

**T.C.
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**ESNEK BAĞLANTILI DÜZLEMSEL MEKANİZMALRIN ANALİZİ VE
ŞEKİL OPTİMİZASYONU
(Yüksek Lisans Tezi)**

**Hazırlayan
Selim DOĞAN**

**Danışman
Doç. Dr. Selçuk ERKAYA**

**Bu çalışma; Erciyes Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi
tarafından FYL-2013-4350 kodlu proje ile desteklenmiştir.**

**Ocak 2015
KAYSERİ**

BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK


Bu çalışmadaki tüm bilgilerin, akademik ve etik kurallara uygun bir şekilde elde edildiğini beyan ederim. Aynı zamanda bu kural ve davranışların gerektirdiği gibi, bu çalışmanın özünde olmayan tüm materyal ve sonuçları tam olarak aktardığımı ve referans gösterdiğimi belirtirim.

Selim DOĞAN



YÖNERGEYE UYGUNLUK

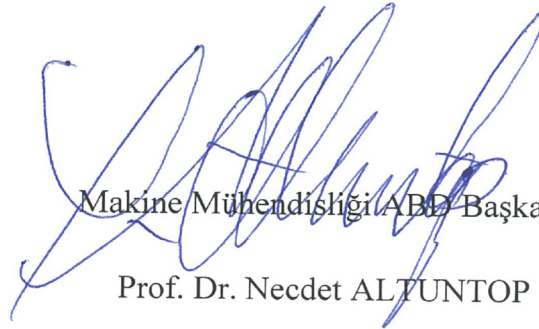
“Esnek Bağlantılı Düzlemsel Mekanizmaların Analizi ve Şekil Optimizasyonu” adlı Yüksek Lisans tezi, Erciyes Üniversitesi Lisansüstü Tez Önerisi ve Tez Yazma Yönergesi’ne uygun olarak hazırlanmıştır.



Tezi Hazırlayan
Selim DOĞAN



Danışman
Doç. Dr. Selçuk ERKAYA



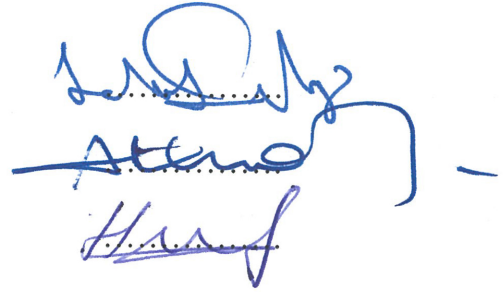
Makine Mühendisliği ABD Başkanı
Prof. Dr. Necdet ALTUNTOP

Doç. Dr. Selçuk ERKAYA danışmanlığında **Selim DOĞAN** tarafından hazırlanan “**Esnek Bağlantılı Düzlemsel Mekanizmaların Analizi ve Şekil Optimizasyonu**” adlı bu çalışma, jürimiz tarafından Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında **Yüksek Lisans** tezi olarak kabul edilmiştir.

07 /01/ 2015

JÜRİ:

Danışman :Doç. Dr. Selçuk ERKAYA
Üye :Prof. Dr.İbrahim UZMAY
Üye :Doç. Dr. Hamdi TAPLAK

**ONAY:**

Bu tezin kabulü Enstitü Yönetim Kurulunun 13.01.2015 tarih ve 02-05 sayılı kararı ile onaylanmıştır.



Prof. Dr. Kâzım KEŞLİOĞLU
Enstitü Müdürü

ÖNSÖZ / TEŞEKKÜR

Verdiği bütün nimetler için Yaradan'a hamd ve senalar olsun.

Bu tez çalışmasında, her türlü maddi ve manevi desteği ile yanımda olan, neredeyse tezin ilerleyişi konusunda benden daha istekli davranan ve her an samimi ve sıcak davranışlarıyla bir hocadan ziyade, bir abi gibi yanımda olan hocam Doç. Dr. Selçuk ERKAYA'ya teşekkürü bir borç bilirim.

Çalışmalarım esnasında yardımlarını esirgemeyen Mak. Müh. Emrah ŞEFKATLİOĞLU, Malz. Müh. Hasan YEŞİLYURT, Mak. Tek. Tuncay SİN ve deneysel çalışmalarım esnasında kıymetli zamanını paylaşan Arş. Gör. Şaban ULUS'a sonsuz şükranlarımı sunarım.

Bu tez çalışmasına maddi destek veren Erciyes Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi'ne (Proje No: FYL-2013-4350) teşekkür ederim.

Hiçbir fedakârlıktan kaçınmayarak beni bugünlere getiren sevgili anne ve babama, her zaman yanımda olan eşime ve oğluma teşekkür ederim.

Selim DOĞAN
Kayseri, Ocak 2015

ESNEK BAĞLANTILI DÜZLEMSEL MEKANİZMALARIN ANALİZİ VE ŞEKİL OPTİMİZASYONU

Selim DOĞAN

Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi, Ocak 2015

Danışman: Doç. Dr. Selçuk ERKAYA

ÖZET

Klasik mekanizma tanımında yer alan “rijit uzuv” terimi, uzuv esnekliğinin sağladığı hareket kabiliyetinin aslında bir serbestlik derecesi olarak kabul edilebileceği ve mekanizma içerisinde esnek uzuvlara yer verilebileceği fikri ile ortadan kalkmıştır. Esnek bir uzvun maruz kaldığı yük altında yaptığı esneme hareketi, mekanizma içerisinde bir yer değiştirme olarak ele alındığında çözümü klasik mekanizma analizinden daha zor olan nonlinear eşitlikleri de beraberinde getirmiştir. Ancak PRBM (pseudo-rigid-body model) yaklaşımı ile esnek bağlantı elemanına sahip bir mekanizma için klasik formda eşdeğer bir model çıkarılarak yapılan analiz, esnek bağlantı elemanı boyunun yeterince kısa olduğu durumlar için kabul edilebilir sonuçlar ortaya koymuştur. Yapılan bu çalışmada, esnek bağlantı elemanına sahip krank-biyel mekanizmasının, PRBM yöntemiyle oluşturulan hareket denklemleri MATLAB ortamında çözülmüş ve elde edilen değerler, ADAMS View ortamında modellenen mekanizmanın simülasyonundan elde edilen veriler ile karşılaştırılmıştır. Ayrıca laboratuvar ortamında üretilen geleneksel ve esnek eşlenik krank-biyel mekanizmalarının yatak titreşimleri karşılaştırılarak esnek mekanizmanın yatak titreşimleri üzerindeki etkisi incelenmiştir. MATLAB ortamında elde edilen tahrik moment fonksiyonu üzerinden, tahrik momentini minimize edecek esnek bağlantı elemanı boyutlarının optimizasyonu yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Esnek bağlantılı mekanizma, krank-biyel, kinematik ve dinamik analiz, şekil optimizasyonu.

**ANALYSIS AND SHAPE OPTIMIZATION OF PLANAR COMPLIANT
MECHANISMS
Selim DOĞAN**

Erciyes University, Graduate School of Natural and Applied Sciences

M.Sc. Thesis, January 2015

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Selçuk ERKAYA

ABSTRACT

The words of “rigid elements” in the description of classic mechanisms have been disappeared after the idea of the flexibility of flexural elements can provide degree of freedom to a mechanism so flexural elements can be used as a element of a mechanism. It accompanies complex nonlinear equations when the deflection of a flexural element which is applied some loadings, is assumed as a displacement. However, when the length of flexural segment is significantly short, the method called PRBM (pseudo-rigid-body model) can be used to analyse the mechanism like a classic rigid mechanism causing acceptable results. In this study, the equations of motion of a slider-crank mechanism which are generated by the way of PRBM have been solved by MATLAB and the results have been compared with the datas which were obtained from the CAD simulation of the compliant mechanism created by ADAMS View. In experimental side, the effect of flexibility has been researched on the joints connected to the fixed body by the datas which are obtained by the vibration tests on conventional and its conjugate compliant slider-crank mechanisms. The crank torque equation created by MATLAB Symbolic Toolbox have been used to optimise to minimize the driving torque respect to the dimensions of the flexural pivot.

Keywords: Mechanisms with compliant joints, slider-crank mechanism, kinematic and dynamic analysis, shape optimization.

İÇİNDEKİLER

ESNEK BAĞLANTILI DÜZLEMSEL MEKANİZMALARIN ANALİZİ VE ŞEKİL OPTİMİZASYONU

	<u>Sayfa</u>
BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK SAYFASI	i
YÖNERGEYE UYGUNLUK SAYFASI	ii
KABUL VE ONAY SAYFASI	iii
ÖNSÖZ/TEŞEKKÜR	iv
ÖZET.....	v
ABSTRACT.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMALAR VE SİMGELER.....	x
TABLolar LİSTESİ.....	xi
ŞEKİLLER LİSTESİ	xii

1. BÖLÜM GİRİŞ

2. BÖLÜM LİTERATÜR ÇALIŞMASI

2.1.TARİHÇE	3
2.2. AVANTAJLAR	8
2.3. DEZAVANTAJLAR.....	8

3. BÖLÜM ESNEK MEKANİZMALAR ve PRBM

4. BÖLÜM

MODEL OLUŞTURMA ve SİMÜLASYON

MODEL OLUŞTURMA ve SİMÜLASYON.....	16
4.1. Krank Biyel Mekanizmasının Tasarımı.....	16
4.2. Esnek Bağlantı Elemanı İçin Malzeme Tayini	18
4.3. PRBM ile Modelleme	22
4.4. CAD Modelin Oluşturulması	22
4.5. Verilerin Toplanması ve Simülasyon	23
4.5.1. Elemanların Tanımlanması.....	23
4.5.2. Esnek Bağlantı Elemanının Oluşturulması	25
4.6. PRBM İle MATLAB Ortamında Sayısal Çözüm.....	29
4.7. Simülasyon Sonuçları	34
4.7.1. Piston İvmesi.....	35
4.7.2. Krank Tahrik Momenti.....	45

5. BÖLÜM

DENEYSEL ÇALIŞMA

DENEYSEL ÇALIŞMA	56
5.1. Deney Sonuçları.....	59

6. BÖLÜM

ŞEKİL OPTİMİZASYONU

ŞEKİL OPTİMİZASYONU.....	71
6.1. Amaç Fonksiyonu.....	73
6.2. Kısıtlayıcılar	73
6.3. Optimizasyon.....	80
6.4. Optimizasyon Sonucu	80

7. BÖLÜM

SONUÇLAR ve DEĞERLENDİRME

SONUÇLAR ve DEĞERLENDİRME	83
7.1. Piston İvmesi.....	83
7.2. Krank Tahrik Momenti.....	84
7.3. Yatak Titreşimleri.....	85
7.4. Optimizasyon	86
KAYNAKLAR	87
EKLER.....	91
ÖZGEÇMİŞ.....	93

KISALTMA VE SİMGELER

<u>Sembol</u>	<u>Açıklama</u>	<u>Birim</u>
A_p	Esnek bağlantı elemanı kesit alanı	(mm^2)
CAD	Computer Aided Design	
CPB	Constant Percentage Bandwidth	
d	Esnek bağlantı elemanı derinliği	(mm)
E	Elastisite Modülü	(N/mm^2)
FFT	Fast Fourier Transformation	
h	Esnek bağlantı elemanı kalınlığı	(mm)
HDPE	High Density Poly-Ethylene	
I	Kesit atalet momenti	(mm^4)
I_p	Esnek bağlantı elemanı kesit atalet momenti	(mm^4)
k	Esnek bağlantı elemanı burulma rijitliği	(N/rad)
L	Esnek bağlantılı mekanizmada biyel boyu	(mm)
l	Esnek bağlantılı mekanizmada esnek bağlantı elemanı boyu	(mm)
M	Esnek bağlantı elemanı eğilme momenti	(Nmm)
MEMS	Micro Elctro-Mechanic Systems	
mkrank	Krank tahrik momentinin tanımlandığı MATLAB koduna verilen isim	
M_p	Biyelden esnek bağlantı elemanına aktarılan eğilme momenti	(Nmm)
PRBM	Pseudo-Rigid Body Model	
r_2	Krank boyu	(mm)
r_3	Biyel boyu	(mm)
s	Piston konumu	(mm)
s_f	Güvenlik katsayısı	
sigma	Esnek bağlantı elemanı üzerindeki gerilmelerin tanımlandığı MATLAB koduna verilen isim	
x_d	Hesaplanan vektör normu	
x_r	Referans vektör normu	
θ	Esnek bağlantılı kol dönme açısı	(derece)
θ_2	Krank açısı	(derece)
θ_3	Biyel açısı	(derece)
σ	Çekme gerilmesi	(N/mm^2)
σ_{akma}	Akma dayanımı	(N/mm^2)
Υ	Krank-biyel mekanizması, iletim açısı	(derece)
ω	Açısal hız	(derece/san)

TABLolar LİSTESİ

Tablo 4-1: Numunelerin belirlenen yoğunluk ve elastisite modülü değerleri.....	21
Tablo 4-2: Esnek bağlantı elemanı kütle ve atalet momenti değerleri.....	25
Tablo 4-3: Mekanizmaya ait boyutsal parametreler.....	30
Tablo 4-4: Teorik krank ivme % hataları.....	45
Tablo 4-5: Krank tahrik momenti yüzde hataları.....	55
Tablo 5-1: Sensör özellikleri.....	58
Tablo 5-2: Yatak titreşim genlikleri ortalama % hata değerleri.....	60
Tablo 6-1: Bazı polimerler için elastisite modülü-akma sınırı ilişkisi.....	75
Tablo 6-2: 50CrV4 mekanik özellikleri.....	81
Tablo 7-1: Optimizasyon öncesi ve sonrası esnek bağlantı elemanı boyutları.....	86

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2-1:Esnek mekanizma örneği: Tırnak makası.	4
Şekil 2-2: Ameliyat klemp.	4
Şekil 2-3: Kalem klipsi.	5
Şekil 2-4: Trampren.....	5
Şekil 2-5: Klasik ve esnek zımba mekanizmaları.	6
Şekil 2-6: Nano boyutlu enjektör.	7
Şekil 3-1: Esnek bir eleman ve PRBM eşdeğeri.	11
Şekil 3-2: Esnek bağlantılı eleman(a) ve PRBM modeli(b).....	14
Şekil 3-3: Çeşitli kinematik elemanlar ve PRBM eşlenikleri.	15
Şekil 4-1: Krank-biyel mekanizmasında tahrik açısı, iletim açısı ve piston etkileyen kuvvet bileşenleri.....	17
Şekil 4-2: Çekme numunesinin şekli ve boyutları.	19
Şekil 4-3: Hazırlanan çekme numuneleri.	19
Şekil 4-4: MTS Criterion 5 ton çekme test cihazı.....	20
Şekil 4-5: Polimer numunenin çekme testi esnasındaki görüntüsü.....	20
Şekil 4-6: Polimer numunenin çekme testi sonrası görüntüsü.	21
Şekil 4-7: Yoğunluk tayini için kullanılan prizmatik numuneler.....	21
Şekil 4-8: Hesaplanan biyel boyu.	22
Şekil 4-9: ADAMS View'de oluşturulan mekanizma.	23
Şekil 4-10: Piston(a) ve rulman(b).	24
Şekil 4-11: Krank(a), biyel(b) ve pim, kovan, somun(c).	24
Şekil 4-12: Modellenen yarım bağlantı elemanı.	25
Şekil 4-13: ADAMS View Create Box menüsü.	26
Şekil 4-14: Piston ve biyele sabitlenen esnek bağlantı elemanı modeli.....	26
Şekil 4-15: ADAMS View Flexible bodies menüsü.	27
Şekil 4-16: Rigid to Flex gelişmiş ayar menüsü.	28
Şekil 4-17: Model üzerinde tanımlanan açılabilir yer değiştirme.	28
Şekil 4-18: Tahrik hızının değiştirilmesi.....	28
Şekil 4-19: Simülasyon kontrol paneli.	29
Şekil 4-20: PRBM eşdeğer mekanizma.	29

Şekil 4-21: Mekanizmanın vektör şeması.	30
Şekil 4-22: Mekanizmanın kinematik analizi için MATLAB kodları.	32
Şekil 4-23: Dinamik analiz için türetilen MATLAB kodları.	33
Şekil 4-24: ADAMS'ta simülasyon başlangıcında gözlemlenen titreşim.	34
Şekil 4-25: Numune sınıfı 1, piston ivmeleri.	36
Şekil 4-26: Numune sınıfı 1, piston ivme mutlak hataları.	36
Şekil 4-27: Numune sınıfı 2, piston ivmeleri.	37
Şekil 4-28: Numune sınıfı 2, piston ivme mutlak hataları.	37
Şekil 4-29: Numune sınıfı 3, piston ivmeleri.	38
Şekil 4-30: Numune sınıfı 3, piston ivme mutlak hataları.	38
Şekil 4-31: Numune sınıfı 4, piston ivmeleri.	39
Şekil 4-32: Numune sınıfı 4, piston ivme mutlak hataları.	39
Şekil 4-33: Numune sınıfı 5, piston ivmeleri.	40
Şekil 4-34: Numune sınıfı 5, piston ivme mutlak hataları.	40
Şekil 4-35: Numune sınıfı 6, piston ivmeleri.	41
Şekil 4-36: Numune sınıfı 6, piston ivme mutlak hataları.	41
Şekil 4-37: Numune sınıfı 7, piston ivmeleri.	42
Şekil 4-38: Numune sınıfı 7, piston ivme mutlak hataları.	42
Şekil 4-39: Numune sınıfı 8, piston ivmeleri.	43
Şekil 4-40: Numune sınıfı 8, piston ivme mutlak hataları.	43
Şekil 4-41: Numune sınıfı 9, piston ivmeleri.	44
Şekil 4-42: Numune sınıfı 9, piston ivme mutlak hataları.	44
Şekil 4-43: Numune sınıfı 1, teorik krank tahrik momentleri.	46
Şekil 4-44: Numune sınıfı 1, teorik krank tahrik moment mutlak hataları.	46
Şekil 4-45: Numune sınıfı 2, teorik krank tahrik momentleri.	47
Şekil 4-46: Numune sınıfı 2, teorik krank tahrik moment mutlak hataları.	47
Şekil 4-47: Numune sınıfı 3, teorik krank tahrik momentleri.	48
Şekil 4-48: Numune sınıfı 3, teorik krank tahrik moment mutlak hataları.	48
Şekil 4-49: Numune sınıfı 4, teorik krank tahrik momentleri.	49
Şekil 4-50: Numune sınıfı 4, teorik krank tahrik moment mutlak hataları.	49
Şekil 4-51: Numune sınıfı 5, teorik krank tahrik momentleri.	50
Şekil 4-52: Numune sınıfı 5, teorik krank tahrik moment mutlak hataları.	50
Şekil 4-53: Numune sınıfı 6, teorik krank tahrik momentleri.	51

Şekil 4-54: Numune sınıfı 6, teorik krank tahrik moment mutlak hataları.	51
Şekil 4-55: Numune sınıfı 7, teorik krank tahrik momentleri.	52
Şekil 4-56: Numune sınıfı 7, teorik krank tahrik moment mutlak hataları.	52
Şekil 4-57: Numune sınıfı 8, teorik krank tahrik momentleri.	53
Şekil 4-58: Numune sınıfı 8, teorik krank tahrik moment mutlak hataları.	53
Şekil 4-59: Numune sınıfı 9, teorik krank tahrik momentleri.	54
Şekil 4-60: Numune sınıfı 9, teorik krank tahrik moment mutlak hataları.	54
Şekil 5-1: Deney düzeneği.	57
Şekil 5-2: Piston ve esnek bağlantı elemanı.	57
Şekil 5-3: Deney düzeneği üzerinde sensörler.	58
Şekil 5-4: Brüel Kjaer Pulse 3560 B-X05 marka veri toplama ünitesi(a), LabShop yazılımı üzerinde titreşim grafikleri(b).	59
Şekil 5-5: Deneysel ölçüm akış şeması.	59
Şekil 5-6: Piston biyel bağlantısını sağlayan esnek bağlantı elemanı.	59
Şekil 5-7: Deneysel sistemden elde edilen biyel ivme grafiği.	60
Şekil 5-8: Numune sınıfı 1, krank yatağı yatay titreşimleri.	61
Şekil 5-9: Numune sınıfı 1, krank yatağı düşey titreşimleri.	61
Şekil 5-10: Numune sınıfı 1, piston yatağı düşey titreşimleri.	61
Şekil 5-11: Numune sınıfı 1, piston yatak titreşimleri % hataları.	61
Şekil 5-12: Numune sınıfı 2, krank yatağı yatay titreşimleri.	62
Şekil 5-13: Numune sınıfı 2, krank yatağı düşey titreşimleri.	62
Şekil 5-14: Numune sınıfı 2, piston yatağı düşey titreşimleri.	62
Şekil 5-15: Numune sınıfı 2, piston yatak titreşimleri % hataları.	62
Şekil 5-16: Numune sınıfı 3, krank yatağı yatay titreşimleri.	63
Şekil 5-17: Numune sınıfı 3, krank yatağı düşey titreşimleri.	63
Şekil 5-18: Numune sınıfı 3, piston yatağı düşey titreşimleri.	63
Şekil 5-19: Numune sınıfı 3, piston yatak titreşimleri % hataları.	63
Şekil 5-20: Numune sınıfı 4, krank yatağı yatay titreşimleri.	64
Şekil 5-21: Numune sınıfı 4, krank yatağı düşey titreşimleri.	64
Şekil 5-22: Numune sınıfı 4, piston yatağı düşey titreşimleri.	64
Şekil 5-23: Numune sınıfı 4, piston yatak titreşimleri % hataları.	64
Şekil 5-24: Numune sınıfı 5, krank yatağı yatay titreşimleri.	65
Şekil 5-25: Numune sınıfı 5, krank yatağı düşey titreşimleri.	65

Şekil 5-26: Numune sınıfı 5, piston yatağı düşey titreşimleri.....	65
Şekil 5-27: Numune sınıfı 5, piston yatak titreşimleri % hataları.....	65
Şekil 5-28: Numune sınıfı 6, krank yatağı yatay titreşimleri.....	66
Şekil 5-29: Numune sınıfı 6, krank yatağı düşey titreşimleri.....	66
Şekil 5-30: Numune sınıfı 6, piston yatağı düşey titreşimleri.....	66
Şekil 5-31: Numune sınıfı 6, piston yatak titreşimleri % hataları.....	66
Şekil 5-32: Numune sınıfı 7, krank yatağı yatay titreşimleri.....	67
Şekil 5-33: Numune sınıfı 7, krank yatağı düşey titreşimleri.....	67
Şekil 5-34: Numune sınıfı 7, piston yatağı düşey titreşimleri.....	67
Şekil 5-35: Numune sınıfı 7, piston yatak titreşimleri % hataları.....	67
Şekil 5-36: Numune sınıfı 8, krank yatağı yatay titreşimleri.....	68
Şekil 5-37: Numune sınıfı 8, krank yatağı düşey titreşimleri.....	68
Şekil 5-38: Numune sınıfı 8, piston yatağı düşey titreşimleri.....	68
Şekil 5-39: Numune sınıfı 8, piston yatak titreşimleri % hataları.....	68
Şekil 5-40: Numune sınıfı 9, krank yatağı yatay titreşimleri.....	69
Şekil 5-41: Numune sınıfı 9, krank yatağı düşey titreşimleri.....	69
Şekil 5-42: Numune sınıfı 9, piston yatağı düşey titreşimleri.....	69
Şekil 5-43: Numune sınıfı 9, piston yatak titreşimleri % hataları.....	69
Şekil 6-1: Genetik Algoritma blok diyagramı.....	74
Şekil 6-2: Mekanizma elemanları üzerindeki kuvvet ve momentler.....	75
Şekil 6-3: Bağlantı şekillerine göre k katsayısı.....	78
Şekil 6-4: Kısıtlayıcı fonksiyonun türetildiği MATLAB kodları.....	79
Şekil 6-5: "mkrank" fonksiyonun tanımlanması.....	79
Şekil 6-6: "sigma" fonksiyonunun tanımlanması.....	79
Şekil 6-7: MATLAB Optimization Tool.....	80
Şekil 6-8: 50Crv4 numune için krank tahrik momentleri.....	81
Şekil 6-9: Optimizasyon öncesi ve sonrası elde edilen krank tahrik momentleri.....	82
Şekil EK 1-1: Esnek bağlantı elemanı ölçüleri.....	91
Şekil EK 1-2: Biyel kolu ölçüleri.....	91
Şekil EK 1-3: Krank ölçüleri.....	91
Şekil EK 1-4: Piston ölçüleri.....	92

1. BÖLÜM

GİRİŞ

Tabiatta mevcut mekanik kuvvetlerin belirli bir hareket ile birlikte iş yapmasını sağlayabilen, kuvvete karşı direnç gösterebilen cisimlerin birleştirilmesi ile oluşan sistemlere makine denir [1]. Makineleri meydana getiren parçalar, kendi aralarındaki ilişkilere göre mekanizma denilen uzuv gruplarını oluştururlar.

Klasik tanıma göre mekanizma; kuvvet ve hareket iletimi için kullanılabilen rijit cisimlerin rijit mafsallarla birleştirildiği sistemlerdir [2]. Ancak yapısal olarak serbestlik derecesine sahip esnek parçaların bağıl hareket oluşturabilme kabiliyetiyle ortaya çıkan “esnek mekanizma” tabiri, klasik tanımda bahsedilen “rijit uzuv” zorunluluğunu ortadan kaldırmıştır. Rijit mekanizmalarından farklı olarak esnek mekanizmalar, hareketliliğini sadece oynar eklemlerin yer değişiminden değil aynı zamanda esnek elemanların da şekil değişiminden sağlar [3]. Esnek mekanizma, giriş enerjisini, gerilme enerjisinden yararlanarak çıkış enerjisi veya deplasmana dönüştüren mekanizmalardır [4]. Kısaca bünyesinden en az bir esnek bağlantı veya uzuv bulunduran ve hareketliliğini bu esnek eleman veya bağlantı ile sağlayan mekanizma, esnek mekanizma olarak tanımlanır [5] [6] [7]. Özellikle küçük boyutlu uygulamalarda klasik mafsallı uygulamalar karşısında son yıllarda ciddi bir alternatif olarak karşımıza çıkmaktadır [8].

Hızla gelişen teknolojinin beraberinde getirdiği yüksek hassasiyet ve kararlılık, makine ve mekanizma tasarımlarında yeni tasarım ve fikir anlayışlarını beraberinde getirmiştir. Çok parçalı klasik mekanizma anlayışının aksine, bütünleşik parçalara sahip esnek mekanizmalar, kontrol bakımından daha kararlı ve hassas bir yapı sunarken, üretim,

hassasiyet ve montaj maliyetleri açısından da önemli avantajlara sahiptirler. Diğer yandan montaj gerektirmeyen monopol üretime uygunlukları, özellikle sağlık sektörüne yönelik mikro mekanizmaların/makinelerin üretimi açısından önemli bir kolaylık sağlamaktadır. Tez kapsamında; esnek bağlantılı mekanizmanın kinematik ve dinamik davranışı incelenecektir. Temel mekanizma örneklerinden biri olan krank-biyel mekanizma modeli üzerinden esnek ve klasik bağlantılı mekanizmaların karşılaştırılması yapılacaktır. Üretilen esnek ve klasik mekanizmaların çalışma koşullarındaki davranışları deneysel olarak irdelenecek, yapılacak titreşim ölçümlerinden elde edilen verilerle esnekliğin, klasik mekanizmanın sahip olduğu titreşimler üzerinde ne gibi değişimlere sebep olduğu araştırılacaktır. Öte yandan esnek bağlantı uzununun şekil optimizasyonu gerçekleştirilecektir.

2. BÖLÜM

LİTERATÜR ÇALIŞMASI

2.1. Tarihçe

Esnek mekanizmaların tarihi araştırıldığında oldukça eskiye uzanan bir geçmişten söz edilebilir. Bilinen en eski esnek mekanizma M.Ö. 8000’li yıllara ait olduğu düşünülen oklu yaylardır. [9]

Şekil 2-1’de, hepimizin hayatında yer alan bir esnek mekanizma örneği olarak tırnak makası görülmektedir. Tırnak makasının manivela görevi gören koluna baskı uygulandığında kesici uçlar birbirine yaklaşırken harcanan enerjinin bir kısmı esnek gövde elemanlarında depolanır. Bu iki eleman birbirlerine göre bağıl hareket yapmalarına izin vermeyecek şekilde rijit bir şekilde bağlanmalarına rağmen esnek yapıları sayesinde bağıl hareket yapabilmektedirler.

Bir esnek mekanizmanın tamamen veya kısmen esnek olması mekanizmada geleneksel kol ve eklemlerin olup olmamasına bağlıdır. Eğer mekanizmayı oluşturan bütün elemanlar birbirleriyle esnek elemanlar yardımı ile bağlanıyor ya da bütün elemanlar esnek yapıya sahip ve birbirleriyle bağlantı noktalarında sabitlenmişler ise bu tarz mekanizmalara “tümüyle esnek mekanizma” denir. Çünkü mekanizmanın bütün hareketi, esnek elemanların şekil değiştirmesiyle olur. Bir ya da daha fazla kinematik çift içeren esnek mekanizmalara ise “kısmi esnek mekanizmalar” denir [10].

Şekil 2-1’de görülen tırnak makası birden fazla parçadan elde edildiği için kısmî esnek mekanizma tabirine uyarken, Şekil 2-2’de görülen ameliyat klempinin tamamıyla esnek bağlantılara sahip yekpare yapısıyla “tümüyle esnek mekanizma” tanımını

karşılacaktır. Özellikle tek parça olarak üretilebilen esnek mekanizmalar, “montajsız tasarım” olarak nitelendirilmektedir [11].

Esnek mekanizmaların temelini oluşturan birçok küçük ayrıntı günlük hayattan tanıdığımız çoğu küçük yapılarda karşımıza çıkmaktadır. Ancak bunların mekanizma sayılabilmeleri için, mekanizmanın tanımı gereği enerji veya hareket iletimi-dönüşümü yapıyor olmaları gerekmektedir.

Örneğin Şekil 2-3’de bir kalem klipsi görevini yerine getirmek için bir harekete ihtiyaç duymaz. Esnek yapısının görevi, kalemi takıldığı yerde tutmaktır.



Şekil 2-1:Esnek mekanizma örneği: Tırnak makası.



Şekil 2-2: Ameliyat klempsi.



Şekil 2-3: Kalem klipsi.

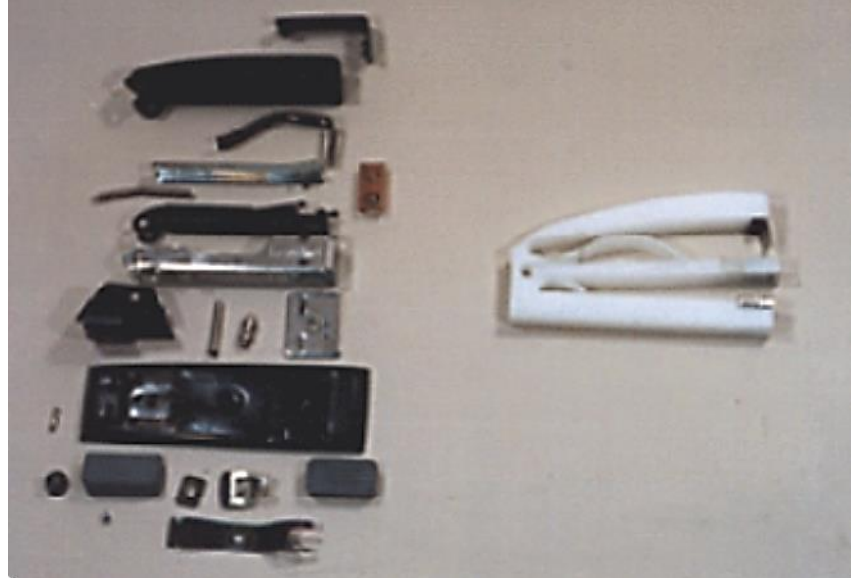
Ancak benzer yapıya sahip bir trampleden ele alındığında (Şekil 2-4), tramprende atlayıcının ilk hareketi mekanik gerilme enerjisine dönüşür ve ardından atlayıcıya bu enerji kinetik enerji olarak tekrar aktarılır. Bu da trampren üzerinde bir enerji dönüşümü gerçekleştirildiğinin göstergesidir. Yani trampren esnek mekanizma olarak tanımlanırken, klips ise esnek yapı olarak tanımlanır.



Şekil 2-4: Trampren.

Uçak kanadı ve anten reflektörleri gibi birçok mekanik sistemin performansı doğrudan bileşenlerin geometrik şekillerine bağlıdır. Sistem bileşenlerinin şekilleri sabit olması yerine, bu bileşenlere şekil değiştirebilme kabiliyeti kazandırmak, sistem performansını ve esnekliğini arttıracaktır [12]. Geleneksel manada mühendislik tasarımlarında güçlü ve sert yapı ön plandadır [13]. Makine ve mekanizma tasarımlarının esas ilham kaynağı olan doğada ise hareket etme kabiliyetine sahip her canlıda güçle birlikte esneklik ön plandadır. Bu mükemmel tasarımlara yakın özellikler sunmaya çalışan tasarımcı, esnekliği göz ardı etmemelidir. Esnek mekanizmaların ortaya çıkışı da bu “mükemmel tasarım” arayışının bir ürünüdür.

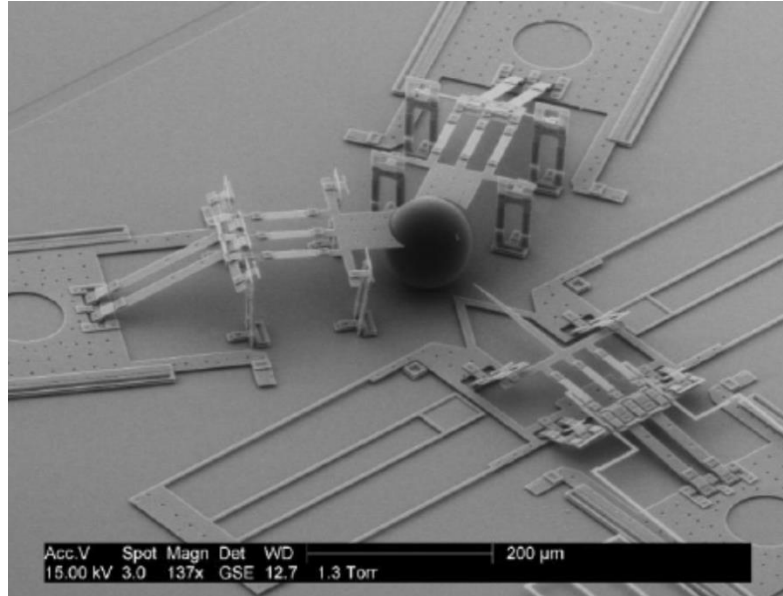
Teknolojinin en önde gelen uğraşlarından biri olarak öne çıkan kararlılığı ve hassaslığı yüksek makineler üretmek fikrinin temelinde, makinenin çalışma esnasındaki kararlılığını bozacak her türlü etkeni ortadan kaldırma isteği yatmaktadır. Bunu sağlamanın yollarından biri mekanizmayı oluşturan parça sayısını azaltmaktır. Azalan parça sayısı sayesinde aralarında bağıl hareket olan kinematik çift sayısı azalacak, bu da daha az montaj, daha az hareketli mafsallık, daha hassas çalışma, daha az sürtünme ve daha az titreşim anlamına gelecektir. Öte yandan parça sayısının azalması üretim süresi ve maliyetlerini düşüreceği gibi daha küçük mekanizmaların üretilmesine yardımcı olacaktır. Şekil 2-5’de görülen esnek malzemelerden yapılan zımba aleti ile klasik bir zımba aleti karşılaştırıldığında, esnek mekanizmanın parça sayısı bakımından ne denli avantajlı olduğu görülmektedir. Kısaca, esnek mekanizmalar geleneksel mekanizmalara göre daha kararlı, daha iyi ölçeklendirilebilirliğe sahip, daha temiz, daha sessiz ve en önemlisi daha ucuzdur [8].



Şekil 2-5: Klasik ve esnek zımba mekanizmaları.

Sahip olduğu düşük parça sayısı, montaj kolaylığı ve esnek yapısı sayesinde esnek mekanizmalar; özellikle mikro makineler başta olmak üzere son teknolojiye yönelik çeşitli alanlarda kendine yer edinmeye başlamıştır. Klasik rijit bağlantılı mekanizmaların bağlantı boşlukları, sürtünmeler ve aşınmalar gibi sebeplerden dolayı yüksek hassasiyet gerektiren alanlarda kullanılmaları zor olduğundan [14], esnek bağlantılı mekanizmalar yüksek hassaslık gerektiren sistemlerde çok yaygın olarak

kullanılmaktadır. Çünkü bu tip mekanizmalar yüksek çözünürlüklü, sürtünmesiz, düzgün ve sürekli hareket sağlar. Bu tip mekanizmalar aynı zamanda diğer yüksek hassasiyet kazandıran mekanizmalardan maliyeti daha düşük olan sistemlerdir. Bu tip mekanizmaların temel fikri, hareketi sağlamak için ilave bağlantı elemanları kullanmamaları, istenilen hareketi esnek elemanların eğilmesiyle sağlamalarıdır [15]. Esnek bağlantı elemanları, monoblok olarak üretildiklerinden kompakt bir yapı arz ettikleri gibi monoblok tasarım, üretim ve çalışma hassasiyetini artırır [16]. Esnek elemanlar, belirli yükleme durumunda mekanizmanın hareketi sırasında şekil değiştirerek ve enerji depolarlar ve kuvvetle beraber hareketi de aktarırlar. Yükleme durumu kaldırıldığında ise tekrar eski konumlarına ve durumlarına dönme özelliği gösterirler [17]. Bugün tıp sektöründe kullanılan mikro robotların imal edilebilmesi konusunda esnek mekanizmaların önemi günden güne artmaktadır. Şekil 2-6'da fare zigotuna gen enjekte eden mikro boyutta esnek bir enjektör mekanizması görülmektedir. Bu özellikler esnek mekanizmaların medikal sektörde günden güne daha da önemli bir yer edinmesine sebep olmaktadır.



Şekil 2-6: Nano boyutlu enjektör.

Bu çalışmanın önemli çıktılarından biri ise esnek mekanizmaların makine tasarımında kullanılmasına dair pratik çözümlerin elde edilmesiyle el aletlerinden, tıbbî mikro robotlara kadar tasarım ve üretimde yeni aşamalar kaydedilecek, piyasa talebi yüksek

olan bu tür ürünlerin ülkemizde üretilmesi, ülkemiz için önemli bir iç ve dış ticaret konusu olacaktır.

2.2. Avantajlar

Daha önce bahsedildiği gibi, esnek mekanizmaların avantajları kısaca sıralanacak olursa:

- Enerji depolayabilir ve uygulanan tahrik kaldırıldığında başlangıç konumuna otonom olarak geri dönebilirler.
- Mekanizmanın parça sayısının azaltılması ile daha düşük üretim ve montaj maliyetine sahiptirler. Esnek bir mekanizma tek parçadan üretilebilir.
- Azalan parça sayısı ve monoblok üretilebilirlikleri sayesinde mikro yapılara uygundur.
- Rijit bağlantılı mekanizmalarda; üretim ve tasarım hataları ve aşınma sonucunda oluşan mafsal boşluklarının sisteme getirdiği bozucu etkilerin, esnek bağlantılı mekanizmalarda meydana gelmemesi, hassasiyeti ve kararlılığı arttırmaktadır.

2.3. Dezavantajlar

Esnek mekanizmaların bahsedilen önemli avantajları ile birlikte bir takım dezavantajları da beraberinde getirmektedirler. Aslında esnek mekanizmalar üzerine yapılan çalışmaların çoğu, bu dezavantajların araştırılması ve giderilmesi konularındadır. Bahsedilen bu dezavantajlarının başında tasarım ve analiz sürecindeki zorluk gelmektedir. Çünkü esnek elemanların kullanılması, mekanizmanın tasarım ve sentezinin makine teorisi disiplinleriyle mukavemet ve malzeme disiplinlerini de birlikte kullanmayı beraberinde getirir. Aynı zamanda büyük eğilmelere maruz kalan bir çok esnek elamanın matematik modelinin oluşturulmasında lineer giriş denklemleri geçersiz sayılacağından, nonlineer denklemler ile modelleme yapılacak ve çözüm zorlaşacaktır. [10]

Diğer yandan mekanizmanın çıktılarını etkileyen ikinci önemli nokta, güç ileten bir mekanizma söz konusu olduğunda, esnek elemanlar uygulanan tahrikin bir kısmını bünyelerinde depolayacaklarından, giriş-çıkış ilişkisini veren mekanik verim düşük olacaktır.

Hareketin, esnek elemanın eğilme hareketinden sağlanması, bu elemanın sürekli olarak gerilme değişimlerine maruz kaldığı anlamını taşımaktadır. Bu da esnek eleman için yorulmanın önemli bir dezavantaj sayılabileceği anlamını taşımaktadır. [10] Ancak özellikle küçük boyutlu ve kuvvet iletiminden çok hareket iletiminin önemli olduğu uygulamalar için yapılan özel çalışmalarda istenilen yorulma ömrüne ulaşılmıştır. Kota ve arkadaşlarının, Mikro elektromekanik sistem (MEMS) uygulamaları için tasarladığı mikro strok çoklayıcı mekanizması sahip olduğu esnek yapı sayesinde %72,9'luk enerji verimliliği ile 20 nanometrelik çıkış hareketini 10^{10} çevrimden fazla sayıda gerçekleştirmiştir [18].

Esneme hareketi yapan bir elemanın bu esneme sonucunda, aynı düzlem üzerinde bulunan iki ucu arasındaki maksimum açısal yer değiştirmenin yaklaşık olarak 360 derece olacağı aşikârdır. Bu da esnek bir elemanın sürekli dönme hareketi yapan bir döner mafsala yerine değil de salınım yapan bir dönme mafsala yerine kullanılabilmesi sonucunu doğurur [11].

3. BÖLÜM

ESNEK MEKANİZMALAR VE PRBM

Esnek mekanizmaların temelini oluşturan esneklik mekanik bilimi içerisinde önemli yeri olan bir konudur. Esnek mekanizmalar üzerine yapılan ilk çalışmalar, klasik mekanizmalar üzerinde uzuv esnekliğinin incelenmesi ile başlamıştır. Margolis, klasik bir mekanizmada uzuv esnekliğini “Bond Graphs” metoduyla incelerken [19]; Zeid, klasik mekanizmada bağlantı elemanlarındaki esnemenin matematik modelini oluşturmuştur. [20]

Esnek uzuvların esneme hareketleri karmaşık nonlinier karakteristiğe sahiptir. Euler, esnek bir kirişteki sehim Euler-Bernoulli denklemini kullanarak modellemiştir. [21] Khulief ise esnek bağlantılı mekanizmaların dinamik analizini yaparken sonlu elemanlar yöntemini kullanmıştır. [22]

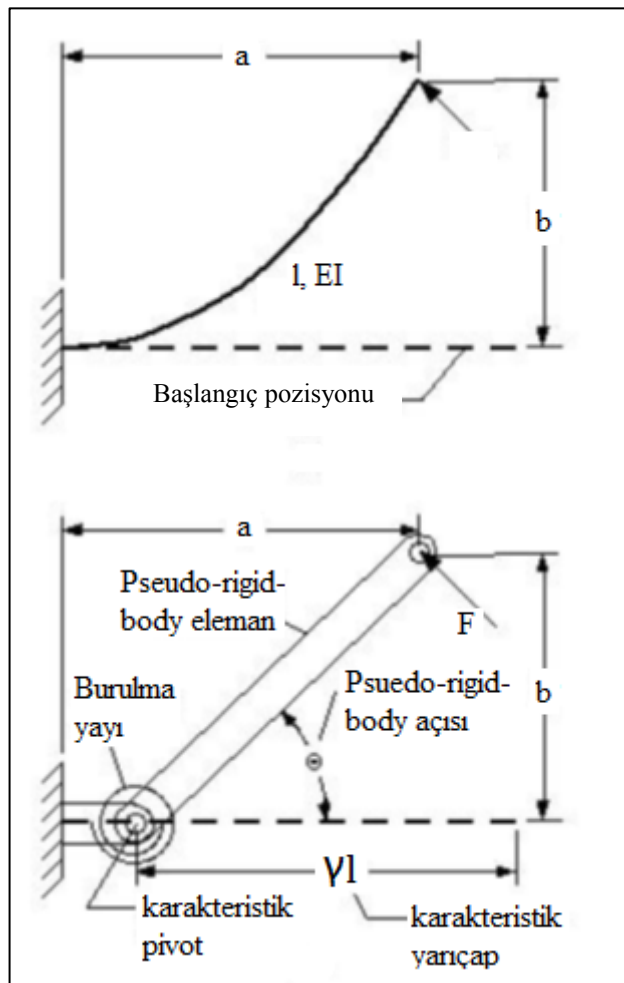
Dirksen ve arkadaşları, yük altındaki çeşitli şekillere sahip esnek kirişin gerilme ve yorulma davranışını incelemişlerdir [8].

Howell ve Midha, başlangıç anında düz olan ve lineer malzeme özelliklerine sahip bir esnek elemanın eğilme yaklaşımı için kapalı form eliptik integral çözümlerini kullanmışlardır [23].

Salamon ise tamamen esnek bağlantı elemanlarının kullanıldığı bir sistemde, esnekliği burulma ve çekme yayları şeklinde modelleyerek PRBM yaklaşımını ortaya koymuştur. [24] Bu model, özellikle esnekliğin sisteme yüklediği nonlineer ifadelerin yaklaşık çözümünde oldukça etkili bir yol olmuştur.

Bilim dünyasında sistem çözümünün çok zor olduğu durumda, analizi kolaylaştırmak için yapılan yaklaşım ve benzeşim metotları esnek mekanizmalar için de geliştirilmiştir. Bunların başında PRBM yaklaşımı gelmektedir. Esnek elamanın sistem üzerine yükleyeceği nonlineer çıktıları elimine etmek amacıyla, esnek mekanizmanın bilinen rijit bir eşleniğinin üzerinden analizin yapılması sağlanabilmektedir.

Şekil 3-1’de bu tanıma uyan bir esnek elaman ve PRBM modeli görülmektedir. PRBM modelinde tek bir esnek elaman yerine, birbiriyle “karakteristik kiriş (karakteristik pivot)” ile bağlanmış 2 rijit eleman ve burulma yayı modeli görülmektedir. Burada karakteristik kiriş yer değiştirmeyi, burulma yayı ise esnek elemanın yaylanmasını temsil etmektedir.



Şekil 3-1: Esnek bir eleman ve PRBM eşdeğeri.

Tanık, PRBM ile çok serbestlik dereceli ve kısmi esnek yapıya sahip değişken strok ve 5 çubuk mekanizmalarının davranışlarını inceleyerek tasarım prosedürlerini ortaya koymuştur. [11] Bu model kirişin uç noktasına uygulanan kuvvetle birlikte, uç noktadaki eğilme miktarını kapalı form eliptik integral çözümlerine %0.5 hata ile yakınsamayı sağlamıştır. Karakteristik kiriş konumu, kirişin büküldüğü varsayılan noktayı tanımlayan karakteristik yarıçap ifadesi ile tanımlanmıştır. Karakteristik yarıçapın saptanması ile eğilme miktarı pseudo-rigid-body açısı cinsinden hesaplanabilir [11].

PRBM yaklaşımı, yüksek miktarda eğilme durumu gösteren elemanların eğilme miktarlarının daha basit yöntemlerle tespit edilmesinde kullanılır. Bu sayede içerisinde esnek elemanlar bulunan karmaşık sistemlerin analizi de daha kolay olmaktadır. PRBM kullanılarak esnek bir mekanizma bilinen klasik mekanizma teorisi yaklaşımıyla analiz edilebilecek bir mekanizma haline dönüştürülebilir [11] [23] [25]. Esnek bağlantı elemanı uzunluğu, rijit eleman uzunluğundan oldukça kısa ise, esnek bağlantı elemanı merkezinde burulma yayı bulunan kinematik bir bağlantıymış gibi modellenebilir [11] [9].

Şekil 3-2’de verilen eleman, kısa-esnek bağlantı elemanı ve rijit kol olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır. Rijit kol uzunluğu, esnek bağlantı elemanına göre oldukça uzun;

$$L \gg l \quad (3.1)$$

ve iki bölüm arasındaki elastisite modülü ve atalet momenti çarpımları;

$$(EI)L \gg (EI)l \quad (3.2)$$

olduğundan kısa bölüm “kısa esnek bağlantı elemanı” olarak adlandırılır. Aradaki bu uzunluk farkının 10 katın üzerinde olması istenir [11].

Bu şekilde PRBM olarak modellenen esnek bir elemanda burulma yayı konumu, esnek bağlantı elemanının düz konumu esnasında merkezi olarak ele alınan konumdur. (Şekil 3-1.b) Esneme hareketi, uzunluğu rijit kısma göre oldukça kısa olan esnek bölgede meydana geldiğinden, bu yaklaşım sonucunda elde edilen konum parametreleri gerçek

modelinkine oldukça yakın olacaktır. Bu da esnek bağlantı elemanın açısı ile PRBM rijit eleman açısının aynı olacağını ortaya koyar [9].

Esnek bağlantı elemanının eğilme rijitliği, “k” yaylanma katsayısına sahip bir burulma yayı şeklinde modellenir. Bu durumda burulma yayına θ açısını kazandıracak tahrik momenti;

$$M = k\theta \quad (3.3)$$

şeklinde tanımlanır. “k” katsayısı basit kiriş teorisi yardımıyla hesaplanabilir. Eğilmeye maruz kalan bir kirişin eğim açısı;

$$\theta = \frac{Ml}{EI} \quad (3.4)$$

olacağından, yay katsayısı,

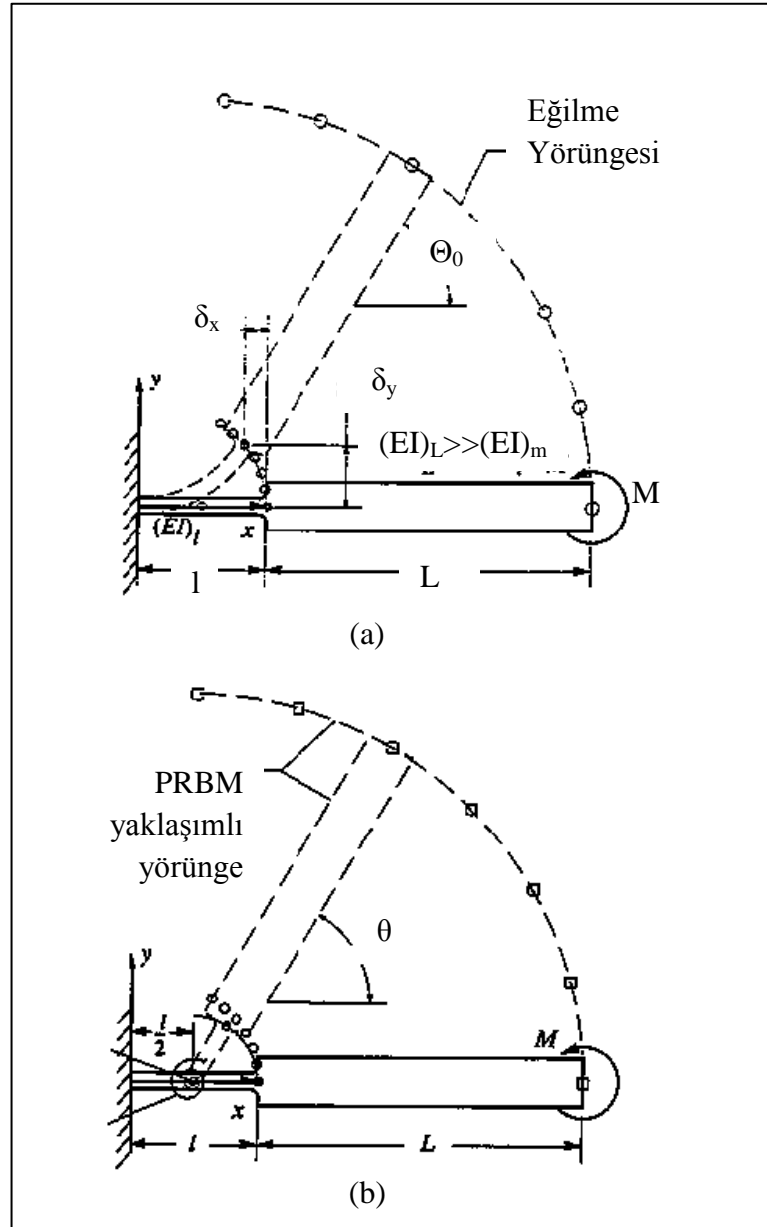
$$k = \frac{EI}{l} \quad (3.5)$$

olacaktır.

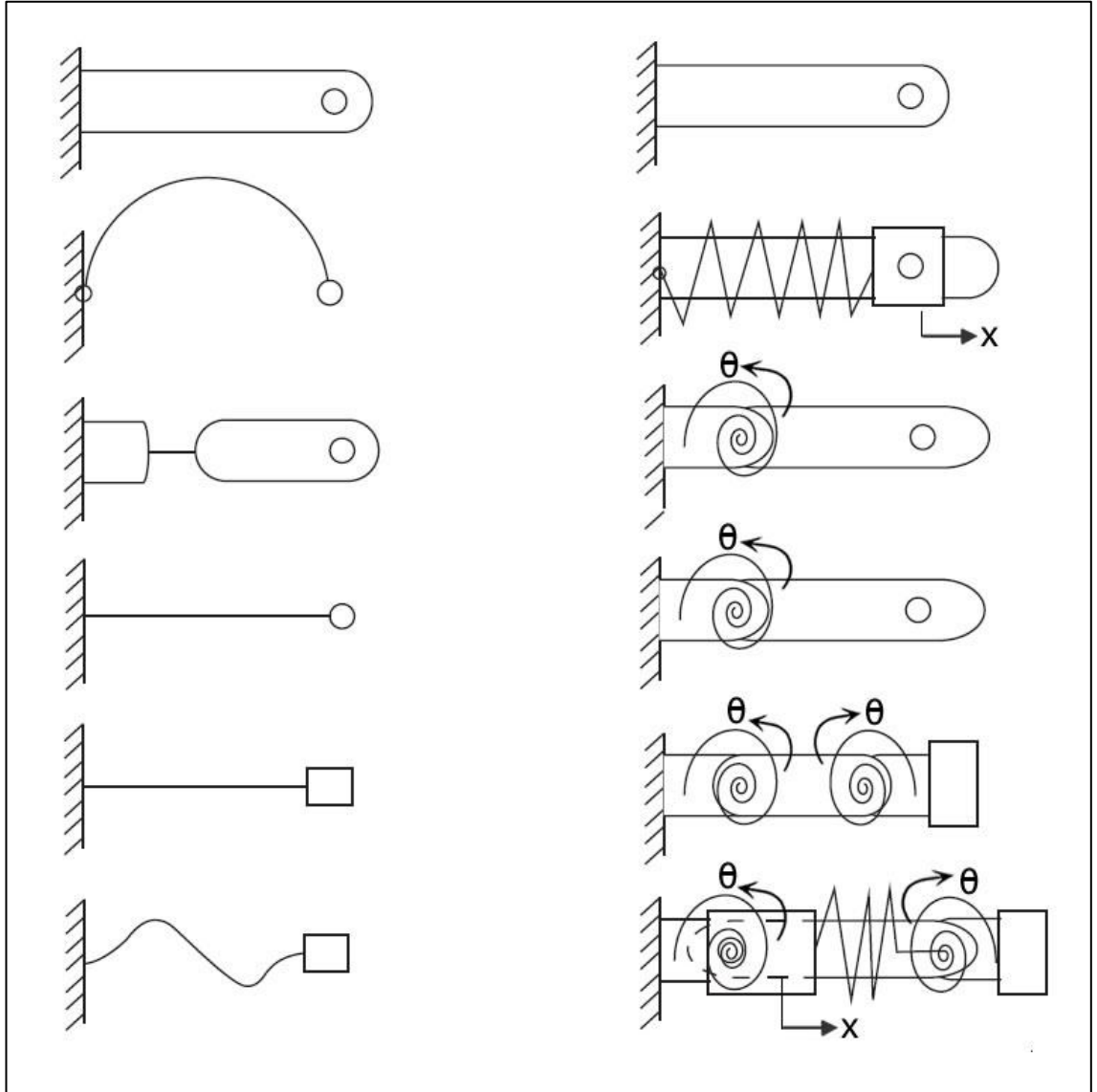
Bu modelin geçerli bir sonuç vermesi için esnek bağlantı elemanı üzerindeki esas yüklemenin eğilme şeklinde kendini göstermiş olması gerekir. Eksenel ve enine yüklemeler ihmal edilemeyecek boyutlara ulaştığında PRBM'nin gerçek modele yaklaşım hatası artacaktır.

Trease tipik esnek bağlantı elemanları ve diğer bazı yeni tasarımların yüksek hassasiyetli esnek bağlantı olma konusundaki zorluklarını araştırmıştır [26].

Şekil 3-3'de çeşitli esnek elamanlar ve bunların PRBM eşlenikleri verilmiştir [27].



Şekil 3-2: Esnek bağlantılı eleman(a) ve PRBM modeli(b).



Şekil 3-3: Çeşitli kinematik elemanlar ve PRBM eşlenikleri.

4. BÖLÜM

MODEL OLUŞTURMA VE SİMÜLASYON

Yapılan çalışmada öncelikle bilinen temel mekanizmalardan biri olan krank biyel mekanizması örnek mekanizma olarak dikkate alınmış ve piston-perno merkezlerindeki döner mafsalsal yerine esnek bağlantı elemanı tanımlanmıştır.

Bu mekanizmanın PRBM modeline ait sayısal ifadeler MATLAB Symbolic Toolbox ile çözülmüş, CAD modeli Solidworks ve MSC ADAMS View yazılımları ile modellenmiş ve MSC ADAMS Solver yardımıyla simüle edilmiştir.

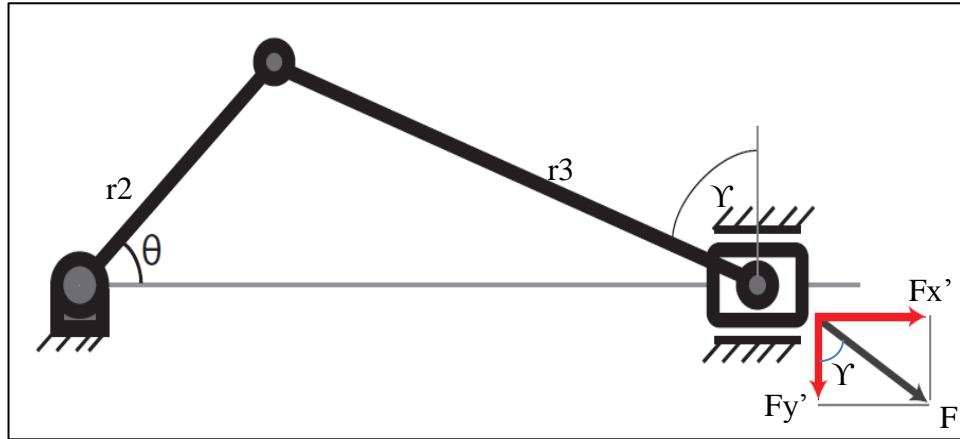
4.1. Krank Biyel Mekanizmasının Tasarımı

Bir mekanizmanın oluşturulmasında göz önünde bulundurulacak iki temel görevi vardır. Bunlar uygulanan tahrik sonucu çıktı olarak istenilen hareket veya kuvveti sunmasıdır. Bu iki parametrenin istenilen aralıklarda gerçekleşmesi için mekanizmanın tasarımı yapılırken üzerinde durulacak olan kinematik sentez işlemleri, uzuv boyutları ve sabit uzva bağlantı noktalarının konumlarının belirlenmesini sağlar.

Krank-biyel mekanizmasında, hareket çıktılarından biri olan strok, krankın boyuna, kuvvetin iletiminin en önemli parametrelerinden biri olan iletim açısı ise krank ve biyel boylarının oranına bağlıdır.

Özellikle mekanik verimin yüksek olması istenildiğinde iletim açısının 90 dereceye olabildiğince yaklaşması istenir. Bunun için de krank ve biyel boylarının oranının olabildiğince küçük olması; diğer bir deyişle krank boyunun olabildiğince küçük, biyel boyununsa olabildiğince büyük olması istenir.

Şekil 4-1’de verilen krank biyel mekanizmasında, iletim açısı Υ ’nin değişimi, krank açısı θ ’nin değişimine bağlıdır. Krank açısı sıfır olduğunda, Υ maksimum değeri olan 90 derece değerini alacaktır. Krank açısının 90 derece olduğu konum, kranktan biyele iletilen kuvvetin yatay bileşeninin maksimum olduğu konumdur. Örnekteki mekanizmada olduğu gibi, krankın sabit uzva bağlandığı nokta ile, piston hareket ekseninin çakışık olduğu durumlarda; krank açısı 90 iken, iletim açısının 90 dereceye olabildiğince yakın bir değer alması; kranktan biyele, pistonun hareket doğrultusunda bileşeni maksimum olan bir kuvvet aktarıldığı anlamına gelmektedir. Zira γ ’nın 90 derecenin altında azalan bir değere sahip olması ile iletilen kuvvetin yatay bileşeninden ziyade dik bileşeninin artacağı aşikârdır.



Şekil 4-1: Krank-biyel mekanizmasında tahrik açısı, iletim açısı ve pistonu etkileyen kuvvet bileşenleri.

Şekil 4-1’de görüldüğü gibi, biyel boyunca iletilen kuvvet Fx' ;

$$Fx' = F \times \cos(90 - \Upsilon) \quad (4. 1)$$

olacaktır. Burada Υ ’nin 90 dereceye yaklaşması, bu kuvvet bileşeninin değerinin artması anlamına gelmektedir. Bu sebeple, iletilen kuvvet oranının %90-%95 olması istendiğinde;

$$\frac{Fx'}{F} = \cos(90 - \Upsilon) = 0.90 \sim 0.95 \quad (4. 2)$$

olacaktır. Bu durumda;

$$\cos(90 - \Upsilon) \approx 0.90 \sim 0.95 \Rightarrow \Upsilon \approx 25.84^{\circ} \sim 18.25^{\circ} \quad (4. 3)$$

olacaktır. Burada $r_2=150$ mm olarak kabul edildiğinde;

$$\cos(\Upsilon) = \frac{r_2}{r_3} = \frac{150}{r_3} \quad (4.4)$$

olacaktır. Buradan yola çıkarak 150mm krank boyuna karşılık olarak biyel boyunun daha önce üretilen rijit eşleniğiyle aynı olması için 455 mm olmasına karar verilmiştir.

4.2. Esnek Bağlantı Elemanı İçin Malzeme Tayini

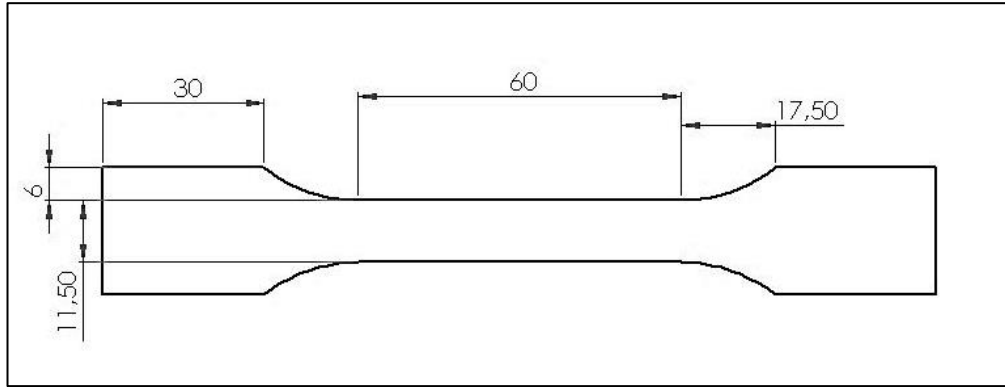
Adından da anlaşılacağı gibi esnek bir mekanizma oluştururken kullanılacak olan malzemenin esneme kabiliyetinin yüksek olması gerekmektedir. Esnek mekanizmaların dezavantajlarının içerisinde, yorulma karakteristiğinin önemli olduğundan bahsedilmiştir. Bu sebeple esnek bir mekanizma oluştururken seçilecek malzemenin özellikle esneme kabiliyeti ve yorulma dayanımı yüksek bir malzeme olmasıyla birlikte, esnek bağlantı elemanının serbestlik sağlayacağı rijit kolun malzemesinin de esneme kabiliyeti oldukça düşük bir malzemedan yapılıyor olması, PRBM yaklaşımının ortaya çıkaracağı hataların minimum olmasına yardımcı olacaktır.

Tanık, incelediği çok serbestlik dereceli kısmi esnek değişken strok mekanizmasında yüksek yoğunluklu polietilen (HDPE) kullanmıştır [28].

Literatürde HDPE ve karakteristik olarak HDPE'ye yakın malzemelerin mekanik özelliklerinin birbirine yakın olduğu belirtilmiştir. Aynı türden çeşitli mekanik özelliklere sahip polimerlerin endüstride olması sebebiyle [29] çeşitli polimer malzemelerin gerekli mekanik özelliklerinin tayini için çekme numuneleri hazırlanmış ve çekme testine tabi tutularak elastisite modülleri tayin edilmiştir. Hazırlanan çekme numunelerinin şekli ve ölçüleri Şekil 4-2'de verilmiştir. Şekil 4-3'de hazırlanan numuneler, Şekil 4-4'te çekme testlerinin yapıldığı MTS Criterion 5 ton çekme cihazı görülmektedir.

Mevcut malzemelerin yoğunluklarının tayini için belirli bir ebatta (100*h*30) numuneler oluşturularak tartılmış, numunelerin kalınlıkları ölçülerek hacimleri hesaplanmış ve bu şekilde her bir numunenin yoğunluğu hesaplanmıştır. Her bir

numune sınıfı için 3 ölçüm yapılmış ve elde edilen değerlerin aritmetik ortalaması alınarak, numune maddesinin yoğunluğu hesaplanmıştır. Yoğunluk hesabında kullanılan prizmatik numuneler Şekil 4-7'de görülmektedir. Elde edilen elastisite modülü ve yoğunluk değerleri Tablo 4-1'de verilmiştir.



Şekil 4-2: Çekme numunesinin şekli ve boyutları.



Şekil 4-3: Hazırlanan çekme numuneleri.



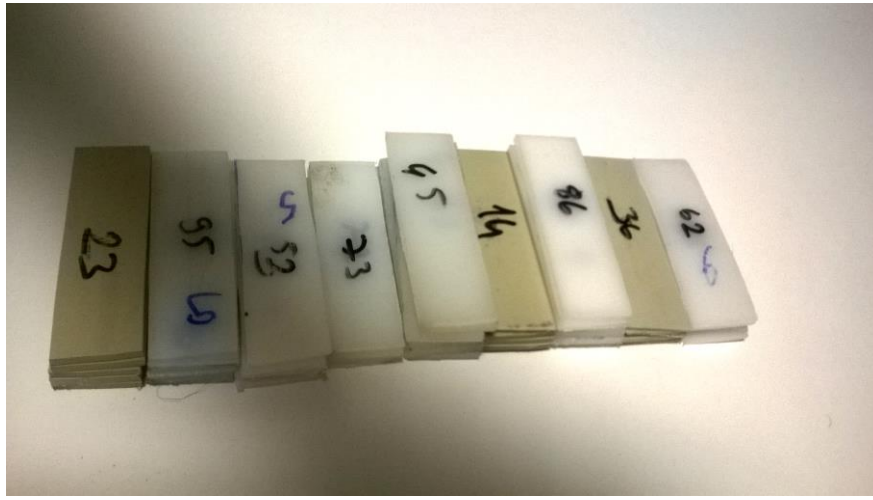
Şekil 4-4: MTS Criterion 5 ton çekme test cihazı.



Şekil 4-5: Polimer numunenin çekme testi esnasındaki görüntüsü.



Şekil 4-6: Polimer numunenin çekme testi sonrası görüntüsü.



Şekil 4-7: Yoğunluk tayini için kullanılan prizmatik numuneler.

Krank, biyel ve piston malzemesi olarak ise hafif ve rijit olması sebebiyle alüminyum(AL6061) malzemesi uygun görülmüştür.

Tablo 4-1: Numunelerin belirlenen yoğunluk ve elastisite modülü değerleri.

Numune Sınıfı	Kalınlık h(mm)	Yoğunluk(kg/mm ³)	Elastisite E(N/mm ²)	Modülü
1	3	9,0598E-07	953	
2	4	9,13195E-07	953	
3	2.2	8,84003E-07	953	
4	4.15	1,12863E-06	577	
5	3.25	9,40316E-07	634	
6	2	9,29882E-07	618	
7	2.2	1,10219E-06	444	
8	4	9,36499E-07	586	
9	3.25	1,09012E-06	644	

4.3. PRBM ile Modelleme

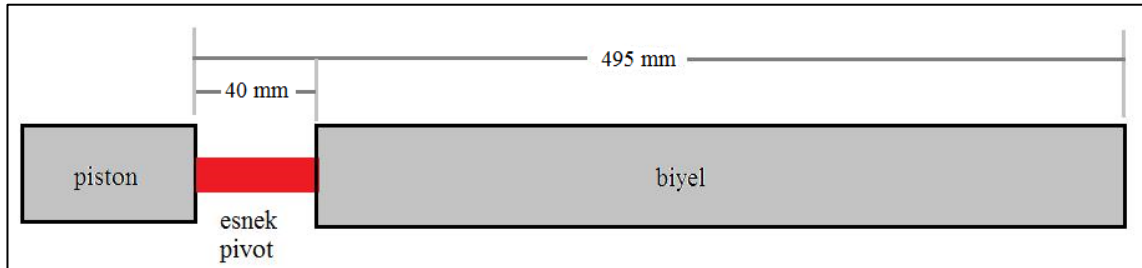
PRBM ile modellemede, esnek bağlantı elemanı, ağırlık merkezinin olduğu konumdan iki parçaya ayrılmış ve bu noktada burulma yayı konumlandırılmış klasik bir kinematik çift şeklinde ele alınır. Bu yaklaşımda sistemdeki hatanın %5 seviyelerini aşmaması için, genel olarak esnek bağlantı elemanı ve rijit kol boy oranı 1/10 seviyelerinde seçilir [11] [24]. Bu sebeple biyel boyuna ilişkin hesaplanan bu değer Şekil 4-8'de olduğu gibi, L rijit kol boyu ve l esnek bağlantı elemanı boyunun toplamı şeklinde olacaktır. Buradaki 495'lik toplam boy, daha önceden üretilen klasik mekanizmanın biyel uzunluğudur. Bu durumda;

$$L \geq 10l \Rightarrow \frac{L+l}{11} = \bar{l} \quad (4.5)$$

olacaktır. Hesaplanan bu değer, esnek bağlantı elemanı boyunun üst sınırını çizmektedir. $L+l=495$ değeri ele alındığında $495/11=45$ olacaktır. Buradan yola çıkarak esnek bağlantı elemanı boyu $l=40$ mm olarak ele alınmıştır. Dikdörtgen kesit alanına sahip esnek bir bağlantı elemanının yay katsayısı daha önce bahsedildiği gibi;

$$k = \frac{EI}{l} = \frac{E \frac{bh^3}{12}}{l} = \frac{Ebh^3}{12l} \quad (4.6)$$

olacaktır [28].



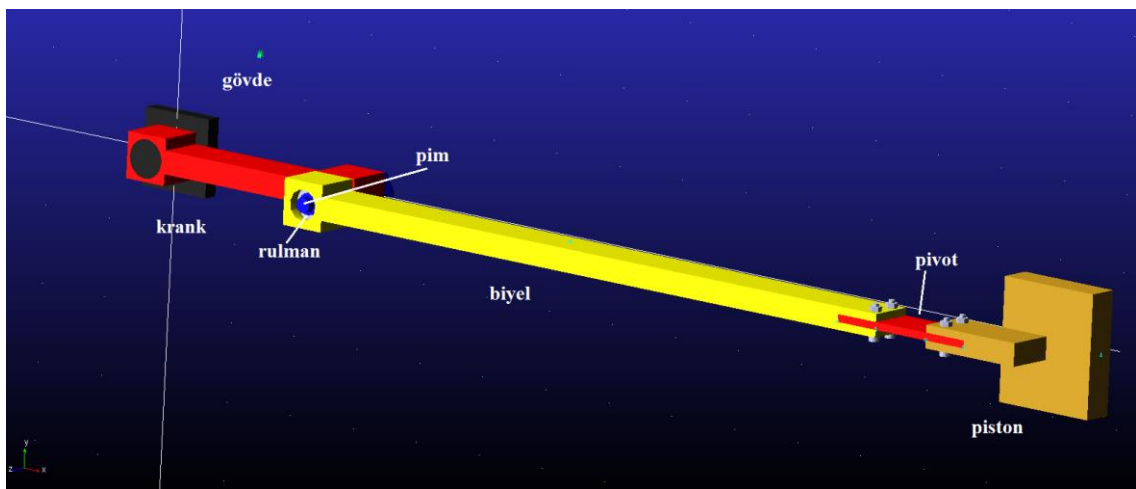
Şekil 4-8: Hesaplanan biyel boyu.

4.4. CAD Modelin Oluşturulması

Uzuv boyutları belirlenen mekanizma için bilgisayar ortamında modelleme aşamasında, mevcut sisteme olabildiğince yakın sonuçlar elde edilmesi için modellemede, gerçek sisteme dışardan dâhil olan bütün parçalar temsili olarak modellenerek eklenmiştir. Bunlar krank ve biyeli bağlayan çelik pim ve somunu, pimin takıldığı iğneli rulman, esnek bağlantı elemanını biyel ve pistonu bağlayan 4 adet civata-somun çiftidir.

Üretilen krank, biyel, esnek bağlantı elemanı ve pistonun teknik resimleri Ek 1'de verilmiştir.

Esnek bağlantı elemanı hariç bütün elemanlar Solidworks yazılımında 3 boyutlu olarak modellenmiş ve parasolid formatında kaydedilmiştir. ADAMS View yazılımında File>Import komutları izlenerek parçalar ADAMS dosyasına eklenmiş ve burada montajları yapılmıştır.



Şekil 4-9: ADAMS View'de oluşturulan mekanizma.

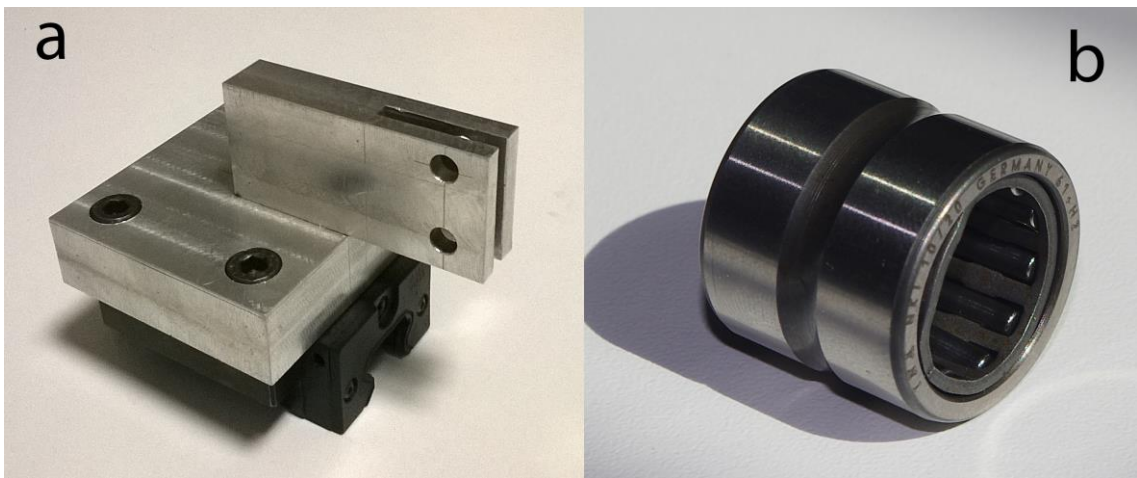
4.5. Verilerin Toplanması ve Simülasyon

4.5.1. Elemanların Tanımlanması

Deneysel sisteminde kullanılacak bütün elemanlar ADAMS ve MATLAB ortamına aktarılırken, simülasyon sonuçlarının gerçeğe en yakın olması için, fiziki özelliklerinin olabildiğince gerçeğine yakın olarak bilgisayar ortamında tanımlanması gerekmektedir. Bu sebeple öncelikle deneysel sistemde kullanılacak elemanların üretimi ve yardımcı elemanların temini gerçekleştirilmiştir. Şekil 4-10.a'da lineer kızak monte edilmiş piston ve biyel-krank bağlantısında kullanılan iğneli rulman, Şekil 4-11'de krank, biyel ve bu parçaları birbirine monte etmekte kullanılan pim, somun ve kovan görülmektedir.

Esnek bağlantı elemanı kütlesi kullanılan malzeme ve kalınlığa göre değişiklik göstermektedir. Bu sebeple esnek bağlantı elemanı fiziksel özellikleri her bir numune sınıfı için farklı değerler almaktadır. Öte yandan PRBM ile modelleme yapılırken esnek

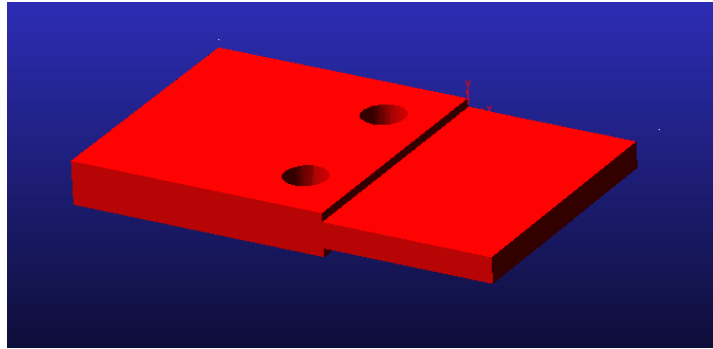
bağlantı elemanının rijit ve orta noktasından iki parçaya ayrılmış olması kabulü sebebiyle hesaplamalarda kütesel atalet momenti değeri için bir yarım bağlantı elemanı modellenmiş ve değerler bu model üzerinden alınmıştır. Bu model Şekil 4-12’de görülmektedir. MATLAB ortamında tanımlanan bağlantı elemanı kütlesi tam boy bağlantı elemanının kütlesi olup, hesaplamalar yapılırken yarısı hesaplanarak dikkate alınmıştır. Esnek bağlantı elemanının tam boyu için hesaplanan kütle ve yarım boyu için hesaplanan atalet momenti değerleri Tablo 4-2’de verilmiştir.



Şekil 4-10: Piston(a) ve rulman(b).



Şekil 4-11: Krank(a), biyel(b) ve pim, kovan, somun(c).



Şekil 4-12: Modellenen yarım bağlantı elemanı.

Tablo 4-2: Esnek bağlantı elemanı kütle ve atalet momenti değerleri.

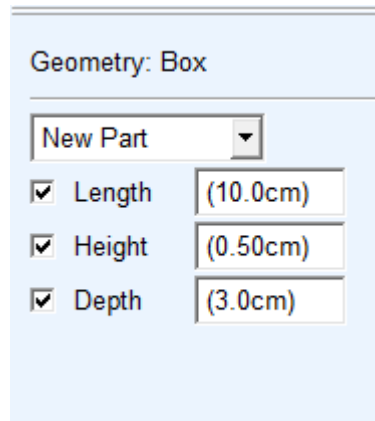
Numune sınıfı	Kütle (10^{-2} kg)	Atalet Momenti ($\text{kg} \cdot \text{mm}^2$)
1	10.99949836	1.0906252162
2	1.2080769158	1.2683318124
3	1.013448171	0.9247793412
4	1.5335035435	1.6191424085
5	1.176081517	1.1873795404
6	1.0235490993	0.9074018839
7	12.3966626	1.1312051065
8	12.5559239	1.3182172021
9	13.63445888	1.3765438263

4.5.2. Esnek Bağlantı Elemanının Oluşturulması

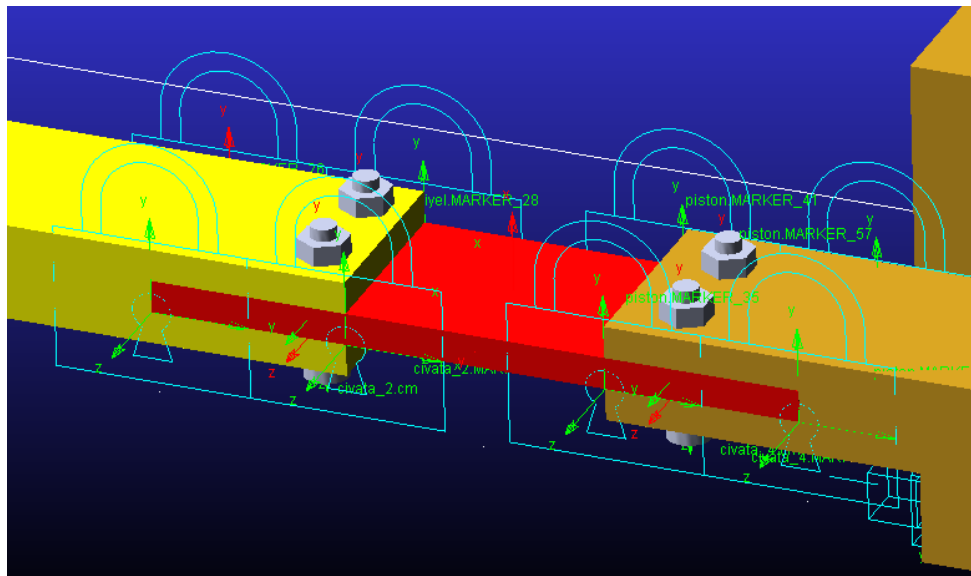
Esnek bağlantı elemanının analizi, rijit elemanların aksine oldukça kompleks bir yapı sergilediği için daha özel koşullarda tanımlamaların yapılması gerekmektedir. Zira rijit kabul edilen bir eleman, şekil değiştirmedeği kabulü yapıldığı için sanal ortamda uzunluğu sabit düz bir vektör olarak dikkate alınırken, esnek bağlantı elemanı; içinde bulunduğu koşullara göre şekli değişen bir yapı arz etmektedir. Bu sebeple esnek yapının analiz edilebilmesi için, hacmin sonlu küçük parçalara ayrılarak incelenmesi, kısaca “mesh” edilmesi gerekmektedir. Öte yandan elemanın esnek karakterli olduğunun tanımlanması, yazılımın mekanizmaya bir serbestlik derecesi ataması anlamına gelir ki bu da mekanizmanın çalışması için ilk sırada gelen şarttır.

Esnek bağlantı elemanının modellenmesi için öncelikle geometrik yapısını oluşturacak rijit bir yapı, ADAMS View>Bodies menüsünden Box seçeneği ile Şekil 4-13 ölçüleri görülen standart bir dikdörtgen prizma modellenmiştir.

Modellenen bu prizma, biyel ve piston üzerinde esnek bağlantı elemanının konumlandığı yere taşınmış ve burada biyel ve piston üzerinden ayrı ayrı 4 noktadan ADAMS View>Connector menüsünde yer alan Fixed Joint komutu ile Şekil 4-14'deki gibi sabitlenmiştir. Bu işlemin, parçanın esnek olarak tanımlanmasından önce yapılması gerekmektedir. Zira parça sonlu elemanlara ayrılırken bu noktalarındaki düğüm konumları sabit olarak ele alınacaktır.



Şekil 4-13: ADAMS View Create Box menüsü.

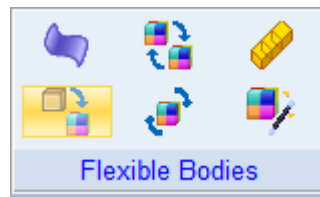


Şekil 4-14: Piston ve biyelle sabitlenen esnek bağlantı elemanı modeli.

Modellenen bu bağlantı elemanı, bütün numune sınıfları için temel oluşturan kaba bir modeldir denilebilir. Her bir numune sınıfı için bu bağlantı elemanından uygun kalınlıktaki parçalar çıkarılarak, numune sınıfının kalınlığı elde edilmiştir. Bunun ardından bağlantı elemanı için malzeme tayini yapılmıştır. Burada Poisson oranı bütün

numune sınıfları için 0.35 olarak tanımlanmıştır. Bu değer polimerler için genel bir değerdir.

Geometrik olarak modellenen rijit bağlantı elemanına esneklik ataması ADAMS View üzerindeki Flexible Bodies menüsündeki “Rigid to Flex” komutu ile gerçekleştirilmiştir (Şekil 4-15). Öncelikle belirlenen boyutlardaki esnek bağlantı elemanına rijit olarak modellendikten sonra “Rigid to Flex” komutuna başvurulur.



Şekil 4-15: ADAMS View Flexible bodies menüsü.

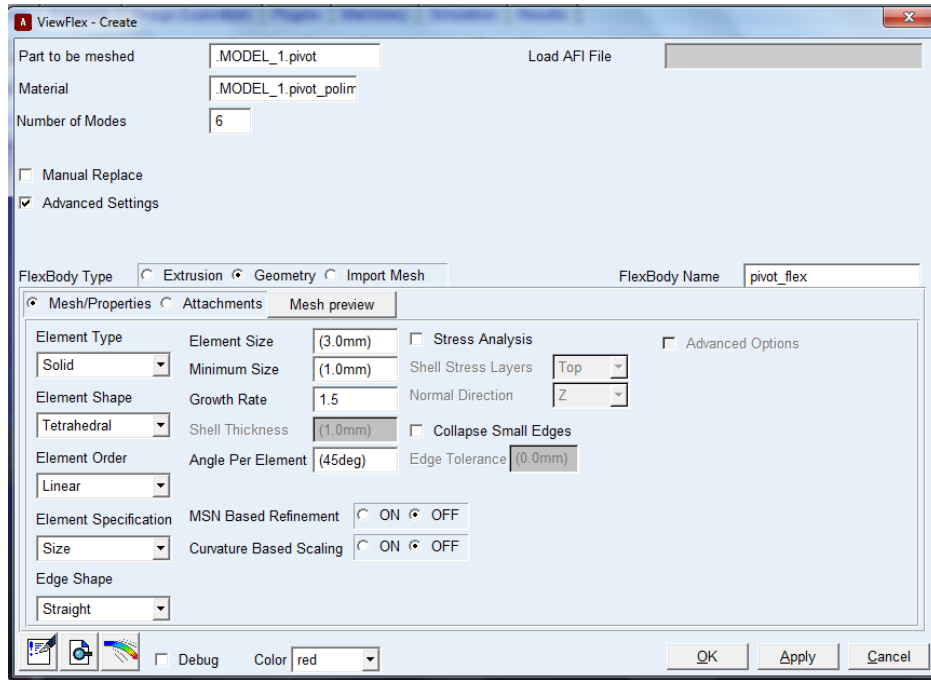
Sonlu elemanlar yöntemi ile analiz edilen bir sistemin olabilecek en küçük parçalara ayrılarak incelenmesi, sistem üzerindeki en küçük parçanın belirlenen koşullara vereceği cevabın sistemin üzerindeki etkisini ortaya koyacağından daha sağlıklı sonuçların elde edilmesini sağlayacaktır. “Rigid to Flex” komutunun ardından, mesh ayarlarında, esnek bağlantı elemanı çözümünün daha sağlıklı sonuçlar verebilmesi için element boyutları maksimum 3mm, minimum 1mm olacak şekilde yeniden düzenlenmiştir (Şekil 4-16).

ADAMS View üzerinde krank tahriki olarak açısal hız tanımlaması ADAMS View>Motions menüsünden Rotational Joint Motion seçeneği kullanılarak Şekil 4-17’de görüldüğü gibi krank ve gövdeyi bağlayan döner mafsalsal üzerinden yapılır.

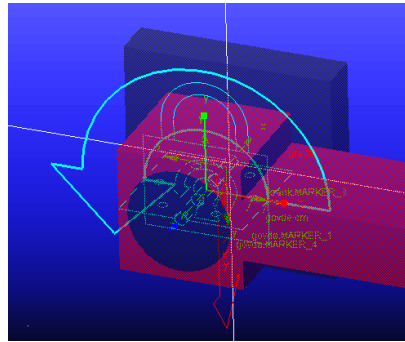
Şekil 4-18’de görüldüğü gibi Browse menüsünde Motions sekmesi genişletildiğinde sisteme eklenen hareketler görülebilmektedir. Eklenmiş hareketlere sağ tıklayıp “Modify” komutu ile düzenlemeler yapılabilir. Burada “Function(time)” parametresi derece/saniye cinsinden açısal hızı temsil etmektedir. 200 devir/dakika hızla dönen bir krank için derece/saniye cinsinden açısal hız;

$$\omega = 200 \frac{dev}{dk} \times \frac{1dk}{60sn} \times \frac{360derece}{1dev} = 1200 \frac{derece}{sn} \quad (4.7)$$

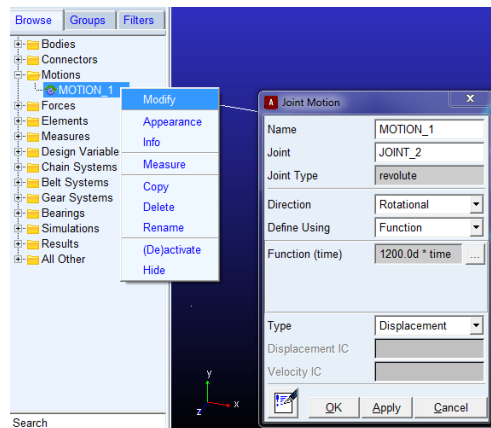
olacaktır.



Şekil 4-16: Rigid to Flex gelişmiş ayar menüsü.

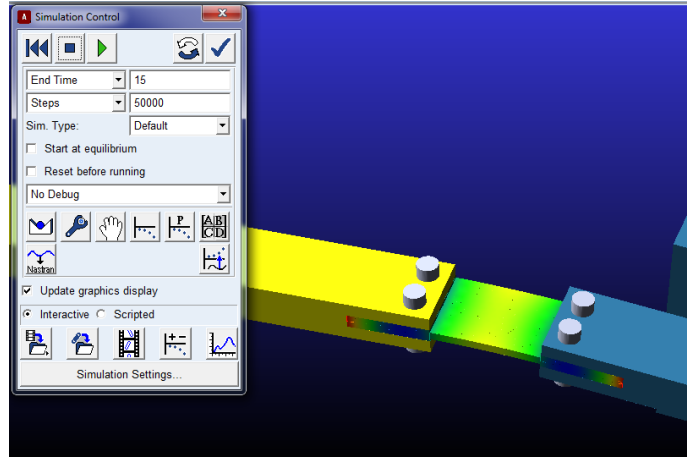


Şekil 4-17: Model üzerinde tanımlanan açısız yer değıştirme.



Şekil 4-18: Tahrik hızının değıştirilmesi.

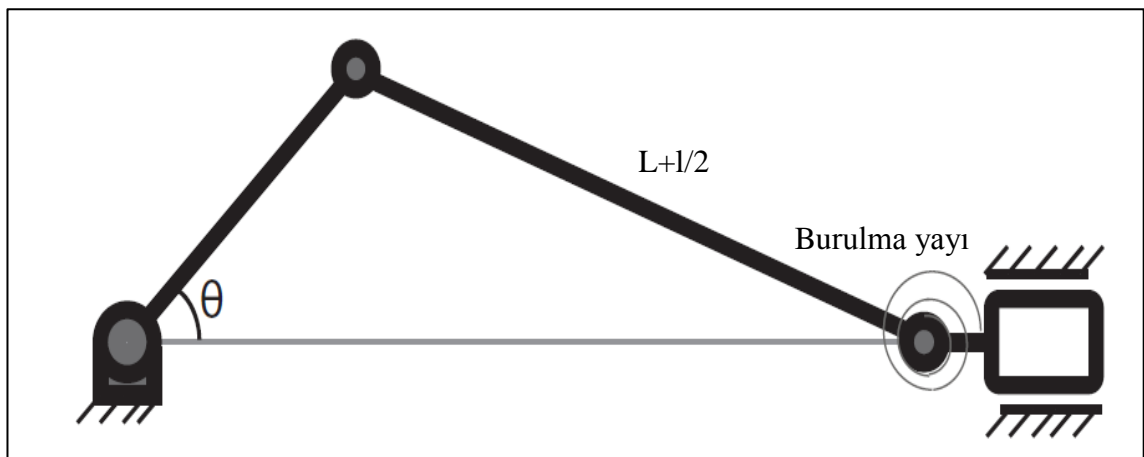
Bu tanımlamalar yapıldıktan sonra “Simulation Control” paneli (Şekil 4-19) üzerinde simülasyonun yapılacağı zamana dilimi “End Time” ve toplanacak veri sayısı “Steps” girildikten sonra “Start Simulation” komutu ile simülasyon hesaplaması başlatılır.



Şekil 4-19: Simülasyon kontrol paneli.

4.6. PRBM ile MATLAB Ortamında Sayısal Çözüm

PRBM yaklaşımında daha önce de bahsedildiği gibi, esnek bağlantı elemanı yerine piston ve biyel uzuvları arasında, pistonun 1/2 kadar uzak mesafede burulma yayı bulunan ve biyel boyu $L+1/2$ olan klasik krank biyel mekanizmasının (Şekil 4-20) hareket analizi yapılır. Bu işlemlerde kullanılacak değişkenler Tablo 4-3’de verilmiştir.



Şekil 4-20: PRBM eşdeğer mekanizma.

Tablo 4-3: Mekanizmaya ait boyutsal parametreler.

Parametre	Sembol	Büyüklik
Krank açısı	Θ_2	değişken
Krank boyu	r_2	150 mm
Biyel açısı	Θ_3	değişken
Biyel boyu	r_3	455 mm
Piston konumu	s	değişken

Şekil 4-21'de vektörel çizimi yapılan krank biyel mekanizması için devre kapallık denklemi;

$$\vec{r}_2 + \vec{r}_3 - \vec{s} = 0 \quad (4.8)$$

olacaktır. Bu eşitlik Euler formunda;

$$r_2 (\cos \theta_2 + i \sin \theta_2) + r_3 (\cos \theta_3 + i \sin \theta_3) - s = 0 \quad (4.9)$$

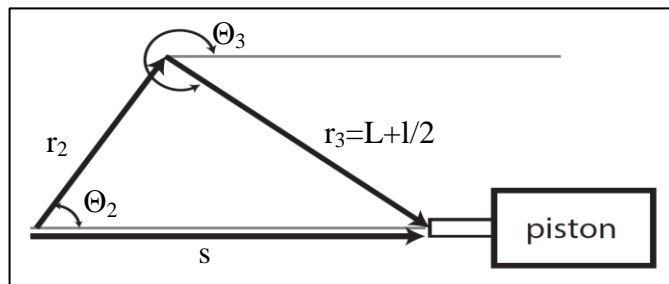
şeklinde olacaktır. Genelleştirilmiş koordinat olarak krank açısı θ_2 alındığında, biyel açısı;

$$\theta_3 = \sin^{-1} \left(\frac{-r_2 \sin \theta_2}{r_3} \right) \quad (4.10)$$

olacaktır. Piston konumu s ise;

$$s = r_2 \times \cos(\theta_2) + r_3 \times \cos(\theta_3) \quad (4.11)$$

şeklinde olacaktır.

**Şekil 4-21:** Mekanizmanın vektör şeması.

Türetilen bu ifadelerin θ_2 üzerinden türevin zincir kuralı ile birinci türevleri hız, ikinci türevleri ivme ifadelerini verecektir. Mekanizma üzerindeki herhangi bir konum, mekanizmanın devre kapalılık denklemleriyle elde edilebilir ve bu konumlar, giriş uzvu olan krankın açısal konumunun bir fonksiyonu olacaktır. Hız ifadelerinin elde edilmesi için bileşke fonksiyonun türevi ilişkisi;

$$y = f(x) \Rightarrow \dot{y} = \dot{x} \times f'(x) \quad (4.12)$$

ele alındığında, mekanizma üzerinde herhangi bir A noktasının hız ifadesi;

$$x_A = f(\theta_2) \Rightarrow V_A = \dot{x}_A = \dot{\theta}_2 \times f'(\theta_2) \quad (4.13)$$

olacaktır. Burada θ_2 'nin türevi açısal hız olan ω_2 'yi verecektir. Krankın sabit bir açısal hızla dönmesi durumunda;

$$V_A = \omega_2 \times f'(\theta_2) \quad (4.14)$$

olacaktır. A noktasının ivmesi de aynı şekilde;

$$a_A = \dot{V}_A = \dot{\omega}_2 \times f'(\theta_2) + \omega_2^2 \times f''(\theta_2) \quad (4.15)$$

olacaktır. Krank açısal hızı ω_2 sabit olduğundan;

$$a_A = \omega_2^2 \times f''(\theta_2) \quad (4.16)$$

olacaktır. Mekanizmanın önemli noktalarına ait kinematik eşitlikler bu şekilde türetilmiştir. Bu ifadelerin türetilmesi için gerekli MATLAB kodları Şekil 4-22'de verilmiştir.

<pre> clear all clc syms t2 r2 w2 l g3 gpivot % krank kinematik parametreler % ağırlık merkezinin koordinatları g2x=(r2/2)*cos(t2) g2y=(r2/2)*sin(t2) % ağırlık merkezinin hızı v2x=w2*diff(g2x,t2) v2y=w2*diff(g2y,t2) % ağırlık merkezinin ivmesi a2x=w2^2*diff(g2x,t2,2) a2y=w2^2*diff(g2y,t2,2) % biyele bağlandığı noktanın koordinatları dax=r2*cos(t2) day=r2*sin(t2) % biyele bağlandığı noktanın hızı vax=w2*diff(dax,t2) vay=w2*diff(day,t2) % biyele bağlandığı noktanın ivme aax=w2^2*diff(dax,t2,2) aay=w2^2*diff(day,t2,2) % biyel ve üzerindeki elemanların kinematik parametreler % biyel açısı t3=(asin(- (r2*sin(t2)/(r3+1/2)))) </pre>	<pre> % biyel açısal hızı w3=w2*diff(t3,t2) % biyel açısal ivmesi alfa3=w2^2*diff(t3,t2,2) % ağırlık merkezinin koordinatları g3x=dax+g3*cos(t3) g3y=day+g3*sin(t3) xvida=dax+449*cos(t3) yvida=day+449*sin(t3) xpivot=dax+(425+gpivot)*cos(t3) ypivot=day+(425+gpivot)*sin(t3) % ağırlık merkezinin hızı vg3x=w2*diff(g3x,t2) vg3y=w2*diff(g3y,t2) vg3=(vg3x^2+vg3y^2)^0.5 vxvida=w2*diff(xvida,t2) vyvida=w2*diff(yvida,t2) vxpivot=w2*diff(xpivot,t2) vypivot=w2*diff(ypivot,t2) % ağırlık merkezinin ivmesi ag3x=w2^2*diff(g3x,t2,2) ag3y=w2^2*diff(g3y,t2,2) ag3=(ag3x^2+ag3y^2)^0.5 axvida=w2^2*diff(xvida,t2,2) ayvida=w2^2*diff(yvida,t2,2) axpivot=w2^2*diff(xpivot,t2,2) aypivot=w2^2*diff(ypivot,t2,2) % Esnek uçun(burulma yayının var olduğu kabul edilen) konumu b=r2*cos(t2)+(r3+(1/2))*cos(t3) % pistonun konumu b0=b+(1/2) % pistonun hızı vb0=w2*diff(b0,t2) % pistonun ivmesi ab0=w2^2*diff(b0,t2,2) </pre>
---	--

Şekil 4-22: Mekanizmanın kinematik analzi için MATLAB kodları.

Mekanizmanın tahrik momentinin elde edilmesinde analitik dinamik tercih edilmiştir.

Bu amaçla kullanılan Lagrange denklemi aşağıda verilmiştir.

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial KE}{\partial \dot{q}_k} - \frac{\partial KE}{\partial q_k} + \frac{\partial PE}{\partial q_k} + \frac{\partial DE}{\partial \dot{q}_k} = Q_k \quad (4.17)$$

Lagrange ifadelerinin elde edilmesi için uzuvların her birinin potansiyel ve kinetik enerjilerinin ve PRBM'nin getirdiği burulma yayının depoladığı enerjinin türetilmesi gerekmektedir. Bunun içinse birtakım kütle ve atalet momenti hesaplamaları ve uzuvların ağırlık merkezlerinin konum, hız ve ivmelerinin tespit edilmesi gerekmektedir. Sembolik olarak türetilen enerji denklemleri Şekil 4-23'de verilmiştir.

Burada PRBM yaklaşımına göre pistonla ankastre bağlı olan bağlantı elemanının yarısı ve bağlantıyı sağlayan iki civata-somun ikilisi pistonla bir bütün gibi kabul edilerek piston toplam kütlelerinde, bu elemanların kütleleri de dikkate alınmıştır.

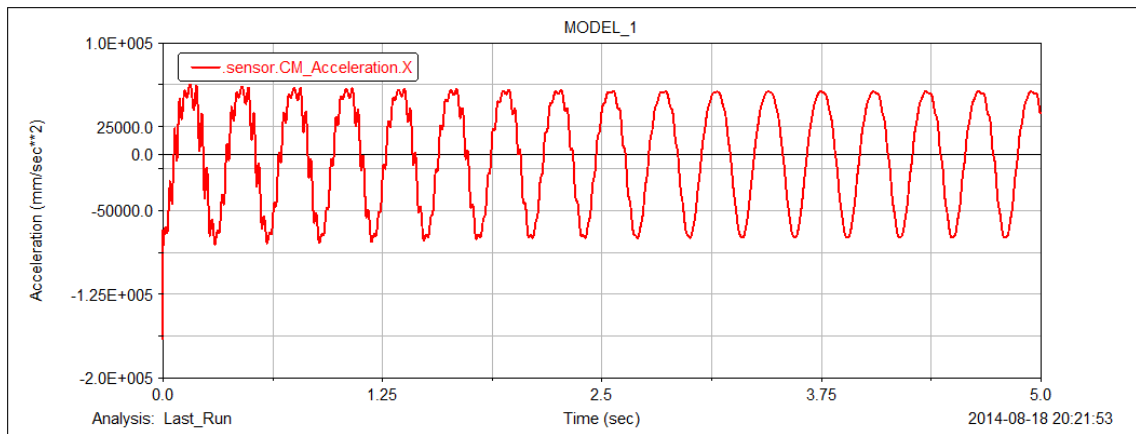
<pre>clear all clc syms t2 r2 w2 l g3 gpivot mpiston mvida mpivot d h e i t3 vxpivot vy pivot ipivot vg3sx vg3sy g3sy vxvida vyvida ivida w3 mvida g yvida mk v2x v2 ik w2 g2y mpim vax vay ipim w2 day mrulman irulman mb vg3x vg3y ib vb0 mpistontoplam=mpiston+2*mvida+mpivot/2 ; i=d*h^3/12; %mm^4 pivot atalet momenti k=e*i/l; %pivot yaylanma enerjisi %enerji ifadeleri %pivot momenti ve yaylanma enerjisi pp=0.5*k*((abs(t3))^2) tpivot=0.5*mpivot/2*(vxpivot^2+vypivot^2)+0.5*ipivot*w3^2 vpivot=mpivot*g*ypivot %biyel vidalarının enerjileri tvida=2*(0.5*mvida*(vxvida^2+vyvida^2)+0.5*ivida*w3^2) vvida=2*mvida*g*yvida %krankın enerji denklemleri tk=0.5*mk*(v2x^2+v2y^2)+0.5*ik*w2^2 vk=mk*g*g2y</pre>	<pre>%pimin enerji denklemleri tpim=0.5*mpim*(vax^2+vay^2)+0.5*ipim*w2^2 vpim=mpim*g*day %rulmanın enerji denklemleri trulman=0.5*mrulman*(vax^2+vay^2)+0.5*irulman*w2^2 vrulman=mrulman*g*day %biyelin enerji denklemleri tb=0.5*mb*(vg3x^2+vg3y^2)+0.5*ib*w3^2 vb=mb*g*g3y %pistonun enerji denklemleri tp=abs(0.5*mpistontoplam*vb0^2) %lagrange ifadeleri t=tk+tb+tp+tpim+tpivot+tvida+trulman v=vk+vb+pp+vpim+vpivot+vvida+vru lag=t-v lag1=diff(lag,w2) mkrank=w2*diff(lag1,t2)-diff(lag,t2) %krank tahrik momenti</pre>
---	---

Şekil 4-23: Dinamik analiz için türetilen MATLAB kodları.

Sembolik çözümün ardından elde edilen yeni denklemler, MATLAB ortamında yeni bir çalışma sayfasına aktarılmıştır. Burada krank açısının hangi aralıkta ve kaç derece hassasiyetler çözümde kullanılacağı ve her bir numune sınıfı için ADAMS'ta malzeme özellikleri ve kalınlığı tanımlanan bağlantı elemanının kütlesi, bu yazılımda hesaplandıktan sonra MATLAB'da tanımlanmış ve "run" komutu verilerek PRBM için sayısal çözüm yapılmıştır. Sonuçlar MATLAB Workbench'de 1xn'lik satır matris olarak oluşturulmuştur.

4.7. Simülasyon Sonuçları

Bu bölümde, ADAMS ve MATLAB'dan elde edilen veriler ortaya konulacaktır. Şekil 4-24'de görüldüğü gibi, biyel üzerindeki sensörün ölçtüğü ivme değerinde, başlangıçta bir geçici durum davranışı söz konusudur. Bu sebeple her bir numune sınıfı için, sistemin sürekli rejime geçişinin ardından bir periyotta elde edilen değerler değerlendirilmiştir.



Şekil 4-24: ADAMS'ta simülasyon başlangıcında gözlemlenen titreşim.

Karşılaştırmalarda, bütün veriler sıfır etrafında salınım yapan sinüzoidal eğriler içerdiği için klasik % hata hesaplama işlemi yerine hatayı serilerin normları kullanılarak tek bir parametre üzerinden hesaplama yapılmıştır. Bunun sebebi, sinüzoidal eğrilerde sıfır civarında % hatanın mutlak olarak oldukça küçük olmasına rağmen matematiksel ifade gereği sonucun sonsuza yakınsamasıdır. Bu sebeple her bir numune sınıfı için mutlak hatalar verilmiş ve seri normları kullanılarak ortalama bir hata değeri hesaplanmıştır.

Bir serinin normu, o serinin tıpkı matris-determinant ilişkisinde olduğu gibi, serinin tek bir skaler ile ifade edilmesidir. n eleman sayısına sahip bir seri için Scahtten normu;

$$\|x\| = \left(\sum_{i=1}^n |x|^p \right)^{\frac{1}{p}} \quad (4.17)$$

olarak tanımlanır [30]. Burada yola çıkarak referans ve değiştirilmiş seri arasındaki % hata ilişkisi;

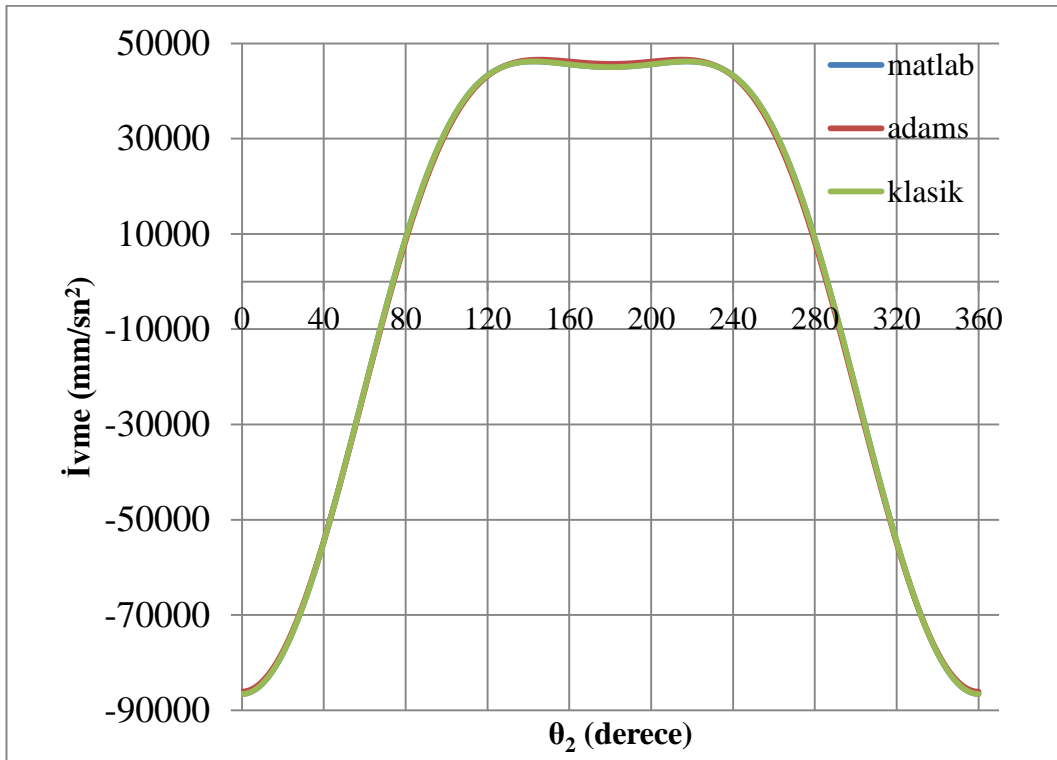
$$\%hata = \frac{100 \times (\|x_d\| - \|x_r\|)}{\|x_r\|} \quad (4.18)$$

şeklinde hesaplanmıştır.

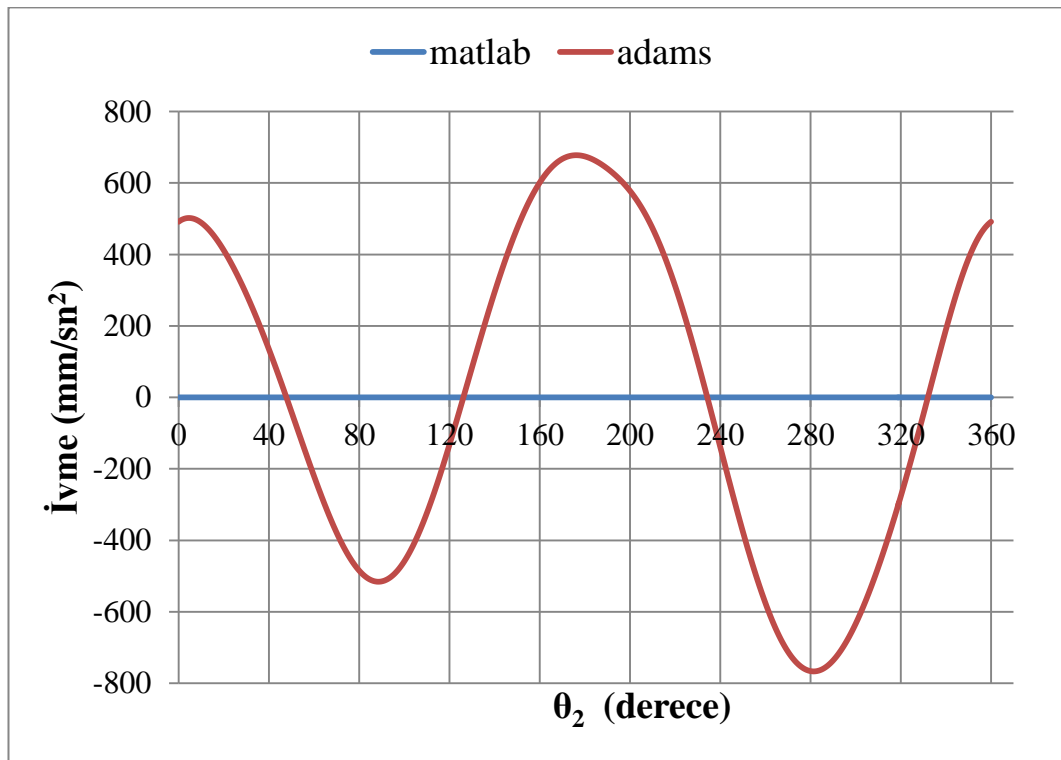
4.7.1. Piston İvmesi

Karşılaştırmalar yapılırken ele alınan bir önemli nokta, pistonun kinematik parametreleridir. Zira esnek mekanizmanın, daha önce de bahsedildiği gibi esas görevi hareket iletimidir. Söz konusu örnek mekanizma krank-biyel mekanizması olduğundan giriş uzvu krankın açısal konumuna karşılık gelen pistonun kinematik parametreleri önemli bir değerlendirme noktası olarak karşımıza çıkmaktadır. Her bir numune sınıfı için elde edilen ivme sonuçları, Şekil 4-25-Şekil 4-42' de verilmiştir.

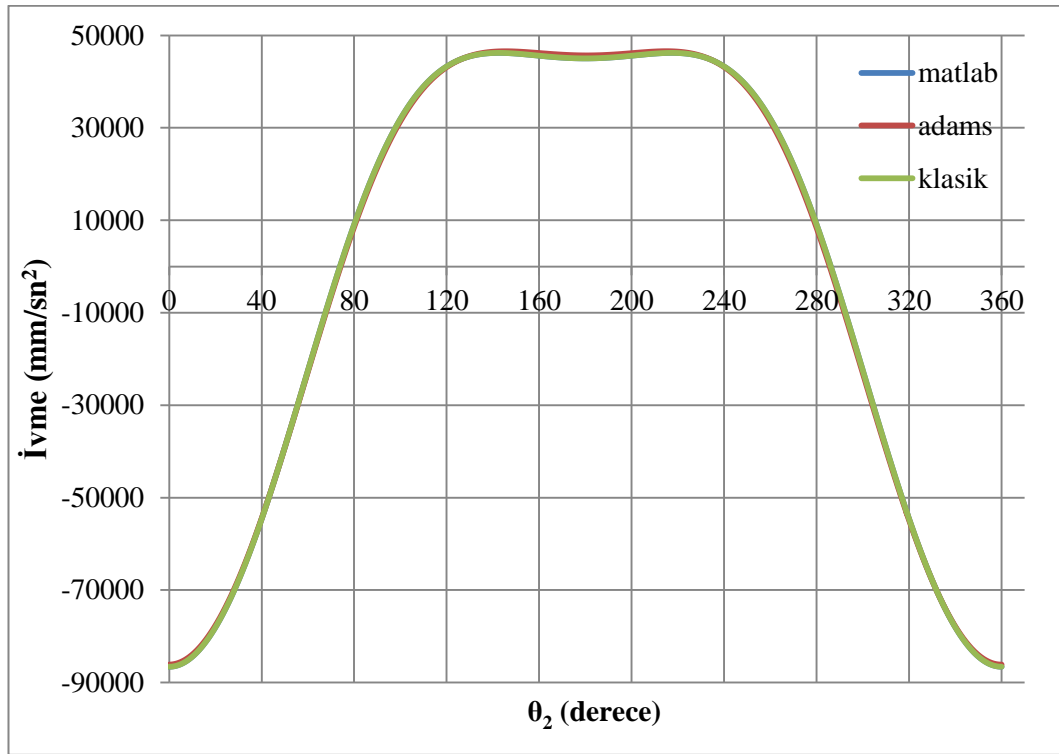
Analiz sonuçlarından anlaşılacağı üzere, kullanılan bütün numune sınıfları için sapmalar, oldukça küçük seviyelerde olup ihmal edilebilir seviyedirler. Genel olarak bütün numuneler hem ADAMS hem de MATLAB çözümleri için benzer çalışma karakteristiği göstermişlerdir.



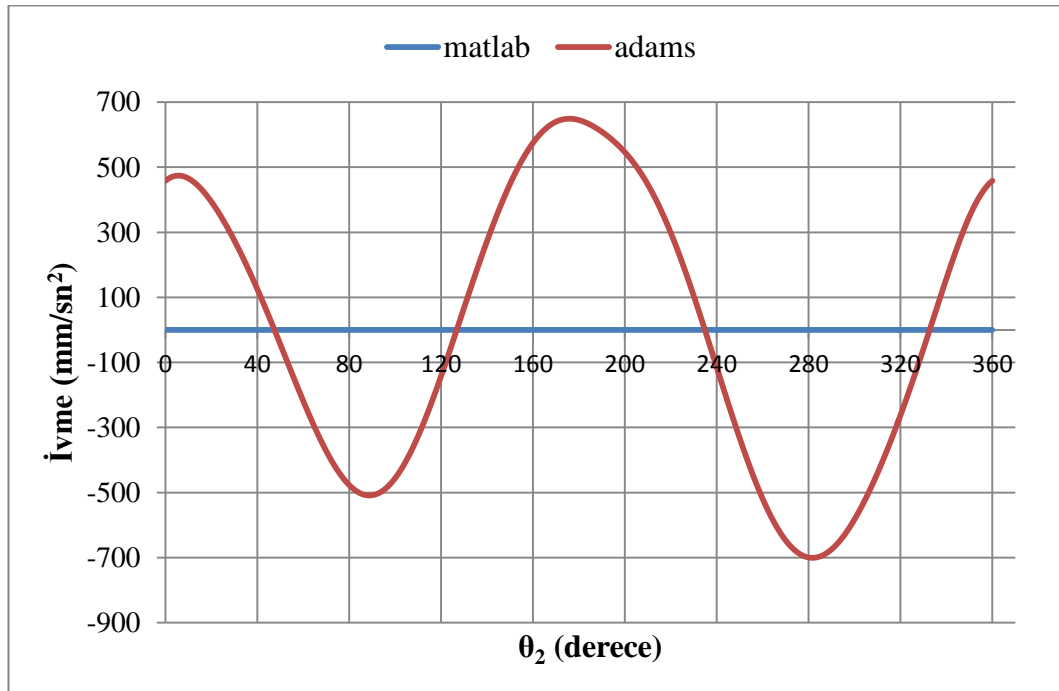
Şekil 4-25: Numune sınıfı 1, piston ivmeleri.



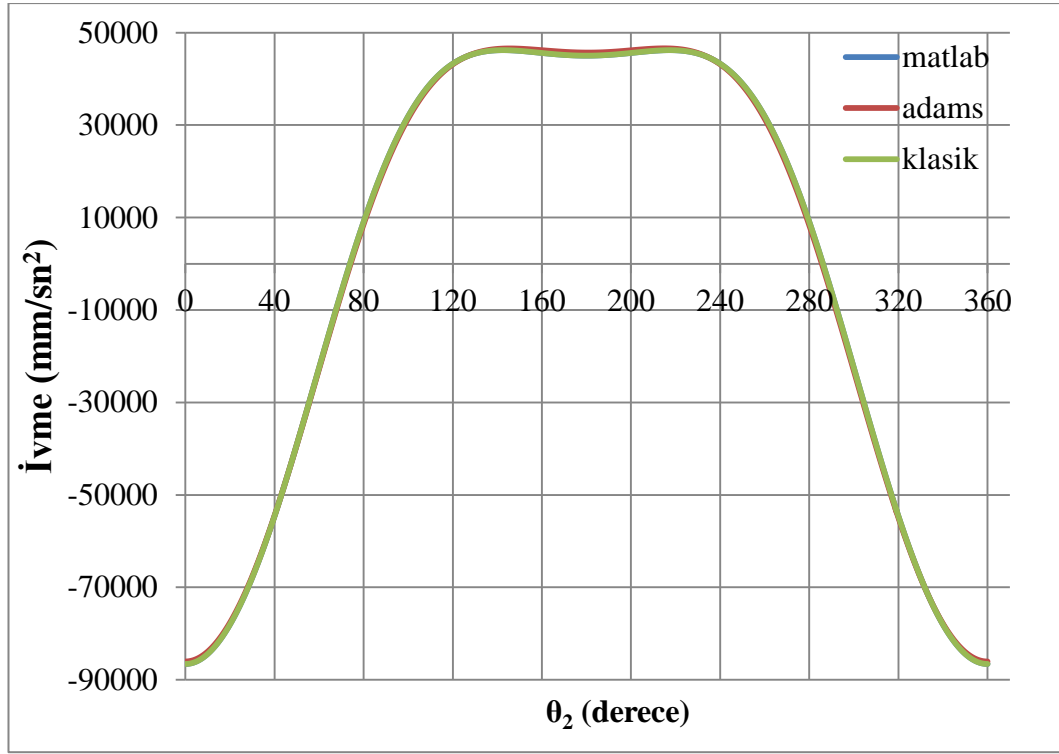
Şekil 4-26: Numune sınıfı 1, piston ivme mutlak hataları.



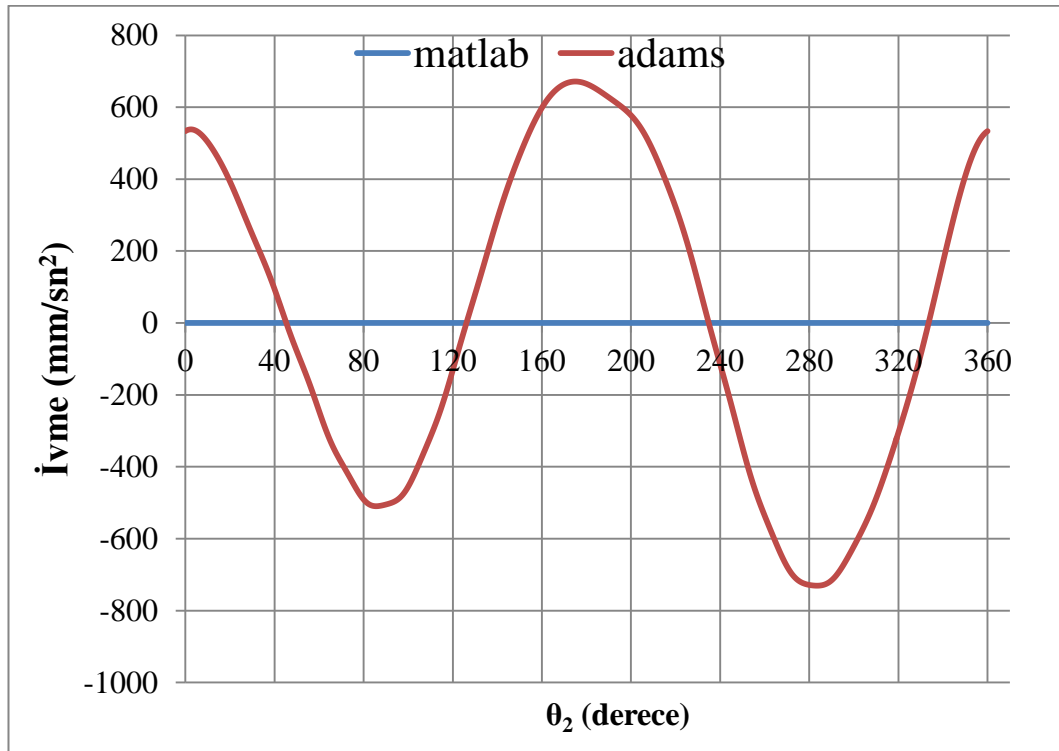
Şekil 4-27: Numune sınıfı 2, piston ivmeleri.



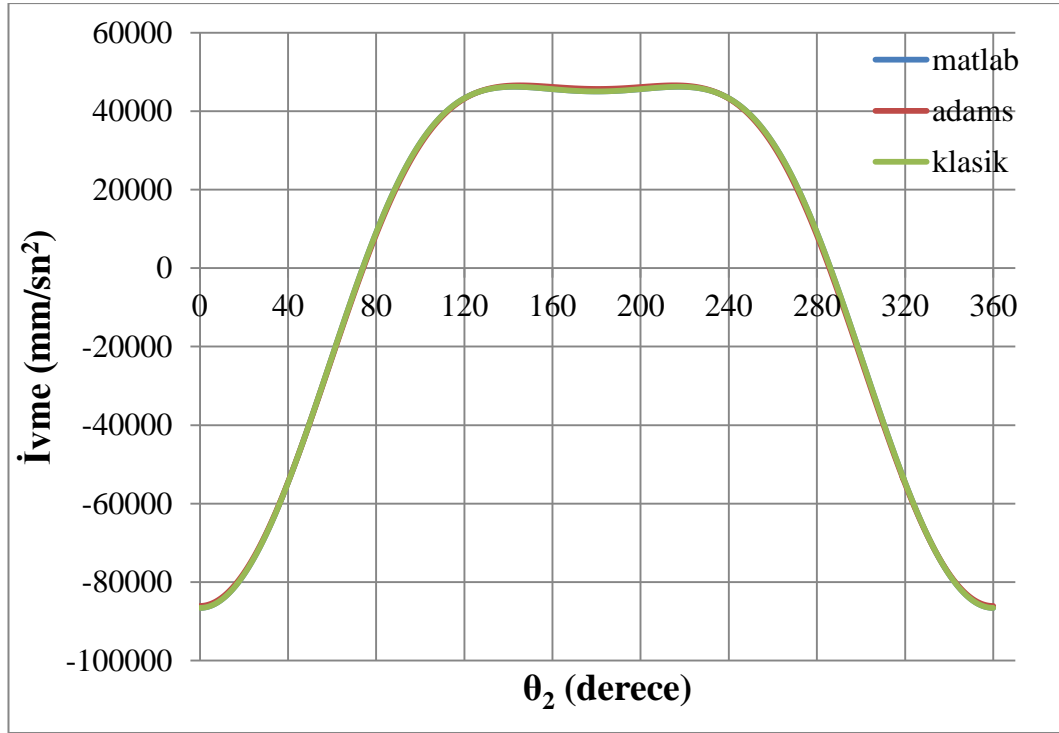
Şekil 4-28: Numune sınıfı 2, piston ivme mutlak hataları.



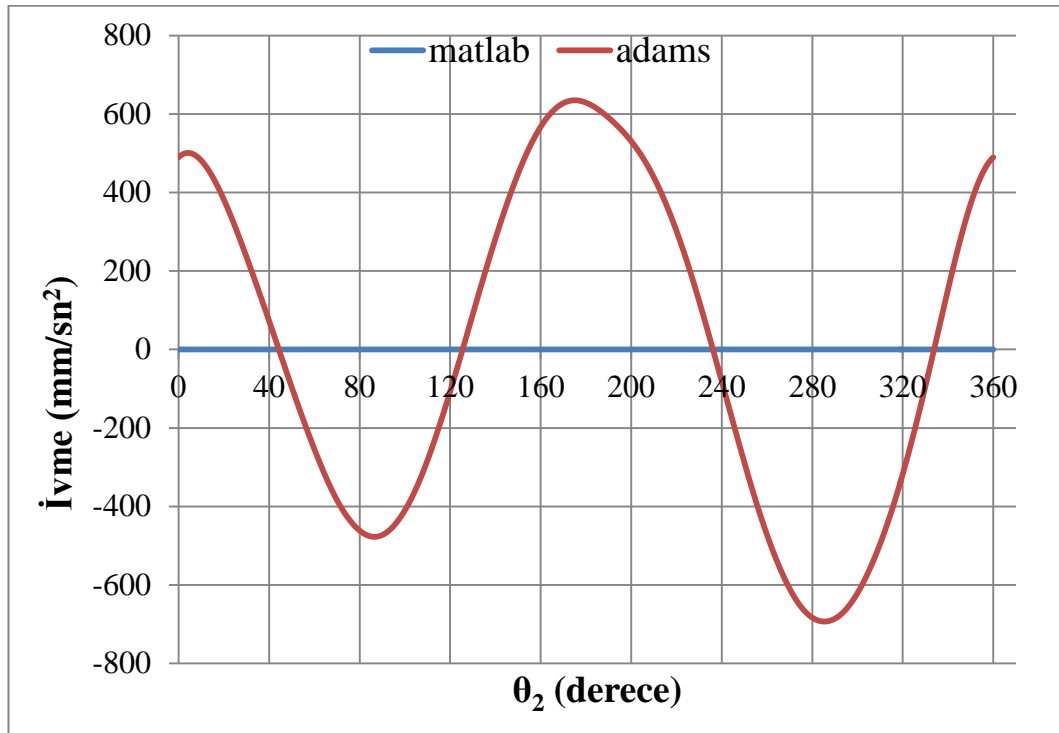
Şekil 4-29: Numune sınıfı 3, piston ivmeleri.



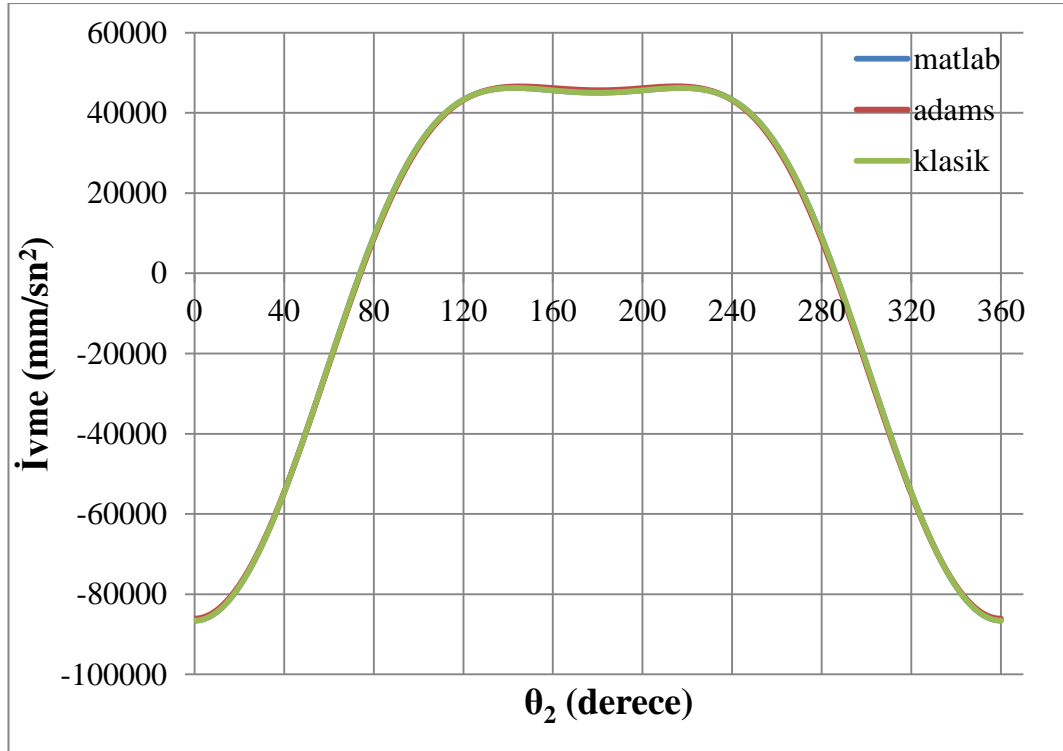
Şekil 4-30: Numune sınıfı 3, piston ivme mutlak hataları.



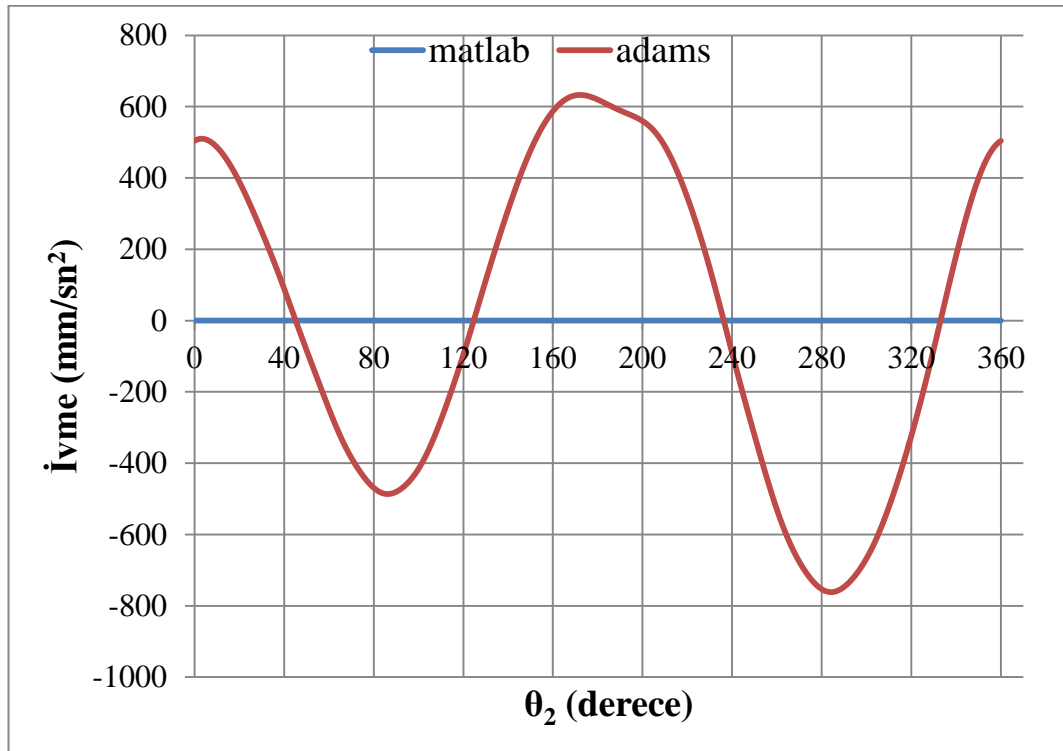
Şekil 4-31: Numune sınıfı 4, piston ivmeleri.



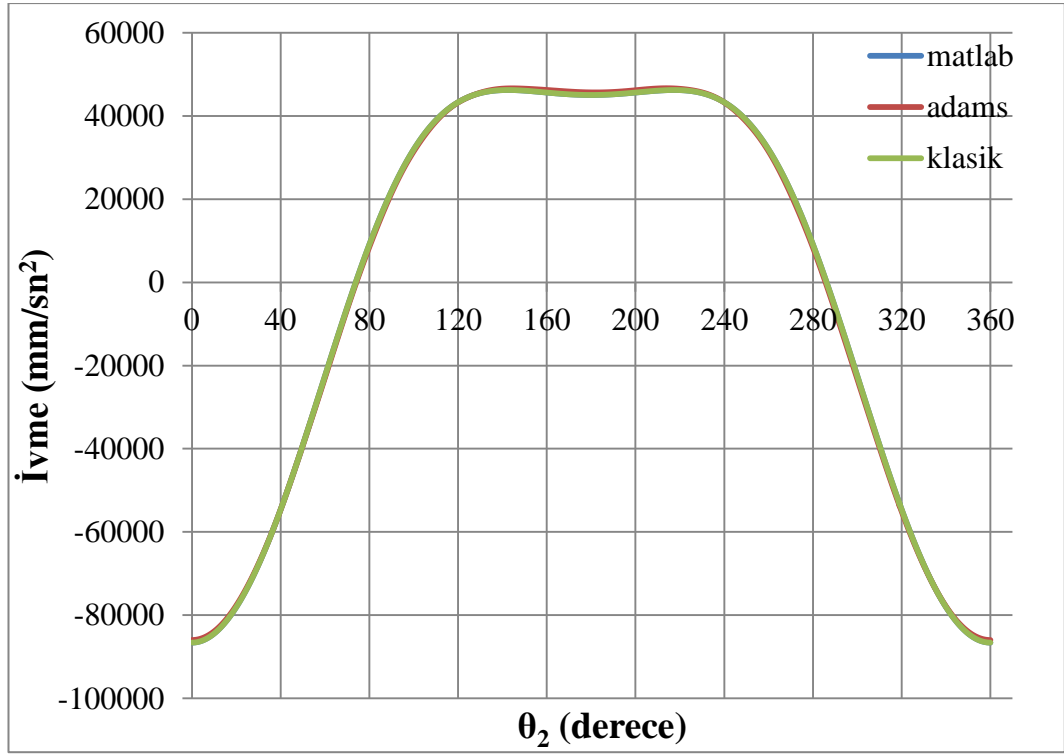
Şekil 4-32: Numune sınıfı 4, piston ivme mutlak hataları.



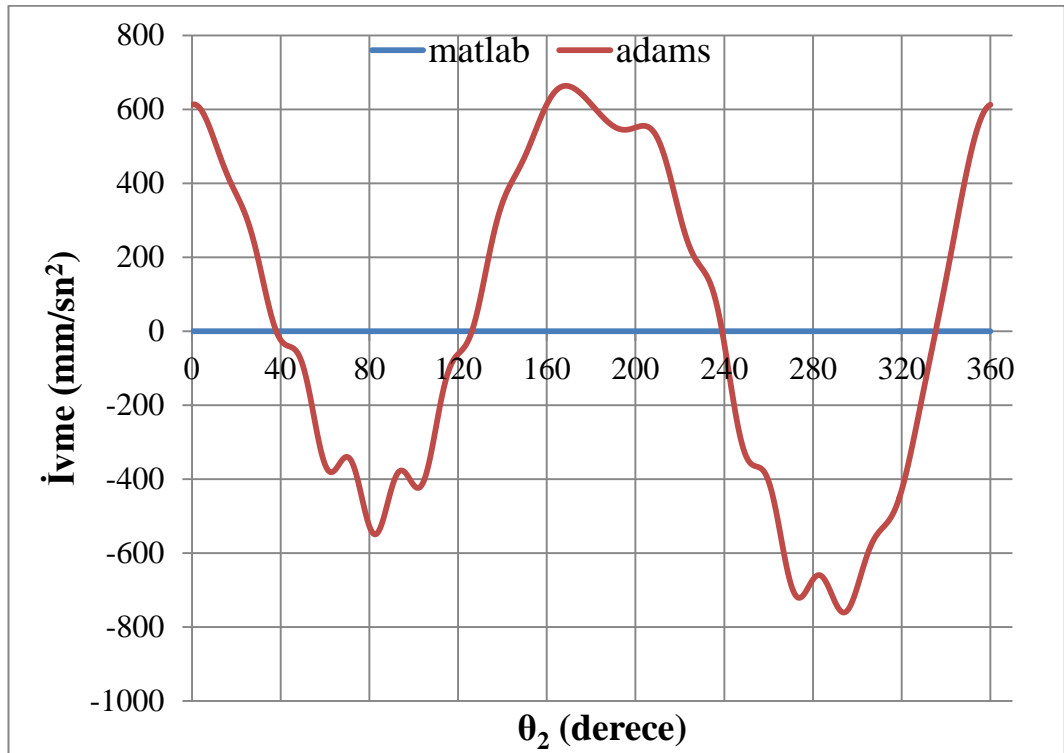
Şekil 4-33: Numune sınıfı 5, piston ivmeleri.



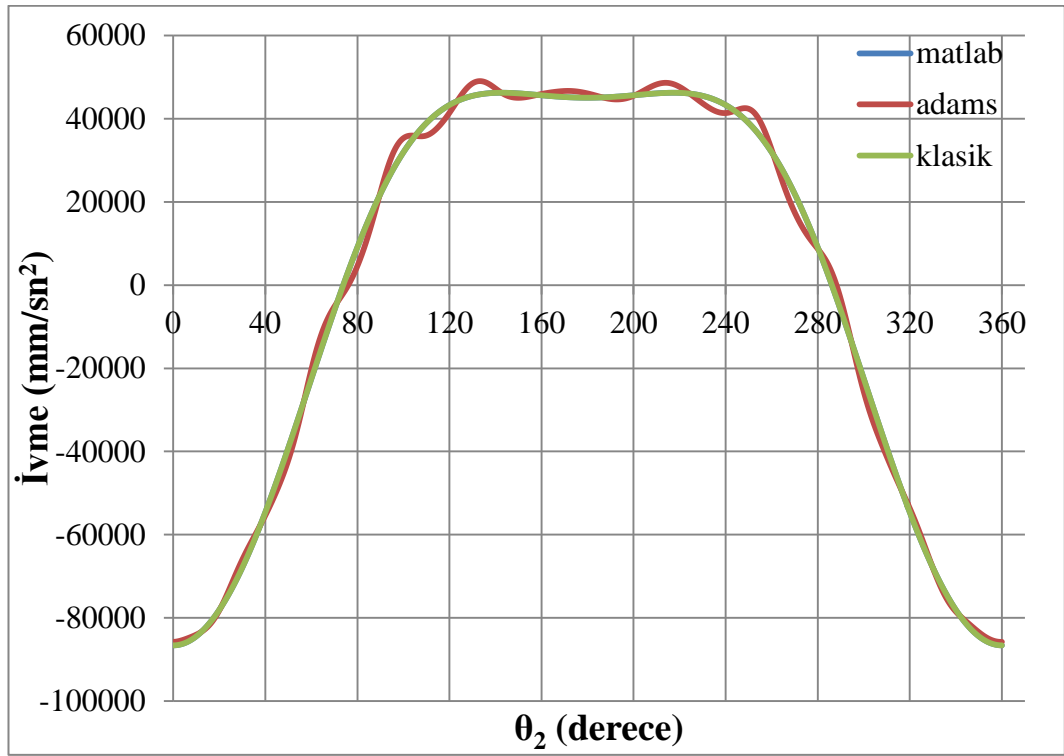
Şekil 4-34: Numune sınıfı 5, piston ivme mutlak hataları.



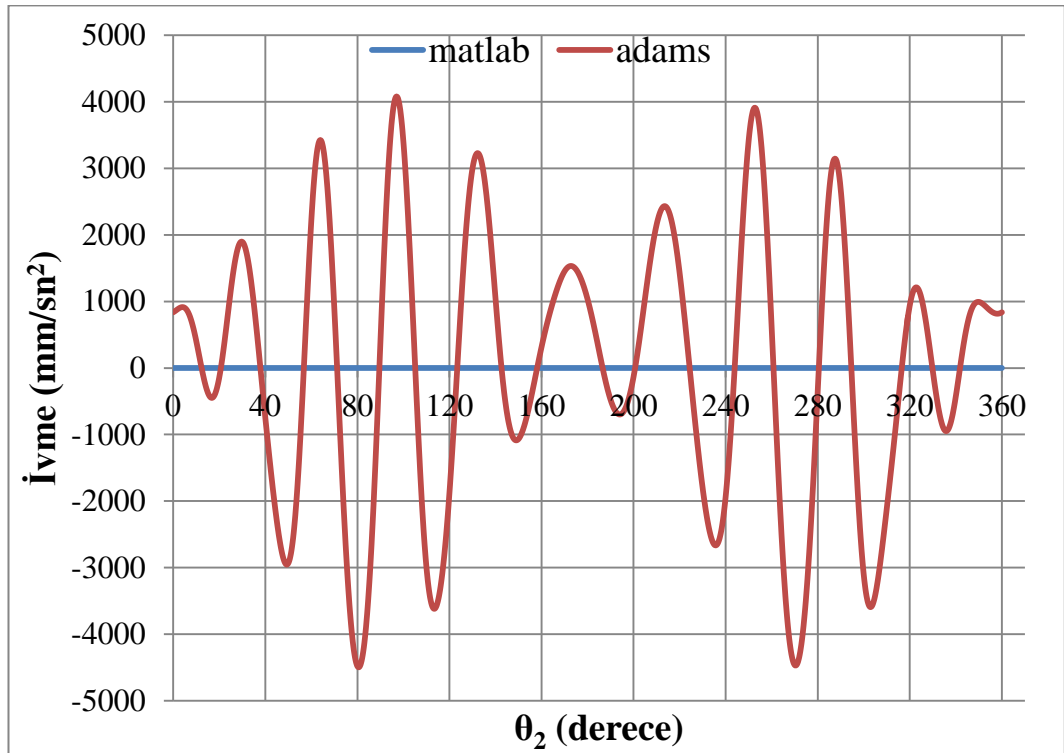
Şekil 4-35: Numune sınıfı 6, piston ivmeleri.



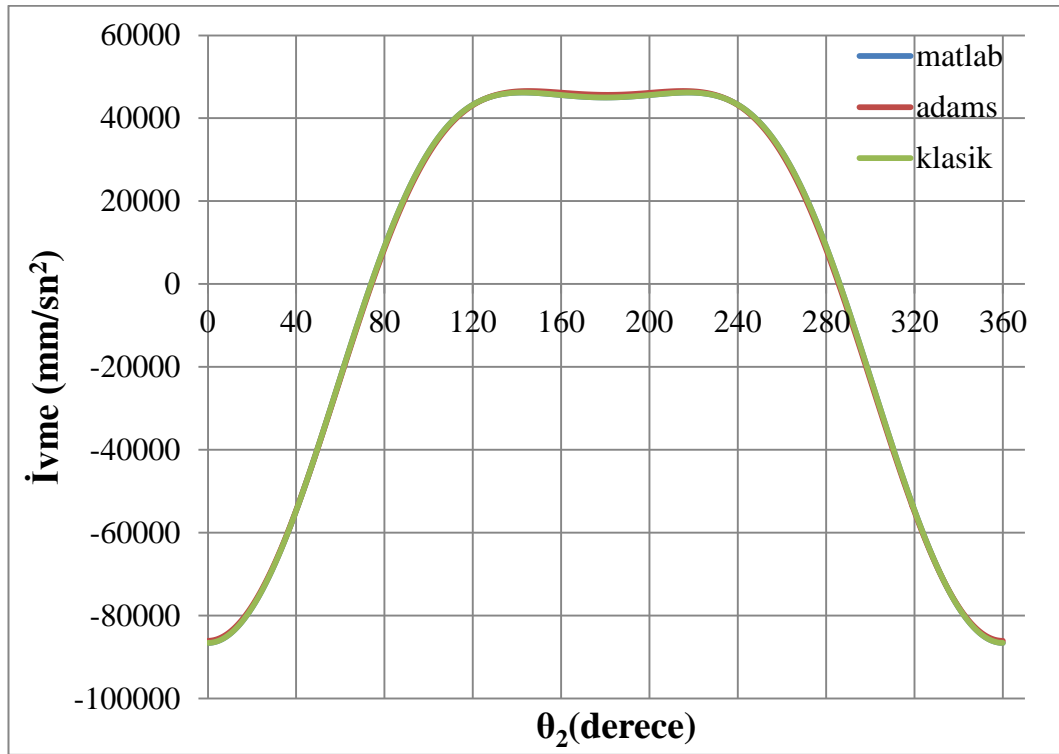
Şekil 4-36: Numune sınıfı 6, piston ivme mutlak hataları.



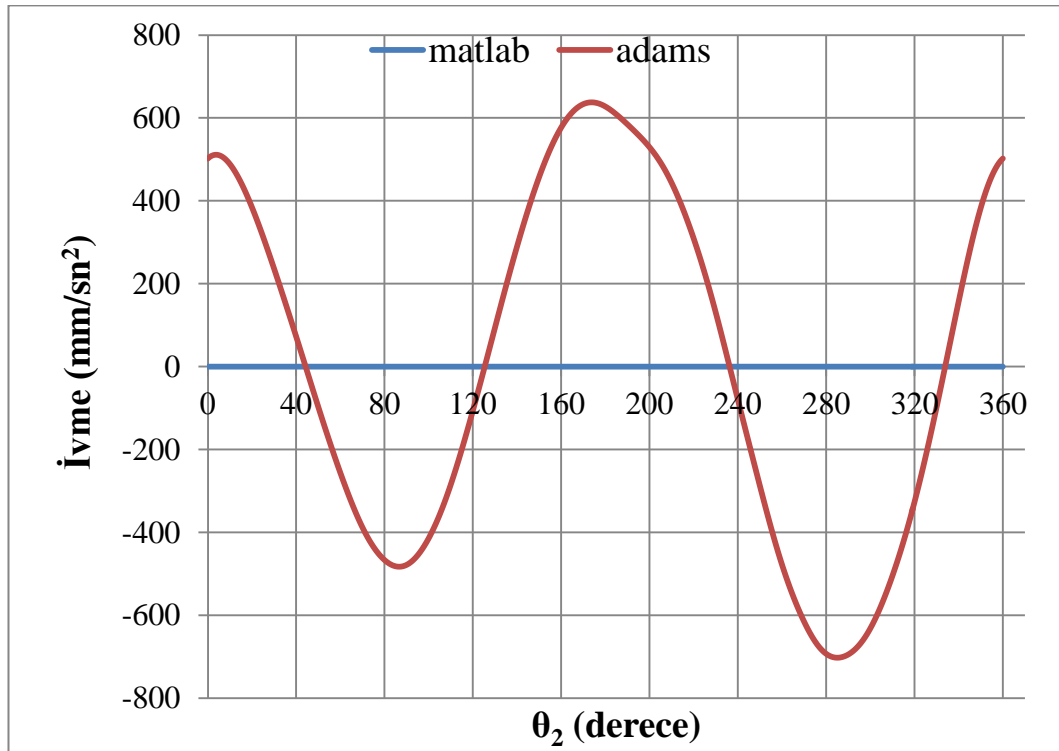
Şekil 4-37: Numune sınıfı 7, piston ivmeleri.



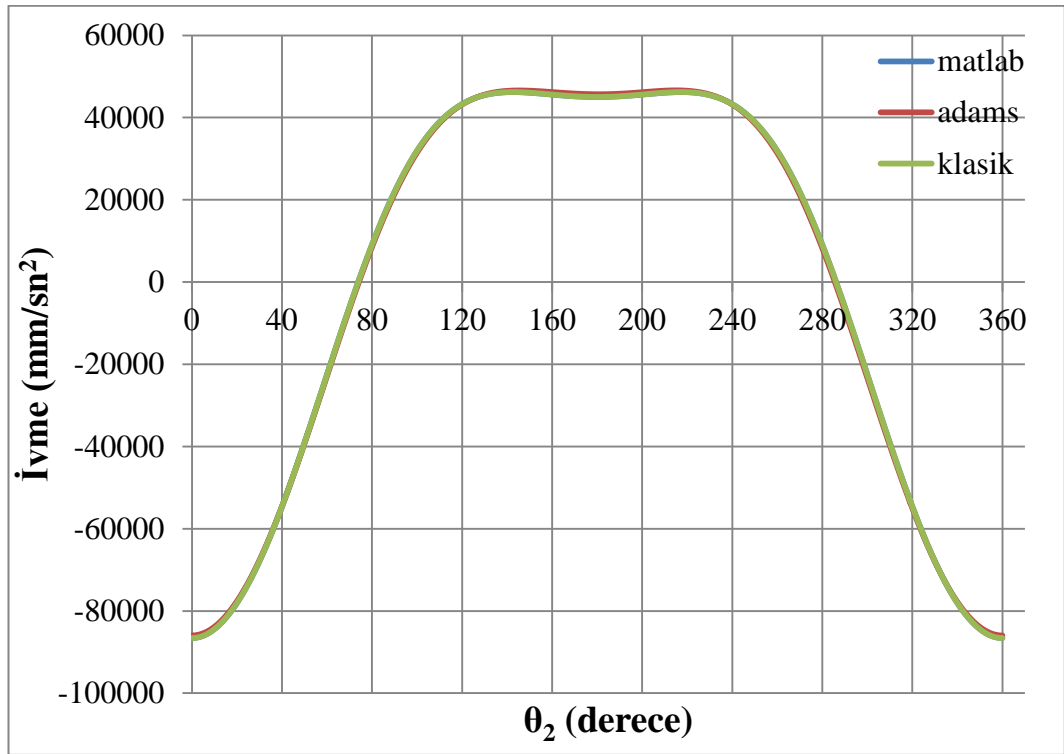
Şekil 4-38: Numune sınıfı 7, piston ivme mutlak hataları.



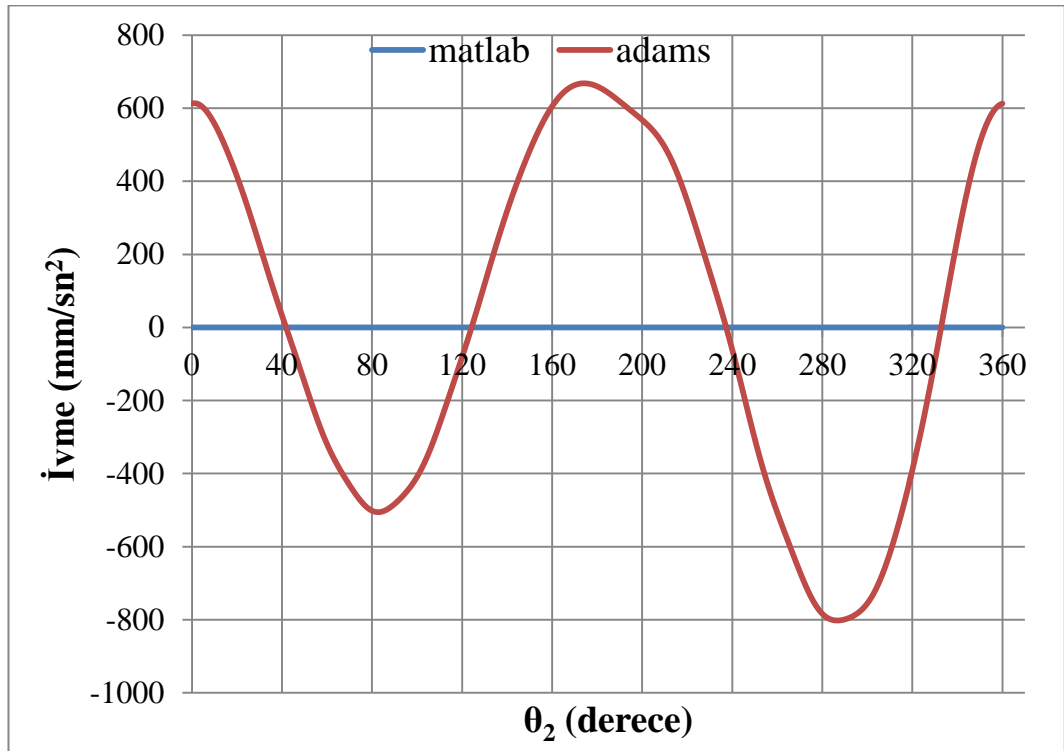
Şekil 4-39: Numune sınıfı 8, piston ivmeleri.



Şekil 4-40: Numune sınıfı 8, piston ivme mutlak hataları.



Şekil 4-41: Numune sınıfı 9, piston ivmeleri.



Şekil 4-42: Numune sınıfı 9, piston ivme mutlak hataları.

Her bir numune sınıfının fiziki ve mekanik özellikleri ile birlikte ADAMS ve MATLAB ortamında elde edilen verilerin klasik mekanizma verilerinden elde edilen piston ivme veri serisine göre hesaplanan % hata değerleri Tablo 4-4' de verilmiştir.

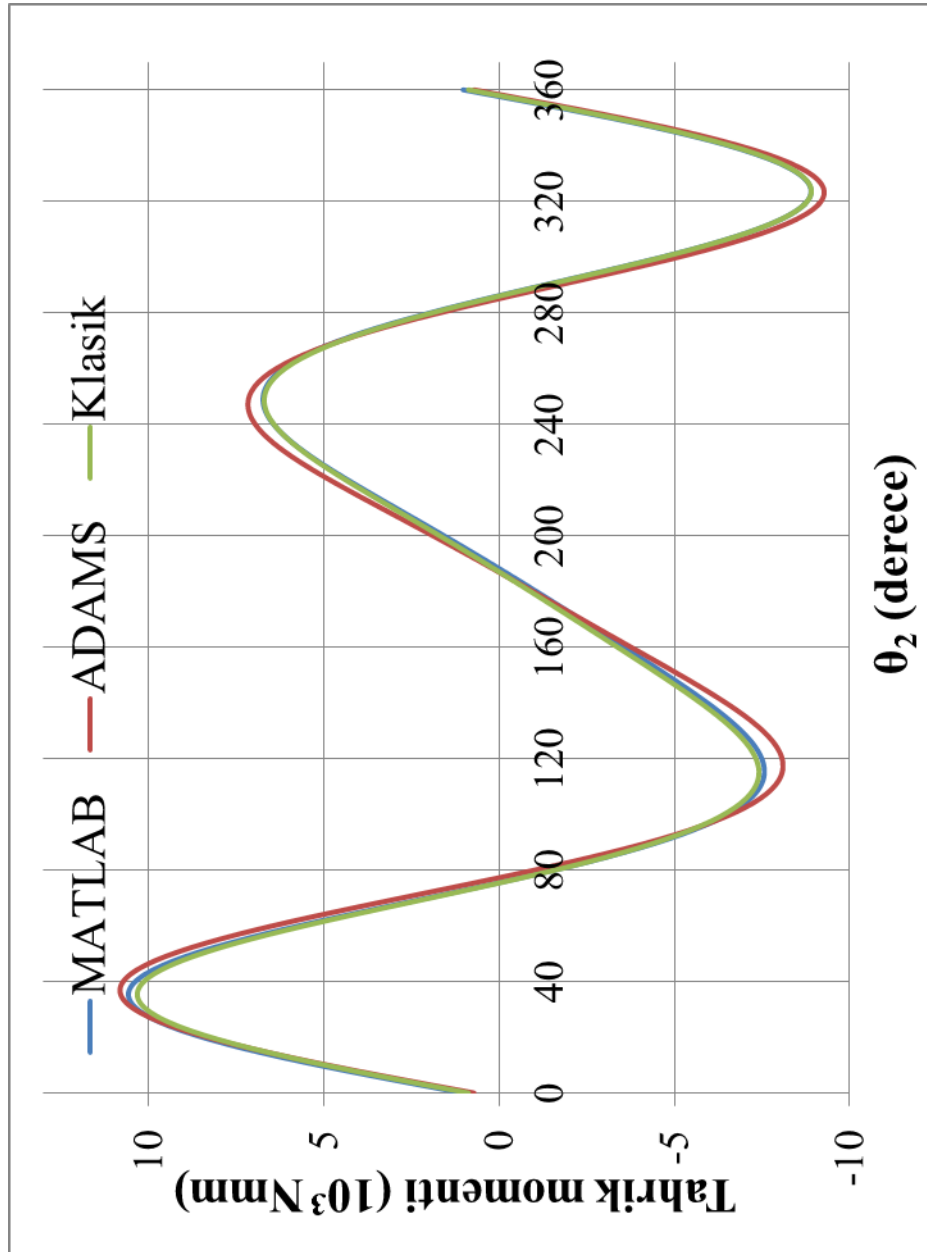
Tablo 4-4: Teorik krank ivme % hataları.

Numune sınıfı	Kalınlık (mm)	Elastisite (N/mm ²)	Piston ivme farkı (%)	
			MATLAB	ADAMS
1	3	953	3.73571E-08	0.012981518
2	4	953	3.73571E-08	0.006372056
3	2,2	953	3.73571E-08	0.001028292
4	4,15	577	3.73571E-08	0.019101408
5	3,25	634	3.73571E-08	0.01750165
6	2	618	3.73571E-08	0.044464399
7	2,2	444	3.73571E-08	0.172615384
8	4	586	3.73571E-08	0.019057
9	3,25	644	3.73571E-08	0.016559116

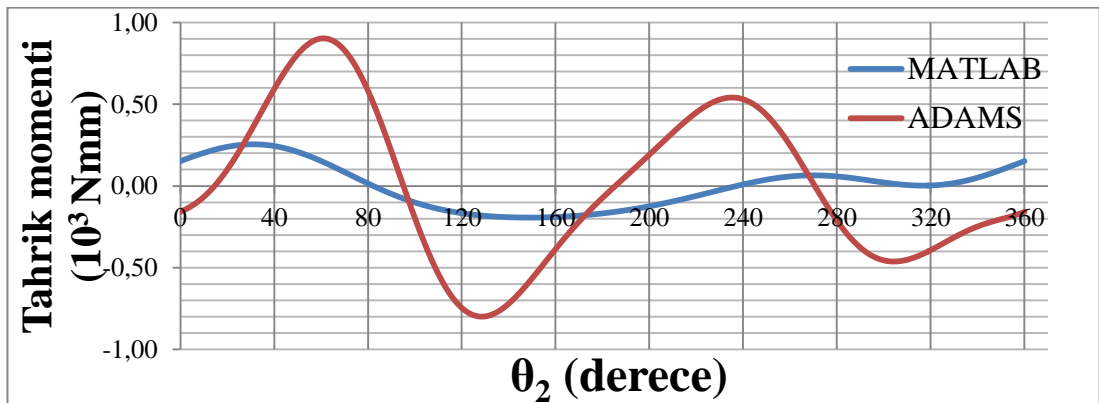
4.7.2. Krank Tahrik Momenti

Bu bölümde verilecek olan grafiklerde, her bir numune sınıfı için MATLAB üzerindeki sayısal çözümü, ADAMS üzerindeki sonlu elemanlar çözümü ve PRBM benzetimiyle modellenmiş ancak yay katsayısı sıfır olarak modellenmiş ADAMS modeli ile elde edilen sonuçlar verilmiştir. Burada bahsi geçen yay katsayısı sıfır olarak modellenen PRBM ile esnek mekanizmanın klasik eşleniği modellenmiştir. Böylelikle esnek bağlantı elemanının MATLAB ve ADAMS üzerindeki iki ayrı çözümünün klasik eşleniğe göre gösterdikleri değişim ortaya konmuştur.

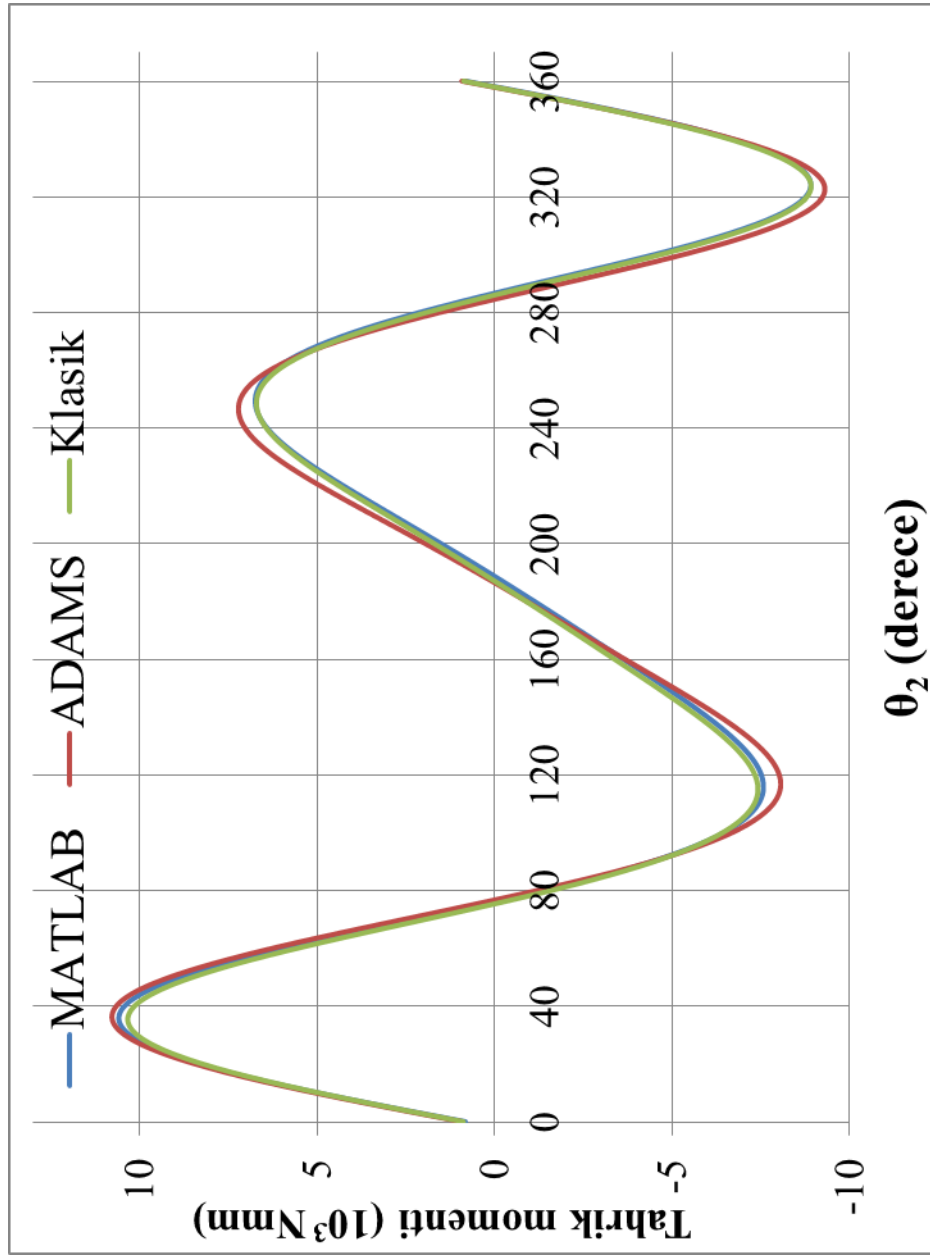
Şekil 4-43-Şekil 4-60'de elde edilen eğrilerde, ADAMS, MATLAB ve aynı uzuv boyutlarına klasik mekanizmalara ait veriler kullanılmıştır. İvme sonuçlarında olduğu gibi, krank tahrik momentlerinde de ADAMS, MATLAB ve klasik mekanizma çözümleri oldukça yakın karakteristikler sergilemişlerdir.



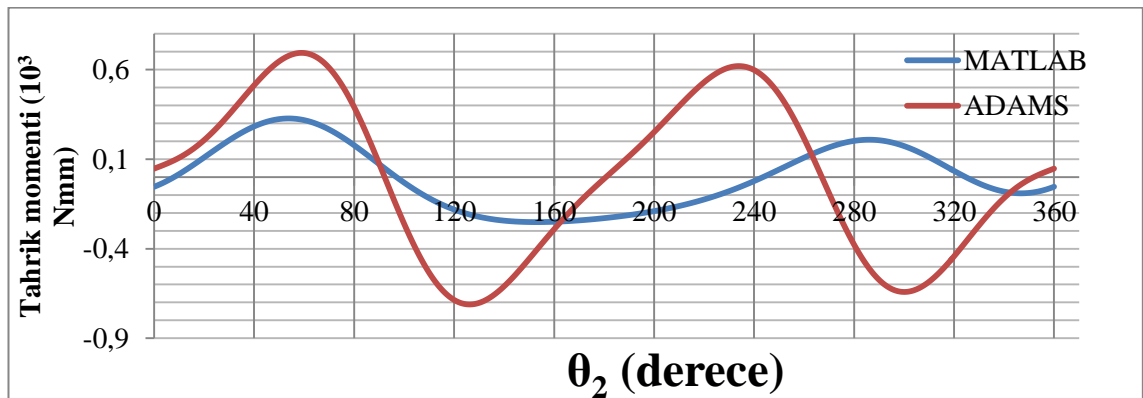
Şekil 4-43: Numune sınıfı 1, teorik krank tahrik momentleri.



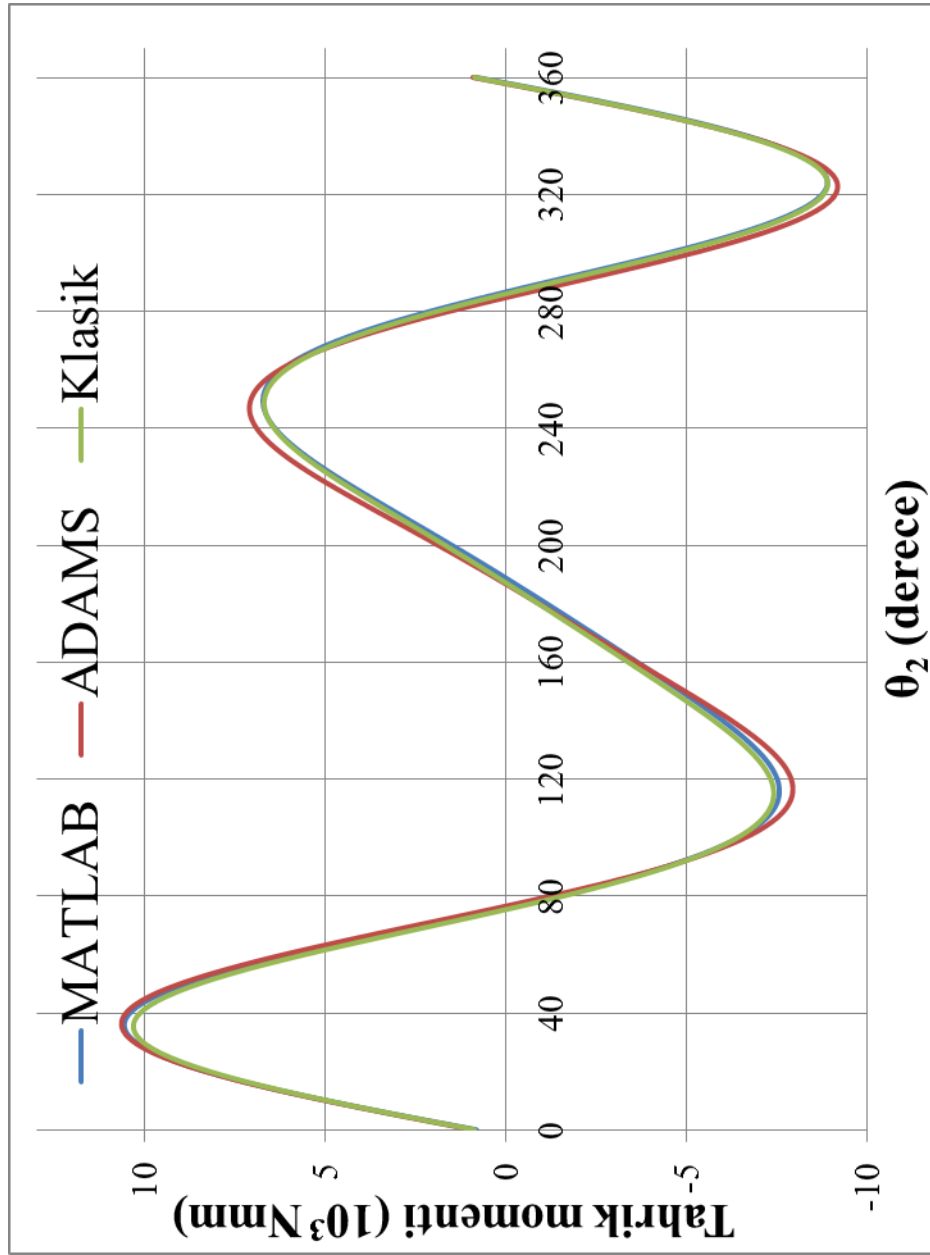
Şekil 4-44: Numune sınıfı 1, teorik krank tahrik moment mutlak hataları.



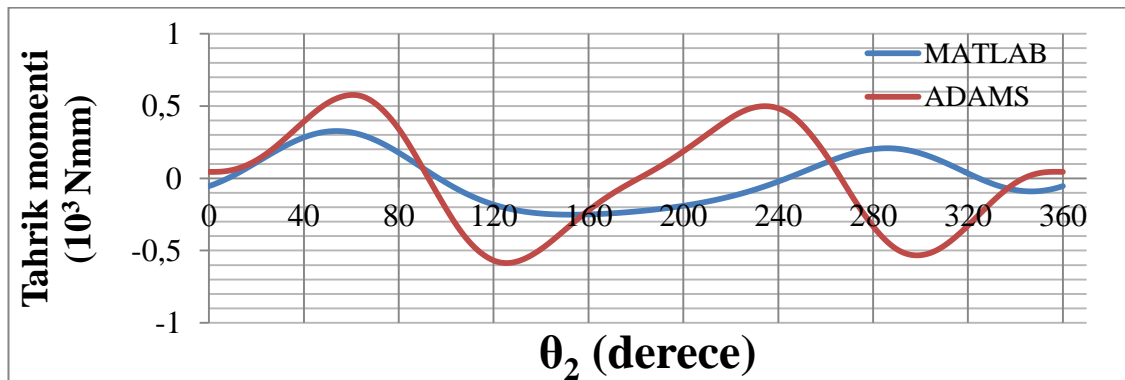
Şekil 4-45: Numune sınıfı 2, teorik krank tahrik momentleri.



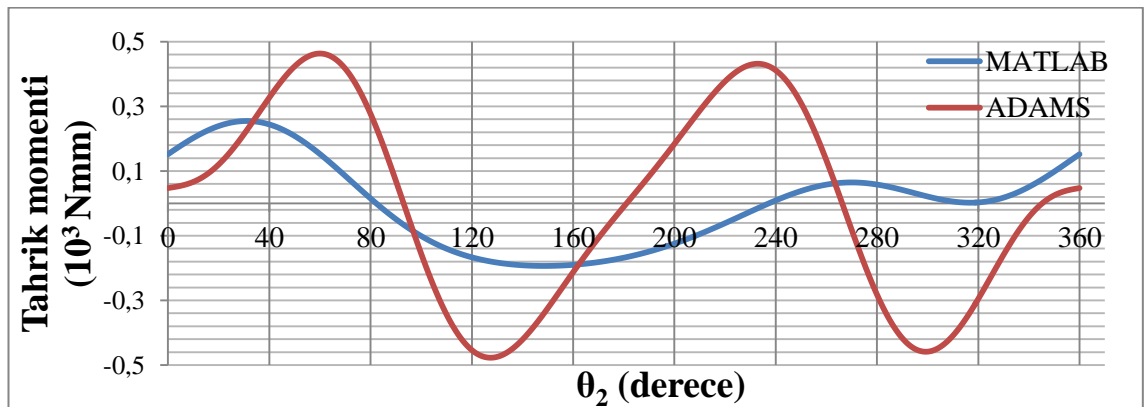
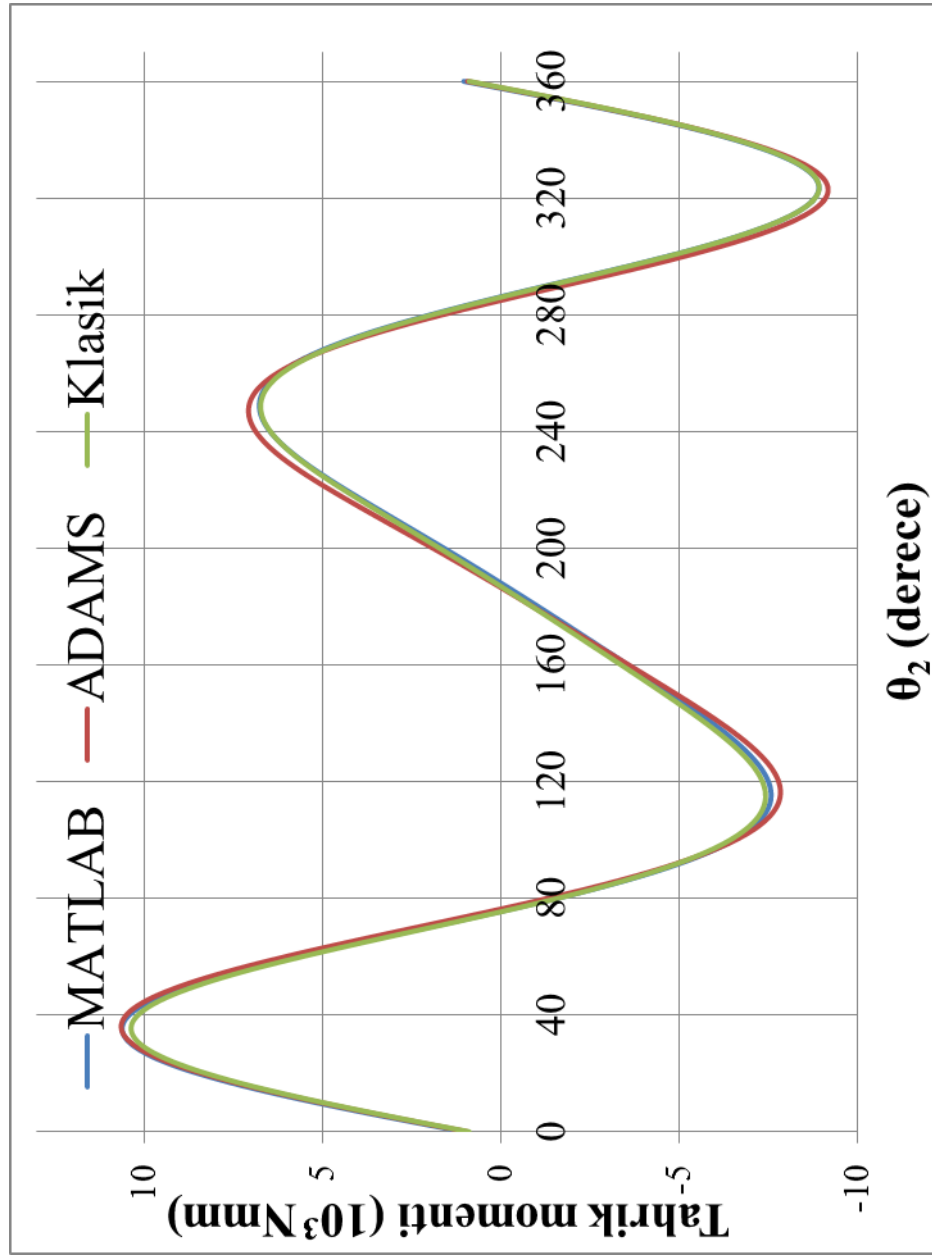
Şekil 4-46: Numune sınıfı 2, teorik krank tahrik moment mutlak hataları.

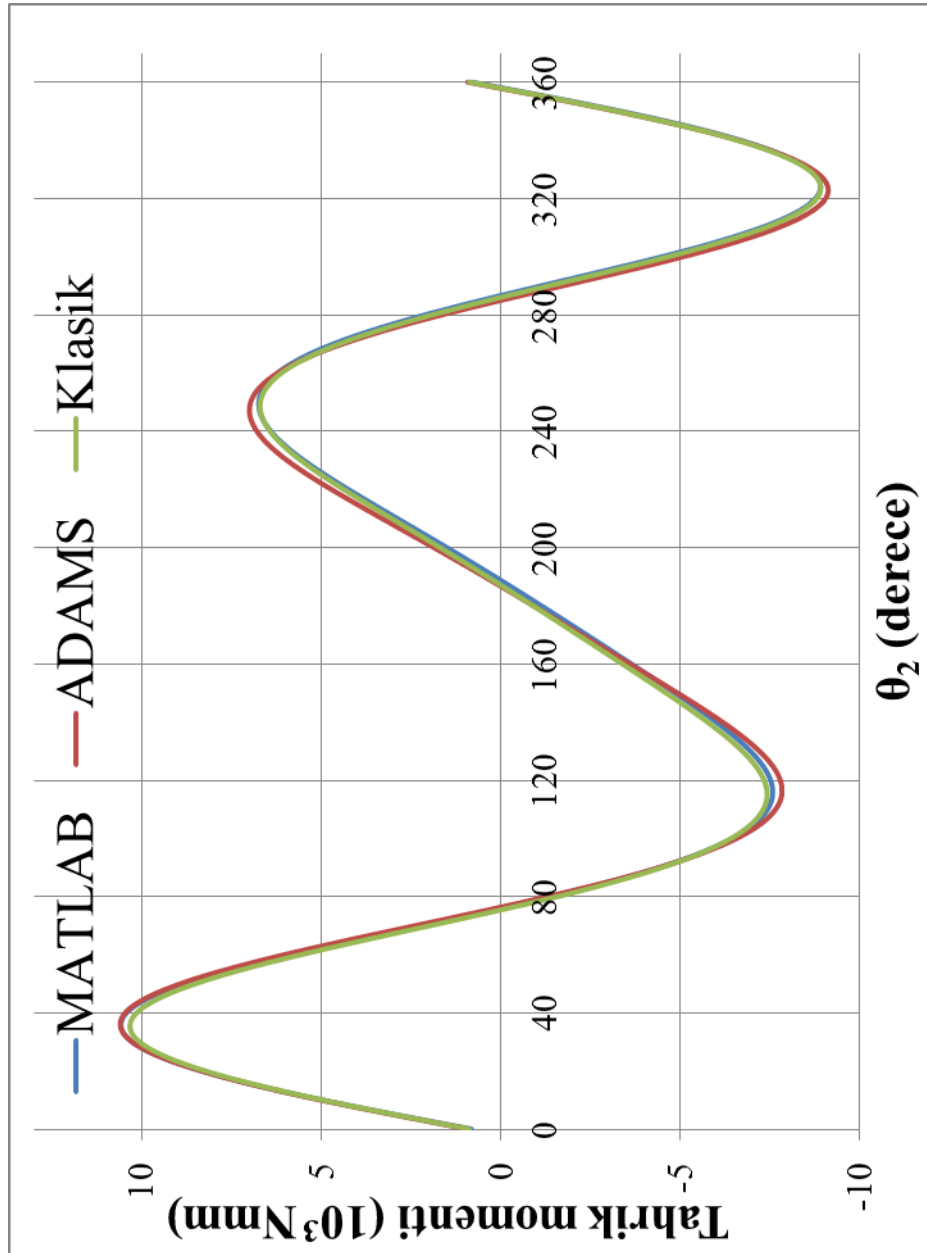


Şekil 4-47: Numune sınıfı 3, teorik krank tahrik momentleri.

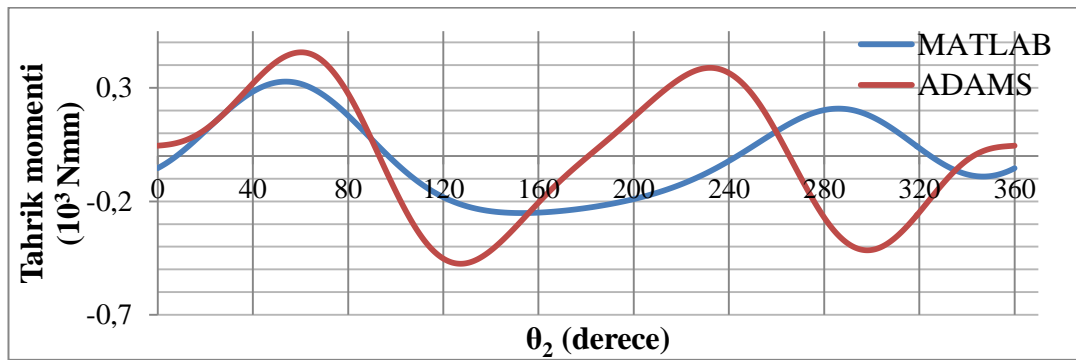


Şekil 4-48: Numune sınıfı 3, teorik krank tahrik moment mutlak hataları.

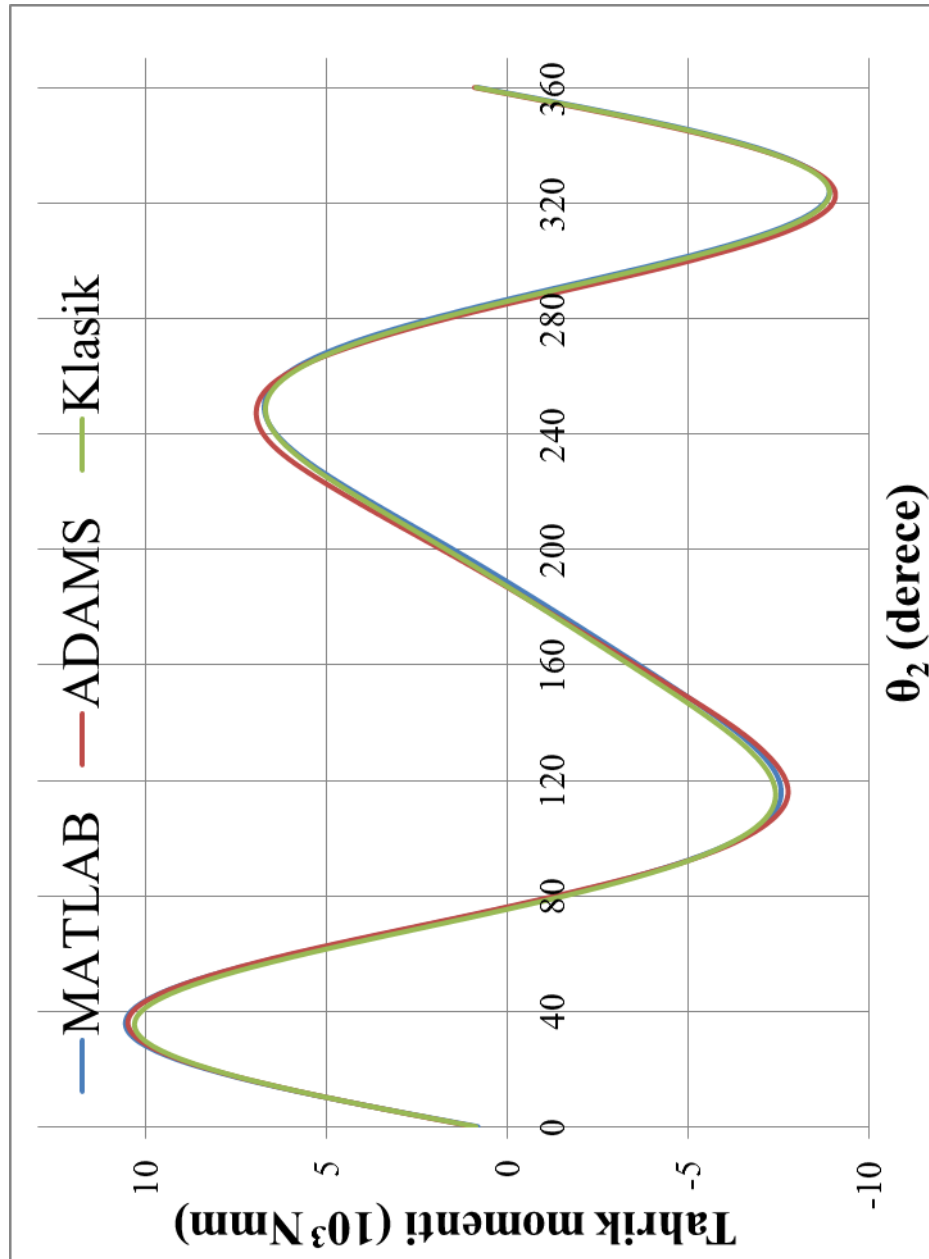




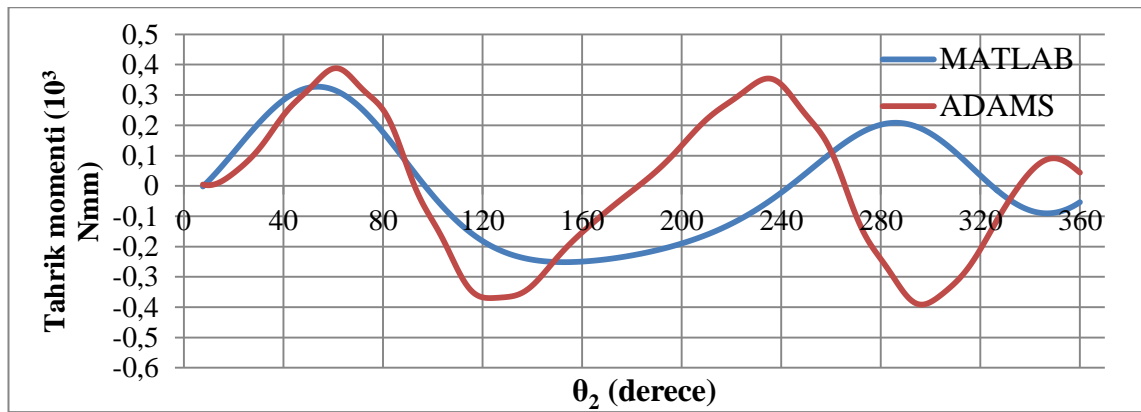
Şekil 4-51: Numune sınıfı 5, teorik krank tahrik momentleri.



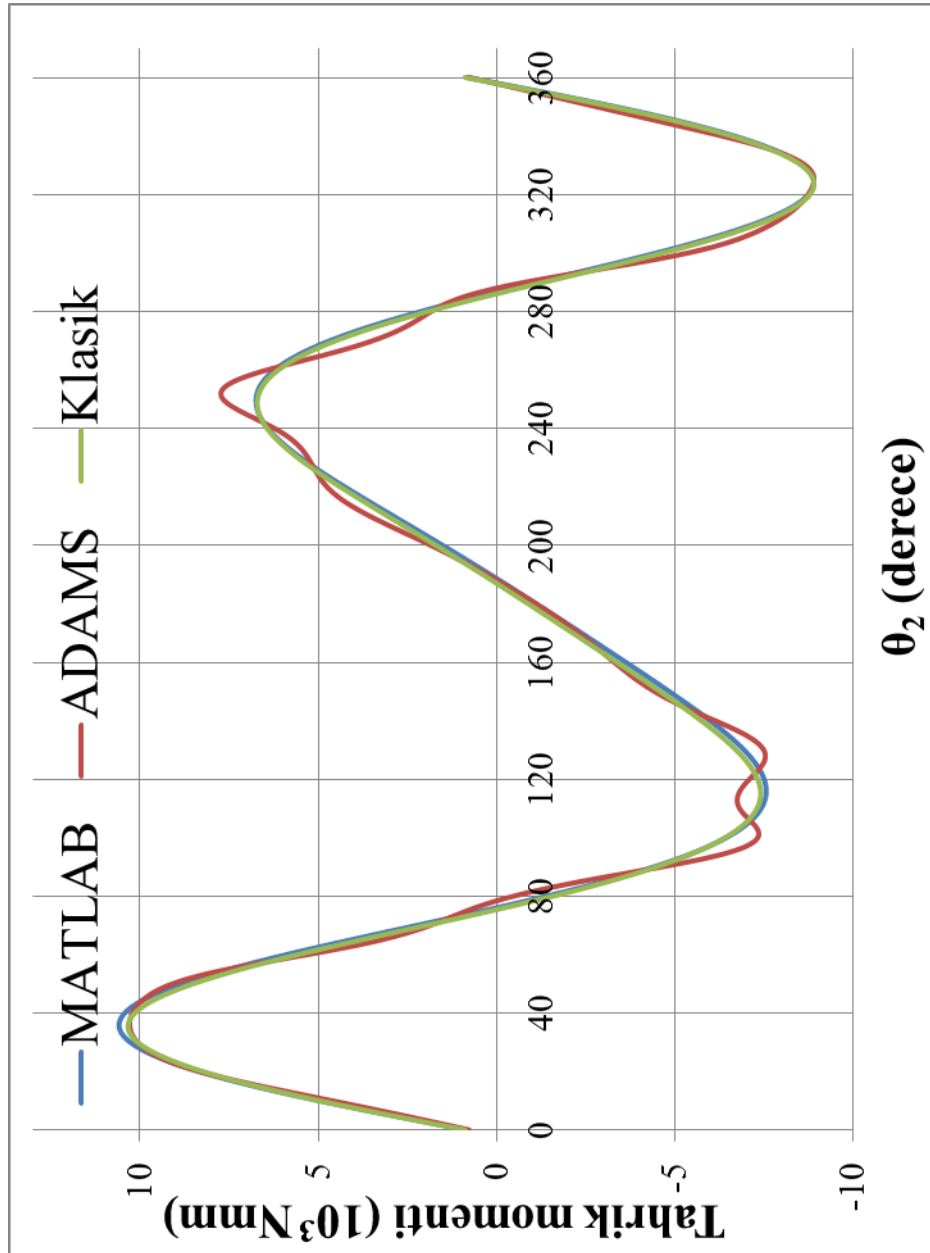
Şekil 4-52: Numune sınıfı 5, teorik krank tahrik moment mutlak hataları.



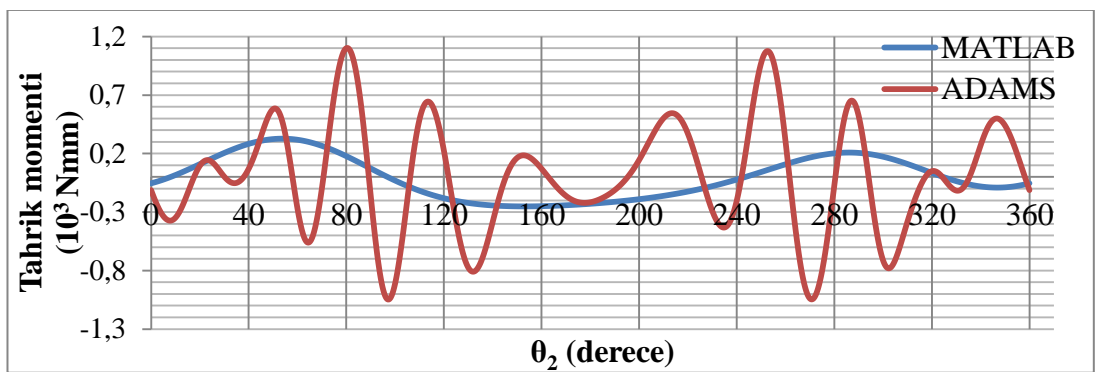
Şekil 4-53: Numune sınıfı 6, teorik krank tahrik momentleri.



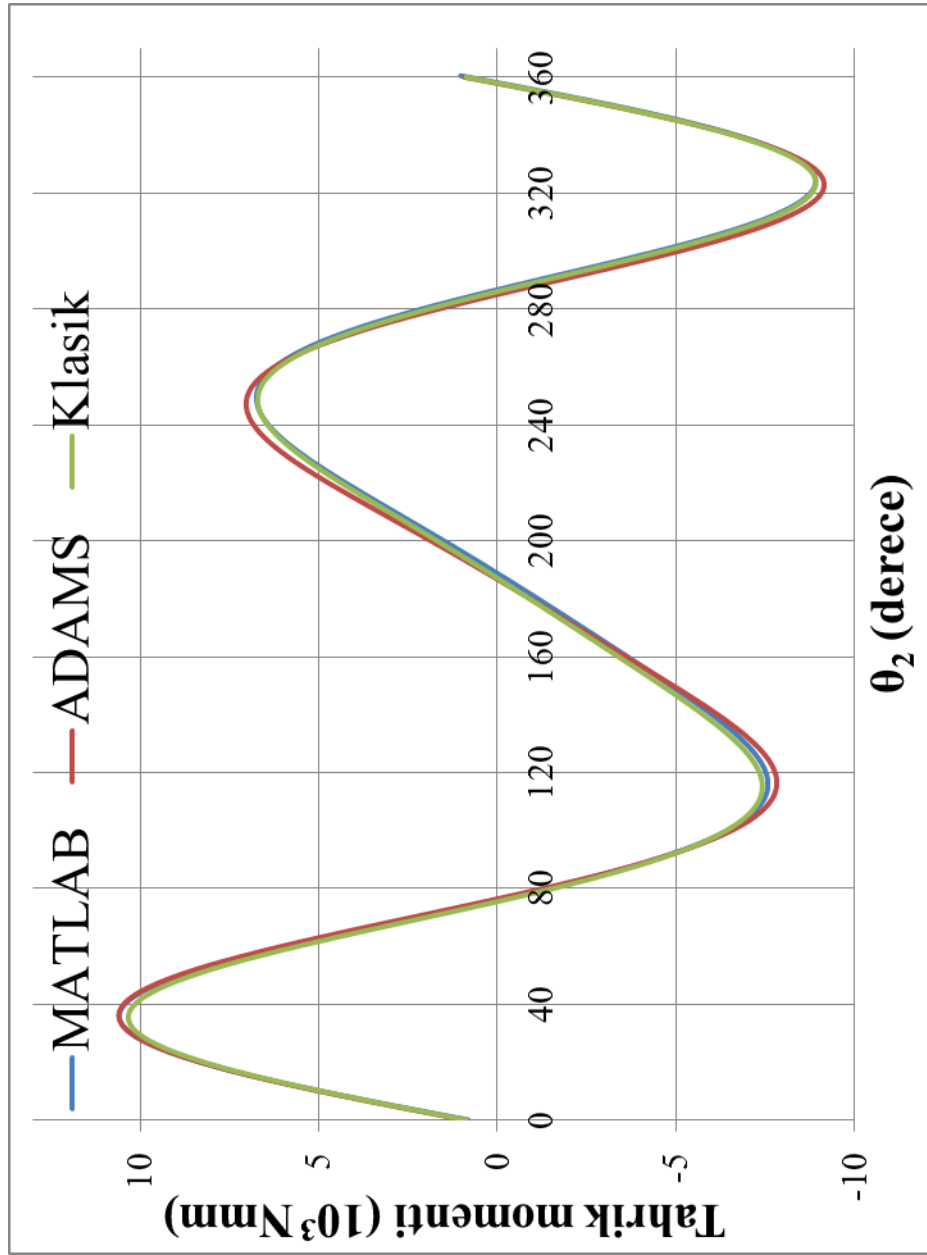
Şekil 4-54: Numune sınıfı 6, teorik krank tahrik moment mutlak hataları.



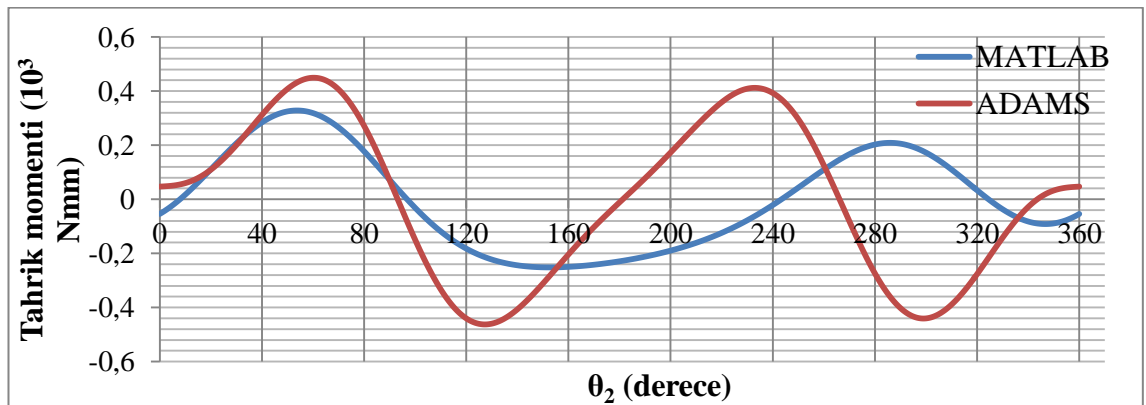
Şekil 4-55: Numune sınıfı 7, teorik krank tahrik momentleri.



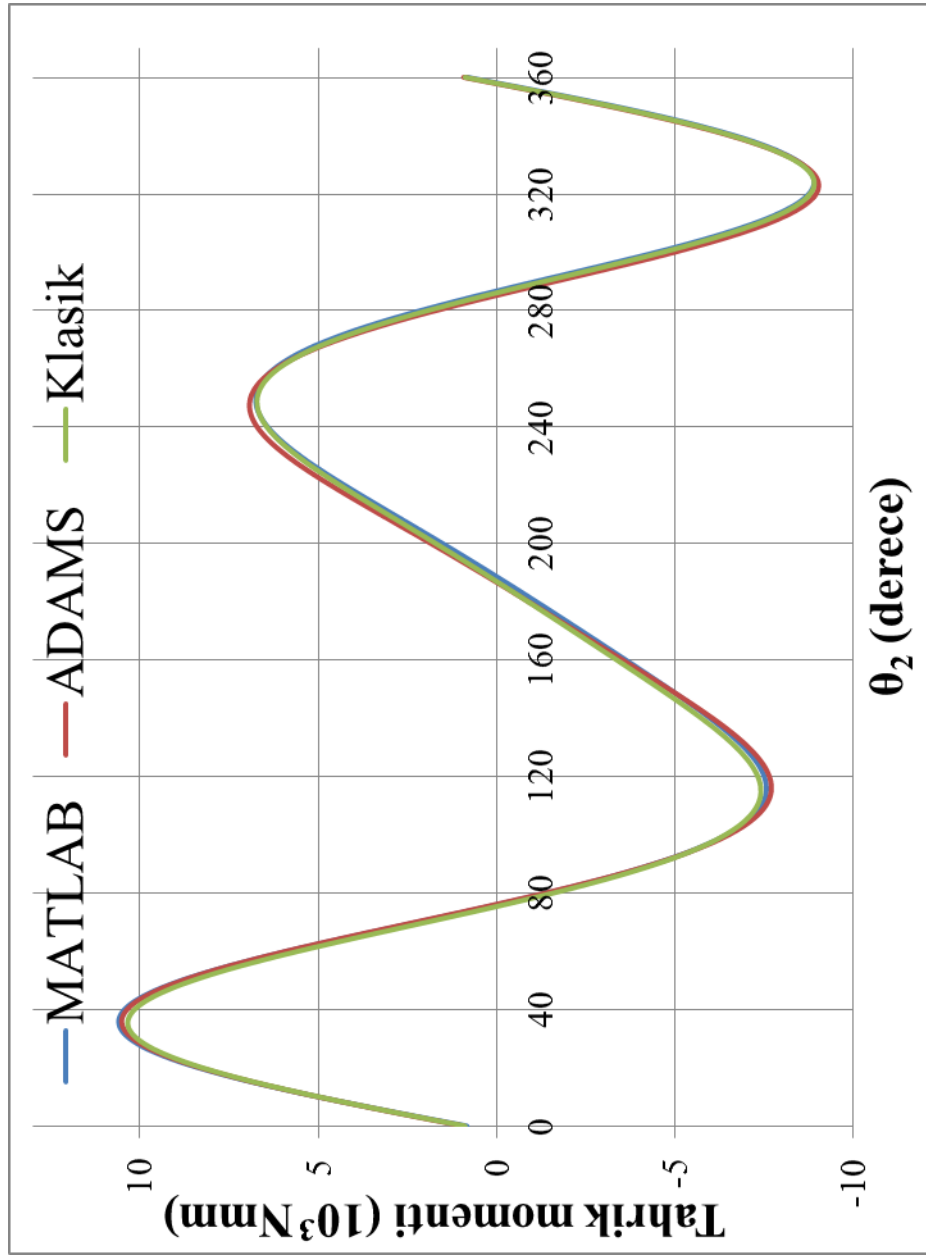
Şekil 4-56: Numune sınıfı 7, teorik krank tahrik moment mutlak hataları.



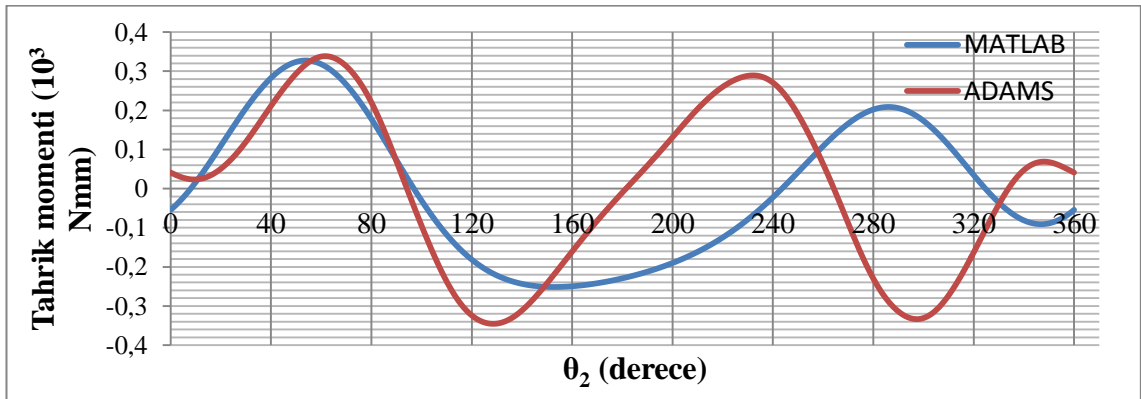
Şekil 4-57: Numune sınıfı 8, teorik krank tahrik momentleri.



Şekil 4-58: Numune sınıfı 8, teorik krank tahrik moment mutlak hataları.



Şekil 4-59: Numune sınıfı 9, teorik krank tahrik momentleri.



Şekil 4-60: Numune sınıfı 9, teorik krank tahrik moment mutlak hataları.

Tablo 4-5’de her bir numune sınıfının fiziki ve mekanik özellikleri ile birlikte ADAMS ve MATLAB ortamında elde edilen verilerin klasik mekanizma verilerinden elde edilen veri serisine göre hesaplanan % hata değerleri verilmiştir.

Tablo 4-5: Krank tahrik momenti yüzde hataları.

Numune sınıfı	Kalınlık (mm)	Elastisite (N/mm ²)	Tahrik moment farkı (%)	
			MATLAB	ADAMS
1	3	953	1.497305	6,388993
2	4	953	1.493985	6,216208
3	2,2	953	1.498126	4,813609
4	4,15	577	1.490288	4,074767
5	3,25	634	1.497463	3,810414
6	2	618	1.49802	2,95238
7	2,2	444	1,494627	1,694265
8	4	586	1.507013	3,883995
9	3,25	644	1.492441	2,591559

5. BÖLÜM

DENEYSEL ÇALIŞMA

Deneysel çalışmada esnek ve klasik mekanizmaların gerçek çalışma şartlarındaki davranışları incelenmiştir. Üretilen standart parçalar üzerinde sadece farklı numune sınıflarına ait esnek bağlantı elemanı, deney düzeneğindeki yerine monte edilerek, 100, 150 ve 200 devir/dakika hızlarında veriler toplanmıştır. Buradan elde edilen veriler daha önce bilgisayar ortamında elde edilen verilerle karşılaştırılarak, PRBM yaklaşımı, sonlu elemanlar CAD modeli ve gerçek sistemin çıktıları arasındaki ilişki yorumlanmıştır.

Bahsi geçen deney düzeneği Erciyes Üniversitesi Araştırma Projeleri Birimi desteği ile kurulmuştur.

Şekil 5-1 ve Şekil 5-2’de görülen test düzeneğinde;

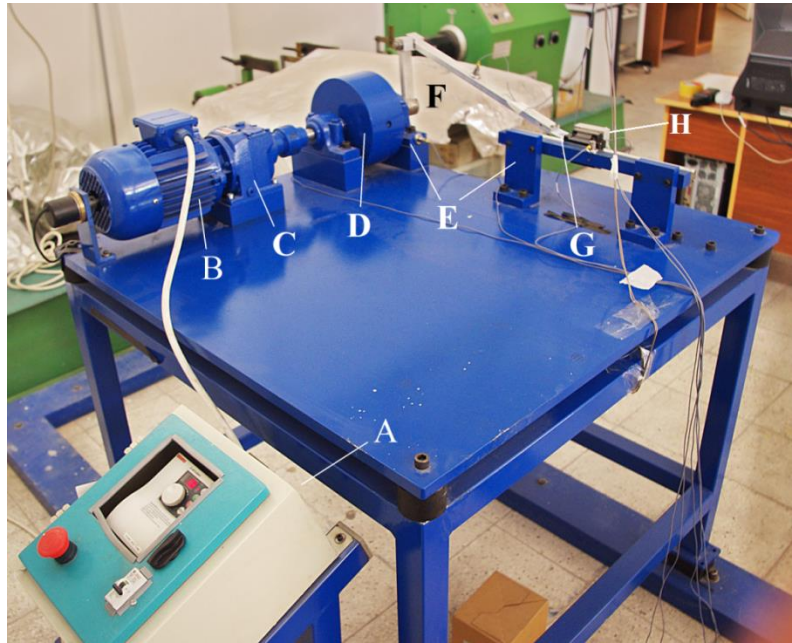
- A: 0-50Hz frekans değiştirici,
- B: 1,5 kW alternatif akım elektrik motoru,
- C: Redüktör sistemi,
- D: Volan,
- E: Mekanizmanın gövdeye sabitlendiği yataklar,
- F: Krank ve Biyel,
- G: Esnek bağlantı elemanı,
- H: Piston,

görülmektedir.

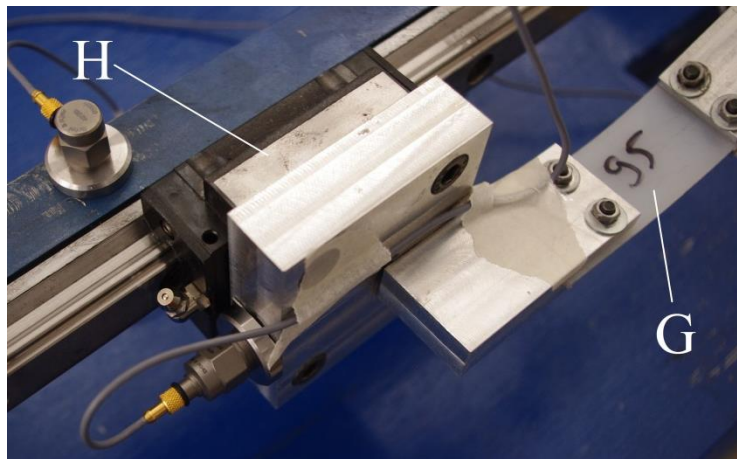
Deney düzeneği üzerinde Şekil 5-3’de görüldüğü gibi 3 adet ivmeölçer sensör yerleştirilmiştir. Bu sensörler;

- 1 numaralı Brüel & Kjør 4514B sensör krank yatağının y yönündeki ivmesi,
- 2 numaralı Brüel & Kjør 4514B sensör krank yatağının x yönündeki ivmesi,
- 3 numaralı Brüel & Kjør 4513B sensör piston yatağının y yönündeki ivmesini ölçmektedir.

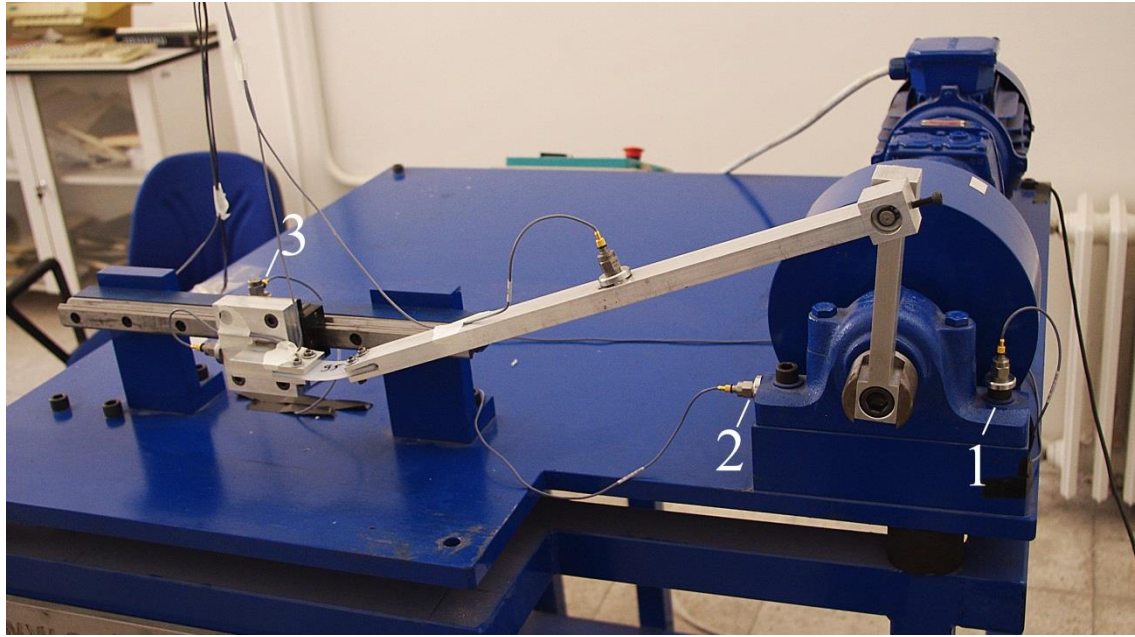
Bu sensörlerin teknik özellikleri Tablo 5-1’de verilmiştir. Kullanılan bütün sensörler tek eksenli ölçüm kabiliyetine sahiptir.



Şekil 5-1: Deney düzeneği.



Şekil 5-2: Piston ve esnek bağlantı elemanı.



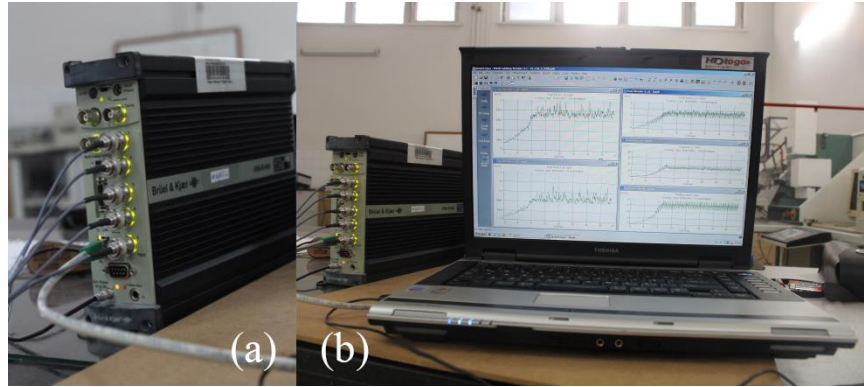
Şekil 5-3: Deney düzeneği üzerinde sensörler.

Sensörlerden alınan veriler, Brüel Kjaer Pulse 3560 B-X05 marka veri toplama ünitesine aktarılmıştır. 3560 B-X05 ünitesi 0-25.6kHz aralığında 5 kanaldan veri toplayabilmekte ve FFT(Fast Fourier Transformation) ve CPB(Constant Percentage Bandwidth) işlemlerini gerçekleştirebilmektedir (Şekil 5-4.a).

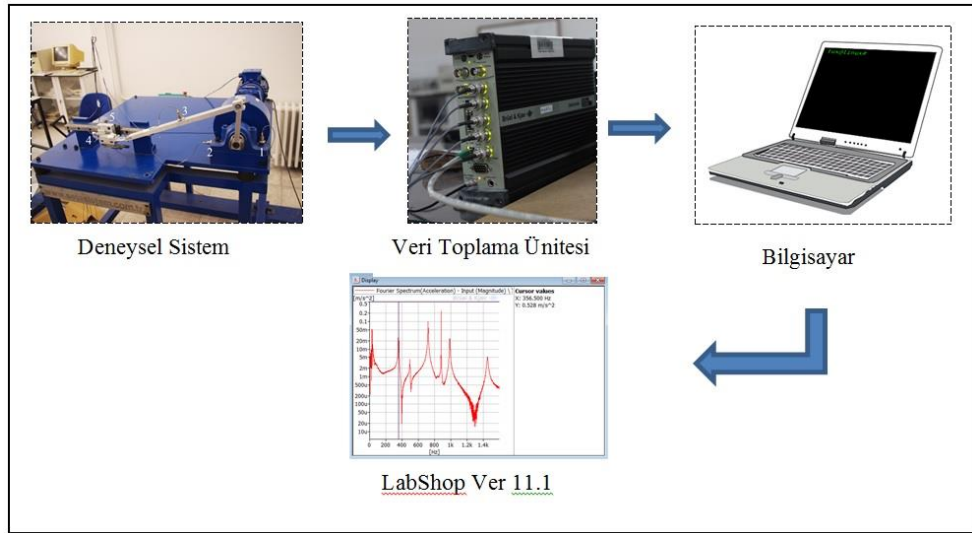
Tablo 5-1: Sensör özellikleri.

	4513 B	4514 B
Ağırlık(gr)	8.6	8.7
Hassasiyet-159.2 Mhz'de(mV/ms⁻²)	1.02	1.02
Frekans aralığı ±%10 (Hz)	1-10000	
Rezonans Frekansı (kHz)	32	
Çalışma sıcaklığı (°C)	-51/+121 oC	
Ölçüm aralığı ±peak (g)	500	500
Artık gürültü seviyesi (µg)	800	800
Maksimum şok dayanımı ±peak (g)	5000	
Bağlantı	10-32 UNF	
Montaj	10-32 UNF Stud	

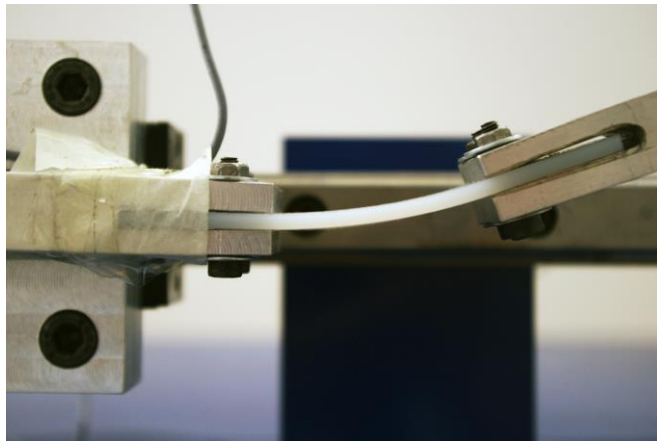
Ünitenin topladığı veriler, Brüel Kjaer LabShop Ver 11.1 yazılımı ile bilgisayar ortamında izlenmiştir (Şekil 5-4.b). Yapılan işlemin blok diyagramı Şekil 5-5'de, piston ve biyel bağlantısını sağlayan esnek bağlantı elemanı Şekil 5-6'da görülmektedir.



Şekil 5-4: Brüel Kjaer Pulse 3560 B-X05 marka veri toplama ünitesi(a), LabShop yazılımı üzerinde titreşim grafikleri(b).



Şekil 5-5: Deneysel ölçüm akış şeması.



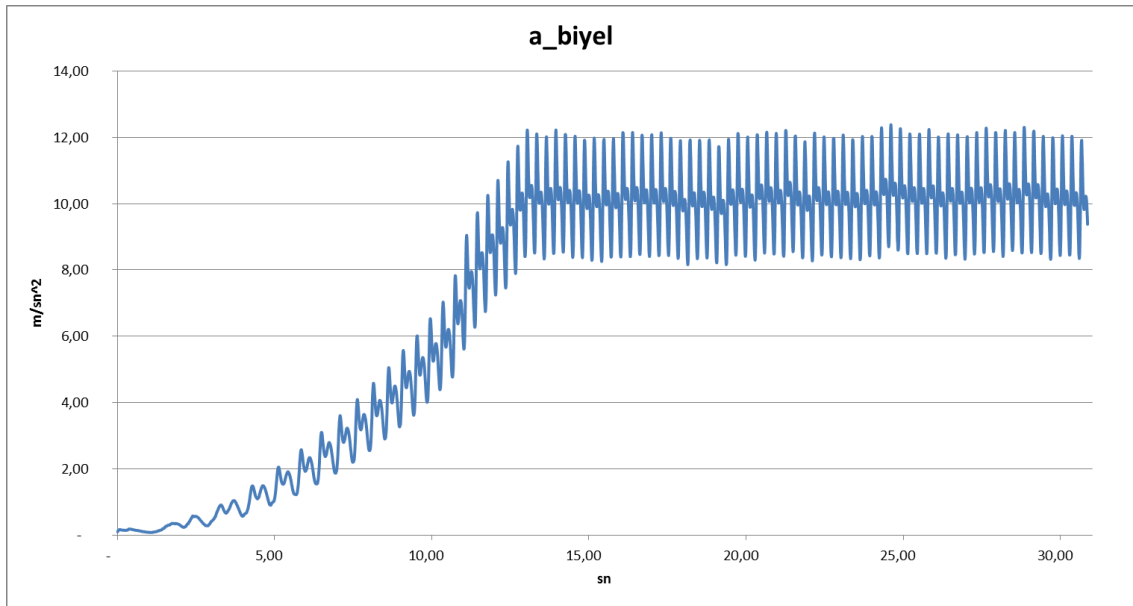
Şekil 5-6: Piston biyel bağlantısını sağlayan esnek bağlantı elemanı.

5.1. Deneysel Sonuçları

Bu bölümde deneysel sistemden elde edilen yatak titreşimleri verilmiştir. Deneysel sistemden elde edilen örnek bir titreşim grafiği Şekil 5-7'de sunulmuştur. Sistem, yaklaşık olarak 12. saniyeden sonra sürekli rejime geçmiştir. Aynı şekilde ADAMS

modellerinde de başlangıçta geçici durum davranışı gözlemlendiğinden, sistemlerin sürekli rejim durumunda, krankın bir tam turuna karşılık gelen periyodlar incelenecektir.

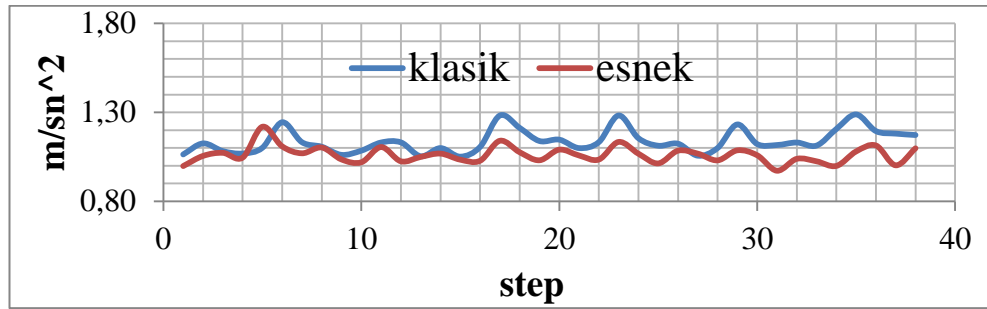
Yatak titreşimlerine ait hata değerleri Tablo 5-2’de, her bir numune sınıfa ait yatak titreşimleri ve titreşim hata grafikleri Şekil 5-8-Şekil 5-43’de verilmiştir.



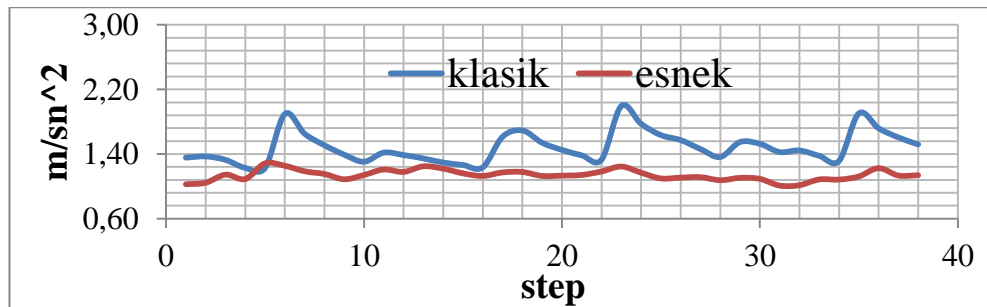
Şekil 5-7: Deneysel sistemden elde edilen biyel ivme grafiği.

Tablo 5-2: Yatak titreşim genlikleri ortalama % hata değerleri.

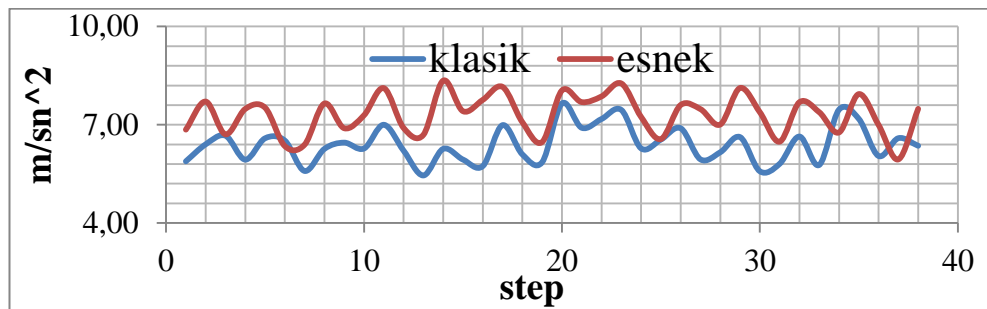
Numune sınıfı	Kalınlık (mm)	Elastisite (N/mm ²)	Titreşim ortalama % değişim		
			Krank yatay	Krank düşey	Piston düşey
1	3	953	-4.48	-17.71	16.093
2	4	953	-14.019	-28.92	11.65
3	2,2	953	-6.55	-21.37	15.15
4	4,15	577	-7.59	-23.39	7.015
5	3,25	634	-9.036	-24.5	17.26
6	2	618	-7.66	-26.61	16.5
7	2,2	444	-9.066	-25.37	20.56
8	4	586	-10.86	-26.5	15.57
9	3,25	644	-10.49	-26.16	14.38



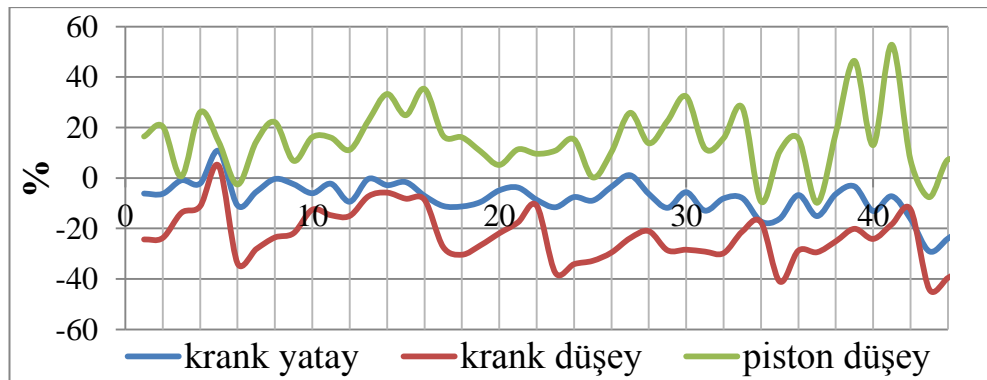
Şekil 5-8: Numune sınıfı 1, krank yatağı yatay titreşimleri.



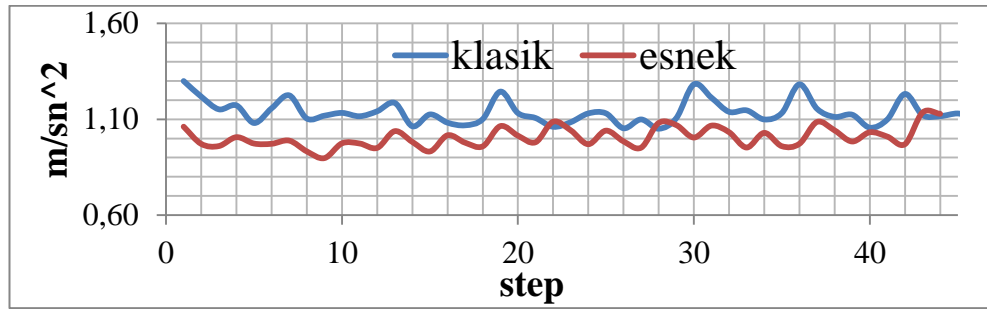
Şekil 5-9: Numune sınıfı 1, krank yatağı düşey titreşimleri.



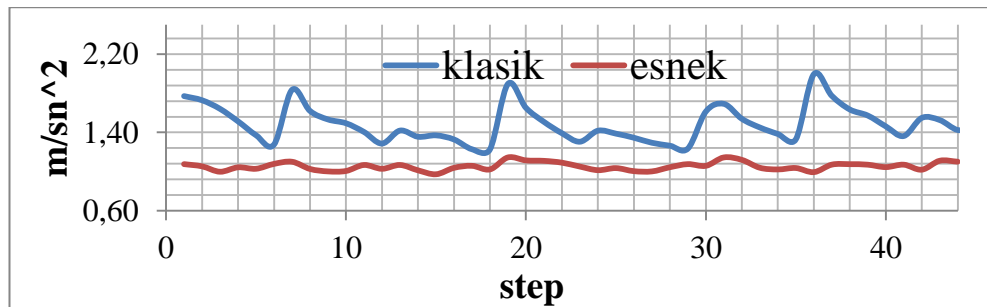
Şekil 5-10: Numune sınıfı 1, piston yatağı düşey titreşimleri.



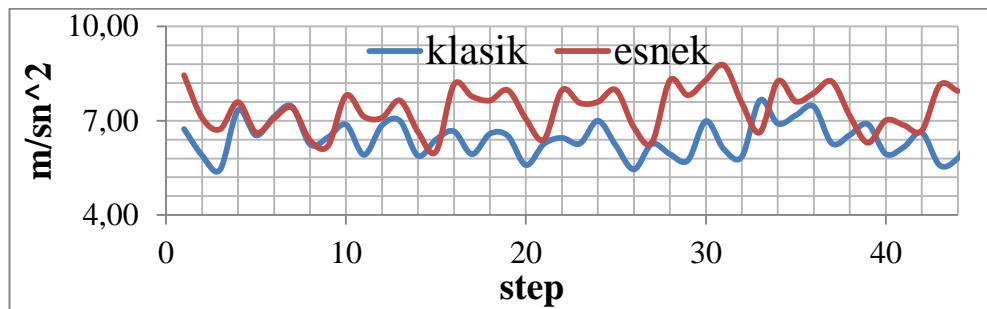
Şekil 5-11: Numune sınıfı 1, piston yatak titreşimleri % hataları.



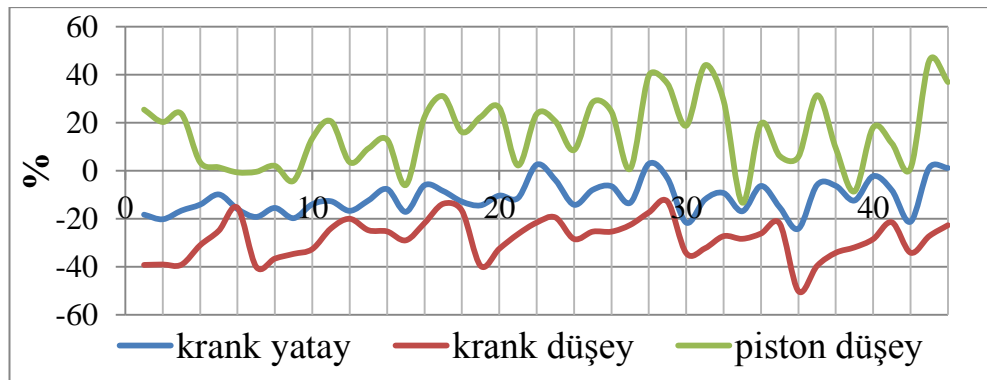
Şekil 5-12: Numune sınıfı 2, krank yatağı yatay titreşimleri.



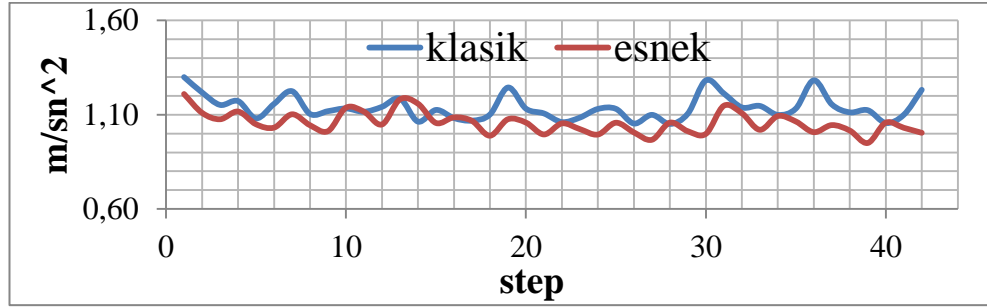
Şekil 5-13: Numune sınıfı 2, krank yatağı düşey titreşimleri.



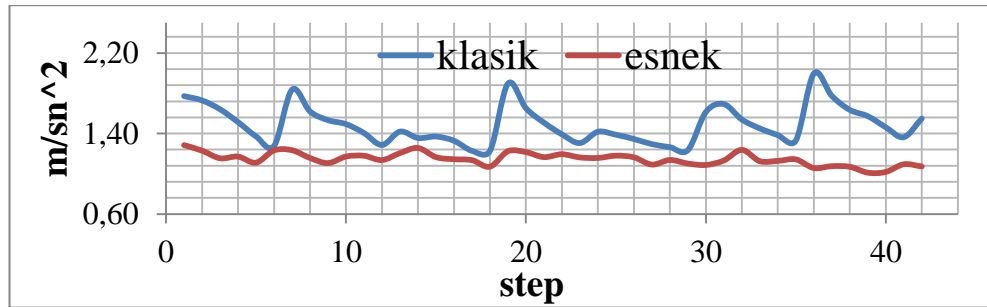
Şekil 5-14: Numune sınıfı 2, piston yatağı düşey titreşimleri.



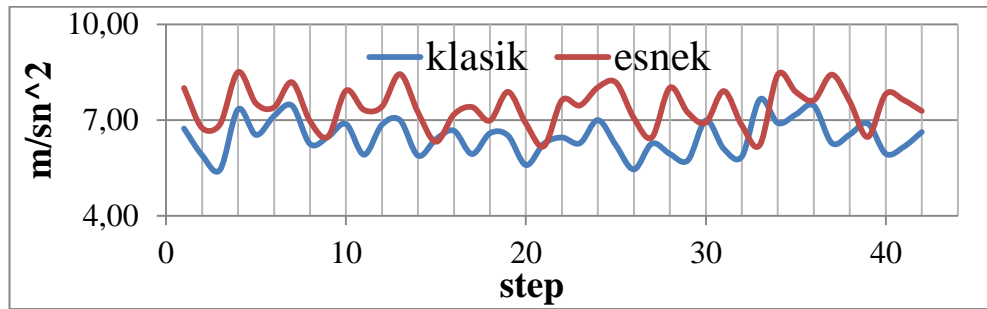
Şekil 5-15: Numune sınıfı 2, piston yatak titreşimleri % hataları.



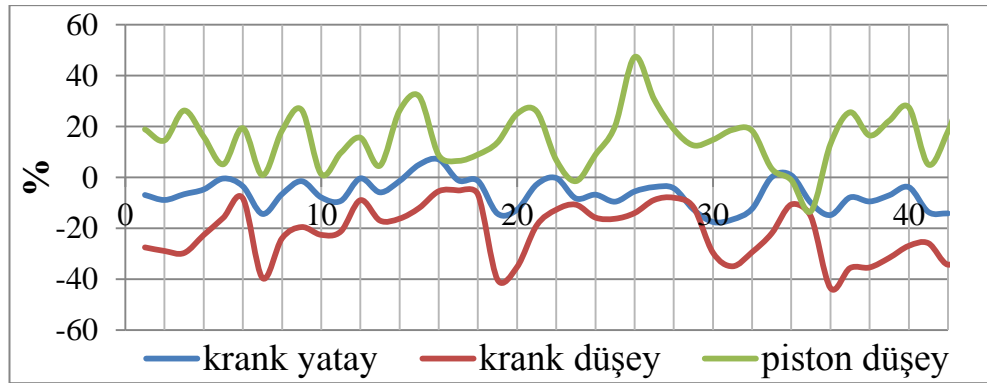
Şekil 5-16: Numune sınıfı 3, krank yatağı yatay titreşimleri.



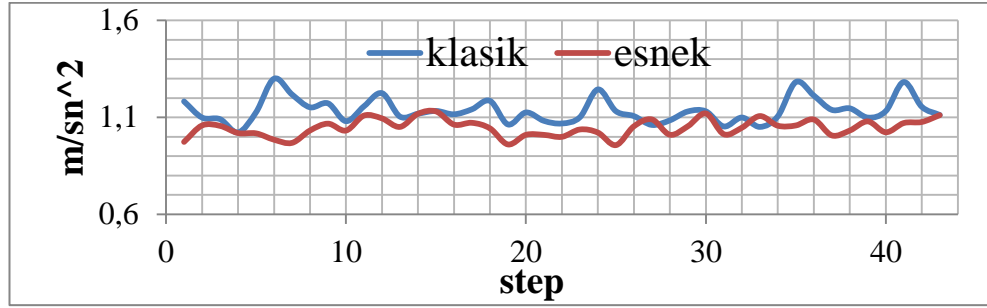
Şekil 5-17: Numune sınıfı 3, krank yatağı düşey titreşimleri.



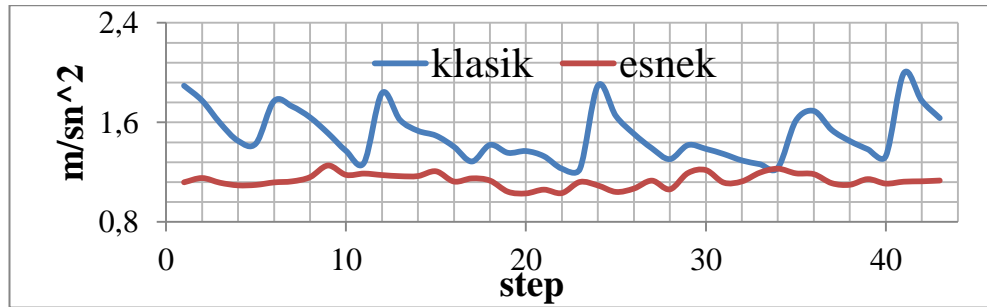
Şekil 5-18: Numune sınıfı 3, piston yatağı düşey titreşimleri.



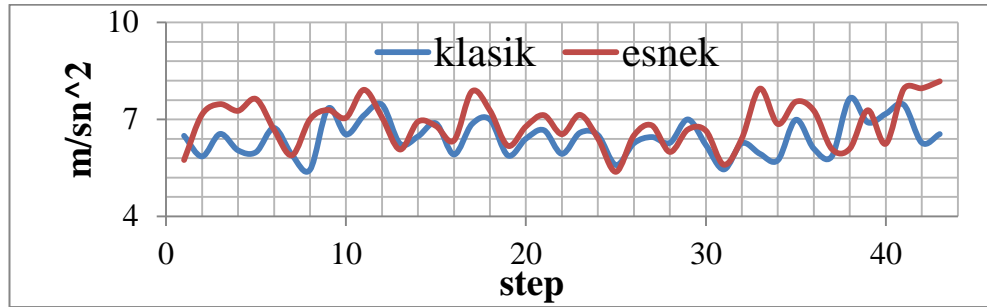
Şekil 5-19: Numune sınıfı 3, piston yatak titreşimleri % hataları.



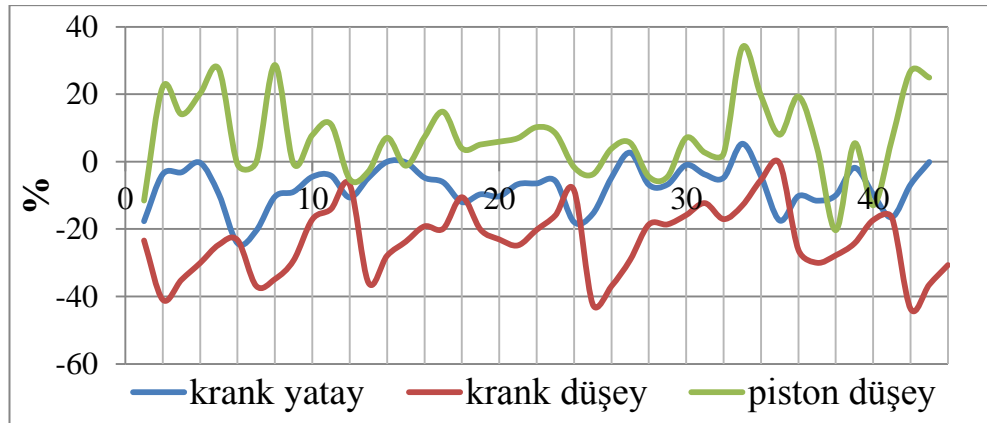
Şekil 5-20: Numune sınıfı 4, krank yatağı yatay titreşimleri.



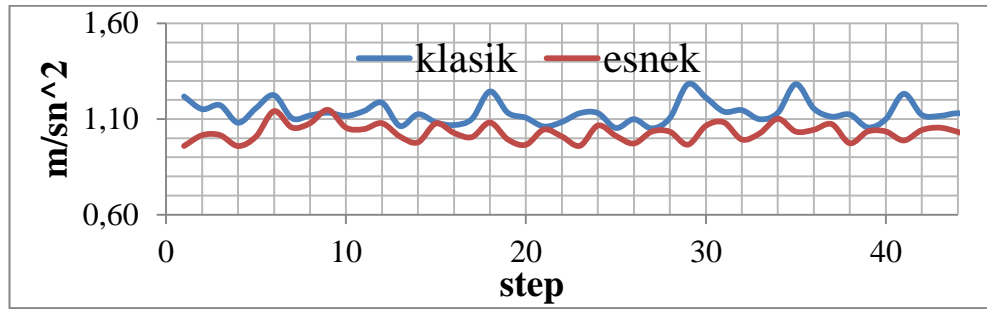
Şekil 5-21: Numune sınıfı 4, krank yatağı düşey titreşimleri.



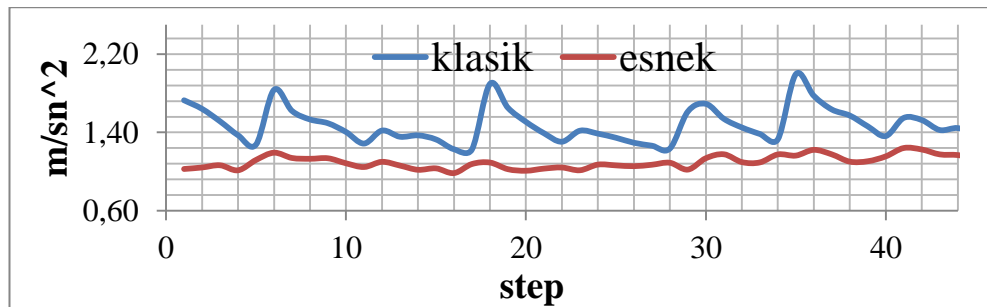
Şekil 5-22: Numune sınıfı 4, piston yatağı düşey titreşimleri.



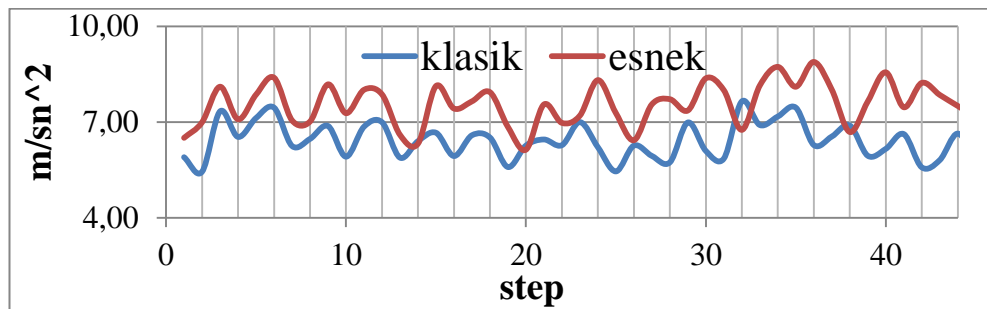
Şekil 5-23: Numune sınıfı 4, piston yatak titreşimleri % hataları.



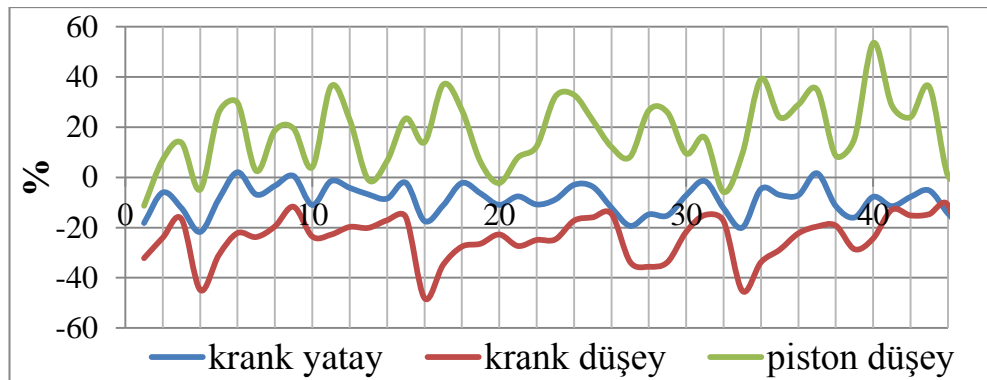
Şekil 5-24: Numune sınıfı 5, krank yatağı yatay titreşimleri.



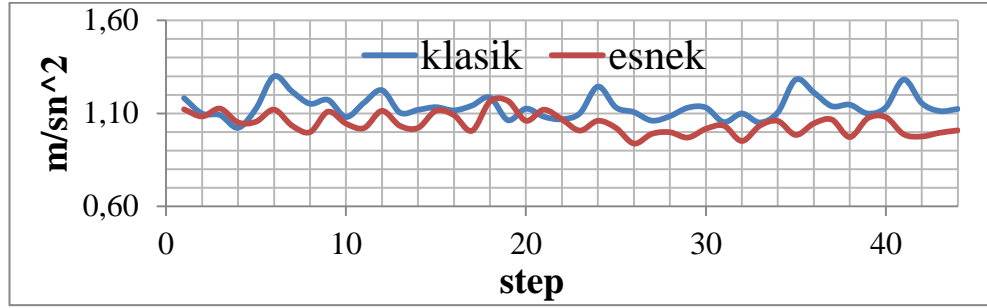
Şekil 5-25: Numune sınıfı 5, krank yatağı düşey titreşimleri.



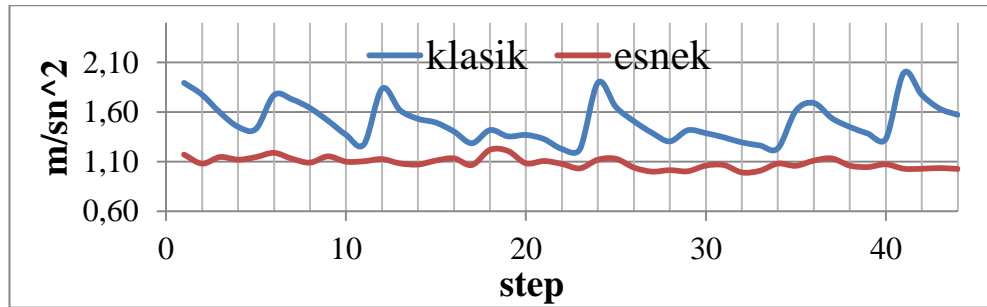
Şekil 5-26: Numune sınıfı 5, piston yatağı düşey titreşimleri.



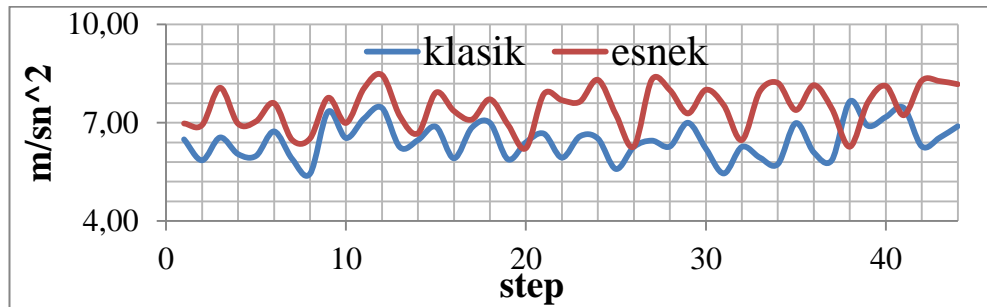
Şekil 5-27: Numune sınıfı 5, piston yatak titreşimleri % hataları.



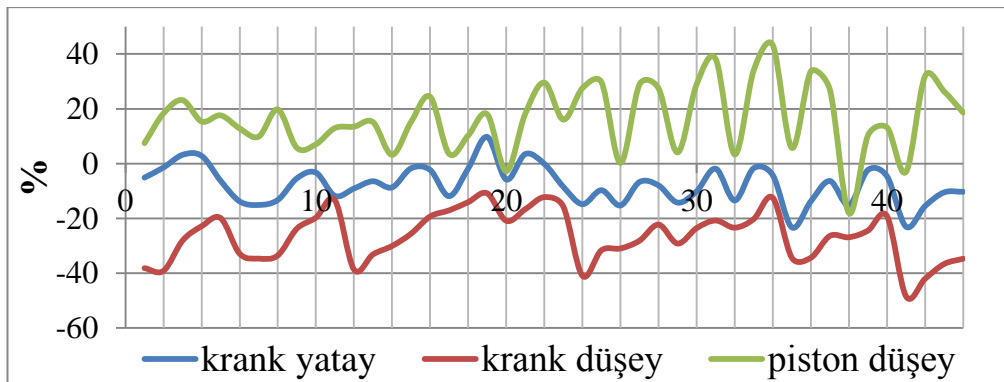
Şekil 5-28: Numune sınıfı 6, krank yatağı yatay titreşimleri.



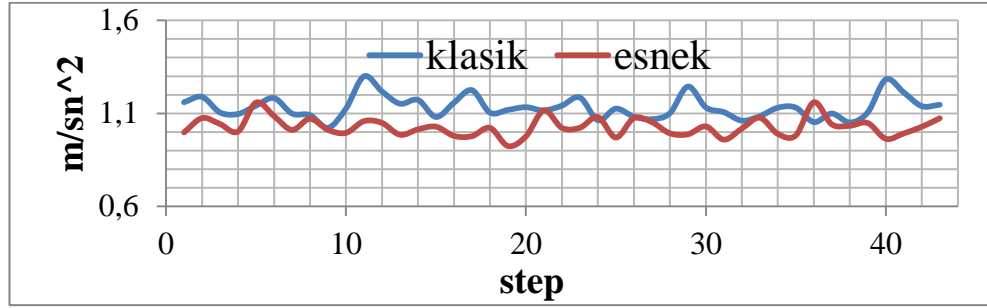
Şekil 5-29: Numune sınıfı 6, krank yatağı düşey titreşimleri.



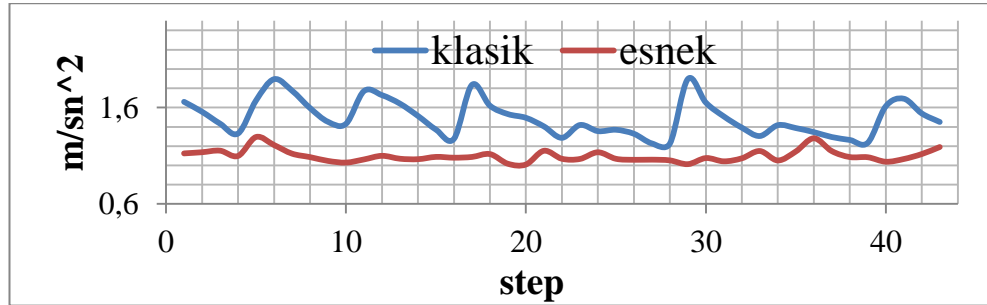
Şekil 5-30: Numune sınıfı 6, piston yatağı düşey titreşimleri.



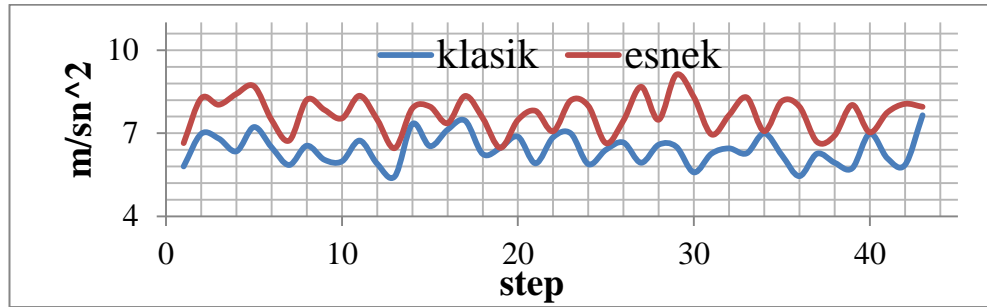
Şekil 5-31: Numune sınıfı 6, piston yatak titreşimleri % hataları.



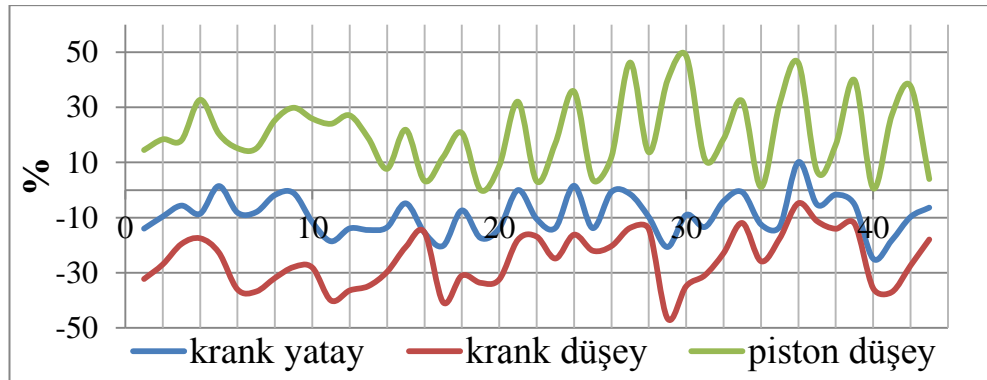
Şekil 5-32: Numune sınıfı 7, krank yatağı yatay titreşimleri.



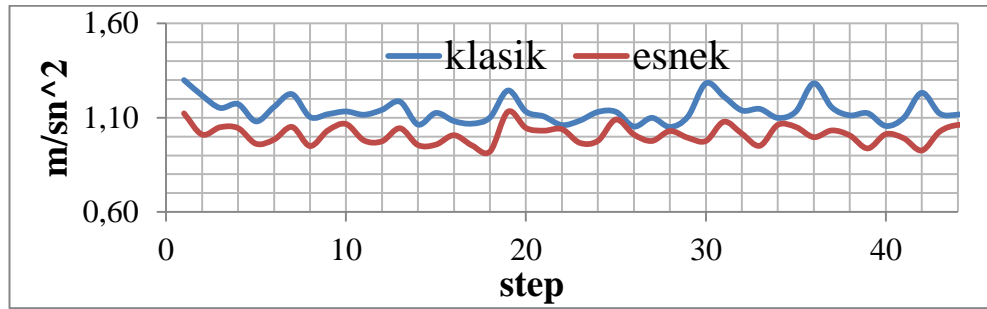
Şekil 5-33: Numune sınıfı 7, krank yatağı düşey titreşimleri.



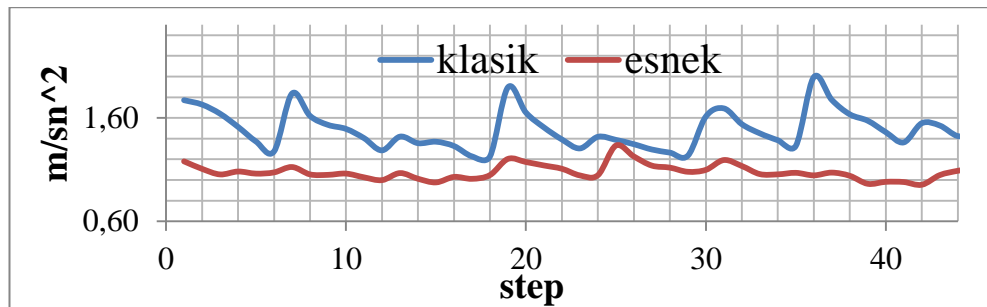
Şekil 5-34: Numune sınıfı 7, piston yatağı düşey titreşimleri.



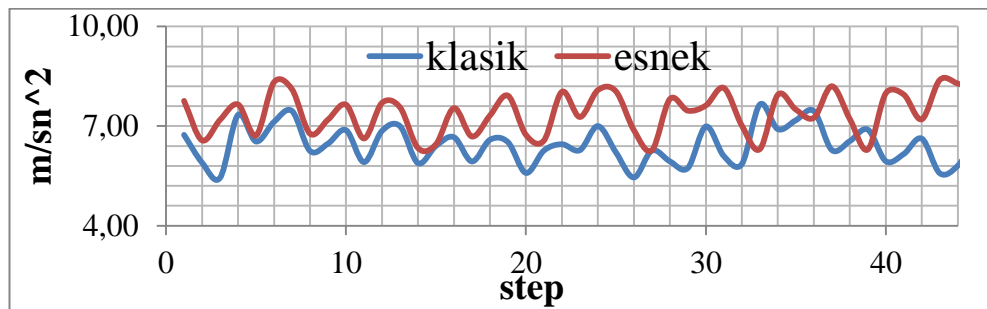
Şekil 5-35: Numune sınıfı 7, piston yatak titreşimleri % hataları.



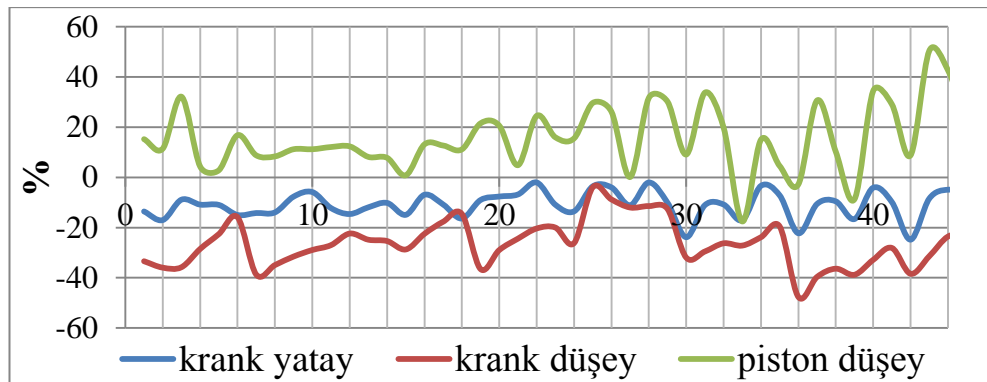
Şekil 5-36: Numune sınıfı 8, krank yatağı yatay titreşimleri.



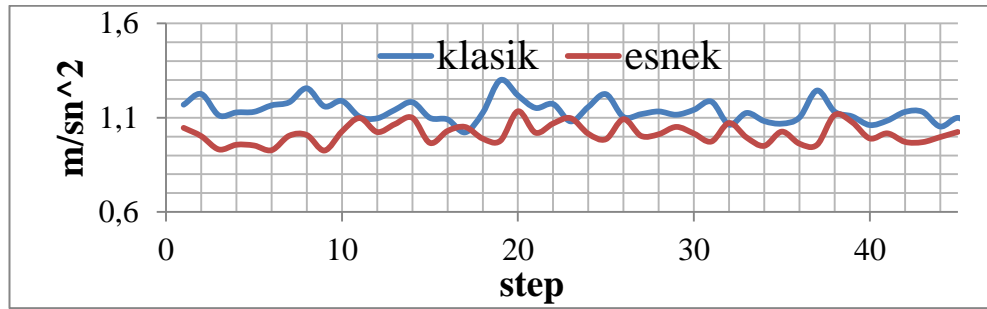
Şekil 5-37: Numune sınıfı 8, krank yatağı düşey titreşimleri.



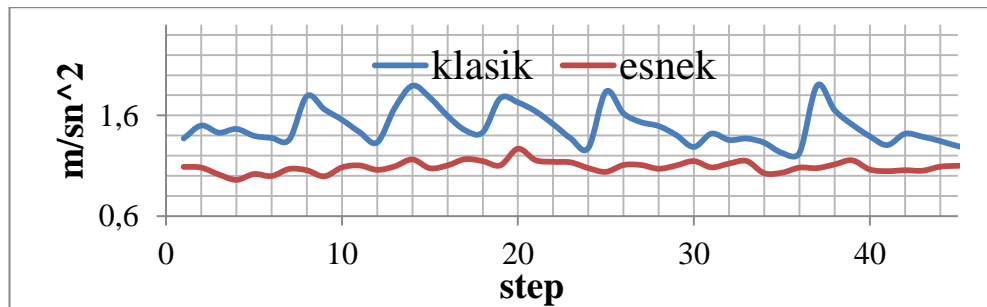
Şekil 5-38: Numune sınıfı 8, piston yatağı düşey titreşimleri.



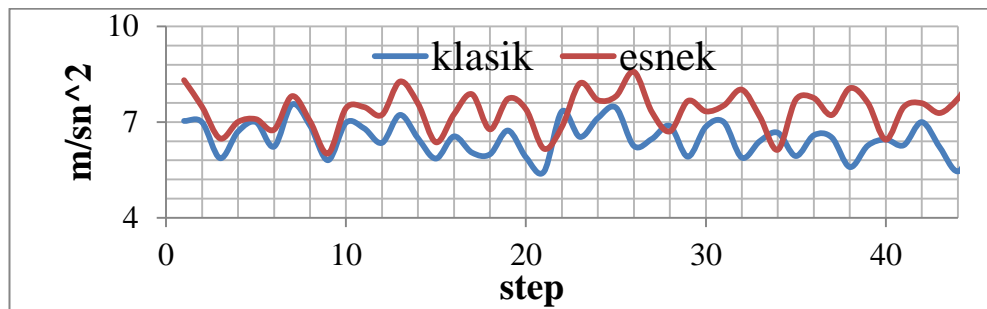
Şekil 5-39: Numune sınıfı 8, piston yatak titreşimleri % hataları.



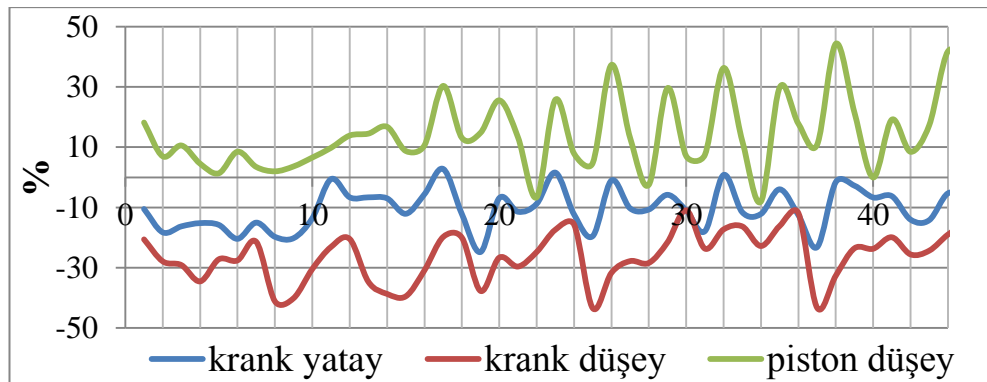
Şekil 5-40: Numune sınıfı 9, krank yatağı yatay titreşimleri.



Şekil 5-41: Numune sınıfı 9, krank yatağı düşey titreşimleri.



Şekil 5-42: Numune sınıfı 9, piston yatağı düşey titreşimleri.



Şekil 5-43: Numune sınıfı 9, piston yatak titreşimleri % hataları.

Numunelerin titreşim davranışları incelendiğinde, genel olarak bütün esnek bağlantı elemanı numuneleri için esnek mekanizmada krank yatağının her dikey ve düşey doğrultusunda titreşimin azaldığı, piston yatağının ise dikey doğrultusunda ise titreşimin arttığı gözlemlenmiştir.

6. BÖLÜM

ŞEKİL OPTİMİZASYONU

Karşılaşılan herhangi bir problemde, sonucun bağlı olduğu parametrelerin, istenilen sonuca istenilen şartlara en uygun değeri verecek şekilde tespit edilmesi işlemine optimizasyon denilebilir.

Mekanizma açısından optimizasyon, enerji verimliliği, mekanik ve geometrik avantaj gibi performansa yönelik girdilere karşılık uzuv parametrelerinin optimize edilmesi olarak ele alınabilir [31] [32]. Esnek mekanizmalarla ilgili ilk optimizasyon çalışması Ananthasuresh tarafından yapılmıştır [33]. Zhou ve Ting esnek mekanizmaların topolojik sentezi için “ağaç yaklaşımı”ni kullanmışlardır [34]. Esnek mekanizmalar genel anlamda yüksek deformasyon altında çalışırlar. Bu sebeple Predersen [35], Bruns [36] ve Joo [37] nonlinear etkileri göz önüne almışlardır. Joo, lineer ve nonlinear sentez metodlarını tasarım açısından karşılaştırmasını yapmıştır. Hetrick ve Kota parametrik kiriş elemanları ile enerji formülasyonunu kullanarak lineer temellere dayanan şekil ve boyut optimizasyonu yapmışlardır [38].

Bir sistemin optimizasyonu yapılırken, farklı algoritmalar izlenebilir. Her bir algoritma farklı avantajlara sahiptir. Bu çalışmada izlenecek olan yöntem Genetik Algoritma ve Pattern Search'dür.

Genetik algoritma, doğada yaşayan canlıların geçirdiği evrimsel sürece benzer bir şekilde, yeni bireyler oluşturarak arama ve optimizasyon yöntemidir. Genetik algoritmanın temellerini ilk olarak Michigan Üniversitesi'nden John Holland, yaptığı

çalışmaları “Adaptation in Natural and Artificial Systems” isimli kitabında toplamıştır [39].

Genetik algoritma, problem için tek bir çözüm yerine aynı anda birbirinden bağımsız birçok çözüm oluşturarak bu çözümler içerisinde optimum olanı bulmaya çalışır. Oluşturulan bu alternatif çözüm kümelerine nüfus, elde edilen her bir çözüme ise birey adı verilir.

Elde edilen bireylerin, problemin çözümü için uygun olup olmadıklarını belirleyen uygunluk fonksiyonu, her bir bireyin uygunluk seviyesini belirler. Uygunluğu yüksek bireylerin, diğer bireylerle çoğalarak yeni bireyler oluşturması sağlanır. Diğer bir deyişle, nüfus içerisindeki, her yeni jenerasyon, bir önceki jenerasyon içerisindeki uygunluğu yüksek bireylerin çoğalmasıyla oluşur.

Probleme ait en iyi çözümün bulunabilmesi için;

- Bireylerin gösterimi doğru bir şekilde yapılmalı,
- Uygunluk fonksiyonu etkin bir şekilde oluşturulmalı,
- Doğru genetik işlemciler seçilmelidir.

Bu durumda her yeni jenerasyondaki bireyler, en uygun çözümün etrafında sıralanacak ve işlem sonunda çözüm noktasında birleşecektir. Çok büyük arama uzayına sahip problemlerde, genetik algoritmanın eşzamanlı olarak birden fazla çözüm üreterek çalışması, lokal optimumların yerine genel optimumun çözüm olarak elde edilmesinde daha pratik bir yöntemdir. Ancak, kendilerine has özel çözüm yöntemleri olan bazı problemlerde mutlak sonucun hızı ve keskinliği açısından kullanılmaz. Genetik algoritma;

- Arama uzayının büyük ve karmaşık olduğu,
- Mevcut bilgiyle sınırlı arama uzayında çözümün zor olduğu,
- Problemin belirli bir matematiksel modelle ifade edilemediği,
- Geleneksel optimizasyon yöntemlerinden istenen sonucun alınmadığı alanlarda etkili ve kullanışlıdır.

Şekil 6-1’de genetik algoritmanın blok diyagramı görülmektedir [40] .

Pattern Search, ilk olarak Hooke ve Jeeves tarafından “Direct Search” ismiyle kullanılmıştır. [41]. Bu teknikte seçilen başlangıç değerleri belirli aralıklarla değiştirilerek, fonksiyonda herhangi bir artış ya da azalma gözlemlenmeyinceye kadar iterasyona devam edilir. Bundan sonra, parametre değişim aralığı yarılanarak, yakınsama istenildiği kadar küçük değer alınmaya kadar devam edilir [42].

6.1. Amaç Fonksiyonu

PRBM yaklaşımında, mekanizmaya hareket kabiliyeti kazandıran esnek kiriş üzerinde hareket, daha önce de bahsedildiği gibi burulma yayı üzerinde meydana gelen moment yaklaşımıyla modellenmektedir. Bu açıdan ele alındığında, kısmi esnek bir mekanizmanın hareket ettirilmesinde kranka uygulanacak tahrik momenti, esnek bağlantı elemanının sahip olduğu bu burulma momentine de kapsamaktadır.

Diğer yandan bu elemanın burulma katsayısı ise elastisite modülü ve atalet momentine; yani malzemenin özellikleri ve boyutlarına bağlı olacaktır. Bu açıdan bakıldığında kısmi esnek krank-biyel mekanizmasının optimizasyonunda hedef fonksiyon tahrik momenti; optimizasyon değişkenleri, esnek bağlantı elemanının boyutları ve kısıtlayıcılar ise mekanizmanın hareket denklemi ile esnek bağlantı elemanının yük altındaki dayanımıdır.

Yapılacak optimizasyonda, daha önce PRBM metoduyla çözümlenen krank tahrik momentinin minimize edilmesi için gerekli esnek bağlantı elemanının boyutları hesaplanacaktır.

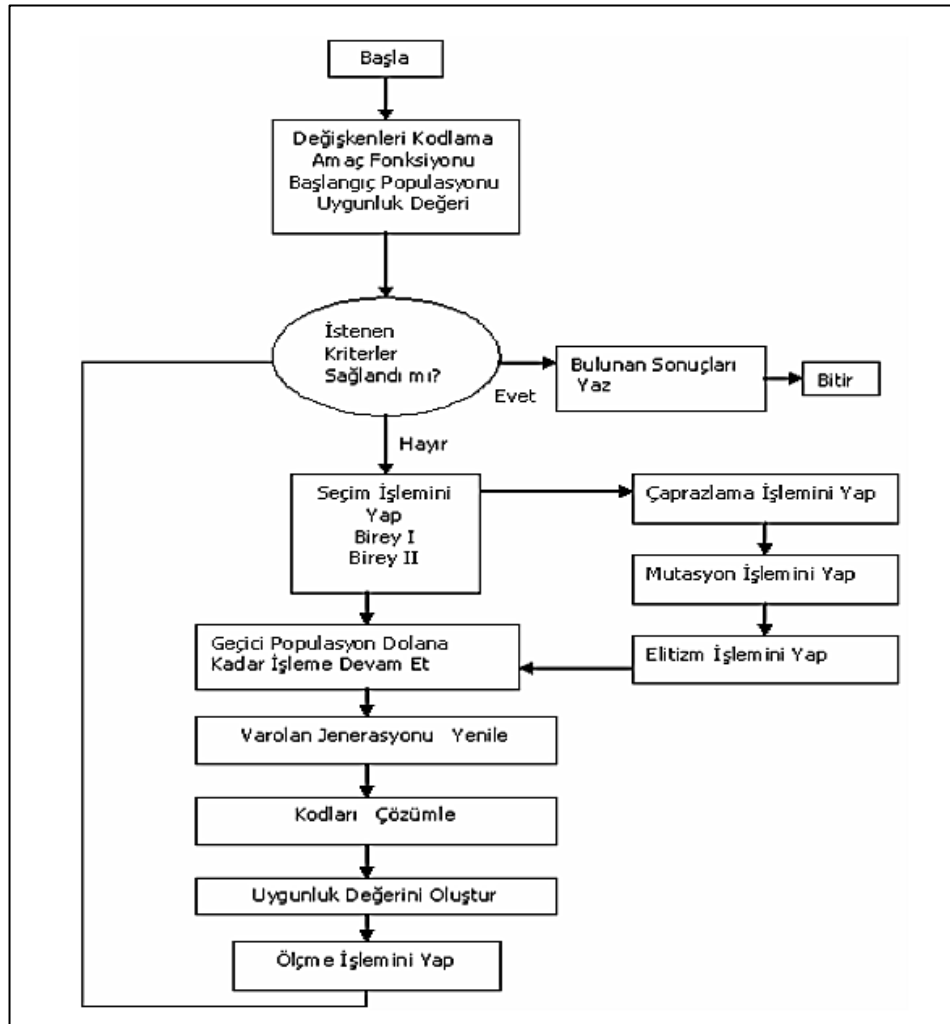
6.2. Kısıtlayıcılar

Optimizasyonu yapılan bütün sistemlerin kısıtlayıcı bir yana sahip olmaları gerekir. Zira kısıtlayıcıya sahip olmayan bir tasarım problemi için optimizasyondan söz edilemez. Üzerinde durulan esnek krank biyel mekanizmasında, esnek bağlantı elemanının optimum boyutlarının tespitinde birinci kısıtlayıcı olarak ilk akla gelen nokta, esnek bağlantı elemanının maruz kalacağı yükler altındaki dayanımıdır. Çeşitli yükler altında bulunan herhangi bir parçanın, bu yükler taşıyabileceği sınır genellikle malzemenin

mekanik özelliklerinden biri olan akma sınırı ve kullanım koşullarına bağlı olan emniyet katsayısı ile belirlenir. Bir parçanın belirlenen koşullara dayanabildiği;

$$\sigma \leq \frac{\sigma_{akma}}{s_f} \quad (6.1)$$

koşulu ile tespit edilir. Burada σ_{akma} her malzemenin kendine özgü bir karakteristik özelliğidir. Malzemenin diğer bir karakteristik özelliği olan elastisite modülü ile akma gerilmesi arasında genelleştirilmiş bir bağıntı vardır [43]. Bazı polimer esaslı malzemeler için bu ilişki Tablo 6-1’de gösterilmiştir.



Şekil 6-1: Genetik Algoritma blok diyagramı.

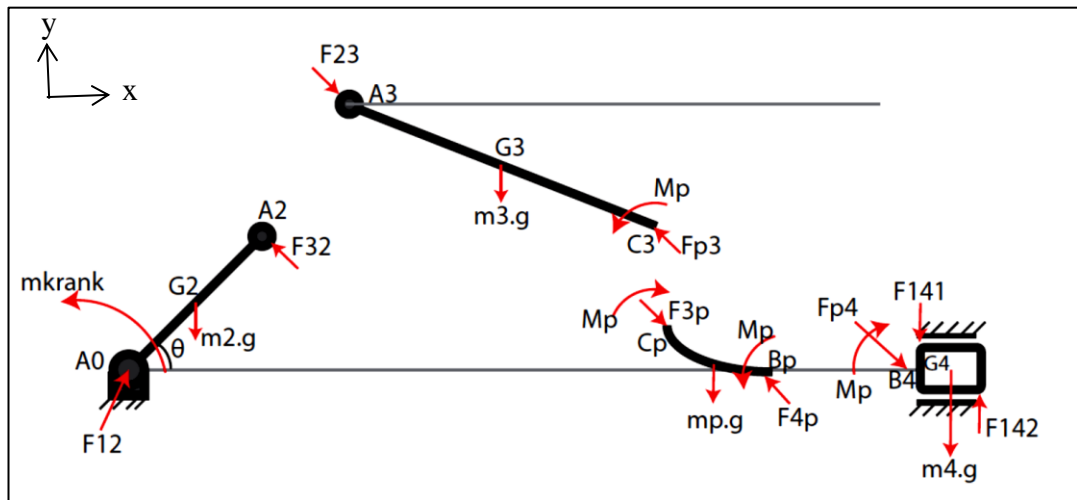
Tablo 6-1: Bazı polimerler için elastisite modülü-akma sınırı ilişkisi.

Malzeme	$\frac{\sigma_{akma} \times 1000}{E}$
Polietilen (HDPE)	20
Naylon(tip 66)	20
Polipropilen	25
Kevlar	18
E-glass	29

Buradan polimerler için ortalama tablo değeri 21 alınmıştır. Esnek krank-biyel mekanizmasında, esnek bağlantı elemanına gelen yüklerin bulunması için mekanizmanın kuvvet analizinin yapılması gerekmektedir. D’Alembert prensibi gereği, her bir uzuv üzerine etkiyen dış kuvvet ve momentlerle, uzvun atalet kuvvet ve momentlerinin toplamı sıfır olacak şekilde işlem yapıldığı takdirde, sistem statik denge şartları kullanılarak kuvvet analizine tabi tutulabilir. Mekanizmanın bileşenleri üzerindeki kuvvet ve momentler Şekil 6-2’de görülmektedir.

Bağlantı elemanının denge denklemleri aşağıdaki gibidir:

$$\begin{aligned}
 \sum F_x = 0 &\Rightarrow F_{3px}\vec{i} + F_{4px}\vec{i} = m_p a_{px}\vec{i} \\
 \sum F_y = 0 &\Rightarrow F_{3py}\vec{j} + F_{4py}\vec{j} + m_p g\vec{j} = m_p a_{py}\vec{j} \\
 \sum M_{Bp} = 0 &\Rightarrow -M_p\vec{k} + M_p\vec{k} - F_{3px}C_{py}\vec{k} + F_{3py}C_{px}\vec{k} + m_p gG_{px}\vec{k} = I_p \alpha_p\vec{k}
 \end{aligned} \quad (6.2)$$

**Şekil 6-2:** Mekanizma elemanları üzerindeki kuvvet ve momentler.

Pistonun denge denklemleri aşağıdaki gibidir:

$$\begin{aligned}
 \sum F_x = 0 &\Rightarrow F_{p4x}\vec{i} = m_4 a_4 \vec{i} \\
 \sum F_y = 0 &\Rightarrow F_{141}\vec{j} + F_{142}\vec{j} + F_{p4y}\vec{j} + m_4 g \vec{j} = 0 \\
 \sum M_{Bp} = 0 &\Rightarrow -M_p \vec{k} + F_{142} l_4 \vec{k} - m_4 g \frac{l_4}{2} \vec{k} = 0
 \end{aligned}
 \tag{6.3}$$

Buradan yola çıkarak, bağlantı elemanı üzerindeki eğilmenin sadece M_p momenti ile sağlandığı ve y yönünde herhangi bir kuvvetin eğilmeye katkıda bulunmadığı kabulü yapıldığında, bağlantı elemanı üzerindeki gerilme;

$$\sigma_x = \frac{F_{3px}}{A_p} + \frac{M_p c}{I_p}
 \tag{6.4}$$

olacaktır. Burada x eksenini yönündeki F_{3px} kuvveti sürtünmeler ihmal edildiğinden, sadece piston ve bağlantı elemanı ataletlerini taşıyan kuvvet olacağından;

$$F_{3px} = \frac{m_{pivot}}{2} \times (a_{b0} + a_{pivot}) + m_{piston} \times a_{b0}
 \tag{6.5}$$

olacaktır. A_p bağlantı elemanı kesit alanı, I_p bağlantı elemanı kesit atalet momenti ve c nötr eksenden yüzeye olan maksimum uzaklığı temsil etmektedir. Dikdörtgen kesitli bağlantı elemanı için;

$$\begin{aligned}
 A_p &= d \times h \\
 I_p &= \frac{d \times h^3}{12} \\
 c &= \frac{h}{2}
 \end{aligned}
 \tag{6.6}$$

olarak tanımlanır. Elde edilen gerilme değerinin emniyet sınırları içerisinde olması, bu gerilmenin herhangi bir konumdaki değerinin, bağlantı elemanı malzemesinin akma sınırının altında olması anlamını taşır. Genel mühendislik uygulamalarında, herhangi bir malzeme direk akma sınırı yerine, çalışma şartları göz önünde bulundurularak belirlenmiş bir emniyet katsayısı ile elde edilen emniyet sınırına göre tasarım yapılır.

Yapılan çalışmada sadece deneysel bir yaklaşım sergilendiğinden $s_f=1$ olarak kabul edilmiştir.

Krank açısının 180 dereceyi aştığı andan itibaren bağlantı elemanı üzerindeki kuvvetler yön değiştirecektir. Bu durumda bağlantı elemanı üzerindeki çekme gerilmesi yerini basmaya dolayısıyla burkulma etkisine bırakacaktır. Burkulmaya maruz kiriş için kritik yük;

$$P_{kr} = \frac{\pi^2 EI}{(k \times l)^2} \quad (6.7)$$

olacaktır. Buradaki k katsayısı, kirişin bağlanma şekline göre değişen bir katsayıdır. Çeşitli bağlantı şekilleri için k katsayısı Şekil 6-3'de görülmektedir [44]. Burada esnek bağlantı elemanının her iki ucu ankastre bağlı olduğundan $k=0.5$ olarak seçilmiştir.

Elde edilen bu gerilme kritik kuvvet ifadelerinin kısıtlayıcı olarak tanımlana bilmesi için, tanımlanan karakteristiklerin belirli bir değerle kıyaslanması gerekir. MATLAB ortamında nonlinear kısıtlayıcı tanımı yapılırken;

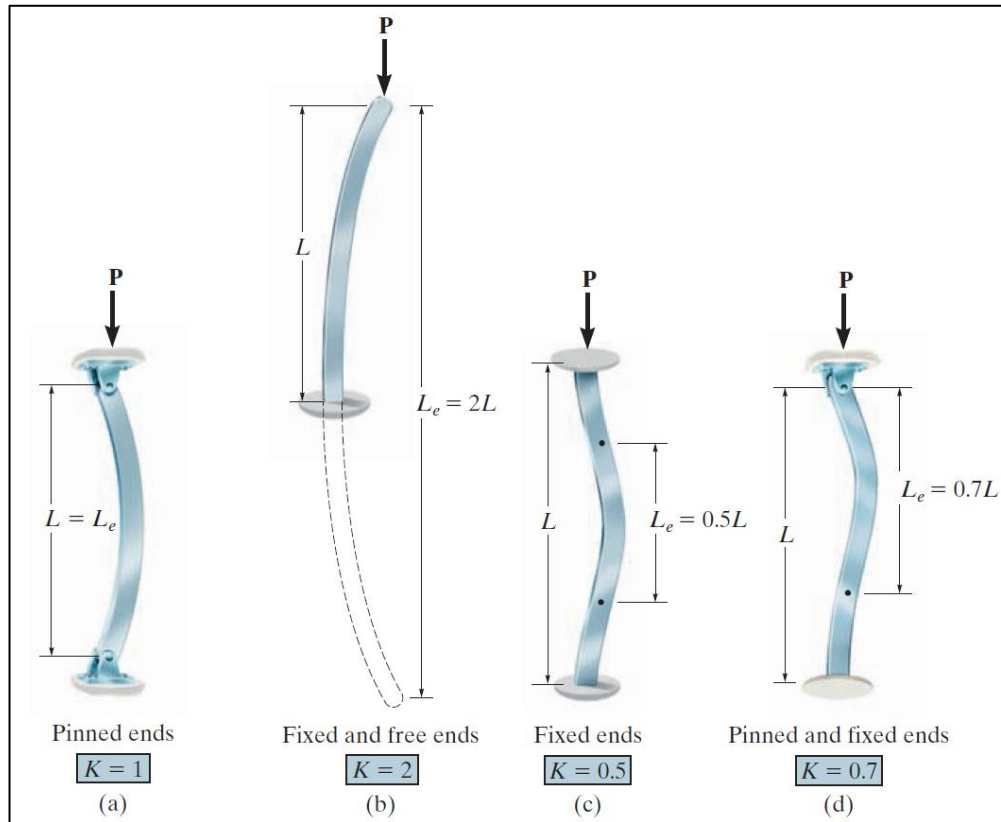
$$f(x) \leq a \Rightarrow f(x) - a \leq 0 \quad (6.8)$$

dönüşümü yapılır. Bu durumda gerilme ve burkulma durumları için düzenleme yapıldığında;

$$\begin{aligned} \sigma_x(\theta_2) - \sigma_{akma} &\leq 0 \\ F_{3px}(\theta_2) - P_{kr} &\leq 0 \end{aligned} \quad (6.9)$$

ifadeleri kısıtlayıcı fonksiyonlar olarak karşımıza çıkacaktır.

Hedef fonksiyonu ve kısıtlayıcı fonksiyonlar tanımlandıktan sonra, bu fonksiyonlar daha önce kinematik fonksiyonların türetildiği gibi MATLAB kodları kullanılarak sembolik olarak türetilmiştir. Buradaki tek fark, optimize edilecek hedef fonksiyonunda,



Şekil 6-3: Bağlantı şekillerine göre k katsayısı.

en uygun değerleri belirlenecek olan değişkenlere sayısal bir değer atanmamış, sembolik ifade olarak fonksiyon içerisinde kalmıştır. Bu değişkenler uzuv boyutları (uzunluk:l, derinlik:d, yükseklik:h) ve krank açısı olan θ_2 'dir. θ_2 , hedef ve kısıtlayıcı fonksiyonlar MATLAB fonksiyon kodu olarak tanımlanırken $0-360^0$ aralığını belirli bir aralık sayısına bölerek elde edilmiş bir vektör matrisi olarak tanımlanır. Kısıtlayıcı fonksiyonun MATLAB ortamında sembolik olarak türetildiği kodlar Şekil 6-4'de verilmiştir.

Optimizasyona başlanabilmesi için hedef fonksiyonu “mkrank” ve “sigma” ayrı birer fonksiyon dosyası olarak kaydedilmelidir.(Şekil 6-5, Şekil 6-6)

Burada görüldüğü gibi, “mkrank” fonksiyonu tanımlanırken, sinüzoidal yapı sergileyen tahrik moment fonksiyonunun mutlak değerinin toplamı şeklinde tanımlama yapılmıştır. Toplam işleminin kullanılmasının sebebi, bütün bir çevrim boyunca fonksiyonun aldığı değerlerinin toplamının minimize edilmesi, sistemin bir çevrim boyunca hareketini

temsil edecek olmasıdır. Mutlak değer fonksiyonunun kullanılma sebebi ise, “mkrank”ın pozitif ve negatif bölgelerdeki değerlerinin birbirini nötrlemesinin önüne geçilmesi gerekliliğidir (Şekil 6-5).

```
c=h/2 %nötr eksene olan maksimum uzaklık
ap=d*h %pivot kesit alanı
f3px1=(mpivot/2)*(ab0+axpivot)+mpiston*ab0 %pivot üzerinde x
yönündeki kuvvet
sigmax1=f3px1/ap+(+mp)*(c/i) % pivot üzerinde meydana gelen
gerilme
```

Şekil 6-4: Kısıtlayıcı fonksiyonun türetildiği MATLAB kodları.

```
mkrank.m x
1 function funn=mkrank(x)
2 global t2
3 global e
4
5 t2=[0;0.0175019089336479;0.0350038178672957;0.0525057268009436;0.0700076357345915;0.087
6 e=2100000000000;
7
8 funn=sum(abs((2293650599288818363789.*cos(t2))./1801439850948198400000 - (20.*pi.*((8
```

Şekil 6-5: “mkrank” fonksiyonunun tanımlanması.

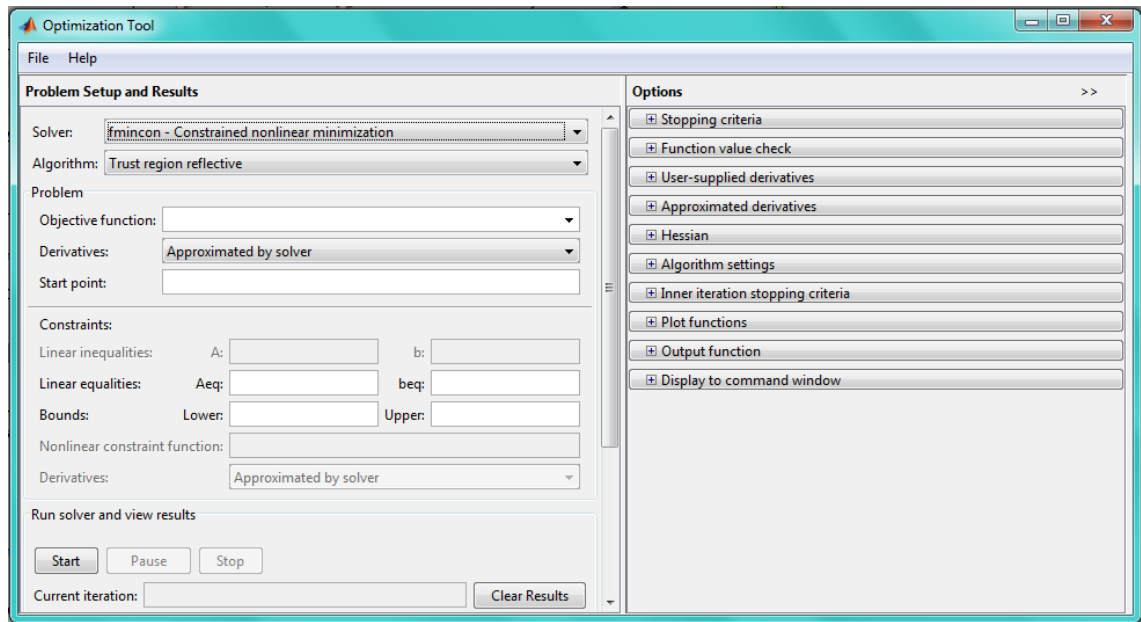
```
sigma.m x
1 function [ceq,c]=sigma(x)
2 global t2
3 global e
4 s_akma=117672000;
5 ceq=[];
6 %buck
7 c(:,1)=((12917904507046023.*cos(t2))./351843720888320 - (20.*cos(pi./2
8 %sigmax
9 c(:,2)=- ((3067475299186587.*cos(t2))./43980465111040 + ((3962899391248
10 c=[c(:,1),c(:,2)];
11
12
```

Şekil 6-6: "sigma" fonksiyonunun tanımlanması.

Kısıtlayıcı fonksiyon “sigma” tanımlanırken ise, daha önce bahsedildiği gibi esnek bağlantı elemanının ilk 180^0 ’lik periyotta çekme, ikinci 180^0 ’lik periyotta burkulma ile zorlanıyor olmasıdır. Bu iki farklı durum aynı fonksiyon içerisinde tanımlanırken, c(1) ve c(2) şeklinde iki farklı fonksiyon şeklinde tanımlaması yapılmış, bu iki fonksiyon c vektörel fonksiyonu içerisinde tek fonksiyon olarak tanımlanmıştır (Şekil 6-6).

6.3. Optimizasyon

MATLAB üzerinde optimizasyon Optimization Tool(Şekil 6-7) arayüzü ve ya kullanıcının tanımlayacağı bir algoritma ile çalışma sayfası üzerinden yapılabilir. Optimization Tool üzerinde tanımlı çeşitli algoritmalar vardır. Yapılan çalışmada Optimization Tool üzerinden genetik algoritma ve pattern search algoritmaları kullanılmıştır.



Şekil 6-7: MATLAB Optimization Tool.

Optimization Tool üzerinde optimizasyon yapılırken, yapılması gereken en önemli işlemler, hedef ve kısıtlayıcı fonksiyonlarının uygun ve doğru şekilde oluşturulması, doğru değişken sayısı, varsa alt ve üst sınırlar ve başlangıç noktalarının tanımlanması ve algoritma tipine göre değişiklik gösteren optimizasyon ayarlarının yapılmasıdır.

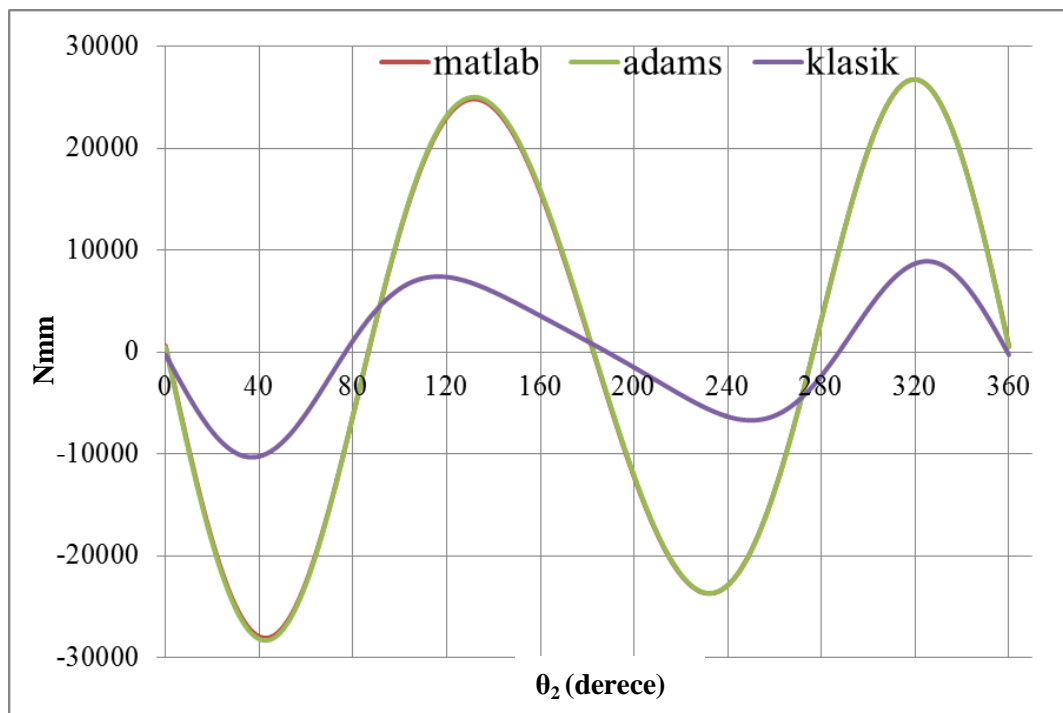
6.4. Optimizasyon Sonucu

Optimizasyon çalışmalarına başlandığında, kullanılan polimer malzemelerden 1 no'lu numune sınıfı ele alınmıştır. Ancak bu numunelerin mekanizma tahrik momenti üzerindeki etkileri oldukça düşük olduğu görülmüştür. Optimizasyon sonuçlarının daha belirgin olması adına, elastisite modülü daha büyük bir malzeme tanımlanarak optimizasyon tekrarlanmıştır. Bu işlem için 50CrV4 yay çeliği kullanılmıştır. Bu malzemenin $d=30$, $h=3$, $l=40$ mm olan numunesi için elde edilen krank tahrik momenti eğrileri Şekil 6-8'de verilmiştir. Bu tip çelikler otomotiv sanayiinde yaprak yay

üretiminde sıkça kullanılmaktadır. 50CrV4'ün mekanik özellikleri Tablo 6-2'de verilmiştir [45].

Tablo 6-2: 50CrV4 mekanik özellikleri.

Akma Sınırı	Elastisite Modülü	Yoğunluk
1100-1300 N/mm ²	210x10 ³ N/mm ²	7.84 gr/mm ³

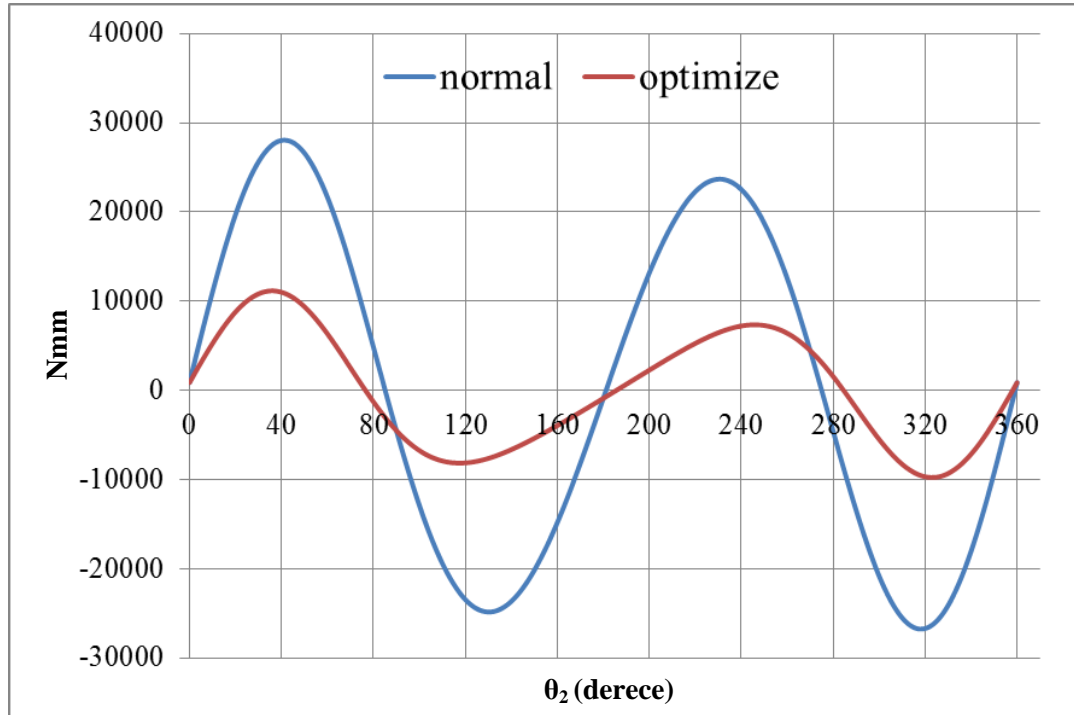


Şekil 6-8: 50CrV4 numune için krank tahrik momentleri.

50CrV4 malzemesi üzerinden yapılan optimizasyon için daha önce tanımlanan kısıtlayıcılarla birlikte, esnek bağlantı elemanının boyutlarının sahip olabileceği alt ve üst limitler de kısıtlayıcı olarak tanımlanmıştır. Burada alt limit olarak her üç boyut için 0.0001 değeri, üst limitler içinse $d=30$, $h=15$, $l=40$ değerleri atanmıştır. Bu değerlerden d ve h biyel kesit alanının ölçülerini, 40 ise PRBM yaklaşımı gereği bağlantı elemanı boyunun alabileceği maksimum değerdir.

Yapılan optimizasyon sonucunda elde edilen bağlantı elemanı boyutları $d=30$ mm, $h=1,105$ mm, $l=40$ mm olarak bulunmuştur. Elde edilen bu değerlerle elde edilen "mkrank" grafiği Şekil 6-9'de optimizasyondan önceki hali ile karşılaştırılmıştır. Bu

değerler ele alındığında optimizasyon işleminin krank tahrik momentinde %65,416'lık bir düşüşe sebep olduğu gözlemlenmiştir. Bu geometrik boyutlar, kısıtlardan dolayı esnek bağlantı elemanının mukavemetli olarak çalışabileceği sınırlar dahilindedir.



Şekil 6-9: Optimizasyon öncesi ve sonrası elde edilen krank tahrik momentleri.

7. BÖLÜM

SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Bu bölümde PRBM sayısal MATLAB çözümü, ADAMS üzerinde modellenen esnek mekanizma modeli ve deneysel sistem çıktılarının karşılaştırılması yapılacak, belirlenen bir numune sınıfı üzerinden normal ve optimize edilmiş mekanizmaların sonuçları değerlendirilecektir.

7.1. Piston İvmesi

Bu bölümde piston ivmesi karşılaştırma parametresi olarak ele alınacaktır. Elde edilen veriler incelendiğinde MATLAB üzerindeki PRBM yaklaşımının bütün numuneler için yaklaşık olarak aynı sonucu verdiği görülmektedir (Şekil 4-25, Şekil 4-42). ADAMS simülasyon hatasının ise maksimum %0.17 ile 7. numunede olduğu gözlemlenmiştir (Tablo 4-4). Bu sonucu doğuran titreşim hareketi Şekil 4-55 ve Şekil 4-56'da açıkça görülmektedir. 7. numunenin hareket boyunca titreşim yapmaktadır. Aynı şekilde, krank tahrik momenti sonuçlarında olduğu gibi, 6. Numune de diğerlerine göre daha kararsız bir yapı sergilemiştir.

Numune 7'nin bu şekilde kararsız bir yapı sergilemesi, hiç şüphesiz kalınlığının düşük olmasıyla birlikte elastisite modülünü düşük olmasıyla alakalıdır. Düşük elastisite modülü, daha düşük burulma rijitliği oluşturacağından, biyel kolunun yer çekimi ve krankın ilettiği kuvvetler altında burulma hareketinin daha kolay meydana gelmesine sebep olacaktır.

1 ve 5. Numuneler incelendiğinde, yaklaşık olarak benzer bir kalınlığa sahip olmalarına karşın, elastisite modüllerindeki farklar göz önüne alındığında, elastisite modülü arttıkça, piston ivmesinde ki farkın da azaldığı gözlemlenmiştir.

7.2. Krank Tahrik Momenti

Krank tahrik momentleri karşılaştırması yapılırken gözlemlenen ilk nokta, esnek polimer bağlantı elemanının krank tahrik momentlerinde önemli bir değişme sebep olmamasıdır.

Tablonun geneli incelendiğinde PRBM modelinin bütün numunelerde yaklaşık %-1.5'lik bir hata oluşturduğu gözlemlenirken, ADAMS üzerinde gerçek esnek bağlantı elemanı modeli ile yapılan simülasyonun daha gerçekçi değerler verdiği görülmektedir. Bunun sebebi, MATLAB ortamında yapılan matematiksel modellemede PRBM yaklaşımının kullanılması, esnek bağlantı elemanı üzerindeki nonlineer karakteristikleri içermiyor olmasıdır. ADAMS'ta ise sonlu elemanlar çözüm çözümü, bağlantı elemanının nonlineer karakteristiği üzerinden yapılmaktadır. İki sonuç arasındaki farkın temel nedeni budur. Bu durum Tablo 4-5'de verilen hata değerlerinde açıkça görülmektedir. Aynı kalınlıkta elastisite modülündeki değişim MATLAB sonuçlarında önemli bir değişime sebep olmazken, ADAMS sonuçlarında gözle görülür bir değişim meydana getirmiştir.

İlk 3 numune sınıfı için, aynı mekanik özelliklere sahip polimer malzemenin kalınlığa bağlı değişimler gözlemlenmiştir. Diğer taraftan aynı kalınlığa sahip 2. ve 8. numunelerin elastisite modülleri dikkate alındığında ortaya çıkan hataların elastisite modülleri ile doğru orantılı olduğu görülürken, yine aynı kalınlığa sahip 3 ve 7. numuneler arasındaki farkın daha fazla olduğu gözlemlenmiştir.

Grafikler dikkate alındığında gözlemlenen ilk şey bütün numune sınıflarının benzer karakteristikler sergiledikleridir. Ancak 7. numunenin kalınlığının ve elastisite modülünün küçük olması sebebiyle ADAMS modelinde mutlak hata genliği dikkate alındığında, bütün numuneler içerisinde en yüksek hata genliğine sahip numune olmuştur. % hata değerinin diğer numunelere göre küçük çıkmasının sebebi ise hata grafiğindeki titreşim frekansının diğer numunelere göre yüksek olmasının sonucudur.

Aynı şekilde 6. Numaralı numune de düşük kalınlık sebebiyle, diğer numunelere kıyasla ADAMS modelinde daha kararsız bir yapı sergilemiştir.

7.3. Yatak Titreşimleri

Titreşim analizinde, esnek bir bağlantının klasik mafsal bağlantısına nazaran daha iyi sonuçlar vermesi beklenmektedir. Zira klasik bir mafsal bağlantısının aksine, esnek bağlantı elemanında mafsal boşlukları olmayacaktır. Mafsal boşluğu içerisinde hareket eden pim vb. bağlantı elemanları mekanizmanın konumuna göre bu boşluk içerisinde harekete başlayacak ve boşluk sonucunda çarptığı cidar üzerinde şok etkisi yaratarak titreşime sebep olacaktır.

Tablo 5-2’de görüldüğü gibi, esnek mekanizma krank yatağında meydana gelen titreşimlerde, klasik eşleniğine nazaran belirgin bir düşüşe sebep olmuştur. Ancak piston yatağı üzerinde düşey doğrultudaki titreşimde de aynı şekilde belirgin bir artış gözlemlenmiştir.

Genel olarak bakıldığında, krankın düşey yöndeki titreşimlerin bütün numune sınıfları için oldukça kayda değer bir düşüş gösterdiği izlenmiştir. 2 numaralı numune, diğer numunelere göre daha kalın ve daha sert bir yapı sergilemesine rağmen krank düşey yönündeki genlik düşüşü %29 dolaylarında gerçekleşmiştir. Bu numune aynı zamanda kranka yatay yönündeki titreşim genliğinde en büyük düşüşe sahiptir.

Piston düşey yönündeki titreşimlerin genel olarak arttığı gözlemlenmiştir. Bu, esnek bağlantı elemanının şekil değiştirmesi ile oluşan tepki kuvveti piston yatağı üzerinde meydana gelen kuvvetin artması ve bunun neticesinde titreşimin artması olarak yorumlanabilir. Piston yatağının düşey konumdaki titreşim genliklerinde ise 4 numaralı numune en büyük değişime sebep olan numune olmuştur.

Genel olarak incelenirse, kalınlıkla yatay yöndeki titreşim genliği ters orantılı bir yapı sergilediği görülecektir.

7.4. Optimizasyon

Optimizasyon sonucunda elde edilen veriler göz önünde bulundurulduğunda, optimize edilmiş esnek bağlantı elemanı boyutlarının krank tahrik momentinde ciddi azalmaya sebep olabileceği gözlemlenmiştir.

Başlangıçta ve optimizasyon sonunda elde edilen esnek bağlantı elemanı boyutları Tablo 7-1’de verilmiştir. Buradan anlaşılacağı gibi, sistem optimize edilerek esnek bağlantı elemanı boyutlarında ciddi bir azalma meydana getirilebilir.

Tablo 7-1: Optimizasyon öncesi ve sonrası esnek bağlantı elemanı boyutları.

	Kalınlık(mm)	Derinlik(mm)	Uzunluk(mm)	Hacimsel Değişim
Normal	15	30	40	% -63,167
Optimize edilmiş	1.105	30	40	

Esnek bağlantı elemanının boyutlarındaki azalma daha az malzeme sarfına ve dolayısıyla üretim maliyetinin düşmesine sebep olacaktır. Bölüm 6.4.’de belirtildiği gibi, tahrik momentinde meydana gelen ortalama %65,416’lık düşüş, mekanizmaya güç sağlayan motorun daha az enerji tüketmesi, imalat esnasında daha düşük kapasiteye sahip motorun seçilmesi imkanlarını beraberinde getirmektedir.

KAYNAKLAR

1. Realeaux, F..1876. Kinematics of Machinery. Macmillan And Co., Londra. s. 622.
2. Söylemez, E.. 2007. Makine Teorisi. Birsen Yayınevi, Ankara. s. 440.
3. Howell L. L., Midha A., Norton T. W.. 1996. Evaluation of equivalent spring stiffness for use in an pseudo-rigid body model of large deflection compliant mechanisms. **ASME Journal Of Mechanical Design**, **118**: 126-131.
4. Grawal R., Shah B., Zimney E.. 2004. Compliant Mechanisms and MEMS. Department of Mechanical Engineering, Teknik Rapor. Northwestern University.
5. Albanesi A. E., Fachinotti V. D., Pucheta M. A., Cordona A.. 2007. Synthesis of compliant mechanisms for segment-motion generation task. **Mecanica Computacional**, **26**: 2919-2930.
6. Tanık E.. 2011. Transmission angle in compliant slider-crank mechanism. **Mechanisms and Machine Theory**, **46**: 1623-1632.
7. Ananthasuresh G. K., Kota S.. 1995. Designing compliant mechanisms. **ASME Mechanical Engineering**, **117(11)** :93-96.
8. Dirksen F., Anselmann M., Zohdi T. I., Lammering R.. 2013. Incorporation of flexural hinge fatigue-life cycle criteria into the topological design of compliant small-scale devices. **Precision Engineering**, **37**: 531-541.
9. Howell L. L.. 2001. Compliant Mechanisms. John Wiley & Sons Inc., New York.
10. Tekeş A.. 2006. Esnek Paralel Kol Mekanizmasının Kontrolü. İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul. Y. Lisans Tezi. 85 s.
11. Tanık E.. 2007. On The Analysis and Design of a New Type Partially Compliant Mechanism. ODTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara. Doktora Tezi. 134 s.
12. Lu K. J., Kota S.. 2003. Synthesis of shape morphing compliant mechanisms using a load path representation method. **Smart Structures and Materials 2003: Modeling, Signal Processing, and Control**, **5049**: 337-348.
13. Sarı A. E.. 2009. Mikro Esnek Bağlantılı Kuvvet Aktarım Mekanizmalarının Tasarımı ve Sentezi. İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul. Y. Lisans Tezi. 175 s.
14. Acer M.. 2007. Esnek bağlantılı mekanizma modeli ve kontrolü. 118,123. *Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı*, 5-7 Eylül 2007. İstanbul
15. Acer M.. 2007. Design and Modelling of a Compliant Mechanism. Sabancı Üniversitesi, İstanbul, Y. Lisans Tezi, 120 s.

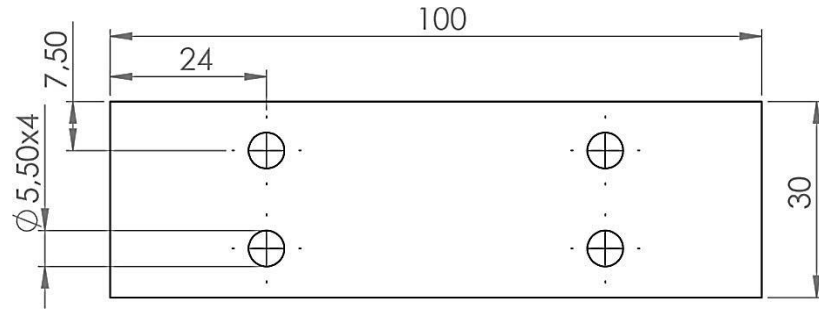
16. Dong W., Du Z., Sun L.. 2005. Conceptual design and kinematics modelling of a wide-range flexure hinge-based parallel manipulator. 4031-4036. *International Conference on Robotics and Automation*, 18-22 Nisan 2005, Barcelona.
17. Kosa E.. 2010. Mikro Esnek Yükselticinin Tasarımı. İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul. Yüksek Lisans Tezi. 125 s.
18. Kota S., Joo J., Li Z., Rodgers S. M., Sniegowski J.. 2001. Design of compliant mechanisms: Application to MEMS. **Analog Integrated Circuits and Signal Processing**, **29**: 7-15.
19. Margolis D. L., Karnopp D. C.. 1978. Bond graphs for flexible multibody systems. **Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control**, **101(1)**: 50-57.
20. Zeid A.. 1998. Mathematical modelling of planar mechanisms with compliant joints. **Mathematical and Computer Modelling**, **11**: 1144-1150.
21. subaşı L.. 2005. Synthesis of Compliant Bistable Four-Link Mechanism for Two Positions. ODTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara. Yüksek Lisans Tezi. 85s.
22. Khulief Y. A.. 1992. On the finite element dynamic analysis of flexible mechanisms. **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, **97(1)**: 23-32.
23. Howell L. L., Midha A.. 1994. A method for the design of compliant mechanism with small-length flexural pivots. **Journal of Mechanical Design**, **116**: 280-290.
24. Salamon B. A.. 1989. Mechanical Advantage Aspect in Compliant Mechanism Design. Purdue University, West Lafayette. Y. Lisans Tezi.
25. Howell L. L., Midha A., Norton T. W.. 2000. Limit positions of compliant mechanisms using the pseudo-rigid body model concept. **Mechanisms and Machine Theory**, **35**: 99-115.
26. Trease B. P., Moon Y., Kota S.. 2005. Design of large-deflection joints. **ASME Transactional Journal of Mechanical Design**, **127**: 777-789.
27. <http://compliantmechanisms.byu.edu/content/intro-compliant-mechanisms>. (Erişim tarihi: Ocak 2013)
28. Tanık E., Söylemez E.. 2010. Analysis and design of a variable stroke mechanism. **Mechanism and Machine Theory**, **45**: 1385-1394.
29. <http://ocw.mit.edu/courses/materials-science-and-engineering/3-11-mechanics-of-materials-fall-1999/modules/props.pdf>. (Erişim tarihi: Eylül 2013)

30. <http://www.njohnston.ca/2009/08/ky-fan-norms-schatten-norms-and-everything-in-between/>. (Erişim tarihi: Haziran 2013)
31. Joo J., Kota S., Kikuchi J.. 2001. Large Deformation Behaviour of Compliant Mechanisms. *ASME 2001 Design Engineering Technical Conference and Computers and Information in Engineering Conference*, 9-12 Eylül 2001, Pittsburgh.
32. Sexena A., Ananthasuresh G.K.. 2000. On an optimal property of compliant topologies. **Structural Multidisciplinary Optimization**, **19**: 36-49.
33. Ananthasuresh G.K., Kota S., Gianchandani Y.. 1993. Systematic Synthesis of Microcompliant Mechanisms-Preliminary Results. *Third National Applied Mechanisms and Robotics Conference*, November 1993, Cincinnati.
34. Zhou H., Ting K.L.. 2004. Topological synthesis of compliant mechanisms using spanning tree theory. **ASME Journal of Mechanical Design**, **127**: 745-752.
35. Pedersen C.B.W., Buhl T., Sigmund O.. 1999. Topology synthesis of large-displacement compliant mechanisms. *ASME Engineering Technical Conference*, 12-15 Eylül 199, Las Vegas.
36. Bruns D.A., Tortelli D.A.. 1998. Topology optimization of geometrically nonlinear structures and mechanisms. *7th Symposium on Multidisciplinary Analysis and Optimization*, 2-4 Eylül 1998, 1874-1882.
37. Joo J., Kota S., Kikuchi N.. 2000. Nonlinear synthesis of compliant mechanisms: Topology design. *ASME Biennial Mechanism Design Conference*.
38. Hetrcik A., Kota S.. 199. An energy formulation for parametric size and shape optimization of compliant mechanisms. **Journal of Mechanical Design** **121(2)**: 229-234.
39. H., Holland J.. 1975. *Adaptation in Natural And Artificial Systems*. Michigan, University of Michigan Press.
40. Yaman M., Saruhan H., Mendi F.. 2006. Genetik algoritma Yardımıyla Kardan Mil Çapı Minimizasyonu. *TİMAK Tasarım İmalat Analiz Kongresi*, 26-28 Nisan 2006, Balıkesir.
41. Hooke R., Jeeves T. A.. 1961. "Direct search" solution of numerical and statistical problems. **Journal of the Association for Computing Machinery**, **8(2)**: 212-229.

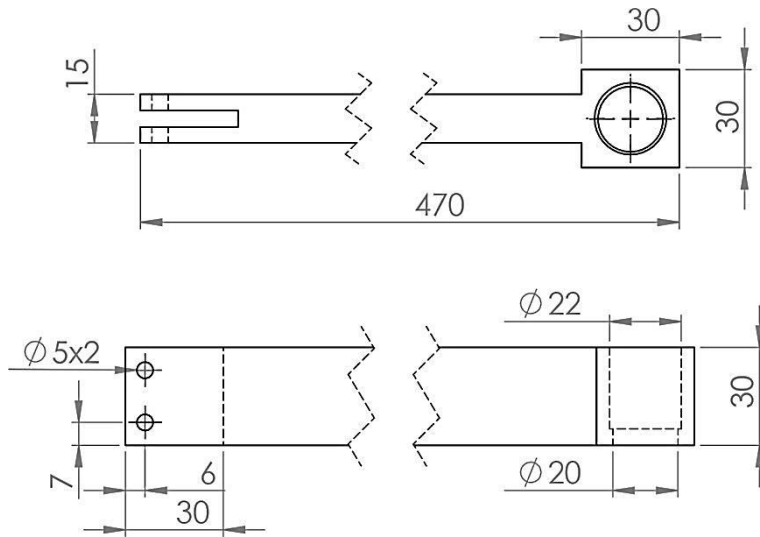
42. Davidon W. C.. 1999. Variable metric method for minimization. **SIAM Journal on Optimization, 1191:** 1-17.
43. Gül M., Çift Kararlı Konuma Sahip Uyumlu Mekanik Sistemin Tasarımı. Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri, 2013. Y. Lisans Tezi. 81s.
44. Hibbeler R. C.. 2011. Mechanics of Materials 8th Edition. Pearson, Ohio.
45. **<http://www.upsteel.com/index.php?c=index&a=show&catid=20&id=9597>**.
(Erişim tarihi: Haziran 2013)

EKLER

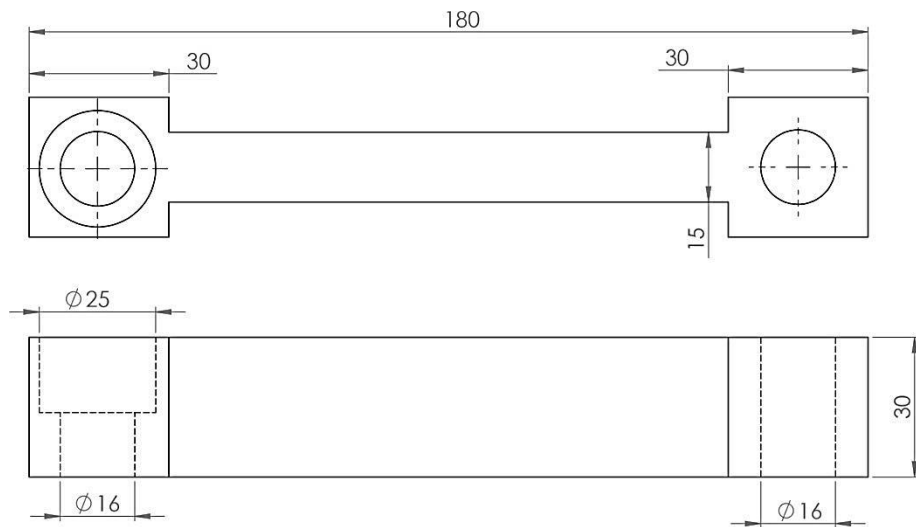
EK 1:



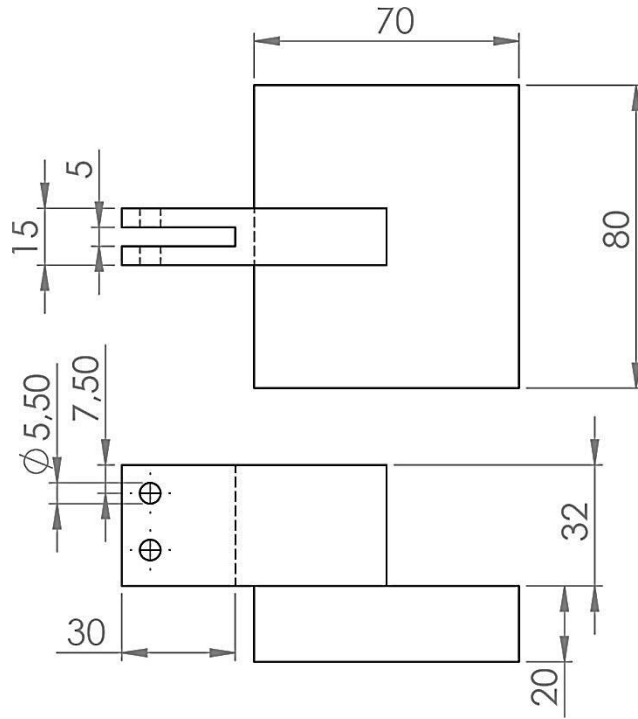
Şekil EK 1-1: Esnek bağlantı elemanı ölçüleri.



Şekil EK 1-2: Biyel kolu ölçüleri.



Şekil EK 1-3: Krank ölçüleri.



Şekil EK 1-4: Piston ölçüleri.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı, Soyadı: Selim DOĞAN

Uyruğu: Türkiye (TC)

Doğum Tarihi ve Yeri: 1 Ekim 1986, Sivas

Medeni Durumu: Evli

Tel: +90 352 207 7300/7408

email: selimdogan@melikshah.edu.tr

Yazışma Adresi: Melikşah Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü, 38280, Talas/KAYSERİ

EĞİTİM

Derece	Kurum	Mezuniyet Tarihi
Lisans	Fırat Üni. Müh. Fak., Makine Müh.	2011
Lise	Halil Rıfat Paşa YDA Lisesi, Sivas	2004

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görev
2011- Halen	Melikşah Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü	Araştırma Görevlisi

YABANCI DİL

İngilizce

YAYINLAR

1. ŞEVKAT Ercan, TÜMER Hikmet, KELEŞTEMUR M Halidun, DOĞAN Selim (2014). Effect of torsional strain-rate and lay-up sequences on the performance of hybrid composite shafts. Materials and Design