

154449

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ÇOK SERBESTLİK DERECELİ TAŞITIN DİNAMİK
DAVRANIŞININ İNCELENMESİ**

Makina Müh. Bâki Orçun ORGÜL

FBE Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Makine Teorisi ve Kontrol Programında
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Doç. Dr. İsmail YÜKSEK

Prof. Necati T. HIRALI
Doç. Dr. Tamer YILMAZ

İSTANBUL, 2004

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vii
ÇİZELGE LİSTESİ	x
ÖNSÖZ	xi
ÖZET	xii
ABSTRACT	xiii
1. GİRİŞ	1
1.1 Problemin Tanımı	1
1.2 Taşıt Dinamiğine Giriş	7
1.3 Taşıtın Matematiksel Modeli	8
1.3.1 Kütleler	8
1.3.2 Taşıt Eksen Takımları	9
1.3.3 Kuvvetler	10
1.4 Dinamik Aks Yükleri	11
1.5 Hareket Sonucu Oluşan Değişimler	12
2. SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ	15
2.1 Genel	15
2.2 Bağımlı Süspansiyonlar	18
2.2.1 Hotchkiss	19
2.2.2 Dört Çubuk	20
2.3 Bağımsız Süspansiyonlar	21
2.3.1 Serbest Askılı Süspansiyon	21
2.3.2 Kısa – Uzun Askılı Süspansiyon	22
2.3.3 MacPherson	23
2.3.4 Çok Askılı Arka Süspansiyon	23
2.3.5 Serbest Askılı Arka Süspansiyon	24
2.3.6 Sallanan Akslar	25
2.4 Aktif Süspansiyonlar	25
2.4.1 Aktif Süspansiyon Kategorileri	26
2.4.2 Aktif Süspansiyonların Fonksiyonları	26
2.4.3 Aktif Süspansiyonların Performansı	28
3. TAŞIT TİTREŞİMLERİNİN İNCELENMESİ	29
3.1 Titreşimle İlgili Terimler	29
3.1.1 Titreşim	29
3.1.2 Titreşim Sisteminin Elemanları	29
3.1.3 Serbestlik Derecesi	29

3.1.4	Metamatik Modelleme.....	29
3.1.5	Lastik Yaylanması	30
3.2	Taşıt Titreşimleri	30
3.2.1	Titreşime Neden Olan Etkiler.....	30
3.2.2	Titreşimi Etkileyen Faktörler	30
3.2.3	Taşıt Titreşimlerinin Değerlendirilmesi	31
3.2.4	Süspansiyon Sisteminin Titreşime Etkisi	31
3.3	İki Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli.....	33
3.4	Yedi Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli	34
3.5	Taşıtın Kritik Frekansları ve Rezonansın Titreşime Etkisi	37
4.	PID KONTROL YÖNTEMİ	39
4.1	Giriş	39
4.2	PID Kontrolcü	40
4.2.1	PID Kontrolcünün Ayarı	41
5.	LQR KONTROL YÖNTEMİ.....	43
5.1	Durum Uzayında (State Space) Modelleme	43
5.2	Tek Serbestlik Dereceli Sistemin Durum Uzay Modeli.....	44
5.3	İki Serbestlik Dereceli Sistemin Durum Uzay Modeli.....	45
5.4	LQR, İkinci Dereceden Doğrusal Düzenleyici.....	48
6.	ALGILAYICILAR	51
6.1	Tanım.....	51
6.2	Algılayıcıların Sınıflandırılması	51
6.2.1	Giriş Büyüklüklerine Göre Algılayıcılar	51
6.2.2	Besleme İhtiyacına Göre Algılayıcılar	51
6.3	Dinamik Ölçümler İçin Algılayıcılar.....	52
6.4	Piezoelektrik Özellik	53
6.5	Yer Değişimi ve Hareket Algılayıcıları.....	54
6.6	İvme ölçerler.....	55
6.7	Kuvvet Algılayıcıları	55
6.8	Tork Algılayıcıları	55
6.9	Akış Algılayıcıları	56
6.9.1	Diferansiyel Basınç Akış Ölçümü	56
6.9.2	Mekanik Akış Ölçümü	56
6.9.3	Seviye Algılayıcıları.....	56
6.10	Sıcaklık Algılayıcıları.....	56
6.11	Sinyal Koşullayıcı Sistemler	57
7.	İKİ SERBESTLİK DERECELİ TAŞITIN DİNAMİK DAVRANIŞININ İNCELENMESİ	58
7.1	Hareketin İncelenmesi	58
7.2	Hareketin PID Kontrolcü ile Kontrolü	60
7.3	Hareketin LQR Kontrolcü ile Kontrolü.....	62
8.	YEDİ SERBESTLİK DERECELİ TAŞITIN DİNAMİK DAVRANIŞININ İNCELENMESİ	63
8.1	Hareketin İncelenmesi	63

8.2	Hareketin PID Kontrolcü ile Kontrolü	66
9.	ÇOK SERBESTLİK DERECELİ TAŞITIN DİNAMİK DAVRANIŞININ İNCELENMESİ	69
9.1	Taşıtın Basamak Girişe Cevabı	74
9.2	Çeşitli Yay Katsayılarıyla Taşıtın Engelibeli Yoldaki Hareketi.....	80
9.3	Çeşitli Kütlelerle Taşıtın Engelibeli Yoldaki Hareketi.....	85
9.4	Taşıtın Engelibeli Yolda Yol Tutuşunun Arttırılması	90
10.	SONUÇLAR VE ÖNERİLER	94
	KAYNAKLAR.....	99
	ÖZGEÇMİŞ.....	102



SİMGE LİSTESİ

a_x	Teğetsel doğrultudaki ivme
b	Ağırlık merkezinin ön aksa olan uzaklığı
c	Ağırlık merkezinin arka aksa olan uzaklığı
$c_{1,2,3,4}$	Süspansiyon sisteminin sönüm katsayıları
$c_{5,6,7,8}$	Tekerleklerin sönüm katsayıları
d_h	Ağırlık merkezinin son noktaya olan uzaklığı
D_A	Aerodinamik kuvvet
E_D	Sönüm enerjisi
E_k	Kinetik enerji
E_p	Potansiyel enerji
F_x	Teğetsel doğrultudaki kuvvet
F_{xf}	Ön tekerlekteki çekiş kuvveti
F_{xr}	Arka tekerlekteki çekiş kuvveti
g	Yerçekimi ivmesi
h	Ağırlık merkezinin yol yüzeyine olan uzaklığı
h_a	Aerodinamik kuvvet etki noktasının yol yüzeyine olan uzaklığı
h_h	Yol yüzeyinin son noktaya olan uzaklığı
i	Serbestlik derecesi sayısı
J_{xx}	Teğetsel doğrultuya göre atalet momenti
J_2	Kafa vurma hareketindeki atalet momenti
J_3	Yalpalama hareketindeki atalet momenti
$k_{1,2,3,4}$	Süspansiyon sisteminin yay katsayıları
$k_{5,6,7,8}$	Tekerleklerin yay katsayıları
K_i	İntegral kontrol katsayısı
K_d	Türev kontrol katsayısı
K_p	Orantı kontrol katsayısı
l	Tekerlek açıklığı
m_1	Taşıt gövdesinin ağırlığı
m_2	İki serbestlik dereceli sistemde aksların ağırlığı
$m_{4,5,6,7}$	Aksların ağırlığı
p	Yalpalama hızı
q	Kafa vurma hızı
Q	Genelleştirilmiş kuvvetler
r	Spin atma hızı
R_{hx}	Yatay doğrultudaki bastırma kuvveti
R_{hz}	Düşey doğrultudaki bastırma kuvveti
R_{xf}	Ön akstaki direnç kuvveti
R_{xr}	Arka akstaki direnç kuvveti
t	Zaman
T_x	Teğetsel doğrultu etrafındaki moment
W	Taşıtın ağırlığı
W_f	Ön aksa gelen yük
W_r	Arka aksa gelen yük
$x_{1,2,4,5,6,7}$	Taşıt elemanlarının düşey yerdeğişimleri
x_y	Yoldaki düzgünsüzlükler
α_x	Teğetsel doğrultu etrafındaki açısal ivme
α_3	Gövdenin yalpalama hareketindeki açısal yerdeğişimi
β	Taşıtın teğetsel hız vektörü ile teğetsel doğrultusu arasındaki açı

φ	Faz farkı
ϕ	Gövdenin yalpalama açısı
γ	Tekerleklerin kamber açısı
Ω	Açısal hız
ν	Taşıtın teğetsel hız vektörü ile yerin teğetsel doğrultusu arasındaki açı
θ_2	Gövdenin kafa vurma hareketindeki açısal yerdeğişimi
Θ	Yolun eğimi
ψ	Yerin teğetsel doğrultusu ile taşıtın teğetsel doğrultusu arasındaki açı



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Taşıt eksen sistemi (Gillespie, 1992).	9
Şekil 1.2 Yerin sabit koordinat sisteminde taşıt (Gillespie, 1992).	10
Şekil 1.3 Taşıtın üstüne etki eden kuvvetler (Gillespie, 1992).	11
Şekil 1.4 Taşıtta meydana gelen açısal değişimler (Gillespie, 1992).	12
Şekil 1.5 Tekerlek kapanıklığı, üstten görünüş (Staudt, 2000).	13
Şekil 1.6 Kamber açısı, önden görünüş (Staudt, 2000).	13
Şekil 1.7 Dingil pimi açısı (Staudt, 2000).	14
Şekil 1.8 Kaster açısı (Staudt, 2000).	14
Şekil 2.1 Bir taşıtın süspansiyon sisteminin genel görünümü (Gillespie, 1992).	18
Şekil 2.2 Bağımlı süspansiyonun genel görünümü (Staudt, 2000).	19
Şekil 2.3 Hotchkiss tipi arka süspansiyon (Gillespie, 1992).	20
Şekil 2.4 Dört çubuk tipi arka süspansiyon (Gillespie, 1992).	20
Şekil 2.5 Bağımsız süspansiyonun genel görünümü (Staudt, 2000).	21
Şekil 2.6 Serbest askılı bağımsız ön süspansiyon (Gillespie, 1992).	22
Şekil 2.7 A askılı ön süspansiyon (Gillespie, 1992).	22
Şekil 2.8 MacPherson tipi süspansiyon (Gillespie, 1992).	23
Şekil 2.9 Çok askılı arka süspansiyon (Gillespie, 1992).	24
Şekil 2.10 Serbest askılı arka süspansiyon (Gillespie, 1992).	24
Şekil 2.11 Sallanan akslı arka süspansiyon (Gillespie, 1992).	25
Şekil 2.12 Aktif süspansiyon ile pasif süspansiyonun farkı (Gillespie, 1992).	25
Şekil 3.1 Pasif süspansiyon sistemi (Gillespie, 1992).	32
Şekil 3.2 İki serbestlik dereceli taşıt modeli.	33
Şekil 3.3 Yedi serbestlik dereceli taşıt modeli.	35
Şekil 3.4 Yaylanan kütle ve yaylanmayan kütle (Staudt, 2000).	38
Şekil 4.1 Kontrolcüsüz bir sistemle kontrolcülü bir sistemin karşılaştırması.	42
Şekil 5.1 Tek serbestlik dereceli sistem.	44
Şekil 5.2 İki serbestlik dereceli sistemin basamak girişe cevabı, m_1 .	46
Şekil 5.3 İki serbestlik dereceli sistemin basamak girişe cevabı, m_2 .	46
Şekil 5.4 İki serbestlik dereceli sistemin basamak girişe cevabı, m_1 -hız.	47
Şekil 5.5 İki serbestlik dereceli sistemin basamak girişe cevabı, m_2 -hız.	47
Şekil 5.6 İki serbestlik dereceli sistemin LQR kontrol sonrası cevapları, 1.	49
Şekil 5.7 İki serbestlik dereceli sistemin LQR kontrol sonrası cevapları, 2.	49
Şekil 5.8 İki serbestlik dereceli sistemin LQR kontrol sonrası cevapları, 3.	50
Şekil 5.9 İki serbestlik dereceli sistemin LQR kontrol sonrası cevapları, 4.	50
Şekil 7.1 İki serbestlik dereceli taşıt modeli.	58
Şekil 7.2 m_1 ve m_2 kütlelerinin hareketi.	59
Şekil 7.3 m_1 ve m_2 kütlelerinin hız ve ivmeleri.	59
Şekil 7.4 İki serbestlik dereceli sistemin frekans cevabı.	60
Şekil 7.5 m_1 ve m_2 kütlelerinin hareketi.	60
Şekil 7.6 m_1 ve m_2 kütlelerinin hız ve ivmeleri.	61
Şekil 7.7 İki serbestlik dereceli kontrol uygulanmış sistemin frekans cevabı.	61
Şekil 7.8 Kontrol uygulanmamış sistemin cevapları.	62
Şekil 7.9 Kontrol uygulanmış sistemin cevapları.	62
Şekil 8.1 Gövdenin düşey hareketi.	63
Şekil 8.2 Gövdenin kafa vurma hareketi.	64
Şekil 8.3 Gövdenin yalpalama hareketi.	64
Şekil 8.4 Aksların hareketi.	65
Şekil 8.5 Yedi serbestlik dereceli sistemin frekans cevabı.	65
Şekil 8.6 Gövdenin düşey hareketi.	66

Şekil 8.7 Gövdenin kafa vurma hareketi.....	67
Şekil 8.8 Gövdenin yalpalama hareketi.....	67
Şekil 8.9 Aksların hareketi.....	68
Şekil 8.10 Yedi serbestlik dereceli kontrol uygulanmış sistemin frekans cevabı.....	68
Şekil 9.1 Taşıtın şasisi.....	69
Şekil 9.2 Taşıtın ön süspansiyon askısı.....	69
Şekil 9.3 Süspansiyon sisteminin (ön taraf) şasiye montajı.....	70
Şekil 9.4 Süspansiyon sisteminin (ön taraf) ayrıntılı resmi.....	70
Şekil 9.5 Süspansiyon sisteminin (arka taraf) şasiye montajı.....	71
Şekil 9.6 Süspansiyon sisteminin (arka taraf) ayrıntılı resmi.....	71
Şekil 9.7 Taşıtın genel görünümü.....	72
Şekil 9.8 Taşıtın genel görünümü.....	72
Şekil 9.9 Taşıtın visualNastran programındaki görünümü.....	73
Şekil 9.10 Yay ve sönüm elemanlarının montajı.....	73
Şekil 9.11 Hidrolik silindirlerin (kuvvet uygulayıcılar) montajı.....	74
Şekil 9.12 Yolun genel görünümü.....	74
Şekil 9.13 Süspansiyon sisteminin yay katsayısı 60 N/mm iken gövdenin düşey hareketi.....	75
Şekil 9.14 Gövdenin kafa vurma hareketinin değişimi, $k = 60$ N/mm.....	75
Şekil 9.15 Süspansiyon sisteminin yay katsayısı 80 N/mm iken gövdenin düşey hareketi.....	76
Şekil 9.16 Gövdenin kafa vurma hareketinin değişimi, $k = 80$ N/mm.....	76
Şekil 9.17 Süspansiyon sisteminin yay katsayısı 100 N/mm iken gövdenin düşey hareketi.....	77
Şekil 9.18 Gövdenin kafa vurma hareketinin değişimi, $k = 100$ N/mm.....	77
Şekil 9.19 Gövdenin düşey hareketinin çeşitli yay katsayılarındaki değişimi, kontrol yok.....	78
Şekil 9.20 Gövdenin düşey hareketinin çeşitli yay katsayılarındaki değişimi, kontrol var.....	78
Şekil 9.21 Gövdenin kafa vurma h. çeşitli yay katsayılarındaki değişimi, kontrol yok.....	79
Şekil 9.22 Gövdenin kafa vurma h. çeşitli yay katsayılarındaki değişimi, kontrol var.....	79
Şekil 9.23 Yolun genel görünümü.....	80
Şekil 9.24 Süspansiyon sisteminin yay katsayısı 60 N/mm iken gövdenin düşey hareketi.....	80
Şekil 9.25 Gövdenin kafa vurma hareketinin kontrolcülü ve kontrolcüsüz değişimi.....	81
Şekil 9.26 Süspansiyon sisteminin yay katsayısı 80 N/mm iken gövdenin düşey hareketi.....	81
Şekil 9.27 Gövdenin kafa vurma hareketinin kontrolcülü ve kontrolcüsüz değişimi.....	82
Şekil 9.28 Süspansiyon sisteminin yay katsayısı 100 N/mm iken gövdenin düşey hareketi.....	82
Şekil 9.29 Gövdenin kafa vurma hareketinin kontrolcülü ve kontrolcüsüz değişimi.....	83
Şekil 9.30 Gövdenin düşey hareketinin çeşitli yay katsayılarındaki değişimi, kontrol yok.....	83
Şekil 9.31 Gövdenin düşey hareketinin çeşitli yay katsayılarındaki değişimi, kontrol var.....	84
Şekil 9.32 Gövdenin kafa vurma h. çeşitli yay katsayılarındaki değişimi, kontrol yok.....	84
Şekil 9.33 Gövdenin kafa vurma h. çeşitli yay katsayılarındaki değişimi, kontrol var.....	85
Şekil 9.34 Gövdenin düşey hareketinin $m = 100$ kg ağırlıkla değişimi.....	85
Şekil 9.35 Gövdenin kafa vurma hareketinin $m = 100$ kg ağırlıkla değişimi.....	86
Şekil 9.36 Gövdenin düşey hareketinin $m = 200$ kg ağırlıkla değişimi.....	86
Şekil 9.37 Gövdenin kafa vurma hareketinin $m = 200$ kg ağırlıkla değişimi.....	87
Şekil 9.38 Gövdenin düşey hareketinin $m = 300$ kg ağırlıkla değişimi.....	87
Şekil 9.39 Gövdenin kafa vurma hareketinin $m = 300$ kg ağırlıkla değişimi.....	88
Şekil 9.40 Gövdenin düşey hareketinin çeşitli kütlelerdeki değişimi, kontrol yok.....	88
Şekil 9.41 Gövdenin düşey hareketinin çeşitli kütlelerdeki değişimi, kontrol var.....	89
Şekil 9.42 Gövdenin kafa vurma hareketinin çeşitli kütlelerdeki değişimi, kontrol yok.....	89
Şekil 9.43 Gövdenin kafa vurma hareketinin çeşitli kütlelerdeki değişimi, kontrol var.....	90
Şekil 9.44 Sol ön aksın dinamik tekerlek basıncının kontrolcülü ve kontrolcüsüz değişimi.....	91
Şekil 9.45 Sağ ön aksın dinamik tekerlek basıncının kontrolcülü ve kontrolcüsüz değişimi.....	91
Şekil 9.46 Sol arka aksın dinamik tekerlek basıncının kontrolcülü ve kontrolcüsüz değişimi.....	91
Şekil 9.47 Sağ arka aksın dinamik tekerlek basıncının kontrolcülü ve kontrolcüsüz değişimi.....	92

Şekil 9.48 Gövdenin düşey hareketinin kontrolcülü ve kontrolcüsüz değişimi.	92
Şekil 9.49 Gövdenin kafa vurma hareketinin kontrolcülü ve kontrolcüsüz değişimi.	93
Şekil 10.1 İvme genliklerinin kontrolcülü ve kontrolcüsüz durumlardaki değişimi, 1.	94
Şekil 10.2 İvme genliklerinin kontrolcülü ve kontrolcüsüz durumlardaki değişimi, 2.	95
Şekil 10.3 İvme genliklerinin kontrolcülü ve kontrolcüsüz durumlardaki değişimi, 3.	95
Şekil 10.4 Yay katsayısının değişimiyle titreşim genliklerinde oluşan değişimler.	96
Şekil 10.5 Kontrol sonucu titreşim genliklerindeki değişim.	97
Şekil 10.6 Kontrol sonucu gövdenin kafa vurma hareketindeki değişim.	97
Şekil 10.7 Kontrol sonucu tekerlek-yol temas ilişkisi arasındaki değişim.	98



ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 2.1 Süspansiyon sistemlerinin performansları (Gillespie, 1992)	28
Çizelge 4.1 Titreşim yöntemine göre kontrolcü ayar değerleri (Ogata, 2001).....	41



ÖNSÖZ

Bu tezi hazırlayabilmem için bana bilgi ve moral açısından en uygun çalışma olanaklarını sunan değerli hocam Sn. Doç. Dr. İsmail Yüksek'e, bana bu mesleği sevdiren ve ilerleyebilmem için teşvikte bulunan değerli hocalarım Sn. Prof. Necati Tahralı'ya ve Sn. Yrd. Doç. Dr. Rahmi Güçlü'ye sonsuz teşekkürlerimi sunarım.



ÖZET

Motorlu taşıtların hızla gelişmekte olan günümüz teknolojisinde önemli bir yeri vardır. Taşıtlarda motor ve yoldan kaynaklanan bir takım titreşimler meydana gelmektedir. Konfor, güvenlik, yol tutuşu ve bunlara bağlı olarak performansın yükseltilmesi gibi faktörler taşıt titreşimlerinin optimize edilmelerinin önem ve gereğini ortaya çıkarmaktadırlar.

Bu çalışmada iki, yedi ve çok serbestlik dereceli taşıt modellerinin dinamik davranışları incelenip, titreşimleri optimize edilmişlerdir. Önce iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modelinin dinamik davranışı, çıkartılan diferansiyel denklemler çözülerek simüle edilmiştir ve titreşim hareketi PID ve LQR kontrol yöntemleriyle optimize edilmiştir. Daha sonra yedi serbestlik dereceli tam taşıt modelinin dinamik davranışı, çıkartılan diferansiyel denklemler çözülerek simüle edilmiştir ve titreşim hareketi PID kontrol yöntemiyle optimize edilmiştir. Son olarak da çok serbestlik dereceli taşıt modelinin dinamik davranışı, diferansiyel denklemler çıkartılmadan, bir simülasyon programının yardımıyla simüle edilmiştir ve titreşim hareketi PID kontrol yöntemiyle optimize edilmiştir. Bütün titreşim optimizasyonlarında, genlikler azaltılmak suretiyle olumlu sonuçlar elde edilmiştir.

Anahtar kelimeler: Taşıt titreşimleri, PID kontrol, LQR kontrol, Süspansiyon sistemleri, Simulink.

ABSTRACT

Motor vehicles have an important place in today's technology which makes progress rapidly. Vibration becomes because of the engine and road conditions. The factors such as confort, security, road holding and performance development necessitate the optimization of vehicles vibrations.

In this work, the dynamic behaviour of two, seven and multi degrees of freedom vehicles has been studied. First, the dynamic behaviour of a quarter vehicle model which has two degrees of freedom has been studied using differential equations and its vibrations has been optimized with PID and LQR controllers. Then the dynamic behaviour of a full vehicle model which has seven degrees of freedom has been studied using differential equations and its vibrations has been optimized with PID controller. Finally the dynamic behaviour of a multi degrees of freedom vehicle has been studied using a simulation program and its vibrations has been optimized with PID contoller. For all vibration optimizations, positives results was obtained with minimized amplitudes.

Keywords: Vehicle vibrations, PID control, LQR kontrol, Suspension systems, Simulink.

1. GİRİŞ

1.1 Problemin Tanımı

Taşıt ve taşıt gibi bütün mekanik sistemlerin en önemli sorunlarından biri titreşimdir. Titreşimin insan sağlığına zararlı olduğu ve çeşitli hastalıklara sebebiyet verdiği birçok çalışmada (Griffin, 1982; Rakheja, 1985) ıspatlanmıştır.

Otomobil endüstrisi, bu olumsuz etkiyi giderecek doğrultuda gelişim göstermiştir. İlk olarak taşıtın yaptığı hareketler tanıtılmışlardır (Hrovat, 1991; Bouazara, 1991; Crolla, 1991). Bouazara ve Richard (1996) çalışmalarında, iki boyutlu taşıt modelinin hareketlerini analiz etmişlerdir. İki boyutlu taşıt modelinin, gerçek taşıt tarafından yapılan bazı hareketlerin analizine mücadele etmediğini fark eden Bouazara ve Richard (2001), üç boyutlu taşıt modelinde gerçek taşıtın hareketlerine en yakın sonuçları elde ederek, pasif, yarı aktif ve aktif süspansiyonların kullanımıyla, taşıtın konforundaki ve yol tutuşundaki değişimleri analiz etmişlerdir. Kim (2002), yedi serbestlik dereceli ve üç boyutlu taşıt modeline, yol hassasiyeti algoritmasından yararlanarak aktif süspansiyonu uygulamıştır. Elde ettiği değerleri, diğer kontrol yöntemleriyle karşılaştırmıştır.

Aktif süspansiyon sistemleri ile ilgili araştırmalar hem otomotiv endüstrisinde hem de akademik alanlarda oldukça popüler hale gelmişlerdir. Bu araştırmalarda, uygun süspansiyon sapma aralığının sağlanması, taşıtın yol tutuş performansının artırılması ve yaylanan kütlelerin (taşıt gövdesinin) dikey ivmelerinin azaltılarak taşıt seyir konforunun geliştirilmesi konuları ön plana çıkmaktadırlar. Araştırmaların büyük bir çoğunluğunda, aktif süspansiyon sistemleri, LQR kontrol teorisinin temeline dayandırılmışlardır. Ancak ihmal edilemeyen bozucu etkiler ve sistem elemanlarının doğrusal karakterli olmayışları, söz konusu sistemleri oldukça karmaşık bir hale getirmektedirler. Bu yüzden LQR kontrol teorisi temeline dayanan aktif süspansiyon sistemleri güvenilir olmayabilmektedirler. Taşıtın doğrusal karakterli olmayışından ve karmaşıklığından kaynaklanan bu problemlerin üstesinden gelmek için bulanık mantık kontrolcüler önerilmiştir.

Hyniova ve diğerleri (2001), bir hidrolik süspansiyonun aktif kontrolü için bulanık mantık metodunu kullanmışlardır. Çeyrek taşıt modelini kullanarak yaptıkları simülasyonda iyi seyir konforu ve iyi yol tutuşu performans kriterlerini sağlamışlardır. Ayrıca bulanık mantık temeline dayanan bu aktif süspansiyon sisteminin, söz konusu çeyrek taşıt modelinin kararlılığını da iyi yönde geliştirdiğini saptamışlardır.

Küçükdemiral ve diğerleri (2000), aktif süspansiyon sistemleri için tek girişli robust adaptif kayan tipli bir bulanık mantık kontrolcü önermişlerdir. Kayan tipli kontrolcünün etkinliğiyle bulanık mantık kontrolcünün kabiliyetini birleştiren bu kontrolcünün global kararlılık probleminin üstesinden geldiğinin geçerli sonuçları sunulmuştur. Küçükdemiral ve diğerleri, önerdikleri bu kontrolcünün etkinliğini ve performansını, gerçek sisteme yakın bir doğrusal olmayan model üzerinde, PID, PD ve kendinden ayarlamalı bulanık şemalı kontrol teknikleriyle karşılaştırmalı olarak göstermişlerdir.

Yue ve diğerleri (1989), iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli üzerinde çeşitli doğrusal kontrol yöntemlerini uygulamışlardır. Uygulanan kontrol yöntemleri, konum geri beslemeli ve aks kütlesi hız geri beslemelidirler. Bu yöntemlerden LQG, daha iyi bir seyir konforu performansı, daha büyük bir süspansiyon sapma aralığı ve daha iyi bir yol tutuşu kabiliyeti kriterleri göz önüne alındığında, ön plana çıkmıştır.

Alleyne ve diğerleri (1993), çeyrek taşıt modeli üzerinde, PID kontrolcüyle kayan tipli kontrol yöntemini kıyaslamışlardır. Deney sonuçları ile doğrusal olmayan kayan tipli kontrolcünün PID kontrolcünden daha etkin olduğu gösterilmiştir.

Lauwerys ve diğerleri (2002), aktif şok emicinin kullanıldığı bir otomobil için kontrolcü geliştirmişlerdir. Buradaki şok emicinin, iki adet debi denetim valfi aracılığıyla, sürekli olarak sönüm katsayısı değiştirilmiştir. Şok sönümleyiciyi (doğrusal olmayan hidrolik sistem) dinamik sinir ağlarıyla modellemişlerdir. Ayrıca önerdikleri kontrolcülerin çeyrek taşıt modeli üzerindeki deneysel sonuçlarını da göstermiş olup çeşitli doğrusal otomobil kontrolcülerinin kombinasyonu ile önerdikleri doğrusal olmayan sönümleyici modelini ters çevirme stratejisiyle karşılaştırmışlardır.

Kuo ve diğerleri (2000), bir otomobil aktif süspansiyon sistemi için bileşik kontrolcü geliştirmişlerdir. Bu bileşik şema bir bulanık mantık temelli geri beslemeli kontrolcü ve bir bulanık mantık temelli ileri beslemeli kontrolcünden meydana gelmektedir. Buradaki geri beslemeli kontrolcü, gövde ve aks hızlarının varyasyonlarına göre seyir konforu ve yol tutuşu arasındaki uyuşmayı sağlamak için kullanılmaktadır. İleri beslemeli kontrolcü ise yoldan gelen bozucu etkinin sisteme kabul edilmemesi işlevini görmek için kullanılmıştır. İleri sürdükleri bu bileşik kontrolcü, taşıt pürüzlü yolda seyrederken iyi yol tutuş yeteneği ve iyi seyir konforu sağlamıştır.

Karlsson ve diğerleri (2000), bir bedel fonksiyonu temeline dayanan, doğrusal olmayan optimal kontrol kanununu geliştirmişlerdir. Küçük bozucu etkiler için performansın doğrusal

kontrollü süspansiyon ile benzer olduğunu ancak büyük bozucu etkiler altında performansın arttığını saptamışlardır ve doğrusal kontrolcüden daha emniyetli bir seyir sağladığı sonucuna varmışlardır.

Fialho ve Balas (2000), çalışmalarında doğrusal kontrolün temeline dayanan yeni bir tasarım geliştirmişlerdir. Bu tasarımda kontrolcüler geri besleme sinyali olarak süspansiyon sapma aralığını kullanmaktadırlar. Çalışmada, önerilen kontrolcülerin performanslarını belirlemek için üç ana performans kriteri (seyir konforu, süspansiyon sapma aralığı ve yol tutuşu) göz önünde bulundurulmuştur. Model olarak çeyrek taşıt modeli kullanılmıştır. Simülasyon sonuçları, doğrusal kontrolcüler ile önerilen kontrolcülerin söz konusu kriterler göz önüne alınarak performanslarının karşılaştırılmasıyla, en iyi performansı önerilen kontrolcülerin sağladığını göstermiştir.

Williams (1997), çalışmasında aktif süspansiyon sistemlerinin temel prensiplerini tanıtmıştır. İki kısım halinde yayınlanan bu çalışmasının ilk kısmında bir konvansiyonel pasif süspansiyonun tasarımında gereken uzlaşmaları tekrar gözden geçirmiştir ve ardından bu süspansiyona aktif elemanlar dahil ederek söz konusu uzlaşmaların nasıl değiştirilebileceğini göstermiştir. Çalışmasının ikinci kısmında ise aktif süspansiyon sistemi donanımını tartışmıştır.

Narayanan ve Senthil (1998), doğrusal olmayan pasif süspansiyon elemanlarına sahip iki serbestlik dereceli bir taşıt modelinin düzensiz tahriklere verdiği cevabın aktif kontrolünü göz önüne almışlardır. Doğrusal olmayan elemanlara sahip aktif süspansiyonun performansının buna karşılık gelen pasif süspansiyon sisteminkinden çok daha iyi olduğunu göstermişlerdir.

Alkhaib ve diğerleri (2003), çalışmalarında genetik algoritma metodunu tek serbestlik dereceli doğrusal bir titreşim optimizasyonu problemi için uygulamışlardır ve bu metodu doğrusal çeyrek taşıt modelinin titreşim optimizasyonuna genişletmişlerdir. Bu metodun iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeline uygulanması söz konusu metodun çok serbestlik dereceli sistemlere de uygulanabilirliğini göstermektedir. Ayrıca bu çalışmalarında genetik algoritma tekniğiyle elde edilen çözümün optimalliğini göstermek için bir örnek vermişlerdir.

Güçlü (2003), PID kontrollü bir yolcu koltuğuna ve aktif süspansiyonlara sahip doğrusal olmayan sekiz serbestlik dereceli bir taşıt modelinin dinamik davranışlarını incelemiştir. Bu çalışmada göz önüne alınan doğrusal olmama durumu damperlerdeki kuru sürtünmeden dolayı meydana gelmektedir. Süspansiyonlar ise MacPherson tipi bağımsız süspansiyonlar olarak seçilmişlerdir. Kontrol stratejisi üç farklı durumda hesaba katılmıştır. Birinci durumda

sadece yolcu koltuğuna kontrol uygulanmıştır. İkinci durumda sadece taşıt gövdesine kontrol uygulanmıştır. Son durumda ise hem yolcu koltuğuna hem de taşıt gövdesine aynı zamanda kontrol uygulanmıştır. Güçlü, elde ettiği performans sonuçlarını karşılaştırmış ve yolcu koltuğunun altına bir kontrolcü eklenmesinin seyir konforunu büyük ölçüde iyileştireceği sonucuna varmıştır.

Miroslave (1997), taşıt titreşimlerini parametrik olarak incelemek suretiyle bir çalışma gerçekleştirmiştir. Bu amaçla oluşturduğu yedi serbestlik dereceli rijit gövdeli taşıt modelinde, yer değiştirmelerini, kütleleri ve atalet momentlerini parametrik olarak kabul ederek pratikte de kullanılabilir bir yöntem geliştirmiştir. Elbeheirh ve diğerleri (1996), düzensiz bir yol üzerinde çeyrek taşıt modelini kullanarak taşıt titreşimlerini minimize edecek optimum süspansiyon sapma aralığını bulmuşlardır.

Soron ve Goel (2000), dönen bir tekerleğin dinamik rijitliğini ve sönüm katsayısını belirlemek için laboratuvar tekniği geliştirmişlerdir. Normal kuvvetin, tekerlek hava basıncının ve hızın dinamik rijitlik ve sönüm katsayısı üzerine etkilerini, dört ayrı tekerlek tipi için, bir rapor olarak hazırlamışlardır. Özlü ve Güney (1997), oluşturdıkları üç boyutlu bir taşıt modeli için tekerleğin sönüm katsayısının seyir emniyetine ve titreşim konforuna etkilerini incelemişlerdir. Tekerlek sönüm katsayısının tanımlanmasında kullanılan üç yöntemi de kullanarak, sonuçlar arasında karşılaştırma yapmışlardır. Guo (1993), çeşitli darbe girişleri için taşıt titreşimlerini incelemiş ve eşdeğer tekerlek temas modelini geliştirmiştir. Jolly (1983), doğrusal olmayan bir matematik model kullanarak, taşıt süspansiyonu için bir yaklaşım tarzı belirtmiştir. Sonuçta alternatif bir deneme yanılma metodu teklifiyle belirttiği yaklaşımın hızlı ve etkili bir taşıt süspansiyonu tasarımıını mümkün kılacağına gelmiştir.

Taşıt süspansiyon sistemlerinin aktif kontrolü için çalışan bazı araştırmacılar güvenlik sebeplerinden dolayı tekerlek-yol temas kuvveti gezintilerinin mümkün olduğu kadar küçük kalmasına odaklanmışlardır. Bazı araştırmacılar ise iyi bir gövde hareketi kontrolü için süspansiyon sapma aralığının sınırlanmasına odaklanmışlardır.

Hady ve Crolla (1989), bir taşıtın bütününü temsil eden tam taşıt modelini çizmişlerdir. Sınırlı sayıda durum geri beslemeli kontrolcü ile tam durum geri beslemeli kontrol hallerini karşılaştırmışlardır. Sonuçta söz konusu sistemin performansının hemen hemen tam durum geri beslemeli sisteminki kadar iyi olduğunu ve önerdikleri kontrolün pratik uygulanabilirliğinin çok daha cazip olduğunu göstermişlerdir.

Li ve Nagai (1999), taşıtın motorunu, koltuklarını ve yolcularını göz önüne alarak çok

serbestlik dereceli bir taşıt modeli oluşturmuşlardır. LQR kontrol teorisinin kullanımıyla bu model için bir kontrolcü dizayn etmişlerdir. Sonuçta çeşitli performans ölçütlerinin test edilmesi ile uygun bir kontrol şeması seçilmiştir.

Sharp ve diğerleri (1986), pasif, aktif ve yarı aktif süspansiyon sistemlerinin performans kabiliyetlerini mukayeseli olarak incelemişlerdir. Bu karşılaştırma seyir rahatlığı, süspansiyon sapma aralığı ve dinamik tekerlek basıncı kriterleri baz alınarak çeyrek taşıt modeli üzerinde yapılmıştır. Yapılan simülasyonda her bir sistem için aynı yol pürüzlülüğü, aynı hız ve aynı süspansiyon sapma aralığı kullanılmıştır. Sonuçta pasif, yarı aktif ve aktif süspansiyon sistemlerinin tasarım özellikleri ve göreceli performans kabiliyetleri verilmiştir. Aktif ve yarı aktif süspansiyon sistemlerinin pratik uygulamalarında, kuvvet uygulayıcının şasi ve tekerlekler arasına yerleştirilmesi gerekir. Bu tasarım sınırlaması yüzünden kuvvet uygulayıcılar eş zamanlı olarak hem taşıt gövdesine hem de tekerlere dinamik etkiler üretirler.

Lee ve Carter (1998), pasif ve yarı aktif sönüm elemanları kullanılan dört serbestlik dereceli model ile tam taşıt modelinin geçici cevap karakteristiklerini karşılaştırmışlardır. Bu çalışmada önerilen bulanık mantık kontrollü yarı aktif sistem, gövde ve aks dinamiklerini dengeleme yönünden yine bu çalışmada incelenen konvansiyonel yarı aktif sönüm kontrol yönteminden daha iyi sonuçlar vermiştir.

Chang ve diğerleri (2002), kayan tipli kontrol teorisi ile bulanık mantık kontrol teknolojisini birleştirerek karmaşık tek giriş ve tek çıkışlı sistemlerin kontrol edilmesi için yeni bir tip bulanık mantık kontrolcü tasarımı sunmuşlardır. İlk olarak verilen doğrusal olmayan sistemin yerel dinamik davranışlarını göstermek için bu sistemin bulanık mantık modelini oluşturmuşlardır. Daha sonra, global kayan tipli kontrolcü ve tam durum geri beslemeli kontrolcülerin birleştirilmesi ile bir global kontrolcü oluşturmuşlardır. Etkinliğin ve izleme performansının iyileşmesi bulanık mantık temelli kontrol ile kayan tipli kontrolün bütünleştirilmesiyle sağlanmıştır. Buna ek olarak doğrusal olmayan sistemlerin temelinde yatan kontrol kararlılığı sorununun giderilmesi ve sistem parametrelerindeki belirsizlikten kaynaklanan problemlerin kayan tipli kontrolün etkinliği ile giderilmesi garanti edilmiştir. Sonuç olarak geliştirilen bu bütünleşik kontrolcünün fizibilitesi ve etkinliğini göstermek için iki simülasyon gerçekleştirmişlerdir.

Taşıtlara etki eden zorlayıcı dinamik kuvvetler sadece yoldan kaynaklanmaz. Seyir halindeki taşıtlara ayrıca aerodinamik kuvvetler de etki ederler. Atlı (1985), kara taşıtları aerodinamiğini genel olarak incelemiştir. Bu maksatla önce aerodinamik kuvvet sistemini ele

almış ve özellikle sürüklenme kuvveti ve taşıtın yakıt sarfiyatı üzerinde durmuştur. Sonra akım alanı, kontrol ve stabilite ile havalandırma ve gürültüyü ele almıştır.

Esmailzadeh ve Fahimi (1997), doğrusal tam taşıt modelini kullanarak aktif süspansiyon tasarımı gerçekleştirmişlerdir. Bu modelde pasif sistemlerdeki sönümün yerini kuvvet uygulayıcı almıştır. Kuvvet uygulayıcı optimum tam geri besleme vektörü ile kontrol edilmiştir. Geri besleme vektörü tayin edildikten sonra, aktif ve pasif sistemlerin sonuçları karşılaştırılmıştır ve aktif süspansiyonun performansının çok iyi olduğu saptanmıştır. Taşıt parametrelerindeki değişikliklerin sistem performansını etkilememesi arzu edilir.

Giliomee ve Els (1998), çalışmalarında yarı aktif hidropnömatik yay ve damper sistemi ile ilgilenmişlerdir. Bu sistem iki konumlu hidropnömatik yay ve iki konumlu hidropnömatik damperi kapsamaktadır. Sistem özellikle arazi taşıtlarının konfor ve sürüş kolaylığını iyileştirmektedir. Ağır arazi taşıtlarının konfor ve sürüşünü iyileştirmek için süspansiyon gereksinimlerini, yarı aktif hidropnömatik yay ve yarı aktif damperin avantajlarını referans kabul ederek ele almışlardır. Laboratuvar testlerinde yay ve damper karakteristiklerinin yanı sıra, yarı aktif yay ve yarı aktif sönümleyici için valf cevap zamanını da belirlemişlerdir. Birinci derece konfor testlerini gerçekleştirmek için üç tonluk yaylanan kütleyle sahip tek serbestlik dereceli test donanımı kullanmışlardır. Yaptıkları bu testler adım cevabı ve düzensiz giriş cevabını içermektedir. Test donanımını hem yay ve damper için yarı aktif kontrol stratejilerini belirlemede hem de harici hidrolik pompa kullanmadan yükseklik ayarının yapılabilmesi için kontrol stratejilerinin geliştirilmesinde kullanmışlardır. Bu çalışmalarında, yarı aktif hidropnömatik yay kullanıldığı zaman konfor ve sürüşün optimizasyonu için yüksek ve düşük yay katsayılı süspansiyon elde etmenin mümkün olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

Görüldüğü gibi titreşim sorununu gidermek için birçok araştırma yapılmıştır. Bu çalışmada öncelikle taşıt titreşimlerinin nedenleri anlatıldı. Sonra titreşimi engellemek için tasarlanmış pasif, yarı aktif ve aktif süspansiyonlar ile ilgili bilgiler verildi. Daha sonra aktif süspansiyon uygulamalarında kullanılan PID ve LQR kontrol yöntemleri anlatıldı. Bu kontrol yöntemleri ile iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt ve yedi serbestlik dereceli tam taşıt modellerinin basamak girişe verdikleri cevap minimize edildi. Son olarak da, bir simülasyon programının yardımıyla, çok serbestlik dereceli taşıt modelinin basamak ve düzensiz girişlere verdiği cevaplar incelendi. Oluşan dinamik hareketin PID kontrolcüyle kontrolü yapıldı. Bütün kontrol uygulamalarında titreşimlerin genliklerinin azaltılması suretiyle olumlu sonuçlar elde edildi, aynı zamanda çok serbestlik dereceli taşıtın yol tutuşu performansı da artırıldı.

1.2 Taşıt Dinamiğine Giriş

Motorlu bir taşıt, tekerleklerin yola temas ettiği noktalarda meydana gelen, dört adet kuvvetten etkilenir. İşte bu kuvvetler ve bu kuvvetlerden kaynaklanan momentler, taşıt dinamiğinin temelini oluştururlar. Taşıt dinamiği, gemiler, uçaklar, demiryolu taşıtları ve kara taşıtları gibi bütün taşıt gruplarını kapsamaktadır. Bu tezde kara taşıtlarının dinamiği incelenecektir. Tartışmaların büyük çoğunluğu otomobil üzerinde yoğunlaşacaktır.

Otomobilin performansı, üstüne etki eden kuvvetlere verdiği cevapla belirlenir. Bu kuvvetler, hızlanma, yavaşlama, viraj alma veya engebeli bir yolda ilerleme durumlarında daha etkili olurlar. Taşıt dinamiği, öncelikle, bu kuvvetlerin nasıl ve neden kaynaklandığını araştırır. Taşıtın etkilendiği en önemli kuvvet, tekerlekler tarafından yola uygulanan kuvvettir. Nitekim, tekerleklerin veya başka bir deyişle havalı lastiklerin özelliklerini anlamak çok önemlidir.

Unutulmamalıdır ki, sürücünün etkisi de taşıtın hareketinin incelenmesinde önemli bir yer tutar. Örneğin otomobil bir virajı dönerken, yön değiştirdiği için normal ivme meydana gelecektir. Viraj kabiliyeti de, otomobilin meydana gelen normal ivmeye verdiği cevaptır. Sürücünün taşıt üzerindeki etkisi geri beslemeli bir kontrol devresine benzer. Taşıt istenilmeyen bir davranış gösterdiğinde, sürücü hızı ve yönü değiştirerek ideal konumu bulmaya çalışır.

Taşıt dinamiğini anlamak, analitik yollarla mümkündür. Analitik yaklaşım, fizik kurallarından yola çıkarak, cebirsel veya diferansiyel denklemler oluşturmaktır. Denklemler kuvvetleri ve bu kuvvetlerin neticesinde oluşan hareketleri temsil ederler. Bu denklemler neticesinde oluşturulan matematik model, taşıtın hangi durumlarda nasıl hareket edeceğini anlamamıza yardımcı olur. Ancak analitik yöntemler her zaman kesin çözümü vermezler, elde edilen sonuçlarda yanlışlıklar olabilir. Çözüme ulaşılamayan yerlerde veya çözümün yanlış olduğu yerlerde, mühendis inisiyatifi kullanarak duruma müdahale etmelidir.

Taşıt dinamiği ile ilgili dikkat çeken ilk çalışmalar 1920'lerde, yönlendirme, kararlılık ve süspansiyon konusundaki ilk yayınlar da 1930'larda yapılmıştır. Yol pürüzlülüğü çok önemli olmasına rağmen, düzgün olmayan yolun karakteristiği ve bu yol üzerinde ilerleyen tekerlekli taşıtların dinamik tepkileri ve sürüş özellikleriyle ilgili ilk çalışmalar ancak 1960'lı yıllarda uçakların iniş takımları üzerinde gerçekleştirilmiştir. Taşıt dinamiğindeki ilk yayınlardan 90'lı yıllara, taşıt dinamiğindeki temel gelişmeler Segel ve Crolla tarafından özetlenmiştir.

Crandal ve Mark'ın temelini oluşturdukları gelişigüzel (random) titreşimlerle ilgili çalışmalar,

Healey'in yol pürüzlülüğünden kaynaklanan dikey yöndeki taşıt titreşimi üzerine teorik ve deneysel çalışmaları ile hız kazanmıştır. Bu çalışmalar sonucunda, teorik ve deneysel sonuçlar arasındaki en önemli hatanın, yol pürüzlülüğünde yapılan kabullerden kaynaklandığı kabul edilmiştir. Çalışmalar iki, dört ve yedi serbestlik dereceli taşıt modelleriyle tekrarlanmış ve sonuç olarak iyi tanımlanmış yol pürüzlülükleriyle çalışıldığında yedi serbestlik dereceli taşıt modelinin deneysel ölçüm sonuçlarıyla düşük frekanslarda uyduğu gösterilmiştir. Fakat cevabın yüksek frekans bileşenlerinde bu uyuşma tam olarak yakalanamamıştır.

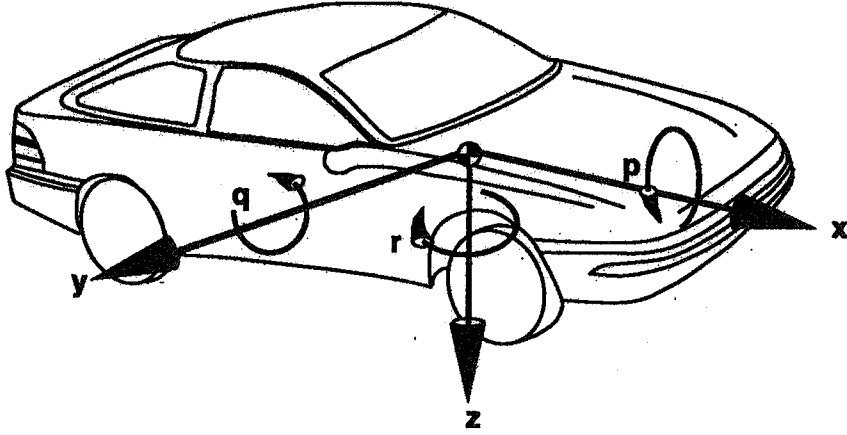
1.3 Taşıtın Matematiksel Modeli

Taşıt dinamiği, taşıtların (otomobiller, tırlar, otobüsler) yol üzerindeki hareketlerini açıklamaktadır. Bu hareketler hızlanma, yavaşlama ve viraj dönme gibi durumlarda daha belirgin olurlar. Dinamik davranış, taşıtın üstüne tekerlekler, yer çekimi ve atmosfer tarafından uygulanan kuvvetlerin neticesinde oluşur. Taşıt ve bileşenleri, bir manevra esnasında, bu kaynaklardan hangisinin kuvvet uyguladığını ve taşıtın buna nasıl cevap verdiğini anlamak için, incelenirler. İşte bu yüzden, sistemin modellenmesi, hareketin tanımlanması için gerekli bir işlemdir.

1.3.1 Kütleler

Motorlu bir taşıt, şasinin üstüne yerleştirilmiş bir sürü kütlelerden oluşur. Temel analizlerin bir çoğunda bu kütlelerin hep beraber hareket ettikleri kabul edilir. Mesela yavaşlama anında bütün taşıt tek bir üniteden oluşuyormuş gibi yere yaklaşır, bu yüzden taşıt, ağırlık merkezine yerleştirilmiş tek bir kütleyle gösterilebilir (Yaklaşık kütle ve atalet özellikleriyle). Hızlanma, yavaşlama ve viraj dönme analizlerinde, tek bir kütle yeterli olacaktır. Ancak sürüş analizlerinde, tekerlekleri ayrı bir kütle olarak düşünmek gerekecektir. Burada, gövde yaylanan kütle, tekerlekler ise yaylanmayan kütle olarak adlandırılırlar.

Basit bir kütle tanımlaması için, taşıt, ağırlık merkezinde toplanmış konsantre bir kütle olarak gösterilir. Ağırlık merkezindeki noktasal yük, yaklaşık atalet momentleriyle birlikte, dinamik olarak taşıta denktir ve bütün hareketlerin çözümünde, taşıt rijit kabul edildiği müddetçe, kullanılabilir.



Şekil 1.1 Taşıt eksen sistemi (Gillespie, 1992).

1.3.2 Taşıt Eksen Takımları

Taşıtın hareketleri, taşıtın sabit koordinat sistemi olarak adlandırılan bir eksen takımı referans kabul edilerek incelenir. Bu eksen takımının orijini taşıtın ağırlık merkezidir. Bu eksen takımında:

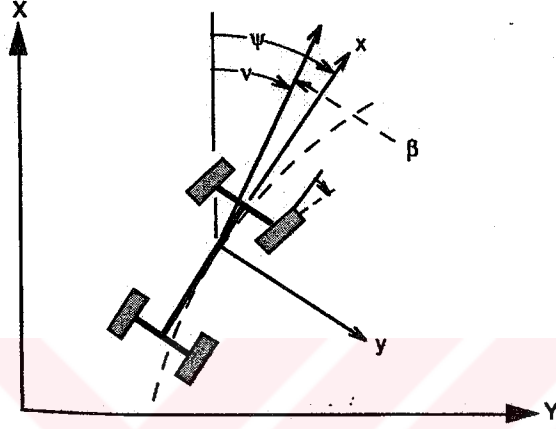
- x, teğetsel doğrultu (taşıtın arkasından önüne doğru),
- y, normal doğrultu (ağırlık merkezinden sağ dış tarafa doğru),
- z, düşey doğrultu,
- p, x eksenini etrafındaki yalpalama hızı,
- q, y eksenini etrafındaki kafa vurma hızı,
- r, z eksenini etrafındaki spin atma hızıdır.

Taşıtın hareketleri, teğetsel hız, normal hız, düşey hız, yalpalama, kafa vurma ve spin atma hızlarıyla (taşıtın eksen takımı referans kabul edilerek) tanımlanır.

Bir manevra esnasında taşıtın yüksekliğini ve yörüngesini belirlemek için ise, yere sabitlenmiş bir eksen sistemi referans kabul edilir. Manevranın başladığı noktada, taşıtın eksen sistemi ile yerin eksen sisteminin orijinleri çakışmaktadır. Yerin eksen sisteminde:

- X, teğetsel doğrultu,
- Y, normal doğrultu,
- Z, düşey doğrultu,
- Ψ , yerin X eksenini ile taşıtın x eksenini arasındaki açı,
- ν , taşıtın teğetsel hız vektörü ile yerin X eksenini arasındaki açı,
- β , taşıtın teğetsel hız vektörü ile taşıtın x eksenini arasındaki açıyı temsil etmektedir.

Taşıtın eksen sistemi ile yerin eksen sistemi arasındaki bağıntılar Euler açılarıyla açıklanır. Euler açıları üç adet açısal hareketle belirlenmiştir. Yerin eksen sisteminden başlayarak, taşıtın eksen sistemi önce spin atma hareketini yapar (z eksenini etrafında dönme), daha sonra kafa vurma hareketini yapar (y eksenini etrafında dönme), daha sonra da yalpalama hareketini yapar (x eksenini etrafında dönme). Elde edilen üç açığa Euler açıları denir. Bu dönme hareketlerinin sıralaması önemlidir, sıralama değişirse, değerler de değişirler.



Şekil 1.2 Yerin sabit koordinat sisteminde taşıt (Gillespie, 1992).

1.3.3 Kuvvetler

Kuvvetler ve momentler, normal olarak, taşıtın üstüne etki ediyormuş gibi düşünülürler. Nitekim, teğetsel doğrultudaki (x eksenini) pozitif bir kuvvet, taşıtın ileri doğru gitmesine sebep olacaktır. Tekerleklerin üstüne gelen yükten kaynaklanan kuvvet taşıtın düşey doğrultuda hareket etmesine sebep olacaktır ki şiddeti negatiftir. Terimlerde bir karışıklık olmaması için, aşağı doğru olan kuvvetlere düşey kuvvetler, yukarı doğru olan kuvvetlere negatif düşey kuvvetler denir.

Eksen sistemleri ve kuvvetlerle ilgili bu tanımlardan sonra, taşıtın denklemlerinin oluşturulmasına geçebiliriz. Taşıt dinamiği analizlerinde en çok Newton'un ikinci hareket kanunu kullanılır. Bu kanun hem öteleme hareketi hem de dönme hareketi yapan sistemlere uygulanabilir.

Öteleme hareketi yapan sistemlerde, sisteme etki eden bir doğrultudaki bütün kuvvetlerin toplamı, sistemin o doğrultudaki ivmesi ve kütlelerinin çarpımına eşittir.

$$\sum F_x = m.a_x \quad (1.1)$$

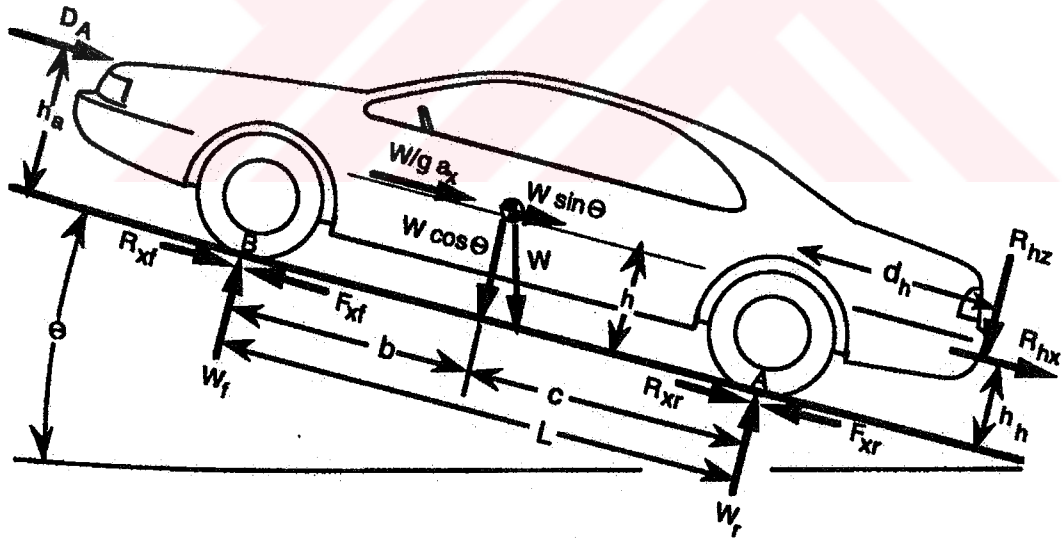
Dönme hareketi yapan sistemlerde, sistemi bir eksen etrafında dönmeye zorlayan momentlerin toplamı, cismin o eksene göre hesaplanmış atalet momentiyle, o eksen etrafındaki açısal ivmesinin çarpımına eşittir.

$$\sum T_x = I_{xx} \cdot \alpha_x \quad (1.2)$$

1.4 Dinamik Aks Yükleri

Newton'un hareket kanununun ilk uygulaması aks yüklerinin belirlenmesidir. Dinamik aks yüklerinin belirlenmesi, hızlanma ve yavaşlama analizlerinin ilk adımudur, çünkü bu yükler arabanın çekiş performansını, maksimum hızını yani kısaca sınırlarını belirler.

Burada W taşıtın ağırlığını temsil etmektedir, etki noktası da taşıtın ağırlık merkezidir. İki bileşeni vardır, ilki yola dik olan dikey bileşeni, ikincisi ise yola paralel olan yatay bileşenidir. Eğer taşıt ivmeleniyorsa, yine ağırlık merkezinde, ivmelenme doğrultusuna zıt doğrultuda, d'Alembert kuvveti olarak da adlandırılan, atalet kuvveti oluşacaktır. W_f ve W_r tekerlekler tarafından yola uygulanan kuvvetlerdir. F_{xf} ve F_{xr} çekiş kuvvetleri, R_{xf} ve R_{xr} ise direnç kuvvetleridir. D_A ise taşıt gövdesine etki eden aerodinamik kuvvettir.



Şekil 1.3 Taşıtın üstüne etki eden kuvvetler (Gillespie, 1992).

Ön aksa gelen kuvvetleri bulmak için, bütün kuvvetlerin A noktasına göre momentlerini alıp, momentlerin toplamını sıfıra eşitleyeceğiz.

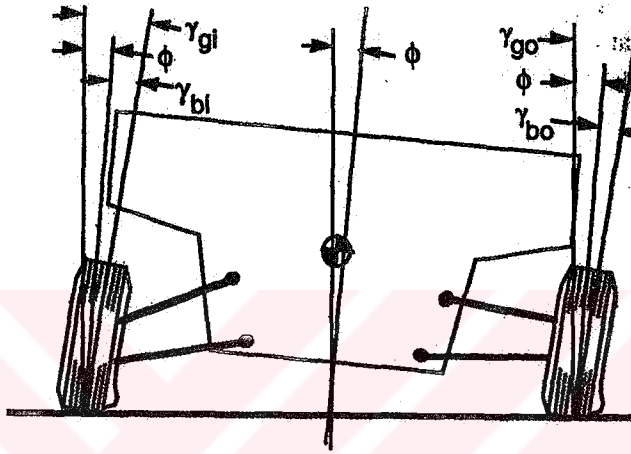
$$W_f \cdot L + D_A \cdot h_a + \frac{W}{g} \cdot a_x \cdot h + R_{hx} \cdot h_h + R_{hz} \cdot d_h + W \cdot h \cdot \sin \Theta - W \cdot c \cdot \cos \Theta = 0 \quad (1.3)$$

Aynı işlemi B noktası için de yaparsak W_f ve W_r yükleri şöyle çıkacaktır:

$$W_f = (W.c.\cos\Theta - R_{hx}.h_h - R_{hz}.d_h - \frac{W}{g}.a_x.h - D_A.h_a - W.h.\sin\Theta) / L \quad (1.4)$$

$$W_r = (W.b.\cos\Theta + R_{hx}.h_h + R_{hz}.(d_h + L) + \frac{W}{g}.a_x.h + D_A.h_a + W.h.\sin\Theta) / L \quad (1.5)$$

1.5 Hareket Sonucu Oluşan Değişimler



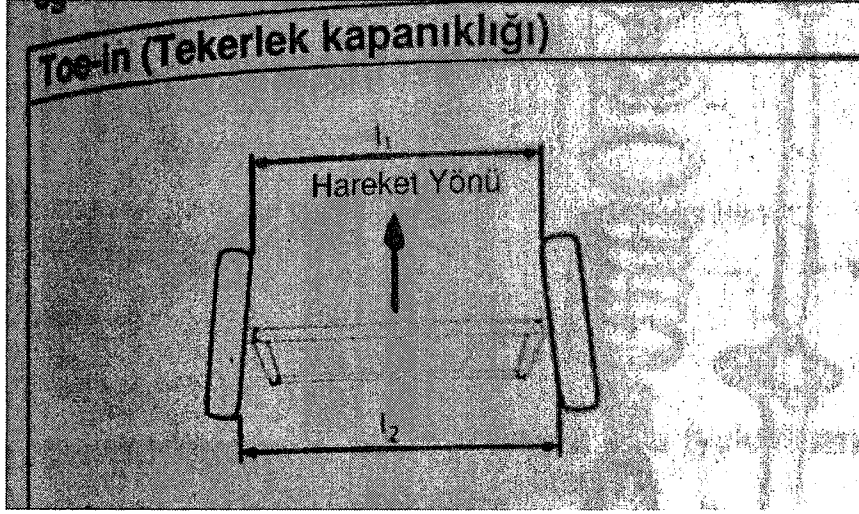
Şekil 1.4 Taşıtta meydana gelen açısal değişimler (Gillespie, 1992).

Taşıtı üstüne etki eden kuvvetlerin neticesinde, ilerleyen konularda da sıkça bahsedilecek olan bazı açısal değişiklikler gösterir. Burada ϕ , gövdenin yalpalama açısını; γ_g , yere göre kamber açısını; γ_b ise tekerleklerin gövdeye göre kamber açısını göstermektedir, ve aralarında şöyle bir bağıntı vardır:

$$\gamma_g = \gamma_b + \phi \quad (1.6)$$

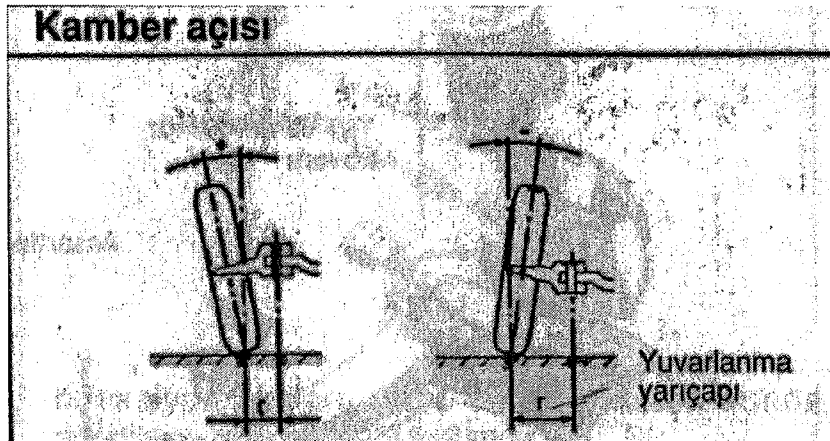
Otomobil bir virajı dönerken, taşıtın ağırlık merkezinde, taşıtı virajdan dışarı savurmak isteyen, normal doğrultuda bir kuvvet oluşur. Bu normal kuvvetin neticesinde taşıt ya yoldan savrulur, ya da süspansiyon sistemi vasıtasıyla bu kuvveti karşılayarak bazı açısal değişimler gösterir. Bu değişimler hem taşıt gövdesini hem tekerlekleri kapsamaktadır. Taşıt gövdesinin dönme eksenini (yalpalama hareketi için) yere ne kadar yakınsa, hareketin kontrolü o kadar kolay olur. Dönme eksenini yükseldikçe, hareketin kontrolü zorlaşacaktır. Direksiyon vasıtasıyla kumanda edilen ön tekerleklerin konumu, büyük ölçüde taşıtın hareketine etki eder. Tekerlekler olabildiğince düzgün bir hareket vermek için, tekerlekler birbirlerine

paralel olarak değil, farklı düzlemlerde olacak şekilde, eğik durumda monte edilirler. Hareketin düzgün olmasının yanısıra, tekerleklerin konumu, direksiyon emniyeti ve lastik aşınmasının azaltılması bakımından da önemlidir.



Şekil 1.5 Tekerlek kapanıklığı, üstten görünüş (Staudt, 2000).

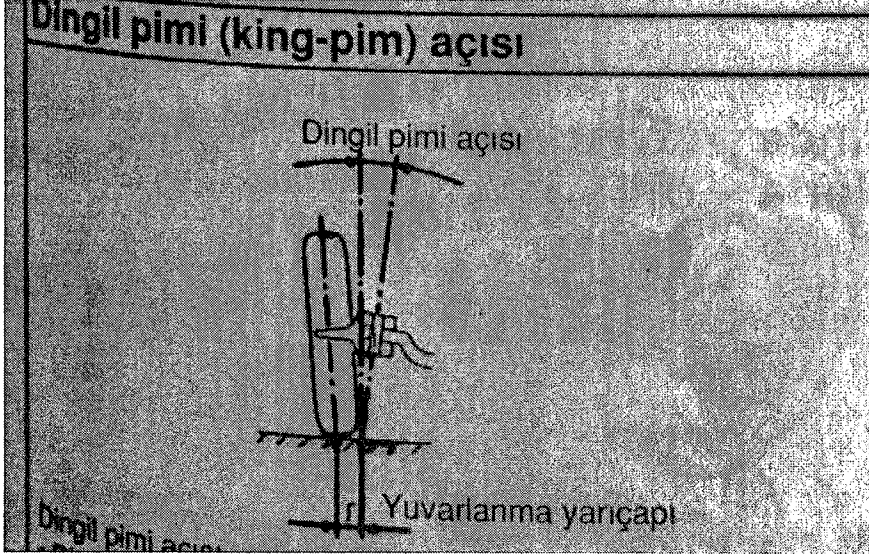
Tekerleklerin, hareket yönünde, ön kısımları arasındaki ölçü ile arka kısımları arasındaki ölçü farkına tekerlek kapanıklığı (toe-in) denir. Bu mesafe jantların ön ve arka kulaklarından, tekerlek merkezi hizasından ölçülür. Değeri yaklaşık olarak bir milimetredir. Önden çekişli taşıtlarda sıfır olmalıdır. Bu kapanıklık tekerlek sarsıntılarını azaltır ve tekerleğin yola tutunmasını iyileştirir. Ancak mesafe arttırılırsa, lastik aşınması meydana gelecektir.



Şekil 1.6 Kamber açısı, önden görünüş (Staudt, 2000).

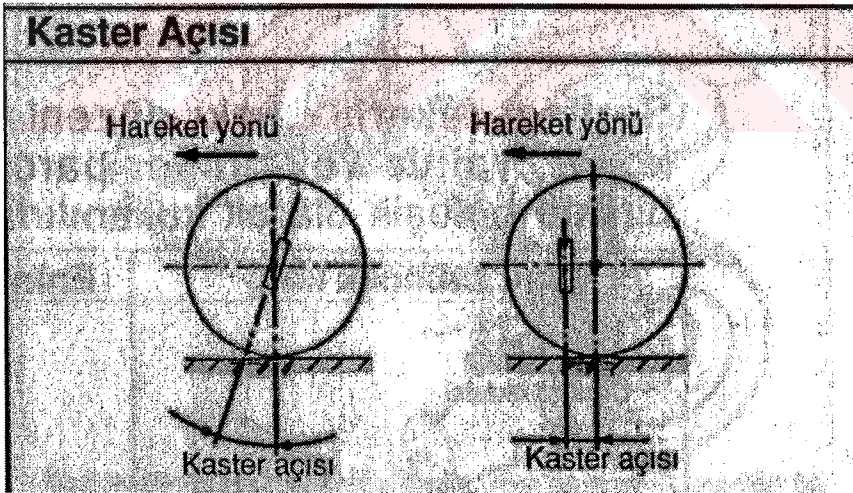
Tekerlek düzleminin, düşey eksene göre eğimini veren açıya kamber açısı denir. Maksimum iki derece olmalıdır. Genel olarak öndeki tekerleklerde meydana gelen bir açısal değişimdir.

Azalan yuvarlanma yarıçapı sayesinde daha düşük bir direksiyon momentini gerektirir. Ancak çok büyük alındığı zaman, lastiklerde aşınma meydana gelecektir.



Şekil 1.7 Dingil pimi açısı (Staudt, 2000).

Dingil piminin düşeye göre açısı, dingil pimi açısı olarak adlandırılır. Direksiyon dönüş açısını düşürür ve hareketi kolaylaştırır.



Şekil 1.8 Kaster açısı (Staudt, 2000).

Aks kolunun, düşey eksenle yaptığı açığa kaster açısı denir. Tekerleklerin viraj dönüşünden sonra, kendi kendilerine toparlanmalarını ve titreşimlerinin azalmasını sağlar.

2. SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ

2.1 Genel

Modern yolcu taşıtlarında, değişik tip süspansiyon sistemleri kullanılmaktadır. Süspansiyon sisteminin önemli görevleri şöyle sıralanabilir:

- Dikey bir baskı kuvveti oluşturarak, tekerleklerin sürekli yolda kalmasını sağlamak ve şasiyi yoldan gelen yüklerden (darbelere) korumak,
- Tekerleklerin, yol durumuna bağlı olarak, uygun açılarda bulunmasını sağlamak,
- Tekerleklerden kaynaklanan kontrol kuvvetlerine tepki göstermek (hızlanma-yavaşlama, normal kuvvetler, motordan gelen tork),
- Şasinin yalpalama hareketi yapmasını önlemek,
- Tekerleklerin çok küçük yük değişikliklerinde bile yola temas etmelerini sağlamak.

Otomobillerin yerle bağlantısını sağlayan süspansiyon sistemi, aracın yol tutuşunu garanti altına aldığı gibi konforunu da sağlar. Süspansiyon sistemini oluşturan amortisör ve yayların yanısıra lastik ve jant ölçüleriyle oynanarak da otomobilin yol tutuş ve konfor karakterleri değiştirilebilir.

Otomobilin yol tutuş yetenekleri sürüş güvenliğinin sağlanmasındaki en önemli faktördür. Otomobilin yerle bağlantısı ve yol tutuşu birçok parçanın birlikte çalışmasıyla sağlanır (yürüyen aksam, direksiyon, süspansiyon, fren, tekerlekler ve lastikler). Tüm bu parçalar şasiye bağlıdır. Süspansiyon sistemi otomobilin ağırlığına dayanabildiği gibi lastiklerin yere sağlam basmasını da sağlamalıdır. Otomobilin yere sağlam basması hayati önem taşır, çünkü aracın aktif güvenliği, dengesi ve konforu süspansiyon sisteminin sağlıklı çalışmasına bağlıdır.

Yol yüzeyi, çukurlar ve tümsekler nedeniyle hiçbir zaman tamamen düz değildir. Otomobil, yol yüzeyi nasıl olursa olsun, sürüş esnasında konfor açısından yoldaki bozuklukları mümkün olduğunca az hissettirmelidir. Sürücülerin ne kadar önemli olduğunun farkında olmadıkları yay, sürüş konforunda önemli bir göreve sahiptir. Yay, konforu sağlamak için yolu okumak durumundadır. Yay bir tümsek aşılırken, şokun enerjisini emmek için sıkışır, engel aşıldıktan sonra tekrar açılır. Burada önemli olan yayın sıkıştığı kadar çabuk açılmasıdır. Sıkışmasında, otomobilin ağırlığı etkili olduğundan, süre kısadır, açılmasındaysa orijinal uzunluğunu bulana dek birkaç kez açılır ve kapanır.

Yayların sertlik derecesi üreticinin hedeflediği sonuca göre ayarlanır. Seçilen yay sertliği

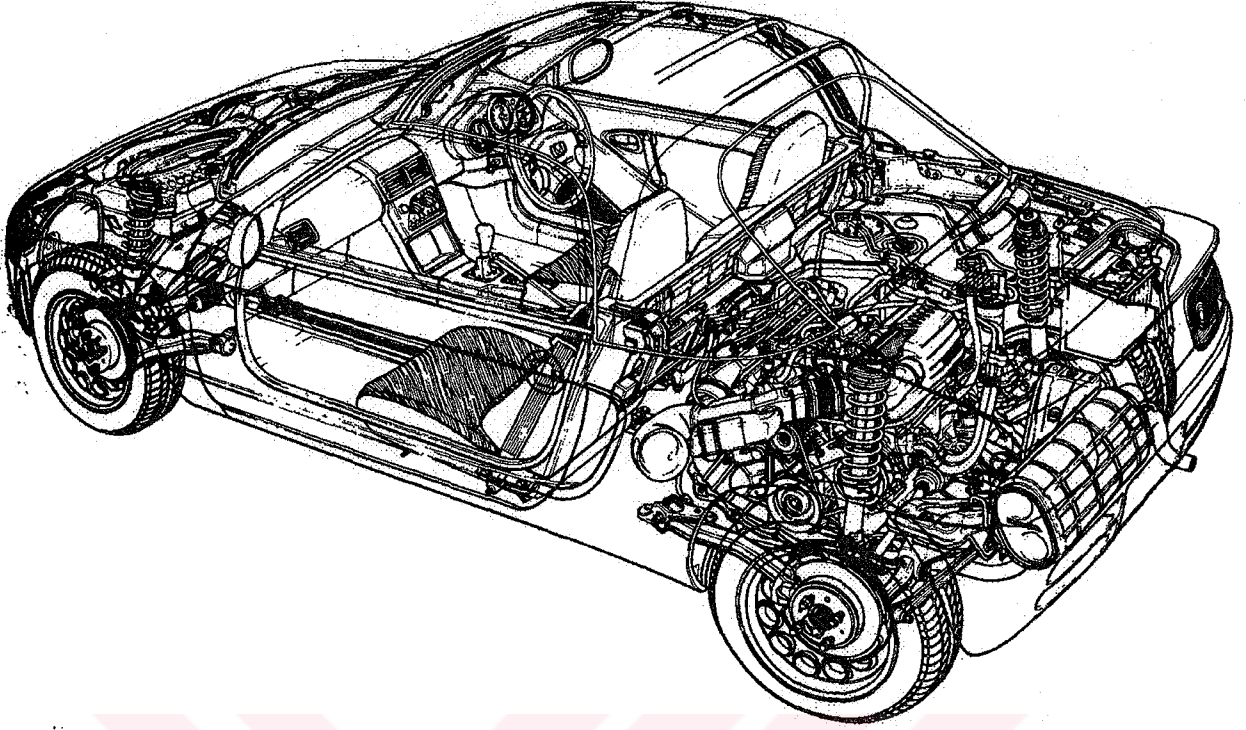
otomobilin konfor seviyesini belirleyen faktörlerin başında gelir. Yayın hareketleri gövdenin hareketlerini de etkilediğinden, aracın yol tutuşuna katkısı vardır. Amörtisör teleskobik bir tüpün içinde hareket eden bir piston mekanizmasından oluşur. Amörtisör içindeki yağ ya da gazın sıkıştırılması yardımıyla tekerleği yere doğru bastırarak yola temasının sürmesini sağlamaya çalışır. Otomobilin konforu büyük ölçüde süspansiyonun yumuşaklığına bağlıdır. Örneğin aile tipi bir sedanda konfor hedeflenerek yumuşak süspansiyon kullanılır. Bu tip süspansiyonlarda amörtisörler yol üzerindeki bozuklukları iyi emecek basınca ve açılma durumunda mümkün olduğunca az oynama sağlayan bir sertliğe sahiptirler. Modern otomobillerin çoğunda dört tekerlekte bağımsız süspansiyon sistemi kullanılır. Bir tekerleğin yukarı doğru hareketi yandaki tekerleği etkilemez. Süspansiyonun ve tekerleklerin çalışması için en iyi koşulların sağlanması hedeflenmiştir. Bu da sürekli düz bir satıh üzerinde hareket ediyormuş izlenimi verir. Süspansiyonlar şasiye süspansiyon kolları vasıtasıyla bağlanmışlardır. Bu kollar da bağlantı çubuklarıyla aksa, yakın bir yere yerleştirilmişlerdir. Süspansiyon kolları hareketlerini temel üç açı üzerinde yaparlar: Uzunlamasına, yana ve yukarı. Bu açılar süspansiyonun hareketlerini ve tekerleklerin yere basış şeklini belirlerler.

Her otomobilin süspansiyon geometrisi tasarım aşamasında belirlenir. Bu geometrinin temelinde süspansiyon parçalarının (rotlar, rotiller, salıncak kolları, amörtisörler, arkadan çekişli araçlarda diferansiyel kovanı gibi) birbirleriyle yaptıkları açılar yatar. Bu açılar bozulması durumunda sürüş konforu ve güvenliği bozulur. Bu açılar dört başlıkta toplanırlar; kaster, kamber, toe ve kingpin. Kaster açısı, araca yandan bakıldığında dingilin tekerlek düşey eksenine yaptığı açıdır. Bu açının normalden farklı olması aracın yolda gezinmesine, düzensiz ve çabuk aşınmalara sebep olur. Kamber açısı lastiklerin dik eksenine içe ya da dışa doğru yaptıkları açıdır. Daha farklı bir anlatımla aynı dingildeki lastiklerin tabanlarının birbirine yakın ya da uzak olması kamber açısı adını alır. Lastik tabanlarının birbirlerine yakın olması (pozitif kamber) lastik tabanının dış kenarlarının çabuk aşınmasına ve virajlarda lastiğin aracın altına doğru katlanmasına ve aracın kaymasına sebep olur. Tabanların birbirinden uzak olması (negatif kamber) yani üst kısımların birbirine yakın olmasıyla ön ya da arka kısımlarının birbirlerine yakın olmasıdır. Eğer lastiklerin ön kısımları birbirine yakınsa buna toe-in denir ve lastik tabanının iç kısmında aşınmalara sebep olur. Lastiklerin arka kısımlarının birbirine yakın olmasına toe-out adı verilir ve bu durumda lastik tabanının dış kısmında aşırı aşınma problemi yaşanır. Kingpin açısıysa ön aksın alt ve üst bağlantı noktalarının birbiriyle yaptığı açıdır. Kingpin açısı aks ya da amortisör kovanı ve kulesinin eğrilmesiyle bozulur ve aracın yol tutuşu olumsuz etkilenir. Açı değişiklikleri arka takım için de geçerlidir, fakat burada tekerleklerin önler gibi sağa sola dönmesi söz konusu değildir.

Buna rağmen arka tekerlekler de güvenliği ve konforu artırma açısından az da olsa dönerler. Bu hareketlerin sağlanabilmesi için sağlam olduğu kadar belli bir oynama hareketi gösteren kauçuk takozdan üretilmiş malzeme kullanılır. Arka takımlarda otomatik yön alan bir sistem mevcuttur. Bu şekilde otomobilin dengesi mükemmel şekilde sağlanır. Viraj içinde otomobilin gövdesi virajın yönüne doğru eğilir. Bunu önlemek için amortisörler mümkün olduğunca sertleştirilerek açılma hareketi minimuma indirilir. Bu işlem yapıldığında şüphesiz konfordan da fedakarlık etmek gerekir. Bunun yanında aynı dingil üzerinde hareket eden tekerlekler arasındaki mesafe de arttırılabilir. Bir diğer çözüm de viraj çubuğudur. Bu çubuk dingilin üzerine monte edilerek kullanılır. Bu sabit çubuk tamamen pasif bir işlev görür; şasiye sabitlenerek tekereklere montajı yapılır. Çalışma prensibi torsiyon çubuğuyla aynı olup, çapına göre az ya da kuvvetli olarak direnç gösterir. Buradaki en önemli işlevi de viraj içinde gövdenin yatmasını önlemesidir.

Otomobilde hızlanma, tork ve fren güçlerinin direkt olarak uygulandığı parçalar lastiklerdir, iyi bir lastiğin düz yolda iyi bir stabilite, iyi bir yön tutturma, şok uygulamalarında iyi bir dayanıklılık, yüksek hızlarda iyi bir durum ve aynı zamanda uzun ömürlü olma özelliklerini barındırması gerekir. Kuru havalar için tamamen düz yüzeyli (slicks) lastikler iyi sonuç verirler. Bu tip lastikler yüksek süratte maksimum uyumu gösterirler. Ancak yağmur, kar ve buzlanma gibi şartlarda bu tip lastikler görev yapamazlar. Bu yüzden lastiklerin tabanları çeşitli kanal tasarımlarına sahiptir. Bu şekiller lastiğin suyu atmasına yardımcı oldukları gibi, ıslak ve çamurlu zeminde etkili olmalarını sağlamak zorundadırlar. Madalyonun arka yüzünde ise şekillerin, aynı zamanda lastikten gelen seslerin yaratıcıları olduğu gözlenir. Lastiğin iç yapısını incelediğimizde otomobillerde genelde kullanılan lastiklerin karkas radyalden yapıldığı görülür. Bu malzeme çelik sarmallarla desteklenmiştir. Lastik, üretildiği hamurun sertliğine ve yapışma kabiliyetine göre belirli oranda darbeleri emer. Sportif lastiklerin yanak yüksekliği daha az olduğundan yol tutuşu güçlü fakat konforu azdır.

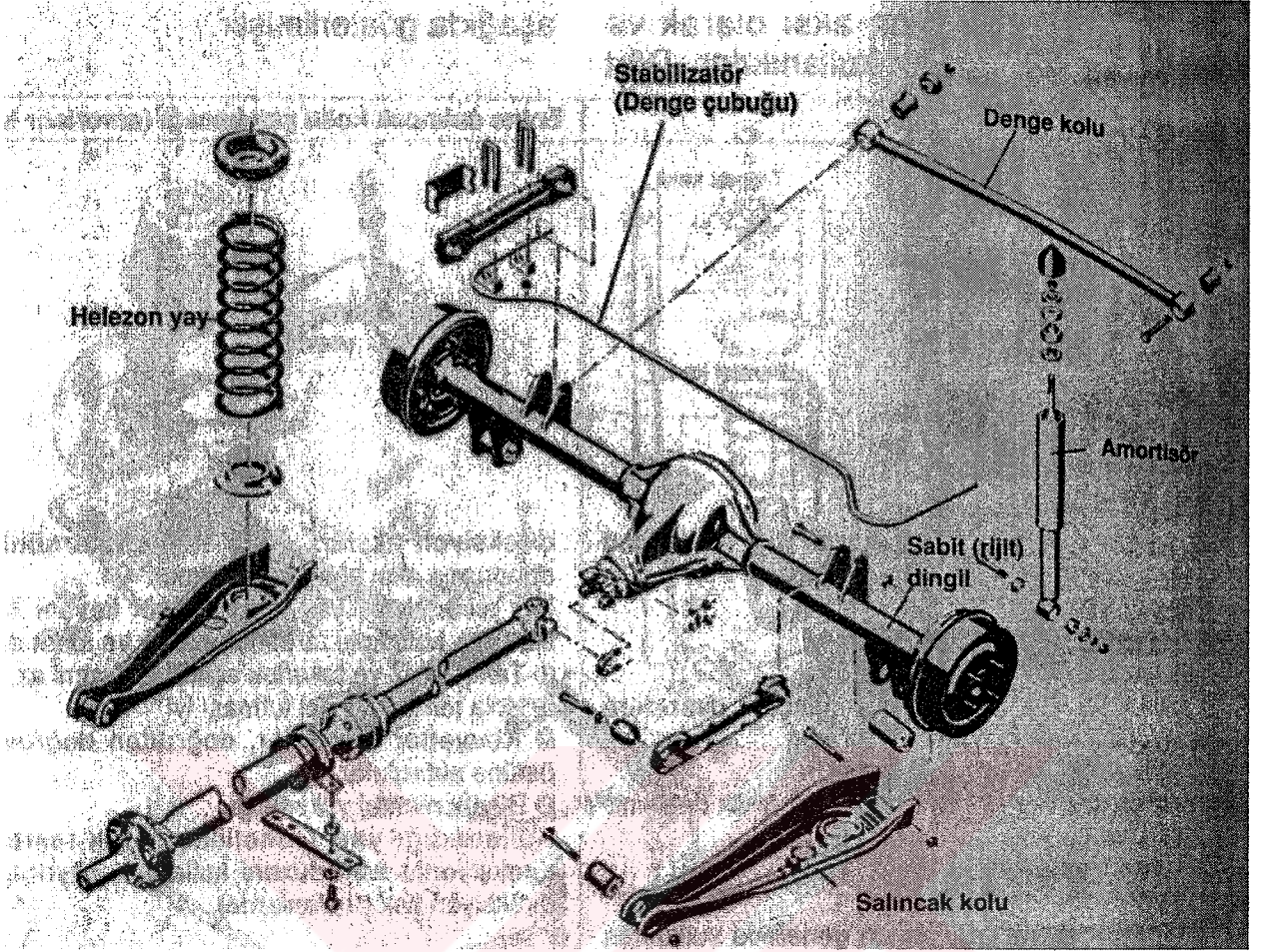
Süspansiyon sisteminin, bir taşıtın dinamik davranışının incelenmesindeki önemi, kinematik analize olan etkisinden ve tekerleklerden şasiye gelen kuvvetlere ve momentlere verdiği cevaptan kaynaklanır. Dizayn aşamasında gözönünde bulundurulması gereken diğer özellikler maliyet, ağırlık, kapladığı yer, imal edilebilirlik ve kolay montajdır. Süspansiyon sistemleri genel olarak iki grupta incelenirler; bağımlı süspansiyonlar ve bağımsız süspansiyonlar.



Şekil 2.1 Bir taşıtın süspansiyon sisteminin genel görünümü (Gillespie, 1992).

2.2 Bağımlı Süspansiyonlar

Bağımlı tip süspansiyonlarda, tekerlekler bir aks vasıtasıyla birbirlerine rijit olarak bağlanmışlardır, yani herhangi bir tekerleğin hareketi, doğrudan diğer tekerleğe iletilecektir. Bu tip bağlantıya bağımlı aks bağlantısı da denmektedir. Bağımlı akslar, bir çok otomobilin ve kamyonun arka kısmında ve dört tekerlekten çekişli kamyonların ön kısmında kullanılırlar. Bağımlı aksların avantajı, tekerleklerin kamber açısının, gövdenin yalpalama hareketinden etkilenmemesidir. Ancak virajlarda, küçük kamber açıları oluşabilir. Bağımlı aksların dezavantajı ise direksiyon titreşimlerine sebep olmalarıdır.

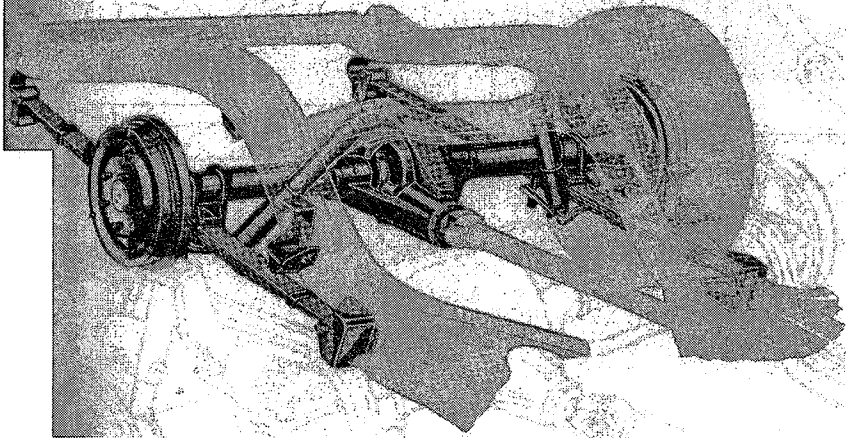


Şekil 2.2 Bağımlı süspansiyonun genel görünümü (Staudt, 2000).

2.2.1 Hotchkiss

Bağımlı süspansiyonların en çok kullanılanı Hotchkiss tipidir. Aks, yarı eliptik bir yaprak yay tarafından sabitlenmiştir. Yayın tam üstünden, tekerleğe kardan şaftıyla bağlanmış transmisyon aksı geçmektedir. Yaprak yay boyuna bağlanmıştır ve iki ucundan şasiye tutturulmuştur, aks ise aşağı yukarı ortasına denk gelmektedir.

Yaprak yaylar en basit ve en ucuz süspansiyonlardır. Sadece düşey doğrultuda çalışan yay, teğetsel ve normal doğrultularda oldukça rijittir. Hotchkiss tipi süspansiyonlar ilk olarak altmışlı yıllarda yolcu arabalarının arka akslarında kullanılmışlardır ve hala kamyonlarda kullanılmaktadırlar.

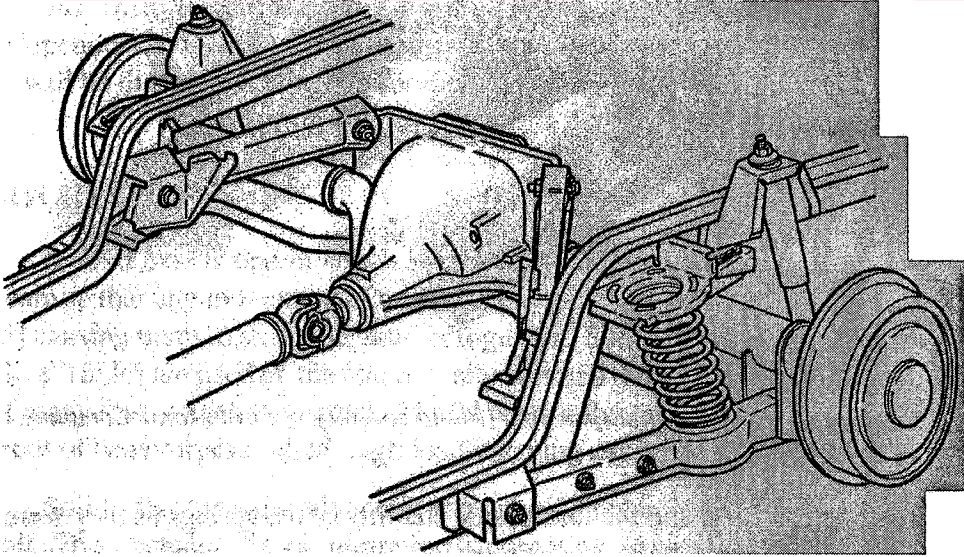


Şekil 2.3 Hotchkiss tipi arka süspansiyon (Gillespie, 1992).

2.2.2 Dört Çubuk

Hotchkiss tipi süspansiyonların bazı eksikliklerinden dolayı dört çubuk tipi süspansiyonlar geliştirilmiştir. Altta bulunan kontrol kolu teğetsel doğrultuda bir kontrol kuvveti uygularken, üstte bulunan kol, hızlanma ve yavaşlama torklarını sönümlerken aynı zamanda normal kuvvetleri karşılar.

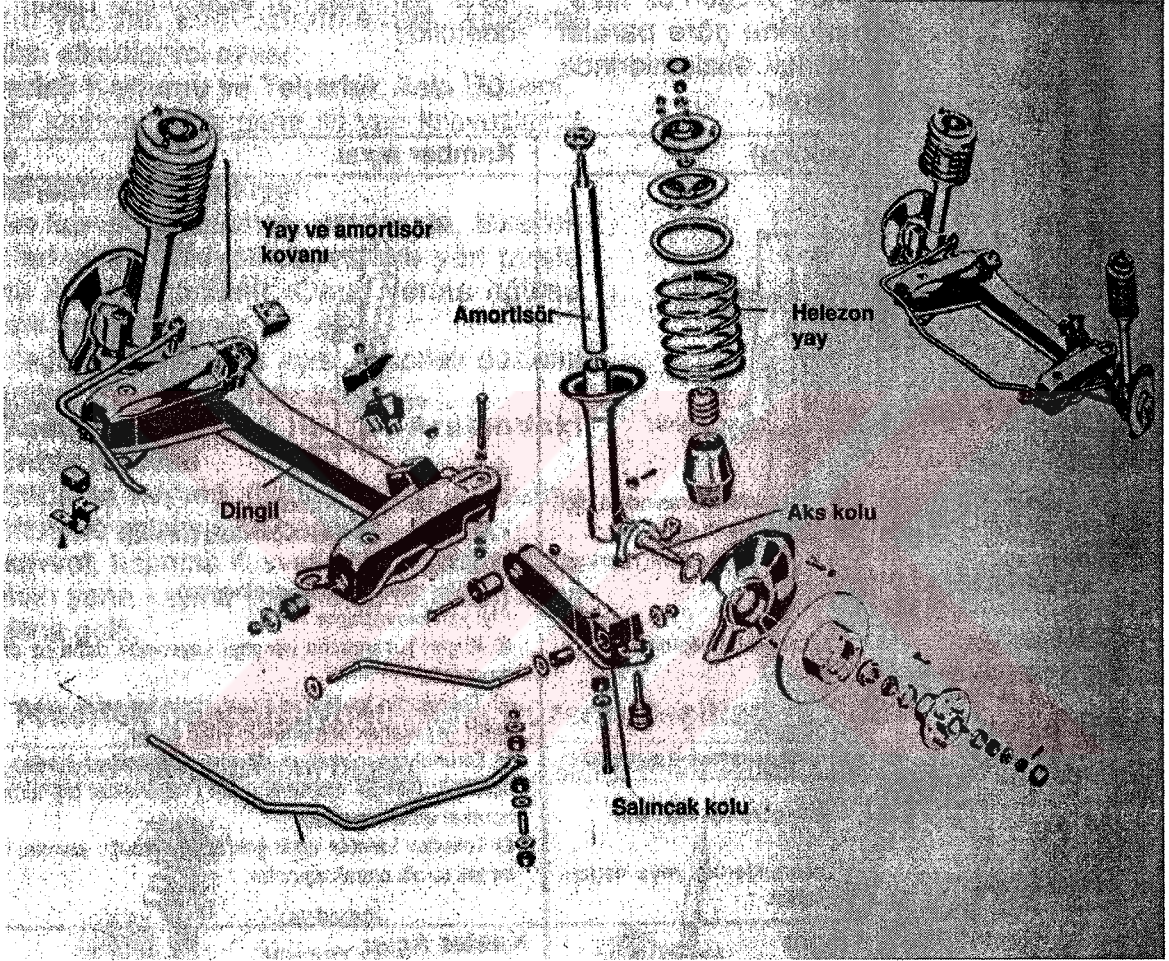
Yaprak yaylar yerine helezon yaylar kullanılmasının amacı, daha iyi bir sürüş sağlamaktır. Helezon yayların, yaprak yaylardan daha pahalı olmalarına karşın, dört çubuğun geometrik dizaynı, yalpalama hareketinin daha iyi kontrol edilmesini sağlar.



Şekil 2.4 Dört çubuk tipi arka süspansiyon (Gillespie, 1992).

2.3 Bağımsız Süspansiyonlar

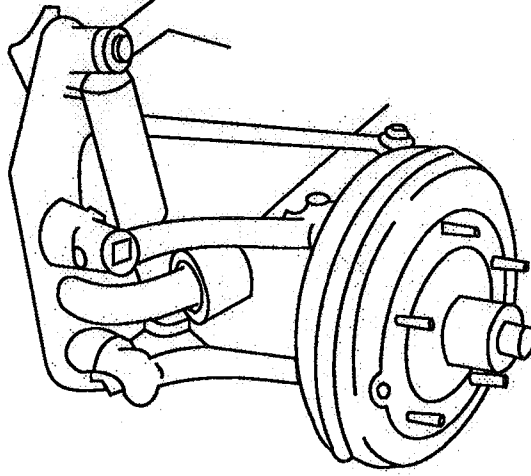
Bağımlı aksların tam aksine, bağımsız akslar, tekerleklerin dikey doğrultuda birbirlerinden ayrı hareket etmelerine imkan tanırırlar. Nerdeyse bütün yolcu otomobillerinde ve hafif kamyonların ön kısımlarında bağımsız akslar kullanılır. En büyük avantajları direksiyon milindeki titreşimlerin çok az olması ve dikey yay katsayısından ötürü yalpalamaya karşı dirençli olmalarıdır.



Şekil 2.5 Bağımsız süspansiyonun genel görünümü (Staudt, 2000).

2.3.1 Serbest Askılı Süspansiyon

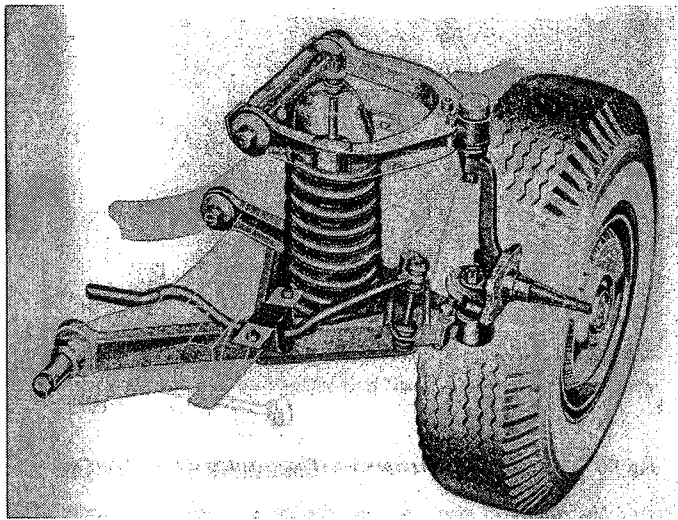
Bağımsız aksların en basit ve ekonomik tiplerinden biri, Volkswagen ve Porsche tarafından İkinci Dünya Savaşından beri kullanılan, serbest askılı süspansiyonlardır. Bu süspansiyon tipinde paralel ve eşit uzunluklu serbest kollar, uç taraflarından bir burulma çubuğuna bağlanmışlardır. Öbür uçlarına ise tekerlek bağlanmaktadır. Bu süspansiyon tipinde tekerlekler gövdeye paralel kalırlar.



Şekil 2.6 Serbest askılı bağımsız ön süspansiyon (Gillespie, 1992).

2.3.2 Kısa – Uzun Askılı Süspansiyon

İkinci Dünya Savaşından itibaren, amerikan arabalarında en çok kullanılan süspansiyon tipidir. Biri üstte biri altta olmak üzere iki adet yanal kontrol askısı bulunur. Askıların uzunlukları birbirinden farklı olduğu için adı böyle seçilmiştir. Bu tip süspansiyonlar az yer kapladıkları için önden motorlu arkadan çekişli arabalara çok uygundurlar. Kısa – uzun askılı süspansiyonun tasarımında, kamber açısının istenen mertebelerde kalması için, bazı inceliklere dikkat etmek gerekir.

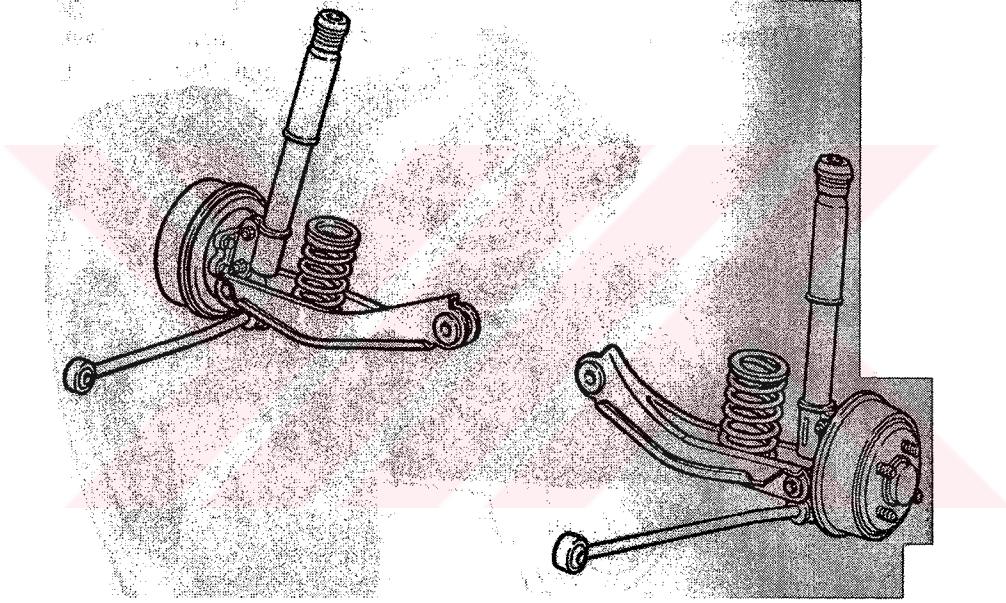


Şekil 2.7 A askılı ön süspansiyon (Gillespie, 1992).

2.3.3 MacPherson

Geometrik olarak kısa – uzun askılı süspansiyona benzemektedir, ancak fazladan bir destek elemanı bulunmaktadır. Destek teleskobiktir ve içinde sönüm elemanını da bulundurur. Desteğin alt ucu, tekerleğe üst ucu ise şasiye bağlanmıştır. Tekerlek yükleri desteği döndürmeye çalışacağından, yaylar şasiye, destekle aynı açıda hatta bazen desteğinkinden daha büyük bir açıyla bağlanırlar.

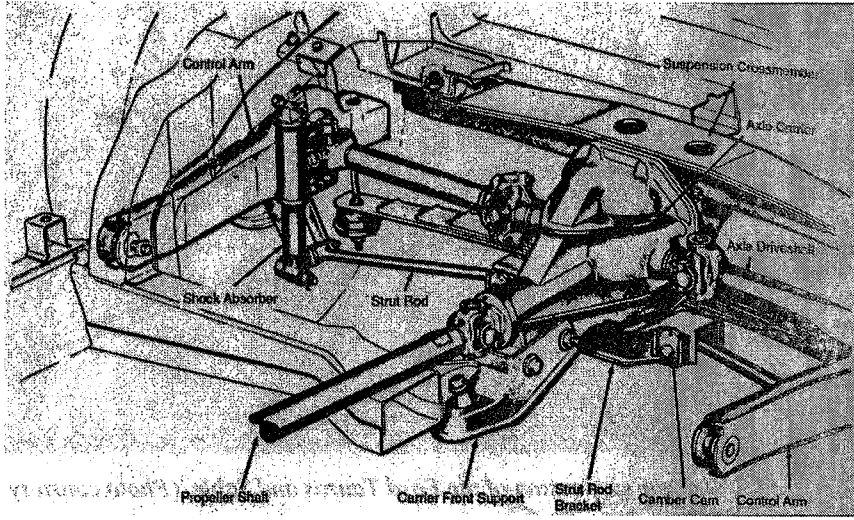
MacPherson tipi süspansiyonlar az yer kapladıklarından, bilhassa önden çekişli arabalarda sık kullanılırlar. Bir başka avantajları da, süspansiyon yükünü gövdeye geniş bir alanda iletmeleridir. Ancak bu aynı zamanda bir dezavantaj da sayılabilir çünkü şasi bağlantı noktası biraz yukarıda olacaktır. Şasi tasarlanırken bu yükseklik gözönünde bulundurulmalıdır.



Şekil 2.8 MacPherson tipi süspansiyon (Gillespie, 1992).

2.3.4 Çok Askılı Arka Süspansiyon

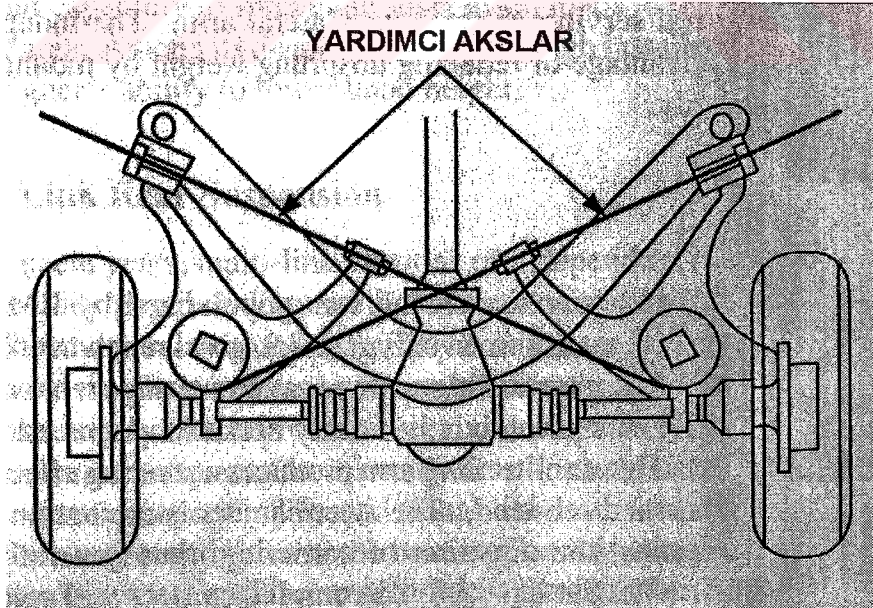
Son yıllarda, çok askılı arka süspansiyonların kullanımında bir artış olmuştur. Çok askılı sistem, küresel mafsallarla mesnetlendiğinden eğilme momenti taşımaya zorlanmaz. Genellikle dört askılı bir sistemin, tekerlekleri teğetsel ve normal bir doğrultuda etkilediği ve frenlemeden kaynaklanan torku karşıladığı söylenir. Ancak fazladan eklenen bir askı aşırı mesnetli bir durum meydana getirmesine rağmen, virajlarda daha rahat bir kamber açısı kontrolü sağlayacaktır. Yani fazladan kullanılan bu askı, tasarımcıya daha esnek bir çalışma sağlayıp, tekerlek hareketlerinin kontrolünü kolaylaştıracaktır.



Şekil 2.9 Çok askılı arka süspansiyon (Gillespie, 1992).

2.3.5 Serbest Askılı Arka Süspansiyon

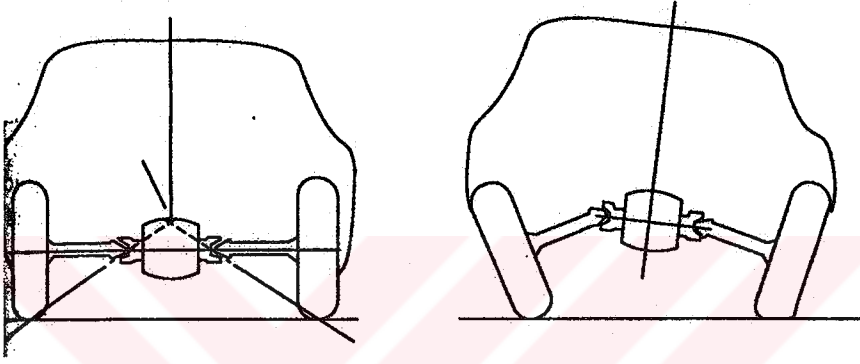
Bu tip süspansiyonlar pahalı ve yüksek performanslı otomobillerde kullanılırlar. Mesela Corvette böyle bir süspansiyon sistemine sahiptir. Kontrol askıları teğetsel kuvvetleri ve frenleme momentlerini karşılarlar. Aynı zamanda kardan şaftıyla mesnetlenmiş transmisyon şaftı da bir askı vazifesi görür ve normal kuvvetleri karşılar. Bu tip süspansiyonun avantajı, yaylanmayan kütlelerin ağırlığını, diferansiyeli gövdeye ekleyerek azaltmasıdır.



Şekil 2.10 Serbest askılı arka süspansiyon (Gillespie, 1992).

2.3.6 Sallanan Akslar

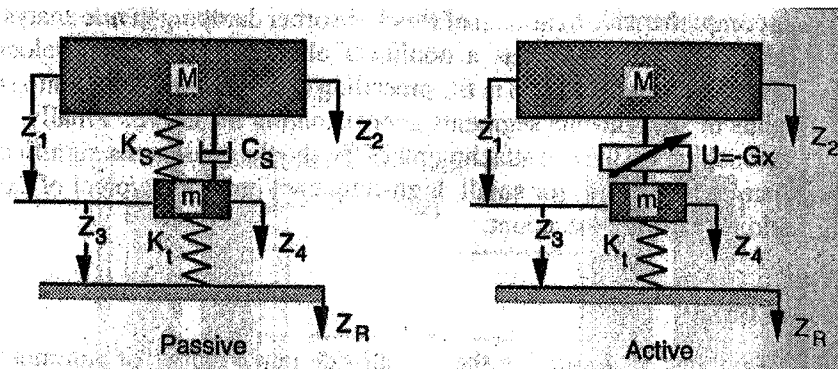
Bağımsız süspansiyon elde etmenin en kolay yolu sallanan akslar yapmaktır. Sallanan akslar, bilinen otomobiller içinde Volkswagen'in Beetle modelinde kullanılmışlardır. Bu tip süspansiyonların yapıları basittir ancak bazı dezavantajları vardır. Viraj dönme gibi normal ivmenin büyük olduğu hareketlerde, gövde yükselerek tekerleklerin kamber açılarının artmasına ve birbirlerine yaklaşmalarına sebep olur. Bu da otomobilin yalpalama direncinin azalmasına neden olmaktadır. İşte bu normal ivmeler altında, tekerleklerin hareketlerini sınırlamak için, fazladan bir kontrol askısı eklenmiştir.



Şekil 2.11 Sallanan akslı arka süspansiyon (Gillespie, 1992).

2.4 Aktif Süspansiyonlar

Taşıtın yol tutuşunu, konforunu kısacası dinamik davranışını, istenilen düzeyde daha etkili bir şekilde tutabilmek için, aktif süspansiyon sistemleri geliştirilmiştir. Aktif süspansiyon dikey kuvvet reaksiyonlarına müdahale eder ancak harekete bir etkisi yoktur. (Harekete müdahale eden aktif kontrol elemanları direksiyon sistemleri için geliştirilmişlerdir)



Şekil 2.12 Aktif süspansiyon ile pasif süspansiyonun farkı (Gillespie, 1992).

2.4.1 Aktif Süspansiyon Kategorileri

Pasif Süspansiyonlar

Pasif süspansiyonlar, bir yay ve sönüm elemanından oluşan, hareketi zamana bağlı olarak değiştiren elemanlardır. Bu tip süspansiyonlar, yay elemanı vasıtasıyla enerji depolarlar; sönüm elemanı vasıtasıyla da enerji uzaklaştırırlar. Dışardan bir enerji etkisi söz konusu değildir.

Kendinden Seviyeli Süspansiyonlar

Pasif süspansiyonlara benzerler. Kaldırma elemanı (genellikle havalı yaylar kullanılır) değişen yüklere reaksiyon göstererek yüksekliği ayarlar. Ağır kamyonlarda ve bazı tip lüks yolcu otomobillerinde kullanılırlar. Bir yükseklik kontrol valfi, süspansiyonun yer değişimini gösterir; eğer ortalama seviye, daha önceden belirlenmiş bir sürede (beş saniye gibi), değişirse, hava basıncı değiştirilerek, yükseklik ortalama değere geri getirilir. Havalı bir süspansiyonun en belirgin özelliği, basıncın yüklerle birlikte değişmesidir, bu nedenle yay sabiti de değişecektir, ve bu değişim sistemin doğal frekansının sabit kalmasına neden olacaktır.

Yarı Aktif Süspansiyonlar

Yarı aktif süspansiyonlar da yay ve sönüm elemanlarını içerirler, ancak yay ve sönüm sabitleri dışardan kontrol edilerek değiştirilebilir. Dışardan sisteme yollanan bir sinyal vasıtasıyla değişim gerçekleşir.

Yavaş aktif olarak adlandırılan sistemlerde, sönüm veya yay sabitleri, sürüş koşullarına göre, daha önceden ayarlanmış seviyeler arasında değiştirilebilir. Fren basıncı, direksiyon açısı veya süspansiyon hareketleri ölçülerek, yay veya sönüm sabitlerinin hangi mertebelerde olması gerektiği belirlenir.

Aktif Süspansiyonlar

Aktif süspansiyonlar, kuvvet uygulayıcılar vasıtasıyla, sisteme, istenilen kuvveti uygularlar. Kuvvet uygulayıcılar genellikle hidrolik silindirlerdir. Sistemi işletebilmek için dışardan bir güç ünitesine ihtiyaç vardır (pompa ve motoru).

2.4.2 Aktif Süspansiyonların Fonksiyonları

Aktif süspansiyonlar, taşıtın performansını arttırmak için çeşitli hareketleri kontrol ederler.

Kontrol edilen hareketler şöyle sıralanabilir:

- Sürüş kontrolü, aktif süspansiyonların fonksiyonlarından birisidir. Etkin bir sürüş, değişik metodlarla elde edilebilir. Kontrolcü gövdenin dikey ve kafa vurma hareketlerini algılayıp, müdahale edebilir. Ayrıca önceden belirlenmiş bazı modlarda devreye girip, sadece bu modlarda harekete müdahale edebilir (dönüş hareketleri gibi). Sürüşü optimize eden aktif süspansiyon, başka yerlerin performansını olumsuz yönde etkileyebilir. Bu yüzden tasarım aşamasında dikkatli olunmalıdır. Aktif süspansiyonlarda kontrol sadece taşıt manevra yaparken de yapılabilir, diğer durumlarda kontrolcü devre dışı kalacaktır.
- Yükseklik kontrolü, taşıtın yol zeminiyle arasındaki yükseklik farkı ölçülerek yapılır. Yükseklik kontrolünün taşıtın performansı açısından birçok avantajı vardır. Yüklerin ve aerodinamik kuvvetlerin etkisiyle değişmek isteyen yüksekliğin sabit tutulması, süspansiyonun her zaman tasarım aralığında çalışmasını sağlayacaktır. Yükseklik kontrolü yüksek hızlarda taşıtı yere yaklaştıracaktır. Taşıtın yüksekliği, engebeli yollarda artırılabilir fakat bu tekerleklerin değiştirilmesiyle de mümkündür.
- Yalpalama kontrolü, bilhassa virajlarda çok gereklidir. Otomobil bir viraja girdiği zaman, sönüm sabiti artırılarak veya yalpalama açısını eski haline getirmek için fazladan bir kuvvet uygulanarak, yalpalama kontrolü yapılır. Taşıtın hızı, direksiyon açısı veya normal ivme sensörleri vasıtasıyla ölçülerek, yalpalama kontrolünün etkinliği kontrol edilir. Aktif olarak kuvvet üreten sistemler kullanılarak, virajlarda yalpalama açısı kontrolünde olumlu neticeler elde edilmiştir. Aynı zamanda yalpalamanın olumsuz neticeleri olan yön kontrolü zorluğu ve süspansiyonların devre dışı kalması sorunları da çözümlenmiş olurlar.
- Dalma kontrolü veya pozitif kafa vurma hareketinin kontrolü, yavaşlama anlarında aktif olmalıdır. Frenleme anında, dalma hareketi, sönüm sabitinin artırılmasıyla veya dalma yönüne zıt doğrultuda kuvvetlerin uygulanmasıyla kontrol edilir. Kontrol devresi, fren sinyalinin yanmasıyla, fren basıncının artmasıyla veya teğetsel ivmenin negatif olması durumlarında aktif hale gelecek şekilde ayarlanır. Aktif süspansiyonlarla dalma kontrolü, süspansiyon sisteminin dalma önleyici geometride tasarlanmış olmasıyla mümkündür.
- Şahlanma kontrolü veya negatif kafa vurma hareketinin kontrolü, hızlanma anlarında aktif olmalıdır. Hızlanma anında, şahlanma hareketi, sönüm sabitinin artırılmasıyla veya şahlanma yönüne zıt doğrultuda kuvvetlerin uygulanmasıyla kontrol edilir. Kontrol devresi, teğetsel ivmenin pozitif olduğu zamanlarda veya vites değişikliklerinde aktif hale gelecek şekilde programlanır.
- Yol tutuş performansını arttırmak da aktif süspansiyonların fonksiyonlarından biridir. Aktif

süspansiyonlar, taşıt gövdesinin hareketlerini, manevralar esnasında kontrol ederken, aynı zamanda taşıtın yol tutuşunu da, dinamik tekerlek basıncını değiştirerek artırma potansiyeline sahiptirler. Viraj alma performansı, dinamik yük değişiklikleri minimize edildiği zaman, artmış demektir. Ancak dinamik tekerlek basıncının artırılması yol yüzeyine zarar verecektir. Bilhassa ağır kamyonlarda, dinamik tekerlek basıncı azaltılarak, yol yüzeyine zarar gelmesine engel olunur.

2.4.3 Aktif Süspansiyonların Performansı

Yarı aktif ve aktif süspansiyon sistemlerinin, optimum performans değerlerine ulaşma kabiliyetleri çok yüksektir, ancak ağırlık, yüksek maliyet, karmaşıklık ve güvenilirlik gibi bazı dezavantajları bulunmaktadır. Tasarımcı, aktif kontrol sistemlerini, az sayıda eleman kullanarak uygulamalıdır.

Çizelge 2.1 Süspansiyon sistemlerinin performansları (Gillespie, 1992)

Süspansiyon Tipi	Performans Modu					
	Sürüş	Yükseklik	Yalpalama	Dalma	Şahlanma	Yol Tu.
Pasif	Orta	Orta	Orta	Orta	Orta	Orta
Kendinden Seviyeli	İyi	İyi	Yok	Yok	Yok	Yok
Yarı Aktif	Orta	Yok	Kötü	Kötü	Kötü	Orta
Aktif	İyi	İyi	İyi	İyi	İyi	İyi

Yarı aktif sistemlerle, değişken sönüm değeri, yalpalama, dalma ve şahlanma hareketlerini, sürüşü ve yol tutuşu kontrol ettiği kadar iyi kontrol edememektedir. Değişken yay değeri yöntemi de aşağı yukarı aynı sonuçları verecektir. Ancak aktif sistemlerde, bütün modlarda, iyi neticeler elde edilmiştir.

Yapılan deneyler sonucu görülmüştür ki, yaylanan kütlelerin birinci kritik frekansında, aktif süspansiyon, pasif süspansiyona göre, titreşim genliklerini daha aşağı çekmiştir. Ancak ikinci kritik frekansta genlikler arasında fark gözlenmemektedir.

3. TAŞIT TİTREŞİMLERİNİN İNCELENMESİ

3.1 Titreşimle İlgili Terimler

3.1.1 Titreşim

Belirli zaman aralığıyla tekrarlanan her hareket titreşim veya salınım olarak adlandırılır. Diğer bir ifadeyle titreşim, bir sistemin denge konumu etrafında yapmış olduğu hareketlerdir. Buna en basit örnek, adi sarkacın salınım hareketidir.

Her titreşim, bir genlik ve frekans değeri ile gösterilir. Genlik, titreşen cismin denge konumundan olan maksimum yerdeğiştirmesidir. Eğer bu genlik, belirli zaman aralıklarında hep eşit aralıklarla tekrarlanıyorsa, bu zaman aralığına periyot denir. Periyodun tersi de frekansı verecektir. Buna göre periyot, hareketin kendini tekrar etmesi yani tam bir salınım için geçen zaman, frekans ise saniyedeki titreşim ya da salınım sayısıdır.

3.1.2 Titreşim Sisteminin Elemanları

Bir titreşim sistemi genellikle, potansiyel enerji depolayan elemanlar (yay), kinetik enerji depolayan elemanlar (kütle), ve yavaş yavaş enerjiyi yutan elemanlardan (amörtisör) oluşur. Bir sistemin titreşimi, bu sistemin potansiyel enerjisinin kinetik enerjiye, kinetik enerjisinin de potansiyel enerjiye dönüşümü ile olur. Eğer bu sistemde bir sönüm elemanı varsa titreşimin her periyodunda bir miktar enerji kaybı olacak ve bir müddet sonra sistemdeki titreşim sönümlenecektir. Eğer titreşimin sürekliliği arzu ediliyorsa bu durumda sisteme dışardan sürekli bir enerji verilmelidir.

3.1.3 Serbestlik Derecesi

Hareket halindeki bir sistemi veya sistem elemanlarının durum ve konumlarını belirleyen parametrelere koordinat denir. Bir sistemin serbestlik derecesi, herhangi bir zamanda bu sistemin bütün parçalarının konumlarının tamamen belirli olması için gerekli birbirinden bağımsız minimum koordinat sayısıdır.

3.1.4 Metamatik Modelleme

Birçok benzeyen veya farklı özelliklere sahip elemandan meydana gelen kompleks bir sistem, hareketlerinden ve deformasyonlarından dolayı bir takım kuvvetlere maruzdur. Gerek dış kuvvetler ve gerekse elemanlararası etkileşimden doğan iç kuvvetler sistem ve sistemi oluşturan elemanların titreşimini meydana getirir. Şu halde denebilir ki eğer bir sisteme etki eden kuvvetler statik ve dinamik dengede ise sistem de dengede olup titreşim yoktur. Aksi söz

konusu ise sistem titreşime maruz demektir. Sistemin bütün önemli özelliklerini içine alan matematik model, sistem davranışını yöneten denklemlerin çıkartılabilmesi için gereklidir. Bu denklemlerin çözümü, sistemi oluşturan kütlelerin konumunu, hızını ve ivmesini vermektedir. Bu sonuçların dizayn amacına yönelik olarak yorumlanması gereklidir.

3.1.5 Lastik Yaylanması

Titreşim tekniği bakımından taşıt lastiği de bir yay teşkil eder. Bir lastiğin yay karakteristiği, diğer herhangi bir elastik sistemde olduğu gibi elde edilir; lastik yüklenir ve bu esnada muhtelif kuvvetlere uyan statik sehimler ölçülür. Araba yaylarının ve lastiklerinin muayeneleri için birçok defa hidrolik presleri içeren sistemler kullanılmaktadır. Bu sistemlerin konstrüksiyonu, malzeme muayenesi laboratuvarlarında kullanılan standart tipi çekme ve basma makinalarınunki gibidir. Fakat lastiklerin yüklenmesi için hususi olarak tasarlanmış makinalar da kullanılabilir. Lastiklerin yay katsayısı, taşıt gövdesi ile akslar arasındaki yaylanma tertibatınıninkine nazaran beş ile on misli büyüktür.

3.2 Taşıt Titreşimleri

3.2.1 Titreşime Neden Olan Etkiler

Taşıt titreşimlerinin sebepleri şöyle sıralanabilir:

- Yol pürüzlülükleri,
- Tekerleklerde oluşan boyut ve yay katsayısı değişimi, dengesizlik,
- Güç ve moment ileten elemanlardaki dengesizlikler (motorun kendisi ve miller, diferansiyel, dişli kutusu).

3.2.2 Titreşimi Etkileyen Faktörler

Taşıtın dizaynı ve çalışması esnasında bir çok eleman taşıtın titreşim cevap değerlerine etki eder. Bunlar şöyle sıralanabilir:

- Süspansiyon yay elemanının özellikleri,
- Süspansiyon sönüm elemanının özellikleri,
- Stabilizatör çubuğunun konstrüksiyonu ve elastiklik özelliği,
- Taşıt aksının genişliği,
- Taşıt aksının ağırlığı,
- Süspansiyon sisteminin tipi,
- Yol ve tekerleğin özellikleri.

Gövde ivmeleri, dinamik tekerlek basıncı ve süspansiyon sapma aralığı gibi kriterlerden yola çıkılarak optimum yay ve sönüm sabitleri belirlenir. Unutulmamalıdır ki sönüm arttıkça genlikler azalır ancak ivmeler artar, işte aktif kontrol bu aşamada devreye girerek sistem için gerekli optimum çözümleri üretir.

3.2.3 Taşıt Titreşimlerinin Değerlendirilmesi

Taşıt titreşimlerinin insanlar üzerindeki etkileri konfor kavramı altında incelenmiştir. Bu konuda insanlar üzerinde incelemeler yapılmıştır. Deneyler, insanlar değişik titreşim hareketlerine maruz ortamlarda bulundurulmuş yapılmıştır. Değerlendirmede aşağıdaki kriterler göz önünde bulundurulmuştur:

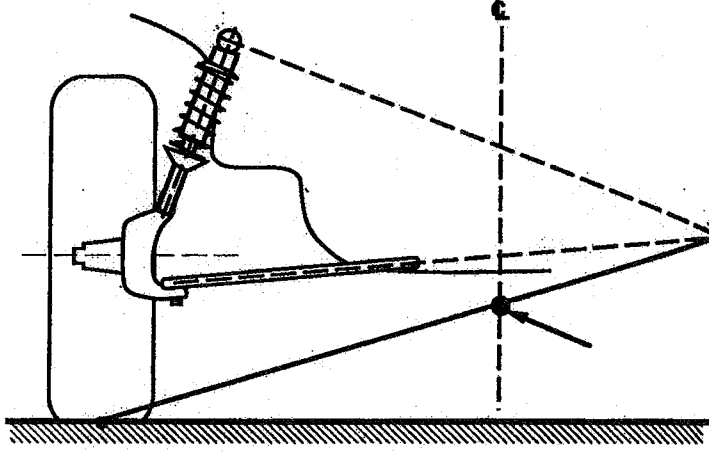
- Konfor,
 - Taşıt gövdesinin titreşim genliği,
 - Taşıt gövdesinin titreşim hızı,
 - Taşıt gövdesinin titreşim ivmesi.
- Taşınan malzemeye zarar gelmemesi,
- Taşıt elemanlarının mukavemeti,
- Dinamik tekerlek basıncı,
- Konstrüksiyon açısından malzemenin dayanma özellikleri.

Yol pürüzlülüğünün taşıtta meydana getirdiği titreşimler, istenmeyen seslere sebep olduğu gibi taşıt gövdesini de olumsuz etkiler. Yine taşıtta bulunan yolcu ve yük üzerinde de arzu edilmeyen etkiler oluşur. Bazı titreşim frekanslarında, mide gibi iç organları rezonansa girerek bulantıya sebebiyet verirler.

3.2.4 Süspansiyon Sisteminin Titreşime Etkisi

İkinci konuda da bahsedildiği gibi otomobillerde darbe sönümlenmesi, yol pürüzlülükleri, frenleme ve rüzgar etkileri tarafından oluşan titreşimleri azaltmak veya elemek için, aynı zamanda taşıtın ağırlığını da taşımak için süspansiyon sistemleri bulunmaktadır. Otomobil seyir halindeyken tekerlekler bir tümseğe çarptıklarında, kullanılan tipe bağlı olmaksızın bütün süspansiyon tiplerinde, yay, hızlı bir şekilde sıkışır. Sıkışmış yay, bir enerji depolamış olduğundan, açılmaya başladığı zaman, denge konumunun da ötesine geçecektir. Taşıt gövdesinin yükselmesinin sebebi de budur. Yay tekrar sıkışmaya başladığı zaman, bu sefer de taşıtın ağırlığından dolayı, denge konumunun ötesine geçecektir. Bu salınımlar gövde denge konumunu buluncaya kadar devam eder. Yayın bu kontrolsüz hareketi, sürüşün düzensiz ve rahatsız edici olmasına sebep olur. Bunu engellemek için amortisör mekanizması

geliştirilmiştir. İşte bu amortisör yani sönüm elemanı vasıtasıyla sistemin denge konumunu bulma süresi kısaltılmış olur. Bu tip sistemlere pasif süspansiyon sistemleri denmektedir. Dışardan ilave enerjiye ihtiyaç duymazlar. Otomobillerin büyük bir kısmında pasif süspansiyon sistemleri bulunmaktadır.



Şekil 3.1 Pasif süspansiyon sistemi (Gillespie, 1992).

Pasif süspansiyon sistemlerinde, taşıt titreşimleri açısından, uygun yay ve sönüm sabitleri, gövdenin ivmesi, süspansiyon sapma aralığı ve tekerlek – yol temas kuvveti gibi değerler göz önünde bulundurularak belirlenirler. Yumuşak yay yani düşük bir yay katsayısına sahip yay, gövde ivmelerini azaltırken, taşıtın kontrolünü zorlaştıracaktır. Buna mukabil sert yay yani yüksek bir yay katsayısına sahip yay, gövde ivmelerini artırırken, taşıtın kontrolünü kolaylaştırıp, yol tutuşunu arttıracaktır. Yük altında ve yüksüz durumdaki süspansiyon performanslarının farklı olduğu açıktır. Artan yük süspansiyon sapma aralığını azaltacağından, süspansiyon sisteminin performansı azalacaktır.

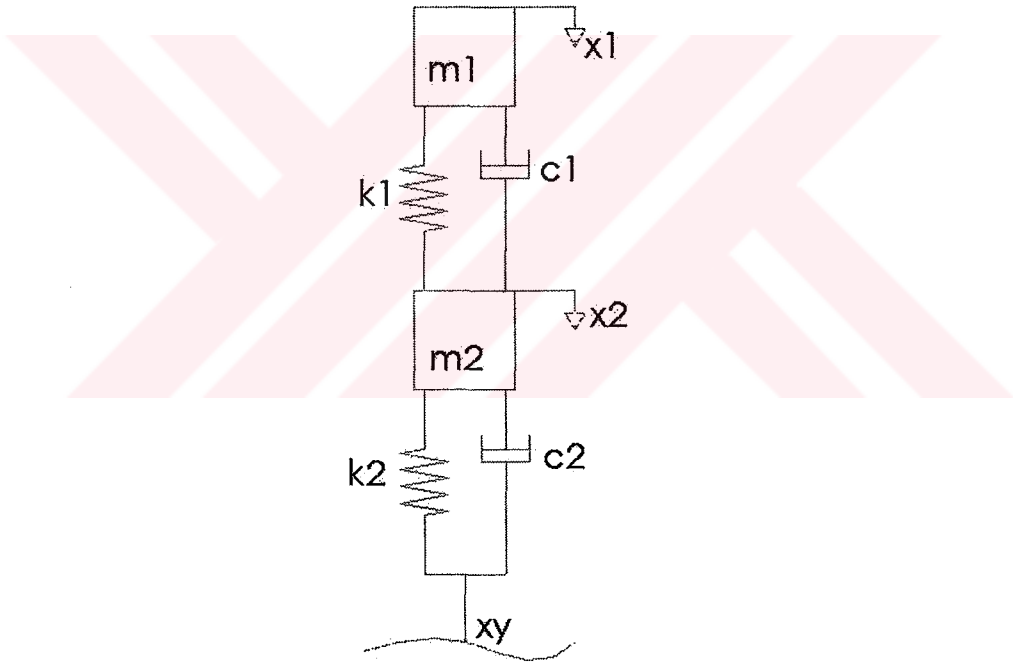
Pasif süspansiyon sistemi elemanlarına, yani yay ve sönüm elemanlarına, dışardan büyük miktarda güç ilavesi olmaksızın, müdahale edilebiliyorsa, başka bir deyişle yay ve sönüm sabitleri küçük sinyallerle değiştirilebiliyorsa, sistem yarı aktif süspansiyon sistemi halini alır. Amaç pasif süspansiyon sistemindeki sınırlamaları ortadan kaldırmaktır (konfor için yumuşak yay, yol tutuşu için sert yay). Dışardan sisteme verilen enerji süreklilik arz etmediği için, gerek duyulan zaman ve şartlarda, gerek duyulan enerji verilerek süspansiyon sisteminin davranışları optimize edilir.

Yarı aktif süspansiyon sistemine, dışardan aldığı enerjiyle çalışan bir kuvvet uygulayıcı eklenirse, aktif süspansiyon sistemi meydana gelir. Bu enerji, süspansiyon sisteminin

oluşturduğu kuvveti devamlı şekilde kontrol edecek bir kontrol sistemini çalıştırmayı mümkün kılar. Aktif süspansiyon sisteminde, süspansiyon elemanlarının yerini, kuvvet oluşturucu almaktadır (Bazı durumlarda kuvvet uygulayıcı yay ve sönüm elemanlarına paralel çalışabilir). Aktif süspansiyonda kuvvet uygulayıcı ile birlikte, sensörlere ve mikroişlemciye de ihtiyaç vardır. İyi bir aktif kontrol için taşıtın diferansiyel denklemlerinin doğru bir şekilde çıkartılması gerekmektedir. Aktif süspansiyonların performansları kesinlikle pasif ve yarı aktif süspansiyonlardan daha iyidir. Ancak harici güç kaynağı, maliyet ve bakım gibi bazı problemleri vardır.

3.3 İki Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli

Literatürde çeyrek taşıt modeli olarak da geçer. Gövde, tek serbestlik dereceli bir kütle olarak, dört adet aks ise yine tek serbestlik dereceli ayrı bir kütle olarak düşünülmüştür.



Şekil 3.2 İki serbestlik dereceli taşıt modeli.

Burada m_1 , gövdenin kütesini; k_1 , süspansiyon sisteminin yay sabitini; c_1 , süspansiyon sisteminin sönüm sabitini; m_2 , aksların kütesini; k_2 , tekerleğin yay sabitini; c_2 , tekerleğin sönüm sabitini; x_y ise yoldan gelen düzensizliği göstermektedir.

Bu değerleri gözönünde bulundurarak ve Lagrange Yöntemini kullanarak taşıtın diferansiyel denklemlerini çıkartabiliriz. Lagrange Yöntemi matematiksel olarak şöyle ifade edilir:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}_i} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial x_i} + \frac{\partial E_p}{\partial x_i} + \frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}_i} = Q_i \quad (3.1)$$

Burada E_k , toplam kinetik enerjiyi; E_p , toplam potansiyel enerjiyi; E_D , toplam sönüm enerjisini; x , genelleştirilmiş koordinatları; Q , genelleştirilmiş kuvvetleri ve i , serbestlik derecesi sayısını göstermektedir. Diferansiyel denklemi çıkartmadan önce $x_y > x_2 > x_1$ kabulünü yapıyoruz.

$$E_k = \frac{1}{2} \left(m_1 \dot{x}_1^2 + m_2 \dot{x}_2^2 \right) \quad (3.2)$$

$$E_p = \frac{1}{2} k_1 (x_2 - x_1)^2 + \frac{1}{2} k_2 (x_y - x_2)^2 \quad (3.3)$$

$$E_D = \frac{1}{2} c_1 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1)^2 + c_2 (\dot{x}_y - \dot{x}_2)^2 \quad (3.4)$$

Buradan;

$$m_1 \ddot{x}_1 - k_1 (x_2 - x_1) - c_1 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \quad (3.5)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + c_1 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + c_2 \dot{x}_2 + k_1 (x_2 - x_1) + k_2 x_2 = k_2 x_y + c_2 \dot{x}_y \quad (3.6)$$

(3.5) ve (3.6) denklemleri, sistemin diferansiyel denklemleridir. Aktif kontrol durumunda, diferansiyel denklemlere, kontrolcüden gelen kuvvet terimi de eklenecektir (Birine pozitif, ötekine negatif işaretli olarak).

3.4 Yedi Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli

Literatürde tam taşıt modeli olarak da geçmektedir. Gövdenin üç (düşey hareket, yalpalama hareketi ve kafa vurma hareketi), her bir aksın ise birer adet olmak üzere (düşey hareket) toplam yedi serbestlik derecesi söz konusudur. Haliyle diferansiyel denklem sayısı da yedi olacaktır.

$$\begin{aligned}
E_D = & \frac{c_1}{2} \left(x_4 - x_1 - l_\theta \dot{\theta}_2 + \frac{l}{2} \dot{\alpha}_3 \right)^2 + \frac{c_2}{2} \left(x_6 - x_1 - l_\theta \dot{\theta}_2 - \frac{l}{2} \dot{\alpha}_3 \right)^2 + \frac{c_3}{2} \\
& \left(x_5 - x_1 + l_a \dot{\theta}_2 + \frac{l}{2} \dot{\alpha}_3 \right)^2 + \frac{c_4}{2} \left(x_7 - x_1 + l_a \dot{\theta}_2 - \frac{l}{2} \dot{\alpha}_3 \right)^2 + \frac{c_5}{2} (x_{y2} - x_5) \\
& + \frac{c_6}{2} (x_{y1} - x_4) + \frac{c_7}{2} (x_{y3} - x_6) + \frac{c_8}{2} (x_{y4} - x_7)
\end{aligned} \tag{3.9}$$

Buradan;

$$\begin{aligned}
m_1 \ddot{x}_1 - k_1 (x_4 - x_1 - l_\theta \dot{\theta}_2 + \frac{l}{2} \dot{\alpha}_3) - k_2 (x_6 - x_1 - l_\theta \dot{\theta}_2 - \frac{l}{2} \dot{\alpha}_3) - k_3 \\
(x_5 - x_1 + l_a \dot{\theta}_2 + \frac{l}{2} \dot{\alpha}_3) - k_4 (x_7 - x_1 + l_a \dot{\theta}_2 - \frac{l}{2} \dot{\alpha}_3) - c_1 (\dot{x}_4 - \dot{x}_1 - l_\theta \dot{\theta}_2 + \frac{l}{2} \dot{\alpha}_3) \\
- c_2 (\dot{x}_6 - \dot{x}_1 - l_\theta \dot{\theta}_2 - \frac{l}{2} \dot{\alpha}_3) - c_3 (\dot{x}_5 - \dot{x}_1 + l_a \dot{\theta}_2 + \frac{l}{2} \dot{\alpha}_3) - c_4 (\dot{x}_7 - \dot{x}_1 + l_a \dot{\theta}_2 - \\
\frac{l}{2} \dot{\alpha}_3) = 0
\end{aligned} \tag{3.10}$$

$$\begin{aligned}
J_2 \ddot{\theta}_2 - l_\theta k_1 (x_4 - x_1 - l_\theta \dot{\theta}_2 + \frac{l}{2} \dot{\alpha}_3) - l_\theta k_2 (x_6 - x_1 - l_\theta \dot{\theta}_2 - \frac{l}{2} \dot{\alpha}_3) + l_a k_3 (x_5 \\
- x_1 + l_a \dot{\theta}_2 + \frac{l}{2} \dot{\alpha}_3) + l_a k_4 (x_7 - x_1 + l_a \dot{\theta}_2 - \frac{l}{2} \dot{\alpha}_3) - l_\theta c_1 (\dot{x}_4 - \dot{x}_1 - l_\theta \dot{\theta}_2 + \frac{l}{2} \dot{\alpha}_3) \\
- l_\theta c_2 (\dot{x}_6 - \dot{x}_1 - l_\theta \dot{\theta}_2 - \frac{l}{2} \dot{\alpha}_3) + l_a c_3 (\dot{x}_5 - \dot{x}_1 + l_a \dot{\theta}_2 + \frac{l}{2} \dot{\alpha}_3) + l_a c_4 (\dot{x}_7 - \dot{x}_1 + l_a \dot{\theta}_2 \\
- \frac{l}{2} \dot{\alpha}_3) = 0
\end{aligned} \tag{3.11}$$

$$\begin{aligned}
J_3 \ddot{\alpha}_3 + \frac{l}{2} k_1 (x_4 - x_1 - l_\theta \dot{\theta}_2 + \frac{l}{2} \dot{\alpha}_3) - \frac{l}{2} k_2 (x_6 - x_1 - l_\theta \dot{\theta}_2 - \frac{l}{2} \dot{\alpha}_3) + \frac{l}{2} k_3 (x_5 - x_1 \\
+ l_a \dot{\theta}_2 + \frac{l}{2} \dot{\alpha}_3) - \frac{l}{2} k_4 (x_7 - x_1 + l_a \dot{\theta}_2 - \frac{l}{2} \dot{\alpha}_3) + \frac{l}{2} c_1 (\dot{x}_4 - \dot{x}_1 - l_\theta \dot{\theta}_2 + \frac{l}{2} \dot{\alpha}_3) - \frac{l}{2} c_2 \\
(x_6 - \dot{x}_1 - l_\theta \dot{\theta}_2 - \frac{l}{2} \dot{\alpha}_3) + \frac{l}{2} c_3 (\dot{x}_5 - \dot{x}_1 + l_a \dot{\theta}_2 + \frac{l}{2} \dot{\alpha}_3) - \frac{l}{2} c_4 (\dot{x}_7 - \dot{x}_1 + l_a \dot{\theta}_2 - \frac{l}{2} \dot{\alpha}_3) \\
= 0
\end{aligned} \tag{3.12}$$

$$\begin{aligned}
m_4 \ddot{x}_4 + k_1 (x_4 - x_1 - l_\theta \dot{\theta}_2 + \frac{l}{2} \dot{\alpha}_3) - k_6 (x_{y1} - x_4) + c_1 (\dot{x}_4 - \dot{x}_1 - l_\theta \dot{\theta}_2 + \frac{l}{2} \dot{\alpha}_3) \\
- c_6 (\dot{x}_{y1} - \dot{x}_4) = 0
\end{aligned} \tag{3.13}$$

$$\begin{aligned}
m_5 \ddot{x}_5 + k_3 (x_5 - x_1 + l_a \dot{\theta}_2 + \frac{l}{2} \dot{\alpha}_3) - k_5 (x_{y2} - x_5) + c_3 (\dot{x}_5 - \dot{x}_1 + l_a \dot{\theta}_2 + \frac{l}{2} \dot{\alpha}_3) \\
- c_5 (\dot{x}_{y2} - \dot{x}_5) = 0
\end{aligned} \tag{3.14}$$

$$m_6 \ddot{x}_6 + k_2(x_6 - x_1 - l_0 \theta_2 - \frac{l}{2} \alpha_3) - k_7(x_{y3} - x_6) + c_2(\dot{x}_6 - \dot{x}_1 - l_0 \dot{\theta}_2 - \frac{l}{2} \dot{\alpha}_3) - c_7(\dot{x}_{y3} - \dot{x}_6) = 0 \quad (3.15)$$

$$m_7 \ddot{x}_7 + k_4(x_7 - x_1 + l_a \theta_2 - \frac{l}{2} \alpha_3) - k_8(x_{y4} - x_7) + c_4(\dot{x}_7 - \dot{x}_1 + l_a \dot{\theta}_2 - \frac{l}{2} \dot{\alpha}_3) - c_8(\dot{x}_{y4} - \dot{x}_7) = 0 \quad (3.16)$$

(3.10), (3.11), (3.12), (3.13), (3.14), (3.15) ve (3.16) numaralı denklemler, sistemin diferansiyel denklemleridir. Aktif kontrol durumunda ilgili denklemlere kontrolcü kuvveti eklenir. Burada m_1 , taşıt gövdesinin kütlelerini; J_2 , taşıt gövdesinin y eksenine göre alınmış atalet momentini; J_3 , taşıt gövdesinin x eksenine göre alınmış atalet momentini, m_4 , m_5 , m_6 ve m_7 , aksların kütlelerini; l_0 , ağırlık merkezinin ön aksa olan uzaklığını; l_a , ağırlık merkezinin arka aksa olan uzaklığını; l , tekerlek açıklığını; k_1 , k_2 , k_3 ve k_4 , süspansiyon sisteminin yay sabitlerini; c_1 , c_2 , c_3 ve c_4 , süspansiyon sisteminin sönüm sabitlerini; k_5 , k_6 , k_7 ve k_8 , tekerleklerin yay sabitlerini; c_5 , c_6 , c_7 ve c_8 , tekerleklerin sönüm sabitlerini temsil etmektedirler.

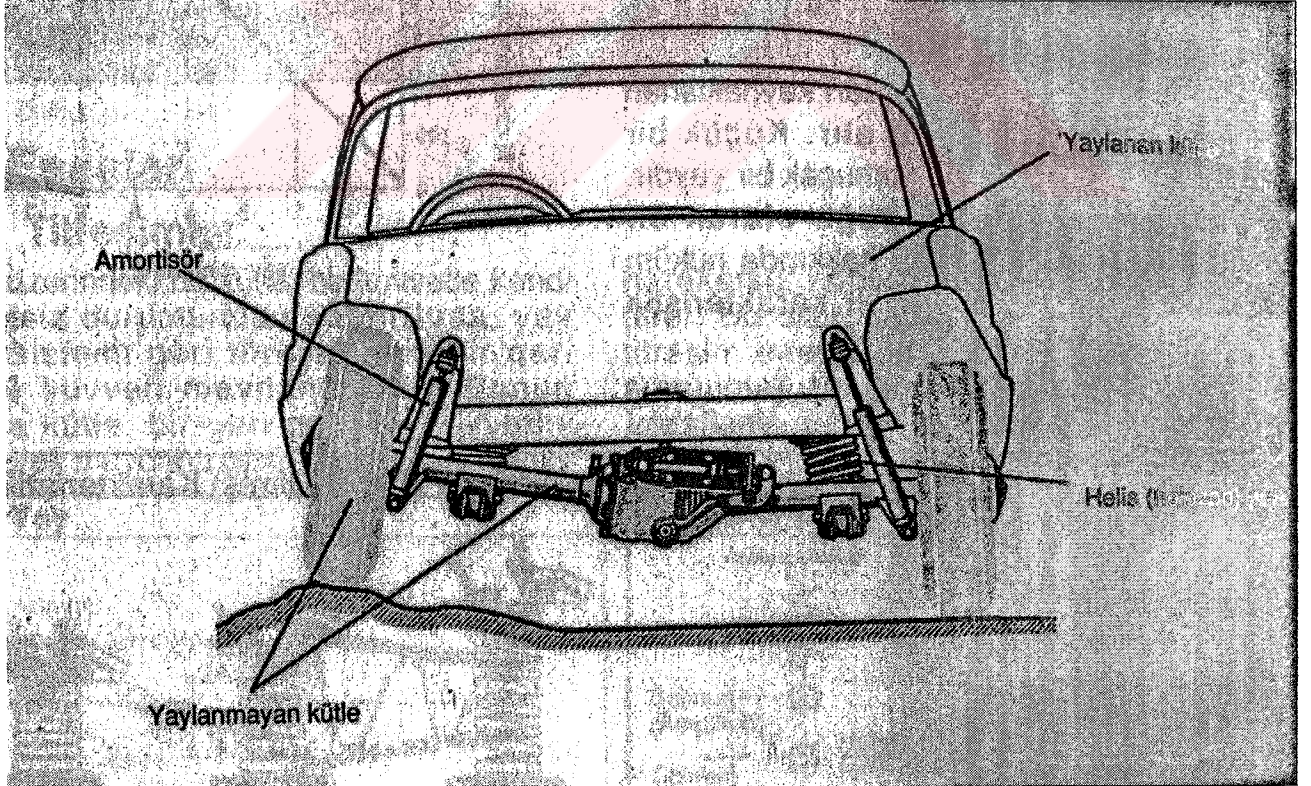
3.5 Taşıtın Kritik Frekansları ve Rezonansın Titreşime Etkisi

Taşıtın kritik frekansları, çıkartılan diferansiyel denklemlerde $x_i = X_i \sin(\Omega_i t + \varphi)$ dönüşümü yapılmak suretiyle, ortaya çıkan denklem sisteminin kökleridir. Burada i , serbestlik derecesi sayısını; X ise maksimum genliği temsil etmektedir. Taşıtın kaç tane serbestlik derecesi varsa, o kadar kritik frekansı vardır. Dönüşüm yapıldıktan sonra, sadeleştirme işlemleri esnasında sinüslü terimler kaybolacaklarından, geriye kritik frekansları içeren denklem kalacaktır. Bu denklemin pozitif kökleri de sistemin kritik frekanslarıdır.

Kritik frekansları hesaplamamanın bir başka yolu da frekans cevabı analizidir. Sistemin frekans cevabı, sisteme sinüs girişi yapılarak bulunur. Sistem üstüne etki eden bu sinüs girişine, frekans değiştikçe değişen bir genlik ve faz farkıyla cevap verecektir. Genlik eğrisinin yön değiştirdiği noktalar, kritik frekanslara tekabül etmektedirler.

Bütün mekanik sistemlerde olduğu gibi taşıtlarda da rezonans hem taşınan yük, hem de taşıtı oluşturan elemanlar için problem teşkil etmektedir. Çünkü rezonans durumunda, salınım hareketinin genlikleri teorik olarak sonsuza, pratik olarak ise zararlı mertebelere ulaşmaktadır. Hareket eden ilk taşıttan günümüze kadar bu problemin çözülmesi için çeşitli sistemler tasarlanmış ve geliştirilmiştir. Yol yapımı, taşıt üretim teknikleri ve kullanılan teknolojiler ilk

zamanlara göre büyük gelişme göstermiş, bu gelişme taşıtların hızlarına da yansımıştır. Dolayısıyla ortaya çıkan titreşim problemleri de karmaşıklaşmışlardır. Taşıtların seyahat ettikleri yol profilleri gerçekte çok düzensizdir. Fakat analizler sırasında genellikle belirli basit girişler (basamak, rampa, darbe gibi) kullanılmakta veya bu düzensiz gerçek yol profilleri matematiksel işlemlerle zamana, konuma veya frekansa göre değişen tipik fonksiyonlar şeklinde ifade edilerek, taşıta giriş olarak uygulanmaktadırlar. Gerçeğe en uygun sonuçların elde edilmesi için, yol profili bütün özellikleriyle ifade edilmeli ve bu gerçek profile taşıttın verdiği cevap bulunmalıdır. Aslında zorlama girdileri ve taşıttın dinamik tepki elemanlarının özellikleri birbirinden ayrı düşünülemez, çünkü bir parametrenin değişimi diğer parametreyi bazen iyi, bazen de kötü yönde etkiler. Fakat taşıttın belirli yönlerdeki titreşimleri göz önüne alınarak uygun modeller kullanıldığında ve incelenen titreşim frekans spektrumu uygun seçildiğinde, yapılan hatalar azaltılabilirler. Teorik çalışmalarda ilk aşama sistem modelinin çıkarılmasıdır. Bir önceki konuda iki ve yedi serbestlik dereceli taşıt modellerinin diferansiyel denklemleri çıkarılmıştır. Sistemin çok serbestlik dereceli olarak kabul edilmesi, çalışmayı ve temel sonuçları oldukça karmaşık hale getireceğinden, titreşim analizi açısından yedi serbestlik dereceli taşıt modeli idealdir.



Şekil 3.4 Yaylanan kütle ve yaylanmayan kütle (Staudt, 2000).

4. PID KONTROL YÖNTEMİ

4.1 Giriş

Kapalı çevrimli bir kontrol sistemi, kontrol edilen sistem ve kontrol eden sistem olmak üzere iki adet alt sistemden oluşmaktadır. Kontrol eden sistem ya da kısaca kontrolcü, karşılaştırıcı, kontrol organı ve ölçme elemanı gibi alt bölümlere ayrılır.

Kapalı çevrimli kontrol sistemi içinde kontrolcünün görevi, ölçme elemanı üzerinden geribeslenen çıkış büyüklüğünü, giriş büyüklüğü ile karşılaştırmak ve ortaya çıkan 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 kuvvet uygulayıcı olup, bir valfin veya şalterin açılması veya kapanması yönünde bir hareket meydana getirir. Bu hareket sonucu ise kapalı çevrimli kontrol sisteminde hatayı küçültecek bir değişim meydana gelmiş olur. Karşılaştırıcıda, giriş büyüklüğü ile sistemin kontrol edilen çıkış büyüklüğünün birimlerinin aynı olması gerekir. Geribesleme yolu üzerinde yer alan ölçme elemanı, çıkış büyüklüğünü giriş büyüklüğü ile karşılaştırılabilecek uygun bir elektriksel yer değiştirme, basınç veya bunlar gibi bir sinyale dönüştürür. Bu şekli ile ölçme elemanı, çıkış büyüklüğünü hem ölçen 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 bunu uygun bir sinyale dönüştüren elemandır. Genellikle düşük güçlü olan bu sinyal kuvvetlendirilip uygun şekle sokulduktan sonra karşılaştırıcıya ulaştırılır. Ayrıca gerekli görüldüğü takdirde, 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,
- İntegral (I) kontrol etkisi,
- Türev (D) kontrol etkisi.

Bu temel kontrol etkilerinin bir veya birkaçının bir arada uygun şekilde kullanılmasıyla

değişik kontrol etkilerinde çalışan kontrolcileri oluşturulur. Bu çalışmada orantı, integral ve türev etkilerinin beraber kullanıldığı PID kontrolden bahsedilecektir.

4.2 PID Kontrolcü

PID kontrol, üç temel kontrol etkisinin birleşiminden meydana gelmiştir. PID kontrolcü lineer bir kontrolcüdür. Hata sinyalini kontrol sinyaline çevirir. Lineer bir kontrolcü olduğundan zaman ve frekans bazında incelenebilir. Zaman bazında sinyal şu şekildedir:

$$u(t) = K_p e(t) + \frac{K_i}{K_p} \int_0^t e(t) dt + \frac{K_d}{K_p} \frac{de}{dt} \quad (4.1)$$

veya

$$u(t) = K_p \left(e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + T_d \frac{de}{dt} \right) \quad (4.2)$$

Buradan transfer fonksiyonu

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad (4.3)$$

olarak elde edilir.

PID kontrol, üç temel kontrol etkisinin üstünlüklerini tek bir birim içinde birleştiren bir kontrol etkisidir. Orantı 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 üretmez ve kalıcı durum hatası oluşur.

İntegral etki kontrol edilen çıkış büyüklüğünde meydana gelecek kalıcı durum hatalarını ortadan kaldırır. Kontrolcü çıkışında, sürekli artan kontrol etkisi elde edileceğinden, motor elemanının, hatanın ortadan kalkmasını sağlayacak kadar hareket etmesi sağlanır. 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 duyarsızdır.

4.2.1 PID Kontrolcünün Ayarı

PID kontrolcü diğerlerine göre daha karmaşık olup, o oranda da pahalıdır. Burada K_p , T_i ve T_d parametrelerinin uygun bir ayarı ile ideal 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 tarafından bir ölçüt geliştirilmiş olup bu ölçüte göre zaman alanı cevap eğrisinin ikinci aşama genliğinin, birinci aşama genliğine oranının $\frac{1}{4}$ olması gerekir. 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.

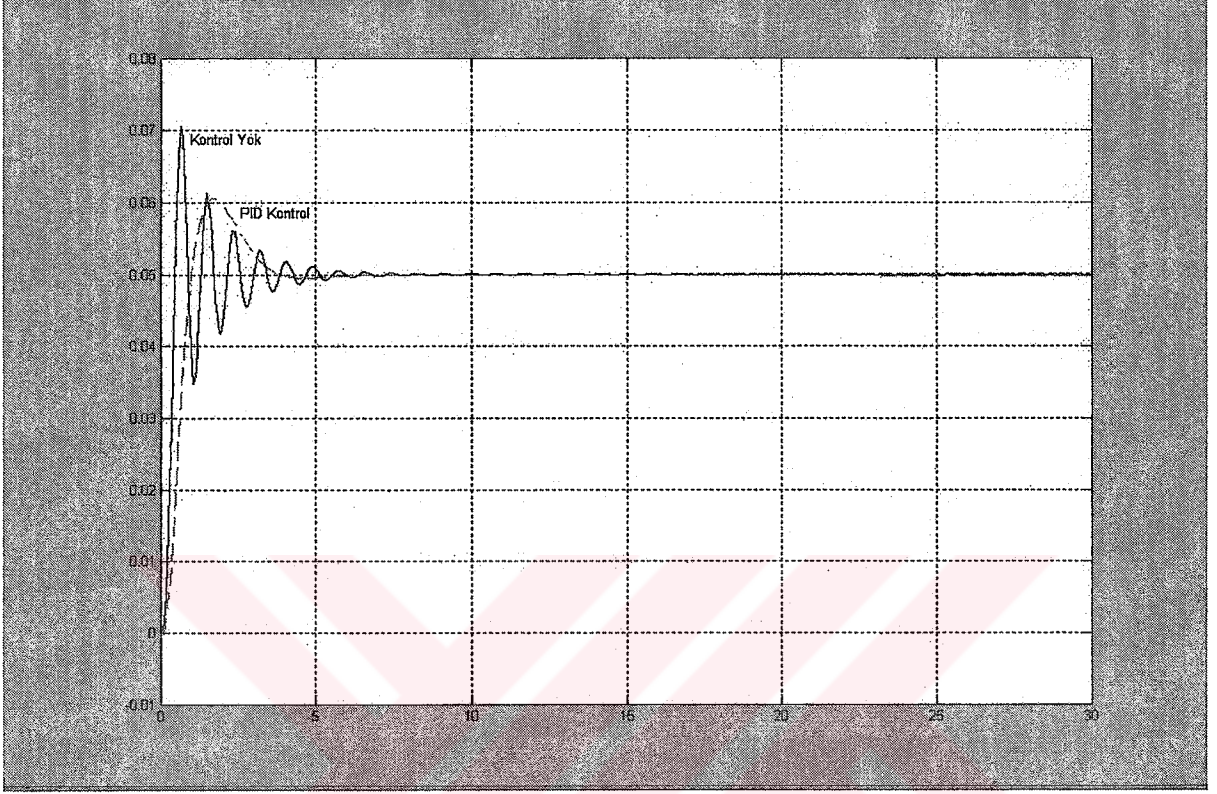
Ziegler ve Nichols tarafından geliştirilen sürekli titreşim yöntemi deneysel yöntemlerin en tanınmış olanlarından birisidir. Bu yöntemin öngördüğü ayarlar hemen hemen kontrol sistemi alanında standartlar olarak kabul görmektedir.

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, türev zaman sabiti de sıfıra ayarlanır. Böylece 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 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. Bu kazanç değeri K_{pmax} sistemin kararsızlık sınırına erişmeden önce ulaşabileceği en yüksek değerdir. Daha sonra Çizelge 4.1'den yararlanılarak T_i ve T_d değişkenleri hesaplanır ve kontrolcü bu değerlere göre ayarlanır. Ziegler ve Nichols pek çok deney yaparak tabloda verilen sonuçların doğruluğunu kanıtlamışlardır.

Çizelge 4.1 Titreşim yöntemine göre kontrolcü ayar değerleri (Ogata, 2001)

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

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.



Şekil 4.1 Kontrolcüsüz bir sistemle kontrolcülü bir sistemin karşılaştırması.

5. LQR KONTROL YÖNTEMİ

5.1 Durum Uzayında (State Space) Modelleme

Günümüzdeki modern mühendislik sistemleri oldukça karmaşık bir hal almışlardır. Karmaşık sistemlerin zamana bağlı bir sürü girişleri ve çıkışları vardır. Böyle bir sistemi modelleyip, kontrol edebilmek için altmışlı yıllarda durum adında bir kavram geliştirildi. Durum kavramı, kontrol alanına girmeden önce klasik dinamikte zaten kullanılıyordu.

Bir dinamik sistemin durumu, o sistemin en küçük değişkenler grubunun (durum değişkenleri), başlangıç anındaki değerleridir. Sistemin giriş değerleri de zamana bağlı olarak belirtilmişlerse, herhangi bir zamanda sistemin ne cevap vereceği saptanabilir. Durum kavramı sadece dinamik sistemlere değil, biyolojik, ekonomik ve sosyal sistemlere de uygulanabilir.

Bir dinamik sistemin durum değişkenleri, o sistemin en küçük değişkenler grubunu içeren değişkenleridir. Eğer bir sistemi tanımlamak için n adet değişken gerekiyorsa, bu n adet değişken sistemin durum değişkenleridir.

Durum değişkenleri fiziksel olarak gözlemlenebilen ve ölçülebilen büyüklükler olmak zorunda değildirler. Fiziksel bir büyüklük ifade etmeyen, ölçülemeyen ve gözlemlenemeyen büyüklükler de durum değişkeni olarak seçilebilirler. Durum uzayı metodunun avantajı da, durum değişkeni olarak her türlü büyüklüğün seçilebilmesidir.

Ancak pratikte, durum değişkeni olarak ölçülebilen büyüklüklerin seçilmesi kolaylık sağlayacaktır, çünkü optimal kontrol kuralları bütün durum değişkenlerinin geri beslemeli olarak sisteme gönderilmesini gerektirir. Bu da büyüklüklerin ölçülebilir olmalarıyla mümkündür.

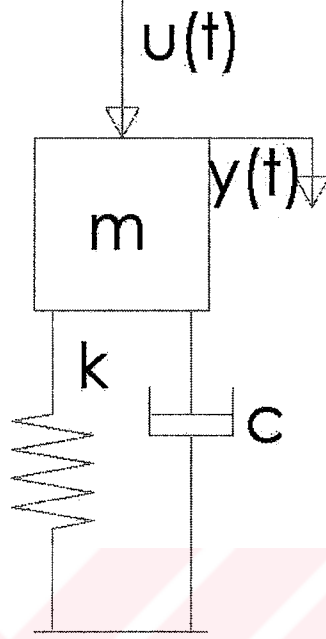
Eğer bir sistemi tanıtmak için n adet durum değişkeni gerekiyorsa, bu n adet durum değişkeni, bir x vektörünün n adet bileşeni olarak düşünülebilir. İşte bu x vektörüne durum vektörü adı verilir. Durum vektörü, sistemin herhangi bir zamandaki durumunu belirtir.

Koordinat eksenleri, x_1 eksen, x_2 eksen,, x_n eksenlerinden oluşan ve x_1, x_2, \dots, x_n değerlerinin durum değişkenleri olduğu n boyutlu uzaya durum uzayı denir. Durum uzayında her durum bir nokta olarak tanımlanabilir.

Durum uzayı analizinde üç tip değişkenle karşılaşılır ki bu değişkenler dinamik bir sistemin modellenmesinde kullanılırlar: Giriş değişkenleri, çıkış değişkenleri ve durum değişkenleri. Bir dinamik sistem birden fazla durum uzayıyla tanımlanabilir yani dinamik sistemin durum

değişkenlerinin sayısı kadar durum uzayı olabilir.

5.2 Tek Serbestlik Dereceli Sistemin Durum Uzayı Modeli



Şekil 5.1 Tek serbestlik dereceli sistem.

Lagrange yöntemi kullanılarak sistemin diferansiyel denklemi çıkarılır.

$$m \ddot{y} + c \dot{y} + ky = u \quad (5.1)$$

Bu denklemde $x_1(t) = y(t)$ ve $x_2(t) = \dot{y}(t)$ dönüşümlerini yaparsak:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= \frac{1}{m}(-ky - c \dot{y}) + \frac{1}{m}u \end{aligned} \quad (5.2)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= \frac{-k}{m}x_1 - \frac{c}{m}x_2 + \frac{1}{m}u \\ y &= x_1 \end{aligned} \quad (5.3)$$

ve buradan:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ \frac{-k}{m} & \frac{-c}{m} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m} \end{bmatrix} u \quad (5.4)$$

$$y = \begin{bmatrix} 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix}$$

olarak bulunur.

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ \frac{-k}{m} & \frac{-c}{m} \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m} \end{bmatrix}, C = \begin{bmatrix} 1 & 0 \end{bmatrix}, D = 0 \quad (5.5)$$

Burada A matrisi, durum matrisi; B matrisi, giriş matrisi; C matrisi, çıkış matrisi; D matrisi, iletim matrisi olarak adlandırılırlar.

$\dot{x} = Ax + Bu$ ve $y = Cx + Du$ denklemleri sistemin durum uzayı denklemleridir.

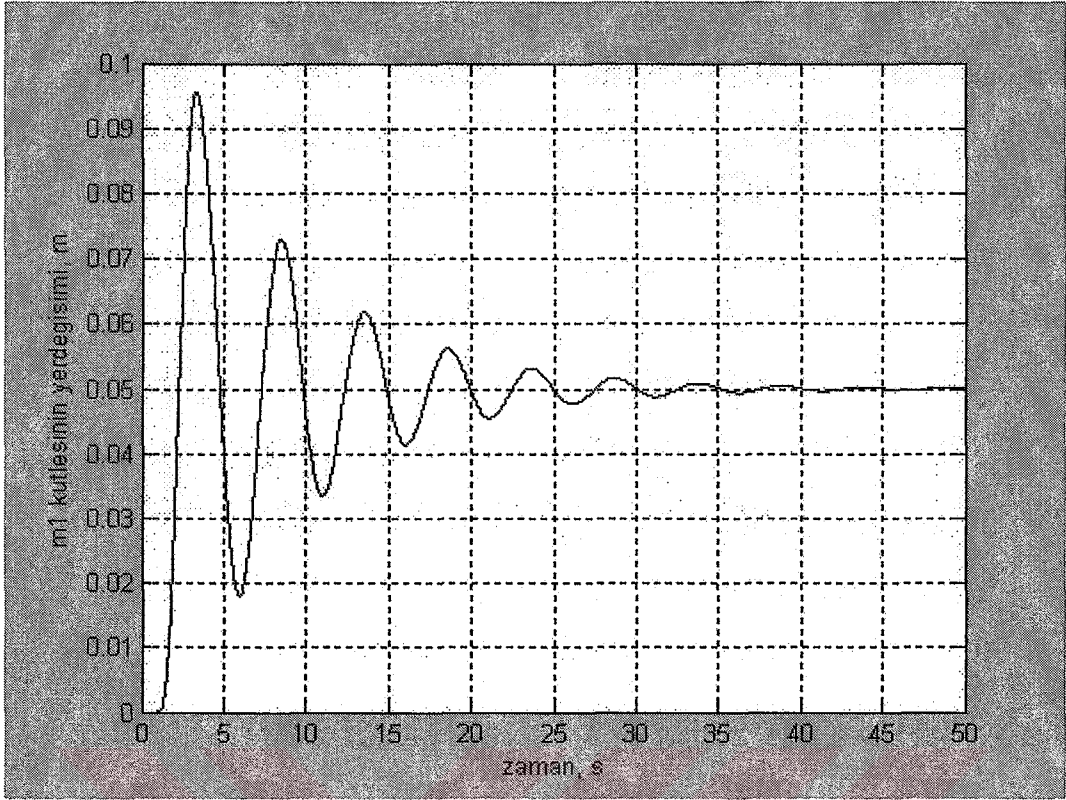
5.3 İki Serbestlik Dereceli Sistemin Durum Uzayı Modeli

Üçüncü bölümde çıkartılan diferansiyel denklemlere, yukarıdaki dönüşümleri uygularsak, sistemin durum uzayı modelini elde ederiz.

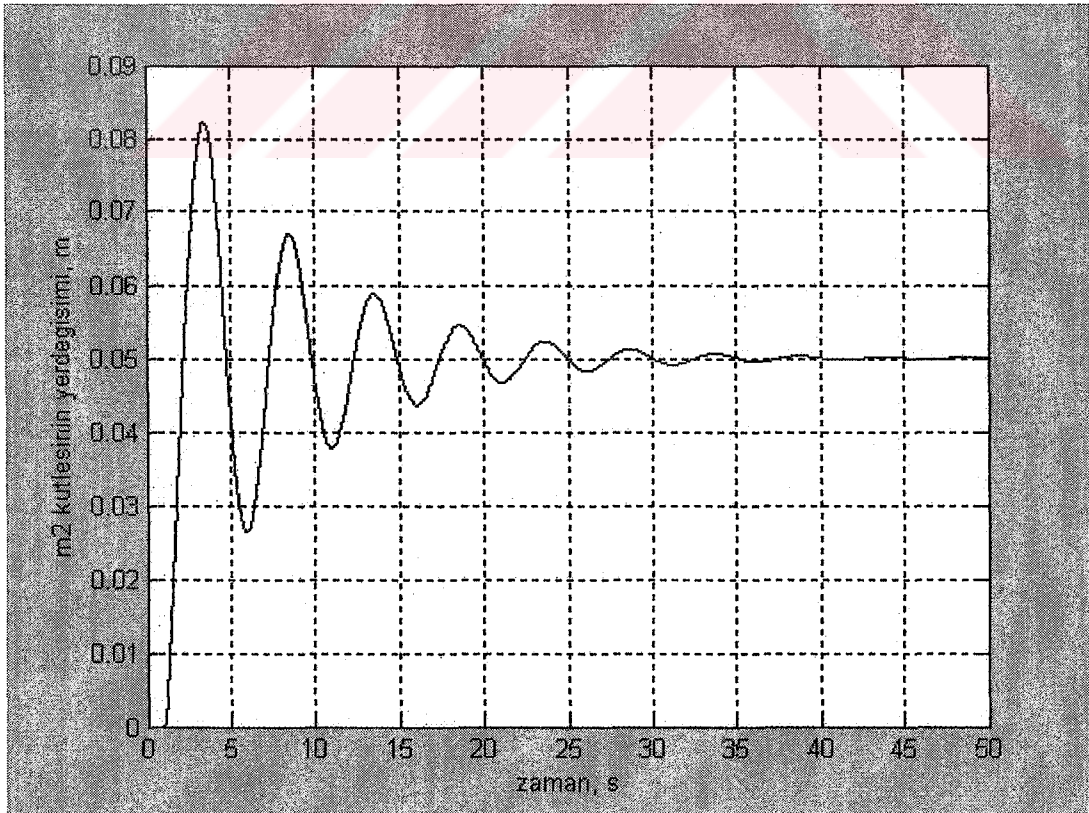
$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{-k_1}{m_1} & \frac{k_1}{m_1} & \frac{-c_1}{m_1} & \frac{c_1}{m_1} \\ \frac{k_1}{m_2} & \frac{-(k_1+k_2)}{m_2} & \frac{c_1}{m_2} & \frac{-(c_1+c_2)}{m_2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{k_2}{m_2} & \frac{c_2}{m_2} \end{bmatrix} u \quad (5.6)$$

$$\begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \\ y_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} u$$

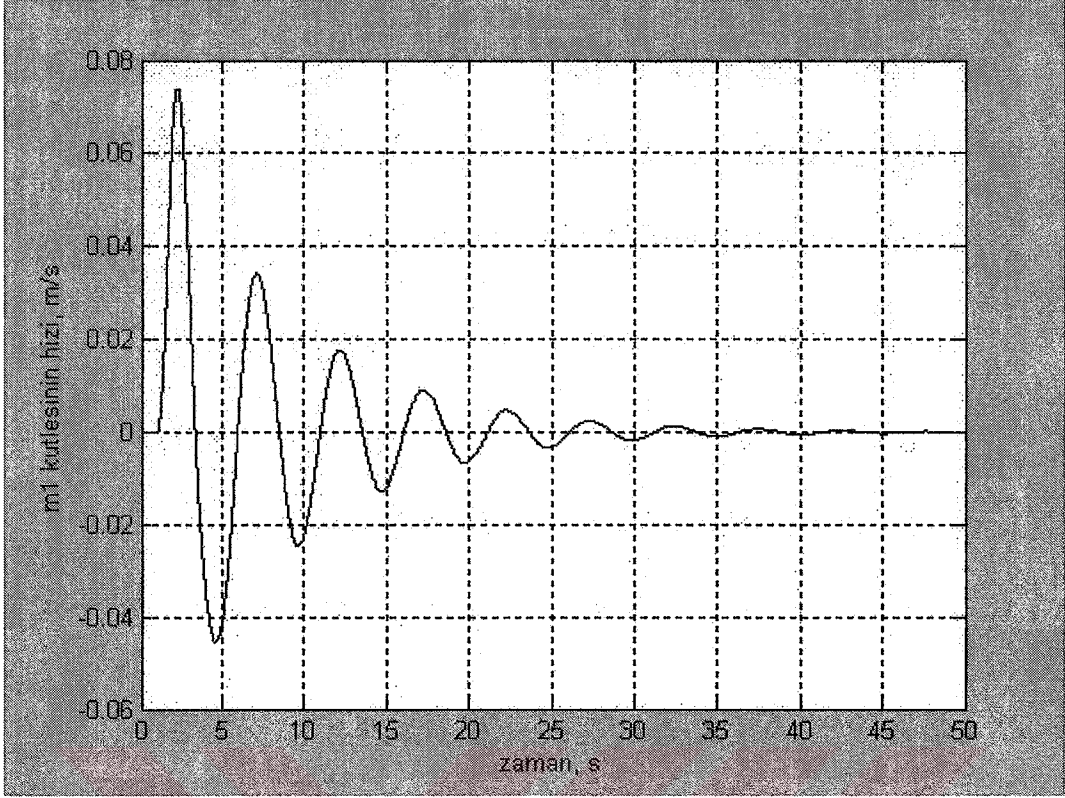
(5.6) numaralı denklem iki serbestlik dereceli sistemin durum uzayı modelidir. Bu sistemin bir basamak girişe olan cevabını Matlab programı yardımıyla incelersek, şu sonuçları elde ederiz:



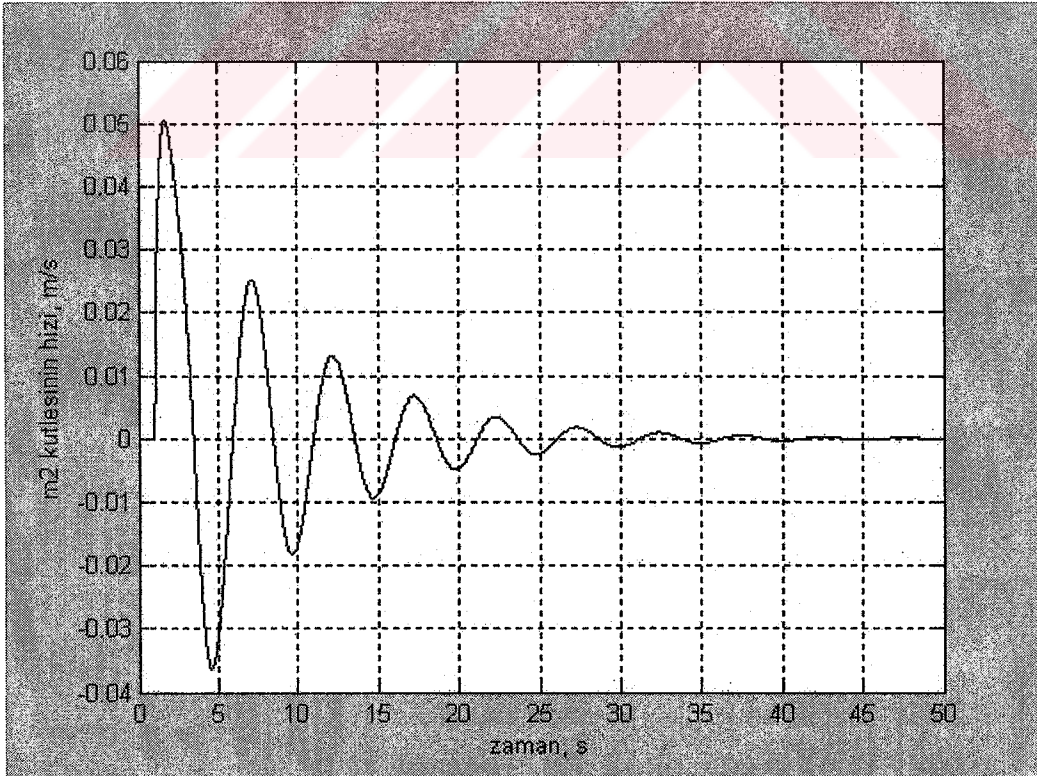
Şekil 5.2 İki serbestlik dereceli sistemin basamak girişe cevabı, m_1 .



Şekil 5.3 İki serbestlik dereceli sistemin basamak girişe cevabı, m_2 .



Şekil 5.4 İki serbestlik dereceli sistemin basamak girişe cevabı, m_1 -hız.



Şekil 5.5 İki serbestlik dereceli sistemin basamak girişe cevabı, m_2 -hız.

5.4 LQR, İkinci Dereceden Doğrusal Düzenleyici

Durum uzayı denklemleri $\dot{x} = Ax + Bu$ ve $y = Cx + Du$ şeklinde verilen bir sistemde, optimal kontrol vektörünü veren K matrisi şöyle olacaktır:

$$u(t) = -K * x(t) \quad (5.7)$$

Sistemin performans indeksini azaltmak için ise aşağıdaki denklem kullanılır:

$$J = \int_0^{\infty} (x^* Q x + u^* R u) dt \quad (5.8)$$

Burada Q, pozitif belirleyici; R, gerçek simetrik matris olarak adlandırılır. Q ve R matrisleri hatanın bağıl önemini ve harcanan enerjiyi tanımlarlar.

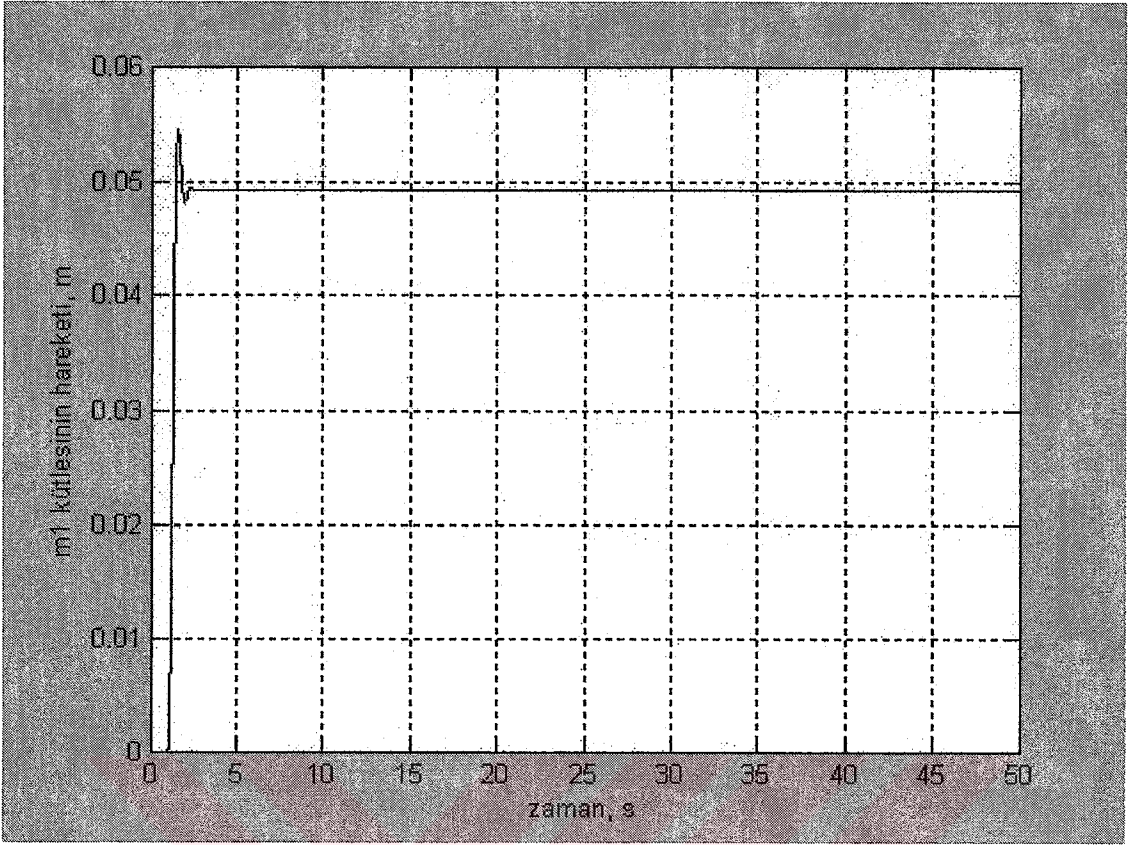
(5.7) denkleminde verilen doğrusal kontrol kuralı, optimal kontrol kuralı olarak adlandırılmıştır. Eğer K matrisi tanımlanmışsa (sistemin performans indeksini azaltmak için), (5.7) denklemi her başlangıç durumu için optimaldir.

K matrisi Q ve R matrisleri kullanılarak hesaplanır. Hesaplanan K matrisi yardımıyla yeni bir durum matrisi oluşturulur.

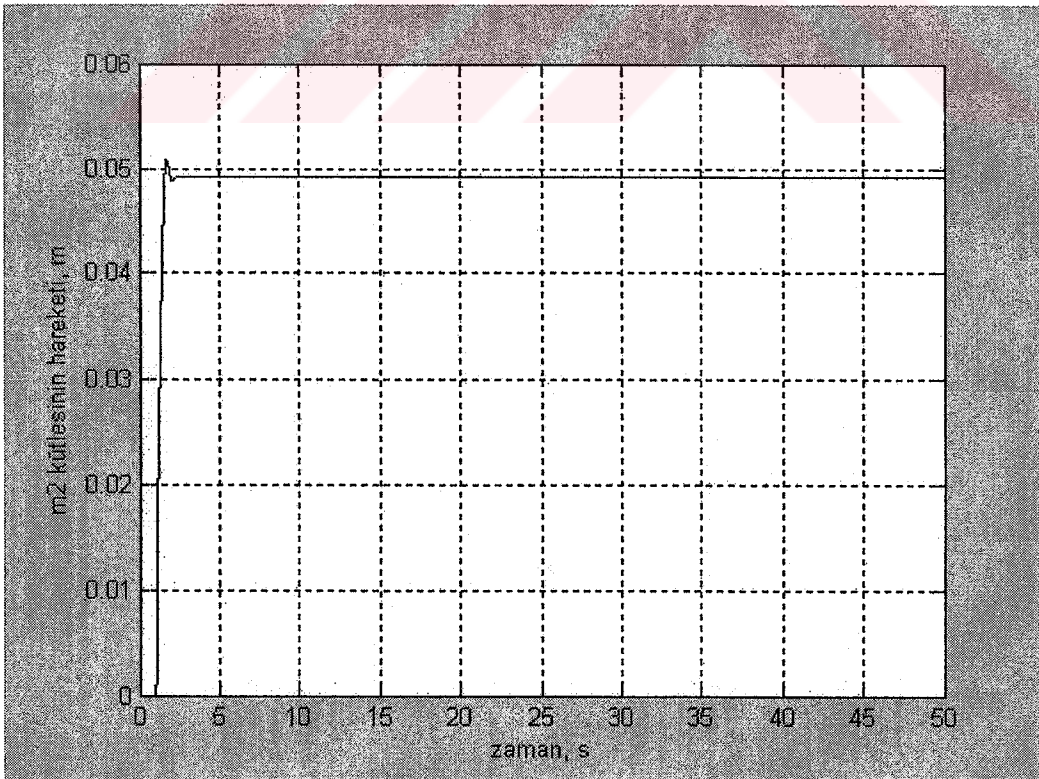
$$AA = A - BK \quad (5.9)$$

$$Q = \begin{bmatrix} 0.11 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0.11 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0.11 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0.11 \end{bmatrix}, R = \begin{bmatrix} 4 & 2 \\ 2 & 4 \end{bmatrix} \quad (5.10)$$

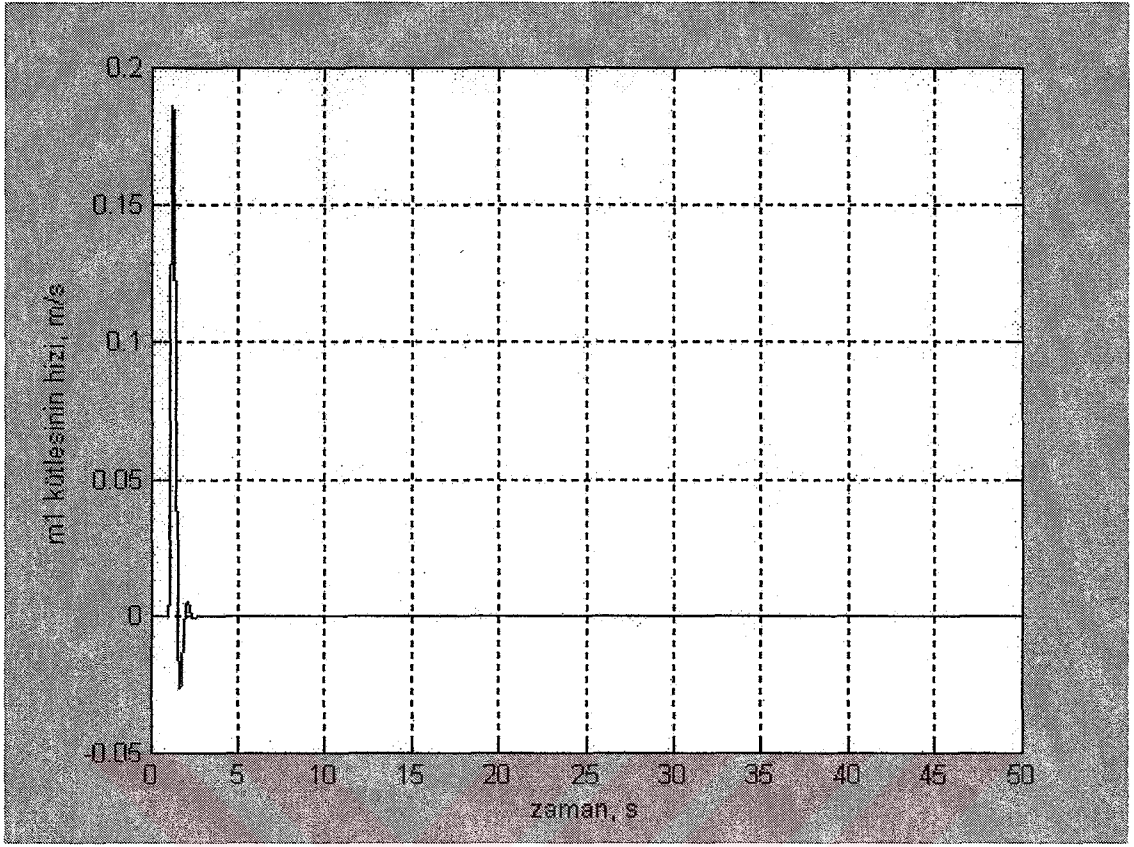
Q ve R matrisleri yukarıdaki gibi seçildikleri takdirde, yeni oluşan AA durum matrisiyle birlikte sistemin cevapları şöyle değişeceklerdir:



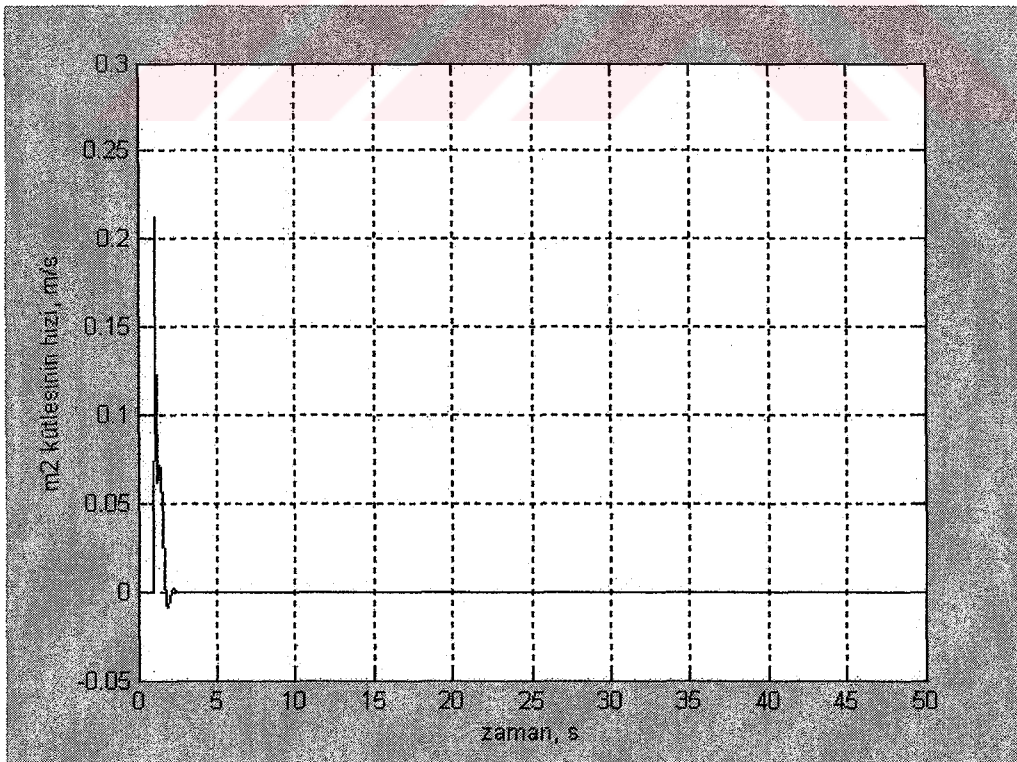
Şekil 5.6 İki serbestlik dereceli sistemin LQR kontrol sonrası cevapları, 1.



Şekil 5.7 İki serbestlik dereceli sistemin LQR kontrol sonrası cevapları, 2.



Şekil 5.8 İki serbestlik dereceli sistemin LQR kontrol sonrası cevapları, 3.



Şekil 5.9 İki serbestlik dereceli sistemin LQR kontrol sonrası cevapları, 4.

6. ALGILAYICILAR

6.1 Tanım

Algılayıcılar fiziksel ortam ile endüstriyel amaçlı elektronik cihazları birbirine bağlayan bir köprü görevi görürler. Bu cihazlar endüstriyel proses sürecinde kontrol, koruma ve görüntüleme gibi çok geniş bir kullanım alanına sahiptirler.

Günümüzde üretilmiş yüzlerce tip algılayıcıdan söz edilebilir. Mikro elektronik teknolojisindeki inanılmaz hızlı gelişmeler bu konuda her gün yeni bir buluş ya da yeni bir uygulama tipi geliştirilmesine olanak sağlamaktadır.

Teknik terminolojide sensor ve transducer terimleri birbirlerinin yerine sık sık kullanılan terimlerdir. Transducer genel olarak enerji dönüştürücü olarak tanımlanır. Sensor ise çeşitli enerji biçimlerini elektriksel enerjiye dönüştüren cihazdır. Ancak 1969 yılında Instrument Society of America bu iki terimi eş anlamlı olarak kabul etmiş ve ölçülen fiziksel özellik, miktar ve koşulların kullanılabilir elektriksel miktara dönüştüren bir araç olarak tanımlamıştır.

6.2 Algılayıcıların Sınıflandırılması

Algılayıcıları birbirinden farklı birçok sınıfa ayırmak mümkündür. Aşağıda bu sınıflardan bazılarına değinilecektir.

6.2.1 Giriş Büyüklüklerine Göre Algılayıcılar

Algılayıcılarla ölçülen büyüklükler 6 gruba ayrılabilir:

- Mekanik, uzunluk, alan, miktar, kütleli akış, kuvvet, tork (moment), basınç, hız, ivme, pozisyon, ses dalgaboyu ve yoğunluğu;
- Termal, sıcaklık, ısı akışı;
- Elektriksel, voltaj, akım, direnç, endüktans, kapasitans, dielektrik katsayısı, polarizasyon, elektrik alanı ve frekans;
- Manyetik, alan yoğunluğu, akı yoğunluğu, manyetik moment, geçirgenlik;
- Işıma, yoğunluk, dalgaboyu, polarizasyon, faz, yansıtma, gönderme;
- Kimyasal, yoğunlaşma, içerik, oksidasyon/redaksiyon, reaksiyon hızı, pH miktarı;

6.2.2 Besleme İhtiyacına Göre Algılayıcılar

Algılayıcılar besleme ihtiyacına göre iki sınıfa ayrılabilir:

- Pasif algılayıcılar, hiçbir şekilde dışardan harici enerji almadan (besleme gerilimine ihtiyaç

duymadan) fiziksel ya da kimyasal değerleri bir başka büyüklüğe çevirirler. Bu algılayıcı tipine örnek olarak termocouple ya da anahtar gösterilebilir.

- Aktif algılayıcılar, çalışmaları için harici bir enerji beslenmesine ihtiyaç duyarlar. Bu algılayıcılar tipik olarak zayıf sinyalleri ölçmek için kullanılırlar. Aktif algılayıcılarda dikkat edilmesi gereken nokta giriş ve çıkışlardır. Bu tip algılayıcılar dijital ya da analog formatta elektriksel çıkış sinyali üretirler. Analog çıkışlılarda, çıkış büyüklüğü gerilim ya da akımdır. Algılayıcıların yerleştirildiği uzak noktalarda elektrik besleme geriliminin olmaması gereklidir. Algılayıcılar gerilim sinyalinin sınırlı olabileceği durumlarda tehlikeli uygulamalarda kullanılmalıdır. Algılayıcıya giden kablolar iki ile sınırlanmalıdır. Akım çevrim sinyali göreceli olarak gürültü geriliminin ani sıçramalarına karşı korumalıdır. Ancak bunu uzun mesafe veri aktarımının da yapamaz. Algılayıcılar, ölçüm sisteminden elektriksel olarak izole edilmelidir.

6.3 Dinamik Ölçümler İçin Algılayıcılar

- İvme ölçerler, genel amaçlı mutlak hareket ölçümlerinde, şok ve titreşim ölçümlerinde kullanılırlar. Bir yapının ya da bir makinanın ömrü, çalışma sırasında maruz kaldığı ivmenin şiddeti ile orantılıdır. Bir yapının çeşitli noktalarındaki titreşimin genliği ve fazı, bir modal analiz yapılabilmesine izin verir. Yapılacak olan bu analiz sonucunda dinamik olarak çalışacak parçaların çalışma modları belirlenerek tüm sistemin dinamik karakteri ortaya konabilmektedir. Sismik ivmeölçerler ile yer, bina, köprü üzerinde deprem, inşaat, madencilik çalışmaları, büyük nakliye vasıtalarının yol açtığı titreşimler ölçülebilir. Yüksek frekanslı ivmeölçerler ile çarpma testleri, çok yüksek devirli motorların testleri yapılabilir.
- Piezoelektrik ivme ölçerler, çok düşük frekanslı sismik uygulamalardan, çok yüksek frekansta doğrusal çalışma aralığı gerektiren çarpma testlerine kadar birçok ölçme uygulamasında kullanılan, küçük boyutlu, yüksek sıcaklık aralığında çalışabilen, endüstriyel standartlarda kılıf içinde yapılandırılmış transdüserlerdir. Kuarz ya da seramik kristaller bir kuvvet altında kaldıklarında picocoulomb seviyesinde elektrik yükü üretirler. Bu elektrik yükünün kristal üzerindeki değişimi yer çekimi ivmesinin değişimi ile doğru orantılıdır. İvme ölçerlerdeki sismik kütlenin ivme altında maruz kaldığı atalet kuvveti piezoelektrik kristale etkir ve ivme ile doğru orantılı bir elektrik sinyali çıkışı verir. Bir yongaya sahip piezoelektrik ivmeölçerlerin içinde sinyali taşınabilir voltaj sinyaline çeviren bir sinyal koşullayıcı devre vardır. Bu tip algılayıcılar gürültüden minimum etkilenirler. Üzerinde çevirici elektronik devre olmayan algılayıcılar harici bir çevirici ile kullanılırlar.

- Kapasitif ivme ölçerler, düşük seviyeli ve düşük frekanslı titreşimleri, statik ivmeleri ölçmede kullanılırlar. Karşılıklı yerleştirilmiş kapasitör şeklinde çalışan iki plaka arasındaki kapasitansın değişmesi prensibi ile ölçüm yaparlar. Bu plakalar arasındaki mesafe ve dolayısı ile kapasitans ivme altında değişir ve ivme ile doğrusal bir sinyal doğururlar. Bu tip algılayıcılar özel bir sinyal koşullama gerektirmezler. Özellikle robotik, otomotiv sürüş kalite testleri, bina dinamiği ölçümü gibi yerlerde kullanılırlar.
- Dinamik basınç algılayıcıları, piezoelektrik etkiyi kullanırlar. 400kHz gibi çok yüksek bir frekans aralığında doğrusal çıkış verebilir ve büyük statik basınç değerlerinin üzerindeki yüksek frekanslı fakat küçük genlikli dalgalanmaları ölçebilirler. Endüstride pompa basıncının, hidrolik ve pnömatik basınç hatlarının izlenmesi ve kontrolü; akış kaynaklı titreşimlerin incelenmesi, kavitasyon, su darbesi, pulsasyon, akustik ölçümler, havacılık testleri, valf dinamiği, patlayıcı ve silah testleri, içten yanmalı motor testleri bu algılayıcılar kullanılarak yapılabilmektedir.
- Statik basınç algılayıcıları, hassas rezistif diyaframı kullanan bu algılayıcılar endüstride statik basıncın sürekli olarak izlenmesi gereken uygulamalar için geliştirilmiştir. Tank seviyelerinin izlenmesinde, endüstriyel proseslerin geri besleme kontrol sistemlerinde ve ısıtma soğutma klimatizasyon sistemlerinde kullanılmaktadır.
- Dinamik kuvvet algılayıcıları, piezoelektrik etkiyi kullanan kuvarz kuvvet algılayıcıları, sıkışma, çekme gerilmeleri, darbe, tepki ve etki kuvvetlerini ölçen sağlam, uzun ömürlü, dinamik algılayıcı elemanlardır. Uygulama alanları arasında; tüm soğuk ve sıcak plastik şekil verme işlemleri, pres kuvveti ölçümü, talaşlı imalatlar, kaynak işlemleri ve test işlemleri gelmektedir. Üzerine uygulanan kuvveti birbirine dik üç ekseninde ayrı ayrı veren üç bileşenli kuvvet algılayıcıları özellikle takım tezgahlarının kesici uçlarının uyguladığı kuvvetin ölçülmesinde, kuvvet dinamometresi uygulamaları, biyomekanik uygulamalarında kullanılmaktadır.

6.4 Piezoelektrik Özellik

Piezo kelimesi yunanca sıkmak anlamına gelmektedir. Piezoelektrik elemanların, bir dış kuvvet etkisinde kaldıkları zaman, karşılıklı yüzeyleri üzerinde bir elektrik yükü oluşur. Doğal ya da işlenmiş kuvarz kristali en hassas ve kararlı piezoelektrik malzemelerden biridir. Doğal malzemelerin yanı sıra yüksek teknolojilerle üretilen polikristalin ve piezoseramik gibi malzemelerin de yüksek elektrik alana maruz bırakıldıklarında piezoelektrik özellik kazanmaları sağlanabilmektedir. Bu kristaller çok yüksek değerde yük çıkışı üretirler. Bu özellikleri sayesinde de özellikle düşük genlikli sinyallerin ölçülmesinde kullanılırlar. Basma

kuvvetini temel alan tasarım yüksek bir rijitlik göstermektedir. Bu özelliği sayesinde yüksek frekanslı basınç ve kuvvet ölçümlerinde kullanılmaktadır. Olumsuz bir özelliği sıcaklık değişimlerine gösterdiği hassasiyettir. Basit bir tasarım olan eğilmeli (flexural) tasarım, düşük frekans aralığı ve düşük darbe dayanımı nedeni ile dar bir kullanım sahasına sahiptir. Kayma gerilmesi (shear) tasarımı geniş frekans aralığı, düşük eksen kaçıklığı hassasiyeti, ısı değişimlerinden az etkilenmesi gibi olumlu özellikleri sayesinde ivme ölçerlerde yaygın olarak kullanılmaktadır. Birçok metale yakın bir sertlik derecesine sahip olan piezoelektrik malzemeler, çok küçük bir yerdeğişimi altında bile büyük bir çıkış verirler. Bir diğer deyişle piezoelektrik malzemeler fiziksel olarak kalıcı bir değişime uğramazlar. Bu sebeple piezoelektrik algılayıcılar çok sağlam bir kılıfta korunur ve geniş bir genlik aralığında mükemmel bir doğrusallık gösterirler. Doğru seçilmiş bir sinyal koşullama sistemi ile birlikte kullanıldığında, bu tip algılayıcılar 120 dB gibi çok geniş bir genlik aralığına sahip olmaktadır. Piezoelektrik malzemelerden bahsederken üzerinde önemle durulması gereken diğer bir nokta da bunların sadece dinamik ya da diğer bir deyişle değişen durumları ölçebildiğidir. Piezoelektrik algılayıcılar, yerçekimi ivmesi, barometrik basınç, ağırlık kuvveti gibi statik, yani zamanla değişmeyen büyüklükleri ölçemezler. Bu sabit olaylar ilk anda bir çıkış doğururlar fakat bu sinyal, piezoelektrik malzemenin ve algılayıcının bağlı olduğu elektronik devrenin zaman sabitine bağlı olarak, zamanla yok olacaktır. Bu zaman sabiti, cihazın üzerindeki kapasitans ve direncin oluşturduğu, birinci dereceden yüksek frekans geçiren filtreden kaynaklanmaktadır. Bu filtre cihazın ölçebileceği en düşük frekansı belirlemektedir.

6.5 Yer Değişimi ve Hareket Algılayıcıları

Mekanikteki en temel ölçü uzunluk ölçüsüdür. Konum, hareket, yerdeğişimi terimleri birbirine çok yakın durmaktadır. Konum algılayıcı (position sensor) ya da hareket transdüseri (motion transducer) terimlerine sık sık rastlanmaktadır. Yer değişimi transdüseri (displacement transducer), teknik olarak en doğru ifade sayılabilir. Temel olarak lineer ve açısal yerdeğişimi algılayıcı olarak ikiye ayrılırlar. Yerdeğişim algılayıcıları ölçme teknikleri açısından aşağıdaki gibi sınıflandırılabilir:

- Kapasitif,
- Endüktif,
- Relüktans,
- Potansiyometrik,

- Strain-Gage,
- Elektro-Optik,
- Açısal ve doğrusal enkoderler,
- Ultrasonik,
- Konum şalterleri,
- Takometreler ve hız algılayıcıları,

Elektromanyetik doğrusal hız algılayıcıları genellikle periyodik olarak değişen hızları ölçmekte kullanılır. Bu cihaz bir sargı içinde hareket edebilen sabit bir mıknatıstan oluşur. Bu şaft hareket ettikçe bir elektromanyetik kuvvet (emf) endüklenir. Hareket ne kadar hızlı olursa o kadar yüksek bir emf oluşur.

6.6 İvme Ölçerler

İvme ölçerler, ivme, titreşim ve mekanik şok değerlerini ölçmede kullanılırlar. Tüm ivme ölçerlerde bir sismik kütle, yay ve damper sistemi vardır. Sismik kütle üzerine etkiyen atalet kuvvetinin yarattığı ivme ölçülür. Kapasitif ivme ölçer de kapasitif iletim prensibi kullanılır. Sismik kütle olarak bir diyafram kullanılır. Bir ivme etkidiği zaman sabit elektrod ile sismik elektrod arasındaki mesafe değişir. Mesafenin değişmesiyle kapasitans değişir ve ivme ile orantılı bir çıkış elde edilir.

6.7 Kuvvet Algılayıcıları

Kuvvet algılayıcıları genellikle uygulanan kuvveti elastik bir elemanın deformasyonuna çevirirler. En yaygın olarak kullanılan kuvvet algılayıcıları Strain-gage kuvvet algılayıcılarıdır. Yük hücresi (load cell) olarak da adlandırılırlar. Bu transdüserler hem basma hem de çekme yönünde çalışabilirler. Gelişmiş tasarımlarda mekanik olarak aşırı yük sınırlamaları bulunmaktadır. Piezoelektrik kuvvet algılayıcıları özellikle dinamik olarak değişen kuvvetlerin ölçülmesinde kullanılmaktadır.

6.8 Tork Algılayıcıları

Tork ölçen elemanlar genellikle güç üreten şaft ile gücü tüketen şaft arasına seri olarak bağlanırlar. Tork bu silindirik yapıdaki transdüserün üzerine etkidiğinde bir burulumu etkisi yaratacaktır ve tork ile doğru orantılı bir açı oluşacaktır. İkinci tip tork algılayıcıları ise tepki torkunu ölçer. Bu sistemde tork üreten rotorun dönmesi engellenir ve oluşan tork bir kuvvet transdüserinin yardımıyla ölçülür.

6.9 Akış Algılayıcıları

6.9.1 Diferansiyel Basınç Akış Ölçümü

Debi yaygın olarak bir akışkanın bir boru içerisindeki kısıtlanmış bölmeden geçirilmeye zorlanması ile ölçülür. Bu zorlanma ile hız değişir ve debi ile orantılı basınç oluşur. Borunun yarı kesiti büyüdükçe akışkanın hızı azalır ve basınç artar. Yarı kesit küçüldükçe hızı artar basınç azalır. İki basınç farkı diferansiyel basınç algılayıcı ile ölçülür.

6.9.2 Mekanik Akış Ölçümü

Mekanik elemanlar sıvı akışına yer değiştirerek ya da belli bir hız oranında dönerek cevap verecek şekilde dizayn edilmişlerdir. Viskozitesi 500 Cp'a kadar olan temiz akışkanların, asitlerin, bazların, solventlerin ölçümünde kullanılır.

6.9.3 Seviye Algılayıcıları

Sıvı seviyesi uzunluk boyutuyla, sıvı yüzeyinin her hangi bir referans noktasına göre yüksekliği olarak verilir. Sıvı seviye ölçümleri ile ilgili hesaplar rahatlıkla bir mikroçip tarafından yapılabilir. Böylece eğer tankın geometrisi ve ölçüleri biliniyorsa sıvının hacmi, eğer ağırlığı da biliniyorsa özkütlesi bulunabilir.

6.10 Sıcaklık Algılayıcıları

Sıcaklık hissedici elemanlar genellikle sıcaklığı ölçülecek olan yüzeye temas etmek suretiyle çalışırlar. Temassız sıcaklık transdüserler de mevcuttur. Termokupullar sıcaklığı bir dirence veya gerilime çeviren algılayıcılardır. Diğer yandan basınç, akış, kuvvet, ses gibi fiziksel büyüklükler de endüstride kolayca ölçülebilmektedir. Bu dönüştürücüler de algıladıkları fiziksel değerleri gerilime çevirirler. Her durumda, üretilen elektrik sinyalleri algılanan fiziksel parametrelerle doğru orantılıdır. Sıcaklık algılayıcıları iki şekilde çıkış sinyali üretirler, çıkış gerilimindeki bir değişme ya da algılayıcının elektriksel devresindeki dirençte meydana gelen bir değişme. Sıcaklık algılayıcıları temassız (non-contact) ya da temaslı (contact) olarak ikiye ayrılırlar. Temaslı algılayıcılarda cihaz sıcaklığı ölçülen nesne veya maddeyle fiziksel olarak temas eder. Bu yöntem katı, sıvı ve gazlar için kullanılabilir. Temassız algılayıcılar ise sıcaklığı yayılan cisimden elektromanyetik enerjiyi algılayarak okurlar; bu teknoloji katı ve sıvılarda da kullanılabilir. Eğer nesne veya ortam hareket ediyorsa, düzensiz bir şekli varsa veya bir algılayıcının teması ölçülen değer doğruluğuna zarar verecekse bu durumlarda temassız ölçüm yapılmalıdır ve genellikle kızıl ötesi algılama araçları kullanılmalıdır. Bir termokupul iki farklı metalin birleştirilmesiyle oluşturulur. Doğru

alaşım seçimi ile ölçülebilir ve kestirilebilir bir sıcaklık-gerilim ilişkisi elde edilir. Termokupullarla ilgili en sık yanlış anlaşılan konulardan biri de gerilimin tam olarak nerede oluştuğudur. Çoğu kimse bu gerilimin iki metalin birleşim noktasında var olduğunu düşünür; ancak gerçekte çıkış gerilimi bimetal üzerinde uzunlamasına (sıcaklık değişimi yönünde) oluşur. Termokupulların ürettiği gerilim seçilen metallerin cihaz bağlantı noktasında var olan termoelektrik enerjilerinin farkıdır. Bu kestirilebilir gerilim gerçek işlem (proses) sıcaklığıyla ilişkilendirilebilir. Bu algılayıcıların geniş bir çalışma aralığı vardır ve yüksek sıcaklık uygulamaları için idealdirler.

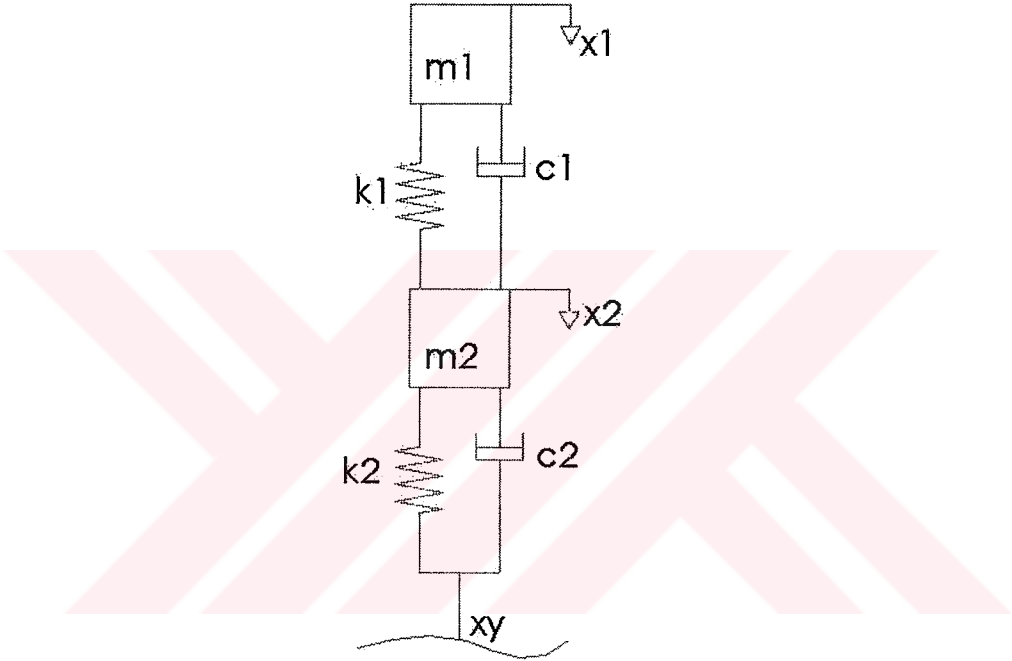
6.11 Sinyal Koşullayıcı Sistemler

Sinyal koşullayıcı sistemler; titreşim, ses basıncı ve kuvvet hisseden cihazları koordine eden, ayarlayan, koşullayan kompakt sistemlerdir. Bu tip sinyal koşullayıcılar piezoelektronik algılayıcılar için güç sağlamaktadır. Bu üniteler batarya ya da hat gücü ile tek ya da çoklu kanal konfigürasyonu ile kazanç ayarlı ya da ayarsız olarak üretilirler. Bu modüller sistemde gövde, güç kaynağı ve tak-çalıştır algılayıcı sinyal koşullama elemanları bulunmaktadır. Bu modüller her türlü testin sinyal koşullama sistemlerini gerçekleştirmek üzere farklı kombinasyonlarda birleştirilebilir. Çoklu kanallı sinyal koşullayıcılar ile tek bir kompakt üniteden bir seri algılayıcı güç sağlanabilmektedir. Bu sistemler özellikle mod analizi testinde araç testlerinde, akustik testlerinde kullanışlı olmaktadır. Tek tek kablolar yerine çoklu pin kablolar kullanarak kablolama kolaylaşmakta ve bu sayede kablolamadan kaynaklanan problemler azalmaktadır. Ses basıncı haritalarının çıkartılmasında, akustik mod analizinde, ses gücünün bulunmasında kullanılır. İvme ölçerler ile birlikte kullanıldığında vibro-akustik ölçme sistemleri kurulabilir. Kolay kalibre edilebilir. Bir dizi halinde kullanıldığı zaman ekonomik, hızlı ve güvenilir data toplanabilir. Bu tip sistemler genellikle uçak, otomotiv, motor ve beyaz eşya sektöründe sıklıkla kullanılmaktadır.

7. İKİ SERBESTLİK DERECELİ TAŞITIN DİNAMİK DAVRANIŞININ İNCELENMESİ

Bu bölümde, iki serbestlik dereceli taşıt modelinin basamak girişe verdiği cevap incelenecektir. Daha sonra PID ve LQR kontrol yöntemleriyle bu hareketin kontrolü yapılacaktır. Önceki bölümde çıkarılan diferansiyel denklemler, Simulink programına girilerek, taşıtın hareketi zaman ve frekans alanlarında incelenecektir.

7.1 Hareketin İncelenmesi

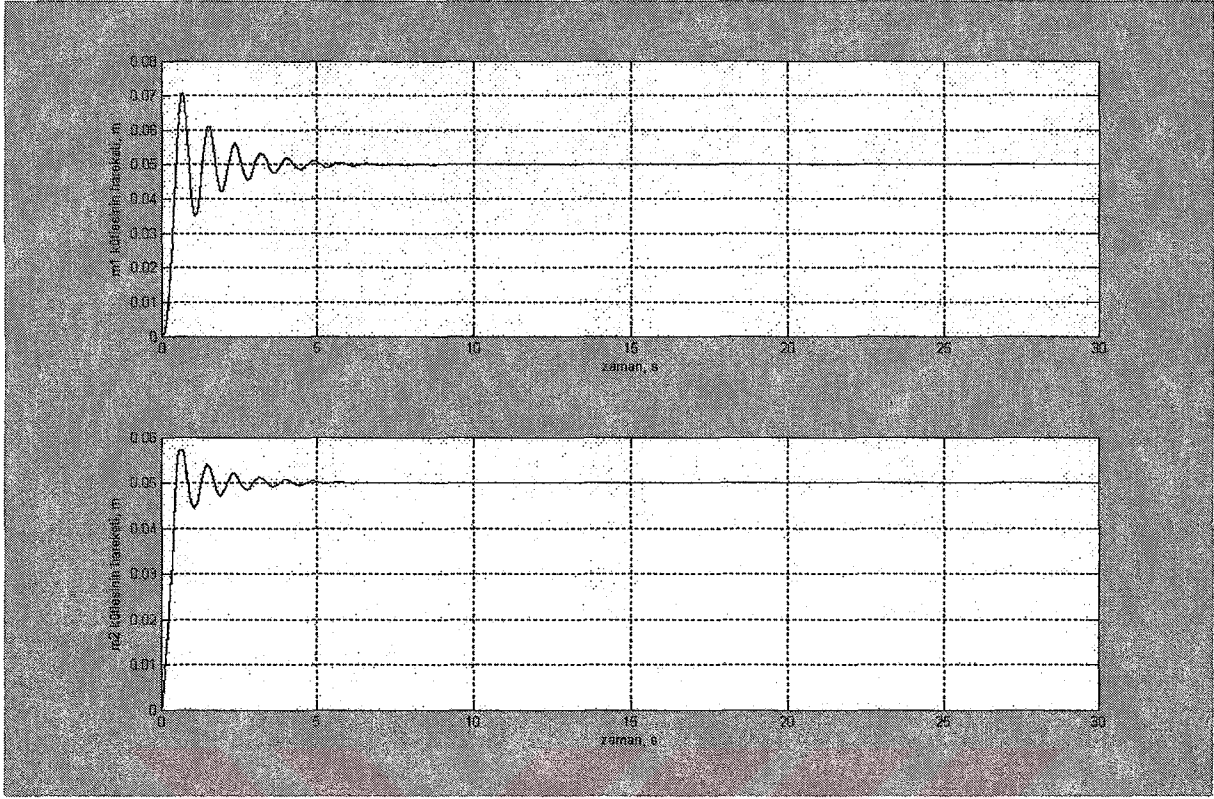


Şekil 7.1 İki serbestlik dereceli taşıt modeli.

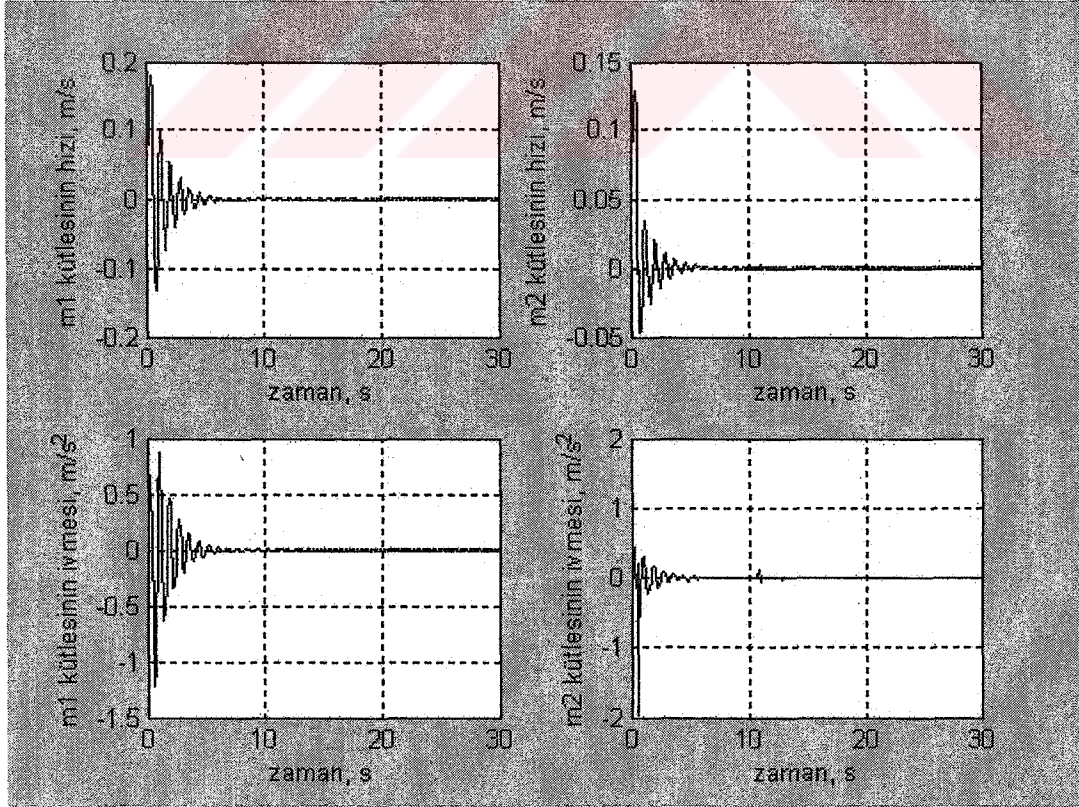
Parametrelerin değerleri:

- $m_1 = 600$ kg,
- $m_2 = 100$ kg,
- $k_1 = 50000$ N/m,
- $k_2 = 100000$ N/m,
- $c_1 = 2000$ kg/s,
- $c_2 = 30$ kg/s,
- $x_y = 0.05$ m.

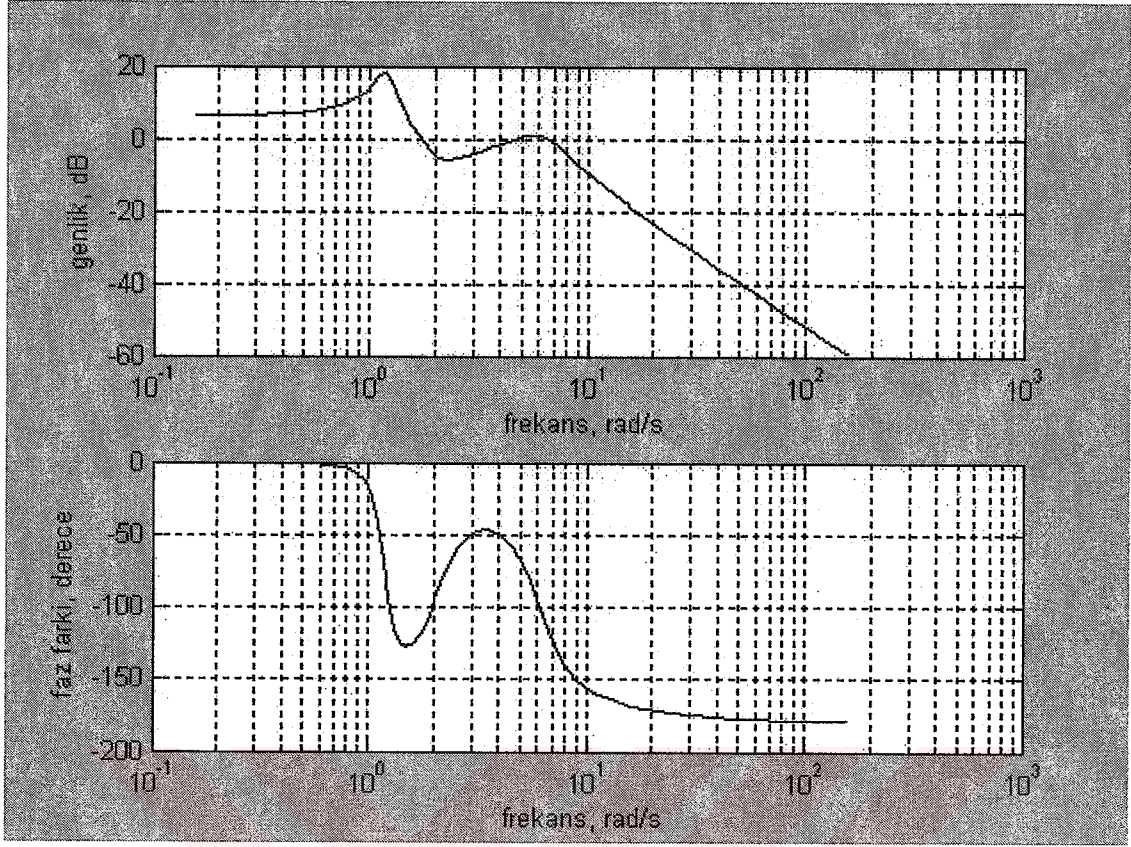
Bu değerler çerçevesinde sistemin cevapları:



Şekil 7.2 m_1 ve m_2 kütlelerinin hareketi.



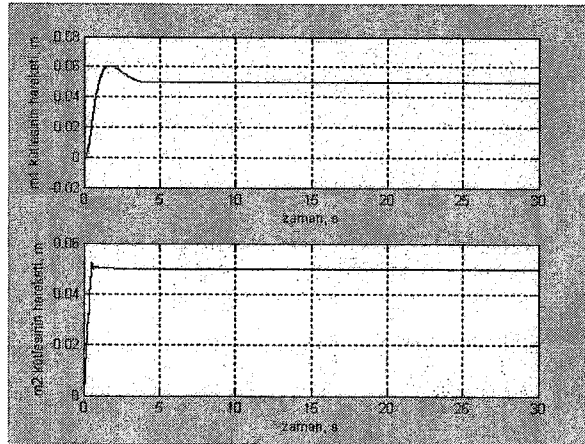
Şekil 7.3 m_1 ve m_2 kütlelerinin hız ve ivmeleri.



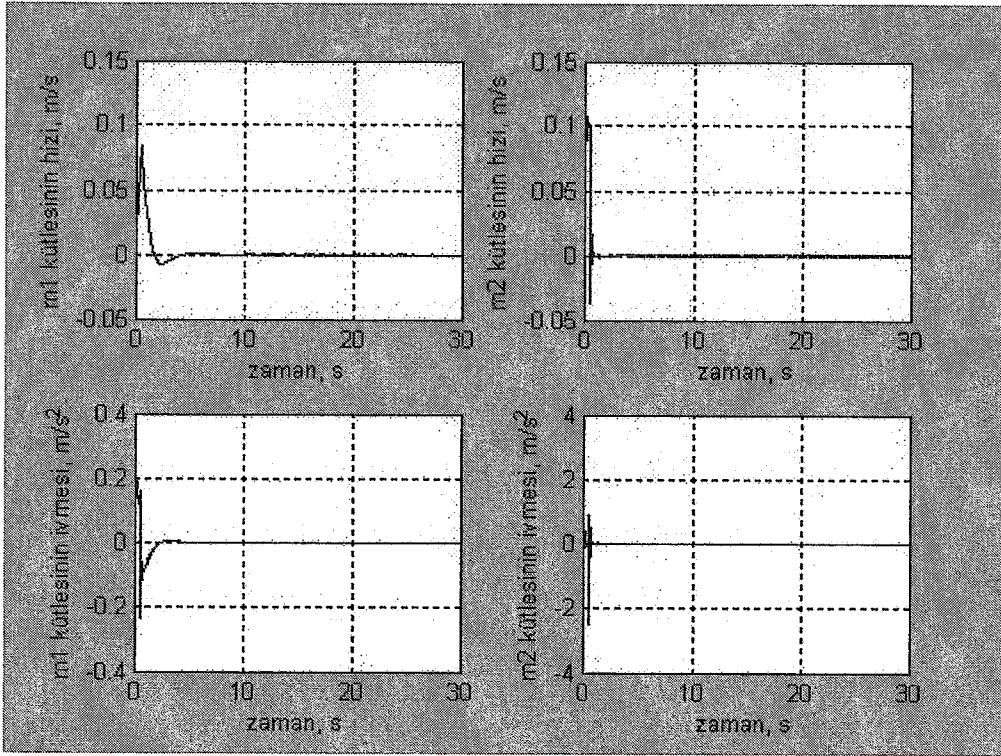
Şekil 7.4 İki serbestlik dereceli sistemin frekans cevabı.

7.2 Hareketin PID Kontrolcü ile Kontrolü

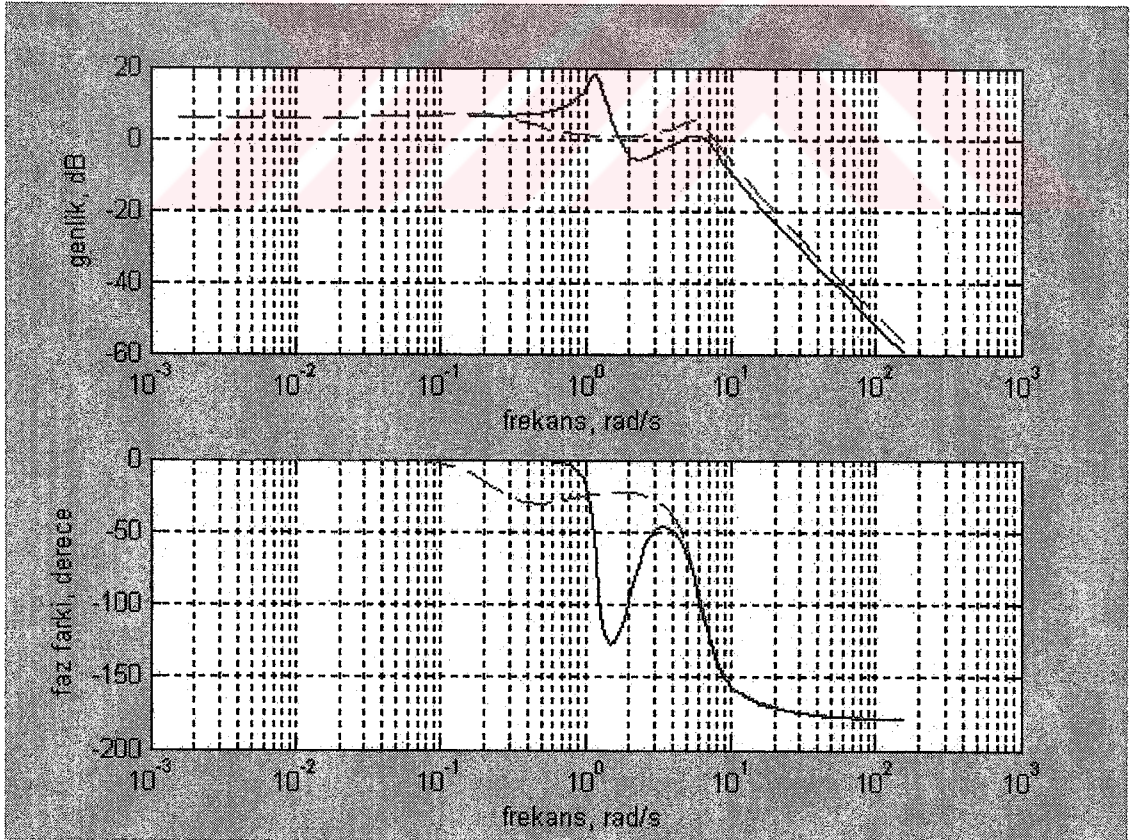
m_1 ve m_2 kütlelerinin arasına, yay ve sönüm elemanlarına ek olarak kuvvet uygulayıcı bir hidrolik silindir eklenecektir. Bu hidrolik silindirin uygulayacağı kuvvet kontrol edilerek, m_1 kütlelerinin hareketinin daha kısa sürede sönümlenmesi sağlanacaktır. Kontrol sonrası sistemin cevapları:



Şekil 7.5 m_1 ve m_2 kütlelerinin hareketi.



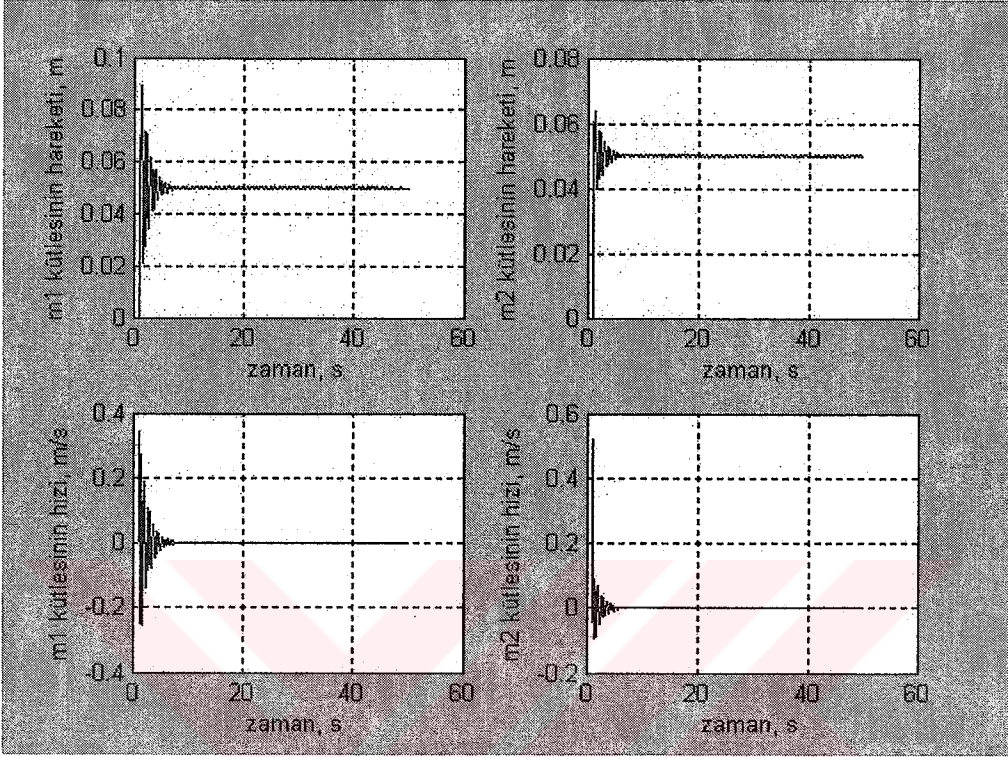
Şekil 7.6 m_1 ve m_2 kütlelerinin hız ve ivmeleri.



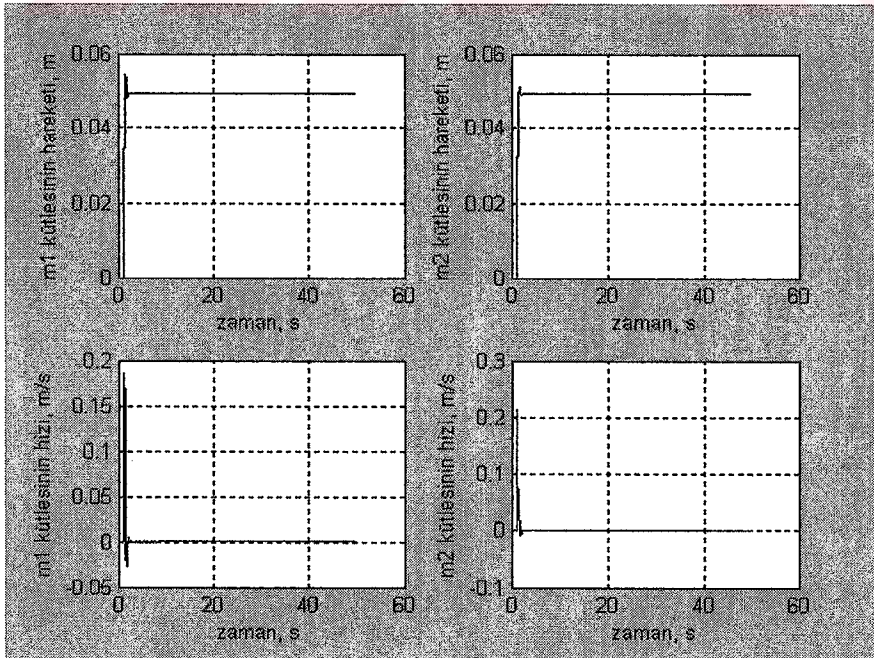
Şekil 7.7 İki serbestlik dereceli kontrol uygulanmış sistemin frekans cevabı.

7.3 Hareketin LQR Kontrolcü ile Kontrolü

LQR kontrol, sistemin mevcut köklerinin, olması istenilen köklere dönüştürülmesi esasına dayanmaktadır. Kontrol öncesi ve sonrası sistemin cevapları:



Şekil 7.8 Kontrol uygulanmamış sistemin cevapları.



Şekil 7.9 Kontrol uygulanmış sistemin cevapları.

8. YEDİ SERBESTLİK DERECELİ TAŞITIN DİNAMİK DAVRANIŞININ İNCELENMESİ

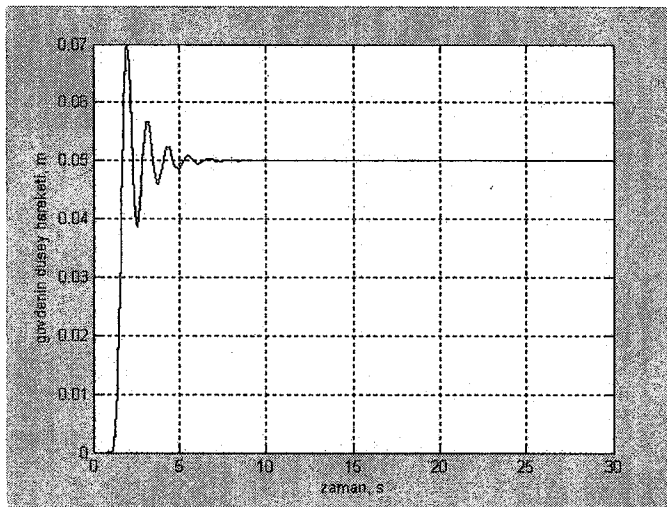
Bu bölümde, yedi serbestlik dereceli taşıt modelinin basamak girişe verdiği cevap incelenecektir. Yalpalama hareketinin de oluşması için tekerlekler farklı zamanlarda yolla karşılaşacaklardır. Yani hiçbir tekerlek yola aynı anda girmeyecektir. Daha sonra PID kontrol yöntemiyle bu hareketin kontrolü yapılacaktır. Bu işlemler yapılırken Simulink programından yararlanılacaktır. Önceki bölümde çıkarılan diferansiyel denklemler, Simulink programına girilerek, taşıtın hareketi zaman ve frekans alanlarında incelenecektir.

8.1 Hareketin İncelenmesi

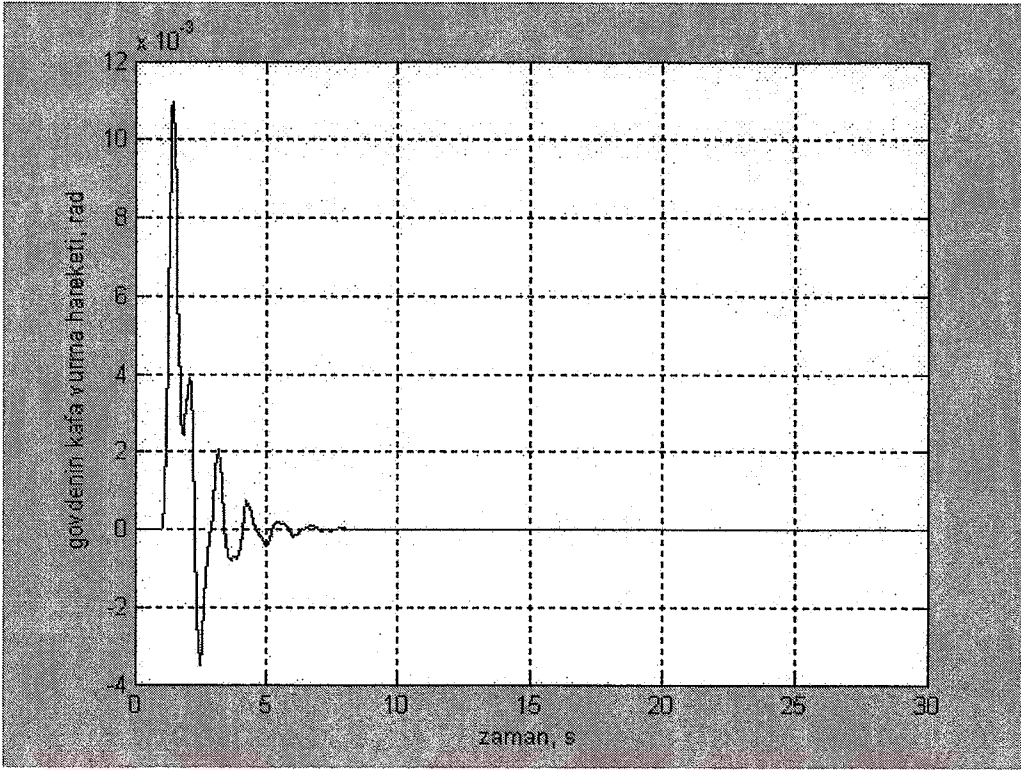
Parametrelerin değerleri:

- $m_1 = 420$ kg, taşıt gövdesinin ağırlığı,
- $J_2 = 120$ kg.m², taşıt gövdesinin y eksenine göre atalet momenti,
- $J_3 = 30$ kg.m², taşıt gövdesinin x eksenine göre atalet momenti,
- $m_4 = m_5 = m_6 = m_7 = 45$ kg, aksların ağırlığı,
- $k_1 = k_2 = k_3 = k_4 = 48000$ N/m, süspansiyon sisteminin yay sabiti,
- $c_1 = c_2 = c_3 = c_4 = 480$ kg/s, süspansiyon sisteminin sönüm sabiti,
- $k_5 = k_6 = k_7 = k_8 = 100000$ N/m, tekerleklerin yay sabiti,
- $c_5 = c_6 = c_7 = c_8 = 30$ kg/s, tekerleklerin sönüm sabiti,
- $x_y = 0.05$ m

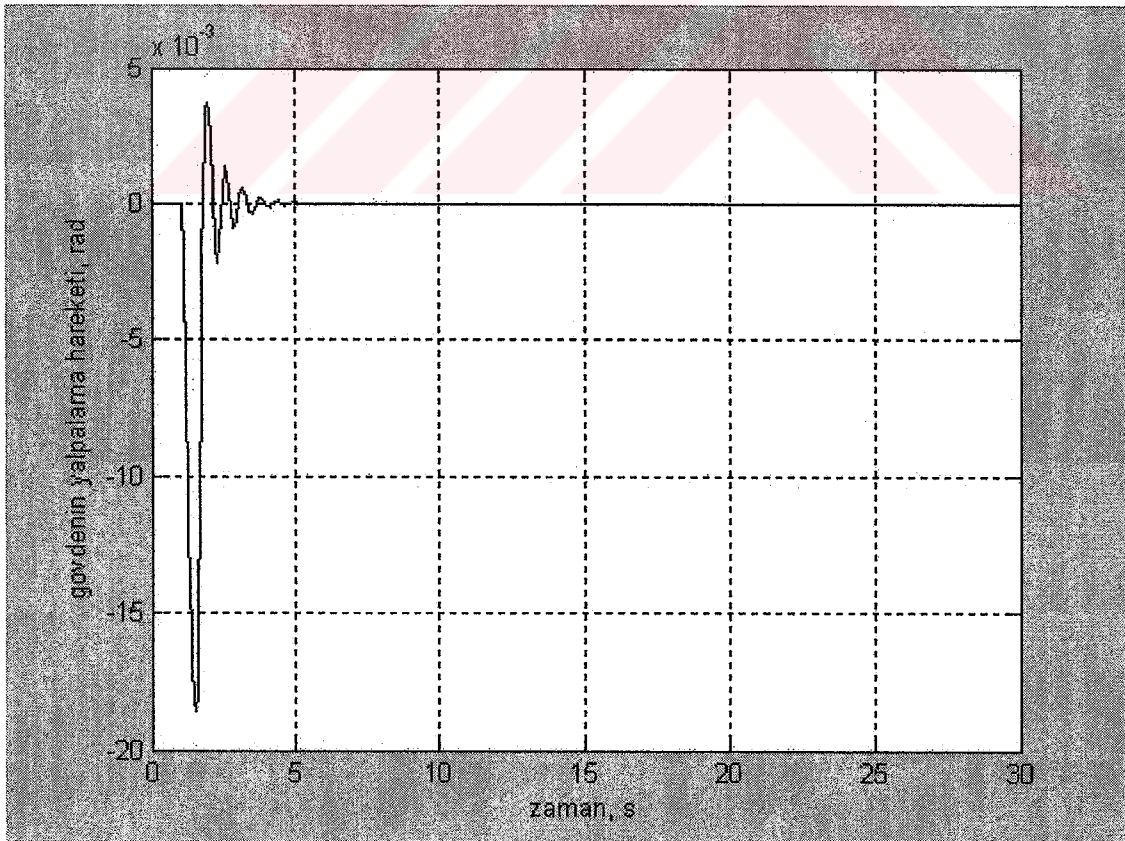
Bu değerler çerçevesinde sistemin cevapları:



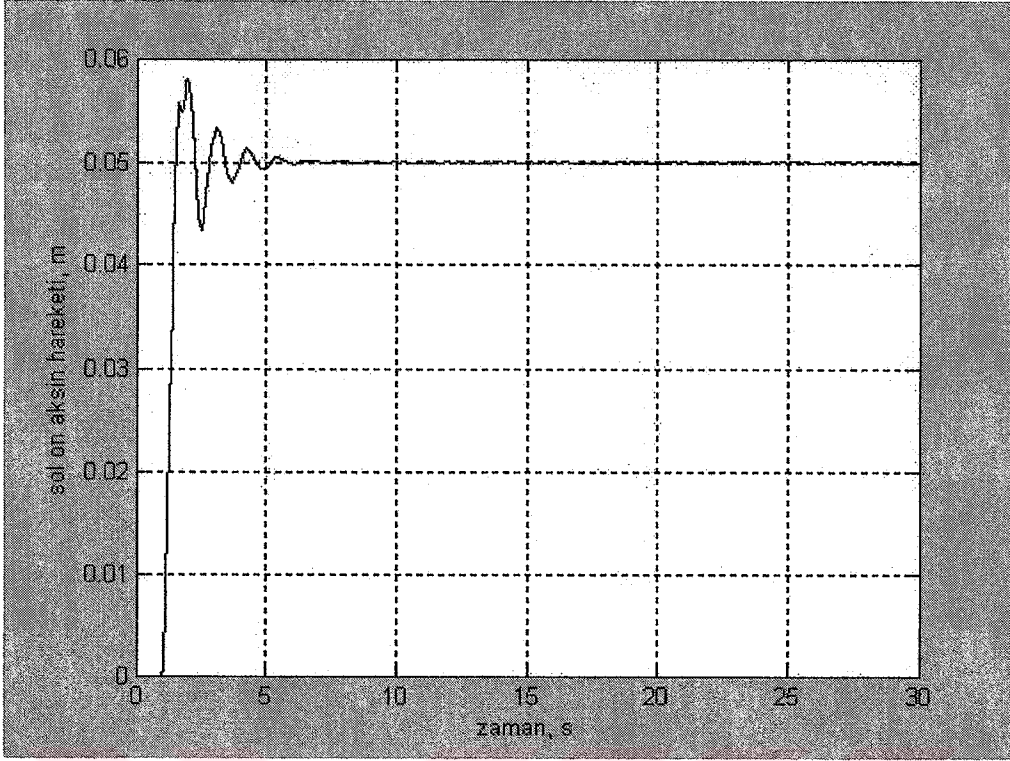
Şekil 8.1 Gövdenin düşey hareketi.



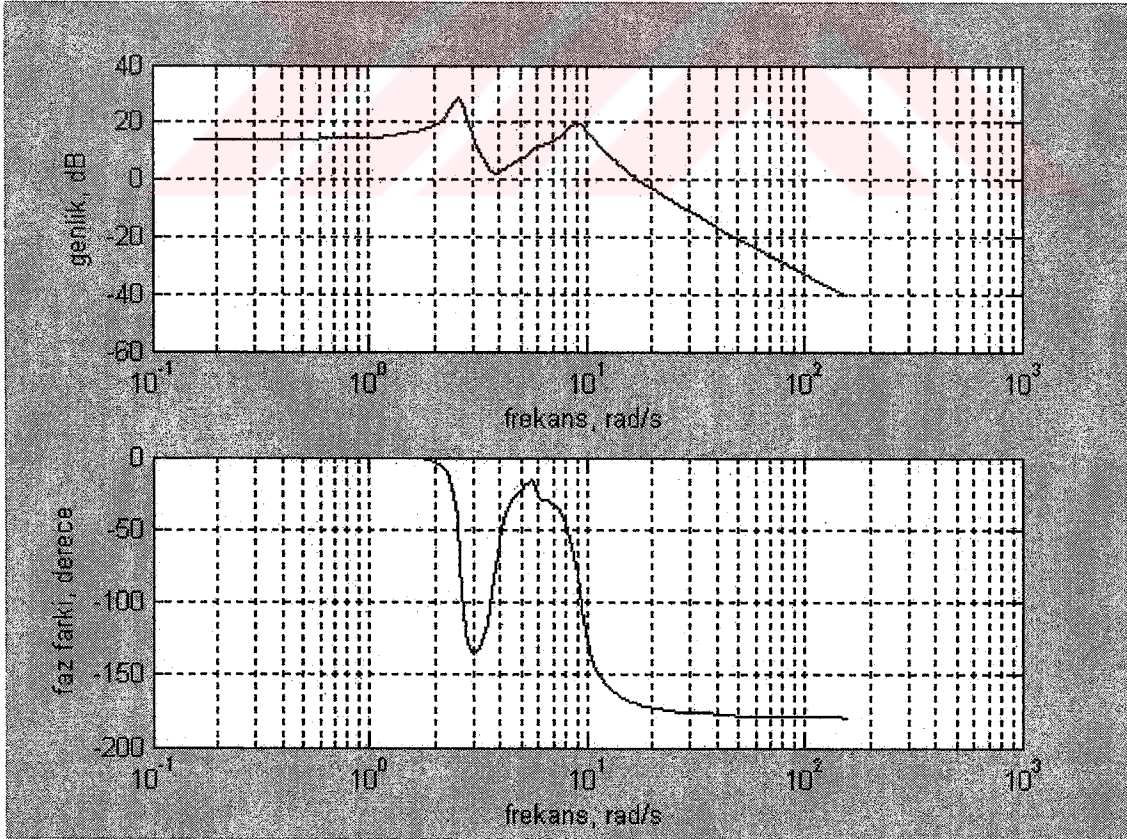
Şekil 8.2 Gövdenin kafa vurma hareketi.



Şekil 8.3 Gövdenin yalpalama hareketi.



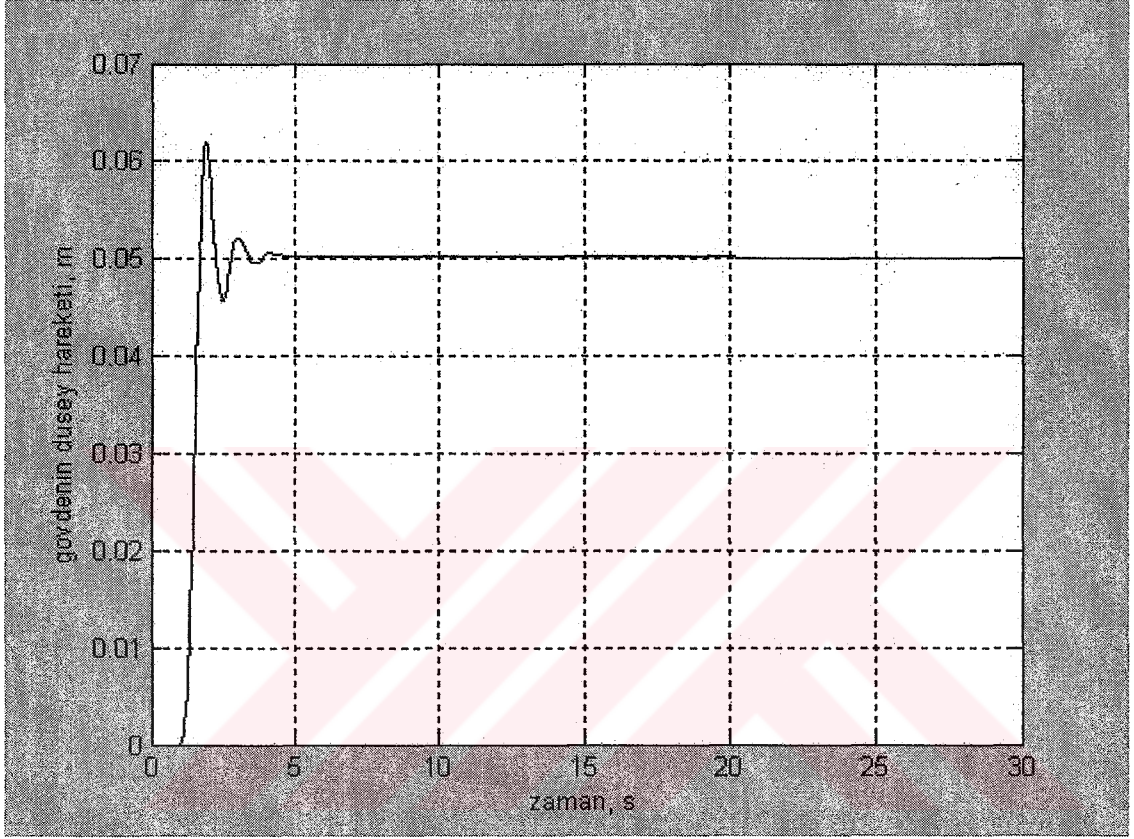
Şekil 8.4 Aksların hareketi.



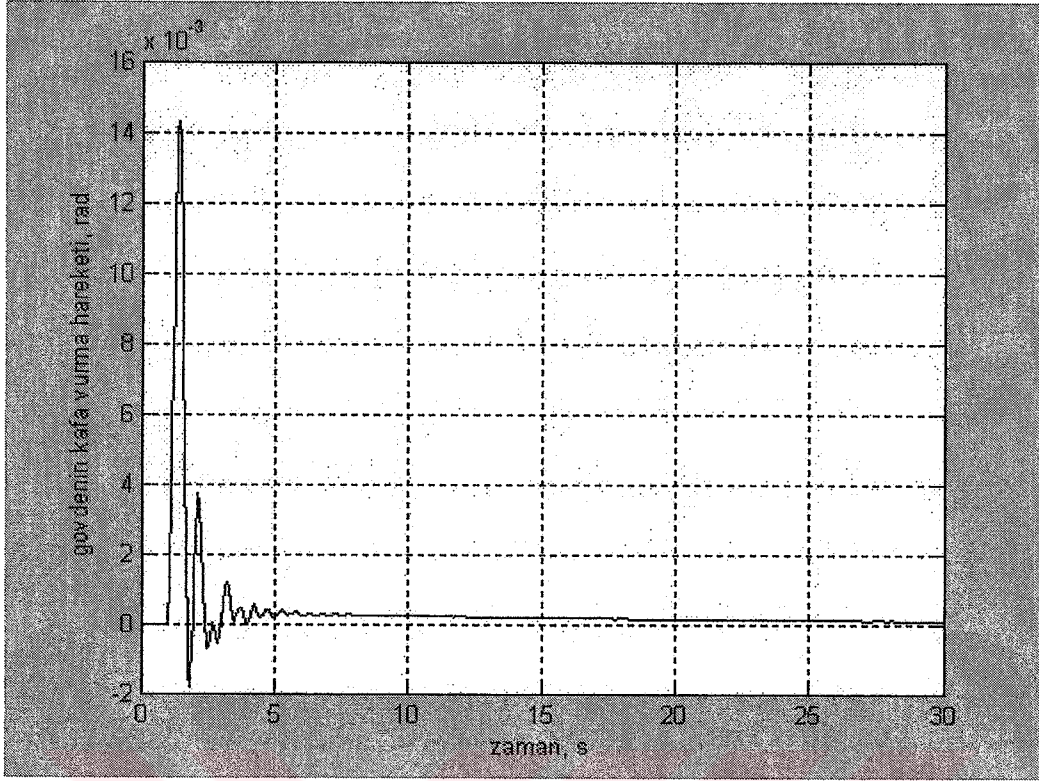
Şekil 8.5 Yedi serbestlik dereceli sistemin frekans cevabı.

8.2 Hareketin PID Kontrolcü ile Kontrolü

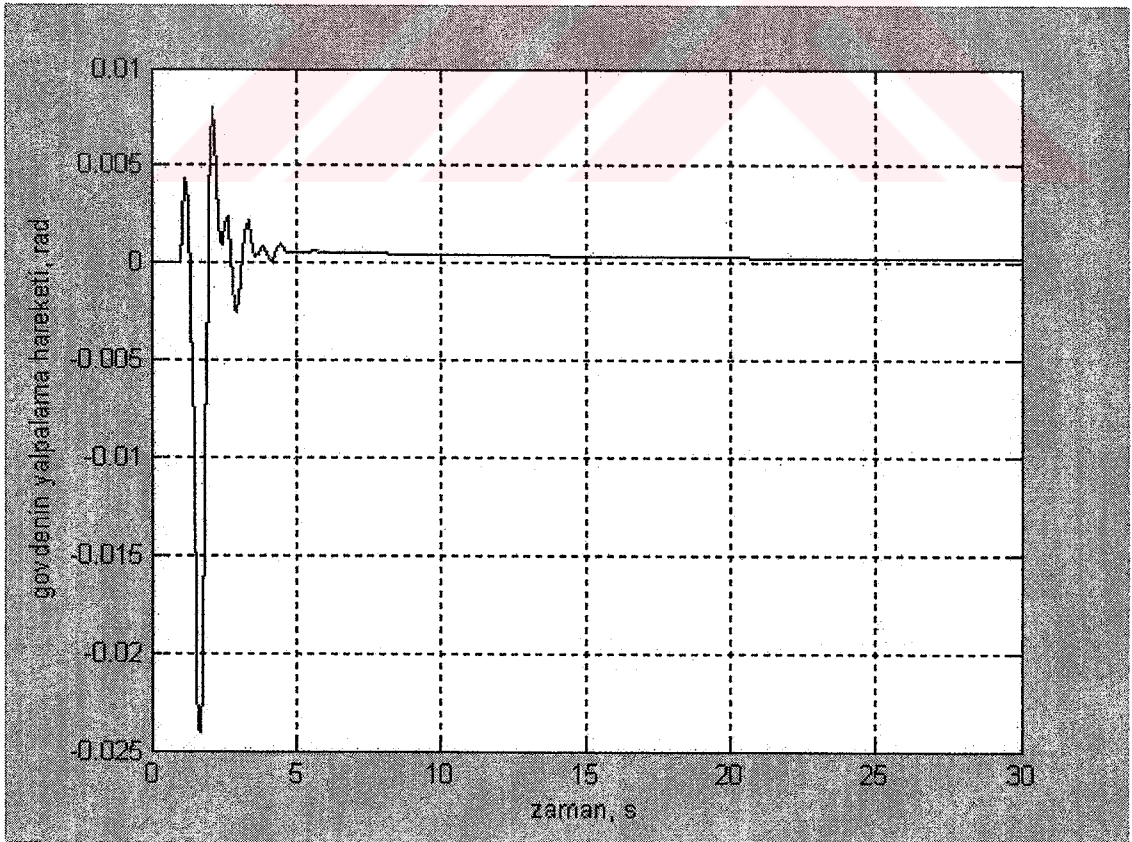
Taşıt gövdesini temsil eden m_1 kütlesi ile aksları temsil eden m_4 , m_5 , m_6 ve m_7 kütlelerinin aralarına, dört adet hidrolik silindir eklenecektir. Bu hidrolik silindirlerin uygulayacakları kuvvetler kontrol edilerek, taşıt gövdesinin hareketinin daha kısa sürede sönümlenmesi sağlanacaktır. Kontrol sonrası sistemin cevapları:



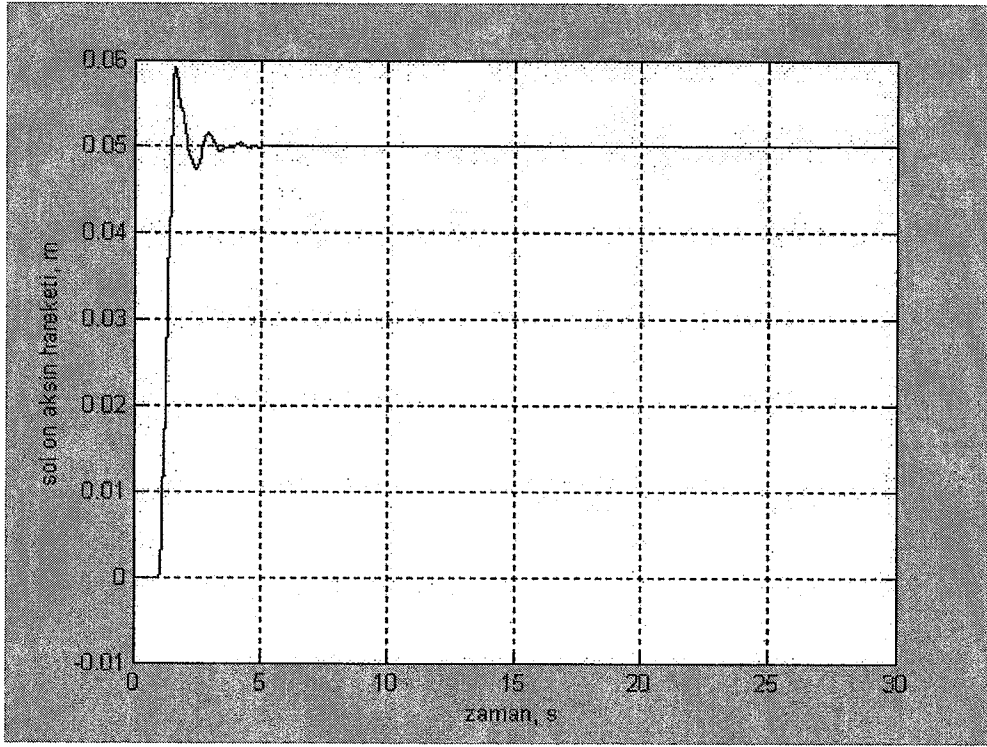
Şekil 8.6 Gövdenin düşey hareketi.



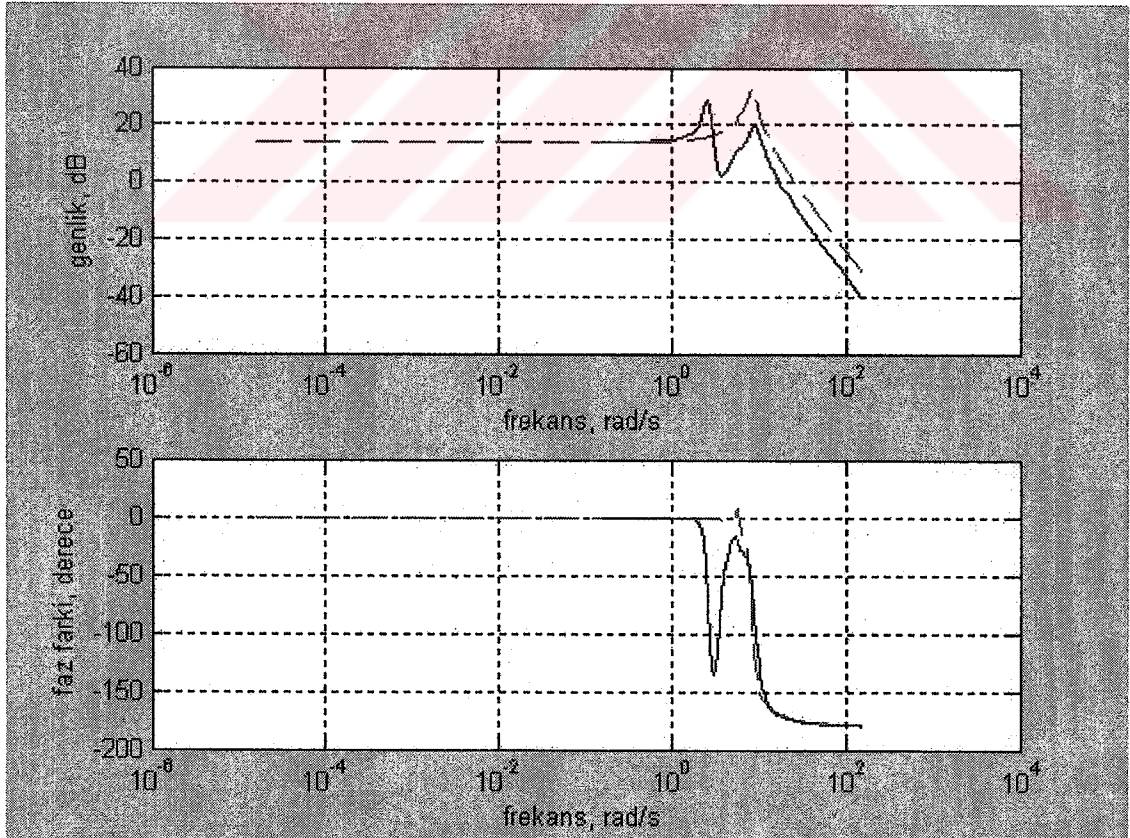
Şekil 8.7 Gövdenin kafa vurma hareketi.



Şekil 8.8 Gövdenin yalpalama hareketi.



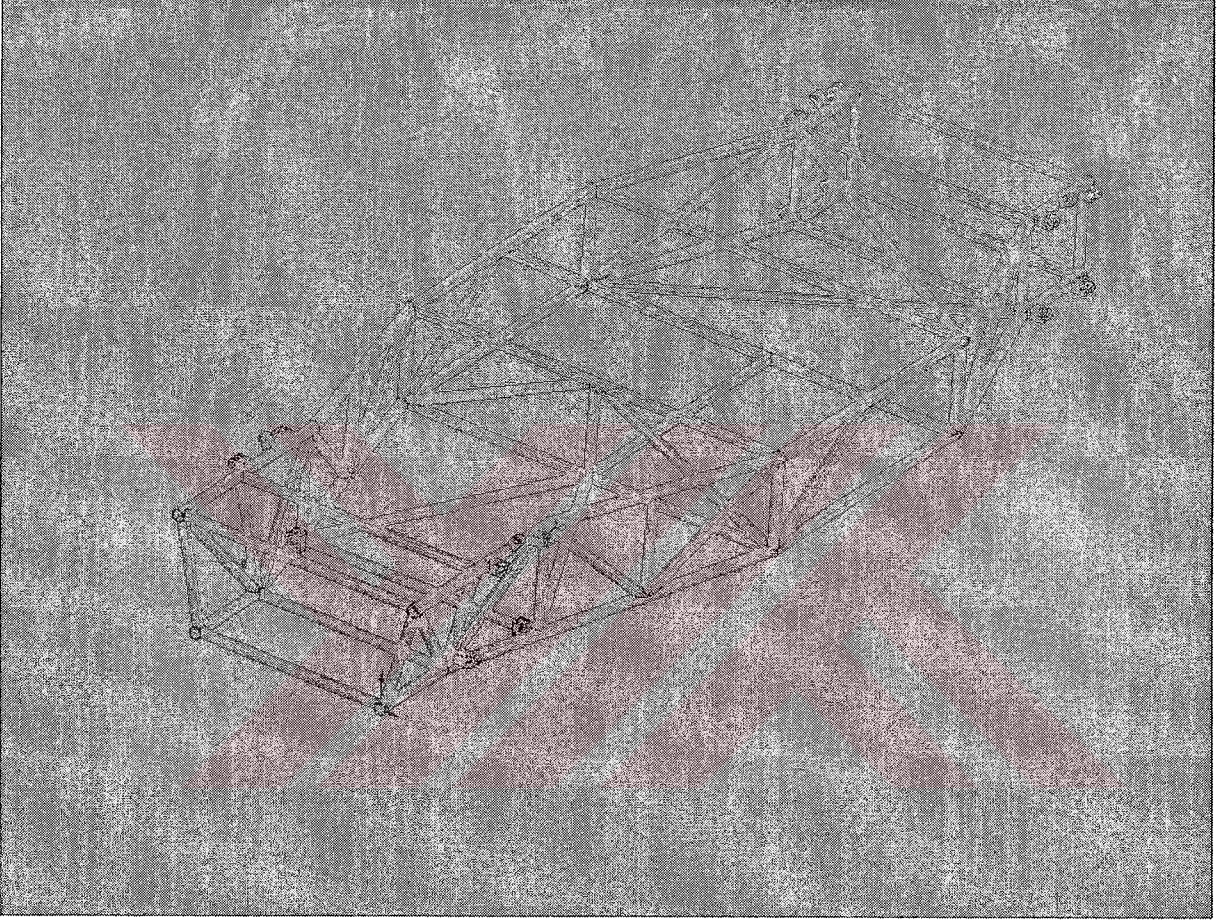
Şekil 8.9 Aksların hareketi.



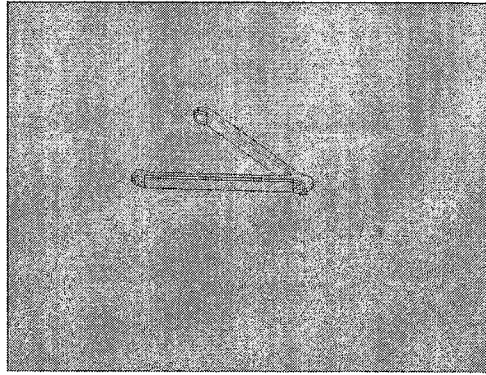
Şekil 8.10 Yedi serbestlik dereceli kontrol uygulanmış sistemin frekans cevabı.

9. ÇOK SERBESTLİK DERECELİ TAŞITIN DİNAMİK DAVRANIŞININ İNCELENMESİ

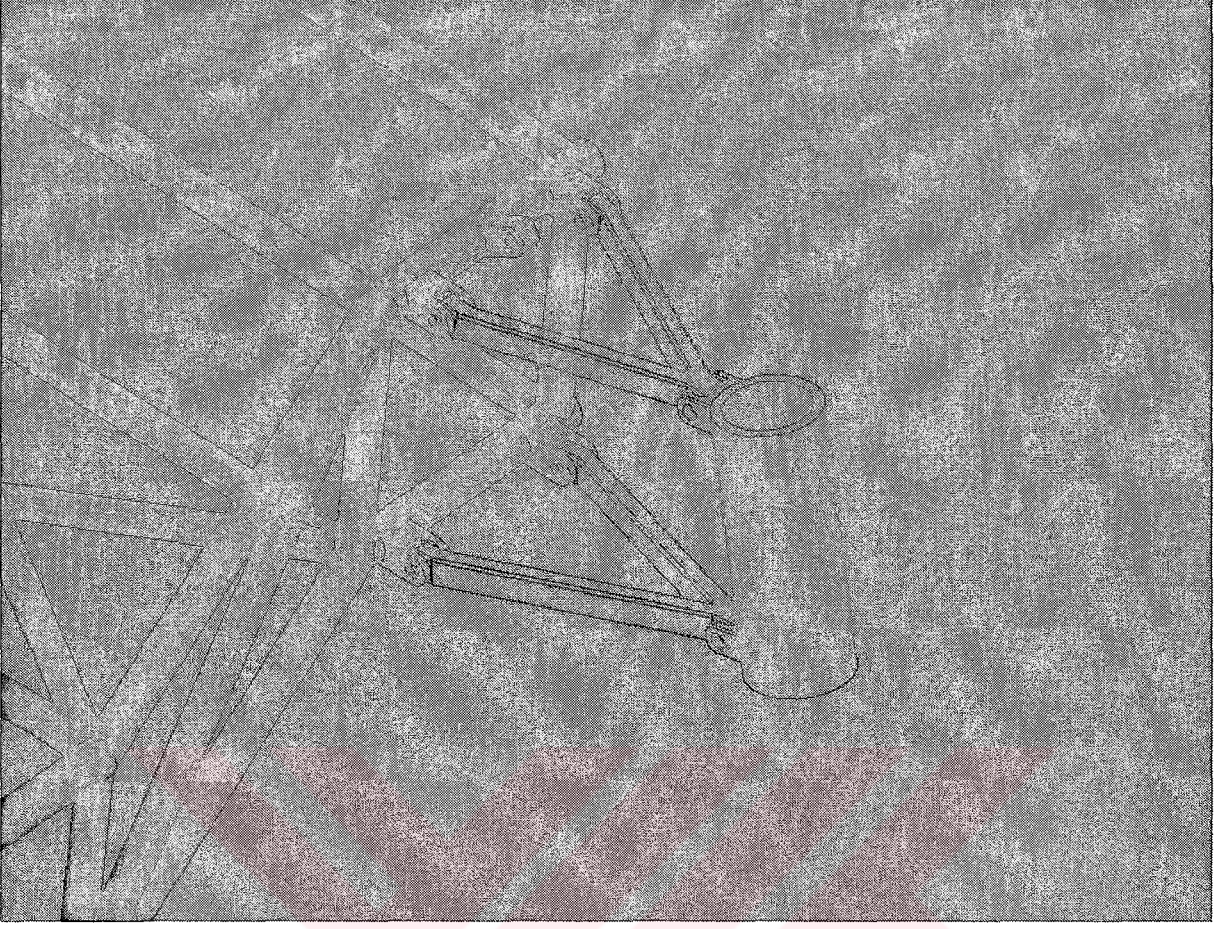
Bu bölümde, Solidworks, visualNastran ve Simulink programları kullanılarak, çok serbestlik dereceli bir taşıtın dinamik davranışı incelenmiştir. Önce Solidworks vasıtasıyla, taşıtı oluşturan elemanlar çizilmişlerdir.



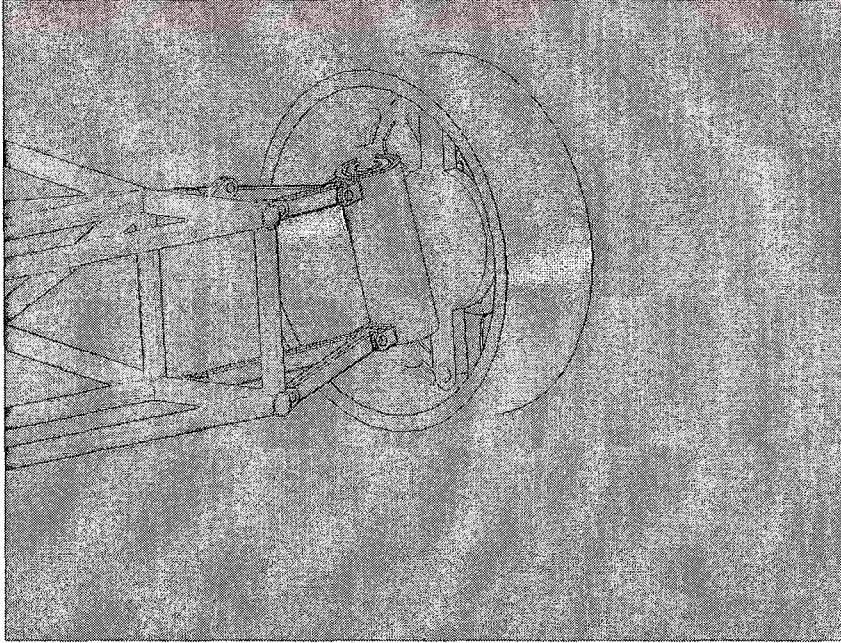
Şekil 9.1 Taşıtın şasisi.



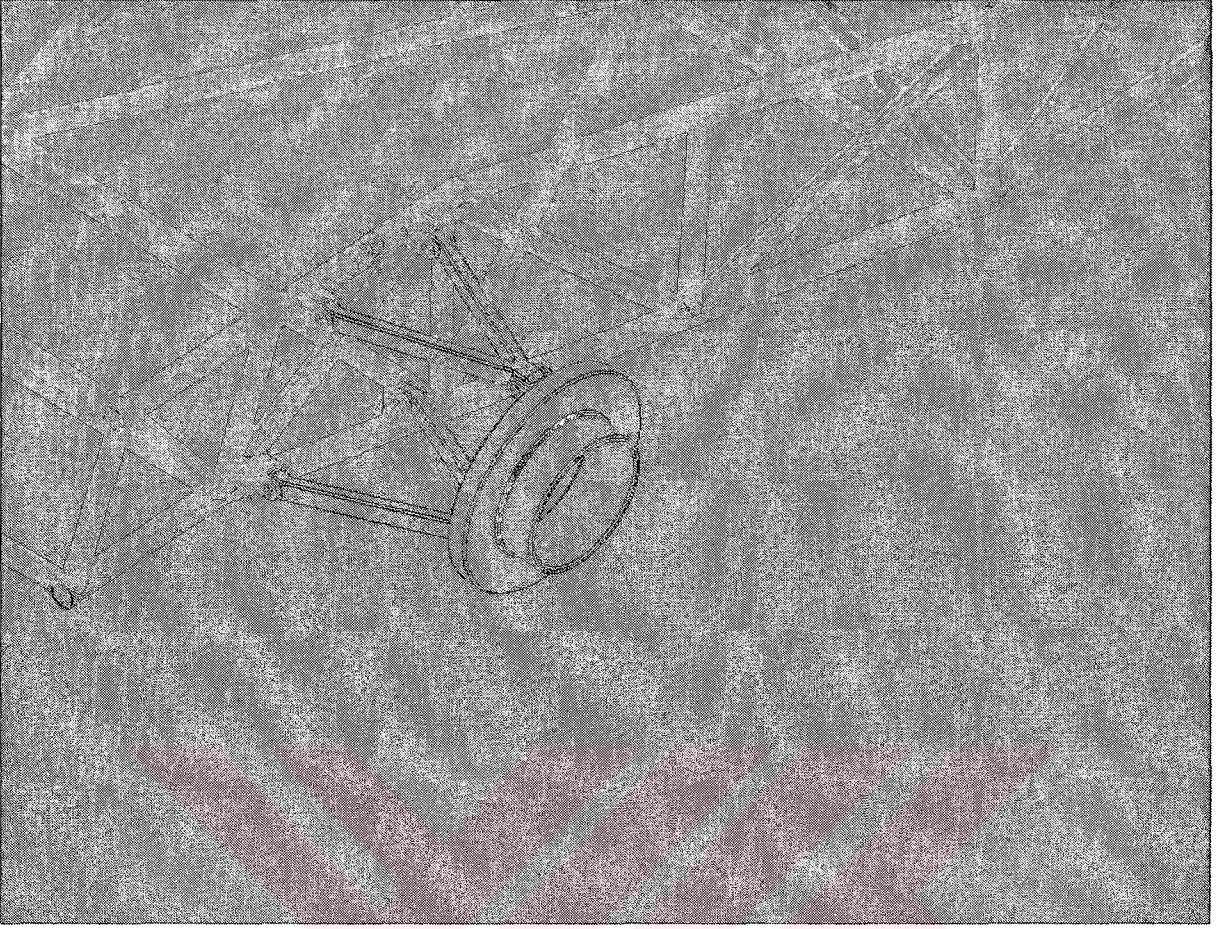
Şekil 9.2 Taşıtın ön süspansiyon askısı.



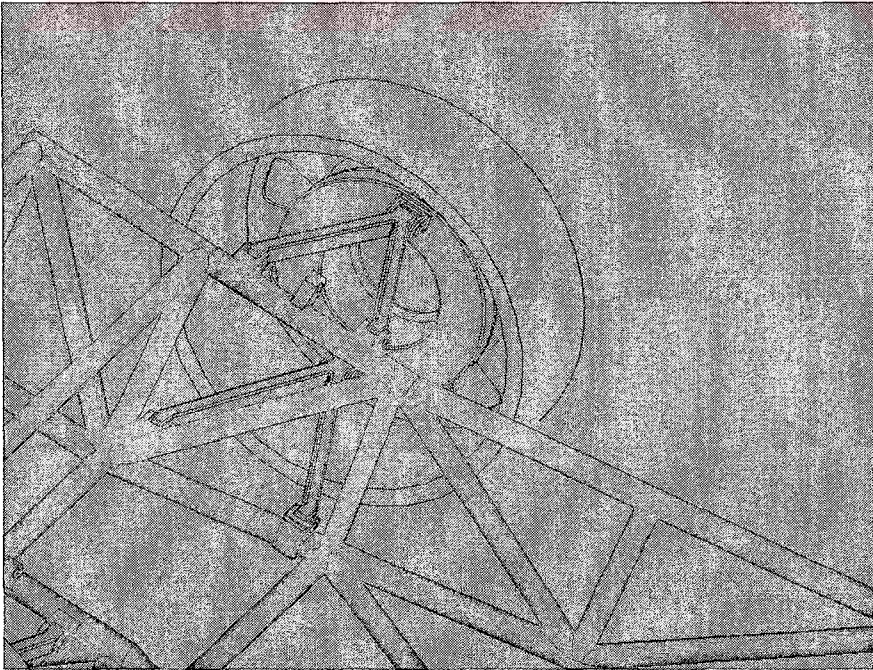
Şekil 9.3 Süspansiyon sisteminin (ön taraf) şasiye montajı.



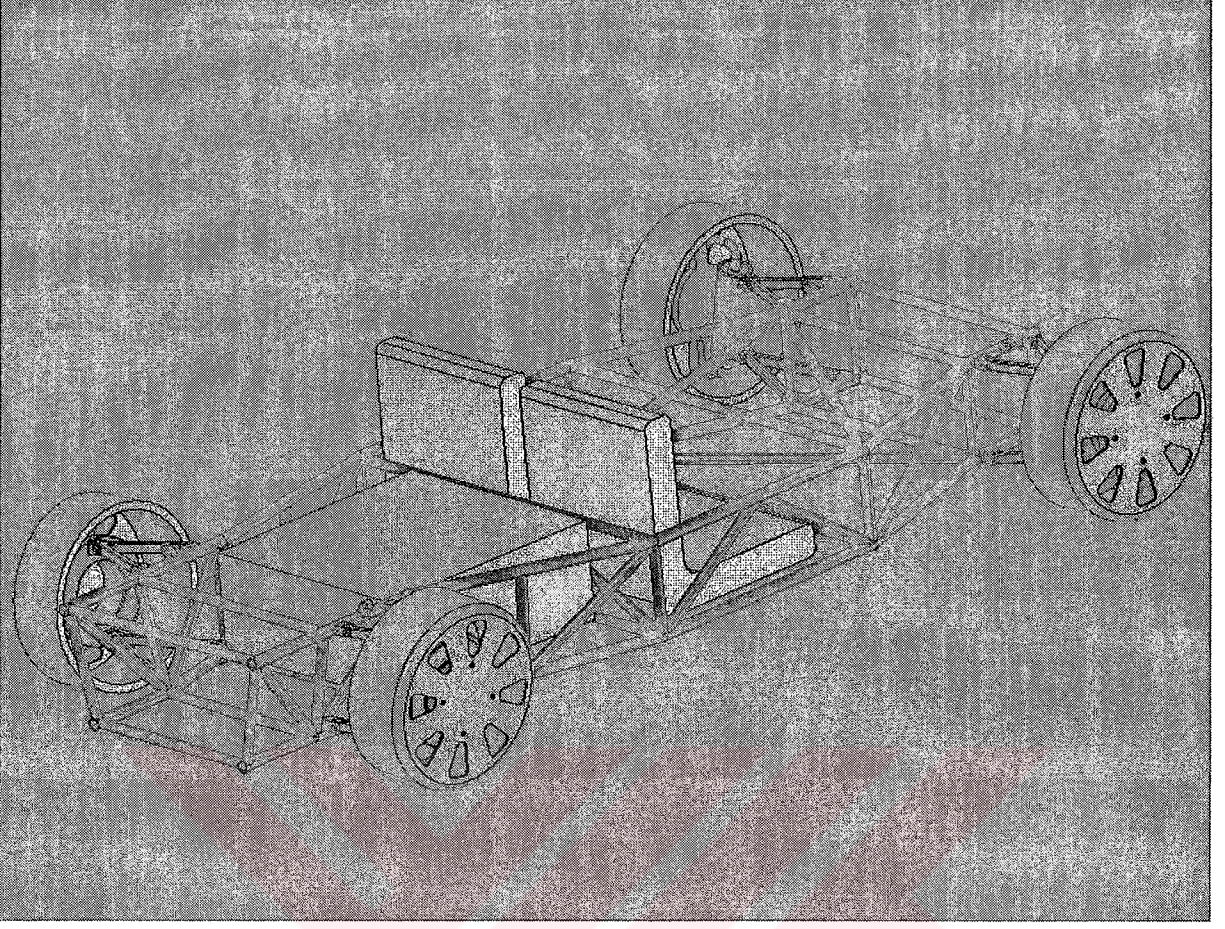
Şekil 9.4 Süspansiyon sisteminin (ön taraf) ayrıntılı resmi.



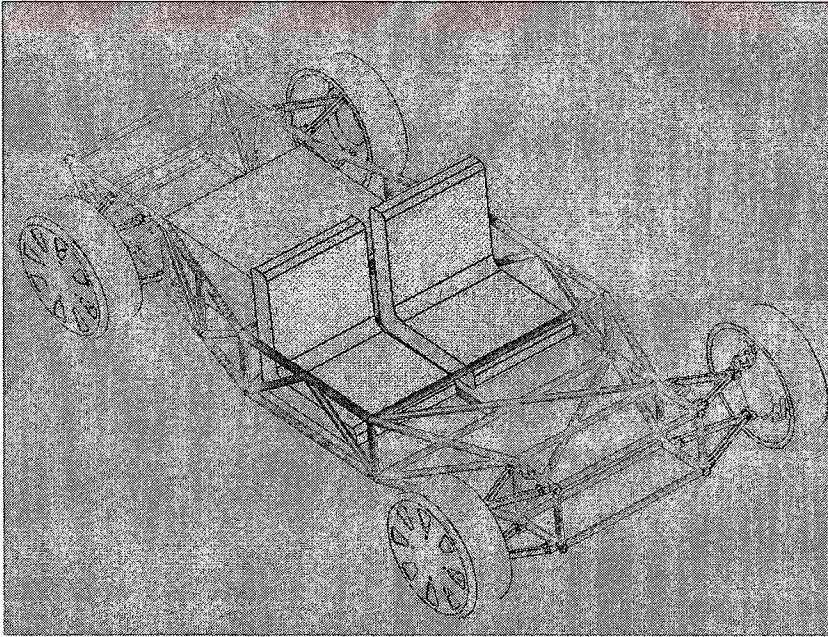
Şekil 9.5 Süspansiyon sisteminin (arka taraf) şasiye montajı.



Şekil 9.6 Süspansiyon sisteminin (arka taraf) ayrıntılı resmi.

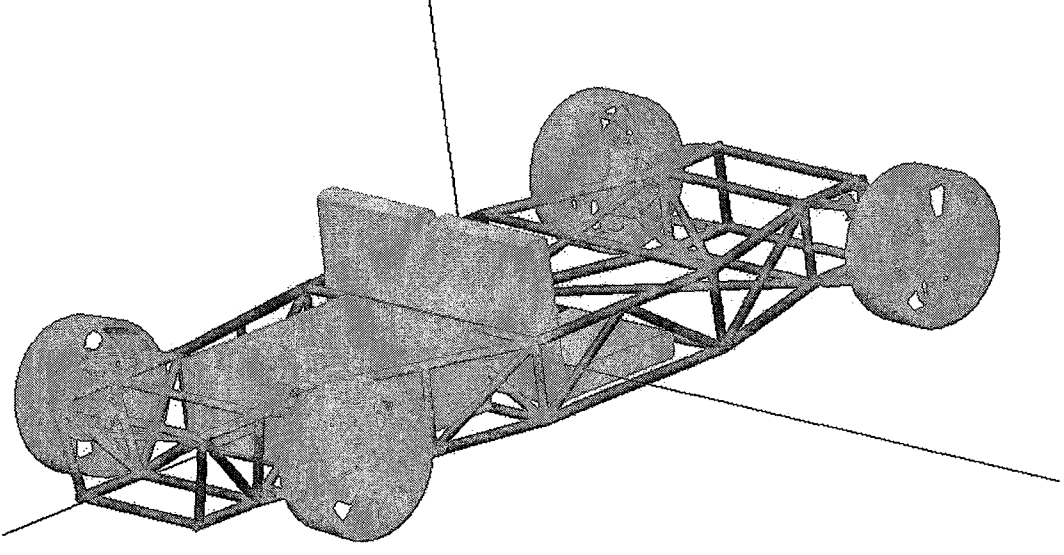


Şekil 9.7 Taşıtın genel görünümü.

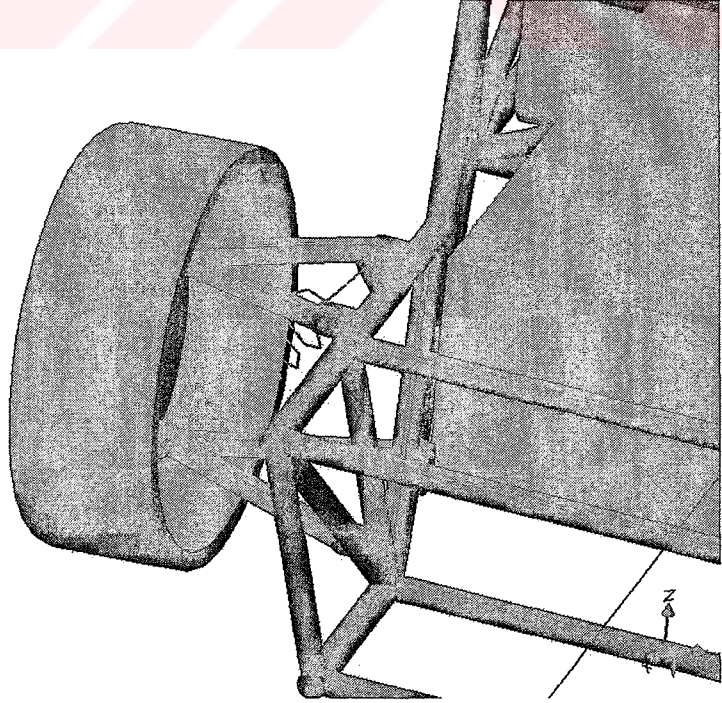


Şekil 9.8 Taşıtın genel görünümü.

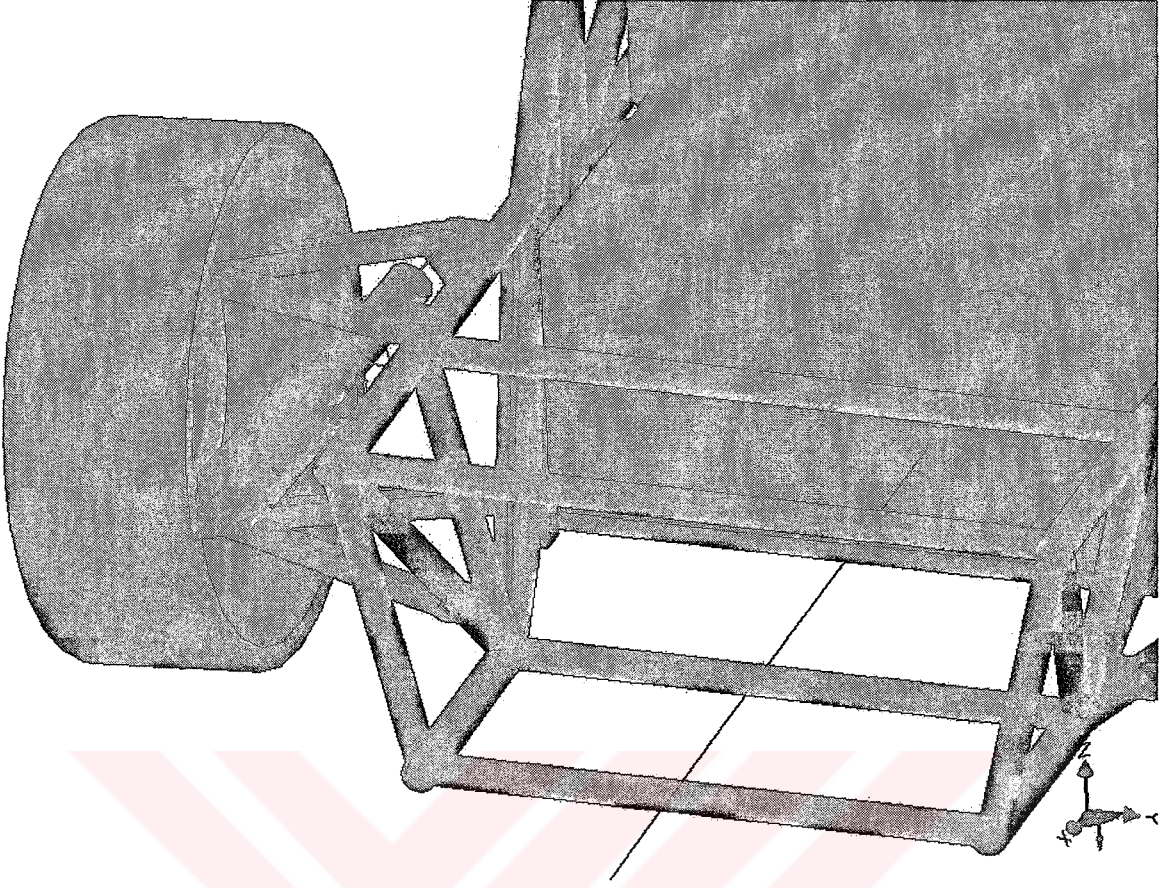
Daha sonra bu çizim visualNastran programına gönderilmiştir. Burada elemanların birbirleriyle olan ilişkileri tanıtlıp, yay ve sönüm elemanları (tekerlekler dah.) eklenmişlerdir.



Şekil 9.9 Taşıtın visualNastran programındaki görünümü.



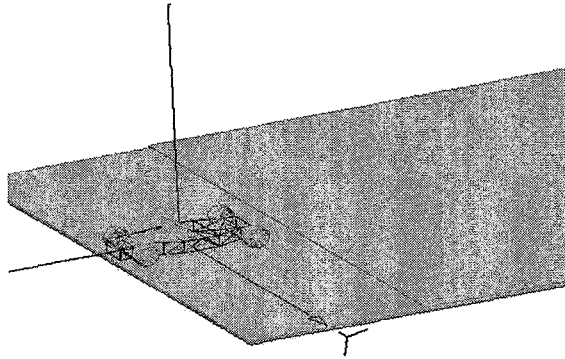
Şekil 9.10 Yay ve sönüm elemanlarının montajı.



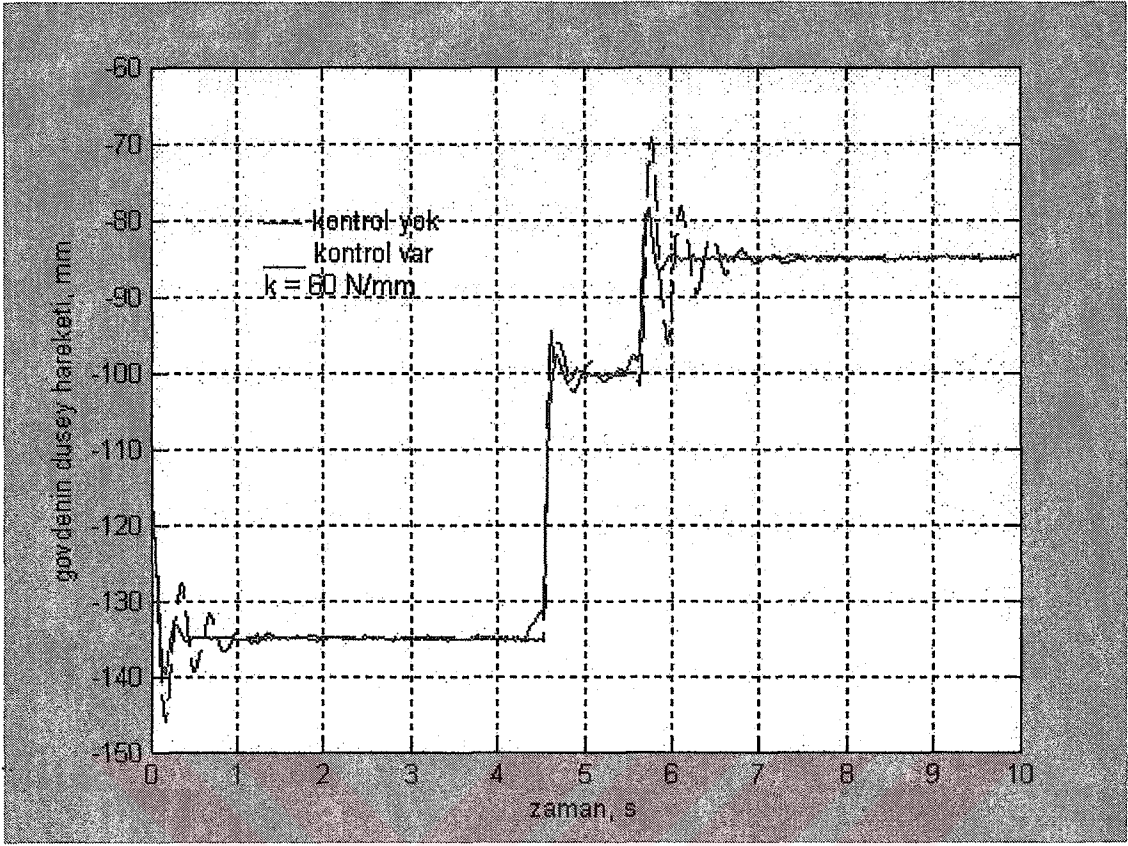
Şekil 9.11 Hidrolik silindirlerin (kuvvet uygulayıcılar) montajı.

9.1 Taşıtın Basamak Girişe Cevabı

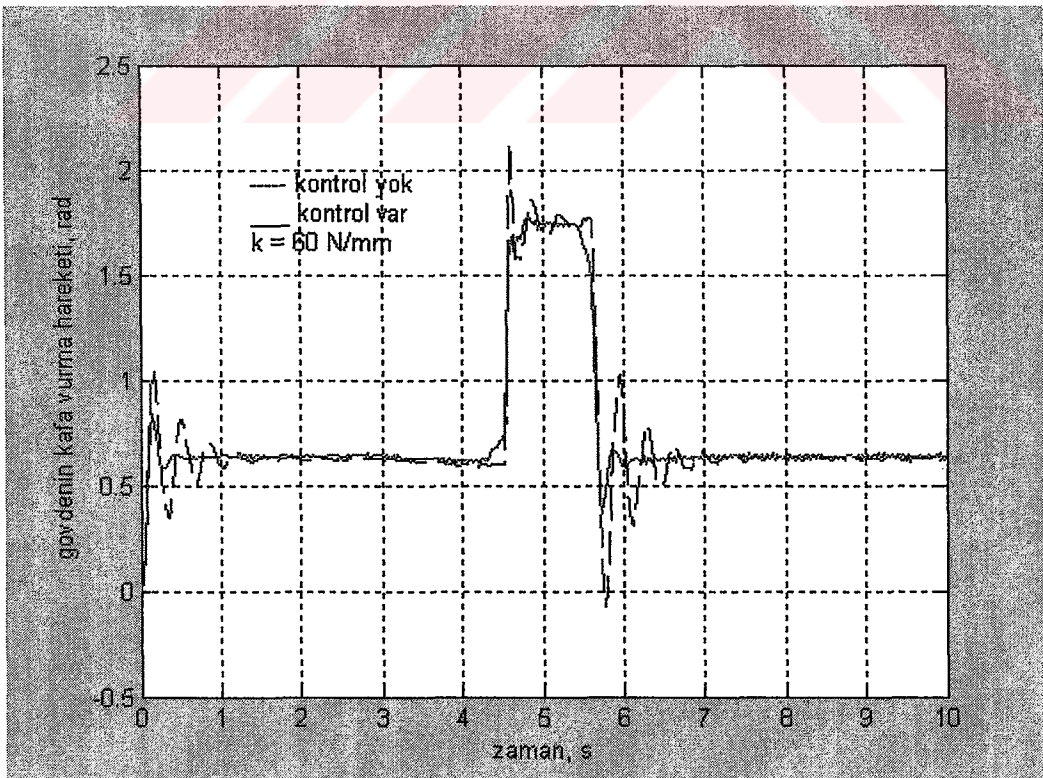
Taşıtın basamak girişe vereceği cevaplar, çeşitli yay katsayıları kullanılarak incelenmiştir.



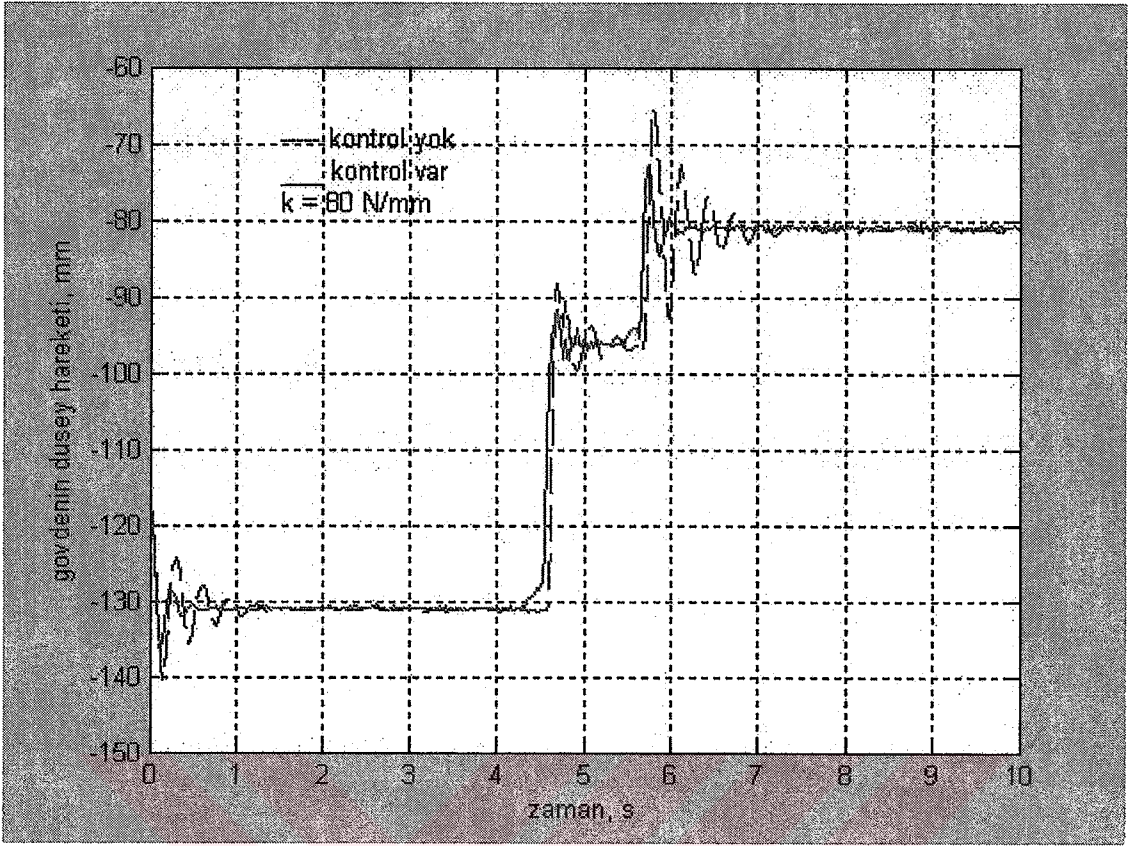
Şekil 9.12 Yolun genel görünümü.



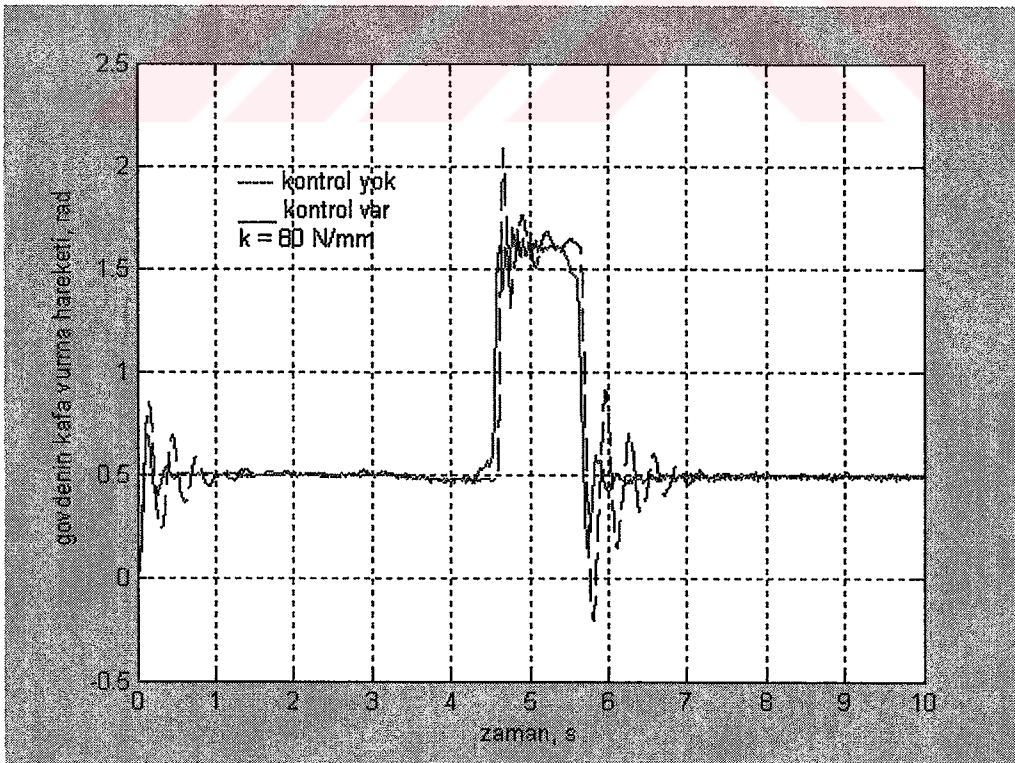
Şekil 9.13 Süspansiyon sisteminin yay katsayısı 60 N/mm iken gövdenin düşey hareketi.



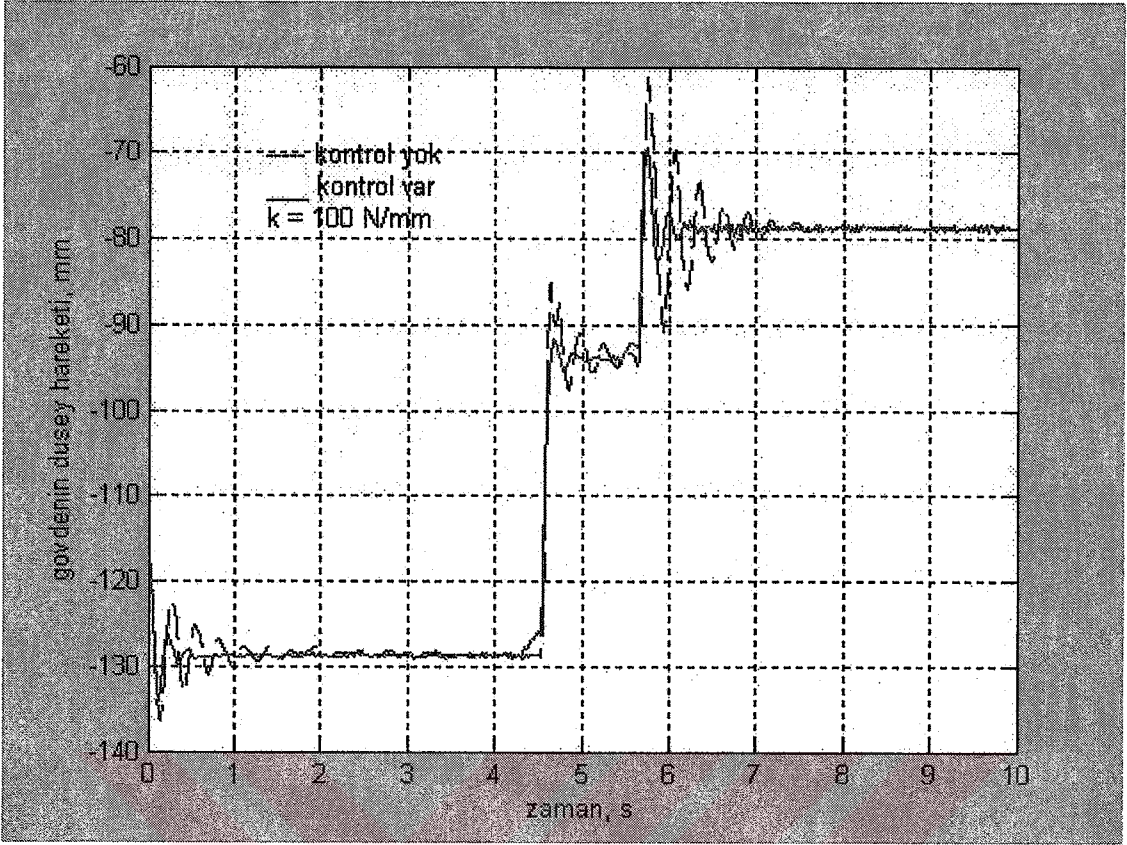
Şekil 9.14 Gövdenin kafa vurma hareketinin değişimi, $k = 60 \text{ N/mm}$.



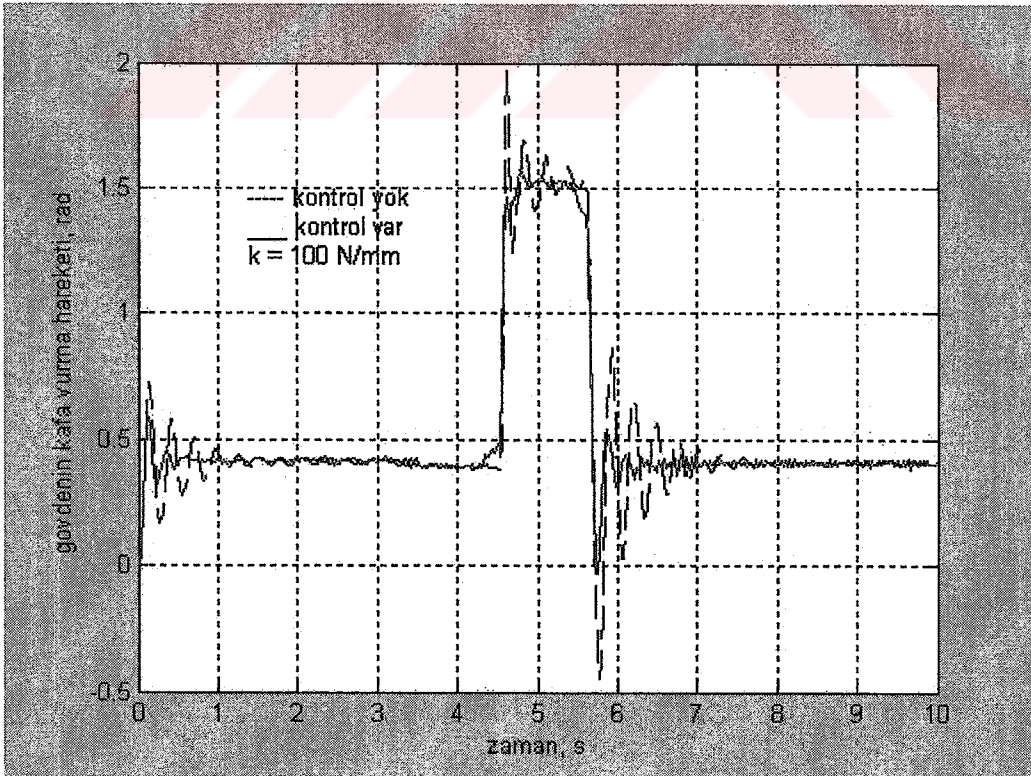
Şekil 9.15 Süspansiyon sisteminin yay katsayısı 80 N/mm iken gövdenin düşey hareketi.



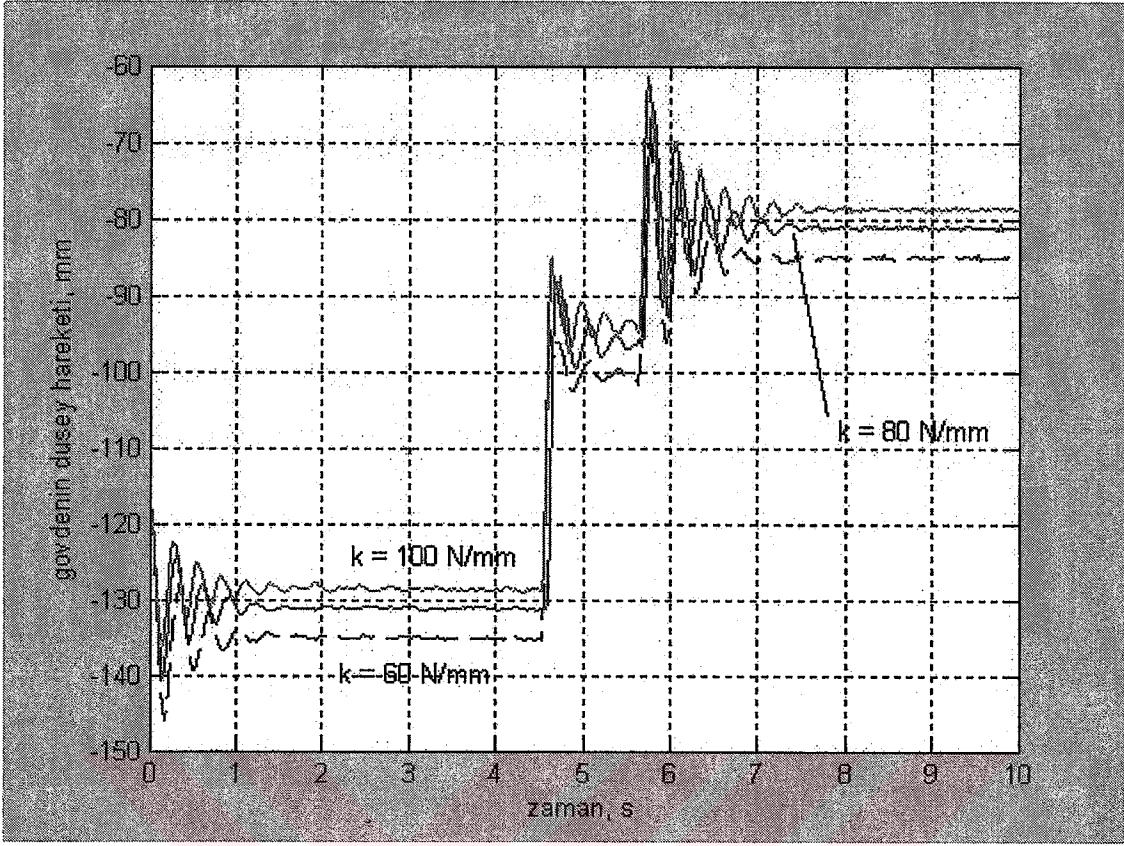
Şekil 9.16 Gövdenin kafa vurma hareketinin değişimi, $k = 80 \text{ N/mm}$.



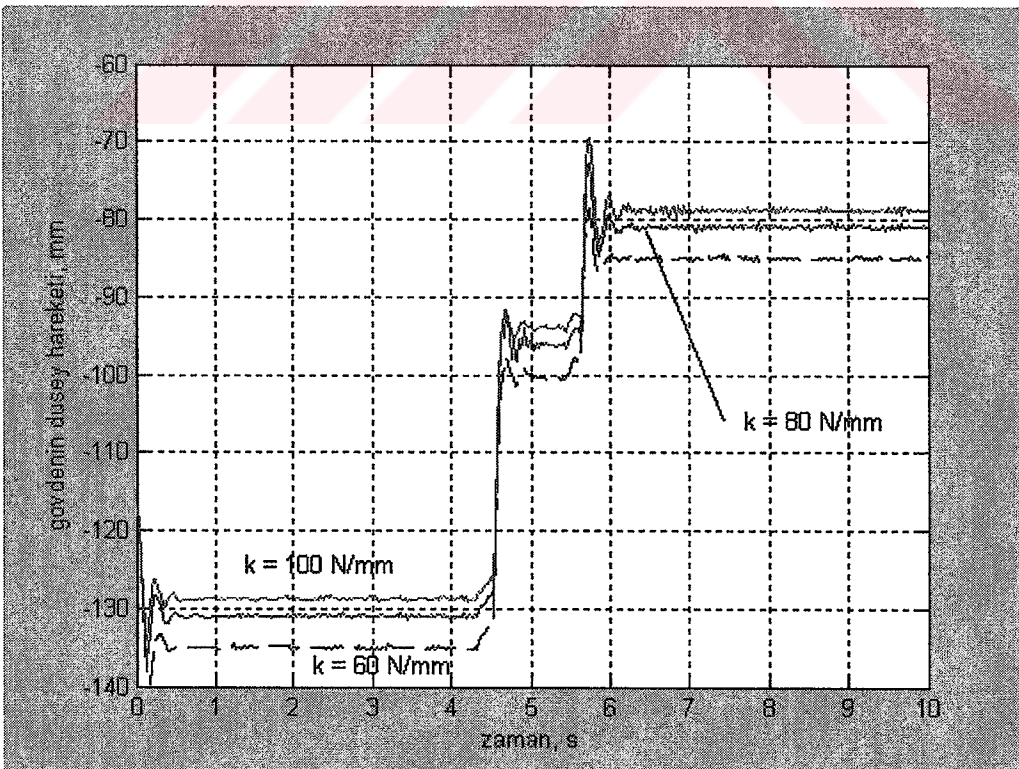
Şekil 9.17 Süspansiyon sisteminin yay katsayısı 100 N/mm iken gövdenin düşey hareketi.



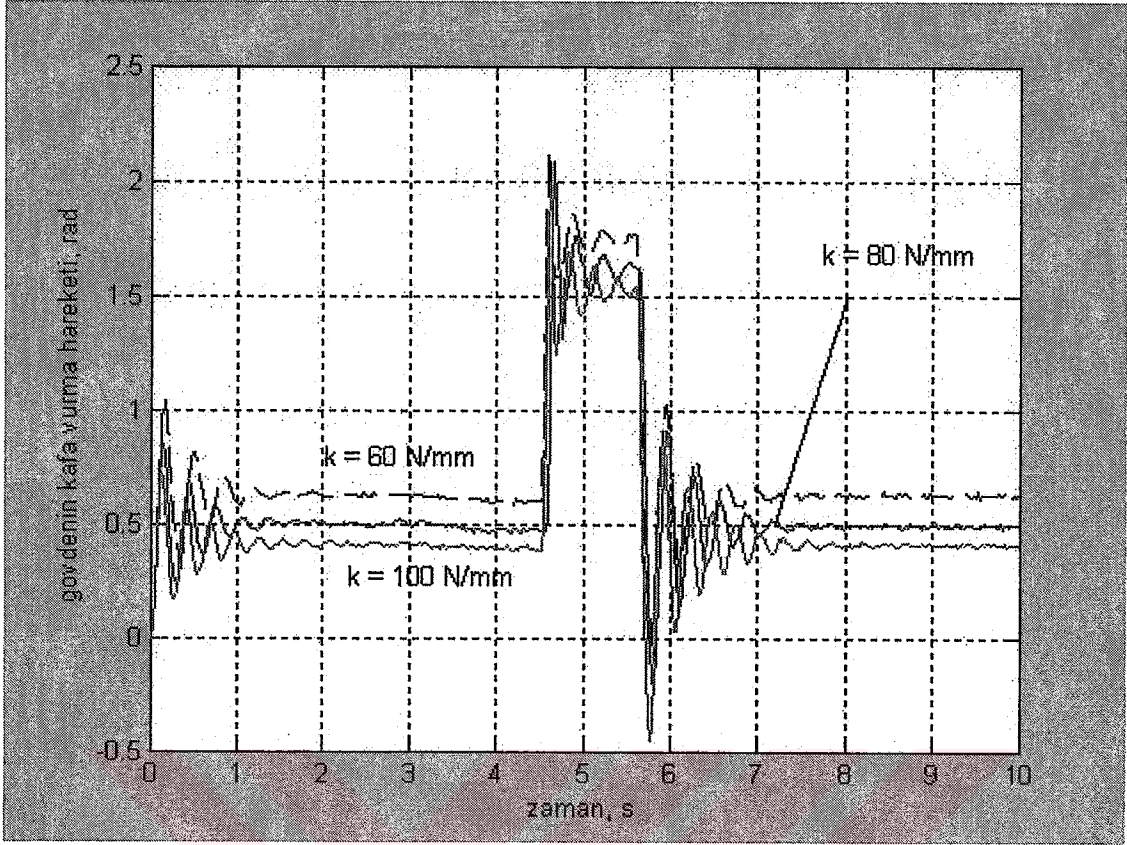
Şekil 9.18 Gövdenin kafa vurma hareketinin değişimi, $k = 100 \text{ N/mm}$.



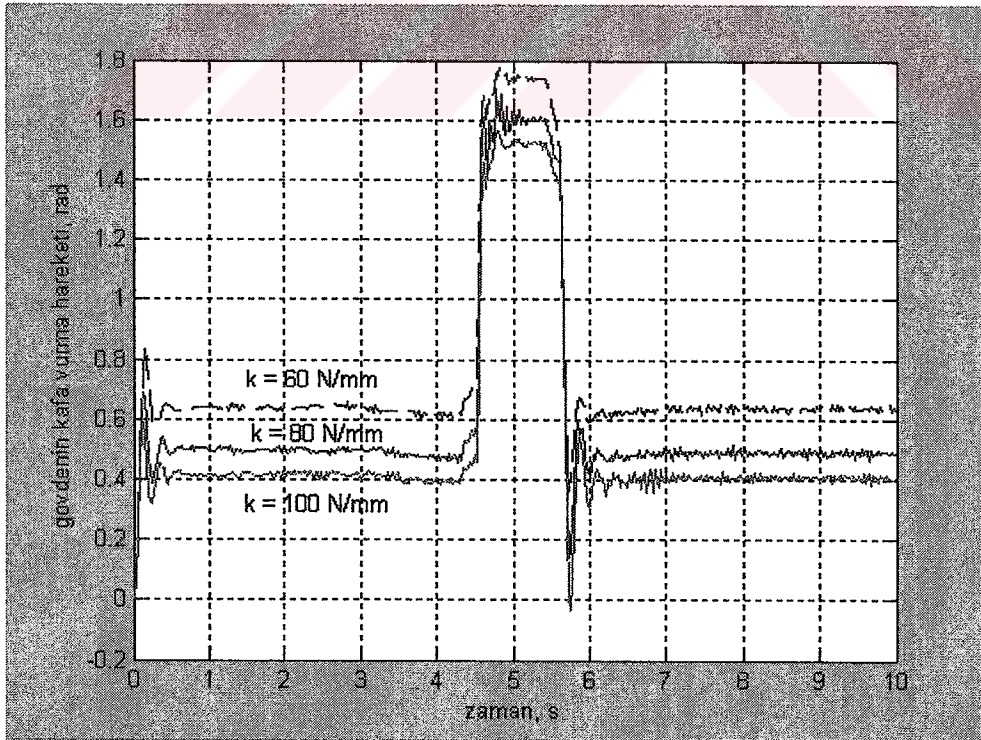
Şekil 9.19 Gövdenin düşey hareketinin çeşitli yay katsayılarındaki değişimi, kontrol yok.



Şekil 9.20 Gövdenin düşey hareketinin çeşitli yay katsayılarındaki değişimi, kontrol var.



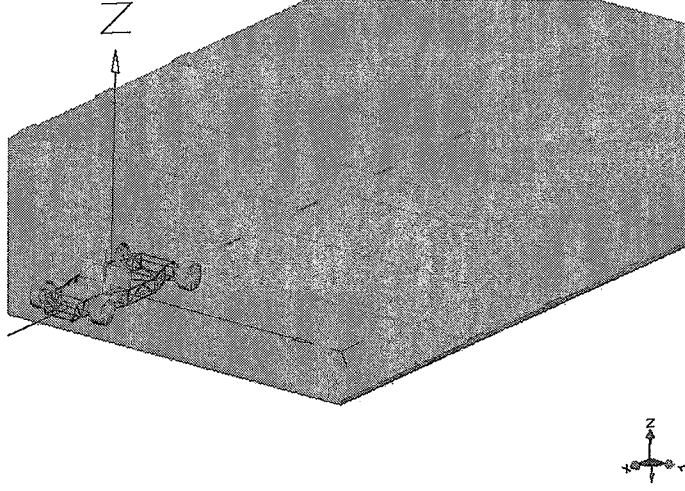
Şekil 9.21 Gövdenin kafa vurma h. çeşitli yay katsayılarındaki değişimi, kontrol yok.



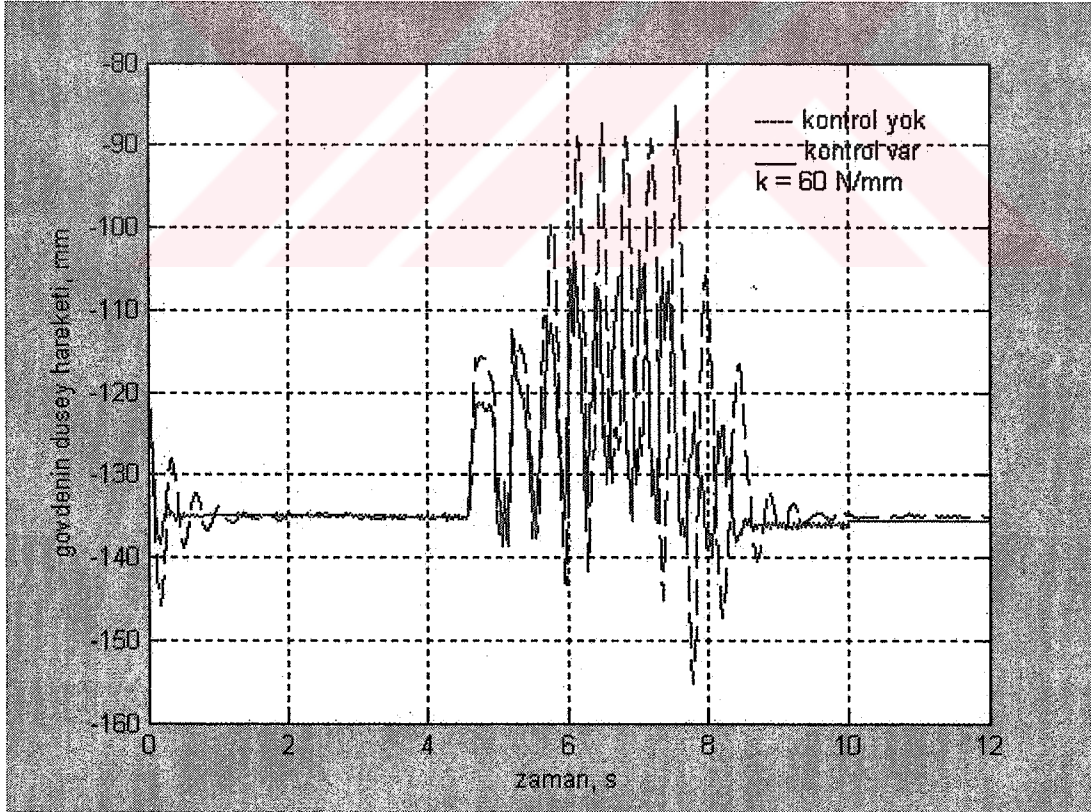
Şekil 9.22 Gövdenin kafa vurma h. çeşitli yay katsayılarındaki değişimi, kontrol var.

9.2 Çeşitli Yay Katsayılarıyla Taşıtın Engabeli Yoldaki Hareketi

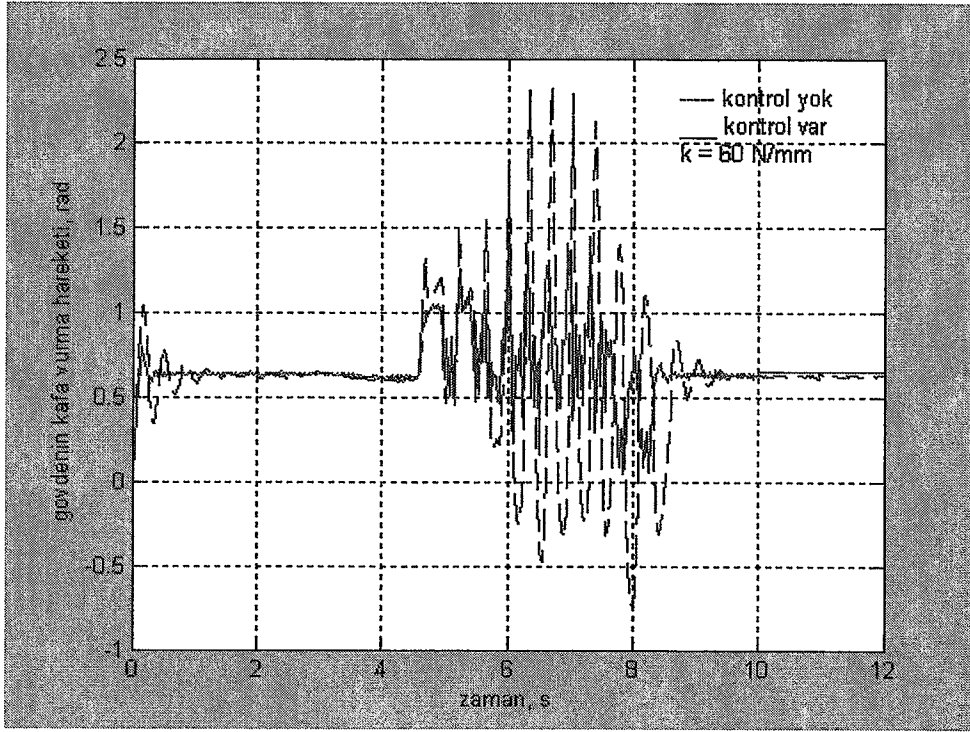
Taşıtın engabeli bir yoldaki davranışı, visualNastran programı vasıtasıyla, çeşitli yay katsayıları kullanılarak incelenmiştir.



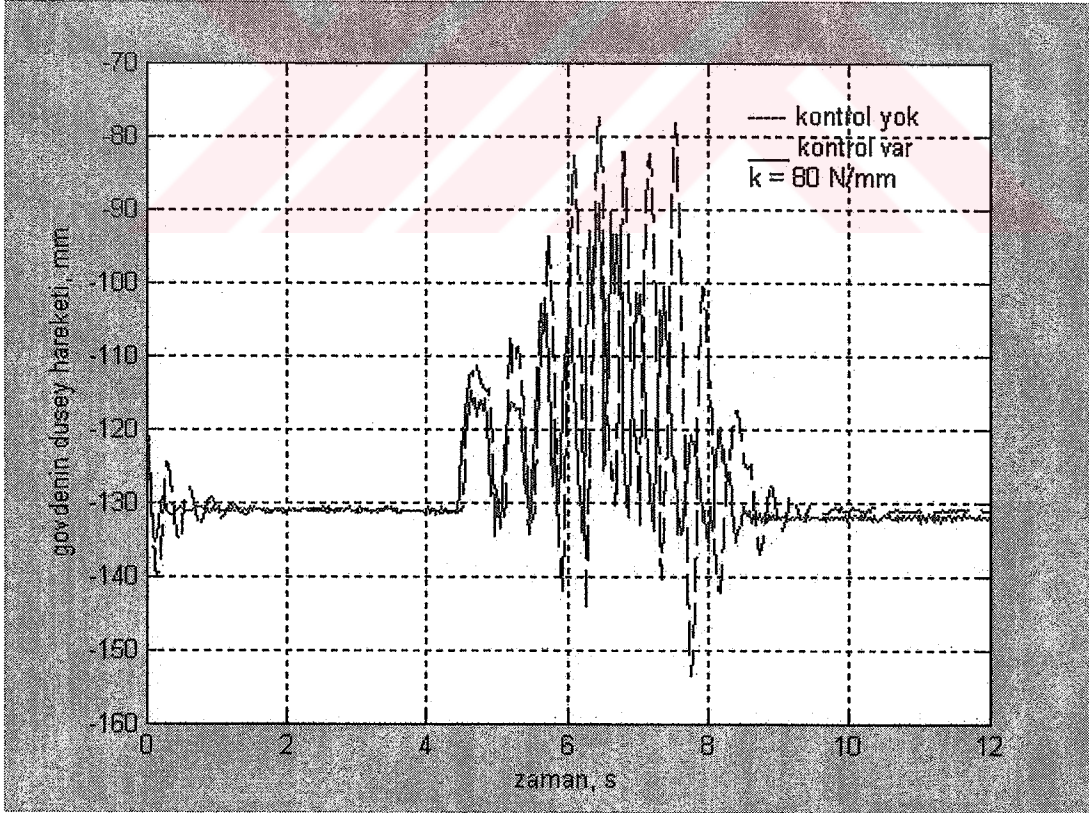
Şekil 9.23 Yolun genel görünümü.



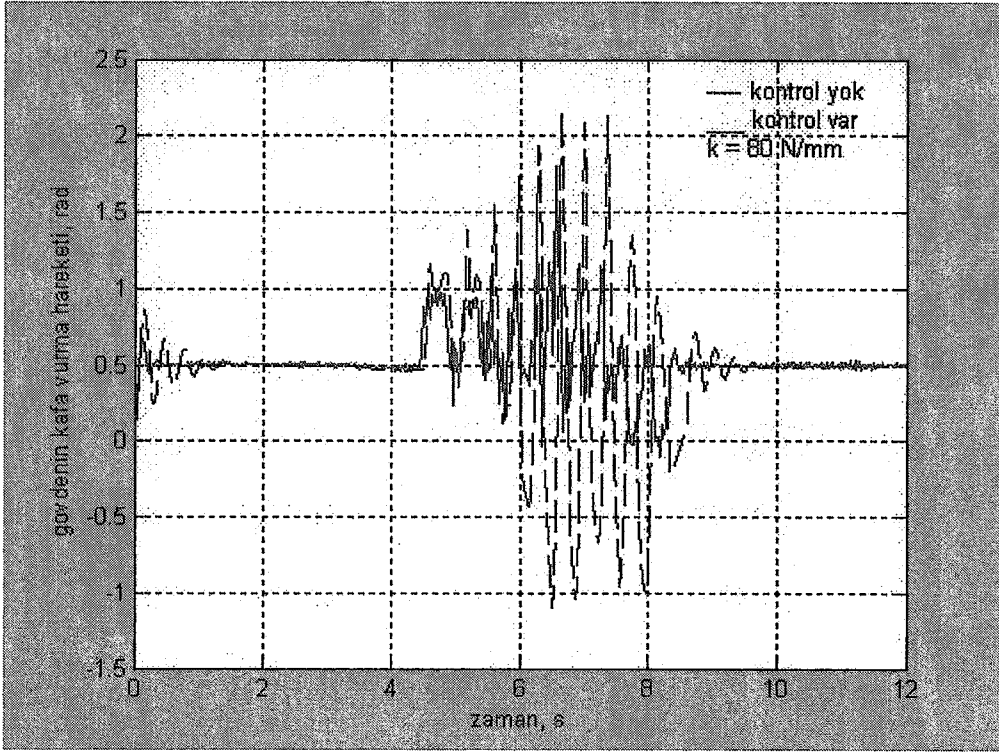
Şekil 9.24 Süspansiyon sisteminin yay katsayısı 60 N/mm iken gövdenin düşey hareketi.



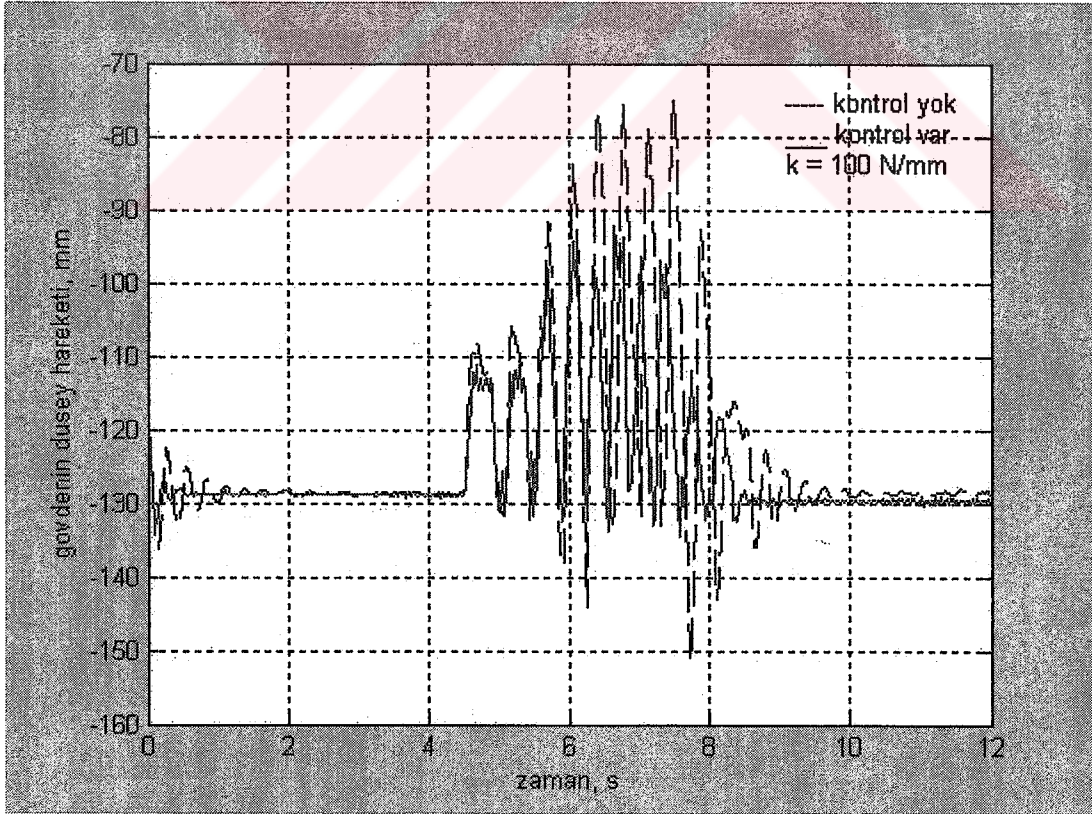
Şekil 9.25 Gövdenin kafa vurma hareketinin kontrolcülü ve kontrolcüsüz değişimi.



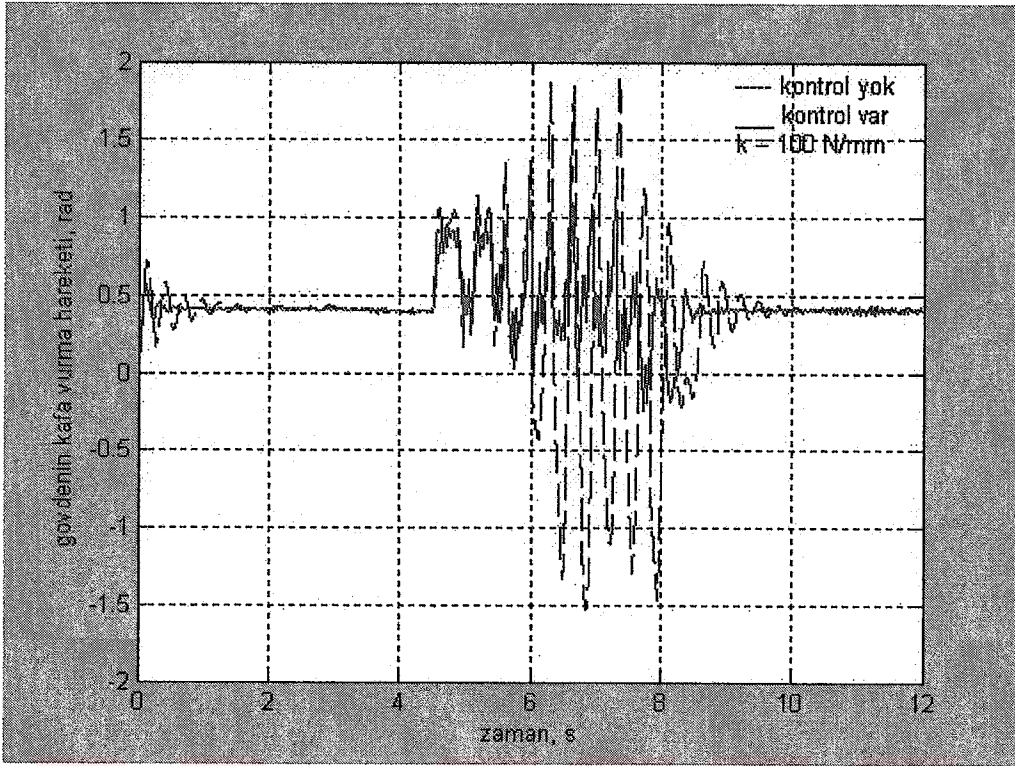
Şekil 9.26 Süspansiyon sisteminin yay katsayısı 80 N/mm iken gövdenin düşey hareketi.



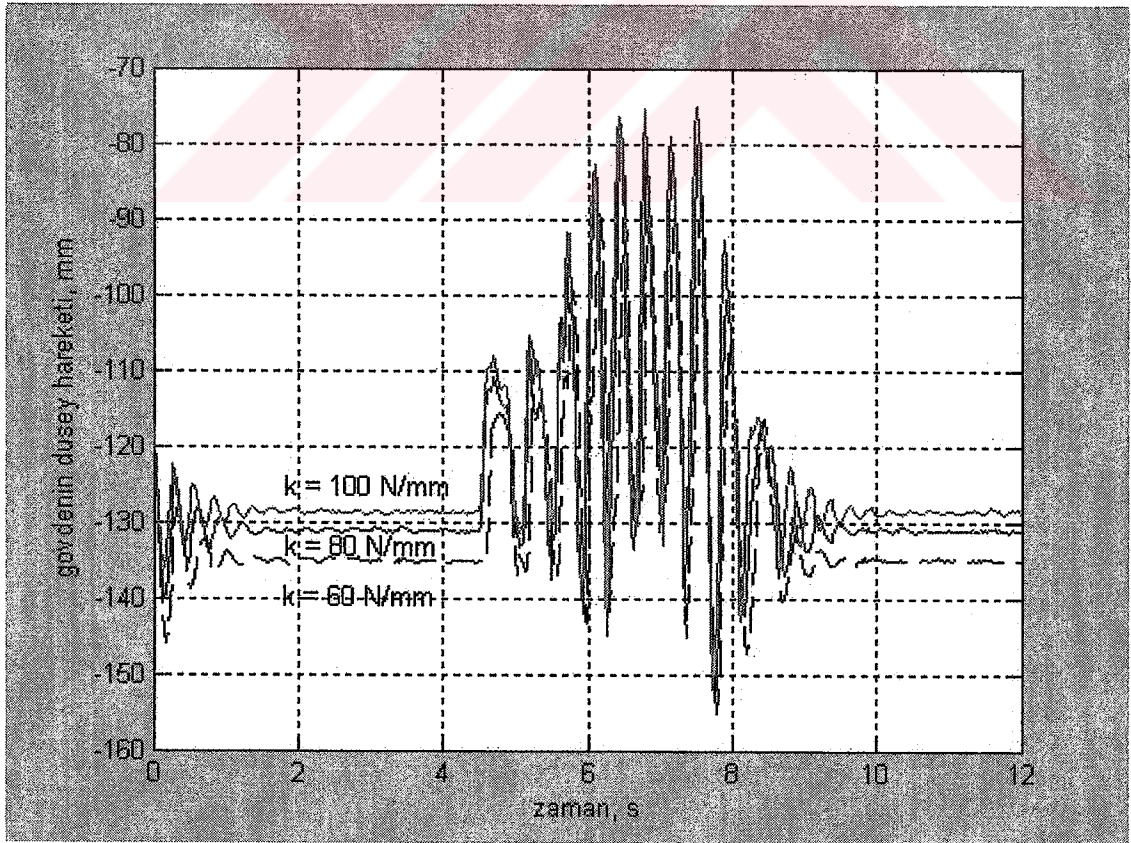
Şekil 9.27 Gövdenin kafa vurma hareketinin kontrolcülü ve kontrolcüsüz değişimi.



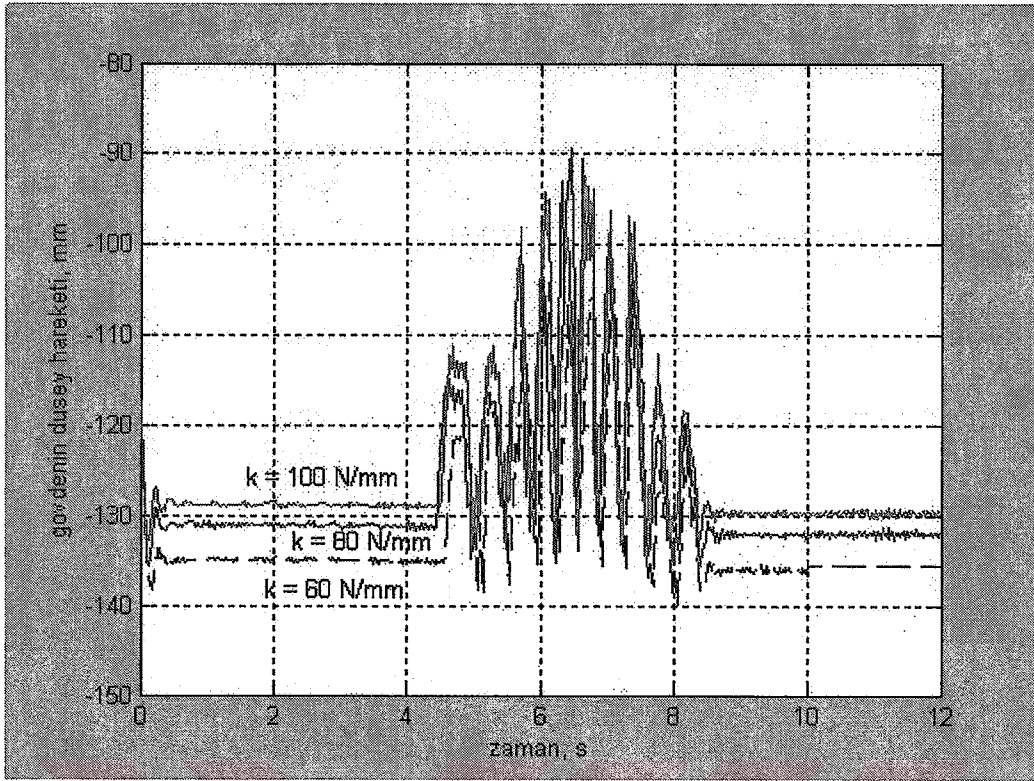
Şekil 9.28 Süspansiyon sisteminin yay katsayısı 100 N/mm iken gövdenin düşey hareketi.



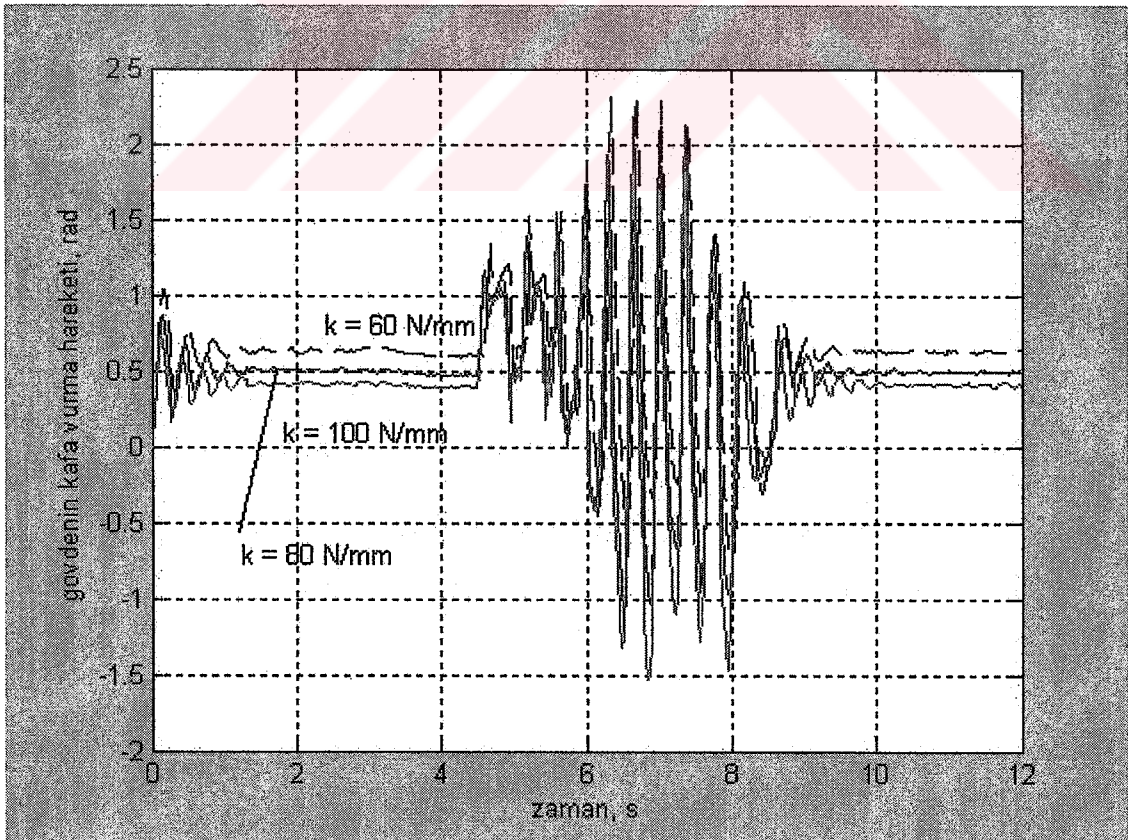
Şekil 9.29 Gövdenin kafa vurma hareketinin kontrolcülü ve kontrolcüsüz değişimi.



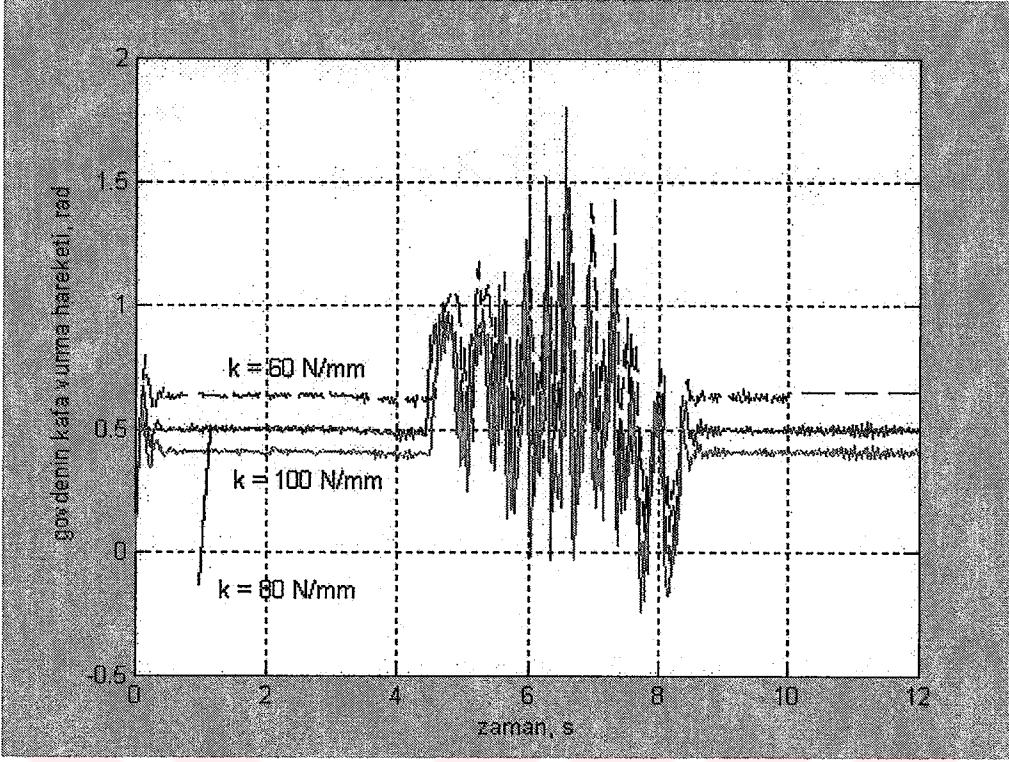
Şekil 9.30 Gövdenin düşey hareketinin çeşitli yay katsayılarındaki değişimi, kontrol yok.



Şekil 9.31 Gövdenin düşey hareketinin çeşitli yay katsayılarındaki değişimi, kontrol var.



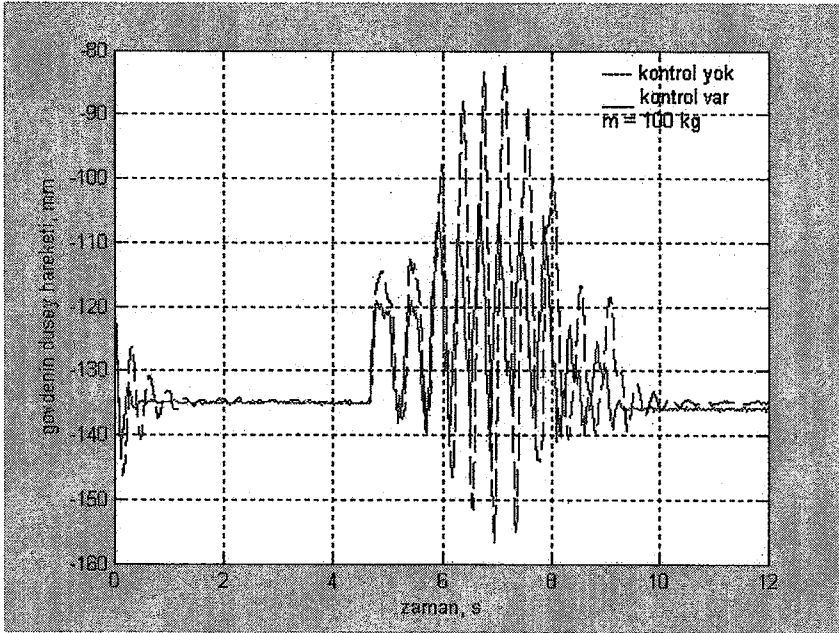
Şekil 9.32 Gövdenin kafa vurma h. çeşitli yay katsayılarındaki değişimi, kontrol yok.



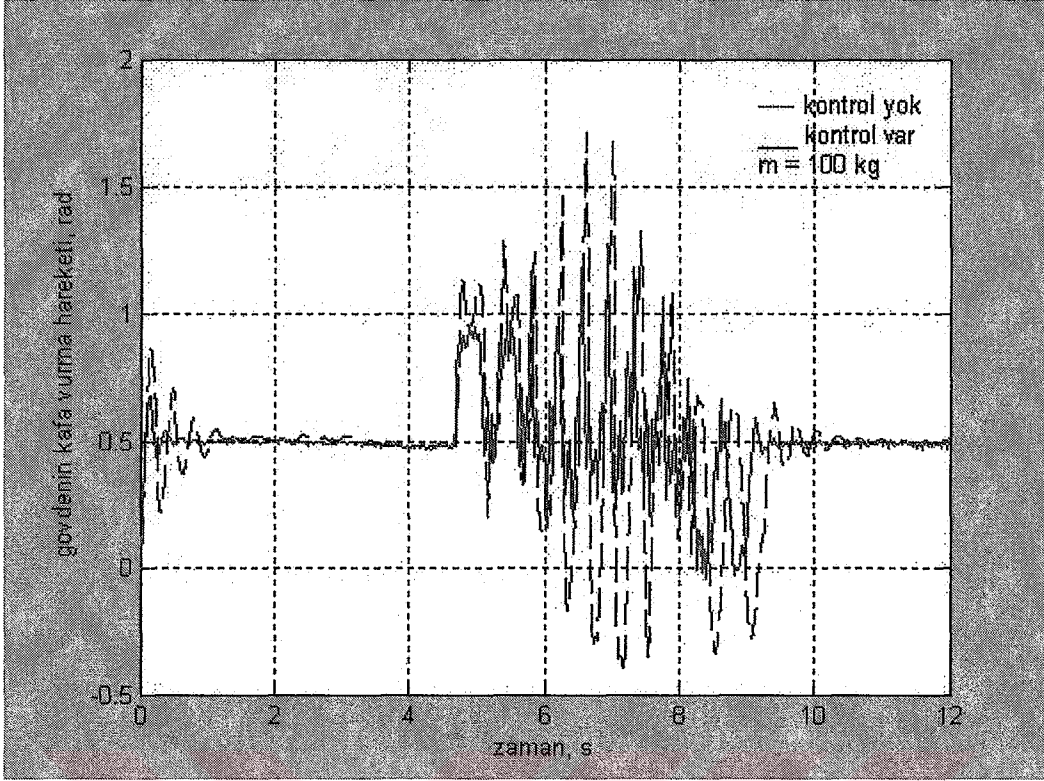
Şekil 9.33 Gövdenin kafa vurma h. çeşitli yay katsayılarındaki değişimi, kontrol var.

9.3 Çeşitli Kütlelerle Taşıtın Engelibeli Yoldaki Hareketi

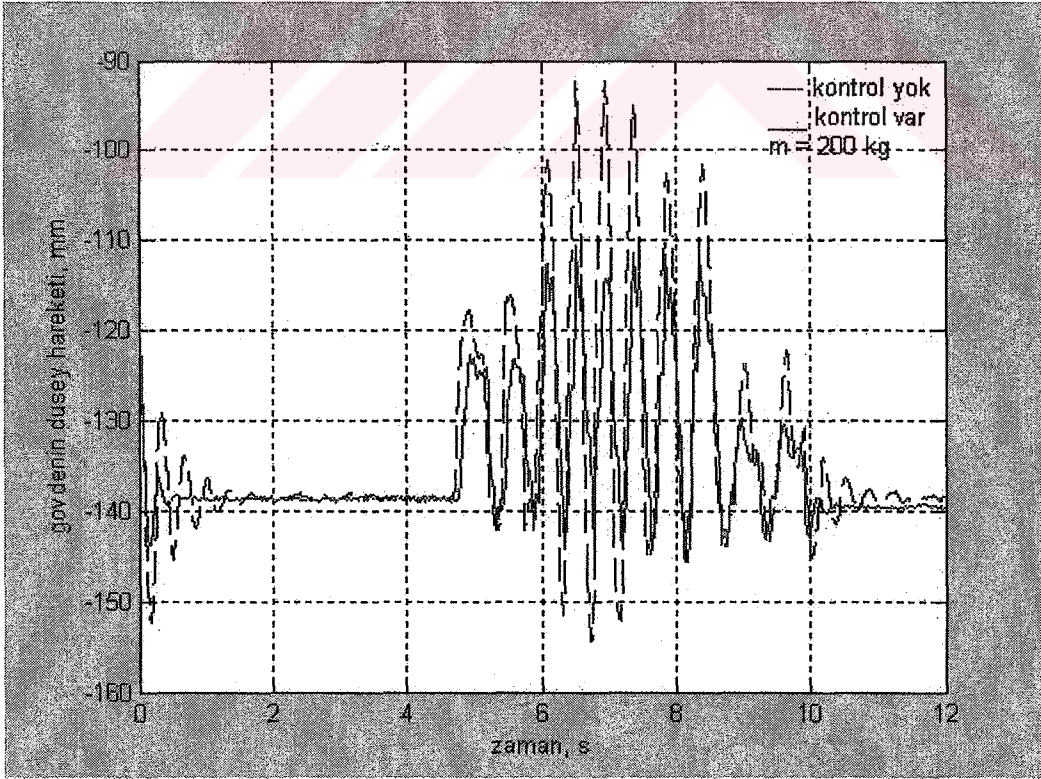
Taşıtın engelibeli bir yoldaki davranışı, visualNastran programı vasıtasıyla, çeşitli kütleler kullanılarak incelenmiştir.



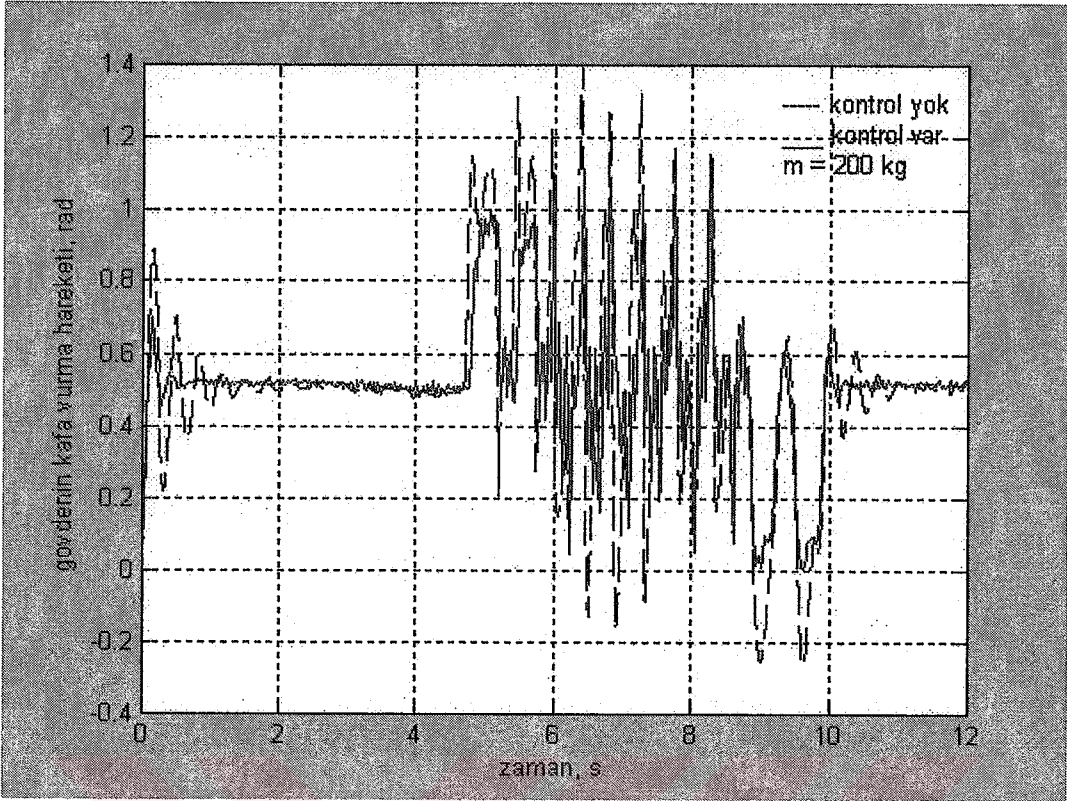
Şekil 9.34 Gövdenin düşey hareketinin $m = 100$ kg ağırlıkla değişimi.



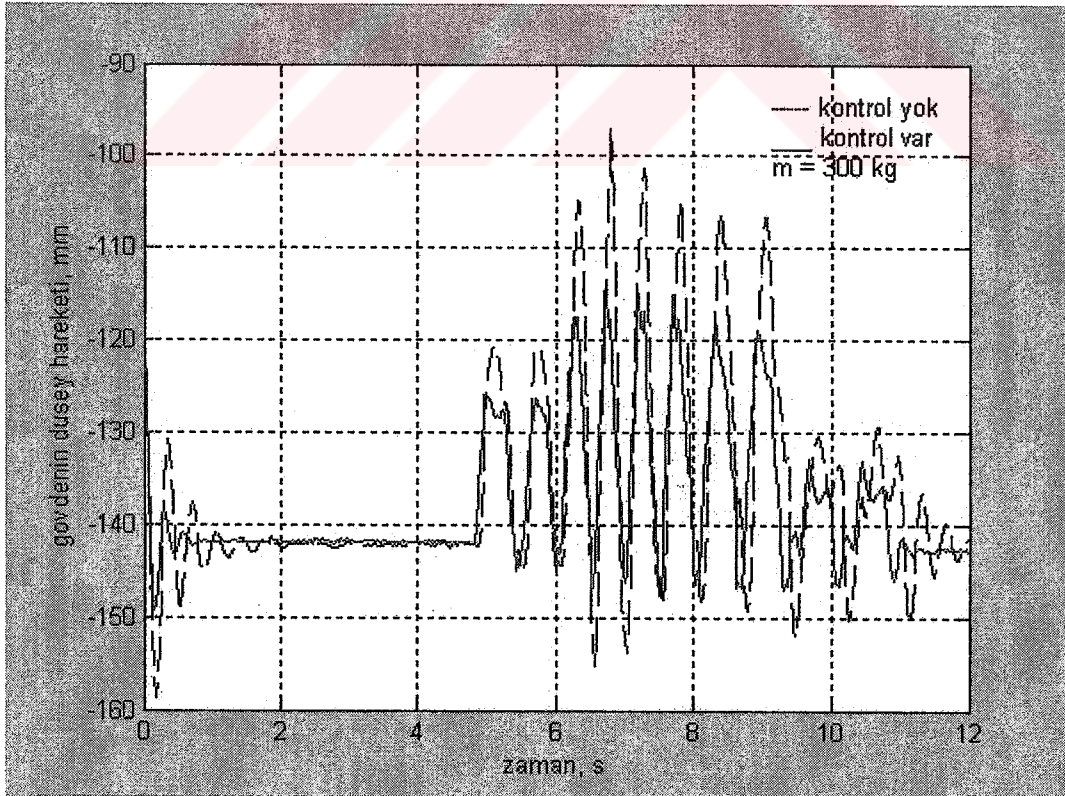
Şekil 9.35 Gövdenin kafa vurma hareketinin $m = 100$ kg ağırlıkla değişimi.



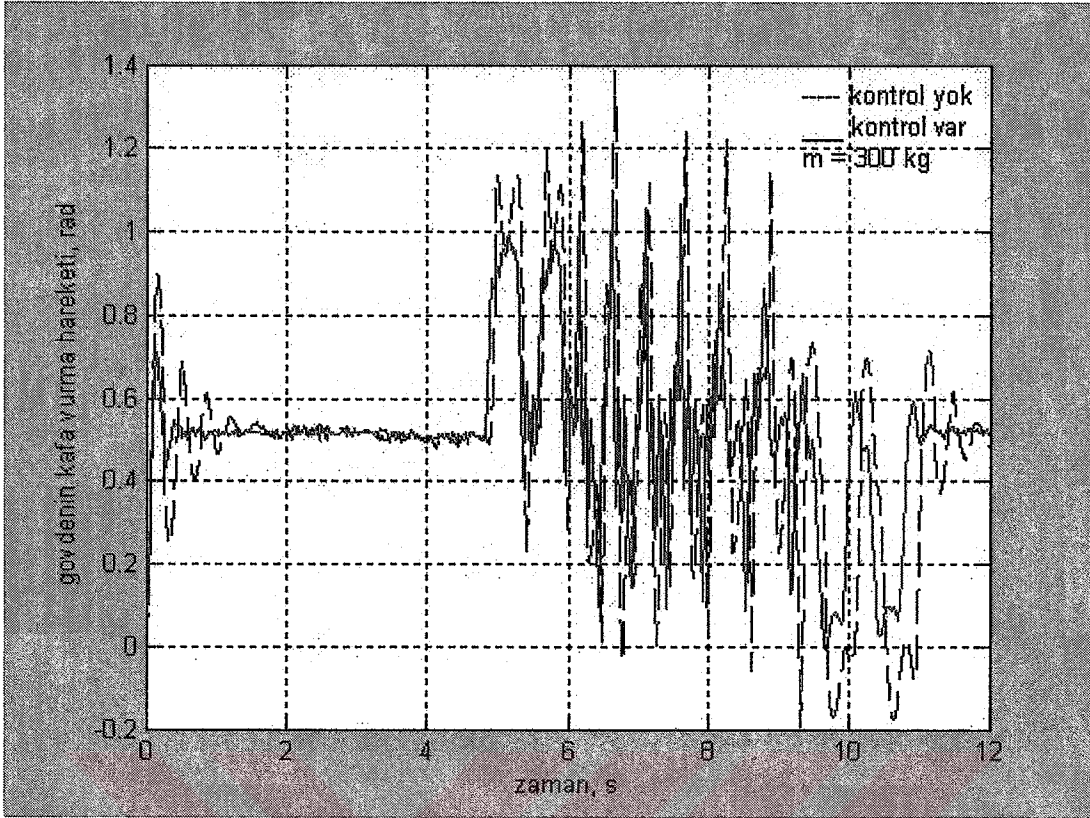
Şekil 9.36 Gövdenin düşey hareketinin $m = 200$ kg ağırlıkla değişimi.



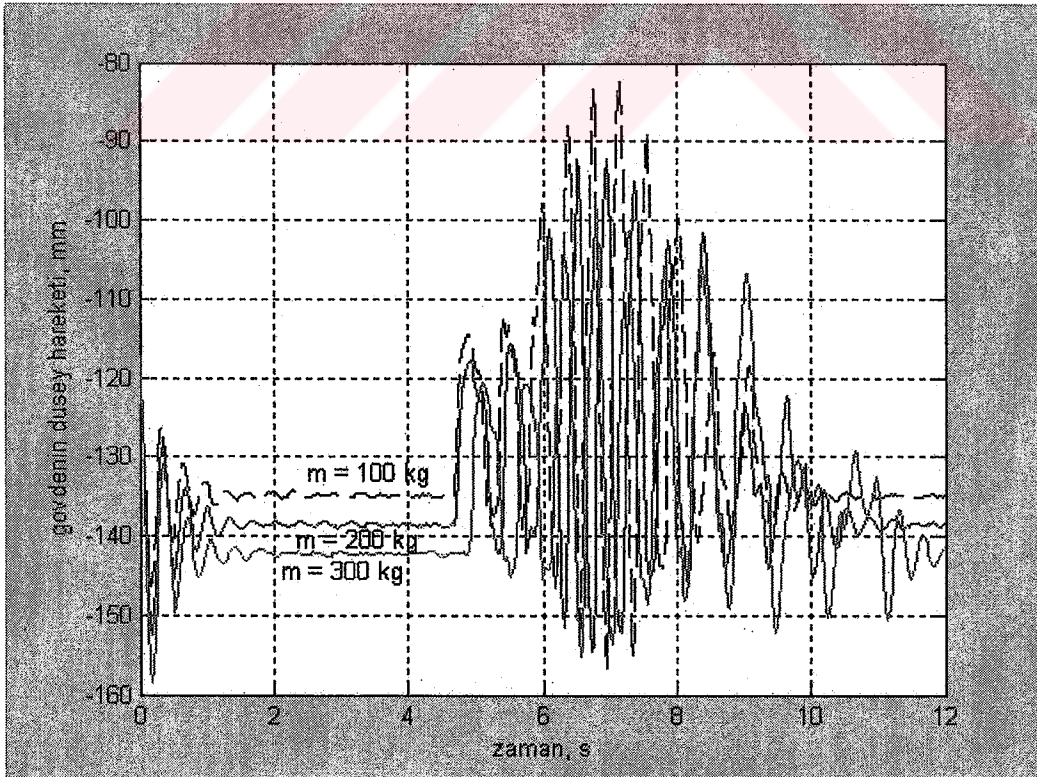
Şekil 9.37 Gövdenin kafa vurma hareketinin $m = 200$ kg ağırlıkla değişimi.



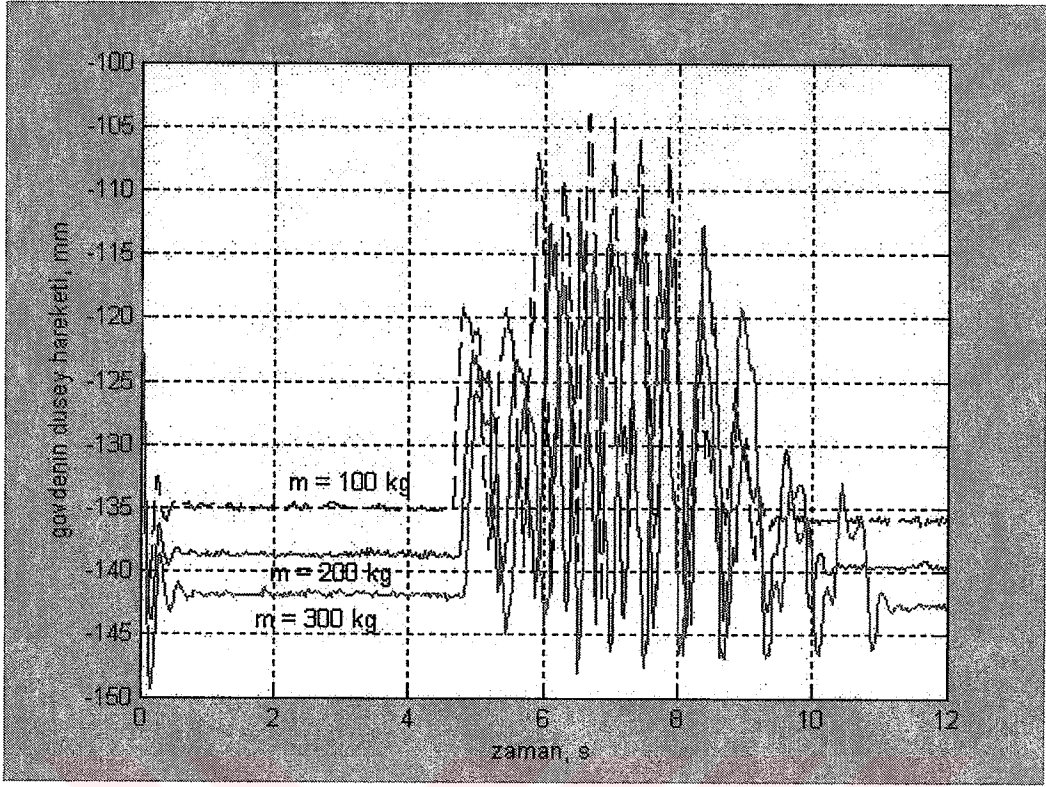
Şekil 9.38 Gövdenin düşey hareketinin $m = 300$ kg ağırlıkla değişimi.



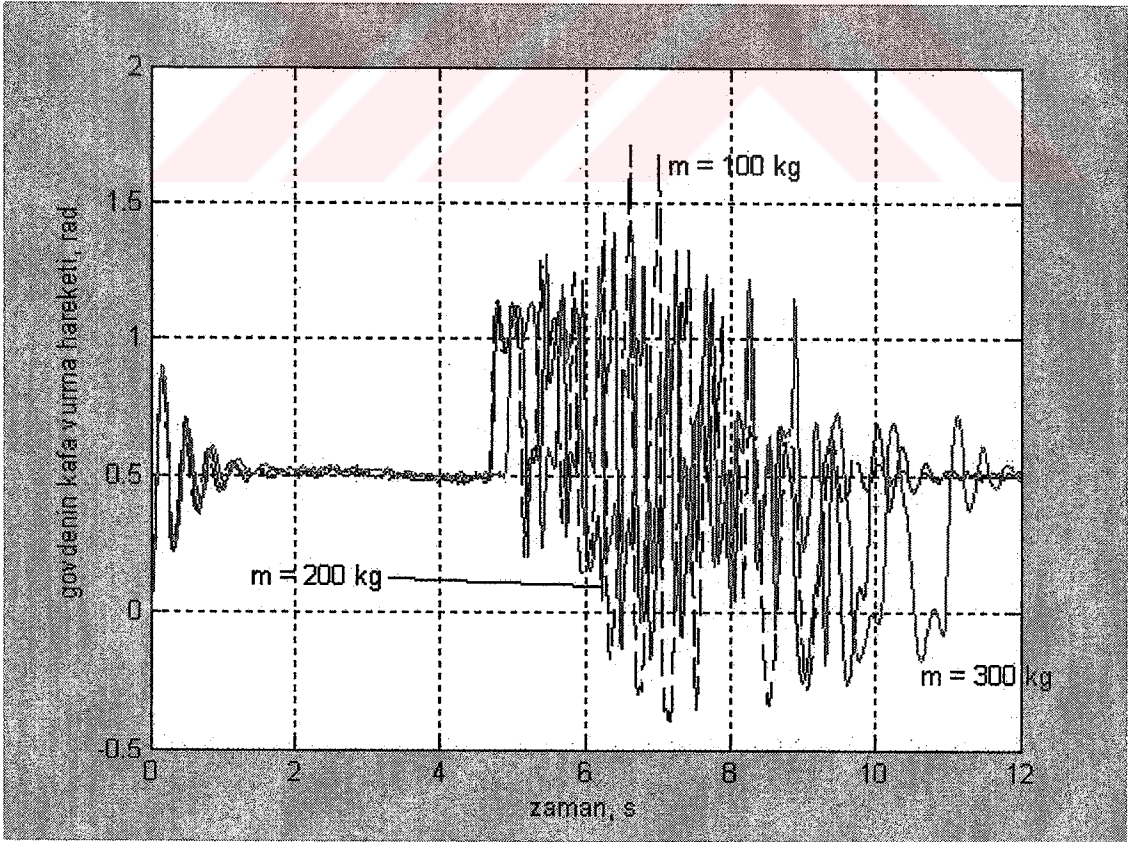
Şekil 9.39 Gövdenin kafa vurma hareketinin $m = 300 \text{ kg}$ ağırlıkla değişimi.



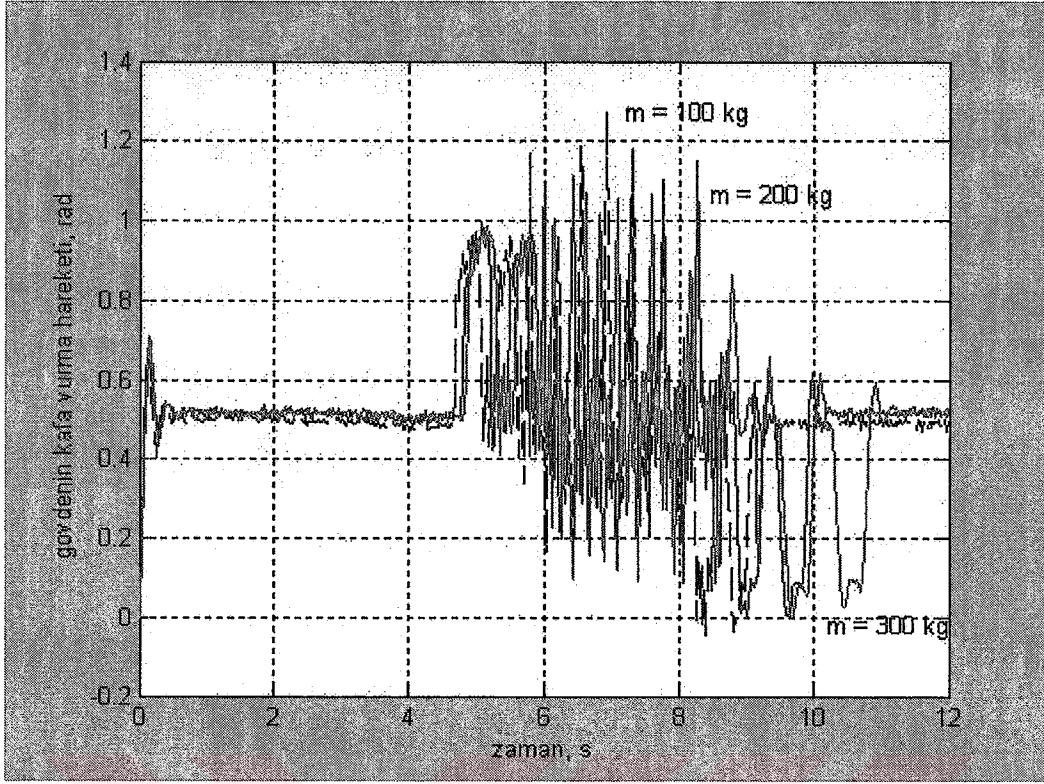
Şekil 9.40 Gövdenin düşey hareketinin çeşitli kütlelerdeki değişimi, kontrol yok.



Şekil 9.41 Gövdenin düşey hareketinin çeşitli kütlelerdeki değişimi, kontrol var.



Şekil 9.42 Gövdenin kafa vurma hareketinin çeşitli kütlelerdeki değişimi, kontrol yok.



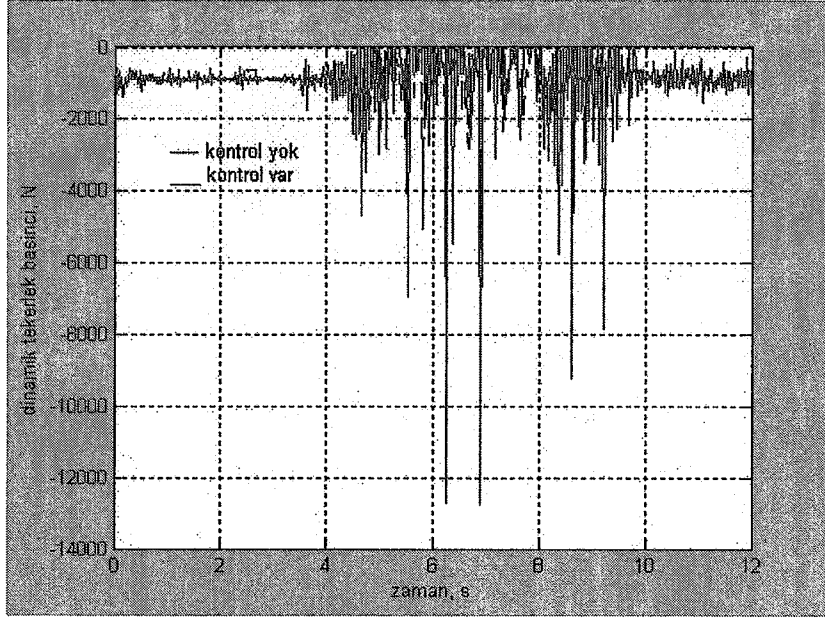
Şekil 9.43 Gövdenin kafa vurma hareketinin çeşitli kütlelerdeki değişimi, kontrol var.

9.4 Taşıtın Engelibeli Yolda Yol Tutuşunun Arttırılması

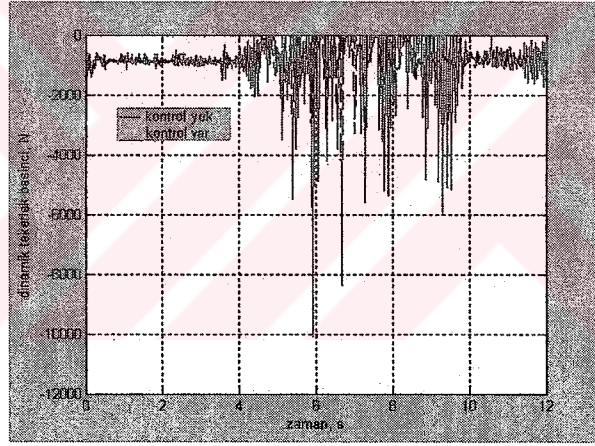
Bir taşıtın yol tutuşu, dinamik tekerlek basıncıyla orantılıdır. Dinamik tekerlek basıncı, tekerleklerin ya da başka bir deyişle yaylanmayan kütlelerin (aksların) yola uyguladığı baskı kuvvetidir. Düşey doğrultudadır ve yönünden dolayı işareti negatiftir. Tekerleklerle yol arasında bir sürtünme kuvveti meydana getirerek taşıtın, bilhassa viraj hareketi gibi yola tutunmayı azaltan durumlarda, yolun dışına çıkmasına engel olur.

Dinamik tekerlek basıncının kontrol edilerek yol tutuşunun arttırılması, gövdenin hareketlerini olumsuz yönde etkileyecektir. Yol tutuşunun önemli olduğu durumlarda konfor yani gövdenin titreşimleri gözardı edilirler.

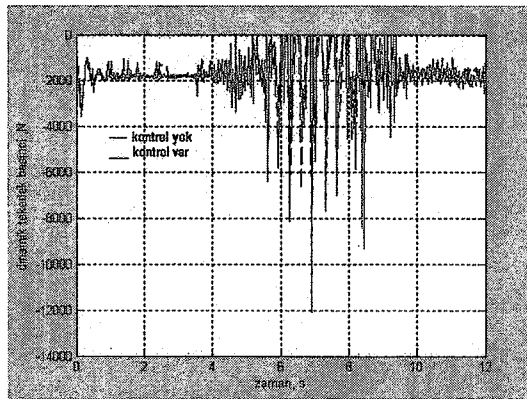
Taşıtın dinamik tekerlek basıncı kontrol edilmek suretiyle gövdenin hareketlerinin değişimi visualNastran programı vasıtasıyla incelenmiştir.



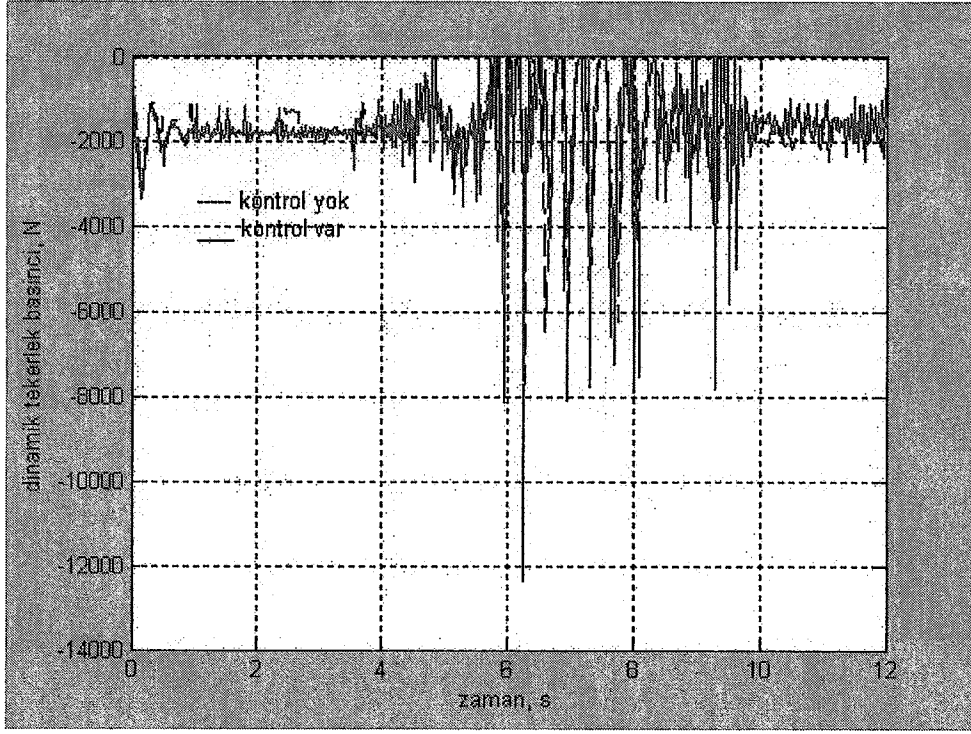
Şekil 9.44 Sol ön aksın dinamik tekerlek basıncının kontrolcülü ve kontrolcüsüz değişimi.



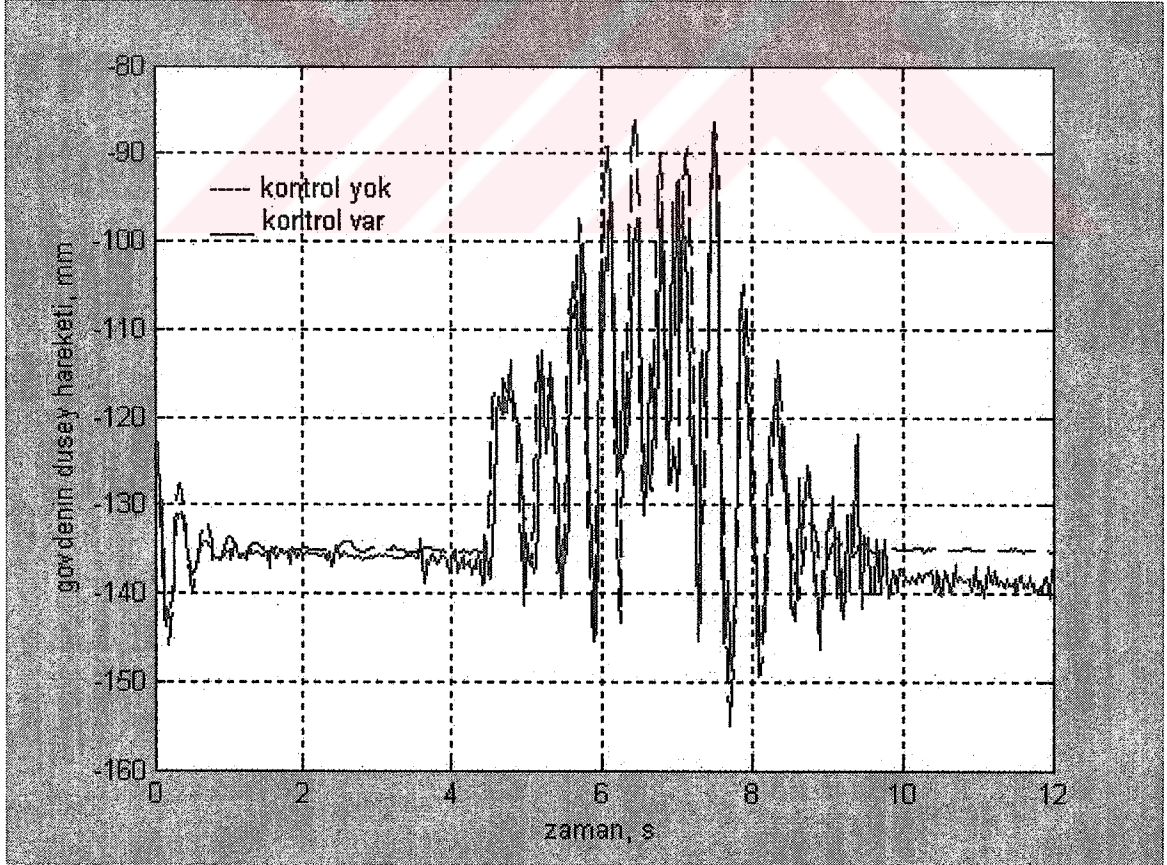
Şekil 9.45 Sağ ön aksın dinamik tekerlek basıncının kontrolcülü ve kontrolcüsüz değişimi.



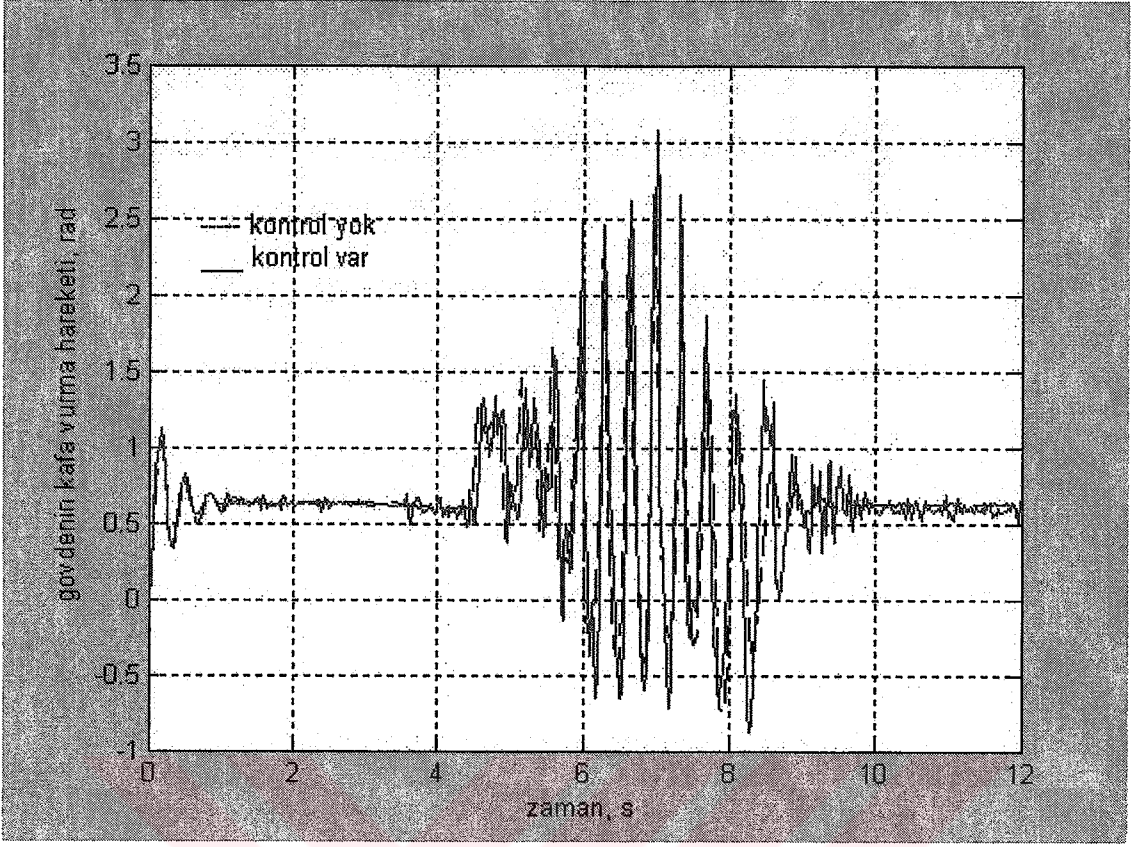
Şekil 9.46 Sol arka aksın dinamik tekerlek basıncının kontrolcülü ve kontrolcüsüz değişimi.



Şekil 9.47 Sağ arka aksın dinamik tekerlek basıncının kontrolcülü ve kontrolcüsüz değişimi.



Şekil 9.48 Gövdenin düşey hareketinin kontrolcülü ve kontrolcüsüz değişimi.



Şekil 9.49 Gövdenin kafa vurma hareketinin kontrolcülü ve kontrolcüsüz değişimi.

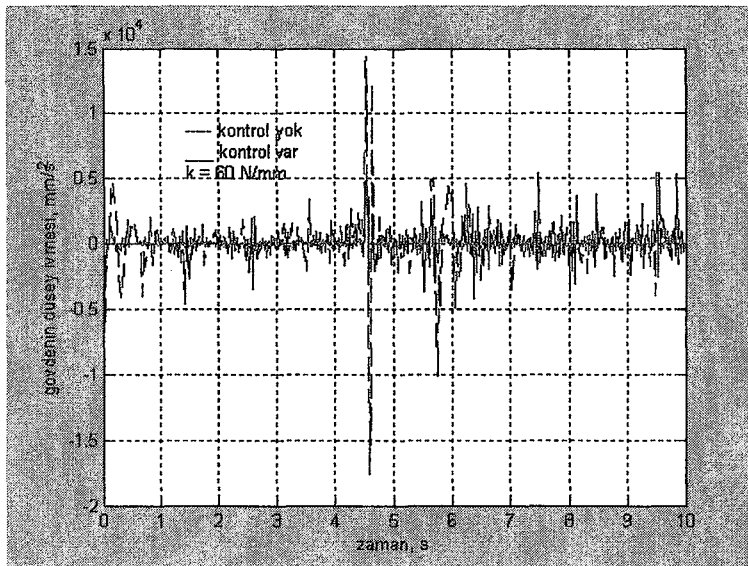
Görüldüğü gibi, dinamik tekerlek basıncı kontrol edildiği zaman gövdenin titreşim hareketlerinde artış olmaktadır. Taşıtın yol tutuş performansı artırıldığı zaman konforu azalacaktır. Bu yüzden dinamik tekerlek basıncı ya da başka bir deyişle aksların hareketinin kontrolü sadece yarış arabalarında kullanılmaktadır. Aktif kontrol sayesinde, yola tutunma kuvveti arttığı için, yarış arabalarının tur zamanları azalmıştır, çünkü virajlara daha hızlı girebilmektedirler. Ancak sürücünün içinde bulunduğu gövdenin hareketleri oldukça rahatsız edici boyutlara gelmiştir. Yarış arabalarında sürücünün konforunun önemi olmadığı için, tasarımcılar bunu gözardı ederler.

10. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

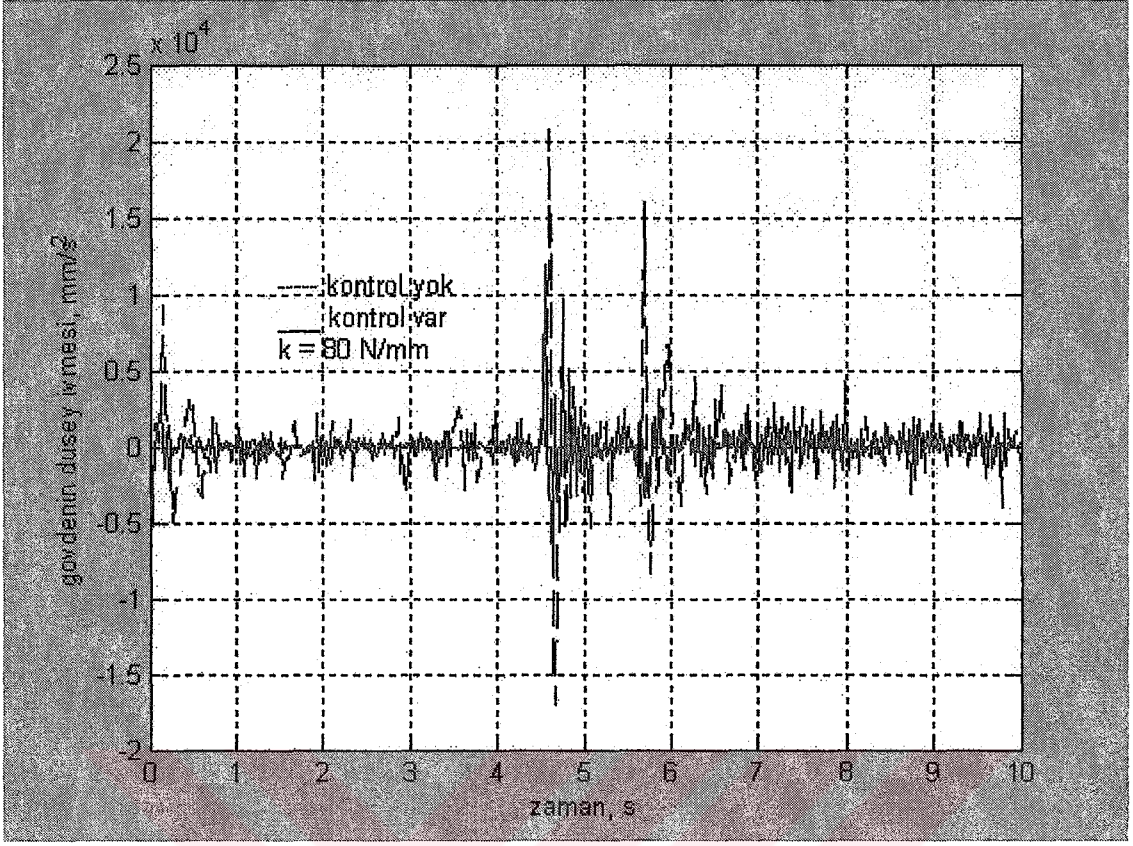
Titreşim genliklerini düşürmek için yedi ve çok serbestlik dereceli taşıt modellerine PID kontrol algoritması ile aktif kontrol uygulandı. Aynı zamanda iki serbestlik dereceli taşıt modeline sırayla LQR ve PID kontrol algoritmaları ile aktif kontrol uygulandı. İki ve yedi serbestlik dereceli sistemlerin basamak girişe verdikleri cevaplar, kontrol uygulanmamış ve kontrol uygulanmış olarak iki ayrı şekilde incelendi. Her iki sistemde de kontrolcülü durumda daha düşük titreşim genlikleri elde edildi. Ayrıca sürüş konforu için en önemli parametre olan düşük ivmelerin de elde edildiği görüldü.

Çok serbestlik dereceli sistemin ilk olarak basamak girişe verdiği cevaplar incelendi. Süspansiyon sisteminin yay katsayısı olarak önce yumuşak bir yay kullanıldı. Yumuşak yay yani düşük yay katsayılı yay kullanıldığı zaman taşıtın daha çok çöktüğü ancak titreşim ve ivme genliklerinin düşük olduğu gözlemlendi. Orta sertlikte bir yay kullanıldığı zaman, taşıtın daha az çöktüğü ancak titreşim ve ivme genliklerinin biraz arttığı gözlemlendi. Sert yay kullanıldığı zaman, taşıtın çok az çöktüğü, yol tutuş performansının arttığı ancak gövdenin titreşim ve ivme genliklerinin arttığı gözlemlendi.

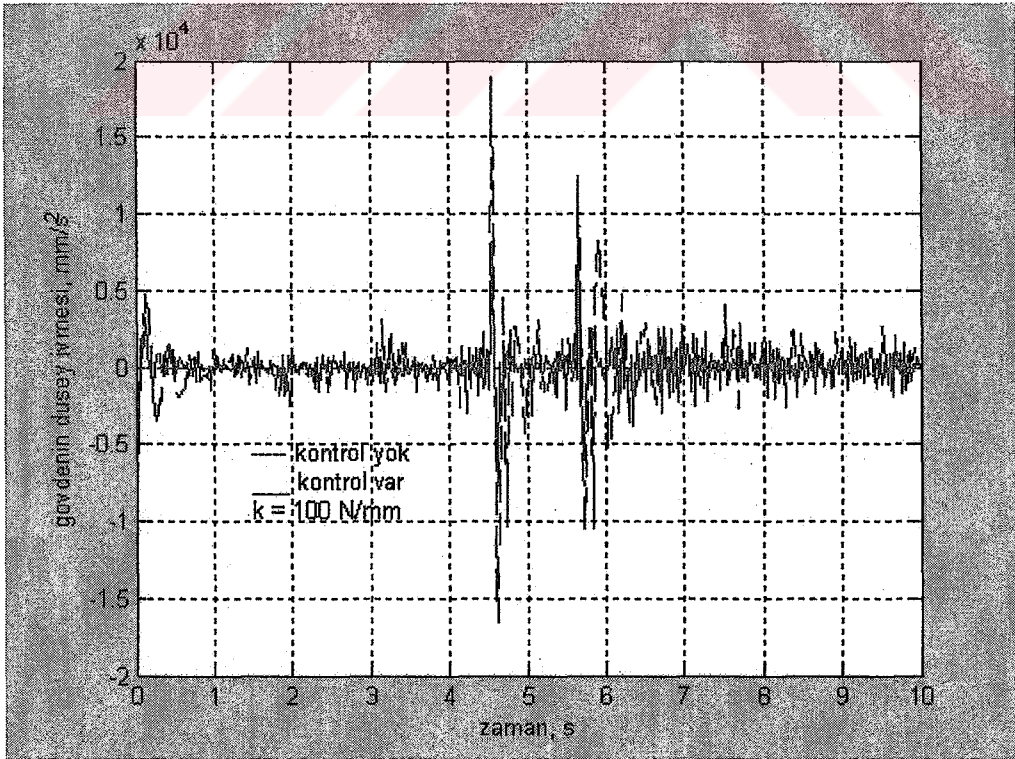
İkinci olarak çok serbestlik dereceli sisteme, şasi ve akslar arasına dört adet hidrolik silindir koymak suretiyle, aktif kontrol uygulandı. Kontrol algoritması olarak PID kontrol algoritması seçildi. Değişik kontrol parametreleriyle simülasyonlar yapılarak uygun kontrol katsayıları bulundu. Daha sonra değişik yay katsayıları kullanılarak simülasyonlar tekrarlandı. Gövdenin hareketlerinin kontrol edilmesi suretiyle titreşim ve ivme genliklerinin azaldığı gözlemlendi.



Şekil 10.1 İvme genliklerinin kontrolcülü ve kontrolcüsüz durumlardaki değişimi, 1.

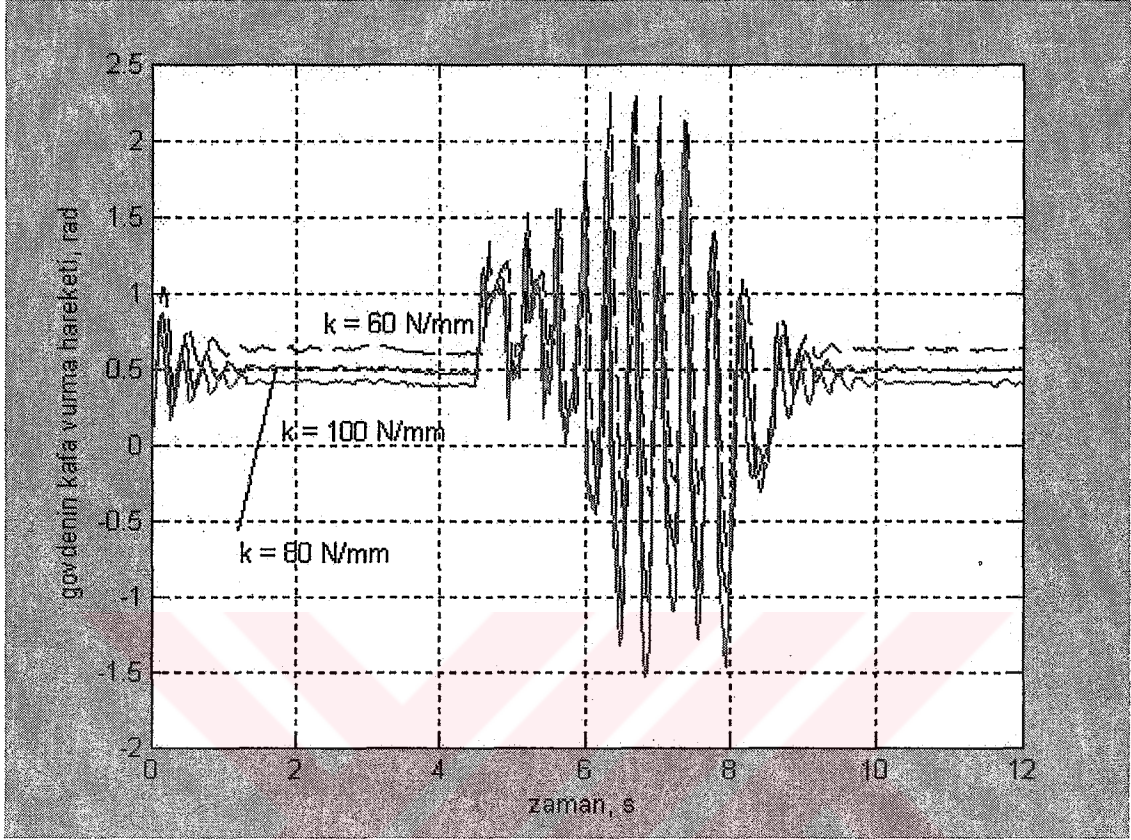


Şekil 10.2 İvme genliklerinin kontrolcülü ve kontrolcüsüz durumlardaki değişimi, 2.



Şekil 10.3 İvme genliklerinin kontrolcülü ve kontrolcüsüz durumlardaki değişimi, 3.

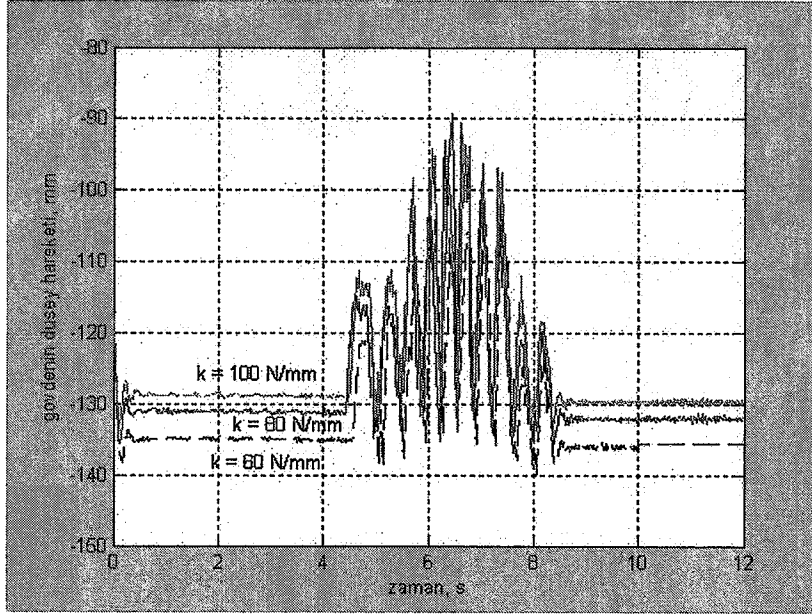
Üçüncü olarak çok serbestlik dereceli taşıt modelinin engebeli (düzensiz) bir yoldaki hareketi çeşitli kütleler ve çeşitli yay katsayıları kullanılarak incelendi.



Şekil 10.4 Yay katsayısının değişimiyle titreşim genliklerinde oluşan değişimler.

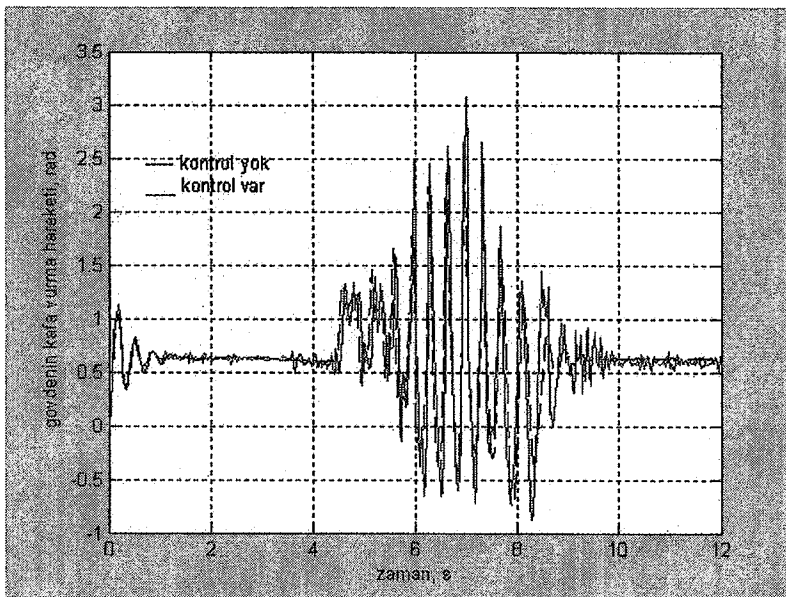
Yay katsayılarının artmasıyla yol tutuşunun da arttığı ancak sürüş konforunda azalma olduğu gözlemlendi. Engebeli yolda, taşıt ilerledikçe titreşim genliklerinin artmasının sebebi, taşıtın zaten titreşim hareketi yaparken, yoldan gelen zorlayıcı kuvvetle tekrar karşılaşmasıdır.

Dördüncü olarak, engebeli yolda ilerleyen çok serbestlik dereceli taşıta PID kontrol algoritmasından yararlanılarak aktif kontrol uygulandı. Titreşim genliklerinin azaldığı ve titreşim hareketinin daha kısa sürede sönümlendiği gözlemlendi.

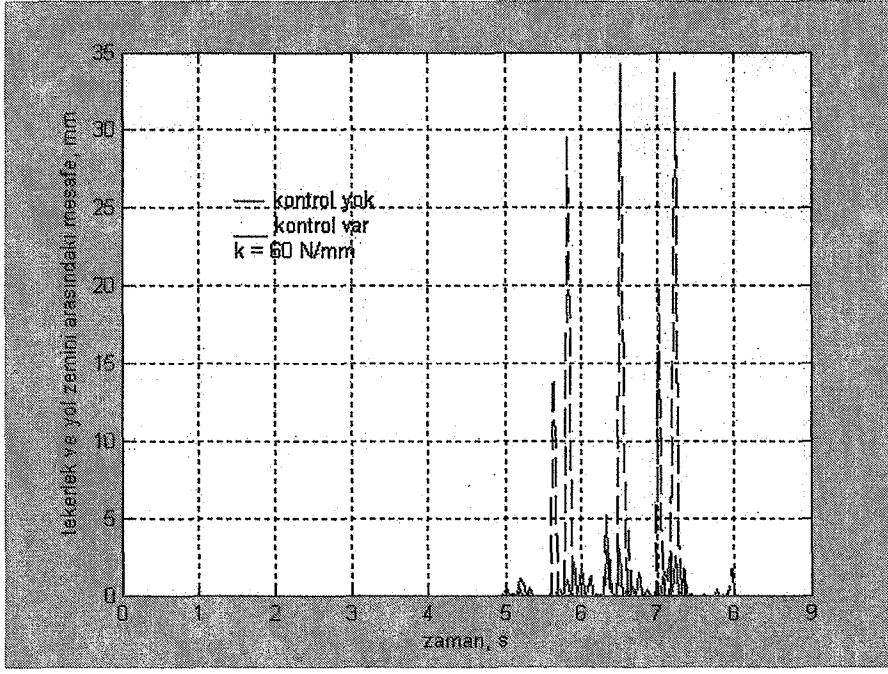


Şekil 10.5 Kontrol sonucu titreşim genliklerindeki değişim.

Son olarak da çok serbestlik dereceli taşıt, engebeli yolda ilerlerken, yol tutuş performansının artırılması denendi. Geri besleme olarak dinamik tekerlek basıncı kullanıldı. Taşıtın yolda emniyetle ilerleyebilmesi için daha önceden belirlenen dinamik tekerlek basıncıyla, mevcut dinamik tekerlek basıncı kıyaslandı ve hata PID kontrol algoritmasından yararlanılarak giderildi. Aktif kontrol elemanı olarak yine şasi ve aksların arasına yerleştirilmiş dört adet hidrolik silindirden yararlanıldı. Kontrol sonucu yol tutuş performansının arttığı ancak gövde hareketlerinin oldukça konforsuz bir hale geldikleri gözlemlendi.



Şekil 10.6 Kontrol sonucu gövdenin kafa vurma hareketindeki değişim.



Şekil 10.7 Kontrol sonucu tekerlek-yol temas ilişkisi arasındaki değişim.

Süspansiyon sisteminin yalpalamaya fazla izin vermemesinden dolayı, yalpalama hareketinin kontrolü ile ilgili bir çalışma yapılamadı. Bunun için yalpalamaya daha fazla izin veren MacPherson tipi bir süspansiyon sistemi kullanılarak simülasyon yapılabilir ve yalpalama hareketinin de kontrolü gerçekleştirilebilir. Aynı zamanda PID kontrol algoritmasından daha etkin olan bulanık mantık tipi kontrolcüler kullanılarak, sürüş konforu veya yol tutuş performanslarının artması sağlanabilir.

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.

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 3D 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.

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 Controllable Dampers", Vehicle System Dynamic, 149-165.

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, 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.

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

Güçlü, R. (2001), "Makina Dinamiği İki Ders Notları", Y.T.Ü., İstanbul.

Güneş, A. (1997), "Matlab for Windows", Türkmen Kitabevi, İstanbul.

Gillespie, T. (1992), "Fundamentals of Vehicle Dynamics", Society of Automotive Engineers, USA.

Harman, T. (1999), "Advanced Engineering Mathematics using Matlab", Brooks Cole, USA

Harman, T. (2003), "Mastering Simulink", Prentice Hall, USA.

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 3D Vehicle Models", Proc. of the American Control Conference, 2:1534-1541, Arizona, USA.
- 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.
- Kaya, F. (2003), "Titreşim Analizi Metodları Ders Notları", Y.T.Ü., İstanbul.
- Keş, S. (2003), "Çok Serbestlik Dereceli Taşıt Titreşimlerinin Aktif Kontrolü", Yüksek Lisans Tezi, Y.T.Ü., İstanbul.
- 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.
- Kyongsu, Y., Hendrich, K. (1993), "Dynamic Tire Force Control by Semi Active Suspension", Journal of Dynamic System Measurement and Control, September, 115:466-477.
- Li, K., Nagai, M. (1999), "Control and Evaluation of Active Suspension for MDOF Vehicle Model", JSAE Review, 20(3):343-348.
- Meirovitch, L. (2001), "Fundamentals of Vibrations", McGraw Hill, USA.
- Narayanan, S., Senthil, S. (1998), "Stochastic Optimal Active Control of a 2DOF Quarter Car Model with Non Linear Passive Suspension Elements", Journal of Sound and Vibration, 211(3):495-506.
- Ogata, K. (2001), "Modern Control Engineering", Prentice Hall, USA.
- Özlü, F. (1994), "Taşıt Titreşim Analizi, Doktora Tezi", İ.T.Ü., İstanbul.
- Paddan, G.S., Griffin, M.J. (2002), "Evaluation of Whole Body Vibration in Vehicles", Journal of Sound and Vibration, 253(1):195-213.
- Sharp, R.S., Wilson, D.A. (1990), "On Control Laws for Vehicle Suspension Accounting for Input Correlations", Vehicle System Dynamic, 19:353-363.
- Shigley, J. (2003), "Mechanical Engineering Design", McGraw Hill, USA.
- Staudt, W. (2000), "Motorlu Taşıt Tekniği", M.E.B., İstanbul.
- Tahralı, N. (2001), "Makina Dinamiği Ders Notları", Y.T.Ü., İstanbul.
- Toprak, T. (1999), "Mekanik Titreşimler", Birsen Yayınları, İstanbul.
- 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.
- Yoshimura, T., Nakaminami, K., Kurimoto, M., Hino, J. (1999), "Active Suspension of Passenger Cars Using Linear and Fuzzy Logic Controls", Control Eng. 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. (2002), "Taşıt Titreşimlerinin Aktif Kontrolü Ders Notları", Y.T.Ü., İstanbul.



ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 30.08.1979

Doğum yeri İstanbul

Lise 1990-1998 Özel Saint Joseph Fransız Lisesi

Lisans 1998-2002 Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fak.
Makina Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 2002-2004 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Müh. Anabilim Dalı, Mak. Teorisi Programı

Çalıştığı kurum

2003-2004 Yonca-Onuk Tersanesi

