

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MANYETO REOLOJİK DAMPER'LI SÜSPANSİYON
SİSTEMİNİN SKY-HOOK KONTROLLÜ
SİMÜLASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak.Müh. Okan AKYÜZ

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : MAKİNE TASARIMI VE İMALATI

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Ömer K. MORGÜL

Mayıs 2009

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**MANYETO REOLOJİK DAMPER'LI SÜSPANSİYON
SİSTEMİNİN SKY-HOOK KONTROLLÜ
SİMÜLASYONU**


YÜKSEK LİSANS TEZİ


Mak.Müh. Okan AKYÜZ

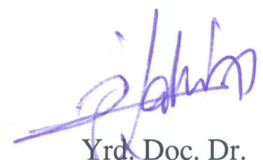
Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : MAKİNE TASARIMI VE İMALATI

Bu tez 04 / 05 /2009 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.


Prof. Dr.
Recep KOZAN
Jüri Başkanı


Yrd. Doç. Dr.
Ömer K. MORGÜL
Üye


Yrd. Doç. Dr.
İsmail ŞAHİN
Üye

TEŞEKKÜR

Tezimi hazırlamam hususunda bana karşı olan müspet tavırları sebebi ile tez danışmanım Sayın Yrd. Doç. Dr. Ömer Kadir MÖRGÜL'e, tez çalışmalarımnda bana destek olan annem İmran SAYAR'a, arkadaşım Isıl HIZ'a ve öğrenimim sırasında çalıştığım Winsa fabrikası yönetimi ile Tez teslimi sırasında çalıştığım, bana müddet tanıyan Emes A.S. yönetimine teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	ii
İÇİNDEKİLER	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	vi
ŞEKİLLER LİSTESİ	viii
TABLolar LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xvi
SUMMARY.....	xvii
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ.....	1
1.1. Kontrol Edilebilir Süspansiyon Sistemleri.....	2
1.2. Manyetik Alan İle Kontrol Edilebilir Süspansiyon Sistemleri.....	4
1.3. Konfor Parametreleri.....	6
BÖLÜM 2.	
MANYETO REOLOJİK DAMPERLER.....	7
2.1. Manyeto Reolojik Damperlerin Çalışma Prensipleri.....	8
2.2. Manyeto Reolojik Damperin Matematik Modeli.....	12
2.2.1. Bingham modeli.....	13
2.2.2. LuGre modeli.....	14
2.2.3. Bouc-Wen modeli.....	15
2.2.4. Dahl modeli.....	16
2.2.5. Modifiye edilmiş Bouc-Wen modeli.....	18
2.3. MR Damper Parametrelerinin Bulunması.....	21
2.3.1. Test düzeneği.....	21
2.3.1. Denklem parametrelerinin belirlenmesi.....	22

BÖLÜM 3.

SÜSPANSİYON SİSTEMİ MODELİNİN OLUŞTURULMASI.....	25
3.1. Otomobil Süspansiyon Sistemi.....	25
3.2. Otomobil Süspansiyon Sisteminin Matematik Modeli.....	26
3.3. Manyeto Reolojik Damper’li Tümüleşik Çeyrek Araç Otomobil Süspansiyon Matematik Modeli.....	30
3.4. Manyeto Reolojik Damperin Simülasyon Modeli.....	31
3.5. Model Bilgileri.....	34
3.6. Komple Süspansiyon Sisteminin Çalışması.....	34

BÖLÜM 4.

KONTROL SİSTEMİNİN TASARIMI.....	36
4.1. Konfor Tanımı.....	36
4.1.1. Sürüş konforu.....	36
4.1.2. Seyahat konforu.....	37
4.1.3. Ölçülen büyüklük.....	38
4.1.4. Performansın ölçülmesi.....	38
4.2. Kontrol Algoritması.....	39
4.2.1. Sky Hook kontrol.....	40
4.2.2. Sky Hook damper kontrol şartları.....	42
4.2.3. Kontrol sinyalinin belirlenmesi.....	43
4.3. Kontrol Sisteminin Oluşturulması.....	44

BÖLÜM 5.

SÜMÜLASYON SONUÇLARI.....	45
5.1. Simülasyon Parametrelerinin Seçilmesi.....	45
5.2. Çeşitli Yol Durumları İçin Simülasyon Sonuçları.....	46
5.2.1. Sinüs yol girdisine sistemin cevabı.....	46
5.2.2. Artan frekanslı sinüs yol girdisine sistemin cevabı.....	49
5.2.3. Çukura girme durumunda aracın yol girdisine cevabı (Birim Impuls).....	52
5.2.4. Rampa yol girdisine sistemin cevabı.....	54
5.3. Simülasyon Sonuçlarının Değerlendirilmesi.....	57

BÖLÜM 6.	
DEĞERLENDİRME VE SONUÇLAR.....	59
KAYNAKLAR.....	61
ÖZGEÇMİŞ.....	64

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

ER	: Elektro reolojik
MR	: Manyeto reolojik
τ	: Yüzey gerilimi
μ	: Dinamik viskozite katsayısı
∂u	: Hız değişimi
∂y	: Konum değişimi
ν	: Kinematik viskozite
ρ	: Öz kütle
F_F	: Sürtünme kuvveti
F_H	: Manyetik alandan dolayı oluşan tepki kuvveti
F_T	: Viskoz sürtünme kuvveti
F_{Toplam}	: Toplam tepki kuvveti
τ_y	: Manyetik alan şiddetine bağlı akma gerilmesi
μ_0	: Görünür viskozite
$\dot{\gamma}$: Deformasyon hızı
f	: Kuvvet
x	: Konum
z	: Histerisize bağlı yer değiştirme
σ_a	: LuGre sertlik sabiti
σ_b	: LuGre viskoz sürtünme sabiti
σ_0	: LuGre hıza göre sertlik oranı
σ_1	: LuGre sönümlenme katsayısı
σ_2	: LuGre viskoz sönümlenme katsayısı
n	: Bouc-Wen eğri mertebesi

β	:Bouc-Wen katsayısı
A	:Birimsiz Bouc-Wen katsayısı
α_a, α_b	:Modifiye edilmiş Bouc-Wen katsayıları
c_{0a}, c_{0b}	:Modifiye edilmiş Bouc-Wen süspansiyon katsayıları
c_{1a}, c_{1b}	:Modifiye edilmiş Bouc-Wen yüspsansiyon katsayıları
k_0, k_1	:Modifiye edilmiş Bouc-Wen yay katsayıları
x_0	:Modifiye edilmiş Bouc-Wen hayali yerdeğiştirme katsayısı
γ	:Bouc-Wen modelinde sabit katsayı
u	:Bouc-Wen ilişki ifadesi
V	:Elektriksel gerilim
Y_1	:Süspsansiyon gövdesi yer değiştirme miktarı
Y_2	:Araç gövdesi yer değiştirme miktarı
m_1	:Süspsansiyon gövdesi kütleđi
m_2	:Çeyrek araç gövdesi küyleđi
k_1	:Tekerlek yay katsayısı
k_2	:Süspsansiyon yay katsayısı
F	:Tekerlek süspansiyon sisteminin kontrol kuvveti
F_{MR}	:Manyeto Reolojik Damper tarafından üretilen kuvvet
Δ	:Kütle determinantı
J	:Hedef fonksiyon
PLANT	:Süspsansiyon sisteminin durum uzayı cinsinden matematik modeli
c	:Konvansiyon süspansiyon sönüm elemanı katsayısı
q	:Sky Hook kontrol kazanç katsayısı
x	:Süspsansiyon gövdesi ile araç gövdesi arasındaki yer değişimi
RMS	:Karelerin ortalamasının karekökü
k	:karşılaştırma değeri

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1.	Dik kuvvete maruz MR sıvıya uygulanan kuvvetler.....	9
Şekil 2.2.	Kesme kuvvetine maruz manyetik alan içerisindeki MR sıvı.....	10
Şekil 2.3.	Manyetik alan içerisindeki MR sıvı.....	10
Şekil 2.4.	Temel bir MR Damper.....	11
Şekil 2.5.	MR Damperin temel elemanları.....	12
Şekil 2.6.	Bingham modelinin şematik gösterimi.....	13
Şekil 2.7.	Bouc-Wen modelinin şematik gösterimi.....	14
Şekil 2.8.	Dahl modeli.....	15
Şekil 2.9.	Modifiye edilmiş Bouc-Wen modelinin gösterimi.....	16
Şekil 2.10.	MR Damper test düzeneği.....	21
Şekil 3.1.	Süspansiyon sisteminin gösterimi.....	26
Şekil 3.2.	Süspansiyon sisteminin modeli.....	30
Şekil 3.3.	MR Damper kullanan kontrol sistemli bir araç modeli.....	31
Şekil 3.4.	MR Damper matematik modelinin MatLab Simulink sistemindeki karşılığı.....	33
Şekil 3.5.	Otomobil süspansiyon sisteminin Simulink modeli.....	33
Şekil 3.6.	Kontrol sistemi ile birlikte MR Damper.....	35
Şekil 3.7.	Tüm MR Damper kontrollü titreşim sisteminin matematik modeli.....	35
Şekil 4.1.	Sky Hook Damper.....	41
Şekil 4.2.	Sky-Hook kontrolün Manyeto Reolojik damperli çeyrek araç sistemine uygulanması.....	42
Şekil 4.3.	Kontrol sistemi.....	44
Şekil 5.1.	Sinüs yol girdisi.....	47
Şekil 5.2.	Sinus yola maruz normal taşıt.....	47
Şekil 5.3.	Sinüs yola maruz MR Damper kontrollü araç.....	48

Şekil 5.4.	Karşılaştırmalı olarak normal bir araç ile MR-Damper kontrollü bir aracın sinüs yol girdisine davranışı.....	49
Şekil 5.5.	Frekansı zamanla artan bir sinüs dalgası.....	50
Şekil 5.6.	Daralan bir sinüs dalgasına normal bir taşıtın gösterdiği sonuç.....	50
Şekil 5.7.	Daralan sinüs dalgasına MR-Damper kontrol sisteminin cevabı...	51
Şekil 5.8.	Daralan sinüs dalgasına maruz MR-Damper kontrollü ve normal taşıt karşılaştırması.....	51
Şekil 5.9.	Basit adım fonksiyonu.....	52
Şekil 5.10.	Normal bir süspansiyon sisteminin adım fonksiyonuna cevabı.....	53
Şekil 5.11.	Adım fonksiyonuna maruz MR-Damper bağlı sistemin cevap grafiği.....	53
Şekil 5.12.	Adım Fonksiyonuna MR-Damper kontrolcülü sistem ve normal süspansiyon sisteminin cevap grafiği.....	54
Şekil 5.13.	Rampa fonksiyonu.....	55
Şekil 5.14.	Rampa fonksiyonuna normal süspansiyonlu bir aracın cevabı.....	55
Şekil 5.15.	Rampa fonksiyonuna MR-Damper kontrollü bir sistemin cevabı.	56
Şekil 5.16.	Karşılaştırmalı olarak normal süspansiyon ve MR kontrollü süspansiyon sisteminin rampa fonksiyonuna cevabı.....	56

TABLolar LİSTESİ

Tablo 2.1.	Modifiye edilmiş Bouc-Wen modeli katsayıları ve birimleri.....	20
Tablo 2.2.	RD 1005-1 için Bouc-Wen parametreleri.....	24
Tablo 5.1.	Simülasyonda kullanılan MR-Damper katsayıları.....	45
Tablo 5.2.	Simülasyon sisteminde yer alan büyüklükler.....	46
Tablo 5.3.	Yol girdilerine göre sistem cevaplarının kıyaslanması.....	58

ÖZET

Anahtar kelimeler: Süspansiyon sistemi, Manyeto Reolojik Damper, Bouc-Wen, Sky-Hook Kontrol, Simülasyon

Bu çalışmada; içinde manyetik alana duyarlı sıvı bulunan Manyeto Reolojik (MR) damperin matematiksel modelleri incelenmiş. Bouc-Wen modeli iki serbestlik dereceli çeyrek araç modelinde simüle edilerek incelenmiştir. MR Damperin kontrolünde için Sky-Hook kontrol algoritması uygulanmıştır. Çalışma kapsamında sürüş ve seyahat konforu kavramları incelenmiş ve araç gövdesinin ivme değişimleri karelerin ortalamasının karekökü (RMS) ile karşılaştırılmıştır. İncelenen matematiksel modeller, MatLab/Simulink ortamında modellenmiştir. Konvansiyonel bir süspansiyon sistemi ile MR Damper süspansiyon sistemi seyahat konforu için karşılaştırılmıştır.

CONTROL SIMULATION OF A SUSPENSION SYSTEM WITH MR DAMPER BY USING SKY-HOOK ALGORITHM

SUMMARY

Key Words: Suspension System, Manyetoreolojik Damper, Bouc-Wen, Sky-Hook Control, Simulation

In this study magnetoreologic damper (MR Damper) mathematical models have been resourced and the model has been worked on quarter vehicle suspension mathematical equations. Sky Hook control algorithm have been studied to control MR-damper suspension mathematical model. Driving confort nations have been described and vehicle construction acceleration differences have been calculated by using root main square (RMS) method at this paper. These mathematical equations which have been resourced at the paper have been modeled at MatLab/Simulink. The results of Sky Hook controlled MR Damper simulation model have been compared with results of conventional suspension system.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Araştırmacılar daha uygun sürüş konforu sağlayabilmek için değişik süspansiyon sistemleri üzerinde çalışmaktadırlar. MR damperli süspansiyon sistemleri bu alanda en uygun cihazlardan biri olarak görülmektedir. Test sonuçları akslar, süspansiyon, oturma gurupları ve sürüş kalitesi göz önüne alınarak, araçlarda incelenmektedir. Bir diğer durum ise farklı yol koşulları için denemeler gerçekleştirilmesidir. Bunun için araştırmacılar, farklı yol şartlarının özelliklerini kayıt altına almakta ve süspansiyon sistemlerini bu genel koşullar altında sınanmaktadır.

Uygulamada; otomobil gövdesi ve süspansiyon kütlesi arasına yerleştirilebilecek değişken bir kuvvet ve bu kuvvet değerinin kontrol edilmesinin uygun sonuçlar verip vermediği bir çok çalışmada araştırılmıştır. Aktif kontrol, hidrolik mekanizmalar veya pnömatik sistemler olabileceği gibi elektrik akımının şiddeti ile kontrol edilebilen Elektro Reolojik (ER) veya Manyeto Reolojik (MR) sönüm elemanları süspansiyon sisteminin kontrol edilmesine ilişkin uygulamalarda kullanılmaktadır [1].

Günümüzde bir otomobil içerisinde yolculuk ve sürüş kalitesini aynı anda sağlamak için yapılan çalışmalar devam etmektedir. Bir otomobilin süspansiyon sistemini tanımlayan matematik modelinin ortaya konulması kontrolün uygun değer şartlarını sağlamasını hesaplamayı olanaklı kılmaktadır.

Kullanılan matematik modeller; süspansiyon sisteminin kütlesi ve araç gövdesi kütlesini ele alan iki serbestlik dereceli modeller olabileceği gibi koltuk ve hatta sürücünün matematik modelini de barındıran ikiden fazla serbestlik dereceli matematik modeller olabilir.

Uygulamada, iki serbestlik dereceli bir modelin uygunluğunu incelemek pek çok problemi çözmek için yeterli olabilmektedir.

1.1. Kontrol Edilebilir Süspansiyon Sistemleri

Aks ve taşıta bağlı doğrusal dört serbestlik dereceli bir süspansiyon sisteminin (pasif geleneksel süspansiyonlu bir dengeleyici ve yön vericiye sahip) tasarımı, daha önce Giua ve diğerleri tarafından gerçekleştirilmiştir.[1]. Yapılan çalışmalarda; en uygun sönümlemeyi gerçekleştirecek iki hareketli kütle tarafından üretilen kuvvetlerin büyüklüğünü sınırlayarak ve toplam uygulanan kuvvetlerin tekerlek ve araç gövdesine verilecek kuvvetleri geçmeyecek en uygun kontrol kanunu önerilmektedir. Performans indeksini araçların iki serbestlik dereceli doğrusal araç modelinde birim adım yol girdisi için en uygun kontrolü gerçekleştiren basit ve uygun bir matris [2] Yağız N Yüksek tarafından hesaplanmış ve ortaya konan iki serbestlik dereceli denklemleri durum denklemleri pek çok çalışmada da uygulama imkanı bulmuştur.

Teoride; bir otomobilin dört tekerleğinin de dâhil edildiği bir simülasyona ihtiyaç varmış gibi görünmesine rağmen, otomobilin sadece bir tekerleğinin dikkate alındığı çeyrek otomobil matematik modelinin gerçeğe uyan sonuçlar verdiği görülmüştür [3]. Böyle bir modelin kontrolüne ilişkin sonuçlar literatürde sıklıkla yer almaktadır.

Çeyrek araç modeli kullanılarak ortaya konulan aktif süspansiyon sisteminin kontrol şeması, Camino ve arkadaşları tarafından incelenmiş , doğrusal kontrol teknikleri ile arzu edilen performansı, gerçek süspansiyon sistemindeki düşey hareketin durması ve çeyrek araç modelindeki sönüm kuvvetlerini engelleyen yaylardaki sertleşme gibi süreksizliklerin matematik denklemleri ortaya koymakta meydana getireceği problemlere rağmen geliştirmişlerdir. Süspansiyon sisteminin geniş aralıkta çalışması durumunda, simülasyon sonuçlarının doğruluğundan emin olmak için, bir kayar mod kontrolcüsü literatürde geliştirilmiştir. Doğrusal olmayan bir adaptif kontrol şeması için ortaya konan kayar mod sistemi tasarlanmış ve başkaca sistemler ile karşılaştırılmıştır. Kayar mod şema, Sky-Hook damper sistemlerinin bir türünde, gerçek zamanlı yol girdisinin ölçülmesine gerek olmayan temel model olarak

kullanılmıştır. Havada asılı süspansiyon sistemi şeması literatürde Sky-Hook terimi ile anılmaktadır [3].

Doğrusal olmayan otomobil süspansiyon sistemlerinin kontrolünde, sürüş kalitesinin incelenmesi için, yapay sinir ağları kullanımı Wang ve arkadaşlarının çalışmasında tanıtılmıştır [4]. Bu incelemede, bir yapay sinir ağı kontrolcüsü, Taylor serileri yaklaşımı ile, doğrusal olmayan kontrol fonksiyonunu ifade etmeyi öğrenmiştir. Yapay sinir ağı, sayısal değerlerin kısmi durumlarının minimum olduğu değerleri öğrenmesi ve optimizasyon yapabilmesi için eğitilmiştir. Bu çalışma ile; sürekli ve süreksiz girdilere göre üretilcek tepkiler irdelenmiştir. Wang'ın çalışmasında sonuçlar sayısal örneklerle de açıklanmış ve tasarım noktasına getirilmiştir.

Bir diğer uygulama alanı ise; kontrol mekanizmasında aktuatör olarak kullanılacak harici bir kuvvetin uygulanması yerine, sönümlenme elemanı yani, damperin kendisinin kullanılmasıdır. Bunla ilgili bir çalışma Gang ve arkadaşları tarafından gerçekleştirilmiştir. Kontrol sisteminde uygulanacak olan prosedürde, kontrol etmek üzere tanımlanmış aktuatör, matematik modellere göre oluşturulmak durumundadır. Kullanılacak damperin, manyetik alan ile çalışması veya elektrik akımı şiddeti ile çalışması durumunda, birbirinden farklı matematik sistem modelleri oluşturulacaktır. Bu çalışmada, MR damper matematik modellerinin ortaya konmasına ilişkin çalışmalar yürütülmüştür. [5]

Aynı şekilde damperin performansı prensibinin yapay zeka ile gerçekleştirilmesi Yang G tarafından ele alınmıştır. Bu çalışmada, geniş bir çalışma aalığında ne tür bir matematiksel model ortaya konacağı konu edilmiştir [6].

Magneto Akışkanlı Damperlerin Tasarımı Paynor'ın iki çalışması ile incelenmiştir Master tezinde konuyu inceleyen Payner yaptığı laboratuvar çalışmasıyla da çalışmasını desteklemiştir [7,8].

Zhu ve arkadaşları ise MR Damperin kullanım sahalarına ilişkin bir uygulama geliştirmiş ve Elektro reolojik ve magneto reolojik damper uygulamalarını matematiksel modelleri irdelerek ortaya koymuştur [9].

Mevcut literatürlerden de gözlenebileceği gibi Manyeto reolojik damperlerin modellenmesinde iki metot göze çarpar. Bu iki metot şunlardır: yapay sinir ağları modellerinden birisi ile damperin matematik modelinin gerçekleştirilmesi ve ikinci metot olarak hysteresis matematik modellerinden birinin kullanılması ile damper parametrelerinin bulunması esasına dayanmaktadır.

Bu çalışmada; manyetik alan şiddeti ile çalışan bir işleyici olan MR Damper için de pek çok farklı matematiksel model ön görülmüştür. Matematiksel modellerden biri seçilerek, literatürden elde edilen katsayılar ile birlikte damper matematik modeli ortaya konmuştur.

1.2. Manyetik Alan İle Kontrol Edilebilir Süspansiyon Sistemleri

Literatürde yer alan süspansiyon sistemi kontrol uygulamalarında, süspansiyon kütlesi ve araç gövdesi arasında olması gereken kuvvetin büyüklüğü incelenmiştir. Bir dış etki ile bunu sağlamak bir hayli güçtür. Bu durumda iki kütle arasındaki elemanların, yani damper ve yayların katsayılarının, bir şekilde değiştirilmesi uygun bir metot olacaktır.

Sönümlenme özelliğinin belirli bir kontrol sinyali ile değişmesini sağlamak için özel damperler imal edilmiştir. Bunlar Elektro Reolojik (ER) damperler veya Manyeto Reolojik (MR) damperler olabilir.

Elektrik alanına duyarlı özel bir akışkanın içerisinde elektrik voltajı geçirilmesi sureti ile akışkanın viskozite özelliklerinin değişmesini kullanarak çalışan damperlere Elektro Reolojik Damperler denir.. MR damperler ise manyetik alan ile özellikleri değiştirilen özel bir akışkanın bu özelliğini kullanılarak, sönümlenme gerçekleştirilmesi prensibine dayanır.

Manyetik akışkanlar içerisinde mikron boyutlarda metal partikülleri ihtiva etmektedir. Bu manyetize edilebilir partiküller, manyetik bir alana maruz kaldıklarında manyetik alan çizgileri boyunca dizilmekte ve manyetik alan çizgileri

boyunca kısmen katı yapılar oluşmasını sağlamaktadır. İleriki bölümde, bu sıvının özelliğinden ve damperlerde kullanılmasından ayrıca bahsedilecektir.

Aktuatör olarak süspansiyon sistemi kullanılması söz konusu olduğunda, temelde iki metot göze çarpar. Birincisi damperin içerisindeki basıncı hidrolik prensip gibi bir dış etki ile değiştirmek ve diğeri de akışkan viskozitesini bir kontrol sinyaline bağımlı olarak değiştirmektir. Akışkan viskozitesini değiştirmek için, daha önceye dayanan çalışmalarda, elektrik alan şiddeti değişmesine bağlı olarak viskozitesi değişen Elektro Reolojik sıvılar ele alınmıştır. Gümüzde, elektrik alanına göre tepki veren sıvılar yerine, manyetik alan içerisinde özelliklerini değiştirebilen MR sıvılar daha çok araştırılmaktadır [10].

Benzer şekilde, kontrol edilebilir bir süspansiyon sisteminin modellenmesi sadece otomobil gibi bir sistem için düşünülemez. Çeşitli modelleme sistemleri, diğer titreşim dinamiğine konu olan sistemler için de göz önüne alınmakta ve kontrol edilebilir bir sistem ortaya koyma gereksinimini doğurmaktadır. Literatürde yapı statığı ve dinamiği gibi konularda kullanılmak üzere, elektro reolojik ve MR damper uygulamalarına da rastlamak mümkündür [5].

Manyetizmanın işlendiği ve MR damperlerin konu edildiği çalışmalarda, akışkan özelliklerinin bir formül ile ifade edilmesi yoluna gidilmiştir. Manyetik alanın, sıvıların davranışlarına olan etkilerinin incelenmesi ile MR damperler ve titreşim problemlerinin en uygun çözümü aynı anda yürüten ilişkiler olmuştur [6].

Manyetik alan altında reolojik özelliklerin değişimi ile ilgili sempozyumlara da, titreşim konusu, özel bir başlık altında konu edilir olmuştur [7]. Bu da bize, popüler bir araştırma konusu olan manyetik akışkanların, titreşim problemlerinde kullanıldığı araştırma çalışmalarını ortaya koymaktadır. Uygulamada; manyetik akışkanlı damper sistemleri, çeşitli metotlarla modellenmeye ve kontrol edilmeye çalışılmaktadır.

1.3. Konfor Parametreleri

Bir otomobil süspansiyon sisteminden beklenen; konforun sağlanmasıdır. Konforu, sadece seyahatten alınan keyif olarak algılamamak da bir hayli önemlidir. Otomobil süspansiyon sistemlerinden beklenen konfor özellikleri kısaca şöyle tarif edilebilir:

Sürüş konforu: Otomobil içerisindeki sürücünün seyahat konforunun sağlanmasının yanı sıra otomobilin beklenen sürüş performansını da aynı anda sergilemesi durumudur. Yerdeki tümsek ve çukurluklara rağmen, otomobil tekerleğinin yerden ayrılmaması, yere uygulanan kuvvetin sabit kalarak sürtünme miktarının değişmemesi ve bu sayede fren yapılabilirliğinin düşmemesi, otomobil gövdesi ile tekerlek arasında beklenen en önemli ilişkidir.

Bir otomobilin yüksek hızda giderken yolda olan titreşime sebep olan tümsek ve çukurluklardan kaynaklı kuvvetler otomobil gövdesine küçük zaman aralıkları ile iletilecektir, yine tekerlek zemin kuvvetinin sabit olması, sürüşte frenleme ve hızlanma kabiliyetini arttıracaktır.

Seyahat konforu: Seyahatte esnasında yolcuların koltukta otururken minimum düzeyde salınımlara maruz kalmalıdır. Salınımların aralıkları geniş olmalıdır. Salınımlar yavaş ve gittikçe azalır yönde olmalıdır.

Otomobillerde gerek sürüş gerekse seyahat konforunun aynı anda sağlanması birbiri ile direkt ilişkilidir. Tekerlek ile araç gövdesi arasındaki ilişki ve araç gövdesi ile yolcu arasındaki ilişki arasında bir bağıntı bulunmuş olur. Otomobillerin farklı yol şartları için hem sürüş hem de seyahat konforunu gerçekleştirilmesi beklenir.

Konfor parametrelerine dayalı hedef fonksiyonlar ve bu hedeflere bağlı olarak damper kontrolü ile, konforlu, sürdürülebilir bir seyahat gerçekleştirilebilir. Genellikle çalışmalarda, maksimum salınımdan ziyade, ortalama salınım ivmelerine bakılmakta ve sınır şartlarına göre kontrol sinyalleri üretilerek, kontrolün gerçekleştirilmesi hedeflenmektedir.

BÖLÜM 2. MANYETO REOLOJİK DAMPERLER

Son yirmileş yıldır yarı aktif süspansiyon sistemleri, pasif süspansiyon sistemlerinin yerine kullanılmaya ve bilimsel alanda incelenmeye başlamıştır. Yarı aktif bir süspansiyon sisteminde, yay veya damper elemanlarından biri ayarlama elemanı olarak kullanılmak durumundadır. Bunlar; yay veya damper olabilir. Yayın katsayısının değişmesi yerine, damperin katsayısı ile ayarlama yapmak daha pratik ve yapılabilir olduğundan dolayı, uygulamada damperler kontrol edilmektedir. Bir damperin sönüm miktarının kontrolünde; pratikte en kolay kontrol metot olan, damperin içerisindeki sıvı miktarının valfler ile kontrol edilmesidir. Daha sonra, zeki akışkanlardan ER (Elektro Reolojik Akışkan) ortaya konulması ile damperlerin kontrolünde uygulama alanı bulmuştur. ER sıvılarının, yüksek gerilimde akışkan özelliklerinin değiştirilmesi, uygulamada yer bulan metottur [8].

ER sıvısının haricinde bulunan MR (Manyeto Reolojik) sıvılar, düşük akımlar ile yüksek akışkan özellikleri değişimi gösterdiği için uygulamada yer bulmuştur ve bu akışkanlar imal kirliliklerinden etkilenmeden kullanılabilirler. Dolayısıyla, bu özel akışkan ile yapılan damperler de uygulamada, yarı aktif bir süspansiyonun gerçekleştirilmesini sağlamaktadırlar.

MR sıvılar, bir taşıyıcı akışkan içerisinde belirli oranda karıştırılmış mikron boyutlu mıknatıslanma özellikli partiküllerin oluşturduğu bir karışımdır. Taşıyıcı akışkan; genellikle yağlar ve silikonlar gibi malzemeler olup mıknatıslanma özelliği gösterecek olan partikülleri içerisinde taşıyabilecek fiziksel özellikleri barındırır. Böyle bir akışkan karışımı Newton olmayan bir akışkan özelliği gösterecektir.

MR sıvıya dışarıdan manyetik alan uygulanması durumunda; sıvının içerisinde bulunan metal partiküller, manyetik alan çizgileri boyunca. Zincir biçiminde yapı oluşturacak ve bir elek görevi görerek, taşıyıcı akışkanın akma özelliklerini

sınırlayacaktır. Böyle bir durumda, manyetik alan içerisindeki MR sıvı çok yüksek viskozite özellikleri sergileyecektir.

MR sıvının bu yüksek viskozite avantajları, modellenebilir olması ve damperlerin manyetik alanlar içerisinde kullanılmasından dolayı, günümüzde kullanılabilir güvenli bir aktif süspansiyona veya yarı aktif süspansiyona imkân tanır.

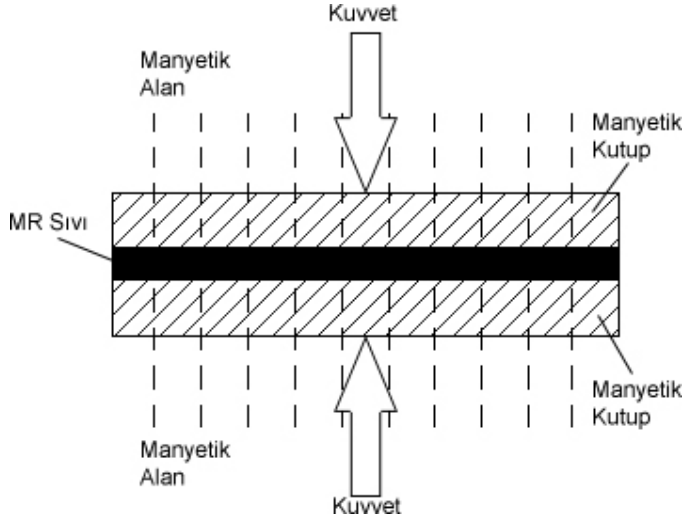
MR sıvılar, kısa sürede manyetik alana tepki verirler ve $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ gibi geniş bir ısı aralığında çalışabilirler, aynı zamanda, 100KPa basınç oluşturabilirler. 12 V veya 24 V gibi gerilimlerde, 1-2 amperlik akımlarla, fazla da güç gerektirmeden sürülebilirler. 1990'larda MR sıvının keşfinden bu güne dek, üzerinde çalışmalar yapılmaktadır [8].

2.1. Manyeto Reolojik Damperin Çalışma Prensipleri

1. Manyetik alana paralel kuvvet uygulanması

Şekil (2.1)'de basma kuvvetleri altındaki MR sıvının davranışı gözlenmektedir. MR-Damper'de MR özellik gösteren sıvı piston tabanında ve pistonun aksel olmayan hareketlerinde basma kuvvetine maruz kalmaktadır.

MR akışkanlar, manyetik akım çizgilerine paralel yönde olan kuvvetler için özel tepkiler üretmezler iken, kesme kuvvetlerine cevap verirler.



Şekil 2.1. Dik kuvvete maruz MR sıvıya uygulanan kuvvetler

2. Manyetik alana dik kuvvet uygulanması (Kuvvet plakaya)

Akışkanın, yüzey gerilimi altında deforme olmaya karşı gösterdiği direncin ölçüsü olan viskozite, damperlerin çalışma prensibini oluşturur. Akış esnasında, akışkanın tabakaları farklı hızlarda hareket ederler ve akışkanın viskozitesi, uygulanan kuvvete karşı direnç gösteren tabakalar arasındaki yüzey gerilimlerinden dolayı ortaya çıkar.

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \quad (1)$$

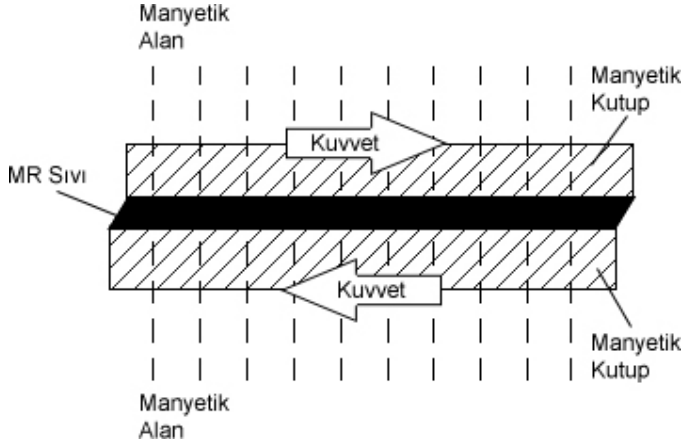
Atalet kuvvetlerinin, akışkanlık yoğunluğu, (ρ) ile karakterize edildiği bilindiğinden, bu oran kinematik viskozite olarak adlandırılır:

$$\gamma = \frac{\mu}{\rho} \quad (2)$$

Buradaki μ sabiti, dinamik viskozite sabitidir. Newton akışkanlarda, hız gradyeni ile kesme kuvveti arasındaki basit lineer ilişki olarak ifade edilebilir.

MR sıvılar, Newton akışkanlar olmasalar bile, manyetik alan karşısında τ kesme kuvvetini verirler.

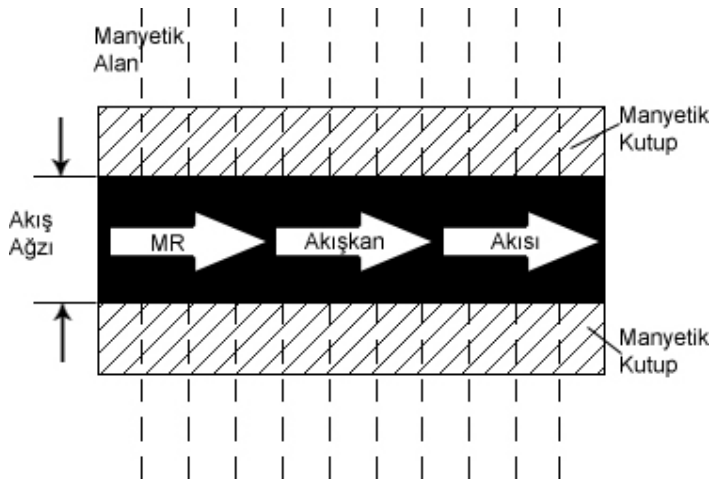
Şekil (2.2)'de MR sıvının kesme kuvvetleri altındaki davranışı gösterilmiştir. Damperin halka ağız boyunca karşılaştığı zorlanma kesme kuvvetine engel olacak şekildedir.



Şekil 1.2. Kesme kuvvetine maruz manyetik alan içerisindeki MR sıvı

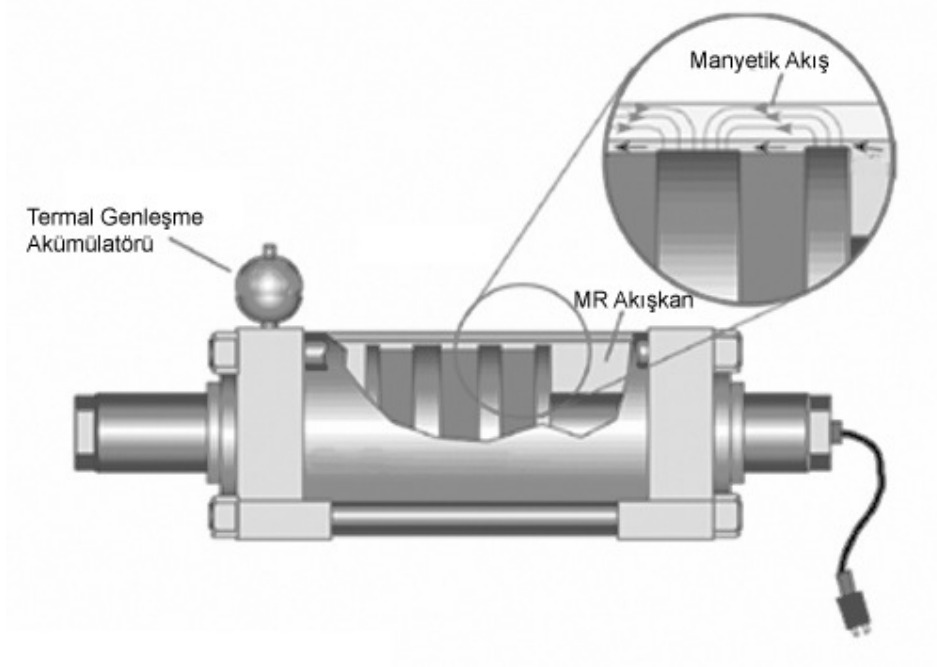
c. Manyetik alana dik yönde akışkana kuvvet uygulanması

Şekil (2.3)'de akış ağızı boyunca manyetik alana maruz kalan MR akışkanın gösterimi yer almaktadır. Şekil'deki gösterim Sıvının hat boyunca hareketini göstermektedir.



Şekil 2.3. Manyetik alan içerisinde akan MR sıvı

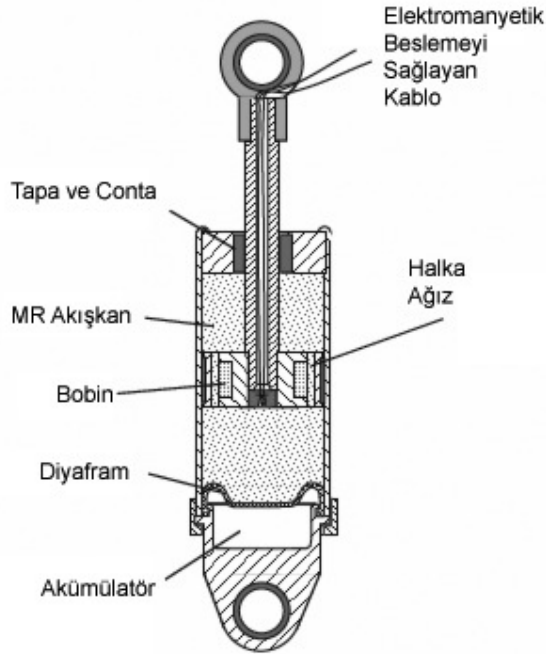
Şekil (2.4)'de MR Damperin iş yapısı gösterilmiştir. Kutup başlarında oluşturulan manyetik alan çizgileri MR sıvının geçicine dik konumdadır. Manyetik akı çizgileri boyunca dizilen manyetize olabilir parçacıklar sıvının akışına engel olmaktadır. Bu durum şekilde basitçe gösterilmiştir.



Şekil 2.4. Temel bir MR damper

MR sıvıların manyetik alan altındaki fiziksel özellikleri kullanılarak kontrol edilebilir bir damper üretiminde kullanılabilir. Böyle bir durumda, elektro mıknatıslanmayı sağlayacak bir bobin tertibatı barındıran bir dampere verilecek akımlar ile damperin harekete karşı gösterdiği tepki kuvveti değiştirilebilir.

Şekil (2.5)'de MR damperin başka bir gösterimi yer almaktadır. Silindir kesitindeki bobini besleyen elektrik sistemi pistonla bağlı mil boyunca mil içerisinden silindire ulaşmaktadır. Basınç dengesini sürekli aynı seviyede tutan ve sıvı ile basınçlı gazı ayıran diyafram bulunmaktadır. Bu diyafram vasıtası ile oluşturulan akümülatör hacmi ile oluşan basınç değişimleri dengelenmiş olur.



Şekil 2.5. MR damperin temel elemanları

Manyetik alana maruz kalmayan MR akışkan, normal bir akışkan gibi, özelliklerini sürdürecektir. Damperin bobin uçlarına elektrik akım verilerek, damperin içerisindeki sıvı bir manyetik alanda olduğunda; manyetik alan çizgileri boyunca, MR sıvı içerisindeki manyetikleşebilen partiküller bir sıra oluşturacaktır. Manyetik alan altındaki bu yapı sıvının akışını zorlaştıracak ve damperin pistonu ilerlerken hem sıvının sıkışması hem de akım çizgilerindeki bu manyetikleşmiş partiküllerden oluşmuş kısmen katı gibi duran yapıyı kırmaya çalışacaktır. MR sıvının içerisindeki manyetikleşen partiküller basınç etkisi ile dağılsa dahi manyetik alanın sürekliliğinden dolayı basınç kalktığı anda zincir yapı tekrar oluşacaktır.

2.2. Manyeto Reolojik Damperin Matematik Modeli

MR damper davranışlarını ifade etmek için çeşitli matematik modeller geliştirilmiştir. Araştırmalar genellikle, MR damper içerisindeki sıvının lineer olmayan davranışları ve manyetik alan altında MR damperde meydana gelen basınç düşmeleri ile ilgilidir.

MR damperde, sıvı içerisindeki manyetikleşen partiküllerin zincir oluşturması ve akışa karşı meydana gelen direnç bir kuvvet olarak ele alınabilir. MR damper içerisinde, akışa karşı iki tip direnç kuvveti meydana gelmektedir. Birincisi piston ile silindir arasından geçen akışkanda meydana gelen sürtünme kuvveti (F_F), diğeri ise; manyetik alan sebebi ile MR sıvıda oluşan zincir yapının akışa karşı gösterdiği tepkiden oluşan direnç kuvvetidir (F_H). Bu direnç kuvvetleri haricinde bir de sıvı sürtünme kuvveti (viskoz sürtünme) vardır (F_T). Bu durumda MR Damper tarafından oluşturulan toplam kuvvet,

$$F_{toplam} = F_F + F_H + F_T \quad (3)$$

olarak yazılır. Burada F_F ve F_T , MR damperin geometrik yapısı ve akışkanın normal şartlardaki özellikleri ile ilişkili sabit değerlerdir. Fakat, F_H , sıvı üzerine uygulanan manyetik alan şiddeti ile ilişkili bir kuvvettir. MR damperin matematik modelinin oluşturulması, işte bu üç fonksiyonunun tespiti ile mümkündür.

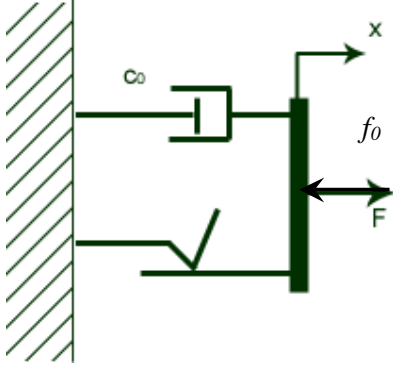
MR damper, histerisiz bir davranış gösterir. Bu nedenle, F_H fonksiyonu bir Histerezis model olacaktır. Literatürde, MR sıvısının davranışını tanımlayabilmek için, çeşitli modeller öngörülmüştür. Bu çalışmada birkaç en çok bilinen birkaç çalışma verilmiştir.

2.2.1. Bingham modeli

Bu model lineer olmayan sıvılarda uygulanan denklemdir. Denklem (1) ile ifade edilen kayma gerilmesi Bingham modeli ile şu şekilde kullanılmaktadır:

$$\tau = \tau_y + \mu_0 \dot{\gamma} \quad (4)$$

olarak hesaplanır. Bu denklemde τ_y manyetik alan şiddetine bağlı akma gerilmesi, μ_0 görünür viskozite ve $\dot{\gamma}$ ise incelenen bölgedeki deformasyon hızını vermektedir [9].



Şekil 2.6. Bingham modelinin şematik gösterimi

Bu modelde, sıfırdan farklı hızlarda üretilen tepki kuvveti,

$$F = F_c \cdot \text{sgn}(\dot{x}) + c_0 \cdot \dot{x} + f_0 \quad (5)$$

olarak verilmektedir. Denklemdeki c_0 ; sönüm katsayısı, F_c ; sürtünme katsayısı ve f_0 ise eğer akümülatör var ise, akümülatör içindeki basınçlı gaz sebebi ile etkiyen kuvvettir. Ancak Bingham plastik bünye denklemi, MR sıvılarda görülen kayma incelmesi (shear thinning) veya kayma kalınlaşması (Shear thickening) durumlarında MR damperi tam olarak modelleyememektedir [10].

2.2.2. LuGre modeli

Kayma mekanizmasının tam doğru hesaplanabilir olmasından dolayı, iki yüzey arasındaki bağlantıyı, mikroskobik düzeyde incelemek gerekebilir. Modifiye edilmiş LuGre modeli, bir MR damper modeli oluştururken kullanılabilir. Bu model şu şekilde tanımlanmaktadır.

$$f = \sigma_0 z v + \sigma_1 \dot{z} + \sigma_2 \dot{x} \quad (6)$$

$$\dot{z} = \dot{x} - \sigma_0 a_0 \left| \dot{x} \right| z (1 + a_1 v) \quad (7)$$

Burada her terim iç içe tanımlanmıştır; z konum ve türevi de hızı vermektedir. Bu metot, bir MR damper sistemini modellerken, minimum parametre kullanılabilen bir metottur. Fakat en uygun voltaj aralığını hesaplarken, bir dizi problem oluşmasına sebep olur.

Modeli MR damperde kullanılmak üzere,

$$f = \sigma_a z + \sigma_0 z v + \sigma_1 \dot{z} + \sigma_2 \dot{x} + \sigma_b \dot{x} v \quad (8)$$

$$\dot{z} = \dot{x} - \sigma_0 a_0 \left| \dot{x} \right| z \quad (7)$$

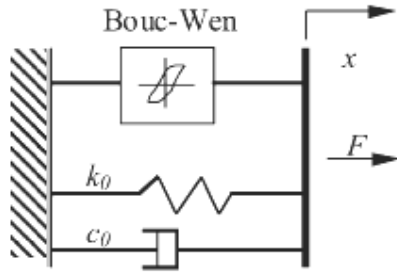
şeklinde de yazabiliriz.

Buna göre elde edilen sabitler, σ_a (N/m) rijitlik, σ_b (N.s/m.V) viskoz sönümlenme, σ_0 (N/m.V) hıza göre sertlik, σ_1 (N.s/m) sönümlenme katsayısı, σ_2 (N.s/m) viskoz sönümlenme, a_0 (V/m) oran sabiti şeklinde tanımlanmaktadır [11].

2.2.3. Bouc-Wen Modeli

Uygulamada en çok MR damper modellemesinde kullanılan histerezis modeli, Bouc-Wen modelidir. Model aşağıdaki şekilde gösterilmektedir [12,13,14,15].

$$F = c_0 \dot{x} + k_0 x + \alpha z \quad (8)$$



Şekil 2.7. Bouc-Wen modeli şematik gösterimi

Burada verilenler, z sistemin histerisiz çalışmasını tanımlayan durum denklemini ifade edilmektedir ;

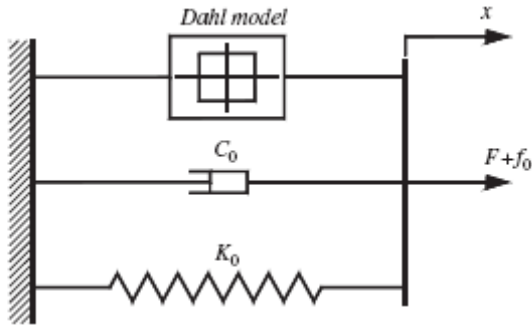
$$\dot{z} = -\gamma \dot{x} |z| |z|^{n-1} - \beta \dot{x} |z|^n + A \dot{x} \quad (9)$$

Burada n , β ve A parametreleri, histeresizin biçimini tanımlamaktadır.

2.2.4. Dahl modeli

MR damper sistemini modellemekte kullanılan bir diğer modelleme sistemi de Dahl histeresiz modelidir. Bouc-Wen modelinin dinamik davranışları karşılamamasından dolayı modifiye edilerek ortaya atılmış bir modeldir. Coulomb modeli, sürtünme kuvveti ilişkisi işletilmediğinde, sıfıra yakın sonuçlar üretmektedir. Temel olarak, Bouc-Wen modelindeki Bouc elemanının, Coulomb kuvvetlere eklenmesini prensip alır [16].

Bu modelde damperin ürettiği kuvvet şu şekilde hesaba katılır:



Şekil 2.8. Dahl Modeli

$$F = K_0 x + C_0 \dot{x} + F_d z - f_0 \quad (10)$$

Burada K_0 yay katsayısı, C_0 damper katsayısı, F_d manyetik alandan kaynaklı Coulomb kuvvetleri modülü, x yer değiştirme miktarı ve f_0 ise eğer akümülatör var ise akümülatör kuvvetini tanımlamaktadır. Burada, hesaba bir adet z katsayısı katılmaktadır. Boyutsuz olan z , tüm hysteresis modellerde olduğu gibi bir yön büyüklüğüdür [16].

$$\dot{z} = \sigma \dot{x} \left(1 - z \cdot \text{sgn}(\dot{x}) \right) \quad (11)$$

Bu şekilde bir histerik döngü yapısı tanımlanmıştır. Manyetik alan ve histerik model arasında bir ilişki kurmak gerektiği için, akım veya voltaj girdisi cinsinden hangi değerlerin etkilendiğini bulma ihtiyacı, maksatlı bir parametre eklenmesi zorunluluğunu doğurmuştur [16].

$$\begin{aligned} C_0 &= C_{0u} + C_{0d}u \\ F_d &= F_{du} + F_{dd}u \end{aligned} \quad (12)$$

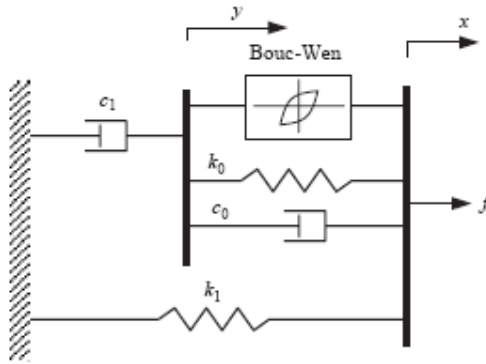
şeklinde yapılan eklemeler uygun olacaktır. Denklem 2'de, u indisli olmayan katsayılar gerilim uygulanmayan sıvı için, katsayıyı u indisli ile verilen katsayılar ise değişim miktarını göstermektedir.

$$\dot{u} = -\eta(u - V) \quad (13)$$

Denklem (13)'de belirtilen şekilde, u değeri de bir döngüye bağlanarak, para metrik olarak voltaj tepkileri de aktarılmış olacaktır.

2.2.5. Modifiye Edilmiş Bouc-Wen Modeli

Bu durum çözme metodu, 1997 yılında, yine Spencer tarafından ortaya atılmıştır. MR damper prototiplerinin oluşturulması ve çözümünde en çok kullanılan metottur. Bouc-Wen modeli, hysteresis özelliklerinin geniş aralıkta bulunmasında kullanılır. Modelin parametreleri, deneysel dataların yaklaşık optimizasyon metotları ile çözümü sayesinde elde edilmektedir. Deneysel testlerde, rasgele konumlar ve sabit voltaj girdisi ile yapılan testler sayesinde, geniş aralıkta kontrol edilebilirlik sağlanabilir [17].



Şekil 2.9. Modifiye edilmiş Bouc-Wen modelinin gösterimi

Model, MR damperlerde, titreşim modellerinin ve titreşim kontrollerinin gerçekleştirilmesi için, 2002 (Lai ve Liao) yılından bu güne kadar çoğunlukla halde kullanılır olmuştur [20]. Bu modelde

$$F = c_1 \dot{y} + k_1(x - x_0) \quad (14)$$

Denklem (14)'de F kuvveti x ve y değerleri cinsinden verilmektedir. \dot{y} değeri şöyle tanımlanmıştır.

$$\dot{y} = \frac{1}{(c_0 + c_1)} \left[\alpha z + c_0 \dot{x} + k_0 (x - y) \right] \quad (15)$$

Denklem (15)'de kullanılan α katsayısı, Bouc-Wen elemanın etkinlik miktarıdır. Bu eleman aynı bir yay gibi düşünülebilir, z ise histeriz bir yer değiştirme fonksiyonu olarak aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$\dot{z} = -\gamma \left| \dot{x} - \dot{y} \right| z \left| z \right|^{n-1} - \beta \left(\dot{x} - \dot{y} \right) \left| z \right|^n + A \left(\dot{x} - \dot{y} \right) \quad (16)$$

γ , n , β ve A Bouc-Wen modelini oluşturan temel parametreler olup ayrıca bulunmaktadır [21].

Denklem (14), Denklem (15) ve Denklem (16)'da yer alan fonksiyonlarda bulunan parametreler, manyetik gerilim cinsinden yazmak istenirse, aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$\alpha = \alpha_a + \alpha_b u \quad (17)$$

$$c_0 = c_{0a} + c_{0b} u \quad (18)$$

$$c_1 = c_{1a} + c_{1b} u \quad (19)$$

Burada tanımlı α_a , c_{0a} ve c_{1a} değerleri, MR-damper'in manyetik alana maruz kalmaksızın verdiği tepkileri modellerken kullanılmış olacaktır. u ile çarpılan α_b , c_{0b} ve c_{1b} katsayıları ise manyetik alan girdisinin katsayıya olan etkinliğini verecektir. Bu durumda;

$$\dot{u} = -\eta(u - V) \quad (20)$$

şeklinde parametrik tanımlı olarak kullanılabilir. [22]

Bu durumda, Bouc-Wen için tanımlanmış toplam 14 adet parametrenin hesaplanması ile model oluşturulabilir. Bu katsayılar ve SI birim karşılıkları Tablo (2.1) deki gibi olacaktır [18].

Tablo 2.1 Modifiye Edilmiş Bouc-Wen modeli katsayıları ve birimleri

Sıra no	Modifiye edilmiş Bouc-Wen modeli katsayıları	SI birim karşılıkları
1	α_a	N/m
2	α_b	Ns/mV
3	c_{0a}	Ns/m
4	c_{0b}	Ns/mV
5	c_{1a}	Ns/m
6	c_{1b}	Ns/mV
7	k_0	N/m
8	k_1	N/m
9	x_0	M
10	γ ,	m-2
11	n ,	-
12	β	m-2
13	A	-
14	η	s-1

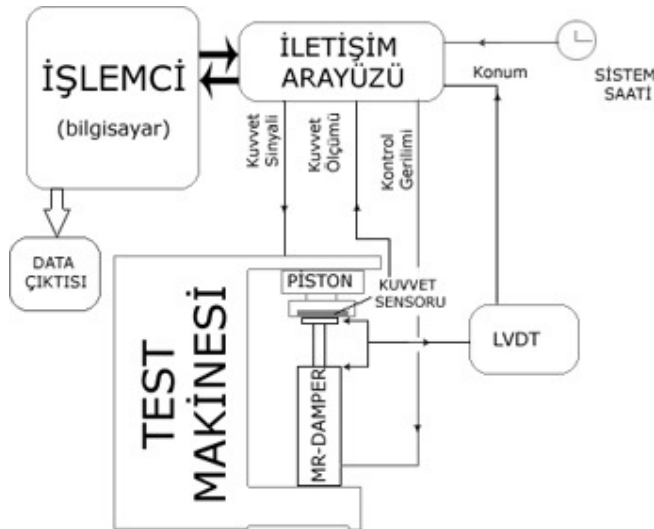
2.3. MR Damper Parametrelerinin Bulunması

MR damper nasıl modellenirse modellenirse, bir şekilde ilgili parametrelerinin bulunması gerekliliği doğacaktır. Bu bölümde vermiş olduğumuz modellerde de görülebileceği üzere, MR damperler histerisiz özellikleri sergilediklerinden dolayı, bir dizi para metrik katsayının iç içe kullanıldığı modelleri beraberinde getirmektedir. Görüleceği üzere denklemler lineer eşitlikler değildir. Bu nedenle, denklemlerdeki bilinmeyen katsayıları bulmak için lineer denklem eşitleme yolları kullanılamaz. Bu durumda, lineer olmayan metotlarla denklemlerin çözülüp uygun katsayıların bulunması gerekecektir.

Tabii ki, parametre değerlerinin bulunması için, en az parametre sayısı kadar fonksiyonun var olması gerekecektir. Parametre fonksiyonlarını oluşturmak üzere, değerleri bulmak için, mevcut bir MR Damperin test düzeneğinde test edilmesi ve elde edilen sonuçlar ile katsayıların bulunması faydalı olacaktır.

2.3.1. Test düzeneği

Bir MR damperin test edilmesi için MR damperin belirli bir hızda tahriki sonucunda tahrike karşı gösterdiği kuvveti ölçebilmek için üzerinde hız kuvvet ve konum sensörlerinin bulunduğu test düzeneği kullanılır. Şekil (2.10). [10]



Şekil 2.10. MR Damper test düzeneği

Test düzeneği, PC tabanlı kontrol edilebilen ve kumanda edildiği bir sistemdir. Sisteme, istenilen uyarı tipi tatbik edilebilir. (adım, rampa, sinüs, rast gele vb.)

2.3.2. Denklem Parametrelerinin Belirlenmesi

Test düzeneklerinden, elimizdeki spesifik MR Damper için, bir dizi değerler elde edilir. Bu elde edilen değerlere göre kurulan matematik model parametrelerinin bulunması gerekecektir veya kendi kendine MR damperi modelleyen bir yapay sinir ağı modeli de kurulabilir [13].

Bu çalışmada, MR-Damper matematik modellerini kullanma yolu seçildiği için, öncelikle, test sonuçlarından denklem parametrelerini bulma ihtiyacı doğacaktır. Matematik model diferansiyel eşitlikler olduğuna göre, parametre bulma işlemi bir lineer olmayan denklem çözüm işlemi şeklini alacaktır [10].

Modifiye edilmiş Bouc-Wen matematik modeli için daha önce verilmiş denklem kümesi (denklem 14, 15, 16, 17, 18, 19 ve 20) tekrar düzenlenirse;

$$F - \frac{c_{1a} + c_{1b}u}{(c_{0a} + c_{0b}u + c_{1a} + c_{1b}u)} \left[(\alpha_a + \alpha_b u)z + (c_{0a} + c_{0b}u)\dot{x} + k_0(x - y) \right] + k_1(x - x_0) = 0 \quad (21)$$

denklemini elde edilir. Bu denklemdeki parametrelerin optimize edilmesi için de iki adet sınır şartı diferansiyel denklemi elde edilir.

$$\dot{z} - \left\{ -\gamma \cdot (\text{abs}(z))^{n-1} \cdot z \cdot \text{sgn}(K) + A - \beta \cdot (\text{abs}(z))^n \right\} \cdot (K) = 0$$

$$K = \dot{x} - \frac{(\alpha_a + \alpha_b u)z + (c_{0a} + c_{0b}u)\dot{x} + k_0(x - y)}{c_{0a} + c_{0b}u + c_{1a} + c_{1b}u} \quad (22)$$

Denklem (22)'ye göre ise kontrol için kullanılan denklem (denklem 20 den türeterek).

$$\dot{u} + \eta(u - V) = 0 \quad (23)$$

şeklinde yazılır.

Tüm bu fonksiyonlarda bağımsız sabit değişkenler; daha önce Tablo (1) de verilmiştir. Sabit olmayan değişkenler $F, z, \dot{z}, x, \dot{x}, y, u, \dot{u}$ ve V zamana bağlı fonksiyonlardır. V sistem kontrol sinyaliniz olduğuna göre ve u ve \dot{u} fonksiyonları V fonksiyonuna bağlı olduğuna göre u ve \dot{u} bağımsız fonksiyonlar değildir ve bağımlı çözümleri olacaktır. z ve \dot{z} fonksiyonları bağımsız sabitlere ve u ve \dot{u} fonksiyonuna bağlıdır. u ve \dot{u} fonksiyonları V fonksiyonu cinsinden bir fonksiyon olarak yazılabildiği için tüm bu bağımsız fonksiyonların hepsinin V ve x fonksiyonlarına bağımlı olduğu görülür. Bu durumda, denklem takımları sabit değerler V ve x fonksiyonlarından türetilmiştir. O halde, bu değerler için bir optimizasyon yapılması gerekmektedir.

Doğrusal olmayan parametre optimizasyonu modelleri, çeşitli algoritmalara dayanmaktadır. Bunlardan biri; yapay zekâ ile modelin tersten öğretilmesi ve deneyden elde edilen sonuçlar ile model parametrelerinin bulunması olabileceği gibi, Euler ve Lagrange denklemleri de olabilir.

Euler denklemi şu şekildedir:

$$\frac{d\phi}{d\partial} + \frac{d}{dt} \left(\frac{d\phi}{d\partial^*} \right) = 0 \quad (24)$$

Buradaki ϕ optimize edilecek hedef fonksiyon, Denklem (21), Denklem (22) ve Denklem (23) kullanılarak elde edilir.

Fakat, fark edileceği üzere, kapalı fonksiyonların türevlerini almak bir hayli zordur. Bu nedenle, MR damper sistemlerinin optimum değerleri, Denklem (21, 22, 23, 24) kullanılarak bulunamaz. Bu durumda yapılması gereken; lineer programlama ile yapılacak denemelerle değer optimizasyonu sağlamak olacaktır.

Denklem (14) den (20)'ye kadar olan denklemlerdeki değişkenler sıralı olarak belirlenen artım değerleri kullanılarak hesaplanıp değerler deney sonuçları ile belirli toleranslar içerisinde karşılaştırılırsa en uygun değişken değerlerini bulmak mümkün olacaktır. Daha sonra elde edilen çözüm kümesinde en yakın değerler için değer artım hassasiyeti artırılarak doğru parametreler elde edilir. Artım değerleri ile yapılan bu hesaplama metoduna, lineer programlama denir.

Tablo (2.2)'de büyük ölçekteki bir MR Damper için bulunmuş değerler görülmektedir.

Tablo 2.2. RD 1005-1 için Bouc-Wen Parametreleri

Model Katsayısı	Değer	Model Katsayısı	Değer
α_a	12441 N/m	k_1	840 N/m
α_b	38430 Ns/mV	x_0	0.0908 m
c_{0a}	784 Ns/m	γ	136320 m-2
c_{0b}	1803 Ns/mV	n	2
c_{1a}	14649 Ns/m	β	2059020 m-2
c_{1b}	34622 Ns/mV	A	58
k_0	3610 N/m	η	190 s-1

Çalışmada, ilerleyen bölümlerde, Bouc-Wen modeli için literatürden elde edilmiş değerlere göre parametre kullanımı yapılacak ve simülasyon gerçekleştirilecektir. Bu çalışmanın kapsamı bir MR Damperin parametrelerinin bulunması şeklindedir.

BÖLÜM 3. SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN MATEMATİK MODELİNİN OLUŞTURULMASI

Bu bölümde, Bölüm 2’de incelenen MR Damper modellerinden, uygulamada en çok karşılaşılan Bouc-Wen modeli kullanılarak kontrol edilecek bir otomobil süspansiyon sistemi matematik modeli ortaya konacaktır.

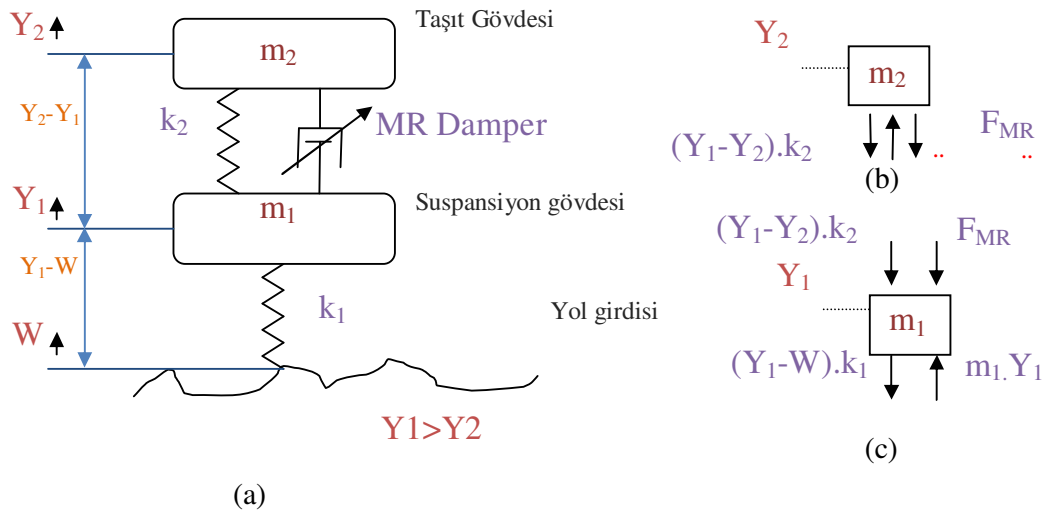
3.1. Otomobil Süspansiyon Sistemi

Bir araç süspansiyon sistemi; tekerlekler, yaylar ve damperlerden oluşmaktadır. Araçlarda dört teker olduğu ve bu sistemlerin hepsinin hacim içerisinde yer aldığı bir durum için, aracın üç boyutlu bir süspansiyon sistemi modeline ihtiyacı olacaktır. Fakat, araçların yanal titreşim etüdünden ziyade, sürüş konforu düşey deplasmanlardaki değişimler ile ilgili olduğundan, araç modellerinde genellikle tek tekerleğin konu edildiği bir yay damper sistemi düşünmek sağlıklı sonuçlar üretebilir.

Araçlar için uygun bir süspansiyon sisteminin tasarımı, bir kontrol sistemi problemine dönüşebilir.

Eğer, süspansiyon sistemi bir çeyrek araç modeli (dört tekerlekten biri) için yapılırsa, problem, basitçe, tek boyutlu iki serbestlik dereceli yay-sönüm elemanı sistemine döner. Süspansiyon sisteminin şematik bir gösterimi Şekil (11)’de verilmiştir. Burada, Y_2 araç gövde kütlelerinin yer değişimi, Y_1 süspansiyon kütlelerinin yer değişimi, W ise yolun yer değişimidir. F_{MR} ile, MR damperin ürettiği kuvvet ifade edilir.

Kabul görebilir ve iyi bir süspansiyon sistemi, yoldaki çukurlar ve tümsekler üzerinde sürerken hala konfor sağlayan tatmin edici yol kavrama sistemine sahip olmalıdır. Yoldaki her hangi bir rahatsızlıkla karşılaşırken (çukurlar, çatlaklar ve düzgün olmayan yol döşemesi gibi), otomobilin gövdesi büyük salınım ile kendi başına gitmemeli, salınım çabukça giderilmelidir. Bu problemde $(Y_2 - W)$ mesafesi çok önemli bir ölçü iken, lastiğin deformasyonu $(Y_1 - W)$ önemsizdir. $(Y_2 - W)$ mesafesinin ölçümü zordur ve bu nedenle, bu mesafe yerine $(Y_2 - Y_1)$ kullanılabilir.



Şekil 3.1 Süspansiyon sisteminin gösterimi

- (a) Süspansiyon sisteminin grafik gösterimi
 (b) Araç gövdesi kütesine etki eden kuvvetler.
 (c) Süspansiyon kütesinde meydana gelen etki kuvvetleri

3.2. Otomobil Süspansiyon Sisteminin Matematik Modeli

Şekil (3.1)'den Newton kanunları ile süspansiyon sistemleri dinamik eşitlikleri aşağıdaki şekilde yazılacaktır.

$$m_1 \cdot \ddot{Y}_1 - k_2(Y_2 - Y_1) - k_1(Y_1 - W) - F_{MR} = 0 \quad (25)$$

$$m_2 \cdot \ddot{Y}_2 + k_2(Y_2 - Y_1) + F_{MR} = 0 \quad (26)$$

Denklem (25) ve denklem (26) düzenlenerek,

$$m_1 \cdot \ddot{Y}_1 = k_2(Y_2 - Y_1) - k_1(W - Y_1) + F_{MR} \quad (27)$$

$$m_2 \cdot \ddot{Y}_2 = -k_2(Y_2 - Y_1) - F_{MR} \quad (28)$$

Denklem (27) ve denklem (28) elde edilir. Bu eşitlikler; Laplace transfer fonksiyonları cinsinden yazılabilir [15].

$$(m_1 \cdot s^2 + (k_2 - k_1)) \cdot Y_1(s) - k_2 \cdot Y_2(s) = F_{MR}(s) - k_1 \cdot W(s) \quad (29)$$

$$-k_2 \cdot Y_1(s) + (m_2 \cdot s^2 + k_2) \cdot Y_2(s) = -F_{MR}(s) \quad (30)$$

Denklem (29) ve Denklem (30)'da elde edilen Laplas fonksiyonlarında başlangıç değerleri sıfır alınmıştır.

Denklem (29) ve denklem (30) transfer fonksiyonları, bir matris cinsinden ifade edilebilir.

$$\begin{bmatrix} m_2 \cdot s^2 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & m_1 \cdot s^2 + (k_2 - k_1) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} Y_2(s) \\ Y_1(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -F_{MR}(s) \\ F_{MR}(s) - k_1 \cdot W(s) \end{bmatrix} \quad (31)$$

Denklem (31), $Y_2 - Y_1$ çıktı değeri şeklinde yazılabilir. Bu durumda, sistemin girdileri olan F ve W aşağıdaki şekilde yazılır.

Denklem (31)'deki ilk matrisi ayrıca tanımlarsak

$$A = \begin{bmatrix} m_2 \cdot s^2 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & m_1 \cdot s^2 + (k_2 - k_1) \end{bmatrix} \quad (32)$$

ve Denklem (32) den;

$$\Delta = \det \begin{bmatrix} m_2 \cdot s^2 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & m_1 \cdot s^2 + (k_2 - k_1) \end{bmatrix} \quad (33)$$

denklem (33) tanımlanabilir.

Bu durumda ters matris:

$$A^{-1} = \frac{1}{\Delta} \begin{bmatrix} m_1 \cdot s^2 + (k_2 - k_1) & k_2 \\ k_2 & m_2 \cdot s^2 + k_2 \end{bmatrix} \quad (34)$$

olacaktır.

$$\begin{bmatrix} Y_2(s) \\ Y_1(s) \end{bmatrix} = \frac{1}{\Delta} \begin{bmatrix} m_1 \cdot s^2 + (k_2 - k_1) & k_2 \\ k_2 & m_2 \cdot s^2 + k_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} -F_{MR}(s) \\ F_{MR}(s) - k_1 \cdot W(s) \end{bmatrix} \quad (35)$$

Yerine yazılırsa denklem (35) formunda değerleri elde edebiliriz.

$$B_{2,2} \cdot \begin{bmatrix} F_{MR}(s) \\ W(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -F_{MR}(s) \\ F_{MR}(s) - k_1 \cdot W(s) \end{bmatrix} \quad (36)$$

Şeklinde tanımlanan bir B matrisi kullanılırsa, Bu matris

$$B = \begin{bmatrix} -1 & 0 \\ 1 & -k_1 \end{bmatrix} \quad (37)$$

Denklem (37)'de gösterildiği gibi tanımlanabilir.

Denklem (36) kullanılarak ve Denklem (37)'de ortaya konan B denklem (35)'deki ifade ile çarpılarak eşitlik şu şekilde yazılabilir.

$$\begin{bmatrix} Y_2(s) \\ Y_1(s) \end{bmatrix} = \frac{1}{\Delta} \begin{bmatrix} -m_1 \cdot s^2 + k_1 & -k_1 \cdot k_2 \\ m_2 \cdot s^2 & -m_2 \cdot s^2 \cdot k_1 - k_1 \cdot k_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_{MR}(s) \\ W(s) \end{bmatrix} \quad (38)$$

Denklem (38)'nin elde edilmesi ile, $F_{MR}(s)$ ve $W(s)$ girdilerine karşın konum bilgilerinin elde edilebileceği bir ilişki tanımlanmış olur.

Denklem (38)'da ifade edilen $F_{MR}(s)$ MR damperin ürettiği kuvvet, aynı zamanda kontrol sinyali sonucunda elde edilen aktuatör çıktısı olmaktadır.

$F_{MR}(s)$ kontrol sistemi tanımlandığında, $W(s)=0$ olduğunda, transfer fonksiyonu;

$$G_1(s) = \frac{Y_2(s) - Y_1(s)}{F_{MR}(s)} = \frac{-(m_1 + m_2)s^2 + k_1}{\Delta} \quad (39)$$

Denklem (39)'de ifade edildiği gibi kurulabilir. Denklem (39), kontrol sinyaline göre konum büyüklüklerinin ilişkisini verir.

Denklem (33)'ün çözümü ile,

$$\Delta = m_1 \cdot m_2 \cdot s^4 + (m_1 \cdot k_2 + k_2 - k_1)s^2 + (2 \cdot k_2 - k_1 \cdot k_2) \quad (40)$$

şeklinde de denklem ifadenmiş olunur.

Denklem (38) da yer alan transfer metriksi ifadesi;

$$G = \frac{1}{\Delta} \begin{bmatrix} -m_1 \cdot s^2 + k_1 & -k_1 \cdot k_2 \\ m_2 \cdot s^2 & -m_2 \cdot s^2 \cdot k_1 - k_1 \cdot k_2 \end{bmatrix}. \quad (41)$$

şeklinde tanımlanırsa,

Denklem (38) kullanılarak ve Denklem (41)'da gösterilen notasyona uyularak, sistemin şematik gösterimi, sadece süspansiyon sistemi için Şekil (3.2)'de görülebilir.



Şekil 3.2. Süspansiyon sisteminin modeli

Parametrelere göre, MR-Damper sistemi, bir; iki girişli ve iki çıkışlı durum denkleminde dönüştürülebilir. Denklemin para metrik gösterimi şöyle olacaktır.

$$PLANT = ss \left\{ \begin{bmatrix} \frac{m_1 s^2 + k_1}{k_1} & \frac{m_2 s^2}{k_1} \\ k_2 & m_2 s^2 + k_2 \end{bmatrix}^{-1} \right\} \quad (42)$$

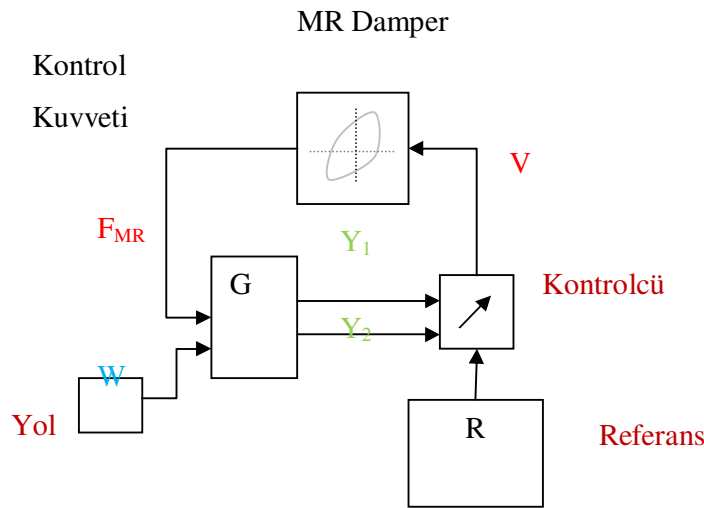
Süspansiyon sisteminin matematik modeli, daha sonraki bölümlerde gerçekleştirilecek simülasyonda, MatLab programlama dili olan M dilindeki karşılığı denklem (42) kullanılarak;

$$PLANT = ss(inv([tf([m1 0 k1], k1) tf([m2 0 0], k1) ; tf([k2], 1) tf([m2 0 k2], 1)])) \quad (43)$$

Denklemin (43) ile ifade edildiği şekilde yazılabilir.

3.3. Manyeto Reolojik Damper'li Tümüleşik Çeyrek Araç Otomobil Süspansiyon Matematik Modeli

Bir önceki kısımda elde edilen Denklem (42) ile ifade edilen model ve Şekil 11'de verilen süspansiyon sisteminin $F_{MR}(s)$ kuvveti, MR-Damper tarafından üretilirse; kontrol sistemini içeren bir şema Şekil (3.3)'de ifade edildiği gibi oluşturulabilir.



Şekil 3.3. MR Damper kullanılan kontrol sistemli bir araç modeli

Şekil (13)'de $F_{MR}(s)$ fonksiyonu, $R(s)$ referansına göre, kontrolcü tarafından üretilen bir voltaj değeri kullanılmak sureti ile sürülen MR Damper tarafından üretilmektedir.

Kontrol edilecek sistemin sağlamasına ilişkin şu durumlar ortaya çıkar; MR damperin sürülmesi sonucunda üretilen hangi büyüklükteki kuvvette konforlu bir yolculuk sağlanabilir veya çıktı değerimiz ne olmalıdır ki konfor parametreler olsun. Referans fonksiyonu işte tam da buna cevap veren konfor parametrelerini ihtiva eder. İlgili fonksiyonun sisteme katılması ile kontrol gerçekleştirilmeye çalışılmıştır. Kontrolcünün tasarımını daha sonraki bölümlerde gerçekleştireceğiz. MR Damper için ise gerekli fonksiyonlar, bir önceki bölümde tanımlanan modifiye edilmiş Bouc-Wen modeli olacaktır.

3.4. Manyeto Reolojik Damperin Simülasyon Modeli

Daha önce de belirttiğimiz gibi, Bouc-Wen modeli için tanımlanmış fonksiyonlar şu şekildedir [15].

$$F = c_0 \dot{x} + k_0 x + \alpha z \quad (44)$$

$$\dot{z} = -\gamma \left| \dot{x} \right| z \left| z \right|^{n-1} - \beta \dot{x} \left| z \right|^n + A \dot{x} \quad (45)$$

$$\alpha = \alpha_a + \alpha_b u \quad (46)$$

$$c_0 = c_{0a} + c_{0b} u \quad (47)$$

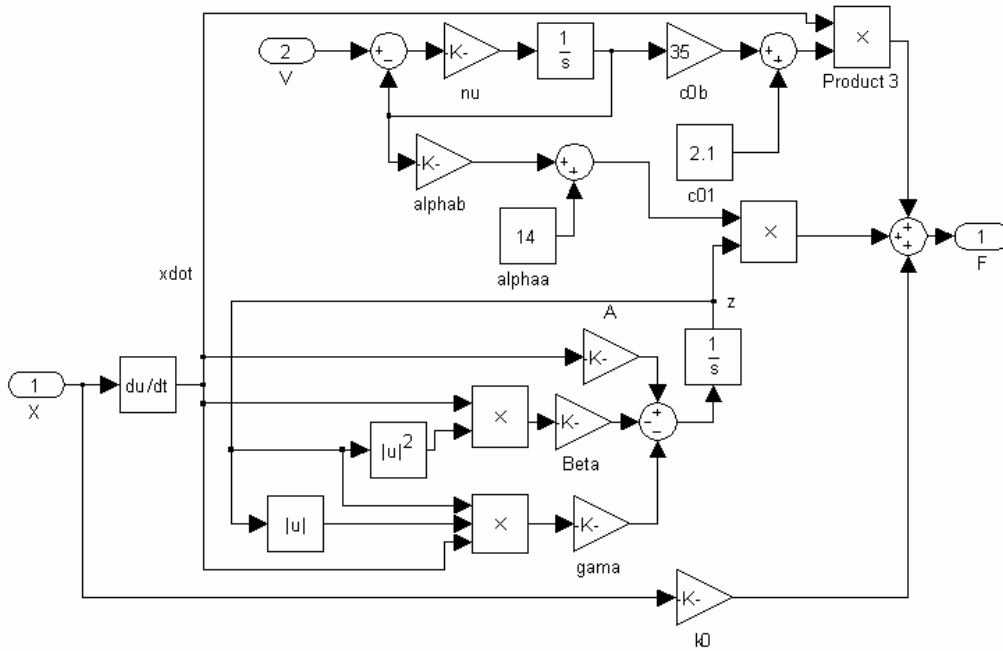
$$\dot{u} = \eta(V - u) \quad (48)$$

Bu fonksiyonlardan Denklem (44), (45) de yer alan değişkenler, Denklem (46) ve denklem (47) kullanılarak elde edilir. Denklem (48) da yer alan u ifadesi ise, denklem (47) ve denklem (46)'de kullanılacaktır.

Denklem (48)'da, Bouc-Wen modeli ile, MR dampere uygulanacak elektrik geriliminin etkisi ilişkilendirilmiştir. [15].

Yukarıdaki denklemler kullanılarak, MR Damper simülasyonu gerçekleştirmek mümkündür. Şekil (3.4)'de MatLab Simulink programı kullanılarak, denklem (44,45,46,47 ve 48) da ifade edilen yapı gerçekleştirilmiştir.

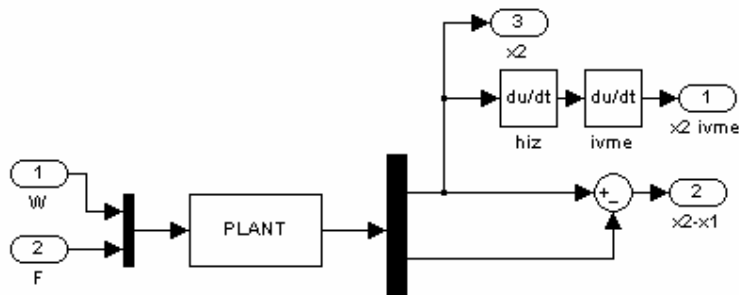
Şekil (3.4)'de V giriş büyüklüğünden Denklem (48) kullanılarak u büyüklüğü elde edilmiştir. Denklem (47) ve Denklem (46) elde edilen bu değeri kullanılacaktır. X girdi büyüklüğünden ise Denklem (45) kullanılarak z değeri elde edilmiştir. Bu değerler kullanılarak Denklem (44)'de verilen formül kullanılarak F kuvvet büyüklüğü çıkış değeri olarak elde edilmiştir.



Şekil 3.4. MR Damper matematik modelinin MatLab Simulink sistemindeki karşılığı

Yukarıdaki açıklamalara dayalı olarak, Denklem (41)'de verilen MatLab M kodu da Simulink sistemine aktarılabilir. Bu durumda, sistem Şekil (3.4)'de ifade edildiği şekilde kurulur.

Şekil (3.5)'de görülen Plant nesnesi, daha evvelden verilen Denklem (43) ile elde edilen Workspace objesi olarak düşünülürse, alt sistem olarak PLANT adındaki sistem kullanılabilir. Şekil (15)'de yer alan W girdisi yolun konumu, ve F girdisi de MR Damper veya Süspansiyon elemanınca üretilen kuvvet olacaktır.



Şekil 3.5 Otomobil süspansiyon sisteminin Simulink modeli

Bu noktada, MR-Damper modelinin girdi olarak aldığı x büyüklüğü m_1 ve m_2 kütleleri konumlarını veren Y_2 ve Y_1 büyüklüklerinin farkı olup, Şekil (43)'de elde edilen fark, MR dampere bu şekilde girdi olarak gelecektir. Diğer büyüklük olan V ise, kontrol sinyali olup, aktuatör olarak görev yapacak MR damper tarafından üretilen F kuvvetinin büyüklük ve yönünü belirleyecektir.

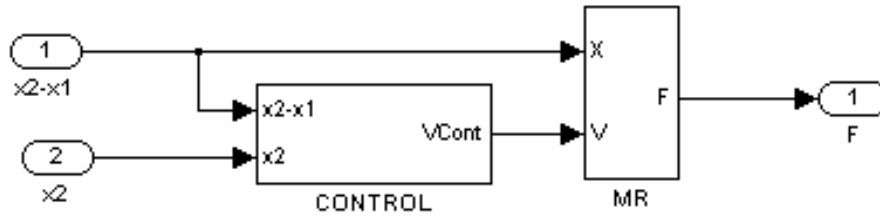
3.5. Model Bilgileri

Ortaya konulan matematik model veya modeller mümkün olduğu kadar sistemleri karşılayabilir, fakat gerçek hayat çalışmalarında, her zaman beklenmedik bozucu büyüklükler ile karşılaşmak mümkündür. Simülasyon sisteminde hali hazırda W yol girdisi, kestirilemez bir büyüklüktür. Bir sonraki bölümde, oluşturulmuş olan süspansiyon sistemini kontrol etmeye çalışırken, bu duruma bir çözüm getirmek maksadı ile alınması gereken önlemler ve problemin genel yaklaşık çözümü ortaya konacaktır.

Her ne kadar simülasyonlar gerçek hayatı yansıtmasa da, büyük doğruluk payları ve işlem başarısı vereceği aşikârdır.

3.6. Komple Süspansiyon Modelinin Çalışması

Ortaya konmuş süspansiyon modelinin kontrol edilebilir büyüklüğü olan tek girdisi; V voltajı ve bilinemez yol girdisi W olmuştur. W yer girdisinin değişimine göre, kontrolün gerçekleşme prosedürü ve kontrolün sonucunda elde edilecek sonuç için uygulanacak kontrol prosedürünü de sisteme eklersek, MR damper kontrol sistemi, Şekil (3.6)'da da ön görüldüğü geometriyi alacaktır.

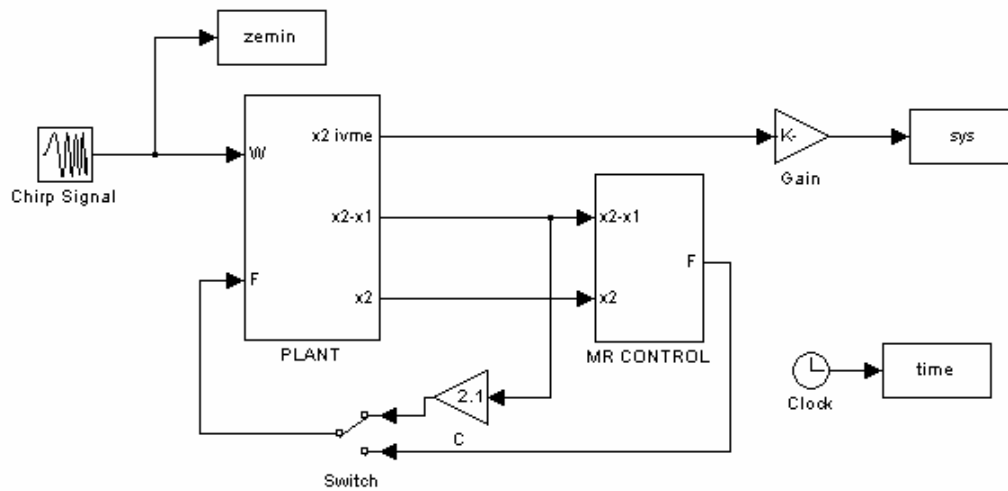


Şekil 3.6.1 Kontrol sistemi ile birlikte MR Damper

Kontrol sistemine girdi olarak verilen büyüklüklerin neler olacağı daha sonraki bölümlerde ele alınacaktır.

Komple kontrol sistemi ile bütünleşmesi halinde, süspansiyon sistemi, işleyici ile birlikte, Şekil (3.7)'de verildiği üzere oluşturulmuştur.

Şekil (3.7)'de ortaya konan sistem, gerek MR Damper kontrollü bir süspansiyon sistemini, gerekse normal bir süspansiyon sisteminin aynı yol durumları için vereceği tepkileri yansıtabilmektedir.



Şekil 3.7. Tüm MR damper kontrollü titreşim sisteminin matematik modeli

BÖLÜM 4. KONTROL SİSTEMİNİN TASARIMI

4.1. Konfor Tanımı

Konfor, geniş tanımları beraberinde getiren bir kavramdır. Neye göre ölçüleceği veya bir sürüşün konforlu olduğunu kanıtlamanın matematiksel izahı, bu bölümde verilmeye çalışılacaktır.

Araç konforundan bahsedildiğinde; iki tür konfordan söz edilmektedir. Bunlardan biri sürüş konforu olup arabanın rahat kullanılabilirliğini izah etmek için kullanılır. Diğer bir parametre de seyahat kalitesidir. Seyahat kalitesi kavramı ise, yolcunun araç içerisinde rahatsız olmadan yolculuk etmesine karşılık gelir.

4.1.1. Sürüş konforu

Günümüz modern araçlarından sürüş esnasında beklenen üç temel özellik bulunmaktadır [23]. Bunlar:

- a. Aracın beklenen hıza çabuk ulaşması.
- b. Aracın frenleme esnasında kısa mesafede durması.
- c. Dönüş esnasından araç içerisinde sivrulmama.

Aracın bir hıza çabuk ulaşması, motor gücüne bağımlı gibi gözükse de, aynı zamanda tekerleklerin yola tutunması ile bağlantılıdır. Çok hareket eden bir gövde, yere uygun şekilde tutunamaz.

Aynı şekilde frenleme de, aracın yola tutunma başarısını gösterir. Şoför salınımları, bir miktar seyahat konfor parametreleri ile açıklanabilir.

Aracın yol tutunmasının kriteri olarak, araç salınımlarının en aza inmesi gösterilebilir. Bu durumda, daha önce ele alınan iki serbestlik dereceli süspansiyon sistemi için, aşağıdaki denklemi sunabiliriz:

$$J = F_w \quad (49)$$

Denklem (49)'da ele alan kuvvet bilgisi, otomobil tekerleği ile zemin arasındaki kuvvettir. Bu değerin maksimum olması beklenmektedir.

$$J = \|W - d\| \quad (50)$$

Denklem (50)'de ele alınan J performans ölçüsündeki W değeri, yerin titreşimleridir. d büyüklüğü ise, otomobil tekerleğinin en alt konumudur. Burada tutunmanın olabilmesi için, bu değerin de, 0'dan küçük bir değer olması gerekmektedir. Ama uygulamada bu değerleri hesaplamak oldukça zordur. Otomobilin zıplamaması için; ivmesinin sıfır olmasının gerektiği, rijit bir yer araç bağlantısı oluşturur. Fakat bu durumda da, bir sonraki ölçüt olan seyahat performansları elde edilemez.

4.1.2. Seyahat konforu

Otomobil içerisinde, şoför ve yolcuların maruz kaldığı kuvvetler ve yer değiştirmeler, sürüş esnasındaki seyahatin kalitesini belirlemektedir [24].

Sürüş esnasında hissedilecek ufak salınımlar, yolcu ve şoförler tarafından göz ardı edilebilmektedir.

- a. Bir yolculuğun kalitelisi aşağıdaki sözel ifadelerle belirtilebilir:
- b. Seyahat esnasında ufak salınımlar oluşmalıdır (düşük amplitude).
- c. Oluşan salınımların periyotları düşük olmalıdır.

Oluşan salınımlar, kişi üzerinde, minimum kuvvetlere sebep olmalıdır.

Bir salınının; hem düşük periyotta, hem de ufak salınımlar şeklinde olması için, salınımların eğimlerinin mümkün olduğunca küçük olması gerektiği aşikârdır. Bu durumda;

$$J = \left\| \dot{x}_2 \right\| \quad (51)$$

Denklem (51) minimum değeri vermelidir.

4.1.3. Ölçülen büyüklük

Performans seçilirken, tüm yukarıda belirtilen kriterler göz önüne alındığında, sürüş esnasında en iyi performans için, salınının ivmesinin mutlak değerinin minimum olması, en iyi seyahat performansını bize sunmaktadır.

Benzer şekilde ivmenin minimum olması da, aynı şekilde tekerlek ile zemin arasında en yüksek baskı kuvvetinin vermektedir.

Şimdi tüm bu açıklamalar kapsamında hedef kontrol fonksiyonu

$$J = \left| \ddot{X}_2 \right| \quad (52)$$

olarak ele alınabilir.

4.1.4. Performansın ölçülmesi

Kontrol fonksiyonu veya algoritması nasıl olursa olsun, Denklem (51)'da verilen kriteri sağlamalıdır. Fakat uygulamada bu değeri her zaman sifıra yakınlştırma şansı bulunamaz. Hatta bazı şiddetli zemin değişimlerinde, ivme değeri beklenmedik bir değere ulaşabilmektedir.

Bu nedenle, ivmenin ortalama olarak doğru bir değerde olduğunu görüntülemek gerekecektir. Literatürde; daha çok karelerinin ortalamasının karekökü (RMS), ilgili bir bant aralığında incelenebilir.

Belirli bir sayıda girdi için basitçe ortalama;

$$RMS(\ddot{x}_2) = \sqrt{\frac{\ddot{x}_{21}^2 + \ddot{x}_{22}^2 + \ddot{x}_{23}^2 + \dots + \ddot{x}_{2n}^2}{n}} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \ddot{x}_{2i}^2} \quad (53)$$

olmalıdır.

Denklem (53) kesik zamanlı bir sistem için uygulanabilir, ama sürekli bir sistem sözü konusu olduğunda ifade;

$$RMS(\ddot{x}_2) = \sqrt{\frac{1}{T_2 - T_1} \int_{T_1}^{T_2} (\ddot{x}_2)^2 dt} \quad (54)$$

şeklinde tanımlanmış olur; tabii T_2 ve T_1 değerlerinin bilinmesi gerekmektedir. Denklem (54) aynı şekilde zaman farkı şeklinde de tanımlanabilir.

$$RMS(\ddot{x}_2) = \lim_{T \rightarrow \infty} \left(\sqrt{\frac{1}{2T} \int_{-T}^T (\ddot{x}_2)^2 dt} \right) \quad (55)$$

Denklem (54) ile tam bir ortalama elde edilebilir.

4.2. Kontrol Algoritması

MR damperlerin kontrolüne ilişkin süreçleri gerçekleştirmek üzere farklı kontrol metotları ortaya konabilir.

Doğal olarak, bu algoritmaların hepsini burada incelemek imkânsız olacaktır. Belirlemiş olduğumuz hedef fonksiyon çerçevesinde, sonuca götürücü pek çok farklı metot da ortaya konabilir.

Çalışmada, Sky-Hook kontrol algoritmasını hedef alarak inceleme gerçekleştirilecektir.

4.2.1. Sky Hook kontrol

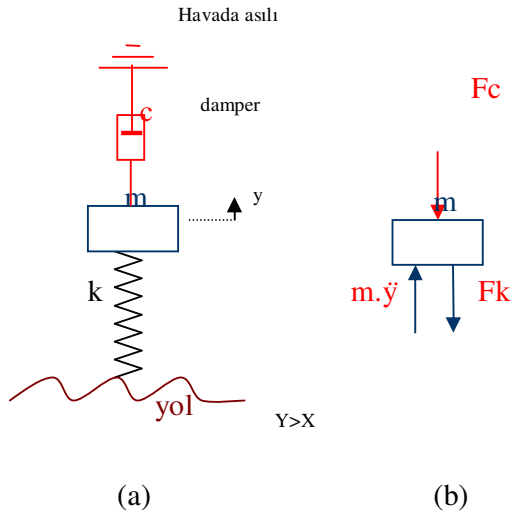
Sky Hook damper prensibindeki temel mantık havaya, hayali bir damper bağlantısı gerçekleştirmek ve bu damperin yer değiştirmelerine göre üreteceği kuvvet değerini bulmaktır. Şekil (18) için böylesi bir kuvvet değeri hesaplanabilir [15].

$$m \cdot \ddot{y} - k \cdot y + c \dot{y} = 0 \quad (56)$$

Denklem (56); Şekil (4.1)'de verilen sistemin kontrol edilmesi için, nasıl bir Sky Hook sistemi kurulması gerektiğini vermektedir. Bu durumda ideal kuvvet;

$$F = c \dot{y} \quad (57)$$

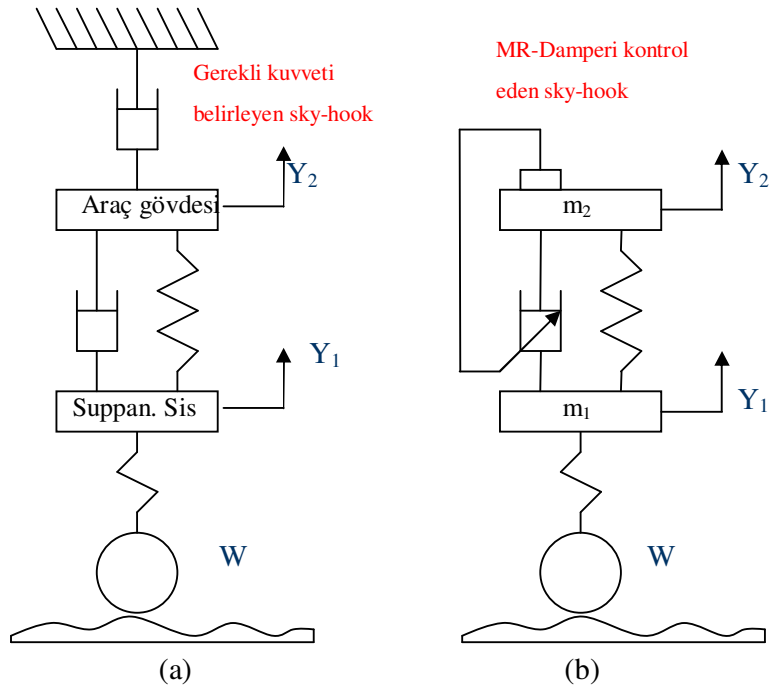
Denklem (57)'da da ifade edilebilecek basit bir denklem halini almaktadır.



Şekil 4.1. Sky Hook Damper
 (a) Sky-Hook kontrolde damperin bağlantısı.
 (b) Serbest cisim diyagramı

Pek tabii Sky-Hook uygulamaları, duruma göre en performanslı değerleri verecek şekilde, farklı bağıntı noktaları ve değişik serbestlik ölçüleri için farklı diferansiyel denklemler şeklini alacaktır. Seçilecek c katsayısı da aynı şekilde, farklı sistemler için en uygun olacak şekilde bulunmalıdır. Burada amaç; kontrolcünün belirlenen performans kriterine cevap verecek şekilde katsayısının belirlenmesidir [25].

Şekil (4.2)'de Sky-Hook kontrol yönteminin çeyrek araç modeline uygulandığını göstermektedir.



Şekil 4.2. Sky-Hook kontrolün Manyeto reolojik damperli çeyrek araç sistemine uygulanması
 (a) Sky-Hook kontrolde damperin hesap şekli
 (b) Sky-Hook kontrolün uygulanış şekli.

4.2.2. Sky-Hook Damper kontrol şartları

Sky-Hook kontrolde araç gövdesi ile süspansiyon gövdesinin hızları referans kontrol büyüklükleridir. İki gövde arasındaki fark ile araç gövdesi hızının çarpımı sıfırdan büyük ise damper kuvveti maksimum, küçük ise minimum olacak şekilde ayarlanır.

Bu durumda çalışma şartları; uygun koşullarda maksimum kuvvetin, diğer durumda ise minimum kuvvetin verilmesi şeklini alır [15,24].

$$F_{MR} = \begin{cases} \dot{Y}_2 (\dot{Y}_2 - \dot{Y}_1) > 0 \Rightarrow F \max_{MR} \\ \dot{Y}_2 (\dot{Y}_2 - \dot{Y}_1) < 0 \Rightarrow F \min_{MR} \end{cases}$$

(58)

Denklem (58)'de ortaya konan ifade araç gövdesinin yukarı yönde hızlanması ve süspansiyon gövdesinin araç gövdesinden daha çok bir şekilde aşağı yönde açılması durumunda maksimum kuvveti ve araç gövdesinin aşağı yönde hareket etmesi ve bu hızın süspansiyon gövdesinin hareketinden fazla olması durumunda maksimum kuvvetin uygulanması prensibine dayanır.

4.2.3. Kontrol sinyalinin belirlenmesi

MR-Damperin kontrol sinyali Bouc-Wen algoritmasında Denklem (48)'de verilen , gerilim değeridir.

Daha önceki bölümlerden gerilim ve kuvvet arasındaki ilişkiler;

$$x = Y_2 - Y_1 \quad (59)$$

Denklem (59)'deki gibi ifade edilerek Denklem (44), (45), (46), (47) ve (48) de yer alan x ifadesi yerine kullanılabilir.

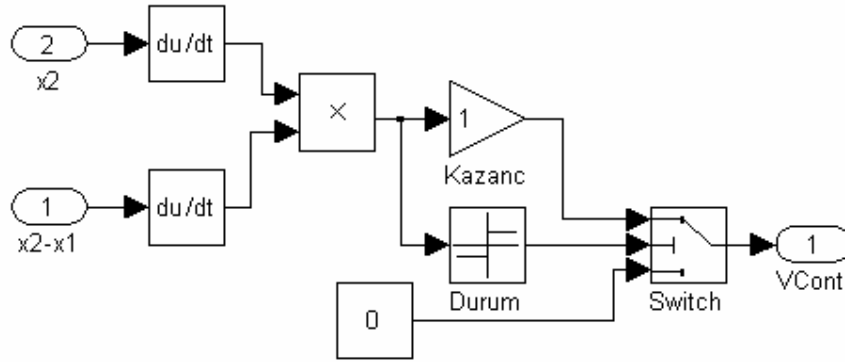
Denklem (59) da verilen eşitlikten

$$V = q \left[\dot{Y}_2 \left(\dot{Y}_2 - \dot{Y}_1 \right) \right] \quad (60)$$

Denklem (60) yardımı ile üretilen kontrol sinyali simülasyon gerçekleştirilmesinde kullanılmıştır. ortaya konulan bir kontrol sinyali türetilerek, simülasyon gerçekleştirilebilir. Burada, q kazanç katsayısı, MR Damper karakteristiğine göre aynı denklem (48)'de ortaya konulan şekilde seçilen bir katsayı olacaktır.

4.3. Kontrol Sisteminin Oluşturulması

Denklem (14)'te verilen dinamik model Şekil (14)'te belirtildiği şekilde oluşturulmuştur, Şekil (4.3) de Denklem (60)'da tanımlanan eşitliğin simülasyonu verilmiştir.



Şekil 4.3. Kontrol sistemi

Gerçek hayat uygulamasında $Y_2 - Y_1$ değerini ölçmek mümkündür. Y_2 değeri ise ölçülemez fakat ivmesi ölçülebilir. Matematik simülasyonda integral ve türev işlemlerini ardı ardına yapmak gereksizdir. Ölçüm değerleri için kullanılacak asıl fonksiyon Denklem (59) ve Denklem (60)'den,

$$V = q \left[\left(\frac{dx}{dt} \right) \cdot \int \ddot{Y}_2 \cdot dt \right] \quad (60)$$

şeklinde olacaktır.

Bir sonraki bölümde belirlenen katsayılar ile simülasyon sonuçları incelenecektir.

BÖLÜM 5. SİMÜLASYON SONUÇLARI

5.1. Simülasyon Parametrelerinin Seçilmesi

Simülasyonun gerçekleşeceği sistemin parametrelerini ortaya koymak için gerek MR Damper üzerinde test yapmak gerekmektedir. Bu çalışmanın kapsamında bu tarz bir çalışma yer almadığı için çalışmada literatürde yer alan bir MR Damper ve sistem parametreleri ile modelleme yoluna gidilmiştir.

MR Damper için seçilen parametreler aşağıdaki tabloda verildiği gibidir [15].

Tablo 5.1. Simülasyonda kullanılan MR-Damper katsayıları

Model Katsayısı	Değer	Model Katsayısı	Değer
α_a	14 N/m	γ	3.69 m-2
α_b	69.5 Ns/mV	n	2
c_{0a}	2.1 Ns/m	β	3.69 m-2
c_{0b}	35 Ns/mV	A	301
k_0	4.18 N/m	η	190 s-1

Sistem için gerekli diğer parametreler ise tekerlek yay katsayısı ve süspansiyon gövdesi kütlesi ile araç kütlesi bilgileridir. $m_1 = 31kg$ süspansiyon sistemi gövdesi için kütle belirlenmiş, $m_2 = 221kg$ değerinde araç çeyrek kütlesi kabul edilmiştir. $k_1 = 122.5N/m$ ve $k_2 = 14.23N/m$ yay katsayılarına sahip yayların sistemde kullanıldığı kabul edilmiştir [15].

Tablo 5.2. Simülasyon sisteminde yer alan büyüklükler

Sistem Büyüklüğü	Değer	Birim
m_1	31	kg
m_2	221	kg
k_1	122.5	N/m
k_2	14.23	N/m
c	2.1	N.s/m

Sistemin kontrol kazanç faktörü olan $q = 1 \text{ s}^2 / \text{m}^2 \text{V}$ birim alınmıştır.

İlerde ele alınan tüm simülasyonlar ayrıca $c = 2.1 \text{Ns} / \text{m}$ birimindeki bir sönüm elemanı olan sistemle kıyaslanmıştır.

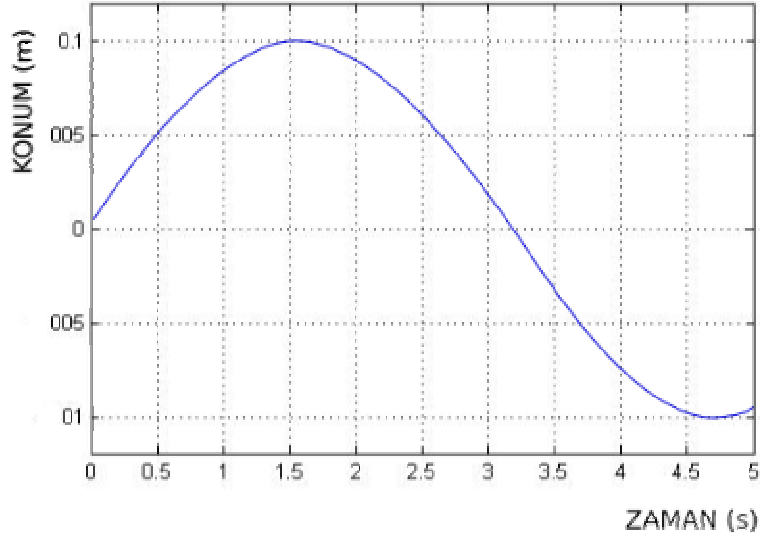
5.2. Çeşitli Yol Durumları İçin Simülasyon Sonuçları

Simülasyonun gerçekleştirilmesi için farklı yol girdileri incelenmiş ve böylece farklı yol durumları için oluşacak tepkiler gözlenmeye çalışılmıştır.

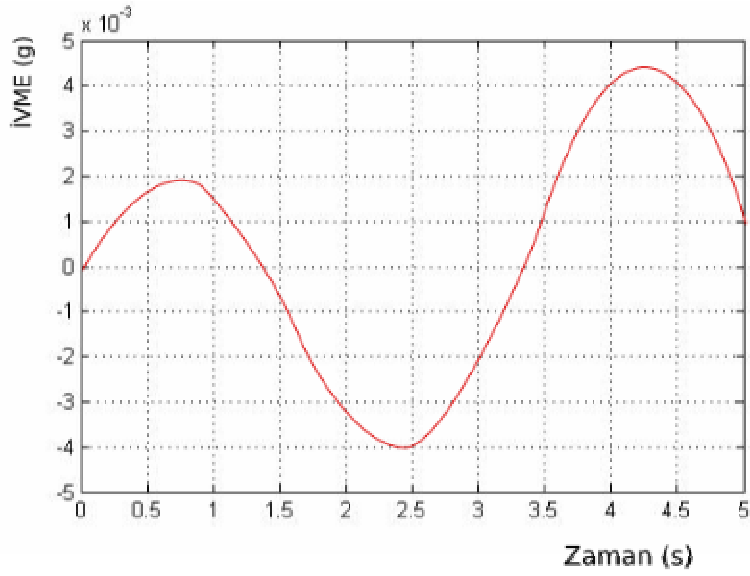
5.2.1. Sinüs yol girdisine sistemin cevabı

Sinüs fonksiyonu şeklinde bir yol girdisi düşünüldüğünde aracın sabit frekanslı yol davranışı göz önüne alınmış olur. Yüksekliği 0.1m olan sinüs geometrili çukurlara aracın girdiğine dair bir simülasyon yapılmıştır. Araç tekerleklerinin yuvarlak olması pek çok yol çukur problemini sinüs eğrisine benzer bir şekilde yorumlamamıza olanak sağladığı için sinüs fonksiyonu seçilmiştir.

Şekil (5.1)'de verilen bir yola aracın girmesi durumunda üzerinde kontrolcü bulunmayan basit bir araç Denklem (22)'de belirtildiği üzere;

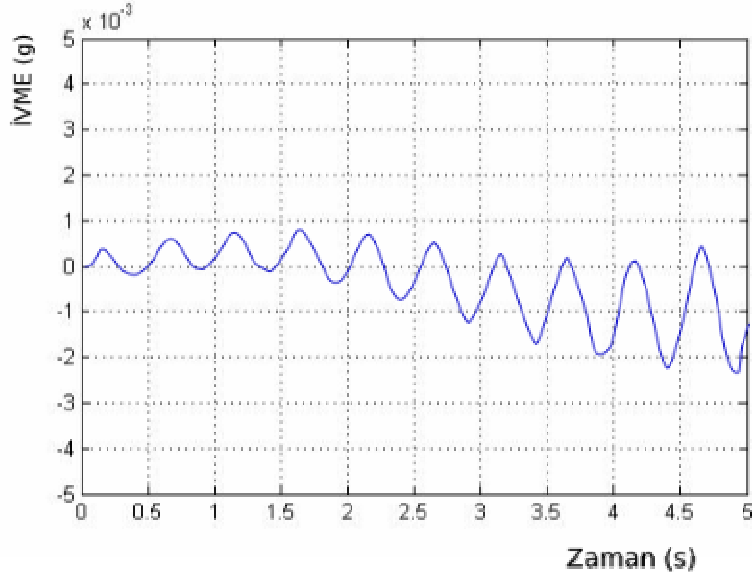


Şekil 5.1. Sinüs yol girdisi



Şekil 5.2. Sinüs yola maruz normal taşıt

Şekil (5.2)'de sinüs dalgası şeklinde bir yoldan geçen aracın içindeki ivme değişimi gözlenebilir. Yatay düzlem süreyi düşey düzlem araç gövdesindeki ivmenin yer çekimi katsayısına oranını vermektedir.

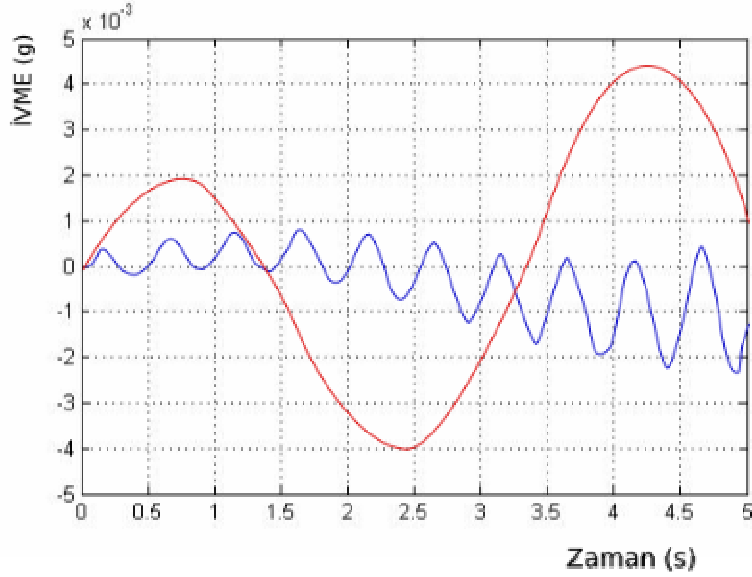


Şekil 5.3. Sinüs yola maruz MR-Damper kontrollü araç

Şekil (5.3)'de ise aynı yola maruz MR-Damper kontrolcü ile kontrol edilen bir aracın ivme durumu gözlenebilir. Yatay düzlem süreyi düşey düzlem araç gövdesindeki ivmenin yer çekimi katsayısına oranını vermektedir.

Her iki durumun da karşılaştırmalı incelemesini görmek için Şekil (5.4) kullanılabilir.

Şekil (5.4)'den de gözlenebileceği üzere MR-Damper kontrollü bir sistem görece çok daha iyi bir performans ile yola cevap vermektedir. Şekilde yatay düzlem süreyi düşey düzlem araç gövdesindeki ivmenin yer çekimi katsayısına oranını vermektedir. Sistem ilk 4 saniyede RMS değeri çıkarılarak mukayese edilebilir Sistem cevap eğrileri bu periyotla tekrarlama yapmaktadır. Konvansiyel bir sönüm elemanı yay süspansiyon sistemi için $2.5E-3$ değerini ve Sky-Hook kontrollü MR-Damper için $0.768E-3$ değerini vermektedir. Böylece %69 kadarlık bir iyileşme olmuştur.



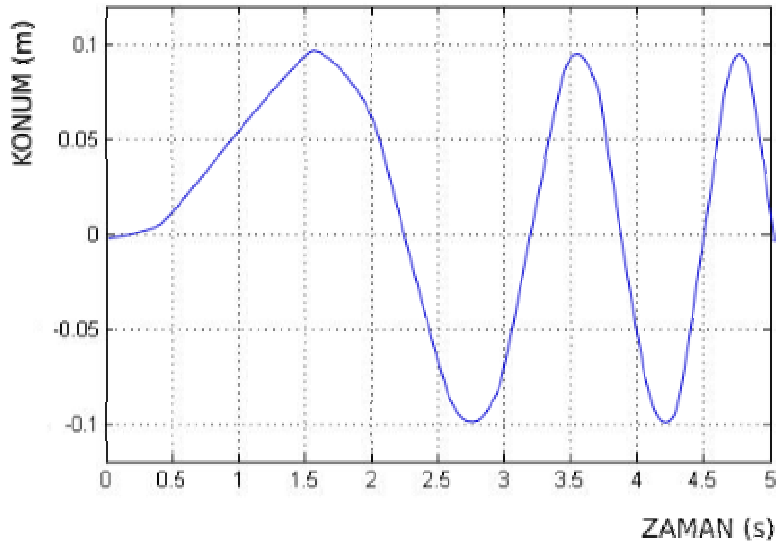
Şekil 5.4. Karşılaştırmalı olarak normal bir araç ile MR-Dampere kontrollü bir aracın sinüs yol girdisine davranışı

5.2.2. Artan Frekanslı Sinüs Yol girdisine Sistemin Cevabı

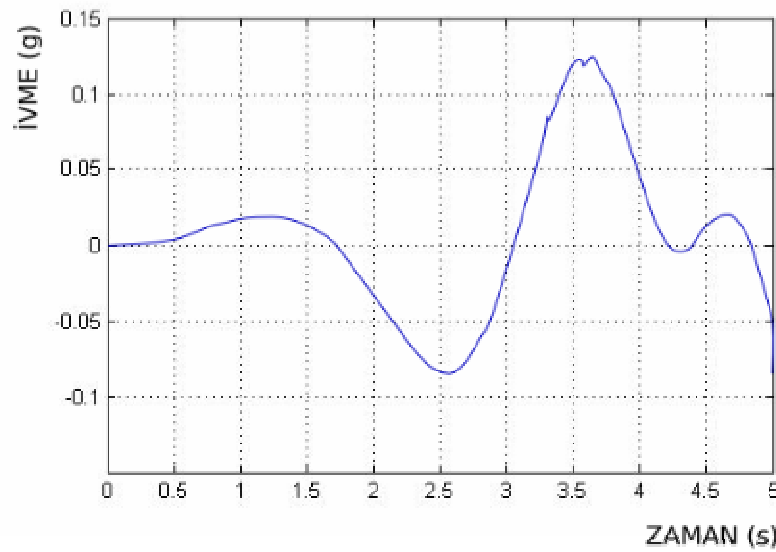
Araçlar hızlandıkça yoldan aldıkları titreşimlerin frekansları da artmaktadır. Sinüs şeklindeki bir yol girdisine maruz araç hızlanınca daralan bir sinüs grafiği ile yol değişimini bünyesine alır. Buna göre uygulanacak yol değişim Şekil (5.5)'de gözlemlenebilir.

Şekil (5.5)'te dikey eksen yol değişimini göstermektedir.

Şekil (5.6)'da ortaya koyulan yol girdisine konvansiyonel süspansiyonlu bir taşıtın titreşimi şu şekilde olacaktır.



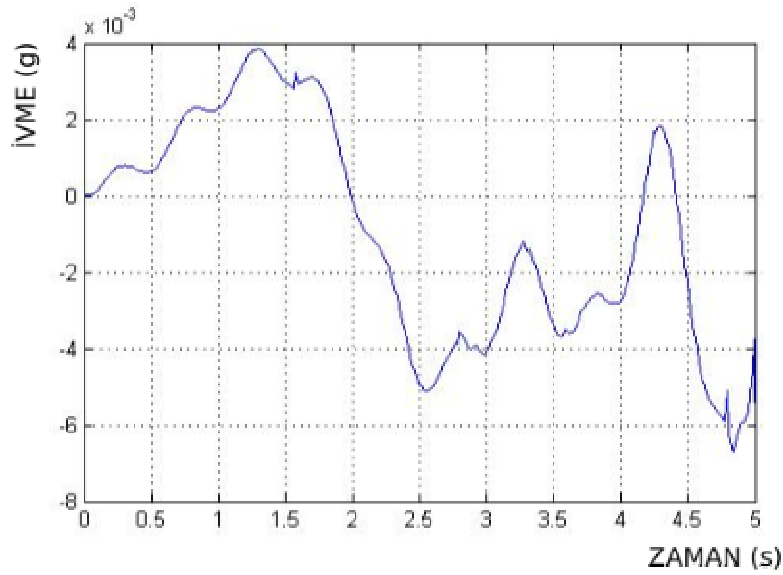
Şekil 5.5. Frekansı zamanla artan bir sinüs dalgası



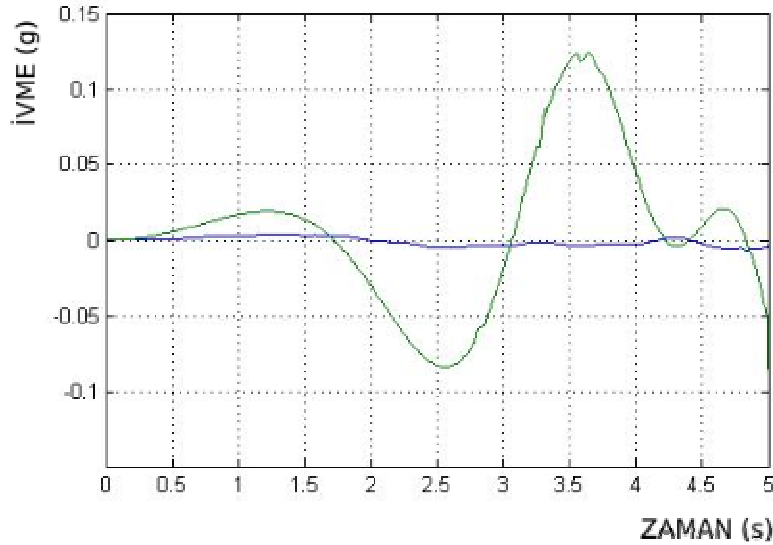
Şekil 5.6. Daralan sinüs dalgasına normal bir taşıtın gösterdiği sonuç

Sistemde Şayet MR Damper kullanılmış olsa idi üretilecek olan sonuç Şekil (5.7)'de görülmektedir.

Şekil (5.7)'de yatay düzlem süreyi düşey düzlem araç gövdesindeki ivmenin yer çekimi katsayısına oranını vermektedir. Şekil (5.7) ve Şekil (5.6)'deki değerleri tek bir şekilde görüntülersek Şekil (5.7)'yi elde ederiz.



Şekil 5.7. Daralan sinüs dalgasına MR-Damper kontrol sisteminin cevabı



Şekil 5.8. Daralan sinüs dalgasına maruz MR-Damper kontrollü ve normal taşıt karşılaştırması

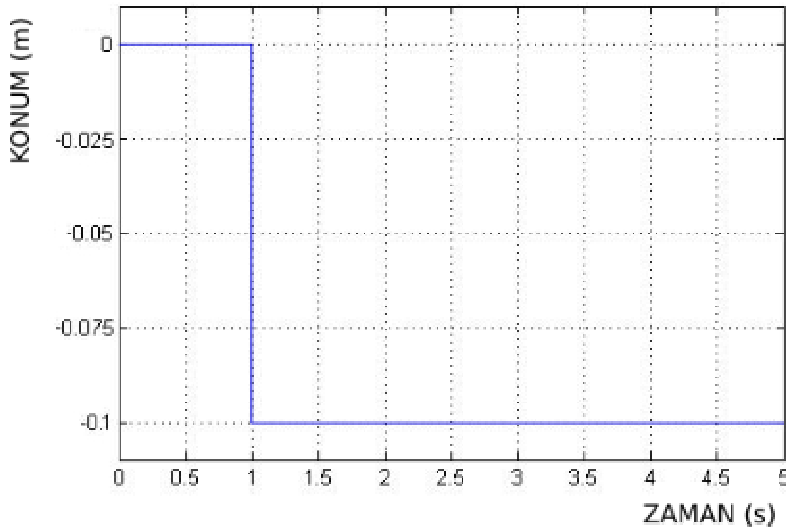
Şekil (5.7)'de görüldüğü üzere MR-Damper bu durumda da başarılı bir sistem cevabı geri döndürmüştür.

Şekil (5.8)'de 5 saniyede konvansiyonel sistem için 0.0479 değerini ve kontrol edilen MR-Damper sistemi için 0.0029 değerini vermektedir. %94 kadarlık bir iyileşme gerçekleşmiştir.

5.2.3. Çukura Düşme Durumunda Aracın Yol Girdisine Cevabı (Birim İmpuls)

Bir arabanın hendeğe düşmesi kısaca aniden yol girdisinde oluşan bir adım fonksiyonu olarak kullanılabilir. Tekerleğin geometrisinden ötürü tam bir adım fonksiyonu tam olarak sistemi karşılamasa da yolun davranışlarını modellemek için kullanılabilir.

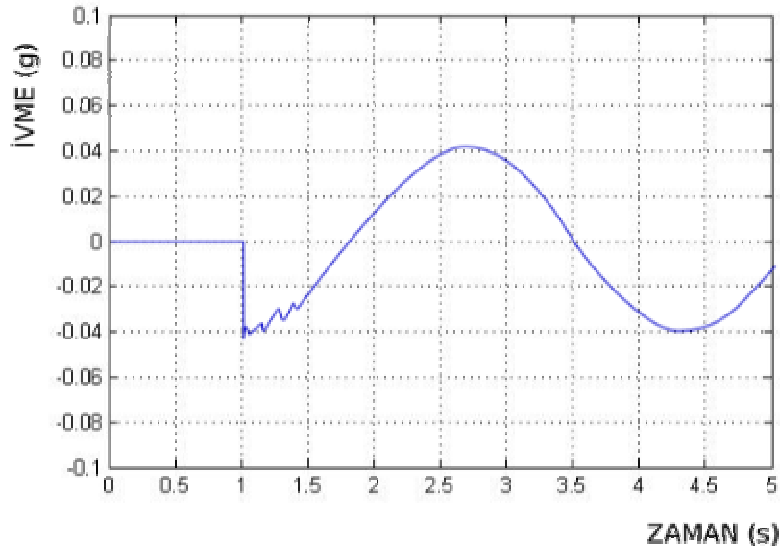
Şekil (5.9)'da yer alan adım fonksiyonuna maruz kalan süspansiyon sisteminde sadece sönüm elemanı olması durumunda Şekil (5.10)'da gözlenecek şekilde bir cevap eğrisi oluşur.



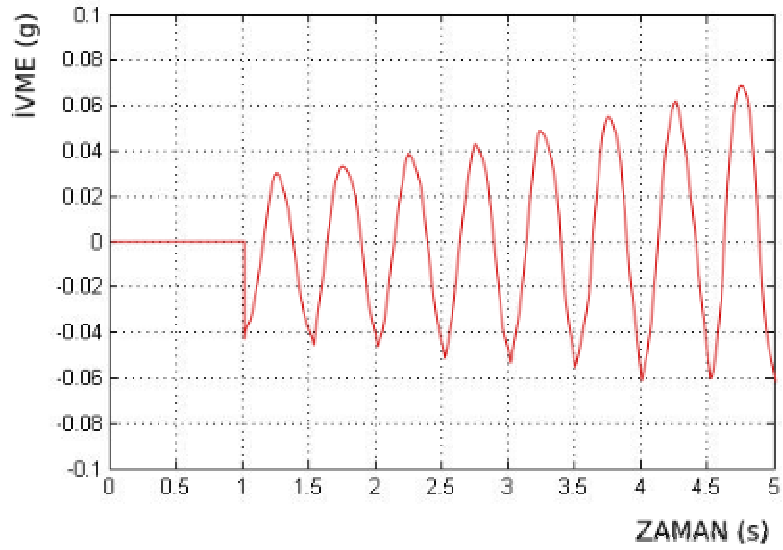
Şekil 5.9. Basit adım fonksiyonu

Şekil(5.11)'de ise yine aynı adım fonksiyonuna maruz kalan bir MR Damper kontrolcülü sistemin cevap grafiği görülmektedir.

Şekillerde yatay düzlem süreyi düşey düzlem araç gövdesindeki ivmenin yer çekimi katsayısına oranını vermektedir.

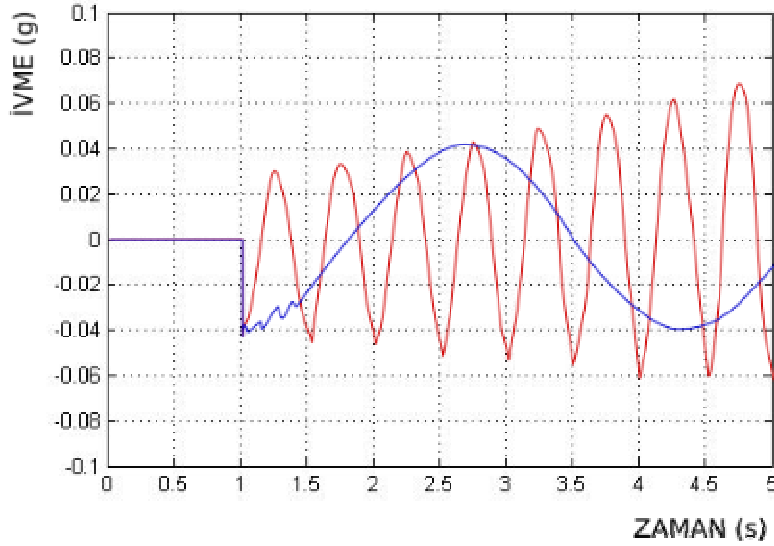


Şekil 5.10 Normal bir süspansiyon sisteminin adım fonksiyona cevabı



Şekil 5.11 Adım fonksiyonuna maruz MR-Damper bağlı sistemin cevap grafiği

Şekil(5.10) ve Şekil(5.11) da verilen grafikleri tek bir grafikte karşılaştırmalı olarak incelersek Şekil (5.12)'de yer alan grafiği elde etmiş oluruz.



Şekil 5.12 Adım fonksiyonuna MR-damper kontrolcülü sistem ve normal süspansiyon sistemin cevap grafiği

Şekil (5.12)'den de daha net görülebileceği üzere MR-Damper kontrolcülü sistem daha hızlı şekilde ivmeyi azaltmış ve araç içerisindeki titreşimi minimuma indirmiştir.

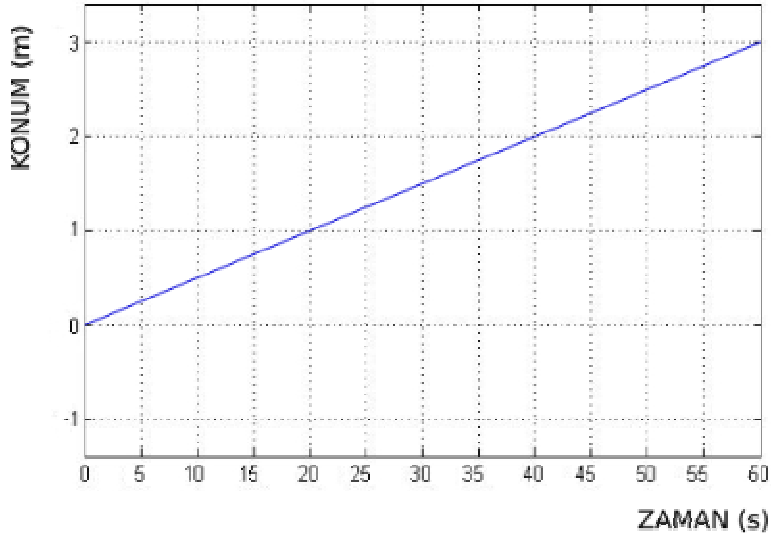
Çukura düşen bir aracın bu hızlı cevabı sayesinde yol kavramasına bağlı olarak sürüş kalitesi ve seyahat konforu en yüksek seviyeye taşınmıştır.

Sistem 5 saniyelik bir çalışma için kontrol edilmeyen sistem için 0.0412 değerini ve Sky-Hook kontrollü bir sistem için 0.0317 değerini vermektedir. %23'lük bir iyileşme olmuştur.

5.2.4. Rampa Yol Girdisine Sistemin Cevabı

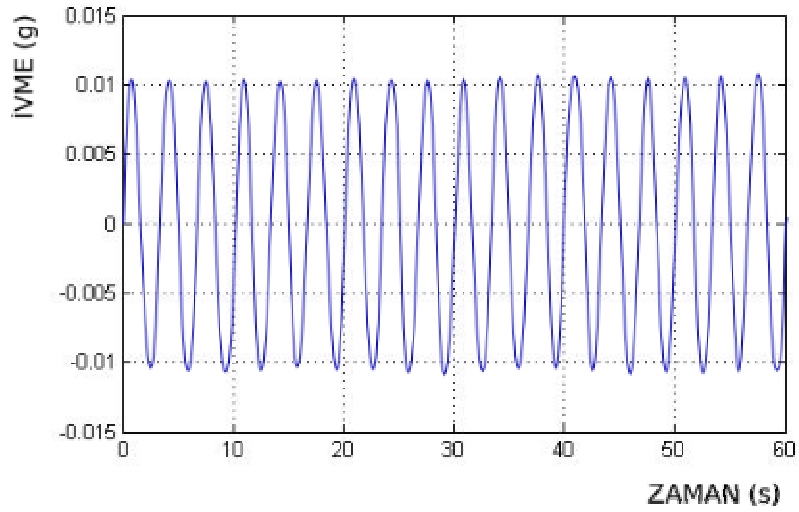
Sürüş sorunlarından bir tanesi de aracın rampadan çıkması durumudur. Rampa esnasında yer değişimleri sabit bir eğimde olmasına karşın araçlar yaylanma sergileyerek yol tutunma kabiliyetini bir miktar azaltmaktadırlar. Bu fonksiyonun denenmesindeki amaç MR-Damperin performansını gözlemektir.

Zamana bağlı bir rampa fonksiyonu Şekil(5.13) de görülmektedir. Sabit hızla bir rampaya çıkarken gözlemlenecek grafik şekildeki gibi olacaktır.

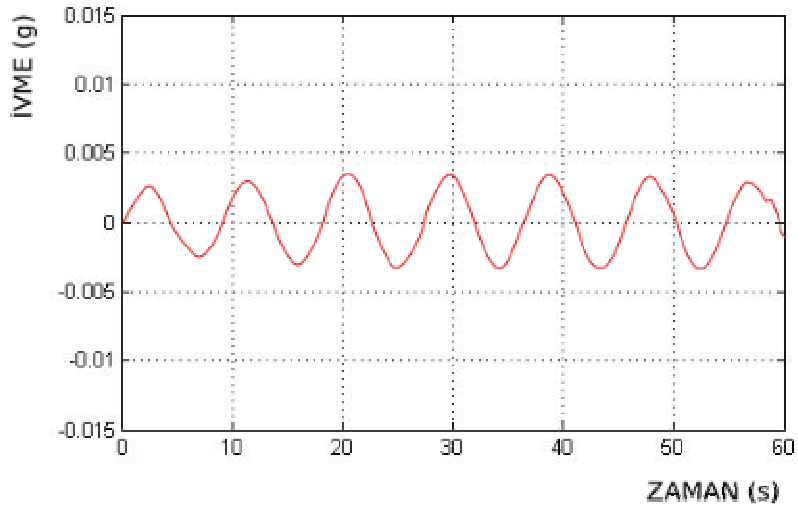


Şekil 5.13 Rampa fonksiyonu

Normal süspansiyonlu bir araç Şekil (5.13)'de yer alan fonksiyona tabii tutulursa Şekil (5.14)'de gözlemlenecek bir cevap ile karşımıza çıkar.



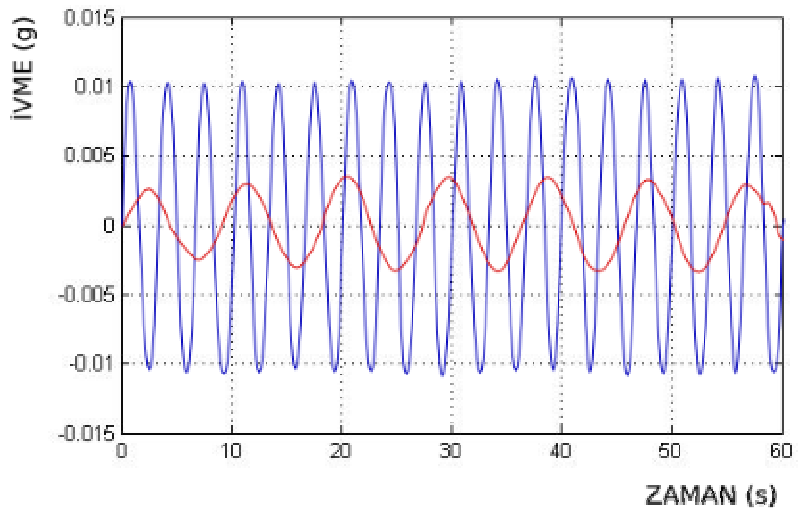
Şekil 5.14 Rampa fonksiyonuna normal süspansiyonlu bir aracın cevabı



Şekil 5.15 Rampa fonksiyonuna MR-Damper kontrollü bir sistemin cevabı

Aynı fonksiyon MR-Damper kontrollü bir sistemde uygulandığında Şekil (35)'de elde edilen grafik gözlemlenir. Şekil(5.14) ve Şekil (5.15) de yer alan grafikleri karşılaştırmalı olarak incelersek Şekil (5.16)'deki gibi bir grafik elde etmiş oluruz.

Şekillerde yatay düzlem süreyi düşey düzlem araç gövdesindeki ivmenin yer çekimi katsayısına oranını vermektedir.



Şekil 5.16 Karşılaştırmalı olarak normal süspansiyon ve MR-Kontrollü süspansiyon sisteminin rampa fonksiyonuna cevabı

Şekil (5.14)'de görülebileceği üzere rampada araç sabit bir salınım izlemektedir fakat Şekil (5.15) ve Şekil (5.16)'da görülebileceği üzere araca MR-Damper uygulanırsa araç gittikçe sönümleyerek titreşimi yok etmektedir.

MR damper hem daha düşük ivme değişimleri hem de zamana bağlı olarak sürekli iyileşen bir sistem cevabı döndürmektedir.

İlk dokuz saniyenin değerlendirmesi sonucunda kontrol edilmeyen bir sistem için 0.0079 ve Sky-Hook kontrollü bir sistem için 0.00269 değerini vermektedir. Bu da %66'lık bir iyileşmedir.

5.3. Simülasyon Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Simülasyon sonuçlarında sürekli değerlendirmeyi araç gövdesi ivmesinin yer çekimi ivmesi cinsinden bir değerlendirme yapılmıştır.

Her türlü yol girdisine Sky-Hook kontrollü MR-Damper sistemi normal bir araçtan daha makul sonuçlar vermiştir.

Bu kapsamda yapılan simülasyonlar için Sky-Hook kontrollü bir MR-Damper kullanmanın konvansiyonel bir süspansiyon sistemi tasarlamaya göre daha yüksek performans vereceği kanıtlanmıştır. Oluşan farkları değerlendirmek için verilen RMS değerleri üzerindeki değişim

$$k = (RMS(\ddot{Y}_{2K}) - RMS(\ddot{Y}_{2MR})) / RMS(\ddot{Y}_{2K}) \quad (62)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Sonuçlar Denklem (62)'de ifade edildiği şekli ile hesaplanmış ve Tablo (5.3)'de verilmiştir.

Tablo 5.3. Yol girdilerine göre sistem cevaplarının kıyaslanması

Eğri Tipi	Eğri Yüksekliği	Eğri Periyodu	RMS Periyodu (sn)	RMS DEĞERİ		Kıyaslama (k)
				Konvansiyonel (g)	MR-Damper Sky-Hook (g)	
Sinüs Eğrisi	0.1 m	3.14 s	4,00	0,0025	0,0008	69,28%
Harmonik Cevap	0.1 m	3.14 s	5,00	0,0479	0,0029	93,94%
Adım Fonksiyonu	0.1 m	1 s	5,00	0,0412	0,0317	23,06%
Rampa Fonksiyonu	0.1 m	-	60,00	0,0079	0,0027	65,94%

Tablo (5.3)'de tüm gerçekleştirilen simülasyonlar için elde edilen RMS değerleri karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

BÖLÜM 6. DEĞERLENDİRME VE SONUÇLAR

Yapılan çalışma kapsamında bir otomobil süspansiyon sisteminin genel matematik modeli çeyrek araç için incelenmiş ve ortaya incelenmiştir. MR-Damper çalışma prensibi ortaya konmuş ve farklı matematik modeller ortaya karşılaştırılmalı olarak incelenmiş ve içlerinden Bouc-Wen modeli seçilerek sistem simülasyonu yapılmıştır. Ayrıca simülasyonda kullanılan matematik modellerde MR-Damperin geniş bir aralık da çalıştığı düşünülmektedir. Gerçek hayatta ise geniş spektrumlu bir MR-Damper fiziksel sınırlamalardan ötürü ortaya konulamaz.

Kontrol sistemi için Sky-Hook kontrol algoritması seçilmiştir. Fakat uygulamada pek çok farklı kontrol stratejisi geliştirilebilir. Bu çalışmadaki kontrol sistemi hızlı cevap verme özelliği ile gerçek zamanlı çalışmaya uygundur. Bazı hesaplama algoritmaları ise paralel hesaplamalı işlemci ihtiyaçları ortaya koymakta, teoride yapılabilirliği ortaya konmuştur.

Tüm sistem matematik modelleri incelendikten sonra yapılan simülasyon çalışmalarında gerçekleştirilen kontrol stratejisinin normal bir araç süspansiyonuna göre daha efektif sonuçlar verdiği ve uygulama halinde otomobilin sürüş ve seyahat konforunu arttıracığı ortaya konmuştur. Konvansiyonel bir süspansiyon sistemine nazaran daha iyi seyahat konforu sağladığı anlaşılmıştır.

Çalışma kapsamında elde edilen pozitif sonuç başka çalışmalarda kullanılabilir ve başka kontrol stratejileri ile bu çalışmadaki kontrol stratejileri kıyaslanarak iyileştirme gerçekleştirilebilir.

Simülasyon sonuçlarının karelerinin ortalamasının kare kökü (RMS) karşılaştırmaları %70 civarında bir konfor iyileşmesine işaret etmekte bu iyileşme kimi durumlarda %90 değerine erişmektedir. Bu da gösterir ki uygulanan kontrol stratejisi konvansiyonel bir sistemden her şekilde daha iyi sonuçlar verecektir.

KAYNAKLAR

- [1] GIUA, A., SEATZU, C., USAL, G., A mixed suspension system for a half-car vehicle model., *Dynamics and Control.*, 10, pp. 375–397, 2000.
- [2] YAGIZ, N., YÜKSEK, İ., Robust control of active suspensions using sliding modes., *Turk J. Engin Environ Sci – TÜBİTAK.*, 25, sayfa 79-87, 2001.
- [3] CAMINO, J.F., ZAMPIERI, D.E., PERES, P.L.D., H₂ and H_∞ optimization techniques applied to a quarter-car suspension model., *The International Conference on Dynamic Problems in Mechanics.*, vol. 8, pp. 1181-1184, January 1999.
- [4] WANG, D.H., LIAO, W.H., Neural networks modeling and controllers for Manytorheological dampers., *IEEE International Fuzzy Systems Conference.*, pp. 1323- 1326, 2001.
- [5] GANG, J., MICHAEL, K.S., SPENCER, B.F.JR., Nonlinear Blackbox Modeling of MR-Dampers for Civil Structural Control., *IEEE Transactions On Control Systems Technology.*, Vol. 13, No. 3, pp. 345-355, May 2005.
- [6] YANG, G., RAMALLO, J.C., SPENCER B.F. Jr., CARLSON, J.D., SAIN, M.K., Dynamic performance of large-scale MR fluid dampers., *Engineering Structures.*, 24, pp. 309-323, 2002.
- [7] POYNOR, J. C., Innovative Designs for Manyto-Rheological Dampers., Master's thesis, Blacksburg, VA: Virginia Tech, pp. 32-33, August 2001.
- [8] POYNOR, J., Innovative designs for Manyto-rheological dampers., *Advanced Vehicle Dynamics Laboratory, Virginia Polytechnic Institute and State University*, pp. 1-12, 2005.
- [9] ZHU, W.Q., LUO, M., DONG, L., Semi-active control of wind excited building structuresusing MR/ER dampers., *Probabilistic Engineering Mechanics.*, 19, pp. 279–285, 2004.
- [10] NIA, Y.Q., YING, Z.G., WANG, J.Y., KO, J.M., SPENCER, B.F. JR., Stochastic optimal control of wind-excited tall buildings using semi-active MR-TLCDs., *Probabilistic Engineering Mechanics.*, 19, pp. 279–285, 2004.

- [11] SAKAI, C., OHMORI, H., SANO, A., Modeling of MR Damper with hysteresis for adaptive vibration control., Proceedings of the 42nd IEEE Conference on Decision and Control Mad., pp. 3840 -3845, December 2003.
- [12] VILLARREAL, K.A., Effects of mr damper placement on structure vibration parameters., Engineering FAMU-FSU College of Engineering, 2525 Pottsdamer St., Tallahassee, pp. 1-14, 2003.
- [13] LI, Z., LIU, J., HE, Y., Intelligent control and tracking identification of Manytorheological damper based on improved BP., Neural Networks Proceedings of the 6th World Congress on Intelligent Control and Automation., pp. 1901-1905, January 2006.
- [14] KWOK, N.M., HA, Q.P., NGUYEN, T.H., LI, J., SAMALI, B., A novel hysteretic model for Manytorheological fluid dampers and parameter identification using particle swarm optimization., Sensors and Actuators, 132, pp. 441–451, 2006.
- [15] YAO, G.Z., YAP, F.F., CHEN, G., LI, W.H., YEO, S.H., MR damper and its application for semi-active control of vehicle suspension system., Mechatronics, 12, pp. 963–973, 2002.
- [16] ZHOUA, Q.,NIELSENA, S.R.K., QUB, W.L., Semi-active control of three-dimensional vibrations of an inclined sag cable with Manytorheological dampers., Journal of Sound and Vibration, 296, pp. 1–22, 2006.
- [17] XIA, P.Q., An inverse model of MR damper usingoptimal neural network and system identification., Journal of Sound and Vibration, 266, pp. 1009–1023, 2003.
- [18] DUA, H., LAMB, J., ZHANGC, N, Modelling of a Manyto-rheological damper by evolving radial basis function Networks., Engineering Applications of Artificial Intelligence, 19, pp. 869–881, 2006.
- [19] GELUK, G.T.T., Vehicle vibration comfort: the influence of dry friction in the suspension., Technische Universiteit Eindhoven Department Mechanical Engineering Dynamics and Control Group, Eindhoven, pp. 9-16, September 2005.
- [20] DYKE, S.J., SPENCER, B.F.JR., A comparison of semi-active control strategies for the MR damper., Intelligent Information Systems, Proceedings, 8-10, pp. 580-584, December 1997.
- [21] GUO, S., XU, B., Skyhook isolation with Manytorheological damper, Proceedings of the 6th World Congress on Intelligent Control and Automation., Dalian, China, pp. 7860-7863, June 21 - 23, 2006.

- [22] DONAHUE, M.D., Implementation of an active suspension, preview controller for improved ride comfort., The University of California at Berkeley, pp. 31-41, April 2001.
- [23] PAN, C., YANG, S., Digital control for semi-active isolation system with Magnetorheological damper., Proceedings of the First International Conference on Innovative Computing, Information and Control., Vol 1, pp. 682- 685, August 2006.
- [24] SEONGA, M.S., SUNGB, K.G., CHOIC, S.B., Damping force control of MR damper for a passenger vehicle considering hysteretic compensator., Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon, Korea, pp. 402-751, 2006.
- [25] TSAMPARDOUKAS, G., MOUZAKITIS, A., TSAMPARDOUKA, F., Semi-active ride control of human seated model and robustness analysis., Jaguar Cars Ltd, Whitley Engineering Centre, Coventry pp. 1-5
- [26] HOENLINGER, M., GLAUCH, R., Mobility Analysis of a Heavy Off-Road Vehicle Using a Controlled Suspension., Krauss-Maffei Wegmann GmbH&Co.KG, Krauss-Maffei
- [27] HOLTERMAN, J., VRIES, T.J.A., Active vibration control based on collocation., Proc. of Mechatronics 2002, University of Twente, pp. 1038-1047, 24-26 June 2002.
- [28] SINGER, A., Controllable damping in seismic isolation., Duke University Pratt School of Engineering Department of Civil and Environmental Engineering, September 12, 2002.

ÖZGEÇMİŞ

Okan Akyüz, 13.03.1982 de Bursa'da doğdu. İlk öğretimine Bursa ilinde baladı ve İstanbul ilinde tamamladı. Orta öğrenimini sıra ile İstanbul, K.K.T.C ve tekrar İstanbul ekseninde sürdürdü. Lise öğrenimine İstanbul Rauf Denктаş Lisesi'nde baladı ve Bursa Atatürk Lisesinde bitirdi. 1999 Yılında Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden mezun oldu ve aynı yıl Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Fakültesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Makine Tazarımı ve İmalatı'nda yüksek lisans eğitime baladı. Yüksek lisans eğitimi esnasında SAU bünyesinde bir yıl İngilizce hazırlık eğitimi aldı. 2006-2008 yılları arası Ege Profil A.Ş. Winsa'da üretim mühendisi olarak çalıştı. 2008 yılından bu yana Emes Endüstriyel Makine Sanayi A.Ş.'de üretim planlama mühendisi olarak görev yapmakta ve sorumluluğu dahilinde yazılım eksikliklerinin giderilmesinden maliyet analizlerinin gerçekleştirilmesine kadar geni bir spektrumda irket içinde aktif rol almaktadır. Okan Akyüz bunun haricinde açık kaynak kodlu projelere program yazarak destek vermektedir.