T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DÖRT ZAMANLI BİR DİZEL JENERATÖRÜN MATEMATİK MODELLEMESİ

DİDEM GÜLŞEN KAYIŞOĞLU

YÜKSEK LİSANS TEZİ
GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ PROGRAMI

DANIŞMAN
DR. ÖĞR. ÜYESİ AYKUT SAFA

İSTANBUL, 2018

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DÖRT ZAMANLI BİR DİZEL JENERATÖRÜN MATEMATİK MODELLEMESİ

Didem GÜLŞEN KAYIŞOĞLU tarafından hazırlanan tez çalışması 20.06.2018 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Dr. Öğr. Üyesi Aykut SAFA

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Dr. Öğr. Üyesi Aykut SAFA

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Dr. Öğr. Üyesi Görkem KÖKKÜLÜNK

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Dr. Öğr. Üyesi İsmail ÇİÇEK

İstanbul Teknik Üniversitesi _____

ÖNSÖZ

Tez çalışmamda bana destek olan danışmanım Dr. Öğr. Üyesi Aykut SAFA hocama, değerli bilgileri ve tavsiyeleri ile beni yönlendiren bu çalışmayı yapmamı sağlayan Dr. Öğr. Üyesi İsmail ÇİÇEK hocama ve hayatım boyunca maddi manevi beni her zaman destekleyen aileme sonsuz teşekkülerimi sunarım.

Haziran, 2018

Didem GÜLŞEN KAYIŞOĞLU

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ vii

KISALTMA LİSTESİ ix

ŞEKİL LİSTESİ x

ÇİZELGE LİSTESİ xii

ÖZET xiii

ABSTRACT xv

BÖLÜM 1 1

GİRİŞ 1

1.1 Literatür Özeti 1
1.2 Tezin Amacı 3
2.3 Hipotez 3

BÖLÜM 2 4

MODELLEME 4

2.1 Modellemeye Giriş 4
2.2 Lineer Model 5
2.3 Yarı Kararlı Model Yöntemi 5
2.4 Ortalama Değer Modeli 6
2.5 Termodinamik Modelleme 6
2.5.1 Tek Bölgeli Modelleme (boyutsuz-zero dimensional) 6
2.5.2 İki Bölgeli Model (yarı boyutlu-quasi dimensional) 7
2.5.3 Çok Bölgeli Modelleme (çok boyutlu – multi dimensional) 8

BÖLÜM 3 9

MOTORLAR 9

3.1 Motorların Sınıflandırılması 9
3.1.1 Soğutma Şekillerine Göre Motorlar 10
3.1.2 Yanma Şekillerine Göre Motorlar 10
3.1.2.1 Benzin Motorları 10
3.1.2.2 Dizel Motorları 10
3.1.3 Silindir Tarzına Göre Motorlar 11
3.1.4 Subap Tiplerine Göre Motorlar 13
3.1.5 Emme Sistemine Göre Motorlar 13
3.1.6 Yağlama Sistemine Göre Motorlar 13
3.1.7 Yağlama Sistemine Göre Motorlar 13
3.1.7.1 İçten Yanmalı Motorların İncelenmesi 14
3.1.7.2 İki Zamanlı ile Dört Zamanlı Motorların Karşılaştırılması 21
3.1.8 Çevrimlerine Göre Motorlar 22
3.1.8.1 Benzinli (Otto) Çevrimi 22
3.1.8.2 Dizel Çevrimi 24
3.1.8.3 Karma Çevrimi 26
3.1.8.4 Miller Çevrimi 28
3.1.8.5 Miller Çevrimi ile Otto Çevrimin Karşılaştırılması 30

BÖLÜM 4 31

MODELİN PERFORMANSINI ETKİLEYEN PARAMETRELER 31

4.1 Ortalama İndike (Efektif) Basınç 31
4.2 Motor Verimleri 32
4.2.1 Mekanik Verim 32
4.2.2 Termik Verim 33
4.2.3 Hacimsel Verim 34
4.3 Gerçek Çevrim Kayıpları 34
4.3.1 Özgül Isıların Değişmesi 34
4.3.2 Yanma Süresi 34
4.3.3 Ayrışma 35
4.3.4 Homojen Olmayan Karışım 35
4.3.5 Gaz Kaçakları 35
4.3.6 Isı Kayıpları 35
4.3.7 Art Gazların Etkisi 35
4.3.8 Isı Atma Kayıpları 36
4.3.9 Pompalama Kayıpları 36
4.4 Silindir Basıncı 36
4.5 Sıkıştırma Oranı 36
4.6 Basınç Artması Oranı 37
4.7 Katof/Ön Genişleme Oranı 38
4.8 Turboşarjer 38
4.9 Enjektörler 39
4.10 Krank Mekanizması 39
4.11 Piston 39
4.12 Valf Zamanlaması 40

BÖLÜM 5 41

MATEMATİK MODELİN OLUŞTURULMASI VE MODELLEME DENKLEMLERİNİN YAZILMASI 41

5.1 Motor Matematik Modeli için Girdiler ve Çıktılar 42
5.1.1 Silindir Hacmi Hesaplama 42
5.1.2 Kompresör 44
5.1.3 Hava Soğutucusu 46
5.1.4 Süpürme Havası Manifoldu ve Emme Portu 46
5.1.5 Sıkıştırma 48
5.1.5.1 Sıkıştırma Başlangıcındaki Basınç 49
5.1.5.2 Sıkıştırma Başlangıcındaki Sıcaklık 49
5.1.5.3 Dolgu ve Şarj Verimi 50
5.1.6 Yanma Odası ve Yanma 50
5.1.7 Egzoz Zamanı 53
5.1.8 T/C Türbin 54

BÖLÜM 6 56

İÇTEN YANMALI DİZEL MOTOR MODELİ VE ÖZELLİKLERİ 56

6.1 Silindir İçi Hacim Değişiminin Hesaplanması 58
6.2 Dizel Motor Çevrimi Proses 6 – 1 (Emme Prosesi) 59
6.3 Dizel Motor Çevrimi Proses 1 – 2 (Sıkıştırma Prosesi) 63
6.4 Dizel Motor Çevrimi Proses 2 – 3 (Yanma Prosesi) 65
6.5 Dizel Motor Çevrimi Proses 3 – 4 (Egzoz Prosesi) 68

BÖLÜM 7 71

SONUÇ VE ÖNERİLER 71

KAYNAKLAR 73

ÖZGEÇMİŞ 78

SİMGE LİSTESİ

R	Universal gaz sabiti
CA	Krank Açısı (derece)
V	Ortalama Piston Hızı (m/s)
P	Basınç (MPa)
Q	Isı (kJ)
a	Krank Yarıçapı (m)
T	Sıcaklık (°K)
V	Silindir Toplam Hacmi
C_V	Sabit Hacimde Özgül Isı Sabiti (kJ/kg°K)
C_p	Sabit Hacimde Özgül Isı Sabiti (kJ/kg°K)
W	İş (kJ)
P_e	Efektif Güç (kgm/sn)
P_i	İndike Güç (kgm/sn)
n	Motor Devir Sayısı (d/d)
N_e	Fren Beynir Gücü (BG)
H_T	Yanma Yanma Isısı (kcal/kg)
r_c	Sıkıştırma Oranı
β	Katof/Ön Genişleme Oranı
L_S	Kurs Boyu (mm)
m	Kütle (kg)
ΔT_a	Ortalama sıcaklık farkı[°K]
ΔT_c	Silindir duvarları arasındaki sıcaklık farkı (°K)
C_{egb}	Yanmış egzoz gazlarının ısıl kapasitesi (kj/kg^{o}K)
$P_Ç$	Atmosfer Basıncı (bar)
X_Y	Yanmış yakıtın kütle bazında hesaplanmış yüzdesi
θ	Anlık Krank Açısı (CA)
θ_0	Yanma Başlangıcındaki Krank Açısı (CA)
m_a	Havanın kütlesi (kg)
m_f	Yakıtın kütlesi (kg)
P_{mi}	İndike Güç (kg/cm^2)
V_{min}	Üst Ölü Noktadaki Sıkıştırılmış Hacim veya Ölü Hacim
V_{max}	Silindirin Alt Ölü Noktadaki Silindir Hacmi
ȧ	Basınç Artması Oranı
B	Silindir Çapı

S	Strok
R	Biyel Kolu Uzunluğu
T_k	Kompresör Sıcaklığı
P_k	Kompresör Basıncı
η_{ad}	Adiyabatik verim
η_V	Volümetrik verim
η_T	Termik verim
T_s	Soğutma Suyu Çıkış Sıcaklığı
P_s	Soğutma Suyu Çıkış Basıncı
T_{scav}	Süpürme Havası Manifoldu Çıkış Sıcaklığı
P_{scav}	Süpürme Havası Manifoldu Çıkış Basıncı
$\boldsymbol{\gamma}_r$	Atık Gaz Oranı
T_r	Atık Gaz Sıcaklığı
$P_{endofcomp}$	Sıkıştırma Sonu Basınç
P_{egb}	Yanma Sonu Egzoza Giren Havanın Basıncı
T_{egb}	Yanma Sonu Egzoza Giren Havanın Sıcaklığı
P_{eg}	Egzoz Basıncı
T_{eg}	Egzoz Sıcaklığı
$P_{türbinout}$	Türbinden Çıkan Havanın Basıncı
$T_{türbinout}$	Türbinden Çıkan Havanın Sıcaklığı

KISALTMA LİSTESİ

AÖN	Alt Ölü Nokta
CA	Krank Açısı
RPM	Dakikadaki motor devir sayısı [dev / dak]
TOSAP	Emme Valfinin Açık Kalma Süresi
ÜÖN	Üst Ölü Nokta

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2. 1 Termodinamik model akış diyagramı 5
Şekil 2. 2 Çok boyutlu yanma modeli 8
Şekil 3. 1 Motorların Sınıflandırılması 9
Şekil 3. 2 Silindir tipine göre motorlar 12
Şekil 3. 3 Emme zamanı 15
Şekil 3. 4 Sıkıştırma zamanı 16
Şekil 3. 5 İş (Genişleme zamanı) 17
Şekil 3. 6 Egzoz zamanı 17
Şekil 3. 7 Dört zamanlı motorların çalışma prensibi 18
Şekil 3. 8 Klasik bir motora ait krank açısına bağlı supap diyagramı 18
Şekil 3. 9 Silindir içi basınç grafiği 19
Şekil 3. 10 İki zamanlı motor çalışmasının şematik görünümü 19
Şekil 3. 11 İki zamanlı benzin motoruna ait gerçek p-V diyagramı 21
Şekil 3. 12 Otto çevrimine ait P-V ve T-S diyagramları 23
Şekil 3. 13 Dizel çevrimine ait P-V ve T-S diyagramları 24
Şekil 3. 14 Karma çevrimine ait P-V ve T-S diyagramları 27
Şekil 4. 1 Egzoz gazı turbo şarjının temel düzeni 39
Şekil 5. 1 Model Akış Diyagramı 41
Şekil 5. 2 Motorun çalışma prensibi 42
Şekil 5. 3 Motorun çalışma prensibi blok diyagramı 42
Şekil 5. 4 Krank açısına bağlı pistonun çalışma prensibi 43
Şekil 5. 5 Dolgu havasının silindir içerisinde ısınması 48
Şekil 5. 6 Dizel Motorunda Yanma Safhaları 50
Şekil 5. 7 Wiebe fonksiyonu 51
Şekil 5. 8 Wiebe üs sabiti ile krank açısına bağlı yanma gidişi hızının değişimi 52
Şekil 6. 1 YANMAR (6EY22ALW) Dizel Motoru 57
Şekil 6. 2 Emme ve Egzoz Açılma Kapanma Gösterim Diyagramı 57
Şekil 6. 3 Silindir içi hacim değişiminin CA açısına göre ölçülmesi 59
Şekil 6. 4 Hava soğutucusunun test raporlarına göre sapma miktarı 60
Şekil 6. 5 Hava soğutucusunun çıkış sıcaklığının test verilerinden sapma miktarı . 61
Şekil 6. 6 Süpürme Havası Sıcaklığının Test veri Sonuçlarına Göre Sapma Miktarı 62
Şekil 6. 7 Süpürme Havası Basıncının Test Verilerine Göre Sapma Miktarı 63
Şekil 6. 8 Süpürme Havası Basıncının RPM ve Sıkıştırma Oranı Göre İncelenmesi 63
Şekil 6. 9 RPM ve sıcaklığa bağlı dolgu havasına geçen ısı miktarı grafiği 65

Şekil 6. 10 Birim Yanma Gidişi ve Dağılımı 66
Şekil 6. 11 Yakıt Miktarının Wiebe Fonksiyonu Üzerindeki Dağılımı 66
Şekil 6. 12 Tüketilen Yakıt Miktarının Hesaplanan ve Test Değerleri 67
Şekil 6. 13 Egzoz basınıcının genleşme oranına göre değişimi 68

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 6. 1 YANMAR (6EY22ALW) Dizel Motor Teknik Özellikleri 56
Çizelge 6. 2 Kompresör içerisinden geçen hava miktarı, sıcaklık ve basınç tablosu .. 59
Çizelge 6. 3 Soğutucudan çıkan sıcaklık ve basınç miktarı 60
Çizelge 6. 4 Zamana bağlı hava ve sıcaklık miktarı ve değerlerin gösterimi 61
Çizelge 6. 5 Motorun yükleme durumlarına göre süpürme havası basınç tablosu.... 62
Çizelge 6. 6 Motorun yükleme durumlarına göre ısı enerjisi tablosu 64
Çizelge 6. 7 Motorun yükleme durumlarına göre yakıt tüketim miktarları tablosu .. 67
Çizelge 6. 8 Motorun raporlarına göre Egzoz basınç ve sıcaklık değerleri 68
Çizelge 6. 9 Türbin basınç ve sıcaklık değerleri 69
Çizelge 6. 10 Dizel Motorda gerçekleşen kayıpların tablosu 70

ÖZET

DÖRT ZAMANLI BİR DİZEL JENERATÖRÜN MATEMATİK MODELLEMESİ

Didem GÜLŞEN KAYIŞOĞLU

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Aykut SAFA

Sanayileşme süreci, geçmişten günümüze kadar ekonomik kalkınmanın en önemli parametrelerinden biri olmakla birlikte, bilgi ve teknolojinin sürekli gelişmesine olanak veren en temel parametrelerden biridir. Dünya geçmişten günümüze kadar geçen yıllarda sanayileşme sürecinde gerçekleşen köklü değişimlerden ötürü teknolojik gelişimlerin de artışı ivme kazanmıştır. Dolayısı ile sanayi yönünden gelişmiş ülkelerin ekonomik mukayeselerinin üstünlüğünün ölçümü artık teknolojik yapıların gelişmine bakılarak yapılmaktadır.

Bu tezde incelemesi yapılan içten yanmalı motorlar; geçmişten günümüze icat edilmiş en önemli buluşların arasında sayılmaktadır. İçten yanmalı motorlar günümüzde deniz, kara ve demiryolu taşımacılığında ve sanayi sektöründe sıklıkla kullanılmakta olup mühendislik yönünden de oldukça karmaşık parametreler içermektedir.

Örneğin; geminin sevki sırasında ana makine, jeneratör veya makine dairesinde meydana gelebilecek önemli bir arıza sonucu operasyonun aksaması veya durması ile sonuçlanabilecek arızaların azaltılabilmesi için ilk olarak makine dairesi içerisindeki en önemli elemanlar olan ana makine ve jeneratörlerin uygun koşullarda çalıştırılması ve korunması gerekir. Operasyon sırasında ana makine ve jeneratör ile birlikte çalışan; T/C türbin, T/C kompresör, yağlama ve soğutma sistemleri gibi sistem bileşenleri, mevcuttur. Bu sistemlerde veya bileşenlerinde oluşabilecek problemler geminin sevkine direk olarak etki etmektedir.

Bu tez çalışması dört zamanlı bir dizel motorun matematik modellemesi; T/C kompresörün oluşturduğu hava dolgusu ile hava girişinden itibaren, T/C türbine egzoz gazlarının türbin çarkları arasından çıkışına kadar olan sürecin modellenmesini kapsamaktadır. Hesaplamarın yapılabilmesi için silindir gazlarının ideal gaz kanunlarına uyduğu, kaçakların veya geri akışların olmadığı gibi kabuller yapılmıştır. Kütle ve enerjinin korunumu ilkesine dayanarak hava silindir içerisine alındıktan sonra püskürtülen yakıtın barındırdığı kimyasal enerjinin silindir gazları (hava, yakıt, yanmış gaz) üzerindeki sıcaklık ve basınç değişimleri tek bölgeli termodinamik model ve Wiebe Yanma Oranları Fonksiyonu kullanılarak modelleme kurgusu oluşturulmuştur. T/C kompresör, skavenç manifoldu, emme valfi, silindir içi prosesleri (sıkıştırma, püskürtme, tutuşma gecikmesi, yanma, genleşme egzoz, dolgu değişimi), egzoz manifoldu, T/C türbini ayrı birer alt sistem olarak düşünülerek modellenmiştir. Tüm bu sistemlerin ve bileşenlerinin birlikte çalışması krank açısı değişimine bağlı olarak dinamik bir şekilde modellenmiştir.

Modelleme, excel üzerinde oluşturulmuş ve kontrol edilmiştir. Durum belirleyici olarak krank açısı referans alınmış, krank açısının değişimi durumlar arasında geçişi sağlayarak içerisinde bulunan modellerin birbirilerine veri aktarması ile tüm sistemin ve alt sistemlerin birlikte çalışması sağlanmıştır.

Modellemeyi oluşturulan dizel motor; YANMAR 6EY22ALW Tipi 6 silindirli dört zamanlı bir dizel motordur. Silindir çapı, strok uzunluğu, emme valflerinin açılma zamanı, biyel kolu uzunluğu gibi sabit parametreler makine teknik kataloğundan alınmıştır. Değişken durumlardaki T/C kompresör ve skavenç manifoldu basınç değerleri, maksimum basınç oluşma zamanı, T/C türbin bilgileri, devir sayısı ve yakıt tüketimi gibi değerler ise makinenin değişken durumlardaki test verileri alınarak elde edilmiştir. Oluşturulan modelin farklı yüklerde çalıştırılması ile silindir içerisindeki basınç ve sıcaklık değerlerinin değişimi, egzoz manifoldu basınç ve sıcaklık değerleri, T/C Türbini tarafından üretilen güç, skavenç manifoldu basıncı ve krankşafta aktarılan güç miktarı hesaplanmıştır. Makine operasyonu sırasında makineye verilen yakıt miktarının değiştirilmesi ile ana makinede meydana gelen değişimlerin izlenebileceği bir çalışma gerçekleştirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Modelleme, dört zamanlı, dizel motor, jeneratör

ABSTRACT

MATHEMATICAL MODELLING OF FOUR STROKE DIESEL GENERATOR

Didem GÜLŞEN KAYIŞOĞLU

Department of Naval Architect and Marine Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assist. Prof. Dr. Didem GÜLŞEN KAYIŞOĞLU

The industrialization process is one of the most basic parameters that allows the continuous development of information and technology, with one of the most important parameters of economic development from the past to the present day. The increase in technological developments has gained momentum due to radical changes in the industrialization process from the world past to the present day. Hence, the measurement of the superiority of economic comparisons of developed countries in terms of industry is now based on the development of technological structures.

The internal combustion engines examined in this thesis are; among the most important inventions that have been invented from the past to the present day. Internal combustion engines are frequently used in maritime, sea and railway transport and in the industrial sector, and also contain very complex parameters from engineering point of view.

For example; the most important equipments in the engine room must be firstly operated and maintained under proper conditions so that failures that may result in the failure or failure of a significant breakdown operation that may occur during the dispatch of ship may occur in the main engine, generator or engine room. Working with main engine and generator during operation; System components such as T / C turbine, T / C compressor, lubrication and cooling systems, etc. are available. The

problems that may occur in these systems or components directly affect the dispatch of the ship.

This thesis is a mathematical model of a four-stroke diesel engine; It involves modeling the process from T / C compressor exhaust air through the air inlet to the outet of T / C turbine exhaust gases from turbine wheels. In order to be able to carry out calculations, it is assumed that the cylinder gases fit the ideal gas law and there are no leaks or backflows. Based on the principle of conservation of mass and energy, the modeling concept was created by using the single-zone thermodynamic model and the Wiebe Burning Rate function on the temperature and pressure changes on the cylinder gases (air, fuel, burnt gas) of the chemical energy contained in the fuel sprayed after being taken into the air cylinder. T / C compressor, scavenge manifold, intake port, in-cylinder processes (compression, spray, ignition delay, combustion, expansion exhaust, filler change), exhaust manifold, T / C turbine are modeled as separate subsystems. The interworking of all these systems and components is modeled dynamically based on the change in crankshaft angle.

The modeling was created and controlled on excel. The crank angle is taken as a reference, the transition of the crank angle is provided and the whole system and the subsystems are operated together by transferring data to one of the models included in the system.

The diesel engine modeled; YANMAR 6EY22ALW Type is a six-cylinder four-stroke diesel engine. Constant parameters such as cylinder diameter, stroke length, suction port opening time, connecting rod length were taken from the engine technical catalog. Values such as T / C compressor and scavenger manifold pressure values, time of maximum pressure build up, T / C turbine information, number of revolutions and fuel consumption in variable states are obtained by taking the test data of the variable state of the engine. Variation of pressure and temperature values in cylinder, pressure and temperature values of exhaust manifold, power generated by T / C Turbine, power of scavenger manifold pressure and crankshaft power were calculated by operating the created model at different loads. A change in the amount of fuel supplied to the machine during the operation of the machine has led to a study in which changes to the main engine can be monitored.

Keywords: Modeling, four stroke, diesel motor, generator

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

İnsanoğlu atlı arabalar ile başlayan ulaşım macerasına buharlı makineler ile devam etmiştir. Buharlı makineler ile insanlar kendilerini ve eşyalarını daha hızlı ve daha güvenli taşımaya başlamışlar ve bu da insanoğlu için önemli bir dönüşüm olmuştur. 1800'lü yıllarda buharlı makinelerin kullanımı ile gerek tren yolu taşımacılığı gerekse tarım makinelerinin kullanımı yaygınlaşmıştır. Bir enerji kaynağı ile ısı ve basınç elde edildiği gözlemlendiğinde içten yanmalı motorların da temeli atılmış ve ilk ticari içten yanmalı motor 1879 yılında kömür madenlerinden suyu pompalayarak çıkarmak için kullanılmıştır. İçten yanmalı motor, yakıtın motor içinde yanma odası adı verilen sınırlı bir alan içinde yakılması ile oluşan basıncın, pistonu hareket ettirmesi prensibine dayalı bir motor tipidir. İçten yanmalı motorlarda yanma odasının motorun içine taşınmasıyla oldukça kompakt motorlar üretilmiş ve otomobillerin bugün ki temeli atılmıştır. Günümüzde kullanılan benzinli ve dizel yakıtlı motorların çalışma prensipleri ise 1800'lü yılların sonlarına doğru bulunmuştur. Alman Mühendis Nikolaus Otto tarafından 1876 yılında dört zamanlı motorun çalışma prensipleri ortaya konmuş ve Otto çevrimi denilen bu prensipler aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır: 1.Çevrim (Dolum Çevrimi): Bu çevrim pistonun aşağı doğru hareketi ile silindirin içine hava/yakıt karışımı doldurulmasıdır. 2. Çevrim (Sıkıştırma Çevrimi): Çevrimde pistonun yukarı doğru hareketi ile birlikte hava/ yakıt karışımı sıkıştırılmaya başlanır. Çevrimin sonunda buji vasıtası ile bir kıvılcım oluşturularak ani bir yanma elde edilir. 3. Çevrim (Güç Çevrimi): Ani yanma sonucu oluşan yüksek basınç ile piston aşağıya doğru hareket ederek

doğrusal hareket dönüş hareketine döndürülür. 4. Çevrim (Egzoz Çevrimi): Güç çevriminin ardından pistonun yukarı doğru hareketi ile birlikte silindir içindeki atık gaz silindir dışına atılmaktadır.

Nikolaus Otto'dan sonra yine bir Alman mühendis olan Rudolf Diesel'de 1897 yılında Diesel çevrimini bulmuştur. Bu çevrimin Otto çevriminden farkı yakıtın silindir içine verilmesi ve ateşleme tertibatıdır. Dizel çevrimde yakıt, sıkıştırma çevriminin sonuna doğru sıkışan ve ısınan havanın içine enjekte edilir. Sıcak hava ile reaksiyona giren dizel yakıt aniden tutuşarak gücü meydana getirir.

Dizel, kuvvetle sıkıştırılmış hava içine püskürtülen yakıtla çalışan içten yanmalı bir motor tipidir. Dizel veya Diesel olarak bilinen bu motor teknikte büyük güçlere ihtiyaç duyulması sebebiyle icat edilmiştir. Gelişmesinde Alman şirketlerinin büyük faydaları olmuştur. Kara taşımacılığında kullanılan ilk dizel motorlar 1922'den itibaren yapılmaya başlandı. Dizel makinelerin gemiler için kullanılması ise 1900'lü yıllara dayanmaktadır. Denizcilikte kullanılan dizellerin yapımları her ne kadar 1910'da başladıysa da gerçek anlamda küçük teknelerde kullanılabilen tipleri ancak 1929'dan beri yapılmaya başlanmıştır.

O yıllardan itibaren gemilerde kullanılan dizel motorların geliştirilmesine yönelik çalışmalar yapılmış güçleri artmış ve daha büyük hacimli motorlar üretilmeye başlanmıştır. Bu süreç günümüzde de halen devam etmektedir.

Dizel motorları kullanımının artması ise ekonominin gelişmesine olanak sağlamıştır. Örneğin, ülkemizin limanlarına giren ve çıkan gemi sayısı 1954 yılında 3726 iken, bu sayı 2001 yılında 20431'e ulaşmıştır. Ülkemizde kamyon sayısı 1933 yılında 2.561 iken bu sayı 2004 yılında 647.296'e çıkmıştır. Bu sayılar dizel motorlarının endüstri için ne kadar önemli olduğunu göstermektedir.

Dizel makineleri düşük yakıt tüketimi, yüksek güç ve düşük hidrokarbon emisyonları ile avantaj sağlarken, yaydığı NOx ve SOx gibi emisyonları ile dezavantaj oluşturmaktadır. Bu emisyonların değerleri MARPOL 73/78 konvensiyonu ile birlikte kontrol altına alınmaya çalışılmış ve günümüzde bu değerler daraltılarak 1997 yılında hazırlanan hava kirliliğine ait konvensiyon MARPOL Ek VI olarak 2005 yılında dünya çapında yürürlüğe

girmiştir. Dizel makinelerin bu tür dezavantajlarının ortadan kaldırılması, performanslarının, yakıt tüketimlerinin ve emisyon değerlerinin geliştirilebilmesi için dizel makinelerin tasarım ve işletim prensipleri ile ve yanma sürecinin daha iyi anlaşılması gereklidir.

Yukarı kısımda anlatılmış olan içten yanmalı makinelerin bulunması ve geliştirilmesi sürecinde araştırmacıların teorik de olan hesaplamaların gerçekte ne şekilde gerçekleştirdiğine yönelik farklı çalışmalar yapmışlardır. Gerçek çevrime en yakın şekilde ulaşabimek için farklı teknikler kullanılmış sonuçları ortaya konulmuştur.

1.2 Tezin Amacı

Bu tezin amacı; avantajları diğer motorlara göre fazla olan dört zamanlı bir dizel motorun çalıştığı bileşenler ile beraber, ileride GDS Mühendislik tarafından yapılan Tübitak projeleri kapsamında dizel motorun simüle edilebilmesine yönelik alt yapısı olan matematiksel modellemesinin yapılmasıdır.

Bu amaç kapsamında, dizel motorun çalışma karakteristiğinin çıkarılması, değişen yük durumlarında motorun güç çıkış eğrisinin elde edilmesi, P-V (açık ve kapalı) diyagramlarının oluşturulması, yardımcı sistemlerin de (T/C, kompresör vb.) giriş ve çıkış parametrelerinin değerlendirilerek birbirileri ile yeterli uygunlukta olması ve hazırlanan modelin mimarisinin bir simülatör programının alt yapısını oluşturabilir nitelikte olması amaçlanmaktadır.

1.3 Hipotez

Yapılan bu tez çalışması kapsamında daha önce yapılan dört zamanlı içten yanmalı motor modellemeleri ve yöntemleri incelenerek, gerçeğe en yakın değerleri vermesi için seçilen örnek motor çalışma verileri ile doğrulanmış çalışmanın modellenmesi için kullanılacak ve eğitim simülasyonu yapılmasına yönelik en efektif yöntemin saptanmasında kılavuzluk etmiştir.

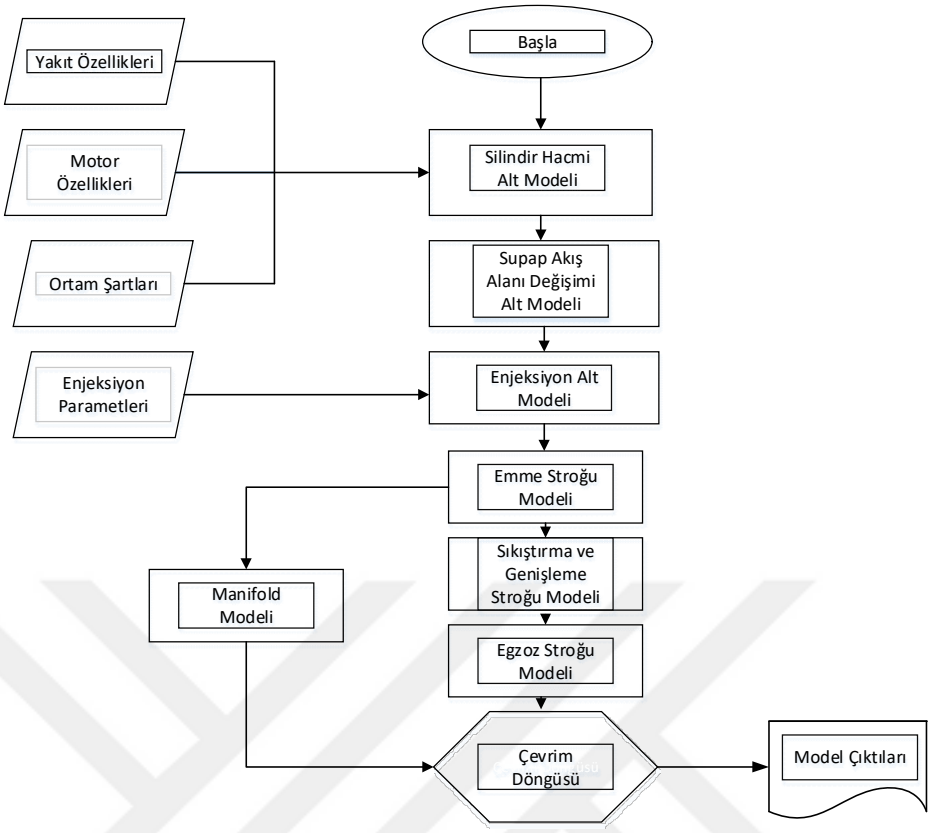
BÖLÜM 2

MODELLEME

2.1 Modellemeye Giriş

Matematiksel modelleme; fonksiyonlara dayanan gerçek bir olayın gerçeğine yakın şekilde sonuçlarını gösteren ve tüm benzer sistemler için kullanılabilecek bir modelleme biçimidir.

Bir model oluşturulmaya çalışılırken, çıkış değerlerinin gerçeğine yakın olabilmesi veya tüm benzer sistemlerle aynı şekilde çalıştığında doğru sonuçlar verebilmesi için girdilerin ve bir takım parametrelerinin uyarlanmaya ihtiyacı vardır. Bir dizel motorunun anlık performansını modelleyebilmek için; lineer model, boyutsuz (tek boyutlu) model, yarı kararlı model, ortalama değer modeli, termodinamik model gibi yaklaşım yöntemlerinden yararlanılmaktadır [1].



Şekil 2. 1 Termodinamik model akış diyagramı

2.2 Lineer Model

Lineer olarak modelleme; modele giren ve modelden çıkan değerlerin lineer bir fonksiyonmuş gibi düşünülmesiyle oluşturulmaktadır. Lineer modellemeler, daha az matematiksel işlem yapılması gerektiğinden ötürü diğer matematik modellemelere göre daha avantajlıdır. Ancak, lineer modelin daha doğru sonuç verebilmesi için seçilen girdilerin arasındaki farklar küçük aralıklar ile hesaplanmalıdır, farkların büyük olması durumunda hassasiyeti ciddi miktarda düşecektir [2].

2.3 Yarı Kararlı Model Yöntemi

Yarı Kararlı Modelleme yönteminde; varsayılan değerlerde herhangi bir anlık değişimlerin yaşanmadığı kabul ederek stabil bir model oluşturulur. Bu yöntem ile modelleme yapılırken seçilen motor sistemi bölümlere ayrılarak uygun matematiksel parametreler kullanılır [2]. Model birtakım nonlineer hiperbolik kısmi diferansiyel denklemleri içermektedir ve bu denklemler sayısal çözüm yöntemiyle çözülmektedir.

Bu tür modeller motorun performansı tahmin etmek için kullanıldıklarından büyük öneme sahiptirler. Manifold dizaynedilirken; motordaki hız ve yük değişimlerinin etkilerinin tespiti sırasında bu teknikten sıklıkla yararlanılır [3].

2.4 Ortalama Değer Modeli

Ortalama Değer Modeli yönteminde; tahminsel bir kontrol yaklaşımı dizaynedilmektedir. Sistemin belirli bir çalışma bölgesi için dizayn edilen kontrol yaklaşımı; kompresörden emme manifolduna giden havanın debisi ve manifold'daki gaz basıncı değerlerinin nominal çalışma noktasından farklı bir referans noktasında çalışmasını sağlamayı amaçlayan sapma modelini kontrol etmektedir. Aynı kontrol yaklaşımı sistem giriş ve çıkışlarını etkileyen bozucuların sistemi çalışma noktasından uzaklaştırmasını engellemiş, ayrıca hatalı bir modelleme yapılması durumunda sistemi yine kontrol etmektedir [4].

2.5 Termodinamik Modelleme

Termodinamik modeller genellikle kütle ve enerji dengesinin kurulabilmesi amacıyla oluşturulur. İçten yanmalı bir motorun çalışma çevriminine ait modelinin oluşturulması için yararlanılabilecek en uygun bir yöntemdir. Modelleme detaylarına ve istenen hassasiyete göre üç farklı yolla yapılabilir [5].

- Tek bölgeli (boyutsuz –zero dimensional)
- İki bölgeli (yarı boyutlu – quasi dimensional)
- Çok bölgeli (çok boyutlu – multi dimensional)

2.5.1 Tek Bölgeli Modelleme (boyutsuz-zero dimensional)

Tek boyutlu modelleme; yanlızca termodinamik hesaplamaları içermekte olup, kütle ve enerji korunumu yasasını içerir. Yanma prosesi için kullanıldığında, yanmanın silindir içerisindeki davranışını ile ilgilenmez. Yanma sürecini incelerken yanlızca tek bir ısı girişi kabulü ile ele alır. Wiebe fonksiyonu tek boyutlu matematik modelle yöntemine örnek olarak gösterilebilir.

Bu modelleme yöntemi en çok kullanılan yöntem olup, bu tez içerisinde yapılacak olan hesaplamaların da yöntemini kapsamaktadır. Motor performansını, bizim belirlemiş olduğumuz parametrelere bağlı olarak inceler ve belirlenen sıkıştırma oranının, yakıt fazlalık oranının ve yanma süresinin motor gücüne veya yakıt tüketimine ne kadarlık bir etkisi olduğu yapılan model ile gösterilebilir.

Tek Bölgeli Model'in en uygun olmayan yanı yanma odasını tek bir karışım olarak değerlendirerek, yanmayı ve yanma sonrası çıkan ürünlerinin dağılımını göz ardı etmesidir [6].

Termodinamik model ve diğer matematiksel modellere yanlızca bilgi amaçlı tez içerisinde yer verilmiştir.

2.5.2 İki Bölgeli Model (yarı boyutlu-quasi dimensional)

İki bölgeli (yarı boyutlu) model, tek boyutlu modelden farklı olarak içerisinde alt modeller oluşturulmasına olanak tanıyabilen bir modelleme biçimidir. Bu yöntem ile daha detaylı modelleme yapabilmek mümkün olur.

Bu model yötemi, yanmış ve yanmamış bölgeyi iki ayrı kısımda inceler ve bu iki bölge arasında bazı kabuller yapılarak termodinamik parametreleri oluşturulur. Şekil 2.2' de iki boyutlu yanma modeli için basit bir gösterim mevcuttur. Bu model, boyutsuz model ile kıyaslandığında daha detaylı olarak modelleme yapıldığından daha hassas sonuçların alınmasına olanak tanır.

Yanma modeli iki bölgeli yanma modeli öngörülerek oluşturulursa, daha hassas motor prosesi hesapları yapılmaya imkan tanımaktadır. İki bölgeli yanma modelinde, yanma odası yanmış gaz ve yanmamış gaz bölgesi olarak ikiye ayrılmaktadır (Şekil 2.2). Hesaplamaların her iki bölge için de yapılması sonucu, yanma odası içerisindeki gaz termodinamik özelliklerinin ortalama değerleri kullanılarak yapılacak hesaplamalara göre daha doğru sonuçlar elde edilmektedir. İki bölgeli model, Ferguson'da açıklanmaktadır [7]. Yakıt püskürtmeli motor için gaz özelliklerinin değişimi hesaplanırken eşdeğerlik oranına bağlı değişim ayrıca dikkate alınmaktadır. Aşağıda, Ferguson [7] tarafından verilen iki bölgeli model yakıt püskürtmeli duruma uygun

biçime getirilerek açıklanmaktadır. Modelde, yanmış ve yanmamış gaz bölgeleri için aşağıdaki kabuller yapılmaktadır:

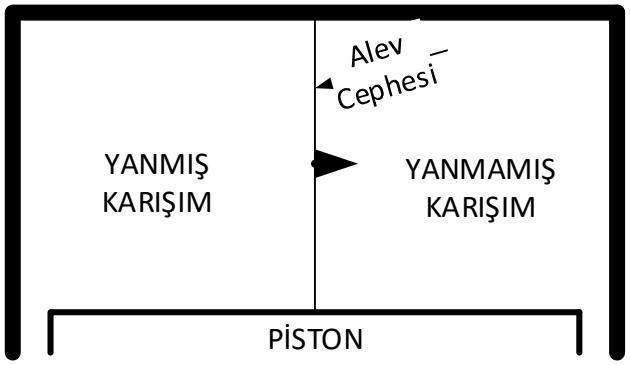
Yanmış ve yanmamış bölgelere ait sıcaklık, kütle ve hacim değerlerinin hesaplanmasında yapılan kabuller şu şekildedir [9].

- Her iki bölge için ideal gaz yaklaşımı kabul edilmiştir.
- Bölgeler birbirinden sonsuz incelikte bir sınır film tabakası ile ayrılmaktadır.
- Bölgeler arasında kütle ve enerjinin korunumu göz önüne alınmaktadır.
- Yanma ısısı tamamen yanmış bölgede açığa çıkmaktadır.
- Yanmış bölgedeki hava fazlalık katsayısı stoyikiyometrik değerdedir.

2.5.3 Çok Bölgeli Modelleme (çok boyutlu – multi dimensional)

Çok bölgeli model, silindir içerisindeki akışları, yanma ürünlerinin konsantrasyonlarını simüle edebilecek olanağı sağlayabilecek modelleme yöntemidir. Bu modeller simüle edebilme konusunda çok önemli avantajlar sunsada çok karmaşıktırlar.

Bu tür modellerin kullanılabilmesi için önemli derecede detaylı çalışma ve uzun hesaplama sürelerine gereksinimi duyar.



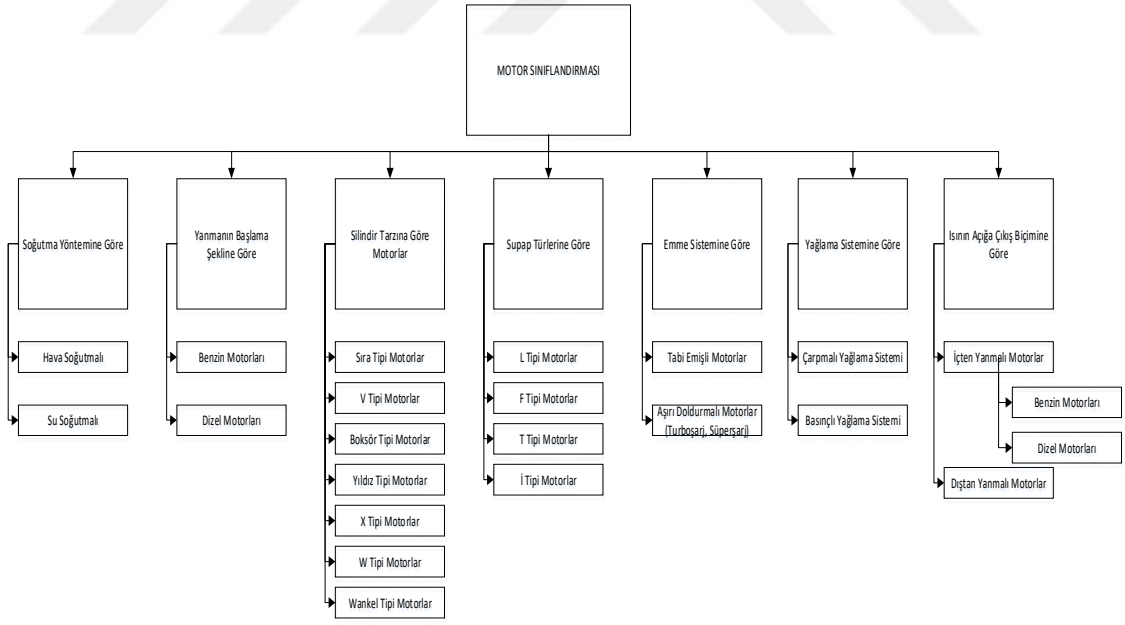
Şekil 2. 2 Çok boyutlu yanma modeli

BÖLÜM 3

MOTORLAR

Isı enerjisini mekanik enerjiye dönüştüren makineler motor olarak tanımlanmaktadır. Isı makinesi olarak motorlar yakıtın içerisindeki kimyasal enerjiyi ısı enerjisine ve ısı enerjisini de mekanik enerjiye dönüştürülürler, bu genellikle motorlardan elde edilen döner bir mil işidir.

Motorların çalışma şekillerine göre ayrımları alt kısımda yer alan grafik de yer almaktadır;



Şekil 3. 1 Motorların Sınıflandırılması

3.1 Motorların Sınıflandırılması

Motorlar sınıflandırılırken Şekil 3.1'de belirtildiği üzere;

3.1.1 Soğutma Şekillerine Göre Motorlar

Soğutma şekillerine göre motorlar hava soğutmalı ve su soğutmalı olarak 2 ayrı bölüm de incelenmektedir.

Soğutma şeklinin etkisi motorun performansı üzerinde direkt olarak etkilidir. Soğutma oranında artış olur ise taze dolgudan çekilen ısı daha fazla olur ve politropik üs miktarı düşer. Su soğutmalı motorlarda soğutma işlemi hava soğutmalı motorlara göre daha iyi olduğundan politropik üs değeri daha düşük değerdedir.

3.1.2 Yanma Şekillerine Göre Motorlar

İçten yanmalı motorlar kullandıkları yakıt türüne göre genel olarak iki gurupta sınıflandırılabilir. Bunlar benzin ve dizel motorları yakıt hava karışımının tutuşturulması şekline göre de sınıflandırılmaktadır;

3.1.2.1 Benzin Motorları

Benzin motorlarına aynı zamanda buji ile ateşlemeli motorlar, dizel motorlarına ise sıkıştırma ile ateşlemeli motorlar denilmektedir. İçten yanmalı motorlarda, hava/yakıt karışımının oluşturulması, silindire alınması ve yakılması, iş elde edilmesi ve yanmış gazların dışarıya atılması olayları art arda meydana gelmektedir ve bu olayların tamamı çevrim olarak isimlendirilmektedir. Buji ile ateşlemeli motorların çalışması Otto çevrimine göre olmaktadır [10], [11].

Bu motorlarda benzinin yanı sıra LPG, doğal gaz, etil ve metil alkoller ve hidrojen de yakıt olarak kullanılabilmektedir.

3.1.2.2 Dizel Motorları

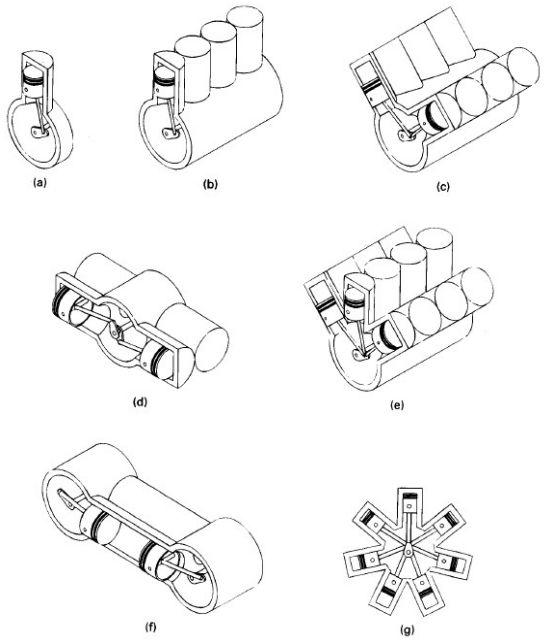
Dizel motorları ise dizel ya da karma (dual) çevrimi prensibine göre çalışmaktadır. Bu motorlarda standart dizel yakıtının yanı sıra bitkisel yağlar, doğal gaz da yakıt olarak kullanılabilmektedir [10], [11].

Dizel motorlarının belirli avantajları nedeniyle endüstride kullanılma alanlarının artmıştır. Bundan dolayı gemilerde kullanılan makineler altta yer alan avantajlar ışığında dizel olarak seçilmektedir;

- Yakıt tüketiminin azlığı: Dizel motor ile aynı özelliklere sahip bir benzin motorunun tükettiği yakıt yarı yarıya fark etmektedir. Bir saatte Kilovat başına harcanan yakıt benzin motorlarında 170-260 gram olurken bu miktar dizel motorlarında bu miktar 120-150 gramdır.(bu değerlere motorların özgül yakıt sarfıyatı (specific fuel consumption) da denilmektedir).
- Yakıtın ucuzluğu: Benzin de motorin de petrolün damıtılmasıyla üretilmesine karşın motorinin miktarı fazladır ve daha ucuza satılmaktadır.
- Verim: Isıl verim yönünden bir karşılaştırma yapılırsa; buhar makinesi % 15, benzin motoru %24, dizel motorunu %37 verimle çalışır. Görüldüğü gibi verimi en yüksek dizel motorudur.
- Eksoz gazlarının durumu: Dizel motorlarda eksoz gazlarındaki zehirli bir gaz olan karbon monoksit (CO) oranı, benzinli motorlardan daha azdır.
- Yangın Tehlikesi: Dizel yakıtı olan motorinin tutuşma sıcaklığı (65°C), benzine (13°C) göre daha yüksek olduğundan yangın tehlikesi daha azdır.
- Motor Gücü: Motorun her devrinde ve istenilen güce yakıt miktarının hemen ayarlanabilmesi ve yanmanın sabit basınç altında oluşması nedeniyle aynı yapıdaki dizel motor benzin motoruna göre daha güçlüdür.

3.1.3 Silindir Tarzına Göre Motorlar

Silindir şekline göre içten yanmalı motor tipleri aşağıdaki şeklide gösterilmektedir [11];



Şekil 3. 2 Silindir tipine göre motorlar [18]

- Tek Silindirli Motorlar; Tek pistonlu ve pistonun direk krankşaft'a bağlandığı motor tipleridir.
- Sıra Tipi Motorlar; Silindirler sıralı biçimde, bir diğerinin arkasına gelecek şekilde krank milinin uzunluğu boyunca yerleştiği motor tipidir. 2 ile 11 silindirden oluşabilir. Sıra tipi motorlar dört silindirli motorlu otomobiller için oldukça yaygın uygulamalar arasındadır.
- V Tipi Motorlar; Tek krank mili üzerinde karşılıklı iki silindirin açılı şekilde yerleşmesiyle oluşan motor tipidir. 15 °'den 120 °'e kadar açı değeri alabilir. 2 ile 20 veya daha fazla silindirli şekilde motor tipi oluşturulabilir. Genellikle otomobillerde yaygın olarak kullanılanı V6 ve V8 silindirli tipidir. Yüksek performanslı araçlarda V12 ile V 16 silindirli motor tipide kullanılabilir.
- Boxer Tipi Motor; Tek bir krank mili üzerinde karşılıklı 180° açıyla dizilmiş çift silindirlerin oluşturduğu motor tipidir. Bu motor tipi küçük uçaklarda ve 8 silindirli arabaların bazılarında kullanılmaktadır.
- W Tipi Motorlar; Tasarım olarak V tipi motorlar gibidir yanlızca bir sırada 3 adet silindir bulunmaktadır. 12 silindire kadar kullanımı vardır. Yaygın olarak kullanılan bir motor tipi değildir.

- Karşı Pistonlu Motor; Tek silindir içerisinde 2 adet piston ve bu pistonların ortasında yanma odası yer almaktadır. Silindirin her bir ucunda ayrı bir krank miline güç iletmesi ile tek bir yanma işlemi aynı anda iki güç vuruşuna neden olur.
- Yıldız Tip Motor; Merkezinde krank mili olacak şekilde dairesel bir düzlemde yerleştirilmiş pistonlu tip motordur. Radyal bir motorda 3 ile 13 veya daha fazla değişken sayıda silindir vardır. Birçok orta ve büyük boy pervaneli uçaklarda kullanılmaktadır. Çok büyük gemi motorlarında 6 sıradan oluşan her bir sırada 9 silindir olacak şekilde 54'e silindirli modelleri vardır.

3.1.4 Subap Tiplerine Göre Motorlar

L tipi, F tipi, T tipi ve İ tipi olarak supap tipleri dört kategoride incelenmektedir.

3.1.5 Emme Sistemine Göre Motorlar

Emme sistemine göre motorlar iki grup da incelenmektedir. İlki doğal emişli motorlar ikincisi ise aşırı doldurmalı motorlardır (turboşarj, süperşarj).

Motorun ürettiği güç miktarı motor silindirleri içerisinde yanan yakıt ve hava ile doğru orantılıdır. Doğal emişli birmotorun silindir içerisine aldığı hava miktarı pistonun kurs hacmine göre değişiklik göstermektedir. Daha fazla güç elde etmek amacı ile silindir içerisine daha fazla hava girmesini sağlamak amacıyla harici bir destek gerekmektedir. Bu şekilde ki motorlara aşırı doldurmalı (turboşarj, süperşarj) motorlar denir.

3.1.6 Yağlama Sistemine Göre Motorlar

Yağlama sistemine göre motorlar 2 gruba ayrılmaktadırlar. Bunlardan ilki çarpmalı yağlama sistemi, bir diğeri ise basınçlı yağlama sistemidir.

3.1.7 Yağlama Sistemine Göre Motorlar

Motorun yanma şekline göre içten yanmalı veya dıştan yanmalı motor olarak 2 gruba ayrılırlar;

Dıştan ısıtmalı (yanmalı) motorlar; kimyasal enerjinin ısı enerjisine dönüştüğü yerin motorun dışında yer aldığı durumdur. (Buhar makineleri, Stirling motorları gibi makineler örnek olarak verilebilir.)

İçten yanmalı motorlar da hava yakıt karışımı kapalı bir yanma odasında yakılarak ısının açığa çıktığı durumdur. (Benzin motorları, dizel motorları ve gaz türbinleri gibi).

3.1.7.1 İçten Yanmalı Motorların İncelenmesi

İçten yanmalı motorlar çalışma presiplerine göre iki zamanlı ve dört zamanlı olarak 2'ye ayrılırlar. İki zamanlı motorlarda 360° lik bir tur da elde edilen iş çıkışı yani iş çevriminin 2 piston strokunda oluşması, dört zamanlı motorlarda 360° lik iki turda elde edilen iş çıkışının 4 piston strokunda elde edilmektedir. Bu aradaki farklılık motorların dizaynında ve çalışma şartlarında önemli farklara yol açmaktadır.

İki zamanlı motorlar da; pistonun önünde sıkıştırılarak basıncı ve sıcaklığı artırılmış hava bulunmaktadır. Kızgın hava üzerine enjektörden yakıt püskürtülür. Yakıt kızgın hava ile karşılaşınca kendiliğinden yanar.

Yanma sonucunda sıcaklık yaklaşık 1500- 2000 C'ye basınç ise 40-80 bar seviyesine çıkar. Yüksek basınçlı gazlar pistonu iterek iş üretir. İtilen piston, piston kolu aracılığıyla krank şaftı döndürür.

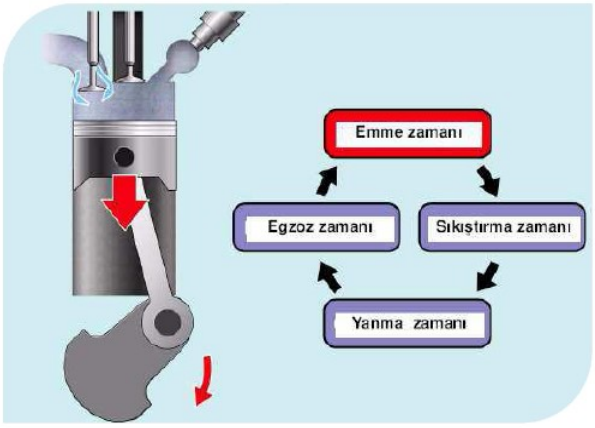
Dört zamanlı motorların kullanımları iki zamanlı motorlara göre çok daha fazladır. Her iki motor tipi içinde benzinli ve dizel yakıtlı olarak kullanımları mevcuttur [12].

- **Dört Zamanlı Motorlar**

Dört zamanlı motorlarda krank milinin iki devrinde (720° KMA) bir kez iş yapılmaktadır. Silindire hava-yakıt karışımının alınması emme supabı vasıtasıyla, egzoz gazlarının silindirden atılma işlemi de egzoz supabı yardımıyla yapılmaktadır. Çevrimin tamamlanması için emme, sıkıştırma, iş ve egzoz işlemlerinin gerçekleşmesi gerekmektedir. Teorik olarak her bir işlem krank milinin 180° dönüşünde gerçekleşmektedir [12], [13].

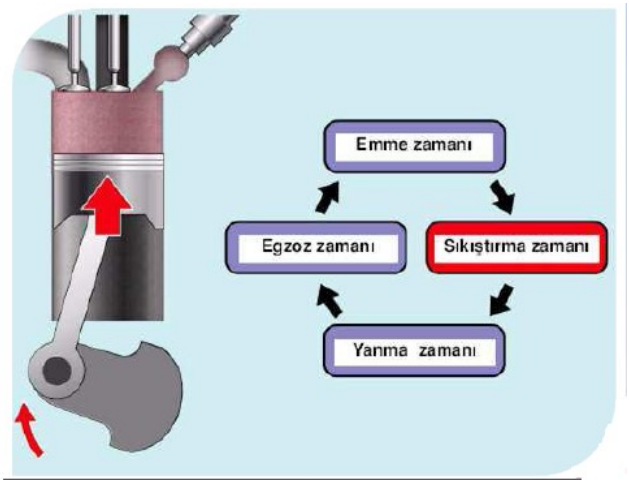
a-) Emme zamanı: Piston Ü.Ö.N' ya gelmeden 10°-25° önce A noktasında emme valfi açılır. Piston AÖN'ya doğru hareketine devam ederken silindir içerisindeki basınç

atmosfer basıncının altına düşmekte ve vakum oluşmaktadır. Meydana gelen vakumun tesiri ile hava-yakıt karışımı silindirin içerisine dolmaya başlar. Havanın silindire giriş basıncı, hava filtresi, emme manifoldu, kaver ve emme valfindeki sürtünme nedeniyle 0,9 bar'a kadar düşer. İçeriye dolan hava miktarını artırabilmek için A.Ö.N' yı 25°-45° emme valfi kapanır. Piston AÖN'ya vardığında silindirin içerisi hava-yakıt karışımı ile dolar ve emme supabı kapanarak sıkıştırma başlar [12], [13].



Şekil 3. 3 Emme zamanı

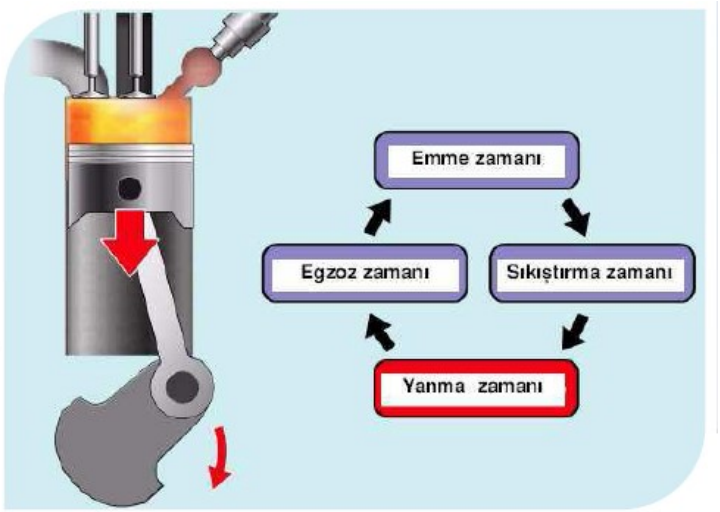
b-) Sıkıştırma zamanı: Piston AÖN'dan ÜÖN'ya doğru hareket ederken silindir içerisine alınan hava-yakıt karışımı sıkıştırılmaya başlanır. Sıkıştırma işlemi esnasında silindir içerisinde bulunan hava-yakıt karışımının basıncı ve sıcaklığı artar. ÜÖN civarlarında benzinli motorlarda ateşleme, dizel motorlarda yakıt püskürtülmesi ile yanma başlatılır. Tutuşmadan hemen sonra piston ÜÖN'ya geldiği zaman sıkıştırma işlemi sona erer. Sıkıştırma sonu basıncı, sıkıştırma oranına bağlı olarak 30-40 bar, sıcaklığı ise 500-700 °C' ye yükselir [12], [13].



Şekil 3. 4 Sıkıştırma zamanı

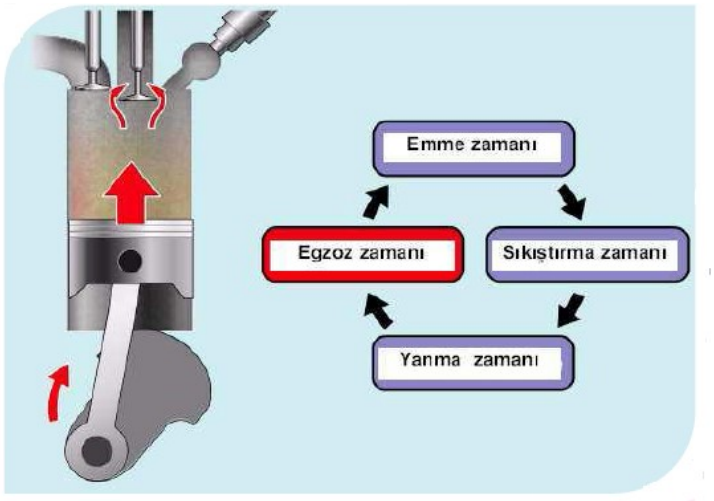
c-) İş (genişleme) zamanı: Sıkıştırma zamanı sonunda piston Ü.Ö.N' ya 15°-30° kala kızgın hava üzerine yakıt püskürtülür. Yakıt çok kısa bir süre içinde tutuşarak yanmaya başlar. Çevrimden bu zamanda iş alınır. Yanma sırasında ÜÖN'den kısa bir krank açısı (CA) mesafesi sonra silindir içerisindeki gazların basıncı maksimum seviyeye ulaşır. CA mesafesinin artması hacimin daha çok genleşmesine ve maksimum basıncın önemli ölçüde düşmesine sebebiyet verir. Bu yüzden daha küçük hacimlerde maksimum basıncın yakalanması için yanmanın, ÜÖN'ye gelmeden önce başlaması gerekir. Bu sebeple benzinli motorlarda ateşleme, dizel motorlarda yakıtın püskürtülmesi bir miktar önce yapılır. Buna benzinli de ateşleme avansı, dizel de püskürtme avansı adı verilir. Benzinli motorlarda ısı girişinin sabit hacimde olduğu kabul edildiğinden ateşleme avansı CA cinsinden dizel'e oranla daha fazladır. Her iki yakıt içinde bu avans mesafesi geçen zaman ile alakalıdır bu sebeple motor devri azaldığında aynı süreye tekabül eden süre CA cinsinden bakıldığında azalır. Dizel makinelerde benzinlideki gibi ateşleme olmadığından yakıtın püskürtülmesi ile yanma hemen olmaz yakıt tanecikleri buharlaşarak hava ile temas eder. Bu süreye tutuşma gecikmesi adı verilir. Tutuşma gecikmesi olarak adlandırılan sürede yakıt silindir içerisinde birikerek ilk parlama sonrası birden yanar. İlk andaki bu yanma olayı sabit hacimde kalan kısmı sabit basınçta yanacak şekilde püskürtülür. Gerçek çevrimde hiçbir zaman hacim ve basınç değerleri sabit kalmayacağından teorik çevrim ile farklılıklar gösterecektir. Yanma olayının, egzoz subabı açılmadan önce tamamlanmış olması gerekir.

Yanma sonu basıncı 60-80 bar, sıcaklık ise 1500-2000 ℃' ye yükselir. Yüksek basınçlı gazlar pistonu A.Ö.N' ya doğru iter ve iş üretilir. Bu bölgede de çevrimden iş alınmış olur [12], [13].

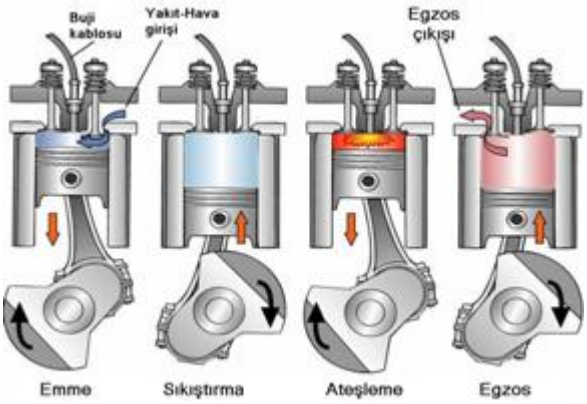


Şekil 3. 5 İş (Genişleme zamanı)

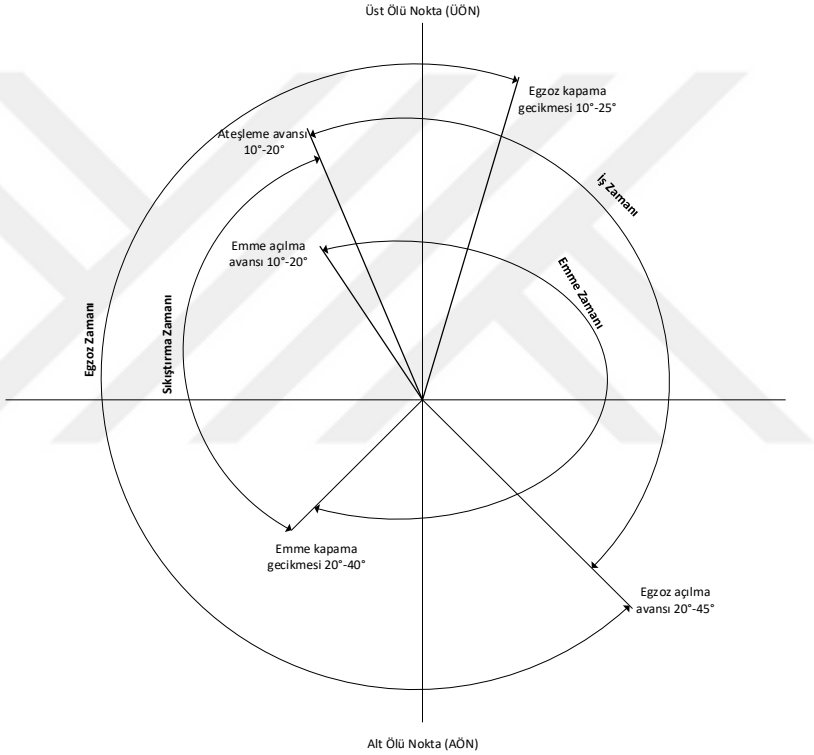
d-) Egzoz zamanı: İş zamanı sonunda piston A.Ö.N' ya 30°-60° kala egzoz valfi açılır ve egzoz gazları silindiri terk etmeye başlar. Piston A.Ö.N' dan Ü.Ö.N' ya hareket ederken egzoz gazlarını süpürerek egzoz valfindan dışarı atar. Piston Ü.Ö.N' yı 10°-25° geçince egzoz valfi kapanır [12], [13].



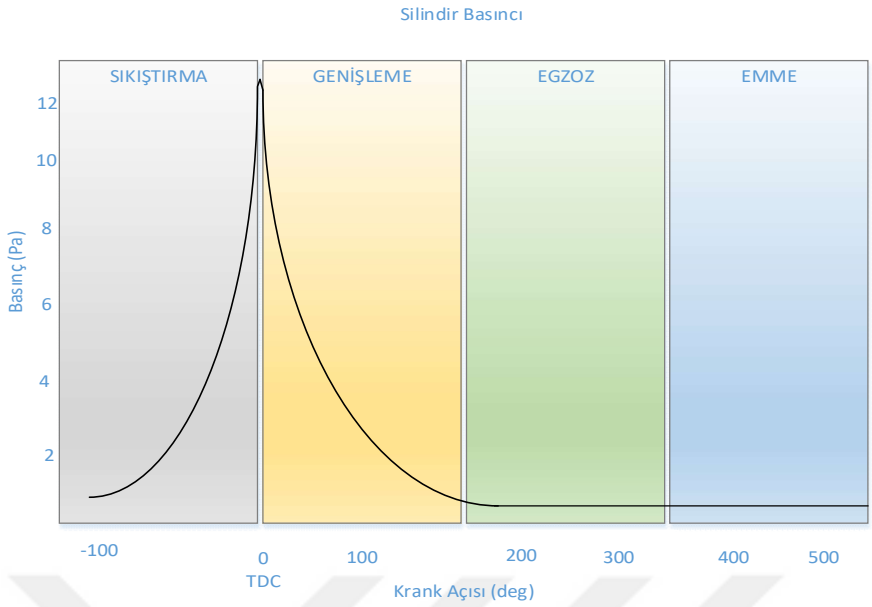
Şekil 3. 6 Egzoz zamanı



Şekil 3. 7 Dört zamanlı motorların çalışma prensibi



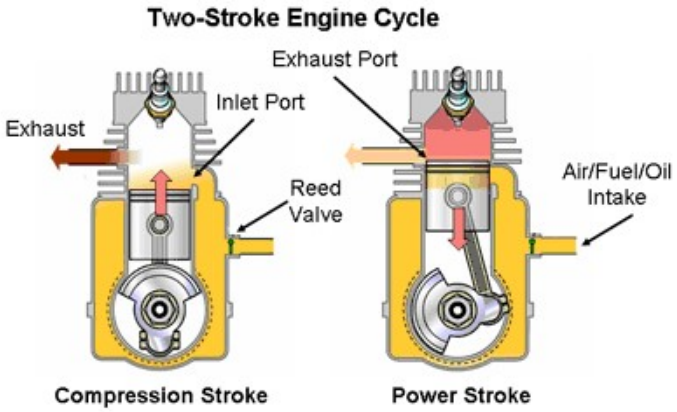
Şekil 3. 8 Klasik bir motora ait krank açısına bağlı supap diyagramı



Şekil 3. 9 Silindir içi basınç grafiği

- **İki Zamanlı Motorlar**

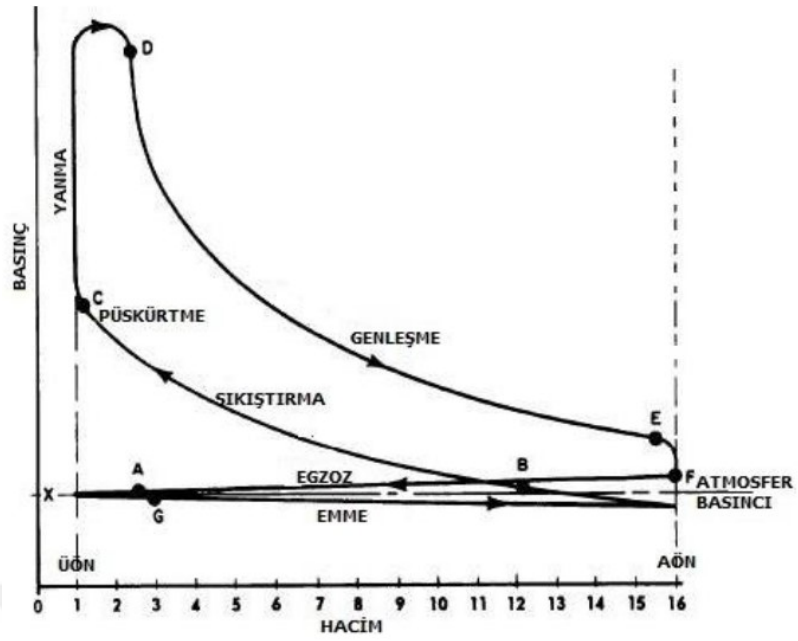
İki zamanlı motorlarda krank milinin her devrinde (360 °'lik Krank Mili Açısı, KMA (CA)) bir defa iş yapılmaktadır. İki zamanlı motorların en belirgin özelliği genel olarak supap bulunmamasıdır. Silindire emme dolgusunun alınması ya da yanmış gazların atılması emme ve egzoz valflerinden olmaktadır. Taze havanın ya da yakıt-hava karışımının silindire alınması ve egzoz gazlarının silindirden atılması süpürme sistemi ile gerçekleşmektedir. İki zamanlı motorların çalışması esnasında olaylar pistonun iki kursunda meydana gelir. Şekil 3.10'de iki zamanlı motorun çalışması şematik olarak gösterilmiştir [13], [14].



Şekil 3. 10 İki zamanlı motor çalışmasının şematik görünümü

a)Sıkıştırma zamanı (1. Strok) Piston alt ölü noktadan (AÖN) üst ölü noktaya (ÜÖN) doğru hareket ederken önce süpürme (emme) valfini, daha sonrada egzoz valfini kapatır. Sıkıştırma işlemi B noktasında başlar. Piston C noktasına doğru hareket ederken hava-yakıt karışımını sıkıştırır. Sıkıştırma sonunda basınç 9-15 bar, sıcaklık ise 550-750 K civarlarında olmaktadır. Şekil 3.11'da iki zamanlı benzin motoruna ait gerçek p-V diyagramı görülmektedir [13], [14].

b)Yanma ve genişleme (iş) zamanı (2. Strok) Piston ÜÖN'ya vardığında bujiden kıvılcım çakar ve hava-yakıt karışım tutuşur, silindir içerisinde basınç ve sıcaklık artar. Basıncın etkisi ile piston ÜÖN'dan AÖN'ya doğru hareket eder ve iş yapılmış olur. P-V diyagramındaki C-D noktası boyunca yanma işlemi devam eder. Piston AÖN'ya doğru hareket ederken silindir içerisinde basınç azalır. Piston AÖN'ya gelmeden 45-50° CA kadar önce egzoz valfi açılır (E noktası). Bu esnada yanma odası içerisindeki yanmış gazların basıncı 4-6 bar dolaylarındadır. Egzoz valfinin açılmasıyla silindir içerisindeki basınç düşer. Daha sonra doldurma (emme) valfi açılır (A noktası). Hava-yakıt karışımı silindire, pistonun yaptığı basınç ile dolmaya başlar. Bu esnada emme valfinden silindir içerisine dolan hava-yakıt karışımının basıncı 1,1-1,3 bar civarındadır. Karterde bulunan hava-yakıt karışımının üzerine basınç piston tarafından uygulanarak oluşturulmaktadır. Silindire dolmaya başlayan hava-yakıt karışımı yanmış gazları egzoz valfine doğru sürükleyerek dışarı atılmasını sağlar. Bu esnada piston AÖN'ya ulaşmıştır. Piston AÖN'dan ÜÖN'ya doğru hareket ederken önce emme valfini daha sonrada egzoz valfini kapatır. Yapılan açıklamalardan da anlaşılacağı üzere silindirin içerisine hava yakıt-karışımı alınması ve egzoz gazlarının dışarıya atılması (dolgu değişim olayları) AÖN civarında olmaktadır [13], [14].



Şekil 3. 11 İki zamanlı benzin motoruna ait gerçek p-V diyagramı (URL-3)

3.1.7.2 İki Zamanlı Motorlar ile Dört Zamanlı Motorların Karşılaştırılması

İki ve dört zamanlı dizel motorların çalışması prensipler açısından incelendiğinde aynı sonuçlar vermektedir. Fakat bu motorlar yapıları itibarı ile farklılık göstermektedir [15], [16], [17].

Bunlar;

- İki zamanlı dizel motorlarda emme valfi yoktur. Tamamında olmasa da bir kısmında egzoz valfi de yer almamaktadır. 2 zamanlı motorlarda emme valfinin görevini silindire açılan valfler aracılığı ile silindire alınma şeklinde gerçekleştirlir.
- İki zamanlı dizel motorlarda hava pompası bulunur. Dört zamanlı dizel motorlar da hava pompası bulunmaz.
- İki zamanlı motorlarda çevrim 360°, dört zamanlı motorlarda ise 720° krank şaft dönüşünde tamamlanır.
- İki zamanlı motorlar dört zamanlı motorlara göre 1,5 kat daha güçlüdür.
- İki zamanlı motorların yakıt tüketimi dört zamanlı motorlara göre daha fazladır.

- İki zamanlı motorlar dört zamanlı motorlara göre daha çabuk aşınır. Bundan ötürü kullanım ömürleri daha kısadır.
- İki zamanlı motorların maliyeti dört zamanlı motorlara göre daha ucuzdur.

3.1.8 Çevrimlerine Göre Motorlar

Motorların çevrimlerinde ısı girişleri temel olarak iki farklı şekilde gerçekleşir. Isı girişleri piston üst ölü noktaya ulaştığında veya çok yakınlarında sabit hacimde (kıvılcım ateşlemeli/benzinli çevrimi) veya sabit basınçta (dizel çevrimi) gerçekleşir. Bu iki ısı giriş prosesinin art arda gerçekleşmesi karma çevrim olarak adlandırılır [18].

3.1.8.1 Benzinli (Otto) Çevrimi

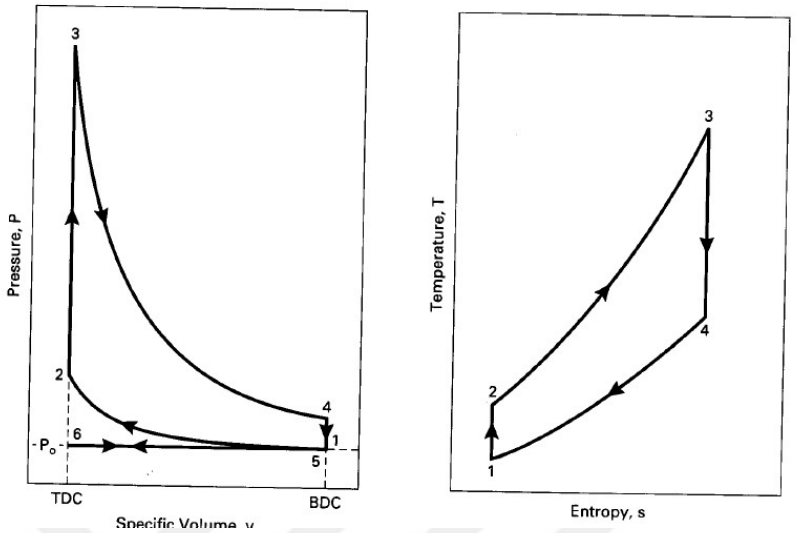
Buji ile ateşlemeli (benzin) motorların çalışma prensibi Otto çevrimi olarak bilinmektedir. Otto çevrimi iki adyabatik (izoentropik) ve iki sabit hacim işleminden meydana gelmektedir.

Şekil 3.12'de P-V (basınç-hacim) ve T-S (sıcaklık-entropi) diyagramı görülen çevrimde 1-2 arası adyabatik sıkıştırma, 2-3 işlemi sabit hacimde çalışma gazına ısı aktarılması, 3-4 işlemi adyabatik genişleme ve 4-1 işlemi ise sabit hacimde çalışma gazından ısı çekilmesi işlemi olarak tanımlanmaktadır. Çevrim analiz edilirken bazı kabuller yapılmaktadır [18], [25].

Bu kabuller:

- Çalışma gazı havadır, hava teorik işlemlerde ideal gaz olarak kabul edilmektedir.
- Çevrim boyunca silindir içerisindeki çalışma gazının kütlesi sabittir. Yani silindirden dışarıya ya da silindirin içerisine çalışma gazı geçişi yoktur. (Segmanlar dahil gaz kaçakları yoktur)
- Sıkıştırma ve genişleme işlemleri adyabatiktir. Yani silindire ya da silindirden dışarıya ısı transferi (geçişi) söz konusu değildir.
- Yanma işlemi silindirin içerisinde olmamaktadır. Isı dış bir kaynaktan silindirin içerisine verilmektedir.

- Silindirden ısının çekilmesi (alınması) işlemi de aynı şekilde bir dış kaynak yardımıyla gerçekleştirilmektedir.



Şekil 3.12 Otto çevrimine ait P-V ve T-S diyagramları [18]

Çevrimin ilk noktası "1" noktası olarak kabul edilirse, 1-2 süreci boyunca piston alt ölü noktadan üst ölü noktaya doğru ilerler ve silindir gazları sıkıştırılır. Çevrimin 1 noktasındaki sıcaklığı giren havanın sıcaklığından 25°-35° yüksektir. Süreç boyunca ısı alışverişi olmadığı ve sıkıştırmanın adyebatik olduğu kabul edilir. 2-3 sürecinde silindir içerisine sabit hacimde ısı girişi gerçekleşir. Süreçte pistonun üst ölü noktada olduğu kabul edilerek, silindir içerisindeki hava-yakıt karışımı ani bir şekilde yanar. Sistem içerisinde entropi, sıcaklık ve basınç artar. 3-4 süreci izentropik genleşme sürecidir. Bu bölüme güç stroğu da denir. Isı alışverişi olmadığı kabul edilerek adyebatik genişleme olur, süreç boyunca entropi sabit kalırken sıcaklık ve basınç düşer, iş yapılır.

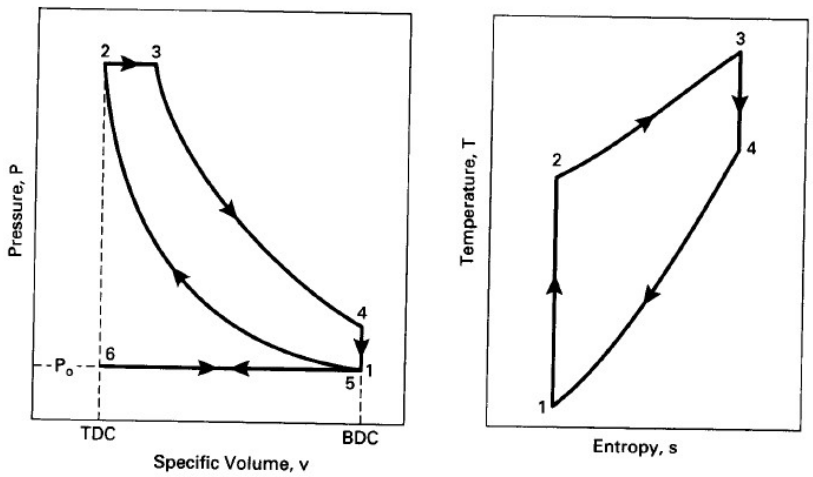
4-5 sürecinde sistemden ısı transferi olur. Sabit hacimli basınç azaltma işlemi gerçekleştirilir ve bu işlem sırasında entalpi kaybı, ısı reddi ile değiştirilir. Egzoz atımının sonunda silindir içindeki basınç yaklaşık atmosfer basıncına indirilir ve artan sıcaklık değeri genleşme soğuması ile azaltılır [18], [20], [25].

Dört zamanlı otto çevriminin son prosesi olan 5-6 prosesi, pistonun ÜÖN'dan AÖN'ya hareket etmesinden dolayı gerçekleşir. Proses 5-6 sabit bir basınçta meydana gelen egzoz strokudur. Açık egzoz valfi nedeniyle sabit olan basınç dış basınca eşittir. Bu iyi bir yaklaşımdır.

1-2 ve 3-4 süreçleri boyunca iş gerçekleşirken ısı transferi olmaz, 2-3 ve 4-1 süreçlerinde ise sisteme ısı girişi yapılır ancak iş gerçekleşmez. 6-1-2-3-4-5-6 süreçleri arasında kalan alan, sistemin bir çevrimde yaptığı işi verir [18].

3.1.8.2 Dizel Çevrimi

Dizel çevrimin de teorik olarak sisteme ısı girişi sabit basınçta olur. Piston üst ölü noktaya ulaştıktan sonra ısı girişi başlar ve sabit hacimde devam eder. Bu yüzden çevrime sabit basınçta yanmalı çevrim de denebilir. Çevrimde ısı girişi sıkıştırılarak basıncı ve sıcaklığı arttırılmış havanın üzerine yakıt püskürtülerek gerçekleşir. Sıkıştırılan silindir gazları yakıt içermediğinden benzinli çevrimine göre daha yüksek oranlarda sıkıştırma yapılması mümkündür. Bu çevrim 1885 yılında Prof. Dr. Rudolf DIESEL tarafından keşfedilmiştir. Dizel çevrimi veya sabit basınçlı çevrim, günümüzde uygulaması kalmayan, hava ile püskürtmeli makinelerin kuramsal çevrimi olup, uygulamalı termodinamikte kullanılır [19]. Şekil 3.12'de Dizel çevrimine ait Basınç-Hacim ve Sıcaklık-Entropi değişim diyagramları verilmiştir.



Şekil 3.13 Dizel çevrimine ait P-V ve T-S diyagramları [18]

1-2 prosesi benzinli çevrimdeki gibi izentropiktir. Isı alışverişi olmadan adyebatik sıkıştırma yapılır. 2-3 sürecinde benzinli çevriminden farklı olarak sabit basınçta yanma gerçekleşir sisteme ısı girişi olur. Bu sırada entropi, sıcaklık ve hacim artar. Bu süreç içerisinde iş yapılır ve bu süreç ilk güç stroğu olarak adlandırılabillir. 3-4 sürecinde ise izentropik genleşme olur, ısı alışverişi olmaz ve sistem iş yapmaya devam eder. Güç

stroğunun ikinci kısmı bu bölümde gerçekleşir. Benzinli çevriminde olduğu gibi 4-5 süreci ısı çıkışının olduğu bölümdür. Entropi ve sıcaklık azalır. Tekrar sıkıştırma işlemi ile çevrim tekrar başlar. Dört zamanlı dizel çevriminin son prosesi olan 5-6 prosesi, pistonun AÖN'dan ÜÖN'ya hareket etmesinden dolayı gerçekleşir. Proses 5-6 sabit bir basınçta meydana gelen egzoz strokudur.6-1-2-3-4-5-6 süreçleri arasında kalan alan, sistemin bir çevrimde yaptığı işi verir [18], [20].

- 1-2 Adyabatik sıkıştırma ($PV^k=c$)
- 2-3 Sabit basınçta yanma ($P=c$)
- 3-4 Adyabatik genişleme ($PV^k=c$)
- 4-5 Sabit hacimde ısı atılışı ($V=c$)

Bu döngü, sıkıştırma-ateşleme veya dizel motor için teorik bir döngüdür. Bu döngü için:

- Proses 6-1 arası; sabit basınçta silindir içerisine hava girişi (Pç) & Emme valfinin açılması ve egzoz valfinin kapanması

$$W_{6-1} = P_ç \times (V_1 - V_6) \quad (3.1)$$

- Proses 1-2 arası; izentropik (adiyabatik) sıkıştırma (tüm valfler kapalı);

$$T_2 = T_1 \times (V_1/V_2)^{k-1} = T_1 \times (r_c)^{k-1} \quad (3.2)$$

$$P_2 = P_1 \times (V_1/V_2)^k = P_1 \times (r_c)^k \quad (3.3)$$

$$V_2 = V_{ÜÖN} \quad (3.4)$$

$$Q_{1-2} = 0, (PV^k=c) \quad (3.5)$$

- Proses 2-3 arası sabit basınçta geri dönüşümlü ısı ilavesi (tüm valfler kapalı);

$$Q_{23} = Q_{in} = (m_a + m_f) \times C_p \times (T_3 - T_2)\ (kJ/kg), (V=c) \quad (3.6)$$

$$T_3 = T_{max} \quad (3.7)$$

$$\beta = V_3 / V_2 = T_3 / T_2 \quad (3.8)$$

- Proses 3-4 arası izentropik (adiyabatik) sıkıştırma (tüm valfler kapalı);

$$Q_{34} = 0, (PV^k=c) \quad (3.9)$$

$T_4 = T_3 \times (V_3/V_4)^{k-1}$ (3.10)

$P_4 = P_3 \times (V_3/V_4)^{k}$ (3.11)

- Proses 4-5 arası sabit hacimde tersinir soğutma (egzoz valfi açık & emme valfi kapalı);

$V_5 = V_4 = V_1 = V_{ÜÖN}$ (3.12)

$Q_{4-5} = (m_a + m_f) \times C_v \times (T_1 - T_4)$ (kJ/kg), (V=c) (3.13)

- Proses 5-6 arası sabit basınçta egzoz (egzoz valfi açık & emme valfi kapalı);

$W_{5-6} = P_ç \times (V_6 - V_1)$ (3.14)

İş (Dizel Çevrimi) = $W_{net} = Q_{34} - Q_{12}$

Dizel Çevriminin Isıl Verimi;

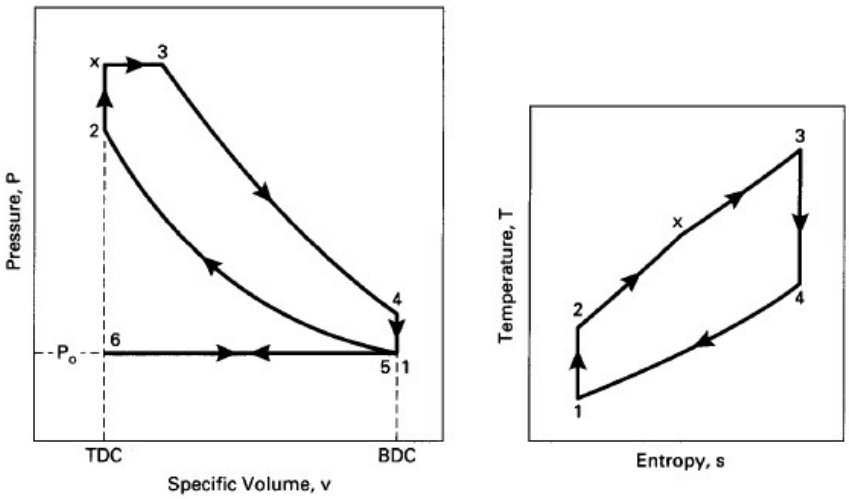
$\eta_t = 1 - (T_4 - T_1) / [k \times (T_3 - T_2)]$ (3.15)

Alt kısımda verilen eşitlikler sonucunda dizel çevriminin ısıl verimi;

$k = \frac{c_p}{c_v} = 1{,}41$ (3.16)

3.1.8.3 Karma Çevrimi

Günümüzde kullanılan içten yanmalı motorların çalışması sadece benzinli ve dizel çevrimi ile açıklanamaz. İçten yanmalı bu motorların çalışmasına en yakın gösterilebilecek olan çevrim karma çevrimdir. Karma çevrimde sisteme ısı girişi sabit hacimde ve takiben sabit basınçta olur. Çevrimin Basınç-Hacim ve Sıcaklık-Entropi değişimi diyagramları Şekil 3.14'de gösterilmiştir [20].



Şekil 3. 14 Karma çevrimine ait P-V ve T-S diyagramları [18]

Karma çevrimin termodinamik analizi 2-x-3 sıkıştırma prosesi hariç olmak üzere genel olarak dizel çevrimine benzemektedir [18].

Benzinli ve dizel çevriminde olduğu gibi 1-2 süreci izentropik sıkıştırma sürecidir. Bu bölümde entropi sabit kalarak silindir gazlarının sıcaklığı ve basıncı artar. Diğer çevrimlerden farklı olarak sisteme ısı girişi 2-x ve x-3 süreçlerinden sırasıyla basınç yükselirken, sabit hacim ve hacim genişlerken, sabit basınçta gerçeklerşir. Her iki kısımda da sistemin entropisi ve sıcaklığı artar. x-3 kısmında güç stroğu başlamış olup 3-4 süresince devam eder. 3-4 süreci izentropik genleşme sürecidir. Bu süreçte, sistemden ısı transferi olmadığı kabul edilir. 4-5 süreci diğer çevrimlerdeki gibi dolgu değişimi sürecidir ve daha sonra sıkıştırma tekrar başlar. 6-1-2-x-3-4-5-6 süreçleri arasında kalan alan, sistemin bir çevrimde yaptığı işi verir [20], [21].

Bu çevrim orta ve yüksek hızdaki 2 zamanlı ve 4 zamanlı dizel motorlar için de kullanılabilir.

- 1-2 Adyabatik sıkıştırma ($PV^k=c$)
- 2-x Sabit hacimde yanma (V=c)
- x-3 Sabit basınçta yanma (P=c)
- 3-4 Adyabatik genişleme ($PV^k=c$)
- 4-5 Sabit hacimde ısı atılışı (V=c)

3.1.8.4 Miller Çevrimi

Dizel ve otto çevrimlerinde genleşme zamanının bitişine doğru egzoz subabı açıldığında motor silindiri içerisindeki basınç 3 ile 5 bar arasında değişmektedir. Egzoz gazı basınç değeri 3 ile 5 bar arasında olduğu durumlarda egzoz supapının erken açılması genleşme zamanındaki işten kayıba neden olmaktadır. Eğer egzoz subabı daha geç açılırsa termik verim artacağından dolayı daha çevrimden daha fazla iş elde edilebilir [11].

Daha açık ifadeyle miller çevrimi, valf zamanlamasını ayarlayarak genleşme oranına kıyasla sıkıştırma oranını azaltmaya dayanır. Bu, geç emme valfinin kapanması olarak adlandırılan alt ölü noktanın (AÖN) hemen sonrasında emme valflerini kapatarak yapılabilir veya Miller çevrimi durumu, aynı zamanda, emme valflerinin erken kapanması olarak adlandırılan ÜÖN öncesi emme zamanıdır. Miller çevriminin amacı yanma sıcaklıklarını ve NOx emisyonlarını azaltmaktır [32].

Daha kısa sıkıştırma oranı ve nispeten daha büyük genleşme oranı ile sıkıştırma için daha fazla enerji kullanmadan yanma işleminden daha fazla enerji çıkarmak mümkündür. Başka bir deyişle, Miller çevrimini kullanırken, dinamik sıkıştırma oranı, yüksek verimlilik sağlayan genişletme oranı korunurken, vuruntuyu önleyen bir seviyede tutulabilir [33].

Miller çevriminde, motor kompresyon oranı yukarıda bahsedilen değişken emme valfinin kapanmasıyla veya egzoz supabının yeniden açılmasıyla düşürülür. Bu üç farklı yöntem kullanılarak yapılabilir [34];

- Erken emme supabı kapanması
- Geç emme supabı kapanması
- Sıkıştırma hareketi sırasında egzoz supablarının yeniden açılması
- **Erken emme supabı kapanması**

Sıkıştırma öncesinde emme valfi erken bir aşamada kapatıldığında, AÖN'dan 0º-100º önce, valf kapanışından sonra piston hareket ederek hacim artışına ve hava genişlemesine neden olur. Bu genişleme, hava basıncını sıkıştırma zamanının başlangıcına kadar düşürür. Emme valfinin kapanması ve etkili sıkıştırmanın başlaması

arasındaki zaman süresi boyunca ısı, piston yüzeyi, silindir duvarları ve silindir kapağından sıkışan havaya aktarılır, ancak sıkışma sonunda hava sıcaklığı standart motora kıyasla daha düşük olacaktır. Erken emme subabı kapanması yönteminde, kompresyon çalışması, standart motorda sıkıştırma stroku yaklaşık ÜÖN'da başlayıp, emme valfi emme atımında kapatıldığından kompresyon strokunda aynı piston konumunda başlar. Kısa alım vuruşu, silindire sıkışan hava miktarını azaltarak elde edilen sıkıştırma oranını düşürür [34].

- **Geç emme supabı kapanması**

Emme supabı çok geç (AÖN'dan sonra 60º - 100º) kapatıldığında, emme havasının bir kısmının emme supabını geri çekerek emme valfine geri dönmesine izin verir. Şarj basıncı standart bir motora kıyasla daha yüksek olması gerektiği için, silindir basıncı aynı piston konumunda standart motora eşit olmalıdır. Bununla birlikte, silindirdeki sıkıştırma çalışması, geç emme supabı kapanması nedeniyle normalden daha küçük olacaktır ve sıcaklık da daha düşük olacaktır, çünkü sadece küçük sıkıştırma meydana gelmiştir. Sıcaklığın azalması, yüksek sıcaklıklarda oluşan NOx emisyonlarının azalmasına neden olur [34].

- **Egzoz supabının yeniden açılması**

Sıkıştırma zamanı esnasında egzoz supabının yeniden açılması, emme supabının AÖN'yı geçtiği gibi aynı etkiye sahiptir. Bu şekilde, zaman sonunda sıcaklık tam piston boyunda sıkıştırma zamanından daha düşük olur. Sıkıştırma oranı düşürmenin en nadir yöntemi budur [34].

Yukarıda bahsedilen üç yöntemin tümü aynı sonuca sahiptir: Miller çevrimi, normal bir döngüye göre daha kısa bir etkili sıkıştırma darbesine sahiptir. Emme havası sıcaklığı normal sıkıştırma darbesi ile aynı tutulursa, sıkışmanın bitimine kadar sıcaklık düşük olur ve NOx emisyonları azaltılır. Çoğu motorlarda kullanılan yöntem birinci yöntemdir ve proses erken emme valfi kapanmasına dayanır.

3.1.8.5 Miller Çevrimi ile Otto Çevriminin Karşılaştırılması

Miller ve Otto çevrimleri kıyaslandığında; miller çevrimi otto çevrimine göre çok daha üstün bir çevrimdir. Egzoz zamanında miller çevriminde genleşme zamanının daha uzun sürmesinden dolayı egzozdan çıkan gazın sıcaklığı otto çevrimine oranla daha düşük olmaktadır ve verim daha yüksek olduğundan daha fazla iş elde edilmektedir. Miller çevriminin dezavantajı ise kullanım maliyetinin otto çevrime göre daha yüksek olmasıdır [11].

BÖLÜM 4

MODELİN PERFORMANSINI ETKİLEYEN PARAMETRELER

Bu bölüm altında bulunan alt başlıklarda; sistemlerin genel tanımları ve sistemleri etkileyen parametrelerin açıklamaları yapılmıştır.

4.1 Ortalama İndike (Efektif) Basınç

Ortalama İndike (Efektif) Fren basıncı, farklı boyut ve hızlara sahip motorları karşılaştırırken yararlı bir parametredir. Motorlar da güç hesaplaması yapılırken yanma sonucunda çıkan en yüksek basınç dikkate alınmaz. Bunun nedeni, bu basıncın iş zamanında hacim büyümesi sonucunda hızlı bir şekilde düşmesidir. Bundan dolayı motor gücü hesaplanırken Ortalama İndike Basınç kullanılır [18].

Dizel motorlarında Pmi = 6-8 kg/cm^2

Ayrıca motor gücü, devir sayısı ve strok hacmi bilinirse ortalama indike basınç şu formüllerle bulunabilir:

$P_{mi} = 900 \times N_e / n \times V$ (dört zamanlı motorlar için) (4.1)

N_e = Motor gücü

Sistemden çıkan güç miktarı; ortalama etkili basınçtan, motor devri ve toplam pistonunun yer değiştirmesiyle birlikte göz önünde bulundurularak hesaplanabilir [22], [29].

$W_e = P_{mi} \times n \times V \times Z$ (4.2)

Z = 2 (4 zamanlı motorlar için)

W_e = Güç (kgxm/sn)

n = Motor devir sayısı (d/d)

V = Piston Hacmi

Pistonun ortalama hızı;

$V_m = 2 \times L \times n / 60 = L \times n / 30$ (m/sn) (4.3)

L = Strok

İndike (İç) Güç; Yakıtın yanma enerjisinin mekanik enerjiye dönüşmesini ilk basamağı silindir içinde gerçekleşir. Bu nedenle motor silindiri içinde meydana gelen güce iç güç denir.

$W_i = P_{mi} \times L \times A \times n \times Z / 2 \times 60 \times 75$ (BG) (dört zamanlı motor için) (4.4)

1 BG = 0,739 kW

Fren Beygir Gücü;

$Ne = 2\Pi \times P \times R \times n / 60 \times 75$ (BG) (4.5)

P = ağırlık (kg)

R = Volan ekseni ile baskül ekseni arasındaki uzaklık (m)

Efektif ortalama basıncın maksimum değeri; normal emişli dizel motorlar için 700–900 kPa arasında kabul edilmektedir [18].

4.2 Motor Verimleri

Verim, elde edilen sonuç ile bu sonucu elde etmek için harcanan çaba arasındaki oranı ifade eder ve daima %100'ün altındadır. Silindir içinde yanan yakıtın açığa çıkan ısı enerjisinin bir kısmı yanmadan hemen sonra kaybolur [26].

4.2.1 Mekanik Verim

Mekanik verim, silindirdeki sürtünme ve pompalama kayıplarını ihtiva eden bir verimdir. Motor tarafından üretilen efektif gücün indike güce oranı mekanik verimi vermektedir [21].

$\eta_m = W_e / W_i = 1 - (W_s / W_i) = \eta_e / \eta_i$ (4.6)

Burada W_e: Efektif güç, W_i= indike güç, W_s=Sürtünme gücü olarak adlandırılır. Burada $W_i=W_e+W_s$ olduğu hatırlanmalıdır.

4.2.2 Termik Verim

Termik verim; yakıtın yanması sonucunda oluşan ısı enerjisine karşılık, motorun bu enerjiyi faydalı iş haline sokma oranıdır.

Yanma sonunda oluşan ısı enerjisinin büyük bir kısmının soğutma ve yağlama sistemi ile yanmış egzoz gazları tarafından motordan uzaklaştırıldığını biliyoruz. Bu nedenle ancak geriye kalan ısı motorlardan güce dönüşebilir. Örneğin bir dizel motorun ısı dağılımı şöyledir [18], [24];

Silindirde yanan yakıtın oluşturduğu ısı miktarını 100 kabul edersek,

- Fren beygir gücü (faydalı güç): 4,3
- Soğutma suyu kaybı: 4,4
- Egzoz gazları kaybı: 4,5
- Sürtünmelerle kaybolan: 4,6

Termik verimin formülle ifadesi:

Termik verim = Faydalı güç (kcal olarak) / yakıtın verdiği ısı (kcal olarak)

$\eta_t = N_e \times 632 / B \times H_T$ olur (4.7)

Burada:

N_e= Faydalı güç (BG)

B= Motorun 1 saatte harcadığı yakıt miktarı (kg)

H_T= Yakıtın yanma ısısı (kcal/kg)

Not: Dizel yakıtın yanma ısısı 10000 ile 10500 (kcal / kg)' dır.

4.2.3 Hacimsel Verim

Motor içerisinde silindirin bir çevrim başına içerisine alınan hava miktarıdır. Silindir içerisine ne kadar fazla hava alınabilinirse o derecede yakıt püskürtülmesi gerçekleşir. Daha kuvvetli bir yanma ve enerji açığa çıkar. Yani bu durum motordan çıkan maksimum gücü etkiler [18].

Hacimsel verim;

- Düşük hızlı dizel motorlarında: 0,90 – 0,95
- Yüksek hızlı dizel motorlarında: 0,82 – 0,92

Bunun yanı sıra sıkıştırma oranı arttıkça hacimsel verim düşmektedir.

4.3 Gerçek Çevrim Kayıpları

Gerçek çevrim ile teorik çevrim arasındaki farklılıklar aşağıda açıklanan sebeplerden meydana gelmektedir [11].

4.3.1 Özgül Isıların Değişmesi

Gerçekte çalışma maddesinin özgül ısıları sıcaklıkla değişmektedir. Sabit basınç ve sabit hacimdeki özgül ısılar sıcaklığa bağlı olarak artarken, bunların oranı olan k'nın değeri küçülmektedir. Özgül ısıların artmasına bağlı olarak maksimum sıcaklıkların azalması nedeniyle, gerçek çevrimin net işi ve ısıl verimi azalmaktadır.

4.3.2 Yanma Süresi

Teorik çevrimlerde ısının sisteme sabit hacim ve sabit basınç verildiği varsayılmışdı. Gerçekte ise, yanmanın ölçülebilir bir zaman içerisinde olduğu bilinmektedir. Bu nedenle diyagramdaki net iş alanı küçülmektedir. Erken ve geç ateşlemede de motor verimini düşürmektedir. Isının tam olarak sabit basınçta verilmesi de teorik olarak mümkün değildir.

4.3.3 Ayrışma

Gerçekte, tam yanmanın teorik sıcaklıklarına hiçbir zaman ulaşılamaz. Çünkü reaksiyon hiçbir zaman tam değildir.

4.3.4 Homojen Olmayan Karışım

Yanma öncesinde, silindir içerisinde bulunan yakıt buharı, hava ve bir önceki çevrimden kalan artık gazların tam homojen karışması mümkün değildir. Bu durumda, silindirin bir kesiminde oksijen fazlalığı diğer bir kesiminde de yakıt fazlalığı olabilir. Yeterli oksijeni bulamayan yakıt tam olarak yanamaz.

4.3.5 Gaz Kaçakları

Yanma odasında bulunan gazlar, sıkıştırma ve genişleme zamanları sırasında, supaplardan, silindir kapak contasından ve piston ile silindir arasından olmak üzere dışarı sızarlar. Supap ve contalardan olan kaçakları yenileştirme ile giderilmekte ise de, piston ile silinidir arasındaki kaçaklar, segmanlarla azaltılsa bile önlenememektedir. Bu da kritik hızlarda yağ tüketimi artarken, güç hızla düşmektedir.

4.3.6 Isı Kayıpları

Teorik çevrimlerde ısı kayıplarının olmadığı kabul edilmektedir. Gerçek bir motorda ise soğurma nedeniyle dikkate değer oranda ısı kaybı olmaktadır. Yaklaşık olarak bu değer, motora verilen enerjinin % 8 kadarı, egzoz valfi açılmadan önce, soğutma nedeniyle kaybedilmektedir.

4.3.7 Art Gazların Etkisi

Gerçek bir motorda, yanma sonunda silindirde kalan gazların tamamı dışarıya atılamadığından, hem silindirde yer işgal etmekte, hem de emme zamanında silindire alınan taze dolguya karışarak onu ısıtmaktadır. Bunun sonucunda, silindire alınacak taze dolgu daha az olmakta, bu da çevrimin net işini azaltmaktadır.

4.3.8 Isı Atma Kayıpları

Teorik çevrimde ısının dışarıya ani olarak atıldığı kabul edilmişti. Gerçek bir motorda ise; egzoz supabının ve gazların ataletleri nedeniyle ısının sistemden atılması tam AÖN'da yapılmaz.

4.3.9 Pompalama Kayıpları

Emme zamanında dolguyu silindire emmek ve egzoz zamanında yanma artıklarını silindirden atmak için gerekli işe, 'pompalama işi' veya 'pompalama kaybı' denmektedir. Silindirden dışarıya veya dışarıdan silindire gaz akışının olabilmesi için, ortamlar arasında basınç farkının olması gerekir.

4.4 Silindir Basıncı

Silindir basınç eğrisi, motor sınıflandırmasında en önemli faktördür. Maksimum silindir basıncı artışı ile birlikte motorların güç çıkışı da artmaktadır. Buna ek olarak, istenen tasarım Pmax basınçlarına ulaşmak için silindir basıncı eğrisini her zaman değiştirmeye ihtiyaç duyulmaktadır. Silindir basıncı eğrisini en çok etkileyen yöntemler aşağıdaki bölümlerde açıklanmaktadır [28].

4.5 Sıkıştırma Oranı

Genellikle, benzin motorları sıkıştırma oranları dizel motor sıkıştırma oranlarına kıyasla daha düşüktür, çünkü benzin motorları (Otto prensibi ile çalışan motorlar) hava-yakıt karışımı; ön ateşleme veya vuruntuya neden olabilir. Sıkıştırma oranındaki bir değişiklik emme valfleri kapandıktan sonra sıkıştırma eğrisini değiştirir.

Sıkıştırma oranı, maksimum ve minimum silindir hacimlerinin bölümüdür. Maksimum silindir hacmi, piston AÖN'ya olduğunda oluşur. Sırasıyla, minimum hacim, piston sıkıştırma veya ölü hacim olarak da adlandırılan ÜÖN konumuna geldiğinde oluşur. Sıkıştırma hacmi, silindir kafasının yanma odası hacminden, pistondaki valf ceplerinden, bir piston yuvasından ve üst sıkıştırma halkasına kadar olan hacminden oluşur [29], [19].

Dört zamanlı motorlar için sıkıştırma oranı aşağıdaki formül ile hesaplanır;

$r_c = V_{max} / V_{min}$ (4.7)

V_{min} = Üst Ölü Noktadaki sıkıştırılmış hacim veya ölü hacim

V_{max} = Silindirin Alt Ölü Noktadaki maksimum hacmi

Yüksek verimliliğe rağmen, güvenilir bir soğuk başlatma sağlamak için dizel motorlar için daha yüksek sıkıştırma oranı gereklidir. Genel olarak sıkıştırma oranı arttıkça termodinamik verimlilik o kadar iyi olur. Kısmi yükte çalışırken, yüksek sıkıştırma oranı motor verimliliği üzerinde olumlu bir etkiye sahiptir. Buna bakılmaksızın, sıkıştırma oranı, tam yükte çalışıldığında malzeme dayanım sınırlarıyla sınırlanır [29].

Sıkıştırma oranındaki fark, eşit miktarda hava silindir içerisinde olmasına rağmen daha az sıkıştırılma yapıldığı için silindir basınç eğrilerinin sıkıştırma ve genleşme vuruşlarını değiştirir.

İçten yanmalı makinelerde sıkıştırma oranı aşağıda yer alan değerleri almaktadır [16], [17].

- Tüm içten yanmalı dizel motorlarda: 10,5 – 22
- Yüksek devirli dizel motorlarda: 13 – 16
- Orta devirli dizel motorlarda: 14 – 15
- Ağır devirli dizel motorlarda: 12 – 14

4.6 Basınç Artması Oranı

Sabit hacimde gerçekleşen yanma sonucu oluşan maksimum basıncın, sıkıştırma sonunda oluşan maksimum basınca oranına basınç artması oranı denmektedir. “ά” ile gösterilmektedir.

İçten yanmalı makinelerde basınç artması oranı aşağıda yer alan değerleri almaktadır [16], [17];

- İki stroklu çift etkili dizel motorlarda: 1,7– 2,2
- Ön yanma odalı makinelerde: 1,4 – 1,6
- Türbülans yuvalı içten yanmalı motorlarda: 1,5 – 1,8

- Tek etkili dizel motorlarda: 1,5 – 2

4.7 Katof/Ön Genişleme Oranı

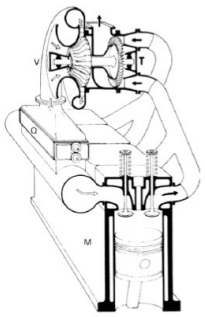
İçten yanmalı dizel motorlarda ön genişleme oranı 1,1-1,3 arasında değişmektedir ve "β" ile gösterilir [16], [17].

4.8 Turboşarjer

Doğal olarak emilen bir motor emme havası ortam atmosferi ile aynı yoğunluğa sahiptir. Bu hava yoğunluğu, yakılabilecek yakıtın maksimum ağırlığını ve aynı zamanda motor tarafından oluşturulabilecek maksimum gücü belirler. Şarj havası yoğunluğunu artırmak için ortam havası ve silindir arasında uygun bir (turboşarj) kompresör kullanılabilir. Bu, silindire giren havanın ağırlığını arttırır ve böylece daha büyük bir yakıt ağırlığının yakılmasına izin verir. Daha fazla yakıt yakarak, daha yüksek bir motor çıktısı da elde edilebilir. Turboşarj ile doğal emişli motorlara kıyasla üç kat daha fazla güç ortaya çıkarabilir ve iki kademeli turbo şarjlı motor tiplerinde daha yüksek çıkış oranları elde edilebilir [30].

Şarj havası sıkıştırması, çoğu modern dizel motorlarda, egzoz gazı turbo şarjı ile sağlanır (Şekil 4.4), motorun egzoz gazlarıyla tahrik edilen bir türbin tekerleği, santrifüj tipi bir hava kompresörü ile birleştirilir. Bu kompresör, basınçlı havanın açık emme valfleri vasıtasıyla silindire girdiği motor alım alıcısında yüksek basınç oluşturur. Yakıtın toplam ısı enerjisinin yaklaşık %35'i egzoz gazları ile boşa harcanmaktadır. Kompresörü çalıştırmak için bu gazlardaki enerji kullanarak yük hava yoğunluğu etkin bir şekilde artabilir. Ayrıca, egzoz gazı turboşarjeri sistemini kullanmanın birçok avantajı bulunmaktadır [30];

- Başlangıç motor maliyetinde düşüş
- Daha temiz emisyonlar
- Arttırılmış motor çalışma esnekliği
- Tüm motor yüklerinde spesifik yakıt tüketiminde azalma



Şekil 4. 1 Egzoz gazı turbo şarjının temel düzeni

4.9 Enjektörler

Yakıt pompalarının çıkış valflerinden gelen yüksek basınçlı yakıtın, silindirlerin yanma odasına püskürtülmesini sağlayan valflere enjektör adı verilir [16], [17]. Enjektörler yakıtı yanma odasına küçük çaplı damlacıklar halinde gönderirler. Püskürtmenin açısı, yakıt hüzmesindeki taneciklerin büyüklüğü yanma üzerinde önemli etkilere sahiptir. Bu yüzden enjektörler yüksek derecede hassasiyetler ile üretilirler.

4.10 Krank Mekanizması

Krank mekanizması salınım hareketini devir hareketine geçiren bir fonksiyonel gruptur. Krank mekanizması, piston halkalı pistonlar, piston pimleri, bağlantı çubukları, karşı ağırlıklı krank mili, rulman ve yağlayıcıdan oluşur [29].

Krank mekanizmasının her bir kısmı çeşitli hareketleri gerçekleştirir. Piston silindir içerisinde ileri ve geri hareketi gerçekleştirir. Bağlantı çubuğunun iki görev vardır: küçük üst halka piston pimi ile mafsallanmıştır ve büyük bağlantı çubuğu gözü krank pimine mafsallı iken ileri geri hareket eder ve krank mili döndükçe döner.

4.11 Piston

Pistonun birincil görevi, gaz genleşme kuvvetlerini alarak bağlantı çubuğu vasıtası ile krank milinin dönme kuvvetine aktarmaktır. Pistonun ikincil görevi, piston halkaları ile birlikte, genleşme prosesi sırasında silindir içerisindeki yanma odasını kapatmak ve mümkün olan en düşük basınç ve yağlama yağı kayıplarını sağlamaktır. Piston ayrıca,

yanma odasından silindir duvarına ve yağlama yağına doğru ısı transfer etme görevine sahiptir [31].

Piston boyutlandırmasını etkileyen iki farklı kuvvet tipi vardır: kütle kuvvetleri ve gaz kuvvetleri. Bu tezde piston, silindir basıncıyla doğrudan temas eden ve maksimum silindir basıncıyla karşı karşıya kalan bir bileşen olarak seçilmiştir.

Bir pistondan istenen tüm görevleri yerine getirmek için; özellikle iyi tribolojik özelliklere ihtiyaç duyar. Tribolojik gereklilikler, aşınmaya karşı iyi direnç, karakteristiklerinde iyi kırılma, az kayma kabiliyeti ve küçük sürtünme direncine sahip iyi acil durum koşullarıdır. Bu şartları yerine getirmek için, piston çalışma koşulları altında formunu korumalı ve ısı genişlemesi küçük olmalıdır [31].

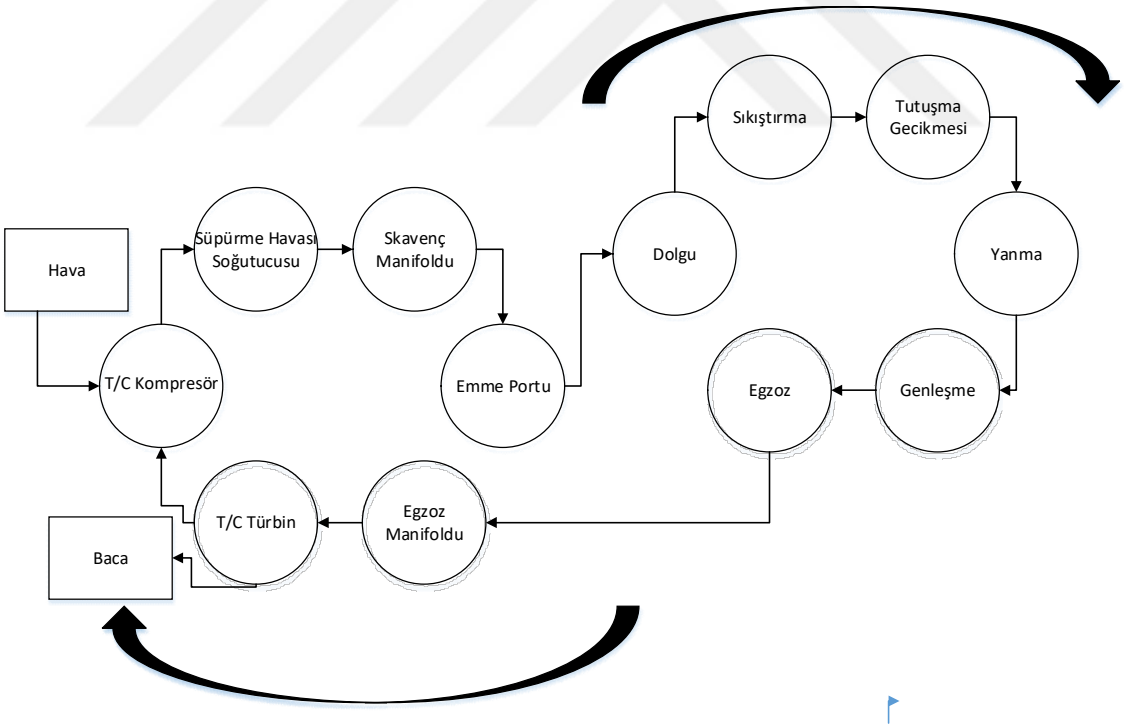
4.12 Valf Zamanlaması

Valf zamanlaması; motorlarda, emme supablarının kapanma zamanını ayarlayarak motor silindir dolum oranındaki değişikliği sağlamak için kullanılan bir yöntemdir. Bu aşama da, egzoz gazlarından silindirin değişken egzoz supabı kapanmasına izin vererek soğutulması için bir yöntem de vardır. Egzoz subabı kapanması, silindir basınç eğrisini önemli ölçüde etkilemediği için bu tezin kapsamına dahildir.

BÖLÜM 5

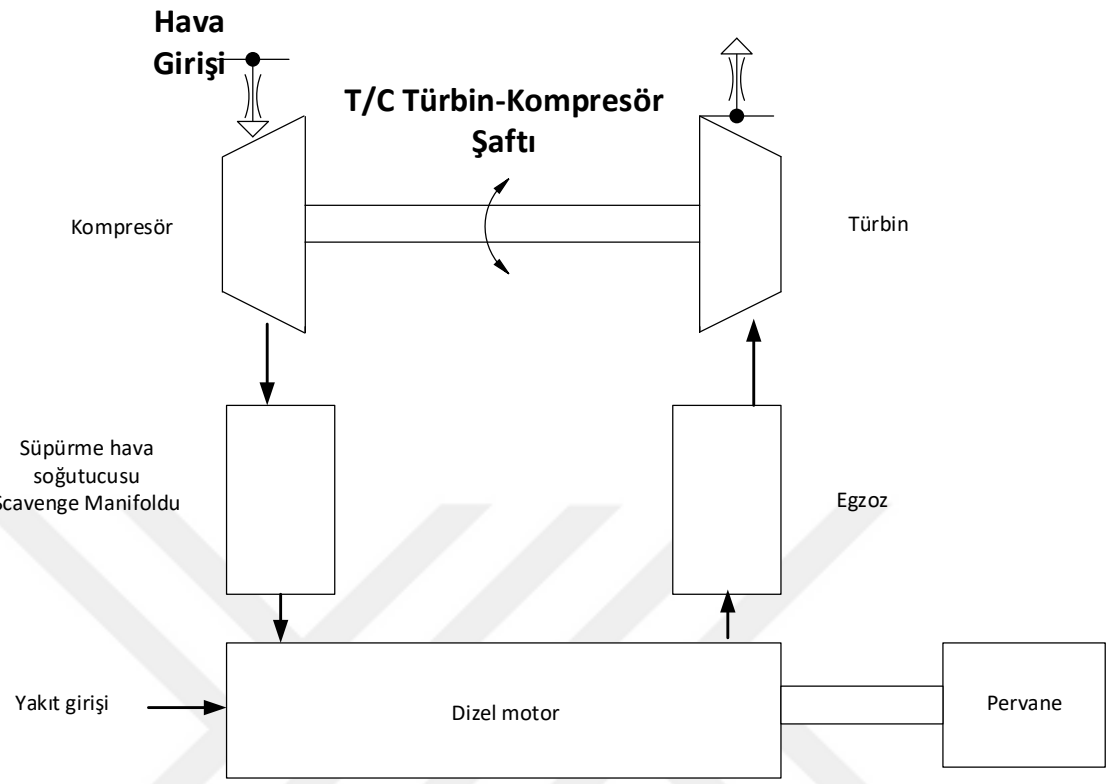
MATEMATİK MODELİN OLUŞTURULMASI VE MODELLEME DENKLEMLERİNİN YAZILMASI

Model oluşturulurken daha önce yapılmış olan çalışmalar dikkate alınarak, modelin oluşturulmasındaki girdilerin ve sabit değerlerin seçilmesi sağlanmıştır.

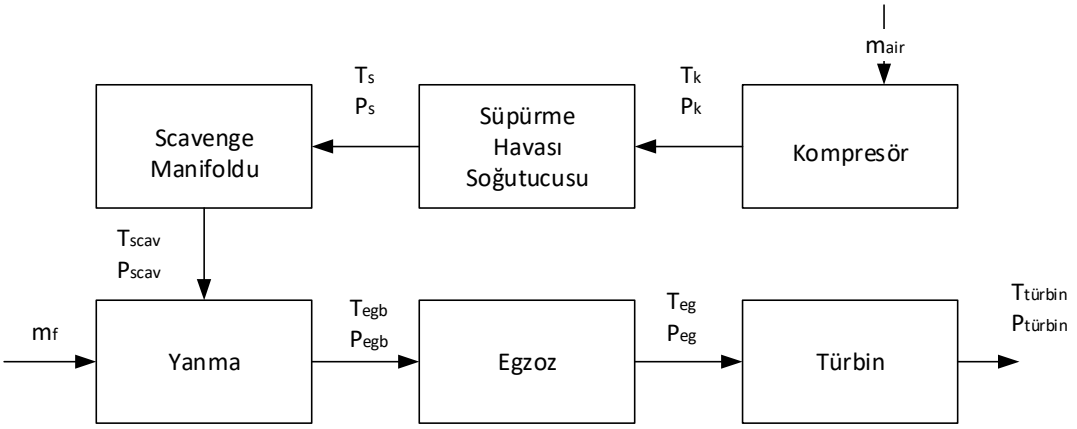


Şekil 5. 1 Model Akış Diyagramı

5.1 Motor Matematik Modeli için Girdiler ve Çıktılar



Şekil 5. 2 Motorun çalışma prensibi

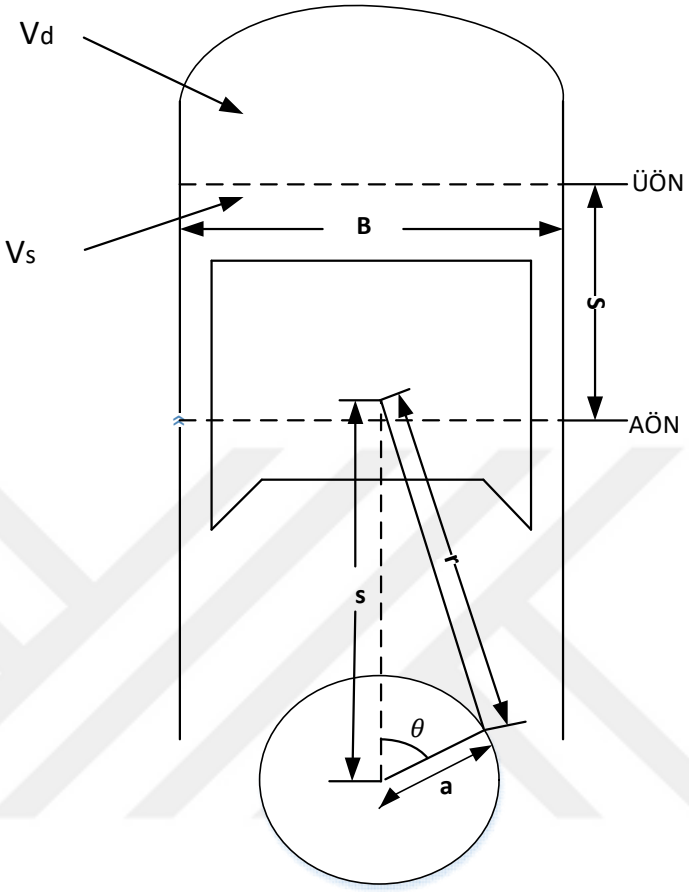


Şekil 5. 3 Motorun çalışma prensibi blok diyagramı

5.1.1 Silindir Hacmi Hesaplama

Pistonun alt ölü noktadan (AÖN) üst ölü noktaya giderken ki silindir içerisindeki gazın her bir krank açısına bağlı olarak değişimi ile birlikte pistonun süpürdüğü strok

uzunluğunun (kurs boyu) değişimi ile oluşan hacmin hesaplanmasıdır (yanma odası hacmi hariç olmak üzere) [1], [18].



Şekil 5. 4 Krank açısına bağlı pistonun çalışma prensibi

B = Silindir çapı

S = Strok

r = Biyel kolu uzunluğu

a = krank kolu uzunluğu

θ = Silindir düşey ekseni ile krank kolunun yaptığı açı

V_d = Ölü Hacim

V_s = Strok hacmi

Açı değişimlerinin ilişkileri alt kısımdaki denklem 5.1'de belirtilmiştir.

$$s = a \times \cos\theta + (r^2 - a^2\sin^2\theta)^{1/2} \quad (5.1)$$

Piston hızının zamanı bağlı değişiminin miktarı denklem 5.2'de yer alan formül yardımı ile bulunabilir;

$$\vartheta_p = ds / dt \quad (5.2)$$

Anlık piston hızının değeri altta yer alan denklem 5.3 ile bulunabilir;

$$\vartheta p / \vartheta p' = (\pi / 2) \times \sin\theta \times [1 + (\cos\theta / (R^2 - a^2\sin^2\theta)^{1/2})] \quad (5.3)$$

$$R = r / a \quad (5.4)$$

Silindirin strok hacmi Vs AÖN'daki hacimden ÜÖN'daki hacim çıkarıldığında bulunabilir. Silindirin strok hacmi ve pistonun yüzey alanı altta yer alan förmüller yardımı ile bulunmaktadır;

$$V_S = V_{AÖN} - V_{ÜÖN} \quad (5.5)$$

$$V_S = (\pi / 4) \times B^2 \times S \text{ (bir silindir için)} \quad (5.6)$$

$$V_S = C_n \times (\pi / 4) \times B^2 \times S \text{ (C_n silindir sayısı)} \quad (5.7)$$

$$V_{CA} = V_S + (\pi B^2 / 4) \times (r + a - s) \text{ (silindir içi hacmin açıya bağlı değişimi)} \quad (5.8)$$

$$r_C = V_{max} / V_{min} \quad (5.9)$$

$$r_C = V_S + V_d / V_d \quad (5.10)$$

$$V_d = V_S / (r_c - 1) \quad (5.11)$$

5.1.2 Kompresör

Dört zamanlı içten yanmalı motorlarda çevrim ve yanma için gerekli olan havayı çevre şartlarında basınçlar ile sağlamak pek mümkün değildir. Çevrim için yeterli havayı sağlayabilmek için türbin tarafından üretilen tork kuvveti ile düşük basınçlı süpürme havası manifolda iletilir. Süpürme havası manifolduna geçmeden hemen önce hava soğutucusundan geçerek havanın soğutulması sağlanır [1].

Dört zamanlı makinelerde 3 çeşit kompresör bulunmaktadır;

- Pistonlu kompresör tipi
- Radyal akışlı kompresör tipi
- Santrifüj kompresör tipi

Bu çalışma içerisinde santrifüj tip kompresör kullanılmakta olup bütün hesaplar buna yönelik olarak yapılmıştır.

T_k kompresörden sonraki havanın sıcaklığı anlamına gelmek ile beraber kompresörden çıkan havanın mutlak sıcaklığı altta yer alan denklem 5.12'ye göre hesaplanır ve

sonuçta ortaya çıkan sıcaklığın yardımı ile kompresör basıncı altta yer alan 5.13 denklemine yerleştirilerek hesaplanabilir. Kompresör basıncı hesaplanırken kullanılan kompresör tipine ait politropik üs sabit değerlerinden ötürü karar verilmeli ve seçime uygun üs değeri kullanılmalıdır [39], [45].

$T_k = T_ç \times (1+((P_k/P_ç)^{n-1))/n}-1)/\eta_{ad})$ (5.12)

Kompresörün sıkıştırdığı hava debisi ve sonrasında oluşan basınç aşağıdaki şekilde de ilişkilendirilebilir [11];

$P_k= 0{,}00011\times(\dot{m}_{air})^2 + 0{,}0076\times(\dot{m}_{air}) + 0{,}8761$ (5.13)

Yukarıdaki denklemde n pompaya ait politrop üssü olup [40];

- n = 1,70 – 2,00 santrifüj pompalar için,
- n = 1,60 – 1,80 devir hareketli pompalar için,
- n = 1,40 – 1,60 pistonlu pompalar içindir.

Sıkıştırma sırasında havaya kazandırılan enerji miktarı aşağıdaki temel termodinamik denklem ile hesaplanabilir;

$\Delta Q_{air}=\dot{m}_{air}\times C_v \times \Delta T_c$ (5.14)

C_v= 0,718 (kJ / kg °K)

ΔT_c= 5 - 20 °C

η_{ad}= 0,80 olarak kabul edilmiştir (Adyabatik verim)

Kompresör içerisine giren hava zamana bağlı olarak 5.16 veya 5.17 denklemleri yardımı ile açıklanabilir [43], [45];

$\dot{m}_{air}= (\eta_v \times P_{scav} \times V_s \times N_{sil} \times n) / (60 \times N_{st} \times R \times T_{scav})$ (5.15)

N_{st} = Strok sayısı; 2 zamanlı motor için “1” & 4 zamanlı motor için “2”

N_{sil} = Silindir sayısı

$\dot{m}_{air}= \rho \times n \times zV_d \times \eta_v$ (5.16)

$zV_d = 1.6 \times 10^{-4}$ m^3/dev ρ = 1,225 kg / m^3 (havanın yoğunluğu)

n = dev/dak

η_v = volumetrik verim

Kompresörden çıkan havanın sıcaklığının artış miktarı ΔT olarak adlandırılır.

Kompresörün tükettiği güç miktarı Wk 5.17 denklemi ile açıklanmaktadır;

$W_k = dm_{air} \times C_v \times T_k$ (5.17)

5.1.3 Hava Soğutucusu

İçten yanmalı motor parçaları, motorun içerisinde dolaşan hava ile soğutulur. Silindirde açığa çıkan ısının direkt havaya iletimi sağlanır. Bundan ötürü soğutulması gereken motor parçalarının yüzey alanlarının geliştirilmesi amacıyla silindirlerde kanatçık sistemi uygulanır [44].

Kompresör içerisinde geçen havanın soğutulması hacmi azaltacağından ötürü silindirler içerisine daha fazla hava dolmasına neden olur. Daha fazla havanın silindir içerisine dolması motorun çalışma sitemi açısından faydalı olmaktadır (süpürme, yanma, vs) [1].

Hava soğutucusu sıcaklık ve basınç çıkışı hesaplanırken kompresör çıkış sıcaklığı ve soğutma veriminden faydalanılarak 5.18 ve 5.20 fonksiyonları ile oluşturulmaktadır. Soğutma verimi yaklaşık 0,02'lik bir kayıp olduğu düşünüldüğünde 0,98 olarak kabul edilmiştir [45].

$T_S = T_k - \eta_S \times (T_k - T_{sogutmagiris})$ (5.18)

$\eta_S = 0{,}98$ (soğutma tesir katsayısı) (5.19)

$P_S = 0{,}98 \times (\dot{m}_{air} / \rho_{air})$ (5.20)

$\rho_{air} = 1{,}226\ kg/m^3$

5.1.4 Süpürme Havası Manifoldu ve Emme Portu

Süpürme havası manifoldundaki (skavenç manifoldu) kütle ve basınçtaki değişim içten yanmalı bir dizel motorun çalışma hızı belirler. Düzgün şekilde bir akışın olabilmesi için skavenç manifoldundaki havanın basıncının, egzozdan çıkan havanın basıncından yüksek olması gerekir.

Süpürme havası manifoldundan emme zamanına kadar olan süreçte oluşan basınç ideal gaz denkleminden faydanılarak açıklanabilir.

$P_{scav} = (k \times R \times \dot{m}_{air} \times T_{scav}) / V_{scav}$ (5.21)

$k = 1{,}41$ (ideal gaz denklemi için)

$R = 0{,}273\ kJ/kg°K$

Emme portuna girecek olan havanın sıcaklığı ve basıncı bulunurken sıcaklık değişimlerinden, artık gaz yüzdesinden, artık gaz sıcaklığından ve çevre şartlarından faydanılmaktadır. Artık gaz oranı 4 zamanlı motorlar için 0,03 ile 0,04 arasında seçilmektedir [11].

$T_{scav} = (T_ç + \Delta T_c + \gamma_r \times T_r)/ (1+ \gamma_r)$ (5.22)

$\gamma_r = 0,03 – 0,04$

$T_r = 700 – 800$ (K) (dizel makineler için) (Atık gazların sıcaklığı)

$\Delta T_c = 5 – 20$ °C arasında seçilmektedir.

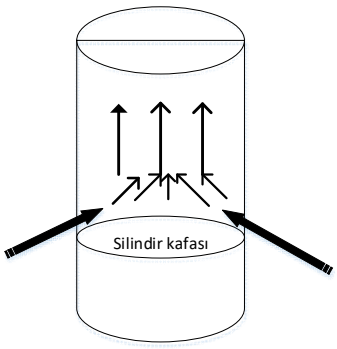
Silindir içerisinde hava akış denkleminin oluşturulması için pistonun bir çevrim hareketinde emme valfinin ne kadar süre ile açık kaldığının (TOSAP) bilinmesi gerekir. Bu süre dizel motor devir (720 CA için) parametresi yardımı ile Denklem 5.23'de gösterildiği gibi hesaplanır.

TOSAP= (60sn×CA)/(RPM×720CA) (5.23)

$\dot{m}_{air}$ skavenç manifoldundan her bir çevrimde silindir içerisine giren zamana bağlı hava kütlesidir. Bu silindir içerisine giren havanın bir kısmı egzoz manifoldundan dışarıya atılırken, silindir içerisinde kalan havanın belli bir miktarı çevrim içerisinde dolaşmaya devam eder.

Silindir içerisine giren hava ile ısınmış olan silindir başlığı ve piston üst yüzeyi arasında ısı geçişi olur. Böylece aradaki sıcaklık farkı artar. Bu artan sıcaklık ΔT_C olarak adlandırılır [40].

Silindirlerin duvarları arasındaki sıcaklık farklarını hesaplamak mümkün olamayacağından tez içerisinde kullanılan test sonuçlarından yararlanılarak silindir duvarı sıcaklıkları ile verilmiş olan değerler kullanılmış, ΔT_C farkının yaklaşık olarak dört zamanlı motorlarda 5-20^oC arasında olacağı var sayılarak işlem yapılmış ve RPM'e bağlı bir ampirik formül oluşturulmuştur.



Şekil 5. 5 Dolgu havasının silindir içerisinde ısınması

Silindir içerisine giren havanın sıcaklığı test sonuçlarına uygun olarak 21^{o}C kabul edilmiştir. Bu durumda ortalama sıcaklık farkı aşağıda yer alan denklem ile bulunur [1];

ΔT_a = [(Alt sıcaklık – 21)] – [Üst Sıcaklık – (21 + ΔT_C)] / (ln{[(Alt Sıcaklık – 21)] / [Üst Sıcaklık – (21 + ΔT_C)]}) (5.24)

Ortalama sıcaklık farkına bağlı toplam ısı miktarı aşağıdaki denklem yardımı ile bulunabilir;

ΔQ_{air} = ΔT_a x H_T x A x (RPM/1000) (5.25)

Dolgu havasına geçen toplam ısı miktarı aşağıda yer alan denklem aracılığı ile de bulunabilir [40];

$\Delta Q_{air}=\dot{m}_{air}\times C_P\times \Delta T_C$ (5.26)

5.25 ve 5.26 denklemleri ile elde edilen sonuçlar birbiri ile kıyaslanarak sonuçların doğruluğu incelenebilir.

Birim sıcaklık farkı birim zamanda birim alandan geçen enerji miktarıdır. Silindirin yüzey alanı sabit olduğundan ötürü, motorun değişik yüklerde, değişik ısı farkları ve değişik sürelerde (RPM'e bağlı olan) ısı transfer kat sayısı sabit kalacaktır.

ΔT_C amprik formülü seçilen motor tipi denemeleri sonucunda ortaya çıkmıştır;

$\Delta T_C = -0{,}03\times RPM+50$ (5.27)

5.1.5 Sıkıştırma

Silindir içerisine havanın emilmesi tamamen sağlandıktan sonra P-V ve T-S grafiklarine konu proses işlemleri gerçekleşmeye başlar. İlk olarak 1-2 prosesi olan sıkıştırma işlemi gerçekleştirilir.

Sıkıştırma modeli kurgulanırken silindir duvarlarının sıcaklığından kaynaklanan ısı trasnferleri ihmal edilmiştir. Proseslerin formülasyonları adyebatik sıkıştırma üzerinden kurgulanmıştır [11].

Bu kısımda;

- Sıkıştırma başlangıcındaki basınç
- Sıkıştırma başlangıcındaki sıcaklık
- Dolgu ve Şarj verimi

Sıkıştırma sonucundaki oluşan basınç ve sıcaklık ele alınacaktır.

5.1.5.1 Sıkıştırma Başlangıcındaki Basınç

Silindir içerisine giren havanın emme prosesinin sonu ve sıkıştırma prosesinin başlangıcındaki basınç değerleri [11];

$P_{endofcomp}$ = 3,5 – 5,5 MPa yaklaşık değeri

$$P_{endofcomp} = P_{scav} \times r_c^{\,n1} \quad (5.28)$$

n_1 = 1,30 olarak alınabilir [11]

Emme sonu, sıkıştırma başlangıcındaki basınç değeri yaklaşım olarak denklem 5.19 yardımı ile hesaplanmaktadır. Sıkıştırma oranı eğer simüle edilecek ise kullanılan motorun sıkıştırma oranı olarak kullanılabilir. Bunun yanısıra dizel motorların sıkıştırma oranları alttaki verilen şekildedir;

- Tüm içten yanmalı dizel motorlardaki sıkıştırma oranı (rc): 10,5 – 22

5.1.5.2 Sıkıştırma Başlangıcındaki Sıcaklık

Silindir içerisine giren havanın emme prosesinin sonu ve sıkıştırma prosesinin başlangıcındaki basınç değerleri [11];

$T_{endofcomp}$ = 700 – 900 °K

$$T_{endofcomp} = T_{scav} \times r_c^{\,n1-1}$$

$$T_{scav}=(T_ç + \Delta T_C + \gamma_r \times T_r)/(\gamma_r +1)\ (K) \quad (5.28)$$

ΔT_C= 5° - 20° arasında (dizel makineler için) (Sıcaklık değişimi)

γ_r = 0,03-0,04 (dört stroklu makineler) (silindirde kalan atık gaz oranı)

γ_r = 0,02-0,03 (iki stroklu makineler) (silindirde kalan atık gaz oranı)

T_r = 700 – 800 (K) (dizel makineler için) (Atık gazların sıcaklığı)

(Birim Kelvin cinsinden kabul edilecektir.)

5.1.5.3 Dolgu ve Şarj Verimi

Silindir içerisine giren havanın yanması sonucu oluşan dolgu ve şarj veriminin atık gazların sıcaklığı, basıncı, sıkıştırma başlangıcı basınç ve sıcaklığı ile sıkıştırma oranına bağlı fonksiyonu ile açıklanmaktadır;

$$\eta_{ch}=(T_ç \times P_{scav} \times r_c)/((r_c -1) \times P_k \times (T_k \times \Delta T_C + \gamma_r \times T_r)) \quad (5.29)$$

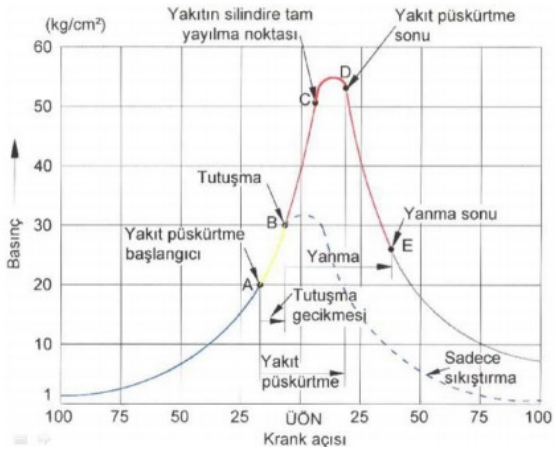
P_r = Atık gazların basıncı

r_c = 10,5 – 22 (Dizel makineler) (Sıkıştırma oranı)

n_1 = 1,30 (politropik üs)

5.1.6 Yanma Odası ve Yanma

İçten yanmalı dizel makinelerde, piston üst ölü nokta yakınlarında iken silindir içerisine yakıtın püskürtülmesinden kısa bir süre sonra silindirin üst bölgelerinde ilk tutuşma ve ardından yanma gerçekleşir. Ani olarak sıcaklık ve basınç yükselmesinin olduğu ve yanmanın difüzif olarak devam ettiği bu bölge yanma odası olarak adlandırılır.



Şekil 5. 6 Dizel Motorunda Yanma Safhaları

Şekil 5.6'de gösterilen model de yakıtın tutuşma gecikmesinden kaynaklı yanma safhalarını ve sonuçlarını grafik üzerinde açıklamaktadır.

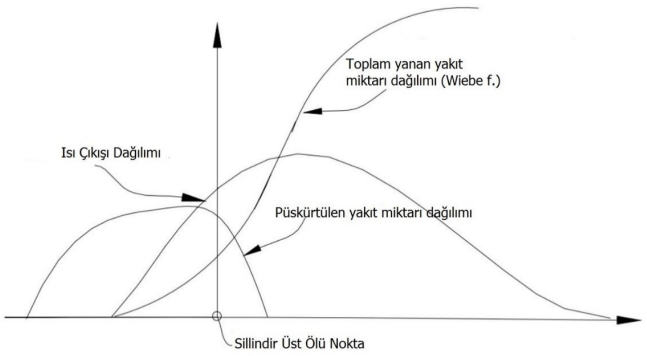
Sıkıştırma sonuna doğru silindire püskürtülen yakıt zerreleri hemen tutuşmaz. Yakıt zerrelerinin tutuşabilmesi için önce oksijenle karışması ve tutuşma sıcaklığına erişmesi gerekir. Bu nedenle belirli bir zamana gerek vardır. Bu zamana tutuşma gecikmesi adı verilmektedir. Tutuşma gecikmesini; enjektörün silindire yakıtı püskürtmeye başladığı andan, ilk alev çekirdeğinin oluştuğu ana kadar geçen zaman olarak ifade etmek mümkündür [41].

Tutuşma anına kadar biriken bu yakıt miktarının tamamına yaklaşık kısmının bitmesi sonucu yanma normal seyrinde devam etmektedir.

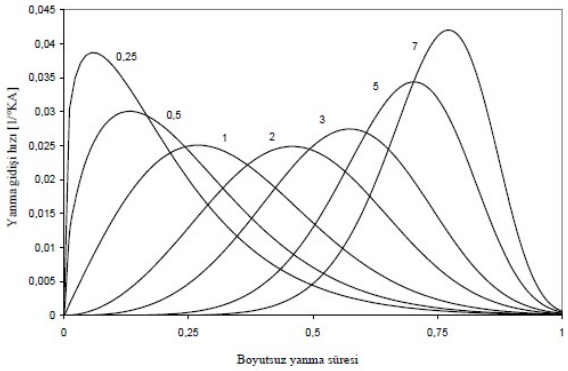
Tutuşma gecikmesi süresince silindir içerisine püskürtülen yakıtın sıcaklığı artar, oksijenle karışır ve buharlaşır. İlk alevlenme gerçekleştiği anda yakıtın tamamı aynı anda yanmaya katılır ve hızlı yanma meydana gelir. Hızlı yanma basıncın birden artmasına neden olur ve bunun sonucunda motor vuruntulu ve sert çalışır. Bu vuruntuya dizel vuruntusu denir [41].

Tutuşma gecikmesini ortadan kaldırmak olanaksızdır. Ancak azaltmak olanaklıdır. Aşağıda açıklayacağımız etkenler bu sürenin uzamasına veya kısalmasına neden olur [36].

- Sıkıştırma sonu sıcaklığı: Sıkıştırma sonu sıcaklığının değeri, emme havası soğutma suyu sıcaklığı ile değişir. Havanın ve soğutma suyunun sıcaklığı artarsa tutuşma gecikmesi azalır.
- Sıkıştırma sonu basıncı: Sıkıştırma oranı artırılırsa ve silindire basınçlı hava gönderilirse, sıkıştırma sonu basıncı ve buna bağlı olarak sıcaklığı artar ve tutuşma gecikmesi azalır.



Şekil 5. 7 Wiebe fonksiyonu [35], [23]



Şekil 5. 8 Wiebe üs sabiti ile krank açısına bağlı yanma gidişi hızının değişimi

Bir diğer yanma modelimiz olan; Wiebe modelinde yanma odasına püskürtülen yakıtın yanmasını, tutuşmanın başladığı süre ve toplam yanma süresinin bir fonksiyonu olarak yazarak genel bir yanma modeli ortaya koymuştur. Genel olarak bakıldığında difüzif bir yanma modeli olduğu görülebilir. Woschni [27]; Wiebe'nin yanma modelinin yanmanın yakıt-hava olarak homojen bir karışım içinde kıvılcım ateşlemeli bir motor için doğru olabileceğini ancak dizel makineler için uygun olmadığını belirtmiş ancak hala bu yanma modelinin yerine, yine aynı model kullanılmasıyla hazırlanan düzeltilmiş bir modelin dizel makineler için kullanılabilir olduğunu belirtmiştir. Bu model bu zamana kadar yapılan yanma modellemelerinde genel kabul görmüş bir modeldir. Şekil 6.11'de püskürtülen yakıt miktarı, anlık yanan yakıt miktarı ile birlikte toplam yanmış yakıt miktarınınn anlık değişimini gösteren Wiebe modeli gösterilmiştir.

Şekil 6.12'de ise wiebe fonksiyonun üst sabiti ile krank açısına bağlı yanma gidişi hızının değişimi gösterilmektedir.

Yanma zamanında kullanılmak üzere silindir içerisine giren yakıtın miktarının bulunabilmesi için yararlanılan denklem 5.30 ile gösterilmektedir.

$\dot{m}_f = [(\dot{m}_{air} \times N_{sil} \times n) / (60 \times N_{st})]$ (kg/sn) (5.30)

Ancak model genel olarak, yanma parametresi "m" ve yanma süresi "LOB" (Length of Burning) üzerine kurulmuş, makine hızının, yükünün püskürtmenin veya yanma odası şeklinin model üzerinde bir etkisi bulunmamaktadır.

Bir sonraki aşama olan yanma modellemisinde Wiebe'nin [23] ortaya koyduğı "Heat Release Model" yanma modeli kullanılmaktadır. Wiebe "Fraction Rate" Yanmış Yakıt Miktarı Xy modellemesini üstel bir fonksiyon ile açıklamıştır [36].

X_y=1−exp[−a×((θ−θ_0)/$\Delta\theta$)$^{m+1}$] (5.31)

X_y=Yanmış yakıtın kütle bazında hesaplanmış yüzdesi,

θ_0 = yanma başlangıcındaki krank açısı (CA),

θ = anlık krank açısı (CA),

‘ a ’ ve ‘ m ’ ise sabit katsayılardır

(Heywood’a göre en uygun katsayılar a=6,908, m=2 dir.) [22].

Anlık olarak silindir içine giren ısı miktarı "Q_{in}" Denklem 5.32’de verilmiştir.

$\Delta Q_{in}=X_y \times H_T$ (H_T = 40700 Yakıtın alt ısıl değeri [1]) (5.32)

Yanma sonu sıcaklık ve basınç değerleri P-V ve T-S diyagramlarında belirtildiği şekilde 2-3 noktaları arasında gösterilen proses işlemidir. Altta yer alan 5.32, 5.33 ve 5.34 denklemleri yanma sonu sıcaklığı ve basıncı açık şekilde ifade etmektedirler. Formül içerisinde kullanılan ön genişleme oranı 1,1 – 1,3, basınç artması oranı 1,5 - 2 arasında ve gerçek moleküler değişim katsayısı 0,65 olarak kabul edilmiştir.

$P_{egb} = \dot{\alpha} \times P_{endofcomp}$ (5.33)

$\dot{\alpha}$ = 1,5 - 2

$V_{egb} = \beta \times V_{endofcomp}$ (5.34)

β = 1,1 – 1,3

$T_{egb} = (\beta \times P_{egb} \times T_{endofcomp}) / (\boldsymbol{\mu} \times P_{endofcomp})$ (5.35)

$\boldsymbol{\mu}$ = 0,65 (gerçek moleküler değişim katsayısı)

5.1.7 Egzoz Zamanı

Silindir gazlarının ideal gaz gibi davrandığı kabul edilmiş ve egzoz valfi kapandığında basıncın skavenç manifodundaki basınç ile eşit olduğu kabul edilmiştir. Bu durumda ideal gaz denkleminden istenilen basınç değerine ulaşılabilir.

Ancak dört zamanlı motorlarda yanmış gaz olan egzoz gazının %3 veya %4’lik bir kısmının silindir içerisinde kaldığı ve dışarı atılmadığı kabul edilmiştir. Bir sonraki gerçekleşen çevrimdeki yanma modellemesinde egzoz manifoldundaki basınç ve sıcaklık değişimleri yapılırken içeride kalan yanmış kütlesi de dikkate alınmıştır.

Yanmış gaz kütlesi m_b [11];

$\dot{m}_b$=($\dot{m}_{air}$+ $\dot{m}_{fuel}$)×0,96 (5.36)

Alt kısımda verilen hava fazlalık katsayıları ile çevrim içerisine giren havanın, girmesi gereken minimum havaya oranını göstermektedir;

λ = 1.7 - 2 (Düşük devirli stasyoner veya gemi diesel motorları)

λ = 1.3 - 1.7 (Büyük araç dizellerinde)

λ ≥ 0.4 olursa tutuşma olur.

Egzoz gazlarının genleşme sıcaklığının basınç ile ilişkili sıcaklık denklemi aşağıdaki gibidir [36];

$T_{eg}=T_{egb}$ x $(P_{eg}/P_{egb})^{(k1-1/k1)}$ (5.37)

(ksabiti; k1=1,41 ideal çevrim için, k1=1,33 sıkıştırma prosesi için, k1= 1,20 genişleme prosesi için kabul edilmiştir [11])

Egzoz borusundaki genleşmiş gazın sıcaklığı ve basıncı sırası ile Teg ve Peg dir. Tegb ve Pegb ise yanmış gazların egzoz valfi açılmadan hemen önceki son sıcaklık ve basınç değerleri olarak belirtilmiştir.

Egzoz manifold içerisinde kalmış gazların sıcaklığı altta yer alan motorun silindir sayısına bağlı olarak kurulan fonksiyonu yardımı ile hesaplanabilir;

$T_{egb}= T_{eg}+(6\times v2/ C_{egb})$ (5.38)

(Cegb yanmış egzoz gazlarının ısıl kapasitesidir 1,126 kj/kg^oK olarak kabul edilmiştir [18])

5.1.8 T/C Türbin

Egzoz manifoldu içerisindeki basıncın çevre basıncından fazla olduğu durumlarda, (dizel motor çalıştığı süresince) egzoz manifoldu içerisindeki yanmış egzoz gazları T/C türbin içerisinden geçerek basınçlarını kaybederler. Bu oluşan basınç kaybı gazların sıcaklıklarının da bir miktar düşmesine neden olur. Düşen sıcaklık miktarının hesaplanmasında T/C türbini için yeniden aşağıdaki formül kullanılarak yeniden hesaplanır [39];

$T_{türbin}= T_{egb}$ x $[((P_{scav}/P_{ç})^{(n-1/n)} - 1)/\eta_{ad}]$ (5.39)

T/C Türbinden çıkan ısı miktarı 5.40 denklemi ile bulunabilir;

$\Delta Q_{eg}=\dot{m}_b\times C_v \times T_{eg}$ (5.40)

T/C Türbin basıncı aşağıda yer alan 5.40 denklemi ile hesaplanabilir (n=1.33 sabiti olarak kabul edilmiştir) [39];

$P_{türbin} = \dot{m}_b \times C_v \times T_{eg} \times [((P_{eg}/P_ç)^{(n-1/n)} - 1)/\eta_{ad}]$ (5.41)

(C_v sabit hacimdeki özgül ısı değeri 0,718 kj/kg^oK olarak kabul edilmiştir [18])

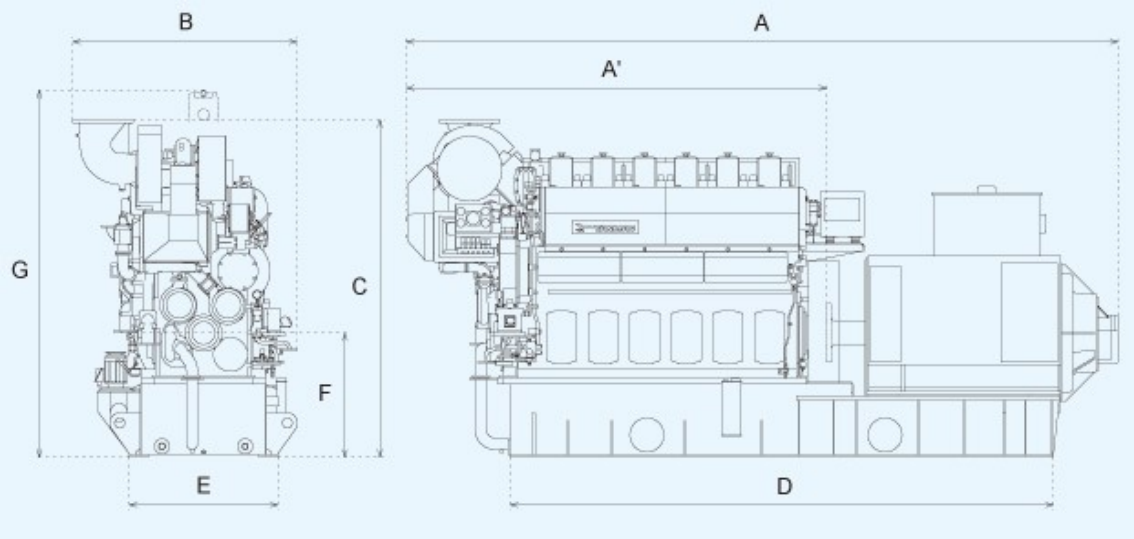
BÖLÜM 6

İÇTEN YANMALI DİZEL MOTOR MODELİ VE ÖZELLİKLERİ

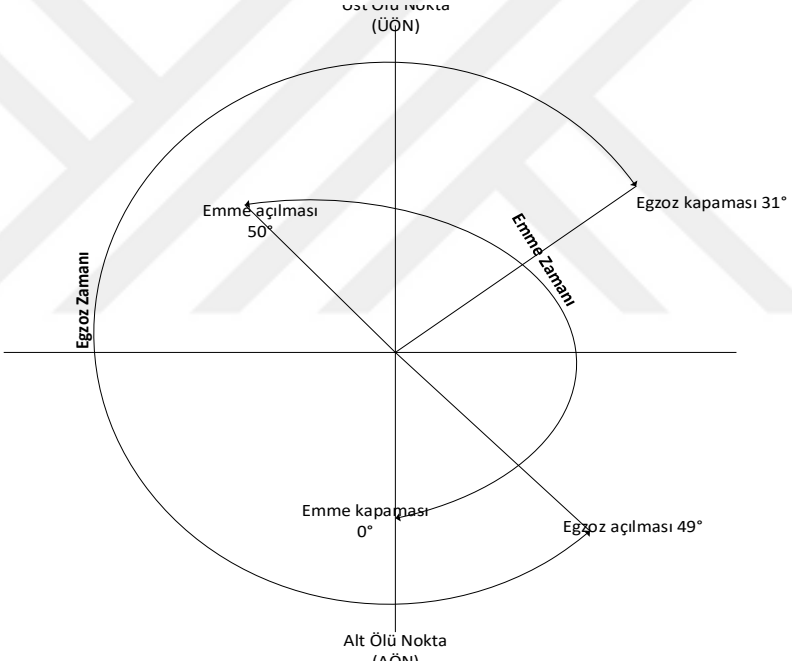
Bu bölümde alt kısımda teknik özellikleri verilen 6EY22ALW YANMAR motor modeli kullanılmıştır. Motor boyutları, özellikleri ve gücü gibi bazı spesifik özellikler altta yer alan Tablo 6.1'de verilmiştir. Oluştrulan model içerisinde çizelgede yer alan teknik özellikler kullanılmış ve grafik halinde bu çalışma içerisinde gösterilmiştir.

Çizelge 6. 1 YANMAR (6EY22ALW) Dizel Motor Teknik Özellikleri

Teknik Özellikler		Değer	Birim
Strok	S	4	
Silindir Sayısı	C_n	6	
Silindir Çapı	B	220	mm
Piston Kurs Boyu		320	mm
Sıkıştırma Oranı		15.21/1	
Devir Aralığı		1000	RPM
Üretilen Maksimum Güç		1370	kW
Krank Kolu Uzunluğu	a	160	mm
Biyel Kolu Uzunluğu	r	400	mm



Şekil 6. 1 YANMAR **(**6EY22ALW) Dizel Motoru (Yanmar web site)



Şekil 6. 2 Emme ve Egzoz Açılma Kapanma Gösterim Diyagramı

Tezin bundan sonraki adımlarında ortaya çıkacak olan sonuçlar için 6EY22ALW YANMAR dizel motor teknik kataloğu ve test raporları çıktıları kullanılmış olup ve bu sonuçlar ışığında kurmuş olduğumuz matematiksel sistem çerçevesinde birtakım karşılaştırmalar ve bunlara ait grafikler elde edilmiştir.

6.1 Silindir İçi Hacim Değişiminin Hesaplanması

İlk adımda silindir hacmi ve herbir krank açısındaki hacim değişiminin gösterim grafiği verilmektedir.

Silindir ölü hacmi yaklaşık 0,856 lt kabul edilerek işlemlere devam edilmiştir.

$V_s = V_{AÖN} - V_{ÜÖN}$

$V_s = (\pi / 4) \times B^2 \times S$ (bir silindir için)

$V_s = C_n \times (\pi / 4) \times B^2 \times S$ (Cn silindir sayısı)

$V_d = V_s / (r_c - 1)$

V_d = Ölü Hacim

V_s = Strok hacmi

Yukarıda verilmiş olan formüllerin uygulanması sonucunda;

V = 13,02 lt

Silindir içerisindeki gazların toplam hacmi; süpürülen strok mesafesinin oluşturduğu hacim (Vs) ve ÜÖN 'da ki hacmin (Vd) toplanması ile hesaplanan değer;

$V = V_s + V_d$

$V = 12,16425 + 0,856 = 13,02$ lt dir.

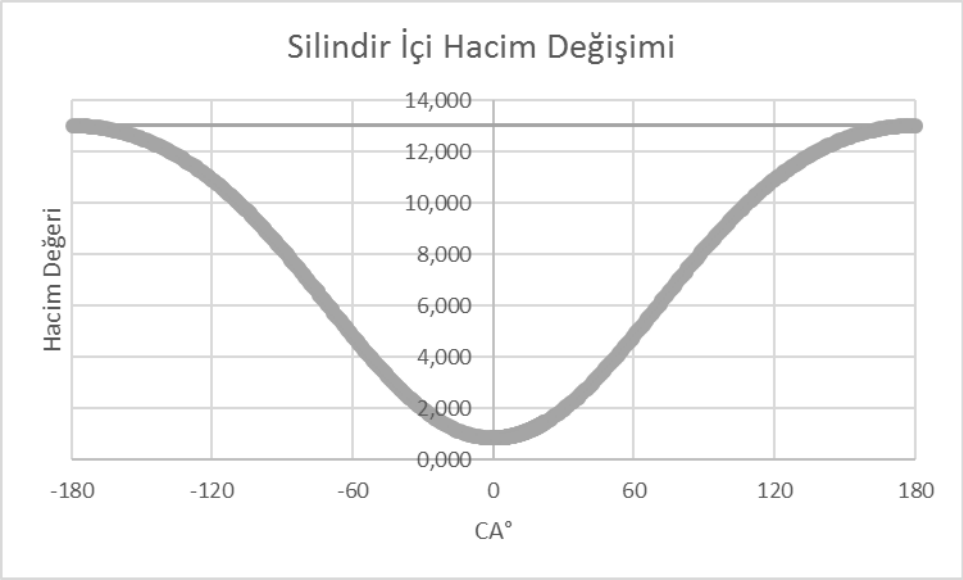
Silindir içi hacminin anlık değişimi;

$dV = V_s + (\pi B^2 / 4) \times (r + a - s)$

Silindir düşey ekseni ile krank kolunun yaptığı açı θ olarak tanımlanmıştır ve uzunluğu alttaki formül yardımı ile bulunmaktadır;

$s = a \times \cos(\theta) + (r^2 - a^2 \sin^2(\theta))^{1/2}$

Silindir içi hacmin θ açısına göre değişimi aşağıdaki şekilde grafiklendirilmiştir.



Şekil 6. 3 Silindir içi hacim değişiminin CA açısına göre ölçülmesi

Silindir içi 0° de yanlızca ölü hacim değeri ile başlamış olup 180°CA ve -180°CA değerlerinde maksimum değerlerine ulaşmıştır.

6.2 Dizel Motor Çevrimi Proses 6 – 1 (Emme Prosesi)

Çevrimin başlangıcının ilk aşaması olan kompresörün sıcaklık ve basınç değerleri Bölüm 5.1.2' de belirtilmiş olan denklemlerden faydalanarak alt kısımda yer alan tablo ve grafik haliyle gösterilmektedir.

Kompresör sıcaklık ve basınç değerleri bulunurken 3 kompresör tipi için de inceleme yapılmış ve alttaki şekli ile grafiklendirilmiştir.

P_k= 0,00011×($\dot{m}_{air}$)2 + 0,0076×($\dot{m}_{air}$) + 0,8761

$\dot{m}air$ ve P_k değeri alttaki tabloda gösterilmiş olup buna göre hesaplanan sıcaklık değeri de sunulmuştur. (Jenerator devri tüm yükleme durumlarına 1000 d/d olarak kabul edilmiştir.

Çizelge 6. 2 Kompresör içerisinden geçen hava miktarı, sıcaklık ve basınç tablosu

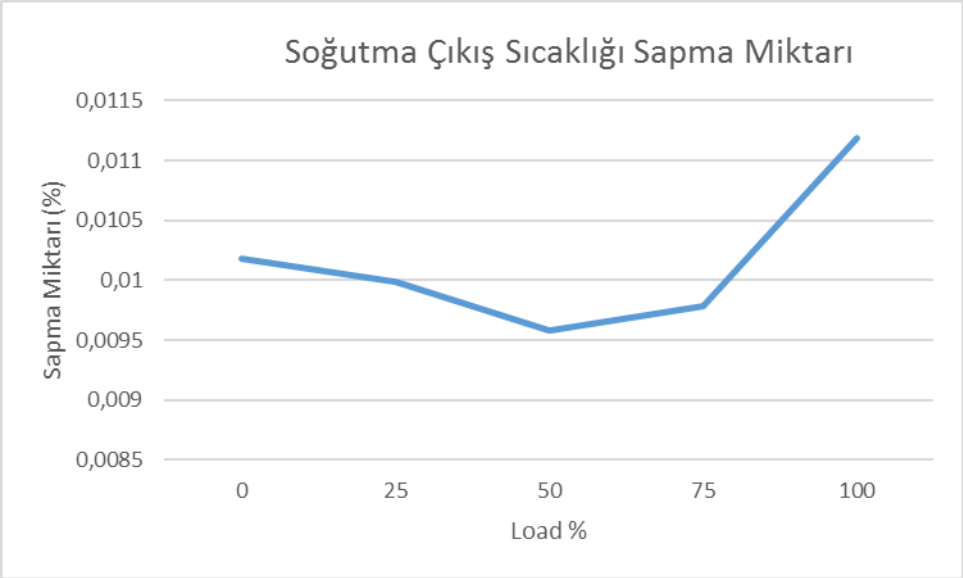
$\dot{m}_{air}$ (kg/h)	P_k - Santrifüjli Kompresör (MPa)	T_k (K)
246,047	0,941	351,916

Dört zamanlı içten yanmalı dizel motorda çevrim gerçekleşirken kompresörden çıkan hava emme manifolduna girmeden hemen önce hava soğutucusuna girmektedir. Burada bir miktar soğuya hava çevrime sokulmaktadır.

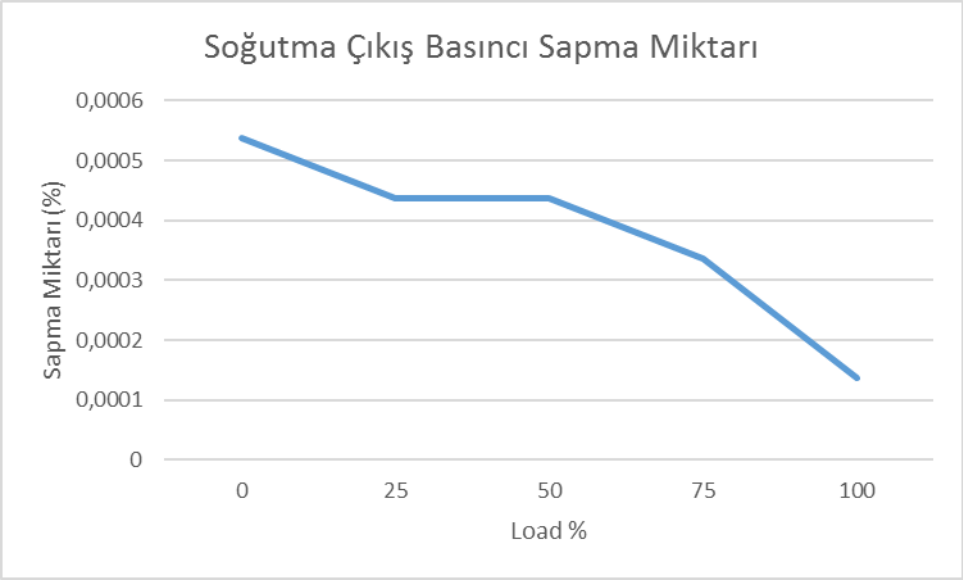
İkinci adımda süpürme havası soğurtucundan çıkan havanın emme manifoldundan geçerek silindir içine girene kadar ki geçen zamanda açığa çıkan ısı miktarları aşağıdaki formüller ve grafikler yardımı ile açıklanmıştır.

Çizelge 6. 3 Motorun yükleme durumlarına soğutucudan çıkan sıcaklık ve basınç miktarı

Load %	0	25	50	75	100
Ts_calc (K)	302,0183	302,9983	304,9583	303,9783	297,1183
Ts_testdata (K)	301	302	304	303	296
Ts_sapma (K)	0,010183	0,009983	0,009583	0,009783	0,011183
Ps_calc (MPa)	0,546325	0,546325	0,546325	0,546325	0,546325
Ps_testdata (MPa)	0,6	0,59	0,59	0,58	0,56
Ps_sapma (MPa)	0,000537	0,000437	0,000437	0,000337	0,000137



Şekil 6. 4 Hava soğutucusunun test raporlarına göre sapma miktarı



Şekil 6. 5 Hava soğutucusunun çıkış sıcaklığının test verilerinden sapma miktarı

İdeal gaz denkleminden ve motorun hızına bağlı oluşturulan formüllerden faydalanarak sistemden emme portuna kadar geçen havanın kütle miktarının yüklemelere bağlı grafiği alttaki şekli ile oluşturulmuştur. Motorun içerisine giren hava miktarı bulunurken motor düşük hızlı gibi düşünülerek Bölüm 4.2.3'de belirtildiği şekliyle η_v değeri 0,90 ile 0,95 aralığında olması ile birlikte maksimum verim olarak 0,95 kabul edilmiştir. Denklemde yer alan değerler değişken RPM'e bağlı olarak hesplanmış ve maksimum RPM değerinde bulunan değer test raporlarında verilen değerle eşleşmiştir.

$\dot{m}_{air}$= ρ x n x zV_s x η_v

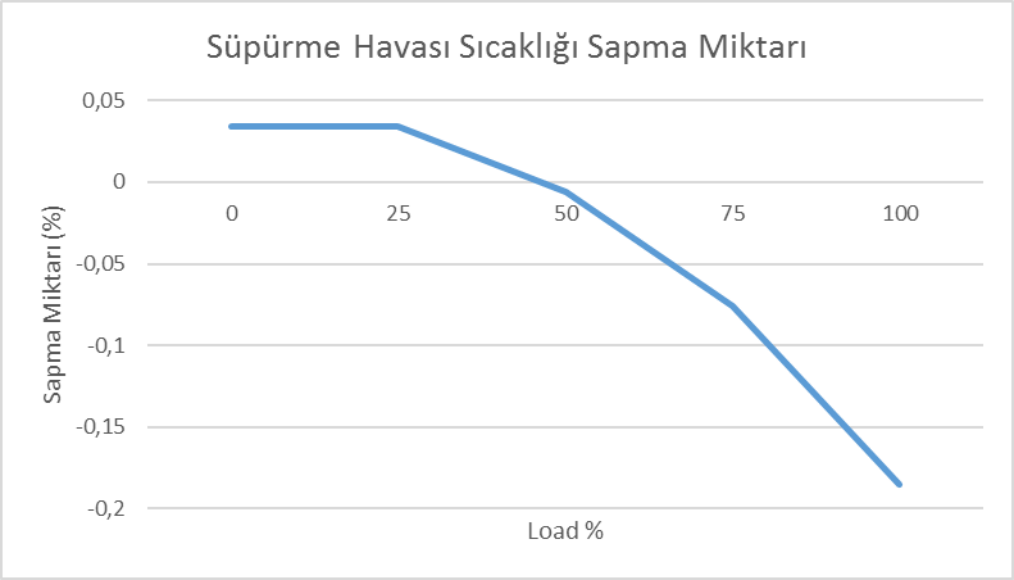
ρ = 1,225 kg/m^3

zV_s = 1,6 x 10-4

η_v = 0,90 - 0,95

Çizelge 6. 4 Motora giren zamana bağlı hava ve sıcaklık miktarı ve değerlerin gösterimi

Load %	0	25	50	75	100
n (d/d)	1000	1000	1000	1000	1000
Engine Output (kW)	0	325	650	975	1300
$\dot{m}_{air}$ (kg/h)	246,05	246,05	246,05	246,05	246,05
Tscav_calc (K)	320,3883	320,3883	320,3883	320,3883	316,5049
Tscav_testdata (K)	317	317	321	328	335
Tscav_sapma (K)	0,033883	0,033883	-0,00612	-0,07612	-0,18495

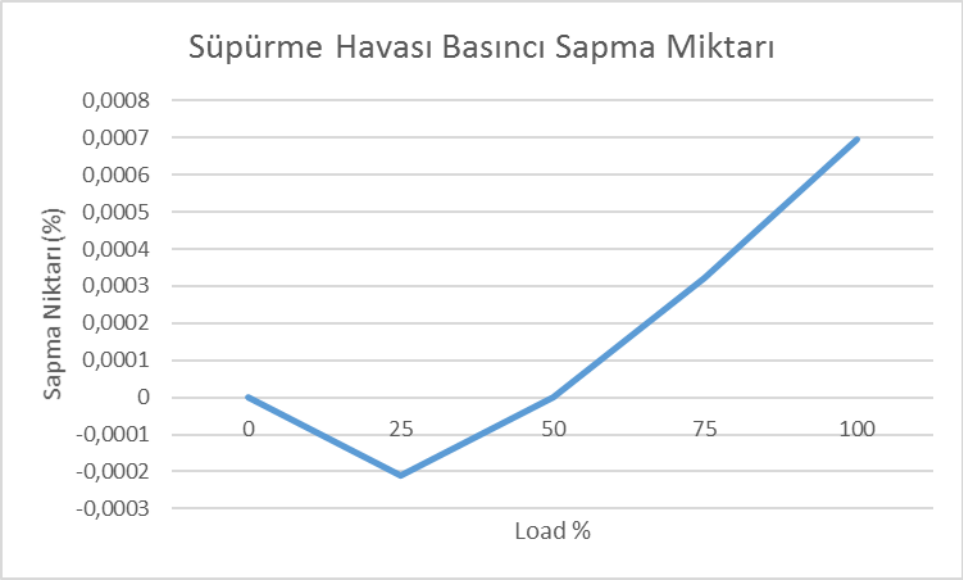


Şekil 6. 6 Süpürme Havası Sıcaklığının Test veri Sonuçlarına Göre Sapma Miktarı

Tablo 6.3'de yer alan yükleme durumuna göre değişkenlik gösteren sıcaklık değeri kullanılarak sisteme giren hava kütlesine ulaşılabilmektedir.

Çizelge 6. 5 Motorun yükleme durumlarına göre süpürme havası basınç tablosu

Load %	0	25	50	75	100
Pscav _calc (MPa)	0	0,079903	0,159807	0,23971	0,319613
Pscav_testdata (MPa)	0	0,059	0,16	0,272	0,389
Pscav_sapma (MPa)	0	-0,00021	1,93E-06	0,000323	0,000694

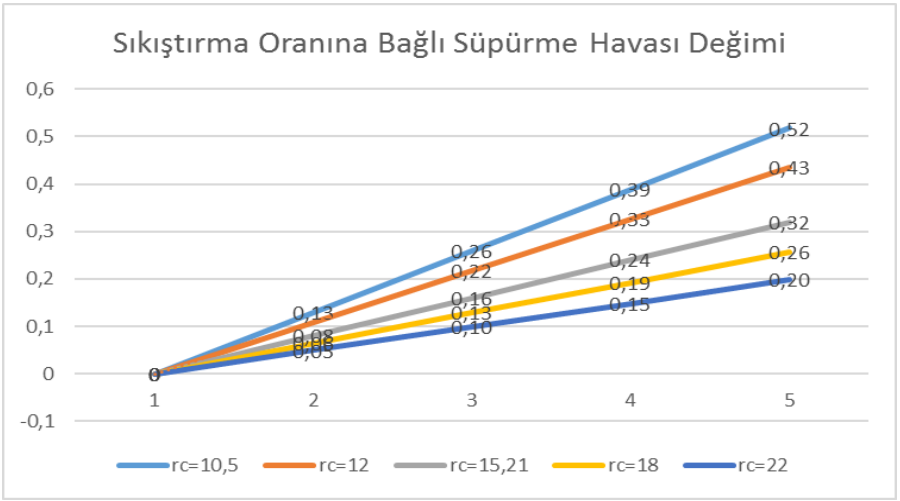


Şekil 6. 7 Süpürme Havası Basıncının Test Verilerine Göre Sapma Miktarı

6.3 Dizel Motor Çevrimi Proses 1 – 2 (Sıkıştırma Prosesi)

Silindir içerisine havanın emilmesi tamamen sağlandıktan sonra P-V ve T-S grafiklarine konu proses işlemleri gerçekleşmeye başlar. İlk olarak 1-2 prosesi olan sıkıştırma işlemi gerçekleştirilir.

Süpürme havasının sıkıştırma sonu basıncın değişimine oranı Şekil 6.7'de gösterilmektedir. Sıkıştırma sonu basınç değerleri içten yanmalı motorların sıkıştırma sonu basınç değerlerine uygun olarak seçilmiş olup 3,5 ve 5,5 değerleri arasında değişmektedir.



Şekil 6. 8 Süpürme Havası Basıncının RPM ve Sıkıştırma Oranı Göre İncelenmesi

İçten yanmalı motorlar üzerinde yapılan çalışmalar sonucunda sıkıştırma oranları için 10,5 ve 22 olmak üzere bir aralık belirlenmiştir.

Bölüm 5.11' de beliritlmiş olan RPM'e bağlı sıcaklık değişimi formülü ΔT_c = -0,03 x RPM + 50 amprik formülü kullanılarak ısı değişimi miktarı bulunabilir (Amprik formül yanmar motora uygun olarak oluşturulmuştur.)

Kullanılmış olan Yanmar markalı jeneratörün devir sayısı sabit 1000 d/d olmasından dolayı çıkan ΔT_c değeri 20 olarak bulunmuştur.

Ortalama sıcaklık farkı (ΔT_a), silindir yüzeylerinin alanı ve ısı transfer katsayısının çarpılması ile dolgu havasına geçen toplam ısı miktarı bulunur.

$Q_{air}= \Delta T_a \times H_T \times A \times (RPM/1000)$

H_T ısı transfer katsayısı değişken değerli olup bu çalışma için 0,03 j/snm2K olarak belirlenmiştir.

Bu ısı miktarı bir başka deyişle aşağıdaki formül yardımı ile de bulunabilir. Sabit basınç katsayısı C_P=1,018 kJ/kg°K olarak kabul edilmiş olup ortaya çıkan sonuçlar aşağıdaki şekilde gösterilmektedir.

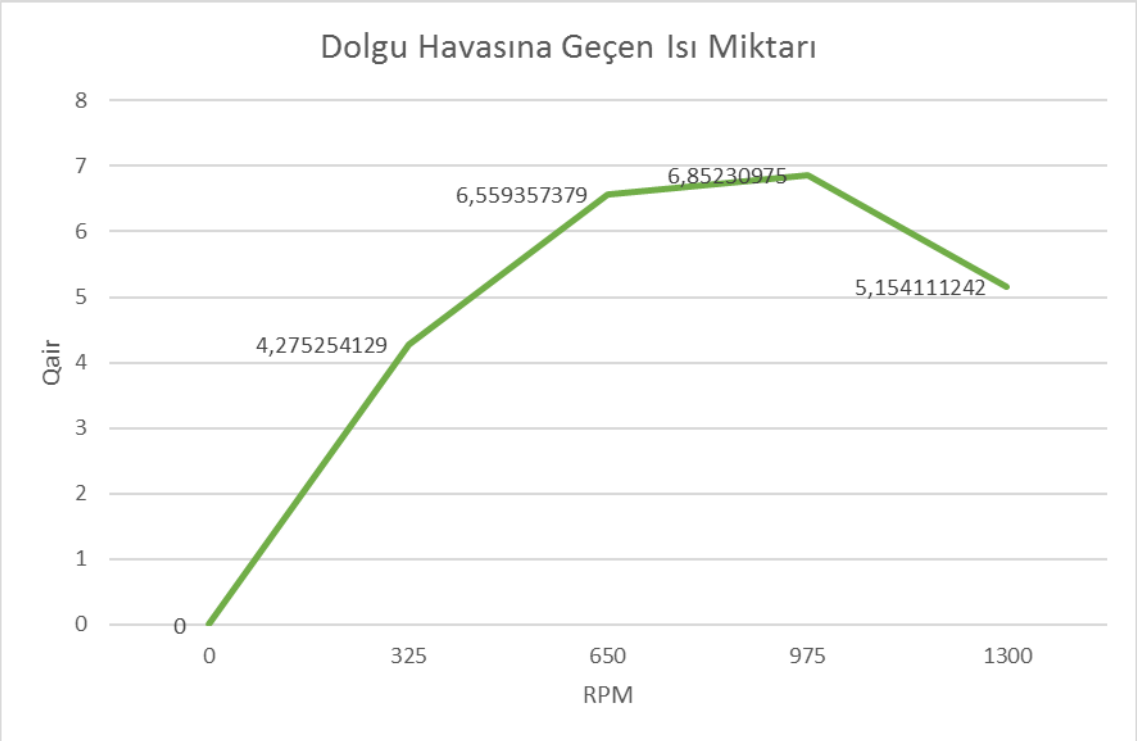
Proses 1-2 sıskıştırma işlemi esnasında sistem içerisine giren ısı enerjisi miktarı altta yer alan formül yardımı ile hesaplanarak tablo halinde 6.7'de gösterilmiştir.

$Q_{air}= \Delta T_c \times C_P \times m_{air}$

Çizelge 6. 6 Motorun yükleme durumlarına göre ısı enerjisi tablosu

LOAD	0%	25%	50%	75%	100%
Engine Output (Kw)	0	325	650	975	1300
Qair	0	4,275254	6,559357	6,85231	5,154111

Kütle ve ısı değişimine bağlı olarak ortaya çıkan ısı miktarı %75 yüklemeye kadar artış göstermiş olup üzerindeki yüklemelerde düşmeye başlamaktadır.



Şekil 6. 9 RPM ve sıcaklığa bağlı dolgu havasına geçen ısı miktarı grafiği

6.4 Dizel Motor Çevrimi Proses 2 – 3 (Yanma Prosesi)

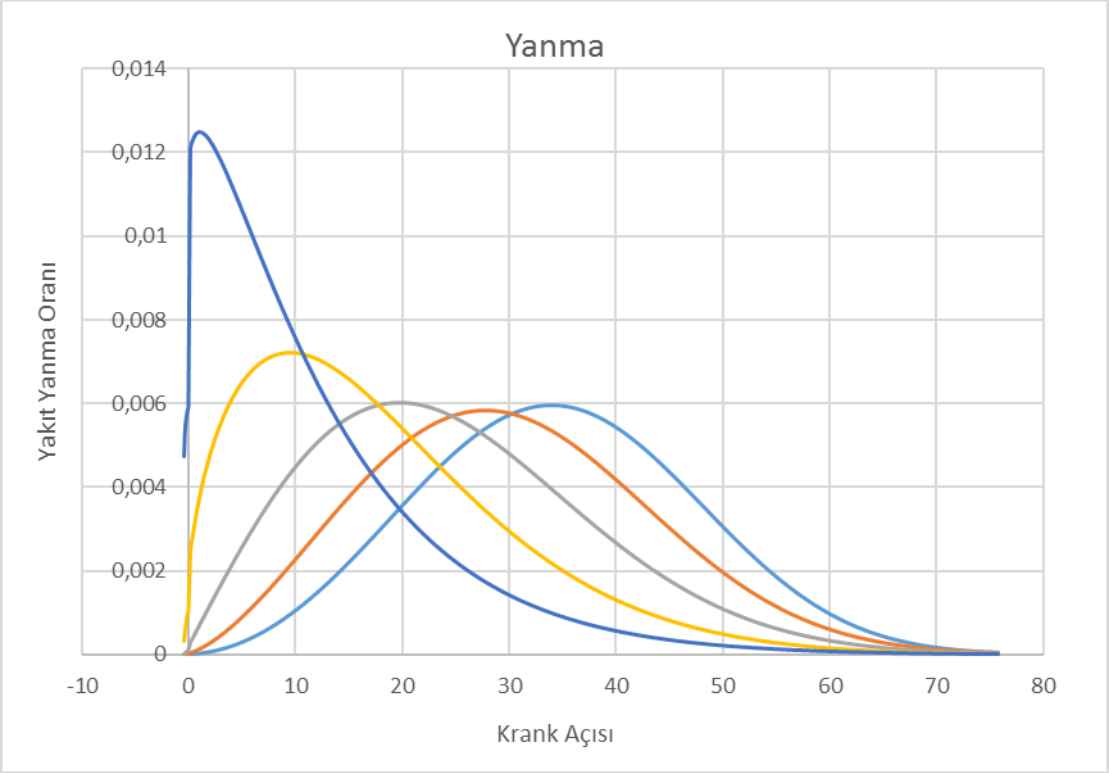
Yanma prosesini etkileyen en önemli parametreler sıkıştırma sonu sıcaklığı ve ve basıncı olmaktadır;

Sıkıştırma sonu sıcaklığı: Sıkıştırma sonu sıcaklığının değeri, emme havası soğutma suyu sıcaklığı ile değişir. Havanın ve soğutma suyunun sıcaklığı artarsa tutuşma gecikmesi azalır.

Sıkıştırma sonu basıncı: Sıkıştırma oranı artırılırsa ve silindire basınçlı hava gönderilirse, sıkıştırma sonu basıncı ve buna bağlı olarak sıcaklığı artar ve tutuşma gecikmesi azalır.

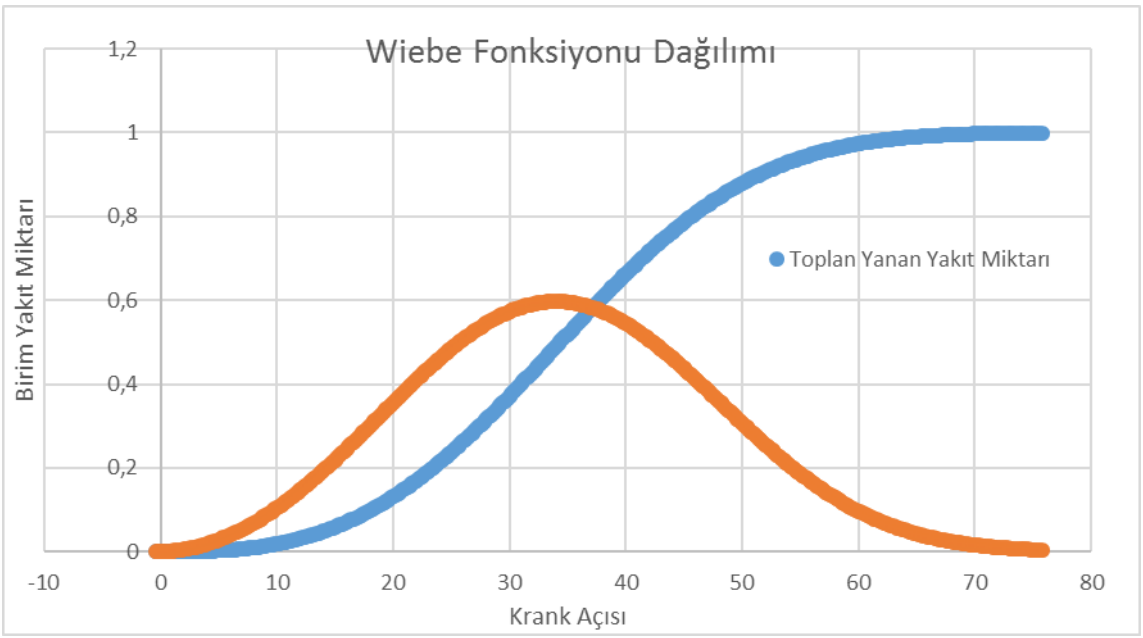
Wiebe fonksiyonunun yanma şekil parametresi grafik halinde gösterilirken "m" sabit katsayısının değiştirilmesi (“m” sabit katsayısı Heywood’a göre “2” olarak kabul edilmiştir) ile yanma dağılım oranı ÜÖN’ye yaklaştırılabilir. Yanma süresi "LOB" sabit kabul edilmek üzere yanma şekil parametresinin grafiksel değişimi Şekil 6.10’da yer almaktadır.

Bir birim yakıtın yanmasının krank açısına göre dağılımı değişik şekil parametreleri için gösterilmiştir.



Şekil 6. 10 Birim Yanma Gidişi ve Dağılımı

Şekil 6.11'de Wiebe fonksiyonu dağılımı üzerinde her bir CA değişiminde toplam yanan yakıt miktarı ile anlık yanan yakıt miktarları gösterilmiştir.



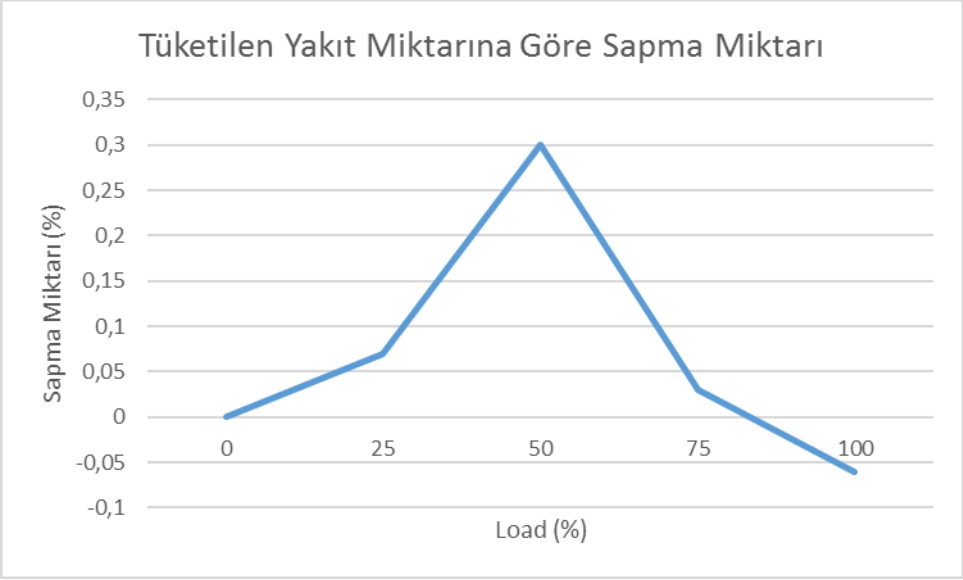
Şekil 6. 11 Toplam Yanan Yakıt Miktarı ile Anlık Yanan Yakıt Miktarının Wiebe Fonksiyonu Üzerindeki Dağılımı

Yakıt tüketim miktarları yükleme durumuna göre aşağıdaki şekli ile tablo haline getirilmiştir. Yakıt tüketim miktarının hesaplanması oluşturulurken ampirik bir formül oluşturulmuş ve tez içerisinde kullanılan YANMAR motor test raporlarıyla karşılaştırılmıştır. Tablo 6.8'de görüldüğü üzere formül sonucunda alınan değerler test raporları eşlenik olmaktadır. Formülde yer alan "x" değeri 0 yüklemede 0 olarak kabul edilmiş yükleme başlangıcında 0,65 sabit olarak eklenerek her bir yükleme artışında 0,65 değerine +1 eklenmiştir.

$\dot{m}_f = [(\dot{m}_{air} \times N_{sil} \times n) / (60 \times N_{st})]] + x$ (kg/sn)

Çizelge 6. 7 Motorun yükleme durumlarına göre yakıt tüketim miktarları tablosu

LOAD	0%	25%	50%	75%	100%
Engine Output (kW)	0	325	650	975	1300
$\dot{m}_f$_cal (kg/h)	0	92,12	145,15	203,35	262,47
$\dot{m}_f$_testdata (kg/h)	0	85,1	142,6	203,1	268,8
$\dot{m}_f$_sapma (kg/h)	0	0,70	0,03	0,003	-0,06

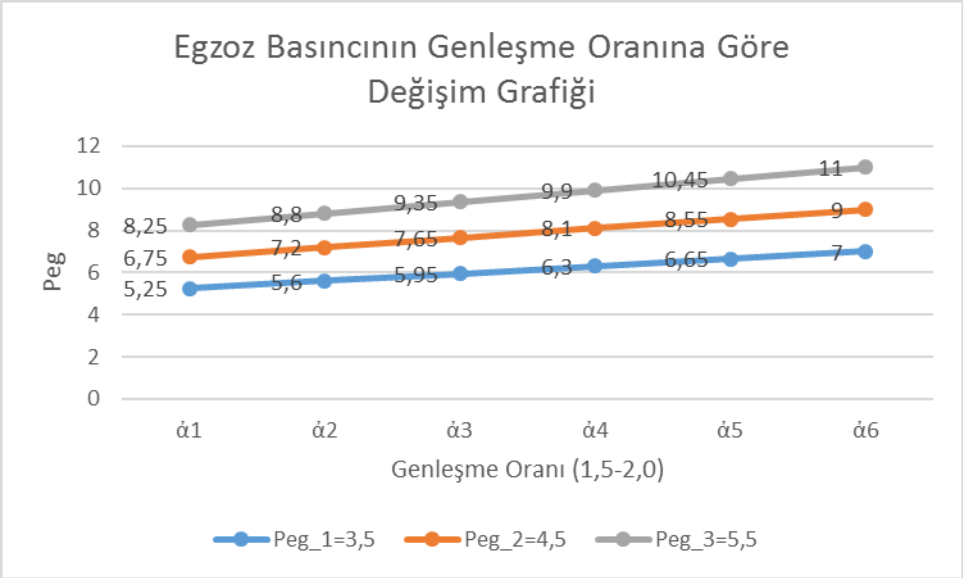


Şekil 6. 12 Tüketilen Yakıt Miktarının Hesaplanan ve Test Değerleri

6.5 Dizel Motor Çevrimi Proses 3 – 4 (Egzoz Prosesi)

CA>=150° ve CA<210° egzoz sonuna kadar geçen zaman içerisinde basınç değeri egzoz manifold basıncından skavenç basıncına kadar yükselmektedir.

Egzoz basıncı oranı genleşme oranı ve sıkıştırma sonu sıcaklığa göre değişim göstermektedir. Alt kısımda (Şekil 6.13'de) gösterilen şekilde 3,5 ile 5,5 MPa arasında değişmek de olup, genleşme değeri 1,5-2 arasında değişmektedir. Genleşme oranı 0,1 artırılarak inceleme yapılmıştır.



Şekil 6. 13 Egzoz basınıcının sıkıştırma sonu basınca ve genleşme oranına göre değişimi

Çizelge 6. 8 Motorun raporlarına göre Egzoz basınç ve sıcaklık değerleri

	α1	α2	α3	α4	α5	α6
Pegb_1=3,5 (MPa)	5,25	5,6	5,95	6,3	6,65	7
Tegb (K)	1681,223	1793,304	1905,386	2017,467	2129,549	2241,63
Teg (K)	763,505	875,5865	987,668	1099,749	1211,831	1323,913
Peg(MPa)	0,046055	0,075868	0,115421	0,165297	0,225813	0,297078

Tablo 6,9'da yer alan veriler egzoz basıncının 3,5 MPa kabul edilmesi ile birlikte genleşme oranının artışına bağlı olarak değişmektedir. Elde edilen veriler içten yanmalı motorlara uygulanan testlerin sonuçlarından oluşan verilerle uyuşmaktadır.

Manifold sıcaklığı bulunurken egzoz durumundaki CA değerinde ulaşılan hacim değeri ve yanmış egzoz gazlarının ısıl kapasitesi olan C_{egb} değeri (C_{egb}=1,126 kj/g^{o}K olarak

kabul edilmiştir) kullanılarak bir formül oluşturulmuş ve manifold sıcaklığı bulunmuştur.

$T_{manf} = T_{eg} + (6 \times V2 / C_{egb})$

İçten yanmalı motorların çevriminin son prosesi olan türbin bölümü ele alınırsa; basınç havanın basıncının çok daha altında olmak durumundadır. Bunun nedeni sistem içerisindeki dışarı atılmak istenen gazın havanın basıncından daha aşağıda olması gerektiğidir.

Tablo 6.9'de hesaplamaların sonuçları verilmiş olan manifold sıcaklığına bağlı Türbin sıcaklığı değerleri alt kısımda yer alan formül deki değerler yerlerine konularak tablo halinde Tablo 6.8'de gösterilmektedir.

$T_{türbinout} = (T_{manf} - T_{manf} \times ((((1/P_{man})^{k-1/k})-1)/0,8)*(6/3)-273$ (k sabiti değeri =1,33 olarak kabul edilmiştir.)

Türbinden çıkan havanın sıcaklık değeri motor üzerindeki yükleme arttıkça hava sıcaklığına eşit olmaktadır. Basınç değeri egzoz gazının silindirlerden atılabilmesi için havanın basıncından daha aşağıda olmaktadır (Test verilerine göre doğrulanmıştır).

Çizelge 6. 9 YANMAR Motoru test raporlarına göre türbin basınç ve sıcaklık değerleri

Load (%)	0	25	50	75	100
Engine Output (kW)	0	325	650	975	1300
$T_{türbinout}$ (K)	222	366	347	316	303
$P_{türbinout}$ (hPa)	0,98	1,47	4,9	11,28	21,57

Manifold basıncına bağlı sıcaklık, basınç ve egzozdan çıkan gazın ağırlık değerleri Dizel motorunda gerçekleşen kayıplardan dolayı sistemin çalışma verimi etkilenmektedir. Tablo 6.11'da dizel motor içerisinde yaklaşık olarak gerçekleşen kayıpların yüzdeleri verilmektedir [8].

Çizelge 6. 10 Dizel Motorda gerçekleşen kayıpların tablosu

Kayıp Sebebi	Kayıp Yüzdesi
Aerodinamik	0,047
Isı Transferi	0,135
Mekanik Sürtünme	0,048
Yanma	0,225
Egzoz	0,144
Toplam Kayıp Miktarı	0,599

BÖLÜM 7

SONUÇ VE ÖNERİLER

20. yüzyılın büyük bölümünde içten yanmalı motorlarda kullanılan iki çeşit anayakıt türü bulunmaktadır. Bunlar; benzin (SI motorları) ve akaryakıt (CI motorları için dizel yakıt) motorlarıdır. 20. Yüzyıldan günümüze kadar geçen süre zarfında; kullanılan bu yakıtlar, motorların ve çevrenin çağdaş ihtiyaçlarına göre birtakım gelişime maruz kalmıştır. Artan hava kirliliği sorunları ve ufukta bir petrol sıkıntısı yaşanmasıyla, önümüzdeki yıllarda motor ihtiyaçlarının karşılanması için çalışmalar yapılmakta olup, yakıtın en verimli şekilde nasıl kullanılabileceği incelenmiştir.

Her ne kadar bu çalışma içerisinde yer almasa dahi dizel motorlardan çıkan emisyonların hava kirliliğine yol açmasına yönelik çalışmalar hızlandırılmış, ileride yeni üritelecek olan motorlara temel oluşturulmuştur.

İçten yanmalı dizel motorlardan günümüzde tüm ulaşım araçlarında faydalanılmaktadır. Dolayısı ile içten yanmalı dizel motorların her bakımdan sürekli olarak geliştirilmesi ve eksik yönlerinin sürekli olarak incelenmesi gerekmektedir. Günümüze kadar geçen süre içerisinde içten yanmalı dizel motorların sürekli geliştirilmesine yönelik sayısız çalışmalar ve projeler yapılmış olmakla beraber bu yapmış olduğumuz çalışmada dört zamanlı içten yanmalı dizel motorların performans sonuçların motor özellikleri ve yükleme durumları kullanılarak sonuçlar bulunmuş ve test rapor sonuçları kullanılarak formüllerin doğrulanması sağlanmıştır. Dört zamanlı içten yanmalı dizel motorların iki zamanlı motorlara göre hacim-güç sonuçlarının daha olumlu olmasından ötürü ve kullanım sıklığından ötürü 4 zamanlı motor ile çalışamaya devam edilmiştir.

Aslında temel olarak incelendiğinde dört zamanlı ve iki zamanlı motorların performans kriterlerinin formülize edilme kısmında çok büyük farklar ortaya çıkmamaktadır.

Çalışmamızın amacı ileriye dönük olarak Matlab veyahut Labview benzeri programları kullanarak simülasyon çalışmalarının alt tabanının oluşturulmasını sağlamaktır.

Bu çalışmada, dört zamanlı, 6 silindirli, normal emişli, direkt püskürtmeli bir dizel motorunun çevrim analizini yapılmış olup model tek bölgeli model olarak incelenmiştir. Motorun çalışma prensibi hava girşinin kompresöre girmesi ile beraber oluşturulmaya başlanmış türbine kadar uzanan sistemin yeniden kompresörü tahrikinde son bulmuştur.

Hesaplamalar ve belirli kabuller sonucunda sıkıştırma oranları ve motor hızları için motorun CA'ya bağlı olarak her bir adımda oluşan basınç ve sıcaklık değişimleri elde edilmiştir.

İçten yanmalı motorun özellikleri kullanılarak elde edilen sonuçlar test rapor sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve küçük sapmalar ile beraber doğrulanmışve tez içersinde tüm sonuçlara yer verilmiştir. Yapılan incelemelerde hava sıcaklığının 21 °C ve basıncı 1 bar olarak kabul edilmesi ile sonuçlar incelenerek tablo ve grafikler halinde tez içerisinde sunulmuştur.

Sıkıştırma basınç oranının dizel motorlarda 10,5 ile 22 arasında olduğu bilinmesine karşılık test için kullanılan motor için verilen sıkıştırma oranı olan 15,21 değeri en optimum değeri vermiştir. Aynı şekilde sıkıştırma sonu basınç değeri 3,5 MPa ile 5,5 MPa arasında olduğu kabul edilerek en optimum sonuçları 3,5 MPa değerinde vermiştir.

Türbin sıcaklık değerleri motorun devir sayısı arttıkça dış basınca yaklaşmış olduğu, basınç değerinin gaz çıkışının sağlanabilmesi için dış ortam basıncının altında olduğu görülmüştür.

KAYNAKLAR

[1] Dere, Ç., (2015). İki zamanlı bir gemi dizel ana makinesi'nin modeli ve simülasyonu, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[2] James, Gareth M., Wang J. ve Zhu J., (2009). "Functional linear regression that's interpretable", University of Michigan, ABD.

[3] Karakaş. Ş.C., (2009). Turboşarjlı dizel motor hava akış sisteminin ortalama değer yöntemi temel alınarak model tabanlı öngörülü kontrolü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.

[4] Agarwal, H., Sen, S.K., (2004). "Mean Value Theorem for Boundary Value Problems with Given Upper and Lower Solutions", Department of Mathematical Sciences Florida Institute of Technology, Birleşik Krallık.

[5] Edwards, John E., (2006). "Process Modelling Selection of Thermodynamic Methods", Cilt (MNL031 05/01), Birleşik Krallık.

[6] Zhu, J., (2008). Modeling and Simulating of Container Ship's Main Diesel Engine, Proceedings of the International MultiConference of Engineers and Computer Scientists (IMECS 2008) Vol II (Sf. 1980) Honkong 19-21 March.

[7] Ferguson, R., (1986). Internal Combustion Engines-Applied Thermody, New York.

[8] Safgönül, B., Ergeneman, M., Arslan, H. E. Ve Sorusbay, C., (2008). İçten Yanmalı Motorlar, Birsen Yayınevi, İstanbul.

[9] Yüksek L., (2013). Dizel Motorlarında Isı Salımının Azot Oksit Emisyonlarına Etkisinin Teorik ve Deneysel Olarak Araştırılması, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[10] Raşidova A., (2003). Wiebe Fonksiyonu Kullanılarak Dizel Motorlarında Yanma Hızının Gürültü Emisyonuna Etkisinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[11] Deniz O., (2008). İçten Yanmalı Motor Ders Notları, Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü, İstanbul.

[12] Xin Q., (2011). Diesel Engine System Design, Woodhead Publishing Limited, Cilt (978-1845697150), Birleşik Krallık.

[13] Arcoumanis, D., (2011). Internal Combustion Engines, Thermopedia, Cilt(10.1615), Birleşik Krallık.

[14] Llamas, X., (2018). Modeling and Control of EGR on Marine Two-Stroke Diesel Engines, Department of Electrical Engineering Linköping University, Cilt(978-91-7685-368-9), İsviçre.

[15] Bilginperk, H., (1984). Dizel Motorları Kitabı, Milli Eğitim Basımevi, İstanbul.

[16] Küçükşahin, F., (2008). Gemi Dizel Makinelerinin Yapıları ve Çalışma İlkeleri, Birsen Yayınevi, İstanbul

[17] Küçükşahin, F., (2008). Dizel Motorları Teorisi, Birsen Yayınevi, İstanbul

[18] Pulkraberk W., (2004). Engineering Fundamentals Of The İnternal Combustion Engine, Prentice Hall, ABD.

[19] Küçükşahin, F., (2008). Teknik Formüller, Birsen Yayınevi, İstanbul.

[20] Dr. Mohammedali Abdulhadi & Dr. A. M. Hassan., (2012). Internal Combustion Engines, Cilt(ME 4633), Louisiana.

[21] Blair, G. P., (1999). Design And Simulation Four-Stroke Engines, Society of Automotive Engineers, Warrendale.

[22] Heywood J. B., (1988). Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-ill, Londra.

[23] Wiebe IT, (1970). Brennverlauf und Kreisprozeb von Verbrennungsmotoren. VEB Verlag Technik, Berlin.

[24] Moran, M. J. and Shapiro, H. N., (2008). "Fundamentals Of Engineering Thermodynamics", John Wiley & Sons, New York.

[25] Hidayatuloh, D. and Wuryandari, A. I., (2011). Build And Design Four Stroke Engine Simulator: Vısualızatıon Of Otto Cycle, School of Electrical Engineering and Informatics, Bandung.

[26] İçten Yanmalı Motorlarda Performans ve Enerji Dağılımı Deneyi, Bursa Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Makine Laboratuvar Dersi.

[27] Woschni, G., (1974), Experimental Investigation and Mathematical Presentation of Rate of Heat Release in Diesel Engines Dependent upon Engine Operationg Conditions, SAE Paper 740086, 1974 Automotive Engineering Congress and Exposition.

[28] Haapakoski, J., (2016). Medium-Speed Four-Stroke Diesel Engine Cylinder Pressure Effect On Component Dimensioning, Yüksek Lisans Tezi, University of Oulu, Finlandiya.

[29] Van Basshuysen R., Schäfer F., (1990), A Two-Stroke Diesel Engine Simulation Program, National Aeronautics and Space Administration(NASA) AVSCOM Technical Report88-C-024, DAAL03-86-D-001, Lowa State University Engine Research Institute, Ames, Lowa

[30] Woodyard D., (2004). Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines Eight Edition,

[31] Kleimola M and Pohjanpalo Y., (1981). Autotechnican, Helsinki.

[32] Gonca G., (2015). Application of the iller cycle and turbo charging into a diesel engine to improve performance and decrease NO emissions, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.

[33] Zhao Y. and Chen J., (2007). “Performance Analysis Of An İrreversible Miller Heat Engine and its Optimum Criteria”, Appl Therm Eng, Cilt(27:2051–8).

[34] Isaksson S., (1999). The Miller cycle and its application on a medium speed diesel engine, Master’s Thesis. Helsinki University of Technology, Department of Mechanical Engineering, Helsinki.

[35] Lakshminarayanan, P.A and Aghav, Y.V, (2010). Modelling Diesel Combustion, Mechanical Engineering Series, İndian.

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

[37] Lansky, L., (2008). Diesel engine modelling and control, MSc Thesis, Czech Thecnical University, Prague.

[38] Safa A., (2006). İçten Yanmalı Motorlarda Proses ve Emisyon Modellemesi, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.

[39] Yalçın E., (2011). İçten Yanmalı Motorlarda Turbo Aşırı Doldurma Grubunun Termodinamik Modellemesi, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstnabul.

[40] Küçükşahin F., (2014). Dizel Motorların Tasarımı, Birsen Yayınevi, İstanbul.

[41] MEGEP, (2012). Dizel Motorları Yakıt Sistemleri, Motorlu Araçlar Teknolojisi, Ankara.

[42] Austen, A.E.W. and Lyn, W.T., (1962). Study of Burning Rate and Nature of Combustion in Diesel engines, In Proceedings of Ninth International Symposium on Combustion.

[43] Usta, S. E., (2011). İçten Yanmalı Motor Egzoz Manifoldu Yapısının Motor Performansına Etkisinin Deneysel Ve Sayısal Olarak İncelenmesi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Doktora Tezi, Ankara.

[44] Yücesu S.H., (2011). Motor Teknolojisi Ders Notları, Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Otomotiv Anabilim Dalı, Ankara.

[45] Hui C., Peili W. and Jundong W. (2012). Modeling and Simulation of Working Process of Marine Diesel Engine with a Comprehensive Method, Dalian Maritime University, Dalian.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı	:Didem GÜLŞEN KAYIŞOĞLU
Doğum Tarihi ve Yeri	: 05/09/1988 - Samsun
Yabancı Dili	:İngilizce
E-posta	:didemgulsen05@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	**Alan**	**Okul/Üniversite**	**Mezuniyet Yılı**
Lisans	Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Müh.	Yıldız Teknik Üniversitesi	2011
Lise	Fen Bilimleri	Samsun Milli Piyango Anadolu Lisesi	2006

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	**Firma/Kurum**	**Görevi**
2017	STM	Denizaltı Dizayn Müh.
2013	Türk Loydu	Plan Kontrol Müh.
2011	Yachtley	Kalite Kontrol Müh.