**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

# ARAÇLARDA MOTOR ASKI SİSTEMLERİNİN İNCELENMESİ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**
**Mak. Müh. İbrahim KORKMAZ**

**Anabilim Dalı: Makina Mühendisliği**
**Programı: Otomotiv**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ahmet GÜNEY**

**EYLÜL 2007**

**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

# ARAÇLARDA MOTOR ASKI SİSTEMLERİNİN İNCELENMESİ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**
**Mak. Müh. İbrahim KORKMAZ**

**Anabilim Dalı: Makina Mühendisliği**
**Programı: Otomotiv**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ahmet GÜNEY**

**EYLÜL 2007**

## ÖNSÖZ

Bu çalışma sırasında benden yardımlarını esirgemeyen, bilgi düşünce ve görüşlerinden sıkça faydalandığım tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Ahmet Güney'e ve hayatım boyunca bana destek olan sevgili aileme teşekkür ederim.

Eylül 2007 İbrahim Korkmaz

**İÇİNDEKİLER**


**KISALTMALAR** v
**TABLO LİSTESİ** vı
**ŞEKİL LİSTESİ** vıı
**SEMBOL LİSTESİ** ıx
**ÖZET** xı
**SUMMARY** xıı

**1. GİRİŞ** 1

**2. MOTOR ASKI SİSTEMLERİNDE PERFORMANS GEREKLİLİKLERİ** 2
2.1. Yol Pürüzlülüğünden Kaynaklanan Titreşimler 2
2.2. Motor Titreşimleri 3
2.2.1. Motor Titreşimlerinin Kaynağı 5
2.2.1.1. Dengelenmemiş Kuvvetler 6
2.2.1.2. Atalet Kuvvetleri 7
2.2.1.3. Net Moment 9
2.2.2. Motor Titreşimine Sebep Olan Kuvvet Ve Momentler 11
2.2.2.1. Dikey Titreşim Kuvvetleri 11
2.2.2.2. Yalpa Titreşim Momenti 14
2.2.2.3. Kafa Vurma Momenti 16

**3. MOTOR TAKOZLARI** 18
3.1. Kauçuk Motor Takozları 18
3.1.1. Kauçuk Malzemeler 19
3.1.2. Kauçuk Takozların Matematiksel Modeli 20
3.1.2.1 Kauçuk Takozların Dinamik Özellikleri 21
3.2. Hidrolik Motor Takozlar 23
3.2.1.Hidrolik Motor Takozlarının Çalışma Prensipleri 25
3.2.2.Hidrolik Motor Takozlarının Matematiksel Modeli 25
3.2.2.1 Hidrolik Motor Takozlarının Statik Özellikleri 27
3.2.2.2 Hidrolik Motor Takozlarının Dinamik Özellikleri 30
3.3. Yarı Aktif Motor Takozları 33
3.4. Aktif Motor Takozları 34

**4. MOTOR TAKOZLARININ DİNAMİK KARAKTERLERİNİN BELİRLENMESİ** **36**
4.1. Servo-Hidrolik Test Yöntemi 36
4.2. Dolaylı Ölçüm Test Yöntemi 38
4.3. Darbe Testi Yöntemi 40

**5. MOTOR ASKI SİSTEMİNİN ANALİZİ** **43**
5.1. Motor Takozlarının Yerleşimi 43
5.2. Motor Askı Sisteminin Modellenmesi 45
5.2.1.Motor Askı Sisteminin Statik Olarak İncelenmesi 48
5.2.2.Motor Askı Sisteminin Hareket Denklemleri 50
5.3. Örnek Bir Motor Askı Sisteminin İncelenmesi 52
5.3.1.Statik Analiz 52
5.3.2.Sistemin Dinamik Analizi 53
5.3.3 Motor Askı Sisteminin Optimizasyonu 58
5.3.3.1 Hedef Fonksiyonun Belirlenmesi 59
5.3.3.2 Sınırların Tanımlanması 59
5.3.3.3 Parametrelerin Bilgisayar Destekli Optimizasyonu 60

**6. SONUÇLAR** **65**

**KAYNAKLAR** **67**

**EKLER** **69**
EK-A Motor Askı Sisteminin Matematiksel Modeli 69
EK-B Hedef Fonksiyon Programı 74
EK-C Sınır Fonksiyon Programları 76
EK-D Optimizasyon Programı 77

**ÖZGEÇMİŞ** **78**

**KISALTMALAR**

| | |
|---|---|
| **ÜÖN** | : Üst Ölü Nokta |
| **NR** | : Natural Rubbers |
| **IR** | : Isoprene Rubbers |
| **ENR** | : Epoxidized Natural Rubbers |
| **NBR** | : Ntrile Butadiene Rubbers |
| **CR** | : Chloroprene Rubbers |
| **EPDM** | : Ethylene Propylene-Diene |
| **BR** | : Butyl Rubbers |
| **ER** | : Elektro- Rheological |
| **RMS** | : Root Mean Square |

## TABLO LİSTESİ


| | | Sayfa No |
|---|---|---|
| **Tablo 3.1** | Örnek bir takoz ve yükleme durumunda statik model parametreleri……. | 30 |
| **Tablo 3.2** | Örnek bir takoz ve yükleme durumunda dinamik model parametreleri …… | 33 |
| **Tablo 5.1** | Motor askı sistemi parametreleri…….. | 53 |
| **Tablo 5.2** | Motor askı sistemi parametrelerine ait sınırlamalar……. | 60 |
| **Tablo 5.3** | Optimizasyon sonuçları…… | 61 |

## ŞEKİL LİSTESİ


**Sayfa No**

**Şekil 2.1** : Tek serbestlik dereceli model (yapı titreşimi)…..... 2
**Şekil 2.2** : Bağıl konum geçirgenliğinin boyutsuz frekans oranına göre değişim grafiği..... 3
**Şekil 2.3** : Tek serbestlik dereceli model (zorlanmış kütle titreşimi)…….…….. 4
**Şekil 2.4** : Kuvvet geçirgenliğinin boyutsuz frekans oranına göre değişim grafiği……... 5
**Şekil 2.5** : Krank milinin şematik resmi ve motorun balans özelliği……..... 7
**Şekil 2.6** : Piston krank hareketinin kinematik ilişkisi……..... 8
**Şekil 2.7** : Net kuvvetin çözümü..... 10
**Şekil 2.8** : İleri geri hareket yapan parçaların kinematik ve dinamik modeli…... 12
**Şekil 2.9** : Dört zamanlı motorlardaki tipik moment değişimleri..... 14
**Şekil 2.10** : Motor askı sisteminin kafa vurma düzlemi..... 15
**Şekil 2.11** : Kafa vurma hareketinin kuvvet analizi……... 17
**Şekil 3.1** : Çeşitli kauçuk motor takozu örnekleri……... 18
**Şekil 3.2** : Kauçuk takozlarda yay katsayısının frekansa göre değişim grafiği……... 19
**Şekil 3.3** : Halka tipi motor takozlarının şematik resmi…….……. 20
**Şekil 3.4** : Kauçuk takoz modeli ile elde edilen yay karakteristiğinin ezilme miktarına göre değişim karakteristiğinin ölçüm sonuçları ile karşılaştırılması…….……... 21
**Şekil 3.5** : Motor askı sisteminin tek serbestlik dereceli modeli…….……..... 22
**Şekil 3.6** : Tek serbestlik dereceli dinamik kauçuk takoz modeli ile elde edilen motor kütlesinin konum hız ve ivmesinin zamana göre değişimi…… 23
**Şekil 3.7** : Hidrolik takoz örnekleri: (a) basit delikli (b)ayırıcılı……..... 24
**Şekil 3.8** : Hidrolik takozların dinamik karakteristikleri…….…..... 24
**Şekil 3.9** : Hidrolik takoz kesiti…… 25
**Şekil 3.10** : Basit hidrolik takoz modeli……..... 26
**Şekil 3.11** : Statik basıncın statik ezilmenin ve haznelerdeki hacim artışının statik yüke göre değişimi……..... 30
**Şekil 3.12** : Hidrolik motor takozu tarafından taşınan motor kütlesinin tek serbestlik dereceli modeli…… 31
**Şekil 3.13** : Tek serbestlik dereceli dinamik hidrolik takoz modeli ile elde edilen motor kütlesinin konumu ve hazne basınçlarının zamana göre değişimi…… 33
**Şekil 3.14** : ER sıvısı ile dolu yarı aktif hidrolik takozun kontrol sistemi…..... 34
**Şekil 3.15** : Aktif kontrollü kauçuk takozun dinamik karakteristiği……..... 35
**Şekil 3.16** : Aktif kontrollü hidrolik takozun dinamik karakteristiği……..... 35
**Şekil 4.1** : Servo-Hidrolik Deney Düzeneği…….……..... 37

**Sayfa No**

**Şekil 4.2** : Bir hidrolik takoza ait servo hidrolik test yöntemi ile elde edilen dinamik sertlik ve faz açısının frekansa bağlı değişimi) …..... 37
**Şekil 4.3** : Dolaylı ölçüm deney düzeneği..... 38
**Şekil 4.4** : Kauçuk takoza ait ivmelenme spektrumunun frekansa bağlı değişimi…… ……..…….. 39
**Şekil 4.5** : Darbe testi deney düzeneği……..... 40
**Şekil 4.6** : Darbe testi yöntemi ile elde edilen takoz sertliğinin frekansa bağlı değişim grafiği……. 42
**Şekil 5.1** : Motor dönme ekseni ve takoz yerleşimi……..... 43
**Şekil 5.2** : Dikey takoz yerleşimi..... 44
**Şekil 5.3** : Motor ön takozlarının yerleşimi…….. 44
**Şekil 5.4** : Motor askı sistemi (yandan görünüş)……..... 45
**Şekil 5.5** : Motor askı sistemi (ön takoz düzlemi)…… 46
**Şekil 5.6** : Motor askı sistemi (arka takoz düzlemi)…….…… 46
**Şekil 5.7** : Motor askı sisteminin matematiksel modeli…...…….…… 52
**Şekil 5.8** : Motor konumunun üç eksnde zamana bağlı değişimi...…….. 54
**Şekil 5.9** : Dikey tahrik kuvveti, iletilen kuvvet ve geçirgenlik oranının motor devri ile değişimi…….. 55
**Şekil 5.10** : Yalpa momenti, iletilen moment ve geçirgenlik oranının motor devri ile değişimi……...……... 56
**Şekil 5.11** : Kafa vurma momenti, iletilen moment ve geçirgenlik oranının motor devri ile değişimi…….……. 57
**Şekil 5.12** : Optimizasyon öncesi ve sonrasında iletilen dikey tahrik kuvveti ve geçirgenlik oranının karşılaştırılması……..... 62
**Şekil 5.13** : Optimizasyon öncesi ve sonrasında iletilen yalpa momenti ve geçirgenlik oranının karşılaştırılması……..... 63
**Şekil 5.14** : Optimizasyon öncesi ve sonrasında iletilen kafa vurma momenti ve geçirgenlik oranının karşılaştırılması……..…… 64
**Şekil A.1** : Motor askı sisteminin matematiksel modeli-1…….…… 69
**Şekil A.2** : Motor askı sisteminin matematiksel modeli-2…….…….... 70
**Şekil A.3** : Motor askı sisteminin matematiksel modeli-3…..…… 71
**Şekil A.4** : Modelde alt sistemler ($F_{flz}$)…….…… 72
**Şekil A.5** : Modelde alt sistemler ($F_{kfla}$)…….…… 73
**Şekil A.6** : Modelde alt sistemler ($D_{fla}$)…….…… 73

## SEMBOL LİSTESİ

| | |
|---|---|
| $\mathbf{m}$ | **:** Motor kütlesi |
| $\mathbf{k}$ | **:** Yay katsayısı |
| $\mathbf{c}$ | **:** Sönüm katsayısı |
| $\boldsymbol{\omega_{dr}}$ | **:** Titreşim frekansı |
| $\boldsymbol{\omega_n}$ | **:** Doğal frekans |
| $\mathbf{F_o}$ | **:** Motor titreşim kuvvetleri |
| $\mathbf{F_T}$ | **:** Takoz kuvveti |
| $\mathbf{z_1}$ | **:** Pistonun ÜÖN' ya uzaklığı |
| $\mathbf{L}$ | **:** Biyel kolu uzunluğu |
| $\mathbf{R}$ | **:** Krank mili dönüş yarıçapı |
| $\boldsymbol{\beta}$ | **:** Biyel kolunun piston eksenine göre açısı |
| $\mathbf{m_{esd}}$ | **:** Dönen ve vargel hareketi yapan kütlelerin toplamı |
| $\mathbf{N_3}$ | **:** Silindir bloğundan krank miline iletilen destek kuvveti |
| $\mathbf{J_x}$ | **:** Yalpa kütlesinin krank ekseninden geçen eylemsizlik momenti |
| $\mathbf{F_p}$ | **:** Gaz basınç kuvveti |
| $\mathbf{F_e}$ | **:** Silindir ekseninde etkiyen net kuvvet |
| $\mathbf{T_e}$ | **:** Net Moment |
| $\mathbf{M_g}$ | **:** Yanma basıncı momenti |
| $\mathbf{M_f}$ | **:** Sürtünmeden kaynaklanan moment |
| $\boldsymbol{\upsilon}$ | **:** Poisson oranı |
| $\mathbf{F_k}$ | **:** Takozdan kaynaklanan yay kuvveti |
| $\mathbf{F_c}$ | **:** Takozdan kaynaklanan sönüm kuvveti |
| $\mathbf{Q_0}$ | **:** Delikten geçen sıvı debisi |
| $\mathbf{P_T}$ | **:** Üst hazne basıncı |
| $\mathbf{P_B}$ | **:** Alt hazne basıncı |
| $\mathbf{A_{TP}}$ | **:** Piston alanı |
| $\mathbf{D_0}$ | **:** Delik çapı |
| $\mathbf{C_D}$ | **:** Delik için boşaltma katsayısı |
| $\mathbf{A_0}$ | **:** Deliğin kesit alanını |
| $\mathbf{C_v}$ | **:** Efektif hazne esnekliği |
| $\boldsymbol{\Delta V_T}$ | **:** Üst haznedeki hacim değişimini |
| $\boldsymbol{\Delta V_B}$ | **:** Alt haznedeki hacim değişimini |
| $\mathbf{P_{AT}}$ | **:** Atmosferik basınç |
| $\mathbf{K_{ST}}$ | **:** Kauçuk malzemenin sabit yay katsayısı |
| $\mathbf{X_{ST}}$ | **:** Takozun statik ezilmesi |
| $\mathbf{K_{eö}}$ | **:** Ön takoz eksenel yay katsayısı |
| $\mathbf{C_{eö}}$ | **:** Ön takoz eksenel sönüm katsayısı |
| $\mathbf{K_{yö}}$ | **:** Ön takoz yanal yay katsayısı |
| $\mathbf{C_{yö}}$ | **:** Ön takoz yanal sönüm katsayısı |
| $\mathbf{k_a}$ | **:** Arka takoz yay katsayısı |
| $\mathbf{c_a}$ | **:** Arka takoz sönüm katsayısı |
| **A.M** | **:** Motor sisteminin ağırlık merkezi |

$\Delta_{eösl}$ : Ön sol takozun eksenel ezilmesi
$\Delta_{eös}$ : Ön sağ takozun eksenel ezilmesi
$\Delta_{easl}$ : Arka sol takozun eksenel ezilmesi
$\Delta_{eas}$ : Arka sağ takozun eksenel ezilmesi
$\Delta_{yösl}$ : Ön sol takozun yanal ezilmesi
$\Delta_{yös}$ : Ön sağ takozun yanal ezilmesi
$G$ : Motor sisteminin ağırlığı
$G_{ö}$ : Ön takozlara düşen toplam ağırlık
$G_{a}$ : Arka takozlara düşen toplam ağırlık
$G_{ösl}$ : Ön sol takoza düşen ağırlık
$G_{ös,}$ : Ön sağ takoza düşen ağırlık
$G_{asl}$ : Arka sol takoza düşen ağırlık
$G_{as,}$ : Arka sağ takoza düşen ağırlık
$F_{öslz}$ : Ön sol takozun dikey yöndeki tepki kuvveti
$F_{ösz}$ : Ön sağ takozun dikey yöndeki tepki kuvveti
$F_{aslz}$ : Arka sol takozun dikey yöndeki tepki kuvveti
$F_{asz}$ : Arka sağ takozun dikey yöndeki tepki kuvveti
$F_{tz}$ : Dikey yöndeki tahrik kuvveti
$I_{x}$ : Motor sisteminim x eksenindeki atalet momenti
$I_{y}$ : Motor sisteminim y eksenindeki atalet momenti
$M_{öslx}$ : Ön sol takoz kuvvetinin y ekseni etrafında oluşturduğu moment
$M_{ösx}$ : Ön sağ takoz kuvvetinin y ekseni etrafında oluşturduğu moment
$M_{aslx}$ : Arka sol takoz kuvvetinin y ekseni etrafında oluşturduğu moment
$Ma_{sx}$ : Arka sağ takoz kuvvetinin xy ekseni etrafında oluşturduğu moment
$M_{ösly}$ : Ön sol takoz kuvvetinin y ekseni etrafında oluşturduğu moment
$M_{ösy}$ : Ön sağ takoz kuvvetinin y ekseni etrafında oluşturduğu moment
$M_{asly}$ : Arka sol takoz kuvvetinin y ekseni etrafında oluşturduğu moment
$M_{asy}$ : Arka sağ takoz kuvvetinin y ekseni etrafında oluşturduğu moment

## ARAÇLARDA MOTOR ASKI SİSTEMLERİNİN İNCELENMESİ

## ÖZET

Gaz basıncı ve dengelenmemiş kuvvetlerden kaynaklanan motor titreşim kuvvetleri araçlardaki en önemli titreşim kaynaklarıdır. Mevcut motor askı sistemleri kabul edilebilir bir titreşim izolasyonu sağlıyor olsa da, motor güçlerinin artması ve araç ağırlığının azalması yönündeki eğilimden dolayı askı sistemi performansının gelişmeye ihtiyacı vardır.

Bu çalışmada motor komponentlerinin kinematik ve dinamik analizine ve gaz basıncı değişimine göre motor dinamik modeli kurulmuştur. Motordaki dönen ve vargel hareketi yapan parçalardan kaynaklanan dengelenmemiş atalet kuvvetleri dikey titreşim kuvvetleri olarak elde edilmiştir. Atalet kuvvetleri ve gaz basıncından kaynaklanan net moment motor komponentleri arasındaki geometrik ilişki kullanılarak bulunmuştur.

Günümüzde kullanılan motor takozları tanıtılmış ve takozların statik ve dinamik özellikleri belirtilmiştir. Kauçuk ve hidrolik motor takozlarının zaman ve frekansa bağlı cevapları tek serbestlik dereceli sistem yardımı elde edilmiştir.Hidrolik motor takozlarının hazne basıncı, hazne hacim değişimi ve sıvı debisi gibi yapısal özelliklerinin takozun dinamik ve statik özelliklerini nasıl etkilediği incelenmiştir. Titreşim frekansının ve genliğinin takoz karakteristiğini nasıl etkilediği analiz edilmiştir. Hidrolik ve elastik motor takozları motor askı sisteminin performans gereklerini tamamen sağlayamamaktadırlar. Gelişmekte olan yarı aktif (adaptif) kontrollü ve aktif kontrollü motor takozları tanıtılmıştır.

Ayrıca takozların yerleşiminde etkili olan parametreler saptanmıştır. Motor askı sistemleri üç veya dört takozdan meydana gelmektedir. Sistemin optimizasyonu bu takozların karakteristiklerinin nasıl seçileceği ve takozların yerleşimi içermektedir.

## A STUDY OF AUTOMOTİVE VEHICLE ENGINE MOUNTING SYSTEMS


### SUMMARY

The engine excitation forces, arising from gas pressure and unbalance force, are widely considered among the main vibration sources for the road vehicles. Even though the current engine mount designs are acceptable for vibration isolation of the transmitted forces from engine to chassis the performance improvement of the engine mounting system is still required for the tendency of light weight and higher power of the vehicle.

In this thesis, the engine dynamic model is established based on the analysis of the kinematics and dynamics of its components and gas variation. The unbalanced inertia force caused by engine reciproating and rotating parts is derived as the vertical excitation force. The nettorque , generated by the inerta forces and gas pressure, is formulated using geometrical relationship of the engine components.

Conventional engine mounts are presented, static and dynamic properties of mounts are determined. Two types of individual mounts, including elastomeric mount and hydaoulic mount, are selected and the validation of their characteristics is implemented in a single degreee of fredom (SDOF) system with the respose carried out in the time and frequency domain. The internal specific parameters of the hydraulic mount, such as chamber pressure, chamber volume change and the flow, are used to ases the hydraulic mount properties in static and dynamic situations.

The influences of excitation frequency and amplitude are performed to analyze the mount characteristics. Required mount properties are defined depending on performance requirements of mount system. Mount system optimization techniques are studied.

# 1. GİRİŞ

Motor asılış sistemleri genel olarak motor takozlar ve araç gövdesinden oluşur. Asılış sisteminin amacı motordan kaynaklanan gürültü ve titreşimi yolcu kabininden izole etmektir. Özellikle binek arabalarda titreşim ve gürültü seviyelerinin azalması konusu önem kazanmaktadır. Tez çalışması kapsamında motor askı sistemleri incelenmiştir.

İkinci bölümde motor askı sistemlerinin performans gereklerine odaklanılmıştır. Yol pürüzlülüğünden kaynaklanan titreşimler ve motor titreşimleri ayrı ayrı incelenmiştir. Ayrıca motor titreşimlerinin kaynakları ile ilgili bilgiler verilmiş, motor titreşim karakteristiğinin analitik yolla elde edilebilmesi için gerekli denklemler çıkartılmıştır.

Üçüncü bölümde motor takozları incelenilmiştir. Kauçuk takozların karakteristikleri hakkında bilgi verilmiş, kauçuk takozun matematiksel modeli oluşturulmuştur. Aynı şekilde hidrolik takoz karakteristikleri anlatılmış ve matematiksel model oluşturulmuştur. Yarı aktif ve aktif takozların hakkında bilgi verilmiştir.

Motor takozlarının dinamik karakteristikleri sistem modelini oluşturmak için gerekli en önemli parametrelerdendir. Dördüncü bölümde takozların dinamik karakterlerinin belirlenmesi için kullanılan test yöntemleri incelenmiştir.

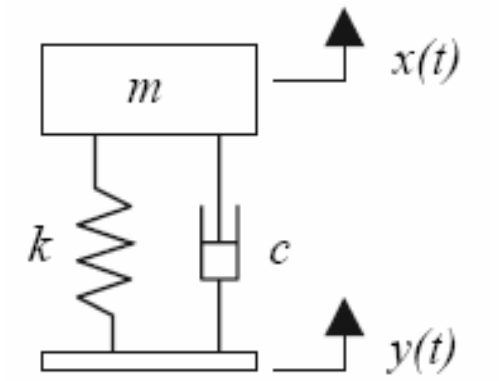
Beşinci bölümde motor askı sisteminin analizi konusu incelenmiştir. Motor takozlarını yerleşimi hakkında bilgi verilmiştir. Motor askı sisteminin matematiksel modeli oluşturulmuştur. Daha sonra parametreleri bilinen bir motor askı sisteminin sistem cevabı MATLAB programı kullanılarak analiz edilmiş ve istenilen sistem cevabını elde edebilmek için sistem optimize edilmiştir.

## 2. MOTOR ASKI SİSTEMLERİNİN PERFORMANS GEREKLİLİKLERİ

Araçlarda iki önemli titreşim kaynağı mevcuttur. Bunlar motor titreşimleri ve yol pürüzlülüğünden kaynaklanan titreşimlerdir. Motor titreşimleri 25 Hz ile 200 Hz frekansında genliği 0,3 mm den az olan titreşimlerdir [1]. Yol tahrikleri ise yol düzgünsüzlüğü ve ani ivmelenmeler sırasındaki motor momentinden meydana gelirler. Genelde frekansı 15 Hz in altında ve genliği 0,3 mm den yüksek titreşimlerdir [1].

### 2.1 Yol Pürüzlülüğünden Kaynaklanan Titreşimler

Yoldan süspansiyon sistemi vasıtasıyla araç gövdesine iletilen düşük frekanslı yüksek genlikli titreşimlerdir [2]. İstenen takoz karakteristiklerini göstermek için sistem tek serbestlik dereceli bir model olarak düşünülebilir (Şekil 2.1).



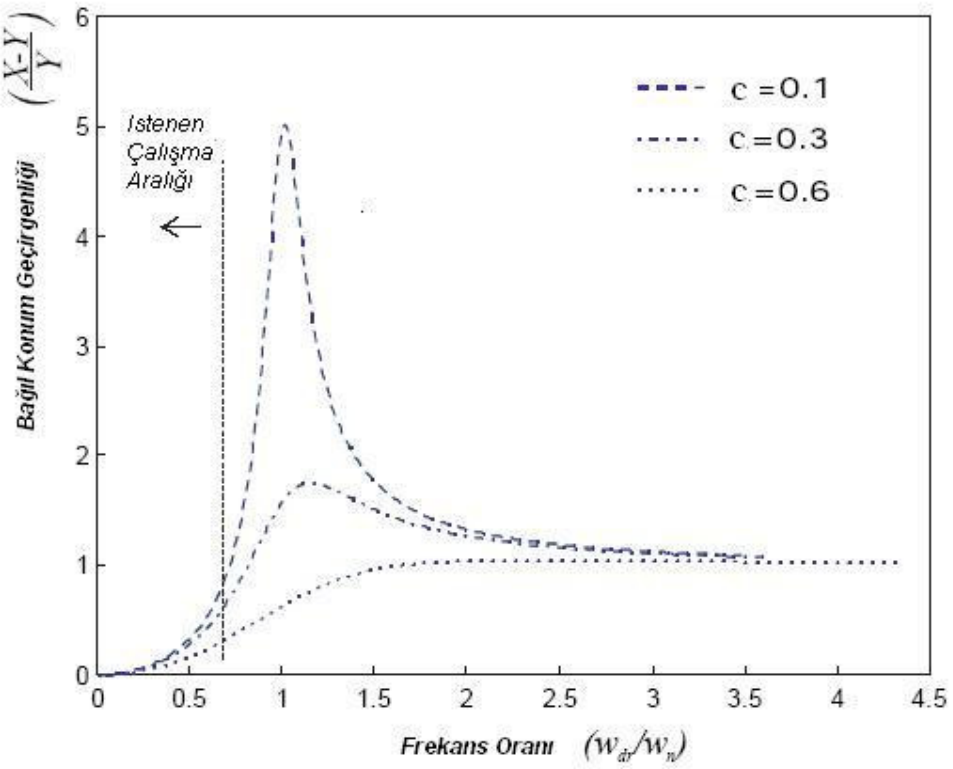

**Şekil 2.1:** Tek Serbestlik Dereceli Model (Yapı Titreşimi) [2]

Bu modele göre bağıl konum geçirgenliği aşağıdaki eşitlik ile ifade edilebilir.

$$\frac{X-Y}{Y}=\left|\frac{\omega_{dr}^2 m}{-\omega_{dr}^2 m+\omega_{dr} cj+k}\right| \tag{2.1}$$

Burada m motor kütlesini, k takozların yay katsayısını, c ise sönüm katsayısını göstermektedir. $\omega_{dr}$ titreşim frekansını belirtmektedir. $\omega_n$ doğal frekans olmak üzere

bağıl konum geçirgenliğinin boyutsuz frekans oranına göre değişim grafiği Şekil 2.2'de verilmiştir [2].

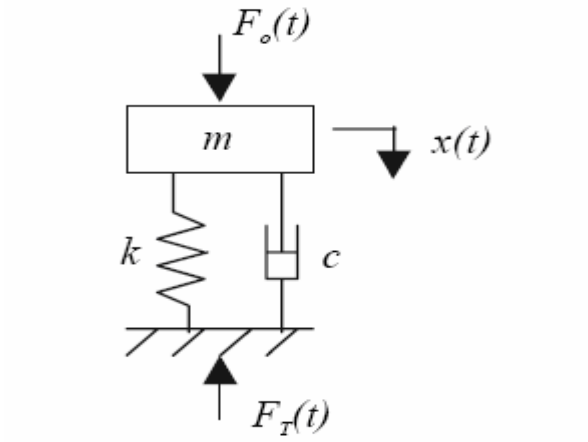



**Şekil 2.2:** Bağıl Konum Geçirgenliğinin Boyutsuz Frekans Oranına Göre Değişim Grafiği [2]

Grafikte ok ile gösterilen kısım istenen çalışma bölgesidir. Buna göre sistem titreşim frekansı sistemin doğal frekansından küçük olmalıdır. Takoz sertliklerinin artması doğal frekansı arttırır ve boyutsuz frekans oranının azalmasını sağlar, ayrıca sönüm katsayısının artması da rezonans genliğini azaltır ve bağıl konum geçirgenliğini azaltır.

## 2.2 Motor Titreşimleri

Yüksek frekanslı, düşük genlikli titreşimlerdir [1]. Bu titreşimler tek serbestlik dereceli model Şekil 2.3'teki gibi gösterilebilir [2]. $F_o$ motor dengesizliğinden kaynaklanan kuvvetleri, $F_T$ ise takozlardan gövdeye iletilen kuvvetleri belirtmektedir.




**Şekil 2.3:** Tek Serbestlik Dereceli Model (Zorlanmış Kütle Titreşimi) [2]

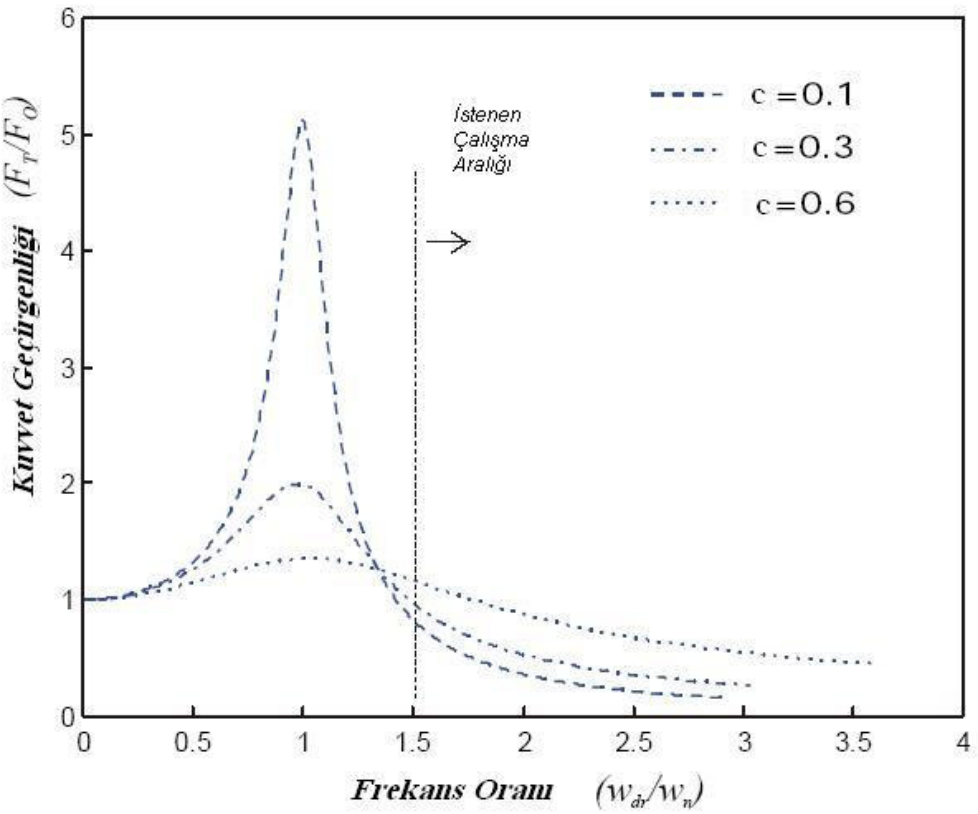
$$F_0 = m\ddot{x} + c\dot{x} + kx \tag{2.2}$$

$$F_T = c\dot{x} + kx \tag{2.3}$$

İletilen kuvvetin, $F_o$ oranı aşağıdaki ifade ile gösterilebilir.

$$\frac{F_T}{F_0} = \left| \frac{cw_{dr}j + k}{-w_{dr}^2 m + cw_{dr}j + k} \right| \tag{2.4}$$

Buna göre kuvvet geçirgenliğinin, boyutsuz frekans oranına göre değişim grafiği Şekil 2.4'de verilmiştir.




**Şekil 2.4:** Kuvvet Geçirgenliğinin Boyutsuz Frekans Oranına Göre Değişim Grafiği [2]

Bu durumda motor titreşimleri motor askı sisteminin doğal frekansının üzerinde çalışmalıdır. İlk durumdakinin aksine düşük yay sertlikli takozlar, doğal frekansı düşüreceğinden tercih edilir. Düşük sönümleme oranları da rezonans bölgesinin sağına doğru gidildikçe geçirgenliği azaltmaktadır [2].

### 2.2.1 Motor Titreşimlerinin Kaynağı

Motorlarda başlıca titreşim kaynakları gaz basınç kuvvetlerindeki değişimler ile dönen mekanizmalardan kaynaklanan balans kuvvetleri ve momentleridir. Motor asılış sistemi tasarlamak ve uygun motor takozlarını seçebilmek için bu kuvvet ve momentlerin iyi analiz edilmesi gerekmektedir. Birçok motor askı sistemi tasarımında motor titreşimleri ideal kabul edilir ve buna göre motor takozları seçilir; fakat gerçek hayatta motor titreşimleri idealden farklı bir davranış sergiler. Bu idealden farklı rahatsız edici kuvvetlerin karakteristiğini elde etmek için gaz basıncı varyasyonlarının, yanma sürecinin ve değişken atalet kuvvetlerinin iyi anlaşılması gerekir [3,4].

Motor titreşimlerinin araçlarda en önemli titreşim kaynağı olduğu bilinmektedir. Yanma çevrimi ve yanma sonucu kütlelerin hareket etmesiyle motor bloğunun içinde oluşan çarpma kuvvetleri ve momentleri motor bloklarından araç gövdesine iletilir. Bundan dolayı motor titreşimlerini karakterize etmek motor askı sistemi tasarımı için çok önemlidir. Daha önce yapılan çalışmalara göre motor titreşimleri üç grup altında incelenebilir.

- Yakıtın silindir içerisinde patlamasından kaynaklanan yanma kuvvetleri. Bu kuvvetler motor bloğunda krank eksenine paralel bir eksende momente sebep olurlar [5,6,7].
- Piston, biyel kolu, krank gibi vargel hareketi yapan ve dönen kütlelerin sebep olduğu atalet kuvvetleri ve momentleri. Atalet kuvvetleri piston eksenine paralel ve krank eksenine diktir. Atalet momentleri ise krank eksenine paralel bir eksene etki ederler. Çok silindirli motorlarda bu eylemsizlik momentleri, piston eksenine paralel ve piston eksenine diktir [6,8].
- Üçüncü kaynak sürtünme ve pompalama kayıplarıdır. Fakat bu kayıplardan kaynaklanan titreşimler diğerlerine göre daha azdır ve ihmal edilebilirler.

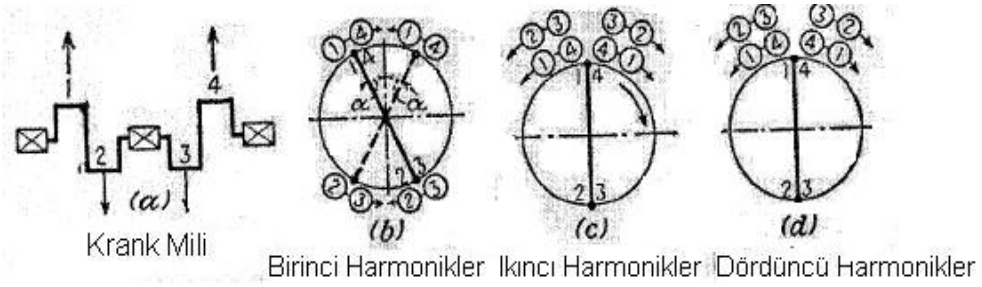
#### 2.2.1.1 Dengelenmemiş Kuvvetler

İçten yanmalı motorlarda hareket eden kütlelere etkiyen en önemli kuvvetler, gaz basıncı kuvveti, karşılıklı hareket eden parçalardan kaynaklanan atalet kuvvetleri ve dönen kütlelerden kaynaklanan atalet ve merkezkaç kuvvetleridir. Motor da karşılıklı hareket eden başlıca parçalar pistonlardır. Biyel kolunun üst kısmı da vargel hareketi yapar dolayısı ile ağırlığı piston ağırlığına eklenir. Biyel kolunun krank tarafı ise dönme hareketi yapar ve ağırlığı krank mili ağırlığına eklenir. Dönme hareketi yapan parçalar statik ve dinamik koşullarda kütle ekleyerek veya çıkartılarak dengelenmelidir.

Şekil 2.5 de dört silindirli bir motora ait motor dengelemesinin birinci, ikinci ve dördüncü harmonikleri verilmiştir. Birinci harmonik dört silindirli motorun niteliği gereği dengelenmiştir (Şekil 2.5b). Bir ve dört nolu pistonlar üst ölü noktada (ÜÖN) iken ikinci harmoniği oluşturan bütün ağırlıklar üst ölü noktada toplanır (Şekil 2.5c), bu ise balanssızlığa sebep olur. Dengelenmemiş ikinci harmonik motor devir sayısının iki katı frekansta düşey titreşimlere sebep olur. Dördüncü (Şekil 2.5d) ve

diğer çift sayılı harmonikler ikinci harmonik gibi davranırlar, fakat yüksek frekanslı ve düşük genlikli olmalarından dolayı ihmal edilebilirler.

Çok silindirli motorlarda dengelenmemiş motor titreşimlerinin bileşenleri silindirlerin sayısına ve diziliş şekillerine bağlıdır. Dört silindirli, sıralı, dört zamanlı bir motorda, motor bloğuna dikey yönde etki eden atalet kuvvetleri ve krank ekseni etrafında yalpalanma momenti vardır. Önemli tahrik frekansı motor devrinin ikinci orderinde ortaya çıkar. Frekans aralığı motor devri 600-6000d/d olan bir motorda 20–200 Hz'dir.




**Şekil 2.5:** Krank Milinin Şematik Resmi ve Motorun Balans Özelliği [5]

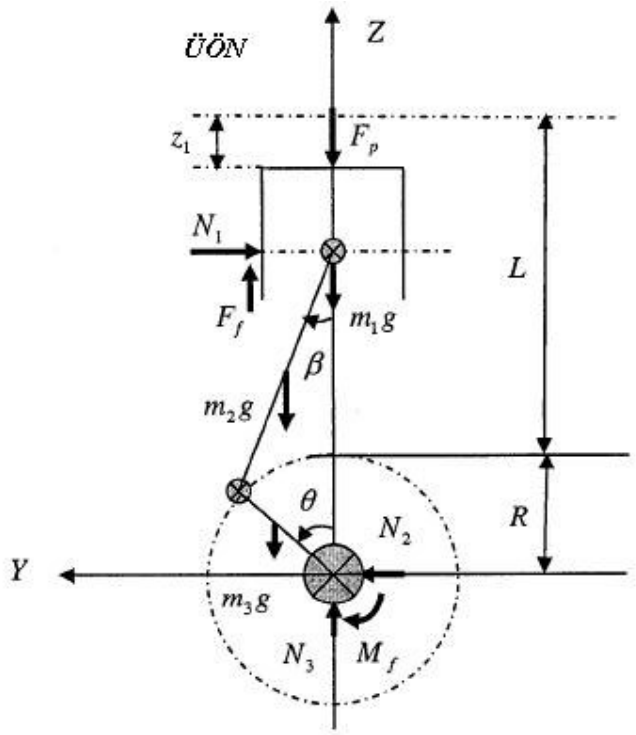
### 2.2.1.2 Atalet Kuvvetleri

Atalet kuvvetleri dikey ve yatay yönlerde etki ederler [6]. Dikey yöndeki kuvvetlerin birincil bileşeni vargel hareketi yapan kütlelerin krank milinin frekansında ve genliğinde harmonik olarak hareket etmesi sırasındaki eylemsizliğinden kaynaklanır. İkincil dikey bileşen ise vargel hareketi yapan kütlelerin krank mili frekansının iki katı frekanstaki eylemsizliğine eşittir. Yatay atalet kuvvetlerinin birincil bileşeni sadece dönen kütlelerin hareketinden dolayı oluşur.

Şekil 2.6'da pistonun yeri krankın pozisyonuna ve biyel kolu-krank oranına göre gösterilmiştir. Pistonun üst ölü noktaya olan uzaklığı ($z_1$) krank açısına bağlı olarak aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$z_1^{\downarrow} = R + L - L\cos\beta - R\cos\theta \tag{2.5}$$

Burada L biyel kolunun uzunluğunu, R krank milinin dönüş yarıçapını, $\beta$ ise biyel kolunun piston eksenine göre açısını belirtir.




**Şekil 2.6:** Piston Krank Hareketinin Kinematik İlişkisi [4]

Geometrik eşitlikler kullanarak Lcos $\beta$ aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$L\cos\beta = L\sqrt{1-\sin^2\beta} = L\sqrt{1-\left(\frac{R\sin\theta}{L}\right)^2} \tag{2.6}$$

Bu ifadeyi ilk formülde yerine koyarak

$$z_1{}^{\downarrow} = R\left[(1-\cos\theta)+\frac{L}{R}\left(1-\sqrt{1-\left(\frac{R\sin\theta}{L}\right)^2}\right)\right] \tag{2.7}$$

eşitlik elde edilir. Bu ifade aşağıdaki gibi sadeleştirilebilir.

$$z_1{}^{\downarrow} = R\left[(1-\cos\theta)+\frac{L}{4R}(1-\cos 2\theta)\right] \tag{2.9}$$

İfadenin zamana göre türevi alınarak piston hızı aşağıdaki gibi yazılır.

$$\dot{Z}_1{}^{\downarrow} = \omega R\left(\sin\theta+\frac{R}{2L}\sin 2\theta\right) \tag{2.10}$$

Burada ω krankın açısal hızını belirtmektedir. Pistonun aşağı hareketi sırasındaki ivmesi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\ddot{z}_1^{\downarrow} = \omega^2 R\left(\cos\theta + \frac{R}{L}\cos 2\theta\right) \tag{2.11}$$

Burada pistonun aşağı hareketi sırasında oluşan atalet kuvveti:

$$F_i^{\downarrow} = m_{esd}\,\ddot{z}_1^{\downarrow} \tag{2.12}$$

formülü ile ifade edilir. Burada $m_{esd}$ dönen ve vargel hareketi yapan kütlelerin toplamıdır. Bu ifadede $\ddot{z}_1^{\downarrow}$ yerine (2.11) de elde edilen formülü kullanarak aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$F_i^{\downarrow}(\theta) = m_{esd}\omega^2 R\left(\cos\theta + \frac{R}{L}\cos 2\theta\right) \tag{2.13}$$

Pistonun yukarı doğru hareketi sırasında oluşan atalet kuvvetleri ise aşağıdaki gibidir

$$F_i^{\uparrow}(\theta) = F_i^{\downarrow}(\theta+\pi) = m_{esd}\omega^2 R\left(\frac{R}{L}\cos 2\theta - \cos\theta\right) \tag{2.14}$$

Dört silindirli bir motorda oluşan toplam eylemsizlik kuvveti dört pistona etki eden kuvvetlerin toplamıdır [4].

$$F(\theta) = F_i^{\uparrow}(\theta) + F_i^{\uparrow}(\theta+\pi) + F_i^{\downarrow}(\theta) + F_i^{\downarrow}(\theta+\pi) = 2\left(F^{\downarrow} + F^{\uparrow}\right) \tag{2.15}$$

$$F = \frac{4m_{esd}\omega^2 R^2}{L}\cos 2\omega t \tag{2.16}$$

Bu formül ile toplam dengelenmemiş atalet kuvvetleri hesaplanabilir.

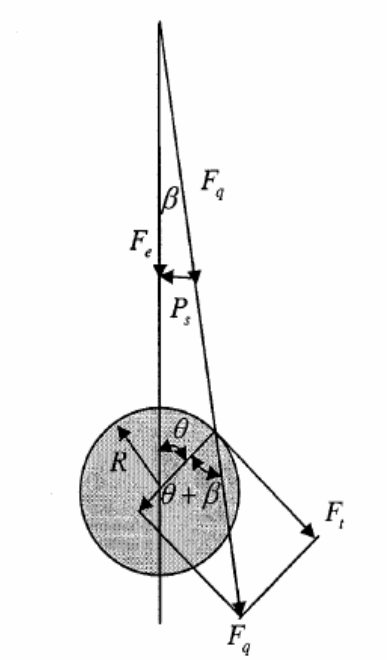
#### 2.2.1.3 Net Moment

Gaz basıncı ve atalet kuvvetleri sonucu pistonlarda oluşan net kuvvet piston ile silindir duvarı arasındaki yağ filminin kesme kuvvetleri dolayısı ile azalır.

Biyel koluna aktarılan net kuvvet krank milinde bir moment oluşturur. Gaz basıncından dolayı pistona aktarılan kuvvet dikey atalet kuvvetleri ile aynı eksende etki ederler. Sonuç olarak silindir ekseninde etki eden net kuvvet gaz basıncı ve atalet kuvvetlerinin toplamıdır [5].

Şekil 2.7'te silindir ekseninde etkiyen net kuvvet $F_e$ ile belirtilmiştir. Biyel kolunun açısal pozisyonundan dolayı net kuvvet iki bileşene ayrılır: Pistonun silindir duvarına karşı hareketi ($P_s$), ve biyel kolu ekseninde etkiyen bileşen ($F_q$). Biyel kolunun kranka bağladığı noktada $F_q$ kuvveti de iki bileşene ayrılır. Bunlar krank dönme dairesine teğet bir kuvvet ($F_t$) ve krank miline radyal olarak etkiyen (R) kuvvetidir. Teğetsel kuvvet istenilen torku oluşturan kuvvettir.

Şekil 2.7'de pistona etkiyen net kuvvet ($F_e$) ile net moment ($T_e$)arasındaki geometrik ilişki görülmektedir.




**Şekil 2.7:** Net Kuvvetin Çözümü [5]

$$T_e(\theta) = F_e g(\theta) \tag{2.17}$$

Burada $F_e$ gaz basıncı ve atalet kuvvetlerinden oluşan net kuvveti, $g(\theta)$ ise net kuvvet ile net moment arasında krank açısına bağlı bir fonksiyondur. $g(\theta)$ aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$g(\theta)=\frac{R\sin(\theta+\beta)}{\cos\beta} \tag{2.18}$$

Buradan aşağıdaki eşitlik elde edilebilir.

$$g(\theta)=R(\sin\theta+\cos\theta\tan\beta) \tag{2.19}$$

Burada

$$\tan\beta=\frac{2RL\sin\theta}{2L^2-R^2\sin^2\theta} \tag{2.20}$$

İfade aşağıdaki gibi sadeleştirilebilir.

$$g(\theta)=R\left(\sin\theta+\frac{2RL\cos\theta\sin\theta}{2L^2-R^2\sin^2\theta}\right) \tag{2.21}$$

Bu ifade (2.17) ifadesinde yerine konulursa pistonun aşağı ve yukarı hareketi sırasında oluşturduğu net moment ifadeleri elde edilir.

$$T_e^{\downarrow}(\theta)=F_e\frac{R\sin(\theta+\beta)}{\cos\beta} \tag{2.22}$$

$$T_e^{\uparrow}(\theta)=F_e\frac{R\sin(\theta-\beta)}{\cos\beta} \tag{2.23}$$

### 2.2.2. Motor Titreşimine Sebep Olan Kuvvet ve Momentler

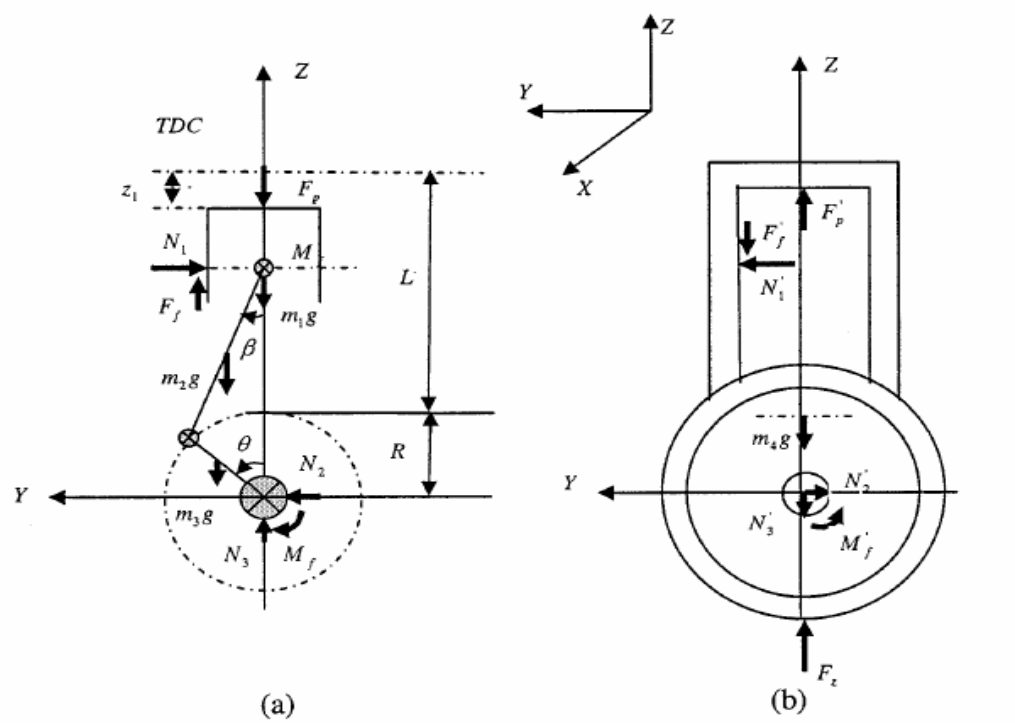
Dikey kuvvetler ve yalpa ve kafa vurma momentlerinin analizi vargel hareketi yapan parçaların ve silindir bloğunun kinematik ve dinamik analizini gerektirir. Titreşim hareketi kuvvetleri ve momentleri genel olarak vargel hareketi yapan parçaların hareketinden kaynaklanır.

#### 2.2.2.1 Dikey Titreşim Kuvvetleri

Dikey titreşim kuvvetleri dengelenmemiş atalet kuvvetleri gibi düşünülebilir. Titreşim kuvvetleri ile hareket arasındaki dinamik ilişkiyi tanımlamak üzere hareketin diferansiyel denklemleri çıkartılmıştır. Şekil 2.8 (a) da pistonun motor bloğuna göre hareketi, krank milinin ve biyel kolunun hareketi gösterilmiştir. Motor bloğu kuvvetleri ve araç şasisine göre hareketi ise şekil 2.8b de belirtilmiştir.

Burada i=1,2,3 indeksi sırası ile piston, biyel kolu ve krank miline ait kütle ve hareket ifadeleridir.

$$\sum_{i=1}^{3} m_i \ddot{z}_{ai} = \sum_{i=1}^{3} m_i \ddot{z}_i + \sum_{i=1}^{3} m_i \ddot{z} \tag{2.24}$$




**Şekil 2.8:** İleri Geri Hareket Yapan Parçaların Kinematik ve Dinamik Modeli [4]

$z_{ai}$ mutlak mesafe $z_i$ hareketli parçanın bağıl uzaklığı z ise silindir bloğunun uzaklığıdır. Bütün uzaklıklar dikey doğrultudadır. Dönen ve vargel hareketi yapan parçaların dikey doğrultudaki hareket denklemleri aşağıdaki gibidir.

$$\sum_{i=1}^{3} m_i \ddot{z} = -F_p + F_f + N_3 - \sum_{i=1}^{3} m_i g = \sum_{i=1}^{3} m_i \left( \ddot{z}_i + \ddot{z} \right) \tag{2.25}$$

$F_p$ gaz basıncından dolayı pistona etkiyen kuvvettir. $F_f$ piston ile silindir arasında oluşan sürtünme kuvvetidir. $N_3$ ise silindir bloğundan krank miline iletilen destek kuvvetidir. Silindir bloğunun hareket denklemleri aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$m_4 \ddot{z} = F_z + F_p' + F_f' - N_3' - m_4 g \tag{2.26}$$

Burada $F_z$ motor takozlarından etkiyen destek kuvvetini, $F_p^{'}$ silindir bloğuna karşı gaz basıncı tepki kuvvetini, $F_f^{'}$ piston ile silindir arasındaki tepki sürtünme kuvvetini, $N_3^{'}$ krank milinden silindir bloğuna olan tepki kuvvetini, $m_4$ ise silindir bloğu kütlesini ifade eder. Bu tepki kuvvetleri etki kuvvetlerinin tersi yönde ve etki kuvvetleri ile eşit büyüklüktedir. (2.25) ifadesi ile (2.26) eşitlikleri kullanılarak tüm motorun dikey yöndeki hareketi aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$m\ddot{z} = F_z - mg - \sum_{i=1}^{3} m_i \ddot{z}_i \tag{2.27}$$

Burada

$$m = \sum_{i=1}^{4} m_i = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 \tag{2.28}$$

dır.

(2.26) ve (2.27) eşitliğinde belirtilen $\sum_{i=1}^{3} m_i \ddot{z}_i$ terimi $F_{ez}$ kuvvetine eşittir:

$$\sum_{i=1}^{3} m_i \ddot{z}_i = F_{ez} \tag{2.29}$$

Dikey yöndeki titreşim kuvvetleri dengelenmemiş atalet kuvvetlerine eşittir. (2.12) eşitliği kullanılarak aşağıdaki ifade elde edilir.

$$F_{ez} = m_{eqz} \ddot{z}_1 \tag{2.30}$$

$F_{ez}$ kuvveti yerine 2.24 deki eşitlik yazılırsa denklem aşağıdaki gibi olur.

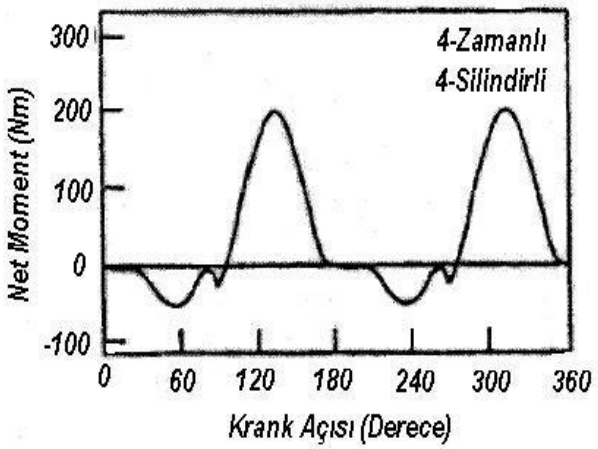
$$\sum_{i=1}^{3} m_i \ddot{z}_i = m_{eqz} \ddot{z}_1 \tag{2.31}$$

Bununla birlikte titreşim kuvveti $F_{ez}$ (2.16) eşitliğinde görüldüğü gibi motor hızına bağlıdır.

### 2.2.2.2 Yalpa Titreşim Momenti

Motor çalışması sırasında biyel koluna üç farklı kuvvet etki eder ve krank milinde moment oluşturur [3]. Bu kuvvetler gaz basıncı, atalet ve sürtünme kuvvetleridir. Gaz basıncındaki değişimler ve vargel hareket yapan kütlelerin oluşturduğu motor momenti yalpa titreşiminin başlıca kaynağıdır.

Dalgalı motor momenti: Motorlarda önemli titreşim kaynaklarından biri motor momentindeki dalgalanmalardır. Motor tarafından üretilen motor momenti sürekli sabit bir moment değildir. Pistonların hareketine göre dalgalanır. Şekil 2.9'da dört zamanlı dört silindirli bir motorda oluşan momentin krank açısına göre değişimi verilmiştir [3]. Volan ataleti ile motorun çıkış momenti düzgünleştirilir.

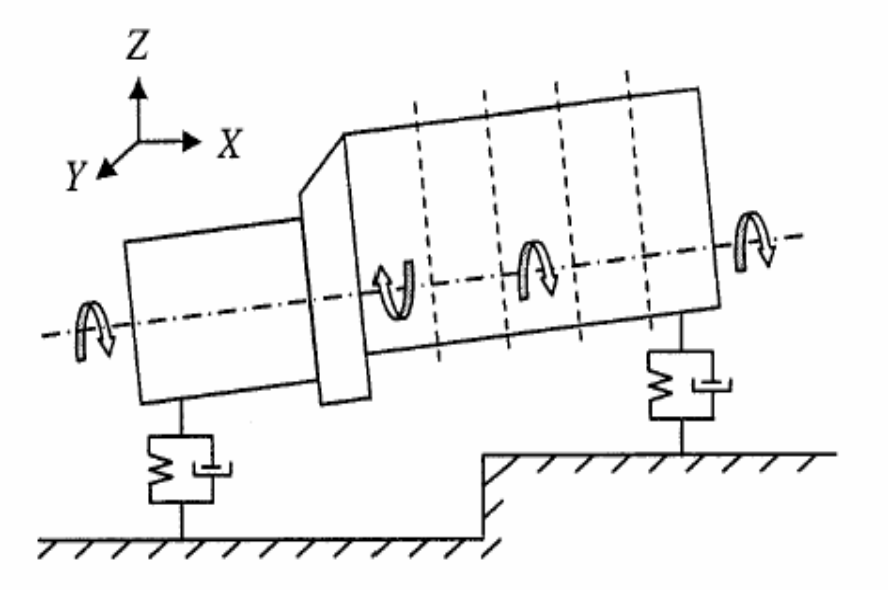



**Şekil 2.9:** Dört Zamanlı Motorlardaki Tipik Moment Değişimleri [3]

Gaz basıncı ile oluşan motor torku motor çevrimine göre periyodik değişim gösterir. Dört zamanlı tek silindirli bir motorda, motor titreşiminin periyodu krank milinin iki dönüşü kadardır ($4\pi/\omega$). Bu nedenle gaz basıncının oluşturduğu $M_g$ momenti sabit $M_0$ momentini ve değişken bileşenleri içeren bir fourier serisi ile ifade edilebilir. Sabit kısım faydalı momentini tarif eder, fakat motorun dönel titreşim modunu tetiklemez. Sabit bileşenler titreşim analizi ile çıkarılabilir. Fourier serisindeki değişken bileşenlerin çıkarılması için bir çok çalışma yapılmıştır [9,10].

$M_g$ momenti yanma basıncı ile oluşur. $M_i$ vargel hareketi yapan kütlelerin ve piston hareketinden dolayı oluşan kuvvet, $M_f$ sürtünmeden kaynaklanan moment ve $M_1$ dış yük torku olsun. Motor titreşim torku dış yük torku ile net momentin farkı olarak düşünülebilir. Yalpa hareketi incelenirken Motor takoz sisteminde motor takozu

kuvvetlerinin oluşturduğu $M_s$ momenti de göz önünde bulundurulur. Motorun yalpa hareketine ait hareket denklemleri aşağıdaki gibi olur:




**Şekil 2.10:** Motor Askı Sisteminin Kafa Vurma Düzlemi

$$J_x \ddot{\theta} = M_{ex} - M_s \tag{2.32}$$

Burada $J_x$ yalpa kütlesinin krank ekseninden geçen eylemsizlik momentidir. $M_{ex}$ ise net titreşim momentidir ve aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$M_{ex} = M_g - M_i - M_f - M_l \tag{2.33}$$

Sürtünme ve pompa kaybından kaynaklanan momentler diğer bileşenlere göre küçük olduğu için imal edilebilir. Net atalet momenti atalet kuvveti $F_i$, den elde edilir ve $M_{ex}$ motorun yalpa hareketine katkıda bulunan dinamik moment veya dalgalanma momentidir.

Yalpa Titreşim Momenti: Yalpa titreşim momenti gaz basıncı ve atalet kuvvetlerinden dolayı oluşur. Motor titreşimine sebep olan gaz basınç kuvvetleri silindir içinde yakıtın yanması sonucu kimyasal enerjinin mekanik enerjiye ve ısı enerjisine dönüşmesi sonucu oluşur [4]. Gaz momenti aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$M_g(\theta) = F_p g(\theta) \tag{2.34}$$

Burada gaz basınç kuvveti $F_p$ gaz basıncına ve pistonun üst yüzeyinin alanına bağlıdır.

$$F_p = P(\theta)A \tag{2.35}$$

Yapılan çalışmalara göre oluşan enerjinin % 1-5'i titreşim enerjisine dönüşmektedir. Bundan dolayı, yalpa titreşim momenti motor torkunun % 5'i olarak alınabilir.

$$M_p = 0.05M_g \tag{2.36}$$

Gaz basınç kuvvetleri dışında krank kasnağına etkiyen net momenti oluşturan diğer kuvvetlerde vargel hareketinden kaynaklanan atalet kuvvetleridir. Bu kuvvetlerin oluşturduğu moment aşağıdaki gibi çıkarılabilir.,

$$M_i = Fg(\theta) \tag{2.37}$$

Krank milinde oluşan momentin değişken bileşeni, gaz basınç momenti ile atalet momenti bileşenlerinin toplamıdır [10]. Sonuç olarak motor bloğunun yalpa titreşimine sebep olan toplam titreşim momenti krank miline etkiyen toplam değişken momente karşı oluşan reaksiyon momentidir. Bu moment motor gaz basınç momenti ve atalet momentlerine göre aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$M_{ex} = M_i + M_p = (F + 0.05F_p)g(\theta) \tag{2.38}$$

(2.16) (2.21) ve (2.35) denklemlerini (2.38) denkleminde yerine koyarak yalpa titreşim momentini aşağıdaki gibi yazmak mümkündür:

$$M_{ex} = \left[\frac{4R^2 M_{eqz}}{L}\omega^2 \cos 2\theta + 0.05P_i(\theta)A\right] R\left(\sin\theta + \frac{RL\sin 2\theta}{2L^2 - R^2\sin^2\theta}\right) \tag{2.39}$$

### 2.2.2.3 Kafa Vurma Momenti

Kafa vurma momenti dört silindirli motorlarda dengelenmemiş atalet kuvvetlerinden kaynaklanır. Titreşim momenti silindirlerdeki atalet kuvvetlerinin büyüklüğünden ve silindir merkezlerinin motor ağırlık merkezine olan krank miline paralel uzaklığına bağlı olarak hesaplanabilir. Bu ilişki Şekil 2.11'de verilmiştir. Şekilde $F_ö$ ve ön ve arka takozlardaki destek kuvvetleridir. Ateşleme sırası genellikle 1-3-4-2 olarak

seçilir. Kafa vurma momenti bulunurken her silindirdeki atalet momentleri göz önüne alınır. 1. silindirde oluşan atalet kuvvetleri (2.13) denklemi ile hesaplanabilir.

$$F_1^{\downarrow} = Rm_{eq}\omega^2\left(\cos\theta + \frac{R}{L}\cos 2\theta\right) \tag{2.40}$$

3 nolu silindirde yukarı doğru oluşan atalet momenti yine aynı yöntem ile bulunabilir:

$$F_3^{\uparrow} = F_{1(\theta+\pi)} = Rm_{eq}\omega^2\left(\frac{R}{L}\cos 2\theta - \cos\theta\right) \tag{2.41}$$

4 ve 2 nolu silinirlerdeki atalet kuvvetleri sırası ile aşağı ve yukarı olmak üzere aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$F_4^{\downarrow} = F_{1(\theta+2\pi)} = Rm_{eq}\omega^2\left(\cos\theta + \frac{R}{L}\cos 2\theta\right) \tag{2.42}$$

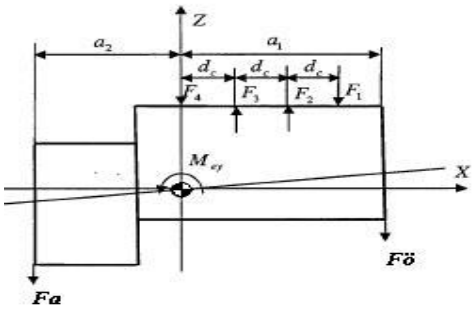
$$F_2^{\uparrow} = F_{1(\theta+3\pi)} = Rm_{eq}\omega^2\left(\frac{R}{L}\cos 2\theta - \cos\theta\right) \tag{2.43}$$

Bu atalet kuvvetleri motorun ağırlık merkezi etrafında momente sebep olurlar. Toplam kafa vurma momenti aşağıdaki formül ile hesaplanabilir.

$$M_{ey} = -3d_c F_1 + 2d_c F_2 + F_3 d_c \tag{2.44}$$

Bu denklemde $F_1$ $F_2$ ve $F_3$ ifadeleri yerine konulursa aşağıdaki ifade elde edilebilir.

$$M_{ey} = -6d_c Rm_{eq}\omega^2\cos\theta \tag{2.45}$$



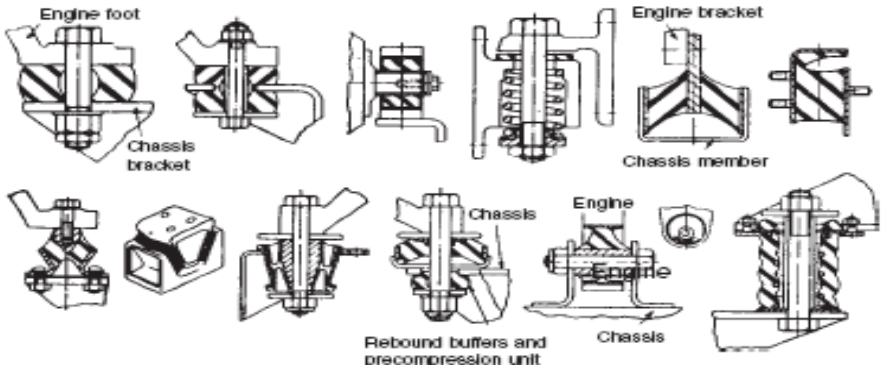

**Şekil 2.11:** Kafa Vurma Hareketinin Kuvvet Analizi

## 3. MOTOR TAKOZLARI

Otomotiv sanayinde motor ve vites kutusundan oluşan güç aktarma sisteminin araç gövdesine yaylanma sönümleme özelliği olan elastik takozlar ile bağlanır [11]. Kauçuk takozlar ve hidromekanik motor takozları, yarı aktif motor takozları ve aktif motor takozları olmak üzere dört çeşit takoz tipi vardır.

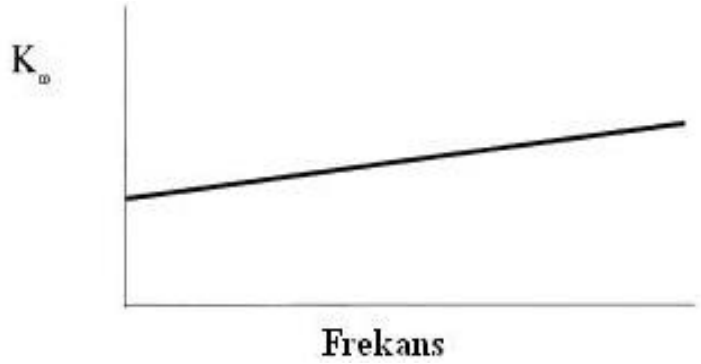
### 3.1 Kauçuk Motor Takozları

Elastomerik (kauçuk) takozlar 1930'lu yıllardan beri motor titreşimini araç gövdesinden izole etmek amacı ile kullanılmaktadır [11]. Şekil 3.1'de çeşitli motor takozu örnekleri verilmiştir.




**Şekil 3.1:** Çeşitli Kauçuk Motor Takozu Örnekleri [11]

Kauçuk takozlar istenilen yay sertliğinde ve sönüm karakteristiğinde üretilebilirler. Üretim yöntemleri kolaydır, bakım gerektirmezler ve ucuzdurlar [11]. Dinamik yay sertlikleri yüksek frekanslarda düşük frekanslara nazaran daha yüksektir (Şekil3.2). Bu karakteristiğinden dolayı motor askı sisteminden istenen izolasyon performansını kauçuk takozlar ile elde etmek zordur. Yay sertliği ve sönüm oranı yüksek olan kauçuk takozlar düşük frekanslarda motor salınımları azaltır, fakat yüksek frekans performansları kötüdür. Yay katsayısı ve sönüm oranı düşük olan takozlar ile yüksek titreşim frekansında düşük gürültü seviyeleri elde edilebilir. Fakat düşük frekanslarda motorun salınım seviyesi artar. Bu iki durum arasında optimum yay katsayısı ve sönüm oranı seçilmelidir [11].




**Şekil 3.2:** Kauçuk Takozlarda Yay Katsayısının Frekansa Göre Değişim Grafiği [11]

### 3.1.1 Kauçuk Malzemeler

Kauçuk aslında bir ağaç adıdır. Bu ağacın kendisinden ve özsuyu olan lateksinden elde edilen maddeler endüstride kullanım sahası bulmuştur. Son yıllarda tabii kauçuğun yanı sıra sentetik kauçuğun da üretilmesi ile pek çok kauçuk türü ortaya çıkmıştır.

Kauçuğun en önemli özelliği yüksek bir elastikiyete sahip olması yani yeniden eski haline dönebilen bir uzayabilirliğinin olmasıdır. Bu elasikliğine rağmen kauçuk pratikte sıkıştırılamaz malzeme olarak kabul edilebilir. Kauçuğun tipine ve içerdiği karbon miktarına bağlı olarak poisson oranı $\upsilon$=0,49-0,4999 aralığında değişir. Poisson oranı 0,5'e yakın olduğu için kauçuk malzemelerin çeşitli yönlerdeki deformasyon karakteristikleri birbirlerinden bağımsız olarak kontrol edilebilir. Kauçuk takozlar istenilen şekillerde kolayca üretilebilir [12].

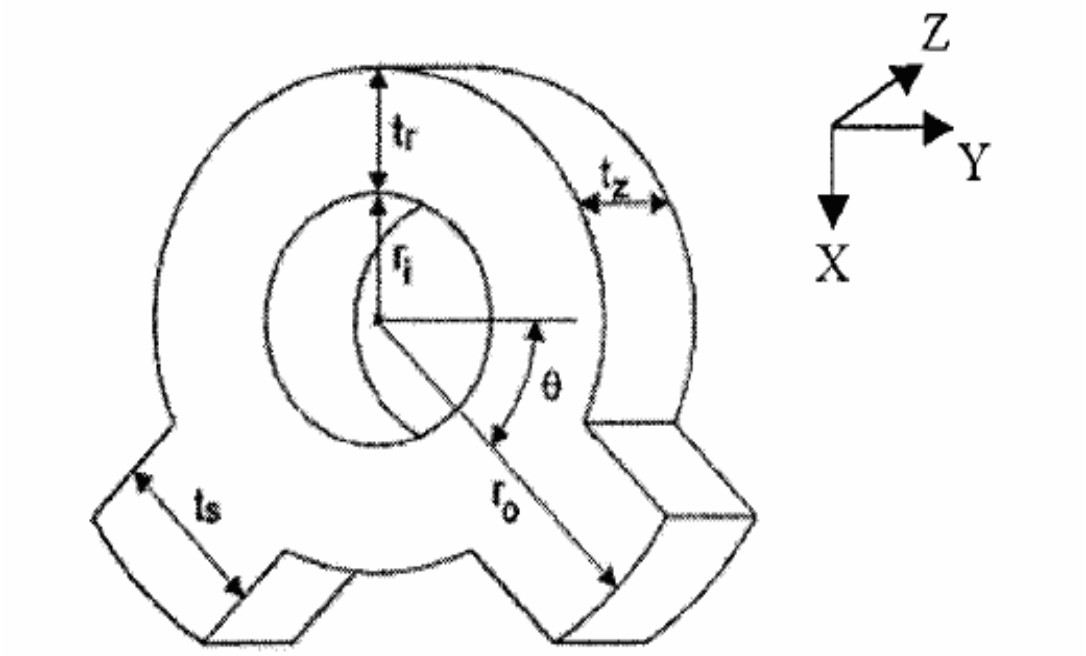
Kauçuk malzemelerin içeriği ve üretim yöntemi fiziksel özelliklerini ve çevre koşullarına dayanımını etkiler. Doğal kauçuk (NR) ve benzer sentetik isoprene kauçuk (IR) malzemeler yüksek gerilme dayanımına, düşük sönümleme kapasitesine ($\delta\approx$0,05-0,7) düşük dinamik yay katsayısına sahiptir. Metaller ile yapışma özelliği iyidir. Fakat madeni yağlara ve yakıtlara dayanımı düşüktür. Havada bulunan düşük miktardaki ozon gerilme bölgelerinde çatlağa sebep olur. Doğal kauçukların sıcaklık dayanımı düşüktür ( 90-100°C). Epoksilenmiş doğal kauçuk (ENR) ise doğal kauçuğa göre daha yüksek sönümleme kapasitesine sahiptir ve sıcaklık dayanımı daha yüksektir. Akrilonitril butadien (NBR) gibi yüksek polarize olmuş elastomerlerin yağ dayanımı, sıcaklık dayanımı ve sönümleme oranı yüksektir. Kloropren (chloroprene) kauçuklarının (CR) mekanik özellikleri doğal kauçuklar kadar iyidir. Ayrıca ozona ve madeni yağlara dayanımları da yüksektir, fakat sıcaklık

dayanımları kötüdür. Etilen-propilen-dien (EPDM) kauçuklar aksidasyona ve ozona karşı dayanıklıdır ve sönümleme oranı yüksektir. Butil elastomerler (BR) yüksek sönümlemeye, yüksek yaşlanma dayanımına ve sıcaklık dayanımına sahiptir, fakat yağ dayanımı, sünme ve sıkışma karakteristiği ve yapışma özelliği kötüdür. Bütil kauçukların madifikasyonu ile elde edilen BROMO kauçuklarının ise sıcaklık dayanımları ve sünme karakteristiği daha iyidir [12].

Yukarıda belirtilen açıklamalar genel bilgilerdir. Kauçuğun birçok özelliği uygun karışım ile iyileştirilebilir. Titreşim sönümleyici olarak kullanılan kauçuk takozlar dinamik karakterlerine ve sıcaklık dayanımına göre seçilmelidir.

### 3.1.2 Kauçuk Takozların Matematiksel Modeli

Kauçuk takozların viskoelastik özellikleri kauçuğun malzemesine ve geometrik özelliğine bağlıdır. Genelde lineer olmayan bir yay karakteristiğine ve düşük bir sönüme sahiptir. Kauçuk takozların dizaynı sırasında takozun taşıyacağı statik yük ve motordan kaynaklanan tahrik kuvvetlerinin iyi bilinmesi gerekir. Şekil 3.3'te otomobil motorlarında kullanılan bir kauçuk takozun şematik resmi görülmektedir [13].



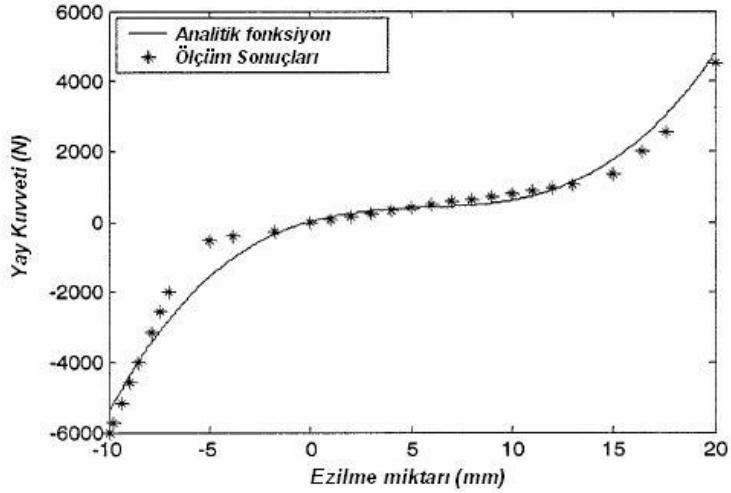

**Şekil 3.3:** Halka Tipi Motor Takozlarının Şematik Resmi

Şekil 3.3'e göre takozun X ekseninde yüklendiğini düşünelim. X ekseninde oluşan takoz kuvveti deplasmana ve yay katsayısına bağlı olarak aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$F_k = k_1 x + k_2 x^2 + k_3 x^3 \tag{3.1}$$

Burada $F_k$ ezilmeden dolayı takozlarda oluşan statik kuvveti, x ezilme miktarını, $k_1$, $k_2$ ve $k_3$ yay katsayılarını belirtmektedir. Yay katsayıları [13]'de belirtildiği üzere $k_1$ = 160 N/mm, $k_2$ = -24 N/mm$^2$, $k_3$ = 1.4 N/mm$^3$, olan bir takoz için (3.1) numaralı fonksiyondan elde edilen yay kuvvetinin ezilme miktarına göre grafiği test sonuçları ile beraber Şekil 3.4'te verilmiştir. Grafikte görüldüğü üzere sertlik analitik model, yay sertliğinin belirgin olarak değiştiği bölümler dışında test sonuçları ile uyumludur. Takozun yay sertliği karakteristiği sabiti çalışma aralığı bölgesinde düşüktür. Yüksek miktarlı sıkışma ve uzamalarda ise sertlik değeri artar.

Motor askı sistemi üç veya dört takozdan meydana gelir dolayısı ile motorun statik ağırlığını bu takozlar taşır ve titreşim izolasyonunu beraber yaparlar. Bu statik yük dağılımı, takozlara etkiyen statik ezilme miktarını ve takozların yay sertliği değerini etkiler.




**Şekil 3.4:** Kauçuk Takoz Modeli İle Elde Edilen Yay Karakteristiğinin Ezilme Miktarına Göre Değişim Karakteristiğinin Ölçüm Sonuçları İle Karşılaştırılması

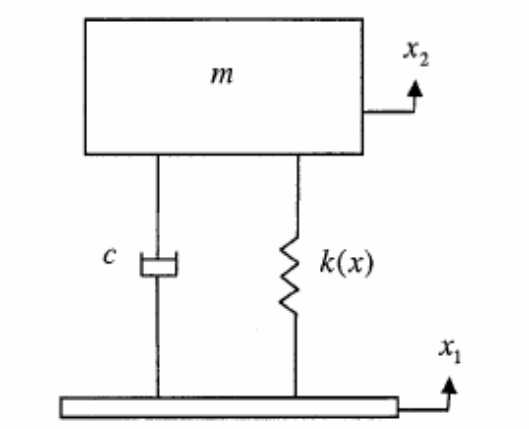
### 3.1.2.1Kauçuk Takozların Dinamik Özellikleri

Kauçuk takozların dinamik özellikleri Şekil 3.5'te gösterilen tek serbestlik dereceli sistemde incelenebilir. Modelde m kütlesi takoz tarafından taşınan motor kütlesini,

lineer olmayan yay ve sönüm katsayısını k(x) ve c ifade etmektedir. Motor takozunun dinamik cevabı harmonik sinüs titreşimi için $x_1(t) = X_1 \sin \omega t$ ile çıkarılabilir. Motor kütlesi için hareket denklemi x ekseni boyunca aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$m\ddot{x}_2 = F_k + F_c - mg \tag{3.2}$$

Burada $F_k$ ve $F_c$ kauçuk takozdan kaynaklanan yay ve sönüm kuvvetlerini, $x_2$ motor kütlesinin aldığı yolu g ise yerçekimi ivmesini belirtmektedir.




**Şekil 3.5:** Motor Askı Sisteminin Tek Serbestlik Dereceli Modeli

Takozun bağıl hareketi aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$x = x_1 - x_2 + x_{st} \tag{3.3}$$

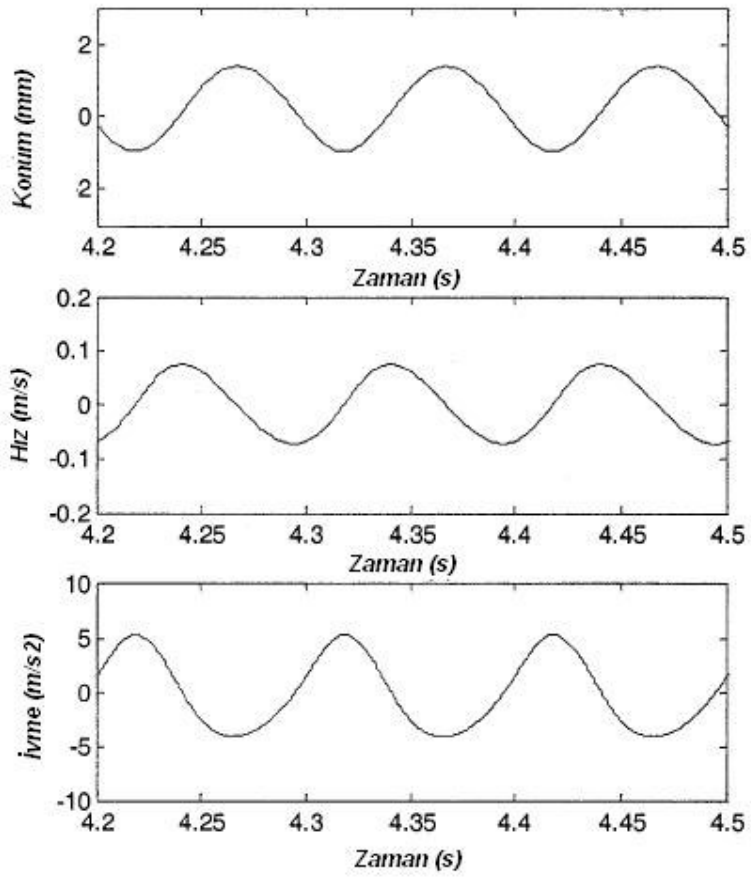
(3.3) eşitliği (3.2) formülünde yerine konulursa kütle ivmesi aşağıdaki eşitlik ile gösterilebilir:

$$\ddot{x} = \frac{1}{m}(k_1 x + k_2 x^2 + k_3 x^3 + F_c - mg) \tag{3.4}$$

Sönümün lineer olarak değiştiği kabul edilirse kauçuk takozun sönüm kuvveti aşağıdaki gibi olur:

$$F_c = c\dot{x} \tag{3.5}$$

Şekil 3.6'da motor kütlesinin konum, hız ve ivme değerlerinin zamana bağlı değişimi örnek olarak verilmiştir. Burada titreşim 1 mm genlikli ve 10 Hz frekanslı olarak tanımlanmıştır. Dinamik yay katsayısı ise 1000 Ns/m olarak kabul edilmiştir. Lineer olmayan yay karakteristiğinden dolayı konum ve ivme cevaplarının asimetrik olduğu gözlemlenmektedir.

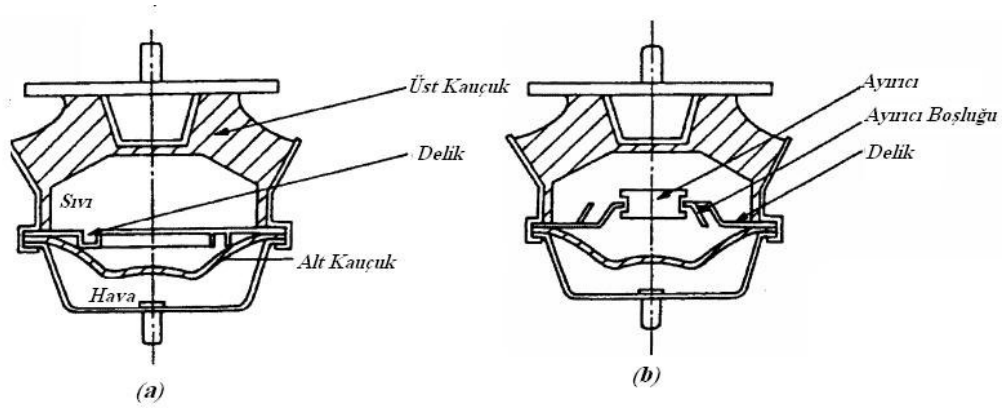



**Şekil 3.6:** Tek Serbestlik Dereceli Dinamik Kauçuk Takoz Modeli İle Elde Edilen Motor Kütlesinin Konum Hız Ve İvmesinin Zamana Göre Değişimi

### 3.2 Hidrolik MotorTakozları

1962 yılında Richard Rasmussen tarafından ilk hidrolik takozunun patenti alınmıştır. Hidrolik takozlar karakterleri kolay ayarlanabildiği için motor titreşimleri izolasyonunda giderek daha fazla kullanılmaya başlamıştır [11].

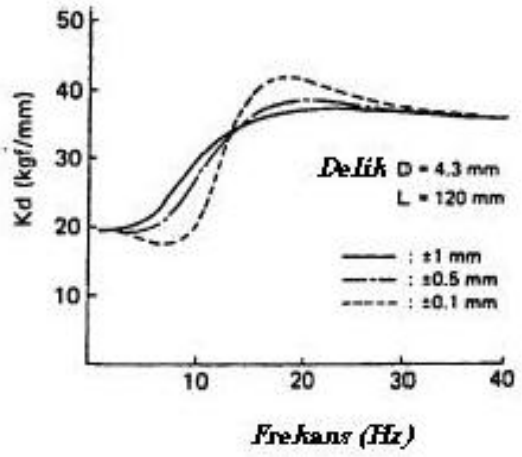
Çok çeşitli hidrolik takoz tasarımları mevcuttur. Bunlar konsept olarak benzerdir, fakat yapısal farklılıkları vardır. Basit delikli hidrolik takozlar ve ayırıcılı hidrolik takozlara ait kesit resimleri Şekil 3.7'de verilmiştir [11].




**Şekil 3.7:** Hidrolik Takoz Örnekleri: (a) Basit Delikli (b)Ayırıcılı [11]

Genelde hidrolik takozların dinamik yay katsayısı kauçuk takozlara gore çok daha büyüktür. Ayırıcı genlik sınırlı hareketli bir piston gibi çalışmasına sebep olur. Bu da düşük genlikli yer değiştirmelerde hidrolik takozun genlik bağımlı çalışmasını sağlar.

Basit hidrolik takozların dinamik yay karakteristikleri Şekil 3.8'de gösterilmiştir.



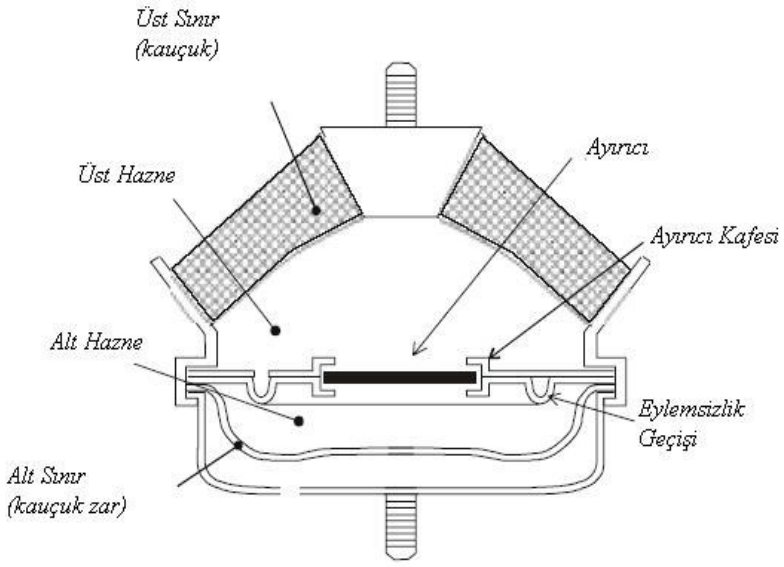

**Şekil 3.8:** Hidrolik Takozların Dinamik Karakteristikleri [11]

Şekilde görüldüğü gibi hidrolik takozlarda dinamik yay katsayısını belirli frekans aralığında statik yay katsayısından daha düşük değerlere ayarlamak mümkündür. Bu özellik eğer rahatsız edici frekans sabitse çok kullanışlıdır.

Sonuç olarak hidrolik takozlar frekans ve genlik bağımlı karakteristikleri sayesinde titreşim ve gürültü izolasyonu için düşük yay katsayısı ve ani tahriğe karşı yüksek sönüm sağlayabilirler [11].

### 3.2.1 Hidrolik Motor Takozlarının Çalışma Prensipleri

Pasif hidrolik motor takozları ayırıcı ve eylemsizlik geçişi ile birbirinden ayrılan sıvı dolu iki hazneden oluşur. Takozlar içinde genelde etilen glikol ve su karışımı kullanılır [12]. Şekil 3.9'da görüldüğü gibi üstteki hazne üst taraftan kauçuk bir eleman ile alttan ise ayırıcıyı ve eylemsizlik geçişi barındıran çelik bir sac ile sınırlandırılmıştır. Çalışma koşullarında üstteki kauçuk kısım motorun statik ağırlığını taşır, titreşim oluşmaya başladığında iki hazne arasında sıvı pompalama etkisi oluşur. İki hazne arasındaki çelik sac, takozun tabanına sabitlenmiştir. Taban alt hazneyi çevreler ve rijit olarak araç gövdesine bağlanır. Alt hazne ile taban sacı arasında alt hazneyi sınırlandıran bir kauçuk zar ile sınırlandırılır. Bu zar alt kısma sıvı geçmesi durumunda haznenin genişlenmesini sağlar. Ayırıcı tabaka kendi kafesi içerisinde sınırlı bir hareket kabiliyetine sahiptir. Bu üst hazne ile alt hazne arasındaki sıvı alışverişini sınırlandırır. Ayırıcı tabaka kafes içerisinde alta dayandığı zaman sıvı eylemsizlik geçişi kısmına dolar. Düşük genlikli titreşimlerde bu sıvı serbestçe alt hazneye geçerek düşük sönüm ve sertlik karakteristiği gösterir. Yüksek genlikli titreşimlerde ise sıvı alt kısma zorlanarak geçer ve yüksek sertlik ve sönüm oluşturur [12].

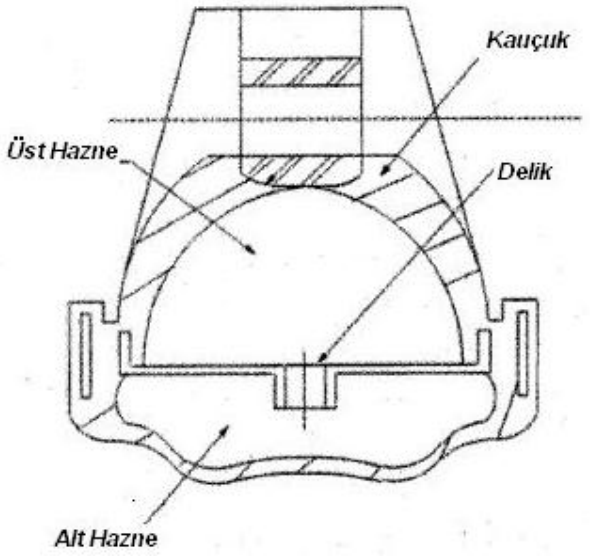



**Şekil 3.9:** Hidrolik Takoz Kesiti [12]

### 3.2.2 Hidrolik Motor Takozların Matematiksel Modeli:

Hidrolik takozlarda sönüm özelliği hidrolik sıvının delikten geçmesi ile sağlanır [14]. Hidrolik takozlarda kısa veya uzun delikler kullanılabilir. Basit yapısından dolayı

kısa delikler daha çok tercih edilmektedir. Önceki bölümlerde belirtildiği üzere farklı yapıda hidrolik takozlar mevcuttur, fakat analizde Şekil 3.10'da kesiti verilen basit kısa delikli hidrolik motor takozu incelenecektir [14]. Bu takoz iki hazne ve arasında kısa bir delikten oluşmaktadır. Alt ve üst hazneler sıvının bir hazneden diğerine geçerek istenen sönüm özelliğin sağlaması için elastik kauçuk ile sınırlandırılmıştır. Bu sönüm özelliği deliğin geometrisine bağlıdır. Analitik modelde sıvının sıkıştırılamaz olduğu kabul edilmektedir. Ayrıca hazneler arasındaki sıvı akışı laminer olduğu varsayılmaktadır. Üst hazneyi sınırlayan kauçuk motor yükünü taşıyan bir yay gibi davranır. Ayrıca, üst hazne ile alt hazne arasındaki hareketini sağlayan bir piston görevi görür. Alttaki hazne ise sıvı için bir depodur. Takoza etkiyen titreşim kuvvetleri üst haznenin deformasyonuna ve sıvının delikten geçerek sönüm etkisi oluşturmasına sebep olur.




**Şekil 3.10:** Basit Hidrolik Takoz Modeli

Analitik modelde sıvı akış karakteristiğini tanımlarken eşitliklerin sürekli olduğu varsayılacaktır. Delikten geçen sıvı debisi ($Q_0$), üst hazne basıncı ($P_T$), alt hazne basıncı ($P_B$), piston alanı ($A_{TP}$), ve delik çapı ($D_0$), modelde kullanılacak değişkenlerdir. Hazneler arası basınç farkından kaynaklana sıvı akış debisi aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$Q_0 = A_0 C_D \sqrt{\frac{2|P_T(t) - P_B(t)|}{\rho}} \operatorname{sgn}(P_B - P_T) \tag{3.6}$$

Burada, $C_D$ delik için boşaltma katsayısını, $A_0$ ise deliğin kesit alanını belirtmektedir. Boşaltma katsayısı ($C_D$), delik çapı ile sıvının Reynolds sayısının bir fonksiyonudur ve 0,13 ile 0,816 arasında değerler alır.

Efektif hazne esnekliği ($C_v$), oda hacmindeki artışın birim hazne basıcı artışına oranı olarak ifade edilir:

$$C_v = \frac{dV}{dP} \tag{3.7}$$

Kauçuğun esnekliği sıvıya göre daha yüksektir. Sıvı sıkıştırılamaz kabul edilecektir. Hazne esnekliği modelde lineer olarak kabul edilecektir. Bu bölümde hazne esnekliği statik ve dinamik durumlar için incelenecektir.

### 3.2.2.1 Hidrolik Motor Takozların Statik Özellikleri

Statik yükten kaynaklanan haznelerdeki hidrolik basınç; statik kütleye, kauçuğun yay katsayısına, hazne esnekliğine ve takozun eşdeğer piston alanına bağlıdır.

Her haznedeki basınç değişimlerinin hacim değişikliğinin lineer fonksiyonu olduğu kabulü ile, statik ezilmeden kaynaklanan üst ve alt hazne basınçları aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$P_T(t) = \Delta V_T(t) / C_{VT} + P_{AT} \tag{3.8}$$

$$P_B(t) = \Delta V_B(t) / C_{VB} + P_{AT} \tag{3.9}$$

Burada, $\Delta V_T$, $\Delta V_B$ sıvı basıncının artmasından kaynaklanan alt ve üst haznedeki hacim değişimini, $C_{VT}$ ve $C_{VB}$ alt ve üst hazneni esnekliğini, $P_{AT}$ ise atmosferik basıncı belirtmektedir.

Statik durumda üst ve alt hazne basınçları statik basınca yaklaşırlar.

$$P_T = P_B = P_{ST} \tag{3.10}$$

(3.8), (3.9) ve (3.10) eşitliğinden hazne esnekliği ve üst ve alt haznelerin hacim değişimi arasındaki ilişki aşağıdaki gibi elde edilebilir:

$$V_{BST} = V_{TST} C_{VB} / C_{VT} \tag{3.11}$$

Burada, $V_{TST}$ ve $V_{BST}$ statik yük altında sırası ile üst ve alt haznedeki hacim değişimini belirtmektedir.

Alt ve üst hazne kesit alanlarının eşit olduğu kabulü ile statik yük aşağıdaki gibi olur:

$$F_{ST} = K_{ST} X_{ST} + A_{TP}(P_{ST} - P_{ST}) \tag{3.12}$$

Burada, $K_{ST}$ kauçuk malzemenin sabit yay katsayısı, $X_{ST}$ takozun statik ezilmesi, $A_{TP}$ ise üst haznenin kesit alanıdır.

(3.7) numaralı eşitlikte verilen hazne esnekliği formülü kullanılarak, statik hacim değişimi ve üst hazne basınç değişimi arasında aşağıdaki eşitlik elde edilebilir.

$$C_{VT} = V_{TST} /(P_{ST} - P_{AT}) \tag{3.13}$$

$$P_{ST} - P_{AT} = V_{TST} / C_{VT} \tag{3.14}$$

Bunun ile birlikte, takozun ezilmesi toplam hazne hacmindeki değişim ile elde edilebilir.

$$X_{ST} = -(V_{STS} + V_{BST}) / A_{TP} \tag{3.15}$$

Burada $V_{BST}$ yerine (3.11) numaralı eşitlik yazılırsa fonksiyon aşağıdaki gibi olur:

$$X_{ST} = -(1 + C_{VB} / C_{VT}) V_{TST} / A_{TP} \tag{3.16}$$

(3.16), (3.14) ve (3.12) numaralı eşitliklerden statik kuvvet aşağıdaki gibi elde edilebilir:

$$F_{ST} = K_{ST}(1 + C_{VB} / C_{VT}) V_{TST} / A_{TP} + A_{TP}(V_{TST} / C_{VT}) \tag{3.17}$$

(3.17) numaralı eşitlik verilen bir ön yükleme için çözülerek üst haznedeki hacim değişikliği elde edilir. Bulunan değer (3.8) numaralı eşitlikte yerine konularak statik basınç bulunur. Alt haznedeki hacim değişikliği ise (3.11) numaralı eşitlik ile elde edilir. Statik ezilme miktarı ise (3.16) numaralı denklem ile hesaplanabilir.

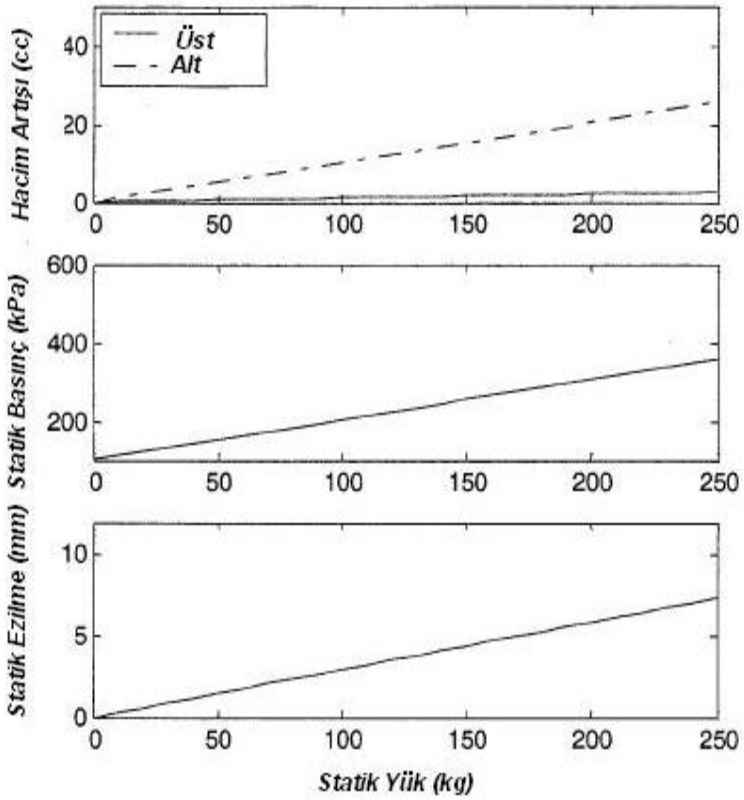
(3.8) ve (3.17) numaralı eşitlikler üst hazne çapı $D_1$=70 mm ve statik yük mg kabul edilerek çözülürse; $V_{TST}$ = 1,0347 cc, $P_{st}$ = 204,77 kPa ve $X_{ST}$ =-0,003 m olarak bulunur [14].

Üst haznenin hacim değişimi ($V_{TST}$) sıkıştırma durumunda pozitif, uzama durumunda ise negatif olmaktadır. Alt hazne genişlediği zaman statik basınç ($P_{ST}$) ve alt hazne hacim değişikliği ($V_{BST}$), pozitif olmaktadır. Tablo 3.1 de örnek bir takoz ve yükleme durumunda model parametreleri listelenmiştir.

**Tablo 3.1:** Örnek Bir Takoz Ve Yükleme Durumunda Statik Model Parametreleri

| $D_1$ (mm) | $D_0$ (mm) | m(kg) | $A_{TP}$ ($m^2$) |
|---|---|---|---|
| 70 | 4,5 | 125 | 0,00385 |
| $C_{VT}$($m^5$/N) | $C_{VB}$($m^5$/N) | $K_{ST}$(kN/m) | $P_{AT}$(kPa) |
| $1x10^{-11}$ | $1x10^{-10}$ | 200 | 101,3 |

Şekil 3.11'de üst ve alt haznedeki hacim değişikliği ve statik basınç artışı statik yükün fonksiyonu olarak göstermektedir. Ayrıca çeşitli statik yüklerde statik ezilme miktarları şekilde verilmiştir. Şekilde görüldüğü üzere hazne esnekliği yüksek olan alt haznede hacim değişikliği daha fazladır. Lineer hazne esnekliğinden dolayı statik ezilme ve basınç artışı statik yük ile lineer olarak artmaktadır ve takozun efektif yay sertliği kauçuk malzemeye göre daha fazladır.




**Şekil 3.11:** Statik basıncın Statik Ezilmenin ve Haznelerdeki Hacim Artışının Statik Yüke Göre Değişimi

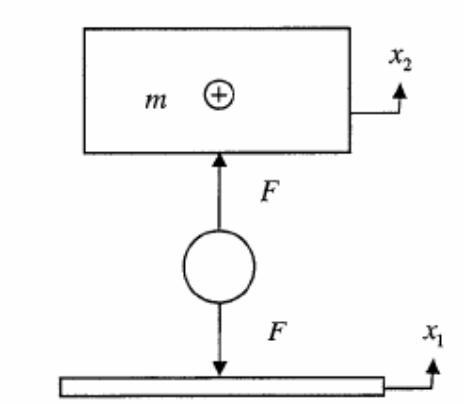
### 3.2.2.2 Hidrolik Motor Takozların Dinamik Özellikleri

Hidrolik takozların dinamik özellikleri, Şekil 3.12'de gösterilen tek serbestlik dereceli sistem kullanılarak elde edilebilir. Modelde m motor kütlesini, F takozdan kaynaklanan toplam kuvveti, $x_1(t)$ ise takozun bağlandığı yapının zamana bağlı hareketini belirtmektedir. Hidrolik takozdan kaynaklanan toplam kuvvet; kauçuk malzemenin tepki kuvvetinden, kauçuk malzemenin sönümleme kuvvetinden ve basınç değişiminin sebep olduğu sönümleme kuvvetinden oluşur.

Tek serbestlik dereceli sistemin hareket denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$m\ddot{x}_2 = -Kx - C\dot{x} + A_{TP}(P_T - P_{AT}) - mg \tag{3.18}$$

Burada $x = x_2 - x_1 - x_{st}$ , C kauçuk malzemenin lineer sönüm katsayısı ve K kauçuğun sabit dinamik yay katsayısıdır.




**Şekil 3.12:** Hidrolik Motor Takozu Tarafından Taşınan Motor Kütlesinin Tek Serbestlik Dereceli Modeli

Takozun hareket denklemi statik eşitliğe göre aşağıdaki formda yazılabilir:

$$m\ddot{x}_2 = -K(x_2 - x_1) - C(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - A_{TP}(P_{ST} - P_T) \tag{3.19}$$

$P_{ST}$ statik eşitlikteki sıvı basıncıdır.

Statik ve anlık üst hazne basıncı sıvı akışından ve haznelerin esneklik özelliğinden elde edilebilir. Üst ve alt haznelerin esnekliklerinin lineer olduğu varsayımı ile delikten geçen sıvının debisi süreklilik denklemi ile bulunur:

$$Q_0 = A_{TP}\dot{x} + V_{VT}\dot{P}_T \tag{3.20}$$

Delikten geçen sıvı debisi ayrıca alt haznenin basınç değişimi ile bulunabilir:

$$Q_0 = -C_{VB}\dot{P}_B \tag{3.21}$$

Lineer esneklik özelliği için üst ve alt haznenin sıvı basınçları aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$C_{VT}\dot{P}_T = -A_{TP}\dot{x} + A_0 C_D \sqrt{\frac{2|P_T - P_B|}{\rho}}\,\mathrm{sgn}(P_B - P_T) \tag{3.22}$$

$$C_{VB}\dot{P}_B = -A_0 C_D \sqrt{\frac{2|P_T - P_B|}{\rho}}\,\mathrm{sgn}(P_B - P_T) \tag{3.23}$$

Takozdan kaynaklanan ve yapıya iletilen dinamik kuvvet basitçe aşağıdaki eşitlik yardımı ile hesaplanabilir.

$$F_T = -K(x_2 - x_1) - C(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - A_{TP}(P_{ST} - P_T) \tag{3.24}$$

Anlık hidrolik sönüm kuvveti

$$F_D = A_{TP}(P_T - P_B) \tag{3.25}$$

formülünden elde edilebilir.

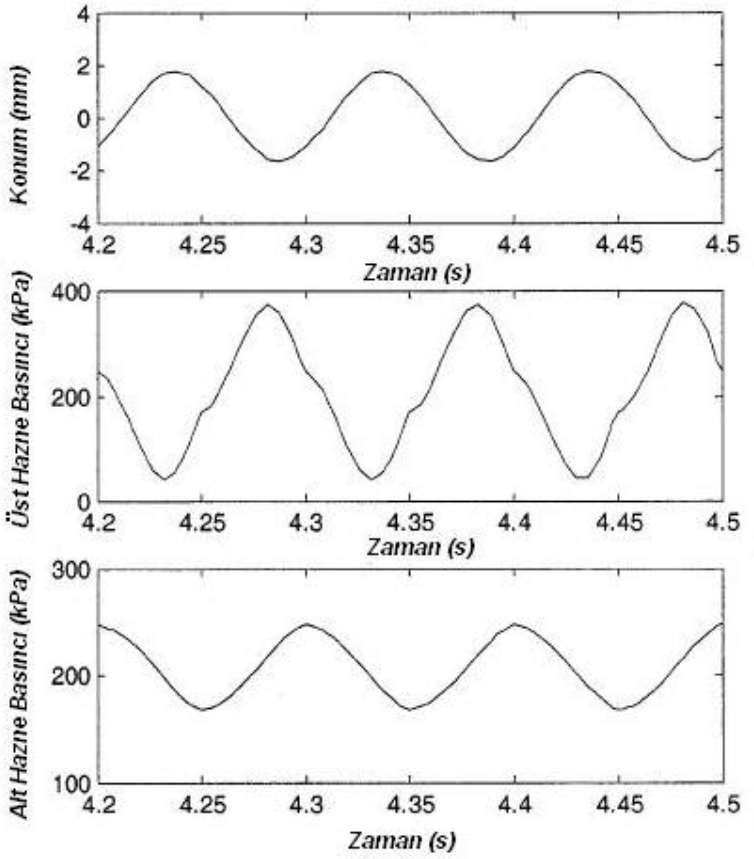
Örnek model parametreleri Tablo 3.2 de verilen örnek bir uygulamada alt ve üst hazne basınçları titreşim genliği $X_1$ =1 mm ve f =10 Hz olan bir tahrik titreşimi için elde edilmiştir. Sıvı yoğunluğu $\rho = 1059 kg/m^3$, boşaltma katsayısı ise 0,806 olarak alınmıştır. Aşağıda verilen başlangıç koşulları için (3.22), (3.21) ve(3.18) numaralı denklemler çözülmüştür [14].

$$P_T(0) = P_B(0) = P_{ST}; \Delta V_T(0) = V_{TST}; \Delta V_B(0) = V_{BST} \tag{3.26}$$

**Tablo 3.2:** Örnek Bir Takoz Ve Yükleme Durumunda Dinamik Model Parametreleri

| $D_1$(mm) | $D_0$(mm) | m(kg) | K(kN/m) | C(Ns/m) |
|---|---|---|---|---|
| 70 | 4,5 | 125 | 280 | 180 |
| $C_{VT}(m^5/N)$ | $C_{VB}(m^5/N)$ | $C_D$ | $\rho(kg/m^3)$ | $P_{AT}$(kPA) |
| $1x10^{-11}$ | $1x10^{-10}$ | 0,806 | 1059 | 101,3 |

Şekil 3.13 de alt ve üst haznenin sıvı basınçları ve ezilme miktarı zamana bağlı olarak verilmiştir. Sonuçlara göre hazne basınçları statik basınç civarında değerler almaktadır ($P_{ST}$ = 204,77 kPa). Dengeli durumda üst hazne basıncının genliği alt hazne basıncına göre daha fazladır. Motor kütlesinin yer değiştirmesi 10 Hz lik titreşim frekansında 2 mm'yi bulmaktadır.



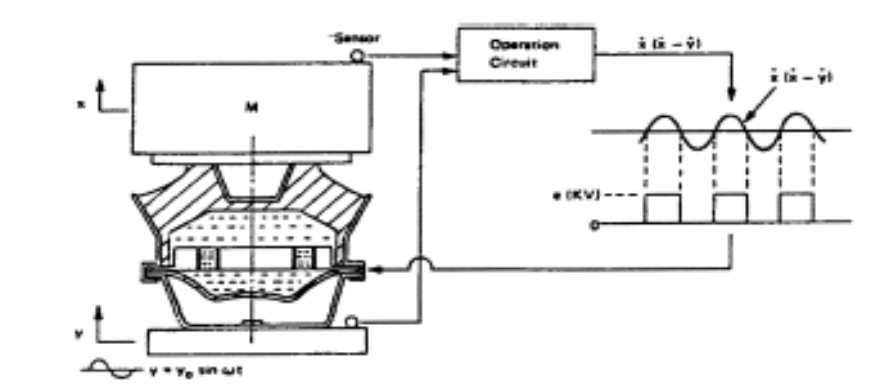

**Şekil 3.13:** Tek Serbestlik Dereceli Dinamik Hidrolik Takoz Modeli İle Elde Edilen Motor Kütlesinin Konumu Ve Hazne Basınçlarının Zamana Göre Değişimi

### 3.3 Yarı Aktif (Adaptif) Motor Takozları

Yarı aktif motor takozlarında kontrol edilen sistem parametrelerine göre sistemin dinamik cevabı değişebilmektedir. Kontrol edilen parametreler motor takozları için genelde yay katsayısı ve sönüm oranıdır.

Yarı aktif takozların büyük kısmında ER (elektro-rheological) sıvısı kullanılmaktadır. Bu sıvının özelliği elektrik alan uygulanarak vizkositesinin hızlı bir şekilde değiştirilebilmesidir. Bu özelliği sayesinde sistemin sönümünün kontrolünde kullanılabilmektedir [11].

Yarı aktif motor takozu kontrol edilebilen bir elemanı olan pasif bir takoz elemanı, ve kontrol elemanından oluşur. Genelde hidrolik motor takozları kullanılır. Yarı aktif motor takozlarının şematik resmi Şekil 3.14'te verilmiştir [11].

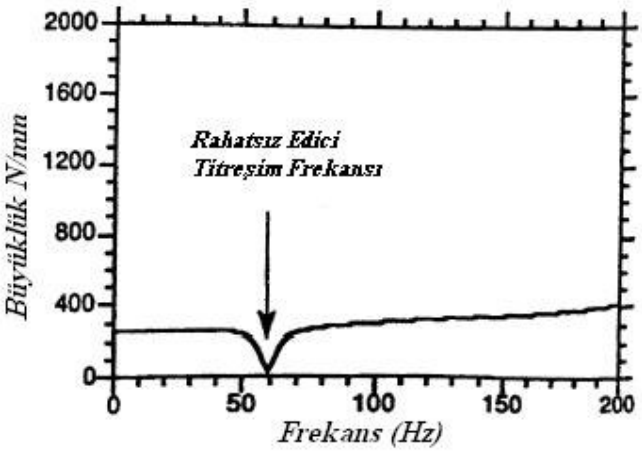



**Şekil 3.14:** ER Sıvısı ile Dolu Yarı Aktif Hidrolik Takozun Kontrol Sistemi [11]

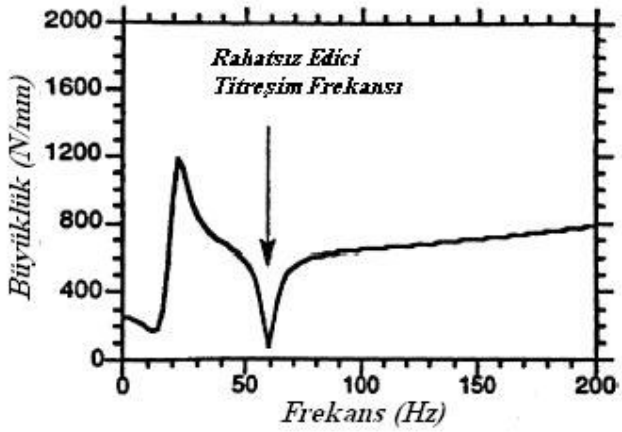
Yarı aktif motor takozu askı sisteminin performansı düşük frekans aralığında gelişme sağlamıştır. Yüksek frekanslı titreşimlerin izolasyonunda aktif kontrol teknikleri daha kullanışlıdır.

### 3.4 Aktif Motor Takozları

Aktif titreşim kontrollü sistemlerde titreşimi izole etmek için bir veya daha fazla aktüatör ile dinamik kuvvet uygulanır. Tipik bir aktif takoz sistemi, bir pasif takoz (kauçuk veya hidrolik), aktüatör, titreşim sensörü ve elektronik kontrol ünitesinden oluşur. Pasif takozlar, aktüatörde bir arıza olması durumunda motoru taşırlar. Aktüatör kontrol sinyaline göre titreşime göre ters fazda dinamik kuvvet oluşturur. Titreşim sensörü kontrol ünitesine titreşimin frekansını ve hız veya ivme bilgilerini verir. Kontrol ünitesi ise ölçülen sinyale göre aktüatörün nasıl bir dinamik kuvvet vermesi gerektiğini hesaplar. Geri beslemeli, ileri beslemeli gibi çeşitli kontrol üniteleri kullanılır. Şekil 3.15 ve Şekil 3.16'da sırası ile kauçuk ve hidrolik aktif motor takozlarının dinamik karakteristikleri gösterilmiştir [11].




**Şekil 3.15:** Aktif Kontrollü Kauçuk Takozun Dinamik Karakteristiği [11]




**Şekil 3.16:** Aktif Kontrollü Hidrolik Takozun Dinamik Karakteristiği [11]

Aktif motor takozları izolasyon performansına rağmen, ağırlığı arttırmaları, yüksek maliyetleri, enerji tüketmeleri ve düşük güvenilirliklerinden dolayı çok fazla kullanılamamaktadır.

# 4. MOTOR TAKOZLARININ DİNAMİK KARAKTERİSTİKLERİNİN BELİRLENMESİ

Motor askı sisteminin dizayn ve geliştirilme aşamalarında sistem cevabının tahmin edilmesi ve hesaplanabilmesi için takozlarının dinamik karakteristiklerinin belirlenmesi gerekmektedir. Kauçuk takozların vizko-elastik davranışlarından dolayı dinamik karakteristiklerinin belirlenmesi zordur. Araştırmalara göre kauçuk malzemelerin dinamik özellikleri statik yüke, titreşimin genliğine, sıcaklığa ve titreşim frekansına bağlıdır. Dinamik karakteristikleri belirlemek için farklı teknikler geliştirilmiştir. Servo-hidrolik sistem kauçuk takozların statik ve dinamik özelliklerini belirlemede kullanılan en yaygın yöntemlerden biridir. Diğer bir metod olan darbe testi ile de kauçuk malzemelerin dinamik özellikleri kolayca elde edilebilir.

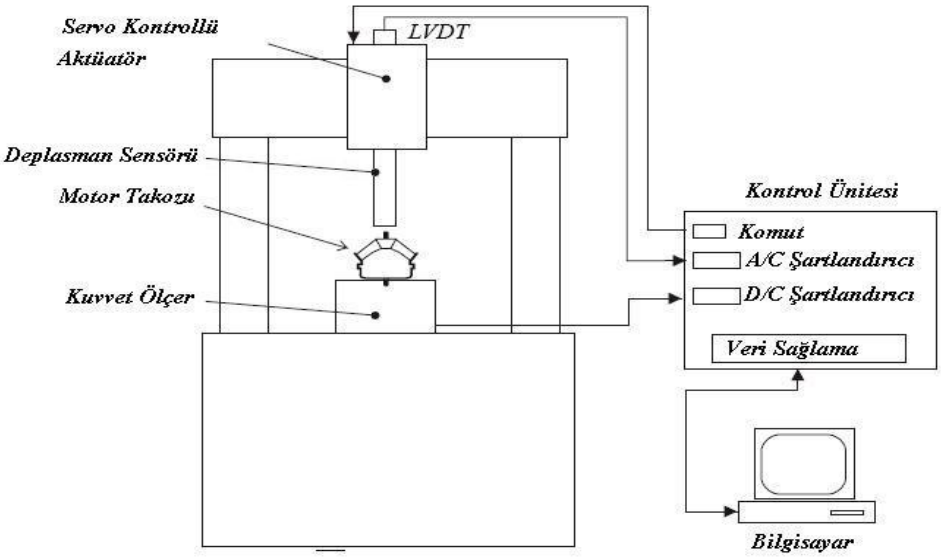
## 4.1 Servo-Hidrolik Test Yöntemi

Şekil 4.1'de servo-hidrolik bir test düzeneğinin şematik resmi bulunmaktadır. Motor takozuna motor ağırlığını simüle eden statik ön yük uygulanmaktadır. Hidrolik aktüatör takoza daha önce belirlenen genlikte ve frekansta sinüs dalgaları vermektedir. Kuvvetölçer ile takozdan tabana iletilen kuvvet ölçülmektedir. Okunan datalar takoza uygulanan ortalama kuvvetin kontrolü ve frekans taraması sırasında uygulanan kuvvetin frekans ve genliğinin ölçümü için geri besleme sağlar [15].

Test sonucunda motor takozunun dinamik karakteristiği elde edilir:

$$K(i\omega) = \frac{P_A}{A} = \frac{P_A}{x_A e^{-i\vartheta}} = \frac{P_A}{x_A} e^{i\vartheta} \tag{4.1}$$

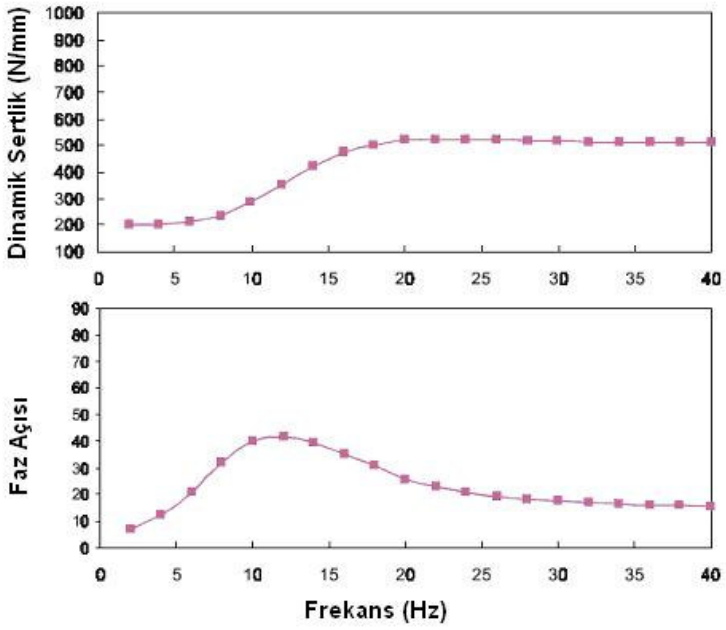
Burada $P_A$ takoza uygulanan dinamik basıncın genliğidir. $A$ karmaşık konum genliği, $x_A$ karmaşık konum genliğinin modülü, φ ise konum ile kuvvet arasındaki faz açısıdır.




**Şekil 4.1:** Servo Hidrolik Deney Düzeneği [15]

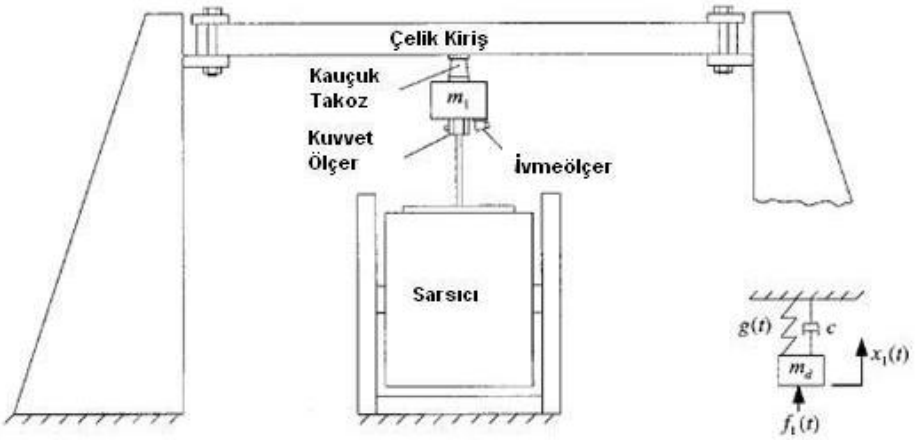
Titreşim sinyaline karşı aktüatörün cevap duyarlılığından dolayı servo-hidrolik sistem ile yüksek frekanslarda doğru ölçümler almak mümkün değildir [15].

Servohidrolik test yöntemi ile test edilen hidrolik takoza ait dinamik sertlik ve faz açısının frekansa bağlı değişimi Şekil 4.2' de verilmiştir [15].




**Şekil 4.2:** Bir Hidrolik Takoza Ait Servo Hidrolik Test Yöntemi ile Elde Edilen Dinamik Sertlik ve Faz Açısının Frekansa Bağlı Değişimi [15]

## 4.2 Dolaylı Ölçüm Test Yöntemi




**Şekil 4.3:** Dolaylı Ölçüm Deney Düzeneği [16]

Şekil .3'te dolaylı ölçüm metodu deney düzeneği gösterilmektedir [16]. Düzenekte $m_1$ kütlesi çelik kiriş merkezinden kauçuk takoz ile izole edilmiştir. Çelik kiriş iki ucundan yere sabit iki destek kütlesine bağlanmıştır. Sistemin boyutları gereği çubuğun doğal frekansı yaklaşık 450-500 Hz civarındadır. Takoz testinin 0-128 hz frekans aralığında yapılacağı düşünülürse çelik kiriş rijit kabul edilebilir. Takoza gelen dik yöndeki dinamik kuvvet:

$$G(x) = G(\Delta \dot{x}(t), \Delta x(t)) \tag{4.2}$$

olarak ifade edilebilir [16]. Burada $\Delta \dot{x}(t)$ ve $\Delta x(t)$ sırası ile takoza göre bağıl hız ve konum fonksiyonlarıdır. Çelik kiriş katı kabul edilirse hız ve konum fonksiyonları aşağıdaki gibi olur :

$$\Delta \dot{x}(t) = \dot{x}(t), \quad \Delta x(t) = x(t) \tag{4.3}$$

Ayrıca sönüm katsayısının lineer olduğu varsayılırsa dinamik kuvvet fonksiyonu:

$$G(\dot{x}_1(t), x_1(t)) = c\,\dot{x}_1(t) + g(x_1(t)) \tag{4.4}$$

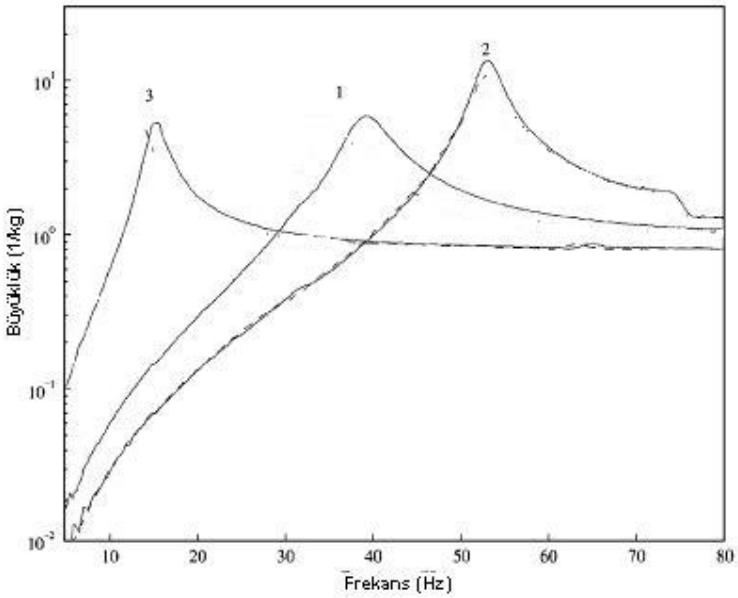
olarak yazılabilir. Burada $g(x_1(t))$ takozun lineer olmayan dinamik elastik kuvvetidir.

Motor takozunun dinamik karakteristiği $m_1$ kütlesinin ivmelenmesi $\ddot{x}_1(t)$'ye ve $m_1$ kütlesine elektrodinamik sarsıcı tarafından uygulanan tahrik frekansı $f_1(t)$'ye bağlıdır. İvmelenme $m_1$ kütlesine bağlı piezoeletrik ivme ölçer ile tahrik frekansı ise kuvvet ölçer ile ölçülür.

Takozun dinamik karakteristiğini elde etmek için $m_1$ kütlesine rastgele titreşim uygulanır. İlgilenilen frekans aralığı 0-128 Hz olduğu için düşük geçirgen filtre uygulanır. Test sonunda ivmelenme spektrumu (H(ω)) elde edilir.

$$H(\omega) \approx \ddot{X}(\omega) / F_1(\omega) \tag{4.5}$$

Şekil 4.4'te üç farklı kauçuk takoza ait ivmelenme spektrumunu frekansa bağlı değişimi gösterilmiştir [16].

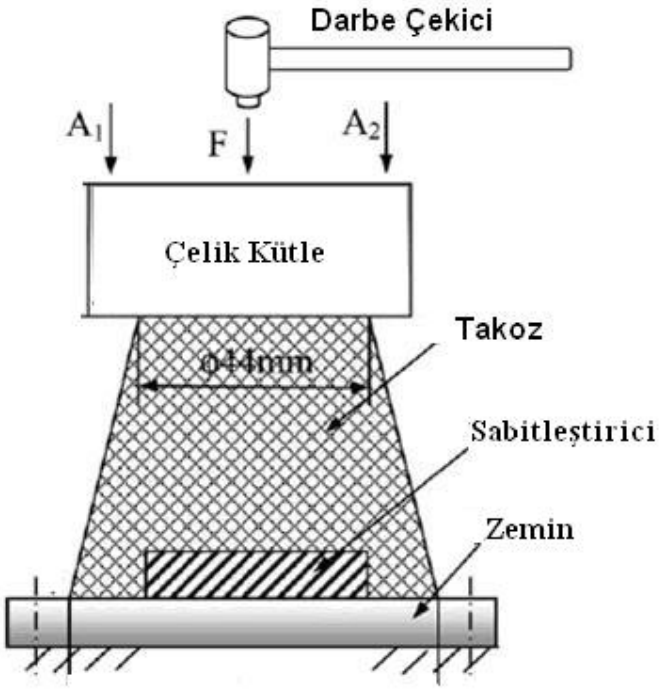



**Şekil 4.4:** Kauçuk Takoza Ait İvmelenme Spektrumunun Frekansa Bağlı Değişimi [11]

Modal analiz yazılımları kullanılarak ivmeleme spektrumundan takoza ait dinamik yay ve sönüm karakteristikleri elde edilir.

### 4.3 Darbe Testi Yöntemi

Darbe testi yöntemi diğer test yöntemlerine göre kolay uygulanabilir, basit, daha az zaman alan ve daha az ekipman gerektiren bir yöntemdir [17].




**Şekil 4.5:** Darbe Testi Deney Düzeneği [17]

Bu test yönteminde ölçülecek takoz üzerine bir ağırlık yapıştırılır. Alt taraftan ise Şekil 4.5'te görüldüğü gibi zemine sabitlenir. Darbe çekici ile çelik ağırlığın merkez noktasından kuvvet uygulanır. Ağırlığın iki tarafına eşit uzaklıkta konulan ivme ölçerler ile sistem cevabı kayıt edilir. İki adet ivmeölçer kullanılmasının sebebi enine salınımların etkisini minimize etmektir. Düşük frekanslarda kuvvet bileşenleri elde etmek için yumuşak uçlu darbe çekici kullanılır. Birbirine yakın şiddette en az on darbe uygulanarak ortalama alınır. Takozların dinamik özellikleri ölçülen darbe kuvveti ve serbest taraftaki konum değişikliğinden FFT yöntemi kullanılarak elde edilir.

Takoz kütle sistemi tek serbestlik dereceli olarak kabul edilebilir. Frekansa bağlı sertlik k ve sönüm oranı c ile sistemin hareket denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir [17].

$$\left[-m\omega^2 + k(\omega)(1+jc(\omega))\right]\overset{\succ}{x}(\omega) = \overset{\succ}{F}(\omega) \tag{4.6}$$

Burada ($\succ$) işareti fourier dönüşümünü, m kütle ve x ise tek dereceli sistemin konumunu ifade etmektedir. F harici kuvveti, ω açısal frekansı, k ve c ise frekansa bağlı yay ve sönüm katsayısını belirtir.

(4.6) numaralı eşitlik kullanılarak birim kuvvet başına konum değişimini ifade eden kompleks çökme fonksiyonu aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\overline{R} = \frac{\overset{\succ}{x}}{\overset{\succ}{F}} = \frac{2}{k\left[(1-r^2)+jc\right]} \tag{4.7}$$

Yukarıdaki eşitlikte r= ω/ $\omega_n$ frekans oranı ve $\omega_n = \sqrt{k/m}$ ölçülen frekans cevap fonksiyonu ile saptanan sistemin doğal frekansıdır.

Fonksiyonun gerçek ve sanal kısımları aşağıdaki gibidir:

$$G(\overline{R}) = \frac{1-r^2}{k\left[(1-r^2)^2 + c^2\right]} \tag{4.8}$$

$$S(\overline{R}) = \frac{-c}{k\left[(1-r^2)^2 + c^2\right]} \tag{4.9}$$

(4.7), (4.8) ve (4.9) numaralı eşitliklerden kauçuk takoza ait yay katsayısı ve sönüm oranının frekansa bağlı fonksiyonları elde edilebilir.

$$c = -\frac{S(\overline{R})}{G(\overline{R})}(1-r^2) \tag{4.10}$$

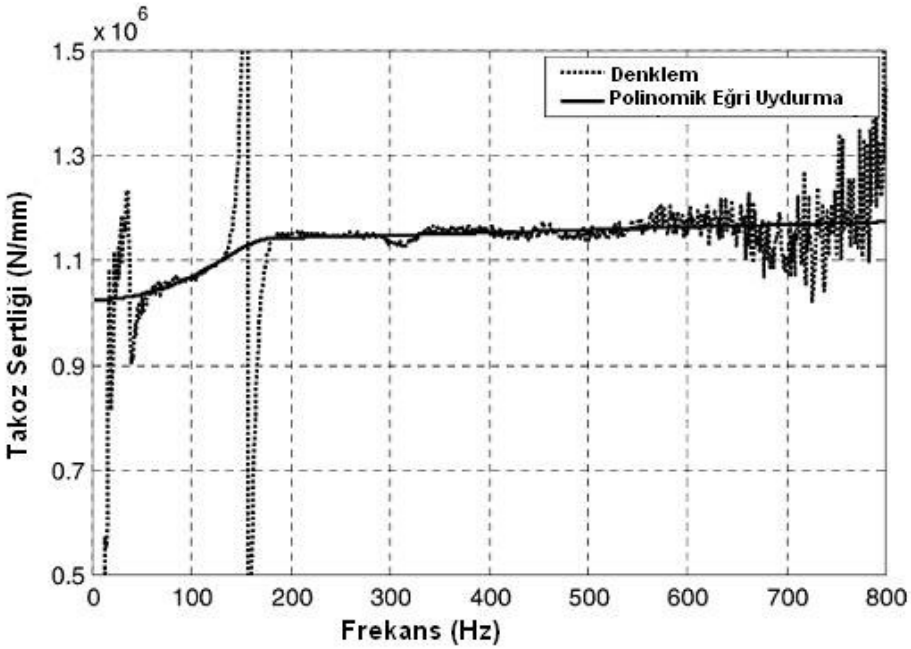
$$k = \frac{G(\overline{R})}{\left|\overline{R}\right|^2 (1-r^2)} \tag{4.11}$$

Burada $\left|\overline{R}\right|$ karmaşık çökme fonksiyonunun mutlak değeridir.

Çökme fonksiyonunun gerçek kısmı, sanal kısmı, mutlak değeri ve sistemin doğal frekansı darbe testi sonucu ölçülen frekans cevabı fonksiyonundan elde edilir. (4.10)

ve (4.11) numaralı denklemler yardımı ile de takozun dinamik yay ve sönüm katsayısı elde edilebilir.

Bu yöntemin avantajlarından biri sistemin tüm kütlesi bilinmeden kauçuk malzemenin yay sertliği ve sönümü elde edilebilir.




**Şekil 4.6** Darbe Testi Yöntemi ile Elde Edilen Takoz Sertliğinin Frekansa Bağlı Değişim Grafiği [17]

(4.11) numaralı eşitlik ile elde edilen frekansa bağlı takoz sertliği Şekil 4.6'da noktalı çizgi ile verilmiştir. Enine salınım hareketi modundan dolayı 35-40 Hz aralığında bir süreksizlik vardır. Takozun şekline göre bu frekans aralığı değişebilir. Ayrıca sistem 140-180 Hz aralığında rezonansa girmektedir. Polinomik eğri uydurma yöntemi ile elde edilen sertlik eğrisi ise Şekil 4.6'da sürekli çizgi ile gösterilmiştir.

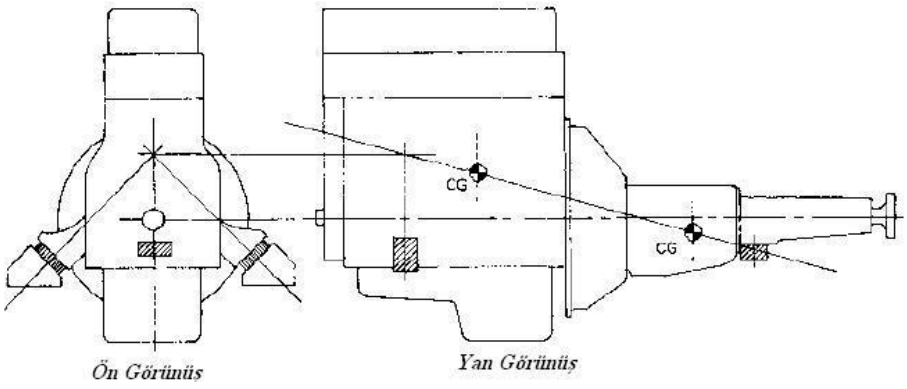
## 5. MOTOR ASKI SİSTEMİNİN ANALİZİ

Motor askı sisteminin karakteristiği takozların tek başına performanslarına değil tüm sistemin performansına göre şekillenir. Motor sistemi dizaynı takoz yay karakterlerinin seçimini ve takozların konumlandırılmasını içerir.

Binek araçlarda motor askı sistemlerinde genellikle motor önünde iki şanzıman altında bir adet olmak üzere üç adet takoz kullanılır. Daha ağır motorların tahrik ettiği ticari araçlarda ise motorlar araç gövdesine dört takoz bağlanırlar.Motor takozlarının yerleşimi sistemin dinamik cevabını ve takoz ömürlerini belirleyen önemli bir parametredir.

### 5.1 Motor Takozlarının Yerleşimi

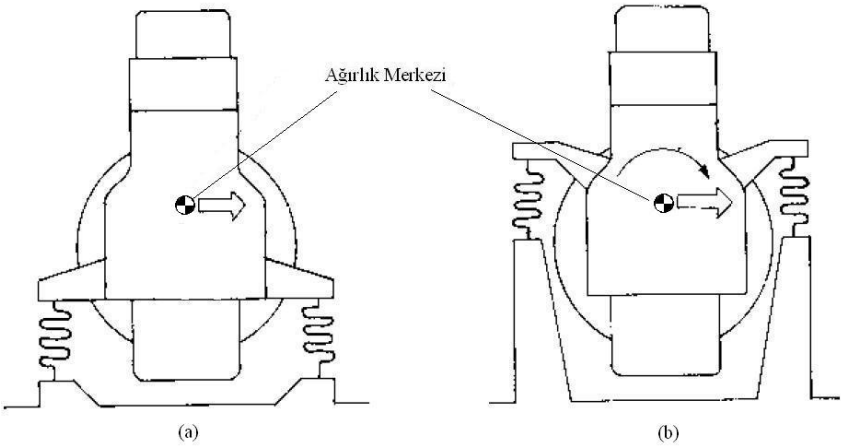
Motor ve vites kutusunun araç üzerinde elastik motor takozları ile asılırlar. Motor salınımları sırasında dönme ekseninide en düşük direnç oluşur. Bunun sebebi salınım yapan kütle bu eksen etrafında düzenli bir dağılıma sahiptir. Dönme ekseni motor ve vites kutusunun ağılık merkezinden geçen eksen olarak kabul edilebilir (Şekil 5.1). Bu eksen ile motor krank ekseni arasında yaklaşık 15°-20° açı bulunur [18].




**Şekil 5.1:** Motor Dönme Ekseni ve Takoz Yerleşimi [18]

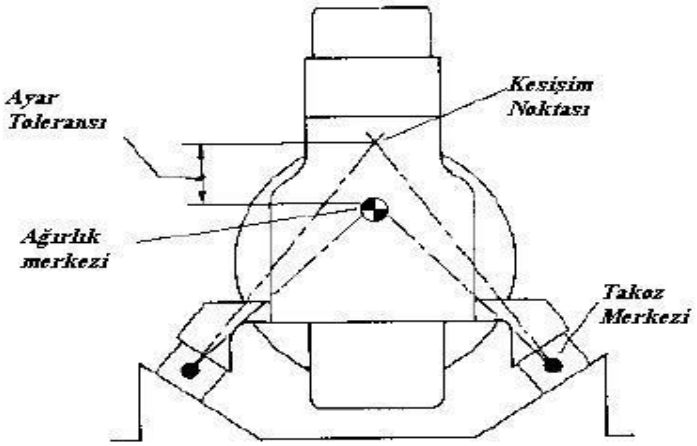
Eğer takozlar Şekil 5.2-a'da gösterildiği gibi motorun alt kısmında dikey konumda yerleştirilirse motor ve vites kutusunun ağırlık merkezleri bağlantı noktasının üzerinde olacağından aracın dönmesinden kaynaklanan yanal kuvvetler kütlenin

dönmesine sebep olur takoz bağlantı noktalarında moment oluştururlar [18]. Bu istenmeyen bir durumdur. Dolayısı ile takozlar ağırlık merkezi ile aynı düzlemde bağlanmalıdır.(Şekil 5.2-b)




**Şekil 5.2:** Dikey Takoz Yerleşimleri [18]

Motor ön takozlarının bağlantısında diğer bir alternatif ise açılı yerleşimdir. Ön takozlar eksenel kesişim noktaları dönme ekseninin takoz düzlemini kestiği nokta olacak şekilde yerleştirilebilirler.(Şekil 5.3).



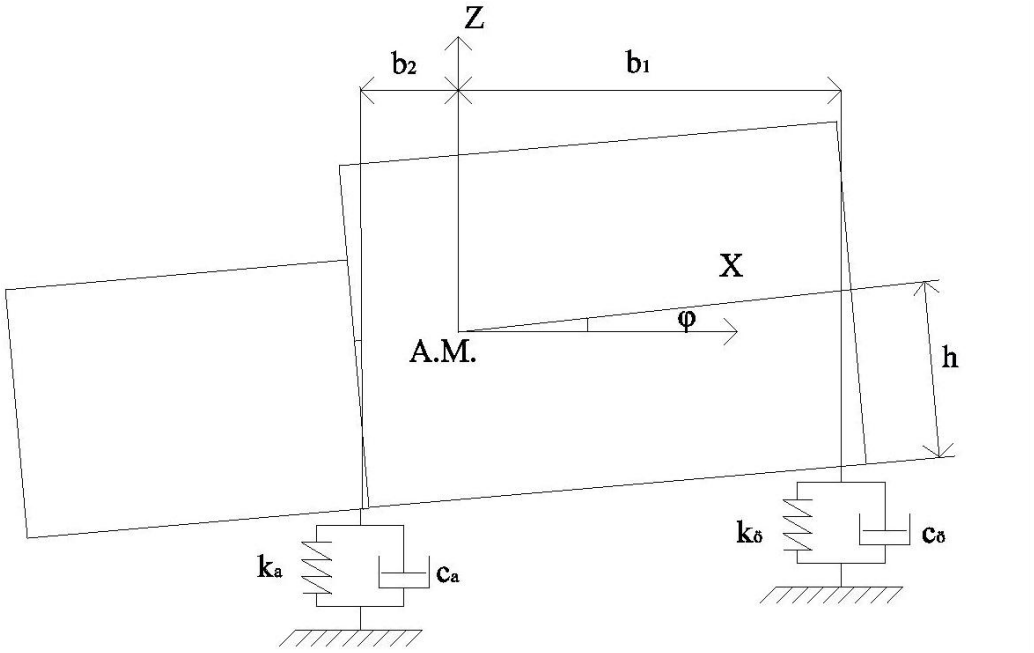

**Şekil 5.3:** Motor Ön Takozlarının Yerleşimi [19]

Kauçuk takozların ezilişini göz önünde bulundurarak birleşim noktasını eksenin bir miktar üzerinde ayarlamak faydalıdır [19].

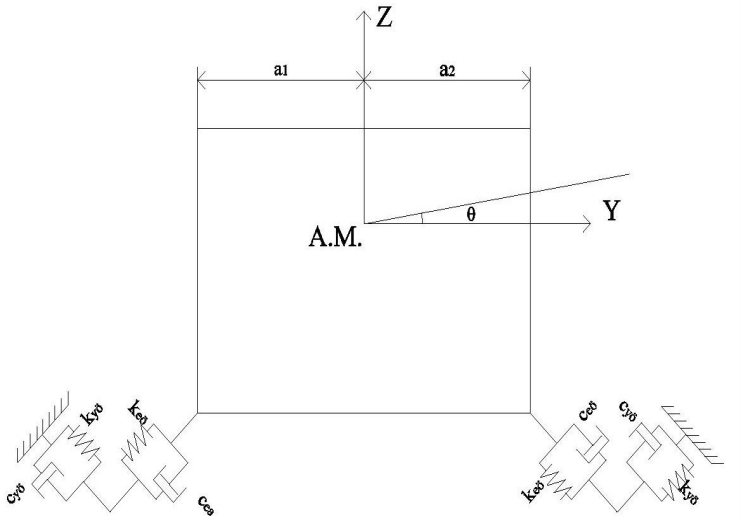
## 5.2 Motor Askı Sisteminin Modellenmesi

Motor askı sistemlerinde genellikle üç veya dört takoz kullanılır. Motor takozlar üzerinde 6 serbestlik derecesine sahiptir [20]. Bu altı farklı hareketten dikey hareket, yalpa hareketi ve ve kafa vurma hareketi diğer üç harekete göre titreşim genliği bakımından ön plana çıkmaktadır. Dolayısı ile motor askı sitemi üç serbestlik dereceli olarak modellenmiştir.

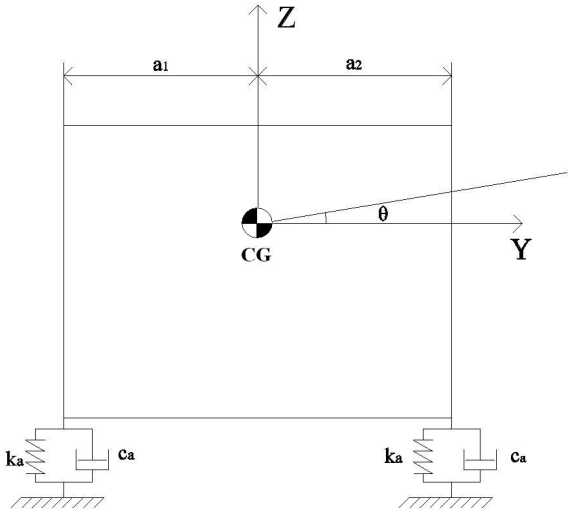
Motor ve şanzımanın doğal frekansı askı sisteminin doğal frekansından çok yüksek olduğu için modelde katı eleman olarak kabul edilmiştir. Takozlar sabit yay katsayısı ve sabit sönümleme katsayısı olan yay sönüm elemanı olarak modellenmiştir. Ayrıca takozların bağlandığı gövde katı eleman kabul edilmiştir.




**Şekil 5.4:** Motor Askı Sistemi (Yandan Görünüş)




**Şekil 5.5:** Motor Askı Sistemi (Ön Takoz Düzlemi)




**Şekil 5.6:** Motor Askı Sistemi (Arka Takoz Düzlemi)

Şekil 5.4, Şekil 5.5 ve Şekil 5.6'da motor askı sisteminin şeması görülmektedir. Motor ağırlık merkezini merkez kabul eden bir koordinat sistemi tanımlanmıştır. Şekilde $k_{eö}$ Ön takoz eksenel yay katsayısı, $c_{eö}$ Ön takoz eksenel sönüm katsayısı, $k_{yö}$ Ön takoz yanal yay katsayısı, $c_{yö}$ Ön takoz yanal sönüm katsayısı, $k_a$ Arka takoz yay katsayısı $c_a$ Arka takoz sönüm katsayısı, *CG* Motor sisteminin ağırlık merkezini ifade etmektedir.

Takozlara dikey yönde etkiyen ağırlık miktarları aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$G_{ö} = \frac{b_2 G}{b_1 + b_2} \qquad G_a = \frac{b_1 G}{b_1 + b_2} \tag{5.1}$$

$$G_{\ddot{o}sl} = \frac{a_2 G_{\ddot{o}}}{a_1 + a_2} \qquad G_{\ddot{o}s} = \frac{a_1 G_{\ddot{o}}}{a_1 + a_2} \tag{5.2}$$

$$G_{asl} = \frac{a_2 G_a}{a_1 + a_2} \qquad G_{as} = \frac{a_1 G_a}{a_1 + a_2} \tag{5.3}$$

Burada, $G_{\ddot{o}}$, Ön takozlara düşen toplam ağırlık, $G_a$, arka takozlara düşen toplam ağırlık, $G_{\ddot{o}s}$l, ön sol takoza düşen ağırlık, $G_{\ddot{o}s}$, ön sağ takoza düşen ağırlık, $G_{asl}$, arka sol takoza düşen ağırlık, $G_{as\ se}$ arka sağ takoza düşen ağırlığı belirtmektedir.

Takozların eksenel yöndeki dinamik ezilme miktarları aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\Delta_{e\ddot{o}sl} = [(z_{st} - b_1\varphi_{st} - a_1\theta_{st}) - (z + b_1\varphi + a_1\theta]\sin\alpha_1 \tag{5.4}$$

$$\Delta_{e\ddot{o}s} = [(z_{st} - b_1\varphi_{st} + a_2\theta_{st}) - (z + b_1\varphi - a_2\theta]\sin\alpha_2 \tag{5.5}$$

$$\Delta_{easl} = (z_{st} + b_2\varphi_{st} - a_1\theta_{st}) - (z - b_2\varphi + a_1\theta) \tag{5.6}$$

$$\Delta_{eas} = (z_{st} + b_2\varphi_{st} + a_2\theta_{st}) - (z - b_2\varphi - a_1\theta) \tag{5.7}$$

Burada $\Delta_{e\ddot{o}sl}$, Ön sol takozun eksenel ezilmesi, $\Delta_{e\ddot{o}s,}$ ön sağ takozun eksenel ezilmesi, $\Delta_{easl,}$ arka sol takozun eksenel ezilmesi, $\Delta_{eas,}$ arka sağ takozun eksenel ezilmesi $z_{st}$, dikey yöndeki statik ezilme, $\varphi_{st}$ kafa vurma hareketi statik ezilme $\theta_{st}$ ise yalpa eksenindeki eksenindeki statik ezilme miktarını göstermektedir.

Ön takozların yanal ezilmeleri benzer yöntem ile aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\Delta_{y\ddot{o}sl} = [(z_{st} - b_1\varphi_{st} - a_1\theta_{st}) - (z + b_1\varphi + a_1\theta]\cos\alpha_1 \tag{5.8}$$

$$\Delta_{y\ddot{o}s} = [(z_{st} - b_1\varphi_{st} + a_2\theta_{st}) - (z + b_1\varphi - a_2\theta]\cos\alpha_2 \tag{5.9}$$

Burada $\Delta_{y\ddot{o}sl}$, Ön sol takozun yanal ezilmesi, $\Delta_{y\ddot{o}s,}$ Ön sağ takozun yanal ezilmesidir.

### 5.2.1 Motor Askı Sisteminin Statik Olarak İncelenmesi

Durağan haldeki ezilme miktarını elde etmek için statik durumdaki denge denklemi yazılmalıdır:

$$G_{\ddot{o}sl} = \overline{F}_{\ddot{o}sl} \qquad G_{\ddot{o}s} = \overline{F}_{\ddot{o}s} \tag{5.10}$$

$$G_{asl} = \overline{F}_{asl} \qquad G_{as} = \overline{F}_{as} \tag{5.11}$$

Burada $\overline{F}_{\ddot{o}sl}$, eksenel ve yanal yay kuvvetlerinden oluşan statik ön sol takoz kuvveti, $\overline{F}_{\ddot{o}s}$, eksenel ve yanal statik yay kuvvetlerinden oluşan ön sağ takoz kuvveti $\overline{F}_{asl}$, statik arka sol takoz kuvveti, $\overline{F}_{as}$, oluşan statik arka sağ takoz kuvvetini temsil etmektedir. Statik durumda sönümden kaynaklanan kuvvetler dikkate alınmamaktadır.

Ön takoz tepki kuvvetleri eksenel ve yanal tepki kuvvetleri cinsinden aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\overline{F}_{\ddot{o}sl} = \overline{F}_{ek\ddot{o}sl} \sin\alpha_1 + \overline{F}_{yk\ddot{o}sl} \cos\alpha_1 \tag{5.12}$$

$$\overline{F}_{\ddot{o}s} = \overline{F}_{ek\ddot{o}s} \sin\alpha_2 + \overline{F}_{yk\ddot{o}s} \cos\alpha_2 \tag{5.13}$$

Burada $\overline{F}_{ek\ddot{o}sl}$, ön sol takoz eksenel statik yay kuvveti, $\overline{F}_{ek\ddot{o}s}$, ön sağ takoz eksenel statik yay kuvveti, $\overline{F}_{yk\ddot{o}sl}$, ön sol takoz yanal statik yay kuvveti $\overline{F}_{yk\ddot{o}s}$, ön sağ takoz yanal statik yay kuvvetini ifade etmektedir. Bu kuvvetlerde yay katsayısı ve statik ezilme miktarları cinsinden aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\overline{F}_{ek\ddot{o}sl} = k_{e\ddot{o}} \overline{\Delta}_{e\ddot{o}sl} \qquad \overline{F}_{ek\ddot{o}s} = k_{e\ddot{o}} \overline{\Delta}_{e\ddot{o}s} \tag{5.14}$$

$$\overline{F}_{yk\ddot{o}sl} = k_y \overline{\Delta}_{y\ddot{o}sl} \qquad \overline{F}_{yk\ddot{o}s} = k_y \overline{\Delta}_{y\ddot{o}s} \tag{5.15}$$

Arka takozlar dik konumda yerleştiğinden dolayı, yanal yay kuvvetleri dikkate alınmamaktadır.

$$\overline{F}_{asl} = \overline{F}_{ekasl} = k_a \overline{\Delta}_{easl} \quad \overline{F}_{as} = \overline{F}_{ekas} = k_a \overline{\Delta}_{eas} \tag{5.16}$$

Motor askı sistemi uygulamalarında genellikle sağ ve sol takozlar simetrik olarak monte edilirler. Dolayısı ile statik durumda:

$\theta_{st}=0$, $\alpha_1=\alpha_2=\alpha$ ve $a_1=a_2=a$ (5.17)

kabul edilebilir.

Bu durumda statik ezilme miktarları aşağıdaki gibi basitleştirilebilir:

$$\overline{\Delta}_{eösl} = \overline{\Delta}_{eös} = (z_{st} - b_1\varphi_{st})\sin\alpha \tag{5.18}$$

$$\overline{\Delta}_{yösl} = \overline{\Delta}_{yös} = (z_{st} - b_1\varphi_{st})\cos\alpha \tag{5.19}$$

$$\overline{\Delta}_{easl} = \overline{\Delta}_{eas} = (z_{st} + b_2\varphi_{st}) \tag{5.20}$$

5.10 ve 5.11 numaralı denklemler verilen yukarıdaki bilgilere göre tekrar yazılırsa:

$$\frac{a}{2}\frac{b_2}{b_1+b_2}G = k_{eö}(z_{st} - b_1\varphi_{st})\sin^2\alpha + k_y(z_{st} - b_1\varphi_{st})\cos^2\alpha \tag{5.21}$$

$$\frac{a}{2}\frac{b_1}{b_1+b_2}G = k_a(z_{st} + b_2\varphi_{st}) = \overline{F}_a \tag{5.22}$$

elde edilir. 5.21 ve 5.22 numaralı denklemlerinde $X_1 = (z_{st} - b_1\varphi_{st})$ ve $X_2 = (z_{st} + b_2\varphi_{st})$ olarak yerine konularak aşağıdaki eşitlikler elde edilir.

$$-\frac{a}{2}\frac{b_2}{b_1+b_2}G + k_{eö}X_1\sin^2\alpha + k_yX_1\cos^2\alpha = 0 \tag{5.23}$$

$$-\frac{a}{2}\frac{b_1}{b_1+b_2}G + k_aX_2 = 0 \tag{5.24}$$

5.23 ve 5.24 numaralı denklemler çözülerek $X_1$ ve $X_2$ bulunur. Statik ezilme miktarları ise aşağıdaki denklemler ile hesaplanabilir.

$$z_{st} = \frac{b_1X_2 + b_2X_1}{b_1+b_2} \tag{5.25}$$

$$\varphi_{st} = \frac{X_2 - X_1}{b_1+b_2} \tag{5.26}$$

### 5.2.2 Motor Askı Sisteminin Hareket Denklemleri

Önceki bölümde belirtildiği gibi motor askı sistemi üç serbestlik dereceli olarak modellenmektedir. Bu üç yöndeki hareket denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir.

Dikey hareket:

$$m\ddot{z} = F_{öslz} + F_{ösz} + F_{aslz} + F_{asz} - G + F_{tz} \tag{5.27}$$

Yalpa Hareketi:

$$I_x \ddot{\theta} = M_{öslx} + M_{ösx} + M_{aslx} + M_{asx} + M_{tx} \tag{5.28}$$

Kafa vurma hareketi

$$I_y \ddot{\varphi} = M_{ösly} + M_{ösy} + M_{asly} + M_{asy} + M_{ty} \tag{5.29}$$

Burada $I_x$, Motor sisteminim x eksenindeki atalet momentini, $I_y$ ise y eksenindeki atalet momentini ifade etmektedir. $F_{tz}$, Dikey yöndeki tahrik kuvveti, $M_{tx}$ yalpa hareketi tahrik momenti, $M_{ty}$ kafa vurma hareketi tahrik momentini belirtmektedir. Bu tahrik kuvvetleri ve momentleri sırası ile 2.16, 2.39 ve 2.45 numaralı eşitlikler yardımı ile belirli özellikleri bilinen bir motor için hesaplanabilir.

Ön takozlara etkiyen yay ve sönüm kuvvetleri dinamik ezilme miktarına göre aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$F_{ekösl} = F_{ekös} = F_{ekö} = k_{eö}\Delta_{eö} \tag{5.30}$$

$$F_{ykösl} = F_{ykös} = F_{ykö} = k_{yö}\Delta_{yö} \tag{5.31}$$

$$F_{ecösl} = F_{ecös} = F_{ecö} = c_{eö}\dot{\Delta}_{eö} \tag{5.32}$$

$$F_{ycösl} = F_{ycös} = F_{ycö} = c_{yö}\dot{\Delta}_{yö} \tag{5.34}$$

$$F_{öslz} = F_{ösz} = (F_{ekö} + F_{ecö})\sin\alpha + (F_{ykö} + F_{ycö})\cos\alpha \tag{5.35}$$

Aynı şekilde arka takozlara etkiyen yay ve sönüm kuvvetleri:

$$F_{ekasl} = F_{ekas} = F_{eka} = k_{ea}\Delta_{ea} \tag{5.36}$$

$$F_{ecasl} = F_{ecas} = F_{eca} = c_{ea}\dot{\Delta}_{ea} \tag{5.37}$$

$$F_{aslz} = F_{asz} = F_{eka} + F_{eca} \tag{5.38}$$

olarak bulunur. Burada $F_{ecösl}$, sol ön takozların eksenel yöndeki tepki kuvveti, $F_{ecös}$, sağ ön takozların eksenel yöndeki tepki kuvveti, $F_{ecö}$, ön takozların eksenel yöndeki tepki kuvveti $F_{ycö}$, ön takozların yanal yöndeki tepki kuvveti, $F_{eca}$, arka takozların eksenel yöndeki tepki kuvvetini ifade etmektedir.

Ön takoz tepki kuvvetlerinin x ekseninde oluşturduğu moment aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$M_{öslx} = F_{öslz}a - F_{ösly}h \tag{5.39}$$

$$M_{ösx} = -F_{ösz}a - F_{ösy}h \tag{5.40}$$

Burada $F_{ösly}$, ön sol takozun dikey yöndeki tepki kuvveti, ve $F_{ösy}$, ön sağ takozun dikey yöndeki tepki kuvvetidir. Bu kuvvetler aşağıdaki yöntem ile hesaplanabilir.

$$F_{ösly} = -F_{ösy} = (F_{ekö} + F_{ecö})\cos\alpha - (F_{ykö} + F_{ycö})\sin\alpha \tag{5.41}$$

Arka takozların x ekseninde oluşturduğu tepki momenti ise aşağıdaki gibidir.

$$M_{aslx} = F_{aslz}a \tag{5.42}$$

$$M_{asx} = -F_{asz}a \tag{5.43}$$

Takoz tepki kuvvetlerinin y ekseninde oluşturdukları tepki momenti 5.44, 5.45, 5.46, ve 5.47 numaralı eşitlikler ile hesaplanabilir.

$$M_{ösly} = F_{aslz}b_1 \tag{5.44}$$

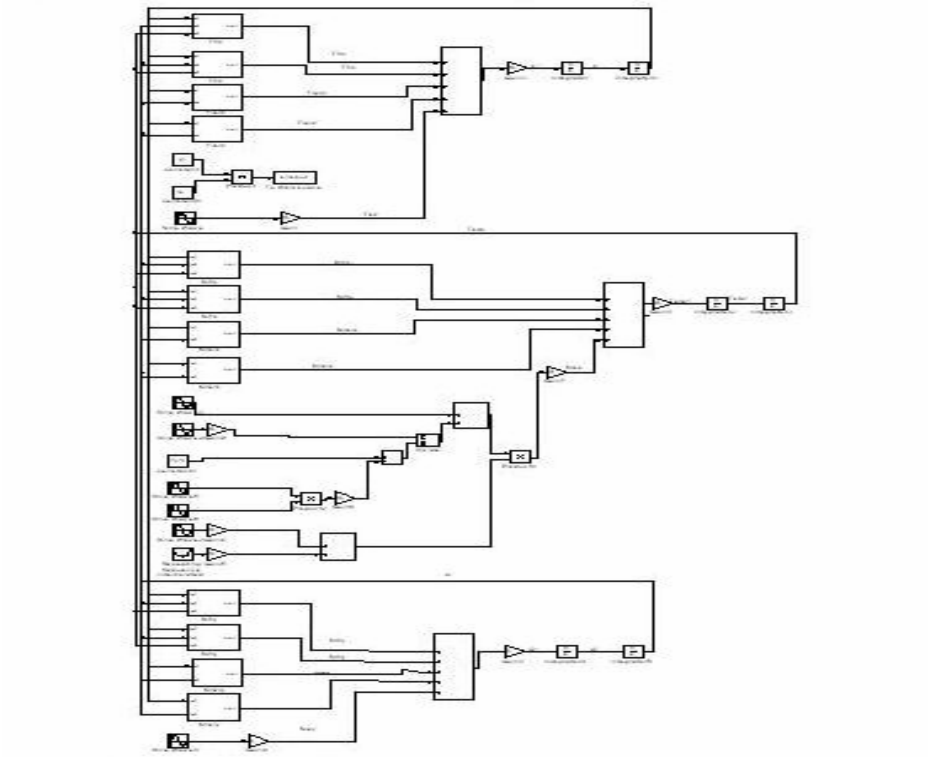
$$M_{ösx} = F_{ösz}b_1 \tag{5.45}$$

$$M_{asly} = -F_{aslz}b_2 \tag{5.46}$$

$$M_{asx} = -F_{asz}b_2 \tag{5.47}$$

### 5.3 Örnek Bir Motor Askı Sisteminin İncelenmesi

Bu bölümde örnek bir motor askı sisteminin sistem cevabı incelenecektir. İncelenen sistem arkadan motorlu bir belediye otobüsüne aittir. Bir önceki bölümde elde edilen denklemler yardımı ile sistemin matematiksel modeli MATLAB SIMULINK modülünde hazırlanmıştır.Şekil5.6'da hazırlanan modelin akış şeması görülmektedir.



**Şekil 5.7:** Motor Askı Sistemi Matematiksel Modeli (Detayı Ek-A'da verilmiştir.)

Modelde üç eksendeki tahrik kuvvetleri ve momentleri sinüs dalgası kaynağı olarak modellenmiştir. Sinüs dalgasının frekansı ve genliği motor devrinin bir fonksiyonudur. Bu tahrik kuvvetleri ve momentlerinden dolayı oluşan takoz tepki kuvvetleri anlık olarak hesaplanmaktadır.

#### 5.3.1 Statik Analiz

Tablo 5.1'de incelenen motor askı sistemine ait gerekli bilgiler verilmiştir.5.25 ve 5.26 numaralı eşitlikler kullanılarak yazılan MATLAB programı yardımı ile motor askı sisteminin statik ezilme miktarları elde edilmektedir.

**Tablo 5.1:** Motor askı sistemi parametreleri

| | | | |
|---|---|---|---|
| **A** | **0.00916 $m^2$** | **$b_1$** | **0.65m** |
| **$d_c$** | **0.14 m** | **$b_2$** | **0.28m** |
| **m** | **630 kg** | **$k_{eö}$** | **220000 N/m** |
| **$I_y$** | **17.45 $kgm^2$** | **$k_{yö}$** | **300000N/m** |
| **$I_x$** | **8.24 $kgm^2$** | **$k_a$** | **250000N/m** |
| **h** | **0.45 m** | **$c_{eö}$** | **400Ns/m** |
| **α** | **45°** | **$c_{yö}$** | **300Ns/m** |
| **a** | **0.48 m** | **$c_a$** | **400Ns/m** |

Hesap edilen ezilme miktarları aşağıdaki gibidir.

$z_{st}$=-0.0016 m $\varphi_{st}$=0.00043 rad (5.48)

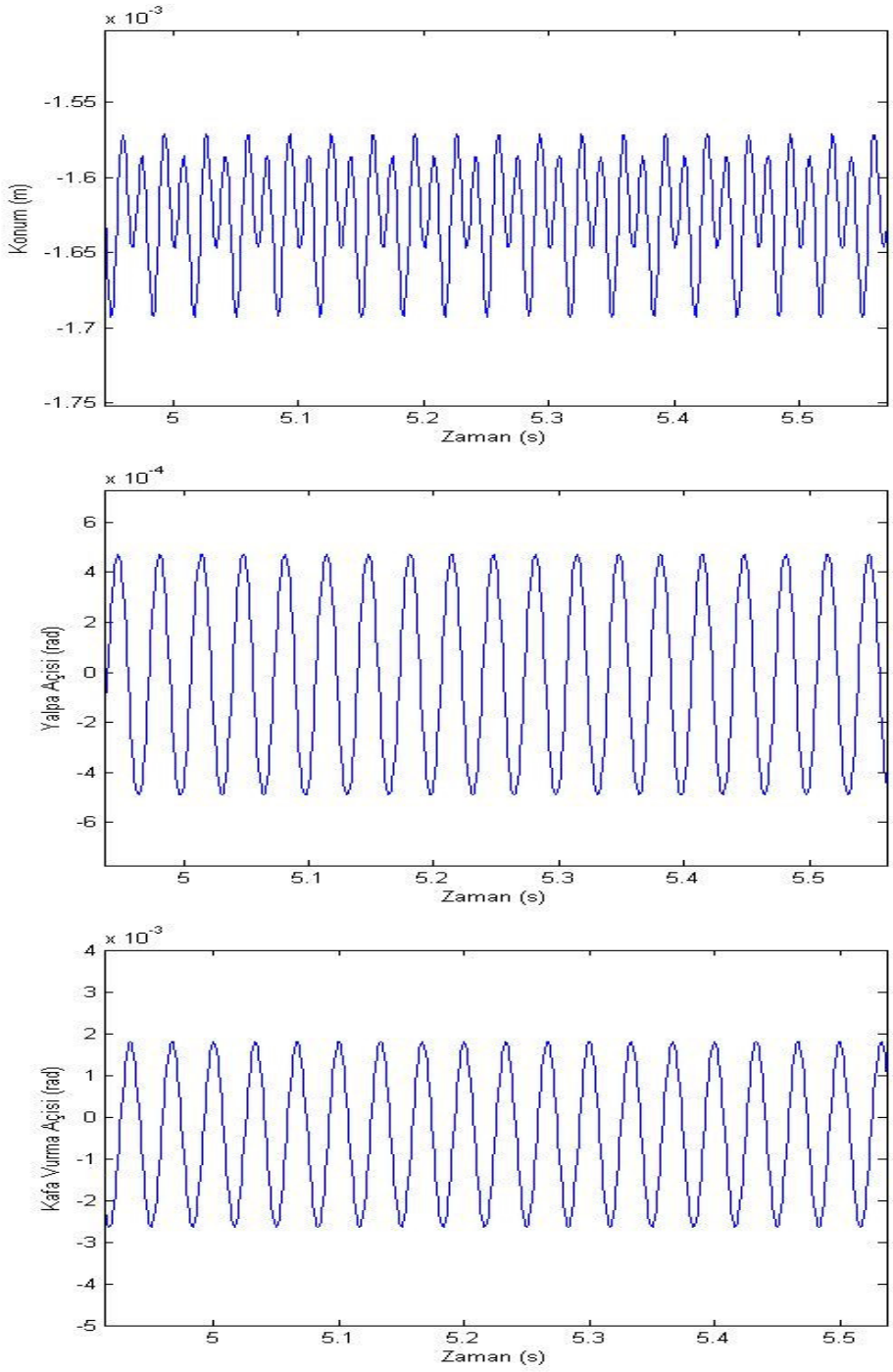
Bu bilgiler SIMULINK programında girdi olarak kullanılmıştır.

### 5.3.2 Sistemin Dinamik Analizi

Modelde hareket denklemlerinin diferansiyel çözümü kullanılarak dikey eksendeki (z) yalpa hareketi eksenindeki (θ) ve kafa vurma hareketi eksenindeki(φ) zamana bağlı konum değiştirme miktarları elde edilmektedir.

İncelenen motor askı sisteminin 1800 d/d motor devrinde sistem cevabı Şekil 5,8'de verilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere bu devirde dikey hareket genliği diğer hareketlere göre daha fazladır. Titreşim frekansı yaklaşık 30 Hz'dir; fakat ikincil titreşim frekansı görünmektedir. 60 Hz civarında olan bu titreşim modu özellikle dikey harekette etkilidir.

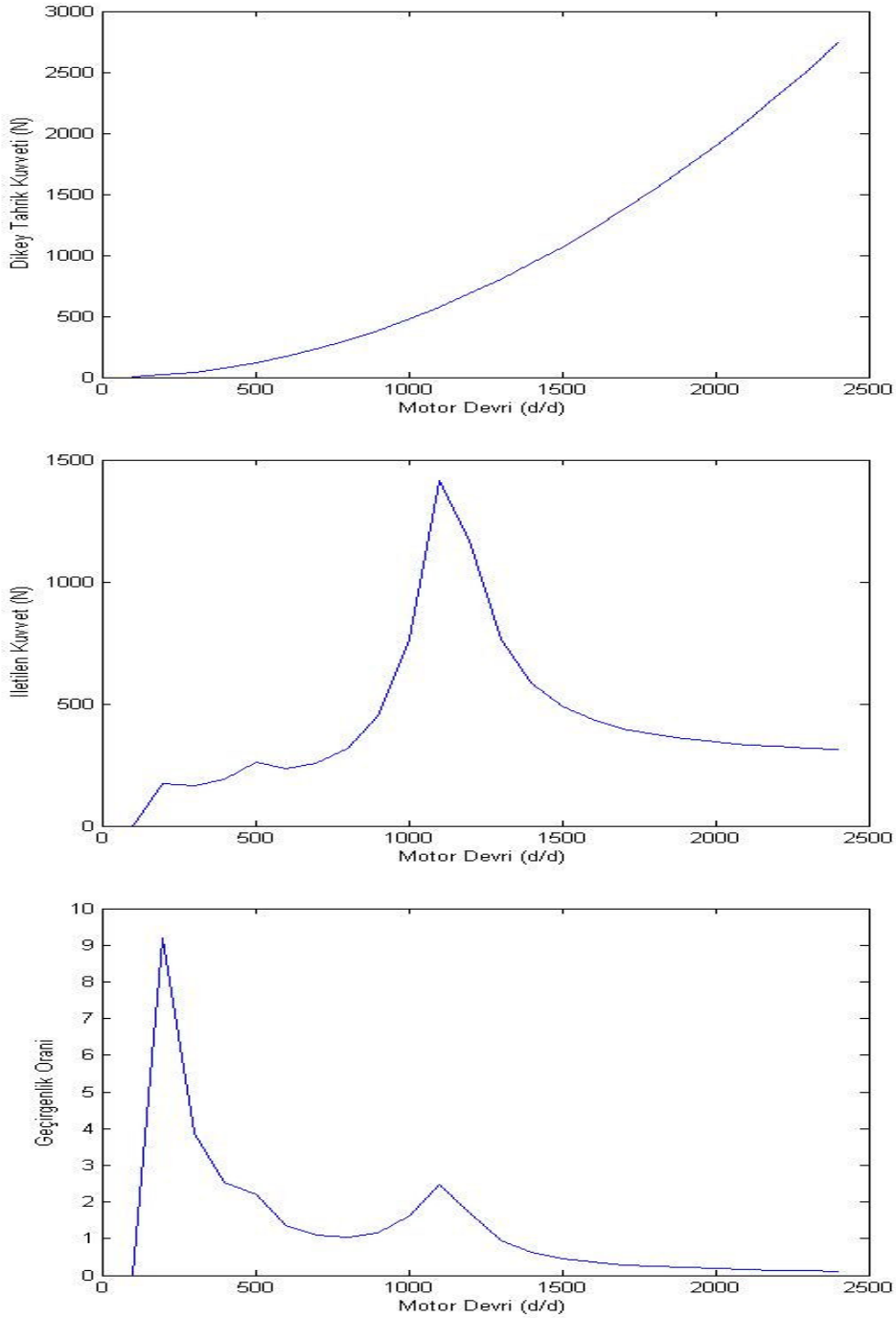
.




**Şekil 5.8:** Motor Konumumun Üç Eksende Zamana Bağlı Değişimi

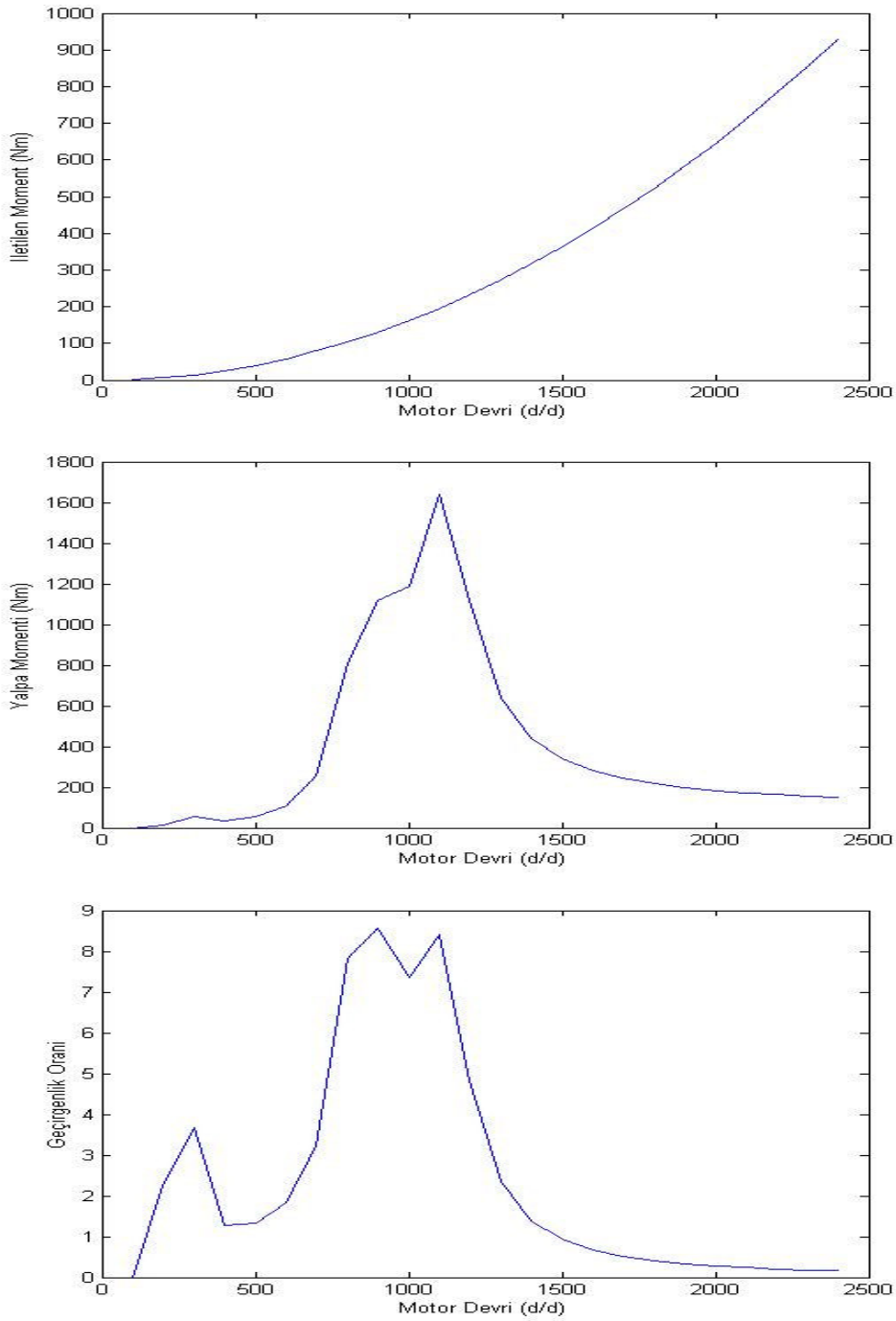
İncelenmekte olan motor maksimum hızı 2500 d/d'dır. Sistem cevabını daha iyi analiz edebilmek için motor devrine bağlı tahrik kuvveti, araç gövdesine iletilen kuvvet ve geçirgenlik oranı 0–2500 d/d aralığında Şekil 5,9'de çizdirilmiştir. Grafikleri elde etmek için sistem 0 d/d'den itibaren 50 d/d aralıklarla çözdürülmüş,

her devir sayısı için elde edilen tahrik kuvveti ve iletilen kuvvet sinyalinin RMS değerleri alınmıştır.

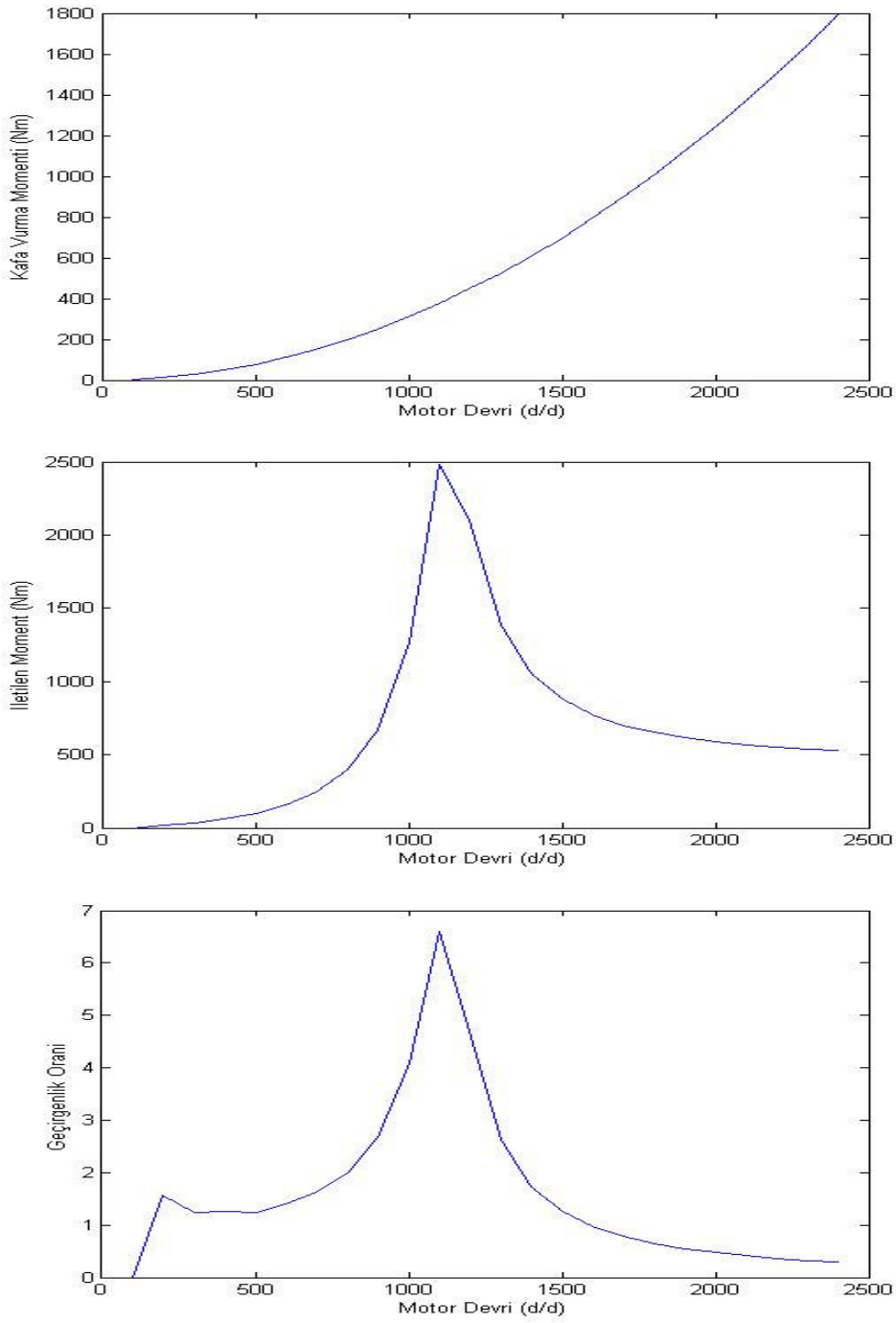



**Şekil 5.9:** Dikey Tahrik Kuvveti, İletilen Kuvvet ve Geçirgenlik Oranının Motor Devri ile Değişimi

Aynı şekilde yalpa tahrik momenti ve kafa vurma tahrik momenti içingrafiker Şekil 5.9 ve Şekil 5.10'da sırası ile verilmiştir.




**Şekil 5.10:** Yalpa Momenti İletilen Moment ve Geçirgenlik Oranının Motor Devri ile Değişimi




**Şekil 5.11:** Kafa Vurma Momenti, İletilen Moment ve Geçirgenlik Oranının Motor Devri ile Değişimi

İletilen kuvvet ve momentler aşağıdaki denklemler ile hesaplanmıştır.

Dikey hareket:

$$F_{iz} = F_{öslz} + F_{ösz} + F_{aslz} + F_{asz} - G \tag{5.49}$$

Yalpa Hareketi:

$$M_{ix} = M_{öslx} + M_{ösx} + M_{aslx} + M_{asx} \tag{5.50}$$

Kafa vurma hareketi

$$M_{iy} = M_{ösly} + M_{ösy} + M_{asly} + M_{asy} \tag{5.51}$$

Geçirgenlik oranı ise iletilen kuvvet ve momentlerin tahrik kuvvetti ve momentlerine bölünmesi ile elde edilir.

Elde edilen grafiklere göre tahrik kuvveti ve momentleri motor devrinin karesi ile artmaktadır. Fakat gövdeye iletilen kuvvet ve momentler belirli bir veya iki frekansta tepe yapmaktadır. Bu tepelerin görüldüğü frekanslar sistemin görülen yöndeki doğal frekanslarıdır. Doğal frekans bölgesinde geçirgenlik oranı birin üzerine çıkmaktadır.

Dikey hareket yönünde 260 d/d, 510 d/d ve 1120 d/d motor devirleri rezonans bölgeleridir. Bunlardan 1120 d/d hem genlik bakımından daha yüksektir; hem de motor çalışma aralığındadır. Sistemin dikey yöndeki doğal frekansları motor çalışma aralığının altına yani 600d/d'nın altına düşürülmelidir.

Yalpa ve kafa vurma hareketleri sırasındada yaklaşık 260 d/d ve 1120 d/d civarında rezonans bölgeleri bulunmaktadır. Bu motor hızları sırası ile 8,7 Hz ve 37,5 Hz'e tekabül etmektedir. Bu frekanslar motor askı sisteminin dikey, yalpa ve kafa vurma eksenlerindeki titreşim modlarıdır. Bu frekanslarda motor sistemi tahrik kuvveti ve momentlerin büyüterek gövdeye iletmektedir.

### 5.3.3 Motor Askı Sisteminin Optimizasyonu

Tipik bir optimizasyon prosedürü şu aşamalardan oluşur:

- Sistemin modellenmesi
- Hedefin belirlenmesi
- Sınırların tanımlanması
- Parametrelerin bilgisayar destekli optimizasyonu

Önceki kısımlarda dört takozlu bir motor askı sisteminin matematiksel modeli MATLAB programı yardımı ile oluşturulmuştu. Bu kısımda ise hedef fonksiyon belirlenmesi ve sınırların tanımlanması açıklanmış ve yine MATLAB Fmincon

komutu yardımı ile örnek sistem parametreleri optimize edilmiştir. Optimize edilen parametreler ile matematiksel model tekrar çalıştırılarak sistem cevabı elde edilmiş ve başlangıç durumu ile optimizasyon sonrası elde edilen sistem cevapları karşılaştırılmıştır.

#### 5.3.3.1 Hedef Fonksiyonun Belirlenmesi

Örnek modelde hedef olarak araç gövdesine iletilen kuvvet ve momentlerin azaltılması seçilmiştir. Hedef fonksiyon oluşturulurken düşük motor hızları ve yüksek motor hızları ayrı olarak ele alınmıştır. Hedef fonksiyon dört farklı fonksiyonun toplamından oluşmaktadır:

$$HF = F_1 + F_2 + F_3 + F \tag{5.51}$$

Birinci fonksiyon düşük motor hızlarında (600 d/d-1200 d/d) hesaplanan en yüksek kuvvet ve momentlerin toplamıdır:

$$F_1 = k_1 F_{ILMAKS} + k_2 M_{xILMAKS} + k_3 M_{yILMAKS} \tag{5.52}$$

İkinci fonksiyon ise yüksek motor hızlarında (600 d/d-1200 d/d) hesaplanan en yüksek kuvvet ve momentlerin toplamıdır:

$$F_2 = k_4 F_{IHMAKS} + k_5 M_{xIHMAKS} + k_6 M_{yIHMAKS} \tag{5.53}$$

Üç ve dördüncü fonksiyonlar sırası ile düşük ve yüksek motor hızlarında iletilen kuvvet ve momentlerin karelerinin toplamının karekökünе eşittir.

$$F_3 = k_7 (\sqrt{\sum F_{ILTOP}^2} + \sqrt{\sum M_{xILTOP}^2} + \sqrt{\sum M_{yILTOP}^2}) \tag{5.54}$$

$$F_4 = k_8 (\sqrt{\sum F_{IHTOP}^2} + \sqrt{\sum M_{xIHTOP}^2} + \sqrt{\sum M_{YIHTOP}^2}) \tag{5.55}$$

Denklemlerdeki k sabitleri ise ağırlık oranlarıdır. Toplamları bire eşittir.

#### 5.3.3.2 Sınırların Tanımlanması

Ele alınan sistemde optimize edilecek parametreler takozların konumunu belirleyen mesafeler ve takozların sönüm ile yay katsayılarıdır. Bu parametreler geometrik sınırlamalar ve imalat yöntemleri ile malzeme özelliklerinden dolayı

sınırlandırılmaktadırlar. Dolayısı ile her parametrenin alt ve üst sınırı mevcuttur. Ayrıca seçilen motor parametrelere göre maksimum statik ezilmenin belli bir miktarı geçmemesi istenir. Örnek sisteme ait sınırlamalar Tablo 5.2'de verilmiştir.

$$z_{st} \leq 0{,}015 \text{ m} \tag{5.56}$$

$$\varphi \leq 0{,}030 \text{ rad} \tag{5.57}$$

**Tablo 5.2:** Motor askı sistemi parametrelerine ait sınırlamalar

| Parametre | Başlangıç | Alt Limit | Üst Limit |
|---|---|---|---|
| keö (N/m) | 180000 | 100000 | 300000 |
| ka (N/m) | 270000 | 190000 | 400000 |
| kyö (N/m) | 200000 | 110000 | 300000 |
| ceö (Ns/m) | 300 | 150 | 450 |
| cyö (Ns/m) | 300 | 150 | 450 |
| ca (Ns/m) | 200 | 100 | 300 |
| b1 (m) | 0,65 | 0,5 | 0,65 |
| b2 (m) | 0,28 | 0,22 | 0,36 |
| h (m) | 0,4 | 0,35 | 0,45 |
| α (°) | 45 | 60 | 30 |

#### 5.3.3.3 Parametrelerin Bilgisayar Destekli Optimizasyonu

Örnek sistem optimizasyonu MATLAB programında Fmincon fonksiyonu kullanılarak yapılmıştır. Optimizasyon sonucu elde edilen değerler Tablo 5.3'deki gibidir.

Takozların sönüm oranları optimizasyon sonucunda en üst limite yakınsamıştır. Dolayısı ile daha yüksek sönüm katsayılı takozlar ile gövdeye iletilen kuvvet ve momentler daha da azaltılabilir.

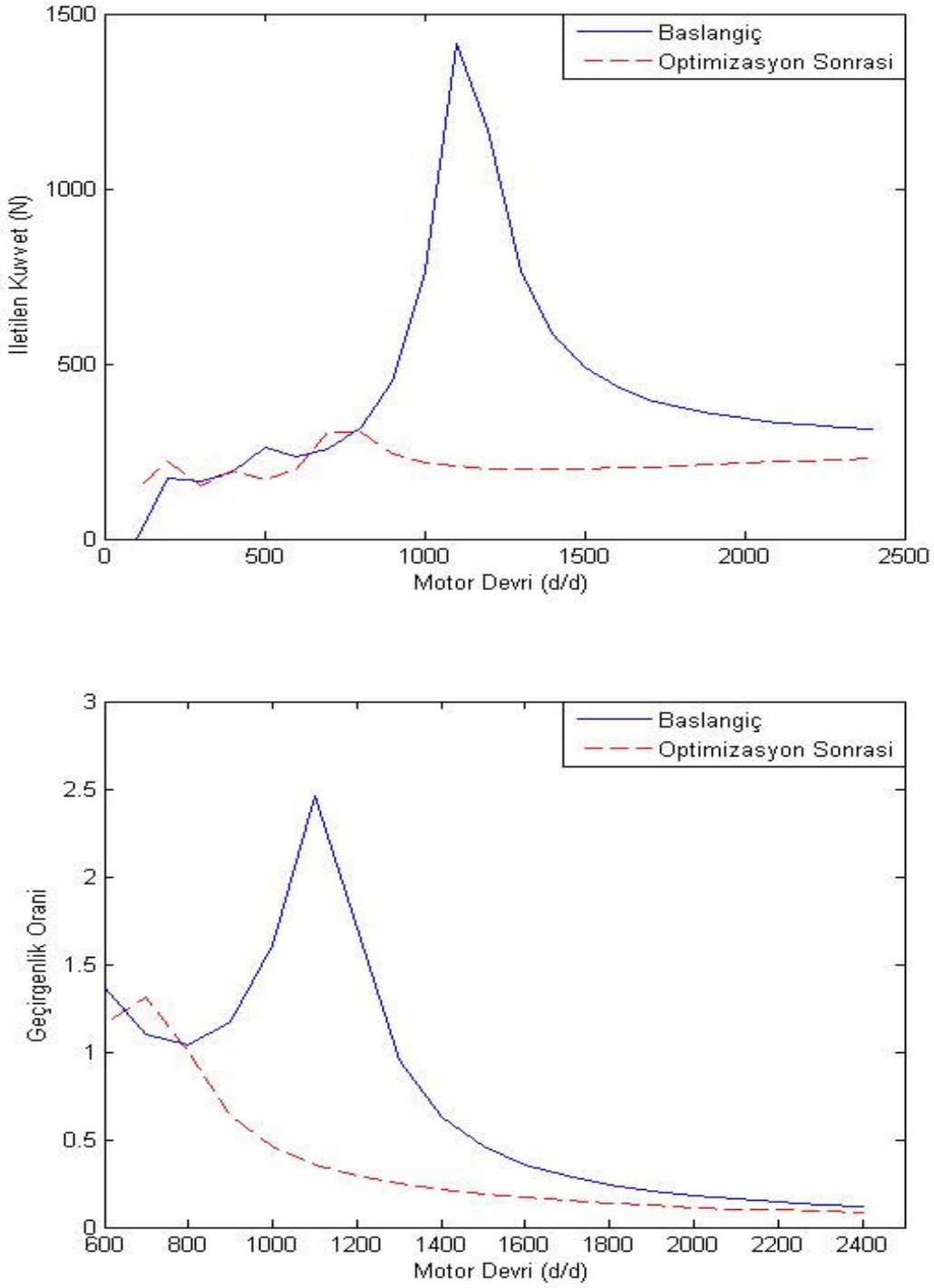
**Tablo 5.3:** Optimizasyon sonuçları

| Parametre | Başlangıç | Alt Limit | Üst Limit | **Sonuç** |
|---|---|---|---|---|
| keö (N/m) | 180000 | 100000 | 300000 | 100002,63 |
| ka (N/m) | 270000 | 190000 | 400000 | 276028,17 |
| kyö (N/m) | 200000 | 110000 | 300000 | 143736,72 |
| ceö (Ns/m) | 300 | 150 | 450 | 450 |
| cyö (Ns/m) | 300 | 150 | 450 | 450 |
| ca (Ns/m) | 200 | 100 | 300 | 300 |
| b1 (m) | 0,65 | 0,5 | 0,65 | 0,5217 |
| b2 (m) | 0,28 | 0,22 | 0,36 | 0,22 |
| h (m) | 0,4 | 0,35 | 0,45 | 0,45 |
| α (°) | 45 | 60 | 30 | 60 |

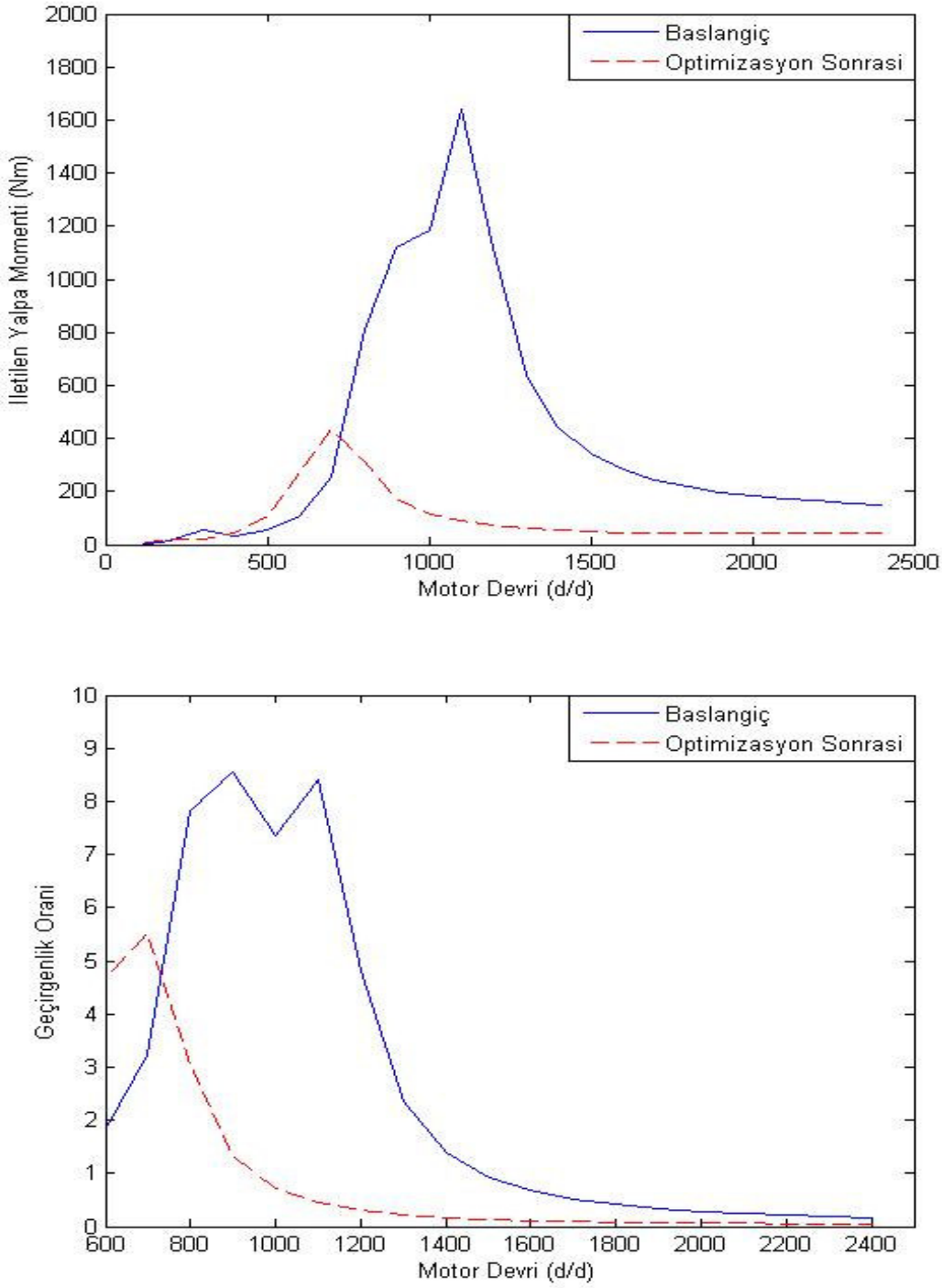
Şekil 5.12, Şekil 5.13 ve Şekil 5.14'te başlangıç koşullarındaki sistem cevabı ile optimizasyon sonucu elde edilen sistem cevapları aynı grafik üzerinde verilmiştir. Grafiklerde kesikli çizgi ile gösterilen eğriler optimizasyon sonucu elde edilen eğrilerdir.

Optimizasyon sonucu gövdeye iletilen kuvvet ve momentler azalmıştır. Ayrıca sistemin rezonans frekansı düşürülmüştür. Motor çalışma aralığında geçirgenlikler azalmıştır.

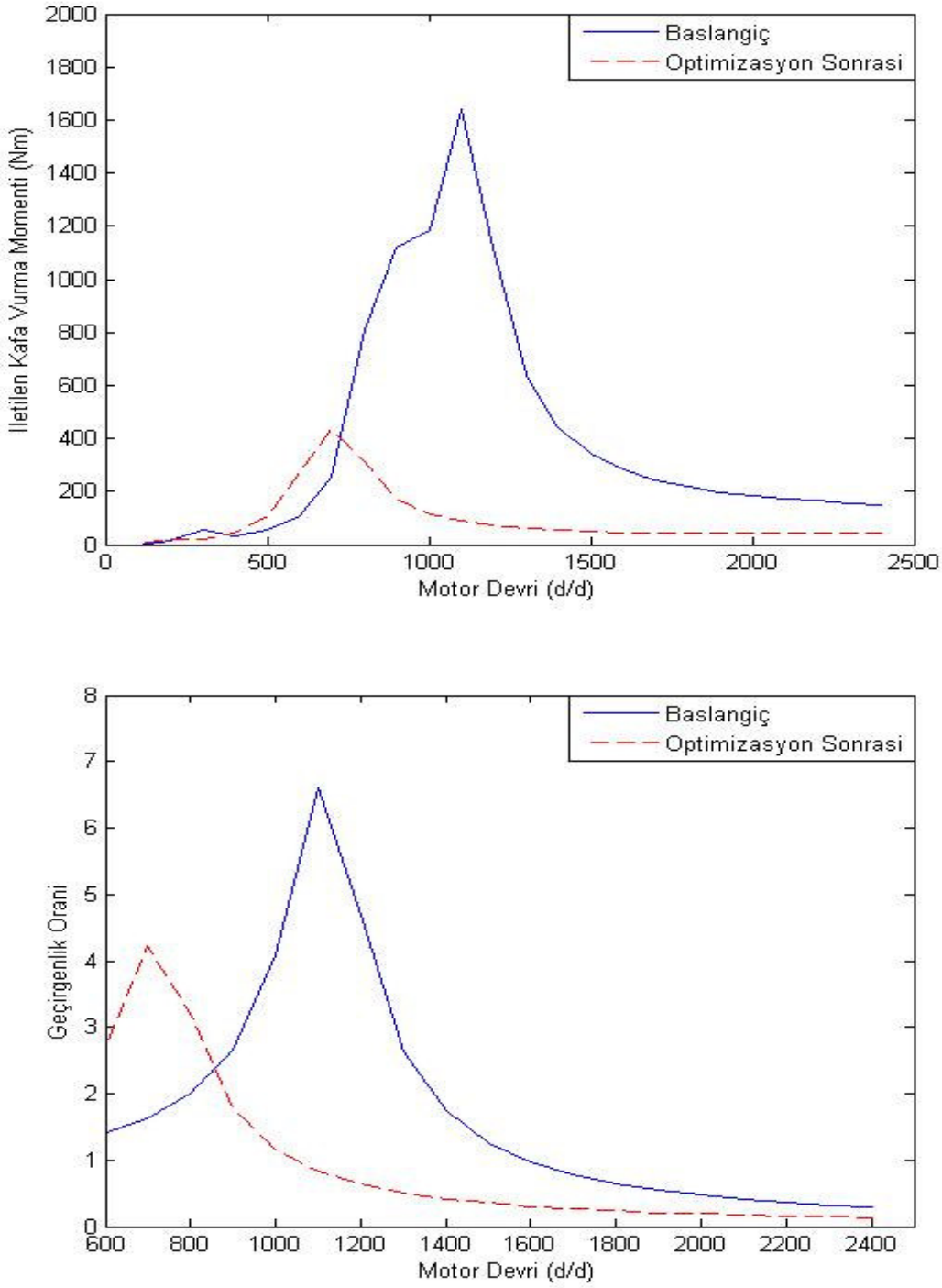
Dikey harekette geçirgenlik 800 d/d dan sonra birin altına inmekte ve çalışma bölgesnde birden düşük olmaktadır. Rezonans sırasındaki motor hızı ise 1120d/d'dan 710 d/d'ya çekilmitir. Aynı şekilde yalpa ve kafa vurma haraketlerinin modları 710 d/d olmuştur.




**Şekil 5.12:** Optimizasyon Öncesi Ve Sonrasında İletilen Dikey Tahrik Kuvveti Ve Geçirgenlik Oranının Karşılaştırılması




**Şekil 5.13:** Optimizasyon Öncesi Ve Sonrasında İletilen Yalpa Momenti ve Geçirgenlik Oranının Karşılaştırılması




**Şekil 5.14:** Optimizasyon Öncesi Ve Sonrasında İletilen Kafa Vurma Momenti ve Geçirgenlik Oranının Karşılaştırılması

## 6. SONUÇ

İdeal motor askı sisteminden beklenen motor düzgünsüzlüklerinden kaynaklanan titreşimlerin izole edilmesi ve şok tahriklerin sebep olduğu motorun aşırı salınımını engellemesidir.

Yol pürüzlülüğünden kaynaklanan titreşimler düşük frekanslı ve yüksek genlikli titreşimlerdir. Motor titreşimleri ise nispeten daha yüksek frekanslı ve düşük genlikli titreşimlerdir. Motor askı sisteminin frekansa bağlı olarak ayarlanabilir bir karakteristiği olması istenir. Motor titreşimleri yanma sırasındaki gaz basıncı değişimlerinden ve dönen parçaların balanssızlığından oluşturduğu kuvvet ve momentlerden kaynaklanır. Analitik yöntemler ile motoru tahrik eden kuvvet ve momentler krank açısının fonksiyonu olarak elde edilebilir.

Geleneksel kauçuk takozlar motor takozundan beklenen bütün gereksinimleri karşılayamazlar. Fakat ucuz maliyet, kolay üretilebilirlik, bakıma ihtiyacı olmaması ve güvenilirlik gibi özelliklerinden dolayı hala yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Pasif hidrolik takozlar hidrolik takozlara göre düşük frekanslarda daha iyi performans gösterirler. Yarı aktif hidrolik takozlar ise daha parametreleri daha kolay ayarlanabildiği için karakteristikleri daha iyidir. Aktif motor takozları düşük frekanslarda sert yüksek frekanslarda yumuşak yay sertliği göstererek titreşimleri izole ederler. Fakat karmaşık bir sisteme sahiptir, dolayısıyla daha pahalıdır ve sistem güvenilirliği daha azdır.

Motor takozlarının dinamik karakteristiği motor askı sistemi tasarımı için en önemli parametrelerdendir. Dinamik karakteristiklerin ölçülmesi için çeşitli teknikler mevcuttur.

Motor takozlarının doğru yerleşimi, dengeli bir motor askı sistemi için önemlidir. Ayrıca takozlara gelen yükler optimize edilerek takozların uzun ömürlü olması sağlanmalıdır.

Motor askı sisteminin matematiksel modelinin oluşturulması tasarım aşamasında önemli bir kolaylık sağlamaktadır. Çeşitli takozlar ve yerleşimler denenerek

optimum tasarım elde edilebilinir. Bilgisayar destekli optimizasyon teknikleri motor askı sistemi dizaynını kolaylaştıracaktır.

**KAYNAKLAR**


[1] **Matthew, R. And Haddow, A.,** 1993. On the dynamic response of hydraulic engine mounts, *SAE Technical Paper Series* 931321

[2] **Geisberger, A.A.**, 2000. Hydraulic Engine Mount Modeling, Parameter Identification and Experimental Validation, PhD Thesis*, University of Waterloo*, Ontario.

[3] **Rabeih, E. M.A.,** 1997. Torsional Vibration Analysis of Automotive Drivelines, PhD dissetation*, The University of Leeds*, Leeds

[4] **Rizzoni, G.,** 1886. A Dynamic Model for the Internal Combustion Engine, PhD dissetation*, The University of Michigan,* Michigan

[5] **Lichty, L. C.,** 1967. Combustion Engine Processes , McGraw-Hill book Company, London.

[6] **Schmitt, R. V. And Charles, J. L.**, 1976 Design of Elastomeric Vibration Isolation Mounting System of Internal Combustion Engines, *SAE Technical Paper Series* 760431

[7] **Taylor, C.F.**, 1985. The Internal Combustion Engine in Theory and Practice, 2nd edition, The M.I.T. press, Cambridge

[8] **Doughty, S.**, 1988. Fundamentals of IC Engine Torsional Vibration, Energy-Sources Technology Conference and Exhibition, New Orleans, Loisiana, January 10-14

[9] **Zweiri, Y.H., Whidborne, J.F. and Seneviratne, L.D.**, 2001. Detailed Analytical Model of A Single Cylinder Diesel Engine in theCrank Angle Domain, *IMechE, Journal of Automotive Engineering, Part D, Vol 215* 1197-1216

[10] **Ashrafiuon, H.,** 1993. Design Optimization of Aircraft Engine Mount Systems, *Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 115*, 463-467

[11] **Yu, Y., Naganathan N.G. and Dukkipati R.V.**, 2001. A Literature Review of Automotive Vehicle Engine Mounting Systems , *Mechanism and Machine Theory, 36***,** 123-142.

[12] **Rivin, Eugene I.,** 2003. Passive Vibration Isolation. Asme Press Press, New York.

[13] **Kim, J. J. And Kim, H.Y.,** 1997. Shape Design of an Engine Mount by a Method of Parametric Shape Optimization, *IMechE, Journal of Automotive Engineering, Part D, Vol 211* 155-159

[14] **Haque, M. M.,** 1996. Evaluation of a Class of hydrolic Dampers for Isolation of Vibration adn Schock, PhD dissetation, Concordia University, Montreal

[15] **Geisberger, A. A.** 2000. Hydraulic Engine Mount Modeling, Parameter Identification and Experimental Validation, Master T*hesis,* University of Waterloo, Ontario.

[16] **Richards, C. M., Singh, R.** 2001 Characterization of Rubber Isolator Nonlinearities in The Context of Single and Multi-Degree of Freedom Experimental Systems , *Journal of Sound and Vibration, 247(5), 807-834*

[17] **Lin, T. R., Farag, N. F., Pan, J.,** 2004. Evaluation Of Frequency Dependent Rubber Mount Stiffness And Damping By Impact Test , *Applied Acustics 66 824-844*

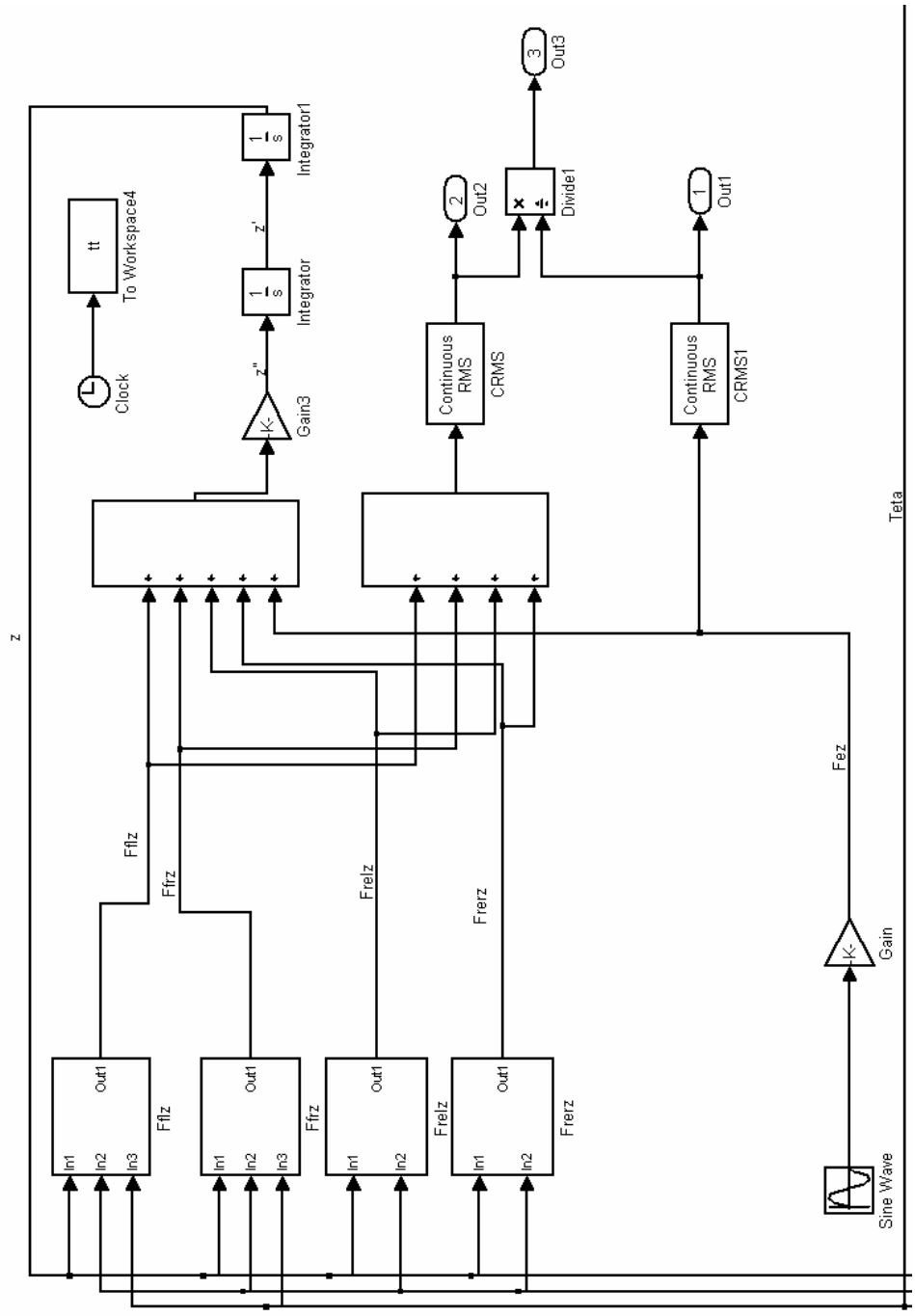
[18] **Heisler, H.,** 2002. Advanced Vehicle Technology, Second Edition, Butterworth Heinmann, Oxford

[19] **Garrett, T. K., Newton, K. And Steeds, W.,** 2001. The Motor Vehicle,Thirteenth Edition, Butterworth Heinmann, Oxford

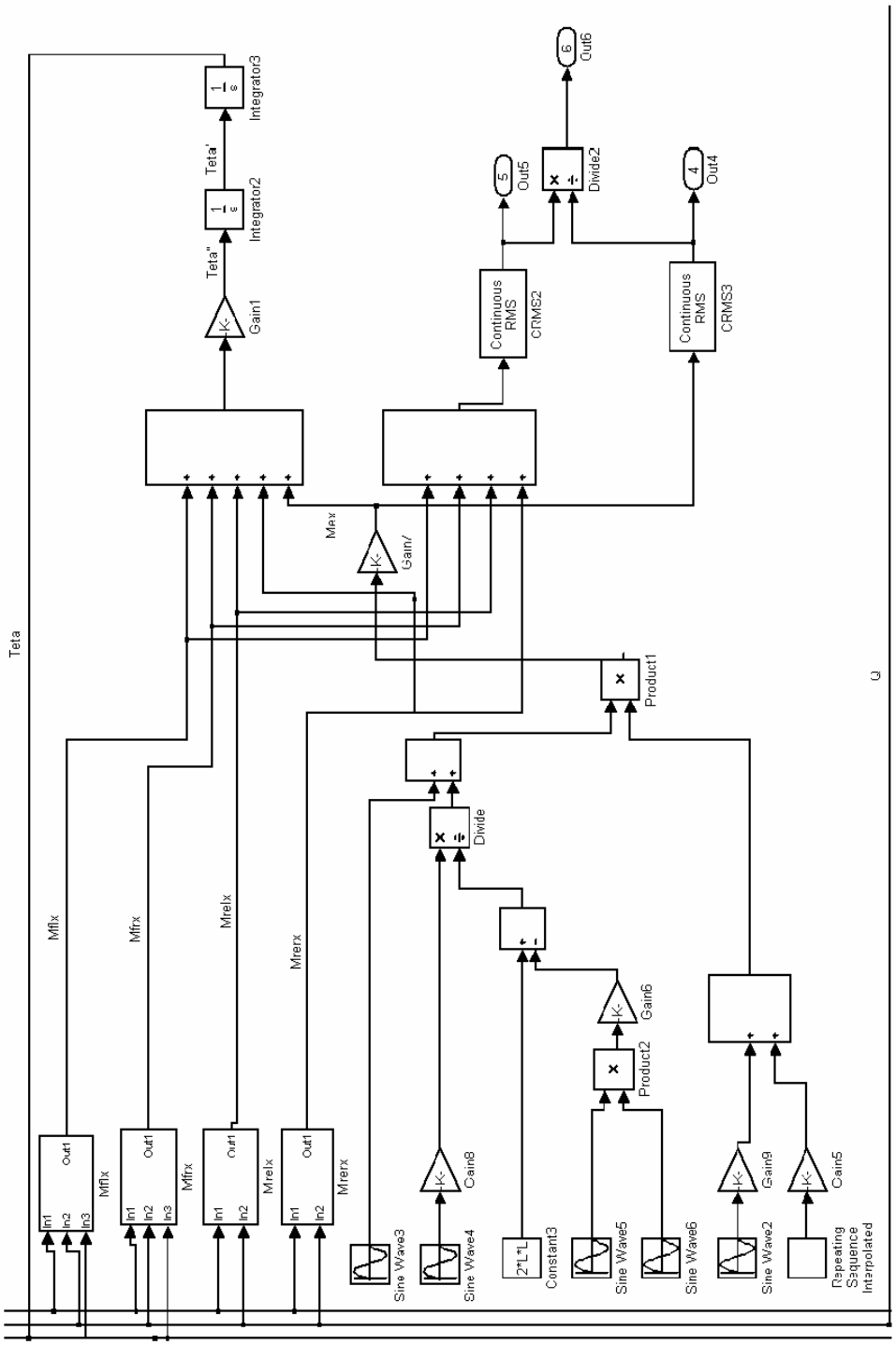
[20] **Lee, B. S., Yim, H. J. Lee, J. M.,** 1998. Dynamic Analysis and Optimal Design of Engine Mount System with Consideration of Foundation Flexibility

**EKLER**

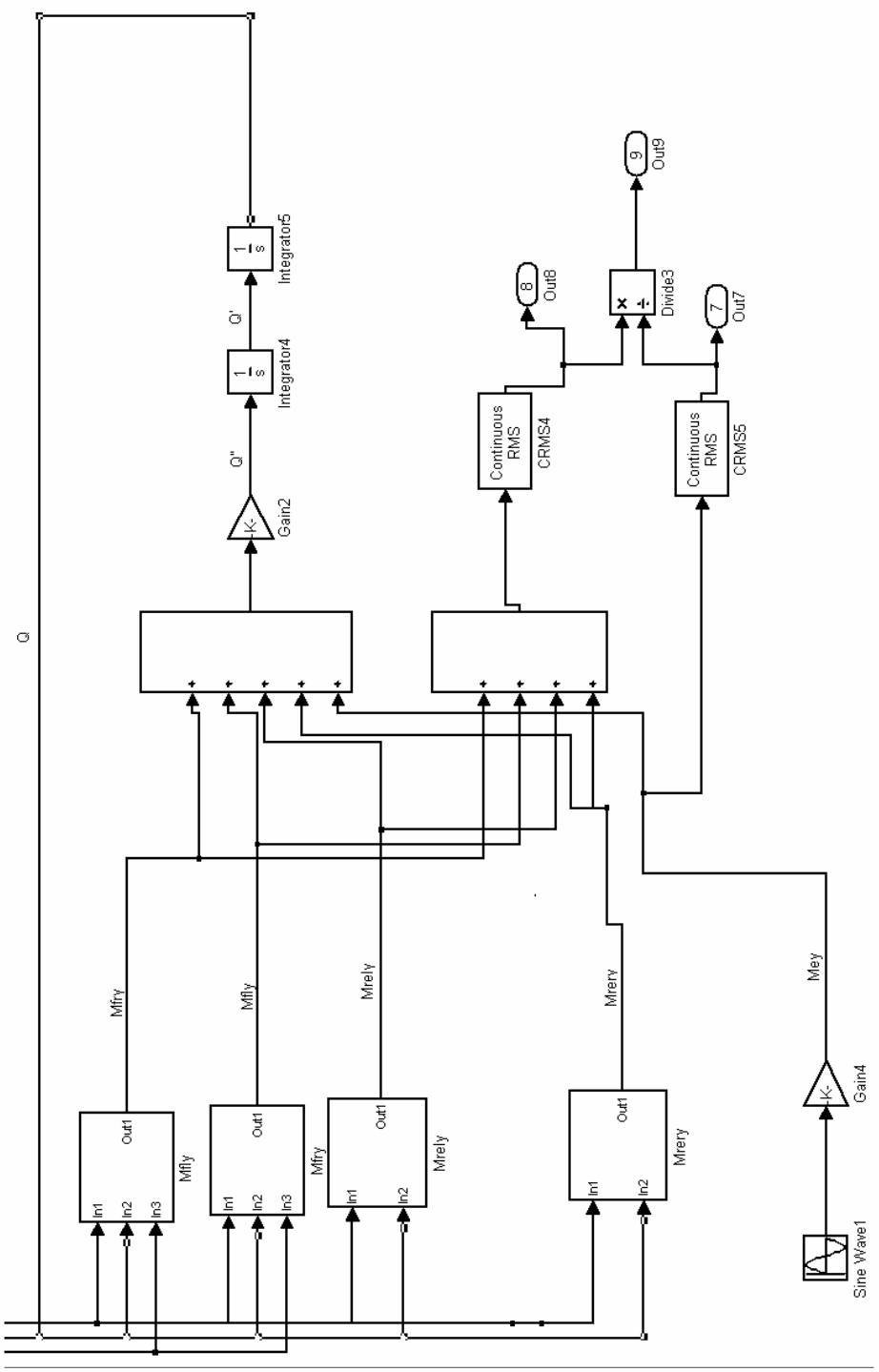
## EK-A: MOTOR ASKI SİSTEMİNİN MATEMATİKSEL MODELİ



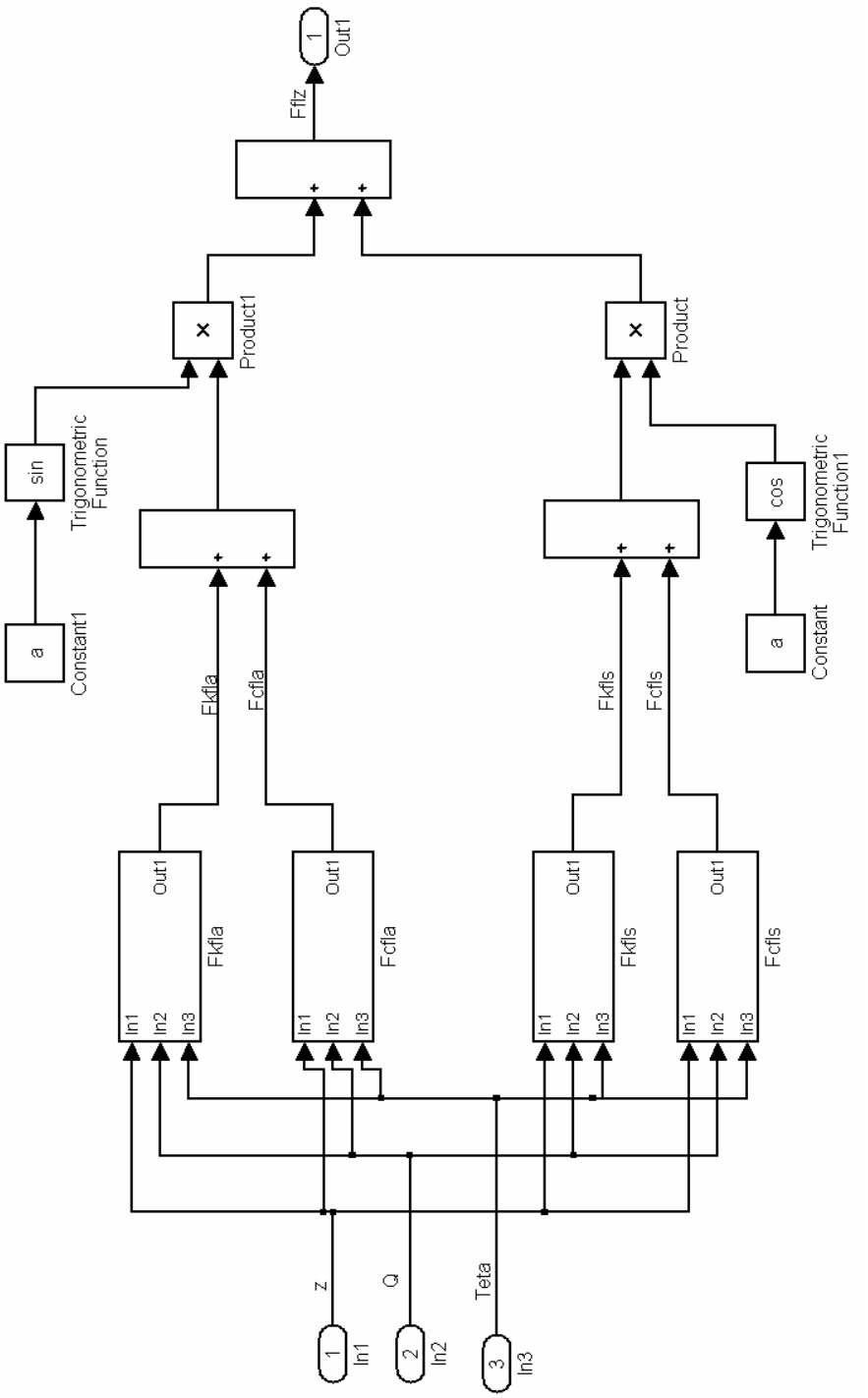

Şekil A.1: Motor Askı Sistemi Matematiksel Modeli-1



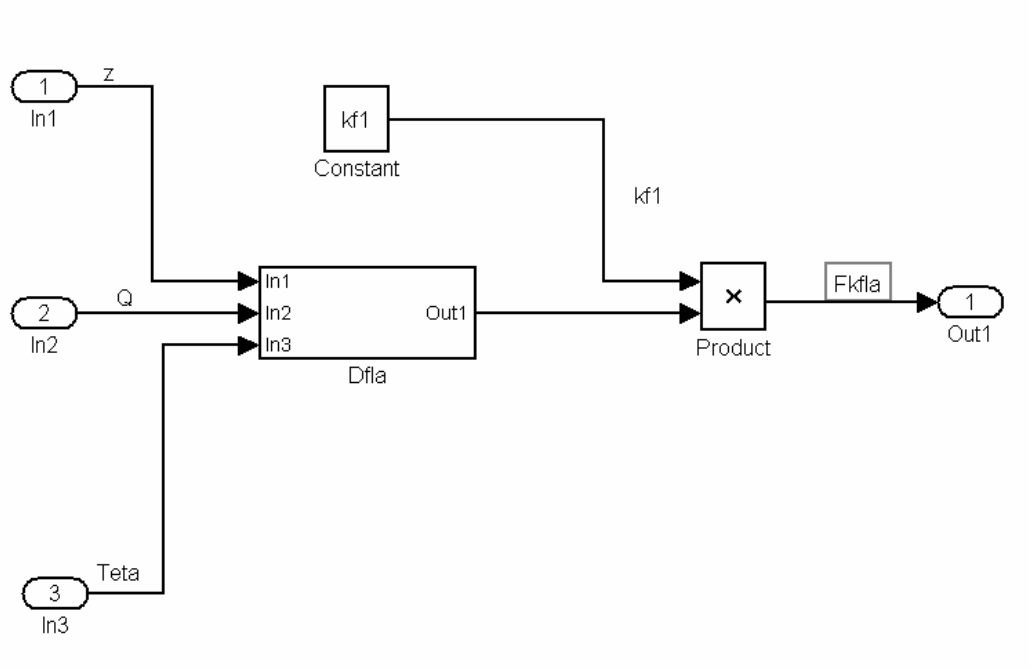

**Şekil A.2:** Motor Askı Sistemi Matematiksel Modeli–2



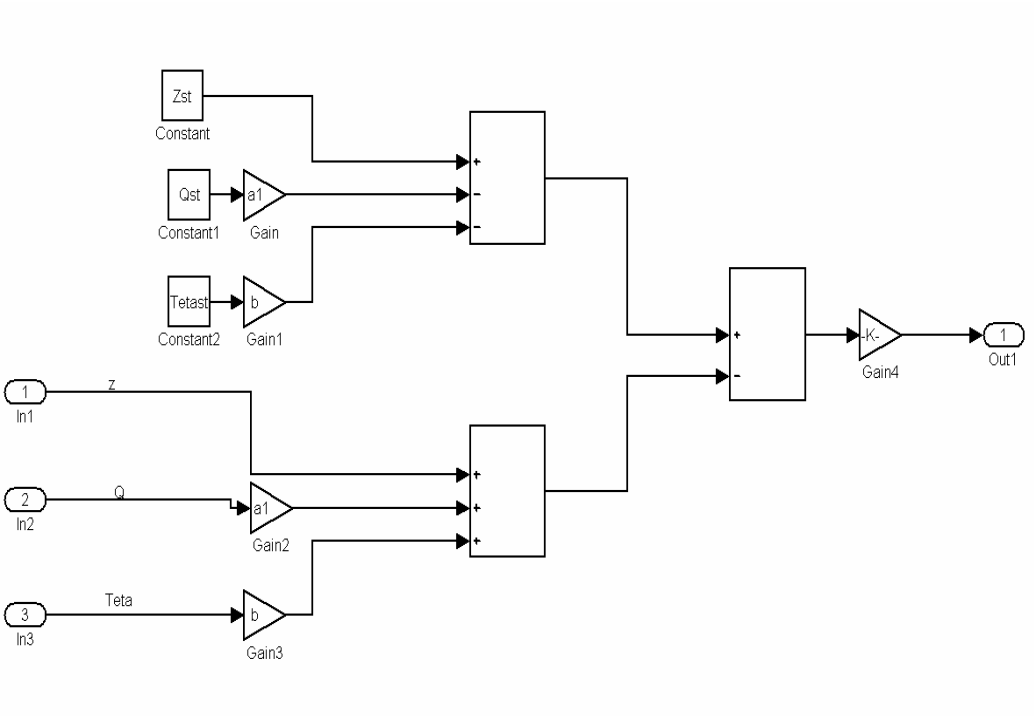

**Şekil A.3**: Motor Askı Sistemi Matematiksel Modeli–3




**Şekil A.4**: Modelde Alt Sistemler ($F_{flz}$)




**Şekil A.5:** Modelde Alt Sistemler ($F_{kfla}$)




**Şekil A.6:** Modelde Alt Sistemler ($D_{fla}$)

## EK-B: HEDEF FONKSİYON PROGRAMI

```
function U=objectiveson(x)
m=420;
Ix=7;
Iy=15;
dc=0.14;
A=0.00916;
b=0.48;
Tetast=0;
R=0.0477;
L=0.1485;
g=9.81;
meqz=1;
a11=0.3;
a12=0.175;
a13=0.175;
a21=0.15;
a22=0.05;
a23=0.05;
a31=0.075;
a32=0.025;
P1=[x(1)*sin(x(10))^2+x(3)*cos(x(10))^2 -x(8)*b*m*g/(2*(x(7)+x(8)))];
P2=[x(2) -x(8)*b*m*g/(2*(x(7)+x(8)))];
R1=roots(P1);
R2=roots(P2);
Zst=-(x(7)*R2+x(8)*R1)/(x(7)+x(8));
Qst=-(R2-R1)/(x(7)+x(8));
kf1=x(1);
kr1=x(2);
kfy=x(3);
cfa=x(4);
cfs=x(5);
crea=x(6);
a1=x(7);
a2=x(8);
h=x(9);
a=x(10);
opt = simset('solver','ode5','SrcWorkspace','Current');
nsl=600:100:1200;
nsh=1200:400:2400;
for i=1:1:length(nsl)
    n=nsl(i);
   [tout,xout,y1,y2,y3,y4,y5,y6,y7,y8,y9]=sim('model2',[0 6],opt);
     Fexrml(i)=y1(length(y1));
    Ftrml(i)=y2(length(y2));
    Ftrnsl(i)=y3(length(y3));

    Mxexrml(i)=y4(length(y4));
    Mxtrml(i)=y5(length(y5));
```

```
    Mxtrnsl(i)=y6(length(y6));

    Myexrml(i)=y7(length(y7));
    Mytrml(i)=y8(length(y8));
    Mytrnsl(i)=y9(length(y9));

end
for i=1:1:length(nsh)
    n=nsh(i);
    [tout,xout,y1,y2,y3,y4,y5,y6,y7,y8,y9]=sim('model2',[0 10],opt);
     Fexrmh(i)=y1(length(y1));
    Ftrmh(i)=y2(length(y2));
    Ftrnsh(i)=y3(length(y3));

    Mxexrmh(i)=y4(length(y4));
    Mxtrmh(i)=y5(length(y5));
    Mxtrnsh(i)=y6(length(y6));

    Myexrmh(i)=y7(length(y7));
    Mytrmh(i)=y8(length(y8));
    Mytrnsh(i)=y9(length(y9));

end
Ftp_1=a11*(max(Ftrml))+a12*(max(Mxtrml))+a13*(max(Mytrml));
Ftp_2=a21*(max(Ftrmh))+a22*(max(Mxtrmh))+a23*(max(Mytrmh));
Fts_1=a31*(sqrt(sum(Ftrml.^2)-max(Ftrml).^2)+sqrt(sum(Mxtrml.^2)-
max(Mxtrml).^2)+sqrt(sum(Mytrml.^2)-max(Mytrml).^2));
Fts_2=a32*(sqrt(sum(Ftrmh.^2)-max(Ftrmh).^2)+sqrt(sum(Mxtrmh.^2)-
max(Mxtrmh).^2)+sqrt(sum(Mytrmh.^2)-max(Mytrmh).^2));

U=Ftp_1+Ftp_2+Fts_1+Fts_2;
```

## EK-C: SINIR FONKSİYON PROGRAMLARI

```
function [c1,c1eq]=cons1(x)
b=0.48;
m=420;
g=9.81;
P1=[x(1)*sin(x(10))^2+x(3)*cos(x(10))^2 -x(8)*b*m*g/(2*(x(7)+x(8)))];
P2=[x(2) -x(8)*b*m*g/(2*(x(7)+x(8)))];
R1=roots(P1);
R2=roots(P2);
c1=-(x(7)*R2+x(8)*R1)/(x(7)+x(8))-0.015;
c1eq=[];


function [c2,c2eq]=cons2(x)
b=0.48;
m=420;
g=9.81;
P1=[x(1)*sin(x(10))^2+x(3)*cos(x(10))^2 -x(8)*b*m*g/(2*(x(7)+x(8)))];
P2=[x(2) -x(8)*b*m*g/(2*(x(7)+x(8)))];
R1=roots(P1);
R2=roots(P2);
c2=-(R2-R1)/(x(7)+x(8))-0.030;
c2eq=[];
```

## EK-D: OPTİMİZASYON PROGRAMI

```
A=[];
b=[];
Aeq=[];
beq=[];
lb=[100000;190000;110000;150;150;100;0.50;0.22;0.35;pi/6];
ub=[300000;400000;300000;450;450;300;0.65;0.36;0.45;pi/3];
x0=[180000 270000 200000 300 300 200 0.65 0.28 0.4 pi/4];    % Starting guess at
the solution
[x,fval]=fmincon(@objectiveson,x0,A,b,Aeq,beq,lb,ub,@cons1,@cons2);

kf1=x(1);
kr1=x(2);
kfy=x(3);
cfa=x(4);
cfs=x(5);
crea=x(6);
a1=x(7);
a2=x(8);
h=x(9);
a=x(10);
```