

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TAŞIT SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNİN BULANIK
MANTIKLI KAYAN KIPLİ KONTROLÜ**

DOKTORA TEZİ

Elek. Yük. Müh. Fazıl Nihat BODUR

Enstitü Anabilim Dalı : ELEKTRİK-ELEKTR. MÜH.

Enstitü Bilim Dalı : ELEKTRONİK

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Nurkan YAĞIZ

Temmuz 2008

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

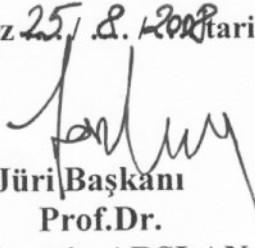
TAŞIT SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNİN BULANIK
MANTIKLI KAYAN KIPLİ KONTROLÜ


DOKTORA TEZİ

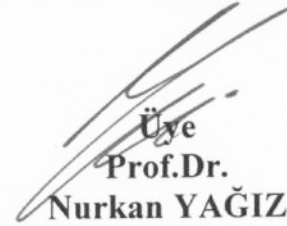
Elek. Yük. Müh. Fazıl Nihat BODUR

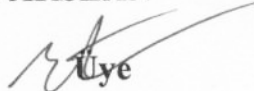
Enstitü Anabilim Dalı : ELEKTRİK-ELEKTR. MÜH.
Enstitü Bilim Dalı : ELEKTRONİK

Bu tez 25.8.2008 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.


Jüri Başkanı
Prof.Dr.
Fahrettin ARSLAN


Üye
Prof.Dr.
İsmail YÜKSEK


Üye
Prof.Dr.
Nurkan YAĞIZ


Üye
Prof.Dr.
Etem KÖKLÜKAYA


Üye
Y.Doç.Dr.
Ömer Kadir MORGÜL

ÖNSÖZ

Akıllı mekatronik sistemler günümüzde gelişmeye açık, uygulamada sanayi ve günlük hayatta büyük değişimlere yol açacak mühendislik sistemleridir. Robotlar ve süspansiyon sistemleri bunlardan birkaçıdır.

Hem akademik hem de teknolojik gelişmeye açık olan aktif süspansiyon sistemleri bu nedenle cazip bir çalışma alanıdır.

Çalışmada bu konuyla ilgili tecrübe ve desteklerini esirgemeyen danışman hocam Prof. Dr. Nurkan YAĞIZ'a, manevi desteğiyle her zaman yanımda olan değerli hocam Prof. Dr. Hasan Rıza GÜVEN'e, değerli destek ve katkılarıyla hocam Prof. Dr. Osman ÇEREZCİ'ye, katkılarıyla Araştırma Görevlileri Cemil YİĞİT, Ufuk DURMAZ, Hüseyin PEHLİVAN ve L. Emir SAKMAN'a en derin teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	ii
İÇİNDEKİLER	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ	vi
ŞEKİLLER LİSTESİ	viii
TABLolar LİSTESİ.....	xii
ÖZET.....	xiii
SUMMARY	xiv

BÖLÜM 1.

GİRİŞ.....	1
1.1. Taşıt Süspansiyon Sistemlerinin Kontrolü ile İlgili Kaynak Araştırması ...	5
1.2. Çalışmanın Amacı, İçeriği ve Önemi	10

BÖLÜM 2.

TAŞITLARIN DİNAMİK DAVRANIŞLARI	12
2.1. Taşıt Sistemlerinin Modellenmesi	12
2.2. Taşıt Sistemlerinin Titreşim Tipleri	14
2.3. Titreşimlerin İnsana Etkisi.....	16
2.4. Titreşim Analiz Yöntemleri (Zaman ve Frekans Cevabı)	19
2.4.1. Zaman cevabı	19
2.4.2. Frekans cevabı.....	26

BÖLÜM 3.

SÜSPANSİYON TASARIMINDA KULLANILAN KONTROL YÖNTEMLERİ .	30
3.1. Kayan Kipli Kontrol	30

3.2. Kayan Kipli Sistemlere İlişkin Temel Kavramlar	38
3.2.1. Anahtarlama yüzeyi	39
3.2.2. Kayma yüzeyi.....	39
3.2.3. Kayma kipi	40
3.2.4. Ulaşma kipi	40
3.2.5. Ulaşma zamanı	40
3.3. Kayma Kipli Kontrolde Kontrol Girişinin Tespiti.....	40
3.3.1. Kayma yüzeyi.....	41
3.3.2. Kayma yüzeyine ulaşma koşulu.....	42
3.3.2.1. Doğrudan anahtarlama fonksiyonu yaklaşımı.....	42
3.3.2.2. Ulaşma kuralı yaklaşımı.....	43
3.3.2.3. Lyapunov fonksiyonu yaklaşımı	44
3.3.3. Kayan kip kontrol girişinin elde edilmesi	49
3.3.3.1. Doğrudan anahtarlama kayan kip kontrol kuralı	49
3.3.3.2. Ulaşma kurallı kayan kip kontrol kuralı.....	50
3.3.3.3. Lyapunov kayan kip kontrol kuralı	50
3.4. Kayma Yüzeyinin Önemi	57
3.5. Bulanık Mantık Kontrol.....	59
3.5.1. Bulanık mantık ve bulanık kontrolörlerin temel özellikleri.....	60
3.5.2. Üyelik fonksiyonları.....	61
3.5.3. Arındırma işlemi	61
3.5.4. Bulanık kontrol.....	62
3.6. Bulanık Mantıksal Kontrolcünün Çeyrek Taşıt Modeline Uygulanması ..	66

BÖLÜM 4.

BULANIK MANTIKLI KAYAN KIPLİ KONTROL	71
--	----

4.1. α Parametresinin Bulanık Mantıklı Kontrolcüde Oluşturulması	72
---	----

BÖLÜM 5.

ÇEYREK TAŞIT MODELİNDE KAYAN KİPLİ VE BULANIK MANTIKLI KAYAN KİPLİ KONTROLÜN UYGULANMASI	76
5.1. Çeyrek Taşıtlı Modelinin Hareket Denklemleri	76
5.2. Çeyrek Taşıtlı Modeline Kayan Kipli Kontrolcü Uygulanması	79
5.3. Bulanık Mantıklı Kayan Kipli Kontrolün Çeyrek Taşıtlı Modeline Uygulanması	81
5.3.1. Çeyrek taşıtlı modelinde süspansiyon açıklığının korunması	91
5.4. Çeyrek Taşıtlı Süspansiyon Daralmasını Önleyen Bulanık Mantıklı Kayan Kipli Kontrolün Uygulanması	92

BÖLÜM 6.

YARIM TAŞIT MODELİNE BULANIK MANTIKLI KAYAN KİPLİ KONTROLÜN UYGULANMASI	96
6.1. Yarım Taşıtlı Modelinin Hareket Denklemleri	96
6.2. Bulanık Mantıklı Kayan Kipli Kontrolün Yarım Taşıtlı Modeline Uygulanması	100
6.2.1. Yarım taşıtlı modelinde süspansiyon açıklığının korunması	105
6.3. Yarım Taşıtlı Süspansiyon Daralmasını Önleyen Bulanık Mantıklı Kayan Kipli Kontrolün Uygulanması	107

BÖLÜM 7.

SONUÇLAR VE ÖNERİLER	115
----------------------------	-----

KAYNAKLAR	116
-----------------	-----

ÖZGEÇMİŞ	119
----------------	-----

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

a	: Ön aksın ağırlık merkezine uzaklığı [m]
b	: Arka aksın ağırlık merkezine uzaklığı [m]
b_f	: Ön süspansiyon sönüm katsayısı [Ns/m]
b_r	: Arka süspansiyon sönüm katsayısı [Ns/m]
c_s	: Taşıt modelinin süspansiyon sönüm katsayısı [Ns/m]
D	: Sönümleyicinin üzerine aldığı enerji [Nm]
I	: Taşıt modelinin kütleli atalet momenti [kgm^2]
K	: Kinetik enerji [Nm]
k_s	: Taşıt modelinin süspansiyon yay katsayısı [N/m]
k_{sf}	: Ön süspansiyon yay katsayısı [N/m]
k_{sr}	: Arka süspansiyon yay katsayısı [N/m]
k_t	: Taşıt modeli tekerlek yay katsayısı [N/m]
k_{tf}	: Ön tekerlek eşdeğer yay katsayısı [N/m]
k_{tr}	: Arka tekerlek eşdeğer yay katsayısı [N/m]
LQR	: Lineer Quadratik
M	: Gövde kütlesi [kg]
m	: Aks kütlesi [kg]
m_f	: Ön aks ve tekerlek kütlesi [kg]
m_r	: Arka aks ve tekerlek kütlesi [kg]
P	: Potansiyel enerji [Nm]
PD	: Oransal Türevsel
PID	: Oransal Entegral Türevsel
Q_i	: Dış kuvvet veya momentler [N-Nm]
s	: Laplace değişkeni
u_f	: Ön kontrolcü kuvveti [N]
u_r	: Arka kontrolcü kuvveti [N]

y	: Düşey hareketler [m]
α	: Kayma yüzeyi eğimi
ϕ	: Faz açısı [rad]
θ	: Kafa vurma [rad]
ω	: Açısal frekans [rad/s]
ω_d	: Sönümlü doğal frekans [rad/s]
ω_n	: Doğal frekans [rad/s]
ξ	: Sönüm oranı

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Bir aktif süspansiyon sistemi şematik gösterimi.....	3
Şekil 1.2. Bir yarı-aktif süspansiyon sisteminin şematik gösterimi	4
Şekil 2.1. Çeyrek Taşıt Modeli Gösterimi	13
Şekil 2.2. Dört Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli Gösterimi	14
Şekil 2.3. Taşıtın Yaptığı Hareketler.....	15
Şekil 2.4. Düşey Yöndeki Titreşimler için Sürüş Konfor Kriteri	16
Şekil 2.5. (a)Düşey (b)Enine Yönde Yorgunluk veya Verim Düşüklüğü için Titreşim Sınırları	18
Şekil 2.6. Çeşitli Giriş Tipleri (a) Darbe (b) Basamak (c) Rampa (d) Polinom.....	20
Şekil 2.7. Çeyrek Taşıt Modelinin (a) Basamak giriş etkisinde düşey konum-zaman grafığı (b) Pasif ve aktif süspansiyonlu çeyrek taşıt modelinin PID kontrollü taşıt gövdesinin düşey konum-zaman cevapları.....	22
Şekil 2.8. (a) Pasif Süspansiyonlu ve (b) PID Kontrolcülü Taşıt Modelinin Faz Planı.....	24
Şekil 2.9. Çeyrek Taşıt Modelinin (a) PID Kontrolcülü ve (b) Kontrolcüsüz ivme-zaman grafığı.	25
Şekil 2.10. PID Kontrolcünün Sisteme Uyguladığı Kontrolcü Kuvveti	25
Şekil 2.11. Lineer Sistemin Belirli Bir Frekanstaki Uyarıya Frekans Cevabı	26
Şekil 2.12. Çeyrek taşıt modelinin (a) Genlik (b) Faz Cevabı	28
Şekil 2.13. Çeyrek Taşıt Gövde Düşey Hareketinin Karşılaştırmalı Frekans Cevabı	29
Şekil 3.1. Lineer Durum Geri Beslemeli Kontrol Yapısı.....	31

Şekil 3.2. Değişken Yapılı Durum Geri Besleme Yaklaşımı.....	31
Şekil 3.3. Değişken Yapılı Durum Geri Besleme Yaklaşımı.....	33
Şekil 3.4. Değişken Yapılı Durum Geri Besleme Yaklaşımı.....	34
Şekil 3.5. Değişken Yapılı Durum Geri Besleme Yaklaşımı.....	36
Şekil 3.6. Kayma Kipinin Gösterilimi.....	37
Şekil 3.7. Kayma Kipinin Gösterilimi.....	38
Şekil 3.8. Sistemin Faz Planı.....	47
Şekil 3.9. Kayma Yüzeyi Zaman Değişimi.....	56
Şekil 3.10. Ulaşma Zamanı ile Süreksiz Kontrol Kazancı Arasındaki İlişki.....	58
Şekil 3.11. Farklı α Değerleri İçin Hata Faz Planı.....	59
Şekil 3.12. Bulanık Mantıklı Kontrolcünün Genel Yapısı.....	63
Şekil 3.13. Bulanık Mantıklı Kontrolcünün Genel Yapısı.....	64
Şekil 3.14. İki Kuralın İşletilmesi Sonucu Çıkış Bulanık Kümesi.....	65
Şekil 3.15. Ağırlık Merkezi Metodu ile Çıkışın Sayısal Değere Dönüştürülmesi.....	66
Şekil 3.16. Gövde Düşey Konum Hatası Üyelik Fonksiyonları.....	67
Şekil 3.17. Gövde Düşey Hız Hatası Üyelik Fonksiyonları.....	67
Şekil 3.18. Çıkış Üyelik Fonksiyonları.....	67
Şekil 3.19. Kontrol Kural Yüzeyi.....	68
Şekil 3.20. Taşıt Gövde Düşey Sıçraması Zaman Cevabı.....	68
Şekil 3.21. Kontrolcüsüz İvme Zaman Grafiği.....	69
Şekil 3.22. Bulanık Mantık Kontrolcülü İvme Zaman Grafiği.....	69
Şekil 3.23. Kontrolcü Kuvveti Zaman Grafiği.....	70
Şekil 3.24. Gövde Düşey Sıçraması Frekans Cevapları.....	70
Şekil 4.1. Bulanık Mantık Uyarlamalı Kayan Kipli Kontrolcü Blok Şeması.....	72
Şekil 4.2. α 'nın Değişimi.....	73
Şekil 4.3. Kayma Yüzeylerinin Değişimi.....	73

Şekil 4.4.Hata Üyelik Fonksiyonları	74
Şekil 4.5.Hata Değişim Hızı Üyelik Fonksiyonları	74
Şekil 4.6. α Parametresi Üyelik Fonksiyonları.....	75
Şekil 5.1. Çeyrek Taşıt Fiziksel Modeli.....	76
Şekil 5.2. Yol Girişi	81
Şekil 5.3. Hata Üyelik Fonksiyonları	83
Şekil 5.4. Hata Değişim Hızı Üyelik Fonksiyonları	83
Şekil 5.5. α Parametresi Üyelik Fonksiyonları.....	83
Şekil 5.6. Taşıt Gövdesinin Düşey Doğrultudaki Titreşimlerinin Karşılaştırılması..	85
Şekil 5.7. Karşılaştırmalı İvme-Zaman Cevabı.....	85
Şekil 5.8. Kontrolcüsüz Gövde Düşey Hareketinde Oluşan Hatanın Faz Planı.....	86
Şekil 5.9. SMC Kontrollü Gövde Düşey Hareketinde Oluşan Hatanın Faz Planı	87
Şekil 5.10. Taşıt Gövde Düşey Hareketinin Frekans Cevabı.....	88
Şekil 5.11. Taşıt Gövdesi İvme Frekansı	89
Şekil 5.12. Bulanık α Uyarlamalı SMC Yönteminde α 'nın Değişimi.....	89
Şekil 5.13. Alternatif Bulanık α Uyarlamalı SMC Yönteminde α 'nın Değişimi	90
Şekil 5.14. Süspansiyon Açıklığının Zamanla Değişimi	91
Şekil 5.15. Taşıt Gövdesinin Düşey Doğrultudaki Titreşimlerinin Karşılaştırılması	93
Şekil 5.16. Gövde Düşey Hareketinin İvme Zaman Değişimi.....	93
Şekil 5.17. Gövde Düşey Hareketinin Frekans Cevabı.....	94
Şekil 5.18. Gövde Düşey Hareketinin İvme Frekans Cevabı.....	95
Şekil 5.19. Süspansiyon Açıklığının Zaman Değişimi	95
Şekil 6.1. Dört Serbestlik Dereceli Yarım Taşıt Modeli.....	96
Şekil 6.2. Sistemin Kafa Vurma Hareketinin Gösterimi.....	98
Şekil 6.3. e_y e_θ Hata Üyelik Fonksiyonları	104

Şekil 6.4. \dot{e}_y \dot{e}_θ Hata Değişim Hızı Üyelik Fonksiyonları.....	104
Şekil 6.5. α Parametresi Üyelik Fonksiyonları.....	105
Şekil 6.6. Düşey Hareket Yer Değişiminin Karşılaştırmalı Zaman Değişimi	108
Şekil 6.7. Düşey Hareket İvmesinin Karşılaştırmalı Zaman Değişimi	108
Şekil 6.8. Kafa Vurma Hareket Yer Değişiminin Karşılaştırmalı Zaman Değişimi	109
Şekil 6.9. Kafa Vurma Hareket İvmesinin Karşılaştırmalı Zaman Değişimi.....	110
Şekil 6.10. Ön Süspansiyon Açıklığının Karşılaştırmalı Zaman Değişimi.....	111
Şekil 6.11. Arka Süspansiyon Açıklığının Karşılaştırmalı Zaman Değişimi.....	111
Şekil 6.12. Düşey Hareket Yer Değişiminin Karşılaştırmalı Frekans Cevabı	112
Şekil 6.13. Kafa Vurma Hareketinin Karşılaştırmalı Frekans Cevabı	113
Şekil 6.14. Düşey Hareket İvmesinin Karşılaştırmalı Frekans Cevabı.....	114
Şekil 6.15. Kafa Vurma Hareket İvmesinin Karşılaştırmalı Frekans Cevabı	114

TABLULAR LİSTESİ

Tablo 2.1. İvme-Konfor Seviyeleri	19
Tablo 4.1. α Kural Çizelgesi	75
Tablo 5.1. Çeyrek Taşıt Model Parametreleri	76
Tablo 5.2. Alternatif α Kural Tablosu	84
Tablo 6.1. Yarım Taşıt Modeli Parametreleri Tablosu	98
Tablo 6.2. α Kural Tablosu	105

ÖZET

Anahtar kelimeler: Taşıt Süspansiyon Sistemi, Bulanık Mantık, Kayan Kipli Kontrol, Bulanık Mantıklı Kayan Kipli Kontrol, Süspansiyon Açıklığı.

Süspansiyon sistemleri en önemli araç bileşenlerinden biridir ve otomotiv üreticileri ile araştırmacılar için cazip bir AR-GE alanı olmuştur.

Bu çalışmanın amacı, taşıt süspansiyon sistemlerinin performansı ve sürüş konforunu geliştirmek için bir aktif süspansiyon kontrol algoritması geliştirmektir. Bu amaçla yeni bir bulanık mantıklı kayan kipli kontrol, çeyrek ve yarım taşıt modellerine uygulanmıştır. Yeni bir kontrol metodu olan bulanık mantıklı kayan kipli kontrol, iki giriş-bir çıkışlı bulanık mantıklı kontrolcünün kayan kipli kontrolcü ile birleştirilmesi sonucu oluşur. Hata ve hatanın hızı bulanık mantıklı kontrolcünün girişleri, kayan kipli kontrolcünün kayma yüzeyi eğimi bulanık mantıklı kontrolcünün çıkışıdır. Bulanık mantık kontrolcü kural tabanına göre kayma yüzeyi eğimi sürekli ayarlanır.

Bu çalışmanın bir diğer amacı süspansiyon çalışma aralığının sınırlandırılması probleminde yeni bir yaklaşımın teklifidir.

Tasarlanan kontrolcü sürüş konforundaki gelişmelere ilave olarak süspansiyon çalışma aralığı kaybına da çözüm getirmiştir.

FUZZY SLIDING MODE CONTROL OF VEHICLE SUSPENSION SYSTEMS

SUMMARY

Key Words: Vehicle Suspension System, Fuzzy Logic, Sliding Mode Control, Fuzzy Sliding Mode Control, Suspension Gap.

Suspension systems are one of the most important vehicle components and have become an attractive research and development area by automotive companies and researchers.

The ultimate goal of this research is to develop an active suspension control algorithm to improve the ride comfort and performance of cars suspensions. For this purpose a new fuzzy sliding mode controller was applied to quarter and half car model. Sliding mode control is combined with two inputs-single output fuzzy logic controller to make a new control method which is called fuzzy sliding mode controller. Error and derivative error are inputs of fuzzy logic controller and the slope constant of the sliding surface of the sliding mode controller is the output of fuzzy logic controller. Fuzzy logic algorithm continuously updates the slope constant of the sliding surfaces of the sliding mode controller.

Another goal of this research is the introduction of new approaches to the suspension gap problem in the quarter and half car model.

It has been shown that the designed controller does not cause any problem in suspension gap limits in addition to improvement in the ride comfort.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Taşıtlar; gövdeleri, aksları, dönen ve mafsallı elemanları ve süspansiyon sistemleri ile gerek pürüzlü yollarda ve gerekse dışarıdan etkiyen aerodinamik kuvvetlerle tam anlamıyla bir titreşim sistemi gibi davranırlar. Bunun için bilhassa yoldan gelen bozucu kuvvetler taşıtta gürültü ve konfor problemleri ortaya çıkarabileceği için taşıt sistemlerinin incelenmesi çok önemli bir konudur. Taşıtlar, seyir halinde çeşitli titreşimlere maruz kalırlar. Bu titreşimler, sönümlenmedikleri takdirde sürücü ve yolcuların konforunu olumsuz yönde etkileyecektir. Seyir konforu taşıt tasarımında en önemli etkenlerden birisi olduğundan taşıt süspansiyonlarının daha etkin hale getirilmesi otomotiv endüstrisinin önemli problemlerden biri olarak ele alınmaktadır. Süspansiyonlar, temel olarak yoldan gelen dürtülerin sebep olduğu enerjiyi üzerinde toplayan bir yay ve bu enerjiyi ısı enerjisine çevirerek sönümleyen bir sönümleyiciden (amortisörden) meydana gelir. Süspansiyonların temel fonksiyonları, taşıt gövdesini yol pürüzlülüğü sebebiyle meydana gelen titreşimlerden korumak, tekerleklerin aks ile bütünlüğünü temin etmek, çeşitli dış kuvvet (fren kuvveti, ivmelenme kuvveti) ve momentlere mukavemet göstermek, tekerleklerin yol ile temasını sağlamak ve seyir konforunu gerçekleştirmektir.

Bir araçta süspansiyonun temel görevleri aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- İyi bir sürüş konforu sağlamak için yol düzgünlüklerinden taşıt gövdesini izole etmek: Sürüş konforunun taşıt gövdesinin düşey ivmelenmesiyle ilgili olduğu kabul edilmektedir. İyi tasarlanmış bir süspansiyonun varlığı akslardan taşıt gövdesine iletilen titreşim kuvvetlerini azaltarak bu izolasyonu sağlar. Bir başka deyişle bir taşıtta süspansiyon sisteminin temel görevi, yol tarafından uygulanan girdiler sonucunda taşıt gövdesinde oluşan ivmeleri kabul edilebilir düzeylerde tutmaktır.

- Aks kütlesi ile yol arasındaki esnemelerin aracın yol tutuşunu etkilemeyecek düzeylerde olmasını sağlamak.
- Taşıt gövdesi ile aks arasındaki mesafenin sınırlı kalmasını sağlamak.

Taşıt gövdesinin hareketlerinin iyi incelenebilmesi için süspansiyon sistemi üzerinde yaptığı hareketin özelliklerinin belirlenmesi gerekir. Çünkü taşıt gövdesini, yol pürüzleri nedeniyle oluşan titreşimlerden süspansiyon sistemi korumaktadır ve taşıt gövdesinin dinamik hareketlerini süspansiyonlar belirler. Fakat bütün bir dinamik sistemin çeşitli dış etkenlere karşı vereceği cevabın belirlenmesi için dinamik sistemin fiziksel modelinin oluşturulması gerekir.

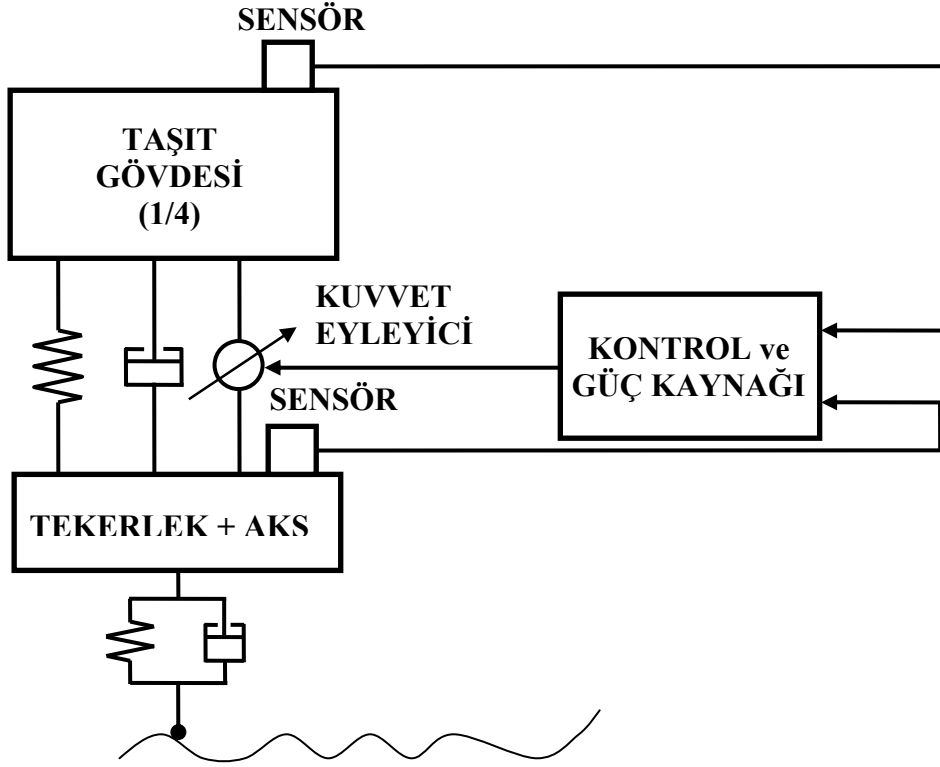
Sürüş konforu açısından ise süspansiyon sisteminin ISO 2631 Standardında belirtilen titreşim sınırları içinde çalışabilmesi insan sağlığı açısından gereklidir. Yüksek genlikli ve düşük frekanslı titreşimler insanda bulantı etkisi yaratır. Uzun süre maruz kalınan titreşimin yaratacağı sağlık sorunları göz önüne alındığında süspansiyon sistemlerinin titreşimi yalıtma özelliklerinde konfor yanında sağlığında önemli bir faktör olduğu bir gerçektir.

İlerleyen teknoloji ile dışardan enerji girişi sağlanabilen veya değişik koşullar için fiziksel davranışı ayarlanabilen bileşenler içeren süspansiyon tipleri kullanılmaya başlanmıştır. Bu tip süspansiyonlar aktif ve yarı aktif süspansiyonlar olarak adlandırılmaktadır. İlk örnekleri 1980'lerin başında Lotus firması tarafından uygulanan bu tip süspansiyonlar sonradan Mercedes, BMW, Citroen ve Ford gibi firmalar tarafından özel modellerde kullanılmıştır. Toyota ve Nissan ise hidropnömatik süspansiyon sistemleri ile bu alanda çalışmalarda bulunmuştur.

2005'e kadar ticari olarak uygulanmış aktif süspansiyon yoktur. Delphi tarafından uygulanmış manyeto-reolojik sıvılı damper kullanan oldukça karmaşık bir sistem ticari olarak kullanılmaktadır. Sistem de, sönümleyici içindeki sıvının viskozitesini saniyede bin defa değiştirebilen manyetik alan kullanmaktadır.

Değişik çalışma şartları altında sürüş konforu, yol tutuşu ve performansı arttırılmış taşıt üretmek için aktif süspansiyon kavramı getirilmiştir ve değişik aktif süspansiyon

sistemleri önerilmiş veya geliştirilmiştir[1]. Aktif süspansiyon sistemi kavramı Şekil 1.1’de şematik olarak gösterilmiştir.



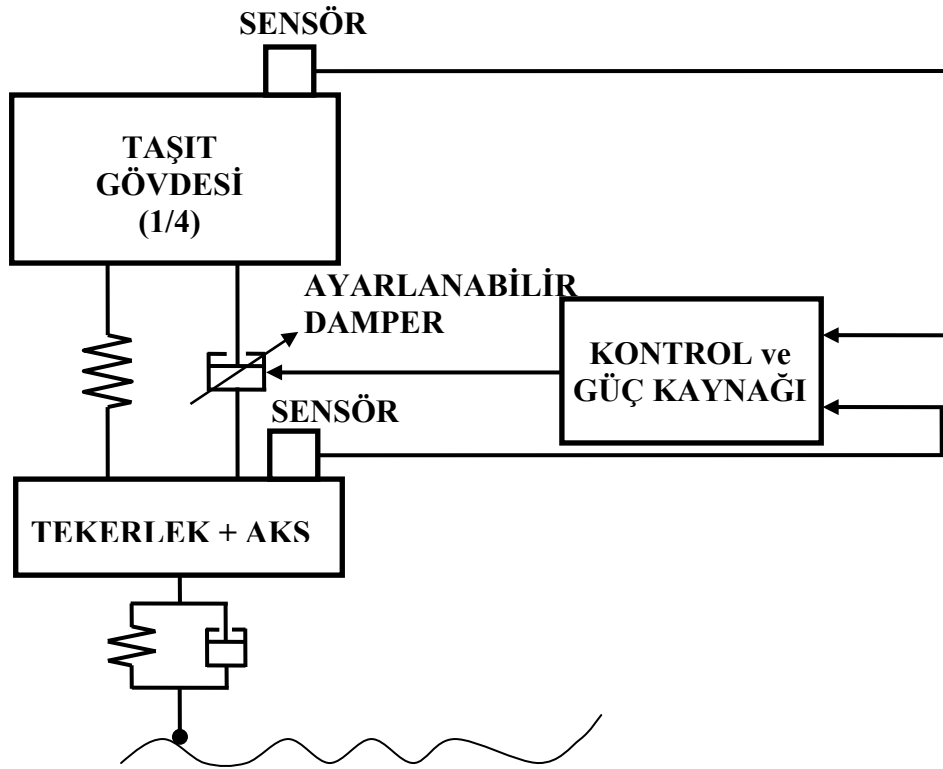
Şekil 1.1. Bir aktif süspansiyon sistemi şematik gösterimi.

Burada pasif süspansiyon sistem elemanlarına paralel olarak bir kuvvet eyleyicisi yerleştirilmiştir. Taşıtın çalışma şartları sensörler tarafından sürekli gözlenmektedir. Sensörlerin ürettiği işaretleri göz önüne alarak daha önceden belirlenen kontrol kuralına göre kuvvet üretici sürüş ve yol tutuş performansını iyileştirecek tarzda kuvvet üretir. Kontrol kuralı;

- Seyir konforu açısından önemli olan ivmelerin değişimi olduğundan ivmelerin genlik değerlerini düşürecek tarzda olması gerekir.
- Süspansiyon açıklığını azaltacak yönde olması gerekir.
- Tekerlek deformasyonu açıklığını azaltacak yönde olması gerekir.

Yukarda belirtilen değişkenlere çeşitli ağırlıklar verilerek bir performans fonksiyonu teşkil edilir. Çeşitli kontrol teorileri bu performans fonksiyonunu en iyileştirecek tarzda kontrol işareti üretirler.

Aktif süspansiyon sistemleri genellikle eyleyici olarak hidrolik eyleyiciler ve kompresörler kullanıldığı için önemli oranda yüksek güç tüketirler bu nedenle yüksek maliyetlidirler. Ayrıca bu tip süspansiyonların ideal şekilde davranabilmesi için bir kontrol kuralının (algoritma), bir kontrol ünitesinin ve sensörlerin var olması gerekmektedir. Yarı aktif süspansiyon sistemleri ise aktif sistemlere göre düşük güç tüketimi ve düşük maliyeti ile öne çıkan sistemlerdir. Şekil 1.2'de yarı aktif süspansiyon sistemlerini şematik gösterilimi verilmektedir.



Şekil 1.2. Bir yarı-aktif süspansiyon sisteminin şematik gösterimi

Yarı aktif süspansiyon sistemleri de aktif süspansiyon sistemleri gibi kontrol kuralları ile çalışır ve bu sistemlerde de kontrol ünitesi ve sensörler bulunmaktadır. Süspansiyon yayına paralel olarak sönümleme özeliği ayarlanabilen sönümleyici kullanılarak oluşturulan bu sistemler pasif sistemlere göre gerek konfor gerekse taşıt

dinamiği açısından büyük kazanımlar sağlamaktadırlar. Sönümlenme özelliği ayarlanan sönümleyiciler içinde en yaygın olarak kullanılanların servovalf akış kontrolü sönümleyiciler, manyeto-reolojik sıvı içeren sönümleyiciler ve elektro-reolojik sıvı içeren sönümleyicilerdir. Manyeto-reolojik sıvı içeren sönümleyiciler sıvıyı uygulanan manyetik alan sonucu değişen sıvı viskozitesi sayesinde istenen sönümlenme oranına ulaşabilmektedir. Manyeto-reolojik sönümleyici düşük güç gereksinimi yüzünden tercih edilen bir yarı aktif süspansiyon bileşenidir [2].

1.1. Taşıt Süspansiyon Sistemlerinin Kontrolü ile İlgili Kaynak Araştırması

Aktif süspansiyon tasarımında önemli konu, mümkün en iyi performans verebilen kontrol kuralını belirlemektir. Bu amaçla birçok tasarım metodu geliştirilmiş ve aktif süspansiyon tasarımında karşılaşılan farklı sorunlara çözüm getiren alternatif kontrol yöntemleri teklif edilmiştir.

Taşıt süspansiyon sistemlerinin aktif kontrolü konusunda genel bir değerlendirme yapmak gerekirse geleneksel kontrol metotlarının (P,PD, PID, vb...) uygulanmasıyla başlayan optimal kontrol metotlarının (LQR, LQG, vb) ve bulanık mantık temeline dayalı kontrol metotlarının uygulanmasıyla devam eden ve son zamanlarda da robust kontrol metotlarının (kayan kipli kontrol, H_∞ kontrol) yoğun olarak araştırıldığı gibi genel bir değerlendirme yapabiliriz.

Thompson [3], Wilson ve diğerleri [4], ve ElMadany [5], LQ optimizasyon yöntemlerini aktif süspansiyon sistemlerine uygulamışlardır. Tanımlanan performans indeksinde asılı kütle ivmesi, asılı kütle aks mesafesi, aks yol yüzeyi mesafesi belli ağırlıklarla yerleştirilmiş ve kontrol bunu minimize edecek şekilde ayarlanmıştır.

Fathy ve diğerleri [6], LQ çözüm tekniklerini kullanarak aktif süspansiyon içeren çeyrek araç modeli üzerinde uygulanmışlardır. Sistem içindeki eyleyicinin kontrolcüsü için kullanılan geri besleme katsayısı sıfır değeri alındığında pasif süspansiyon haline dönüşmektedir. Bu durumda taşıt gövdesi ivmesi süspansiyon aralığı ve tekerlek deformasyonunu minimize edecek süspansiyon değerleri belirli aralıklar içinde bulunabilmektedir.

Karnopp ve Margolis [7], çeşitli derecelerdeki yol pürüzlüklerinde iyi sonuçlar veren adaptif kontrol algoritmalarını aktif süspansiyonlarda uygulamışlardır. Buna göre birçok yol pürüzlükleri kaydedilerek analiz edilmiştir. Her yol türünde LQ teknikleri kullanılarak uygun yay ve sönümleme katsayıları bulunmuştur. Araç bir yoldan geçerken kaydedilmiş yol bilgisi yol profilinin spektrum yoğunluğuyla kıyaslanmakta böylece sistemdeki mikroişlemci en uygun yay ve sönümleme katsayılarını otomatik olarak seçmektedir. Açıktır ki belli bir mesafe ileriye bakan sensörler yardımıyla yol verisinin geleceğinin görülerek sisteme ileri beslenmesidir. Bu yaklaşım literatürde öngörülü (preview) aktif süspansiyon sistemi olarak adlandırılmaktadır.

Thompson ve Pearce [8], çalışmalarında öngörülü aktif süspansiyon kontrol sistemini çeyrek taşıt modeli üzerinde uygulamışlardır. Kontrol kuvveti, süspansiyon açıklığı ve tekerlek deformasyonunu kullanarak öngörü zamanının sistem performansının indeksi değerinin öngörü zamanının yükselmesi ile düştüğünü gözlemlemişlerdir.

Senthill ve Narayanan [9], ise çeyrek araç modeli üzerinde öngörülü aktif süspansiyon sistemi uygulamış ve öngörü uzaklığı ile değişen aktif süspansiyon performansını pasif bir sistemle karşılaştırmıştır. Aktif süspansiyon için gerekli geri besleme katsayıları taşıt gövde ivmesi, kontrol kuvveti süspansiyon açıklığı ve tekerlek deformasyonu içeren bir ağırlık fonksiyonu kullanılarak elde edilmiştir. Performans asılı gövde ivmesinin rms değeri, süspansiyon açıklığının rms değeri ve kontrol kuvveti bakımından değerlendirilmiştir. Artan öngörü uzaklığı olumlu etki yaparken belirli bir uzaklıkta doyuma girdiği gözlemlenmiştir.

Yu ve diğerleri [10], iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli üzerinde çeşitli lineer kontrol yöntemlerini uygulamışlardır. Uygulanan çeşitli kontrol yöntemleri, tam durum geri beslemeli, aks kütlesi mutlak hız geri beslemeli ve LQR kontrolüdür. Bu yöntemlerden LQR daha iyi seyir konforu kalitesi, süspansiyon çalışma aralığı büyüklüğü ve daha iyi yol tutuşu kabiliyeti kriterleri göz önüne alındığında ön plana çıkmıştır.

Alleyne ve diğeri [11], çeyrek taşıt modeli üzerinde PID ve kayan kipli kontrolü uygulayarak kıyaslamışlardır. Benzetim sonuçları ile bu nonlinear kayan kipli kontrolcünün PID kontrolcüden daha etkin olduğunu göstermişlerdir.

Kurimovo ve diğeri [12], kayan kipli kontrolcü kullanarak bir taşıt aktif süspansiyonunun yapısını gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmalarında taşıtı, yol yüzeyinden gelen düzensiz dürtülere maruz dört serbestlik dereceli nonlinear bir sistem olarak modellemişlerdir. Benzetim sonuçları önerdikleri aktif süspansiyonun titreşim izolasyonu performansının çok etkili olduğuna işaret etmektedir.

Lin ve diğeri [13], aktif süspansiyon sistemleri için nonlinear bir “Backstepping” tasarımı gerçekleştirmişlerdir. Kullandıkları nonlinear filtrenin etkin band genişliği, süspansiyon aralığının değerlerine göre değişmektedir. Sistem performansında sağlanan gelişme benzetim aralığıyla gösterilmiştir.

Yağız ve diğeri [14], tam taşıt modeline kayan kipli kontrol uygulayarak taşıt düşey hareketi, kafa vurma ve yuvarlanma hareketlerinin zaman ve frekans cevaplarını incelemişlerdir. Sistem performansındaki bu gelişmeler benzetim aralığıyla gösterilmiştir.

Yüksek ve diğeri [15], kayan kipli kontrol uygulanan ve bir yolcu koltuğu takılı yarım taşıt modeli ele almışlardır. Bu çalışmada üç durum ele alınmıştır. Birinci durumda süspansiyon sistemi pasif sistem alınıp sadece yolcu koltuğuna kontrol uygulanmıştır. İkinci durumda aktif süspansiyon ve pasif yolcu koltuğu seçeneği ele alınmıştır. Son durumda ise hem süspansiyonlara hem de koltuğa kontrol uygulanmıştır. Her üç durum için de benzetim yapılarak en iyi seyir konforunu sağlayan seçeneği belirlemek için kıyaslama yapmışlardır.

Aktif süspansiyon kontrol yöntemlerinde kullanılan bir diğer kontrol yöntemi H_∞ yöntemidir. Nguyen ve diğeri [16], H_∞ yöntemi ve küçük kazanç teoremi kullanılarak 1 Hz civarında araca tepkiyen gövde ivmesi ve süspansiyon açıklığında iyileştirmeler sağlayabilmişlerdir. Şimdiye kadar bahsedilen optimum kontrol yöntemlerine ilave olarak ikili kontrol kuralı ile çalışan ve farklı yapıdaki bir

süspansiyon yapısının benzetilerek aktif süspansiyonların kontrol edildiği yöntemler mevcuttur. Skyhook, Groundhook ve Hibrid kontrol ve bu sistemlerin en önemli örnekleridir. Skyhook sisteminde araç gövdesinin sönümlenmesi yeryüzünde sabit bir noktaya bağlı bir sönümleyici ile sağlandığı düşünülmektedir. Gerçekte olanaksız olan bu yapı eyleyici kuvveti ile simule edilmektedir.

Sammer ve diğerleri [17], Skyhook süspansiyona sahip bir çeyrek araç modeli ve H_{∞} kontrol sistemine sahip bir çeyrek araç modelini çeşitli performans özellikleri bakımından karşılaştırarak bu sistemlerin üstünlük ve eksikliklerini incelemiştir. Çalışmada birisi kontrol amaçlı diğeri ise daha gerçekçi ve doğrusal olmayan iki farklı model kullanılmıştır. Konfor ve yol tutuş açısından 0-5 Hz aralığında inceleme yapılmış ve H_{∞} sisteminde 0-5 Hz arasındaki tepe noktasını daha iyi düşürdüğü gözlenmiştir.

Aktif süspansiyonlar, kullanılan birçok kontrol yöntemiyle farklılık olmasına rağmen pasif sisteme göre gerek yol tutuş gerekse konfor açısından üstünlük sağlamaktadırlar. Fakat bu sistemlerin yüksek güç tüketimi ve yüksek maliyeti olması, daha düşük maliyetine rağmen sürüş konforu ve yol tutuş açısından yaklaşık özellikler sergileyen yarı aktif süspansiyon üzerindeki araştırmaların desteklenmesine yol açmıştır.

Yarı aktif süspansiyon sistemlerinde uygulanan birçok kontrol yöntemi bulunmaktadır. Skyhook, Groundhook ve Hibrid olarak nitelendirilen ikili kontrol kuralları yanında doğrusal kontrol, durum geri beslemeli kontrol, LQR kontrol da kullanılmıştır. Skyhook, Groundhook ve ikisini beraber içeren hibrid kontrol uygulamaları araç dışında sabit bir noktaya bağlanan sönümleyicinin aracın gövdesine (Skyhook) veya akış sistemine (Groundhook) bağlanmış halini benzetmek amacıyla kullanılan sistemlerdir.

Masi [18], tarafından yapılan çalışmada Skyhook ve Hibrid süspansiyon sistemleri pasif sistemde karşılaştırılmıştır. Skyhook kontrol sisteminde taşıt gövdesi ivme cevabı 1,34 Hz civarında genliği azaltılırken, aks rezonans frekansı 10,5 Hz civarında ise pasif süspansiyona göre daha kötü kazanç değerlerine ulaşmıştır.

Skyhook kontrollü sistemin akış ivmesi üzerinde iyileştirici bir etkiye sahip olmadığı görülmektedir. Hibrid kontrollü sistemde ise gövde yer değiştirme ve yerleşme zamanı açısından pasif ve Skyhook sisteme üstünlük sağlamış ve aynı zamanda 1,34 Hz ve 10,5 Hz civarında gövde ivmesinde iyileştirme gözlenmiştir.

Dixit ve diğerleri [19], model referanslı kayan kipli kontrolü çeyrek taşıt modeli üzerinde uygulamışlardır. Referans model olarak Skyhook referans model alınmıştır. Çeyrek taşıt modelinde yay ve damper, doğrusal olmayan yay ve MR damper alınmıştır. Sadece süspansiyon açıklığı ölçümünü kullanan kayan kipli gözleyici ile zor sistem durumu ölçümlerinden kurtulma sağlanmıştır. Sürüş kontrol kriteri açısından benzetim sonuçları iyileştirici yöntemdir.

Titli ve diğerleri [20], bir çeyrek taşıt modeli üzerinde pasif ve bulanık mantık kontrollü sönüm (damper) ihtiva eden yarı aktif süspansiyon sisteminin benzetim çalışmaları yapmıştır. Bulanık mantıklı kontrolcünün tasarımındaki amaç hem sürüş konforunu hem de yol tutuşu pasif sisteme göre iyileştirmektir. Kontrolcü üç alt kısımdan oluşturulmuş bunlar, konfor kontrolcü, yol tutuş kontrolcü ve bulanık supervisor olarak isimlendirilmiştir. Konfor kontrolcü gövde hızı ve süspansiyon açıklığını giriş olarak, yol tutuş kontrolcü ise tekerlek deformasyonu ve tekerlek hızını giriş olarak almaktaydı. Bulanık supervisor ise değişik girişler ve diğer iki kontrolcü çıkışlarını belli ağırlık katsayılarıyla giriş olarak tasarlanmıştır. Bütün geçici zaman cevaplarında pasif sisteme göre %50 oranında iyileşme çalışmada gösterilmiştir.

D'amato ve diğerleri [21], bulanık mantık kontrollü çeyrek taşıt modeline uygulamışlardır. Süspansiyon açıklığını göz önüne alan bu çalışmada kontrolcü iki kontrol çevrimine sahiptir. İç kontrol çevrimi bir doğrusal olmayan hidrolik eyleyici dış kontrol çevrimi ise istenen kontrol kuvvetini sağlayan bulanık mantık kontrolcüden oluşmuştur. Kontrolcü parametreleri bir genetik tabanlı en iyileme algoritması ile hesaplanmaktadır.

Sam ve diğerleri [22], çeyrek taşıt modelinin eyleyici dinamiği de göz önüne alarak hareket denklemlerini çıkarmış ve oransal-entegral kayan kipli kontrol uygulanmıştır.

Sürüş konforu ve yol tutuş açısından benzetimler verilmiş pasif sistemle kıyaslanarak sonuçlar yorumlanmıştır.

Stribrsky ve diğerleri [23], yarım taşıt modeline bulanık mantık kontrolcü uygulayarak tekerlek ve süspansiyon açıklıklarını minimumlaştıracak denetim elde etmişlerdir. Bulanık mantık kontrolcü girişleri dokuz girişli ve iki çıkışlıdır. Kural sayısı 160 dır.

1.2. Çalışmanın Amacı, İçeriği ve Önemi

Aktif süspansiyon tasarımında ve uygulamasında kayan kipli kontrolün kullanılması en uygun seçenektir. Taşıtlar gibi doğrusal olmayan sistemlerde kullanılabilmesinin yanında, bu kontrolcünün önerilmesinin ana sebebi gürbüz (robust) oluşu ve gelişen teknolojinin artık bu tür kontrolcülerin taşıtlarda rahatlıkla kullanılmasını mümkün kılmasıdır. Taşıt dinamiği değişen yük ve yol koşulları ile değişeceğinden bu kontrol yöntemi daha da önem kazanmaktadır.

Bu çalışmada kayan kipli kontrol yönteminin iyi özelliklerini daha etkin bir yapıya sokabilmek amacıyla yeni bir yöntem olarak bulanık mantıklı kayan kipli kontrol yöntemi teklif edilecektir. Teklif edilen bu yeni yöntemin temel yaklaşım felsefesi ve öngörülen temel ilkeleri verilecek ve bu bilgiler ışığı altında çeyrek taşıt ve yarım taşıt modelinde yapılan benzetim sonuçları sunulacaktır.

Taşıt titreşimleri üç önemli performans kriteri çerçevesinde değerlendirilir. Bunlar sürüş konforu, yol tutuş ve süspansiyon sapma aralığı performans kriterleridir. Süspansiyon sisteminin ana görevi sürüş konforunu sağlamaktır. Bir başka deyişle yol tarafından uygulanan bozucu girdiler sonucunda taşıt gövdesinde oluşan titreşim değerlerini özellikle ivmeleri kabul edilebilir düzeylerde tutmaktır. Ancak süspansiyon sistemi bu işlevi sağlarken aynı zamanda taşıt gövdesi ile aks kütlesi arasındaki mesafenin sınırlı kalmasını ve aks kütlesi ile yol arasındaki esnemelerin aracın yol tutuşunu etkilemeyecek düzeylerde olmasını da sağlamalıdır. Bu çalışmada çeyrek ve yarım taşıt modellerinde bulanık mantıklı kayan kipli kontrolcü uygulanırken aynı zamanda süspansiyon sapma aralığını da koruma özelliğine sahip olması gerçekleştirilecektir. Bunun için önerilen yeni yaklaşım açıklanacak ve

benzetim sonuçları verilecektir. Bu amaç doğrultusundaki çalışmanın bölümleri içerikleri aşağıdaki gibidir.

Bölüm 1’de konuyu hazırlayıcı girişten sonra taşıt titreşimlerinin kontrolü konusunda şimdiye kadar yapılmış belli başlı çalışmaların, hangi modele, hangi yaklaşımlarla ve hangi kontrol metodu ile uygulandığı sorularına yanıt aranarak oluşturulmuş özetlerinin verildiği literatür taraması çalışması sunulmuştur.

Bölüm 2’de taşıt sistemlerinin nasıl modellendiği, titreşim tipleri açıklanmış ve taşıt titreşimlerinin değerlendirilmesinde kullanılan performans kriterleri belirtilmiştir. Ayrıca bu bölümde titreşim yapan bir sistemin titreşim analizinin nasıl yapılacağı, ne ile kıyaslanacağı hakkında temeller verilmiştir.

Bölüm 3’te kayan kipli kontrolün temelleri verilmiştir. Kayma yüzeyinin önemi açıklanarak çeşitli kayan kip kontrol kurallarının çıkarılması yapılmıştır. Bu bölümde ayrıca bulanık kontrol temelleri de sunulmuştur.

Bölüm 4’de önerilen yeni bulanık mantıklı kayan kipli kontrolün temel yaklaşım ilkeleri verilmiştir.

Bölüm 5’de çeyrek taşıt modeline, yeni kontrol yöntemi süspansiyon çalışma aralığını da koruyacak tarzda uygulanmış ve benzetim sonuçları verilmiştir.

Bölüm 6’da yarım taşıt modeline süspansiyon çalışma aralığını koruyacak tarzdaki yeni yaklaşımla bulanık mantıklı kayan kipli kontrol uygulanmış ve benzetim sonuçları verilmiştir.

Bölüm 7’de çalışma ile ilgili sonuç ve yorumlar verilmiştir.

BÖLÜM 2. TAŞITLARIN DİNAMİK DAVRANIŞLARI

2.1. Taşıt Sistemlerinin Modellenmesi

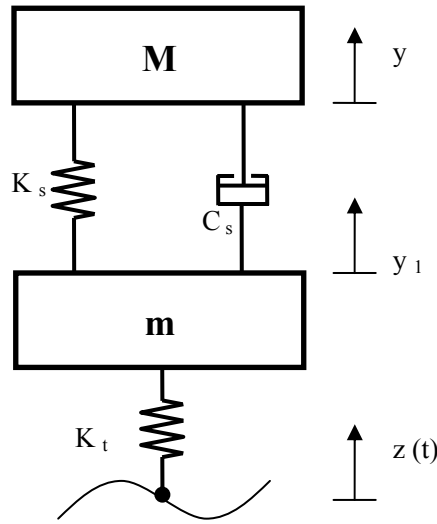
Mekanik sistemlerin çeşitli dış etkenlere karşı vereceği cevabın belirlenmesi için dinamik sistemin fiziksel modelinin kurulması gerekir. İncelenmek istenen gerçek sistem, varılmak istenen amaçlar çerçevesinde gerçek sistemi temsil etme yeteneğine sahip, mümkün olduğunca yalın bir modelle temsil edilmesi gerekir.

Bundan sonraki aşamada bu fiziksel modelin matematiksel modeli çıkarılır. Matematiksel model lineer veya lineer olmayan entegro-diferansiyel denklemler olup bunların çözümü bir matematik problemi olacaktır. Dolayısıyla karşılaşılan dinamik problem bir matematik problemine dönüşmüş olur. Matematik problemin çözülmesi ile elde edilen sonuçlara fiziksel anlamların yüklenmesi ve bulguların yorumlanması son aşamadır.

Matematiksel modelin lineer ya da lineer olmayan (nonlinear) diferansiyel denklemlere götürmelerine bakılarak mekanik sistemlere lineer veya lineer olmayan mekanik sistemler adı verilmektedir. Ancak mekanik sistemler bakımından bu ayırım yanıltıcı olmaktadır. Çünkü bu ayırım, davranışları lineer olmayan diferansiyel denklemlerle tanımlanan mekanik sistemler yanında, davranışları lineer diferansiyel denklemlerle tanımlanan mekanik sistemlerin de bulunduğu yanlış izlenimine yol açmaktadır. Hâlbuki gerçek bir mekanik sistemin davranışı tam olarak lineer bir diferansiyel denklem modeline uymaz. Bir başka deyişle gerçekte lineer sistem diye adlandırılabilen hiçbir mekanik sistem yoktur. Sadece dinamik incelemenin fiziksel model kurma aşamasında ya da matematiksel model kurma aşamasında lineerleştirilmiş sistemlerden söz edilebilir. Ne var ki dinamik problemlerin bu tür lineerleştirmeler yardımıyla ele alınması mekanik biliminin tarihsel gelişmesi içinde çok güçlü ve yaygın bir eğilim olarak yer etmiştir. Bu eğilimin tek sebebi matematik

biliminde diferansiyel denklem kuramının lineer ve nonlinear denklemler konusunda aynı gelişmeyi gösterememiş olması ve lineer denklemlere ilişkin hemen hemen bütün sorunları çözebilme aşamasına geldiği halde nonlinear denklemler konusunda çok zayıf kalınmış olmasıdır.

Her taşıt çok kütleli karmaşık bir sistem olarak modellenebilir. Modelin karmaşıklığı tamamıyla modellemenin amacına bağlıdır. İki serbest dereceli çeyrek taşıt modeli sadece düşey yöndeki öteleme titreşimlerini incelemek için kullanılır. Şekil 2.1. 'de çeyrek taşıt modeli gösterilmiştir.



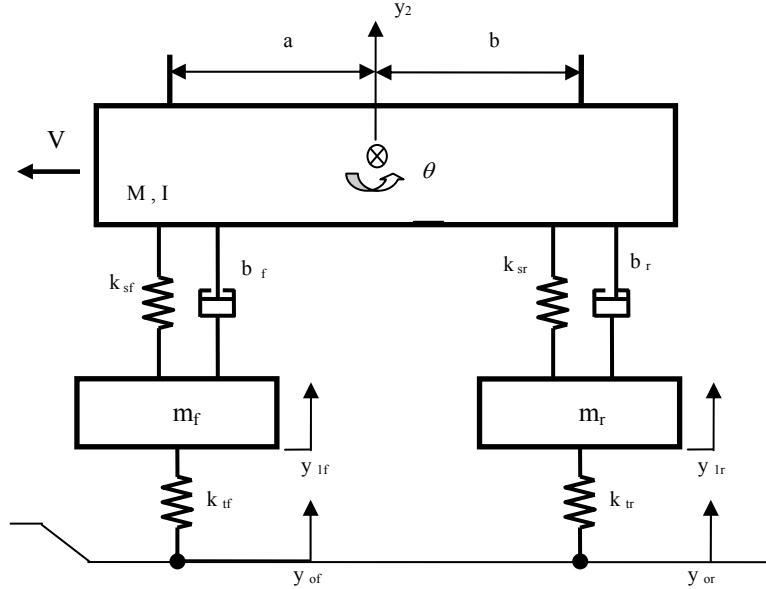
Şekil 2.1. Çeyrek Taşıt Modeli Gösterimi

Bu modelde M , taşıtın ana gövdesinin kütlelerini (sprung mass), m aks ve tekerleğin kütlelerini, C_s amortisör sönümlenme katsayısını, K_s süspansiyon yayı katsayısını ve K_t tekerleğin yay katsayısını temsil etmektedir. y ve y_1 taşıt modeline ait kütlelerin hareketini gösteren bağımsız koordinatları ve $z(t)$ yol girişini ifade etmektedir.

Taşıt modellenmesinde tekerleği sadece bir yayla temsil etmek gerçeğe yakın bir durumdur. Tekerlek sönümlenme katsayısı, 20 Hz'den küçük frekanslarda ihmal edilebilecek derecede küçük etkiye sahiptir [24].

İki serbest dereceli çeyrek taşıt modelinde taşıtın kafa vurma hareketi bilgisi incelenemez. Taşıt dinamiğinde ivmelenmeler ve yol pürüzlerinin önce ön aksa etki

etmesi sonucu oluşan bu hareketin incelenmesi önemlidir. Dört serbest dereceli yarım taşıt modeli her iki tekeri de modellemek suretiyle hem düşey yöndeki ötelemeli titreşimleri hem de taşıtın kafa vurma hareketini incelemek için kullanılır. Aşağıda dört serbest dereceli yarım taşıt modeli gösterilmiştir.

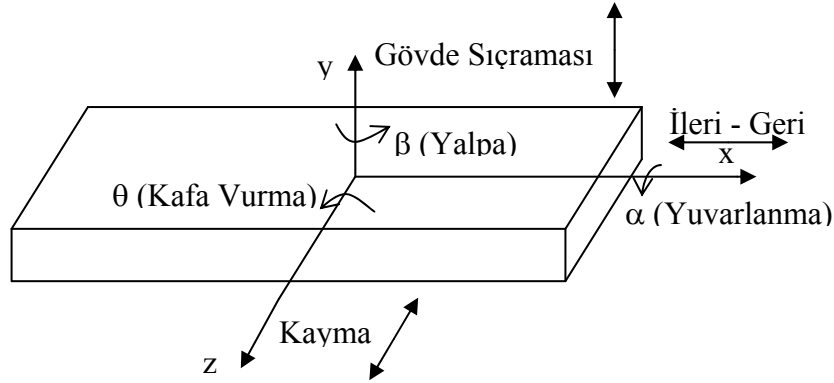


Şekil 2.2. Dört Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli Gösterimi

Taşıt modeli gövde hareketi y_2 , gövdenin açısal hareketi, aks hareketleri y_{1f} ve y_{1r} 'den oluşmak üzere dört serbestlik derecesine sahiptir. Bu modelde, M gövde kütlesini, k_{sf} ön süspansiyon yay sabitini, k_{sr} arka süspansiyon yay sabitini, b_f ve b_r sönüm sabitlerini göstermektedir. k_{if} ve k_{tr} tekerleklerin katılığı, y_{or} ve y_{of} ise yol fonksiyonudur. Taşıt V hızıyla yol almaktadır.

2.2. Taşıt Sistemlerinin Titreşim Tipleri

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 2.3' de taşıtın yaptığı en temel hareketler verilmiştir.



Şekil 2.3. Taşıtın Yaptığı Hareketler

Bir taşıt temel olarak altı hareket yapar. Bunlar:

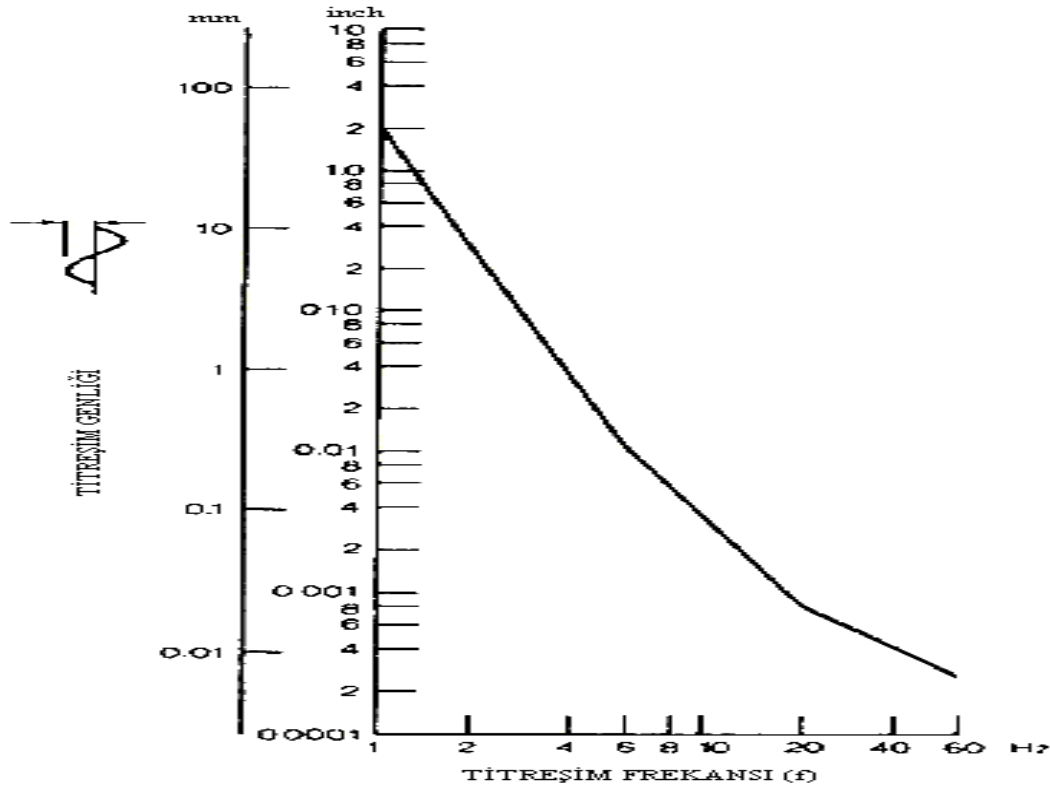
- İleri-Geri Hareketi (x ekseninde hareket): Bu titreşim hareketi düşük hızlarda manevra yaparken ortaya çıkar. Temel nedeni, aktarma organlarının esnekliğidir.
- Kayma Hareketi (z ekseninde hareket): Taşıtların viraj alması esnasında taşıt kütlelerinin ataletiyle oluşan merkezkaç kuvvetinden kaynaklanır.
- Gövde Sıçraması (y ekseninde hareket): Bir taşıt üzerinde oluşabilecek en önemli titreşim tipidir. Seyir konforunu doğrudan etkiler ve taşıt parametreleri belirlenirken incelenir.
- Yuvarlanma Hareketi (x 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.
- Kafa Vurma Hareketi (z ekseninde dönme): Yarım ve tam taşıt modelleri üzerinde incelenir. Yoldaki değişimler veya ani frenleme sonucunda meydana gelir.

- Yalpa Hareketi (y ekseninde dönme): Taşıt ağırlık merkezinin simetri ekseninde olmamasından yol girişinden ve viraj alırken meydana gelir.

Çoğu tasarım çalışmasında sistemin y ekseninde boyunca yaptığı hareket (gövde sıçraması hareketi) ve kafa vurma hareketi esas alınır. Yolcuya gelen salınımların konforlu seviyeye ulaştırılması için taşıtın bu yönlerde yaptığı titreşimlerin deplasman ve ivme genlikleri düşürülmelidir.

2.3. Titreşimlerin İnsana Etkisi

Titreşimin insana etkileri üzerine birçok çalışma söz konusu olmuştur. İnsanın titreşime dayanımı ve sürüş konforu için akıllı bir kriter araştırması, konunun bireysel tercihlere dayanması ve çoğu halde cevabın kişiye bağlı olması tam ve net olmayan sonuçları ortaya çıkarmaktadır. Yıllar boyuca sayısız sürüş konfor kriteri teklif edilmiştir.

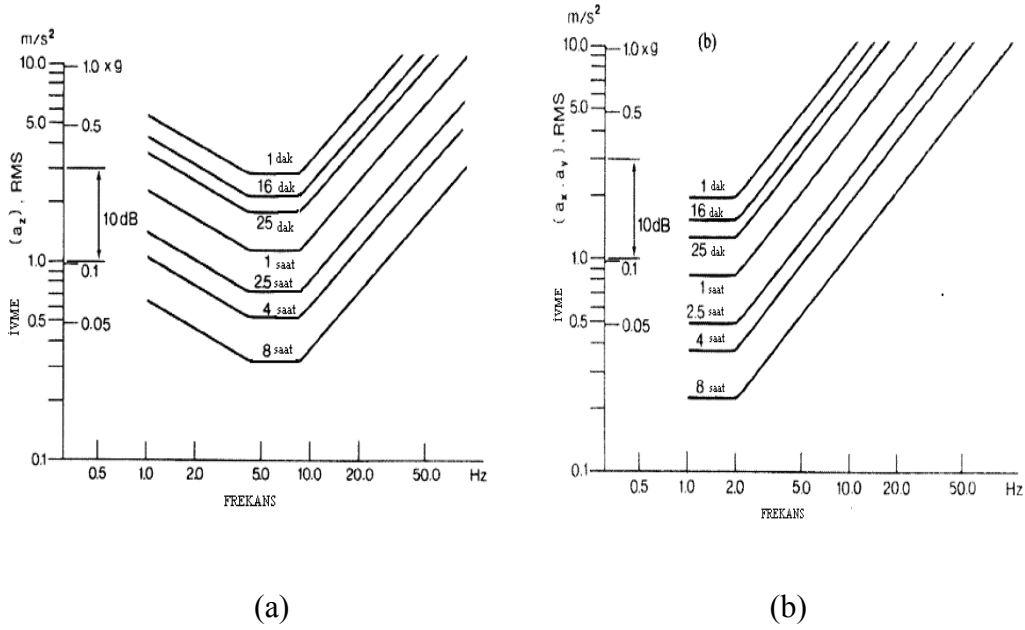


Şekil 2.4' düşey yöndeki titreşimler için bu tip bir kriteri göstermektedir. Bu eğri frekansın fonksiyonu olarak kabul edilebilir titreşim genliğini vermektedir. Grafikten de görülmektedir ki frekans arttıkça kabul edilebilir genlik önemli ölçüde azalmaktadır. Eğride önerilen sınırlar literatürde Janeway konfor kriteri olarak bilinmektedir. Janeway konfor kriteri her biri özel frekans aralığını kapsayan 3 basit bağıntıdan oluşur.

1-6 Hz frekans aralığında ivmenin hızının tepe değeri $12,6 \text{ m/s}^3$ 'ü geçmemek şartıyla açısal frekansın küpüyle genliğin çarpımından bulunur. Örneğin, 1 Hz ($2\pi \text{ rad/s}$)'de önerilen limit genlik $12,6 \text{ ms}^{-3}/(2\pi \text{ s}^{-1})^3 = 0,0508 \text{ m (2 in.)}$ 'dir.

6-20 Hz frekans aralığında ivmenin tepe değeri $0,33 \text{ m/s}^2$ 'yi geçmemek şartıyla açısal frekansın karesiyle genliğin çarpımından bulunur. 20-60 Hz frekans aralığında hızın tepe değeri $2,7 \text{ mm/s}$ 'yi aşmamak şartıyla açısal frekansla genliğin çarpımından bulunur. Bilinmelidir ki Janeway konfor kriteri düşey yönde titreşen tek bir sinüzoidal titreşimde temellenerek oluşturulmuştur. Farklı frekanslarda iki veya daha çok bileşenden oluşmuş titreşimlerden en yüksek etkiyi yapan bileşen göz önüne alınarak kriter uygulanır. Sürüş kontrol sınırları için elde edilen bilgi bilinmelidir ki sert bir zeminde oturan veya ayaktaki deneklerden elde edilir.

Standart ISO 2631, 1974'de insan vücudunun titreşime duyarlılığın değerlendirilmesi için bir genel kılavuz yayınlamıştır. Bu kılavuz, 1-80 Hz frekans aralığında sınır titreşim değerlerini kapsamaktadır. Bu sınır değerleri frekans ve maruz kalınan süreye göre çıkarılmıştır. Bu kılavuz taşıma araçlarındaki titreşimin değerlendirilmesiyle ilgilidir. Şekil 2.5 (a)'da düşey titreşimler için yorgunluk veya verim düşüklüğü sınırları rms-ivme değerleri cinsinden frekans ve maruz kalınan süreye bağlı olarak verilmiştir.



Şekil 2.5. (a)Düşey (b)Enine Yönde Yorgunluk veya Verim Düşüklüğü için Titreşim Sınırları [26].

Şekil 2.5 (a) da görülmektedir ki maruz kalınan ortalama süre arttıkça sınır değerleri düşmektedir. Kafa vurma veya devrilme ivme değerleri için önerilen sınır değerler Şekil 2.5 (b) de verilmiştir.

İnsanın titreşime toleransının dört faktöre bağlı olduğu gözükmemektedir. Bunlar;

- Titreşimin genliğine,
- Titreşimin frekansına,
- Titreşimin etki süresine,
- Titreşimin doğrultusuna

bağlıdır. Tolerans sınırı süre arttıkça azalır ancak eğrilerin şekli aynı kalır.

Yukarıda verilen yorgunluk sınırları aynı zamanda maruz kalma sınırları (sağlık) ve indirgenmiş konfor sınırları için de kullanılabilir. Bunun için emniyet veya sağlık için maruz kalma sınırları 2 faktörüyle (6 dB daha yüksek) yükseltilebilir.

İndirgenmiş konfor sınırları ise 3,15 faktörüyle (10 dB daha düşük) alçaltılarak bulunur.

1 Hz'den küçük frekanslarda etki araba tutması şeklinde kendini gösterir. 80 Hz üzeri frekanslarda ise insan vücudunu toplam olarak değil vücut parçaları şeklinde ayrı ayrı değerlendirmek gerekir. Titreşime duyarlılık ivmeye bağlı olduğu kadar frekansa da bağlıdır. Yaklaşık 2 g (yerçekimi ivmesi)'lik düşey titreşimin etkileri çalışmasında denekler 1-4 Hz aralığında nefes almakta güçlük belirtirken 3-9 Hz aralığında göğüs ağrısı rapor etmişlerdir. Toplu taşıma araçlarında titreşime maruz kalan denekler aşağıdaki konfor seviyelerini belirtmişlerdir.

Tablo 2.1. İvme-Konfor Seviyeleri

İVME (g)	KONFOR SEVİYESİ
0.03	Rahatsız Edici Değil
0.03 - 0.08	Bazen Rahatsız Edici
0.08 – 0.13	Rahatsız Edici
0.13 – 0.2	Çok Rahatsız Edici
> 0.2	Aşırı Rahatsız Edici

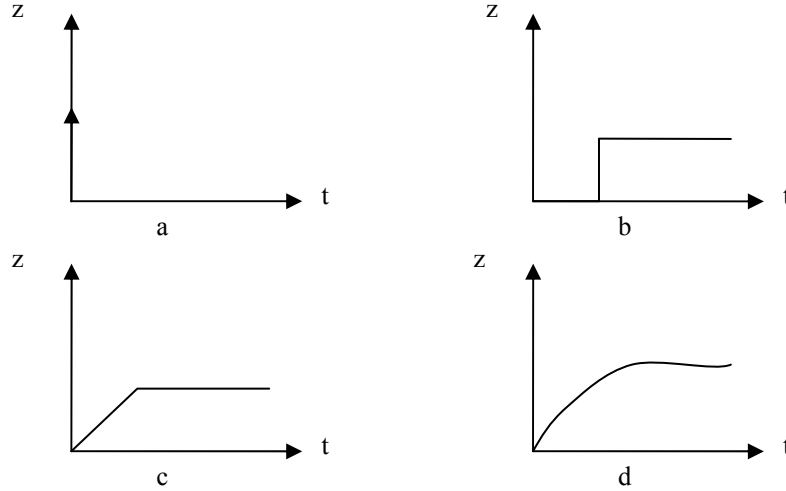
2.4. Titreşim Analiz Yöntemleri (Zaman ve Frekans Cevabı)

Bir taşıtın matematiksel modeli oluşturulduktan sonra süspansiyon elemanlarının davranışlarını incelemek için iki temel yol vardır. Bunlar taşıtın zaman ve frekans cevaplarıdır. Her ikisi de süspansiyon sistemi hakkında oldukça önemli bilgiler verir.

2.4.1. Zaman cevabı

Zaman cevabında sistemin geçici rejim cevabı önemlidir. Geçici rejim cevabı, sistemin belli bir başlangıç durumundan, bir nihai duruma kadar olan davranışdır. Sistemin tam olarak tasarlanabilmesi için her iki cevap türüne de bakmak gerekir. Zaman cevabını inceleyebilmek için taşıta darbe, basamak, rampa, polinom ve bunların kombinasyonları türünde girişler uygulanır ve taşıtın titreşim tipleri

üzerinde sonuçlar gözlemlenir. Bu girişler Şekil 2.6'da gösterilmiştir. Zaman cevabında, taşıt gövdesinin bu girişler sonucu yaptığı lineer ve açısız hareketler incelenir ve seyir konforunu iyileştirmek için taşıt parametreleri düzenlenir.



Şekil 2.6. Çeşitli Giriş Tipleri (a) Darbe (b) Basamak (c) Rampa (d) Polinom

Zaman cevabının elde edilmesinde kullanılan yöntemlerden biri Laplace dönüşümüdür. Bu yöntem lineer sistemlerin incelenmesinde kullanılır. Temel mantığı, sabit katsayılı diferansiyel denklemleri çözümü daha basit olan cebrik denklemlere dönüştürmektir. Bu cebrik denklemler üzerinde gerekli işlemler yapıldıktan sonra ters Laplace dönüşümü kullanılarak Laplace boyutundan tekrar zaman boyutuna dönülür ve çözüm elde edilmiş olur. Laplace dönüşümünde bağımsız değişken olan s , bir karmaşık sayıdır ve $s = \sigma + j\omega$ şeklinde tanımlanır. Bu dönüşümün matematiksel tanımı:

$$L[f(t)] = \int_0^{\infty} f(t)e^{-st} dt = F(s) \quad (2.1)$$

olarak verilmiştir. İntegral sınırları sıfır ile sonsuz arasında olduğu için t bağımsız değişkeni ortadan kalkar ve yalnız s bağımsız değişkenine bağlı $F(s)$ fonksiyonu elde edilir. Bu dönüşümün alınabilmesi için integral yakınsak olmalı, diğer bir deyişle bir $F(s)$ fonksiyonu bulunabilmelidir. Laplace dönüşümünün önemli avantajları aşağıda belirtilmiştir.

- Çözüm içinde başlangıç şartları da bulunduğundan sabitleri ayrıca bulmaya gerek yoktur.
- Çözüm elde etmek için yapılan işlemler basit cebrik işlemlerdir.
- Dönüşüm cetvellerinin kullanılması işlemleri kısaltır.
- Bir sisteme ait geçici rejim ve sürekli rejim çözümleri bir arada olmak üzere tam çözüm elde edilir.
- Çeşitli analitik ve grafik tekniklerin kullanılmasına olanak sağlar.
- Fiziksel sistem hakkında çözümden önce fikir verir.

Şekil 2.1’de gösterilen çeyrek taşıt modelinin hareket denklemleri üzerinde Laplace dönüşümü uygulanırsa, başlangıç şartları sıfır olmak üzere Denklem 2.2 ve Denklem 2.3 elde edilir.

$$(Ms^2 + C_s s + K_s) Y_2(s) = (C_s s + K_s) Y_1(s) \quad (2.2)$$

$$(ms^2 + C_s s + K_s + K_t) Y_1(s) = (C_s s + K_s) Y_2(s) + K_t Z(s) \quad (2.3)$$

Bu taşıt modelinde merak edilen y bağımsız koordinatı ile hareket eden taşıt ana gövdesinin hareketinin zamana bağlı değişimi olduğundan $Y_2(s)$ ile $Z(s)$ arasında bir bağıntı bulunmalıdır. Denklem 2.2’den $Y_1(s)$ çekilip, Denklem 2.3’de yerine yazılırsa aşağıdaki ifade elde edilir.

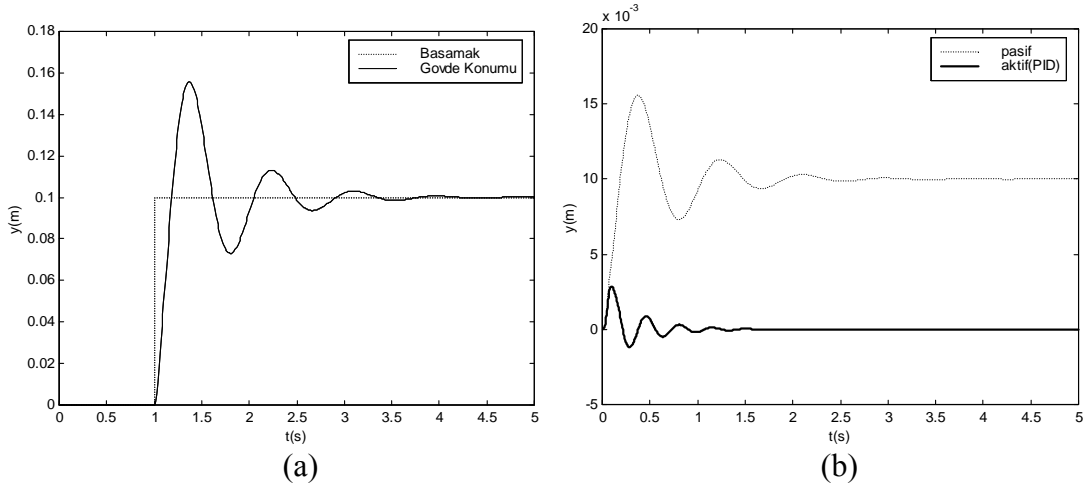
$$\frac{Y_2(s)}{Z(s)} = \frac{K_t}{(Ms^2 + C_s s + K_s)(ms^2 + C_s s + K_s + K_t) - (C_s s + K_s)} \quad (2.4)$$

$Y_2(s)/Z(s)$ oranına sistemin transfer fonksiyonu denir. Transfer fonksiyonu sistemin çıkışının girişine oranı olarak bilinir. Transfer fonksiyonu, bağlı olduğu sisteme ait olan dinamik özelliklerinin tamamını içerir. Bu fonksiyon, denklemden de

anlaşılacağı üzere giriş değişkeninin büyüklüğünden ve yapısından bağımsızdır. Birbirinden farklı sistemlerin transfer fonksiyonları aynı olabilir, zira transfer fonksiyonları sistemlerin fiziksel yapıları hakkında bilgi içermez. Bir sistemin transfer fonksiyonu biliniyor ise, çeşitli giriş değişkenlerine cevapları incelenerek sistemin davranış özellikleri belirlenir.

Çeyrek taşıt örneğinde yol girişi $z(t)$ 'nin, Laplace dönüşümü alınarak Denklem 2.4'de yerleştirilip tüm fonksiyonun ters Laplace dönüşümü alınırsa ana gövdenin hareket denklemleri olan $y_2(t)$ elde edilir.

Bazı durumlarda sistemin transfer fonksiyonunu bulmak mümkün olmayabilir veya transfer fonksiyonunun ters Laplace dönüşümünü elde etmek çok zor olabilir. Bir sistemin transfer fonksiyonu bilinmiyor ise, belirli giriş fonksiyonları deneysel olarak uygulanır ve elde edilen cevaplar incelenerek transfer fonksiyonu deneysel olarak bulunabilir. Diğer bir yöntem ise sistemin çıkış değerini sayısal olarak hesaplamaktır. Bunun için bilgisayar programları kullanılır. Şekil 2.7(a)'da çeyrek taşıt modelinin basamak girişine karşı taşıt gövdesinin konum-zaman cevabı görülmektedir.



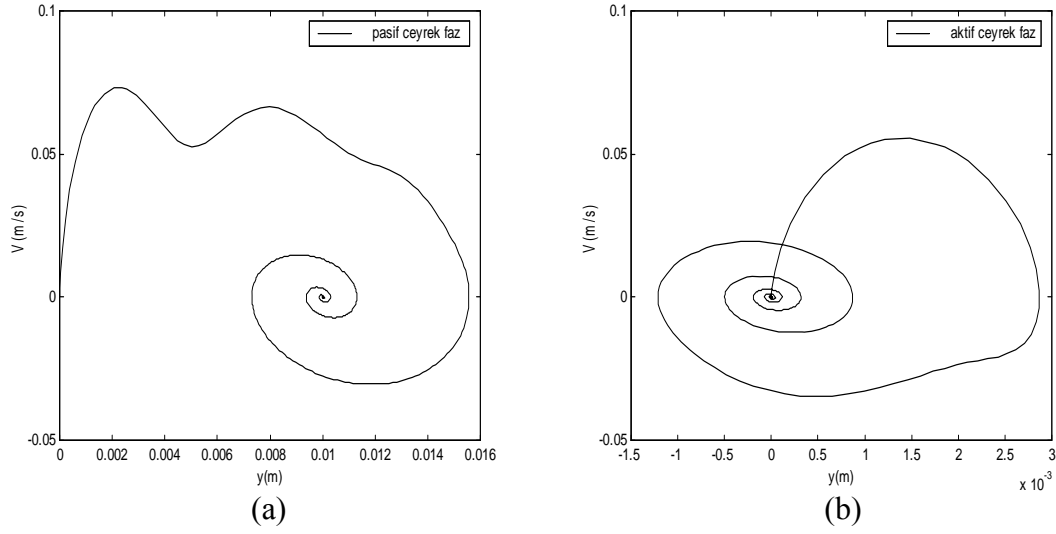
Şekil 2.7. Çeyrek Taşıt Modelinin (a) Basamak giriş etkisinde düşey konum-zaman grafiği (b) Pasif ve aktif süspansiyonlu çeyrek taşıt modelinin PID kontrollü taşıt gövdesinin düşey konum-zaman cevapları.

Taşıt titreşimlerinin incelenmesinde zaman cevaplarının yorumlanmasına örnek olarak PID kontrol algoritması uygulanmış çeyrek taşıt modelinin zaman cevaplarını

verebiliriz. PID kontrolcünün bir dinamik sisteme uygulanabilmesi için kontrolcü tasarım parametrelerinin (K_p, T_i, T_d) ayarlanması gerekir. Bunun içinde en çok Ziegler-Nichols metodu kullanılır. Çeyrek taşıt modelinde PID kontrolcülü aktif süspansiyonun verdiği cevap, pasif süspansiyon modeli ile kıyaslanarak gösterilecektir. Kontrolcünün düzgün çalıştığını kontrol etmek amacıyla referans olarak sıfır alınmıştır. Amaç kontrolcünün referans değerini mümkün olduğunca çabuk yakalamasıdır. Bunu yaparken pasif süspansiyondan daha çabuk ve etkin sönümleme yapması beklenmektedir.

Şekil 2.7(b)'de görülmektedir ki PID kontrolcülü aktif süspansiyon, hem taşıtın düşey hareketini oldukça sınırlandırmakta, hem de referans değerine çok çabuk ulaşmaktadır. Dolayısıyla pasif bir süspansiyona göre PID kontrolcülü aktif süspansiyon titreşim sönümlemede çok daha başarılı olmaktadır. Bu eğri titreşimin ne kadar sürede sönümlendiği konusunda bize bilgi vermektedir.

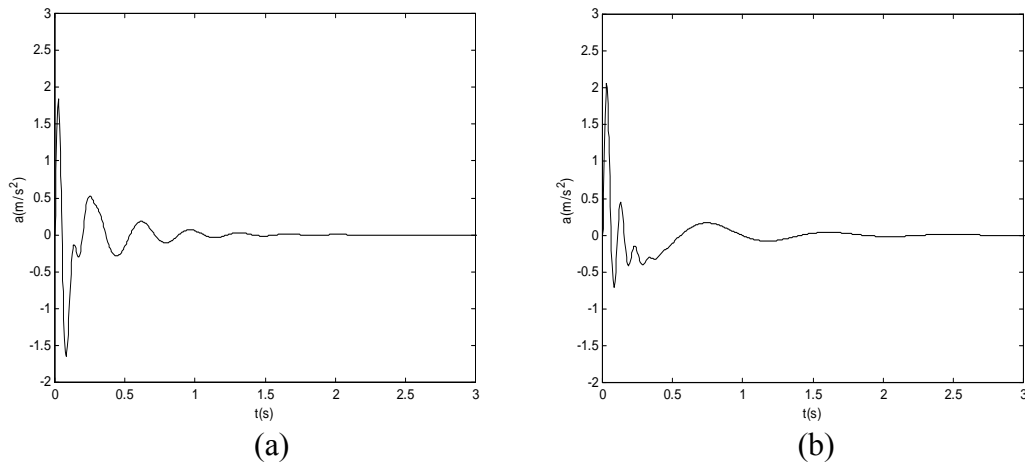
Taşıtların titreşimlerinin incelenmesinde bir diğer yöntem faz planı analizidir. Faz planı analizi, ikinci dereceden sistemler üzerinde çalışmak için kullanılan grafik bir yöntemdir. Bu yöntemin temel fikri, ikinci dereceden bir sistemin durum uzayında çeşitli başlangıç koşullarına karşılık gelen hareket eğrileri oluşturup, sistemin denklemlerini analitik olarak çözmeden sistem özelliklerini incelemektir. Analitik çözüm gerektirmemesinden dolayı özellikle doğrusal olmayan sistemlerde tercih edilir. Titreşim analizinde faz planı yöntemi sistemin kararlılığının incelenmesinde kullanılır. Şekil 2.8'de kontrolcülü ve kontrolcüsüz sistemlerin faz planları çizdirilmiştir. Her iki şekil incelendiğinde ikisinde sıfıra doğru yakınsadığı görülür. Sistemle kontrolcü lineer olduğundan faz planında tek bir tekil nokta vardır. PID kontrolcülü faz planında hareketin sıfır noktasında başlayıp sonunda tekrar sıfır noktasına döndüğü görülmektedir.



Şekil 2.8. (a) Pasif Süspansiyonlu ve (b) PID Kontrolcülü Taşıt Modelinin Faz Planı.

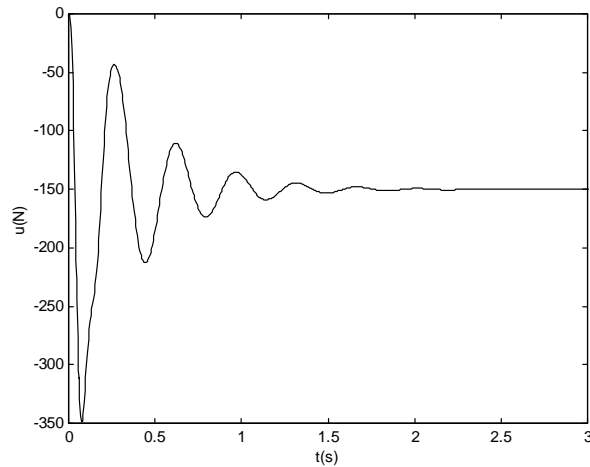
Kontrolcü uygulanmış taşıt süspansiyon sistemlerinde taşıt titreşimlerinin zaman analizini yaparak kontrolcünün ne kadar düzgün çalıştığı belirlenebilir. Bunun için ivme-zaman ve kontrolcü kuvveti-zaman grafiklerine de bakmak gerekir. İvme-zaman grafiğinin önemi, gövdeye iletilen ivmenin yolcunun seyir konforunu olumsuz yönde etkilemesinden gelmektedir. Bir başka deyişle, kontrolcü ana gövdenin konumu ile ivmesini de kontrol etmesi gerekir. Kontrolcü kuvveti-zaman grafiğinde ise sistemin ihtiyaç duyduğu kuvvetin kontrolcü tarafından verilir verilemeyeceği incelenir. Gerçekçi olması bakımından kontrolcüye bir sınırlama getirilir. Kontrolcü kuvveti çok fazla yön değiştiriliyorsa, kontrolcü çabuk arızalanacaktır ve kısa zamanda devreden çıkacaktır.

Şekil 2.9 (a)'da ise, çeyrek taşıt modelinin PID kontrolcülü ivme-zaman grafikleri verilmiştir. Şekil 2.9 (b)'de çeyrek taşıtın kontrolcüsüz ivme-zaman grafiği verilmiştir.



Şekil 2.9. Çeyrek Taşıt Modelinin (a) PID Kontrolcülü ve (b) Kontrolcüsüz ivme-zaman grafiği.

Yukarıdaki her iki ivme-zaman cevapları bize şu bilgileri vermektedir. Kontrolcülü ivme – zaman grafiği ile kontrolcüsüz olanı arasında değer açısından pek bir fark olmamakta hatta 0,1 s dolaylarında kontrolcülü sistemin ivmesi, kontrolcüsüz sistemin ivmesinden daha yüksek olmaktadır. Bunun sebebi kontrolcünün ilk anda çabuk tepki vererek sistemi referansa getirmeye çalışmasıdır. Ancak zaman ilerledikçe şasiye iletilen ivmenin genliği azalmakta ve 1 sn' den sonra şasiye kayda değer bir ivme girişi olmamaktadır. Oysa kontrolcüsüz sistemde 2,5 s kadar ana gövdeye bir ivme gelmektedir.

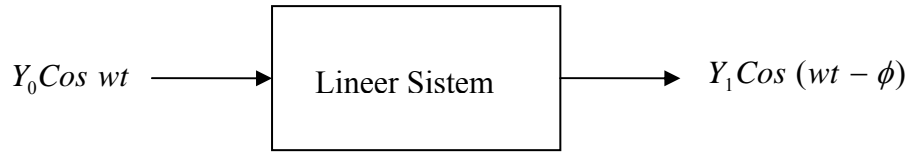


Şekil 2.10. PID Kontrolcünün Sisteme Uyguladığı Kontrolcü Kuvveti

Şekil 2.10'da PID kontrolcünün sisteme uyguladığı kontrolcü kuvvetinin zaman değişimi görülmektedir. Buna göre yol girişi olduğu anda kontrolcü 350 N kadar zıt yönlü bir kuvvet girişi uygulamaktadır. Sistemi referansta tutabilmek için ise denge halinde aşağıya doğru 150 N kuvvet girişi olmaktadır.

2.4.2. Frekans cevabı

Taşıt titreşimlerinin incelenmesinde diğer önemli bir yaklaşım, sürekli rejimle ilgili olan frekans cevabı yöntemidir. Lineer bir sisteme sabit genlikli bir sinüzoidal giriş uygulanırsa sistemin cevabı geçici rejimden sonra sürekli rejimde aynı frekanslı bir harmonik davranıştır. Ancak cevap girişten farklı bir genlik ve giriş değişmesine göre oluşan faz farkıdır.



Şekil 2.11. Lineer Sistemin Belirli Bir Frekanstaki Uyarıya Frekans Cevabı

Dinamik sistemlerin sinüzoidal giriş halinde çıkış/giriş oranları sabit değildir ve giriş frekansına göre değişir. Bu yüzden, sistemin frekans cevabının, frekansın çok küçük değerlerden çok büyük değerlere kadar değiştirilebilir durumda genlik ve faz farkının değişimini vermesi açısından önemi büyüktür. Dolayısıyla bu yöntemde genlik ve faz farkı zaman değişkeni yerine frekans değişkenine göre incelenir.

$$H(s) = \frac{Y_1(s)}{Y_0(s)} \quad (2.5)$$

$$|H(jw)| = \frac{|Y_1|}{|Y_0|} \quad (2.6)$$

$$\angle H(jw) = \phi \quad (2.7)$$

Titreşim denetim alanında genliklerin oranı Denklem 2.6'da görüldüğü gibi titreşimin geçirgenliği olarak bilinir. Taşıt süspansiyon sistemlerinin titreşimlerinin incelenmesinde faz cevabı genlik cevabı kadar önemli değildir. Çünkü titreşim yalıtımında çıkışın kesin şeklinden çok genliği önemlidir [27].

Belli bir frekansta, cevabın güç içeriği genliğin karesiyle direkt orantılıdır. Uyarı periyodik işaret olmadığı halde, Fourier dönüşümüyle sistem cevabının güç spektrum yoğunluğu Parseval teoremine göre aşağıdaki gibi belirlenebilir.

$$|Y_1(j\omega)|^2 = |H(j\omega)|^2 + |Y_0(j\omega)|^2 \quad (2.8)$$

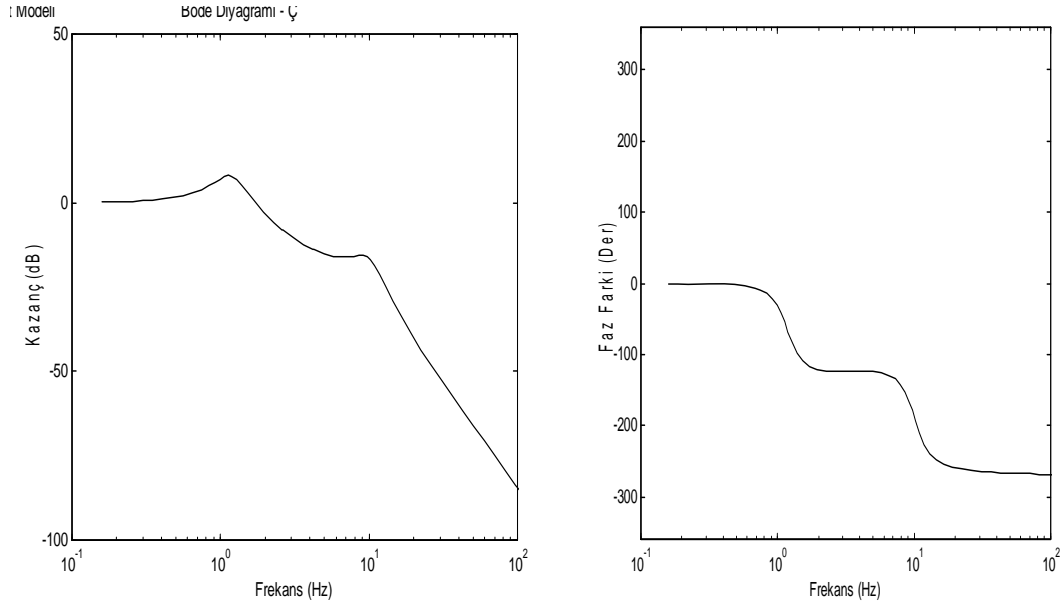
Eğer giriş, güç spektrum yoğunluğu S_{y_0} rasgele uyarı ise cevabın güç spektrum yoğunluğu

$$S_{y_1}(\omega) = |H(j\omega)|^2 S_{y_0}(\omega) \quad (2.9)$$

ile belirlenebilir. Görülmektedir ki her durumda sistemin güç spektrum yoğunluğu genlik cevabının karesi ile orantılıdır. Bu nedenle, taşıt süspansiyon sistemlerini sistem cevabının güç içeriği ile ilgilenilmediğinde, genlik cevabı ile belirlemek mümkündür. Genlik cevap eğrisi giriş frekanslarının değişimine göre çizilir.

Sonuç olarak transfer fonksiyonu $H(s)$ olan bir sistemin frekans cevabını hesaplamak için $H(s)$ 'de s yerine $j\omega$ konur ve elde edilen $H(j\omega)$ kompleks değişkenli fonksiyonunun modülü genlik cevabını, argümanı veya açısı ise faz cevabını verir. Sistem tasarımında kolaylık sağlaması bakımından frekans cevabı, logaritmik diyagramlar (Bode Diyagramı) kullanılarak incelenir.

Çeyrek taşıt modelinin genlik ve frekans cevabı Şekil 2.12'de gösterilmiştir.

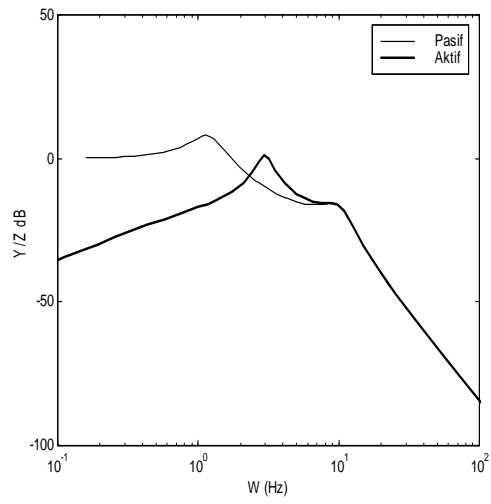


Şekil 2.12. Çeyrek taşıt modelinin (a) Genlik (b) Faz Cevabı

Yukarıdaki Şekil 2.12 (a)'da görüldüğü gibi kazanç - frekans eğrisinde iki tepe noktası bulunmaktadır. Bu noktaların ilki ana gövdenin, ikincisi ise aks kütesinin doğal frekansıdır.

Frekans cevaplarına bakarak taşıt süspansiyon sistemine uygulanmış olan kontrolcünün ne kadar başarılı olduğunu belirlemek mümkündür. Buna örnek olarak çeyrek taşıt modelinin kontrolcüsüz ve PID kontrolcülü ana gövde düşey hareketinin frekans cevabı Şekil 2.13'de verilmiştir. Beklendiği gibi sistem iki serbestlik derecesine sahip olduğundan iki tepe noktası vardır. Diğer bir deyişle, iki adet rezonans noktasına sahiptir. PID kontrolcü taşıtın doğal frekansı üzerine etki yapmış, ana gövdenin doğal frekansını arttırırken genliğini düşürmüştür. Bu kontrolcünün kendisinden bekleneni bir ölçüde verdiğini gösterir. Ancak 3 Hz civarında ortaya çıkan yeni rezonans frekansı seyir konforu açısından olumsuzdur. Aks kütesinin doğal frekansında ise bir değişim olmamaktadır.

Sonuç olarak, frekans cevaplarına bakarak uygulanan kontrol algoritmasının ne kadar etkili olduğu görülebilir. Bu kriter, rezonans frekanslarının ne derece bastırıldığı ve titreşim genliklerindeki ne oranda bir azalmaya maruz kaldığına bağlıdır.



Şekil 2.13. Çeyrek Taşıt Gövde Düşey Hareketinin Karşılaştırmalı Frekans Cevabı

BÖLÜM 3. SÜSPANSİYON TASARIMINDA KULLANILAN KONTROL YÖNTEMLERİ

3.1. Kayan Kipli Kontrol

Değişken yapıli kontrol sistemleri çok eskiden beri bilinmesine rağmen yoğun çalışmalar ilk olarak 1960'lı yıllarda eski Sovyetler Birliğinde ortaya çıkmıştır. Uzun bir süre sadece Rusya'da gelişen teori özellikle Utkin'in 1977 yılında yayınlanan makalesi [29] ile batı bilim dünyasının da dikkatini çekmiştir ve o günden sonra da batı bilim adamları da bu konuya giderek artan bir şekilde ilgi duymaya başlamıştır. Son yıllarda ise konuya giderek artan bir şekilde ilgi duymaya başlamıştır. Son yıllarda ise konu en çok araştırma yapılan konular arasındadır ve büyük bir aşama kaydetmiş durumdadır. Günümüzde teori birçok sisteme uygulanmış ve iyi sonuçlar alınmıştır, değişik sistemlere uygulanmaya da devam edilmektedir.

Değişken yapıli sistemler ve kayma kipli kontrol kuramını anlatan birçok çalışma bulunmaktadır[30][31].

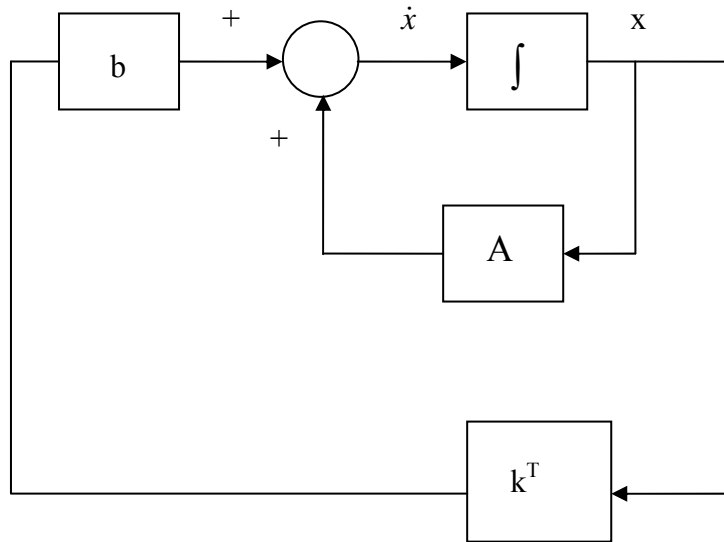
Değişken yapıli sistem yaklaşımının temel felsefesi tek girişli bir sistem için lineer durum geri besleme durumunda açıklanmaya çalışılacaktır. Sistem modeli,

$$\dot{x} = [A]x + [B]u \quad (3.1)$$

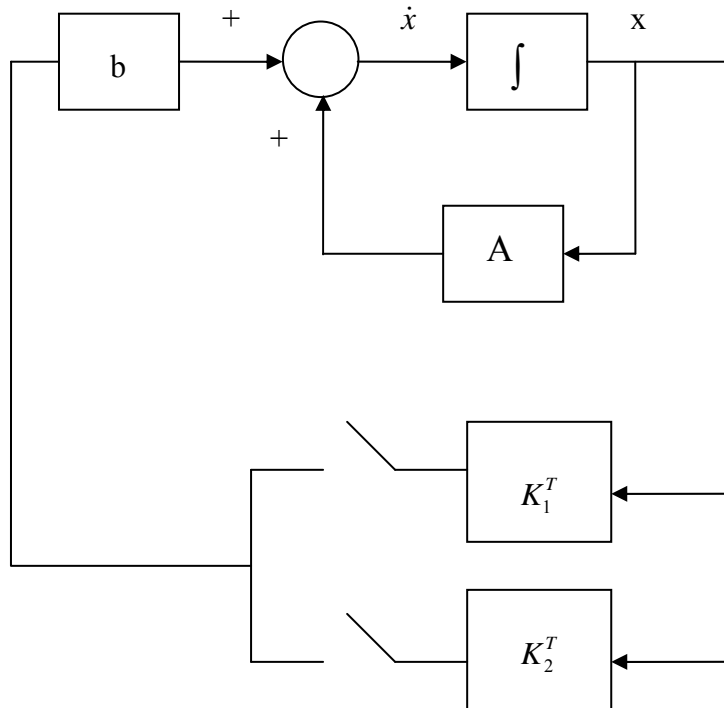
şeklinde verilmiş olsun. Lineer durum geri beslemeli kontrolde durum geri beslemesinin yapısı belirli ve sabittir.

$$u = k^T x \quad (3.2)$$

Buradaki sabit katsayılar ise özdeğer atama quadratik minimizasyon gibi yöntemlere göre seçilmektedir. Bu durum Şekil 3.1'de ve Şekil 3.2'de şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 3.1. Linear Durum Geri Beslemeli Kontrol Yapısı



Şekil 3.2. Değişken Yapılı Durum Geri Besleme Yaklaşımı

Değişken yapıli sistemlerde kontrol yapısı her an durumların farklı sürekli fonksiyonları arasında geçiş yapmasına izin verilmektedir. Bundan sonrası ise değişken yapıli sistem tasarım problemi her yapıyı tanımlayan parametrelerin seçimi ve anahtarlama lojiğinin tanımlanmasından ibarettir. Bu şekilde oluşturulan ek karmaşıklıkğın getirisi ise her yapının yararlı özelliklerini birleştirme olasılığıdır. Değişken yapıli sistem, önceden hiçbir yapıda olmayan bir özelliğın elde edilmesini sağlayabilir. Örneğın asimtotik kararlı bir sistem, ikisi de asimtotik kararlı olmayan iki yapıdan oluşturulabilir. Değişken yapıli sistemlerin bu özelliğini ve dayandığı temel felsefeyi yansıtan bir örnek verelim. $x = [x_1, x_2]$ durumları ile tanımlı ikinci mertebeden

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2(t) \\ \dot{x}_2 &= u(t) \end{aligned} \quad (3.3)$$

sistemini ele alalım. Kontrol kuralı doğrusal durum geri beslemeli bir şekilde

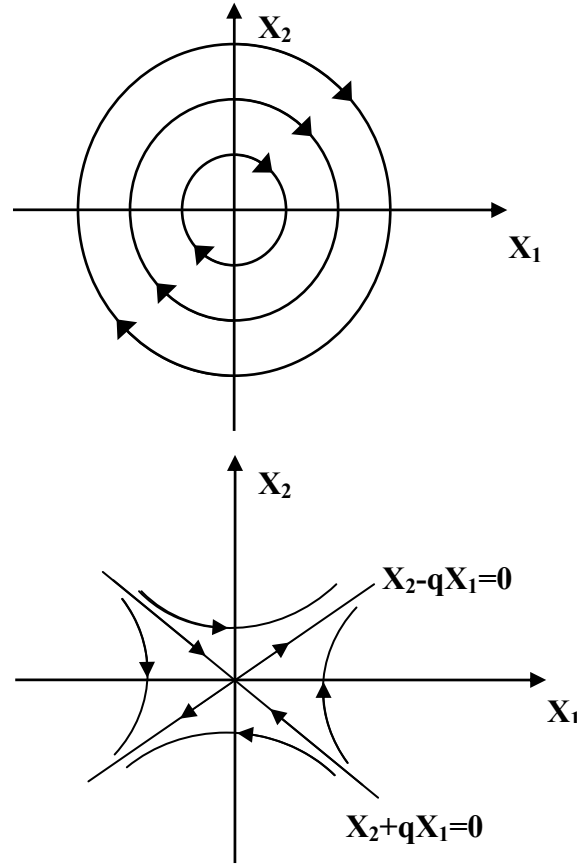
$$u(t) = -Kx_1(t) \quad (3.4)$$

olsun. $K > 0$ olması halinde sistem denklemleri

$$\dot{x}_1(t) = x_2(t) \quad (3.5)$$

$$\dot{x}_2(t) = -K x_1(t) \quad (3.6)$$

olacaktır. Buna sistem I diyelim. Bu sisteme ait Faz Planı eğrileri iç içe geçmiş dairelerdir ve Şekil 3.3' de gösterilmiştir. $K > 0$ halinde kapalı çevrime ait özdeğerler reel kısmı sıfır olan sanal sayılardır $(\lambda_{1,2} = \pm j\sqrt{K})$.



Şekil 3.3. Değişken Yapılı Durum Geri Besleme Yaklaşımı

$K < 0$ olması halinde sistem denklemleri aşağıdaki gibi olacaktır.

$$\dot{x}_1(t) = x_2(t) \quad (3.7)$$

$$\dot{x}_2(t) = +K x_1(t) \quad (3.8)$$

Bu yeni yapıya sistem II olarak adlandırılırsa. Sistem II'nin öz değerleri $\lambda_{1,2} = \pm\sqrt{K}$ olacaktır. Sistem II'ye ait Faz Planı eğrileri Şekil 3.3'de gösterilmiştir. Buna göre sadece denklemi $x_2 = -\sqrt{K}x_1$ olan eğri orijine doğru yakınsar, diğer bütün eğriler orijinden uzaksar. Özdeğerlerin incelenmesi sonucunda görüldüğü gibi K değerinin farklı işaretleri için elde edilen her iki yapıda asimtotik kararlı değildir. İncelediğimiz örnek sisteme ait durum yörüngeleri, değişken yapıli sistem kuramı sayesinde orijine

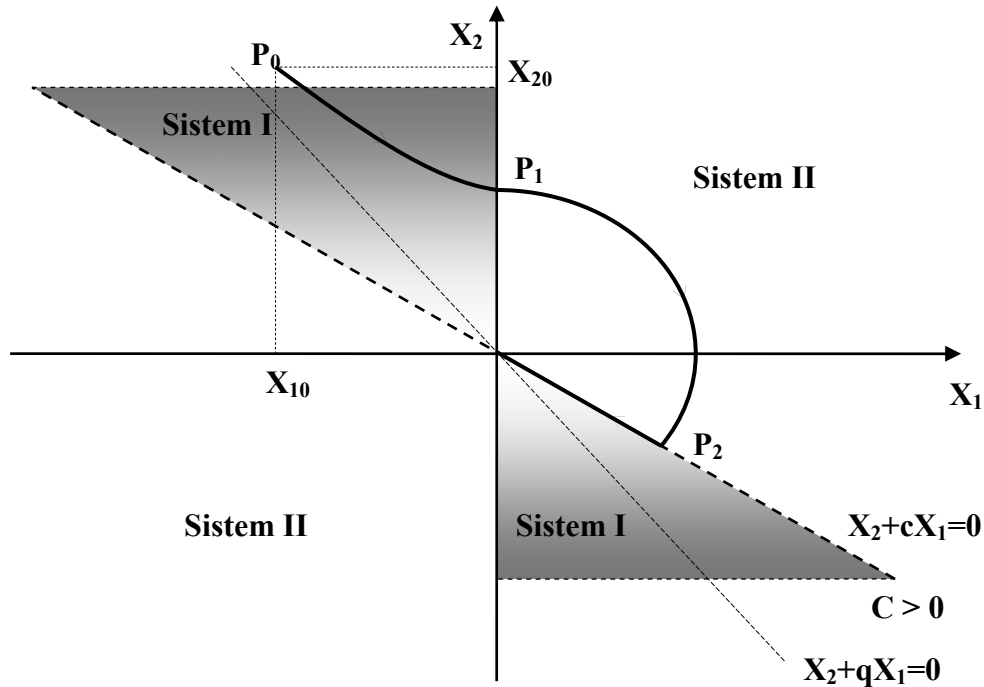
yaklaşma eğilimi gösteren yapıdan yararlanılarak kararlı konuma getirilebilir. Bunun için;

$$s(x) = x_2 + cx_1 \quad (3.9)$$

biçiminde bir anahtarlama fonksiyonu tanımlanabilir. Anahtarlama fonksiyonu $(x_1 - x_2)$ faz düzleminde iki sistemden(yapıdan) hangisinin kullanılacağını belirler. Bu amaçla kontrol kuralı

$$u(t) = \begin{cases} Kx_1(t) & s(x).x_1 > 0 \Rightarrow \text{Sistem I} \\ -Kx_1(t) & s(x).x_1 < 0 \Rightarrow \text{Sistem II} \end{cases} \quad (3.10)$$

yapısına sahip bir anahtarlama kuralına göre değiştirilirse Şekil 3.4'de gösterilen yeni yapı elde edilir. Sisteme ait durum yörüngeleri kullanılan anahtarlama kuralı sayesinde orijine yaklaşmakta eğiliminde olan bölgeye doğru yönlendirilmektedir. Böylece incelediğimiz sistem global asimptotik olarak orijine yaklaşır.



Şekil 3.4. Değişken Yapılı Durum Geri Besleme Yaklaşımı

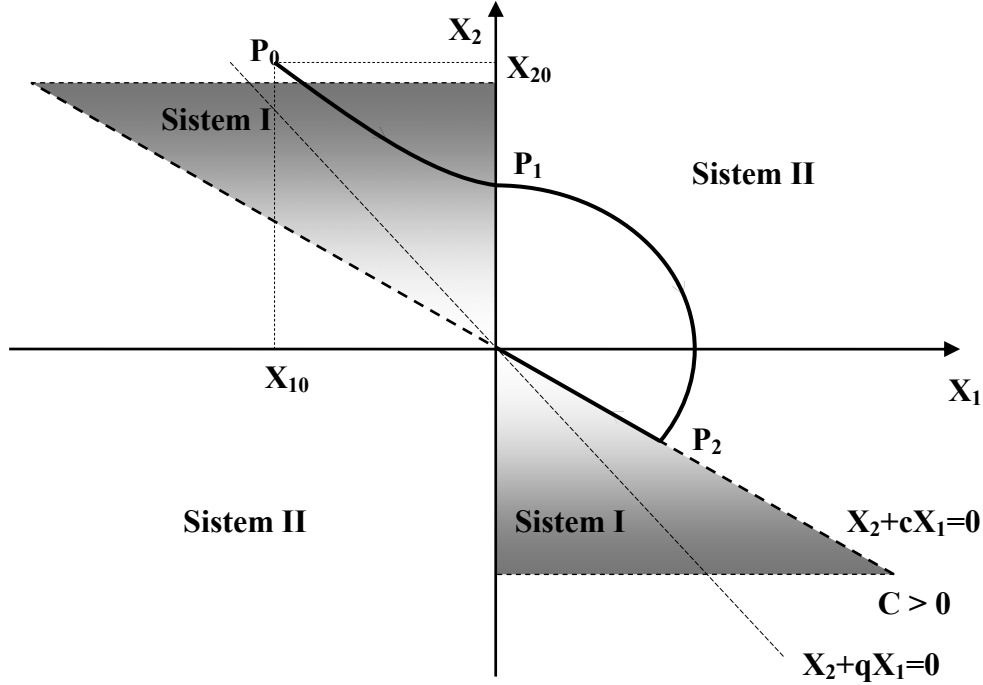
Değişken yapılı sistemler kuramı sayesinde ikisi de kararsız olan yapılardan asimptotik kararlı yeni bir yapı elde edilmiştir. Verilen örnekte her iki yapıya ait özelliklerden ve sistem yörüngelerinden yararlanılarak sistem kararlılık noktasına götürülmektedir. Bu temel özelliğin yanı sıra, değişken yapılı sistemlerde her iki yapıda olmayan yeni özellikler de elde edilebilir. Şekil 3.4'te verilen yörünge hareketine bakıldığında $x_1 = 0$ doğrusu üzerinde herhangi bir yörünge değişikliği görülmemektedir. Fakat anahtarlama fonksiyonunda kullanılan $x_2 + cx_1$ doğrusu üzerinde her iki yönden gelen yörüngeler sonlanmakta ve bu doğru üzerinde özel bir hareket başlamaktadır. Bu hareket kayma kipi (Sliding Mode) olarak adlandırılır. Kayma kipinde yörünge asimptotik kararlı olarak başlangıç noktasına yaklaşır.

Kayma kipi mutlaka iki değişken yapının yörüngelerinden seçilmek zorunda değildir. Genel olarak kayma kipi, değişken yapılı sistemin içerdiği yapıların dışında bir yörünge üzerinde seçilir. İncelediğimiz sistem için elde edilen kontrol kuralında $s(x) = x_2 + c x_1$ şeklinde bir anahtarlama fonksiyonu alınmıştır. Burada c değeri $0 < c < q < K$ olmak üzere kesin pozitif bir sayıdır. Şekil 3.4'te bu aralıktaki herhangi bir c değeri için elde edilen kayma kipi ve yörünge hareketleri görülmektedir. Tüm yörüngeler $s(x) = x_2 + cx_1$ ile elde edilen doğruya yöneldiği için sistem denge noktasına asimptotik olarak yaklaşır ve denge noktası kararlıdır.

Sistem durumlarına ait yörüngeler dışında seçilen bir anahtarlama fonksiyonu ile elde edilen ve denge noktasına, önceden tanımlı bir kayma kipi üzerinde ulaşan düzeneğe kayma kipli kontrolör adı verilir ve değişken yapılı sistemler kuramının bir alt sınıfı olarak kabul görmüştür. Şekil 3.5'te elde edilen kayma kipinin önemli özellikleri şöyle sıralanabilir:

- Kayma kipi, değişken yapılı sisteme ait Şekil 3.3'de verilen yapılar dışında yeni bir yörüngede oluşmaktadır. Başka bir ifadeyle, kayma kipi sistem yörüngelerinden bağımsızdır.
- Kayma kipi yörüngesi Denklem 3.3 sisteminin mertebesinden daha düşük boyutlu Denklem 3.9 kayma yüzeyi ile sağlanmaktadır. Bu durum

basitleştirmeyi sağlar ve bağlanmış sistemleri birbirinden ayırma tasarım yöntemlerine izin verir.



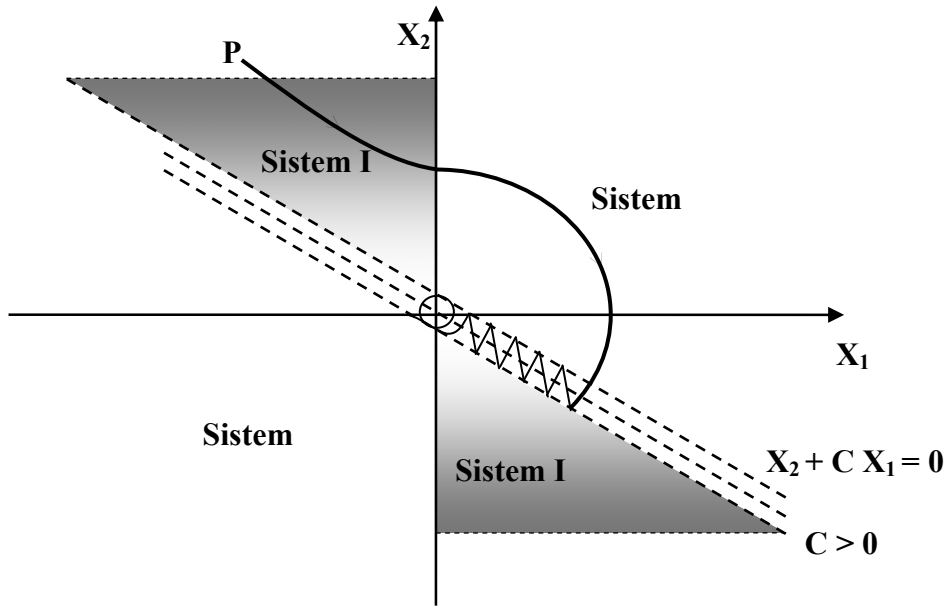
Şekil 3.5. Değişken Yapılı Durum Geri Besleme Yaklaşımı

- Kayma kipi sırasında sistem dinamiklerini etkileyen tek parametre Denklem 3.9’da verilen c parametresidir. Bu yüzden sistem dinamikleri değişimsizdir. Bu özellik kayma kipli kontrolörlerin en önemli özelliğidir. Zamanla değişen sistemlerin kontrolü veya bozucu bastırma problemlerinde sistem parametrelerine ve bozucuya göre bu değişmezlik büyük önem taşır.

Şekil 3.6’da sistemin denge noktası başlangıç noktasıdır. Bu yüzden denge noktasına ulaşılan kadar kayma kipi sırasındaki sistem davranışı sisteme ait geçici hal davranışının bir parçasıdır.

Kayma kipinde kontrol pratik hayatta uygulandığında çatırtı(chattering) denen bir olayla karşılaşmaktadır. Çatırtı olayı, kayma yüzeyi üzerinde iken, yüzey üzerinde kalmak için teorik olarak kontrol işaretinin sonsuz frekansta anahtarlanması gereğinden meydana gelmektedir. Pratikte ise sonsuz frekansta anahtarlama birçok sebepten dolayı gerçekleştirilemez. Bu nedenle sistem kayma modunda iken, kayma

yüzeyi etrafında yüksek frekanslı bir hareket yapar. Bu olaya çatırtı (Chattering) denmektedir. Çatırtı olayını engellemek için birçok yöntem önerilmiştir. Bu yöntemlerden ilerde bahsedilecektir. Çatırtı önlenmesi gereken bir olaydır. Çünkü mekanik elemanların ömrünün azalmasına yol açmaktadır. Ayrıca modellenmemiş yüksek frekanslı dinamiklerin ortaya çıkmasına sebep olabilmektedir.



Şekil 3.6. Kayma Kipinin Gösterilimi

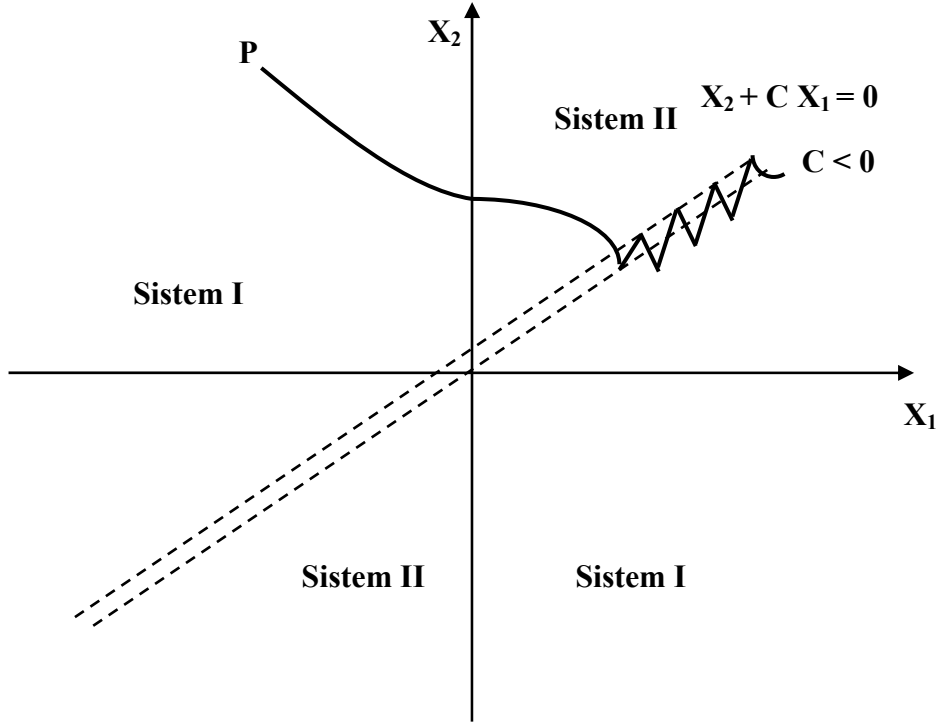
Kontrol sistemlerinde eyleyicilere güç, tristörlü ve tranzistorlu çeviriciler tarafından sağlanmaktadır. Çeviriciler için anahtarlama kipi tek çalışma şeklidir. Bu yüzden kontrol işareti yüksek frekanslı, süreksiz bir işarettir ve teknolojik açıdan kayma kipli kontrol bu tip elektrik sürücü devreleri için uygun bir çözümdür.

Eğer $c < 0$ olsa ve

$$u(t) = \begin{cases} Kx_1(t) & s(x).x_1 > 0 \Rightarrow \text{Sistem I} \\ -Kx_1(t) & s(x).x_1 < 0 \Rightarrow \text{Sistem II} \end{cases} \quad (3.11)$$

kontrol işareti uygulansa incelenen sistemin yörüngeleri Şekil.3.7'teki gibi olacaktır. Burada görülmektedir ki sistem yörüngeleri hala kayma yüzeyini takip etmekte fakat sonsuza gitmektedir. Dolayısıyla sistem kararlı değildir.

Daha yüksek dereceden sistemler için kayan kipli kontrol yaklaşımı yukarıdaki gibi grafiksel gösterimlerle açıklanamaz. Bunun için matematiksel bir yaklaşımla kayan kipli kontrolün açıklanması gerekir.



Şekil 3.7. Kayma Kipinin Gösterilimi

3.2. Kayan Kipli Sistemlere İlişkin Temel Kavramlar

Doğrusal olmayan yapıları da içeren en genel durum denklemi ifadesi

$$\dot{x} = f(x, t, u) \quad (3.12)$$

şeklinde verilebilir. Burada;

$$x(t) \triangleq [x_1(t), x_2(t), \dots, x_n(t)] \quad (3.13)$$

$$u(t) \triangleq [u_1(t), u_2(t), \dots, u_n(t)] \quad (3.14)$$

sırası ile durum ve giriş vektörleridir. Sistem $u(t)$ giriş vektörüne göre doğrusal olduğunda ilginlik (affine) özelliği geçerlidir ve en genel haldeki durum denklemi ifadesinin sağ tarafındaki $f(x, u, t)$

$$f(x, u, t) = f_o(x, t) + \sum_{i=1}^m u_i(t) \cdot f_i(x, t) \quad (3.15)$$

şeklinde iki ayrı parçada yazılabilir. Bu durumda bozucuların ve belirsizliklerin göz ardı edilip modellenmediği bir sisteme ait en genel durum denklemi ifadesi

$$\dot{x} = f(x, t) + B(x, t)u(t) \quad (3.16)$$

olarak verilebilir. Burada $f(x, t) \in \mathcal{R}^{n \times 1}$ ve $B(x, t) \in \mathcal{R}^{n \times m}$ sistem dinamiklerini belirleyen fonksiyonlardır. Bu fonksiyonların doğrusal olup olmamasına göre farklı yapılar elde edilebilir. Kayma kipli kontrol kuramı bu en genel yapı üzerinde tanıtılacaktır.

3.2.1. Anahtarlama yüzeyi

Örnek sistem için kullanılan anahtarlama fonksiyonu, m giriş için vektörel olarak

$$\sigma(x) = [\sigma_1(x), \sigma_2(x), \dots, \sigma_m(x)]^T \quad (3.17)$$

şeklinde tanımlanır. Burada, $\sigma_i(x)$ değeri $i = 1, \dots, m$ olmak üzere i . kontrol kuralına ait anahtarlama fonksiyonudur. Kontrol kuralında $\sigma_i(x) = 0$ üzerinde bir süreksizlik olduğu ve bu yüzden kontrol kuralı işaret değiştirdiği için $\sigma_i(x) = 0$ eşitliği i . kontrol kuralına ait anahtarlama yüzeyi olarak adlandırılır.

3.2.2. Kayma yüzeyi

Eğer anahtarlama yüzeyinin her iki tarafındaki sistem yörüngeleri yüzeye doğru yönelmiş ise, yani $x(t)$ bir kayma kipi oluşturuyorsa, elde edilen anahtarlama

yüzeyine kayma yüzeyi ya da kayma manifoldu adı verilir. Anahtarlama yüzeyi sistem yörüngelerinden seçildiği zaman her zaman bir kayma yüzeyi oluşturulur. Ancak, sisteme ait durum yörüngeleri dışında bir anahtarlama yüzeyi de seçilebilir ve bu ise her zaman bir kayma kipini sağlamayabilir.

3.2.3. Kayma kipi

$x = 0$ denge noktasından geçen anahtarlama yüzeyi $\sigma(x)$ olsun. Eğer t_0 anında $\sigma(x) = 0$ ise ve $\forall t > t_0$ için $\sigma(x) = 0$ ise $x(t)$ yörüngesi sistemin kayma kipi ya da kayma modu olarak adlandırılır.

3.2.4. Ulaşma kipi

Kayma kipine ulaşana kadar olan tüm $x(t)$ durum yörüngeleri sistemin ulaşma kipi ya da ulaşma fazı olarak adlandırılır. Durumların kayma yüzeyine doğru hareket ettiği bu mod da kayma kipine ulaşmak için bazı koşulların sağlanması gerekir. Kayma kipinde kontrol edilecek bir sistemin durumları en azından faz uzayda kayma yüzeyini çevreleyen bir yüzeye çekilmelidir. Bir başka deyişle sistem durumları sonlu zamanda (ulaşma zamanı) kayma yüzeyine ulaşmalıdır ki kayma moduna girilsin ve sistem istenen noktaya gitsin.

3.2.5. Ulaşma zamanı

Kayma kipine girinceye kadar geçen ve sistemin parametre belirsizlikleri ve dış bozuculara duyarlı olduğu süre ulaşma ya da vuru zamanı olarak adlandırılır.

3.3. Kayma Kipli Kontrolde Kontrol Girişinin Tespiti

Kontrol kuralının bulunması demek kayan kipli kontrolcünün tasarlanması demektir. Kayma kipli kontrolcü; kayma yüzeyinin her iki tarafında farklı yapılar sahip olan, gürbüz kontrol davranışına ulaşmayı amaçlayan doğrusal olmayan bir kontrolcüdür. Bunun için üç temel aşamadan geçmek gerekir. Bunlar:

- Kayma yüzeyinin belirlenmesi
- Ulaşma koşulu ölçütünün belirlenmesi
- Kontrol kuralının elde edilmesi

Kayan kipli kontrolcünün amacı, parametre belirsizliklerine (kütle özellikleri ve yüklerdeki belirsizlikler, hareketlendiricilerin tork sabitlerindeki hatalar, sürtünme) ve modellenmemiş özelliklere (yapısal rezonans şekilleri, ihmal edilen zaman gecikmeleri) karşın etkin bir kontrol kuralını (kanunu) tasarlamaktır.

Yöntem, n. dereceden bir izleme problemini birinci dereceden kararlılık problemine dönüştürmeye dayanır. Teorik olarak keyfi parametre yanlışlarının olması durumunda mükemmel performans elde edilebilmesine karşın, model yapısındaki belirsizlikler verilen bant genişliğinde izleme performansı ile parametrik belirsizlik arasında bir denge kurulmasını gerektirir. Pratik olarak bu, çabuk yön değiştiren bir kontrol yöntemini daha yumuşak bir benzeri ile değiştirmeye eşdeğerdir. Kontrolün sık yön değiştirmesinin kabul edilebildiği özel durumlarda saf kontrol yöntemi çok yüksek performans sağlamaktadır.

Kayan kipli kontrolcü tasarımı, model belirsizliklerine rağmen kararlılığı koruma problemine sistematik bir yaklaşım getirmektedir. Ayrıca modelleme/performans ilişkisini belirleyerek, tüm tasarım aşamasına ışık tutacak bilgiler verebilir. Son olarak, konu ve sistem üzerinde daha az bilgiye ihtiyaç duyulduğundan, basit seviye programlamaya imkân tanır.

3.3.1. Kayma yüzeyi

Kayma yüzeyinin belirlenmesinde temel ölçüt verilen sistemden daha düşük mertebede bir kayma yüzeyinin elde edilmesidir. Bununla kayma kipi sırasındaki kararlılık, belirli başarımlı ölçütlerinin iyileştirilmesi, mertebe düşürme gibi tasarım amaçlarının yerine getirilmesi beklenir. Kayma yüzeyinin tasarımında çok girişli durumlar için anahtarlama yüzeyleri üzerindeki anahtarlamanın ne şekilde olacağı önemlidir. Bağımsız giriş sayısı m olan bir sistemde m adet anahtarlama fonksiyonu

olur ve bu durumda en çok 2^{m-1} adet kayma yüzeyi bulunabilir. Tüm kayma yüzeylerinin arakesitinde oluşan yüzey de bir kayma yüzeyidir. Bu oluşan kayma yüzeyi dışında da kayma kipi oluşturulabilir ve bu durum anahtarlama düzeni olarak adlandırılır. Anahtarlama düzenleri:

- Sabit sıralı anahtarlama düzeni
- İlk ulaşılan ilk anahtarlanır düzeni
- Tüm anahtarlama yüzeylerinin arakesitinin de kayma yüzeyi olduğu düzen

şeklinde düşünülebilir. Uygulamada en çok, sistem durumları her hangi bir başlangıç koşulundan doğrudan tüm anahtarlama yüzeylerinin arakesitinde oluşan kayma yüzeyine sürüldüğü üçüncü düzen kullanılır. Diğer anahtarlama yüzeylerinde kayma kipinin oluşup oluşmaması ise önemli değildir. Bu düzen uygulama açısından en kolay olanıdır.

3.3.2. Kayma yüzeyine ulaşma koşulu

Kayma yüzeyine ulaşma koşulu incelemesinde üç yöntem kullanılmaktadır. Bunlar;

- Doğrudan anahtarlama fonksiyonu yaklaşımı
- Ulaşma kuralı yaklaşımı
- Lyapunov Fonksiyonu yaklaşımı

3.3.2.1. Doğrudan anahtarlama fonksiyonu yaklaşımı

Bu konuda ilk ortaya atılan kayma yüzeyine ulaşma koşuludur. Kayma yüzey(ler)inin en azından yerel olarak bir çekim bölgesi oluşturması gerekir, yani kayma yüzeyini çevreleyen belirli bir bölgede sistem durum yörüngeleri kayma yüzeyine doğru yaklaşmalıdır. Bu matematiksel olarak yazılacak olursa;

$$\lim_{\sigma_i \rightarrow 0^-} \dot{\sigma}_i(x) < 0 \quad (3.18)$$

$$\lim_{\sigma_i \rightarrow 0^+} \dot{\sigma}_i(x) > 0 \quad (i=1, \dots, m) \quad (3.19)$$

elde edilir. Bu ifadeye eşdeğer olarak (3.20)

$$\sigma_i(x) \dot{\sigma}_i(x) < 0 \quad (\sigma_i \neq 0, \quad i=1, \dots, m) \quad (3.21)$$

yazabiliriz. Bu koşullar doğrudan anahtarlama fonksiyonu yaklaşımı olarak adlandırılır. Çok girişli bir sistemde tüm anahtarlama yüzeyleri ve bu yüzeylerin ara yüzeyleri kayma yüzeyi konumundadır. Bu yaklaşım ile elde edilen ulaşma koşulu global olmasına rağmen ulaşma zamanı hakkında bir bilgi içermez ve sonlu ulaşma zamanı elde edileceği anlamına gelmez.

3.3.2.2. Ulaşma kuralı yaklaşımı

Bu yöntem doğrudan anahtarlama fonksiyonu dinamiğini belirler. Anahtarlama fonksiyonu dinamiğinin aşağıdaki ifade ile tanımlı olduğunu düşünelim. Buna sabit artı oransal değişim ulaşma kuralı denir.

$$\dot{\sigma} = -Q \operatorname{sgn}(\sigma) - Kf(\sigma) \quad (3.22)$$

Burada Q ve K kazançları pozitif elemanlı diyagonal matrislerdir. Ayrıca $\operatorname{sgn}(\cdot)$, işaret alma operatörü olmak üzere;

$$\operatorname{sgn}(\sigma) = [\operatorname{sgn}(\sigma_1) \quad \dots \quad \operatorname{sgn}(\sigma_m)]^T \quad (3.23)$$

$$f(\sigma) = [f_1(\sigma_1) \quad \dots \quad f_m(\sigma_m)] \quad (3.24)$$

f_i skaler fonksiyonu $\sigma_i \neq 0$ ($i=1, \dots, m$) için şu koşulu sağlar,

$$\sigma_i(x) \dot{\sigma}_i(x) > 0 \quad (3.25)$$

Denklem 3.22 eşitliği ulaşma kuralı olarak adlandırılır. Burada $sign(.)$ işaret fonksiyonudur ve $\sigma \operatorname{sgn}(\sigma) = |\sigma|$ sağlayacak şekilde;

$$\operatorname{sgn}(\sigma) = \begin{cases} -1 & \sigma < 0 \\ 0 & \sigma = 0 \\ +1 & \sigma > 0 \end{cases} \quad (3.26)$$

değerler alır. Q ve K 'nin değişik değerleri, σ için değişik değişim oranlarına, dolayısıyla ulaşma kipinde değişik yapılara sebep olur ve böylece ilk ulaşılan ilk anahtarlanır anahtarlama düzeninde farklı yapılar elde edilebilir.

Literatürde değişik ulaşma kuralları da verilmiştir. Ulaşma kuralı yaklaşımı sadece ulaşma koşulunu oluşturmaz, aynı zamanda ulaşma modun da sistemin dinamik karakteristiğini de belirler. Bunlar;

- Sabit değişimli ulaşma kuralı,

$$\dot{\sigma} = -Q \operatorname{sgn}(\sigma) \quad (3.27)$$

- Üstel değişimli ulaşma kuralı,

$$\dot{\sigma}_i = -k_i |\sigma_i|^\alpha \operatorname{sgn}(\sigma_i) \quad (3.28)$$

3.3.2.3. Lyapunov fonksiyonu yaklaşımı

Kayma yüzeyine ulaşma koşuluna Lyapunov Fonksiyonu kullanma yaklaşımında, ulaşma koşulu ölçütü olarak kararlılık testi için kullanılan Lyapunov doğrudan yönteminden faydalanılır. Bunun için önce Lyapunov Kararlılık yöntemlerini inceleyelim.

Kararlılık, kontrol sistem analizi ve tasarımında temel bir konudur. Nonlineer sistemlerce gösterilen karmaşık ve zengin kararlılık davranışlarını doğru olarak açıklayabilmek için Lyapunov Kararlılığı, Asimptotik Kararlılık, Üstel Kararlılık, Evrensel Asimptotik ve Evrensel Üstel Kararlılık gibi çeşitli kararlılık türleri tanımlanmalıdır.

Nonlineer diferansiyel denklemlerin analitik çözümlerini elde etmek genellikle zor olduğundan, nonlineer sistem kararlılığının belirlenmesinde Lyapunov' un iki yöntemi büyük önem taşır.

Lineerleştirme yöntemi, nonlineer sistemlerin denge noktaları etrafındaki ufak hareketleri ile ilgilidir. Tasarımda lineer kontrolün kullanımını ve zayıf nonlineer fiziksel sistemlerin analizini içerir.

“Doğrudan Yöntem” (Direct Method), Lyapunov fonksiyonlarına dayanır ve küçük hareketlerle sınırlı değildir. Prensip olarak her türlü dinamik sisteme uygulanabilir. Yöntemin zorluğu, verilen bir sistem için Lyapunov Fonksiyonu bulmaktır. Bu fonksiyonu bulmak için genel bir yaklaşım olmadığından, deneme – yanılma, tecrübe ve tahmin gücü kullanılmalıdır. Enerji korunumu gibi fiziksel özellikler, Lyapunov Fonksiyonu belirlemede çok yardımcı olabilir. Krakovski Yöntemi, Değişken Değiştirme Yöntemi gibi matematiksel teknikler de faydalı olabilir.

Lyapunov Teorisi' nin kontrolcü tasarımında kullanılması daha kolaydır. Bunun nedeni, kontrolcü dinamiğinin Lyapunov Fonksiyonu bulunabilecek şekilde keyfi olarak seçilebilmesidir.

Lyapunov' un Lineerleştirme Yönteminde, nonlineer bir sistemin yerel kararlılığı ile ilgilenir. Nonlineer sisteme, ufak hareketler için lineer yaklaşım uygulanabileceğini ifade eder. Tüm fiziksel sistemler gerçekte nonlineer olduğundan, bu yöntem sistem kararlılığının yerel olarak var olduğunun kanıtlanması için temel oluşturur. Lyapunov' un Doğrudan Yönteminin temel felsefesi, bir mühendislik sisteminin toplam enerjisinin sürekli olarak dağıtılması durumunda lineer olsun veya olmasın sistemin bir denge noktasına geleceği şeklindeki fiziksel gözlemin matematiksel

uzantısıdır. Dolayısıyla tek bir skaler fonksiyon yardımıyla bir sistemin kararlılığı hakkında bilgi sahibi olunabilir. Yöntemde amaç, dinamik sistem için enerji fonksiyonu benzeri bir fonksiyon (Lyapunov Fonksiyonu) oluşturarak bu fonksiyonun zamanla değişimini incelemektir. Oluşturulacak fonksiyon pozitif tanımlı ve kararlı olmalıdır.

Eğer B_{R_0} şeklinde tanımlanan bir topun içinde:

- $V(x)$ pozitif tanımlı (B_{R_0} ' da yerel olarak)
- $\dot{V}(x)$ negatif yarı – tanımlı (B_{R_0} ' da yerel olarak)

şartlarını sağlayacak sürekli birinci kısmi türevleri olan bir $V(x)$ skaler fonksiyonu varsa, bu denge noktası kararlıdır. $\dot{V}(x)$, B_{R_0} ' da yerel olarak negatif yarı – tanımlı ise, kararlılık asimptotiktir. Bir sistemin evrensel olarak kararlı olabilmesi için, $V(x)$ ' in pozitif tanımlı, $\dot{V}(x)$ ' in negatif tanımlı olması ve $\|x\| \rightarrow \infty$, $\dot{V}(x) \rightarrow \infty$ şartının sağlanması gerekir. Son koşul her yönde x ' in sonsuza yönlendiğini söylemektedir.

Örnek olarak nonlinear yaya ve dampere sahip olan bir kütle – yay – sönümleyici sistemi verilebilir. Bu sistemin hareket denklemi aşağıdaki gibi olsun:

$$m \ddot{x} + b \dot{x} |\dot{x}| + k_0 x + k_1 x^3 = 0 \quad (3.29)$$

Burada $b \dot{x} |\dot{x}|$ nonlinear sönümleme terimini, $(k_0 x + k_1 x^3)$ ise nonlinear yay terimini ifade etmektedir. Kütlenin, yayın doğal uzunluğundan daha fazla çekilip bırakıldığı kabul edilirse sistemin başlangıç noktası lineer olmayan bölgeye denk gelir. Sistem nonlinear bölgede harekete başladığı için lineerleştirme yöntemi kullanılamaz. Sistemin enerjisi incelenerek hareket yapısı hakkında bir fikir edinilebilir.

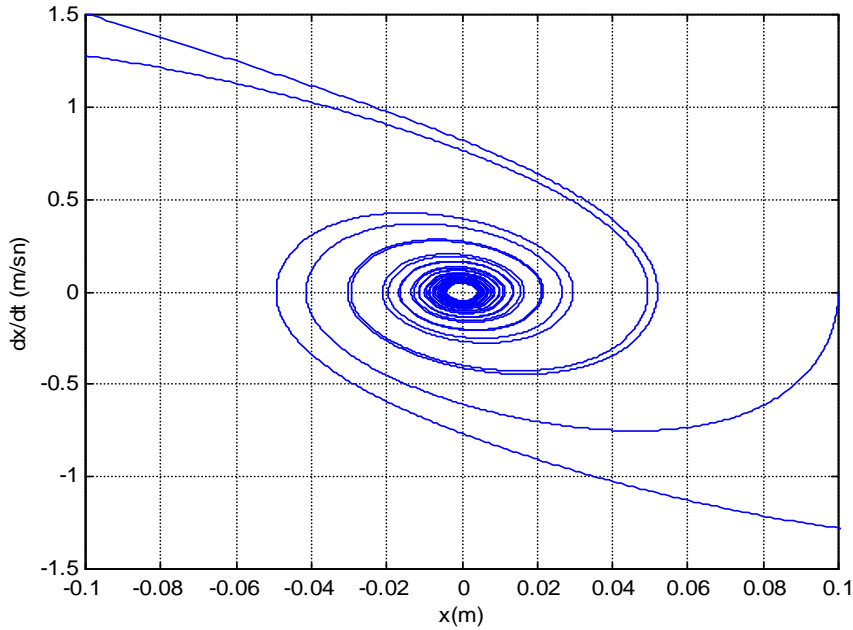
Sistemin toplam mekanik enerjisi, kinetik ve potansiyel enerjilerin toplamı olarak:

$$V(x) = \frac{1}{2} m \dot{x}^2 + \int_0^x (k_0 x + k_1 x^3) dx = \frac{1}{2} m \dot{x}^2 + \frac{1}{2} k_0 x^2 + \frac{1}{4} k_1 x^4 \quad (3.30)$$

şeklinde yazılabilir. Bu, buradaki sistem için bir Lyapunov fonksiyonu olarak kabul edilebilir. Enerjideki değişim miktarı, Denklem 3.30'un türevi alınarak ve Denklem 3.29 kullanılarak aşağıdaki biçimde yazılabilir:

$$\dot{V}(x) = m \dot{x} \ddot{x} + (k_0 x + k_1 x^3) \dot{x} = \dot{x} (-b \dot{x} |\dot{x}|) = -b |\dot{x}|^3 \quad (3.31)$$

Denklem 3.31 sistemin ilk andan başlayarak sürekli enerji tükettiğini göstermektedir. Ayrıca seçilen Lyapunov fonksiyonu daima pozitif tanımlı, türevi ise negatif tanımlıdır. Şekil 3.8 sistemin faz planı çizilmiştir. Tüm sistem eğrilerinin kararlı bir şekilde orijine yakınsadığı görülmektedir.



Şekil 3.8. Sistemin Faz Planı

Yukarda anlatılan Lyapunov doğrudan yönteminden ulaşma koşulu ölçütü olarak yararlanmak amacı ile durum yörüngesinin kayma yüzeyine olan hareketini karakterize eden genelleştirilmiş bir Lyapunov fonksiyonu yüzeyin cinsinden ifade edilir. Her bir anahtarlamalı kontrol yapısı için, Lyapunov fonksiyonuna ait terimler

öyle seçilir ki Lyapunov fonksiyonunun türevi negatif tanımlı olur. Böylece durum yörüngesinin yüzeye olan hareketi garanti edilir. Literatürde ulaşma koşulu için en çok seçilen Lyapunov fonksiyonu;

$$V(x,t) = \frac{1}{2} \sigma^T(x) W \sigma(x) > 0 \quad (3.32)$$

olarak seçilir. Burada $W \in \mathfrak{R}^{m \times m}$ pozitif tanımlı simetrik matristir ve birim matris olarak seçilebileceği gibi farklı anahtarlama yüzeylerine farklı ağırlık değerleri vermek için değişik değerlerde de seçilebilir. Kolay anlaşılması için, I birim matris olmak üzere $W = I$ alırsak;

$$V(x,t) = \frac{1}{2} \sigma^T(x) I \sigma(x) = \frac{1}{2} \sigma^T(x) \sigma(x) \quad (3.33)$$

elde edilir. Denklem 3.33 ifadesinin zamana göre türevi alınırsa ulaşma koşulu

$$\dot{V}(x,t) = \sigma^T(x) \dot{\sigma}(x) < 0 \quad (\sigma(x) \neq 0) \quad (3.34)$$

olmasına bağlıdır. Denklem 3.34 koşulu durumların kayma yüzeyine olan uzaklığının karesinin tüm sistem yörüngeleri boyunca azalması anlamına gelir. Bu ulaşma koşulu ile de doğrudan anahtarlama fonksiyonunda olduğu gibi sonlu ulaşma zamanı garanti edilemez. Çünkü asimtotik kararlılık zaman sonsuza giderken tanımlıdır. Sonlu ulaşma zamanının her zaman elde edilebilmesi için ;

$$\dot{V}(x,t) < -\varepsilon, \quad (\sigma(x) \neq 0) \quad (3.35)$$

olması yeterlidir. Burada ε kesin pozitif gerçek bir sayıdır. Bu ulaşma koşulu anahtarlama yüzeylerinin ara kesitinde sonlu ulaşma zamanını garanti eder. Lyapunov fonksiyonu yaklaşımı ile elde edilen ulaşma koşulu ölçütünde anahtarlama düzeni tüm kayma yüzeylerinin ara kesitinde kabul edilmektedir.

3.3.3. Kayan kip kontrol girişinin elde edilmesi

Kayma yüzeyi belirlenip ulaşma koşulunu belirleyen ölçüt saptandıktan sonra $u : \mathcal{R}^n \rightarrow \mathcal{R}^m$ şeklinde bir anahtarlama geri besleme kontrol kuralının Denklem 3.16 sistemi için çıkarılmasıdır. Çok girişli sistemler için ($m > 1$) farklı ulaşma ölçütlerinin seçilmesi ile farklı kayma kiplerinin elde edileceği önceki ayrıtta gösterilmişti. Tek girişli sistemler için ise zaten tek bir yüzey tanımlı olduğu ve yüzeylerin kesişimi diye bir durum söz konusu olmadığı için böyle bir farklılık oluşmaz.

3.3.3.1. Doğrudan anahtarlama kayan kip kontrol kuralı

Çok girişli durum için sabit sıralı bir anahtarlama düzeni kullanılarak sistem durumlarının herhangi bir başlangıç noktasından başlayarak önceden belirlenen bir sıra ile giderek daha düşük boyutlu bir anahtarlama yüzeyi kümesinde kaymasını sağlayacak biçimde kontrol kuralı belirlenir. En sonunda tüm anahtarlama yüzeylerinin kesişimi olan son kayma yüzeyine erişilir. $\sigma_i(x)\dot{\sigma}_i(x) < 0$, ($\sigma_i \neq 0, i = 1, \dots, m$) ulaşma koşulu Denklem 3.16 sistemi için uygulanırsa ve kayma yüzeyi üzerinde kalması için de $\dot{\sigma}(x) = 0$ olması gerektiği düşünülürse;

$$\dot{\sigma}_i = \frac{\partial \sigma_i}{\partial x} (f(x, t) + B(x, t)u(t)) = \begin{cases} > 0, & \sigma_i < 0 \\ = 0, & \sigma_i = 0 \\ < 0, & \sigma_i > 0 \end{cases} \quad (3.36)$$

diferansiyel denklem kümesi elde edilir. Bu m adet eşitsizliğin çözümü ancak $\left(\frac{\partial \sigma}{\partial x}\right)B(x, t)$ matrisi üçgen ya da köşegen biçiminde ise kolayca bulunabilir.

Bunun dışındaki durumlarda çözüm karmaşık ve elde edilen kontrol işareti de gerekenden büyük genliklidir. Bu yüzden de sık başvurulan bir yöntem değildir.

3.3.3.2. Ulaşma kurallı kayan kip kontrol kuralı

$\dot{\sigma} = -Q \operatorname{sgn}(\sigma) - Kf(\sigma)$ ulaşma koşulunu kullanarak Denklem 3.16 sistemi için kontrol kuralı elde edilebilir. Bunun için ;

$$\dot{\sigma} = \frac{\partial \sigma}{\partial x} \dot{x} = \frac{\partial \sigma}{\partial x} (f(x,t) + B(x,t)u(t)) = -Q \operatorname{sgn}(\sigma) - Kf(\sigma) \quad (3.37)$$

denklemini çözülecek olursa,

$$u(t) = -\left(\frac{\partial \sigma}{\partial x} B(x,t)\right)^{-1} \left[\frac{\partial \sigma}{\partial x} f(x,t) + Q \operatorname{sgn}(\sigma) + Kf(\sigma) \right] \quad (3.38)$$

şeklinde kontrol kuralı elde edilir. Bu kontrol kuralı ile elde edilen anahtarlama ilk ulaşılan ilk anahtarlanır düzenindedir.

3.3.3.3. Lyapunov kayan kip kontrol kuralı

Kayan kipli kontrolör tasarımında en çok kullanılan yöntem budur. Bu yöntemde tüm anahtarlama yüzeylerinin ara kesitinin kayma yüzeyi olduğu anahtarlama düzeni elde edilir. En genel halde Denklem 3.16 yı Denklem 3.34 koşulunda yerine koyarsak;

$$\dot{V} = \sigma^T \dot{\sigma} = \sigma^T \frac{\partial \sigma}{\partial x} (f(x,t) + B(x,t)u(t)) < 0 \quad (3.39)$$

elde edilir. Buradan $u(t)$ değeri çözümlenerek kontrol kuralı elde edilmiş olur. Şimdi bu yöntemi kayma yüzeyini de belirleyerek daha açık ve somut hale getirelim. Matris notasyonu da kullanarak genelliği bozmayan kabullerle yöntemi sistematik hale getirelim. Özetle kayma kip kontrolünün kapalı çevrim kontrol sistemlerine uygulanmasındaki amaç, hatayı kayma yüzeyine itmek ve bu yüzeyde tutmaktır. Bundan sonra sistem kayma rejimindedir ve dış bozuculardan etkilenmez. Kayma yüzeyi, aşağıda belirtileceği gibi durum değişkenlerinin doğrusal kombinasyonu olan bir fonksiyon olarak tanımlandığı için, durum değişkenleri, bu yüzey üzerinde lineer

bağımlı hale gelir. Bu durumda sistemin derecesi, bağımsız giriş sayısı kadar indirgenmiş olur ve derecesi indirgenmiş bir kontrol kuralı ile kontrol edilebilir.

Birinci yöntem:

Denklem 3.16'da x vektörü, ilgilenilen çıkış değerini, u vektörü kontrol girişini ve $x = [x, \dot{x} \dots x^{(n-1)}]^T$ ise durum vektörünü temsil etmektedir. $f(x, t)$ vektörü ve $[B]$ matrisi hakkında bir bilgi olmayabilir. Ancak $[B]$ 'nin işareti ve sınırı bilinmektedir. Amaç, bu sistem belirsizlikleri altında x değişkeninin zamanla değişen belli bir hali izlemesini sağlamaktır.

Sistemin izlemesi için aşağıdaki biçimde bir kayan yüzey tanımlanır:

$$\underline{\sigma} = [G]\Delta\underline{x} \quad (3.40)$$

Δx , çıkışın istenen değeri ile sistemin cevabı arasındaki farktır ($\underline{x}_r - \underline{x}$). $[G]$ matrisi ise kayan yüzey eğimini içerir. Aşağıdaki gibi bir Lyapunov Fonksiyonu adayı tanımlanabilir:

$$v(\underline{\sigma}) = \frac{\underline{\sigma}^T \underline{\sigma}}{2} \quad (3.41)$$

Kararlılık için $v(\underline{\sigma}) > 0$ (pozitif tanımlılık) ve $\frac{dv(\underline{\sigma})}{dt} \leq 0$ (negatif yarı - tanımlılık)

şartları sağlanmalıdır. Daha açık bir ifadeyle:

$$\frac{\underline{\sigma}^T \underline{\sigma}}{2} > 0 \quad (3.42)$$

ve

$$\frac{dv(\underline{\sigma})}{dt} = \frac{\underline{\sigma}^T \dot{\underline{\sigma}}}{2} + \frac{\underline{\sigma}^T \dot{\underline{\sigma}}}{2} \leq 0 \quad (3.43)$$

şartlarını sağlamalıdır.

Eşitliğin sağ tarafındaki iki terim de birbirlerine eşit olduğu için Denklem 3.43 şu şekilde yazılabilir:

$$\frac{d v(\underline{\sigma})}{d t} = \underline{\sigma}^T \frac{d \underline{\sigma}}{d t} \leq 0 \quad (3.44)$$

$\underline{\sigma}$ vektörü sıfır olamayacağından, limit durumunda bu vektörün türevi sıfır olmak zorundadır. Bu andaki kontrolcü girişi değerine \underline{u}_{eq} adı verilir.

Denklem 3.40 aşağıdaki şekilde ayrıştırılabilir:

$$\underline{\sigma} = \underbrace{[G] \underline{x}_r}_{\underline{\phi}(t)} - \underbrace{[G] \underline{x}}_{\underline{\sigma}_a(x)} \quad (3.45)$$

$$\underline{\sigma} = \underline{\phi}(t) - \underline{\sigma}_a(x) \quad (3.46)$$

Denklem 3.44'deki limit şart uygulanırsa

$$\frac{d \underline{\sigma}}{d t} = \frac{d \underline{\phi}(t)}{d t} - \frac{d \underline{\sigma}_a(x)}{d t} = 0 \quad (3.47)$$

$$\frac{d \underline{\sigma}}{d t} = \frac{d \underline{\phi}(t)}{d t} - \frac{\partial \underline{\sigma}_a(x)}{\partial x} \frac{d \underline{x}}{d t} = 0 \quad (3.48)$$

Denklem 3.16 ve Denklem 3.40'tan

$$\frac{d \underline{\sigma}}{d t} = \frac{d \underline{\phi}(t)}{d t} - [G] (\underline{f}(x) + [B] \underline{u}) = 0 \quad (3.49)$$

$$\frac{d \underline{\phi}}{d t} = [G] \underline{f}(x) + [G][B] \underline{u}_{eq} \quad (3.50)$$

B matrisi sabit katsayılı matris kabul edilerek (Tez çalışmasında kontrolcü katsayı matrisi sabit alınmıştır) Denklem 3.47 tekrar düzenlenirse:

$$\underline{u}_{eq} = [G B]^{-1} \left(\frac{d \phi(t)}{d t} - [G] \underline{f}(x) \right) \quad (3.51)$$

elde edilir. Denklem 3.46'nın türevi alınır ve sıfıra eşitlenirse bu çözüme eşdeğer kontrol denir. Diğer bir deyişle kayma fonksiyonunun türevini sıfır yapan kontrole eşdeğer kontrol denir [32].

İkinci yöntem:

Birinci yöntemdeki eşdeğer kontrol, sistem ancak kayma yüzeyinde iken geçerlidir. Bu nedenle sistemi kayma yüzeyine çekecek ve yüzey üzerinde tutarak sıfıra götürecek tek bir terim gerekir. Bunun için yeni bir Lyapunov fonksiyonu aday seçilir:

$$v(\underline{\sigma}) = \frac{1}{2} \underline{\sigma} [W] \underline{\sigma}^T \quad [W] = [W]^T > 0 \quad (3.52)$$

W , pozitif tanımlı olduğundan dolayı Lyapunov fonksiyonu da pozitif tanımlı olur. Kararlılık için Lyapunov fonksiyonunun türevi negatif olmalıdır. Bu nedenle türevinin negatif olduğu kabul edilen başka bir Lyapunov fonksiyonu seçilir:

$$\dot{v} = - \underline{\sigma}^T [D(x, t)] \text{sign}(\underline{\sigma}) < 0 \quad (3.53)$$

$D(x, t)$ de pozitif tanımlı bir matristir. Denklem 3.52'nin türevi alınırsa

$$\dot{v} = \underline{\sigma}^T [W] \dot{\underline{\sigma}} \quad (3.54)$$

elde edilir. Denklem 3.53 ve Denklem 3.54 birbirlerine eşitlenir ve gerekli düzenleme yapılırsa:

$$- [D] \text{sign}(\underline{\sigma}) = [W] \dot{\underline{\sigma}} \quad (3.55)$$

Denklem 3.45'in türevi alınıp Denklem 3.55'de yerine konulursa ;

$$-[D]sign(\underline{\sigma})=[W]\left[\frac{d\phi}{dt}-[G](\underline{f}(x)+[B]\underline{u})\right] \quad (3.56)$$

bulunur.

Basitlik olması açısından W birim matris seçilip denklemden kontrolcü girişi çekilirse

$$\underline{u}=(GB)^{-1}\left[-[G]\underline{f}(x)+\frac{d\phi}{dt}\right]+(GB)^{-1}[D]sign(\underline{\sigma}) \quad (3.57)$$

Denklem 3.57'nin sağ tarafındaki ilk terim Denklem 3.51'de tanımlanan u_{eq} olduğundan denklemi şu şekilde yazmak mümkündür;

$$\underline{u}=\underline{u}_{eq}+(GB)^{-1}[D]sign(\underline{\sigma}) \quad (3.58)$$

$[K]=[GB]^{-1}[D]$ şeklinde bir tarif yapılırsa Denklem 3.58 aşağıdaki şekli alır

$$\underline{u}=\underline{u}_{eq}+[K]sign(\underline{\sigma}) \quad (3.59)$$

Burada K 'nın içinde bulunan B matrisi fiziksel sisteme ait bir parametredir. G ve D matrisleri tasarım parametreleri olduğundan tasarımcı tarafından uygun şekilde seçilir ve dolayısıyla bilinirler. Burada esas önemli olan, eşdeğer kontrol terimine ilave olarak gelen bu ikinci terimdir ve bazı modelleme ve yanlış ilk koşullardan gelecek olan hataları yok etmek için kullanılır[33].

Üçüncü Yöntem (Kestirilmiş Eşdeğer Kontrol Yöntemi):

İkinci yöntemde elde edilen kontrol yöntemindeki eşdeğer kontrolcü girişinin (u_{eq}) hesaplanmasındaki güçlükler nedeni ile eşdeğer kontrolün kestirilmesi (estimation) esası kullanılarak üçüncü yöntem geliştirilmiştir. $f(x)$ ve $[B]$ bilinmiyorsa veya

bunlar hakkındaki bilgiler çok az ise eşdeğer kontrolün hesaplanması ya mümkün olmayacak, ya da gerçek eşdeğer kontrolden çok farklı olacaktır. u_{eq} 'in kestirilmesi için geliştirilmiş yöntemlerden birisi eşdeğer kontrolün, toplam kontrolün ortalama değeri olduğu şeklindedir. Bu nedenle eşdeğer kontrolü, toplam kontrol işaretindeki hızlı değişen yüksek frekanslı bileşenler yerine işaretin tümünün ortalamasını belirleyen alçak geçirimli bir filtre ile tasarlamak uygun olur.

$$\hat{u}_{eq} = \frac{1}{\tau s + 1} u \quad (3.60)$$

şeklinde tasarlanan bir filtre bu işi görecektir. $1/\tau$ değeri, filtrenin kesim frekansını gösterir. Alçak geçirimli filtre koymaktaki temel mantık, bir kontrol sisteminin karakteristiğini alçak frekanslı bileşenlerin belirliyor olmasıdır. Yüksek frekanslı bileşenler ise genel olarak modellenmemiş bileşenlerden gelir. Böylece kontrolcü girişi aşağıdaki biçimde yazılabilir

$$\underline{u} = \hat{u}_{eq} + [K] \text{sign}(\underline{\sigma}) \quad (3.61)$$

Burada bulunan denklemlerle hesaplama yapmak Denklem 3.61'e göre çok daha kolaydır.

Dördüncü Yöntem (Çatırtısız Kayan Kipli Kontrol):

Yukarıda anlatılan üç yöntemin kötü tarafı kontrol işaretindeki süreksizliktir. Dolayısıyla modellenmemiş dinamikler çatırtıya (chattering) neden olabilir. Bu durumu engellemek için Lyapunov fonksiyonu adayı olarak aşağıdaki fonksiyon seçilsin;

$$\underline{v} = \frac{1}{2} \underline{\sigma}^T \underline{\sigma} > 0 \quad \Rightarrow \quad \dot{\underline{v}} = \underline{\sigma}^T \dot{\underline{\sigma}} \quad (3.62)$$

Türevi negatif tanımlı olan Lyapunov fonksiyonu şöyle tanımlansın

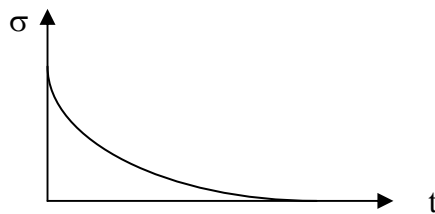
$$\dot{\underline{v}} = -\underline{\sigma}^T [D] \underline{\sigma} < 0 \quad (3.63)$$

Denklem 3.62 ve Denklem 3.63 eşitlenirse Denklem 3.64’de görülen diferansiyel denklem elde edilir

$$\dot{\underline{\sigma}} + [D]\underline{\sigma} = 0 \quad (3.64)$$

D, kayma yüzeyine yaklaşma hızını belirler. Denklem 3.64 çözülerek bu daha iyi görülebilir

$$\underline{\sigma}(t) = e^{-[\Gamma]t} + \underline{\sigma}(0) \quad (3.65)$$



Şekil 3.9. Kayma Yüzeyi Zaman Değişimi

Eğer D çok büyükse kontrolcü çıkışta osilasyon yapar; çok küçük seçilirse çıkış referansı izlemeyebilir. Bu nedenle D’ nin seçimi dikkatlice yapılmalıdır.

Önceki kısımlarda anlatılan işlemler burada da uygulanırsa, kontrolcü girişi Denklem 3.66’da görüldüğü gibi hesaplanır

$$\underline{u} = \underline{u}_{eq} + [K]\underline{\sigma} \quad (3.66)$$

Burada bulunan bağıntıda, Denklem 3.61’deki “ $sign(\sigma)$ ” terimi yerine yalnız σ vardır. Bu nedenle burada hesaplanan u , çattırtısız olmaktadır. Ancak burada da u_{eq} ’ in hesaplanması oldukça güçtür.

Beşinci Yöntem (Kestirilmiş Eşdeğer Kontrol ile Çattırtısız Kayan Kipli Kontrol):

Bu yöntem üçüncü yöntem ile dördüncü yöntemin karışımı gibi düşünülebilir. Dördüncü yöntemdeki eşdeğer kontrolün belirlenme zorluğunun önüne geçebilmek için üçüncü yöntemde yapıldığı gibi kestirme yöntemi uygulanır. Burada da üçüncü

yöntemde tanımlanan filtre kullanılır. Sonuç olarak aşağıdaki kontrol denklemi elde edilir.

$$\underline{u} = \hat{\underline{u}}_{eq} + [K]\underline{\sigma} \quad (3.67)$$

Bu tezde modellenen taşıtlar üzerinde beşinci yöntem kullanılacaktır. Diğer yöntemler konunun daha iyi anlaşılması için bilgi olarak verilmiştir.

3.4. Kayma Yüzeyinin Önemi

Kayma kipli sistemlerin önemli özelliklerinden biri sistem durumlarının kayma yüzeyinde kayma hareketi yapmasıdır. Bu kayma hareketi sırasında sistem değişimsizlik özelliği gösterir. Oysa ulaşma kipinde sistem durumları kayma yüzeyi üzerinde bulunmadığı için bu özellik geçerli değildir. Bu yüzden kayma yüzeyine daha erken girilmesi sistemin dış bozuculara ve parametre belirsizliklerine karşı daha gürbüz kılınması anlamına gelir.

Ulaşma zamanını azaltmak ve dolayısıyla sistemin dış bozuculara ve parametre belirsizliklerine karşı etkisizliğini artırmak için kayan kipli kontrol yöntemlerinde ki $[K]$ kontrol kazancının genliğinin artırılmasıdır. Örneğin $\underline{u} = \underline{u}_{eq} + (GB)^{-1} [D] \text{sign}(\underline{\sigma})$ kontrol işaretinde $[K] = [GB]^{-1} [D]$ şeklinde bir tarif yapılarak ikinci yöntemdeki kontrol işareti $\underline{u} = \underline{u}_{eq} + [K] \text{sign}(\underline{\sigma})$ olarak bulunmuştur.

İkinci mertebeden aşağıdaki sistemi ele alalım ve kayan kip ikinci yöntemi uygulayalım;

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (3.68)$$

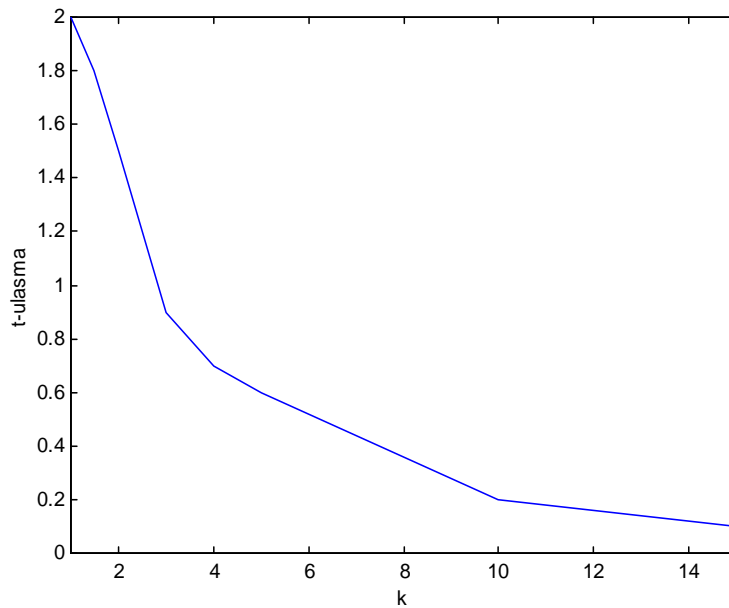
$$\dot{x}_2 = -a_1 \text{Sin}x_1(t) + u(t) \quad (3.69)$$

İkinci yöntem uygulandığında kontrol işareti

$$u(t) = -ax_2 + a_1 \text{Sin}x_1 + K \text{sign}(\sigma) \quad (3.70)$$

$$\sigma = [-x_1\alpha - x_2] \quad (3.71)$$

şeklinde elde edilir. Başlangıç koşulları $x_2(0)=0$ ve $x_1(0)=2$ olarak alalım. Parametreleri $a_1=0,25$, $\alpha=1$ olarak ulaşma zamanı ile kontrol kazancı K arasındaki ilişki Şekil 3.10'da verilmiştir. Görüldüğü üzere K artırılarak ulaşma zamanında bir iyileşme elde edilebilmektedir.

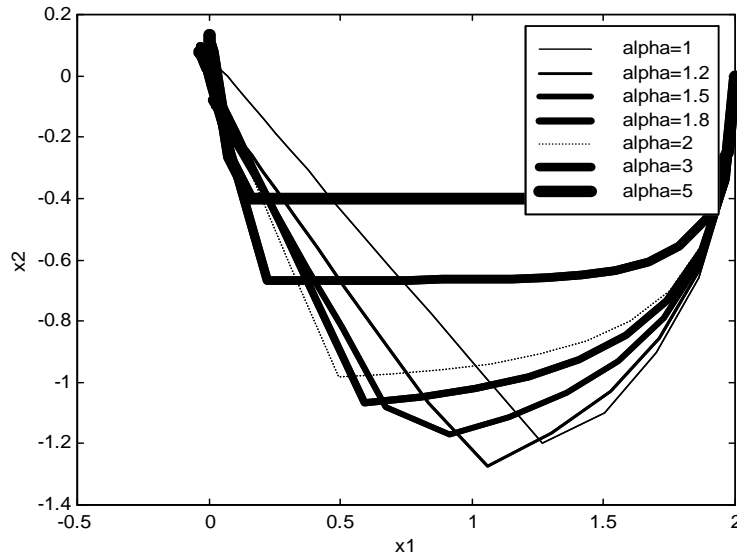


Şekil 3.10. Ulaşma Zamanı ile Süreksiz Kontrol Kazancı Arasındaki İlişki

K kontrol kazancı arttırıldığında modellenmemiş sistem dinamiklerine karşı aşırı duyarlılık eyleyicinin doyuma ulaşması ve istenmeyen yüksek genlikli çattırtı gibi olumsuzluklar ortaya çıkabilir. Bu yüzden K kontrol kazancı değerini değiştirmeden, kayma yüzeyini sistem durumlarına göre uygun şekilde değiştirerek başarımın iyileştirilmesi yoluna gidilir.

İkinci mertebeden Denklem 3.68 ve Denklem 3.69'da verilen sistem için Şekil 3.11'de elde edilen hata faz planı gösterilimi verilmiştir. Burada farklı kayma yüzeyi parametreleri ile aşımly ya da çok sönümlü yanıtlar elde edilebilir. Küçük α değerleri için ulaşma zamanı daha kısa olmakta fakat sistem yavaş hareket bölgesinde bulunmaktadır. Büyük α değerleri için ise sistem yanıtı hızlı fakat ulaşma zamanı uzun olmaktadır.

Kayma yüzeyi tasarımı ile sistem başarımını iyileştirmek için olası bir yaklaşım ulaşma süresini kısaltacak şekilde kayma yüzeyiyle sistem durumları arasındaki uzaklığı azaltmaktır. Bu ise kayma yüzeyi katsayılarının değerlerinin başlangıçta azalmasını gerektirir. Bu çalışmada anılan düşünceden yola çıkarak kayan kipli kontrolör başarımını iyileştirmek için zamanla değişen kayma yüzeyleri fikri önerilmiştir. Kayma yüzeyi parametresi α bulanık mantık kullanılarak bulunmuştur.



Şekil 3.11. Farklı α Değerleri İçin Hata Faz Planı

3.5. Bulanık Mantık Kontrol

Bu bölümde üzerinde çok sayıda araştırma ve uygulama yapılan bulanık mantık açıklanacak ve bulanık mantığın temelleri sunulacaktır. Bulanık kontrol ise bulanık mantık temeli üzerine kuruludur. Bulanık mantık insan düşünce şekline benzerlikler içermektedir. Bulanık mantığa göre tasarlanan kontrol sistemi bulanık kontrolör olarak adlandırılmaktadır. Daha önceki bölümde açıklanan kayan kipli kontrol yönteminin iyi özelliklerini daha etkin bir yapıya sokabilmek amacıyla yeni bir yöntem olarak bulanık mantıklı kayan kipli taşıt süspansiyon kontrol yöntemi teklif edilecektir. Yöntemin temel yaklaşım felsefesi ve öngörülen temel ilkeleri verilecek ve bu bilgiler ışığında yapılan benzetim sonuçları gelecek bölümlerde sunulacaktır.

Taşıt süspansiyon sistemi kontrolü için önerilen bulanık kontrolörler genellikle kendi başına ve yalnızca bir kontrolör olarak tasarlanmışlardır. Bu çalışmada önerilen yöntem ise taşıt süspansiyon sisteminin kapalı çevrim kontrolünü kayan kipli kontrolörle yaparken, kontrolör parametrelerinin uyarlanması bulanık mantık vasıtasıyla yapılmış ve sunulmuştur. Kısaca belirtmek gerekirse bu çalışmada teklif edilen yöntem, süspansiyonu ne yalnızca kayan kipli ne de yalnızca bulanık mantık kontrolörle kontrol etmek değil, bunun yerine süspansiyonun kayan kipli kontrolörünü parametrelerini değişen şartlara göre kararlılığı bozmayacak şekilde bulanık mantık ile uyarlamaktır. Bu bakımdan, burada bulanık mantık bir uyarlama (adaptasyon) mekanizması olarak çalışır. Bu yöntem literatürdekilere göre yeni bir yöntem olmakla beraber uyarlama mekanizmasında da ele alınan kriterler ve çözüm yöntemi bakımından yeni bir yaklaşımdır.

3.5.1. Bulanık mantık ve bulanık kontrolörlerin temel özellikleri

Bulanık kontrol, bulanık mantık teorisinin kontrol sistemlerine uygulanmasında son yıllarda araştırmacılar için oldukça etkin ve yeni bir alan olmuştur [34, 35].

Günümüzde birçok ticari üründe bulanık mantıklı kontrolcü kullanılmaktadır. Bir kontrol sistemi tasarımı yapılırken çoğunlukla sistemin matematiksel modelinin bilinmesi gerekmektedir. Karışık olmayan ve aynı zamanda lineer özellikteki sistemleri modellemek zor değildir. Ancak günlük hayatta karşılaşılan gerçek sistemlerin çoğu bu bilinmeyen parametrelere sahiptir. Bu sistemler, aynı zamanda karmaşık ve doğrusal olmayan yapıda olduğundan klasik yöntemlerle modelleme yapılması kolay değildir. Matematik denklemler yerine uzman bilgisi sistemi tanımlamak için kullanılır. Uzmanlığına başvuru alan operatör, “dilsel niteleyiciler veya dilsel değişkenler” olarak tanımlayabileceğimiz kelimeler kullanarak esnek bir kontrol mekanizması oluşturur. Bu kelimeler, günlük yaşantımızda sıkça kullandığımız “sıcak, çok sıcak, ılık, soğuk, çok soğuk” gibi temeli bulanık mantık üzerine oturtulmuş kavramları içermektedir. Bulanık mantık kontrolörün kuralları, insan düşünce tarzına uygun olarak oluşturulur. Bunun için kontrol edilecek sürecin yönetimi için giriş ve çıkış ilişkisini belirleyen bir algoritma hazırlanır. Bu kontrol

algoritması “if-then” kurallarıyla oluşturulur. Bunun sonucu olarak bulanık kontrolör söz konusu kuralların o andaki şartlara uygun olanların çalışmasıyla görev yapar.

3.5.2. Üyelik fonksiyonları

Üyelik fonksiyonları, bulanık bir küme içindeki bulanıklığı gösterirler. Bunlar grafik ifadelerdir ve herhangi bir formda olabilirler. Ancak bu fonksiyonların şekilleri çok önemlidir. Bunun nedeni, bulanık küme hakkındaki tüm bilginin bu fonksiyonlar aracılığıyla tanımlanmasıdır

Üyelik fonksiyonları sayesinde kesin sayısal değerler, bulanık değerlere dönüştürülür. Bu işleme bulandırma adı verilir. Oluşturulacak kontrol sisteminin temeli bu fonksiyonlar olduğundan, seçilme yöntemleri son derece önemlidir.

3.5.3. Arındırma işlemi

Kontrolcüler insan mantığı ile çalışmadığından, kontrolcü çıkışının tek bir skaler değer olması gerekir. Örneğin kontrolcü “yaklaşık 1000 N” kontrolcü kuvveti oluşturamaz. Bu nedenle bulanık mantıksal kontrolcü çıkışında elde edilen bulanık değerlerin kesin bir değere dönüşmesi gerekir. Literatürde en yaygın yedi yöntem şu şekilde sayılabilir.

- Yükseklik Yöntemi: Tek noktası zirve yapan fonksiyonlar için kullanılmaktadır. En fazla üyeliğe sahip olan eleman arındırma işleminin sonucu kabul edilir.
- Ağırlık Merkezi Yöntemi: Arındırma Yöntemleri içerisinde en çok kullanılan yöntemdir. Sonuçta elde edilen fonksiyonun ağırlık merkezi sonuç olarak kabul edilir.
- Ağırlıklı Ortalama Yöntemi: Bu yöntem yalnızca simetrik çıkış üyelik fonksiyonları için geçerlidir. Çıkıştaki üyelik fonksiyonlarının bağıl olarak en büyük üyelik değerlerinin ağırlıkları hesaplanarak oluşturulur.

- Ortalama-Maksimum Üyelik Yöntemi: Bu yöntem ilk yönteme benzemesine rağmen burada tepe noktası yerine bir düzlük olabilir. Bu düzlüğün orta noktası istenen değerdir.
- Toplamlar Merkezi Yöntemi: Kullanılan çoğu arındırma yönteminden hızlıdır. Bu yöntem, bileşimlerinin yerine çıkış bulanık kümelerinin her birininin toplamalarını içerir.
- En Büyük Alanın Merkezi: Eğer çıkış bulanık kümesinin en az iki konveks alt kümesi varsa bu alanlardan en büyüğü, arındırılmış değeri bulmak için kullanılır. Kullanılan yöntem ağırlık merkezi yöntemidir.
- İlk (Son) Maksimum: Çıkış kümesinde, en büyük üyeliğe sahip ilk (son) eleman arındırılmış değer olarak kabul edilir.

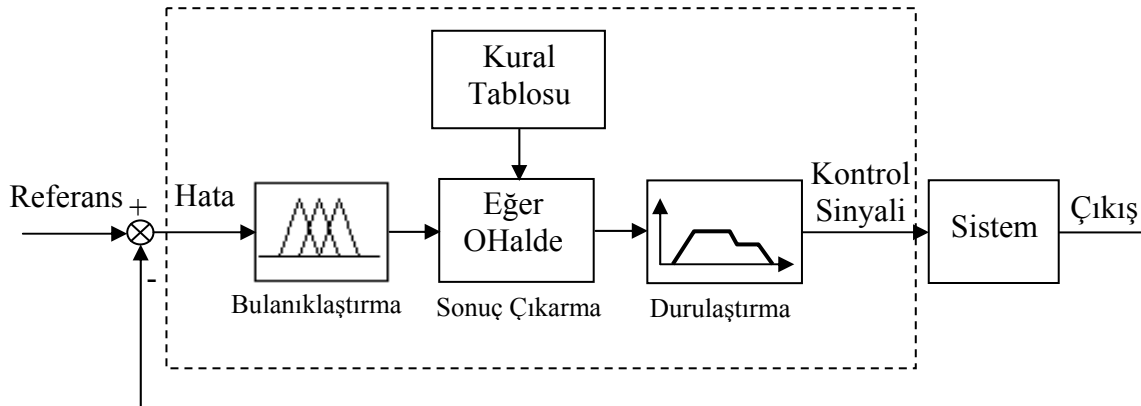
Bu yöntemlerden kullanışlı olması probleme bağlıdır. Genellikle kullanışlılığın ölçüsü olarak beş kriter vardır. Birincisi sürekliliktir. Bulanık bir işlemin girişindeki ufak bir değişim, çıkışta büyük değişikliklere neden olmamalıdır. İkincisi belirginliktir. Bulanık işlemin sonucunda daima tek bir çıkış değeri bulunabilmelidir. Üçüncü kriter inandırıcılıktır. Sonucun akla yatkın olabilmesi için arındırılmış değer kümenin ortalarına yakın olması ve kümede yüksek dereceden üyeliği olması gerekir. Dördüncü olarak hesaplama kolaylığı yer almaktadır. Yöntem mümkün olduğunca çabuk sonuç vermelidir. Birinci, dördüncü ve yedinci yöntemler en hızlı sonuç veren yöntemlerdir. Son kriter, ağırlık yöntemidir. Bu kriter probleme bağlı olduğundan hangi yöntemin daha iyi olduğunu kestirmek güç olabilir. Üyelik fonksiyonlarının belirlenmesinin ardından giriş ve çıkış ilişkisini sağlayan kural tabanı oluşturulur ve kontrol gerçekleştirilir.

3.5.4. Bulanık kontrol

Bulanık mantık tabanlı kontrol söz konusu olduğunda genellikle altı temel kabul yapılmaktadır.

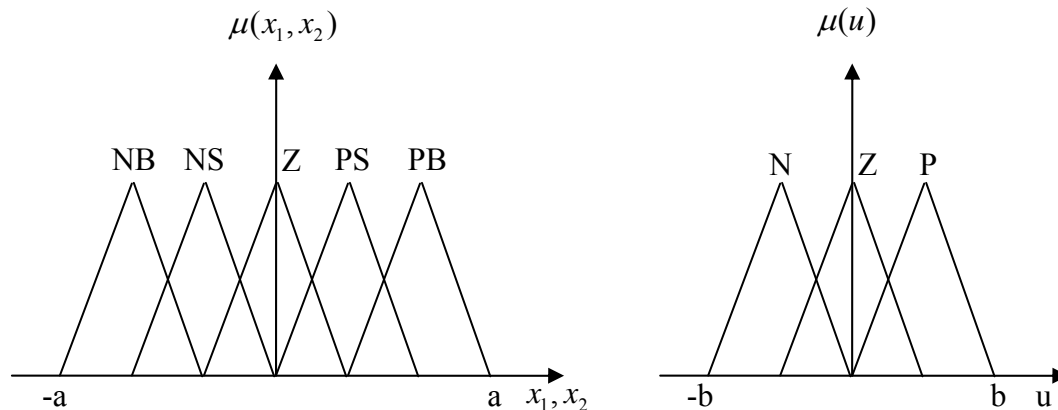
- Sistem gözlenebilir ve kontrol edilebilirdir. Durum, giriş ve çıkış değişkenleri genellikle gözleme ve ölçüm veya hesaplama için elde edilebilir.
- Bulandırılacak ve kuralların meydana getirileceği bir analitik model veya mühendislik muhakemesi, sezgi, giriş-çıkış ölçüm verileri gibi bilgi kümesi olmalıdır.
- Çözüm olmalıdır.
- Kontrol mühendisinin ihtiyacı optimum çözüm değil, yeteri kadar iyi bir çözüm olmalıdır.
- Eldeki bilgi kadar ve kabul edilebilir hassasiyette çözüm bulunabilir.
- Kararlılık ve optimizasyon, bulanık kontrolcü tasarımında hala tam olarak çözülmemiş konulardır.

Bulanık kontrolcü tasarlanırken, bir kural tabanı oluşturulur. Bu kural tabanında giriş ve çıkış arasındaki ilişki belirlenir. Giriş verisi, kurallar ve çıkış eylemi, üyelik fonksiyonları ile tanımlanan bulanık kümelerdir. Kuralların hesaplanmasında kullanılan yöntem, yaklaşık muhakeme olarak adlandırılır. Bir bulanık mantıklı kontrol sisteminin genel yapısı Şekil 3.12’de gösterilmiştir.



Şekil 3.12. Bulanık Mantıklı Kontrolcünün Genel Yapısı

Bulanık mantık kontrolü için üyelik fonksiyonlarının belirlenmesi (Bulanıklaştırma), kural tabanının oluşturulması EĞER–İSE (IF–THEN) ve durulaştırma gerekmektedir.



Şekil 3.13. Bulanık Mantıklı Kontrolcünün Genel Yapısı

Şekil 3.13’de bulanıklaştırma işlemi görülmektedir. Giriş üyelik fonksiyonları $\mu(x_1)$ ve $\mu(x_2)$ beş üyelik fonksiyonundan oluşturulmuştur. Girişlerin farklı sayıda üyelik fonksiyonlarından oluşması mümkündür.

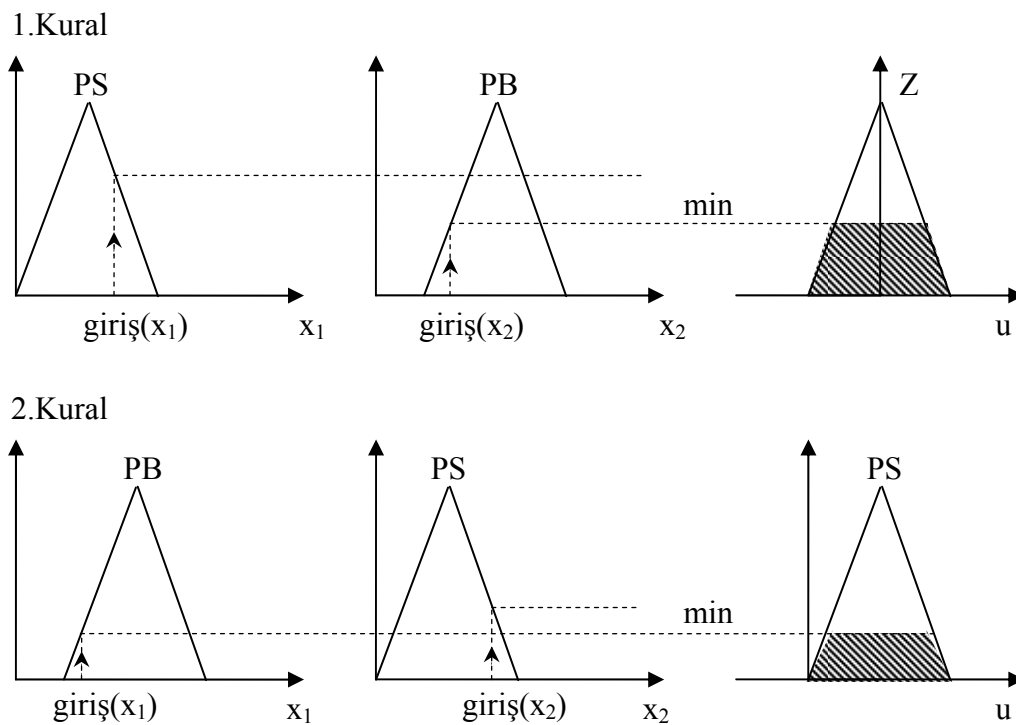
Kontrolcünün çıkış üyelik fonksiyonu üç adet fonksiyondan oluştuğu görülmektedir. Tasarlanacak olan kural tablosundaki her bir kuralın sonucu olan üç adet üyelik fonksiyonundan biridir. Kural sayısının çok olması ve sistemin durumuna göre, iyi sonuçlar elde etmek için üyelik fonksiyonu sayısının artırılması gerekli hale gelebilir. Üyelik fonksiyonları üçgenden farklı olacak şekilde de seçilebilir (Yamuk, Gaussiyen ve/veya diğer eğriler).

Şekillerde görülen B: Big; S:Small, Z:Zero, N:Negative, P:Positive kelimelerine ve anlamlarına işaret eder.

Kural tabanı, girişler ile çıkışlar arasındaki ilişkiyi oluşturur. Kural tabanı uzman bilgisi, sezgi, sonuç çıkarma, mertbe sıralama ve genetik algoritmalar gibi yöntemlerle oluşturulur. Bu üyelik fonksiyonları için yazılacak kuralların sayısını bulmak için üyelik fonksiyon sayılarını çarpmak gereklidir. Şekil 3.13’deki örnekte kural sayısı $5 \times 5 = 25$ adet olarak elde edilmektedir.

İf x_1 is NB and x_2 is N, then u is P şeklinde giden “if-then” cümlecikleri kolaylık olması için kural tablosunda toplanır.

Elde edilen 25 kuralın sonucunda giriş değişken değerlerine ait oldukları üyelik fonksiyonu sayısal değerlerinin çarpını kadar kural ateşlenir. Ateşlenen her bir kural bulanık kümesinin oluşması için kesişim işlemine (AND) tabi tutularak değerlerin minimumu alınır. Bu ateşlenen kuralların sonucunda oluşan bulanık kümelere birleşim işlemi (OR) uygulanması ile çıkış bulanık kümesi elde edilmiş olur.

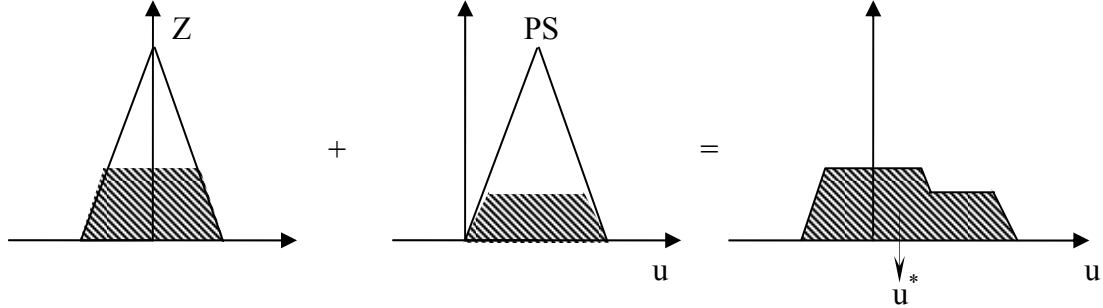


Şekil 3.14. İki Kuralın İşletilmesi Sonucu Çıkış Bulanık Kümesi

Şekil 3.14’de örnek olarak kural tabanındaki iki kuralın işletilmesi ile ilgili elde edilen çıkış bulanık kümesi gösterilmiştir.

Elde edilen çıkış bulanık kümesini temsil eden bu değeri bulmak için sezgisel birkaç metot vardır. Örnek olarak elde edilen bulanık kümenin ağırlık merkezini almak mümkündür. Buraya kadar geçen bütün bu işlemler Mamdani kontrolcünün çalışma

tarzıdır. Örnek olarak aşağıdaki Şekil 3.15’de ağırlık merkezi metodu ile çıkış bulanık kümesi bir sayısal değere dönüştürüldüğü gösterilmektedir.



Şekil 3.15. Ağırlık Merkezi Metodu ile Çıkışın Sayısal Değere Dönüştürülmesi

Yukarıda belirtilen açıklamaların ışığında bir bulanık mantık kontrolcünün başarımını etkileyen faktörleri aşağıdaki gibi sıralayabiliriz.

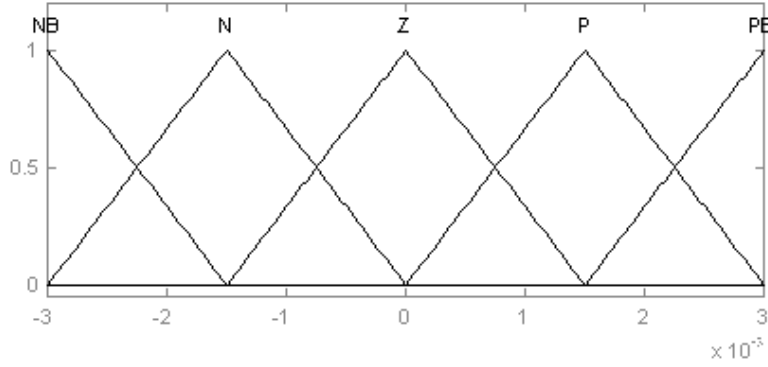
- Girişlerin seçimi
- Kural tablosunun (FAM) çıkarılması
- Üyelik limitleri (özellikle çıkış)
- Üyelik sayısı
- Üyelik biçimi (üçgen, gaussiyen,.. vs)

Bu faktörler en iyi sonuç alınana kadar değiştirilerek denenir. Bu bize bulanık mantık kontrolcünün üstünlükleri ve/veya eksiklikleri hakkında bir görüş kazandırmaya neden olur.

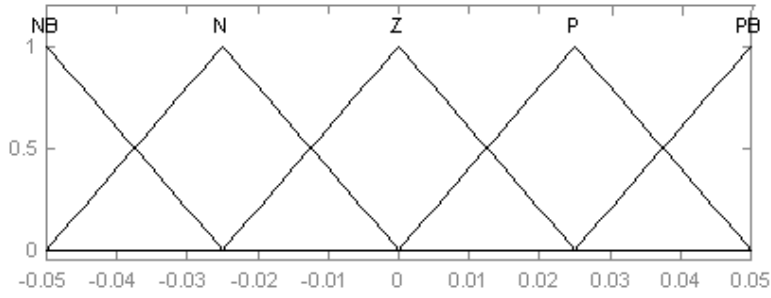
3.6. Bulanık Mantıksal Kontrolcünün Çeyrek Taşıt Modeline Uygulanması

Sistem girişleri, ana gövdenin düşey konum ve düşey hız hatası çıkışı ise kontrolcü kuvvetidir. Şekil 3.16 ve Şekil 3.17’de düşey konum ve düşey hız hatası için

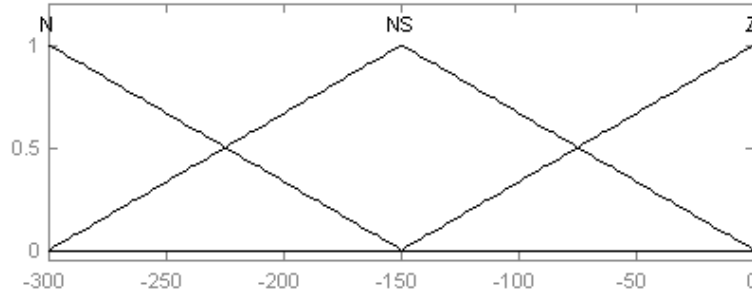
hazırlanan üyelik fonksiyonları gösterilmiştir. Bu fonksiyonlar üçgen tipindedir ve tüm bölge beş parçaya ayrılmıştır. Diğer kontrol girişi de beş ayrı fonksiyon olarak ifade edilmiştir. Çıkış için ise Şekil 3.18’de üç üyelik fonksiyonu kullanılmıştır.



Şekil 3.16. Gövde Düşey Konum Hatası Üyelik Fonksiyonları

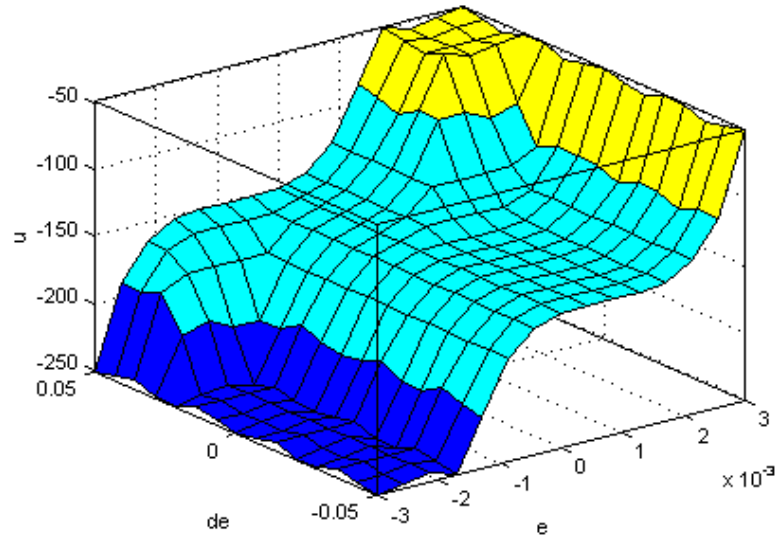


Şekil 3.17. Gövde Düşey Hız Hatası Üyelik Fonksiyonları



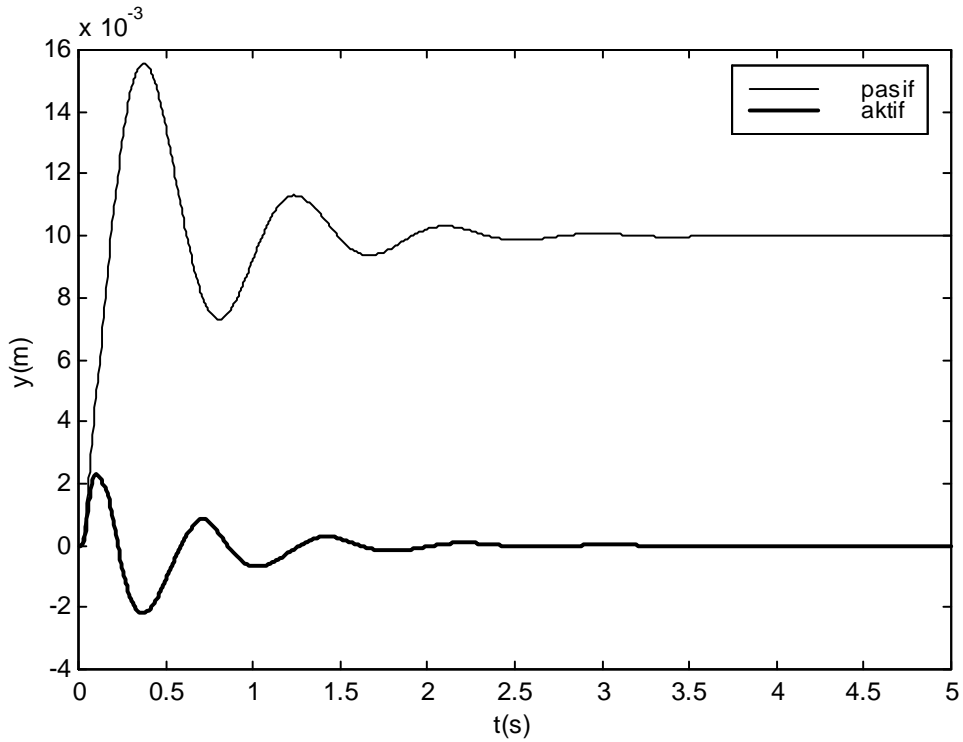
Şekil 3.18. Çıkış Üyelik Fonksiyonları

Şekil 3.19’de ise kontrol tablosundaki kurallar sonucu bu üç değişken arasındaki ilişkiyi gösteren kontrol yüzeyi görülmektedir.



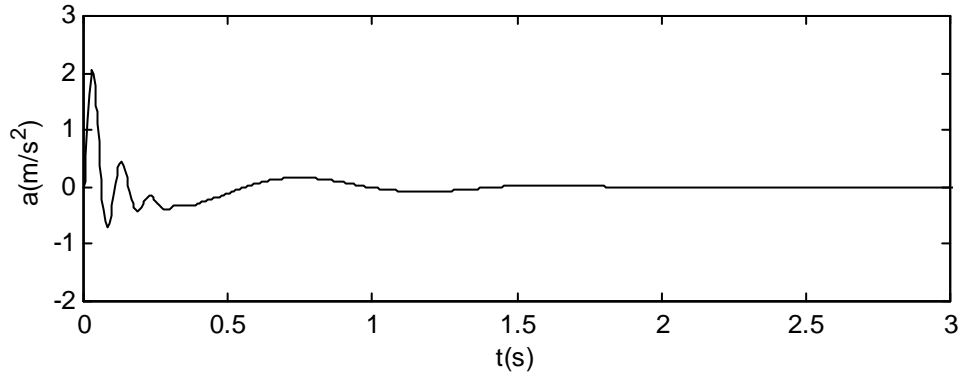
Şekil 3.19. Kontrol Kural Yüzeyi

Kontrolcü sisteme eklendiğinde yapılan benzetim gerçekleştirildiğinde taşıtın düşey konum zaman cevabı aşağıda verilmiştir.

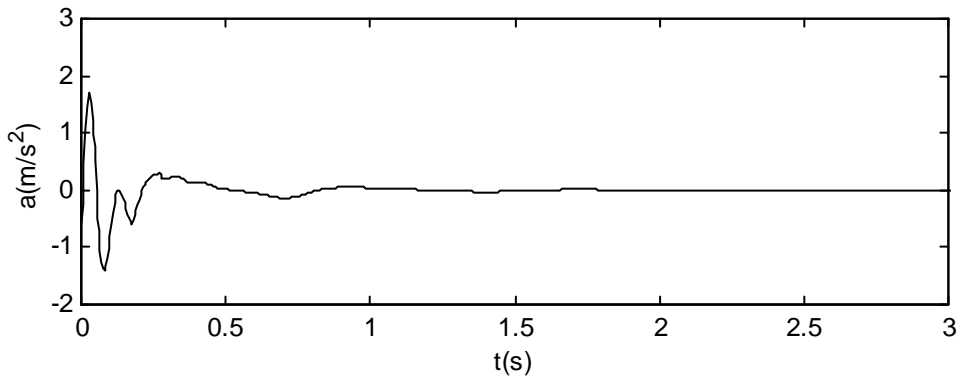


Şekil 3.20. Taşıt Gövde Düşey Sıçraması Zaman Cevabı

Şekil 3.21 ve Şekil 3.22’de ise pasif ve aktif durum için düşey ivme zaman grafikleri verilmiştir. Bu grafiklerden kontrolcünün ivme kontrolünün çok üst düzeyde olmadığı görülmektedir.

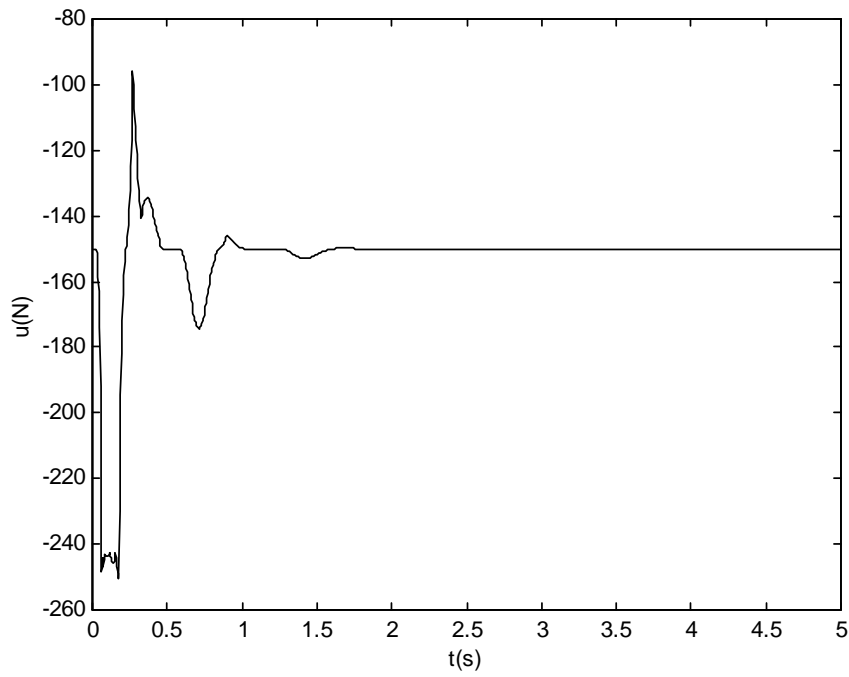


Şekil 3.21. Kontrolcüsüz İvme Zaman Grafiği



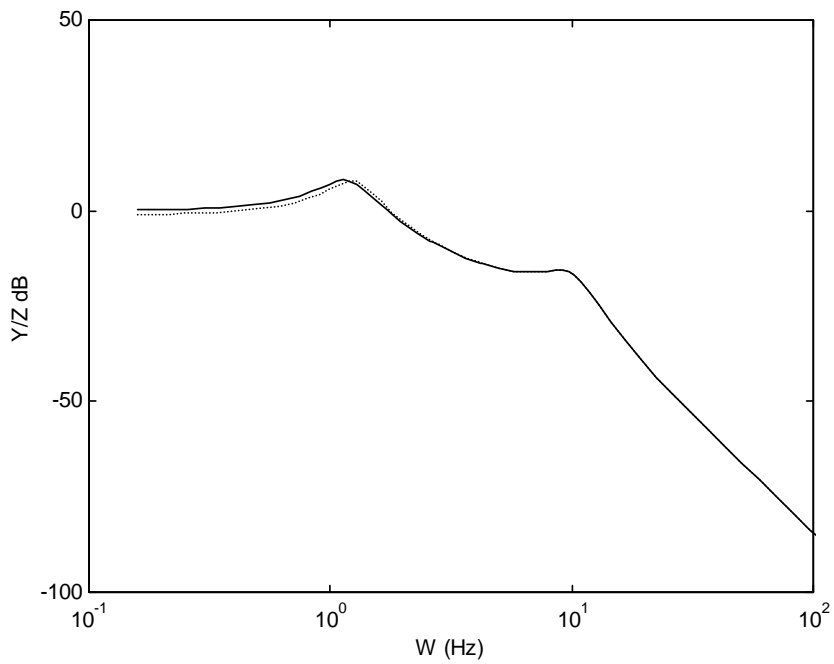
Şekil 3.22. Bulanık Mantık Kontrolcülü İvme Zaman Grafiği

Şekil 3.23’de kontrolcü kuvveti zaman grafiği verilmiştir. Kontrolcü kuvveti bir süre 250 N değerinde kaldıktan sonra 100 N’a düşmekte ardından kademeli olarak artarak 150 N değerine ulaşmaktadır.



Şekil 3.23. Kontrolcü Kuvveti Zaman Grafiği

Şekil 3.24'deki frekans cevaplarına bakıldığında bulanık kontrolcülü çeyrek taşıt modelinin düşey konum genliğini azaltmada pek etkili olmadığı görülmektedir.



Şekil 3.24. Gövde Düşey Sıçraması Frekans Cevapları

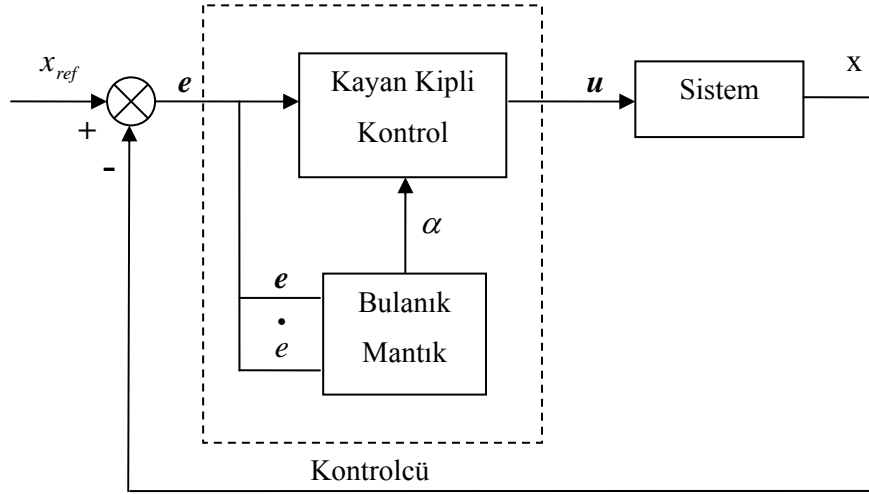
BÖLÜM 4. BULANIK MANTIKLI KAYAN KIPLİ KONTROL

Burada sonraki bölümlerde çeyrek taşıt ve yarım taşıt modeline uygulanacak olan kayan kipli kontrol yönteminin iyi özelliklerini daha etkin bir yapıya dönüştürülmek amacıyla yeni bir yöntem olarak bulanık mantıklı kayan kipli kontrol yöntemi teklif edilecektir. Teklif edilen bu yeni yöntemin temel yaklaşım felsefesi ve öngörülen temel ilkeleri verilecek ve sonraki bölümlerde bu bilgiler ışığı altında yapılan benzetim sonuçları sunulacaktır.

Bu çalışmada önerilen yöntem taşıt süspansiyon sisteminin kapalı çevrim kontrolünü kayan kipli kontrolörle yaparken, kontrolör parametrelerinin uyarlanması bulanık mantıkla gerçekleşmesini esas almaktadır. Kısaca belirtmek gerekirse bu çalışmada teklif edilen yöntem taşıt süspansiyon sistemini ne yalnızca kayan kipli ne de yalnızca bulanık mantık kontrolörle kontrol etmek değil, bunun yerine süspansiyon sisteminin kayan kipli kontrolörünün parametrelerini değişen çalışma koşullarında bulanık mantık ile uyarlamaktır. Bu bakımdan burada bulanık mantık bir uyarlama (adaptasyon) mekanizması olarak çalışır.

Şimdiye kadar yapılan çalışmalarda genellikle kontrol edilecek sistemlerin kontrolcü tasarımında, dilsel kontrol algoritmaları kullanılarak elde edilen bulanık kontrolörler ya tek başlarına bir kontrolcü ya da yapay sinir ağları, kayan kipli kontrol, klasik PID ve uyarlama kontrol algoritmalarının birçoğu ile birlikte alınarak incelenmiştir. Son yıllarda yalnızca kontrolör olmalarının yanında adaptasyon mekanizmalarında da bulanık mantık kullanılmaya başlanmıştır[28]. Böylece doğrusal olmayan sistemlerin uyarlamalı kontrolünde gerekli olan uyarlama algoritmalarının analitik ifadelerinin global yada asimtotik kararlılığı sağlayacak şekilde elde edilme güçlüklerine karşı dilsel kurallar ile çözüm bulunabilmesidir.

Bulanık mantık uyarlamalı kayan kipli kontrol algoritması olarak teklif edilen sistemin genel blok şeması Şekil 4.1’de verilmiştir.



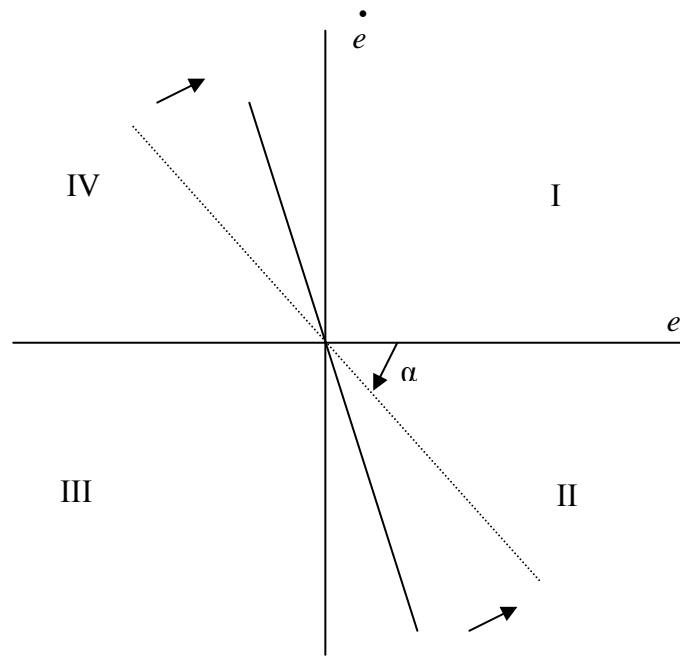
Şekil 4.1. Bulanık Mantık Uyarlamalı Kayan Kipli Kontrolcü Blok Şeması

Uyarlanması ele alınan parametre kayma yüzeyi eğimi α parametresidir. Kısım 3.4’de kayma yüzeyinin önemi açıklanmış ve kayma yüzeyi eğimi α parametresinin sistem başarımına etkisi belirtilmişti. Bu düşüncelerle α parametresinin bulanık adaptasyon mekanizması ile gerçek zamanda değiştirilmesi sağlanmıştır.

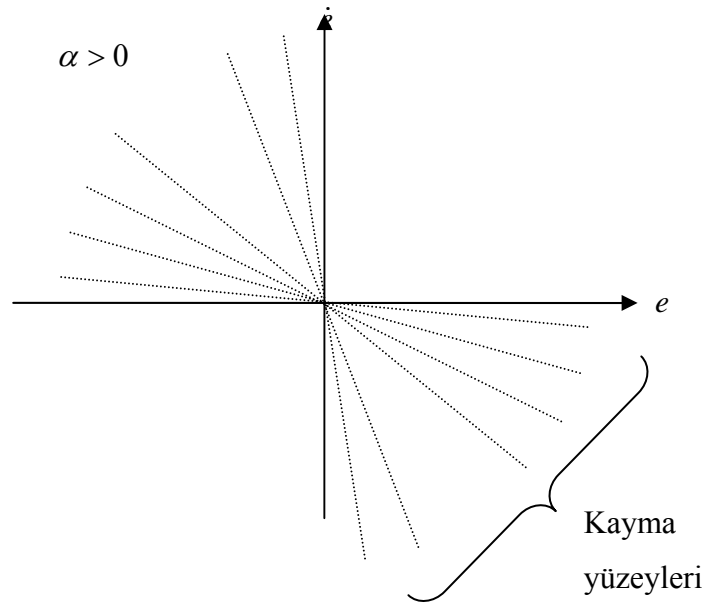
4.1. α Parametresinin Bulanık Mantıklı Kontrolcüde Oluşturulması

Kayma yüzeyinin eğimi α pozitif tanımlı olduğundan, kayma yüzeyi sadece ikinci ve dördüncü bölgelerde hareket edebilmektedir.

Şekil 4.2’de kayma yüzeyi hata faz planında değişimiyle birlikte gösterilmiştir.



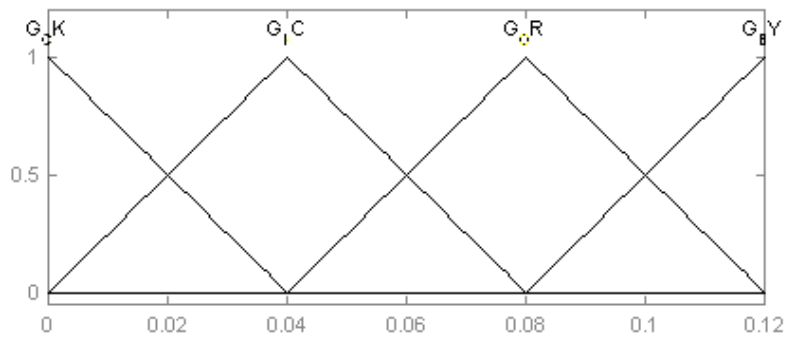
Şekil 4.2. α 'nın Değişimi



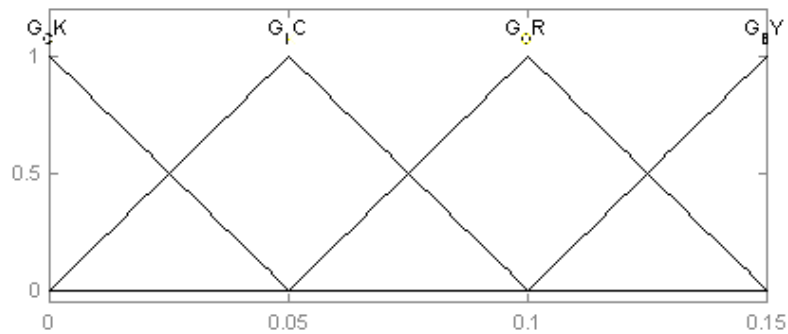
Şekil 4.3. Kayma Yüzeylerinin Değişimi

Bulanık mantıklı kontrolcü iki giriş ve bir çıkışa sahiptir. Üçgen üyelik fonksiyonları kullanılarak, hata ve hatanın türevi için kullanılan üyelik fonksiyonları Şekil 4.4 ve Şekil 4.5'te, kayma yüzeyi eğimi üyelik fonksiyonları da Şekil 4.6'da verilmiştir. Burada giriş değerlerinin bulanıklaştırılmasında G_{CK} , G_{KC} , G_{OR} , G_{BY} ifadeleri sırasıyla giriş çok küçük, giriş küçük, giriş orta, giriş büyük anlamında, α çıkış değerinin bulanıklaştırılmasında C_{CK} , C_{KC} , C_{OR} , C_{BY} ifadeleri sırasıyla çıkış çok küçük, çıkış küçük, çıkış orta, çıkış büyük anlamında kullanılmıştır.

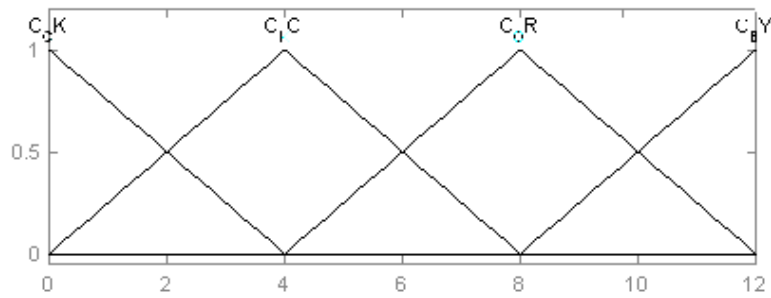
Üyelik fonksiyonlarının sınırları $e = [0 ; 0.12]$, $\dot{e} = [0; 0.15]$, $\alpha = [0 ; 12]$ şeklinde seçilmiştir.



Şekil 4.4.Hata Üyelik Fonksiyonları



Şekil 4.5.Hata Değişim Hızı Üyelik Fonksiyonları



Şekil 4.6. α Parametresi Üyelik Fonksiyonları

Bulanık kontrolcünün kural tabanı çıkarılmasında göz önüne alınan temel yaklaşım ;

- Hata büyük ise kayma yüzeyi eğimi α küçültülür.
- Hata küçük ise kayma yüzeyi eğimi α büyütülür.

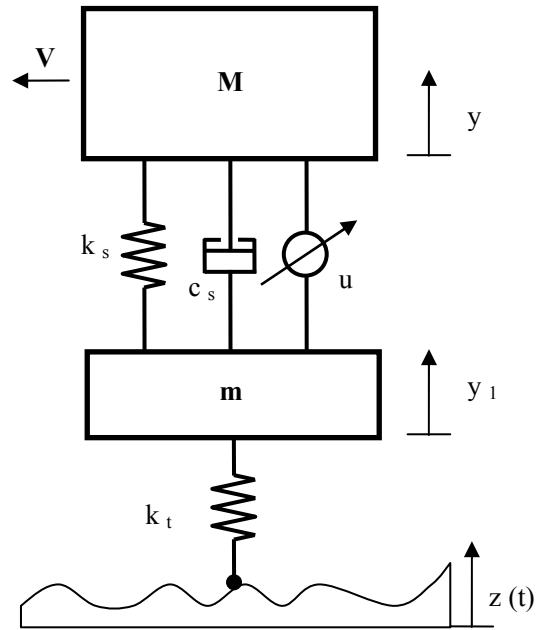
Bu yaklaşım kayan kipli kontrolde uzman bilgisi (expert knowledge) olarak ortaya çıkmıştır. α parametresinin ne kadar büyültüleceği ya da ne kadar küçültüleceği çok kesin değerler değildir. Bu durumda α parametresi, kontrol girişleri olan hata ve hata değişim hızına göre sürekli olarak değerini değiştirecektir. Sabit kayma yüzeyi eğimi bulanık mantık algoritmasıyla değişken hale getirilmiş kayan kipli kontrolün iyi özelliklerini daha da arttırmıştır.

Tablo 4.1. α Kural Çizelgesi

α	e			
\dot{e}	G_CK	G_KC	G_OR	G_BY
G_CK	C_BY	C_OR	C_KC	C_CK
G_KC	C_OR	C_OR	C_KC	C_CK
G_OR	C_KC	C_KC	C_KC	C_CK
G_BY	C_KC	C_KC	C_KC	C_CK

BÖLÜM 5. ÇEYREK TAŞIT MODELİNDE KAYAN KIPLİ VE BULANIK MANTIKLI KAYAN KIPLİ KONTROLÜN UYGULANMASI

5.1. Çeyrek Taşıt Modelinin Hareket Denklemleri



Şekil 5.1. Çeyrek Taşıt Fiziksel Modeli

Tablo 5.1. Çeyrek Taşıt Model Parametreleri

Parametre	Değeri
M (kg)	250
m (kg)	75
C _s (Ns/m)	980
k _s (kg)	15000
k _t (N/m)	150000
V (m/s)	20

Şekil 5.1’de fiziksel modeli verilen çeyrek taşıtın hareket denklemleri Lagrange yöntemi ile elde edilmektedir. Lagrange Hareket Denklemi, sistemdeki enerji dengesi üzerine kurulmuştur ve açık hali aşağıdaki gibidir.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial K}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial P}{\partial q_i} = Q_i \quad (5.1)$$

Burada;

K = Sistemin kinetik enerjisi

D = Sönümleyicinin dağıttığı enerji

P = Sistemin potansiyel enerjisi

q_i = Sistemin bağımsız koordinatları ($i = 1, 2, \dots, n$)

Q_i = Sisteme dışarıdan etkiyen kuvvet ve momentler ($i = 1, 2, \dots, m$)

Şekil 5.1’deki taşıt modeli için enerji denklemleri şu şekildedir:

$$K = \frac{1}{2} M \dot{y}^2 + \frac{1}{2} m \dot{y}_1^2 \quad (5.2)$$

$$D = \frac{1}{2} c_s (\dot{y} - \dot{y}_1)^2 \quad (5.3)$$

$$P = \frac{1}{2} k_s (y - y_1)^2 + \frac{1}{2} k_t (y_1 - z)^2 \quad (5.4)$$

Sistemin her bir bağımsız koordinatı için Lagrange denklemi oluşturulursa hareket denklemleri elde edilir. Sistemde bağımsız koordinatlar y ve y_1 dir. Buna göre y ve y_1 cinsinden hareket denklemleri sırasıyla aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$M \ddot{y} + c_s (\dot{y} - \dot{y}_1) + k_s (y - y_1) = u \quad (5.5)$$

$$m_1 \ddot{y}_1 + c_s(\dot{y}_1 - \dot{y}) + k_s(y_1 - y) + k_t(y_1 - z) = -u \quad (5.6)$$

Çeyrek taşıt modeli lineer bir modeldir. Bu yüzden fiziksel modeli tanımlayan Denklem 5.5 ve Denklem 5.6 $\dot{\underline{x}} = [A]\underline{x} + [B]\underline{u} + [L]\underline{z}$ şeklindeki durum uzay formunda yazılabilir.

$$\begin{bmatrix} \dot{y} \\ \dot{y}_1 \\ \dot{y}_T \\ \dot{y}_{IT} \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{k_s}{M} & \frac{k_s}{M} & -\frac{c_s}{M} & \frac{c_s}{M} \\ \frac{k_s}{m} & -\frac{(k_s + k_t)}{m} & \frac{c_s}{m} & -\frac{c_s}{m} \end{bmatrix}}_A \begin{bmatrix} y \\ y_1 \\ y_T \\ y_{IT} \end{bmatrix} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ -1 \\ m \end{bmatrix}}_B u + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{k_t}{m} \end{bmatrix}}_L z \quad (5.7)$$

$$\dot{\underline{X}} = [A]\underline{X} + [B]\underline{U} + [L]\underline{Z} \quad (5.8)$$

Bu gösterim PID ve LQR gibi lineer kontrolcüler için uygundur. Fakat Kayan Kipli kontrol nonlineer bir kontrolcüdür. Bu yüzden $\dot{\underline{x}} = \underline{f}(x) + [B]\underline{u}$ formunda yazılması daha uygundur.

Bunun için aşağıdaki atamalar yapılabilir.

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} y \\ y_1 \\ \dot{y} \\ \dot{y}_1 \end{bmatrix} \quad (5.9)$$

5.9 vektörüne göre Denklem 5.5 ve Denklem 5.6 yeniden düzenlenirse;

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix}}_{\dot{\underline{x}}} = \underbrace{\begin{bmatrix} f_1(x) \\ f_2(x) \\ f_3(x) \\ f_4(x) \end{bmatrix}}_{\underline{f}(x)} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1/M \\ -1/m \end{bmatrix}}_B u \quad (5.10)$$

$$f_1(x) = x_3 \quad (5.11)$$

$$f_2(x) = x_4 \quad (5.12)$$

$$f_3(x) = -\frac{k_s}{M}x_1 + \frac{k_s}{M}x_2 - \frac{c_s}{M}x_3 + \frac{c_s}{M}x_4 \quad (5.13)$$

$$f_4(x) = \frac{k_s}{m}x_1 - \frac{(k_s + k_t)}{m}x_2 + \frac{c_s}{m}x_3 - \frac{c_s}{m}x_4 \quad (5.14)$$

olarak bulunur.

5.2. Çeyrek Taşıt Modeline Kayan Kipli Kontrolcü Uygulanması

Bölüm 3.2 ve 3.3'de kayan kipli kontrolcünün temelleri ve kontrol kurallarının çıkarılması verilmişti. Burada doğrusal olmayan bu kontrolcünün çeyrek taşıt modeline uygulanması üzerinde durulacaktır.

Çeyrek taşıt modelinde kontrol edilmek istenen sadece gövdenin sıçrama hareketi olduğu için Denklem 5.10 kayan kipli kontrol tasarımına göre yeniden düzenlenmelidir.

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix}}_{\dot{x}} = \underbrace{\begin{bmatrix} f_1(x) \\ f_2(x) \end{bmatrix}}_{f(x)} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ 1/M \end{bmatrix}}_B u \quad (5.15)$$

α kayan yüzey eğimi olmak üzere $[G]$ matrisi çeyrek taşıt modeli için aşağıdaki gibi alınabilir.

$$[G] = [\alpha \quad 1] \quad (5.16)$$

$$[GB] = \left[\frac{1}{M} \right] = \frac{1}{M} \quad (5.17)$$

olarak bulunur. Buna göre $[GB]^{-1}$ matrisi

$$[GB]^{-1} = M \quad (5.18)$$

olur. Kayan yüzey denklemi

$$\underline{\sigma} = \underbrace{[G]x_r}_{\varphi(t)} - [G]x \quad (5.19)$$

Denklem 5.19'de görüldüğü gibi $\varphi(t) = [G]x_r$ idi. Burada x_r kontrol edilmek istenen değişken için seçilen referans değerleridir. Buna göre

$$x_r = [x_{1r} \quad x_{4r}]^T \quad (5.20)$$

Bu referans değerler sıfır olarak alınacağı için $\varphi(t)$ sıfır matrisi olacaktır

$$\sigma = -[G]x = -[\alpha \quad 1] \begin{bmatrix} x_1 \\ x_4 \end{bmatrix} = [-x_1\alpha \quad -x_4] \quad (5.21)$$

olacaktır.

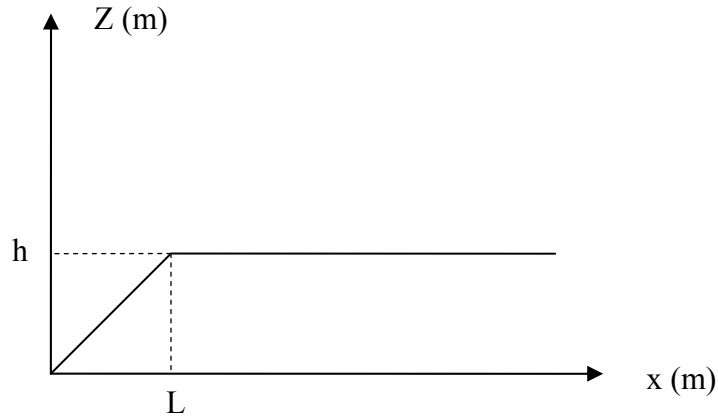
5. yöntemle göre u_{eq} hesaplanmamakta kestirimi yapılmaktadır. Kontrol ifadesi

$$u = \hat{u}_{eq} + \underbrace{[GB]^{-1}D}_K \cdot \sigma \quad (5.22)$$

şeklindedir. Burada $\hat{u}_{eq} = \frac{1}{\tau s + 1} u$ olarak hesaplanmaktadır. Sonuç olarak kontrol ifadesi

$$u = \frac{1}{\tau s + 1} u + MD(-\alpha x_1 - x_4) \text{ olacaktır.} \quad (5.23)$$

Bu çalışmada kullanılacak olan yol girişi olarak Şekil 5.2’de belirtilen tümsek yol profili seçilmiştir. Yol yüksekliği $h = 0.035$ m ve rampa yatay uzunluğu $L = 0.035$ m dir.



Şekil 5.2. Yol Girişi

Çeyrek taşıt modelinde yapılan benzetimlerde tasarım parametreleri alçak geçiren filtre zaman sabiti $\tau = 0.8$, kontrol kazancı $D=25$, kayan kipli kontrol parametresi $\alpha = 2$ olarak alınmıştır.

5.3. Bulanık Mantıklı Kayan Kipli Kontrolün Çeyrek Taşıt Modeline Uygulanması

Bu bölümde bölüm 4’te açıklanmış olan Bulanık Mantıklı Kayan Kipli Kontrol Yöntemi çeyrek taşıt modeline uygulanacaktır. Elde edilen sonuçlar pasif süspansiyon sistemi, sadece kayan kipli kontrol uygulanmış hal ile kıyaslanarak verilecektir.

Kayma yüzeyi eğimi α parametresi yine bölüm 4’te açıklanan bulanık adaptasyon mekanizması (bulanık mantık kural tabanı) göz önüne alınarak düzenlenmiştir. Benzetimlerde bulanık kontrolcünün girişleri olan hata ve hatanın değişim hızı pozitif olarak alınmıştır. Çünkü bulanık değişkenlerin işaretleri, döndürme ve öteleme yönü ile belirlenir. Bu nedenle benzetimlerde $|e|$ ve $|\dot{e}|$ mutlak değerleri bulanık mantık kontrolcü girişi olarak alınmıştır.

Yukarıda açıklanan kayma yüzeyi eğimi α parametresinin bulanık adaptasyon mekanizması, hata ve hatanın değişim hızının yönü de göz önüne alınarak yapılabilir. Bu çalışmada yapılan alternatif α parametresi ayarlama mekanizmasında bulanık mantık kontrolcü üyelik fonksiyonları, α kural tablosu aşağıda verilmiştir. Bu ayarlama mekanizması benzetimlerde Fuzzy Smc-Switch olarak adlandırılacaktır.

Bulanık mantıklı kontrolcü iki giriş ve bir çıkışa sahiptir. Üçgen üyelik fonksiyonları kullanılarak, hata ve hatanın türevi için kullanılan üyelik fonksiyonları ile kayma yüzeyi eğimi α üyelik fonksiyonları aşağıda verilmiştir. Burada giriş değerlerinin bulanıklaştırılmasında hata(e) için NB , NM , NS , NVS , Z ifadeleri sırasıyla negatif büyük, negatif orta, negatif küçük, negatif çok küçük, sıfır anlamında kullanılmıştır. Hatanın türevi için bulanıklaştırılan üyelik fonksiyonları içinde NB , NM , PS , PM , PB ifadeleri sırasıyla negatif büyük, negatif orta, pozitif küçük, pozitif orta, pozitif büyük anlamında kullanılmıştır. Çıkış değerlerinin bulanıklaştırılmasında α ise PVS , PS , PM , PB , PVB ifadeleri sırasıyla pozitif çok küçük, pozitif küçük, pozitif orta, pozitif büyük, pozitif çok büyük anlamında kullanılmıştır.

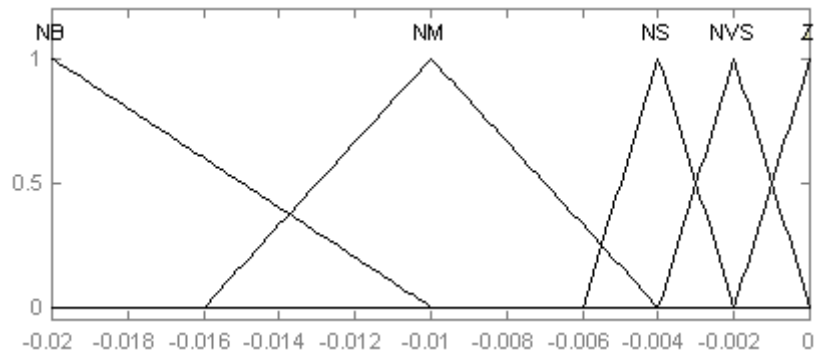
Üyelik fonksiyonlarının sınırları aşağıdaki gibi seçilmiştir.

$$e \quad : [-0.02 ; 0]$$

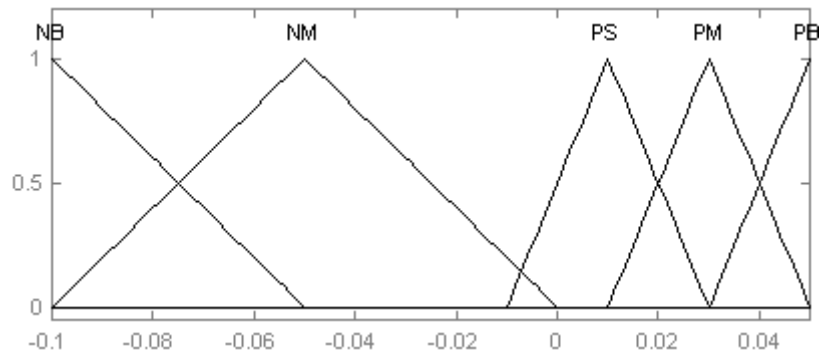
$$\dot{e} \quad : [-0.1 ; 0.05]$$

$$\alpha \quad : [0 ; 11]$$

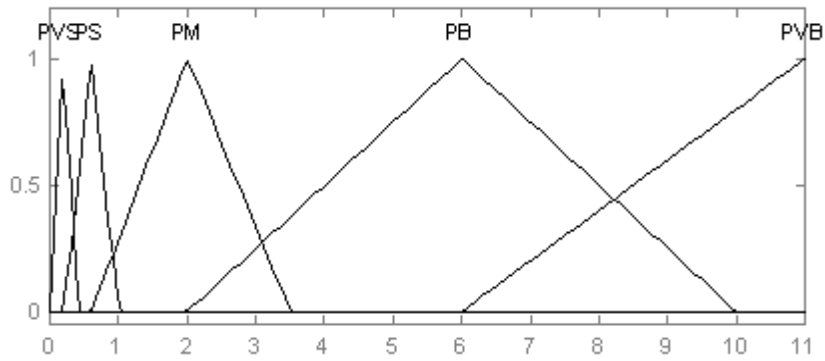
Şekil 5.3, Şekil 5.4 ve Şekil 5.5'te hatanın, hata değişim hızının ve çıkış α 'nın üyelik fonksiyonları gösterilmiştir.



Şekil 5.3. Hata Üyelik Fonksiyonları



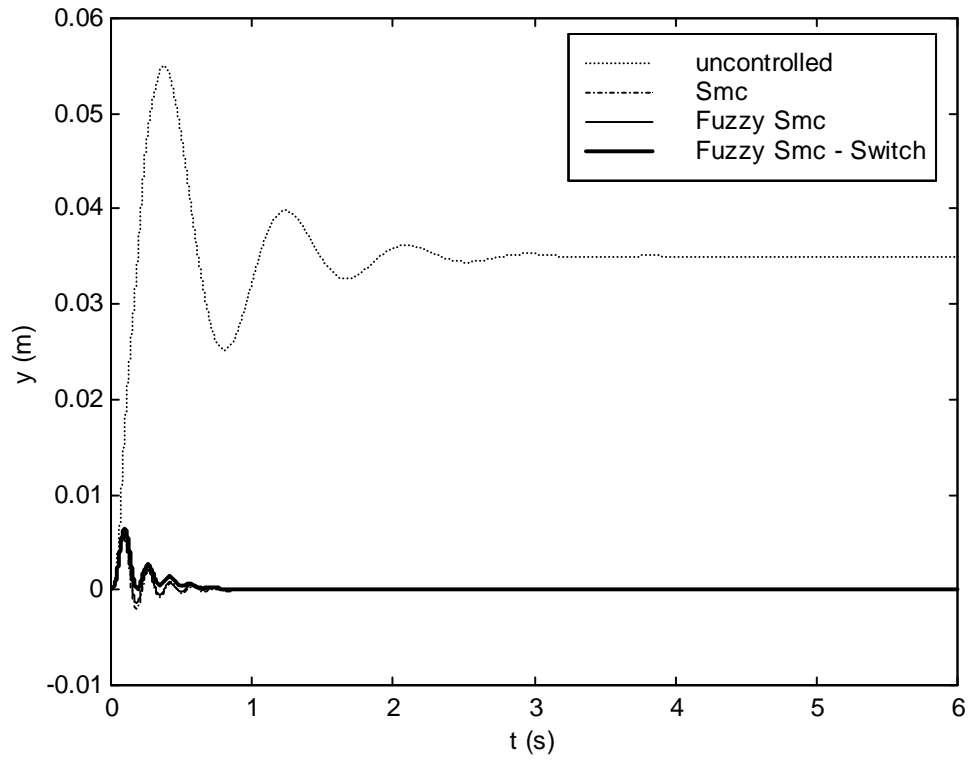
Şekil 5.4. Hata Değişim Hızı Üyelik Fonksiyonları

Şekil 5.5. α Parametresi Üyelik Fonksiyonları

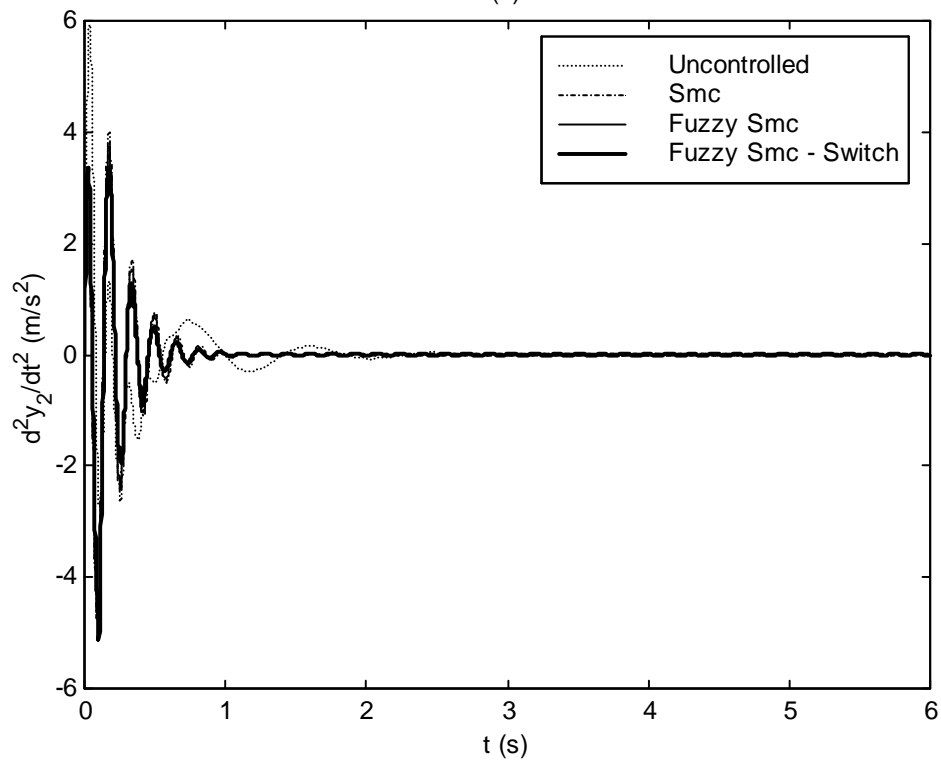
Tablo 5.2. Alternatif α Kural Tablosu

α	e				
\dot{e}	NB	NM	NS	NVS	Z
NB	PSV	PSV	PSV	PSV	PSV
NM	PSV	PSV	PSV	PSV	PSV
PS	PM	PM	PM	PS	PB
PM	PB	PB	PM	PB	PB
PB	PB	PB	PB	PVB	PSV

Taşıta önce belirtilen yol profili girişi verilmesi durumunda sistemin değişik zaman cevapları elde edilmiştir. Şekil 5.6'de düşey doğrultudaki gövde titreşimlerinin kontrolcüsüz, SMC kontrolcülü, Bulanık α uyarlamalı SMC kontrolcülü durum ve son olarak açıklanan alternatif α uyarlamalı SMC kontrolcülü durumun cevapları karşılaştırılmalı olarak verilmektedir.



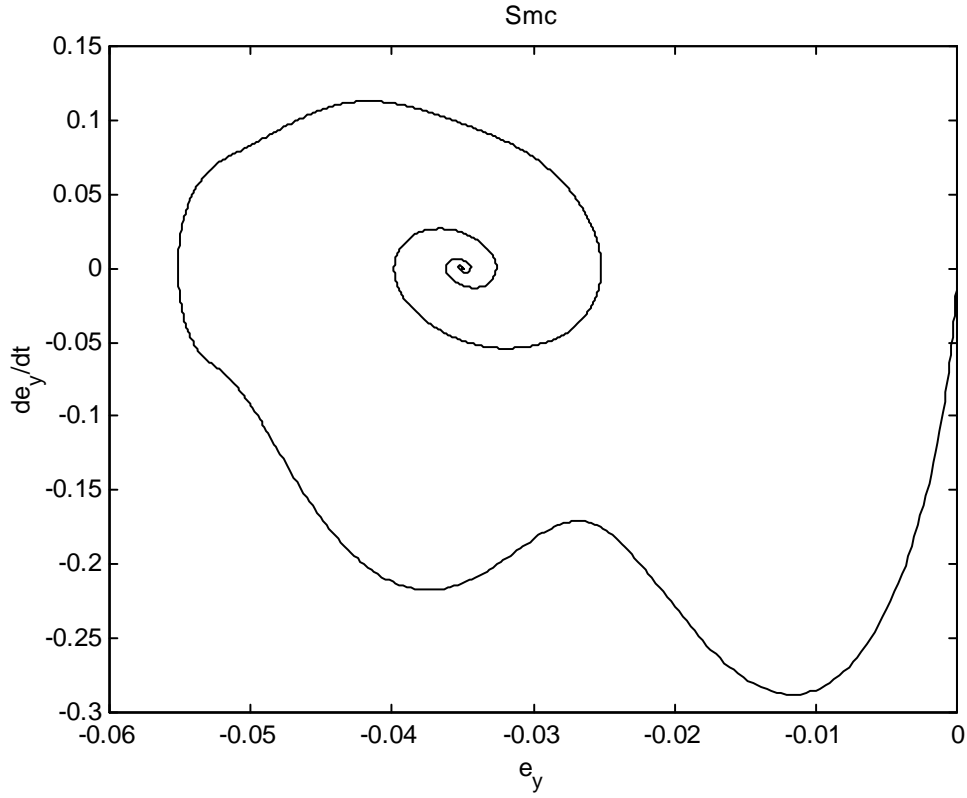
Şekil 5.6. Taşıt Gövdesinin Düşey Doğrultudaki Titreşimlerinin Karşılaştırılması



Şekil 5.7. Karşılaştırmalı İvme-Zaman Cevabı

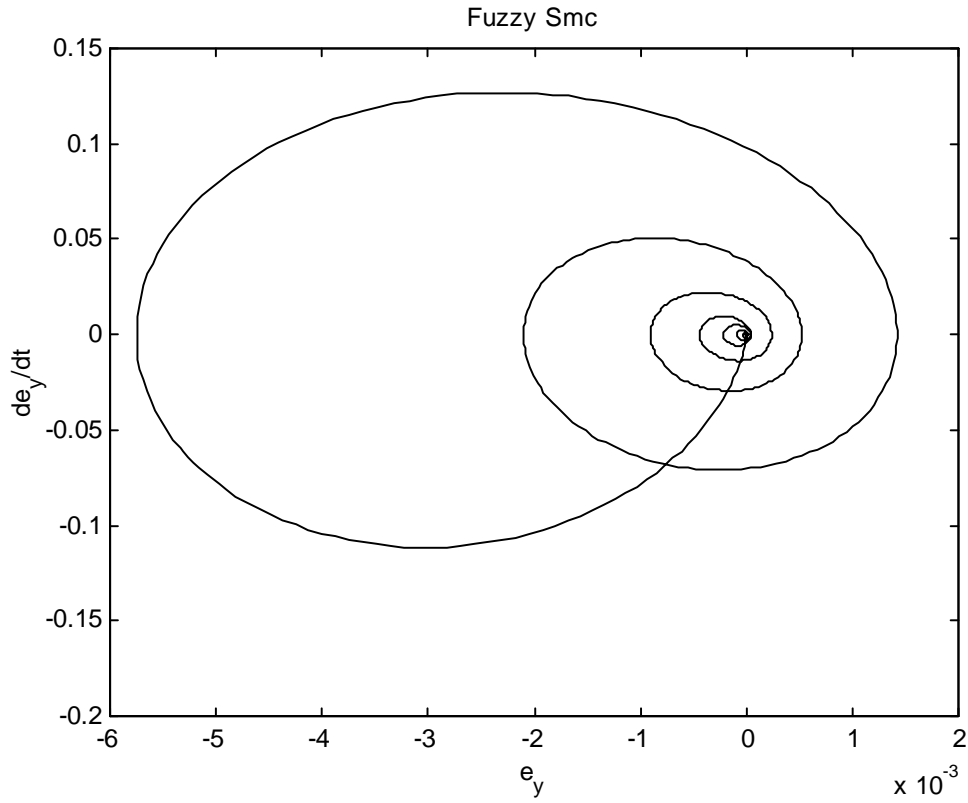
Şekil 5.7’de taşıt ana gövdesinin ivme grafiğinde ivmenin titreşiminin genliğinde ve sönümlenme süresinde (oturma zamanında) durum kıyaslı olarak görülmektedir.

Şekil 5.8’de taşıt ana gövdesinin kontrolcüsüz düşey hareketinde oluşan hatanın faz planı görülmektedir.



Şekil 5.8. Kontrolcüsüz Gövde Düşey Hareketinde Oluşan Hatanın Faz Planı

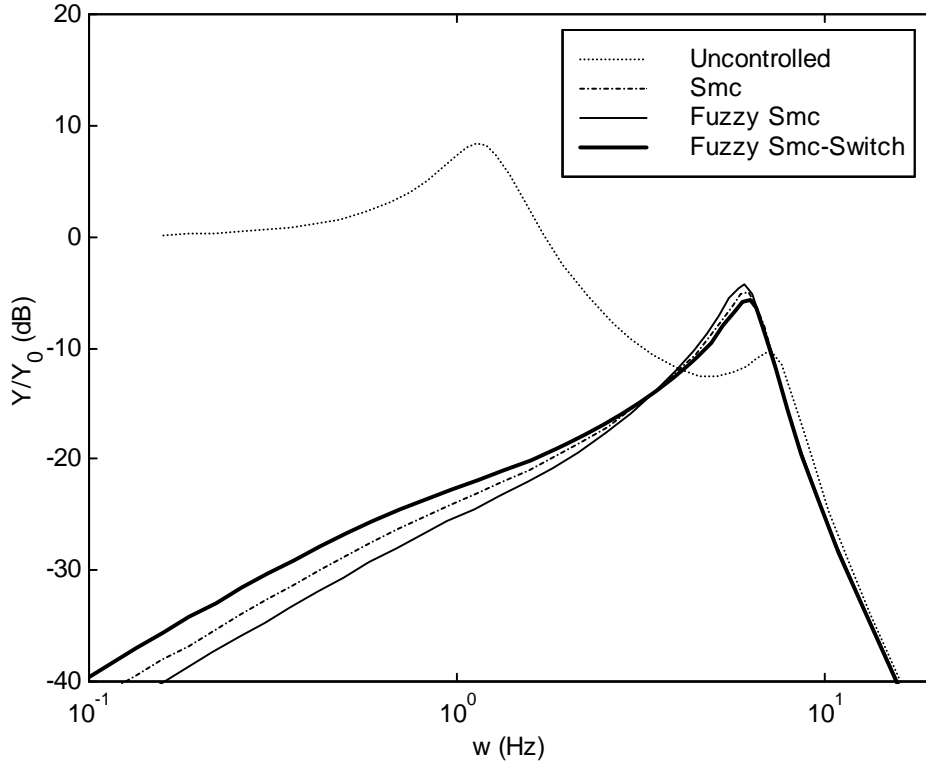
Şekil 5.9’de ise taşıt ana gövdesinin SMC kontrolcülü düşey hareketinde oluşan hatanın faz planı görülmektedir. Faz planından kontrolcülü taşıt modelinin kararlı bir yapıya sahip olduğu ve hızlı bir şekilde hatanın sifira oturduğu görülmektedir.



Şekil 5.9. SMC Kontrollü Gövde Düşey Hareketinde Oluşan Hatanın Faz Planı

SMC ve Bulanık Mantık α uyarlamalı kontrolcünün taşıtın doğal frekansları üzerindeki etkisini incelemek için taşıtın frekans cevapları çizdirilmiştir. Beklendiği gibi sistem iki serbestlik derecesine sahip olduğundan iki tepe noktası vardır.

Şekil 5.10'de taşıt gövde hareketinin frekans cevabı verilmiştir. Kontrolcüsüz sistemin frekans cevabı incelendiğinde iki rezonans frekansı, gövde hareketi ve tekerlek sıçramasının 1 Hz ve 10 Hz değeri civarında olduğu görülmektedir. Diğer taraftan kontrolcü aktif olduğunda gövde hareketinin rezonansının kaybolduğu ve frekans oranı genliklerinin kayda değer biçimde küçüldüğü aynı şekil üzerinde görülmektedir. Bu durumda düşey hareket genliğinin en çok bastırıldığı durumun çalışmada önerilen bulanık mantıklı kayan kipli kontrol (Fuzzy Smc) seçeneği olduğu görülmektedir. Bu da taşıt içindeki kişilerin seyir konforu açısından çok önemlidir. Aks kütlelerinin zorlanmış doğal frekansı ($\cong 10$ Hz) civarında ise bir değişiklik olmamıştır. Bunun nedeni taşıtın ana gövdesinin kontrolünün amaçlanmasıdır.

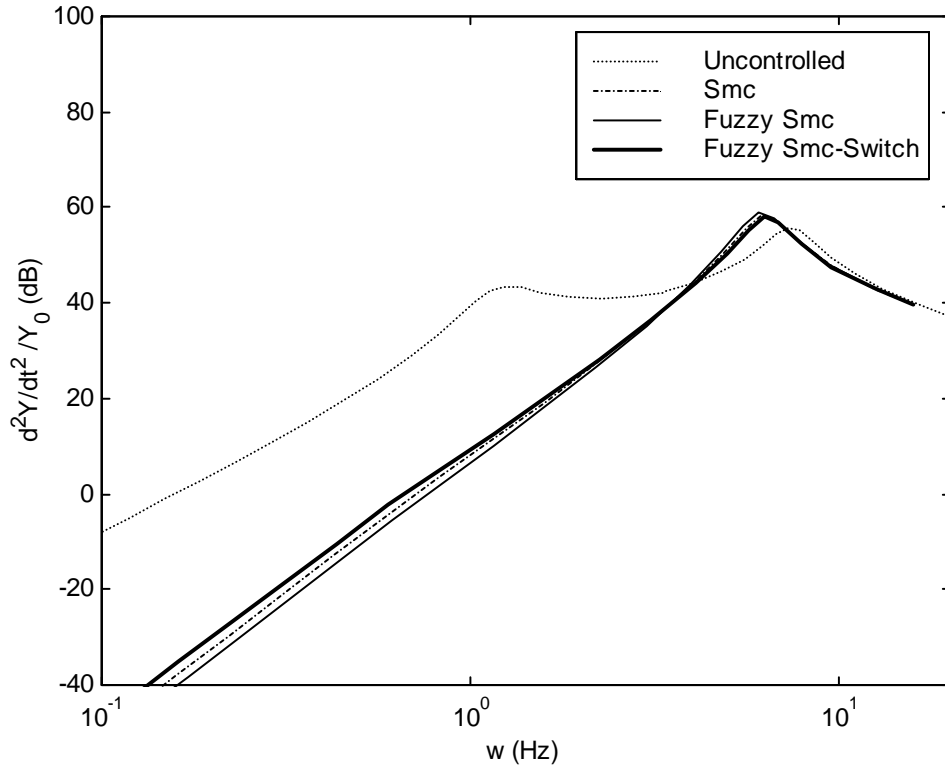


Şekil 5.10. Taşıt Gövde Düşey Hareketinin Frekans Cevabı

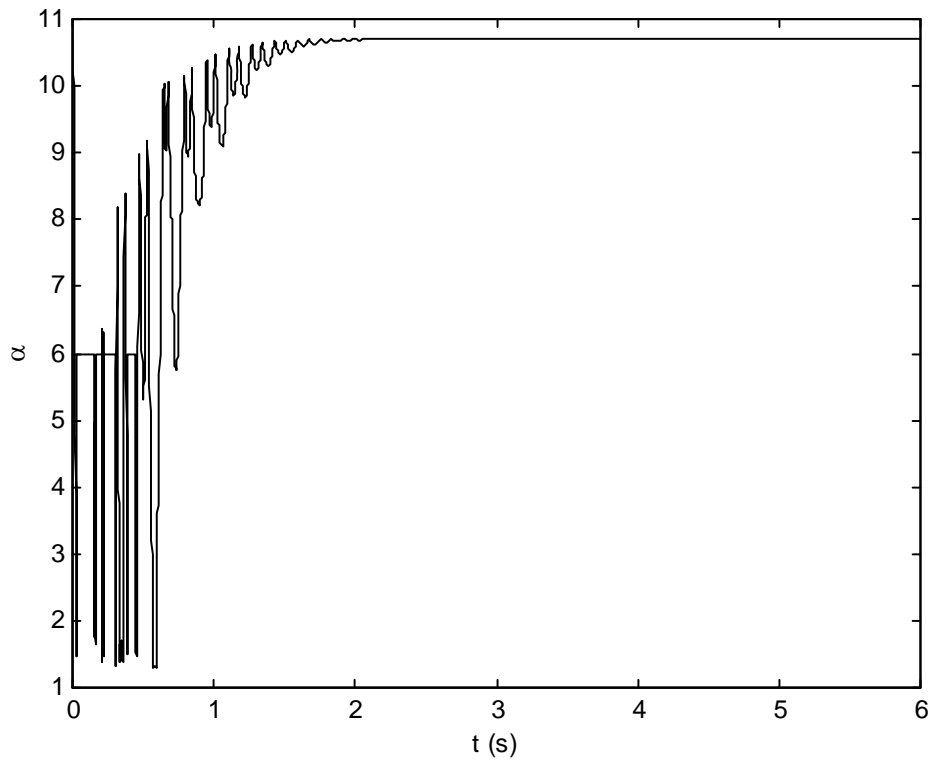
Sürüş konforu göz önüne alındığında gövde ivmesi önem kazanır. Konfor için gerekli olan taşıt gövdesi dikey ivmesinin minimize edilmesidir.

Şekil 5.11'de çeyrek taşıt modelinde taşıt gövdesinin ivme frekans cevabı görülmektedir. Burada da taşıt gövdesinin rezonans frekansına denk gelen ilk tepenin kalktığı ve bu bölge etrafında girişe karşı çıkış ivme genliklerinin küçüldüğü görülmektedir. Taşıtın aks kütlelerinin rezonans frekansına denk gelen ikinci tepenin genliğinde ise çok az bir değişiklik olmuştur.

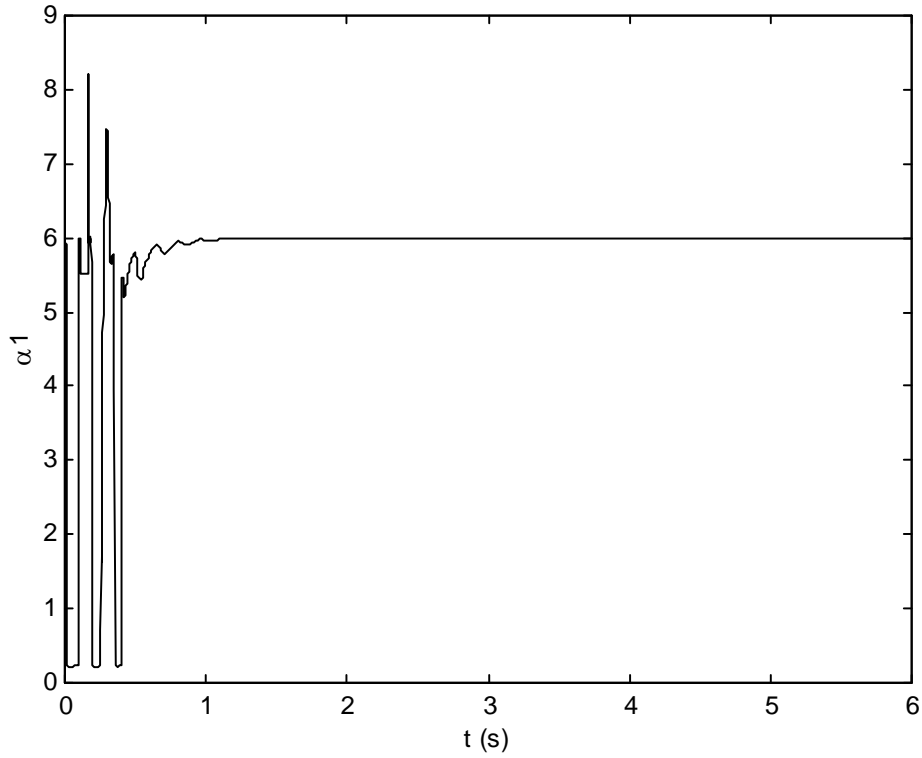
Şekil 5.12 ve Şekil 5.13'de benzetim esnasında α parametresinin değişimi görülmektedir.



Şekil 5.11. Taşıt Gövdesi İvme Frekansı



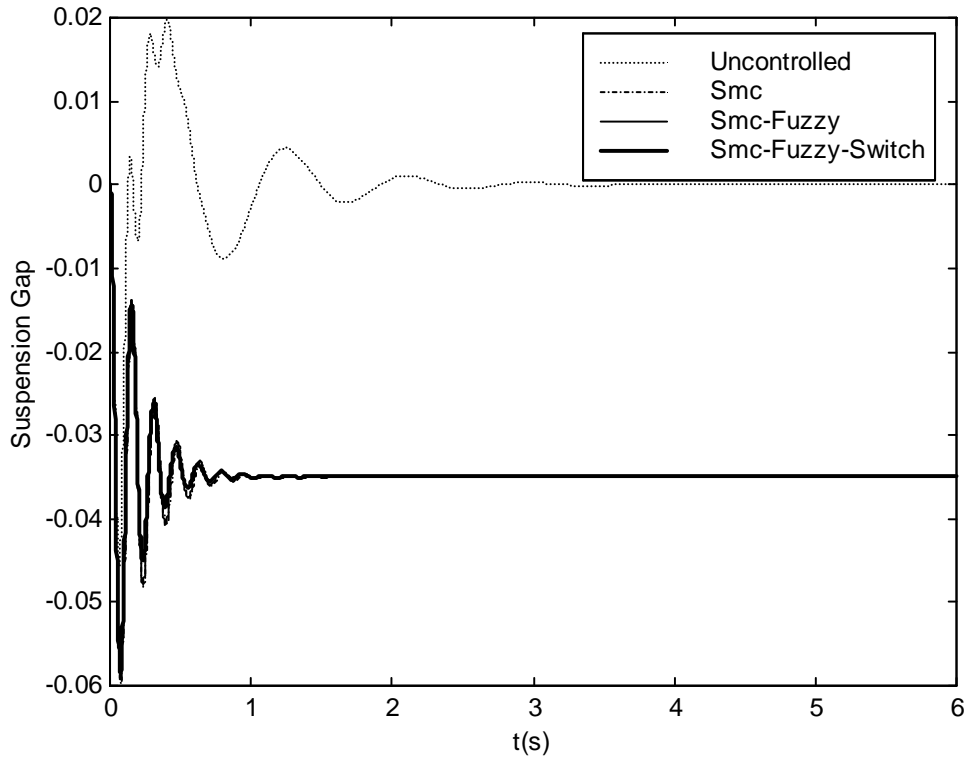
Şekil 5.12. Bulanık α Uyarlamalı SMC Yönteminde α 'nın Değişimi



Şekil 5.13. Alternatif Bulanık α Uyarlamalı SMC Yönteminde α 'nın Değişimi

Çeyrek taşıt modelinde zaman ve frekans cevapları incelendiğinde teklif edilen bulanık α uyarlamalı SMC yöntemi, alternatif bulanık α uyarlamalı SMC yönteminden daha iyi sonuçlar vermiştir.

Konfor için gerekli olan taşıt gövdesinin iki ivmesi minimize edilirken pratikte taşıtların yapısal özellikleri ile süspansiyon açıklığının belli bir değerde olması gerçeği de göz önüne alınmalıdır. Bu nedenle çeyrek taşıt modelinde yukarıda uygulanan kontrol yöntemlerinin süspansiyon açıklığının korunması problemine çözüm getirmediği Şekil 5.14'de gösterilmiştir. Grafikten görülmektedir ki, kontrolcüler 0.035 m yol giriş değerinde süspansiyon açıklığına oturmaktadırlar.



Şekil 5.14. Süspansiyon Açıklığının Zamanla Değişimi

5.3.1. Çeyrek taşıt modelinde süspansiyon açıklığının korunması

Çeyrek taşıt modelinde sisteme kontrolcü uygulandığı zaman taşıt sistemi yoldan gelen dürtülere karşı kontrolcü kullanılan modelin kontrolcü kullanılmayan modele göre daha duyarsız bir başka deyişle daha konforlu olduğunu biliyoruz. Ayrıca kayan kipli kontrolcü gürbüz (robust) yani sistem parametrelerinin değişiminden etkilenmeyen bir kontrolcü olduğundan taşıt parametrelerinin değişimi kontrolcünün seyir esnasındaki performansını etkilemeyecektir. Ancak Şekil 5.14'de görüldüğü gibi ana kütle ile süspansiyon sistemi arasındaki mesafe yol girişinden sonra yol giriş yüksekliği kadar daralmaktadır. Aks daralması denilen bu olay, peş peşe gelen yol girişleri veya yüksekçe bir rampaya tırmanılması durumunda belli bir süre sonra aktif süspansiyon sistemini devre dışı bırakır. Böylece seyir konforu, seyir güvenliği ve de taşıt dayanımı büyük zarara uğrar ve bu durumun kabul edilmesi mümkün değildir. Tasarımcıların aktif kontrol sistemleri tasarlarken değişik kontrol yöntemlerinde karşılaştıkları en önemli sorun budur ve çözülmesi gerekir. Bu literatürde süspansiyon açıklığının korunması olarak yansıtılır[36].

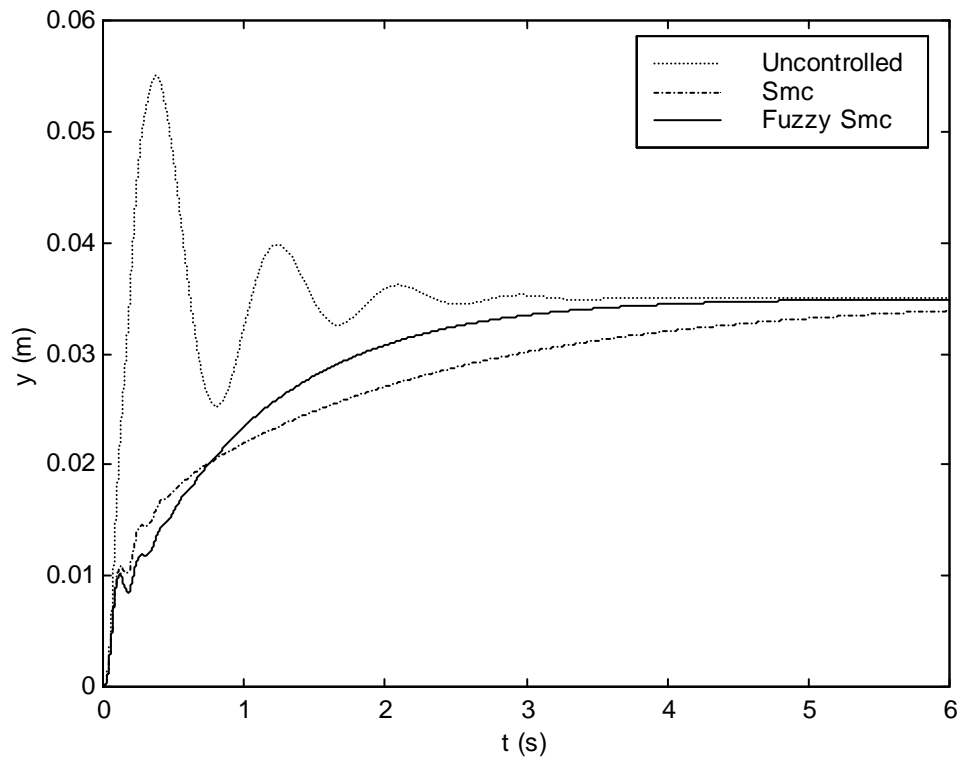
Bu çalışmada süspansiyon daralması probleminin ortadan kaldırılmasına çeyrek ve yarım taşıt modelleri üzerinde çözüm getirilmiştir. Çözümün temel mantığı, süspansiyon sistemini devre dışı bırakan aks mesafesinin daralmasını önlemek için kontrolcü referans değerini yol girişlerine bağlı olarak sürekli değiştirmektir. Çeyrek taşıt modelinde bu referans yeryüzü değil aks kütlelerinin referansı alınarak çözülebilir.

Bundan sonra bu çözüm önerisi çeyrek taşıt modeline uygulanıp sonuçlar verilecektir.

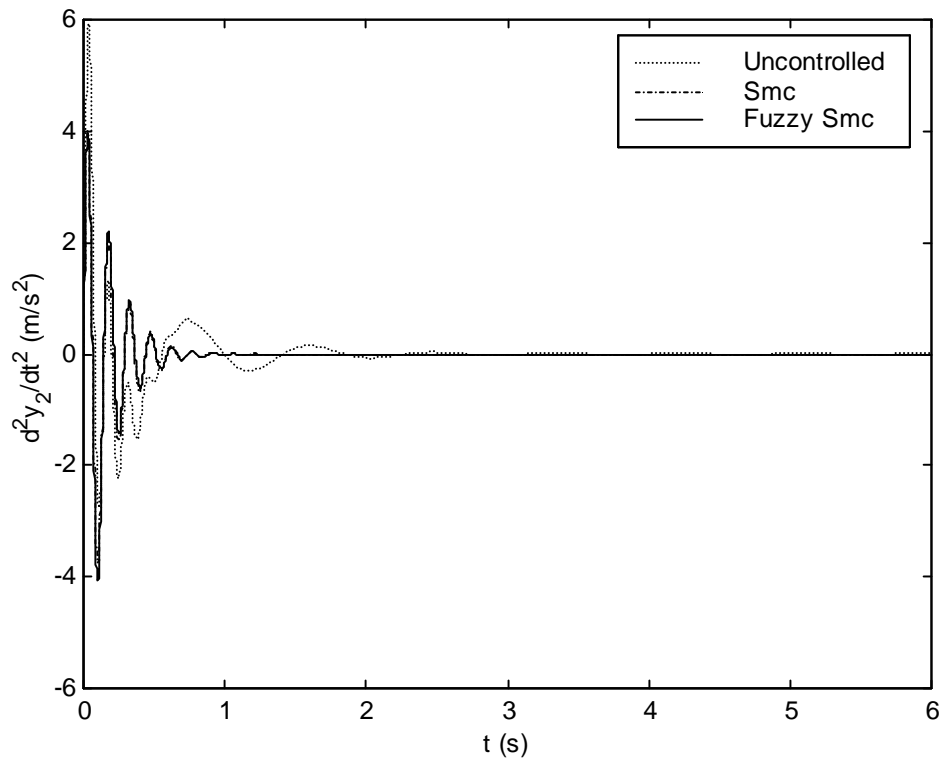
5.4. Çeyrek Taşıtta Süspansiyon Daralmasını Önleyen Bulanık Mantıklı Kayan Kipli Kontrolün Uygulanması

Daha önceden de açıklandığı gibi süspansiyon sisteminin ana görevi yol tarafından uygulanan bozucu girdiler sonucunda taşıt gövdesinde oluşan ivmeleri kabul edilebilir düzeylerde tutmaktır. Ancak süspansiyon sistemi bu işlevi sağlarken aynı zamanda taşıt gövdesi ile aks kütleleri arasındaki mesafenin sınırlı kalmasını ve aks ile yol arasındaki esnemelerin aracın yol tutuşunu etkilemeyecek düzeylerde olmasını da sağlamalıdır. Bu durumu da göz önüne alan yeni yaklaşım bir önceki bölümdeki benzetim koşulları aynen alarak çeyrek taşıt modeline uygulanmış ve benzetim sonuçları aşağıda verilmiştir.

Şekil 5.15'de taşıt gövde düşey hareketinin zaman değişimi verilmiştir. Şekil 5.16'de ise gövde düşey hareketinin ivme zaman değişimi karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

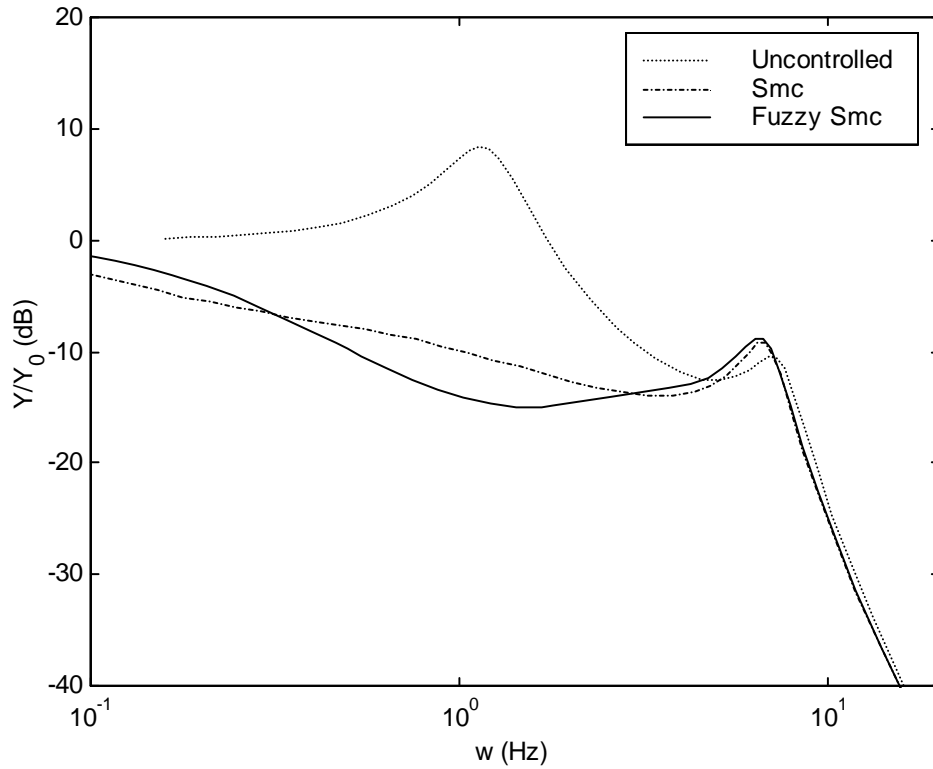


Şekil 5.15. Taşıt Gövdesinin Düşey Doğrultudaki Titreşimlerinin Karşılaştırılması



Şekil 5.16. Gövde Düşey Hareketinin İvme Zaman Değişimi

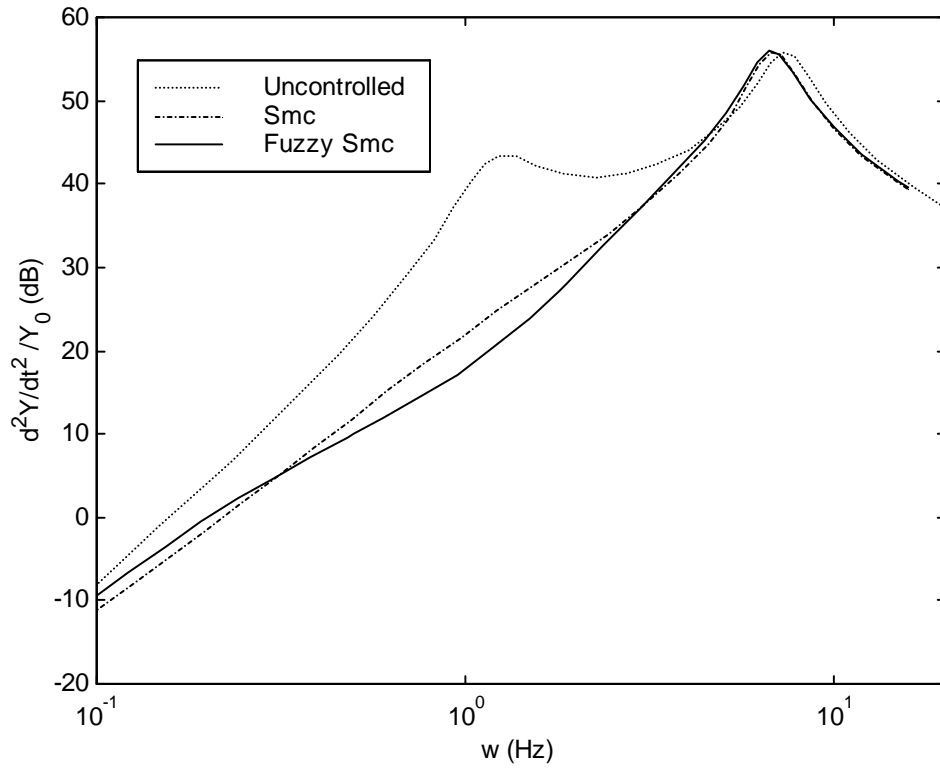
Şekil 5.17'de taşıt gövdesinin yer değişiminin karşılaştırmalı frekans cevabı verilmiştir. Kontrolcüsüz pasif süspansiyonlu taşıt modeline göre bulanık mantıklı kayan kipli kontrolcü ana gövde rezonans frekansını ortadan kaldırmış ve bu frekans civarında genliği düşürmüştür. Aks kütlesi rezonans frekansında beklendiği gibi çok az değişiklik meydana gelmiştir.



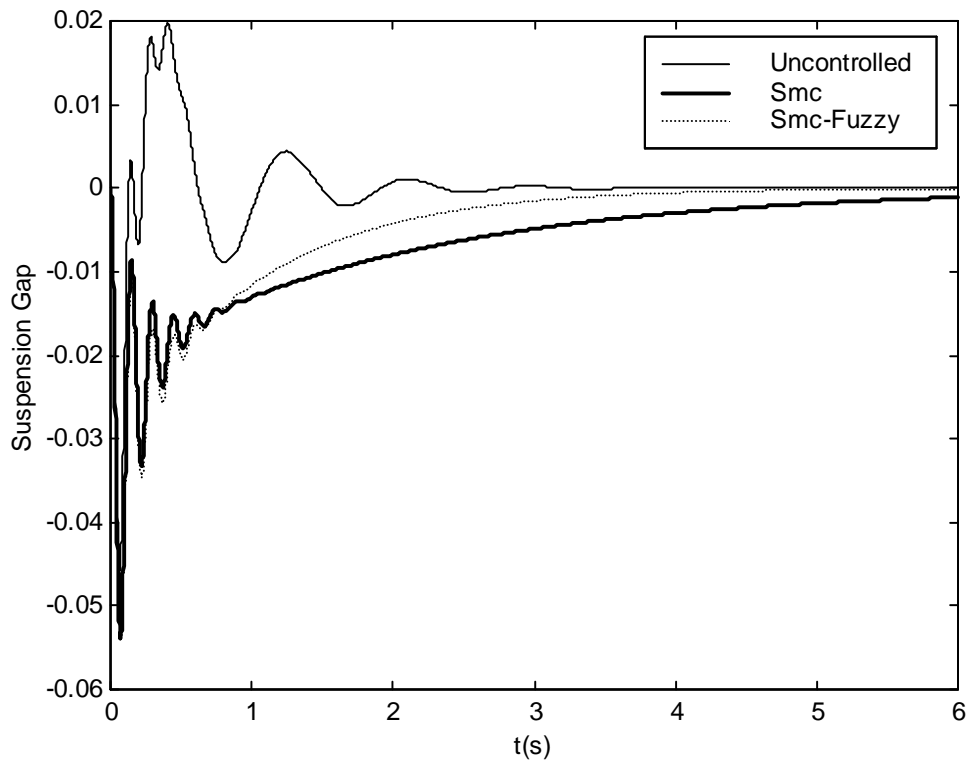
Şekil 5.17. Gövde Düşey Hareketinin Frekans Cevabı

Şekil 5.18'de karşılaştırmalı ivme frekans cevabı verilmiştir. Burada bulanık mantıklı kayan kipli kontrolün gövde rezonans frekansında kayan kipli kontrole göre daha iyi ivme genlik bastırması verdiği görülmektedir. Bu da taşıt modelinin seyir konforu üzerinde daha olumlu etkilerde bulunacaktır.

Şekil 5.19'da süspansiyon açıklığının korunduğu açıkça görülmektedir. Buda yöntemin süspansiyon daralması problemini ortadan kaldırdığını ispatlamaktadır.



Şekil 5.18. Gövde Düşey Hareketinin İvme Frekans Cevabı

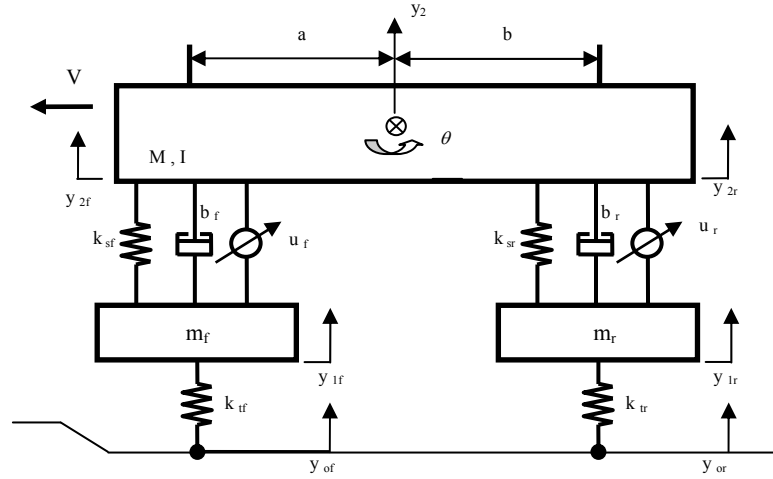


Şekil 5.19. Süspansiyon Açıklığının Zaman Değişimi

BÖLÜM 6. YARIM TAŞIT MODELİNE BULANIK MANTIKLI KAYAN KIPLİ KONTROLÜN UYGULANMASI

6.1. Yarım Taşıt Modelinin Hareket Denklemleri

Çeyrek taşıt modeli, taşıtın düşey hareketi hakkında son derece faydalı bilgiler verse de, taşıtın açısız hareketi hakkında bir fikir vermez. Taşıtın seyir esnasında kafa vurma hareketinin özellikleri ve bunun kontrolü konfor açısından büyük önem taşır. Ayrıca yarım taşıt modeli, çeyrek taşıt modeline göre daha gerçekçi sonuçlar verir.



Şekil 6.1. Dört Serbestlik Dereceli Yarım Taşıt Modeli

Burada dikkat edilmesi gereken nokta, taşıt hızı V olduğundan arka tekerleğin, ön tekerlekten $(a+b)/V$ kadar bir zaman sonra yol girişine maruz kaldığıdır.

$$\delta t = (a + b) / V \quad (6.1)$$

Şekil 6.1'deki modelin enerji denklemleri aşağıdaki gibidir

$$K = \frac{1}{2}M \dot{y}_2^2 + \frac{1}{2}I \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}m_f \dot{y}_{1f}^2 + \frac{1}{2}m_r \dot{y}_{1r}^2 \quad (6.2)$$

$$P = \frac{1}{2}k_{sf} (y_{2f} - y_{1f})^2 + \frac{1}{2}k_{sr} (y_{2r} - y_{1r})^2 + \frac{1}{2}k_{tf} (y_{0f} - y_{1f})^2 + \frac{1}{2}k_{tr} (y_{0r} - y_{1r})^2 \quad (6.3)$$

$$D = \frac{1}{2}b_f (\dot{y}_{2f} - \dot{y}_{1f})^2 + \frac{1}{2}b_r (\dot{y}_{2r} - \dot{y}_{1r})^2 \quad (6.4)$$

Burada;

M : Taşıt gövdesinin kütesinin yarısı

m_f, m_r : Ön ve arka aksların kütleleri

I : Gövdenin ataleti

k_{sf} ve k_{sr} : Ön ve arka süspansiyon sistemlerinin sönüm katsayıları

k_{tf} ve k_{tr} : Ön ve arka tekerleklerin yay katsayıları

y_{1f} ve y_{1r} : Ön ve arka aksların düşey kuvvetleri

y_{0f} ve y_{0r} : Ön ve arka tekerleklere etki eden yol pürüzlülüğü

y_{2f} ve y_{2r} : Gövdenin ön ve arka konumunun hareketleri

y_2 : Kütle merkezinin düşey hareketi

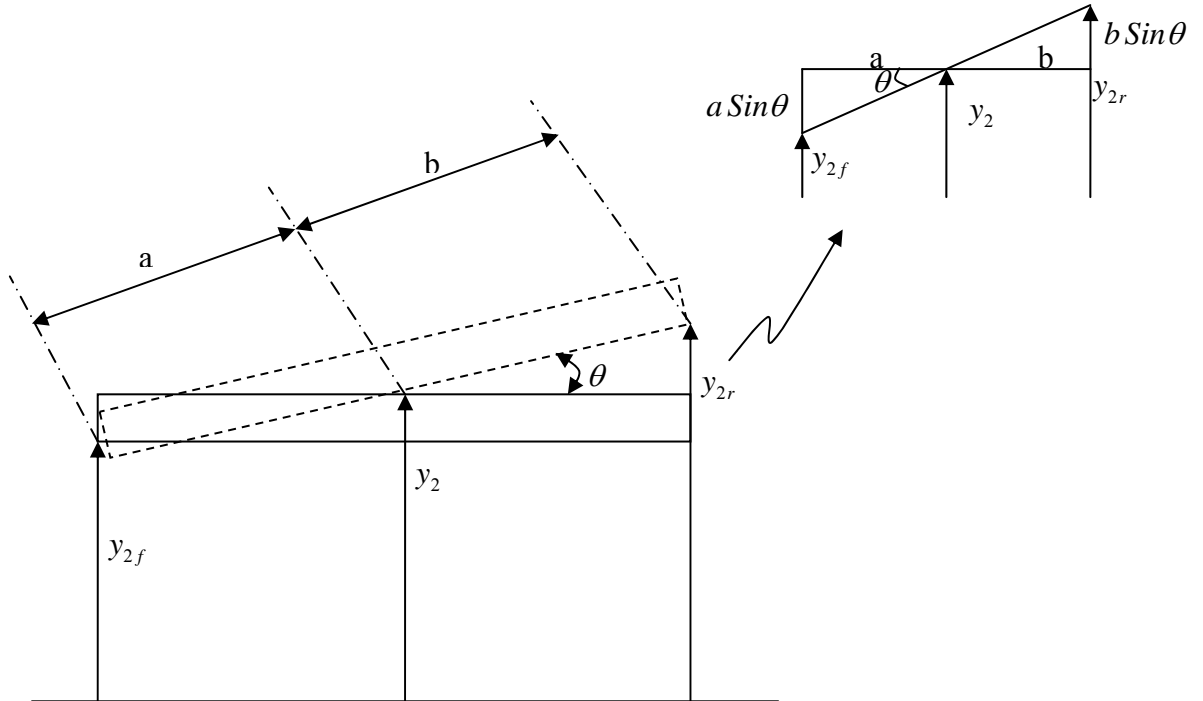
θ : Gövdenin kafa vurma hareketi sırasında yapacağı dönüş açısı

Bu çalışmada kullanılan yarım taşıt modelinin parametreleri Tablo 6.1’de verilmiştir.

Tablo 6.1. Yarım Taşıt Modeli Parametreleri Tablosu

Parametre	Değeri
M (kg)	1000
m_r (kg)	200
m_f (kg)	100
I(kgm ²)	1600
k_{sr} (N/m)	32000
k_{sf} (N/m)	28000
$k_{tr} = k_{tf}$ (N/m)	400000
$b_f = b_r$ (Ns/m)	2000
a(m)	1
b(m)	1.2

Sistemde y_{2f} ve y_{2r} ’den kurtulmak için bu değişkenleri θ ve y_2 değişkenleri cinsinden yazmak gerekir.



Şekil 6.2. Sistemin Kafa Vurma Hareketinin Gösterimi

Bu durumda;

$$y_{2f} = y_2 - a \sin \theta \quad (6.5)$$

$$y_{2r} = y_2 + b \sin \theta \quad (6.6)$$

Bu değişkenlerin türevleri;

$$\dot{y}_{2f} = \dot{y}_2 - a\dot{\theta} \cos \theta \quad (6.7)$$

$$\dot{y}_{2r} = \dot{y}_2 + b\dot{\theta} \cos \theta \quad (6.8)$$

olacaktır. Lagrange genel ifadesi;

$$\frac{d\left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_i}\right)}{dt} - \frac{\partial K}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial P}{\partial q_i} = Q_i \quad i = 1, 2, 3, \dots, n \quad (6.9)$$

$q_1 = y_2, Q_1 = U_y$ için aşığıdaki ifadeye ulaşılır;

$$M \ddot{y}_2 + b_f (\dot{y}_2 - a\dot{\theta} \cos \theta - \dot{y}_{1f}) + b_r (\dot{y}_2 + b\dot{\theta} \cos \theta - \dot{y}_{1r}) + k_{sf} (y_2 - a \sin \theta - y_{1f}) + k_{sr} (y_2 - b \sin \theta - y_{1r}) = U_y \quad (6.10)$$

$q_2 = \theta, Q_2 = U_\theta$ için aşığıdaki ifadeye ulaşılır;

$$I \ddot{\theta} - a b_f \cos \theta (\dot{y}_2 - a\dot{\theta} \cos \theta - \dot{y}_{1f}) + b b_r \cos \theta (\dot{y}_2 + b\dot{\theta} \cos \theta - \dot{y}_{1r}) - a k_{sf} \cos \theta (y_2 - a \sin \theta - y_{1f}) + b k_{sr} \cos \theta (y_2 + b \sin \theta - y_{1r}) = U_\theta \quad (6.11)$$

$q_3 = y_{1f}, Q_3 = U_f$ için aşığıdaki ifadeye ulaşılır;

$$m_f \ddot{y}_{1f} - b_f (\dot{y}_2 - a\dot{\theta} \cos \theta - \dot{y}_{1f}) - k_{sf} (y_2 - a \sin \theta - y_{1f}) + k_{yf} (y_{1f} - y_{of}) = -u_f \quad (6.12)$$

$q_4 = y_{1r}$, $Q_4 = U_r$ için aşağıdaki ifadeye ulaşılır;

$$m_r \ddot{y}_{1r} - b_r (\dot{y}_2 - b \dot{\theta} \cos \theta - \dot{y}_{1r}) - k_{sr} (y_2 + b \sin \theta - y_{1r}) + k_{tr} (y_{1r} - y_{or}) = -u_r \quad (6.13)$$

6.2. Bulanık Mantıklı Kayan Kipli Kontrolün Yarım Taşıt Modeline Uygulanması

Hareket denklemleri Kayan Kipli Kontrolcü tasarımı için $\dot{x} = \underline{f}(x) + [B]\underline{u}$ formuna dönüştürülmelidir. \dot{x} vektörünün bileşenleri aşağıdaki gibi gösterilebilir.

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \\ x_7 \\ x_8 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} y_2 \\ \theta \\ y_{1f} \\ y_{1r} \\ \dot{y}_2 \\ \dot{\theta} \\ \dot{y}_{1f} \\ \dot{y}_{1r} \end{bmatrix} \quad (6.14)$$

$\underline{f}(x)$ sütun vektörünün bileşenleri $\underline{f}_1(x), \underline{f}_2(x), \dots$ olmak üzere Denklem 6.10 – Denklem 6.13 arasındaki denklemler $\dot{x} = \underline{f}(x) + [B]\underline{u}$ formunda yazılabilir.

$$f_1(x) = x_5 \quad (6.15)$$

$$f_2(x) = x_6 \quad (6.16)$$

$$f_3(x) = x_7 \quad (6.17)$$

$$f_4(x) = x_8 \quad (6.18)$$

$$f_5(x) = -\frac{1}{M} \left\{ \begin{aligned} &(k_{sf} + k_{sr})x_1 + (ak_{sf} - bk_{sr})\cos x_2 \cdot x_2 - k_{sf}x_3 \\ &-k_{sf}x_4 + (b_r + b_f)x_5 + (ab_f - bb_r)\cos x_2 \cdot x_6 \end{aligned} \right\} \quad (6.19)$$

$$f_6(x) = -\frac{1}{I} \left\{ (ak_{sf} + bk_{sr}) \cos x_2 \cdot x_1 + (a^2 k_{sf} - b^2 k_{sr}) \cos x_2 \sin x_2 - ak_{sf} x_3 - bk_{sf} x_4 \right. \\ \left. + (ab_f - bb_r) \cos x_2 \cdot x_5 + (a^2 b_f + b^2 b_r) (\cos x_2)^2 \cdot x_6 - ab_f x_7 + bb_r x_8 \right\} \quad (6.20)$$

$$f_7(x) = \frac{1}{m_f} \left\{ k_{sf} x_1 + ak_{sf} \sin x_2 - (k_{sf} + k_{tf}) x_3 \right. \\ \left. + b_f x_5 + ab_f \cos x_2 \cdot x_6 - b_f x_7 + k_{tf} y_{0f} \right\} \quad (6.21)$$

$$f_8(x) = \frac{1}{m_r} \left\{ k_{sr} x_1 + ak_{sr} \sin x_2 - (k_{sr} + k_{tr}) x_4 \right. \\ \left. + b_r x_5 + ab_r \cos x_2 \cdot x_6 - b_r x_8 + k_{tr} y_{0f} \right\} \quad (6.22)$$

Bu durumda $\dot{x} = \underline{f}(x) + [B]\underline{u}$ formu aşağıdaki gibi olacaktır.

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{x}_5 \\ \dot{x}_6 \\ \dot{x}_7 \\ \dot{x}_8 \end{bmatrix}}_{\dot{x}} = \underbrace{\begin{bmatrix} f_1(x) \\ f_2(x) \\ f_3(x) \\ f_4(x) \\ f_5(x) \\ f_6(x) \\ f_7(x) \\ f_8(x) \end{bmatrix}}_{\underline{f}(x)} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ +1/M & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1/I & 0 & 0 \\ 0 & 0 & +1/m_f & 0 \\ 0 & 0 & 0 & +1/m_r \end{bmatrix}}_{[B]} \underbrace{\begin{bmatrix} U_y \\ U_\theta \\ U_f \\ U_r \end{bmatrix}}_{\underline{u}} \quad (6.23)$$

Denklem 6.23 formu kontrol edilmek istenen değişkenlere göre yeniden değiştirilmelidir

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_5 \\ \dot{x}_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1(x) \\ f_2(x) \\ f_5(x) \\ f_6(x) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 1/M & 0 \\ 0 & 1/I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_y \\ U_\theta \end{bmatrix} \quad (6.24)$$

Burada kontrol edilmek istenen iki değişken olduğu için her birinin kayan yüzey eğimi farklıdır. α_1 ve α_2 kayan yüzey eğimleri olmak üzere, sistem için seçilen $[G]$ matrisi;

$$[G] = \begin{bmatrix} \alpha_1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & \alpha_2 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6.25)$$

şeklinde. Denklem 6.24 gösterimindeki $[B]$ matrisinden yararlanılarak $[GB]^{-1}$ matrisi;

$$[GB]^{-1} = \begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \quad (6.26)$$

olarak bulunur.

$$\underline{\sigma} = [G]\Delta\underline{x} = \varphi(t) - [G]\underline{x} \quad (6.27)$$

$$\Delta\underline{x} = \begin{bmatrix} x_{1r} - x_1 \\ x_{2r} - x_2 \\ x_{5r} - x_5 \\ x_{6r} - x_6 \end{bmatrix} \quad (6.28)$$

Kontrolü için seçilen referans değerleri sıfır olduğunda $x_{1r} = x_{2r} = x_{5r} = x_{6r} = 0$;

$$\varphi(t) = [G]\underline{x}_r = \begin{bmatrix} \alpha_1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & \alpha_2 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{1r} \\ x_{2r} \\ x_{5r} \\ x_{6r} \end{bmatrix} = 0 \quad (6.29)$$

$$\underline{\sigma} = -[G]\underline{x} = -\begin{bmatrix} \alpha_1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & \alpha_2 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_5 \\ x_6 \end{bmatrix} \quad (6.30)$$

$$\underline{\sigma} = \begin{bmatrix} -\alpha_1 x_1 - x_5 \\ -\alpha_2 x_2 - x_6 \end{bmatrix}$$

Kayan kipli kontrolün 5. metodunda $\underline{u} = \hat{u}_{eq} + K\underline{\sigma}$, ve $\hat{u}_{eq} = \frac{1}{\tau_s + 1}$ idi

Dolayısıyla

$$\underline{u} = \frac{1}{\tau_s + 1} u + K\sigma \text{ olur} \quad (6.31)$$

$K = [GB]^{-1} D$ olduğundan

$$U_y = \frac{1}{\tau_s + 1} u + MD(-\alpha_1 x_1 - x_5) \quad (6.32)$$

$$U_\theta = \frac{1}{\tau_s + 1} u + ID(-\alpha_2 x_2 - x_6) \quad (6.33)$$

bulunmuş olur.

Ana gövdenin kütle merkezine göre alınan moment ve kuvvet toplamalarının sıfır olduğu göz önüne alınırsa U_y ve U_θ 'yi U_f ve U_r cinsinden bulabiliriz. Bunları ana gövdenin merkezine yerleştirilmiş üreteçler olarak düşünebiliriz. Modele yerleştirilen kuvvet üreteçlerinin üreteceği kuvvetler, sırasıyla ön ve arka olmak üzere U_f ve U_r 'dir. Buna göre;

$$U_y = U_f + U_r \quad (6.34)$$

$$U_\theta = aU_f - bU_r \quad (6.35)$$

olacaktır. Denklem 6.34 ve 6.35'den U_f ve U_r çekilirse;

$$U_f = \frac{-bU_y + U_\theta}{a + b} \quad (6.36)$$

$$U_r = \frac{aU_y - U_\theta}{a + b} \text{ olarak bulunur.} \quad (6.37)$$

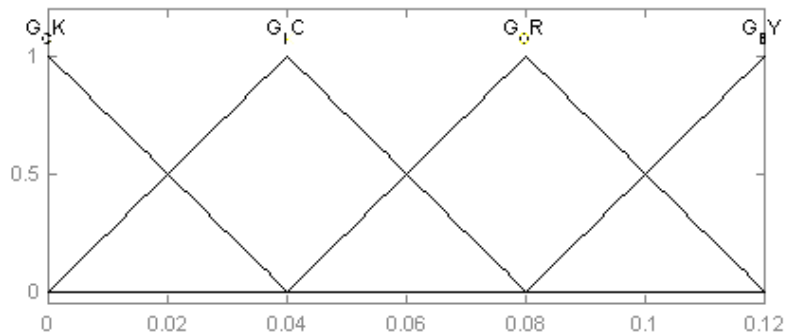
Denklem 6.32 ve Denklem 6.33'deki kontrol algoritmalarında iki kayma yüzeyi ve onun eğimleri olan α_1 ve α_2 mevcuttur. Bölüm 4'de teklif edilen α parametresinin bulanık mantıkla adaptasyonu bu bölümde de aynen kullanılacaktır. Üyelik fonksiyonlarının sınırları aşağıdaki gibi seçilmiştir.

$$e \quad : [0 ; 0.12]$$

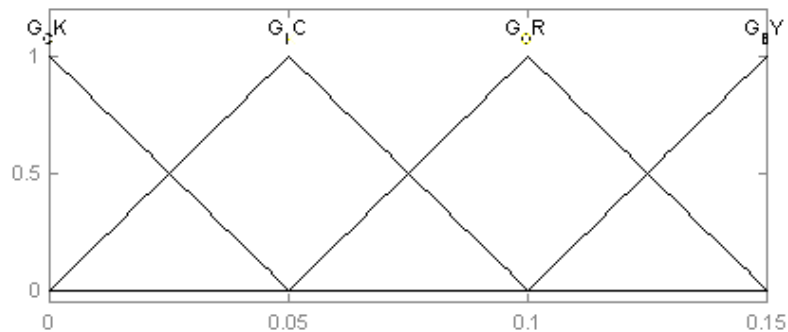
$$\dot{e} \quad : [0 ; 0.15]$$

$$\alpha \quad : [0 ; 12]$$

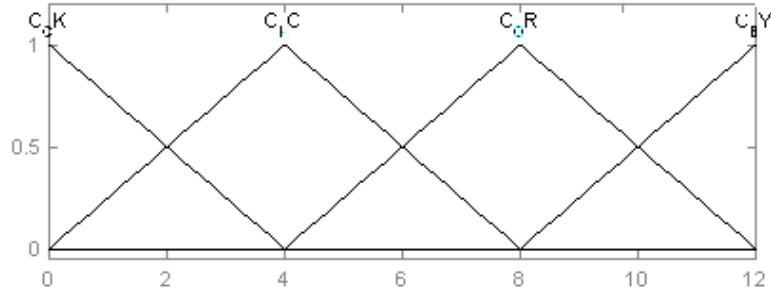
Şekil 6.3, Şekil 6.4 ve Şekil 6.5'te hatanın, hata değişim hızının ve çıkış α 'nın üyelik fonksiyonları gösterilmiştir.



Şekil 6.3. e_y e_θ Hata Üyelik Fonksiyonları



Şekil 6.4. \dot{e}_y \dot{e}_θ Hata Değişim Hızı Üyelik Fonksiyonları

Şekil 6.5. α Parametresi Üyelik FonksiyonlarıTablo 6.2. α Kural Tablosu

α	e			
e	G_CK	G_KC	G_OR	G_BY
G_CK	C_BY	C_OR	C_KC	C_CK
G_KC	C_OR	C_OR	C_KC	C_CK
G_OR	C_KC	C_KC	C_KC	C_CK
G_BY	C_CK	C_KC	C_KC	C_CK

6.2.1. Yarım taşıt modelinde süspansiyon açıklığının korunması

Çeyrek taşıt modelinde olduğu gibi kontrolcü kullanılması yarım taşıt modelinde de gövde ile süspansiyon sistemi arasındaki mesafenin herhangi bir yol girişinden sonra daralmasına ve devamındaki birkaç girişten sonra süspansiyon sisteminin devre dışı kalmasına sebep olur. Süspansiyon devre dışı kaldığı zaman da yoldan gelen her türlü dürtü hiç sönümlenmeden taşıt gövdesine iletilecektir. Sanki taşıt gövdesiyle tekerlekler arasına demir çubuk bağlanmış gibi bir durum oluşacağından taşıta vereceği zarar ihmal edilemez.

Bu çalışmada bu sorunun çözümü için bir öneri teklif edilecek ve benzetim sonuçları tartışılacaktır. Yine burada temel mantık kontrolcünün referans değerini yol girişlerine bağlı olarak sürekli değiştirmektir. Taşıt gövdesi yer değişimi y_{2ref} , ön ve arka aks kütlelerinin y_{1f} ve y_{1r} yer değişimlerinin gövde ağırlık merkezine göre lineer enterpolasyonu olarak seçilir. Buna göre;

$$y_{2ref}^* = \frac{1}{a+b}(y_{1f}b + y_{1r}a) \quad (6.38)$$

alınacaktır.

Tasarım parametrelerine, yol girişine bir alçak geçiren filtre ve dolayısıyla bir a_1 zaman sabiti ekleyebiliriz.

$$y_{2ref} = y_{2ref}^* \cdot \frac{1}{a_1s + 1} \quad (6.39)$$

Bir başka deyişle taşıt sistemini etkileyecek yol sistemi önce bir alçak geçiş filtresinden geçirilmektedir. Bu da sisteme referans sağlayan y_{1f} ve y_{1r} değerlerini değiştirecektir.

Alçak geçiren filtrenin kullanılma amacı, yol girişinden dolayı oluşan titreşimler içinde belirlediğimiz frekans değerinden daha yüksek frekanstaki titreşim değerlerini saf dışı bırakmaktır. Bir başka deyişle bu yüksek frekans değerlerinin y_2 gövde düşey sıçramasının referans değerinin oluşumundaki etkilerini yok etmektir.

Bu bilgiler ışığında;

$$\text{Ön süspansiyon daralması} = y_2 - a \sin \theta - y_{1f} \quad (6.40)$$

$$\text{Arka süspansiyon daralması} = y_2 + b \sin \theta - y_{1r} \quad (6.41)$$

olacaktır.

6.3. Yarım Taşıtta Süspansiyon Daralmasını Önleyen Bulanık Mantıklı Kayan Kipli Kontrolün Uygulanması

Yarım taşıt modeline yukarıda açıklanan y_{2ref} değeri çeyrek taşıt modelindeki yol girişi uygulanarak benzetim yapılmış ve aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

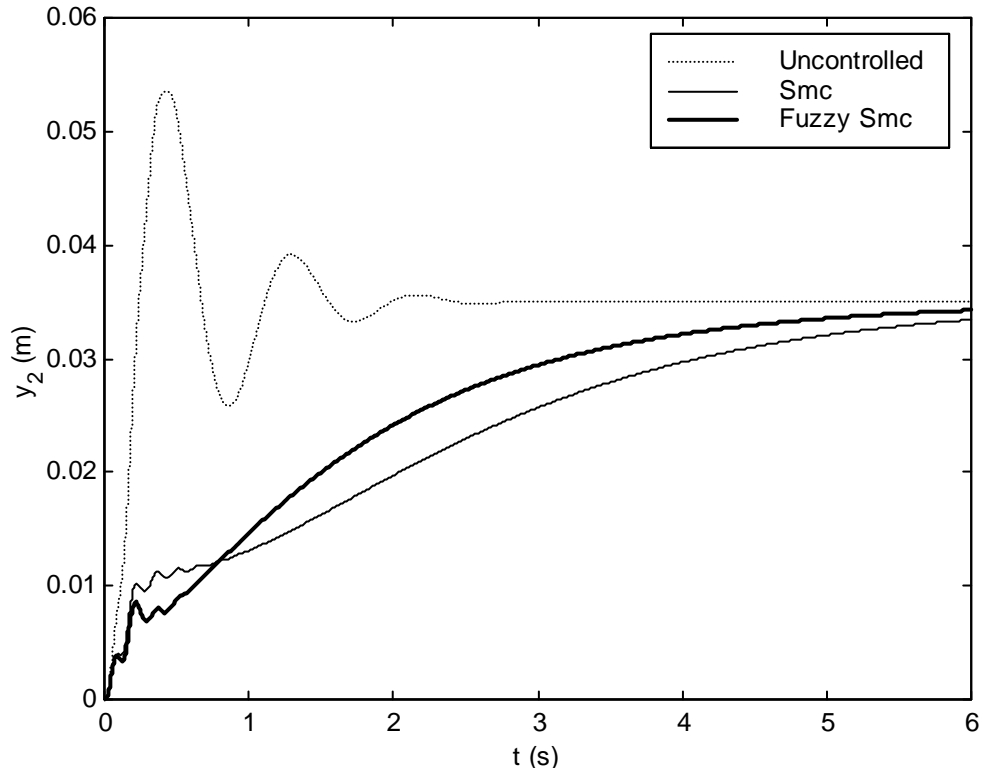
Kayan kipli kontrolcünün benzetiminde kullanılan parametreler aşağıdaki gibi seçilmiştir.

$$\tau = 0.1, D=25, \alpha = 2 \text{ ve } a_1 = 1.5$$

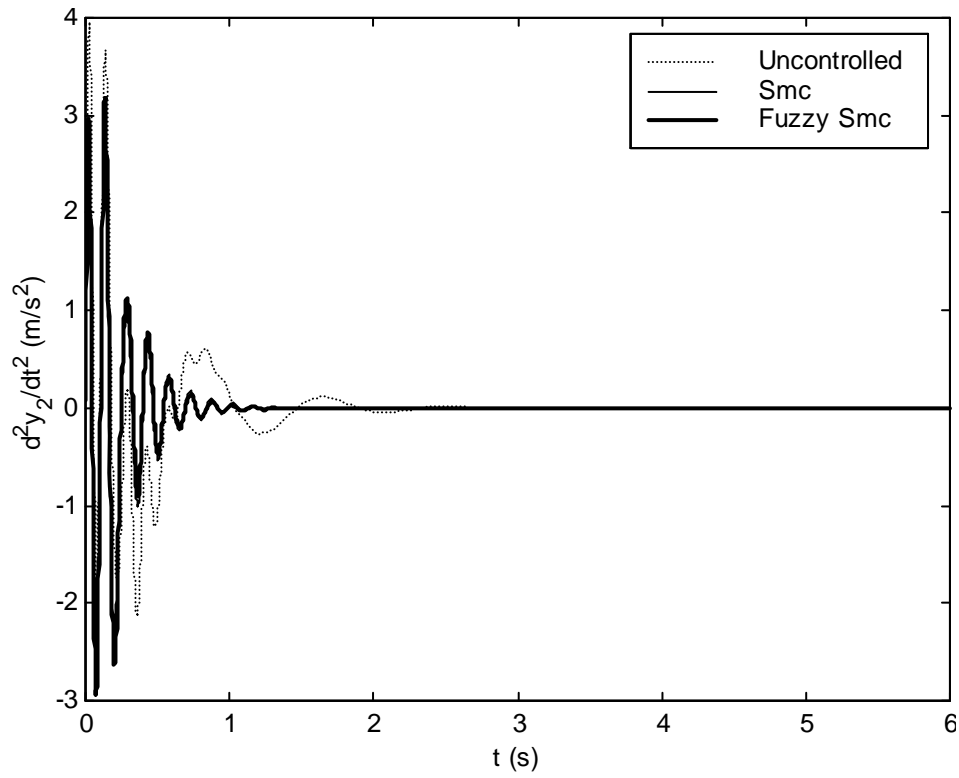
Bulanık mantıklı kayan kipli kontrolcü benzetiminde kullanılan parametrelerden α değeri bulanık mantık kontrolcü tarafından belirlenmekte diğer parametreler ise kayan kipli kontrolcü ile aynıdır. Yarım taşıtın kontrolcü parametreleri ön ve arka süspansiyonlar için aynı alınmıştır.

Şekil 6.6'de önerilen yeni yöntemle elde edilen taşıt gövdesi hareketinin zamansal değişimleri verilmiştir. Bulanık mantıklı kayan kipli kontrol ile referans değere diğerlerine göre daha çabuk ve az titreşimli bir şekilde oturduğu görülmektedir.

Ayrıca Şekil 6.7'de taşıt gövde sıçramasının ivme değerlerindeki azalma da kontrolcülü durumda görülmektedir.

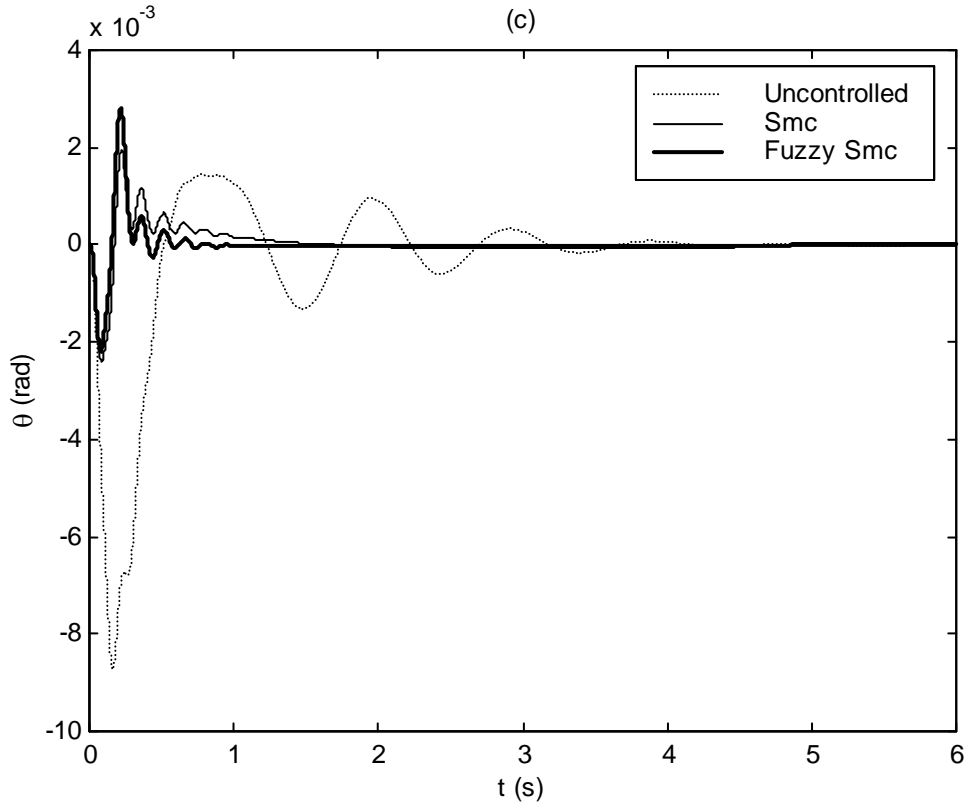


Şekil 6.6. Düşey Hareket Yer Değişiminin Karşılaştırmalı Zaman Değişimi



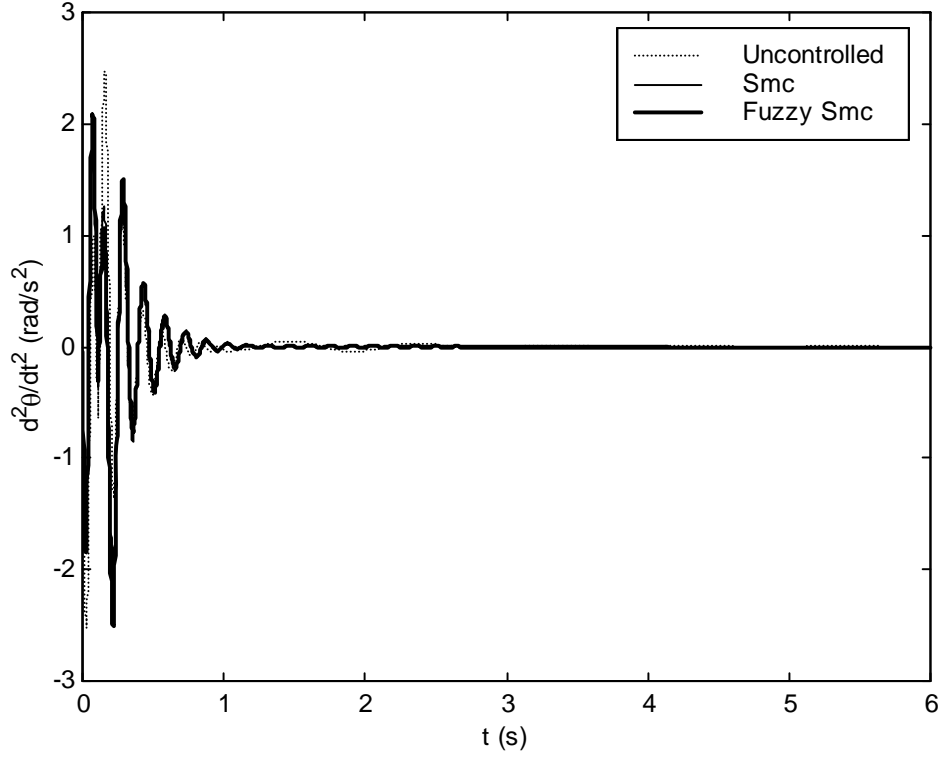
Şekil 6.7. Düşey Hareket İvmesinin Karşılaştırmalı Zaman Değişimi

Kafa vurma hareketi zaman cevabı ise Şekil 6.8 verilmiştir. Açısal sıçramanın referans değere bulanık mantıklı kayan kipli kontrolcüde diğerlerine göre daha çabuk ve az titreşimli geldiği görülmektedir.



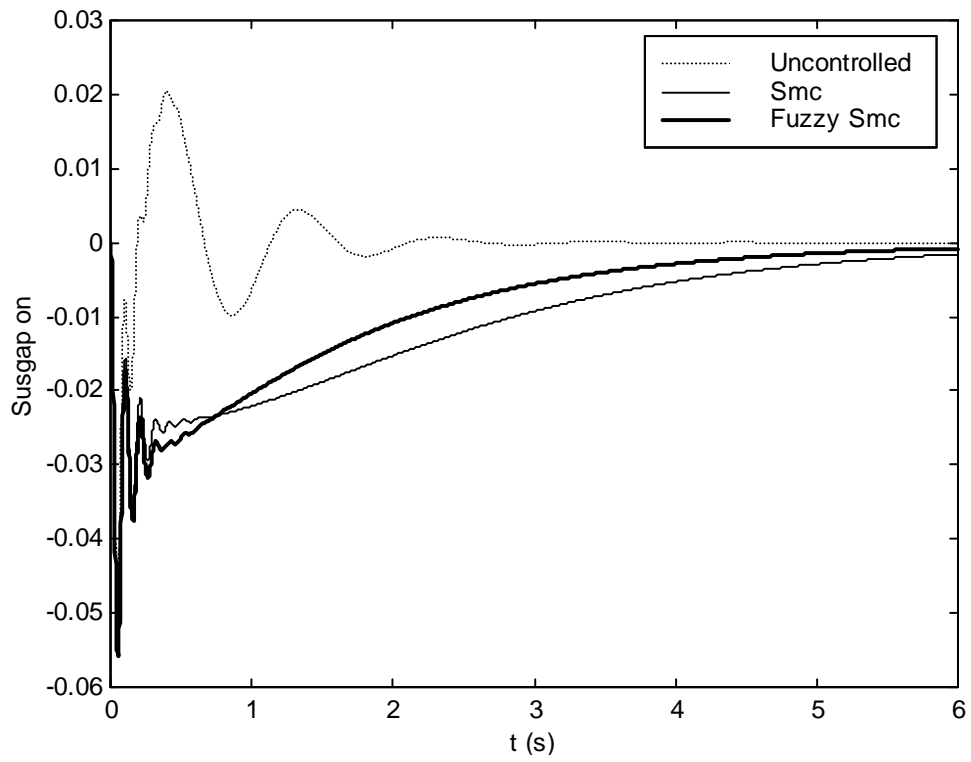
Şekil 6.8. Kafa Vurma Hareket Yer Değişiminin Karşılaştırmalı Zaman Değişimi

Şekil 6.9 kafa vurma hareketinin ivme zaman cevabında kontrolsüz duruma göre ivme değerlerindeki azalma görülmektedir.

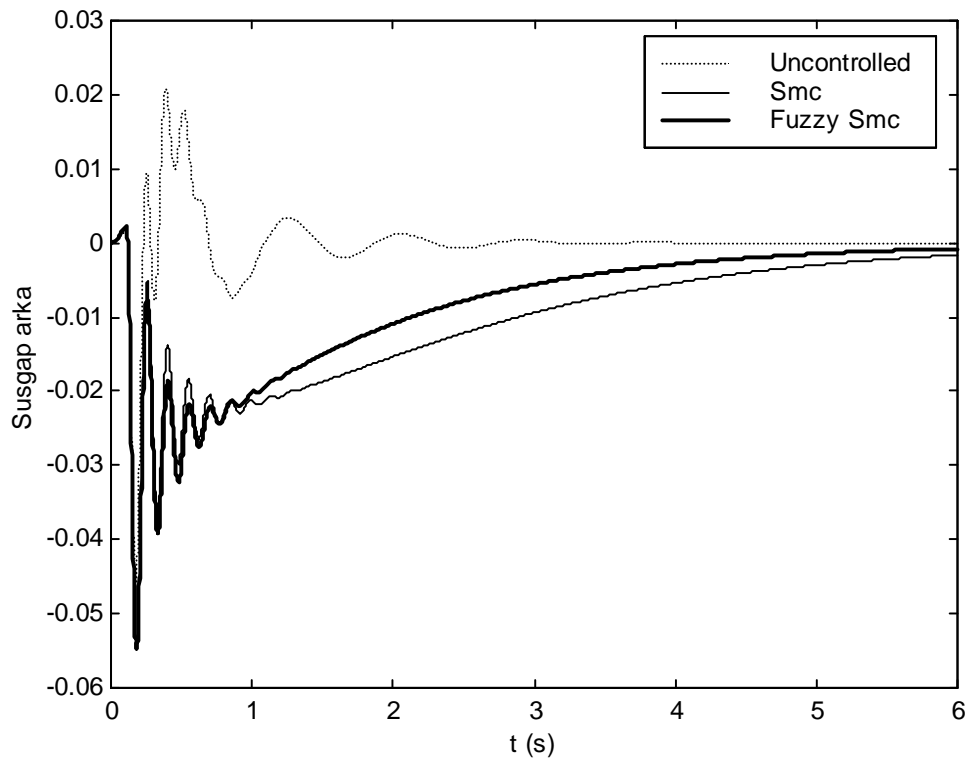


Şekil 6.9. Kafa Vurma Hareket İvmesinin Karşılaştırmalı Zaman Değişimi

Süspansiyon daralmasını önleyici yeni yaklaşımın sonucu Şekil 6.10'de açıkça görülmektedir. Buna göre kontrol edilen taşıt gövdesinin sıçrama değeri en son yol yüksekliğine ulaştığında ön süspansiyon açıklığında herhangi bir değişme görülmemektedir. Bu söylenenler Şekil 6.11'de geçerlidir. Şekillerden de görüleceği gibi süspansiyon açıklığında hiçbir kalıcı değişiklik olmamaktadır ve bu çok önemli bir sonuçtur.

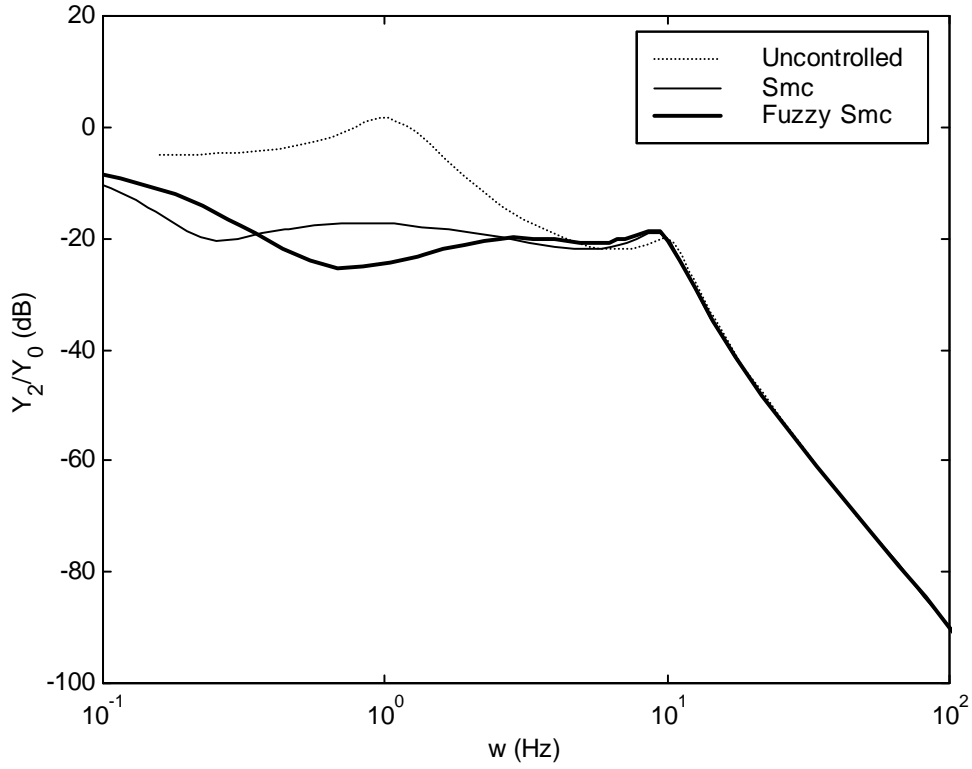


Şekil 6.10. Ön Süspansiyon Açıklığının Karşılaştırmalı Zaman Değişimi



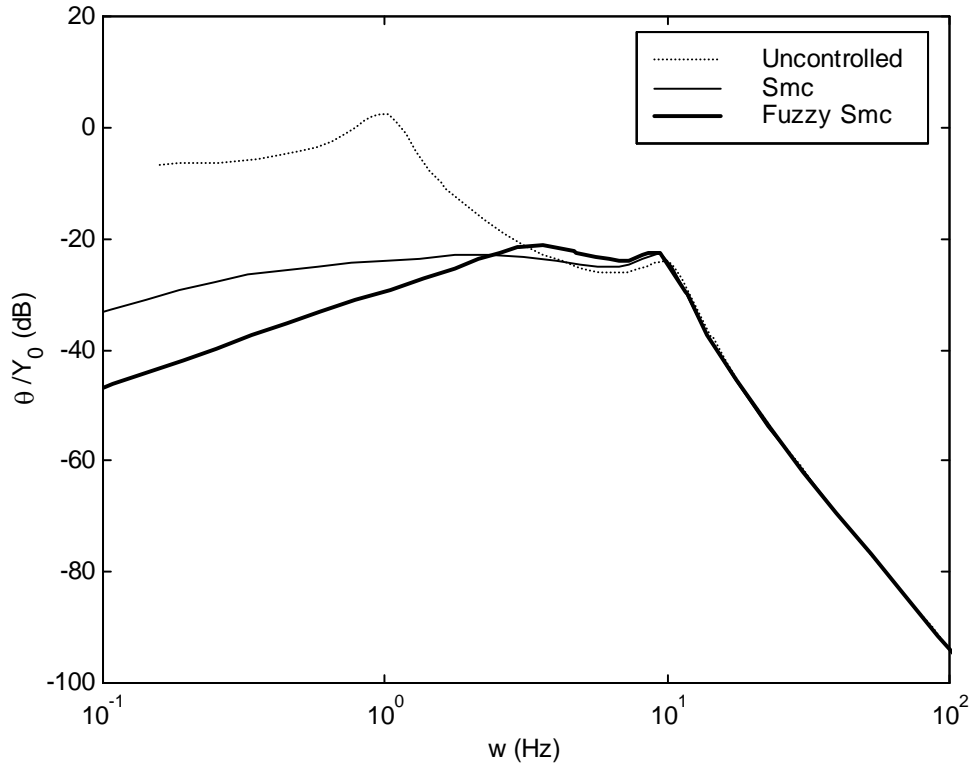
Şekil 6.11. Arka Süspansiyon Açıklığının Karşılaştırmalı Zaman Değişimi

Taşıt gövdesi hareketlerinin frekans cevaplarına gelince, kontrolcüsüz taşıt gövdesinin 1 Hz ve 10 Hz civarında rezonanslarının olduğu görülür. Şekil 6.12’de taşıt ana kütleinin rezonans frekansının bulanık mantık kayan kipli kontrolcüde kayan kipli kontrolcüye göre oldukça önemli miktarda azaldığı açıktır.



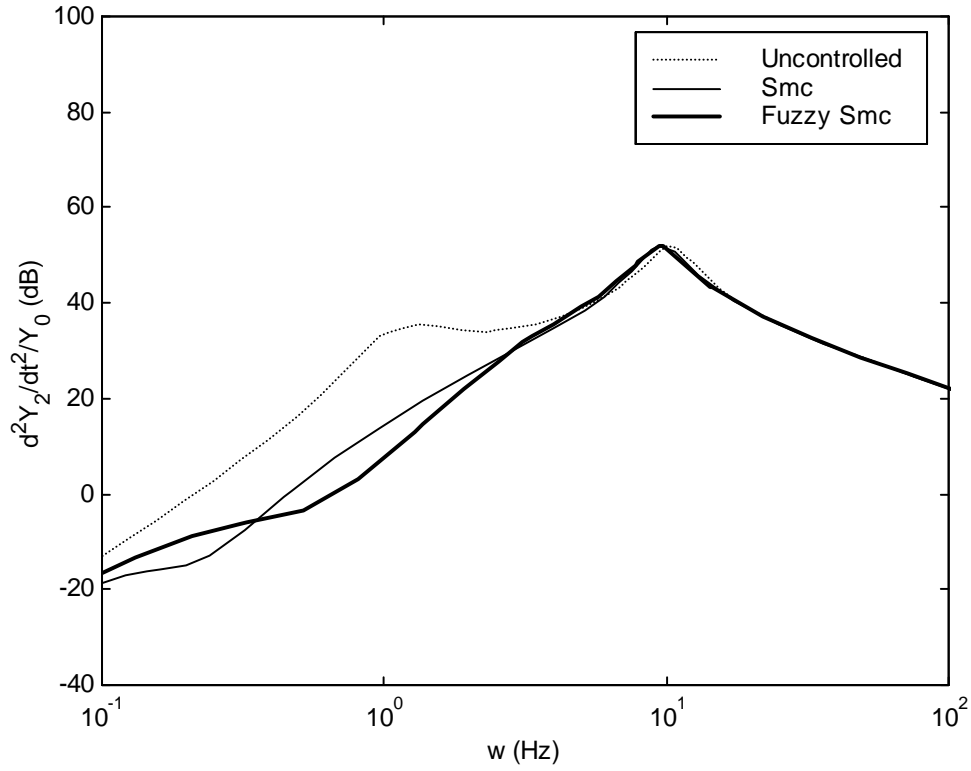
Şekil 6.12. Düşey Hareket Yer Değişiminin Karşılaştırmalı Frekans Cevabı

Şekil 6.13’de kafa vurma hareketi açısal sıçramasının bulanık mantıklı kayan kipli kontrolcüde kayan kipli kontrolcüye göre 1 Hz ve civarında oldukça bastırıldığı açık olarak görülmektedir.

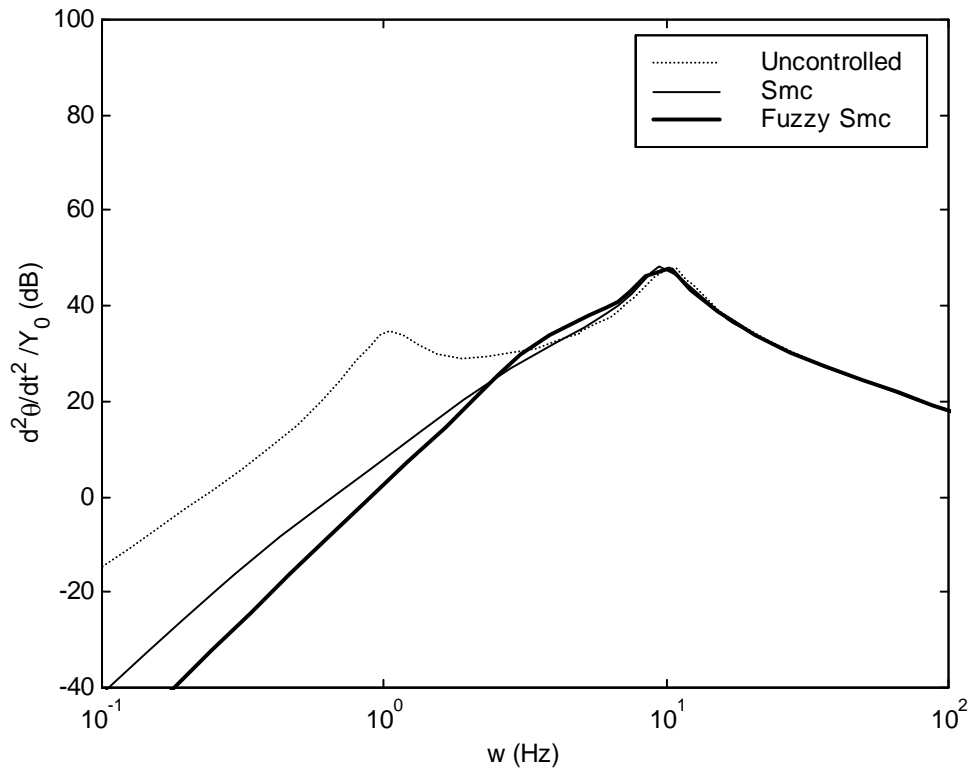


Şekil 6.13. Kafa Vurma Hareketinin Karşılaştırmalı Frekans Cevabı

Şekil 6.14 ve Şekil 6.15’de benzer benzetimler ivmeler içinde yapılmış ve aynı şekilde gövde rezonans değerlerinin ve diğer değerlerin de azaldığı görülmektedir. Seyir konforu göz önüne alındığında bu sonuçlar önemli bir iyileşme elde edileceğini gösterir.



Şekil 6.14. Düşey Hareket İvmesinin Karşılaştırmalı Frekans Cevabı



Şekil 6.15. Kafa Vurma Hareket İvmesinin Karşılaştırmalı Frekans Cevabı

BÖLÜM 7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada çeyrek ve yarım taşıt modelleri için bulanık mantıklı kayan kipli kontrolcü tasarlanmış ve benzetim sonuçları sunulmuştur. Bu kontrolcünün önerilmesinin ardındaki ana düşünce gelişen mikroişlemci ve eyleyici teknolojisi ile birlikte taşıtlarda bu tip kontrolcülerini kullanma olanağıdır. Bu çalışmanın sonucunun başarısını tespit açısından, bu tip bir kontrol metodu uygulanmış süspansiyonun performansı pasif ve klasik kayan kipli kontrolcü ile kıyaslanmıştır. Yoldan gelen bozucu etkilere karşı titreşimlerin engellenmesi ve seyir konforu açısından kontrolcü başarılı olmuştur. Rezonans ve titreşim genliklerindeki azalma bu sonucu göstermektedir.

Eğer mutlak referans olarak yeryüzünün ilk konumu kabul edilirse kontrolcülü taşıt süspansiyon sistemlerinde yolun yükselmesi veya alçalması halinde taşıtın süspansiyon açıklığının korunması sorunu ortaya çıkar. Çalışmada önerilen yöntem ile, kontrolcünün referans değerleri değiştirilmiş ve süspansiyon açıklığının korunduğu gösterilmiştir. Yani taşıt gövde sıçraması ve ivme genlikleri düşürülürken aynı zamanda süspansiyon çalışma aralığı da korunmuştur.

Kayma yüzeyi eğimi α önerilen yöntemde sistemin kontrol edilen değişken durumlarına göre sürekli değiştirilmektedir. Bu itibarla α parametresini değiştiren bulanık kontrolcünün giriş üyelik fonksiyonlarının sayısı ve kural tablosundaki değişmelerle oynanarak daha hassas sonuçların alınacağı açıktır.

Çalışmada matematiksel modeli $\dot{x} = f(x) + [B]u$ non-lineer herhangi bir fiziksel sisteme kayan kipli kontrolün ve bulanık mantıklı kayan kipli kontrolün uygulanması verilmiştir. Bir başka deyişle çalışmada bir taşıt sistemi için yapılan uygulamalar başka bir mühendislik sistemine uygulanabilecek durumdadır.

KAYNAKLAR

- [1] CHALASANI, R. M., "Ride Performance Potential of Active Suspension System", ASME Symp., Vol.80.
- [2] STONE, R., BALL, J. K., "Automotive Engineering Fundamentals", SAE International, 2004.
- [3] THOMPSON A. G., "An Active Suspension and Optimal Linear State Feedback Vehicle System Dynamics", Vol. 5 pp 187-203, 1976.
- [4] WILSON, D. A., SHARP, R. S., and HASSAN, S. A., "The Application of Linear Optimal Control Theory to Design of Active Automobile Suspensions", Vehicle System Dynamics, Vol. 15, pp 105-118, 1986.
- [5] ELMADANY, M. M., " Optimal Linear Active Suspensions with Multi Variable Integral Control", Vehicle System Dynamics, Vol. 19, pp 313-329, 1990.
- [6] FATHY, H. K., PANOS, Y. P., ULSOY, A. G. ve HROVAT, D., "On The Coupling Between The Plant and Controller Optimization Problems", Proceeding of the American Automatic Control Conference, Avlinton Virginia, USA, June 25-27, 2001.
- [7] KARNOPP, D. And MARGOLIS, D., "Adaptive Suspension Concept for Road Vehicles", Vehicle System Dynamics, Vol. 13, No 3, pp 145-160, 1984.
- [8] THOMPSON, A. G. ve PEARCE, C. E. M., "Performance Index for a Preview Active Suspension Applied to a Quarter Car Model", Vehicle System Dynamics, 35, No:1, pp 55-66, 2001.
- [9] SENTHILL, S., NARAYANAN, S., "Optimal Preview Control of A Two Dof Vehicle Model Using Stochastic Optimal Control Theory", Vehicle System Dynamics, 25, pp 413-430, 1996.
- [10] YU, F., CROLLA D. A., "An Optimal Self-Tuning Controller for An Active Suspension", Vehicle System Dynamics, Vol. 29, pp 51-65, 1998.
- [11] ALLEYNE, A., NEUHAUS, P. D., HEDRICK, J. K., "Applications of Nonlinear Control Theory to Electronically Controlled Suspensions", Vehicle System Dynamics, Vol. 22, pp 309-320, 1993.

- [12] KURIMOTO, M., YOSHIMURA, T., “Active Suspensions of Passenger Cars Using Sliding Mode Controllers (Based on Reduced Models)”, *Int. J. Of Vehicle Desing*, Vol. 19, pp 402-414, 1999.
- [13] LIN, J. S., KANELLAKOPOULOS, L., “Nonlinear Design of Active Suspension”, *IEEE Control Systems*, pp 45-59, 1997.
- [14] YAGIZ, N. ve YUKSEK, I., “Sliding Mode Control of Active Suspension for A Full Vehicle Model”, *International Journal of Vehicle Design*, No: 26(2/3), pp 264-276, 2001.
- [15] YUKSEK, I., YAGIZ, N., SIVRIOGLU, S., “Evaluation of Sliding Mode Control For Vehicle Suspension”, *Journal of Robotics and Mechatronics*, Vol. 14, No:14, pp 534-541, 2002.
- [16] NGUYEN, T. T., NGUYEN, V.G. ve KIM, S. B., “Control of Active Suspansion System by Using H_∞ Theory”, *Transaction on Control, Automation and Systems Engineering*, Vol. 2, No 1, 2000.
- [17] SAMMER, D. , SENAME, O. ve DUGARD, L., “Skyhook and Control of Semi-Active Suspensions: Some Practical Aspects”, *Vehicle Systems Dynamics*, Vol. 39, No 4, pp 279-308, 2003.
- [18] MASI, J. W., “Effect of Control Techniques on The Performance of Semi Active Dampers”, yüksek lisans tezi, Virginia polytechnic, 2001.
- [19] DIXIT, R. K., BUCKNER, G. D., “Sliding Mode Observation and Control for Semi-Active Vehicle Suspensions”, *Vehicle Systems Dynamics*, Vol. 43, No 2, pp 83-105, 2005.
- [20] TITLI, A. and ROUKIEK, S., “Design of Active and Semi-Active Automotive Suspension Using Fuzzy Logic”, *Proceeding of the 12th Triennial World Congress of the International Federation of Automatic Control*, Vol. 3, Pergaman, Oxford UK, pp.73-77, 1995.
- [21] D’AMATO, F. J., VIASSOLO, D. E., “Fuzzy Control for Active Suspensions”, *Mechatronics*, Vol. 10, pp. 897-920, 2000.
- [22] SAM, Y. M. D., OSMAN, J. H. S. “Sliding Mode Control of A Hydraulically Actuated Active Suspension”, *Jurnal Teknologi*, 44(D) pp.37-48, 2006.
- [23] STRIBRSKY, A., HYNOVIA, K., HONCU, J., KRUCZEK, A., “Using Fuzzy Logic to Control Active Suspension System of One-Half-Car Model”, *Acta Montanistica Slovaca*, Vol. 4, 2003.
- [24] TODD, K. B., “Development and Performance Evaluation of Active Suspensions for Road Vehicle Handling”, PhD. Thesies, The Pennsylvania State University, 1990.

- [25] Ride and Vibration data manuel, SAE J6a, Society of Automotive Engineers, 1965.
- [26] Guide for the Evaluation of Human Exposue to Whole-Body Vibration, 2nd ed. International Standard 2631-1978 (E), International Organization for Standardization, 1978.
- [27] PIPON, B., “Comparisons of Active, Passive and Semi-Active Suspensions for Ground Vehicles”, PhD Thesies, University of California, Davis, 1982.
- [28] TEMELTAŞ, H., “A Fuzzy Adaptation Technique for Sliding Mode Controllers”, IEEE 1998.
- [29] UTKIN, V., I., “Variable Structure Systems with Sliding Modes”, IEEE Transactions on Automatic Control, AC-22, pp. 212-222, 1977.
- [30] UTKIN, V.,I., “Variable Structure System, Automatica, 9 pp. 5-25, 1983.
- [31] YOUNG, D., K., UTKIN, V., I., OZGUNER, U., “A Control Engineer’s Guide to Sliding Mode Control IEEE Transactions on Control System Technology, 7 (3), pp. 328-342, 1999.
- [32] SABANOVIC, A., et all., “Chatting Free Sliding Mode Control of Robotic Manipulators, TÜBİTAK MAM, Robotic Dep., 1994.
- [33] ERTUĞRUL, M., KAYNAK, O., SABANOVİC, O., OHNISKI, K., “A Generalized Approach for Lyapunov Design of Sliding Mode Controllers for Motion Control Applications”, Proceeding of the 4th IEEE International workshop on advanced motion control, pp. 407-412, Mie, Japan, 18-21 March, 1996.
- [34] LEE, C., C., “Fuzzy Logic in Control Systems: Fuzzy Logic Controller”,Part I, IEEE Trans. on System, Man and Cyber, 20(2), 1990.
- [35] LEE, C., C., “Fuzzy Logic in Control Systems: Fuzzy Logic Controller”, Part II, IEEE Trans. on System, Man and Cyber, 20(2), 1990.
- [36] BODUR F. N., SAKMAN L. E., YAĞIZ N., “Fuzzy Logic Control of Active Suspensions without Suspension Gap Degeneration”, Proceeding of 4th International Symposium on Intelligent Manufacturing Systems, September 6-8, pp. 403-412 (2004)

ÖZGEÇMİŞ

Fazıl Nihat BODUR, 1953 yılında Kütahya-Gediz’de doğdu. İlk ve orta öğrenimini Kütahya’da tamamladıktan sonra lisans diplomasını İstanbul Teknik Üniversitesi Elektrik Fakültesinde Elektrik-Elektronik Mühendisliği Bölümünden aldı. Yüksek lisansını Boğaziçi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Elektrik Mühendisliği Bölümünde tamamladı. Askerlik görevinden sonra Alarko San. Tic. A.Ş., Türk Philips Tic. A.Ş. gibi özel sektör kuruluşlarında çeşitli kademelerde görev yaptı. 1992 yılında öğretim görevlisi olarak İstanbul Üniversitesi Teknik Bilimler MYO’da çalıştı. Halen Sakarya Üniversitesi Sakarya MYO Mekatronik Bölümde öğretim görevlisi olarak çalışmaktadır.