

139806

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

- 139 806 -

ÇOK SERBESTLİK DERECELİ TAŞIT  
TİTREŞİMLERİNİN AKTİF KONTROLÜ

Makina Müh. Sezgin KEŞ


FBE Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programında  
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Rahmi GÜÇLÜ

Prof. Nerati, TAHRAL, M. 

İstanbul, 2003

Prof. Dr. Nürkan YAĞIZ 

# İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ .....	iv
ŞEKİL LİSTESİ .....	vi
ÇİZELGE LİSTESİ .....	ix
ÖNSÖZ.....	x
ÖZET .....	xi
ABSTRACT .....	xii
1. GİRİŞ .....	1
1.1 Problemin Tanımı .....	1
1.2 Taşıt Titreşimleri .....	2
1.2.1 Titreşime Neden Olan Etkiler .....	2
1.2.2 Taşıt Titreşimlerini Etkileyen Faktörler .....	3
1.2.3 Taşıt Titreşimlerinin Değerlendirilmesi .....	3
1.3 Taşıtların Fiziksel Değerleri .....	5
1.3.1 Taşıtların Ağırlık Merkezi .....	6
1.3.2 Taşıtların Kütlesel Atalet Momentleri .....	9
1.3.3 Taşıtların Yay Katsayıları .....	10
1.3.4 Taşıtların Amortisör Sönüm Katsayıları .....	11
2. TAŞIT SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ .....	12
2.1 Pasif Süspansiyon Sistemleri .....	12
2.2 Yarı Aktif Süspansiyon Sistemleri .....	15
2.2.1 İvme Ölçer .....	16
2.2.2 Kuvvet Üretici (Actuator) .....	17
2.3 Aktif Süspansiyon Sistemleri .....	17
2.3.1 Aktif Süspansiyon Sistemlerinin Parçaları .....	19
2.3.2 Aktif Kontrol Tipleri .....	21
2.3.2.1 Çökme Kontrolü .....	21
2.3.2.2 Yalpalama Kontrolü .....	21
2.3.2.3 Kafa Vurma Kontrolü .....	22
2.3.2.4 Yüksek Hız Kontrolü .....	22
2.3.2.5 Düzensiz Yol Kontrolü .....	22
2.3.2.6 Yükseklik Kontrolü .....	23
3. PID KONTROL YÖNTEMİ .....	25
3.1 Giriş .....	25
3.2 PID (Orantı + Integral + Türev) Kontrolcü .....	26
3.2.1 PID Kontrolcününün Ayarı .....	28

4.	SEKİZ SERBESTLİK DERECELİ TAŞITIN PID KONTROLÜ.....	31
5.	DOKUZ SERBESTLİK DERECELİ TAŞITIN PID KONTROLÜ.....	47
6.	ON SERBESTLİK DERECELİ TAŞITIN PID KONTROLÜ .....	65
7.	SONUÇLAR .....	86
	KAYNAKLAR.....	87
	EKLER.....	95
	Ek 1 Sekiz Serbestlik Dereceli Taşıit Modelinin Parametreleri.....	96
	Ek 2 Dokuz Serbestlik Dereceli Taşıit Modelinin Parametreleri.....	97
	Ek 3 On Serbestlik Dereceli Taşıit Modelinin Parametreleri.....	99
	ÖZGEÇMİŞ .....	102

## SİMGE LİSTESİ

$c_1$	Sürücü koltuğu sönüm katsayısı
$c_2$	Ön yolcu koltuğu sönüm katsayısı
$c_3$	Arka yolcu koltuğu sönüm katsayısı
$c_4$	Sol ön aks sönüm katsayısı
$c_5$	Sağ ön aks sönüm katsayısı
$c_6$	Sol arka aks sönüm katsayısı
$c_7$	Sağ arka aks sönüm katsayısı
$c_8$	Sol ön tekerlek sönüm katsayısı
$c_9$	Sağ ön tekerlek sönüm katsayısı
$c_{10}$	Sol arka tekerlek sönüm katsayısı
$c_{11}$	Sağ arka tekerlek sönüm katsayısı
[C]	Amortisörün sönüm katsayı matrisi
[C <sub>t</sub> ]	Tekerlek sönüm katsayı matrisi
dt	Ön aks ile arka aks arasındaki gecikme zamanı
$E_d$	Sönüm enerjisi
$E_k$	Kinetik enerji
$E_p$	Potansiyel enerji
$h_s$	Yol girişi yüksekliği
$J_x$	x ekseninde kütleli atalet momenti
$J_y$	y ekseninde kütleli atalet momenti
$J_z$	z ekseninde kütleli atalet momenti
$k_1$	Sürücü koltuğu yay katsayısı
$k_2$	Ön yolcu koltuğu yay katsayısı
$k_3$	Arka yolcu koltuğu yay katsayısı
$k_4$	Sol ön aks yay katsayısı
$k_5$	Sağ ön aks yay katsayısı
$k_6$	Sol arka aks yay katsayısı
$k_7$	Sağ arka aks yay katsayısı
$k_8$	Sol ön tekerlek yay katsayısı
$k_9$	Sağ ön tekerlek yay katsayısı
$k_{10}$	Sol arka tekerlek yay katsayısı
$k_{11}$	Sağ arka tekerlek yay katsayısı
[K]	Yay katsayı matrisi
[K <sub>t</sub> ]	Tekerlek yay katsayı matrisi
$L_1$	Sağ tekerlekler ile ağırlık merkezi arasındaki mesafe
$L_2$	Sol tekerlekler ile ağırlık merkezi arasındaki mesafe
$L_a$	Arka aks ile ağırlık merkezi arasındaki mesafe
$L_d$	Arka yolcu koltuğu ile ağırlık merkezi arasındaki boyuna mesafe
$L_m$	Ön yolcu koltuğu ile ağırlık merkezi arasındaki enine mesafe
$L_n$	Ön yolcu koltuğu ile ağırlık merkezi arasındaki boyuna mesafe
$L_o$	Ön aks ile ağırlık merkezi arasındaki mesafe
$L_y$	Sürücü koltuğu ile ağırlık merkezi arasındaki enine mesafe
$L_z$	Sürücü koltuğu ile ağırlık merkezi arasındaki boyuna mesafe
$m_1$	Sürücü koltuğu kütlesi
$m_2$	Ön yolcu koltuğu kütlesi
$m_3$	Arka yolcu koltuğu kütlesi
$m_4$	Sol ön aks kütlesi

$m_5$	Sağ ön aks kütlesi
$m_6$	Sol arka aks kütlesi
$m_7$	Sağ arka aks kütlesi
$[M]$	Kütle matrisi
$M$	Taşıt gövdesi kütlesi
$t_s$	Yol girişinin başlangıç zamanı
$u_1$	Sürücü koltuğu kontrolcü girişi
$u_2$	Ön yolcu koltuğu kontrolcü girişi
$u_3$	İkinci yolcu koltuğu kontrolcü girişi
$u_4$	Sol ön kontrolcü girişi
$u_5$	Sağ ön kontrolcü girişi
$u_6$	Arka kontrolcü girişinin sol bileşeni
$u_7$	Arka kontrolcü girişinin sağ bileşeni
$u_{67}$	Arka kontrolcü girişi
$[U]$	Kontrolcü matrisi
$\underline{x}$	Deplasman vektörü
$\dot{\underline{x}}$	Hız vektörü
$\ddot{\underline{x}}$	İvme vektörü
$x_1$	Sürücü koltuğunun düşey yer değişimi
$x_2$	Ön yolcu koltuğunun düşey yer değişimi
$x_3$	Arka yolcu koltuğunun düşey yer değişimi
$x_4$	Sol ön aksın düşey yer değişimi
$x_5$	Sağ ön aksın düşey yer değişimi
$x_6$	Sol arka aksın düşey yer değişimi
$x_7$	Sağ arka aksın düşey yer değişimi
$X$	Taşıt gövdesinin düşey yer değişimi
$\underline{z}$	Tekerlek deplasman vektörü
$\dot{\underline{z}}$	Tekerlek hız vektörü
$z_1$	Sol ön tekerlek yol girişi
$z_2$	Sağ ön tekerlek yol girişi
$z_3$	Sol arka tekerlek yol girişi
$z_4$	Sağ arka tekerlek yol girişi
$\alpha$	Taşıtın yalpalama açısal yer değişimi
$\theta$	Taşıtın kafa vurma açısal yer değişimi

## ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Titreşim ivmesinin insana etkisi (Daldal vd., 1966) .....	4
Şekil 1.2 Taşıt gövdesinin titreşim hareketleri (Güçlü, 2001).....	5
Şekil 1.3 Taşıtın boyuna ağırlık merkezi.....	6
Şekil 1.4 Taşıtın enine ağırlık merkezi.....	7
Şekil 1.5 Taşıtın ağırlık merkezinin yüksekliği.....	8
Şekil 1.6 Taşıtın kütle atalet momentleri .....	9
Şekil 1.7 Amortisör test cihazı .....	11
Şekil 2.1 Taşıtlarda helezon yay hareketi .....	13
Şekil 2.2 Taşıtlarda pasif süspansiyon sistemi .....	13
Şekil 2.3 Çeyrek taşıt modeli.....	14
Şekil 2.4 Yarı aktif kontrol şeması .....	16
Şekil 2.5 Aktif kontrol şeması .....	19
Şekil 2.6 Elektronik modüleli süspansiyon sistemi (EMS) parçaları (Toyota, 1997).....	20
Şekil 2.7 Elektronik modüleli havalı süspansiyon sistemi (EMAS) parçaları (Toyota, 1997)	20
Şekil 2.8 Taşıtta çökme hareketi.....	21
Şekil 2.9 Taşıtta yalpalama hareketi.....	21
Şekil 2.10 Taşıtta kafa vurma hareketi .....	22
Şekil 2.11 Taşıtta yüksek hız.....	22
Şekil 2.12 Taşıttın düzensiz yolda hareketi .....	23
Şekil 2.13 Taşıttın yüklü durumu .....	23
Şekil 2.14 Taşıttın yüksek hızlardaki durumu .....	24
Şekil 2.15 Taşıttın park durumu .....	24
Şekil 3.1 Kapalı çevrimli kontrol sistemi .....	25
Şekil 3.2 PID kontrolcü .....	27
Şekil 3.3 Çeşitli kontrol etkilerinin karşılaştırılması .....	28
Şekil 3.4 Titreşimli cevap eğrisi .....	29
Şekil 3.5 Titreşim yöntemi .....	29
Şekil 4.1 Sekiz serbestlik dereceli tam taşıt modeli .....	31
Şekil 4.2 Taşıt modeline uygulanan yol girişi .....	32
Şekil 4.3 Sekiz serbestlik dereceli taşıttın sürücü koltuğunun düşey yer değişimi ve ivmesi... 36	
Şekil 4.4 Sekiz serbestlik dereceli taşıttın PID kontrollü sürücü koltuğunun düşey yer değişimi ve ivmesi.....	37
Şekil 4.5 Sekiz serbestlik dereceli taşıttın sürücü koltuğunun düşey yer değişiminin ve ivmesinin frekans cevapları.....	37
Şekil 4.6 Sekiz serbestlik dereceli taşıttın gövdesinin düşey yer değişimi ve ivmesi.....	38
Şekil 4.7 Sekiz serbestlik dereceli taşıttın PID kontrollü gövdesinin düşey yer değişimi ve ivmesi .....	39
Şekil 4.8 Sekiz serbestlik dereceli taşıttın gövdesinin düşey yer değişiminin ve ivmesinin frekans cevapları.....	39
Şekil 4.9 Sekiz serbestlik dereceli taşıttın gövdesinin kafa vurma açısıl yer değişimi ve ivmesi.....	40
Şekil 4.10 Sekiz serbestlik dereceli taşıttın PID kontrollü gövdesinin kafa vurma açısıl yer değişimi ve ivmesi .....	41
Şekil 4.11 Sekiz serbestlik dereceli taşıttın gövdesinin kafa vurma açısıl yer değişiminin ve ivmesinin frekans cevapları .....	41
Şekil 4.12 Sekiz serbestlik dereceli taşıttın gövdesinin yalpalama açısıl yer değişimi ve ivmesi.....	42

Şekil 4.13 Sekiz serbestlik dereceli taşıtın PID kontrollü gövdesinin yalpalama açısıl yer değişimi ve ivmesi .....	43
Şekil 4.14 Sekiz serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin yalpalama açısıl yer değişiminin ve ivmesinin frekans cevapları .....	43
Şekil 4.15 Sekiz serbestlik dereceli taşıtın kontrol kuvvetleri.....	44
Şekil 4.16 Sekiz serbestlik dereceli taşıtın yer değişimleri ve ivmeleri .....	45
Şekil 4.17 Sekiz serbestlik dereceli taşıtın yer değişimlerinin ve ivmelerinin frekans cevapları .....	46
Şekil 5.1 Dokuz serbestlik dereceli tam taşıt modeli.....	47
Şekil 5.2 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın sürücü koltuğunun düşey yer değişimi ve ivmesi .	52
Şekil 5.3 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın PID kontrollü sürücü koltuğunun düşey yer değişimi ve ivmesi.....	52
Şekil 5.4 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın sürücü koltuğunun düşey yer değişiminin ve ivmesinin frekans cevapları.....	53
Şekil 5.5 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın ön yolcu koltuğunun düşey yer değişimi ve ivmesi .....	54
Şekil 5.6 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın PID kontrollü ön yolcu koltuğunun düşey yer değişimi ve ivmesi.....	54
Şekil 5.7 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın ön yolcu koltuğunun düşey yer değişiminin ve ivmesinin frekans cevapları.....	55
Şekil 5.8 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin düşey yer değişimi ve ivmesi .....	56
Şekil 5.9 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın PID kontrollü gövdesinin düşey yer değişimi ve ivmesi .....	56
Şekil 5.10 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin düşey yer değişiminin ve ivmesinin frekans cevapları .....	57
Şekil 5.11 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin kafa vurma açısıl yer değişimi ve ivmesi.....	58
Şekil 5.12 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın PID kontrollü gövdesinin kafa vurma açısıl yer değişimi ve ivmesi .....	58
Şekil 5.13 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin kafa vurma açısıl yer değişiminin ve ivmesinin frekans cevapları .....	59
Şekil 5.14 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin yalpalama açısıl yer değişimi ve ivmesi.....	60
Şekil 5.15 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın PID kontrollü gövdesinin yalpalama açısıl yer değişimi ve ivmesi .....	60
Şekil 5.16 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin yalpalama açısıl yer değişiminin ve ivmesinin frekans cevapları .....	61
Şekil 5.17 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın kontrol kuvvetleri .....	62
Şekil 5.18 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın yer değişimleri ve ivmeleri .....	63
Şekil 5.19 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın yer değişimlerinin ve ivmelerinin frekans cevapları .....	64
Şekil 6.1 On serbestlik dereceli tam taşıt modeli .....	65
Şekil 6.2 On serbestlik dereceli taşıtın sürücü koltuğunun düşey yer değişimi ve ivmesi.....	70
Şekil 6.3 On serbestlik dereceli taşıtın PID kontrollü sürücü koltuğunun düşey yer değişimi ve ivmesi .....	71
Şekil 6.4 On serbestlik dereceli taşıtın sürücü koltuğunun düşey yer değişiminin ve ivmesinin frekans cevapları.....	71
Şekil 6.5 On serbestlik dereceli taşıtın ön yolcu koltuğunun düşey yer değişimi ve ivmesi....	72
Şekil 6.6 On serbestlik dereceli taşıtın PID kontrollü ön yolcu koltuğunun düşey yer değişimi ve ivmesi.....	73
Şekil 6.7 On serbestlik dereceli taşıtın ön yolcu koltuğunun düşey yer değişiminin ve	

ivmesinin frekans cevapları.....	73
Şekil 6.8 On serbestlik dereceli taşıtın arka yolcu koltuğunun düşey yer değişimi ve ivmesi.	74
Şekil 6.9 On serbestlik dereceli taşıtın PID kontrollü arka yolcu koltuğunun düşey yer değişimi ve ivmesi.....	75
Şekil 6.10 On serbestlik dereceli taşıtın arka yolcu koltuğunun düşey yer değişiminin ve ivmesinin frekans cevapları.....	75
Şekil 6.11 On serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin düşey yer değişimi ve ivmesi .....	76
Şekil 6.12 On serbestlik dereceli taşıtın PID kontrollü gövdesinin düşey yer değişimi ve ivmesi .....	77
Şekil 6.13 On serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin düşey yer değişiminin ve ivmesinin frekans cevapları .....	77
Şekil 6.14 On serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin kafa vurma açısız yer değişimi ve ivmesi.....	78
Şekil 6.15 On serbestlik dereceli taşıtın PID kontrollü gövdesinin kafa vurma açısız yer değişimi ve ivmesi .....	79
Şekil 6.16 On serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin kafa vurma açısız yer değişiminin ve ivmesinin frekans cevapları .....	79
Şekil 6.17 On serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin yalpalama açısız yer değişimi ve ivmesi	80
Şekil 6.18 On serbestlik dereceli taşıtın PID kontrollü gövdesinin yalpalama açısız yer değişimi ve ivmesi .....	81
Şekil 6.19 On serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin yalpalama açısız yer değişiminin ve ivmesinin frekans cevapları .....	81
Şekil 6.20 On serbestlik dereceli taşıtın kontrol kuvvetleri.....	82
Şekil 6.21 On serbestlik dereceli taşıtın yer değişimleri ve ivmeleri .....	83
Şekil 6.22 On serbestlik dereceli taşıtın yer değişimlerinin ve ivmelerinin frekans cevapları	84
Şekil 6.23 On serbestlik dereceli taşıtın yer değişimlerinin ve ivmelerinin değişik kütlelerde frekans cevapları .....	85

## ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 3.1 Titreşim yöntemine göre kontrolcü ayar değerleri (Yüksel, 2001)..... 30



## ÖNSÖZ

Bu çalışmanın ortaya konulmasında şahsıma yardımcı olan, ufkumun genişlemesini sağlayan, her türlü bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım değerli hocam Yrd.Doç.Dr Rahmi Güçlü'ye teşekkürü bir borç bilir ve saygılarımı sunarım.

Ayrıca bu çalışmanın temellerini oluşturan “Tireşim Analizi Yöntemleri” ’ni bilgi dağarcığıma kazandıran Prof.Dr. Faris Kaya’ya, dersine kayıtlı olmadığım halde dinlememe izin vererek Matlab paket programını öğrenmemi sağlayan Doç.Dr. İsmail Yüksek’e ve lisans ile yüksek lisans eğitimlerim sırasında Makina Mühendisi olmanın ne demek olduğunu öğreten ve temellerini kazanmamı sağlayan Prof. Necati Tahralı’ya ve de şahsıma emeği geçmiş tüm hocalarıma teşekkürlerimi sunarım.



## ÖZET

Birçok endüstriyel makinanın problemi gibi, taşıtların problemi de titreşimlerdir. Titreşimler, taşıtlarda hız, konfor ve ömür özelliklerinde istenilmeyen durumlara sebep olurlar. Bundan dolayı, taşıtlarda titreşim genliklerinin en aza indirilmesi gerekmektedir. Bunu sağlayacak en iyi yöntemde, süspansiyon sistemleridir.

Bu çalışmada, taşıt süspansiyon sistemlerinin PID kontrol algoritması ile aktif titreşim kontrolü incelendi. PID kontrol yapılırken taşıtların ve yolcuların sorunlarından biri olan konfor üzerinde duruldu. Sağlıklı bir şekilde konforun sağlanması için gerçek taşıtın yapacağı tüm hareketleri yapabilecek bir model oluşturuldu. Burada taşıt modeli, sekiz serbestlik dereceli, dokuz serbestlik dereceli ve on serbestlik dereceli model olarak analiz edildi.

Literatür araştırmasında, bu şekilde üç boyutlu olarak tasarlanmış dokuz ve on serbestlik dereceli taşıt modeline rastlanmamış olup, bu tez bu konuda yapılan ilk çalışmadır.

Seyir konforunun sağlanması için gerekli çalışmaları gerçekleştirilmeden önce, günümüzde kullanılan taşıt süspansiyonları (pasif, yarı aktif ve aktif) ile ilgili genel bilgiler verildi. Aktif süspansiyonun özellikleri anlatıldı. PID kontrol yöntemi hakkında genel bir açıklama yapıldı. Tüm taşıt modellerinin hareket denklemleri çıkartıldı. Oluşturulan formülasyonlarda, taşıtın, aksların, yolcu koltuklarının ve yolcuların kütleleri, kütleli atalet momentleri, süspansiyon elemanlarının ve tekerleklerin özellikleri, yol fonksiyonu ve taşıtın hızı dikkate alındı.

Son bölümlerde ise sekiz serbestlik dereceli sürücü koltuğu ilaveli, dokuz serbestlik dereceli sürücü koltuğu ile yolcu koltuğu ilaveli ve on serbestlik dereceli sürücü koltuğu ile iki adet yolcu koltukları ilaveli taşıt modellerine PID kontrol yöntemi uygulandı ve sonuçlar irdelendi.

**Anahtar kelimeler:** Aktif süspansiyon, taşıt titreşimleri, PID kontrol.

## ABSTRACT

As it is the case with much industrial machinery, vibration is the main problem with vehicles. Vibration effect the comfort conditions destructively and on the other hand the adverse effect on the stability makes it harder for the driver to control the car at high speeds. For these reasons the amplitude of vibration should be at a minimum. In order to accomplish that goal the best system to work on is the suspension system.

In this study, PID control algorithm is applied for the control of vehicle suspension systems. While generating a PID control system, one of the parameters taken into account was the comfort condition of the passengers. In order to achieve this, a mathematical model, which can simulate all the possible vibrations of the vehicle, is generated. Models having eight, nine and ten degrees of freedom are analyzed.

In the search of a similar study, no model having nine or ten degrees of freedom were found, therefore this study is the first one to analyze the mathematical models with higher degrees of freedom.

Before inspecting the comfort parameters during driving conditions a general knowledge about passive, semi-active and active suspension control systems is given. The general characteristic of active control system is introduced, then, a general knowledge about the PID control algorithm is given. Movement formulations of former vehicle models were acquired. In the obtained formulas, factors such as the mass of the chassis, driver and passengers, seats of driver and passengers and axles of the vehicles, inertia moments, the specifications of the suspension elements and wheels, road functions and the speed of vehicles were considered.

In the other sections, PID control method has been applied to models that are eight degree-of-freedom added driver's seat, nine degree-of-freedom added driver's seat and a passenger's seat and ten degree-of-freedom added driver's seat and two passenger's seat. Then, the results were examined.

**Keywords:** Active suspension, vehicle vibrations, PID control.

# 1. GİRİŞ

## 1.1 Problemin Tanımı

Taşıtların ilk icadından beri, insanlar için yeni bir sorun ortaya çıktı: Titreşim. İnsanoğlu, birçok alanda, gittikçe artarak titreşimlerin zararlı etkilerine maruz kalmaktadır. Katı maddelerle direk temasta olan insan vücuduna iletiminden dolayı ortaya çıkan çeşitli hastalık belirtilerine mekanik titreşimlerin sebep olduğunu birçok çalışma (Griffin, 1982; Rakheja, 1985; Barak, 1991) göstermektedir.

Otomobil endüstrisindeki gelişmeler, bu olumsuz etkinin giderilmesi yönünde olmuştur. Başlangıçta taşıtların meydana getirdiği hareketler ifade edildi (Hrovat, 1991; Bouazara, 1991; Crolla, 1992). Bouazara ve Richard (1996) çalışmalarında 2-D taşıt modelinde taşıt hareketlerini analiz ettiler. 2-D taşıt modelinin gerçek taşıt tarafından meydana getirilen bütün hareketlerin analiz edilmesine izin vermediği fark eden Bouazara ve Richard (2001), 3-D taşıt modelinde gerçek taşıtın meydana getirdiği hareketleri analiz ederek pasif, yarı aktif ve aktif süspansiyonlarının kullanımı sonucunda taşıt konforundaki ve yol tutuş yeteneğindeki değişimleri incelediler. Brandão ve Howell (2001), çeyrek taşıt modelinin, çeşitli yol koşullarında, en uygun lineer-lineer olmayan parametrelerini teşhis ettiler. Kim vd. (2002), yedi serbestlik dereceli 3-D taşıt modelinde yol hassasiyeti algoritmasından yararlanarak aktif süspansiyonu uyguladılar. Elde ettikleri değerleri, diğer kontrol yöntemleri ile karşılaştırdılar. Elbeheiry (1998), bir TIR'ı dokuz serbestlik dereceli yarı taşıt modeli olarak modelleyerek yarı aktif ve aktif süspansiyonun beraber kullanıldığı bir sistem oluşturarak inceledi. Li ve Nagai (1999), dört serbestlik dereceli, iki koltuğa sahip altı serbestlik dereceli ve motor ve iki koltuk içeren sekiz serbestlik dereceli taşıt modellerine aktif kontrol uygulayarak yorumladılar. Bazı araştırmacılar da yeni bir kontrol yöntemi olan yapay sinir ağı (neural network) kontrolünü titreşimlerin analizinde kullandılar (Sha, 2000; Martins ve Coleho, 2000; Yıldırım ve Uzman, 2003). Fang vd.(2003), çok serbestlik dereceli sistemlere, özellikle yapılara, birçok kontrol yönteminin uygulanmasını anlattılar. Yağız vd. (2000), yedi serbestlik dereceli tam taşıt modeline kayan kipli kontrolcü uygulayarak aktif kontrol yapmışlardır. Güçlü (2003), sönüm elemanlarındaki kuru sürtünmeyi de göz önüne alarak sürücü koltuğuna sahip 3-D sekiz serbestlik dereceli bir model oluşturarak, PID kontrol uygulamıştır.

İlk kez bu çalışmada taşıt modeli, dokuz ve on serbestlik dereceli 3-D model olarak tasarlandı.

Taşıtlardaki süspansiyon sistemlerinin en önemli görevi, yolcuları titreşimlerden ve dış etkilerden korumaktır. Bu çalışmanın amacı, taşıtlardaki titreşimleri kontrol altına almaktır. Bunun için öncelikle, taşıtlarda titreşime neden olan etkiler ve taşıt titreşimlerini etkileyen faktörler incelendi. İkinci bölümde taşıt süspansiyon sistemleri anlatıldı. Üçüncü bölümde PID kontrol yöntemi açıklandı. Dördüncü bölümde sekiz, beşinci bölümde dokuz, altıncı bölümde ise on serbestlik dereceli taşıt modelinin hareket denklemleri çıkarılarak, PID kontrolcü uygulandı.

## 1.2 Taşıt Titreşimleri

Dinamik bir sistem olan taşıtlarda amaç, taşıt titreşimlerinin minimuma indirilmesidir. Genel olarak taşıt titreşimleri üç kısımda incelenir.

### 1.2.1 Titreşime Neden Olan Etkiler

Taşıt titreşimlerine sebep olan etkiler aşağıda belirtilmiştir:

a) Yol pürüzlülükleri

b) Tekerlekler

- Dengesizlik
- Boyut değişimi
- Yay katsayısı farklılıkları (homojen olmayan yapı)

c) Güç ve moment ileten elemanlardaki dengesizlikler

- Dönen miller
- Dişli çarklar
- Diferansiyel
- Motor

### 1.2.2 Taşıt Titreşimlerini Etkileyen Faktörler

Taşıt dizaynı ve çalışması esnasında birçok unsur, taşıt titreşimi cevap değerine etki eder. Bunlardan önemli olanlar:

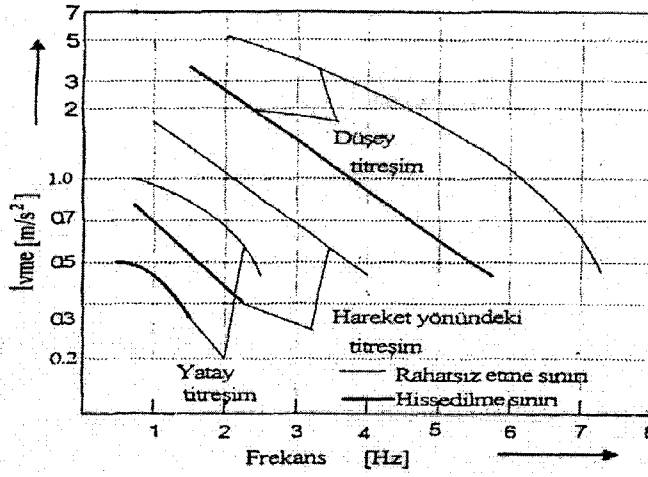
- Süspansiyon yay elemanının özellikleri
- Stabilizatör çubuğunun konstrüksiyonu ve elastiklik özelliği
- Sönüm elemanının özellikleri
- Taşıt aksının genişliği ve ağırlığı
- Motor ve iletim elemanlarının montajı
- Akslar arası mesafe
- Süspansiyon sistemi açılış tipi
- Yol ve tekerleklerin özellikleri

Bu parametrelerin, titreşim konforu, sürüş emniyeti ve taşıtın diğer dinamik davranışlarına etkileri konusunda yapılan çalışmalar (Mitchke, 1972; Raimbel, 1979; Güney, 1989; Özlü, 1994; Elbeheiry ve Karnopp, 1996; Hac ve Fratini, 1999; Weeks vd., 2000; Elbeheiry, 2000; Bouazara ve Richard, 1996, 2001) literatürde mevcuttur. Bazı çalışmalarda da amortisörlerde kullanılan sıvıların titreşim kontrolüne etkisini incelenmiştir (Hagopian vd., 1999; Yao vd., 2002). Choi ve Kim (2000), tam taşıt modeline uyguladıkları yarı aktif süspansiyon sisteminde ER (electrorheological) sıvısının etkisini incelemişlerdir. Choi ve Han (2002), benzer çalışmayı yarı aktif süspansiyon sisteminde  $H_\infty$  kontrol gerçekleştirerek ER sıvısının titreşime etkisini incelediler.

### 1.2.3 Taşıt Titreşimlerinin Değerlendirilmesi

Taşıt titreşimlerinin insanlar üzerindeki etkileri konfor kavramı altında incelenmiştir (Daldal, 1966; Mitchke, 1972). Bu konuda insanlar üzerinde deneyler yapılmıştır. Deneyler, insanlar değişik titreşim hareketlerine maruz ortamlarda bulundurulmuş yapılmıştır.

Şekil 1.1’de, bu deney sonucunda elde edilen eğriler gösterilmiştir.



Şekil 1.1 Titreşim ivmesinin insana etkisi (Daldal vd., 1966)

Taşıt titreşimlerinin değerlendirilmesinde aşağıdaki kriterler göz önüne alınır:

a) Konfor

- Titreşimler
- Genlik
- Hız
- İvme
- Titreşimden etkilenenler
  - Yolcular
  - Taşıt elemanlar
  - Yük

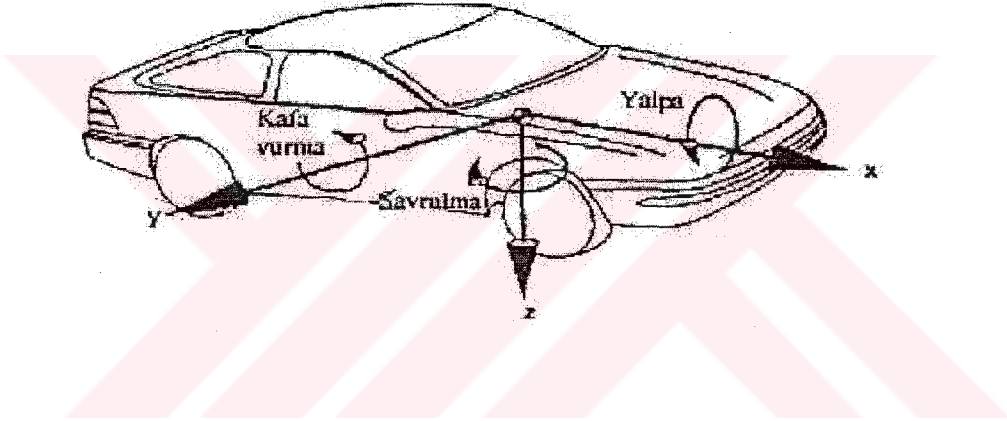
b) Dinamik tekerlek basıncı

c) Konstrüksiyon açısından müsaade edilebilecek titreşim seviyesi

Yol pürüzlüğünün taşıtta meydana getirdiği titreşimler, istenmeyen seslere sebep olduğu gibi taşıt gövdesini de olumsuz etkiler (Scholar vd., 1999; Cabell ve Fuller, 1999; Stöbener ve Gaul, 2001; Paddan ve Griffin, 2002; Skullestad, 2003). Yine, taşıtta bulunan yolcu ve yük üzerinde de arzu edilmeyen etkiler oluşturur.

Modern bir taşıt oldukça karmaşık bir titreşim sisteminden meydana gelir. Birçok araştırmacı (Chalasanı, 1986; Sharp, 1986, 1989, 1990; Demic, 1990) taşıtı; gövde, aks, süspansiyon elemanları ve tekerleklerden oluşan dinamik bir model olarak ele almıştır. Bu araştırmacılar titreşime neden olan dış etkileri de, yol düzgünsüzlüğünden kaynaklanan etkiler olarak almıştır.

Uzayda serbestçe hareket edebilen bir cisim, altı serbestlik derecesine sahiptir. Bunlar; üç öteleme, üç dönme hareketinden oluşur. Taşıt bir gövde ve dört bağımsız akstan meydana geldiği düşünüldüğünde, taşıt modeli otuz serbestlik derecesine sahip olur. Fakat, bu hareketlerden bazıları ihmal edilebilecek kadar küçüktür. Şekil 1.2’de görüldüğü gibi, taşıt gövdesi üçü doğrusal (x, y, z), üçü açısız (xx, yy, zz) hareket olmak üzere toplam altı hareket yapar.



Şekil 1.2 Taşıt gövdesinin titreşim hareketleri (Güçlü, 2001)

### 1.3 Taşıtların Fiziksel Değerleri

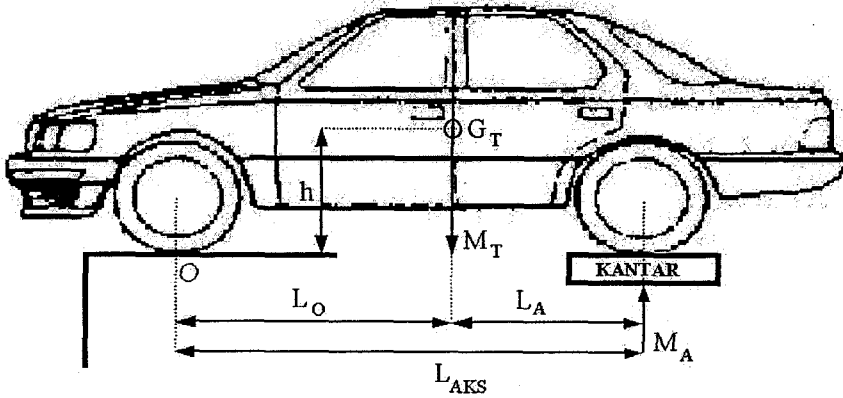
Taşıtların fiziksel değerlerini elde ederken kullanılan parametrelerin açıklamaları aşağıda mevcuttur:

b	Makas yay genişliği
$c_0$	Makas yay katsayısı hesabı için bir katsayı
c	Amortisör sönüm katsayısı
D	Helezon çapı
E	Elastiklik modülü
$F_s$	Amortisör sönüm kuvveti
h	Ağırlık merkezinin yerden yüksekliği

$g$	Yerçekimi ivmesi
$G$	Kayma modülü
$G_E$	Sol tekerleklerin ağırlığı
$G_T$	Taşıtın ağırlık kuvveti
$J$	Kütleli atalet momenti
$k_h$	Helezon yay katsayısı
$k_m$	Makas yay katsayısı
$l$	Test stroku
$l_1, l_2$	Kaldıraç kollarının uzunluğu
$l_m$	Makas yay uzunluğu
$L_A$	Arka aks ile ağırlık merkezi arasındaki mesafe
$L_{AKS}$	Akslar arası mesafe
$L_E$	Sol tekerlekler ile ağırlık merkezi arasındaki mesafe
$L_O$	Ön aks ile ağırlık merkezi arasındaki mesafe
$M_A$	Arka aks kütlesi
$M_E$	Sol tekerleklerin kütlesi
$M_T$	Taşıt kütlesi
$n$	devri sayısı
$n_h$	Helezon yay sarım sayısı
$n_m$	Çalışan makas yay adedi
$r$	Tekerlek yarıçapı
$s$	Makas yay kalınlığı
$T_E$	Sağ ve sol tekerlekler arasındaki mesafe
$V$	Test makinası çizgisel hızı

### 1.3.1 Taşıtların Ağırlık Merkezi

Taşıtların ağırlık merkezlerinin yerini bulmak için, Şekil 1.3, Şekil 1.4 ve Şekil 1.5'de görüldüğü gibi değişik konumlarda tartılır. Bulunan değerler aşağıdaki denklemlerde yerine yazılarak taşıtın ağırlık merkezinin yeri bulunur.



Şekil 1.3 Taşıtın boyuna ağırlık merkezi

Şekil 1.3'de O noktasına göre moment alınırsa,  $\sum M_o=0$  olur.

$$M_A g L_{AKS} - M_T g L_O = 0 \quad (1.1)$$

$$M_A g = G_A \quad (1.2)$$

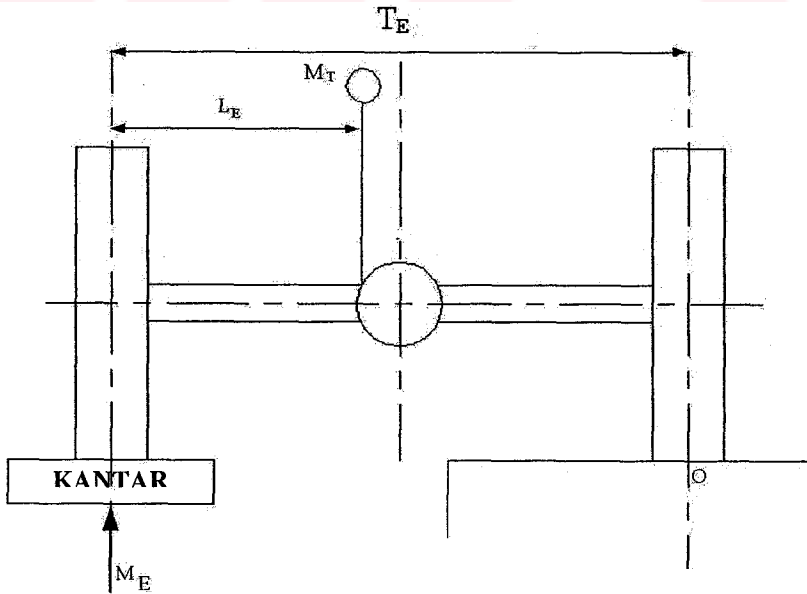
$$M_T g = G_T \quad (1.3)$$

$$L_O = L_{AKS} - L_A \quad (1.4)$$

Yukarıdaki denklemler kullanılarak  $L_A$  çekilirse,

$$L_A = \left( \frac{G_T - G_A}{G_T} \right) \cdot L_{AKS} \text{ elde edilir.} \quad (1.5)$$

Böylece, ağırlık merkezinin ön ve arka akslara olan mesafeleri bulunur.



Şekil 1.4 Taşıtın enine ağırlık merkezi

Şekil 1.4'de O noktasına göre moment alınırsa,  $\sum M_o=0$  olur.

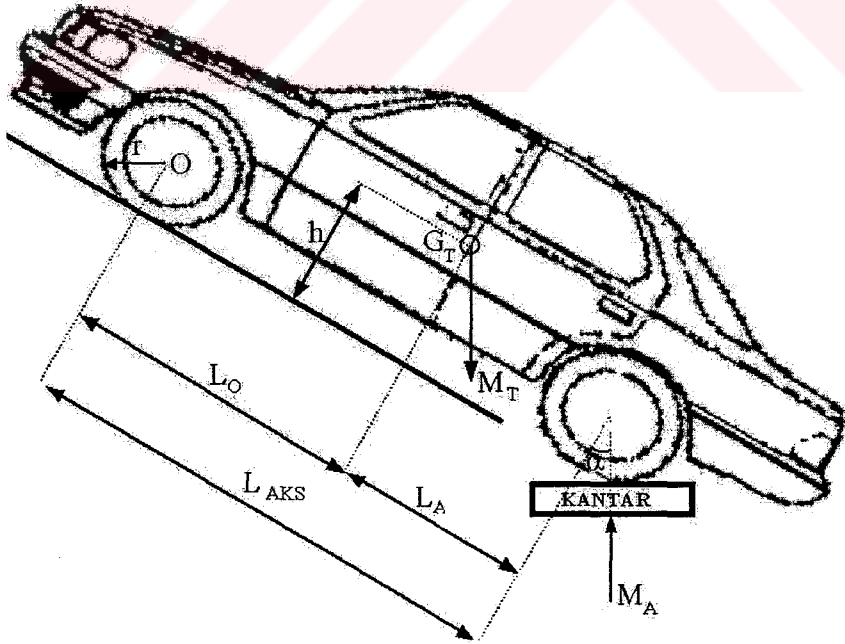
$$M_E g(T_E) - M_T g(T_E - L_E) = 0 \quad (1.6)$$

$$L_E = \frac{(G_T - G_E)T_E}{G_T} \text{ bulunur.} \quad (1.7)$$

Ağırlık merkezinin yerden yüksekliğini bulmak için Şekil 1.5'deki O noktasına göre moment alınırsa,  $\sum M_o=0$  olur.

$$M_A g L_{AKS} \cos \alpha - M_T g L_O \cos \alpha - M_T g (h - r) \sin \alpha = 0 \quad (1.8)$$

$$h = \frac{G_A L_{AKS} \cos \alpha - G_T L_O \cos \alpha}{G_T \sin \alpha} + r \text{ bulunur.} \quad (1.9)$$

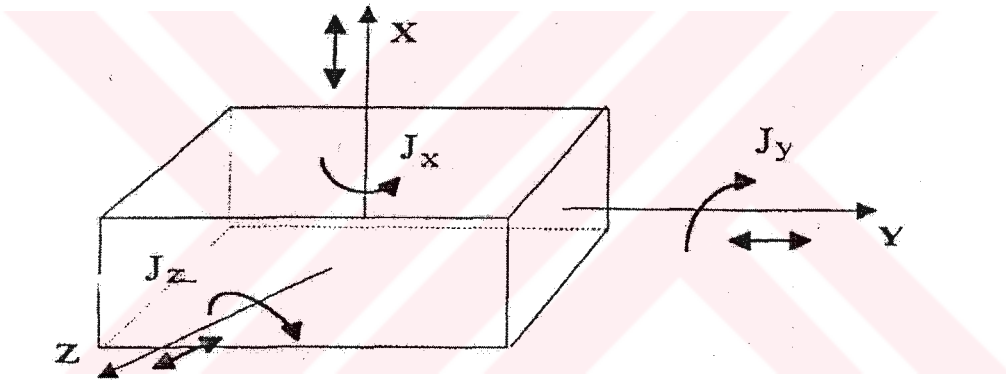


Şekil 1.5 Taşıtın ağırlık merkezinin yüksekliği

### 1.3.2 Taşıtların Kütleli Atalet Momentleri

Taşıtların kütleli atalet momentlerini, ağırlık merkezinden geçen üç boyutlu koordinat sistemindeki eksenlere göre belirlemek gerekir. Üç boyutlu eksenlerdeki atalet momentlerinin değerleri birbirlerinden farklı olduğu gibi, etkileri de farklıdır. Şekil 1.6'da değişik eksenlerdeki kütleli atalet momentleri gösterilmektedir. Burada;  $J_z$  ile gösterilen değer doğrusal ilerlemede kafa vurma,  $J_y$  ile gösterilen Y eksenini etrafında dönme ve  $J_x$  ile gösterilen ise düşey eksen etrafındaki dönmeden dolayı oluşan atalet momentlerini göstermektedir.

Atalet momentinin genel tanımı ise, bir eksen etrafında dönme hareketi yapan cismin atalet mukavemetinin bir ölçüsüdür. Bu tanımın matematiksel gösterimi ise, aşağıdaki şekilde yapılır.



Şekil 1.6 Taşıtların kütleli atalet momentleri

$$J = \int r^2 dm \quad (1.10)$$

$$M_d = J\ddot{\theta} \quad (1.11)$$

Bu formül, elementer kütlelerin gövde üzerinde toplanacağını ve her bir elementer kütle için dönme ekseninden uzaklıklarının karesi ile çarpılacağını belirtir. Bu formül kullanılarak taşıtların bütün parçalarının atalet momentleri tespit edilebilir. Bunun için her parçanın ağırlıkları tespit edilir, ağırlık merkezinden uzaklıkları ölçülür ve geometrik şekillere benzetilerek önce

kendi, ardından da ağırlık merkezine göre atalet momentleri tespit edilebilir. Parçalar için elde edilen tüm atalet momentleri toplanarak, taşıtın atalet momentini hesaplamak mümkündür. Ancak bu işlemlerin yapılması çok güçtür. O nedenle kütleli atalet momentlerini hesaplamak için deneysel yöntemler geliştirilmiştir.

Atalet momentleri genel olarak titreşim sistemleri ile tespit edilmektedir. Bunun için düşey fiziksel sarkaç, yatay sarkaç veya burulma titreşim sistemlerinden yararlanılır. Bütün bu sistemlerde temel esas, atalet momenti tespit edilecek sistemin, tabii frekansında titreşime maruz bırakılması ve titreşim zamanının tespit edilmesidir. Ardından, serbest titreşim hareket denklemleri göz önüne alınarak atalet momentleri hesaplanır.

### 1.3.3 Taşıtların Yay Katsayıları

Yayların yay katsayılarının hesaplanabilmesi için, yay malzemesinin özellikleri ve boyutlarının bilinmesi gerekir. Yay katsayılarının hesaplanması için aşağıdaki formüller kullanılabilir.

Helezon yaylar için;

$$k_h = \frac{G.d^4}{8.n_h.D} \quad (1.12)$$

Makas yaylar için;

$$k_m = \frac{E.n_m.b.s^3}{c_o.l_m^3} \quad (1.13)$$

formülleri ile hesaplanır.

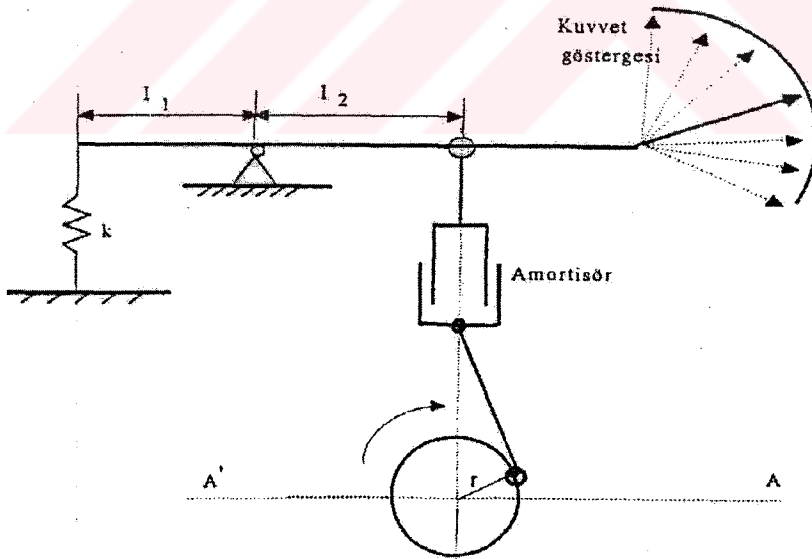
### 1.3.4 Taşıtların Amortisör Sönüm Katsayıları

Amortisör karakteristik özelliklerinin tespiti için, amortisör üretimi yapan Beldesan Anonim Şirketi'nde bulunan test cihazı örnek verilebilir. Amortisör test cihazının çalışma prensibi Şekil 1.7'de basit olarak ifade edilmiştir. Sönüm katsayılarının hesaplanması için aşağıdaki formüller kullanılabilir.

$$l = 2r \quad (1.14)$$

$$V = \frac{\pi \cdot l \cdot n}{60} \quad (1.15)$$

$$c = \frac{F_s}{V} \quad (1.16)$$



Şekil 1.7 Amortisör test cihazı

## 2. TAŞIT SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ

Otomobillerde darbe sönümlemesi, yol pürüzlülükleri, frenleme ve rüzgar etkileri tarafından oluşan titreşimleri azaltmaya veya elemeye çalışırken taşıtın ağırlığını da taşıyan bir sistem tarafından yerine getirilir. Taşıt gövdesi ivmelenmesi, süspansiyon yer değiştirmesi ve lastik yer değiştirmesi parametreleri analizinin yapılması titreşim kontrolü için son derece önemlidir. Bu, taşıt gövdesinin az ivmelenmesi ile daha iyi bir konfor, ve minimum süspansiyon ve lastik yer değiştirmesi ile, lastik ve yol arasındaki temas artışı sonucu, daha iyi bir çekişi ve yol tutuş yeteneğini gösterir.

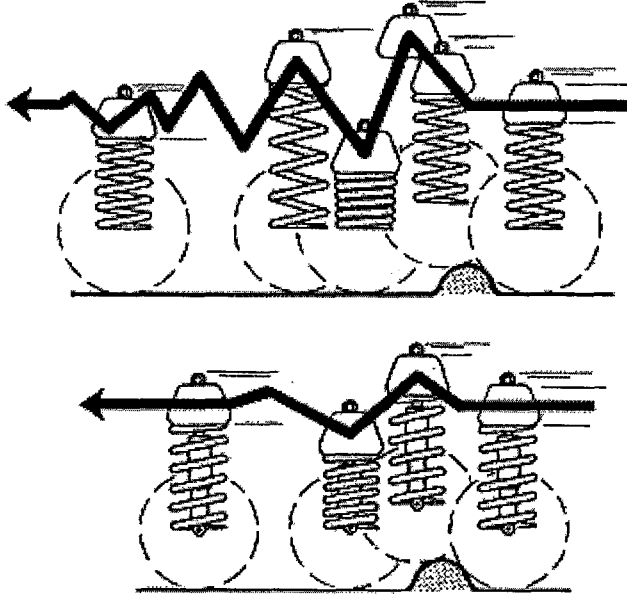
Günümüzde taşıt süspansiyon sistemleri üç grupta incelenmektedir:

- Pasif süspansiyon sistemleri
- Yarı aktif süspansiyon sistemleri
- Aktif süspansiyon sistemleri

### 2.1 Pasif Süspansiyon Sistemleri

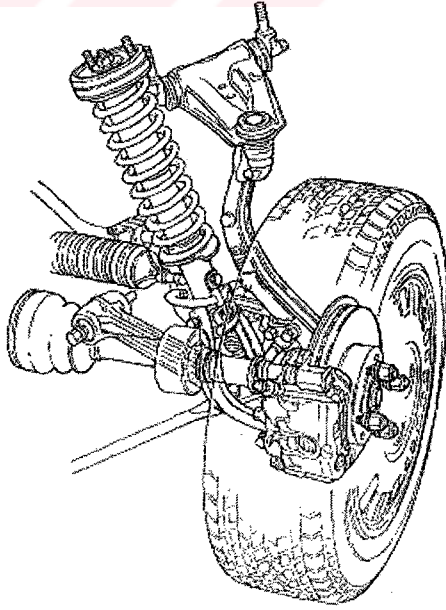
Araç seyir halindeyken tekerlekler bir tümseğe çarptığında kullanılan tipe bağlı olmaksızın yay hızlı bir şekilde sıkışır. Sıkıştırılmış yay bir enerji depolamış olduğundan açılma hareketi sırasında önceki konumunun ötesine kadar açılır. Aracın yükselmeye çalışması da bu harekete yardım eder ve böylece yay normal açılma miktarının üstüne kadar uzar. Aracın ağırlığı yayı aşağı bastırır. Fakat aracın gövdesi aşağı inme hareketine geçtiğinden, ortaya çıkan enerji yayı normal yük altındaki boyutlarının altına kadar sıkıştırır. Bu, yayın tekrar açılmasına yol açar. Şekil 2.1’de gösterilen bu salınımlar, gövde denge halini buluncaya kadar devam eder.

Yayın bu kontrolsüz hareketi, sürüşün düzensiz ve rahatsız edici olmasına ve en önemlisi de aracın kontrol altında tutulamamasına sebep olur. Bu sonuçların ortaya çıkmaması için bir mekanizmaya ihtiyaç vardır. Bunu sağlayabilecek ideal bir yay bulma olanağı yoktur. Bunu da yapabilecek mekanizma amortisördür.



Şekil 2.1 Taşıtlarda helezon yay hareketi

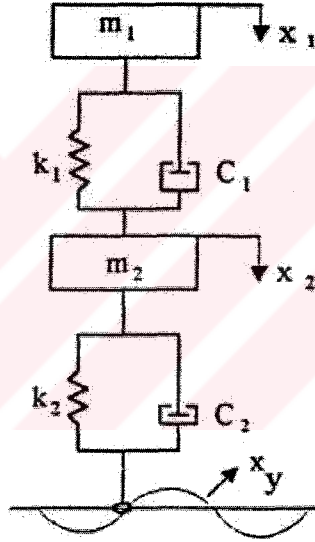
Şekil 2.2'de gösterildiği gibi, bu iki mekanizmanın beraber kullanılması sonucu, pasif süspansiyon sistemleri denilen sistemler oluşur. Bu sistemler, dışarıdan ilave enerji gerektirmezler. Çoğu taşıtlar pasif süspansiyona sahiptir. Genellikle, bu tip süspansiyon, paralel monte edilen yay ve sönümden oluşur. Pasif süspansiyon lineerdir. Sönümlenme, enerjinin korunumu prensibine dayalıdır. Taşıt gövdesindeki kuvvet hareketi süspansiyonun bağıl hızından ve bağıl hareketinden meydana gelir.



Şekil 2.2 Taşıtlarda pasif süspansiyon sistemi

Pasif süspansiyon sistemler, bir çok çalışmada (Chalasanı, 1986; Demic, 1989) Şekil 2.3'de gösterilen, basit model olarak kabul edilen, tek akstan ve  $\frac{1}{4}$  gövdeden oluşan (quarter car) model olarak ana hatları ile incelenmiştir. Tamboli ve Joshi (1999), gerçek yol profillerine maruz bıraktıkları taşıt modelinde en uygun pasif süspansiyon sistemi tasarımını gerçekleştirdiler. Narayanana ve Senthill (1998), lineer olmayan pasif süspansiyon elementlerini kullanarak iki serbestlik dereceli bir çeyrek taşıt modelinde aktif kontrol gerçekleştirdiler. Pasif süspansiyon sistemi dizaynı, üzerinde tartışılması gereken durumlar içerir. Taşıt titreşimleri açısından genel olarak, uygun yay elastikliği ve sönüm değeri, aşağıda verilen kriterlere göre seçilir:

- Gövdenin ivmesi
- Süspansiyon sistemi çalışma aralığı
- Tekerlek-yol temas kuvveti



Şekil 2.3 Çeyrek taşıt modeli

Yumuşak yay, gövde ivmelenme seviyesini azaltırken, katı yay ile tekerlek-yol teması iyileşmekte ve taşıtın kontrolü daha kolay sağlanmaktadır (Horton , 1986; Crolla, 1983). Pasif süspansiyonun sönümlenme katsayısı artışının taşıt konforunu arttırdığını Chalasanı de (1986) göstermiştir. Ancak, bu durumda, tekerlek yer değiştirmesi artar ve lastik yol temas kalitesi düşer.

Son yıllarda taşıt ağırlıklarındaki azalma ve taşınan yük ve yolcu miktarında fazla bir değişiklik olmaması, süspansiyon sistemlerinde dizayn değişikliğini gündeme getirmiştir. Buna bağlı

olarak yük ve yolcu sayısındaki değişim yelpazesine cevap verebilecek süspansiyon elemanları araştırma konularının gündemine girmiştir. Yük altında ve yüksüz durumdaki süspansiyon performanslarının farklı olduğu açıktır. Artan yük, süspansiyon çalışma aralığını küçülteceğinden, süspansiyon performansı azalacaktır. Bu nedenle süspansiyon çalışma aralığının sabit tutulması gündeme gelmiştir. Bu ise, ancak dışardan sisteme verilecek bir enerji ile mümkün olabilmektedir. Pasif süspansiyonların performanslarındaki bu sınırlamalar, süspansiyon sistemlerinin diğer tiplerinin ortaya çıkarılmasına ön ayak olmuştur.

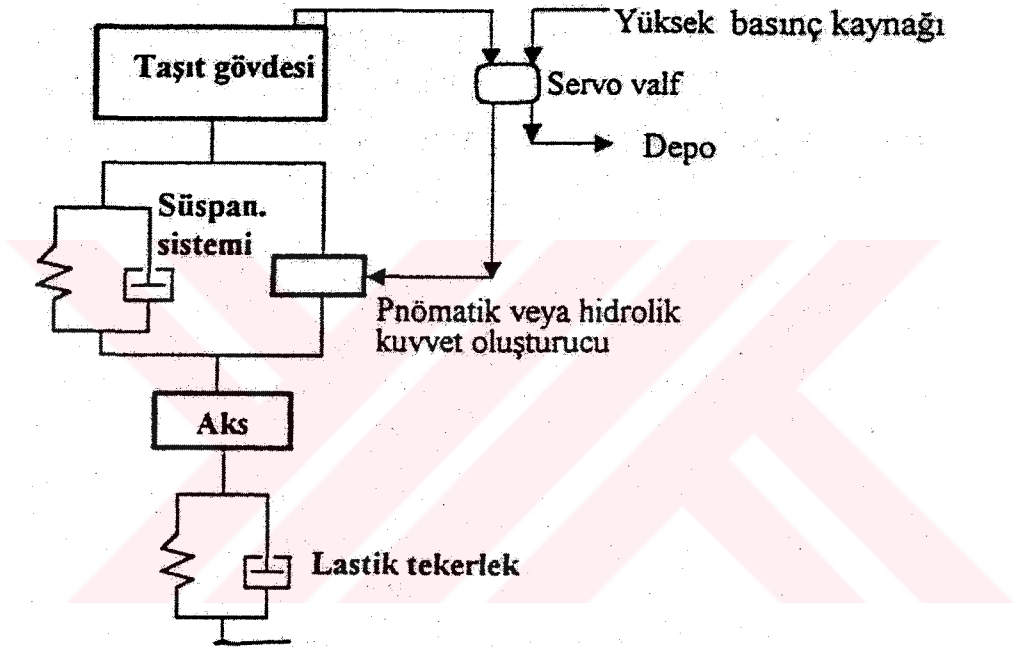
## 2.2 Yarı Aktif Süspansiyon Sistemleri

Pasif süspansiyon sistemi elemanlarına, dışardan enerji aktarabilen (actuator) elemanların ilavesi ile oluşan süspansiyon sistemine yarı aktif süspansiyon sistemi denir. Yarı-aktif süspansiyon, bir süspansiyona büyük miktarda güç ilavesi olmaksızın aktif sönüm kanuna bir yaklaşım sağlar. Güç ilavesi gerektiren sönüm kuvvetinin her durumu sifira ayarlanır. Çünkü kontrol edilen tahrik organı, sadece gücü yok etmeye izin verir. Amaç, pasif süspansiyon sistemindeki sınırlamaları (konfor açısından yumuşak yay iyi olur iken yol tutma sert yayla daha iyi olmaktadır) optimum kontrol kanunları kullanılarak ortadan kaldırmaya çalışmaktır. Dışardan sisteme verilen enerji süreklilik arz etmediği için gerek duyulan zaman ve şartlarda, gerek duyulan miktarda enerji verilerek süspansiyon sisteminin davranışları optimize edilir.

Yarı aktif süspansiyon sistemleri ile ilgili birçok çalışma literatürde mevcuttur (Goshtasbpour, 1984; Hall vd., 1990; Horton vd., 1986, 1987; Stanway, 1987; Kyungsu, 1993; Howell ve Frost, 1997; Gordon ve Sharp,1998; Giliomee ve Els, 1998). Hall (1990), çalışmasında pnömatik seviye ayarlayıcılar kullanmıştır. Böylece geniş yük ve yolcu dağılımı durumunda SESL adını verdiği pnömatik seviye ayarlayıcılar sayesinde, pasif süspansiyon sistemine göre daha güçlü bir titreşim kontrolü sağlamıştır. Bu sistemle aktif süspansiyon sistemi performansına yaklaşılmıştır. Bu sistem aktif süspansiyon sistemi ile beraber çalışması halinde gerekli güç miktarı azalır.

Hong vd.(1999), pasif süspansiyon sistemine örnek olan Macpherson süspansiyon sisteminde aşıl kontrol kolu ekleyerek ve yaylanan kütlede dikey değişiklik yaparak en uygun kutup

yerleşimi ile yeni bir Macpherson süspansiyon sistemi tasarladılar. Bu sistemde yarı aktif kontrol sağlayarak yeni sistemin eski sistemden daha iyi olduğunu gösterdiler. Ohsaku vd. (1999), yarı aktif süspansiyonun lineer olmayan bir sistem olduğunu ifade ederek uygun bir lineer olmayan  $H^\infty$  kontrol metodu geliştirerek çeyrek taşıt modeline uyguladılar. Sonuçlarını lineer  $H^\infty$  kontrol ile karşılaştırdılar. Kawabe vd. (1998), yarı aktif kontrolü lineer hale getirerek temelini  $H^\infty$  kontrolün oluşturduğu yeni bir kontrol yöntemi geliştirerek yarı aktif süspansiyon sistemini geniş araçlara uygun çeyrek taşıt modeli üzerinde uyguladılar. Valáek vd. (1998), kamyonlarda yarı aktif kontrol süspansiyonunu altı değişik kontrol algoritması ile kullanarak karşılaştırdılar.



Şekil 2.4 Yarı aktif kontrol şeması

Horton (1986), hidromekanik yarı aktif süspansiyon sistemini tek ve dört tekerleke ayrı ayrı uygulamak suretiyle sürüş konforunun arttığını göstermiştir. Sharp (1986) konfor, süspansiyon sistemi çalışma aralığı ve dinamik tekerlek yükünü baz alan pasif, yarı aktif, aktif süspansiyon sistemlerini incelemiştir. Açık kapama (on-off) şeklinde çalışan servo valflerin kullanıldığı bir yarı aktif süspansiyon sistemi, Şekil 2.4'de gösterilmektedir.

### 2.2.1 İvme Ölçer

Titreşim sensörlerinin en yaygın olanıdır. İvme değişimlerini boylamasına, yanlamasına ve

dikey olmak üzere üç yönde hisseder. Tiplerine göre ufak, hafif ve sağlam olmaları tercih sebebidir. Uygulamalarında elektrikten faydalanırlar. Üç çeşit ivme ölçer mevcuttur.

- Piezoelektrikli ivme ölçer
- Piezodirenç ivme ölçer
- Servo ivme ölçer

### 2.2.2 Kuvvet Üretici (Actuator)

Mekanik çıkış karakterini genellikle kontrol ünitesinden geçirerek giriş sinyaline dönüştüren dönüştürücü elemanından oluşur. Modern taşıtlarda kuvvet üretici uygulamaları için elektronik kontrole ihtiyaç vardır.

### 2.3 Aktif Süspansiyon Sistemleri

Harici bir enerji kaynağına ihtiyaç duyması aktif süspansiyonun özelliğidir. Bu enerji, süspansiyon sisteminin oluşturduğu kuvveti devamlı şekilde kontrol edecek bir kontrol sistemini çalıştırmayı mümkün kılar. Aktif süspansiyon sisteminde, süspansiyon elemanlarının yerini, kuvvet oluşturucu (actuator) almakta veya süspansiyon sistemi ile paralel çalışabilmektedir. Actuator ile, sisteme enerji verilebildiği gibi sistemden enerji çekilebilmektedir. Aktif süspansiyon sisteminin etkili çalışabilmesi için, taşıtın ana parçalarından ölçüm alabilecek (genlik, hız, ivme) elemanların yanı sıra bu ölçümleri değerlendirip actuatoru tahrik edecek bir mikroişlemciye ihtiyaç vardır.

İyi bir aktif kontrol için aşağıda belirtilen hususlar oluşturulmalıdır:

- Performans kriteri oluşturulmalı (amaç fonksiyonu tayin edilmeli)
- Dıştan gelen etki (yol pürüzlülüğü) modellenmeli
- Taşıt modelinin formülasyonu yapılmalı
- Performans kriteri ve taşıt formülasyonuna optimum kontrol kanunları uygulanmalı

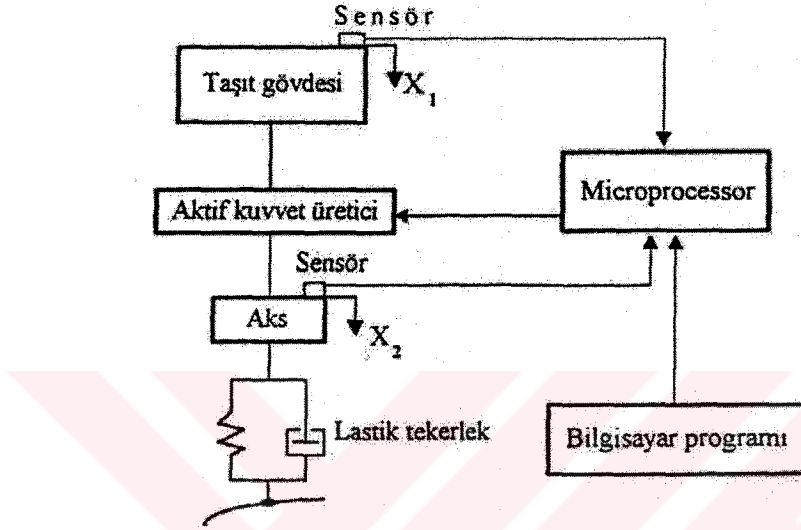
Birçok araştırmacı (Sharp, 1986, 1989; Howell vd., 1997; Baumal vd., 1997; Zarembo vd., 1997; Roh ve Park, 1999; Harada ve Harada, 1999; Yoshimurume vd., 2001) bu alandaki araştırmaları geliştirmek için aktif süspansiyon üzerine çalışırlar. Karnopp (1992) ve diğerleri taşıtlarda aktif süspansiyon prensibi uygulamasının mümkün olduğunu göstermişlerdir. Thompson, aktif süspansiyon performansının klasik süspansiyonlardan kesinlikle daha iyi olduğunu ispatlamıştır. Ama performansına rağmen, klasik modellerle karşılaştırıldığında harici güç kaynağının sisteme eklenmesinin zor olması ve maliyetinin artması ile teknik bakımdan hızları ve yer değiştirmeleri içeren parametrik ölçümlerin yardımı olmaksızın aktif süspansiyon uygulanamaz.

Yoshimura vd. (1999), binek taşıtlarda lineer ve fuzzy logic (bulanık mantık) algoritmalarını kullanarak aktif süspansiyon sistemini oluşturdular. Fuzzy logic kontrolün kökeninde, lineer değişkenleri giriş değişkeni olarak göstererek aktif kontrol sağladılar. Aktif süspansiyon sisteminde etkili bir titreşim izolasyonu gerçekleştirdiler. D'Amato ve Viassolo (2000), yolcu konforunu sağlamak ve süspansiyon sisteminin sınırlarını zorlamaktan kaçınmak için aktif süspansiyonda fuzzy logic algoritmasını kullandılar. Bu uygulamada iki çeşit kontrol çevrimi kullandılar. İ evrim, lineer olmayan hidrolik kuvvet oluşturucuyu arzu edilen hareket kuvvetini izlemek için kontrol eder. Dış evrim ise, arzu edilen kuvveti oluşturmak için fuzzy logic kontrolcüyü kontrol eder. Sonuçta, bu iki çevrimin sonuçlarını optimize ederek aktif süspansiyonu oluşturdular. Aktif süspansiyon sisteminde fuzzy logic algoritmasını anlatan diğer bir çalışma da Rao ve Pharlad (1997)'dir.

Abdel vd. (1989) dört tekerleğe sahip tam bir taşıt modeline lineer kontrol kanunlarını uygulayarak, optimum kontrol sağlayan (tam geri besleme) geri besleme kazançlarını hesaplayıp, pasif ve aktif süspansiyon sistemlerinin cevaplarını karşılaştırmıştır. Chalasani (1986) dörtte bir ve tam araba modelinde durum değişkenlerinin tümünü geri besleyen lineer kontrol kanunlarını kullanarak oluşturduğu aktif süspansiyonla, pasif süspansiyonu karşılaştırmıştır. Cho (1985) pasif süspansiyon sistemi ile paralel çalışan pnömatik kuvvet oluşturucu ile gövde titreşimlerinin % 46 oranında azaltılabileceğini buna karşılık sisteme 7.6 HP (5.7 kW) bir g vermek gerektiğini örneklerle göstermiştir.

Edge (1994) ncelikle yol pürüzlülüklerini tespit edip sınıflandırmış, daha sonra da her bir yol

fonksiyonuna uygun cevap verebilecek aktif kontrol elemanı dizaynı gerçekleştirmiştir. Ardından, taşıtın önüne yerleştiği optik okuyucu ile yol düzgünlüklerini okuyup, kayıtlı olanlarla bilgisayar aracılığı ile mukayeseli titreşim kontrolünü sağlamıştır. Bouazara ve Richard (2001), sekiz serbestlik dereceli bir taşıt modelinin titreşimlerini analiz ederek pasif, yarı aktif ve aktif süspansiyon halini karşılaştırmış ve en uygun taşıt parametrelerini elde etmişlerdir. Şekil 2.5'de tipik bir aktif kontrol şeması görülmektedir.



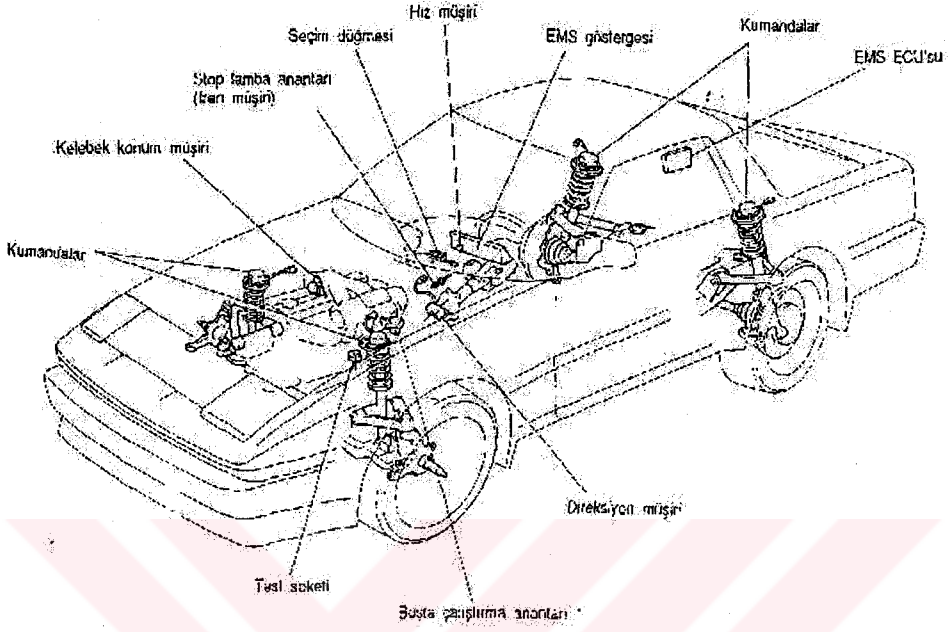
Şekil 2.5 Aktif kontrol şeması

### 2.3.1 Aktif Süspansiyon Sistemlerinin Parçaları

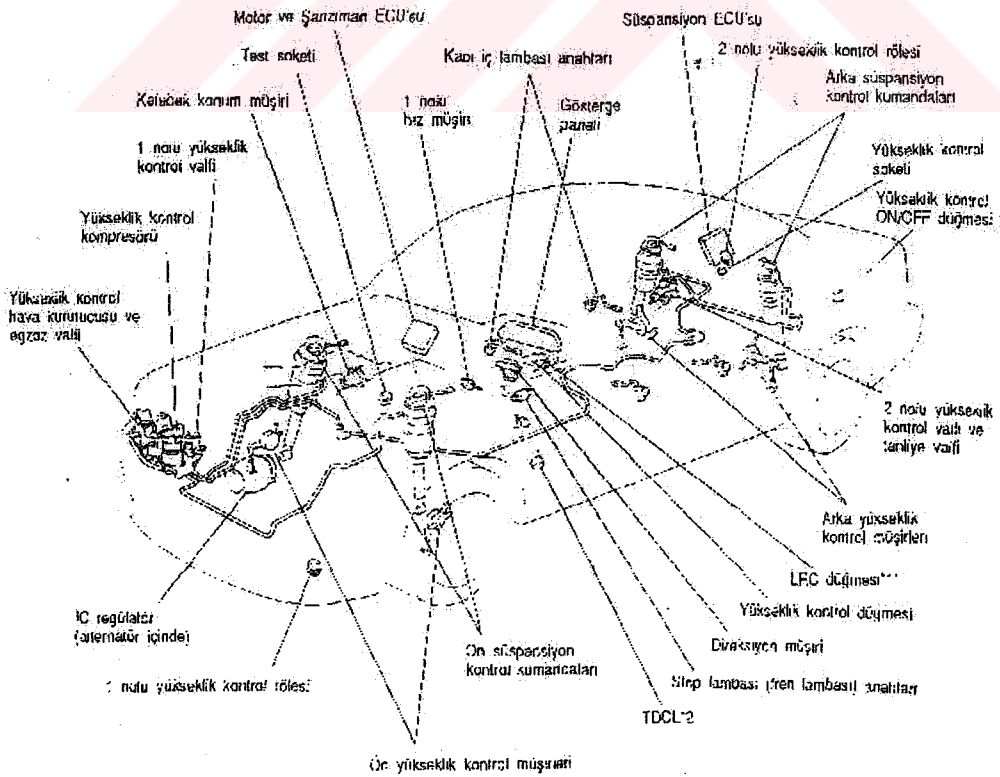
İki çeşit aktif süspansiyon sistemi mevcuttur. Elektronik Modüleli Süspansiyon Sistemi (EMS) ve Elektronik Modüleli Havalı Süspansiyon Sistemi (EMAS) olarak otomotiv sektöründe kullanılmaktadırlar.

Bu sistemlerde, müşirlerden gelen sinyalleri değerlendirerek aracın yapması gereken süspansiyon hareketini belirleyen ve sistemleri kontrol eden Elektronik Kontrol Ünitesi (ECU) mevcuttur. Bu ünite, Elektronik Modüleli Süspansiyon Sistemi'nde aracın sönümleme kuvvetini üç ayardan birine (yumuşak, orta veya sert) otomatik olarak ayarlar. Bu, sürüş konforunu arttırmaya ve direksiyon kararlılığını geliştirmeye de yardımcı olur. Elektronik Modüleli Havalı Süspansiyon Sistemi'nde ise aracın sönümleme kuvvetini üç ayardan birine

(yumuşak, orta veya sert), yay oranlarını iki ayardan birine (yumuşak veya sert) ve yüksekliğini de iki ayardan birine (normal veya yüksek) otomatik olarak ayarlar. Elektronik Kontrol Ünitesi, Volvo tarafından üretilip, aktif süspansiyonun kontrolünde kullanılmıştır.



Şekil 2.6 Elektronik modüleli süspansiyon sistemi (EMS) parçaları (Toyota, 1997)

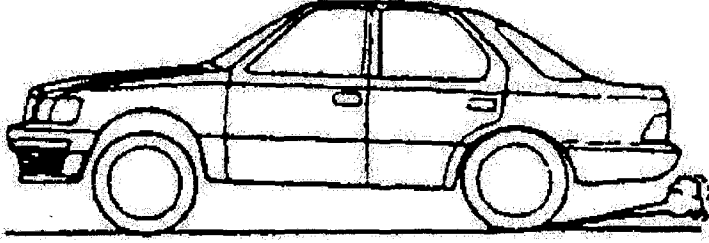


Şekil 2.7 Elektronik modüleli havalı süspansiyon sistemi (EMAS) parçaları (Toyota, 1997)

## 2.3.2 Aktif Kontrol Tipleri

### 2.3.2.1 Çökme Kontrolü

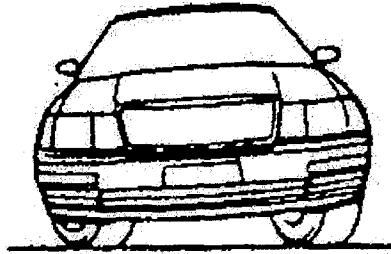
Kalkış veya ani hızlanmalar sırasında meydana gelen taşıtın arkasının çökmesini sınırlar. Bu gibi durumlarda, EMS’de amortisörlerin sönümlleme kuvveti, Elektronik Kontrol Ünitesi tarafından Sert’e alınarak, taşıtın duruş şekli korunur. EMAS’de ise, sönümlleme kuvveti ve yay oranı Sert’e alınır.



Şekil 2.8 Taşıtta çökme hareketi

### 2.3.2.2 Yalpalama Kontrolü

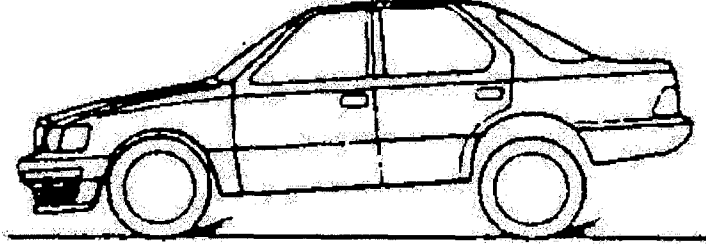
Viraj alma veya aracın “S” çizmesi sırasında, gövdenin yana yatma miktarını sınırlar. Bu gibi durumlarda, EMS’de amortisörlerin sönümlleme kuvveti, Elektronik Kontrol Ünitesi tarafından Sert’e alınarak, direksiyon kararlığı artırılır. EMAS’da ise, sönümlleme kuvveti ve yay oranı Sert’e alınır.



Şekil 2.9 Taşıtta yalpalama hareketi

### 2.3.2.3 Kafa Vurma Kontrolü

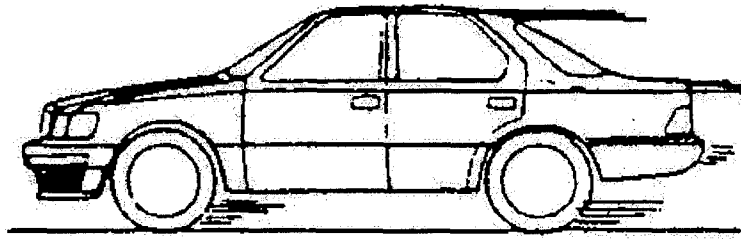
Frenleme sırasında meydana gelen taşıtın kafa vurma miktarını sınırlandırır. Bu anda EMS’de amortisörlerin sönümlleme kuvveti, Elektronik Kontrol Ünitesi tarafından Sert’e alınarak, taşıtın duruş şekli korunur. EMAS’de ise, sönümlleme kuvveti ve yay oranı Sert’e alınır.



Şekil 2.10 Taşıtta kafa vurma hareketi

### 2.3.2.4 Yüksek Hız Kontrolü

Taşıt yüksek hızlarda kullanılırken, EMS’de amortisörlerin sönümlleme kuvveti, Elektronik Kontrol Ünitesi tarafından Orta’ya alınarak, direksiyon ve sürüş kararlılığı artırılır. EMAS’de ise, sönümlleme kuvveti Orta’ya ve yay oranı ise Sert’e alınır.

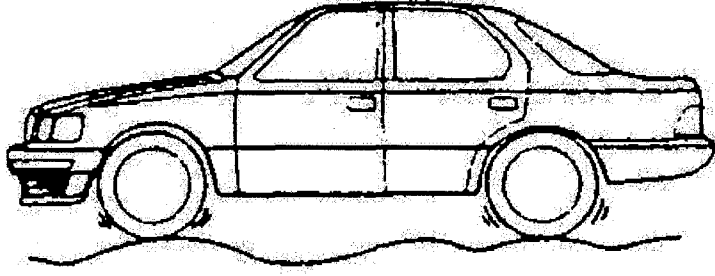


Şekil 2.11 Taşıtta yüksek hız

### 2.3.2.5 Düzensiz Yol Kontrolü

Burada uyarı olarak, yalnız yol düzgünlüğünden gelen uyarılar dikkate alınacaktır. Bugüne kadar yapılan çalışmalar, yoldan gelen uyarıların doğurduğu titreşimleri 0-30 Hz arasında

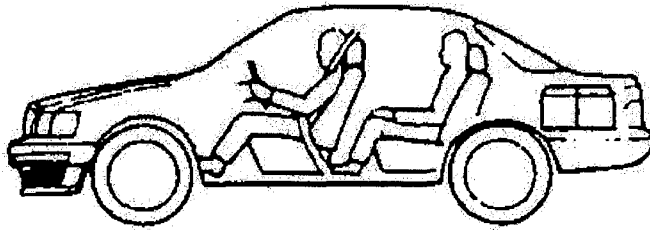
incelemenin yeterli olduğunu ortaya koymuştur. Bu frekans alanı içinde yalnız yol düzgünsüzlüğünden doğan titreşimler yer almaktadır. Diğer uyarılar daha yüksek frekanslarda önemli boyutlara ulaşmakta ve ancak gürültü olarak konforu etkilemektedir. Bu sebepten dolayı taşıt titreşimlerini meydana getiren uyarı olarak yalnız yol pürüzlülüğü uyarısını göz önüne almak yeterlidir. Taşıt düzensiz yollarda kullanılırken, taşıtın oturmasını, sallanmasını ve zıplamasını sınırlandırır. Bu gibi durumlarda, EMAS'de Elektronik Kontrol Ünitesi tarafından amortisörlerin sönümleme kuvveti ve yay oranı Sert'e veya Orta'ya alınır. Böylece sürüş konforu arttırılır.



Şekil 2.12 Taşıtın düzensiz yolda hareketi

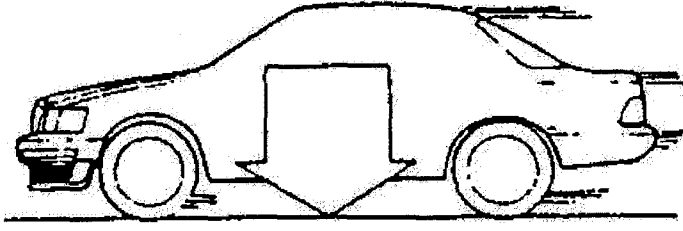
### 2.3.2.6 Yükseklik Kontrolü

EMAS'de Elektronik Kontrol Ünitesi tarafından, yolcuların ve bagajların ağırlığına bağlı olmaksızın, araç yüksekliği sabit seviyede korunur.



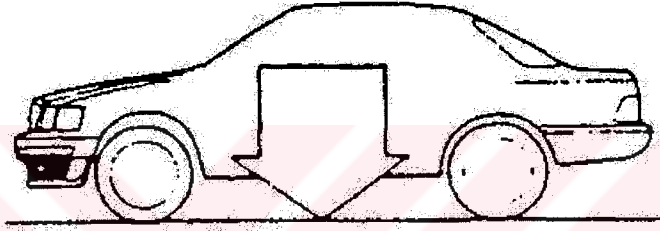
Şekil 2.13 Taşıtın yüklü durumu

Yükseklik kontrol düğmesi Yüksek'te olduğu zaman, yüksek hızlarda Elektronik Kontrol Ünitesi tarafından Normal'e düşürülür. Bu yüksek hızlarda direksiyon kararlılığını arttırır.



Şekil 2.14 Taşıttın yüksek hızlardaki durumu

Kontak anahtarı kapatıldıktan sonra, yolcuların ve bagajın ağırlığındaki azalmaya bağlı olarak taşıt yüksekliğinin hedef yükseklikten fazla olduğu zaman, Elektronik Kontrol Ünitesi tarafından yükseklik hedef yüksekliğe indirilir. Bu park sırasında taşıttın duruş şeklini düzeltir.

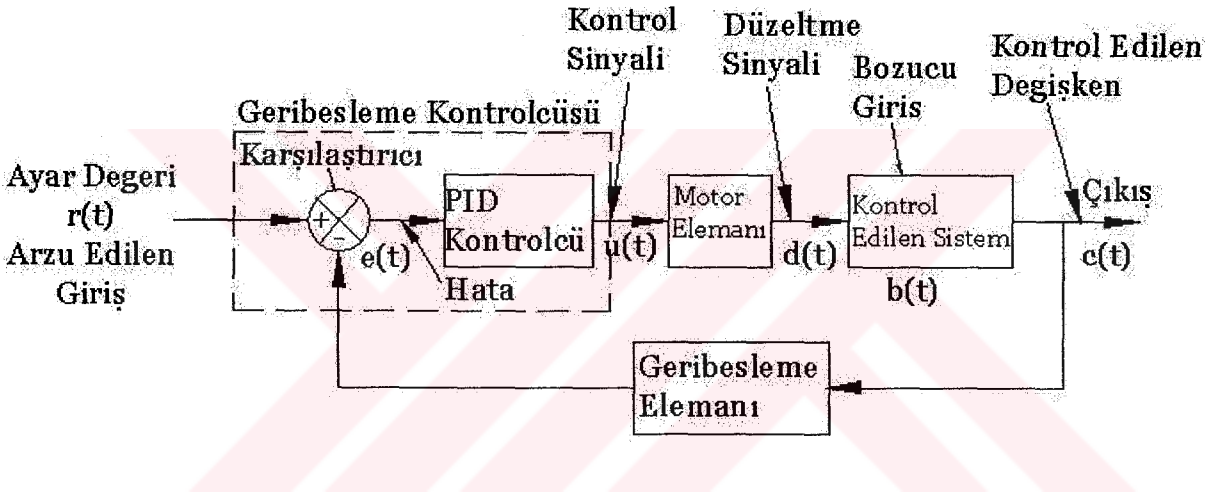


Şekil 2.15 Taşıttın park durumu

### 3. PID KONTROL YÖNTEMİ

#### 3.1 Giriş

Kapalı çevrimli kontrol sistemi esas olarak, kontrol edilen sistem ve kontrolcülerin (denetim) donanımı olmak üzere iki ana bölümden ibarettir. Kontrol edilen sistem veya süreç verilmiş olup buna uygun kontrolcü donanımı seçilmelidir. Kontrolcülerin donanımı ise kendi içinde, karşılaştırıcı veya hata seçici, kontrol (denetim) organı, motor eleman (hareket ettirici) ve ölçme elemanı birimlerinden meydana gelmiştir. Şekil 3.1’de kontrol organları donanımının kontrol edilen sistem ile birlikte ayrıntılı bir blok şeması verilmiştir.



Şekil 3.1 Kapalı çevrimli kontrol sistemi

Bir kapalı çevrimli kontrol sistemi içinde kontrolcünün görevi ölçme elemanı üzerinden geribeslenen çıkış büyüklüğünü, başvuru giriş büyüklüğü ile karşılaştırmak ve karşılaştırmadan ortaya çıkabilecek hata değerinin yapısına ve kendi kontrol etkisine bağlı olarak uygun bir kumanda veya kontrol sinyali üretmektir.

Karşılaştırıcı, arzu edilen giriş değeri ile çıkış büyüklüğünün ölçülen gerçek değerini karşılaştırır ve aradaki farkı bir hata sinyali olarak verir. Kontrolcü, bu hatayı giriş olarak alır ve hatanın şekline ve kendi kontrol etkisine bağlı olarak bir karar hazırlar. Hazırlanan bu karar bir kumanda sinyali şeklinde son kontrolcü birimine gönderilir. Son kontrolcü sistemde bir kumanda sinyali ile hareket eden bir motor eleman olup bir valfin veya şalterin açılması veya kapanması yönünde bir hareket meydana getirir. Bu hareket sonucu ise kapalı çevrimli kontrol

sisteminde hatayı küçültecek bir değişme meydana gelmiş olur. Karşılaştırıcıda giriş büyüklüğü ile sistemin kontrol edilen çıkış büyüklüğünün aynı birim cinsinden olması gerekir. Geribesleme yolu üzerinde yer alan ölçme elemanı çıkış büyüklüğünü giriş büyüklüğü ile karşılaştırılabilecek uygun bir elektriksel yer değiştirme, basınç v.b. sinyale dönüştürür. Bu şekli ile ölçme elemanı, çıkış büyüklüğünü hem ölçen ve hem de uygun bir sinyale dönüştüren elemandır. Ölçme elemanı ise kendi içinde sensör, kuvvetlendirme, sinyal şartlandırma ve gösterge gibi işlevsel kısımlardan ibarettir. Sensör kısmı, ölçülen fiziksel büyüklüğü algılayan ve buna uygun bir sinyale dönüştüren elemandır. Genellikle düşük güçlü olan bu sinyal kuvvetlendirilip uygun şekle sokulduktan sonra karşılaştırıcıya ulaştırılır. Ayrıca gerekli görüldüğünde ölçülen sinyal bir gösterge üzerinde değerlendirilir.

Kontrolcülerde kullanılan belli başlı dört temel kontrol etkisi vardır. Bunlar:

- İkili veya aç-kapa (on-off) kontrol etkisi
- Orantı (P) kontrol etkisi
- Integral (I) kontrol etkisi
- Türev (D) kontrol etkisi

Bu temel kontrol etkilerinin bir veya birkaçının bir arada uygun şekilde kullanılmasıyla değişik kontrol etkilerinde çalışan kontrolcülerii oluşturulur. Bu çalışmada orantı (P), integral (I) ve türev (D) etkilerinin beraber kullanıldığı PID (Proportional + Integral + Derivative) kontrolden bahsedilecektir. Birçok araştırmacı (Loron, 1997; Chen ve Linkens, 1998; Isaksson ve Graebe, 1999; Kwok vd., 2000; Solyom ve Ingimundarson, 2001; Golob, 2001; Åström ve Hägglund, 2001; Lu, Chen ve Ying, 2001; Bandyopadhyay, Chakraborty, Patranabis, 2001; Ingimundarson ve Hägglund, 2000, 2002; Kaya, 2002; Cai ve Huang, 2002; Skogestad, 2003; Chidambaram ve Sree, 2003; Lequin vd., 2003; Söylemez vd., 2003; Ho vd., 2003) yukarıda bahsedilen kontrol etkilerini de içine alan kontrolcüler ve yöntemleri üzerine kontrol alanında araştırmaları geliştirmek için çalışırlar.

### 3.2 PID (Orantı + Integral + Türev) Kontrolcü

PID kontrol, şekil 3.2'de gösterildiği gibi üç temel kontrol etkisinin birleşiminden meydana

gelmiştir. PID kontrolcü lineer bir kontrolcüdür. Hata sinyali  $e(t)$ 'yi kontrol sinyali  $u(t)$ 'ye çevirir. Lineer bir kontrolcü olduğundan zaman ve frekans bazında incelenebilir. Zaman bazında sinyal şu şekildedir:

$$u(t) = K_p e(t) + \frac{K_i}{K_p} \int_0^t e(t) dt + \frac{K_d}{K_p} \frac{de}{dt} \quad (3.1)$$

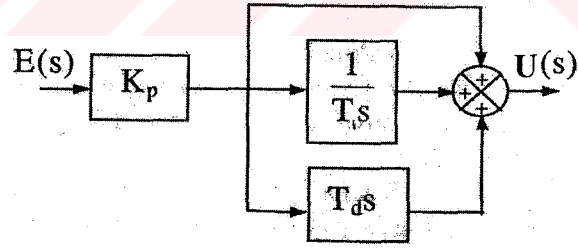
veya

$$u(t) = K_p \left( e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + T_d \frac{de}{dt} \right) \quad (3.2)$$

şeklinde ifade edilir ve buradan transfer fonksiyonu

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_p \left( 1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad (3.3)$$

olarak elde edilir.

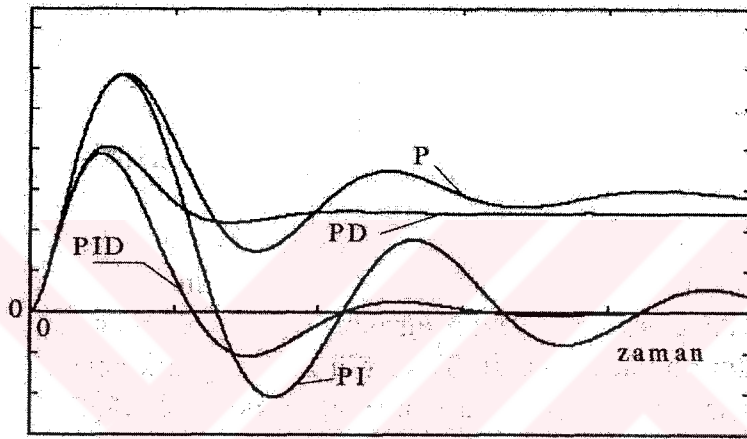


Şekil 3.2 PID kontrolcü

PID kontrol, üç temel kontrol etkisinin üstünlüklerini tek bir birim içinde birleştiren bir kontrol etkisidir. Orantı (P) etkide orantı kazancı  $K_p$ 'nin ayarı ile kontrolcünün kontrol duyarlılığı ayarlanır. Orantı etkide, herhangi bir anda kontrolcü çıkışı, hatanın büyüklüğüne bağlıdır ve hata miktarı kadar düzeltici kontrol sinyali üretir. Ancak hata çok küçük olduğunda kontrolcü yeteri kadar etkili düzeltici sinyal üretemez ve kalıcı durum hatası oluşur.

İntegral etki kontrol edilen çıkış büyüklüğünde meydana gelecek kalıcı durum hatalarını ortadan kaldırır. Kontrolcü çıkışından sürekli artan kontrol etkisi elde edileceğinden motor elemanının, hatanın ortadan kalkmasını sağlayacak kadar hareket etmesi temin edilir. Bu işlem sonucu kontrol edilen çıkış büyüklüğünde ortaya çıkan sapma sıfırlanmış olur.

Türev etki, hatanın büyümesini önceden kestirerek büyük bir hata çıkmadan bir düzeltme etkisi sağlar. Türev etki hatanın değişim hızına duyarlıdır ve hata başlar başlamaz harekete geçer. Türev etki, sistemin cevap hızını artırırken kalıcı durum hatasına duyarlıdır. Şekil 3.3'de çeşitli kontrol etkilerinin cevap eğrilerinin karşılaştırılması gösterilmektedir.

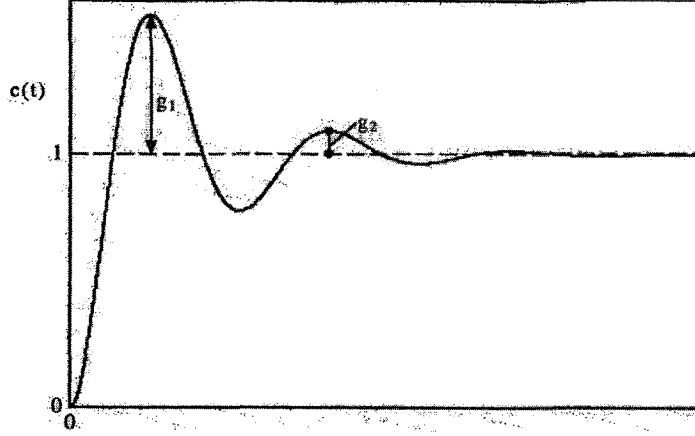


Şekil 3.3 Çeşitli kontrol etkilerinin karşılaştırılması

### 3.2.1 PID Kontrolcünün Ayarı

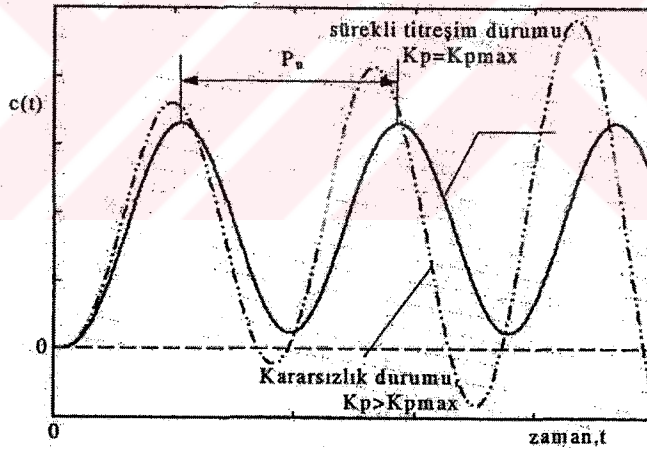
PID kontrolcü diğerlerine göre daha karmaşık yapıda olup o oranda da pahalıdır. Burada  $K_p$ ,  $T_i$  ve  $T_d$  parametrelerinin uygun bir ayarı ile uygun bir kontrol sağlanabilir. Bunun için deneysel ve teorik birçok yöntem geliştirilmiştir. Kapalı çevrimli kontrol sisteminin başvuru girişinde bir basamak fonksiyonu uygulanması halinde sistem cevabının yeni kalıcı durum değerine en kısa zamanda ve kararlı bir şekilde erişmesini sağlayan kontrolcü ayarı en uygun ayar kabul edilir. Bu amaçla, Ziegler ve Nichols (1942) tarafından bir ölçüt geliştirilmiş olup bu ölçüte göre,  $c(t)$  zaman alanı cevap eğrisinin,  $g_2$  ikinci aşma genliğinin,  $g_1$  birinci aşma genliğine oranının  $1/4$  olması gerekir. Şekil 3.4 'de gösterildiği gibi cevap eğrisinde, ikinci aşma genliği  $g_2$ 'nin, birinci aşma genliği  $g_1$ 'e oranının  $1/4$  olması yük değişimleri için düzenleyici türden deneticiler için en uygun ayar kabul edilir. Bu ölçütün matematiksel bir dayanağı olmamakla

birlikte, hızlı cevap ve çabuk sönümlenme sağladığı deneysel olarak saptanmıştır. Bu ölçüte göre bulunacak kontrolcü ayarının tek olmayacağı aşikardır.



Şekil 3.4 Titreşimli cevap eğrisi

Ziegler ve Nichols tarafından geliştirilen sürekli titreşim yöntemi deneysel yöntemlerin en tanınmış olanlarından birisidir. Bu yöntemin öngördüğü ayarlar hemen hemen kontrol sistemi alanında standartlar olarak kabul görmektedir.



Şekil 3.5 Titreşim yöntemi

Bu yöntemin esası başlangıçta integral ve türev etkilerini devre dışı bırakıp kontrolcünün sadece orantı etki ile deneye tabi tutulmasına dayanır. Deney başlangıcında integral zaman sabiti sonsuza ( $T_i = \infty$ ), türev zaman sabiti de sıfıra ayarlanılarak ( $T_d = 0$ ) bu kontrol etkileri sıfırlanır ve kontrolcü üzerinde sadece orantı etki kalır. Bu durumda kapalı çevrimli sistemin başvuru girişine bir basamak değişimi uygulanır ve orantı etki kazancı  $K_p$  değiştirilerek bu işlem birkaç kez tekrarlanır. Sistem cevabı  $c(t)$  sürekli sinusoidal titreşim yapan bir eğri haline

erişene kadar orantı kazancı  $K_p$  artırılır. Bu duruma karşılık gelen orantı kazancına  $K_{pmax}$  ve titreşim periyoduna  $P_u$  denir, Şekil 3.5. Bu kazanç değeri  $K_{pmax}$  sistemin kararsızlık sınırına erişmeden önce ulaşabileceği en yüksek değerdir. Daha sonra (3.3) denkleminde yer alan parametre değerleri  $K_p$ ,  $T_i$ ,  $T_d$  değişkenleri Çizelge 3.1 'de verilen formüllere göre hesaplanır ve kontrolcü bu değerlere göre ayarlanır. Ziegler ve Nichols pek çok deney yaparak tabloda verilen sonuçların doğrulunu kanıtlamışlardır.

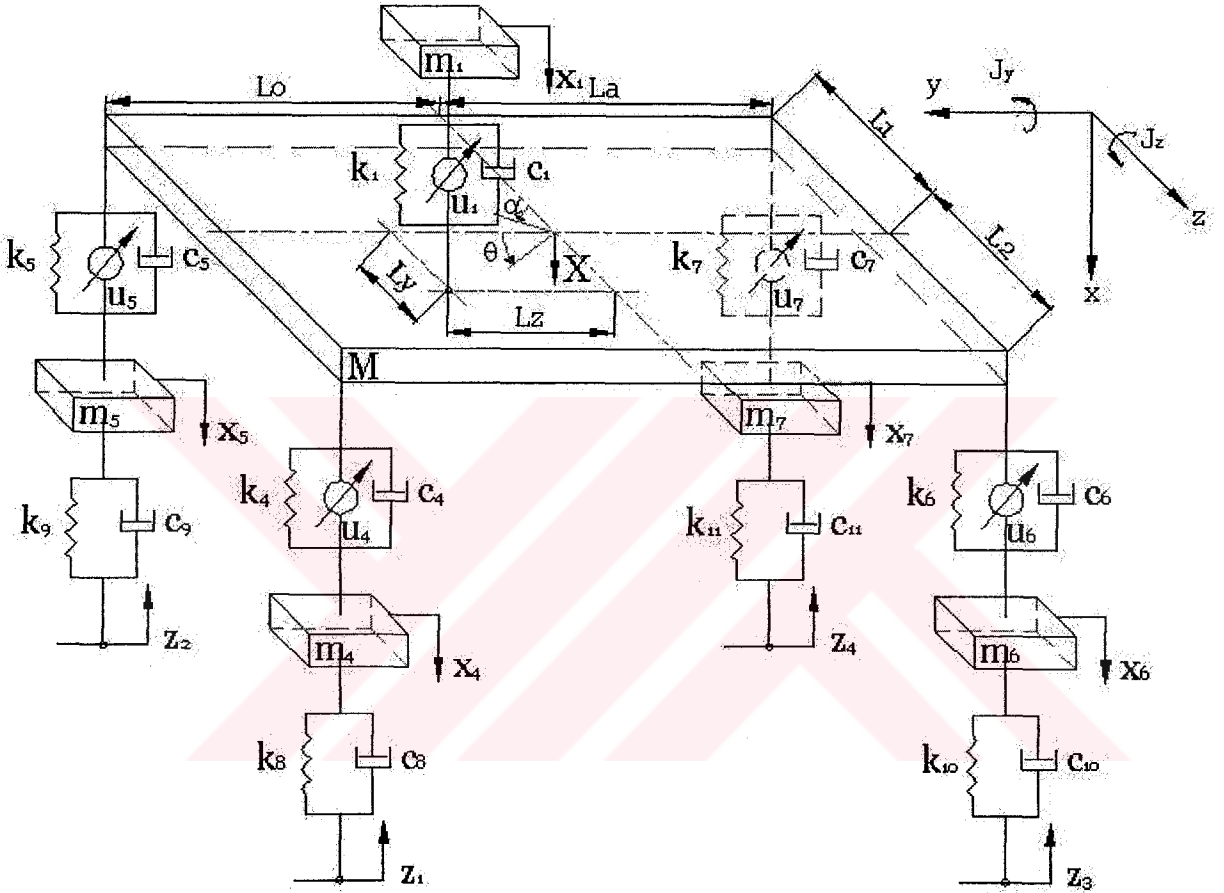
Çizelge 3.1 Titreşim yöntemine göre kontrolcü ayar değerleri (Yüksel, 2001)

Etki Türü	$K_p$	$T_i$	$T_d$
<b>P</b>	$0.5 K_{pmax}$	-	-
<b>PI</b>	$0.45 K_{pmax}$	$0.825 P_u$	-
<b>PID</b>	$0.6 K_{pmax}$	$0.5 P_u$	$0.125 P_u$

Ziegler ve Nichols tarafından geliştirilen “Sürekli Titreşim Yöntemi” bir veya iki serbestlik dereceli sistemler için uygundur. Daha fazla serbestlik dereceli sistemlerde kontrolcüler birbirini etkilediğinden, bu çalışmada olduğu gibi, deneme yanılma yöntemi tercih edilir.

#### 4. SEKİZ SERBESTLİK DERECELİ TAŞITIN PID KONTROLÜ

Şekil 4.1'de görülen, sekiz serbestlik dereceli tam taşıt modeline PID kontrol yöntemi uygulandı. Taşıt modelinin hareket denklemleri, Lagrange yöntemi ile elde edilerek MATLAB Simulink programıyla simülasyonu yapıldı.

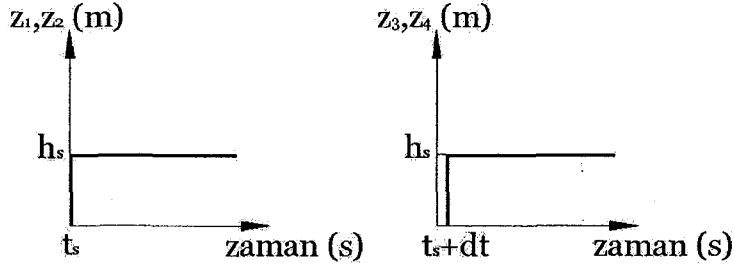


Şekil 4.1 Sekiz serbestlik dereceli tam taşıt modeli

Şekil 4.1'deki taşıt modelinde sürücünün dinamik davranışı, sürücü koltuğu ve sürücü kütlesi modele dahil edilerek incelendi. Bu taşıt modelinde sürücü koltuğunun altına, ön ve arka süspansiyonlara kontrolcüler konularak taşıtın ve sürücünün dinamik davranışları incelendi. Taşıtta kontrol edilmek istenen büyüklükler, dört adettir. Bunlar, sürücü koltuğu, taşıt gövdesinin sızrama, kafa vurma ve yalpalama hareketleridir.

Şekil 4.2'de gösterilen  $z_1$ ,  $z_2$ ,  $z_3$  ve  $z_4$ , yol girişlerini belirlemektedir. Yol girişi adım

fonksiyonudur.



Şekil 4.2 Taşıt modeline uygulanan yol girişi

Taşıttın dinamik davranışını incelemek üzere, enerji denklemleri oluşturularak Lagrange yöntemi yardımıyla taşıttın hareket denklemleri elde edilmektedir.

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

Sistemin bağımsız koordinatları  $x_1$  sürücü koltuğu düşey yer değişimi,  $X$  taşıttın gövdesinin düşey yer değişimi,  $\theta$  taşıttın kafa vurma açısai yer değişimi,  $\alpha$  taşıttın yalpalama açısai yer değişimi,  $x_4, x_5, x_6$  ve  $x_7$  ise tekerleklerin düşey yer değişimleri olmak üzere sekiz tanedir. Enerji denklemleri aşağıda ifade edilmiştir:

$$E_k = \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} M \dot{X}^2 + \frac{1}{2} J_z \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} J_y \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} m_4 \dot{x}_4^2 + \frac{1}{2} m_5 \dot{x}_5^2 + \frac{1}{2} m_6 \dot{x}_6^2 + \frac{1}{2} m_7 \dot{x}_7^2 \quad (4.2)$$

$$E_p = \frac{1}{2} k_1 [x_1 - (X + L_z \sin \theta - L_y \sin \alpha)]^2 + \frac{1}{2} k_4 [(X + L_o \sin \theta - L_1 \sin \alpha) - x_4]^2 + \frac{1}{2} k_5 [(X + L_o \sin \theta + L_2 \sin \alpha) - x_5]^2 + \frac{1}{2} k_6 [(X - L_a \sin \theta - L_1 \sin \alpha) - x_6]^2 + \frac{1}{2} k_7 [(X - L_a \sin \theta + L_2 \sin \alpha) - x_7]^2 + \frac{1}{2} k_8 (x_4 - z_1)^2 + \frac{1}{2} k_9 (x_5 - z_2)^2 + \frac{1}{2} k_{10} (x_6 - z_3)^2 + \frac{1}{2} k_{11} (x_7 - z_4)^2 \quad (4.3)$$

$$\begin{aligned}
E_c = & \frac{1}{2}c_1 \left[ \dot{x}_1 - (\dot{X} + L_z \cos \theta \dot{\theta} - L_y \cos \alpha \dot{\alpha}) \right]^2 + \frac{1}{2}c_4 \left[ (\dot{X} + L_o \cos \theta \dot{\theta} - L_1 \cos \alpha \dot{\alpha}) - \dot{x}_4 \right]^2 + \\
& \frac{1}{2}c_5 \left[ (\dot{X} + L_o \cos \theta \dot{\theta} + L_2 \cos \alpha \dot{\alpha}) - \dot{x}_5 \right]^2 + \frac{1}{2}c_6 \left[ (\dot{X} - L_a \cos \theta \dot{\theta} - L_1 \cos \alpha \dot{\alpha}) - \dot{x}_6 \right]^2 + \\
& \frac{1}{2}c_7 \left[ (\dot{X} - L_a \cos \theta \dot{\theta} + L_2 \cos \alpha \dot{\alpha}) - \dot{x}_7 \right]^2 + \frac{1}{2}c_8 (\dot{x}_4 - \dot{z}_1)^2 + \frac{1}{2}c_9 (\dot{x}_5 - \dot{z}_2)^2 + \\
& \frac{1}{2}c_{10} (\dot{x}_6 - \dot{z}_3)^2 + \frac{1}{2}c_{11} (\dot{x}_7 - \dot{z}_4)^2
\end{aligned} \quad (4.4)$$

Enerji denklemlerinin çözümünden hareketin diferansiyel denklemleri aşağıdaki gibi elde edilir:

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 - c_1 \dot{X} - c_1 L_z \cos \theta \dot{\theta} + c_1 L_y \cos \alpha \dot{\alpha} + k_1 x_1 - k_1 X - k_1 L_z \sin \theta + k_1 L_y \sin \alpha = u_1 \quad (4.5)$$

$$\begin{aligned}
M \ddot{X} - c_1 \dot{x}_1 + (c_1 + c_4 + c_5 + c_6 + c_7) \dot{X} + (c_1 L_z + c_4 L_o + c_5 L_o - c_6 L_a - c_7 L_a) \cos \theta \dot{\theta} + \\
(-c_1 L_y - c_4 L_1 + c_5 L_2 - c_6 L_1 + c_7 L_2) \cos \alpha \dot{\alpha} - c_4 \dot{x}_4 - c_5 \dot{x}_5 - c_6 \dot{x}_6 - c_7 \dot{x}_7 - k_1 x_1 + \\
(k_1 + k_4 + k_5 + k_6 + k_7) X + (k_1 L_z + k_4 L_o + k_5 L_o - k_6 L_a - k_7 L_a) \sin \theta + \\
(-k_1 L_y - k_4 L_1 + k_5 L_2 - k_6 L_1 + k_7 L_2) \sin \alpha - k_4 x_4 - k_5 x_5 - k_6 x_6 - k_7 x_7 \\
= -u_1 + u_4 + u_5 + u_6 + u_7
\end{aligned} \quad (4.6)$$

$$\begin{aligned}
J_z \ddot{\theta} - c_1 L_z \dot{x}_1 + (c_1 L_z + c_4 L_o + c_5 L_o - c_6 L_a - c_7 L_a) \dot{X} + (c_1 L_z^2 + c_4 L_o^2 + c_5 L_o^2 + c_6 L_a^2 + \\
c_7 L_a^2) \cos \theta \dot{\theta} + (-c_1 L_y L_z - c_4 L_1 L_o + c_5 L_2 L_o + c_6 L_1 L_a - c_7 L_2 L_a) \cos \alpha \dot{\alpha} - c_4 L_o \dot{x}_4 - c_5 L_o \dot{x}_5 + \\
c_6 L_a \dot{x}_6 + c_7 L_a \dot{x}_7 - k_1 L_z x_1 + (k_1 L_z + k_4 L_o + k_5 L_o - k_6 L_a - k_7 L_a) X + (k_1 L_z^2 + k_4 L_o^2 + \\
k_5 L_o^2 + k_6 L_a^2 + k_7 L_a^2) \sin \theta + (-k_1 L_y L_z - k_4 L_1 L_o + k_5 L_2 L_o + k_6 L_1 L_a - k_7 L_2 L_a) \sin \alpha - \\
k_4 L_o x_4 - k_5 L_o x_5 + k_6 L_a x_6 + k_7 L_a x_7 = [-u_1 L_z + (u_2 + u_3) L_o - (u_4 + u_5) L_a] \sin \theta
\end{aligned} \quad (4.7)$$

$$\begin{aligned}
& J_y \ddot{\alpha} + c_1 L_y \dot{x}_1 + (-c_1 L_y - c_4 L_1 + c_5 L_2 - c_6 L_1 + c_7 L_2) \dot{X} + (-c_1 L_y L_z - c_4 L_1 L_o + c_5 L_2 L_o + \\
& c_6 L_1 L_a - c_7 L_2 L_a) \cos \theta \dot{\theta} + (c_1 L_y^2 + c_4 L_1^2 + c_5 L_2^2 + c_6 L_1^2 + c_7 L_2^2) \cos \alpha \dot{\alpha} + c_4 L_1 \dot{x}_4 - c_5 L_2 \dot{x}_5 + \\
& c_6 L_1 \dot{x}_6 - c_7 L_2 \dot{x}_7 + k_1 L_y x_1 + (-k_1 L_y - k_4 L_1 + k_5 L_2 - k_6 L_1 + k_7 L_2) X + (-k_1 L_y L_z - k_4 L_1 L_o + \\
& k_5 L_2 L_o + k_6 L_1 L_a - k_7 L_2 L_a) \sin \alpha + (k_1 L_y^2 + k_4 L_1^2 + k_5 L_2^2 + k_6 L_1^2 + k_7 L_2^2) \sin \theta + k_4 L_1 x_4 - \\
& k_5 L_2 x_5 + k_6 L_1 x_6 - k_7 L_2 x_7 = [u_1 L_y + (u_5 + u_7) L_1 - (u_4 + u_6) L_2] \sin \alpha
\end{aligned} \quad (4.8)$$

$$\begin{aligned}
& m_4 \dot{x}_4 - c_4 \dot{X} - c_4 L_o \cos \theta \dot{\theta} + c_4 L_1 \cos \alpha \dot{\alpha} + (c_4 + c_8) \dot{x}_5 - k_4 X - k_4 L_o \sin \theta + k_4 L_1 \sin \alpha + \\
& (k_4 + k_8) x_5 = k_8 z_1 + c_8 \dot{z}_1 - u_4
\end{aligned} \quad (4.9)$$

$$\begin{aligned}
& m_5 \dot{x}_5 - c_5 \dot{X} - c_5 L_o \cos \theta \dot{\theta} - c_5 L_2 \cos \alpha \dot{\alpha} + (c_5 + c_9) \dot{x}_5 - k_5 X - k_5 L_o \sin \theta - k_5 L_2 \sin \alpha + \\
& (k_5 + k_9) x_5 = k_9 z_2 + c_7 \dot{z}_2 - u_5
\end{aligned} \quad (4.10)$$

$$\begin{aligned}
& m_6 \dot{x}_6 - c_6 \dot{X} + c_6 L_a \cos \theta \dot{\theta} + c_6 L_1 \cos \alpha \dot{\alpha} + (c_6 + c_{10}) \dot{x}_6 - k_6 X + k_6 L_a \sin \theta + k_6 L_1 \sin \alpha + \\
& (k_6 + k_{10}) x_6 = k_{10} z_3 + c_{10} \dot{z}_3 - u_6
\end{aligned} \quad (4.11)$$

$$\begin{aligned}
& m_7 \dot{x}_7 - c_7 \dot{X} + c_7 L_a \cos \theta \dot{\theta} - c_7 L_2 \cos \alpha \dot{\alpha} + (c_7 + c_{11}) \dot{x}_8 - k_7 X + k_7 L_a \sin \theta - k_7 L_a \sin \alpha + \\
& (k_7 + k_{11}) x_7 = k_{11} z_4 + c_{11} \dot{z}_4 - u_7
\end{aligned} \quad (4.12)$$

$$[M] \ddot{\underline{x}} + [C] \dot{\underline{x}} + [K] \underline{x} = [K_t] \underline{z} + [C_t] \dot{\underline{z}} + [U] \quad (4.13)$$

Elde edilen hareket denklemleri (4.13) denkleminde yerleştirilerek çözüldü ve simülasyon gerçekleştirildi. Bu denklemindeki U kontrol matrisinin parametreleri aşağıda ifade edilmiştir.

$$u_1 = u_D \quad (4.14)$$

$$u_4 = \frac{L_y(L_a + L_o) + L_1(L_a + L_z)}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_D - \frac{L_a L_1}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_X - \frac{L_1}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_\theta + \frac{1}{L_1 + L_2} u_\alpha \quad (4.15)$$

$$u_5 = \frac{-L_y(L_a + L_o) + L_2(L_a + L_z)}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_D - \frac{L_a L_2}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_X - \frac{L_2}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_\theta - \frac{1}{L_1 + L_2} u_\alpha \quad (4.16)$$

$$u_6 = \frac{L_1(L_o - L_z)}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_D - \frac{L_o L_1}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_X + \frac{L_1}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_\theta \quad (4.17)$$

$$u_7 = \frac{L_2(L_o - L_z)}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_D - \frac{L_o L_2}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_X + \frac{L_2}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_\theta \quad (4.18)$$

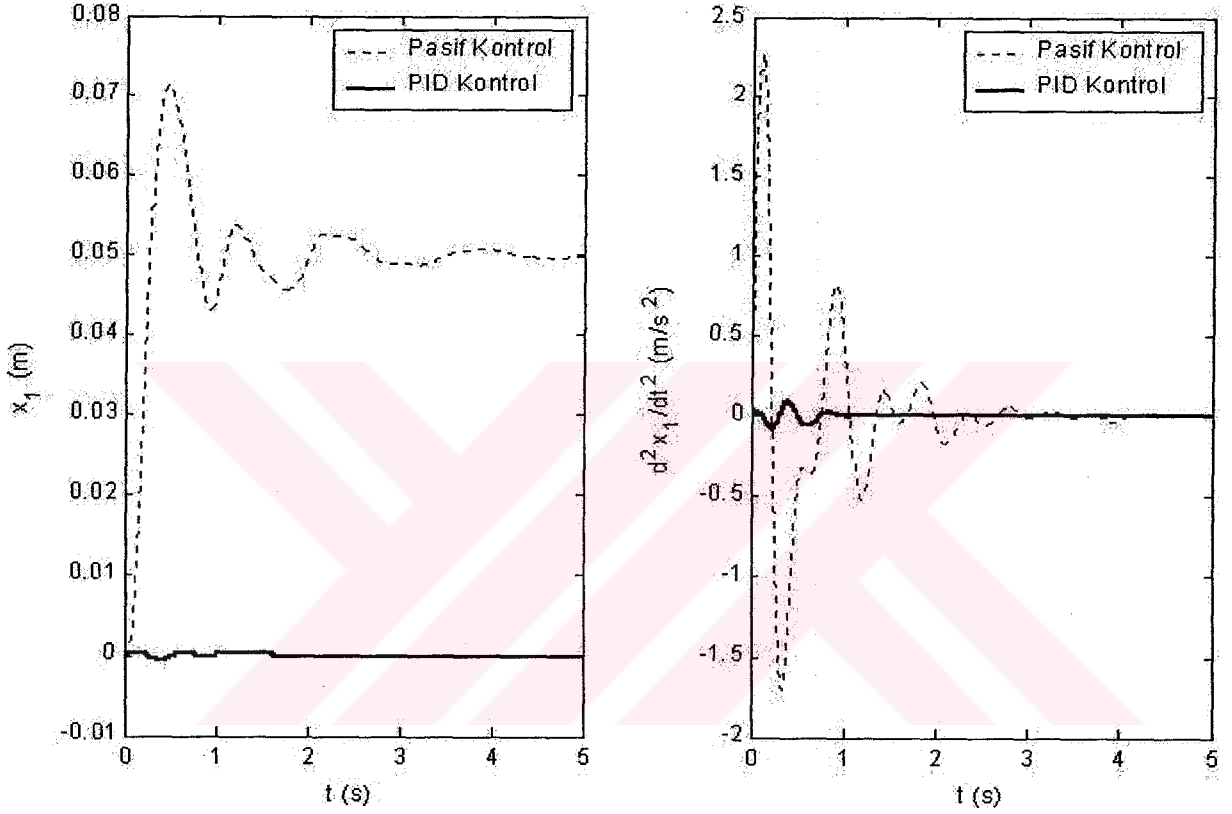
Kontrol edilen taşıt süspansiyon sisteminde kontrol edilecek parametre ( $x_1, X, \theta, \alpha$ ) sayısı dört tanedir. Kontrolcülerin ( $u_1, u_4, u_5, u_6, u_7$ ) sayısı beş olduğundan  $u_6$  ve  $u_7$  kontrolcülere, arka aksın y ekseninde yerleştirildiği varsayılan ve  $u_{67}$  olarak ifade edilen kontrolcünün süspansiyonlar üzerindeki bileşenleri olarak düşünülmüştür.

$$u_{67} = u_6 + u_7 \quad (4.19)$$

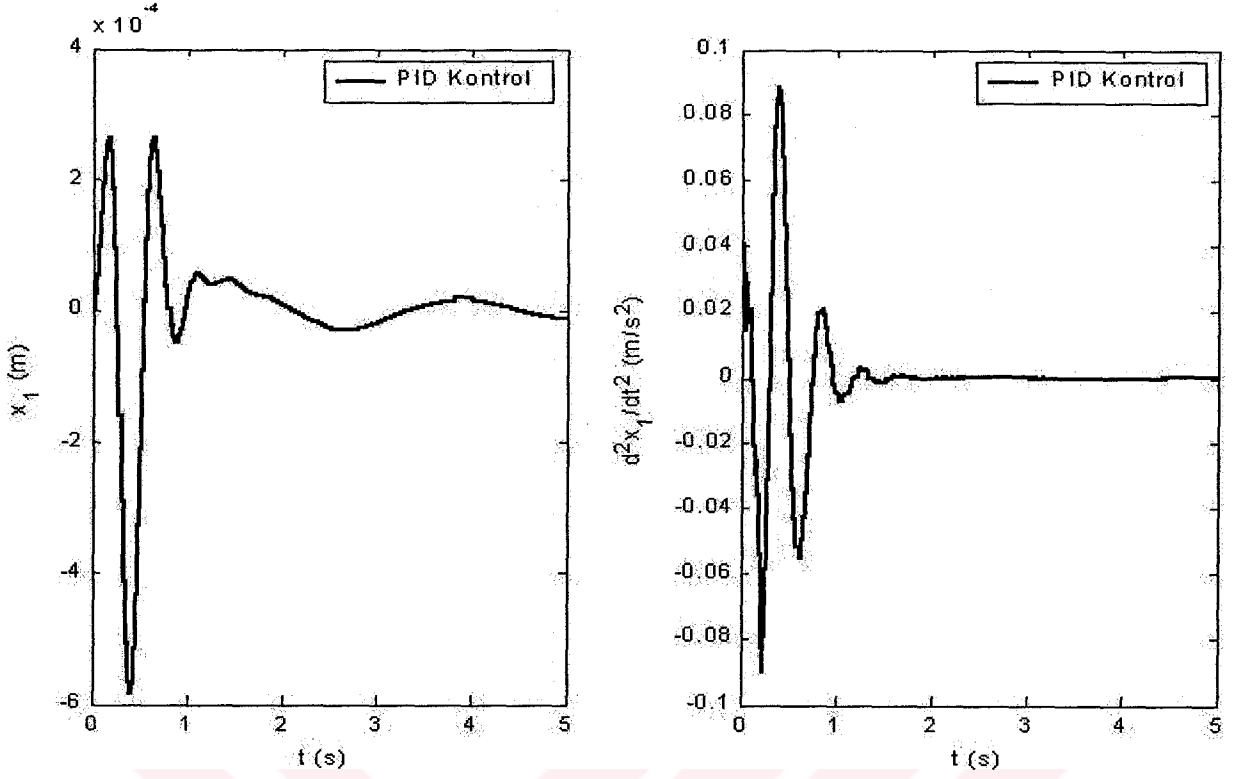
$$u_6 \cdot L_2 = u_7 \cdot L_1 \quad (4.20)$$

Şekil 4.3'de, taşıt modelinin pasif kontrollü ve PID kontrollü durumlardaki sürücü koltuğunun düşey yer değişiminin ve ivmesinin zamana bağlı değişimi gösterilmektedir. Sürücü koltuğunun PID kontrollü durumunun, pasif kontrollü durumuna göre yer değiştirme ve ivme genlik değerleri yok denecek kadar azaldığı görülmektedir. Şekil 4.4'de, PID kontrollü durumdaki sürücü koltuğunun düşey yer değişiminin ve ivmesinin zamana bağlı değişimi gösterilmektedir. Sürücü koltuğunun düşey yer değişimi ve ivmesi çok küçük

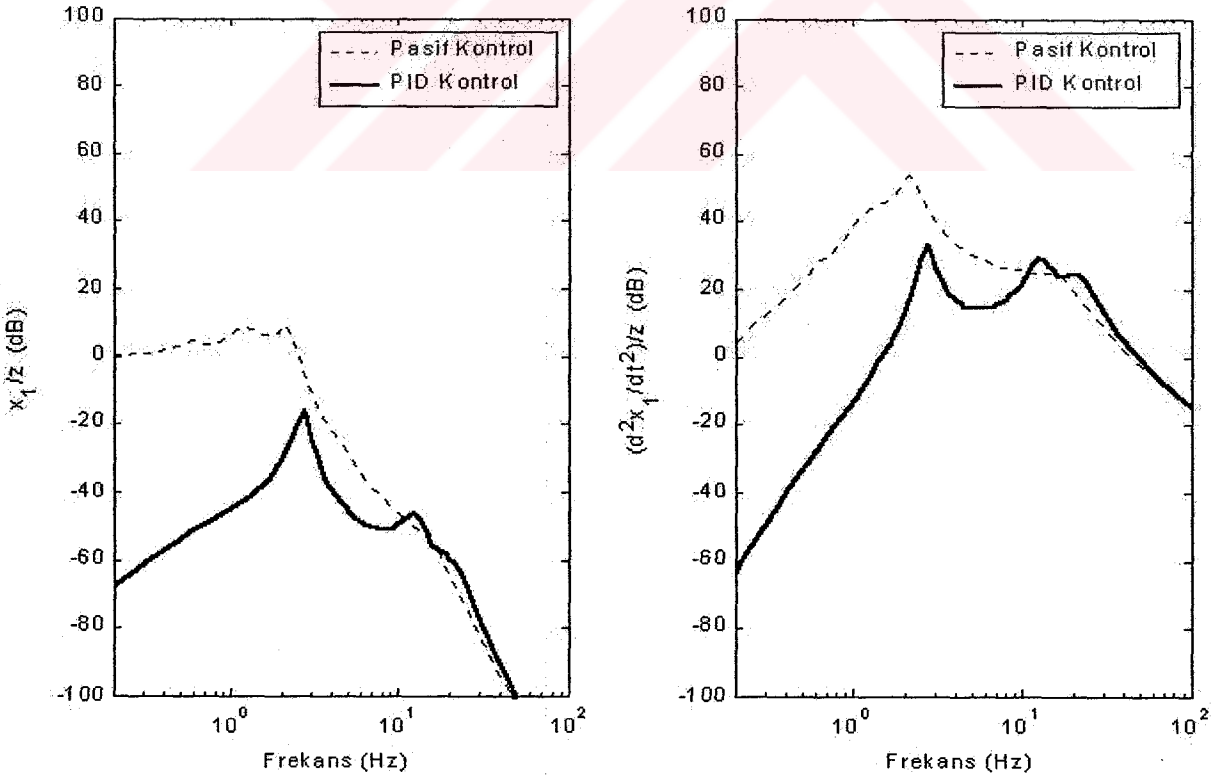
genliklerde olup, hızlı bir şekilde referans değere ulaşmaktadır. Şekil 4.5’de ise pasif kontrollü ve PID kontrollü durumlardaki sürücü koltuğu düşey yer değişiminin ve ivmesinin frekans cevabı gösterilmektedir. Pasif kontrollü durumda frekans cevabında sekiz adet rezonans değeri bulunmaktadır. Ancak bazı rezonans değerleri birbirine çok yakın olduğundan sadece üç tanesi ayırt edilebilmektedir. PID kontrollü durumda ise, pasif kontrollü duruma göre, frekansların bazıları yok edildi ve genlikler de oldukça düştü. Kontrol edilmeyen aks kütlelerinden dolayı da bazı frekanslarda, genlik değerlerinde artış oldu.



Şekil 4.3 Sekiz serbestlik dereceli taşıtın sürücü koltuğunun düşey yer değişimi ve ivmesi

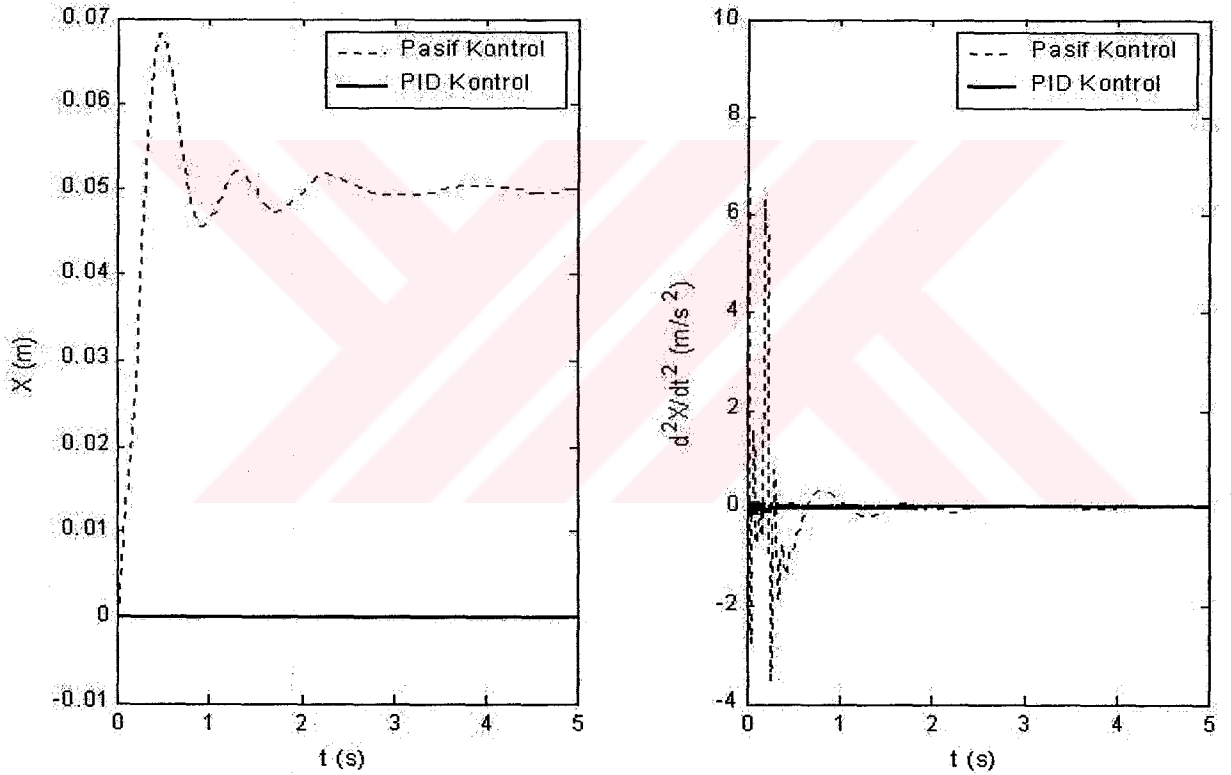


Şekil 4.4 Sekiz serbestlik dereceli taşıtın PID kontrollü sürücü koltuğunun düşey yer değişimi ve ivmesi

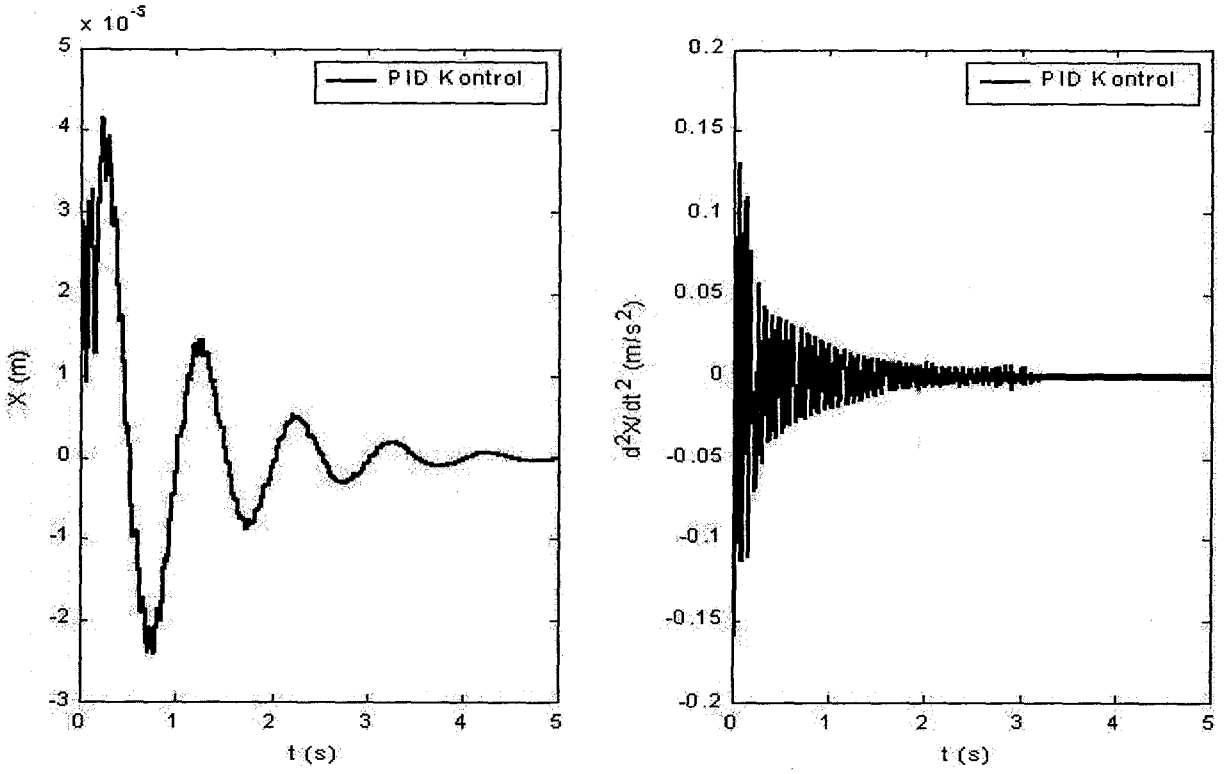


Şekil 4.5 Sekiz serbestlik dereceli taşıtın sürücü koltuğunun düşey yer değişiminin ve ivmesinin frekans cevapları

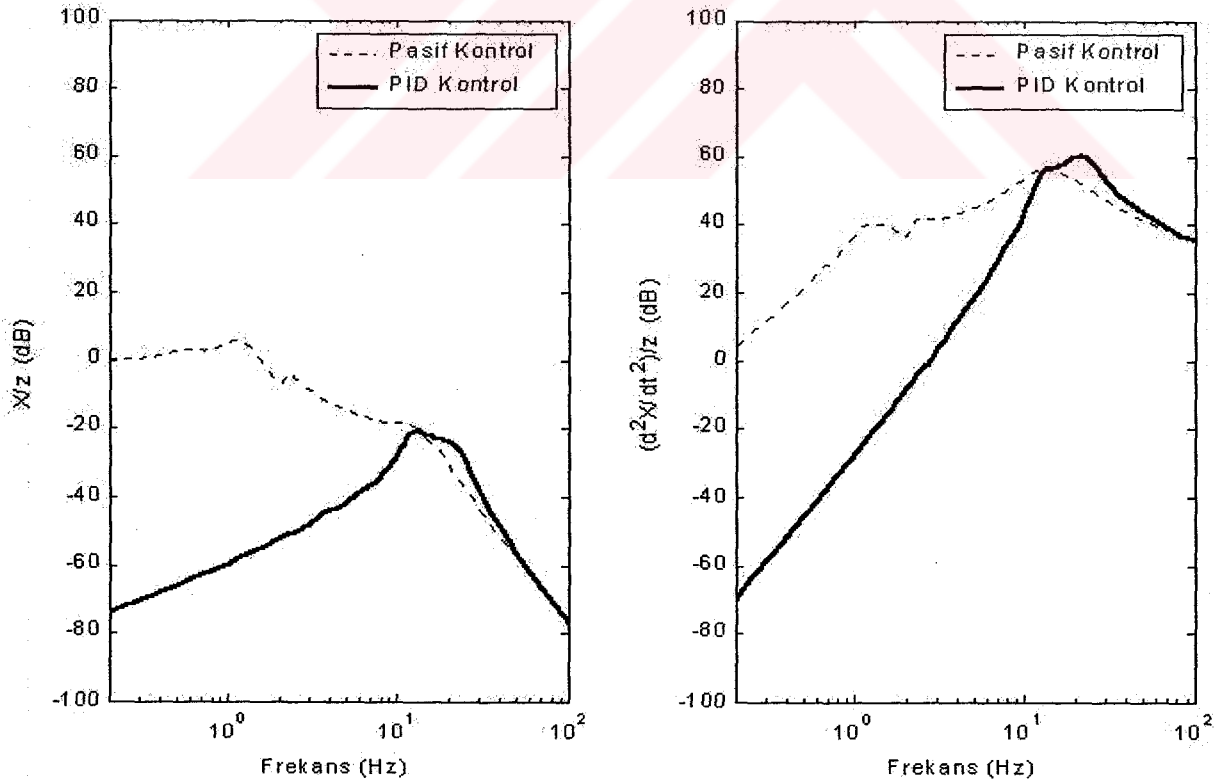
Şekil 4.6'da, taşıt modelinin pasif kontrollü ve PID kontrollü durumlardaki gövdesinin düşey yer değişiminin ve ivmesinin zamana bağlı değişimi gösterilmektedir. Taşıtın gövdesinin PID kontrollü durumunun, pasif kontrollü durumuna göre yer değiştirme ve ivme genlik değerleri yok denecek kadar azaldığı görülmektedir. Şekil 4.7'de, taşıt modelinin PID kontrollü durumdaki gövdesinin düşey yer değişiminin ve ivmesinin zamana bağlı değişimi gösterilmektedir. Taşıt gövdesinin düşey yer değişimi ve ivmesi çok küçük genliklerde olup, hızlı bir şekilde referans değere ulaşmaktadır. Şekil 4.8'de ise taşıt modelinin pasif kontrollü ve PID kontrollü durumlardaki gövdesinin düşey yer değişiminin ve ivmesinin frekans cevabı gösterilmektedir. PID kontrollü durumda, pasif kontrollü duruma göre, frekansların bazıları yok edildi ve genlikler de oldukça düştü. Kontrol edilmeyen aks kütlelerinden dolayı da bazı frekanslarda, genlik değerlerinde artış oldu.



Şekil 4.6 Sekiz serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin düşey yer değişimi ve ivmesi

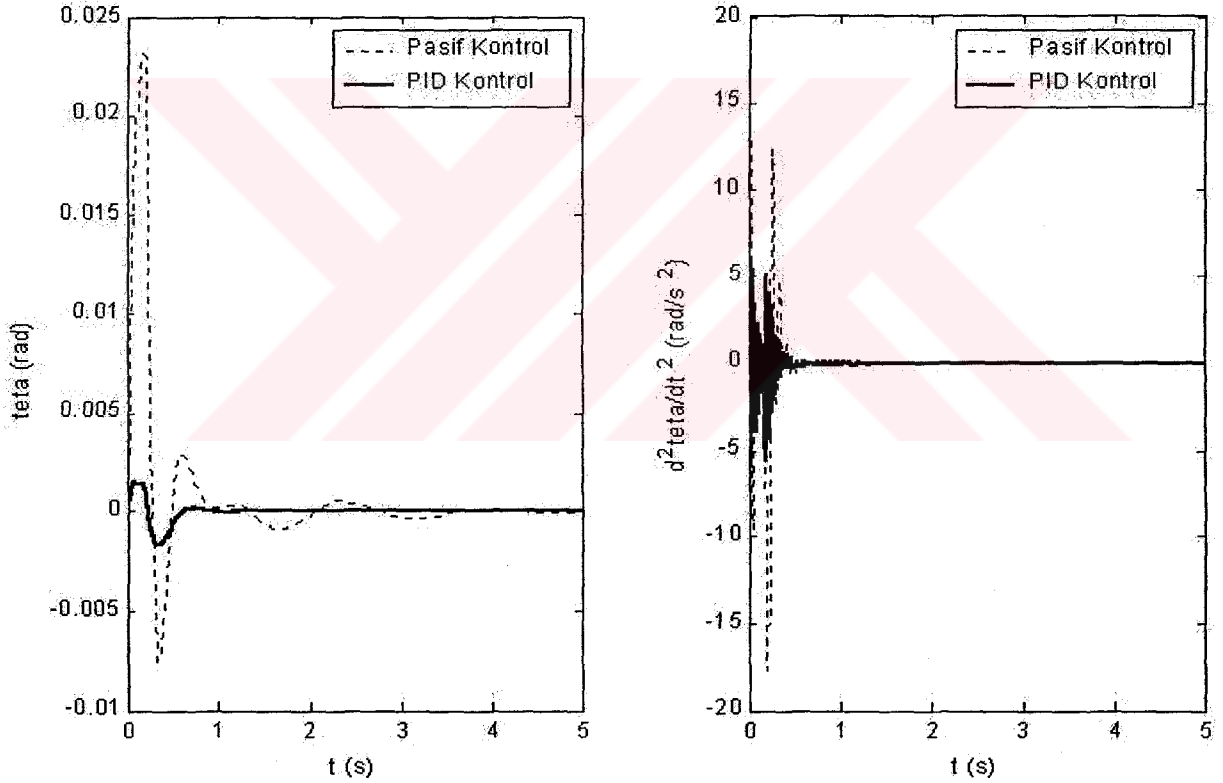


Şekil 4.7 Sekiz serbestlik dereceli taşıtın PID kontrollü gövdesinin düşey yer değişimi ve ivmesi

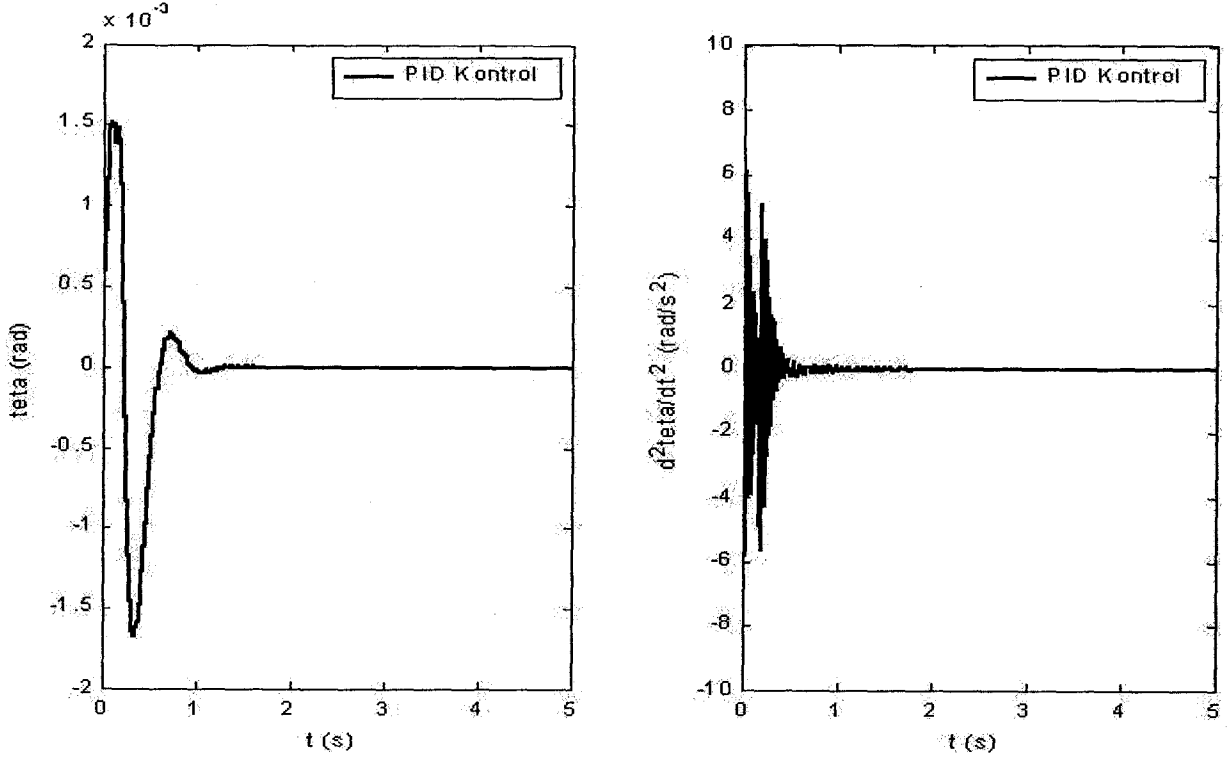


Şekil 4.8 Sekiz serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin düşey yer değişiminin ve ivmesinin frekans cevapları

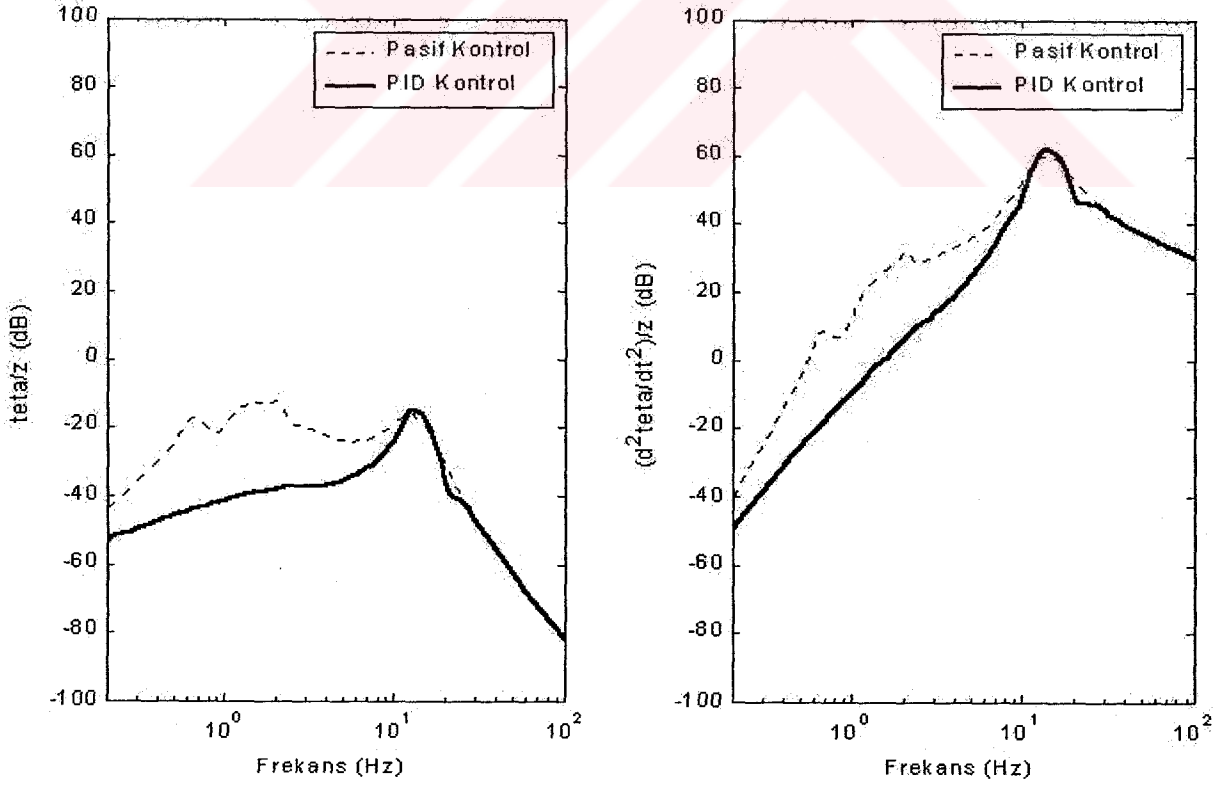
Şekil 4.9'da, taşıt modelinin pasif kontrollü ve PID kontrollü durumlardaki gövdesinin kafa vurma açısai yer değışiminin ve ivmesinin zamana bağı değışimi gösterilmektedir. Taşıtın gövdesinin kafa vurma PID kontrollü durumunun, pasif kontrollü durumuna göre açısai yer değışirme ve ivme genlik değeriolduğa azaldığı görülmektedir. Şekil 4.10'da, taşıt modelinin PID kontrollü durumdaki gövdesinin kafa vurma açısai yer değışiminin ve ivmesinin zamana bağı değışimi gösterilmektedir. Taşıtın gövdesinin kafa vurma açısai yer değışimi ve ivmesi çok küçük genliklerde olup, hızlı bir şekilde referans değere ulaşmaktadır. Şekil 4.11'de ise taşıt modelinin pasif kontrollü ve PID kontrollü durumlardaki gövdesinin kafa vurma açısai yer değışiminin ve ivmesinin frekans cevabı gösterilmektedir. PID kontrollü durumda, pasif kontrollü duruma göre, frekansların bazıları yok edildi ve genlikler de olduğa düştü. Kontrol edilmeyen aks kütlelerinden dolayı da bazı frekanslarda, genlik değeriinde artış oldu.



Şekil 4.9 Sekiz serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin kafa vurma açısai yer değışimi ve ivmesi

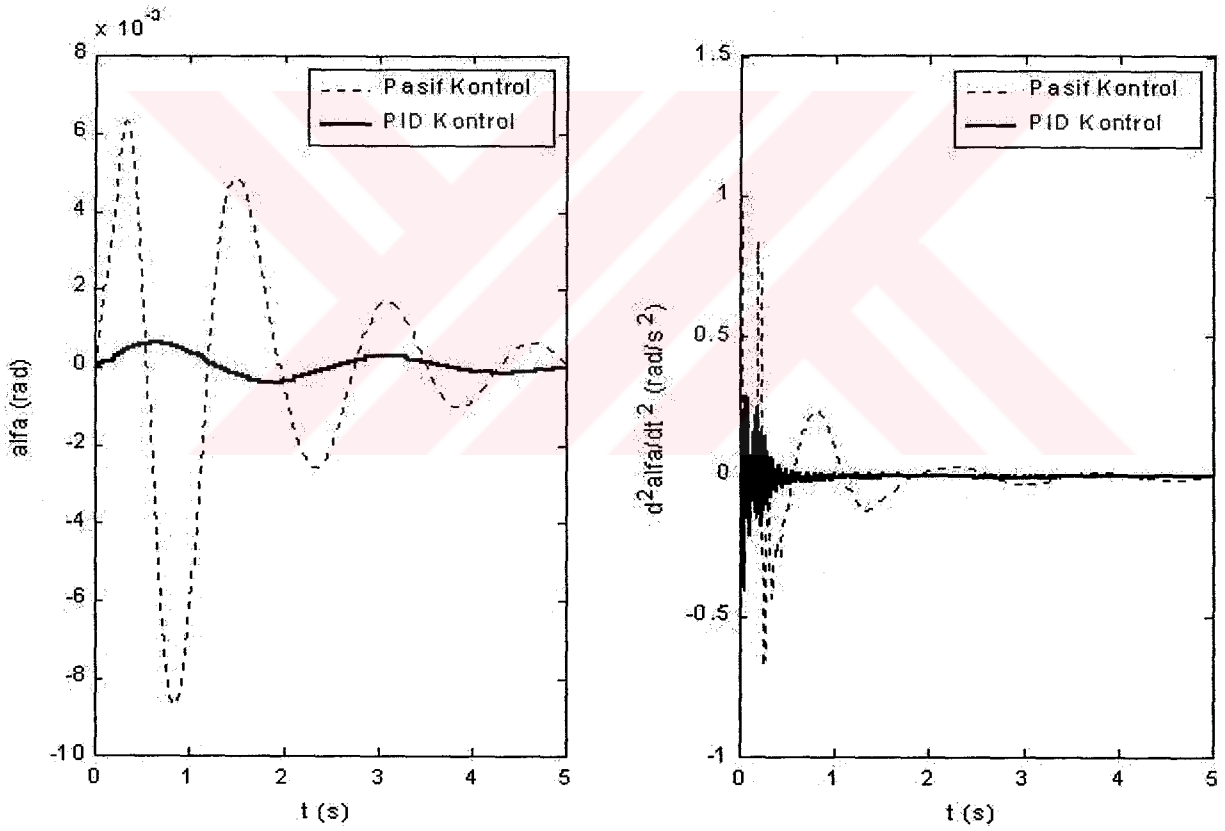


Şekil 4.10 Sekiz serbestlik dereceli taşıtın PID kontrollü gövdesinin kafa vurma açısai yer değişimi ve ivmesi

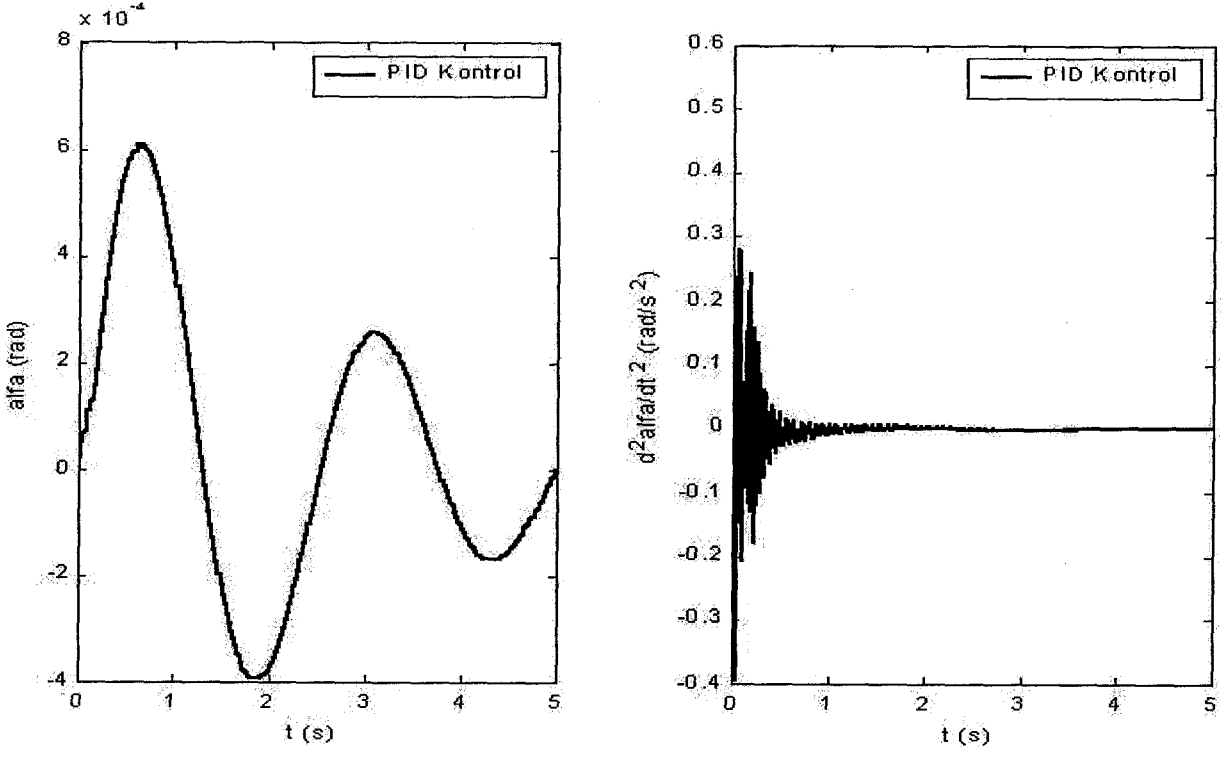


Şekil 4.11 Sekiz serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin kafa vurma açısai yer değişiminin ve ivmesinin frekans cevapları

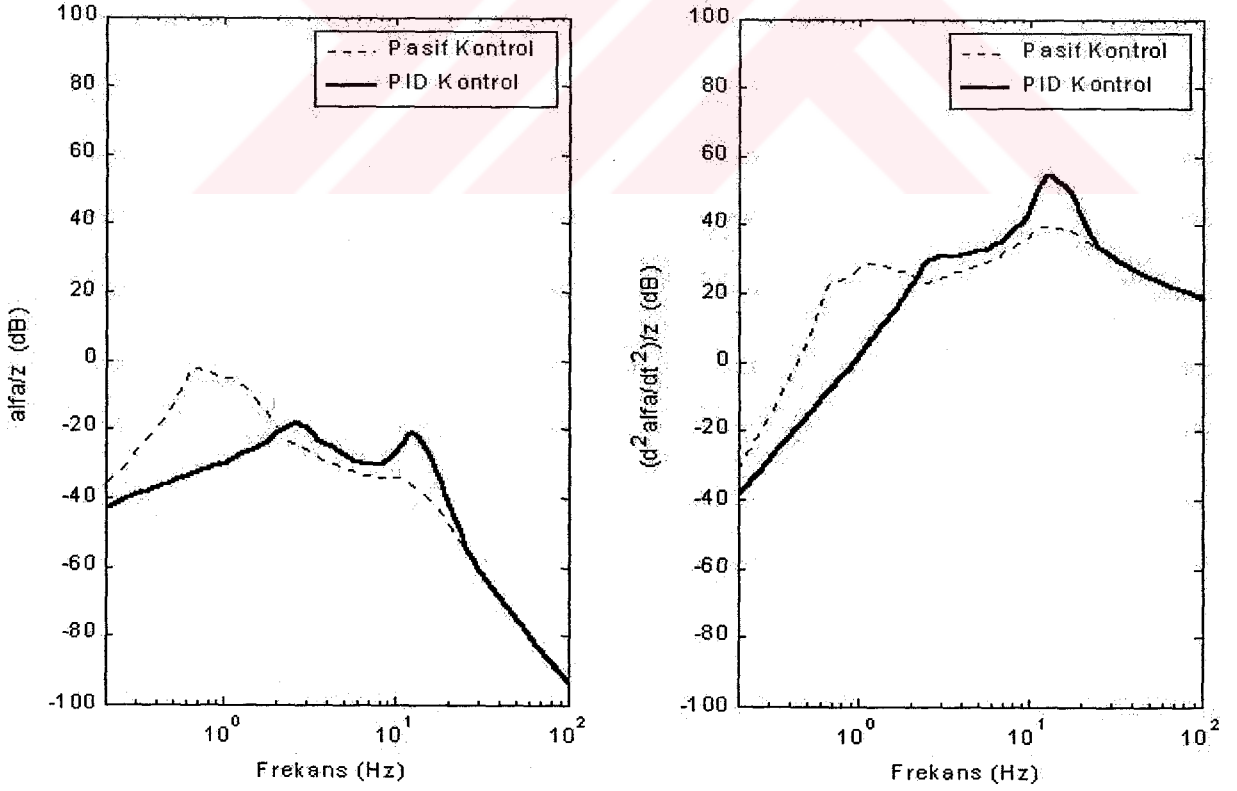
Şekil 4.12'de, taşıt modelinin pasif kontrollü ve PID kontrollü durumlardaki gövdesinin yalpalama açısai yer değışiminin ve ivmesinin zamana bağı değışimi gösterilmektedir. Taşıtin gövdesinin yalpalama PID kontrollü durumunun, pasif kontrollü durumuna göre açısai yer değışirme ve ivme genlik değeri oldukça azaldığı görülmektedir. Şekil 4.13'de, taşıt modelinin PID kontrollü durumdaki gövdesinin yalpalama açısai yer değışiminin ve ivmesinin zamana bağı değışimi gösterilmektedir. Taşıtin gövdesinin yalpalama açısai yer değışimi ve ivmesi çok küçük genliklerde olup, hızlı bir şekilde referans değere ulaşmaktadır. Şekil 4.14'de ise taşıt modelinin pasif kontrollü ve PID kontrollü durumlardaki gövdesinin yalpalama açısai yer değışiminin ve ivmesinin frekans cevabı gösterilmektedir. PID kontrollü durumda, pasif kontrollü duruma göre, frekansların bazıları yok edildi ve genlikler de oldukça düştü. Kontrol edilmeyen aks kütlelerinden dolayı da bazı frekanslarda, genlik değeri arttı.



Şekil 4.12 Sekiz serbestlik dereceli taşıtin gövdesinin yalpalama açısai yer değışimi ve ivmesi

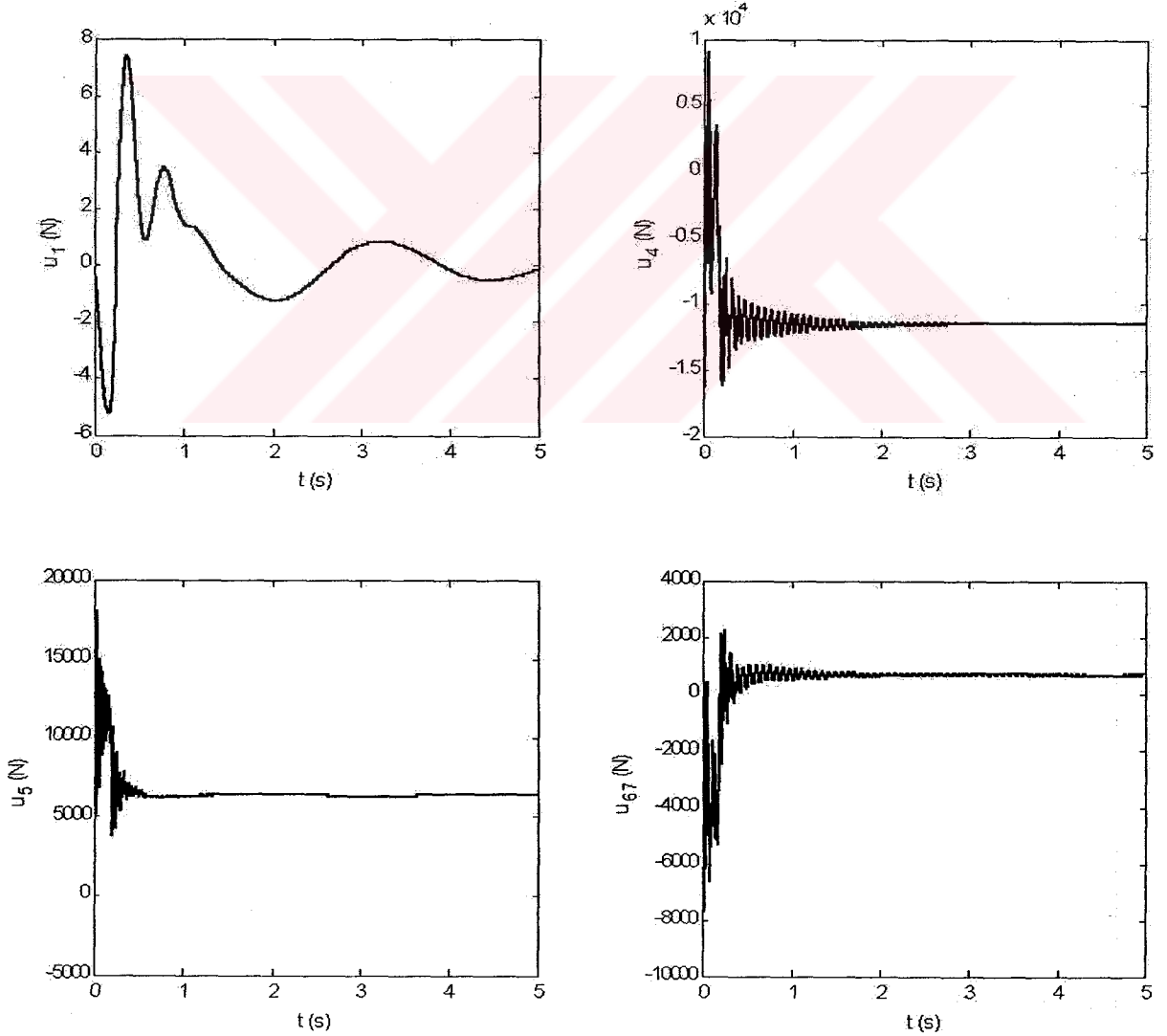


Şekil 4.13 Sekiz serbestlik dereceli taşıtın PID kontrollü gövdesinin yalpalama açısai yer değışimi ve ivmesi

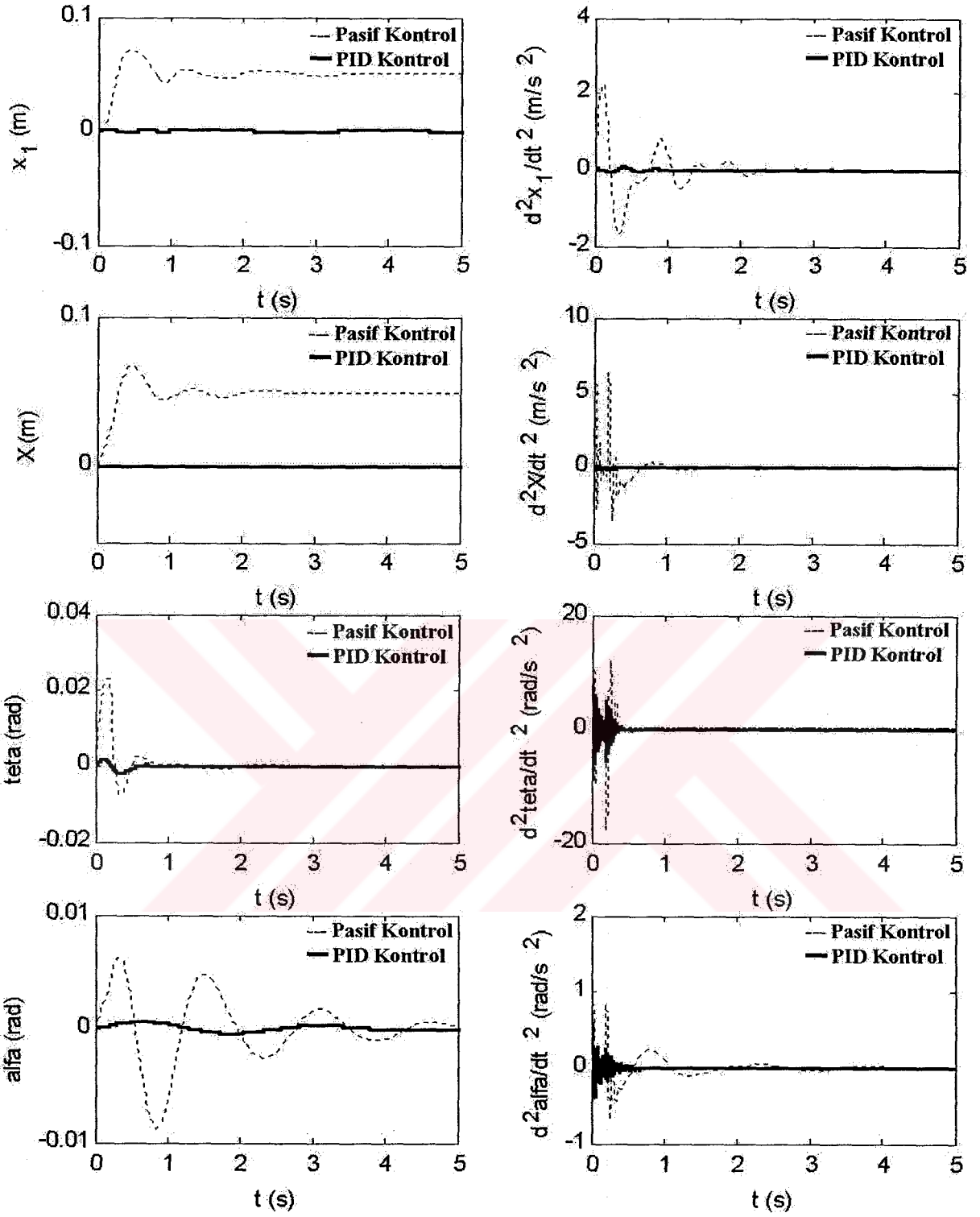


Şekil 4.14 Sekiz serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin yalpalama açısai yer değışiminin ve ivmesinin frekans cevapları

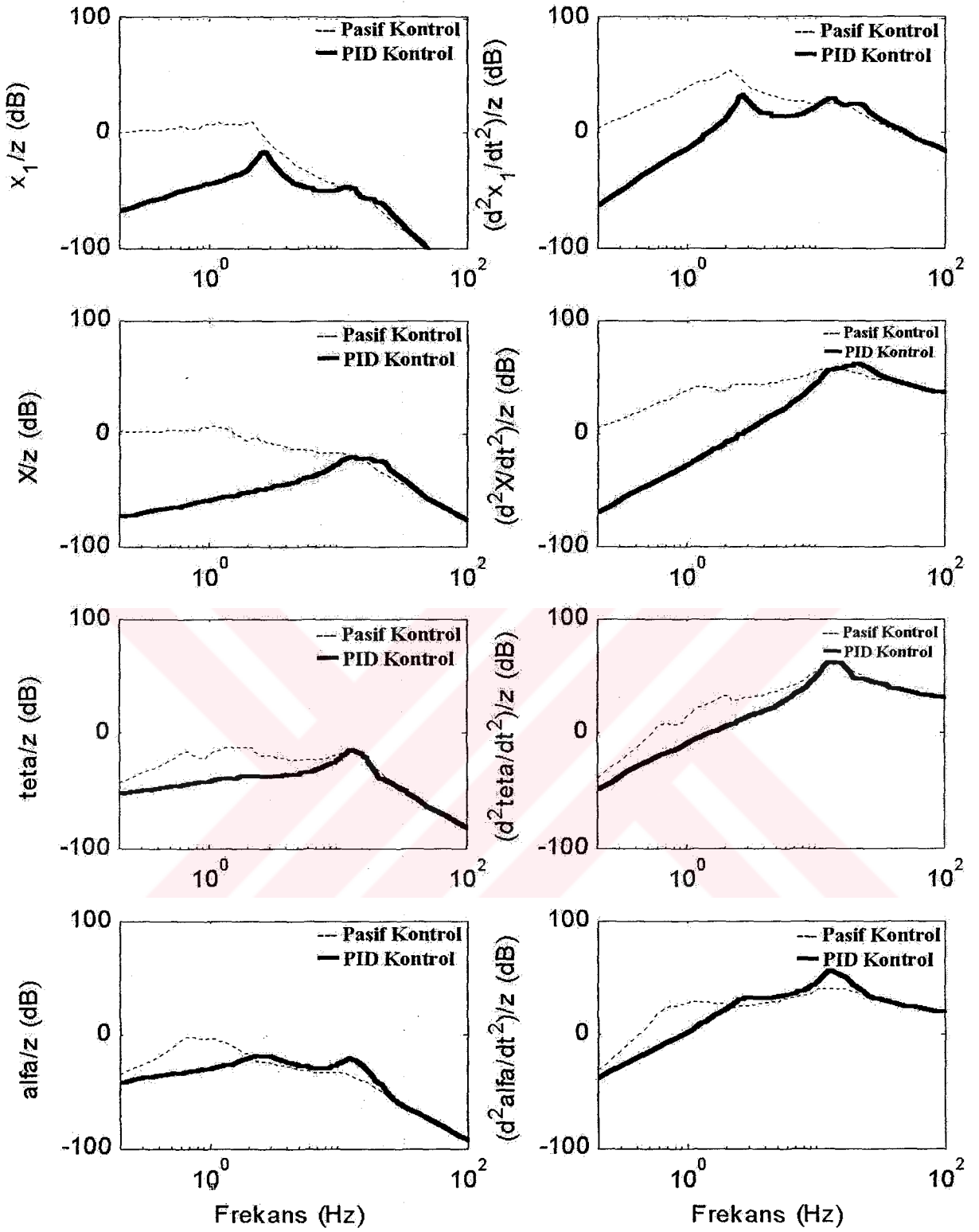
Şekil 4.15’de, sekiz serbestlik dereceli taşıtın kontrol kuvvetleri gösterilmektedir. Şekil 4.16’da ve Şekil 4.17’de, taşıt modelinin PID kontrollü ve pasif kontrollü durumlardaki yer değişimlerinin ve ivmelerinin zamana bağlı değişimi ve frekans cevapları gösterilmektedir. Taşıt modelinin PID kontrollü durumunun, pasif kontrollü durumuna göre yer değişimlerinin ve ivmelerinin genlik değerleri oldukça azaldığı görülmektedir. Seyir konforu açısından önemli olan ivmelerin değişimi olduğundan, ivmelerin genlik değerlerinin düşürülmesi istenir. Kafa vurma ve yalpalama ivme genliklerinde oldukça büyük bir iyileşme olmasa da sürücü koltuğunun dinamik davranışında ve dolayısıyla konforunda tatmin edici bir iyileşme elde edilmiştir. Seyir konforu doğrudan sürücü ile ilgili olduğundan yapılan kontrol başarılıdır. Matlab yardımıyla özdeğer problem çözümü ile sekiz adet doğal frekans bulundu. Doğal frekanslar, 0.6535, 1.1420, 2.0917, 2.2753, 12.2601, 12.2698, 16.3864 ve 16.3908 Hz’dir.



Şekil 4.15 Sekiz serbestlik dereceli taşıtın kontrol kuvvetleri



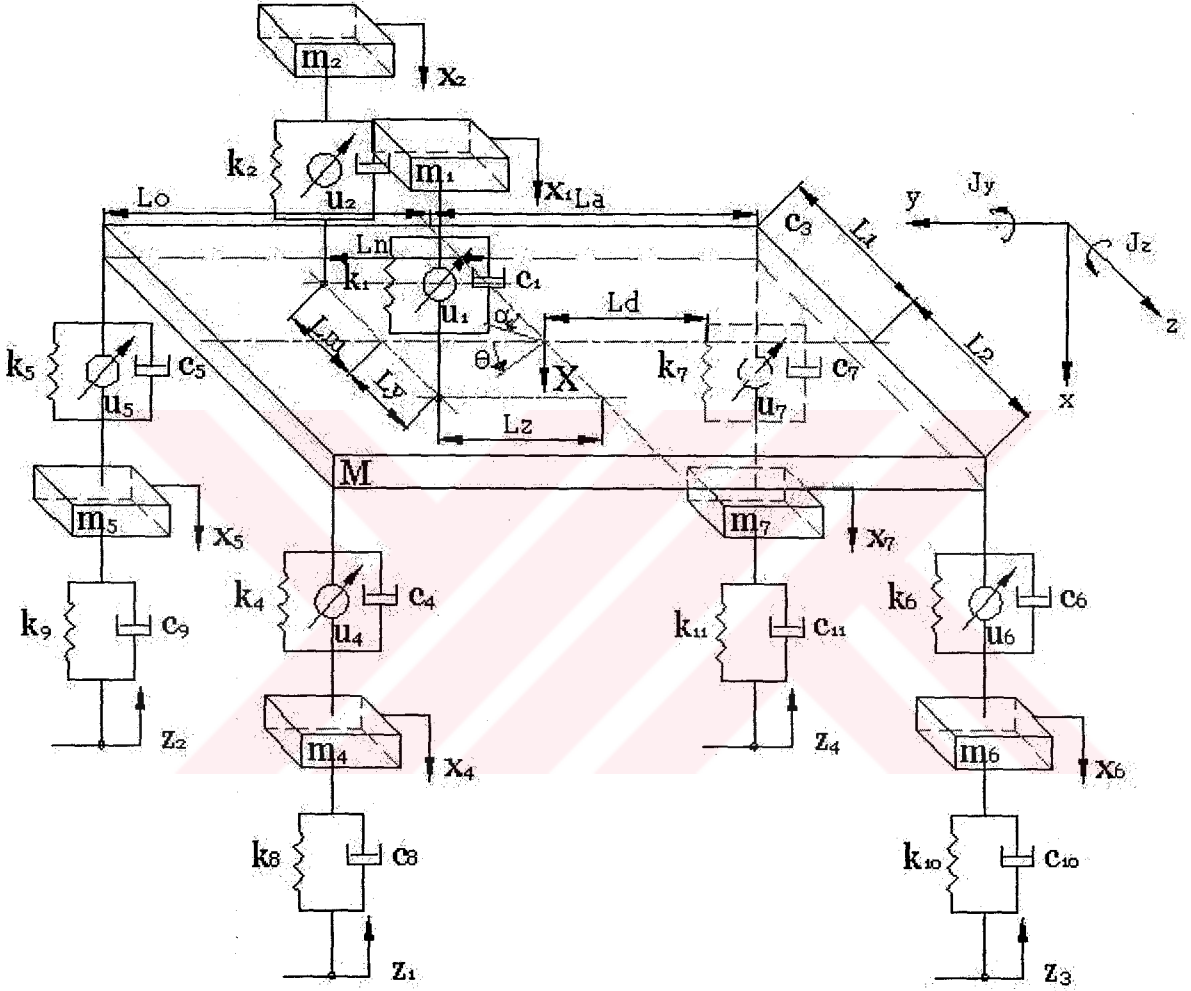
Şekil 4.16 Sekiz serbestlik dereceli taşıtın yer değişimleri ve ivmeleri



Şekil 4.17 Sekiz serbestlik dereceli taşıtın yer değişimlerinin ve ivmelerinin frekans cevapları

## 5. DOKUZ SERBESTLİK DERECELİ TAŞITIN PID KONTROLÜ

Şekil 5.1'de görülen, dokuz serbestlik dereceli tam taşıt modeline PID kontrol yöntemi uygulandı. Taşıt modelinin hareket denklemleri, Lagrange yöntemi ile elde edilerek MATLAB Simulink programıyla simülasyonu yapıldı.



Şekil 5.1 Dokuz serbestlik dereceli tam taşıt modeli

Şekil 5.1'deki taşıt modelinde sürücünün ve yolcunun dinamik davranışları, sürücü ve ön yolcu koltukları ve sürücü ve ön yolcu kütleleri modele dahil edilerek incelendi. Bu taşıt modelinde sürücü ve ön yolcu koltuğunun altına, ön ve arka süspansiyonlara kontrolcüler konularak taşıtın ve sürücünün ile ön yolcunun dinamik davranışları incelendi. Taşıtta kontrol edilmek istenen büyüklükler, beş adettir. Bunlar, sürücü ve ön yolcu koltuğu, taşıt gövdesinin sıçrama, kafa vurma ve yalpalama hareketleridir.

Taşıtın dinamik davranışını incelemek üzere, enerji denklemleri oluşturularak Lagrange yöntemi yardımıyla taşıtın hareket denklemleri elde edilmektedir. Sistemin bağımsız koordinatları  $x_1$  sürücü koltuğu düşey yer değişimi,  $x_2$  ön yolcu koltuğu yer değişimi,  $X$  taşıtın gövdesinin düşey yer değişimi,  $\theta$  taşıtın kafa vurma açısal yer değişimi,  $\alpha$  taşıtın yalpalama açısal yer değişimi,  $x_4, x_5, x_6$  ve  $x_7$  ise tekerleklerin düşey yer değişimleri olmak üzere dokuz tanedir. Enerji denklemleri aşağıda ifade edilmiştir:

$$E_k = \frac{1}{2}m_1 \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2}m_2 \dot{x}_2^2 + \frac{1}{2}M\dot{X}^2 + \frac{1}{2}J_z \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}J_y \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2}m_4 \dot{x}_4^2 + \frac{1}{2}m_5 \dot{x}_5^2 + \frac{1}{2}m_6 \dot{x}_6^2 + \frac{1}{2}m_7 \dot{x}_7^2 \quad (5.1)$$

$$E_p = \frac{1}{2}k_1 [x_1 - (X + L_z \sin \theta - L_y \sin \alpha)]^2 + \frac{1}{2}k_2 [x_2 - (X + L_n \sin \theta - L_m \sin \alpha)]^2 + \frac{1}{2}k_4 [(X + L_o \sin \theta - L_1 \sin \alpha) - x_4]^2 + \frac{1}{2}k_5 [(X + L_o \sin \theta + L_2 \sin \alpha) - x_5]^2 + \frac{1}{2}k_6 [(X - L_a \sin \theta - L_1 \sin \alpha) - x_6]^2 + \frac{1}{2}k_7 [(X - L_a \sin \theta + L_2 \sin \alpha) - x_7]^2 + \frac{1}{2}k_8 (x_4 - z_1)^2 + \frac{1}{2}k_9 (x_5 - z_2)^2 + \frac{1}{2}k_{10} (x_6 - z_3)^2 + \frac{1}{2}k_{11} (x_7 - z_4)^2 \quad (5.2)$$

$$E_c = \frac{1}{2}c_1 \left[ \dot{x}_1 - (\dot{X} + L_z \cos \theta \dot{\theta} - L_y \cos \alpha \dot{\alpha}) \right]^2 + \frac{1}{2}c_2 \left[ \dot{x}_2 - (\dot{X} + L_n \cos \theta \dot{\theta} - L_m \cos \alpha \dot{\alpha}) \right]^2 + \frac{1}{2}c_4 \left[ (\dot{X} + L_o \cos \theta \dot{\theta} - L_1 \cos \alpha \dot{\alpha}) - \dot{x}_4 \right]^2 + \frac{1}{2}c_5 \left[ (\dot{X} + L_o \cos \theta \dot{\theta} + L_2 \cos \alpha \dot{\alpha}) - \dot{x}_5 \right]^2 + \frac{1}{2}c_6 \left[ (\dot{X} - L_a \cos \theta \dot{\theta} - L_1 \cos \alpha \dot{\alpha}) - \dot{x}_6 \right]^2 + \frac{1}{2}c_7 \left[ (\dot{X} - L_a \cos \theta \dot{\theta} + L_2 \cos \alpha \dot{\alpha}) - \dot{x}_7 \right]^2 + \frac{1}{2}c_8 (\dot{x}_4 - \dot{z}_1)^2 + \frac{1}{2}c_9 (\dot{x}_5 - \dot{z}_2)^2 + \frac{1}{2}c_{10} (\dot{x}_6 - \dot{z}_3)^2 + \frac{1}{2}c_{11} (\dot{x}_7 - \dot{z}_4)^2 \quad (5.3)$$

Enerji denklemlerinin çözümünden hareketin diferansiyel denklemleri aşağıdaki gibi elde edilir:

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 - c_1 \dot{X} - c_1 L_z \cos \theta \dot{\theta} + c_1 L_y \cos \alpha \dot{\alpha} + k_1 x_1 - k_1 X - k_1 L_z \sin \theta + k_1 L_y \sin \alpha = u_1 \quad (5.4)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 - c_2 \dot{X} - c_2 L_n \cos \theta \dot{\theta} + c_2 L_m \cos \alpha \dot{\alpha} + k_2 x_2 - k_2 X - k_2 L_n \sin \theta + k_2 L_m \sin \alpha = u_2 \quad (5.5)$$

$$\begin{aligned} M \ddot{X} - c_1 \dot{x}_1 - c_2 \dot{x}_2 + (c_1 + c_2 + c_4 + c_5 + c_6 + c_7) \dot{X} + (c_1 L_z + c_2 L_n + c_4 L_o + c_5 L_o - c_6 L_a - \\ c_7 L_a) \cos \theta \dot{\theta} + (-c_1 L_y + c_2 L_m - c_4 L_1 + c_5 L_2 - c_6 L_1 + c_7 L_2) \cos \alpha \dot{\alpha} - c_4 \dot{x}_4 - c_5 \dot{x}_5 - c_6 \dot{x}_6 - \\ c_7 \dot{x}_7 - k_1 x_1 - k_2 x_2 + (k_1 + k_2 + k_4 + k_5 + k_6 + k_7) X + (k_1 L_z + k_2 L_n + k_4 L_o + k_5 L_o - k_6 L_a - \\ k_7 L_a) \sin \theta + (-k_1 L_y + k_2 L_m - k_4 L_1 + k_5 L_2 - k_6 L_1 + k_7 L_2) \sin \alpha - k_4 x_4 - k_5 x_5 - k_6 x_6 - \\ k_7 x_7 = -u_1 - u_2 + u_4 + u_5 + u_6 + u_7 \end{aligned} \quad (5.6)$$

$$\begin{aligned} J_z \ddot{\theta} - c_1 L_z \dot{x}_1 - c_2 L_n \dot{x}_2 + (c_1 L_z + c_2 L_n + c_4 L_o + c_5 L_o - c_6 L_a - c_7 L_a) \dot{X} + (c_1 L_z^2 + c_2 L_n^2 + \\ c_4 L_o^2 + c_5 L_o^2 + c_6 L_a^2 + c_7 L_a^2) \cos \theta \dot{\theta} + (-c_1 L_y L_z + c_2 L_m L_n - c_4 L_1 L_o + c_5 L_2 L_o + c_6 L_1 L_a - \\ c_7 L_2 L_a) \cos \alpha \dot{\alpha} - c_4 L_o \dot{x}_4 - c_5 L_o \dot{x}_5 + c_6 L_a \dot{x}_6 + c_7 L_a \dot{x}_7 - k_1 L_z x_1 - k_2 L_n x_2 + (k_1 L_z + k_2 L_n + \\ k_4 L_o + k_5 L_o - k_6 L_a - k_7 L_a) X + (k_1 L_z^2 + k_2 L_n^2 + k_4 L_o^2 + k_5 L_o^2 + k_6 L_a^2 + k_7 L_a^2) \sin \theta + \\ (-k_1 L_y L_z + k_2 L_m L_n - k_4 L_1 L_o + k_5 L_2 L_o + k_6 L_1 L_a - k_7 L_2 L_a) \sin \alpha - k_4 L_o x_4 - k_5 L_o x_5 + \\ k_6 L_a x_6 + k_7 L_a x_7 = [-u_1 L_z - u_2 L_n + (u_2 + u_3) L_o - (u_4 + u_5) L_a] \sin \theta \end{aligned} \quad (5.7)$$

$$\begin{aligned} J_y \ddot{\alpha} + c_1 L_y \dot{x}_1 - c_2 L_m \dot{x}_2 + (-c_1 L_y + c_2 L_m - c_4 L_1 + c_5 L_2 - c_6 L_1 + c_7 L_2) \dot{X} + (-c_1 L_y L_z + \\ c_2 L_m L_n - c_4 L_1 L_o + c_5 L_2 L_o + c_6 L_1 L_a - c_7 L_2 L_a) \cos \theta \dot{\theta} + (c_1 L_y^2 + c_2 L_m^2 + c_4 L_1^2 + c_5 L_2^2 + \\ c_6 L_1^2 + c_7 L_2^2) \cos \alpha \dot{\alpha} + c_4 L_1 \dot{x}_4 - c_5 L_2 \dot{x}_5 + c_6 L_1 \dot{x}_6 - c_7 L_2 \dot{x}_7 + k_1 L_y x_1 - k_2 L_m x_2 + (-k_1 L_y + \\ k_2 L_m - k_4 L_1 + k_5 L_2 - k_6 L_1 + k_7 L_2) X + (-k_1 L_y L_z + k_2 L_m L_n - k_4 L_1 L_o + k_5 L_2 L_o + k_6 L_1 L_a - \\ k_7 L_2 L_a) \sin \alpha + (k_1 L_y^2 + k_2 L_m^2 + k_4 L_1^2 + k_5 L_2^2 + k_6 L_1^2 + k_7 L_2^2) \sin \theta + k_4 L_1 x_4 - k_5 L_2 x_5 + \\ k_6 L_1 x_6 - k_7 L_2 x_7 = [u_1 L_y - u_2 L_m + (u_5 + u_7) L_1 - (u_4 + u_6) L_2] \sin \alpha \end{aligned} \quad (5.8)$$

$$\begin{aligned} m_4 \dot{x}_4 - c_4 \dot{X} - c_4 L_o \cos \theta \dot{\theta} + c_4 L_1 \cos \alpha \dot{\alpha} + (c_4 + c_8) \dot{x}_5 - k_4 X - k_4 L_o \sin \theta + k_4 L_1 \sin \alpha + \\ (k_4 + k_8) x_5 = k_8 z_1 + c_8 \dot{z}_1 - u_4 \end{aligned} \quad (5.9)$$

$$\begin{aligned} m_5 \dot{x}_5 - c_5 \dot{X} - c_5 L_o \cos \theta \dot{\theta} - c_5 L_2 \cos \alpha \dot{\alpha} + (c_5 + c_9) \dot{x}_5 - k_5 X - k_5 L_o \sin \theta - k_5 L_2 \sin \alpha + \\ (k_5 + k_9) x_5 = k_9 z_2 + c_9 \dot{z}_2 - u_5 \end{aligned} \quad (5.10)$$

$$\begin{aligned}
& m_6 \dot{x}_6 - c_6 \dot{X} + c_6 L_a \cos \theta \dot{\theta} + c_6 L_1 \cos \alpha \dot{\alpha} + (c_6 + c_{10}) \dot{x}_6 - k_6 X + k_6 L_a \sin \theta + k_6 L_1 \sin \alpha + \\
& (k_6 + k_{10}) x_6 = k_{10} z_3 + c_{10} \dot{z}_3 - u_6
\end{aligned} \tag{5.11}$$

$$\begin{aligned}
& m_7 \dot{x}_7 - c_7 \dot{X} + c_7 L_a \cos \theta \dot{\theta} - c_7 L_2 \cos \alpha \dot{\alpha} + (c_7 + c_{11}) \dot{x}_8 - k_7 X + k_7 L_a \sin \theta - k_7 L_2 \sin \alpha + \\
& (k_7 + k_{11}) x_7 = k_{11} z_4 + c_{11} \dot{z}_4 - u_7
\end{aligned} \tag{5.12}$$

Elde edilen hareket denklemleri (4.13) denkleminde yerleştirilerek çözüldü ve simülasyon gerçekleştirildi. Bu denklemden U kontrol matrisinin parametreleri aşağıda ifade edilmiştir.

$$u_1 = u_D \tag{5.13}$$

$$u_2 = u_P \tag{5.14}$$

$$\begin{aligned}
u_4 = & \frac{L_y(L_a + L_o) + L_1(L_a + L_z)}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_D - \frac{L_m(L_a + L_o) - L_1(L_a + L_n)}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_P - \\
& \frac{L_a L_1}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_X - \frac{L_1}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_\theta + \frac{1}{L_1 + L_2} u_\alpha
\end{aligned} \tag{5.15}$$

$$\begin{aligned}
u_5 = & \frac{-L_y(L_a + L_o) + L_2(L_a + L_z)}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_D + \frac{L_m(L_a + L_o) + L_2(L_a + L_n)}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_P - \\
& \frac{L_a L_2}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_X - \frac{L_2}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_\theta - \frac{1}{L_1 + L_2} u_\alpha
\end{aligned} \tag{5.16}$$

$$\begin{aligned}
u_6 = & \frac{L_1(L_o - L_z)}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_D + \frac{L_1(L_o - L_n)}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_P - \frac{L_o L_1}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_X + \\
& \frac{L_1}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_\theta
\end{aligned} \tag{5.17}$$

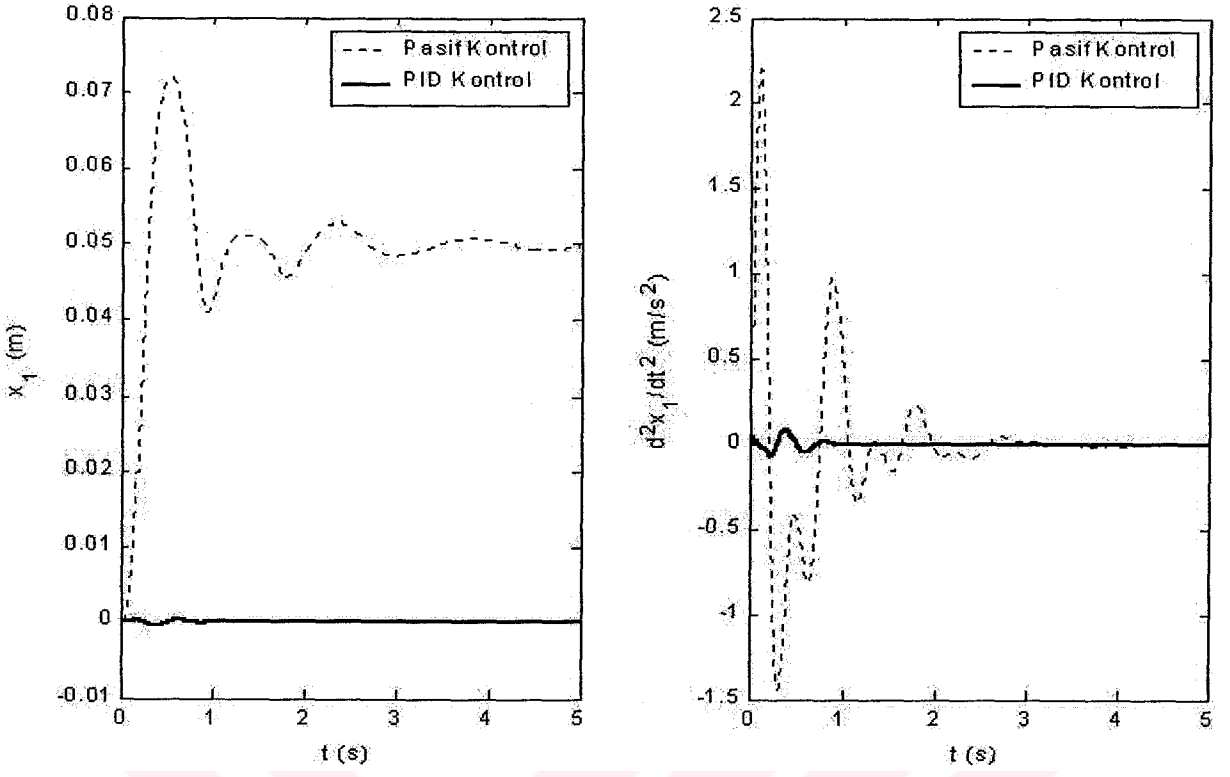
$$u_7 = \frac{L_2(L_o - L_z)}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_D + \frac{L_2(L_o - L_n)}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_D - \frac{L_o L_1}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_x + \frac{L_2}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_0 \quad (5.18)$$

Kontrol edilen taşıt süspansiyon sisteminde kontrol edilecek parametre ( $x_1, x_2, X, \theta, \alpha$ ) sayısı beş tanedir. Kontrolcülerin ( $u_1, u_2, u_4, u_5, u_6, u_7$ ) sayısı altı olduğundan  $u_6$  ve  $u_7$  kontrolcülerini, arka aksın y eksenini üzerinde yerleştirildiği varsayılan ve  $u_{67}$  olarak ifade edilen kontrolcünün süspansiyonlar üzerindeki bileşenleri olarak düşünülmüştür.

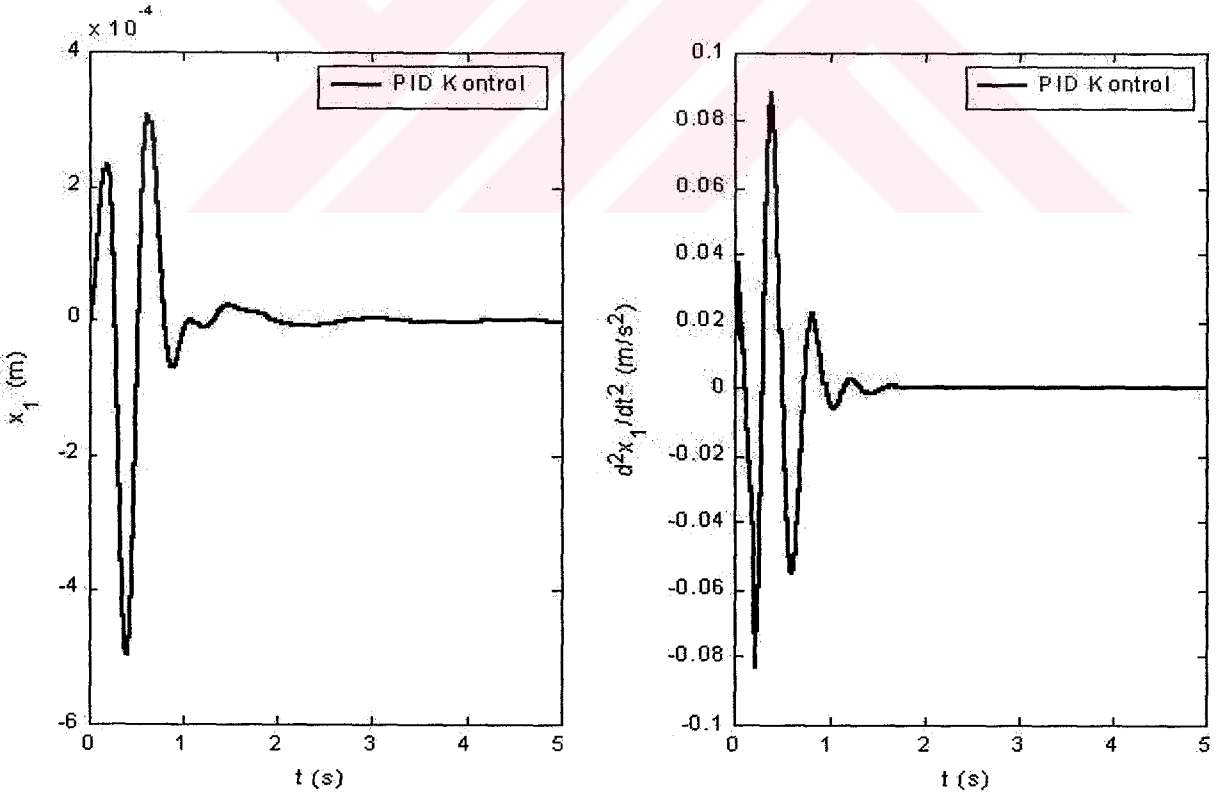
$$u_{67} = u_6 + u_7 \quad (5.19)$$

$$u_6.L_2 = u_7.L_1 \quad (5.20)$$

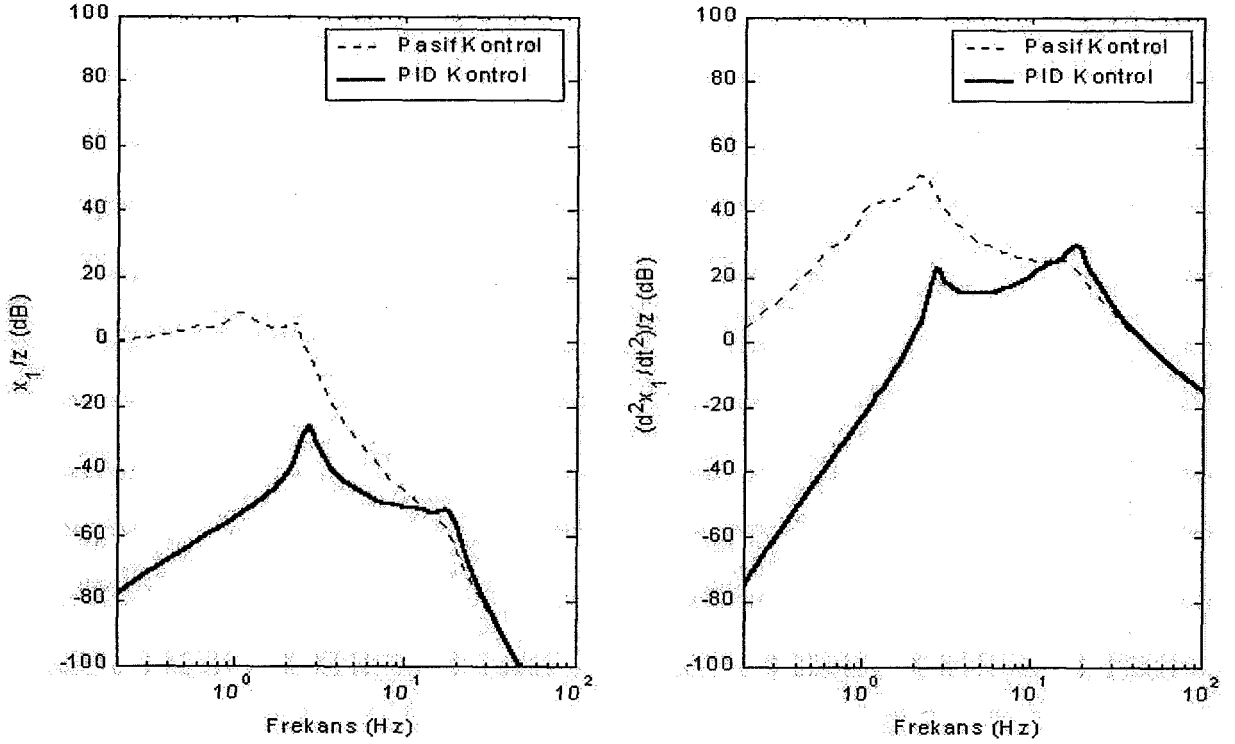
Şekil 5.2'de, taşıt modelinin pasif kontrollü ve PID kontrollü durumlardaki sürücü koltuğunun düşey yer değişiminin ve ivmesinin zamana bağlı değişimi gösterilmektedir. Sürücü koltuğunun PID kontrollü durumunun, pasif kontrollü durumuna göre yer değiştirme ve ivme genlik değerleri yok denecek kadar azaldığı görülmektedir. Şekil 5.3'de, PID kontrollü durumdaki sürücü koltuğunun düşey yer değişiminin ve ivmesinin zamana bağlı değişimi gösterilmektedir. Sürücü koltuğunun düşey yer değişimi ve ivmesi çok küçük genliklerde olup, hızlı bir şekilde referans değere ulaşmaktadır. Şekil 5.4'de ise pasif kontrollü ve PID kontrollü durumlardaki sürücü koltuğu düşey yer değişiminin ve ivmesinin frekans cevabı gösterilmektedir. Pasif kontrollü durumda frekans cevabında dokuz adet rezonans değeri bulunmaktadır. Ancak bazı rezonans değerleri birbirine çok yakın olduğundan sadece üç tanesi ayırt edilebilmektedir. PID kontrollü durumda ise, pasif kontrollü duruma göre, frekansların bazıları yok edildi ve genlikler de oldukça düştü. Kontrol edilmeyen aks kütlelerinden dolayı da bazı frekanslarda, genlik değerlerinde artış oldu.



Şekil 5.2 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın sürücü koltuğunun düşey yer değişimi ve ivmesi

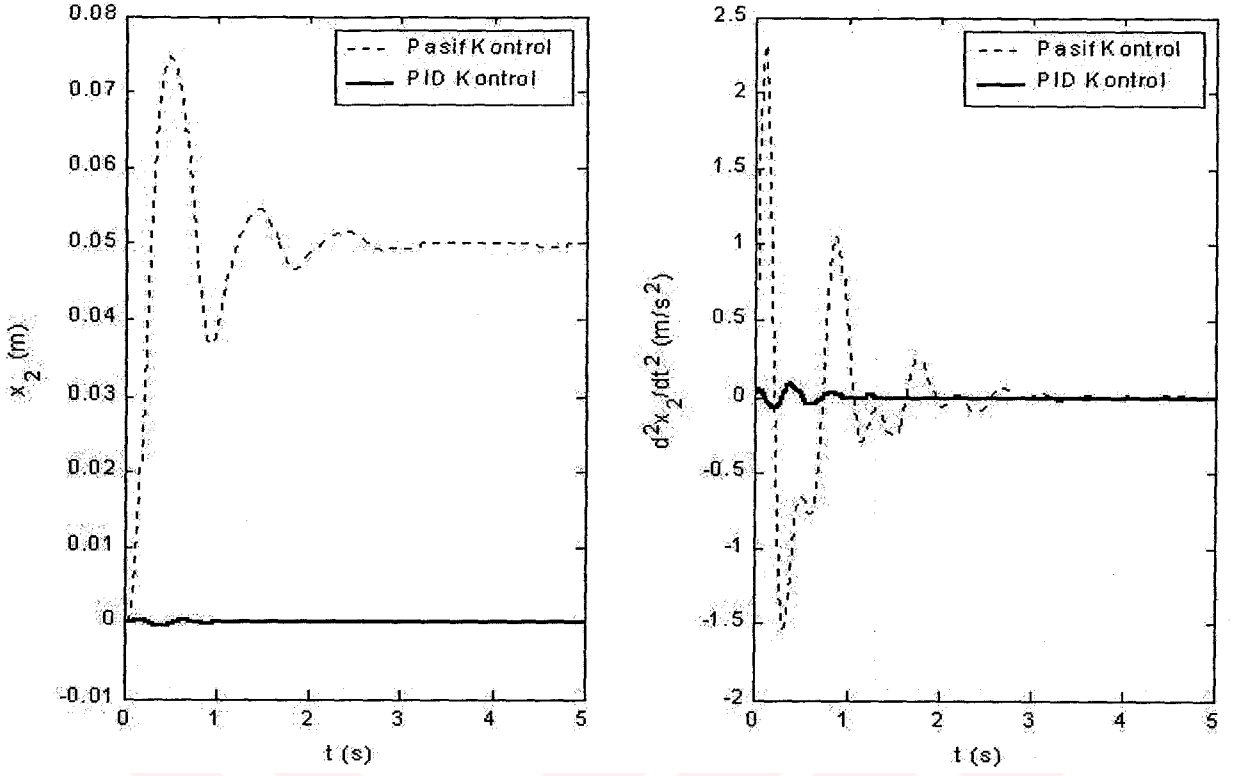


Şekil 5.3 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın PID kontrollü sürücü koltuğunun düşey yer değişimi ve ivmesi

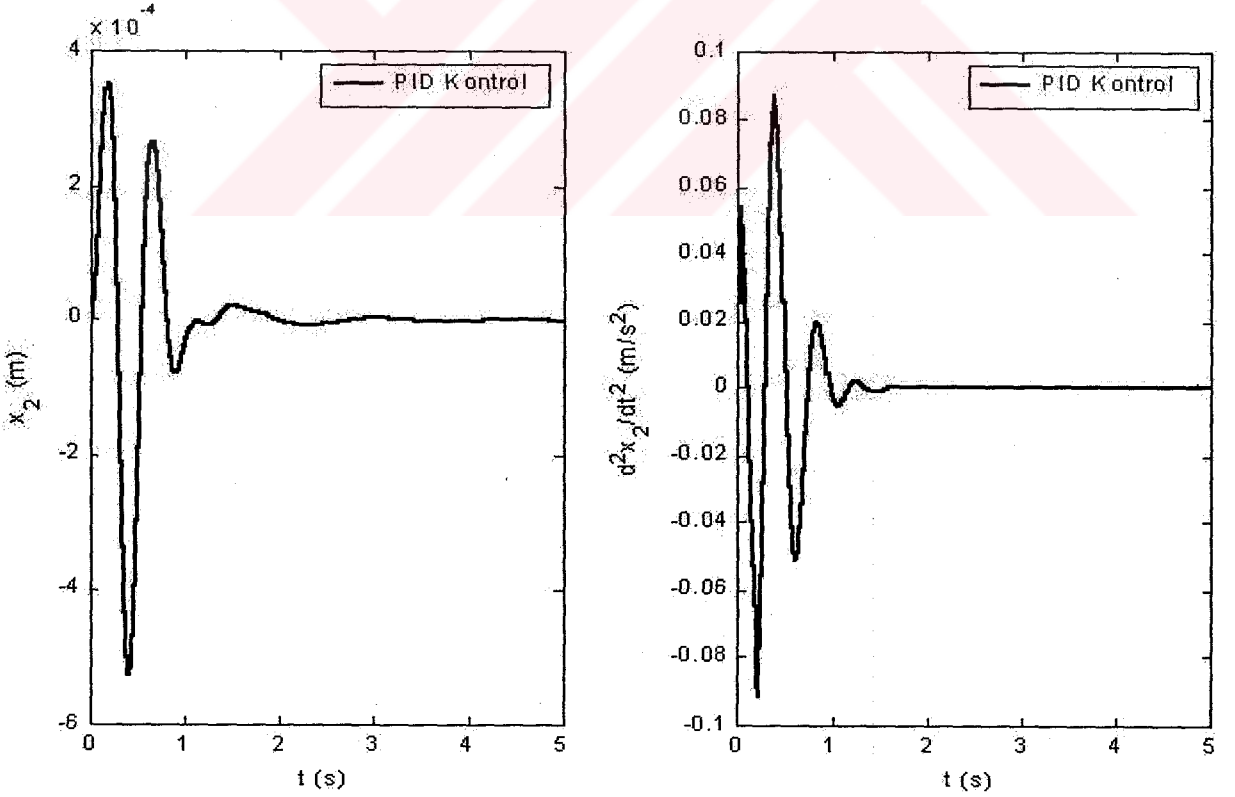


Şekil 5.4 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın sürücü koltuğunun düşey yer değişiminin ve ivmesinin frekans cevapları

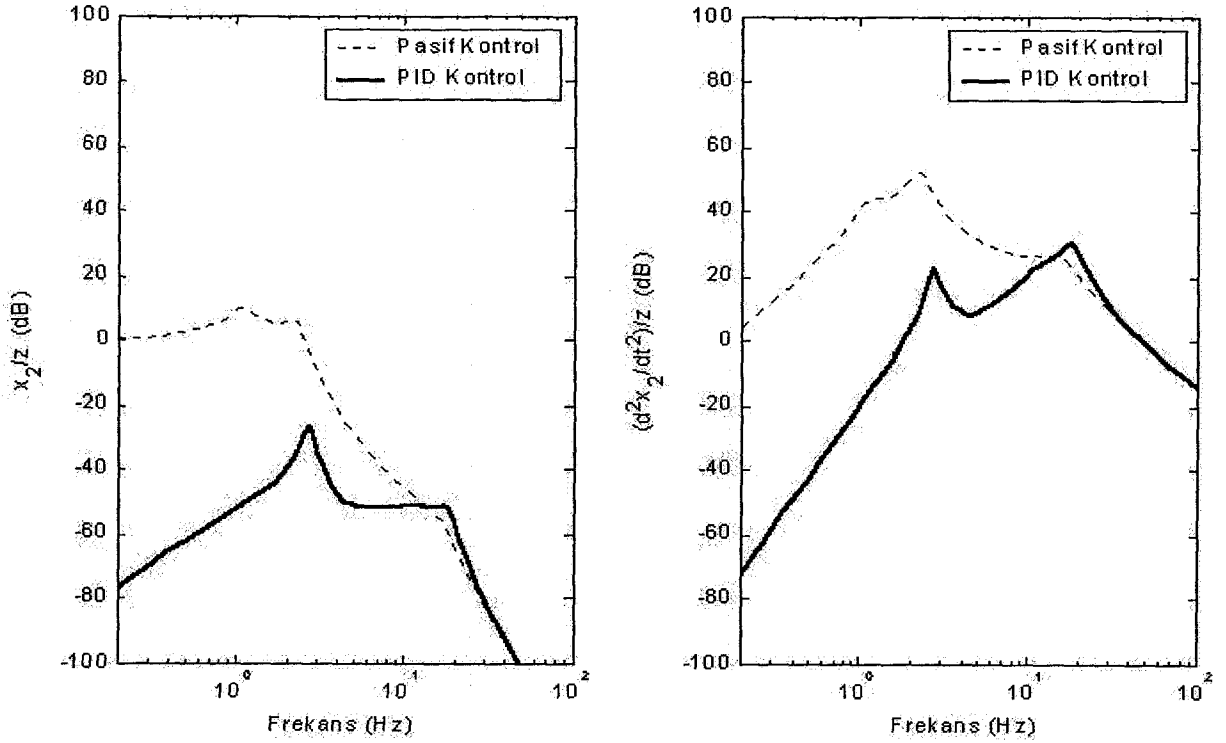
Şekil 5.5’de, taşıt modelinin pasif kontrollü ve PID kontrollü durumlardaki ön yolcu koltuğunun düşey yer değişiminin ve ivmesinin zamana bağlı değişimi gösterilmektedir. Ön yolcu koltuğunun PID kontrollü durumunun, pasif kontrollü durumuna göre yer değiştirme ve ivme genlik değerleri yok denecek kadar azaldığı görülmektedir. Şekil 5.6’da, PID kontrollü durumdaki ön yolcu koltuğunun düşey yer değişiminin ve ivmesinin zamana bağlı değişimi gösterilmektedir. Ön yolcu koltuğunun düşey yer değişimi ve ivmesi çok küçük genliklerde olup, hızlı bir şekilde referans değere ulaşmaktadır. Şekil 5.7’de ise pasif kontrollü ve PID kontrollü durumlardaki ön yolcu koltuğu düşey yer değişiminin ve ivmesinin frekans cevabı gösterilmektedir. PID kontrollü durumda, pasif kontrollü duruma göre, frekansların bazıları yok edildi ve genlikler de oldukça düştü. Kontrol edilmeyen aks kütlelerinden dolayı da bazı frekanslarda, genlik değerlerinde artış oldu.



Şekil 5.5 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın ön yolcu koltuğunun düşey yer değişimi ve ivmesi

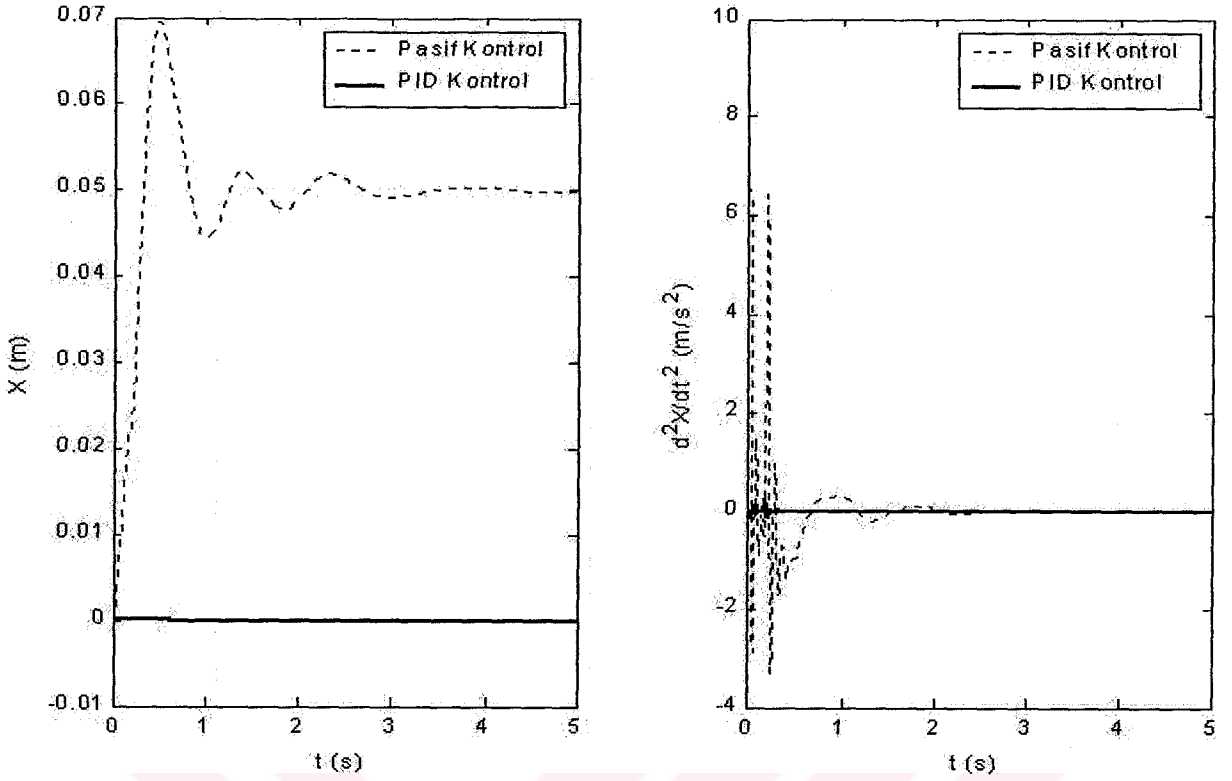


Şekil 5.6 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın PID kontrollü ön yolcu koltuğunun düşey yer değişimi ve ivmesi

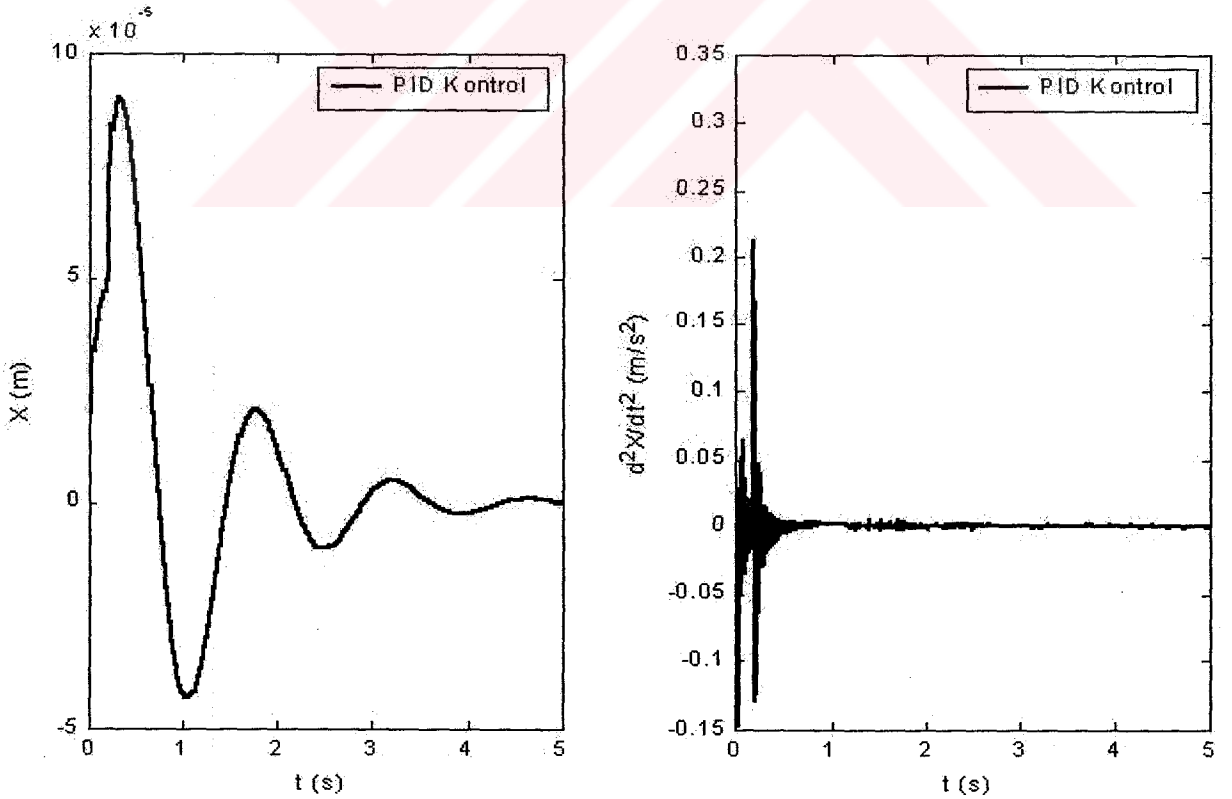


Şekil 5.7 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın ön yolcu koltuğunun düşey yer değişiminin ve ivmesinin frekans cevapları

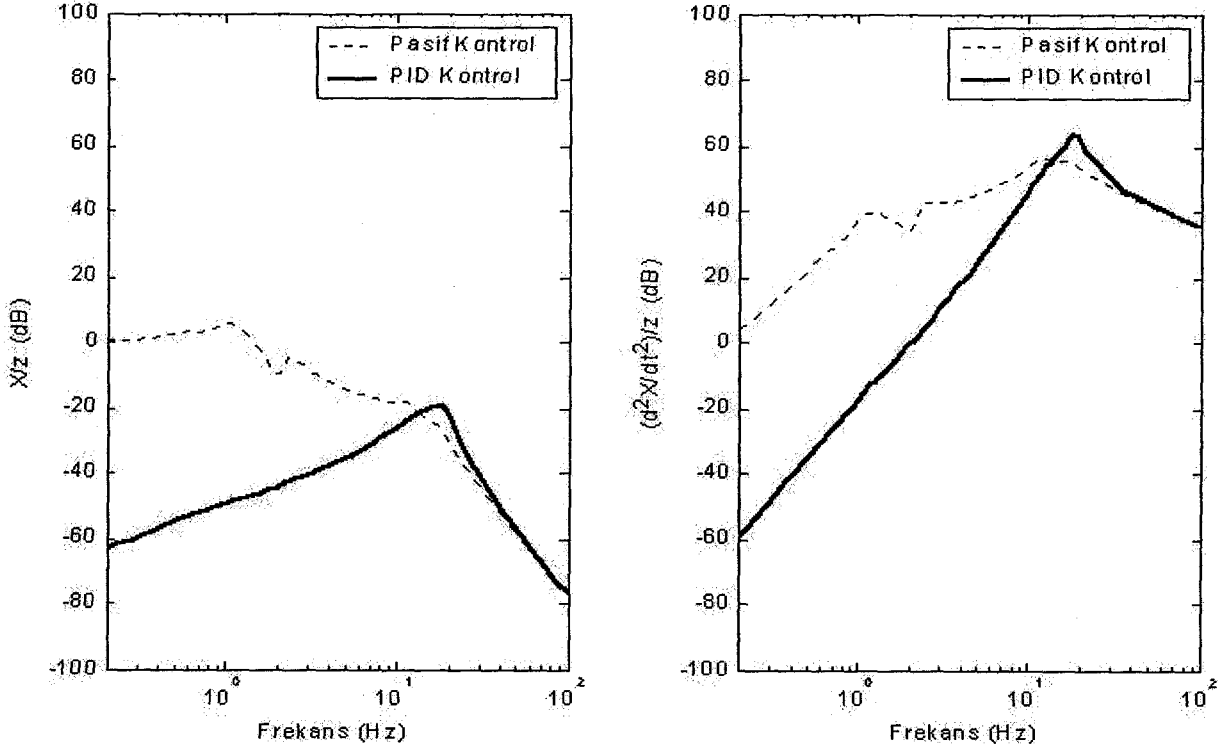
Şekil 5.8’de, taşıt modelinin pasif kontrollü ve PID kontrollü durumlardaki gövdesinin düşey yer değişiminin ve ivmesinin zamana bağlı değişimi gösterilmektedir. Taşıtın gövdesinin PID kontrollü durumunun, pasif kontrollü durumuna göre yer değiştirme ve ivme genlik değerleri yok denecek kadar azaldığı görülmektedir. Şekil 5.9’da, taşıt modelinin PID kontrollü durumdaki gövdesinin düşey yer değişiminin ve ivmesinin zamana bağlı değişimi gösterilmektedir. Taşıt gövdesinin düşey yer değişimi ve ivmesi çok küçük genliklerde olup, hızlı bir şekilde referans değere ulaşmaktadır. Şekil 5.10’da ise taşıt modelinin pasif kontrollü ve PID kontrollü durumlardaki gövdesinin düşey yer değişiminin ve ivmesinin frekans cevabı gösterilmektedir. PID kontrollü durumda, pasif kontrollü duruma göre, frekansların bazıları yok edildi ve genlikler de oldukça düştü. Kontrol edilmeyen aks kütlelerinden dolayı da bazı frekanslarda, genlik değerlerinde artış oldu.



Şekil 5.8 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin düşey yer değişimi ve ivmesi

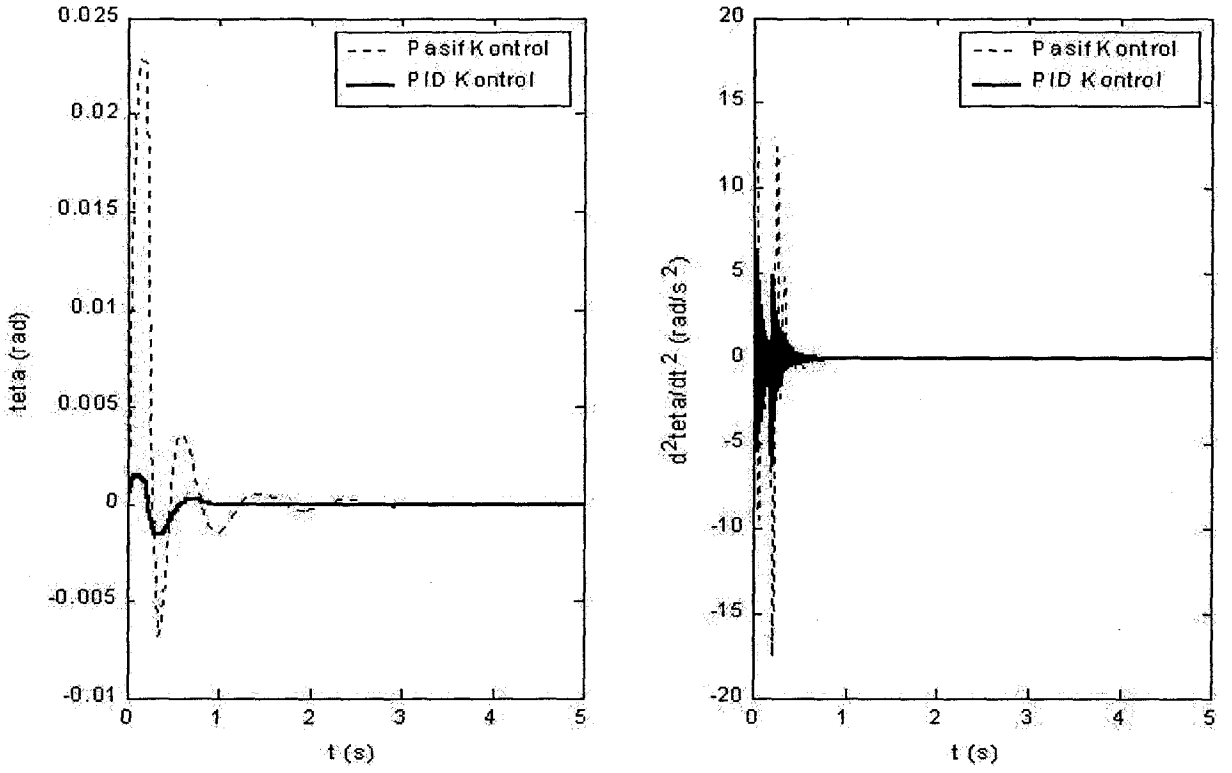


Şekil 5.9 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın PID kontrollü gövdesinin düşey yer değişimi ve ivmesi

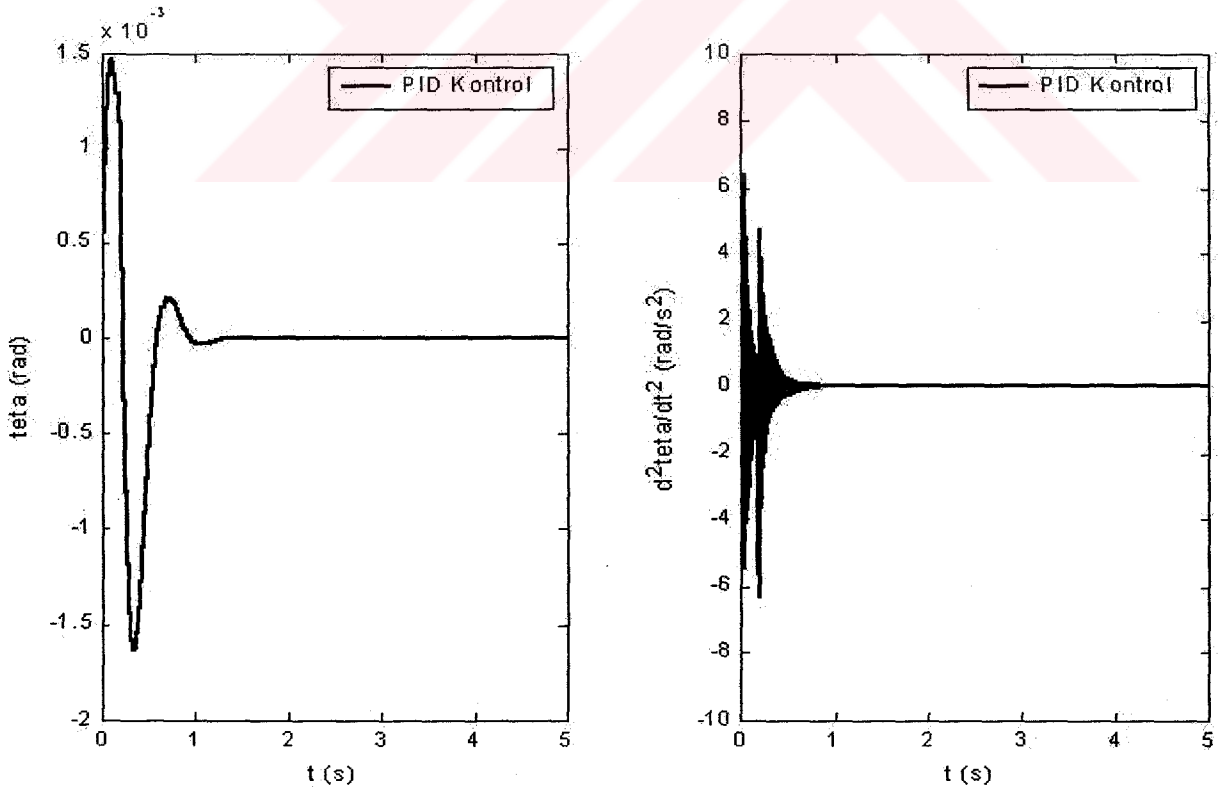


Şekil 5.10 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin düşey yer değişiminin ve ivmesinin frekans cevapları

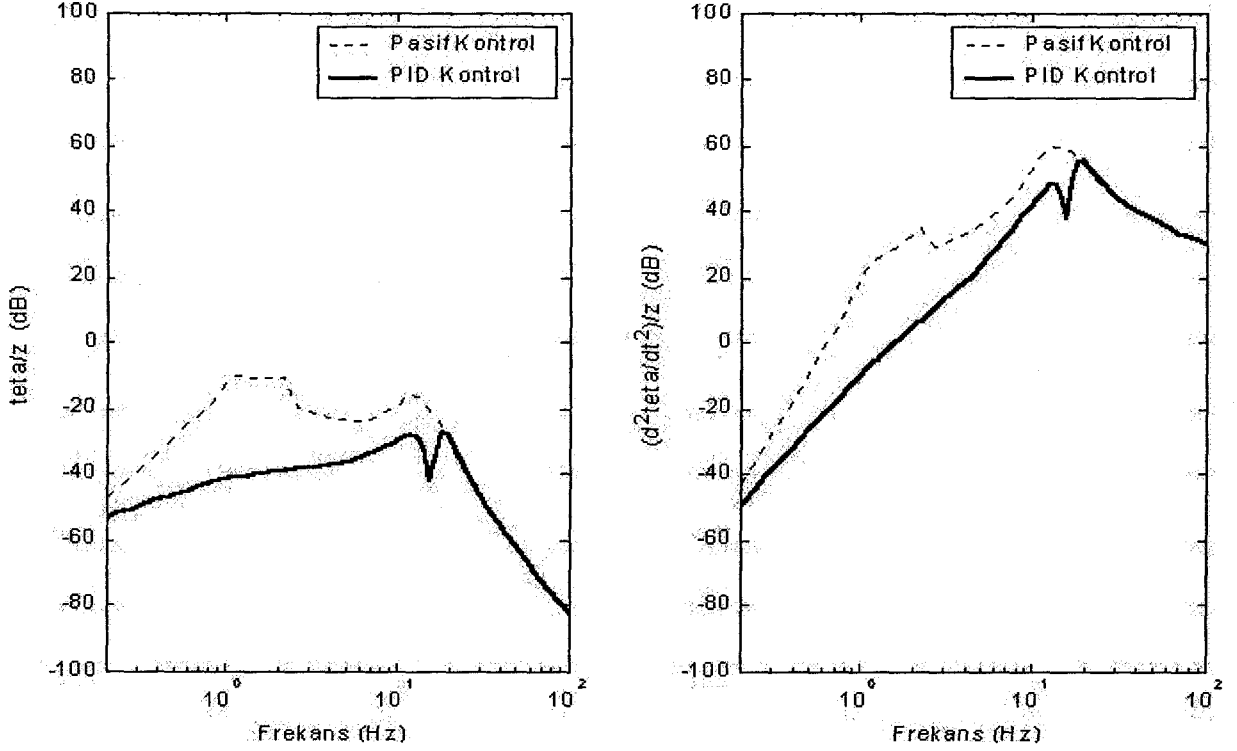
Şekil 5.11’de, taşıt modelinin pasif kontrollü ve PID kontrollü durumlardaki gövdesinin kafa vurma açısıl yer değişiminin ve ivmesinin zamana bağlı değişimi gösterilmektedir. Taşıtın gövdesinin kafa vurma PID kontrollü durumunun, pasif kontrollü durumuna göre açısıl yer değiştirme ve ivme genlik değerlerinin oldukça azaldığı görülmektedir. Şekil 5.12’de, taşıt modelinin PID kontrollü durumdaki gövdesinin kafa vurma açısıl yer değişiminin ve ivmesinin zamana bağlı değişimi gösterilmektedir. Taşıtın gövdesinin kafa vurma açısıl yer değişimi ve ivmesi çok küçük genliklerde olup, hızlı bir şekilde referans değere ulaşmaktadır. Şekil 5.13’de ise taşıt modelinin pasif kontrollü ve PID kontrollü durumlardaki gövdesinin kafa vurma açısıl yer değişiminin ve ivmesinin frekans cevabı gösterilmektedir. PID kontrollü durumda, pasif kontrollü duruma göre, frekansların bazıları yok edildi ve genlikler de oldukça düştü. Kontrol edilmeyen aks kütlelerinden dolayı da bazı frekanslarda, genlik değerlerinde artış oldu.



Şekil 5.11 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin kafa vurma açılal yer değışimi ve ivmesi

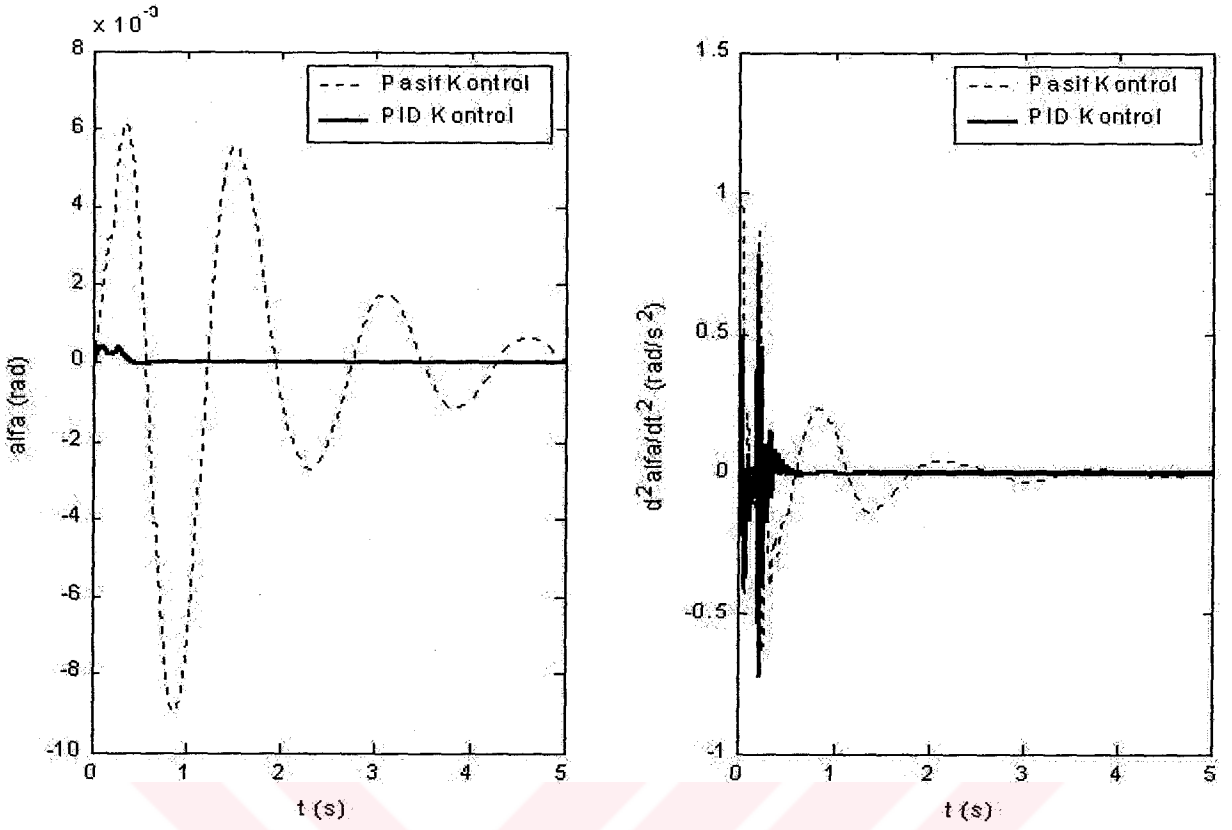


Şekil 5.12 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın PID kontrollü gövdesinin kafa vurma açılal yer değışimi ve ivmesi

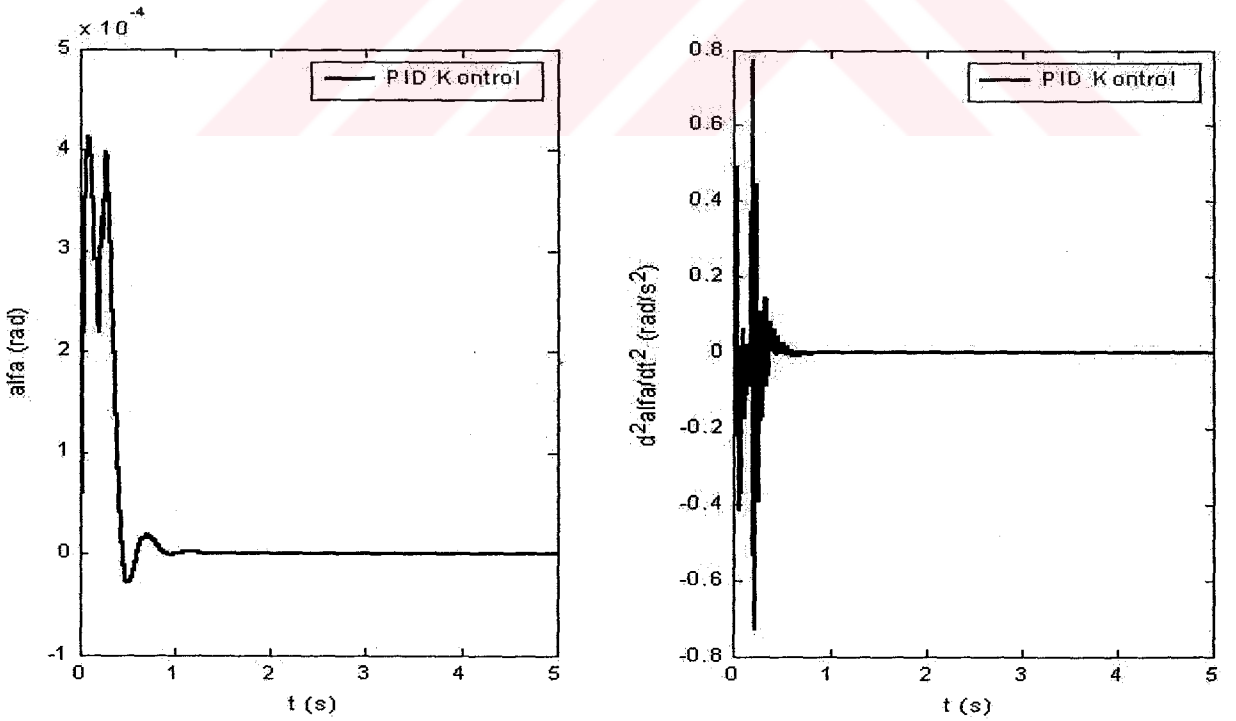


Şekil 5.13 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin kafa vurma açısai yer değışiminin ve ivmesinin frekans cevapları

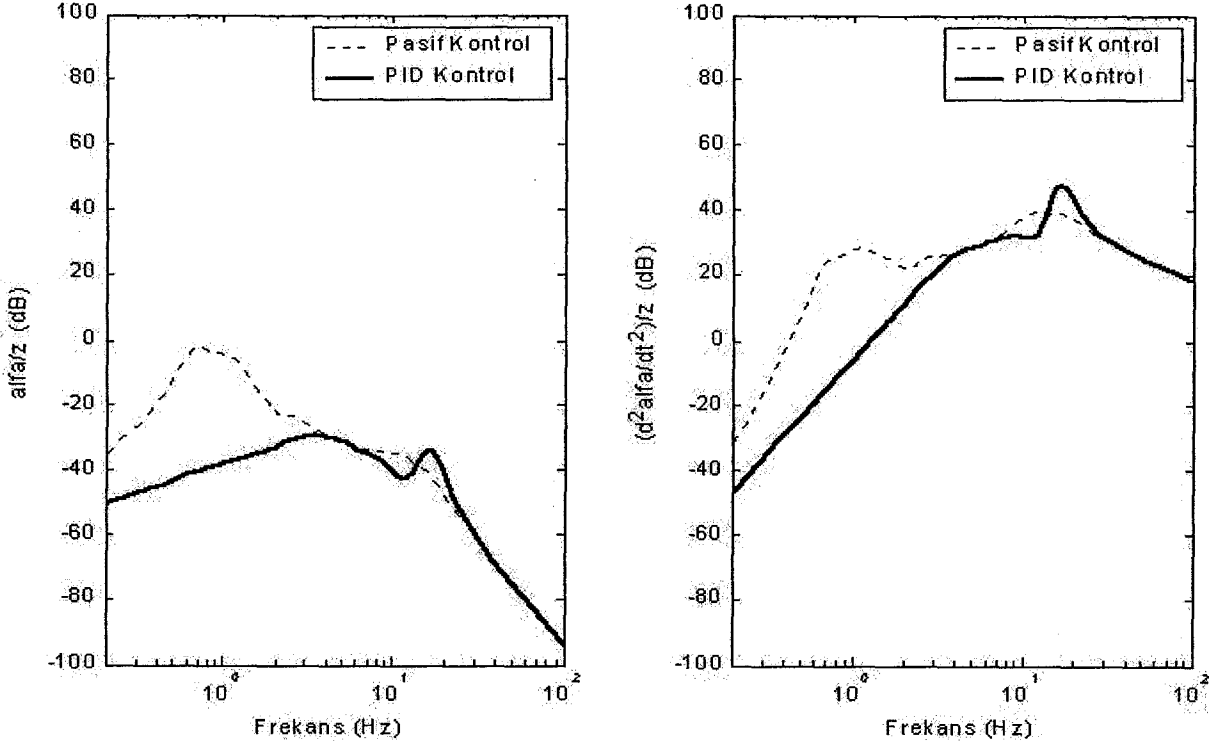
Şekil 5.14'de, taşıt modelinin pasif kontrollü ve PID kontrollü durumlardaki gövdesinin yalpalama açısai yer değışiminin ve ivmesinin zamana bağıl değışimi gösterilmektedir. Taşıtın gövdesinin yalpalama PID kontrollü durumunun, pasif kontrollü durumuna göre açısai yer değışirme ve ivme genlik değerioldükça azaldığı görülmektedir. Şekil 5.15'de, taşıt modelinin PID kontrollü durumdaki gövdesinin yalpalama açısai yer değışiminin ve ivmesinin zamana bağıl değışimi gösterilmektedir. Taşıtın gövdesinin yalpalama açısai yer değışimi ve ivmesi çok küçük genliklerde olup, hızlı bir şekilde referans değere ulaşmaktadır. Şekil 5.16'da ise taşıt modelinin pasif kontrollü ve PID kontrollü durumlardaki gövdesinin yalpalama açısai yer değışiminin ve ivmesinin frekans cevabı gösterilmektedir. PID kontrollü durumda, pasif kontrollü duruma göre, frekansların bazıları yok edildi ve genlikler de oldukça düştü. Kontrol edilmeyen aks kütlelerinden dolayı da bazı frekanslarda, genlik değeriinde artış oldu.



Şekil 5.14 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin yalpalama açısai yer değişimi ve ivmesi

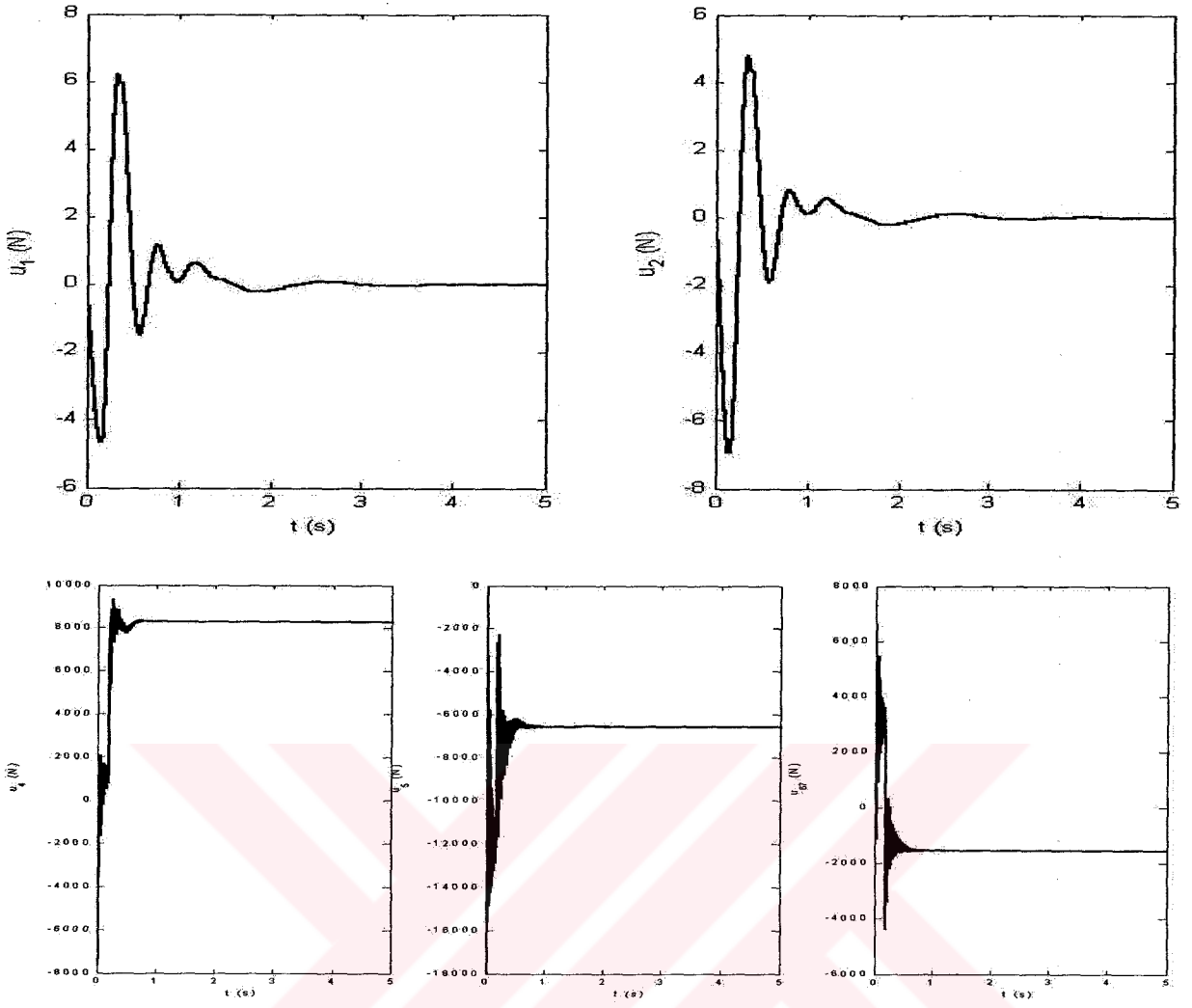


Şekil 5.15 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın PID kontrollü gövdesinin yalpalama açısai yer değişimi ve ivmesi

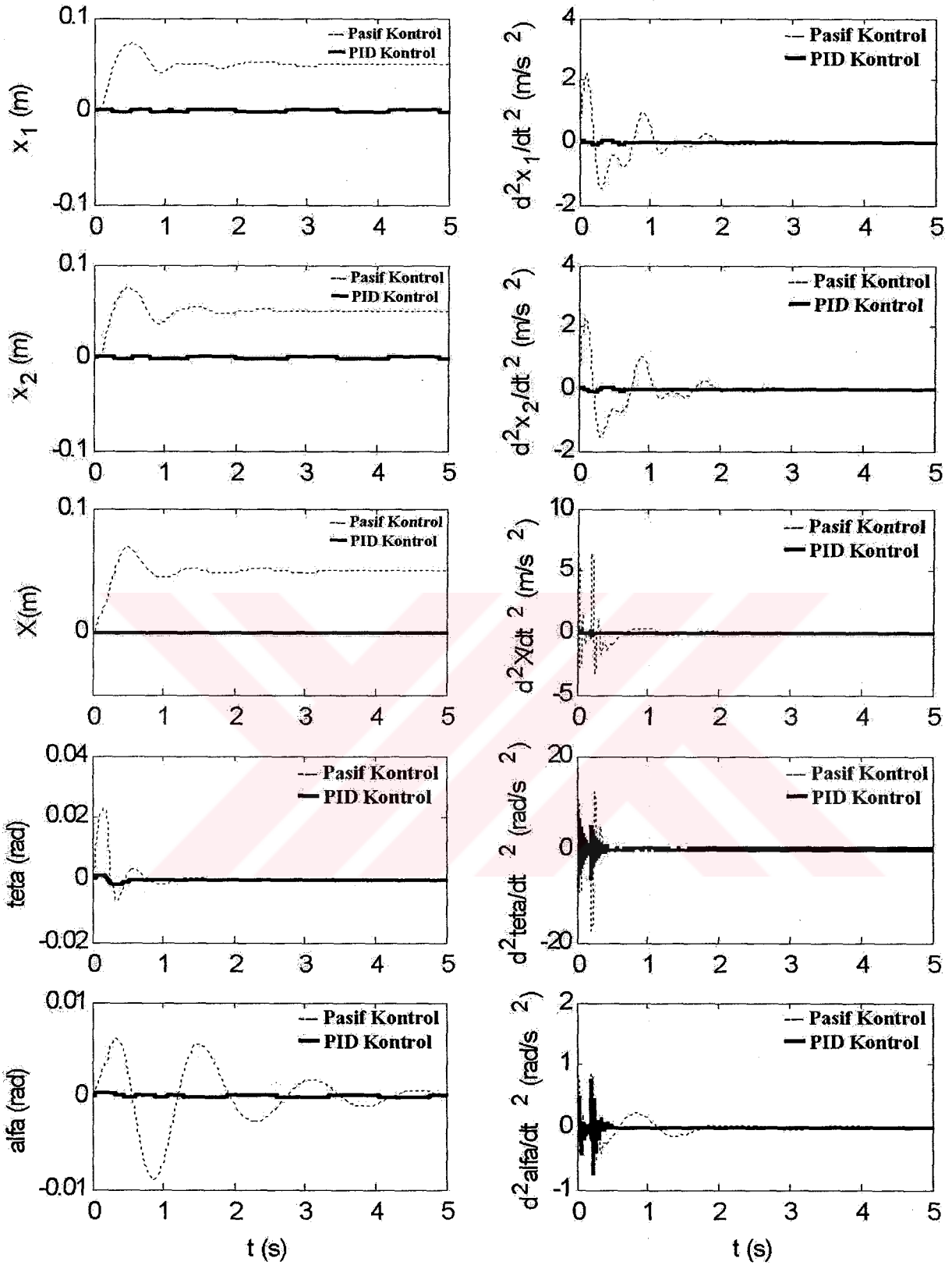


Şekil 5.16 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin yalpalama açısız yer değışiminin ve ivmesinin frekans cevapları

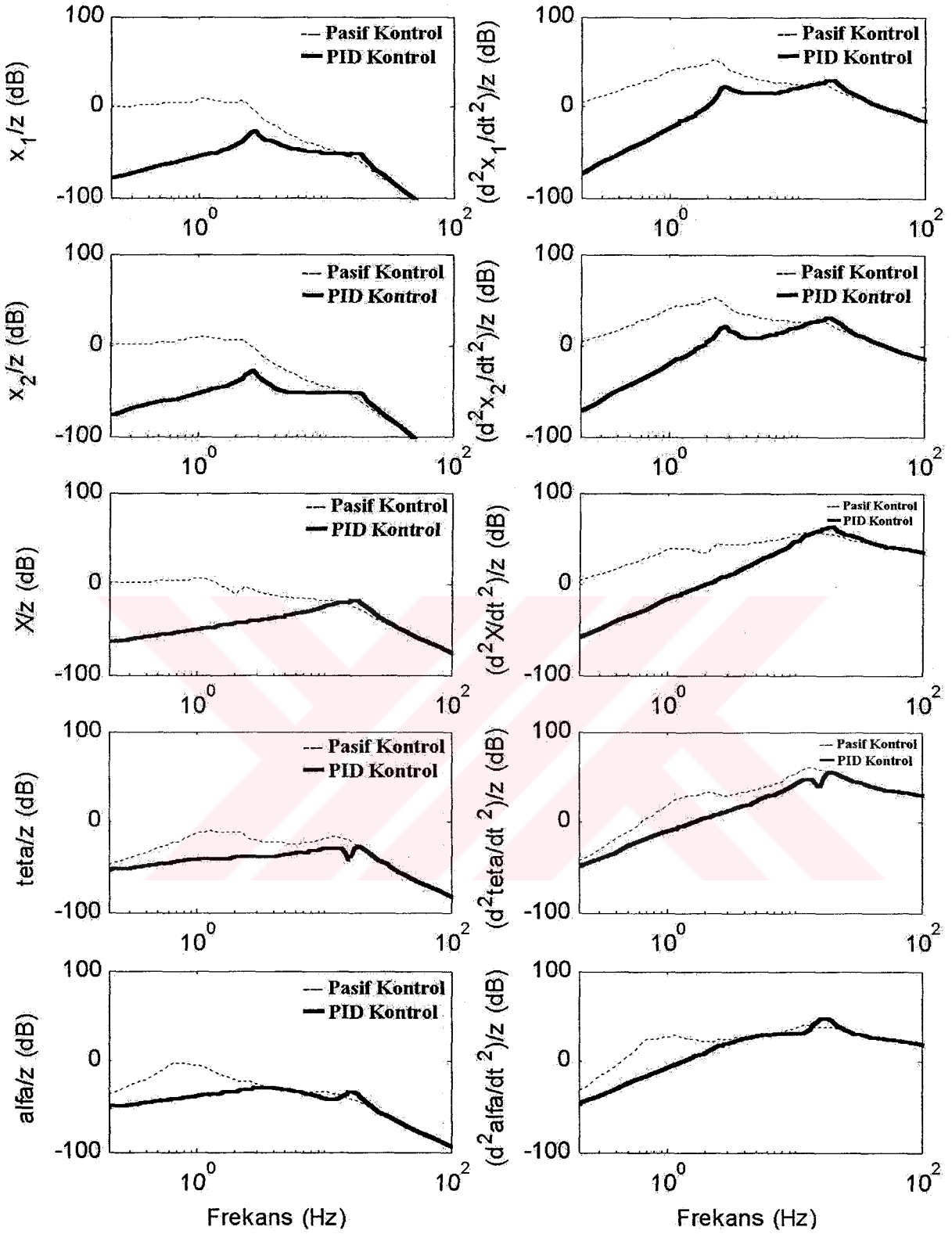
Şekil 5.17’de, dokuz serbestlik dereceli taşıtın kontrol kuvvetleri gösterilmektedir. Şekil 5.18’de ve Şekil 5.19’da , taşıt modelinin PID kontrollü ve pasif kontrollü durumlardaki yer değışimlerinin ve ivmelerinin zamana bağılı değışimi ve frekans cevapları gösterilmektedir. Taşıt modelinin PID kontrollü durumunun, pasif kontrollü durumuna göre yer değışimlerinin ve ivmelerinin genlik değeri oldukça azaldığı görülmektedir. Seyir konforu açısından önemli olan ivmelerin değışimi olduğundan, ivmelerin genlik değeri düşürülmesi istenir. Kafa vurma ve yalpalama ivme genliklerinde oldukça büyük bir iyileşme olmasa da sürücü koltuğunun dinamik davranışında ve dolayısıyla konforunda tatmin edici bir iyileşme elde edilmiştir. Seyir konforu doğrudan sürücü ile ilgili olduğundan yapılan kontrol başarılıdır. Matlab yardımıyla özdeğer problem çözümü ile dokuz adet doğal frekans bulundu. Doğal frekanslar, 0.6559, 1.0787, 2.0616, 2.1034, 2.3784, 12.2601, 12.2698, 16.3864 ve 16.3908 Hz’dir.



Şekil 5.17 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın kontrol kuvvetleri



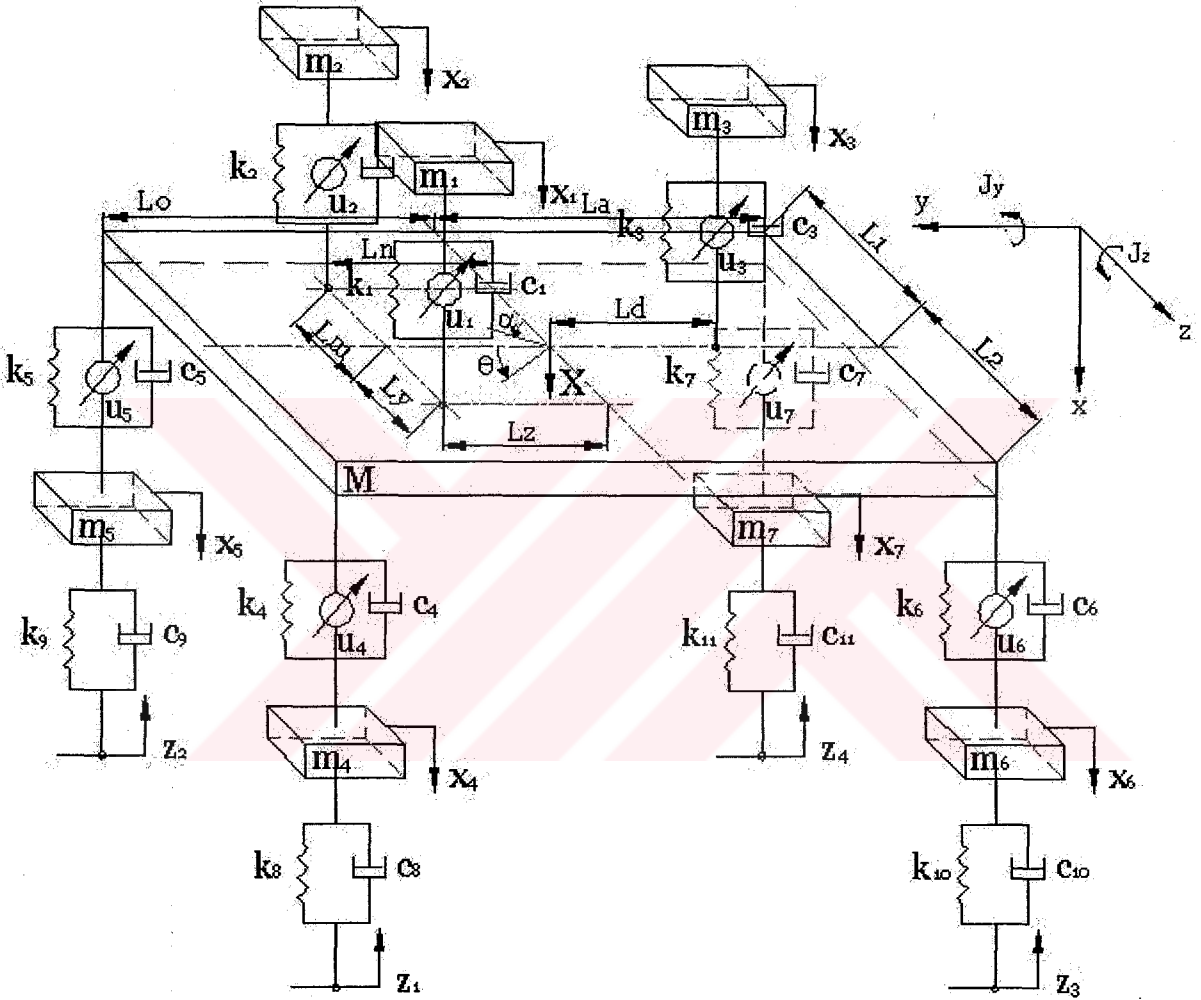
Şekil 5.18 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın yer değişimleri ve ivmeleri



Şekil 5.19 Dokuz serbestlik dereceli taşıtın yer değişimlerinin ve ivmelerinin frekans cevapları

## 6. ON SERBESTLİK DERECELİ TAŞITIN PID KONTROLÜ

Şekil 6.1'de görülen, on serbestlik dereceli tam taşıt modeline PID kontrol yöntemi uygulandı. Taşıt modelinin hareket denklemleri, Lagrange yöntemi ile elde edilerek MATLAB Simulink programıyla simülasyonu yapıldı.



Şekil 6.1 On serbestlik dereceli tam taşıt modeli

Şekil 6.1'deki taşıt modelinde sürücünün ve yolcuların dinamik davranışları, sürücü ve yolcu koltukları ve sürücü ve yolcu kütleleri modele dahil edilerek incelendi. Bu taşıt modelinde sürücü ve yolcu koltuklarının altına, ön ve arka süspansiyonlara kontrolcüler konularak taşıtın ve sürücünün ile yolcuların dinamik davranışları incelendi. Taşıtta kontrol edilmek istenen büyüklükler, altı adettir. Bunlar, sürücü ve iki adet yolcu koltukları, taşıt gövdesinin sıçrama, kafa vurma ve yalpalama hareketleridir.

Taşıtın dinamik davranışını incelemek üzere, enerji denklemleri oluşturularak Lagrange yöntemi yardımıyla taşıtın hareket denklemleri elde edilmektedir. Sistemin bağımsız koordinatları  $x_1$  sürücü koltuğu düşey yer değişimi,  $x_2$  ön yolcu koltuğu yer değişimi,  $x_3$  arka yolcu koltuğu yer değişimi,  $X$  taşıtın gövdesinin düşey yer değişimi,  $\theta$  taşıtın kafa vurma açısıl yer değişimi,  $\alpha$  taşıtın yalpalama açısıl yer değişimi,  $x_4, x_5, x_6$  ve  $x_7$  ise tekerleklerin düşey yer değişimleri olmak üzere on tanedir. Enerji denklemleri aşağıda ifade edilmiştir:

$$E_k = \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_2^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{x}_3^2 + \frac{1}{2} M \dot{X}^2 + \frac{1}{2} J_z \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} J_y \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} m_4 \dot{x}_4^2 + \frac{1}{2} m_5 \dot{x}_5^2 + \frac{1}{2} m_6 \dot{x}_6^2 + \frac{1}{2} m_7 \dot{x}_7^2 \quad (6.1)$$

$$E_p = \frac{1}{2} k_1 [x_1 - (X + L_z \sin \theta - L_y \sin \alpha)]^2 + \frac{1}{2} k_2 [x_2 - (X + L_n \sin \theta - L_m \sin \alpha)]^2 + \frac{1}{2} k_3 [x_3 - (X + L_n \sin \theta)]^2 + \frac{1}{2} k_4 [(X + L_o \sin \theta - L_1 \sin \alpha) - x_4]^2 + \frac{1}{2} k_5 [(X + L_o \sin \theta + L_2 \sin \alpha) - x_5]^2 + \frac{1}{2} k_6 [(X - L_a \sin \theta - L_1 \sin \alpha) - x_6]^2 + \frac{1}{2} k_7 [(X - L_a \sin \theta + L_2 \sin \alpha) - x_7]^2 + \frac{1}{2} k_8 (x_4 - z_1)^2 + \frac{1}{2} k_9 (x_5 - z_2)^2 + \frac{1}{2} k_{10} (x_6 - z_3)^2 + \frac{1}{2} k_{11} (x_7 - z_4)^2 \quad (6.2)$$

$$E_c = \frac{1}{2} c_1 \left[ \dot{x}_1 - (\dot{X} + L_z \cos \theta \dot{\theta} - L_y \cos \alpha \dot{\alpha}) \right]^2 + \frac{1}{2} c_2 \left[ \dot{x}_2 - (\dot{X} + L_n \cos \theta \dot{\theta} - L_m \cos \alpha \dot{\alpha}) \right]^2 + \frac{1}{2} c_4 \left[ (\dot{X} + L_o \cos \theta \dot{\theta} - L_1 \cos \alpha \dot{\alpha}) - \dot{x}_4 \right]^2 + \frac{1}{2} c_5 \left[ (\dot{X} + L_o \cos \theta \dot{\theta} + L_2 \cos \alpha \dot{\alpha}) - \dot{x}_5 \right]^2 + \frac{1}{2} c_6 \left[ (\dot{X} - L_a \cos \theta \dot{\theta} - L_1 \cos \alpha \dot{\alpha}) - \dot{x}_6 \right]^2 + \frac{1}{2} c_7 \left[ (\dot{X} - L_a \cos \theta \dot{\theta} + L_2 \cos \alpha \dot{\alpha}) - \dot{x}_7 \right]^2 + \frac{1}{2} c_8 (\dot{x}_4 - \dot{z}_1)^2 + \frac{1}{2} c_9 (\dot{x}_5 - \dot{z}_2)^2 + \frac{1}{2} c_{10} (\dot{x}_6 - \dot{z}_3)^2 + \frac{1}{2} c_{11} (\dot{x}_7 - \dot{z}_4)^2 \quad (6.3)$$

Enerji denklemlerinin çözümünden hareketin diferansiyel denklemleri aşağıdaki gibi elde edilir:

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 - c_1 \dot{X} - c_1 L_z \cos \theta \dot{\theta} + c_1 L_y \cos \alpha \dot{\alpha} + k_1 x_1 - k_1 X - k_1 L_z \sin \theta + k_1 L_y \sin \alpha = u_1 \quad (6.4)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 - c_2 \dot{X} - c_2 L_n \cos \theta \dot{\theta} + c_2 L_m \cos \alpha \dot{\alpha} + k_2 x_2 - k_2 X - k_2 L_n \sin \theta + k_2 L_m \sin \alpha = u_2 \quad (6.5)$$

$$m_3 \ddot{x}_3 + c_3 \dot{x}_3 - c_3 \dot{X} - c_3 L_d \cos \theta \dot{\theta} + k_3 x_3 - k_3 X - k_3 L_d \sin \theta = u_3 \quad (6.6)$$

$$\begin{aligned} M \ddot{X} - c_1 \dot{x}_1 - c_2 \dot{x}_2 - c_3 \dot{x}_3 + (c_1 + c_2 + c_3 + c_4 + c_5 + c_6 + c_7) \dot{X} + (c_1 L_z + c_2 L_n - c_3 L_d + c_4 L_o + \\ c_5 L_o - c_6 L_a - c_7 L_a) \cos \theta \dot{\theta} + (-c_1 L_y + c_2 L_m - c_4 L_1 + c_5 L_2 - c_6 L_1 + c_7 L_2) \cos \alpha \dot{\alpha} - c_4 \dot{x}_4 - \\ c_5 \dot{x}_5 - c_6 \dot{x}_6 - c_7 \dot{x}_7 - k_1 x_1 - k_2 x_2 - k_3 x_3 + (k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5 + k_6 + k_7) X + (k_1 L_z + \\ k_2 L_n - k_3 L_d + k_4 L_o + k_5 L_o - k_6 L_a - k_7 L_a) \sin \theta + (-k_1 L_y + k_2 L_m - k_4 L_1 + k_5 L_2 - k_6 L_1 + \\ k_7 L_2) \sin \alpha - k_4 x_4 - k_5 x_5 - k_6 x_6 - k_7 x_7 = -u_1 - u_2 - u_3 + u_4 + u_5 + u_6 + u_7 \end{aligned} \quad (6.7)$$

$$\begin{aligned} J_z \ddot{\theta} - c_1 L_z \dot{x}_1 - c_2 L_n \dot{x}_2 + c_3 L_d \dot{x}_3 + (c_1 L_z + c_2 L_n - c_3 L_d + c_4 L_o + c_5 L_o - c_6 L_a - c_7 L_a) \dot{X} + \\ (c_1 L_z^2 + c_2 L_n^2 + c_3 L_d^2 + c_4 L_o^2 + c_5 L_o^2 + c_6 L_a^2 + c_7 L_a^2) \cos \theta \dot{\theta} + (-c_1 L_y L_z + c_2 L_m L_n - \\ c_4 L_1 L_o + c_5 L_2 L_o + c_6 L_1 L_a - c_7 L_2 L_a) \cos \alpha \dot{\alpha} - c_4 L_o \dot{x}_4 - c_5 L_o \dot{x}_5 + c_6 L_a \dot{x}_6 + c_7 L_a \dot{x}_7 - \\ k_1 L_z x_1 - k_2 L_n x_2 + k_3 L_d x_3 + (k_1 L_z + k_2 L_n - k_3 L_d + k_4 L_o + k_5 L_o - k_6 L_a - k_7 L_a) X + \\ (k_1 L_z^2 + k_2 L_n^2 + k_3 L_d^2 + k_4 L_o^2 + k_5 L_o^2 + k_6 L_a^2 + k_7 L_a^2) \sin \theta + (-k_1 L_y L_z + k_2 L_m L_n - \\ k_4 L_1 L_o + k_5 L_2 L_o + k_6 L_1 L_a - k_7 L_2 L_a) \sin \alpha - k_4 L_o x_4 - k_5 L_o x_5 + k_6 L_a x_6 + k_7 L_a x_7 \\ = [-u_1 L_z - u_2 L_n + u_3 L_d + (u_2 + u_3) L_o - (u_4 + u_5) L_a] \sin \theta \end{aligned} \quad (6.8)$$

$$\begin{aligned} J_y \ddot{\alpha} + c_1 L_y \dot{x}_1 - c_2 L_m \dot{x}_2 + (-c_1 L_y + c_2 L_m - c_4 L_1 + c_5 L_2 - c_6 L_1 + c_7 L_2) \dot{X} + (-c_1 L_y L_z + \\ c_2 L_m L_n - c_4 L_1 L_o + c_5 L_2 L_o + c_6 L_1 L_a - c_7 L_2 L_a) \cos \theta \dot{\theta} + (c_1 L_y^2 + c_2 L_m^2 + c_4 L_1^2 + c_5 L_2^2 + \\ c_6 L_1^2 + c_7 L_2^2) \cos \alpha \dot{\alpha} + c_4 L_1 \dot{x}_4 - c_5 L_2 \dot{x}_5 + c_6 L_1 \dot{x}_6 - c_7 L_2 \dot{x}_7 + k_1 L_y x_1 - k_2 L_m x_2 + (-k_1 L_y + \\ k_2 L_m - k_4 L_1 + k_5 L_2 - k_6 L_1 + k_7 L_2) X + (-k_1 L_y L_z + k_2 L_m L_n - k_4 L_1 L_o + k_5 L_2 L_o + k_6 L_1 L_a - \\ k_7 L_2 L_a) \sin \alpha + (k_1 L_y^2 + k_2 L_m^2 + k_4 L_1^2 + k_5 L_2^2 + k_6 L_1^2 + k_7 L_2^2) \sin \theta + k_4 L_1 x_4 - k_5 L_2 x_5 + \\ k_6 L_1 x_6 - k_7 L_2 x_7 = [u_1 L_y - u_2 L_m + (u_5 + u_7) L_1 - (u_4 + u_6) L_2] \sin \alpha \end{aligned} \quad (6.9)$$

$$\begin{aligned}
m_4 \dot{x}_4 - c_4 \dot{X} - c_4 L_o \cos \theta \dot{\theta} + c_4 L_1 \cos \alpha \dot{\alpha} + (c_4 + c_8) \dot{x}_5 - k_4 X - k_4 L_o \sin \theta + k_4 L_1 \sin \alpha + \\
(k_4 + k_8) x_5 = k_8 z_1 + c_8 \dot{z}_1 - u_4
\end{aligned} \quad (6.10)$$

$$\begin{aligned}
m_5 \dot{x}_5 - c_5 \dot{X} - c_5 L_o \cos \theta \dot{\theta} - c_5 L_2 \cos \alpha \dot{\alpha} + (c_5 + c_9) \dot{x}_5 - k_5 X - k_5 L_o \sin \theta - k_5 L_2 \sin \alpha + \\
(k_5 + k_9) x_5 = k_9 z_2 + c_9 \dot{z}_2 - u_5
\end{aligned} \quad (6.11)$$

$$\begin{aligned}
m_6 \dot{x}_6 - c_6 \dot{X} + c_6 L_a \cos \theta \dot{\theta} + c_6 L_1 \cos \alpha \dot{\alpha} + (c_6 + c_{10}) \dot{x}_6 - k_6 X + k_6 L_a \sin \theta + k_6 L_1 \sin \alpha + \\
(k_6 + k_{10}) x_6 = k_{10} z_3 + c_{10} \dot{z}_3 - u_6
\end{aligned} \quad (6.12)$$

$$\begin{aligned}
m_7 \dot{x}_7 - c_7 \dot{X} + c_7 L_a \cos \theta \dot{\theta} - c_7 L_2 \cos \alpha \dot{\alpha} + (c_7 + c_{11}) \dot{x}_8 - k_7 X + k_7 L_a \sin \theta - k_7 L_2 \sin \alpha + \\
(k_7 + k_{11}) x_7 = k_{11} z_4 + c_{11} \dot{z}_4 - u_7
\end{aligned} \quad (6.13)$$

Elde edilen hareket denklemleri (4.13) denkleminde yerleştirilerek çözüldü ve simülasyon gerçekleştirildi. Bu denklemden U kontrol matrisinin parametreleri aşağıda ifade edilmiştir.

$$u_1 = u_D \quad (6.14)$$

$$u_2 = u_P \quad (6.15)$$

$$u_3 = u_K \quad (6.16)$$

$$\begin{aligned}
u_4 = & \frac{L_y(L_a + L_o) + L_1(L_a + L_z)}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_D - \frac{L_m(L_a + L_o) - L_1(L_a + L_n)}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_P + \\
& \frac{L_1(L_a - L_d)}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_K - \frac{L_a L_1}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_X - \frac{L_1}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_\theta + \\
& \frac{1}{L_1 + L_2} u_\alpha
\end{aligned} \quad (6.17)$$

$$u_5 = \frac{-L_y(L_a + L_o) + L_2(L_a + L_z)}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_D + \frac{L_m(L_a + L_o) + L_2(L_a + L_n)}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_P + \frac{L_2(L_a - L_d)}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_K - \frac{L_a L_2}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_X - \frac{L_2}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_\theta - \frac{1}{L_1 + L_2} u_\alpha \quad (6.18)$$

$$u_6 = \frac{L_1(L_o - L_z)}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_D + \frac{L_1(L_o - L_n)}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_D + \frac{L_1(L_o + L_d)}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_D - \frac{L_o L_1}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_X + \frac{L_1}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_\theta \quad (6.19)$$

$$u_7 = \frac{L_2(L_o - L_z)}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_D + \frac{L_2(L_o - L_n)}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_D + \frac{L_2(L_o + L_d)}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_D - \frac{L_o L_2}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_X + \frac{L_2}{(L_a + L_o)(L_1 + L_2)} u_\theta \quad (6.20)$$

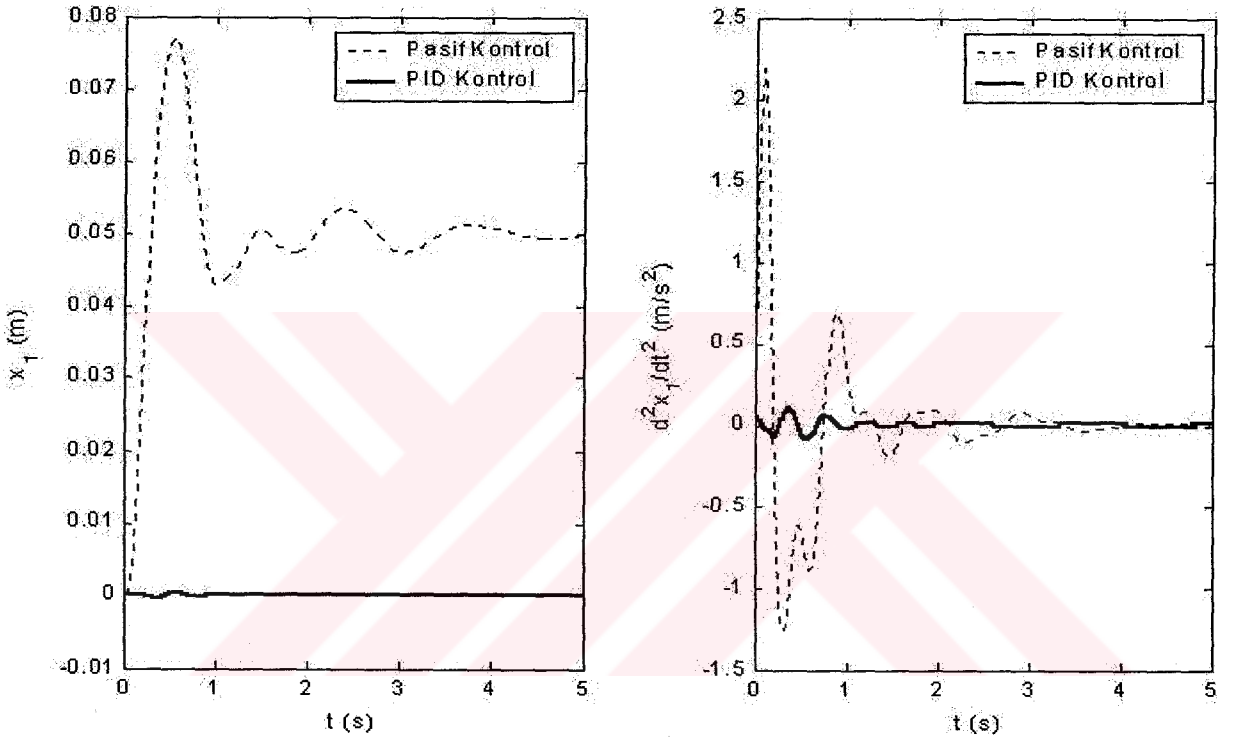
Kontrol edilen taşıt süspansiyon sisteminde kontrol edilecek parametre ( $x_1, x_2, x_3, X, \theta, \alpha$ ) sayısı altı tane dir. Kontrolcülerin ( $u_1, u_2, u_3, u_4, u_5, u_6, u_7$ ) sayısı yedi olduğundan  $u_6$  ve  $u_7$  kontrolcülerini, arka aksın y eksenini üzerinde yerleştirildiği varsayılan ve  $u_{67}$  olarak ifade edilen kontrolcünün süspansiyonlar üzerindeki bileşenleri olarak düşünülmüştür.

$$u_{67} = u_6 + u_7 \quad (6.21)$$

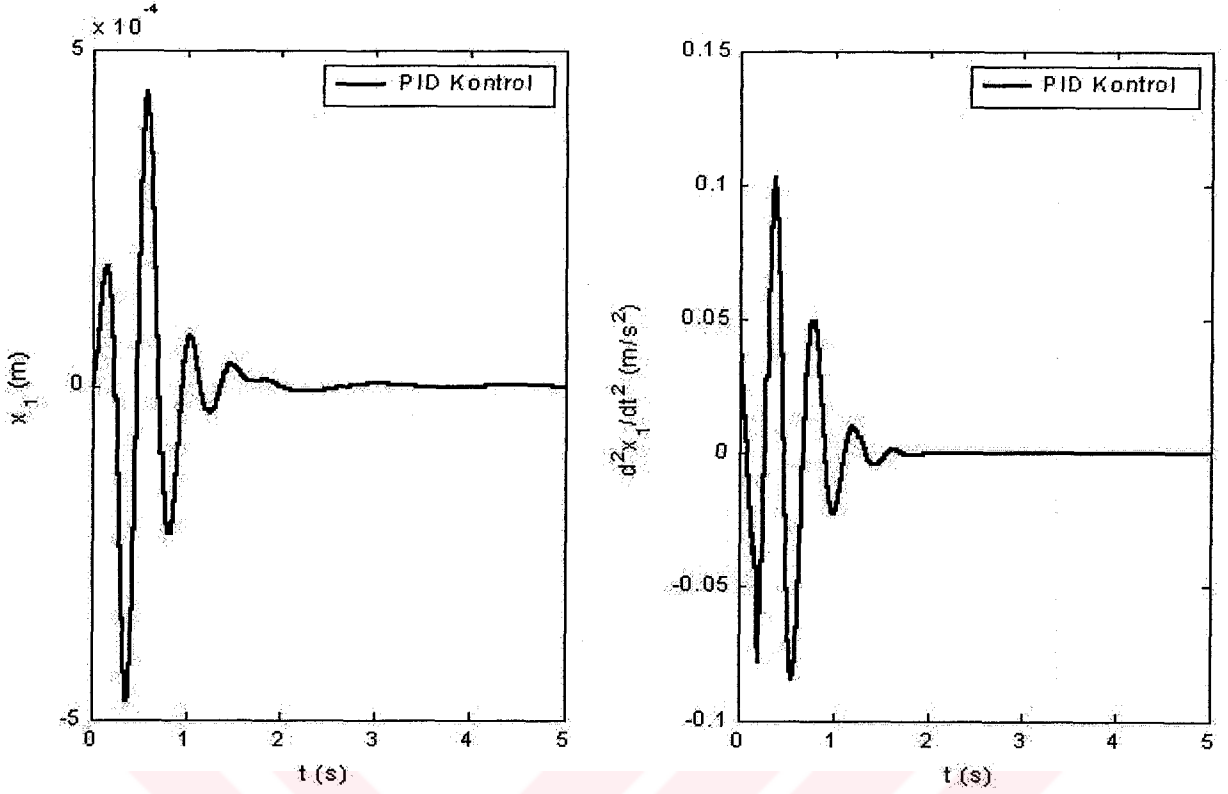
$$u_6.L_2 = u_7.L_1 \quad (6.22)$$

Şekil 6.2'de, taşıt modelinin pasif kontrollü ve PID kontrollü durumlardaki sürücü koltuğunun düşey yer değişiminin ve ivmesinin zamana bağlı değişimi gösterilmektedir. Sürücü koltuğunun PID kontrollü durumunun, pasif kontrollü durumuna göre yer değiştirme ve ivme genlik değerleri yok denecek kadar azaldığı görülmektedir. Şekil 6.3'de, PID kontrollü durumdaki sürücü koltuğunun düşey yer değişiminin ve ivmesinin zamana bağlı

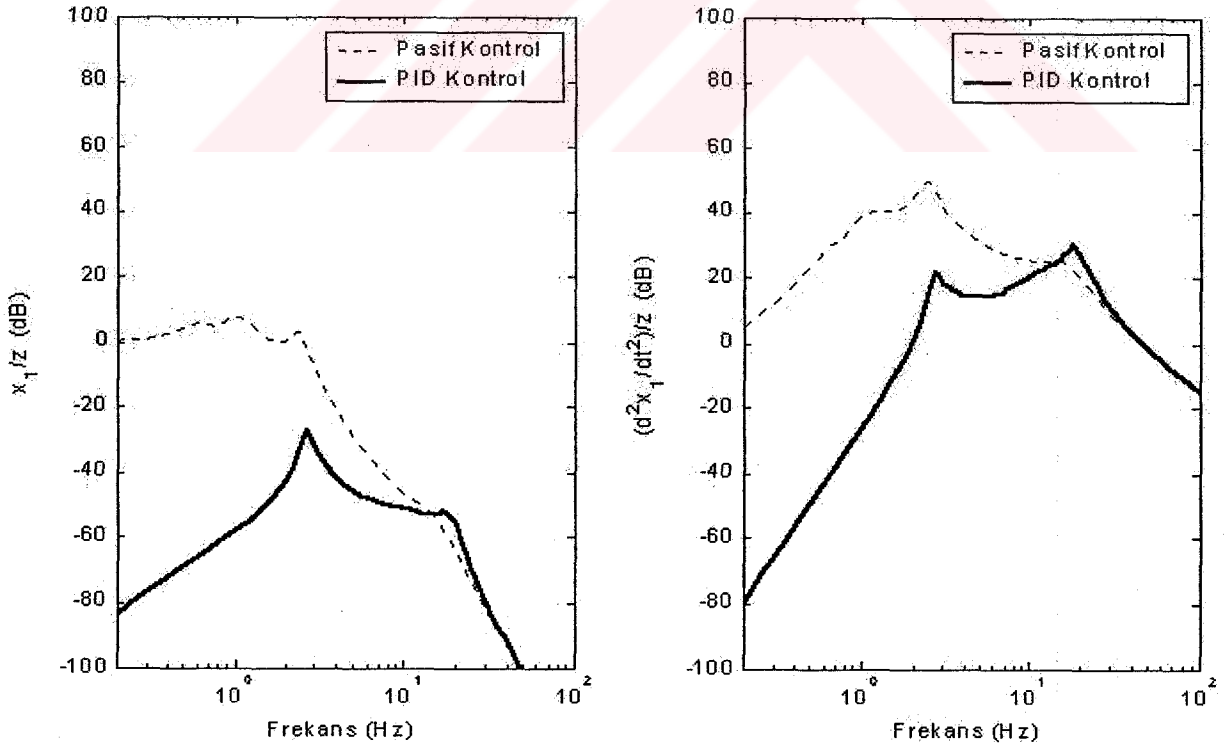
değişimi gösterilmektedir. Sürücü koltuğunun düşey yer değişimi ve ivmesi çok küçük genliklerde olup, hızlı bir şekilde referans değere ulaşmaktadır. Şekil 6.4'de ise pasif kontrollü ve PID kontrollü durumlardaki sürücü koltuğu düşey yer değişiminin ve ivmesinin frekans cevabı gösterilmektedir. Pasif kontrollü durumda frekans cevabında on adet rezonans değeri bulunmaktadır. Ancak bazı rezonans değerleri birbirine çok yakın olduğundan sadece üç tanesi ayırt edilebilmektedir. PID kontrollü durumda ise, pasif kontrollü duruma göre, frekansların bazıları yok edildi ve genlikler de oldukça düştü. Kontrol edilmeyen aks kütlelerinden dolayı da bazı frekanslarda, genlik değerlerinde artış oldu.



Şekil 6.2 On serbestlik dereceli taşıtın sürücü koltuğunun düşey yer değişimi ve ivmesi

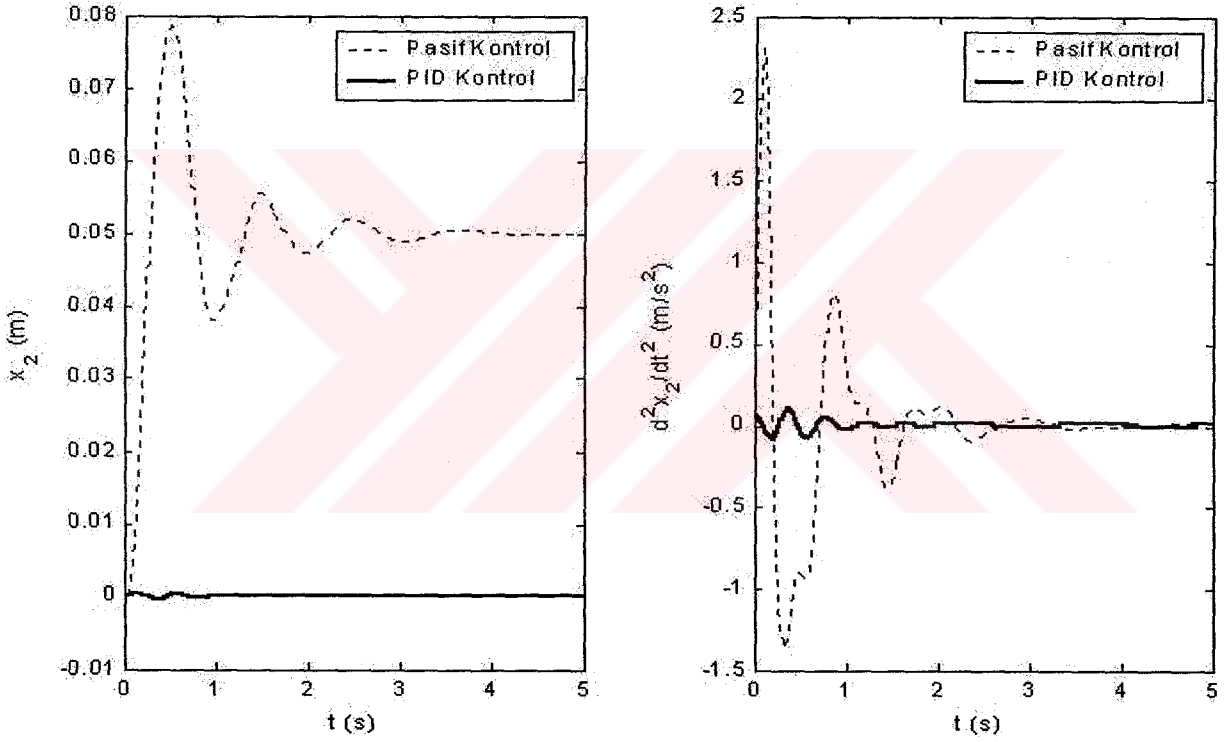


Şekil 6.3 On serbestlik dereceli taşıtın PID kontrollü sürücü koltuğunun düşey yer değişimi ve ivmesi

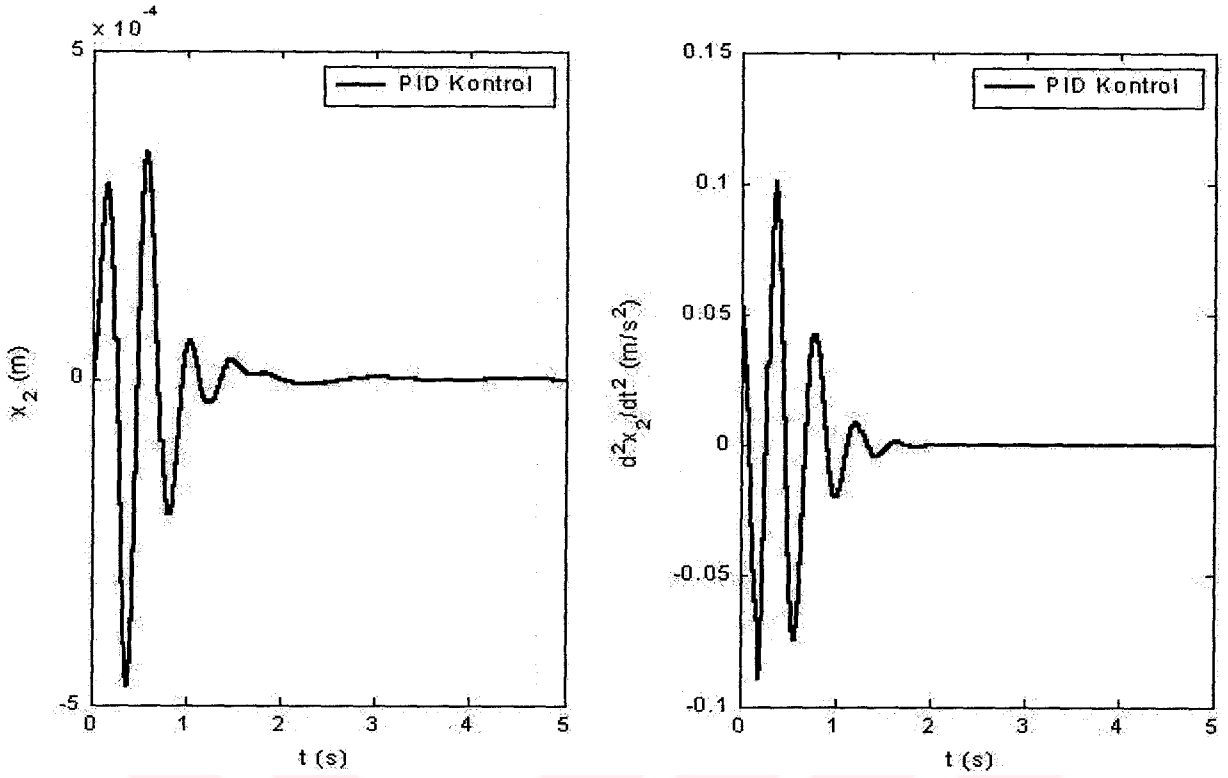


Şekil 6.4 On serbestlik dereceli taşıtın sürücü koltuğunun düşey yer değişiminin ve ivmesinin frekans cevapları

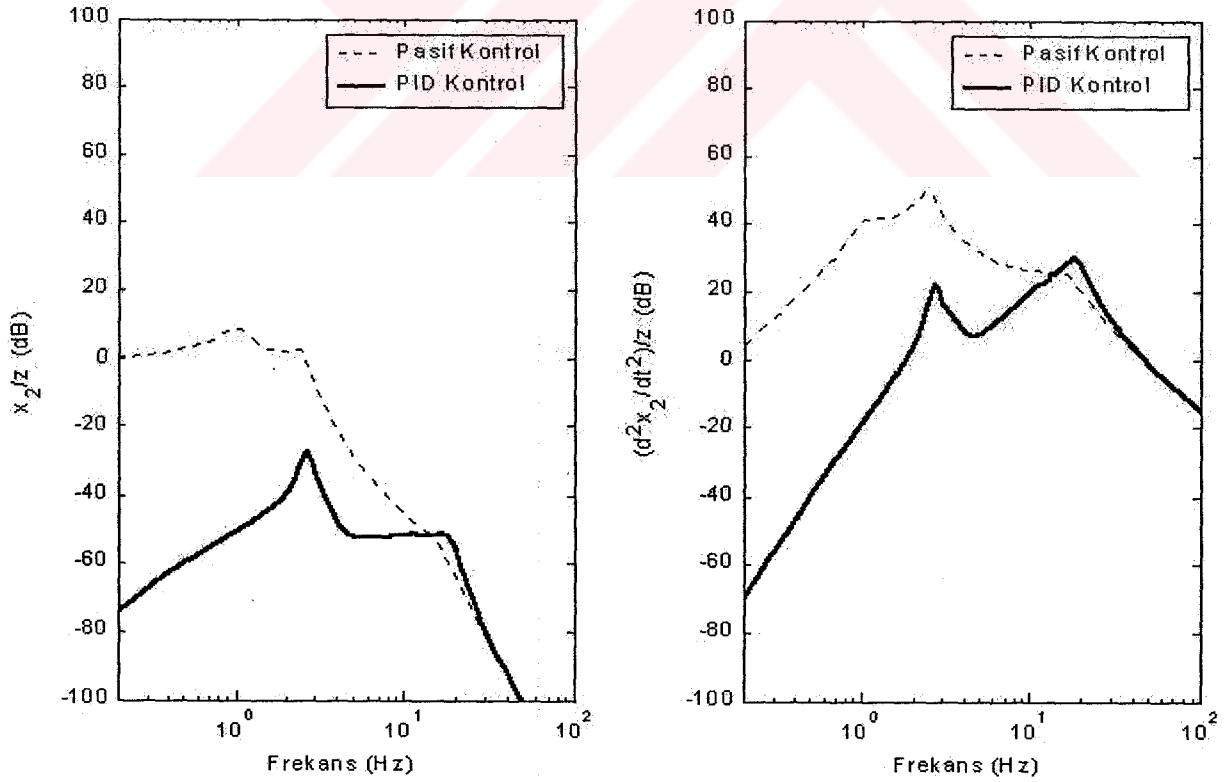
Şekil 6.5’de, taşıt modelinin pasif kontrollü ve PID kontrollü durumlardaki ön yolcu koltuğunun düşey yer değişiminin ve ivmesinin zamana bağlı değişimi gösterilmektedir. Ön yolcu koltuğunun PID kontrollü durumunun, pasif kontrollü durumuna göre yer değiştirme ve ivme genlik değerleri yok denecek kadar azaldığı görülmektedir. Şekil 6.6’da, PID kontrollü durumdaki ön yolcu koltuğunun düşey yer değişiminin ve ivmesinin zamana bağlı değişimi gösterilmektedir. Ön yolcu koltuğunun düşey yer değişimi ve ivmesi çok küçük genliklerde olup, hızlı bir şekilde referans değere ulaşmaktadır. Şekil 6.7’de ise pasif kontrollü ve PID kontrollü durumlardaki ön yolcu koltuğu düşey yer değişiminin ve ivmesinin frekans cevabı gösterilmektedir. PID kontrollü durumda, pasif kontrollü duruma göre, frekansların bazıları yok edildi ve genlikler de oldukça düştü. Kontrol edilmeyen aks kütlelerinden dolayı da bazı frekanslarda, genlik değerlerinde artış oldu.



Şekil 6.5 On serbestlik dereceli taşıtın ön yolcu koltuğunun düşey yer değişimi ve ivmesi

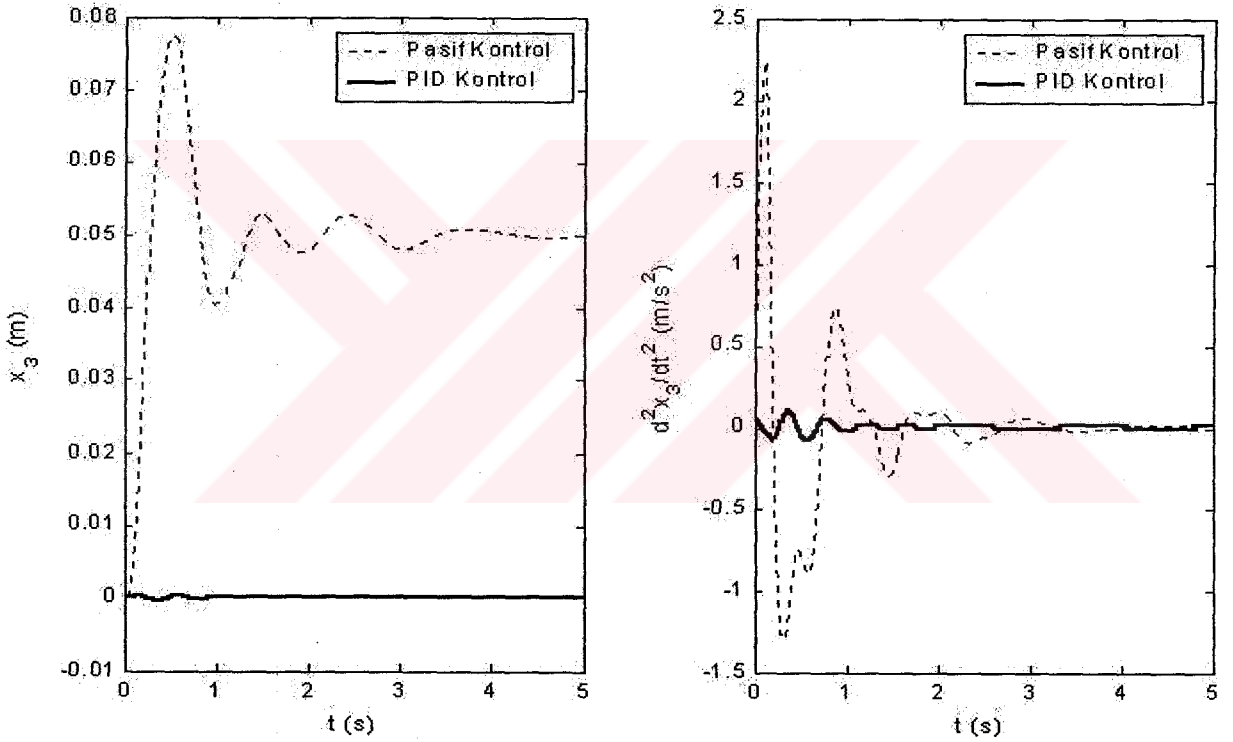


Şekil 6.6 On serbestlik dereceli taşıtın PID kontrollü ön yolcu koltuğunun düşey yer değişimi ve ivmesi

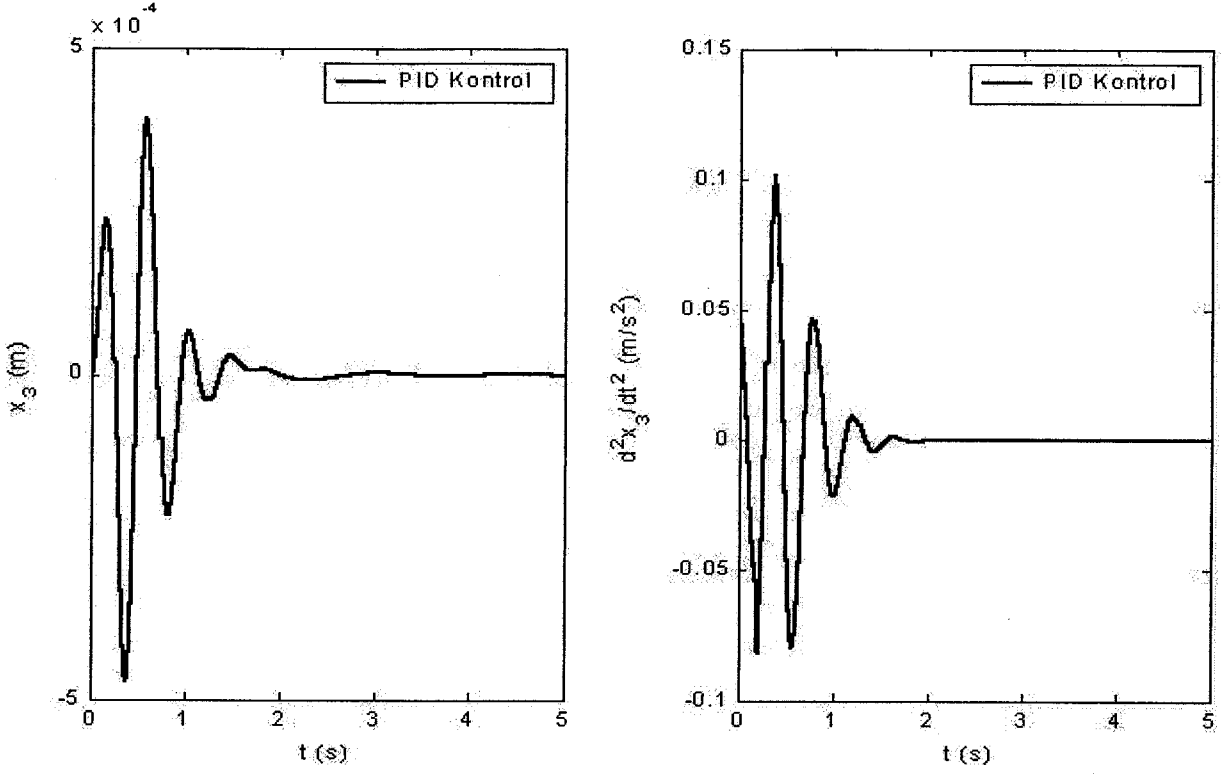


Şekil 6.7 On serbestlik dereceli taşıtın ön yolcu koltuğunun düşey yer değişiminin ve ivmesinin frekans cevapları

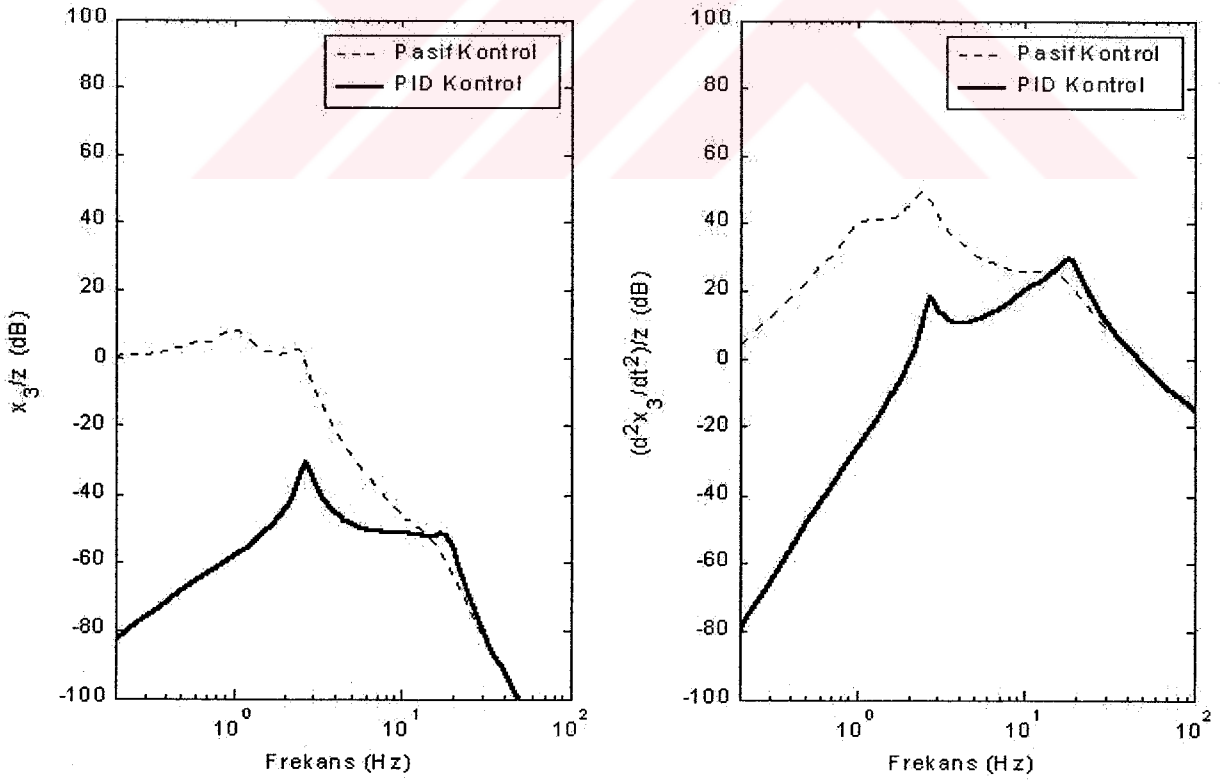
Şekil 6.8'de, taşıt modelinin pasif kontrollü ve PID kontrollü durumlardaki arka yolcu koltuğunun düşey yer değişiminin ve ivmesinin zamana bağlı değişimi gösterilmektedir. Arka yolcu koltuğunun PID kontrollü durumunun, pasif kontrollü durumuna göre yer değiştirme ve ivme genlik değerleri yok denecek kadar azaldığı görülmektedir. Şekil 6.9'da, PID kontrollü durumdaki arka yolcu koltuğunun düşey yer değişiminin ve ivmesinin zamana bağlı değişimi gösterilmektedir. Arka yolcu koltuğunun düşey yer değişimi ve ivmesi çok küçük genliklerde olup, hızlı bir şekilde referans değere ulaşmaktadır. Şekil 6.10'da ise pasif kontrollü ve PID kontrollü durumlardaki arka yolcu koltuğu düşey yer değişiminin ve ivmesinin frekans cevabı gösterilmektedir. PID kontrollü durumda, pasif kontrollü duruma göre, frekansların bazıları yok edildi ve genlikler de oldukça düştü. Kontrol edilmeyen aks kütlelerinden dolayı da bazı frekanslarda, genlik değerlerinde artış oldu.



Şekil 6.8 On serbestlik dereceli taşıtın arka yolcu koltuğunun düşey yer değişimi ve ivmesi

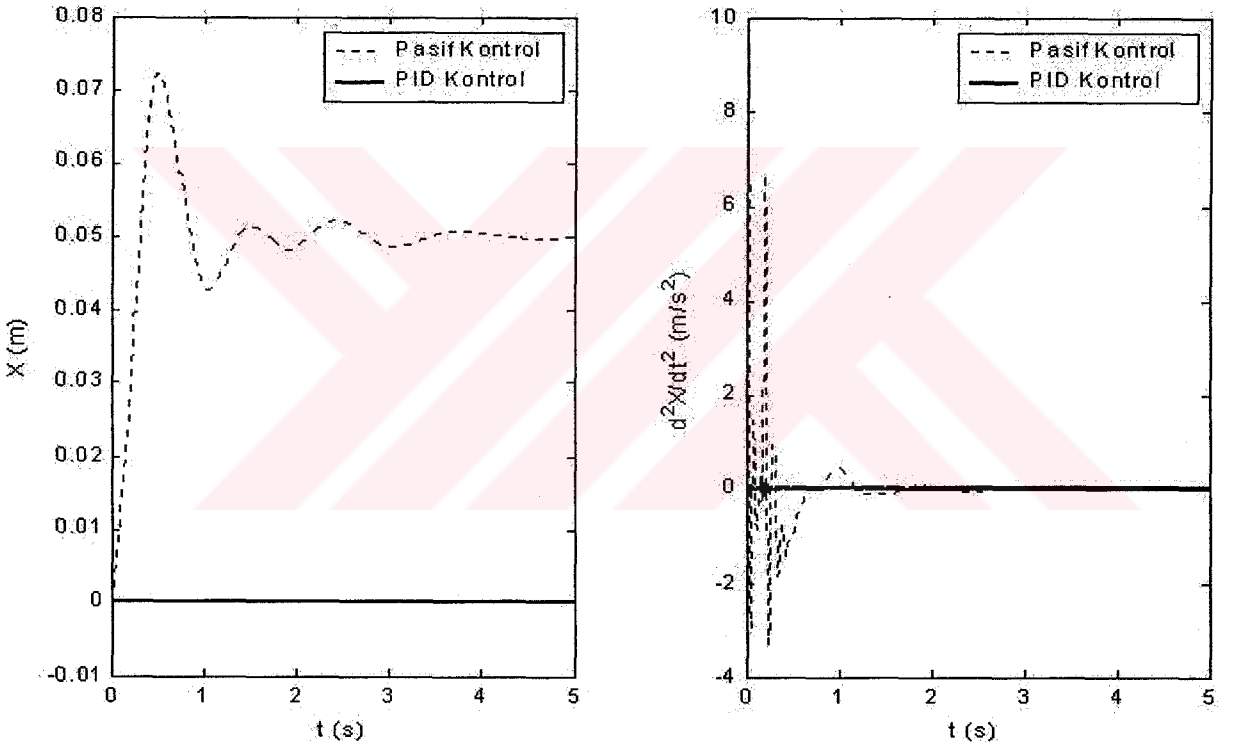


Şekil 6.9 On serbestlik dereceli taşıtın PID kontrollü arka yolcu koltuğunun düşey yer değişimi ve ivmesi

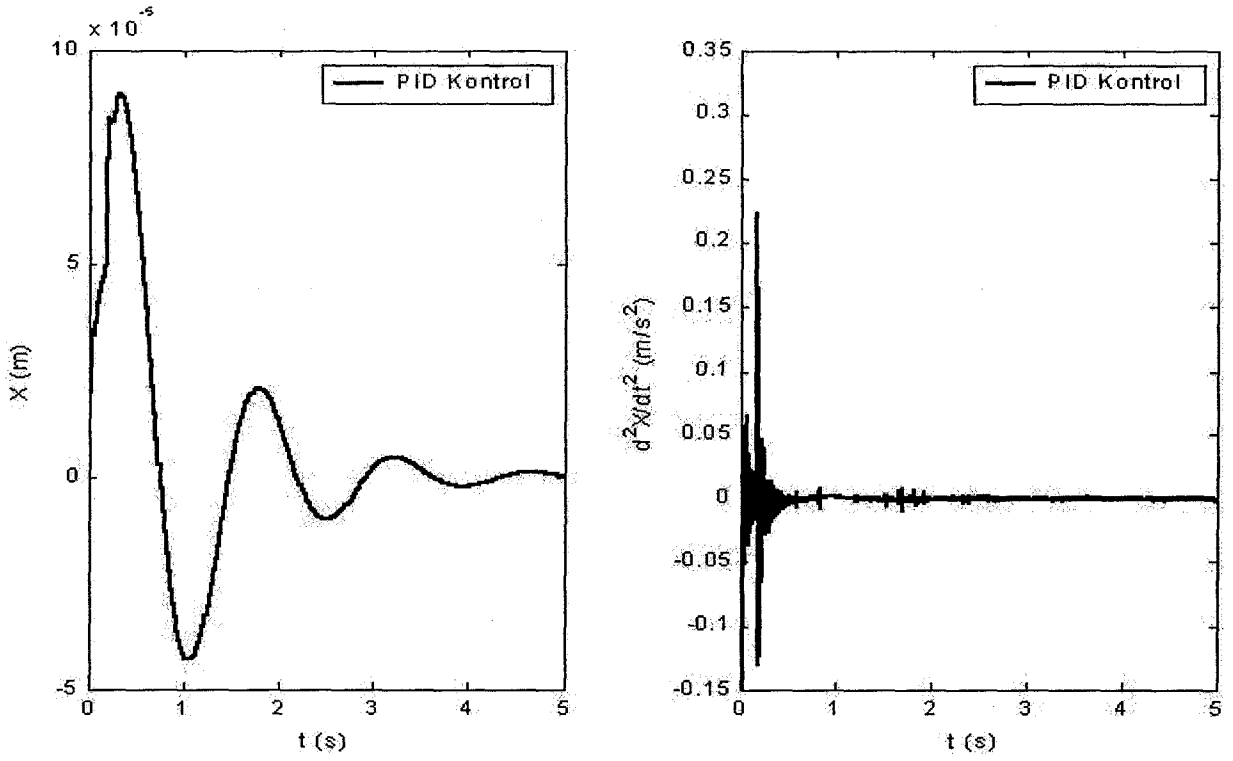


Şekil 6.10 On serbestlik dereceli taşıtın arka yolcu koltuğunun düşey yer değişiminin ve ivmesinin frekans cevapları

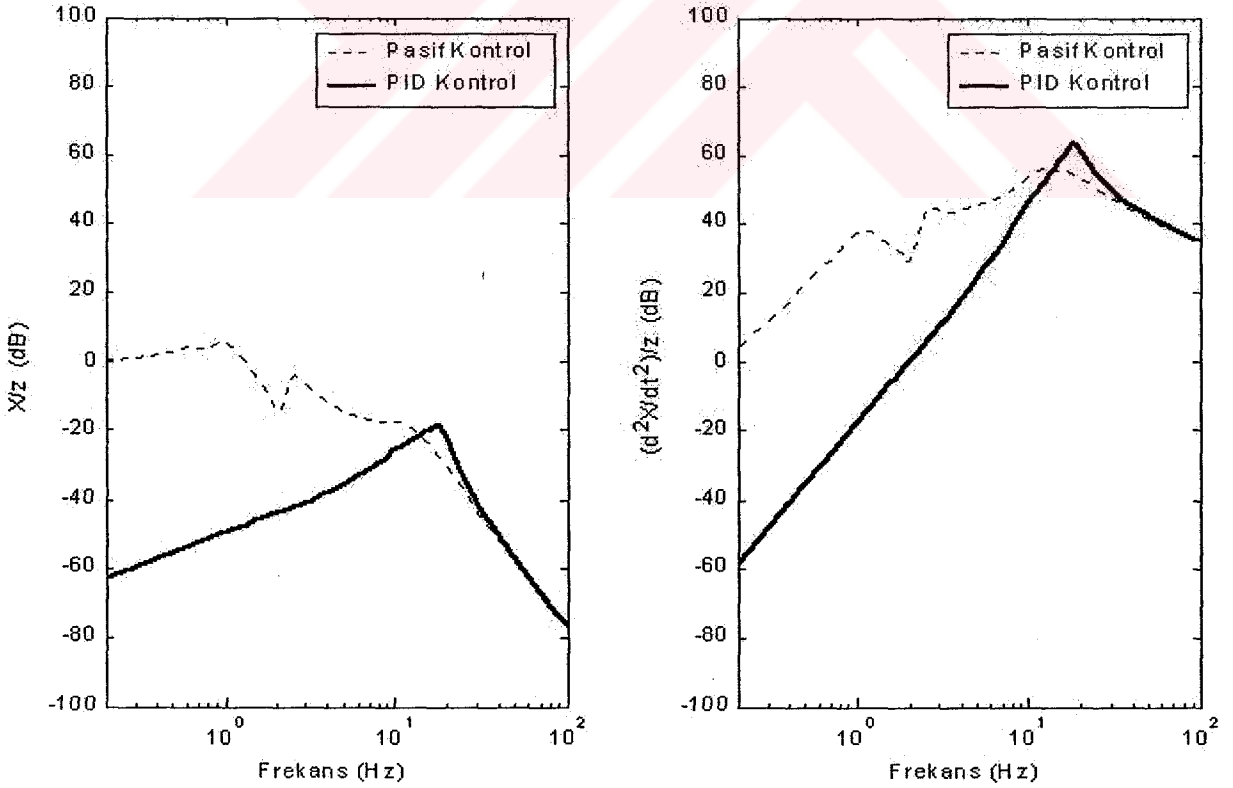
Şekil 6.11’de, taşıt modelinin pasif kontrollü ve PID kontrollü durumlardaki gövdesinin düşey yer değişiminin ve ivmesinin zamana bağlı değişimi gösterilmektedir. Taşıtın gövdesinin PID kontrollü durumunun, pasif kontrollü durumuna göre yer değiştirme ve ivme genlik değerleri yok denecek kadar azaldığı görülmektedir. Şekil 6.12’de, taşıt modelinin PID kontrollü durumdaki gövdesinin düşey yer değişiminin ve ivmesinin zamana bağlı değişimi gösterilmektedir. Taşıt gövdesinin düşey yer değişimi ve ivmesi çok küçük genliklerde olup, hızlı bir şekilde referans değere ulaşmaktadır. Şekil 6.13’de ise taşıt modelinin pasif kontrollü ve PID kontrollü durumlardaki gövdesinin düşey yer değişiminin ve ivmesinin frekans cevabı gösterilmektedir. PID kontrollü durumda, pasif kontrollü duruma göre, frekansların bazıları yok edildi ve genlikler de oldukça düştü. Kontrol edilmeyen aks kütlelerinden dolayı da bazı frekanslarda, genlik değerlerinde artış oldu.



Şekil 6.11 On serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin düşey yer değişimi ve ivmesi

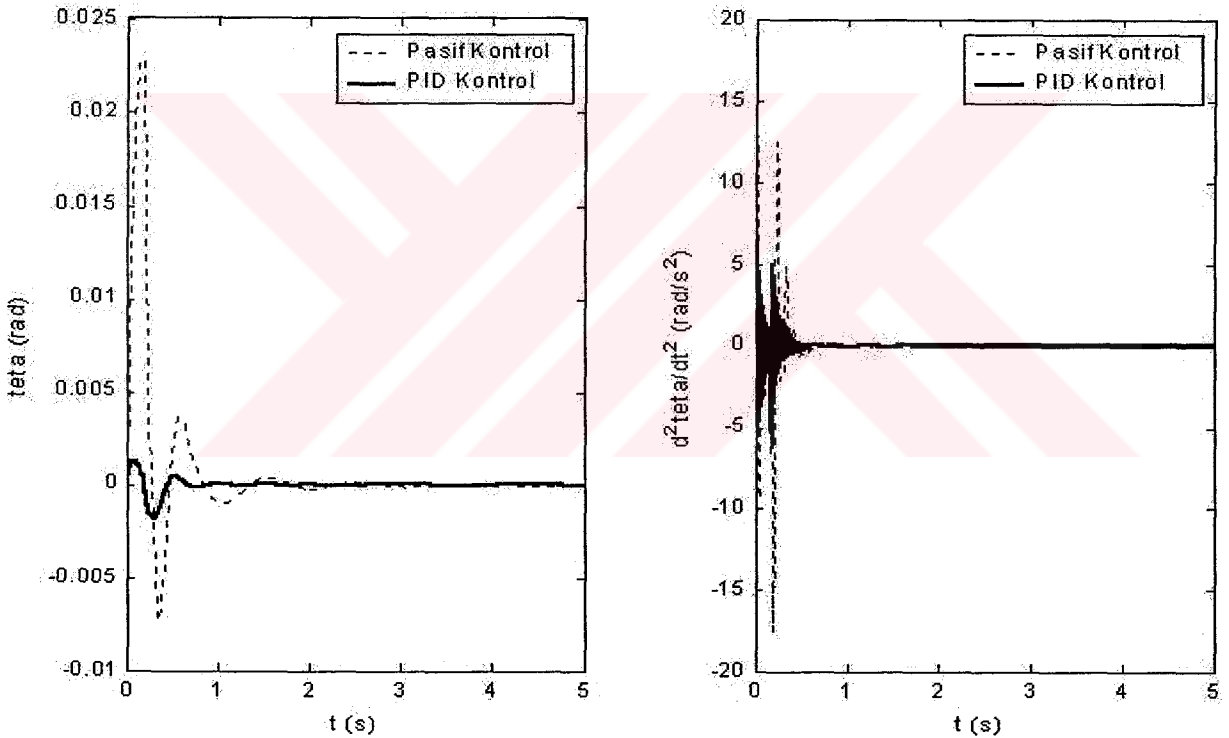


Şekil 6.12 On serbestlik dereceli taşıtın PID kontrollü gövdesinin düşey yer değişimi ve ivmesi

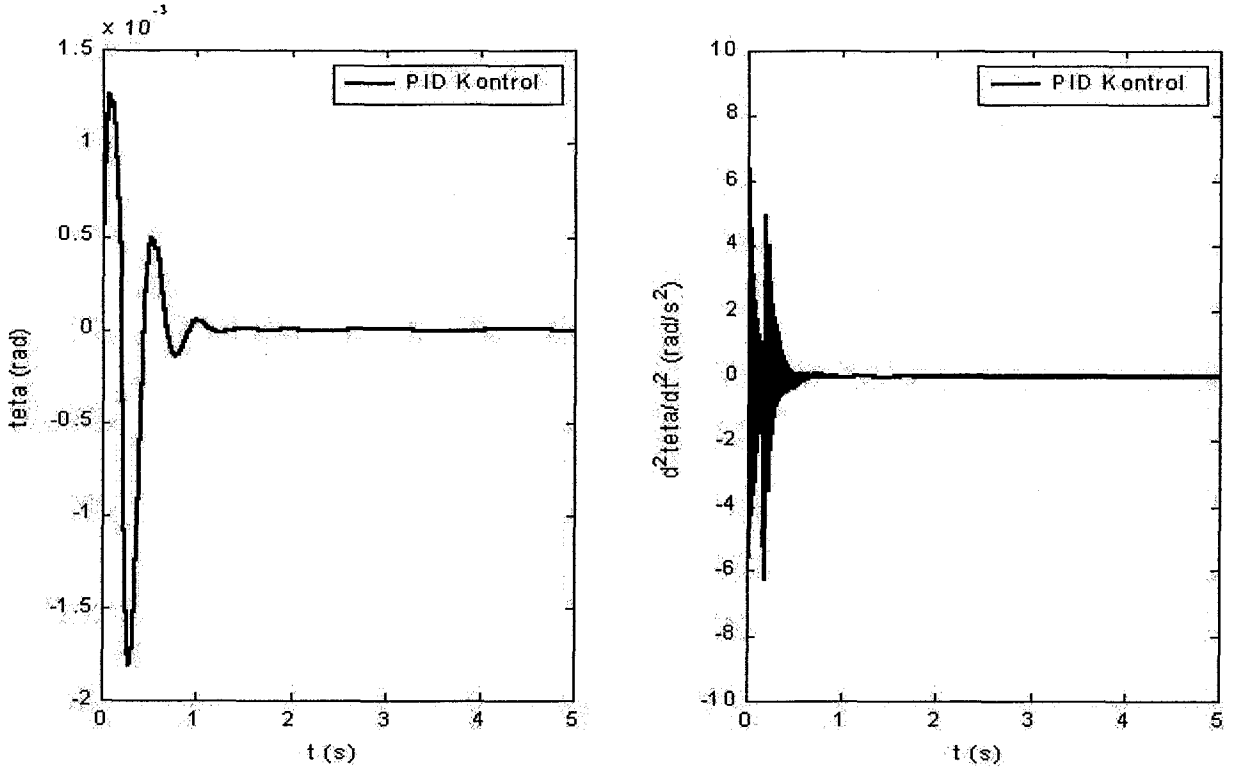


Şekil 6.13 On serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin düşey yer değişiminin ve ivmesinin frekans cevapları

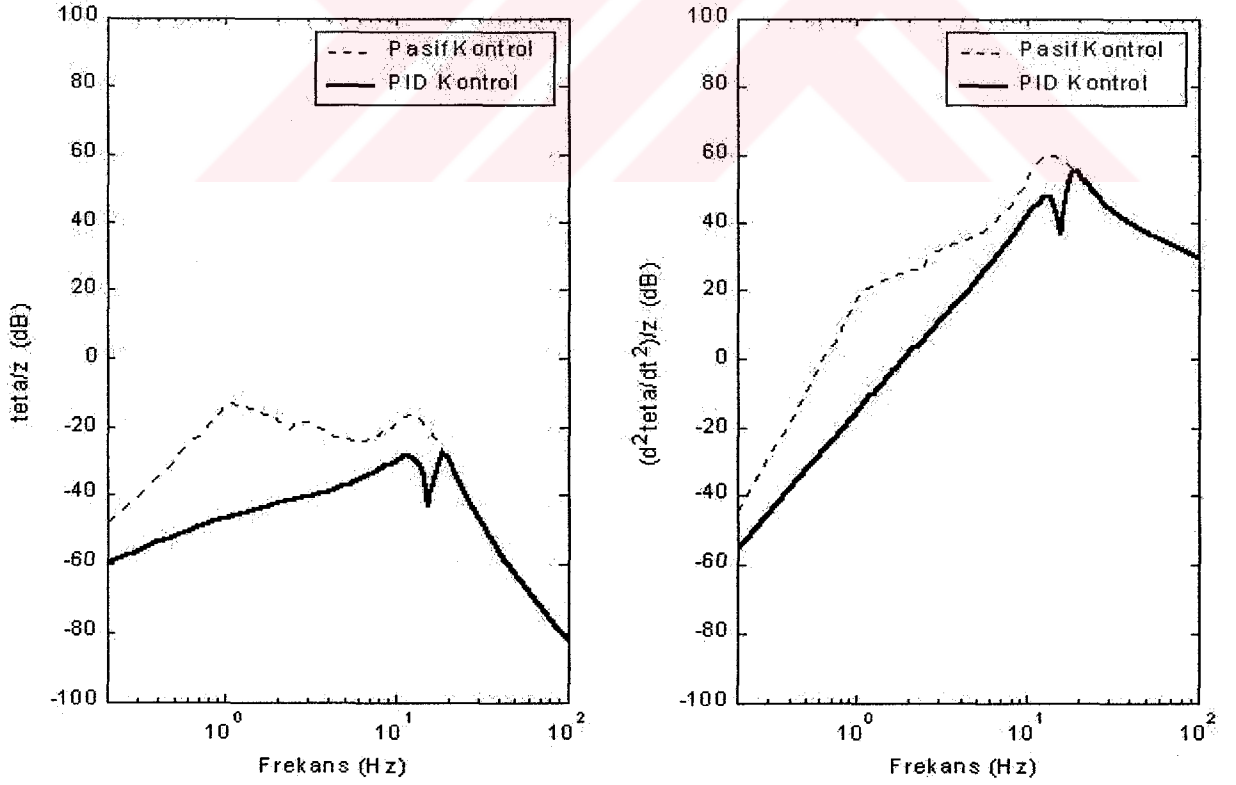
Şekil 6.14’de, taşıt modelinin pasif kontrollü ve PID kontrollü durumlardaki gövdesinin kafa vurma açısai yer değışiminin ve ivmesinin zamana bağlı değışimi gösterilmektedir. Taşıtin gövdesinin kafa vurma PID kontrollü durumunun, pasif kontrollü durumuna göre açısai yer değışirme ve ivme genlik değeriinin oldukça azaldığı görülmektedir. Şekil 6.15’de, taşıt modelinin PID kontrollü durumdaki gövdesinin kafa vurma açısai yer değışiminin ve ivmesinin zamana bağlı değışimi gösterilmektedir. Taşıtin gövdesinin kafa vurma açısai yer değışimi ve ivmesi çok küçük genliklerde olup, hızlı bir şekilde referans değere ulaşmaktadır. Şekil 6.16’da ise taşıt modelinin pasif kontrollü ve PID kontrollü durumlardaki gövdesinin kafa vurma açısai yer değışiminin ve ivmesinin frekans cevabı gösterilmektedir. PID kontrollü durumda, pasif kontrollü duruma göre, frekansların bazıları yok edildi ve genlikler de oldukça düştü. Kontrol edilmeyen aks kütlelerinden dolayı da bazı frekanslarda, genlik değeriinde artış oldu.



Şekil 6.14 On serbestlik dereceli taşıtin gövdesinin kafa vurma açısai yer değışimi ve ivmesi

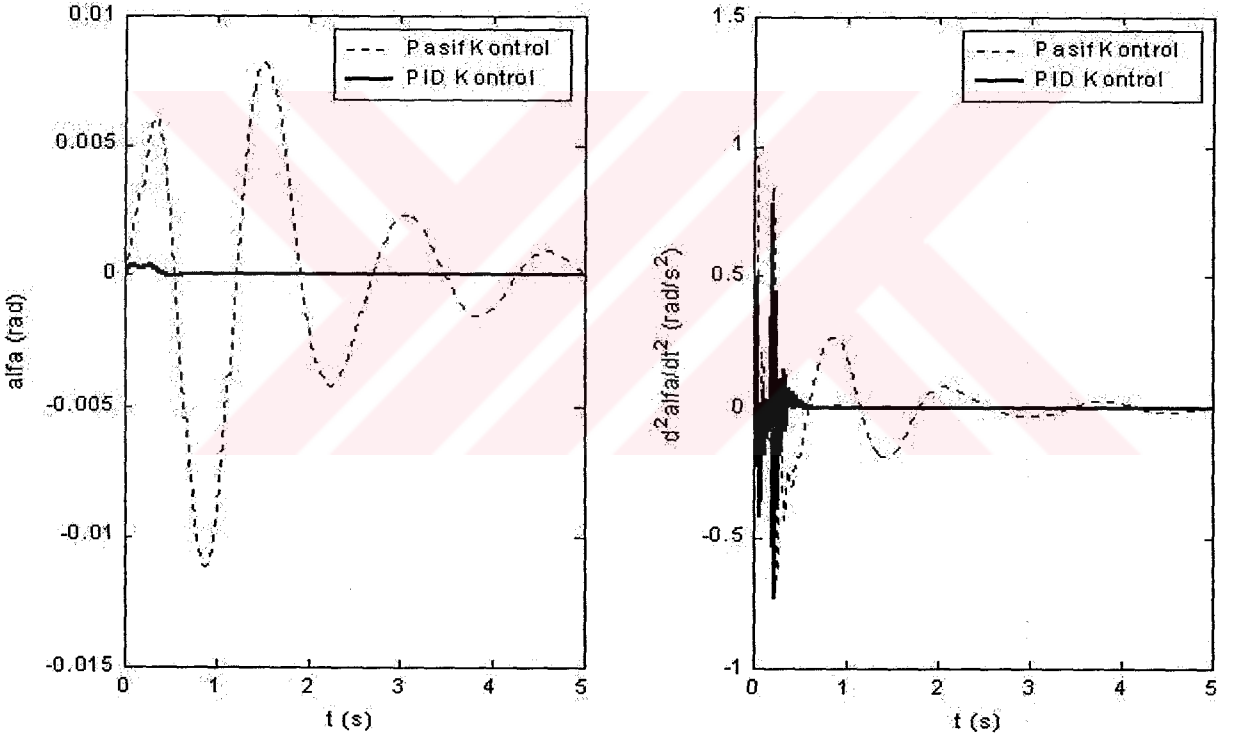


Şekil 6.15 On serbestlik dereceli taşıtın PID kontrollü gövdesinin kafa vurma açısai yer değışimi ve ivmesi

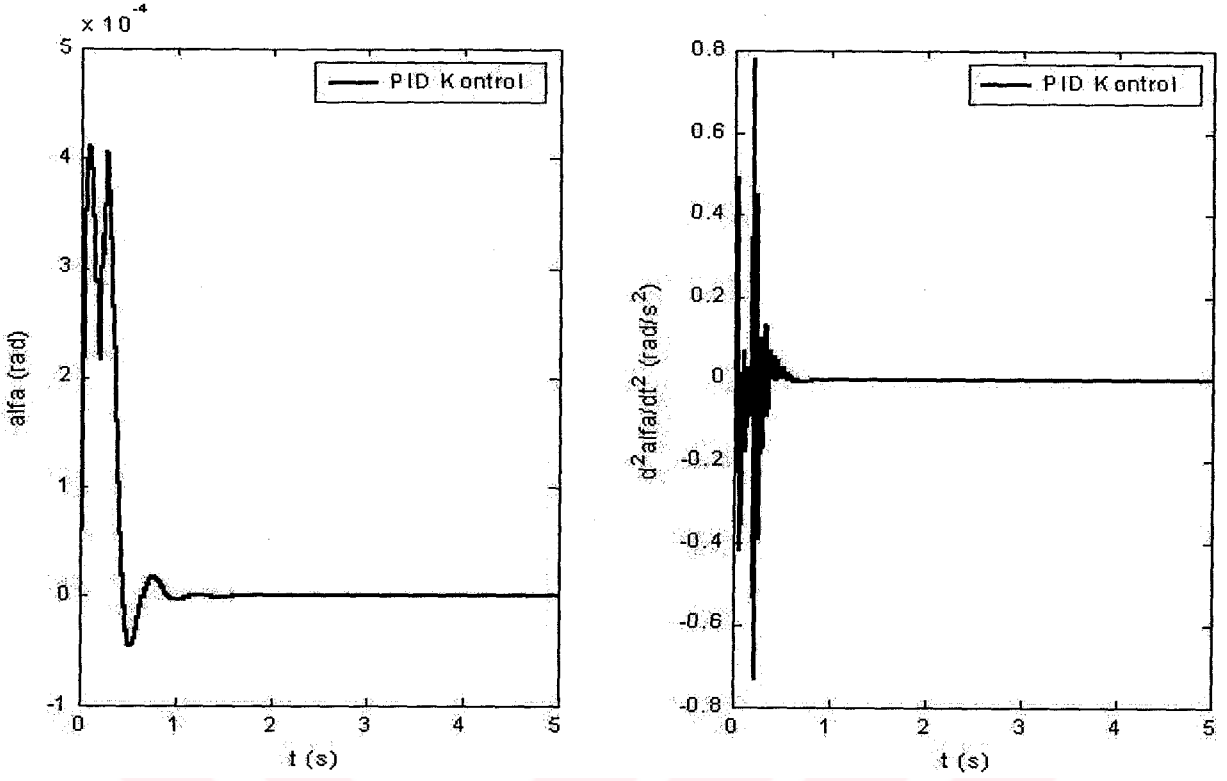


Şekil 6.16 On serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin kafa vurma açısai yer değışiminin ve ivmesinin frekans cevapları

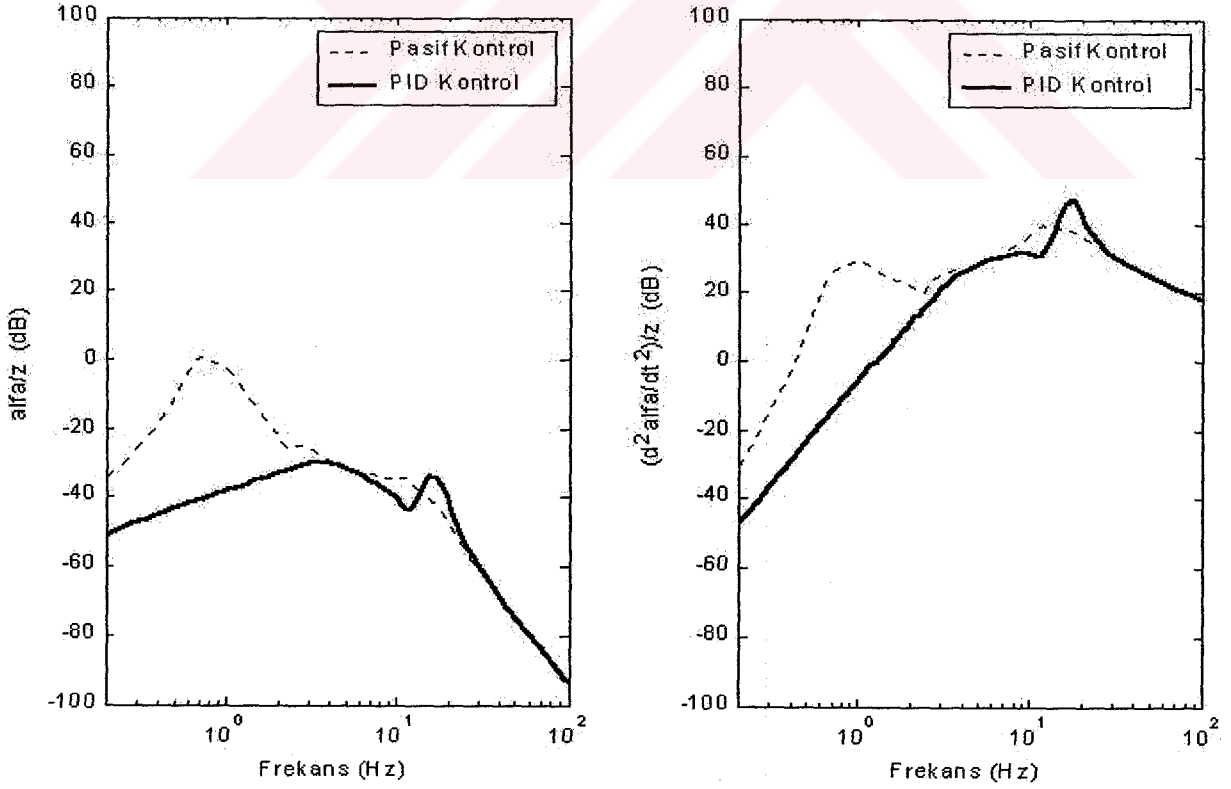
Şekil 6.17’de, taşıt modelinin pasif kontrollü ve PID kontrollü durumlardaki gövdesinin yalpalama açısai yer değışiminin ve ivmesinin zamana bağı değışimi gösterilmektedir. Taşıttın gövdesinin yalpalama PID kontrollü durumunun, pasif kontrollü durumuna göre açısai yer değışirme ve ivme genlik değeriolduğa azaldığı görülmektedir. Şekil 6.18’de, taşıt modelinin PID kontrollü durumdaki gövdesinin yalpalama açısai yer değışiminin ve ivmesinin zamana bağı değışimi gösterilmektedir. Taşıttın gövdesinin yalpalama açısai yer değışimi ve ivmesi çok küçük genliklerde olup, hızlı bir şekilde referans değere ulaşmaktadır. Şekil 6.19’da ise taşıt modelinin pasif kontrollü ve PID kontrollü durumlardaki gövdesinin yalpalama açısai yer değışiminin ve ivmesinin frekans cevabı gösterilmektedir. PID kontrollü durumda, pasif kontrollü duruma göre, frekansların bazıları yok edildi ve genlikler de olduğa düştü. Kontrol edilmeyen aks kütlelerinden dolayı da bazı frekanslarda, genlik değeriinde artış oldu.



Şekil 6.17 On serbestlik dereceli taşıttın gövdesinin yalpalama açısai yer değışimi ve ivmesi

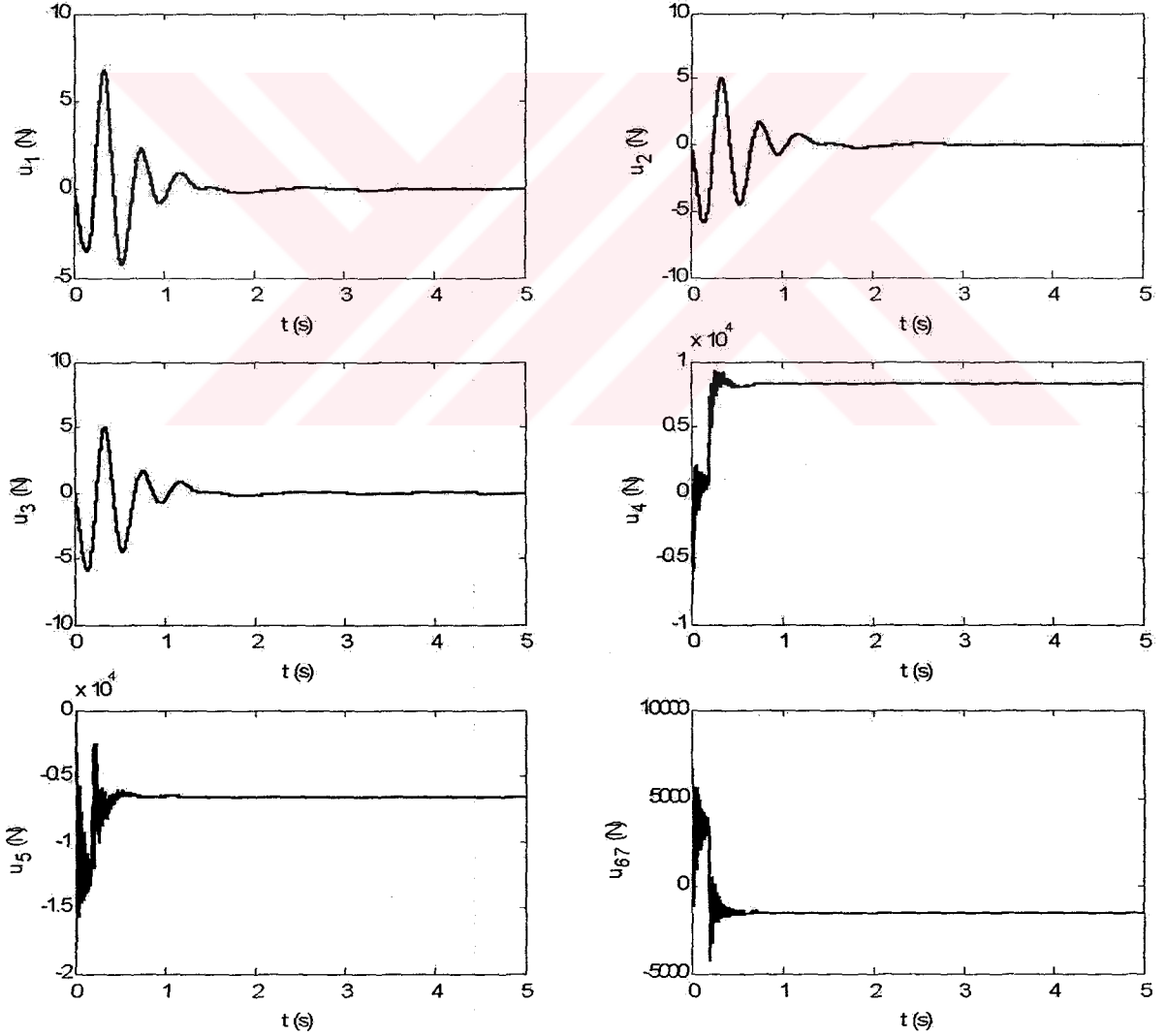


Şekil 6.18 On serbestlik dereceli taşıtın PID kontrollü gövdesinin yalpalama açısai yer değışimi ve ivmesi

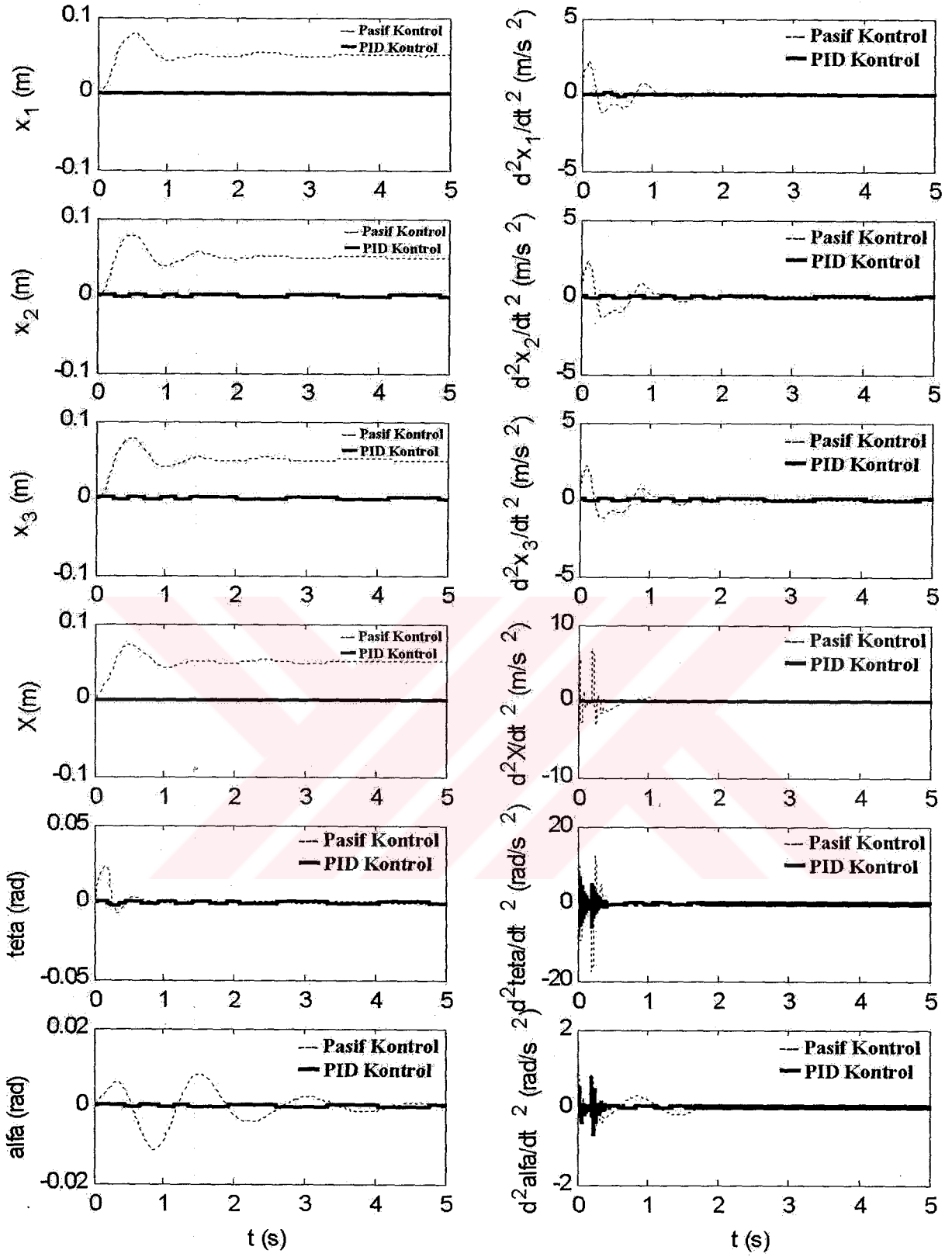


Şekil 6.19 On serbestlik dereceli taşıtın gövdesinin yalpalama açısai yer değışiminin ve ivmesinin frekans cevapları

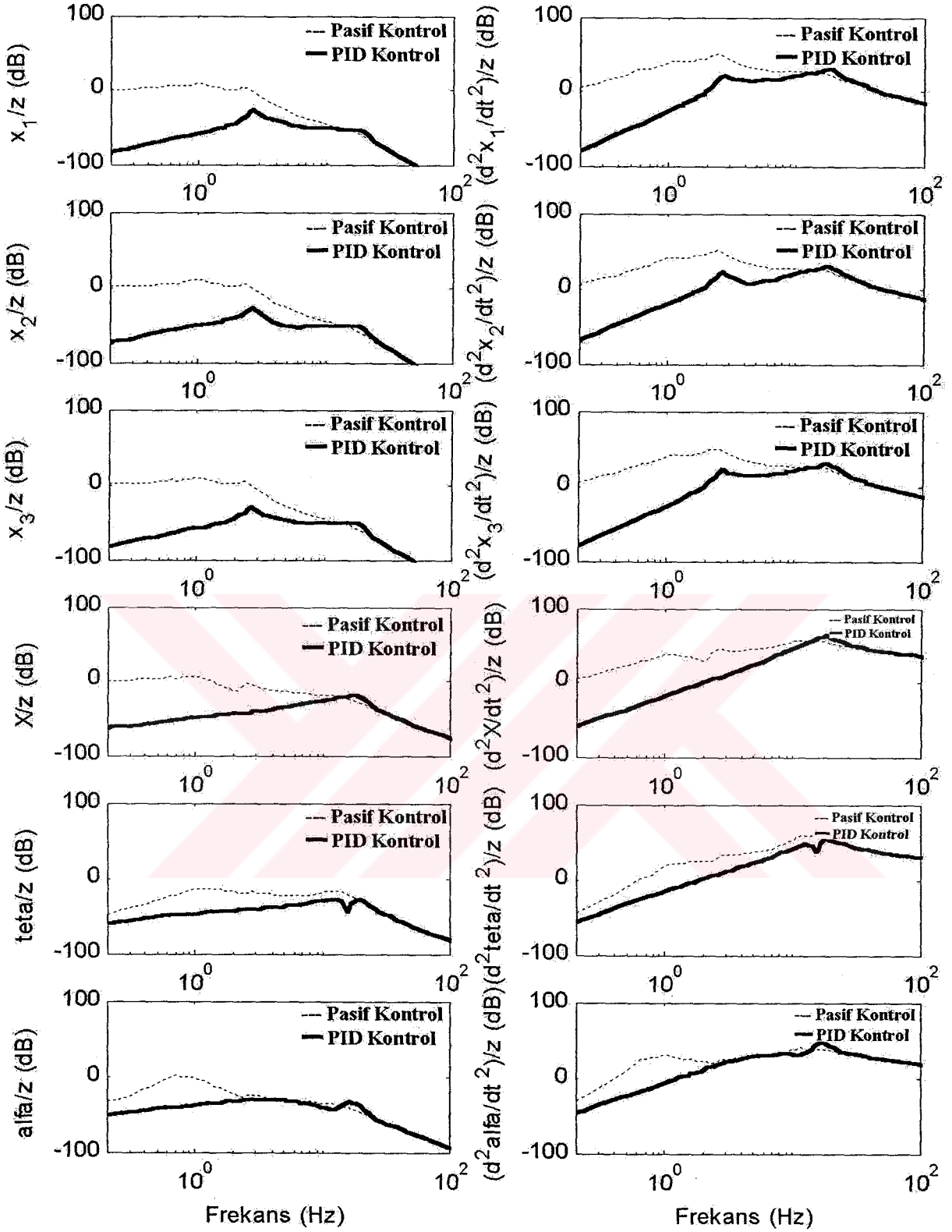
Şekil 6.20'de, on serbestlik dereceli taşıtın kontrol kuvvetleri gösterilmektedir. Şekil 6.21'de ve Şekil 6.22'de, taşıt modelinin PID kontrollü ve pasif kontrollü durumlardaki yer değişimlerinin ve ivmelerinin zamana bağlı değişimi ve frekans cevapları gösterilmektedir. Taşıt modelinin PID kontrollü durumunun, pasif kontrollü durumuna göre yer değişimlerinin ve ivmelerinin genlik değerleri oldukça azaldığı görülmektedir. Seyir konforu açısından önemli olan ivmelerin değişimi olduğundan, ivmelerin genlik değerlerinin düşürülmesi istenir. Kafa vurma ve yalpalama ivme genliklerinde oldukça büyük bir iyileşme olmasa da sürücü koltuğunun dinamik davranışında ve dolayısıyla konforunda tatmin edici bir iyileşme elde edilmiştir. Seyir konforu doğrudan sürücü ile ilgili olduğundan yapılan kontrol başarılıdır. Matlab yardımıyla özdeğer problem çözümü ile on adet doğal frekans bulundu. Doğal frekanslar, 0.6583, 0.9988, 2.0547, 2.0582, 2.2817, 2.4220, 12.2601, 12.2698, 16.3864 ve 16.3908 Hz'dir.



Şekil 6.20 On serbestlik dereceli taşıtın kontrol kuvvetleri



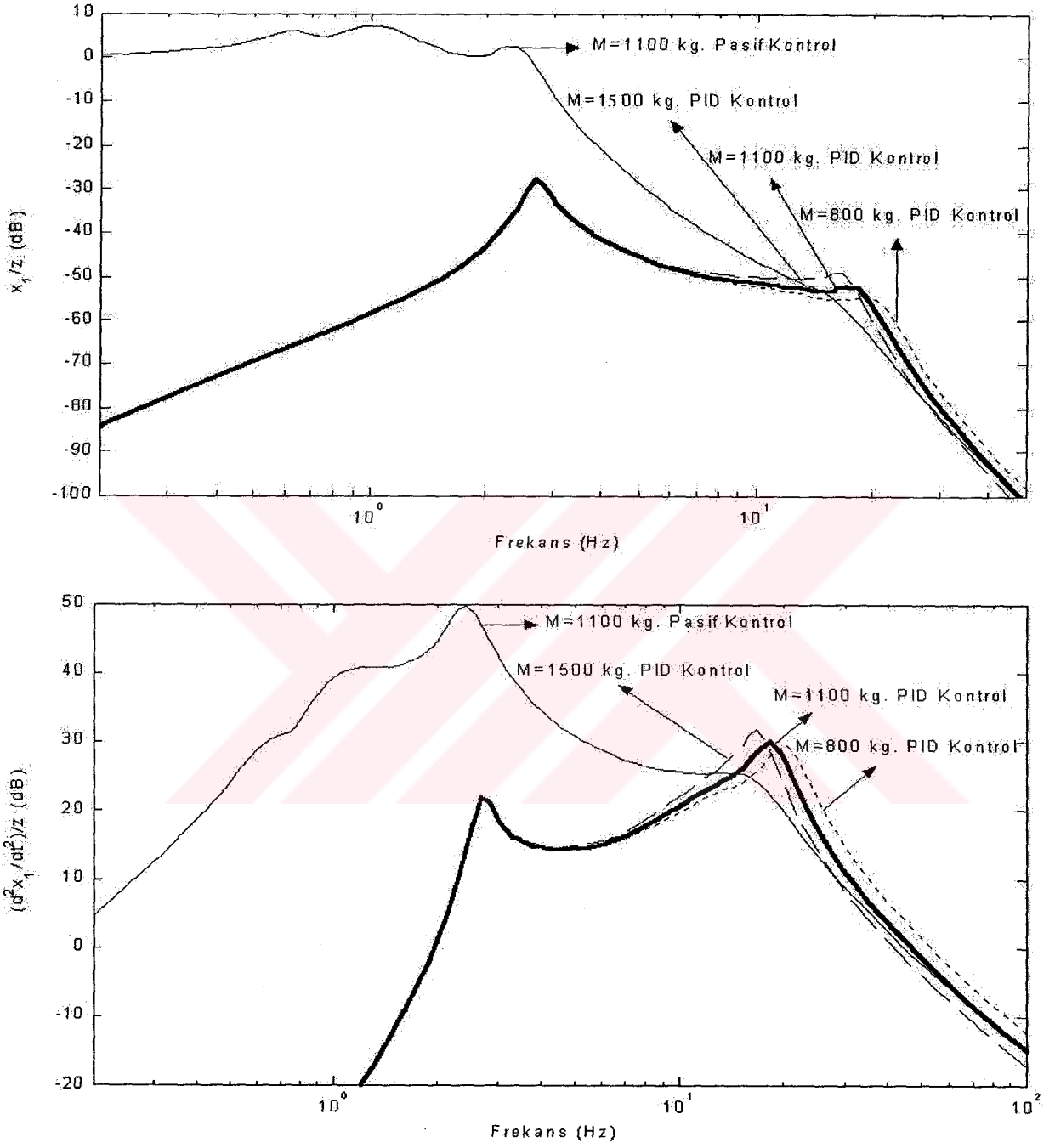
Şekil 6.21 On serbestlik dereceli taşıtın yer değişimleri ve ivmeleri



Şekil 6.22 On serbestlik dereceli taşıtın yer değişimlerinin ve ivmelerinin frekans cevapları

Şekil 6.23'de, taşıt gövdesinin ana kütlesi 1500 kg. ve 800 kg. kabul edilerek, PID kontrolcünün parametreleri sabit kalmak şartıyla, sürücü koltuğunun yer değişiminin ve

ivmesinin frekans cevapları gösterilmektedir. Burada görüldüğü gibi, PID kontrolcünün parametreleri aynen sağlandığında takdirde, bu kütlelerde de PID kontrolcü verimli bir şekilde çalışmaktadır. Sonuçta, taşıtlarda bu kontrolcünün kullanılması tavsiye edilir.



Şekil 6.23 On serbestlik dereceli taşıtın yer değişimlerinin ve ivmelerinin değişik kütlelerde frekans cevapları

## 7. SONUÇLAR

Titreşim genliklerini düşürmek için taşıt modellerine PID kontrol algoritması ile aktif kontrol uygulandı. Taşıt modelleri, sekiz, dokuz ve on serbestlik dereceli taşıt modeli olarak tasarlandı. Sekiz serbestlik dereceli taşıt modeli, sadece sürücü koltuğu mevcut iken analiz edildi. Dokuz serbestlik dereceli taşıt modeli, sürücü koltuğu ve ön yolcu koltuğu göz önüne alınarak incelendi. On serbestlik dereceli taşıt modelinde ise sürücü koltuğu ile ön ve arka yolcu koltukları gözönüne alınarak aktif kontrol yapıldı. Tüm modellerde kontrol yapılırken, yolcuların kütleleri de hesaba dahil edildi. Tüm taşıt modellerinde, PID kontrolcülerin taşıtı istenen referans değerlerine hızlı bir şekilde çektiği ve titreşim genliklerini kontrol ettiği görüldü. Literatür taramasında görülmüştür ki, ilk kez bu çalışmada taşıt modeli, dokuz ve on serbestlik dereceli 3-D model olarak tasarlanmıştır. Taşıt titreşimlerin kontrolünde yolcuların konforu dikkate alındı. Yolcuların konforunun sağlanması için en önemli parametre, ivmeler olduğundan ivme genliklerinin düşürülmesine önem verilmiştir. Tüm taşıt modellerinin kontrolünde sürücü ve yolcu koltukları ile taşıt gövdesi titreşimlerinde iyi bir kontrol sağlandı. Titreşimlerin, özellikle yer değişim genliklerinin neredeyse ortadan kalktığı görüldü. Yalpalama ve kafa vurma hareketlerinin açısız yer değişim ve ivme genlikleri ise oldukça azaltıldı.

Taşıt modellerinin kontrolünde, aksa karşılık gelen frekans değeri haricinde uygun bir kontrol işlemi gerçekleştirildi. Bunun sebebi, aksların kontrol edilmemesidir. Sadece, sürücü ve yolcu koltukları ile taşıt gövdesine aktif kontrol uygulanmıştır. Frekans cevaplarında, kontrolsüzce göre PID kontrol, titreşim genlik değerlerini oldukça azaltmıştır. Ayrıca, sekiz, dokuz ve on serbestlik dereceli taşıt modelleri karşılaştırıldığında, yolcu koltuklarına eklenen kontrolcülerin, özellikle frekans cevaplarını daha da iyileştirdiği görülmektedir. Sonuç olarak, tüm taşıt modellerinde sürücü ve yolcu koltuklarına kontrolcü uygulandığı zaman, gerek taşıt gövdesinin düşey hareketi, gerekse kafa vurma ve yalpalama açısız hareketlerinin titreşim genliklerinde oldukça azalmalar gerçekleşti. Dolayısıyla, seyir konforu açısından titreşim genlikleri, gerek zaman gerekse frekans cevaplarından görüldüğü üzere çok iyi şekilde kontrol edildi. Bu taşıt modellerinde, yapılan kontrol çalışması başarıyla tamamlanarak literatüre kazandırıldı.

**KAYNAKLAR**

Abdel, H.M.B., Crolla D.A. (1989), "Theoretical Analysis of Active Suspension Performance Using a Four Wheel Vehicle Model", Proc. Instn. Mech. Engrs., No.D4 IMechE, 203:125 – 135.

Akkurt, M. (1999), Makina Elemanları, Birsen, İstanbul.

Åström, K.J., Hägglund, T. (2001), "The Future of PID Control", Control Engineering Practice, 9(11):1163 – 1175.

Bandyopadhyay, R., Chakraborty, U.K., Patranabis, D. (2001), "Autotuning a PID Controller: a Fuzzy-Genetic Approach", Journal of Systems Architecture, 47(7):663 – 673.

Barak, P. (1991), "Magic Numbers in Design of Suspensions for Passenger Cars", SAE Paper 911921, 53 – 88.

Baumal, A.E., McPhee, J.J., Calamai, P.H. (1998), "Application of Genetic Algorithms to the Design Optimization of an Active Vehicle Suspension System", Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 163(4):87 – 94.

Bouazara, M. (1991) "L'influence des Paramètres de Suspension sur le Comportement d'un Véhicule", Master's Thesis, Université Laval, Canada

Bouazara, M., Richard, M.J. (1996) "An Optimal Design Method to Control the Vibrations of Suspensions for Passenger Cars", International Mechanical Engineering Congress and Exposition: The Winter Annual Meeting of ASME, DSC, 58:61 – 68.

Bouazara, M., Richard, M.J. (2001), "An Optimization Method Designed to Improve 3-D Vehicle Comfort and Road Holding Capability Through the Use of Active and Semi-Active Suspensions", European Journal of Mechanics - A/Solids, 20(3):509 – 520.

Brandão, F.V., Howell, M.N. (2001), "The Application of the Genetic Learning Automata to Parameter Identification of a Dynamic System", INES2001, 5th IEEE International Conference of intelligent Engineering Systems, 16 - 18 September 2001, Helsinki, Finland.

Cabell, R.H., Fuller, C.R. (1999), "A Principal Component Algorithm for Feedforward Active Noise and Vibration Control", Journal of Sound and Vibration, 227(1):159 – 181.

Cai, G., Huang, J. (2002), "Optimal Control Method with Time Delay in Control", Journal of Sound and Vibration, 251(3):383 – 394.

Chalasan, R.M. (1986), "Ride Performance Potential of Active Suspension System Part-I: Simplified Analysis Based on a Quarter Car Model", ASME Symposium on Simulation And Control of Ground Vehicles and Transportation Systems, AMD, 80(2):187 – 204.

Chen, M., Linkens, D.A. (1998), "A Hybrid Neuro-Fuzzy PID Controller", Fuzzy Sets and Systems, 99(1):27 – 36.

Chidambaram, M., Sree, R.P. (2003), "A Simple Method of Tuning PID Controllers for Integrator / Dead-Time Processes", Computers & Chemical Engineering, 27(2):211 – 215.

Cho, D.J.K. (1985), "Pneumatic Actuators for Vehicle Active Suspension Applications", Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 107:67 – 71.

Choi, S., Han, S. (2002), "H $\infty$  Control of Electrorheological Suspension System Subjected to Parameter Uncertainties", Mechatronics, In Press, Corrected Proof, Available online.

Choi, S., Kim, W. (2000), "Vibration Control of a Semi-Active Suspension Featuring Electrorheological Fluid Dampers", Journal of Sound and Vibration, 234(3):537 – 546.

Crolla, D.A. (1992), "Semi-Active Suspension Control for a Full Vehicle Model", SAE Technical Paper Series 911904, 45 – 51

Crolla, D.A., Firth, G.R., Hine, P.J., Pearce, P.T. (1983), "The Performance of Suspensions Fitted with Cotrollable Dampers", Vehicle System Dynamic, 149 – 165.

Daldal, O., Palavan, S. (1966), Taşıt Titreşimleri, İskender Matbaası.

D'Amato, F.J., Viassolo, D.E. (2000), "Fuzzy Control for Active Suspensions", Mechatronics, 10(8):897 – 920.

Demic, M. (1989), "Optimisation of the Characteristics of the Elasto Damping Elements of a Passenger Car By Means of Modified Nelder Mead Method", Int. J. Of Vehicle Desing, 10(2):137 – 149.

Edge, C., Tsao, Y.J. (1994), "A Fuzzy Preview Control Schema of Active Suspension for Rough Road", Int.J. of Vehicle Desing, 15(1/2).

ElBeheiry, E.M. (1998), "A Method for Preview Vibration Control of Systems Having Forcing Inputs and Rapidly-Switched Dampers", Journal of Sound and Vibration, 214(2):269 – 283.

Elbeheiry, E.M. (2000) "Effects of Small Travel Speed Variations on Active Vibration Control in Modern Vehicles", *Journal of Sound and Vibration*, 232(5):857 – 875.

Elbeheiry, E.M., Karnopp, D.C. (1996), "Optimal Control of Vehicle Random Vibration with Constrained Suspension Deflection", *Journal of Sound and Vibration*, 189(5):547 – 564.

Fang, J.Q, Li, Q.S., Jeary, A.P. (2003), "Modified Independent Modal Space Control of M.D.O.F. Systems", *Journal of Sound and Vibration*, 261(3):421 – 441.

Giliomee, C.L., Els, P.S. (1998), "Semi-Active Hydropneumatic Spring and Damper System", *Journal of Terramechanics*, 35(2):109 – 117.

Golob, M. (2001), "Decomposed Fuzzy Proportional Integral Derivative Controllers", *Applied Soft Computing*, 1(3):201 – 214.

Gordon, T.J., Sharp, R.S. (1998), "On Improving the Performance of Automotive Semi-Active Suspension Systems Through Road Preview", *Journal of Sound and Vibration*, 217(1):163 – 182.

Goshtasbpour, M. (1984), "The Chatter of Semi Active on-off Suspension And Its Cure", *Vehicle System Dynamic*, 129 – 144.

Griffin, M., Parsons, K., Whitham, E. (1982), "Vibration and Comfort iv. Application of Experimental Results", *Ergonomics*, 25:721 – 739.

Güçlü, F. (2001), "Sekiz Serbestlik Dereceli Bir Taşıtın Titreşimleri ve Kontrolü", *Yüksek Lisans Tezi, Y.T.Ü., İstanbul*.

Güçlü, R. (2003), "Active Control of Seat Vibrations of a Vehicle Model Using Various Suspension Alternatives", *Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences*.

Güney, A. (1989), "Taşıt Titreşimleri ve İrdelenmesi", *Seminer Notları, Y.T.Ü.*

Hac, A., Fratini, A.V.Jr. (1999), "Elimination of Limit Cycles Due to Signal Estimation in Semi-Active Suspensions", *SAE Technical Paper Series 1999-01-0728, Steering and Suspension Technology Symposium 1999, March 1 – 4, Detroit, Michigan*.

Hagopian, J.D., Gaudiller, L., Maillard, B. (1999), "Hierarchical Control of Hydraulic Active Suspensions of a Fast All-Terrain Military Vehicle", *Journal of Sound and Vibration*, 222(5):723 – 752.

Hall, B.B., Tang, J.S. (1990), "Analysis of Active and Semi Active Vehicle Suspensions Fitted with a Pneumatic Self-Energizing Leveling Device, Proc. Instn. Mech. Engrs., 204.

Harada, M., Harada, H. (1999), "Analysis of Lateral Stability with Integrated Control of Suspension and Steering Systems", JSAE Review, 20(4):465 – 470.

Ho, W.K., Hong, Y., Hansson, A., Hjalmarsson, H., Deng, J.W. (2003), "Relay Auto-Tuning of PID Controllers Using Iterative Feedback Tuning", Automatica, 39(1):149 – 157.

Hong, K., Jeon, D., Yoo, W., Sunwoo, H., Shin, S., Kim, C., Park, B. (1999), "A New Model and an Optimal Pole-Placement Control of the Macpherson Suspension System", SAE Technical Paper Series 1999-01-1331, Steering and Suspension Technology Symposium 1999, International Congress and Exposition, 1999 March 1-4 Detroit, Michigan.

Horton, D.N.L., Crolla D.A. (1986), "Theoretical Analysis of a Semi Active Suspension Fitted to an Off Road Vehicle", Vehicle System Dynamic, 15:351 – 372.

Horton, D.N.L., Crolla D.A. (1987), "Semi Active Suspensions Fitted to Off-Road Vehicle", 355 – 373.

Howell, M.N., Frost, G.P., Gordon, T.J., Wu, Q.H. (1997), "Continuous Action Reinforcement Learning Applied To Vehicle Suspension Control", Mechatronics, 7(3):263 – 276.

Howell, M.N., Frost, G.P., Gordon, T.J., Wu, Q.H. (1997), "Real-time Learning of Vehicle Suspension Control Laws", Workshop on Modelling in Reinforcement Learning at the Fourteenth International Conference on Machine Learning, ICML-97, July, Nashville, USA.

Hrovat, D. (1991), "Optimal Active Suspensions for 3-D Vehicle Models", Proc. of the American Control Conference, 2:1534 – 1541, Arizona, USA.

Ingimundarson, A., Hägglund, T. (2002), "Performance Comparison Between PID and Dead-Time Compensating Controllers"

Ingimundarson, A., Hägglund, T. (2000), "Robust Automatic Tuning of an Industrial {PI} Controller for Dead-Time Systems"

Isaksson, A.J., Graebe, S.F. (1999), "Analytical PID Parameter Expressions for Higher Order Systems", Automatica, 35(6):1121 – 1130.

Karnopp, D. (1992), "Power Requirement for Vehicle Suspension Systems", Vehicle System Dynamics, 21:65 – 71.

Kawabe, T., Isobe, O., Watanabe, Y., Hanba, S., Miyasato, Y. (1998), "New Semi-Active Suspension Controller Design Using Quasi-Linearization and Frequency Shaping", *Control Engineering Practice*, 6(10):183 – 1191.

Kaya, F. (2002), "Titreşim Analizi Metotları Ders Notları", Y.T.Ü., İstanbul.

Kaya, İ. (2002), "Obtaining Controller Parameters for a New PI-PD Smith Predictor Using Autotuning", *Journal of Process Control*, In Press, Corrected Proof, Available online.

Kim, H., Yang, H.S., Park, Y. (2002), "Improving The Vehicle Performance with Active Suspension Using Road-Sensing Algorithm", *Computers and Structures*, 80:1569 – 1577.

Kuo, B.J. (2001), *Otomatik Kontrol Sistemleri, Literatür*, İstanbul.

Kwok, K.E., Ping, M.C., Li, P. (2000), "A Model-Based Augmented PID Algorithm", *Journal of Process Control*, 10(1):9 – 18.

Kyongsu, Y., Hendrich, K. (1993), "Dynamic Tire Force Control by Semi Active Suspension", *Journal of Dynamic System Measurement and Control*, September, 115:466 – 477

Lequin, O., Gevers, M., Mossberg, M, Bosmans, E., Triest, L. (2003), "Iterative Feedback Tuning of PID Parameters : Comparison with Classical Tuning Rules", *Control Engineering Practice*, In Press, Corrected Proof, Available online.

Li, K., Nagai, M. (1999), "Control and Evaluation of Active Suspension for MDOF Vehicle Model", *JSAE Review*, 20(3):343 – 348.

Loron, L. (1997), "Tuning of PID Controllers by the Non-Symmetrical Optimum Method", *Automatica*, 33(1):103 – 107.

Lu, J., Chen, G., Ying, H. (2001), "Predictive Fuzzy PID Control : Theory, Design and Simulation", *Information Sciences*, 137(4):157 – 187.

Martins, F.G., Coelho, M.A.N. (2000), "Application of Feedforward Artificial Neural Networks to Improve Process Control of PID Based Control Algorithms", *Computers & Chemical Engineering*, 24(7):853 – 858.

Mitchke, M. (1972), *Dynamik Der Kraft Fahrzeuge*, Spring- Verlag, Berlin.

Narayanan, S., Senthil, S. (1998), "Stochastic Optimal Active Control of a 2-DOF Quarter Car Model with Non-Linear Passive Suspension Elements", *Journal of Sound and Vibration*, 211(3):495 – 506.

Ohsaku, s., Nakayama, T., Kamimura, I., Motozono, Y. (1999), "Nonlinear  $H_{\infty}$  Control for Semi-Active Suspension", *JSAE Review*, 20(4):447 – 452.

Özlu, F. (1994), *Taşıt Titreşim Analizi*, Doktora Tezi, İ.T.Ü.

Paddan, G.S., Griffin, M.J. (2002), "Evaluation of Whole-Body Vibration in Vehicles", *Journal of Sound and Vibration*, 253(1):195 – 213.

Raimbell, J.S. (1979), "Fahrwerktechnik", Translated from Germany by C.E. Patulla.

Rakheja, S. (1985), "Computer-aided Dynamic Analysis and Optimal Design of Suspension Systems for Off-Road Tractors", PhD Thesis, Concordia University, Canada.

Rao, M.V.C., Prahlad, V. (1997), "A Tunable Fuzzy Logic Controller for Vehicle-Active Suspension Systems", *Fuzzy Sets and Systems*, 85(1):11 – 21.

Roh, H., Park, Y. (1999), "Stochastic Optimal Preview Control of an Active Vehicle Suspension", *Journal of Sound and Vibration*, 220(2):313 – 330.

Scholar C., Ma Z.D., Perkins N.C. "Modeling Tracked Vehicles Using Vibration Modes: Development and Implementation".

Sha, D. (2000), "A Neural Network Robust Controller for Real-Time Control of Induction Motor", *IJCSS*, 1(2):181 – 194.

Sharp, R.S., Hassan S.A. (1986), "The Relative Performance Capabilities of Passive, Active and Semi Active Car Suspension Systems", *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, 200(3):219 – 229.

Sharp, R.S., Hassan, J.H. (1989), "Performance Prediction for a Pneumatic Active Car Suspension System", *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, 202(4):243 – 250.

Sharp, R.S., Wilson D.A. (1990), "On Control Laws for Vehicle Suspension Accounting for Input Correlations", *Vehicle System Dynamic*, 19:353 – 363.

Skogestad, S. (2003), "Simple Analytic Rules for Model Reduction and PID Controller Tuning", *Journal of Process Control*, 13(4):291 – 309.

Skullestad, A. (2003), "Improved Instrument Accuracy Using Active Vibration Damping", *Mechatronics*, 13(5):451 – 464.

Solyom, S., Ingimundarson, A. (2001), "A Synthesis Method for Robust PID Controllers for a Class of Uncertainties", 13 September 2001.

Söylemez, M.T., Munro, N., Baki, H. (2003), "Fast Calculation of Stabilizing PID Controllers", *Automatica*, 39(1):121 – 126.

Stanway, R.J., Sproston, L., Stevens, N.G. (1987), "Non Linear Modelling of an Electro-Rheological Vibration Damper", *Journal of Electrostatics*, 20:167 – 184.

Stöbener, U., Gaul, L. (2001), "Active Vibration Control of a Car Body Based on Experimentally Evaluated Modal Parameters", *Mechanical Systems and Signal Processing*, 15(1):173 – 188.

Tamboli, J.A., Joshi, S.G. (1999), "Optimum Desing of a Passive Suspension System of a Vehicle Subjected to Actual Random Road Excitations", *Journal of Sound and Vibration*, 219(2):193 – 205.

Thompson, A.G. (1989), "The Effect of Tire Damping on The Performance of Vibration Absorbers in an Active Suspension", *ASME Journal of Sound and Vibration*, 133(3):457 – 465.

Toyota (1997), "Toyota TEMS ve Havalı Süspansiyon", Teknik Eğitim Merkezi, İstanbul.

Uzunoglu, M., Kızıl A., Onar, Ö.Ç. (2002), *Matlab 6.0-6.5*, Türkmen, İstanbul.

Valáek, M., Kortüm, W., Ika, Z., Magdolen, L., Vaculín, O. (1998), "Development of Semi-Active Road-Friendly Truck Suspensions", *Control Engineering Practice*, 6(6):735 – 744.

Weeks, D.A., Beno, J.H., Guenin, A.M., Bresie, D.A. (2000), "Electromechanical Active Suspension Demonstration for Off-Road Vehicles".

Yağız, N., Yüksek, İ., Sivrioğlu, S. (2000), "Robust Control of Active Suspensions for a Full Vehicle Model Using Sliding Mode Control", *JSME International Journal*, 43(2):253 – 258.

Yao, G.Z., Yap, F.F., Chen, G., Li, W.H., Yeo, S.H. (2002), "MR Damper and its Application for Semi-Active Control of Vehicle Suspension System", *Mechatronics*, 12(79):963 – 973.

Yıldırım, Ş.,Uzmay, İ. (2003), "Neural Network Applications to Vehicle's Vibration Analysis", *Mechanism and Machine Theory*, 38(1):27 – 41.

Yoshimura, T., Nakaminami, K., Kurimoto, M., Hino, J. (1999), "Active Suspension of Passenger Cars Using Linear and Fuzzy-Logic Controls", *Control Engineering Practice*, 7(1):41 – 47.

Yoshimurume, A., Kurimoto, M., Hino, J. (2001), "Construction of an Active Suspension System of a Quarter Car Model Using The Concept of Sliding Mode Control", *Journal of Sound and Vibration*, 239(2):187 – 199.

Yüksek, İ (1995), *Taşıt Titreşimlerinin Optimizasyonu*, Doktora Tezi, Y.T.Ü., İstanbul.

Yüksel, İ. (2001), *Otomatik Kontrol Sistem Dinamiği ve Denetim Sistemleri*" Vıpaş, Bursa.

Zaremba, A., Hampo, R., Hrovat, D. (1997), "Optimal Active Suspension Desing Using Constrained Optimization", *Journal of Sound and Vibration*, 207(3):351 – 364.



**EKLER**

Ek 1 Sekiz Serbestlik Dereceli Taşıt Modelinin Parametreleri

Ek 2 Dokuz Serbestlik Dereceli Taşıt Modelinin Parametreleri

Ek 3 On Serbestlik Dereceli Taşıt Modelinin Parametreleri



## Ek 1 Sekiz Serbestlik Dereceli Taşıt Modelinin Parametreleri

Taşıtın kütle parametreleri:

$$\begin{aligned} m_1 &= 90 \text{ kg.} \\ M &= 1100 \text{ kg.} \\ J_z &= 550 \text{ kg.} \\ J_y &= 1848 \text{ kg.} \\ m_4 &= 25 \text{ kg.} \\ m_5 &= 25 \text{ kg.} \\ m_6 &= 45 \text{ kg.} \\ m_7 &= 45 \text{ kg.} \end{aligned}$$

Taşıtın sönüm katsayıları:

$$\begin{aligned} c_1 &= 150 \text{ Ns/m.} \\ c_4 &= 1250 \text{ Ns/m.} \\ c_5 &= 1250 \text{ Ns/m.} \\ c_6 &= 1250 \text{ Ns/m.} \\ c_7 &= 1250 \text{ Ns/m.} \\ c_8 &= 100 \text{ Ns/m.} \\ c_9 &= 100 \text{ Ns/m.} \\ c_{10} &= 100 \text{ Ns/m.} \\ c_{11} &= 100 \text{ Ns/m.} \end{aligned}$$

Taşıtın yay katsayıları:

$$\begin{aligned} k_1 &= 15000 \text{ N/m.} \\ k_4 &= 15000 \text{ N/m.} \\ k_5 &= 15000 \text{ N/m.} \\ k_6 &= 17000 \text{ N/m.} \\ k_7 &= 17000 \text{ N/m.} \\ k_8 &= 250000 \text{ N/m.} \\ k_9 &= 250000 \text{ N/m.} \\ k_{10} &= 250000 \text{ N/m.} \\ k_{11} &= 250000 \text{ N/m.} \end{aligned}$$

Taşıtın boyutları:

$$\begin{aligned} L_z &= 0.3 \text{ m.} \\ L_y &= 0.25 \text{ m.} \\ L_o &= 1.2 \text{ m.} \\ L_a &= 1.4 \text{ m.} \\ L_1 &= 0.5 \text{ m.} \\ L_2 &= 1 \text{ m.} \end{aligned}$$

Diğer taşıt parametreleri:

$$v = 13.88 \text{ m/s.}$$

$$dt = (L_o + L_a)/v$$

Yol parametreleri:

$$t_s = 0 \text{ s.}$$

$$h = 0.05 \text{ m.}$$

Taşıtın kontrol referansları:

$$x_{1r} = 0 \text{ m.}$$

$$X_r = 0 \text{ m.}$$

$$\theta_r = 0 \text{ rad.}$$

$$\alpha_r = 0 \text{ rad.}$$

Taşıtın kontrol parametreleri:

$$K_{p1} = 10000 \text{ N.}$$

$$T_{i1} = 0.1 \text{ s.}$$

$$T_{d1} = 0.1 \text{ s.}$$

$$K_p = 20000000 \text{ N.}$$

$$T_i = 0.05 \text{ s.}$$

$$T_d = 0.5 \text{ s.}$$

$$K_{p4} = 10000000 \text{ Nm.}$$

$$T_{i4} = 0.1 \text{ s.}$$

$$T_{d4} = 0.1 \text{ s.}$$

$$K_{p5} = 5000000 \text{ Nm.}$$

$$T_{i5} = 0.1 \text{ s.}$$

$$T_{d5} = 1.5 \text{ s.}$$

## Ek 2 Dokuz Serbestlik Dereceli Taşıt Modelinin Parametreleri

Taşıtın kütle parametreleri:

$$m_1 = 90 \text{ kg.}$$

$$m_2 = 90 \text{ kg.}$$

$$M = 1100 \text{ kg.}$$

$$J_z = 550 \text{ kg.}$$

$$J_y = 1848 \text{ kg.}$$

$$m_4 = 25 \text{ kg.}$$

$$m_5 = 25 \text{ kg.}$$

$$m_6 = 45 \text{ kg.}$$

$$m_7 = 45 \text{ kg.}$$

Taşıtın sönüm katsayıları:

$$c_1 = 150 \text{ Ns/m.}$$

$$\begin{aligned}
c_2 &= 150 \text{ Ns/m.} \\
c_4 &= 1250 \text{ Ns/m.} \\
c_5 &= 1250 \text{ Ns/m.} \\
c_6 &= 1250 \text{ Ns/m.} \\
c_7 &= 1250 \text{ Ns/m.} \\
c_8 &= 100 \text{ Ns/m.} \\
c_9 &= 100 \text{ Ns/m.} \\
c_{10} &= 100 \text{ Ns/m.} \\
c_{11} &= 100 \text{ Ns/m.}
\end{aligned}$$

Taşıtın yay katsayıları:

$$\begin{aligned}
k_1 &= 15000 \text{ N/m.} \\
k_2 &= 15000 \text{ N/m.} \\
k_4 &= 15000 \text{ N/m.} \\
k_5 &= 15000 \text{ N/m.} \\
k_6 &= 17000 \text{ N/m.} \\
k_7 &= 17000 \text{ N/m.} \\
k_8 &= 250000 \text{ N/m.} \\
k_9 &= 250000 \text{ N/m.} \\
k_{10} &= 250000 \text{ N/m.} \\
k_{11} &= 250000 \text{ N/m.}
\end{aligned}$$

Taşıtın boyutları:

$$\begin{aligned}
L_z &= 0.3 \text{ m.} \\
L_y &= 0.25 \text{ m.} \\
L_n &= 0.3 \text{ m.} \\
L_m &= 0.25 \text{ m.} \\
L_o &= 1.2 \text{ m.} \\
L_a &= 1.4 \text{ m.} \\
L_1 &= 0.5 \text{ m.} \\
L_2 &= 1 \text{ m.}
\end{aligned}$$

Diğer taşıt parametreleri:

$$\begin{aligned}
v &= 13.88 \text{ m/s.} \\
dt &= (L_o + L_a)/v
\end{aligned}$$

Yol parametreleri:

$$\begin{aligned}
t_s &= 0 \text{ s.} \\
h &= 0.05 \text{ m.}
\end{aligned}$$

Taşıtın kontrol referansları:

$$\begin{aligned}
x_{1r} &= 0 \text{ m.} \\
x_{2r} &= 0 \text{ m.} \\
X_r &= 0 \text{ m.} \\
\theta_r &= 0 \text{ rad.}
\end{aligned}$$

$$\alpha_r = 0 \text{ rad.}$$

Taşıtın kontrol parametreleri:

$$K_{p1} = 10000 \text{ N.}$$

$$T_{i1} = 0.1 \text{ s.}$$

$$T_{d1} = 0.1 \text{ s.}$$

$$K_{p2} = 10000 \text{ N.}$$

$$T_{i2} = 0.1 \text{ s.}$$

$$T_{d2} = 0.1 \text{ s.}$$

$$K_p = 10000000 \text{ N.}$$

$$T_i = 0.1 \text{ s.}$$

$$T_d = 0.5 \text{ s.}$$

$$K_{p4} = 10000000 \text{ Nm.}$$

$$T_{i4} = 0.1 \text{ s.}$$

$$T_{d4} = 0.1 \text{ s.}$$

$$K_{p5} = 10000000 \text{ Nm.}$$

$$T_{i5} = 0.1 \text{ s.}$$

$$T_{d5} = 0.03 \text{ s.}$$

### Ek 3 On Serbestlik Dereceli Taşıt Modelinin Parametreleri

Taşıtın kütle parametreleri:

$$m_1 = 90 \text{ kg.}$$

$$m_2 = 90 \text{ kg.}$$

$$m_3 = 180 \text{ kg.}$$

$$M = 1100 \text{ kg.}$$

$$J_z = 550 \text{ kg.}$$

$$J_y = 1848 \text{ kg.}$$

$$m_4 = 25 \text{ kg.}$$

$$m_5 = 25 \text{ kg.}$$

$$m_6 = 45 \text{ kg.}$$

$$m_7 = 45 \text{ kg.}$$

Taşıtın sönüm katsayıları:

$$c_1 = 150 \text{ Ns/m.}$$

$$c_2 = 150 \text{ Ns/m.}$$

$$c_3 = 300 \text{ Ns/m.}$$

$$c_4 = 1250 \text{ Ns/m.}$$

$$c_5 = 1250 \text{ Ns/m.}$$

$$c_6 = 1250 \text{ Ns/m.}$$

$$\begin{aligned}
 c_7 &= 1250 \text{ Ns/m.} \\
 c_8 &= 100 \text{ Ns/m.} \\
 c_9 &= 100 \text{ Ns/m.} \\
 c_{10} &= 100 \text{ Ns/m.} \\
 c_{11} &= 100 \text{ Ns/m.}
 \end{aligned}$$

Taşıtın yay katsayıları:

$$\begin{aligned}
 k_1 &= 15000 \text{ N/m.} \\
 k_2 &= 15000 \text{ N/m.} \\
 k_3 &= 30000 \text{ N/m.} \\
 k_4 &= 15000 \text{ N/m.} \\
 k_5 &= 15000 \text{ N/m.} \\
 k_6 &= 17000 \text{ N/m.} \\
 k_7 &= 17000 \text{ N/m.} \\
 k_8 &= 250000 \text{ N/m.} \\
 k_9 &= 250000 \text{ N/m.} \\
 k_{10} &= 250000 \text{ N/m.} \\
 k_{11} &= 250000 \text{ N/m.}
 \end{aligned}$$

Taşıtın boyutları:

$$\begin{aligned}
 L_z &= 0.3 \text{ m.} \\
 L_y &= 0.25 \text{ m.} \\
 L_n &= 0.3 \text{ m.} \\
 L_m &= 0.25 \text{ m.} \\
 L_d &= 0.25 \text{ m.} \\
 L_o &= 1.2 \text{ m.} \\
 L_a &= 1.4 \text{ m.} \\
 L_1 &= 0.5 \text{ m.} \\
 L_2 &= 1 \text{ m.}
 \end{aligned}$$

Diğer taşıt parametreleri:

$$\begin{aligned}
 v &= 13.88 \text{ m/s.} \\
 dt &= (L_o + L_a)/v
 \end{aligned}$$

Yol parametreleri:

$$\begin{aligned}
 t_s &= 0 \text{ s.} \\
 h &= 0.05 \text{ m.}
 \end{aligned}$$

Taşıtın kontrol referansları:

$$\begin{aligned}
 x_{1r} &= 0 \text{ m.} \\
 x_{2r} &= 0 \text{ m.} \\
 x_{3r} &= 0 \text{ m.} \\
 X_r &= 0 \text{ m.} \\
 \theta_r &= 0 \text{ rad.}
 \end{aligned}$$

$$\alpha_r = 0 \text{ rad.}$$

Taşıtın kontrol parametreleri:

$$K_{p1} = 10000 \text{ N.}$$

$$T_{i1} = 0.1 \text{ s.}$$

$$T_{d1} = 0.1 \text{ s.}$$

$$K_{p2} = 10000 \text{ N.}$$

$$T_{i2} = 0.1 \text{ s.}$$

$$T_{d2} = 0.1 \text{ s.}$$

$$K_{p3} = 20000 \text{ N.}$$

$$T_{i3} = 0.1 \text{ s.}$$

$$T_{d3} = 0.1 \text{ s.}$$

$$K_p = 10000000 \text{ N.}$$

$$T_i = 0.1 \text{ s.}$$

$$T_d = 0.5 \text{ s.}$$

$$K_{p4} = 10000000 \text{ Nm.}$$

$$T_{i4} = 0.05 \text{ s.}$$

$$T_{d4} = 0.1 \text{ s.}$$

$$K_{p5} = 10000000 \text{ Nm.}$$

$$T_{i5} = 0.1 \text{ s.}$$

$$T_{d5} = 0.03 \text{ s.}$$

**ÖZGEÇMİŞ**

Doğum tarihi	02.08.1979	
Doğum yeri	İstanbul	
Lise	1993 – 1996	Hayrullah Kefoğlu Lisesi
Lisans	1996 – 2000	Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fakóltesi Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2001 – 2003	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programı

**Çalıştığı kurum**

1997 – 2003 Mapsan Makine Parçaları İmalat ve Sanayi