



T.C.
İSTANBUL ÜNİVERSİTESİ-CERRAHPAŞA
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ



DOKTORA TEZİ

**TAŞIT SİSTEMLERİNİN BULANIK MANTIKLI MODEL ESASLI
ADAPTİF KONTROLÜ**

Cengiz ÖZBEK

DANIŞMAN
Prof. Dr. Recep BURKAN

II. DANIŞMAN
Prof. Dr. Nurkan YAĞIZ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Makine Mühendisliği Programı

İSTANBUL-2020

Bu çalışma,07.04.2020 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliğı Anabilim Dalı, Makine Mühendisliğı Programında Doktora tezi olarak kabul edilmiştir.

TEZ JÜRİSİ



Prof. Dr.Recep BURKAN (Danışman)
İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa
Mühendislik Fakültesi

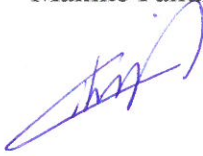
Prof. Dr.Hasan Rıza GÜVEN
İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa
Mühendislik Fakültesi



Prof. Dr.Erol UZAL
İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa
Mühendislik Fakültesi



Doç. Dr.Cihan DEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi
Makine Fakültesi



Doç. Dr.Ayhan KURAL
İstanbul Teknik Üniversitesi
Makine Fakültesi





20.04.2016 tarihli Resmi Gazete’de yayımlanan Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin 9/2 ve 22/2 maddeleri gereğince; Bu Lisansüstü teze, İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa’nın aboneli olduğu intihal yazılım programı kullanılarak Lisansüstü Eğitim Enstitüsü’nün belirlemiş olduğu ölçütlere uygun rapor alınmıştır.

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasında, alanında son derece donanımlı bir akademisyen yetiştirmenin gayretiyle tecrübe ve derin bilgilerini daima güler yüzlülükle aktararak şahsıma değer katan danışman hocalarım Prof. Dr. Recep BURKAN ve Prof. Dr. Nurkan YAĞIZ'a en samimi duygularıyla teşekkürü bir borç bilirim.

Bu çalışmanın ilerlemesine öneri ve destekleriyle katkıda bulunan Tez İzleme Komitesi'ndeki saygıdeğer hocalarım Prof. Dr. Hasan Rıza GÜVEN ve Doç. Dr. Cihan DEMİR'e en içten saygılarımla teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışmanın şekillenmesinde değerli görüşleriyle önemli katkılar sunan Dr. Ömür Can ÖZGÜNEY'e teşekkür ederim.

Nisan 2020

Cengiz ÖZBEK

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖNSÖZ	iv
İÇİNDEKİLER.....	v
ŞEKİL LİSTESİ	vii
TABLO LİSTESİ.....	x
SİMGE VE KISALTMA LİSTESİ	xi
ÖZET	xiv
SUMMARY	xv
1. GİRİŞ	1
2. GENEL KISIMLAR	4
2.1. GÜRBÜZ ADAPTİF KONTROLÇÜLERİN ÖNEMİ	4
3. MALZEME VE YÖNTEM	10
3.1. MODEL ERİŞİMLİ GÜRBÜZ ADAPTİF KONTROLÇÜ TASARIMI	10
3.1.1. Aktif Titreşim Sönümleme Sistemleri için Model Erişimli Adaptif Kontrolcü	11
3.1.2. Model Erişimli Gürbüz Adaptif Kontrolcü Tasarımı	14
3.1.2.1. <i>Bilinmeyen Sürtünme Kuvveti ile Dış Bozucu Büyüklükler için Adaptif Kompansatörler</i>	17
3.2. BULANIK MANTIKLI MODEL ESASLI ADAPTİF KONTROLÇÜ TASARIMI.....	20
3.2.1. Model Esaslı Adaptif Kontrolcü'nün Taşıt Aktif Süspansiyon Sistemlerine Uygulanması	20
3.2.2. Model Esaslı Gürbüz Adaptif Kontrolcü Tasarımı Yaklaşım 1	23
3.2.2.1. <i>Bilinmeyen Sürtünme Kuvveti ile Dış Bozucu Büyüklükler için Adaptif Kompansatörler</i>	26
3.2.3. Model Esaslı Gürbüz Adaptif Kontrolcü Tasarımı (Yaklaşım 2).....	28
3.2.3.1. <i>Bilinmeyen ve Modellenmeyen Sürtünme Kuvveti ile Dış Bozucu Büyüklükler için Dinamik Kompansatörler</i>	32
3.2.4. Seyir Konforu İçin Bulanık Mantıklı Kontrolcü Tasarımı	36
3.3. TAŞIT AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMİ HAREKET DENKLEMLERİ.....	39
3.3.1. Çeyrek Taşıt Aktif Süspansiyon Sistemi Hareket Denklemleri	40
3.3.2. Yarım Taşıt Aktif Süspansiyon Sistemi Hareket Denklemleri.....	42
3.3.3. Tam Taşıt Aktif Süspansiyon Sistemi Hareket Denklemleri.....	50

4. BULGULAR.....	59
4.1. BENZETİM SONUÇLARI.....	59
4.1.1. Model Erişimli Adaptif Kontrolcü 'nün Kararlılığı ve Bir Çeyrek Taşıt Üzerinde Doğrulaması	59
4.1.1.1. Model Erişimli Adaptif Kontrolcü'nün Kararsız Bir Sisteme Uygulanması	61
4.1.1.2. Model Erişimli Adaptif Kontrolcü'nün Parametresi Değişen Bir Sisteme Uygulanması	65
4.1.1.3. Model Erişimli Adaptif Kontrolcü'nün Lineer Olmayan Yaya Sahip Bir Sisteme Uygulanması	67
4.1.2. Model Erişimli Gürbüz Adaptif Kontrolcü'nün Çeyrek Taşıt Modeline Uygulanması	72
4.1.3. Model Esaslı Adaptif Kontrolcü'nün Çeyrek Taşıt Modeline Uygulanması	77
4.1.4. Yarım Taşıt Süspansiyon Sistemi'nin Bulanık Mantıklı Model Esaslı Adaptif Kontrolü	83
4.1.5. Tam Taşıt Süspansiyon Sistemi'nin Bulanık Mantıklı Model Esaslı Adaptif Kontrolü	93
5. TARTIŞMA VE SONUÇ	104
KAYNAKLAR.....	107
EKLER	111
EK 1. HAREKET DENKLEMLERİ.....	111
ÖZGEÇMİŞ	112

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa No
Şekil 3.1: Titreşim sisteminin: (a) ideal skyhook (göğre kanca) ve (b) klasik olarak gösterilişi.....	11
Şekil 3.2: Çeyrek taşıt aktif süspansiyon sistemi.	21
Şekil 3.3: Aktif süspansiyon sistemi.....	23
Şekil 3.4: Tasarlanan bulanık mantıklı kontrolcünün şematik gösterimi.	37
Şekil 3.5: Giriş değişkeni üyelik fonksiyonu $\mu(-\dot{e}/e)$	37
Şekil 3.6: K_D için çıkış üyelik fonksiyonu $\mu(K_D)$	38
Şekil 3.7: λ için çıkış üyelik fonksiyonu $\mu(\lambda)$	38
Şekil 3.8: Yarım taşıt aktif süspansiyon sistemi.....	43
Şekil 3.9: x_1 ve x_2 yardımcı koordinatları.	44
Şekil 3.10: Tam taşıt aktif süspansiyon sistemi.....	51
Şekil 3.11: x_1, x_2, x_3 ve x_4 yardımcı koordinatları.....	52
Şekil 4.1: Benzetimde kullanılan sınırlı rampa yol girişi.	60
Şekil 4.2: Taşıt ana kütleline ait: (a) düşey yer değiştirme hareketi, (b) düşey ivme.	61
Şekil 4.3: (a) İzleme hatası, (b) dinamik manifold.	62
Şekil 4.4: (a) Süspansiyon açıklığı, (b) dinamik tekerlek yükü.....	63
Şekil 4.5: (a) Kontrolcü kuvveti, (b) faz planı.....	63
Şekil 4.6: Frekans cevapları: (a) asılı kütleline düşey hareketi, (b) asılı kütleline düşey ivmesi, (c) dinamik tekerlek yükü.....	64
Şekil 4.7: Taşıt ana kütleline ait: (a) düşey yer değiştirme hareketi, (b) düşey ivme.	65
Şekil 4.8: (a) İzleme hatası, (b) dinamik manifold.	66
Şekil 4.9: (a) Süspansiyon açıklığı, (b) dinamik tekerlek yükü.....	66
Şekil 4.10: (a) Kontrolcü kuvveti, (b) faz planı.....	66

Şekil 4.11: Frekans cevapları: (a) asılı kütle nin düşey hareketi, (b) asılı kütle nin düşey ivmesi, (c) dinamik tekerlek yükü.....	67
Şekil 4.12: Taşı t ana kütle sine ait: (a) düşey yer de ğiştirme hareketi, (b) düşey ivme.	68
Şekil 4.13: (a) İzleme hatası, (b) dinamik manifold.....	69
Şekil 4.14: (a) Süspansiyon açıklığı, (b) dinamik tekerlek yükü.....	69
Şekil 4.15: (a) Kontrolcü kuvveti, (b) faz planı.....	70
Şekil 4.16: Frekans cevapları: (a) asılı kütle nin düşey hareketi, (b) asılı kütle nin düşey ivmesi, (c) dinamik tekerlek yükü.....	71
Şekil 4.17: Taşı t ana kütle sine ait: (a) düşey yer de ğiştirme hareketi, (b) düşey ivme.	74
Şekil 4.18: (a) Süspansiyon açıklığı, (b) dinamik tekerlek yükü.....	74
Şekil 4.19: Kontrolcü kuvveti.....	75
Şekil 4.20: Frekans cevapları: (a) asılı kütle nin düşey hareketi, (b) asılı kütle nin düşey ivmesi, (c) dinamik tekerlek yükü.....	76
Şekil 4.21: Taşı t ana kütle sine ait: (a) düşey yer de ğiştirme hareketi, (b) düşey ivme.	78
Şekil 4.22: (a) Süspansiyon açıklığı, (b) dinamik tekerlek yükü.....	79
Şekil 4.23: Kontrolcü kuvveti.....	80
Şekil 4.24: Frekans cevapları: (a) asılı kütle nin düşey hareketi, (b) asılı kütle nin düşey ivmesi, (c) dinamik tekerlek yükü.....	81
Şekil 4.25: Parametre tahminleri: (a) yay, (b) sönümleme, (c) kütle.	82
Şekil 4.26: Taşı t ana kütle sine ait: (a) düşey yer de ğiştirme hareketi, (b) düşey ivme.	85
Şekil 4.27: Taşı t ana kütle sine ait: (a) kafa vurma hareketi, (b) bu harekete ait ivmesi.	85
Şekil 4.28: Süspansiyon açıklığı: (a) ön süspansiyon, (b) arka süspansiyon.	86
Şekil 4.29: Kontrolcü kuvveti: (a) ön süspansiyon, (b) arka süspansiyon.	86
Şekil 4.30: İzleme hatası: (a) ön ba ğlantı noktası, (b) arka ba ğlantı noktası.....	87
Şekil 4.31: Dinamik tekerlek yükü: (a) ön süspansiyon, (b) arka süspansiyon.....	88
Şekil 4.32: Taşı t ana gövdesi: (a) düşey yer de ğiştirme frekans cevabı, (b) düşey ivme frekans cevabı.....	88
Şekil 4.33: Taşı t ana gövdesi: (a) kafa vurma hareketi frekans cevabı, (b) açısal ivme frekans cevabı.....	89

Şekil 4.34: Dinamik tekerlek yükü frekans cevabı: (a) ön süspansiyon, (b) arka süspansiyon.	89
Şekil 4.35: Kontrolcünün gürbüzlüğü için frekans cevapları: (a) düşey ivme, (b) açısai ivme.	90
Şekil 4.36: Parametre tahminleri: (a) yay, (b) sönümleme, (c) kütle.	91
Şekil 4.37: Bilinmeyen bozucu büyüklükler için parametre tahminleri.	92
Şekil 4.38: Taşıta ana kütesine ait: (a) düşey yer değiştirme hareketi, (b) düşey ivme.	96
Şekil 4.39: Taşıta ana kütesine ait: (a) kafa vurma hareketi, (b) bu harekete ait ivmesi.	96
Şekil 4.40: Taşıta ana kütesine ait: (a) devrilme hareketi, (b) bu harekete ait ivmesi.	96
Şekil 4.41: Süspansiyon açıklığı: (a) ön sol, (b) ön sağ, (c) arka sol, (d) arka sağ.	97
Şekil 4.42: Kontrolcü kuvveti: (a) ön sol, (b) ön sağ, (c) arka sol, (d) arka sağ.	98
Şekil 4.43: Dinamik tekerlek yükü: (a) ön sol, (b) ön sağ, (c) arka sol, (d) arka sağ.	99
Şekil 4.44: Taşıta ana gövdesi frekans cevabı: (a) düşey yer değiştirme, (b) düşey ivme.	100
Şekil 4.45: Taşıta ana gövdesi frekans cevabı: (a) kafa vurma hareketi, (b) açısai ivme.	100
Şekil 4.46: Taşıta ana gövdesi frekans cevabı: (a) devrilme hareketi, (b) devrilme ivmesi.	100
Şekil 4.47: Dinamik tekerlek yükü frekans cevabı: (a) ön sol, (b) ön sağ, (c) arka sol, (d) arka sağ.	101
Şekil 4.48: Eyleyicilerin güç tüketimi: (a) ön sol, (b) ön sağ, (c) arka sol, (d) arka sağ.	102

TABLO LİSTESİ

	Sayfa No
Tablo 3.1: Bulanık çağrışimli bellek tablosu.....	38
Tablo 4.1: Çeyrek taşıt modeline ait parametreler (Taşkın ve diğ., 2007).....	60
Tablo 4.2: Kararsız sistem için model erişimli adaptif kontrolcü parametreleri.	61
Tablo 4.3: Lineer olmayan sistem için model erişimli adaptif kontrolcü parametreleri.	68
Tablo 4.4: Çeyrek taşıt modeline ait parametreler (Nguyen ve diğ., 2000).	73
Tablo 4.5: Model erişimli gürbüz adaptif kontrolcü parametreleri.	73
Tablo 4.6: Model esaslı adaptif kontrolcü parametreleri (Durum 1).....	77
Tablo 4.7: Model esaslı adaptif kontrolcü parametreleri (Durum 2).....	77
Tablo 4.8: Yarım taşıt modeline ait parametreler.....	83
Tablo 4.9: Bulanık mantıklı model esaslı adaptif kontrolcü parametreleri (Yaklaşım 1).	84
Tablo 4.10: Tam taşıt modeline ait parametreler.....	94
Tablo 4.11: Bulanık mantıklı model esaslı adaptif kontrolcü parametreleri (Yaklaşım 2). ...	95

SİMGE VE KISALTMA LİSTESİ

Simgeler	Açıklama
a	: Ön aksın taşıt ağırlık merkezine uzaklığı
b	: Arka aksın taşıt ağırlık merkezine uzaklığı
c_1, c_2, c_3, c_4	: Süspansiyon sönümlenme katsayıları
B	: Eyleyicinin konumunu belirten matris
B_1	: Adaptasyon katsayısı
c	: Sol ön ve arka süspansiyonların ana gövdeye bağlantı noktalarının taşıt ağırlık merkezine uzaklığı
C	: Sönümlenme matrisi
\bar{C}	: İdeal skyhook (göğre kanca) sönüm sistemi sönümlenme matrisi
d	: Sağ ön ve arka süspansiyonların ana gövdeye bağlantı noktalarının taşıt ağırlık merkezine uzaklığı
E_K, E_P, E_D	: Sırasıyla, sistemin toplam kinetik, potansiyel ve sönüm enerjisi
f_a	: Bilinmeyen veya modellenemeyen sistem parametreleri, süspansiyon sürtünmesi dâhil dış bozucu büyüklükler
I_a	: Devrilme hareketi için asılı kütle için atalet momenti
I_θ	: Kafa vurma hareketi için asılı kütle için atalet momenti
k_1, k_2, k_3, k_4	: Süspansiyon yay katsayıları
K	: Rijitlik matrisi
\bar{K}	: İdeal skyhook (göğre kanca) sönüm sistemi rijitlik matrisi
K_D	: Ön seçimli kontrolcü parametresi
$k_{t1}, k_{t2}, k_{t3}, k_{t4}$: Lastik eş değere yay katsayıları
L	: Lagrange ifadesi
$L(s)$: Dinamik lineer operatörü
m_1, m_2, m_3, m_4	: Asılı olmayan kütle (lastik-aks kütlesi)
m_s	: Asılı kütle (taşıt ana gövdesi)
m_u	: Asılı olmayan kütle (lastik-aks kütlesi)
M	: Kütle matrisi
\bar{M}	: İdeal skyhook (göğre kanca) sönüm sistemi kütle matrisi
P, P_m, P_c, P_k	: Model parametreleri adaptasyon katsayıları
p	: Model parametreleri belirsizlik üst sınırı adaptasyon algoritması

q_i	: Genelleştirilmiş koordinatlar
Q_i	: Genelleştirilmiş kuvvetler
s	: Laplace operatörü
SF1	: Bulanık mantıklı kontrolcü için giriş değişkeni ölçek faktörü
SF2_{KD}, SF2_λ	: Bulanık mantıklı kontrolcü için çıkış değişkenleri ölçek faktörü
t	: Zaman
u, u_1, u_2, u_3, u_4	: Kontrolcü kuvvetleri
u_0	: Nominal kontrol kanunu
u_a	: Adaptif kontrolcü
u_d	: Bilinmeyen veya modellenemeyen parametreler, süspansiyon sürtünmeleri ve dış bozucu büyüklükler için tasarlanan gürbüz kontrol kanunu
v	: Taşıt hızı
V	: Lyapunov fonksiyonu
w_s	: Skyhook (göğe kanca) frekansı
x	: Düşey yer değiştirme vektörü
x_1, x_2, x_3, x_4	: Yardımcı koordinatlar
x_d, x_{ref}	: İstenen hareket
x_r	: İstenen harekete bağlı olarak oluşturulan referans sinyali
\tilde{x}, e	: İzleme hatası
\dot{x}, \ddot{x}	: Düşey hız ve ivme vektörü
x_0	: Bozucu yer titreşimleri vektörü
$x-x_0$: Bağlı yer değiştirme vektörü
$\dot{x} - \dot{x}_0$: Bağlı hız vektörü
Y	: Sistemin ölçülebilir büyüklüklerini içeren matris
Y_r	: Referans sinyale dayalı, sistemin ölçülebilir büyüklüklerini içeren matris
y, \dot{y}, \ddot{y}	: Taşıt ana gövdesinin düşey yerdeğiştirme, hızı ve ivmesi
y_1, y_2, y_3, y_4	: Asılı olmayan kütlelerin (lastik-aks kütleleri) düşey yer değiştirmeleri
$\dot{y}_1, \dot{y}_2, \dot{y}_3, \dot{y}_4$: Asılı olmayan kütlelerin (lastik-aks kütleleri) düşey hızları
$\ddot{y}_1, \ddot{y}_2, \ddot{y}_3, \ddot{y}_4$: Asılı olmayan kütlelerin (lastik-aks kütleleri) düşey ivmeleri
$y_s, \dot{y}_s, \ddot{y}_s$: Asılı kütlelerin düşey yer değiştirmesi, hızı ve ivmesi
$y_u, \dot{y}_u, \ddot{y}_u$: Asılı olmayan kütlelerin düşey yer değiştirmesi, hızı ve ivmesi
z_1, z_2, z_3, z_4	: Bozucu yol girişleri
$\alpha, \dot{\alpha}, \ddot{\alpha}$: Ana gövdenin devrilme hareketi, devrilme hızı ve ivmesi
Γ	: Adaptasyon katsayısı
γ	: Adaptasyon katsayısı

Δt	: Zaman gecikmesi
δ_{\min}	: Minimum özdeğer
$\varepsilon_d, \varepsilon_p$: Pozitif tanımlı bir sayı
ζ_s	: Skyhook (göğre kanca) sönüm oranı
$\Theta, \dot{\Theta}, \ddot{\Theta}$: Ana gövdenin kafa vurma hareketi, hafa vurma hızı ve ivmesi
λ	: Kontrolcü parametresi olarak tanımlanan kesin artı bir matris
μ	: Bulanık mantıklı kontrolcü için üyelik fonksiyonları
π	: Sistemin model parametrelerini içeren matris
π_0, M_0, C_0, K_0	: Nominal kontrol parametreleri
$\hat{\pi}, \hat{M}, \hat{C}, \hat{K}$: π model parametrelerinin (kütle, yay, sönümleyici) tahmini
$\tilde{\pi}, \tilde{M}, \tilde{C}, \tilde{K}$: π model parametreleri (kütle, yay, sönümleyici) tahmin hatası
$\rho_d, \rho_{d1}, \rho_{d2}$: Her türlü dış bozucu büyüklük ve parametreler ile ifade edilmemiş model belirsizlikleri üst sınırı
$\hat{\rho}_d, \hat{\rho}_{d1}, \hat{\rho}_{d2}$: $\rho_d, \rho_{d1}, \rho_{d2}$ için tahmin yasaları
$\tilde{\rho}_d, \tilde{\rho}_{d1}, \tilde{\rho}_{d2}$: $\rho_d, \rho_{d1}, \rho_{d2}$ için tahmin hataları
σ	: Dinamik manifold
τ	: Alçak geçirgen bir filtre için kesim frekansı
φ	: Zamana bağlı bir matris
ψ	: Adaptasyon katsayısı

Kısaltmalar

Açıklama

BÇB	: Bulanık Çağrışımlı Bellek
PD	: Oransal türevsel kontrol (Proportional Derivative)

ÖZET

DOKTORA TEZİ

TAŞIT SİSTEMLERİNİN BULANIK MANTIKLI MODEL ESASLI ADAPTİF KONTROLÜ

Cengiz ÖZBEK

İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman : Prof. Dr. Recep BURKAN

II. Danışman : Prof. Dr. Nurkan YAĞIZ

Bu çalışmada, model parametreleri bilinmeyen veya zamanla değişen ve bilinmeyen modellenmeyen dış bozucu büyüklüklere maruz kalan bir taşıtın, seyir konforunun iyileştirilmesi hedeflenmiştir. Buradaki en önemli yenilik, Lyapunov Teoremi esasına dayalı Corless-Leitmann yaklaşımı ile yeni bir gürbüz-adaptif kontrolcünün tasarlanarak ilk defa taşıt aktif süspansiyon sistemlerine uygulanmasıdır. Ek olarak, model parametreleri bilinmeyen robot manipülatörler için önerilen Model Esaslı Adaptif Kontrolcü'nün yine model parametreleri bilinmeyen taşıt aktif süspansiyon sistemlerine uygulanabilirliği ilk defa araştırılmıştır. Daha sonra, zaman ve frekans cevapları üzerinde etkisi olan bazı kontrolcü katsayıları için bir Bulanık Mantıklı Kontrolcü tasarlanmıştır. Tasarlanan 'Model Erişimli' ve 'Bulanık Mantıklı Model Esaslı' gürbüz-adaptif kontrolcülerin süspansiyon daralmasına sebep olup olmadığını görmek için sınırlı rampa yol girişi ile bilgisayar benzetimleri yapılmıştır. Zaman ve frekans cevaplarından elde edilen sonuçlar, tasarlanan kontrolcülerin süspansiyon daralmasına neden olmadan taşıt seyir konforunu iyileştirdiğini ve ayrıca enerji tüketimi açısından da uygulanabilir olduğunu göstermiştir.

Nisan 2020, 128 sayfa.

Anahtar kelimeler: Adaptif kontrol, gürbüz kontrol, bulanık mantıklı kontrol, adaptasyon algoritması, seyir konforu.

SUMMARY

Ph.D. THESIS

FUZZY LOGIC MODEL BASED ADAPTIVE CONTROL OF VEHICLE SYSTEMS

Cengiz ÖZBEK

Istanbul University-Cerrahpasa

Institute of Graduate Studies

Department of Mechanical Engineering

Supervisor : Prof. Dr. Recep BURKAN

Co-Supervisor : Prof. Dr. Nurkan YAĞIZ

In this study, it is aimed to improve the ride comfort of a vehicle whose model parameters are unknown or time-varying and which is subject to unknown external disturbances or unmodelled dynamics. The novelty of this study is, to design of a new robust-adaptive controller by the Corless-Leitmann approach based on Lyapunov Theorem, and to implement on vehicle active suspension systems for the first time. Additionally, the applicability of Model Based Adaptive Controller proposed for robot manipulators with unknown model parameters, on vehicle active suspension systems with unknown model parameters is investigated for the first time. Then, a Fuzzy Logic Controller is designed for some controller gains which have effect on both time and frequency responses. Computer simulations are performed with limited ramp road input to see whether the designed 'Model Reaching' and 'Fuzzy Logic Model Based' robust-adaptive controllers cause suspension degeneration problem or not. The results obtained from the time and frequency responses have showed that the designed controllers improve the vehicle ride comfort without causing suspension to degenerate and are also applicable in terms of energy consumption.

April 2020, 128 pages.

Keywords: Adaptive control, robust control, fuzzy-logic control, adaptation algorithm, ride comfort

1. GİRİŞ

Taşıt süspansiyon sistemlerinin aktif kontrolü, son yıllarda taşıt dinamiği alanında önem kazanan konuların başında gelmektedir. Taşıtların çeşitli bozucu yol girişlerine maruz kalmasıyla meydana gelen titreşimlerin insan sağlığı üzerindeki etkisini hafifletmek, bu alandaki başlıca hedefler arasındaki yerini almıştır. Bu sebeple, pasif süspansiyon sistemleri tasarlanırken hesaplanan belli tasarım değerlerine sahip kütle, yay ve sönümleyici gibi elemanlarla taşıt üzerinde meydana gelen titreşimler sönümlenmeye çalışılmaktadır. Bu durumda, sabit parametrelere bağlı olarak süspansiyon sisteminde “taşıt seyir konforu” ve “taşıt yol tutuşu” arasında bir ödünleşme yapma gerekliliği doğmaktadır. Yani, taşıt seyir konforunun iyi olması istenildiği uygulamalarda daha yumuşak bir süspansiyona gereksinim varken, taşıt yol tutuşunun iyi olması istenildiği uygulamalarda ise daha sert bir süspansiyona gereksinim vardır. Dolayısıyla, uygun bir optimizasyon çalışması ile yol tutuşunu önemli ölçüde bozmadan taşıt seyir konforunu arttıracak değerlere sahip kütle, yay ve sönümleyici elemanlarının seçiminin yapılmasına çalışılmaktadır. Süspansiyon sistemine eklenen çeşitli eyleyiciler ile ortaya çıkan aktif süspansiyon sistemleri ile birlikte seyir konforu-yol tutuşu ödünleşmesine karşın taşıt titreşimlerinin kontrolü önemli ölçüde gerçekleştirilebilmektedir. Eyleyicilerin ürettiği kontrolcü kuvvetleri ile taşıt titreşim genlikleri büyük ölçüde azaltılırken belli bir oranda da yol tutuşu performansı sağlanmaktadır.

Aktif olarak kontrol edilen birçok mekanik sistemde olduğu gibi taşıt aktif süspansiyon sistemlerinin kontrolünde de uygulamada en çok kullanılan PID gibi klasik kontrolcülerden yararlanılmıştır. Ancak, sabit parametrelere sahip bu kontrolcüler, kütle, yay ve sönümleyici gibi modellenebilen sistem parametrelerinin bilinmemesi veya zamanla değişmesi durumunda ve ayrıca, süspansiyon sürtünmeleri ve bozucu dış büyüklükler karşısında işlevselliğini yitirebilmektedirler. Taşıtların değişken yük veya bagaj koşulları ve yolcu sayısına bağlı olarak kütesinin zamanla değişmesi bu duruma örnek olarak verilebilir. Buna ek olarak, modellenemeyen veya bilinmeyen dinamiklerin varlığında ve lineer olmayan süspansiyon sistemlerinin kontrolünde de yetersiz kalabilmektedirler. Bu sebeple, tüm bu değişken etkiler karşısında başarılı bir şekilde çalışan adaptif kontrolcüler modern kontrol mühendisliği uygulamalarında son yılların en önemli çalışma alanlarından birisi olmuştur. Böylelikle

sistemin değişen tüm koşullarına rağmen adaptif kontrolcüler, başarılı bir şekilde çalışmaya devam etmektedir.

Seyir konforunun amaçlandığı bir tam taşıt süspansiyon sisteminde, kontrol edilmesi düşünölen ana gövde üzerinde; düşey, kafa vurma ve devrilme hareketlerinden dolayı insanı rahatsız eden titreşimler meydana gelmektedir. Bu çalışmada, model parametreleri bilinmeyen, zamanla değişen ve herhangi bir bozucu büyüklüğe maruz kalan taşıta ait bu titreşimlerin azaltılarak taşıt seyir konforunun arttırılması hedeflenmiştir. Bu çalışmadaki en önemli yenilik, taşıt seyir konforunu iyileştirmek amacıyla Lyapunov Teorisi esasına dayalı Corless-Leitmann yaklaşımı ile gürbüz özelliğe sahip yeni adaptif kontrol yasalarının tasarlanması ve bu kontrolcülere ait bazı kontrol katsayılarının tasarlanan Bulanık Mantıklı Kontrolcü ile belirlenerek ilk defa taşıt aktif süspansiyon sistemlerine uygulanmasıdır. Böylelikle, bilinmeyen veya zamanla değişen parametrelere sahip taşıt süspansiyon sisteminin yine bilinmeyen veya modellenemeyen büyüklükler ile iç ve dış tüm bozucu büyüklüklere karşı gürbüz hale getirilmesi hedeflenmiştir.

Bu amaçla ‘Genel Kısımlar’ bölümünde sunulan detaylı bir literatür taraması ile çeşitli mekanik sistemlerin bulanık mantıklı, adaptif ve gürbüz kontrolü ile bu kontrolcülerin yapısı anlaşılmaya çalışılmış ve kontrol ettikleri sistem üzerindeki performansları incelenmiştir.

‘Malzeme ve Yöntem’ bölümünde, çeyrek, yarım ve tam taşıt aktif süspansiyon sistemleri matematiksel olarak modellenmiştir. Daha sonra, Lyapunov Teorisi esasına dayalı Corless-Leitmann yaklaşımı ile bu tez çalışması kapsamında tasarlanan ve bilinmeyen her türlü dış bozucu büyüklüklere karşı gürbüz özelliğe sahip yeni bir ‘Model Erişimli Adaptif’ ve ‘Model Esaslı Adaptif’ kontrolcü yasaları tasarlanmıştır. Ayrıca, zaman ve frekans cevapları üzerinde etkisi olan bazı kontrol katsayıları tasarlanan bir ‘Bulanık Mantıklı Kontrolcü’ ile adaptif hale getirilmiştir. Son olarak, ‘Model Erişimli Adaptif’ ve ‘Model Esaslı Adaptif’ kontrolcüler ile ‘Bulanık Mantıklı Model Esaslı Adaptif Kontrolcü’lerin kararlılığı Lyapunov Teoremi ile matematiksel olarak ispatlanmıştır.

‘Bulgular’ bölümünde, tasarlanan kontrolcülerin taşıt aktif süspansiyon sistemleri üzerindeki etkisini incelemek için bir bilgisayar programı yardımıyla nümerik çözümleri yapılmış ve elde edilen sonuçlar zaman ve frekans cevaplarında yorumlanmıştır. Ayrıca, sınırlı rampa bozucu yol girişinden faydalanarak, tasarlanan adaptif kontrolcülerin süspansiyon daralması problemi olarak da bilinen süspansiyon çalışma boşluğu kaybına neden olup olmadığı incelenmiştir.

Daha sonra, tasarlanan kontrolcülerin sistemin zamanla değişen parametrelerine, lineer olmayan parametrelerin varlığına ve sistemin kararsız olması durumlarına karşı gürbüzlüğü test etmek amacıyla benzetimler gerçekleştirilmiştir. Bu durumda, sistem cevaplarında değişikliklerin meydana gelip gelmediği gerek zaman gerekse frekans cevapları incelenerek yorumlanmıştır. Ayrıca, tasarlanan bu kontrolcülerin taşıt seyir konforunu iyileştirmesi istenirken diğer taraftan da taşıt aktif süspansiyon sistemlerine uygulanabilir olduğunu görmek açısından üretilen kontrolcü kuvvetlerinin ve sistemden çekilen enerjinin zamana göre değişimi grafikleri incelenmiştir. Yani, tasarlanan kontrolcülerin taşıt titreşimlerini uygun bir şekilde kontrol etmesi istenirken motordan çekilecek enerji açısından da uygulanabilir olması istenmektedir. Buna ek olarak, taşıt titreşim genliklerinin mümkün olduğunca en aza indirilerek taşıt seyir konforunun artırılması için gerekli olan kontrolcü kuvvetleri, uygulamada kullanılan bir eyleyicinin (bu çalışmada lineer elektrik motoru olarak düşünülmüştür) üretebildiği değer aralığında olmalıdır. Bunun için, tasarlanan adaptif kontrolcülerin uygulanabilirliği tartışılmıştır. Son olarak bu bölümde, bir adaptasyon veya parametre tahmin yasasının nasıl çalıştığını görmek için parametre tahminlerinin zamana göre değişimi grafikleri de verilmiştir.

‘Tartışma ve Sonuç’ bölümünde ise, bir önceki bölümde elde edilen benzetim sonuçları yorumlanmış ve literatür taramasından elde edilen bilgiler eşliğinde hedeflediğimiz sonuçlara ne kadar ulaşıldığı vurgulanmıştır.

2. GENEL KISIMLAR

2.1. GÜRBÜZ ADAPTİF KONTROLCÜLERİN ÖNEMİ

Bozucu yol büyüklüğünden kaynaklanan taşıt titreşimlerinin yolculara aktarılmadan mümkün olduğunca en kısa sürede sönümlenmesi ve bunun sonucunda da taşıt seyir konforunun iyileştirilmesi bir taşıt süspansiyon sistemi için en öncelikli beklentiler arasında yer almaktadır. Kontrolcüsüz bir taşıt süspansiyon sisteminde, taşıt seyir konforu ve taşıt yol tutuşu arasında bir ödünleşme yapmak gerektiği bilinen bir olgudur. Bu sebeple, taşıt seyir konforunun daha ön planda olması istenen uygulamalarda daha yumuşak bir süspansiyon tasarımına gereksinim duyulmaktadır. Taşıt yol tutuş performansının daha iyi olmasının istendiği uygulamalarda ise daha sert bir süspansiyon tasarımına gereksinim duyulmaktadır. Taşıt seyir konforu ve taşıt yol tutuşu arasındaki bu ödünleşme bir optimizasyon problemine neden olmaktadır. Bu amaçla, öncelikle bir taşıta ait yay ve sönümleyici gibi süspansiyon parametreleri belirlenmeye çalışılmaktadır (Shirahatt ve diğ., 2008). Bu ödünleşme, taşıt titreşimlerini önemli ölçüde azaltan aktif süspansiyon sistemlerinin ortaya çıkmasını sağlamıştır. Bu süspansiyonların ürettiği kontrolcü kuvvetleri ile bir taraftan taşıt titreşimleri önemli ölçüde azaltılarak seyir konforu iyileştirilirken, diğer taraftan belli bir oranda da yol tutuşu sağlanabilmektedir.

Taşıt aktif süspansiyon sistemleri başlangıçta, endüstride yaygın bir kullanım alanına sahip olan PID kontrolcüler ile kontrol edilmeye çalışılmışlardır (Alleyne ve diğ., 1998; Mouleeswaran, 2012; Ekoru ve diğ., 2011). Ancak, kütle, yay ve sönümleyici gibi sistemin modellenebilen parametrelerinin bilinmemesi veya zamanla değişmesi durumunda ya da süspansiyon sürtünmeleri ile herhangi dış bozucu büyüklüklerin varlığı durumunda bu kontrolcüler yetersiz kalmaktadırlar. Bu nedenle, lineer olmayan sistemlerin kontrolünde de başarılı sonuçlar veren adaptif kontrolcüler, süspansiyon parametreleri bilinmeyen veya zamanla değişen taşıt titreşimlerinin sönümlenmesinde önemli bir yer edinmişlerdir (Alleyne ve Hedrick, 1995; Pan ve diğ., 2015; Huang ve diğ., 2018). Modern Kontrol Mühendisliği uygulamalarında, parametrik belirsizliklere (Huang ve diğ., 2018; Hu ve diğ., 2018; Talla ve diğ., 2018); veya zamanla değişen parametrelere (Sun ve diğ., 2018; Rahimi ve diğ., 2018) sahip değişik birçok kontrol sistemi üzerinde adaptif kontrolcüler kritik bir öneme sahiptir. Yapılan birçok araştırma, adaptif kontrolcülerin bilinmeyen veya zamanla değişen parametrelere sahip herhangi bir sistemin kontrolünde başarılı bir şekilde uygulanabildiğini göstermiştir (Beltran-Carbajal ve

diğ., 2018; Fu ve diğ., 2018). Parametreleri bilinmeyen bir taşıt süspansiyon sisteminin çıkışı ile belirlenen bir referans sinyalin çıkışı arasındaki hatanın sıfır olması için model-referans adaptif kontrolcü kullanılabilir (Sunwoo ve diğ., 1991). Daha sonra, herhangi bir referans modelin çıkışı ile sistemin çıkışı arasındaki hatanın yerine, sistemin hedeflenen bir harekete veya istenen bir dinamiğe ulaşması için, istenen bu harekete uygun tasarlanan bir dinamik manifoldun kullanıldığı Model Erişimli Adaptif Kontrolcü geliştirilmiştir (Zuo ve diğ., 2005). Burada erişilmesi istenen hareket, bir dinamik manifold içerisinde tanımlanır. Eğer dinamik manifold zamanla sıfıra giderse, hedeflenen harekete ulaşılır. Buna ek olarak, Sciavicco ve Siciliano (1996) tarafından önerilen bir Model Esaslı Adaptif Kontrol yasası, parametreleri bilinmeyen robot manipülatörlerin kontrolünde başarılı sonuçlar vermiştir. Burada, sistemin çıkışı ile referans yörünge arasındaki hatanın sıfıra gitmesi için bir hata dinamiğinden yararlanılır. Daha sonra, dinamik kompensatör olarak da bilinen bir adaptasyon veya parametre tahmin yasası ile bilinmeyen veya zamanla değişen sistem parametrelerinin tahmini yapılır. Böylece, sistemin bilinmeyen parametrelerine rağmen uygun bir şekilde kontrolü gerçekleştirilmektedir. Bu adaptif kontrolcüler, ek kontrol girişleri veya yeni parametre tahmin yasalarının tasarlanmasıyla daha da geliştirilmişlerdir (Burkan, 2005; Burkan ve diğ., 2018). Bu kontrolcülerin kararlılıkları, Lyapunov Kararlılık Teorisi ile kanıtlanmıştır.

Herhangi bir mekanik sisteme ait parametrelerin bilinmediği veya zamanla değiştiği durumlarda iyi sonuçlar veren adaptif kontrolcüler, dış bozucu büyüklüklerin varlığı durumunda iyi sonuç veremeyebilmektedirler. Bu nedenle, gürbüz kontrolcüler ön plana çıkmaktadırlar (Kaleemullah ve diğ., 2011; Burkan ve diğ., 2018). Diğer taraftan, herhangi bir dinamik sisteme ait parametre belirsizliklerine karşın tasarlanan gürbüz kontrol yasaları için Lyapunov Teorisi esasına dayalı Corless-Leitmann (Corless ve Leitmann, 1981) yaklaşımı en çok kullanılan yöntemlerin başında gelmektedir. Bu yöntemle, yeni gürbüz kontrol yasaları tasarlanmış ve hassas yörünge kontrolü gerçekleştirilmiştir (Spong, 1992; Koo ve Kim, 1994; Liu ve Goldenberg, 1996; Burkan, 2012; Burkan, 2013). Böylece, bir sisteme ait modellenen veya modellenemeyen her türlü parametre belirsizliklerine ve sürtünme kuvvetleri dâhil bozucu dış büyüklüklere karşı sistem gürbüz hale getirilir.

Diğer taraftan, bu kontrolcülere ait kontrolcü katsayılarının bulunmasında bulanık mantıklı kontrolcüler önemli bir yer edinmişlerdir. İlk olarak Zadeh (1965) tarafından önerilen bu kontrolcü, klasik kontrol yöntemlerinin aksine kesin değerlerden ziyade ara değerleri de içerir.

Örneğin, ‘Ortamın sıcaklığı 23^0 C ’dir.’ ifadesi kesin bir değeri belirtirken, ‘Ortam çok sıcak.’ veya ‘Ortam az soğuk.’ ifadeleri bulanık bir ifadeyi belirtir. Bulanık mantıklı kontrolcülerde, bu ara değerler ‘üyelik fonksiyonları’ ile ifade edilmektedirler. Bu üyelik fonksiyonları, üçgen, çan veya trapez gibi geometrik şekillerle gösterilirler. Bir bulanık mantıklı kontrolcü için, ilk adım olarak giriş ve çıkış değişkenleri belirlenir. Daha sonra bu değişkenler için üyelik fonksiyonları tanımlanır. ‘Bulanıklaştırma’ aşamasında net değerler bulanık değerlere dönüştürülür. ‘Kural değerlendirme’ aşamasında, bazı sözel parametreler kullanılarak giriş ve çıkış değişkenleri arasında bir ilişki kurulur. ‘Durulaştırma’ da denilen son aşamada ise, bir önceki adımda karar verilen bulanık değerler net değerlere dönüştürülür. Mamdani ve Assilian (1975) bu kontrolcüyü geliştirerek küçük bir buharlı motor modeli üzerinde uygulamışlardır. Mamdani-Tipli bulanık mantık çıkarımı ve üçgen üyelik fonksiyonları en yaygın kullanılan bulanık mantık çıkarım sistemlerinden birisidir. Bulanık mantık üç aşamadan oluşur. Bunlar; bulanıklaştırma, kural çıkarımı ve durulaştırma.

Geliştirilen bulanık mantıklı kontrolcüler ile adaptif ve gürbüz kontrolcüler birçok mekanik sisteme uygulanmış ve uygulandığı sistemlerin uygun bir şekilde kontrolünün gerçekleştirildiği görülmüştür. Bu konuda birçok çalışma mevcuttur.

Chen ve Huang (2005), zamanla değişen yükler altındaki otonom olmayan bir taşıt için adaptif kayan kipli kontrolcü tasarlayarak, nominal parametrelere dayalı olarak modelledikleri bir çeyrek taşıt süspansiyon sistemine uygulamışlardır. Sistem içerisindeki belirsizlikler ve lineer olmayan büyüklükler için fonksiyon yaklaşım tekniğini kullanmışlardır. Elde edilen sonuçlar, sistemde zamanla değişen parametrik belirsizliklerin varlığı durumunda bile kontrolcüsüz duruma göre taşıt seyir konforunun önemli ölçüde iyileştirildiğini göstermiştir.

Boada ve diğ. (2005), tasarladıkları bulanık mantıklı kontrolcü ile bir taşıtın yalpalama momentini kontrol etmeye çalışmışlardır. Çalışmalarında, lineer olmayan sistemlerde iyi sonuçlar verdiği için bulanık mantıklı kontrolcüyü tercih etmişlerdir. Her bir tekerlekteki fren kuvvetlerinin farklı olmasından kaynaklanan yalpalama momentinin kontrolü üzerinde durmuşlardır. Kontrolcünün etkisini görmek için 8 serbestlik dereceli lineer olmayan özelliklere sahip bir taşıt modeli kullanmışlardır.

Huang ve Chen (2006), tasarladıkları fonksiyonel yaklaşıma dayalı adaptif kayan kipli kontrolcüyü bir çeyrek taşıt aktif süspansiyon sistemine uygulamışlardır. Kontrolcüye ait

katsayıları bulmak için yararlandıkları bulanık mantıklı kontrolcü ile sistem kendi kendini ayarlayabilen bir yapıya dönüştürülmüştür. Sistemin kararlılığı Lyapunov Teorisi ile kanıtlanmıştır. Deneysel olarak elde edilen sonuçlar, taşıt yol tutuş performansının iyileştiğini göstermiştir.

El Hajjaji ve diğ. (2006), yol belirsizlikleri ve değişen yol koşulları altındaki bir taşıtın yanal kayma kontrolü için gürbüz bulanık mantıklı kontrolcü tasarlamışlardır. Kapalı çevrim sistemin kararlılığı için Lineer Matris Eşitsizliği yöntemini kullanmışlardır. Elde edilen sonuçlar, taşıt yanal kayma kontrolünün pasif sisteme göre daha başarılı bir şekilde gerçekleştirildiğini göstermiştir.

Yağız ve diğ. (2008), taşıt seyir konforunu arttırmak için bir bulanık mantıklı kayan kipli kontrolcü tasarlamışlardır. İlk olarak, kayan kipli kontrolcüyü sundukları çalışmalarında bu kontrolcüyü, tasarladıkları tek girişli tek çıkışlı bulanık mantıklı kontrolcü ile daha da geliştirmişlerdir. Bu kontrolcüyü, lineer olmayan bir yarım taşıt süspansiyon sistemine uygulamışlardır. Taşıta ait farklı parametreler ile kontrolcünün gürbüzlüğü de gösterilmiştir. Elde edilen sonuçlar, taşıt seyir konforunun iyileştirildiğini göstermiştir.

Kashtiban ve diğ. (2009), aktif süspansiyon sistemleri için ikinci dereceden bir maliyet fonksiyonuna dayalı lineer olmayan bir adaptif kontrol yasası tanımlamışlardır. Bunun için, süspansiyon yay ve damperi ile elektro-hidrolik eyleyicinin lineer olmayan dinamik özelliklerinden faydalanmışlardır. Tasarlamış oldukları kontrolcüyü bir yarım taşıt süspansiyon sistemine uygulamışlar ve taşıt seyir konforunun önemli ölçüde iyileştirildiğini göstermişlerdir.

Kaleemullah ve diğ. (2011), taşıt aktif süspansiyon sistemleri için gürbüz H_∞ , bulanık mantıklı ve LQR kontrol tekniklerinin en iyi üç özelliğini bir araya getirerek yeni bir hibrit kontrolcü tasarlamışlardır. Gürbüz kontrolcü ile en iyi yerleşme zamanı, LQR kontrolcü ile ana gövde ivmelerinin azaltılması konusundaki başarısı ve bulanık mantıklı kontrolcü ile daha az kuvvet gerektiği gözlemlenmiştir.

Li ve diğ. (2012), aktif süspansiyon sistemleri için bulanık mantıklı H_∞ kontrolcü tasarlamışlardır. Bu kontrolcü, süspansiyon yayı ve lastik-aks kütleindeki değişimler ile eyleyici gecikmesi veya hatası gibi süspansiyon performansını etkileyen durumlar düşünülerek tasarlanarak parametrik belirsizliklere sahip bir çeyrek taşıt süspansiyon sistemine uygulanmıştır. Benzetim sonuçları, kontrolcünün başarısını ortaya koymuştur.

Sun ve diğ. (2013), sınırlandırılmış girişlere sahip lineer olmayan aktif süspansiyon sistemleri için yeni bir adaptif gürbüz kontrolcü tasarlamışlardır. Kullandıkları yöntemdeki yenilik, kontrolcüye bir anti-windup kompansatörün eklenmesidir. Yarım taşıt süspansiyon sistemine uygulanan bu kontrolcünün başarılı sonuçlar verdiği görülmüştür.

Guo ve diğ. (2013), görüntü tabanlı otonom araçların yanal dinamiği için lineer olmayan büyüklükleri, parametrik belirsizlikleri ve dış bozucu büyüklükleri göz önünde bulunduran bir adaptif bulanık mantıklı kayan kipli kontrolcü tasarlamışlardır. Lyapunov Teorisi ile kapalı çevrim sistemin kararlılığı ispatlanmıştır. Elde edilen sonuçlar, kontrolcünün başarısını göstermiştir.

Wu ve diğ. (2014), hipersonik bir taşıt için gürbüz bulanık mantıklı dış bozucu büyüklük gözlemci tabanlı kontrolcü tasarlamışlardır. Dış bozucu büyüklükleri tahmin etmek için bulanık mantıklı gözlemci geliştirmişlerdir. Daha sonra, adaptif sınırlayıcı gürbüz L_∞ bulanık mantıklı dış bozucu büyüklük gözlemci tabanlı kontrolcü geliştirmişlerdir. Elde edilen sonuçlar, kontrolcünün başarılı olduğunu ortaya koymuştur.

Türkkan and Yağız (2014), taşıt seyir konforunu artırmak için çok girişli tek çıkışlı bir bulanık mantıklı kontrolcü tasarlayarak 2 ek hacimli havalı yaylara sahip bir tam otobüs süspansiyon sistemine uygulamışlardır. Süspansiyon boşluklarının bağıl hızının hatası, süspansiyonların taşıt ana gövdesine bağlantı noktalarına ait hızların ve ivmeleri hataları bulanık mantıklı kontrolcünün giriş değişkenleri olarak belirlenmiştir. Üretilen kontrolcü kuvvetleri de çıkış değişkenleri olarak belirlenmiştir. Böylece, tam taşıta ait düşey, kafa vurma ve devrilme yer değiştirmelerinin ve ivmelerinin genliklerinde önemli ölçüde azalma gözlemlenmiştir. Sonuç olarak, otobüsün seyir konforunun iyileştiği görülmüştür.

Pan ve diğ. (2017), dış bozucu büyüklüklere maruz kalan süspansiyon sistemlerinin yörünge izleme problemiyle ilgilenmişlerdir. Bilinmeyen bozucu büyüklüklerin telafi edilmesi (kompanse) yerine sonlu zaman yakınsamalı bozucu büyüklük kompansatörü üzerinde çalışarak taşıt seyir konforunun iyileştirilmesine yönelik araştırma yapmışlardır. Deneysel sonuçlar, düşük maliyetle taşıt seyir konforunun iyileştirildiğini ortaya koymuştur.

Wen ve diğ. (2017), kayan kipli kontrolcü ve bulanık mantıklı kontrolcüden oluşan bir hibrit kontrol yasası üzerinde çalışmışlardır. Burada, lineer olmayan süspansiyon sistemi için kayan

kipli kontrolcüden yararlanılırken, kontrol hedefine ulaşmak için bulanık mantıklı kontrolcüden yararlanılmıştır. Tasarlanan yeni kontrolcünün başarısı sonuçlardan açıkça görülmüştür.

Sun ve diğ. (2018), lineer olmayan bir çeyrek taşıt aktif süspansiyon sisteminin seyir konforunu arttırmak için bulanık mantıklı adaptif geri adımlamalı bir kontrolcü tasarlamışlardır. Kapalı çevrim sistemin kararlılığı Lyapunov Teorisi ile ispatlanmıştır. Elde edilen sonuçlardan, taşıt seyir konforunun önemli ölçüde azaltıldığı görülmüştür.

Soydan ve diğ. (2019), raylı taşıt aktif süspansiyon sistemleri için model belirsizlikleri üst sınırının tahmin edilmesi için bir gürbüz kontrol yasası tanımlamışlardır. Kapalı çevrim sistemin kararlılığı Lyapunov Teorisi ile kanıtlanmıştır. Tasarlanan kontrolcü, bir çeyrek raylı taşıt modeli üzerinde uygulanmıştır. Elde edilen sonuçlar, bir raylı taşıta ait seyir konforunun önemli ölçüde iyileştirildiğini göstermiştir.

3. MALZEME VE YÖNTEM

Bu tez kapsamındaki en önemli yenilik, yukarıda da bahsedildiği gibi taşıt seyir konforunu iyileştirmek amacıyla Lyapunov Teorisi esasına dayalı Corless-Leitmann (Corless ve Leitmann, 1981) yaklaşımı ile gürbüz özelliğe sahip yeni ‘Model Erişimli’ ve ‘Model Esaslı’ adaptif kontrol yasalarının tasarlanması, zaman ve frekans cevapları üzerinde etkisi olan bazı kontrolcü katsayılarının tasarlanan Bulanık Mantıklı Kontrolcü ile adaptif hale getirilerek ilk defa taşıt aktif süspansiyon sistemlerine uygulanmasıdır. Böylelikle, bilinmeyen veya zamanla değişen parametrelere sahip taşıt süspansiyon sisteminin yine bilinmeyen veya modellenemeyen büyüklükler ile iç ve dış tüm bozucu büyüklüklere karşı gürbüz hale getirilerek seyir konforunun iyileştirilmesi hedeflenmiştir. Bu amaçla, tasarlanan adaptif kontrolcü yasaları ve bu yasaların Lyapunov Teorisi ile kararlılığının matematiksel ispatı çalışmanın bu bölümünde verilmiştir. Buna ek olarak, çeyrek, yarım ve tam taşıt aktif süspansiyon sistemlerinin hareket denklemlerinin elde edilmesi gösterilmiştir.

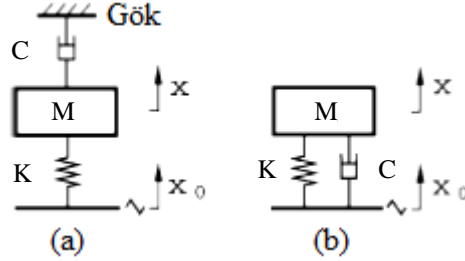
3.1. MODEL ERİŞİMLİ GÜRBÜZ ADAPTİF KONTROLCÜ TASARIMI

Model parametreleri bilinmeyen veya zamanla değişen bir kontrol sistemi çıkışının, belli bir referans sinyalini takip etmesi için aralarındaki izleme hatasından faydalanan model referans adaptif kontrol yasası kullanılır. Sistemin, referans model kullanılmaksızın istenilen veya hedeflenen herhangi bir hareketi taklit etmesi istendiği durumlarda ise Model Erişimli Adaptif Kontrolcü kullanılır (Zuo ve diğ., 2005). Çalışmanın bu kısmında, aktif titreşim sönümlenme sistemleri için gürbüz özelliğe sahip yeni bir Model Erişimli Adaptif Kontrol yasası tasarlanmıştır. Bu adaptif kontrol yasası, modellenen kütle, yay ve damper gibi parametrelerin bilinmemesi veya zamanla değişmesi durumlarına karşı ve ayrıca, modellenmeyen sürtünmeler, dış bozucu büyüklükler ile modellenemeyen herhangi bir duruma karşı sistemi gürbüz hale getirir. Lyapunov Teorisi esasına dayalı Corless-Leitmann (Corless ve Leitmann, 1981) yaklaşımı ile tasarlanan gürbüz özelliğe sahip bu Model Erişimli Adaptif Kontrol yasasının kararlılığı Lyapunov Teorisi ile kanıtlanmıştır. Bu çalışmanın amacı, sistemin modellenen ve modellenemeyen parametre belirsizliklerine karşı gürbüz olmasını sağlayan adaptif kontrol yasasının titreşim genliklerini mümkün olduğunca en aza indirmesini sağlamaktır. Böylece, parametre belirsizliğine ve dış bozucu etkilerin varlığı durumunda aktif titreşim sönümlenme sistemi başarılı bir şekilde çalışması hedeflenmektedir. Bu amaçla aşağıda,

öncelikle Model Erişimli Adaptif Kontrol yasası kısaca anlatılmış. Daha sonra, yeni tasarlanmış olduğumuz Model Erişimli Gürbüz Adaptif Kontrol yasası verilmiştir.

3.1.1. Aktif Titreşim Sönümlenme Sistemleri için Model Erişimli Adaptif Kontrolcü

Çalışmanın bu kısmında, Zuo ve diğ. (2005) tarafından önerilen Model Erişimli Adaptif Kontrol yasası ve Lyapunov Teorisi ile sistemin kararlılığı kısaca verilmiştir. Burada, sürtünme kuvveti Coulomb sürtünme modeli şeklinde modellenmiştir. Bu tez çalışmasında ise, sürtünme kuvveti modellenmeyen ve bilinmeyen bozucu büyüklükler içerisinde değerlendirilmiştir. Bu amaçla; kütle, yay ve sönümleyiciden oluşan titreşim sisteminin ideal skyhook (göge kanca) ve klasik gösterilişi aşağıda verilmiştir:



Şekil 3.1: Titreşim sisteminin: (a) ideal skyhook (göge kanca) ve (b) klasik olarak gösterilişi.

Buradan yola çıkarak, yerin titreşimlerine maruz kalan n. dereceden aktif bir titreşim sönümlenme sistemine ait hareket denklemleri matematiksel olarak şu şekilde gösterilir.

$$M\ddot{x} + C(\dot{x} - \dot{x}_0) + K(x - x_0) = Bu \quad (3.1)$$

Bu eşitlikte, M, C ve K, sırasıyla $N \times N$ boyutlu kütle, sönümleyici ve rijitlik matrisleridir. B ise eyleyicinin konumunu belirten $N \times R$ ($R \geq N$) boyutlu matristir. x ve x_0 sırasıyla, düşey yer değiştirme ve bozucu yer titreşimleri vektörleridir. u ise kontrolcü kuvvetleri vektörüdür. Burada, aktif titreşim sisteminin Şekil 3.1'de verilen ideal skyhook (göge kanca) hareketini taklit etmesi hedeflenmiştir. Bu amaçla, n. dereceden bir skyhook (göge kanca) hareket denklemleri matris gösterimi ile şu şekilde verilmiştir.

$$\bar{M}\ddot{x} + \bar{C}\dot{x} + \bar{K}(x - x_0) = 0 \quad (3.2)$$

Burada, \bar{M} , \bar{C} , \bar{K} sırasıyla, skyhook (göge kanca) sönümlenme sistemine ait kütle, sönümlenme ve rijitlik matrisleridir. \bar{M} kesin artı olduğundan denklem (3.2) şu şekilde yazılabilir.

$$\ddot{x} + \bar{C}\dot{x} + \bar{K}(x-x_0) = 0 \quad (3.3)$$

Daha sonra, dinamik manifold aşağıdaki gibi verilir.

$$\sigma = \dot{x} + L(s)(x-x_0) \quad (3.4)$$

Burada, $L(s)$ dinamik lineer operatördür ve hedeflenen herhangi bir hareketi tanımlar. Ayrıca, $L(s) = (sI + \bar{C})^{-1}\bar{K}$ şeklindedir. Bu ifade, denklem (3.4)'te yerine yazılırsa.

$$\sigma = \dot{x} + (sI + \bar{C})^{-1}\bar{K}(x-x_0) \quad (3.5)$$

şeklini alır. Denklem (3.5), dinamik manifold üzerinde, yani $\sigma=0$ olması durumunda.

$$\dot{x} + (sI + \bar{C})^{-1}\bar{K}(x-x_0) \quad (3.6)$$

şeklinde yazılır. Denklem (3.6), denklem (3.7)'de verilen ideal skyhook (göğge kanca) sönümlenme sistemine ait hareket denklemdir.

$$\ddot{x} + \bar{C}\dot{x} + \bar{K}(x-x_0) = 0 \quad (3.7)$$

Burada, hedeflenen skyhook (göğge kanca) hareketine ait \bar{C} ve \bar{K} matrisleri, w_s skyhook frekansı ve ζ_s skyhook sönümü cinsinden hesaplanırlar. Bir başka deyişle, hedeflenen ideal skyhook (göğge kanca) hareketini sağlayacak frekans ve sönüm değerleri belirlenir. Daha sonra, $\bar{C} = \text{köş}([2\zeta_s, 2\zeta_s, \dots, 2\zeta_s])$ ve $\bar{K} = \text{köş}([w_s^2, w_s^2, \dots, w_s^2])$ şeklinde hesaplanırlar.

M , C ve K sistem parametreleri bilinmiyor kabul edildiğinden, dinamik manifoldda ($\sigma=0$) ulaşabilmek için geri beslemeli adaptif kontrolcü önerilmiştir. Bunun için, bilinmeyen M , C ve K sistem parametreleri aşağıda verildiği gibi π sütun matrisi şeklinde yazılır.

$$K(x-x_0) + C(\dot{x}-\dot{x}_0) - M(sI + \bar{C})^{-1}\bar{K}s(x-x_0) = Y\pi \quad (3.8)$$

Burada, Y sistemin ölçülebilir büyüklüklerini içeren matristir ve şu şekilde ifade edilir.

$$Y = [x-x_0, \dot{x}-\dot{x}_0, -(sI + \bar{C})^{-1}\bar{K}s(x-x_0)] \quad (3.9)$$

Buna ek olarak, π matrisi.

$$\pi = [K \ C \ M]^T \quad (3.10)$$

şeklindedir. Bu bilgiler eşliğinde, önerilen adaptif kontrolcünün kararlılığını ispatlamak için Lyapunov Teorisi kullanılır. Bu amaçla, aşağıdaki gibi bir Lyapunov aday fonksiyonu tanımlanır.

$$V(\sigma, \tilde{\pi}) = \frac{1}{2} \sigma^T M \sigma + \frac{1}{2} \tilde{\pi}^T P^{-1} \tilde{\pi} \quad (3.11)$$

Burada P, adaptasyon kanunu için kontrolcü katsayılarından oluşan sabit simetrik ve kesin artı bir matristir. $\tilde{\pi}$ ise, π sistem parametrelerinin çevrimiçi tahmin hatasını gösteren bir matristir. Yani, $\tilde{\pi} = \hat{\pi} - \pi$ şeklindedir. Daha sonra, Lyapunov fonksiyonunun türevi şu şekildedir.

$$\dot{V}(\sigma, \tilde{\pi}) = \sigma^T M \dot{\sigma} + \dot{\tilde{\pi}}^T P^{-1} \tilde{\pi} \quad (3.12)$$

Denklem (3.5), denklem (3.12)'de yerine yazılırsa.

$$\dot{V}(\sigma, \tilde{\pi}) = \sigma^T [M\ddot{x} + M(sI + \bar{C})^{-1} \bar{K}(x - x_0)] + \dot{\tilde{\pi}}^T P^{-1} \tilde{\pi} \quad (3.13)$$

denklemi elde edilir. Denklem (3.1) ve denklem (3.8)'den faydalanarak aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\dot{V}(\sigma, \tilde{\pi}) = \sigma^T [Bu - K(x - x_0) - C(\dot{x} - \dot{x}_0) + M(sI + \bar{C})^{-1} \bar{K}_s(x - x_0)] + \dot{\tilde{\pi}}^T P^{-1} \tilde{\pi} \quad (3.14)$$

Denklem (3.14) yeniden düzenlenirse, aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\dot{V}(\sigma, \tilde{\pi}) = \sigma^T [Bu - Y\pi] + \dot{\tilde{\pi}}^T P^{-1} \tilde{\pi} \quad (3.15)$$

Buradan yararlanılarak aşağıdaki gibi bir kontrol kanunu seçilir.

$$u = B^{-1} [Y\hat{\pi} - K_D \sigma] \quad (3.16)$$

Burada K_D , $N \times N$ boyutlu, ön seçimli kesin artı bir matristir. $K_D \sigma$ terimi, hata üzerinde PD kontrol etkisi göstermektedir. $\hat{\pi}(t)$ ise sistemin bilinmeyen veya zamanla değişen parametrelerine ait tahmin vektörüdür ve tahmin hatası da $\tilde{\pi} = \hat{\pi} - \pi$ şeklindedir. Denklem (3.16), denklem (3.15)'te yerine yazılırsa, Lyapunov fonksiyonunun türevi aşağıdaki gibi olur.

$$\begin{aligned} \dot{V}(\sigma, \tilde{\pi}) &= -\sigma^T K_D \sigma + \sigma^T Y(\hat{\pi} - \pi) + \dot{\tilde{\pi}}^T P^{-1} \tilde{\pi} \\ &= -\sigma^T K_D \sigma + (\sigma^T Y + \dot{\tilde{\pi}}^T P^{-1}) \tilde{\pi} \end{aligned} \quad (3.17)$$

Buradan faydalanarak, parametre adaptasyon kanunu aşağıdaki gibi seçilir.

$$\dot{\hat{\pi}}(t) = \dot{\tilde{\pi}} - PY^T \sigma(t) \quad (3.18)$$

Böylece denklem (3.17) şu hale gelir.

$$\dot{V}(\sigma, \tilde{\pi}) = -\sigma^T K_D \sigma \quad (3.19)$$

Böylece $\dot{V}(\sigma, \tilde{\pi})$ yarı kesin negatif matris olur yani, $\dot{V}(\sigma, \tilde{\pi}) \leq 0$ olduğundan sistem kararlıdır.

3.1.2. Model Erişimli Gürbüz Adaptif Kontrolcü Tasarımı

Zuo ve diğ. (2005) ile Özbek ve diğ. (2014) yaptıkları çalışmalarda bilinmeyen parametrelere sahip veya zamanla değişen bir sistemi, yukarıda bahsedilen Model Erişimli Adaptif Kontrol yaklaşımı ile kontrol etmişlerdir. Buradan yola çıkarak, çalışmanın bu kısmında ise taşıt seyir konforunu arttırmak amacıyla Lyapunov Teorisi esasına dayalı Corless-Leitmann (Corless ve Leitmann, 1981) yaklaşımı ile gürbüz özelliğe sahip yeni bir Model Erişimli Adaptif Kontrolcü tasarımı gerçekleştirilmiştir. Bu kontrolcünün kararlılığı Lyapunov Teorisi ile ispatlanmıştır. Böylece, modellenemeyen herhangi bir etki, kuvvet veya parametre varlığı söz konusu olduğunda ve ayrıca, modellenemeyen süspansiyon sürtünmeleri veya dış bozucu büyüklere karşı sistemin gürbüz hale getirilmesi amaçlanmıştır (Zuo ve diğ., 2005; Corless ve Leitmann, 1981; Koo ve Kim, 1994; Spong, 1992; Liu ve Goldenberg, 1996; Burkan, 2013).

Bu amaçla, dış bozucu büyüklüklerin etkisine maruz kalan Şekil 3.1'deki sistemin hareket denklemi aşağıdaki gibidir.

$$M\ddot{x} + C(\dot{x} - \dot{x}_0) + K(x - x_0) + f_d = Bu \quad (3.20)$$

Burada, f_d modellenemeyen sistem parametrelerini, süspansiyon sürtünmesi dâhil dış bozucu büyüklükleri göstermektedir. Denklem (3.20), denklem (3.8)'e benzer şekilde aşağıdaki gibi yazılır.

$$M\ddot{x} + C(\dot{x} - \dot{x}_0) + K(x - x_0) + f_d = Y(x, \dot{x}, \ddot{x})\pi + d \quad (3.21)$$

Parametrelerle ifade edilmiş ve parametrelerle ifade edilmemiş model belirsizlikleri ile dış bozucu büyüklüklerin varlığı durumunda sistemin gürbüz olması için aşağıdaki gibi gürbüz adaptif bir kontrol kanunu tanımlanmıştır.

$$\begin{aligned} \mathbf{u} &= \mathbf{u}_a + \mathbf{u}_d \\ \mathbf{u} &= \mathbf{B}^{-1}[\mathbf{Y}\hat{\pi} + \mathbf{u}_d - \mathbf{K}_D\sigma] \end{aligned} \quad (3.22)$$

Burada \mathbf{u}_a , denklem (3.16)'da belirtilen adaptif kontrolcüdür. \mathbf{u}_d ise modellenemeyen parametreler, süspansiyon içindeki sürtünmeler ve dış bozucu büyüklüklerin etkisini yok etmek için tasarlanmış gürbüz kontrol kanunudur. Dış bozucu büyüklükler ve parametrelerle ifade edilmemiş model belirsizliği sabit değildir ve aşağıda gösterildiği gibi sınırlıdır.

$$\|\mathbf{f}_d\| < \rho_{d1} \quad (3.23)$$

Burada $\rho_{d1} \in \mathbb{R}$, dış bozucu büyüklükler ve parametrelerle ifade edilmemiş model belirsizliği üst sınırıdır. Bu çalışmada, ρ_{d1} bilinmiyor kabul edilmiştir ve bir $\hat{\rho}_{d1}$ tahmin yarasası ile tahmin edilmesi düşünülmüştür. Buna göre, bir $\tilde{\rho}_{d1}$ tahmin hatası Koo ve Kim (1994) tarafından önerilen çalışmaya dayanılarak aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$\tilde{\rho}_{d1} = \rho_{d1} - \hat{\rho}_{d1} \quad (3.24)$$

Daha sonra, yeni bir kontrol kuralı tanımlamak için aşağıdaki gibi teorem verilmiştir.

Teorem:

$\varepsilon_d > 0$ şeklinde pozitif bir sayı ve denklem (3.22)'deki $\dot{\hat{\pi}}$ ve \mathbf{u}_d ifadeleri şu şekilde tanımlanır.

$$\mathbf{u}_d = \begin{cases} \frac{\sigma}{\|\sigma\|} \hat{\rho}_d & \text{Eğer } \|\sigma\| > \varepsilon_d \\ \frac{\sigma}{\varepsilon_d} \hat{\rho}_d & \text{Eğer } \|\sigma\| \leq \varepsilon_d \end{cases}; \quad \dot{\hat{\pi}} = -\mathbf{P}\mathbf{Y}^T\sigma \quad (3.25)$$

Daha sonra $\hat{\rho}_d$, $\hat{\rho}_{d1}$, $\hat{\rho}_{d2}$ şu şekilde tanımlanır.

$$\hat{\rho}_d = \hat{\rho}_{d1} + \hat{\rho}_{d2}; \quad \dot{\hat{\rho}}_{d1} = \mathbf{B}_1 \|\sigma\|; \quad \hat{\rho}_{d2} = \frac{\psi^2}{\gamma} (e^{-\gamma \int \|\sigma\| dt} - e^{-2\gamma \int \|\sigma\| dt}) \quad (3.26)$$

Bu denklemde $\mathbf{B}_1 \in \mathbb{R}^+$ ve $\psi, \gamma \in \mathbb{R}$ adaptasyon katsayılarını belirtmektedir. Denklem (3.25)'te verilen kontrol kanunu sürekliliği sağlar. Kapalı çevrim sistem kararlıdır ve izleme hatası uniform sınırlıdır. Bu teoremi kanıtlamak için aşağıdaki gibi bir kanıt sunulmuştur.

Kanıt:

Bir Lyapunov aday fonksiyonu şu şekilde tanımlanır.

$$V = \frac{1}{2} \sigma^T M \sigma + \frac{1}{2} \tilde{\pi}^T P^{-1} \tilde{\pi} + \frac{1}{2B_1} \tilde{\rho}_{d1}^2 + \frac{1}{2} \varphi^2 \hat{\rho}_{d2}^2 \geq 0 \quad (3.27)$$

Burada φ zamana bağlı bir matristir. Denklem (3.27)'de verilen Lyapunov fonksiyonunun türevi yazılır.

$$\dot{V} = \sigma^T M \dot{\sigma} + \tilde{\pi}^T P^{-1} \dot{\tilde{\pi}} + \frac{1}{B_1} \tilde{\rho}_{d1} \dot{\tilde{\rho}}_{d1} + \hat{\rho}_{d2}^2 \varphi \dot{\varphi} + \hat{\rho}_{d2} \dot{\hat{\rho}}_{d2} \varphi^2 \quad (3.28)$$

Denklem (3.5) ve denklem (3.24), bir önceki denklemde yerine yazılır.

$$\dot{V} = \sigma^T [M \ddot{x} + M(sI + \bar{C})^{-1} \bar{K}_s(x - x_0)] + \tilde{\pi}^T P^{-1} \dot{\tilde{\pi}} - \frac{1}{B_1} (\rho_{d1} - \hat{\rho}_{d1}) \dot{\hat{\rho}}_{d1} + \hat{\rho}_{d2}^2 \varphi \dot{\varphi} + \hat{\rho}_{d2} \dot{\hat{\rho}}_{d2} \varphi^2 \quad (3.29)$$

Denklem (3.8) ve denklem (3.20)'den faydalanarak şu denklem elde edilir.

$$\dot{V} = \sigma^T [Bu - Y\pi - f_d] + \tilde{\pi}^T P^{-1} \dot{\tilde{\pi}} - \frac{1}{B_1} (\rho_{d1} - \hat{\rho}_{d1}) \dot{\hat{\rho}}_{d1} + \hat{\rho}_{d2}^2 \varphi \dot{\varphi} + \hat{\rho}_{d2} \dot{\hat{\rho}}_{d2} \varphi^2 \quad (3.30)$$

Daha sonra, denklem (3.22), denklem (3.30)'da yerine yazılırsa aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\dot{V} = \sigma^T [Y\hat{\pi} - Y\pi] + \sigma^T u_d - \sigma^T K_D \sigma - \sigma^T f_d + \tilde{\pi}^T P^{-1} \dot{\tilde{\pi}} - \frac{1}{B_1} (\rho_{d1} - \hat{\rho}_{d1}) \dot{\hat{\rho}}_{d1} + \hat{\rho}_{d2}^2 \varphi \dot{\varphi} + \hat{\rho}_{d2} \dot{\hat{\rho}}_{d2} \varphi^2 \quad (3.31)$$

Bu denklem, aşağıdaki gibi yeniden düzenlenir.

$$\dot{V} = Y^T \sigma \tilde{\pi} + \tilde{\pi}^T P^{-1} \dot{\tilde{\pi}} + \sigma^T u_d - \sigma^T K_D \sigma - \sigma^T f_d - \frac{1}{B_1} (\rho_{d1} - \hat{\rho}_{d1}) \dot{\hat{\rho}}_{d1} + \hat{\rho}_{d2}^2 \varphi \dot{\varphi} + \hat{\rho}_{d2} \dot{\hat{\rho}}_{d2} \varphi^2 \quad (3.32)$$

Burada, ρ_{d1} terimi sabit olduğu için $\dot{\hat{\rho}}_{d1} = -\dot{\rho}_{d1}$ 'dir. Daha sonra aşağıdaki gibi bir adaptasyon kanunu seçilir.

$$Y^T \sigma + P^{-1} \dot{\tilde{\pi}} = 0 \quad (3.33)$$

Denklem (3.33) aşağıdaki gibi yeniden yazılır.

$$\dot{\hat{\pi}}_1 = -PY^T\sigma \quad (3.34)$$

π sabit olduğundan $\dot{\hat{\pi}} = \hat{\pi}$ şeklindedir. Daha sonra, denklem (3.32) şu hale gelir.

$$\dot{V} = \sigma^T u_d - \sigma^T K_D \sigma - \sigma^T f_d - \frac{1}{b_1} (\rho_{d1} - \hat{\rho}_{d1}) \dot{\hat{\rho}}_{d1} + \hat{\rho}_{d2}^2 \varphi \dot{\varphi} + \hat{\rho}_{d2} \dot{\hat{\rho}}_{d2} \varphi^2 \quad (3.35)$$

Denklem (3.26)'da verilen $\dot{\hat{\rho}}_{d1} = -B_1 \|\sigma\|$ ifadesi, bir önceki denklemde yerine yazılırsa aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\dot{V} = \sigma^T u_d - \sigma^T K_D \sigma - \sigma^T f_d + \rho_{d1} \|\sigma\| - \hat{\rho}_{d1} \|\sigma\| + \hat{\rho}_{d2}^2 \varphi \dot{\varphi} + \hat{\rho}_{d2} \dot{\hat{\rho}}_{d2} \varphi^2 \quad (3.36)$$

3.1.2.1. Bilinmeyen Sürtünme Kuvveti ile Dış Bozucu Büyüklükler için Adaptif Kompansatörler

Bir süspansiyon sisteminde, modellenmeyen veya bilinmeyen sürtünme kuvveti ve bozucu dış büyüklükleri kontrol etmek amacıyla aşağıdaki gibi zamana bağlı bir φ fonksiyonu tanımlanır (Burkan, 2013).

$$\varphi = \frac{e^{\gamma \int \|\sigma\| dt}}{\Psi} \quad (3.37)$$

$\dot{V} \leq 0$ ifadesini sağlayan bir u_d kontrolcü girişi için kesin bir kural bulunmamaktadır. Bu teoremi ispatlamak ve uygun bir φ fonksiyonu tanımlamak için sistemin durum parametreleri ile matematiksel bir bakış açısı kullanılır. Denklem (3.26)'dan yararlanarak $\dot{\hat{\rho}}_{d2}$ şu şekilde yazılır.

$$\dot{\hat{\rho}}_{d2} = \frac{\Psi^2}{\gamma} (-e^{-\gamma \int \|\sigma\| dt} + 2e^{-2\gamma \int \|\sigma\| dt}) (\gamma \|\sigma\|) \quad (3.38)$$

$\hat{\rho}_{d2}$, $\dot{\hat{\rho}}_{d2}$, φ ve $\dot{\varphi}$ terimleri, denklem (3.36)'da yerine yazılırsa $\hat{\rho}_{d2}^2 \varphi \dot{\varphi} + \hat{\rho}_{d2} \dot{\hat{\rho}}_{d2} \varphi^2$ ifadesi şu hale gelir.

$$\begin{aligned}
\hat{\rho}_{d2}^2 \varphi \dot{\phi} + \hat{\rho}_{d2} \dot{\hat{\rho}}_{d2} \varphi^2 &= \frac{\Psi^4}{\gamma^2} (e^{-\gamma \int \|\sigma\| dt} - e^{-2\gamma \int \|\sigma\| dt})^2 \Psi^{-2} e^{2\gamma \int \|\sigma\| dt} (\gamma \|\sigma\|) \\
&+ \frac{\Psi^4}{\gamma^2} (e^{-\gamma \int \|\sigma\| dt} - e^{-2\gamma \int \|\sigma\| dt}) \Psi^{-2} e^{2\gamma \int \|\sigma\| dt} (-e^{-\gamma \int \|\sigma\| dt} + 2e^{-2\gamma \int \|\sigma\| dt}) (\gamma \|\sigma\|) \\
&= \frac{\Psi^4}{\gamma^2} (e^{-2\gamma \int \|\sigma\| dt} - 2e^{-3\gamma \int \|\sigma\| dt} + e^{-4\gamma \int \|\sigma\| dt} - e^{-2\gamma \int \|\sigma\| dt} + 3e^{-3\gamma \int \|\sigma\| dt} - 2e^{-4\gamma \int \|\sigma\| dt}) \beta^{-2} e^{2\gamma \int \|\sigma\| dt} (\gamma \|\sigma\|) \\
&= \frac{\Psi^2}{\gamma} (e^{-\gamma \int \|\sigma\| dt} - e^{-2\gamma \int \|\sigma\| dt}) \|\sigma\|
\end{aligned} \tag{3.39}$$

Daha sonra denklem (3.36) aşağıdaki gibi yeniden yazılır.

$$\begin{aligned}
\dot{V} &= -\sigma^T K_D \sigma + \|\sigma\| \rho_{d1} - \sigma^T f_d + \|\sigma\| \hat{\rho}_{d1} + \sigma^T u_d + \frac{\Psi^2}{\gamma} (e^{-\gamma \int \|\sigma\| dt} - e^{-2\gamma \int \|\sigma\| dt}) \|\sigma\| \\
&\leq -\sigma^T K_D \sigma + \|\sigma\| (-\|f_d\| + \rho_{d1}) + \|\sigma\| \hat{\rho}_{d1} + \sigma^T u_d + \|\sigma\| \hat{\rho}_{d2} \\
&\leq -\sigma^T K_D \sigma + \|\sigma\| (\hat{\rho}_{d1} + \hat{\rho}_{d2}) + \sigma^T u_d \\
&\leq -\sigma^T K_D \sigma + \|\sigma\| \hat{\rho}_d + \sigma^T u_d
\end{aligned} \tag{3.40}$$

Bu teoremi kanıtlamak için aşağıda iki farklı durum verilmiştir.

Durum 1: $\|\sigma\| \geq \varepsilon_d$

Eğer $\|\sigma\| \geq \varepsilon_d$ ise, kontrol girişi $u_d = -\frac{\sigma}{\|\sigma\|} \hat{\rho}_d$ şeklinde tanımlanır. Bu durumda, denklem (3.40)

aşağıdaki hale gelir.

$$\begin{aligned}
\dot{V} &= -\sigma^T K_D \sigma + \|\sigma\| \hat{\rho}_d - \frac{\sigma^T \sigma \hat{\rho}_d}{\|\sigma\|} \\
&\leq -\sigma^T K_D \sigma + \|\sigma\| (\hat{\rho}_d - \hat{\rho}_d) \leq 0
\end{aligned} \tag{3.41}$$

Denklem (3.41)'deki K_D kesin artı bir matris olduğundan $\dot{V} \leq 0$ olur. Dolayısıyla, sistem kararlıdır. Denklem (3.41)'den, Lyapunov fonksiyonunun pozitif sürekli fonksiyon olduğu anlaşılmaktadır. Ayrıca, $t \rightarrow \infty$ için V bir sabite yönelir ve sınırlı kalır. Bu durum ayrıca, dinamik manifoldun (σ 'nın) da sınırlı olduğunu ve sifıra yakınsadığını belirtir. Buradan yola çıkarak $\hat{\rho}_1$ ve $\hat{\rho}_d$ 'nin de sınırlı olduğu gösterilir.

Durum 2: $\|\sigma\| \leq \varepsilon_d$

Eğer $\|\sigma\| \leq \varepsilon_d$ ise, kontrol girişi $u_d = -\frac{\sigma}{\varepsilon_d} \hat{\rho}_d$ şeklinde tanımlanır. Bu durumda, denklem (3.40)

aşağıdaki hale gelir.

$$\begin{aligned} \dot{V} &\leq -\sigma^T K_D \sigma + \|\sigma\| \hat{\rho}_d - \sigma^T \frac{\sigma}{\varepsilon_d} \hat{\rho}_d \\ &\leq -\sigma^T K_D \sigma + \|\sigma\| \left(\hat{\rho}_d - \frac{\|\sigma\|}{\varepsilon_d} \hat{\rho}_d \right) \end{aligned} \quad (3.42)$$

$\|\sigma\| = \frac{\varepsilon_d}{2}$ olduğunda, son terim $\varepsilon_d \frac{\hat{\rho}_d}{4}$ maksimum değerini alır. Bu durumda aşağıdaki gibi bir denklem elde edilir.

$$\dot{V} \leq -\sigma^T K_D \sigma + \varepsilon_d \frac{\hat{\rho}_d}{4} \quad (3.43)$$

Koo ve Kim (1994) ile Burkan (2013) çalışmalarına dayanarak $\|\sigma\| > w$ için $\dot{V} \leq 0$ olduğu gösterilir. Burada w , aşağıdaki gibidir.

$$w = \sqrt{\frac{\varepsilon_d \hat{\rho}_d}{4 \delta_{\min}(K_D)}} \quad (3.44)$$

Burada $\delta_{\min}(K_D)$, K_D 'nin minimum öz değerini belirtir.

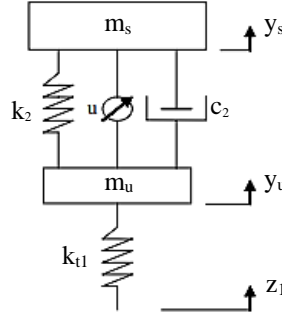
Model Erişimli Adaptif Kontrolcü, Lyapunov Teorisi ile türetilen bir çevrimiçi parametre tahmin yasası ile model parametrelerinin bilinmediği veya zamanla değişmesi durumunda aktif titreşim sönümlenme sistemleri için tasarlanmıştır. Bu kontrol yasası bir hata dinamiğine gereksinim duymaz. Yani, istenen bir referans için izleme hatasını kullanmaz. Bunun yerine, hedeflenen harekete dayalı olarak denklem (3.4)'te verildiği gibi bir dinamik manifold tasarlanır. Eğer dinamik manifoldun değeri ($\sigma=0$) sıfır olursa artık hedeflenen harekete ulaşılmıştır. Hedeflenen herhangi bir harekete ulaşmak için, ana gövdenin düşey hızı \dot{x} ve süspansiyon açıklığı $x-x_0$, ölçülür. Bu çalışmada tasarlanan Model Erişimli Gürbüz Adaptif Kontrolcü çeyrek taşıt aktif süspansiyon sistemine uygulanmıştır. Sonuçlar Bölüm 4'te verilmiştir.

3.2. BULANIK MANTIKLI MODEL ESASLI ADAPTİF KONTROLCÜ TASARIMI

3.2.1. Model Esaslı Adaptif Kontrolcü'nün Taşıt Aktif Süspansiyon Sistemlerine Uygulanması

Sciavicco ve Siciliano (1996) tarafından önerilen Model Esaslı Adaptif Kontrolcü'nün, model parametreleri bilinmeyen veya zamanla değişen robot manipülatörler üzerindeki performansı dikkate değerdir. Bu kontrolcü, bir sistemin kontrol edilmek istenen çıkışı ile tanımlanmış bir referans çıkışı arasındaki hatayı minimize etmeye çalışır. Bu kontrolcü, bir hata dinamiğinden yararlanarak yörünge izleme hatasını sıfıra götürmeye çalışır. Aynı zamanda, dinamik kompensatör olarak da bilinen bir adaptasyon veya parametre tahmin yasasından da faydalanarak robot manipülatörün bilinmeyen parametrelerinin tahmin edilmesini veya zamanla değişen parametrelerinin güncellenmesini sağlar. Benzer şekilde, model parametreleri bilinmeyen veya zamanla değişen taşıtların titreşimlerinin önemli ölçüde azaltılması ve böylece seyir konforunun iyileştirilmesi son derece önemlidir. Bu amaçla, çalışmanın bu kısmında robot manipülatörler için tasarlanmış Model Esaslı Adaptif Kontrolcü'nün taşıt titreşimleri üzerindeki etkisini incelemek için ilk defa bir çeyrek taşıt aktif süspansiyon sistemine uygulanmıştır. Sistemin kararlılığı Lyapunov Kararlılık Teorisi ile kanıtlanmıştır. Bir bilgisayar programı yardımıyla gerçekleştirilen nümerik çözümlerden elde edilen sonuçlar Bölüm 4'te verilmiştir. Burada, model parametreleri bilinmeyen veya zamanla değişen bir taşıtın seyir konforunun artırılması hedeflenmiştir. Bu araştırmanın en önemli kısımlarından bir tanesi de bu kontrolcünün literatürde “süspansiyon boşluğu kaybı” veya “süspansiyon daralması” olarak bilinen soruna neden olup olmadığını görmektir.

Yukarıda verilen Model Erişimli Adaptif Kontrol yasası, Model Esaslı Adaptif Kontrol yasası ile benzer bir yapıya sahiptir. Bu amaçla, bir çeyrek taşıt aktif süspansiyon sistemi Şekil 3.2'de gösterilmiştir (Taşkın ve diğ., 2007).



Şekil 3.2: Çeyrek taşıt aktif süspansiyon sistemi.

Burada, m_s : asılı kütle (tam taşıt ana gövde kütlelerinin $1/4$ 'ü), m_u : asılı olmayan kütle veya lastik-aks kütlesi, k_2 : süspansiyon yay katsayısı, c_2 : süspansiyon sönümlenme katsayısı, u : kontrolcü kuvveti, k_{t1} : lastik yay katsayısı, y_s : asılı kütle için düşey yer değiştirilmesi, y_u : asılı olmayan kütle için düşey yer değiştirilmesi, z_1 : bozucu yol girişidir. Şekilde gösterilen sistemin hareket denklemleri matris gösterimiyle aşağıdaki gibidir.

$$M\ddot{x} + C(\dot{x} - \dot{x}_0) + K(x - x_0) = Bu \quad (3.45)$$

Burada M , C , K ve B matrisleri ile u vektörü yukarıda tanımlanmıştır. Ayrıca, $x^T = [y_s, y_u]$ asılı ve asılı olmayan kütleler için dikey yer değiştirme vektörü, $(x - x_0)^T = [y_s - y_u, y_u - z_1]$ bağıl yer değiştirme vektörüdür. Bu kısımda, M , C ve K matrislerindeki parametrelerin bilinmediği kabul edilmiştir. Dolayısıyla, bu parametrelerin bir tahmin yasa (adaptasyon yasa) tarafından uygun bir şekilde belirlenmesi hedeflenmiştir. Bu doğrultuda, denklem (3.45) aşağıdaki gibi yeniden yazılabilir.

$$M\ddot{x} + C(\dot{x} - \dot{x}_0) + K(x - x_0) = Y\pi \quad (3.46)$$

Burada, $\pi = [K \ C \ M]^T$ yukarıda da bahsedildiği gibi M , C ve K matrislerindeki sabit parametrelerdir. $Y = [(x - x_0), (\dot{x} - \dot{x}_0), \ddot{x}]$ şeklinde sistemin ölçülebilen durumlarını içeren bir matristir. Daha sonra, şu şekilde bir kontrol kanunu tanımlanır.

$$u = \hat{M}\ddot{x}_r + \hat{C}(\dot{x} - \dot{x}_0) + \hat{K}(x - x_0) + K_D\sigma = Y\hat{\pi} + K_D\sigma \quad (3.47)$$

Burada \hat{M} , \hat{C} ve \hat{K} sistemin bir tahmin yasası ile tahmin edilen parametreleri yani, $\hat{\pi}$ sistem parametrelerinin çevrimiçi tahminidir. $K_D\sigma$ ise hata üzerinde PD kontrolcü etkisi gösteren ileri besleme kontrol ifadesidir. Daha sonra, kontrolcü için hata dinamiği aşağıdaki gibi tanımlanır (Sciavicco ve Siciliano, 1996).

$$\tilde{x} = x_d - x; \quad \dot{\tilde{x}} = \dot{x}_d - \dot{x}; \quad \dot{\tilde{x}}_r = \dot{x}_d + \lambda \tilde{x}; \quad \ddot{\tilde{x}}_r = \ddot{x}_d + \lambda \dot{\tilde{x}} \quad (3.48)$$

$$\sigma = \dot{\tilde{x}}_r - \dot{x} = \dot{\tilde{x}} + \lambda \tilde{x} \quad (3.49)$$

Burada, \tilde{x} referans modelin istenen hareketi ile sistemin çıkışı arasındaki izleme hatasını belirtir. λ kesin artı bir matris ve σ hata dinamiğidir. Daha sonra, denklem (3.45) ve denklem (3.47)'den yararlanarak aşağıdaki eşitlik yazılır.

$$M\dot{\sigma} = -Y\tilde{\pi} - K_D\sigma \quad (3.50)$$

Burada $\tilde{\pi}$; \tilde{M} , \tilde{C} ve \tilde{K} şeklinde parametre tahmin hatasını gösterir. Bu tahmin hataları aşağıda verilmiştir.

$$\tilde{M} = \hat{M} - M; \quad \tilde{C} = \hat{C} - C; \quad \tilde{K} = \hat{K} - K; \quad \tilde{\pi} = \hat{\pi} - \pi \quad (3.51)$$

Daha sonra aşağıdaki gibi bir Lyapunov aday fonksiyonu tanımlanır.

$$V(\sigma, \tilde{\pi}) = \frac{1}{2} \sigma^T M \sigma + \frac{1}{2} \tilde{\pi}^T P^{-1} \tilde{\pi} \quad (3.52)$$

Burada P matrisi, yukarıda da açıklandığı gibi adaptif kontrolcü için adaptasyon katsayılarından oluşan sabit, simetrik ve kesin artı bir matristir. Daha sonra, Lyapunov fonksiyonunun türevi yazılır.

$$\dot{V}(\sigma, \tilde{\pi}) = \sigma^T M \dot{\sigma} + \tilde{\pi}^T P^{-1} \dot{\tilde{\pi}} \quad (3.53)$$

Denklem (3.53) aşağıdaki gibi yeniden düzenlenir.

$$\dot{V} = -\sigma^T Y \tilde{\pi} - \tilde{\pi}^T P^{-1} \dot{\tilde{\pi}} - \sigma^T K_D \sigma = \tilde{\pi}^T (Y^T \sigma - P^{-1} \dot{\tilde{\pi}}) - \sigma^T K_D \sigma \quad (3.54)$$

Denklem (3.54)'ten parametre tahmin hatası $P^{-1} \dot{\tilde{\pi}} - Y^T \sigma = 0$ seçilir. π sabit olduğundan $\dot{\tilde{\pi}} = -\dot{\hat{\pi}}$ eşitliği göz önünde bulundurulur. Bu durumda, aşağıdaki şekilde parametre tahmin yasası (adaptasyon kanunu) elde edilir.

$$\dot{\hat{\pi}} = PY^T \sigma \quad (3.55)$$

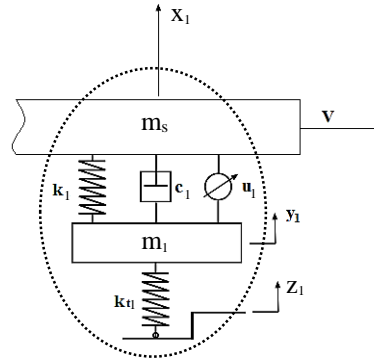
Böylece, denklem (3.54) aşağıdaki gibi olur.

$$\dot{V} = -\sigma^T K_D \sigma \leq 0 \quad (3.56)$$

Denklem (3.56), denklem (3.19) ile aynıdır. Dolayısıyla, $\dot{V} \leq 0$ olduğundan sistem kararlıdır.

3.2.2. Model Esaslı Gürbüz Adaptif Kontrolcü Tasarımı Yaklaşım 1

Çalışmanın bu kısmında, yukarıda anlatılan Model Esaslı Adaptif Kontrolcü'ye bir ek kontrol girişi ile gerek model parametrelerindeki belirsizlikler gerekse modellenmeyen ve bilinmeyen sistem parametreleri, sürtünme kuvvetleri veya dış bozucu büyüklükler için sistemin gürbüz hale getirilmesi hedeflenmiştir. Bunu sağlamak için, kısım 3.1.2'de Model Erişimli Adaptif Kontrolcü için yeni tasarlanan gürbüz adaptif kontrol yarasası bu kısımda Model Esaslı Adaptif Kontrolcü ile birlikte sunulmuştur. Kapalı çevrim sistemin kararlılığı Corless-Leitmann (Corless ve Leitmann, 1981) yaklaşımına dayalı olarak Lyapunov fonksiyonu ile kanıtlanmıştır. Bu gürbüz adaptif kontrolcü daha sonra yarım taşıt aktif süspansiyon sistemine uygulanmış ve sonuçları Bölüm 4'te yorumlanmıştır. Burada dikkat edilmesi gereken bir diğer husus, bu kontrolcü gerek yarım gerekse tam taşıt süspansiyon modellerine uygulanırken her bir süspansiyonun kendi içerisinde birbirinden bağımsız şekilde kontrol edildiği unutulmamalıdır (Türkkan ve Yağız, 2014). Bu amaçla, yarım ve tam taşıt süspansiyon sistemlerine ait her bir süspansiyon aşağıdaki gibi gösterilmiştir.



Şekil 3.3: Aktif süspansiyon sistemi.

Şekilde verilen süspansiyon sistemine ait hareket denklemleri, modellenemeyen veya bilinmeyen dış bozucu büyüklüklerin etkisi altında iken şu şekilde matris formunda yazılır.

$$M\ddot{x}+C(\dot{x}-\dot{x}_0)+K(x-x_0)+f_d=Bu \quad (3.57)$$

Buradaki parametrelerin tanımı yukarıda yapılmıştı. Bu denklem, model parametreleri ve sistemin ölçülebilen durumları şeklinde aşağıdaki gibi düzenlenir.

$$M\ddot{x}+C(\dot{x}-\dot{x}_0)+K(x-x_0)+f_d=Y(x, \dot{x}, \ddot{x})\pi+f_d \quad (3.58)$$

Burada, $\pi=[K \ C \ M]^T$ ve $Y=[(x-x_0), (\dot{x}-\dot{x}_0), \ddot{x}]$ şeklindedir. Süspansiyon sistemine ait K, C ve M parametreleri bilinmiyor kabul edilmektedir. Bu durumda, aşağıdaki gibi bir kontrol kanunu tanımlanır.

$$u=B^{-1}[Y_r\hat{\pi}+u_d+K_D\sigma] \quad (3.59)$$

Bu denklem, denklem (3.47)'ye benzer şekilde yazılabilir.

$$u=\hat{M}\ddot{x}_r+\hat{C}(\dot{x}_r-\dot{x}_0)+\hat{K}(x-x_0)+u_d+K_D\sigma=Y_r\hat{\pi}+u_d+K_D\sigma \quad (3.60)$$

Burada, $Y_r=[(x-x_0), (\dot{x}_r-\dot{x}_0), \ddot{x}_r]$ şeklindedir. Daha sonra, hata tanımları ve referans girişleri denklem (3.48) ve denklem (3.49)'da verildiği gibi şu şekildedir.

$$\tilde{x}=x_d-x; \quad \dot{\tilde{x}}=\dot{x}_d-\dot{x}; \quad \ddot{\tilde{x}}_r=\ddot{x}_d+\lambda\tilde{x}; \quad \ddot{\tilde{x}}_r=\ddot{x}_d+\lambda\dot{\tilde{x}} \quad (3.61)$$

$$\sigma=\dot{\tilde{x}}_r-\dot{\tilde{x}}+\lambda\tilde{x} \quad (3.62)$$

Denklem (3.57), denklem (3.58) ve denklem (3.60)'dan yararlanarak aşağıdaki eşitlik yazılır.

$$M\dot{\sigma}=-Y_r\tilde{\pi}-K_D\sigma-u_d+f_d \quad (3.63)$$

Burada, $\tilde{\pi}$ parametre tahmin hatası olup şu şekildedir.

$$\tilde{\pi}=\hat{\pi}-\pi; \quad \tilde{M}=\hat{M}-M; \quad \tilde{C}=\hat{C}-C; \quad \tilde{K}=\hat{K}-K \quad (3.64)$$

Parameterize edilmemiş model belirsizlikleri ve dış bozucu büyüklükler sabit olmayıp aşağıda gösterildiği gibi sınırlıdır.

$$\rho_{d1} \leq \|f_d\| \quad (3.65)$$

Yukarıda belirtildiği gibi $\rho_{d1} \in \mathbb{R}$ şeklinde parameterize edilmemiş model belirsizlikleri ve dış bozucu büyüklükler için belirsizlik üst sınırını ifade eder. Ayrıca, ρ_{d1} bilinmiyor kabul edilmiştir ve bir $\hat{\rho}_{d1}$ tahmin yasası ile tahmin edilmesi düşünülmüştür. Buna göre, Koo ve Kim (1994) tarafından önerilen çalışmaya dayanılarak denklem (3.24)'te verilen $\tilde{\rho}_{d1}$ tahmin hatası aşağıdaki gibidir.

$$\tilde{\rho}_{d1} = \rho_{d1} - \hat{\rho}_{d1} \quad (3.66)$$

Buradan yola çıkarak, yeni bir kontrolcü tanımlamak için aşağıdaki gibi bir teorem verilmiştir.

Teorem:

$\varepsilon_d > 0$ olsun. Denklem (3.60)'daki $\dot{\hat{\pi}}$ ve u_d ifadeleri şu şekildedir.

$$u_d = \begin{cases} \frac{\sigma}{\|\sigma\|} \hat{\rho}_d & \text{Eğer } \|\sigma\| > \varepsilon_d \\ \frac{\sigma}{\varepsilon_d} \hat{\rho}_d & \text{Eğer } \|\sigma\| \leq \varepsilon_d \end{cases}; \dot{\hat{\pi}} = \mathbf{P}\mathbf{Y}^T \sigma \quad (3.67)$$

Daha sonra $\hat{\rho}_d, \hat{\rho}_{d1}, \hat{\rho}_{d2}$, denklem (3.26) verildiği gibi şu şekildedir.

$$\hat{\rho}_d = \hat{\rho}_{d1} + \hat{\rho}_{d2}; \dot{\hat{\rho}}_{d1} = \mathbf{B}_1 \|\sigma\|; \hat{\rho}_{d2} = \frac{\Psi^2}{\gamma} (e^{-\gamma \int \|\sigma\| dt} - e^{-2\gamma \int \|\sigma\| dt}) \quad (3.68)$$

Bu teoremi kanıtlamak için Lyapunov aday fonksiyonu denklem (3.27)'de tanımlandığı gibi aşağıda verilmiştir.

Kanıt:

$$V = \frac{1}{2} \sigma^T \mathbf{M} \sigma + \frac{1}{2} \tilde{\pi}^T \mathbf{P}^{-1} \tilde{\pi} + \frac{1}{2\mathbf{B}_1} \tilde{\rho}_{d1}^2 + \frac{1}{2} \varphi^2 \hat{\rho}_{d2}^2 \geq 0 \quad (3.69)$$

Buradaki parametreler yukarıda verilmiştir. Bu fonksiyonun türevi şu şekildedir.

$$\dot{V} = \sigma^T \mathbf{M} \dot{\sigma} + \tilde{\pi}^T \mathbf{P}^{-1} \dot{\tilde{\pi}} + \frac{1}{\mathbf{B}_1} \tilde{\rho}_{d1} \dot{\tilde{\rho}}_{d1} + \hat{\rho}_{d2}^2 \varphi \dot{\varphi} + \hat{\rho}_{d2} \dot{\hat{\rho}}_{d2} \varphi^2 \quad (3.70)$$

Daha sonra, denklem (3.63) ve denklem (3.66), denklem (3.70)'de yerine yazılır ve gerekli düzenlemeler yapılırsa denklem (3.70) aşağıdaki hale gelir.

$$\dot{V} = -\sigma^T Y_r \tilde{\pi} - \sigma^T u_d - \sigma^T K_D \sigma + \sigma^T f_d + \tilde{\pi}^T P^{-1} \dot{\tilde{\pi}} - \frac{1}{B_1} (\rho_{d1} - \hat{\rho}_{d1}) \dot{\hat{\rho}}_{d1} + \hat{\rho}_{d2}^2 \varphi \dot{\varphi} + \hat{\rho}_{d2} \dot{\hat{\rho}}_{d2} \varphi^2 \quad (3.71)$$

Bu denklem, yeniden düzenlenerek aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\dot{V} = \tilde{\pi}^T (P^{-1} \dot{\tilde{\pi}} - Y_r^T \sigma) - \sigma^T u_d - \sigma^T K_D \sigma + \sigma^T f_d - \frac{1}{B_1} (\rho_{d1} - \hat{\rho}_{d1}) \dot{\hat{\rho}}_{d1} + \hat{\rho}_{d2}^2 \varphi \dot{\varphi} + \hat{\rho}_{d2} \dot{\hat{\rho}}_{d2} \varphi^2 \quad (3.72)$$

Denklem (3.72)'nin ilk teriminden yola çıkarak parametre tahmin (adaptasyon) yasası aşağıdaki gibi olur.

$$P^{-1} \dot{\tilde{\pi}} - Y_r^T \sigma = 0 \quad (3.73)$$

Bu denklem aşağıdaki gibi yazılabilir (Sciavicco ve Siciliano, 1996).

$$\dot{\tilde{\pi}} = P Y_r^T \sigma \quad (3.74)$$

Burada, π sabit olduğundan $\dot{\tilde{\pi}} = \dot{\hat{\pi}}$ yazılabilir. Bu durumda, denklem (3.72) şu hale gelir.

$$\dot{V} = -\sigma^T u_d - \sigma^T K_D \sigma + \sigma^T f_d - \frac{1}{B_1} (\rho_{d1} - \hat{\rho}_{d1}) \dot{\hat{\rho}}_{d1} + \hat{\rho}_{d2}^2 \varphi \dot{\varphi} + \hat{\rho}_{d2} \dot{\hat{\rho}}_{d2} \varphi^2 \quad (3.75)$$

Denklem (3.68)'deki $\dot{\hat{\rho}}_{d1} = B_1 \|\sigma\|$ terimini denklem (3.75)'te yerine yazarız.

$$\dot{V} = -\sigma^T u_d - \sigma^T K_D \sigma + \sigma^T f_d - \rho_{d1} \|\sigma\| + \hat{\rho}_{d1} \|\sigma\| + \hat{\rho}_{d2}^2 \varphi \dot{\varphi} + \hat{\rho}_{d2} \dot{\hat{\rho}}_{d2} \varphi^2 \quad (3.76)$$

3.2.2.1. Bilinmeyen Sürtünme Kuvveti ile Dış Bozucu Büyüklükler için Adaptif Kompansatörler

Süspansiyon sürtünmeleri, dış bozucu büyüklükler gibi süspansiyon sisteminde bilinmeyen veya modellenmeyen parametreler ve büyüklükler için, zamana bağlı bir φ fonksiyonu aşağıdaki gibi tanımlanır (Burkan, 2013).

$$\varphi = \frac{e^{\gamma \int \|\sigma\| dt}}{\Psi} \quad (3.77)$$

$\hat{\rho}_{d2}$, $\dot{\hat{\rho}}_{d2}$, φ ve $\dot{\varphi}$ ifadelerini kullanarak ve Denklem (3.38)'den yararlanarak, denklem (3.76)'daki $\hat{\rho}_{d2}^2 \varphi \dot{\varphi} + \hat{\rho}_{d2} \dot{\hat{\rho}}_{d2} \varphi^2$ terimi denklem (3.39)'daki gibi şu şekilde yazılır.

$$\hat{\rho}_{d2}^2 \varphi \dot{\varphi} + \hat{\rho}_{d2} \dot{\hat{\rho}}_{d2} \varphi^2 = \frac{\Psi^2}{\gamma} (e^{-\gamma \int \|\sigma\| dt} - e^{-2\gamma \int \|\sigma\| dt}) \|\sigma\| \quad (3.78)$$

Buradan yararlanılarak denklem (3.76) aşağıdaki gibi yazılır.

$$\begin{aligned} \dot{V} &= -\sigma^T K_D \sigma - \|\sigma\| \rho_{d1} + \sigma^T f_d + \|\sigma\| \hat{\rho}_{d1} - \sigma^T u_d + \frac{\Psi^2}{\gamma} (e^{-\gamma \int \|\sigma\| dt} - e^{-2\gamma \int \|\sigma\| dt}) \|\sigma\| \\ &\leq -\sigma^T K_D \sigma + \|\sigma\| (\|f_d\| - \rho_{d1}) + \|\sigma\| \hat{\rho}_{d1} - \sigma^T u_d + \|\sigma\| \hat{\rho}_{d2} \\ &\leq -\sigma^T K_D \sigma + \|\sigma\| (\hat{\rho}_{d1} + \hat{\rho}_{d2}) - \sigma^T u_d \\ &\leq -\sigma^T K_D \sigma + \|\sigma\| \hat{\rho}_d - \sigma^T u_d \end{aligned} \quad (3.79)$$

Bu teoremi kanıtlamak için iki durum söz konusudur.

Durum 1: $\|\sigma\| \geq \varepsilon_d$

Birinci durum için $u_d = \frac{\sigma}{\|\sigma\|} \hat{\rho}_d$ şeklinde bir kontrolcü girişi tanımlanır. Bu durumda, denklem (3.79) şu hale gelir.

$$\dot{V} = -\sigma^T K_D \sigma + \|\sigma\| \hat{\rho}_d - \frac{\sigma^T \sigma \hat{\rho}_d}{\|\sigma\|} \leq -\sigma^T K_D \sigma + \|\sigma\| (\hat{\rho}_d - \hat{\rho}_d) \leq 0 \quad (3.80)$$

Bu denklemden de görüldüğü gibi K_D kesin artı matris olduğundan $\dot{V} \leq 0$ 'dır. Dolayısıyla sistem kararlıdır. Ayrıca bu denklem, V 'nin sınırlı kaldığını ve pozitif sürekli olduğunu, $t \rightarrow \infty$ iken V 'nin bir sabite yöneldiğini belirtir. Bu durum, σ 'nın da sınırlı olduğunu ve sıfıra yakınsadığını gösterir. Aynı zamanda, ρ_{d1} ve ρ_d 'nin de sınırlı olduğunu belirtir.

Durum 2: $\|\sigma\| \leq \varepsilon_d$

İkinci durum için, $u_d = \frac{\sigma}{\varepsilon_d} \hat{\rho}_d$ şeklinde bir kontrolcü tanımlanır. Bu durumda denklem (3.79) şu şekilde yazılır.

$$\dot{V} \leq -\sigma^T K_D \sigma + \|\sigma\| \hat{\rho}_d - \sigma^T \frac{\sigma}{\varepsilon_d} \hat{\rho}_d \leq -\sigma^T K_D \sigma + \|\sigma\| \left(\hat{\rho}_d - \frac{\|\sigma\|}{\varepsilon_d} \hat{\rho}_d \right) \quad (3.81)$$

Burada, $\|\sigma\| = \frac{\varepsilon_d}{2}$ olduğunda, $\varepsilon_d \frac{\hat{\rho}_d}{4}$ terimi maksimum değerini alır. Bu durumda aşağıdaki gibi bir denklem elde edilir.

$$\dot{V} \leq -\sigma^T K_D \sigma + \varepsilon_d \frac{\hat{\rho}_d}{4} \quad (3.82)$$

Corless ve Leitmann (1981), Koo ve Kim (1994) ile Burkan (2013) çalışmalarına dayanarak $\|\sigma\| > w$ için $\dot{V} \leq 0$ olduğu gösterilir. Burada w , aşağıdaki gibidir.

$$w = \sqrt{\frac{\varepsilon_d \hat{\rho}_d}{4 \delta_{\min}(K_D)}} \quad (3.83)$$

Burada $\delta_{\min}(K_D)$, K_D 'nin minimum öz değerini belirtir.

3.2.3. Model Esaslı Gürbüz Adaptif Kontrolcü Tasarımı (Yaklaşım 2)

Bu çalışmada son olarak, çok serbestlik dereceli aktif titreşim sönümlenme sistemlerinin kontrolünde, sistemin her türlü dış bozucu büyüklüklere karşı gürbüz özellikte olması için, yeni bir yaklaşım önerilmiştir. Bunun için, Lyapunov Teorisi esasına dayalı Corless-Leitman (1981) yaklaşımı ile yeni bir parametrik belirsizlik üst sınırı tahmin yasası tasarlanmış ve kapalı çevrim sistemin kararlılığı Lyapunov Teorisi ile kanıtlanmıştır. Böylece tasarlanan kontrolcü ile sistem, parametre belirsizliklerine, süspansiyon sürtünmelerine ve diğer her türlü dış bozucu büyüklüklere karşı gürbüz hale getirilmiştir. Adaptif kontrolcüler ile değişen koşullara göre kontrolcünün güncellenmesi sağlanırken, gürbüz kontrolcüler ile her türlü dış bozucu büyüklüğe karşı sistemin gürbüzlüğü artırılmıştır. Bu çalışmada, yukarıda verilen Bulanık Mantıklı Kontrolcü ile bazı kontrolcü katsayıları adaptif hale getirilerek önerilen yaklaşım, 7 serbestlik dereceli bir tam taşıt aktif süspansiyon sistemine uygulanmıştır. Bilgisayar

benzetimleri ile elde edilen sonuçlar, Bölüm 4'te zaman ve frekans cevapları yorumlanarak verilmiştir.

Önceki çalışmaları göz önünde bulundurarak (Zuo ve diğ., 2005; Zuo ve Slotine, 2005; Zuo ve Slotine, 2007), herhangi bir dış bozucu büyüklüğe maruz kalan bir n serbestlik dereceli aktif titreşim sönümleme sistemi için hareket denklemi matris formatında aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$M\ddot{x}+C(\dot{x}-\dot{x}_0)+K(x-x_0)+f_d=Bu \quad (3.84)$$

Burada, M, C ve K matrisleri nxn boyutlu sırasıyla kütle, sönümleme ve rijitlik matrisleridir. B ise nxr ($r \geq n$) boyutlu lineer eyleyiciatör yerleşiminden elde edilen matris, f_d sürtünme kuvvetleri ve her türlü dış bozucu büyüklük gibi bilinmeyen veya modellenmeyen parametreler ve u ise kontrolcü kuvvetidir. Zuo ve diğ. (2005) tarafından önerilen çalışmada sürtünme kuvvetlerinin modellenmediği kabul edilerek Coulomb Sürtünmesi şeklinde modellendiği unutulmamalıdır. Bu çalışmada ise, sürtünme kuvvetinin modellenmediği ve bilinmediği kabul edilmiştir. Yani, her türlü sürtünme kuvveti ve her türlü bozucu dış büyüklük dâhil olmak üzere f_d parametresi, her türlü modellenmeyen parametreleri içerir ve Liu ve Goldenberg (1996) ile Burkan (2013) çalışmalarında olduğu gibi bilinmiyor kabul edilmiştir. Daha sonra, denklem (3.84) şu şekilde yeniden düzenlenebilir.

$$M\ddot{x}+C(\dot{x}-\dot{x}_0)+K(x-x_0)+f_d=Bu \quad (3.85)$$

$$Y(x, \dot{x}, \ddot{x})\pi+f_d=Bu$$

Burada, $\pi^T=[K, C, M]$ sistem parametrelerini içeren bir matris ve $Y=[\ddot{x}, \dot{x}-\dot{x}_0, x-x_0]$ ise sistemin ölçülebilen durumlarından oluşan bir matristir. Önceki çalışmaları göz önünde bulundurarak (Spong, 1992; Koo ve Kim, 1994), aşağıdaki gibi bir nominal kontrol kanunu tanımlanır.

$$\begin{aligned} u_0 &= B^{-1}[M_0\ddot{x}_r+C_0(\dot{x}-\dot{x}_0)+K_0(x-x_0)+K_D\sigma] \\ u_0 &= B^{-1}[Y_r\pi_0+K_D\sigma] \end{aligned} \quad (3.86)$$

Burada, π_0 nominal kontrol parametreleri olup $\pi_0=[K_0, C_0, M_0]^T$ şeklindedir ve parametrik belirsizlik üst sınırı adaptasyon algoritmasına dayalı olan bir kontrolcü girişidir. Y_r ise $Y_r=[\ddot{x}_r, \dot{x}-\dot{x}_0, x-x_0]$ şeklindedir. Önceki çalışmaları göz önünde bulundurarak (Sciavicco ve

Siciliano, 1996; Spong, 1992; Koo ve Kim, 1994), model parametreleri üzerindeki belirsizlik üst sınırını tahmin etmek ve sistem üzerindeki herhangi bozucu bir dış büyüklüğün veya modellenmemiş dinamikten kaynaklanan her türlü etkileri yok etmek için aşağıdaki gibi bir kontrolcü kanunu tasarlanmıştır.

$$u=B^{-1}[Y_r(\pi_0+p(t))+u_d+K_D\sigma] \quad (3.87)$$

Burada, u_d süspansiyon sürtünmeleri ve modellenmeyen dinamikler dâhil her türlü bozucu dış büyüklüğe karşı sistemin gürbüzlüğüne arttıran kontrolcü girişidir. $K_D\sigma$ sistem üzerinde PD kontrol etkisi gösterir. Daha sonra, istenen harekete dayalı olarak hata ve referans girişleri aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$\tilde{x}=x_d-x; \quad \dot{\tilde{x}}=\dot{x}_d-\dot{x}; \quad \dot{x}_r=\dot{x}_d+\lambda\tilde{x}; \quad \ddot{x}_r=\ddot{x}_d+\lambda\dot{\tilde{x}} \quad (3.88)$$

$$\sigma=\dot{x}_r-\dot{x}=\dot{\tilde{x}}+\lambda\tilde{x} \quad (3.89)$$

Burada, x_d istenen girişi ve x sistemin çıkışını gösterir. \tilde{x} izleme hatasıdır. λ ise kesin artı köşegen matristir. Denklem (3.84), (3.85), (3.87) ve (3.88)'nden yola çıkarak aşağıdaki denklem elde edilir.

$$M\dot{\sigma}=Y_r(\tilde{\pi}+p(t))+u_d-K_D\sigma+f_d \quad (3.90)$$

Burada, $\tilde{\pi}$ model parametreleri hatasını gösterir. Daha sonra $\tilde{\pi}$ ve ρ , Spong (1992) ve Koo ve Kim (1994) çalışmalarında verilen gürbüz kontrol kanununa benzer olarak şu şekilde tanımlanır.

$$\tilde{\pi} = \pi - \pi_0; \quad \|\tilde{\pi}\| = \|\pi - \pi_0\| \leq \rho; \quad \tilde{\rho} = \rho - \hat{\rho} \quad (3.91)$$

Bir sisteme ait model parametreleri veya herhangi bozucu dış büyüklüklerinin sabit olmadığı ve aşağıdaki gibi sınırlı olduğu bilinmektedir.

$$\|f_d\| \leq \rho_d \quad (3.92)$$

Burada, $\rho_d \in \mathbb{R}$ şeklinde bilinmiyor kabul edilmiştir ve bu çalışmada, bir tahmin yasası ile tahmin edilmesi düşünülmüştür. Daha sonra, Koo ve Kim (1994) ve Burkan (2013) ile uyumlu olarak, ilgili $\tilde{\rho}$ tahmin hatası şu şekilde tanımlanır.

$$\tilde{\rho}_d = \rho_d - \hat{\rho}_d \quad (3.93)$$

Denklem (3.87)'de verilen kontrolcü kanunu göz önünde bulundurularak, sistemin kararlılığını ispatlamak için aşağıdaki gibi bir teorem verilir.

Teorem:

$\varepsilon_p > 0$ ve $\varepsilon_d > 0$ olsun. Denklem (3.87)'deki u_d aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$u_d = \begin{cases} \frac{\sigma}{\|\sigma\|} \hat{\rho}_d & \text{eğer } \|\sigma\| > \varepsilon_d \\ \frac{\sigma}{\varepsilon_d} \hat{\rho}_d & \text{eğer } \|\sigma\| \leq \varepsilon_d \end{cases} \quad (3.94)$$

Daha sonra $\hat{\rho}_{d1}$, $\hat{\rho}_{d2}$ ve $\hat{\rho}_d$ şu şekilde tanımlanır.

$$\dot{\hat{\rho}}_{d1} = B_1 \|\sigma\|; \quad \hat{\rho}_{d2} = \frac{\psi^2}{\gamma} (e^{-\gamma \int \|\sigma\| dt} - e^{-2\gamma \int \|\sigma\| dt}); \quad \hat{\rho}_d = \hat{\rho}_{d1} + \hat{\rho}_{d2} \quad (3.95)$$

Burada, $B_1 \in \mathbb{R}^+$ ve $\psi, \gamma \in \mathbb{R}$ şeklinde tanımlı adaptasyon katsayılarıdır. Parametre belirsizliği üst sınır adaptasyon algoritması $\tilde{\rho}$ ise aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$\dot{\hat{\rho}} = \begin{cases} \Gamma \|\mathbf{Y}^T \sigma\| & \|\mathbf{Y}^T \sigma\| > \varepsilon_p \\ 0 & \|\mathbf{Y}^T \sigma\| \leq \varepsilon_p \end{cases} \quad (3.96)$$

Burada, α pozitif bir sabittir ve adaptif kontrol katsayısıdır. Daha sonra, denklem (3.87)'de verilen $p(t)$ şu şekilde tanımlanır.

$$p(t) = \begin{cases} \frac{\mathbf{Y}^T \sigma}{\|\mathbf{Y}^T \sigma\|} \hat{\rho} & \|\mathbf{Y}^T \sigma\| > \varepsilon_p \\ \frac{\mathbf{Y}^T \sigma}{\varepsilon_p} \hat{\rho} & \|\mathbf{Y}^T \sigma\| \leq \varepsilon_p \end{cases} \quad (3.97)$$

Eğer, denklem (3.94) ve denklem (3.97)'de verilen kontrolcü girişleri denklem (3.87)'de verilen kontrol kanunu içinde yerine yazılırsa, σ 'nın en son düzgün sınırlılığı sağlanmış olacaktır.

Kanıt:

Yukarıda bahsedilen teoremi kanıtlamak için şu şekilde bir Lyapunov aday fonksiyonu tanımlanır.

$$V = \frac{1}{2} \sigma^T M \sigma + \frac{1}{2\Gamma} \tilde{\rho}^2(t) + \frac{1}{2B_1} \tilde{\rho}_{d1}^2 + \frac{1}{2} \varphi^2 \hat{\rho}_{d2}^2 \quad (3.98)$$

Burada, φ zamana bağlı bir matristir. Lyapunov fonksiyonunun türevi aşağıdaki gibidir.

$$\begin{aligned} \dot{V} &= \sigma^T M \dot{\sigma} + \frac{1}{\Gamma} \tilde{\rho} \dot{\tilde{\rho}} + \frac{1}{B_1} \tilde{\rho}_{d1} \dot{\tilde{\rho}}_{d1} + \hat{\rho}_{d2}^2 \varphi \dot{\varphi} + \hat{\rho}_{d2} \dot{\hat{\rho}}_{d2} \varphi^2 \\ &= \sigma^T M \dot{\sigma} - \frac{1}{\Gamma} (\rho - \hat{\rho}) \dot{\hat{\rho}} - \frac{1}{B_1} (\rho_{d1} - \hat{\rho}_{d1}) \dot{\hat{\rho}}_{d1} + \hat{\rho}_{d2}^2 \varphi \dot{\varphi} + \hat{\rho}_{d2} \dot{\hat{\rho}}_{d2} \varphi^2 \end{aligned} \quad (3.99)$$

$\tilde{\rho}_d = \rho_d - \hat{\rho}_d$ ve $\tilde{\rho} = \rho - \hat{\rho}$ şeklinde olduğu yukarıda verilmişti. Denklem (3.95), (3.96) ve (3.97)'yi denklem (3.99)'da yerine yazarsak, denklem (3.99) şu hale gelir.

$$\dot{V} = \sigma^T M \dot{\sigma} - \rho \|\mathbf{Y}^T \sigma\| + \hat{\rho} \|\mathbf{Y}^T \sigma\| - \rho_{d1} \|\sigma\| + \hat{\rho}_{d1} \|\sigma\| + \hat{\rho}_{d2}^2 \varphi \dot{\varphi} + \hat{\rho}_{d2} \dot{\hat{\rho}}_{d2} \varphi^2 \quad (3.100)$$

Denklem (3.90), denklem (3.100)'de yerine yazılırsa aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\begin{aligned} \dot{V} &= \sigma^T \mathbf{Y} \tilde{\pi} - \rho \|\mathbf{Y}^T \sigma\| - \sigma^T \mathbf{Y} p(t) + \hat{\rho} \|\mathbf{Y}^T \sigma\| - \sigma^T \mathbf{K}_D \sigma - \sigma^T \mathbf{u}_d + \sigma^T \mathbf{f}_d \\ &\quad - \rho_{d1} \|\sigma\| + \hat{\rho}_{d1} \|\sigma\| + \hat{\rho}_{d2}^2 \varphi \dot{\varphi} + \hat{\rho}_{d2} \dot{\hat{\rho}}_{d2} \varphi^2 \end{aligned} \quad (3.101)$$

3.2.3.1. *Bilinmeyen ve Modellenmeyen Sürtünme Kuvveti ile Dış Bozucu Büyüklükler için Dinamik Kompansatörler*

Bir taşıt süspansiyon sistemi üzerindeki herhangi bir bozucu dış büyüklük veya sürtünmelerin etkisini yok edebilmek için aşağıdaki gibi bir φ zamana bağlı fonksiyonu kullanılır (Burkan, 2013):

$$\phi = \frac{e^{\gamma_f \|\sigma\| t}}{\psi} \quad (3.102)$$

$\dot{V} \leq 0$ ifadesini sağlayan u_d kontrolcü girişi için kesin bir kural yoktur. Teoremi kanıtlamak ve uygun bir φ fonksiyonu seçmek için sistem durum parametreleri ve matematiksel bir bakış açısı kullanılır. Denklem (3.102)'den yararlanarak, $\hat{\rho}_{d2}$ şu şekilde yazılır.

$$\dot{\hat{\rho}}_{d2} = \frac{\Psi^2}{\gamma} (-e^{-\gamma \int \|\sigma\| dt} + 2e^{-2\gamma \int \|\sigma\| dt}) (\gamma \|\sigma\|) \quad (3.103)$$

$\hat{\rho}_{d2}$, $\dot{\hat{\rho}}_{d2}$, φ ve $\dot{\varphi}$ ifadeleri denklem (3.103)'te yerine yazılırsa, $\hat{\rho}_{d2}^2 \varphi \dot{\varphi} + \hat{\rho}_{d2} \dot{\hat{\rho}}_{d2} \varphi^2$ terimi şu hale gelir.

$$\hat{\rho}_{d2}^2 \varphi \dot{\varphi} + \hat{\rho}_{d2} \dot{\hat{\rho}}_{d2} \varphi^2 = \frac{\Psi^2}{\gamma} (e^{-\gamma \int \|\sigma\| dt} - e^{-2\gamma \int \|\sigma\| dt}) \|\sigma\| \quad (3.104)$$

Daha sonra, denklem (3.101) aşağıdaki şekilde yazılır.

$$\begin{aligned} \dot{V} = & Y^T \sigma \tilde{\pi} - \rho \|Y^T \sigma\| - Y^T \sigma p(t) + \hat{\rho} \|Y^T \sigma\| - \sigma^T K_D \sigma - \sigma^T u_d + \sigma^T f_d \\ & - \rho_{d1} \|\sigma\| + \hat{\rho}_{d1} \|\sigma\| + \frac{\Psi^2}{\gamma} (e^{-\gamma \int \|\sigma\| dt} - e^{-2\gamma \int \|\sigma\| dt}) \|\sigma\| \end{aligned} \quad (3.105)$$

Burada, $\hat{\rho}_{d2} = \frac{\Psi^2}{\gamma} (e^{-\gamma \int \|\sigma\| dt} - e^{-2\gamma \int \|\sigma\| dt})$ ve $\hat{\rho}_d = \hat{\rho}_{d1} + \hat{\rho}_{d2}$ olduğu unutulmamalıdır. Daha sonra, denklem (3.105) aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{V} = -\sigma^T K_D \sigma + \sigma^T Y \tilde{\pi} - \rho \|Y^T \sigma\| - \sigma^T Y p(t) + \hat{\rho} \|Y^T \sigma\| - \sigma^T u_d + \sigma^T f_d - \rho_{d1} \|\sigma\| + \hat{\rho}_d \|\sigma\| \quad (3.106)$$

Kararlılık analizi için, Liu ve Goldenberg (1996) çalışmasına benzer şekilde 4 farklı durum düşünülmüştür.

Durum 1: Eğer $\|Y^T \sigma\| \geq \varepsilon_p$ ve $\|\sigma\| \geq \varepsilon_d$ şeklinde olursa, ilk durum için kontrolcü girişleri

$u_d = \frac{\sigma}{\|\sigma\|} \hat{\rho}_d$ ve $u_p = \frac{Y^T \sigma}{\|Y^T \sigma\|} \hat{\rho}$ şeklinde tanımlanır. Bu durumda, denklem (3.105) şu şekilde

yazılır.

$$\begin{aligned}
\dot{V} &\leq -\sigma^T K_D \sigma + \sigma^T Y \tilde{\pi} - \rho \|Y^T \sigma\| - (Y^T \sigma)^T \frac{Y^T \sigma}{\|Y^T \sigma\|} \hat{\rho} + \hat{\rho} \|Y^T \sigma\| \\
&\quad + \|\sigma\| \hat{\rho}_d - \frac{\sigma^T \sigma}{\|\sigma\|} \hat{\rho}_d + \|\sigma\| (-\rho_d + \|f_d\|) \\
&\leq -\sigma^T K_D \sigma + \|Y^T \sigma\| (\hat{\rho} - \hat{\rho}) + \|\sigma\| (\hat{\rho}_d - \hat{\rho}_d) \leq 0
\end{aligned} \tag{3.107}$$

K_D kesin artı olduğundan, Lyapunov fonksiyonunun türevi $\dot{V} \leq 0$ olacaktır. Sonuç olarak, sistem kararlı olacaktır. Denklem (3.97), Lyapunov fonksiyonunun kesin sürekli bir fonksiyon olduğunu gösterir ve Lyapunov fonksiyonu, zaman sonsuza giderken ($t \rightarrow \infty$) bir sabite yönelir. Ayrıca, Lyapunov fonksiyonu sınırlı kalır. Böylece, $\dot{\tilde{x}}$ ve \tilde{x} de sınırlı kalmış olur. Yani, $\dot{\tilde{x}}$ ve \tilde{x} sifıra yakınsar. Bu durum, σ 'nın sınırlı olduğunu ve sifıra yakınsadığını belirtir.

Durum 2: Eğer $\|Y^T \sigma\| \geq \varepsilon_p$ ve $\|\sigma\| \leq \varepsilon_d$ şeklinde olursa, ikinci durum için kontrolcü girişleri

$u_p = \frac{Y^T \sigma}{\|Y^T \sigma\|} \hat{\rho}$ ve $u_d = \frac{\sigma}{\varepsilon_d} \hat{\rho}_d$ şeklinde tanımlanır. Bu durumda, denklem (3.105) şu şekilde yazılır.

$$\begin{aligned}
\dot{V} &\leq -\sigma^T K_D \sigma + \sigma^T Y \tilde{\pi} - \rho \|Y^T \sigma\| - (Y^T \sigma)^T \frac{Y^T \sigma}{\|Y^T \sigma\|} \hat{\rho} + \hat{\rho} \|Y^T \sigma\| \\
&\quad + \|\sigma\| (-\rho_d + \|f_d\|) + \|\sigma\| \hat{\rho}_d - \sigma^T \frac{\sigma}{\varepsilon_d} \hat{\rho}_d \leq 0 \\
&\leq -\sigma^T K_D \sigma + \|\sigma\| (\hat{\rho}_d - \frac{\|\sigma\|}{\varepsilon_d} \hat{\rho}_d) \leq 0
\end{aligned} \tag{3.108}$$

Burada, $\|\sigma\| = \varepsilon_d/2$ olduğunda, son terim $\varepsilon_d \frac{\hat{\rho}_d}{4}$ 'nin maksimum değerine ulaşacağına dikkat edilmelidir. Daha sonra, aşağıdaki denklem tanımlanır.

$$\dot{V} \leq -\sigma^T K_D \sigma + \varepsilon_d \frac{\hat{\rho}_d}{4} \tag{3.109}$$

Eğer aşağıdaki ifade yazılırsa $\dot{V} \leq 0$ olacaktır.

$$\sigma^T K_D \sigma \geq \varepsilon_d \frac{\hat{\rho}_d}{4} \tag{3.110}$$

Burada, $\|\sigma\|$ aşağıdaki gibi yazılır.

$$\|\sigma\| \geq \sqrt{\frac{\varepsilon_d \hat{\rho}_d}{4\delta_{\min}(\mathbf{K}_D)}} \quad (3.111)$$

Böylece, $\|\sigma\|$ için $\dot{V} \leq 0$ olacağı gösterilir.

Durum 3: Eğer $\|\mathbf{Y}^T \sigma\| \leq \varepsilon_p$ ve $\|\sigma\| \geq \varepsilon_d$ olursa, Lyapunov fonksiyonunun türevi aşağıdaki gibi yazılır.

$$\begin{aligned} \dot{V} &\leq -\sigma^T \mathbf{K}_D \sigma + \sigma^T \mathbf{Y} \tilde{\pi} - (\sigma^T \mathbf{Y}) \frac{\mathbf{Y}^T \sigma}{\varepsilon_p} \hat{\rho} + \|\sigma\| \hat{\rho}_d - \frac{\sigma^T \sigma}{\|\sigma\|} \hat{\rho}_d \leq 0 \\ &\leq -\sigma^T \mathbf{K}_D \sigma + \|\mathbf{Y}^T \sigma\| \left(\hat{\rho} - \frac{\mathbf{Y}^T \sigma}{\varepsilon_p} \hat{\rho} \right) \leq 0 \end{aligned} \quad (3.112)$$

Denklem (3.105)'in son teriminin maksimum değeri $\varepsilon_p \frac{\hat{\rho}}{4}$ olacaktır. Daha sonra, aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\dot{V} \leq -\sigma^T \mathbf{K}_D \sigma + \varepsilon_p \frac{\hat{\rho}}{4} \quad (3.113)$$

Burada, geri kalan kısım Durum 2'de verilen kısımla aynıdır.

Durum 4: Eğer $\|\mathbf{Y}^T \sigma\| \leq \varepsilon_p$ ve $\|\sigma\| \leq \varepsilon_d$ olursa, dördüncü durum için denklem (3.105) şu şekilde olacaktır.

$$\begin{aligned} \dot{V} &= -\sigma^T \mathbf{K}_D \sigma + \sigma^T \mathbf{Y} \hat{\rho} - (\mathbf{Y}^T \sigma)^T \frac{\mathbf{Y}^T \sigma}{\varepsilon_p} \hat{\rho} - (\mathbf{Y}^T \sigma)^T \frac{\|\mathbf{Y}^T \sigma\|}{\varepsilon_p} \hat{\rho} + \|\sigma\| \hat{\rho}_d - \frac{\sigma^T \sigma}{\varepsilon_d} \hat{\rho}_d \leq 0 \\ &\leq -\sigma^T \mathbf{K}_D \sigma + \|\mathbf{Y}^T \sigma\| \left(\hat{\rho} - \frac{\|\mathbf{Y}^T \sigma\|}{\varepsilon_p} \hat{\rho} \right) + \|\sigma\| \left(\hat{\rho}_d - \frac{\|\sigma\|}{\varepsilon_d} \hat{\rho}_d \right) \leq 0 \end{aligned} \quad (3.114)$$

Burada, $\|\mathbf{Y}^T \sigma\| \left(\hat{\rho} - \frac{\|\mathbf{Y}^T \sigma\|}{\varepsilon_p} \hat{\rho} \right)$ ve değerleri sırasıyla, $\varepsilon_p \frac{\hat{\rho}}{4}$ ve $\varepsilon_d \frac{\hat{\rho}_d}{4}$ tarafından sınırlandırılmıştır.

Böylece aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\dot{V} \leq -\sigma^T \mathbf{K}_D \sigma + \varepsilon_p \frac{\hat{\rho}}{4} + \varepsilon_d \frac{\hat{\rho}_d}{4} \leq 0 \quad (3.115)$$

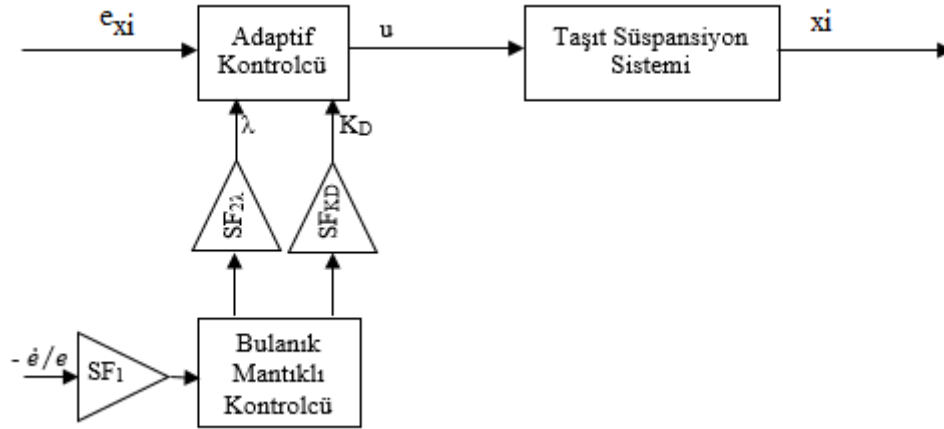
İkinci ve üçüncü durumlardakine benzer şekilde $\|\sigma\|$ aşağıdaki gibi yazılırsa, $\|\sigma\|$ için $\dot{V} \leq 0$ olacaktır.

$$\|\sigma\| \geq \sqrt{\frac{\varepsilon_p \hat{P}}{4\delta_{\min} K_D} + \frac{\varepsilon_d \hat{P}_d}{4\delta_{\min} K_D}} \quad (3.116)$$

3.2.4. Seyir Konforu İçin Bulanık Mantıklı Kontrolcü Tasarımı

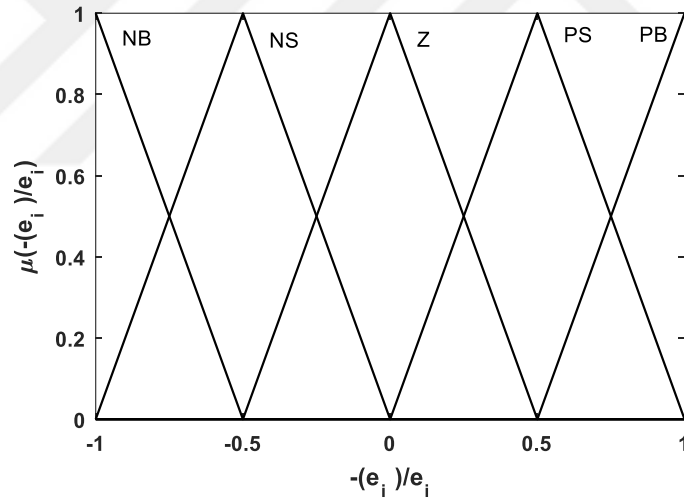
Çalışmanın bu kısmında, taşıt seyir konforunu arttırmak için Bulanık Mantıklı Kontrolcü tasarımı üzerinde durulmuştur. Yukarıda verilen adaptif kontrolcüye ait kontrol katsayılarının deneme yanılma yöntemiyle belirlenmesi zahmetli ve zaman alıcı bir durumdur. Ayrıca, taşıt seyir konforu ve yol tutuşu arasında bir ödünleşme yapmak gerektiğinden kontrolcü katsayılarıyla ilgili bir optimizasyon problemi doğmaktadır. Yani, yol tutuş performansını bozmadan seyir konforunun iyileştirilmesi hedeflenmektedir. Bu doğrultuda, uygulanan Model Esaslı Adaptif Kontrolcü'nün performansını arttırmak, bir başka deyişle, taşıt seyir konforunu iyileştirmek amacıyla kontrolcüye ait K_D ve λ katsayılarını bulmak için Yağız ve diğ. (2008) ile Hacıoğlu ve diğ. (2011) çalışmalarına dayalı olarak yeni bir Bulanık Mantıklı Kontrolcü tasarlanmıştır. Tasarlanan bu Bulanık Mantıklı Kontrolcü, tek girişli ve çok çıkışlı yapıdadır (SIMO: Single-Input Multiple-Output) ve bu kontrolcünün şematik yapısı Şekil 3.4'te verilmiştir.

Bu çalışmada, $-\dot{e}/e$ yani, hatanın türevinin hataya oranının negatif değeri ($-\dot{\tilde{x}}/\tilde{x}$) Bulanık Mantıklı Kontrolcü'nün giriş değişkeni ve K_D ile λ katsayıları ise çıkış değişkenleri şeklinde tanımlanmıştır. Burada, SF_1 $-\dot{e}/e$ için giriş ölçek faktörü, SF_λ ve SF_{K_D} ise sırasıyla λ ile K_D katsayıları için çıkış ölçek faktörüdür. x_i , her bir süspansiyonun ana gövdeye sabitlendiği noktanın düşey yer değiştirme hareketi ve e_{x_i} ise bu hareket için tanımlanan hatadır. Bu çalışmada, üçgen üyelik fonksiyonlu Mamdani-tipi Bulanık Mantıklı Kontrolcü tasarlanmıştır.

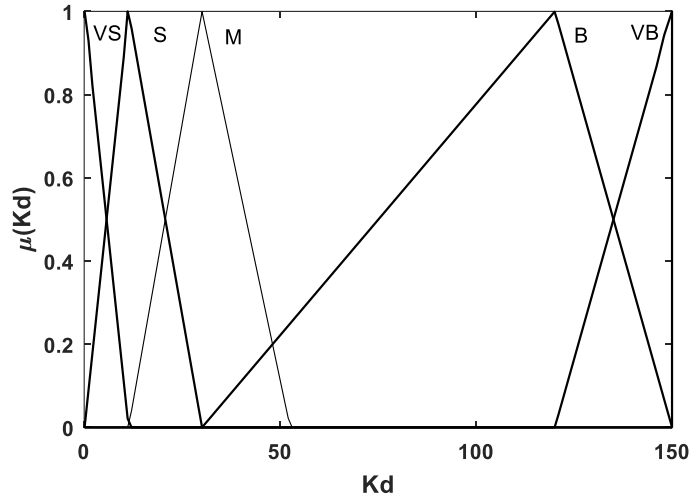


Şekil 3.4: Tasarlanan bulanık mantıklı kontrolcünün şematik gösterimi.

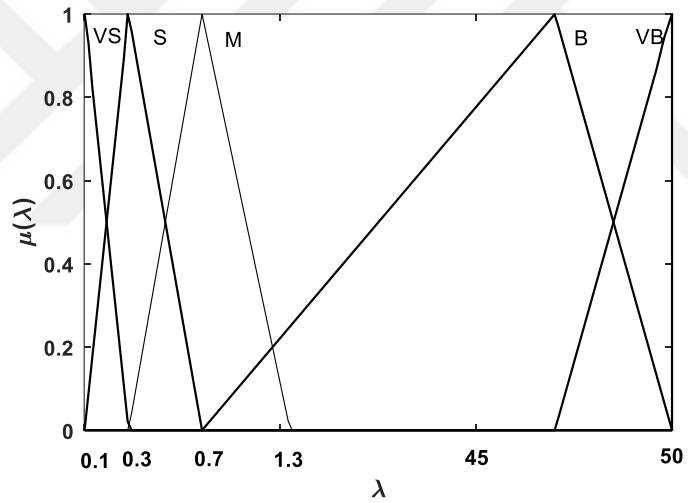
Buna göre, Bulanık Mantıklı Kontrolcü için giriş ve çıkış üyelik fonksiyonları sırasıyla Şekil 3.5, Şekil 3.6 ve Şekil 3.7’de verilmiştir.



Şekil 3.5: Giriş değişkeni üyelik fonksiyonu $\mu(-\dot{e}/e)$.



Şekil 3.6: K_D için çıkış üyelik fonksiyonu $\mu(K_D)$.



Şekil 3.7: λ için çıkış üyelik fonksiyonu $\mu(\lambda)$.

Buradan yola çıkılarak, taşıt seyir konforunu arttırmak için, Model Esaslı Adaptif Kontrolcü'ye ait K_D ile λ katsayılarının bulanık mantıkla bulunması amacıyla aşağıdaki gibi bir Bulanık Çağrışimli Bellek (BÇB) tanımlanmıştır.

Tablo 3.1: Bulanık çağrışimli bellek tablosu.

$-e/e$	NB	NS	Z	PS	PB
λ	M	B	VB	B	M
K_D	M	S	VS	S	M

Burada, NB: Negatif Büyük, NS: Negatif Küçük, Z: Sıfır, PS: Pozitif Küçük, PB: Pozitif Büyük, M: Orta, B: Büyük, S: Küçük, VS: Çok Küçük, VB: Çok Büyük, şeklinde belirtilmiştir. Daha sonra, bu tablo aşağıdaki gibi okunur.

Eğer $-\dot{e}/e=NB$ ise, $\lambda=M$ ve $K_D=M$ 'dir.

Eğer $-\dot{e}/e=NS$ ise, $\lambda=B$ ve $K_D=S$ 'dir.

Eğer $-\dot{e}/e=Z$ ise, $\lambda=VB$ ve $K_D=VS$ 'dir.

Eğer $-\dot{e}/e=PS$ ise, $\lambda=B$ ve $K_D=S$ 'dir.

Eğer $-\dot{e}/e=PB$ ise, $\lambda=M$ ve $K_D=M$ 'dir.

3.3. TAŞIT AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMİ HAREKET DENKLEMLERİ

Yukarıda verilen kontrolcülerin sırasıyla çeyrek, yarım ve tam taşıt aktif süspansiyon sistemlerine uygulanması düşünülmüştür. Bu sebeple, bu sistemlere ait hareket denklemlerinin elde edilmesi gerekmektedir. Bu çalışmada hareket denklemleri, Lagrange Metodu'yla elde edilmiştir ve aşağıda verilmiştir.

Lagrangian ifadesi aşağıdaki gibidir.

$$L=E_K-E_P \quad (3.117)$$

Bu ifadenin en genel hali şu şekildedir.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i \quad (3.118)$$

Burada Q_i , genelleştirilmiş koordinatları ve Q_i ise genelleştirilmiş kuvvetleri temsil eder. Daha sonra, sönümleyici kuvvet bir dış kuvvetmiş gibi kabul edilirse aşağıdaki gibi yazılır.

$$Q_i = -\frac{\partial E_D}{\partial \dot{q}_i} \quad (3.119)$$

Dolayısıyla, en genel haliyle Lagrangian ifadesi şu şekilde yazılır.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_K}{\partial q_i} + \frac{\partial E_D}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial E_P}{\partial q_i} = Q_i \quad (3.120)$$

Burada, E_K , E_P ve E_D sırasıyla sistemin toplam kinetik, potansiyel ve sönümlenme enerjilerini belirtir. Buna göre, ilk olarak süspansiyon sistemlerine ait enerji denklemleri elde edilir ve denklem (3.87)'de yerine yazılır. Gerekli işlemler yapılarak, ilgili sisteme ait hareket denklemleri elde edilmiş olur.

3.3.1. Çeyrek Taşıt Aktif Süspansiyon Sistemi Hareket Denklemleri

Şekil 3.2'de verilen çeyrek taşıt aktif süspansiyon sistemine ait enerji denklemleri aşağıdaki gibi yazılır. Sistemin toplam kinetik, potansiyel ve sönümlenme enerjileri sırasıyla denklem (3.88), denklem (3.89) ve denklem (3.90)'da verilmiştir.

$$E_K = \frac{1}{2} (m_s \dot{y}_s^2) + \frac{1}{2} (m_u \dot{y}_u^2) \quad (3.121)$$

$$E_P = \frac{1}{2} k_2 (y_s - y_u)^2 + \frac{1}{2} k_{t1} (y_u - z_1)^2 \quad (3.122)$$

$$E_D = \frac{1}{2} c_2 (\dot{y}_s - \dot{y}_u)^2 \quad (3.123)$$

Buradan yola çıkarak, m_s asılı kütlesi ve m_u asılı olmayan kütlesine ait hareket denklemleri aşağıdaki gibi yazılır.

m_s asılı kütlesine ait hareket denklemleri şu şekilde elde edilir.

$$\frac{\partial E_K}{\partial \dot{y}_s} = m_s \dot{y}_s \quad (3.124)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{y}_s} \right) = m_s \ddot{y}_s \quad (3.125)$$

$$\frac{\partial E_K}{\partial y_s} = 0 \quad (3.126)$$

$$\frac{\partial E_P}{\partial y_2} = k_2 (y_s - y_u) \quad (3.127)$$

$$\frac{\partial E_D}{\partial \dot{y}_2} = c_2 (\dot{y}_s - \dot{y}_u) \quad (3.128)$$

$Q_2 = u$ için denklem (3.87)'den faydalanarak şu eşitlik elde edilir.

$$m_s \ddot{y}_s + c_2 (\dot{y}_s - \dot{y}_u) + k_2 (y_s - y_u) = u \quad (3.129)$$

m_1 asılı olmayan kütesine ait hareket denklemleri ise şu şekilde elde edilir.

$$\frac{\partial E_K}{\partial \dot{y}_u} = m_u \dot{y}_u \quad (3.130)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{y}_u} \right) = m_u \ddot{y}_u \quad (3.131)$$

$$\frac{\partial E_K}{\partial y_u} = 0 \quad (3.132)$$

$$\frac{\partial E_P}{\partial y_u} = k_2 (y_u - y_s) + k_{t1} (y_u - z_1) \quad (3.133)$$

$$\frac{\partial E_D}{\partial \dot{y}_u} = c_2 (\dot{y}_u - \dot{y}_s) \quad (3.134)$$

$Q_1 = -u$ için denklem (3.87)'den faydalanarak şu eşitlik elde edilir.

$$m_u \ddot{y}_u + c_2 (\dot{y}_u - \dot{y}_s) + k_2 (y_u - y_s) + k_{t1} (y_u - z_1) = -u \quad (3.135)$$

Dolayısıyla, denklem (3.96) ve denklem (3.102)'den faydalanarak, bir çeyrek taşıt aktif süspansiyon sistemine ait hareket denklemleri şu şekilde elde edilmiş olur.

$$\begin{aligned}
m_s \ddot{y}_s + c_2 (\dot{y}_s - \dot{y}_u) + k_2 (y_s - y_u) &= u \\
m_u \ddot{y}_u + c_2 (\dot{y}_u - \dot{y}_s) + k_2 (y_u - y_s) + k_{t1} (y_u - z_1) &= -u
\end{aligned}
\tag{3.136}$$

Bu denklemler, tasarlanan adaptif kontrolcünün uygulanmasında kolaylık olması açısından denklem (3.46)'ya benzer olacak şekilde model parametreleri cinsinden aşağıdaki gibi yazılabilir.

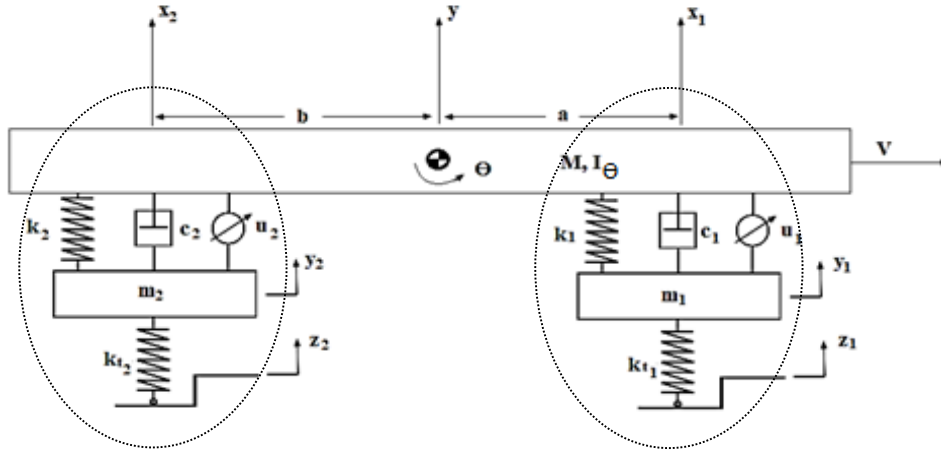
$$\begin{bmatrix} (y_s - y_u) & 0 & (\dot{y}_s - \dot{y}_u) & \ddot{y}_s & 0 \\ (y_u - y_s) & (y_u - z_1) & (\dot{y}_u - \dot{y}_s) & 0 & \ddot{y}_u \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_2 \\ k_{t1} \\ c_2 \\ m_s \\ m_u \end{bmatrix} = Y\pi
\tag{3.137}$$

Burada, $\pi = [k_2 \quad k_{t1} \quad c_2 \quad m_s \quad m_u]^T$ sistem parametrelerini gösterir. Sistemin ölçülebilen büyüklüklerinden oluşan Y matrisi ise aşağıdaki gibidir.

$$Y = \begin{bmatrix} (y_s - y_u) & 0 & (\dot{y}_s - \dot{y}_u) & \ddot{y}_s & 0 \\ (y_u - y_s) & (y_u - z_1) & (\dot{y}_u - \dot{y}_s) & 0 & \ddot{y}_u \end{bmatrix}
\tag{3.138}$$

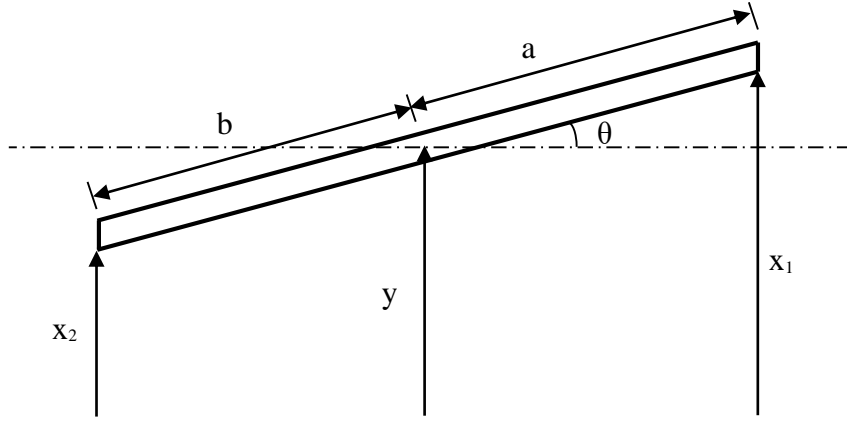
3.3.2. Yarım Taşıt Aktif Süspansiyon Sistemi Hareket Denklemleri

Yarım taşıt aktif süspansiyon sistemi, Şekil 3.8'de de gösterildiği gibi bir tam taşıt süspansiyon sisteminin $\frac{1}{2}$ 'sinden oluşur.



Şekil 3.8: Yarım taşıt aktif süspansiyon sistemi.

Burada, M : asılı kütle (taşıt ana gövde kütleinin $\frac{1}{2}$ 'si), I_{θ} : kafa vurma hareketi için asılı kütleinin atalet momenti, m_1 : ön süspansiyon asılı olmayan kütle, m_2 : arka süspansiyon asılı olmayan kütle, C_1 : ön süspansiyon sönümleme katsayısı, C_2 : arka süspansiyon sönümleme katsayısı, k_1 : ön süspansiyon yay katsayısı, k_2 : arka süspansiyon yay katsayısı, k_{11} : ön lastik yay katsayısı, k_{12} : arka lastik yay katsayısı, y : ana gövdenin düşey yer değiştirmesi, θ : ana gövdenin kafa vurma hareketi, y_1 : ön lastik-aks kütleinin düşey yer değiştirmesi, y_2 : arka lastik-aks kütleinin düşey yer değiştirmesi, Z_1 : ön lastik için bozucu yol girişi, Z_2 : arka lastik için bozucu yol girişi, u_1 : ön süspansiyon kontrolcü kuvveti, u_2 : arka süspansiyon kontrolcü kuvveti, a : ön süspansiyonun taşıt ağırlık merkezine olan uzaklığı ve b : arka süspansiyonun taşıt ağırlık merkezine olan uzaklığıdır. Şekil 3.8'de verilen X_1 ve X_2 yardımcı koordinatları, Türkkkan (2016) çalışmasından da faydalanılarak aşağıdaki gibi bulunur.



Şekil 3.9: x_1 ve x_2 yardımcı koordinatları.

Şekil 3.9'dan yararlanarak x_1 ve x_2 yardımcı koordinatları aşağıdaki gibi yazılır.

$$\begin{aligned} x_1 &= y + a \sin \theta \\ x_2 &= y - b \sin \theta \end{aligned} \quad (3.139)$$

Bu ifadelerin türevleri aşağıdaki gibi yazılır.

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= \dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} \\ \dot{x}_2 &= \dot{y} - b \cos \theta \dot{\theta} \end{aligned} \quad (3.140)$$

Sistemin toplam kinetik enerjisi şu şekilde yazılır.

$$E_K = \frac{1}{2} M \dot{y}^2 + \frac{1}{2} I_0 \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{y}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{y}_2^2 \quad (3.141)$$

Sistemin potansiyel enerjisi şu şekilde yazılır.

$$E_P = \frac{1}{2} k_1 (x_1 - y_1)^2 + \frac{1}{2} k_2 (x_2 - y_2)^2 + \frac{1}{2} k_{t1} (y_1 - z_1)^2 + \frac{1}{2} k_{t2} (y_2 - z_2)^2 \quad (3.142)$$

Denklem (3.106), denklem (3.109)'da yerine yazılır.

$$\begin{aligned} E_P &= \frac{1}{2} k_1 (y + a \sin \theta - y_1)^2 + \frac{1}{2} k_2 (y - b \sin \theta - y_2)^2 \\ &+ \frac{1}{2} k_{t1} (y_1 - z_1)^2 + \frac{1}{2} k_{t2} (y_2 - z_2)^2 \end{aligned} \quad (3.143)$$

Bu denklem, aşağıdaki gibi yeniden düzenlenir.

$$\begin{aligned}
E_p &= \frac{1}{2}k_1 \left[y^2 + a^2 \sin^2 \theta + y_1^2 + 2(y \sin \theta - y y_1 - y_1 \sin \theta) \right] \\
&+ \frac{1}{2}k_2 \left[y^2 + b^2 \sin^2 \theta + y_2^2 + 2(-y \sin \theta - y y_2 + y_2 \sin \theta) \right] \\
&+ \frac{1}{2}k_{t1} (y_1 - z_1)^2 + \frac{1}{2}k_{t2} (y_2 - z_2)^2
\end{aligned} \tag{3.144}$$

$$\begin{aligned}
E_p &= \frac{1}{2}k_1 y^2 + \frac{1}{2}k_1 a^2 \sin^2 \theta + \frac{1}{2}k_1 y_1^2 + k_1 y \sin \theta - k_1 y y_1 - k_1 y_1 \sin \theta \\
&+ \frac{1}{2}k_2 y^2 + \frac{1}{2}k_2 b^2 \sin^2 \theta + \frac{1}{2}k_2 y_2^2 - k_2 y \sin \theta - k_2 y y_2 + k_2 y_2 \sin \theta \\
&+ \frac{1}{2}k_{t1} y_1^2 - k_{t1} y_1 z_1 + \frac{1}{2}k_{t1} z_1^2 + \frac{1}{2}k_{t2} y_2^2 - k_{t2} y_2 z_2 + \frac{1}{2}k_{t2} z_2^2
\end{aligned} \tag{3.145}$$

Sistemin sönüm enerjisi şu şekilde yazılır.

$$E_D = \frac{1}{2}c_1 (\dot{x}_1 - \dot{y}_1)^2 + \frac{1}{2}c_2 (\dot{x}_2 - \dot{y}_2)^2 \tag{3.146}$$

Denklem (3.107), denklem (3.113)'te yerine yazılır.

$$E_D = \frac{1}{2}c_1 (\dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} - \dot{y}_1)^2 + \frac{1}{2}c_2 (\dot{y} - b \cos \theta \dot{\theta} - \dot{y}_2)^2 \tag{3.147}$$

Bu denklem, aşağıdaki gibi yeniden düzenlenir.

$$\begin{aligned}
E_D &= \frac{1}{2}c_1 \left[\dot{y}^2 + a^2 \cos^2 \theta \dot{\theta}^2 + \dot{y}_1^2 + 2(\dot{y} a \cos \theta \dot{\theta} - \dot{y} \dot{y}_1 - a \cos \theta \dot{\theta} \dot{y}_1) \right] \\
&+ \frac{1}{2}c_2 \left[\dot{y}^2 + b^2 \cos^2 \theta \dot{\theta}^2 + \dot{y}_2^2 + 2(-\dot{y} b \cos \theta \dot{\theta} - \dot{y} \dot{y}_2 + b \cos \theta \dot{\theta} \dot{y}_2) \right]
\end{aligned} \tag{3.148}$$

$$\begin{aligned}
E_D &= \frac{1}{2}c_1 \dot{y}^2 + \frac{1}{2}c_1 a^2 \cos^2 \theta \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}c_1 \dot{y}_1^2 + c_1 \dot{y} a \cos \theta \dot{\theta} - c_1 \dot{y} \dot{y}_1 - c_1 a \cos \theta \dot{\theta} \dot{y}_1 \\
&+ \frac{1}{2}c_2 \dot{y}^2 + \frac{1}{2}c_2 b^2 \cos^2 \theta \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}c_2 \dot{y}_2^2 - c_2 \dot{y} b \cos \theta \dot{\theta} - c_2 \dot{y} \dot{y}_2 + c_2 b \cos \theta \dot{\theta} \dot{y}_2
\end{aligned} \tag{3.149}$$

$q_i = y$ için M kütlesine ait düşey yer değiştirme hareketi aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\frac{\partial E_K}{\partial \dot{y}} = M \dot{y} \tag{3.150}$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{y}} \right) = \frac{d}{dt} (M \dot{y}) = M \ddot{y} \quad (3.151)$$

$$\frac{\partial E_K}{\partial y} = 0 \quad (3.152)$$

$$\frac{\partial E_P}{\partial y} = k_1 y + k_1 a \sin \theta - k_1 y_1 + k_2 y - k_2 b \sin \theta - k_2 y_2 \quad (3.153)$$

$$\frac{\partial E_P}{\partial y} = k_1 (y + a \sin \theta - y_1) + k_2 (y - b \sin \theta - y_2) \quad (3.154)$$

$$\frac{\partial E_D}{\partial \dot{y}} = c_1 \dot{y} + c_1 a \cos \theta \dot{\theta} - c_1 \dot{y}_1 + c_2 \dot{y} - c_2 b \cos \theta \dot{\theta} - c_2 \dot{y}_2 \quad (3.155)$$

$$\frac{\partial E_D}{\partial \dot{y}} = c_1 (\dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} - \dot{y}_1) + c_2 (\dot{y} - b \cos \theta \dot{\theta} - \dot{y}_2) \quad (3.156)$$

$Q_y = u_1 + u_2$ için denklem (3.87)'den faydalanılarak şu denklem yazılır.

$$\begin{aligned} M \ddot{y} + k_1 (y + a \sin \theta - y_1) + k_2 (y - b \sin \theta - y_2) \\ + c_1 (\dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} - \dot{y}_1) + c_2 (\dot{y} - b \cos \theta \dot{\theta} - \dot{y}_2) = u_1 + u_2 \end{aligned} \quad (3.157)$$

$q_i = \theta$ için kafa vurma hareketine ait denklemler aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\frac{\partial E_K}{\partial \dot{\theta}} = I_\theta \dot{\theta} \quad (3.158)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{\theta}} \right) = \frac{d}{dt} (I_\theta \dot{\theta}) = I_\theta \ddot{\theta} \quad (3.159)$$

$$\frac{\partial E_K}{\partial \theta} = 0 \quad (3.160)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_P}{\partial \theta} &= k_1 a^2 \cos \theta \sin \theta + k_1 y a \cos \theta - k_1 y_1 a \cos \theta \\ &+ k_2 b^2 \cos \theta \sin \theta - k_2 y b \cos \theta + k_2 y_2 b \cos \theta \end{aligned} \quad (3.161)$$

$$\frac{\partial E_P}{\partial \theta} = k_1 a \cos \theta (y + a \sin \theta - y_1) - k_2 b \cos \theta (y - b \sin \theta - y_2) \quad (3.162)$$

$$\frac{\partial E_D}{\partial \dot{\theta}} = c_1 a^2 \cos^2 \theta \dot{\theta} + c_1 \dot{y} a \cos \theta - c_1 \dot{y}_1 a \cos \theta + c_2 b^2 \cos^2 \theta \dot{\theta} - c_2 \dot{y} b \cos \theta + c_2 \dot{y}_2 b \cos \theta \quad (3.163)$$

$$\frac{\partial E_D}{\partial \dot{\theta}} = c_1 a \cos \theta (\dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} - \dot{y}_1) - c_2 b \cos \theta (\dot{y} - b \cos \theta \dot{\theta} - \dot{y}_2) \quad (3.164)$$

$Q_\theta = au_1 - bu_2$ için denklem (3.87)'den faydalanılarak şu denklem yazılır.

$$\begin{aligned} I_\theta \ddot{\theta} + k_1 a \cos \theta (y + a \sin \theta - y_1) - k_2 b \cos \theta (y - b \sin \theta - y_2) \\ + c_1 a \cos \theta (\dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} - \dot{y}_1) - c_2 b \cos \theta (\dot{y} - b \cos \theta \dot{\theta} - \dot{y}_2) = au_1 - bu_2 \end{aligned} \quad (3.165)$$

$q_i = y_1$ için ön lastik-aks kütlelerinin düşey yer değiştirme hareketi aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\frac{\partial E_K}{\partial \dot{y}_1} = m_1 \dot{y}_1 \quad (3.166)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{y}_1} \right) = \frac{d}{dt} (m_1 \dot{y}_1) = m_1 \ddot{y}_1 \quad (3.167)$$

$$\frac{\partial E_K}{\partial y_1} = 0 \quad (3.168)$$

$$\frac{\partial E_P}{\partial y_1} = k_1 y_1 - k_1 y - k_1 a \sin \theta + k_{t1} y_1 - k_{t1} z_1 \quad (3.169)$$

$$\frac{\partial E_P}{\partial y_1} = k_{t1} (y_1 - z_1) - k_1 (y + a \sin \theta - y_1) \quad (3.170)$$

$$\frac{\partial E_D}{\partial \dot{y}_1} = c_1 \dot{y}_1 - c_1 \dot{y} - c_1 a \cos \theta \dot{\theta} \quad (3.171)$$

$$\frac{\partial E_D}{\partial \dot{y}_1} = -c_1 (\dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} - \dot{y}_1) \quad (3.172)$$

$Q_{y_1} = -u_1$ için denklem (3.87)'den faydalanılarak şu denklem yazılır.

$$m_1 \ddot{y}_1 - k_1 (y + a \sin \theta - y_1) + k_{t1} (y_1 - z_1) - c_1 (\dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} - \dot{y}_1) = -u_1 \quad (3.173)$$

$q_i = y_2$ için arka lastik-aks kütlelerinin düşey yer değiştirme hareketi aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\frac{\partial E_K}{\partial \dot{y}_2} = m_2 \dot{y}_2 \quad (3.174)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{y}_2} \right) = \frac{d}{dt} (m_2 \dot{y}_2) = m_2 \ddot{y}_2 \quad (3.175)$$

$$\frac{\partial E_K}{\partial y_2} = 0 \quad (3.176)$$

$$\frac{\partial E_P}{\partial y_2} = k_2 y_2 - k_2 y + k_2 b \sin \theta + k_{t2} y_2 - k_{t2} z_2 \quad (3.177)$$

$$\frac{\partial E_P}{\partial y_2} = k_{t2} (y_2 - z_2) - k_2 (y - b \sin \theta - y_2) \quad (3.178)$$

$$\frac{\partial E_D}{\partial \dot{y}_2} = c_2 \dot{y}_2 - c_2 \dot{y} + c_2 b \cos \theta \dot{\theta} \quad (3.179)$$

$$\frac{\partial E_D}{\partial \dot{y}_2} = -c_2 (\dot{y} - b \cos \theta \dot{\theta} - \dot{y}_2) \quad (3.180)$$

$Q_{y_2} = -u_2$ için denklem (3.87)'den faydalanılarak şu denklem yazılır.

$$m_2 \ddot{y}_2 - k_2 (y - b \sin \theta - y_2) + k_{t2} (y_2 - z_2) - c_2 (\dot{y} - b \cos \theta \dot{\theta} - \dot{y}_2) = -u_2 \quad (3.181)$$

Denklem (3.124), denklem (3.132), denklem (3.140) ve denklem (3.148)'den yola çıkarak, Şekil 3.8'de verilen bir yarım taşıt aktif süspansiyon sistemine ait hareket denklemleri şu şekilde yazılır.

$$\begin{aligned} & M \ddot{y} + k_1 (y + a \sin \theta - y_1) + k_2 (y - b \sin \theta - y_2) \\ & + c_1 (\dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} - \dot{y}_1) + c_2 (\dot{y} - b \cos \theta \dot{\theta} - \dot{y}_2) = u_1 + u_2 \\ & I_0 \ddot{\theta} + k_1 a \cos \theta (y + a \sin \theta - y_1) - k_2 b \cos \theta (y - b \sin \theta - y_2) \\ & + c_1 a \cos \theta (\dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} - \dot{y}_1) - c_2 b \cos \theta (\dot{y} - b \cos \theta \dot{\theta} - \dot{y}_2) = a u_1 - b u_2 \\ & m_1 \ddot{y}_1 - k_1 (y + a \sin \theta - y_1) + k_{t1} (y_1 - z_1) - c_1 (\dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} - \dot{y}_1) = -u_1 \\ & m_2 \ddot{y}_2 - k_2 (y - b \sin \theta - y_2) + k_{t2} (y_2 - z_2) - c_2 (\dot{y} - b \cos \theta \dot{\theta} - \dot{y}_2) = -u_2 \end{aligned} \quad (3.182)$$

Bu denklemler, denklem (3.46)'ya benzer bir şekilde model parametreleri cinsinden aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\begin{bmatrix} (y + a \sin \theta - y_1) & (y - b \sin \theta - y_2) & 0 & 0 \\ a \cos \theta (y + a \sin \theta - y_1) & -b \cos \theta (y - b \sin \theta - y_2) & 0 & 0 \\ -(y + a \sin \theta - y_1) & 0 & (y_1 - z_1) & 0 \\ 0 & -(y - b \sin \theta - y_2) & 0 & (y_2 - z_2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} (\dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} - \dot{y}_1) & (\dot{y} - b \cos \theta \dot{\theta} - \dot{y}_2) & \ddot{y} & 0 & 0 & 0 \\ a \cos \theta (\dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} - \dot{y}_1) & -b \cos \theta (\dot{y} - b \cos \theta \dot{\theta} - \dot{y}_2) & 0 & \ddot{\theta} & 0 & 0 \\ -(\dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} - \dot{y}_1) & 0 & 0 & 0 & \ddot{y}_1 & 0 \\ 0 & -(\dot{y} - b \cos \theta \dot{\theta} - \dot{y}_2) & 0 & 0 & 0 & \ddot{y}_2 \end{bmatrix} = Y \pi \quad (3.183)$$

Burada, $\pi = [k_1 \ k_2 \ k_{t1} \ k_{t2} \ c_1 \ c_2 \ M \ I_0 \ m_1 \ m_2]^T$ şeklinde sistem parametreleri gösterilir ve ayrıca $k_{t1} (y_1 - z_1)$ ile $k_{t2} (y_2 - z_2)$, $Y\pi + f_d$ şeklinde 'f_d' parametresi içinde bozucu

dış büyüklük olarak da modellenebilir. Bu denklem y_{ref} ve θ_{ref} şeklinde ana kütlelerin düşey yer değiştirmesi ve kafa vurma hareketlerinin ölçülerek bir referans sinyali ile aralarındaki hatanın dikkate alınması durumunda kullanılabilir. Sistemin ölçülebilen büyüklüklerinden oluşan Y matrisi ise aşağıdaki gibidir.

$$Y = \begin{bmatrix} (x_1 - y_1) & (x_2 - y_2) & 0 & 0 & \ddot{y} & 0 & 0 & 0 \\ a \cos \theta (x_1 - y_1) & -b \cos \theta (x_2 - y_2) & 0 & 0 & 0 & \ddot{\theta} & 0 & 0 \\ -(x_1 - y_1) & 0 & (y_1 - z_1) & 0 & 0 & 0 & \ddot{y}_1 & 0 \\ 0 & -(x_2 - y_2) & 0 & (y_2 - z_2) & 0 & 0 & 0 & \ddot{y}_2 \end{bmatrix} \quad (3.184)$$

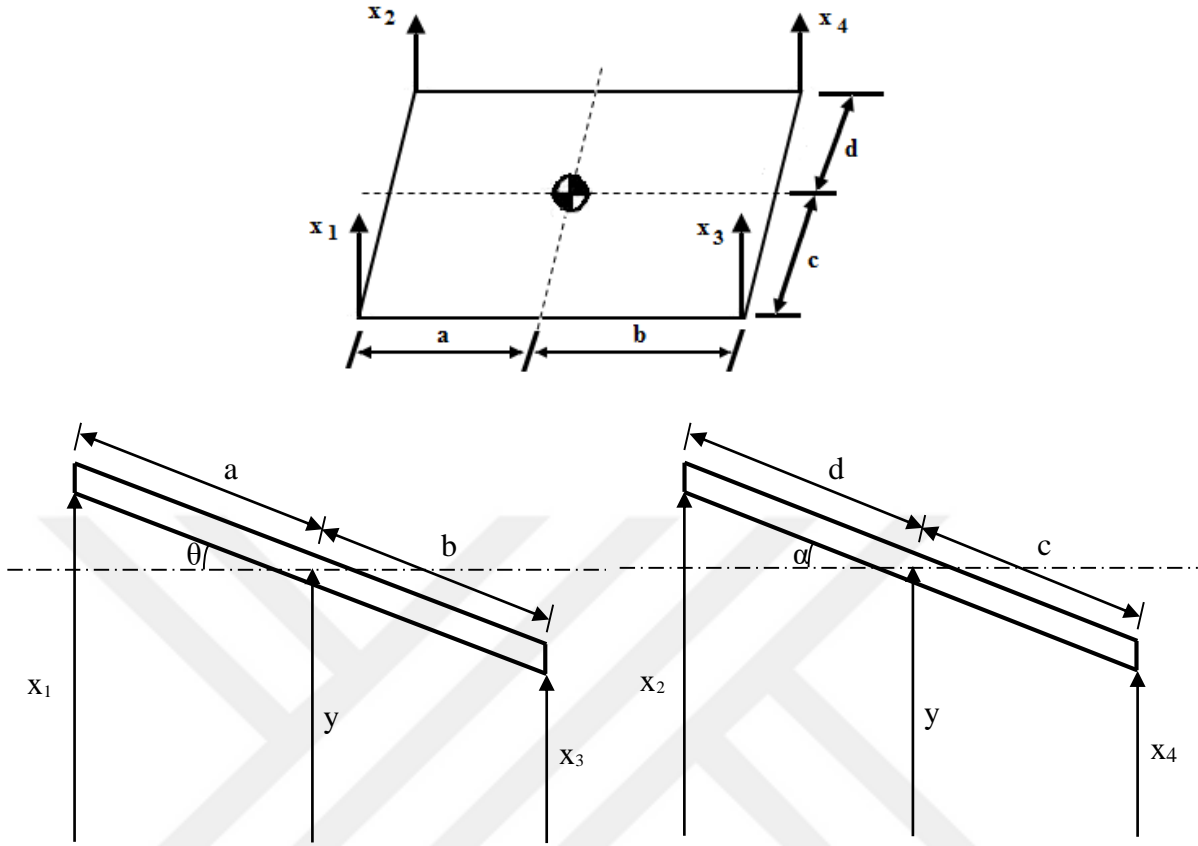
Yukarıda bahsedildiği gibi, yarım taşıt süspansiyon sistemleri süspansiyonların ana gövdeye bağlantı noktalarının yani X_1 ve X_2 uçlarının da ölçülerek bir referans sinyali $X_{1,ref}$ ve $X_{2,ref}$ ile aralarındaki hatanın dikkate alınması ile kontrol edilebilir. Bu durumda, Denklem (3.150), denklem (3.104)'e benzer şekilde aşağıdaki gibi yazılır.

$$\begin{bmatrix} (x_{1,2} - y_{1,2}) & 0 & (\dot{x}_{1,2} - \dot{y}_{1,2}) & \ddot{x}_{1,2} & 0 \\ (y_{1,2} - x_{1,2}) & (y_{1,2} - z_{1,2}) & (\dot{y}_{1,2} - \dot{x}_{1,2}) & 0 & \ddot{y}_{1,2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_{1,2} \\ k_{t1,t2} \\ c_{1,2} \\ m_{ön,arka} \\ m_{1,2} \end{bmatrix} = Y_{1,2} \pi_{1,2} \quad (3.185)$$

Burada $m_{ön,arka}$ sırasıyla, ön ve arka asılı kütlelerdir. Bu çalışmada, denklem (3.152) kullanılarak süspansiyonların ana gövdeye bağlantı noktaları ile sistemin kontrolü düşünülmüştür. Bilinmeyen veya zamanla değiştiği kabul edilen $m_{ön,arka}$ 'nın bir tahmin yasası ile tahmin edilmesi düşünülmüştür. Yukarıda bahsedildiği gibi $k_{t1}(y_1 - z_1)$ ile $k_{t2}(y_2 - z_2)$, $Y\pi + f_d$ şeklinde ' f_d ' parametresi içinde bozucu dış büyüklük olarak da modellenebilir.

3.3.3. Tam Taşıtlı Aktif Süspansiyon Sistemi Hareket Denklemleri

Çalışmanın bu kısmında, Türkkkan (2016) çalışmasından yararlanılarak bir tam taşıtlı aktif süspansiyon sistemine ait hareket denklemleri elde edilmiştir. Bunun için, bir tam taşıtlı aktif süspansiyon sistemi aşağıdaki gibi gösterilir.



Şekil 3.11: x_1 , x_2 , x_3 ve x_4 yardımcı koordinatları.

x_1 , x_2 , x_3 ve x_4 yardımcı koordinatları yani, süspansiyonların taşıt ana gövdesine bağlantı noktaları Şekil 3.11’de gösterilmiştir. Buradan yararlanarak yardımcı koordinatlar aşağıda verildiği gibidir.

$$\begin{aligned}
 x_1 &= y + a \sin \theta - c \sin \alpha \\
 x_2 &= y + a \sin \theta + d \sin \alpha \\
 x_3 &= y - b \sin \theta - c \sin \alpha \\
 x_4 &= y - b \sin \theta + d \sin \alpha
 \end{aligned}
 \tag{3.186}$$

Bu denklemlerin türevi aşağıdaki gibidir.

$$\begin{aligned}
 \dot{x}_1 &= \dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} - c \cos \alpha \dot{\alpha} \\
 \dot{x}_2 &= \dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} + d \cos \alpha \dot{\alpha} \\
 \dot{x}_3 &= \dot{y} - b \cos \theta \dot{\theta} - c \cos \alpha \dot{\alpha} \\
 \dot{x}_4 &= \dot{y} - b \cos \theta \dot{\theta} + d \cos \alpha \dot{\alpha}
 \end{aligned}
 \tag{3.187}$$

Sistemin toplam kinetik enerjisi şu şekilde yazılır.

$$E_K = \frac{1}{2} M \dot{y}^2 + \frac{1}{2} I_0 \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} I_\alpha \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{y}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{y}_2^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{y}_3^2 + \frac{1}{2} m_4 \dot{y}_4^2 \quad (3.188)$$

Sistemin toplam potansiyel enerjisi şu şekilde yazılır.

$$E_P = \frac{1}{2} k_1 (x_1 - y_1)^2 + \frac{1}{2} k_{11} (y_1 - z_1)^2 + \frac{1}{2} k_2 (x_2 - y_2)^2 + \frac{1}{2} k_{12} (y_2 - z_2)^2 \\ + \frac{1}{2} k_3 (x_3 - y_3)^2 + \frac{1}{2} k_{13} (y_3 - z_3)^2 + \frac{1}{2} k_4 (x_4 - y_4)^2 + \frac{1}{2} k_{14} (y_4 - z_4)^2 \quad (3.189)$$

$$E_P = \frac{1}{2} k_1 (y + a \sin \theta - c \sin \alpha - y_1)^2 + \frac{1}{2} k_{11} (y_1 - z_1)^2 + \frac{1}{2} k_2 (y + a \sin \theta + d \sin \alpha - y_2)^2 \\ + \frac{1}{2} k_{12} (y_2 - z_2)^2 + \frac{1}{2} k_3 (y - b \sin \theta - c \sin \alpha - y_3)^2 + \frac{1}{2} k_{13} (y_3 - z_3)^2 \\ + \frac{1}{2} k_4 (y - b \sin \theta + d \sin \alpha - y_4)^2 + \frac{1}{2} k_{14} (y_4 - z_4)^2 \quad (3.190)$$

$$E_P = \frac{1}{2} k_1 [y^2 + a^2 \sin^2 \theta + c^2 \sin^2 \alpha + y_1^2 + 2(y a \sin \theta - y c \sin \alpha - y y_1 - a \sin \theta c \sin \alpha - y_1 a \sin \theta + y_1 c \sin \alpha)] \\ + \frac{1}{2} k_2 [y^2 + a^2 \sin^2 \theta + d^2 \sin^2 \alpha + y_2^2 + 2(y a \sin \theta + y d \sin \alpha - y y_2 + a d \sin \theta \sin \alpha - y_2 a \sin \theta - y_2 d \sin \alpha)] \\ + \frac{1}{2} k_3 [y^2 + b^2 \sin^2 \theta + c^2 \sin^2 \alpha + y_3^2 + 2(-y b \sin \theta - y c \sin \alpha - y y_3 + b \sin \theta c \sin \alpha + y_3 b \sin \theta + y_3 c \sin \alpha)] \\ + \frac{1}{2} k_4 [y^2 + b^2 \sin^2 \theta + d^2 \sin^2 \alpha + y_4^2 + 2(-y b \sin \theta + y d \sin \alpha - y y_4 - b \sin \theta d \sin \alpha + y_4 b \sin \theta - y_4 d \sin \alpha)] \\ + \frac{1}{2} k_{11} (y_1 - z_1)^2 + \frac{1}{2} k_{12} (y_2 - z_2)^2 + \frac{1}{2} k_{13} (y_3 - z_3)^2 + \frac{1}{2} k_{14} (y_4 - z_4)^2 \quad (3.191)$$

Sistemin toplam sönümleme enerjisi şu şekilde yazılır.

$$E_D = \frac{1}{2} c_1 (\dot{x}_1 - \dot{y}_1)^2 + \frac{1}{2} c_2 (\dot{x}_2 - \dot{y}_2)^2 + \frac{1}{2} c_3 (\dot{x}_3 - \dot{y}_3)^2 + \frac{1}{2} c_4 (\dot{x}_4 - \dot{y}_4)^2 \quad (3.192)$$

$$E_D = \frac{1}{2} c_1 (\dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} - c \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y}_1)^2 + \frac{1}{2} c_2 (\dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} + d \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y}_2)^2 \\ + \frac{1}{2} c_3 (\dot{y} - b \cos \theta \dot{\theta} - c \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y}_3)^2 + \frac{1}{2} c_4 (\dot{y} - b \cos \theta \dot{\theta} + d \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y}_4)^2 \quad (3.193)$$

$$\begin{aligned}
E_D = & \frac{1}{2}c_1 \left[\dot{y}^2 + a^2 \cos^2 \theta \dot{\theta}^2 + c^2 \cos^2 \alpha \dot{\alpha}^2 + \dot{y}_1^2 \right. \\
& \left. + 2 \left(a \cos \theta \dot{\theta} \dot{y} - c \cos \alpha \dot{\alpha} \dot{y} - \dot{y} \dot{y}_1 - a c \cos \theta \dot{\theta} \cos \alpha \dot{\alpha} - a \cos \theta \dot{\theta} \dot{y}_1 + c \cos \alpha \dot{\alpha} \dot{y}_1 \right) \right] \\
& + \frac{1}{2}c_2 \left[\dot{y}^2 + a^2 \cos^2 \theta \dot{\theta}^2 + d^2 \cos^2 \alpha \dot{\alpha}^2 + \dot{y}_2^2 \right. \\
& \left. + 2 \left(a \cos \theta \dot{\theta} \dot{y} + d \cos \alpha \dot{\alpha} \dot{y} - \dot{y} \dot{y}_2 + a d \cos \theta \dot{\theta} \cos \alpha \dot{\alpha} - a \cos \theta \dot{\theta} \dot{y}_2 - d \cos \alpha \dot{\alpha} \dot{y}_2 \right) \right] \\
& + \frac{1}{2}c_3 \left[\dot{y}^2 + b^2 \cos^2 \theta \dot{\theta}^2 + c^2 \cos^2 \alpha \dot{\alpha}^2 + \dot{y}_3^2 \right. \\
& \left. + 2 \left(-b \cos \theta \dot{\theta} \dot{y} - c \cos \alpha \dot{\alpha} \dot{y} - \dot{y} \dot{y}_3 + b c \cos \theta \dot{\theta} \cos \alpha \dot{\alpha} + b \cos \theta \dot{\theta} \dot{y}_3 + c \cos \alpha \dot{\alpha} \dot{y}_3 \right) \right] \\
& + \frac{1}{2}c_4 \left[\dot{y}^2 + b^2 \cos^2 \theta \dot{\theta}^2 + d^2 \cos^2 \alpha \dot{\alpha}^2 + \dot{y}_4^2 \right. \\
& \left. + 2 \left(-\dot{y} b \cos \theta \dot{\theta} + \dot{y} d \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y} \dot{y}_4 + b \cos \theta \dot{\theta} d \cos \alpha \dot{\alpha} + \dot{y}_4 b \cos \theta \dot{\theta} - \dot{y}_4 d \cos \alpha \dot{\alpha} \right) \right]
\end{aligned} \tag{3.194}$$

Yukarıda gösterildiği şekilde Lagrange Metodu uygulanırsa, bir tam taşıta ait hareket denklemleri aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\begin{aligned}
& M\ddot{y} + k_1(y + a \sin \theta - c \sin \alpha - y_1) + k_2(y + a \sin \theta + d \sin \alpha - y_2) + k_3(y - b \sin \theta - c \sin \alpha - y_3) \\
& + k_4(y - b \sin \theta + d \sin \alpha - y_4) + c_1(\dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} - c \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y}_1) + c_2(\dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} + d \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y}_2) \\
& + c_3(\dot{y} - b \cos \theta \dot{\theta} - c \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y}_3) + c_4(\dot{y} - b \cos \theta \dot{\theta} + d \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y}_4) = u_1 + u_2 + u_3 + u_4 \\
& I_\theta \ddot{\theta} + a \cos \theta k_1(y + a \sin \theta - c \sin \alpha - y_1) + a \cos \theta k_2(y + a \sin \theta + d \sin \alpha - y_2) \\
& - b \cos \theta k_3(y - b \sin \theta - c \sin \alpha - y_3) - b \cos \theta k_4(y - b \sin \theta + d \sin \alpha - y_4) \\
& + a \cos \theta c_1(\dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} - c \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y}_1) + a \cos \theta c_2(\dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} + d \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y}_2) \\
& - b \cos \theta c_3(\dot{y} - b \cos \theta \dot{\theta} - c \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y}_3) - b \cos \theta c_4(\dot{y} - b \cos \theta \dot{\theta} + d \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y}_4) \\
& = a u_1 + a u_2 - b u_3 - b u_4 \\
& I_\alpha \ddot{\alpha} - c \cos \alpha k_1(y + a \sin \theta - c \sin \alpha - y_1) + d \cos \alpha k_2(y + a \sin \theta + d \sin \alpha - y_2) \\
& - c \cos \alpha k_3(y - b \sin \theta - c \sin \alpha - y_3) + d \cos \alpha k_4(y - b \sin \theta + d \sin \alpha - y_4) \\
& - c \cos \alpha c_1(\dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} - c \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y}_1) + d \cos \alpha c_2(\dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} + d \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y}_2) \\
& - c \cos \alpha c_3(\dot{y} - b \cos \theta \dot{\theta} - c \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y}_3) + d \cos \alpha c_4(\dot{y} - b \cos \theta \dot{\theta} + d \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y}_4) \\
& = -c u_1 + d u_2 - c u_3 - d u_4 \\
& m_1 \ddot{y}_1 - k_1(y + a \sin \theta - c \sin \alpha - y_1) + k_{11}(y_1 - z_1) - c_1(\dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} - c \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y}_1) = -u_1 \\
& m_2 \ddot{y}_2 - k_2(y + a \sin \theta + d \sin \alpha - y_2) + k_{12}(y_2 - z_2) - c_2(\dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} + d \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y}_2) = -u_2 \\
& m_3 \ddot{y}_3 - k_3(y - b \sin \theta - c \sin \alpha - y_3) + k_{13}(y_3 - z_3) - c_3(\dot{y} - b \cos \theta \dot{\theta} - c \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y}_3) = -u_3
\end{aligned} \tag{3.195}$$

Bu denklemler de denklem (3.46)'ya benzer olacak şekilde model parametreleri cinsinden aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\begin{bmatrix}
 (y + a\sin\theta - c\sin\alpha - y_1) & (y + a\sin\theta + d\sin\alpha - y_2) \\
 a\cos\theta(y + a\sin\theta - c\sin\alpha - y_1) & a\cos\theta(y + a\sin\theta + d\sin\alpha - y_2) \\
 -c\cos\alpha(y + a\sin\theta - c\sin\alpha - y_1) & d\cos\alpha(y + a\sin\theta + d\sin\alpha - y_2) \\
 -(y + a\sin\theta - c\sin\alpha - y_1) & 0 \\
 0 & -(y + a\sin\theta + d\sin\alpha - y_2) \\
 0 & 0 \\
 0 & 0 \\
 (y - b\sin\theta - c\sin\alpha - y_3) & (y - b\sin\theta + d\sin\alpha - y_4) \\
 -b\cos\theta(y - b\sin\theta - c\sin\alpha - y_3) & -b\cos\theta(y - b\sin\theta + d\sin\alpha - y_4) \\
 -c\cos\alpha(y - b\sin\theta - c\sin\alpha - y_3) & d\cos\alpha(y - b\sin\theta + d\sin\alpha - y_4) \\
 0 & 0 \\
 0 & 0 \\
 -(y - b\sin\theta - c\sin\alpha - y_3) & 0 \\
 0 & -(y - b\sin\theta + d\sin\alpha - y_4) \\
 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 \\
 (y_1 - z_1) & 0 & 0 & 0 \\
 0 & (y_2 - z_2) & 0 & 0 \\
 0 & 0 & (y_3 - z_3) & 0 \\
 0 & 0 & 0 & (y_4 - z_4) \\
 (\dot{y} + a\cos\theta\dot{\theta} - c\cos\alpha\dot{\alpha} - \dot{y}_1) & (\dot{y} + a\cos\theta\dot{\theta} + d\cos\alpha\dot{\alpha} - \dot{y}_2) \\
 a\cos\theta(\dot{y} + a\cos\theta\dot{\theta} - c\cos\alpha\dot{\alpha} - \dot{y}_1) & a\cos\theta(\dot{y} + a\cos\theta\dot{\theta} + d\cos\alpha\dot{\alpha} - \dot{y}_2) \\
 -c\cos\alpha(\dot{y} + a\cos\theta\dot{\theta} - c\cos\alpha\dot{\alpha} - \dot{y}_1) & d\cos\alpha(\dot{y} + a\cos\theta\dot{\theta} + d\cos\alpha\dot{\alpha} - \dot{y}_2) \\
 -(\dot{y} + a\cos\theta\dot{\theta} - c\cos\alpha\dot{\alpha} - \dot{y}_1) & 0 \\
 0 & -(\dot{y} + a\cos\theta\dot{\theta} + d\cos\alpha\dot{\alpha} - \dot{y}_2) \\
 0 & 0 \\
 0 & 0
 \end{bmatrix} \quad (3.196)$$

$$\begin{array}{cc}
(\dot{y} - b\cos\theta\dot{\theta} - c\cos\alpha\dot{\alpha} - \dot{y}_3) & (\dot{y} - b\cos\theta\dot{\theta} + d\cos\alpha\dot{\alpha} - \dot{y}_4) \\
-b\cos\theta(\dot{y} - b\cos\theta\dot{\theta} - c\cos\alpha\dot{\alpha} - \dot{y}_3) & -b\cos\theta(\dot{y} - b\cos\theta\dot{\theta} + d\cos\alpha\dot{\alpha} - \dot{y}_4) \\
-c\cos\alpha(\dot{y} - b\cos\theta\dot{\theta} - c\cos\alpha\dot{\alpha} - \dot{y}_3) & d\cos\alpha(\dot{y} - b\cos\theta\dot{\theta} + d\cos\alpha\dot{\alpha} - \dot{y}_4) \\
0 & 0 \\
0 & 0 \\
-(\dot{y} - b\cos\theta\dot{\theta} - c\cos\alpha\dot{\alpha} - \dot{y}_3) & 0 \\
0 & -(\dot{y} - b\cos\theta\dot{\theta} + d\cos\alpha\dot{\alpha} - \dot{y}_4)
\end{array}$$

$$\begin{array}{c}
k_1 \\
k_2 \\
k_3 \\
k_4 \\
k_{t1} \\
k_{t2} \\
k_{t3} \\
k_{t4} \\
c_1 \\
c_2 \\
c_3 \\
c_4 \\
M \\
I_\theta \\
I_\alpha \\
m_1 \\
m_2 \\
m_3 \\
m_4
\end{array}
= Y\pi$$

$$\begin{array}{cccccccc}
\ddot{y} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & \ddot{\theta} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & \ddot{\alpha} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & \ddot{y}_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & \ddot{y}_2 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \ddot{y}_3 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \ddot{y}_4 & 0
\end{array}$$

$\pi = [k_1 \ k_2 \ k_3 \ k_4 \ k_{t1} \ k_{t2} \ k_{t3} \ k_{t4} \ c_1 \ c_2 \ c_3 \ c_4 \ M \ I_\theta \ I_\alpha \ m_1 \ m_2 \ m_3 \ m_4]^T$

şeklinde sistem parametreleri yazılır. Bu parametreler, bir tahmin yasası ile belirlenebilmektedir. Ayrıca $k_{t1}(y_1 - z_1)$, $k_{t2}(y_2 - z_2)$, $k_{t3}(y_3 - z_3)$ ve $k_{t4}(y_4 - z_4)$, $Y\pi + f_d$ şeklinde 'f_d' parametresi içinde bozucu dış büyüklükler olarak da modellenebilir. Sistemin ölçülebilen büyüklüklerinden oluşan Y matrisi ise aşağıdaki gibi yazılır.

$$\begin{bmatrix}
(x_1-y_1) & (x_2-y_2) & (x_3-y_3) & (x_4-y_4) \\
\text{acos}\theta(x_1-y_1) & \text{acos}\theta(x_2-y_2) & -\text{bcos}\theta(x_3-y_3) & -\text{bcos}\theta(x_4-y_4) \\
-\text{ccos}\alpha(x_1-y_1) & \text{dcos}\alpha(x_2-y_2) & -\text{ccos}\alpha(x_3-y_3) & \text{dcos}\alpha(x_4-y_4) \\
-(x_1-y_1) & 0 & 0 & 0 \\
0 & -(x_2-y_2) & 0 & 0 \\
0 & 0 & -(x_3-y_3) & 0 \\
0 & 0 & 0 & -(x_4-y_4) \\
0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 \\
(y_1-z_1) & 0 & 0 & 0 \\
0 & (y_2-z_2) & 0 & 0 \\
0 & 0 & (y_3-z_3) & 0 \\
0 & 0 & 0 & (y_4-z_4) \\
(\dot{x}_1-\dot{y}_1) & (\dot{x}_2-\dot{y}_2) & (\dot{x}_3-\dot{y}_3) & (\dot{x}_4-\dot{y}_4) \\
\text{acos}\theta(\dot{x}_1-\dot{y}_1) & \text{acos}\theta(\dot{x}_2-\dot{y}_2) & -\text{bcos}\theta(\dot{x}_3-\dot{y}_3) & -\text{bcos}\theta(\dot{x}_4-\dot{y}_4) \\
-\text{ccos}\alpha(\dot{x}_1-\dot{y}_1) & \text{dcos}\alpha(\dot{x}_2-\dot{y}_2) & -\text{ccos}\alpha(\dot{x}_3-\dot{y}_3) & \text{dcos}\alpha(\dot{x}_4-\dot{y}_4) \\
-(\dot{x}_1-\dot{y}_1) & 0 & 0 & 0 \\
0 & -(\dot{x}_2-\dot{y}_2) & 0 & 0 \\
0 & 0 & -(\dot{x}_3-\dot{y}_3) & 0 \\
0 & 0 & 0 & -(\dot{x}_4-\dot{y}_4) \\
\ddot{y} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & \ddot{\theta} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & \ddot{\alpha} & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & \ddot{y}_1 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & \ddot{y}_2 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \ddot{y}_3 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \ddot{y}_4
\end{bmatrix} = Y$$

(3.197)

Bu denklemler y_{ref} , θ_{ref} ve α_{ref} şeklinde ana kütlelerin düşey yer değiştirmesi, kafa vurma ve devrilme hareketlerinin ölçülerek bir referans sinyali ile aralarındaki hatanın dikkate alınması durumunda kullanılabilir. Daha önce de bahsedildiği gibi, taşıt süspansiyon sistemleri süspansiyonların ana gövdeye bağlantı noktalarının yani X_1 , X_2 , X_3 ve X_4 uçlarının da

ölçülerek bir referans sinyali $X_{1,ref}$, $X_{2,ref}$, $X_{3,ref}$ ve $X_{4,ref}$ ile aralarındaki hatanın dikkate alınması ile kontrol edilebilir. Her bir süspansiyonun ana gövdeye bağlantı noktalarının yani, dört köşenin de kontrolü yapılırsa, her bir süspansiyonun kendi içerisinde birbirinden bağımsız bir şekilde kontrol edilmesiyle ana gövdenin düşey yer değiştirme, kafa vurma ve devrilme hareketleri de kontrol edilmiş olur(Türkkan ve Yağız, 2014). Bu durumda, $i=1, 2, 3, 4$ olmak üzere denklem (3.164), denklem (3.104)'e benzer şekilde aşağıdaki gibi yazılır.

$$\begin{bmatrix} (x_i - y_i) & 0 & (\dot{x}_i - \dot{y}_i) & \ddot{x}_i & 0 \\ (y_i - x_i) & (y_i - z_i) & (\dot{y}_i - \dot{x}_i) & 0 & \ddot{y}_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_i \\ k_{ti} \\ c_i \\ m_{\text{ön},1,2 - \text{arka},2,3} \\ m_i \end{bmatrix} = Y_i \pi_i \quad (3.198)$$

Burada, $m_{\text{ön},1,2 - \text{arka},2,3}$ sırasıyla ön sol, ön sağ, arka sol ve arka sağ asılı kütesidir. Bu kütleler, bilinmiyor veya zamanla değişen parametreler olarak düşünülebilir ve bir parametre tahmin hatasıyla tahmin edilebilir.

Bir tam taşıt aktif süspansiyon sistemine ait hareket denklemleri matris formatında EK-1'de verildiği gibi de yazılabilir.

Tüm bu malzeme ve yöntemlerden yola çıkılarak, bir bilgisayar programı yardımıyla gerçekleştirilen nümerik analiz sonucu elde edilen bulgular Bölüm 4'te yorumlanmıştır.

4. BULGULAR

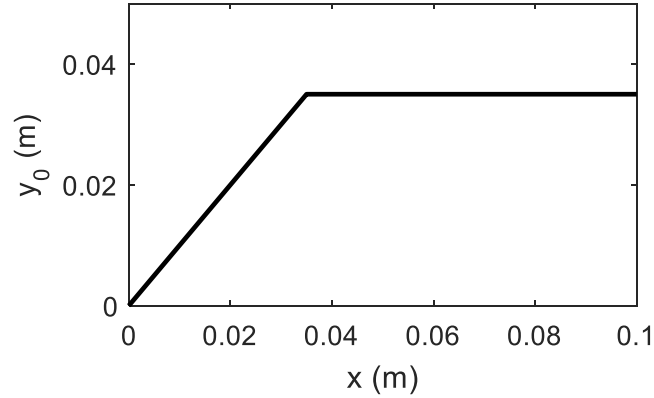
4.1. BENZETİM SONUÇLARI

Bu bölümde, bir önceki bölümde verilen ve kararlılığı matematiksel olarak ispatlanan kontrolcülerin taşıt aktif süspansiyon sistemine uygulanmasıyla elde edilen sonuçlar yorumlanmıştır. Önerilen bu kontrolcülerin sayısal çözümleri bir bilgisayar programı yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Zuo ve diğ. (2005) tarafından önerilen adaptif kontrolcü algoritması esas alınarak, Lyapunov Teorisi esasına dayalı Corless-Leitmann yaklaşımı ile (Corless ve Leitmann, 1981) aktif titreşim sönümlenme sistemleri için yeni tasarladığımız ve her türlü bozucu büyüklüklere karşı gürbüz özelliğe sahip Model Erişimli Adaptif Kontrol yasasının çeyrek taşıt aktif süspansiyon modeli üzerindeki etkileri incelenmiştir. Daha sonra, Sciavico ve Siciliano (1996)'nun robot manipülatörler için önerdikleri adaptif kontrol yasası bu çalışma ile ilk kez taşıt aktif süspansiyon sistemlerine uygulanmıştır. Burada, yine çeyrek taşıt aktif süspansiyon modeli kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar ışığında bu algoritmaya ve Lyapunov Teorisi esasına dayalı Corless-Leitmann yaklaşımı (Corless ve Leitmann, 1981) ile her türlü iç ve dış bozucu büyüklüklere karşı gürbüz özelliğe sahip yeni bir kontrolcü tasarlanarak yarım taşıt aktif süspansiyon modeli üzerindeki etkileri incelenmiştir. Ayrıca, tasarlanan yeni Bulanık Mantıklı Kontrolcü ile K_D ve λ kontrolcü katsayıları adaptif hale getirilmiştir. Son olarak, yine Sciavico ve Siciliano (1996) ve Lyapunov Teorisi esasına dayalı Corless-Leitmann (Corless ve Leitmann, 1981) algoritmaları esas alınarak her türlü bozucu büyüklüklere karşı gürbüz özelliğe sahip yeni bir Bulanık Mantıklı Model Esaslı Adaptif Kontrolcü tasarlanarak tam taşıt aktif süspansiyon sistemine uygulanmış ve grafiklerden elde edilen sonuçlar yorumlanmıştır.

4.1.1. Model Erişimli Adaptif Kontrolcü 'nün Kararlılığı ve Bir Çeyrek Taşıt Üzerinde Doğrulaması

Model Erişimli Adaptif Kontrolcü (Zuo ve diğ., 2005), taşıt aktif süspansiyon sistemlerine ilk olarak Özbek ve diğ. (2014) tarafından uygulanmıştır. Daha sonra, tasarladıkları Model Erişimli Adaptif Kontrolcü için yeni bir üstel fonksiyonla aynı şartlarda sonuçları iyileştirmişlerdir. Tez çalışmasının bu kısmında ise, Şekil 3.2'de verilen bir çeyrek taşıt aktif süspansiyon sisteminin ilk olarak kararlı ve kararsız bir süspansiyon sistemi, ikinci olarak model parametrelerinin değişmesi durumu ve son olarak lineer ve lineer olmayan bir süspansiyon sistemi üzerindeki

etkileri ve kararlılığı incelenmiştir. Bu üç duruma karşı sistemin gürbüzlüğüne incelemek amacıyla, bilgisayar benzetimleri yapılmış ve sonuçlar hem zaman hem de frekans alanında karşılaştırılmıştır. Bunun için, ilk olarak $b_2=980$ N/m/s olan süspansiyon katsayısı, kararsız bir süspansiyon sistemi elde etmek için $b_2= - 980$ N/m/s şeklinde negatif kabul edilmiştir. Böylece sistem, iç enerjisini dağıtmak yerine dışardan sürekli enerji alarak kararsız olmaktadır. Daha sonra, taşıt ana gövdesinin kütlesi, yani asılı kütle m_2 'nin arttırıldığı kabul edilmiştir. Son olarak, lineer olmayan bir sistem elde etmek için lineer olmayan bir yay seçilmiştir. Herhangi bir mekanik sistemin kararlılığını ispatlamak önem arz etmektedir. Sistemin tahribatına yol açabileceği için sistemin çıkışı kontrol altında tutulmalıdır. Model Erişimli Adaptif Kontrolcü'nün kararlılığı, herhangi bir sistemin (özellikle lineer olmayan sistemlerin) kararlılığını ispatlamak konusundaki başarısı ile bilinen Lyapunov Kararlılık Teoremi ile kanıtlandığı bir önceki bölümde anlatılmıştı. Bunlara ek olarak, bir adaptif algoritmanın sistemin bilinmeyen veya zamanla değişen kütle, yay ve sönümleyici gibi parametrelerini tahmin etmesi veya güncellemesi gerekmektedir. Bu amaçla, süspansiyon boşluğu kaybının diğer adıyla süspansiyon daralması probleminin meydana gelip gelmediğini görmek için aşağıdaki gibi bir sınırlı rampa yol girişi verilmiştir (Yağız ve diğ., 2008).



Şekil 4.1: Benzetimde kullanılan sınırlı rampa yol girişi.

Tablo 4.1: Çeyrek taşıt modeline ait parametreler (Taşkın ve diğ., 2007).

Parametreler	Değerleri	Birimi
m_2	240	kg
m_1	36	kg
b_2	980	N/m/s
k_2	16000	N/m
k_1	160000	N/m
v	72	km/h

Çalışmanın bu kısmında, benzetimleri yapılan çeyrek taşıt aktif süspansiyon sistemine ait model parametreleri Tablo 4.1’de verilmiştir.

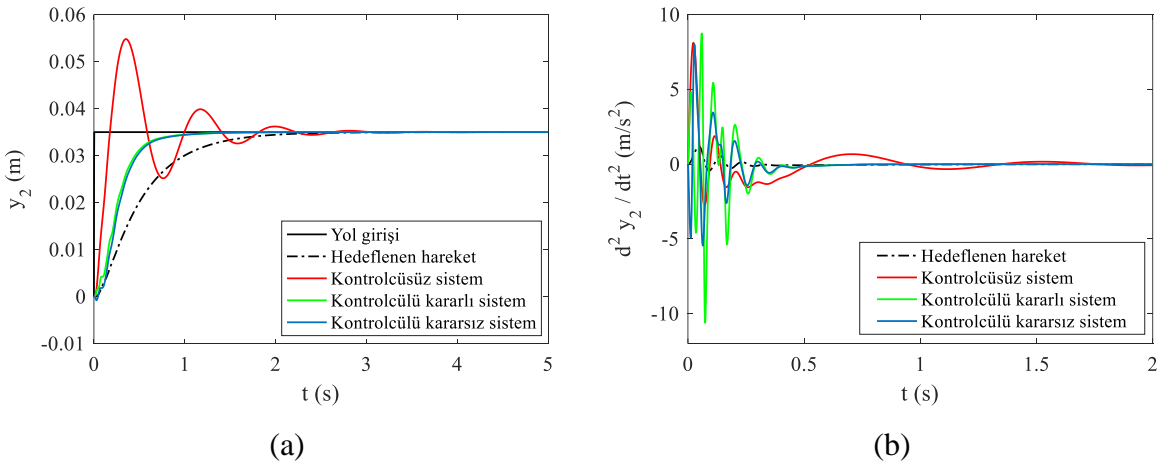
4.1.1.1. Model Erişimli Adaptif Kontrolcü’nün Kararsız Bir Sisteme Uygulanması

Çalışmanın bu kısmında, Model Erişimli Adaptif Kontrolcü kararsız bir taşıt aktif süspansiyon sistemine uygulanmıştır. Sistemi kararsız yapmak için, sönüm katsayısı $b_2 = -980$ N/m/s şeklinde negatif kabul edilmiştir. Sonuçlar, kontrolçüsüz, kontrolçülü kararlı ve kontrolçülü kararsız sistemler arasında bir karşılaştırma yapılarak yorumlanmıştır. Burada, kontrolcüye ait katsayılar deneme yanılma yoluyla belirlenmiştir. Bu katsayılar, Tablo 4.2’de verilmiştir.

Tablo 4.2: Kararsız sistem için model erişimli adaptif kontrolcü parametreleri.

Parametreler	Değerleri
K_D	5000
\bar{C}	12.5
\bar{K}	22.5
P_m	1e3
P_c	8e5
P_k	1e6

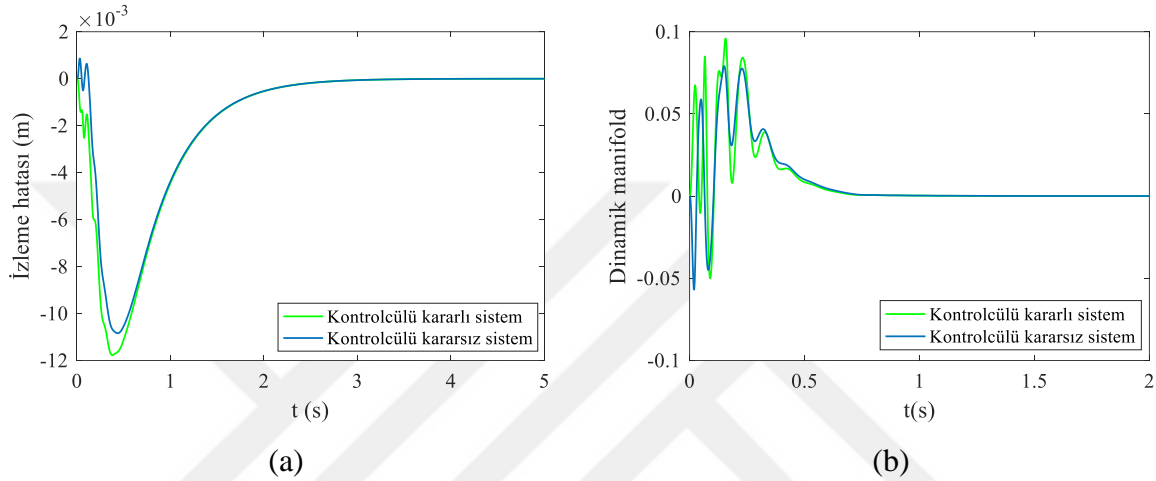
Şekil 4.2’de taşıt ana kütleğine ait düşey yer değiştirme ve düşey ivmenin zamana göre değişimi verilmiştir. Uygulanan adaptif kontrolcü ile kararsız sistemin titreşim genlikleri azalarak sifıra gittiği açıkça görülmektedir. Burada, kararsız sistem kararlı sisteme göre daha iyi sonuç vermiştir. Deneme yanılma yoluyla elde edilen kontrolcü katsayılarının bulanık mantıkla bulunması sonuçları daha da iyileştireceği söylenebilir.



Şekil 4.2: Taşıt ana kütleğine ait: (a) düşey yer değiştirme hareketi, (b) düşey ivme.

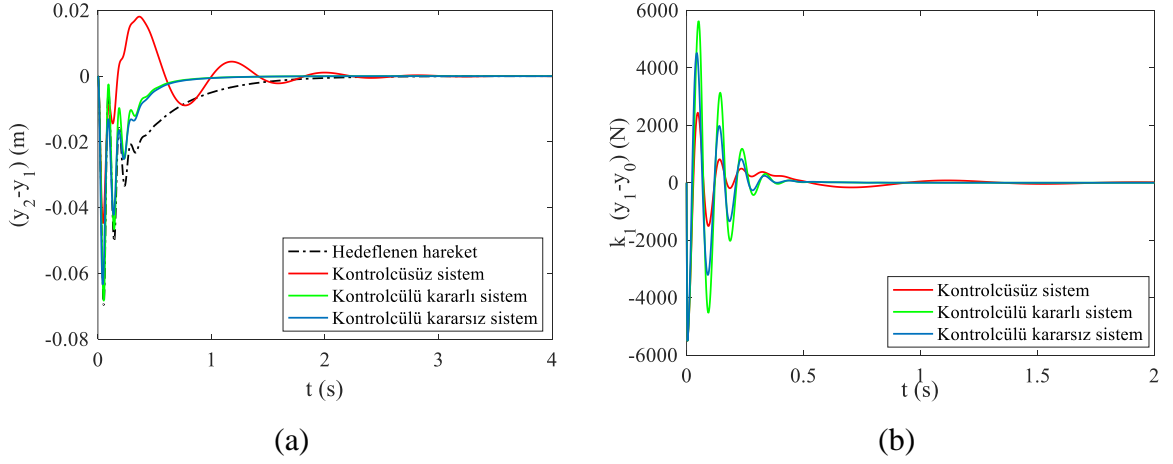
Model Erişimli Adaptif Kontrolcü’nün bir referans model ile sistemin çıkışı arasındaki hatayı kullanmadığını, bunun yerine istenen hareketi tanımlayan bir dinamik manifoldun tasarlandığı

bir kontrolcü olduğu yukarıda daha önce bahsedilmiştir. Şekil 4.3'te hedeflenen harekete ait izleme hatasını (açıklayıcı olması için) ve denklem (3.5)'te sunulan dinamik manifoldun zamana bağlı değişim grafikleri verilmiştir. Buradaki mantık şudur; eğer dinamik manifold sıfıra giderse, hedeflenen harekete ulaşılmıştır. Grafiklerden de görüldüğü gibi, dinamik manifold sıfıra gittiğinde izleme hatası da sıfıra gitmektedir. Buradan, kararsız sistemin kararlı hale getirilerek istenen hareketi gerçekleştirdiği kolaylıkla söylenebilmektedir.



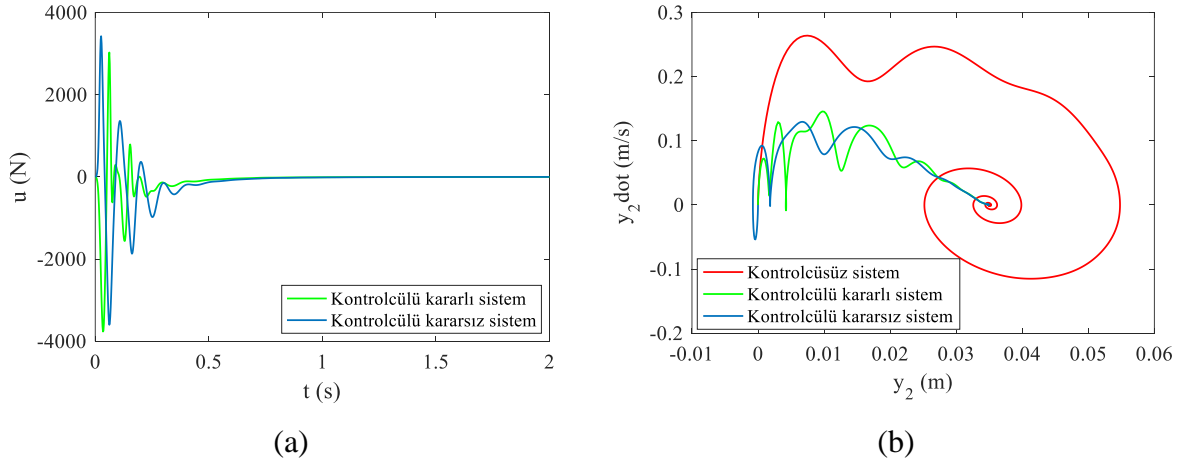
Şekil 4.3: (a) İzleme hatası, (b) dinamik manifold.

Uygulanan kontrolcünün, kararsız bir sistem için süspansiyon açıklığını koruyup koruyamadığını görmek için, yani süspansiyon daralması probleminin ortaya çıkıp çıkmadığını görmek için süspansiyon açıklığı grafiğine bakılmalıdır (Şekil 4.4 (a)). Ayrıca, seyir konforunun artırılmasına yönelik uygulamalarda, lastiği yoldan ayırmaya çalışan kuvvetlerin genliklerini görmek için dinamik tekerlek yükünün zamana göre değişimi grafiği verilmiştir (Şekil 4.4 (b)). Grafiklerden de görüldüğü gibi kararlı ve kararsız sistemde süspansiyon daralması gözlemlenmemiştir. Ayrıca, kararsız sisteme ait dinamik tekerlek yüklerinin kararlı sisteme ait dinamik tekerlek yüklerinden daha az değerler üretmiştir. Buradan, kararsız sistemin lastikleri yola daha iyi tutunduğu söylenebilir.



Şekil 4.4: (a) Süspansiyon açıklığı, (b) dinamik tekerlek yükü.

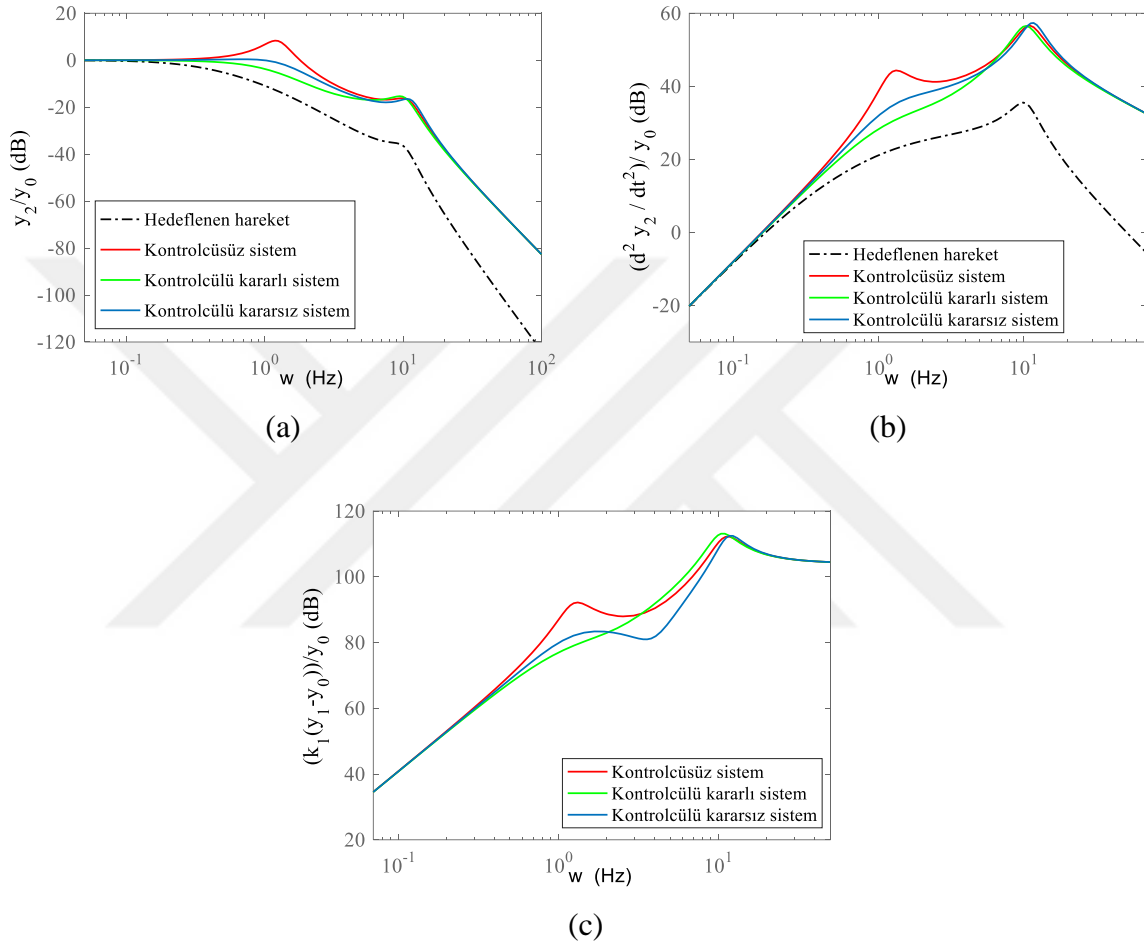
Üretilen kontrolcü kuvvetleri ve faz planı grafikleri Şekil 4.5'te verilmiştir. Grafiklerden de görüldüğü gibi eyleyiciler makul değerlerde kuvvet üretmişlerdir. Buna ek olarak, kuvvet üzerinde sisteme zarar verebilecek ani değişiklikler gözlemlenmemiştir. Diğer taraftan, faz planı grafiğine bakılacak olursa, kararsız sistemin iç enerjisini dış ortama dağıttığı açıkça görülmektedir. Bir mekanik sistemin kararlı olabilmesi için dışarıdan verilen enerjiyi dağıtması gerekmektedir. Buradan da, uygulanan kontrolcünün kararsız bir sistemi kararlı hale getirerek makul bir şekilde kontrol edebildiği söylenebilir.



Şekil 4.5: (a) Kontrolcü kuvveti, (b) faz planı.

Bir kontrolcünün başarısından tam olarak söz etmek için frekans cevaplarına da bakılmalıdır. Bu amaçla, Şekil 4.6'da sırasıyla, taşıt ana gövdesini düşey yer değiştirme ve düşey ivmelerine ait frekans cevapları ve dinamik tekerlek yükünün frekans cevabı verilmiştir. Şekil 4.6 (a) ve (b)'den de açıkça görüldüğü gibi, 10 Hz civarında olan lastik-aks kütlelerine ait rezonans frekansındaki genlik değerlerinin mümkün olduğunca bozulmadan taşıt ana gövdesine ait 1 Hz

civarında olan rezonans frekansı bastırılmıştır. Bu durum, taşıt seyir konforu açısından istenen bir durumdur. Şekil 4.6 (c)'den görüldüğü gibi, dinamik tekerlek yükü genlik değerlerinin, her iki sistem için 1 Hz civarında azaltıldığı ve kararsız sistem için 4-5 Hz civarında daha da düşük değerler aldığı gözlemlenmiştir.

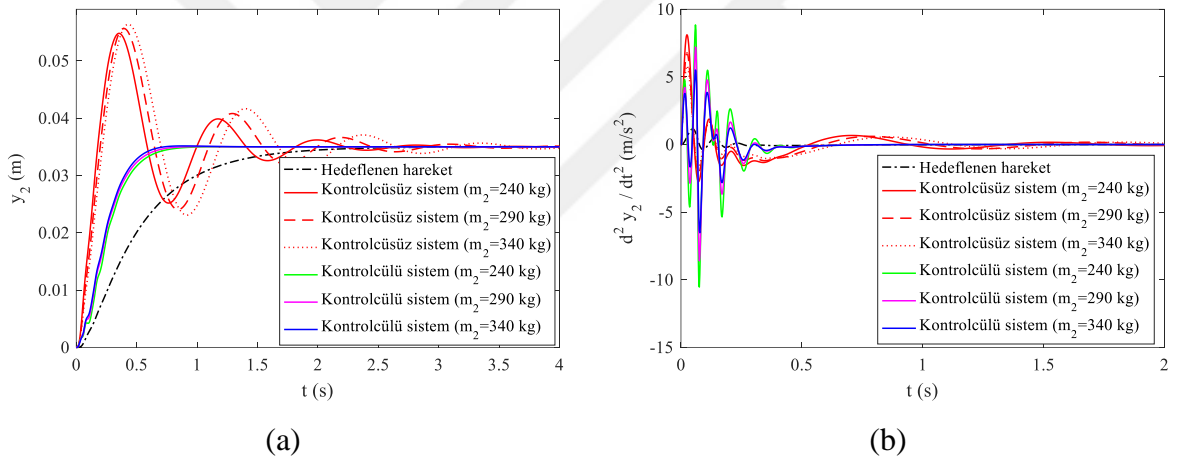


Şekil 4.6: Frekans cevapları: (a) asılı kütle için düşey hareketi, (b) asılı kütle için düşey ivmesi, (c) dinamik tekerlek yükü.

Sonuç olarak, uygulanan kontrolcünün kararsız bir taşıt süspansiyon sistemini makul değerlerde kontrol edebildiği şekillerden açıkça görülmektedir. Uygun seçilen bir adaptasyon kanunu ile kararsız bir sistemin kararlı hale getirilebildiği gerek zaman gerekse frekans cevaplarından kolaylıkla anlaşılabilir. Faz planı grafiği, süspansiyon sisteminin enerjisini dağıttığını ve uygulanan kontrolcü ile kararsız bir sistemin kararlı hale getirilebildiğini açıkça göstermiştir.

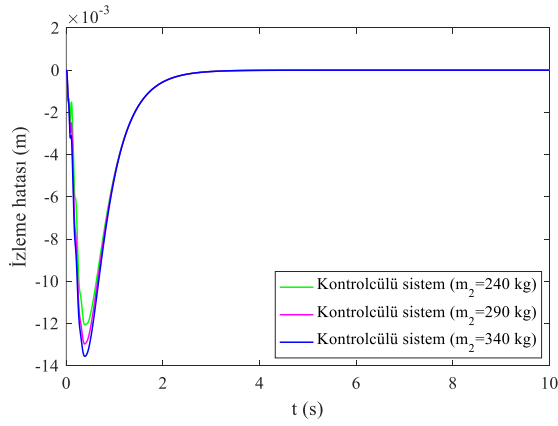
4.1.1.2. Model Erişimli Adaptif Kontrolcü'nün Parametresi Değişen Bir Sisteme Uygulanması

Çalışmanın bu kısmında, değişen süspansiyon parametrelerine karşın sistemin gürbüzlüğü görmek için çeyrek taşıt aktif süspansiyon sistemine Model Erişimli Adaptif Kontrolcü uygulanmıştır. Bu sebeple, taşıt ana gövdesinin farklı kütle parametrelerine sahip olması durumu göz önünde bulundurulmuştur. Burada amaç, değişen sistem parametrelerine karşın sistemin gürbüzlüğü test etmektir. Sonuçlar, 240 kg, 290 kg ve 340 kg kütleyle sahip kontrolcüsüz ve kontrolcülü durumlar arasında bir karşılaştırma yapılarak yorumlanmıştır. Bir önceki kısımda, taşıt titreşimleri açısından yapılan yorumlar bu kısımda da benzerdir. Buna ek olarak, bu kısımda sadece parametre değişimi üzerinde durulacaktır. Bu kısımda da kontrolcüye ait katsayılar, bir önceki kısımda olduğu gibi alınmıştır (Tablo 4.2).

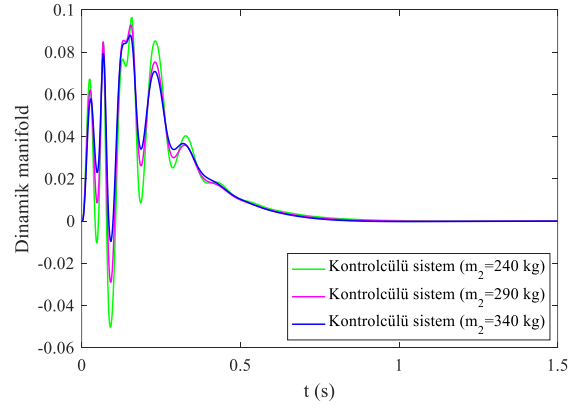


Şekil 4.7: Taşıt ana kütlesine ait: (a) düşey yer değiştirme hareketi, (b) düşey ivme.

Şekil 4.7- 4.11'den de görüldüğü gibi toplam taşıt ana kütlelerinin zamanla değişmesi (240 kg, 290 kg ve 340 kg için) durumunda (yolcu sayısı ve bagaj durumlarının değişmesi gibi) önerilen kontrolcü ile sistemin parametre değişimine karşı gürbüz olduğu ve bu değişimlere rağmen sistemi başarılı bir şekilde kontrol ettiği gerek zaman ve gerekse frekans cevaplarında açıkça görülmektedir. Özellikle, taşıt seyir konforu açısından önemli olan asılı kütlelerin düşey yer değiştirme ve ivme hareketlerine ait frekans cevaplarında da görüldüğü gibi 1 Hz civarındaki taşıt ana gövdesinden kaynaklanan rezonans genliğinde herhangi bir değişiklik olmamıştır. Bu durum, model parametreleri bilinmeyen veya zamanla değişen bir taşıt süspansiyon sisteminin kontrolünde Model Erişimli Adaptif Kontrolcü'nün başarılı bir şekilde uygulanabildiğini açıkça göstermektedir. Yani, bu çalışmada parametre adaptasyonunun çok iyi çalıştığı söylenebilir.

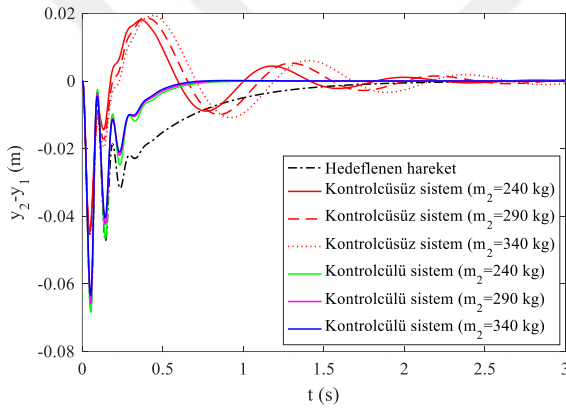


(a)

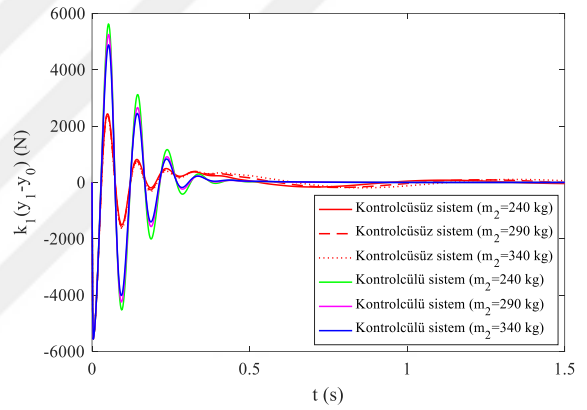


(b)

Şekil 4.8: (a) İzleme hatası, (b) dinamik manifold.

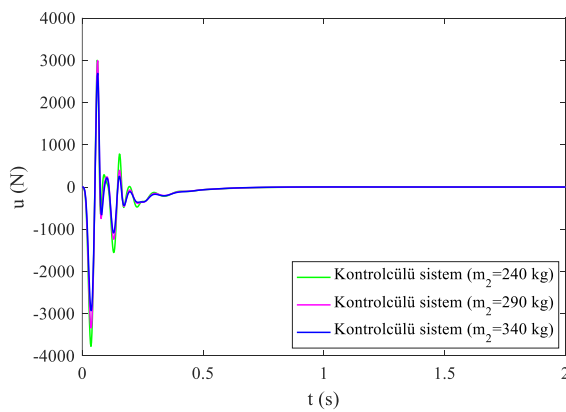


(a)

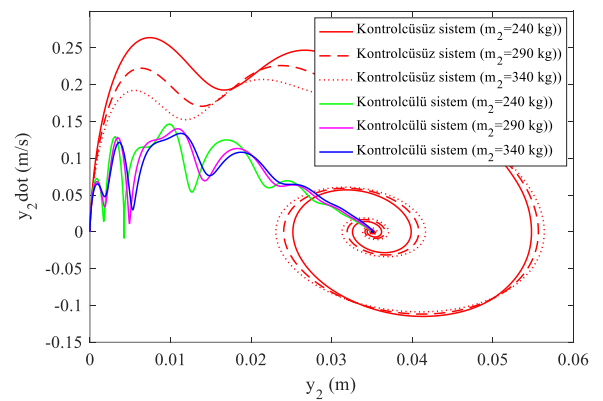


(b)

Şekil 4.9: (a) Süspansiyon açıklığı, (b) dinamik tekerlek yükü.

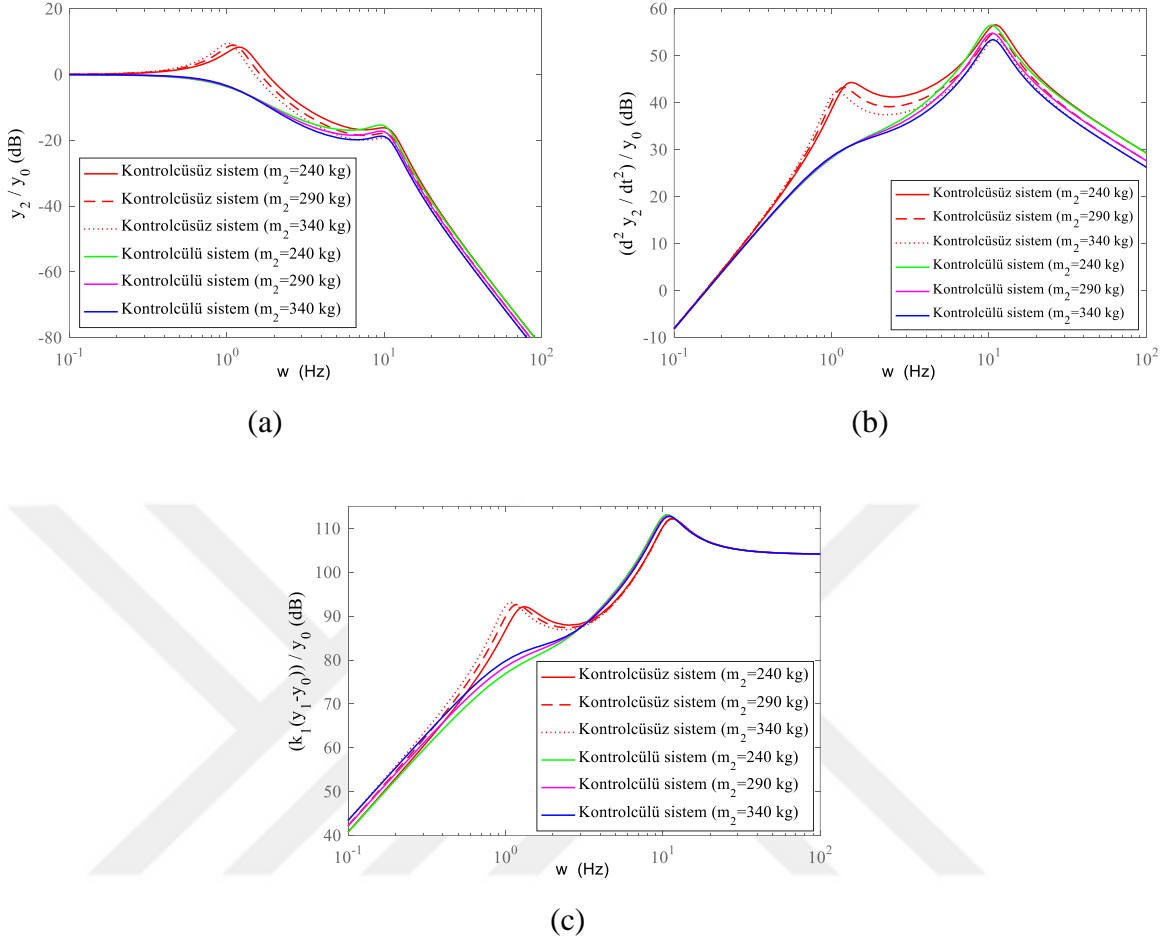


(a)



(b)

Şekil 4.10: (a) Kontrolcü kuvveti, (b) faz planı.



Şekil 4.11: Frekans cevapları: (a) asılı kütle için düşey hareketi, (b) asılı kütle için düşey ivmesi, (c) dinamik tekerlek yükü.

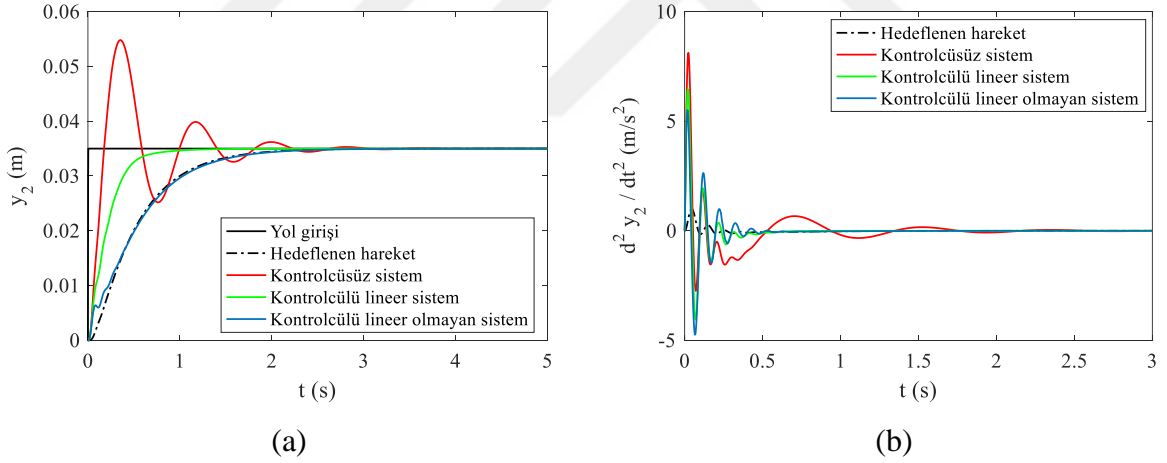
4.1.1.3. Model Erişimli Adaptif Kontrolcü'nün Lineer Olmayan Yaya Sahip Bir Sisteme Uygulanması

Çalışmanın bu kısmında ise, Model Erişimli Adaptif Kontrolcü lineer olmayan bir yay kuvvetine sahip çeyrek taşıt aktif süspansiyon sistemine uygulanmasıyla, lineer olmayan sistemler üzerindeki etkisinin incelenmesi hedeflenmiştir. Bu amaçla, denklem (3.103)'te verilen lineer yay kuvveti $k_2(y_2 - y_1)$ 'in lineer olmadığı kabul edilerek $k_2(y_2 - y_1)^2$ şeklinde verilmiştir. Yapılan bilgisayar benzetimlerinden elde edilen sonuçlar, kontrolcüsüz (lineer), kontrolcülü lineer ve kontrolcülü lineer olmayan sistemler arasında bir karşılaştırma yapılarak yorumlanmıştır. Çalışmanın bu kısmında da kontrolcüye ait katsayılar deneme yanılma yöntemiyle belirlenmiş ve Tablo 4.3'te verilmiştir.

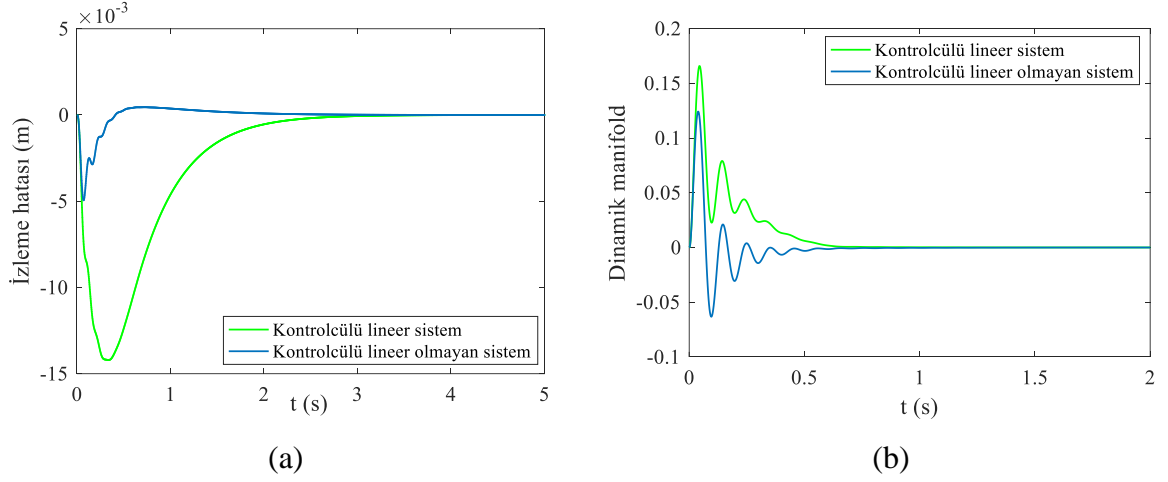
Tablo 4.3: Lineer olmayan sistem için model erişimli adaptif kontrolcü parametreleri.

Parametreler	Değerleri
K_D	5000
\bar{C}	12.5
\bar{K}	22.5
P_m	1e3
P_c	2.5e4
P_k	1e6

Bu amaçla, taşıt ana kütleğine ait düşey yer değiştirme ve düşey ivmesinin zamana göre değişimi Şekil 4.12’de verilmiştir. Şekillerden de görüldüğü gibi, kontrolcülü lineer ve lineer olmayan sistemlerin titreşim genlikleri ve titreşim süreleri kontrolcüsüz sisteme göre büyük ölçüde azaltılmıştır. Taşıt seyir konforu açısından ivme genliklerinin mümkün olduğunca en aza indirilmesi, uygulanan kontrolcünün başarısını gösteren bir diğer etkidir. Gerek lineer gerekse lineer olmayan sistemlerin ivme genliklerinde makul değerlerde azalma olmuştur. Ayrıca, lineer olmayan sistem, gerek hedeflenen hareketi izleme gerekse titreşim genliklerinin azaltılması hususunda daha başarılı sonuçlar vermiştir.

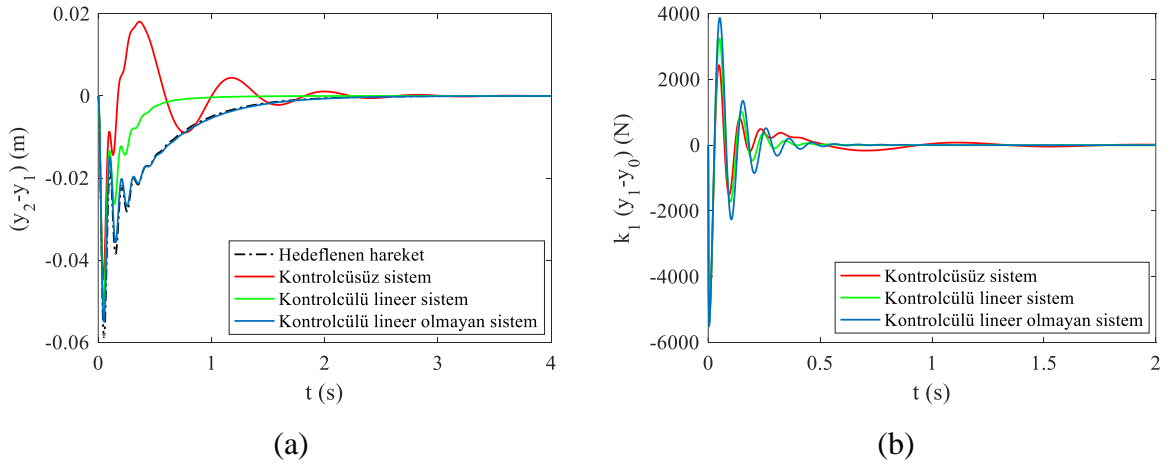
**Şekil 4.12:** Taşıt ana kütleğine ait: (a) düşey yer değiştirme hareketi, (b) düşey ivme.

Hedeflenen hareketi izleme hatası ve dinamik manifoldun zamana göre değişim grafikleri Şekil 4.13’te verilmiştir. Dinamik manifoldun sifıra gitmesi durumunda hedeflenen harekete ulaşıldığı yukarıda bahsedilmiştir. Şekillerden de görüldüğü gibi gerek lineer gerekse lineer olmayan sistemlerde dinamik manifold ve izleme hatası sifıra gitmektedir. Ayrıca, uygulanan kontrolcü ile lineer olmayan sistemin hedeflenen harekete daha hızlı bir şekilde ulaştığı açıkça görülmektedir. Buradan, Model Erişimli Adaptif Kontrolcü’nün lineer olmayan sistemler üzerinde başarılı bir şekilde uygulandığı kolaylıkla söylenebilir.



Şekil 4.13: (a) İzleme hatası, (b) dinamik manifold.

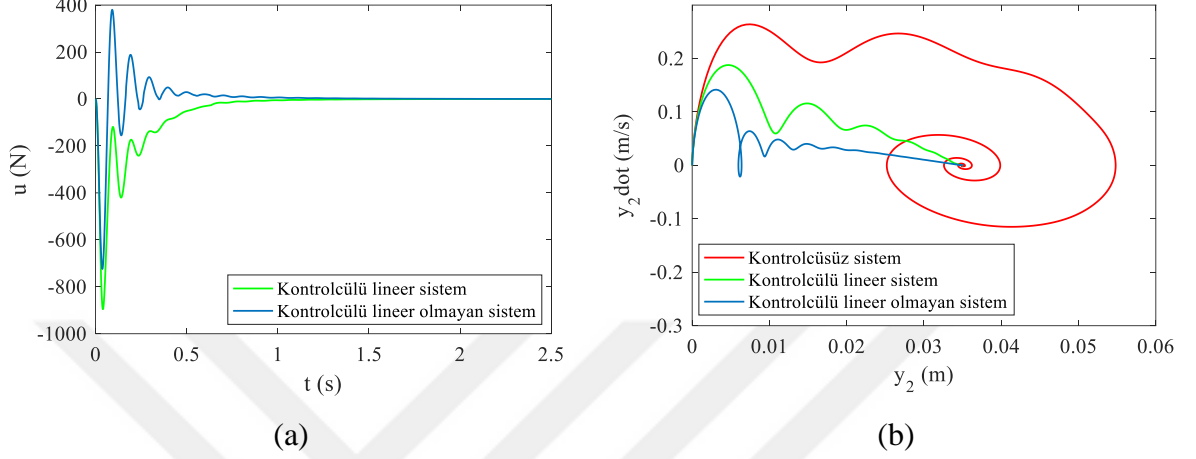
Süspansiyon açıklığı ve dinamik tekerlek yüklerinin zamana göre değişimi Şekil 4.14'te verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi, uygulanan kontrolcü ile lineer ve lineer olmayan sistemlerin süspansiyon açıklığının titreşim sonrasında ilk konumuna geldiği, başlangıç konumunu koruduğu ve dolayısıyla süspansiyon daralması problemine sebebiyet vermediği açıkça görülmektedir. Diğer taraftan, lastiği yoldan ayırmaya çalışan dinamik tekerlek yüklerinde kontrolcüsüz sisteme göre gerek lineer ve gerekse lineer olmayan sistemlerde bir miktar artışlar söz konusudur. Bu durum, taşıt seyir konforunun iyileştirilmesinin hedeflendiği uygulamalarda beklenen bir sonuçtur.



Şekil 4.14: (a) Süspansiyon açıklığı, (b) dinamik tekerlek yükü.

Şekil 4.15'te kontrolcü kuvvetlerinin zamana göre değişimi ve faz planı grafikleri verilmiştir. Uygulanan kontrolcünün ürettiği kontrolcü kuvvetlerinin makul değerlerde olduğu ve titreşim sonunda sıfıra gittiği şekilden açıkça görülmektedir. Ayrıca, kontrolcü kuvvetleri üzerinde sistemde tahribata yol açabilecek ani değişiklikler gözlemlenmemiştir. Diğer taraftan, bir

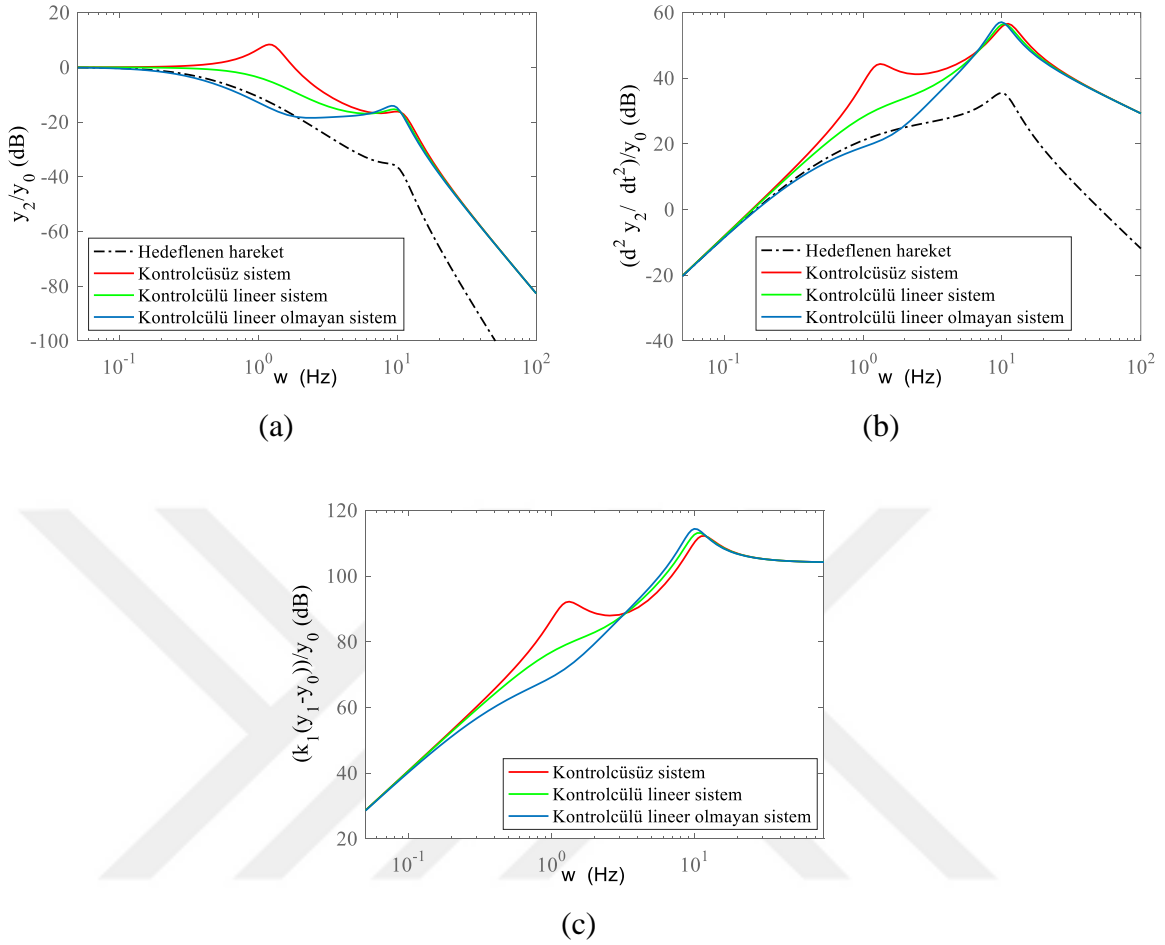
sistemin kararlı olup olmadığını görmek için faz planlarına bakılabilir. Faz planı grafiğinden de açıkça görüldüğü gibi, kontrolcülü lineer ve lineer olmayan sistemler, iç enerjisini ortama yayarak yani, dışarıya vererek kararlı hale gelmektedirler.



Şekil 4.15: (a) Kontrolcü kuvveti, (b) faz planı.

Taşıt ana kütlelerinin düşey yer değiştirme hareketine ve ivmesine ait frekans cevapları ile dinamik tekerlek yüküne ait frekans cevapları Şekil 4.16'da verilmiştir. 1 Hz civarında oluşan rezonans frekansı taşıt ana gövdesine ve 10 Hz civarında oluşan rezonans frekansı ise lastik-aks kütlelerine aittir. Şekil 4.16 (a) ve (b)'den de görüldüğü gibi, taşıt ana gövdesine ait rezonans frekansındaki genlikler, uygulanan kontrolcü ile lineer ve lineer olmayan sistemlerde kontrolcüsüz sisteme göre büyük ölçüde bastırılmıştır. Bu durum, taşıt seyir konforu açısından istenen bir durumdur.

Şekil 4.16 (c) verilen dinamik tekerlek yüklerine bakılırsa, lineer ve lineer olmayan sistemlerin, kontrolcüsüz sisteme göre 1 Hz civarında dinamik tekerlek yükü genliklerinde azalmalar görülmüştür. Buradan da, taşıt yol tutuşu performansının önemli ölçüde bozulmadan taşıt seyir konforunun iyileştiği sonucuna varılabilir. Frekans cevaplarında da lineer olmayan sistemin daha iyi sonuçlar verdiği açıkça görülmektedir.



Şekil 4.16: Frekans cevapları: (a) asılı kütle için düşey hareketi, (b) asılı kütle için düşey ivmesi, (c) dinamik tekerlek yükü.

Sonuç olarak, Model Erişimli Adaptif Kontrolcü'nün bir çeyrek taşıt aktif süspansiyon sistemi üzerindeki kararlılığı incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar, sistemin lineer olmaması ve kararsız olması durumunda bile iyi sonuçlar verdiğini göstermiştir. Ayrıca, sistemin gürbüzlük açısından da analizi yapılmıştır. Bunun için, 240 kg olan sistemin kütlesi 290 kg ve 340 kg'a kadar çıkarılmıştır. Gerek zaman gerekse frekans cevaplarında kontrolcünün tepkisinin değişmediği ve üst üste çakışık sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. Bu durum, uygulanan kontrolcü ile sistemin değişen parametrelerine karşın gürbüz olma özelliğinin başarılı bir şekilde artırıldığı anlamına gelmektedir. Ayrıca bilgisayar benzetimleri, bozucu yol girişine maruz kalan bir taşıtın uygulanan kontrolcü ile titreşim genliklerinin büyük ölçüde bastırıldığını göstermiştir. Yolcuların istenmeyen kuvvetlere maruz kalmasında etkili olan taşıt ana gövdesinin ivme genliklerinin mümkün olduğunca azaltılması seyir konforu açısından kritik bir öneme sahiptir. Uygulanan kontrolcü ile ivme genliklerinin makul ölçüde azaltıldığı grafiklerden anlaşılmaktadır. Yukarıda belirtildiği gibi, kontrolcü şunu belirtir; eğer dinamik

manifold sıfıra giderse, sistemin çıkışı belirli bir hedeflenen harekete ulaşır. Şekillerden de gördüğümüz gibi, dinamik manifold zamanla sıfıra ulaşmaktadır. Bu durum, yukarıda benzetimleri yapılan her üç durum için hedeflenen ideal skyhook (göge kanca) hareketine ulaşıldığını açıkça belirtir. Herhangi bir sistemin kararlılığı faz planlarının yorumlanmasıyla kolaylıkla anlaşılabilir. Faz planları şekillerinden her üç durum için sistemin iç enerjisinin çevresine dağıttığı ve kararlı olduğu açıkça görülmektedir. Diğer taraftan, her üç durum için süspansiyon boşluğu ($y_2 - y_1$) kaybının gözlemlenmemesi dikkate değer bir sonuçtur. Süspansiyon açıklığı sıfıra gitmekte yani, ilk konumunu korumaktadır. Ayrıca, sistem 2 serbestlik dereceli olduğundan frekans cevaplarında iki tepe noktasına yani, iki rezonans frekansına sahiptir. Birinci tepe noktası taşıt ana kütesine, ikinci tepe noktası lastik-aks kütesine aittir. Bir taşıt süspansiyon sistemini uygun bir şekilde kontrol edebilmek için ilk tepe noktasının mümkün olduğunca bastırılması gerekir. Şekillerden de görüldüğü gibi, taşıt ana kütesine ait ilk tepe noktası uygulanan kontrolcü ile önemli ölçüde bastırılmıştır. İkinci tepe noktasında ise çok önemli bir değişiklik gözlemlenmemiştir. Kararlılık açısından Model Erişimli Adaptif Kontrolcü'nün performansını görme hedefimize ulaşıldığı açıkça söylenebilir. Bunlara ek olarak, ilk iki kısımda kontrolcü katsayıları aynı alınmıştır. Ancak, son kısımda kontrolcü katsayıları değiştirilerek düşey ivmenin zamana göre değişimi grafiğinde iyileşmeler gözlemlenmiştir. Yapılan birçok benzetim sonucunda, adaptasyon katsayılarının ya da parametre veya dış bozucu büyüklükler için tasarlanan tahmin yasalarına ait kontrolcü katsayılarının sadece zaman cevaplarında etkili olduğu, frekans cevaplarında ise etkisinin olmadığı sonucuna ulaşılmıştır. Frekans cevabında etkili olan kontrolcü katsayıları K_D , \bar{C} ve \bar{K} parametreleridir. Bu katsayıların zaman cevaplarında da etkili olduğu unutulmamalıdır. Model Erişimli Adaptif Kontrolcü'ye ait katsayıların tasarlanacak yeni bir bulanık mantıkla bulunması, gelecekte yapılması düşünülen çalışmalara bir öneri olarak sunulabilir.

4.1.2. Model Erişimli Gürbüz Adaptif Kontrolcü'nün Çeyrek Taşıt Modeline Uygulanması

Çalışmanın bu kısmında, kısım 3.1.2'de verilen Model Erişimli Gürbüz Adaptif Kontrolcü Şekil 3.2'de verilen çeyrek taşıt aktif süspansiyon sistemine uygulanmıştır. Bu çalışmada, süspansiyon sistemine ait bilinmeyen veya zamanla değişen, modellenen (kütle, yay, sönümleyici gibi) parametreleri ile bilinmeyen modellenmeyen (sürtünme veya dış bozucu büyüklükler gibi) parametreleri için parametre tahmin yasaları tanımlanmıştır. Lyapunov

Teorisi esasına dayalı Corless-Leitmann (Corless ve Leitmann, 1981) yaklaşımı ile yeni bir gürbüz kontrolcü sunulmuş ve sistemin kararlılığı sağlanmıştır. Bilgisayar benzetimleri ile kontrolcüsüz sistem ile kontrolcülü sistemler karşılaştırılmıştır. Burada da, ideal skyhook (göğge kanca) hareketi hedeflenmiştir. Benzetimlerde kullanılan çeyrek taşıt modeline ait parametreler Tablo 4.4'te verilmiştir.

Tablo 4.4: Çeyrek taşıt modeline ait parametreler (Nguyen ve diğ., 2000).

Parametreler	Değerleri	Birimi
m_2	253	kg
m_1	42	kg
b_2	1345	N/m/s
k_2	16434	N/m
k_1	97939	N/m
v	72	km/h

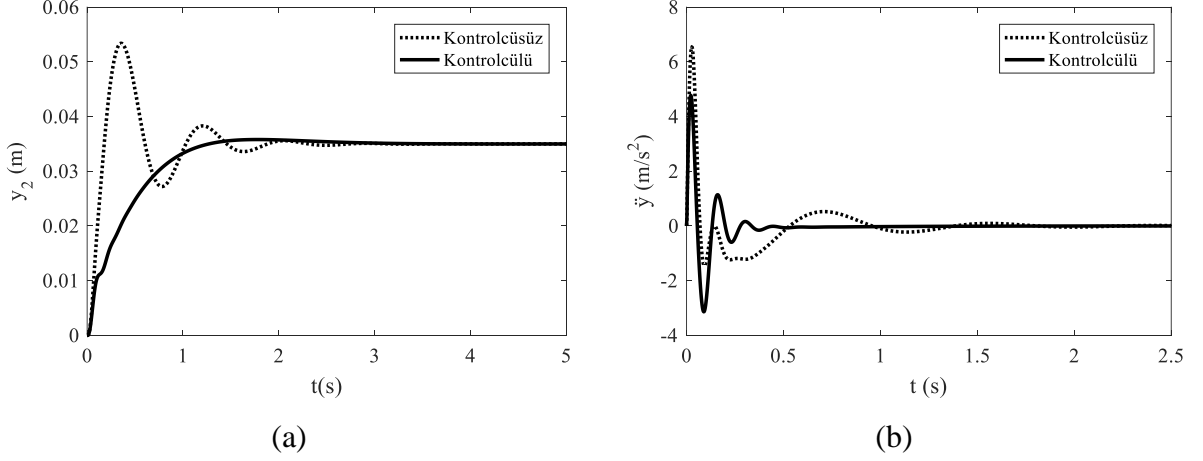
Buna ek olarak, tasarlanan kontrolcüye ait katsayılar deneme yanılma yöntemiyle elde edilmiş ve Tablo 4.5'te verilmiştir.

Tablo 4.5: Model erişimli gürbüz adaptif kontrolcü parametreleri.

Parametreler	Değerleri
K_D	7500
\bar{C}	1.67
\bar{K}	1.44
P_m	1e3
P_c	5e4
P_k	2e6
ε_d	1
ψ	100
γ	10
B_1	100

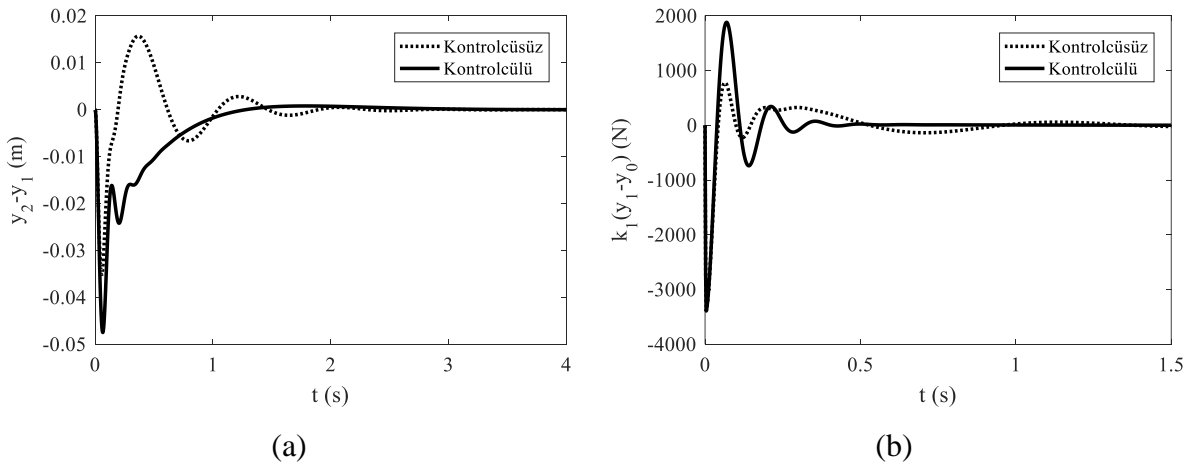
Süspansiyon çalışma boşluğu kaybını da görmek için Şekil 4.1'de verilen sınırlı rampa yol girişi ile elde edilen sonuçlar, önerilen kontrolcünün taşıt seyir konforuna etkisi açısından yorumlanmış ve aşağıda verilmiştir.

Şekil 4.17'de asılı kütle (taşıt ana gövdesinin) düşey yer değiştirme ve ivmesinin zamana göre değişimi verilmiştir. Taşıt aktif süspansiyon sistemlerinde seyir konforunun iyileştirmek için, yer değiştirme ile ivme genliklerinin ve aynı zamanda yerleşme zamanının mümkün olduğunca azaltılması gerekmektedir. Şekillerden de görüldüğü gibi, önerilen kontrolcü ile kontrolcüsüz sisteme göre taşıt titreşimleri büyük ölçüde sönümlenmiştir.



Şekil 4.17: Taşıt ana kütleğine ait: (a) düşey yer değıştirme hareketi, (b) düşey ivme.

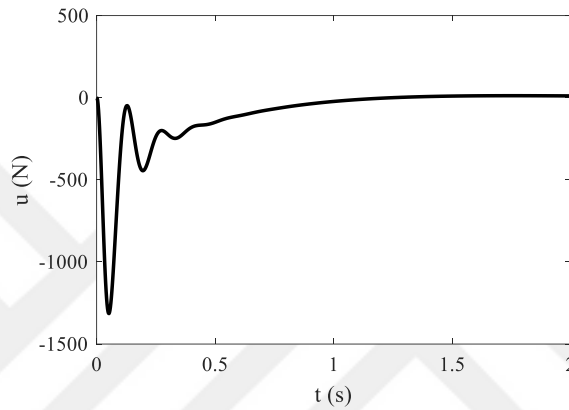
Taşıt aktif süspansiyon sistemlerinde, uygulanan kontrolcünün başarısından söz edebilmek için süspansiyon açıklığının zamana göre değışimi grafiğine de bakılması gerekir (Şekil 4.18 (a)). Uygulanan kontrolcünün süspansiyonların çalışma boşluğu kaybına neden olmadığı yani, süspansiyon aralığının titreşim sonunda sıfıra (ilk konumuna) geldiği açıkça görülmektedir. Böylece, süspansiyonun daralmadığı kolaylıkla söylenebilir. Taşıt seyir konforunu arttırmaya çalışırken, taşıt yol tutuş performansının da bozulabileceği unutulmamalıdır. Bu nedenle, lastikleri yoldan ayırmaya çalışan dinamik tekerlek yüklerinin zamana göre değışimi Şekil 4.18 (b)'de verilmiştir. Uygulanan kontrolcü ile dinamik tekerlek yükü genliğinde kontrolcüsüz sisteme göre artış gözlemlenmiştir. Bu durum, beklenen bir sonuçtur. Çünkü taşıt seyir konforu ve taşıt yol tutuş arasında bir çatışma vardır.



Şekil 4.18: (a) Süspansiyon açıklığı, (b) dinamik tekerlek yükü.

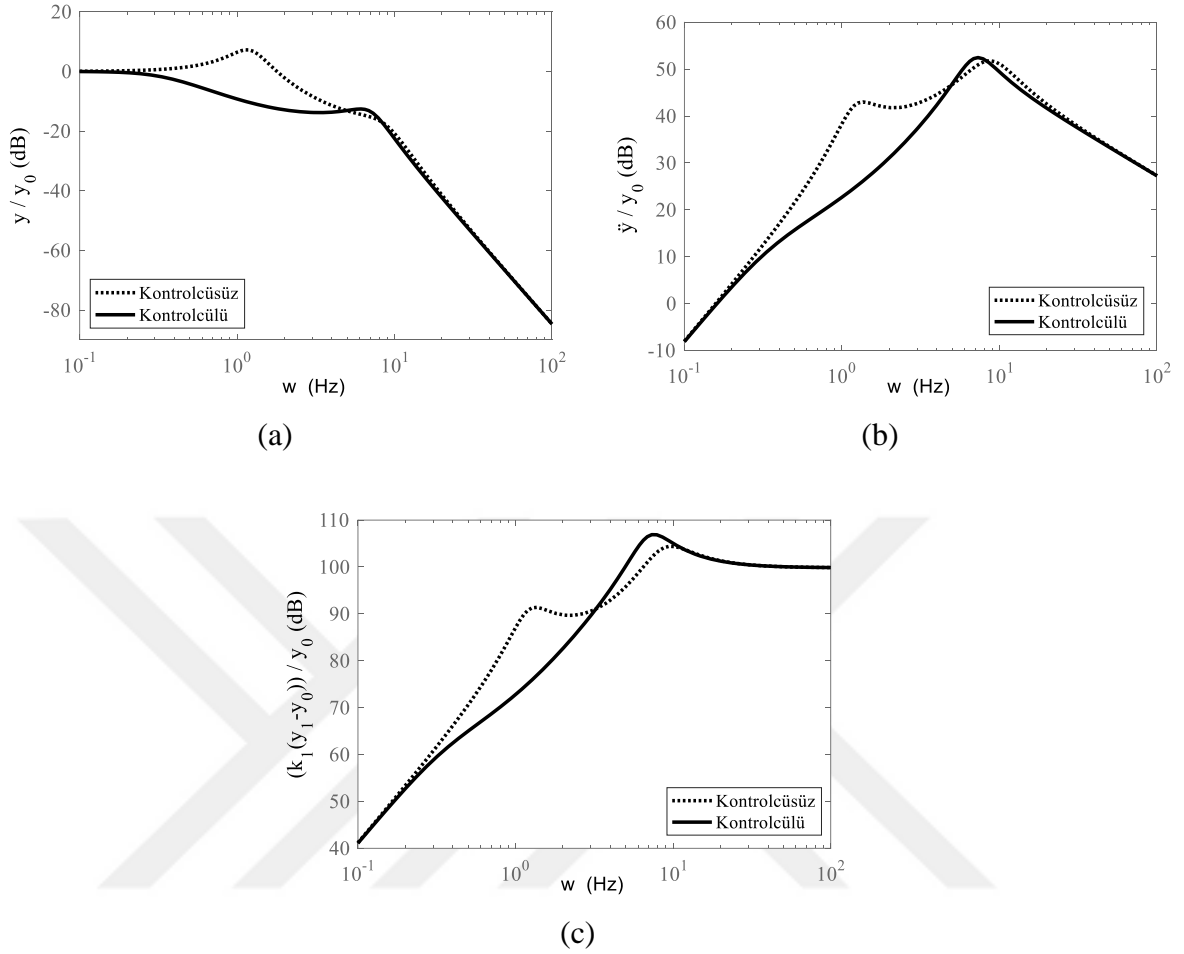
Taşıt aktif süspansiyon sistemlerinde taşıt seyir konforu için önerilen kontrolcülerin, bu amaca ulaşmasının yanında, kontrolcünün gereksinim duyduğu kontrolcü kuvveti değerlerinin

eyleyicilerin üretebileceği aralıkta olması gerekir. Ayrıca eyleyicilerin, kontrolcü kuvvetleri üzerinde taşıt bileşenlerine zarar verebilecek ani değişikliklere neden olmaması istenir. Bunu görmek için, kontrolcü kuvvetinin zamana göre değişimi grafiği Şekil 4.19'da verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi, eyleyici makul değerlerde kuvvet değerleri üretmiştir ve bu değerler üzerinde keskin ve ani değişiklikler gözlemlenmemiştir. Buna ek olarak, sistemden ne kadar çok güç çekilirse taşıtın seyir performansını da etkileyebileceği unutulmamalıdır. Bu sonuçlar, literatürdeki bulgularla benzerlik göstermektedir.



Şekil 4.19: Kontrolcü kuvveti.

Bir kontrolcünün, taşıt seyir konforu üzerindeki etkisini görmek için zaman cevaplarının yanında frekans cevapları da incelenmelidir. Şekil 4.20'de verilen frekans cevaplarında, 1 Hz civarındaki birinci tepe noktası asılı kütle yani taşıt ana gövdesine, 10 Hz civarındaki ikinci tepe noktası ise asılı olmayan kütle yani tekerlek-aks kütlelerine aittir. Taşıt seyir konforunu arttırmak için, 10 Hz civarındaki rezonans genliklerinde önemli ölçüde artışa neden olmadan 1 Hz civarındaki rezonans genliklerinin mümkün olduğunca azaltılması gerekmektedir. Şekillerden de görüldüğü gibi bu rezonans genlikleri, uygulanan kontrolcü ile kontrolcüsüz duruma göre önemli ölçüde azaltılmıştır. Böylece, önerilen kontrolcünün taşıt seyir konforunu artırma konusunda başarılı olduğu açıkça söylenebilir.



Şekil 4.20: Frekans cevapları: (a) asılı kütle için düşey hareketi, (b) asılı kütle için düşey ivmesi, (c) dinamik tekerlek yükü.

Sonuç olarak, bilinmeyen veya zamanla değişen parametreler ile bilinmeyen ve modellenmeyen dış bozucu büyüklüklerin etkisindeki bir taşıt aktif süspansiyon sisteminin Lyapunov Teorisi esasına dayalı Corless-Leitmann yaklaşımı ile tasarlanan gürbüz kontrolcü ile başarılı bir şekilde kontrol edilebileceği kolaylıkla söylenebilir. Yani, sistemin parametreleri üzerindeki herhangi bir değişiklik veya herhangi bir dış bozucu büyüklüğün etkisi tasarlanan kontrolcü ile büyük ölçüde yok edilir. Zaman ve frekans cevaplarından yola çıkarak, taşıt seyir konforunun kontrolcüsüz sisteme göre büyük ölçüde artırıldığı kolaylıkla söylenebilir. Verilen bir sınırlı rampa yol girişi ile süspansiyon daralması probleminin olmadığı ve süspansiyonların titreşim öncesi sahip olduğu konumuna geri döndüğü görülmüştür. Ayrıca, kontrolcünün gereksinim duyduğu kuvvet değerleri, bir taşıtın seyir performansını etkilemeyecek değerlerde olduğu gözlemlenmiştir. Bu sonuçlar göz önünde bulundurulursa, taşıt titreşimlerini büyük ölçüde azalttığı gözlemlenen Model Erişimli Gürbüz Adaptif Kontrolcü'nün, bir taşıt aktif süspansiyon sistemine başarılı bir şekilde uygulanabileceği kolaylıkla söylenebilir.

4.1.3. Model Esaslı Adaptif Kontrolcü'nün Çeyrek Taşıt Modeline Uygulanması

Çalışmanın bu kısmında, Sciavicco ve Siciliano (1996)'nın robot manipulatörler için önerdiği adaptif kontrol yasaasının Şekil 3.2'de verilen çeyrek taşıt aktif süspansiyon sistemi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bir önceki bölümde, bu kontrolcünün taşıt süspansiyon sistemlerine uygulanması ve kararlılığı Lyapunov Teorisi ile matematiksel olarak ispatlanmıştı. Bu kısımda ise, sistemin bir bilgisayar programı yardımıyla nümerik olarak çözümü yapılmıştır. Burada asıl amaç, model parametreleri bilinmeyen robot manipulatörlerin yörünge izleme konusunda başarılı sonuçlar veren Sciavicco ve Siciliano (1996) adaptasyon algoritmasının, yine model parametreleri bilinmeyen taşıt süspansiyon sistemlerine uygulanabilirliğini görmek ve taşıt seyir konforuna etkisini incelemektir. Ayrıca, bu kontrolcünün literatürde 'süspansiyon daralması' olarak da bilinen süspansiyon boşluğu kaybına neden olup olmadığı incelenmiştir.

Bu kısımda kullanılan çeyrek taşıt modeline ait sayısal değerler Tablo 4.1'de verilmiştir. Buna ek olarak, Zuo ve diğ. (2005)'den yararlanarak Şekil 3.1'de verilen ideal skyhook hareketi referans model olarak kullanılmıştır. Ayrıca, kontrolcü parametreleri deneme yanılma yöntemiyle belirlenen iki farklı durum için benzetimler yapılarak, kontrolcü katsayılarının etkisi de gösterilmeye çalışılmıştır. Son olarak, denklem (3.7)'de verilen hedeflenen skyhook hareketine ait parametreler $\bar{C}=8$ ve $\bar{K}=10$ olarak seçilmiştir. Her iki durum için belirlenen katsayılar sırasıyla Tablo 4.6 ve Tablo 4.7'de verilmiştir.

Tablo 4.6: Model esaslı adaptif kontrolcü parametreleri (Durum 1).

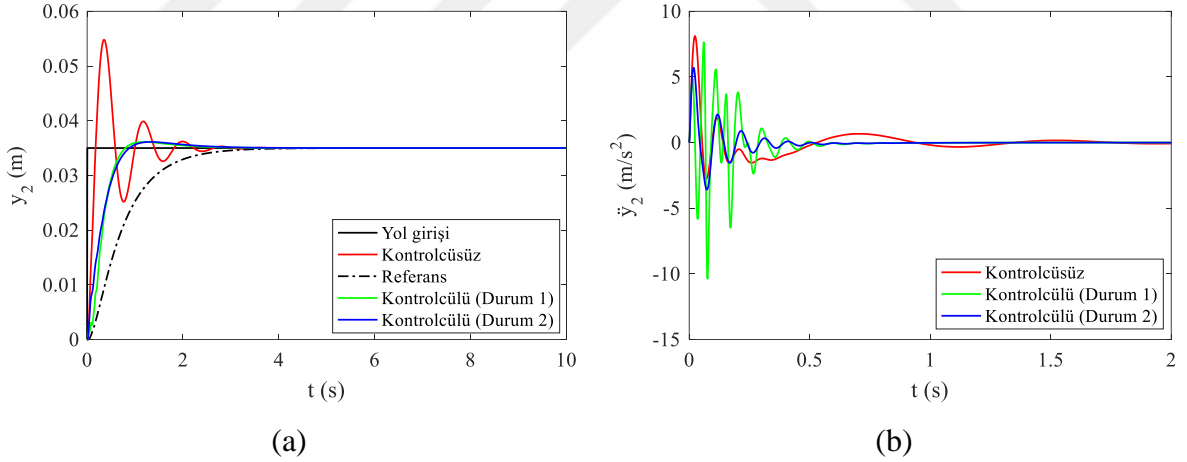
Parametreler	Değerleri
K_D	5000
λ	1
\bar{C}	8
\bar{K}	10
P_m	1e3
P_c	8e5
P_k	1e6

Tablo 4.7: Model esaslı adaptif kontrolcü parametreleri (Durum 2).

Parametreler	Değerleri
K_D	7000
λ	1
\bar{C}	8
\bar{K}	10
P_m	1e3
P_c	1e5
P_k	1e6

Benzetimler gerçekleştirilirken önerilen kontrolcünün süspansiyon daralmasına neden olup olmadığını incelemek için çeyrek taşıt aktif süspansiyon sistemi, Şekil 4.1'te verilen sınırlı rampa yol girişine maruz bırakılmıştır.

Şekil 4.17'de taşıt ana gövdesinin düşey yer değiştirme ve düşey ivmesinin zaman göre değişimi verilmiştir. Taşıt titreşimlerinin kontrolü uygulamalarında, titreşim genlik ve sönümlenme sürelerinin mümkün olduğunca azaltılması istenir. Şekillerden de görüldüğü gibi, düşey yer değiştirme hareketinin genlikleri ve sönümlenme sürelerinin, her iki adaptif kontrolcülü sistemde de kontrolcüsüz sisteme göre önemli ölçüde azaltıldığı görülmektedir. Diğer taraftan, taşıt seyir konforu açısından, insanı rahatsız edebilecek kuvvetlerin azaltılması için ivme değerlerinin mümkün olduğunca azaltılması gerekir. Şekilden de görüldüğü gibi, kontrolcülü sistemlerde, Durum 2'ye ait ivme değerleri hem Durum 1'e hem de kontrolcüsüz duruma göre önemli ölçüde azaltılmıştır. Buradan, Durum 2'nin seyir konforu açısından daha başarılı olduğu söylenebilir. Ayrıca, kontrolcü katsayılarının değişimi ile ivme cevabındaki değişim dikkate değerdir.

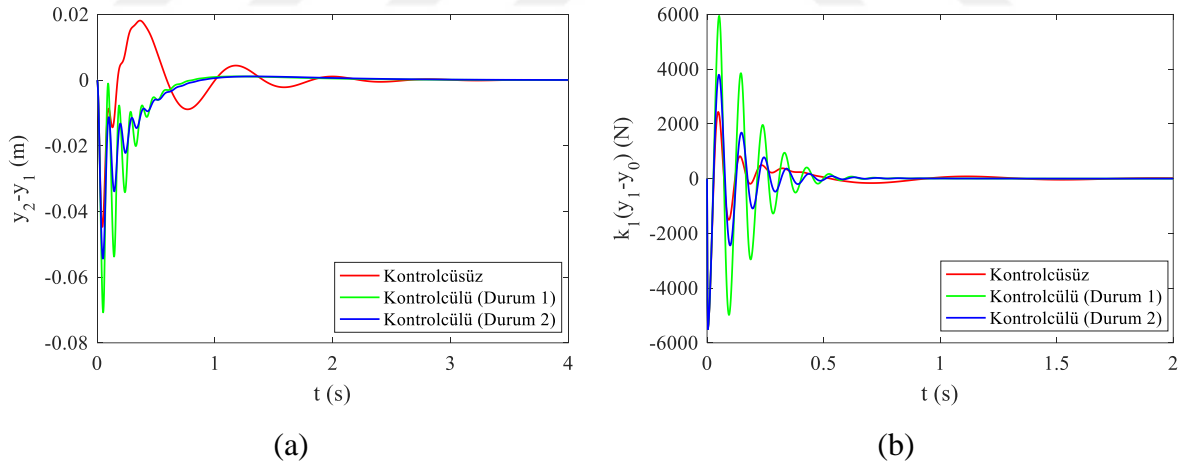


Şekil 4.21: Taşıt ana kütleğine ait: (a) düşey yer değiştirme hareketi, (b) düşey ivme.

Aktif kontrolcülü bir süspansiyon sisteminde, süspansiyon çalışma boşluğu kaybının da incelenmesi gerekmektedir. Bu çalışma boşluğunun korunması, titreşim sonunda sıfıra gitmesi yani, başlangıç konumuna geri dönmesi istenir. Aksi takdirde, süspansiyon daralması problemi ortaya çıkabilmektedir. Bu durumda, süspansiyon kilitlenebilir ve insanı rahatsız edici düzeylerde rezonans genlikleri ortaya çıkabilmektedir. Ayrıca, süspansiyon çalışma boşluğu kaybedilince sistemden sürekli enerji çekileceği için enerji tasarrufu açısından da istenmeyen bir durum olacağı unutulmamalıdır. Bu durumu analiz etmek için, Şekil 4.18

(a)'da süspansiyon açıklığının zamana göre değişimi verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi, titreşim sönümlendiğinde, süspansiyon çalışma aralığının korunduğu ve başlangıç konumuna döndüğü açıkça görülmektedir. Bununla birlikte, Durum 2'nin daha düşük genliklerde titreşim değerlerine sahip olmasından yola çıkılarak, süspansiyon sisteminin mekanik yorulma açısından da daha başarılı sonuçlar verdiği söylenebilir.

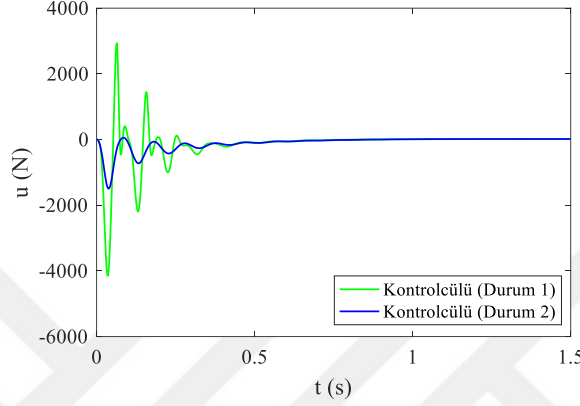
Aktif süspansiyon sistemlerinde dinamik tekerlek yükü, taşıt yol tutuş performansı hakkında bilgi veren en önemli göstergelerden birisidir. Bunu görmek için, dinamik tekerlek yükünün zamana göre değişimi Şekil 4.18 (b)'de verilmiştir. Grafiklerden de görüldüğü gibi, uygulanan kontrolcü ile lastiği yoldan ayırmaya çalışan dinamik tekerlek yüklerinde bir miktar artışlar meydana gelmiştir. Bu durum, beklenen bir sonuçtur. Çünkü, taşıt seyir konforunun artırılmasına yönelik çalışmalarda, yol tutuş performansı ile seyir konforu arasında bir ödünleşme yapmak gerekebilir. Diğer taraftan, kontrolcülü Durum 2'de dinamik tekerlek yükleri, kontrolcüsüz duruma göre bir miktar artmış ancak, kontrolcülü Durum 1'e göre daha düşük değerlerde kalmıştır. Buradan, yol tutuş performansının Durum 1'e göre, Durum 2'de daha iyi olduğu söylenebilir.



Şekil 4.22: (a) Süspansiyon açıklığı, (b) dinamik tekerlek yükü.

Model Esaslı Adaptif Kontrolcü'nün gereksinim duyduğu kontrolcü kuvvetinin zamana göre değişimi Şekil 4.19'da verilmiştir. Her iki durum için üretilen kontrolcü kuvvetlerinin makul değerlerde olduğu şekilden açıkça görülmektedir. Diğer taraftan, Durum 2'nin gereksinim duyduğu kontrolcü kuvveti Durum 1'e göre oldukça düşük değerlerdedir. Ayrıca, yukarıdaki grafiklerden de açıkça görüldüğü gibi daha başarılı olan Durum 2'nin sistemden daha az enerji çekeceğinden enerji tasarrufu açısından da daha başarılı olduğu söylenebilir. Yani, daha az

enerjiyle daha başarılı sonuçlar elde edilmiştir. Buna ek olarak, kontrolcü kuvvetleri üzerinde sisteme zarar verebilecek keskin değişikliklerin olmaması da Model Esaslı Adaptif Kontrolcü'nün bir diğer başarısı olarak görülebilir. Ayrıca bu grafikten, üretilen kontrolcü kuvvetlerinin zamanla sıfıra gitmesiyle süspansiyon çalışma aralığının başlangıç konumuna geldiği kolaylıkla söylenebilir.

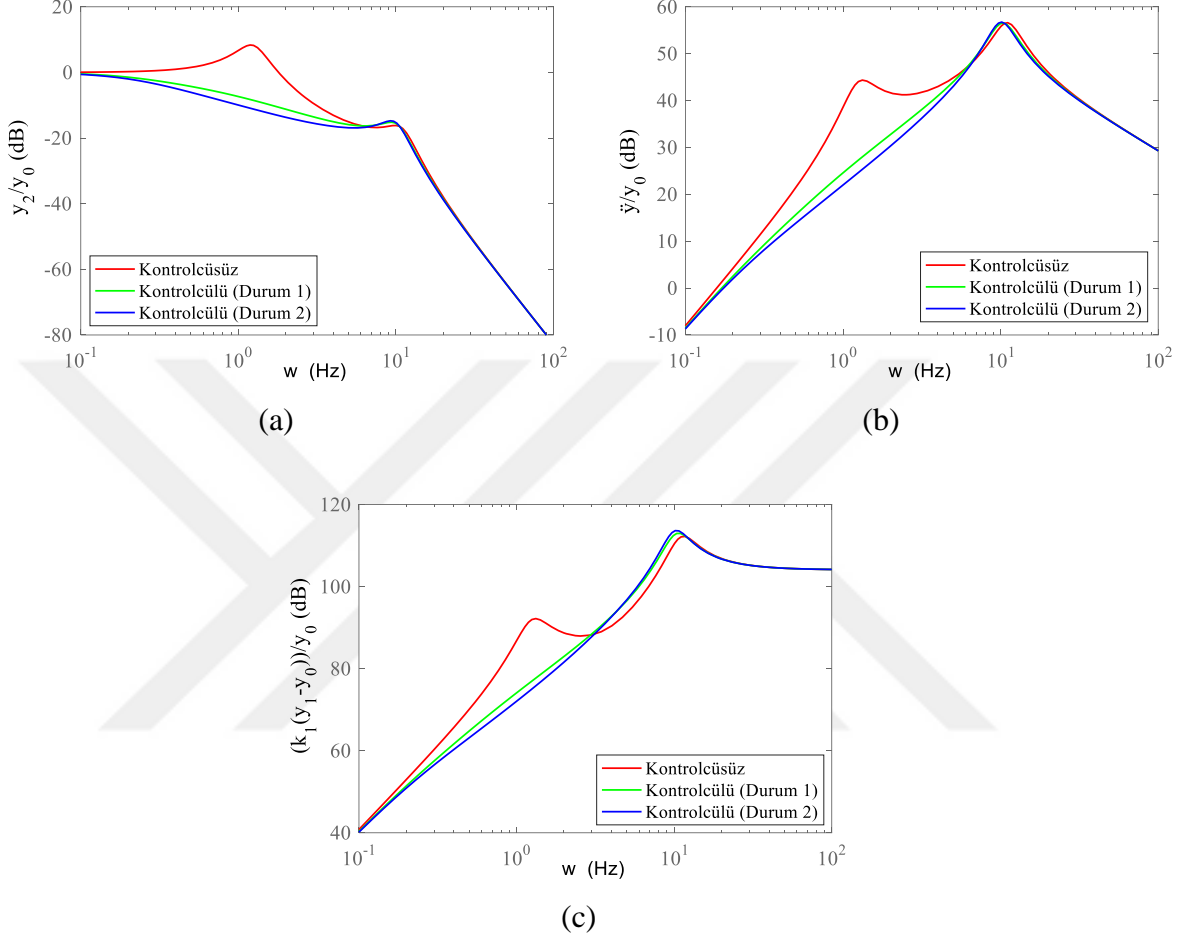


Şekil 4.23: Kontrolcü kuvveti.

Uygulanan Model Esaslı Adaptif Kontrolcü'nün, taşıt aktif süspansiyon sistemine uygulanabilirliğini tam olarak görmek için, frekans cevaplarına da bakılması gerekmektedir. Bu amaçla, taşıt ana gövdesinin düşey yer değiştirme ve düşey ivmelenmesine ait frekans cevapları ile dinamik tekerlek yükünün frekans cevabı Şekil 4.20'de verilmiştir. Kontrolcüsüz sisteme ait 1 Hz civarındaki birinci tepe noktası, taşıt ana gövdesinin kütesinden kaynaklanan rezonans frekansıdır. 10 Hz civarındaki ikinci tepe noktası ise lastik-aks kütesinden kaynaklanan rezonans frekansıdır. Şekil 4.20 (a) ve (b)'den de görüldüğü gibi, lastik-aks kütesine ait rezonans genliğinde önemli ölçüde bir değişiklik olmadan taşıt ana gövdesine ait 1 Hz civarındaki rezonans genliği büyük ölçüde bastırılmıştır.

Taşıt yol tutuş performansını görmek için, dinamik tekerlek yükünün frekans cevabının incelenmesi gerekmektedir. Bu amaçla, Şekil 4.20 (c)'de dinamik tekerlek yükünün frekans cevabı verilmiştir. Dinamik tekerlek yükünün, geniş frekans aralığında genliklerinin önemli ölçüde giderildiği görülmektedir. Bununla birlikte, 10 Hz civarında genliklerde küçük ölçüde artışlar gözlemlenmiştir. Frekans cevaplarından da görüldüğü gibi, geniş frekans aralığında rezonans genliklerinin bastırılarak önemli ölçüde başarılı sonuçlar elde edilmiştir. Taşıt seyir konforunun iyileştiğini gösteren bu sonuçlar, Model Esaslı Adaptif Kontrolcü'nün taşıt aktif süspansiyon sistemlerine başarılı bir şekilde uygulandığını göstermektedir. Ayrıca, Durum

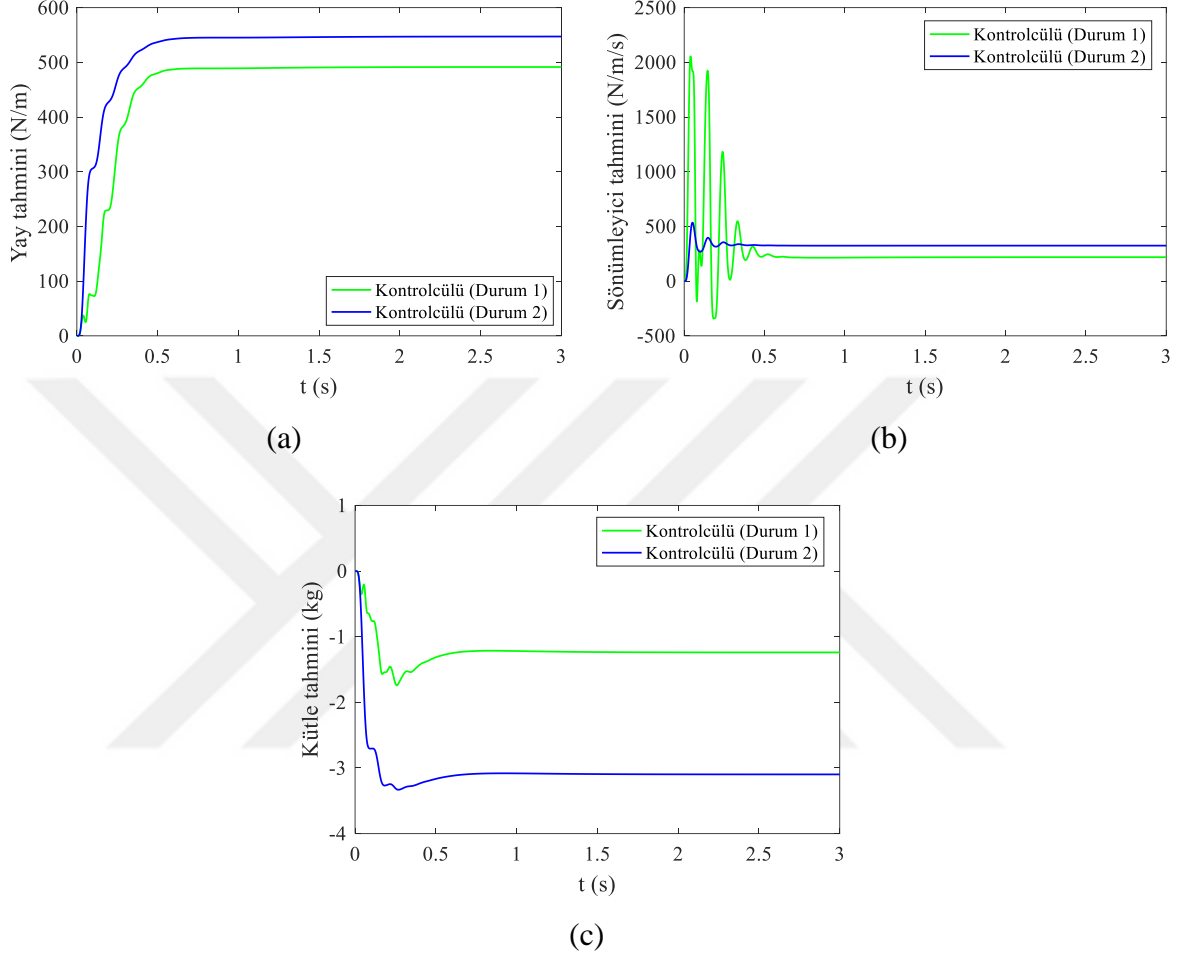
2'nin frekans cevaplarında bir miktar daha başarılı sonuç verdiği şekillerden açıkça görülmektedir.



Şekil 4.24: Frekans cevapları: (a) asılı kütle için düşey hareketi, (b) asılı kütle için düşey ivmesi, (c) dinamik tekerlek yükü.

Dinamik kompensatör olarak da bilinen adaptasyon kanunu veya parametre tahminlerinin zamana göre değişimi grafiği Şekil 4.21'de verilmiştir. Adaptasyon veya parametre tahmin yasası, referans sinyali izleme hatasını sıfıra götüren dinamik kompensatörlerdir. Yani, adaptif kontrolcü hatanın sıfıra gitmesi için denklem (3.55)'te verilen $\dot{\hat{\pi}} = PY^T \sigma$ adaptasyon kanununa göre değerler üretirler. Bu değerler, sisteme ait parametrelerin gerçek değerlerinden uzak olabilirler. Şekillerden de açıkça görüldüğü gibi, süspansiyon sistemine ait yay, sönümleyici ve kütle tahmin değerleri gerçek değerlerinden farklı değerlerde üretilmiştir. Ayrıca, adaptasyon kanununun kütle tahminini negatif değerlerde üretmesi bu duruma örnek olması açısından dikkate değerdir. Bu sonuç, Zuo ve diğ. (2005) tarafından önerilen çalışmayla benzerlik göstermektedir. Buradan da, bilinmeyen veya zamanla değişen parametrelere sahip bir

süspansiyon sisteminin uygun bir şekilde kontrolü için, bu parametrelerin bir tahmin yasası ile tahmin edilerek izleme hatasının sıfıra gideceği sonucuna varılabilir.



Şekil 4.25: Parametre tahminleri: (a) yay, (b) sönümlenme, (c) kütle.

Sonuç olarak, çalışmanın bu kısmında Sciavicco ve Siciliano (1996) tarafından önerilen Model Esaslı Adaptif Kontrolcü'nün taşıt aktif süspansiyon sistemleri üzerindeki etkisini ve uygulanabilirliğini görmek için bir çeyrek taşıt aktif süspansiyon sistemine uygulanmıştır. Hem zaman hem de frekans cevaplarından elde edilen sonuçlar, insanı rahatsız edici titreşimlerin önemli ölçüde bastırıldığını göstermiştir. Bu durum, Model Esaslı Adaptif Kontrolcü'nün taşıt aktif süspansiyon sistemlerine başarılı bir şekilde uygulanabildiğini göstermiştir. Böylece, bu adaptif kontrolcü ile bilinmeyen veya zamanla değişen parametrelere sahip bir taşıtın seyir konforunun önemli ölçüde iyileştirilmesi hedefine ulaşıldığı kolaylıkla söylenebilir. Ayrıca, uygun seçilen bir referans sinyali ile süspansiyon çalışma boşluğunun bozulmadığı, süspansiyon daralması probleminin meydana gelmediği gözlemlenmiştir. Bunlara ek olarak, tahmin yasasında verilen P adaptasyon katsayısındaki herhangi bir değişimin frekans cevapları

üzerinde etkisi olmadığı görülmüştür. Sadece zaman cevabı üzerinde etkisi olduğu görülmüştür. Diğer taraftan, K_D , λ , \bar{C} ve \bar{K} kontrolcü katsayılarının hem zaman hem de frekans cevapları üzerinde etkisinin olduğu gözlemlenmiştir. Buradaki kontrolcü katsayılarının değişiminin etkisi de incelenmiştir. Farklı değerlere sahip kontrolcü katsayıları ile farklı sonuçlar elde edilebilir. Bunun için, kontrolcü katsayılarının Bulanık Mantıklı Kontrolcü ile bulunması önerilir.

4.1.4. Yarım Taşıt Süspansiyon Sistemi'nin Bulanık Mantıklı Model Esaslı Adaptif Kontrolü

Tez çalışmasının bu aşamasında, kısım 3.2.2. ve 3.2.4'te önerilen çalışmalara dayalı olarak yeni tasarlanan ve her türlü bozucu dış büyüklüklere karşı gürbüz özelliğe sahip olan Bulanık Mantıklı Model Esaslı Adaptif Kontrolcü'nün yarım taşıt aktif süspansiyon sistemine uygulanması ile ortaya çıkan sonuçlar yorumlanmıştır. Burada asıl amaç, parametre belirsizlikleri ile dış bozucu büyüklüklerin varlığı durumunda, süspansiyon daralması probleminin neden olmadan taşıt titreşim genliklerinin azaltılması, dolayısıyla seyir konforunun iyileştirilmesidir. Bunun için, kontrolcüsüz yani pasif süspansiyon sistem ile kontrolcülü sistem arasında bir karşılaştırma yapılmıştır. Model Esaslı Adaptif Kontrolcü'ye ait K_D ve λ katsayıları Bulanık Mantıklı Kontrolcü ile bulunmuştur. Ayrıca, zamana bağlı olarak değişen farklı parametre değerlerine sahip taşıt bileşenleri için sistemin gürbüzlüğü de incelenmiştir. Yarım taşıt süspansiyon sistemine ait hareket denklemleri bir önceki bölümde verilmişti. Sistemin sayısal parametreleri ise Tablo 4.8'de verilmiştir.

Tablo 4.8: Yarım taşıt modeline ait parametreler.

Parametreler	Değerleri	Birimi
M	1000	kg
I_θ	1600	kg.m ²
m_1	150	kg
m_2	150	kg
c_1	2000	N/m/s
c_2	2000	N/m/s
k_1	28000	N/m
k_2	32000	N/m
kt_1	400000	N/m
kt_2	400000	N/m
v	72	km/h
a	1	m
b	1.2	m

Bu çalışmada, uygulanan kontrolcülerin süspansiyon daralması probleminin neden olup olmadığını görmek için Şekil 4.1'te verilen 0.035 m yüksekliğe sahip sınırlı rampa yol girişi

kullanılmıştır. Ön tekerleğin maruz kaldığı bu yol girişi, arka lastik için aynıdır ve aşağıdaki gibi bir Δt zaman gecikmesine sahiptir.

$$\Delta t = \left(\frac{a + b}{v} \right) \quad (3.199)$$

Burada, v taşıt hızını, a ve b ise sırasıyla ön ve arka süspansiyonun taşıt ağırlık merkezine olan uzaklığını belirtir. Süspansiyon boşluğu kaybını önlemek yani, süspansiyon daralması problemini ortadan kaldırmak için, süspansiyonların ana gövdeye bağlantı noktaları olan X_1 ve X_2 'ye ait aşağıdaki gibi bir referans sinyali tanımlanmıştır (Yağız ve diğ., 2008).

$$X_{1,2\text{ref}} = Y_{1,2} \frac{1}{\tau s + 1} \quad (3.200)$$

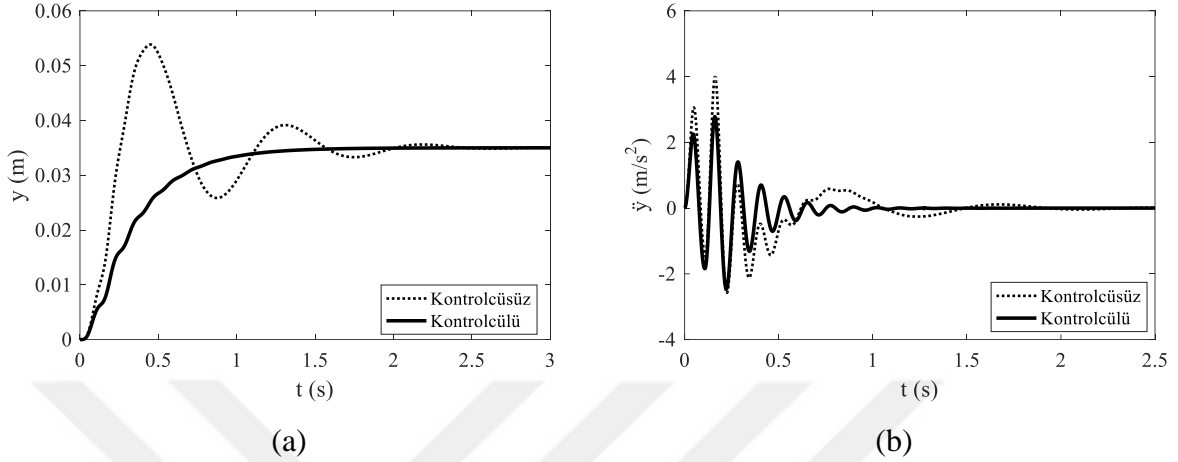
Burada, τ zaman sabiti, $X_{1,2\text{ref}}$ ise X_1 ve X_2 uçları için tanımlanmış referans sinyalidir. Bu denklem, alçak geçiren bir filtre görevi görür. Taşıt ön ve arka asılı olmayan kütlelerinin düşey yer değiştirme hareketi $Y_{1,2}$ 'nin bir alçak geçiren filtreden geçirilmesiyle referans sinyali oluşturulur. Bu tekniğin kullanılmasıyla, süspansiyon daralması problemi ortadan kalkmaktadır. Önerilen kontrolcüye ait kontrolcü katsayıları ise Tablo 4.9'da verilmiştir.

Tablo 4.9: Bulanık mantıklı model esaslı adaptif kontrolcü parametreleri (Yaklaşım 1).

Parametreler	Değerleri
SF1	100
SF2 _{KD}	300
SF2 _λ	800
τ	0.3
P_m	5e3
P_c	5e6
P_k	1e9
ε_d	0.0012
ψ	75
γ	0.001
B_1	3000

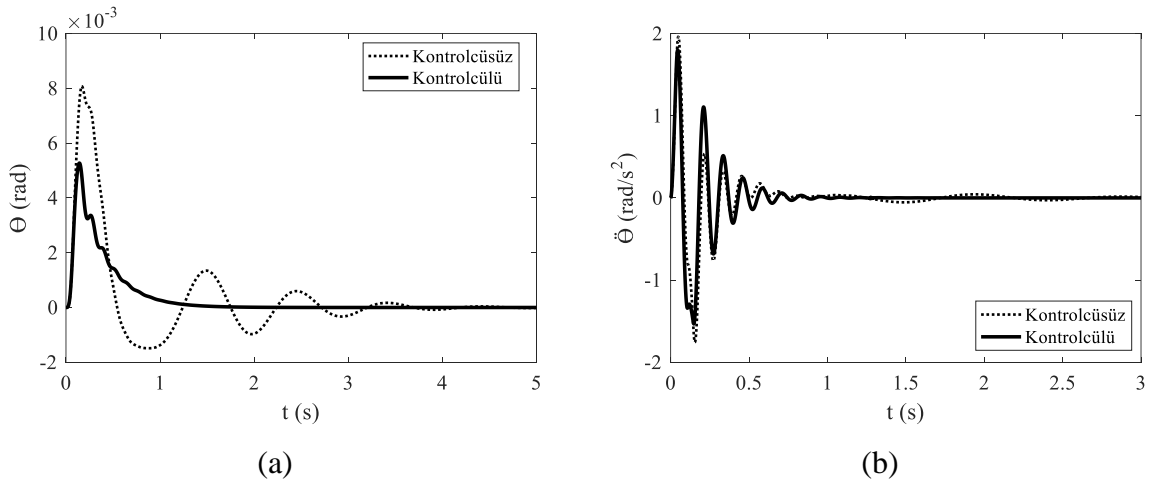
Dikkat edilmesi gereken bir diğer husus, yarım taşıt süspansiyon sistemine ait parametrelerin tamamen bilinmediğinin kabul edilmesidir. Buradan yararlanarak, tasarlanan kontrolcünün yarım taşıt aktif süspansiyon sistemi üzerindeki etkisi pasif süspansiyon sistemi ile karşılaştırılarak verilmiştir. Bu tez çalışması boyunca, şekiller üzerinde belirtilen 'Kontrolçüsüz' ifadesi pasif süspansiyon sistemini ve 'Kontrolçülü' ifadesi ise sistemin

uygulanan kontrolcülü halini tanımlamaktadır. Burada elde edilen sonuçlar, literatür ile önemli ölçüde örtüşmektedir (Yağız ve diğ., 2008).



Şekil 4.26: Taşıt ana kütleğine ait: (a) düşey yer değıştirme hareketi, (b) düşey ivme.

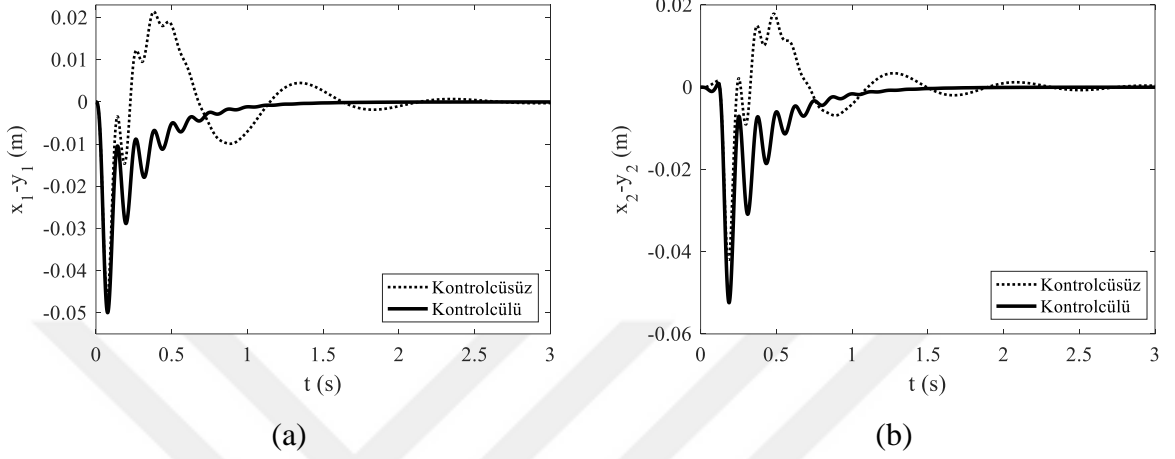
Taşıt ana kütleğine (asılı kütleğe) ait düşey yer değıştirme hareketi ve ivmesi Şekil 4.26’da verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi ana gövdenin düşey yer değıştirme hareketi, uygulanan Bulanık Mantıklı Model Esaslı Adaptif Kontrolcü ile sistemin kontrolcüsüz durumuna göre önemli ölçüde azaltılmıştır. Ayrıca, ana gövdenin düşey ivmelerine ait genliğin de dikkate değer bir şekilde azaldığı görülmektedir.



Şekil 4.27: Taşıt ana kütleğine ait: (a) kafa vurma hareketi, (b) bu harekete ait ivmesi.

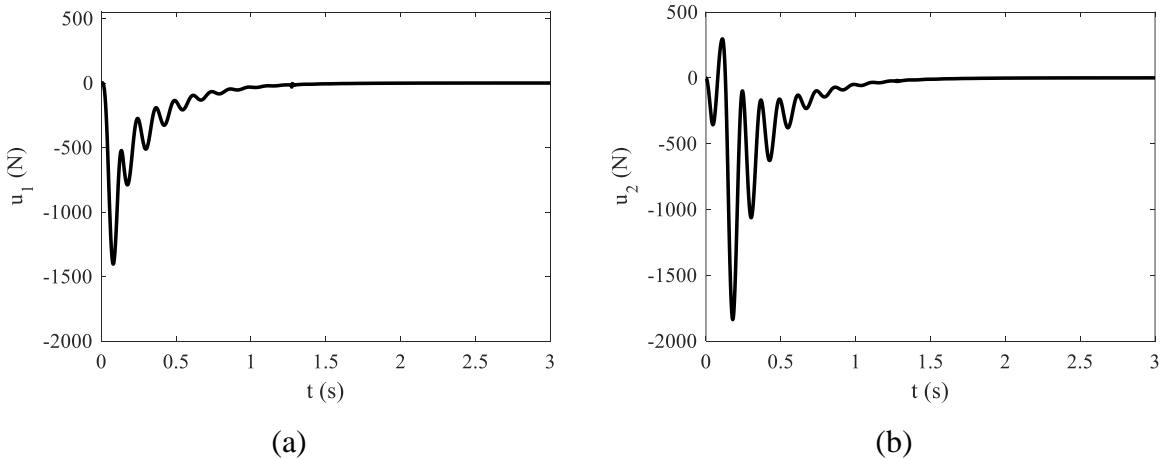
Taşıt ana gövdesinin kafa vurma hareketi ve bu harekete ait ivmesinin (açısal ivmesinin) zamana göre değışimi Şekil 4.27’de verilmiştir. Önerilen kontrolcü ile ana gövdenin kafa vurma hareketinin kontrolcüsüz sisteme göre önemli ölçüde azaldığı şekilden açıkça görülmektedir. Açısal ivme üzerinde de bir miktar iyileşmeler gözlemlenmiştir. Aktif olarak kontrol edilen bir

süspansiyon sisteminde, süspansiyon daralması problemi olarak da bilinen süspansiyon boşluğu kaybının da incelenmesi büyük önem arz etmektedir. Bu amaçla, süspansiyon açıklığının zamana göre değişimi grafiği Şekil 4.28’de verilmiştir.



Şekil 4.28: Süspansiyon açıklığı: (a) ön süspansiyon, (b) arka süspansiyon.

Şekillerden de görüldüğü gibi, önerilen kontrolcü ile süspansiyon açıklıkları sıfıra, yani yapısal olarak ilk konumuna geri dönmektedirler. Buradan, uygulanan kontrolcünün süspansiyonların kilitlemesi anlamına gelen süspansiyon boşluğu kaybına önerilen referans sinyali sayesinde neden olmadığı anlaşılmaktadır. İnsan açısından ağır rahatsızlıklara yol açan 3-5 Hz civarındaki rezonans frekanslarını oluşturabilen süspansiyon kilitlemesinden kaçınmak kritik bir öneme sahiptir.

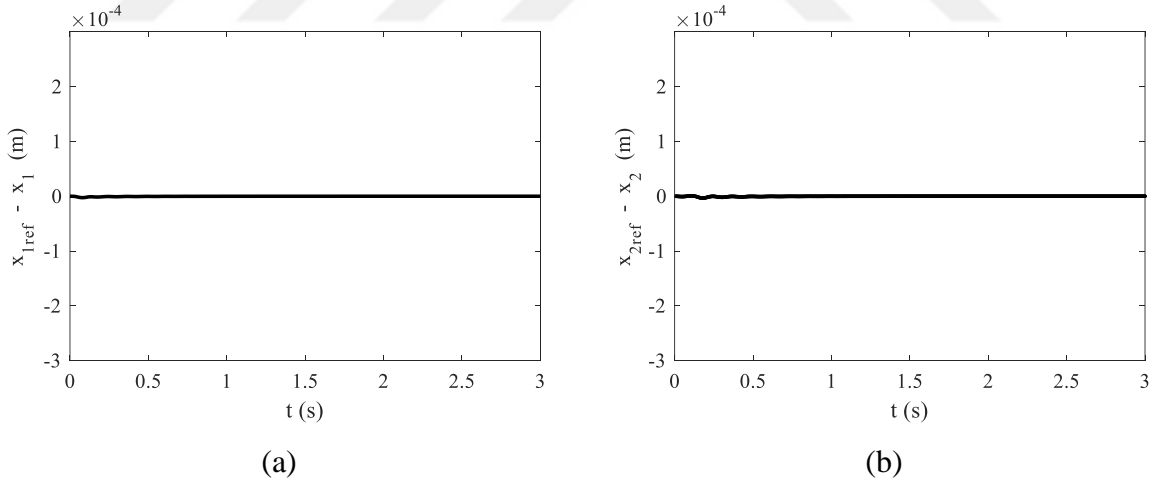


Şekil 4.29: Kontrolcü kuvveti: (a) ön süspansiyon, (b) arka süspansiyon.

Bu tez çalışmasında, kuvvet üreteçler (eyleyiciler) lineer elektrik motor şeklinde ve ± 4000 N aralığında kuvvet üretebildikleri düşünülmüştür (Yağız ve diğ., 2008). Kontrolcü kuvvetinin

zamana göre değişimi grafiği Şekil 4.29’da verilmiştir. Şekillerden de açıkça görüldüğü gibi, önerilen kontrolcü ile gerek ön gerekse arka eyleyiciler bir lineer elektrik motoru için makul değerlerde kontrolcü kuvveti üretmişlerdir. Ayrıca, kontrolcü kuvvetleri üzerinde keskin ve ani değişimlerin gözlemlenmemesi önerilen kontrolcünün başarısını ortaya koyan bir diğer etkidir. Çünkü bu keskin değişimler taşıta zarar verebilmektedirler. Buna ek olarak, kontrolcü kuvvetlerinin titreşim sonunda sıfıra gitmesi ile ayrıca süspansiyonların çalışma aralığını koruduğu, başlangıç konumuna döndüğü ve daralmadığı sonucuna ulaşılabilir.

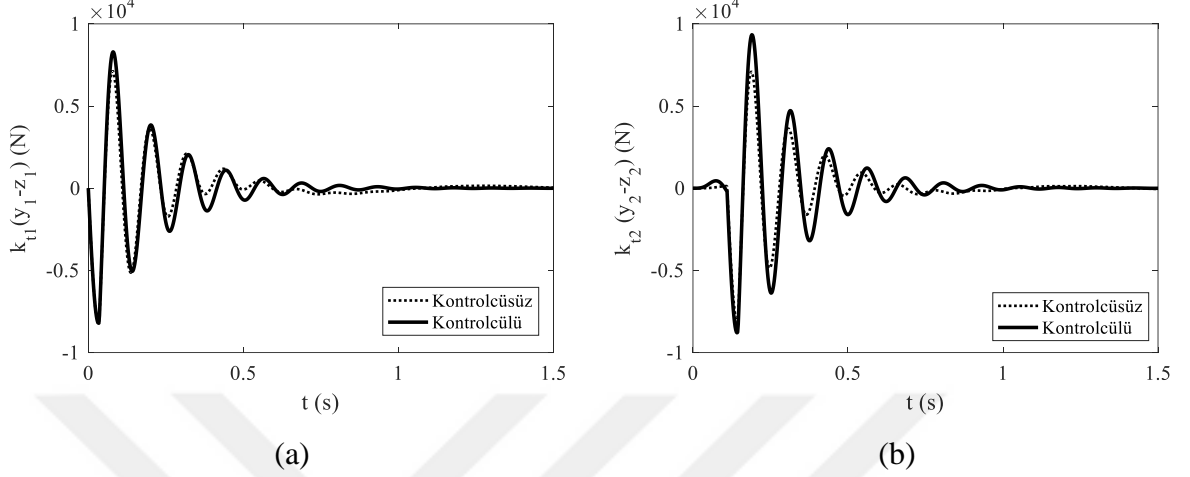
Ön ve arka süspansiyonun taşıt ana gövdesine bağlantı noktaları olan x_1 ve x_2 yardımcı koordinatlarına ait izleme hatasının zamana göre değişimi Şekil 4.30’da verilmiştir. Yukarıda da bahsedildiği gibi, x_1 ve x_2 bağlantı noktalarının kontrolü ile yani, her bir süspansiyonun kendi içerisinde bağımsız bir şekilde kontrolü ile ana gövdenin düşey (y , \ddot{y}) ve kafa vurma (θ , $\ddot{\theta}$) hareketleri de kontrol edilebilir. İzleme hatalarının yaklaşık olarak sıfır m civarında olduğu şekillerden de açıkça görülmektedir. Buradan yola çıkarak, önerilen Bulanık Mantıklı Model Esaslı Adaptif Kontrolcü’nün referans modeli izleme konusundaki başarısı dikkati çekmektedir.



Şekil 4.30: İzleme hatası: (a) ön bağlantı noktası, (b) arka bağlantı noktası.

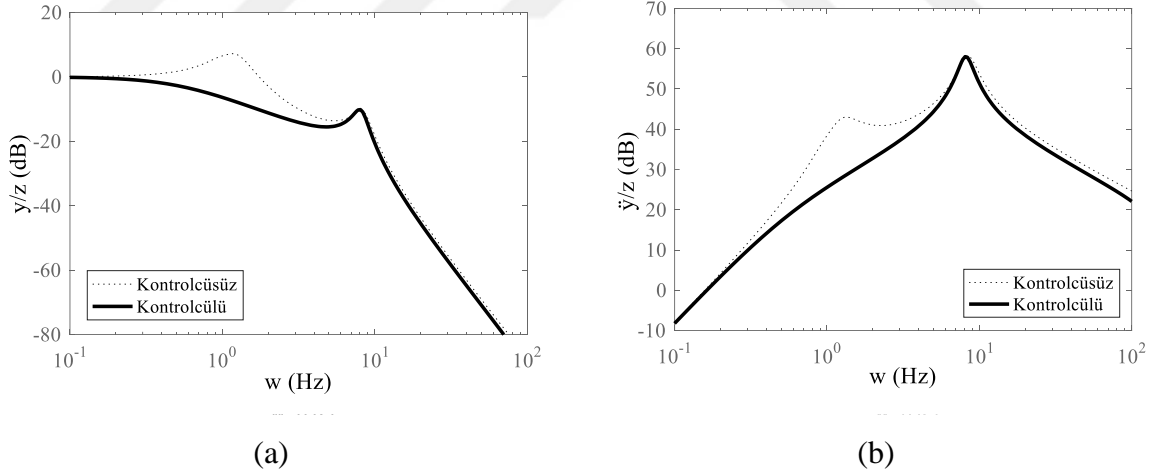
Dinamik tekerlek yükleri, lastikleri yoldan ayırmaya çalışan kuvvetlerdir. Dolayısıyla, taşıt yol tutuş performansını etkilemektedir. Taşıt seyir konforunun artırılmasına yönelik çalışmalarda, seyir konforu ile yol tutuşu arasında bir ödünleşme yapmak gerektiği daha önce bahsedilmiştir. Genel olarak, taşıt yol tutuş performansının mümkün olduğunca bozulmadan taşıt seyir konforunun artırılması istenir. Bunun için, dinamik tekerlek yüklerinin zamana bağlı değişimi

Şekil 4.31’de verilmiştir. Şekillerden görüldüğü gibi, uygulanan kontrolcü ile dinamik tekerlek yüklerinde bir miktar artış gözlemlenmiştir. Bu durum, beklenen bir sonuçtur.



Şekil 4.31: Dinamik tekerlek yükü: (a) ön süspansiyon, (b) arka süspansiyon.

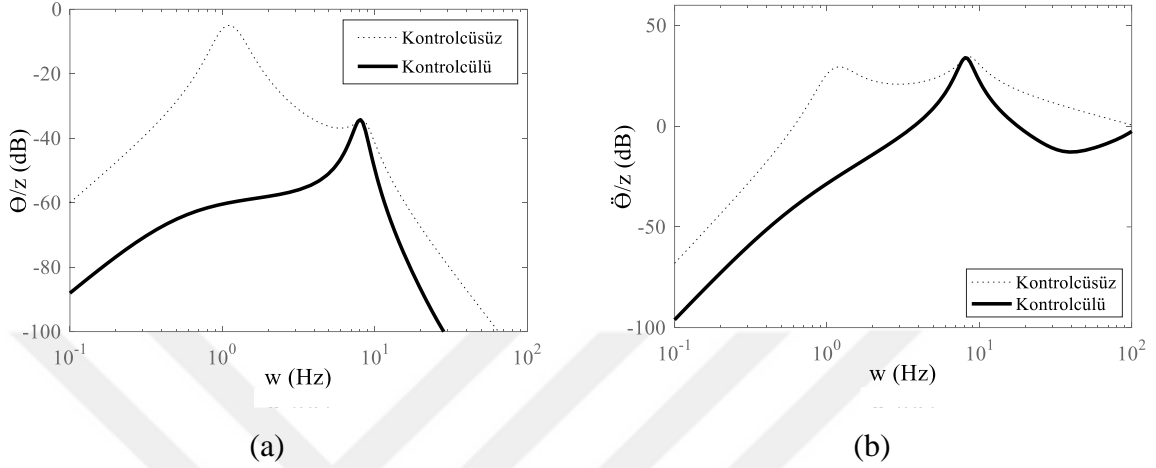
Taşıt ana gövdesinin düşey yer değiştirme hareketi ve düşey ivmesine ait frekans cevapları Şekil 4.32’de verilmiştir. Grafiklerde, 1 Hz civarındaki rezonans frekansı asılı kütleye (taşıt ana gövdesine), 10 Hz civarındaki rezonans frekansı ise asılı olmayan (lastik-aks kütlesine) aittir.



Şekil 4.32: Taşıt ana gövdesi: (a) düşey yer değiştirme frekans cevabı, (b) düşey ivme frekans cevabı.

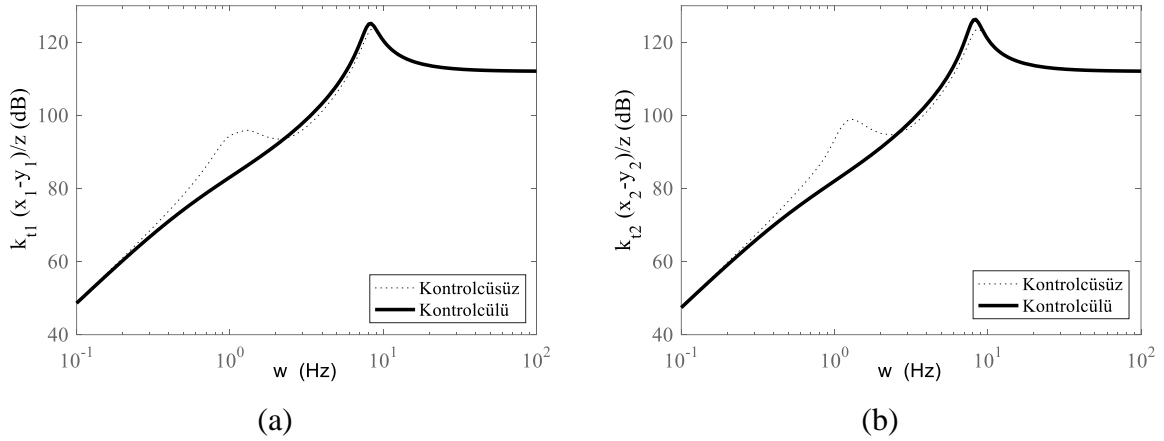
Taşıt seyir konforunu arttırmak için, 1 Hz civarındaki rezonans frekansının yani, birinci tepe noktasının mümkün olduğunca bastırılması gerekmektedir. Ayrıca, ikinci tepe noktasının da mümkün olduğunca bozulmamasına özen gösterilmelidir. Şekillerden de görüldüğü gibi, önerilen kontrolcü ile birinci tepe noktası önemli ölçüde bastırılmıştır. Buna ek olarak, genlik değerleri geniş bir frekans aralığında azaltılmıştır. Bu durum, taşıt seyir konforu açısından ana gösterge olarak değerlendirilebilir.

Kafa vurma hareketine ve ivmesine ait frekans cevapları Şekil 4.33'te verilmiştir. Bir önceki grafiklerle aynı şekilde, önerilen kontrolcü ile ikinci tepe noktasında belirgin bir değişikliğe neden olmadan, birinci tepe noktasının dikkate değer bir şekilde azaldığı gözlemlenmiştir.



Şekil 4.33: Taşıt ana gövdesi: (a) kafa vurma hareketi frekans cevabı, (b) açısız ivme frekans cevabı.

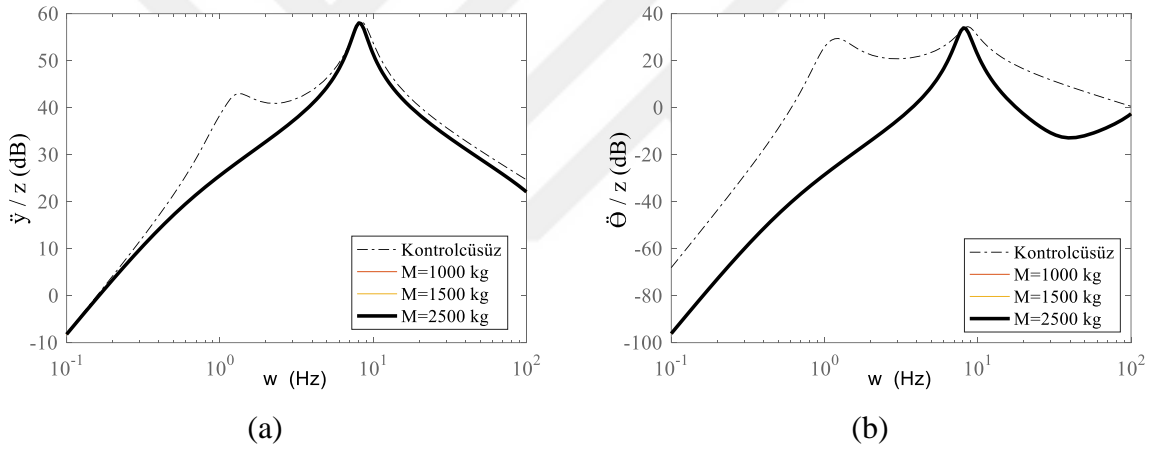
Şekil 4.32 ve Şekil 4.33'ten yola çıkarak, tasarlanan kontrolcü ile taşıt seyir konforunun önemli ölçüde iyileştiği kolaylıkla söylenebilir.



Şekil 4.34: Dinamik tekerlek yükü frekans cevabı: (a) ön süspansiyon, (b) arka süspansiyon.

Önerilen kontrolcünün, taşıt yol tutuş karakteristiği üzerindeki performansını görmek için dinamik tekerlek yüklerine ait frekans cevaplarının incelenmesi gerekmektedir (Şekil 4.34). Geniş frekans aralığında, genlik değerlerinin azaldığı görülmektedir. Buradan, taşıt yol tutuş performansının ilk rezonans frekansı civarında iyileştiği sonucuna varılır.

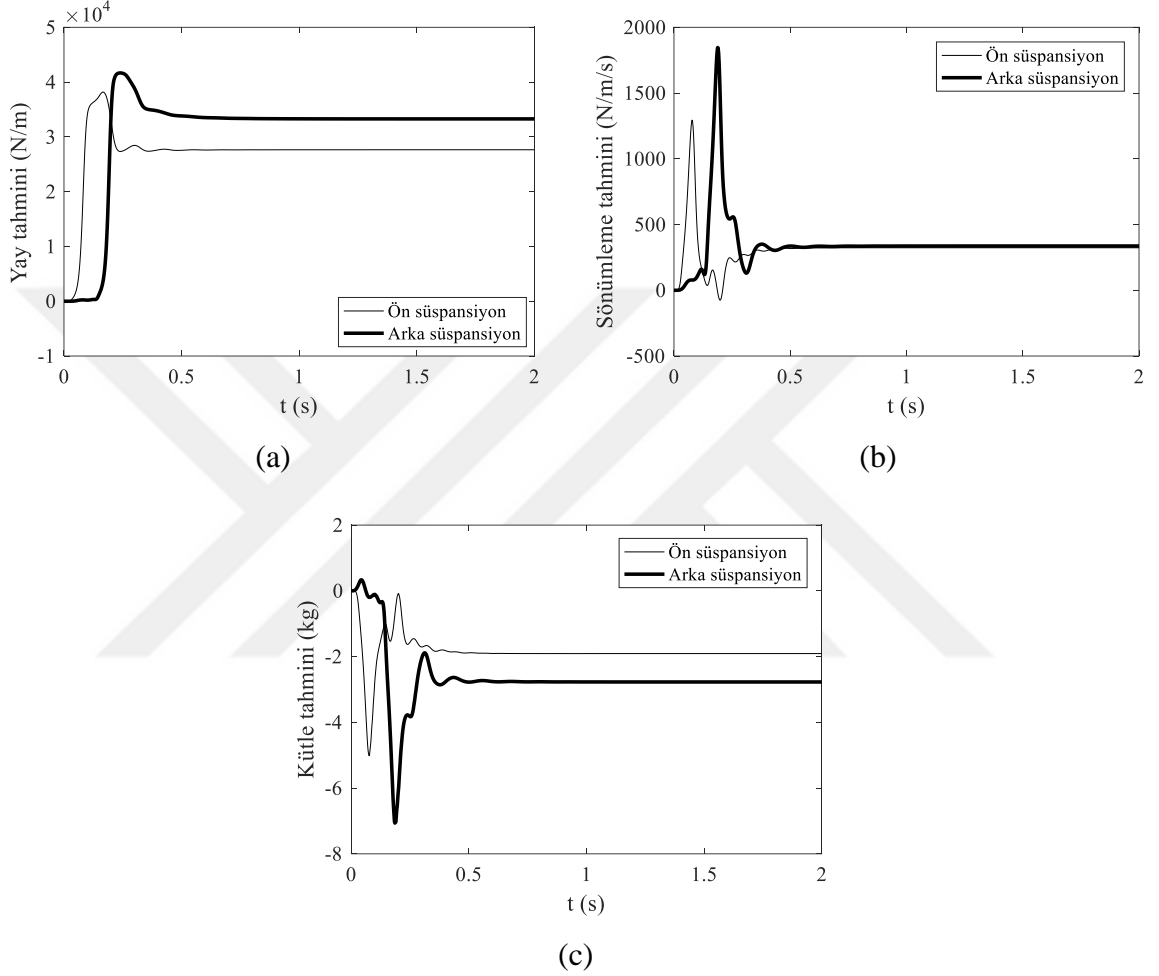
Önerilen kontrolcünün gürbüzlüğü görmek için Şekil 4.35'te değişen sistem parametrelerine sahip taşıt ana gövdesinin düşey ve açısız ivmelerine ait frekans cevapları verilmiştir. Bir adaptif kontrolcünün, sistem parametreleri üzerindeki herhangi bir değişikliğe karşı gürbüz özelliğe sahip olması kritik bir öneme sahiptir. Bu amaçla, önerilen kontrolcünün gürbüzlük özelliğini kontrol etmek için taşıt ana gövdesinin toplam kütlesi artırılmıştır. Şekillerden açıkça görüldüğü gibi, taşıt ana kütlelerinin önemli ölçüde artırılmasına rağmen sistemin cevaplarında herhangi bir değişiklik gözlemlenmemiştir. Taşıt ana kütlelerinin 1000 kg, 1500 kg ve 2500 kg olması durumunda sistem cevabının değişmediği ve üst üste çakıştığı görülmüştür (Kontrolcüsüz sistemin ana kütlelerinin 1000 kg olduğu unutulmamalıdır). Buradan yola çıkarak, tasarlanan kontrolcünün sistemin değişen parametrelerine karşın gürbüz özelliğe sahip olduğu açıkça söylenebilir.



Şekil 4.35: Kontrolcünün gürbüzlüğü için frekans cevapları: (a) düşey ivme, (b) açısız ivme.

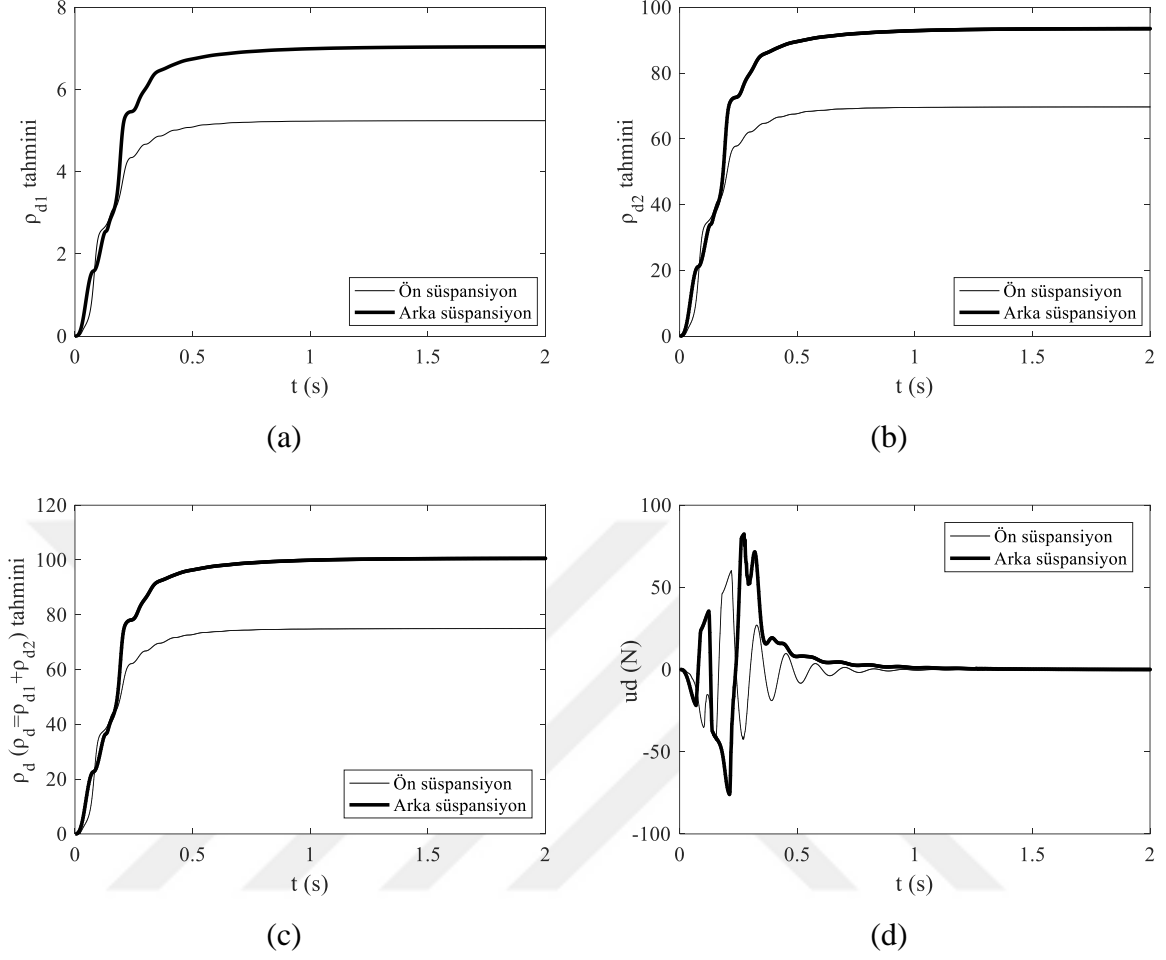
Sistemin bilinmeyen veya zamanla değişmesi durumunda yarım taşıt modeline ait parametreleri tahmin etmek için bir adaptasyon kanunu denklem (3.74)'te $\hat{\pi} = PY_r^T \sigma$ şeklinde verilmişti. Buna göre, yay tahmini \hat{k} , sönümleme tahmini \hat{c} ve kütle tahmini \hat{m} grafikleri Şekil 4.36'da verilmiştir. Ayrıca \hat{k} , \hat{c} ve \hat{m} tahminleri, "dinamik kompensatör" şeklinde adlandırılırlar. Dinamik kompensatörler, hatayı sıfıra götüren değerleri üretirler ve denklem (3.74)'e bağlı olarak gerçek değerlerini veya herhangi bir değeri alabilirler. Ayrıca, P adaptasyon katsayısına göre değişim göstermektedirler. Şekillerden de görüldüğü gibi, yay tahmini hem ön ($k_1=28000$ N/m) hem de arka ($k_2=32000$ N/m) süspansiyon için neredeyse gerçek değerlerine ulaşmıştır. Ancak, sönümleme tahmini gerçek değeri olan $c_1, c_2=2000$ N/m/s değerinden uzak bir değer üretmiştir. Dikkat edilmesi gereken bir diğer nokta, adaptif kontrolcünün kütle tahminini hem

ön hem de arka süspansiyon için negatif değerler üretmiş olmasıdır. Bu durum, dinamik kompensatörlerin hatayı minimize etmek için gerçek değerlerinden bağımsız herhangi bir değeri alabileceğini göstermektedir. Bu sonuçlar, Zuo ve diğ. (2005) tarafından önerilen çalışmaya benzerlik göstermektedir.



Şekil 4.36: Parametre tahminleri: (a) yay, (b) sönümleme, (c) kütle.

Bunlara ek olarak, denklem (3.67) ve denklem (3.68)'de verilen süspansiyon sürtünmeleri ve her türlü dış bozucu büyüklük için sunulan u_d kontrolcü girişi ile ρ_d , ρ_{d1} ve ρ_{d2} parametrelerinin tahminlerinin zaman göre değişimi Şekil 4.37'de verilmiştir. Şekillerden de anlaşılacağı gibi, herhangi bir dış bozucu büyüklüğe maruz kalan bir taşıt aktif süspansiyon sisteminde bilinmeyen etkiler veya büyüklükler, verilen ρ_d , ρ_{d1} ve ρ_{d2} adaptif kompensatörleri ile tahmin edilerek uygun bir u_d kontrolcü girişi üretilir ve bu kontrolcü girişi ile bilinmeyen veya zamanla değişen modellenmeyen bu dış etkiler yok edilebilir.



Şekil 4.37: Bilinmeyen bozucu büyüklükler için parametre tahminleri.

Sonuç olarak bu tez çalışmasının bu kısmında, yeni bir Bulanık Mantıklı Model Esaslı Adapif Kontrolcü tasarlanmış ve bu kontrolcünün taşıt seyir konforu üzerindeki etkilerini görmek için yarım taşıt aktif süspansiyon sistemine uygulanmıştır. Sistemin her türlü bozucu dış büyüklüklere karşı gürbüzlüğü sağlamak için, bilinmeyen veya modellenmeyen bu büyüklükler için adaptif kompensatörler verilmiş ve bu kompensatörlerden yola çıkılarak bir kontrolcü girişi tanımlanmıştır. Diğer taraftan, hem zaman hem de frekans cevaplarında oldukça öneme sahip olan K_D ve λ kontrolcü katsayıları tasarlanan bir Bulanık Mantıklı Kontrolcü ile adaptif hale getirilmiştir. Bir adaptif kontrolcü, model parametrelerinin gerçek değerlerini tahmin etmeyebilir. Kullanılan adaptasyon kanunu veya tahmin yasası, hatayı sıfıra götüren dinamik kompensatörlerdir. Dolayısıyla bu dinamik kompensatörler, taşıt titreşim genliklerinin en aza indirilerek seyir konforunun iyileşmesi için belirlenen bir referans sinyal ile sistemin çıkışı arasındaki izleme hatasını sıfıra götüren uygun değerleri üretirler. Bu çalışmada da, gerçek değerlerinden uzak değerlerin tahmin edilerek izleme hatasının sıfıra gittiği açıkça görülmüştür. Buna ek olarak, önerilen kontrolcünün gereksinim duyduğu

kontrolcü kuvvetlerini üreten eyleyicilerin, bu süspansiyon sistemi için önerilen kuvvet aralığında değerler üretmesi ve bu değerler üzerinde taşıt parçalarına zarar verebilecek 'çatırdama' olarak da bilinen keskin ve ani değişikliklerin gözlemlenmemesi de uygulanan kontrolcünün bir başarısı olarak değerlendirilebilir. Diğer taraftan, ön ve arka süspansiyonların taşıt ana gövdesine bağlantı noktalarının, lastiklerin alçak geçirgen bir filtreden geçirilerek oluşturulan bir referans sinyali takip etmesi yöntemiyle süspansiyon çalışma boşluklarının kaybedilmesi veya daralmasının önüne geçilmiştir. Ayrıca, ön ve arka süspansiyonlar birbirinden bağımsız bir şekilde kendi içinde kontrol edilmiştir. Bu yöntem ile hem taşıt düşey hem de kafa vurma hareketlerinden kaynaklanan titreşimlerin kolaylıkla sönmüldüğü hem zaman hem de frekans cevaplarında görülmüştür. Böylece, tasarlanan kontrolcünün bilinmeyen veya zamanla değişen parametrelere sahip ve modellenmeyen her türlü dış bozucu büyüklüğe maruz kalan bir yarım taşıt süspansiyon sistemine başarılı bir şekilde uygulandığı ve seyir konforunun iyileştirildiği sonucuna kolaylıkla varılabilir.

4.1.5. Tam Taşıt Süspansiyon Sistemi'nin Bulanık Mantıklı Model Esaslı Adaptif Kontrolü

Çalışmanın bu kısmında, taşıt aktif süspansiyon sistemleri için yeni tasarlanan ve bilinmeyen, modellenen veya modellenemeyen parametre belirsizlikleri ve dış bozucu büyüklüklere karşı sistemin gürbüz hale getirilmesi ve seyir konforunun iyileştirilmesi amaçlanmıştır. Bu çalışmanın orijinallığı, sınırlı büyüklükler için yeni tasarlanan belirsizlik üst sınırı tahmin yasasına dayanmaktadır. Bu çalışma, adaptif ve gürbüz kontrol yasalarını göz önünde bulundurarak yeni bir yaklaşım sunmaktadır. Adaptif kontrol yasaları kullanılarak sistemin değişen tüm koşullarına karşı uygun bir şekilde kontrol edilmesi düşünülmüştür. Kontrolcünün gürbüzlüğü, gürbüz kontrol kanunu ile garanti altına alınmıştır. Burada kullanılan yöntem, bir taşıt aktif süspansiyon sistemi üzerindeki herhangi bozucu bir dış büyüklüğün etkisinin giderilmesinde dikkate değerdir. Kapalı çevrim sistemin kararlılığı, Corless-Leitmann yaklaşımına dayalı olarak Lyapunov Teoremi ile ispatlanmıştır. Daha sonra, kısım 3.2.4'te verilen Bulanık Mantıklı Kontrolcü ile Model Esaslı Adaptif Kontrolcü'ye ait K_D ve λ kontrolcü katsayıları da adaptif hale getirilmiştir. Bu amaçla, 3.2.3 ve 3.2.4 kısımlarında verilen Bulanık Mantıklı Model Esaslı Adaptif Kontrolcü (Yaklaşım 2), Şekil 3.10'da verilen 7 serbestlik dereceli bir tam taşıt aktif süspansiyon sistemine uygulanmış ve elde edilen sonuçlar, kontrolcüsüz sistem ile karşılaştırılarak zaman ve frekans cevaplarında yorumlanmıştır. Burada,

Zuo ve Slotine (2007) çalışmalarında, Model Erişimli Adaptif Kontrolcü'nün çok serbestlik dereceli bir titreşim sönümlenme sistemine uygulanma şeklini detaylarıyla vermiştir. Yine aynı çalışmada, bir yarım taşıt aktif süspansiyon sistemine uygulanabilirliği de şematik olarak gösterilmiştir. İlk olarak, her bir süspansiyonun ana gövde veya platforma bağlandığı noktalara (şase ucu olarak da bilinir) yerleştirilen bir sensör ile bu noktaların hızı (\dot{x}) ölçülür. Bir diğer sensör ile süspansiyon boşluğunun bağıl yer değiştirmesi ($x-x_0$) ölçülür. Bu ölçümler, denklem (3.84) için bilgi sağlarlar. Bu kontrolcü, bu iki ölçümü giriş olarak değerlendirir ve sonucunda eyleyiciler için kontrolcü kuvveti üretirler. Böylece düşey titreşimlerin yanı sıra açılal titreşimler de kolaylıkla sönümlenir. Sonuç olarak, taşıta ait düşey ve açılal titreşimler bu şekilde gerçekleştirilen yerel süspansiyon kontrolü yöntemiyle önemli ölçüde azaltılmış olur. Bu durum, dört süspansiyonlu bir tam taşıt modeli için 'Dört Köşeden Kontrol' şeklinde de tanımlanabilir. Aynı şekilde, Turkkan ve Yağız (2014) tarafından sunulan çalışmada da her bir süspansiyon (ön sol-sağ, arka sol-sağ süspansiyon) kendi içerisinde birbirinden bağımsız bir şekilde kontrol edilmiştir.

Süspansiyon daralması probleminin meydana gelip gelmediğini görmek için Şekil 4.1'de verilen sınırlı rampa yol girişi ile bilgisayar benzetimleri yapılmıştır. Bu yol girişine arka lastikler, yarım taşıt aktif süspansiyon sisteminin kontrolü uygulamasında olduğu gibi denklem (3.166)'da verilen bir zaman gecikmesi ile maruz kalmaktadır. Tam taşıt aktif süspansiyon sistemine ait parametreler Tablo 4.10'da verilmiştir.

Tablo 4.10: Tam taşıt modeline ait parametreler.

Parametreler	Değerleri	Birimi
M	1000	kg
I _G	1600	kg.m ²
I _α	1400	kg.m ²
m ₁ , m ₂ , m ₃ , m ₄	60	kg
c ₁ , c ₂	1200	N/m/s
c ₃ , c ₄	2000	N/m/s
k ₁ , k ₂	16000	N/m
k ₃ , k ₄	20000	N/m
kt ₁ , kt ₂	150000	N/m
kt ₃ , kt ₄	170000	N/m
v	72	km/h
a	1	m
b	1.2	m
c	0.7	m
d	0.8	m

Bu çalışmada da, kontrolcü kuvveti üreten eyleyiciler süspansiyon sistemine paralel bir şekilde yerleştirilmiş lineer elektrik motorlar olarak düşünülmüş ve bu motorların ± 4000 N aralığında

kuvvet üretebildiği kabul edilmiştir (Yağız ve diğ., 2008). Süspansiyon daralması veya süspansiyon boşluğu kaybını önlenmesini mümkün kılan bir yöntemin de lastiklerin aşağıdaki gibi bir alçak geçirgen filtreden geçirilerek oluşturulan referans sinyalinin takip edilmesi olduğu yukarıda bahsedilmiştir.

$$x_{i,ref} = y_i \frac{1}{\tau s + 1} \quad (3.201)$$

Burada, τ zaman sabiti, $i=1, 2, 3, 4$ olmak üzere $x_{i,ref}$ süspansiyonların taşıt ana gövdesine sırasıyla ön sol, ön sağ, arka sol ve arka sağ bağlantı noktaları için üretilen referans sinyalini, y_i ise lastikleri belirtir.

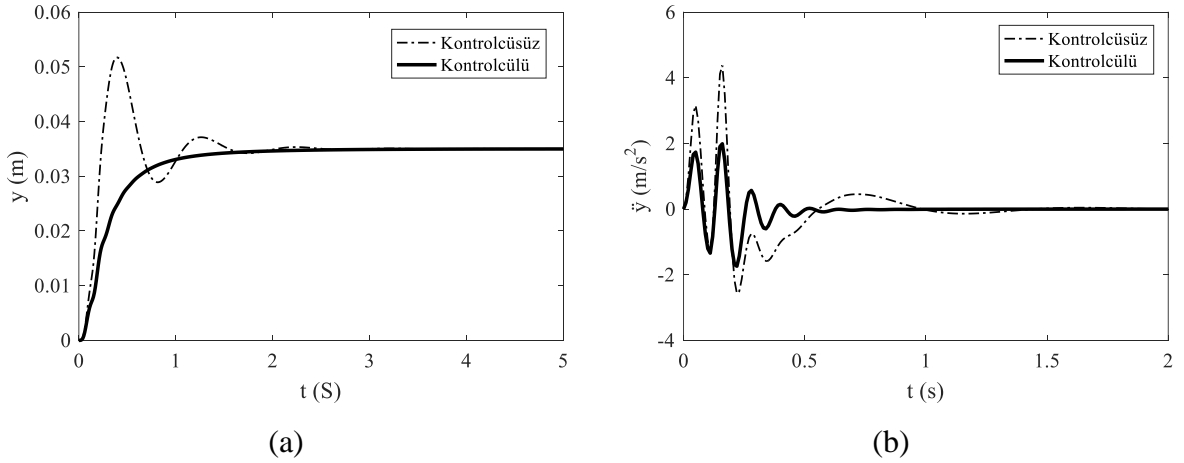
Tam taşıt modelinin Bulanık Mantıklı Model Esaslı Adaptif kontrolü için kontrolcü katsayıları Tablo 4.11’de olduğu gibi belirlenmiştir.

Tablo 4.11: Bulanık mantıklı model esaslı adaptif kontrolcü parametreleri (Yaklaşım 2).

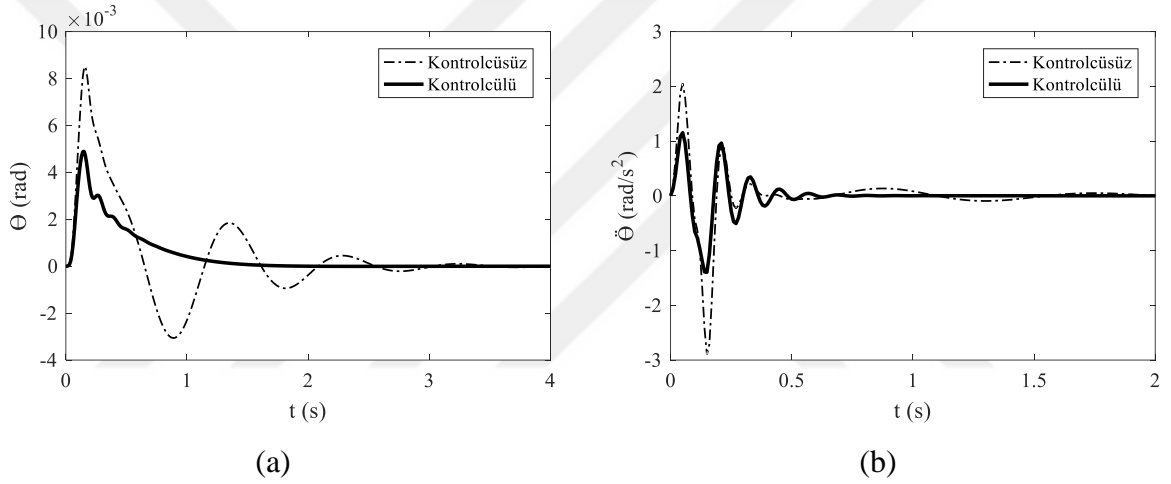
Parametreler	Değerleri
SF1	100
SF2 _{KD}	1
SF2 _λ	0.05
τ	0.3
Γ	0.975
ε_d	0.012
Ψ	1
γ	1
B ₁	10

Bulanık Mantıklı Model Esaslı Adaptif Kontrolcü (Yaklaşım 2)’nün bir tam taşıt aktif süspansiyon sistemine uygulanmasıyla elde edilen sonuçlar, taşıt seyir konforu üzerindeki etkisini görmek için aşağıda verilmiştir.

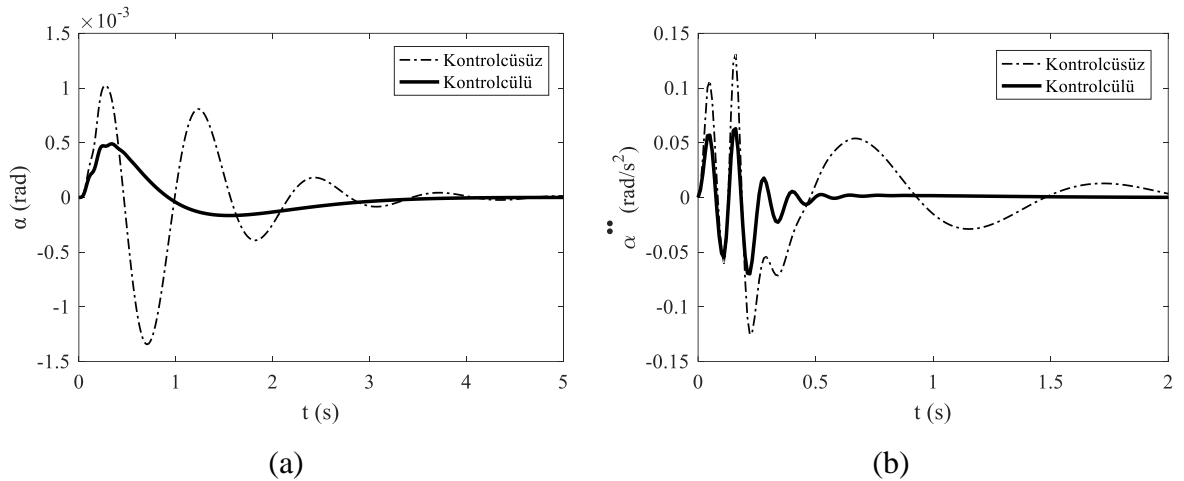
Bu çalışmanın asıl amacı, model parametreleri üzerinde belirsizlikler bulunan veya dış bozucu büyüklüklere maruz kalan bir taşıtın seyir konforunun, taşıt titreşimlerinin makul değerlerde azaltılarak iyileştirilmesidir. Bu amaçla, taşıt ana kütlelerine ait düşey yer değiştirme, kafa vurma ve devrilme hareketleri ile bu hareketlere ait ivmelerin zamana göre değişimi sırasıyla, Şekil 4.38, 4.39 ve 4.40’ta verilmiştir. Şekillerden de açıkça görüldüğü gibi, yer değiştirmelerin ve ivmelerin genlikleri önerilen kontrolcü ile önemli ölçüde azaltılmıştır. Aktif olarak kontrol edilen sistemin, titreşim yerleşme sürelerinin de dikkate değer ölçüde azaltıldığı gözlemlenmiştir.



Şekil 4.38: Taşıt ana kütesine ait: (a) düşey yer değiştirme hareketi, (b) düşey ivme.



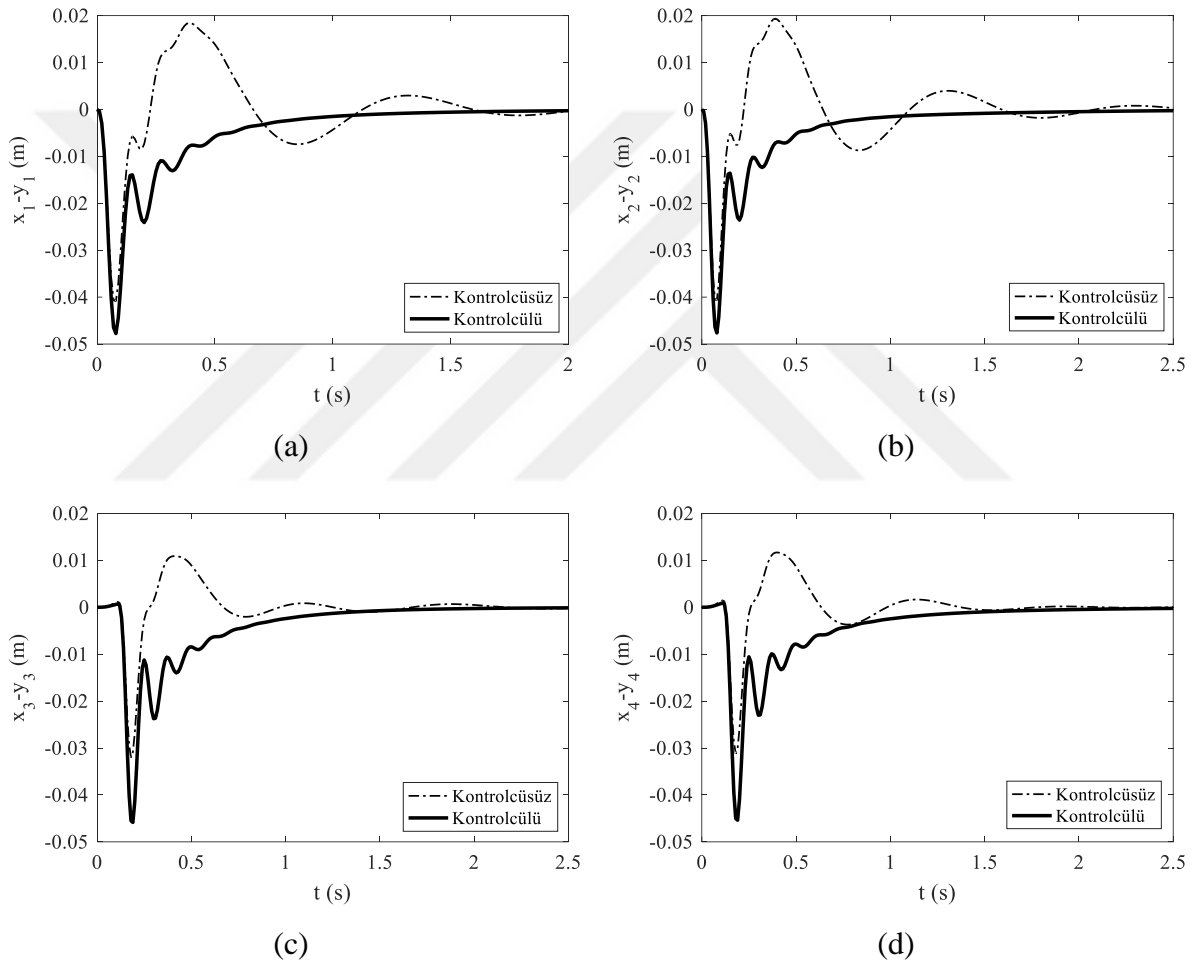
Şekil 4.39: Taşıt ana kütesine ait: (a) kafa vurma hareketi, (b) bu harekete ait ivmesi.



Şekil 4.40: Taşıt ana kütesine ait: (a) devrilme hareketi, (b) bu harekete ait ivmesi.

İvmelenmelerin, insan üzerinde rahatsız edici kuvvetler meydana getirdiği gerçeği göz önünde bulundurularak, önerilen kontrolcünün bu rahatsız edici kuvvetlerin giderilmesinde açık bir avantajı olduğu söylenebilir.

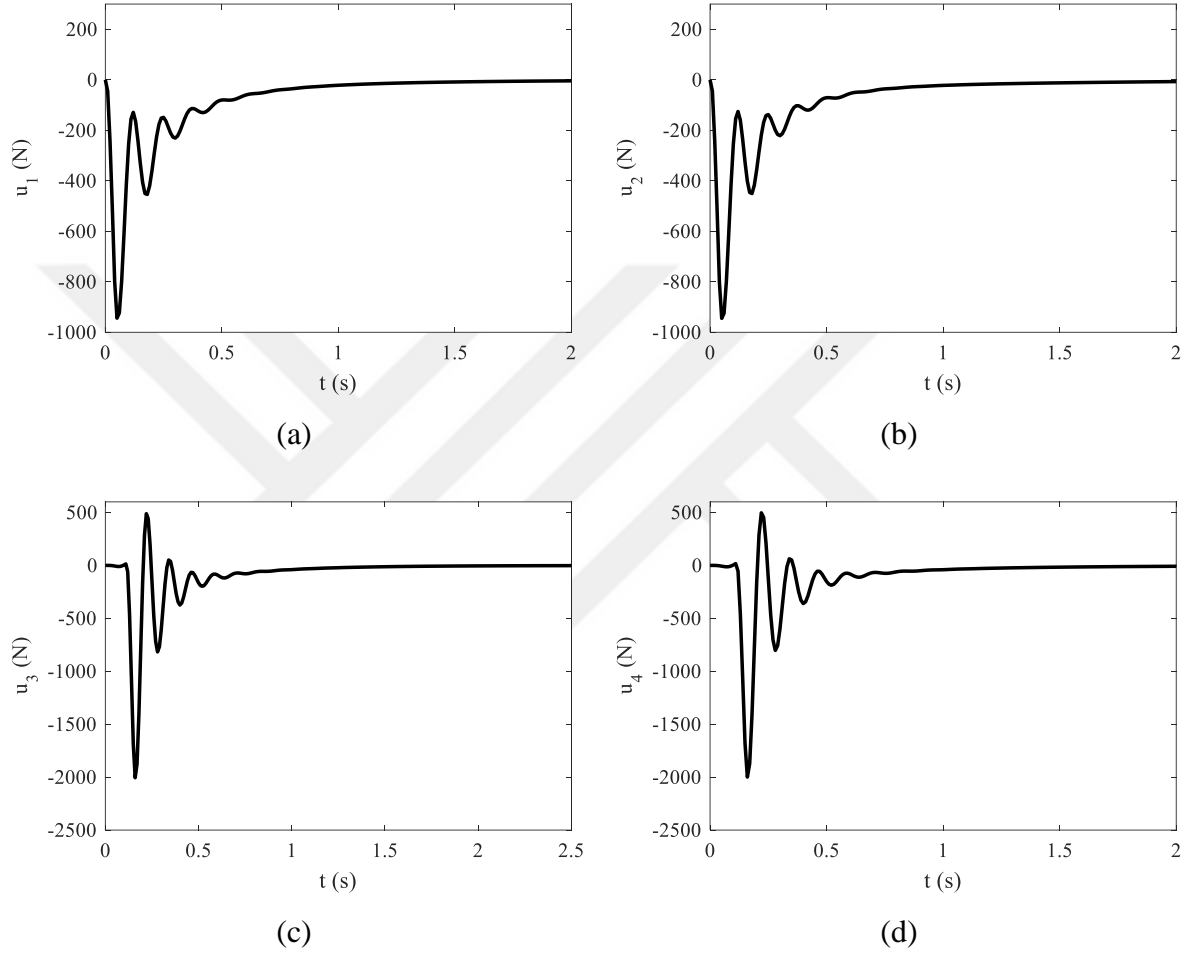
Ön sol, ön sağ, arka sol ve arka sağa ait süspansiyon yer değiştirmelerinin zamana göre değişimi Şekil 4.41’de verilmiştir. Süspansiyonların çalışma boşluğunu kaybetmedikleri ve daralmadıkları, yani, titreşim sonunda sifıra giderek ilk konumlarına döndükleri şekillerden açıkça görülmektedir. Bu durum, süspansiyonların titreşim sonucu kilitlenmediğini belirtir. Süspansiyon kilitlenmesinin insanı rahatsız edici frekanslarda rezonans genlikleri oluşturabileceği unutulmamalıdır. Ayrıca bu durumda, sistemden sürekli enerji çekileceği için sistemin enerji tüketimini olumsuz etkileyecektir.



Şekil 4.41: Süspansiyon açıklığı: (a) ön sol, (b) ön sağ, (c) arka sol, (d) arka sağ.

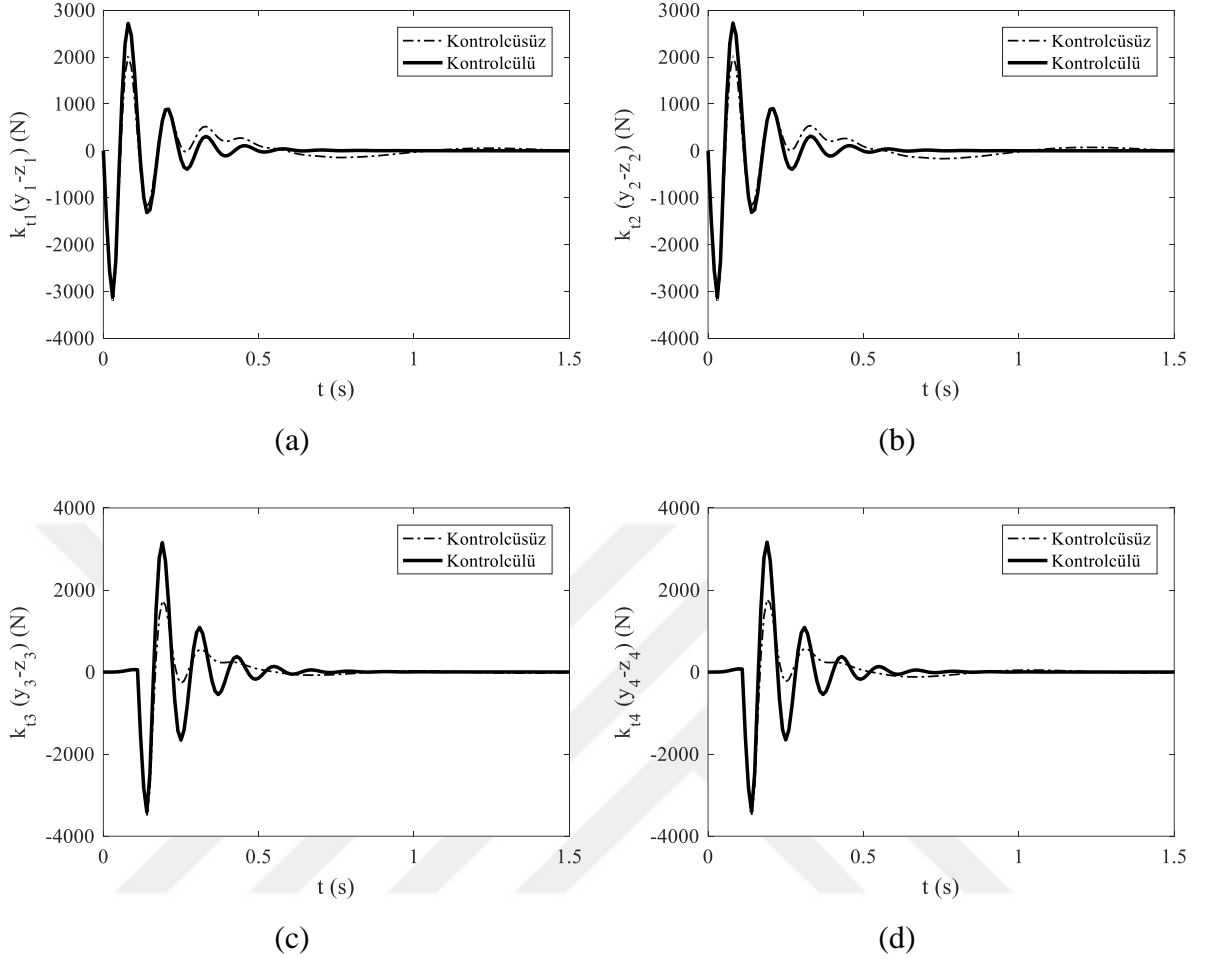
Çatırdama olarak da bilinen kontrolcü kuvvetlerinin genlikleri üzerindeki keskin değişikliklerin gözlemlenmesi için eyleyiciler tarafından üretilen kontrolcü kuvvetlerinin zamana göre değişimi Şekil 4.42’de verilmiştir. Bu çatırdamalar, hem insanı rahatsız edebilmekte hem de taşıt parçalarına ciddi zararlar verebilmektedirler. Şekilden de görüldüğü gibi, kontrolcü kuvvetleri üzerinde keskin değişiklikler gözlemlenmemiştir. Ayrıca, yukarıda bahsedildiği gibi ± 4000 N aralığında çalışan eyleyicilerin, kontrolcünün gereksinim duyduğu kuvvetleri bu

aralıkta üretmiştir. Yani, sınırlandırılmış aralıkta kuvvet değerleri üretebilen eyleyicilerin uygulanan kontrolcünün ihtiyacına cevap verebilmektedir. Buna ek olarak, kontrolcü kuvvetinin titreşim sonunda sifıra gitmesi ile de süspansiyonların daralmadığı sonucuna ulaşılabilir.



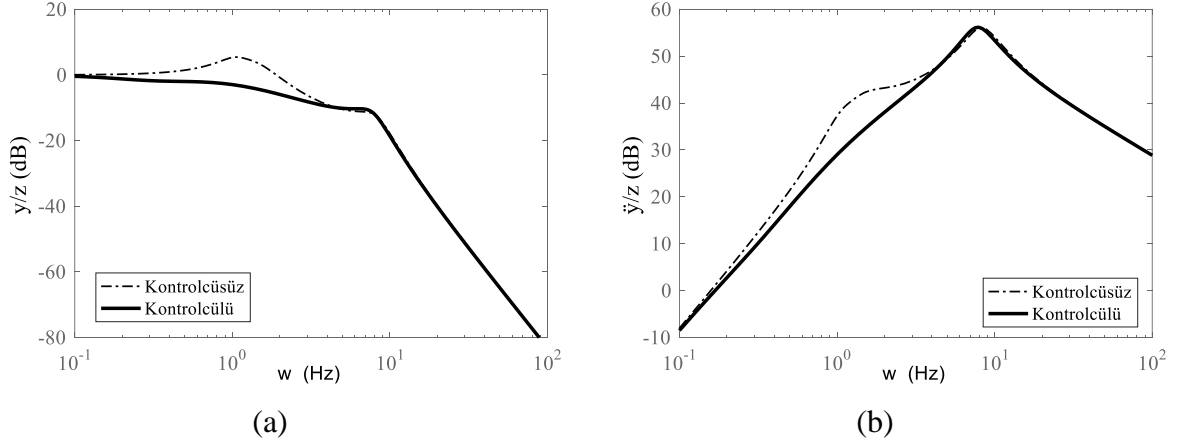
Şekil 4.42: Kontrolcü kuvveti: (a) ön sol, (b) ön sağ, (c) arka sol, (d) arka sağ.

Dinamik tekerlek yükünün zamana göre değişimi grafiği Şekil 4.43'te verilmiştir. Şekilden de açıkça görüldüğü gibi, uygulanan kontrolcü ile her dört lastik için dinamik tekerlek yükleri genliklerinde artışlar meydana gelmiştir. Buradan, taşıtı yoldan ayırmaya çalışan kuvvetlerin arttığı sonucuna ulaşılabilir.

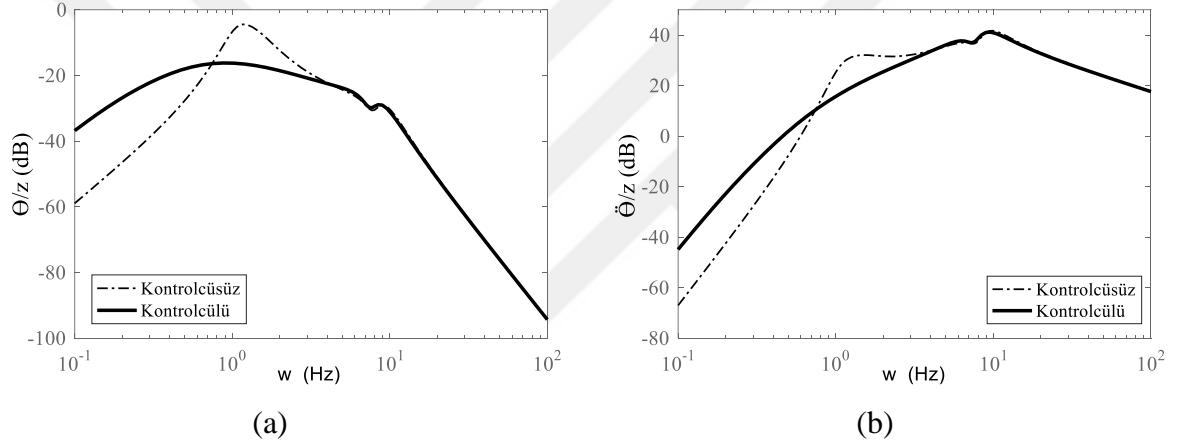


Şekil 4.43: Dinamik tekerlek yükü: (a) ön sol, (b) ön sağ, (c) arka sol, (d) arka sağ.

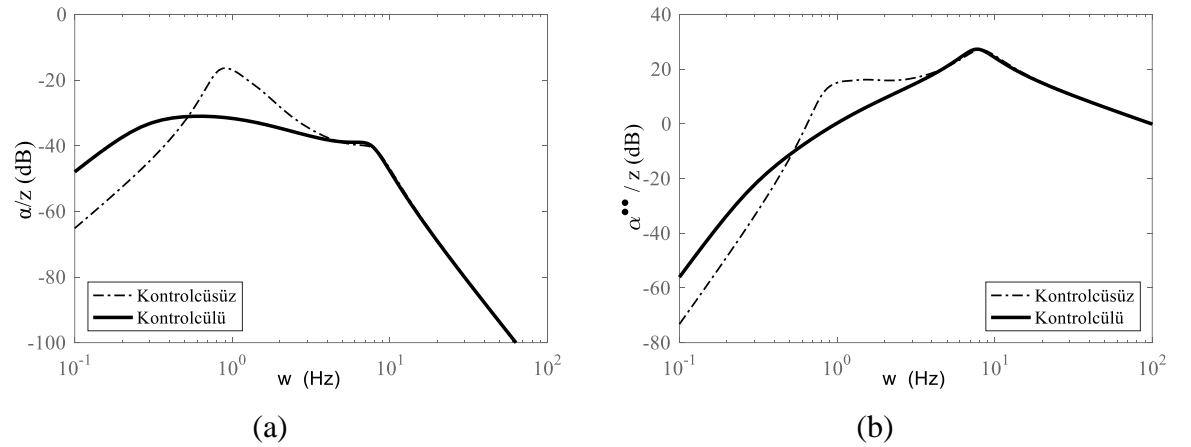
Bir taşıt aktif süspansiyon sisteminde asıl amaç, lastik-aks kütlesine ait 10 Hz civarındaki rezonans genliğinde önemli ölçüde değişikliklere sebebiyet vermeden taşıt ana gövdesine ait 1 Hz civarındaki rezonans genliğinin mümkün olduğunca bastırılması gerekmektedir. Böylelikle, taşıt seyir konforunun iyileştiği kolaylıkla söylenebilir. Bu amaçla, taşıt ana gövdesinin dikey yer değiştirme, kafa vurma ve devrilme hareketleri ile bu hareketlere ait ivmelerin frekans cevapları sırasıyla, Şekil 4.44, 4.45 ve 4.46'da verilmiştir. Şekillerden de görüldüğü gibi, uygulanan kontrolcü ile 1 Hz civarındaki rezonans genlikleri, 10 Hz civarındaki rezonans genliklerinde önemli bir değişikliğe sebep olmadan, büyük ölçüde bastırılmıştır. Bu durumda, taşıt seyir konforunun iyileştiği sonucuna kolaylıkla ulaşılabilir. Bu sonuçlar, literatürdeki çalışmalarla büyük oranda benzerlik göstermektedir.



Şekil 4.44: Taşıt ana gövdesi frekans cevabı: (a) düşey yer değıştirme, (b) düşey ivme.



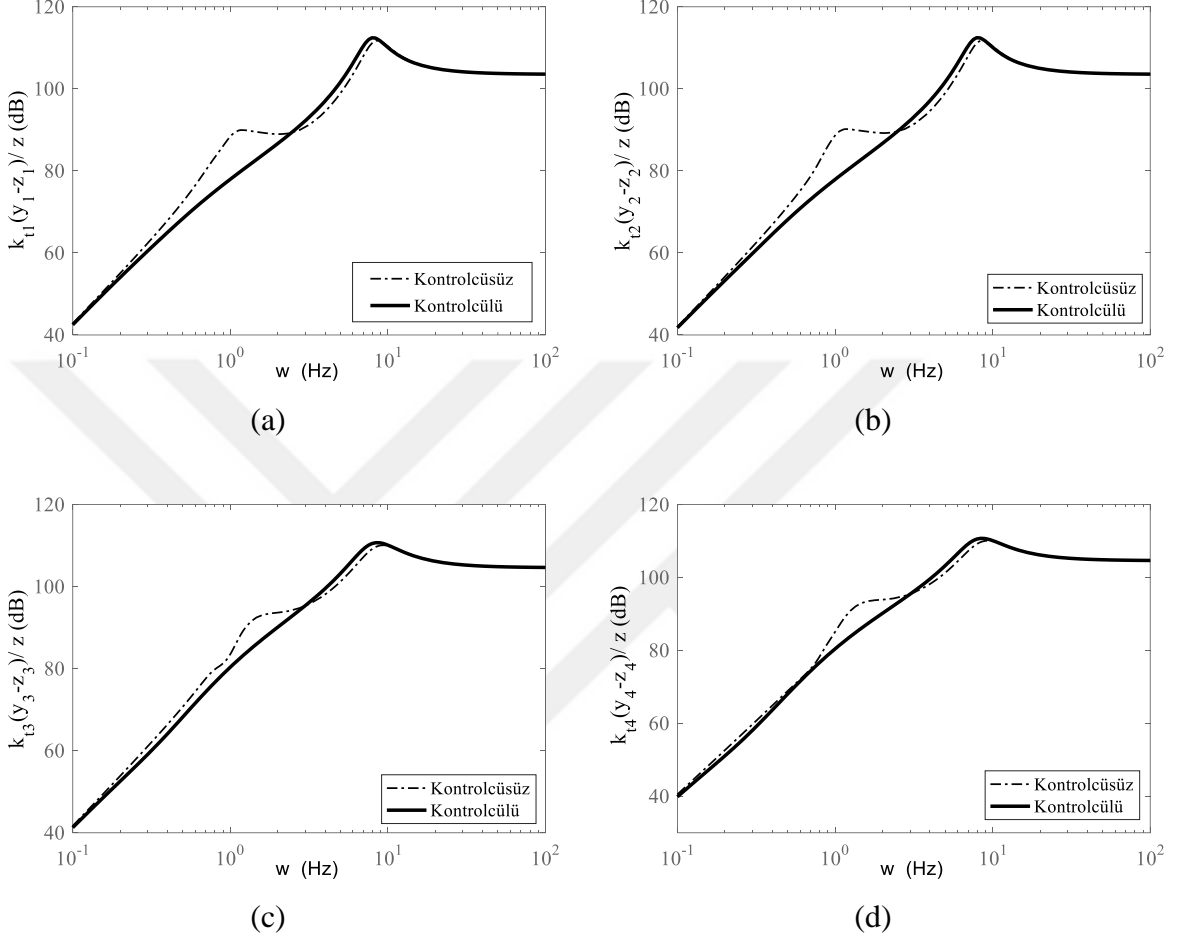
Şekil 4.45: Taşıt ana gövdesi frekans cevabı: (a) kafa vurma hareketi, (b) açışsal ivme.



Şekil 4.46: Taşıt ana gövdesi frekans cevabı: (a) devrilme hareketi, (b) devrilme ivmesi.

Taşıt yol tutuş performansı için ana göstergelerden biri olarak kabul edilen dinamik tekerlek yükünün frekans cevabı Şekil 4.47'de verilmiştir. Her dört lastik için, dinamik tekerlek yüklerinin 1 Hz civarındaki ana gövdeden kaynaklanan rezonans genliklerinin önemli ölçüde

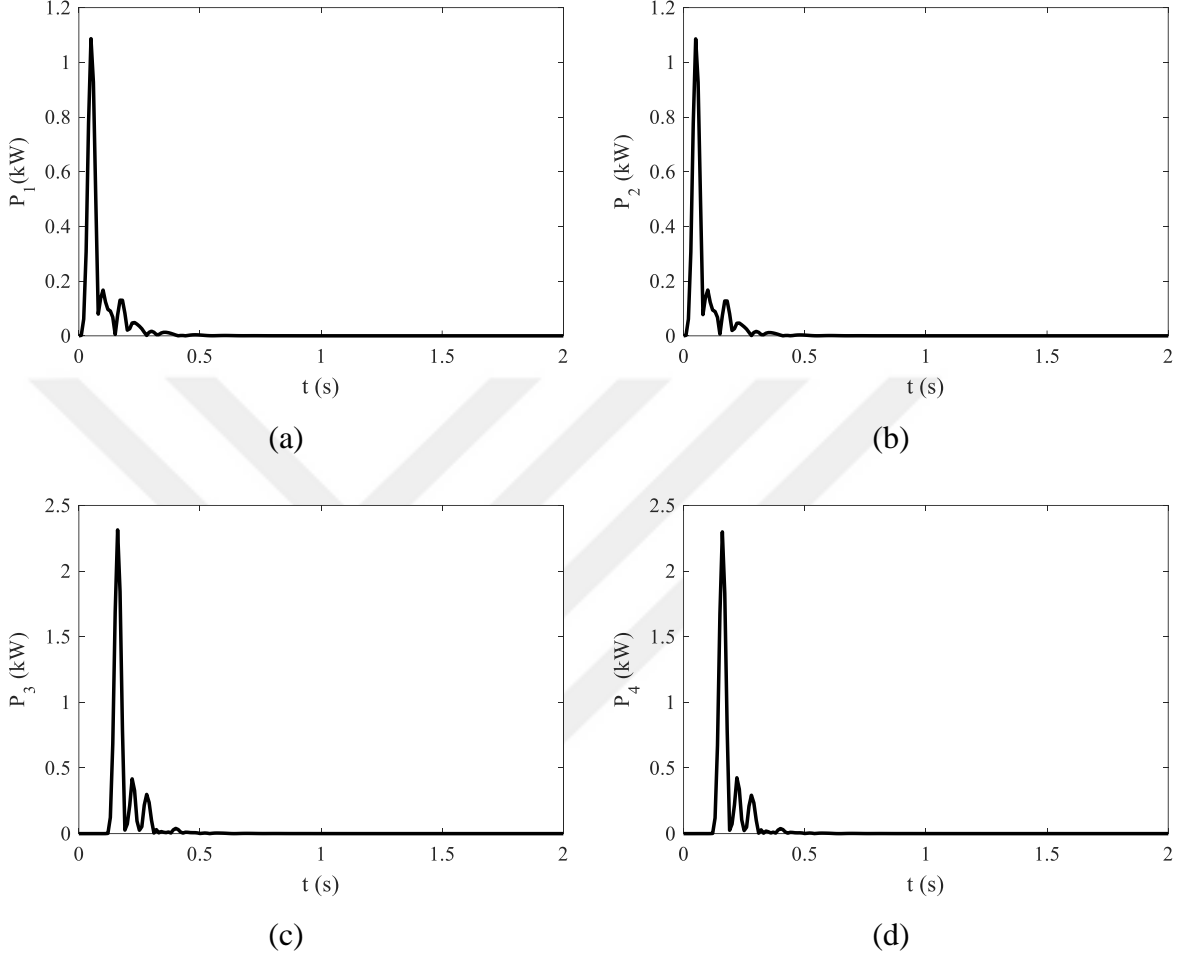
bastırıldığı gözlemlenmiştir. Buradan çıkarılan dikkate değer sonuç, yol tutuş performansında önemli bir bozulma meydana gelmeden taşıt seyir konforunun iyileştiği sonucudur.



Şekil 4.47: Dinamik tekerlek yükü frekans cevabı: (a) ön sol, (b) ön sağ, (c) arka sol, (d) arka sağ.

Bir kontrolcünün başarısı, zaman ve frekans cevaplarında başarılı sonuçlar vermesinin yanında uygulanabilirliği ve sistemden çekilen enerji ile de ilgili olabilmektedir. Örneğin, taşıt seyir konforu açısından başarılı sonuçlar veren bir kontrolcü için sistemden gereğinden fazla enerji çekiliyorsa bu durum uygulamada problemlere yol açabilmektedir. Bu amaçla, her dört eyleyicinin de sistemden çektiği enerjinin zamana göre değişimi Şekil 4.48’de verilmiştir. Şekillerden de görüldüğü gibi, ön süspansiyondaki eyleyiciler yaklaşık olarak 1.1 kW civarında güç tüketirken, arka süspansiyonlara ait eyleyicilerin sistemden yaklaşık olarak 2.3 kW civarında güç çektikleri gözlemlenmiştir. Bu büyüklükteki bir araca ait klimanın sistemden yaklaşık olarak 3-5 kW civarında bir güç çektiği düşünülürse, tasarlanan kontrolcünün ekonomik olarak da uygulanabilir olduğu kolaylıkla söylenebilir (Yağız ve diğ., 2008). Ayrıca buradan, seyir esnasında özellikle taşıt yokuşlu yolda seyrederken motorun performansının da

etkileneceğini göz önünde bulundurursak düşük güç tüketiminin de düşünülmesi gerekmektedir.



Şekil 4.48: Eyleyicilerin güç tüketimi: (a) ön sol, (b) ön sağ, (c) arka sol, (d) arka sağ.

Sonuç olarak bu çalışmada, hem model parametrelerinin belirsizliği hem de dış bozucu büyüklük, süspansiyon sürtünmeleri v.b. gibi bilinmeyen veya modellenmeyen büyüklüklere veya herhangi bir dış etkiye karşı sistemi gürbüz hale getirmek için yeni bir yaklaşım olarak bulanık mantıklı adaptif kontrolcü önerilmiştir. Önerilen bu bulanık mantıklı adaptif kontrolcünün dört girişi bulunmaktadır. Bunlar; nominal kontrol kanunu, model parametrelerinin belirsizlik üst sınırı için gürbüz kontrol kanunu, dış bozucu büyüklükler veya süspansiyon sürtünmeleri gibi bilinmeyen veya modellenmeyen büyüklükler için kontrolcü girişi ve son olarak hata üzerinde PD kontrolcü etkisine sahip ileri beslemeli kontrol kanunu şeklindedir. Yukarıda verilen çeyrek taşıt ve yarım taşıt aktif süspansiyon sistemlerinin kontrolü uygulamalarında sistemin bilinmeyen veya zamanla değişen parametreleri bir tahmin yasası ile tahmin edilmekteydi. Bunlardan farklı olarak bu çalışmada ise, model

parametrelerinin belirsizlik üst sınırını tahmin eden yeni bir tahmin yasası sunulmuştur. Burada, Lyapunov Kararlılık Teoremi ve Corless-Leitmann Yaklaşımı ile hatanın düzgün sınırlılığı kanıtlanmıştır. Önerilen bu yaklaşım, 7 serbestlik dereceli bir tam taşıt aktif süspansiyon sistemine uygulanmıştır. Ön sol-sağ ve arka sol-sağ süspansiyon sistemlerinin birbirinden bağımsız bir şekilde kendi içlerinde kontrol edildiği unutulmamalıdır. Diğer taraftan, gerek zaman gerekse frekans cevaplarına bakıldığında, önerilen kontrolcü ile taşıt ana gövdesinin düşey yer değiştirme, kafa vurma ve devrilme hareketleri ile bu hareketlere ait ivme genliklerinin önemli ölçüde azaltıldığı açıkça görülmüştür. Sonuçların ortaya koyduğu gibi, önerilen Bulanık Mantıklı Model Esaslı Adaptif Kontrolcü ile taşıt seyir konforunun önemli ölçüde iyileştiği görülmüştür. Önerilen kontrolcünün, süspansiyon daralması problemine neden olup olmadığını görmek için sınırlı rampa yol girişi kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar, süspansiyon daralması probleminin meydana gelmediğini açıkça göstermiştir. Ayrıca, kontrolcü kuvvetlerinin kullanılan lineer elektrik motorunun üretebildiği değerler arasında üretilmesi ve bu değerler üzerinde taşıt bileşenlerine ciddi zararlar verebilecek keskin değişikliklerin gözlemlenmemesi de bir başarı olarak değerlendirilebilir. Son olarak, önerilen kontrolcünün güç tüketiminin makul değerlerde olduğu ve taşıt seyir performansını etkilemeyecek düzeylerde olduğu görülmüştür. Tüm bu bulguların literatürdeki çalışmalarla benzerlik gösterdiği ve her türlü bilinmeyen ve modellenmeyen bozucu dış etkilere maruz kalan bir taşıtın seyir konforunun iyileştirilmesi hedefine ulaşıldığı açıkça söylenebilir.

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu çalışmada, esas olarak iki farklı yaklaşım üzerinde durulmuştur. İlk olarak, bir taşıt aktif süspansiyon sistemine ait kütle, yay ve sönümleyici gibi modellenen parametrelerin bilinmediği veya zamanla değiştiği düşünülmüştür. Burada, bilinmeyen parametreler için bir parametre tahmin yasası verilmiştir. İkinci olarak, bu parametreler üzerinde belirsizliklerin varlığı göz önünde bulundurulmuştur. Burada da, Lyapunov Teorisi esasına dayalı Corless-Leitmann (1981) ile Liu ve Goldenberg (1996) yaklaşımlarına dayalı olarak yeni parametrik belirsizlikler üst sınırı için tahmin yasaları tasarlanmıştır. Ayrıca, her iki yaklaşımda da sistemin bilinmeyen sürtünme kuvvetleri ile bilinmeyen her türlü dış bozucu büyüklüğe karşı gürbüzlüğünün artırılması düşünülmüştür. Böylece, değişen her koşul ve her türlü dış bozucu büyüklüğün varlığında sistem cevabının bundan etkilenmemesi ve titreşim genliklerinin azaltılmasıyla taşıt seyir konforunun iyileştirilmesi hedeflenmiştir.

Model parametreleri bilinmeyen veya zamanla değişen robot manipülatörler için önerilen Model Esaslı Adaptif Kontrolcü'nün (Sciavicco ve Siciliano, 1996), ilk kez bu çalışma ile yine model parametreleri bilinmeyen veya zamanla değişen bir taşıt aktif süspansiyon sistemine başarılı bir şekilde uygulandığı grafiklerden anlaşılmaktadır. Bu çalışma, tasarlanan yeni Bulanık Mantıklı Model Esaslı Adaptif Kontrolcü ile sistem üzerindeki her türlü dış bozucu büyüklüğe karşı gürbüz hale getirilmiştir. Buna ek olarak, izleme hatasını sıfıra götürecek bazı kontrol katsayılarının yeni tasarlanan Bulanık Mantıklı Kontrolcü ile adaptif hale getirilerek başarılı bir şekilde bulunduğu açıkça görülmüştür. Model Esaslı ve Model Erişimli Adaptif Kontrolcü'lerin yapısı benzer olduğu için, taşıt aktif süspansiyon sistemleri üzerindeki etkileri hususunda benzer yorumlar yapılabilir.

Diğer taraftan, taşıta ait parametrelerin değiştirilmesi ile yapılan benzetimler, önerilen kontrolcülerin parametrelerin değişmesi durumunda sistem cevaplarında herhangi bir değişikliğe neden olmadığı ve sistemin bu değişimden etkilenmediği gözlemlenmiştir. Buradan, model parametrelerinin değişmesi durumunda bir taşıt aktif süspansiyon sisteminin başarılı bir şekilde kontrolü hedefine ulaşıldığı söylenebilir. Buna ek olarak, yapılan benzetimler ile sistemin kararsız veya lineer olmaması durumlarında da kontrolcülerin oldukça başarılı sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir.

Aktif süspansiyon sistemlerinde, süspansiyon daralması problemi sıklıkla karşılaşılan sorunların başında gelmektedir. Bu çalışmada, Model Erişimli Gürbüz-Adaptif Kontrolcü için kullanılan ideal skyhook (göğre kanca) hareketine ulaşma yöntemi ile Model Esaslı Adaptif Kontrolcü için verilen lastiklerin bir alçak geçirgen filtreden geçirilerek elde edilen referans sinyali ile süspansiyon daralması probleminin ortadan kalktığı görülmüştür. Dolayısıyla, süspansiyon açıklığı korunmuştur.

Üretilen kontrolcü kuvvetlerinin, uygulamada eyleyici olarak kullanılan lineer elektrik motorlarının üretebildiği değer aralığında olduğu ve üzerinde taşıt bileşenlerine zarar verebilecek ani ve keskin değişimlerin meydana gelmediği gözlemlenmiştir. Diğer taraftan, önerilen kontrolcülerin enerji tüketimi açısından uygulanabilirliği incelenmiştir. Zamana bağlı güç grafiklerinden anlaşıldığı gibi, önerilen kontrolcüler sistemden makul seviyede enerji çekmektedir. Dolayısıyla, önerilen kontrolcülerin bir klima sisteminden daha az seviyede enerji tükettiği ve taşıt seyir performansında önemli bir kayba neden olmayacağı kolaylıkla söylenebilir.

Önerilen kontrolcülerin yarım ve tam taşıt aktif süspansiyon sistemlerine uygulanmasında, Zuo ve Slotine (2007) tarafından önerilen yöntem kullanılmıştır. Yani, süspansiyonların taşıt ana gövdesine bağlantı noktalarının düşey titreşimlerinin kontrolü ile aynı zamanda taşıta ait kafa vurma ve devrilme açısal titreşimlerinin de başarılı şekilde sönümlediği görülmüştür.

Zaman ve frekans cevaplarından da görüldüğü gibi, önerilen gürbüz-adaptif algoritmalar taşıt titreşimlerini önemli ölçüde azaltarak pasif süspansiyon sistemlerine göre taşıt seyir konforunu artırma konusunda oldukça başarılı olduğu kolaylıkla söylenebilir. Bu sonuçların, literatürdeki çalışmalarla büyük ölçüde benzerlik gösterdiği açıkça söylenebilir.

Sonuç olarak, önerilen yaklaşımlar ile kütle, yay ve sönümleyici gibi sisteme ait modellenebilen parametreleri bilinmeyen, zamanla değişen veya bu parametreler üzerinde belirsizliklere sahip ve ayrıca, bilinmeyen sürtünme kuvvetleri dâhil bilinmeyen her türlü bozucu dış büyüklüğün etkisi altındaki bir taşıt aktif süspansiyon sisteminin gürbüz-adaptif kontrolü ile taşıt seyir konforunun önemli ölçüde iyileştirildiği hedefine ulaşıldığı söylenebilir.

Bu çalışmada önerilen kontrolcülerin, daha karmaşık taşıt süspansiyon sistemleri, adaptif seyir kontrolü, araç devrilme kontrolü, direksiyon hâkimiyeti kontrolü gibi değişik sistemlere uygulanması gelecek çalışmalar için önerilebilir. Ayrıca, model parametreleri bilinmeyen

insansız hava araçlarının görüntü ve atış sistemlerinin işlevsel olması için sistem üzerindeki titreşimlerin yok edilmesi çalışmaları için de önerilebilir. Buna ek olarak, tasarlanacak olan yeni parametre ve belirsizlik üst sınırı tahmin yasaları ile bu kontrolcülere ait kontrol katsayıları için yeni bulanık mantıklı kontrolcülerin tasarlanması düşünülebilir.



KAYNAKLAR

- Alleyne, A. G. and Hedrick, J. K., 1995, Nonlinear adaptive control of active suspensions, *IEEE Transactions on control systems technology*, 3 (1), 94–101.
- Alleyne, A., Liu, R. and Wright, H., 2002, On the limitations of force tracking control for hydraulic active suspensions, *Proceedings of the American control conference*, 26-26 June 1998 Philadelphia, USA, IEEE, 43–47.
- Beltran-Carbajal, F., Tapia-Olvera, R., Lopez-Garcia, I. and Guillen, D., 2018, Adaptive dynamical tracking control under uncertainty of shunt DC motors, *Electric power systems research*, 164, 70–78.
- Boada, B. L., Boada, M. J. L. and Díaz, V., 2005, Fuzzy-logic applied to yaw moment control for vehicle stability, *Vehicle system dynamics*, 43 (10), 753–770.
- Burkan, R., 2005, Design of an adaptive control law using trigonometric functions for robot manipulators, *Robotica*, 23 (1), 93–99.
- Burkan, R., 2012, Design parameters and uncertainty bound estimation functions for adaptive-robust control of robot manipulators, *Turkish journal of electrical engineering and computer sciences*, 20 (1), 169–186.
- Burkan, R., 2013, Design of adaptive compensators for the control of robot manipulators robust to unknown structured and unstructured parameters, *Turkish journal of electrical engineering and computer sciences*, 21 (2), 452–469.
- Burkan, R., Ozgüney, O. C. and Ozbek, C., 2018, Model reaching adaptive-robust control law for vibration isolation systems with parametric uncertainty, *Journal of vibroengineering*, 20 (1), 300–309.
- Chen, P. C. and Huang, A. C., 2005, Adaptive sliding control of non-autonomous active suspension systems with time-varying loadings, *Journal of sound and vibration*, 282 (3–5), 1119–1135.
- Corless, M. and Leitmann, G., 1981, Continuous state feedback guaranteeing uniform ultimate boundedness for uncertain dynamic systems, *IEEE Transactions on automatic control*, 26 (5), 1139–1144.
- Fu, C., Hoseinnezhad, R., Li, K. and Hu, M., 2018, A novel adaptive sliding mode control approach for electric vehicle direct yaw-moment control, *Advances in mechanical engineering*, 10 (10), 1-12.
- Guo, J., Li, L., Li, K. and Wang, R., 2013, An adaptive fuzzy-sliding lateral control strategy of automated vehicles based on vision navigation, *Vehicle system dynamics*, 51 (10), 1502–1517.
- Hacioglu, Y., Arslan, Y. Z. and Yagiz, N., 2011, MIMO fuzzy sliding mode controlled dual arm robot in load transportation, *Journal of the franklin institute*, 348 (8), 1886–1902.

- El Hajjaji, A., Chadli, M., Oudghiri, M. and Pagès, A., 2006, Observer-based robust fuzzy control for vehicle lateral dynamics, *Proceedings of the American control conference*, 14-16 June 2006 Minneapolis, USA, IEEE, 4664–4669.
- Hu, X., Xu, B. and Hu, C., 2018, Robust adaptive fuzzy control for HFV with parameter uncertainty and unmodeled dynamics, *IEEE Transactions on industrial electronics*, 65 (11), 8851–8860.
- Huang, H., Zhang, G. C., Li, J. Y., Zhang, Q., Xu, J. Y. and Qin, H. D., 2018, Model based adaptive control and disturbance compensation for underwater vehicles', *Chinese journal of mechanical engineering*, 31 (1), 19.
- Huang, S. J. and Chen, H. Y., 2006, Adaptive sliding controller with self-tuning fuzzy compensation for vehicle suspension control, *Mechatronics*, 16 (10), 607–622.
- Huang, Y., Na, J., Gao, G., Wu, X. and Guo, Y., 2018, Robust adaptive control for vehicle active suspension systems with uncertain dynamics, *Transactions of the institute of measurement and control*, 40 (4), 1237–1249.
- Kaleemullah, M., Faris, W. F. and Hasbullah, F., 2011, Design of robust H_∞ , fuzzy and LQR controller for active suspension of a quarter car model, *4th International conference on mechatronics: integrated engineering for industrial and societal development, ICOM'11 - conference proceedings*, 17-19 May 2011 Kuala Lumpur, Malaysia, IEEE, 1-6.
- Kashtiban, A. M., Pourqorban, N., Alizadeh, G. and Hasanzadeh I., 2010, Nonlinear optimal control of a half car active suspension, *Second international conference on computer and electrical engineering*, 28-30 December 2009 Dubai, UAE, IEEE, 460–464.
- K. M., Koo and J. H., Kim, 1994, Robust control of robot manipulators with parametric uncertainty, *IEEE Transactions on automatic control*, 39 (6), 1230–1233.
- Li, H., Liu, H., Gao, H. and Shi, P., 2012, Reliable fuzzy control for active suspension systems with actuator delay and fault, *IEEE Transactions on fuzzy systems*, 20 (2), 342–357.
- Liu, G. and Goldenberg, A.A., 1996, Uncertainty decomposition-based robust control of robot manipulators, *IEEE Transactions on control systems technology*, 4 (4), 384–393.
- Mamdani, E. H. and Assilian, S., 1975, An experiment in linguistic synthesis with a fuzzy logic controller, *International journal of man-machine studies*, 7 (1), 1–13.
- N. Rahimi, H., Howard, I. and Cui, L., 2018, Neural adaptive tracking control for an uncertain robot manipulator with time-varying joint space constraints, *Mechanical systems and signal processing*, 112, 44–60.
- Nguyen, T. T., Naguen, V. G. and Kim, S. B., 2000, Control of active suspension system by using h_∞ theory, *Transaction on control automation and systems engineering*, 2 (1), 1–6.
- Özbek, C., Burkan, R. ve Özgüney, Ö. C., 2014, Taşıt aktif süspansiyon sistemlerinin adaptif kontrolü, *Otomatik kontrol ulusal toplantısı- TOK 2014*, 11-13 Eylül 2014 Kocaeli, Türkiye, TOK-KOU, 295–300.

- Pan, H., Sun, W., Gao, H., Kaynak, Alsaadi, F. and Hayat, T., 2015, Robust adaptive control of non-linear time-delay systems with saturation constraints, *IET Control theory and applications*, 9 (1), 103–113.
- Pan, H., Jing, X. and Sun, W., 2017, Robust finite-time tracking control for nonlinear suspension systems via disturbance compensation, *Mechanical systems and signal processing*, 88, 49–61.
- Sciavicco, L. and Siciliano, B., 1996, *Modeling and control of robot manipulators*, McGraw-Hill, New York, ISBN: 978-1-4471-0449-0.
- Shirahatt, A., Prasad, P. S. S., Panzade, P. and Kulkarni, M. M., 2008, Optimal design of passenger car suspension for ride and road holding, *Journal of the brazilian society of mechanical sciences and engineering*, 30 (1), 66–76.
- Soydan, M., Özbek, C., Özgüney, Ö. C. ve Burkan, R., 2019, Raylı taşıt süspansiyon sistemlerinin gürbüz kontrolü, *19. Ulusal makine teorisi sempozyumu-UMTS2019*, 4-6 Eylül 2019 Hatay, Türkiye, MAKTED-İSTE, 56–65.
- Spong, M. W., 1992, On the robust control of robot manipulators, *IEEE Transactions on automatic control*, 37 (11), 1782–1786.
- Sun, H., Li, Y., Xu, K. and Tong, S., 2018, Fuzzy adaptive backstepping control for a class of active suspension systems, *IFAC-Papersonline*, 51 (31), 136–141.
- Sun, W., Zhao, Z. and Gao, H., 2013, Saturated adaptive robust control for active suspension systems, *IEEE Transactions on industrial electronics*, 60 (9), 3889–3896.
- Sun, X. Q., Cai, Y. F., Yuan, C. C., Wang, S. H. and Chen, L., 2018, Fuzzy sliding mode control for the vehicle height and leveling adjustment system of an electronic air suspension, *Chinese journal of mechanical engineering*, 31 (2), 25.
- Sunwoo, M., Cheok, K. C. and Huang, N. J., 1991, Model reference adaptive control for vehicle active suspension systems, *IEEE Transactions on industrial electronics*, 38 (3), 217–222.
- Talla, J., Leu, V. Q., Šmídl, V. and Peroutka, Z., 2018, Adaptive speed control of induction motor drive with inaccurate model, *IEEE Transactions on industrial electronics*, 65 (11), 8532–8542.
- Taskin, Y., Hacıoglu, Y. and Yagiz, N., 2007, The use of fuzzy-logic control to improve the ride comfort of vehicles, *Strojnicki vestnik/journal of mechanical engineering*, 53 (4), 233–240.
- Türkkan, M., 2016, *Taşıtlarda devrilme hareketi kontrolü*, Tez (Doktora), İstanbul Üniversitesi.
- Turkkan, M. and Yagiz, N., 2014, Improving ride comfort of a bus using fuzzy logic controlled suspension, *International journal of mechanical, aerospace, industrial, mechatronic and manufacturing engineering*, 8 (4), 691–694.

Wen, S., Chen, M. Z. Q., Zeng, Z., Yu, X. and Huang, T., 2017, 'Fuzzy control for uncertain vehicle active suspension systems via dynamic sliding-mode approach', *IEEE Transactions on systems, man, and cybernetics: systems*, 47 (1), 24–32.

Wu, H. N., Liu, Z. Y. and Guo, L., 2014, Robust L_∞ -gain fuzzy disturbance observer-based control design with adaptive bounding for a hypersonic vehicle, *IEEE Transactions on fuzzy systems*, 22 (6), 1401–1412.

Yagiz, N., Hacıoglu, Y. and Taskin, Y., 2008, Fuzzy sliding-mode control of active suspensions', *IEEE Transactions on industrial electronics*, 55 (11), 3883–3890.

Zadeh, L. A., 1965, Fuzzy sets, *Information and control*, 8 (3), 338–353.

Zuo, L. and Slotine, J. J. E., 2007, US7216018B2 - Active control vibration isolation using dynamic manifold, *Google patents*, <https://patents.google.com/patent/US7216018B2/en?inventor=LEI+ZUO&dq=LEI+ZUO> [Ziyaret tarihi: 4 Aralık 2019].

Zuo, L. and Slotine, J. J. E., 2005, Robust vibration isolation via frequency-shaped sliding control and modal decomposition, *Journal of sound and vibration*. 285 (4–5), 1123–1149.

Zuo, L., Slotine, J. J. E. and Nayfeh, S. A., 2005, Model reaching adaptive control for vibration isolation, *IEEE Transactions on control systems technology*, 13 (4), 611–617.

EKLER

EK 1. HAREKET DENKLEMLERİ

Bir tam taşıt aktif süspansiyon sisteminin hareket denklemleri matris formatında aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$[M]\ddot{x} + f(x, \dot{x}) + [A]z = [B]u$$

$$[M] = \begin{bmatrix} M & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_\alpha & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_4 \end{bmatrix}, [A] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_{t1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_{t2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_{t3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_{t4} \end{bmatrix}, [B] = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ a & a & -b & -b \\ -c & d & -c & d \\ -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix}$$

$$x = [y \quad \theta \quad \alpha \quad y_1 \quad y_2 \quad y_3 \quad y_4]^T, u = [u_1 \quad u_2 \quad u_3 \quad u_4]^T, z = [z_1 \quad z_2 \quad z_3 \quad z_4]^T$$

$$f(x, \dot{x}) = \begin{bmatrix} +k_1(y + a \sin \theta - c \sin \alpha - y_1) + k_2(y + a \sin \theta + d \sin \alpha - y_2) + k_3(y - b \sin \theta - c \sin \alpha - y_3) + k_4(y - b \sin \theta + d \sin \alpha - y_4) \\ + \cos \theta k_1(y + a \sin \theta - c \sin \alpha - y_1) + \cos \theta k_2(y + a \sin \theta + d \sin \alpha - y_2) - b \cos \theta k_3(y - b \sin \theta - c \sin \alpha - y_3) - b \cos \theta k_4(y - b \sin \theta + d \sin \alpha - y_4) \\ - c \cos \alpha k_1(y + a \sin \theta - c \sin \alpha - y_1) + d \cos \alpha k_2(y + a \sin \theta + d \sin \alpha - y_2) - c \cos \alpha k_3(y - b \sin \theta - c \sin \alpha - y_3) + d \cos \alpha k_4(y - b \sin \theta + d \sin \alpha - y_4) \\ -k_1(y + a \sin \theta - c \sin \alpha - y_1) + k_{t1} y_1 - c_1(\dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} - c \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y}_1) \\ -k_2(y + a \sin \theta + d \sin \alpha - y_2) + k_{t2} y_2 - c_2(\dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} + d \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y}_2) \\ -k_3(y - b \sin \theta - c \sin \alpha - y_3) + k_{t3} y_3 - c_3(\dot{y} - b \cos \theta \dot{\theta} - c \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y}_3) \\ -k_4(y - b \sin \theta + d \sin \alpha - y_4) + k_{t4} y_4 - c_4(\dot{y} - b \cos \theta \dot{\theta} + d \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y}_4) \\ + c_1(\dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} - c \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y}_1) + c_2(\dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} + d \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y}_2) + c_3(\dot{y} - b \cos \theta \dot{\theta} - c \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y}_3) + c_4(\dot{y} - b \cos \theta \dot{\theta} + d \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y}_4) \\ + \cos \theta c_1(\dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} - c \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y}_1) + \cos \theta c_2(\dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} + d \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y}_2) - b \cos \theta c_3(\dot{y} - b \cos \theta \dot{\theta} - c \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y}_3) - b \cos \theta c_4(\dot{y} - b \cos \theta \dot{\theta} + d \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y}_4) \\ - c \cos \alpha c_1(\dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} - c \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y}_1) + d \cos \alpha c_2(\dot{y} + a \cos \theta \dot{\theta} + d \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y}_2) - c \cos \alpha c_3(\dot{y} - b \cos \theta \dot{\theta} - c \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y}_3) + d \cos \alpha c_4(\dot{y} - b \cos \theta \dot{\theta} + d \cos \alpha \dot{\alpha} - \dot{y}_4) \end{bmatrix}$$

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler	
Adı Soyadı	Cengiz ÖZBEK
Doğum Yeri	Sincik/ADİYAMAN
Doğum Tarihi	01.07.1986
Uyruğu	<input checked="" type="checkbox"/> T.C. <input type="checkbox"/> Diğer:
Telefon	444 1997
E-Posta Adresi	cengizozbek@beykent.edu.tr
Web Adresi	https://akademik.beykent.edu.tr/cengizozbek



Eğitim Bilgileri	
Lisans	
Üniversite	Sakarya Üniversitesi
Fakülte	Mühendislik Fakültesi
Bölümü	Makine Mühendisliği
Mezuniyet Yılı	2009

Yüksek Lisans	
Üniversite	İstanbul Üniversitesi
Enstitü Adı	Fen Bilimleri Enstitüsü
Anabilim Dalı	Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Programı	Makine Mühendisliği Programı
Mezuniyet Yılı	2013

Doktora	
Üniversite	İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa
Enstitü Adı	Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Anabilim Dalı	Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Programı	Makine Mühendisliği Programı
Mezuniyet Yılı	2020

Makale ve Bildiriler	
<p>Burkan, R., Özbek, C. ve Özgüney, Ö. C., 2017, Titreşim sönümlenme sistemleri için model erişimli gürbüz uyarlamalı kontrolcü tasarımı ve taşıt süspansiyon sistemine uygulanması, <i>18. Ulusal makine teorisi sempozyumu-UMTS2017</i>, 5-7 Temmuz 2017 Trabzon, Türkiye, MAKTED-KATÜ, 286-293.</p>	
<p>Ozbek, C., Burkan, R., ve Yagiz, N., 2018, Stability of model reaching adaptive control law and its verification on a quarter car, <i>2nd Mediterranean natural sciences and engineering congress – MENSEC 2018</i>, 26-29 June 2018 Podgorica, Montenegro, UDG-BANU, 41-54.</p>	

Ozbek, C., Burkan, R., ve Yagiz, N., 2018, Implementation of model-based adaptive controller on vehicle active suspension systems, *4th Conference on advances in mechanical engineering – ICAME2018*, 19–21 December 2018 Istanbul, Turkey, YTU, 499–507.

