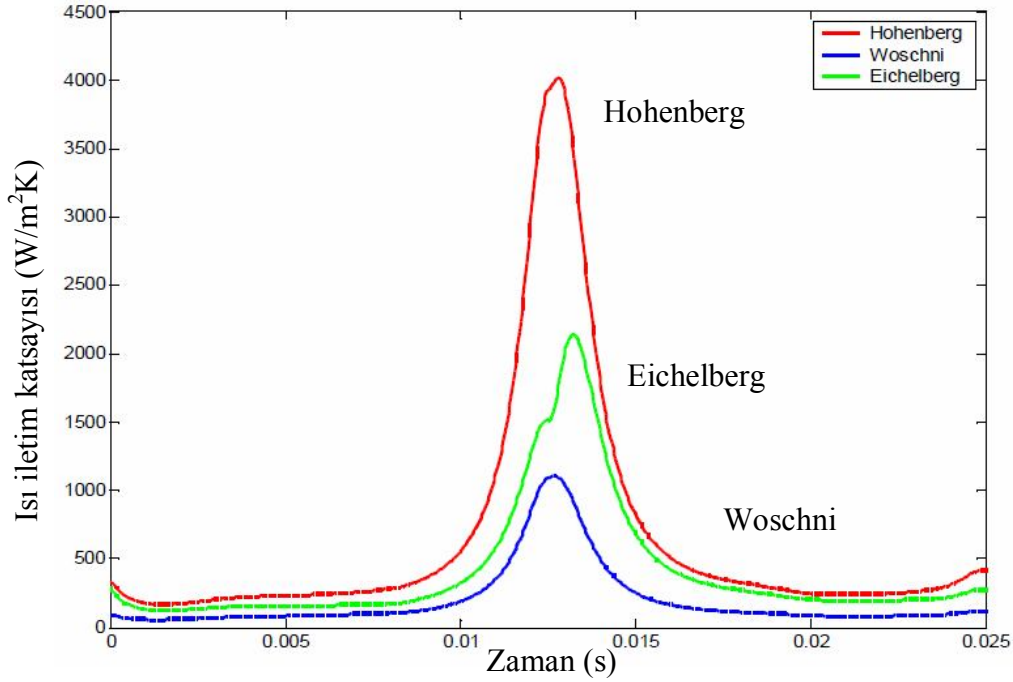
T : Anlık sıcaklık (K)

C_m : Ortalama piston hızı (m/s)

a, b : Sabit katsayılardır.

Hohenberg 'a' ve 'b' katsayıları için sırası ile 130 ve 1,4 değerlerini kullanmıştır [43].

Eichelberg, Woschni ve Hohenberg modellerinin aynı özelliklerdeki direk enjeksiyonlu bir dizel motor için çevrim boyunca elde edilen ısı iletim katsayılarının değişimi Şekil 5.5'de karşılaştırılmıştır [21].



Şekil 5.5. Eichelberg, Woschni ve Hohenberg modellerinin ısı iletim katsayıları [21]

5.7. Sürtünme Kaybı

Motordan elde edilen net efektif gücün bulunabilmesi için motordaki mekanik parçaların sürtünmesinden dolayı kayıp edilen sürtünme gücünün bilinmesi gereklidir. Motorlarda en büyük sürtünme kaybı segmanlar ile silindir yüzeyi arasında oluşur. Motordaki toplam sürtünmenin yaklaşık %60-70'i bu bölgede gerçekleşir [44]. Diğer sürtünme kayıpları ise motora bağlanmış olan yardımcı makineler (su pompası, yakıt pompası gibi) ve hidrolik kayıplardan (emme ve egzoz kanallarındaki kayıplar gibi) oluşur [45].

Birçok araştırmacı sürtünme gücünün hesaplanması için farklı modeller geliştirmişlerdir. Geliştirilen modellerin birçoğu silindir yüzeylerinde oluşan sürtünme kaybı üzerinedir. Bunlardan bir tanesi de Millington ve Hartles'in 1968 yılında dizel motorları için yapmış olduğu modeldir. Bu modelde motorlarda oluşan mekanik sürtünme kaybını hesaplayabilmek için motor hızına ve ortalama piston hızına bağlı olan aşağıdaki eşitliği önermişlerdir [3].

$$P_s = A + 7 \cdot \frac{N}{1000} + 1,5 \cdot \left(\frac{\bar{U}_p}{1000} \right)^2 \quad (5.31)$$

Burada;

P_s : Sürtünme gücü (kW)

N : Motor hızı (min^{-1})

U_p : Ortalama piston hızı (m/s)

A : Sıkıştırma oranı faktörüdür.

Direk enjeksiyonlu motorlar için $A = (\varepsilon - 4)$,

İndirekt enjeksiyonlu motorlar için $A = \varepsilon$ dur.

ε : Sıkıştırma oranıdır [46].

Sürtünme kaybını etkileyen en önemli faktörlerden biriside motor hızıdır. Sürtünme gücünün ölçülmesinde laboratuvar testlerinin yanı sıra, ampirik eşitliklerden de yararlanılabilmektedir [7].

$$P_s = C \cdot \varepsilon^{0,5} \cdot L \cdot \pi \cdot D \cdot \left(\frac{N}{100} \right)^2 \quad (5.32)$$

Burada;

P_s : Sürtünme gücü (kW)

ε : Sıkıştırma oranı

N : Motor hızı (min^{-1}) dir.

C : Motorun tasarım özelliklerine bağlı katsayıdır. (Lichty'e göre, $C=19,7$ dir)

6. MOTOR PERFORMANSI

6.1. Ortalama Piston Hızı

Ortalama piston hızı motorlar için en önemli parametrelerden biridir. Ortalama piston hızı aşağıdaki gibi hesaplanabilir [25]:

$$\bar{S}_p = \frac{L \cdot n}{30} \quad (6.1)$$

Burada;

\bar{S}_p : Ortalama piston hızı (m/s)

L : Kurs boyu (m)

n : Motor hızı (min^{-1}) 'dır.

Ortalama piston hızı tüm motorlarda genellikle 5–15 m/s arasında sınırlandırılmıştır. Bu değer büyük dizel motorlarda daha düşük, yüksek performanslı dizel motorlarda ise daha yüksek olabilir. Motorları bu çalışma şartlarında sınırlandırmanın iki temel sebebi vardır [41].

Birinci sebebi, yüksek hızlarda ve yük altında çalışan motor parçalarının gerilimlere karşı malzemelerinin dayanım limitleri ile ilişkilidir. Krank milinin her bir tur dönüşünde piston iki kez maksimum hıza ulaşır tekrar durmaktadır. 3000 min^{-1} hızla dönen bir motoru göz önünde bulunduracak olursa, pistonun bir kurs boyunca hareketi 0,01 saniyede gerçekleşmektedir. Bu yüzden hareket eden motor parçaları üzerinde çok yüksek atalet kuvvetleri oluşmaktadır. Dolayısıyla ortalama piston hızı motor parçalarının malzemelerinin dayanımı ile sınırlandırılmıştır [41].

İkinci sebebi ise, silindir içerisine giren ve çıkan maddelerin akışı ile ilişkilidir. Piston hızı emme sırasında silindir içerisine giren havanın ve egzoz sırasında silindirden atılan gazların direk olarak akış hızını belirler. Piston hızı arttıkça silindir içerisine giren maddelerin akış hızını arttırmak için daha büyük supaplara gerek

vardır. Supapların çaplarının büyüklüğü silindirin çapı ile sınırlıdır. Çizelge 6.1’de farklı boyutlarda, hızlarda ve farklı çalışma prensiplerindeki motorların ortalama piston hızlarının karşılaştırılması görülmektedir [41].

Çizelge 6.1. Farklı özellikteki motorların çalışma parametreleri [41]

Parametreler	İki Zamanlı Model Uçak Motoru	Dört Zamanlı Otomobil Motoru	İki Zamanlı Sabit Büyük Motor
Silindir Çapı (cm)	2	9,42	50
Kurs (cm)	2,04	9,89	161
Motor Hızı (min^{-1})	13000	5200	125
Ortalama Piston Hızı (m/s)	8,84	17,1	6,71
Ortalama Çevrim Basıncı (kPa)	503	1170	472

Pistonun anlık yer değiştirmesinin zamanın fonksiyonu olarak diferansiyelini alacak olursak, anlık piston hızı aşağıdaki gibi olur.

$$S_p = \frac{ds}{dt} \quad (6.2)$$

Burada;

S_p : Anlık piston hızı (m/s)

s : Pistonun yer değiştirmesi (m)

t : Zaman (s)

Anlık piston hızının ortalama piston hızına oranı ise aşağıdaki gibidir.

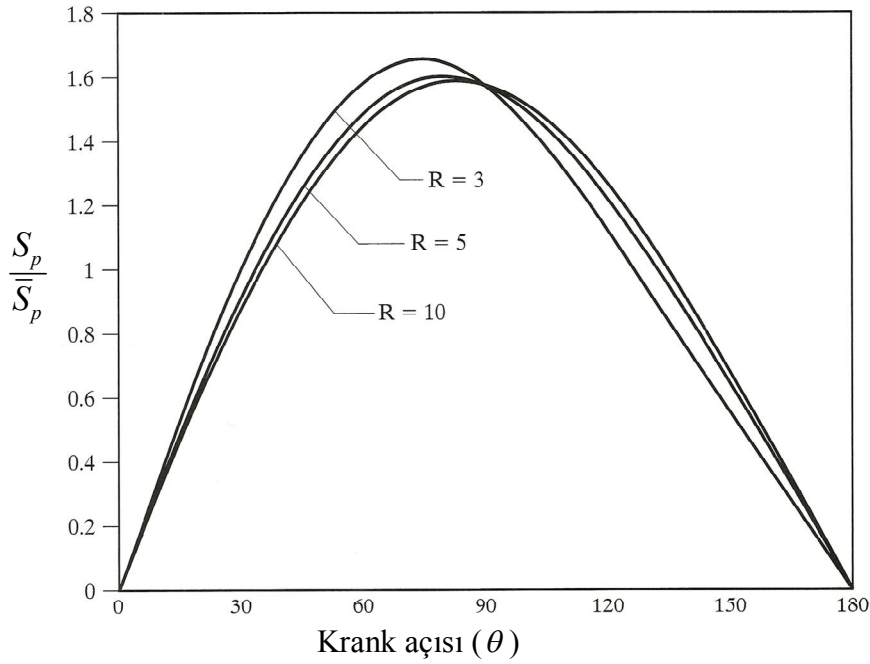
$$\frac{S_p}{\bar{S}_p} = \frac{\pi}{2} \sin(\theta) \left[1 + \frac{\cos(\theta)}{(R^2 - \sin^2(\theta))^{1/2}} \right] \quad (6.3)$$

Burada;

θ : Krank açısı ($^\circ$)

R : Krank-biyel oranıdır. ($R = \frac{l}{a}$)

R biyel kolu uzunluğunun krank mili yarı çapına oranıdır. Bu değer genellikle küçük motorlar için 3–4, büyük motorlar için ise 5–10 aralığındadır. Aşağıdaki grafikte R 'nin piston hızı üzerindeki etkisi görülmektedir [41].

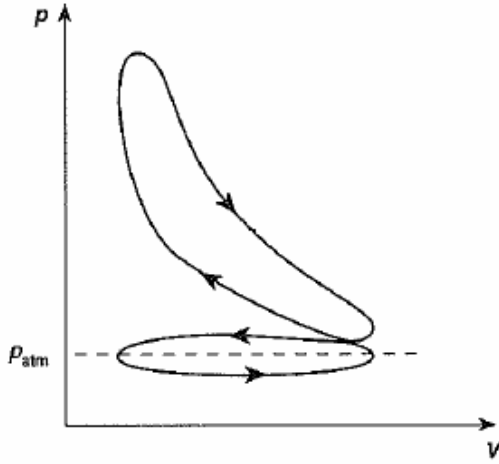


Şekil 6.1. Krank-biyel oranının ortalama piston hızına etkisi [41]

6.2. İndike Ortalama Basınç

İndike ortalama basınç motorların tasarım ve çıkış değerlerinin karşılaştırılabilmesi için en önemli parametrelerden biridir. Çünkü ortalama çevrim basıncı motor boyutundan ve hızından bağımsızdır. Motorların karşılaştırılması için moment değeri dikkate alınırsa büyük motorlar her zaman daha iyi görünür. Karşılaştırma için güç değeri dikkate alınırsa yüksek devirli motorlar daha iyi görünür [41].

Silindirde çevrim boyunca oluşan basınçların ortalaması, “indike ortalama basınç” olarak adlandırılmaktadır. Silindir basınçları, indikatörlerle, indikatör diyagramları olarak kaydedilerek veya termodinamik hesaplar sonucu elde edilebilir [7].



Şekil 6.2. İndikatör diyagramı [25]

Şekil 6.2'deki indikatör diyagramı iki kapalı eğriden oluşmakta, A bölgesindeki kapalı eğri her çevrim süresince motor tarafından gerçekleştirilen işi temsil ettiğinden pozitif (+) alan, B bölgesinde kalan alan ise emme ve egzoz işlemleri süresince motordan kaybedilen işi temsil ettiğinden negatif (-) alan yada pompalama kaybı olarak bilinmektedir [47].

İndike ortalama basıncın maksimum değeri, normal emişli buji ile ateşlemeli motorlar için 850–1050 kPa, normal emişli dizel motorlar için 700–900 kPa, turbo şarjlı dizel motorlar için 1000–1200 kPa arasındadır [41].

İndike ortalama basınç, çevrimin indike işinin kurs hacmine bölünmesi ile elde edilir [41].

$$P_{mi} = \frac{W_i}{V_k} \quad (6.4)$$

Burada;

P_{mi} : İndike ortalama basınç (kPa)

W_i : İndike çevrim işi (kJ)

V_k : Kurs hacmi (m^3)

Kullanılan diğer hesaplama yöntemlerinden iki tanesi aşağıda açıklanmıştır [7].

6.2.1. Ortalama yükseklik kuralı

Çevrim boyunca krank milinin seçilen her bir dönüş aralığı için ölçülen yada hesaplanan basınçlar elde edildikleri zamanların işaretlerine de (+/-) dikkat edilerek toplanıp basınç sayısına bölüldüğünde ortalama çevrim basıncı yada diğer bir ifade ile ortalama indike basınç belirlenmektedir. Buna göre indike ortalama basınç;

$$P_{mi} = \sum_{i=1}^n \frac{P_i}{n} \quad (6.5)$$

olarak ifade edilebilir [7].

6.2.2. Simpson kuralı

Bunun için silindir kursu, aralıkları sınırlayan nokta sayıları tek olacak şekilde, yeterince çift sayıda aralığa bölünmekte ve böylelikle de çevrim boyunca bu noktaların her birine dört değişik basınç rastlamaktadır. Pozitif yada negatif iş zamanları dikkate alınarak bu basınçlar toplanıp her bir nokta için bir basınca indirgendikten sonra; ÜÖN ve AÖN'deki basınçların toplamı p_A , çift sayılı noktalardaki basınçların toplamı p_B , ölü noktalar dışındaki tek sayılı basınçların toplamı p_C ve iki nokta arasında kalan silindir kısmının hacmi de V_S ile belirtilerek, indike ortalama basınç;

$$P_{mi} = \frac{V_S \cdot (p_A + 4p_B + p_C)}{3 \cdot V_S} \quad (6.6)$$

gibidir. Her iki kural için ne kadar çok sayıda ölçüm yapılırsa o kadar sağlıklı sonuç elde edilebilmektedir. Ancak, bu yöntemlerden ortalama yükseklik kuralı daha basit olmasına rağmen Simpson kuralı daha doğru sonuçlar vermektedir [7].

6.3. İndike Güç ve İndike Moment

İndike güç silindir içerisinde oluşan basıncın piston üzerine etkilediği güç olarak tanımlanmaktadır. Tek silindirli bir motor için indike gücün indike ortalama basınca bağlı ifadesi Eş. 6.7’de verilmiştir [7].

$$P_i = \frac{P_{mi} \cdot V_k \cdot n}{i \cdot 60} \quad (6.7)$$

Burada;

P_i : İndike güç (kW)

P_{mi} : İndike ortalama basınç (kPa)

V_k : Kurs hacmi (m³)

n : Motor hızı (min⁻¹)

i : Bir devirde iş yapan kurs sayısı (iki zamanlı:1, dört zamanlı:2) dir.

Bu gücü sağlayan indike moment ise Eş. 6.8’deki gibidir [7].

$$M_i = \frac{P_{mi} \cdot V_k}{12,57} \quad (6.8)$$

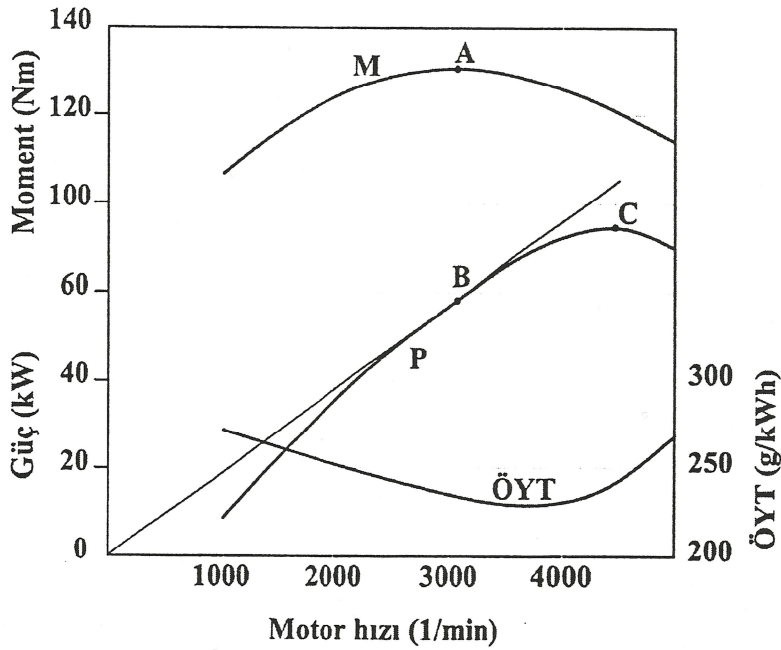
Burada;

M_i : İndike moment (Nm)

P_{mi} : İndike ortalama basınç (kPa)

İndike güç ile indike moment arasında Eş. 6.9’daki gibi bir ilişki de mevcuttur [22].

$$P_i = \frac{M_i \cdot n}{9549} \quad (6.9)$$



Şekil 6.3. Tam yükte motor hız karakteristikleri [38]

Şekil 6.3'de görüldüğü gibi moment ve güç eğrileri birbirleri ile doğru orantılıdır. Moment arttıkça güç eğiminde de bir artış görülmektedir. Şekilde A ile gösterilen nokta maksimum moment noktasıdır. Bu noktadan sonra momentte bir düşüş görülse de güçte halen bir yükselme söz konusudur. Fakat bu noktadan sonra güç eğrisinin eğiminde bir düşüş görülmektedir. Momentin aşırı düştüğü noktalarda artık moment ve motor hızı ilişkisi gücün yükselişini karşılayamayacak durumdadır. Bu durumda güçte de düşüş başlar. Bu nokta maksimum güç olarak adlandırılır. Taşıt motorlarının genelde görülen bir uygulama vites değiştirme aralılarının bu iki maksimum nokta arasında ayarlandığıdır. Ayrıca bu bölge en ekonomik çalışmanın sağlandığı bölgedir. Dizel motorlarında maksimum güç noktasından sonra çalışma karakteristiklerinin ve is emisyonlarının artması sebebi ile bu motor hızının üzerine çıkılması yakıt akışı kesilerek engellenir [38].

6.4. Efektif Güç ve Efektif Moment

Volandan elde edilen güç efektif güç olarak tanımlanmaktadır. Piston krank mekanizması tarafından üretilen indike güç, hareketli parçaların sürtünmesi ve

pompalama kayıplarından doğan bir kısım güç düşüşleri sonucunda volandan azalmış şekilde elde edilir. Sürtünmelerden oluşan güç kaybına ise sürtünme gücü denir [20].

Sürtünme gücünün hesaplanabilmesi için sürtünme ortalama efektif basınç değerinin bilinmesi gerekir. Kurs hacmi 500 cm^3 'ten küçük ($V_k < 500$) olan motorlar için sürtünme ortalama efektif basın ifadesi Eş. 6.10'da verilmiştir [22].

$$P_{mf} = 100000 + 100 \cdot (500 - V_k) + 350 \cdot S \cdot n \quad (6.10)$$

Sürtünme gücünün sürtünme ortalama efektif basınca bağlı ifadesi ise Eş. 6.11'deki gibidir [22].

$$P_f = \frac{P_{mf} \cdot V_k \cdot n}{i \cdot 60} \quad (6.11)$$

Burada;

P_f : Sürtünme gücü (kW)

P_{mf} : Sürtünme ortalama efektif basıncı (kPa)

i : Bir devirde iş yapan kurs sayısı (iki zamanlı:1, dört zamanlı:2) dir.

Efektif güç ise pistonun tepesine etkiyen indike güçten, volana kadar oluşan sürtünme kayıplarının çıkarılması ile bulunabilir. Dolayısı ile efektif güç;

$$P_e = P_i - P_f \quad (6.12)$$

gibidir. Ayrıca ortalama efektif basınç, indike ortalama basınçtan sürtünme ortalama basıncın çıkartılması ile bulunabilir.

$$P_{me} = P_{mi} - P_{mf} \quad (6.13)$$

Efektif gücün bulunması için kullanılabilinecek diğer bir yöntem Eş. 6.14'de verilmiştir.

$$P_e = \frac{P_{me} \cdot V_k \cdot n}{i \cdot 60} \quad (6.14)$$

Efektif momentin bulunması için ise Eş. 6.15'den yararlanılabilir.

$$M_e = \frac{P_{me} \cdot V_k}{12,57} \quad (6.15)$$

6.5. Özgül Yakıt Tüketimi

Belirli bir sürede bir motorlu taşıt tarafından tüketilen yakıt miktarının bilinmesi motorun performansının değerlendirilmesi için önemli bir parametredir. Motor tasarımcıları, geliştirilen birim kW'lık güç için bir saatlik sürede kullanılan yakıt miktarı ile farklı motorların yakıt tüketimini karşılaştırabilmektedir. Bir motorun yakıt tüketimi karakteristikleri genel olarak kWh başına gram olarak yakıt tüketimi şeklinde özgül yakıt tüketimi terimi ile ifade edilmektedir. Bu parametre motor performansının göstergesi olup motorun termik verimi ile ters orantılıdır [19].

Efektif özgül yakıt tüketimi ve indike özgül yakıt tüketimi, Eş. 6.16 ve 6.17'deki gibi saatte tüketilen yakıt miktarının sırası ile efektif güce ve indike güce bölünmesiyle elde edilebilir [41].

$$b_e = \frac{\dot{m}_f}{P_e} \quad (6.16)$$

$$b_i = \frac{\dot{m}_f}{P_i} \quad (6.17)$$

Burada;

b_e : Efektif özgül yakıt tüketimi (g/kWh)

b_i : İndike özgül yakıt tüketimi (g/kWh)

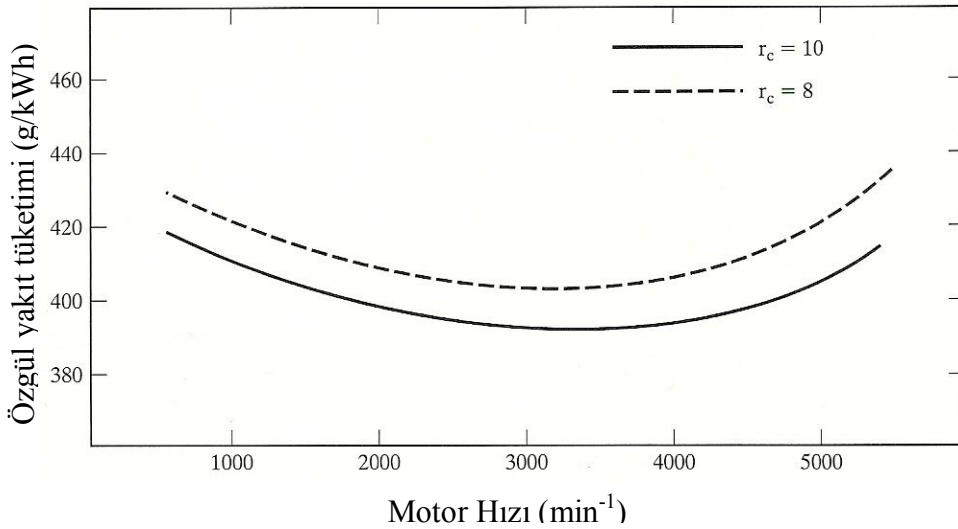
\dot{m}_f : Saatteki yakıt tüketimi (g/h)

P_e : Efektif güç (kW)

P_i : İndike güç (kW)

Şekil 6.4'de benzin motoru için motor hızına bağlı özgül yakıt tüketimi görülmektedir. Şekilde motor hızının artması ile özgül yakıt tüketimi düşmektedir. Bunun sebebi motor hızının artması ile silindir içersindeki ısı kayıpları azalmakta, termik verim yükselmekte ve böylece yakıttan elde edilecek olan güç artmaktadır. Motorun yüksek hızlara çıkması özgül yakıt tüketimini arttırmaktadır. Çünkü yüksek hızlarda sürtünme kayıpları artmakta ve efektif güç düşmektedir. [41].

Şekil 6.4.'de görüldüğü gibi sıkıştırma oranının yüksek olması maksimum çevrim basıncını ve sıcaklığını arttıracığından termik verim yükselecek ve bunun sonucunda güç artmaktadır. Bu durum özgül yakıt tüketiminin düşmesine sebep olmaktadır [41].



Şekil 6.4. Motor hızına bağlı özgül yakıt tüketimi değişimi [41]

6.6. Mekanik Verim

İçten yanmalı motorlarda silindir içersine hava alınması, havanın sıkıştırılması ve yanma sonrası egzoz gazının dışarı atılması gibi işlemler güç kaybına sebep olmaktadır. Aynı zamanda hareketli motor parçalarının birbirleri ile sürtünmelerinden kaynaklanan güç kayıpları da söz konusudur. Son olarak da

motorun çalışması için yardımcı sistemlerden (devir daim pompası, yakıt pompası, alternatör, fan, yağ pompası gibi) dolayı da güç kaybı gerçekleşmektedir. Bütün bu güç kayıpları tek gurup altında incelenmekte ve sürtünme gücü (P_f) olarak adlandırılmaktadır [25].

Mekanik verim (η_m) ise efektif gücün indike güce oranı olarak tanımlanmaktadır ve aşağıdaki formüldeki gibi ifade edilebilir [48]:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{P_e}{P_e + P_f} \quad (6.18)$$

Burada;

η_m : Mekanik verim (%)

P_e : Efektif güç (kW)

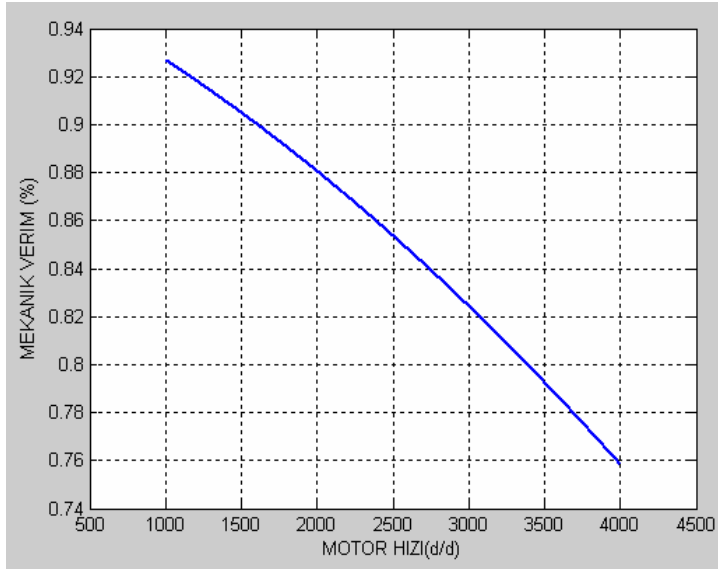
P_i : İndike güç (kW)

P_f : Sürtünme gücü (kW) dür.

Aynı zamanda efektif güç ve ortalama efektif basınç içinde aşağıdaki ifadeleri yazılabilir:

$$P_e = \eta_m \cdot P_i \quad (6.19)$$

$$P_{me} = \eta_m \cdot P_{mi} \quad (6.20)$$



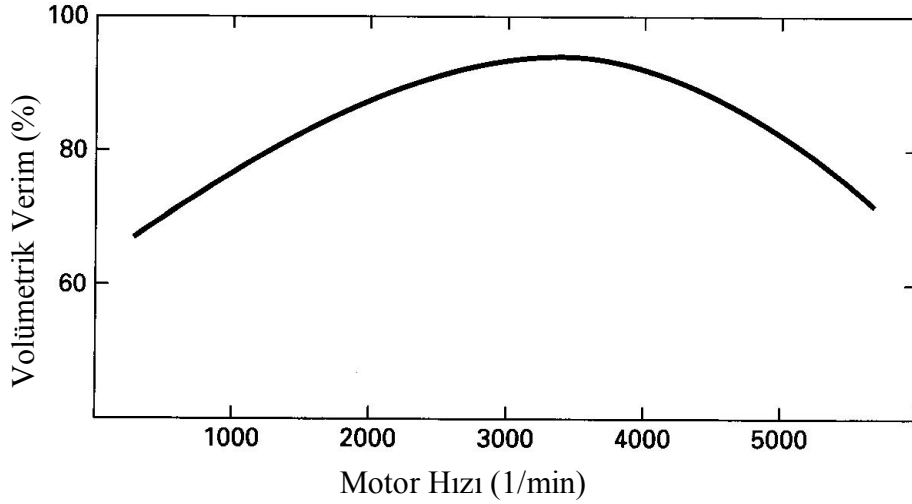
Şekil 6.5. Mekanik verimin motor hızına bağlı değişimi

Şekil 6.5’de görüldüğü gibi motor hızı arttıkça mekanik verim düşmektedir. Bunun sebebi motor hızının artması ile birlikte sürtünme gücünün ve hareketli motor parçalarının ataletlerinin artmasıdır. Bir motorun mekanik verimi motorun tasarımına ve hızına bağlı olarak 0,95–0,75 aralığında değişebilmektedir [25].

6.7. Volümetrik Verim

Bir motorda güç ve performansı en önemli derecede etkileyen unsurlardan birisi her bir çevrim başına silindir içerisine alınabilen maksimum hava miktarıdır. Silindir içerisine ne kadar fazla hava alınırsa o oranda fazla yakıt püskürtülür ve daha güçlü yanma gerçekleşerek daha büyük enerji açığa çıkar. Bu enerjide motor çıkış gücünü direk olarak etkiler [41].

Motorların emme sisteminde, hava filtresinde, gaz kelebek boğazında, emme manifoldunda ve supaplarda oluşan dirençlerden dolayı silindir içerisine pistonun kurs boyunca hareket etmesi sonucu oluşan hacim kadar hava alınamaz. Dört zamanlı motorlarda emme zamanında silindir içerisine alınabilen havanın oranı volümetrik veya hacimsel verim olarak tanımlanmaktadır [25].



Şekil 6.6. Dört zamanlı bir motorun motor hızına bağlı volümetrik verim değişimi [41]

Volümetrik verim emme sisteminde oluşan dirençlerden etkilendiği gibi aynı zamanda motor hızından da önemli derecede etkilenmektedir. Şekil 6.6'da görüldüğü gibi motor hızı arttıkça supapların açık kalma süreleri kısalacağından volümetrik verim düşer. Yine motor hızı arttıkça emme manifoldunda ve supap portlarının girişinde türbülans oluşacağından silindir içerisine alınan havanın miktarı azalır. Düşük motor hızlarında ise motorun vakum miktarı yeterli seviyede olmadığı için volümetrik verimde yine bir düşüş söz konusudur [41].

Volümetrik verim Eş. 6.21 yardımı ile hesaplanabilir [41];

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_a \cdot V_k} \quad (6.21)$$

$$\eta_v = \frac{n \cdot \dot{m}_a}{\rho_a \cdot V_k \cdot N} \quad (6.22)$$

Burada;

η_v : Volümetrik verim (%)

m_a : Silindir içerisine bir çevrimde alınan havanın kütlesi (kg)

\dot{m}_a : Silindir içine akan hava debisi (kg/dakika)

ρ_a : Havanın yoğunluğu (kg/m³)

V_k : Kurs hacmi (m³)

n : Bir çevrimde krank milinin tur sayısıdır.

Genel olarak dört zamanlı normal emişli motor için volümetrik verim %75-90 aralığında değişebilmektedir [41].

6.8. Termik Verim

Motorlarda bir çevrim boyunca yanma işlemi çok kısa bir sürede gerçekleşmektedir ve bu yüzden yakıt moleküllerinin tamamı oksijen molekülleri ile eşleşemez. Bazı durumlarda ise bölgesel sıcaklık farklarından dolayı istenilen reaksiyon elde edilemez. Sonuç olarak yakıtın çok küçük bir yüzdesi reaksiyona girmeden egzoz gazları ile birlikte dışarı atılır [41].

Silindir içerisine alınan veya püskürtülen yakıtın yanma yüzdesi yanma verimi olarak tanımlanabilir. Yanma verimi η_c ile gösterilebilir. Bir motorun normal çalışma şartlarındaki yanma verimi yaklaşık olarak 0,95–0,98 civarındadır [41].

Termik verim ise sisteme verilen ısı enerjisinin (Q_{in}) elde edilen işe (W) oranı olarak tanımlanmaktadır. Termik verim η_t ile gösterilebilir ve aşağıdaki gibi hesaplanabilir [27].

$$\eta_t = \frac{W}{Q_{in}} \quad (6.23)$$

Burada;

η_t : Termik verim (%)

W : Bir çevrimde elde edilen iş (kJ)

Q_{in} : Yanma işlemi sırasında sisteme verilen ısı enerjisi (kJ)

Sisteme verilen ısı enerjisi Q_{in} ise aşağıdaki gibi hesaplanabilir [41].

$$Q_{in} = m_f \cdot H_u \cdot \eta_c \quad (6.24)$$

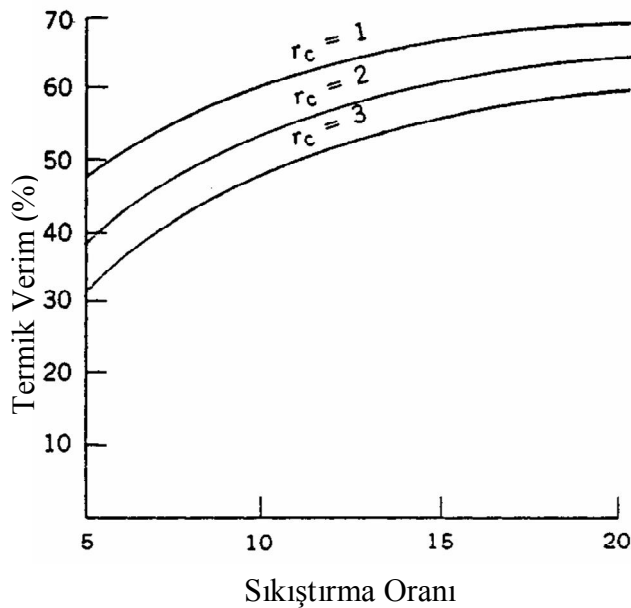
Burada;

m_f : Bir çevrimde silindire alınan veya püskürtülen yakıt miktarı (kg)

H_u : Yakıtın alt ısı değeri (kJ/kg)

η_c : Yanma verimi (%) dir.

Şekil 6.7’de termal verimin sıkıştırma oranına bağlı değişimi görülmektedir. Şekilde r_c kesme oranıdır. Otto motorlarında $r_c = 1$, dizel motorlarında ise $r_c > 1$ dir. Şekilde görüldüğü gibi sıkıştırma oranı arttıkça termal verimde artmaktadır. Sıkıştırma oranının artması ile sıkıştırma sonundaki basınç ve sıcaklık değeri yükselmektedir. Buda yakıtın daha iyi moleküllerine ayrılarak oksijen molekülleri ile eşleşmesine sebep olmaktadır. Daha iyi bir yanma veriminden dolayı termal verimde iyileşmektedir [34].



Şekil 6.7. İdeal çevrimde termik verimin sıkıştırma oranına bağlı değişimi [34]

Aynı zamanda sıkıştırma sonu basıncının yüksek olması yanma sonrası basıncını da etkilemekte ve çevrim başına daha fazla iş elde edilebilmektedir. Bu durum termal verimin daha yüksek olmasına sebep olmaktadır [34].

6.9. Emisyonlar

İçten yanmalı motorlarda egzoz sisteminden dışarı atılan egzoz gazının içerisinde kontrolünün zorunlu olduğu dört ana emisyon vardır. Bunlar nitrooksitler (NO_x), karbon monoksit (CO), hidrokarbonlar (HC) ve katı partiküllerdir. Bu kirleticilerin miktarlarını ölçmek için ‘özell emisyon’ ve ‘emisyon indeksi’ olmak üzere iki genel metot kullanılmaktadır [41].

Özell emisyon belirli bir güçte ve sürede çıkan emisyon miktarının oranı ile bulunabilir. Özell emisyon (SE) Eş. 6.25, Eş. 6.26, Eş. 6.27, Eş. 6.28’deki gibi hesaplanabilir [41].

$$(SE)_{NO_x} = \frac{\dot{m}_{NO_x}}{\dot{W}_b} \quad (6.25)$$

$$(SE)_{CO} = \frac{\dot{m}_{CO}}{\dot{W}_b} \quad (6.26)$$

$$(SE)_{HC} = \frac{\dot{m}_{HC}}{\dot{W}_b} \quad (6.27)$$

$$(SE)_{Part} = \frac{\dot{m}_P}{\dot{W}_b} \quad (6.28)$$

Burada;

SE : Özell emisyon (g/kW h)

\dot{m} : Emisyon miktarı (g/h)

\dot{W}_b : Fren gücü (kW) dür.

Emisyon indeksi (EI) ise emisyon miktarının yakıt miktarına oranıdır ve Eş. 6.29, Eş. 6.30, Eş.6.31, Eş. 6.32'deki gibi ifade edilebilir [25].

$$(EI)_{NO_x} = \frac{\dot{m}_{NO_x}}{\dot{m}_f} \quad (6.29)$$

$$(EI)_{CO} = \frac{\dot{m}_{CO}}{\dot{m}_f} \quad (6.30)$$

$$(EI)_{HC} = \frac{\dot{m}_{HC}}{\dot{m}_f} \quad (6.31)$$

$$(EI)_{Part} = \frac{\dot{m}_P}{\dot{m}_f} \quad (6.32)$$

Burada;

EI : Emisyon indeksi

\dot{m} : Emisyon miktarı (g/s)

\dot{m}_f : Yakıt miktarı (kg/s) dır.

7. SİMÜLASYON SONUÇLARI

Bu tezin amacı bazı motor parametrelerinde motor karakteristiğinin nasıl etkilendiğinin incelenmesi olmuştur. Hazırlanmış olan simülasyon programından elde edilen verilerin gerçek motor test sonuçları ile uyumlu olması programın geçerliği ve hassasiyeti için son derece önemlidir.

Bu bölümde simülasyon programından elde edilmiş olan grafikler sunulmuş ve yorumlanmıştır. Daha önceki bölümlerde termodinamiksel hesaplamalar sonucunda elde edilmiş olan matematiksel model MATLAB yazılım dili kullanılarak simülasyon haline getirilmiştir. Daha sonra bazı giriş parametreleri değiştirilerek motor karakteristiğinin nasıl etkilendiği incelenmiştir.

Simülasyon işleminde, sıkıştırma oranı 16:1'den 24:1'e kadar 4'er birim adımlarla, hava fazlalık katsayısı 1,3'den 1,7'ye kadar 0,2'şer birim adımlarla ve motor hızı 1000 min⁻¹'den 4000 min⁻¹'e kadar 500 min⁻¹'lik adımlarla değiştirilerek sonuçlar elde edilmiştir.

Bu bölümde öncelikle 20:1 sıkıştırma oranında, 1,5 hava fazlalık katsayısında ve 2500 min⁻¹ motor devri sabit tutularak KA'ya bağlı eğriler ve motor hızı 1000-4000 min⁻¹ aralığında değiştirilerek motor hızına bağlı karakteristik eğriler elde edilerek yorumlanmıştır.

Daha sonra 1,5 hava fazlalık katsayısı ve 2500 min⁻¹ motor devri sabit tutularak, 16:1–20:1–24:1 gibi üç farklı sıkıştırma oranında, sıkıştırma oranının motor karakteristiği üzerindeki etkileri incelenerek yorumlanmıştır.

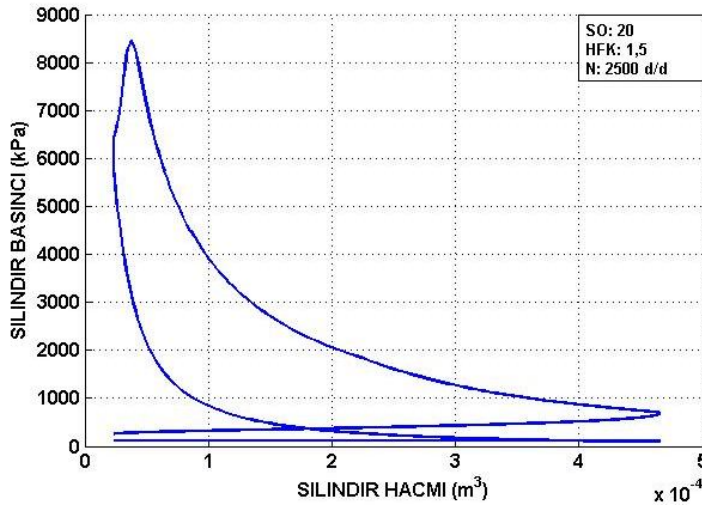
Son olarak ta 20:1 sıkıştırma oranı ve 2500 min⁻¹ motor devri sabit tutularak, 1,3–1,5–1,7 gibi üç farklı hava fazlalık katsayısında, hava fazlalık katsayısının motor karakteristiğine etkisi incelenerek yorumlanmıştır.

Simülasyonu yapılan motorun özellikleri Çizelge 7.1’de sunulmuştur. Motor parametreleri istenilmesi halinde simülasyon programında kolaylıkla değiştirilebilir ve etkisi kolay bir şekilde gözlemlenebilir.

Çizelge 7.1. Simülasyonu yapılan motorun özellikleri

Parametre	Değer
Silindir Çapı (m)	0,08
Kurs Boyu (m)	0,088
Krank Yarı Çapı (m)	0,044
Biyel Uzunluğu (m)	0,19
Sıkıştırma Oranı	16:1–20:1–24:1
Motor Hızı (min^{-1})	1000–4000
Püskürtme Avansı (KA)	ÜÖN’den 11° önce

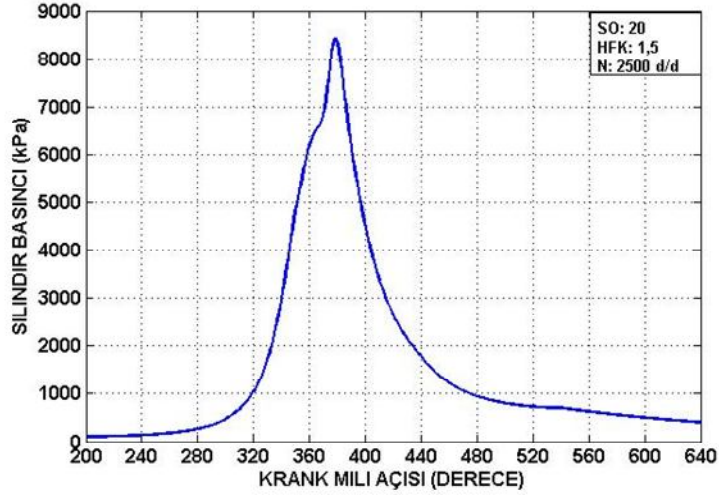
7.1. Silindir Basıncı, Sıcaklık Değişimi ve Motor Karakteristik Eğrileri



Şekil 7.1. Silindir basıncının silindir hacmine bağlı değişimi

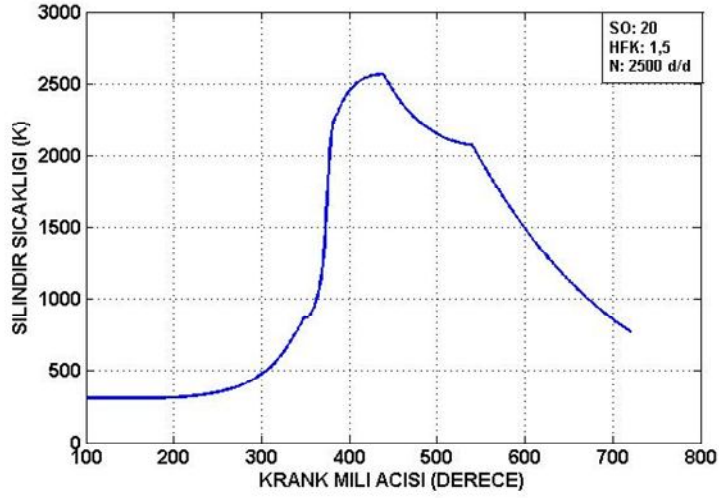
Silindir içerisindeki basınç değişimi silindir hacminin (Şekil 7.1) ve krank açısının (Şekil 7.2) değişimine bağlı olarak incelenmiştir. Pistonun AÖN’den ÜÖN’ye doğru hareketinden dolayı silindir içerisindeki hava sıkışarak basıncı 4484 kPa kadar

yükselmektedir. Yakıtın yanması sonucu oluşan maksimum silindir basıncı ise 8394 kPa'dır. Bu değerlere göre basınç artışı oranı yaklaşık 1,87 olarak bulunmuştur.



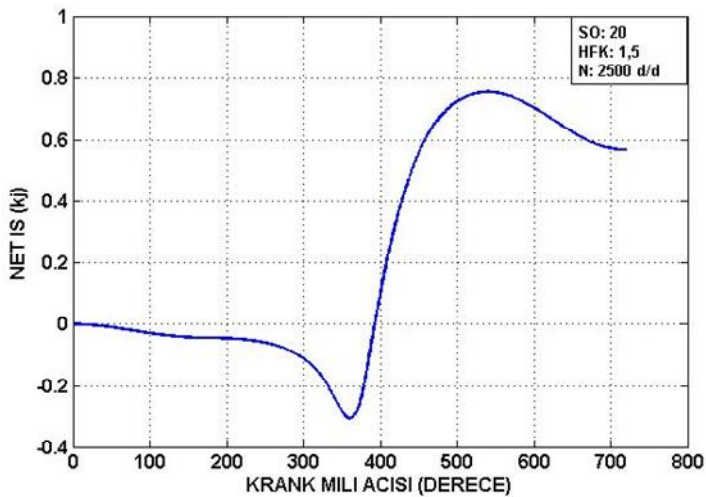
Şekil 7.2. Silindir basıncının krank açısına bağlı değişimi

Şekil 7.2'de tutuşma gecikmesinin etkisi daha açık bir şekilde görülmektedir. Püskürtme işlemi ÜÖN'den 11° KA önce yapılmıştır ve ÜÖN'den 4° KA önce tutuşma gerçekleşmiştir. Buradan tutuşma gecikmesi 7° KA olarak bulunmuştur. Yakıtın tutuşmasından sonra ani bir yanma gerçekleşmekte ve silindir basıncı hızlı bir şekilde yükselmektedir. Maksimum silindir basıncı ÜÖN'den 18° KA sonra elde edilmektedir. Daha sonra yanma işlemi sona ermekte ve silindir hacminin de artması ile basınç politropik olarak düşmektedir.



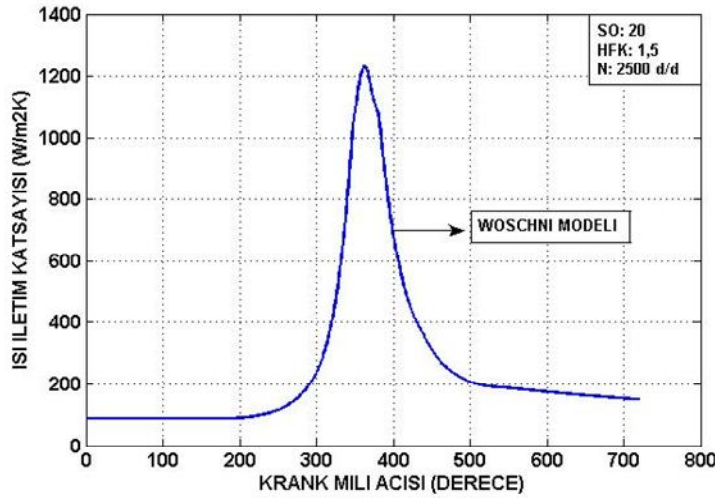
Şekil 7.3. Silindir sıcaklığının krank açısına bağlı değişimi

Silindir sıcaklığının krank açısına bağlı değişimi ise Şekil 7.3'de görülmektedir. Sıkıştırma sonu sıcaklığı 872,6 K, maksimum sıcaklık ise 2565,4 K'dir. Yakıtın tutuşmasından sonra silindir sıcaklığı şekilde görüldüğü gibi ani bir yükselişe geçmektedir. Yanma işleminin sona ermesi ve silindir basıncın düşmesinden dolayı sıcaklıkta bir miktar düşüş gerçekleşerek sıcaklık 2072,8 K'ye kadar inmektedir. ÜÖN'den 180° KA sonra egzoz supabının açılması ile silindir sıcaklığında ani bir düşüş görülmektedir.



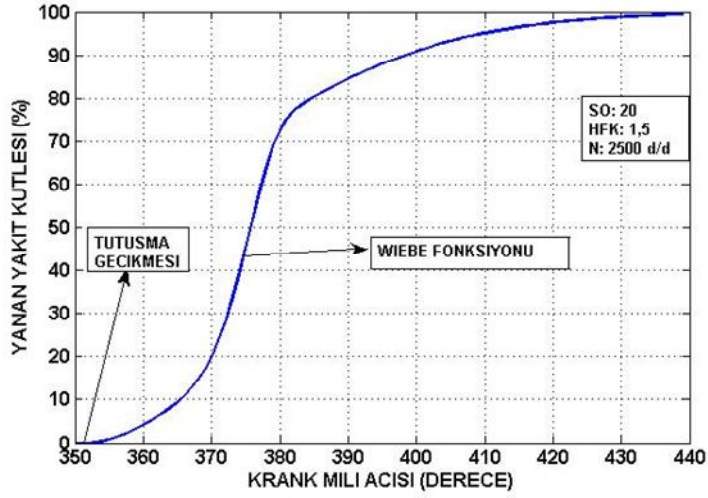
Şekil 7.4. Toplam elde edilen işin krank açısına bağlı değişimi

Şekil 7.4’de silindirden elde edilen toplam işin krank açısına bağlı değişimi görülmektedir. Pistonun AÖN’den ÜÖN’ye doğru hareketi esnasında silindir içerisindeki havayı sıkıştırırken negatif iş oluşmaktadır. Emme ve sıkıştırma zamanı boyunca gerçekleşen negatif iş -305,4 Joule’dür. Şekilde de görüldüğü gibi KA 360°’yi geçtikten sonra silindir içerisindeki yüksek basınçtan dolayı piston AÖN’ye doğru hareket etmeye başlar ve pozitif iş oluşur. Yanma ve genişleme süresince oluşan toplam pozitif iş +1025,5 Joule’dür. Şekilde görüldüğü gibi KA 540°’ye geldiğinde piston egzoz gazlarını dışarı atmak için AÖN’den ÜÖN’ye doğru hareket etmeye başlar ve yine bir negatif iş oluşumu söz konusudur. Egzoz gazlarının dışarı atılması için gerçekleşen negatif iş -180,7 Joule’dür. Bir çevrim boyunca silindir içerisindeki toplam net iş ise +539,4 Joule’dür. Burada da görüldüğü gibi en büyük iş kaybı silindir içerisine alınan havanın sıkıştırılması için gerçekleşmektedir.



Şekil 7.5. Isı iletim katsayısının krank açısına bağlı değişimi

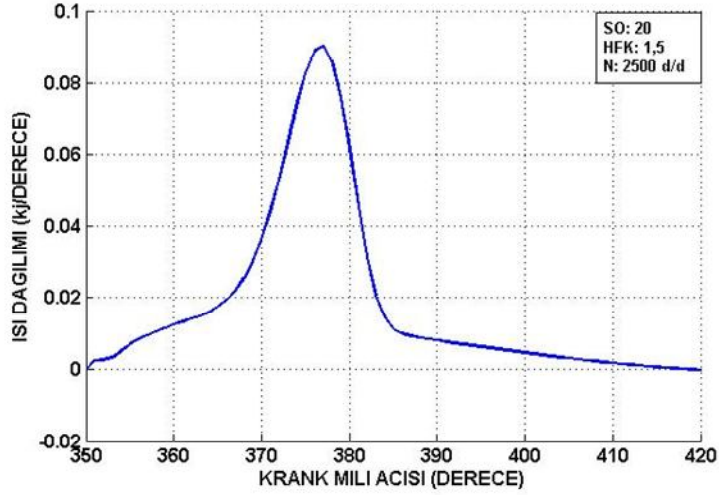
Şekil 7.5’de Woschni modelinden yararlanılarak hesaplanmış olan ısı iletim katsayısının krank açısına bağlı değişimi görülmektedir. Silindir içerisindeki gazların ısısının silindir yüzeylerine geçme miktarının belirlenebilmesinde kullanılan ısı iletim katsayısı silindirdeki gazların sıcaklığına, basıncına, silindir çapına ve piston hızı gibi birçok parametreye bağlı olarak değişmektedir. Bu modelde maksimum ısı iletim katsayısı 362° KA’da 1271 W/m²K olarak bulunmuştur.



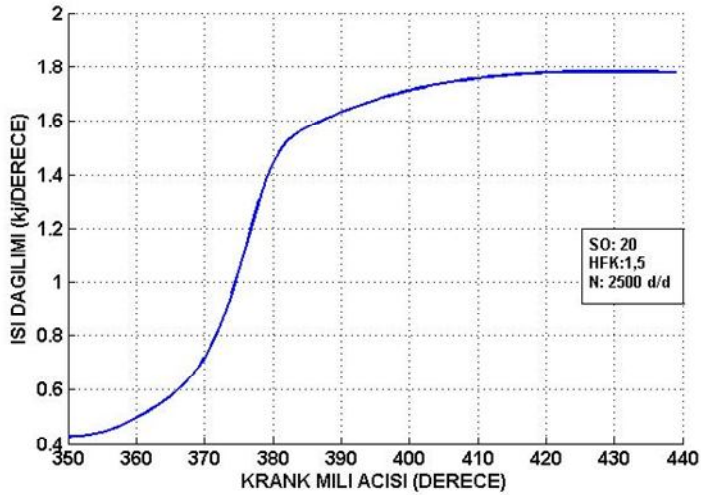
Şekil 7.6. Yanan yakıt kütlesinin krank açısına bağlı değişimi

Şekil 7.6'da Wiebe fonksiyonundan yararlanılarak hesaplanmış olan yanan yakıt kütlesinin yanma süresince (350° KA'dan 440° KA'ya kadar) krank açısına bağlı yüzdesel olarak dağılımı görülmektedir. Şekilde görüldüğü gibi yakıt 350° KA'da püskürtülmeye başlanmıştır fakat henüz tutuşmadığından yanan yakıt kütlesi sıfırdır. Yakıtın tutuşması ile birlikte yanan yakıt kütlesi yüksek bir hızla artmaya başlamıştır. Bu safha ani yanma safhasıdır. KA 380°'ye geldiğinde yakıtın kütleli olarak % 80'nin yakıldığı görülmektedir.

Şekil 7.6'da daha sonra yanan yakıt kütlesinin artış hızında bir miktar düşüş görülmektedir. Bu safha kontrollü yanma safhasıdır. Tutuşma gecikmesi süresinin maksimum silindir basıncının oluşacağı krank açısının belirlenmesinde çok önemli bir etken olduğu görülmektedir. Tutuşma gecikmesi süresinin uzaması hem ani yanmayı arttırmakta, dolayısı ile vuruntuya sebep olmakta hem de maksimum silindir basıncının piston ÜÖN'yi çok fazla geçtikten sonra oluşmasına, böylece net işin azalmasına sebep olmaktadır. Tutuşma gecikmesi süresinin çok kısa olması ise maksimum silindir basıncının piston ÜÖN'ye gelmeden olmasına sebep olmaktadır.



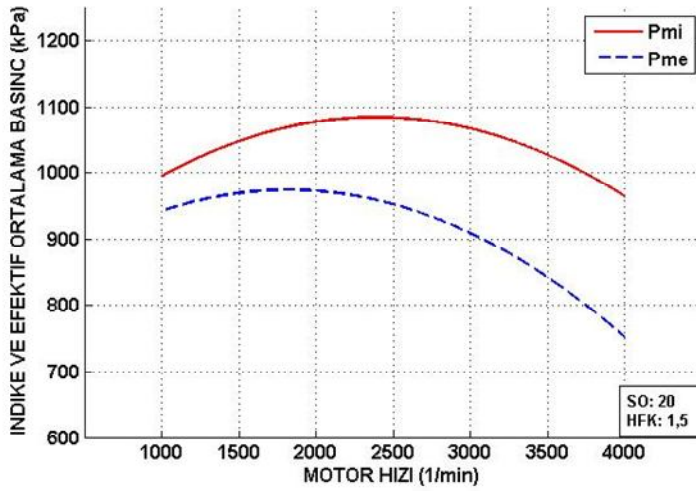
Şekil 7.7. Silindir içerisindeki ısı dağılımının krank açısına bağlı değişimi



Şekil 7.8. Silindir içerisindeki kümülatif ısı dağılımının krank açısına bağlı değişimi

Şekil 7.7'de silindir içerisindeki anlık ısı dağılımının yanma süresince krank açısına bağlı değişimi görülmektedir. Şekil 7.8'de ise silindir içerisindeki kümülatif ısı dağılımının yanma süresince krank açısına bağlı değişimi görülmektedir. Isı dağılımı yanan yakıt kütle ile aynı orantıya sahiptir. Yakıtın püskürtülmesinde tutuşmasına kadar geçen sürede silindir içerisinde çok az bir miktarda ısı değişimi gözlenmektedir. Az miktardaki ısı artışının sebebi ise silindir içerisindeki dolgunun halen sıkıştırılmaya devam edilmesinden kaynaklanmaktadır. Daha sonra püskürtülen yakıt tutuşmakta ve ani yanma sonucunda ısı dağılımı maksimum seviyeye çıkmaktadır. Anlık olarak incelendiğinde sisteme maksimum ısı girişi 378°

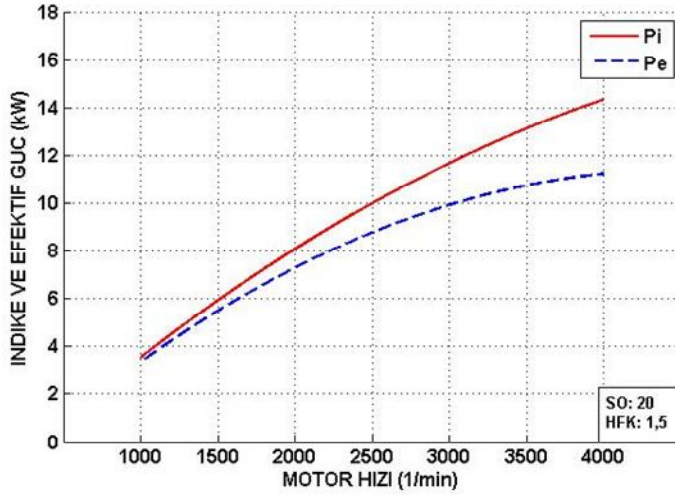
KA'da gerçekleşmektedir. Bu noktadan sonra ani yanma sona ermektedir. Kümülatif olarak incelenecek olunursa 382° KA'ya gelindiğinde ısının yaklaşık % 80'nin açığa çıktığı görülmektedir. Son olarak ta kontrollü yanma gerçekleşerek ısı miktarı düşmektedir. Anlık olarak incelendiğinde yanma süresinin sonuna gelindiğinde (440° KA'ya) sisteme ısı girişi olmadığından ısı dağılımı tekrar sıfır olmaktadır. Yanan yakıt kütlesi ise % 100'e ulaşmaktadır.



Şekil 7.9. Ortalama indike ve efektif basıncın motor hızına bağlı değişimi

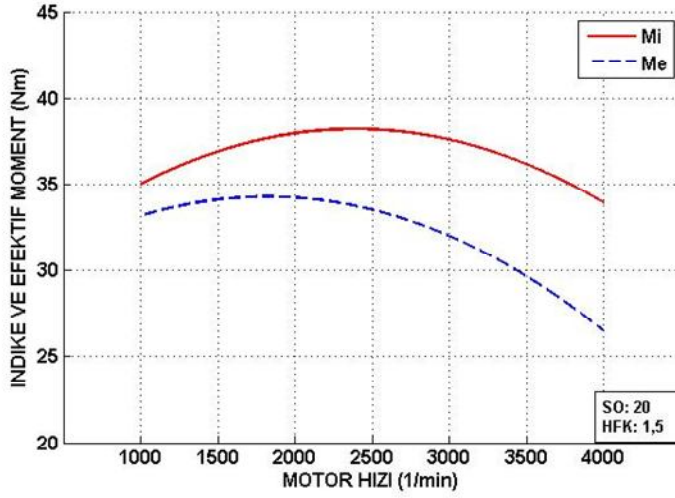
Şekil 7.9'de ortalama indike ve efektif basıncın motor hızına bağlı değişimi görülmektedir. Düşük ve yüksek hızlarda volümetrik verimin azalmasından dolayı silindir içerisine daha az miktarda hava alınmakta ve sıkıştırma sonucu basıncında bir miktar azalma meydana gelmektedir. Bu basınç düşüşü yanma sonu basıncını da etkilemektedir. Aynı zamanda yakıt püskürtme işlemi silindir içerisine alınan hava miktarına orantılı olarak yapıldığından daha az yakıt püskürtülmekte ve yanma sonu basıncı düşmektedir. Bu sebeplerden dolayı düşük ve yüksek hızlarda ortalama çevrim basıncı optimum motor hızında elde edilen basınçtan daha düşük olmaktadır. Ortalama indike ve efektif basınç arasındaki fark sürtünme kaybından dolayı oluşmaktadır. Maksimum ortalama indike basınç 2300–2400 min⁻¹ aralığında 1085 kPa civarındadır. Maksimum ortalama efektif basınç ise 1700–1950 min⁻¹ aralığında 973 kPa civarındadır. Şekilde ortalama efektif basıncın yüksek devirlerde ortalama indike basınçtan daha büyük oranda düşüş gösterdiği görülmektedir. Bu durum

yüksek devirlerde sürtünme kayıplarının giderek artmasından kaynaklanmaktadır. Ortalama indike basınç ile efektif basınç arasındaki fark 1000 min^{-1} 'de % 5 iken 4000 min^{-1} 'de % 22'ye yükselmiştir.



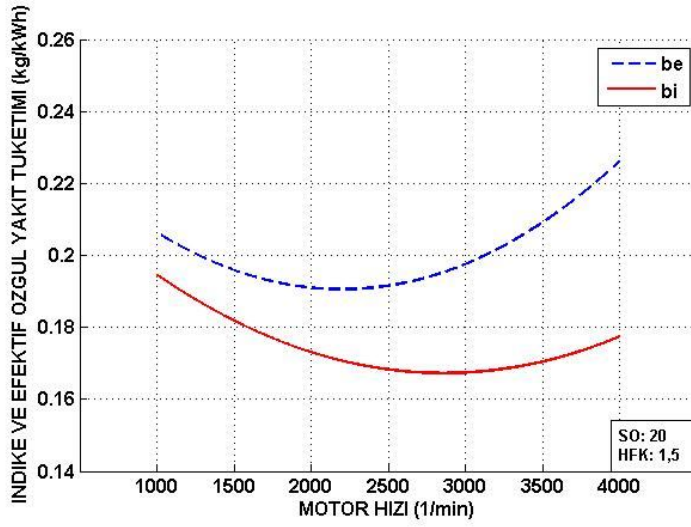
Şekil 7.10. İndike ve efektif gücün motor hızına bağlı değişimi

Şekil 7.10'da indike ve efektif gücün motor hızına bağlı değişimi görülmektedir. Motor hızı arttıkça birim zamanda yapılan iş sayısı arttığından indike ve efektif güçte buna orantılı olarak yükselmektedir. İndike güç 1000 min^{-1} 'de 3,54 kW'iken, 4000 min^{-1} 'de 14,34 kW'a ulaşmıştır. Efektif güç ise 1000 min^{-1} 'de 3,34 kW'iken 4000 min^{-1} 'de 11,22 kW'a yükselmiştir. İndike ve efektif güç arasında 1000 min^{-1} 'de % 5'lik bir fark varken, 4000 min^{-1} 'de bu fark % 21'e yükselmiştir. Yüksek motor hızlarında sürtünme gücü arttığından bu fark giderek artmaktadır ve belli bir noktadan sonra efektif güç artık azalma eğilimi göstermektedir.



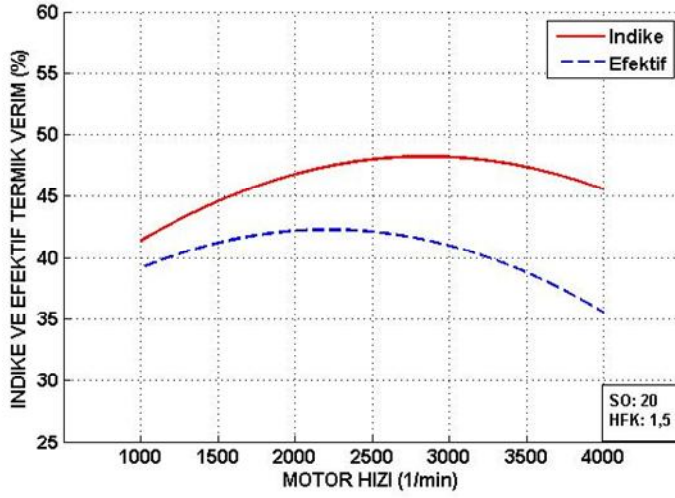
Şekil 7.11. İndike ve efektif motor momentinin motor hızına bağlı değişimi

Şekil 7.11’de indike ve efektif momentin motor hızına bağlı değişimi görülmektedir. Düşük ve yüksek motor hızlarında momentin düştüğü, optimum motor hızlarında ise maksimum noktaya çıktığı görülmektedir. Maksimum indike moment 2200–2500 min^{-1} aralığında 38,2 Nm, maksimum efektif moment ise 1700–2100 min^{-1} aralığında 34,27 Nm olarak bulunmuştur. Düşük ve yüksek motor hızlarında volümetrik verimin düşük olması, orta motor hızlarında ise volümetrik verimin maksimum seviyede olması motor momentini direk olarak etkilemektedir. Yani motor momentinin maksimum olduğu motor hızı, silindir içerisine bir çevrimde maksimum miktarda hava ve yakıtın alındığı motor hızıdır. Maksimum indike ve efektif moment arasında yaklaşık olarak % 9’luk bir fark görülmektedir. Bu fark diğer eğrilerde de olduğu gibi sürtünme gücünden kaynaklanmaktadır.



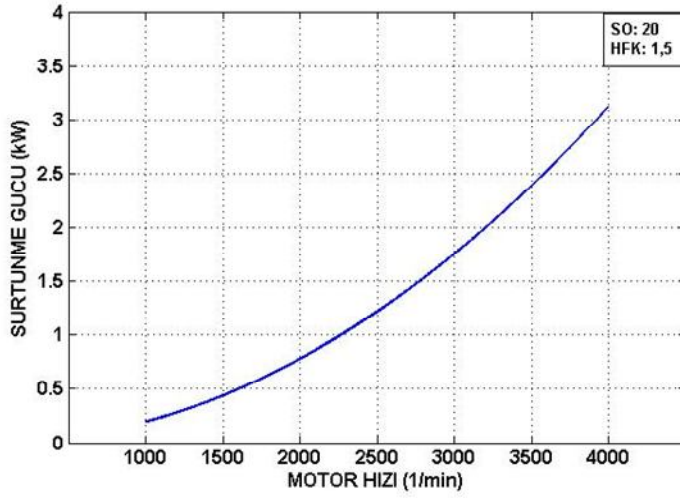
Şekil 7.12. İndike ve efektif özgül yakıt tüketiminin motor hızına bağlı değişimi

Şekil 7.12’de indike ve efektif özgül yakıt tüketiminin motor hızına bağlı değişimi görülmektedir. Düşük ve yüksek motor hızlarında özgül yakıt tüketimi arttığı, optimum motor hızlarında ise özgül yakıt tüketiminin düştüğü görülmektedir. Motor hızının artması ile silindir içerisinde oluşan ısı kayıpları azalmakta ve böylece yakılan yakıttan elde edilen iş daha fazla olmaktadır. Bu yüzden optimum motor hızına kadar özgül yakıt tüketimi düşmektedir. Optimum motor hızından sonra yanma kötüleştiğinden yanma verimi düşmektedir ve yakıttan elde edilen iş azalmaktadır. Dolayısı ile özgül yakıt tüketimi yüksek hızlarda artmaktadır. Minimum indike özgül yakıt tüketimi 2600–3000 min^{-1} aralığında 0,167 kg/kWh, minimum efektif özgül yakıt tüketimi ise 2000–2400 min^{-1} aralığında 0,190 kg/kWh olarak bulunmuştur. Minimum indike ve efektif özgül yakıt tüketimi arasındaki fark ise % 12 olarak belirlenmiştir. Motor hızının yükselmesi ile birlikte bu farkın giderek artmasının sebebi sürtünme gücünün giderek artmasındandır.



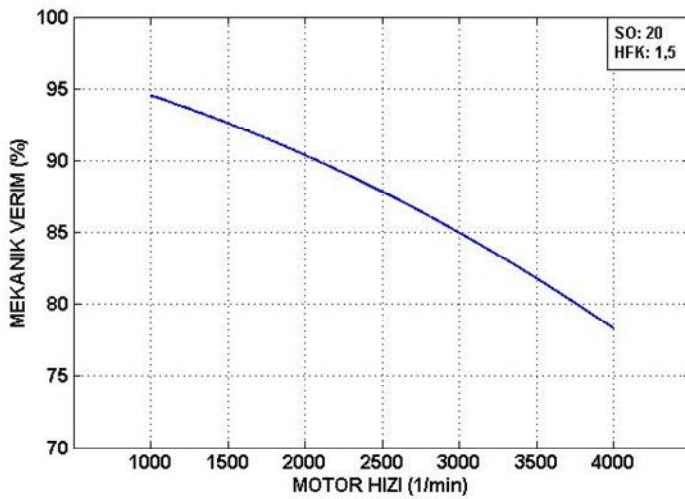
Şekil 7.13. İndike ve efektif termik verimin motor hızına bağlı değişimi

Şekil 7.13’de indike ve efektif termik verimin motor hızına bağlı değişimi görülmektedir. Düşük ve yüksek motor hızlarında termik verimin düştüğü, optimum motor hızlarında ise termik verimin yükseldiği görülmektedir. Termik verimin maksimum olduğu motor hızı aynı zamanda özgül yakıt tüketiminin minimum, motor momentinin ise maksimum olduğu motor hızıdır. Motor hızının artması ile ısı kaybı azalmakta ve aynı miktardaki yakıtla daha fazla iş elde edilmektedir. Bu nedenle termik verim optimum motor hızına kadar yükselmektedir. Optimum motor hızından sonra yanma verimi düştüğünden termik verimde düşmektedir. Maksimum indike termik verim $2600\text{--}3100\text{ min}^{-1}$ aralığında % 48,2, maksimum efektif termik verim ise $2000\text{--}2500\text{ min}^{-1}$ aralığında % 42,3 olarak görülmektedir. Maksimum indike ve efektif termik verim arasında özgül yakıt tüketiminde olduğu gibi % 12’lik bir fark görülmektedir. Sürtünme gücünden dolayı motor hızının artması ile birlikte bu farkta artmaktadır.



Şekil 7.14. Sürtünme gücünün motor hızına bağlı değişimi

Şekil 7.14’de sürtünme gücünün motor hızına bağlı değişimi görülmektedir. Sürtünme gücü 1000 min^{-1} ’de $0,194 \text{ kW}$ değerinde iken 4000 min^{-1} ’de $3,117 \text{ kW}$ değerine ulaşmıştır. Motor hızının artması ile birlikte hareketli motor parçalarının atalet kuvvetinin büyümesi, yataklardaki sürtünmelerin artması gibi sebeplerden dolayı sürtünme gücünde yükselmektedir.

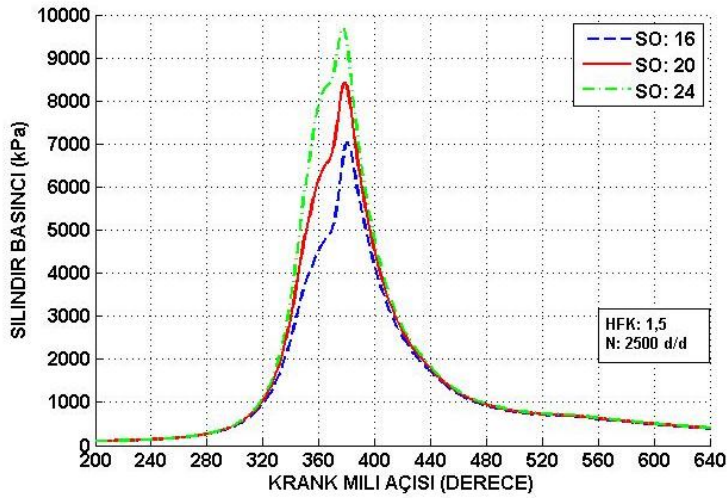


Şekil 7.15. Mekanik verimin motor hızına bağlı değişimi

Şekil 7.15’de ise mekanik verimin motor hızına bağlı değişimi görülmektedir. Mekanik verim 1000 min^{-1} ’de $\% 94,51$ iken, 4000 min^{-1} ’de $\% 78,28$ ’e düşmektedir. Silindir içerisinde üretilen indike güç volana iletilene kadar sürtünme kayıplarından

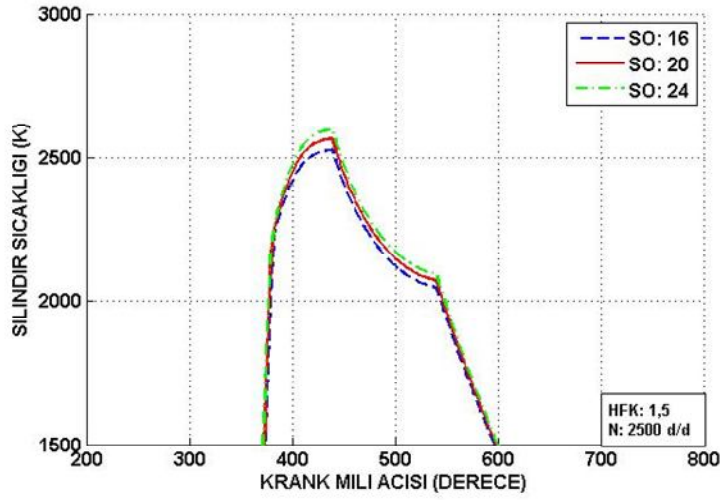
etkilenmekte ve efektif güç olarak çıkmaktadır. Bu kayıp düşük devrilerde % 6 iken yüksek devirlerde % 21 e kadar çıkmaktadır.

7.2. Sıkıştırma Oranının Silindir Basınç, Sıcaklık Değişimi ve Motor Karakteristiğine Etkisi



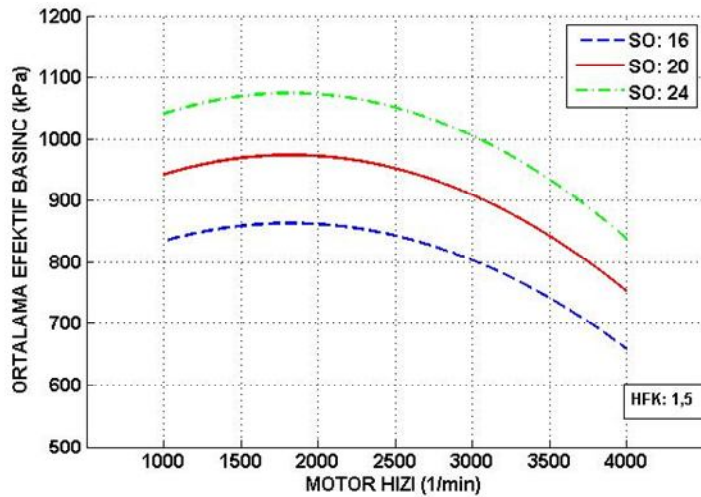
Şekil 7.16. Farklı sıkıştırma oranlarındaki silindir basıncının krank açısına bağlı değişimi

Şekil 7.16'da sıkıştırma oranı değişiminin silindir basıncına etkisi görülmektedir. Sıkıştırma oranının artması ile maksimum silindir basıncının arttığı görülmektedir. Sıkıştırma oranının artması ile sıkıştırma sonu basıncı yükselmekte ve tutuşma gecikmesi süresi kısalmaktadır. Aynı zamanda silindir içerisinde kalan egzoz gazı miktarı ve sıcaklığı azalmaktadır. Bu durum volümetrik verimin artmasına sebep olmaktadır. Volümetrik verimin artması ile yanma verimi artmakta ve maksimum silindir basıncı yükselmektedir. Şekilde sıkıştırma oranının artması ile tutuşma gecikmesi süresinin kısaldığı ve bu nedenle maksimum silindir basıncının ÜÖN'ye daha yakın noktalarda elde edildiği görülmektedir. Sıkıştırma oranı 16:1 iken, sıkıştırma sonu basıncı 3739 kPa, maksimum basınç ise 380° KA'da 6954 kPa olarak bulunmuştur. Sıkıştırma oranı 24:1'e yükseltildiğinde, sıkıştırma sonu basıncı 5917 kPa, maksimum basınç ise 376° KA'da 9725 kPa'a yükselmiştir. Sıkıştırma oranınının 1,5 katına çıkarılması ile maksimum silindir basıncı 1,39 katına çıkmıştır ve yakıtın tutuşması 4° KA daha erken gerçekleşmiştir.



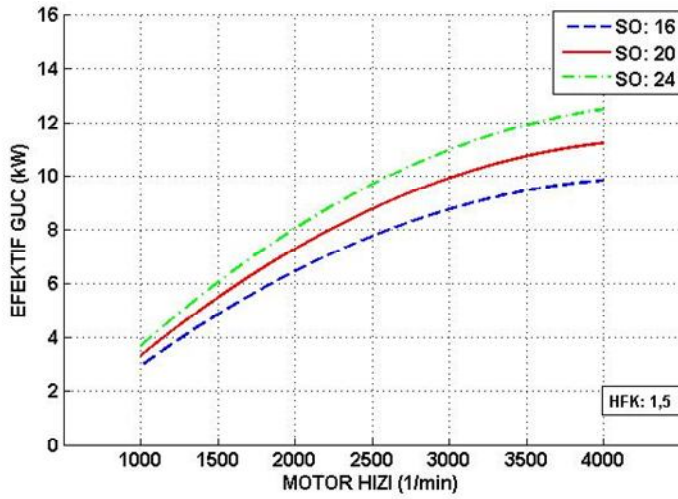
Şekil 7.17. Farklı sıkıştırma oranlarındaki silindir sıcaklığının krank açısına bağlı değişimi

Şekil 7.17’de sıkıştırma oranının silindir sıcaklığına etkisi görülmektedir. Sıkıştırma oranının yükselmesi ile silindir sıcaklığının çok az miktarda yükseldiği görülmektedir. Sıkıştırma oranı 16:1 iken maksimum silindir sıcaklığı 2526 K, sıkıştırma oranı 24:1 iken maksimum silindir sıcaklığı ise 2597 K’dir. Sıkıştırma oranının artması ile birlikte silindir basıncının yükselmesi, volümetrik verimin artması gibi sebeplerden dolayı sıcaklıkta bir miktar yükselmiştir.



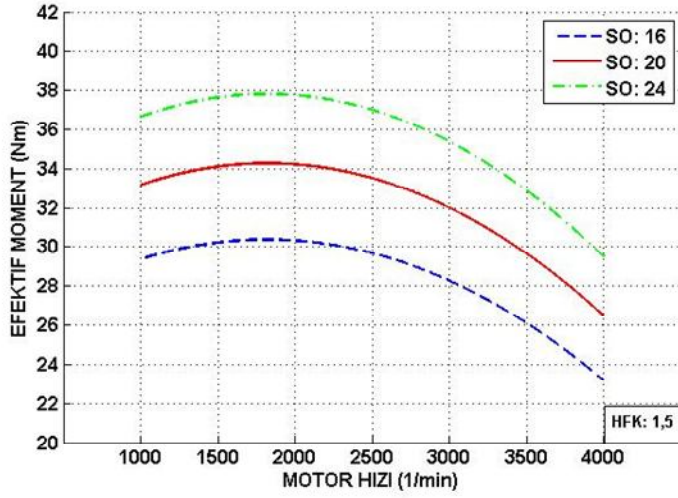
Şekil 7.18. Farklı sıkıştırma oranlarındaki ortalama efektif basıncın motor hızına bağlı değişimi

Şekil 7.18’de sıkıştırma oranının ortalama efektif basınca etkisi görülmektedir. Sıkıştırma sonu basıncının ve maksimum silindir basıncın artması ile ortalama efektif basınçta da yükselme görülmektedir. Sıkıştırma oranı 16:1 iken maksimum ortalama efektif basınç 863 kPa, sıkıştırma oranı 24:1 iken maksimum ortalama efektif basınç 1074 kPa’dır. Sıkıştırma oranı 1,5 katına çıkarıldığında maksimum ortalama efektif basınç 1,24 katına çıkmaktadır.



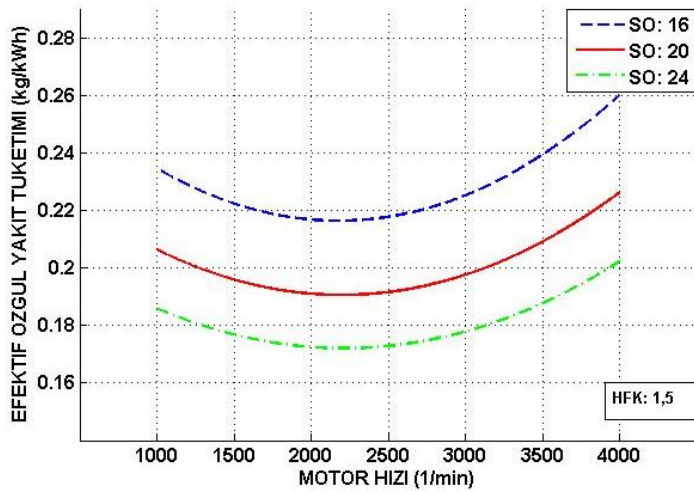
Şekil 7.19. Farklı sıkıştırma oranlarındaki efektif gücün motor hızına bağlı değişimi

Şekil 7.19’da sıkıştırma oranının efektif gücü etkisi görülmektedir. Sıkıştırma oranının artması ile efektif gücün yükseldiği görülmektedir. Maksimum silindir basıncının artması ile net iş alanı arttığından elde edilen güçte buna orantılı olarak artmaktadır. Sıkıştırma oranı 16:1 iken maksimum efektif güç 9,83 kW, sıkıştırma oranı 24:1 iken maksimum efektif güç 12,49 kW olarak bulunmuştur.



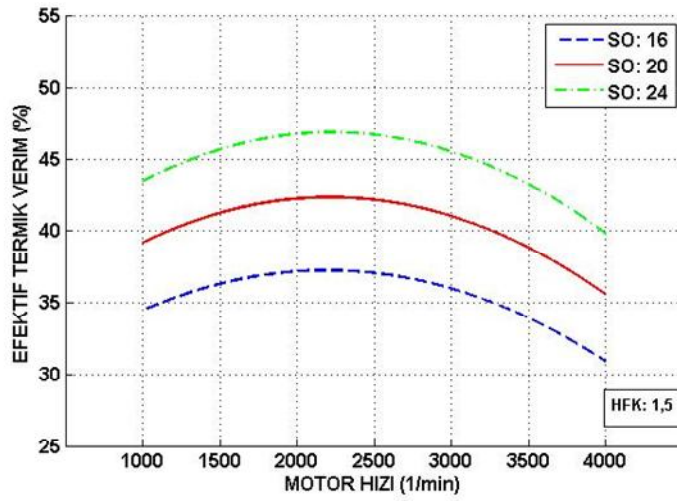
Şekil 7.20. Farklı sıkıştırma oranlarındaki efektif momentin motor hızına bağlı değişimi

Şekil 7.20'de sıkıştırma oranının efektif momente etkisi görülmektedir. Sıkıştırma oranının artması ile birlikte efektif momentte de artış görülmektedir. Volümetrik verimin artması ve çevrim başına silindir içerisine alınan hava miktarının artması nedeniyle optimum motor hızlarında maksimum momentin sıkıştırma oranına orantılı olarak arttığı görülmektedir. Sıkıştırma oranı 16:1 iken maksimum efektif moment 30,37 Nm, sıkıştırma oranı 24:1 iken maksimum motor momentini 37,80 Nm olarak bulunmuştur. Sıkıştırma oranının 1,5 katına çıkarılması ile maksimum efektif moment 1,24 katına çıkmıştır.



Şekil 7.21. Farklı sıkıştırma oranlarındaki efektif özgül yakıt tüketiminin motor hızına bağlı değişimi

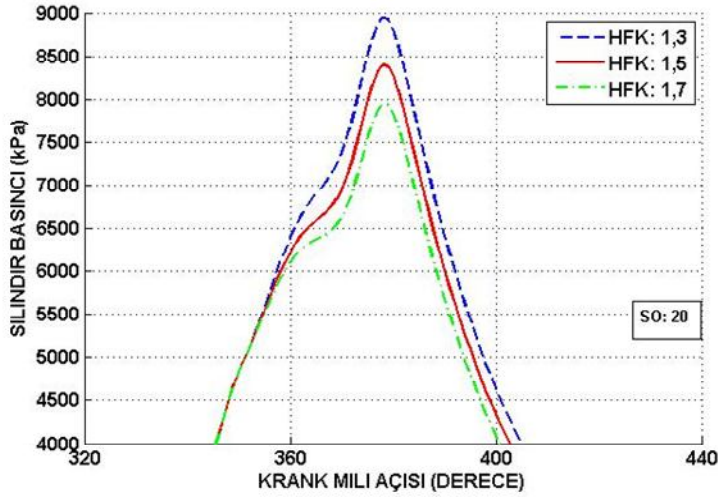
Şekil 7.21’de sıkıştırma oranının efektif özgül yakıt tüketimine etkisi görülmektedir. Sıkıştırma oranın artması efektif gücün yükselmesine sebep olmaktadır. Bu durum birim yakıtta elde edilen gücü arttırdığından özgül yakıt tüketiminin düşmesini sağlamaktadır. Şekilde görüldüğü gibi sıkıştırma oranının artması ile birlikte efektif özgül yakıt tüketimi düşmektedir. Sıkıştırma oranı 16:1 iken minimum efektif özgül yakıt tüketimi 0,216 kg/kWh, sıkıştırma oranı 24:1 iken minimum efektif özgül yakıt tüketimi ise 0,172 kg/kWh olarak bulunuştur.



Şekil 7.22. Farklı sıkıştırma oranlarında efektif termik verimin motor hızına bağlı değişimi

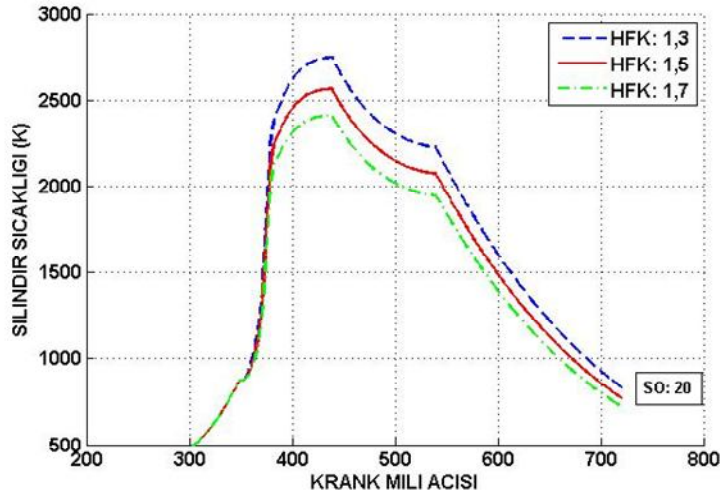
Şekil 7.22’de sıkıştırma oranının termik verime etkisi görülmektedir. Sıkıştırma oranının artması ile efektif termik verimin yükseldiği görülmektedir. Yanma sonu basıncının daha yüksek olması ve daha fazla iş elde edilmesi termik verime artış olarak yansımaktadır. Sıkıştırma oranı 16:1 iken maksimum efektif termik verim % 37,24, sıkıştırma oranı 24:1 iken maksimum efektif termik verim % 46,87 olarak bulunmuştur. Sıkıştırma oranı 1,5 katına çıkarıldığında efektif termik verim 1,25 katına çıkmaktadır.

7.3. Hava Fazlalık Katsayısının Silindir Basınç, Sıcaklık ve Motor Karakteristiğine Etkisi



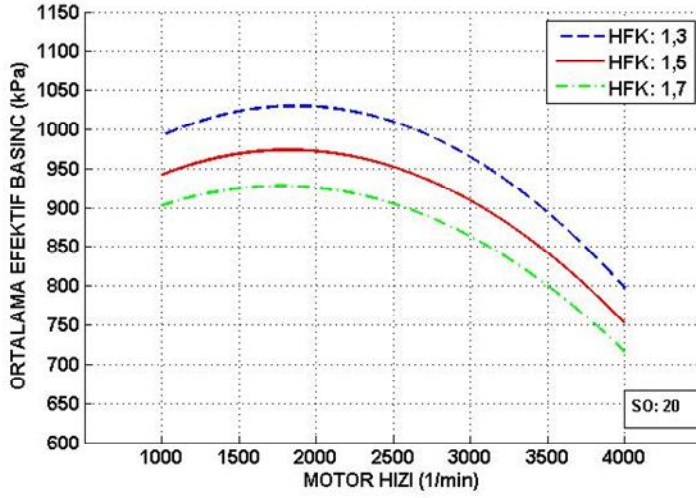
Şekil 7.23. Farklı hava fazlalık katsayılarındaki silindir basıncının krank açısına bağlı değişimi

Şekil 7.23'de hava fazlalık katsayısının silindir basıncına etkisi görülmektedir. Bu tezde tasarlanan motor normal emişli bir dizel motordur. Bu nedenle hava fazlalık katsayısını arttırabilmek için silindir içerisine aldığımız hava miktarını değiştiremeyeceğimizden dolayı püskürtülen yakıt miktarını azaltmamız gerekir. Şekilde görüldüğü gibi hava fazlalık katsayısı sıkıştırma sürecini etkilemediği için sıkıştırma sonu basıncında herhangi bir değişiklik olmamaktadır. Yanma sürecinde ise hava fazlalık katsayısının artması ile daha az yakıt püskürtüldüğünden maksimum basınç düşmektedir. Üç ayrı hava fazlalık katsayısı içinde maksimum basıncın olduğu krank açısı değişmemektedir. Dolayısı ile hava fazlalık katsayısının tutuşma gecikmesi süresine herhangi bir etkisi olamamaktadır. Gerçekte hava fazlalık katsayısı tutuşma gecikmesini etkiler fakat hesaplamalarda bu durum dikkate alınmadığından simülasyona yansımamaktadır. HFK:1,3 (Hava Fazlalık Katsayısı) iken maksimum silindir basıncı 8944 kPa'dır. HFK:1,7'ye çıkarıldığında maksimum silindir basıncının 7942 kPa'a düştüğü görülmektedir. Hava fazlalık katsayısı 1,3 katına çıkarıldığında maksimum basınç 1,12 kat azalmaktadır.



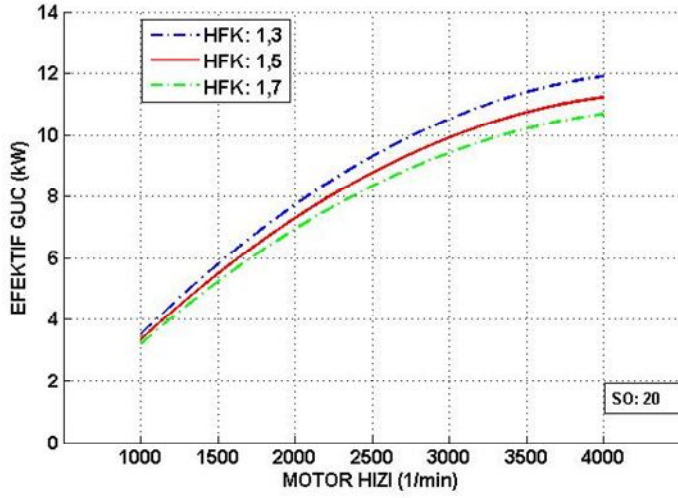
Şekil 7.24. Farklı hava fazlalık katsayılarındaki silindir sıcaklığının krank açısına bağlı değişimi

Şekil 7.24’de hava fazlalık katsayısının silindir sıcaklığına etkisi görülmektedir. Hava fazlalık katsayısı sıkıştırma sürecini etkilemediğinden dolayı sıkıştırma sonu sıcaklığında herhangi bir değişiklik gerçekleşmemektedir. Şekilde de görüldüğü gibi hava fazlalık katsayısının artması ile yakılan yakıt miktarı azalmakta ve maksimum silindir basıncının da etkisi ile maksimum silindir sıcaklığı azalmaktadır. HFK:1,3 iken maksimum silindir sıcaklığı 2748 K’dir. HFK:1,7’ye çıkarıldığında maksimum silindir sıcaklığının 2414 K’e düştüğü görülmektedir. Hava fazlalık katsayısı 1,3 katna çıkarıldığında maksimum basınç 1,13 kat azalmaktadır.



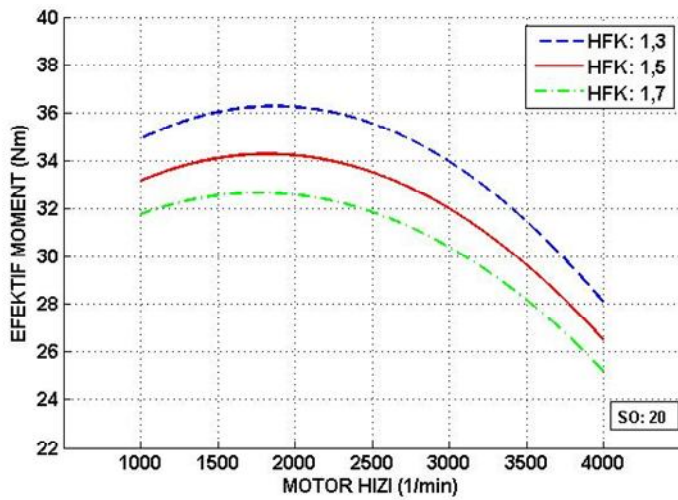
Şekil 7.25. Farklı hava fazlalık katsayılarındaki ortalama efektif basıncın motor hızına bağlı değişimi

Şekil 7.25’de hava fazlalık katsayısının ortalama efektif basınca etkisi görülmektedir. Maksimum silindir basıncının düşmesi ortalama efektif basıncı direk olarak etkilediğinden, hava fazlalık katsayısının artması ile ortalama efektif basıncın da düştüğü görülmektedir. Aynı şekilde hava fazlalık katsayısının artması ile Şekil 7.1’deki P-V diyagramında, eğrinin altında kalan kapalı alanın azalması ortalama efektif basınca düşüş olarak yansımaktadır. HFK:1,3 iken maksimum ortalama efektif basınç 1030 kPa iken, HFK:1,7’ye çıkarılması ile maksimum ortalama efektif basıncın 927 kPa’a düştüğü görülmektedir. Hava fazlalık katsayısı 1,3 katına çıkarıldığında maksimum basınç 1,11 kat azalmaktadır.



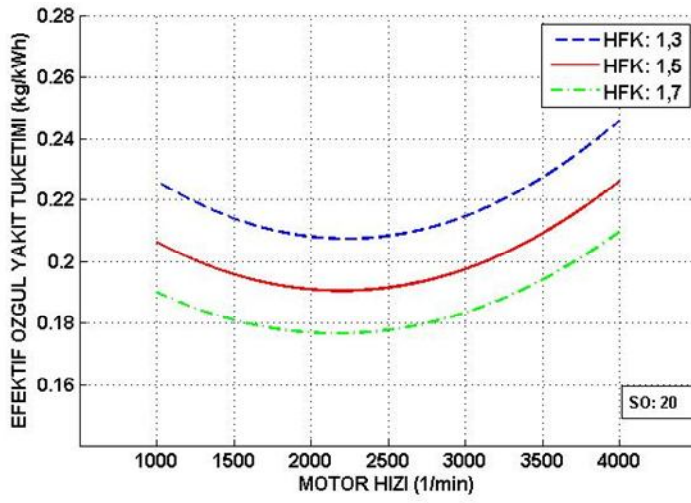
Şekil 7.26. Farklı hava fazlalık katsayılarındaki efektif gücün motor hızına bağlı değişimi

Şekil 7.26'da hava fazlalık katsayısının efektif güce etkisi görülmektedir. Hava fazlalık katsayısının artması efektif güce düşüş olarak yansımaktadır. Yanma sonucu maksimum basıncın düşük olması genişleme sürecini etkilemekte ve çevrimden elde edilen iş miktarı azalmaktadır. Dolayısıyla efektif güçte düşüş meydana gelmektedir. HFK: 1,3 iken maksimum efektif güç 11,9 kW'dır. HFK:1,7 çıkarıldığında ise maksimum gücün 10,67 kW'a düştüğü görülmektedir. Hava fazlalık katsayısı 1,3 katına çıkarıldığında maksimum güç 1,11 kat azalmaktadır.



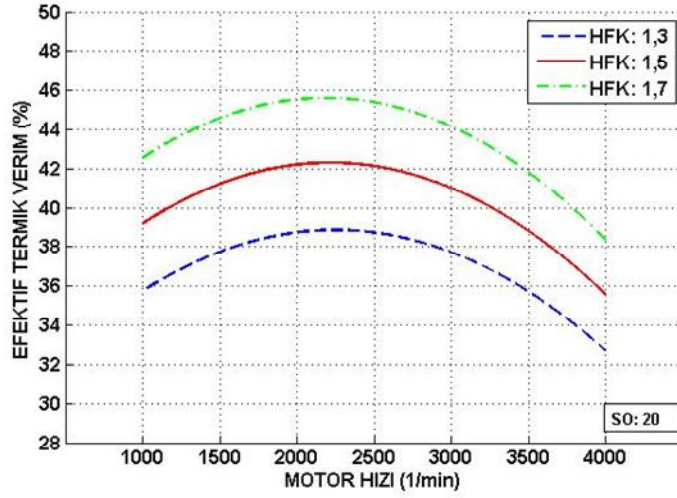
Şekil 7.27. Farklı hava fazlalık katsayılarındaki efektif momentin motor hızına bağlı değişimi

Şekil 7.27’de hava fazlalık katsayısının efektif momente etkisi görülmektedir. Efektif moment ortalama efektif basınç ile aynı karakteristik eğriye sahiptir. Hava fazlalık katsayısının artması ve ortalama efektif basıncın düşmesi ile efektif momentte düşmektedir. Bir çevrimde içeri alınan maksimum yakıt miktarı azaldığından maksimum efektif momentte buna orantılı olarak düşmektedir. HFK:1,3 iken maksimum efektif moment 36,26 Nm’dir. HFK:1,7’ye çıkarıldığında maksimum efektif momentin 32,65 Nm’ye düştüğü görülmektedir.



Şekil 7.28. Farklı hava fazlalık katsayılarındaki efektif özgül yakıt tüketiminin motor hızına bağlı değişimi

Şekil. 7.28’de hava fazlalık katsayısının efektif özgül yakıt tüketimine etkisi görülmektedir. Hava fazlalık katsayısının artması ile özgül yakıt tüketiminin düştüğü görülmektedir. Hava fazlalık katsayısının artması ile normal emişli bir dizel motorda silindire daha az yakıt püskürtüldüğünden özgül yakıt tüketimi de buna orantılı olarak düşmektedir. Hava fazlalık katsayısının düşürülmesi ile de daha fazla yakıt püskürtüleceğinden özgül yakıt tüketimi artmaktadır. HFK:1,3 iken minimum özgül yakıt tüketimi 0,207 kg/kWh, HFK:1,7 iken minimum özgül yakıt tüketimi 0,176 kg/kWh olarak bulunmuştur. Hava fazlalık katsayısı 1,3 katına çıkarıldığında minimum özgül yakıt tüketiminin 1,17 kat azaldığı görülmektedir.



Şekil 7.29. Farklı hava fazlalık katsayılarındaki efektif termik verimin motor hızına bağlı değişimi

Şekil 7.29’da hava fazlalık katsayısının efektif termik verime etkisi görülmektedir. Hava fazlalık katsayısının artması ile efektif termik verimin arttığı görülmüştür. Hava fazlalığından dolayı yanma veriminin artması dolayısı ile eksik yanmanın olmaması yakıttan elde edilebilecek işi maksimum seviyede tutmaktadır. Daha az yakıtla daha fazla iş elde etmenin sonucu olarak da termik verim yükselmektedir. HFK:1,3 iken maksimum efektif termik verim % 38,86, HFK:1,7 iken maksimum efektif termik verim % 45,6 olarak bulunmuştur. Hava fazlalık katsayısı 1,3 katına çıkarıldığında maksimum efektif termik verimin 1,19 kat arttığı görülmektedir.

8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, dört zamanlı, tek silindirli, normal emişli, direkt püskürtmeli bir dizel motorunun çevrim analizini incelemek üzere matematiksel bir simülasyon programı geliştirilmiştir. MATLAB programlama dilinde yazılmış bir bilgisayar programı yardımıyla yapılan hesaplamalar sonucunda farklı sıkıştırma oranları, motor hızları ve hava fazlalık katsayıları için motorun KA'ya bağlı olarak silindir basınç ve sıcaklık değişimleri elde edilmiştir. Bu verilere bağlı olarak da net iş, yanan yakıt kütlesi, ısı dağılımı, ortalama çevrim basıncı, motor gücü, sürtünme gücü, motor momentini, özgül yakıt tüketimi, termik verim ve mekanik verim gibi motor performans parametreleri hesaplanmıştır.

Silindir içerisindeki dolgunun ve yakıtın termal özellikleri belirlendikten sonra sıkıştırma, yanma, genişleme ve egzoz işlemleri için termodinamik bağıntılar kullanılarak her 1°'lik KA aralığında basınç ve sıcaklık değerleri belirlenmiştir. Özgül ısıların değişimi, ısı transferi, tutuşma gecikmesi, sürtünme gibi gerçek çevrim kayıpları hesaplamalara dahil edilmiştir. Ayrıca elde edilen performans eğrilerine motor hızının, sıkıştırma oranının ve hava fazlalık katsayısının etkileri detaylı olarak incelenmiştir.

Sonuç olarak;

1. Sıkıştırma oranının artması (16:1–20:1–24:1) ile sıkıştırma sonu ve maksimum silindir basınç ve sıcaklıklarının, ortalama çevrim basıncının, motor momentinin, motor gücünün ve termik verimin arttığı, maksimum basınç ve sıcaklıkların daha erken oluştuğu (ÜÖN'ye yaklaştığı), özgül yakıt tüketiminin ise azaldığı dolayısı ile yakıt ekonomisinin sağlandığı görülmüştür.
2. Hava fazlalık katsayısının artması (1,3–1,5–1,7) ile silindir basınç ve sıcaklıklarının, ortalama çevrim basıncının, motor momentinin, motor

gücünün ve özgül yakıt tüketiminin azaldığı fakat karışım fakirleştikçe ideal gaz özelliklerine yaklaşıldığından termik verimin arttığı görülmüştür.

3. Motor hızının artması ($1000\text{--}4000\text{ min}^{-1}$) ile silindir duvarlarından soğutma suyuna geçen ısı miktarının azaldığı dolayısı ile maksimum silindir basınç ve sıcaklık değerlerinin arttığı, ortalama çevrim basıncı, motor momenti ve termik verim gibi parametrelerin belirli bir motor hızına kadar arttığı, daha sonra azaldığı, özgül yakıt tüketiminin belirli bir motor hızına kadar azaldığı, daha sonra tekrar arttığı, aynı zamanda motor hızının artması ile motor gücünün ve sürtünme gücünün arttığı görülmüştür.

Öneriler:

1. Simülasyon programının yazılımı MATLAB komut satırları kullanarak yapılmıştır. Aynı şekilde grafiklerde komutlarla elde edilerek düzenlenmiştir. Fakat simülasyonun yapılmasında MATLAB/SIMULINK, grafikler için ise MATLAB/GUI kullanılarak daha kullanışlı bir ara yüz oluşturulabilir.
2. Simülasyon programında bütün performans eğrileri tam yükte elde edilmiştir. Program üzerinde bazı basit değişiklikler yapılarak farklı yükler içinde performans eğrileri elde edilebilir.
3. Hava fazlalık katsayısının tutuşma gecikmesine etkisi ihmal edilmiştir. Programa bunun ilave edilmesi hava fazlalık katsayısının motor performansı üzerine etkisi daha başarılı bir şekilde incelenebilir.
4. Programa egzoz gazı resirkülasyonu (EGR) ilave edilerek daha gerçekçi bir çevrim elde edilebilir.
5. Yanma denklemi yeniden düzenlenerek yanma ürünleri için incelenen türlerin sayısı arttırılabilir. Böylece egzoz emisyonları daha ayrıntılı bir şekilde incelenebilir.

6. Program üzerinde çok basit değişiklikler yapılarak farklı yakıtların veya yakıt karışımlarının motor performansı üzerindeki etkileri incelenebilir.
7. Simülasyon çalışmasında silindir duvar sıcaklığı ve egzoz basıncı sabit değerler olarak ele alınmıştır. Gerçek bir motorda bu değerler anlık olarak değişmektedir. Simülasyonun gerçeğe daha yakın olabilmesi için bu değişimlerde göz önünde bulundurulmalıdır.
8. Simülasyonu yapılmış olan normal emişli dizel motoru, silindir içerisine giren havanın basınç ve miktarı ile ilgili bazı basit eşitlikler programa ilave edilerek türboşarjlı dizel motoruna dönüştürülebilir

KAYNAKLAR

1. Patterson, D. J., "A comprehensive cycle analysis and digital computer simulation for spark-ignited engines", PhD Thesis, *The University of Michigan*, Michigan, 1-10 (1962).
2. Benson, R. S., Annand, W. J. D. And Baruah, P. C., "A simulation model including intake and exhaust system for a single cylinder four-stroke cycle spark ignition engine" , *Int. J. Mech. Sci.*, 1: 17-28 (1975).
3. Benson, R. S. And Baruah, P. C., "A generalized calculation for an ideal otto cycle with hydrocarbon-air mixture allowing for dissociation and variable specific heats" , *IJMEE*, 4 (1): 59-65 (1975).
4. Nişli. S., "Development of a digital computer program for the power cycle and pollutant formation in spark ignited engines", MSc Thesis, *Metu Graduate School of Natural And Applied Sciences*, Ankara, 1-10 (1982).
5. Bekcen, A. B., "Motorlu taşıtlarda motor ve seyir şartlarına bağlı olarak yakıt tasarrufu yönünden optimizasyon", Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, 1-3 (1985).
6. Balcı, M., "Dört zamanlı türboşarjlı direk püskürtmeli bir dizel motorunun bilgisayar ile simülasyonu", Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 5-38 (1986).
7. Çetinkaya, S., "Dört zamanlı buji ile ateşlemeli bir motor performansının bilgisayar yardımıyla simülasyonu", Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 1-30 (1987).
8. Özaktaş, T., "Benzin ve doğalgaz motorunun çevrim analizinin matematiksel model ile karşılaştırılması", Doktora Tezi, *İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, 1-30 (1988).
9. Morgül, B., "Benzin motorlarının termodinamik incelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, *İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, 10-25 (1989).
10. Etiz, U., "Simulation of the combustion process in a spark ignition engine on a personal computer", MSc Thesis, *Metu Graduate School of Natural And Applied Sciences*, Ankara, 1-9 (1994).
11. Şahin, Z., "Benzin motoru çevrimlerinin bilgisayar modellemesi", Yüksek Lisans Tezi, *KTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü*, Trabzon, 1-20 (1996).
12. Akay, M. E., "İçten yanmalı motorlarda bilgisayar destekli performans analizi", Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 5-8 (1996).

13. Bayraktar, H., “Benzin-etanol karışımlarının benzin motorlarında yanma ve motor çevrimi üzerindeki etkilerinin teorik olarak incelenmesi”, Doktora Tezi, *KTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü*, Trabzon, 1-15 (1997).
14. Öğüçlü, Ö., “Thermodynamics model of the cycle of spark ignition engine”, MSc Thesis, *Graduate School of Natural And Applied Sciences of Dokuz Eylül University*, İzmir, 1-9 (1998).
15. Kodah, Z. H., Soliman, H. S., Quadis, M. A. And Jahmany, Z. A., “Combustion in a spark ignition engine” , *Applied Energy*, 66 (3): 237-250 (2000).
16. Horstman, D., “Effects of Spark Timing and Compression Ratio on Engine Behavior” , *CFR Test Engine*, 1-7 (2001).
17. Alla, G. H., “Computer simulation of a four-stroke spark ignition engine” , *Energy Conversion&Management*, 43 (8): 1043-1061 (2002).
18. Bayraktar, H. And Durgun, O., “Mathematical modeling of spark ignition engine cycle” , *Energy Sources*, 25 (7): 651-666 (2003).
19. Erduranlı, P., “Buji ile ateşlemeli tek silindirli değişken sıkıştırma oranlı bir motorun teorik simülasyonu”, Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 7-69 (2003).
20. Öztürk, E., “İki zamanlı direkt püskürtmeli bir dizel motorunun bilgisayar yardımı ile performans analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 3-71 (2003).
21. Lansky, L., “Diesel engine modelling and control”, MSc Thesis, *Czech Technical University*, Prague, 6-58 (2008).
22. Blair, G. P., “Design And Simulation Four-Stroke Engines” , *Society of Automotive Engineers*, Warrendale, 110-118 (1999).
23. Nag, P. K., “Basic And Applied Thermodynamics 14nd ed.”, *McGraw-Hill*, London, 98-245 (2008).
24. Safgönül, B., Ergeneman, M., Arslan, H. E. Ve Sorusbay, C., “İçten Yanmalı Motorlar”, *Birsan Yayınevi*, İstanbul, 38-41, 196-205 (2008).
25. Heywood, J. B., “Internal Combustion Engine Fundamentals”, *McGraw-Hill*, London, 486-494 (1988).
26. Çengel, Y. A. Ve Boles, M. A., “Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik”, Derbentli, T., *Çevik Matbaacılık*, İstanbul, 116-625 (2004).

27. Moran, M. J. And Shapiro, H. N., "Fundamentals Of Engineering Thermodynamics", *John Wiley & Sons*, New York, 644 (2008).
28. Caudwell, D. R., Trusler, J. P. M., Vesovic, V. And Wakeham, W. A., "The viscosity and density of n-dodecane and n-octadecane at pressure up to 200 MPa and temperatures up to 473 K" , *International Journal of Thermophysics*, 25 (5): 1339-1352 (2007).
29. Kiencke, U. And Nielsen, L., "Automotive Control Systems", *Springer*, Berlin, 71-72 (2005).
30. Wakisaka, T., Fujimoto, H., Matsukawa, Y. And Takada, Y., "Three-dimensional numerical analysis of combustion process based on chemical kinetic model in high-egr direct-injection diesel engine" , *Journal of the JIME*, 43 (6): 57-69 (2008).
31. Challen, B. And Baranescu, R., "Diesel Engine Reference Book 2nd ed.", *Butterworth-Heinemann*, Oxford, 22-24 (1999).
32. Winterbone, D. E., "Advanced Thermodynamics For Engineers", *McGraw-Hill*, Oxford, 164-171 (1996).
33. Assael, M. J., Trusler, J. P. M. And Tsolakis, T. F., "Thermophysical Properties Of Fluids", *Imperial College Press*, London, 314-320 (1998).
34. Moran, M. J., "Engineering Thermodynamics", *CRC Press*, Ohio, 62-68 (1999).
35. Borat, O., Balcı, M. Ve Sürmen, A., "İçten Yanmalı Motorlar", *Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Matbaası*, Ankara, 85-197 (1992).
36. Kannan, K. And Udayakumar, M., "Modeling of nitric oxide formation in single cylinder direct injection diesel engine using diesel-water emulsion" , *American Journal of Applied Sciences*, 6 (7): 1313-1320 (2009).
37. Assanis, D. N., Filipi, Z. S., Fiveland, S. B. And Syrimis, M., "A predictive ignition delay correlation under steady-state and transient operation of a direct injection diesel engine" , *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 125 (2): 450-458 (2003).
38. Hardenberg, H. O. Ans Hase, F. W., "An empirical formula for computing the pressure rise delay of a fuel from its cetane number and from the relevant parameters of direct injection diesel engines" , *SAE Paper*, 790493: 1382-1401 (1979).

39. Watson, N. And Marzouk, M., "A non-linear digital simulation of turbocharged diesel, engines under transient conditions" , *SAE Paper*, 770123: 1222-1265 (1977).
40. Meyer, J., "Engine modeling of an internal combustion engine with twin independent cam phasing", MSc Thesis, *Ohio State University*, USA, 35-41 (2007).
41. Pulkrabek, W. W., "Engineering Fundamentals Of The Internal Combustion Engine", *Prentice Hall*, USA, 198-214 (2004).
42. Eichelberg, G., "Some new investigations on oldcombustion engine problems" , *Engineering*, 148: 547-550 (1939).
43. Zeng, P. And Assanis, D. N., "Cylinder pressure reconstruction and its application to heat transfer analysis" , *SAE Paper*, 2004-01-0922: (2004).
44. Bareket, Z., Fancher, P. And Johnson, G., "Investigation of the performance of a headway control system for commercial vehicles", *Transportation Research Institute The University of Michigan, Michigan*, 17-38 (1993).
45. Seireg, A. A., "Friction And Lubrication In Mechanical Design", *Marcel Dekker*, New York, 83-95 (2007).
46. Millington, B. W., "Frictional losses in diesel engine" , *SAE Paper*, 680590: 2390-2410 (1968).
47. Zammit, S. J, "Motor Vehicle Engineering Science For Technicians", *Longman Group*, London, 263-264 (1986).
48. Sezgen, H., "Internal Combustion Engine Design", *Baylan Matbaasi*, Ankara, 28-96 (1975).

EKLER

EK-1 Simülasyonu yapılan motorun MATLAB program kodları

```

%%%%%%%% GAZİ ÜNİVERSİTESİ %%%%%%%%%
%%%%%%%% FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ %%%%%%%%%
%%%%%%%% MAKİNE EĞİTİMİ ANABİLİMDALI %%%%%%%%%
%%%%%%%% YÜKSEK LİSANS TEZİ %%%%%%%%%
%%%%%%%% SEYFİ POLAT %%%%%%%%%
%%%%%%%% DANIŞMAN PROF.DR. H.SERDAR YÜCESU %%%%%%%%%
%%%%%%%% 2010 ANKARA %%%%%%%%%%%%%%%

clc
clear all

%KABULLER
D=0.080; %m (SİLİNDİR ÇAPI)
L=0.088; %m (KURS BOYU)
KRNK=0.044; %m (KRANK YARIÇAPI)
BYL=0.19; %m (BİYEL UZUNLUĞU)
SIKISTIRMA_ORANI=20; %- (SIKIŞTIRMA ORANI)
P_ATM=101.325; %kPa (ATMOSFER BASINCI)
T_ATM=298; %K (ATMOSFER SICAKLIĞI)
VOLUMETRIK_VERIM=1.0;
MOTOR_DEVRİ=2500;
LAMDA=1.5;
MOTOR_HIZI=2500;

CV=0.7165; %kj/kgK (HAVANIN SABİT HACİMDEKİ ÖZGÜL ISISI)
CP=1.0039; %kj/kgK (HAVANIN SABİT BASINÇTAKİ ÖZGÜL ISISI)
R_U=8.314; %kj/kmolK (EVRENSEL GAZ SABİTİ)

KUTLE_CO2=44; %kg/kmol
KUTLE_H2O=18; %kg/kmol
KUTLE_O2=32; %kg/kmol
KUTLE_N2=28; %kg/kmol
KUTLE_C12H26=170; %kg/kmol (YAKITIN MOL KÜTLESİ)
KUTLE_C12=144; %kg/kmol (YAKIT İÇERİSİNDEKİ C NİN MOL KÜTLESİ)
KUTLE_H26=26; %kg/kmol (YAKIT İÇERİSİNDEKİ H NİN MOL KÜTLESİ)

SILINDIR_KONDUKSİYON_KATSAYISI=50; %W/m2K (SİLİNDİR GÖVDESİNİN
KONDÜKSİYONLA ISI İLETİM KATSAYISI)
SOGUTMA_SUYU_SICAKLIĞI=353; %K (SOGUTMA SUYU SICAKLIĞI)
SOGUTMA_SUYU_KONVEKSİYON_KATSAYISI=30; %W/m2K SUYUN ISI TAŞINIM
KATSAYISI

%% PİSTON HIZI %%
PISTON_HIZI=L*MOTOR_DEVRİ/30; %m/s (PİSTON HIZI)

%% SİLİNDİR KALINLIĞI HESABI %%
P_MAX=8000/1000; %N/mm2 ATMA DEĞER OLARAK MAKSİMUM BASINÇ
EMNİYET_GERILMESI=40; %N/mm2 (DÖKME DEMİR İÇİN 30-60 N/mm2 ARASI)
SILINDIR_KALINLIK=D*P_MAX/(2*EMNİYET_GERILMESI); %m (SİLİNDİR ET
KALINLIĞI)

%HACİMLERİN HESAPLANMASI
V_KURS=(pi*(D^2)*L)/4; %m3 (KURS HACMİ)
V_YANMA_ODASI=V_KURS/(SIKISTIRMA_ORANI-1); %m3 (YANMA ODASI HACMİ)

```


EK-1 (Devam) Simülasyonu yapılan motorun MATLAB program kodları

```

V_TOPLAM=V_YANMA_ODASI+V_KURS; %m3 (TOPLAM SİLİNDİR HACMİ)

%EGZOZ GAZI SICAKLIĞI%
P_EG=120; %kPa (EGZOZ KARŞI BASINCI)
P_EGA=300; %kPa (EGZOZ SUPABI AÇILMA BASINCI (AÖN DAN 20 DERECE
ÖNCE))
T_EGA=850; %K (EGZOZ SUPABI AÇILMA SICAKLIĞI (AÖN DAN 20 DERECE
ÖNCE))
n=1.3; %- (ADYABATİK ÜS)
T_EG=T_EGA*((P_EG/P_EGA)^((n-1)/n)); %K (EGZOZ SUPABININ AÇILDIĞI
ANDAKİ SICAKLIK)
T_EGK=T_EG*((P_ATM/P_EG)^((n-1)/n)); %K (EGZOZ SUPABININ KAPANDIĞI
ANDAKİ SICAKLIK)

%EGZOZ GAZININ VE SİLİNDİRE ALINAN HAVANIN MİKTARI%

CO2=0.08; %- (YANMIŞ GAZ İÇERİSİNDEKİ CO2 YÜZDESİ)
H2O=0.091; %- (YANMIŞ GAZ İÇERİSİNDEKİ H2O YÜZDESİ)
O2EG=0.075; %- (YANMIŞ GAZ İÇERİSİNDEKİ O2 YÜZDESİ)
N2EG=0.754; %- (YANMIŞ GAZ İÇERİSİNDEKİ N2 YÜZDESİ)
O2_ATM=0.21; %- (SİLİNDİRE ALINAN HAVA İÇERSİNDEKİ O2 YÜZDESİ)
N2_ATM=0.79; %- (SİLİNDİRE ALINAN HAVA İÇERSİNDEKİ N2 YÜZDESİ)

R_CO2=0.1889; %kj/kgK (CO2 NİN GAZ SABİTİ)
R_H2O=0.4615; %kj/kgK (H2O NUN GAZ SABİTİ)
R_O2=0.2598; %kj/kgK (O2 NİN GAZ SABİTİ)
R_N2=0.2968; %kj/kgK (N2 NİN GAZ SABİTİ)
R_C12H26=0.0489; %kj/kgK (C12H26 NİN GAZ SABİTİ)

M_CO2=(P_EG*V_YANMA_ODASI*CO2)/(R_CO2*T_EGK); %kg (SİLİNDİR
İÇERİSİNDE KALAN CO2 MİKTARI)
M_H2O=(P_EG*V_YANMA_ODASI*H2O)/(R_H2O*T_EGK); %kg (SİLİNDİR
İÇERİSİNDE KALAN H2O MİKTARI)
M_O2EG=(P_EG*V_YANMA_ODASI*O2EG)/(R_O2*T_EGK); %kg (SİLİNDİR
İÇERİSİNDE KALAN O2 MİKTARI)
M_N2EG=(P_EG*V_YANMA_ODASI*N2EG)/(R_N2*T_EGK); %kg (SİLİNDİR
İÇERİSİNDE KALAN N2 MİKTARI)
M_O2_ATM=(VOLUMETRIK_VERIM*P_ATM*V_KURS*O2_ATM)/(R_O2*T_ATM); %kg
(SİLİNDİR İÇERİSİNE ALINAN O2 MİKTARI)
M_N2_ATM=(VOLUMETRIK_VERIM*P_ATM*V_KURS*N2_ATM)/(R_N2*T_ATM); %kg
(SİLİNDİR İÇERİSİNDE KALAN N2 MİKTARI)
M_HAVA=(M_O2_ATM+M_N2_ATM+M_O2EG+M_N2EG); %kg (SİLİNDİR
İÇERİSİNDEKİ TOPLAM HAVA MİKTARI)
M_HAVAA=(M_O2_ATM+M_N2_ATM); %kg
M_EG=(M_CO2+M_H2O); %kg (SİLİNDİR İÇERİSİNDEKİ TOPLAM EGZOZ GAZI
MİKTARI)
M_EGA=(M_CO2+M_H2O+M_O2EG+M_N2EG); %kg
M_DOL=(M_HAVA+M_EG); %kg (SİLİNDİR İÇERİSİNDEKİ TOPLAM DOLGU
MİKTARI)

%SİLİNDİR İÇERİSİNDEKİ GAZ KARIŞIMININ SICAKLIĞI%
T_KAR=T_ATM+(M_EGA*(T_EGK-T_ATM)/(M_EGA+M_HAVAA)); %K (SİLİNDİR
İÇERİSİNDEKİ DOLGUNUN SICAKLIĞI)

```

EK-1 (Devam) Simülasyonu yapılan motorun MATLAB program kodları

```

% ENTALPİ VE İÇ ENERJİ İÇİN KATSAYILAR%
%1.SATIR CO2,2.SATIR H2O,3.SATIR O2,4.SATIR N2, 5.SATIR C12H26 %%%
%% Cv VE Cp DEĞERLERİNİ HESAPLAMAK İÇİN KATSAYILAR %%

A=[3.09590,    2.73114e-3,    -7.88542e-7,    8.66002e-11,    0.000;
   3.74292,    5.65590e-4,    4.95240e-8,    -1.81802e-11,    0.000;
   3.25304,    6.52350e-4,    -1.49524e-7,    1.53897e-11,    0.000;
   3.34435,    2.94260e-4,    1.95300e-9,    -6.57470e-12,    0.000;
   -9.328,     1.149,    -6.347e-4,    1.359e-7,    0.000];

%%%%%%%%

for KMA=1:721;

    S=KRNK*(1-cosd(KMA))+BYL*(1-(1-((KRNK/BYL)*sind(KMA)).^2).^0.5); %
    m (PİSTONUN ALDIĞI YOL)
    V_KURS_DEGISKEN=(pi*(D.^2)*S)/4; % m3 (PİSTON HAREKETİNE BAĞLI
    DEĞİŞEN KURS HACMİ)
    V_SILINDIR=V_YANMA_ODASI+V_KURS_DEGISKEN; % m3 (PİSTON HAREKETİNE
    BAĞLI DEĞİŞEN SİLİNDİR HACMİ)
    YANMA_ODASI_YUKSEKLIK=V_YANMA_ODASI*4/(pi*D.^2);

    SILINDIR_YUZEY_ALAN=(pi*D*S)+(2*pi*(D.^2)/4)+(pi*D*YANMA_ODASI_YUKSE
    KLIK); %m2 (PİSTON HAREKETİNE BAĞLI SİLİNDİR YÜZEY ALANI)

    %%%%%%%%%%% EMME BAŞLANGICI %%%%%%%%%%%
    if KMA<181;

        P=P_ATM;
        T1=T_KAR-(ISI_TRANSFERI/(M_DOL*CV));
        T_KAR=T1;

        HACIM(KMA+1)=V_SILINDIR;
        HACIM_FARKI=V_SILINDIR-HACIM(KMA);
        W=P*HACIM_FARKI;
        WNET=WNET-W;

    hold on
    %datacursormode on

    %% ISI TRANSFERİ HESABI %% WOSCHNİ METODU

    CM=PISTON_HIZI*2.28; % m/s
    GAZ_ISI_TRANSFER_KATSAYISI=3.26*(D.^-0.2)*(P_ATM.^0.8)*(T_KAR.^-
    0.55)*(CM.^0.8); % W/m2K GAZLARIN SİLİNDİR YÜZEYİNE GEÇİŞİNDEKİ
    KONVEKSİYONLA ISI İLETİM KAYSAYISI
    ISI_TRANSFERI_WATT=SILINDIR_YUZEY_ALAN*(T_KAR-
    SOGUTMA_SUYU_SICAKLIGI)/((1/GAZ_ISI_TRANSFER_KATSAYISI)+(SILINDIR_KA
    LINLIK/SILINDIR_KONDUKSİYON_KATSAYISI)+(1/SOGUTMA_SUYU_KONVEKSİYON_K
    ATSAYISI)); %W SOGUTMA SUYUNA GEÇEN ISI MİKTARI
    ISI_TRANSFERI=ISI_TRANSFERI_WATT*((1/1000)*(60*2)/(MOTOR_DEVRI*180))
    ;

```

EK-1 (Devam) Simülasyonu yapılan motorun MATLAB program kodları

```

MATRIS_1(1,KMA)=KMA;
MATRIS_2(1,KMA)=V_SILINDIR;
MATRIS_3(1,KMA)=P;
MATRIS_4(1,KMA)=T_KAR;
MATRIS_5(1,KMA)=GAZ_ISI_TRANSFER_KATSAYISI;
MATRIS_6(1,KMA)=ISI_TRANSFERI;
MATRIS_9(1,KMA)=WNET;
MATRIS_16(1,KMA)=CV;
MATRIS_17(1,KMA)=CP;

else
    %%%SIKIŞTIRMA BAŞLANGICI %%%
    if KMA<350

        %ATMA DEĞER OLARAK KULLANILACAK OLAN SICAKLIK VE BASINÇ
        T2=T_KAR*(V_TOPLAM/V_SILINDIR)^(CP/CV-1); %K (ATMA DEĞER OLARAK
        KULLANILACAK SICAKLIK)
        P2=P_ATM*(V_TOPLAM/V_SILINDIR)*(T2/T_KAR); %kPa (ATMA DEĞER OLARAK
        KULLANILACAK BASINÇ)

        %CV VE CP HESABI%

        TX=T2-1;

        h1_CO2=(R_U*TX*(A(1,1)+A(1,2)*TX+A(1,3)*(TX^2)+A(1,4)*(TX^3)+A(1,5)*
        (TX^4)))/KUTLE_CO2;
        h1_H2O=(R_U*TX*(A(2,1)+A(2,2)*TX+A(2,3)*(TX^2)+A(2,4)*(TX^3)+A(2,5)*
        (TX^4)))/KUTLE_H2O;
        h1_O2=(R_U*TX*(A(3,1)+A(3,2)*TX+A(3,3)*(TX^2)+A(3,4)*(TX^3)+A(3,5)*(
        TX^4)))/KUTLE_O2;
        h1_N2=(R_U*TX*(A(4,1)+A(4,2)*TX+A(4,3)*(TX^2)+A(4,4)*(TX^3)+A(4,5)*(
        TX^4)))/KUTLE_N2;

        TX=T2+1;
        h2_CO2=(R_U*TX*(A(1,1)+A(1,2)*TX+A(1,3)*(TX^2)+A(1,4)*(TX^3)+A(1,5)*
        (TX^4)))/KUTLE_CO2;
        h2_H2O=(R_U*TX*(A(2,1)+A(2,2)*TX+A(2,3)*(TX^2)+A(2,4)*(TX^3)+A(2,5)*
        (TX^4)))/KUTLE_H2O;
        h2_O2=(R_U*TX*(A(3,1)+A(3,2)*TX+A(3,3)*(TX^2)+A(3,4)*(TX^3)+A(3,5)*(
        TX^4)))/KUTLE_O2;
        h2_N2=(R_U*TX*(A(4,1)+A(4,2)*TX+A(4,3)*(TX^2)+A(4,4)*(TX^3)+A(4,5)*(
        TX^4)))/KUTLE_N2;

        CP_CO2=(h2_CO2-h1_CO2)/2; %kj/kgK
        CP_H2O=(h2_H2O-h1_H2O)/2; %kj/kgK
        CP_O2=(h2_O2-h1_O2)/2; %kj/kgK
        CP_N2=(h2_N2-h1_N2)/2; %kj/kgK
        CV_CO2=CP_CO2-R_CO2; %kj/kgK
        CV_H2O=CP_H2O-R_H2O; %kj/kgK
        CV_O2=CP_O2-R_O2; %kj/kgK
        CV_N2=CP_N2-R_N2; %kj/kgK

        %% SİLİNDİR İÇERİSİNDEKİ DOLGUNUN ÖZGÜL ISILARI %%% (HAVA VE GAZ
        KARIŞIMI)
    end
end

```

EK-1 (Devam) Simülasyonu yapılan motorun MATLAB program kodları

```
CP_DOL=CP_CO2*M_CO2/M_DOL+CP_H2O*M_H2O/M_DOL+CP_O2*(M_O2_ATM+M_O2EG)
/M_DOL+CP_N2*(M_N2_ATM+M_N2EG)/M_DOL; %kj/kgK
CV_DOL=CV_CO2*M_CO2/M_DOL+CV_H2O*M_H2O/M_DOL+CV_O2*(M_O2_ATM+M_O2EG)
/M_DOL+CV_N2*(M_N2_ATM+M_N2EG)/M_DOL; %kj/kgK
```

```
%% ISI TRANSFERİ HESABI %% WOSCHNİ METODU
```

```
CM=PISTON_HIZI*2.28; % m/s
GAZ_ISI_TRANSFER_KATSAYISI=3.26*(D.^-0.2)*(P2.^0.8)*(T2.^-
0.55)*(CM.^0.8); % W/m2K GAZLARIN SİLİNDİR YÜZEYİNE GEÇİŞİNDEKİ
KONVEKSİYONLA ISI İLETİM KAYSAYISI
ISI_TRANSFER_WATT=SİLİNDİR_YUZEY_ALAN*(T2-
SOGUTMA_SUYU_SICAKLIGI)/((1/GAZ_ISI_TRANSFER_KATSAYISI)+(SİLİNDİR_KA
LINLIK/SİLİNDİR_KONDUKSİYON_KATSAYISI)+(1/SOGUTMA_SUYU_KONVEKSİYON_K
ATSAYISI)); %W SOGUTMA SUYUNA GEÇEN ISI MİKTARI
ISI_TRANSFERI=ISI_TRANSFER_WATT*((1/1000)*(60*2)/(MOTOR_DEVRI*180))
;
```

```
T2=T2-(ISI_TRANSFERI/(M_DOL*CV_DOL));
P2=P_ATM*(V_TOPLAM/V_SİLİNDİR)^(T2/T_KAR); %kPa (ATMA DEĞER OLARAK
KULLANILACAK BASINÇ)
```

```
ISI_TRANSFERI;
HACİM(KMA+1)=V_SİLİNDİR;
HACİM_FARKI=V_SİLİNDİR-HACİM(KMA);
BASINC(KMA+1)=P2;
BASINC_FARKI=(P2+BASINC(KMA))/2;
W=BASINC_FARKI*HACİM_FARKI;
WNET=WNET+W;
```

```
hold on
datacursormode on
```

```
MATRIS_1(1,KMA)=KMA;
MATRIS_2(1,KMA)=V_SİLİNDİR;
MATRIS_3(1,KMA)=P2;
MATRIS_4(1,KMA)=T2;
MATRIS_5(1,KMA)=GAZ_ISI_TRANSFER_KATSAYISI;
MATRIS_6(1,KMA)=ISI_TRANSFERI;
MATRIS_9(1,KMA)=WNET;
MATRIS_16(1,KMA)=CV_DOL;
MATRIS_17(1,KMA)=CP_DOL;
```

```
P_ATM=P2;
T_KAR=T2;
V_TOPLAM=V_SİLİNDİR;
CP=CP_DOL;
CV=CV_DOL;
P2_SIKISTIRMA=P2;
T2_SIKISTIRMA=T2;
```

```
else
```

EK-1 (Devam) Simülasyonu yapılan motorun MATLAB program kodları

```

%%%%%%%% PÜSKÜRTME BAŞLANGICI VE YAKITIN YAKILMASI %%%%%%%%%

if KMA<440

%CV VE CP HESABI%

TX=T2-1;

h1_CO2=(R_U*TX*(A(1,1)+A(1,2)*TX+A(1,3)*(TX^2)+A(1,4)*(TX^3)+A(1,5)*
(TX^4)))/KUTLE_CO2;
h1_H2O=(R_U*TX*(A(2,1)+A(2,2)*TX+A(2,3)*(TX^2)+A(2,4)*(TX^3)+A(2,5)*
(TX^4)))/KUTLE_H2O;
h1_O2=(R_U*TX*(A(3,1)+A(3,2)*TX+A(3,3)*(TX^2)+A(3,4)*(TX^3)+A(3,5)*
(TX^4)))/KUTLE_O2;
h1_N2=(R_U*TX*(A(4,1)+A(4,2)*TX+A(4,3)*(TX^2)+A(4,4)*(TX^3)+A(4,5)*
(TX^4)))/KUTLE_N2;

TX=T2+1;
h2_CO2=(R_U*TX*(A(1,1)+A(1,2)*TX+A(1,3)*(TX^2)+A(1,4)*(TX^3)+A(1,5)*
(TX^4)))/KUTLE_CO2;
h2_H2O=(R_U*TX*(A(2,1)+A(2,2)*TX+A(2,3)*(TX^2)+A(2,4)*(TX^3)+A(2,5)*
(TX^4)))/KUTLE_H2O;
h2_O2=(R_U*TX*(A(3,1)+A(3,2)*TX+A(3,3)*(TX^2)+A(3,4)*(TX^3)+A(3,5)*
(TX^4)))/KUTLE_O2;
h2_N2=(R_U*TX*(A(4,1)+A(4,2)*TX+A(4,3)*(TX^2)+A(4,4)*(TX^3)+A(4,5)*
(TX^4)))/KUTLE_N2;

CP_CO2=((h2_CO2-h1_CO2)/2); %kj/kgK
CP_H2O=((h2_H2O-h1_H2O)/2); %kj/kgK
CP_O2=((h2_O2-h1_O2)/2); %kj/kgK
CP_N2=((h2_N2-h1_N2)/2); %kj/kgK
CV_CO2=CP_CO2-R_CO2; %kj/kgK
CV_H2O=CP_H2O-R_H2O; %kj/kgK
CV_O2=CP_O2-R_O2; %kj/kgK
CV_N2=CP_N2-R_N2; %kj/kgK

%%YAKITIN CV-CP HESABI%%
CP_C12H26=(A(5,1)+A(5,2)*T2+A(5,3)*(T2^2)+A(5,4)*(T2^3))/170;
%kj/kgK
CV_C12H26=CP_C12H26-R_C12H26; %kj/kgK

%% PÜSKÜRTÜLECEK YAKIT MİKTARI%%
if LAMDA<1.01
HAVA_YAKIT_ORANI=14.93/1;
else
if LAMDA<1.11
HAVA_YAKIT_ORANI=16.43/1;
else
if LAMDA<1.21
HAVA_YAKIT_ORANI=17.92/1;
else
if LAMDA<1.31
HAVA_YAKIT_ORANI=19.42/1;
else

```

EK-1 (Devam) Simülasyonu yapılan motorun MATLAB program kodları

```

if LAMDA<1.41
    HAVA_YAKIT_ORANI=20.9/1;
else
if LAMDA<1.51
    HAVA_YAKIT_ORANI=22.4/1;
else
if LAMDA<1.61
    HAVA_YAKIT_ORANI=23.9;
else
if LAMDA<1.7
    HAVA_YAKIT_ORANI=25.39;

end
end
end
end
end
end
end
end

%%% YAKIT MİKTARI %%%
M_C12H26_TOPLAM_YAKIT=M_HAVA/HAVA_YAKIT_ORANI; %kg (TOPLAM
PÜSKÜRTÜLECEK YAKIT MİKTARI)

M_KAR=M_DOL+M_C12H26_TOPLAM_YAKIT;

% SİLİNDİR İÇERİSİNDEKİ KARIŞIMIN ÖZGÜL ISILARI %%% (HAVA-GAZ-
YAKIT KARIŞIMI)
CP_KAR=CP_CO2*M_CO2/M_KAR+CP_H2O*M_H2O/M_KAR+CP_O2*(M_O2_ATM+M_O2EG)
/M_KAR+CP_N2*(M_N2_ATM+M_N2EG)/M_KAR+CP_C12H26*M_C12H26_TOPLAM_YAKIT
/M_KAR; %kj/kgK
CV_KAR=CV_CO2*M_CO2/M_KAR+CV_H2O*M_H2O/M_KAR+CV_O2*(M_O2_ATM+M_O2EG)
/M_KAR+CV_N2*(M_N2_ATM+M_N2EG)/M_KAR+CV_C12H26*M_C12H26_TOPLAM_YAKIT
/M_KAR; %kj/kgK

%%%%%%%% WİEBE FONKSİYONU%%%%%%%%

%YAKIT_YUZDESİ=1-exp(-6.908*((KMA-349)/44)^4); % WİEBE FONKSİYONU
(HER KRANK AÇISINDA YAKILACAK YAKIT MİKTARI YÜZDESİ)

%x(i+1)=YAKIT_YUZDESİ;
%YAKIT=x(i+1)-x(i);

% TUTUŞMA GECİKMESİ %%
A_SABITI=0.90;
B_SABITI=0.35;
C_SABITI=0.40;
SETAN_SAYISI=80;
D_SABITI=400;
E_a=618840/(SETAN_SAYISI+25);
TUTUSMA_GECIKMESI_MS=((2.4/(((1/LAMDA).^0.2)*(P2_SIKISTIRMA.^1.02)))
*exp(E_a/(R_U*T2_SIKISTIRMA)))*D_SABITI;
TUTUSMA_GECIKMESİ=TUTUSMA_GECIKMESI_MS*0.006*MOTOR_HIZI/2;

```

EK-1 (Devam) Simülasyonu yapılan motorun MATLAB program kodları

```

BETA=1-
((A_SABITI*((1/LAMDA).^B_SABITI))/(TUTUSMA_GECIKMESI.^C_SABITI));
K1=2+1.25*(10e-8)*((TUTUSMA_GECIKMESI*MOTOR_HIZI).^2.4);
K2=5000;
K3=14.2/((1/LAMDA).^0.644);
K4=0.79*(K3.^0.25);

x_b=349+TUTUSMA_GECIKMESI;
if KMA<x_b
    Y_YAKIT=0;
    YANAN_YAKIT=0;
    y(KMA)=0;
else

X_DEGISKEN=(KMA-x_b)/81;

%ANİ YANMA%
ANI_YANMA=1-(1-(X_DEGISKEN.^7)).^K2;

%KONTROLLÜ YANMA%
KONTROLLU_YANMA=1-exp(-4*(X_DEGISKEN.^K4));

%TOPLAM YANMA%
YANAN_YAKIT=(BETA*ANI_YANMA)+(1-BETA)*KONTROLLU_YANMA;

y(KMA+1)=YANAN_YAKIT;
Y_YAKIT=y(KMA+1)-y(KMA);

end

M_C12H26_ANLIK_YAKIT=M_C12H26_TOPLAM_YAKIT*Y_YAKIT; %kg (HER
KRANK AÇISINDA PÜSKÜRTÜLEN-YAKILAN YAKIT MİKTARI)

%% YAKITIN ISIL DEĞERİ %%%
C_ORANI=KUTLE_C12/KUTLE_C12H26; %- (YAKIT İÇERİSİNDEKİ C ORANI)
H_ORANI=KUTLE_H26/KUTLE_C12H26; %- (YAKIT İÇERİSİNDEKİ H ORANI)

C12H26_ISIL_DEGER=(34.013*C_ORANI+125.6*H_ORANI-
2.512*9*H_ORANI)*1000; % kj/kg (YAKITIN ALT ISIL DEĞERİ)

% AÇIĞA ÇIKAN ISI
ACIGA_CIKAN_ISI=M_C12H26_ANLIK_YAKIT*C12H26_ISIL_DEGER; %kj (HER
KRANK AÇISINDAKİ AÇIĞA ÇIKAN ISI)

SICAKLIK_YAKIT=ACIGA_CIKAN_ISI/(M_KAR*CV_KAR);
T3=T2+SICAKLIK_YAKIT; %K

%% ISI TRANSFERİ HESABI %% WOSCHNİ METODU

CM=PISTON_HIZI*2.28; % m/s

```

EK-1 (Devam) Simülasyonu yapılan motorun MATLAB program kodları

```

GAZ_ISI_TRANSFER_KATSAYISI=3.26*(D.^-0.2)*(P2.^0.8)*(T3.^-
0.55)*(CM.^0.8); % W/m2K GAZLARIN SİLİNDİR YÜZEYİNE GEÇİŞİNDEKİ
KONVEKSİYONLA ISI İLETİM KAYSAYISI
ISI_TRANSFERI_WATT=SILINDIR_YUZEY_ALAN*(T3-
SOGUTMA_SUYU_SICAKLIGI)/((1/GAZ_ISI_TRANSFER_KATSAYISI)+(SILINDIR_KA
LINLIK/SILINDIR_KONDUKSİYON_KATSAYISI)+(1/SOGUTMA_SUYU_KONVEKSİYON_K
ATSAYISI)); %W SOGUTMA SUYUNA GEÇEN ISI MİKTARI
ISI_TRANSFERI=ISI_TRANSFERI_WATT*((1/1000)*(60*2)/(MOTOR_DEVRI*180))
;
SICAKLIK_ISI=(ISI_TRANSFERI/(M_KAR*CV_KAR));
T3=T3-SICAKLIK_ISI;

P3=P2*(V_TOPLAM/V_SILINDIR)*(T3/T2); %kPa
%T3=T3*(V_TOPLAM/V_SILINDIR)^((CP_KAR/CV_KAR)-1); %K

% NET İŞ
HACIM(KMA+1)=V_SILINDIR;
HACIM_FARKI=V_SILINDIR-HACIM(KMA);
BASINC(KMA+1)=P3;
BASINC_FARKI=(P3+BASINC(KMA))/2;
W=BASINC_FARKI*HACIM_FARKI;
WNET=WNET+W;

T2=T3;
KMA;
P2=P3;
V_TOPLAM=V_SILINDIR;

hold on
KMAA=KMA-349;

%%% ISI DAĞILIMI kj/DERECE %%%
K_DEGISKEN=CP_KAR/CV_KAR;
ISI_DAGILIMI_TOPLAM=(K_DEGISKEN/(K_DEGISKEN-
1))*P3*(HACIM_FARKI)+(1/(K_DEGISKEN-1))*(BASINC_FARKI)*V_SILINDIR;
ISI(350)=ISI_DAGILIMI_TOPLAM;
ISI(KMA+1)=ISI_DAGILIMI_TOPLAM;
ISI_DAGILIMI=ISI(KMA+1)-ISI(KMA);

MATRIS_1(1,KMA)=KMA;
MATRIS_2(1,KMA)=V_SILINDIR;
MATRIS_3(1,KMA)=P3;
MATRIS_4(1,KMA)=T3;
MATRIS_5(1,KMA)=GAZ_ISI_TRANSFER_KATSAYISI;
MATRIS_6(1,KMA)=ISI_TRANSFERI;
MATRIS_7(1,KMAA)=YANAN_YAKIT*100;
MATRIS_8(1,KMAA)=KMA;
MATRIS_9(1,KMA)=WNET;
MATRIS_16(1,KMA)=CV_KAR;
MATRIS_17(1,KMA)=CP_KAR;
MATRIS_18(1,KMA)=K_DEGISKEN;
MATRIS_19(1,KMAA)=Y_YAKIT;
MATRIS_23(1,KMAA)=ISI_DAGILIMI;
MATRIS_100(1,KMAA)=ISI_DAGILIMI_TOPLAM;

```


EK-1 (Devam) Simülasyonu yapılan motorun MATLAB program kodları

```

else

%%%%% GENİŞLEME İŞLEMİ %%%%%

    if KMA<541;

        %% YANMIŞ GAZLARIN HESABI%%
        M_CO2_GAZ=M_KAR*CO2; % kg (YANMIŞ GAZ İÇERİSİNDEKİ CO2 ORANI)
        M_H2O_GAZ=M_KAR*H2O; % kg (YANMIŞ GAZ İÇERİSİNDEKİ H2O ORANI)
        M_O2_GAZ=M_KAR*O2EG; % kg (YANMIŞ GAZ İÇERİSİNDEKİ O2 ORANI)
        M_N2_GAZ=M_KAR*N2EG; % kg (YANMIŞ GAZ İÇERİSİNDEKİ N2 ORANI)

        %CV VE CP HESABI%

        TX=T3-1;

        h1_CO2=(R_U*TX*(A(1,1)+A(1,2)*TX+A(1,3)*(TX^2)+A(1,4)*(TX^3)+A(1,5)*(
        TX^4)))/KUTLE_CO2;
        h1_H2O=(R_U*TX*(A(2,1)+A(2,2)*TX+A(2,3)*(TX^2)+A(2,4)*(TX^3)+A(2,5)*(
        TX^4)))/KUTLE_H2O;
        h1_O2=(R_U*TX*(A(3,1)+A(3,2)*TX+A(3,3)*(TX^2)+A(3,4)*(TX^3)+A(3,5)*(
        TX^4)))/KUTLE_O2;
        h1_N2=(R_U*TX*(A(4,1)+A(4,2)*TX+A(4,3)*(TX^2)+A(4,4)*(TX^3)+A(4,5)*(
        TX^4)))/KUTLE_N2;

        TX=T3+1;
        h2_CO2=(R_U*TX*(A(1,1)+A(1,2)*TX+A(1,3)*(TX^2)+A(1,4)*(TX^3)+A(1,5)*(
        TX^4)))/KUTLE_CO2;
        h2_H2O=(R_U*TX*(A(2,1)+A(2,2)*TX+A(2,3)*(TX^2)+A(2,4)*(TX^3)+A(2,5)*(
        TX^4)))/KUTLE_H2O;
        h2_O2=(R_U*TX*(A(3,1)+A(3,2)*TX+A(3,3)*(TX^2)+A(3,4)*(TX^3)+A(3,5)*(
        TX^4)))/KUTLE_O2;
        h2_N2=(R_U*TX*(A(4,1)+A(4,2)*TX+A(4,3)*(TX^2)+A(4,4)*(TX^3)+A(4,5)*(
        TX^4)))/KUTLE_N2;

        CP_CO2=((h2_CO2-h1_CO2)/2); %kj/kgK
        CP_H2O=((h2_H2O-h1_H2O)/2); %kj/kgK
        CP_O2=((h2_O2-h1_O2)/2); %kj/kgK
        CP_N2=((h2_N2-h1_N2)/2); %kj/kgK
        CV_CO2=CP_CO2-R_CO2; %kj/kgK
        CV_H2O=CP_H2O-R_H2O; %kj/kgK
        CV_O2=CP_O2-R_O2; %kj/kgK
        CV_N2=CP_N2-R_N2; %kj/kgK

        %% SİLİNDİR İÇERİSİNDEKİ EGZOZ GAZININ ÖZGÜL ISILARI %%% (EGZOZ
        GAZI)
        CP_GAZ=CP_CO2*M_CO2_GAZ/M_KAR+CP_H2O*M_H2O_GAZ/M_KAR+CP_O2*M_O2_GAZ/
        M_KAR+CP_N2*M_N2_GAZ/M_KAR; %kj/kgK
        CV_GAZ=CV_CO2*M_CO2_GAZ/M_KAR+CV_H2O*M_H2O_GAZ/M_KAR+CV_O2*M_O2_GAZ/
        M_KAR+CV_N2*M_N2_GAZ/M_KAR; %kj/kgK

        %%% YANMIŞ GAZ SICAKLIK-BASINÇ HESABI%%
        T4=T3*(V_TOPLAM/V_SİLİNDİR)^(CP_GAZ/CV_GAZ-1); % K
    end

```

EK-1 (Devam) Simülasyonu yapılan motorun MATLAB program kodları

```

%% ISI TRANSFERİ HESABI %% WOSCHNİ METODU
CM=PISTON_HIZI*2.28; % m/s
GAZ_ISI_TRANSFER_KATSAYISI=3.26*(D.^-0.2)*(P3.^0.8)*(T4.^-
0.55)*(CM.^0.8); % W/m2K GAZLARIN SİLİNDİR YÜZEYİNE GEÇİŞİNDEKİ
KONVEKSİYONLA ISI İLETİM KAYSAYISI
ISI_TRANSFERI_WATT=SILINDIR_YUZEY_ALAN*(T4-
SOGUTMA_SUYU_SICAKLIGI)/((1/GAZ_ISI_TRANSFER_KATSAYISI)+(SILINDIR_KA
LINLIK/SILINDIR_KONDUKSİYON_KATSAYISI)+(1/SOGUTMA_SUYU_KONVEKSİYON_K
ATSAYISI)); %W SOGUTMA SUYUNA GEÇEN ISI MİKTARI
ISI_TRANSFERI=ISI_TRANSFERI_WATT*((1/1000)*(60*2)/(MOTOR_DEVRI*180))
;
T4=T4-(ISI_TRANSFERI/(M_KAR*CV_GAZ));

P4=P3*(V_TOPLAM/V_SILINDIR)*(T4/T3); %kPa

% NET İŞ
HACIM(KMA+1)=V_SILINDIR;
HACIM_FARKI=V_SILINDIR-HACIM(KMA);
BASINC(KMA+1)=P4;
BASINC_FARKI=(P4+BASINC(KMA))/2;
W=BASINC_FARKI*HACIM_FARKI;
WNET=WNET+W;

T3=T4;
KMA;
P3=P4;
V_TOPLAM=V_SILINDIR;

hold on

MATRIS_1(1,KMA)=KMA;
MATRIS_2(1,KMA)=V_SILINDIR;
MATRIS_3(1,KMA)=P4;
MATRIS_4(1,KMA)=T4;
MATRIS_5(1,KMA)=GAZ_ISI_TRANSFER_KATSAYISI;
MATRIS_6(1,KMA)=ISI_TRANSFERI;
MATRIS_9(1,KMA)=WNET;
MATRIS_16(1,KMA)=CV_GAZ;
MATRIS_17(1,KMA)=CP_GAZ;

else
    %%% EGZOZ İŞLEMİ %%%
    if KMA<721;

        %CV VE CP HESABI%

TX=T4-1;

h1_CO2=(R_U*TX*(A(1,1)+A(1,2)*TX+A(1,3)*(TX^2)+A(1,4)*(TX^3)+A(1,5)*
(TX^4)))/KUTLE_CO2;
h1_H2O=(R_U*TX*(A(2,1)+A(2,2)*TX+A(2,3)*(TX^2)+A(2,4)*(TX^3)+A(2,5)*
(TX^4)))/KUTLE_H2O;

```

EK-1 (Devam) Simülasyonu yapılan motorun MATLAB program kodları

```

h1_O2=(R_U*TX*(A(3,1)+A(3,2)*TX+A(3,3)*(TX^2)+A(3,4)*(TX^3)+A(3,5)*(
TX^4)))/KUTLE_O2;
h1_N2=(R_U*TX*(A(4,1)+A(4,2)*TX+A(4,3)*(TX^2)+A(4,4)*(TX^3)+A(4,5)*(
TX^4)))/KUTLE_N2;

TX=T4+1;
h2_CO2=(R_U*TX*(A(1,1)+A(1,2)*TX+A(1,3)*(TX^2)+A(1,4)*(TX^3)+A(1,5)*
(TX^4)))/KUTLE_CO2;
h2_H2O=(R_U*TX*(A(2,1)+A(2,2)*TX+A(2,3)*(TX^2)+A(2,4)*(TX^3)+A(2,5)*
(TX^4)))/KUTLE_H2O;
h2_O2=(R_U*TX*(A(3,1)+A(3,2)*TX+A(3,3)*(TX^2)+A(3,4)*(TX^3)+A(3,5)*(
TX^4)))/KUTLE_O2;
h2_N2=(R_U*TX*(A(4,1)+A(4,2)*TX+A(4,3)*(TX^2)+A(4,4)*(TX^3)+A(4,5)*(
TX^4)))/KUTLE_N2;

CP_CO2=((h2_CO2-h1_CO2)/2); %kj/kgK
CP_H2O=((h2_H2O-h1_H2O)/2); %kj/kgK
CP_O2=((h2_O2-h1_O2)/2); %kj/kgK
CP_N2=((h2_N2-h1_N2)/2); %kj/kgK
CV_CO2=CP_CO2-R_CO2; %kj/kgK
CV_H2O=CP_H2O-R_H2O; %kj/kgK
CV_O2=CP_O2-R_O2; %kj/kgK
CV_N2=CP_N2-R_N2; %kj/kgK

%% SİLİNDİR İÇERİSİNDEKİ EGZOZ GAZININ ÖZGÜL ISILARI %%% (EGZOZ
GAZI)
CP_GAZ=CP_CO2*M_CO2_GAZ/M_KAR+CP_H2O*M_H2O_GAZ/M_KAR+CP_O2*M_O2_GAZ/
M_KAR+CP_N2*M_N2_GAZ/M_KAR; %kj/kgK
CV_GAZ=CV_CO2*M_CO2_GAZ/M_KAR+CV_H2O*M_H2O_GAZ/M_KAR+CV_O2*M_O2_GAZ/
M_KAR+CV_N2*M_N2_GAZ/M_KAR; %kj/kgK

%% ISI TRANSFERİ HESABI %% WOSCHNİ METODU
CM=PISTON_HIZI*2.28; % m/s
GAZ_ISI_TRANSFER_KATSAYISI=3.26*(D.^-0.2)*(P4.^0.8)*(T4.^-
0.55)*(CM.^0.8); % W/m2K GAZLARIN SİLİNDİR YÜZEYİNE GEÇİŞİNDEKİ
KONVEKSİYONLA ISI İLETİM KAYSAYISI
ISI_TRANSFERI_WATT=SİLİNDİR_YUZEY_ALAN*(T4-
SOGUTMA_SUYU_SICAKLIGI)/((1/GAZ_ISI_TRANSFER_KATSAYISI)+(SİLİNDİR_KA
LINLIK/SİLİNDİR_KONDUKSİYON_KATSAYISI)+(1/SOGUTMA_SUYU_KONVEKSİYON_K
ATSAYISI)); %W SOGUTMA SUYUNA GEÇEN ISI MİKTARI
EGZOZ_ISI_TRANSFERI_WATT=(pi*0.06*1.8)*(T4-200)*40;
EGZOZ_ISI_TRANSFERI=EGZOZ_ISI_TRANSFERI_WATT*((1/1000)*(60*2)/(MOTOR
_DEVRI*180));
ISI_TRANSFERI=ISI_TRANSFERI_WATT*((1/1000)*(60*2)/(MOTOR_DEVRI*180))
;
T5=T4-((ISI_TRANSFERI+EGZOZ_ISI_TRANSFERI)/(M_KAR*CV_GAZ));

P5=P4*(T5/T4);

T4=T5;
V_TOPLAM=V_SİLİNDİR;
P4=P5;

% NET İŞ

```

EK-1 (Devam) Simülasyonu yapılan motorun MATLAB program kodları

```

HACIM(KMA+1)=V_SILINDIR;
HACIM_FARKI=V_SILINDIR-HACIM(KMA);
BASINC(KMA+1)=P5;
BASINC_FARKI=(P5+BASINC(KMA))/2;
W=BASINC_FARKI*HACIM_FARKI;
WNET=WNET+W;

hold on

MATRIS_1(1,KMA)=KMA;
MATRIS_2(1,KMA)=V_SILINDIR;
MATRIS_3(1,KMA)=P5;
MATRIS_4(1,KMA)=T4;
MATRIS_5(1,KMA)=GAZ_ISI_TRANSFER_KATSAYISI;
MATRIS_6(1,KMA)=ISI_TRANSFERI;
MATRIS_9(1,KMA)=WNET;
MATRIS_16(1,KMA)=CV_GAZ;
MATRIS_17(1,KMA)=CP_GAZ;

end
end
end
end
end
end

% TOPLAM NET İŞ HESABI

for IS_SAYISI=1:720;
TOPLAM_NET_IS=TOPLAM_IS+MATRIS_9(1,IS_SAYISI);
end
TOPLAM_NET_IS;

%ORTALAMA ÇEVİRİM BASINCI

for BASINC_SAYISI=1:720;
TOPLAM_BASINC=TOPLAM_BASINC+MATRIS_3(1,BASINC_SAYISI);
end
ORTALAMA_CEVIRIM_BASINCI=TOPLAM_BASINC/720;
%ORTALAMA_CEVİRİM_BASINCI=TOPLAM_NET_IS/V_KURS;
MATRIS_11(1,MOTOR_DEVRI_SAYACI)=ORTALAMA_CEVIRIM_BASINCI;

ORTALAMA_CEVIRIM_BASINCI_PF=polyfit(MATRIS_10,MATRIS_11,2);
ORTALAMA_CEVIRIM_BASINCI_PV=polyval(ORTALAMA_CEVIRIM_BASINCI_PF,[1000:
1:4000]);

% İNDİKE GÜÇ (Pmi)
INDIKE_GUC=(ORTALAMA_CEVIRIM_BASINCI*V_KURS*MOTOR_HIZI)/(60*2);
MATRIS_12(1,MOTOR_DEVRI_SAYACI)=INDIKE_GUC;
INDIKE_GUC_PF=polyfit(MATRIS_10,MATRIS_12,2);
INDIKE_GUC_PV=polyval(INDIKE_GUC_PF,[1000:1:4000]);

% SÜRTÜNME GÜCÜ (Pf)

```

EK-1 (Devam) Simülasyonu yapılan motorun MATLAB program kodları

```

%SURTUNME_GUCU_BASINCI=100000+100*(500-V_KURS)+350*L*MOTOR_HIZI;
%SURTUNME_GUCU=SURTUNME_GUCU_BASINCI*V_KURS*MOTOR_HIZI/120000; %kW
(SÜRTÜNME GÜCÜ)
SURTUNME_GUCU=(19.7*(SIKISTIRMA_ORANI^0.5)*L*(pi*D)*((MOTOR_HIZI)/100)^2)/1000;
%SURTUNME_GUCU=((SIKISTIRMA_ORANI-4)/14.5)+(4.83/10000)*MOTOR_HIZI+0.103*((PISTON_HIZI/5.05)^2);
%(ERKAN HOCANIN TEZİNDEN)
MATRIS_13(1,MOTOR_DEVRI_SAYACI)=SURTUNME_GUCU;
SURTUNME_GUCU_PF=polyfit(MATRIS_10,MATRIS_13,2);
SURTUNME_GUCU_PV=polyval(SURTUNME_GUCU_PF,[1000:1:4000]);

% ORTALAMA EFEKTİF BASINÇ

SURTUNME_GUCU_BASINCI=(SURTUNME_GUCU*120)/(V_KURS*MOTOR_HIZI);
ORTALAMA_EFEKTIF_BASINC=ORTALAMA_CEVIRIM_BASINCI-SURTUNME_GUCU_BASINCI;

MATRIS_30(1,MOTOR_DEVRI_SAYACI)=ORTALAMA_EFEKTIF_BASINC;
ORTALAMA_EFEKTIF_BASINC_PF=polyfit(MATRIS_10,MATRIS_30,2);
ORTALAMA_EFEKTIF_BASINC_PV=polyval(ORTALAMA_EFEKTIF_BASINC_PF,[1000:1:4000]);

%EFEKTİF GÜÇ (Pe)
EFEKTIF_GUC=INDIKE_GUC-SURTUNME_GUCU;
MATRIS_14(1,MOTOR_DEVRI_SAYACI)=EFEKTIF_GUC;
EFEKTIF_GUC_PF=polyfit(MATRIS_10,MATRIS_14,2);
EFEKTIF_GUC_PV=polyval(EFEKTIF_GUC_PF,[1000:1:4000]);

%YANMA MATRISI
%YANMA=EFEKTIF_GUC*YANMA_KATSAYISI(1,MOTOR_DEVRI_SAYACI)

% MEKANİK VERİM VERİM
MEKANİK_VERİM=EFEKTIF_GUC/INDIKE_GUC*100;
MATRIS_20(1,MOTOR_DEVRI_SAYACI)=MEKANİK_VERİM;
MEKANİK_VERİM_PF=polyfit(MATRIS_10,MATRIS_20,2);
MEKANİK_VERİM_PV=polyval(MEKANİK_VERİM_PF,[1000:1:4000]);

% İNDİKE YAKIT TÜKETİMİ (Bei)

YAKIT_TUKETIMI=M_C12H26_TOPLAM_YAKIT*MOTOR_HIZI*60/(2); %kg/h (YAKIT TÜKETİMİ)
MATRIS_22(1,MOTOR_DEVRI_SAYACI)=YAKIT_TUKETIMI;
YAKIT_TUKETIMI_PF=polyfit(MATRIS_10,MATRIS_22,2);
YAKIT_TUKETIMI_PV=polyval(YAKIT_TUKETIMI_PF,[1000:1:4000]);

% EFEKTİF ÖZGÜL YAKIT TÜKETİMİ
OZGUL_YAKIT_TUKETIMI_EFEKTIF=(YAKIT_TUKETIMI/EFEKTIF_GUC);
MATRIS_15(1,MOTOR_DEVRI_SAYACI)=OZGUL_YAKIT_TUKETIMI_EFEKTIF;
OZGUL_YAKIT_TUKETIMI_EFEKTIF_PF=polyfit(MATRIS_10,MATRIS_15,2);
OZGUL_YAKIT_TUKETIMI_EFEKTIF_PV=polyval(OZGUL_YAKIT_TUKETIMI_EFEKTIF_PF,[1000:1:4000]);

```

EK-1 (Devam) Simülasyonu yapılan motorun MATLAB program kodları

```

% INDIKE ÖZGÜL YAKIT TÜKETİMİ
OZGUL_YAKIT_TUKETIMI_INDIKE=(YAKIT_TUKETIMI/INDIKE_GUC);
MATRIS_31(1,MOTOR_DEVRI_SAYACI)=OZGUL_YAKIT_TUKETIMI_INDIKE;
OZGUL_YAKIT_TUKETIMI_INDIKE_PF=polyfit(MATRIS_10,MATRIS_31,2);
OZGUL_YAKIT_TUKETIMI_INDIKE_PV=polyval(OZGUL_YAKIT_TUKETIMI_INDIKE_P
F,[1000:1:4000]);

% EFEKTİF MOMENT
EFEKTIF_MOMENT=(EFEKTIF_GUC*9549/MOTOR_HIZI);
MATRIS_21(1,MOTOR_DEVRI_SAYACI)=EFEKTIF_MOMENT;
EFEKTIF_MOMENT_PF=polyfit(MATRIS_10,MATRIS_21,2);
EFEKTIF_MOMENT_PV=polyval(EFEKTIF_MOMENT_PF,[1000:1:4000]);

% INDIKE MOMENT
INDIKE_MOMENT=(INDIKE_GUC*9549/MOTOR_HIZI);
MATRIS_32(1,MOTOR_DEVRI_SAYACI)=INDIKE_MOMENT;
INDIKE_MOMENT_PF=polyfit(MATRIS_10,MATRIS_32,2);
INDIKE_MOMENT_PV=polyval(INDIKE_MOMENT_PF,[1000:1:4000]);

% INDIKE VE EFEKTİF TERMİK VERİM
INDIKE_TERMİK_VERİM=INDIKE_GUC/(C12H26_ISIL_DEGER*M_C12H26_TOPLAM_YA
KIT*(MOTOR_HIZI/120))*100;
EFEKTIF_TERMİK_VERİM=EFEKTIF_GUC/(C12H26_ISIL_DEGER*M_C12H26_TOPLAM_
YAKIT*(MOTOR_HIZI/120))*100;
MATRIS_33(1,MOTOR_DEVRI_SAYACI)=INDIKE_TERMİK_VERİM;
MATRIS_34(1,MOTOR_DEVRI_SAYACI)=EFEKTIF_TERMİK_VERİM;
INDIKE_TERMİK_VERİM_PF=polyfit(MATRIS_10,MATRIS_33,2);
INDIKE_TERMİK_VERİM_PV=polyval(INDIKE_TERMİK_VERİM_PF,[1000:1:4000])
;
EFEKTIF_TERMİK_VERİM_PF=polyfit(MATRIS_10,MATRIS_34,2);
EFEKTIF_TERMİK_VERİM_PV=polyval(EFEKTIF_TERMİK_VERİM_PF,[1000:1:4000
]);

end

%%%%%%%%%%%% GRAFİKLER %%%%%%%%%%%%%

%P-V DİYAGRAMI
grid on
figure(1);
plot(MATRIS_2,MATRIS_3,'blue','linewidth',1.5);
xlabel('SİLİNDİR HACMI (m^3)');
ylabel('SİLİNDİR BASINCI (kPa)');

% KMA-V DİYAGRAMI
grid on
figure(2);
plot(MATRIS_1,MATRIS_2,'blue','linewidth',1.5);
xlabel('KRANK MILİ AÇISI');
ylabel('SİLİNDİR HACMI (m^3)');

% KMA-P DİYAGRAMI
grid on
figure(3);

```

EK-1 (Devam) Simülasyonu yapılan motorun MATLAB program kodları

```

plot(MATRIS_1,MATRIS_3,'blue','linewidth',1.5);
xlabel('KRANK MILI AÇISI');
ylabel('SILINDIR BASINCI (kPa)');

%KMA-T DİYAGRAMI
grid on
figure(4);
plot(MATRIS_1,MATRIS_4,'blue','linewidth',1.5);
xlabel('KRANK MILI ACISI');
ylabel('SILINDIR SICAKLIGI (K)');

%KMA-ISI TRANSFER KATSAYISI
grid on
figure(5);
plot(MATRIS_1,MATRIS_5,'blue','linewidth',1.5);
xlabel('KRANK MILI ACISI (WOSCHNI MODELI)');
ylabel('ISI ILETIM KATSAYISI (W/m2K)');

% KMA-ISI TRANSFERI
grid on
figure(6);
plot(MATRIS_1,MATRIS_6,'blue','linewidth',1.5);
xlabel('KRANK MILI ACISI (WOSCHNI MODELI)');
ylabel('SOGUTMA SUYUNA GECEN ISI MIKTARI (W)');

%KMA-YANAN YAKIT (WIEBE FONKSIYONU)
grid on
figure(7);
plot(MATRIS_8,MATRIS_7,'blue','linewidth',1.5);
xlabel('KRANK MILI ACISI (WIEBE FONKSIYONU)');
ylabel('YANAN YAKIT KUTLESİ (%)');

%KMA-WNET
grid on
figure(8);
plot(MATRIS_1,MATRIS_9,'blue','linewidth',1.5);
xlabel('KRANK MILI ACISI');
ylabel('NET IS (kj)');
grid on

%KMA-CP-CV-K
figure(9);
hold on
plot(MATRIS_1,MATRIS_16,'red','linewidth',1.5);
plot(MATRIS_1,MATRIS_17,'yellow','linewidth',1.5);
xlabel('KRANK MILI ACISI');
ylabel('OZGUL ISI');
grid on

% ISI DAĞILIMI kj/DERECE
figure(10);
hold on
plot(MATRIS_8,MATRIS_19,'blue','linewidth',1.5);
xlabel('KRANK MILI ACISI');

```

EK-1 (Devam) Simülasyonu yapılan motorun MATLAB program kodları

```

ylabel('YANAN YAKIT YUZDESI(%)');
grid on

% ISI DAĞILIMI kj/DERECE
figure(11);
hold on
plot(MATRIS_8,MATRIS_23,'blue','linewidth',1.5);
xlabel('KRANK MILI ACISI');
ylabel('ISI DAGILIMI (kj/0)');
grid on

% ISI DAĞILIMI kj/DERECE
figure(12);
hold on
plot(MATRIS_8,MATRIS_100,'blue','linewidth',1.5);
xlabel('KRANK MILI ACISI');
ylabel('ISI DAGILIMI (kj/0)');
grid on

%MOTOR DEVRI-ORTALAMA ÇEVİRİM BASINCI-EFEKTİF BASINC (Pmi)
grid on
figure(13);
hold on
plot([1000:1:4000],ORTALAMA_CEVIRIM_BASINCI_PV,'blue','linewidth',1.5);
plot([1000:1:4000],ORTALAMA_EFEKTIF_BASINC_PV,'blue','linewidth',1.5);
xlabel('MOTOR HIZI (d/d)');
ylabel('ORTALAMA CEVRIM BASINCI (kPa)');
xlim([500,4500]);
%ylim([700,1020]);
grid on

% MOTOR DEVRI-İNDİKE GÜÇ (Pi)
figure(14);
plot([1000:1:4000],INDIKE_GUC_PV,'blue','linewidth',1.5);
xlabel('MOTOR HIZI (d/d)');
ylabel('İNDİKE GUC (kW)');
xlim([500,4500]);
%ylim([5.5,5.8]);
grid on

% MOTOR DEVRİ- SÜRTÜNME GÜCÜ (Pf)
figure(15);
plot([1000:1:4000],SURTUNME_GUCU_PV,'blue','linewidth',1.5);
xlabel('MOTOR HIZI (d/d)');
ylabel('SURTUNME GUCU (kW)');
xlim([500,4500]);
%ylim([5.5,5.8]);
grid on

% MOTOR DEVRİ - EFEKTİF GÜÇ (Pe)
figure(16);
plot([1000:1:4000],EFEKTIF_GUC_PV,'blue','linewidth',1.5);

```


EK-1 (Devam) Simülasyonu yapılan motorun MATLAB program kodları

```

xlabel('MOTOR HIZI (d/d)');
ylabel('EFEKTİF GÜC (kW)');
xlim([500,4500]);
%ylim([5.5,5.8]);
grid on

% MOTOR DEVRİ - İNDİKE VE EFEKTİF GÜÇ
figure(17);
hold on
plot([1000:1:4000],INDIKE_GUC_PV,'red','linewidth',1.5);
plot([1000:1:4000],EFEKTIF_GUC_PV,'blue','linewidth',1.5);
xlabel('MOTOR HIZI (d/d)');
ylabel('İNDİKE VE EFEKTİF GUC (kW)');
xlim([500,4500]);
%ylim([5.5,5.8]);
grid on

%MOTOR DEVRİ-YAKIT TÜKETİMİ
figure(18);
plot([1000:1:4000],YAKIT_TUKETIMI_PV,'blue','linewidth',1.5);
xlabel('MOTOR HIZI (d/d)');
ylabel('YAKIT TUKETIMI (kg/h)');
xlim([500,4500]);
%ylim([5.5,5.8]);
grid on

% MOTOR DEVRİ-İNDİKE VE EFEKTİF ÖZGÜL YAKIT TÜKETİMİ
figure(19);
hold on
plot([1000:1:4000],OZGUL_YAKIT_TUKETIMI_EFEKTIF_PV,'blue','linewidth',1.5);
plot([1000:1:4000],OZGUL_YAKIT_TUKETIMI_INDİKE_PV,'blue','linewidth',1.5);
xlabel('MOTOR HIZI (d/d)');
ylabel('ÖZGÜL YAKIT TUKETIMI (kg/kWh)');
xlim([500,4500]);
%ylim([0.30,0.45]);
grid on

% MEKANİK VERİM
figure(20);
plot([1000:1:4000],MEKANİK_VERİM_PV,'blue','linewidth',1.5);
xlabel('MOTOR HIZI (d/d)');
ylabel('MEKANİK VERİM (%)');
xlim([500,4500]);
%ylim([5.5,5.8]);
grid on

%İNDİKE VE EFEKTİF MOMENT
figure(21);
hold on
plot([1000:1:4000],INDİKE_MOMENT_PV,'blue','linewidth',1.5);

```

EK-1 (Devam) Simülasyonu yapılan motorun MATLAB program kodları

```
plot([1000:1:4000],EFEKTIF_MOMENT_PV,'blue','linewidth',1.5);
xlabel('MOTOR HIZI (d/d)');
ylabel('MOTOR MOMENTİ (Nm)');
xlim([500,4500]);
%ylim([20,35]);
grid on

%INDIKE VE EFEKTİF TERMİK VERİM
figure(22);
hold on
plot([1000:1:4000],INDIKE_TERMİK_VERİM_PV,'blue','linewidth',1.5);
plot([1000:1:4000],EFEKTİF_TERMİK_VERİM_PV,'blue','linewidth',1.5);
xlabel('MOTOR HIZI (d/d)');
ylabel('TERMİK VERİM (%)');
xlim([500,4500]);
%ylim([0.25,0.60]);
grid on
```

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : POLAT, Seyfi
 Uyuğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 03.11.1986 Aksaray
 Medeni hali : Bekar
 Telefon : 0 (312) 840 52 52
 Cep Tel : 0 506 946 68 52
 E-mail : polatseyfi@hotmail.com
seyfi.polat@borusanoto.com.tr

Eğitim Derece

Eğitim Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi /Fen Bilimleri Enstitüsü/Makine Eğitimi	-
Lisans	Gazi Üniversitesi/ Teknik Eğitim Fakültesi/Otomotiv Öğretmenliği	2008
Lise	Aksaray Endüstri Meslek Lisesi	2003

İş Deneyimi Yıl

Yıl	Yer	Görev
2008–2010	Borusan Oto Ankara	Diyagnoz Teknisyeni
2010- Devam	Borusan Oto Ankara	Atölye Takip Uzmanı

Yabancı Dil

İngilizce

Hobiler

Klarnet, Otomobil