

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TAŞIT TİTREŞİMLERİNİN MR SÖNÜMLEYİCİ İLE YARI AKTİF BULANIK
KONTROLÜ**

MAHMUT PAKSOY

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
MAKİNE TEORİSİ VE KONTROL PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. RAHİMİ GÜÇLÜ**

İSTANBUL, 2013

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TAŞIT TİTREŞİMLERİNİN MR SÖNÜMLEYİCİ İLE YARI AKTİF BULANIK
KONTROLÜ**

Mahmut PAKSOY tarafından hazırlanan tez çalışması 20.09.2013 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Rahmi GÜÇLÜ
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Rahmi GÜÇLÜ
Yıldız Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Şaban ÇETİN
İstanbul Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Erhan AKDOĞAN
Yıldız Teknik Üniversitesi

ÖNSÖZ

Çalışmalarım sırasında benden değerli yardım ve ilgilerini esirgemeyen Sayın Hocam Prof. Dr. Rahmi GÜÇLÜ' ye, yine bilgi ve deneyimleriyle katkıda bulunan Sayın Hocam Yrd. Doç. Dr. Şaban Çetin'e ve Makine Teorisi ve Kontrol Programı'nın diğer üyelerine ve benden maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen, zor zamanlarımda her zaman yanımda olan çok değerli aileme teşekkürlerimi borç bilirim.

Eylül, 2013

Mahmut PAKSOY

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	vi
KISALTMA LİSTESİ.....	viii
ŞEKİL LİSTESİ.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ	xii
ÖZET	xiii
ABSTRACT.....	xv
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	11
1.3 Hipotez	12
BÖLÜM 2	
TAŞIT TİTREŞİMLERİ	13
2.1 Titreşimlerin İnsan Sağlığı Üzerine Etkileri	13
2.1.1 ISO İnsan Titreşimleri Standartları Parametreleri ve Titreşim Seviyeleri	13
2.1.2 İnsan Vücudunun Frekans Cevabı.....	16
2.1.3 Frekans Ağırlıklandırması	17
2.2 Taşıt Modelleri	18
2.3 Süspansiyon Sistemleri	21
BÖLÜM 3	
MR SÖNÜMLEYİCİLER	24
3.1 MR Akışkanlar	24
3.2 MR Sönümleyiciler	27

3.3	MR Sönümleyicilerin Matematiksel Modeli	30
3.3.1	Bingham Modeli	30
3.3.2	Bouc-Wen Modeli	32
3.3.3	Geliştirilmiş Bouc-Wen Modeli	34
3.3.4	MR Sönümleyicinin Histeresiz Karakteri	36
BÖLÜM 4		
TAM TAŞIT MODELİ VE SİMÜLASYONLARI		38
4.1	Pasif Sönümleyicili Tam Taşıt Modeli	38
4.1.1	Pasif Sistem için Simulasyon Çalışmalarında Kullanılan Parametreler	40
4.2	MR Sönümleyicili Tam Taşıt Modeli	47
BÖLÜM 5		
TAM TAŞIT MODELİNİN KONTROLÜ		52
5.1	Kontrol Sistemleri	52
5.2	Bulanık Mantıklı Kontrolör (BMK)	53
5.3	Taşıt Süspansiyon Sisteminin Bulanık Mantıklı Kontrolü	55
5.4	Öz Uyarlamalı Bulanık Mantıklı Kontrolör (ÖUBMK)	61
5.5	Performans Kriterleri	67
BÖLÜM 6		
SONUÇ VE ÖNERİLER		70
KAYNAKLAR		72
EK-A		
KONTROL KURALLARI		77
A-1 Bulanık Mantıklı Kontrol Kuralları		77
A-1 Öz Uyarlamalı Bulanık Mantıklı Kontrol Kuralları		79
ÖZGEÇMİŞ		Hata! Yer işareti tanımlanmamış.

SİMGE LİSTESİ

a	Ön aks ile ağırlık merkezi arasındaki yatay mesafe
a_i	İvme
a_{ref}	Referans seviyesi
a_{eq}	Eşdeğer ivme değeri
b	Arka aks ile ağırlık merkezi arasındaki yatay mesafe
c_s, c_r, c_f	Çeyrek ve yarım taşıt modelleri için sönüm katsayıları
c_0	Bouc-Wen modeli için sönüm katsayısı
c_{s1}	Ön sağ süspansiyon sönüm katsayısı
c_{s2}	Ön sol süspansiyon sönüm katsayısı
c_{s3}	Arka sağ süspansiyon sönüm katsayısı
c_{s4}	Arka sol süspansiyon sönüm katsayısı
de	Hatanın türevi
d, c	Ağırlık merkezinin aracının sol ve sağ yan tarafına olan yatay mesafesi
e	Hata
f_0	Akümülatör kuvveti
f_c	Sürtünme katsayısı
F	MR sönümleyici sönüm kuvveti
F_{MR}^{fl}	Ön sol MR sönümleyicinin Kuvveti
F_{MR}^{fr}	Ön sağ MR sönümleyicinin Kuvveti
F_{MR}^{rl}	Arka sol MR sönümleyicinin Kuvveti
F_{MR}^{rr}	Arka sağ MR sönümleyicinin Kuvveti
j, I_{x7}, I_{x8}	Atalet momentleri
k_{s1}	Ön sağ süspansiyon için yay katsayısı
k_{s2}	Ön sol süspansiyon için yay katsayısı
k_{s3}	Arka sağ süspansiyon için yay katsayısı
k_{s4}	Arka sol süspansiyon için yay katsayısı
k_{t1}	Ön sağ tekerleğin yay katsayısı

k_{t2}	Ön sol tekerleğin yay katsayısı
k_{t3}	Arka sağ tekerleğin yay katsayısı
k_{t4}	Arka sol tekerleğin yay katsayısı
k_{tr}, k_{tf}	Çeyrek ve yarım taşıt modelleri için tekerlek yay katsayıları
k_s, k_f, k_r	Çeyrek ve yarım taşıt modelleri için yay katsayıları
k_0	Bouc-Wen modeli için yüksek hızlardaki yay katsayısı
L, L_1, L_2	Çeyrek ve yarım taşıt modelleri için uzunluk değerleri
L_{eq}	Eşdeğer ivme seviyesi
L_d	Desibel olarak titreşim seviyesi
m_1	Tam taşıt modeli için ön sağ aks ve tekerleğin kütlesi
m_2	Tam taşıt modeli için ön sol aks ve tekerleğin kütlesi
m_3	Tam taşıt modeli için arka sağ aks ve tekerleğin kütlesi
m_4	Tam taşıt modeli için arka sol aks ve tekerleğin kütlesi
m_{11}	Yarım ve çeyrek taşıt modeli için taşıt gövdesinin kütleleri
m_{22}, m_{33}	Yarım ve çeyrek taşıt modeli için aks ve tekerlek kütleleri
M	Tam taşıt modeli için taşıt gövdesinin kütlesi
S_e, S_{de}, S_u	Ölçeklendirme katsayıları
v	Taşıt hızı
V	Gerilim
V_r	MR sönümleyicinin iki ucundaki bağlı hız
V_s	MR sönümleyicinin üst uç noktasındaki hız
z	Bouc Wen değişkeni
z_1	Ön sağ teker için yol girişi
z_2	Ön sol teker için yol girişi
z_3	Arka sağ teker için yol girişi
z_4	Arka sol teker için yol girişi
x	MR sönümleyici modellerinde yer değiştirme miktarı
x_{y1}, x_{y2}	Çeyrek ve yarım taşıt modelleri için yol girişleri
x_0	Bouc wen modelinde başlangıç yer değiştirmesi
$x_{i=1..4}$	Düşey yer değiştirmeler
γ, β, η, n	Histeresiz sabitleri
θ, x_6	Kafa vurma açısal yer değişimi
α, x_7	Yalpa açısal yer değişimi
α_g	Güncelleme katsayısı
α_h, A	Manyetik alana bağlı değişkenler

KISALTMA LİSTESİ

B	Büyük
BMK	Bulanık Mantıklı Kontrol
CBA	Classic Back-Propagation Algorithm
ÇB	Çok Büyük
ÇK	Çok Küçük
ER	Electro-rheological
HIC	Hierarchical Intelligent Control
HILS	Hardware in the Loop Simulation
HSIC	Human Simulated Intelligent Control
IAE	Integral Absolute Error
ISE	Integral Squared Error
ISO	International Standards Organisation
ITAE	Integral Time-weighted Absolute Error
ITSE	Integral of Time Multiply Squared Error
K	Küçük
KO	Küçük Orta
KOD	İvmenin Karesel Ortalama Degeri
LQR	Linear Quadratic Regulator
NB	Negatif Büyük
NK	Negatif Küçük
NN	Yapay Sinir Ağı
NO	Negatif Orta
O	Orta
ÖUBMK	Öz Uyarlamalı Bulanık Mantıklı Kontrol
PB	Pozitif Büyük
PK	Pozitif Küçük
PMSM	Daimi Mıknatıslı Senkron Motoru
PO	Pozitif Orta
QFT	Quantitative Feedback Theory
RMS	Root Mean Square
S	Sıfır

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2. 1	Sinüzoidal bir titreşim için konum değişimi, hız ve ivmearasındaki ilişki [46] 15
Şekil 2. 2	Farklı titreşim büyüklükleri [46] 15
Şekil 2. 3	İnsan vücudunun fiziksel modeli [46] 16
Şekil 2. 4	İnsan vücudu için ağırlıklandırılmış frekans eğrileri [46] 17
Şekil 2. 5	İnsan vücudunun maruz kaldığı titreşime göre rahatsızlık sınır eğrisi [48] 18
Şekil 2. 6	Çeyrek taşıt modeli 19
Şekil 2. 7	Yarım taşıt modeli [45] 20
Şekil 2. 8	Bir taşıtın temel olarak gerçekleştirdiği hareketler 21
Şekil 2. 9	Aktif süspansiyon sisteminin fiziksel yapısı 22
Şekil 2. 10	Yarı aktif süspansiyon sistemi fiziksel yapısı 23
Şekil 3. 1	MR sıvısının manyetik alana tepkisi 25
Şekil 3. 2	MR sıvısının elektron mikroskobu ile çekilen fotoğrafı (Solda manyetik alan yokken demir parçacıklarının durumu, sağda manyetik alan varken demir parçacıklarının durumu) [50] 25
Şekil 3. 3	MR akışkan çalışma metotları [51] 25
Şekil 3. 4	MR sönümleyici fiziksel modeli [4] 27
Şekil 3. 5	Pasif sönümleyicinin kuvvet-hız eğrisi 28
Şekil 3. 6	MR sönümleyicinin kuvvet-hız eğrisi [50] 29
Şekil 3. 7	MR sönümleyici sıvı geçişi tiplerine göre tasarım şekilleri, (a)- Çift milli, (b)- Tek milli ve akümülatörlü, (c)- Yan geçişli, (1- Manyetik alanın olduğu kısım, 2- Akümülatör, 3-Yan geçiş kanalı) [56] 30
Şekil 3. 8	Bingham modeli [4] 31
Şekil 3. 9	Bingham modelinin deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması, kuvvet-zaman grafiği [4] 31
Şekil 3. 10	Bingham modelinin deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması, kuvvet-yer değiştirme ve kuvvet-hız grafikleri [4] 32
Şekil 3. 11	Bouc-Wen modeli [4] 32
Şekil 3. 12	Bouc-Wen modelinin deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması, kuvvet-zaman grafiği [4] 33
Şekil 3. 13	Bouc wen modeli ve deneysel sonuçların karşılaştırılması, kuvvet-yer değiştirme ve kuvvet-hız grafikleri [4] 33
Şekil 3. 14	Geliştirilmiş bouc wen modeli [4] 34

Şekil 3. 15	Geliştirilmiş bouc wen modelinin deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması, kuvvet-zaman grafiği [4]	35
Şekil 3. 16	Geliştirilmiş bouc wen modeli ve deneysel sonuçların karşılaştırılması kuvvet-yer değiştirme ve kuvvet-hız grafikleri [4]	36
Şekil 3. 17	Geliştirilmiş Bouc-Wen modeli kuvvet zaman grafiği	37
Şekil 3. 18	Geliştirilmiş Bouc-Wen modeli kuvvet yer değiştirme grafiği	37
Şekil 3. 19	Geliştirilmiş Bouc-Wen modeli kuvvet hız grafiği	37
Şekil 4. 1	Tam taşıt modeli [44]	38
Şekil 4. 2	Yol fonksiyonu	41
Şekil 4. 3	Gövdenin düşey hareketi	42
Şekil 4. 4	Gövdenin düşey hareketinin ivmesi	43
Şekil 4. 5	Gövdenin kafa vurma hareketi	43
Şekil 4. 6	Gövdenin kafa vurma hareketinin ivmesi	43
Şekil 4. 7	Gövdenin yalpalama hareketi	44
Şekil 4. 8	Gövdenin yalpalama hareketinin ivmesi	44
Şekil 4. 9	Ön sağ teker ve aks kütlelerinin hareketi	44
Şekil 4. 10	Ön sol teker ve aks kütlelerinin hareketi	45
Şekil 4. 11	Arka sağ teker ve aks kütlelerinin hareketi	45
Şekil 4. 12	Arka sol teker ve aks kütlelerinin hareketi	45
Şekil 4. 13	Gövdenin düşey yer değiştirme hareketinin frekans cevabı (a), düşey yer değiştirme hareketinin ivmesinin frekans cevabı (b)	46
Şekil 4. 14	Gövdenin kafa vurma hareketinin frekans cevabı (a), kafa vurma hareketinin ivmesinin frekans cevabı (b)	46
Şekil 4. 15	Gövdenin yalpalama hareketinin frekans cevabı (a), yalpalama hareketinin ivmesinin frekans cevabı (b)	46
Şekil 4. 16	MR sönümleyici ile tam taşıt modeli [44]	47
Şekil 4. 17	Gövdenin düşey hareketinin karşılaştırılması	49
Şekil 4. 18	Gövdenin düşey hareketinin ivmelerinin karşılaştırılması	49
Şekil 4. 19	Gövdenin kafa vurma hareketinin karşılaştırılması	49
Şekil 4. 20	Gövdenin kafa vurma hareketinin ivmesinin karşılaştırılması	50
Şekil 4. 21	Gövdenin yalpalama hareketinin karşılaştırılması	50
Şekil 4. 22	Gövdenin yalpalama hareketinin ivmesinin karşılaştırılması	50
Şekil 4. 23	Gövdenin düşey yer değiştirmesinin frekans cevaplarının karşılaştırılması(a), Gövdenin düşey ivmesinin frekans cevaplarının karşılaştırılması (b)	51
Şekil 4. 24	Gövdenin kafa vurma hareketinin frekans cevaplarının karşılaştırılması(a), Gövdenin kafa vurma hareketinin ivmesinin frekans cevaplarının karşılaştırılması (b)	51
Şekil 4. 25	Gövdenin yalpalama hareketinin frekans cevaplarının karşılaştırılması(a), Gövdenin yalpalama hareketinin ivmesinin frekans cevaplarının karşılaştırılması (b)	51
Şekil 5. 1	Açık çevrim kontrolör	53
Şekil 5. 2	Kapalı çevrim kontrolör	53
Şekil 5. 3	(a) kesin küme (b) bulanık küme	54
Şekil 5. 4	Bulanık mantıklı kontrolcünün temel çalışma prensibi	55
Şekil 5. 5	Bulanık mantıklı kontrolörün genel yapısı	56

Şekil 5. 6	Girişler ve çıkış için kullanılan üyelik fonksiyonları	57
Şekil 5. 7	Gövdenin düşey hareketi	58
Şekil 5. 8	Gövdenin düşey hareketinin ivmesi	58
Şekil 5. 9	Gövdenin kafa vurma hareketi.....	58
Şekil 5. 10	Gövdenin kafa vurma hareketinin ivmesi	59
Şekil 5. 11	Gövdenin yalpalama hareketi	59
Şekil 5. 12	Gövdenin yalpalama hareketinin ivmesi.....	59
Şekil 5. 13	MR sönümleyicilere kontrolör tarafından uygulanan gerilim miktarları ...	60
Şekil 5. 14	Öz uyarlamalı bulanık mantıklı kontrolör genel yapısı	61
Şekil 5. 15	ÖUBMK için giriş ve çıkışlarda kullanılan üyelik fonksiyonları	62
Şekil 5. 16	Gövdenin düşey hareketi	63
Şekil 5. 17	Gövdenin düşey hareketinin ivmesi.....	63
Şekil 5. 18	Gövdenin kafa vurma hareketi	63
Şekil 5. 19	Gövdenin kafa vurma hareketinin ivmesi	64
Şekil 5. 20	Gövdenin yalpalama hareketi	64
Şekil 5. 21	Gövdenin yalpalama hareketinin ivmesi.....	64
Şekil 5. 22	Ön sağ süspansiyon sapması.....	65
Şekil 5. 23	Ön sol süspansiyon sapması	65
Şekil 5. 24	Arka sağ süspansiyon sapması	66
Şekil 5. 25	Arka sol süspansiyon sapması.....	66
Şekil 5. 26	MR sönümleyicilere uygulanan gerilim miktarlarının karşılaştırılması.....	67

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 3. 1	MR sıvısı ve ER sıvısının karşılaştırılması [4]..... 27
Çizelge 3. 2	MR sönümleyici modelinin parametreleri [11]36
Çizelge 4. 1	Yol Standartları tablosu [60] 41
Çizelge 4. 2	Taşıt modelinin parametreleri [44] 42
Çizelge 5. 1	Bulanık mantıklı kontrolör için kural tablosu.....56
Çizelge 5. 2	Öz uyarlamalı bulanık mantıklı kontrolör için kural tablosu..... 62
Çizelge 5. 3	Performans kriterleri68

TAŞIT TİTREŞİMLERİNİN MR SÖNÜMLEYİCİ İLE YARI AKTİF BULANIK KONTROLÜ

Mahmut PAKSOY

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Rahmi GÜÇLÜ

Araçlarda yoldan kaynaklanan pürüzlülükler, titreşimlere sebep olmaktadır. Bu da seyir konforu ve insan sağlığını olumsuz yönde etkilemektedir. Bu olumsuz etkileri ortadan kaldırmak amacıyla, araçlarda süspansiyon sistemleri kullanılmaktadır. Teknolojinin gelişmesiyle birlikte insanlarda konfor beklentileri de artmıştır. Bu yüzden süspansiyon sistemlerini geliştirmek, konforu artırmak için yapılan çalışmalar da hızla devam etmektedir.

Titreşimleri azaltmak için pasif, aktif, yarı aktif süspansiyon sistemleri kullanılmaktadır. Bu sistemlerden titreşim sönümleme açısından en etkili olanı aktif süspansiyondur. Fakat yarı aktif süspansiyon, aktif süspansiyona yakın performans sergilemesi ve düşük enerji tüketimi gibi avantajlarından dolayı tercih edilmektedir.

Bu çalışmada araç, yedi serbestlik dereceli tam taşıt olarak modellenmiş ve yarı aktif kontrol için MR (Manyetoreolojik) sönümleyici kullanılmıştır. MR sönümleyiciyi modellemek için geliştirilmiş bouc wen modeli kullanılmıştır. Sistem önce pasif olarak modellenmiş daha sonra pasif sönümleyiciler yerine MR sönümleyiciler kullanılarak sistem modellenmiştir. MR sönümleyici kontrolsüz hali ile pasif sistem karşılaştırılmış ve emniyet açısından uygun olduğu gösterilmiştir. Daha sonra MR sönümleyici ile modellenen sistemin kontrolü, önce bulanık mantıklı kontrolör daha sonra ise öz uyarlamalı bulanık mantıklı kontrolör tarafından gerçekleştirilmiştir. Modelleme ve

simülasyon çalışmaları, MATLAB-Simulink programı yardımı ile gerçekleştirilmiştir. Simülasyon çalışmaları ile elde edilen sonuçlar, yarı aktif kontrolün taşıt titreşimlerinin azaltılmasındaki performansını ortaya koymuştur. Ayrıca, kontrol yöntemleri arasında bir karşılaştırma ve değerlendirme de yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Taşıt titreşimleri, MR sönümleyici, Yarı aktif kontrol, Bulanık mantıklı kontrol, Öz uyarlamalı bulanık mantıklı kontrol

**SEMI ACTIVE FUZZY CONTROL OF VEHICLE VIBRATIONS WITH MR
DAMPER**

Mahmut PAKSOY

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Prof. Dr. Rahmi GUCLU

Roughness of road causes vibrations in vehicles. These vibrations negatively affect cruise comfort and human health. In order to eliminate these negative effects suspension systems are used in vehicles. With technological developments, comfort expectations have been increasing. Therefore, improving suspension systems in vehicles is one of the researches have been continued in order to increase comfort level.

There are three suspension systems that are used to reduce vibrations passive, active and semi active. Active suspension system is the most effective system with regard to vibration damping. However semi active system is mostly preferred because semi active suspension system shows close performance to active system with regard to vibration damping and consume less energy than active suspension system.

In this study, vehicle is modeled with seven degree of freedom full vehicle and MR (Magnetorheological) damper used in semi active control. Modified bouc wen model is used to model of MR damper. Full vehicle model, first modeled as passive suspension system and after the system remodeled as semi active system by replacing passive damper by MR damper. Uncontrolled MR damper passive damper are compared. We obtained that the MR system is safe. After the system is modeled with MR damper is

first controlled by fuzzy logic controller and later by self tuning fuzzy logic controller. Modeling and simulations are done in MATLAB-Simulink software. Simulation results present the performance of semi active system on reducing the vibrations in vehicles. Furthermore, control systems are evaluated and compared.

Keywords: Vehicle vibrations, MR damper, Semi active control, Fuzzy logic control, Self tuning fuzzy logic control

1.1 Literatür Özeti

Akıllı sıvıların sönümleyicilerde kullanılması ile ilgili çalışmalar son 25 yılda yoğunlaşsa da aslında akıllı sıvıların keşfi 1940'lara kadar dayanmaktadır. Bu konuda Amerikan araştırmacı Willis Winslow elektriksel etkiyi kuvvete dönüştüren bir sıvının patentini almıştır ve bu konuda bir makale yayınlamıştır [1]. Yine 1940'larda J. Rabinow da MR (Manyetoreolojik) akışkanlar üzerine çalışmalar yapmıştır. 1951 yılında MR akışkanlı kuvvet ve moment ileten bir aletin tasarımını yapmış ve patentini almıştır [2]. Akıllı sıvıların keşfi her ne kadar 1940'larda olsa da akıllı akışkanların ticari bir boyut kazanması son 25 yılda olmuştur. Günümüzde MR sönümleyici kullanan araba firmaları bulunmakta, köprülerde, medikal alanda ve çelik yelek üretimi gibi konularda askeri alanda vb. gibi değişik alanlarda MR akışkanlar aktif olarak kullanılmaktadır [3]. Spencer vd. [4], 1996 yılında yaptıkları çalışmada MR sönümleyiciyi, Bingham Modeli, Bouc-Wen Modeli ve geliştirilmiş Bouc-Wen modelini kullanarak modellemişler. Bu modellerin MR sönümleyicinin davranışını ne kadar yansıttığını göstermek amacıyla elde ettikleri sonuçları, deneysel sonuçlarla karşılaştırmış ve hata oranlarını belirlemişlerdir.

Akıllı akışkanların sisteme uygulanmasında dikkat edilmesi gereken önemli bir konu da MR akışkanın lineer olmayan karaktere sahip olması ve modellemedeki zorluklardır [5]. Bu konudaki ilk çalışmalar, ER (Elektroreolojik) sıvılar ve sönümleyiciler üzerine yoğunlaşmıştır. Fakat ER sıvıların kullanılmasında yüksek enerji tüketimi ve düşük alan

gereksinimi gibi kısıtlamalar bulunmasından dolayı bu konudaki çalışmalar ER sınıflarda bulunan dezavantajların bulunmadığı, MR sınıflar üzerine yoğunlaşmıştır.

Guclu [6], yaptığı çalışmada, bulanık mantıklı kontrol (BMK) yöntemini kullanarak kontrolünü gerçekleştirdiği, dört serbestlik dereceli bir araç modelini kullanmıştır. Kuvvet eyleyicileri süspansiyonlara paralel olarak yerleştirilmiştir. Bulanık mantık kontrol yöntemi kullanılmasının nedeni, süspansiyon-boşluk hatası probleminin üstesinden gelebilme becerisidir. Çalışmada sürüş konforundaki gelişme, araç gövdesinin hareketlerinin genliklerinin azaltılmasıyla elde edilmiştir. Aracın gövde sıçraması ve hatve hareketleri zaman tanım kümesinde, frekans tanım kümesinde, basamak yol profilinin üzerinde yolculuk etme durumunda her iki tanım kümesinde simüle edilmiştir. Simülasyon sonuçları pasif süspansiyon sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Çalışmanın sonunda, kontrol biriminin performansı, önerilen yaklaşımın avantajı ve sistem performansındaki ilerleme sürüş konforu açısından tartışılmıştır. Breese ve Gordaninejad [7], yaptıkları çalışmada bir dağ bisikletinin ön ve arka süspansiyonlarının MR sönümleyici kullanmışlar ve MR sönümleyicinin kontrol altındaki ve pasif durumunu karşılaştırmışlardır. MR sönümleyicinin kontrol altında titreşim sönümleme ve konfor açısından başarısını ve güvenilir olduğunu simülasyon çalışmalarıyla ortaya koymuşlardır. Lau ve Liao [8], yaptıkları çalışmada, MR sönümleyiciyi raylı taşıt modeline uygulamışlardır. Titreşim sönümlemedeki başarısını göstermek için simülasyon çalışmaları yapmışlar, pasif ve yarı aktif kontrolcü ile sistemlerin titreşim sönümlemedeki başarısını araştırmışlar ve sonuçları değerlendirmişlerdir.

Kyoung vd. [9], Nonlineer karaktere sahip MR sönümleyici için (bouc-wen, bingham, li vb. gibi) daha önce yapılan modellemelerden farklı olarak, MR sönümleyiciyi modellemek için deneysel çalışmalar yapmışlardır. Yaptıkları modelde Bulanık Mantıklı Kontrol algoritmasını kullanmışlar ve diğer modellere göre hesap yükünü oldukça azaltan ve MR sönümleyicinin hareketini tatmin edici oranda yansıtan bir model geliştirmişlerdir. Sonuçları simülasyon çalışmalarıyla ortaya koymuşlardır. Li vd. [10] çeyrek taşıt modelinin yarı aktif kontrolünü gerçekleştirmek için MR sönümleyici kullanmışlardır. MR sönümleyiciyi modellemek için geliştirilmiş bouc wen modelini kullanmışlardır. Kontrol yöntemi olarak mikro genetik algoritma ve bulanık mantıklı

kontrol yöntemlerini kullanmışlardır. Bu iki kontrol yönteminin performanslarını karşılaştırmak için simülasyon çalışmaları yapmışlar ve MR sönümleyicinin titreşim sönümleme açısından performansını ortaya koymuşlardır.

Liao ve Lai [11], yaptıkları çalışmada tek serbestlik dereceli bir sistem kullanmışlar ve MR sönümleyicinin titreşim sönümleme ve konfor üzerine etkilerini incelemek amacıyla kayan kipli kontrol yöntemini kullanmışlardır. MR sönümleyiciyi geliştirilmiş bouc wen modelini kullanarak modellemişlerdir. Değişik yol girişleri için MR sönümleyicinin titreşim sönümleme ve konfor açısından başarısını simülasyon çalışmaları yardımıyla göstermişlerdir. Du vd. [12], MR sönümleyiciyi bir çeyrek taşıt modeline uygulayarak yarı aktif kontrolünü gerçekleştirmişlerdir. Kontrol yöntemi olarak H_∞ kontrol yöntemini kullanmışlardır. Sistemi deneysel olarak da modellemiş ve sistemin aktif kontrolünü de gerçekleştirmişlerdir. Simülasyon çalışmalarıyla yarı aktif kontrolün başarısını hem deneysel hem de teorik olarak aktif ve pasif sistemlerle karşılaştırarak değerlendirmişlerdir.

Guclu [13], 2003 yılında yaptığı çalışmada, aktif süspansiyon ve PID kontrolörlü yolcu koltuğuna sahip, lineer olmayan 8 serbestlik dereceli bir araç modelinin dinamik davranışını incelemiştir. Lineer olmama durumu sönümleyicilerdeki kuru sürtünmeden kaynaklanmaktadır. Üç farklı kontrol stratejisi durumunu göz önüne alınmıştır. İlk durumda yalnızca yolcu koltuğu kontrol edilmektedir. İkinci durumda sadece araç gövdesi kontrol edilmektedir. Üçüncü durumda ise, araç gövdesi ile yolcu koltuğu aynı anda kontrol edilmektedir. Her bir kontrol stratejisi için, lineer olmayan araç modellerinin yol rahatsızlıklarından dolayı oluşan zaman cevapları ve harmonik olarak lineerize edilen, lineer olmayan araç modellerinin frekans cevaplarını elde etmiştir. PID kontrol yönteminin başarısı simülasyon çalışmalarıyla ortaya konulmuştur. Göksel [14], yaptığı tez çalışmasında, bir çeyrek taşıt modelinin yarı aktif kontrolünü MR sönümleyici ile gerçekleştirmiştir. Bulanık mantıklı kontrol ve lineer regülatör kontrol yöntemi olmak üzere iki farklı kontrol yöntemi kullanmıştır. simülasyon çalışmalarını kullanarak pasif, bulanık mantıklı kontrol ve lineer regülatör kontrollü durumları konfor ve titreşimlerin azaltılması açısından değerlendirmiştir.

Li vd. [15], MR sönümleyiciyi çeyrek taşıt modeline uygulamışlar ve kontrol yöntemi olarak bulanık mantıklı kontrol yöntemini kullanmışlardır. Simülasyon çalışmaları yardımıyla yarı aktif kontrolün titreşim sönümleme ve konfor açısından başarısını, pasif sistemle karşılaştırarak değerlendirmişlerdir. Güçlü [16], 2004 yılında yaptığı çalışmada, aktif süspansiyonlara ve bulanık mantık kontrollü (BMK) yolcu koltuğuna sahip lineer olmayan 8 serbestlik dereceli bir araç modelinin dinamik davranışını test etmiştir. Lineer olmama durumu sönümleyicilerdeki kuru sürtünmeden dolayı meydana gelmektedir. Üç farklı kontrol stratejisini kullanılmıştır. Birinci durumda sadece yolcu koltuğu kontrol edilmektedir. İkinci durumda sadece araç gövdesi kontrol edilmektedir. Üçüncü durumda ise, araç gövdesi ile yolcu koltuğu aynı anda kontrol edilmektedir. Çalışmada her bir kontrol stratejisi için lineer olmayan araç modellerinin yol rahatsızlıklarından dolayı oluşan zaman cevapları ve frekans cevapları elde edilmiştir. Kontrol yönteminin başarısı yapılan simülasyon çalışmalarıyla ortaya konmuştur. Tusset vd. [17], yaptıkları çalışmada MR sönümleyiciyi modellemek için farklı bir yöntem kullanmışlardır. lineer geri beslemeli kontrol yardımıyla gerekli olan sönüm kuvvetini hesaplamışlar ve bunu elektriksel sinyale dönüştürerek bulanık mantıklı kontrolcüye göndermişlerdir. Çeyrek taşıt modeli üzerinde sistemin konfor ve titreşim sönümleme açısından performansını simülasyon çalışmalarıyla değerlendirmişlerdir.

Li vd. [18], tam taşıtın yarı aktif kontrolünü gerçekleştirmek için MR sönümleyici kullanmışlardır. Kontrol yöntemi olarak ise hiyerarşik akıllı kontrol (HIC) yöntemini kullanmışlardır. Her bir MR sönümleyici için birbirinden bağımsız dört tane bulanık mantıklı kontrolcü kullanmışlardır. Yaklaşımın titreşim sönümleme ve konfor açısından başarısını simülasyon çalışmalarıyla göstermişlerdir. Yao vd. [19], bouc wen modeline dayalı MR sönümleyici modelini çeyrek taşıt süspansiyon sistemine uygulamışlardır. skyhook kontrol yöntemini kullanarak taşıt için yarı aktif süspansiyon sisteminin performansını araştırmışlardır. Sonuçları, simülasyon çalışmaları yardımıyla değerlendirmişlerdir. Du vd. [20], MR sönümleyici kullanarak oluşturdukları çeyrek taşıt modelinin titreşimlerini, H_{∞} kontrol yardımıyla bastırmaya çalışmışlardır. Simülasyon çalışmaları, tasarlanan kontrolün, MR sönümleyici yardımıyla sisteme başarıyla uygulanabildiğini göstermiştir. Zapateiro vd. [21], MR sönümleyiciler için iki kontrol

yöntemini zaman ve frekans alanında karşılaştırmışlardır. Birinci yöntem olarak H_∞ kısıtlarını kullanarak geri adımlamalı (backstepping) kontrol diğer yöntem olarak ise QFT (quantitative feedback theory) tabanlı kontrol kullanmışlardır. Yarı aktif kontrolün performansını MATLAB-Simulink programı yardımıyla yaptıkları simülasyon çalışmaları ile değerlendirmişlerdir.

Choi vd. [22], simülasyon çevriminde donanım (HILS) metodunu kullanarak gerçekleştirdikleri çalışmalarında, taşıtların düşey ivmelerini azaltmak amacıyla kayan kipli kontrol algoritmasını, ER (Elektroreolojik) sönümleyicili bir süspansiyon sistemine uygulamışlardır. Bu sistemde, tam taşıt modelini sadece tek bir ER sönümleyiciyi donanımsal olarak kurgulamışlardır. Diğer üç ER damperini donanım kısmındaki sönümleyici ile aynı sönüm karakterine sahip olduğunu kabul etmişlerdir. Sonuçları simülasyon çalışmaları yardımıyla değerlendirmişlerdir.

Lee ve Choi [23], MR sönümleyiciyi tam taşıt modeline simülasyon çevriminde donanım metodunu (HILS) kullanarak uygulamışlardır. Skyhook kontrol yöntemi kullanarak, taşıt titreşimlerini azaltmaya çalışmışlardır. Çeyrek taşıt modeli test sistemi kullanarak tam taşıt modelinin sol ön tekerleğini modellemişlerdir. Bu sistemde tam taşıt modelinin sadece tek bir sönümleyicisi test ortamında donanımsal olarak kurgulanmıştır. Diğer üç sönümleyicinin donanım kısmındaki sönümleyici ile aynı sönüm karakterine sahip olduğu kabul edilmiştir. Sonuçları simülasyon çalışmaları yardımıyla değerlendirmişlerdir.

Choi vd. [24], ticari bir taşıtın yolcu koltuğu için bir HILS test düzeneği oluşturmuşlardır. Yolcu koltuğunun süspansiyon sistemi, MR sönümleyicili yarı-aktif bir sistemden oluşmaktadır. Bir silindirik MR sönümleyici yolcu koltuğunun altına bağlanmıştır. Skyhook kontrol yardımıyla yolcu koltuğundaki titreşimleri azaltmaya çalışmışlardır. HILS yardımıyla oluşturdukları yolcu koltuğu modelinden aldıkları verileri simülasyon ortamındaki tam taşıt modelinde kullanmışlardır.

Choi ve Song [25], bir binek araba için ER motor bağlantı elemanı tasarlamışlardır. HILS metodu yardımıyla bu elemanı tam taşıtın modeline uygulamışlar ve sürücü koltuğu yer değişimlerini incelemişlerdir. Skyhook kontrol yöntemini kullanarak sistemin performansını iyileştirmeye çalışmışlardır. Tek bir bağlantı elemanını HILS metodu ile

kurgulayıp motorun diğer bağlantı elemanının da aynı karakteristiğe sahip olacağı kabulü ile sistemi modellemişlerdir.

Choi vd. [26], Sistem parametre belirsizliklerini bastırmak için H_∞ kontrolör tasarlamışlardır. Binek taşıt için bir MR sönümleyici üretmişler ve alan bağlı (field dependent) sönüm kuvvetini tahmin etmek için bir histerisiz matematiksel model önermişlerdir. H_∞ kontrol tasarımında araç kütlesini belirsiz parametre olarak almışlardır. Sistem performansını HILS metodunu kullanarak çeşitli yol girişleri için değerlendirmişlerdir. Bu sistemde tam taşıt modelinin sadece tek bir sönümleyicisini donanımsal olarak kurgulamışlardır. Diğer üç sönümleyicinin kuvvetlerini analitik MR damper modelinin denklemlerinden nümerik olarak hesap etmişlerdir.

Batterbee ve Sims [27], MR sönümleyicili çeyrek taşıt modeli için bir HILS test düzeneği oluşturmuşlardır. Yol profili olarak gerçek yol profili kullanmış ve kontrolcü performanslarını değerlendirmişlerdir. Skyhook kontrol yöntemi ve feedback linearization (geri besleme doğrusallaştırma) yöntemlerini kullanmışlardır. Sonuçları kararlılık ve konfor gibi ölçütlere göre değerlendirmişlerdir.

Choi vd. [28], MR sönümleyicinin önemli iki özelliğini dikkate alarak titreşim kontrol cevabını incelemişlerdir. Bu özellikler; histerisiz davranış ve damperin parametre varyasyonudur. Bunun için orta büyüklükte bir binek taşıt kullanmışlardır. Sönüm kuvvetinin kontrol edilebilirliği ve histerisiz davranışı tanımlamak için preisach histerisiz modelini kullanmışlardır. Taşıt titreşimlerini azaltmak için H_∞ kontrolör tasarlamışlar ve belirsizlik olarak taşıt kütlesi MR sönümleyici histerisiz karakterini almışlardır. HILS metodunu kullanarak kontrolün performansını araştırmışlardır. Ön sol süspansiyon sistemini donanımsal olarak tasarlamışlar ve diğer 3 süspansiyonunda benzer karakter sergileyeceği kabulü ile tam taşıt modeline uygulamışlardır. Titreşim kontrol cevaplarını tümsek ve random yol girişleri için incelemişlerdir.

Metered vd. [29], yapay sinir ağlarını MR sönümleyici kontrolü için uygulamışlardır. MR sönümleyicili çeyrek taşıt modeli üzerinde araştırmalarını malzeme test makinası yardımıyla oluşturdukları HILS test düzeneğinde gerçekleştirmişlerdir. Kontrol performansını değerlendirmek için tümsek ve random yol profilindeki cevapları zaman ve frekans alanında incelenmişler ve model olarak geliştirilmiş bouc wen modelini

kullanmışlardır. Sonuç olarak yapay sinir ağlarının araç konforu ve kararlılık açısından diğer kontrol yöntemlerine üstünlüğünü göstermişlerdir.

Ahmadian ve Pare [30], deneysel olarak oluşturdukları taşıt modeline MR sönümleyici ilave etmişlerdir. Deneysel olarak laboratuvar ortamında gerçekleştirdikleri çalışmalarında üç değişik kontrol yönteminin performansını test etmişlerdir. Bunlar; skyhook, groundhook ve hibrit kontrol yöntemleridir. Test sonuçları hibrit kontrolün diğer iki yönteme göre daha etkin olduğunu göstermiştir.

Rashid vd. [31], çeyrek taşıt modeli test düzeneği üzerinde MR sönümleyicinin performansını araştırmışlardır. Deneysel olarak bulanık mantık kontrolör ve klasik PID kontrolörü karşılaştırmışlardır. Deney sonuçları bulanık mantıklı kontrolün taşıtın üzerine yoldan gelen etkileri daha iyi minimize ettiğini göstermiştir.

Dong vd. [32], MR sönümleyicili tam taşıt modeli için en kararlı kontrol algoritmasını araştırmışlardır. Bunun için değişik kontrol yöntemleri olan hibrit kontrol, skyhook kontrol, bulanık mantıklı kontrol ve yeni bir kontrol yöntemi olan HSIC (Human Simulated Intelligent Control) uygulamışlardır. Değişik yol şartları için bilinen pasif süspansiyon ve MR sönümleyicili süspansiyonu karşılaştırmışlar ve MR sönümleyicili süspansiyonun pasif süspansiyona göre çok daha konforlu olduğunu ve kontrol yöntemlerinin en başarılısının HSIC (Human Simulated Intelligent kontrol) olduğunu göstermişlerdir. Dong vd. [33], MR sönümleyicili Süspansiyon üzerine gerçekleştirdikleri çalışmalarında, gerçek taşıt kullanmışlardır. Değişik yol koşullarında performanslar zaman ve frekans alanında değerlendirmiş, titreşimlerin azaltılmasında en başarılı yöntemin ise HSIC (Human Simulated Intelligent Control) olduğunu tespit etmişlerdir.

Yu vd. [34], Bulanık mantık yöntemi ile kontrol uyguladıkları 2 adet MR sönümleyiciyi gerçek bir taşıt üzerinde test etmişlerdir. Yol testleri, MR sönümleyicinin taşıtın gövdesi ve tekerleğindeki titreşimlerin başarı ile azaltıldığını göstermişlerdir.

Bilgiç [35], yaptığı yüksek lisans tez çalışmasında, çeyrek taşıt modelini matematiksel olarak modellemiş ve incelemiştir. Sonra ideal bir yarı aktif sistemin ne kadar başarılı olacağını anlayabilmek için, PID kontrolcü, bulanık mantıklı kontrolcü ve kayan kipli kontrolcü kullanılarak MR sönümleyici modeli olmaksızın, sönüm katsayısı istenildiği

gibi değiştirilerek kontrol sağlanmıştır. Bunlara ek olarak, bir yarı-aktif kontrol metodu olan skyhook yöntemini de denemiştir. Aktif kontrol metotlarını, yarı-aktif sistemlere uyarlamıştır. Daha sonra MR sönümleyicinin matematiksel modelini ele almış ve bunun kontrol metotları üzerine etkisini incelenmiştir. Bu model sayesinde gerçeğe daha fazla yaklaşıldığını göstermiştir. Son olarak, MR sönümleyici için en uygun olan kontrol metodunu simülasyon çalışmalarıyla karşılaştırmış ve konfor açısından en iyi olan tespit etmeye çalışmıştır.

Erdoğan [36], yaptığı yüksek lisans tez çalışmasında, yarı aktif süspansiyon sistemleri için kullanılan kontrol stratejilerini, araçların sürüş konforunu geliştirmek için tasarlamıştır. Öncelikle MR sönümleyiciler araştırılmış, daha sonra araç modelinde süspansiyonların uygulaması gereken sönümleme kuvvetlerinin belirlenebilmesi için yarı aktif kontrol stratejisi geliştirmiştir. Yarı aktif kontrol stratejisi olarak ilk önce lineer karesel durum regülatörü (LKR) kullanmıştır. Buna ek olarak skyhook kontrolcüsü incelenmiş ve LKR kontrolcüsüyle performans açısından karşılaştırılmıştır. Yarı aktif kontrol stratejisi doğrusal yedi serbestlik dereceli (4 tekerlekli) araç modeli kullanılarak ayarlanmış, simülasyon çalışmalarıyla, doğrusal olmayan modelde sistem zıplama, başvurma ve yalpalama davranışları açısından incelemiştir. Simülasyonlarla LKR denetleyicisinin üstünlüğü gösterilmiştir.

Yaz [37], yaptığı yüksek lisans tez çalışmasında, tam taşıt modeline uygulanan değişken sönümlü yarı aktif askı sisteminin optimizasyonunu yapmıştır. Pontryagin prensibi uygulanarak, sönüm katsayılarının optimum değerlerini veren kapalı çevrim optimum kontrol elde etmiştir. Optimum olarak kontrol edilen sistemin ölçülmüş yol girişleri ve başlangıç koşullarına göre performansını belirlemiştir. Çalışma sonucunda, yarı-aktif askı sisteminin sönüm oranının kontrolüyle hem asılı kütle ivme değerlerinin, hem de askı sistemi esnemelerinin önemli ölçüde azaltılabileceği göstermiştir.

Göksel M. [38], yaptığı yüksek lisans tez çalışmasında, sürücü koltuğu için bir yarı aktif kontrol uygulaması gerçekleştirmiştir. Kontrol yöntemi olarak kayan yüzey kontrol yöntemini kullanmış ve yarı aktif kontrolün titreşimlerin azaltılmasında, konforun artırılması ve insan sağlığı üzerindeki olumsuz etkinin kaldırılmasındaki başarısını simülasyon çalışmaları yardımıyla göstermiştir.

Yabansu [39], yaptığı yüksek lisans tez çalışmasında motorlu taşıtlarda günümüzde aranan konfor ve yol tutuşunu mümkün olabildiğince aynı anda arttırmak için MR sönümleyicili yarı aktif süspansiyonlar üzerinde kontrol uygulamaları yapmıştır. İki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modelini kullanmıştır. Çalışmada, skyhook kontrolü, durum geri beslemeli kontrol ve LQR (Linear Quadratic Regulator) kontrolü kullanmıştır. Yapılan simülasyon çalışmaları yardımıyla pasif sistem yarı aktif sistem ile karşılaştırılmış ve en uygun kontrol yöntemi belirlenmeye çalışılmıştır.

Blanchard [40], yaptığı yüksek lisans tez çalışmasında, iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modelini MR sönümleyici ile modellemiş, daha sonra ise yedi serbestlik dereceli tam taşıt modelini MR sönümleyici ile modellemiştir. Kontrol yöntemleri olarak ise skyhook ve groundhook yöntemlerini bir arada kullanmıştır. Yarı aktif kontrol sistemin üstünlüklerini simülasyon çalışmaları yardımıyla, pasif süspansiyon ile karşılaştırarak değerlendirmiştir. Güçlü ve Yağız [41], 2004 yılında yaptıkları çalışmada, kayan kipli kontrol yöntemini kullanılarak yolcu koltuklu yarım taşıt modeli için titreşim kontrolü gerçekleştirmişlerdir. Önce aktif süspansiyonlu yolcu koltuğuna sahip modeli daha sonra aktif süspansiyon gövde kombinasyonlarını incelemişlerdir. Son durumda ise, hem yolcu koltuğunu hem de gövde süspansiyonlarını aktif olarak kontrol etmişlerdir. Üç durumda da yol girişi olarak, bazı ülkelerde araçları kavşaklarda yavaşlatmak için yaygın olarak kullanılan tümsekleri kullanmışlardır. Simülasyon çalışmaları yapmışlar ve sonuçları, en iyi sürüş konforunu veren kombinasyonu seçmek için karşılaştırmışlardır.

Sakman vd. [42], 2005 yılında yaptıkları çalışmada, dört serbestlik dereceli lineer olmayan bir taşıt modelinin kontrolünü, bulanık mantık yöntemi (BMK) ile gerçekleştirmişlerdir. Aktif süspansiyonların tasarımlarını yapmışlar ve performanslarını çalışma limitlerinde bir bozulmaya neden olmayacak şekilde incelenmişlerdir. Bu çalışmada kuvvet eyleyicileri süspansiyonlara paralel olarak yerleştirilmiştir. Bu yeni yaklaşımda, süspansiyon uçlarının dikey hızlarının ve süspansiyonların taşıt gövdesine bağlandığı noktaların ivmelerinin lineer kombinasyonları girdi değişkenleri olarak kullanılmıştır. Bu çalışma, aktif süspansiyon sistemleri için bulanık mantık kontrolörlerinin verimliliğini açıkça göstermektedir. Basamak rampalı yol profilinde hareket ederken taşıt gövdesinin zıplaması ve taşıtın açısal hareketi, hem zaman, hem de frekans için gösterilmiştir. Sonuçlar, kontrol edilmeyen sistemlerle karşılaştırılmıştır.

Çalışmanın sonunda yapılan simülasyon çalışmaları ile kontrol yönteminin başarısını ortaya koymuşlardır. Gülez ve Güçlü [43], yaptıkları çalışmada, aktif süspansiyonları ve yolcu koltuğu bulunan sekiz serbestlik dereceli lineer olmayan taşıt modelinin dinamik davranışlarının sinir ağı (NN) kontrolcüsü ile kontrolünü incelemişlerdir. Bir dayanıklı NN yapıyı Matlab sistem fonksiyonları diyagramlarından tasarım verileri ile alarak kurmuşlardır. NN yapıda Classic Back-Propagation Algorithm (CBA) kullanmışlardır. Çeşitli NN yapı testlerine göre çok sınırlı veri giriş ayarı kullanılsa bile modelin titreşim durumu için yüksek duyarlı çıkışlar verebildiğini ispatlanmışlardır. PMSM (Daimi Mıknatıslı Senkron Motoru) kullanılarak araç gövdesini ve yolcu koltuğunu tamamen eş zamanlı olarak kontrol etmişlerdir. Lineer olmayan taşıt modelinin yol etkisine bağlı olarak zaman cevapları ve frekans cevaplarını elde etmişlerdir. Tam taşıt modelinin koltuk titreşimlerinin NN tabanlı sistem tarafından tam olarak kontrol edilebildiğini yaptıkları simülasyon çalışmalarıyla ortaya koymuşlardır. Güçlü ve Gülez [44], 2008 yılındaki çalışmalarında, aktif süspansiyon ve Daimi Mıknatıslı Senkron Motoru (PMSM) kullanılan yolcu koltuğuna sahip sekiz serbestlik dereceli bir taşıt modelinin dinamik davranışının yapay sinir ağı (NN) kontrolörü ile test etmişlerdir. Sistem fonksiyonlarının MATLAB diyagramlarındaki tasarım verileri kullanılarak robust bir NN yapısı kurmuşlardır. NN yapısında hızlı hatanın geriye yayılımı algoritması kullanılmıştır. NN yapısının çeşitli deneyleri, daha da kısıtlanmış girdiler verilmesine rağmen modelin titreşim durumu için yüksek hassasiyette yanıtlar verebildiğini ispatlamışlardır. Lineer olmama durumu sönümleyicilerdeki kuru sürtünmeden kaynaklanmaktadır. Taşıt gövdesi ve PMSM kullanılan yolcu koltuğunun tam kontrolü aynı zamanda yapılmıştır. Lineer olmayan aracın yol bozukluklarından dolayı ortaya çıkan zaman ve frekans cevaplarını elde etmişlerdir. Son olarak, kontrol edilen ve edilmeyen durumları karşılaştırılmışlardır. Lineer olmayan bir tam taşıt modelinin koltuk titreşimlerinin NN temelli bir sistem ile kontrolünde istenen ve elde edilen değerler arasında neredeyse sıfır hata olduğu göstermişlerdir. Yağız vd. [45], 2007 yılında yaptıkları çalışmada, 5 serbestlik derecesine sahip bir taşıt modelini ele almışlardır. Kontrol yöntemi olarak, bulanık mantıklı kontrol yöntemini kullanmışlardır. Model üzerinde zaman ve frekans domainin de çeşitli simülasyonlar gerçekleştirmişlerdir. Çalışmanın sonunda, en iyi sürüş konforunu sağlayan durumu belirlemek için sonuçları karşılaştırmışlardır.

1.2 Tezin Amacı

Teknolojinin ilerlemesi ile birlikte insanların taşıtlardan beklentileri de her açıdan artmaktadır. Emniyet ve konfor şüphesiz bunların başında gelmektedir. Taşıtlarda meydana gelen titreşimlerinin temel kaynağı yol pürüzlülüğüdür. Bu yüzden taşıtlarda titreşimleri minimuma indirerek, maksimum konforu sağlamak için yapılan çalışmalar tüm hızıyla devam etmektedir.

Taşıtlarda titreşimi izole etmek için süspansiyon sistemleri kullanılmaktadır. Bu sistemler pasif, aktif ve yarı aktif olmak üzere üç ana başlık altında toplanmaktadır. Pasif süspansiyon sistemleri bunlar arasında en basit olan yöntemdir. Pasif süspansiyon sistemleri, yay ve sönüm elemanından meydana gelen yapılardır. Bu sistemdeki yay ve sönüm elemanının karakteristikleri değişken olmadığı için diğerlerine göre titreşimlerin azaltılması yönünden daha zayıftırlar. Aktif süspansiyon sistemlerinde ise, yay ve sönümleme elemanından başka birde eyleyici bulunur. Bu sayede sisteme kuvvet girişi ile daha iyi bir kontrol amaçlanır. Ancak bu tip sistemlerinde harcadığı enerji ve maliyeti daha fazladır. Yarı aktif süspansiyon sistemlerinin özelliği ise sahip olduğu elemanlarının özelliklerinin değişebilir yapıda olmasıdır. Bu sistemler aktif sistemlere göre daha az enerji tüketmesi, daha güvenli olması, aktif kadar olmasa da iyi bir performansa sahip olması vb. gibi özellikleri dolayısıyla tercih edilirler. Yarı aktif kontrol için değişik sönümleyiciler bulunmaktadır. ER sönümleyiciler (Elektro-Rheological fluid), MR sönümleyiciler (magneto-rheological) vb. gibi. Bu çalışmada değerlerine göre daha fazla tercih edilen MR (magneto-rheological) sönümleyiciler tercih edilmiştir.

Bu çalışmanın amacı MR sönümleyici kullanarak taşıt titreşimlerinin azaltılmasını ve konforun arttırılmasını sağlamaktır. Çalışmada MR damperin kontrolü için bulanık mantıklı kontrol (BMK) ve öz uyarlamalı bulanık mantıklı kontrol (ÖUBMK) yöntemleri kullanılmıştır. Sonuçlar MATLAB-Simulink programı yardımıyla yapılan simülasyon çalışmaları yardımıyla değerlendirilmiştir.

1.3 Hipotez

Taşıtlarda seyir sırasında yoldaki pürüzlülükler titreşime sebep olur. Bu titreşimler ise insan sağlığı ve konforunu olumsuz etkilemektedir. Bu titreşimlerin sönümlenmesi ve en az seviyeye indirilmesi insan sağlığı ve konforu açısından önemlidir. Taşıtlarda titreşimi azaltmak amacıyla, süspansiyon sistemleri kullanılır. Süspansiyon sistemlerinin üç tipi bulunmaktadır. Bunlar; pasif süspansiyon sistemleri, aktif süspansiyon sistemleri ve yarı aktif süspansiyon sistemleridir. Bunlardan en basit yapıya sahip olanı ve en çok kullanılanı ise pasif süspansiyon sistemleridir. Fakat pasif süspansiyon sistemleri titreşim sönümleme açısından değerlendirildiğinde, diğer süspansiyon sistemlerine göre daha başarısız kalmaktadırlar. En başarılı sistem ise aktif süspansiyon sistemleridir. Bu sistemler de çok enerji tüketirler ve taşıtta ek yükler sebep olurlar.

Yarı aktif süspansiyon sistemleri ise, taşıt titreşimlerinin sönümlenmesinde, aktif sistemler kadar başarılı olmasalar da, iyi bir kontrol yöntemi kullanılarak bu sistemlere yakın bir performans sergileyebilirler. Aynı zamanda, enerji tüketimleri düşüktür ve emniyetli sistemlerdir. Bu özelliklerinden dolayı tercih edilirler. Yarı aktif süspansiyon sistemlerinde yay katsayısını anlık olarak değiştirmek, sönüm katsayısını anlık olarak değiştirmekten daha zor olduğundan değişken sönümlü sistemler daha çok tercih edilirler. Sönüm kuvveti hıza bağlı olarak değiştiğinden sistem kontrol edilirken sönümleyicinin hızının kullanılması ile titreşimlerin sönümlenmesi açısından iyi sonuçlar elde edilebilir. Bunun yanında sönümleyicinin yer değiştirmesinin ve hızının aynı anda kullanıldığı bir kontrol yöntemiyle de başarı oranı arttırılabilir.

TAŞIT TİTREŞİMLERİ

2.1 Titreşimlerin İnsan Sağlığı Üzerine Etkileri

İnsan günlük yaşamında birçok titreşime maruz kalmaktadır. Örneğin; otobüste, trende, otomobilde, uçakta seyahat ederken, iş makinaları kullanırken, yüksek sesle müzik dinlerken veya matkap vb. gibi el aletleri kullanırken. Bunların bazıları cep telefonundaki titreşim gibi gerekli ve yararlı olabilmektedir. Belirli sınırlarda dinlenen müzik ise rahatsız etmekten çok insanı rahatlatır. Fakat insan kuvvetli ve sürekli bir titreşime maruz kaldığında kalıcı sağlık sorunları meydana gelebilmektedir.

Araçta meydana gelen titreşim hareketi insan sağlığı üzerinde olumsuz etkiler bırakabilmektedir. Bu konuda değişik çalışmalar yapılmıştır. Fakat konfor algısı insandan insana farklılık gösterdiğinden, bu çalışmalarda titreşim sınırları farklılık gösterebilmektedir.

2.1.1 ISO İnsan Titreşimleri Standartları Parametreleri ve Titreşim Seviyeleri

İnsan vücudu titreşim üreten bir mekanik aletle temas ettiğinde sabit bir referansa göre titreşimin etkisiyle konumu değişir. Bu konum değişikliği titreşimin şiddetinin bir ölçüsü olarak kullanılabilir. Titreşimler ayrıca hız ve ivme parametreleriyle de tanımlanabilirler. Konum değişimi, hız ve ivme arasındaki ilişki sinusoidal bir titreşim için Sekil 2.1’da verilmiştir.

ISO standartlarının uygulanması için ivme değerleri titreşim mertebelerini belirleyici faktör olarak ölçülür. T ölçüm zamanı olmak üzere birkaç farklı büyüklük titreşimi tanımlamak için kullanılabilir [46].

Zirve Değeri: İvmenin ölçüm zamanı T içindeki anlık maksimum değeridir. Özellikle ani şokların şiddetlerinin tanımlanmasında iyi bir ayrıçtır [46].

İvmenin Karesel Ortalama Değeri (KOD): Anlık ivme değerlerinin karelerinin ortalama değerinin kareköküne eşittir. KOD nispeten uzun bir zaman aralığında hesaplanır ve titreşimin enerji içeriği ile ilintili bir ivme değeri verir. Bu yüzden çoğu zaman eşdeğer ivme değeri a_{eq} (m/s^2) veya eşdeğer ivme seviyesi L_{eq} (desibel) olarak adlandırılır (Şekil 2.2), [46].

Anlık Karesel Ortalama: Eğer KOD ölçüm süresine göre düşük bir zaman aralığında hesaplanırsa buna anlık karesel ortalama denir. Bu değer hesaplanırken ivmeler üstel olarak ağırlıklandırılır. Bunun anlamı son ölçülen değerlere öncekilere göre daha fazla ağırlık verilmesidir [46].

Zirve Çarpanı: Zirve değeri ile tüm ölçüm süresi içerisinde hesaplanan KOD arasındaki orandır. Bir titreşim ne kadar ani (impulsive) ise zirve çarpanı değeri o kadar yüksektir. Anlık titreşimler, anlık olmayan titreşimlere nazaran daha tehlikeli kabul edilirler ve zirve çarpanı değeri bu zararlı titreşim içeriklerinin belirlenmesinde iyi bir ayrıçtır [46].

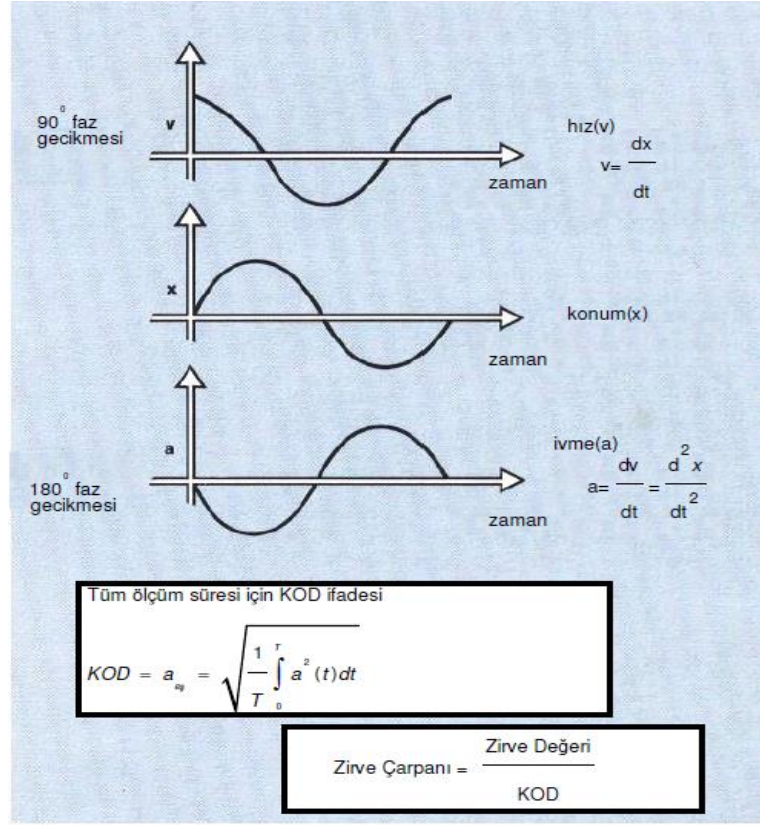
İvme değeri m/s^2 ki bu durumda a_i ile gösterelim veya ivme seviyesi (L_d ile gösterelim), desibel (dB) olarak ölçülebilir. Bu ikisi arasında $10^{-6} m/s^2 = 0$ dB gibi bir referans düzeyi tanımlandığı takdirde bir a_i ivmesi aşağıdaki gibi bir L_d seviyesi olarak gösterilebilir:

$$L_d (dB) = 20 \log_{10} \left[a_i / a_{ref} \right] \quad (2.1)$$

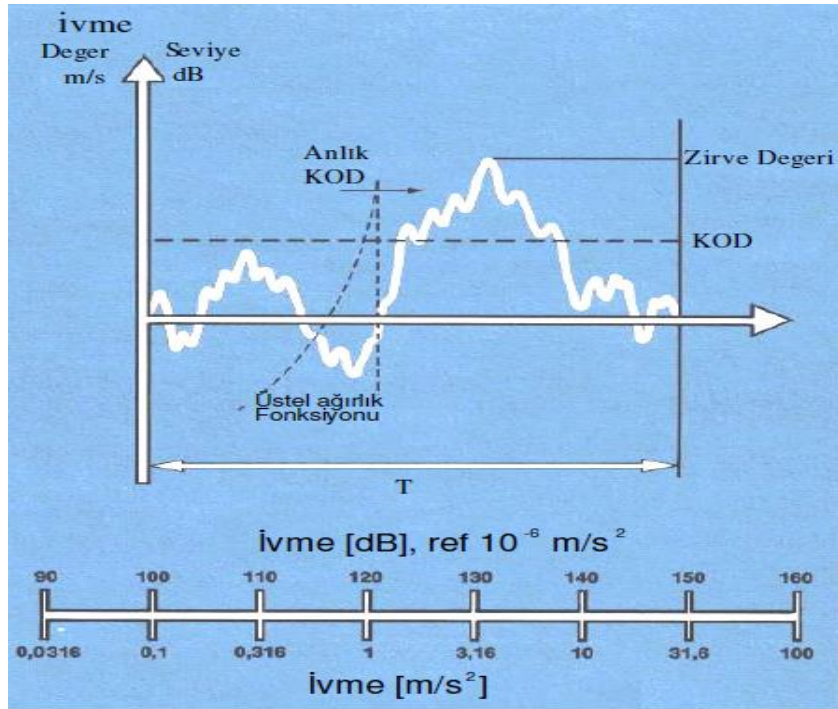
Burada, L_d = Desibel olarak titreşim seviyesi

$a_i = m/s^2$ cinsinden ölçülen ivme

$a_{ref} = \text{referans seviyesi} = 10^{-6} m/s^2$ dir.



Şekil 2. 1 Sinüzoidal bir titreşim için konum değişimi, hız ve ivme arasındaki ilişki [46]

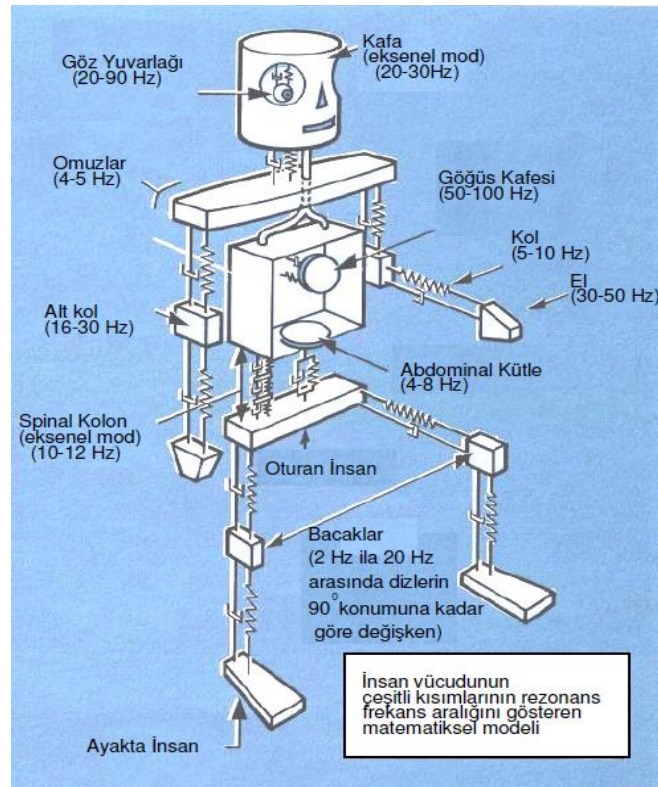


Şekil 2. 2 Farklı titreşim büyüklükleri [46]

2.1.2 İnsan Vücudunun Frekans Cevabı

Makinalarda titreşime, makinanın sahip olduğu hareket eden parçalar sebep olmaktadır. Bu hareket eden parçaların insana temasıyla insan vücudunu belli bir frekansta titreşime maruz bırakır. İnsan vücudu bütün frekanstaki titreşimlere aynı duyarlılığı göstermediğinden bu konunun incelenmesi gerekmektedir.

İnsan vücudunun kütle yay ve sönüm elemanından oluşan fiziksel modeli Şekil 2.3'deki gibidir. İnsanların bazı frekanslara neden daha fazla duyarlı olduğunu anlamak için insan vücudunun mekanik modelini incelemek faydalı olacaktır. İnsan vücudunun her bir parçası ayrı frekans duyarlılığına sahiptir ve simetrik değildir. Ayrıca aynı uyarıya aynı tepki veren iki insan yoktur. Uyarılara insanların verdiği tepkiler farklılık gösterir. Buna rağmen insan vücudunu iyi bir şekilde simüle edebilen biyomekanik modeller geliştirilmiştir [47].

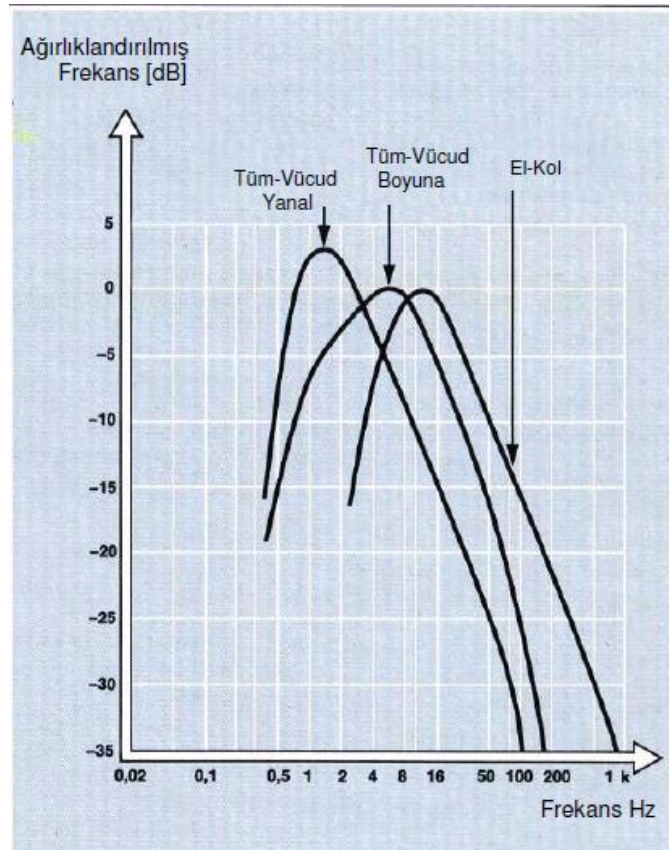


Şekil 2. 3 İnsan vücudunun fiziksel modeli [46]

2.1.3 Frekans Ağırlıklandırması

İnsan vücudu farklı frekans ve yönlerden gelen titreşimlere farklı hassasiyet gösterir. Bu konuyu dikkate alarak yaptığı çalışma sonucu ISO (International Standards Organisation) Şekil 2.4’de görülen üç eğriyi önermiştir.

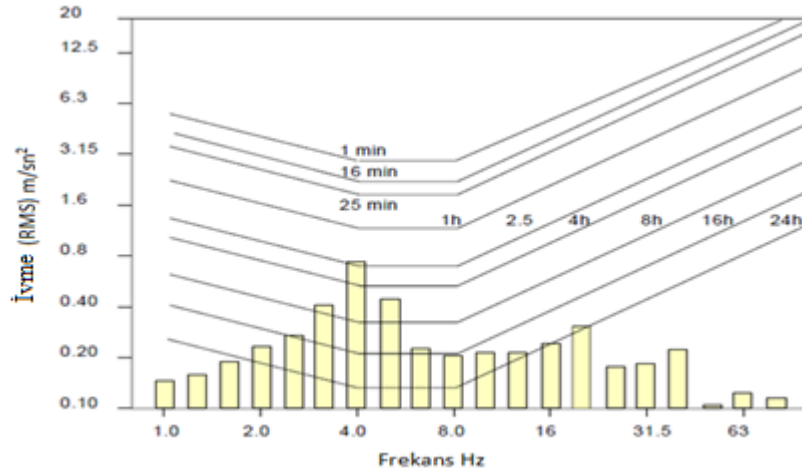
İnsan kafasından ayağına doğru olan doğrultuda insan vücudu 4-8 Hz frekans aralığındaki titreşime duyarlıdır. Ön veya arkasına doğru olan eksen veya omuzları doğrultusunda ise 1-2 Hz frekans aralığındaki titreşime duyarlıdır. 0.1-0.63 Hz frekans aralığı ise mide bulantısı deniz veya araba tutmasının nedeni olarak kabul edilir. Bu konu birazda insanın yaşı, korkuları vb. gibi psikolojik faktörlere de bağlı olması bu konudaki çalışmaları zorlaştırmaktadır.



Şekil 2. 4 İnsan vücudu için ağırlıklandırılmış frekans eğrileri [46]

Konfor konusu her ne kadar kişilere bağlı olarak göreceli bir kavramda olsa ISO International Standards Organisation) 2631 kriterleri bazı önerilerde bulunmaktadır.

İnsan bedeninin tümünün titreşime maruz kalması durumunda titreşimin büyüklüğüne bağlı olarak maruz kalabileceği süreyi sınırlamıştır (Şekil 2. 5) [46].



Şekil 2. 5 İnsan vücudunun maruz kaldığı titreşime göre rahatsızlık sınır eğrisi [48]

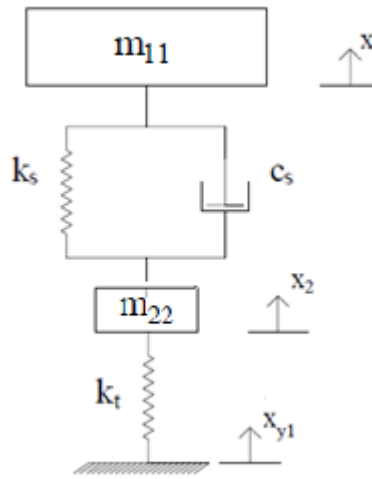
2.2 Taşıt Modelleri

Fiziksel sistemleri belirli yaklaşımlarla modellemenin amacı, sistem dinamiğini etkileyen faktörleri belirlemek ve en uygun tasarım için çözümler bulmaktır. İlgilenilen sistemler genellikle dinamik sistemler olduğundan elde edilen denklemler de diferansiyel denklemler olacaktır. Sistemlerin önceden belirli yaklaşımlarla modellenmesi tasarım açısından oldukça büyük avantajlar sağlar. Fiziksel sistemler, matematiksel olarak modellenirken sistem ile ilgili fiziksel yasalardan faydalanılır. Sistemler modellenirken sistemin karakteristiğinin belirlenmesi için sistemle ilgili olan fiziksel olayların idealleştirilmesi gerekir. Çok karmaşık yapıya sahip fiziksel bir sistem bile uygun kabullerle basit bir şekilde modellenebilir.

Sistemlerin fiziksel olarak modellenmesindeki amaç, sistemlerin verecekleri cevapların önceden belirlenmesidir. Fiziksel olarak modellenen sistem için bir sonraki aşama matematiksel modelleme olacaktır. Mekanik sistemler, sistemin matematiksel modelinden elde edilen diferansiyel denklemlerin lineer olmasına veya olamamasına göre lineer sistem veya lineer olmayan sistem diye adlandırılabilir. Gerçekte tamamen lineer olarak ifade edilebilen sistem yoktur. Yani bütün mekanik sistemler gerçekte lineer olmayan sistemlerdir. Sistemi lineerleştirmek bazı kabuller yapmamıza sebep olur. Buda çözüm hassasiyetini düşüren bir faktördür. Sistemlerin lineerleştirilmesinin

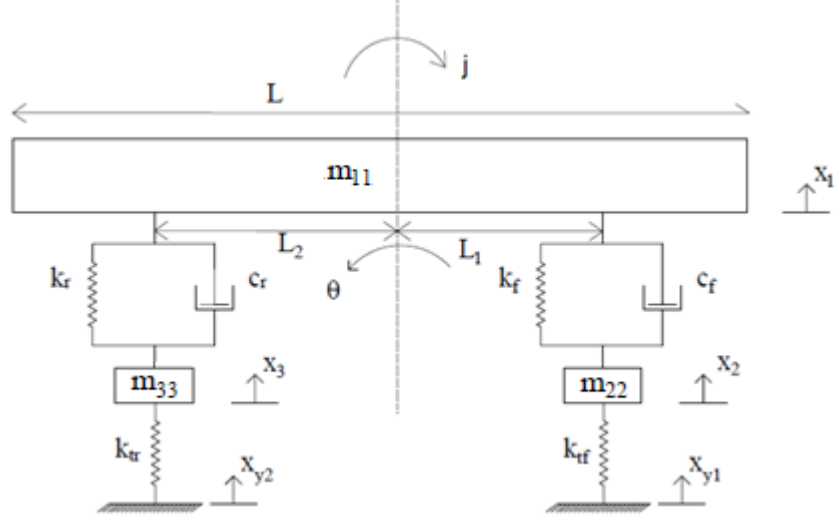
nedeni lineer diferansiyel denklemlerin hemen hemen hepsinin çözümü gerçekleştirilebilirken lineer olmayan denklemler için aynı şeyi söylemek mümkün değildir. Bu yüzden sistemlerin çözümünün kolaylaştırılması amacıyla lineerleştirme yoluna gidilir.

Taşıt modelleri, modellemenin amacına göre karmaşık veya basit bir şekilde gerçekleştirilebilir. Sistem modeli karmaşıktıkça gerçeğe daha yakın sonuçlar alınabilir. Örneğin; taşıtın sadece düşey hareketi incelenmek istenirse, iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli yeterli olacaktır. Örnek bir çeyrek taşıt modeli, Şekil 2.6'de görülmektedir.



Şekil 2. 6 Çeyrek taşıt modeli

Bu modelde; m_{11} taşıt gövdesinin kütlesini, m_{22} aks ve tekerleğin kütlesini, c_s sönüm katsayısını, k_s yay katsayısını, k_t tekerleğin yay katsayısını, x_{y1} yol girişini, x_1, x_2 ise düşey yer değiştirme hareketlerini ifade etmektedir. Burada tekerleğin sönüm miktarı, değerinin düşük olması sebebiyle ihmal edilebilir veya daha hassas bir çözüm için modele dahil edilebilir. Şekilde de görüldüğü gibi burada taşıtın yaptığı açısız hareketler yani kafa vurma ve yalpalama hareketi yoktur. Eğer bu açısız hareketlerden kafa vurma hareketi de incelenmek istenirse yarım taşıt modeli kullanılmalıdır. Örnek bir dört serbestlik dereceli yarım taşıt modeli Şekil 2.7'de görülmektedir.



Şekil 2. 7 Yarım taşıt modeli [45]

Burada; m_{11} taşıt gövdesinin kütlesini, j atalet momentini, m_{22}, m_{33} ön ve arka aks ve tekerleğin kütlesini, c_r, c_f sönüm katsayılarını, x_{y1}, x_{y2} yol girişlerini, k_f, k_r yay katsayılarını, k_{tr}, k_{tf} tekerleklerin yay katsayılarını, x_1, x_2, x_3 , düşey yer değiştirme hareketlerini, x_{y1}, x_{y2} yol girişlerini, θ , açısal yer değiştirme hareketini, L, L_1, L_2 ise taşıt ölçülerini ifade etmektedir. Fakat burada da taşıtın yaptığı yalpalama hareketi bulunmamaktadır. Eğer taşıtın yalpalama hareketi de modele eklenmek istenirse tam taşıt modeli kullanılmalıdır. Bu çalışmada yedi serbestlik dereceli tam taşıt modeli kullanılmıştır (Şekil 4.1).

Bir taşıt sistemi, yol girişi sonucu meydana gelen titreşimlerin etkisi altında bazı hareketler yapar. Bunlar taşıtın titreşim tipleri olarak bilinir ve bu titreşimlerin analiz edilmesi taşıtın dinamik davranışlarının tanınması açısından gereklidir. Şekil 2.8’de taşıtın yaptığı en temel hareketler gösterilmektedir.

Taşıtın yaptığı temel hareketler ise şunlardır:

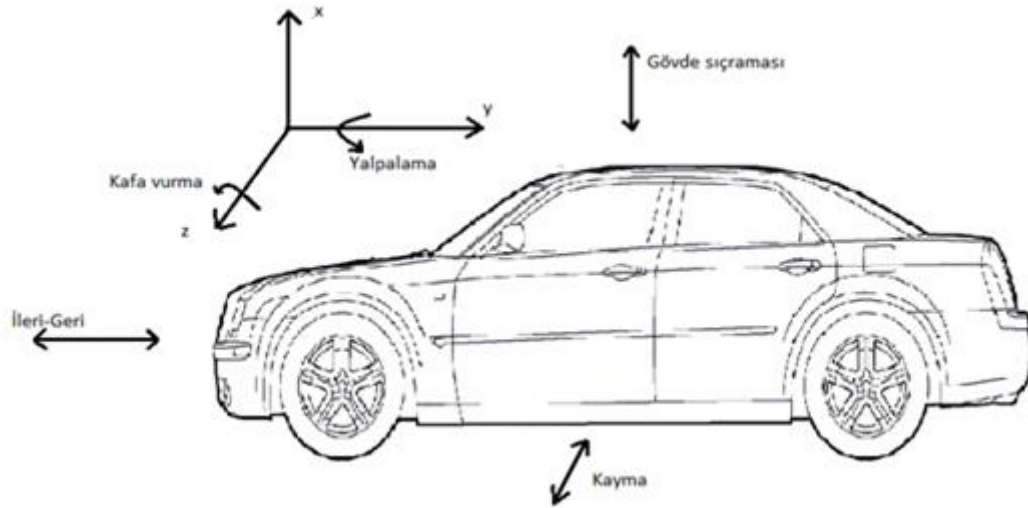
1) İleri-Geri Hareketi (y ekseninde hareket): Bu titreşim hareketi düşük hızlarda manevra yaparken ortaya çıkar. Temel nedeni, aktarma organlarının esnekliğidir [49].

2) Kayma Hareketi (z ekseninde hareket): Taşıtların viraj alması esnasında taşıt kütlesinin ataletiyle oluşan merkezkaç kuvvetinden kaynaklanır [49].

3) Gövde Sıçraması (x ekseninde hareket): Bir taşıt üzerinde oluşabilecek en önemli titreşim tipidir. Seyir konforunu doğrudan etkiler ve taşıt parametreleri belirlenirken incelenir [49].

4) Yalpalama (y ekseninde dönme): Taşıt ağırlık merkezinin simetri ekseninde olmamasından aynı aks üzerinde bulunan süspansiyonların eşdeğer parametrelere sahip olmaması halinde yay veya yol girişinin farklılığı nedeniyle oluşur. Tam taşıt modelinde incelenir [49].

5) Kafa Vurma Hareketi (z ekseninde dönme): Yarım ve tam taşıt modelleri üzerinde incelenir. Yoldaki değişimler veya ani frenleme sonucunda meydana gelir [49].



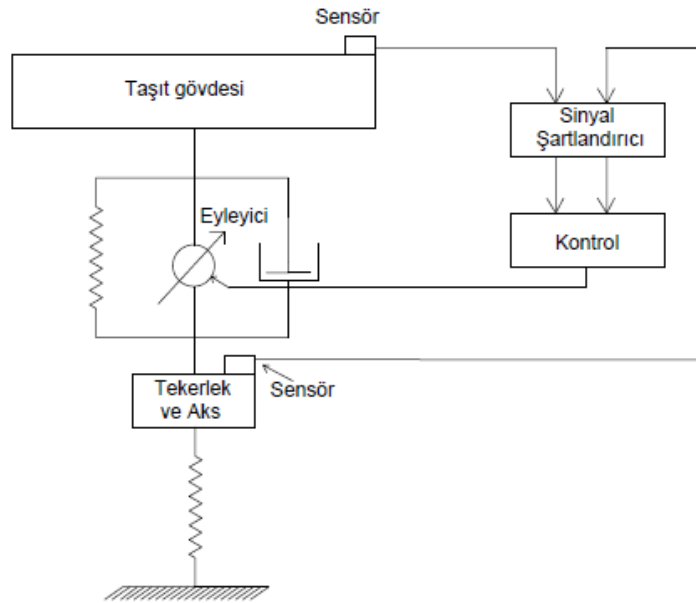
Şekil 2. 8 Bir taşıtın temel olarak gerçekleştirdiği hareketler

2.3 Süspansiyon Sistemleri

Taşıtlarda titreşimlerin azaltılması veya tamamen ortadan kaldırılması, insan sağlığı ve konforu açısından önemlidir. Taşıtlarda bu görevi süspansiyon sistemleri üstlenmiştir. Otomotiv endüstrisinde titreşimlerin azaltılması ve konforun artırılması için önemli çalışmalar yapılmaktadır. Bundan dolayı süspansiyon sistemleri otomotiv endüstrisinde büyük öneme sahiptir. Süspansiyon sistemleri, konforu sağlarken yani titreşimleri azaltırken aynı zamanda, tekerleğin yolla temasının kesilmesinin de önüne geçmelidir, yani emniyetli olmalıdır. Ayrıca süspansiyon sistemleri titreşimlerin genliklerini azaltmakla birlikte ivme değerlerini de kabul edilen sınırlar içerisinde tutabilmelidir.

Taşıtın konforunu arttırabilmek için taşıtın yaptığı titreşimlerin özelliklerinin de bilinmesi gerekir. Burada taşıtın yaptığı hareketler, dolaylı olarak süspansiyon sisteminin hareketine bağlıdır. Taşıtın gövdesinin veya süspansiyon sisteminin yaptığı hareketi önceden tahmin edebilmek için taşıt fiziksel olarak modellenmelidir. Daha sonra fiziksel kanunlar yardımıyla matematiksel model elde edilir. Son olarak ise simülasyon çalışmaları gerçekleştirilir.

Teknolojinin gelişmesi her alanda olduğu gibi süspansiyon sistemlerinde de olmaktadır. Pasif süspansiyon sistemlerinin yanında aktif ve yarı aktif süspansiyon sistemlerinin kullanımı hakkında yoğun çalışmalar devam etmektedir. Pasif, yarı aktif ve aktif süspansiyon sistemleri arasında, titreşim sönümleme ve konfor açısından en başarılı sonuçlar, aktif süspansiyon sistemleriyle elde edilmektedir. Aktif süspansiyon sistemlerinde pasif süspansiyonda olmayan eyleyici denilen kuvvet elemanları ve sensörler bulunur. Sensörlerden alınan sinyale göre eyleyiciler taşıtın hareketinin tersi yönünde kuvvet üreterek titreşimlerin sönümlenmesinde başarılı sonuçlar verirler. Aktif sistemlerde ayrıca bir kontrol ünitesi bulunur.

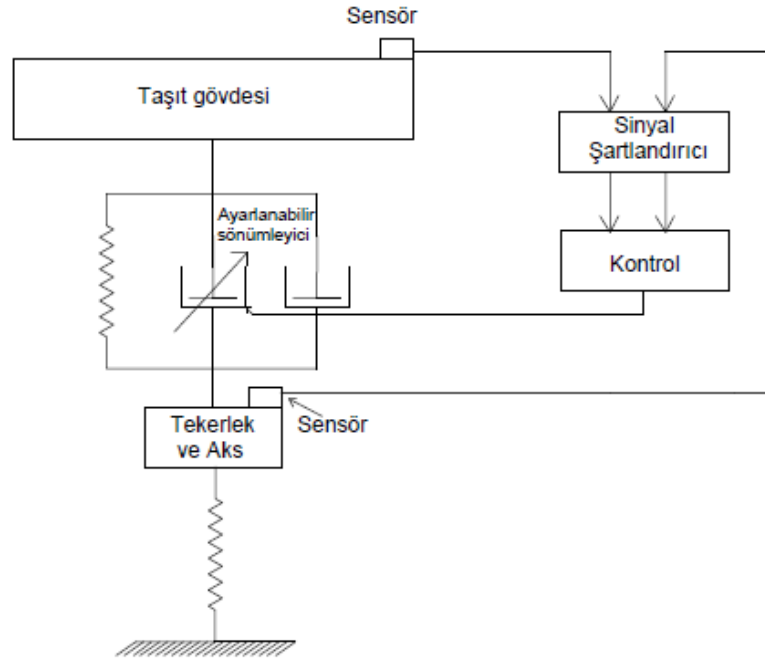


Şekil 2. 9 Aktif süspansiyon sisteminin fiziksel yapısı

Aktif kontrol için kullanılan birçok kontrol yöntemleri deneysel ve teorik olarak denenmiş ve başarıları ortaya konulmuştur. Fakat aktif sistemlerin emniyet açısından ve maliyet açısında değerlendirildiğinde kullanılabilirliği düşüktür. Aynı zamanda eyleyiciler

için gerekli güç miktarının da çok olması yakıt tüketimini olumsuz yönde etkilemektedir. Aktif süspansiyon sistemi fiziksel yapısı Şekil 2.9'da gösterilmektedir.

Yarı aktif kontrol sistemlerinde ise bu dezavantajlar bulunmamaktadır. Performans olarak ise aktif süspansiyon sistemlerindeki kadar olmasa da onlara yakın performans sergileyebilirler. Yarı aktif kontrol sistemi kullanan süspansiyon sistemlerinde sönüm miktarı seyir sırasında dinamik olarak değişebilmektedir. Ayrıca güç tüketimleri de çok düşük seviyelerdedir. Yarı aktif kontrol sistemi kullanan süspansiyon sistemlerinde de kontrol ünitesi ve sensör bulunur. Bu sistemlerde seyir halinde iken her hangi bir sebepten dolayı kontrol sistemi devreden çıksa veya güç kesintisi olsa bile sistem pasif sistem özelliği göstereceğinden emniyet açısından da uygun sistemlerdir. Yarı aktif kontrol kullanan süspansiyon sistemleri ile çalışan araçlar günümüzde üretilmiş ve başarısı kanıtlanmıştır. Bu çalışmada da tam taşıt modeli için yarı aktif kontrol sistemi kullanılmıştır. Yarı aktif kontrol sistemi fiziksel yapısı Şekil 2.10'da gösterilmektedir.



Şekil 2. 10 Yarı aktif süspansiyon sistemi fiziksel yapısı

BÖLÜM 3

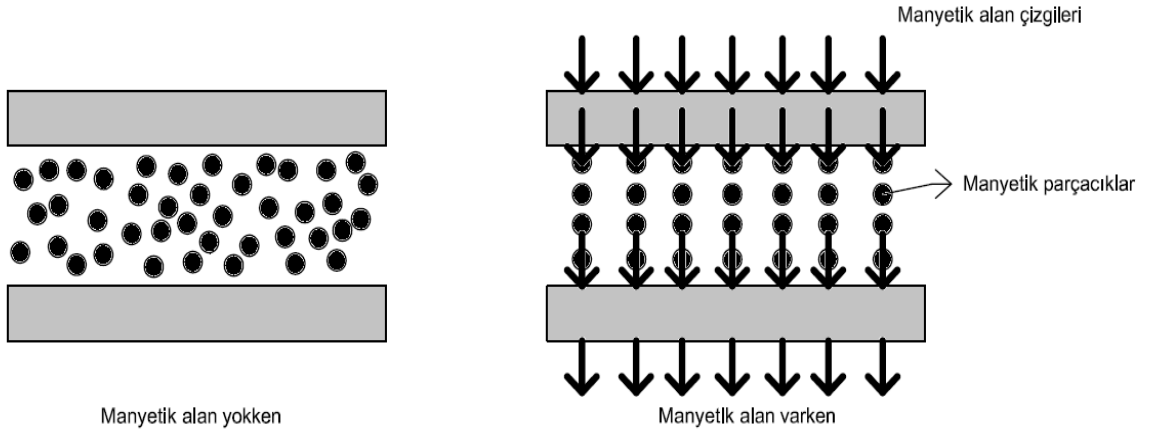
MR SÖNÜMLEYİCİLER

3.1 MR Akışkanlar

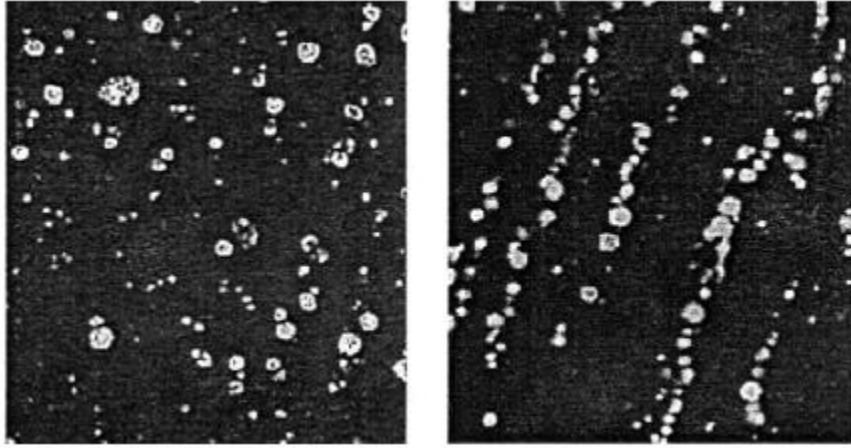
MR (Manyeto Reolojik) akışkanların keşfi J. Robinow tarafından 1940'lı yılların sonlarında gerçekleştirilmiştir [1]. MR akışkanın özelliği uygulanan manyetik alana bağlı olarak viskozitesinin de değişmesidir. Bu yüzden kontrol edilebilir akıllı akışkan olarak adlandırılmaktadır.

MR akışkan yapı olarak ise, bir taşıyıcı sıvı içerisine (silikon, madeni yağ vs.) belirli oranda eklenen küçük manyetik parçacıklardan oluşmaktadır. Bu sıvılara manyetik alan uygulanmadığı zaman normal akışkan özelliği gösterirken, manyetik alana maruz kaldığında ise taşıyıcı sıvı içerisindeki manyetik parçacıklar zincir şeklinde dizilerek sıvı geçişini zorlaştırırlar. Bu özellikleri sayesinde MR akışkanlar, yüksek bir viskoziteye sahipmiş gibi davranırlar. Uygulanan manyetik alanın şiddeti sıvının viskozitesinin kontrol edilmesini sağlar. MR sıvısı manyetik alana maruz kaldığında oluşan zincir dizilimi Şekil 3.1'de verilmiştir. Şekil 3.2'de ise MR sıvısının elektron mikroskobu ile çekilen fotoğrafı bulunmaktadır.

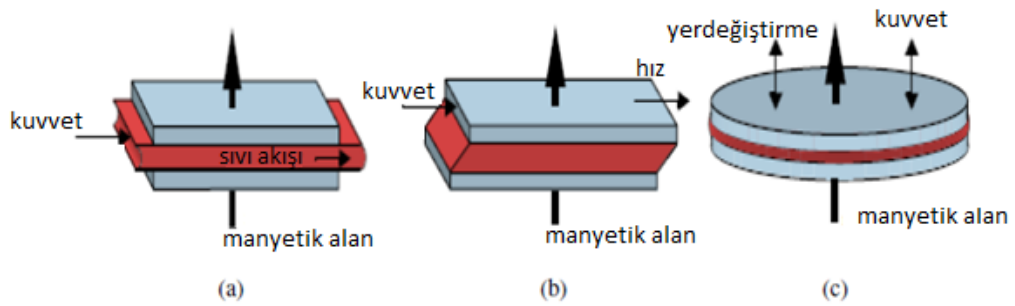
MR sıvısının kullanıldığı araçlar çalışma şekline göre basitçe üç ana grupta toplanabilirler. Bunlar; Direk kesme modu (Şekil 3.3(a)), Valf modu (Şekil 3.3(b)), Sıkıştırma modu (Şekil 3.3(c)) şeklindedir.



Şekil 3. 1 MR sıvısının manyetik alana tepkisi



Şekil 3. 2 MR sıvısının elektron mikroskobu ile çekilen fotoğrafı (Solda manyetik alan yokken demir parçacıklarının durumu, sağda manyetik alan varken demir parçacıklarının durumu) [50]



Şekil 3. 3 MR akışkan çalışma metotları [51]

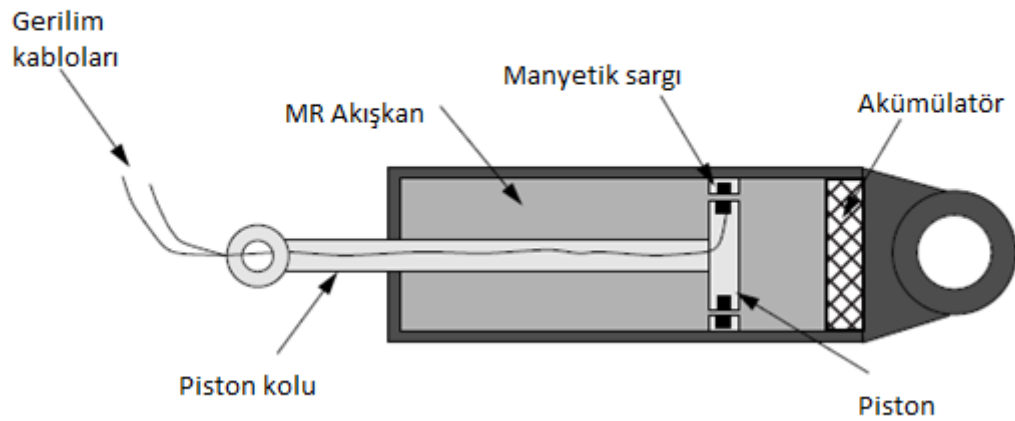
MR sıvısının tercih edilmesinde sahip olduğu bazı avantajlar etkili olmaktadır. MR sıvısı, hızlı cevap süresi, yüksek dinamik akma gerilmesi, düşük plastik viskozite, geniş sıcaklık bandında çalışabilme (-40 °C - 150 °C), zor çökelme ve kolay ve homojen karışım oluşturma gibi özelliklere sahiptir. MR sıvılar, manyetik veya elektrik alana maruz kaldıklarında sıvı halden yarı katı hale birkaç milisaniyede geçebilir ve etkinin kalkmasıyla aynı hızda eski durumuna geri dönebilirler [4]. Bu sıvıların 100 kPa civarında olan maksimum kayma gerilmeleri yukarıdaki çalışma sıcaklığı bandında hemen hemen hiç değişmemektedir [52]. Ayrıca bu sıvılar imalat ve kullanımdan kaynaklanabilecek kirlenmelerden olumsuz etkilenmezler. Bunun yanında MR sıvılar zehirli olmayıp sıvı kararlılığını sağlamak üzere çeşitli katkı maddeleri güvenle kullanılabilir. 12-24 volt gibi düşük gerilim altında sadece 1-2 amper akım ile çalışabildiklerinden aktif edildiklerindeki güç tüketimleri düşüktür. Kontrol edilebilir akışkanların diğeri türü olarak araştırılan ER sıvısının ise MR sıvısında olan avantajların bazılarının olmaması, düşük alan ve yüksek gerilime ihtiyaç duyması vb. gibi dezavantajlarının bulunmasından dolayı, ER sıvısı MR sıvısına göre arka planda kalmıştır. ER sıvısı ve MR sıvısının özellikleri ayrıntılı olarak Çizelge 3.1’de verilmiştir [4].

Şu anda LORD Corporation vb. gibi firmalar, MR sıvısı ve MR sönümleyici üzerine AR-GE (araştırma-geliştirme), üretim ve satış faaliyetleri gerçekleştirmektedirler. LORD Corporation’ın sitesinde belirttiğine göre şu anda MR teknolojisini kullanan araçlar bulunmaktadır. MR sıvısı fren sistemlerinde de kullanılmaktadır. MR sıvılı fren sistemleri diğeri fren sistemlerine göre daha kompakt bir yapıya sahip, daha kararlı ve daha yumuşak bir sürüş vadetmektedirler. Honda, Cadillac, Ferrari vb. gibi büyük otomotiv firmaları araçlarında MR sönümleyici kullanmak için araştırma ve geliştirme faaliyetleri yapmaktadırlar. Günümüzde MR sıvısı kullanan birçok cihaz bulunmaktadır. MR sönümleyicilerin raylı sistemler üzerine kullanımı için araştırmalar devam etmektedir [53].

Çizelge 3. 1 MR sıvısı ve ER sıvısının karşılaştırılması [4]

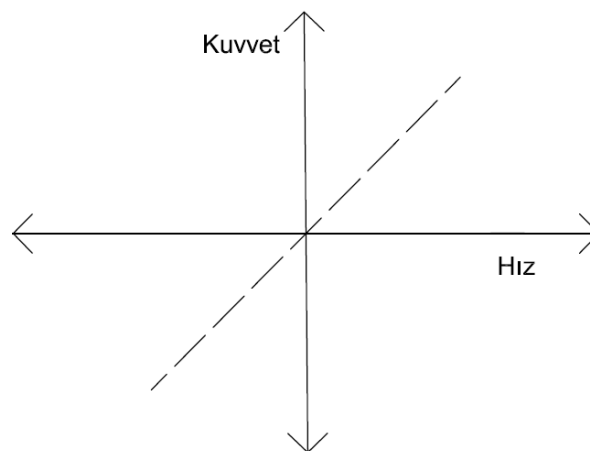
ÖZELLİK	MR sıvısı	ER Sıvısı
Maksimum akma gerilmesi	50 - 100 Kpa	2-5 Kpa
Maksimum manyetik alan	250 kA/m	4 kV/mm
Plastik viskozite	0.1 - 1 Pa.s	0.1 - 1 Pa.s
Çalışma sıcaklık aralığı	-40°C - +150°C	+10°C - +90°C
Kararlılık	Kirlilikten etkilenmez	Kirlilikten etkilenir
Cevap süresi	Ms	ms
Yoğunluk	3 - 4 g/cm ³	1 - 2 g/cm ³
Dinamik vizkozite/akma gerilmesi	5e-11 s/Pa	5e-8 s/Pa
Maksimum enerji yoğunluğu	0.1 J/cm ³	0.001 J/cm ³
Güç tüketimi	2 - 25 V, 1-2 A	2000 - 5000 V, 1-10 mA

3.2 MR Sönümleyiciler



Şekil 3. 4 MR sönümleyici fiziksel modeli [4]

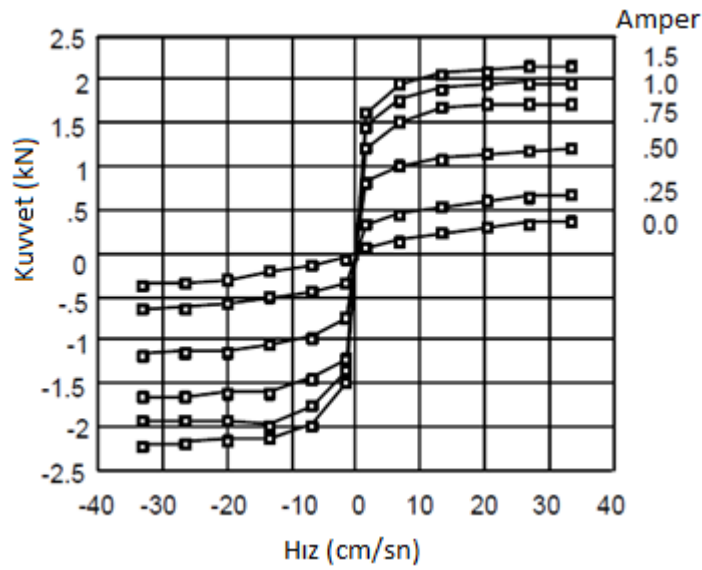
MR sönümleyici içinde bulunan MR sıvısı, taşıyıcı sıvı içerisinde mikron seviyede manyetik parçacıklar eklenerek elde edilir. Taşıyıcı sıvı olarak genelde su, silikon bazlı yağ veya petrol bazlı yağ kullanılır. Manyetik parçacık olarak ise genellikle demir kullanılır. MR sönümleyici içinde bulunan MR sıvısı pistonun hareketiyle, pistonun ucunda bulunan boşluktan akmaya zorlanır. Pistonun ucundaki boşlukta aynı zamanda elektromıknatıslar bulunmaktadır. Bu elektromıknatıslar manyetik alan oluşturmazsa MR sıvısı normal akışkan özelliği gösterir. Fakat elektromıknatıslar manyetik alan oluştursa, MR sıvısını boşluktan geçirirken, içinde bulunan manyetik parçacıklar sıralı bir şekilde dizilerek sıvının viskozitesini değiştirir ve olduğundan daha viskoz bir sıvıymış gibi davranmasını sağlar. Bu da MR sönümleyicinin oluşturduğu sönüm kuvvetinin değişmesini sağlar ve MR sönümleyicinin manyetik alan şiddetini ayarlayarak kontrol edilmesini sağlar. Bunun için gerekli güç miktarı oldukça düşük olup bir akü ile bile sağlanabilir. Ayrıca herhangi bir sebepten dolayı güç kesilirse MR sönümleyicinin pasif sönümleyici özelliği göstermesi, emniyet açısından önemli bir özelliğidir [55].



28

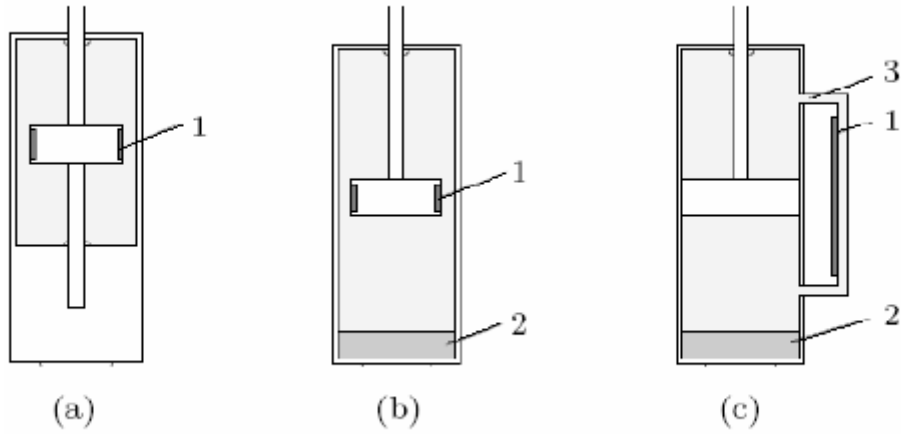
Lineer bir pasif sönümleyicinin sönüm kuvveti hızla orantılı olarak değişir. Yani verilen bir hıza karşı tek bir kuvvet oluşur. Lineer bir pasif sönümleyicinin kuvvet-hız eğrisi önceden belirlenebilir ve bir tanedir (Şekil 3.5).

MR sönümleyici ise, oluşturulan manyetik alana bağlı olarak sürekli değişebilen bir sönüm kuvveti oluşturacaktır. Kuvvet-hız eğrisi ise manyetik alana bağlı olarak değişken olacaktır (Şekil 3.6).



Şekil 3. 6 MR sönümleyicinin kuvvet-hız eğrisi [50]

MR sönümleyiciler sıvı geçişi tipine göre değişik şekillerde üretilebilmektedirler (Şekil 3.7). (Şekil 3. 7(a))'daki modelde her iki odacık tarafında da mil bulunmakta, dolayısı ile ısı genleşme ihmal edilirse basınç dengelemesi için akümülatöre ihtiyaç kalmamaktadır. İkinci tip MR sönümleyicide ise çıkış mili tek tarafta olup, milin silindir içine girmesi ile odacıklar arasında oluşan basınç farkını dengelemek için bir akümülatör yerleştirilmiştir (Şekil 3.7(b)). Bu iki tip MR sönümleyicinin ortak özelliği, manyetik alanın piston üzerinde manyetik kutuplar oluşturulması ile elde edilmesidir. Diğer MR sönümleyicide ise odacıklar arası MR sıvı akışı silindir içinde değil, bir yan geçiş (by-pass) kanalı yardımı ile sağlanır. Bu tip MR sönümleyicide kontrol, yan geçiş kanalı üzerinde uygun bir manyetik alan oluşturacak devrenin yapılması ile gerçekleştirilir (Şekil 3.7(c)) [56].



Şekil 3. 7 MR sönümleyici sıvı geçişi tiplerine göre tasarım şekilleri, (a)- Çift milli, (b)- Tek milli ve akümülatörlü, (c)- Yan geçişli, (1- Manyetik alanın oluştuğu kısım, 2- Akümülatör, 3-Yan geçiş kanalı) [56]

3.3 MR Sönümleyicilerin Matematiksel Modeli

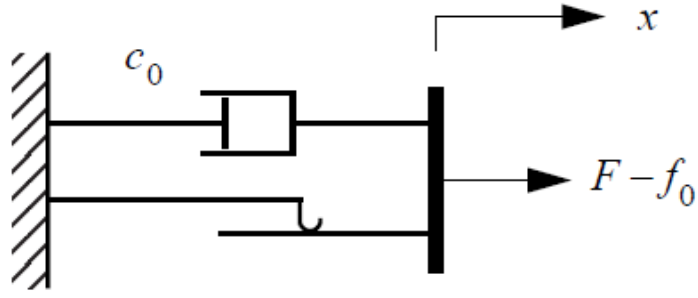
MR sönümleyici lineer olmayan histeresiz karaktere sahiptir. MR sönümleyiciyi modellemedeki amaç sahip olduğu bu lineer olmayan hareketi iyi bir şekilde yansıtan matematiksel modeli elde etmektir. MR sönümleyicinin hareketini iyi bir şekilde yansıtan birçok model geliştirilmeye çalışılmıştır. Genel olarak bu modeller parametrik ve parametrik olmayan modeller olarak iki kısımda ayrılırlar. Bunlardan parametrik olmayanlar, deney sonuçlarına göre elde edilirler. Parametrik olanlar ise, yay ve sönüm elemanı vb. gibi mekanik elemanlar kullanılarak oluşturulurlar. Parametrik modellere örnek olarak; bingham modeli, gomota-filisko modeli, li modeli, bouc-Wen modeli ve geliştirilmiş bouc wen modeli vb. verilebilir. Parametrik olmayanlara ise, yapay sinir ağları ve bulanık mantık kontrollü sinir ağları, adaptif bulanık mantık kontrollü sinir ağları (ANFIS) vb. örnek verilebilir [53].

3.3.1 Bingham Modeli

Bingham plastik modeli paralel yerleştirilmiş bir damper ve sürtünme elemanından oluşmaktadır (Şekil 3.8). Burada F kuvveti;

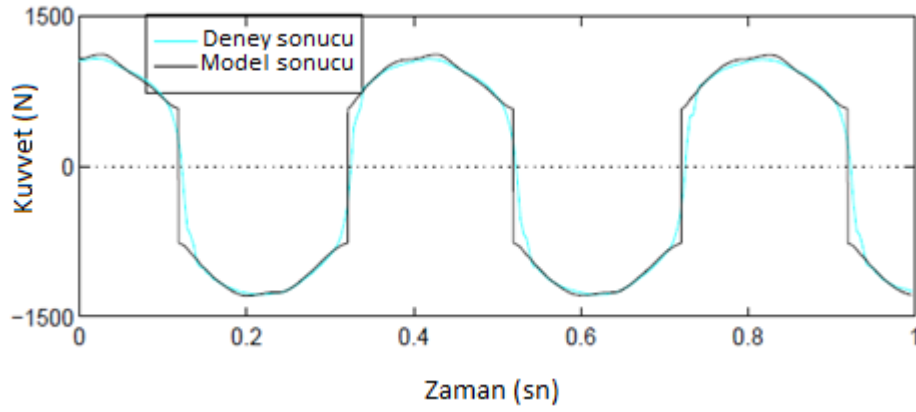
$$F = f_c \sin(\dot{x}) c_0 \dot{x} + f_0 \quad (3.1)$$

şeklinde tanımlanmaktadır.

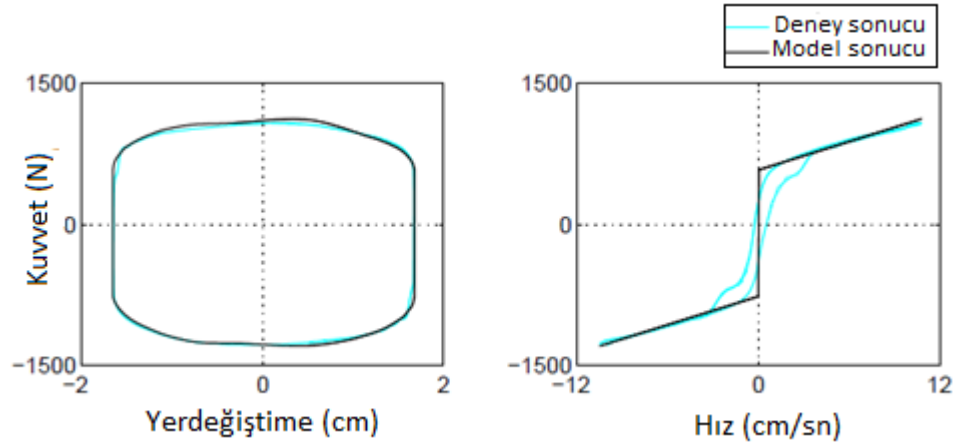


Şekil 3. 8 Bingham modeli [4]

Denklemdaki c_0 sönüm katsayısını, f_c sürtünme katsayısını, ve f_0 ise eğer akümülatör var ise, akümülatör içindeki basınçlı gaz sebebi ile etkiyen kuvveti ifade etmektedir. Ancak bingham modeli MR sıvılarda görülen kayma incelmesi (shear thinning) veya kayma kalınlaşması (shear thickening) durumlarında MR sönümleyiciyi tam olarak modelleyememektedir [57]. Spencer vd. 1996 yılında yaptıkları çalışmada deneysel sonuçları, bingham modelini kullanarak elde ettikleri sonuçlar ile karşılaştırmışlardır. Şekil 3.9 ve Şekil 3.10'da görüldüğü üzere, bingham modeli MR sönümleyicinin hareketini modellemekte yetersiz kalmaktadır [4].



Şekil 3. 9 Bingham modelinin deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması, kuvvet-zaman grafiği [4]



Şekil 3. 10 Bingham modelinin deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması, kuvvet-yer değiştirme ve kuvvet-hız grafikleri [4]

3.3.2 Bouc-Wen Modeli

MR sönümleyicinin lineer olmayan hareketinin modellemede kullanılan diğer bir model bouc wen modelidir (Şekil 3.11).

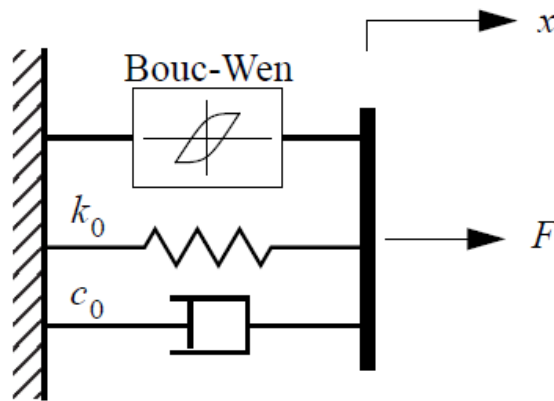
Burada F kuvveti;

$$F = (c_0 \dot{x} + k_0 (x - x_0) + \alpha_h z) \quad (3.2)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Hesaplanabilir değişken z ise;

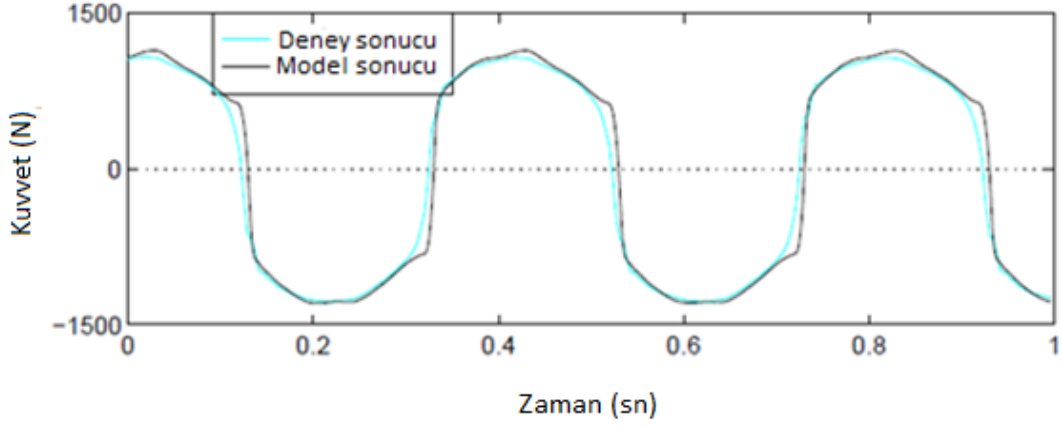
$$\dot{z} = -\gamma |\dot{x}| z |z|^{n-1} - \beta \dot{x} |z|^n + A \dot{x} \quad (3.3)$$

şeklinde ifade edilmektedir.



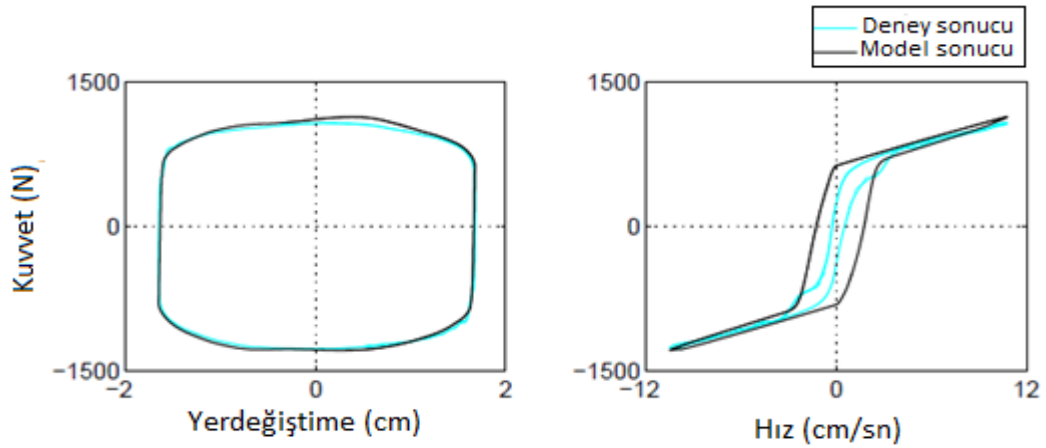
Şekil 3. 11 Bouc-Wen modeli [4]

Burada; γ, A, β MR sönümleyicinin histeresiz karakterinin tanımlanmasında kullanılan ve deneysel verilerle elde edilen sabitlerdir. x yer değiştirme, $\dot{x}$ hız, f_0 akümülatör basınç kuvveti, k_0 lineer yayın katsayısıdır.



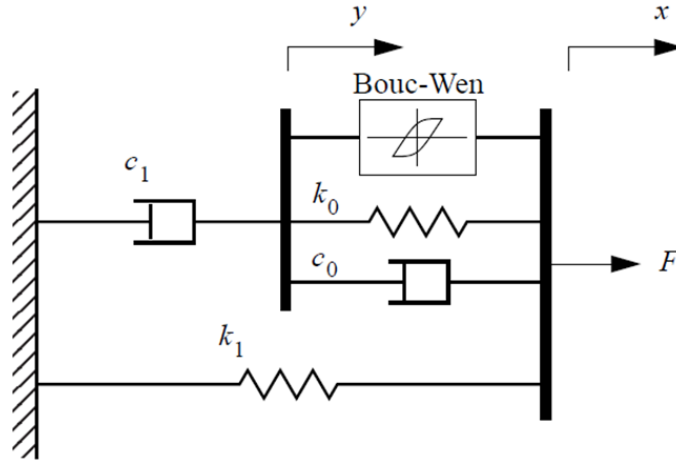
Şekil 3. 12 Bouc-Wen modelinin deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması, kuvvet-zaman grafiği [4]

Şekil 3.12 ve Şekil 3.13'den de görüldüğü üzere bouc wen modeli MR sönümleyicinin hareketini başarılı bir şekilde modellemektedir. Fakat bingham modeline göre iyi bir sonuç verse de yine de bingham modelinde olduğu gibi kuvvet-hız grafiğine bakıldığında hata oranı yüksek olduğu anlaşılmaktadır [4]. Bu yüzden iyileştirilmesi gerekmektedir.



Şekil 3. 13 Bouc wen modeli ve deneysel sonuçların karşılaştırılması, kuvvet-yer değiştirme ve kuvvet-hız grafikleri [4]

3.3.3 Geliştirilmiş Bouc-Wen Modeli



Şekil 3. 14 Geliştirilmiş bouc wen modeli [4]

Bouc wen modelinin MR sönümleyicini daha gerçeğe yaklaşması için modifiye edilmiş hali olan geliştirilmiş bouc wen modeli, Şekil 3.14'te gösterilmektedir. Bu modelde sönümleyicinin oluşturduğu F kuvveti ise aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir.

$$F = \alpha_h z + c_0(\dot{x} - \dot{y}) + k_0(x - y) + k_1(x - x_0) = c_1\dot{y} + k_1(x - x_0) \quad (3.4)$$

buradan $c_1\dot{y}$;

$$c_1\dot{y} = \alpha_h z + c_0 x_0(\dot{x} - \dot{y}) + k_0(x - y) \quad (3.5)$$

şeklinde olacaktır. Burada z ve y ;

$$\dot{z} = -\gamma |\dot{x} - \dot{y}| |z|^{n-1} z - \beta(\dot{x} - \dot{y}) |z|^n + A(\dot{x} - \dot{y}) \quad (3.6)$$

$$\dot{y} = \frac{1}{c_0 + c_1} \{ \alpha_h z + c_0 \dot{x} + k_0(x - x_0) \} \quad (3.7)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Burada, x Toplam bağıl yer değiştirme, x_0 yay sabiti k_1 olan yayın başlangıç yer değiştirmesi, k_0 yüksek hızlardaki yay sabiti, k_1 akümülatör yay sabiti, c_0 yüksek hızlardaki viskoz sönümü ve c_1 düşük hızlarda kuvvet azalması için viskoz sönümü olarak tanımlanmaktadır.

V gerilim olmak üzere α_h, c_1, c_0 ve $\dot{u}$ ise;

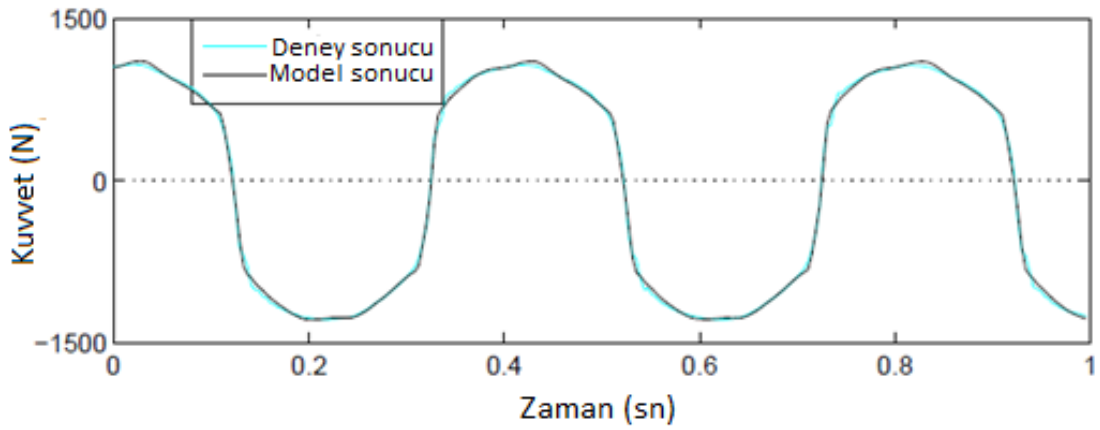
$$\alpha_h = \alpha_{ha} + \alpha_{hb}u \quad (3.8)$$

$$c_1 = c_{1a} + c_{1b}u \quad (3.9)$$

$$c_0 = c_{0a} + c_{0b}u \quad (3.10)$$

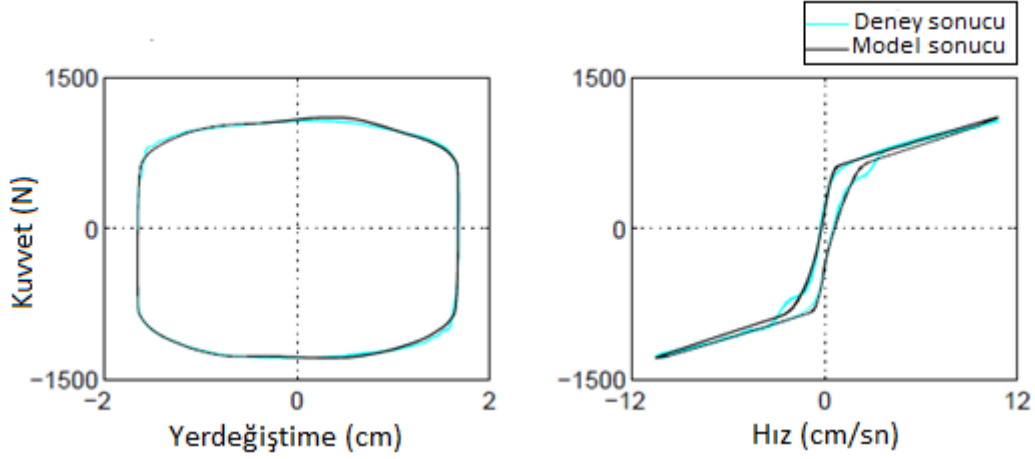
$$\dot{u} = -\eta(u - V) \quad (3.11)$$

şeklinde ifade edilmektedir.



Şekil 3. 15 Geliştirilmiş bouc wen modelinin deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması, kuvvet-zaman grafiği [4]

Şekil 3.15 ve Şekil 3.16’da da görüldüğü gibi geliştirilmiş bouc wen modeli MR sönümleyicinin hareketini bingham ve bouc wen modeline göre daha başarılı bir şekilde madellemektedir. Diğer iki modelde de olan kuvvet-hız grafiğindeki hata oranı bu modelde diğerlerine göre daha azdır. Bu çalışmada da MR sönümleyiciyi modellemek için, deneysel sonuçlara en yakın sonucu veren geliştirilmiş bouc wen modeli kullanılmıştır.



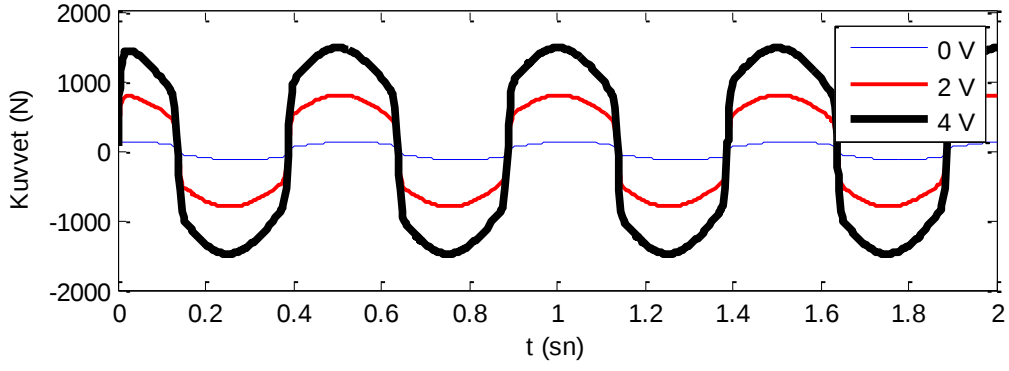
Şekil 3. 16 Geliştirilmiş bouc wen modeli ve deneysel sonuçların karşılaştırılması kuvvet-yer değiştirme ve kuvvet-hız grafikleri [4]

3.3.4 MR Sönümleyicinin Histeresiz Karakteri

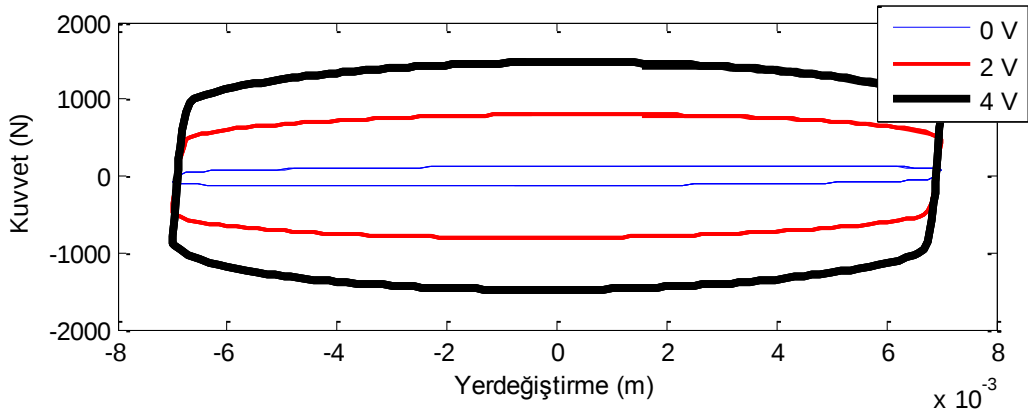
Geliştirilmiş bouc wen modeli kullanılarak modellenen MR Sönümleyicinin, histeresiz karakterini belirlemede kullanılan parametreler Çizelge 3.2’de verilmiştir. MATLAB-Simulink programı yardımıyla yapılan simülasyon çalışmalarının sonucu MR sönümleyicinin histeresiz karakteri Şekil 3.17, Şekil 3.18 ve Şekil 3.19’da görülmektedir. MR sönümleyicinin ucuna frekansı 2 Hz olan 0.007 m genlikli bir yer değiştirme uygulanmıştır. MR sönümleyiciye uygulanan gerilim 0, 2, ve 4 Volttur. Uygulanan voltaja göre MR sönümleyicinin ürettiği sönüm kuvvetinde değişim, kuvvet- zaman, kuvvet-hız ve kuvvet-yer değiştirme grafikleriyle incelenmiştir.

Çizelge 3. 2 MR sönümleyici modelinin parametreleri [11]

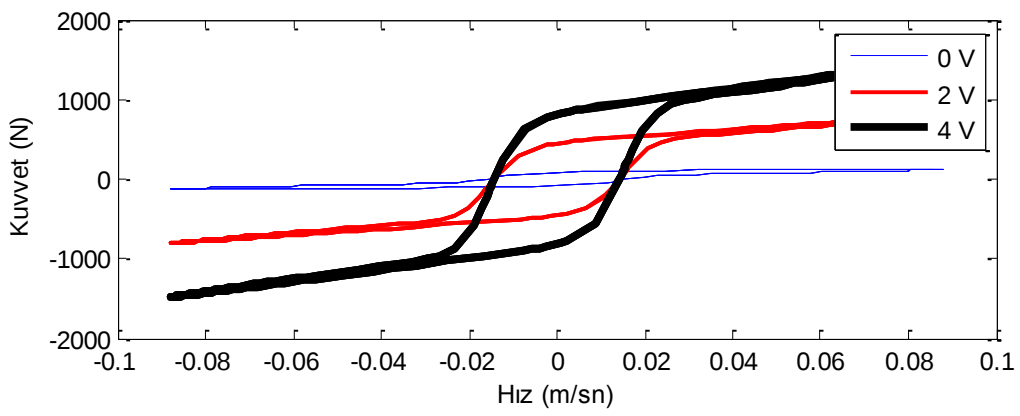
Parametre	Değer	Parametre	Değer
k_1	840 N/m	α_a	12441 N/m
k_0	3610 N/m	α_b	38430 Ns/Vm
c_{0a}	784 Ns/m	γ	136320 1/m ²
c_{0b}	1803 Ns/Vm	β	2059020 1/m ²
c_{1a}	14649 Ns/m	η	190 1/s
c_{1b}	34622 Ns/Vm	n	2
A	58		



Şekil 3. 17 Geliştirilmiş Bouc-Wen modeli kuvvet-zaman grafiği



Şekil 3. 18 Geliştirilmiş Bouc-Wen modeli kuvvet-yer değıştirme grafiği



Şekil 3. 19 Geliştirilmiş Bouc-Wen modeli kuvvet-hız grafiği

Tam taşıt modelinin hareket denklemlerini elde etmek için Lagrange metodu kullanılmıştır. Lagrange metodu genelleştirilmiş koordinatlarda sistemlerin enerjilerini ifade etmekte ve doğrudan hareket denklemlerinin elde edilmesinde kullanılır. Genelleştirilmiş koordinatlar sistemin konumunu tamamıyla ve bütün sınırlamalardan

bağımsız olan bağımsız parametrelerin oluşturduğu bir settir. Belirli karmaşık fiziksel sistemlerin modellenmesinde Lagrange metodu avantaj sağlar. Lagrange denkleminin x_j genel koordinatlarında Denklem 4.1'deki gibi tanımlanır [58]. Burada aracın kafa vurma hareketi $x_6=\theta$ ve yalpalama hareketi ise $x_7=\alpha$ simgeleri ile gösterilmektedir.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}_j} \right) - \left(\frac{\partial E_k}{\partial x_j} \right) + \left(\frac{\partial E_p}{\partial x_j} \right) + \left(\frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}_j} \right) = Q_j \quad (4.1)$$

Lagrange metodunu kullanarak sistemin hareket denklemleri için, sistemin toplam kinetik enerjisi;

$$E_k = \frac{1}{2} (M\dot{x}_5^2 + I_{x_6}\dot{x}_6^2 + I_{x_7}\dot{x}_7^2 + m_1\dot{x}_1^2 + m_2\dot{x}_2^2 + m_3\dot{x}_3^2 + m_4\dot{x}_4^2) \quad (4.2)$$

toplam potansiyel enerjisi;

$$E_p = \frac{1}{2} \left\{ \begin{aligned} &k_{s1}(x_5 - x_1 + ax_6 - cx_7)^2 + k_{s2}(x_5 - x_2 + ax_6 + dx_7)^2 \\ &+ k_{s3}(x_5 - x_3 - bx_6 - cx_7)^2 + k_{s4}(x_5 - x_4 - bx_6 + dx_7)^2 \\ &+ k_{t1}(x_1 - z_1)^2 + k_{t2}(x_2 - z_2)^2 + k_{t3}(x_3 - z_3)^2 + k_{t4}(x_4 - z_4)^2 \end{aligned} \right\} \quad (4.3)$$

ve toplam sönüm enerjisi;

$$E_D = \frac{1}{2} \left\{ \begin{aligned} &c_{s1}(\dot{x}_5 - \dot{x}_1 + a\dot{x}_6 - c\dot{x}_7)^2 + c_{s2}(\dot{x}_5 - \dot{x}_2 + a\dot{x}_6 + d\dot{x}_7)^2 \\ &+ c_{s3}(\dot{x}_5 - \dot{x}_3 - b\dot{x}_6 - c\dot{x}_7)^2 + c_{s4}(\dot{x}_5 - \dot{x}_4 - b\dot{x}_6 + d\dot{x}_7)^2 \end{aligned} \right\} \quad (4.4)$$

şeklinde olacaktır. Birinci hareket denklemleri ise;

$$\left\{ \begin{aligned} &M\ddot{x}_5 + k_{s1}(x_5 - x_1 + ax_6 - cx_7) + k_{s2}(x_5 - x_2 + ax_6 + dx_7) \\ &+ k_{s3}(x_5 - x_3 - bx_6 - cx_7) + k_{s4}(x_5 - x_4 - bx_6 + dx_7) \\ &+ c_{s1}(\dot{x}_5 - \dot{x}_1 + a\dot{x}_6 - c\dot{x}_7) + c_{s2}(\dot{x}_5 - \dot{x}_2 + a\dot{x}_6 + d\dot{x}_7) \\ &+ c_{s3}(\dot{x}_5 - \dot{x}_3 - b\dot{x}_6 - c\dot{x}_7) + c_{s4}(\dot{x}_5 - \dot{x}_4 - b\dot{x}_6 + d\dot{x}_7) \end{aligned} \right\} = 0 \quad (4.5)$$

şeklinde, ikinci denklem;

$$\left\{ \begin{array}{l} I_{x6}\ddot{x}_6 + k_{s1}a(x_5 - x_1 + ax_6 - cx_7) + k_{s2}a(x_5 - x_2 + ax_6 + dx_7) \\ -k_{s3}b(x_5 - x_3 - bx_6 - cx_7) - k_{s4}b(x_5 - x_4 - bx_6 + dx_7) \\ +c_{s1}a(\dot{x}_5 - \dot{x}_1 + a\dot{x}_6 - c\dot{x}_7) + c_{s2}a(\dot{x}_5 - \dot{x}_2 + a\dot{x}_6 + d\dot{x}_7) \\ -c_{s3}b(\dot{x}_5 - \dot{x}_3 - b\dot{x}_6 - c\dot{x}_7) - c_{s4}b(\dot{x}_5 - \dot{x}_4 - b\dot{x}_6 + d\dot{x}_7) \end{array} \right\} = 0 \quad (4.6)$$

üçüncü denklem;

$$\left\{ \begin{array}{l} I_{x7}\ddot{x}_7 - k_{s1}c(x_5 - x_1 + ax_6 - cx_7) + k_{s2}d(x_5 - x_2 + ax_6 + dx_7) \\ -k_{s3}c(x_5 - x_3 - bx_6 - cx_7) + k_{s4}d(x_5 - x_4 - ax_6 + dx_7) \\ -c_{s1}c(\dot{x}_5 - \dot{x}_1 + a\dot{x}_6 - c\dot{x}_7) + c_{s2}d(\dot{x}_5 - \dot{x}_2 + a\dot{x}_6 + d\dot{x}_7) \\ -c_{s3}c(\dot{x}_5 - \dot{x}_3 - b\dot{x}_6 - c\dot{x}_7) + c_{s4}d(\dot{x}_5 - \dot{x}_4 - a\dot{x}_6 + d\dot{x}_7) \end{array} \right\} = 0 \quad (4.7)$$

dördüncü denklem;

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1\ddot{x}_1 - k_{s1}(x_5 - x_1 + ax_6 - cx_7) \\ +k_{t1}(x_1 - z_1) - c_{s1}(\dot{x}_5 - \dot{x}_1 + a\dot{x}_6 - c\dot{x}_7) \end{array} \right\} = 0 \quad (4.8)$$

beşinci denklem;

$$\left\{ \begin{array}{l} m_2\ddot{x}_2 - k_{s2}(x_5 - x_2 + ax_6 + dx_7) \\ +k_{t2}(x_2 - z_2) - c_{s2}(\dot{x}_5 - \dot{x}_2 + a\dot{x}_6 + d\dot{x}_7) \end{array} \right\} = 0 \quad (4.9)$$

altıncı denklem;

$$\left\{ \begin{array}{l} m_3\ddot{x}_3 - k_{s3}(x_5 - x_3 - bx_6 - cx_7) \\ +k_{t3}(x_3 - z_3) - c_{s3}(\dot{x}_5 - \dot{x}_3 - b\dot{x}_6 - c\dot{x}_7) \end{array} \right\} = 0 \quad (4.10)$$

şeklinde ve yedinci denklem ise;

$$\left\{ \begin{array}{l} m_4\ddot{x}_4 - k_{s4}(x_5 - x_4 - bx_6 + dx_7) \\ +k_{t4}(x_4 - z_4) - c_{s4}(\dot{x}_5 - \dot{x}_4 - b\dot{x}_6 + d\dot{x}_7) \end{array} \right\} = 0 \quad (4.11)$$

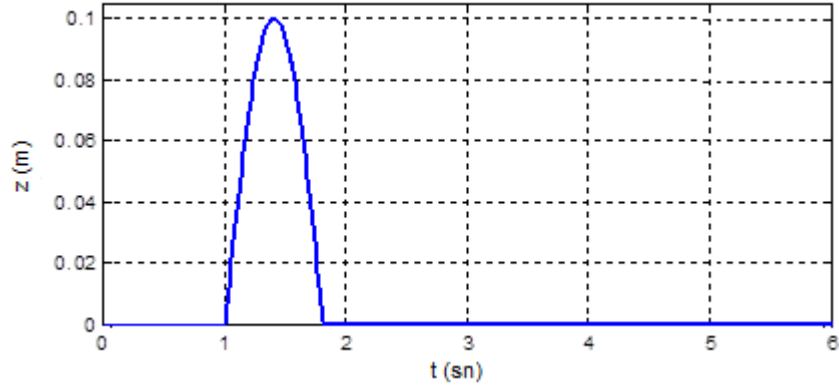
şeklinde olacaktır.

4.1.1 Pasif Sistem için Simulasyon Çalışmalarında Kullanılan Parametreler

Modelin simülasyon çalışmalarında kullanılan yol fonksiyonu Şekil 4.2’de verilmiştir. Yol profili ve aracın hızı için “Towards a North American Geometric Design Standard for

Speed Humps” da belirlenen kriterler kullanılmıştır (Çizelge 4.1). Simülasyonda aracın önce ön tekerlekleri sonra ise arka tekerlekleri tümsekten geçirilmiştir.

Tam taşıt modelinde kullanılan parametreler Çizelge 4.2’de verilmiştir. Simülasyonlar MATLAB-Simulink programı kullanılarak yapılmıştır [59]. Şekil 4.3 ile Şekil 4.8 arasında taşıt gövdesinin düşey yer değiştirmesi ve düşey yer değiştirmesinin ivmesi, kafa vurma hareketi ve kafa vurma hareketinin ivmesi, yalpalama hareketi ve yalpalama hareketinin ivmesi verilmiştir. Şekil 4.9 ile Şekil 4.12 arasında aks ve teker kütlelerinin düşey yer değiştirmeleri, Şekil 4.13 ile Şekil 4.15 arasında ise frekans cevapları verilmiştir.



Şekil 4. 2 Yol fonksiyonu

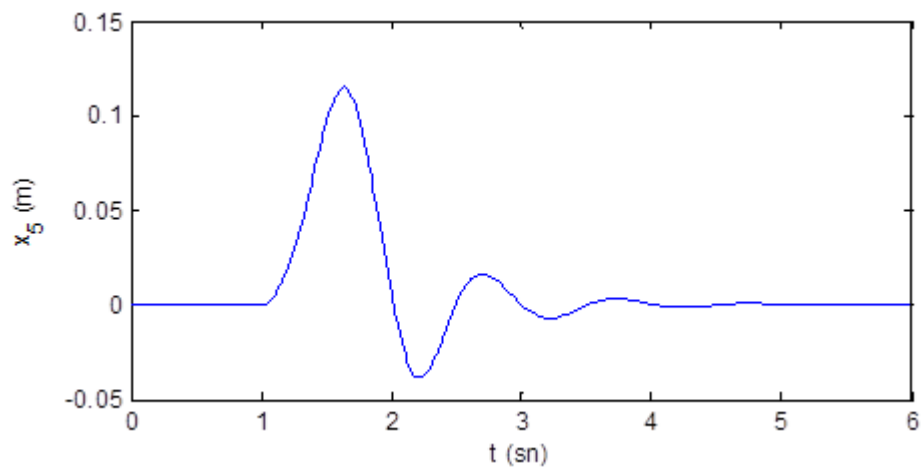
Çizelge 4. 1 Yol Standartları tablosu [60]

Araç Tipi	Tümsekten Geçiş Hızı (km/sa)	Tümsek Boyutları (m - mm)
Otomobil	25	5.2 x 100
Otomobil	35	7.9 x 100
Otomobil	45	9.1 x 75
Otobüs	25	7.9 x 100
Otobüs	35	5.7 x 75
Otobüs	45	-

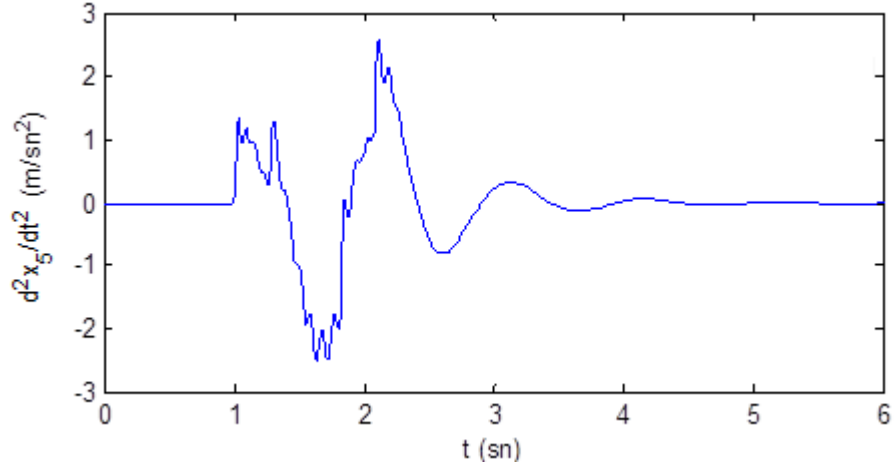
Elde edilen sonuçlar yine aynı program yardımıyla, MR sönümleyicili ve kontrol edilmemiş yani, sönümleyiciye hiçbir voltaj girişinin olmadığı (MR 0 V), durum ile karşılaştırılacaktır. Burada ki amaç; MR sönümleyicinin kontrol edilmediği durumdaki davranışını, klasik pasif sönümleyici ile karşılaştırarak kontrol mekanizmasında oluşacak herhangi bir problemin emniyet açısından sorun oluşturup oluşturmayacağını tespit etmektir.

Çizelge 4. 2 Taşıt modelinin parametreleri [44]

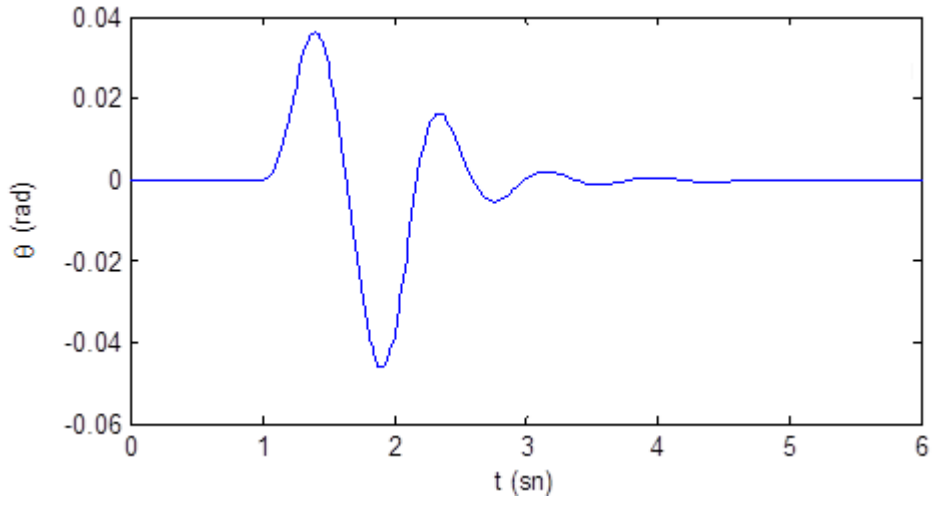
Parametre	Değer	Parametre	Değer	Parametre	Değer
m_1	25 kg	k_{t1}	250000 N/m	I_{x6}	1848 Kg m^2
m_2	25 Kg	k_{t2}	250000 N/m	I_{x7}	550 Kg m^2
m_3	45 kg	k_{t3}	250000 N/m	M	1100 kg
m_4	45 kg	k_{t4}	250000 N/m	a	1.2 m
k_{s1}	15000 N/m	c_{s1}	1250 Ns/m	b	1.4 m
k_{s2}	15000 N/m	c_{s2}	1250 Ns/m	c	0.5 m
k_{s3}	17000 N/m	c_{s3}	1250 Ns/m	d	1 m
k_{s4}	17000 N/m	c_{s4}	1250 Ns/m	v	10 m/sn



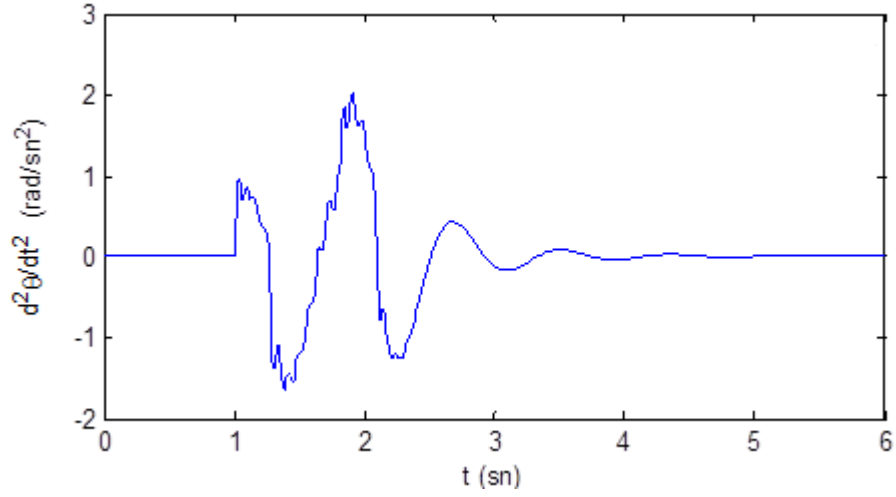
Şekil 4. 3 Gövdenin düşey hareketi



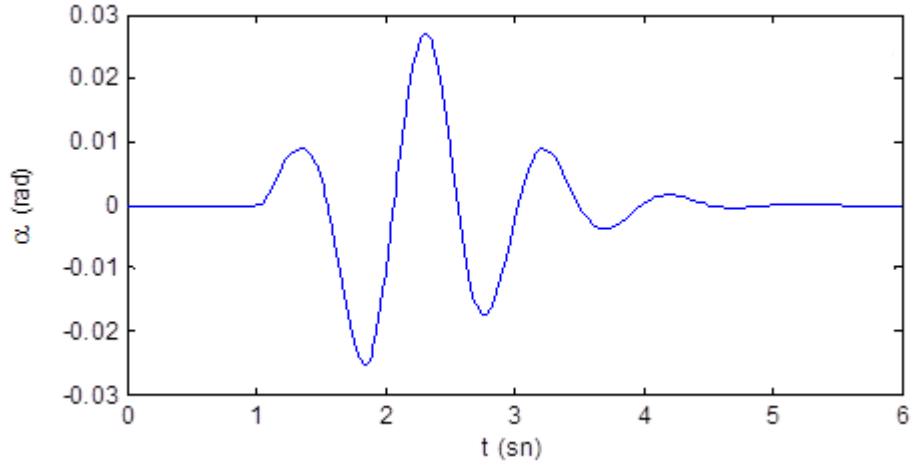
Şekil 4. 4 Gövdenin düşey hareketinin ivmesi



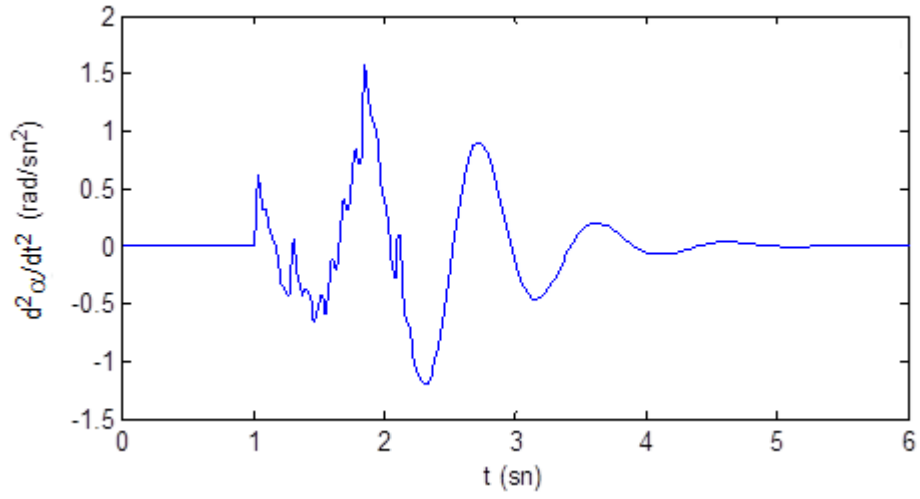
Şekil 4. 5 Gövdenin kafa vurma hareketi



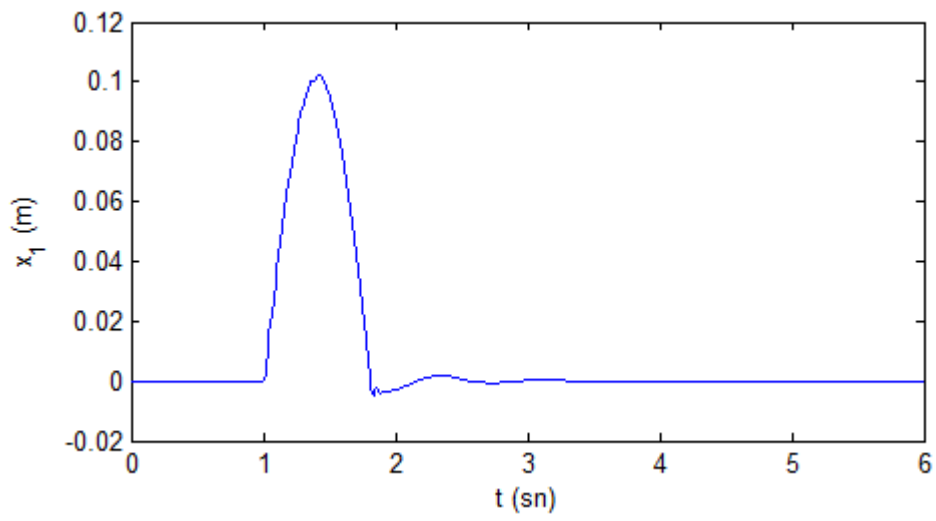
Şekil 4. 6 Gövdenin kafa vurma hareketinin ivmesi



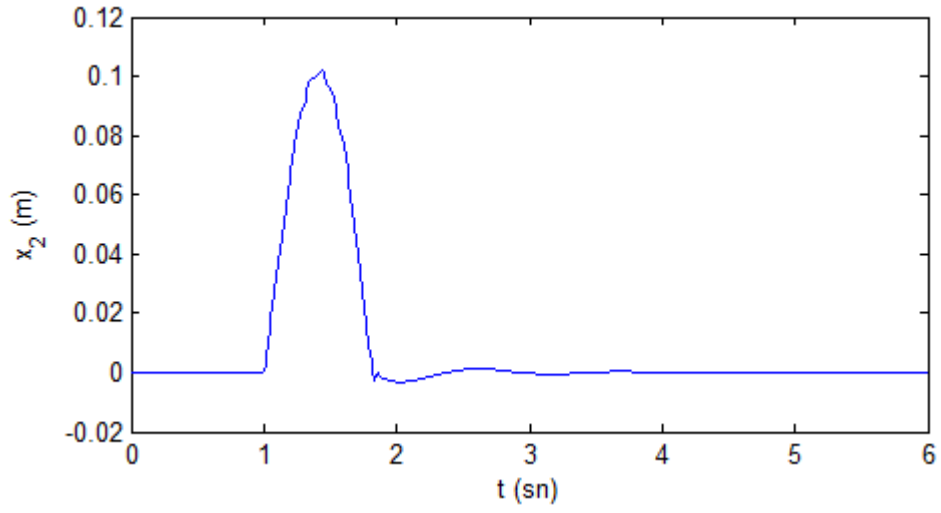
Şekil 4. 7 Gövdenin yalpalama hareketi



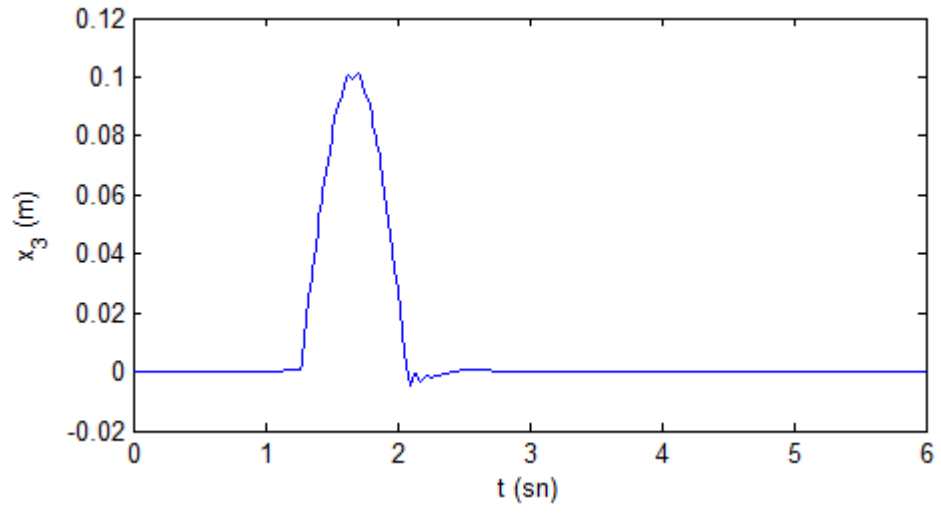
Şekil 4. 8 Gövdenin yalpalama hareketinin ivmesi



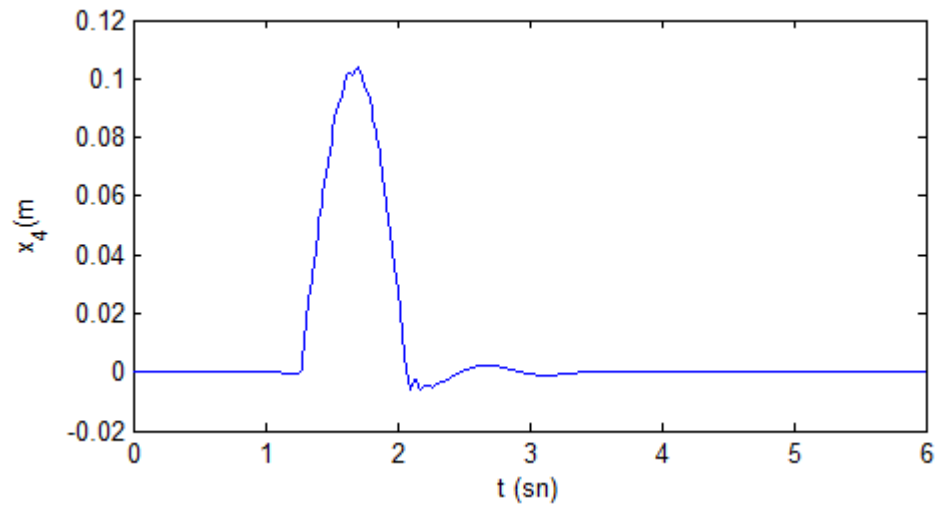
Şekil 4. 9 Ön sağ teker ve aks kütlesinin hareketi



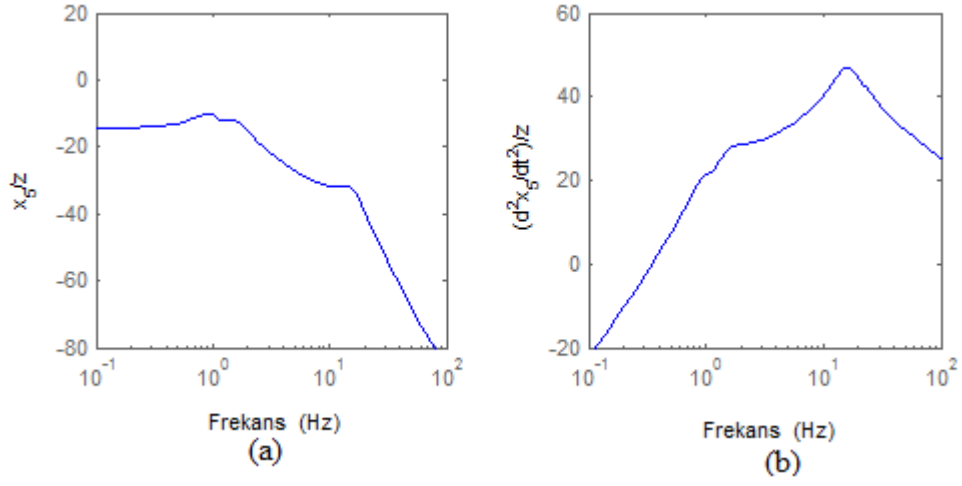
Şekil 4. 10 Ön sol teker ve aks kütlelerinin hareketi



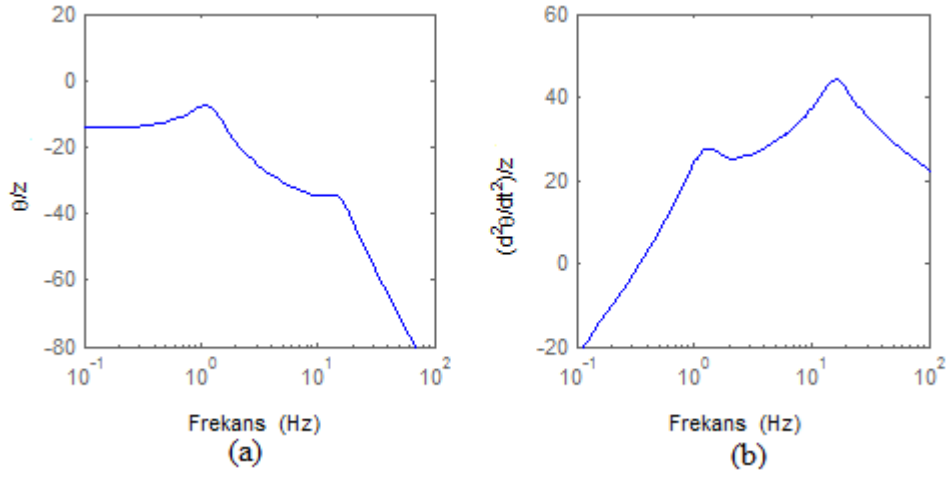
Şekil 4. 11 Arka sağ teker ve aks kütlelerinin hareketi



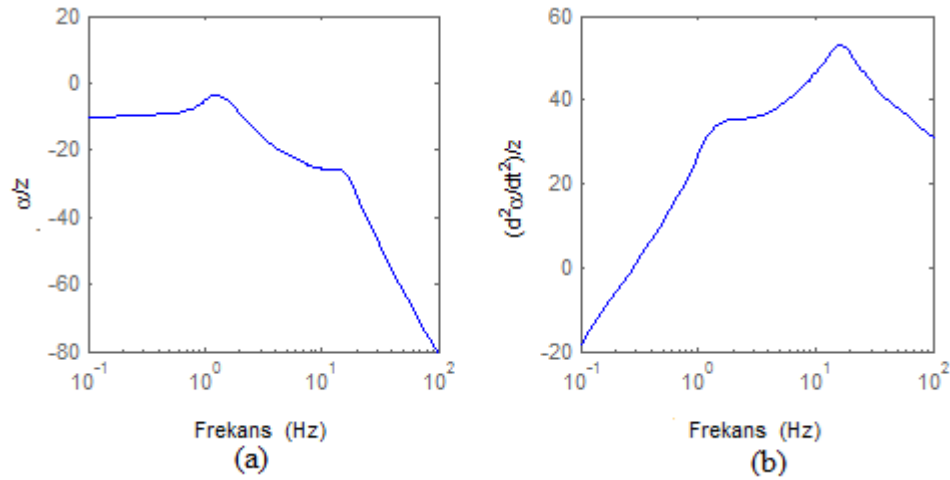
Şekil 4. 12 Arka sol teker ve aks kütlelerinin hareketi



Şekil 4. 13 Gövdenin düşey yer değiştirme hareketinin frekans cevabı (a), düşey yer değiştirme hareketinin ivmesinin frekans cevabı (b)



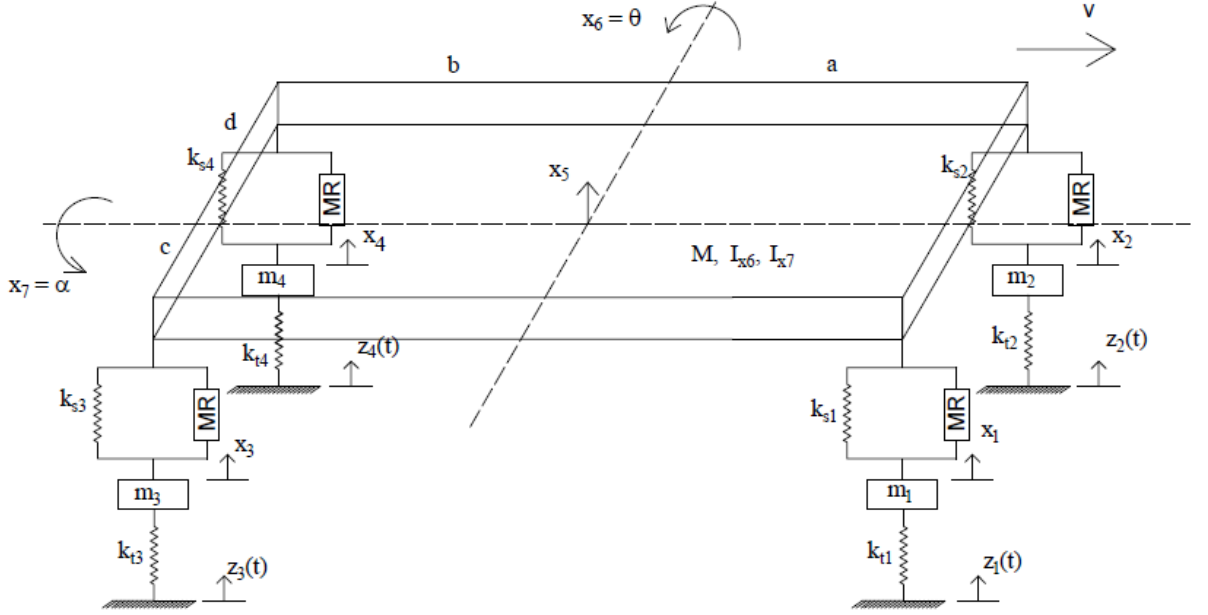
Şekil 4. 14 Gövdenin kafa vurma hareketinin frekans cevabı (a), kafa vurma hareketinin ivmesinin frekans cevabı (b)



Şekil 4. 15 Gövdenin yalpalama hareketinin frekans cevabı (a), yalpalama hareketinin ivmesinin frekans cevabı (b)

Taşıt yedi serbestlik dereceli olarak modellendiğinden, sisteme ait yedi doğal frekans bulunur. Bunlar frekanslar ise; $w_{n1} = 6.54$ rad/sn, $w_{n2} = 7.79$ rad/sn, $w_{n3} = 8.7994$ rad/sn, $w_{n4} = 77.03$ rad/sn, $w_{n5} = 77.05$ rad/sn, $w_{n6} = 102.96$ rad/sn ve $w_{n7} = 102.97$ rad/sn olarak elde edilmiştir.

4.2 MR Sönümleyicili Tam Taşıt Taşıt Modeli



Şekil 4. 16 MR sönümleyici ile tam taşıt modeli [44]

Burada; sistemden pasif sönümleyiciler çıkarılarak yerine yarı aktif MR sönümleyiciler eklenmiştir, (Şekil 4.16). Her bir MR sönümleyicinin değişken sönüm miktarı geliştirilmiş bouc wen modeline göre sönüm kuvveti olarak elde edilmektedir. Ön sol MR sönümleyicinin kuvveti F_{MR}^{fl} , ön sağ MR sönümleyicinin kuvveti F_{MR}^{fr} , arka sol MR sönümleyicinin kuvveti F_{MR}^{rl} , arka sağ MR sönümleyicinin kuvveti F_{MR}^{rr} , şeklinde ifade edilmektedir. Elde edilen denklemler ise aşağıdaki gibidir.

$$\left\{ \begin{array}{l} M\ddot{x}_5 + k_{s1}(x_5 - x_1 + ax_6 - cx_7) \\ + k_{s2}(x_5 - x_2 + ax_6 + dx_7) \\ + k_{s3}(x_5 - x_3 - bx_6 - cx_7) \\ + k_{s4}(x_5 - x_4 - bx_6 + dx_7) \end{array} \right\} = -F_{MR}^{fr} - F_{MR}^{fl} - F_{MR}^{rl} - F_{MR}^{rr} \quad (4.12)$$

$$\begin{Bmatrix} I_{x6}\ddot{x}_6 + k_{s1}a(x_5 - x_1 + ax_6 - cx_7) \\ +k_{s2}a(x_5 - x_2 + ax_6 + dx_7) \\ -k_{s3}b(x_5 - x_3 - bx_6 - cx_7) \\ -k_{s4}b(x_5 - x_4 - bx_6 + dx_7) \end{Bmatrix} = -F_{MR}^{fr}a - F_{MR}^{fl}a + F_{MR}^{rl}b + F_{MR}^{rr}b \quad (4.13)$$

$$\begin{Bmatrix} I_{x7}\ddot{x}_7 - k_{s1}c(x_5 - x_1 + ax_6 - cx_7) \\ +k_{s2}d(x_5 - x_2 + ax_6 + dx_7) \\ -k_{s3}c(x_5 - x_3 - bx_6 - cx_7) \\ +k_{s4}d(x_5 - x_4 - ax_6 + dx_7) \end{Bmatrix} = F_{MR}^{fr}c - F_{MR}^{fl}d - F_{MR}^{rl}d + F_{MR}^{rr}c \quad (4.14)$$

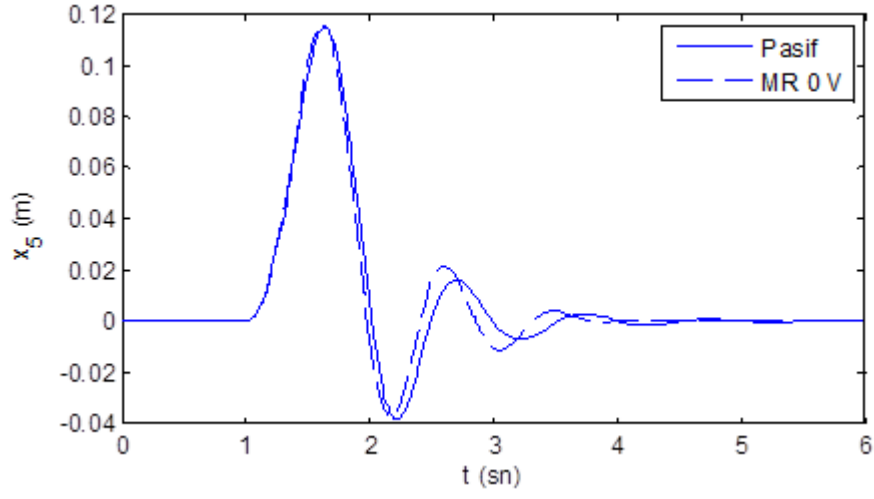
$$\{m_1\ddot{x}_1 - k_{s1}(x_5 - x_1 + ax_6 - cx_7) + k_{t1}(x_1 - z_1)\} = F_{MR}^{fr} \quad (4.15)$$

$$\{m_2\ddot{x}_2 - k_{s2}(x_5 - x_2 + ax_6 + dx_7) + k_{t2}(x_2 - z_2)\} = F_{MR}^{fl} \quad (4.16)$$

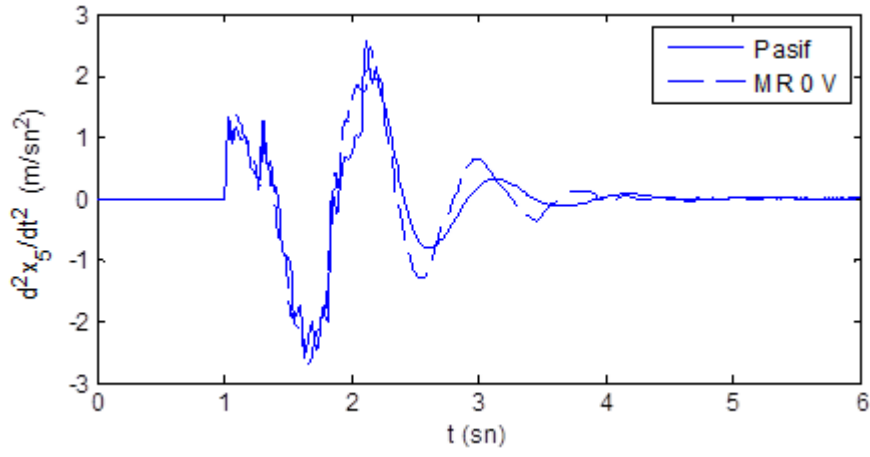
$$\{m_3\ddot{x}_3 - k_{s3}(x_5 - x_3 - bx_6 - cx_7) + k_{t3}(x_3 - z_3)\} = F_{MR}^{rr} \quad (4.17)$$

$$\{m_4\ddot{x}_4 - k_{s4}(x_5 - x_4 - bx_6 + dx_7) + k_{t4}(x_4 - z_4)\} = F_{MR}^{rl} \quad (4.18)$$

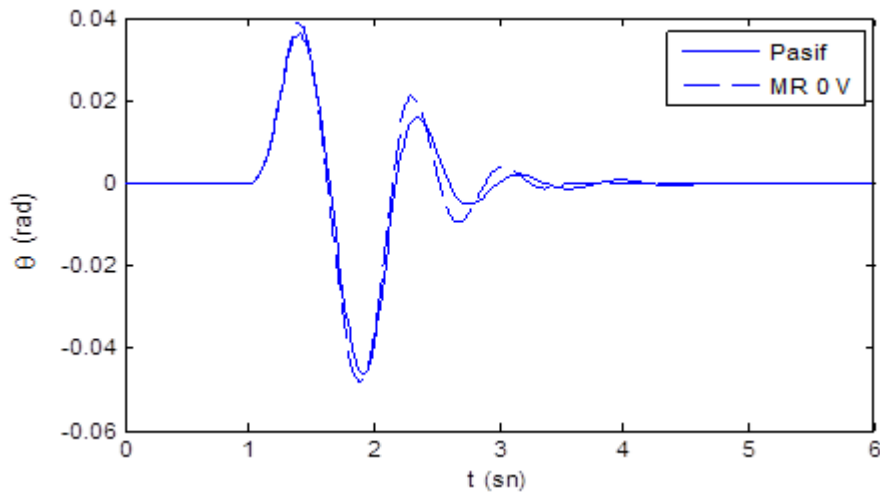
Modellenen tam taşıt modeline ait, Şekil 4.17 ile Şekil 4.22 arasında verilen simülasyonlar, taşıt gövdesinin düşey yer değiştirmesi ve ivmesi, kafa vurma hareketi ve ivmesi, yalpalama hareketi ve ivmesine aittir. Simülasyon sonuçları, pasif sönümleyicili sistem ile kontrol edilmemiş haldeki MR sönümleyicili (MR 0 V), sistemin cevaplarının birbirine yakın olduklarını göstermektedir. Bu da kontrol sisteminin çalışmadığı durumda, emniyet açısından bir problem oluşmayacağının bir göstergesidir. Şekil 4.23 ile Şekil 4.25 arasında ise pasif ve kontrol edilmemiş durumdaki MR sönümleyicili (MR 0 V) sistemlerin frekans cevapları karşılaştırılmıştır. Burada da bu iki sistemin frekans cevapların birbirine yakın oldukları görülmektedir.



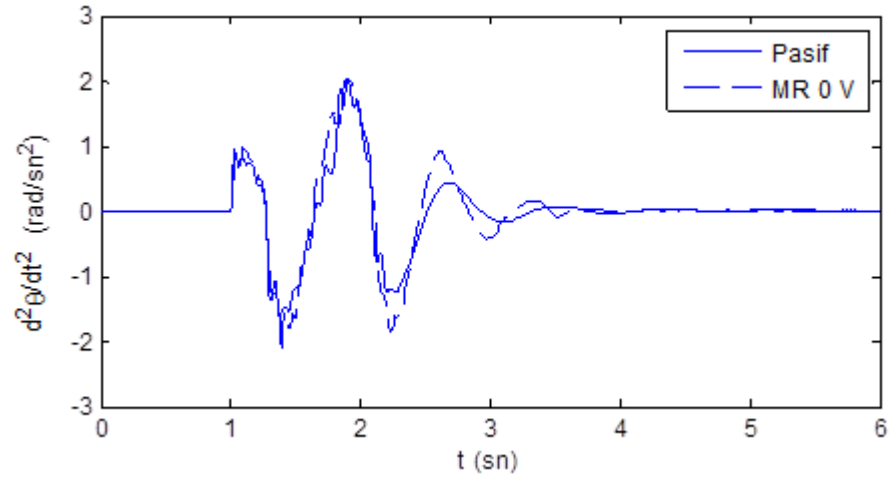
Şekil 4. 17 Gövdenin düşey hareketinin karşılaştırılması



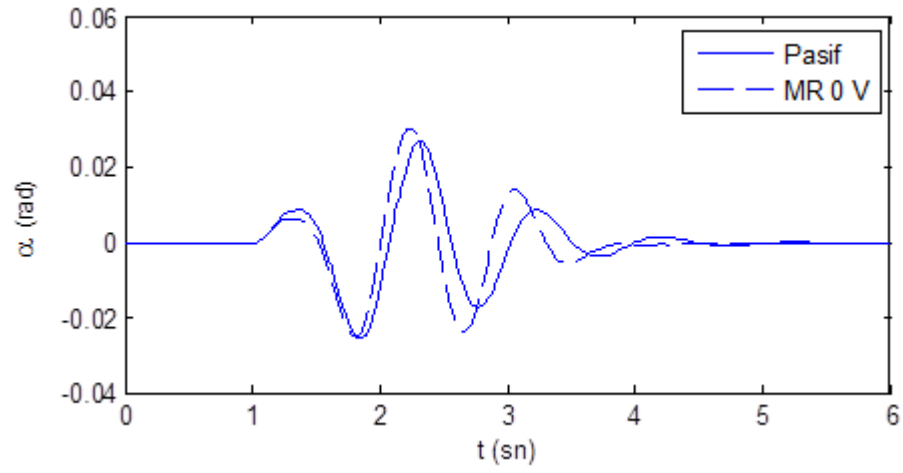
Şekil 4. 18 Gövdenin düşey hareketinin ivmelerinin karşılaştırılması



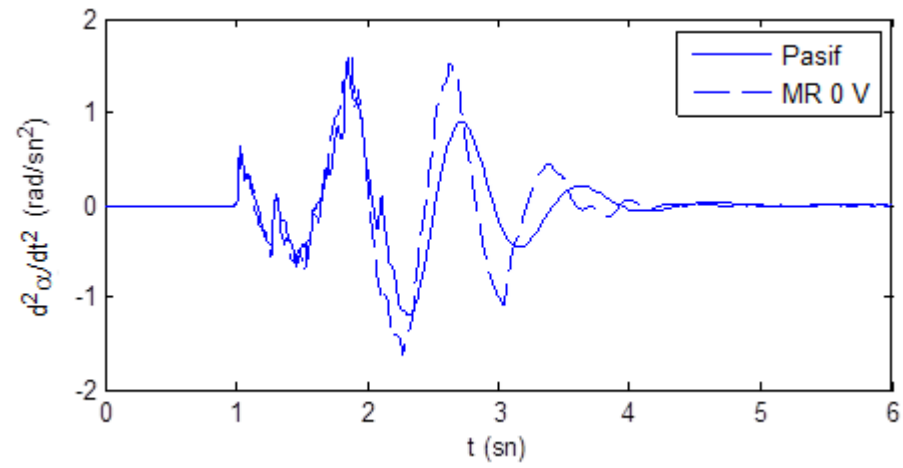
Şekil 4. 19 Gövdenin kafa vurma hareketinin karşılaştırılması



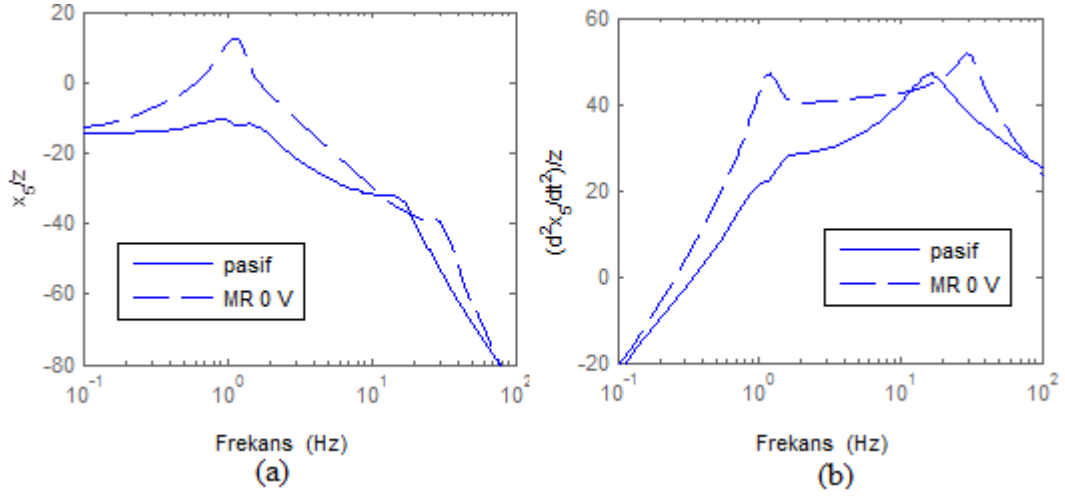
Şekil 4. 20 Gövdenin kafa vurma hareketinin ivmesinin karşılaştırılması



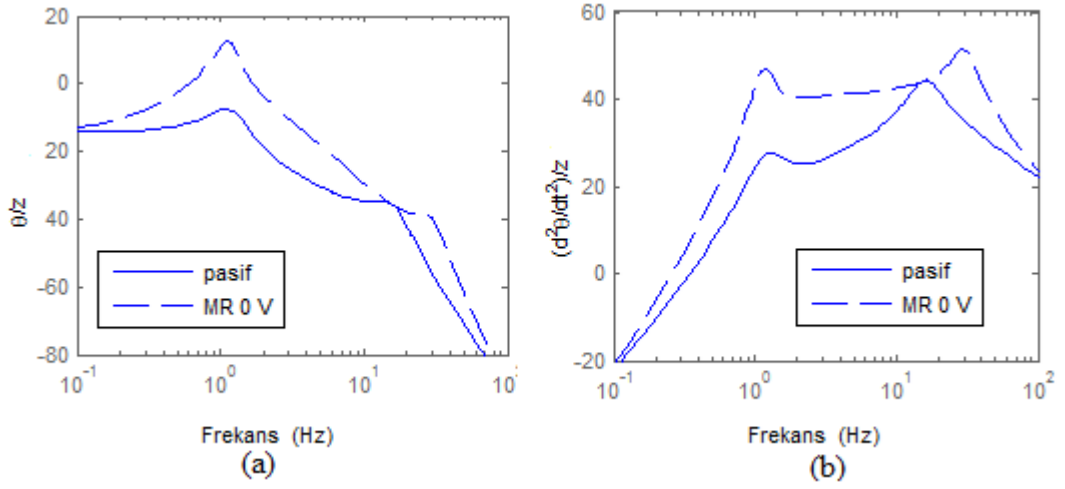
Şekil 4. 21 Gövdenin yalpalama hareketinin karşılaştırılması



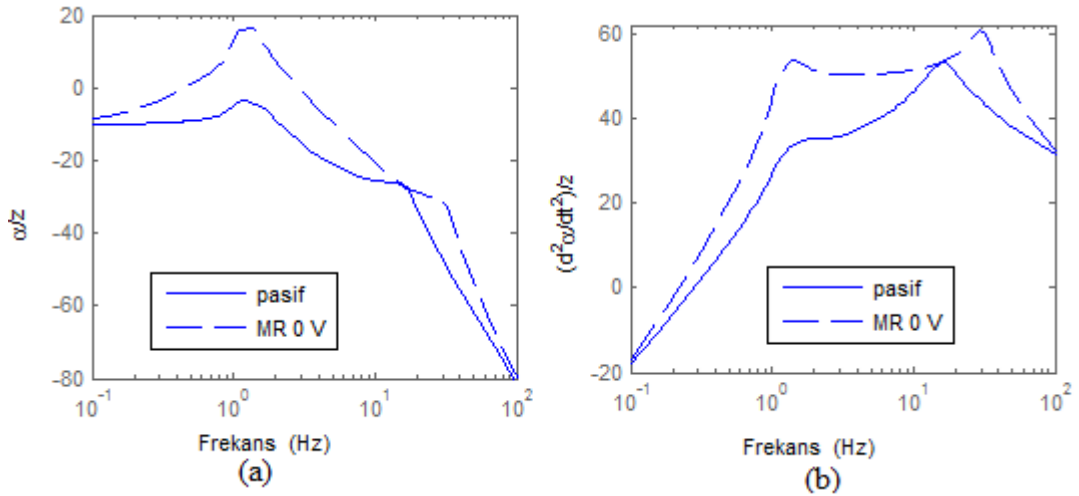
Şekil 4. 22 Gövdenin yalpalama hareketinin ivmesinin karşılaştırılması



Şekil 4. 23 Gövdenin düşey yer değıştirmesinin frekans cevaplarının karşılaştırılması(a),
Gövdenin düşey ivmesinin frekans cevaplarının karşılaştırılması (b)



Şekil 4. 24 Gövdenin kafa vurma hareketinin frekans cevaplarının karşılaştırılması(a),
Gövdenin kafa vurma hareketinin ivmesinin frekans cevaplarının karşılaştırılması (b)



Şekil 4. 25 Gövdenin yalpalama hareketinin frekans cevaplarının karşılaştırılması(a),
Gövdenin yalpalama hareketinin ivmesinin frekans cevaplarının karşılaştırılması (b)

TAM TAŞIT MODELİNİN KONTROLÜ

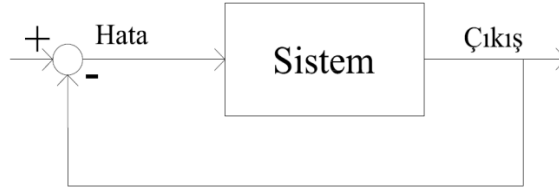
5.1 Kontrol Sistemleri

Kontrol sistemleri artık hayatımızın içine birçok alanda girmiş durumdadır. Hatta insanın kendisi de birçok otomatik kontrol sistemiyle donatılmış durumdadır. Örnek olarak, çok sıcak ortamlarda vücut sıcaklık dengesinin korunması için terlememiz, çok ışıklı ortamlarda göz bebeklerimizin küçülmesi vb. gibi özelliklerimiz verilebilir. Çevremize bir göz attığımız da birçok otomatik kontrol sistemi görebiliriz. Bunun nedeni; otomatik kontrol sistemlerinin insanların yaşam standartlarını yükseltmesidir. Bu yüzden otomatik kontrol gelişen teknolojinin her zaman ilgi odağı olmuştur.

Sistemin elemanları yardımıyla sisteme uygulanan girişlerle, sistemden elde edilecek çıkışların belirlenmesi ve yönetilmesi kontrol sisteminin temel amacıdır. Kontrol sistemleri, açık ve kapalı çevrim kontrol sistemi olarak ikiye ayrılır. Sistemin durumuyla ilgili kontrole anlık bilgi gelmiyor yani sistem geri beslenmiyorsa açık çevrim, Eğer kontrolcüye sistemin durumuyla ilgili anlık bilgi geri besleniyorsa buna da kapalı çevrim kontrol denir. Açık ve Kapalı Çevrim basit kontrol yapısı sırasıyla Şekil 5.1 ve Şekil 5.2’de verilmiştir.



Şekil 5. 1 Açık çevrim kontrolör

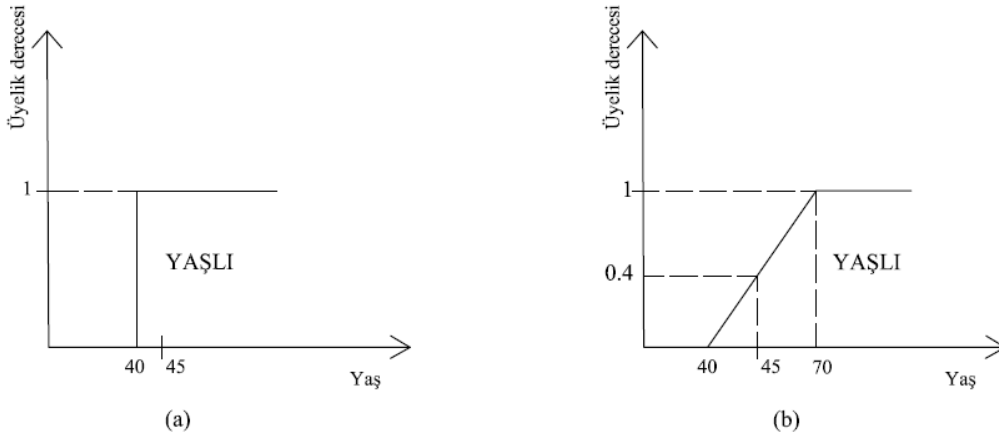


Şekil 5. 2 Kapalı çevrim kontrolör

Günümüzde bilgisayarın gelişmesiyle birlikte kontrol yöntemleri de hızla gelişmekte ve güçlü hale gelmektedir. Şu anda kullanılan, PID kontrol, bulanık mantıklı kontrol, H_∞ kontrol, bulanık mantıklı kontrol, öz uyarlamalı bulanık mantıklı kontrol vb. gibi birçok başarılı kontrol yöntemleri bulunmaktadır. Bu çalışmada bulanık mantıklı kontrol ve öz uyarlamalı bulanık mantıklı kontrol yöntemleri kullanılmıştır.

5.2 Bulanık Mantıklı Kontrolör (BMK)

Lotfi A. Zadeh, tarafından 1960'lı yıllarda kısmi üyelik fonksiyonları kullanarak bilgi işleme metodu olarak ortaya atılmıştır. Zadeh bu konuda 1965 yılında bir makale yayınlamıştır [61]. Bulanık Mantık yaklaşımının sistemlere uygulanması 1970'li yıllarda olmuştur. Bunun nedeni Zadeh'in bulanık mantık kavramının sistemler için uygulanabilirliğini açıklayan makaleleri bu zamanda yayınlamış olmasıdır [62]. Bulanık mantıklı kontrol sistemi insanın karar verme mekanizmasına benzer bir sistemde çalışır. Klasik mantık sistemler, kesin doğru ya da kesin yanlış gibi kesinlik üzerine çalışırken bulanık mantıklı sistemler, çok doğru, az doğru, çok az yanlış, çok hızlı, çok yavaş, biraz yavaş vb. gibi önermelerle de çalışabilmektedir. Bu durum Şekil 5.3'de basitçe gösterilmiştir. Şekil 5.3 (a)'da 40 yaş ve üzeri kesin yaşlı sınıfına girerken, Şekil 5.3 (b)'de ise bu yaş, kısmen yaşlı olarak kabul edilmektedir.



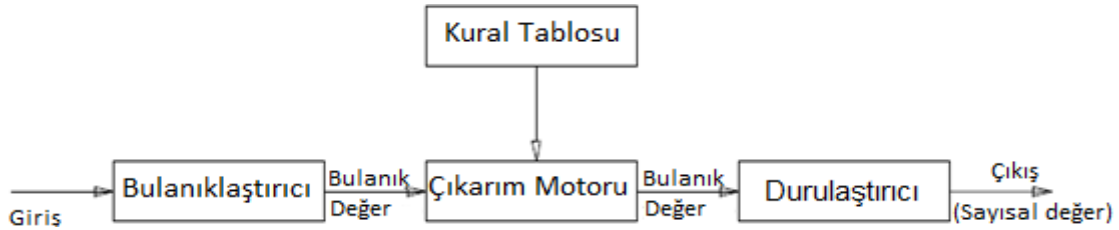
Şekil 5. 3 (a) Kesin küme (b) Bulanık küme

Bulanık mantık kontrol sistemi hem lineer hem de lineer olmayan sistemlerin kontrolü için kullanılabilir. Bu yönü ile kontrol yöntemi lineerleştirme ile oluşacak hassasiyet kayıplarının önüne geçer. Bulanık mantık kontrol sistemi bilgi tabanlı çalışır ve yeterli ve kesin bilgiye ulaşamayan karmaşık sistemlerin denetiminde kullanılması uygundur. Günümüzde birçok firma bulanık mantıklı kontrol sistemi ile çalışan ürünler üretmektedir. Bunlara örnek olarak; Toshiba-asansör, SLR fotoğraf makinası-Sanyo, video kayıt cihazı-Panasonic, çamaşır makinası-Matsushita, klima-Mitsubishi, elektrikli süpürge-Matsushita, ABS fren sistemi-NISSAN, çelik endüstrisi-Nippon steel, televizyon-Sony, el bilgisayarı-Sony, sundai metro sistemi-Hitachi vb. verilebilir [63].

Bulanık mantıklı kontrolör bulanıklaştırıcı, çıkarım motoru ve durulaştırıcı kısımlarından oluşur. Bulanıklaştırıcı adından da anlaşılacağı gibi kendisine gelen veriyi bulanıklaştırır. Burada verinin üyelik derecesi belirlenir ve veri buradan çıkarım motoruna gönderilir. Çıkarım motorunda ise veriler eğer, o zaman, değilse gibi koşul cümleleriyle koşullandırılır ve veri çıkışı bu şekilde elde edilir. Örneğin; çıkarım motorunda x, y gibi bir giriş "if (x is NB) and (y is PB) then (z is S)" gibi işlenir. Burada NB negatif büyük, PB pozitif büyük, S ise sıfır anlamına gelmektedir. Daha sonra buradan veri koşullandırıldıktan sonra durulaştırıcıya gönderilir. Bu işlem aynı zamanda son işlemidir. Çıkarım motorundan çıkan veri kesin veriye dönüştürülür ve çıkış elde edilir.

Bulanık mantıklı kontrolörün avantajları arasında; Belirsiz ve tanımlanması zor sistemlerin kontrolü için basit çözümler sunması, maliyet, işlem ve data yükünü

azaltması vb. gibi özellikleri gösterilebilir. Dezavantaj olarak ise; Performansın deneyime çok bağlı olması sistemin performansının önceden kestirilememesi ve sonuçların ancak simülasyon çalışmaları ile değerlendirilebilmesi vb. gösterilebilir. Bulanık mantıklı denetleyicinin temel çalışma prensibi Şekil 5.4’de verilmiştir.

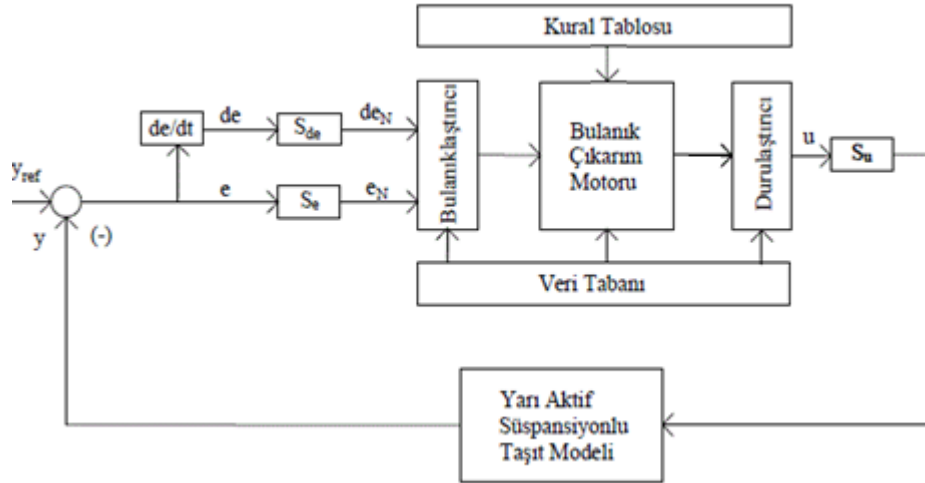


Şekil 5. 4 Bulanık mantıklı kontrolcünün temel çalışma prensibi

Bulanık mantıklı kontrol yöntemi, dilsel değişkenler olarak tanımlayabileceğimiz sözcük ve ifadeleri kullanarak, esnek bir kontrole olanak sağlar ve kontrol tasarımı esnasında sistemin matematiksel modeline ihtiyaç duymaz. Dilsel değişkenlere örnek olarak “soğuk” ve “sıcak” gibi ifadeler verilebilir. Dolayısıyla kontrolörün performansı çıkarılan matematiksel modelin hassasiyetinden bağımsızdır. Ayrıca bulanık mantıklı kontrolörler sistemdeki lineer olmayan davranışlarla da başa çıkabilmektedirler. Bu sebeple bu çalışmada yarı aktif süspansiyon sistemli tam taşıt modelinin titreşimlerinin kontrolünde, Bulanık mantık tabanlı kontrolörler kullanılmıştır.

5.3 Taşıt Süspansiyon Sisteminin Bulanık Mantıklı Kontrolü

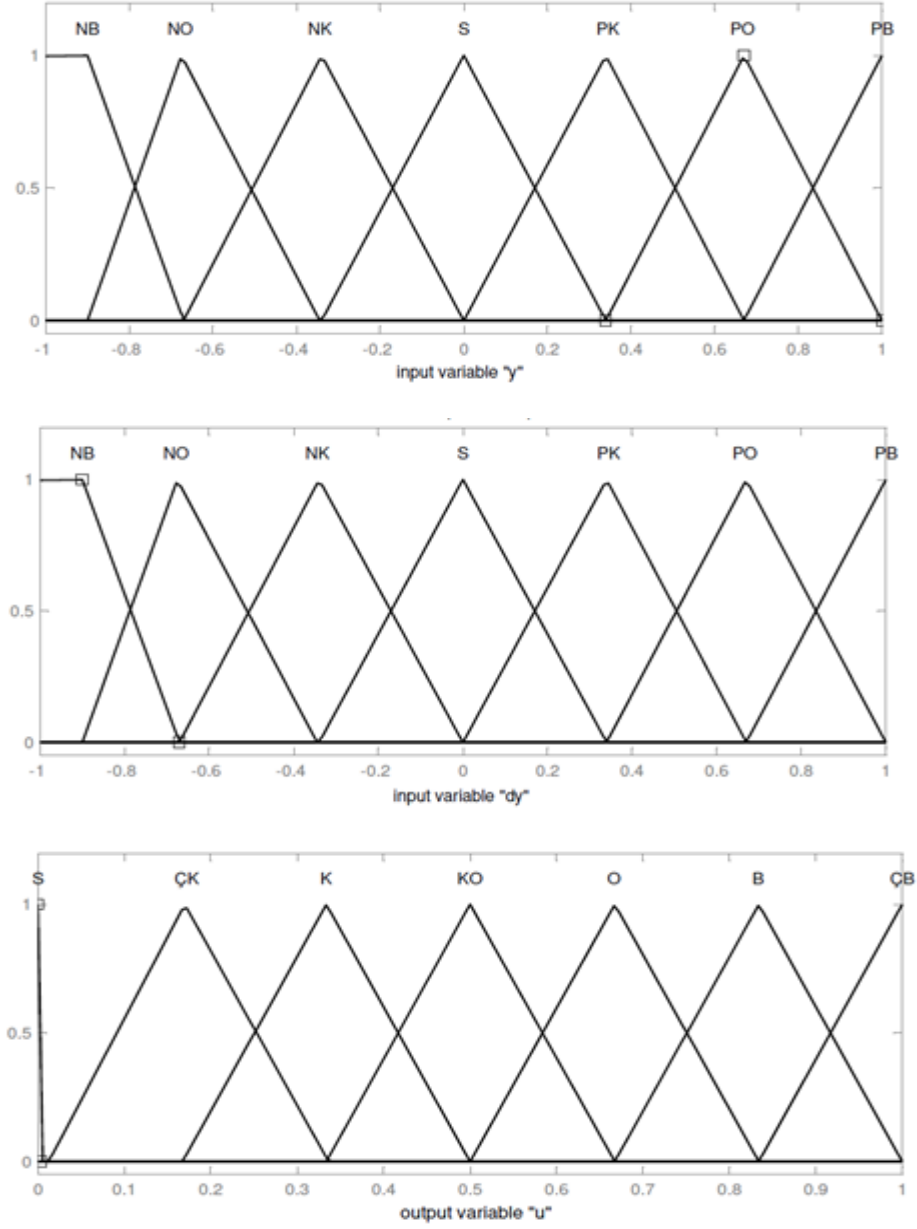
Klasik bulanık mantıklı kontrolör yapısı iki giriş bir çıkışlıdır (Şekil 5.5). Bu model için yapılan tasarımda (y), MR sönümleyicinin üst ucundaki yer değişimi olarak tanımlanırken, (dy) ise MR sönümleyicinin üst uç noktasındaki hız olarak ifade edilmektedir. Çıkış sinyali olan (u), ise gerilimdir. Tasarlanan kontrolcünün üyelik fonksiyonları, Şekil 5.6’da verilmektedir. Bu dilsel değerler durulaştırma adımıyla nümerik çıkış değerlerine dönüştürülmektedir. Girişler için kullanılan dilsel değerler: NB (Negatif Büyük), NO (Negatif Orta), NK (Negatif Küçük), S (Sıfır), PK (Pozitif Küçük), PO (Pozitif Orta), PB (Pozitif Büyük) şeklindedir. Çıkış için kullanılan dilsel değerler ise: S (Sıfır), ÇK (Çok Küçük), K (Küçük), KO (Küçük Orta), O (Orta), B (Büyük), ÇB (Çok Büyük) şeklindedir. Giriş [-1, 1], çıkışlar ise gerilim negatif olamayacağından [0, 1], aralığında normalize edilmiştir. Bu çalışmada kullanılan kural tablosu Çizelge 5.1’de verilmiştir.



Şekil 5. 5 Bulanık mantıklı kontrolörün genel yapısı

Çizelge 5. 1 Bulanık mantıklı kontrolör için kural tablosu

y dy	NB	NO	NK	S	PK	PO	PB
NB	KO	O	B	ÇB	B	O	KO
NO	K	KO	O	B	O	KO	K
NK	ÇK	ÇK	K	KO	K	ÇK	ÇK
S	S	S	S	S	S	S	S
PK	ÇK	ÇK	K	KO	K	ÇK	ÇK
PO	K	KO	O	B	O	KO	K
PB	KO	O	B	ÇB	B	O	KO



Şekil 5. 6 Girişler ve çıkış için kullanılan üyelik fonksiyonları

Değişkenler S_e , S_{de} ve S_u katsayıları ile ölçeklendirilmektedir. Bulanık mantık kontrol kurallarının genel yapısı aşağıdaki gibidir:

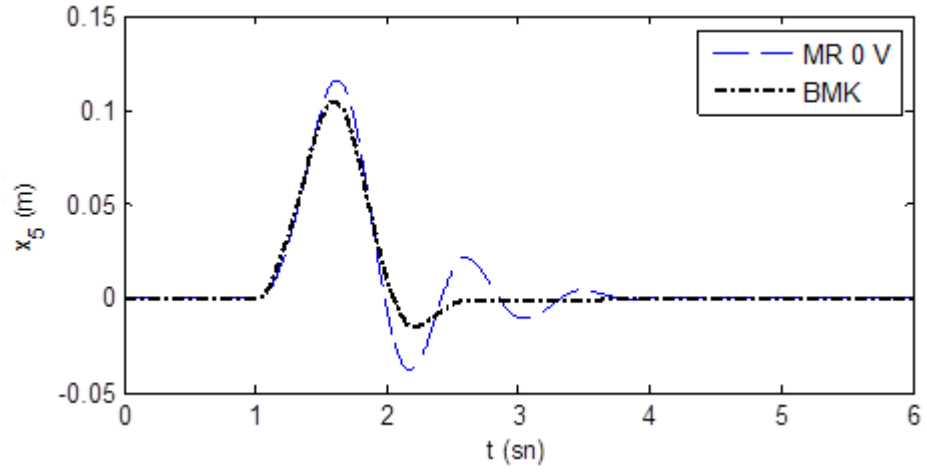
K1 - EĞER $y = NB$ ve $dy = NB$ ise $u = KO$ Değilse;

K2 - EĞER $y = NB$ ve $dy = NO$ ise $u = K$ Değilse;

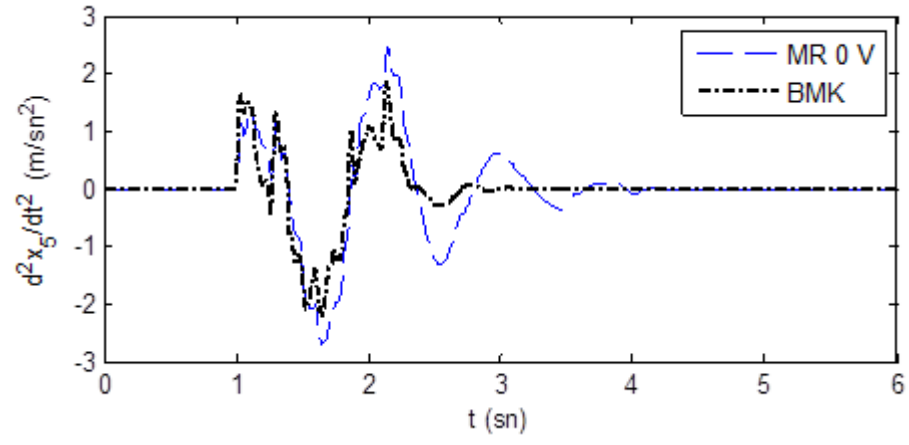
K3 - EĞER $y = NB$ ve $dy = NK$ ise $u = ÇK$ Değilse;

.....

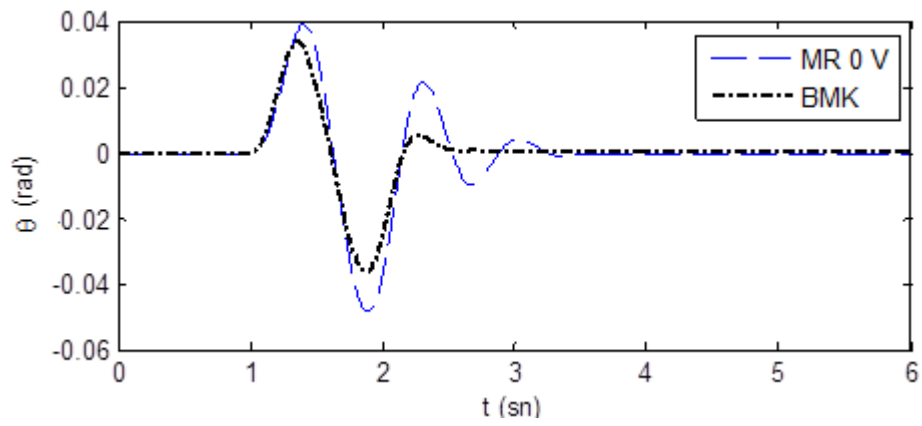
.....



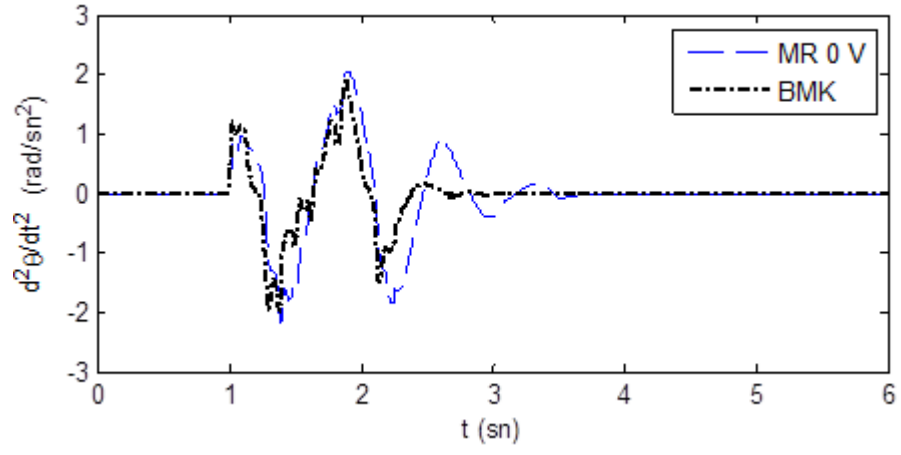
Şekil 5. 7 Gövdenin düşey hareketi



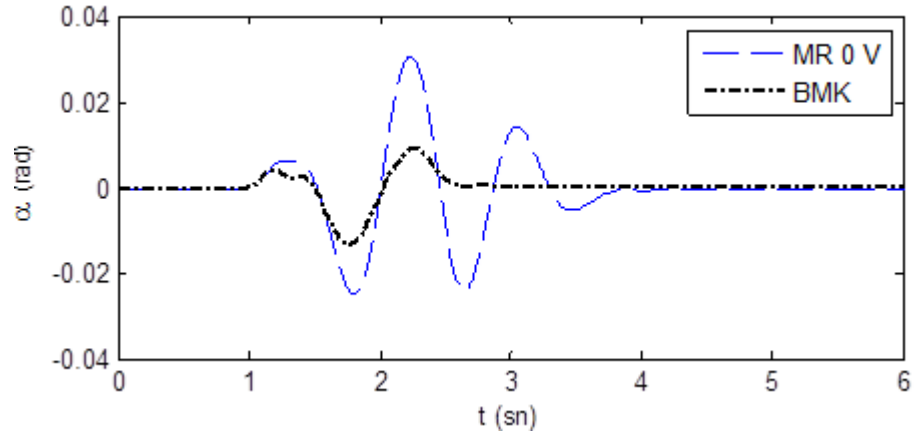
Şekil 5. 8 Gövdenin düşey hareketinin ivmesi



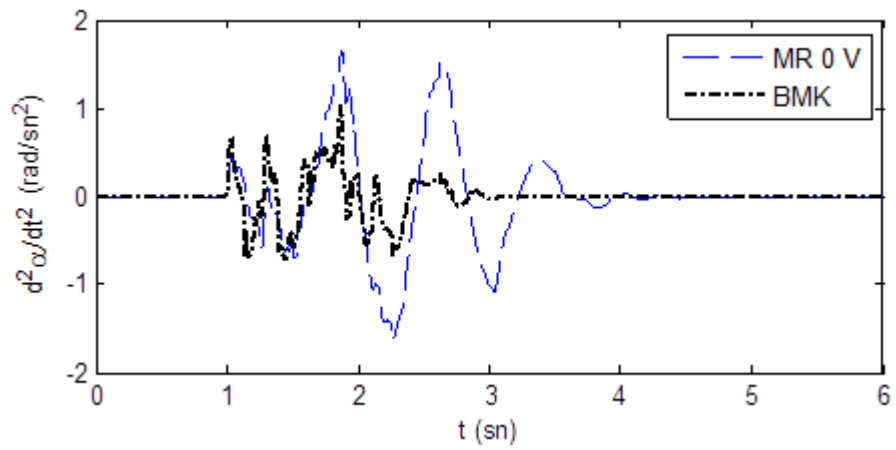
Şekil 5. 9 Gövdenin kafa vurma hareketi



Şekil 5. 10 Gövdenin kafa vurma hareketinin ivmesi

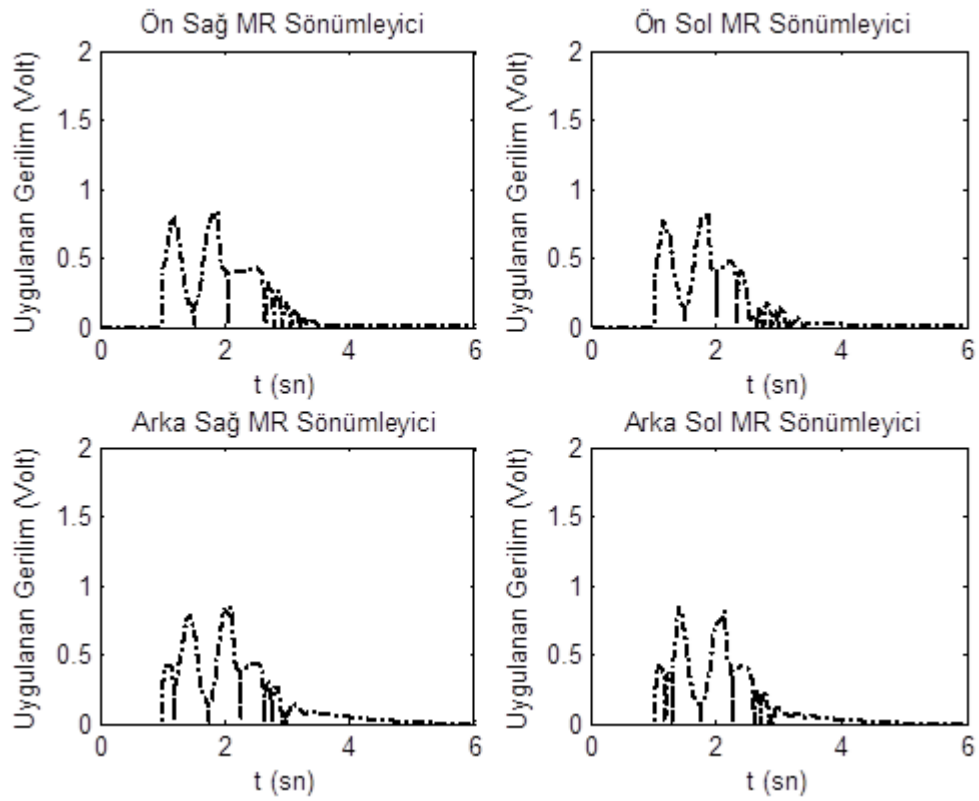


Şekil 5. 11 Gövdenin yalpalama hareketi



Şekil 5. 12 Gövdenin yalpalama hareketinin ivmesi

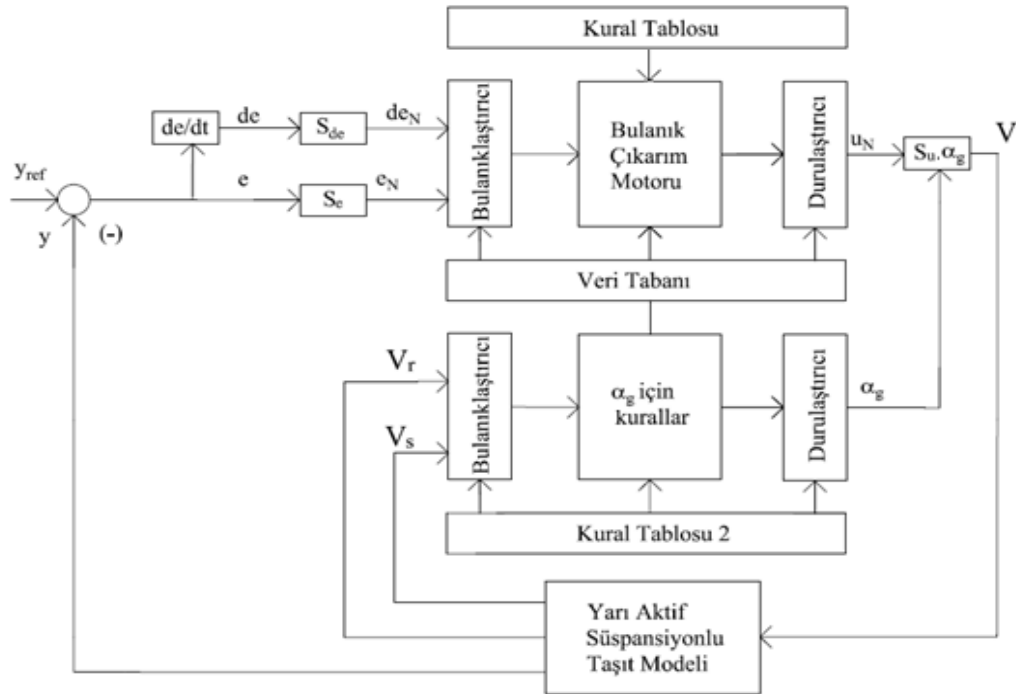
Bulanık mantıklı kontrol (BMK) ve sistemin kontrol edilmemiş haldeki durumu (MR 0 V), simülasyonlarla karşılaştırılmıştır. Şekil 5.7 ile Şekil 5.12 arasında sisteme ait araç gövdesinin yer değiştirmesi ve ivmesi, kafa vurma açısal hareketi ve ivmesi, yalpalama açısal hareketi ve ivmesi karşılaştırılmıştır. Simülasyon sonuçları incelendiğinde gövdenin düşey yer değiştirmesi ve ivmesinde, kafa vurma hareketinin yer değiştirmesi ve ivmesinde ve yalpalama hareketinin yer değiştirmesi ve ivmesinde titreşim genliklerinin önemli oranda bulanık mantıklı kontrol sayesinde azaldığı görülmektedir. Ayrıca her bir MR sönümleyiciye gönderilen gerilim miktarları da Şekil 5.13’de verilmiştir. Sonuçlarda, MR sönümleyicilere kontrolör tarafından gönderilen gerilim miktarlarının düşük olduğunu görülmektedir. Bu durum yöntemin enerji sarfiyatının az olduğunu göstermektedir. Yapılan simülasyonlar bulanık mantıklı kontrol yönteminin başarısını ortaya koymaktadır.



Şekil 5. 13 MR sönümleyicilere kontrolör tarafından uygulanan gerilim miktarları

5.4 Öz Uyarlamalı Bulanık Mantıklı Kontrolör (ÖÜBMK)

Öz uyarlamalı bulanık mantıklı kontrolün (ÖÜBMK) esas optimal kontrol edilmiş bir sistem elde edebilmek için kontrolör kazancının sürekli olarak değiştirilmesine dayanmaktadır. Şekil 5.14’de öz uyarlamalı bulanık mantıklı kontrolör genel yapısı şematik olarak gösterilmektedir. Öz uyarlamalı bulanık mantıklı kontrolör kazancı, bulanık mantıklı kontrolörün S_u çıkış kazancının, α_g güncelleme katsayısı ile çarpılması sonucu elde edilir. Bu işlem her bir işlem adımı için tekrarlanır. Kazanç güncelleme katsayısı α_g hata ve hatanın türevi yardımıyla Çizelge 5.2’de verilen bulanık mantık kural tablosu ile elde edilmektedir.



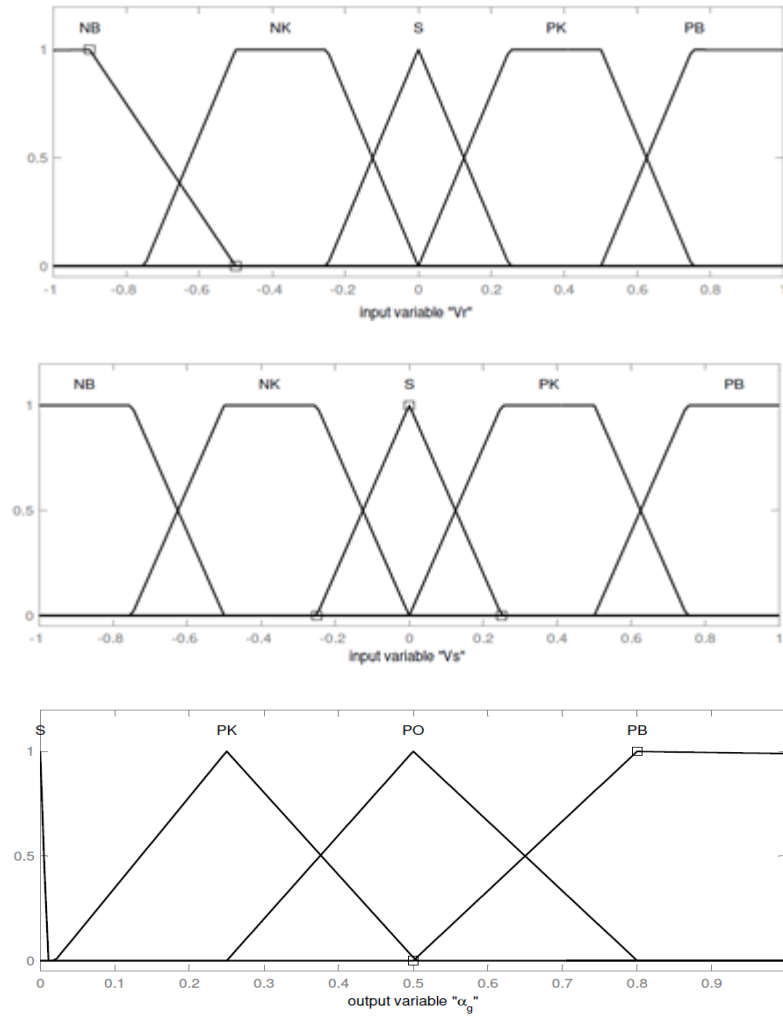
Şekil 5. 14 Öz uyarlamalı bulanık mantıklı kontrolör genel yapısı

Öz uyarlamalı bulanık mantıklı kontrol (ÖÜBMK) tasarımında, α_g güncelleme katsayısının elde edilmesinde giriş için kullanılan dilsel değerler NB (Negatif Büyük), NK (Negatif Küçük), S (Sıfır), PK (Pozitif Küçük), PB (Pozitif Büyük) şeklinde, çıkış için kullanılan dilsel değerler: S (Sıfır), PK (Pozitif Küçük), PO (Pozitif Orta) ve PB (Pozitif Büyük) şeklindedir (Şekil 5.15). Burada; girişler hata (e) ve hatanın türevi (de), sırasıyla, MR sönümleyicinin üst uç noktasının yer değişimi (y) ve MR sönümleyicinin üst uç noktasının hızıdır (dy). Diğer girişler ise (V_r) MR sönümleyicinin iki ucu arasındaki bağlı

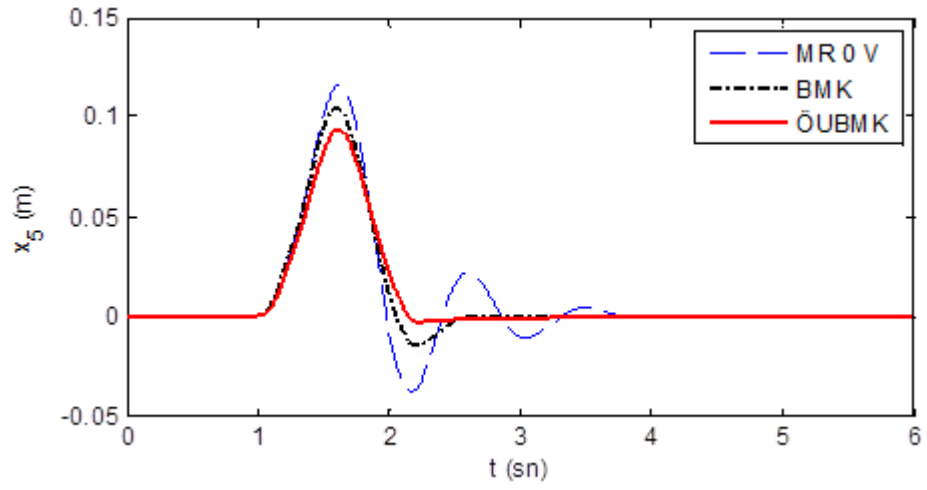
hız, (V_s) ise MR sönümleyicinin üst noktasındaki hızdır. Çıkışta sabit olmayan ve sürekli olarak değişen α_g katsayısı belirlenmektedir.

Çizelge 5. 2 Öz uyarlamalı bulanık mantıklı kontrolör için kural tablosu

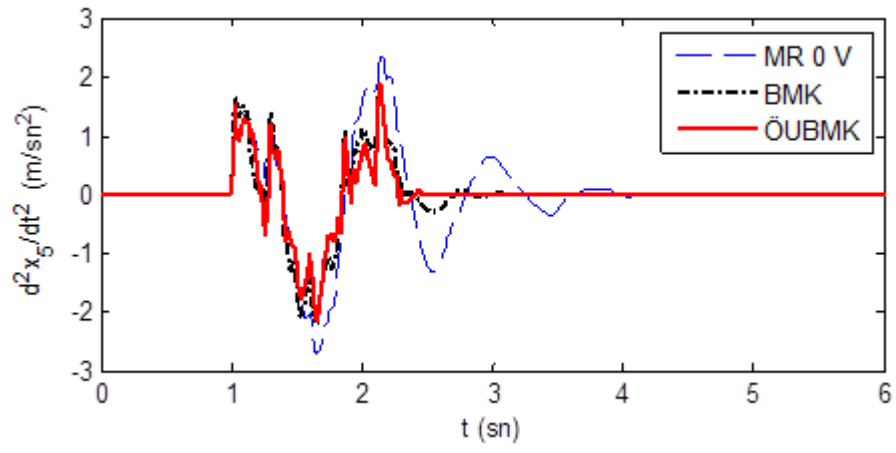
$V_r \backslash V_s$	NB	NK	S	PK	PB
NB	PB	PO	PK	S	S
NK	PO	PK	S	S	S
S	PK	S	S	S	PK
PK	S	S	S	PK	PO
PB	S	S	PK	PO	PB



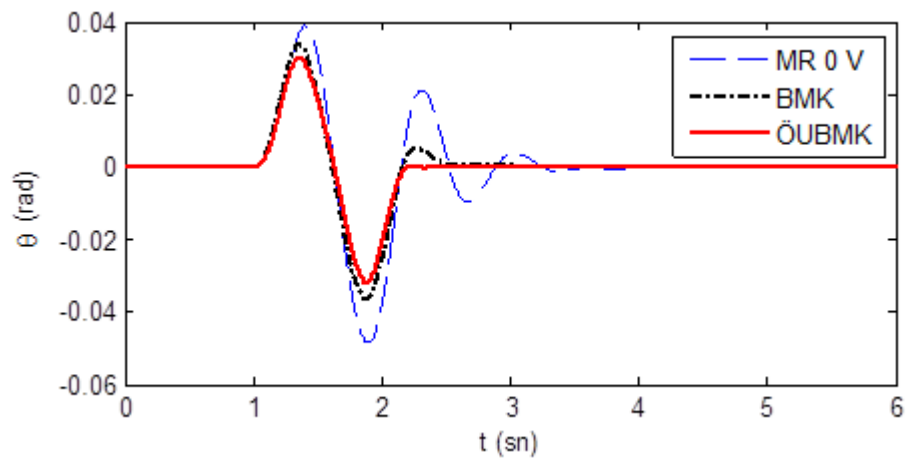
Şekil 5. 15 ÖUBMK için giriş ve çıkışlarda kullanılan üyelik fonksiyonları



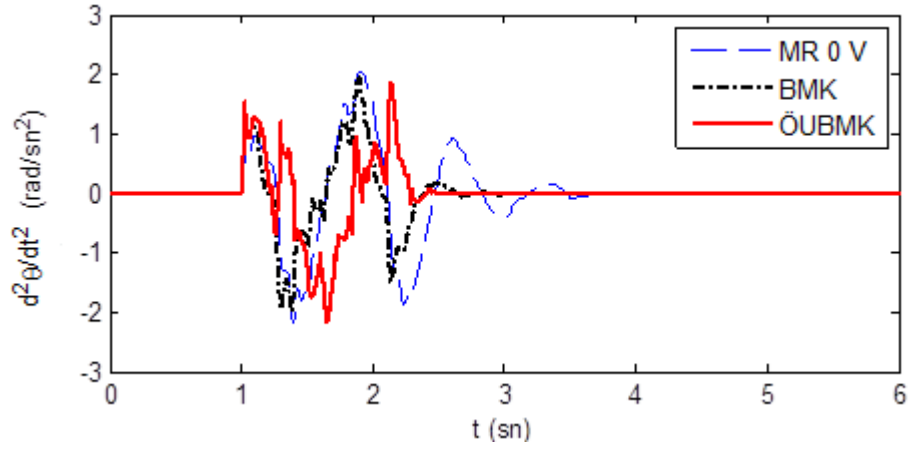
Şekil 5. 16 Gövdenin düşey hareketi



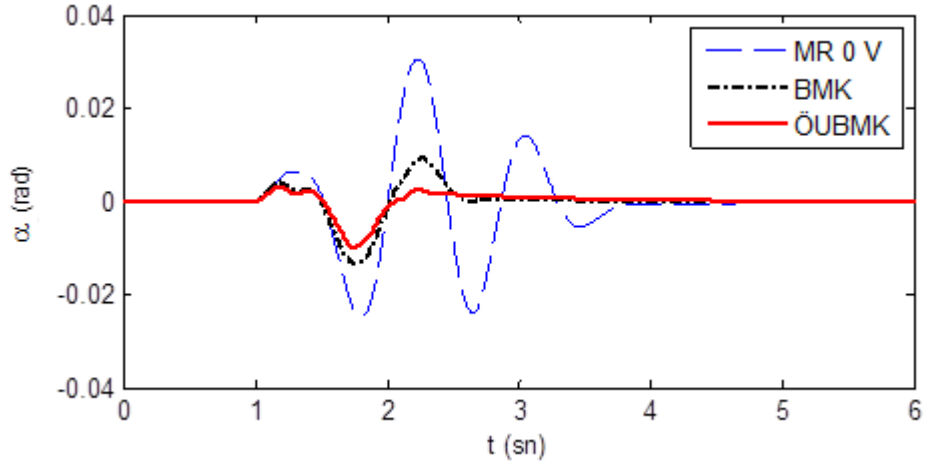
Şekil 5. 17 Gövdenin düşey hareketinin ivmesi



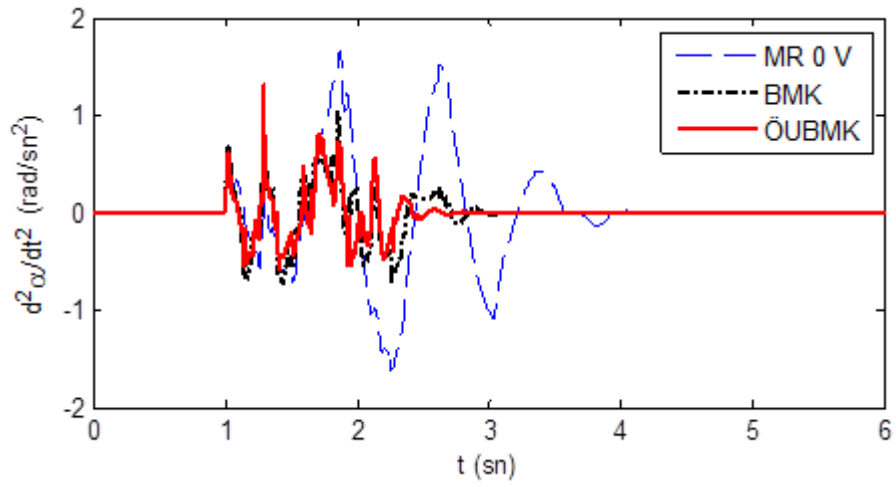
Şekil 5. 18 Gövdenin kafa vurma hareketi



Şekil 5. 19 Gövdenin kafa vurma hareketinin ivmesi

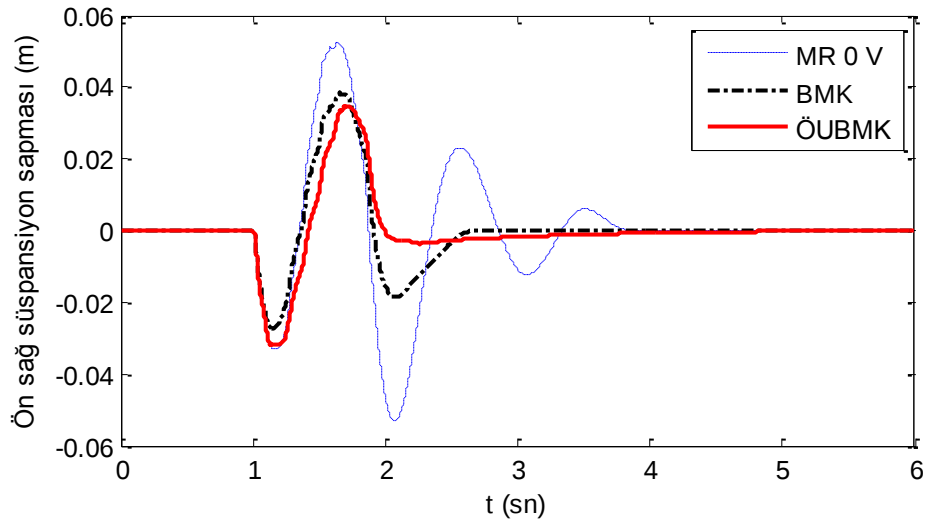


Şekil 5. 20 Gövdenin yalpalama hareketi

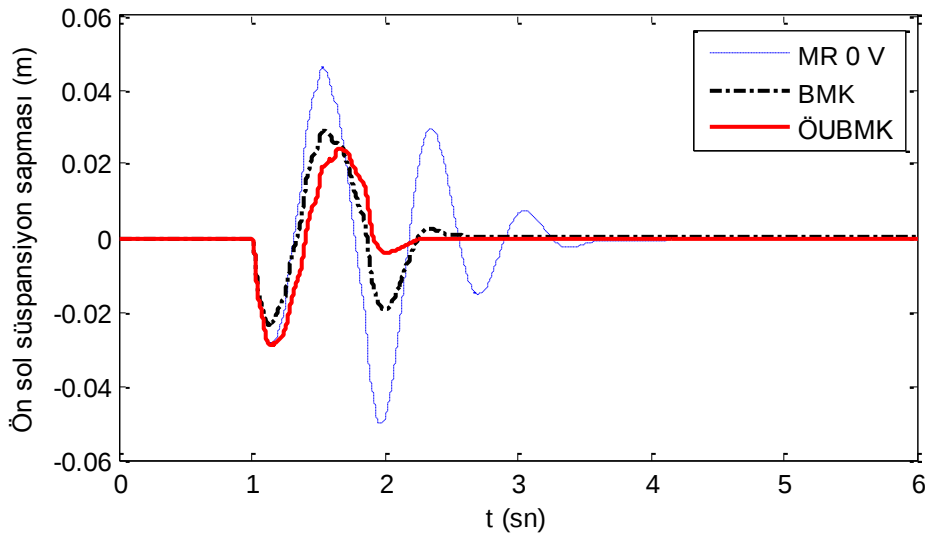


Şekil 5. 21 Gövdenin yalpalama hareketinin ivmesi

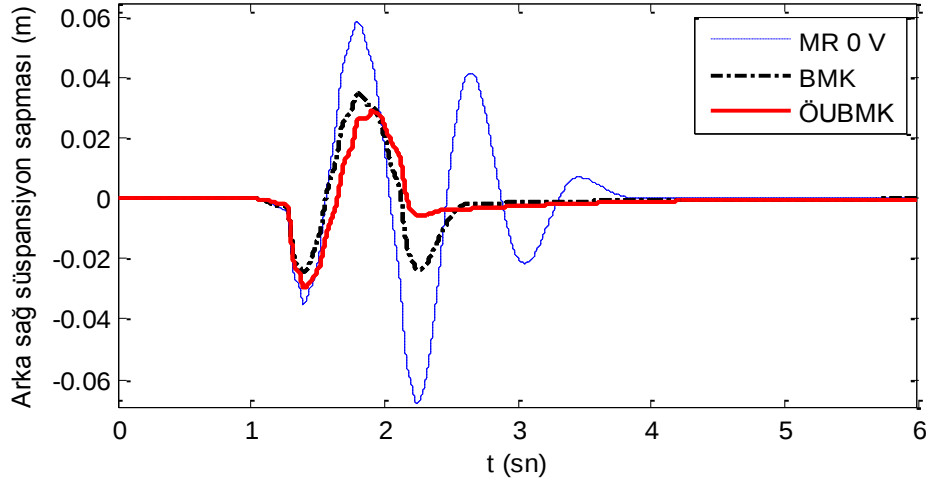
Yapılan simülasyon çalışmaları sonuçlarında öz uyarlamalı bulanık mantıklı kontrol yöntemi (ÖUBMK), bulanık mantıklı kontrol yöntemi (BMK) ve sistemin kontrol edilmemiş haldeki durumu (MR 0 V) incelenmiştir. Şekil 5. 16 ile Şekil 5. 21 arasındaki simülasyonlarda her üç durum, gövdenin düşey yer değiştirme hareketi ve ivmesi, kafa vurma hareketi ve ivmesi, yalpalama hareketi ve ivmesi bakımından karşılaştırılmıştır. Sonuçlarda öz uyarlamalı bulanık mantıklı kontrol yönteminin titreşimlerin azaltılması bakımından en başarılı sonuçları verdiği görülmektedir.



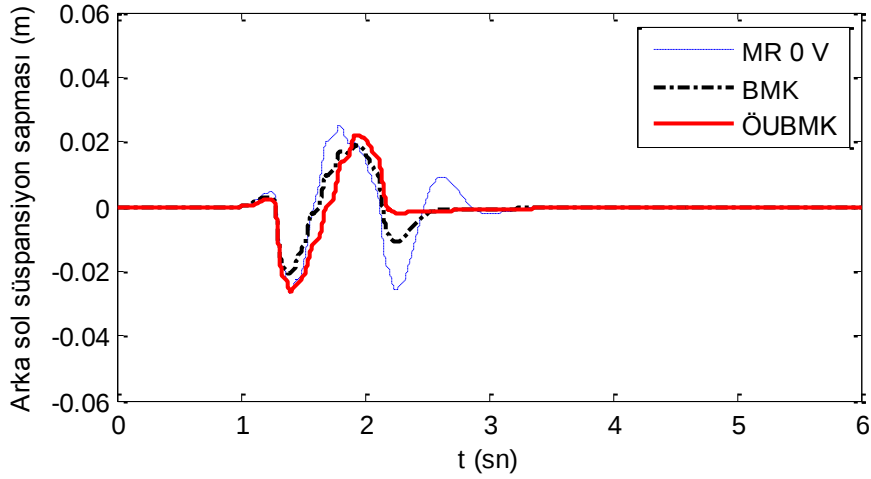
Şekil 5. 22 Ön sağ süspansiyon sapması



Şekil 5. 23 Ön sol süspansiyon sapması



Şekil 5. 24 Arka sağ süspansiyon sapması

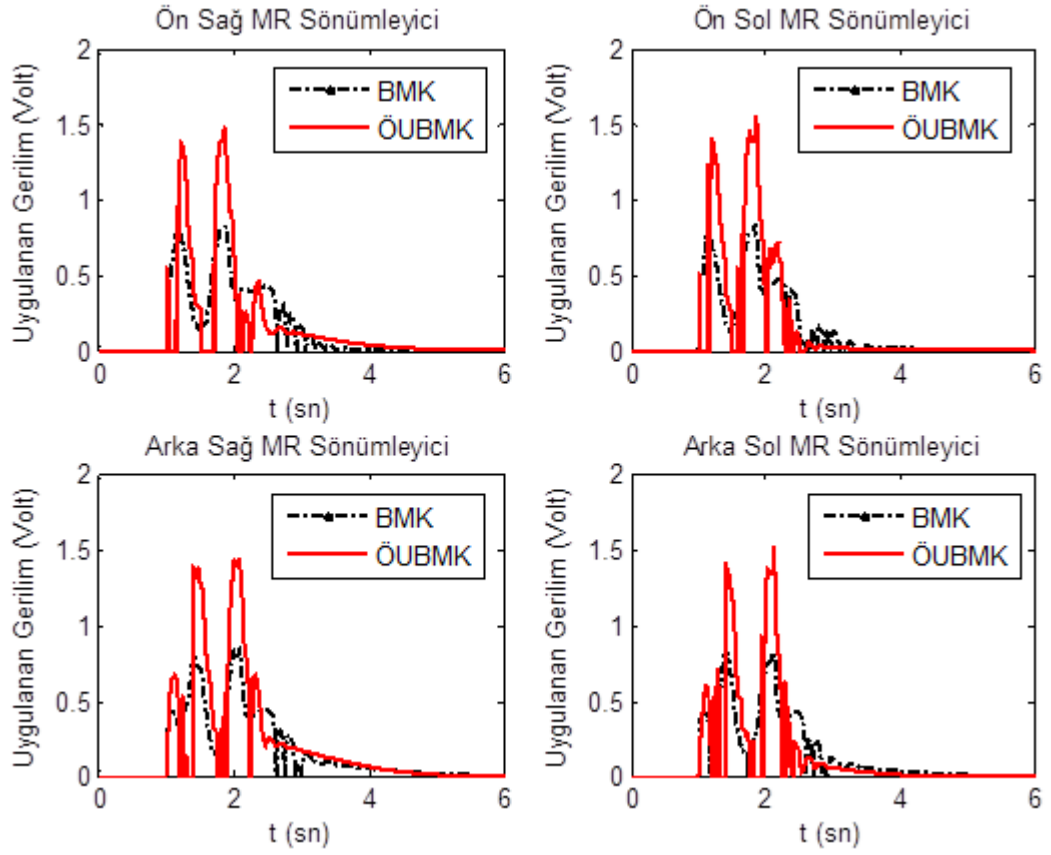


Şekil 5. 25 Arka sol süspansiyon sapması

Taşıtın süspansiyon sapma aralıkları, Şekil 5.22 ile Şekil 5.25 arasında verilmektedir. Öz uyarlamalı bulanık mantıklı kontrol (ÖÜBMK), bulanık mantıklı kontrol (BMK) ve sistemin kontrol edilmemiş hali (MR 0 V) için sonuçlar incelendiğinde süspansiyon sapma aralıklarının süspansiyon için çalışma sınırlarına uygun olduğunu görülmektedir.

Bulanık mantıklı kontrol (BMK) ve öz uyarlamalı bulanık mantıklı kontrol (ÖÜBMK) yöntemlerinde her bir sönümleyiciye gönderilen gerilim miktarları Şekil 5.26'da karşılaştırılmıştır. Sonuçlar incelendiğinde öz uyarlamalı bulanık mantıklı kontrolörden sönümleyicilere gönderilen gerilim miktarlarının, bulanık mantıklı kontrolörden gönderilen gerilim miktarlarından fazla olduğu fakat enerji sarfiyatı açısından ihmal edilebilecek düzeyde olduğu görülmektedir. Sonuç olarak yapılan simülasyonlar,

titreşim sönümlleme açısından öz uyarlamalı bulanık mantıklı kontrolün, bulanık mantıklı kontrolden daha başarılı olduğunu göstermektedir.



Şekil 5. 26 MR sönümleyicilere uygulanan gerilim miktarlarının karşılaştırılması

5.5 Performans Kriterleri

Kontrolörlerin etkinliği yapılan simülasyon çalışmalarıyla ortaya konmuştur. Ayrıca kontrol tekniğinde sıkça kullanılan performans Kriterleri kullanılarak da sonuçlar analiz edilmiştir [64].

$$IAE = \int_0^T |e(t)| dt \quad (5.1)$$

$$ISE = \int_0^T e^2(t) dt \quad (5.3)$$

$$ITAE = \int_0^T t \cdot |e(t)| dt \quad (5.2)$$

$$ITSE = \int_0^T t \cdot e^2(t) dt \quad (5.4)$$

Çizelge 5. 3 Performans kriterleri

	IAE	ISE	ITAE	ITSE
Pasif	0.0751	0.005	0.1376	0.0083
BMK	0.0598	0.004	0.1000	0.0066
ÖUBMK	0.0534	0.003	0.0893	0.0055

Burada hata $e(t)$ tam taşıt modeli için taşıt gövdesinin düşey yer değiştirmesi olarak tanımlanmıştır. Yukarıdaki başarımlar ölçütleri kullanılarak üç durum da analiz edilmiş ve karşılaştırmalı bir çizelge oluşturulmuştur (Çizelge 5.3). Çizelgedeki değerler dikkate alındığında, IAE (Integral Absolute Error) ölçütüne göre BMK yöntemi pasif duruma göre %21 oranında iyileşme sağlarken, ÖUBMK yöntemi pasif duruma göre %29 iyileşme göstermiştir. Dolayısıyla toplam hata miktarı dikkate alındığında ÖUBMK yönteminin performansının daha iyi olduğu söylenebilir. ISE (Integral Squared Error) ölçütü göz önüne alındığında BMK yönteminin sağladığı iyileşme %20 iken ÖUBMK yönteminin sağladığı iyileşme % 40 oranındadır. Bu ölçüte göre maksimum hata oranları açısından ÖUBMK daha düşük seviyede hata oranına sahiptir denilebilir. ITAE (Integral Time-Weighted Absolute Error) ölçütüne göre ise BMK yöntemi ve ÖUBMK yönteminin sağladığı iyileşmeler sırasıyla %28 ve % 66 şeklindedir. Bu ölçüt zamana bağlı olarak, toplam hata miktarını değerlendirmektedir. Buna göre zaman ilerledikçe ÖUBMK yönteminin hata miktarı BMK yöntemine göre daha çok azalmaktadır. ITSE (Integral of Time Multiply Squared Error) ölçütüne bakacak olursak BMK yönteminin pasif duruma göre sağladığı iyileşme oranı %20 olurken, ÖUBMK yönteminin pasif duruma göre sağladığı iyileşme oranı %34 şeklindedir. Büyük hataların zamana göre miktarını gösteren bu ölçüt değerlendirildiğinde ÖUBMK performansının daha iyi olduğu yani ilerleyen zamana karşı hata miktarının düştüğü söylenebilir.

Ayrıca müsaade edilebilir tolerans değeri 0.005 metre alınarak yerleşme zamanlarını karşılaştıracak olursak; araç gövdesinin düşey yer değiştirme hareketi incelendiğinde, MR sönümleyiciye herhangi bir gerilim girişi olmadığı durum için (MR 0 V) 2.25 saniye sonra, BMK yöntemi uyguladığında 1.45 saniye sonra, ÖUBMK yöntemi uygulandığında ise 1.10 saniye sonra müsaade edilebilir aşma değerine ulaşıldığı görülmektedir. Dolayısıyla ÖUBMK yöntemi sayesinde sistem, (MR 0 V) durumuna göre 1.15 saniye,

BMK yöntemine göre ise 0.35 saniye daha erken kabul edilebilir tolerans değerine ulaşmaktadır.

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tezde, yarı aktif süspansiyon sistemi kullanılarak, araçlarda seyir sırasında meydana gelen titreşimler azaltılmaya çalışılmıştır. Yarı aktif süspansiyon sistemi olarak, MR (Magnetorheological) sönümleyicili süspansiyon sistemi kullanılmıştır. Lineer olmayan karaktere sahip MR sönümleyiciyi matematiksel olarak modellemek için geliştirilmiş bouc wen modeli kullanılmıştır. MR sönümleyici modeli, MATLAB-Simulink programı yardımıyla oluşturulmuştur. Sistemin lineer olmayan histeresiz karakteri, 0, 2 ve 4 voltluk girişler için simülasyon çalışmaları yardımıyla incelenmiştir.

Taşıt, yedi serbestlik dereceli tam taşıt olarak modellenmiştir. Tam taşıt modeli, öncelikle pasif sönümleyiciler kullanılarak modellenmiş daha sonra ise pasif sönümleyiciler çıkarılarak yerine MR sönümleyiciler kullanılarak modellenmiştir. Modellerin hareket denklemleri Lagrange yöntemi kullanılarak elde edilmiştir. Bir tümsek yol girişi için taşıtın yaptığı titreşim hareketi, yer değiştirme ve ivme olarak simülasyonlarla incelenmiştir. Simülasyon sonuçları, pasif sönümleyicili sistem ile MR sönümleyicili fakat sisteme herhangi bir voltaj girişinin olmadığı durum için sistem cevaplarının birbirine yakın olduğunu göstermiştir. Bu durum, MR sönümleyicinin kontrol altında olmadığı durumda da kullanılabilir olduğunu göstermektedir.

Tam taşıt modeline yarı aktif kontrolü gerçekleştirmek amacıyla BMK (Bulanık Mantıklı Kontrol) yöntemi uygulanmıştır. Sistemin başarısını incelemek amacıyla yapılan simülasyon çalışmalarında, sistem kontrol altındayken ve kontrol altında değilken ki titreşim durumları incelenmiştir. Sonuçlar, BMK yönteminin titreşim sönümlemedeki

başarısını ortaya koymuştur. Daha sonra, ÖUBMK (Öz Uyarlamalı Bulanık Mantıklı Kontrol) yöntemi ile sistemin kontrolü gerçekleştirilmiştir. Aynı yol girişinde, sistem kontrol altında değilken (MR 0 V), BMK yöntemi uygulandığında ve ÖUBMK yöntemi uygulandığında oluşan titreşim seviyeleri yapılan simülasyon çalışmaları yardımıyla karşılaştırılmış ve en başarılı sonucu ÖUBMK yönteminin verdiği görülmüştür. Ayrıca tasarlanan kontrolörlerin etkinliği, kontrol tekniğinde sıkça kullanılan performans kriterleri kullanılarak da analiz edilmiştir.

Sonuç olarak, aktif süspansiyon sistemleri taşıt titreşimlerinin sönümlenmesinde daha başarılı sonuçlar verse de, güç tüketimi, emniyet, maliyet ve sisteme vereceği ek yükler göz önüne alındığında kullanılabilirliklerinin düşük olduğu görülmektedir. Buna karşın, yarı aktif süspansiyon sistemlerinin güç tüketim miktarlarının oldukça düşük olması, emniyetli olmaları, titreşim sönümlemede aktif süspansiyonlar kadar olmasa da onlara yakın performans göstermeleri gibi özelliklerinden dolayı, yarı aktif süspansiyon sistemleri gelecekte daha yaygın bir kullanım alanı bulacaklardır.

KAYNAKLAR

- [1] Winslow, W.M., (1949). "Induced Fibration of Suspensions", Journal of Applied Physics, 20 (12):1137–1140.
- [2] Rabinow, J., (1951). "Magnetic Fluid Torque and Force Transmitting Device", U.S. Patent Number:2,575,360.
- [3] Kordonsky, W., (1993). "Magnetorheological Effect As a Base of New Devices and Technologies", Journal of Magnetism and Magnetic Materials, 122:395-398.
- [4] Spencer, B.F., Dyke, S.J., Sain, M.K. ve Carlson, J.D., (1996). "Phenomenological Model of a Magnetorheological Dampers", Journal of Engineering Mechanics-ASCE, 123(3):230-238.
- [5] Jolly, M.R., Carlson, J.D. ve Munoz, B.C., (1996), "A Model of the Behaviour of Magnetorheological Materials", Smart Material Structures, 5:607-614.
- [6] Guclu, R., (2004). "The Fuzzy-Logic Control of Active Suspensions Without Suspension-Gap Degeneration", Strojnicki Vestnik-Journal of Mechanical Engineering, 50(10):462-468.
- [7] Breese, D.G. ve Gordaninejad, F., (2003). "Semi-Active, Fail-Safe Magneto-rheological Fluid Dampers for Mountain Bicycles", International Journal of Vehicle Design, 33:1–18.
- [8] Lau, Y.K. ve Liao, W.H., (2005). "Design and Analysis of Magnetorheological Dampers for Train Suspension", Journal of Rail and Rapid Transit, 219(4):261–276.
- [9] Kyoung, K.A., Islam, M.A. ve Truong, D.Q., (2008). "Hysteresis Modeling of Magneto-Rheological (MR) Fluid Damper by Self Tuning Fuzzy Control", International Conference on Control and Automation and Systems, 2628–2633.
- [10] Li, Z., Yang, Y., Gong, X., Lin Y. ve Liu G., (2008). "Fuzzy Control of the Semi-Active Suspension with MR Damper Based on η GA", IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), s1-6, 3-5 Eylül 2008, Harbin, China

- [11] W, H., Liao ve C, Y., Lai, (2002). "Vibration Control of a Suspension System via a Magnetorheological Fluid Damper", Journal of Vibration and Control, Vol. 8- 4, 2002.
- [12] Du, H., Sze, K.Y. ve Lam, J., (2004). "Semi-active Control of Vehicle Suspension With Magneto-rheological Dampers", Journal of Vibration and Control, 283:981-996.
- [13] Guclu, R., (2003). "Active Control of Seat Vibrations of a Vehicle Model Using Various Suspension Alternatives", Tr. Journal of Engineering & Environmental Sciences, 27(6):361-373.
- [14] Göksel, M., (2007). "Control of Semiactive Suspension System for Quarter Car Model" Electronics Letters on Science & Engineering, (3):1-14.
- [15] Li, R., Chen, W.M., Yu, M. ve Liu, D.K., (2004). "Fuzzy İntelligent Control of Automotive Vibration via Magneto-rheological Damper", Proceedings of the IEEE Conference on Cybernetics and Intelligent Systems, 1-3 Aralık 2004, Singapore, 503-507.
- [16] Guclu, R., (2005). "Fuzzy Logic Control of Seat Vibrations of a Non-Linear Full Vehicle Model", Nonlinear Dynamics, 40(1):21-34.
- [17] Tusset, A.M., Rafikov, M. ve Balthazar J.M., (2008). "An Intelligent Controller Design for Magnetorheological Damper Based on a Quarter-car Model", Journal of Vibration and Control, 15(12):1907-1920.
- [18] Li, R., W., Yu, M., Liao C. ve Li, Y., (2006). "Research on Vehicle Magneto-rheological Suspensions Vibration Control and Test", Robotics and Biomimetics, 17(20):902–907.
- [19] Yao, G.Z., Yap F.F., Chen, G., Li, W.H. ve Yeo, S.H., (2002). "MR Damper and its Application for Semi-Active Control of Vehicle Suspension System", Mechatronics, 12(7):963-973.
- [20] Du, H.P., Sze, K.Y. ve Lam, J. (2005). "Semi-Active H-infinity Control of Vehicle Suspension with Magneto-Rheological Dampers", Journal of Sound and Vibration, 283(3-5):981-996.
- [21] Zapateiro, M., Pozo F., Karimi H.R. ve Luo, N., (2011). "Semiactive Control Methodologies for Suspension Control With Magnetorheological Dampers", 17(2):370-380.
- [22] Choi, S.B., Choi, Y.T. ve Park, D.W., (2000). "A Sliding Mode Control of a Full-Car Electrorheological Suspension System via Hardware In-the-Loop Simulation", Journal of Dynamic Systems Measurement and Control-Transactions of the ASME, 122(1):114-121.
- [23] Lee, H.S. ve Choi, S.B., (2000). "Control and Response Characteristics of a Magneto-Rheological Fluid Damper for Passenger Vehicles", Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 11:80-87.

- [24] Choi, S.B., Nam, M.H. ve Lee B.K., (2000). "Vibration Control of a MR Seat Damper for Commercial Vehicles", *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 11(12):936-944.
- [25] Choi, S.B., Song, H. ve Jeong, H., (2002). "Vibration Control of a Passenger Vehicle Utilizing a Semi-Active ER Engine Mount", *Vehicle System Dynamics*, 37:193-216.
- [26] Choi, S.B., Lee, H.S. ve Park, Y.P., (2002), "H(infinity) Control Pof a Full-Vehicle Suspension Featuring Magnetorheological Dampers", *Vehicle System Dynamics*, 38(5):341-360.
- [27] Batterbee, D.C. ve Sims, N.D., (2007). "Hardware-In-the-Loop Simulation of Magnetorheological Dampers for Vehicle Suspension Systems", *Journal of Systems and Control Engineering*, 221:(12):265-278.
- [28] Choi, S.B., Seong, M.S. ve Ha, S.H., (2009). "Vibration Control of an MR Vehicle Suspension System Considering Both Hysteretic Behavior and Parameter Variation", *Smart Material & Structures*, 18(12):1-14.
- [29] Metered, H., Bonello, P. ve Oyadiji, S.O., (2010). "An Investigation Into the Use of Neural Networks for the Semi-Active Control of a Magnetorheologically Damped Vehicle Suspension", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D, Journal of Automobile Engineering*, 224:829-848.
- [30] Ahmadian, M. ve Pare, C.A., (2000). "A Quarter-Car Experimental Analysis of Alternative Semiactive Control Methods", *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 11:604-612.
- [31] Rashid, M.M., Rahim, N.A., Hussain, M.A., Mohamed, F. ve Rahman, M.A., (2008). "Development and Testing of Hybrid Fuzzy Logic Controller for Car Suspension System Using Magneto-Rheological Damper", *Industry Applications Society Annual Meeting*, 1-8 Ekim 2008, , Edmonton, 5-9.
- [32] Dong, X.M., Yu, M., Li, Z., Liao, C. ve Chen, W., (2008). "A Comparison of Suitable Control Methods for Full Vehicle with Four MR Dampers Part I: Formulation of Control Schemes and Numerical Simulation", *Journal Of Intelligent Material Systems and Structures*, 20(7):771-786.
- [33] Dong, X. M., Yu, M., Li Z., Liao, C. ve Chen, W., (2009). "A Comparison of Suitable Control Methods for Full Vehicle with Four MR Dampers Part II Controller Synthesis and Road Test Validation", *Journal Of Intelligent Material Systems and Structures*, 20(9):1107-1119.
- [34] Yu, M., Liao, C.R., Chen, W.M. ve Huang, S.L., (2006). "Study on MR Semi-Active Suspension System and its Road Testing", *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 17:(8-9):801-806.
- [35] Bilgiç, B., (2007). *Taşıt Süspansiyon Sistemlerinin MR Sönümleyici Kullanarak Kontrolü*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

- [36] Erdoğan, Z., (2009). Development of a Control Strategy for Road Vehicles With Semi-Active Suspensions Using a Full Vehicle Ride Model, Yüksek Lisans Tezi, Orta Doğu Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [37] Yaz, E., (2006). Tam Araç Modeline Uygulanan Değişken Sönümlü Yarı-Aktif Askı Sisteminin Optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [38] Göksel, M., (2007). Yarı Aktif Sönümleyicinin Optimal Kayan Yüzey Kontrolü, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya.
- [39] Yabansu, Y.C., (2008). Semi Active Suspension Control With Magnetorheological Dampers, Istanbul Technical University Institute of Science And Technology, Istanbul.
- [40] Blanchard, E.D., (2003). On the Control Aspects of Semiactive Suspensions for Automobile Applications, Yüksek Lisans Tezi, Virginia Polytechnic Institute and State University, Virginia.
- [41] Guclu, R. ve Yagiz, N., (2004). "Comparison of Different Control Strategies on a Vehicle using Sliding Mode Control", Ir. Journal of Science and Technology, IJST 28(4B):413-422.
- [42] Sakman, L.E., Guclu, R. ve Yagiz, N., (2005). "Fuzzy Logic Control of Vehicle Suspensions with Dry Friction Non-linearity", SADHANA-Academy Proceedings in Engineering Sciences, 30(5):649-659.
- [43] Gulez, K. ve Guclu, R., (2008). "CBA-Neural Network Control of a Non-linear Full Vehicle Model", Simulation Modelling Practice and Theory, 16(9):1163-1176.
- [44] Guclu, R. ve Gulez K., (2008). "Neural Network Control of Seat Vibrations of a Non-linear Full Vehicle Model using PMSM", Mathematical and Computer Modelling, 47(11-12):1356-1371.
- [45] Yagiz, N., Sakman, L.E. ve Guclu, R., (2007), "Different Control Applications on a Vehicle Using Fuzzy Logic Control", SADHANA-Academy Proceedings in Engineering Sciences, 33(1):15-25.
- [46] Çakır, Ç. (2006). Pasif ve Yarı-Aktif Kamyon Kabin Süspansiyon Sistemleri Tasarımı ve Optimizasyonu, Yüksek lisans tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [47] Human Vibration, (1989). Bruel & Kjaer Company Lecture Notes.
- [48] Mabbott, N., Foster G. ve McPhee B., (2001). "Australian Transport Safety Bureau Heavy Vehicle Seat Vibration and Driver Fatigue", ARRB Company Transport Research.
- [49] Bodur, F.N. (2008). Taşıt Süspansiyon Sistemlerinin Bulanık Mantıklı Kayan Kipli Kontrolü, Doktora tezi, Sakarya Üniversitesi Elektrik Elektronik Mühendisliği, Sakarya
- [50] Jolly, M.R., Bender, J.W. ve Carlson J.D., (1999). "Properties and Application of Commercial Magnetorheological Fluids", Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 10:5-13.

- [51] Wang, J. ve Meng, G., (2001). "Magnetorheological fluid devices: principles, characteristics and applications in mechanical engineering", *Journal of Engineering Manufacture*, 215(3):165- 174.
- [52] Stanway, R., Sproston, J.L. ve Stevens, N.G., (1985). "Non-Linear Identification of an Electrorheological Vibration Damper", *IFAC Identification and System Parameter Estimation*, 2:195-200.
- [53] Metered H.A., (2010). *Modelling and Control of Magnetorheological Damper for Vehicle Suspension Systems*, Doktora Tezi, University of Manchester School of Mechanical, Aerospace and Civil Engineering, Manchester.
- [54] Cetin, S., Zergeroglu, E., Sivrioglu S. ve Yuksek, I., (2011). "A New Semiactive Nonlinear Adaptive Controller for Structures Using MR Damper", *Design and Experimental Validation, Nonlinear Dynamics*, 66:(4)731-743.
- [55] Çetin, Ş. (2010). *Yapıların Nonlinear Aktif Kontrolü*, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [56] Engin, T., Çeşmeci, Ş., Şahin, İ. ve Parlak, Z., (2007). "Manyeto-Reolojik Damper (Sönümleyici) Davranışının Sanki-Statik Akış Modeli ile Kestirimi", *ULIBTK'07 16. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, 30 Mayıs-2 Haziran, Kayseri.
- [57] Şahin, İ., Öz, H.R., Engin, T., İlhan, A. ve Akpolat A., (2005). "Manyetik Sıvılı Damperlerin Yapısal Analizi", *Mühendis ve Makine*, 46(551):41-50.
- [58] Tahralı, N., Kaya, F., Yüksek, İ. ve Güçlü, R., (2005). *Makine Dinamiği*, (3. baskı), YTÜ Basım ve Yayın Merkezi, İstanbul.
- [59] MATLAB® Control Toolbox (2011), The Mathworks
- [60] Weber, P.A. ve Braaksma, J.P. (2000). "Towards a North American Geometric Design Standard for Speed Humps", *Institute of Transportation Engineers ITE Journal*.
- [61] Zadeh, L.A., (1965). "Fuzzy Sets", *Information and Control*, 8:338-353.
- [62] Zadeh, L.A., (1973). "Outline of a New Approach to the Analysis of Complex Systems and Decision Processes", *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics*, (1):28-44.
- [63] Yaralıoğlu, K. *Bulanık Mantık Ders Notları, Soft Yöneylem Teknikleri*, Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir.
- [64] Dorf, R.C. ve Bishop, R.H., (2010). *Modern Control Systems*, (12. baskı), Prentice Hall.

KONTROL KURALLARI**A-1 Bulanık Mantıklı Kontrol Kuralları**

- 1 - Eğer ($y = NB$) ve ($dy = NB$) ise ($u = KO$) Değilse
- 2 - Eğer ($y = NB$) ve ($dy = NO$) ise ($u = K$) Değilse
- 3 - Eğer ($y = NB$) ve ($dy = NK$) ise ($u = ÇK$) Değilse
- 4 - Eğer ($y = NB$) ve ($dy = S$) ise ($u = S$) Değilse
- 5 - Eğer ($y = NB$) ve ($dy = PK$) ise ($u = ÇK$) Değilse
- 6 - Eğer ($y = NB$) ve ($dy = PO$) ise ($u = K$) Değilse
- 7 - Eğer ($y = NB$) ve ($dy = PB$) ise ($u = KO$) Değilse
- 8 - Eğer ($y = NO$) ve ($dy = NB$) ise ($u = O$) Değilse
- 9 - Eğer ($y = NO$) ve ($dy = NO$) ise ($u = KO$) Değilse
- 10 - Eğer ($y = NO$) ve ($dy = NK$) ise ($u = ÇK$) Değilse
- 11 - Eğer ($y = NO$) ve ($dy = S$) ise ($u = S$) Değilse
- 12 - Eğer ($y = NO$) ve ($dy = PK$) ise ($u = ÇK$) Değilse
- 13 - Eğer ($y = NO$) ve ($dy = PO$) ise ($u = KO$) Değilse
- 14 - Eğer ($y = NO$) ve ($dy = PB$) ise ($u = O$) Değilse
- 15 - Eğer ($y = NK$) ve ($dy = NB$) ise ($u = B$) Değilse

- 16 - Eğer ($y = NK$) ve ($dy = NO$) ise ($u = O$) Değilse
- 17 - Eğer ($y = NK$) ve ($dy = NK$) ise ($u = K$) Değilse
- 18 - Eğer ($y = NK$) ve ($dy = S$) ise ($u = S$) Değilse
- 19 - Eğer ($y = NK$) ve ($dy = PK$) ise ($u = K$) Değilse
- 20 - Eğer ($y = NK$) ve ($dy = PO$) ise ($u = O$) Değilse
- 21 - Eğer ($y = NK$) ve ($dy = PB$) ise ($u = B$) Değilse
- 22 - Eğer ($y = S$) ve ($dy = NB$) ise ($u = \text{ÇB}$) Değilse
- 23 - Eğer ($y = S$) ve ($dy = NO$) ise ($u = B$) Değilse
- 24 - Eğer ($y = S$) ve ($dy = NK$) ise ($u = KO$) Değilse
- 25 - Eğer ($y = S$) ve ($dy = S$) ise ($u = S$) Değilse
- 26 - Eğer ($y = S$) ve ($dy = PK$) ise ($u = KO$) Değilse
- 27 - Eğer ($y = S$) ve ($dy = PO$) ise ($u = B$) Değilse
- 28 - Eğer ($y = S$) ve ($dy = PB$) ise ($u = \text{ÇB}$) Değilse
- 29 - Eğer ($y = PK$) ve ($dy = NB$) ise ($u = B$) Değilse
- 30 - Eğer ($y = PK$) ve ($dy = NO$) ise ($u = O$) Değilse
- 31 - Eğer ($y = PK$) ve ($dy = NK$) ise ($u = K$) Değilse
- 32 - Eğer ($y = PK$) ve ($dy = S$) ise ($u = S$) Değilse
- 33 - Eğer ($y = PK$) ve ($dy = PK$) ise ($u = K$) Değilse
- 34 - Eğer ($y = PK$) ve ($dy = PO$) ise ($u = O$) Değilse
- 35 - Eğer ($y = PK$) ve ($dy = PB$) ise ($u = B$) Değilse
- 36 - Eğer ($y = PO$) ve ($dy = NB$) ise ($u = O$) Değilse
- 37 - Eğer ($y = PO$) ve ($dy = NO$) ise ($u = KO$) Değilse
- 38 - Eğer ($y = PO$) ve ($dy = NK$) ise ($u = \text{ÇK}$) Değilse
- 39 - Eğer ($y = PO$) ve ($dy = S$) ise ($u = S$) Değilse
- 40 - Eğer ($y = PO$) ve ($dy = PK$) ise ($u = \text{ÇK}$) Değilse

- 41 - Eğer ($y = PO$) ve ($dy = PO$) ise ($u = KO$) Değilse
- 42 - Eğer ($y = PO$) ve ($dy = PB$) ise ($u = O$) Değilse
- 43 - Eğer ($y = PB$) ve ($dy = NB$) ise ($u = KO$) Değilse
- 44 - Eğer ($y = PB$) ve ($dy = NO$) ise ($u = K$) Değilse
- 45 - Eğer ($y = PB$) ve ($dy = NK$) ise ($u = \text{ÇK}$) Değilse
- 46 - Eğer ($y = PB$) ve ($dy = S$) ise ($u = S$) Değilse
- 47 - Eğer ($y = PB$) ve ($dy = PK$) ise ($u = \text{ÇK}$) Değilse
- 48 - Eğer ($y = PB$) ve ($dy = PO$) ise ($u = K$) Değilse
- 49 - Eğer ($y = PB$) ve ($dy = PB$) ise ($u = KO$)

A-1 Öz Uyarlamalı Bulanık Mantıklı Kontrol Kuralları

- 1 - Eğer ($V_r = NB$) ve ($V_s = NB$) ise ($\alpha_g = PB$) Değilse
- 2 - Eğer ($V_r = NB$) ve ($V_s = NK$) ise ($\alpha_g = PO$) Değilse
- 3 - Eğer ($V_r = NB$) ve ($V_s = S$) ise ($\alpha_g = PK$) Değilse
- 4 - Eğer ($V_r = NB$) ve ($V_s = PK$) ise ($\alpha_g = S$) Değilse
- 5 - Eğer ($V_r = NB$) ve ($V_s = PB$) ise ($\alpha_g = S$) Değilse
- 6 - Eğer ($V_r = NK$) ve ($V_s = NB$) ise ($\alpha_g = PO$) Değilse
- 7 - Eğer ($V_r = NK$) ve ($V_s = NK$) ise ($\alpha_g = PK$) Değilse
- 8 - Eğer ($V_r = NK$) ve ($V_s = S$) ise ($\alpha_g = S$) Değilse
- 9 - Eğer ($V_r = NK$) ve ($V_s = PK$) ise ($\alpha_g = S$) Değilse
- 10 - Eğer ($V_r = NK$) ve ($V_s = PB$) ise ($\alpha_g = S$) Değilse
- 11 - Eğer ($V_r = S$) ve ($V_s = NB$) ise ($\alpha_g = PK$) Değilse
- 12 - Eğer ($V_r = S$) ve ($V_s = NK$) ise ($\alpha_g = S$) Değilse

- 13 - Eğer ($V_r = S$) ve ($V_s = S$) ise ($\alpha_g = S$) Değilse
- 14 - Eğer ($V_r = S$) ve ($V_s = PK$) ise ($\alpha_g = S$) Değilse
- 15 - Eğer ($V_r = S$) ve ($V_s = PB$) ise ($\alpha_g = PK$) Değilse
- 16 - Eğer ($V_r = PK$) ve ($V_s = NB$) ise ($\alpha_g = S$) Değilse
- 17 - Eğer ($V_r = PK$) ve ($V_s = NK$) ise ($\alpha_g = S$) Değilse
- 18 - Eğer ($V_r = PK$) ve ($V_s = S$) ise ($\alpha_g = S$) Değilse
- 19 - Eğer ($V_r = PK$) ve ($V_s = PK$) ise ($\alpha_g = PK$) Değilse
- 20 - Eğer ($V_r = PK$) ve ($V_s = PB$) ise ($\alpha_g = PO$) Değilse
- 21 - Eğer ($V_r = PB$) ve ($V_s = NB$) ise ($\alpha_g = S$) Değilse
- 22 - Eğer ($V_r = PB$) ve ($V_s = NK$) ise ($\alpha_g = S$) Değilse
- 23 - Eğer ($V_r = PB$) ve ($V_s = S$) ise ($\alpha_g = PK$) Değilse
- 24 - Eğer ($V_r = PB$) ve ($V_s = PK$) ise ($\alpha_g = PO$) Değilse
- 25 - Eğer ($V_r = PB$) ve ($V_s = PB$) ise ($\alpha_g = PB$)