

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TEK SİLİNDİRLİ BİR DİZEL MOTORUN TORK OLUŞUM MODELİ VE
KONTROLÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Semih ARAZ

Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı

Mekatronik Mühendisliği Programı

MAYIS 2014

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TEK SİLİNDİRLİ BİR DİZEL MOTORUN TORK OLUŞUM MODELİ VE
KONTROLÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Semih ARAZ
(518101072)**

Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı

Mekatronik Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Yrd.Doç. Dr. Ali Fuat ERGENÇ

MAYIS 2014

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 518101072 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Semih ARAZ**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**TEK SİLİNDİRLİ BİR DİZEL MOTORUN TORK OLUŞUM MODELİ VE KONTROLÜ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Yrd. Doç. Dr. Ali Fuat ERGENÇ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Metin GÖKAŞAN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Emin Faruk KEÇECİ
İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **05 Mayıs 2014**
Savunma Tarihi : **28 Mayıs 2014**

Anneme, Babama ve Kardeşime

ÖNSÖZ

Yüksek Lisans Tez çalışmamda engin bilgi ve tecrübelerini benden esirgemeyen danışmanım Sayın Yrd. Doç. Ali Fuat ERGENÇ'e ve Yıldız Teknik Üniversitesi Motor Labaratuvarı'nda Bilimsel Araştırma Projesi (BAP) kapsamında yürütülen proje ile bu tez çalışmasının gerçekleşmesi için yardımlarını esirgemeyen Sayın Yrd. Doç. Alp Tekin ERGENÇ'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Çıktığım her yolda destekleri ile beni yalnız bırakmayacaklarına inandığım sevgili dostlarım Maggie GREEN ve Sinan GÜNÇIKAN'a teşekkür ederim.

Yaptığım işe sevgi duymamı sağlayan ve tez çalışmamda verdikleri destekle yükümü hafifleten Saadet ATAĞ, Mustafa ATAŞ, Şükrü DEMİRKIRAN, Cihan DOĞRUL, Kenan UZUN ve tüm OTAM A.Ş çalışanlarına teşekkürü borç bilirim.

Son olarak hayatım boyunca maddi ve manevi desteklerinin yanında bilgi ve tecrübelerini benden esirgemeyerek, başarılı bir birey olmama olanak sağlayan sevgili aileme gönülden teşekkür ederim.

Mayıs 2014

Semih Araz
Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
SEMBOL LİSTESİ	xvii
ÖZET.....	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	1
1.2 Literatür Araştırması	2
2. DİZEL MOTORLAR	7
2.1 Dizel Motorların Çalışma Prensipleri.....	8
2.1.1 Emme zamanı.....	8
2.1.2 Sıkıştırma zamanı.....	9
2.1.3 Yanma ve genişleme zamanı.....	9
2.1.4 Egzoz zamanı	10
2.2 Ortak Hat Dizel Enjeksiyon Sistemi	10
3. KRANK-BİYEL MEKANİZMASI VE MODELLEMESİ.....	13
3.1 Krank-Biyel Mekanizmasının Kinematik Analizi.....	13
3.1.1 Krank-biyel mekanizmasında pistonun konumu.....	14
3.1.2 Krank-biyel mekanizmasında pistonun hızı.....	16
3.1.3 Krank-biyel mekanizmasında pistonun ivmesi	17
3.2 Krank-Biyel Mekanizmasının Dinamik Analizi.....	18
3.2.1 Krank-biyel mekanizmasında statik kuvvet analizi	19
3.2.1.1 Krank-biyel mekanizmasında gaz basıncı.....	20
4. DİZEL MOTORLARDA YANMA BAĞINTILARI VE TORK MODELİ... 25	25
4.1 Dizel Motorda Yanma Olayı	26
4.1.1 Tutuşma gecikmesi periyodu	27
4.1.2 Ön karışım fazı.....	28
4.1.3 Kontrollü yanma fazı	29
4.1.4 Son yanma fazı.....	29
4.2 Yanma Hesabı ve Silindir İçi Basınç Modeli	31
4.2.1 Gaz hacmi hesabı	33
4.2.2 Net ısı oluşumu modeli	37
4.2.2.1 Vibe fonksiyonu ile açığa çıkan ısı enerjisi modeli	37
4.2.2.2 Isı kayıpları modeli	41
4.3 Tork Oluşumu Modeli	43
5. TEST DÜZENİĞİ VE KONTROL	45
5.1 Deney Motoru	45
5.2 Motor Kontrol Sistemi	46

5.3 Basınç Kontrolörü	47
5.4 Dizel Motor Kontrol Algoritması ve Motor Seti	48
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	51
6.1 Deney Motoru Sonuçları	51
6.2 Similasyon Sonuçları.....	52
KAYNAKLAR.....	57
ÖZGEÇMİŞ	61
.....	61

KISALTMALAR

BAP	: Bilimsel Araştırma Projeleri
DFT	: Ayrık Fourier Dönüşümü
EKÜ	: Elektronik Kontrol Ünitesi
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta
AÖN	: Alt Ölü Nokta
CO	: Karbonmonoksit
HC	: Hidrokarbonlar
NO_x	: Nitrojen oksit
HIL	: Donanım ile benzetim
PLC	: Programlanabilir Mantıksal Denetleyici
ICE	: İçten Yanmalı Motorlar
SI	: Benzinli Motorlar
CI	: Dizel Motorlar

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 4.1 : İçten yanmalı motorlar için kullanılan matematik modeller.....	25
Çizelge 5.1 : Deney motorunun teknik özellikleri.....	45

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Dört zamanlı bir dizel motorun çevrimi [9].	8
Şekil 2.2 : Motor basıncının krank mili açısına bağlı olarak değişimi [12].	10
Şekil 2.3 : Ortak hat sisteminin genel seması [13].	11
Şekil 3.1 : Krank-biyel mekanizmasının B noktasına göre kinematik özellikleri.	13
Şekil 3.2 : Krankın dönme eksenine göre pistonun konumu.	15
Şekil 3.3 : Krankın dönme eksenine göre piston hızı.	17
Şekil 3.4 : Krankın dönme eksenine göre pistonun ivmesi.	18
Şekil 3.5 : Sıkıştırma oranı.	20
Şekil 3.6 : İdeal dizel çevriminde P-V diyagramı.	21
Şekil 3.7 : Silindir içi gaz basıncı [21].	23
Şekil 3.8 : Krank-biyel mekanizmasının Matlab/Simulink modeli.	24
Şekil 4.1 : Bir dizel motorunun tam gaz P- θ diyagramı [23].	27
Şekil 4.2 : Isı çıkış oranının krank mili açısına göre değişim grafiği [24]	28
Şekil 4.3 : Püskürtme süresi-yakıt miktarı eğrisi.....	30
Şekil 4.4 : Deney motoru enjektör püskürtme sonuçları	31
Şekil 4.5 : Silindir içi basıncı Simulink bloğu.....	33
Şekil 4.6 : Krank mili ve piston konumu.....	33
Şekil 4.7 : ÜÖN'dan hesaplanan piston konumu Simulink bloğu.....	34
Şekil 4.8 : Silindir içindeki gaz hacmi Simulink bloğu.....	35
Şekil 4.9 : Genel sistemin Matlab/Simulink Blok diyagramı	36
Şekil 4.10 : Ön karışımli yanma fazı Simulink bloğu	38
Şekil 4.11 : Karışım kontrollü yanma fazı Simulink bloğu	38
Şekil 4.12 : Gecikme açısı Simulink bloğu	40
Şekil 4.13: Açığa çıkan ısı enerjisi (Q_{ch}) Simulink bloğu.....	41
Şekil 4.14 : Silindir duvarından kaybolan ısınn geri beslemeli Simulink bloğu.....	42
Şekil 4.15 : Krank miline etki eden kuvvetler	43
Şekil 4.16 : İndike tork oluşumu Simulink bloğu.....	44
Şekil 5.1 : Siemens S7-200 CPU-224 işlemci EM-231 analog modül [31].	46
Şekil 5.1 : EM-231 analog modül ile TD200 ekranı	47
Şekil 5.3 : Yüksek basınç ünitesi.....	47
Şekil 5.4 : Dizel motor kontrol algoritması	48
Şekil 5.5 : Lombardini LDA-450 tipi dizel motor seti	49
Şekil 5.6 : Test düzeneğinin genel görünüşü	49
Şekil 6.1 : Motorun çalışmasındaki sinyaller	51
Şekil 6.2 : Motorun farklı devirlerde tork değişim grafiği	52
Şekil 6.3 : 3000 rpm için basınç-zaman grafiği.....	52
Şekil 6.4 : 3000 rpm için basınç-krank açısı grafiği.....	53
Şekil 6.5 :3000 rpm için tork-zaman grafiği.....	53
Şekil 6.6 :3000 rpm için tork-krank açısı grafiği.....	54
Şekil 6.7 :2000 rpm için tork-zaman grafiği.....	54
Şekil 6.8 :2000 rpm için tork-krank açısı grafiği.....	55

Şekil 6.9 :3000 rpm için simulasyon ve test düzeneği basınç değişimi grafikleri.....55

SEMBOL LİSTESİ

θ	: Krank-mili açısı [deg]
P	: Silindir içi basıncı [bar]
S	: Piston konumu [m]
β	: Biyel kolu ile silindir eksenini arasındaki açı [deg]
r	: Krank kolu uzunluğu [m]
l	: Biyel kolu uzunluğu [m]
V_{Pi}	: Pistonun hızı [m/sn]
ω_{21}	: Krank milinin açısal hızı [rad/sn]
a_{pi}	: Pistonun ivmesi [m/sn^2]
V	: Silindir gaz hacmi [mm^3]
n	: Politropik üs
V_d	: Strok hacmi [mm^3]
V_c	: Süpürme hacmi [mm^3]
ε	: Sıkıştırma oranı
A_p	: Piston yüzey alanı [mm^2]
P_{atm}	: Atmosfer basıncı [bar]
μs	: Mikrosaniye
Q_n	: Birim zamandaki net ısı [kJ/s]
h_c	: Isı transfer katsayısı [W/m^2K]
m_f	: Yakıt kütlesi [g/çevrim]
c_v	: Sabit hacimde özgül ısı [Kj/g.K]
c_p	: Sabit basınçta özgül ısı [Kj/g.K]
R	: Gaz sabiti [Kj/ kg.K]
s	: Piston mesafesi [mm]
Q_{ch}	: Açığa çıkan ısı [kJ/s]
Q_{ht}	: Isı kaybı [kJ/s]
Q_{LHV}	: Yakıtın alt ısı değeri [kJ/g]
$m_{f,b}$	: Yanan yakıtın kütlesi [g]
Ψ_p	: Ön karışımli yanma için Vibe fonksiyonu
Ψ_m	: Kontrollü yanma için Vibe fonksiyonu
C, ξ	: Dizel motor için yanma sabitleri
θ_{inj}	: Püskürtme avans açısı [deg]
τ_{id}	: Tutuşma gecikmesi [deg]
θ_{ig}	: Yanma açısı [deg]
T_{TC}	: Üst ölü noktadaki sıcaklık değeri [K]
p_{TC}	: Üst ölü noktadaki basınç değeri [bar]
N	: Krank milinin rotasyonel dönme hızı [rad/sn]
L	: Strok boyu [mm]
E_A	: Aktivasyon enerjisi [J/mole]
T_g	: Ortalama gaz sıcaklığı [K]

T_{wall} : Silindir duvarının sıcaklığı [K]
B : Silindir iç çapı [mm]

TEK SİLİNDİRLİ BİR DİZEL MOTORUN TORK OLUŞUM MODELİ VE KONTROLÜ

ÖZET

Teknolojinin ilerlemesi ile birlikte dünyamızı tehdit etmeye başlayan hava kirliliğide gün geçtikçe daha ciddi boyutlara ulaşmakta ve bu kirlenmede egzoz emisyonları ciddi boyutta önem taşımaktadır. Ayrıca yeryüzündeki petrol kaynaklarının hızla azalması ve içten yanmalı motorlarda kullanılan yakıtların arz-talep dengesi doğrultusunda fiyatlarının artması, ülkeler için önemli yükler oluşturmaktadır. Bu gibi sebeplerden dolayı bu tür yakıtların daha ekonomik tüketilebilmesi için bugüne kadar bir çok çalışma yapılmıştır. Genellikle içten yanmalı motorlar ile ilgili çalışmalar, ilerlemenin artık mekanik yönde değil, silindir içinde yanan yakıttan elde edilen enerjinin daha iyi kullanılabilmesi amacı ile yanma olayının iyileştirilmesi yönünde olduğunu sergilemektedir. Bu nedenle içten yanmalı motorlarda verimin artırılması ve yakıt tüketiminin azaltılması için yapılan çalışmaların çoğu yanma kalitesini artırmaya yönelik olmuştur. Bu tarz araştırmaların en önemli ve gerekli parçası deney motorlardır. Deney masraflarını azaltması, geliştirme zamanlarını en aza indirmesi ve büyük bir esnekliği olmasından dolayı araştırma motorları olarak genellikle tek silindirli motorlar kullanılmaktadır.

Bilimsel Araştırma Projeleri (BAP) kapsamında Yıldız Teknik Üniversitesi Motor Laboratuvarı'nda yürütülen proje kapsamında Lombardini LDA 450 tipi tek silindirli bir dizel motor farklı yakıtların optimum çalışma sürelerinin belirlenmesine imkan sağlayacak, püskürtme avansı, süresi, adedi ve basıncı (600 ile 1600 bar) arasında kontrol edilebilen bir Ar-Ge motoruna dönüştürülmektedir. Projenin bu master tezi kapsamında, motor parametrelerine göre kinematik-dinamik hesaplamaları ile birlikte deney motoruna ait anlık yanma olayı Matlab/Simulink pragramı kullanılarak modellenmektedir. Silindir içindeki yanma sonucunda oluşan basınç ve motorun dinamik hesaplamalarına bağlı olarak hesaplanan indike tork için bir motor simülatörü geliştirilmektedir. Bu sayede, motorda yanma olayına etki eden parametrelerde yapılacak olan değişikliklerin, basınç ve tork üzerindeki etkisi incelenebilmektedir.

Yapılan similasyon çalışmalarının sonuçları ile deney motorundan elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Böylelikle, modellemenin getirmiş olduğu kolaylıklar ile hatalar minimuma indirilerek belirli parametrelerin kontrollü ve güvenilir bir şekilde değiştirilebilmesine ve model üzerinden çalışmaya yön verebilmesine imkan sağlanmaktadır. Modellemedeki amaç, dizel motorun kalibrasyonunda ve kontrol algoritması geliştirmek için oluşturulmuş basit bir dizel motor modelinden beslenebilmesi gereğidir. Bunun anlamı, oluşturulan modelin donanım ile benzetim (HIL) simülasyonlarında dizel motor modeli ile beraber kolayca kullanılabilmesidir. Bu simülatör ticari araçlarda tork kontrol sisteminde kullanılabilir niteliği taşıyan ilerideki projeler için ilk adım niteliği taşımaktadır.

A MODEL OF TORQUE GENERATION PROCESS AND CONTROL OF SINGLE CYLINDER DIESEL ENGINE

SUMMARY

Air pollution is continually on the rise with increasing technological advancements, forcing governments to put limits on emissions of waste gases. Air pollution not only damages our world but greatly impacts human health as well. Pertaining to this form of contamination, exhaust gases contribute significantly. In addition, the rapid decline of oil resources on earth and the increasing prices in accordance with the supply-demand balance of fuel which is used in internal combustion engines, imposes a burden on developing countries. Due to these reasons, lots of studies have been done so far to make these kinds of oils more economical. Generally, studies on internal combustion engines show that the advancement is not mechanical anymore, but is focused on the betterment of combustion with the aim of more efficiently using the energy obtained from burning fuel in the cylinder. Therefore, most of the studies which were done for enhancing the efficiency in internal combustion engines and reducing the fuel consumption have been designed to increase the quality of combustion. The most important and necessary parts of these studies are the test engines. Single cylinder engines are generally used as research engines due to their high flexibility, ability to reduce testing costs and minimization of development time.

In diesel engines, combustion efficiency depends greatly on the mixture formation, which is greatly influenced by the injection system. A project conducted at Yıldız Technical University Engine Laboratory under the Scientific Research Project (BAP), a Lombardini LDA 450 type single-cylinder diesel engine has undergone changes in order to be converted to a controllable R&D engine based on the following parameters: injection advance, time, quantity and pressure (600 to 1600 bar). The engine also provides an opportunity to determine the optimum run time for different fuels. This thesis aims to integrate a reliable combustion torque estimator into engine controllers, a presentation of encouraging identification and validation results for a combustion model of a DI diesel engine. This model is simple enough to be used in future engine control strategies and estimation techniques. The experimental data represents a direct injected single cylinder engine Lombardini LDA 450cc during a transient phase. Under this master thesis; with the use of kinematic-dynamic calculations for engine control according to engine parameters, instantaneous combustion of the test engine is modelled using Matlab/Simulink and an engine simulator is being developed to calculate the pressure-induced torque. Therefore, the changes affecting the parameters concerning combustion can be investigated by observance of pressure and torque.

Current engine models must comply with various requirements pertaining to performance and pollutant emissions (i.e. Air-fuel control system, on-board diagnostics etc...) in order to be considered for mass production. These systems have many various components that affect the efficiency and economics of an engine, but in order to improve overall performance, engine torque is considered to be one of the

most important, and has to be controlled. There currently is no economic option for durable and cheap torque sensors that are able to be embedded on the crankshaft. Control of torque is reliant on calculations of engine torque by means of static maps. In order to improve torque control systems, these calculations for torque measurement could be replaced with estimations. Simulating this will be a coordination between physical models (which are too complex from a computational perspective) and black box models (which are fast but not suitable for testing torque control strategies and estimations). This simulation is a building block for a much larger project aimed at improving overall torque control systems for commercial vehicles. Its main use will be to test different torque estimation techniques and torque control strategies by utilizing simple models of the engine. Following an initial testing phase, this model has the potential to be used in control strategies and estimation design. Concerning the cylinder pressure over a cycle, a thermodynamic approach is used and computed accordingly. Whereas combustion torque is calculated based on a crank-slider mechanism model.

Input parameters used for the project model include: injected fuel, aspirated air, injection timing, intake manifold pressure and temperature and load torque. This paper is described as: the kinematic and dynamic analysis for crankshaft of the combustion model presented. Subsequently, the test bed configuration and identification results are displayed.

The idea of an experimental test bed is to convert the mechanical injection system of a single cylinder diesel engine to an electronically controlled dual-fuel system. The converted system now has two different injectors. The first injector supplies LPG (liquefied petroleum gas) and the second injector supplies diesel. LPG is supplied via a port fuel injection system located in the intake port of the engine while the diesel is injected directly into the combustion chamber before top dead center (TDC). All injectors were controlled by Programmable Logic Controller (PLC). Following adaptation and tests, the single cylinder Lombardini LDA 450 type diesel engine was modified to a high pressured PLC controlled dual-fuel research engine.

The test engine system for alternative fuels is comprised of three main components. The first component is the engine and its controller. The second component is the fuel system with a common-rail pressure line and low pressure fuel line (dual fuel). And the third component is the measurement system which includes all sensors and transducers, and provides feedback for all operational quantities. A Single cylinder diesel engine was coupled with a DC motor over a belt pulley mechanism with a ratio of 1:2. A two quadrant driver was attached to a DC motor. In the first quadrant, it operates as a starter motor for the engine and in the second one, as a generator to load the engine.

In diesel engines, combustion occurs when the fuel-air mixture is highly compressed. The main factors contributing to this operation are the quality of the fuel-air mixture and the compression ratio. Due to mechanical constraints, compression ratios are kept constant, while mixture formation is a parameter that can be manipulated. In conventional diesel engines, which does not contain a turbo charger, four parameters may be controlled: advance angle, amount of injected fuel, pressure of the injection and number of injection phases. Manipulation of these parameters are operated by the controller of the test unit.

PLC's are considerably more economic than other choices as a controller. It contains all the necessary units for creating an ECU; analog inputs to read feedback, high-

speed counters for detecting encoder outputs in order to measure crank-shaft angle, event-based interrupt capability for injection algorithms, and high-speed digital outputs for generating PWM (Pulse Width Modulation) signals for pressure control and PTO (Pulse Train Output) signals for injector control as well as a real time clock (for application in real-time control systems).

Optimum operation conditions for alternative fuels are determined based on the design and construction of the experiment test bed. For this bed, duration, number of phases, timing, number of injectors and pressure of the injection are controlled. The focus is to determine the effects of the observed controlled parameters on performance of the engine. A commercially available diesel engine was modified and converted to an electronically controlled diesel engine with a common-rail injection system and port fuel LPG injection system. The new injection systems were calibrated and preliminary experiments were conducted to test the controller. The new alternative fuel test bed is capable of testing the effects of several parameters simultaneously. It is important to note that through this experimental setup, PLC is utilized as ECU. PLC is not a normal solution for engine control systems, nevertheless it is an economic solution for single cylinder engine test beds. In addition, establishing algorithms and the debugging of program codes are more easily managed as compared to the commonly used microcontroller based developing boards. It has the advantage of observing the algorithm online while the controller is running.

Alternative fuels (single or dual) were compared in a more efficient way by the electronic injection system and dual fuel operations by a displayed increase in the quality of combustion of the engine. Also, LPG sellers are observing the performance of a compression ignition engine using diesel + LPG or diesel + LNG (liquefied natural gas) fuels. Based on this point, it is the aim to utilize LPG or hydrogen systems as dual fuel on the engine to increase the capabilities of the test bed.

Upon completion of the model, it was tested on the test engine and the graphic results were compared. It is possible to minimize errors with the aid of contributed modelling and helped guide the direction of the study by comparing the results of the model with those of the test engine. The generated model acquired its inputs from a mean value engine model. Now, the model can be used for diesel engine calibration processes and for controlled algorithm development in HIL environments. This simulator also may be used for future projects concerning torque control systems in commercial vehicles.

1. GİRİŞ

Tez kapsamında, tek silindirli bir dizel motorda performans kayıplarını minimuma indirmek için yapılan sistem modellemesi ve deneysel çalışmalara temel oluşturacak dizel motor kontrol sistemi anlatılacaktır. Bu bağlamda belirli parametreleri kontrollü bir şekilde değiştirilebilmesi için yanma modeli ile tork modeli oluşturma süreci ve test düzeneği açıklanacaktır. Temel olarak, Matlab/Simulink'te oluşturulan yanma modeli ve tork modellemesinin sonuçları, test düzeneğinden alınan sonuçlar ile mukayese edilecektir. Ayrıca yapılan işin anlaşılması için proje hakkında ve diğer projeler hakkında bilgiler verilecektir.

Tek silindirli bir dizel motorun yanma modeli ile tork modeli oluşumu ve test düzeneği anlatımına başlamadan evvel tezin amacından ve literatürde bu konuyla alakalı nasıl çalışmaların yapıldığından bahsedilecektir. Ardından, dizel motorun çalışma prensibi ve geleneksel krank-biyel mekanizmasının kinematik-dinamik analiz modelleri ile Matlab/Simulink'te konum-hız-ivme değerlerinin krank açısına göre değişim grafiklerine yer verilecektir. Ayrıca, dizel motorda yanma olayı kavramı irdelenecektir.

Yukarıdaki tüm bilgilerden sonra Matlab/Simulink'te yanma denklemleri ile oluşturulan basınç ve tork modelinin simülasyon sonuçları, tek silindirli bir dizel motor için tasarlanmış olan test düzeneğindeki gerçek deney sonuçları ile karşılaştırılacaktır.

1.1 Tezin Amacı

Yeryüzünü tehdit etmeye başlayan hava kirliliği teknolojinin ilerlemesi ile birlikte daha vahim boyutlara ulaşmakta olup, egzoz emisyonları bu kirlenmede önemli rol oynamaktadır. Ayrıca dünyadaki petrol kaynaklarının hızla azalması ile birlikte yeni enerji kaynakları aranmakta ya da bu enerji verimini en iyi şekilde kullanılmaya çalışılmaktadır. Bu gibi sebeplerden dolayı, yakıtların daha ekonomik tüketilebilmesi için günümüze kadar bir çok çalışma yapılmıştır. Genellikle içten yanmalı motorlar

ile ilgili çalışmalar, ilerlemenin artık mekanik yönde değil, silindir içinde yanan yakıttan elde edilen enerjinin daha iyi kullanılabilmesi amacı ile yanma olayının iyileştirilmesi yönünde olduğunu sergilemektedir. Bu nedenle içten yanmalı motorlarda verimin artırılması ve yakıt tüketiminin azaltılması için yapılan çalışmaların çoğu yanma kalitesini artırmaya yönelik olmuştur. Fakat bu tarz motor araştırma ve geliştirme çalışmaları çoğu zaman pahalı olmasının yanı sıra çok zaman alan ve karmaşık bir iştir. Bu alandaki deneysel araştırmalar birçok farklı konstrüksiyon ve ölçüm içermektedir. Araştırmaların en önemli ve gerekli parçası deney motorlardır. Deney masraflarını azaltması, geliştirme zamanlarını en aza indirmesi ve büyük bir esnekliği olmasından dolayı tek silindirli motorlar deney motorları olarak kullanılmaktadır.

Bu yapılan çalışmanın temel amacı silindirde anlık yanma ile oluşan indike torku hesaplamak için bir motor simülatörü geliştirmektir. Bu simülatör fiziksel modelle uyarlanabilir olmalıdır. Bununla beraber hesaplanması mümkün olmayan karmaşık yapılar yada kara kutu modeller için kullanılabilmelidir. Ayrıca hızlı ve tork hesaplaması mümkün olmayan hesaplamalarda fiziksel model ile arasında bağlantı kurabilir olmalıdır. Parametreleri değiştirilebilen yapısından dolayı diğer motorlardaki basit modellemelerde daha farklı tork hesaplama yöntemleriyle ve tork kontrol stratejileriyle birlikte kullanılabilmelidir.

Bu sayede, modellemenin getirmiş olduğu kolaylıklar ile hatalar minimuma indirilerek belirli parametrelerin kontrollü ve güvenilir bir şekilde değiştirilmesine imkan sağlamaktadır. Motor simülatörü, ticari araçlarda tork kontrol sisteminde kullanılabilir niteliği taşıyan büyük projeler için ilk adım niteliği taşımaktadır. Ayrıca (HIL) similasyonlarında da kullanılabilir.

Bu çalışmada çevrim boyunca silindir içerisindeki basınç hesaplaması termodinamik temeller ile sağlanmaktadır. Bunun akabinde silindir içi basınç ve krank-biyel mekanizmasının dinamik modeli parametreleri kullanılarak tork hesaplaması yapılmaktadır.

1.2 Literatür Araştırması

Günümüzdeki motor kontrol sistemleri, emisyon, karışım oranının belirlenmesi, püskürtme karakterleri gibi daha birçok bakımdan bu performans değerlerini optimum şekilde yerine getirmesi gerekmektedir. Tork kontrolü, aracın genel olarak

performansının arttırılmasında önemli bir değişkendir. Günümüz teknolojisinde ucuzluk ve kolaylık bakımından tork sensörü kullanarak krank mili üzerinden torku ölçmek yerine genellikle motor parametreleri üzerinden hesaplama yöntemiyle kullanılan kontrol yöntemleri tercih edilmektedir [1].

Literatürde birçok farklı tork tahmini hesaplama ve modelleme yöntemleri kullanılarak tork ölçüm performansını arttırılmaya yönelik çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalarda çoğu hesaplama yöntemleri krank mili hızı üzerinden tork tahmini yapılmaya yöneliktir. Literatür araştırmasında farklı makaleler birbiri ile mukayese edilmektedir. Bu makalelerin bir kısmında model tabanlı hesaplama yöntemleri ile tork tahmini yapılmış olup diğer bir kısmında ise kayma modu kontrolü (Sliding Mode Control) ile tork hesaplanmaktadır. Buradaki kayma kipli denetim yönteminin amacı doğrusal olmayan sistemin durum yörüngesini, durum uzayında kullanıcı tarafından tanımlanmış yani kayma yüzeyine yaklaştırmak ve sistemin durum yörüngesinin bundan sonra bu yüzeyde bulunmasını sağlamaktır. değiştirilmesiyle motorun dinamik davranışları değiştirilebilir. Diğer avantajı ise sistemin davranışının parametre belirsizliklerine karşı duyarsız olmasıdır. Bu özellik sayesinde sistemin kontrol edilebilmesini zorlaştıran parametre belirsizlikleri ve non-lineeritesi gibi durumların modellenenebilmesini sağlar.

Taraza, D. ve diğerleri (1998), çalışmasında [2] piston krank milinin hız değişim hesaplamalarından çift silindirli bir dizel motorunun gaz basıncı ve torkunu modellemişlerdir. Krank mili hızı ile tork arasında bağıntı kurabilmek için çalışmaya ilk olarak silindir krank şaftının dinamik modeli oluşturularak başlanmıştır. Daha sonra bir durum vektörü matrisi oluşturulmuştur. Buna göre açısal sapma formülleri, hız bağıntılı tork formülleri sağlanmıştır. Ayrık Fourier Dönüşüm (DFT) yöntemine göre hız bağıntısı oluşturulup grafiği elde edilmiştir. Krank şaftının dinamik modeli üzerinden ağırlık hesabı dikkate alınarak hız modeli ile basınç-tork modeli arasında bağıntı kurulmuştur. Hız modeli üzerinden kullanılan bu bağıntı ile tork modeli ve grafiği ayrıca kayıplar göz önüne alınarak indike basınç elde edilmiştir. Tamamen model tabanlı hesaplamaya dayalı olan bu makalede motor için düşük hızda doğru sonuç alınabilmesi için tüm parametre değerlerinin herbirinin eksiksiz bir şekilde biliniyor olması ve buna göre modellenmesi gerekmektedir.

Azzoni, P. ve diğerleri (2000), çalışmasında [3] Elektronik Gaz Kelebeği Kontrolü (ETC) uygulaması ile motorun yüklü haldeki torkunu hesaplamaya yönelik bir

Çalışma yapmışlardır. Modellemeye dayalı olan bu çalışmada içten yanmalı motorlarda elektronik gaz kelebeği kontrolünün önemi vurgulanmıştır. Bu makalede yanma modelinden anlık indike torku ve yüklü hal durumunda tork hesaplamaları yapılmıştır. Bu hesaplamalarda ilk yapılan elektronik gaz kelebeği kontrol algoritması oluşturmaktır. Daha sonra krank mili ve yüklü hal durumunda tork hesaplaması için lineer olamayan değişkenler ile model yapıları oluşturulmuştur.

Akyıldız, B.(2004), çalışmasında [4] rölanti devri kontrolü ile ilgili model oluşturmuştur. Birinci prensiplerden türetilen dizel motor modellerinin komplike olmasından dolayı, motorun dinamiğini makul bir doğrulukta yansıtan bir ortalama değer dizel motor modeli kullanılmıştır. Dizel motorun değişik çalışma koşulları sistem belirsizlikleri olarak ifade edilmiştir. Ağırlık filtreleri kullanılarak bu belirsizlikler ifade edilmiştir. D-K iterasyonu ile μ sentezi sonucunda bir dayanıklı kontrolcü tasarlanmıştır. Kontrolcünün gerçeklenebilmesi için Hankel tekil değerleri tabanlı bir derece azaltma algoritması uygulanmıştır. İki farklı rölanti devri kontrolü similasyon ve deney sonuçları birbiri ile karşılaştırılmıştır.

Shiao, Y. ve diğerleri (1995), çalışmalarında [5] kayma modu kontrolü kullanarak benzinli bir motorda silindir basıncını ve açığa çıkan yanmanın matematiksel model hesaplamalarını yapmışlardır. Çift silindirli benzinli motorda oluşan yanma ve silindir basıncının hesaplamalarında motor hızı temel alınmıştır. Önemli olan kısmı sistemin durumunu kullanıcı tarafından tanımlanan yüzeye yönlendirecek ve sonraki zamanlarda yüzeyin üstünde bulunmasını sağlayacak bir giriş sinyalinin belirlenmesidir. Kayma kipli kontrolün avantajlarından birisi fonksiyonun

Haskara, I. ve diğerleri (2001), çalışmalarında [6] ikinci dereceden kayma modu kontrol yöntemi uygulanarak gerçek zamanda silindir basıncı ve tork hesaplama yöntemi geliştirmişlerdir. Krank mili hızı üzerinden ikinci dereceden kayma modu kontrol algoritması uygulanarak silindir içi basınç-tork hesaplama yöntemi ve simülasyon sonuçları ortaya çıkartılmıştır. Bu yöntem ile çıkartılan basınç ve tork bilgisi sonuçları enjeksiyon kontrolü, gecikme zamanı ve rölanti devir kontrolü ile alakalı olan problemlerin çözümü için kullanılabilmektedir.

Paolo, F ve diğerleri (2012), çalışmalarında [1] direk enjeksiyonlu dört silindirli bir dizel motorun krank açısına göre silindir içi basınç değişim modeli elde edilmiştir. Vibe fonksiyonları yöntemini kullanarak yanma modeli oluşturmuş ve daha sonrasında yanma kayıpları hesaplanarak oluşan net ısı enerjisine göre silindir içi

basıncı modellenmiştir. Ayrıca gerçek deney motorundan alınan krank açısı- basınç verileri sonuçları model sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

Yapılan çalışmalarda kullanılan matematik modeller birbirleri arasında farklılık göstersede yanma modeli olarak genellikle Vibe fonksiyonlarından yararlanılmaktadır. Bu fonksiyonlarda kullanılan bağıntı ve parametreler tez çalışmasının 4. bölümünde ayrıntılı olarak anlatılmaktadır. Ayrıca tez çalışması için izlenilen modelleme yöntemi tek tip bir motora sabit kalmayıp diğer tip motorlara ve modellemelere de uyarlanabilir niteliği taşımasıdır.

2. DİZEL MOTORLAR

Dizel motor, oksijen içeren ve genellikle atmosferik hava olan gazın sıkıştırılarak yüksek basınç ve sıcaklığa ulaşması ve silindir içine püskürtülen yakıtın bu sebeple patlaması prensibi ile çalışmaktadır. Bu sebeple benzinli motorlardan farklı olarak ateşleme için bujiye ve yakıt oksijen karışımını oluşturmak için karbüratöre ihtiyaç yoktur. Bu olay dizel çevrimi olarak bilinmektedir ve 1892 yılında Alman Mühendis Rudolf Dizel tarafından bulunmuş olup 1893 yılında ise patenti alınmıştır.

Bir dizel motor sisteminin en önemli parçası hız kontrol ünitesi olup burada yakıtın dağıtım oranı kontrol edilerek motorun hızı sınırlanmaktadır. Eski hız kontrol üniteleri motordan bir vites sistemi ile yönetilmekteydi ve bu sayede sadece motor hızına lineer olarak yakıt sağlanmaktaydı. Günümüzde modern motorlar bir EKÜ (Elektronik Kontrol Ünitesi) tarafından kontrol edilmektedir. EKÜ bir sensörden motor hız sinyalini alır ve daha sonra EKÜ içinde depolanan bu sinyallerin algoritmalarını kullanarak bu motor hızına göre valfler aracılığı ile püskürtme zamanını ve püskürtme miktarını kontrol etmektedir.

Yakıtın pistonların içine püskürtmenin başlama zamanının ve süresinin kontrol edilmesi emisyonların minimuma indirilmesi ayrıca motor veriminin ve yakıt tasarrufunun maksimuma çıkarılması için en önemli unsurdur. Piston içinde yakıt püskürtme işleminin başlama zamanı günümüz motorlarında elektronik olarak kontrol edilmektedir. Bu süre genellikle, ÜÖN önündeki pistonun krank miline göre püskürme avansı açısı ile ölçülmektedir. Örneğin, piston ÜÖN'den 10 derece önde olduğu anda eğer EKÜ yakıt püskürtmesine başlarsa, püskürtme avansı açısı (θ_{inj}) 10 derece olur. Bu optimum zamanlama hız ve yük kadar motorun dizaynına göre değişmektedir [7].

Dizel motorlardaki yakıt püskürtme sistemi, direkt püskürtme ve indirekt püskürtme olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Direkt püskürtme, günümüz dizel motorlarında kullanılan püskürtme sistemidir. Burada motordaki yanma odasına yakıt direkt olarak enjekte edilir. İndirekt enjeksiyonda ise yakıt dizel motordaki yanma odası dışında

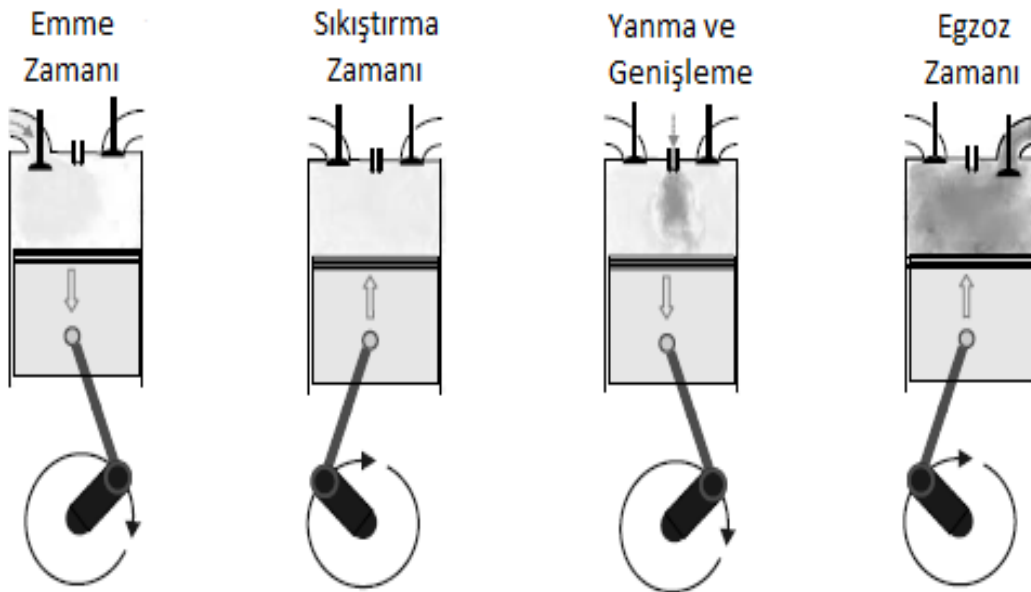
ön odası olarak adlandırılan yere enjekte edilir ve yanma başladığında yanma odasının içine yayılır [8].

2.1 Dizel Motorların Çalışma Prensibi

Krank milinin her bir 180 derecelik dönme hareketine yani pistonun ÜÖN ile AÖN arasında yaptığı harekete zaman denir. Pistonu öteleme hareketi yaparak çalışan dört stroklu yada dört zamanlı dizel motorunun çalışması sırasında çevrimde meydana gelen olaylar, aşağıdaki gibi dört bölümde ayrı ayrı incelenmektedir. Bunlar;

- Emme zamanı,
- Sıkıştırma zamanı,
- Yanma ve genişleme zamanı,
- Egzoz zamanıdır.

Bu olayların her biri aşağıda gösterilmiş olup dört zamanlı benzin motorunda da durum hemen hemen aynıdır.



Şekil 2.1 : Dört zamanlı bir dizel motorun çevrimi [9].

2.1.1 Emme zamanı

Pistonun üst ölü noktadan alt ölü noktaya doğru hareketi sırasındaki emme zamanında silindire sadece hava emilmektedir. Bu süre boyunca silindir içindeki basınç, benzin motorlarında olduğu gibi yaklaşık olarak 0.085MPa ile 0.095 MPa arasındadır. Burada silindir içine daha fazla hava emilebilmesi için emme supabının açılması üst ölü noktadan önce yapılıp kapanması alt ölü noktaya geldikten az bir

zaman sonra yapılmaktadır. Böylece toplam emme olayı dönme sayısına bağlı olarak benzinli motorda olduğu gibi 220 – 260° krank mili açısında meydana gelmektedir.

2.1.2 Sıkıştırma zamanı

Emme süresinde silindire alınan hava, piston hareketi ile alt ölü noktadan üst ölü noktaya doğru sıkıştırılmaktadır. Bu sıkıştırma ile basınç 3 ile 5 MPa değerleri arasına yaklaşmış olup, sıcaklık 850 ile 1200 K arasında ortalama bir değere ulaşmaktadır.

2.1.3 Yanma ve genişleme zamanı

Yanma ve genişleme zamanında motor iş yapmaktadır. Bu işin başlaması için silindirdeki 3 ile 5 MPa basınç değerleri arasında sıkıştırılmış havaya piston ÜÖN'ya gelmeden önce enjektörden yakıt püskürtülmektedir. Bu erken püskürtme işlemi püskürtme avansı (θ_{inj}) olarak bilinmekte olup bu değer 10 ile 20 derece arasında değişmektedir. Sıkıştırma sonunda enjektörden püskürtülen yakıt gecikmeli olarak kendi kendine tutuşmaktadır. Bu gecikme tutuşma gecikmesi (τ_{id}) olarak adlandırılır. Tutuşma gecikme açısı süresince yanma odasına girmiş olan yakıt kendi kendine tutuşarak önce ortalama sabit bir hacimde yanarak püskürtme devam ettikçe sabit basıçta yanmaya devam etmektedir. Dizel motorlarındaki yanma, benzinli motorlarda olduğu gibi önceden karışmış olan homojen yapıda bir karışımın yanması şeklinde olmayıp yakıt damlacıklarından buharlaşan yakıttan oluşan heterojen bir karışımın yanması şeklinde gerçekleşmektedir. Bu sebeple yanma hızı daha düşüktür ve 1 kg yakıtın yanması için benzinli motorlara göre daha fazla havaya ihtiyaç duyulur. Bu hava miktarı yaklaşık olarak 20 ile 30 kg arasındadır. Püskürtülen yakıt miktarı değiştirildiği takdirde dizel motorların gücü değişmektedir. Güç azaldığı durumda emilen hava miktarı aynı kaldığından dolayı birim başına düşen hava miktarı artmaktadır [7]. Yanma sırasında oluşan maksimum ortalama basınç,

Direkt püskürtmeli motorlarda $P_{max} = 7,0 - 10,0$ MPa

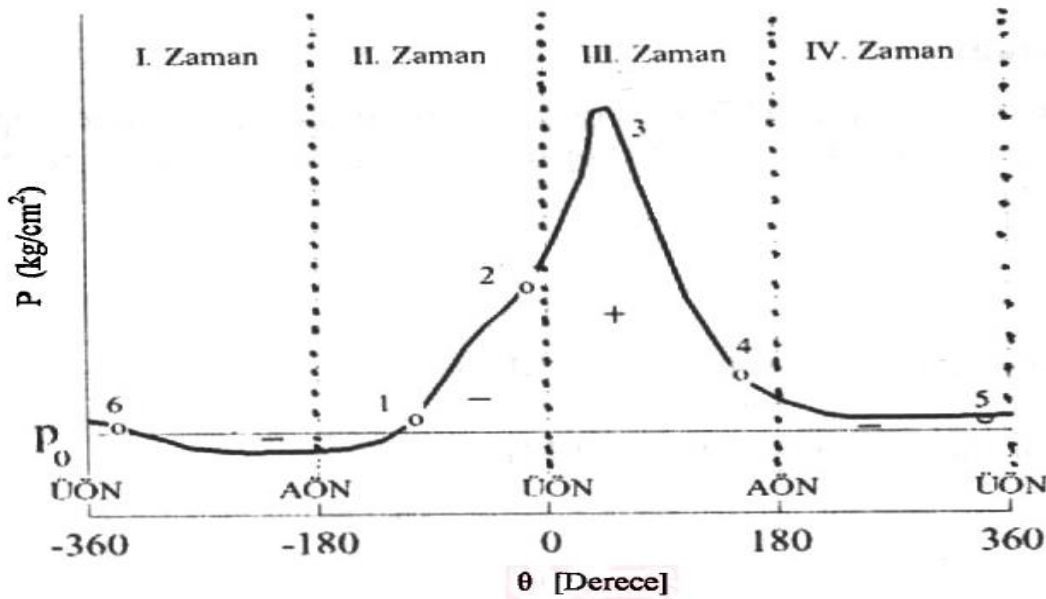
Maksimum sıcaklık (T)= 1700 – 2100 K

olmaktadır. Bu değerler ortam şartlarına göre değişiklik göstermektedir. Benzinli motorlarda olduğu gibi dizel motorlar da yanma egzoz supabı açılmadan sona ermeli ayrıca oluşabilecek maksimum basıncın üst ölü noktadan 12 ile 15° krank mili açısı sonrasında meydana gelmesi sağlanmaktadır [10].

2.1.4 Egzoz zamanı

Genişleme sonrasında benzinli motorlardaki gibi piston alt ölü noktaya gelmeden önce egzoz supabı açılarak üst ölü noktadan sonrasında ise kapanmaktadır. Egzoz supabının açılması anında ortalama basınç değeri 0.4-0.5 MPa arasında, ortalama sıcaklık değeri ise 1000-1100 K civarındadır. [11].

Aşağıdaki şekilde motor basıncının değişimi krank mili açısına bağlı olarak gösterilmektedir.

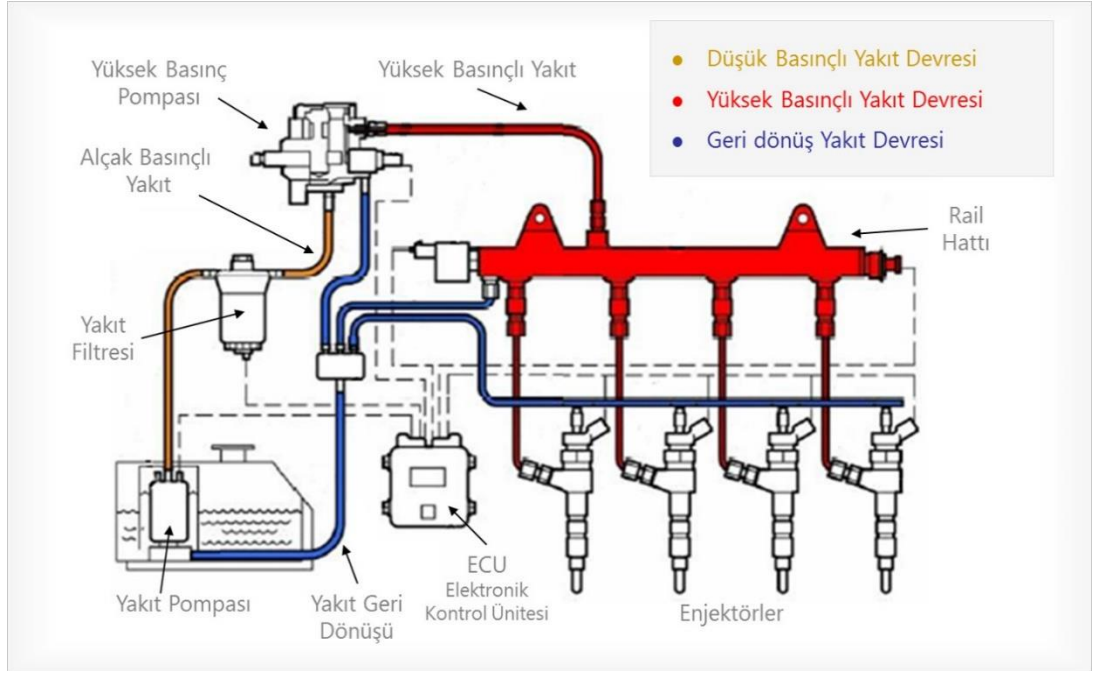


Şekil 2.2 : Motor basıncının krank mili açısına bağlı olarak değişimi [12].

4 zamanlı içten yanmalı bir dizel motor için Şekil 2.2'deki gibi anlatılan zamanlar aralığında krank açısına (θ) göre silindir içi basınç (p) değişimi incelenebilmektedir. Şekil 2.2 grafiği çalışmanın 4. bölümünde deney motoru parametreleri ile model üzerinden de elde edilmektedir. Ayrıca yine çalışmanın 4. bölümünde yanma olayı kavramı ve yanma periyodları ayrı ayrı açıklanmaktadır.

2.2 Ortak Hat Dizel Enjeksiyon Sistemi

Tutuculu püskürtme veya ortak boru anlamına gelen common-rail sisteminde, direkt püskürtücüler yada tek pompalı sistemlerden farklı olarak basınç oluşumu ve püskürtme birbirinden ayrılmaktadır. Püskürtme basıncı, püskürtme miktarı yada motor devir sayısına bağlı kalmadan oluşturulur. Direkt püskürtücülü sistemler 900 bar basınç ile çalışırken, bu sistem 1600 bar'a kadar yükselebilen bir basınç ile ortak bir boru üzerinden enjektöre dağıtmaktadır.



Şekil 2.3 : Ortak hat sisteminin genel şeması [13].

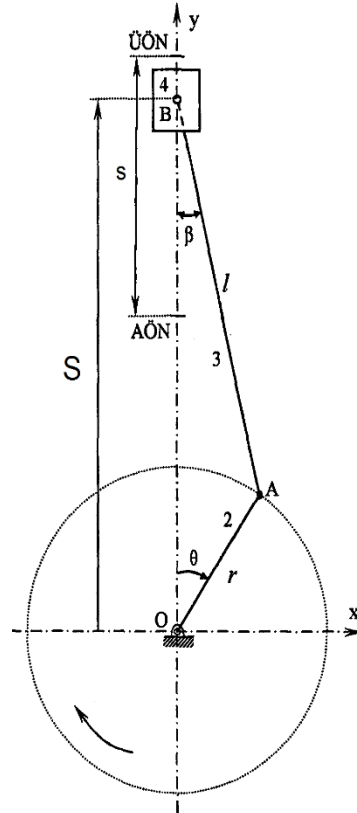
Bu sistem şekil 2.3’de görüldüğü üzere esas olarak alçak basınç pompası, yüksek basınç pompası, elektronik kontrol ünitesi (EKÜ), rail hattı ve yakıt enjektörü adı verilen parçalardan oluşmaktadır. Temel olarak yakıtın yüksek basınç ile istenilen miktarda ve zamanda silindir içine pompalanması ve piston tarafından sıkıştırılmış havanın sıcaklığı içine pülverize olarak enjekte edilen yakıtın yanması ile güç elde edilmesi mantığına dayanır. Yüksek basınç pompası yakıtı yüksek basınçta common rail denilen yüksek basınçlı hatta pompalarken elektronik kontrol ünitesinde sensörlerden gelen verileri işleyerek istenilen miktarda yakıtı belirler ve enjektörleri belirlenen bu süre boyunca açık tutarak yakıtın silindire aktarımını sağlar.

3. KRANK-BİYEL MEKANİZMASI VE MODELLEMESİ

Geleneksel krank biyel mekanizmaları olarak da ifade edilmesinin sebebi içten yanmalı motorlarda eksanterli krank biyel mekanizmalarına göre çoğunlukla tercih edilen bir eşmerkezli krank-biyel mekanizması olmasından kaynaklanmaktadır. Bu bölümde krank-biyel mekanizmasının krank açısına göre, konum, hız ve ivme hesaplamaları ile kinematik hesaplamaları yapılarak dinamik analizi anlatılmaktadır.

3.1 Krank-Biyel Mekanizmasının Kinematik Analizi

Mekanizmaların hareket özelliklerini saptamak için kinematik analiz yönteminden yararlanılmaktadır. Kinematik analiz hesaplamaları, hareketli bir cisim üzerindeki herhangi bir noktanın konum, hız ve ivmesinin verilen boyut özelliklerinden yararlanılarak yapılmaktadır. Bu hesaplamalar için krank-biyel mekanizmasının boyut parametrelerinin bilinmesi gerekmektedir [14].



Şekil 3.1 : Krank-biyel mekanizmasının B noktasına göre kinematik özellikleri.

3.1.1 Krank-biyel mekanizmasında pistonun konumu

Motorun çalışması sırasında piston, üst ölü nokta ile alt ölü nokta arasında hızlanan ve yavaşlayan hareketler olmak üzere farklı hız özelliklerine sahiptir. Buna karşın krank mili yaklaşık olarak sabit kabul görülebilecek bir açısal hız ile dönmektedir. Piston ve krankın hareketleri arasında bunlara ek olarak biyel kolu hareket etmektedir. Biyel kolunun pistona bağlanan kısmı pistonun hareketine benzer bir şekilde doğrusal hareket yaparken, krank muylusuna bağlı olan bölümü krank milinin hareketine benzer dairesel bir hareket yapmaktadır [15]. Pistonun konumu, pistonun krank mili dönme eksenine göre herhangi bir andaki uzaklığı olarak ifade edilmektedir. Pistonun konumu (S), krank açısı (θ)'nın fonksiyonu olarak tanımlanmaktadır ve y eksenini doğrultusunda oluşmaktadır.

Şekil 2.1'den yararlanılarak pistonun konumu için genel ifade tanımlanabilir;

$$S = r \cdot \cos\theta + l \cdot \cos\beta \quad (3.1)$$

Denklem (3.1)'deki β açısı, biyel kolunun y eksenine yaptığı açıdır bu sebeple θ açısına bağlı olarak aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$l \cdot \sin\beta = r \cdot \sin\theta \quad (3.2)$$

Denklem (3.2)'deki eşitlikten yola çıkarak $\sin\beta$ ifadesi yalnız bırakılırsa;

$$\sin\beta = \frac{r \cdot \sin\theta}{l} \quad (3.3)$$

Denklem (3.3)'de $\cos^2\beta + \sin^2\beta = 1$ bağıntısından yararlanılarak gerekli dönüşüm yapıldığında, $\cos\beta$ değeri aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\cos\beta = \sqrt{1 - \left[\frac{r \cdot \sin\theta}{l}\right]^2} \quad (3.4)$$

Denklem (3.4)'de ifadesi Mac Laurin dizisine göre x ve y türünden yazılabilir.

$$x = \left[\frac{r \cdot \sin\theta}{l}\right]^2 \quad (3.5)$$

x değeri yarıçapa bağlı olarak (3.5) ifadesindeki gibi tanımlanmaktadır.

$$y = \sqrt{1 - \left[\frac{r \cdot \sin \theta}{l} \right]^2} \quad (3.6)$$

Mac Laurin serisi yöntemi ile bir serinin terimlerinden sonlu bir sayı kadarını kullanmak, bu seriyi bir fonksiyona yakınsamak için genel bir yöntemdir. Buna göre denklem (3.5)'deki y değeri ise aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$y = 1 - \frac{1}{2}x - \frac{1}{2.4}x^2 - \dots \quad (3.7)$$

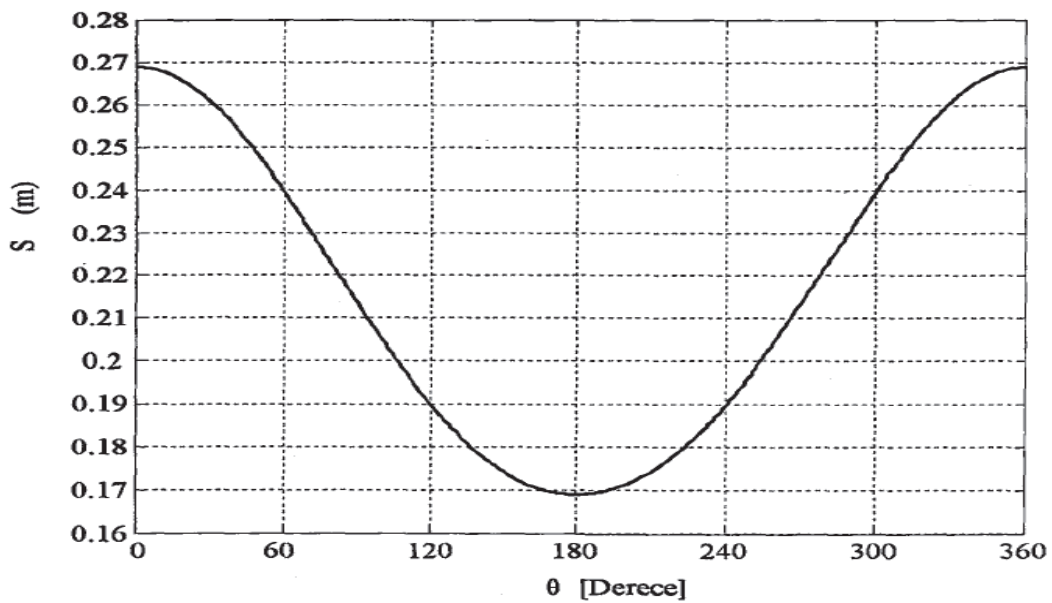
Üst arttığında terimler küçüldüğünden kök için yaklaşık çözüm aşağıdaki gibi elde edilir;

$$y = 1 - \frac{1}{2} \times \left[\frac{r \cdot \sin \theta}{l} \right]^2 - \frac{1}{8} \times \left[\frac{r \cdot \sin \theta}{l} \right]^4 - \dots \quad (3.8)$$

Pistonun yaklaşık konumu aşağıdaki gibi ifade edilmektedir;

$$S = r \cdot \cos \theta + \left[\frac{2 \cdot (l^2) - (r^2) \cdot \sin^2 \theta}{2 \cdot l} \right] \quad (3.9)$$

Denklem (3.9)'dan yararlanarak oluşturulan Matlab/Simulink modelinde pistonun konum-krank açısı grafiği oluşturulmaktadır. Grafik hesabında krank ve biyel kolu uzunlukları yani ; $r = 0.05 \text{ m}$, $l = 0.219 \text{ m}$ olarak kabul edilmektedir.



Şekil 3.2 : Krankın dönme eksenine göre pistonun konumu.

3.1.2 Krank-biyel mekanizmasında pistonun hızı

Pistonun hızı krank açısal hızının sabit kabul edilip pistonun konumunun krank açısına göre türevinin alınmasıyla bu açının fonksiyonu olarak aşağıdaki denklemler elde edilmektedir.

$$V_{Pi} = \frac{dS}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} \quad (3.10)$$

Denklem (3.10)'daki $d\theta/dt = \omega_{21}$, krank milinin açısal hızı olup krank milinin devir sayısına bağlı olarak ifade edilmektedir. Krank milinin devir sayısı ise çalışma şartlarına göre farklı aralıklarda olmaktadır. Krank milinin devir sayısı bu bölümdeki hesaplamalarda 2500 d/dk olduğu kabul edilecek.

$$V_{Pi} = \frac{d}{d\theta} \left[r \cdot \cos\theta + \left[\frac{2(l)^2 - (r)^2 \cdot \sin^2\theta}{2 \cdot l} \right] \right] \cdot \omega_{21} \quad (3.11)$$

Denklem (3.11)'deki ifadenin türevi alındığında aşağıdaki gibi yazılmaktadır;

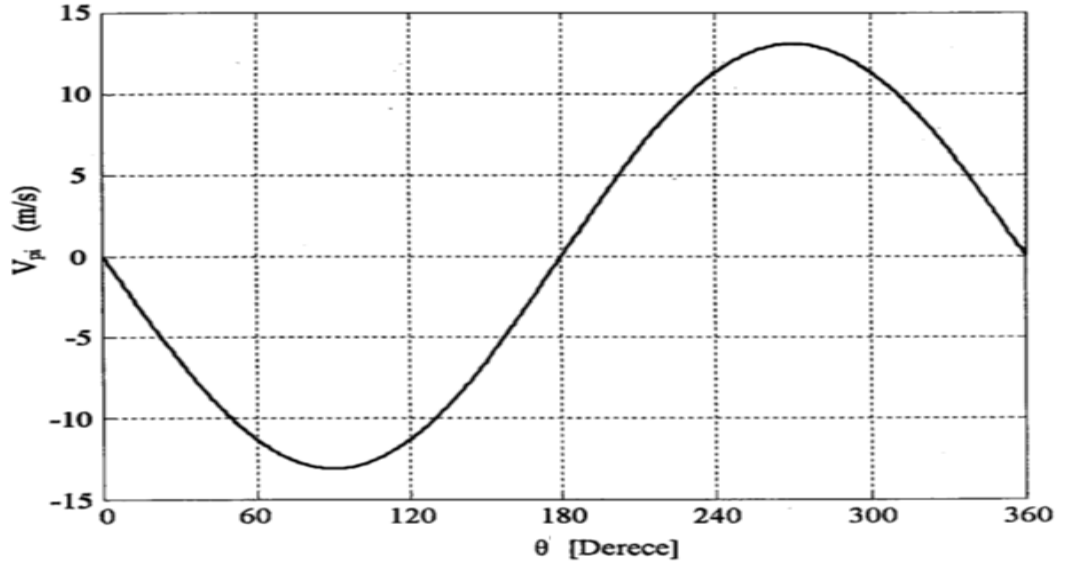
$$V_{pi} = \omega_{21} \cdot \left[-r \cdot \sin\theta - \left[\frac{(r)^2 \cdot \sin\theta \cdot \cos\theta}{l} \right] \right] \quad (3.12)$$

Denklem (3.12) ifadesi düzenlenirse pistonun hızı aşağıdaki gibi ifade edilmektedir;

$$V_{pi} = -r \cdot \omega_{21} \cdot \left[\sin\theta + \left[\frac{r \cdot \sin\theta \cdot \cos\theta}{l} \right] \right] \quad (3.13)$$

Denklem (3.13)'de krank açısına ve parametrelere göre elde edilen hız bağıntısı ile Matlab/Simulink modelinde pistonun krank açısına göre hız değişim grafiği elde edilmektedir. Şekil 3.3'deki grafik hesabında, krank uzunluğu, biyel kolu uzunluğu ve krank milinin açısal hızı sırasıyla ; $r = 0.05 \text{ m}$, $l = 0.219 \text{ m}$, $\omega_{21} = 261.8 \text{ rad/s}$ olarak kabul edilmektedir.

Yukarıdaki bağıntılar kullanılarak oluşturulan Simulink bloklarında krank milinin açısal hızı da hesaba katılarak Şekil 3.3'te gösterilmiştir. Grafikte görüldüğü gibi 0 ile 180 derece arasında hızın yönü negatif yöndedir. Piston AÖN'ye geldiğinde de durur ve hız vektörü yön değiştirir ve yine önce artan daha sonra azalan bir değerde piston tekrar ÜÖN ye doğru yükselmeye devam eder. Ayrıca, grafikte genel piston ÜÖN ve AÖN'de iken hız olarak yavaş hareket eder.



Şekil 3.3 : Krankın dönme eksenine göre piston hızı.

3.1.3 Krank-biyel mekanizmasında pistonun ivmesi

Pistonun ivmesi, zincir kuralına göre pistonun hızının krank açısına göre türevinin alınması sonucu elde edilmektedir.

$$a_{pi} = \frac{dV_{pi}}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} \quad (3.14)$$

Denklem (3.13)'de $d\theta/dt = \omega_{21}$ ifadesi krank milinin açısal hızı olduğundan, pistonun ivme formülü aşağıdaki gibi yazılmaktadır;

$$\alpha_{pi} = \frac{d}{d\theta} \left[-r \cdot \sin\theta - \left[\frac{(r)^2 \cdot \sin\theta \cdot \cos\theta}{l} \right] \right] \cdot (\omega_{21})^2 \quad (3.15)$$

Denklem (3.15)'de daha önce elde edilen hız ifadesinin türevi ile yazılırsa ;

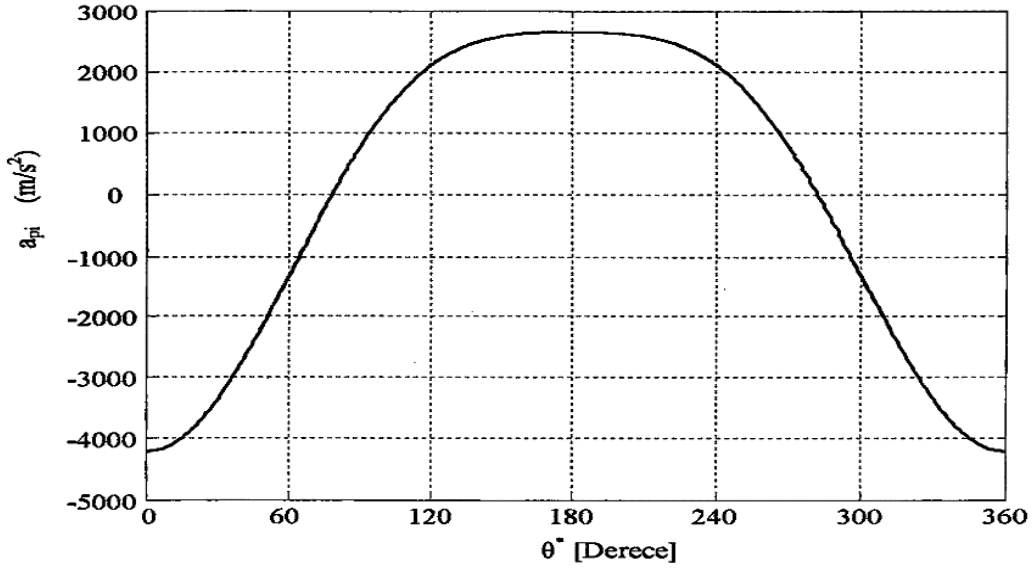
$$\alpha_{pi} = (\omega_{21})^2 \cdot \left[-r \cdot \cos\theta - \left[\frac{(r)^2 \cdot (\cos^2\theta - \sin^2\theta)}{l} \right] \right] \quad (3.16)$$

Denklem (3.16)'da $(\cos^2\theta - \sin^2\theta) = \cos 2\theta$ olduğundan, bu ifade düzenlenerek ivme aşağıdaki gibi ifade edilebilir,

$$\alpha_{pi} = (\omega_{21})^2 \cdot \left[-r \cdot \cos\theta - \left[\frac{(r)^2 \cdot (\cos^2\theta - \sin^2\theta)}{l} \right] \right] \quad (3.17)$$

Denklem (3.17) ifadesinden elde edilen bağıntı sonucunda Matlab/Simulink modelinde pistonun krankının dönme eksenine göre ivme değişimi grafiği elde

edilmektedir. Şekil 3.4'deki grafik hesabında, krank uzunluğu, biyel kolu uzunluğu ve krank milinin açısal hızı sırasıyla ; $r = 0.05 \text{ m}$, $l = 0.219 \text{ m}$, $\omega_{21} = 261.8 \text{ rad/s}$ olarak kabul edilmektedir.



Şekil 3.4 : Krankın dönme eksenine göre pistonun ivmesi.

3.2 Krank-Biyel Mekanizmasının Dinamik Analizi

Krank biyel mekanizmasının dinamik analizinde, motorun hareketli parçalarının atalet özelliklerine göre ve gaz basıncına göre krank milinde oluşan momentin tespit edilmesi incelenmektedir. Motorun çalışması sırasında krank biyel mekanizmasına etki eden kuvvetler aşağıdaki gibidir ;

- Silindir içinde sıkışan ve yanan gaz kuvveti,
- Motorda salınım hareketi yapan uzuvlarının atalet kuvvetleri,
- Dönme hareketi yapan parçaların merkezkaç kuvvetleri,
- Karter basıncı kuvveti (atmosfer basıncı olduğu kabul edilir),
- Yerçekimi kuvveti. (ihmal edilmektedir).

Motor yatakları ve sürtünme kuvvetleri ile birlikte dizel motora etki eden bu kuvvetler karşılanmaktadır. Motorun her bir zamanında, krank miline etki eden bu kuvvetler, değer ve yön bakımından sürekli olarak değişiklik göstermektedir. Bu sebeple, bu kuvvetlerin krank milinin açısal konumuna göre ifade edilmesi gerekmektedir [15].

Krank–biyel mekanizmasında, mekanizmaya etki eden ana kuvvetler;

- Gaz kuvveti (F_g),
- Krank-biyel mekanizmasının salınım yapan uzuvlarının kaynaklanan atalet momenti,
- Krank-biyel mekanizmasının dönen uzuvlarından kaynaklanan merkezkaç kuvvetleridir.

Mekanizmaya etki eden bu kuvvetlerden atalet kuvvetleri dinamik kuvvetler olarak, gaz kuvveti (F_g) ise statik kuvvet olarak açıklanmaktadır. Mekanizmanın krank mili gibi dönen uzuvları karşı bir ağırlıkla dengelendiğinden dolayı sistemde ek bir kuvvet oluşmamaktadır. Genel olarak sisteme etki eden yerçekimi kuvveti esas kuvvetlere nazaran çok küçük olduğundan ihmal edilmektedir.

3.2.1 Krank-biyel mekanizmasında statik kuvvet analizi

Mekanizma analizinin temelini oluşturan statik unsurlara göre, bir katı cismin dengede olabilmesi için üzerine etki eden tahrik kuvvetleri olan aktif kuvvetlerin ve bağlayıcı olan mafsallık kuvvetlerinin vektörel toplamalarının sıfıra eşit olması gerekmektedir [16]. Bu kuvvetlerden aktif kuvvetler doğrultu ve yön gibi vektörel olarak tanımlı olmasına rağmen mafsallık kuvvetleri tanımlı değildir. Bu mafsallık kuvvetlerinin bilinen kuvvet parametreleri yardımıyla hesaplanması gerekmektedir. Mafsallık noktalarındaki uzuvların etkiye tepkiden dolayı birbirlerine normal ve teğetsel doğrultuda eşit miktarda fakat zıt yönlerde kuvvet uygulamaktadırlar. Sürtünme kuvveti genellikle mafsaldaki teğetsel kuvvet bileşenini sembolize etmektedir. Normal kuvvetlere oranla sürtünme kuvvetlerinin çok küçük olmasından dolayı ihmal edilebilmektedir. Bu sebeple, mafsallık noktasındaki kuvvetin doğrultusu, uzvun doğrultusu olarak kabul edilebilmektedir [17].

Mekanizmanın statik kuvveti aşağıdaki kabuller ile yapılacaktır;

- i. Uzuvların atalet etkileri ihmal edilecektir.
- ii. Uzuvlar arası sürtünme kuvvetleri ihmal edilecektir.
- iii. Uzuvların yük etkisiyle şekil değiştirmedeği yani rijit yapıda olduğu kabul edilecektir.

Statik kuvvet analizinde gaz kuvveti (F_g) tahrik kuvveti olarak dikkate alınır ve genişleme strokunda silindir içerisinde bulunun yakıt ve hava karışımının yanması sonucu oluşmaktadır. Bu kuvvet genişleme strokunda pozitif iken sıkıştırma

strokunda negatiftir. Gaz kuvveti genişleme stroku boyunca krank milinin açısall konumuna göre değişmektedir. Bu sebeple bu kuvveti oluşturan gaz basıncının analitik olarak ifade edilmesine ihtiyaç duyulmaktadır.

3.2.1.1 Krank-biyel mekanizmasında gaz basıncı

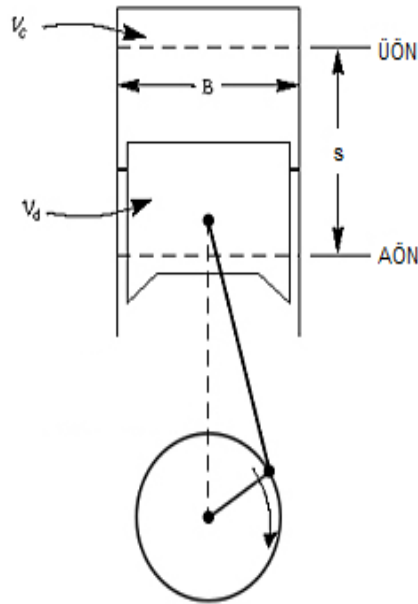
Silindir içindeki gaz basıncı krank mili açısına göre değişmektedir. İçten yanmalı motorlar ile yapılan çalışmalarda sıkıştırma ve genişleme çevrimleri boyunca silindirdeki gaz karışımı ile alakalı politropik bir ilişki olduğu belirlenmiştir[18].

$$P_i \cdot V_i^n = P_j \cdot V_j^n \quad (3.18)$$

Denklem (3.18)'deki P_i ve P_j farklı iki krank mili açısına göre basınçları, V_i ve V_j ise o krank mili açısındaki hacim değerlerini temsil etmektedir. Ayrıca politropik ifadeye göre aşağıdaki bağıntı yazılabilir;

$$P \cdot V^n = \text{sabit} \quad (3.19)$$

Denklem (3.19) ifadesindeki P , V ve n parametreleri sırasıyla, silindir basıncı ve gaz karışımının kapsadığı hacmi ve politropik üs değerini ifade etmektedir. Politropik üs değeri motor tipine, kullanılan yakıtın cinsine ve kullanılan yakıtın sıcaklık değerine bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Dizel motorlarda genellikle politropik üs değeri; sıkıştırma zamanında 1.4 ve genişleme zamanında da 1.3 civarındadır [19].



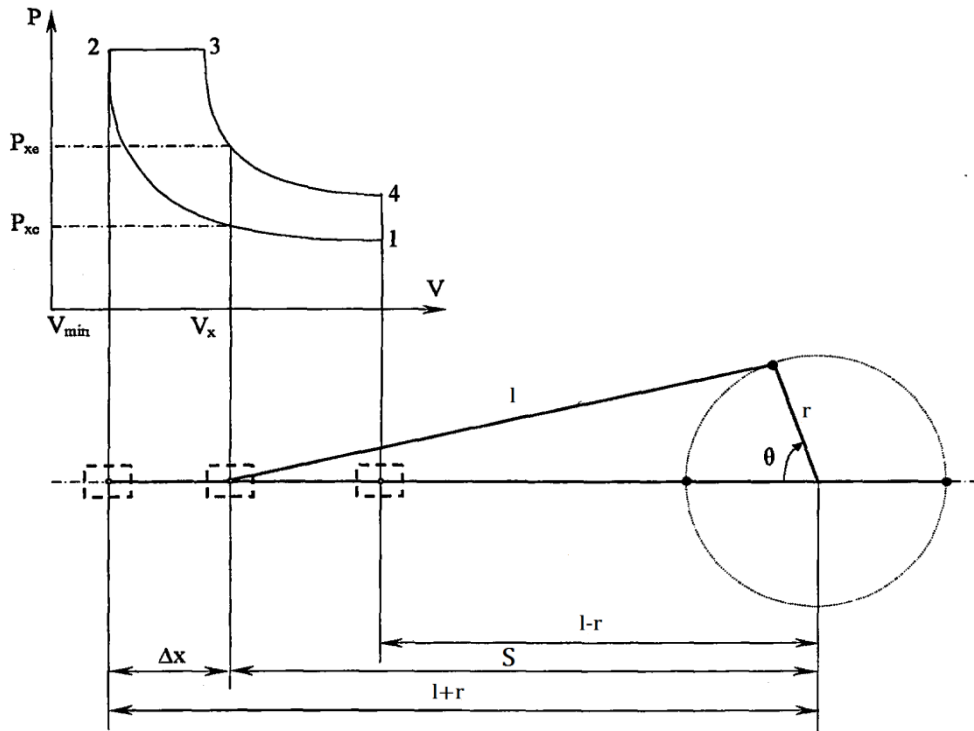
Şekil 3.5 : Sıkıştırma oranı.

Şekil 3.5'te silindir içi süpürme yada iş yada strok hacmi (V_d) ve süpürme hacmi (V_c) görülmektedir. Bu iki hacim ile içten yanmalı motorlar için sıkıştırma oranı (ε), standart olarak piston alt ölü noktada iken silindir hacminin, piston üst ölü noktada iken silindir hacmine oranı ile bulunur.

Şekil 1.5'den yararlanılarak sıkıştırma oranı için aşağıdaki ifade yazılabilir;

$$\varepsilon = \frac{V_d + V_c}{V_c} \quad (3.20)$$

Sıkıştırma oranı benzinli motorlarda yaklaşık olarak 8~12 arasında, dizel motorlarda ise 12~24 değerleri arasındadır [20].



Şekil 3.6 : İdeal dizel çevriminde P-V diyagramı.

Şekil 3.6'dan yararlanılarak, Genişleme ve sıkıştırma zamanı esnasında silindir içerisindeki basınç değişimi aşağıdaki gibi yazılmaktadır;

$$P_{xe} = P_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_x} \right)^{ne} \quad (3.21)$$

Denklem (3.21)'deki P_{xe} genişleme zamanı boyunca silindir içindeki gaz basıncıdır.

$$P_{xc} = P_2 \cdot \left(\frac{V_2}{V_x} \right)^{nc} \quad (3.22)$$

Denklem (3.22)'deki P_{xc} sıkıştırma zamanı boyunca silindir içindeki gaz basıncı değişimini, V_x ise, anlık hacmi ifade etmektedir. Eğer anlık hacim, krank açısının fonksiyonu olarak tanımlanırsa, silindir içerisindeki gaz basıncı değişimi nümerik olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir [20].

$$V_x = V_c + \Delta x \cdot \frac{\pi \cdot (B)^2}{4} \quad (3.23)$$

Denklem (3.23) ifadesinde B , silindir iç çapıdır (B). İfade edilen Δx terimi ise pistonun merkezi ile üst ölü nokta arasındaki mesafeyi göstermektedir ve aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\Delta x = (l + r) - S \quad (3.24)$$

Denklem (3.24) ifadesinde pistonun konum S ile belirtilmektedir ve bu değer üçüncü bölümün en başındaki (3.9) ifadesinde hesaplanmıştır. Bunlardan sonra, genişleme zamanı boyunca silindirdeki gaz basıncı ve bu gaz basıncına bağlı olan gaz kuvveti değişimi aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$F_g = A_p \cdot [P_x - P_{atm}] \quad (3.25)$$

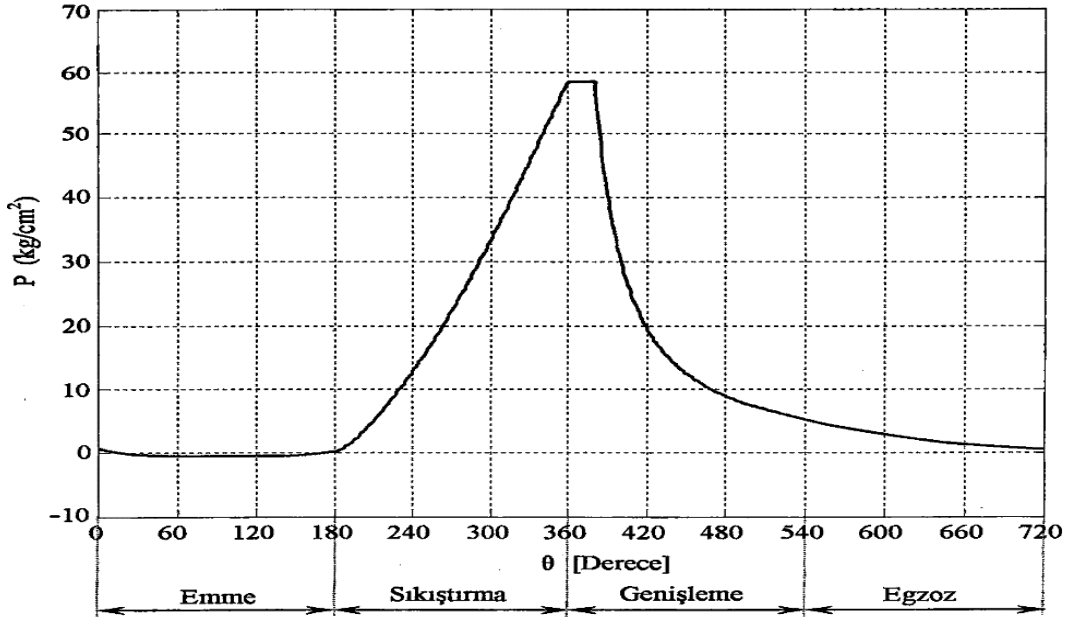
Denklem (3.25) ifadesindeki A_p ve P_{atm} değerleri sırasıyla, pistonun yüzey alanı ve karter içerisindeki basıncı sembolize etmektedir. Bu karter içerisindeki basınç değeri, vektörel olarak gaz basıncı ile aynı doğrultuda fakat zıt yöndedir. Yine bu ifadedeki P_x değeri, sıkıştırma ve genişleme zamanları boyunca silindir içerisindeki gaz basıncı değişimini sembolize etmektedir.

$$P_x = \left\{ \begin{array}{ll} P_{xc}, & 180 < \theta < 360 \\ P_{xe} & 360 < \theta < 540 \end{array} \right\} \quad (3.26)$$

Denklem (3.25) ifadesi ile Krank- biyel mekanizmasında silindir içerisinde yanma sonucu açığa çıkan 4 ayrı basınç değerleri ile oluşturulan gaz basıncının krank mili açısı arasındaki değişim grafiği Şekil 3.7'de gösterilmiştir.

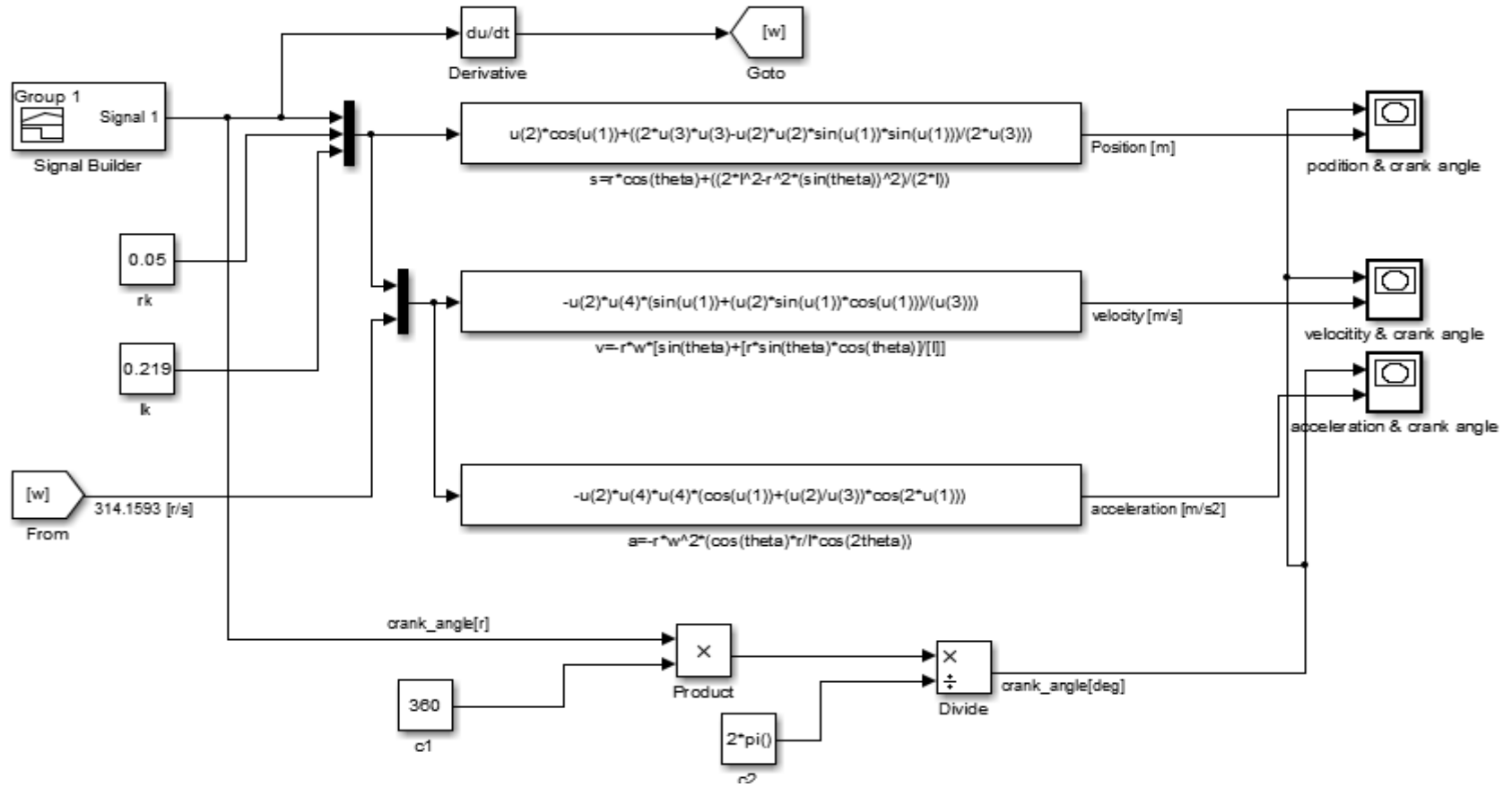
Geleneksel krank-biyel mekanizmasında silindir içerisinde yanma sonucu oluşan gaz basıncının krank mili açısına bağlı değişim grafiği yukarıdaki şekilde gösterilmiştir.

Bu grafik için kullanılan parametre değerleri, sıkıştırma oranı, P_1 , P_2 , P_3 ve P_4 değerleri sırası ile ; $\varepsilon = 18, P_1 = 1.020 \text{ kg/cm}^2, P_2 = P_3 = 59.16 \text{ kg/cm}^2, P_4 = 5.6 \text{ kg/cm}^2$ olarak hesaplanmaktadır.



Şekil 3.7 : Silindir içi gaz basıncı [21].

Şekil 3.7’de dört zamanlı bir motorun emme, sıkıştırma, genişleme ve egzoz zamanları boyunca krank açısına bağlı oluşan silindir içi basınç grafiği yukarıda kabul edilen basınç değerlerine göre oluşturulmaktadır. Bu sebeple çalışmanın bir sonraki bölümünde yanma olayı açıklanmakta ve akabinde silindir içi basınç grafiği, yanma formüllerine göre oluşan ısı enerjisinden ve krank biyel mekanizmasının dinamik modelinden yola çıkılarak hesaplanmaktadır.



Şekil 3.8 : Krank-biyel mekanizmasının Matlab/Simulink modeli.

4. DİZEL MOTORLARDA YANMA BAĞINTILARI VE TORK MODELİ

Motor çevrimlerinin teorik hesaplamaları teknolojinin gelişmesiyle birlikte bilgisayar ortamında günden güne daha hızlı hesaplanabilmektedir. Bu sebeple son yıllarda motor çevrimlerini hesaplayan çeşitli sayısal yöntemler ve bilgisayar modelleri geliştirilmektedir. İçten yanmalı motor çevrimleri üzerine yapılan bu modelleme çalışmalardan bazıları aşağıdaki çizelgede görülmektedir.

Çizelge 4.1 : İçten yanmalı motorların hesabında kullanılan matematik modeller.

Modelin Uygulama Alanı	Geliştirilen Matematik Model
Silindir İçindeki Isı Transferi	Woschni modeli
	Hohenberg modeli
	Eichelberg modeli
	Annand modeli
	Bargende modeli
Yanma	Vibe fonksiyonu Whitehouse & Way modeli
Akışkan akımı	Karakteristikler metodu Barre de Saint Veant Modeli
Sürtünme kaybı	Chen & Flynn modeli
Egzoz ve emme devrelerinde ısı transferi	Zapf Eşitliği

İş çevriminin veriminde esas rolü yanma olayı üstlenmektedir. Yanma olayının mükemmeliği, motor gücü, motor ömrü, egzozun çıkardığı zehirli gazların oluşumu ve motor verimi gibi parametreleri direk olarak etkilemektedir. İş çevrimi mükemmeliği hem genel yanma dolgunluğu hem de yanma hızı ile değerlendirilir. Örneğin, diğer eşdeğer koşullarda maksimum çevrim işi, dolayısı ile maksimum motor gücü ve en iyi yakıt tasarrufuna optimum yanma hızında ulaşabilmektedir [22]. Yanma olayı, benzinli ve dizel motorlarında farklı şekilde olmaktadır. Bu bölümde sadece dizel motorda yanma anlatılmaktadır.

Bu yapılan çalışmada yanma olayının matematiksel modelinin oluşturulmasında yukarıdaki çizelgede ismi ünlü bir Rus bilim adamının isminden gelen Vibe fonksiyonlarından yararlanılmıştır.

Çalışmada, deney motoruna ait teknik özellikler beşinci bölümde açıklanacaktır. Deney motoruna ait yanma olayının matematiksel modeli hazırlanmakta ve bu model Matlab/Simulink programı kullanılarak modellenmektedir. Bu sayede motorda yanma olayına etki eden parametrelerde yapılacak değişikliklerin, basınç ve tork üzerindeki etkisinin incelenebilmesine imkan sağlanmaktadır.

4.1 Dizel Motorda Yanma Olayı

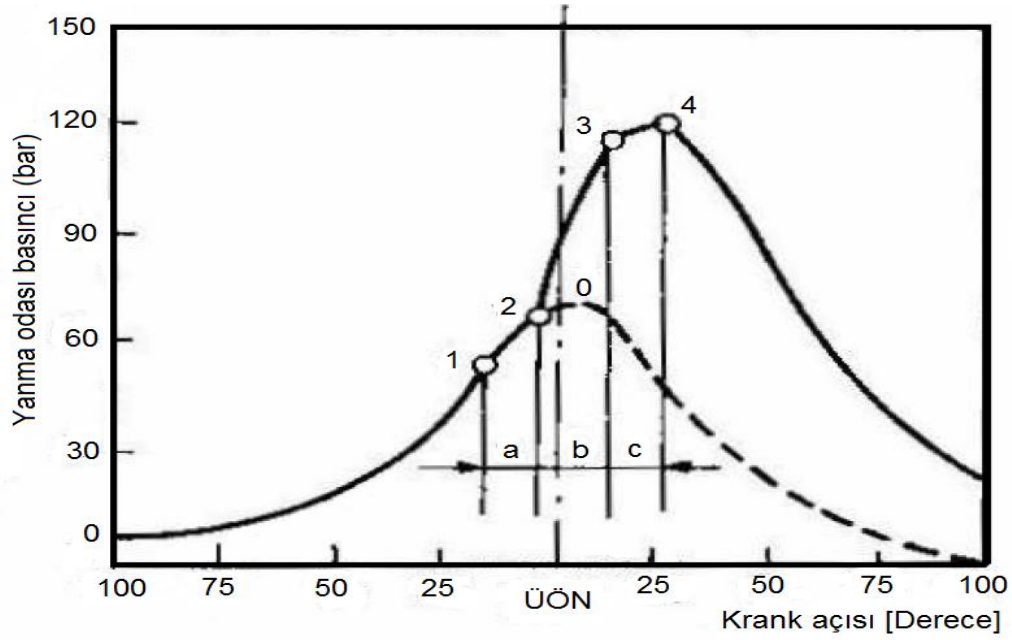
Yanma olayı, emisyon ve yakıt tüketimi kontrolü aşamalarına doğrudan etki etmesi sebebiyle iyi anlaşılması gerekmektedir. Yanma esnasında silindirde meydana gelen fiziksel ve kimyasal işlemler oldukça karmaşık olduğundan yapılan değerlendirmeler ve yaklaşımlar literatürde farklılık gösterebilmektedir. Yine bu değerlendirmelerle, yanma aşamaları ve bu aşamalardaki meydana gelen olaylar bunun akabinde bir dizel motordaki yanma esnasında CO, HC ve NO_x kirletici gazlarının nasıl meydana geldiği daha iyi anlaşılabilir.

Dizel motorlardaki yanma olayı, Şekil 4.1'deki yanma odası basıncı ve krank açısı diyagramından da görüldüğü gibi, dört safhada incelenebilmektedir.

Bunlar;

- i. Tutuşma gecikmesi fazı
- ii. Ön karışım fazı
- iii. Kontrollü yanma fazı
- iv. Son yanma fazı

Püskürtme Şekil 4.1'de gösterildiği gibi 1 noktasında başlıyor. İz düşümüne göre, ÜÖN nin 20 derece kadar gerisinde başlayan bu nokta avans açısı olarak tanımlanmaktadır. Püskürtme avansı, yakıtın kaç derece önce püskürtüleceği bilgisini verir. Fakat bu grafik takip edildiğinde, püskürtmenin etkisi, 2 noktasında başladığı görülüyor. Yani 1-2 arasında yanmayı gözlemleyemiyoruz. Bunun da sebebi tutuşma gecikmesidir, yani püskürtülen yakıt hemen tutuşmaz önce buharlaşırken ısı çeker, ısı çekerken aslında silindir içindeki basıncı biraz düşürebilir.



Şekil 4.1 : Bir dizel motorunun tam gaz P- θ diyagramı [23].

4.1.1 Tutuşma gecikmesi periyodu

Tutuşma gecikmesi periyodu, yakıt püskürtmenin başlamasından ilk yanmanın oluşmasına kadar geçen zaman olarak ifade edilir ve bu safha Şekil 4.1'deki 1–2 noktaları arasındadır. Bu safhada basınçta önemli bir değişim olmaksızın, yakıtın yanmaya hazırlanması için gerekli fiziksel ve kimyasal değişimler meydana gelmektedir. Yakıt enjektör vasıtası ile püskürtüldüğünde havanın içinde buharlaşmaya başlamasıyla birlikte oksitlenme oluşur. Normal çalışma koşullarında en az tutuşma gecikmesi enjeksiyonun ÜÖN'den 10-25° önce başlaması halinde gerçekleşmektedir. Tutuşma gecikmesi sonuna kadar daha fazla yakıt buharlaşırsa, daha fazla oksitlenme olur. Hatta, enjekte edilen yakıtın silindirde bulunan sıkıştırılmış sıcak havaya oranla oldukça soğuk olması ve buharlaşması sırasında ısı alması nedeniyle, silindir basınç ve sıcaklık artış hızında bir yavaşlama olmaktadır. Tutuşma gecikmesi süresi bazı parametre değerlerine bağlı olmakla birlikte tutuşma gecikmesi esnasında günümüz motorlarında tam yük durumunda yakıtın yaklaşık % 5-%10 arasında bir değer kadarı püskürtülür [23].

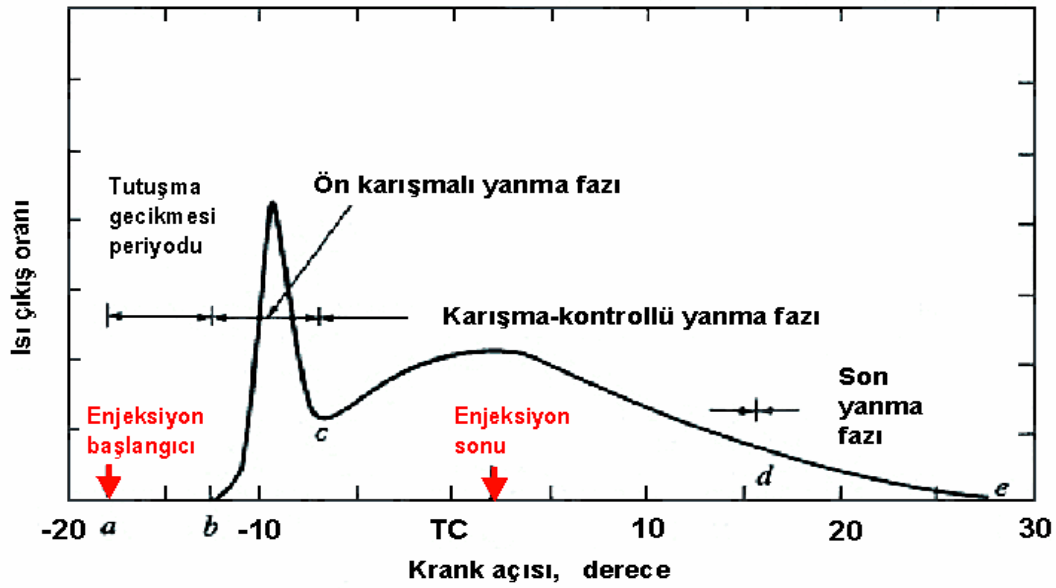
Tutuşma gecikmesinin süresi;

- Yakıtın kimyasal özellikleri,
- Havanın sıcaklığı ve basıncı,
- Silindire alınan havanın türbülans derecesi gibi faktörlere bağlıdır.

4.1.2 Ön karışım fazı

Ön karışım fazı, Şekil 4.1'deki ikinci safha yani 2-3 noktaları arasındaki bölümdür ve literatürde bu faz ismi “hızlı basınç artışı safhası” olarak da kullanılmaktadır. Tutuşma gecikmesi fazında, yanma odasında bulunan yanmaya hazır hale gelen karışımın alevlenmesinin yanında, silindir içindeki yanma odasına püskürtmeye devam eden yakıtın da bir bölümü yanmaktadır.

Ön karışım fazı, bir silindire yakıt enjekte edilip buharlaşarak gaz haline geldiğinde ve sıkıştırma ile ateşlendiğinde meydana gelmektedir.



Şekil 4.2 : Isı çıkış oranının krank mili açısına göre değişim grafiği [24].

Yakıtın silindire püskürtülme aşaması ikinci safha süresince devam edebilir yada bu bölüm sona ermeden önce kesilebilmektedir. Ön karışım fazı süresince oluşan basınç artışı, tutuşma gecikmesine, püskürtme süresi ve miktarına ayrıca yakıtın atomizasyon kalitesine bağlıdır. Ön karışım fazı sonunda erişilen maksimum basınç 60-90 bar civarındadır. Bu safhadaki basınç artış oranı, normal çalışma koşullarında 3-5 bar/derece mertebesinde geçmemelidir. Bu sınırın altında kalan değerlerde maksimum yanma sonu basınçlarına ulaşamadığı için yakıt ekonomisi kötüleşir. Basınç artış oranı 3-5 bar/derece mertebesinin üzerinde olduğunda basıncın çok hızlı yükselmesinden dolayı motor sert çalışır ve krank-biyel mekanizmasına etki eden yükleri artır ve bu sebeple hasara ve aşırı aşınmaya sebep olabilir. Bir dizel motorunun en iyi yakıt ekonomisi, maksimum yanma sonu basıncının üst ölü noktadan itibaren 6-10° krank açısı sonrasına rastlaması durumunda oluşmaktadır [25].

Ön karışım fazı süresi,

- Tutuşma gecikmesi fazına,
- Silindir yanma odasındaki yakıtın dağılımına,
- Tutuşma gecikmesi fazı boyunca sağlanan yakıt miktarına,
- Enjeksiyon oranına,
- Ön karışım fazı boyunca enjekte edilen yakıt miktarına bağlıdır.

4.1.3 Kontrollü yanma fazı

Kontrollü yanma fazı Şekil 2.1’de 3-4 noktaları arasında gösterilen safhadır. Ön karışma fazı sonrasında, yakıtın halen bir bölümü püskürtülmemiştir yada yanması mümkün olmayacak kadar zengin bir bölgededir. Enjeksiyonun devam etmesiyle birlikte başlangıçtaki yanmadan kaynaklanan ısı nedeniyle yakıt buharlaşmaya ve hava ile karışmaya devam etmektedir. Bu durum hızlı çoğalarak daha fazla gaz üretir ve gerekli hava/yakıt oranı ile yanma devam eder. Bu faz sırasında ideal olarak kalan tüm yakıt tüketilmektedir. Bu safhaya difüzyon kontrollü yanma safhası da denmektedir. Karışım kontrollü yanma fazı, maksimum gaz sıcaklığına ulaşılan krank açısında sona ermektedir. Üçüncü bölümdeki sıcaklık artışı, ikinci bölüme oranla daha yavaştır. Bunun sebebi, oksijen miktarı azalmakta, karışım yanma ürünleri ile karışmış ve piston da ÜÖN’den ön karışım fazına göre daha fazla uzaklaşmaktadır.[26]

Kontrollü yanma fazı süresi;

- Yakıtın karakteristiğine,
- Hava fazlılık katsayısına,
- Dolgunun türbülans derecesine bağlıdır.

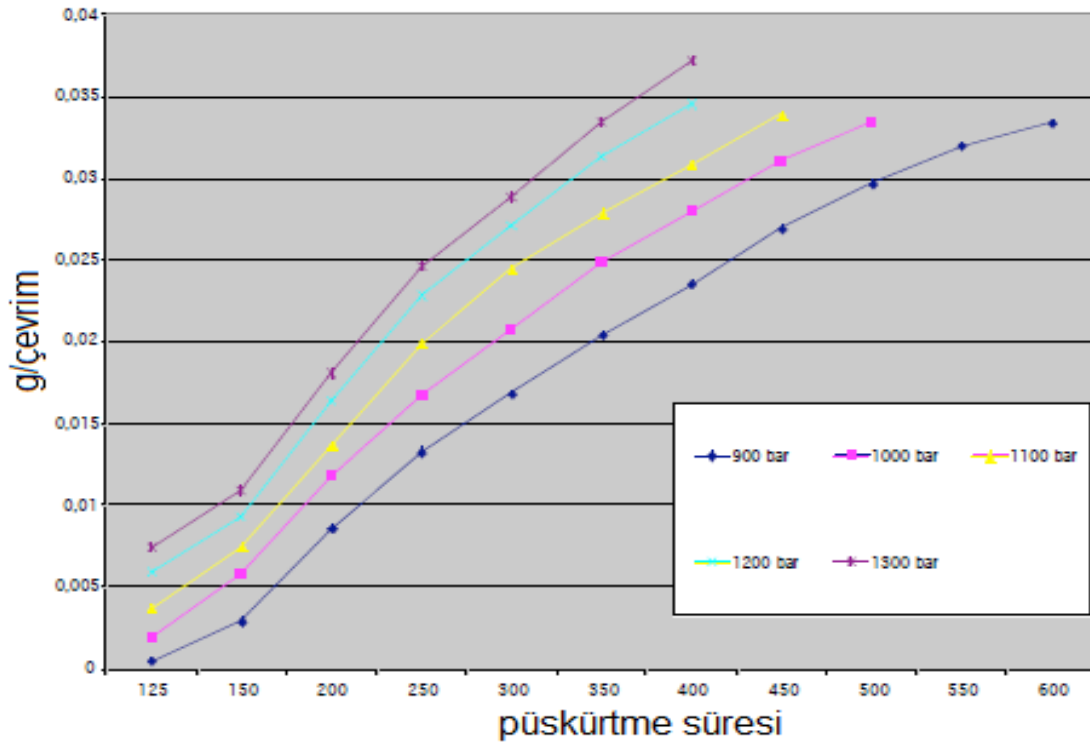
Kontrollü yanma fazında maksimum yanma sonu sıcaklığına en iyi koşullar için ÜÖN’den 20-35° krank açısı sonra ulaşılmaktadır[26].

4.1.4 Son yanma fazı

Dizel motorda yanma olayının son safhası olan son yanma fazı, Şekil 4.1’de görüldüğü gibi 4 noktasından sonraki aşamadır. Bu fazın süresi, yüksek hızlı motorlarda daha uzun olmaktadır. Tüm dizel motorlarda sonradan yanma olmaktadır. Fakat yüksek hızlı motorların bu faz uzunluğu, düşük hızlı motorlara oranla daha fazladır.

Dizel motorlarında yanma süresini etkileyen parametreler, yukarıda ayrı ayrı ifade edilen yanma fazlarında açıklanmıştır. Yanma fazlarına dikkat edilmesi gereken bölüm ikinci safha yani ön karışım fazı bölümüdür. Dizel motorların yakıt tüketimlerini ve emisyonlarını azaltmak için bu safhayı etkileyen parametrelerin araştırılması ve geliştirilmesine yönelik çalışmalar yapılması gerekmektedir. İkinci fazda geliştirilmiş ve halen geliştirilen en önemli parametre enjektörün yakıtı enjekte etme süre, fazı ve zamanlamasıdır. Bu master tezi çalışmasının deneysel çalışmalarını oluşturan ve Yıldız Teknik Üniversitesi motor laboratuvarında bulunan tek silindri bir dizel araştırma motorunda yapılan çalışmalar da bu yöndedir.

Yıldız teknik Üniversitesi motor laboratuvarında yapılan bu çalışmanın ilk aşamasında alternatif yakıt olarak motorin kullanımından kaynaklanan kayıpları minimuma indirecek bir optimum püskürtme karakteri ve karışım oranı belirlenmesini sağlayacak bir ar-ge motoru oluşturulmuştur. Çalışmada kullanılan LDA 450 tipi klasik dizel püskürtme sistemli bir motor farklı yakıtların optimum çalışma noktalarının belirlenmesine imkan sağlayacak, püskürtme avansı, süresi, adedi ve basıncı 600 ile 1600 bar arasında değiştirilebilen bir ar-ge motoruna dönüştürülmüştür. Bu yapılan çalışmadan alınan püskürtme süresi ile alakalı grafik Şekil 4.3’de gösterilmektedir.



Şekil 4.3 : Püskürtme süresi-yakıt miktarı eğrisi [32].

Şekil 4.3’de püskürtme süresine bağlı olarak dizel yakıt için çevrim başına püskürtülen yakıt miktarı değişimi grafiksel olarak gösterilmektedir. Dizel motor grafiği ile aşağıdaki püskürtme süresi ve yakıt eğrisi tablosundan oluşturulmuştur.

süre µs	Ortak Hat Basınçları					Miktar
	900	1000	1100	1200	1300	
125	0,000496	0,001945	0,003723	0,005952	0,007378	g/cevrım
150	0,002924	0,005823	0,007442	0,009256	0,010912	g/cevrım
200	0,008566	0,011714	0,013690	0,016364	0,018068	g/cevrım
250	0,013262	0,016738	0,019902	0,022798	0,024627	g/cevrım
300	0,016853	0,020700	0,024456	0,027091	0,028866	g/cevrım
350	0,020407	0,024872	0,027833	0,031279	0,033433	g/cevrım
400	0,023531	0,027913	0,030869	0,034514	0,037184	g/cevrım
450	0,026913	0,031106	0,033910			g/cevrım
500	0,029687	0,033449				g/cevrım
550	0,031992					g/cevrım
600	0,033401					g/cevrım

Şekil 4.4 : Deney motoru enjektör püskürtme sonuçları [32].

Tablo3.3’ teki ölçümler ile motorun on farklı yük durumunda mekanik püskürtmeli motor performansı değerleri eşleştirmiş ve aynı çalışma şartının yakalanabilmesi için enjektörün kaç mikrosaniye (µs) açık kalması gerektiği hesaplanmıştır

4.2 Yanma Hesabı ve Silindir İçi Basınç Modeli

Tez çalışmasının bu bölümünde direk enjeksiyonlu bir dizel motor modellenirken, yanma ve dinamik krank mili modeli bazı kabul ve aşamalar doğrultusunda analiz edilmektedir.

Yanma modeli için tanımlanan ve yanma olayında açıklanan, tutuşma gecikmesi, ön karışım, kontrolü yanma ve son yanma safhaları dikkate alınıp yanma hesabında basınç hesaplamaları bu bölüm sonucundan elde edilerek yorumlanmaktadır. Termodinamiğin 1. Yasası uygulanarak denklem (4.1) aşağıdaki gibi yazılabilir [1];

$$\frac{dQ_n}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \dot{m}_f h_{inj} = \frac{dU}{dt} \quad (4.1)$$

Deklem (4.1)'deki Q_n/dt , net ısı salınımı, pdV/dt ise sınırların değişiminden kaynaklanan enerji değişimini simgelemektedir.

Gazı ideal kabul ederek;

$$\frac{dU}{dt} = mc_v \frac{dT}{dt} \quad (4.2)$$

Gaz kütleini sabit kabul ederek ideal gaz'ın durum denklemi aşağıdaki gibidir.

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dT}{T} \quad (4.3)$$

Ayrıca denklem (4.3) ile denklem (4.2) ifadeleri, (4.1) denkleminde kullanıldığında ve entalpi terimi ($\dot{m}_f h_{inj}$) ihmal edildiğinde aşağıdaki sonuç elde edilir.

$$\frac{dQ_n}{dt} = \left(1 + \frac{c_v}{R}\right) p \frac{dV}{dT} + \frac{c_v}{R} V \frac{dp}{dt} \quad (4.4)$$

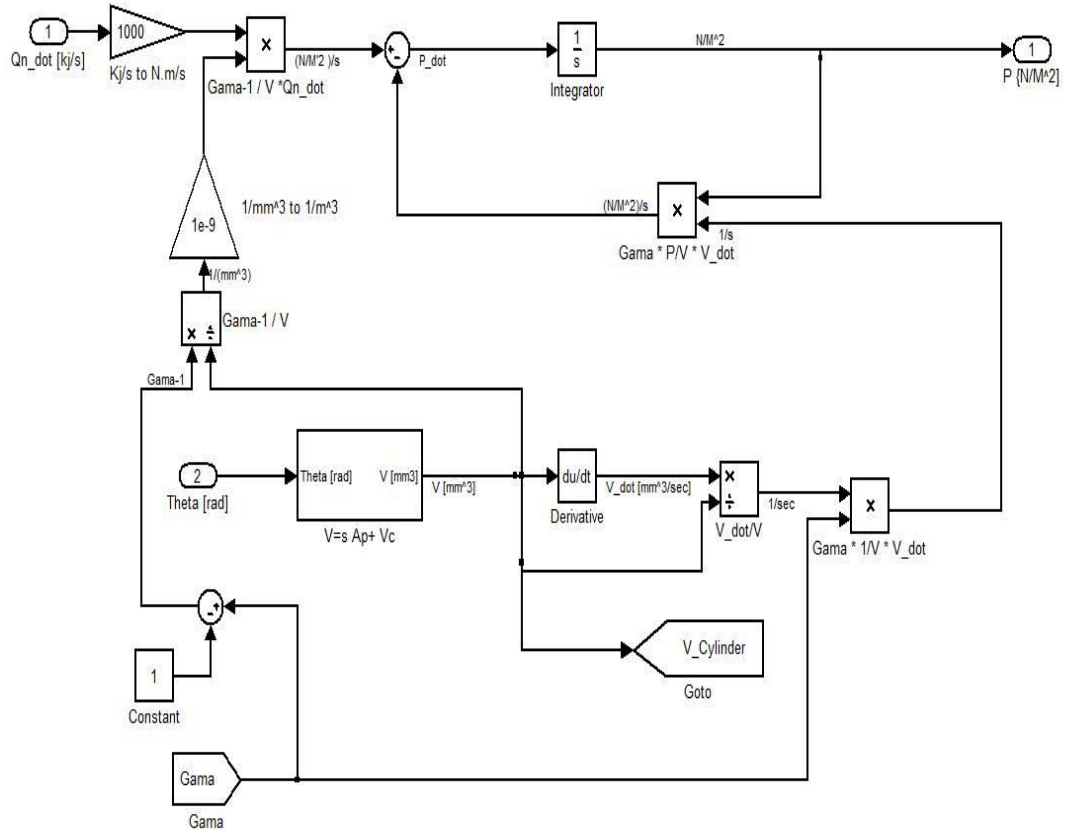
Son olarak Mayer ($R = c_p - c_v$) ilişkisi Denklem (4.4)'de yerine yazılırsa silindir basıncı denklemi 4.5 denklemi ile ifade edilebilir hale gelir.

$$\frac{dp}{dt} = -\gamma \frac{p}{V} \frac{dV}{dt} + \frac{\gamma - 1}{V} \frac{dQ_n}{dt} \quad (4.5)$$

Denklem (4.5) ifadesindeki, γ değeri yaklaşık olarak (c_p/c_v) ifadesi sonucuna eşittir ve 1.3 kabul edilecektir.

Termodinamiğin 1. Yasasından yola çıkılarak elde edilen zamana bağlı silindir içi basınç hesabı Matlab/Simulink programı kullanılarak modellenmiştir. Bu aşamadan sonra 4. bölümdeki hesaplamalar doğrultusunda oluşturulan modellemeler ile birlikte anlatılacaktır. Şekil 4.5 ile gösterilen modelde, krank-biyel mekanizmasının boyut parametrelerinden yola çıkılarak elde edilen silindirin yüzey alanı ve silindir hacmi, bu modelde elde edilen net ısı enerjisi ve dizel motor için kabul edilen bazı sabitler ile hesaplanarak elde edilmektedir. Kullanılan bütün hesaplamalar sadece dizel motor hesabında sınırlı kalmayıp, gerekirse diğer tip motorlar içinde uygulanabilir niteliği taşımaktadır.

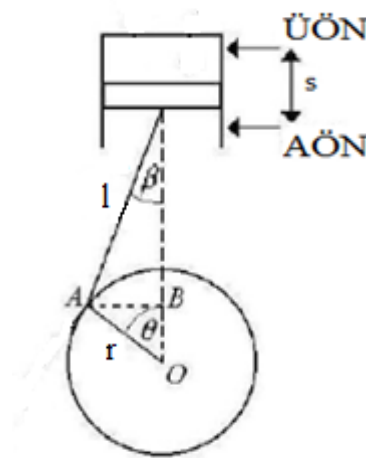
Yukarıdaki bağıntılar yardımıyla Şekil 4.5'de oluşturulan Simulink bloğunda genel olarak, basıncın iki etmenden oluştuğunu söyleyebiliriz. Bloğun sol tarafı, yakıt püskürtülmeden pistonun ilk turundan kaynaklanan sıkışmadır. Sağ bölümde ise, yanma ile elde edilen basınç değişimi ifade edilmektedir.



Şekil 4.5 : Silindir içi basınç Simulink bloğu.

Silindir içerisindeki gaz basıncı modellemesine başlamadan önce, silindir içerisindeki gaz hacmini (V) ve net ısı oluşumu (Q_n) hesaplanmaktadır. Gaz hacmi hesabında ilk olarak deney motorundan alınan parameter değerleri için piston mesafesi (s) hesaplanmaktadır.

4.2.1 Gaz hacmi hesabı



Şekil 4.6 : Krank mili ve piston konumu.

Piston içerisindeki gaz hacmi hesabında kullanılacak olan piston içerisindeki ÜÖN ile AÖN arasındaki mesafe (s) aşağıdaki gibi belirtilir;

$$s = r(1 - \cos\theta) + l(1 - \cos\beta) \quad (4.6)$$

Şekil 4.6'dan yararlanarak aşağıdaki ifade çıkarılabilmektedir.

$$l \times \sin\beta = r \times \sin\theta \quad (4.7)$$

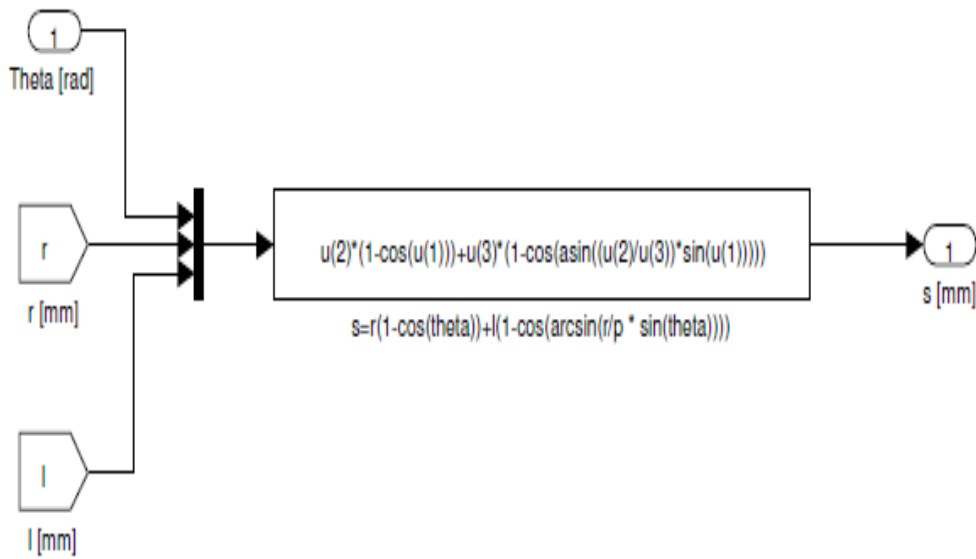
Bu bağıntılara ek olarak;

$$\cos\beta = \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \times \sin^2\theta} \quad (4.8)$$

Denklem (4.8) ve denklem (4.7), denklem (4.6) ifadesi içerisinde kullanarak piston konumu krank açısına göre hesaplanabilir hale getirilmektedir.

$$s = r \times \left(1 - \cos\theta + \frac{l}{r} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \times \sin^2\theta} \right) \right) \quad (4.9)$$

Denklem (4.9) ile hesaplanmış olan konum bağıntısı bir sonraki bağıntılarda hacim hesaplamasında kullanılacaktır. Bu sebeple, deney motorundan alınan boyut parametrelerinin hassasiyeti model sonuçlarını doğrudan etkilemektedir.

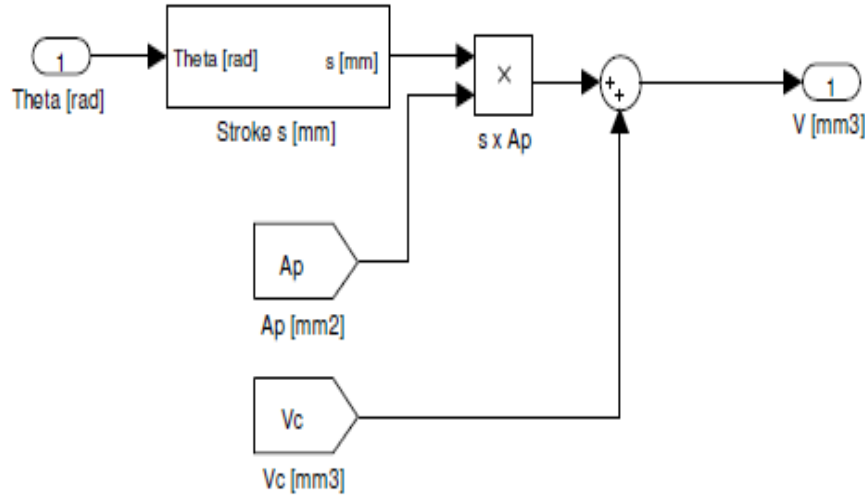


Şekil 4.7 : ÜÖN'dan hesaplanan piston konumu Simulink bloğu

Silindirin gaz hacmi (V) aşağıdaki gibi yazılmaktadır.

$$V = sA_p + V_c \quad (4.10)$$

Denklem (4.10) ifadesinde silindir gaz hacmi (V), pistonun yüzey alanı (A_p)'nin pistonun mesafesi çarpım sonucu ile süpürme hacmi (V_c) toplamından elde edilmektedir.

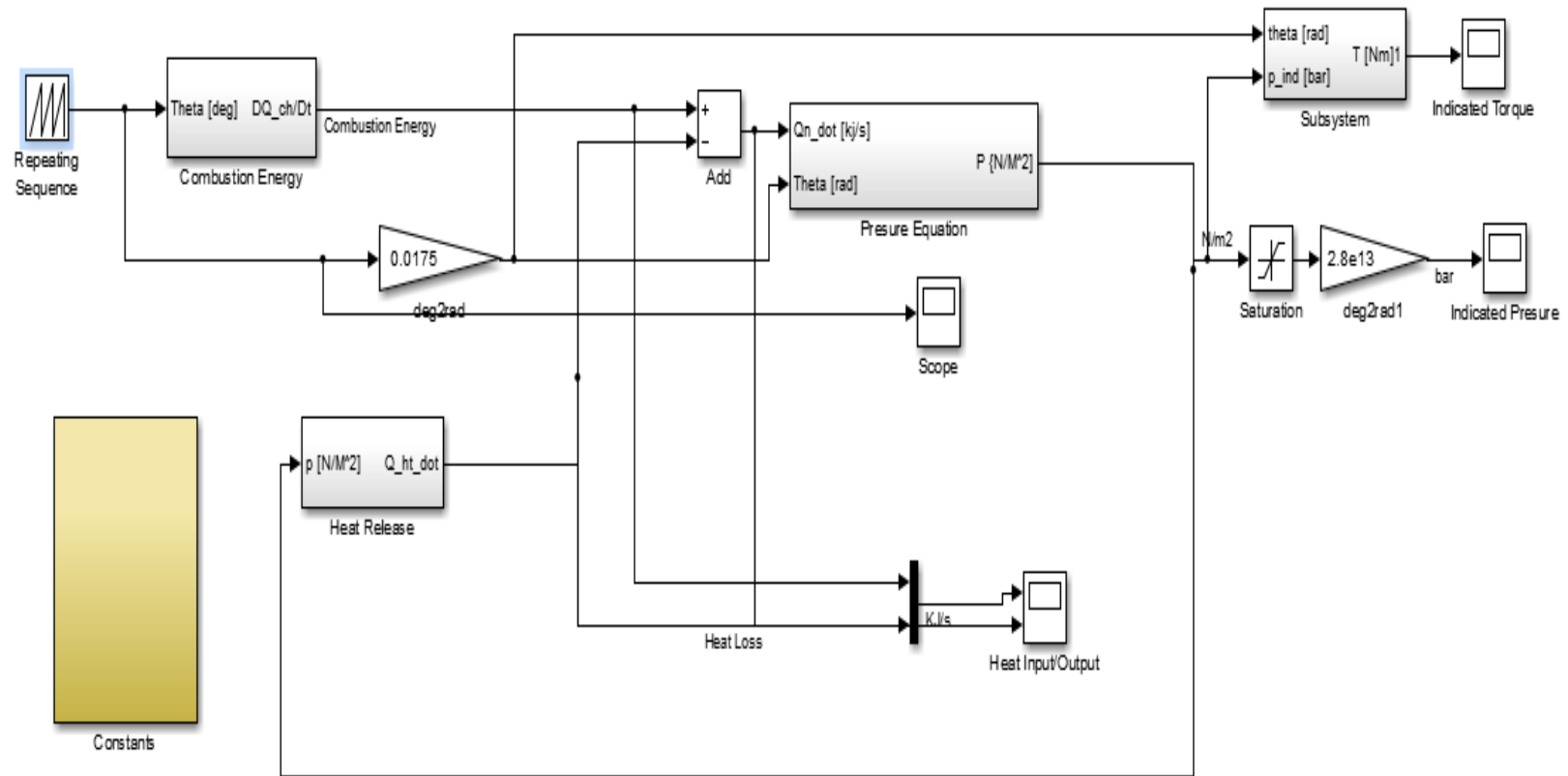


Şekil 4.8 : Silindir içindeki gaz hacmi Simulink bloğu.

Silindir içerisindeki gaz hacmi, motorun boyut parametrelerini kullanarak bulunan mesafesi (s), strok hacmi (V_c) ve piston yüzey alanı (A_p) hesaplamalarından oluşmaktadır.

Şekil 4.9'da genel sistemin Matlab/Simulink blok diyagramı görülmektedir. Burada, Repeating sequence olarak tetayı yani krank açısının pozisyon bilgisi belirtilmektedir. Genel düzeneğin zaman ayarları ve motorun bir çevrim dönmesi için iki tur yapacağı bilgisi sisteme burada girilmektedir.

Bu similasyon çalışmasında, krankın pozisyon bilgisi ile soldaki sabitler bloğundaki motor, yakıt ve hava ile ilgili sabit parametreler girilmektedir. Diğer yandan, krank biyel mekanizmasının ve silindirin boyut-alan-hacim bilgileride yine sabitler bloğunda tanımlanmaktadır. Böylece, genel sistem üzerinde motor devri ile gr/çevrim biriminden püskürtülen yakıt miktarı değerleri değiştirildi takdirde sonuç olarak basınç ve teğetsel kuvvet bilgilerinin yani torkun değişimi bilgisi incelenebilmektedir. Sistemdeki parametreler, dizel motor-yakıt ve tek silindir düzeneğine göre oluşturulmuştur.



Şekil 4.9 : . Genel sistemin Matlab/Simulink Blok diyagramı.

4.2.2 Net ısı oluşumu modeli

Net ısı oluşumu (Q_n) için aşağıdaki ifade yazılabilir,

$$Q_n = Q_{ch} - Q_{ht} \quad (4.11)$$

Denklem (4.11)'deki net ısı, yanma ile oluşan ısı enerjisi (Q_{ch}) ile silindir içerisinden kaybolan ısı (Q_{ht}) farkı sonucu elde edilmektedir.

4.2.2.1 Vibe fonksiyonu ile açığa çıkan ısı enerjisi modeli

Açığa çıkan ısı enerjisinin bağıntısı en genel şekilde aşağıdaki gibi yazılmaktadır.

$$Q_{ch} = Q_{LHV} \cdot m_{f,b} \quad (4.12)$$

Denklem (4.12) ifadesindeki Q_{LHV} değeri yakıt düşük ısınma değeri olup dizel motorlar için sayısal olarak 42.5 değerine karşılık gelmektedir. Ayrıca Yanan yakıt kütlesi ($m_{f,b}$) modeli Vibe'nin yanma fonksiyonları kullanılarak elde edilmektedir [27].

$$\frac{dm_{f,b}}{d\theta} = m_f \left(\alpha \frac{d\Psi_p}{d\theta} + (1 - \alpha) \frac{d\Psi_m}{d\theta} \right) \quad (4.13)$$

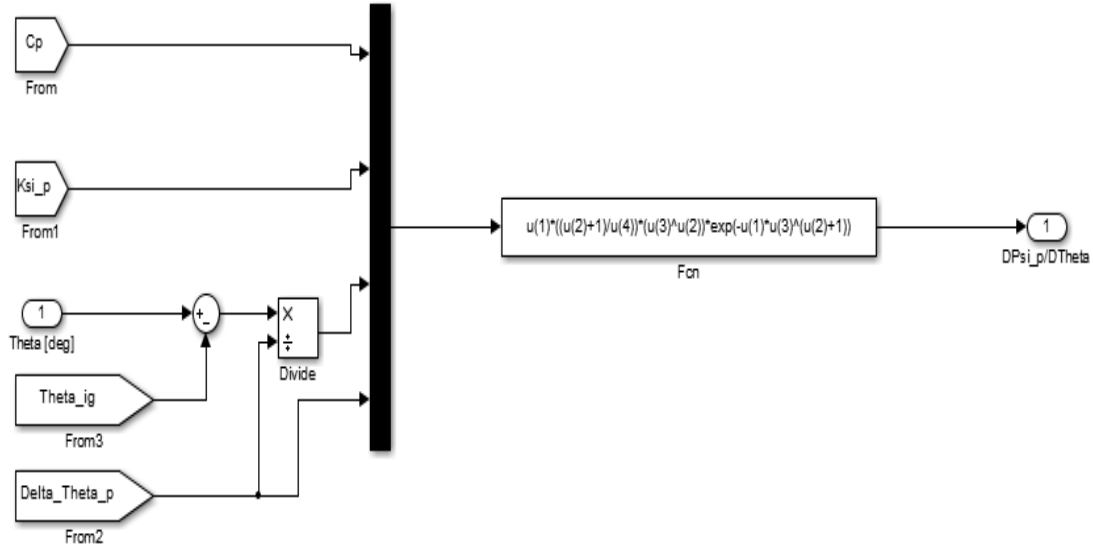
Denklem (4.13)'deki (α) sembolü, ön karışım fazı boyunca yanan yakıt kütlesi bölüm hesabı olup bu değer yaklaşık değer olarak 0.4 kabul edilmiştir. Ayrıca yanan yakıt kütlesi modeli hesabında aşağıdaki Vibe hesabından yararlanılmaktadır.[28].

$$\frac{d\Psi_j}{d\theta} = C_j \frac{\xi_j + 1}{\Delta\theta_j} \left(\frac{\theta - \theta_{ig}}{\Delta\theta_j} \right)^{\xi_j} \times \exp \left[-C_j \left(\frac{\theta - \theta_{ig}}{\Delta\theta_j} \right)^{\xi_j + 1} \right] \quad (4.14)$$

Denklem (4.14)'deki fonksiyon ön karışmalı yanma fazı (Ψ_p) için ve karışım kontrollü yanma fazı (Ψ_m) için olmak üzere için 2 ayrı Vibe denklemi türetilmektedir.

$$\frac{d\Psi_p}{d\theta} = C_p \frac{\xi_p + 1}{\Delta\theta_p} \left(\frac{\theta - \theta_{ig}}{\Delta\theta_p} \right)^{\xi_p} \times \exp \left[-C_p \left(\frac{\theta - \theta_{ig}}{\Delta\theta_p} \right)^{\xi_p + 1} \right] \quad (4.15)$$

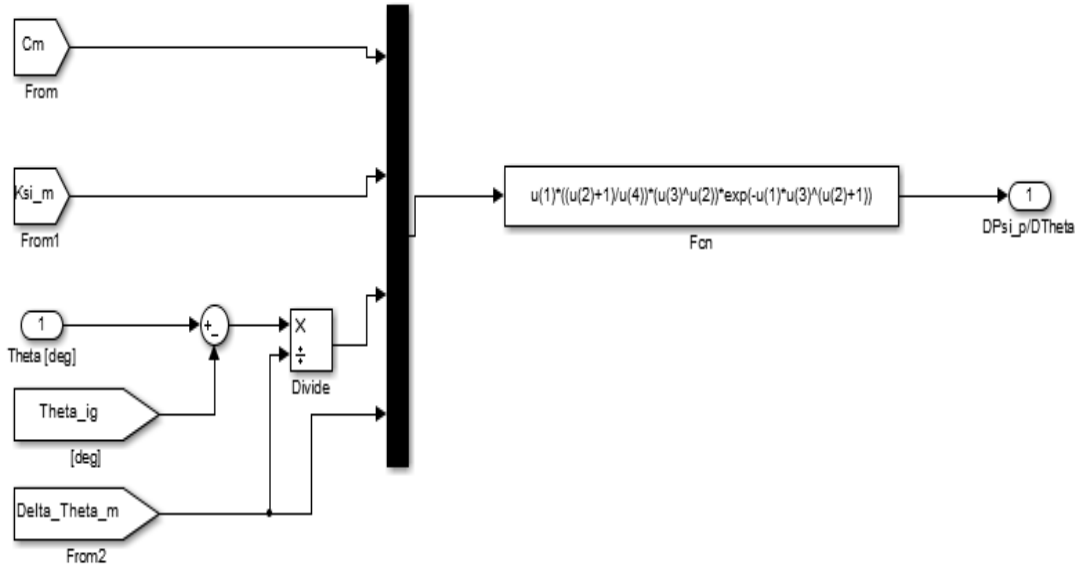
Denklem (4.15)'deki C_p , ξ_p ifadeleri yanma sabitleri olup dizel motorlar için sırasıyla 0.6 ve 3 kabul edilmektedir [28]. Bu sabit değerler, kullanılan yakıt türlerine ve ortam şartlarına göre değişiklik göstermektedir. Bu modelin kullanılmasının sebebi, benzinli motorlardaki uyarlanabilir olmasıdır.



Şekil 4.10 : Ön karışımli yanma fazı Simulink bloğu.

$$\frac{d\Psi_m}{d\theta} = C_m \frac{\xi_m + 1}{\Delta\theta_m} \left(\frac{\theta - \theta_{ig}}{\Delta\theta_m} \right)^{\xi_m} \times \exp \left[-C_m \left(\frac{\theta - \theta_{ig}}{\Delta\theta_m} \right)^{\xi_m+1} \right] \quad (4.16)$$

Denklem (4.16)'daki kontrollü karışım yanma fazındaki yanma miktarı oranı hesaplanırken C_m ve ξ_m değerleri dizel motorlar için yanma sabitleri olup sırasıyla, 0.6 ve 0.5 kabul edilmektedir [28]



Şekil 4.11 : Kontrollü karışım yanma fazı Simulink bloğu.

Denklem (4.14)'de genel Vibe fonksiyonunda kullanılan yanma açısı (θ_{ig}) aşağıdaki gibi yazılmaktadır.

$$\theta_{ig} = \theta_{inj} + \tau_{id} + 180^\circ \quad (4.17)$$

Denklem (15)'deki (θ_{inj}) ifadesi, üst ölü noktaya göre püskürtme avansı değeridir. Ayrıca (τ_{id}) ile ifade edilen değer tutuşma gecikmesindeki krank dönme açısı yani gecikme açısı değeridir ve bu ifade H.O. Hardenberg ve F.W. Hase'nin türetmiş olduğu formüle göre aşağıdaki gibi hesaplanabilir [29].

$$\tau_{id} = (C_1 + C_2 S_P) \times \exp \left[E_A \left(\frac{1}{\bar{R} T_{TC}} - \frac{1}{c_3} \right) \left(\frac{C_4}{p_{TC} - C_5} \right)^{C_6} \right] \quad (4.18)$$

Denklem (4.18)'de ifade edilen gecikme açısı (τ_{id}) değeri emme manifold sıcaklık (T_{TC}) ve basınç (p_{TC}) fonksiyonu değerlerinden ayrıca silindir geometrisi ve yakıtın kimyasal özellikleri sabitlerinden hesaplanmaktadır.

$$S = 2LN \quad (4.19)$$

Denklem (4.19)'daki ortalama piston hızı (S), krank milinin rotasyonel dönme hızı (N) ve strok boyu (L) değerleri çarpımından elde edilmiştir. Bu uzunluk değerleri modele göre alınmaktadır.

Ayrıca (16) denkleminde, ÜÖN'ya göre tahmini emme manifoldundaki havanın basıncı (p_{TC}) ve emme manifoldundaki havanın sıcaklık (T_{TC}) değeri sıkıştırma stroğu için motorun değişken ısıllı koşullara göre aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır;

$$T_{TC} = T_{man} \cdot r_c^{n-1} \quad (4.20)$$

Denklem (4.20) ifadesindeki (T_{man}), emme manifoldu sıcaklığı, (r_c) ise sıkıştırma oranıdır.

$$p_{TC} = p_{man} \cdot r_c^n \quad (4.21)$$

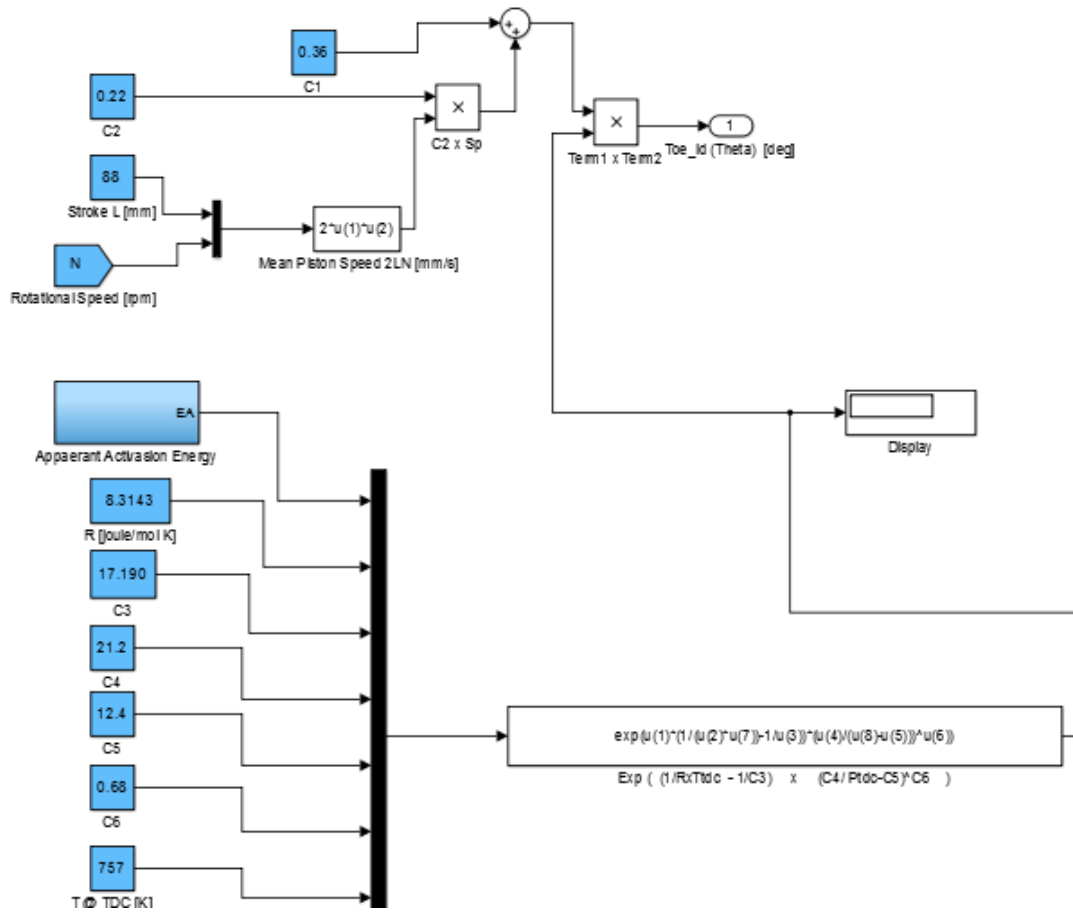
Denklem (4.21) ifadesinde ÜÖN'daki silindir içi basıncı emme manifoldundaki havanın basıncı ve sıkıştırma oranına göre hesaplanmaktadır.

Denklem (4.18) ifadesindeki gecikme açısı (τ_{id}) hesaplamalarında kullanılan yakıt ve dizel motor karakteristiğine göre $T_{TC} = 757 [K]$ ve $p_{TC} = 92 \text{ bar}$ olarak kabul edilmiştir. Ayrıca formülde (E_A) ile ifade edilen değer tahmini aktivasyon enerjisi değeridir. Bu değer Şekil (4.22)'deki gibi yazılmaktadır.

$$E_A = \frac{618840}{CN + 25} \left[\frac{J}{mol} \right] \quad (4.22)$$

Denklem (4.22)'deki (CN) değeri yakıt ile alakalı bir sabit olup yaklaşık olarak 55 olduğu kabul edilmiştir [29]

Gecikme açısı bloğu aşağıdaki Matlab/Simulink'te daha detaylı olarak aşağıdaki şekilde incelenebilmektedir. Buradan elde edilen değer bir sonraki aşamada yanma açısı formülünde kullanılarak Vibe fonksiyonu yardımıyla açığa çıkan ısı enerjisi hesaplanmaktadır.

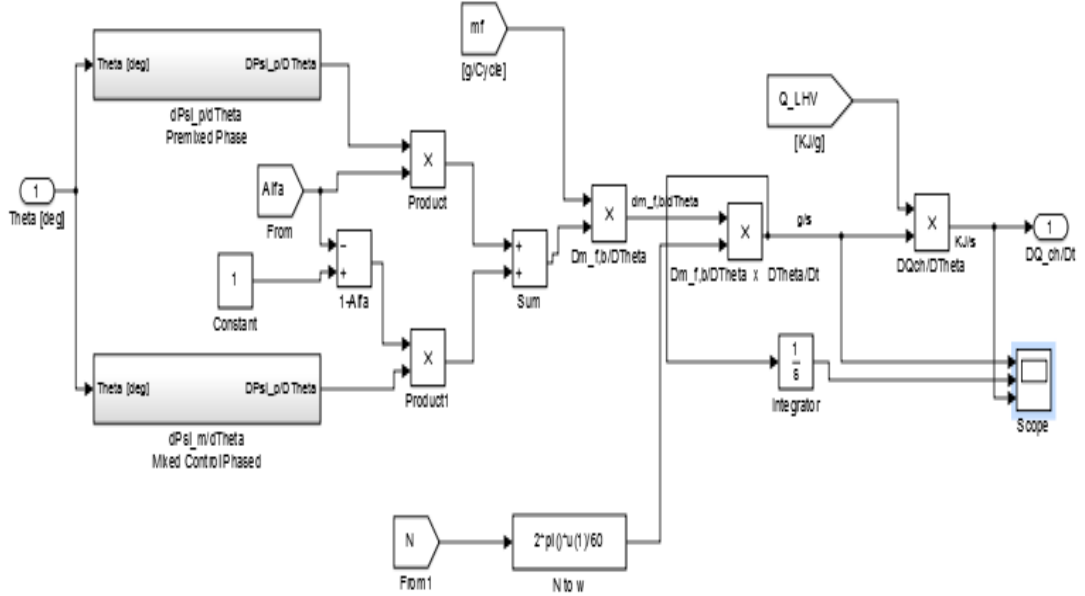


Şekil 4.12 : Gecikme açısı Simulink bloğu.

Şekil 4.12'de kullanılan C_1, C_2, C_3, C_4, C_5 ve C_6 sabit değerler olup blok diyagram üzerinde belirtildiği gibidir.

Buradaki gecikme açısı değeri denklem (4.17)'de kullanıldığında yanma açısı elde edilmektedir. Gecikme açısı hesaplamaları yapılırken, sabit terimlerden kaynaklanan sorunlardan dolayı bu model genel sistemde kullanılmamıştır. Bunun yerine sisteme direk girdi olarak gecikme açısı değeri atanmıştır.

Açığa çıkan ısı enerjisi (Q_{ch}) modeli, yanan yakıt kütlelerinin krank açısına göre değişim modeli Şekil (4.13) ve dizel motorlarda 42.5'e karşılık gelen yakıtın ısınma değeri (Q_{LHV})'nin çarpımıyla oluşturulmuştur.



Şekil 4.13 : Açığa çıkan ısı enerjisi (Q_{ch}) Simulink bloğu.

Şekil 4.13'te açıkça görüldüğü gibi motor üzerinden alınan çeşitli parameter değerleri ile kullanılan hesaplamalarda dizel motor ile alakalı bazı parametreler için tahmini kabuller yapılarak model oluşturulmuştur. Oluşturulan bu model Şekil 4.9'daki genel sistemin modelinde görüleceği gibi ısı kayıpları çıkartıldıktan sonra basınç hesaplama bloğunda giriş parametresi olarak kullanılmaktadır.

4.2.2.2 Isı kayıpları modeli

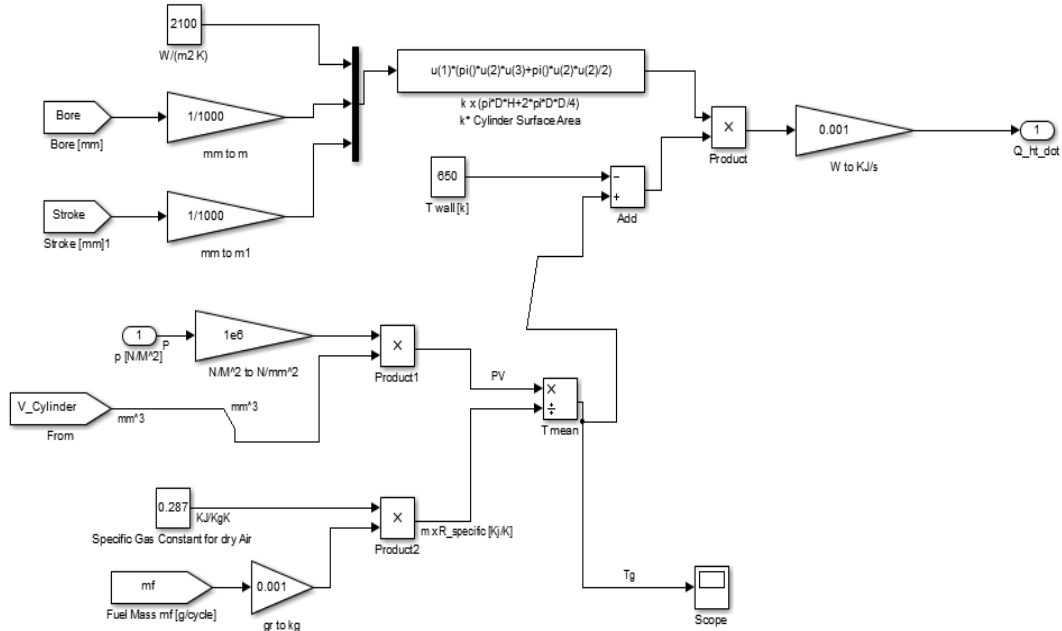
Silindir basıncı hesaplama bloğuna geçmeden önce hesaplanması gereken diğer bir ısı değeri silindir duvarından kaybolan ısı (Q_{ht}) değeridir. Bu ısı değeri aşağıdaki gibi ifade edilebilmektedir;

$$Q_{ht} = h_c(T_g - T_{wall}) \quad (4.23)$$

Denklem (4.23) ifadesindeki (T_g) ortalama gaz sıcaklığıdır, ve aşağıdaki gibi gaz durum hesaplamalarından elde edilebilir,

$$T_g = \frac{p \cdot V \cdot M}{m \bar{R}} \quad (4.24)$$

Denklem (4.24)'deki ortalama gaz sıcaklığı (T_g), silindir içi basınç, silindir hacmi ve moleküler kütle değeri ifadeleri çarpımı ile silindir içerisindeki gaz kütlesi ve evrensel gaz sabiti değerine bölünmesi ile oluşturulmaktadır.



Şekil 4.14 : Silindir duvarından kaybolan ısıнын geri beslemeli Simulink bloğu.

Şekil 4.14'deki modelde silindir duvarının sıcaklığı (T_{wall}) 650 K olarak hesaplanmıştır. Model üzerinden hesaplanan piston içi ortalama gaz sıcaklığı değeri ve silindir duvarının sıcaklık farkı alınmaktadır. Bu farkın anlık ısı transfer katsayısı (h_c) ile çarpımı sonucu model üzerinde ısı kayıpları elde edilmektedir. İçten yanmalı motorlarda anlık ısı transfer katsayısı (h_c) hesaplamasında aşağıdaki denklem kullanılmaktadır [30].

$$h_c = C_7 B^{m_c - 1} p^{m_c} w^{m_c} T_g^{0.75 - 1.62 m_c} \quad (4.25)$$

Denklem (4.25) ifadesindeki C_7 değeri sabit bir değerdir. Ayrıca silindir iç çapı (B) değeri deney motorunun parametresidir. Silindir içi ortalama gaz hızı (w) aşağıdaki gibi yazılmaktadır [30],

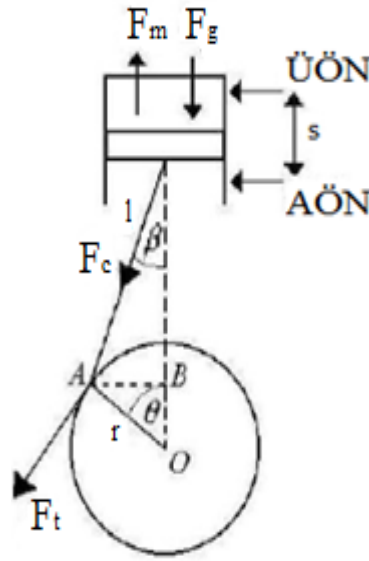
$$w = C_8 S_p + C_9 \frac{V_d \cdot T_r}{p_r \cdot V_r} (p - p_m) \quad (4.26)$$

Denklem (4.26)'daki C_8 ve C_9 ifadeleri dizel motor için sabit değerler olup yukarıdaki yer değiştirme hacmi (V_d) ifadesi aşağıdaki gibi ifade edilebilmektedir.

$$CR = \frac{V_d + V_c}{V_c} \quad (4.27)$$

Denklem (4.27) ifadesindeki gibi yer değiştirme hacmi, deney motorunun sıkıştırma oranı (CR) ölü hacim (V_c) değeri bilindiği için tek bilinmeyen olarak bu formülden hesaplanmaktadır.

4.3 Tork Oluşumu Modeli



Şekil 4.15 : Krank miline etki eden kuvvetler.

Piston içinde oluşan indike basınç sebebi ile piston üzerine F_g kuvveti etki eder. Şekil-1 deki gibi bu kuvvet beta açısı etkisiyle piston koluna F_c kuvveti olarak iletilir ve buna dik olan F_t kuvveti oluşur.

$$\beta = \sin^{-1} \left(\frac{r}{l} x \sin \theta \right) \quad (4.28)$$

Denklem (4.7) ifadesi ile oluşturulan bağıntıda biyel kolu ile silindir eksenindeki açı (β) yalnız bırakılarak denklem (4.28) elde edilmektedir.

$$F_c = F x \cos \beta \quad (4.29)$$

Denklem (4.29) de piston koluna etki eden F_c kuvvetinin biyel kolu ile silindir eksenindeki açı değerine göre değişim ifadesi elde edilmektedir.

$$F_c = F x \cos \left(\sin^{-1} \left(\frac{r}{l} x \sin \theta \right) \right) \quad (4.30)$$

Denklem (4.30)'da β değerinin denklem (4.28)'deki krank açısına bağlı ifadesi bu denklem içinde kullanılarak en genel şekilde yazılmaktadır.

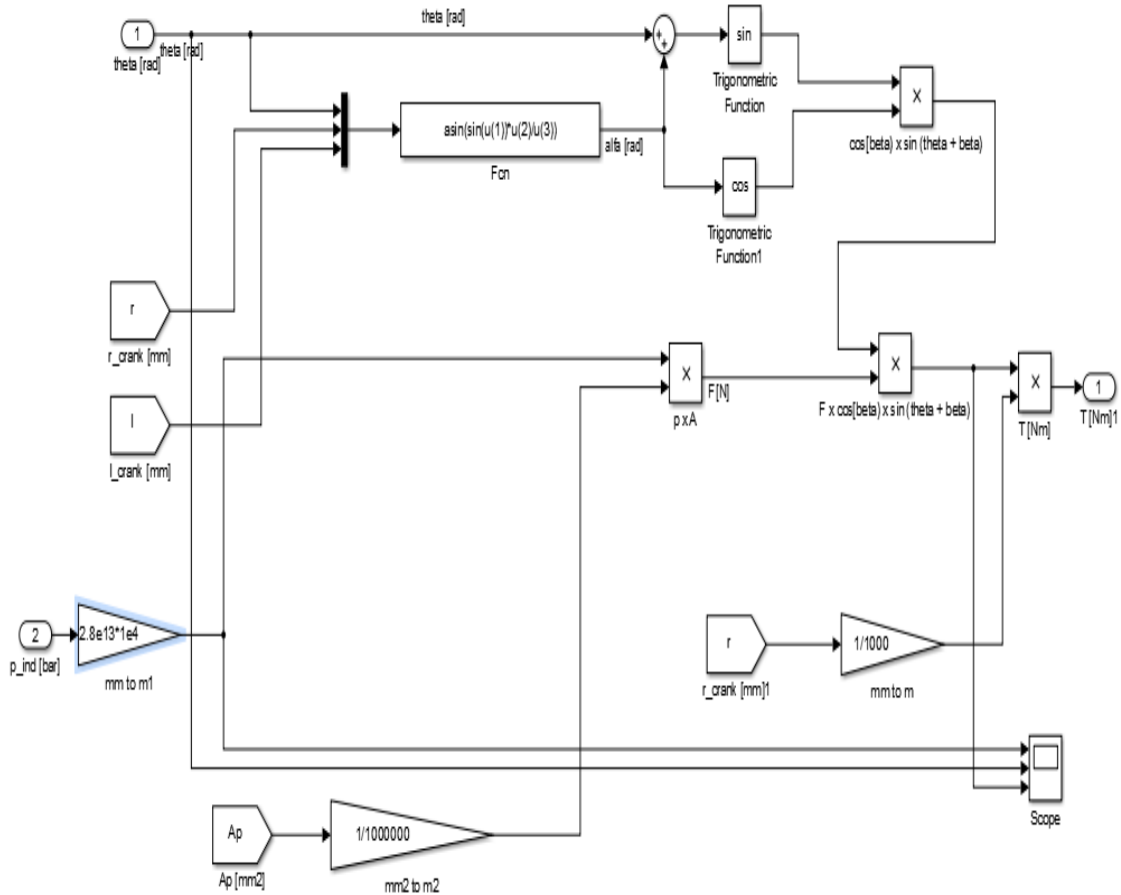
Piston koluna etki eden kuvvet krank miline de etki etmektedir. Bu F_c kuvvetini yine krank miline teğet ve dik olan bileşenlerine ayırırsa;

$$F_t = F_c \times \sin(\theta + \beta) \quad (4.31)$$

Denklem (4.31) üzerinde F_c yerine denklem (4.30)'daki bağıntısı konularak ve denklem (4.28)'de oluşturulan biyel kolu ile silindir arasındaki açı değeri (β) bağıntısı yine bu denkleme yazılarak aşağıdaki denklem elde edilmektedir.

$$F_t = F_c \times \cos\left(\sin^{-1}\left(\frac{r}{l} \times \sin \theta\right)\right) \times \sin\left(\theta + \sin^{-1}\left(\frac{r}{l} \times \sin \theta\right)\right) \quad (4.32)$$

Sonuç olarak, denklem (4.32) ifadesi ile krank miline uygulanan teğetsel kuvvet bağıntısı oluşturulmaktadır. Denklem (4.32) bağıntısı şekil 4.16'da Matlab/Simulink modelinde krank kolu uzunluğu (r) ile çarpılarak tork modeli oluşturulmaktadır.



Şekil 4.16 : İndike tork oluşumu Simulink bloğu.

5. TEST DÜZENEGİ VE KONTROL

Alternatif yakıtları test etmek ve gelecekteki projelerde kullanılabilecek test düzeneğinin kurulumu üç ana başlıkta incelenebilmektedir. Bunlardan ilki, yakıtın kimyasal enerjisini mekanik enerjiye dönüştürecek olan motor ve kontrolördür. İkincisi, yakıt püskürtme sisteminin ana unsuru olan ortak basınç hattı ve kontrolüdür. Üçüncüsü ise, parametrelere bağlı olarak motordan alınan verilerin optimizasyonunu gerçekleştirmeye çalıştığımız motor içi basınç ve emisyon değerlerini ölçmemize olanak sağlayan sensörlerin bütünü oluşturulan ölçme sistemidir.

5.1 Deney Motoru

Bu çalışmada Lombardini marka, tek silindirli ve hava soğutmalı bir dizel motoru kullanılmaktadır. Motorun teknik özellikleri Çizelge 5.1'deki gibidir.

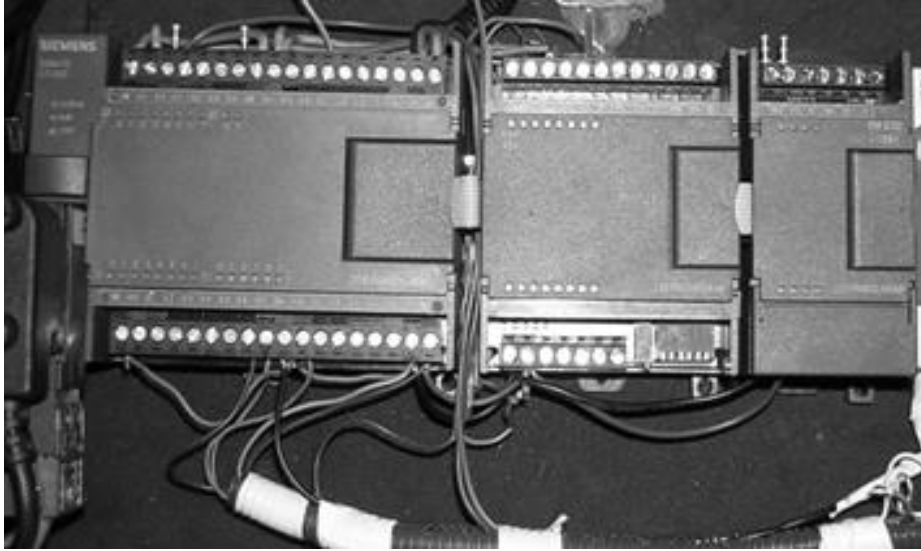
Çizelge 5.1 : Deney motorunun teknik özellikleri.

Markası	ANTOR-LOMBARDINI
Modeli	LDA-450
Silindir sayısı (adet)	1
Silindir çapı (mm)	85
Stroku (mm)	80
Strok hacmi (cm ³)	454
Kompresyon oranı	17,5:1
Devir (d/d)	3000
Güç (N DIN 70020) (kW)	7,5
Maksimum tork (Nm)	28,5
Yakıt tüketimi (lt/h)	1,7
Yağ tüketimi (kg/h)	0.007
Boş ağırlık (kg)	57

Modelleme çalışmasındaki parametreler bölümünde yapılan silindir içi alan ve hacim hesaplamaları, bu çizelgedeki parametreler kullanılarak yapılmıştır. Buradan alınan diğer bilgiler yapılan enjektör kalibrasyonuna ışık tutmaktadır. Ayrıca tek silindirli olması sebebiyle, modelleme çalışmasına katmış olduğu sadelik yönünden gerçek sonuçlara daha yakın sonuçlar elde edilmektedir.

5.2 Motor Kontrol Sistemi

Amaca uygun bir motor control sisteminde very toplayacak ve gerçek zamanlı control yapabilecek bir mikro bilgisayara ihtiyaç duyulmaktadır. Bu ihtiyaçları karşılayan en ekonomik sistemin programlanabilir lojik kontrolör (PLC) kullanılarak oluşturulacağı saptanmıştır.

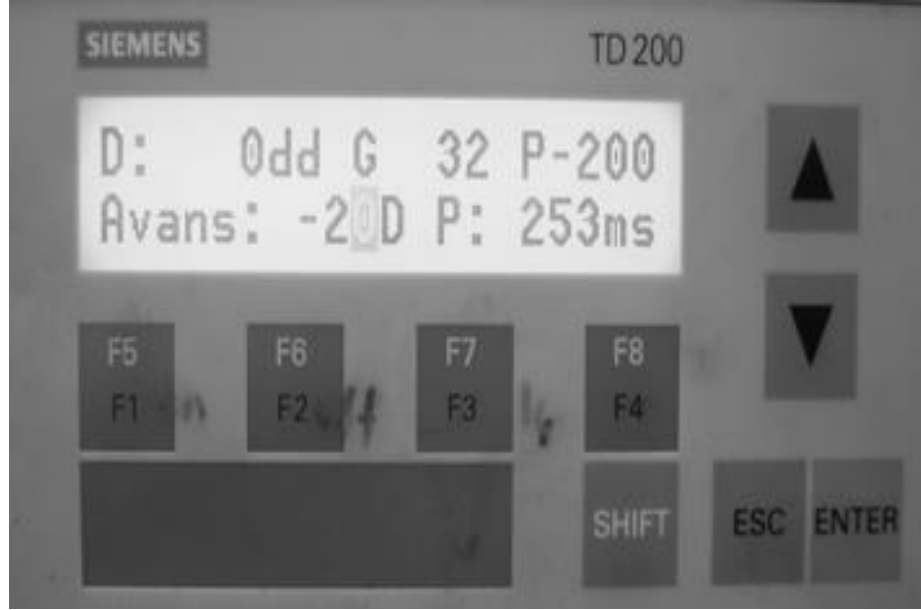


Şekil 5.1 : Siemens S7-200 CPU-224 işlemci EM-231 analog modül [31].

Şekil 5.1’de deney düzeneğinde kullanılan PLC sistemi görülmektedir. Bu Sistemde PLC’nin görevi, yazılmış olan algoritmaya uygun olarak belirlenmiş çalışma koşullarında enjektör püskürtme sinyalini oluşturmak ve çeşitli sensörlerden gelen sinyalleri toplamaktır. Siemens S7-200 tipli bu PLC sisteminde 14 dijital girişli ve 10 dijital çıkışlı bir işlemci ünitesi ile 4 adet analog girişi olan ek bir modülün (gaz konumu sıcaklığı, tork vb.. analog girişlerin sisteme alınabilmesi için) yeterli olacağı saptanmıştır. Bu PLC’de motorun enjeksiyon süresinde kullanılacak hassas zamanlayıcılar ve geribeslemede kullanılan artımsal kodlayıcının darbelerini konum bilgisine dönüştürecek hızlı sayıcılar ile püskürtme sinyalini oluşturacak darbe genlik modülasyon jeneratörü mevcuttur [32].

Kullanıcı girişlerini alacak ve kullanıcı bilgilerinin okunmasına olanak sağlayacak arayüz olarak Şekil 5.2’deki TD200 modülü kullanılmaktadır. TD200 ekranındaki bilgiler motor deviri, sanal gaz pedalı, ortak hat basınç değeri, enjeksiyon avans açısı ve püskürtme süresi olarak sıralanabilir. Burada avans aç değeri ve bir çevrimde yapılan püskürtme bilgisi TD200 üzerinden sisteme girilebilmektedir. Ayrıca sabit

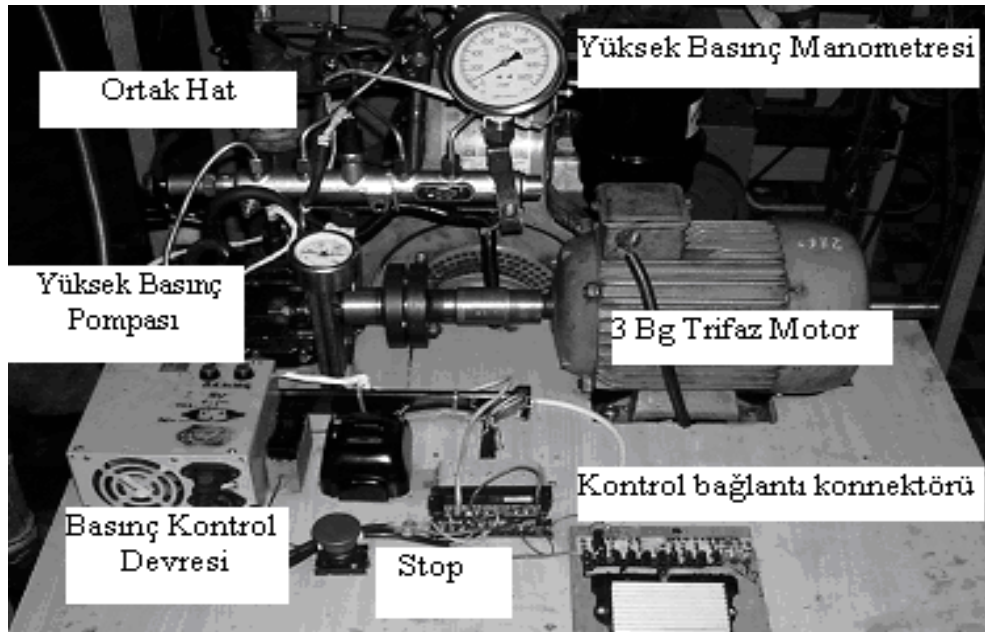
hız kontrol modu ve enjeksiyon kalibrasyon modları da modül üzerinden aktive edilebilmektedir. [32].



Şekil 5.2 : TD200 HMI panel[31].

5.3 Basınç Kontrolörü

Ortak hat püskürtme basıncı değerinin 20 bar hassasiyetle 200-1600 bar arasındaki hassasiyet şekil 5.3'deki basınç kontrolörü ile sağlanmaktadır.

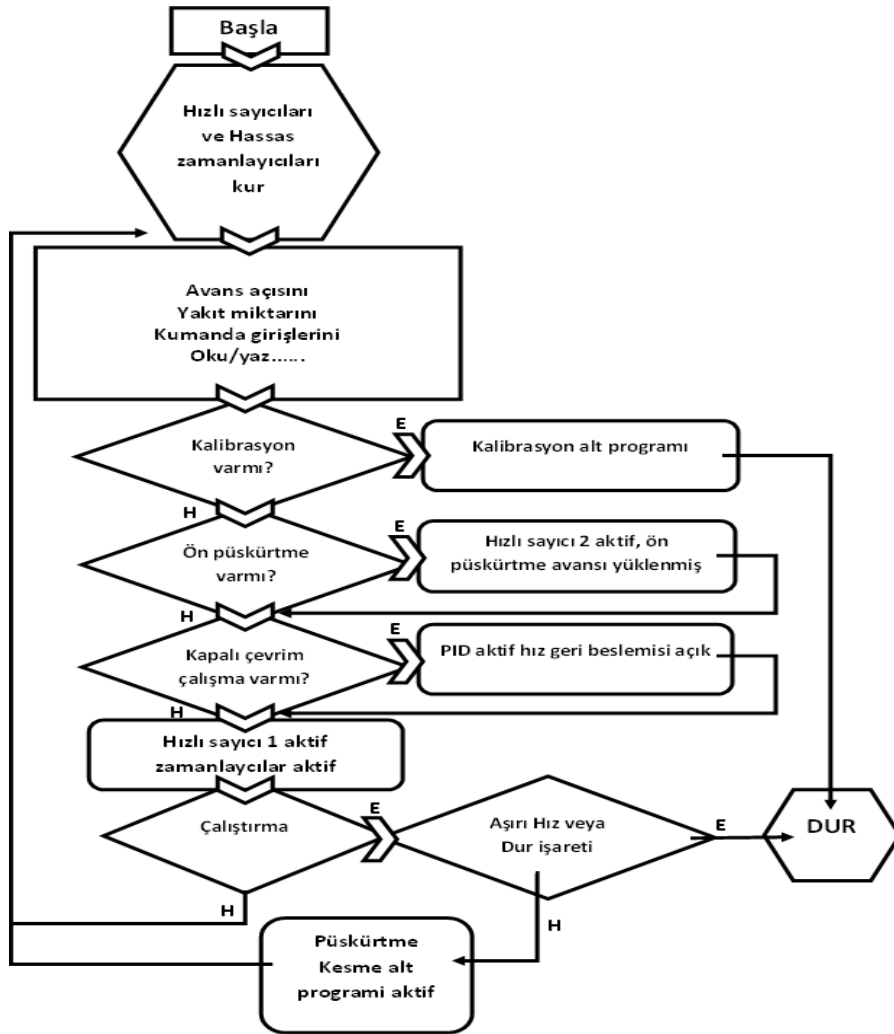


Şekil 5.3 : Yüksek basınç ünitesi [32].

PWM jeneratörü PIC 16F84 tabanlı bir sürücü devre ile bu sistemde kare dalga sinyalleri oluşturulmaktadır. Bu sayede yüksek basınç pompasının basınç control valfinin açık kalma süresi değiştirilebilmekte ve hattaki basic ayarlanabilmektedir.

5.4 Dizel Motor Kontrol Algoritması ve Motor Seti

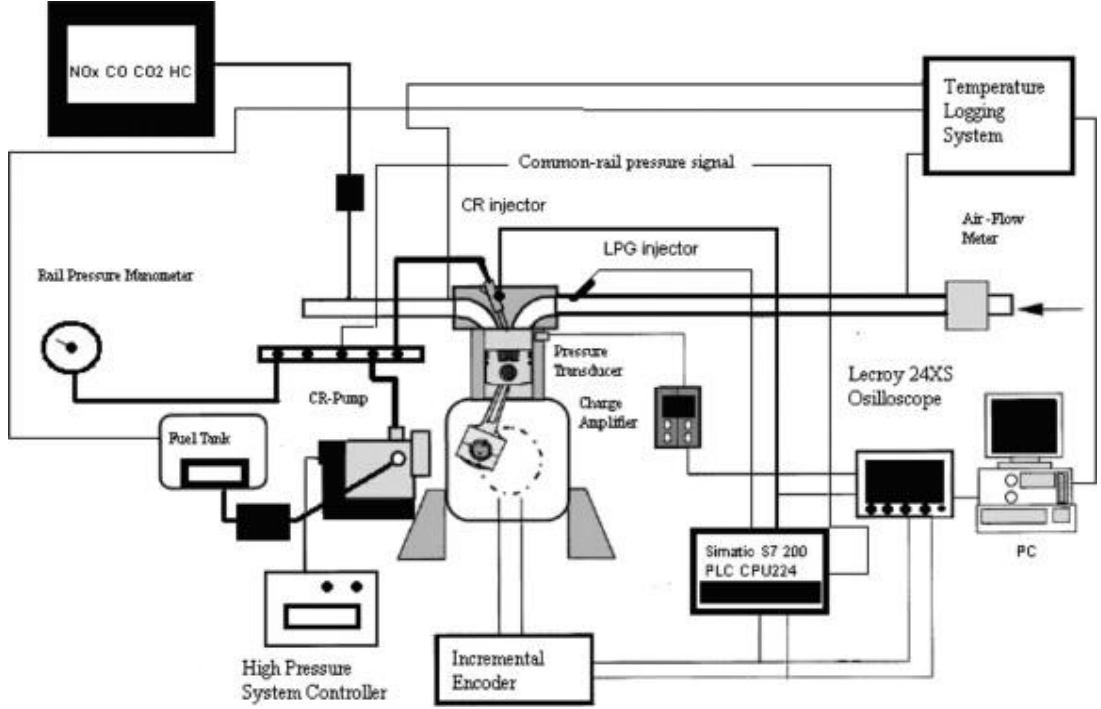
Lombardini LDA-450 tip motor için kullanılan motor kontrol algoritması aşağıdaki Şekil 5.4’de olduğu gibidir.



Şekil 5.4 : Dizel motor kontrol algoritması[32].

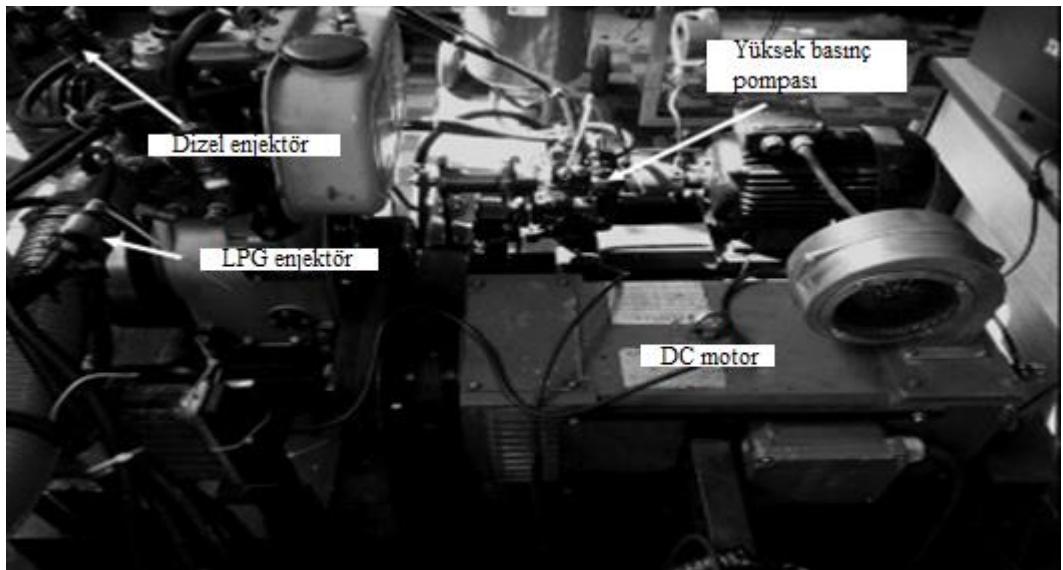
Çalışmada kullanılacak yüksek basınçlı enjektörün yakıt sevk süresi ve sevk edilen yakıt miktarı gibi parametre değerlerinin makul aralıklarda kontrol edilebilmesi için öncelikle mekanik enjektör ile ön deney çalışmalarından elde edilen sonuçlar hesaplanmıştır. Bu bağlamda ölçülen minimum ve maksimum devirler arasındaki değerler deneyde olmayan noktalar için enterpolasyon yöntemi ile bulunmuştur.

Mekanik püskürtme sonuçları kullanılarak, enjektörün alt limit ve üst limit koşulları hakkında fikir edinilebilmekte ve kalibrasyonunun yapılabilmesine imkan sağlanmıştır. Mekanik değer sonuçları için 4. bölümde Şekil 4.4 tablosu inceleyebilir.



Şekil 5.5 : Lombardini LDA-450 tipi dizel motor seti [31].

Şekil 5.5’de Elektronik kontrollü ve yüksek basınçlı motor test düzeneğinin prensip şeması görülmektedir. Son yapılan çalışma seti olarak eklenen bu dizel motor setinde görüldüğü gibi LPG ve Dizel yakıtlar farklı enjektörlerle Lombardini LDA-450 tipi motor üzerinde denenmektedir.

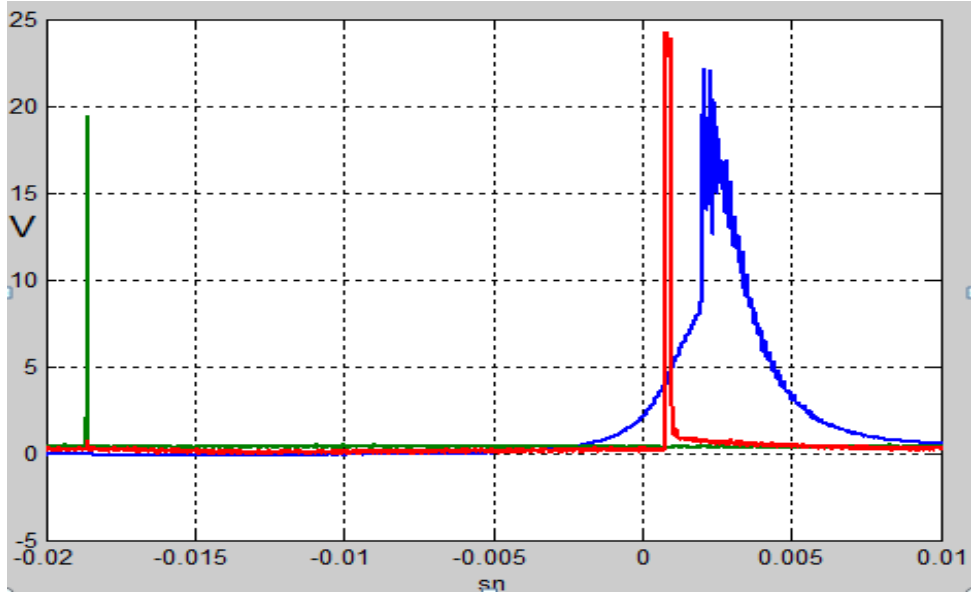


Şekil 5.6 : Test düzeneğinin genel görünüşü.

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Tez çalışmasının bu bölümünde deney motoru sonuçları ile 4. bölümde yanma modellemesi ile elde edilen sıcaklık, basınç ve tork grafikleri birbirleri ile karşılaştırılmaktadır.

6.1 Deney Motoru Sonuçları

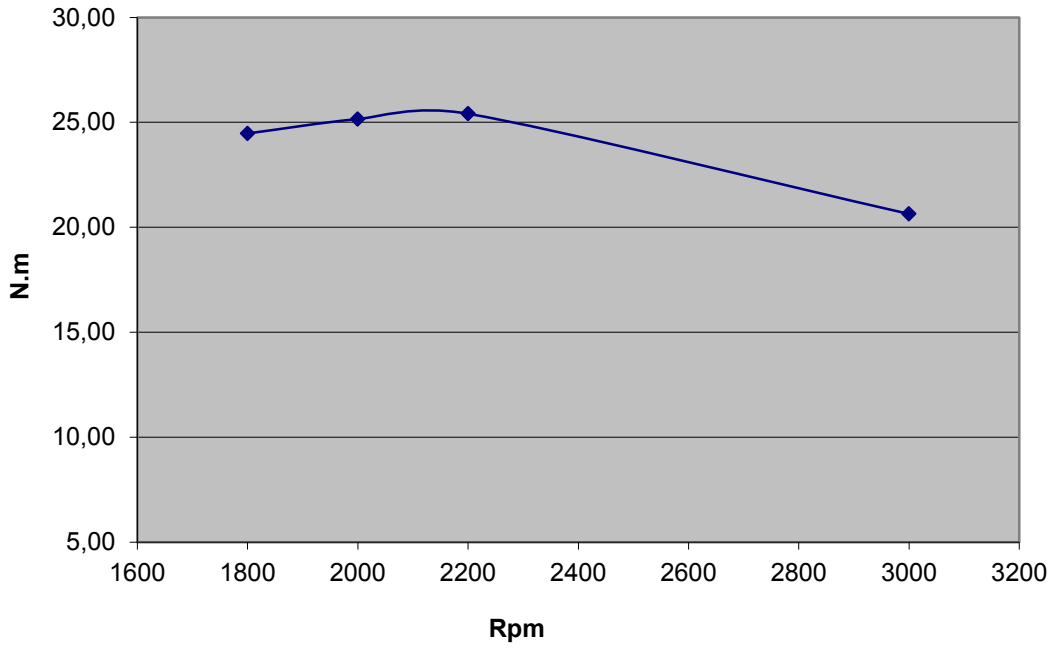


Şekil 6.1 : Motorun çalışmasındaki sinyaller.

Şekil 6.1'deki grafiğin y-ekseni olan V, sensör gerilimini ifade etmektedir. Mekanik püskürtme sonuçları ile çeşitli basınç değerlerinde ölçümler yapıp ve sensör kalibrasyonu gerçekleştirilmektedir. Sensör gerilimi ifadesi, basınç değişimine göre aşağıdaki gibi ifade edilmektedir;

$$P = 600 + \frac{(V - 1.96)}{0.28} \times 100 \quad (5.1)$$

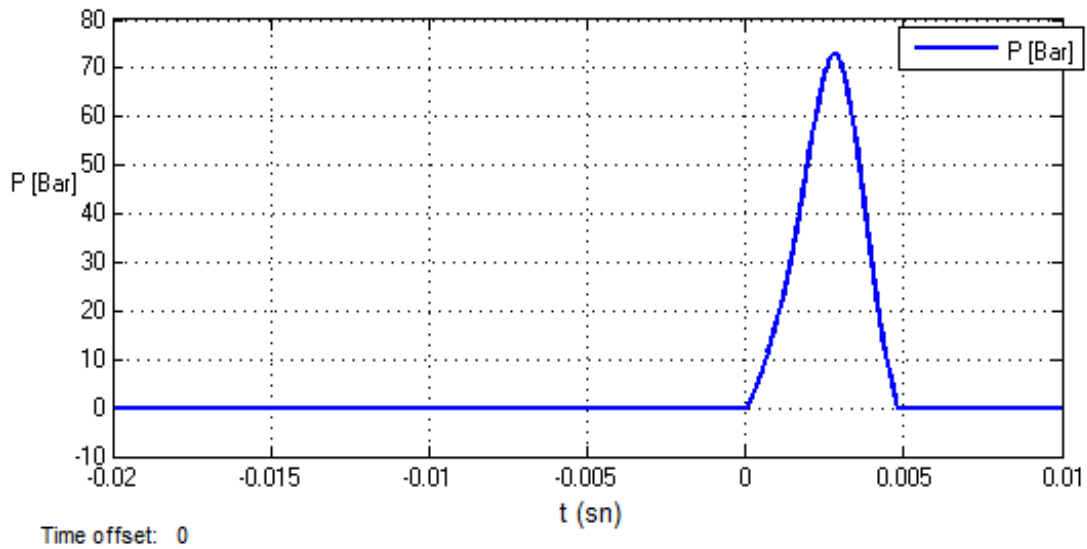
Denklem (5.1) hesaplaması ve sensör gerilim denklemi ile ortak hat basıncı gözlemlenebilir hale gelmektedir. Şekil 6.1'de kırmızı renk ile ifade edilen sinyal dizel sinyali olup, mavi renkteki sinyal ise silindir basıncını temsil etmektedir.



Şekil 6.2 : Motorun farklı devir sayılarına göre tork değişim grafiği.

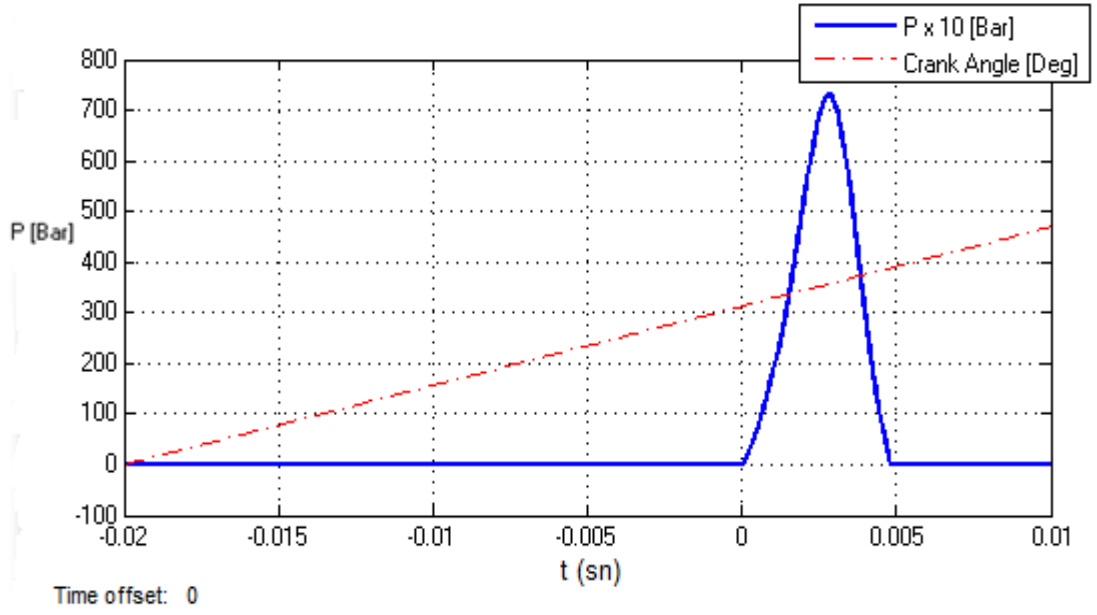
6.2 Similasyon Sonuçları

Yapılan çeşitli analizler ve incelemeler sonucunda; Şekil 6.3 grafiğine göre, piston içinde oluşan maksimum basınç ÜÖN'dan hemen önce gerçekleşmektedir. Bunun sebebi; yakıtın ateşlenmesinin ÜÖN'dan avans açısı kadar önce gerçekleşmesi ve yanmanın en fazla olduğu noktanın bu nokta olmasıdır. Vibe grafiğinde de oranın en yüksek olduğu değer bu noktadadır.



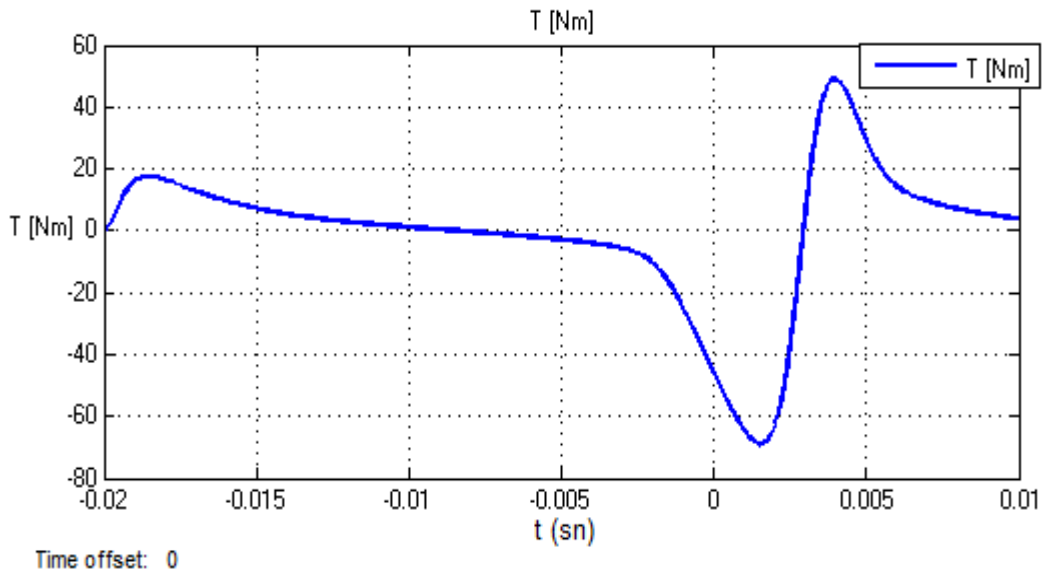
Şekil 6.3 : 3000 rpm için basınç-zaman grafiği.

Şekil 6.3’de similasyon üzerinde 3000 rpm’de zamana bağlı silindir içi basınç değişimi görülmektedir.



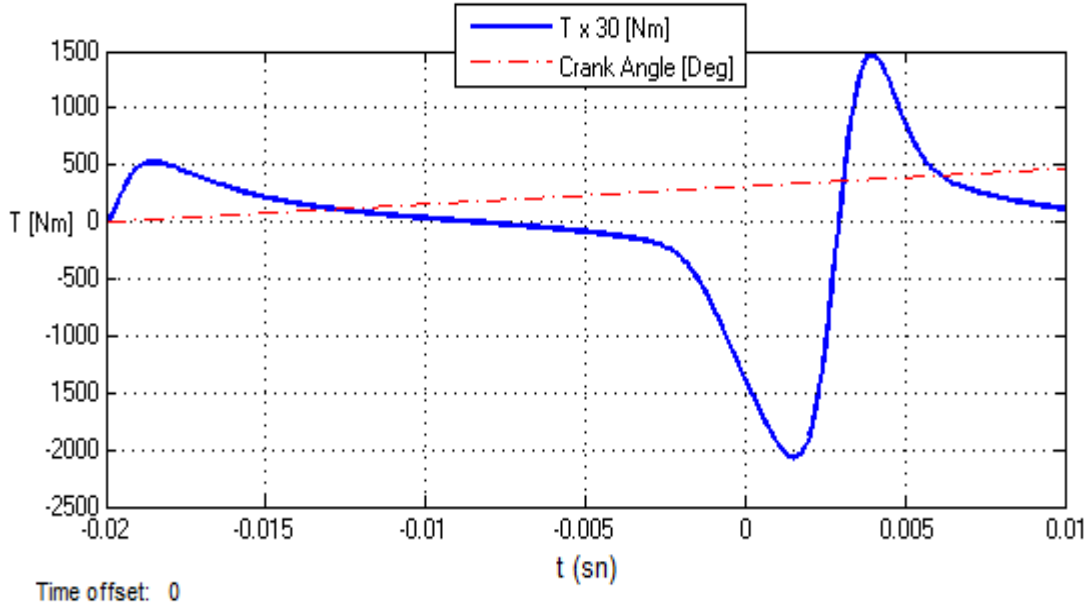
Şekil 6.4 : 3000 rpm için basınç-krank açısı grafiği.

Şekil 6.4’de 3000 rpm için zamana bağlı basınç değişimine ek olarak krank açısı değişimi gösterilmektedir. Burada basıncın 10 ile çarpılmasının sebebi krank açısı değişiminin grafiğe dahil edilmesine olanak sağlamakta içindir. 350-400 krank açısı derecesinde basıncın 70 bar değerini aştığı görülmektedir. Bu grafik ile deney motorunun zamana bağlı basınç grafiği yani Şekil 6.2 ile karşılaştırıldığında birbirine yakın sonuçlar elde edildiği anlaşılmaktadır.



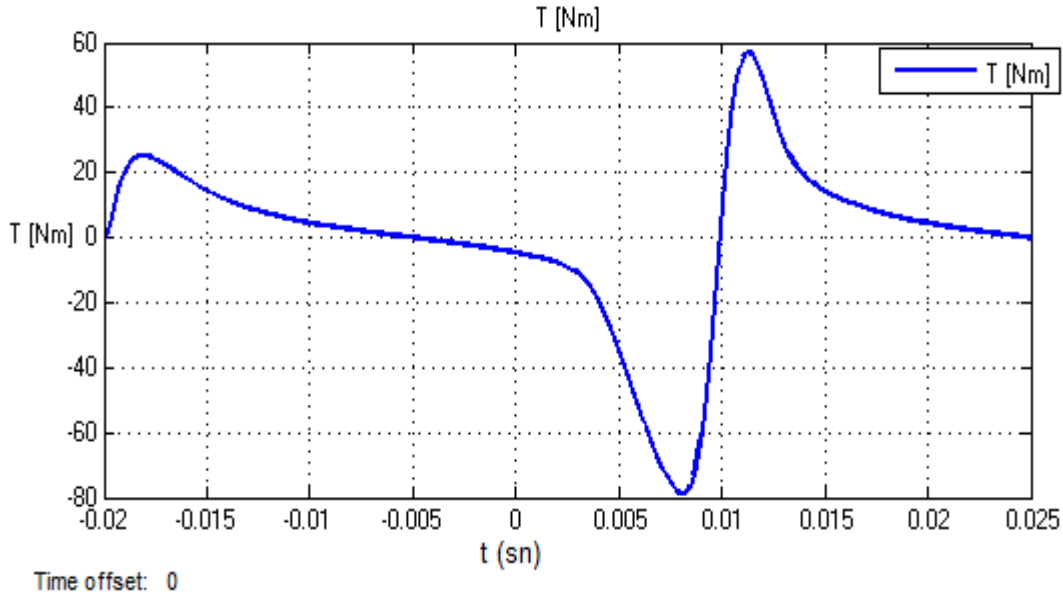
Şekil 6.5 : 3000 rpm için tork-zaman grafiği.

Şekil 6.5’de 3000 rpm için tork ortalama 20 Newton değerinin üzerine çıkmaktadır.



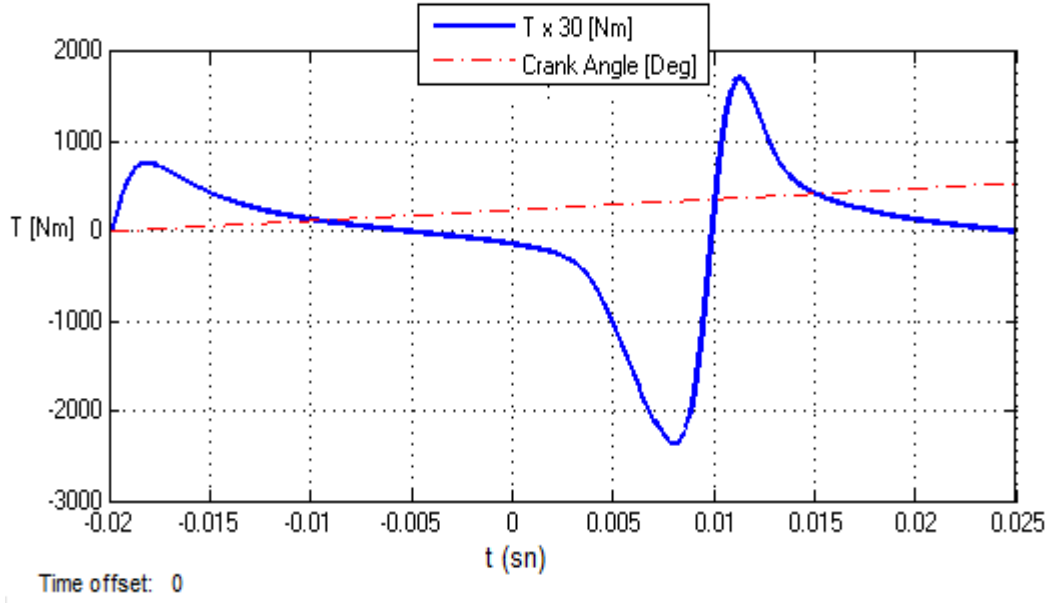
Şekil 6.6 : 3000 rpm için tork-krank açısı grafiği.

Şekil 6.6’da silindir içerisinde basınca bağlı oluşan tork değerinin maksimum değeri krank açısı 400 değerine yaklaşırken olduğu görülmektedir.



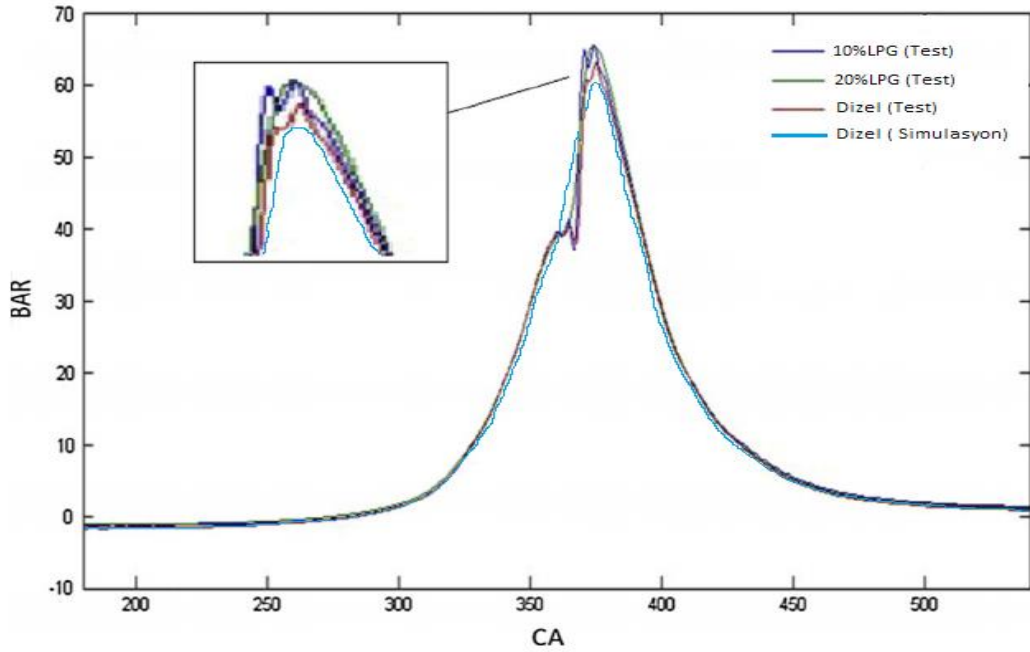
Şekil 6.7 : 2000 rpm için tork-zaman grafiği.

Şekil 6.7’de görüldüğü gibi silindirin yaptığı açısal hareketin aynı olmasından dolayı tork grafik salınımında 3000 rpm için alınan grafik sonucu gibidir. Farklı olarak ortalama tork değeri 2000 rpm’de 25 Nm değerine ulaşmaktadır. Pistonun ilk turundaki dolgu değişimi grafiğin yarısına kadar sürmektedir.



Şekil 6.8 : 2000 rpm için tork-krank açısı grafiği.

Şekil 6.8’de zaman grafiğine ek olarak grafiğe krank açısının eklenebilmesi için tork değeri 30 ile çarpılmaktadır. Böylece, ortalama tork değerinin krank açısına bağlı değişimi gözlenebilmektedir.



Şekil 6.9 : 3000 rpm için simülasyon ve test düzeneği basınç değişim grafikleri.

Şekil 6.2’de deney motorunda denenen farklı yakıt karışımlarının krank açısına bağlı olarak silindir içi basınç grafikleri verilmektedir. Bu grafik için enjeksiyon avans açısı 17 derece ve ortak basınç hattından enjeksiyona gelen basınç 1400 bar’dır. Açık

mavi rankle gösterilen ve dizel yakıt kullanıldığı varsayılarak hesaplanan yanma fonksiyonlarından elde edilen basınç grafiğidir. Kırmızı renk ile belirtilen grafik ise, test düzeneğinde yakıt olarak dizel kullanılarak elde edilen sonuçtur. Bu sonuçların birbirleri ile benzerliği şekil üzerinden görülmektedir. Ayrıca, 370 krank açısı derecesinde maksimum basınç değerine erişmektedir.

Modelleme sırasında emme ve ekzoz manifoldlarının açık ve kapalı oldukları durum modellenmemiştir. Bu iki manifold sürekli olarak kapalı kabul edilmiştir. Bu sebep ile simülasyon sonuçlarındaki basıncın krank mili açısına göre değişim grafikleri ile deney motoru grafikleri arasında küçük farklılıklar olmuştur. Buradaki değişiklikler aynı şekilde torkun zamana bağlı değişim grafiklerinde de etkisini devam ettirmiştir.

Yine yapılan incelemelerde, motor devri arttıkça; birim çevrimde motora püskürtülen yakıt miktarının azaldığı gözlenmektedir. Bunun sebebi temelde enjektörlerin açık kalma süresidir. Lombardini LDA-450 tipli motor için enjektörlerin açılma ve kapanma zamanları mekanik olarak kontrol edildiğinden, açılma ve kapanma arasındaki krank mili açısı, yüksek devirlerde daha kısa sürede kat edilir. Ayrıca piston içindeki hava daha hızlı sıkıştırıldığından, daha fazla iç basınç oluşur ve buda enjektörden püskürtülen yakıtın debisinde azalmaya sebep olur.

Bu simülasyon çalışması sayesinde motorun çeşitli parametreleri değiştirilerek, motorun bu değişimlere vereceği tepkiler kolaylıkla gözlemlenebilmektedir. Motorun avans açısı, silindir hacmi yada yakıtın yanması ile ilgili parametreler değiştirilebilir hale gelmektedir. Ayrıca geliştirilecek olan bir motor kontrol ünitesi, bu model ile birleştirilerek benzetim yapılabilir. Hatta gerçekleştirilmiş bir kontrol ünitesi veya bir şanzuman , bu model ile HIL (Hardware in the loop) simülasyonu ile gerçek motora ihtiyaç duyulmadan test edilebilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Falcone, P., Gennaro, M., Fiengo, G. ve Glielmo, L.** (2012). A model of torque generation process in direct injection diesel engine, Dipartimento di Ingegneria Università del Sannio Corso Garibaldi 107, 82100 Benevento, Italy.
- [2] **Taraza, D., Henein, N.A. ve Bryzik, W.** (1998). Determination of the Gas-Pressure Torque of a Multicylinder Engine from Measurements of the Crankshaft's Speed Variation. SAE Technical Papers (980164).
- [3] **Azzoni, P., Moro, D., Ponti, F. ve Rizzoni, G.** (2000). Engine and Load Torque Estimation with Application to Electronic Throttle Control. SAE Technical Papers (980795).
- [4] **Akyıldız, B.** (2004). Dizel Motor Rolanti Devri Kontrolü, Yüksek lisans tez çalışması, Boğaziçi Üniversitesi.
- [5] **Shiao, Y. ve Moskwa, J.J.** (1995). Cylinder Pressure and Combustion Heat Release Estimation for SI Diagnostics Using Nonlinear Sliding Observers. IEEE Transactions on Control Systems Technology, (1).
- [6] **Haskara, I. ve Mianzo, L.** (2001). Real-Time Cylinder Pressure and Indicated Torque Estimation via Second order Sliding Modes. Proceedings of the American Control Conference, Arlington, VA June 25-27.
- [7] **Çakır, E.** (2007). Dizel Motorunun Gerçek Çevrimi ve Piston-Biyel Mekanizmasının Kinematik, Dinamik ve Mukavemet Hesaplarının Matematik Modellemesi, Yüksek lisans tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi.
- [8] **Arslan, E., Ergenaman, M., Safgönül, B. ve Soruşbay, C.** (1993). İçten Yanmalı Motorlar, Birsan Yayınevi, Türkiye.
- [9] **Kiencke, U. ve Nielsen, L.** (2005). Automotive Control Systems For Engine, Driveline and Vehicle, 2nd edition, Springer, Germany.
- [10] **Mehdiyev, R. ve Arslan, H.** (2002). İçten Yanmalı Motorların Hesabı ve Geliştirilmesi Ders Notları, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [11] **Mehdiyev, R., Soruşbay, C., Özgür L., Arslan, H., Kutlar, A.** (2006). Dizel Motorların Geliştirilmesinin Alternatif Bir Yolu, 3. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa, Türkiye.
- [12] **Mehdiyev, R., Arslan, H., Kocabaş Ç., Çakır, E.** (2006). Dizel Motorların Yanma, Azot Oksit Oluşumu ve Gerçek Çevrimin Matematik Modellemesi, 9. Uluslararası Yanma Sempozyumu, Kasım 16-17, Kırıkkale, Türkiye
- [13] **Url-1** < http://www.yildiz.edu.tr/~sandalci/dersnotu/dizel_yakit_sistemleri3.pdf >, alındığı tarih: 10.04.2014.

- [14] **Söylemez, E.** (2000). Mekanizma Tekniği, Prestij Yayınevi Türkiye.
- [15] **Çetinkaya, S.** (1999). Motor Dinamiği, Nobel Yayın Dağıtım, Türkiye.
- [16] **Erdman, A.G. ve Sandor, G.N.** (1991). Mechanism Design Analysis and Synthesis, Second Edition, Prentice-Hall.
- [17] **Uzmay, İ. ve Sarıkaya, H.**(1990). Makina Dinamiği, Erciyes Üniversitesi, Kayseri, Türkiye.
- [18] **Metallidis, P. ve Natsiavas, S.**(2003). Linear and nonlinear dynamics of reciprocating engines. International Journal of Non-Linear Mechanics, 38,723-728.
- [19] **Burghardt, M. D. ve Harbach, J. A.**(1993). Engineering Thermodynamics, Fourth Edition, Harper Collings College Publishers.
- [20] **Heywood, J.**(1998). Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill International Editions, Automotive Technology Series, USA.
- [21] **Erkaya, S.** (2004). Eksanterli Krank-Biyel Mekanizmasının Dinamik Analizi, Yüksek lisans tez çalışması, Erciyes Üniversitesi.
- [22] **Mercan, S.** (2007).Dizel Motorlarda Yanma Olayının İncelenmesi ve Optimizasyonu, Yüksek lisans tez çalışması, Cumhuriyet Üniversitesi.
- [23] **Küçükşahin, F.** (1999). Dizel Motorları, Güven Kitabevi, 3. baskı, 679-785, İstanbul, Türkiye
- [24] **Andrews, G.** (1995). NOx Formation and Control, The Eleventh Annual Short Course on Diesel Particulates and NOx Emissions, 112-134, Leeds
- [25] **Volkswagen** (2002). Self Study Program 218, Volkswagen Training handbook, 3-12, Wolfsburg, Germany.
- [26] **Aydoğan, H.** (2006).Dizel Motorlarında Çeşitli Yakıt Enjeksiyon Sistemlerinin Egzoz Emisyonlarına Etkilerinin Deneysel İncelenmesi, Yüksek lisans tez çalışması, Gazi Üniversitesi.
- [27] **Watson, N, Pilley, A.D ve Marzouk, A.** (1980).A Combustion Correlation for Diesel Engine Simulation. SAE Technical Paper, (800029)
- [28] **Miyamoto, N ve Sawyer, R.**(1985).Description and Analysis of Diesel Engine Rate of Combustion and Performance Using Wiebe's Functions.SAE Technical Paper, (850107)
- [29] **Hardenberg, H ve Hase, F.**(1979).An Empricial Formula for Computing the Pressure Rise Delay of Relevant Parameters of Direct Injection Diesel Engines. SAE paper (790493).
- [30] **Woschni, G.**(1967).Universally Applicable Equation for the Heat Transfer Coefficient in the Diesel Engine. SAE Technical Paper, (670931)
- [31] **Ergenc, A.T. ve Yavashol, I.**(2010).PhD Research Article, Transformation of a Unit Pump Equipped Single Cylinder Diesel Engine to a PLC Controlled High Pressure Fuel Injected Research Engine, Journal of Engineering and Natural Sciences, 188-198.
- [32] **Ergenc, A.T. ve Ergenc, A.F.**(2012) A multi-purpose test-bed design for alternative diesel fuels of measurement and control, 34:91-104

EKLER

EK A: Deney Motoru Grafiğinin Matlab Kodları

EK A

```
%close all
figure
ara=1600000:2000000;
t=C1da25d3000p130000000(ara,1);
%t2=C2da25d3000p130000000(:,1);
bas=C1da25d3000p130000000(ara,2)*4;
ust=C2da25d3000p130000000(ara,2);
ates=C3da25d3000p130000000(ara,2);
plot(t,[bas,ust,ates],'LineWidth',2);
grid on
xlabel('sn');
ylabel('V');
%plot(t-t2);
xlim([-0.02 0.01])

% figure
% t1=1:148101;
% bas1=C1da25d3000p130000000(1651900:1800000,2);
% ust1=C2da25d3000p130000000(1651900:1800000,2)/4;
% ates1=C3da25d3000p130000000(1651900:1800000,2)/4;
% bas2=C1da25d3000p130000000(1858544:2006644,2);
% ust2=C2da25d3000p130000000(1858544:2006644,2)/4;
% ates2=C3da25d3000p130000000(1858544:2006644,2)/4;
%
% plot(t1,[bas1,ust1,ates1,bas2,ust2,ates2]); hold on ;
%
% grid on
```

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Semih ARAZ

Doğum Yeri ve Tarihi: Bursa / 18.09.1988

Adres: Yeşilkıbrıs sok. Şen Apt. No: 10/2 Kağıthane / ISTANBUL

E-Posta: semiharaz26@gmail.com, semiharaz@otam.com.tr

Lisans: Eskişehir Osmangazi Üniversitesi