



**KRANK MİLİ HIZ DALGALANMALARININ SİMÜLASYONU VE
VALİDASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mustafa BABAGİRAY

Danışman

Prof. Dr. Fatih AKSOY

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Haziran 2020

Bu tez çalışması 18.FEN.BİL.54 numaralı proje ile AKUBAP tarafından desteklenmiştir.

AFYON KOCATEPE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**KRANK MİLİ HIZ DALGALANMALARININ SİMÜLASYONU VE
VALİDASYONU**

Mustafa BABAGİRAY

Danışman
Prof. Dr. Fatih AKSOY

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Haziran 2020

BİLİMSEL ETİK BİLDİRİM SAYFASI
Afyon Kocatepe Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğuma,
- Başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğuma,
- Atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- Ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

01/06/2020


İmza
Mustafa BABAGIRAY

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

KRANK MİLİ HIZ DALGALANMALARININ SİMÜLASYONU VE VALİDASYONU

Mustafa BABAGİRAY

Afyon Kocatepe Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Fatih AKSOY

Bu çalışmada tek silindirli dört zamanlı bir dizel motorunun dinamik modeli oluşturularak krank mili hız dalgalanmalarının simülasyonu ve validasyonu gerçekleştirilmiştir. Oluşturulan dinamik model, silindir içi gaz basınç kuvvetlerini, hidrodinamik ve kuru sürtünme kuvvetlerini, hareketli parçaların kütle atalet momentlerini, marş momentini ve harici yük momentini içermektedir. Analizde tek silindirli bir dizel motordan alınan basınç verileri kullanılmıştır. Matematiksel modelin çözümünde Taylor seri metodu kullanılmış ve MATLAB programlama dilinde bir simülasyon programı hazırlanmıştır. Oluşturulan simülasyon programından elde edilen sonuçlar ile tek silindirli bir dizel motordan elde edilen deneysel veriler karşılaştırılmıştır. Deneysel veriler ile sayısal çözümün birbirine oldukça benzer oldukları görülmüştür. Ayrıca geliştirilen simülasyon programında farklı motor hızlarının, farklı indike ortalama efektif basınçlarının, dönel parçaların kütle atalet momentlerinin, biyel kütle atalet momentinin, piston kütleinin ve sürtünmelerin krank mili hız dalgalanmalarına etkileri incelenmiştir. Sonuç olarak içten yanmalı bir motorun hız dalgalanmalarının önceden tahmin edilmesinde ve bu dalgalanmaları azaltma çalışmalarında kullanılabileceği belirlenmiştir.

2020, xi + 88 sayfa

Anahtar Kelimeler: İçten yanmalı motorlar, krank mili, dinamik modelleme, titreşim

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

SIMULATION AND VALIDATION OF CRANKSHAFT SPEED FLUCTUATIONS

Mustafa BABAGIRAY

Afyon Kocatepe University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Automotive Engineering

Supervisor: Prof. Fatih AKSOY

In this study, the simulation and validation of crankshaft speed fluctuations were performed by creating a dynamic model of a single cylinder four-stroke diesel engine. The dynamic model created includes internal gas pressure forces, hydrodynamic and dry friction forces, mass inertia moments of moving parts, starting torque and external load moment. Pressure data from a single cylinder diesel engine were used in the analysis. Taylor's serial method was used to solve the mathematical model and a simulation program was prepared in MATLAB programming language. The results obtained from the simulation program created were compared with the experimental data obtained from a single cylinder diesel engine. Experimental data and numerical solution were found to be quite similar. In addition, in the simulation program developed, the effects of different engine speeds, connecting rod mass inertia moment, mass inertia moment of rotating parts, friction, different indicating mean pressures and piston mass on crankshaft speed fluctuations were investigated. As a result, it has been determined that an internal combustion engine can be used to predict speed fluctuations and to reduce these fluctuations.

2020, xi + 88 pages

Keywords: Internal combustion engines, crankshaft, dynamic modeling, vibration

TEŞEKKÜR

Yüksek Lisans eğitim sürecim boyunca mesleklerine ve hayata yaklaşımlarıyla bizlere örnek olan, bilgi ve deneyimlerini bizlerden esirgemeyen değerli hocam Sayın Prof. Dr. Fatih AKSOY'a ve bu çalışma sırasında emeklerini benden esirgemeyen değerli aileme en içten teşekkürlerimi sunarım.

Deneysel çalışmalarındaki katkılarından dolayı Gazi Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği bölümü öğretim üyelerinden Sayın Doç. Dr. Hamit SOLMAZ ve Sayın Öğr. Gör. Alper CALAM'a teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışma "18.FEN.BİL.54" numaralı ve "Krank Mili Hız Dalglanmalarının Simülasyonu ve Validasyonu" isimli AKUBAP projesi tarafından desteklenmiştir. Katkılarından dolayı AKUBAP'a teşekkür ederim.

Mustafa BABAGİRAY
Afyonkarahisar 2020

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

	Sayfa
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER DİZİNİ.....	iv
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xi
RESİMLER DİZİNİ	xii
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR BİLGİLERİ	3
3. MATERYAL ve METOT	34
3.1 Hareket Denklemlerinin Türetilmesi	34
3.1.1 Piston – Biyel – Krank Mekanizmasının Kinematik İlişkileri	35
3.1.2 Zorlama Kuvvetleri ve Momentlerinin Belirlenmesi.....	38
3.1.2.1 Piston üzerine etki eden kuvvetler ve pistonun hareket denklemi	38
3.1.2.2 Sürtünme Kuvvetleri ve Momentleri.....	40
3.1.2.3 Biyelin Kütle Atalet Momenti.....	42
3.1.2.4 Silindir İçi Gaz Basınç Kuvvetleri	43
3.1.3 Biyele Etki Eden Kuvvetler ve Biyelin Dairesel Hareket Denklemi	46
3.1.4 Krank Milinin Dairesel Hareket Denklemi	50
3.1.5 Denklemlerin Çözülmesi.....	52
3.1.5.1 Tek Serbestlik Dereceli Bir Model İçin Taylor Serisi Çözümü	55
4. BULGULAR	61
4.1 Validasyon	61
4.1.1 Deneysel Veriler İle Hareket Denklemlerinin Sayısal Çözümünden Elde Edilen Verilerin Karşılaştırılması.....	61
4.2 Hareket Denklemlerinin Sayısal Çözümünden Elde Edilen Sonuçlar.....	63
4.2.1 Farklı Motor Hızlarının Krank Mili Hız Dalgalanmalarına Etkileri.....	63
4.2.2 Biyel Kütle Atalet Momentinin Krank Mili Hız Dalgalanmalarına Etkisi ..	65
4.2.3 Dönel Hareketli Parçaların Kütle Atalet Momentlerinin Krank Mili Hız	

Dalgalanmalarına Etkisi	67
4.2.4. Piston Kütlesinin Krank Mili Hız Dalgalanmalarına Etkisi.....	69
4.2.5 Farklı Silindir İçi Gaz Basınç Kuvvetlerinin Krank Mili Hız Dalgalanmalarına Etkisi	70
4.2.6 Sürtünmelerin Krank Mili Hız Dalgalanmalarına Etkisi	73
5. TARTIŞMA ve SONUÇ	75
6. KAYNAKLAR.....	78
ÖZGEÇMİŞ.....	81
EKLER	83



SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

a_2	Pistonun doğrusal ivmesi, m/s^2
a_3	Biyelin doğrusal ivmesi, m/s^2
c	Sönümlenme katsayısı
A_c	Fourier katsayısı
A_p	Piston tepesi yüzey alanı, m^2
B_c	Fourier katsayısı
C_{km}	Kol muylusundaki hidrodinamik sürtünme katsayısı
C_2	Piston ile silindir arasında oluşan hidrodinamik sürtünme katsayısı
C_4	Ana yatak hidrodinamik sürtünme katsayısı
F_{ch}	Karter basınç kuvveti, N
F_g	Silindir içi gaz basınç kuvveti, N
F_μ	Hidrodinamik sürtünme kuvveti, N
F_u	Kuru sürtünme kuvveti, N
F_2	Piston kuvveti, N
\vec{F}_{23}	Pistonun biyele uyguladığı kuvvet vektörü, N
F_{23x}	Pistonun biyele yatay doğrultuda uyguladığı kuvvet, N
F_{23y}	Pistonun biyele düşey doğrultuda uyguladığı kuvvet, N
F_{32y}	Biyelin pistonu düşey doğrultuda uyguladığı kuvvet, N
\vec{F}_{43}	Krank milinin biyele uyguladığı kuvvet vektörü, N
F_{43x}	Krank milinin biyele yatay doğrultuda uyguladığı kuvvet, N
F_{43y}	Krank milinin biyele düşey doğrultuda uyguladığı kuvvet, N
σF_{32x}	Piston eteği ile silindir arasındaki sürtünme kuvveti, N
I_G	Biyelin ağırlık merkezine göre kütle atalet momenti, kgm^2
I_3	Biyelin piston pim merkezine göre kütle atalet momenti, kgm^2
I_4	Dönel parçaların toplam kütle atalet momenti, kgm^2
k	Yay sabiti, N/m
ℓ	Biyel uzunluğu, m
ℓ_{cg}	Biyel ağırlık merkezinin krank miline uzaklığı, m
m_2	Piston kütlesi, kg
m_3	Biyel kütlesi, kg
M	Toplam moment, Nm
M_c	Biyel kuvveti momenti, Nm
M_s	Marş momenti, Nm
M_q	Harici yük momenti, Nm
F_γ	Kol muylusunda oluşan hidrodinamik sürtünme momenti, N
P_g	Silindir içi gaz basıncı, Pa
r	Krank mili yarı çapı, m
x	Yatay doğrultuda öteleme, m
x_3	Biyelin yatay doğrultuda aldığı yol, m
\dot{x}_3	Biyelin yatay doğrultudaki hızı, m/s
\ddot{x}_3	Biyelin yatay doğrultudaki ivmesi, m/s^2

Simgeler (Devam)

y_2	Pistonun düşey doğrultuda aldığı yol, m
\dot{y}_2	Pistonun düşey doğrultudaki hızı, m/s
\ddot{y}_2	Pistonun düşey doğrultudaki ivmesi, m/s ²
y_3	Biyelin düşey doğrultuda aldığı yol, m
\dot{y}_3	Biyelin düşey doğrultudaki hızı, m/s
\ddot{y}_3	Biyelin düşey doğrultudaki ivmesi, m/s ²
β	Biyelin koordinat düzlemi ile yaptığı açı, rad
$\dot{\beta}$	Biyelin açısal hızı, rad/s
$\ddot{\beta}$	Biyelin açısal ivmesi, rad/s ²
θ	Krank milinin koordinat düzlemi ile yaptığı açı, rad
$\dot{\theta}$	Krank milinin açısal hızı, rad/s
$\ddot{\theta}$	Krank milinin açısal ivmesi, rad/s ²
$\dot{\phi}$	Kol muylusunda oluşan hız farkı, m/s
ω	Doğal frekans, Hz

Kısaltmalar

AÖN	Alt ölü nokta
İOEB	İndike ortalama efektif basınç
ÜÖN	Üst ölü nokta

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1 Modelin koordinatları ve fiziki mekanizması.	3
Şekil 2.2 Motor bloğuna etki eden atalet momentleri ve kuvvetler.	4
Şekil 2.3 Krank mili açısal hızının motor yükü ve krank mili açısına bağlı değişimi.	5
Şekil 2.4 Sürtünme kuvvetlerinin dahil ve ihmal edildiği durumlar için krank mili açısal hızının krank mili açısına bağlı değişimi.....	5
Şekil 2.5 Deneysel yol ile elde edilen basınç profillerinin fourier serisi ile karşılaştırılması.	8
Şekil 2.6 Krank mili hızının yüklü ve yüksüz durumlarda sergilediği değişim ve dalgalanmalar.	9
Şekil 2.7 Tek silindirli motorun şematik görünümü.....	10
Şekil 2.8 Ölçülen silindir içi gaz basıncı.....	12
Şekil 2.9 Krank mili hız dalgalanmaları.....	12
Şekil 2.10 Tek silindirli bir motorda sürekli rejimde krank mili burulma miktarı.....	14
Şekil 2.11 Sürekli rejimde tek silindirli bir motorda çeşitli tork değerlerinin ve motor hızının değişimleri.	15
Şekil 2.12 a) Tek silindirli motorun şematik görünümü b) Krank biyel mekanizmasının parçaları.	16
Şekil 2.13 Motor ve dinamometre bağlantısının şematik görünümü.	18
Şekil 2.14 Krank mili devrine göre geçişi rejimde elde edilen motor torkunun deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması.	19
Şekil 2.15 Krank mili burulma titreşim genlikleri ($\epsilon=0,34$ için) a) 1/2 frekansında b) 1/12 frekans oranında.	21
Şekil 2.16 Pistona etki eden kuvvetler.	23
Şekil 2.17 Krank mili hızı değişimleri	24
Şekil.2.18 Biyelin yığılı kütle geometrisi.....	24
Şekil 2.19 Silindir içi basıncın krank açısına göre değişimi	25
Şekil 2.20 a) Balanslanmamış kuvvetlerin krank açısına göre dikey doğrultudaki kuvvetleri b) Balanslanmamış kuvvetlerin krank açısına göre yatay doğrultudaki kuvvetleri.	27
Şekil 2.21 Piston hızının ve piston ivmesinin krank açısına bağlı değişimi.	28

Şekil 2.22 Dönel parçaların krank mili hızına etkisi	29
Şekil 2.23 Sürtünme kuvvetinin krank mili açısıl hızına etkisi	30
Şekil 2.24 Krank mili hız dalgalanmaları.....	32
Şekil 3.1 Krank mili ve hareketli parçaların solid çizimi.....	34
Şekil 3.2 Piston-biyel-krank mekanizmasının şematik görünümü.....	36
Şekil 3.3 Pistona etki eden kuvvetler.	39
Şekil 3.4 Kol muylusunun biyel yatağı içerisinde dönme miktarı.	41
Şekil 3.5 Biyelin piston pimi eksenine etrafındaki salınım hareketi.....	43
Şekil 3.6 Silindir içi basınç ölçüm düzeneğinin şematik görünümü.	44
Şekil 3.7 Deneysel olarak elde edilen basınç verilerinin Fourier serisi sonuçları ile karşılaştırılması.	46
Şekil 3.8 Biyele etki eden yatay ve düşey kuvvetler.....	47
Şekil 3.9 Piston pim merkezine göre biyele etki eden kuvvetler.	49
Şekil 3.10 Krank miline etki eden kuvvet ve momentler.....	51
Şekil 3.11 Kütle-yay ve damperden oluşan basit bir sistemin şematiği.....	55
Şekil 3.12 Taylor serisi metodu ile analitik çözümün karşılaştırılması.	59
Şekil 3.13 Taylor serisi çözümünde adım aralığının hata miktarına etkisi.	60
Şekil 4.1 Farklı motor hızlarında deneysel veriler ile sayısal çözümün karşılaştırılması.	62
Şekil 4.2 Farklı indike ortalama efektif basınçlarında deneysel veriler ile sayısal verilerin karşılaştırılması.....	63
Şekil 4.3 Farklı motor hızları için krank mili açısıl hızının zamana bağlı değişimi.....	65
Şekil 4.4 Biyel kütle atalet momentinin krank mili açısıl hızına etkisi.....	66
Şekil 4.5 Biyel açısıl ivmesinin krank mili açısana göre değişimi.	66
Şekil 4.6 Dönel parçaların farklı kütle atalet momentlerinde krank mili açısıl hızının zamana bağlı değişimi.	68
Şekil 4.7 Dönel parçaların farklı kütle atalet momentleri için bir çevrimlik krank mili açısıl hızının krank mili açısına bağlı değişimi.	69
Şekil 4.8 Piston kütlelerinin krank mili açısıl hızına etkisi ve bir çevrimlik piston hızı. 70	
Şekil 4.9 Dört farklı indike ortalama efektif basınç değerleri için silindir içi gaz basınç kuvvetlerinin krank mili açısına bağlı değişimi.	71

Şekil 4.10 Dört farklı indike ortalama efektif basınçlarda krank mili açısal hızının zamana bağlı değişimi.	72
Şekil 4.11 Farklı indike ortalama efektif basınç değerleri için bir çevrimlik krank mili açısal hızının krank mili açısına bağlı değişimi.	73
Şekil 4.12 Sürtünmelerin dahil ve ihmal edildiği durumlar için krank mili açısal hızının zamana bağlı değişimi.	74



ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 3.1	Temel motor parametreleri ve sürtünme katsayıları	54
Çizelge 3.2	Tek serbestlik dereceli sistemin özellikleri ve başlangıç değerleri.....	57



RESİMLER DİZİNİ

Sayfa

Resim 3.1 Silindir içi basınç ölçüm düzeneği.....	45
----------------------------------------------------------	----



1. GİRİŞ

Titreşim ve gürültü sürüş konforu ve güvenliğini etkileyen en önemli faktörlerden birisidir. Titreşim taşıtlarda malzeme yorgunlukları, sürtünme, ısı üretimi gibi çeşitli fiziksel etkilerin tetiklenmesi ile taşıtta bazı parçaların kırılması, perçinli ya da vidalı parçaların çözülmesi, yağ sızdırmazlık elemanlarının bozulması gibi çeşitli arızalanmalara neden olabilir. Titreşim ve gürültünün diğer bir zararlı etkisi ise insan sağlığı üzerinedir (Karabulut ve Ersoy 2012). Frekans aralığı yüksek olan titreşimlere maruz kalmak, bireylerde dikkat dağınıklığı, yorgunluk, konsantrasyon bozukluğu, sırt ağrısı gibi sorunlara sebep olmaktadır. Bu sorunlar ile karşılaşan sürücülerin kaza yapma olasılığı da artmaktadır (Zhang ve Wenping 2016).

Günümüzde taşıt üreticileri pazarda tutunabilmek adına müşterilerin taleplerini karşılayabilmek ve memnun edebilmek için yüksek güç, düşük yakıt tüketimi ve aynı zamanda düşük emisyon değerlerine sahip motorlar üretmeyi amaçlamaktadırlar (Solmaz 2014). Dolayısıyla motorlarda sürekli olarak revizyon ve iyileştirme çabası ortaya çıkmaktadır. Bu iyileştirmelerin yanı sıra tüketicilerin daha konforlu taşıt beklentisi üreticileri taşıt titreşimlerinin ve gürültülerin azaltılması ile taşıtın diğer kısımlarına etkisinin minimize edilmesi arayışına sokmuştur. İçten yanmalı motorlarda titreşim tamamen giderilmemekle beraber, Ar-Ge aşamasında alınacak önlemlerle azaltılması mümkündür (Öztürk 2011, Solmaz 2014).

Taşıtlarda en temel titreşim kaynaklarından birisi motordur. İçten yanmalı motorlarda meydana gelen titreşimlerin sebepleri ise; silindirde yanma sonucu periyodik olarak değişen gaz basınçlarının krank ve biyelde yarattığı deformasyonlar, silindirler arası basınç farklılıkları, değişken sürtünme kuvvetleri, piston pimi eksenel kaçıklığı, krank ana yatak ve muyluların eksenel kaçıklığı, subap ayar mekanizmasındaki geçici rejim etkileşimleri ve hareketli parçaların kütle atalet momentlerinden meydana gelmektedir (İpçi ve Karabulut 2016). Atalet kuvveti değişimleri ise yanma ve çalışma sırasındaki silindir içinde oluşan sıkıştırma farklılıklarından meydana gelmektedir. Yanma karakteristiği, yakıt içeriği ve motor devrine göre değişkenlik gösteren atalet momenti, içten yanmalı motorlarda balanslanmamış kuvvetleri ortaya çıkarmaktadır (Karabulut vd.

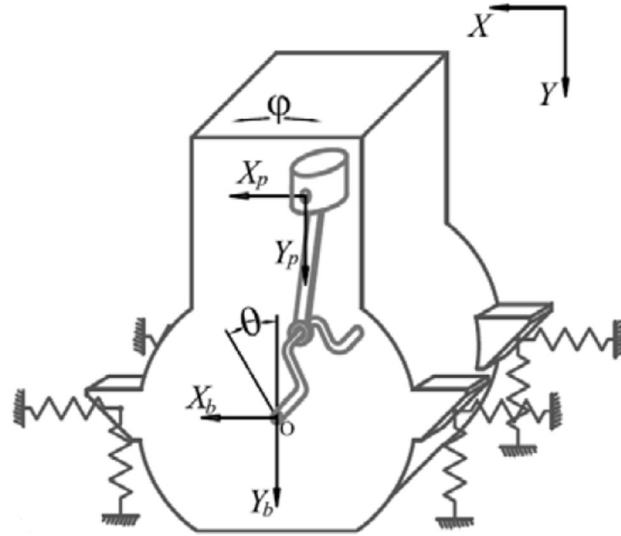
2017).

İçten yanmalı motorlarda titreşim, uzunlamasına ve burulma titreşimleri olarak iki ana unsurdan oluşur. Motorlar, pistonlu yapıları nedeniyle çalışma sırasında her zaman burulma titreşimine sahiptir. Krank mili çevrimi ile sıkıştırma zamanında piston üst ölü noktaya yaklaşmasından dolayı silindir içi basıncı artırır. Ateşleme ve yanma sonrasında ise alt ölü noktaya inerek silindir içi basıncı düşürür. Piston üzerinde oluşan bu basınç teğetsel kuvveti oluşturur. Teğetsel kuvvet yanma zamanında krank milinin dönme hızını artırırken, sıkıştırma zamanında motorun açısal hızını arttırır. Krank milinde oluşan bu hız değişimleri hız dalgalanmalarına ve burulma titreşimlerine neden olur. Krank mili hız dalgalanmaları, motorun dengeli olup olmadığını gösteren önemli parametrelerden birisi olduğu kabul edilir. Nispeten daha yüksek bir krank mili hız dalgalanmasına sahip bir motorda, tork ve güçte biraz azalma görülebilir (Öztürk ve Karabulut 2012).

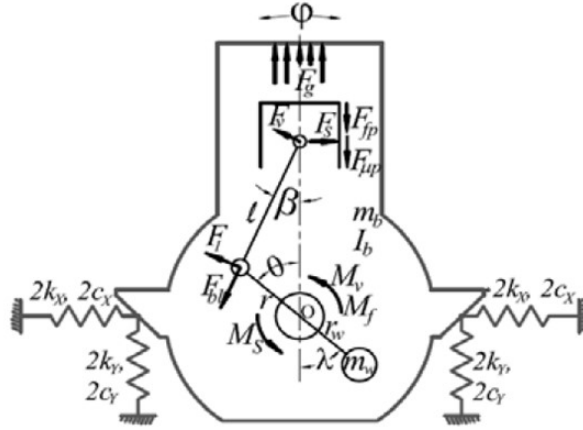
Bu çalışmada tek silindirli dört zamanlı bir motorun dinamik modeli oluşturularak krank mili hız dalgalanmaları simülasyonu ve validasyonu gerçekleştirilmiştir. Matematiksel model, silindir içi gaz basınç kuvvetleri, hidrodinamik ve kuru sürtünme kuvvetlerini, hareketli parçaların kütle atalet momentlerini, marş momentini ve harici yük momentini içermektedir. Analizde tek silindirli bir dizel motordan alınan basınç verileri kullanılmıştır. Matematiksel modelin çözümünde Taylor seri metodu kullanılmış ve MATLAB programlama dilinde bir simülasyon programı hazırlanmıştır. Oluşturulan simülasyon programından elde edilen sonuçlar ile tek silindirli bir dizel motordan elde edilen deneysel veriler karşılaştırılmıştır. Deneysel veriler ile sayısal çözümün birbirine oldukça benzer oldukları görülmüştür. Ayrıca geliştirilen simülasyon programında farklı motor hızlarının, biyel kütle atalet momentinin, dönel parçaların kütle atalet momentlerinin, sürtünmelerin, farklı indike ortalama efektif basınçlarının ve piston kütesinin krank mili hız dalgalanmalarına etkileri incelenmiştir.

2. LİTERATÜR BİLGİLERİ

Öztürk ve Karabulut (2012), dört zamanlı tek silindirli bir dizel motorunun piston, biyel, krank mekanizması ve motor bloğunun dinamik modelini oluşturarak krank mili açısız hız değışimlerini ve motor bloğunun titreşimlerini incelemiştir. Dinamik model dört serbestlik derecesine sahip olup krank milinin dairesel hareketini, motor bloğunun düşey ve yatay doğrultulardaki doğrusal hareketini ve motor bloğunun krank mili etrafındaki açısız hareketini kapsamaktadır. Analizlerde dört farklı motor yükünde gaz basınç profilleri kullanmışlardır. Deneyler sonucunda krank milinin açısız hızındaki değışimlerin motor yüküyle arttığını gözlemlemiştir. Gaz kuvvetlerinin motor bloğunun krank mili eksenini etrafındaki dairesel hareketine etki ettiğini belirlemiştir. Pistonun düşey doğrultuda kütle atalet momentinden kaynaklanan titreşimlerin azaltılması için kullanılan ağırlıkların yatay doğrultuda titreşimleri arttırdığını gözlemlemiştir.



Şekil 2.1 Modelin koordinatları ve fiziki mekanizması (Öztürk ve Karabulut 2012).

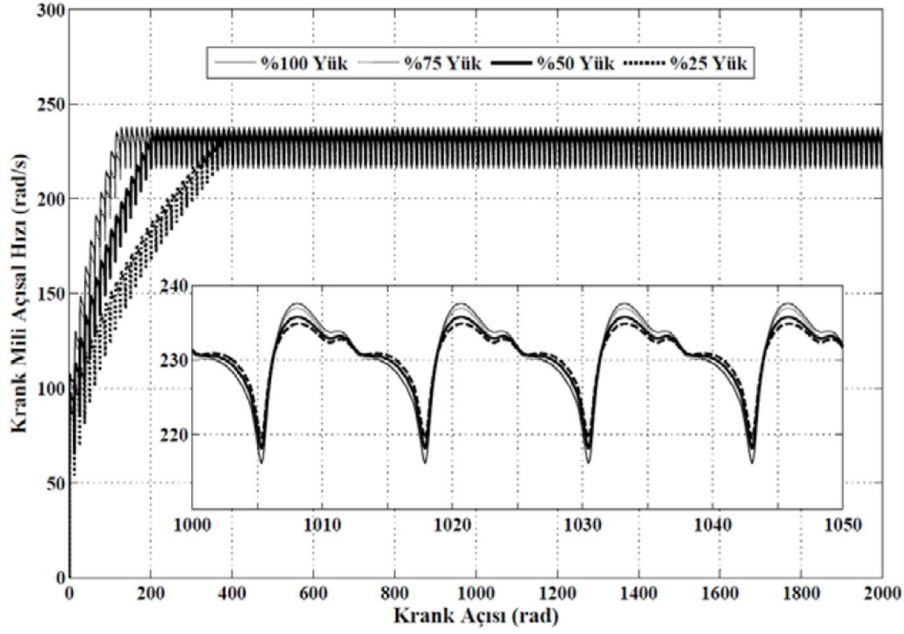


Şekil 2.2 Motor bloğuna etki eden atalet momentleri ve kuvvetler (Öztürk ve Karabulut 2012).

Şekil 2.1 ve Şekil 2.2’de piston, krank mili, motor bloğu ve biyel kolundan oluşan dinamik sistem, kullanılan semboller ve koordinatlar görülmektedir. Motor bloğunun simetrik olarak yerleştirilmiş dört takoz ile desteklendiğini kabul etmişlerdir. Koordinat merkezi krank merkezinin durağan şartlardaki yeri seçilmiş ve hareket denklemlerinin elde edilmesinde Newton yasasını kullanmışlardır. Yerçekimini dikkate almayarak, biyelin kütesini iki kısma ayırıp piston ve krank miline dağıtmışlardır. Krank milinin hareket denklemini,

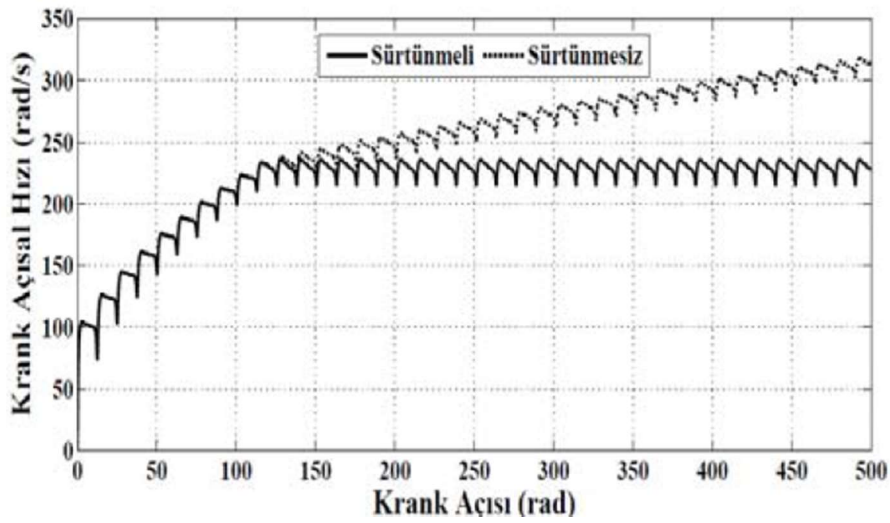
$$\ddot{\theta} = \frac{F_{bl}}{I_{cr}} r \cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta - \theta\right) - \frac{F_l}{I_{cr}} r \cos(\beta + \theta) - \frac{M_L}{I_{cr}} + \frac{M_S}{I_{cr}} - \frac{M_f}{I_{cr}} - \frac{M_v}{I_{cr}} - \ddot{\phi} \quad (2.1)$$

şeklinde türetmişlerdir. Denklem 2.1’de I_{cr} krank mili atalet kuvvetini, F_l biyelin atalet kuvvetinin krank muylusu üzerindeki bileşenini, F_{bl} biyel kuvvetini, M_L harici yük momentini, M_f krank mili yataklarında oluşan toplam sürtünme momentini, M_v biyel kol muylusunda meydana gelen sürtünme momentlerinin krank eksenine etrafında oluşturduğu momenti ifade etmektedir. Hareket denklemlerinin çözümünde Taylor serisine dayalı yaklaşma-düzeltilme metodunu kullanmışlardır. Verileri $0,36^\circ$ krank açısı aralıkları ile elde edip, Fourier serisi ile matematiksel ilişkiye dönüştürmüşlerdir. Deneylerde 230 rad/s ortalama motor hızında dört farklı yük için ortalama indike basınçları sırasıyla; 0,294, 0,478, 0,655 ve 0,837 Mpa olarak seçmişlerdir.



Şekil 2.3 Krank mili açısal hızının motor yükü ve krank mili açısına bağlı değişimi (Öztürk ve Karabulut 2012).

Şekil 2.3'te de görüldüğü gibi motor yükü arttıkça maksimum motor hızına ulaşma sürecinin kısaldığı ancak hız dalgalanmalarının arttığı görülmektedir. Şekil 2.3'te büyütülmüş kesitte de görüldüğü üzere farklı yüklerde motor yükünün krank mili açısal hız değişimlerini arttırdığını gözlemlemiştir.



Şekil 2.4 Sürtünme kuvvetlerinin dahil ve ihmal edildiği durumlar için krank mili açısal hızının krank mili açısına bağlı değişimi (Öztürk ve Karabulut 2012).

Şekil 2.4’de sürtünme kuvvetlerinin dahil ve ihmal edildiği durumlar için krank mili açısal hızının krank mili açısına bağlı değişimi görülmektedir. Motorun tam yükte 230 rad/s hıza ulaşması sağlandıktan sonra sürtünme kuvvetleri ihmal edilerek elde edilen hız değerleri ve sürtünme kuvvetlerinin dahil edildiği şartlarda elde edilen hız değerleri karşılaştırılmıştır. Ortalama çevrimlik hızın sürtünme kuvvetlerinin ihmal edildiği şartlarda sürekli arttığı ve bu durumun sürtünme kuvvetlerinin oluşturduğu sürtünme kayıplarının göz ardı edilmesinden kaynaklandığını belirtmişlerdir.

Öztürk ve Karabulut (2012), gaz basınç kuvvetlerinin motor bloğunun krank mili eksenindeki etrafındaki dönme hareketinde önemli bir etken olduğunu görmüşlerdir. Sürtünme kuvvetlerinin motor bloğunun öteleme hareketinde etkisinin olmadığı sadece dönme hareketinde bir miktar etken olduğunu gözlemlemişlerdir (Öztürk ve Karabulut 2012).

Karabulut vd. (2011), tek silindirli ve dört zamanlı bir motorun dinamik modellemesini yaparak, motorun yüklü ve yüksüz koşullarda sergilediği davranışlar, motor bloğu titreşimleri ve krank mili açısal hız değişimlerini incelemişlerdir. Dinamik model krank eksenine dik bir (x,y) düzleminde tanımlanmaktadır. Simülasyonda kullanılan gaz basınç profillerini tek silindirli bir dizel motorundan deneysel yöntem ile elde etmişlerdir.

Dinamik modelde koordinat merkezinin piston piminin hareket başlangıcındaki konumunu seçmiş ve motor bloğunun dönme hareketini dahil etmişlerdir. Pistonun x ve y doğrultularındaki hareket denklemleri;

$$m_P \frac{d^2x}{dt^2} = C_P \left(\frac{dx}{dt} - \frac{dx_c}{dt} - s \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt} \right) + F_s \cos \varphi - F_L \sin(\beta - \varphi) - (F_W - F_{CH} - F_u) \sin \varphi \quad (2.2)$$

$$m_P \frac{d^2y}{dt^2} = -C_P \left(\frac{dy}{dt} - \frac{dy_c}{dt} - s \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt} \right) + F_s \sin \varphi - F_L \cos(\beta - \varphi) + (F_W - F_{CH} - F_u) \cos \varphi \quad (2.3)$$

olarak tanımlamışlardır. İki denklemde de bulunan s ise;

$$s = R \cos \theta + \lambda \cos \beta \quad (2.4)$$

şeklinde belirtmişlerdir. Pistonun x doğrultusundaki hareket denklemlerinde eylemsizlik

ve viskoz sürtünme terimlerini yok varsayımlardır. Burada φ bloğun açısal hızını göstermek için silindir ekseninin başlangıçtaki silindir ekseni ile yaptığı saat ibresinin tersi yönündeki açığı, F_s pistonu etki eden yan yüzey kuvvetini, F_u piston ile silindir arasındaki kuru sürtünmeyi, m_p pistonun kütesini, C_p pistonun hidrodinamik sürtünme sabitini, F_L biyel kuvvetini, β biyelin silindir ekseni ile yaptığı açığı, F_{CH} karter basınç kuvvetini, F_W silindir içi gaz kuvvetini ifade etmektedir. Krank milinin dairesel hareket denklemini ise;

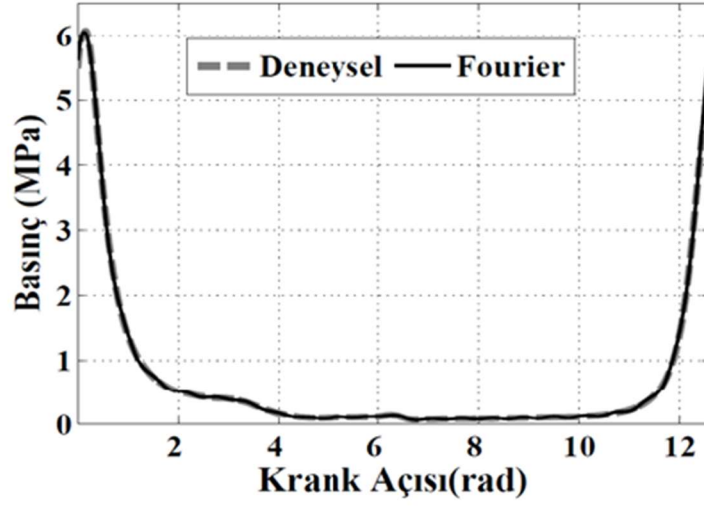
$$\frac{d^2\theta}{dt^2} = -\frac{d^2\varphi}{dt^2} + \left(\frac{R}{I_{CR}}\right) \cos\left[\frac{\pi}{2} - (\beta + \theta)\right] F_L - \frac{M_Q}{I_{CR}} + \frac{M_S}{I_{CR}} - \frac{M_\mu}{I_{CR}} - \left(\frac{R}{I_{CR}}\right) \cos(\beta + \theta) F_\beta \quad (2.5)$$

şeklinde tanımlamışlardır. Burada θ krank muylusunun silindir ekseni ile yaptığı açığı, I_{CR} krankın ve volanın toplam kütle atalet momentini, M_Q harici yükü, M_S marş momentini, M_μ ana muyluda oluşan hidrodinamik sürtünme momentini, F_β ise biyelin krank miline uyguladığı kuvveti ifade etmektedir.

Piston üzerinde oluşan silindir içi gaz basınç kuvvetleri krank milinde ani hızlanmalara neden olmaktadır (Solmaz 2014). Karabulut vd. hesaplarda kullanımını kolaylaştırmak amacıyla silindir içi gaz basıncı değerlerinin Fourier serisi ile;

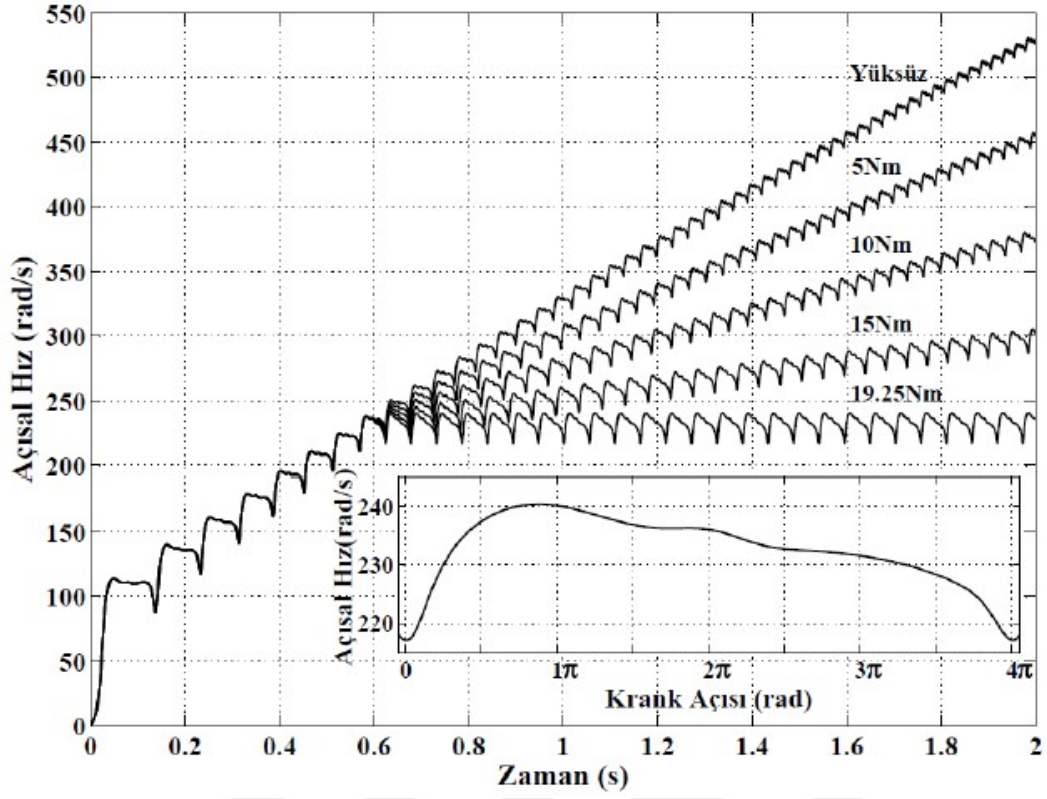
$$P(\theta) = \frac{A_0}{2} + \sum_{k=1}^n (A_k \cos k\theta + B_k \sin k\theta) \quad (2.6)$$

olarak hesaplamışlardır. Burada $P(\theta)$ krank açısına bağlı basıncı, A_k ve B_k ise Fourier katsayılarını ifade etmektedir. Şekil 2.5'te de görüldüğü gibi Fourier dönüşümü ve deneysel yolla elde ettikleri silindir içi gaz basıncının krank açısına bağlı olarak değişimini karşılaştırmışlardır.



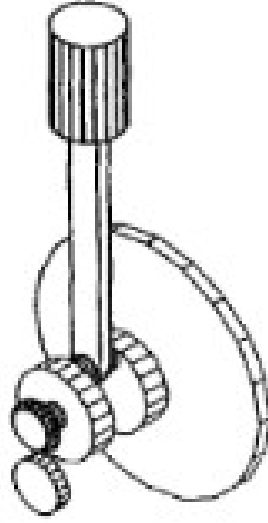
Şekil 2.5 Deneysel yol ile elde edilen basınç profillerinin fourier serisi ile karşılaştırılması (Karabulut vd. 2011).

Şekil 2.6'da krank mili açısal hızının motorun yüklü ve yüksüz olduğu durumlarda zamana bağlı olarak değişimi görülmektedir. Krank mili hızındaki çevrimlik dalgalanmaların yük ve hıza bağımlı olarak değiştiğini gözlemlemişlerdir. Motor hızı azaldıkça hız dalgalanmalarının arttığını, motor hızı arttıkça hız dalgalanmalarının azaldığını tespit etmişlerdir. Ayrıca motor yükü azaldıkça hız dalgalanmalarının azaldığını, motor yükünün arttıkça hız dalgalanmalarının arttığını gözlemlemişlerdir. Özellikle motora 19,25 Nm büyüklüğünde bir yük uygulandığında %12 büyüklüğünde bir çevrimlik hız dalgalanması oluştuğunu elde etmişlerdir (Karabulut vd. 2011).



Şekil 2.6 Krank mili hızının yüklü ve yüksüz durumlarda sergilediği değişim ve dalgalanmalar (Karabulut vd. 2011).

Boysal ve Rahnejat (1997), tek silindirli içten yanmalı bir motorda krank mili burulma titreşimlerini matematiksel bir model oluşturarak incelemiştir. Modelde, ana yataklar, biyel, piston, volan, subap ayar mekanizması ve motor takozları olmak üzere tüm bağlantı elemanlarını ele almışlardır. Aynı zamanda model motor bileşenlerinin yer değiştirme dinamiklerini, destek rulmanlarının titreşimlerini ve silindir içi hava-yakıt basınçlarının eş zamanlı çözümünü içermektedir.



Şekil 2.7 Tek silindirli motorun şematik görünümü (Boysal ve Rahnejat 1997).

Şekil 2.7’de dinamik modelini oluşturdukları motorun şematik görünümü görülmektedir. Denklem 2.7’de Wiebe fonksiyonu kullanarak yanmış yakıt kütle oranını hesaplamışlardır. Denklem 2.8’de ise Woschini bağıntısını kullanarak anlık ısı transferi katsayılarını hesaplamışlardır.

$$\frac{dQ}{d\tau} = h_c \cdot \frac{d(m\theta)}{dt} \quad (2.7)$$

$$\frac{dQ}{d\tau} = h_c \cdot A(T_g - T_w) \quad (2.8)$$

$$\frac{dP}{dt} = \frac{\gamma-1}{V} \cdot \frac{dQ}{d\tau} - \frac{\gamma}{V} P \frac{dV}{dt} - \frac{\gamma-1}{V} \cdot \frac{dQ}{d\tau} \quad (2.9)$$

Anlık silindir içi basınçları hesaplariken Denklem 2.7 ve 2.8’i kullanarak termodinamiğin birinci yasasına göre Denklem 2.9’u türetmişlerdir. Burada V anlık silindir hacmini, γ politropik üssü, h_c yakıtın alt ısıl değerini, $m\theta$ yanmış yakıtın kütle oranını ve P ise silindir içi ani basıncı ifade etmektedir. Silindir duvarı ile piston arasındaki sürtünme kuvvetini ise,

$$F_f = 0,25 \cdot A_p \cdot f(\dot{\phi}_{cr}) \cdot \frac{\tan^{-1}(100 \cdot v_p)}{\frac{\pi}{2}} \quad (2.10)$$

eşitliği ile hesaplamışlardır. Hareket denklemlerini Lagrange metodu kullanarak elde etmişlerdir. Analizlerde kullandıkları basınç profillerini ise termodinamiğin birinci yasasından elde etmişlerdir. Hareket denklemlerinin çözümünde Newton Raphson yöntemi kullanmışlardır. Krank milinin volan kısmında daha çok burulmaya maruz kaldığını ve bunun sebebinin volan tarafında daha çok atalet kuvvetlerinin etki ettiği sonucuna varmışlardır (Boysal ve Rahnejat 1997).

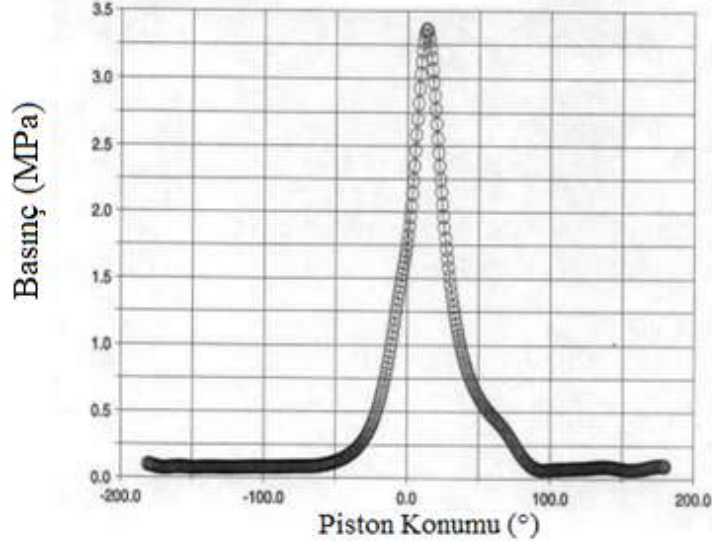
Kushwaha vd. (2002), 4 zamanlı, 4 silindirli bir dizel motorun parçalarının deformasyonunu içeren bir matematiksel model oluşturmuşlardır. Model piston, krank, volan, biyel ve marş motoru gibi atalet kuvvetleri oluşturan elamanları ve muylu yataklarında oluşan direnç kuvvetlerini içermektedir. Modele ayrıca ateşleme zamanı ve deneysel olarak ölçülen yanma zamanını da dahil etmişlerdir. Geliştirdikleri modelde krank mili sisteminin esneyebildiğini ve muylu yataklarının ince rulmanlar ile desteklendiğini kabul etmişlerdir. Hareket denklemlerini Lagrange metodu kullanarak ADAMS programında oluşturmuşlardır. Hareket denklemlerinin çözümünde Newton Raphson yöntemini kullanmışlardır. Kullandıkları Lagrange ifadesi,

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dK}{dq_f} \right) - \frac{dK}{dq_j} - F_{q_j} + \sum_{k=1}^n \lambda_k \frac{dC_k}{dq_j} = 0 \quad (2.11)$$

şeklinindedir. Burada F_{q_j} genelleştirilmiş Euler kuvvetini, K kinetik enerjiyi, C_k ise kısıtlama fonksiyonunu ifade etmektedir. Modelin çözümünde kullandıkları yanma kuvvetini önceden deneysel olarak ölçtükleri silindir içi gaz basınç kuvvetinden hesaplamışlardır.

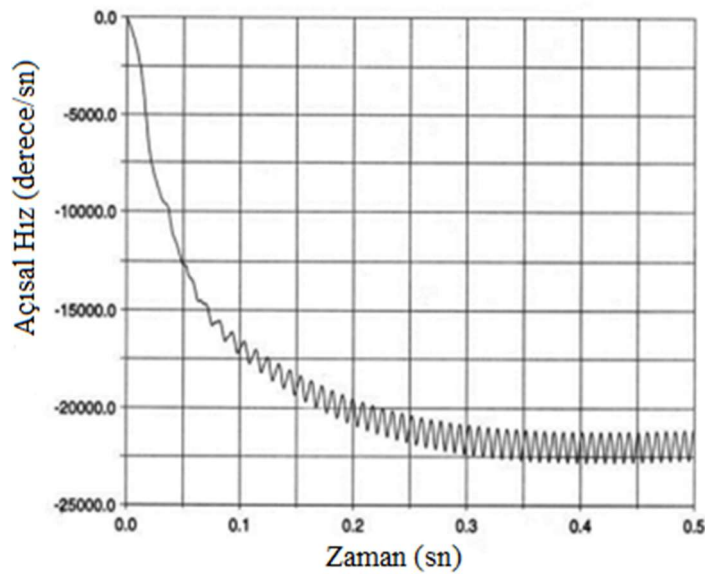
Şekil 2.8’de ölçtükleri silindir içi gaz basıncı görülmektedir. Silindir içi gaz basıncını pistonun ÜÖN’yu geçtikten 13° krank açısında 3,35 MPa olarak ölçümlenmişlerdir. Krank milinin gerçek ortalama açısal hızını 3660 rpm olarak belirlemişler ve 127 rpm’lik bir

genlik salınımı olduğunu gözlemlemişlerdir. Bu salınımların motor parçalarının çeşitli harmonik salınımlarından kaynaklandığını belirtmişlerdir.



Şekil 2.8 Ölçülen silindir içi gaz basıncı (Kushawa vd. 2002).

Şekil 2.9'da görülebileceği gibi krank mili açısal hızının 0,4 saniyeden sonra sabit bir salınım gösterdiğini gözlemlemişlerdir. İlk 0,1 saniyenin yanma işlemi başlamadan önce marş motoru torku tarafından başlatılan krank milinin açısal hareketine karşılık geldiğini belirtmişlerdir (Kushawa vd. 2002).



Şekil 2.9 Krank mili hız dalgalanmaları (Kushawa vd. 2002).

Giakoumis vd. (2008), turbaşarjlı 6 silindirli bir dizel motorun sürekli ve geçici durumlarda krank mili burulma deformasyonlarını incelemek için bir model oluşturmuşlardır. Motorda kullanılan yakıtı alt ısı değerini 42500 kJ/kg olan dodekan ($C_{12}H_{26}$) olarak seçmişlerdir. Özgül ısı ve iç enerji için polinomial bağıntılar kullanmışlardır. Hareket denklemini önceki çalışmalarda olduğu gibi Lagrange metodu kullanarak oluşturmuşlardır. Denklemlerde pistonun yer değiştirmesini, piston hızını ve piston ivmesini üst ölü noktaya göre;

$$x(\varphi) = r(1 - \cos \varphi) + L_{rod}(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}) \quad (2.12)$$

$$u_{pist}(\varphi) = \omega \cdot r \sin \varphi \left(1 + \frac{\lambda \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \right) \quad (2.13)$$

$$b(\varphi) = \omega^2 r \left(\cos \varphi + \lambda \frac{\cos 2\varphi + \lambda^2 \sin^4 \varphi}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)^{3/2}} + \frac{1}{\omega^2} \varepsilon \frac{u_{pist}}{r\omega} \right) \quad (2.14)$$

olarak tanımlamışlardır. Denklemlerde r krank yarıçapını, L_{rod} biyel uzunluğunu, φ krank açısını, λ krank yarıçapının biyel uzunluğuna oranını ve ε ise pistonun lineer ivmesi $\frac{d\omega}{dt}$ yi ifade etmektedir. İçten yanmalı motorların dinamik modellenmesinde literatürde genellikle biri piston diğeri ise krank muylusu olmak üzere iki parça olarak kabul edilmiştir. Bu yaklaşım çoğunlukla hatalara yol açtığından dolayı Giakoumis vd. (2008) sert gövde dinamiğine dayalı olarak biyel kolu için yeni bir model oluşturmuşlardır. Koordinat merkezini üst ölü nokta olarak kabul ederek biyelin merkez eksenle yaptığı açığı,

$$L \sin \beta = r \sin \varphi \Rightarrow L \frac{d\beta}{dt} \cos \beta = r \frac{d\varphi}{dt} \cos \varphi \quad (2.15)$$

şeklinde ifade etmişlerdir. Burada β biyel kolunun merkez eksenle yaptığı açığı ifade etmektedir. Bu denkleme göre modelde biyelin açısal hızı ve ivmesini sırasıyla,

$$\omega_{rod} = \lambda \omega \frac{\cos \varphi}{\cos \beta} = \lambda \omega \frac{\cos \varphi}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)^{1/2}} \quad (2.16)$$

$$\frac{d\omega_{rod}}{dt} = \varepsilon_{rod} = \lambda\omega^2 \sin \varphi \frac{\lambda^2 - 1}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)^{3/2}} + \lambda\varepsilon \frac{\cos \varphi}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)^{1/2}} \quad (2.17)$$

olarak ifade etmişlerdir. Krank milinin elastik bir yapıya sahip olduğunu düşünüp krank mili moment dengesini ise;

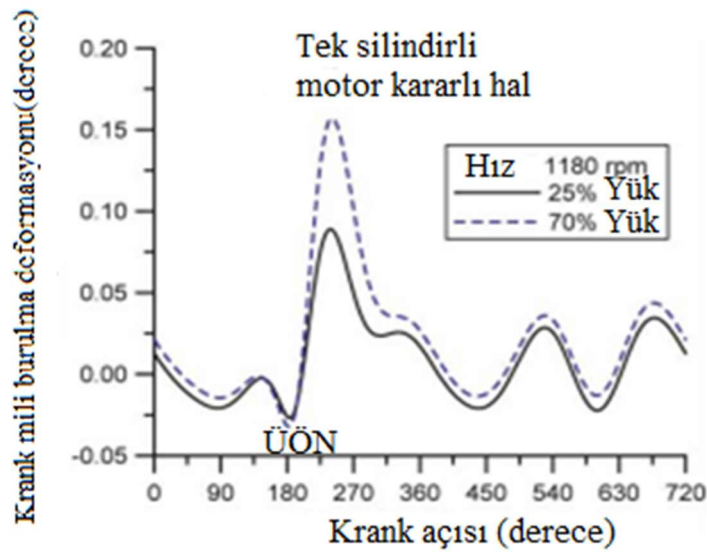
$$T_e(\varphi) - T_{fr}(\varphi) - T_S - T_D = \frac{d\omega}{dt} (G_e + G_{fl} + G_{coupl}) \quad (2.18)$$

denklemleri ile ifade etmişlerdir. Burada G_e , motor, G_{fl} , volan ve G_{coupl} elastik bağlantı momentlerini ifade etmektedir. T_e gaz kuvveti, eylemsizlik kuvveti ve yerçekimi kuvvetinin oluşturduğu indike motor momentidir. T_{fr} sürtünme kuvvetini, T_S ve T_D ise sırasıyla krank milinin sertlik ve sönümlenme momentlerini ifade etmektedir (Giakoumis vd. 2008).

Giakoumis vd. (2008), türettikleri hareket denklemleri ile yanma modelini,

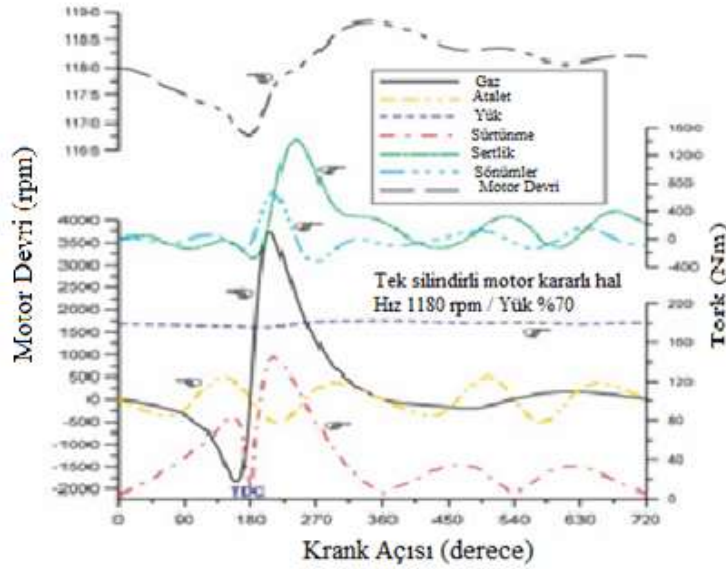
$$T_e(\varphi) = \left[\left(\rho_g(\varphi) \cdot A_{pist} \cdot \frac{u_{pist}(\varphi)}{r\omega} \right) + F_{Tin(\varphi)} + \left(m_1 g \frac{u_{pist}(\varphi)}{r\omega} + m_r g \sin \varphi \right) \right] \cdot r \quad (2.19)$$

şeklinde ifade etmişlerdir.



Şekil 2.10 Tek silindirli bir motorda sürekli rejimde krank mili burulma miktarı (Giakoumis vd. 2008).

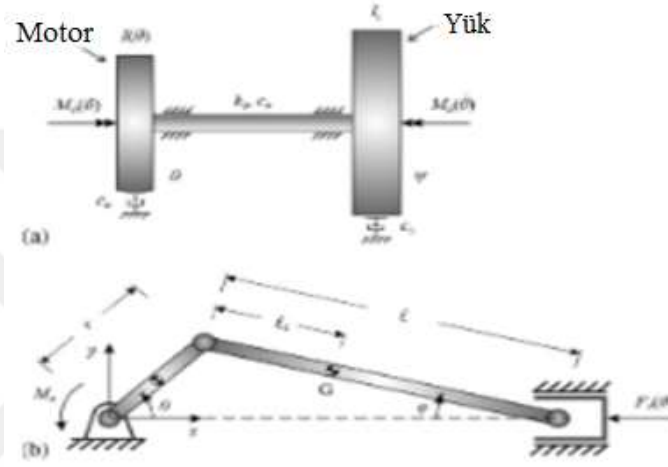
Geliştirdikleri modeli tek silindirli bir motor için çalıştırarak krank mili burulma miktarının daha iyi anlaşılmasını amaçlamışlardır. Şekil 2.10'da krank açısına göre bir çevrimde meydana gelen 1180 rpm motor devrinde %25 ve %70 yükte krank mili burulma miktarları görülmektedir. Yük arttıkça burulma miktarının arttığını gözlemlemişlerdir (Giakoumis vd. 2008).



Şekil 2.11 Sürekli rejimde tek silindirli bir motorda çeşitli tork değerlerinin ve motor hızının değişimleri (Giakoumis vd. 2008).

Şekil 2.11'de kararlı halde 1180 rpm motor devri ve %70 motor yükünde krank açısına göre motor torku ve motor devrindeki dalgalanmalar görülmektedir. Sıkıştırma zamanında (0° - 180°) silindir içi gaz basıncından kaynaklanan tork eksikliği motor devrinin düşmesine ve Şekil 2.10'da görüldüğü gibi krank milinde negatif bir burulmaya yol açar. Yanma işleminin başlaması ile motorda gaz basıncından meydana gelen ani tork artışı krank milinde hız artışına ve pozitif yönde burulmaya neden olmaktadır. Giakoumis vd. (2008), %70 motor yükünde sıkıştırma zamanında gaz basıncından kaynaklanan negatif etkiden dolayı krank milinde $-0,03^{\circ}$ ve genişleme zamanında yanma etkisinden kaynaklanan gaz basıncı momentinin etkisiyle en fazla $0,16^{\circ}$ burulma meydana geldiğini gözlemlemişlerdir. Ayrıca motor devrinin artması ile krank milinde meydana gelen burulma miktarının arttığını gözlemlemişlerdir (Giakoumis vd. 2008).

Metallidis ve Natsiavas (2003), tek silindirli ve çok silindirli motorlarda krank mili burulma titreşimlerini incelemek için bir dinamik model oluşturmuşlardır. Modelde krank mili atalet momentini ve sürtünme kuvvetlerini yüklü ve yüksüz durumlar için ele almışlardır. Modelde motoru ve yükleri ayrı ayrı iki parça halinde düşünmüşlerdir. Geliştirdikleri modeli tek silindirli bir motor için çalıştırarak krank mili burulma miktarının daha iyi anlaşılacağını amaçlamışlardır.



Şekil 2.12 a) Tek silindirli motorun şematik görünümü b) Krank biyel mekanizmasının parçaları (Metallidis ve Natsiavas 2003).

Şekil 2.12’de tek silindirli bir motorun şematik görünümü ve krank-biyel mekanizmasının parçaları görülmektedir. Metallidis ve Natsiavas hareket denklemlerinin türetilmesinde önceki çalışmalarda olduğu gibi Lagrange metodunu kullanmışlardır. Buna göre krank-biyel mekanizmasının toplam kinetik enerjisini,

$$T_E = \frac{1}{2}(I_c + m_1 r^2)\dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}I_2\dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2}(m_2 + m_p)\dot{x}_p^2 \quad (2.20)$$

denklemleri ile tanımlamışlardır. Burada I_c krank mili kütle atalet momentini, I_2 ise biyel kolunun piston pimi etrafındaki kütle atalet momentini ifade etmektedir. Metallidis ve Natsiavas (2003), dinamik modeli daha az karmaşık hale getirmek için biyelin kütlesini m_1 ve m_2 olarak iki parça halinde düşünerek sırasıyla kol muylusuna ve pistonu dahil etmişlerdir. Buna göre piston yer değiştirmesini ve piston hızını sırasıyla,

$$x_p(\theta) = R \cos \theta + \ell \cos \varphi \quad (2.21)$$

$$\dot{x}_p = -r \sin \theta [1 + \kappa(\theta)] \dot{\theta} \quad (2.22)$$

denklemleri ile ifade etmişlerdir. Krank mili ile harici momentler arasındaki ilişkiyi ise,

$$I_E(\theta)\ddot{\theta} + \frac{1}{2}I'_E(\theta)\dot{\theta}^2 + C\dot{\theta} = M_D(\theta) - M_L \quad (2.23)$$

denklemleri ile ifade etmişlerdir. Burada I_E ve I'_E sırasıyla krank-biyel mekanizmasının kütle atalet momentini ve bu momentin krank mili açısına göre değişimini göstermektedir. M_D silindir içi gaz basınç kuvvetlerinin krank milinde oluşturduğu döndürme momentini, M_L ise motor çıkışında meydana gelen harici yük momentini ifade etmektedir. Motor parçalarının rijit bir şekilde olduğunu düşünerek tek silindirli motor için türettikleri hareket denklemini çok silindirli motor için dönüştürülmüş halini,

$$\begin{aligned} \left[I_V + \sum_{n=1}^4 I_E(\theta - \gamma_n) + I_L \right] \ddot{\theta} + \frac{1}{2} \sum_{n=1}^4 I'_E(\theta - \gamma_n) \dot{\theta}^2 + (c + 4c_d)\dot{\theta} \\ = \sum_{n=1}^4 M_D(\theta - \beta_n) - M_R \end{aligned} \quad (2.24)$$

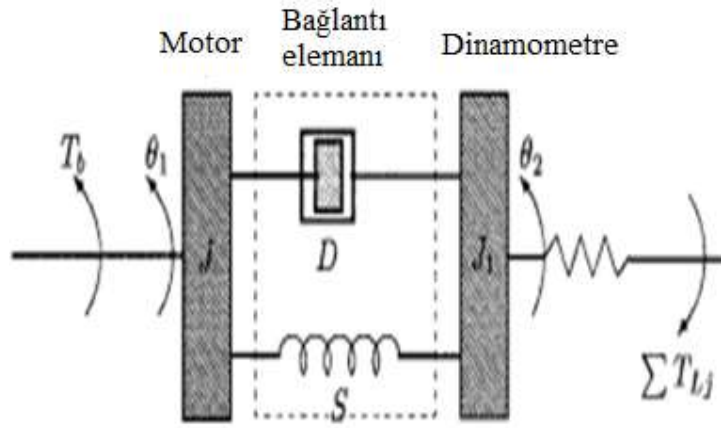
denklemleri ile tanımlamışlardır. Bu eşitlikte I_V subap mekanizması kütle atalet momentini, γ_n birinci silindir ile diğer silindirler arasındaki açısal faz farkını, β_n ise silindirler arasındaki ateşleme faz farkını ifade etmektedir. Silindir içi gaz basıncı motor silindirlerinin her birinde gaz karışımlarından meydana gelen kuvvetten kaynaklanır ve bu da her pistonun kesit alanı boyunca oluşan gaz basıncına eşittir. Genel olarak bu basıncın bulunması eş zamanlı termodinamik ve dinamik yasalarının uygulanmasıyla sonuçlanan birleşik denklemlerin çözümünü içermektedir (Solmaz 2014). Metallidis ve Natsiavas (2003), sıkıştırma ve genişleme zamanlarında silindir içi gaz basıncının bulunmasında politropik yasasını kullanmışlar ve bu süreci;

$$\rho V^k = \text{sabit} \quad (2.25)$$

denklemleri ile ifade etmişlerdir. Bu eşitlikte ρ silindir içi gaz basıncını, V silindir hacmini ve k ise politropik üssü ifade etmektedir. Sıkıştırma ve genişleme sürecinde politropik üssü (k) 1,3 olarak kabul etmişlerdir. Ayrıca emme ve egzoz sürecini izobarik olarak varsayımlarıdır. Basınç artış oranını ise ortalama efektif basınçtan belirlemişlerdir.

Denklemlerin çözümünde lineer olmayan denklemleri pertürbasyon yöntemi kullanarak lineer hale getirmişlerdir. Çözümlerde kütle atalet momentinin krank mili hız dalgalanmalarında önemli bir etki yarattığını gözlemlemişlerdir (Metallidis ve Natsiavas 2003).

Zweiri vd. (2001), tek silindirli bir dizel motor için lineer olmayan bir dinamik model geliştirmişlerdir. Model, yakıt ve motor devri arasındaki dinamik davranışı açıklayarak doğrusal olmayan motor ve dinamometre dinamiğini, anlık sürtünmeleri ve motor termodinamiğini içermektedir. Modelde viskozite değişimlerini de ele alarak her bir krank açısında ateşleme, hız dalgalanmaları, yakıt beslemesi ve hava ile yakıt yanma hızının doğru krank açıları tahmin edilmektedir. Hareket denklemlerinin türetilmesinde Lagrange metodu kullanmışlardır.



Şekil 2.13 Motor ve dinamometre bağlantısının şematik görünümü (Zweiri vd. 2001).

Şekil 2.13'te motor ve dinamometrenin şematik görünümü görülmektedir. Burada θ_1 krank milinin açısal pozisyonunu θ_2 ise dinamometrenin açısal pozisyonunu ifade etmektedir. Krank mili ve dinamometrenin açısal hızları cinsinden bu iki açısal

pozisyonun arasındaki ilişkiyi;

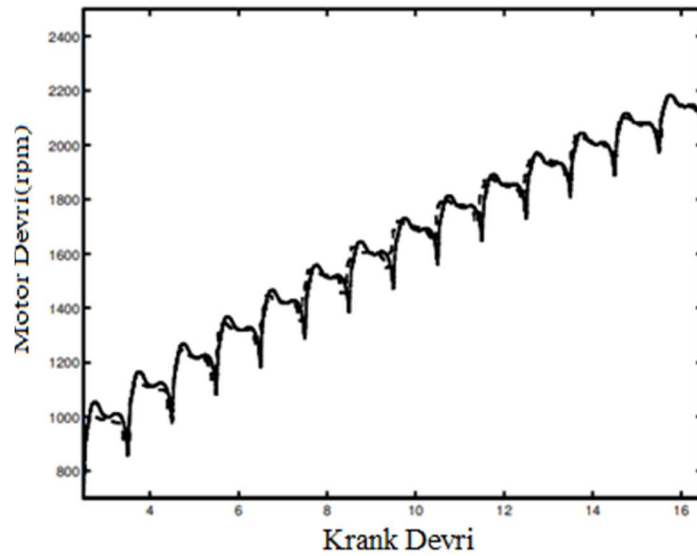
$$\int_0^{\theta_2} d\theta_2 = \int_0^{\theta_1} \frac{\omega_2(\theta_1)}{\omega_1(\theta_1)} d\theta_1 \Rightarrow \theta_2 = \int_0^{\theta_1} \frac{\omega_2(\theta_1)}{\omega_1(\theta_1)} d\theta_1 \quad (2.26)$$

eşitliği ile ifade etmişlerdir. Zweiri vd. (2003), silindir içerisindeki sıcaklık değişimini termodinamiğin 1. kanunu ve ideal gaz denklemlerinden elde edilen,

$$T' = \frac{(\sum_j Q'_{htj} + \sum_{in} h_{0in} m'_{in} - \sum_{out} h_{0out} m'_{out} + m'_{bf} h_{for} - um')}{m} - \left(\frac{RT}{V}\right) V' - \left(\frac{du}{dF}\right) \dot{F} \quad (2.27)$$

eşitliğini kullanmışlardır. Bu eşitlikte Q_{ht} silindir duvarlarında oluşan ısı transferini, F yakıt eşdeğerlilik oranını, u özgül iç enerjiyi ve R gaz sabitini ifade etmektedir. Ayrıca eşitlikte m_{in} silindir içerisini giren, m_{out} silindirden çıkan, m_{bf} silindir içerisinde yanan ve m ise silindir içerisinde bulunan toplam kütleleri tanımlamaktadır.

Hareket denklemlerinin çözümünde Runge-Kutta nümerik çözüm metodunu tercih etmişlerdir. Modelden elde ettikleri verileri deneysel sonuçlar ile karşılaştırarak validasyon yapmışlardır.



Şekil 2.14 Krank mili devrine göre geçişi rejimde elde edilen motor torkunun deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması (Zweiri vd. 2001).

Şekil 2.14'te krank mili devrine göre geçici rejimde elde edilen motor torkunun deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması görülmektedir. Motor devrinin arttıkça deneysel sonuçlar ile modelden elde edilen verilerin birbirine daha yakın olduğunu belirlemişlerdir (Zweiri vd. 2001).

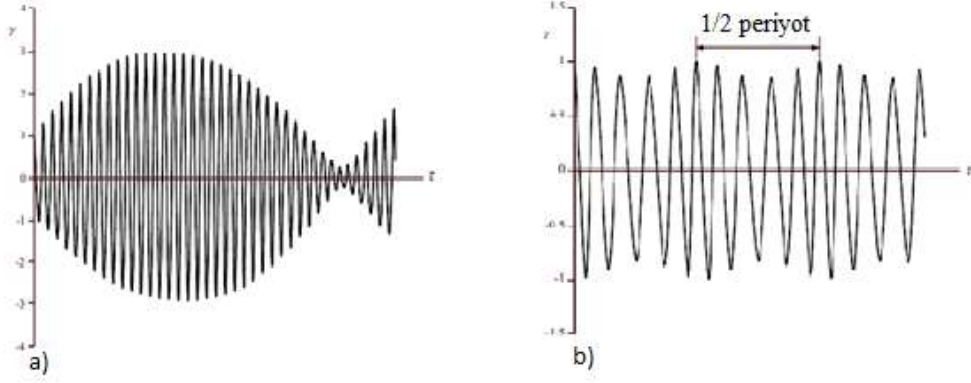
Pasricha ve Hashim (2006), geliştirdikleri matematiksel modelde krank mili burulma titreşimlerini incelemişlerdir. Doğrusal hareket eden motor parçalarının krank mili burulma titreşimlerine etkilerini gözlemlemişlerdir. Ağır bir volanın krank mili üzerine bağlanmasıyla gaz basınç kuvvetlerinin silindir etkilerinin ihmal edilebilir olduğunu varsamışlardır. Dinamik modeli oluştururken Lagrange metodunu kullanmışlardır. Modelde doğrusal hareketli parçaların atalet momentlerinin toplam atalet momentlerine oranını ε olarak tanımlamışlardır. Geliştirdikleri modelde kinetik enerjiyi,

$$T = \frac{1}{2} \dot{\theta} \left(I + \frac{1}{2} M a^2 - \frac{1}{2} M a^2 \cos 2\theta \right) + \frac{1}{2} I_A \omega^2 \quad (2.28)$$

denklemini ifade etmişlerdir. Hareket denklemlerini krank mili burulma titreşim genliği cinsinden;

$$(1 - \varepsilon \cos 2\tau) \gamma'' + (2\varepsilon \sin 2\tau) \gamma' + \left(\frac{1}{r^2} + 2\varepsilon \cos 2\tau \right) \gamma = -\varepsilon \sin 2\tau \quad (2.29)$$

denklemini tanımlamışlardır. Burada γ krank mili burulma titreşim genliğini, τ ise volanın açısal yer değiştirmesini ifade etmektedir. Doğrusal hareketli parçaların kütle atalet momentinin toplam kütle atalet momentine oranı olan ε , hareket denkleminde 0,34 ve 0,236 olacak şekilde seçilmiştir. Denklemleri Runge-Kutta-Merson metodu ile çözmüşlerdir.



Şekil 2.15 Krank mili burulma titreşim genlikleri ($\varepsilon=0,34$ için) a) $1/2$ frekansında b) $1/12$ frekans oranında (Pasricha ve Hashim 2006).

Şekil 2.15'te atalet oranının $0,34$ olduğu iki farklı frekansta krank mili burulma titreşimleri sonuçları görülmektedir. Burulma titreşimlerinin $0,2$ 'den az olduğu durumlarda krank mili burulma titreşimlerinin Şekil 2.15 b)'deki gibi durum sergilediğini gözlemlemişlerdir. Aynı atalet momenti oranında frekans değerleri değiştikçe krank mili burulma titreşimlerinde belirli değişiklikler olduğunu gözlemlemişlerdir. Atalet oranının artışı ile krank mili burulma titreşim genliğinin genişlediği sonucuna varmışlardır (Pasricha ve Hashim 2006).

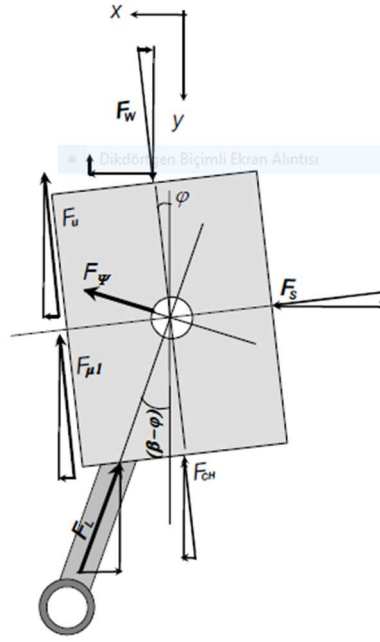
Östman ve Toivonen (2008), içten yanmalı motorlarda silindirler arası basınç farklılıklarının krank mili burulma titreşimlerine ve krank mili açısal hızına etkilerini incelemişlerdir. Motorlarda oluşan silindirler arası frekans farklılığını en aza indirerek burulma titreşimlerine etkilerini düşürmeyi amaçlamışlardır. Hareket denklemlerini oluştururken modele piston-biyel –krank mekanizmasının atalet kuvvetlerini, silindir içi gaz basıncını ve sürtünme kuvvetini dahil etmişlerdir. Deneysel yol ile elde ettikleri krank mili açısal hız farkını ve egzoz gazı sıcaklığını kullanarak yakıt püskürtme süresini ayarlamışlardır. 6 silindirli bir dizel motorda yaptıkları testlerde $\%10$ yük altında $3/2$ frekans değerinde $\%30$, $1/2$ ve 1 frekans değerlerinde $\%75$ 'e kadar krank mili burulma titreşimleri ve silindir bazlı sıcaklık sapmalarında azalma gözlemlemişlerdir. Aynı frekans değerlerinde $\%50$ yükte sırasıyla $\%20$, $\%85$, $\%50$ oranlarında azalma olduğu, $\%100$ yük altında ise sırasıyla $\%10$, $\%72$, $\%92$ oranlarında krank mili burulma titreşimleri ve silindir bazlı sıcaklık farklılıklarında azalma olduğunu gözlemlemişlerdir (Östman ve Toivonen 2008).

Karabulut ve Ersoy (2012), 4 zamanlı iki silindirli bir dizel motorda titreşimleri incelemek için bir matematiksel model geliştirmişlerdir. Geliştirdikleri modelde motor bloğunun dikey ve yatay doğrultularda öteleme titreşimlerini, krank mili merkezi etrafında motor bloğunun dönme titreşimini ve krank mili hız dalgalanmalarını incelemiştir. Geliştirdikleri model, silindir bloğu, piston, biyel ve krank milini içermektedir. Modelde titreşimleri belirlemek için takoz kuvvetlerini, silindir içi gaz basınç kuvvetini, harici yük, marş momenti, atalet momentlerini, hidrodinamik ve kuru sürtünmeleri dahil etmişlerdir. 1. piston için yatay ve düşey doğrultulardaki hareket denklemlerini sırasıyla;

$$m_p \ddot{x} = C_p [\dot{x} - \dot{x}_c - (R \cos \theta + \lambda \cos \beta) \cos \varphi \dot{\varphi}] + F_s \cos \varphi - F_L \sin(\beta - \varphi) - (F_W - F_{CH} - F_u) \sin \varphi + F_\psi \cos(\beta - \varphi) \quad (2.30)$$

$$m_p \ddot{y} = C_p [\dot{y} - \dot{y}_c - (R \cos \theta + \lambda \cos \beta) \sin \varphi \dot{\varphi}] + F_s \sin \varphi - F_L \cos(\beta - \varphi) + (F_W - F_{CH} - F_u) \cos \varphi - F_\psi \sin(\beta - \varphi) \quad (2.31)$$

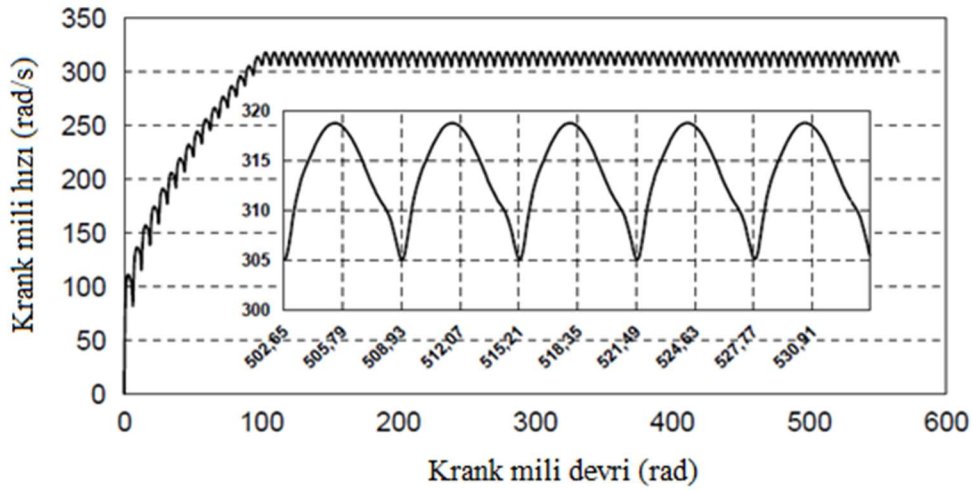
eşitlikleri ile tanımlamışlardır. Burada \ddot{x} pistonun yatay doğrultudaki ivmesini, m_p piston kütesini, C_p hidrodinamik sürtünme katsayısını, \ddot{y} pistonun düşey doğrultudaki ivmesini, F_W silindir içi gaz basınç kuvvetini, F_u piston yan yüzeyi ile silindir duvarı arasındaki kuru sürtünmeyi, F_{CH} karter gaz basınç kuvvetini, F_s silindir yan yüzey kuvvetini, F_L biyel tarafından pistonu uygulanan kuvveti ve F_ψ ise krank piminde oluşan sürtünme kuvvetini ifade etmektedir.



Şekil 2.16 Pistona etki eden kuvvetler (Karabulut ve Ersoy 2012).

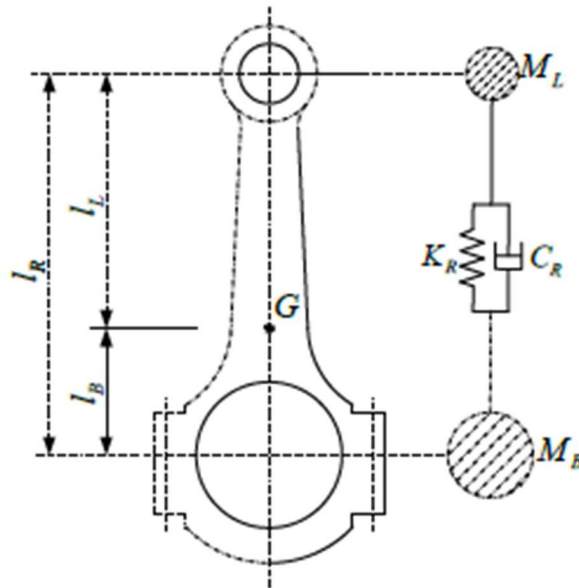
Şekil 2.16’da pistona etki eden kuvvetler görülmektedir. Hareket denklemlerinin çözümünde kuru sürtünme ve hidrodinamik sürtünme katsayılarını sırasıyla 0,05 ve 0,01 olarak literatürdeki benzer çalışmalardan almışlardır (Karabulut ve Ersoy 2012).

Şekil 2.17’de geliştirdikleri modelden elde edilen sabit ve geçici rejimde krank mili hız değişimleri görülmektedir. Modelde motoru 50 Nm’lik bir marş momenti ile 1 radyan döndürerek başlatmışlardır. Motoru krank mili ortalama hızı 314 rad/s’ye ulaşıncaya kadar yüksüz çalıştırarak bu değerden sonra 34,75 Nm’lik bir harici yük uygulamışlardır. Böylece krank mili hızını 314 rad/s veya 3000 rpm’de stabilize etmişlerdir. Şekil 2.17’de görüldüğü gibi motorun yüksüz çalıştığı durumda krank mili ortalama hızı yavaşlayan bir artış göstermektedir. Bu yavaşlamanın hız ile artan sürtünme kayıplarından meydana geldiğini gözlemlemişlerdir. Krank milinin 34,75 Nm harici yük altında sabit çalışma koşullarında %4 hız dalgalanması sergilediğini ve daha düşük hız değerlerinde ise daha yüksek hız dalgalanmaları meydana geldiğini gözlemlemişlerdir. Krank mili hız dalgalanmalarının azaltılmasında volanın kütle atalet kuvvetinin artırılması gerektiğini belirlemişlerdir. Ayrıca piston kütlesinin krank mili hız dalgalanmalarını çok az etkilediğini belirtmişlerdir (Karabulut ve Ersoy 2012).



Şekil 2.17 Krank mili hızı değişimleri (Karabulut ve Ersoy 2012).

Zhang vd. (2016), tek silindirli bir dizel motorun kinematik ve dinamik davranışlarını içeren bir model geliştirmişlerdir. Modele karşı ağırlıksız krank, biyel kolu ve pistonu dahil etmişlerdir. Biyel ve krank milini esnek, piston mekanizmasını ise rijit kabul etmişlerdir. Dinamik modeli yığılı parametre metodu ile modellemişlerdir. Bu durumda karmaşık modelleme problemlerinden kaçınmak için bileşen kütlelerini basitleştirme yoluna gitmişlerdir. Kütleleri basitleştirmeden önce bazı referans noktaları belirlemişler ve bunları piston, krank ve ana muylu yataklarının merkezi olarak seçmişlerdir.



Şekil.2.18 Biyelin yığılı kütle geometrisi (Zhang vd 2016).

Şekil 2.18’de biyelin yığılı kütle geometrisi görülmektedir. Burada G ağırlık merkezini, K_R ve C_R sırasıyla sertlik ve sönümleme katsayılarını belirtmektedir. Yığılı kütleleri;

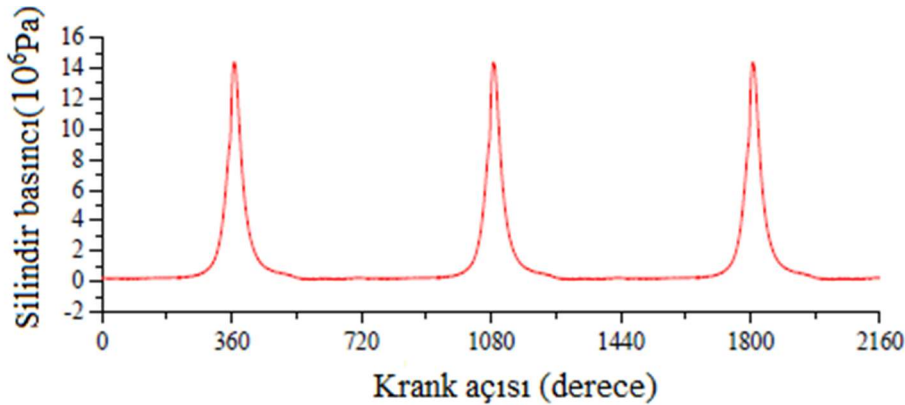
$$\begin{cases} M_L = M_R \frac{I_B}{I_{R0}} \\ M_B = M_R \frac{I_L}{I_{R0}} \end{cases} \quad (2.32)$$

eşitlikleri ile tanımlamışlardır. Burada I_{R0} yığılı kütleler arasındaki mesafeyi, I_B ve I_L ise yığılı kütlelerin ağırlık merkezine uzaklığını ifade etmektedir. Pistonun dikey yöndeki hareketini ise;

$$M_P \frac{d^2 y_P(t)}{dt^2} = F_R(t) \cos[\theta_P(t)] - f_G(t) \frac{\pi d_P^2}{4} \quad (2.33)$$

denklemleri ile tanımlamışlardır. Burada, f_G silindir içi gaz basıncını, $F_R(t)$ biyelde oluşan iç kuvveti, d_P ise piston çapını ifade etmektedir.

Zhang vd. (2016), geliştirdikleri modele krank milinin harici yüklerini ve diğer motor parçalarının dinamik özelliklerini dahil etmemişlerdir. Hareket denklemlerinin çözümünde sonlu farklar yöntemini kullanmışlardır.



Şekil 2.19 Silindir içi basıncın krank açısına göre değişimi (Zhang vd 2016).

Şekil 2.19’da silindir içi basıncın krank açısına göre değişimi görülmektedir. 2300 rpm’de silindir içi basıncı 14,4 Mpa olarak ölçümlenmiştir. Esnek gövde metodu ile hesaplanan bu çalışmayı geleneksel rijit gövde metodu ile karşılaştırmışlardır. Pistonda meydana

gelen hız dalgalanmalarının biyel ve krankta oluşan elastik titreşimler olduğunu gözlemlemişlerdir (Zhang vd 2016).

İpçi ve Karabulut (2016), matematiksel bir model oluşturarak dört zamanlı tek silindirli bir motorun termodinamik ve dinamik analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Geliştirdikleri model krank mili, biyel ve pistonun yanal, dikey ve açılma hareket denklemlerini içermektedir. Hareket denklemlerine silindir içi gaz kuvvetini, hidrodinamik ve kuru sürtünmeleri dahil etmişlerdir. Denklemleri türetirken Newton yasasını kullanmışlardır. Silindir içi gaz kuvvetini termodinamiğin 1. yasasını kullanarak ideal gaz denklemlerinden elde etmişlerdir. Hareket denklemlerini türetirken krank mili merkezini koordinat sistemi merkezi olarak seçmişlerdir. Hidrodinamik sürtünme, piston eteğinin yüke bağlı sürtünmesi, piston segmanlarının silindir yüzeyi ile yaptığı sürtünme ve silindir üzerine etkiyen gaz kuvvetini de dahil ederek biyelin düşey yönde hareket denklemini,

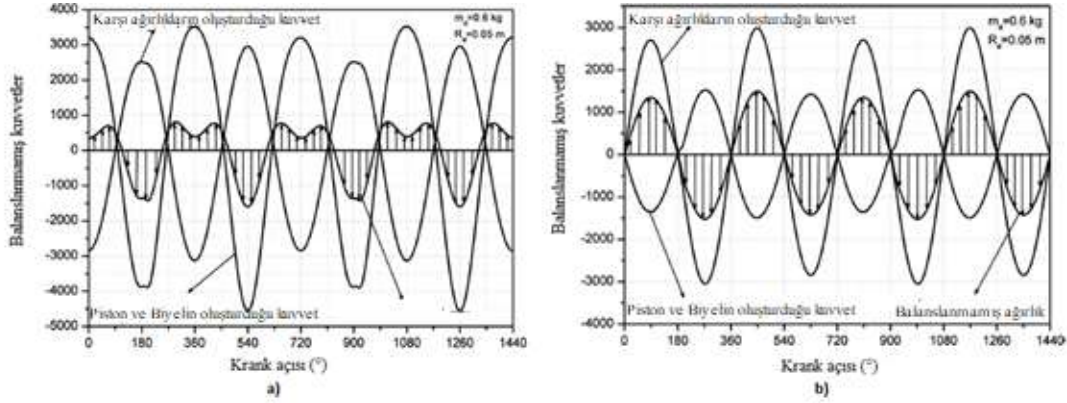
$$F_{by} = m_p \frac{d^2 y_p}{dt^2} + F_w - F_{ch} + C_p \dot{y}_p + [F_\infty + C_s |F_{bx}|] \text{sgn}(\dot{y}_p) \quad (2.34)$$

denklemini tanımlamışlardır. Burada m_p piston kütle, $\frac{d^2 y_p}{dt^2}$ pistonun düşey doğrultudaki ivmesini, F_w silindir içi gaz basınç kuvvetini, F_{ch} karter basınç kuvvetini, C_p hidrodinamik sürtünme katsayısını, \dot{y}_p pistonun düşey doğrultudaki hızını, $[F_\infty + C_s |F_{bx}|]$ piston segmanlarında ve piston eteklerinde oluşan kuru sürtünmeyi ifade etmektedir. Krank milinin dairesel hareket denklemini ise,

$$\frac{d^2 \theta}{dt^2} = \frac{M_s - M_q - F_{ky} R \sin \theta + F_{kx} R \cos \theta - C_{km} (\dot{\theta} - \dot{\psi}) - C_h \dot{\theta}}{I_{cr}} \quad (2.35)$$

denklemini tanımlamışlardır. Burada C_{km} ve C_h hidrodinamik sürtünme katsayılarını, M_s ve M_q marş momenti ve harici momentleri ve I_{cr} ise krank mili atalet momentini ifade etmektedir. Marş momenti değerini sabit olarak kabul etmişlerdir. Harici yüklerin ise volana bağımlı olduğunu ve eğer volanın pervane ya da fana bağlı olursa harici momentlerin sabit kabul edileceğini, mekanik güç aktarma organına bağlı olursa da

volanda meydana gelen hız dalgalanmalarını güç aktarma mekanizmasındaki parçaların absorbe edeceğini belirtmişlerdir. Ancak bu çalışmada harici momentleri sabit olarak kabul etmişlerdir.



Şekil 2.20 a) Balanslanmamış kuvvetlerin krank açısına göre dikey doğrultudaki kuvvetleri b) Balanslanmamış kuvvetlerin krank açısına göre yatay doğrultudaki kuvvetleri (İpci ve Karabulut 2016).

Şekil 2.20’de piston ve biyel kolundan kaynaklanan balanslanmamış kütlelerin yatay ve düşey kuvvetleri görülmektedir. Verileri 300 rad/s krank mili ortalama açısal hızında elde etmişlerdir. Sıkıştırma zamanı sonu ve genişleme zamanı başlangıcında piston ve biyel kolu kuvvetlerinin eğiminde Şekil 2.20’de de görüleceği gibi küçük hız dalgalanmaları meydana gelmektedir. Bu hız dalgalanmalarının hızla artmasının sebebini gaz basınç kuvvetleri olarak gözlemlemişlerdir (İpci ve Karabulut 2016).

Dinamik model ile ilgili bir başka çalışmada Perera vd. (2007), tek silindri bir motorun elastik deformasyonları ve tribolojik etkilerini analiz etmek için 136 serbestlik derecesine sahip bir model geliştirmişlerdir. Bu modelde muylu eksantrikliğini, piston ile silindir arasındaki sürtünme kuvvetlerini ve ana yataklarda oluşan sürtünmenin krank açısına bağlı değişimini incelemişlerdir. Analiz sonuçlarını deneysel sonuçlar ile karşılaştırmışlardır. Hareket denklemlerinin türetilmesinde Lagrange metodunu kullanmışlardır. Krank mili ana yataklarında meydana gelen sürtünme kuvvetini;

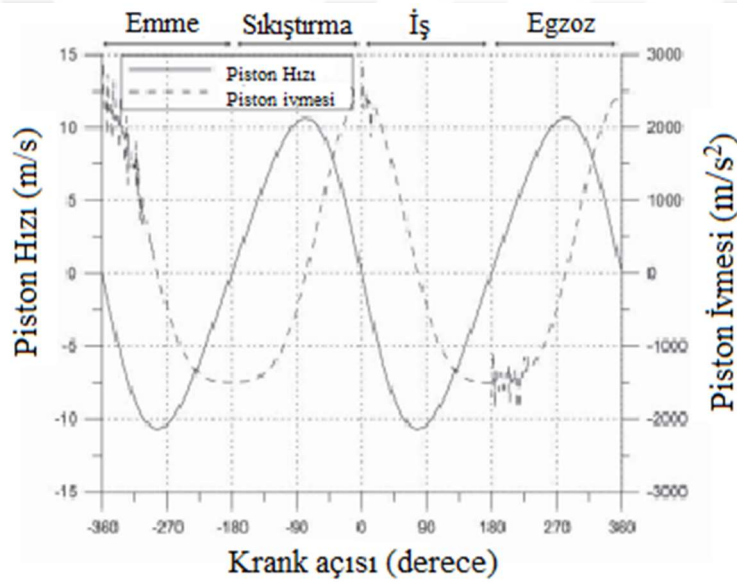
$$F = \frac{n\eta_0\omega R_f^2\ell}{c} \frac{1}{\sqrt{1-\varepsilon^2}} \quad (2.36)$$

denklemleri ile ifade etmişlerdir. Burada, η_0 dinamik viskoziteyi, ω krank mili açısal hızını, R_j muylu yarıçapını, ℓ yatak uzunluğunu, c yatak boşluğunu ve ε ise yatak eksantrikliğini ifade etmektedir.

Pistonun düşey yöndeki viskoz kuvvetini;

$$\tau = \pm \frac{h}{2} \frac{dP}{dx} + \eta_0 \frac{\Delta U}{h} \quad (2.37)$$

denklemleri ile tanımlanmışlardır.

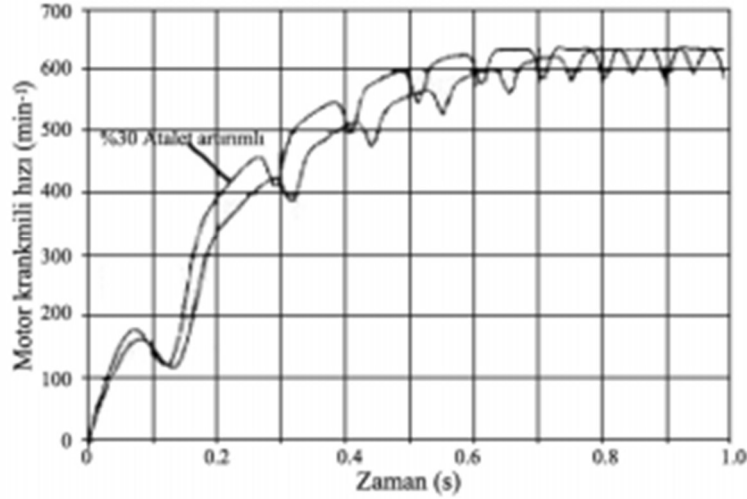


Şekil 2.21 Piston hızının ve piston ivmesinin krank açısına bağlı değişimi (Perera vd. 2007).

Şekil 2.21’de piston hızının ve piston ivmesinin krank mili açısına bağlı değişimi görülmektedir. Perera vd. (2007), ölü noktalarda bazı hız dalgalanmaları olduğunu gözlemlemişlerdir. Maksimum hız dalgalanmasının ÜÖN’da meydana geldiğini ve bunun sebebinin de yanma sonucunda pistonu etkileyen gaz kuvvetlerinden meydana geldiğini belirtmişlerdir (Perera vd. 2007).

Patil ve Ranade (1993), içten yanmalı motorlarda dönel hareketli parçaların krank mili açısal hızı üzerine etkisini incelemek amacıyla matematiksel bir model geliştirmişlerdir. Geliştirdikleri model, dönel hareketli parçaların atalet momentlerini, marş motorunu,

silindir içi gaz basınç kuvvetlerini ve sürtünme kuvvetlerini içermektedir. Marş motoru ile motorun ilk harekete geçirilmesi sırasında oluşan krank mili hız dalgalanmalarını deneysel sonuçlar ile karşılaştırmışlardır. Sıkıştırma işlemi başlangıcında krank mili açısal hızının düştüğünü gözlemlemişlerdir (Patil ve Ranade 1993).



Şekil 2.22 Dönel parçaların krank mili hızına etkisi (Patil ve Ranade 1993).

Ciulli vd. (1996), motor parçalarında meydana gelen sürtünmenin krank mili açısal hızına etkisini incelemek amacıyla üç farklı sürtünme modeli geliştirmişlerdir. Geliştirdikleri modeli deneysel veriler ile karşılaştırmışlardır. Ayrıca krank mili açısal hız verilerinin karşılaştırmasını yapmak amacıyla esnek bir kaplin ile birbirine bağlanmış dinamometre ve motorun dinamik modelini oluşturmuşlardır. Geliştirdikleri model silindir içi gaz basınç kuvvetlerini, atalet kuvvetlerini ve sürtünme kuvvetlerini içermektedir.

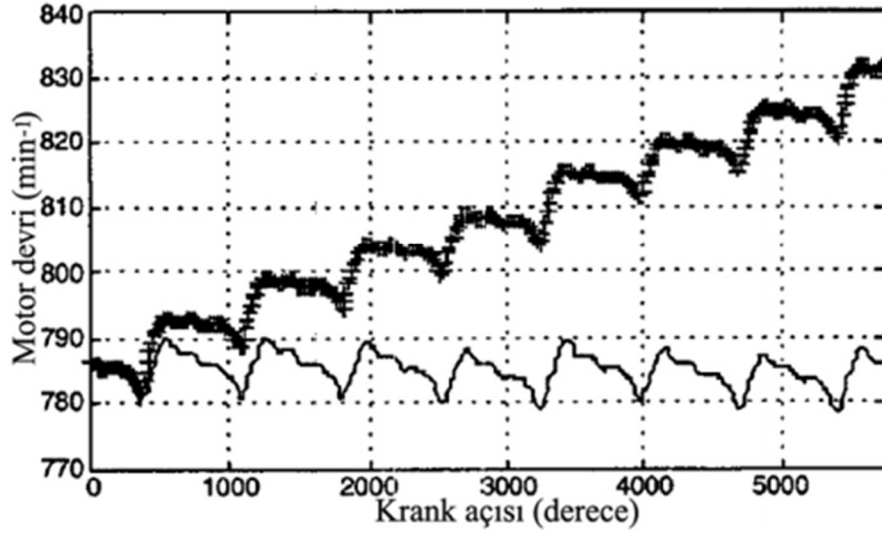
Piston ile silindir arasındaki sürtünmeyi, krank mili ana yataklarında oluşan sürtünmeyi ve diğer sürtünme kayıplarını sırasıyla,

$$T_{f1} = [\sum F_r + P_i \sum \bar{k}_r A_r + |P_i - P_0| A_p f_3(\theta_1)] f r |f_1(\theta_1)| \quad (2.38)$$

$$T_{f2} = c_5 \sqrt{\frac{|P_i - P_0| A_p^3 R_B}{\eta_2 \dot{\theta}_1 L_B}} |\cos \theta_1| \quad (2.39)$$

$$T_{f3} = c_6 \eta_3 R_{eq}^2 L_{eq} \dot{\theta}_1 \quad (2.40)$$

denklemleri ile tanımlamışlardır. Bu eşitliklerde R_B eşdeğer yatak çapını, L_B eşdeğer yatak uzunluğunu, R_{eq} toplam eşdeğer yatak çapını ve L_{eq} ise toplam eşdeğer yatak uzunluğunu ifade etmektedir.



Şekil 2.23 Sürtünme kuvvetinin krank mili açısal hızına etkisi (Ciulli vd. 1996).

Şekil 2.23'te deneysel olarak elde edilen ve sürtünmenin ihmal edildiği modelden elde edilen krank mili açısal hızının krank mili açısına bağlı değişimi görülmektedir. Sürtünmenin ihmal edildiği durumda motor hızının sürekli arttığı ve deneysel veriler ile uyuşmadığını gözlemlemişlerdir. Sürtünme kuvvetinin motor hızına önemli bir ölçüde etki ettiğini belirlemişlerdir (Ciulli vd. 1996).

İpçi ve Karabulut (2016), iki zamanlı bir içten yanmalı motorun dinamik ve termodinamik analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Yanma sürecinde çalışma akışkanına verilen ısının değişimini Gauss fonksiyonu kullanarak elde etmişlerdir. Dinamik ve termodinamik modeli Taylor serisi ile çözerek motor performans parametrelerinin motor hızı ve şarj basıncı ile değişimini incelemişlerdir. Krank mili merkezini genel koordinat merkezi seçerek hareket denklemlerinin türetilmesinde Newton metodu kullanmışlardır. Modele sürtünmeleri, silindir içi gaz basıncını ve kütle atalet momentlerini dahil

etmişlerdir. Hidrodinamik sürtünme, piston eteğinin silindir ile yaptığı kuru sürtünme, segman sürtünmesi ve pistonu etkileyen gaz kuvvetlerini de ele alarak biyel kuvvetini,

$$F_{by} = m_p \frac{d^2 y_p}{dt^2} + F_w - F_{ch} + C_p \dot{y}_p + F_\infty \operatorname{sgn}(\dot{y}_p) + C_s F_{bx} \operatorname{sgn}(\dot{y}_p) \quad (2.41)$$

olarak elde etmişlerdir. Burada F_∞ segman sürtünme kuvvetini, $C_s F_{bx}$ ise piston eteği kuru sürtünme kuvvetini ifade etmektedir. Biyelin kütesini ikiye ayırarak bir kısmını pistonu diğer kısmını ise krank miline eklemişlerdir. Krank mili açısal hareket denklemini ise,

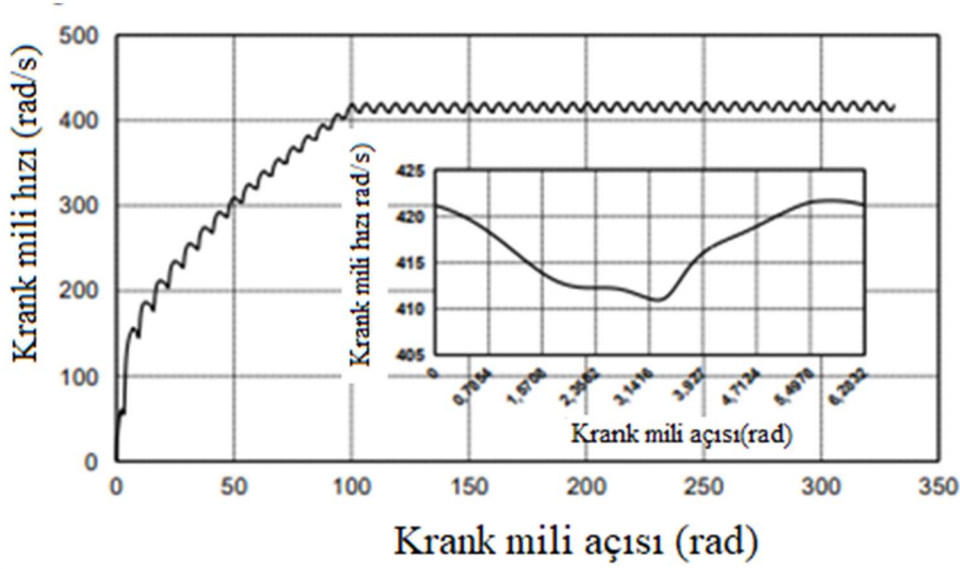
$$\frac{d^2 \theta}{dt^2} = \frac{(M_s - M_q - F_{ky} R \sin \theta + F_{kx} R \cos \theta - C_{km}(\dot{\theta} - \dot{\psi}) - C_h \dot{\theta} - M_f - M_\tau)}{I_{kr}} \quad (2.42)$$

denklemini tanımlamışlardır. Burada M_s marş momentini, M_q harici yük momentini, M_τ ana yataklarda yüke bağlı sürtünmelerden meydana gelen momenti, I_{kr} krank mili kütle atalet momentini, C_{km} ve C_h ise hidrodinamik katsayıları ifade etmektedir. Marş momentini, harici yük momentini ve ana yataklarda yüke bağlı meydana gelen momenti sabit kabul etmişlerdir (İpçi ve Karabulut 2016).

İpçi ve Karabulut (2016), silindir içi basıncı termodinamiğin 1. kanununu kullanarak hesaplamışlardır. Termodinamiğin 1. kanununu ise,

$$dq = du + pdv \quad (2.43)$$

ifadesi ile tanımlamışlardır.



Şekil 2.24 Krank mili hız dalgalanmaları (İpci ve Karabulut 2016).

Şekil 2.24'te elde ettikleri krank mili açısal hızının krank mili açısına bağlı değişimi görülmektedir. Motoru çalıştırmadan önce pistonu alt ölü noktaya getirmişler ve marş momentini 60 Nm olarak seçmişlerdir. Marş momentinin 7 rad/s 'ye kadar uygulandığında motorun yeterli momentumu kazanıp kendi kendine çalışmaya devam ettiğini gözlemlemişlerdir. Krank milinin ilk iki devrinde marş momenti ve krank mili hızının hızlı bir şekilde arttığını sonrasında da 100 rad/s'ye kadar yavaşlayan bir artış sergilediğini gözlemlemişlerdir. Bu yavaşlamanın sürtünmeden kaynaklandığını belirtmişlerdir. 100 rad/s'den sonra motorun hızını sabit tutmak için deneme yanılma yoluyla elde ettikleri harici bir moment uygulamışlardır. Krank milinin maksimum ve minimum hız değerlerini sırasıyla 421,12 ve 410,91 rad/s olarak elde etmişlerdir. Geliştirdikleri modelde 45 Nm motor yükü ve 3000 rpm motor devrinde hız dalgalanmalarını %3 olarak hesaplamışlardır (İpci ve Karabulut 2016).

Karabulut vd. (2017) 3 silindirli içten yanmalı bir motorun termodinamik ve dinamik analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Geliştirdikleri dinamik model piston, biyel ve krank mekanizmasının hareket denklemlerinden oluşmaktadır. Ayrıca model hidrodinamik ve kuru sürtünme kuvvetlerini, silindir içi gaz basınç ve momentlerini içermektedir. Krank mili merkezini genel koordinat merkezi seçerek hareket denklemlerinin türetilmesinde Newton metodu kullanmışlardır. Buna göre krank milinin açısal momentum denklemini,

$$\ddot{\theta} = \frac{M_{k1}}{I_{cr}} + \frac{M_{k2}}{I_{cr}} + \frac{M_{k3}}{I_{cr}} - \frac{C_{km}}{I_{cr}} - (\dot{\theta} - \dot{\psi}) - \frac{C_{km}}{I_{cr}} - (\dot{\theta} - \dot{\psi}) - \frac{C_{km}}{I_{cr}} - (\dot{\theta} - \dot{\psi}) - \frac{C_h}{I_{cr}} \dot{\theta} + \frac{M_s}{I_{cr}} - \frac{M_q}{I_{cr}} \quad (2.44)$$

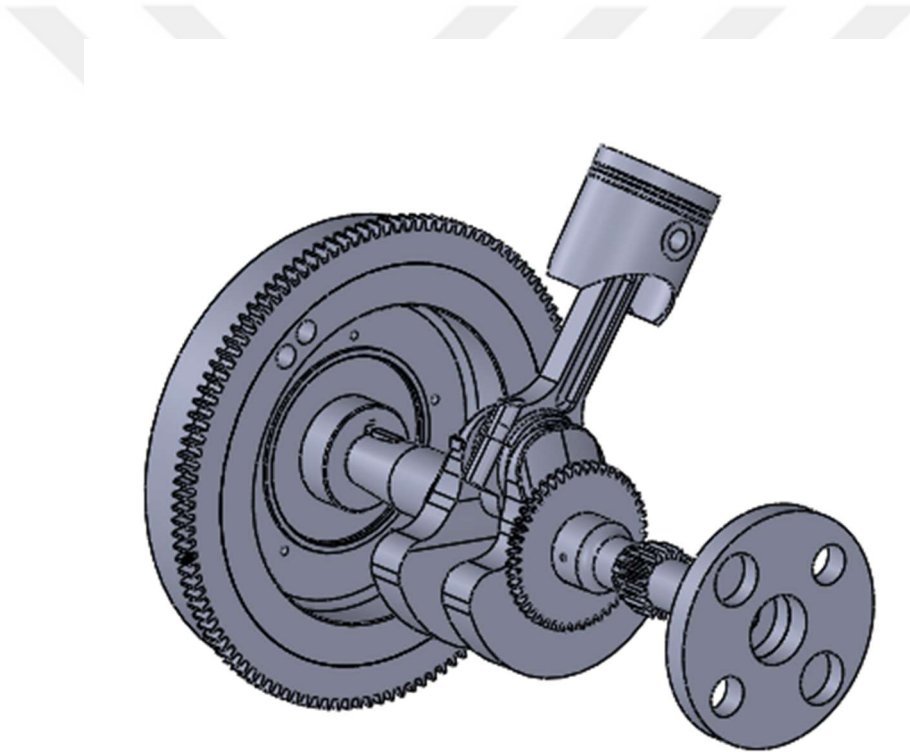
denklemleri ile ifade etmişlerdir. Burada $\dot{\theta}$ krank milinin açısal ivmesini, C_{km} kol muylusunda oluşan hidrodinamik sürtünme katsayısını, I_{cr} krank milinin kütle atalet momentini, M_s marş momentini ve M_q ise harici yük momentini ifade etmektedir. Silindir içi gaz basıncını belirlemek için termodinamiğin 1. kanunu kullanmışlardır. Analizler sonucunda 250 rad/s krank mili ortalama açısal hızında krank mili hız dalgalanmalarını %3 olarak gözlemlemişlerdir (Karabulut vd. 2017).



3. MATERYAL ve METOT

3.1 Hareket Denklemlerinin Türetilmesi

Bu bölümde krank mili hız dalgalanmalarının analizi için gerekli olan hareket denklemleri elde edilmiştir. Model silindir içi gaz basınç kuvvetlerini, piston ile silindir arasında oluşan hidrodinamik ve kuru sürtünmeleri, krank miline etki eden hareketli parçaların kütle atalet momentlerini, marş momentini ve muylularda meydana gelen sürtünme kayıplarını içermektedir. Krank miline etki eden hareketli parçaların kütle atalet momentleri SolidWorks programı kullanılarak oluşturulan Şekil 3.1'deki katı modelden elde edilmiştir.



Şekil 3.1 Krank mili ve hareketli parçaların solid çizimi.

Hareket denklemleri türetilirken yapılan kabuller aşağıda listelenmiştir.

- Yer çekimi ihmal edilmiştir.

- Motor bloğunun titreşimleri ihmal edilmiştir.
- Piston hareketinin belirlenmesinde kullanılan yerel koordinat merkezi krank mili merkezi olarak seçilmiştir.
- Pistonun pim etrafında dairesel hareket yapmadığı kabul edilmiştir.

Hareket denklemleri türetilirken piston-biyel-krank mekanizmasının kinematik ilişkilerine ihtiyaç duyulmaktadır. Dolayısıyla modellemeye piston-biyel-krank mekanizmasının kinematiği ile başlanmıştır.

3.1.1 Piston – Biyel – Krank Mekanizmasının Kinematik İlişkileri

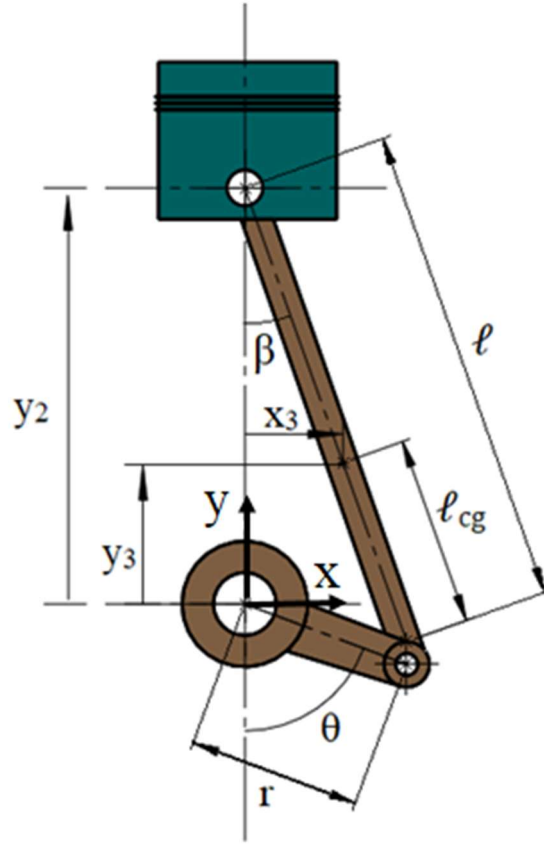
Krank mili açısı(θ) ve biyel açısı(β) hareket denklemlerinin türetilmesinde önemli rol oynayan iki etkidir. Bu açılar piston–krank–biyel mekanizmasının kinematik ilişkilerinden elde edilebilir. Koordinat merkezi olarak krank milinin merkezi kabul edilerek krank mili ve biyel açısı;

$$\ell \sin \beta = r \sin \theta \quad (3.1)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada ℓ biyel uzunluğunu ve r ise krank yarıçapını ifade etmektedir. Denklem 3.1'den biyel açısının krank mili açısına bağlı tanımı,

$$\beta = \arcsin\left(\frac{r}{\ell} \sin \theta\right) \quad (3.2)$$

şeklinde ifade edilebilir.



Şekil 3.2 Piston-biyel-krank mekanizmasının şematik görünümü.

Şekil 3.2’de piston-biyel-krank mekanizmasının şematik görünümü verilmiştir. Biyel açısının modelde zamana göre 1. ve 2. türevlerine ihtiyaç duyulmaktadır. Denklem 3.2’nin türevi,

$$l \frac{d\beta}{dt} \cos \beta = r \frac{d\theta}{dt} \cos \theta \quad (3.3)$$

denklemini ile ifade edilebilir. Buradan biyel açısının 1.türevi;

$$\dot{\beta} = \frac{\left(\frac{rd\theta}{l dt} \cos \theta \right)}{\cos \beta} \quad (3.4)$$

şeklinde elde edilebilir. Biyel açısının 2. türevi denklem 3.4’ün türevi alınarak,

$$\ddot{\beta} = \frac{\frac{rd^2\theta}{\ell dt^2} \cos \theta - \frac{rd\theta d\theta}{\ell dt dt} \sin \theta + \frac{d\beta d\beta}{dt dt} \sin \beta}{\cos \beta} \quad (3.5)$$

şeklinde ifade edilebilir. Pistonun silindir içerisindeki hareketi piston ÜÖN'ya hareket ederken krank milinin merkezi seçilmiştir. Şekil 3.2'ye göre pistonun aldığı yol,

$$y_2 = \ell \cos \beta - r \cos \theta \quad (3.6)$$

olarak ifade edilebilir. Pistonun aldığı yolun birinci türevi piston hızını, ikinci türevi ise piston ivmesini vermektedir. Buna göre piston hızı ve ivmesi sırasıyla,

$$\dot{y}_2 = -\ell \dot{\beta} \sin \beta + r \dot{\theta} \sin \theta \quad (3.7)$$

$$\ddot{y}_2 = -\ell \ddot{\beta} \sin \beta - \ell \dot{\beta}^2 \cos \beta + r \ddot{\theta} \sin \theta + r \dot{\theta}^2 \cos \theta \quad (3.8)$$

eşitlikleri ile tanımlanabilir. Piston hareketlerini tanımlayan eşitlikler silindir içerisinde oluşan sürtünme kuvvetlerini belirlemede kullanılabilir. Piston haricinde diğer motor parçalarının da yatay ve düşey hareketleri belirlenmelidir. Dolayısıyla biyel kolunun yatay ve düşey doğrultulardaki hareketlerinin tanımlanması gerekmektedir. Şekil 3.2'ye göre biyelin düşeyde aldığı yol,

$$y_3 = \ell_{cg} \cos \beta - r \cos \theta \quad (3.9)$$

denklemleri ile tanımlanabilir. Biyelin yatayda aldığı yol ise,

$$x_3 = (\ell - \ell_{cg}) \sin \beta \quad (3.10)$$

denklemleri ile ifade edilebilir. Denklem 3.9'un 1. türevi alınarak biyelin düşey doğrultudaki hız denklemi,

$$\dot{y}_3 = -\ell_{cg} \dot{\beta} \sin \beta + r \dot{\theta} \sin \theta \quad (3.11)$$

denklemleri ile ifade edilebilir. Denklem 3.10'un 1. türevi alınarak biyelin yatay doğrultudaki hız denklemi ise,

$$\dot{x}_3 = (\ell - \ell_{cg})\dot{\beta} \cos \beta \quad (3.12)$$

denklemleri ile tanımlanabilir. Biyelin düşey ve yatay doğrultulardaki ivmeleri denklem 3.11-3.12'in türevleri alınarak sırasıyla,

$$\ddot{y}_3 = -\ell_{cg}\ddot{\beta} \sin \beta - \ell_{cg}\dot{\beta}^2 \cos \beta + r\ddot{\theta} \sin \theta + r\dot{\theta}^2 \cos \theta \quad (3.13)$$

$$\ddot{x}_3 = (\ell - \ell_{cg})\ddot{\beta} \cos \beta - (\ell - \ell_{cg})\dot{\beta}^2 \sin \beta \quad (3.14)$$

şeklinde elde edilebilir.

3.1.2 Zorlama Kuvvetleri ve Momentlerinin Belirlenmesi

İçten yanmalı motorlarda silindir içinde oluşan gaz basınç kuvvetleri hareketi sağlayan en önemli etmenlerden biridir. Bu kuvvetler biyel kolu vasıtasıyla iletilerek motorun belirli bir devirde dönmesini sağlamaktadırlar. Belirli bir kütleyle sahip olan hareketli parçalar kütle atalet momenti oluşturmaktadırlar. Hareketli parçaların arasında yağ filmi bulunuyor ise hidrodinamik sürtünme, bulunmayan parçalarda ise kuru sürtünme meydana gelmektedir. Bu kuvvetlerin bütününe zorlama kuvvetleri denilmektedir (Solmaz 2014).

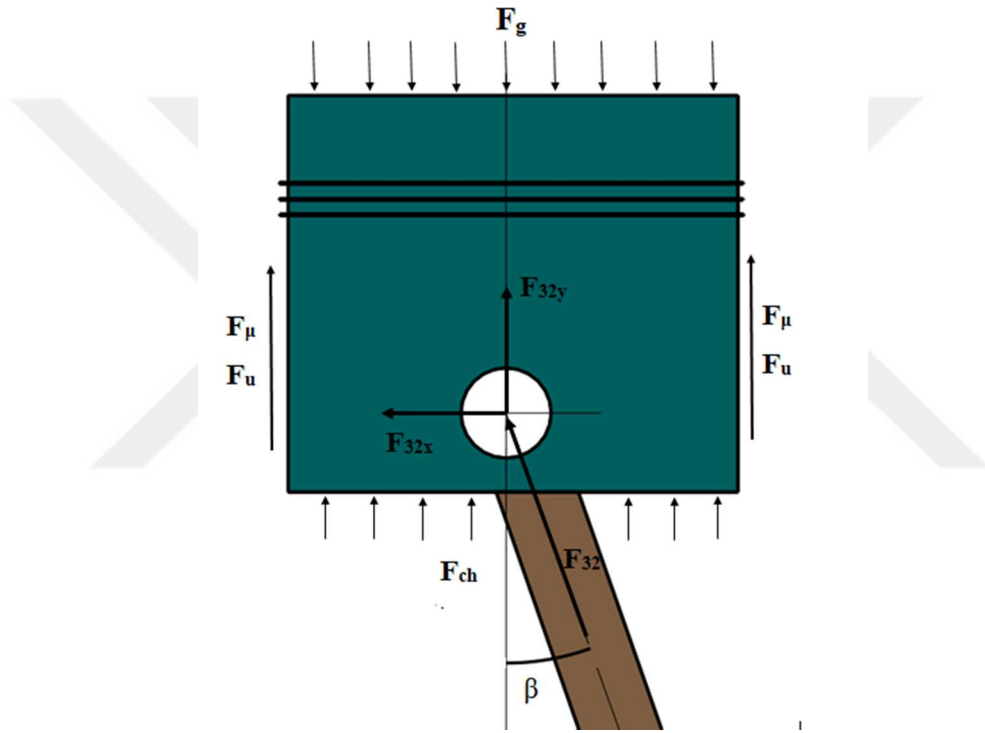
3.1.2.1 Piston üzerine etki eden kuvvetler ve pistonun hareket denklemi

İçten yanmalı motorlarda pistonlar gaz kuvveti, sürtünme kuvveti, yan yüzey kuvveti, karter basınç kuvveti, biyel kuvveti ve kol muylusundaki sürtünmeden kaynaklanan kuvvetlerin etkisi altındadırlar. Şekil 3.3'te pistonu etkileyen düşey kuvvetler görülmektedir. Genel koordinat sistemine göre pistonun düşey doğrultuda hareket denklemi Newton'un 2. hareket yasasından,

$$\Sigma F_2 = m_2 a_2 \quad (3.15)$$

$$m_2 \ddot{y}_2 = F_{32y} + F_{ch} - F_g - F_\mu - |\sigma F_{32x}| \frac{|\dot{y}_2|}{\dot{y}_2} \quad (3.16)$$

eşitliği ile ifade edilebilir. Burada F_g silindir içi gaz basınç kuvvetini, F_μ hidrodinamik sürtünme kuvvetini, F_{ch} karter basınç kuvvetini, σF_{32x} piston eteği ile silindir arasındaki kuru sürtünme kuvvetini ifade etmektedir.



Şekil 3.3 Pistona etki eden kuvvetler.

Denklem 3.16'dan biyelin pistonu uyguladığı düşey kuvvet F_{32} çekilirse,

$$F_{32} = m_2 \ddot{y}_2 - F_{ch} + F_g + F_\mu + |\sigma F_{32x}| \frac{|\dot{y}_2|}{\dot{y}_2} \quad (3.17)$$

denklemleri ile tanımlanabilir. F_{23} kuvveti F_{32y} kuvvetinin skalar değeri ile aynı olup etki tepki prensibinden dolayı sadece yönleri farklıdır. Dolayısıyla F_{23y} kuvveti,

$$F_{23y} = m_2\ddot{y}_2 - F_{ch} + F_g + F_\mu + |\sigma F_{32x}| \frac{|\dot{y}_2|}{\dot{y}_2} \quad (3.18)$$

eşitliği ile tanımlanabilir.

3.1.2.2 Sürtünme Kuvvetleri ve Momentleri

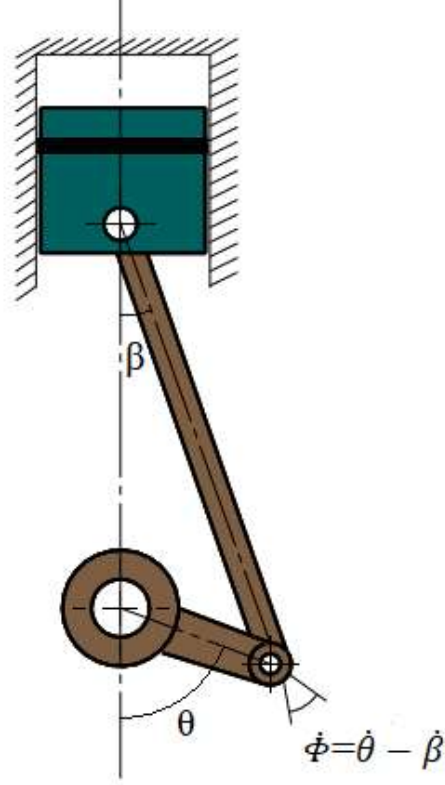
Sürtünme kuvvetleri motor salınımlarına önemli ölçüde etki eden ve birbirlerine göre farklı hızlarda hareket eden yüzeyler arasında oluşan zıt kuvvetlerdir. Dolayısıyla sürtünmeleri ihmal etmek modelin doğruluğunu yitirmesine sebep olmaktadır. Motorlarda krank muyluları ile yatakları arasında, silindirler ve pistonlar arasında, subaplar, iticileri ve yatakları arasında, kam mili ve muyluları arasında v.b. genel olarak hidrodinamik sürtünme ve kuru sürtünme olarak 2 adet sürtünme vardır.

Hidrodinamik sürtünme

Kayan iki yüzey veya birbirine göre bağıl olarak hareket eden iki cisim arasında yeterli basıncın ve sıvı filminin olduğu sürtünme sistemine denir. Harekete karşı direnç yağlayıcı maddenin viskozitesi ile oluşur. Pistonun hareket denklemlerinde kullanılan hidrodinamik sürtünme kuvveti F_μ ;

$$F_\mu = C_2\dot{y}_2 \quad (3.19)$$

eşitliği ile ifade edilebilir. Burada C_2 hidrodinamik sürtünme katsayısını, \dot{y}_2 ise piston hızını ifade etmektedir.



Şekil 3.4 Kol muylusunun biyel yatağı içerisinde dönme miktarı.

Şekil 2.3'te kol muylusunda bulunan krank mili ile biyel arasındaki hidrodinamik sürtünme ifade edilmiştir. Kol muylusundaki hidrodinamik sürtünme kuvvetini belirleyebilmek için krank mili ile biyel arasındaki hız farkının belirlenmesi gereklidir. Buna göre biyel ile krank mili arasındaki açısal hız farkı,

$$\dot{\phi} = \dot{\theta} - \dot{\beta} \quad (3.20)$$

olarak belirlenebilir. Kol muylusunda gerçekleşen hidrodinamik sürtünme momenti ise,

$$M_y = C_{km} \dot{\phi} \quad (3.21)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada C_{km} kol muylusunda oluşan hidrodinamik sürtünme katsayısıdır.

Kuru Sürtünme

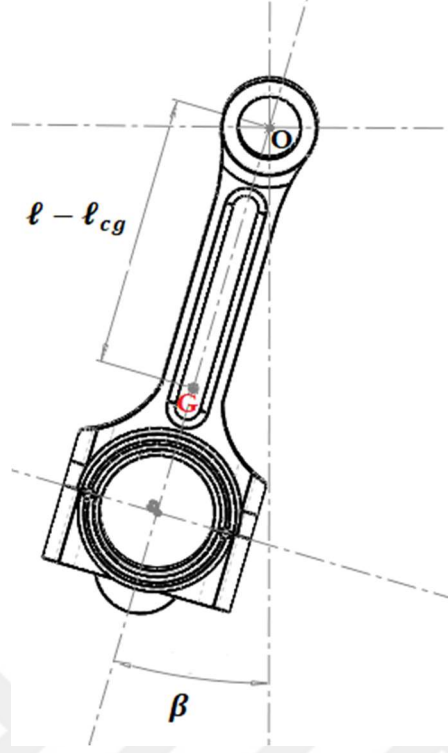
Aralarında yağlayıcı madde bulunmayan, izafi hareket yapan ve normal bir kuvvetin etkisi altında bulunan iki cismin temas yüzeyi arasında harekete karşı olan teğet kuvvettir. Bu tür sürtünmeler Coulomb sürtünmesi olarak da adlandırılmaktadır. Kuru sürtünmenin büyüklüğü yüzeylerin pürüzlülük oranına ve birbirlerine uyguladıkları basınca bağlıdır. Pistonun düşey doğrultuda hareket denkleminde kullanılan kuru sürtünme kuvveti F_u ,

$$F_u = |\sigma F_{23}| \frac{|\dot{y}_2|}{\dot{y}_2} \quad (3.22)$$

denklemini ile tanımlanabilir. Burada σ değeri sıfır ile bir arasında değişen boyutsuz bir sabit ve F_{23} pistonun silindire uyguladığı yatay kuvvettir. Eşitlikte bulunan $\frac{|\dot{y}_2|}{\dot{y}_2}$ ifadesi ise sürtünme kuvvetinin yönünün piston hızına bağlı olarak değişmesini sağlamaktadır.

3.1.2.3 Biyelin Kütle Atalet Momenti

Motor parçalarından biri olan biyel, silindir içerisinde doğrusal hareket yaparken aynı zamanda piston pimi eksenine etrafında da bir salınım hareketi meydana getirmektedir. Bu salınım hareketi, krank mili ile biyelin kol muylusuna bağlı olan kısmının birlikte dairesel hareket gerçekleştirmesi sonucu ortaya çıkmaktadır. Dolayısıyla piston pimi eksenine etrafında biyel tarafından kütle atalet momenti oluşmaktadır.



Şekil 3.5 Biyelin piston pimi eksenindeki salınım hareketi.

Şekil 3.5'te biyelin piston pimi eksenindeki salınım hareketi görülmektedir. Piston pimi eksenini merkez O noktası olacak şekilde biyelin kütle atalet momenti;

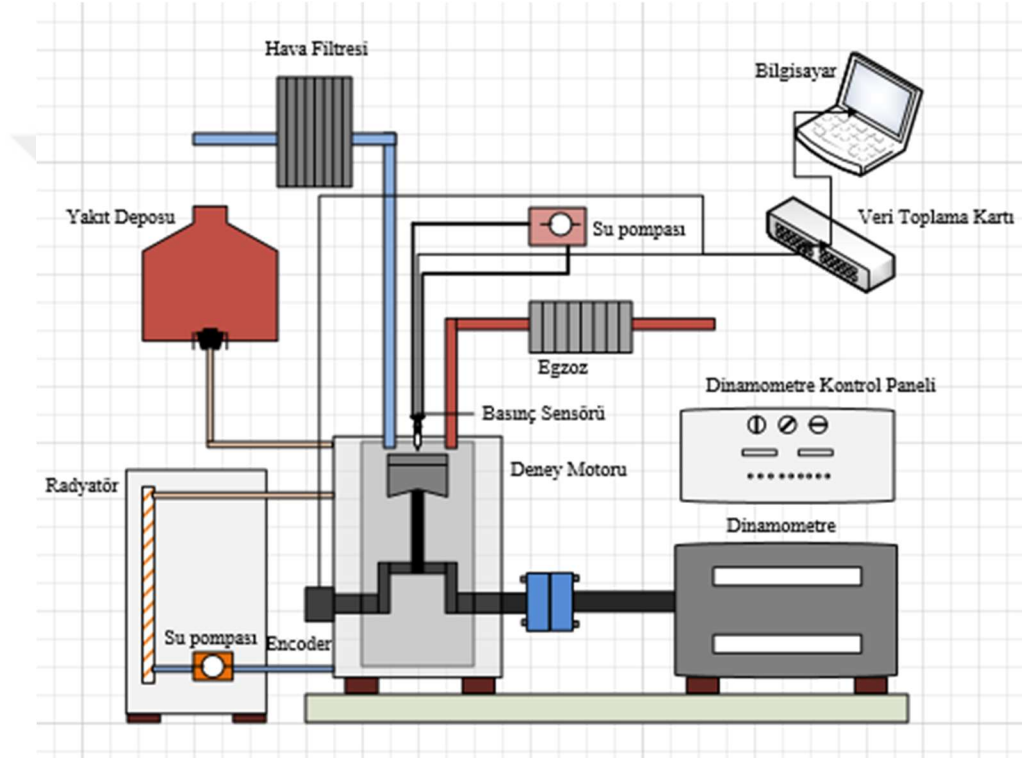
$$I_3 = I_G + m_3(l - l_{cg})^2 \quad (3.23)$$

ifadesi ile tanımlanabilir. Burada I_3 biyelin piston pimi merkezine göre kütle atalet momentini, I_G biyelin ağırlık merkezine göre kütle atalet momentini ve m_3 ise biyelin toplam kütleini ifade etmektedir.

3.1.2.4 Silindir İçi Gaz Basınç Kuvvetleri

Pistona etki eden silindir içi gaz basıncının modelde kullanılabilmesi için krank mili açısı cinsinden ayrı bir matematiksel ifade kullanılması gerekmektedir. Basınç verileri için deneysel ya da termodinamik ifadelerden elde edilen sonuçlar kullanılabilir. Bu çalışmada basınç verileri deneysel veriler ile elde edilmiştir. Deneysel basınç verileri Antor 3LD 510 tek silindirik motordan tam yükte ve maksimum motor momenti devri

olan 2100 rpm’de elde edilmiştir. Basınç verilerini elde etmek için kullanılan deney düzeneği Şekil 3.6 ve Resim 3.1’de görülmektedir. Silindir içi basınç sinyalleri AVL 8QP500c quartz basınç sensörü ile elde edilmiştir. Analog basınç sinyalleri Cussons P4110 amflifikatörü ile yükselttilerek dijital sinyallere dönüştürülüp bilgisayara toplanması için National Instruments USB 6259 veri toplama kartı kullanılmıştır. Ayrıca krank mili üzerine 1000 pulse’lik encoder yerleştirilerek 0,36° aralıklarla veri kaydedilmiştir.



Şekil 3.6 Silindir içi basınç ölçüm düzeneğinin şematik görünümü.

Basınç profili 50 çevrimin ortalaması alınarak türetilmiştir. Modelde,

$$P_g(\theta) = \frac{A_0}{2} + \sum_{c=1}^n (A_c \cos c\theta + B_c \sin c\theta) \quad (3.24)$$

denklemini ile basınç profilinin trigonometrik Fourier serisine dönüştürülmüş hali kullanılmıştır. Denklem 3.24’te $P_g(\theta)$ krank açısına bağlı gaz basıncını, A_c ve B_c ise Fourier katsayılarını ifade etmektedir.



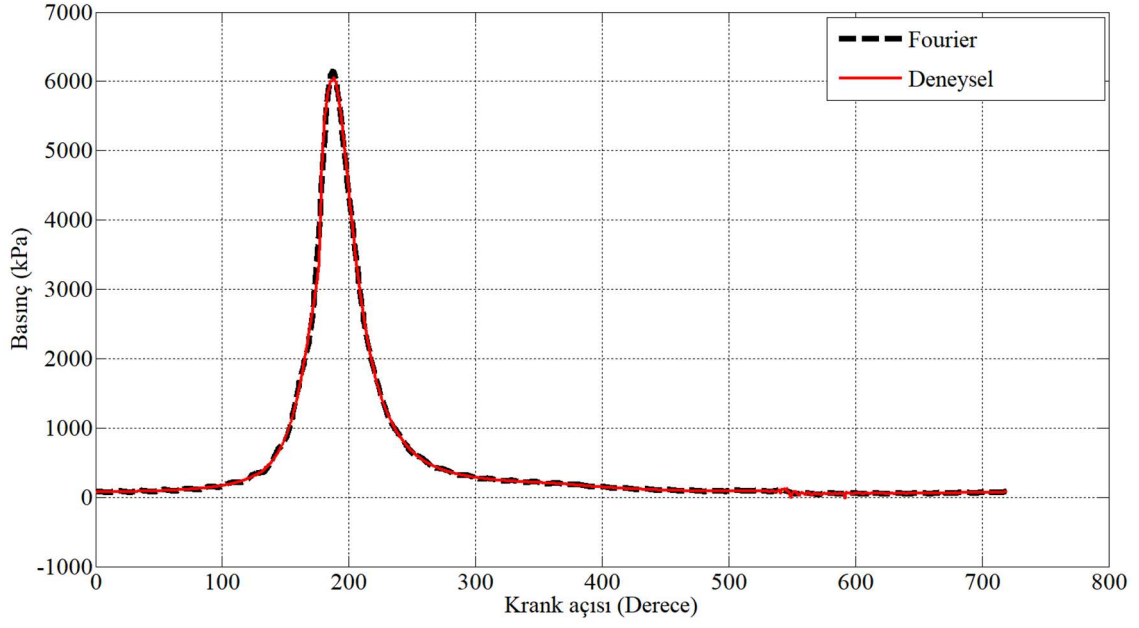
Resim 3.1 Silindir içi basınç ölçüm düzeneği.

Şekil 3.7’de deneysel olarak elde edilen basınç verileri ile Fourier serisi sonuçlarının karşılaştırılması görölmektedir. Deneysel ve Fourier serisi basınç verilerinin uyumlu oldukları görölmektedir. Şekil 3.7’de ki veriler 2100 rpm motor hızında elde edilmiştir. Ayrıca farklı motor hızlarında ve 4 farklı yükte de basınç verileri kaydedilmiştir.

Pistona düşey yönde etki eden gaz basınç kuvvetini belirleyebilmek için,

$$F_g(\theta) = A_p P_g(\theta) \quad (3.25)$$

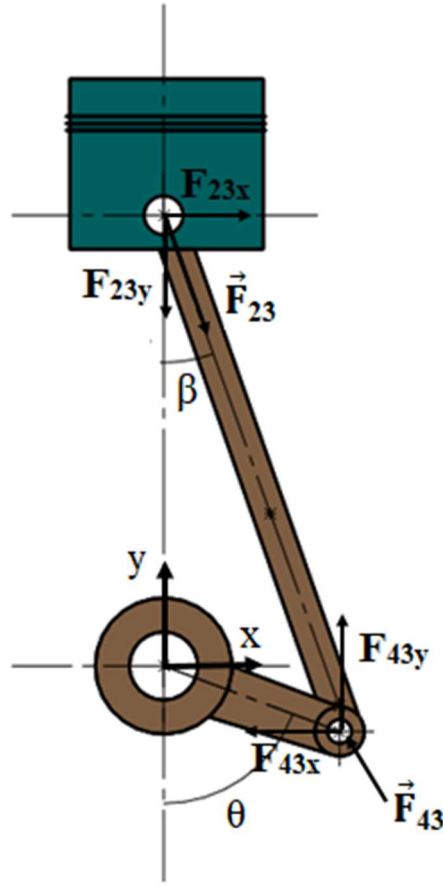
denklemini kullanılmıştır. Eşitlikte $F_g(\theta)$ krank açısına bağlı gaz basınç kuvvetini, A_p ise piston tepesi yüzey alanını ifade etmektedir.



Şekil 3.7 DeneySEL olarak elde edilen basınç verilerinin Fourier serisi sonuçları ile karşılaştırılması.

3.1.3 Biyele Etki Eden Kuvvetler ve Biyelin Dairesel Hareket Denklemi

Krank miline etki eden gaz basınç kuvvetleri, atalet kuvvetleri, biyel kuvveti ve kol muylusunda oluşan hidrodinamik kuvvet krank milini harekete zorlar. Krank milinde hız dalgalanmalarına neden olan bu kuvvetler krank açısına bağlı olarak değişmektedir. Şekil 3.8’de biyele etki eden kuvvetler görülmektedir.



Şekil 3.8 Biyele etki eden yatay ve düşey kuvvetler.

Şekil 3.8'de krank mili tarafından biyele uygulanan kuvvetler görülmektedir. Şekil 3.8 dikkate alınarak krank milinin biyele uyguladığı kuvvet vektörü,

$$\vec{F}_{43} = -F_{43} i + F_{43y}j \quad (3.26)$$

ifadesi ile tanımlanabilir. Şekil 3.9'da piston pim merkezine göre biyele etki eden kuvvetler görülmektedir. Buna göre uygulama noktası piston pim merkezi olmak üzere biyel,

$$\vec{\ell} = \ell \sin \beta i - \ell \cos \beta j \quad (3.27)$$

$$\vec{\ell}_{cg} = (\ell - \ell_{cg}) \sin \beta i - (\ell - \ell_{cg}) \cos \beta j \quad (3.28)$$

eşitlikleri ile bir uzunluk vektörü olarak ifade edilebilir. Buradan piston pim merkezine göre biyelin dairesel hareket denklemi,

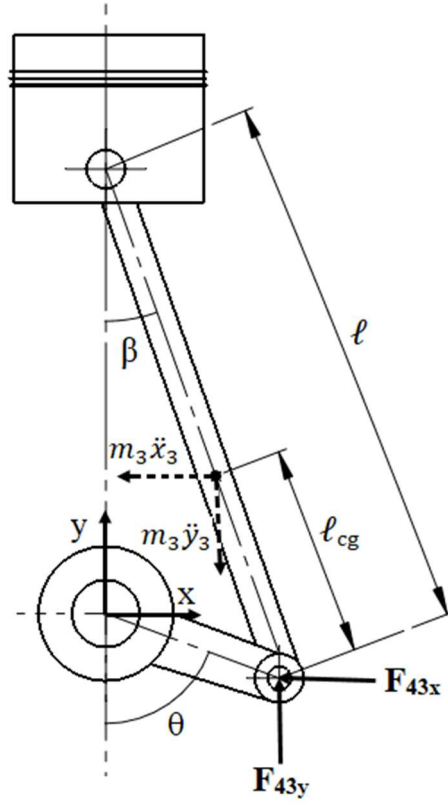
$$I_3\ddot{\beta} = \begin{vmatrix} i & j & k \\ \ell \sin \beta & -\ell \cos \beta & 0 \\ -F_{43x} & F_{43y} & 0 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} i & j & k \\ (\ell - \ell_{cg}) \sin \beta & -(\ell - \ell_{cg}) \cos \beta & 0 \\ -m_3\ddot{x}_3 & -m_3\ddot{y}_3 & 0 \end{vmatrix} + M_\gamma \quad (3.29)$$

$$I_3\ddot{\beta} = F_{43} \ell \sin \beta - F_{43} \ell \cos \beta - (\ell - \ell_{cg}) \sin \beta m_3\ddot{y}_3 - (\ell - \ell_{cg}) \cos \beta m_3\ddot{x}_3 + M_\gamma \quad (3.30)$$

ifadesi ile tanımlanabilir. Denklem 3.30'dan Şekil 3.8'de de görüldüğü gibi krankın biyele uyguladığı yatay doğrultudaki kuvvet,

$$F_{43x} = \frac{F_{43y}\ell \sin \beta - I_3\ddot{\beta} - (\ell - \ell_{cg})(m_3\ddot{y}_3 \sin \beta + m_3\ddot{x}_3 \cos \beta) + M_\gamma}{\ell \cos \beta} \quad (3.31)$$

eşitliği ile tanımlanabilir.



Şekil 3.9 Piston pim merkezine göre biyele etki eden kuvvetler.

Biyele birisi piston tarafından diğeri krank tarafından olmak üzere iki adet kuvvet etki etmektedir. Biyelin doğrusal hareket denklemi,

$$\vec{F}_{23} + \vec{F}_{43} = m_3 \vec{a}_3 \quad (3.32)$$

olup, denklemde yer alan kuvvetler ve ivmenin bileşkeleri yerlerine yazılırsa,

$$F_{23x}i - F_{23} j - F_{43} i + F_{43y}j = m_3 \ddot{x}_3 i + m_3 \ddot{y}_3 j \quad (3.33)$$

denklemini elde edilir. Bu denklemden pistonun biyele yatay doğrultuda uyguladığı ve krank tarafından biyele uygulanan düşey kuvvetler sırasıyla,

$$F_{23} = m_3 \ddot{x}_3 + F_{43x} \quad (3.34)$$

$$F_{43y} = m_3 \ddot{y}_3 + m_2 \ddot{y}_2 - F_{ch} + F_g + F_{\mu} + F_u \quad (3.35)$$

denklemleri ile tanımlanabilir. Denklem 3.31’de yer alan F_{43x} kuvveti denklem 3.34’te yerine yazılarak biyele piston tarafından uygulanan yatay kuvvet F_{23x} ,

$$F_{23x} = m_3 \ddot{x}_3 + F_{43x} = m_3 \ddot{x}_3 + \frac{F_{43y} \ell \sin \beta - I_3 \ddot{\beta} - (\ell - \ell_{cg})(m_3 \dot{y}_3 \sin \beta + m_3 \ddot{x}_3 \cos \beta) + M_Y}{\ell \cos \beta} \quad (3.36)$$

denklemleri ile tanımlanabilir. Dolayısıyla \vec{F}_{43} vektörünün bileşenleri denklem 3.31 ve 3.35’te tanımlanmış olup eşitlik 3.27’de yerine yazılırsa \vec{F}_{43} vektörü,

$$\vec{F}_{43} = - \frac{F_{43y} \ell \sin \beta - I_3 \ddot{\beta} - (\ell - \ell_{cg})(m_3 \dot{y}_3 \sin \beta + m_3 \ddot{x}_3 \cos \beta) + M_Y}{\ell \cos \beta} \mathbf{i} + [m_3 \dot{y}_3 + m_2 \dot{y}_2 - F_{ch} + F_g + F_\mu + F_u] \mathbf{j} \quad (3.37)$$

eşitliği ile tanımlanabilir.

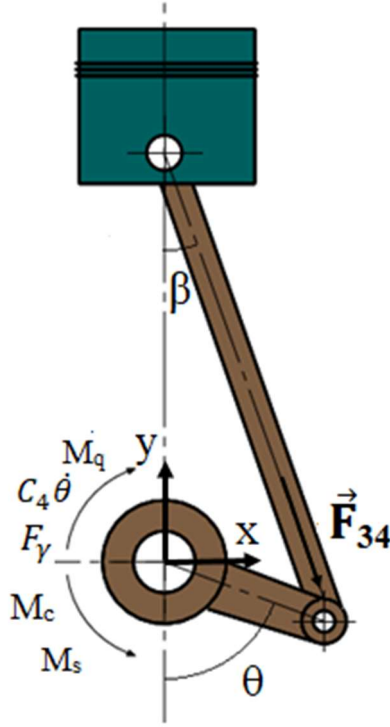
3.1.4 Krank Milinin Dairesel Hareket Denklemi

Biyel tarafından krank miline uygulanan kuvvet vektörünün skalar değeri krank milinin biyele uyguladığı kuvvet vektörü ile aynı olup sadece yönleri farklıdır. Dolayısıyla son eşitlikte tanımlanan kuvvet krank milini döndüren kuvvet olup bu kuvvetin yarattığı moment değeri ise,

$$M_c = \begin{vmatrix} \mathbf{i} & \mathbf{j} & \mathbf{k} \\ r \sin \theta & -r \cos \theta & 0 \\ -F_{43} & F_{43y} & 0 \end{vmatrix} \quad (3.38)$$

$$M_c = r \sin \theta (m_3 \dot{y}_3 + m_2 \dot{y}_2 - F_{ch} + F_g + F_\mu + F_u) - r \cos \theta \left(\frac{F_{43y} \ell \sin \beta - I_3 \ddot{\beta} + C_{km}(\Phi)}{\ell \cos \beta} \right) \quad (3.39)$$

olarak hesaplanabilir.



Şekil 3.10 Krank miline etki eden kuvvet ve momentler.

Şekil 3.10’da krank milini etki eden kuvvet ve momentler görülmektedir. Krank miline, biyel kuvveti momenti M_c , ana yatak hidrodinamik sürtünme kuvvetleri $C_4\dot{\theta}$, kol muylusu hidrodinamik sürtünme kuvveti momenti M_γ , marş motoru momenti M_s ve harici yük momenti M_q etki etmektedir. Dolayısıyla krank milinin hareket denklemi Newton’un hareket yasasından,

$$\sum M = I_4\ddot{\theta} \quad (3.40)$$

$$I_4\ddot{\theta} = M_c + M_s - M_q - C_4\dot{\theta} - M_\gamma \quad (3.41)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada I_4 dönel parçaların kütle atalet momentini ifade etmektedir.

Denklem 3.39’da yer alan biyel kuvveti momenti M_c , denklem 3.41’de yerine yazılırsa krank milinin dairesel hareket denklemi,

$$I_4 \ddot{\theta} = r \sin \theta (m_3 \dot{y}_3 + m_2 \dot{y}_2 - F_{ch} + F_g + F_\mu + F_u) + r \cos \theta \left(\frac{F_{43y} \ell \sin \beta - I_3 \ddot{\beta} + M_Y}{\ell \cos \beta} \right) + M_S - M_Q - C_4 \dot{\theta} - M_Y \quad (3.42)$$

şeklinde elde edilir. Krank milinin açısal ivmesi ise,

$$\ddot{\theta} = \frac{r \sin \theta}{I_4} (m_3 \dot{y}_3 + m_2 \dot{y}_2 - F_{ch} + F_g + F_\mu + F_u) + \frac{r \cos \theta}{I_4} \left(\frac{F_{43y} \ell \sin \beta - I_3 \ddot{\beta} + M_Y}{\ell \cos \beta} \right) + \frac{M_S}{I_4} - \frac{M_Q}{I_4} - \frac{C_4 \dot{\theta}}{I_4} - \frac{M_Y}{I_4} \quad (3.43)$$

şeklinde ifade edilebilir.

3.1.5 Denklemlerin Çözülmesi

İçten yanmalı motorlarda motor titreşimlerini önceden belirlemek amacıyla yapılan çalışmalarda hareket denklemlerinin sayısal çözümlemesinde en yaygın kullanılan metodlar Runge-Kutta ve Taylor serisi metodlarıdır (Boysal vd. 1997, Zweiri vd. 2001, Kushwaha vd. 2002). Adım aralığı arttıkça Runge-Kutta metodu, adım aralığı azaldıkça Taylor serisi metodu daha iyi sonuçlar vermektedir. Ayrıca Taylor serisi metodunun Runge-Kutta metoduna göre çözüm süresinin daha kısa olması avantaj sağlamaktadır.

Taylor serisi metodu, bir fonksiyonun o fonksiyonun terimlerinin herhangi bir noktadaki türev değerlerinden hesaplanan sonsuz toplamı şeklinde tanımlanmasıdır. Ancak sonsuz sayıdaki türev değerinin hesaplanması mümkün olmayacağından Taylor serisi belirli bir mertebeye kadar açılabilir. Dolayısıyla bu durum fonksiyonun değerinin belirlenmesinde göz ardı edilebilecek küçük hatalara neden olmaktadır.

Her dereceden türevli gerçel ya da karmaşık bir $f(x)$ fonksiyonun x_0 karmaşık veya gerçel bir sayı olmak üzere $x = x_0$ noktasındaki Taylor serisi açılımı;

$$f(x) = f(x_0) + \frac{f'(x_0)}{1!}(x - x_0) + \frac{f''(x_0)}{2!}(x - x_0)^2 + \dots + \frac{f^n(x_0)}{n!}(x - x_0)^n + \dots \quad (3.44)$$

eşitliği ile ifade edilmektedir. Daha düzenli bir gösterim ise;

$$f(x) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{f^n(x_0)}{n!}(x - x_0)^n \quad (3.45)$$

şeklindedir. Taylor serisi başlangıç değer problemlerinde oldukça yaygın kullanılan bir metottur. Fonksiyonun ve türevlerinin başlangıç şartlarının bilinmesi Taylor serisi metodunun ana şartlarından birisidir. Başlangıç değeri kullanılarak fonksiyonun kendisi bir sonraki adımda Taylor serisi metodu ile belirlenir. Çözüm hatalarını azaltmak için seride kullanılan türev mertebesi artırılabilir. Ayrıca seride kullanılan adım aralığı da azaltılabilir. Ancak yüksek mertebeli bir seri kullanımı çözüm sürecini uzatacağından zahmetli ve karmaşık bir metot olabilir. Ayrıca adım aralığının çok fazla azaltılması da çözüm sürecini bir hayli arttırmakla beraber yuvarlama hatalarının artmasına da neden olmaktadır.

Bu çalışmada hareket denklemlerinin çözümünde iki mertebeli Taylor serisi metodu kullanılmıştır. Krank milinin açısı ve hızı sırasıyla;

$$\theta_j = \theta_{j-1} + \frac{\dot{\theta}_{j-1}}{1!}\Delta t + \frac{\ddot{\theta}_{j-1}}{2!}\Delta t^2 + \dots \quad (3.46)$$

$$\dot{\theta}_j = \dot{\theta}_{j-1} + \frac{\ddot{\theta}_{j-1}}{2!}\Delta t^2 + \dots \quad (3.47)$$

eşitlikleri ile belirlenmiştir. Burada Δt adım aralığını ifade etmektedir. Denklemlerin çözümünde adım aralığı $\Delta t = 0,00001$ s olarak seçilmiş, başlangıç şartları ise;

$$t = 0 \longrightarrow \theta = 0, \quad \dot{\theta} = 0 \quad (3.48)$$

olarak seçilmiştir. Zorlama kuvvetleri ve momentleri kinematik ilişkiler ile beraber tahmin-düzeltilme algoritması kullanılarak belirlenmiştir. Zorlama kuvvet ve moment

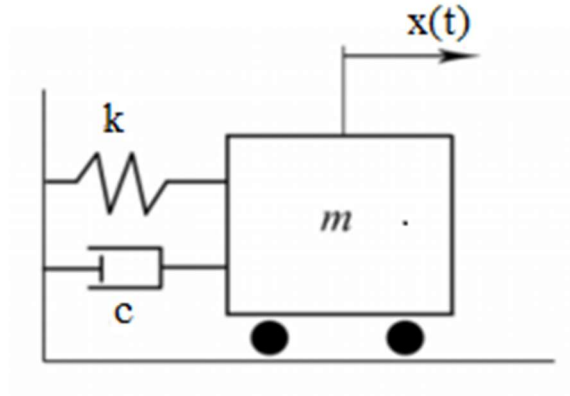
eşitlikleri, bütün kinematik ilişkiler ile krank mili hareket denklemi ve ikinci mertebe türevi denklem 3.47'deki başlangıç şartları kullanılarak hesaplanmış ve iteratif işleme tabi tutulmuştur.

Sayısal çözümün yapılabilmesi için motor boyutlarının, sürtünme katsayılarının ve kütle atalet momentlerinin sisteme tanıtılması gerekmektedir. Motor boyutları ve sürtünme katsayıları Çizelge 3.1'de verilmiştir. Sürtünme katsayıları literatürden alınmıştır.

Çizelge 3.1 Temel motor parametreleri ve sürtünme katsayıları.

Motor Parametreleri ve Sürtünme Katsayıları	
Silindir sayısı	1
Krank yarıçapı, r , (m)	0,045
Piston çapı, D , (m)	0,084
Biyel uzunluğu, ℓ , (m)	0,145
Dönel parçaların toplam kütle atalet momenti, I_4 , (m^2/kg)	0,155
Biyelin piston pimi eksenine göre toplam kütle atalet momenti, I_3 , (m^2/kg)	0,0115
Piston ve piston pimi toplam kütlesi, m_2 , (kg)	0,85
Biyel toplam kütlesi, m_3 , (kg)	0,806
Marş momenti, M_s , (Nm)	60
Kol muylusu hidrodinamik sürtünme katsayısı, C_{km} (Nms/rad)	0,005
Piston ile silindir arasındaki hidrodinamik sürtünme katsayısı, C_2 , (Nms/rad)	3,6
Krank mili ana yatağındaki hidrodinamik sürtünme katsayısı, C_4 (Nms/rad)	0,01

3.1.5.1 Tek Serbestlik Dereceli Bir Model İçin Taylor Serisi Çözümü



Şekil 3.11 Kütle-yay ve damperden oluşan basit bir sistemin şematığı.

Şekil 3.11’de görülen kütle-yay ve damper sistemi için kütle tabanındaki tekerleklerin sürtünmeleri ve yay direnci ihmal edilerek sistemin genel hareket denklemi,

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (3.49)$$

eşitliği ile tanımlanabilir. Burada m sistemin kütlesini, c sönümleme katsayısı ve k ise yay sabitini ifade etmektedir. Sistemin doğal frekansı,

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.50)$$

şeklindedir. Analitik çözüm için x doğrultusundaki yer değiştirme miktarı,

$$x = Ae^{zt} \quad (3.51)$$

şeklinde tanımlanarak Denklem 3.49’un karakteristik denklemi,

$$z^2 + \frac{c}{m}z + \omega^2 = 0 \quad (3.52)$$

eşitliği ile tanımlanabilir. Denklemin kökleri ise,

$$z_1 = -\frac{c}{2m} + \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \omega^2} \quad (3.53)$$

$$z_2 = -\frac{c}{2m} - \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \omega^2} \quad (3.54)$$

şeklinde olur. Buna göre denklem 3.51'deki yer değiştirme ifadesi,

$$x = A_1 e^{-\frac{c}{2m} + \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \omega^2} t} + A_2 e^{-\frac{c}{2m} - \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \omega^2} t} \quad (3.55)$$

olarak elde edilebilir. Denklem 3.55'e Euler dönüşümü uygulanırsa yer değiştirme denklemi,

$$x = e^{-\frac{c}{2m} t} \left(C_1 \cos \left(\left(\sqrt{\omega^2 - \left(\frac{c}{2m}\right)^2} \right) t \right) + C_2 \sin \left(\left(\sqrt{\omega^2 - \left(\frac{c}{2m}\right)^2} \right) t \right) \right) \quad (3.56)$$

eşitliği ile ifade edilebilir. Bu eşitlik sistemin genel çözümünü ifade etmektedir. Denklemin özel çözümünün belirlenebilmesi için farklı başlangıç şartlarında C_1 ve C_2 katsayılarının elde edilmesi gerekmektedir. Buna göre Şekil 3.11'deki sistem için başlangıç şartlarının,

$$\begin{aligned} t = 0 &\longrightarrow x = x_0 \\ t = 0 &\longrightarrow \dot{x} = \dot{x}_0 \end{aligned} \quad (3.57)$$

olduğu kabul edilip başlangıç anındaki konum dikkate alınarak birinci sınır şartı genel çözüme uygulandığında,

$$C_1 = x_0 \quad (3.58)$$

olarak elde edilebilir. İkinci sınır şartının uygulanabilmesi için sistemin hız denklemine ihtiyaç vardır. Buna göre denklem 3.56'nın zamana göre türevinden hız ifadesi,

$$\dot{x} = -\frac{c}{2m} e^{-\frac{c}{2m}t} \left(C_1 \cos \left(\left(\sqrt{\omega^2 - \left(\frac{c}{2m}\right)^2} \right) t \right) + C_2 \sin \left(\left(\sqrt{\omega^2 - \left(\frac{c}{2m}\right)^2} \right) t \right) \right) + e^{-\frac{c}{2m}t} \sqrt{\omega^2 - \left(\frac{c}{2m}\right)^2} \left(-C_1 \sin \left(\left(\sqrt{\omega^2 - \left(\frac{c}{2m}\right)^2} \right) t \right) + C_2 \cos \left(\left(\sqrt{\omega^2 - \left(\frac{c}{2m}\right)^2} \right) t \right) \right) \quad (3.59)$$

olarak elde edilir. İkinci sınır şartı denklem 3.59'a uygulandığında,

$$C_2 = \frac{\dot{x}_0 + \frac{c}{2m}x_0}{\sqrt{\omega^2 - \left(\frac{c}{2m}\right)^2}} \quad (3.60)$$

olarak elde edilir. C_1 ve C_2 sabitlerinin değerleri denklem 3.56'da yerine yazılarak Şekil 3.10'daki sistemin öteleme hareketi analitik olarak,

$$x = e^{-\frac{c}{2m}t} \left(x_0 \cos \left(\left(\sqrt{\omega^2 - \left(\frac{c}{2m}\right)^2} \right) t \right) + \frac{\dot{x}_0 + \frac{c}{2m}x_0}{\sqrt{\omega^2 - \left(\frac{c}{2m}\right)^2}} \sin \left(\left(\sqrt{\omega^2 - \left(\frac{c}{2m}\right)^2} \right) t \right) \right) \quad (3.61)$$

şeklinde belirlenmiş olur.

Çizelge 3.2 Tek serbestlik dereceli sistemin özellikleri ve başlangıç değerleri.

Tek serbestlik dereceli sistemin özellikleri	
Kütle, m , (kg)	80
Yay sabiti, k , (N/m)	20000
Damper sabiti, c , (Ns/m)	100
Doğal frekans, ω , (Hz)	15,81
Başlangıç Değerleri	
Konum, (m)	0,3
Hız, (m/s)	0

Denklem 3.48'deki hareket denkleminin ikinci mertebeden türev ihtiva eden Taylor serisi açılımı kullanılacaktır. Buna göre denklem 3.49'un Taylor serisi metoduna göre açılımı,

$$x_j = x_{j-1} + \frac{\dot{x}_{j-1}}{1!} \Delta t + \frac{\ddot{x}_{j-1}}{2!} \Delta t^2 \quad (3.62)$$

ifadesi ile tanımlanabilir. Hareket denkleminin birinci mertebeden türevi olan hız ifadesi için Taylor serisi açılımı,

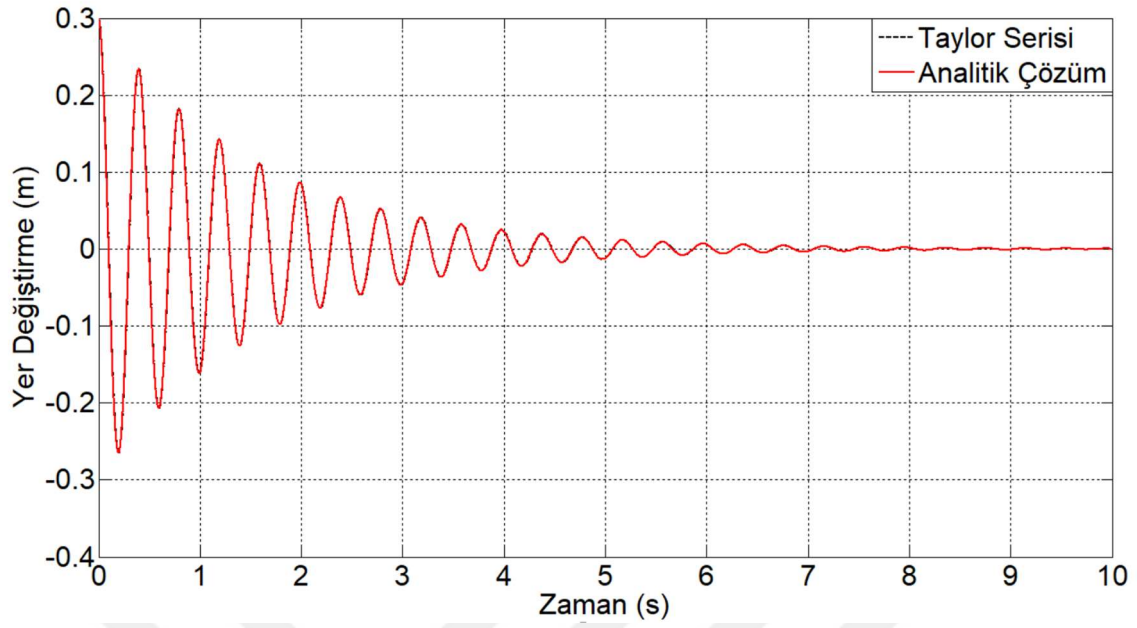
$$\dot{x}_j = \dot{x}_{j-1} + \frac{\ddot{x}_{j-1}}{1!} \Delta t \quad (3.63)$$

ifadesi ile tanımlanabilir. İkinci mertebeden türev ise eşitlik 3.49'dan çekilerek,

$$\ddot{x} = -\frac{c}{m} \dot{x} - \frac{k}{m} x \quad (3.64)$$

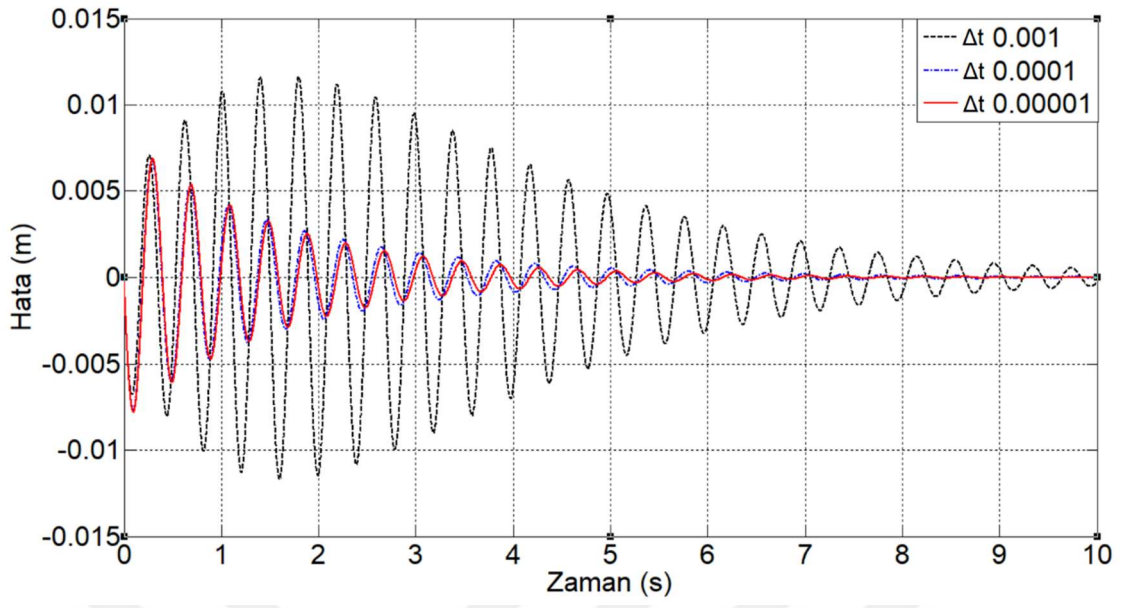
olarak belirlenir.

Şekil 3.12'de kütle-yay-damper sisteminin zamana bağlı yer değiştirme grafiği görülmektedir. Taylor serisi metodu ile analitik çözüm karşılaştırıldığında sistemin titreşim karakteristiğinin değişmediği görülmektedir. Taylor serisi metodunda kullanılan terim sayısı üçtür. Adım aralığı olarak $\Delta t = 0,00001$ s seçilmiştir. Dolayısıyla analitik çözüm ile Taylor serisi çözümü birbirine oldukça benzerdir.



Şekil 3.12 Taylor serisi metodu ile analitik çözümün karşılaştırılması.

Şekil 3.13’de adım aralığının Taylor serisi çözümünde hata miktarına etkisi görülmektedir. Burada sayısal çözüm 3 terimli Taylor serisi kullanılarak adım aralıkları $\Delta t = 0,001 s$, $\Delta t = 0,0001 s$, $\Delta t = 0,00001 s$ olacak şekilde gerçekleştirilmiştir. Adım aralığı azaldıkça hata miktarı da azalmıştır. $\Delta t = 0,00001 s$, $\Delta t = 0,0001 s$, ve $\Delta t = 0,001 s$ adım aralıklarında ortalama hata miktarları sırasıyla 0,2 mm, 1 mm ve 7 mm olarak hesaplanmıştır. Dolayısıyla Taylor serisi metodunda adım aralığı azaldıkça hata miktarının azaldığı görülmektedir. Ancak çok küçük adım aralıklarının seçilmesi hem çözüm süresinin artmasına hem de yuvarlama hatalarına neden olmaktadır.



Şekil 3.13 Taylor serisi çözümünde adım aralığının hata miktarına etkisi.

4. BULGULAR

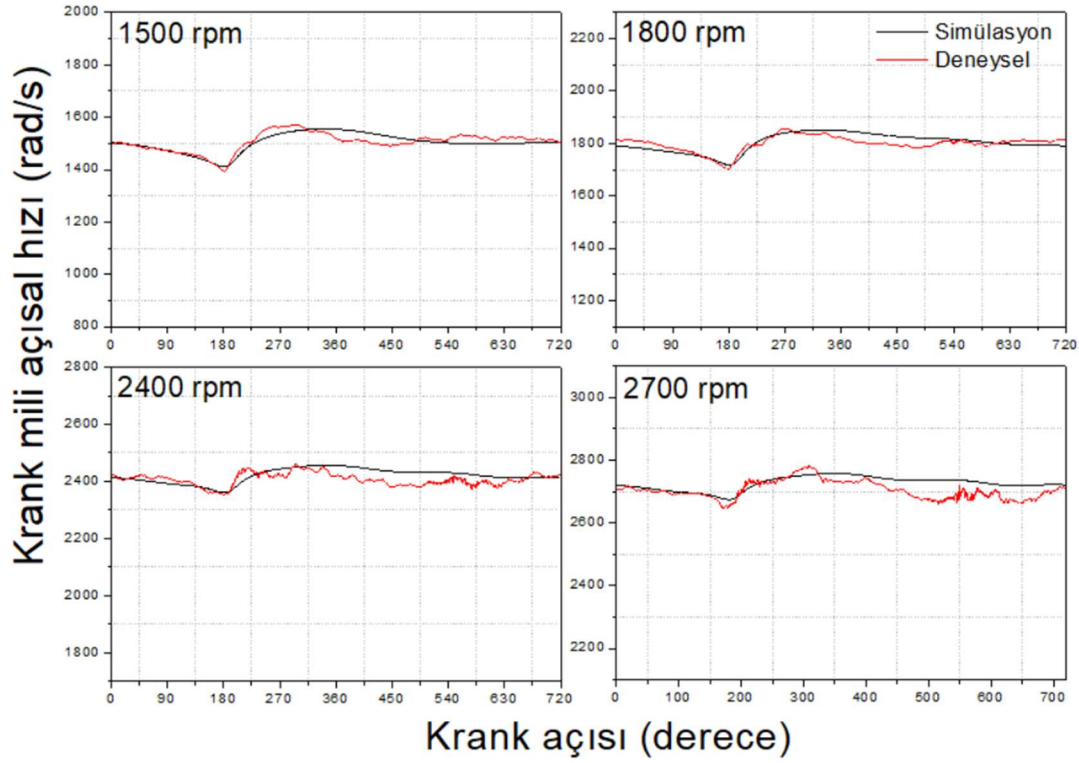
Bu bölümde deneysel veriler ile hareket denklemlerinin sayısal çözümünden elde edilen hız verileri karşılaştırılmış ve farklı motor hızlarının, dönel parçaların kütle atalet momentlerinin, biyel kütle atalet momentinin, piston kütesinin ve sürtünmelerin krank mili hız dalgalanmalarında oluşturduğu değişimler irdelenmiştir.

4.1 Validasyon

Deneysel olarak elde edilen krank mili açısal hız verilerinin hareket denklemlerinin sayısal çözümü ile elde edilen veriler ile karşılaştırılması incelenmiştir. Deneysel ve sayısal çözümde bir çevrimlik hız verileri kullanılmıştır. Farklı motor hızlarında ve farklı motor yüklerinde karşılaştırmalar yapılmıştır.

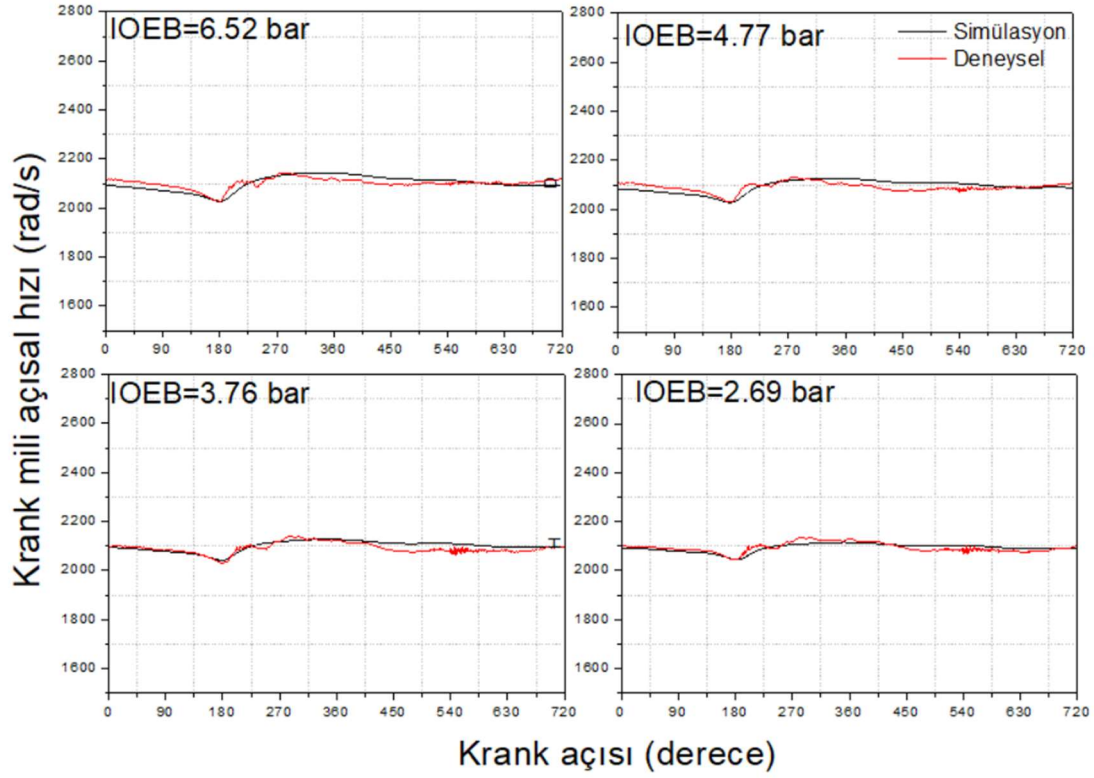
4.1.1 Deneysel Veriler ile Hareket Denklemlerinin Sayısal Çözümünden Elde Edilen Verilerin Karşılaştırılması

Şekil 4.1’de farklı motor hızlarında deneysel veriler ile sayısal çözümünden elde edilen verilerin karşılaştırılması görülmektedir. Deneysel olarak elden edilen verilerde 1500; 1800; 2400 ve 2700 rpm motor hızlarında krank mili hız dalgalanmaları sırasıyla %12,84, %8,04, %5,02 ve %4,44 oranlarında hız dalgalanmaları meydana gelmiştir. Simülasyonda elde edilen sonuçlarda ise aynı hızlarda sırasıyla %10,45, %7,56, %4,49 ve %3,65 oranlarında krank mili hız dalgalanmaları elde edilmiştir. Veriler karşılaştırıldığında sistemin dalgalanma karakteristiğinin değişmediği ancak farklılıklar olduğu görülmektedir. Bu hız dalgalanmalarındaki farklılıklar analizde kullanılan tek çevrimlik basınç profilinden kaynaklanmaktadır. Pratikte motorun her çevriminde silindir içi gaz basınç profili değişmektedir. Dolayısıyla deneysel verilerde sistemin krank mili hız dalgalanma oranı daha yüksektir.



Şekil 4.1 Farklı motor hızlarında deneysel veriler ile sayısal çözümün karşılaştırılması.

Şekil 4.2’de ise farklı indike ortalama basınçlarda deneysel olarak elde edilen veriler ile hareket denklemlerinin sayısal çözümünden elde edilen verilerin karşılaştırılması görülmektedir. Veriler 2100 rpm sabit motor devrinde elde edilmiştir. Deneysel olarak elde edilen 6,52, 4,77, 3,76 ve 2,69 bar ortalama indike efektif basınç değerlerinde krank mili hız dalgalanmaları %6,67, %5,79, %5,13, %4,11 oranlarında meydana gelmiştir. Simülasyondan elde edilen verilerde ise aynı hızlarda sırasıyla %5,84, %4,62, %4,33 ve %3,37 oranlarında krank mili hız dalgalanmaları elde edilmiştir. Deneysel veriler ile sayısal çözümden elde edilen sonuçların birbirine oldukça yakın olduğu görülmektedir. Veriler karşılaştırıldığında krank mili hız dalgalanma karakteristiğinin değişmediği ancak krank mili açısal hız genliklerinde farklılık olduğu gözlemlenmiştir. Bunun sebebi çevrimsel basınç farklılıklarındandır. Simülasyonda tek çevrimlik basınç profili kullanılmıştır. Pratikte her çevrimde farklı silindir içi basınç meydana gelmektedir. Bu da krank mili hız dalgalanmalarını etkilemektedir.



Şekil 4.2 Farklı indike ortalama efektif basınçlarında deneysel veriler ile sayısal verilerin karşılaştırılması.

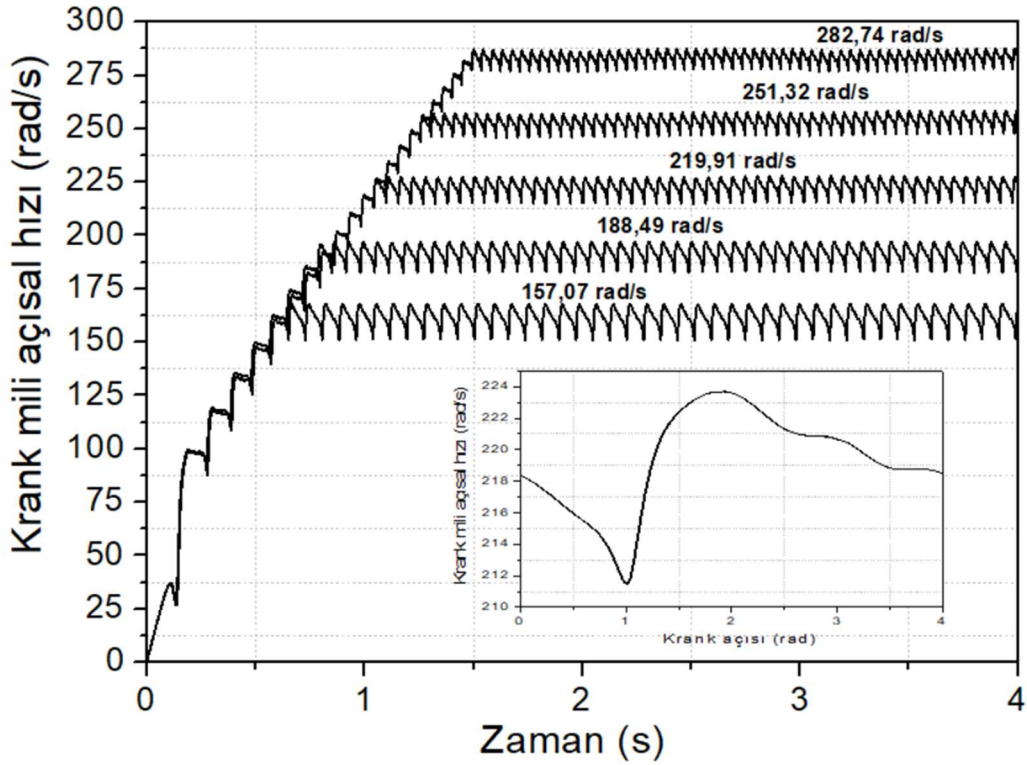
4.2 Hareket Denklemlerinin Sayısal Çözümünden Elde Edilen Sonuçlar

Hareket denklemlerinin sayısal çözümünden elde edilen sonuçlar incelenmiştir. Analizlerde farklı motor hızlarının, farklı indike ortalama efektif basınçlarının, biyel kütle atalet momentinin, dönel parçaların kütle atalet momentinin, piston kütesinin ve sürtünmelerin krank mili ortalama açısal hızına etkileri irdelenmiştir.

4.2.1 Farklı Motor Hızlarının Krank Mili Hız Dalgalanmalarına Etkileri

Farklı motor devirlerinde krank mili hız dalgalanmalarının zamana bağlı değişimi Şekil 4.3’de görülmektedir. Eğriler 6,52 bar İOEB profilinde elde edilmiştir. Motora krank mili açısı $0 \leq \theta \leq 7$ aralığında 60 Nm’lik marş momenti uygulanarak harekete geçmesi sağlanmıştır. Marş momenti $\theta > 7$ krank açısından sonra kesilmiştir. Motorun ilk hareketinden sonra belirlenen ortalama hız değerine kadar herhangi bir harici yük uygulaması yapılmamıştır. Krank mili ortalama açısal hızlarını 157,07, 188,49, 219,91,

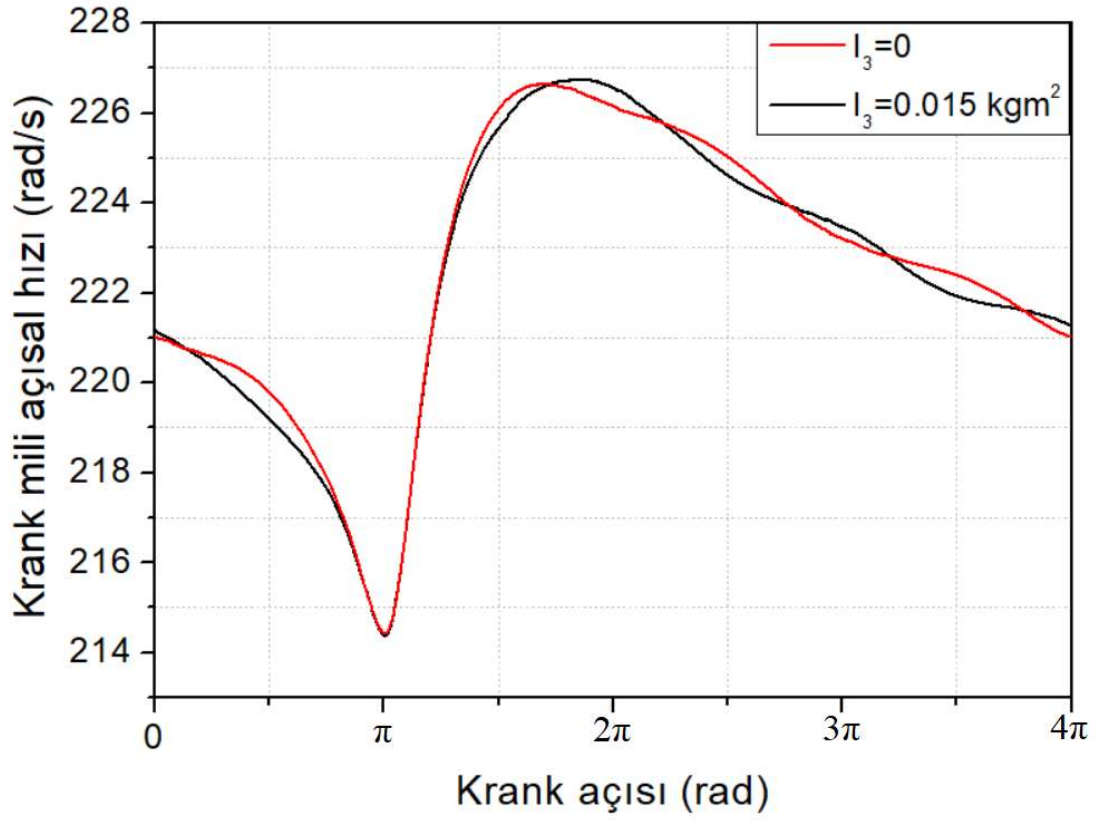
251,32 ve 282,74 rad/s'de sabit tutabilmek için sırasıyla 20,9, 21,6, 23,9, 21,3 ve 20,7 Nm harici yük uygulanmıştır. Tüm hızlarda aynı basınç profili kullanılmıştır. Bu nedenle hızlanma sürecinde motor hız değişimlerinin aynı olduğu görülmektedir. Maksimum motor momenti 219,91 rad/s krank mili açısal hızında elde edilmiştir. Bu hıza kadar motor momenti kademeli olarak artmış sonrasında ise motor devri arttıkça azalmıştır. Bunun sebebi motor hızı arttıkça sürtünme kayıpları, silindir içi türbülansın artması, silindir içine yeterli hava alınamaması ve dolayısıyla yanmanın tam gerçekleşmemesinden kaynaklanmaktadır. Krank mili ortalama hız değeri arttıkça hız dalgalanmalarında azalma görülmektedir. 157,07, 188,49, 219,91, 251,32 ve 282,74 rad/s krank mili ortalama açısal hızlarında sırasıyla %10,45, %7,56, %5,84, %4,49 ve %3,65 oranlarında hız dalgalanmaları meydana gelmiştir. Bunun sebebi motor hızı arttıkça krank milinin depolayabileceği kinetik enerji fazla olduğu için sıkıştırma ve yanma zamanında krank mili açısal hız genliği azalmaktadır. Oysaki pratikte motor hızı arttıkça silindir içi basınç düşmektedir. Bunun nedeni yanma süresi, tutuşma gecikmesi gibi yanma parametrelerinin oluşum süreçlerinin daha hızlı gerçekleşmesidir. Bu durumda yanma gerçekleşirken motor daha fazla yüklenmediği için yanma basıncında bir düşme meydana gelir. Dolayısıyla motor hızı arttıkça krank mili hız dalgalanmalarında azalma olduğu görülmektedir.



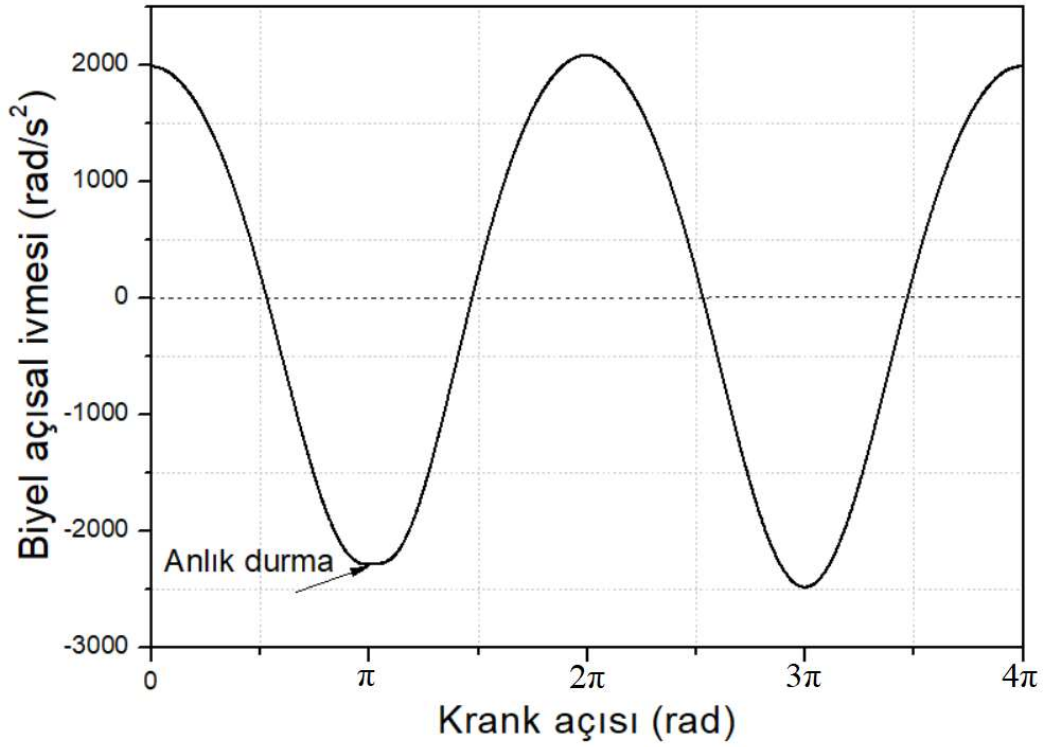
Şekil 4.3 Farklı motor hızları için krank mili açısal hızının zamana bağlı değişimi.

4.2.2 Biyel Kütle Atalet Momentinin Krank Mili Hız Dalgalanmalarına Etkisi

Biyel kütle atalet momentinin krank milinin açısal hızına etkisi Şekil 4.4'te görülmektedir. Analizdeki sonuçlar 6,52 bar İOEB profilinde ve krank mili ortalama açısal hızı 219,91 rad/s'de elde edilmiştir. Şekil 4.4'teki karşılaştırma biyel kütle atalet momentinin ihmal ve dahil edildiği durumlar için gerçekleştirilmiştir. Krank mili açısal hızına göre yapılan bu karşılaştırma dört zamanlı bir motorun tek çevrimlik sürecini içermektedir. $0-\pi$ aralığı sıkıştırma zamanı, $\pi-2\pi$ aralığı iş zamanı, $2\pi-3\pi$ egzoz zamanı ve $3\pi-4\pi$ aralığı ise emme zamanı olarak belirlenmiştir. Biyel kütle atalet momentinin ortalama krank mili açısal hızına etki etmediği ancak anlık krank mili açısal hız genliğinde küçük değişimlere neden olduğu gözlemlenmiştir. Biyel kütle atalet momentinin dahil edilmediği durumda krank mili açısal hız genliği 6,34 rad/s iken dahil edildiği durumda ise 6,42 rad/s olduğu gözlemlenmiştir. Biyel kütle atalet momenti dahil edilmediği durumda krank mili hız dalgalanmasının azaldığı belirlenmiştir.



Şekil 4.4 Biyel kütle atalet momentinin krank mili açışal hızına etkisi.



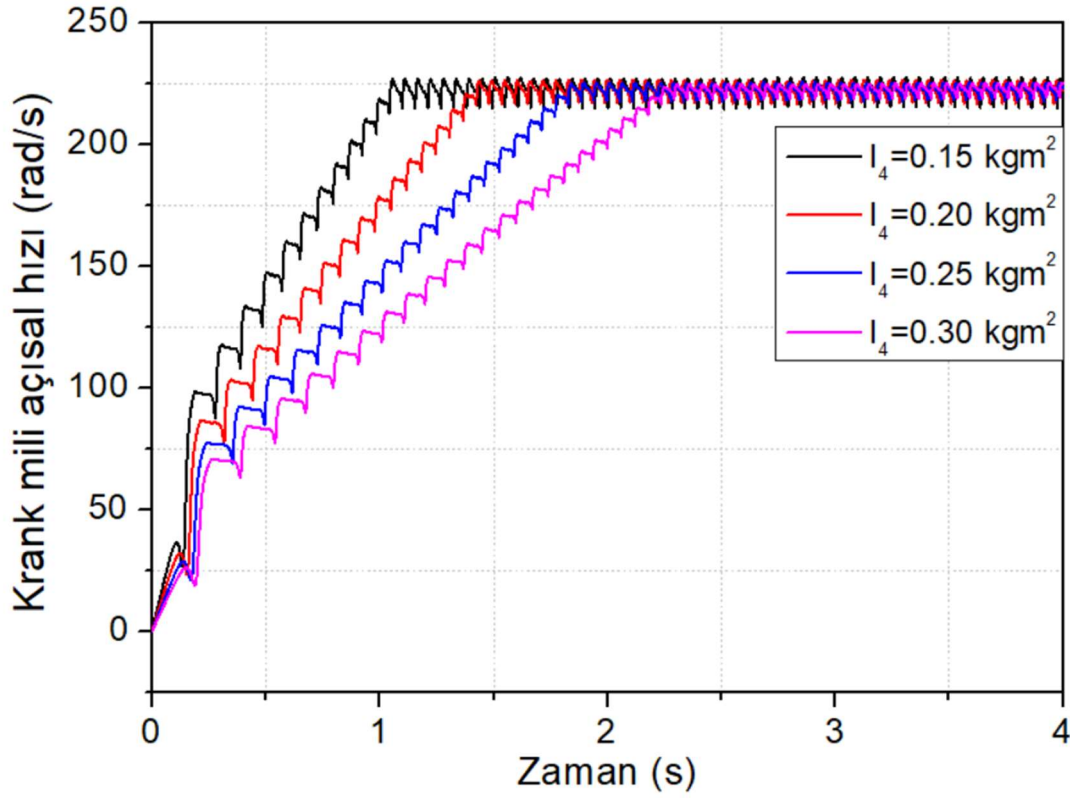
Şekil 4.5 Biyel açışal ivmesinin krank mili açışana göre değişimi.

Şekil 4.5'te biyel ivmesinin krank mili açısına göre değişimi görülmektedir. Krank açısı $0-\pi/2$ rad aralığında biyel ivmesinin pozitif yönde azalmasından dolayı krank mili açısız hızında bir miktar azalma meydana gelmektedir. $\pi/2- \pi$ rad aralığında biyel ivmesinin negatif yönde artıyor olması biyel kütle atalet kuvvetinin krank mili dönüş yönüne ters yönde etki yaratacağından dolayı krank mili açısal hızında normalden daha fazla düşmeye neden olmaktadır. AÖN'dan π rad sonra piston üst ölü noktada olur ve biyel salınım hareketi anlık olarak durarak ters yönde hareket etmeye başlar. Krank mili dönüş yönüne ters yönde etki eden biyel atalet kuvveti azalarak krank mili açısal hızının normalden daha fazla artmasına neden olmaktadır.

4.2.3 Dönel Hareketli Parçaların Kütle Atalet Momentlerinin Krank Mili Hız Dalgalanmalarına Etkisi

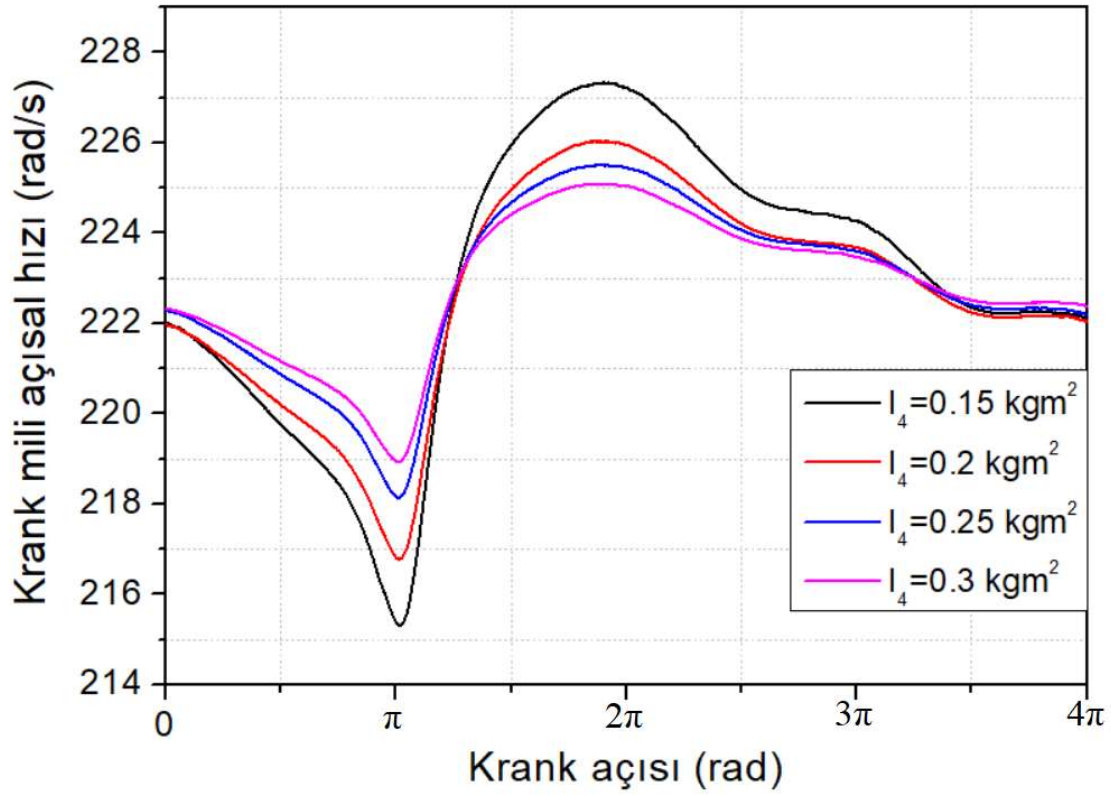
Krank mili ekseninde dönen hareketli parçalarının kütle atalet momentlerinin krank mili hız dalgalanmalarına etkileri incelenmiştir. Dönel parçaların kütle atalet momentleri $0,15$ ile $0,30 \text{ kgm}^2$ aralığında irdelenmiştir. $219,91 \text{ rad/s}$ ortalama krank mili açısal hızında $6,52 \text{ bar}$ İOEB profilinde ivmelenme ve krank mili açısal hız genlikleri karşılaştırılmıştır. Krank mili ortalama açısal hızı $219,91 \text{ rad/s}$ 'ye ulaşana kadar hiçbir harici yük uygulanmamıştır. Ortalama krank mili açısal hızı $219,91 \text{ rad/s}$ olduktan sonra harici yük uygulaması yapılmıştır.

Şekil 4.6'da dönel parçaların farklı kütle atalet momentlerinde krank mili açısal hızının zamana bağlı değişimi görülmektedir. İvmelenme sürelerinin ve krank mili açısal hız genliklerinin karşılaştırılmasında aynı basınç profili kullanılmıştır. Ortalama krank mili açısal hızı $219,91 \text{ rad/s}$ olana kadar harici yük uygulaması yapılmamıştır. Dönel parçaların kütle atalet momentleri $0,15$, $0,20$, $0,25$ ve $0,30 \text{ kgm}^2$ olarak belirlenmiştir. Dönel parçaların kütle atalet momenti arttıkça ivmelenme sürelerinde artış meydana geldiği gözlemlenmiştir. Artan kütle atalet momentlerine göre ivmelenme süreleri sırasıyla $1,12$, $1,48$, $1,83$ ve $2,22 \text{ s}$ olarak elde edilmiştir. Kütle atalet momenti $0,15$ 'ten $0,3$ 'e çıkarıldığında ivmelenme süresi yaklaşık 2 kat artmıştır.



Şekil 4.6 Dönel parçaların farklı kütle atalet momentlerinde krank mili açışsal hızının zamana bağılı değişimi.

Şekil 4.7’de ise dönel parçaların farklı kütle atalet momentlerinde bir çevrimlik krank mili açışsal hız genliğinde meydana getirdiği değişimler görölmektedir. Dönel parçaların seçilen kütle ataletlerine karşılık krank mili açışsal hız genlikleri sırasıyla 6,42, 5,12, 4,18 ve 3,23 rad/s olarak gözlemlenmiştir. Dönel parçaların kütle atalet momentleri azaltıldığında iş zamanında ($\pi-2\pi$) daha hızlı ivmelenmekte, sıkıştırma zamanında ($0-\pi$) daha hızlı yavaşlamaktadır. Kütle atalet momentleri azaldıkça üzerine depolayabileceği enerji azalacağı için egzoz ($2\pi-3\pi$) ve emme ($3\pi-4\pi$) zamanlarında krank milindeki yavaşlamalar daha fazla olmaktadır. Ayrıca kütle atalet değeri arttıkça krank mili hız dalgalanmalarındaki tepe bölgesi yatay konuma gelmektedir. Uygun kütle atalet momentinin seçilmesi için krank mili açışsal hız genliği, ivmelenme süresi ve dönel parçaların kütlesi arasında bir optimizasyon yapılması gerekmektedir. Kütle atalet momentinin artırılması hız dalgalanmalarını azaltırken ivmelenme süresi ve toplam kütleyi arttırmaktadır.

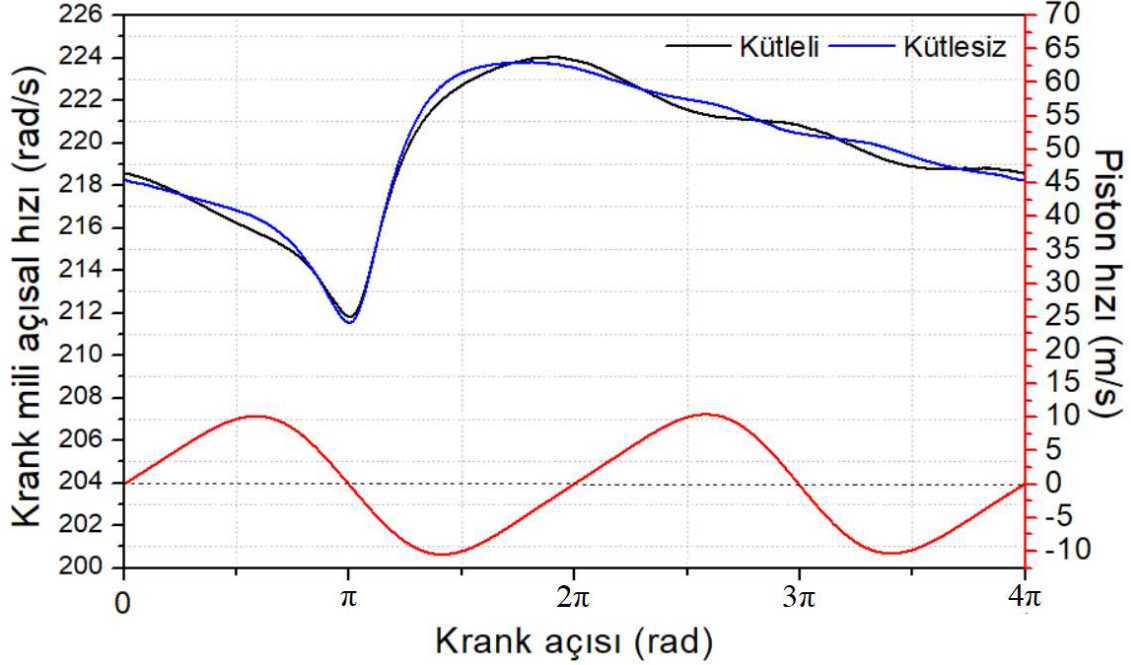


Şekil 4.7 Dönel parçaların farklı kütle atalet momentleri için bir çevrimlik krank mili açısal hızının krank mili açısına bağlı değişimi.

4.2.4. Piston Kütlesinin Krank Mili Hız Dalgalanmalarına Etkisi

Şekil 4.8’de piston kütlesinin krank mili açısal hız değişimine etkisi ve bir çevrimlik piston hızı görülmektedir. Analizde piston kütlesinin ihmal ve dahil edildiği durumlar incelenmiştir. Analizdeki sonuçlar 6,52 bar İOEB profilinde ve krank mili ortalama açısal hızı 219,91 rad/s’de elde edilmiştir. Piston kütlesi dahil edildiğinde krank mili açısal hız genliğinde azalma gözlemlenmiştir. Piston kütlesi dahil ve ihmal edildiği durumlar için krank mili açısal hız genliği sırasıyla 6,42 ve 6,84 rad/s olarak elde edilmiştir. Burada piston kütlesinin krank mili açısal hız genliğini azalttığı gözlemlenmiştir. Bunun sebebi sıkıştırma zamanında ($0-\pi$) piston kütlesi dahil edildiğinde eylemsizlik kuvveti krank mili dönüş yönü ile aynıdır. Piston kütlesi ihmal edildiğinde ise herhangi bir eylemsizlik kuvveti olmayacağından krank mili açısal hızı normalden daha fazla düşmektedir. Yanma işleminden ($\pi-2\pi$) sonra krank mili gaz basınç kuvvetine maruz kalmakta ve dolayısıyla hızlanmaktadır. Belirli bir kütleye sahip olan piston gaz basınç kuvvetine ters yönde bir kuvvet uygulamakta ve krank mili hızı artışının belirli bir noktadan sonra sınırlamaktadır.

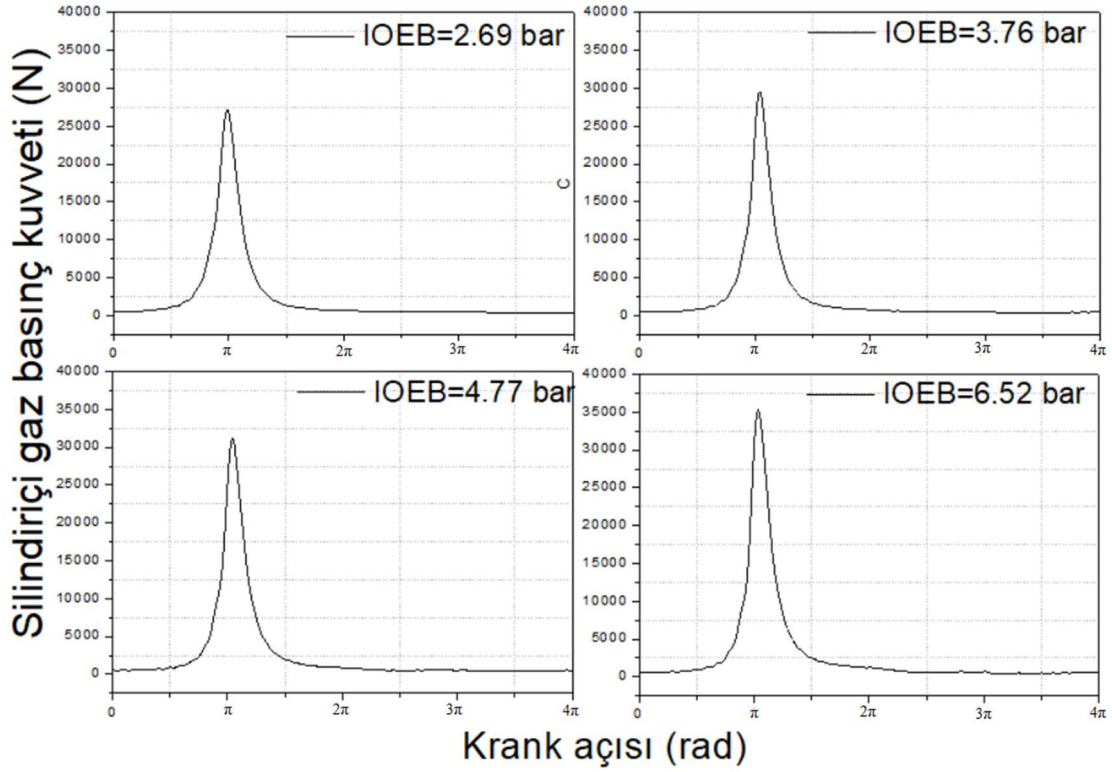
Pistonun kütlesi ihmal edildiğinde ise eylemsizlik kuvveti ortadan kalkacağı için krank mili hızı normalden daha fazla artmaktadır.



Şekil 4.8 Piston kütlesinin krank mili açısal hızına etkisi ve bir çevrimlik piston hızı.

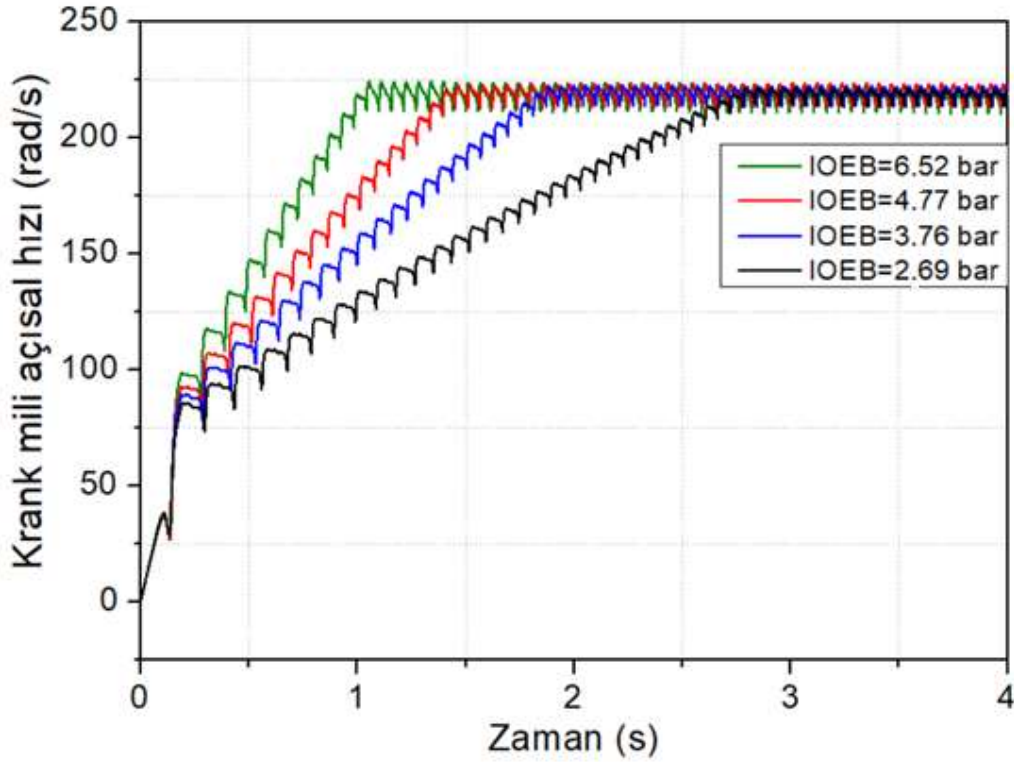
4.2.5 Farklı Silindir İçi Gaz Basınç Kuvvetlerinin Krank Mili Hız Dalgalanmalarına Etkisi

Şekil 4.9'da dört farklı indike ortalama efektif basınçlarda silindir içi gaz basınç kuvvetlerinin krank açısına göre değişimi görülmektedir. Deneysel olarak 2100 rpm'de dört farklı yükte elde edilen basınç profilleri piston üzerinde farklı gaz basınç kuvvetleri meydana getirmektedirler. İndike ortalama efektif basınç arttıkça pistona etki eden gaz kuvveti de artmaktadır. 2,69, 3,76, 4,77 ve 6,52 bar indike ortalama efektif basınçlarında maksimum silindir içi gaz basınç kuvvetleri sırasıyla 27,11, 29,52, 31,12 ve 35,23 kN olarak elde edilmiştir. Motorun her çevriminde değişiklik gösteren silindir içi gaz basınç kuvvetleri krank mili hız dalgalanmalarına önemli ölçüde etki etmektedir.



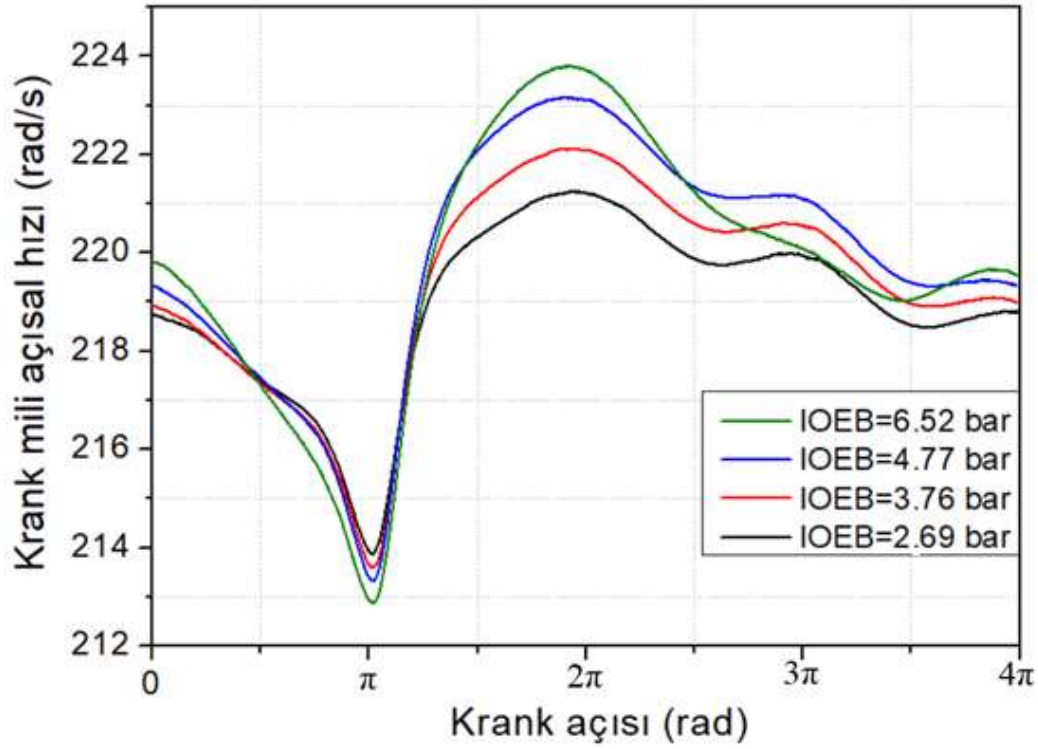
Şekil 4.9 Dört farklı indike ortalama efektif basınç değerleri için silindir içi gaz basınç kuvvetlerinin krank mili açısına bağlı değişimi.

Şekil 4.10’da dört farklı indike ortalama basınçta krank mili hız dalgalanmalarının zamana bağlı değişimi görülmektedir. Başlangıç anından itibaren krank mili açısal hızı 219,91 rad/s hıza ulaşana kadar herhangi bir harici yük uygulanmamıştır. 2,69, 3,76, 4,77 ve 6,52 bar indike ortalama efektif basınçlarında ortalama krank mili açısal hızını 219,91 rad/s’de sabit tutabilmek için sırasıyla 6,2, 10,9, 15,9 ve 23,6 Nm harici yük uygulanmıştır. Ölçülen indike ortalama efektif basınçlara göre ivmelenme süreleri ise sırasıyla 2,79, 1,88, 1,43 ve 1,12 s olarak belirlenmiştir. İndike ortalama efektif basınç arttıkça ivmelenme süresinin azaldığı gözlemlenmiştir. İndike ortalama efektif basınçın artması silindir içi gaz basıncının artması anlamına gelmektedir. Dolayısıyla motorun başlangıçtan itibaren piston üzerine etki eden gaz basıncının artması krank mili ivmelenme süresini kısaltmaktadır.



Şekil 4.10 Dört farklı indike ortalama efektif basınçlarda krank mili açısal hızının zamana bağlı değişimi.

Şekil 4.11’de dört farklı motor yükünün bir çevrimlik krank mili açısal hız genliğindeki değişim görülmektedir. Krank mili açısal hızına göre yapılan bu karşılaştırma dört zamanlı bir motorun tek çevrimlik sürecini içermektedir. $0-\pi$ aralığı sıkıştırma zamanı, $\pi-2\pi$ aralığı iş zamanı, $2\pi-3\pi$ egzoz zamanı ve $3\pi-4\pi$ aralığı ise emme zamanı olarak belirlenmiştir. İndike ortalama efektif basınç arttıkça krank mili açısal hız genliğinin de arttığı gözlemlenmiştir. Bunun sebebi indike ortalama efektif basınçların artması silindir içi gaz basınç kuvvetini de arttırarak krank milinin sıkıştırma işleminde normalden daha fazla yavaşlamasına, yanma işleminde ise normalden daha fazla hızlanmasına sebep olmaktadır. Ayrıca gaz basınç kuvvetleri arttıkça yanma işleminde krank milinin ivmelenme süresi de artmaktadır. Belirtilen basınç değerlerine göre krank mili açısal hız genlikleri sırasıyla 2,81, 3,76, 5,01 ve 6,42 rad/s olarak elde edilmiştir. İndike ortalama efektif basınçlar azaldıkça krank mili hız dalgalanmalarındaki tepe bölgesi yatay konuma gelmektedir. Bunun nedeni motor yükünün azalmasıyla piston ivmelerinden kaynaklanan enerjinin daha etkili hale gelmesidir.

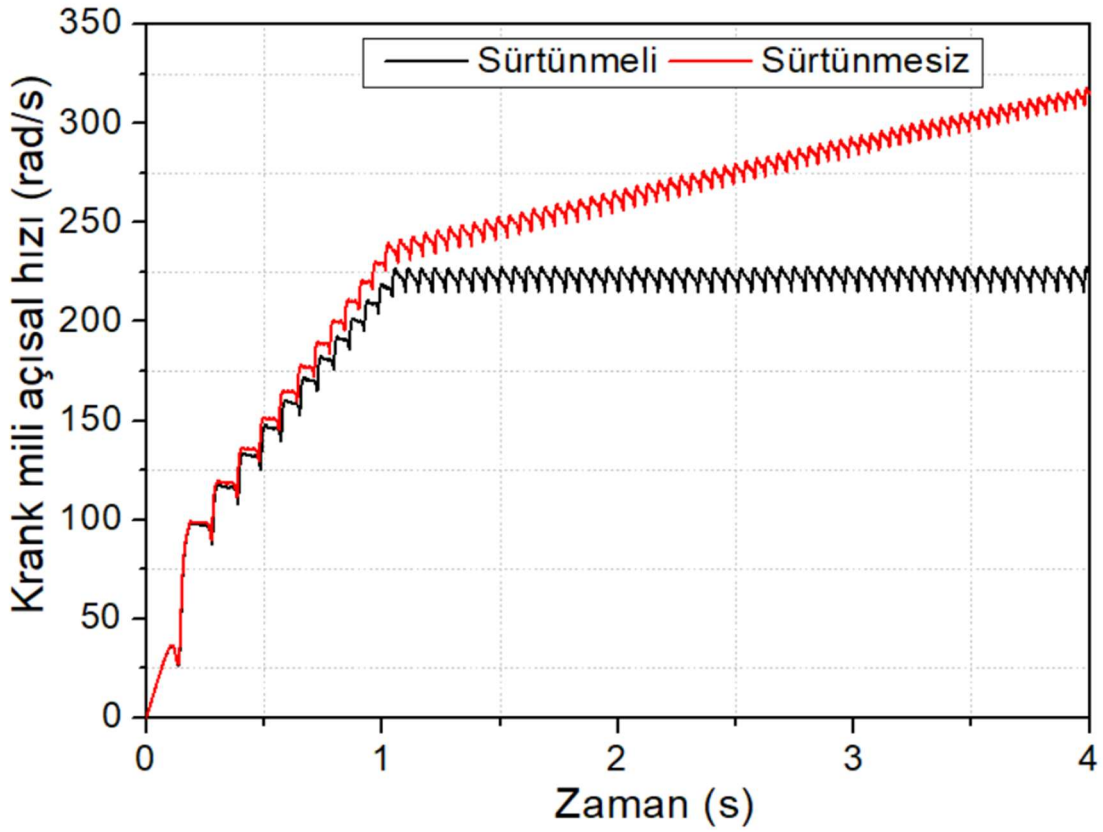


Şekil 4.11 Farklı indike ortalama efektif basınç değerleri için bir çevrimlik krank mili açısal hızının krank mili açısına bağlı değişimi.

4.2.6 Sürtünmelerin Krank Mili Hız Dalgalanmalarına Etkisi

Şekil 4.12’de sürtünmelerin dahil ve ihmal edildiği durumlar için krank mili açısal hızının zamana bağlı değişimi görülmektedir. Her iki durum için 6,52 bar basınç profili kullanılarak ortalama krank mili açısal hızı 219,91 rad/s’ye ulaşıncaya kadar herhangi bir harici yük uygulanmamıştır. Ortalama krank mili açısı 219,91 rad/s’ye ulaştığında 23,9 Nm harici yük uygulaması yapılmıştır. Sürtünmelerin dahil edildiği durumda ortalama krank mili açısal hızı sabit kalırken ihmal edildiği durumda hızlı bir artış gözlemlenmektedir. Ortalama krank mili açısal hızı 1,12 s sonra harici yükün uygulandığı değere ulaşmaktadır. Daha sonra sürtünmenin dahil olduğu durumda ortalama krank mili açısal hızı sabit kalırken sürtünmenin ihmal edildiği durumda ortalama krank mili açısal hızı 318,09 rad/s’ye kadar çıkmıştır. Bu durum Öztürk’ün elde ettiği sonuçlar ile uyusmaktadır (Öztürk 2011). Sürtünmelerin ihmal edildiği durumda ortalama krank mili açısal hızının sabit tutulabilmesi için harici yükün artırılması gerekmektedir (Patil vd. 1993, Solmaz 2014, İpçi ve Karabulut 2016, Karabulut vd. 2017). Sürtünmelerin ihmal

edildiği durumda ortalama krank mili açısai hızını sabit tutabilmek için 27 Nm harici yük uygulanmıştır. Dolayısıyla bu durum sürtünmelere harcanan momentin 3,1 Nm olduğunu göstermektedir. Motor gücü olarak ele alındığında 219,91 rad/s ortalama krank mili açısai hızında efektif motor gücü 5,25 kW'tır. Dolayısıyla sürtünmelere harcanan gücün 0,68 kW olduğu belirlenmiştir. Bu durum indike motor gücünün yaklaşık olarak %12,95'i sürtünmeleri yenmek için harcandığı tespit edilmiştir.



Şekil 4.12 Sürtünmelerin dahil ve ihmal edildiği durumlar için krank mili açısai hızının zamana bağlı değişimi.

5. TARTIŞMA ve SONUÇ

Bu çalışmada tek silindirli dört zamanlı bir dizel motorunun dinamik modeli oluşturularak krank mili hız dalgalanmalarının simülasyonu ve validasyonu gerçekleştirilmiştir. Oluşturulan dinamik model, silindir içi gaz basınç kuvvetleri, hidrodinamik ve kuru sürtünme kuvvetlerini, hareketli parçaların kütle atalet momentlerini, marş momentini ve harici yük momentini içermektedir. Analizde tek silindirli bir dizel motordan alınan basınç verileri kullanılmıştır. Matematiksel modelin çözümünde Taylor seri metodu kullanılmış ve MATLAB programlama dilinde bir simülasyon programı hazırlanmıştır. Oluşturulan simülasyon programından elde edilen sonuçlar ile tek silindirli bir dizel motordan elde edilen deneysel veriler karşılaştırılmıştır. Deneysel veriler ile sayısal çözümün birbirine oldukça benzer oldukları görülmüştür. Ayrıca geliştirilen simülasyon programında farklı motor hızlarının, biyel kütle atalet momentinin, dönel parçaların kütle atalet momentlerinin, sürtünmelerin, farklı indike ortalama efektif basınçlarının ve piston kütlesinin krank mili hız dalgalanmalarına etkileri incelenmiştir. Analizlerden elde edilen sonuçlar aşağıda maddeler halinde sunulmuştur.

- Deneysel veriler ile hareket denklemlerinin sayısal çözümünden elde edilen sonuçların birbirine oldukça benzer oldukları gözlemlenmiştir.
- Aynı indike ortalama efektif basınç profilinde motor hızı arttıkça krank mili hız dalgalanmalarının azaldığı gözlemlenmiştir. Ayrıca motor hızı arttıkça harici yük momentinin de azaldığı tespit edilmiştir. Bununla birlikte motor hızı arttıkça ivmelenme sürelerinde azalma meydana geldiği belirlenmiştir.
- Aynı motor hızında motor yükü arttıkça krank mili hız dalgalanmalarında artış gözlemlenmiştir. Ayrıca motor yükü arttıkça ivmelenme sürelerinde azalma tespit edilmiştir.
- Piston kütlesinin azalmasının krank mili açısal hız genliğini arttırdığı gözlemlenmiştir.

- Aynı basınç profili ve motor yükünde sürtünmeler ortadan kaldırıldığında krank mili açısal hızının giderek arttığı gözlemlenmiştir. Geliştirilen modelde sürtünme kaybının %12,95 olduğu tespit edilmiştir.
- Dönel parçaların kütle atalet momentlerindeki artışın krank milinin açısal hız genliğini azalttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca dönel parçaların kütle atalet momentleri arttıkça ivmelenme sürelerinin de arttığı tespit edilmiştir. Dönel parçaların daha fazla enerji depolayabilme yetenekleri olduğundan kütle atalet momentlerinin artması krank mili hız dalgalanmalarını azaltmaktadır.
- Biyel kütle atalet momentindeki artışın ortalama krank mili açısal hızına bir etkisi olmamıştır. Ancak biyel kütle atalet momenti arttıkça krank mili açısal hız genliğinin arttığı tespit edilmiştir. Biyelin yön değiştirme eylemi bu artışta etkisi olmuştur.

Yapılan analiz programı krank mili hız dalgalanmalarının incelenmesinde veya önceden tahmini için kullanılabilir. Bu çalışmanın devamında yapılabilecek çalışmalar aşağıda sunulmuştur.

- Bu çalışma tek silindirli dört zamanlı bir motorun krank mili hız dalgalanmalarının belirlenmesi üzerine yapılmıştır. Bazı eklemeler ile çok silindirli motorlar için uygulanabilir. Çok silindirli motorlara uygulanması için bu çalışmada ihmal edilen eksenlerdeki dönme ve öteleme hareketlerinin dahil edilmesi uygun olacaktır.
- Silindir içi basınç profilleri tek silindirli bir dizel motordan elde edilmiştir. Farklı yanma tipine sahip motorlardan elde edilen basınç profilleri kullanılarak analizler gerçekleştirilebilir.
- Silindir içi gaz basınç profilleri sürekli rejim çalışma bölgesinde elde edilmiştir. Geçici rejim şartlarında basınç profilleri kullanılarak da krank mili hız dalgalanmaları incelenebilir.
- Çalışmada krank mili hız dalgalanmaları üzerine piston-biyel-krank

mekanizmasının kütle atalet momentleri ele alınmış ve diğer hareketli parçaların kütle atalet momentleri ihmal edilmiştir. Kam mili, subap mekanizması v.b. gibi hareketli parçaların kütle atalet momentleri de dahil edilerek modelin kapsamı artırılabilir.



6. KAYNAKLAR

- Araz S, 2014, Tek Silindirli Bir Dizel Motorun Tork Oluşum Modeli ve Kontrolü, İstanbul Teknik Üniversitesi, Yüksek Lisans Tezi, 61s, İstanbul.
- Boysal A, Rahnejat H, 1997, Torsional Vibration Analysis Of A Multi-Body Single Cylinder Internal Combustion Engine Model, Applied Mathematical Modelling, 21, 481-493.
- Ciulli E, Rizzoni G, Dawson J, 1996, Numerical And Experimental Study Of Friction On A Single Cylinder CFR Engine (No. 960357). SAE Technical Paper.
- Giakoumis E G, Rakopoulos C D, Dimaratos A M, 2008, Study Of Crankshaft Torsional Deformation Under Steady-State And Transient Operation Of Turbocharged Diesel Engines, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Journal of Multi-body Dynamics, 222, 17-30.
- İpçi D, Karabulut H, 2016, Thermodynamic And Dynamic Modeling Of A Single Cylinder Four Stroke Diesel Engine, Applied Mathematical Modelling, 40, 3925-3937.
- İpçi D, Karabulut H, 2016, Dynamic And Thermodynamic Examination Of A Two-Stroke Internal Combustion Engine, Politeknik Dergisi, 19, 141-154.
- Karabulut H, Ersoy H, 2012, Dynamic Behaviors Of A Two-Cylinder Four-Stroke, Gazi University Journal of Science, 25, 519-532.
- Karabulut H, Solmaz H, İpci D, 2017, A Coupled Thermodynamic And Dynamic Model Of A Three Cylinder Diesel Engine, A Novel Approach For Gas Exchange Process, Applied Thermal Engineering, 121, 750-760.
- Karabulut H, Öztürk E, Çınar C, 2011, Tek Silindirli Dört Zamanlı Bir Dizel Motorunun Dinamik Modeli Ve Titreşimlerinin İncelenmesi, Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi, 26, 173-183.
- Kushwaha M, Gupta S, Kelly P, Rahnejat H, 2002. Elasto-Multi-Body Dynamics Of A Multicylinder Internal Combustion Engine, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Journal of Multi-body Dynamics, 216, 281-293.

- Metallidis P, Natsiavas S, 2003, Linear And Nonlinear Dynamics Of Reciprocating Engines, International Journal of Non-Linear Mechanics, 38, 723-738.
- Solmaz H, 2014, Dört Silindirli Dört zamanlı Bir Dizel Motorunun Dinamik Modeli ve Titreşimlerinin İncelenmesi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, 269s, Ankara.
- Östman F, Toivonen H T, 2008, Model-Based Torsional Vibration Control Of Internal Combustion Engines, IET Control Theory and Applications, 2, 1024-1032.
- Öztürk E, 2011, İçten Yanmalı Motorlarda Titreşimlerin İncelenmesi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, 186s, Ankara.
- Öztürk E, Karabulut H 2012. Tek Silindirli Bir Dizel Motorunun Dinamik Ve Titreşim Analizleri, Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi, 27, 491-500.
- Pasricha M P, Hashim F M, 2006, Effect Of The Reciprocating Mass Of Slider-Crank Mechanism On Torsional Vibrations Of Diesel Engine Systems, Asean Journal on Science and Technology for Development, 23, 71-81.
- Patil A B, Ranade N S, 1993. Computer Simulation Of An Ic Engine During Cranking By A Starter Motor, SAE Transactions, 911-917.
- Perera M S M, Theodossiades S, Rahnejat H, 2007, A Multi-Physics Multi-Scale Approach In Engine Design Analysis, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Journal of Multi-body Dynamics, 221, 335-348.
- Zhang X Y, Guo J, Wenping Z, 2016 Dynamic Analysis Of The Crank Train in A Single Cylinder Diesel Engine Using A Lumped Parameter Method, In ASME 2016 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, October 9-12. Greenville, USA. .
- Zweiri Y H, Whidborne J F, Seneviratne L D, 2001, Detailed Analytical Model Of A Single-Cylinder Diesel Engine In The Crank Angle Domain, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Journal of Automobile Engineering, 215, 1197-1216.

İnternet Kaynakları

- 1- <https://www.yeniatmaca.com/blogs/icten-yanmali-motorlarda-asinma-yaglama-ve-sogutma.pdf> 01.03.2020



ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Adı Soyadı : Mustafa Babagiray
Doğum Yeri ve Tarihi : Kayseri 21.06.1994
Yabancı Dili : İngilizce, Almanca
İletişim (Telefon/e-posta) : 05454643723 /mbabagiray@aku.edu.tr

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Mustafa Eminoglu Anadolu Lisesi (2009-2012)
Lisans : Afyon Kocatepe Üniversitesi, Otomotiv Mühendisliği
Bölümü, (2012-2017)
Yüksek Lisans : Afyon Kocatepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü,
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı, (2017-2020)

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl

:Afyon Kocatepe Üniversitesi Teknoloji Fakültesi,
Araştırma Görevlisi (2018-Devam Ediyor)

Yayımlar

Babagiray M, Bayrakçeken H, Çakmakkaya M, Aysal F E, Karanfil S 2019, Experimental Investigation of the Effect of Brake Disconnished by Hvof Method, International Journal of Automotive Science and Technology, 3(3), 57-61.

Bayrakçeken H, Girgin Z, Aysal F E, Babagiray M, 2019, Nonlineer İteratif Regresyon Kullanılarak Lastik Basıncının Yunuslama Kuvvetine Etkisinin Analizi, Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi, 19(2), 490-495.

Erdem M, Özgören Y Ö, Aksoy F, Solmaz H, Babagiray M, Beta Tipi Stirling Motorunda Soğutucu Kanallara Rejeneratör Yerleştirilmesi, 2nd International Conference on Technology and Science, 14-16 Kasım 2019, Burdur.

Sağlam N. E, Aksoy F, Solmaz H, Yılmaz E, Babagiray M, Özgören Y. Ö, Beta Tipi Bir Stirling Motorunun Hava Çalışma Akışkanı İle Performans Testleri, International Symposium on Automotive Science And Technology, 5-6 Eylül 2019, Ankara.

Aksoy F, Özgören Y. Ö, Çınar C, Solmaz H, Babagiray M, Kurt B, Yılmaz E, Beta Tipi Bir Stirling Motorunda Kromoksit Termal Bariyer Kaplama Kullanımının Motor Performansına Etkisi, International Automotive Technologies Congress, 7-8 Mayıs 2018, Bursa.



EKLER

EK 1 . MATLAB Kodları

Fourier Serisi

A0=0.0;A1=0.0;A2=0.0;A3=0.0;A4=0.0;A5=0.0;A6=0.0;A7=0.0;A8=0.0;A9=0.0;
A10=0.0;A11=0.0;A12=0.0;A13=0.0;A14=0.0;A15=0.0;A16=0.0;A17=0.0;.0;A24=0.0;
A25=0.0;A26=0.0;
A27=0.0;A28=0.0;A29=0.0;A30=0.0;A31=0.0;A32=0.0;A33=0.0;A34=0.0;A35=0.0;A
36=0.0;
A37=0.0;A38=0.0;A39=0.0;A40=0.0;

B0=0.0;B1=0.0;B2=0.0;B3=0.0;B4=0.0;B5=0.0;B6=0.0;B7=0.0;B8=0.0;B9=0.0;
B10=0.0;B11=0.0;B12=0.0;B13=0.0;B14=0.0;B15=0.0;B16=0.0;B17=0.0;B18=0.0;
B19=0.0;B20=0.0;B21=0.0;B22=0.0;B23=0.0;B24=0.0;B25=0.0;B26=0.0;B27=0.0;

A0=A0+(P(I)+P(I+1))*DZ/(2.0*pi);
A1=A1+(P(I)*cos(Z(I))+P(I+1)*cos(Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
A2=A2+(P(I)*cos(2.0*Z(I))+P(I+1)*cos(2.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
A3=A3+(P(I)*cos(3.0*Z(I))+P(I+1)*cos(3.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
A4=A4+(P(I)*cos(4.0*Z(I))+P(I+1)*cos(4.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
A5=A5+(P(I)*cos(5.0*Z(I))+P(I+1)*cos(5.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
A6=A6+(P(I)*cos(6.0*Z(I))+P(I+1)*cos(6.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
A7=A7+(P(I)*cos(7.0*Z(I))+P(I+1)*cos(7.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
A8=A8+(P(I)*cos(8.0*Z(I))+P(I+1)*cos(8.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
A9=A9+(P(I)*cos(9.0*Z(I))+P(I+1)*cos(9.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
A10=A10+(P(I)*cos(10.0*Z(I))+P(I+1)*cos(10.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
A11=A11+(P(I)*cos(11.0*Z(I))+P(I+1)*cos(11.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
A12=A12+(P(I)*cos(12.0*Z(I))+P(I+1)*cos(12.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
A13=A13+(P(I)*cos(13.0*Z(I))+P(I+1)*cos(13.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
A14=A14+(P(I)*cos(14.0*Z(I))+P(I+1)*cos(14.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
A15=A15+(P(I)*cos(15.0*Z(I))+P(I+1)*cos(15.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
A16=A16+(P(I)*cos(16.0*Z(I))+P(I+1)*cos(16.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
A17=A17+(P(I)*cos(17.0*Z(I))+P(I+1)*cos(17.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
A18=A18+(P(I)*cos(18.0*Z(I))+P(I+1)*cos(18.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);

EK 1 (Devam) MATLAB kodları

```
A19=A19+(P(I)*cos(19.0*Z(I))+P(I+1)*cos(19.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
A20=A20+(P(I)*cos(20.0*Z(I))+P(I+1)*cos(20.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
A21=A21+(P(I)*cos(21.0*Z(I))+P(I+1)*cos(21.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
A22=A22+(P(I)*cos(22.0*Z(I))+P(I+1)*cos(22.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
A23=A23+(P(I)*cos(23.0*Z(I))+P(I+1)*cos(23.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
A24=A24+(P(I)*cos(24.0*Z(I))+P(I+1)*cos(24.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
A25=A25+(P(I)*cos(25.0*Z(I))+P(I+1)*cos(25.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
A26=A26+(P(I)*cos(26.0*Z(I))+P(I+1)*cos(26.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
A27=A27+(P(I)*cos(27.0*Z(I))+P(I+1)*cos(27.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
A28=A28+(P(I)*cos(28.0*Z(I))+P(I+1)*cos(28.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
A29=A29+(P(I)*cos(29.0*Z(I))+P(I+1)*cos(29.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
A30=A30+(P(I)*cos(30.0*Z(I))+P(I+1)*cos(30.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
A31=A31+(P(I)*cos(31.0*Z(I))+P(I+1)*cos(31.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
A32=A32+(P(I)*cos(32.0*Z(I))+P(I+1)*cos(32.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
A33=A33+(P(I)*cos(33.0*Z(I))+P(I+1)*cos(33.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
A34=A34+(P(I)*cos(34.0*Z(I))+P(I+1)*cos(34.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
```

```
B1=B1+(P(I)*sin(Z(I))+P(I+1)*sin(Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
B2=B2+(P(I)*sin(2.0*Z(I))+P(I+1)*sin(2.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
B3=B3+(P(I)*sin(3.0*Z(I))+P(I+1)*sin(3.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
B4=B4+(P(I)*sin(4.0*Z(I))+P(I+1)*sin(4.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
B5=B5+(P(I)*sin(5.0*Z(I))+P(I+1)*sin(5.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
B6=B6+(P(I)*sin(6.0*Z(I))+P(I+1)*sin(6.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
B7=B7+(P(I)*sin(7.0*Z(I))+P(I+1)*sin(7.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
B8=B8+(P(I)*sin(8.0*Z(I))+P(I+1)*sin(8.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
B9=B9+(P(I)*sin(9.0*Z(I))+P(I+1)*sin(9.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
B10=B10+(P(I)*sin(10.0*Z(I))+P(I+1)*sin(10.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
B11=B11+(P(I)*sin(11.0*Z(I))+P(I+1)*sin(11.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
B12=B12+(P(I)*sin(12.0*Z(I))+P(I+1)*sin(12.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
B13=B13+(P(I)*sin(13.0*Z(I))+P(I+1)*sin(13.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
```

EK 1 (Devam) MATLAB kodları

```
B14=B14+(P(I)*sin(14.0*Z(I))+P(I+1)*sin(14.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
B15=B15+(P(I)*sin(15.0*Z(I))+P(I+1)*sin(15.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
B16=B16+(P(I)*sin(16.0*Z(I))+P(I+1)*sin(16.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
B17=B17+(P(I)*sin(17.0*Z(I))+P(I+1)*sin(17.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
B18=B18+(P(I)*sin(18.0*Z(I))+P(I+1)*sin(18.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
B19=B19+(P(I)*sin(19.0*Z(I))+P(I+1)*sin(19.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
B20=B20+(P(I)*sin(20.0*Z(I))+P(I+1)*sin(20.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
B21=B21+(P(I)*sin(21.0*Z(I))+P(I+1)*sin(21.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
B22=B22+(P(I)*sin(22.0*Z(I))+P(I+1)*sin(22.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
B23=B23+(P(I)*sin(23.0*Z(I))+P(I+1)*sin(23.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
B24=B24+(P(I)*sin(24.0*Z(I))+P(I+1)*sin(24.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
B25=B25+(P(I)*sin(25.0*Z(I))+P(I+1)*sin(25.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
B26=B26+(P(I)*sin(26.0*Z(I))+P(I+1)*sin(26.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
B27=B27+(P(I)*sin(27.0*Z(I))+P(I+1)*sin(27.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
B28=B28+(P(I)*sin(28.0*Z(I))+P(I+1)*sin(28.0*Z(I)))*DZ/(2.0*pi);
```

```
W(I)=(I-1)*pi/180;
```

```
PS(I)=A0/2+A1*cos(W(I)/2.0)+A2*cos(2.0*W(I)/2.0)+A3*cos(3.0*W(I)/2.0)+...
A4*cos(4.0*W(I)/2.0)+A5*cos(5.0*W(I)/2.0)+A6*cos(6.0*W(I)/2.0)+...
A7*cos(7.0*W(I)/2.0)+A8*cos(8.0*W(I)/2.0)+A9*cos(9.0*W(I)/2.0)+...
A10*cos(10.0*W(I)/2.0)+A11*cos(11.0*W(I)/2.0)+A12*cos(12.0*W(I)/2.0)+...
A13*cos(13.0*W(I)/2.0)+A14*cos(14.0*W(I)/2.0)+A15*cos(15.0*W(I)/2.0)+...
A16*cos(16.0*W(I)/2.0)+A17*cos(17.0*W(I)/2.0)+A18*cos(18.0*W(I)/2.0)+...
A19*cos(19.0*W(I)/2.0)+A20*cos(20.0*W(I)/2.0)+A21*cos(21.0*W(I)/2.0)+...
A22*cos(22.0*W(I)/2.0)+A23*cos(23.0*W(I)/2.0)+A24*cos(24.0*W(I)/2.0)+...
A25*cos(25.0*W(I)/2.0)+A26*cos(26.0*W(I)/2.0)+A27*cos(27.0*W(I)/2.0)+...
A28*cos(28.0*W(I)/2.0)+A29*cos(29.0*W(I)/2.0)+A30*cos(30.0*W(I)/2.0)+...
```

EK 1 (Devam) MATLAB kodları

```
A34*cos(34.0*W(I)/2.0)+A35*cos(35.0*W(I)/2.0)+A36*cos(36.0*W(I)/2.0)+...  
A37*cos(37.0*W(I)/2.0)+A38*cos(38.0*W(I)/2.0)+A39*cos(39.0*W(I)/2.0)+...
```

```
A40*cos(40.0*W(I)/2.0)+B1*sin(W(I)/2)+B2*sin(2.0*W(I)/2.0)+B3*sin(3.0*W(I)/2.0)  
+...
```

```
B4*sin(4.0*W(I)/2.0)+B5*sin(5.0*W(I)/2.0)+B6*sin(6.0*W(I)/2.0)+...  
B7*sin(7.0*W(I)/2.0)+B8*sin(8.0*W(I)/2.0)+B9*sin(9.0*W(I)/2.0)+...  
B10*sin(10.0*W(I)/2.0)+B11*sin(11.0*W(I)/2.0)+B12*sin(12.0*W(I)/2.0)+...  
B13*sin(13.0*W(I)/2.0)+B14*sin(14.0*W(I)/2.0)+B15*sin(15.0*W(I)/2.0)+...  
B16*sin(16.0*W(I)/2.0)+B17*sin(17.0*W(I)/2.0)+B18*sin(18.0*W(I)/2.0)+...  
B19*sin(19.0*W(I)/2.0)+B20*sin(20.0*W(I)/2.0)+B21*sin(21.0*W(I)/2.0)+...  
B22*sin(22.0*W(I)/2.0)+B23*sin(23.0*W(I)/2.0)+B24*sin(24.0*W(I)/2.0)+...  
B25*sin(25.0*W(I)/2.0)+B26*sin(26.0*W(I)/2.0)+B27*sin(27.0*W(I)/2.0)+...  
B28*sin(28.0*W(I)/2.0)+B29*sin(29.0*W(I)/2.0)+B30*sin(30.0*W(I)/2.0)+...  
B31*sin(31.0*W(I)/2.0)+B32*sin(32.0*W(I)/2.0)+B33*sin(33.0*W(I)/2.0)+...  
B34*sin(34.0*W(I)/2.0)+B35*sin(35.0*W(I)/2.0)+B36*sin(36.0*W(I)/2.0)+...  
B37*sin(37.0*W(I)/2.0)+B38*sin(38.0*W(I)/2.0)+B39*sin(39.0*W(I)/2.0)+...  
B40*sin(40.0*W(I)/2.0);
```

Taylor Serisi açılımı

```
t(I)=(I-1)*DT;
```

```
Q(I)=Q(I-1)+QD(I-1)*DT+Q2D(I-1)*DT*DT/2; %% Taylor serisi
```

```
QD(I)=QD(I-1)+Q2D(I-1)*DT;
```

```
B(I)=asin(R*sin(Q(I))/L);
```

```
BD(I)=(R*QD(I)*cos(Q(I)))/(L*cos(B(I)));
```

```
Y2(I)=L*cos(B(I))-R*cos(Q(I));
```

```
Y2D(I)=-L*BD(I)*sin(B(I))+R*QD(I)*sin(Q(I));
```

EK 1 (Devam) MATLAB kodları

$$Y3D(I)=-LCG*BD(I)*\sin(B(I))+R*QD(I)*\sin(Q(I));$$

$$X3(I)=(L-LCG)*\sin(B(I));$$

$$X3D(I)=(L-LCG)*BD(I)*\cos(B(I));$$

Silindir içi Gaz Basınç kuvvetlerinin eldesi

$$PG(I)=(A0/2+A1*\cos(Q(I)/2.0)+A2*\cos(2.0*Q(I)/2.0)+A3*\cos(3.0*Q(I)/2.0)+...$$

$$A4*\cos(4.0*Q(I)/2.0)+A5*\cos(5.0*Q(I)/2.0)+A6*\cos(6.0*Q(I)/2.0)+...$$

$$A7*\cos(7.0*Q(I)/2.0)+A8*\cos(8.0*Q(I)/2.0)+A9*\cos(9.0*Q(I)/2.0)+...$$

$$A10*\cos(10.0*Q(I)/2.0)+A11*\cos(11.0*Q(I)/2.0)+A12*\cos(12.0*Q(I)/2.0)+...$$

$$A13*\cos(13.0*Q(I)/2.0)+A14*\cos(14.0*Q(I)/2.0)+A15*\cos(15.0*Q(I)/2.0)+...$$

$$A16*\cos(16.0*Q(I)/2.0)+A17*\cos(17.0*Q(I)/2.0)+A18*\cos(18.0*Q(I)/2.0)+...$$

$$A19*\cos(19.0*Q(I)/2.0)+A20*\cos(20.0*Q(I)/2.0)+A21*\cos(21.0*Q(I)/2.0)+...$$

$$A22*\cos(22.0*Q(I)/2.0)+A23*\cos(23.0*Q(I)/2.0)+A24*\cos(24.0*Q(I)/2.0)+...$$

$$A25*\cos(25.0*Q(I)/2.0)+A26*\cos(26.0*Q(I)/2.0)+A27*\cos(27.0*Q(I)/2.0)+...$$

$$A28*\cos(28.0*Q(I)/2.0)+A29*\cos(29.0*Q(I)/2.0)+A30*\cos(30.0*Q(I)/2.0)+...$$

$$A31*\cos(31.0*Q(I)/2.0)+A32*\cos(32.0*Q(I)/2.0)+A33*\cos(33.0*Q(I)/2.0)+...$$

$$A34*\cos(34.0*Q(I)/2.0)+A35*\cos(35.0*Q(I)/2.0)+A36*\cos(36.0*Q(I)/2.0)+...$$

$$A40*\cos(40.0*Q(I)/2.0)+B1*\sin(Q(I)/2)+B2*\sin(2.0*Q(I)/2.0)+B3*\sin(3.0*Q(I)/2.0)+.$$

..

$$B4*\sin(4.0*Q(I)/2.0)+B5*\sin(5.0*Q(I)/2.0)+B6*\sin(6.0*Q(I)/2.0)+...$$

$$B7*\sin(7.0*Q(I)/2.0)+B8*\sin(8.0*Q(I)/2.0)+B9*\sin(9.0*Q(I)/2.0)+...$$

$$B10*\sin(10.0*Q(I)/2.0)+B11*\sin(11.0*Q(I)/2.0)+B12*\sin(12.0*Q(I)/2.0)+...$$

$$B13*\sin(13.0*Q(I)/2.0)+B14*\sin(14.0*Q(I)/2.0)+B15*\sin(15.0*Q(I)/2.0)+...$$

$$B16*\sin(16.0*Q(I)/2.0)+B17*\sin(17.0*Q(I)/2.0)+B18*\sin(18.0*Q(I)/2.0)+...$$

$$B19*\sin(19.0*Q(I)/2.0)+B20*\sin(20.0*Q(I)/2.0)+B21*\sin(21.0*Q(I)/2.0)+...$$

$$B22*\sin(22.0*Q(I)/2.0)+B23*\sin(23.0*Q(I)/2.0)+B24*\sin(24.0*Q(I)/2.0)+...$$

$$B31*\sin(31.0*Q(I)/2.0)+B32*\sin(32.0*Q(I)/2.0)+B33*\sin(33.0*Q(I)/2.0)+...$$

$$B34*\sin(34.0*Q(I)/2.0)+B35*\sin(35.0*Q(I)/2.0)+B36*\sin(36.0*Q(I)/2.0)+...$$

EK 1 (Devam) MATLAB kodları

```
B37*sin(37.0*Q(I)/2.0)+B38*sin(38.0*Q(I)/2.0)+B39*sin(39.0*Q(I)/2.0)+...  
    B40*sin(40.0*Q(I)/2.0));  
FG(I)=PG(I)*AP*1000;
```

Kuvvet ve Momentlerin Belirlenmesi

```
X32D(I)=(L-LCG)*B2D(I)*cos(B(I))-(L-LCG)*BD(I)*BD(I)*sin(B(I));  
Y32D(I)=-LCG*B2D(I)*sin(B(I))-  
LCG*BD(I)*BD(I)*cos(B(I))+R*Q2D(I)*sin(Q(I))+R*QD(I)*QD(I)*cos(Q(I));  
Y22D(I)=-L*B2D(I)*sin(B(I))-  
L*BD(I)*BD(I)*cos(B(I))+R*Q2D(I)*sin(Q(I))+R*QD(I)*QD(I)*cos(Q(I));  
B2D(I)=(((R*(Q2D(I)*cos(Q(I))-  
FCH+C2*Y2D(I)+abs(SIG*F32X(I))*abs(Y2D(I))/Y2D(I);  
F43X(I)=(F43Y(I)*L*sin(B(I))-I3*B2D(I)-(L-  
LCG)*(M3*Y32D(I)*sin(B(I))+M3*X32D(I)*cos(B(I)))+CKM*(QD(I)-  
BD(I)))/(L*cos(B(I)));  
MC(I)=R*sin(Q(I))*F43Y(I)-R*cos(Q(I))*F43X(I);  
Q2D(I)=(MC(I)+MS-MQ-C4*QD(I)-CKM*(QD(I)-BD(I)))/I4;
```