

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**AKTİF SÜSPANSİYONLU BİR ÇEYREK ARAÇ
MODELİNİN GÖZLEMLEYİCİ İLE OPTİMAL
KONTROLÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Elektrik-Elektronik Müh. Dinçer MADEN

Enstitü Anabilim Dalı : ELEK-ELEKTRONİK MÜH.
Enstitü Bilim Dalı : ELEKTRİK
Tez Danışmanı : Doç.Dr. Ayhan ÖZDEMİR

Haziran 2012

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**AKTİF SÜSPANSİYONLU BİR ÇEYREK ARAÇ
MODELİNİN GÖZLEMLEYİCİ İLE OPTİMAL KONTROLÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Elektrik-Elektronik Müh. Dinçer MADEN

**Enstitü Anabilim Dalı : ELEKTRİK-ELEKTRONİK
MÜHENDİSLİĞİ**

Enstitü Bilim Dalı : ELEKTRİK MÜH.

Bu tez 21 / 06 /2012 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.

**Prof.Dr.Abdullah
FERİKOĞLU**

Jüri Başkanı



**Doç.Dr.Ayhan
ÖZDEMİR**

Üye



**Yrd.Doç.Dr.İrfan
YAZICI**

Üye



TEŐEKKÖR

Tezimi hazırlamam esnasında bana her zaman yol gösteren ve yardımlarını esirgemeyen değerli hocam Doç. Dr. Ayhan ÖZDEMİR'e çok teşekkür ederim. Ayrıca bana manevi desteğini esirgemeyen babam Yüksel MADEN' e saygılarımı sunarım.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	vi
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	ix
TABLolar LİSTESİ.....	xi
ÖZET.....	xii
SUMMARY.....	xiii

BÖLÜM 1.

GİRİŞ.....	1
1.1. Yol Titreşimlerinin İnsana Etkilerinin İncelenmesi.....	4
1.2. Süspansiyonlarda Kontrol Sistemlerinin İncelenmesi.....	5
1.3. Dinamik Taşıt Hareketleri.....	8
1.3.1. Yalpalama hareketi.....	8
1.3.2. Başvurma hareketi.....	9
1.3.3. Zıplama hareketi.....	9
1.4. Konfor ve Güvenlik Gereksinimleri.....	9

BÖLÜM 2.

SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ.....	11
2.1. Pasif Süspansiyon Sistemleri.....	12
2.2. Yarı Aktif Süspansiyon Sistemleri.....	13
2.2.1. MR Damperlerin uygulaması.....	14
2.2.2 ER damperler.....	15
2.3. Tam Aktif Süspansiyonlar.....	15

BÖLÜM 3.

SİSTEMİN MODELLENMESİ	17
3.1. Sistem Türleri.....	19
3.2. Çeyrek Araç Modeli.....	20
3.2.1. Lagrange metodu.....	20
3.2.2. Lagrange metodunun çeyrek araç modeline uygulanışı.....	22
3.2.3. Sistemin ayrık zaman modeli.....	27

BÖLÜM 4.

KONTROL SİSTEMLERİ ve UYGULANMALARI	30
4.1. Kontrol Kavramı.....	30
4.2. Kontrol Sistemi Türleri.....	32
4.2.1. Açık çevrim kontrol sistemi	33
4.2.2. Kapalı çevrim kontrol sistemi	33
4.2.3. Transfer fonksiyonu analizi.....	33
4.2.4. Durum uzayı analizi ve modelleme	34
4.3. Durum Geri Besleme ve Durum Geçiş Matrisleri Kavramı.....	37
4.3.1. Sürekli zamanda durum geçiş matrisinin elde edilmesi.....	38
4.3.2. Ayrık zamanda durum geçiş matrisinin elde edilmesi.....	38
4.4. Lineer Durum Geri Besleme Metodu.....	40
4.4.1. Ackerman yöntemi.....	45
4.5. Durum Gözleyici (Kestiriciler).....	45
4.5.1. Luenberger gözleyici.....	46
4.5.2. Bass-Gura yöntemi.....	49
4.6. Lineer Quadratik Regülatör Tasarımı ve Optimal Kontrol.....	50
4.6.1. Quadratik kazanç faktörü.....	52
4.7. Optimal Gözlemleyici Kontrolör Tasarımı.....	54

BÖLÜM 5.

SİMÜLASYON SONUÇLARI ve ANALİZİ.....	56
5.1. Simülasyon Parametrelerinin Belirlenmesi.....	56
5.2. Durum Geri Besleme Kontrolcü Simülasyonu.....	59
5.3. Durum Gözleyici Simülasyonu ve Cevabı.....	60

5.4. Optimal Gözleyici Kontrolcü Modellenmesi.....	63
BÖLÜM 5.	
DEĞERLENDİRME ve SONUÇLAR.....	67
KAYNAKLAR.....	69
ÖZGEÇMİŞ.....	71

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

- x_1 : Aks kütlesinin düşey yer değıştirmesi,
 x_2 : Gövdenin düşey yer değıştirmesi .
 c : Pasif sönümleyici sabiti,
 k_1 : Tekerlek yaylanmasını temsil eden sertlik katsayısı
 k_2 : Süspansiyon ile aks arasına yerleştirilmiş yayın sertlik katsayısıdır.
 f : Aktif süspansiyon kuvveti
 F : Toplam kuvvet
 R^n : Reel sayılar kümesi
 $r(t)$: Lineer system girişı
 b_m : Transfer fonksiyonu pay katsayısı
 a_n : Transfer fonksiyonu payda katsayısı
 $G(s)$: Transfer fonksiyonu eşitliği
 $J(n)$: Maliyet fonksiyonu
 $A(t)$: Sürekli zamanda durum matrisi
 $B(t)$: Sürekli zamanda giriş matrisi
 $C(t)$: Sürekli zamanda çıkış matrisi
 $D(t)$: Sürekli zamanda doğrudan geçiş matrisi
 $e(t)$: Sürekli zamanda hata ifadesi
 $\emptyset(t)$: Sürekli zamanda durum geçiş matrisi
 T : Örnekleme Periyodu
 $Z^{-1} I$: Ayrık zaman integral operatörü
 $A(k)$: Ayrık zamanda durum matrisi
 $B(k)$: Ayrık zamanda giriş matrisi
 $C(k)$: Ayrık zamanda çıkış matrisi
 $e(k)$: Ayrık zamanda hata ifadesi
 \hat{A} : Gözleyici durum matrisi
 \hat{B} : Gözleyici giriş matrisi
 $\hat{X}(k)$: Gözleyici durum değışkenleri

- $\hat{e}(k)$: Gözleyici hata ifadesi
 w : Bass-Gura üst üçgen matrisi
 \hat{a} : İstenen karakteristik denklem katsayıları
 G : Seçilen sistemin ayrık durum matrisi
 H : Seçilen sistemin ayrık giriş matrisi
 $U(t)$: Sürekli zamanda sistem girişleri
 $X(t)$: Sürekli zamanda sistem durumları
 $\dot{x}(t)$: Sürekli zamanda durum değişkenlerinin türevi
 $y(t)$: Sürekli zamanda sistem çıkışları
 $U(k)$: Ayrık zamanda sistem girişleri
 $X(k)$: Ayrık zamanda sistem durumları
 $X(k+1)$: Ayrık zamanda durum değişkeni türevi
 $y(k)$: Ayrık zamanda sistem çıkışları
 \hat{y} : Gözleyici çıkışı
 Z_1 : İlgili sistemin 1. durum değişkeni
 Z_2 : İlgili sistemin 2. durum değişkeni
 Z_3 : İlgili sistemin 3. durum değişkeni
 Z_4 : İlgili sistemin 4. durum değişkeni
 G_p : Kontrol edilen proses
 R : Skaler ağırlıklandırma faktörü
 Q : Durum matrisi ağırlıklandırma faktörü
 θ : Genelleştirilmiş koordinat eksenini
 K_i : Toplamdaki Kinetik Enerji
 P_i : Toplamdaki Potansiyel Enerji
 Q_i : Genelleştirilmiş Kuvvet
 q_i : Genelleştirilmiş Koordinat
 D : Toplam Sönümlenme Enerjisi
 K : Geri besleme kazanç katsayıları matrisi
 K_{op} : Optimal kazanç katsayısı
 P : Kesin pozitif tanımlı hermityen matris
 L : Luenberger gözleyici katsayıları matrisi
 O : Gözlenebilirlik matrisi
 S : Kontrol edilebilirlik matrisi

- $P(z)$: Sistem karakteristik denklemi
 $\widehat{P}(z)$: Elde edilmek istenen karakteristik denklem
 λ_n : Sistem özdeğerleri
 $\widehat{\lambda}_n$: Gözleyici öz değerleri
Hz : Hertz frekans birimi
LQR : Lineer kuadratik regülatör
ZOH : Sıfır mertebeden tutucu
DSP : Sayısal işaret işleyici
ADC : Analog dijital dönüştürücü
DAC : Dijital analog dönüştürücü
SAE : Society of automotive engineers
MR : Magnetorheolojik damper
ER : Elektrorheolojik damper
KPa : Kilo pascal

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1.	Titreşimlerin insan vücuduna aktarıldığı yüzeyler.....	5
Şekil 1.2.	Dinamik taşıt hareketleri.....	8
Şekil 2.3.	Amortisör ve helezon yaylardan oluşan süspansiyon sistemleri..	11
Şekil 2.4.	Pasif süspansiyon sisteminde çeyrek taşıt modeli.....	12
Şekil 2.5.	Yarı aktif süspansiyon sisteminli çeyrek taşıt modeli.....	13
Şekil 2.6.	MR Damperde sıvı mekanizması.....	14
Şekil 2.7.	Teleskopik silindir biçimli MR damper.....	14
Şekil 2.8.	Çeyrek araç modelinde tam aktif süspansiyon şeması.....	16
Şekil 3.1.	Modelleme akış diyagramı.....	18
Şekil 3.2.	Koordinat sisteminde serbestlik derecesi örneği.....	21
Şekil 3.3.	Sistemin birim basamak cevabı.....	26
Şekil 3.4.	Mevcut sistemin simülasyon modelinin şeması.....	27
Şekil 3.5.	Örnek bir ayrık zamanlı sistem.....	28
Şekil 3.6.	Bir sistemin ayrık zaman formuna geçiş şeması.....	28
Şekil 3.7.	Sıfır dereceden tutucu örnek sinyali.....	28
Şekil 3.8.	Ayrık birim basamak cevabı.....	29
Şekil 4.1.	Basit bir kontrol sistemi blok diyagramı.....	32
Şekil 4.2.	Kontrol edilen sistem.....	32
Şekil 4.3.	Çok girişli ve çok çıkışlı sistemlerde durum uzayı gösterimi.....	34
Şekil 4.4.	Sistemlerin durum uzay formu.....	35
Şekil 4.5.	Ayrık sistemlerde durum uzayı analizi.....	36
Şekil 4.6.	Durum geri beslemeli sistem.....	37
Şekil 4.7.	Durum geri beslemeli sistem şeması.....	41
Şekil 4.8.	Durum geri besleme.....	41
Şekil 4.9.	Lineer durum geri-besleme kuralı ile kapalı çevrim sistem.....	42
Şekil 4.10.	Sistem ve gözleyicinin basitleştirilmiş gösterimi.....	47

Şekil 4.11.	Gözleyici durum denkleminde ait sayısal diyagramı.....	48
Şekil 4.12.	Gözlemleyici kontrolör şeması.....	55
Şekil 5.1.	Sistemin ayrı zaman simülasyon diyagramı.....	56
Şekil 5.2.	Yol bozucu girişi.....	57
Şekil 5.3.	Simülasyon diyagramı cevabı.....	57
Şekil 5.4.	Durum uzayı cevabı.....	58
Şekil 5.5.	Durum geri besleme simülasyon diyagramı.....	59
Şekil 5.6.	Yol girişi ve sistem cevabı.....	59
Şekil 5.7.	Gerçek sistemle gözleyicinin aynı anda modellenmesi.....	60
Şekil 5.8.	Üçüncü durum değişkeninin gözlenme hızı.....	61
Şekil 5.9.	Gözleyici cevabı.....	61
Şekil 5.10.	Gözlenen sistem cevabı.....	62
Şekil 5.11.	Optimal gözleyici kontrol ve diğerlerinin cevabı.....	63
Şekil 5.12.	Optimal gözleyici cevabı ve yol giriş sinyali.....	63
Şekil 5.13.	Optimal gözleyici çukurlu yol cevabı.....	64

TABLULAR LİSTESİ

Tablo 3.1.	Çeyrek araç model parametreleri.....	24
Tablo 4.1.	Sistemin öz değerleri.....	46
Tablo 4.2.	Sistemin ulaşması istenen kökler.....	47

ÖZET

Anahtar Kelimeler: Aktif Süspansiyon Sistemi, Durum Geri Besleme, Luenberger Gözlemleyici, Optimal Kontrol,

Günümüzde artan ulaşım talepleri, teknik ve teknolojiye yaşanan önemli gelişmeler otomotiv sektöründe önemli bir büyümeye sebep olmuştur. Buna yol şartlarında yaşanan iyileşmeler de eklenince sürüş güvenliği ve konfor kavramları büyük önem kazanmışlardır. Araçların yol tutuşu, frenleme ve konfor için titreşimlerin bastırılmasında süspansiyonların ve kontrollerinin önemi tartışılmazdır.

Bu çalışmada pasif, yarı aktif ve tam aktif süspansiyonlara değinilmiş ve ¼ araç modeli üzerinde tam aktif süspansiyonun durum uzay modellemesi yapılmıştır. Sistemin kararlılık, gözlenebilirlik ve kontrol edilebilirlik analizi yapılmış ardından önceden belirlenen kök değerlerine durum geri besleme katsayıları hesaplanarak getirilmiştir. Durum geri besleme katsayıları optimal kontrol stratejileri kullanılarak iyileştirilmiştir. Durum geri besleme yapılması için sistem çıkışından durum ölçümleri her zaman yapılamayabilir. Bu tür durumlarda sistemin giriş ve çıkışını izleyerek durum değişkenlerini hesaplayan luenberger gözleyici kullanılmaktadır. Bu gözleyicinin çıkış katsayıları daha önceden optimal kontrol stratejisiyle belirlenen katsayılar seçilerek optimal gözlemleyici kontrol sistemi tasarlanmıştır. Sistem MATLAB/SIMULİNK ortamında modellenerek bozucu yol girişi uygulanmış ve sistem cevabı incelenmiştir. Sonuç olarak tasarlanan kontrolör iyi bir performans göstermiştir.

OPTIMAL OBSERVER CONTROL OF QUARTER CAR MODEL WITH ACTIVE SUSPENSION

SUMMARY

Key Words: Active Suspension System, State Feedback, Luenberger Observer, Optimal Control

Transportation demands for today has led to a significant growth in automotive industry as a results of technological developements. Moreover, improved road conditions helped driving safety and comfortability gained considerable importance. It is fact that suspension and proper control strategy play major role in minimization of mechanical vibration for vechicle traction, braking and comfort. Passive, semi active and full active techniques are partially studied fort his investigation and state space modelling strategy was implemented on the ¼ vechile model The system was analysed in terms of its stability, observatibility and controlability and next it was fixed to predetermined root values after calculating state feedback coeffiecients. These state feedback coefficients were then improved by optimal control strategies. State measurements of a system output may not be possible for state feedback all the time. In this case, Luenberger observatory was employed to compute state variables through observing system inputs and outputs. For output coefficients of this observer, the optimal control system was designed by choosing the coefficients previously determined by optimal control strategy. The proposed system was modelled in MATLAB/SIMULINK environment by applying disturbance road input and system output was observed.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Karayolu ile ulaşımın başladığı dönemlerden beri, gerek içten yanmalı veya elektrik tahrikiyle çalışan; gerekse bir canlının kas gücüyle hareket ettirilen araçlarda iki önemli sorun ortaya çıkmıştır. Bunlar sürüş konforu ve güvenliği olarak tanımlanmaktadır. Teknik ve teknolojideki hızlı gelişim süreci ile birlikte karayolu inşasında önemli aşamaların kaydedilmesi ulaşımı oldukça hızlandırmış ve bu problemlerin önemli birer mühendislik konusu olarak incelenmesini zorunlu kılmıştır. Ayrıca marka rekabetinin yoğun bir şekilde yaşandığı otomotiv piyasasında konfor ve güvenlik unsurları pazarlama ve yatırım için oldukça önemli birer unsur olmuşlardır.

Seyir halindeki bir taşıt motor, şaft, vites kutusu gibi kendinden kaynaklı titreşimlere ek olarak rüzgar ve bozuk yol zemini şartlarından oluşan titreşimlere maruz kalmaktadır. Araç içi dinamiklerden oluşan titreşim frekansının 1 Hz civarında olduğu tespit edilmiştir [1]. Diğerlerine oranla en büyük problem kaynağı yol kusurlarından dolayı oluşan mekanik salınımlardır. Bu titreşimler zaman içerisinde yürüyen aksam aşınmalarına, araç lastiğinin yola temasının kesilebileceği durumlarda savrulmalara ve aracın kararlı bir frenleme yapamama durumlarına sebep olabileceği gibi günümüzde önemli bir müşteri talebi olan konfor konusunda önemli bir sorun teşkil etmektedir. Uzun seyahat süreleri göz önüne alındığında insan sağlığını olumsuz etkileyebilecek yol kökenli bu titreşimlerin kısa sürede güvenli bir biçimde sönümlenmesi gerekmektedir.

Titreşimlerin sönmölenebilmesi için önce lastik dolgu tekerleklerin yerini hava ile şişirilmiş tekerlekler almış fakat pürüzlü yol titreşimlerini absorbe etmekte yetersiz kalındığı için yay ve amortisör gibi ek mekanik donanımlara gerek duyulmuştur. Bu donanımların sistematik olarak bir araya getirilmiş; tekerlek, aks ve gövdeyi sırasıyla birbirine bağlayan yapıya süspansiyon denilmektedir. Süspansiyon sistemleri en genel haliyle yay ve içerisinde belirli bir viskositeye sahip sıvı bulduran damperden oluşmaktadır. Yoldan gelmesi muhtemel darbelerin oluşturacağı kinetik enerji süspansiyonlarda önce yayların sıkışması ile potansiyel enerjiye dönüşmektedir. Daha sonra bu enerji silindirik biçimli damper içerisinde sıvının yer değiştirmesi ile ısı enerjisi olarak uzaklaştırılır[2].

Süspansiyonlar pasif, yarı aktif ve tam aktif olmak üzere üç sınıfta incelenebilirler. Pasif süspansiyon amortisör ve sabit akışkanlıklı damperlerden oluşur. Kontrol algoritmalarının genelde uyarlanabildiği süspansiyonlar ise yarı aktif ve aktif süspansiyonlardır. Pasif süspansiyon sisteminde amortisör ve helezon yayların kullanılması, sisteme yumuşaklık ve esneklik kazandırmasına rağmen salınımların önlenmesinde yetersiz kalmıştır. Bu yüzden parametreleri belirlenmiş sistemin dinamik olarak kontrol edilmesine gereksinim duyulmaktadır. Bu alanda PID kontrolör, Skyhook kontrol, Bulanık Mantık Kontrolü, H_{∞} Kontrol gibi kontrol sistemleri uygulanmıştır. Ancak değişken model parametreleri, hidrolik, pnömatik, servo sistemli elektriksel tahrik gücü, sistem cevabının ölçülmesi için sensörlerin kullanılması aktif ve yarı aktif süspansiyonların kontrolünü karmaşıktırıştırır. Bu sebeplerden ötürü durum değişkeni analizi gerektiren modern kontrol sistemlerine ihtiyaç duyulmaktadır.

Çeyrek araç modellenli sistemlerin dinamik denklemlerinden hız, ivme, konum gibi durum değişkenleri bilinmeli ve bunlar üzerinden kontrol algoritmaları geliştirilmelidir. Ulaşılması istenen performans ölçütleri için modern kontrol sistemlerinden durum geri besleme kontrolü için durum değişkenleri belirli katsayılarla ilişkilendirilip referans girişe uygulanmaktadır. Sistem cevabının hızı, aşımı, sönümlenme oranı gibi ölçütlerin iyileştirilmesi için bu katsayılar üzerinde optimizasyon hesaplamaları yapılarak yeniden belirlenmesi işlemine lineer optimal kontrol adı verilmektedir. Güncellenen geri besleme katsayıları dinamik davranışı araştırılan sisteme uyarlanarak kontrol işlemi gerçekleştirilmiş olur. Eğer sistem cevabı yeterince iyi değilse optimizasyon hesaplamaları ağırlık faktörleri değiştirilerek yeniden yapılır ve yeni geri besleme katsayıları tayin edilmiş olur[3].

Her ne kadar yukarıda belirtildiği gibi sistemlerin dinamik durum değişkenlerine ihtiyaç duyulsa da çoğu karmaşık sistemlerde sensör konumlandırma, ölçüm hassasiyetinin yeterince sağlanamaması ve ölçüm kalibrasyonu yapılamaması gibi problemlerden ötürü durum değişkenleri kısmen tayin edilemezler. İşte böylesi durumlarda sistemlerin dinamik modellerinin simülasyonu yapılarak bilgisayar, DSP (Dijital Signal Prosesor), mikro denetleyici gibi bir sayısal işaret işleme ünitesine verilirler. Sistemlerin cevap hızından çok daha seri çalışmak zorunda olan bu üniteler, ölçülebilen durum değişkenlerinin uygun bir ADC (Analog Digital Converter) katından geçirilerek sayısal işaretlere dönüşmüş halini işlerler. Mevcut olan simülasyon modeli sayesinde sayısal ortamda diğer durum değişkenleri de hesaplanabilmektedir.

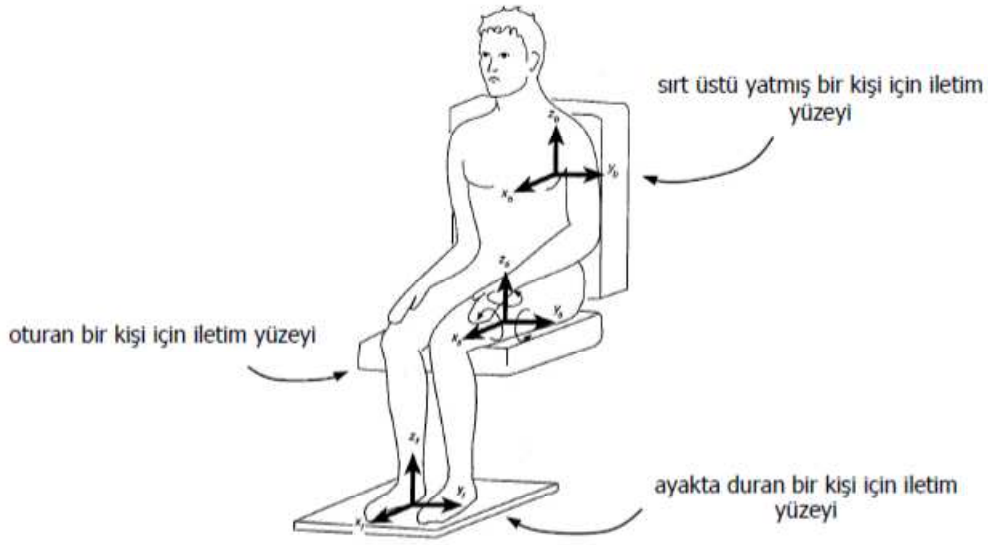
Durum uzayı analizi sonucunda durum gözlenebilir bir sistem olduğu anlaşılan sistemlerde yukarıda anlatılan sayısal sistemler sayesinde durum değişkeni gözlemleri yapılmaktadır[4]. Hesaplanan bu durum değişkenleri geri besleme katsayılarıyla sayısal olarak ilişkilendirilip DAC (Digital Analog Converter) katından ve güç sinyali katından geçirilerek gerçek sistemin kontrolünün yapılması sağlanır. Bu işleme durum gözleyici kontrol denilmektedir.

Bu çalışmada amaçlanan, sistemlerin durum değişkenlerinin tamamının ölçülemediği varsayımıyla durum gözleyici kontrolü gerçekleştirmektir. Esasen bahsettiğimiz geri besleme kazanç katsayıları istenen performans ölçütlerince optimize edilerek sisteme uyarlanmaları sağlanıp hedeflenen optimal gözleyici kontrolörü bu şekilde tasarlanacaktır. Bunun için MATLAB/SIMULINK ortamında sistem simülasyonu elde edilerek; sistem tepki hızı için yeterli bir örnekleme frekansı ve ZOH (sıfır mertebeden tutucu) yardımıyla sayısal hale dönüştürülen modelin gözleyicisi ve modelin kendisi kullanılmaktadır. İleride bahsedilecek olan performans indeksi minimizasyonu ile optimize edilen kazanç katsayıları simülasyon diyagramına yerleştirilip kontrol üzerindeki etkisi gözlenmiştir.

1.1. Yol Titreşimlerinin İnsana Etkilerinin İncelenmesi

Bilinen ilk çalışma Janeway kriterleri olarak bilinen konfor parametrelerini koyan Janeway(1975) [5] yılında yapmıştır. Tek bir bileşene sahip düşey etki gösteren ve sinusoidal etki yapan titreşimler için sınır değerleri grafiksel olarak ortaya koymuştur. Kriterleri SAE (Society of Automotive Engineers) tarafından da onay görmüştür.

Bu konuda Yang 2001,[6] yaptığı çalışmada Şekil 1.1'de gösterilen yol titreşimlerinin insana temasının insan üzerinde yaptığı biyolojik ve psikolojik tahribatı ele almış ve bu etkinin kaynağını, çok farklı yönlerden oluşabilecek farklı genliktaki titreşim dalgalarının zaman zaman rezonans frekansına girilmesi olarak göstermiştir.



Şekil 1.1. Titreşimlerin insan vücuduna aktarıldığı yüzeyler (Griffin2001)

Griffin 2001,[7] harmonik analizine benzer bir çalışmayla insan vücuduna etki eden titreşimlerin esas bileşenlerini tespit etmeye çalışmıştır. Belirlediği frekans aralıkları ile maksimum etkiyi ortaya koyarak insan vücudunun hassas olduğu frekans değerini rezonans frekansı olarak tanımlamıştır.

1.2. Süspansiyonlarda Kontrol Sistemlerinin İncelenmesi

Tamamı pasif süspansiyon elemanlarından oluşmuş, dört serbestlik derecesi baz alınarak yön verici ve kompensatör den oluşan sistemin tasarımı Giua tarafından gerçekleştirilmiştir[2]. Çalışmalar aks ve gövde arasındaki sıkışmayı sınırlayan bir kontrol kuvveti üretimine dayanmaktadır. Bu kontrol kuvvetinin tekerleklere verilen kuvvetten daha az olarak sınırlandırılması kabul edilmektedir. İki serbestlik dereceli durum denklem matrisi Yağız N Yüksek [8] tarafından hesaplanmış ve bir çok çalışmaya temel teşkil etmiştir. Performans indeksi ve birim yol girişine karşı en uygun kontrol matrisi hesabına yer vermiştir.

Literatürde sık karşılaşılan kontrol yöntemlerinin biri de skyhook kontrol yöntemidir. Aracın gövdesiyle senkronize hareket ettiği varsayılan ve havaya asılı soyut bir süspansiyon varlığını kabul eden bir kontrol yöntemidir. Benzer bir şekilde yerden varsayımsal bir kanca ile tutturulmuş süspansiyon sistemi groundhook olarak bilinmektedir. Böyle bir uygulama pratikte ancak taşıt gövdesiyle tekerlek sistemi arasına yerleştirilen bir sönümleyici vasıtasıyla sağlanmakta ve adeta taşıt hareketinin yoldan bağımsızmış gibi davrandığı düşünülmektedir [9].

Yarı aktif süspansiyonlar için değişken sönümleme parametrelerinde çalışması ön görülen kontrolcüler kullanılmaktadır. Böyle bir kontrolcü için Emura ve arkadaşları 1994 [3] damperin pistonuna step motorun rotorunu bağlayarak değişken bir sönümleme katsayısı elde etmiştir. Bu step motor dönüş turu yaptığı silindir içerisindeki akışkan miktarını değiştirerek sert veya yumuşak bir karakter kazandırmaktadır. Aradaki geçiş değerlerini yumuşatmayı planlayan Teramura ve arkadaşları 1997 [10] farklı bir yöntem geliştirerek araç gövdesi hızlanmalarını daha da düşürmüşlerdir.

Wang ve arkadaşları non-lineer kontrol yaklaşımıyla süspansiyon sistemi modellemiş ve yapay sinir ağlarının Taylor serisi yöntemiyle eğitilmeleri sağlanmıştır[11]. Gang ve arkadaşları ise harici kuvvet gerektirmeyen yarı aktif süspansiyon sistemlerinde damper içindeki sıvının akışkanlığını elektromanyetik alan ile değiştirebilecek MR Damper olarak bilinen magnetorheolojik sönümleyici sistem üzerine çalışmışlardır [12].

Yao ve arkadaşları Bouc-Wen olarak bilinen damperin akışkanını ve mimarisini nitelikli bir şekilde tanımlayan matematiksel modeli kullanarak yarı aktif kontrol uygulamasını hem deneysel açıdan hem de MATLAB simülasyonu ortamında incelemiş ve sonuçları kıyaslamıştır.[13]

Choi ve arkadaşları ER (elektrorheolojik) sönümleyiciyi yarı aktif süspansiyon sisteminde kullanmışlardır. Elde edilen bulgular pasif süspansiyon sistemiyle deneysel açıdan kıyaslanarak salınımların oldukça azaldığını ve sistemin konforunun iyileştiğini gözlemlemişlerdir [14].

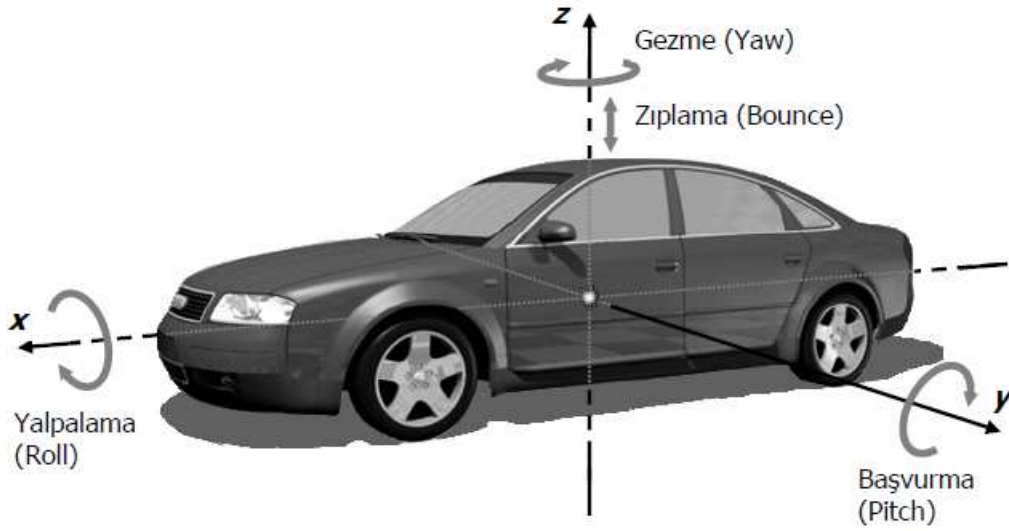
Aktif süspansiyon sistemlerinin kullanımı taşıtlarda harici kuvvet üretebilen ünitelerin geliştirilmesiyle birlikte yarı aktif süspansiyon sistemlerinin handikapları giderilmeye çalışılmıştır. İlk ticari uygulaması seksenli yıllara dayanmaktadır. Bir İngiliz otomobil firması olan Lotus tarafından üretildiği bilinmektedir [15]. Iserman (1996) yılında yaptığı çalışmada aktif süspansiyonları kullanılan malzemelerine göre (Hidrolik, Pnömatik, Piezzo-elektrik vs.) sınıflandırmıştır.

Demerdash ve arkadaşları 1998 yılında pnömatik bir sistemin hava tahliye ünitelerini kullanan ve ön tekerlekten aldıkları yol bilgilerini arka tekerleklerin kontrolünde kullanan bir algoritma geliştirmişlerdir [16]. Chen ve Huang aktif süspansiyon sistemli bir çeyrek taşıt modeline modelden bağımsız adaptif kayan kipli bir kontrol uyarlamışlardır. Önerilerinin kararlılık incelemesinde Lyapunov kararlılık analizini yapmış ve olumlu sonuçlar elde etmişlerdir [17]. Yoshimura ve arkadaşları ise çeyrek araç modelini bir laboratuvar ortamında test düzeneği şeklinde oluşturarak kayan kipli kontrol uygulaması gerçekleştirmiş ve olumlu sonuçlar elde etmişlerdir [18]. Kuo 1999 yılında yaptığı bir çalışmada hidrolik bir sistem kullanmıştır. Bu sistemin üreteceği kontrol kuvveti ise bulanık mantık ve genetik algoritmalar diye bilinen bir optimizasyon yöntemiyle ideal düzeye getirilmiştir [19].

Donahue kullandığı kontrol sistemini model tahminleyici kontrol olarak tanımlamış ve konfor verileri açısından sistemi ele alarak farklı kontrol yöntemleriyle kıyas yapmıştır [20].

1.3. Dinamik Taşıt Hareketleri

Gerek araç dinamikleri gerekse diğer süspansiyon sistemleriyle dinamik etkileşimden dolayı bir araç merkezi kartezyen koordinat sisteminde düşünülürse Şekil 1.2 [1]'deki gibi hareketlenmeler gösterecektir. Bu hareketlenmelerin başlıcaları aşağıda açıklandığı gibidir.



Şekil 1.2. Dinamik taşıt hareketleri

1.3.1. Yalpalama Hareketi

Taşıtın önüne ani bir engel çıkması neticesinde, virajlı bir yola girildiğinde veya şerit değiştirmesi gereken durumlarda Şekil 1.2'de görülen X eksenini merkezli ok doğrultusunda belirli bir süre hareketlenme göstermesine denir.

1.3.2. Başvurma Hareketi

Taşıtın Şekil 1.2’de görülen Y eksenini etrafındaki ok doğrultusunda ani frenleme veya kalkış anında şahlanma hareketi olarak da bilinen hareketi neticesinde ön ve arka süspansiyonlara aniden yük binmesi hareketine denir.

1.3.3. Zıplama Hareketi

Taşıtın Şekil 1.2’de gösterilen Z eksenini boyunca gösterdiği hareketlenmedir. Bu çalışma açısından en çok ilgilendiğimiz düşey eksenli ve yol zemini bozukluklarından kaynaklanan titreşim hareketine denir. Seyir konforunu ve güvenliğini en çok etkileyen bir titreşim durumudur. Süspansiyonların en önemli işlevlerini bu hareketi önlemek için yerine getirirler.

1.4. Konfor ve Güvenlik Gereksinimleri

En genel haliyle konfor seyahat ve sürüş konforu gibi iki göreceli başlık altında toplanıp incelenebilir.

Sürüş konforu: kavramı sürücünün sadece oturmuş pozisyonu ve seyahatinin rahat olması değil aynı zamanda hızlanma ve frenleme gibi durumlar gerektiğinde araçtan beklenen tepkilerin karşılanabilirliği olarak tanımlanabilir. Yol çukurları ve tümsekler ile karşılaşıldığında tekerleklerin yoldan ayrılmaması, aks kısmının gövdeye fazla yaklaşmayarak ya da gövdeden fazla uzaklaşmayarak araç kararlılığını bozmaması beklentiler arasındadır.

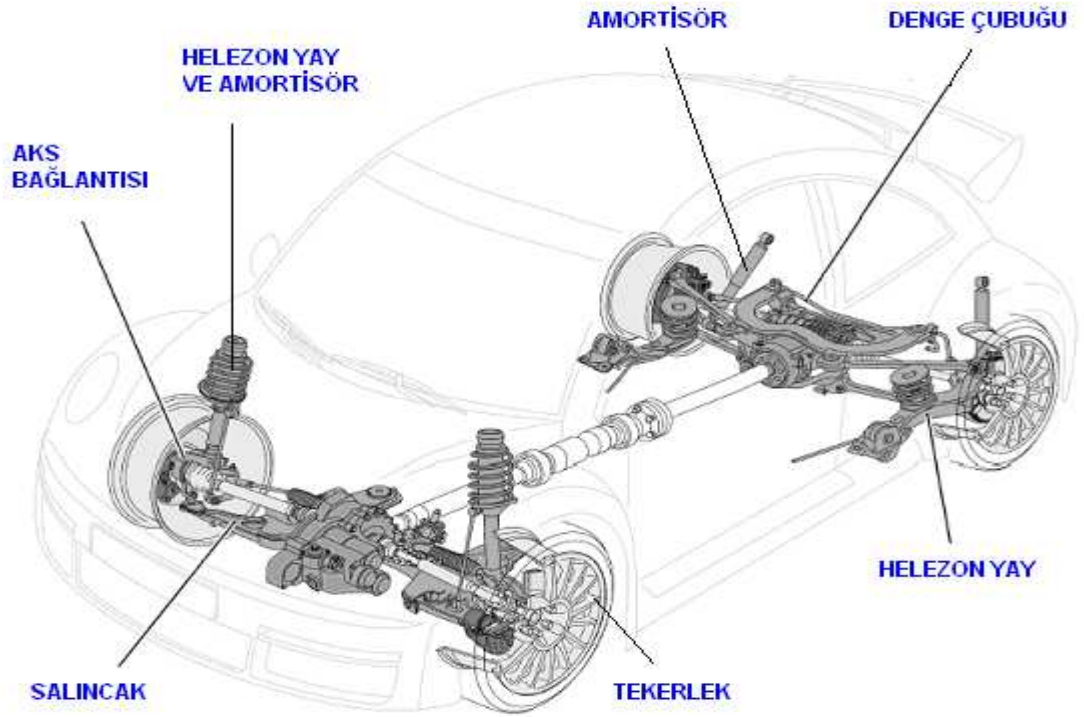
Seyahat konforu: Seyahat konforu seyir halindeki aracın yolcularının yoldan gelecek şok dalgalarına en az maruz kalacak durumun yaratılmasıyla beraber dinamik taşıt hareketlerinden doğacak yalpalama, savrulma gibi durumlardan en az etkilenir ortamın elde edilmesidir. Süspansiyon salınımlarının tepe değerleri yavaşça düşürülmeli ve gereken zaman sınırı tayin edilmelidir.

Güvenlik: Sürüş güvenliği olması muhtemel her türlü savrulma, yoldan çıkma, çarpma, takla atma gibi istenmeyen durumların önüne geçebilmek için yol tutuş mekanizmasının iyileştirilmesidir. Bu konuda süspansiyonların hayati rolü tartışılmazdır.

Yapılan incelemeler maksimum ve ortalama salınım değerlerinin ayrı ayrı kontrolü üzerinedir. Bu durum için yeterli miktarda kontrol kuvveti üretilmeli ve sınırlandırılmalıdır.

BÖLÜM 2. SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ

Yol titreşimlerini ve gürültülerini sürüş güvenliğinden ödün vermeden bastırmak için aks ile araç gövdesine yerleştirilmiş damper, helezon yay, bazı sistemlerde bir kuvvet üretici gibi mekanik parçalar bütünü olarak tanımlanırlar. Taşıt üzerindeki yerleşimleri Şekil 2.3' teki gibidir.



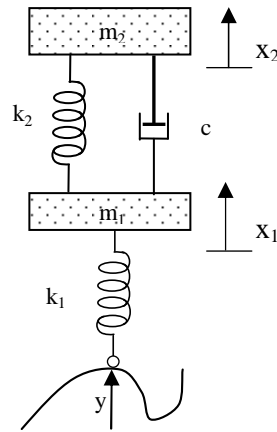
Şekil 2.3. Amortisör ve helezon yaylardan oluşan süspansiyon sistemleri [21]

Daha önce bahsedilen dinamik taşıt hareketlerinin etkilerinin en iyi şekilde kontrol altına alınması; helezon yayların yolu doğru okumasının sağlanması, tekerleklerin yola tam temasının sağlanması, araç gövdesinin devrilmesinin önüne geçilebilmesi, doğru ve verimli bir şekilde frenleme yapılması, gövdenin ağırlık dağılımının sağlanabilmesi süspansiyonların başlıca görevleridir.

Mekanik ve kontrol düzeneğine göre süspansiyonlar, pasif, yarı aktif ve tam aktif süspansiyonlar olarak üçe ayrılırlar da amaçları aynıdır.

2.1. Pasif Süspansiyon Sistemleri

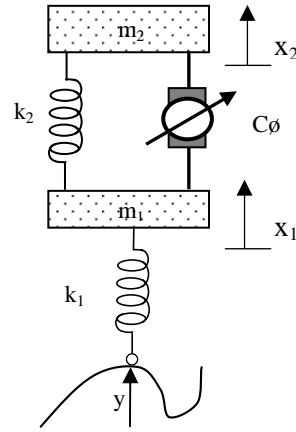
Günümüzde ucuz üretim ve montaj maliyeti açısından halen kullanılan geleneksel süspansiyonlardır. Şekil 2.4' te Çeyrek taşıt modeli üzerinden mimarisi verilen modelde k_1 lastiğin rijitliğini, k_2 yayın rijitlik katsayısını, c süspansiyon sönüm katsayısını, m_2 ¼ araç gövdesinin ağırlığını, m_1 ise aks ağırlığını temsil etmektedir. Bu parametrelerin sürüş esnasında değişmediği kabul edilerek modelleme yapılmıştır.



Şekil 2.4. Pasif süspansiyon sisteminde çeyrek taşıt modeli

2.2. Yarı Aktif Süspansiyon Sistemleri

Yarı aktif süspansiyon sistemlerinde seyir halindeyken pasif süspansiyon sistemlerinde parametre değişimine izin verilmezken; yarı aktif süspansiyon sistemlerinde yayların sertlik dereceleri aynı kalmakta fakat damperin sönümlenme katsayısı değiştirilmektedir. Şekil 2.5’de gösterilen mekanik şemada görüleceği üzere ilgili kontrol sinyalinin dampere uygulanması için bir güç kaynağına ihtiyaç duyulmaktadır.

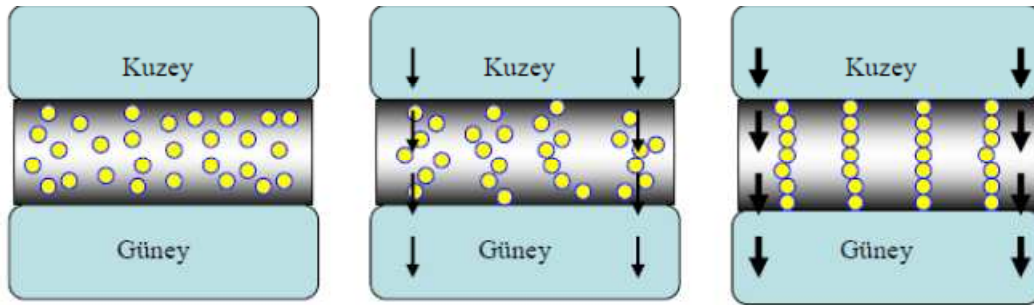


Şekil 2.5. Yarı aktif süspansiyon sisteminli çeyrek taşıt modeli

Sensörlerden ve bazı yol yüzeyi okuma ünitelerinden elde edilen veriler işlenerek bir kontrol sinyali üretilmekte ve güçlendirici katından geçirilerek sisteme verilmektedir. Yarı aktif süspansiyon kontrolünde delik sayısını değiştirebilen kontrolcü, teleskopik gövde içerisinde sürtünme katsayısını değiştirebilen kontrolcü, teleskopik gövdede sıvı seviyesini ayarlayabilen kontrolcü kullanılmaktadır. En modern uygulamalar ise sıvı viskozite kontrolüdür. Bu konuyla ilgili olarak son dönem çalışmalarda MR (Magnetoreolojik) ve ER (Elektoreolojik) damper uygulamaları yaygındır [22].

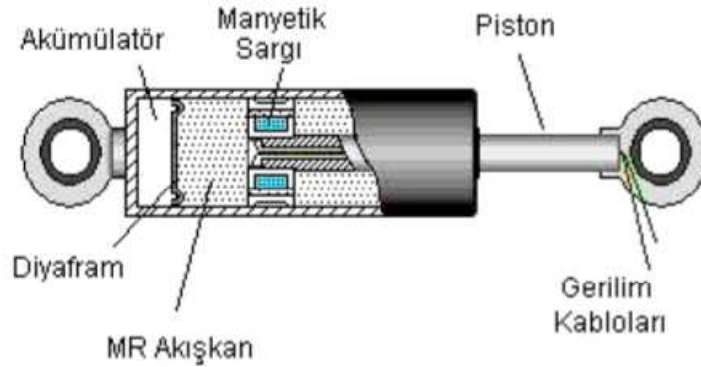
2.2.1. MR damperlerin uygulaması

MR damper, içerisinde ferromanyetik partikülleri barındıran bir akışkanı teleskopik bir tüp içerisindeyken belirli bir manyetik alana maruz bırakarak viskozitesinin değiştirilmesi esasına dayanır. Şekil 2.6'da görüleceği üzere sıvı içerisindeki partiküller akı çizgileri boyunca zincir şeklinde sıralanacağı için adeta pıhtılaşmaya benzer bir nitelik göstermektedirler.



Şekil 2.6. MR Damperde sıvı mekanizması

Manyetik alana şiddeti arttıkça zincir biçimli dizilimlerin oranı da yükseleceğinden, viskozite artacak dolayısıyla sıvı akışı yavaşlayacağı için sönümleme katsayısı yükselecektir. MR damperin süspansiyon pratik uygulanan şekli Şekil 2.7'de verilmiştir.



Şekil 2.7. Teleskopik silindir biçimli MR damper

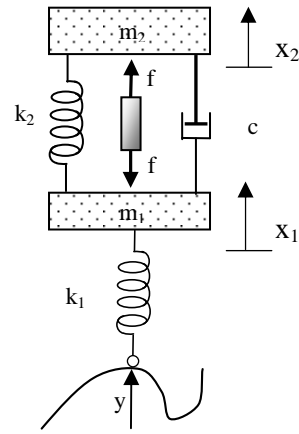
MR Damperler yaklaşık olarak 120 KPa basınç oluşturabilmekte ve ortalama 12V luk bir gerilim değerinde -40 ile 150°C sıcaklık aralığında çalışabilmektedirler.

2.2.2. ER damperler

Yapılan çalışmalar viskosite kontrolü için ilk olarak sıvıların içerisinde elektrik akımının geçirilmesi esasına dayanmaktaydı. Fakat yüksek voltajlı bir çalışma durumu gerektirdiği için ve düşük alan gerilimi oluşumu ile dezavantaj teşkil etmiş ve yerini MR damperlere bırakmıştır.

2.3. Tam Aktif Süspansiyonlar

Gelişen malzeme bilimi ve taşıtlarda harici bir kuvvet uygulayıcısının kullanılması, pasif ve yarı aktif süspansiyon sistemlerinden daha iyi sürüş ve konfor parametrelerine sahip tam aktif süspansiyon sistemlerinin kullanılmasını sağlamıştır. Şekil 2.8'de görüleceği üzere ¼ araç modelinde pasif süspansiyonlardaki yay ve dampere ek olarak bir harici kuvvet üreticisini de içinde barındırmaktadır. Diğerlerine göre daha karmaşık bir yapısı olduğundan adaptif kontrol, gürbüz kontrol gibi ileri kontrol metodlarıyla kontrol edilmeleri gerekmektedir. Virajlarda içteki tekerleğin dıştakine oranla daha fazla yana yatmasını sağlayarak savrulmanın önlenmesi; yüksek süratte rüzgar direncini azaltabilecek şekilde aracın alçalabilmesi ve bozuk yollarda aracın yükseltilerek altının sürtünmesinin önüne geçilmesi avantajlara sahiptir. Bütün bu kontrol kuvveti hidrolik bir sıvı ya da otobüslerde yaygın bir şekilde kullanılan pnömatik hava basıncı kullanılmaktadır.

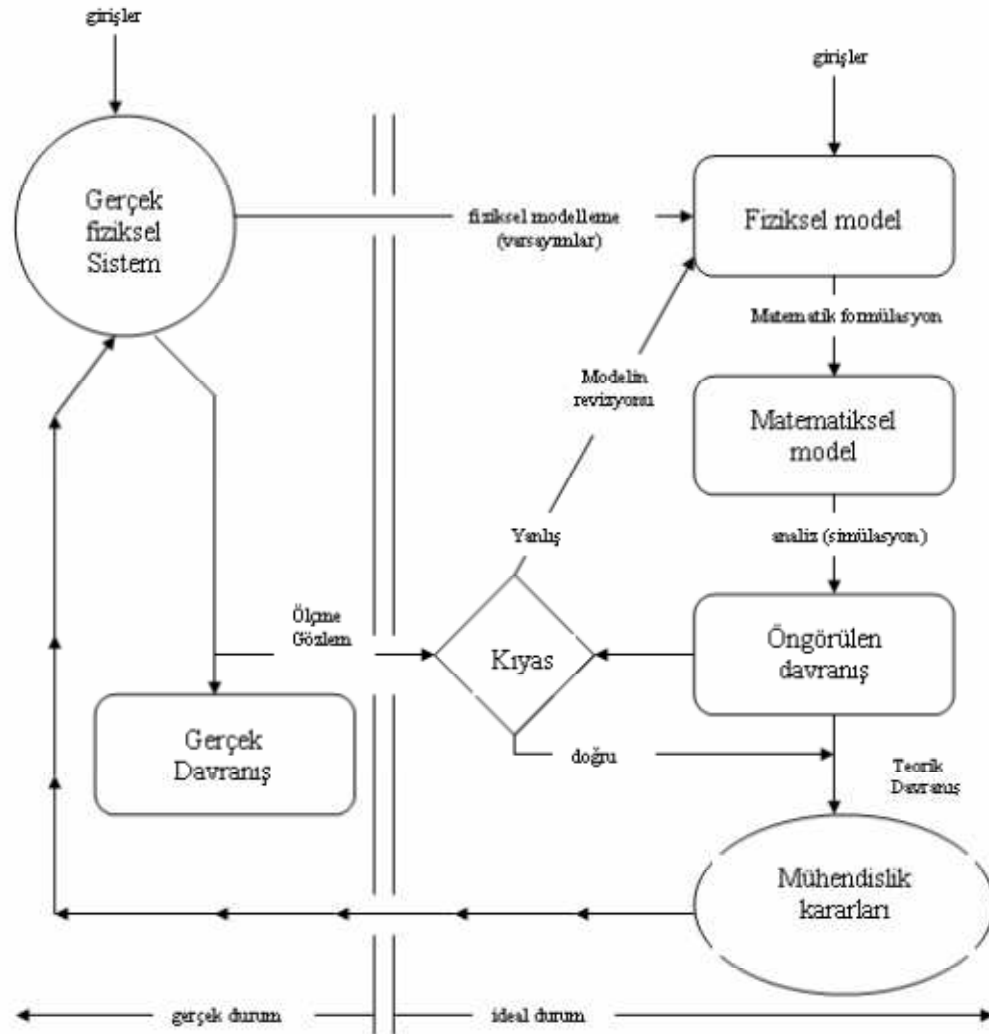


Şekil 2.8. Çeyrek araç modelinde tam aktif süspansiyon şeması

BÖLÜM 3. SİSTEMİN MODELLENMESİ

Elektriksel, biyolojik, mekanik, ısı, vs birçok sistem dinamik davranışlar gösterdiği için diferansiyel eşitlikler ile modellenebilirler. Fizik ve matematik kanunları vasıtasıyla elde edilen denklemler, sisteme uygulanacak bir giriş büyüklüğüne karşın sistemde gözlenecek olan tepki bu denklemlerin çözümünden belirlenebilmektedir. Modeller gerçek sistemin detayları kısmen göz ardı edilerek ortalama hallerinin temsilidir. Gerçek sistemlerin üretim aşamalarına geçilmeden, deneysel sonuçlara yakın testler çok daha az bir maliyetle fiziksel model analizi ile elde edilir. Örneğin bir otomobilin aerodinamik davranışlarının test edilmesi için akışkanlar mekaniği denklemlerinin yardımıyla hava ve aracın ön kısmı modellenerek adeta bir rüzgar tünelinin içindeymiş gibi davranışlar test edilir. Ardından belirlenecek kusurlar giderildikten sonra prototip üretimi aşamasına geçilebilir.

Fiziksel modeller soyut bir biçimde matematiksel olarak elde edilirse dinamik karakteristik denklem elde edilmiş olunur. Bu denklemler mümkün olduğunca lineer kabuller ve yaklaşımlarla elde edilmeli ve sadeleştirilmelidir. Bilgisayar gibi numerik işlemler yapan aygıtlar vasıtasıyla çözülebilen bu denklemler fizik kuralları baz alınarak elde edilmişlerdir. Gerçek sistem davranışına ne kadar yakın sonuçlar üretiliyorsa o kadar başarılı bir modelleme yapılmış demektir. Her ne kadar sade bir matematiksel işlem takımı arzu edilse de bu şekilde bir yaklaşım için birçok unsur ihmal edilmekte ve sistemin diferansiyel derecesi düşürülmektedir. Çok doğru bir model için ayrıntılı ve oldukça kompleks bir model gerekir ki bunun çözümü de doğal olarak daha zordur. Şekil 3.1'de bir sistemin modelleme yaklaşımı işaret akış diyagramı olarak gösterilmiştir [22].



Şekil 3.1. Modelleme akış diyagramı

Yukarıda lineer olarak modellenmeleri hususunda üzerinde durduğumuz sistemler en genel halleriyle aşağıdaki başlıklar altında toplanabilirler.

3.1. Sistem Türleri

- Nedensel sistem: Herhangi bir andaki çıkışı, girişin o anki ve geçmişteki değerlerine bağlı olan sistemlerdir.
- Lineer sistem; $r_1(t), r_2(t), r_3(t), \dots, r_n(t)$ farklı giriş işaretleri ve kontrol sisteminin bu giriş işaretlerine verdiği cevaplar, sırayla $y_1(t), y_2(t), y_3(t), \dots, y_n(t)$ olsun. Eğer sistem; $r_1(t) + r_2(t) + r_3(t), \dots, r_n(t)$ girişine $y_1(t) + y_2(t) + y_3(t) + \dots + y_n(t)$ cevabını veriyorsa (toplamsallık özelliği) ve $r_1(t) \cdot r_2(t) \cdot r_3(t), \dots, r_n(t)$ girişine $y_1(t) \cdot y_2(t) \cdot y_3(t) \cdot \dots \cdot y_n(t)$ cevabını veriyorsa (çarpımsallık özelliği) bu tür sistemlere "lineer sistem" denir.
- Dinamik sistemler; Herhangi bir andaki çıkış değeri, o anda ve o andan önce uygulanan giriş işaretlerinin tümüne ya da bazılarına bağlı olan sistemlerdir.
- Statik sistemler; Herhangi bir andaki çıkış değeri, o anda uygulanan giriş işaretine bağlı olan sistemlerdir.

Sistem modellemede izlenecek yol her zaman basitten karmaşığa doğru yapılmalıdır. Bu çalışmada öncelikle taşıtın fiziksel modeli ortaya konularak bu model üzerinden matematiksel diferansiyel denklemler basitten karmaşığa doğru elde edilmiştir. Tam taşıt modeli, yarım taşıt modeli ve çeyrek taşıt modeli gibi fiziksel modeller mevcut olmasına karşın bu çalışmada dikey titreşimler üzerine analiz yapılacağı için yanıl hareketlerin ihmal edildiği çeyrek taşıt modeli üzerinde durulmuştur.

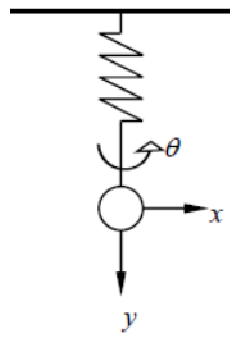
3.2. eyrek Araç Modeli

Bir araç dört ayrı yürüyen aksam üzerine konumlandırıldığı için diğer tekerleklerden gelecek olan yanal etkiler göz önüne alındığında üç boyutlu bir modelleme gerekliliği düşünülebilir. Fakat konfor parametreleri göz önüne alındığında daha çok yoldan gelebilecek düşey etkiler ön plandadır. Bu sebeple aracın sadece dörtte birlik bir modelinin üzerinden yola çıkılması gerçeğe çok yakın sonuçlar verebilmektedir.

Bir eyrek araç modeli, üzerine yüklenen dörtte birlik kütle, aks kütlesi, matematiksel modelleme için sertlik derecelerini sabit kabul ettiğimiz yaylar ve aktif ya da pasif sönümleyicilerden oluşmaktadır. Aktif süspansiyonlu sistemlerde şasi ile aks arasına yerleştirilmiş bir elektrohidrolik aktuatrn her iki yönde de üreteceği kuvvet kontrol edilecek şekilde durum denklemleri yazılabilir. Bu çalışmada, ilgili denklem takımının elde edilmesi için literatürde oldukça yaygın bir yöntem olan Lagrange metodu kullanılmıştır.

3.2.1. Lagrange metodu

Hareketli cisimlerin bulunduğu sistemlerde cisimlerin koordinat ekseninde konumlandırılmalı ve hesaplama işlemlerine böyle başlanmalıdır. Lagrange metodunda serbestlik derecesi kavramı ön plandadır. İstenen sistemde kaç serbestlik derecesi olduğu koordinat sisteminde birbirinden bağımsız hareket eden cisim adedi kadardır. Bu serbestlik derecesi kavramı diferansiyel denklemlerin kaçıncı dereceden türevler içereceğini de belirler. şekil 3.2' de gösterilen örnek yapı, kaç serbest koordinat sistemi olduğunu ve genel koordinat yapısını göstermektedir [22].



x, y, θ :Genelleştirilmiş koordinat

x, θ :Bağımsız genelleştirilmiş koordinat

Şekil 3.2. Koordinat sisteminde serbestlik derecesi örneği

Lagrangian ifadesi için

K_i : Toplamdaki Kinetik Enerji

P_i : Toplamdaki Potansiyel Enerji

Q_i : Genelleştirilmiş Kuvvet

q_i : Genelleştirilmiş Koordinat

D : Toplam Sönümlenme Enerjisi

Olmak üzere

$$\text{Lagrangian: } L_a = K_i - P_i \quad (3.1)$$

$$\text{Genel Lagrange İfadesi: } \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L_a}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L_a}{\partial q_i} = Q_i \quad (3.2)$$

$$\text{Sönümlenme Kuvveti: } Q_i = - \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} \quad (3.3)$$

$$\text{Açık Lagrange Denklemi: } \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K_i}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial K_i}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial P_i}{\partial q_i} = Q_i \quad (3.4)$$

3.2.2. Lagrange metodunun çeyrek araç modeline uygulaması

Şekil 2.4'te verilen çeyrek araç modeli ele alınırsa koordinat ekseninde yalnızca y eksenini boyunca hareket söz konusu olduğundan m_1 aks kütlelerinin ve m_2 ¼ araç gövdesinin hareketi söz konusu olduğundan iki serbestlik derecesi söz konusu olacaktır.

Şekil 2.4'den hareketle Lagrange denklemleri bulunacak olursa

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K_i}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial K_i}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial P_i}{\partial q_i} = Q_i \quad (3.5)$$

Toplam Kinetik Enerji

$$K_i = \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1 \quad (3.6)$$

Toplam Potansiyel Enerji

$$P_i = \frac{1}{2} k_2 (x_2 - x_1)^2 + \frac{1}{2} k_1 (x_1 - y)^2 \quad (3.7)$$

Toplam Sönümlenme Enerjisi

$$D = \frac{1}{2} b_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \quad (3.8)$$

m_1 ve m_2 için iki serbestlik derecesi koordinat sisteminde tanımlanırsa $q_1=x_2$ ve $q_2=x_1$ kabulüyle iki denklem elde edilecektir.

$$\frac{\partial K_i}{\partial \dot{x}_2} = m_2 \dot{x}_2 \quad (3.9)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K_i}{\partial \dot{x}_2} \right) = m_2 \ddot{x}_2 \quad (3.10)$$

$$\frac{\partial K_i}{\partial x_2} = 0 \quad (3.11)$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{x}_2} = b_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \quad (3.12)$$

$$\frac{\partial P_i}{\partial x_2} = k_2(x_2 - x_1) \quad (3.13)$$

(3.10), (3.11), (3.12) ve (3.13) denklemleri (3.5) Lagrange Denklemine yerine konursa

$$m_2\ddot{x}_2 + b_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2(x_2 - x_1) = 0 \quad (3.14)$$

denklemini elde edilir.

$q_2=x_1$ için,

$$\frac{\partial K_i}{\partial \dot{x}_1} = m_2\dot{x}_1 \quad (3.15)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K_i}{\partial \dot{x}_1} \right) = m_2\ddot{x}_1 \quad (3.16)$$

$$\frac{\partial K_i}{\partial x_1} = 0 \quad (3.17)$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{x}_1} = b_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \quad (3.18)$$

$$\frac{\partial P_i}{\partial x_1} = k_2(x_1 - x_2) + k_1(x_1 - y) \quad (3.19)$$

(3.16), (3.17), (3.18) ve (3.19) denklemleri, (3.5) Lagrange Denklemine yerleştirilirse,

$$m_1\ddot{x}_1 + b_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_2(x_1 - x_2) + k_1(x_1 - y) = 0 \quad (3.20)$$

Denklem (3.14) ve (3.20) aradığımız iki serbest dereceli çeyrek araç modeli denklemleridir. Şekil 2.5'te yer verilen tam aktif süspansiyonlu çeyrek araç

modelinde y ekseninde yukarı ve aşağı yönde etki eden f kuvvetini bu denklemlere dahil edersek Denklem (3.22) ve (3.23) elde edilmiş olur.

Bu bağlamda serbest cisim diyagramı olarak düşündüğümüz modele Newton'un ikinci kanunu uygulanarak diferansiyel hareket denklemleri elde edilebilir.

$$\sum F = m \cdot a \quad (3.21)$$

$$m_1 \ddot{x}_1 = k_1(y - x_1) - k_2(x_1 - x_2) - c(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - f \quad (3.22)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = k_2(x_1 - x_2) + c(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + f \quad (3.23)$$

Tablo 3.1 Çeyrek araç model parametreleri

m_1	Aks Kütlesi	36 kg
m_2	¼ Gövde Kütlesi	240 kg
k_1	Tekerlek Sertlik Katsayısı	$1,6 \times 10^5$ N/m
k_2	Süspansiyon ve Aks Arası Yayın Sertlik Katsayısı	8000N/m

Durum değişkenlerini aşağıdaki gibi belirleyecek olursak,

$z_1 = x_1$, $z_2 = \dot{x}_1$, $z_3 = x_2$, ve $z_4 = \dot{x}_2$ olarak yazarsak durum değişkenleri aşağıdaki denklemlerdeki gibi olur. Denklem (3.22) ve (3.23) üzerinden hareketle aşağıdaki durum denklemleri elde edilerek durum uzayı matrisleri oluşturulabilir.

$$\dot{z}_1 = z_2 \quad (3.24)$$

$$\dot{z}_2 = \frac{1}{m_1} [k_1 y - (k_1 + k_2) z_1 - c z_2 + k_2 z_3 + c z_4 - f] \quad (3.25)$$

$$\dot{z}_3 = z_4 \quad (3.26)$$

$$\dot{z}_4 = \frac{1}{m_2} [k_2 z_1 + c z_2 - k_2 z_3 - c z_4 + f] \quad (3.27)$$

$$\frac{d}{dt}[Z] = [A][Z] + [B][U] \quad (3.28)$$

$$Y = C[Z] \quad (3.29)$$

(3.28) ve (3.29) Durum denklemlerinden elde edilen durum uzay matrisleri aşağıdaki gibi elde edilir.

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_1 + k_2}{m_1} & -\frac{c}{m_1} & \frac{k_2}{m_1} & \frac{c}{m_1} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_2}{m_2} & \frac{c}{m_2} & -\frac{k_2}{m_2} & -\frac{c}{m_2} \end{bmatrix} \text{ ve B matrisi de } B = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ \frac{1}{m_1} \end{bmatrix} \text{ olarak elde edilir.}$$

Eğer yol bozucu girişini de dahil edecek olursak

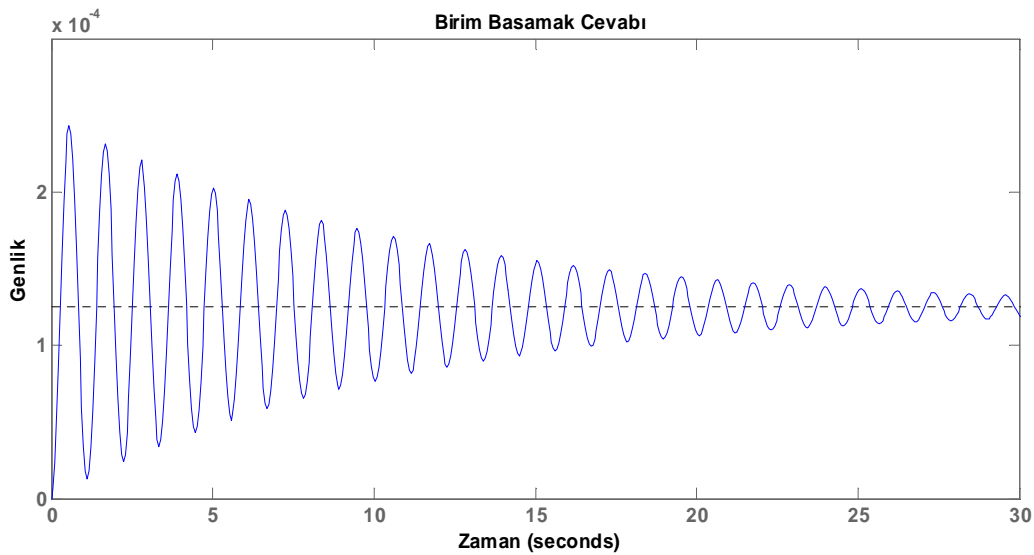
$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -\frac{1}{m_1} & \frac{1}{k_1} \\ 0 & 0 \\ \frac{1}{m_1} & 0 \end{bmatrix}, \text{ şeklinde yazabiliriz. Üçüncü durum değişkenini seçecek şekilde C}$$

ve D matrisini yazarsak $C = [0 \ 0 \ 1 \ 0]$, $D = [0]$ olur. C matrisini bu şekilde bir satır matrisi seçerek üçüncü durum değişkenini yani araç gövdesinin değişimini çıkıştan elde edebiliriz. Tablo 3.1' de verilen sistem parametreleriyle durum uzay matrisleri aşağıdaki gibi olur [23].

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -4667 & -1,389 & 222,2 & 1,389 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 33,33 & 0,2083 & -33,33 & -0,2083 \end{bmatrix} \text{ ve } B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0,0278 \\ 0 \\ 0,00416 \end{bmatrix}, \text{ eğer yol bozucu}$$

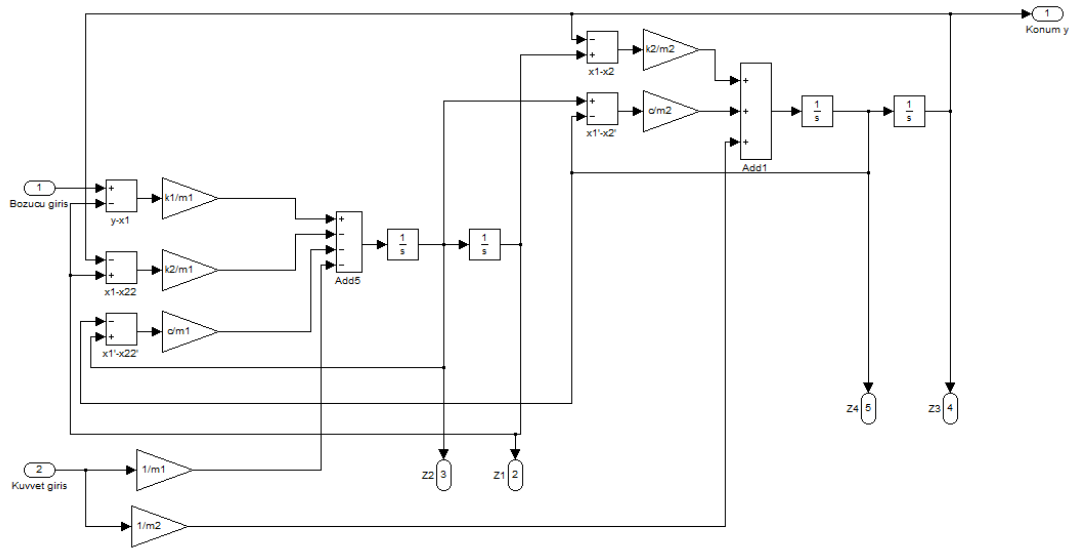
girişi dahil edilecek olursa $B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -0,0278 & 4444,4 \\ 0 & 0 \\ 0,00416 & 0 \end{bmatrix}$ matrisi bu şekilde ele alınır.

$C = [0 \ 0 \ 1 \ 0]$ sistemde doğrudan geçiş matrisi olmadığı için D matrisi [0] olarak ele alınabilir. Elde edilen sistemin birim basamak girişine olan cevabı Şekil 3.3' te verilmiştir.



Şekil 3.3. Sistemin birim basamak cevabı

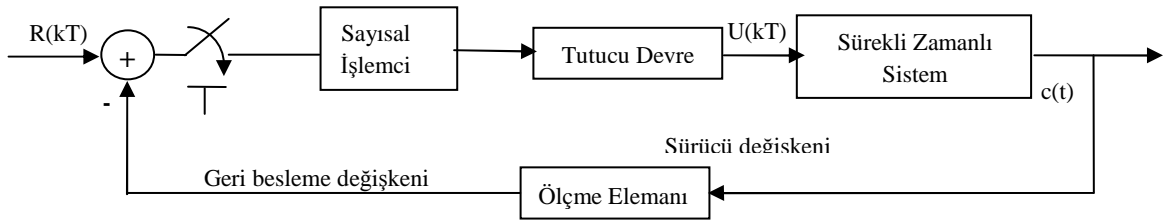
Sistemin yukarıdaki durum denklemleri vasıtasıyla elde edilen simülasyon diyagramı Şekil 3.4'te verildiği gibidir. Sistemin MATLAB/SIMULINK ortamında integral, kazanç ve toplam blokları vasıtasıyla kurgusu yapılmış ve sistem girişine test amaçlı olarak birim basamak cevabı uygulanmış ve Şekil 3.3' teki çıkış cevabının aynı gözlemlenmiştir.



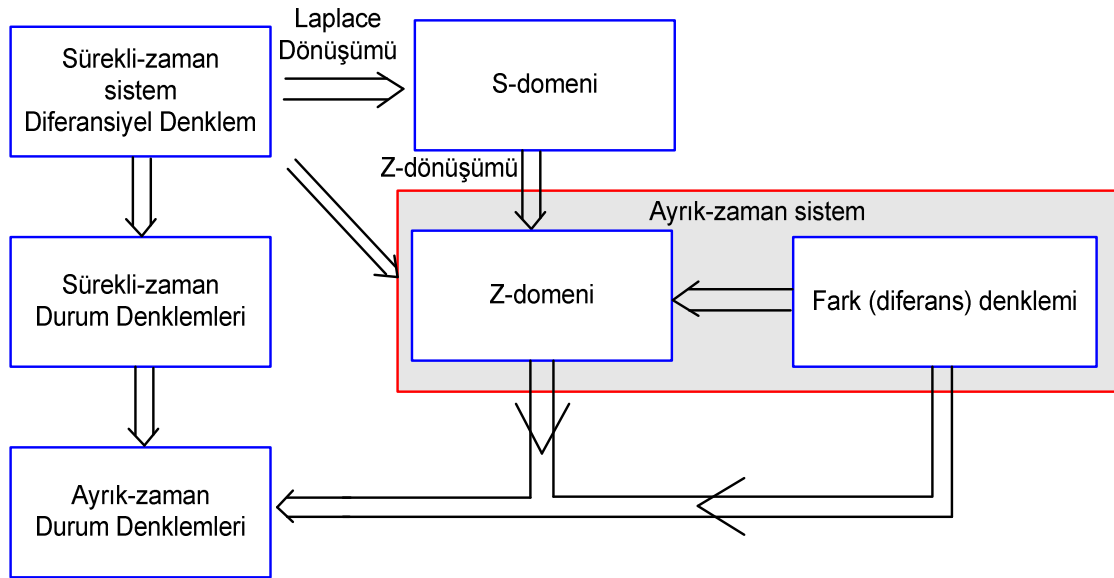
Şekil 3.4. Mevcut sistemin simülasyon modelinin şeması

3.2.3. Sistemin ayrık zaman modeli

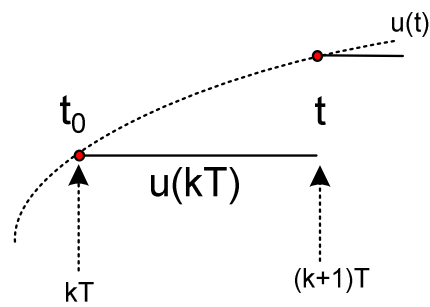
İşlemci sayısal olarak kontrol edileceği için öncelikle uygun bir örnekleme frekansı belirlenerek sistemin ayrık durum denklemleri elde edilmelidir. Bir sistemin ayrıklaştırılması için en genel işlem akış şeması Şekil 3.6'da gösterilmiştir. Örnekleme frekansı en yüksek bant genişliğinin yaklaşık 5 ile 10 katı olarak seçilebilir. Genellikle bir sistemde iyi bir örnekleme periyodu seçilimi için en büyük zaman sabitesinin beşte biri ile onda biri arasında bir seçim yapılır. Örnek bir ayrık sistem Şekil 3.5'te görülebilir. Bu sistem için seçtiğimiz örnekleme periyodu 0,006 saniyedir.



Şekil 3.5. Örnek bir ayrık zamanlı sistem

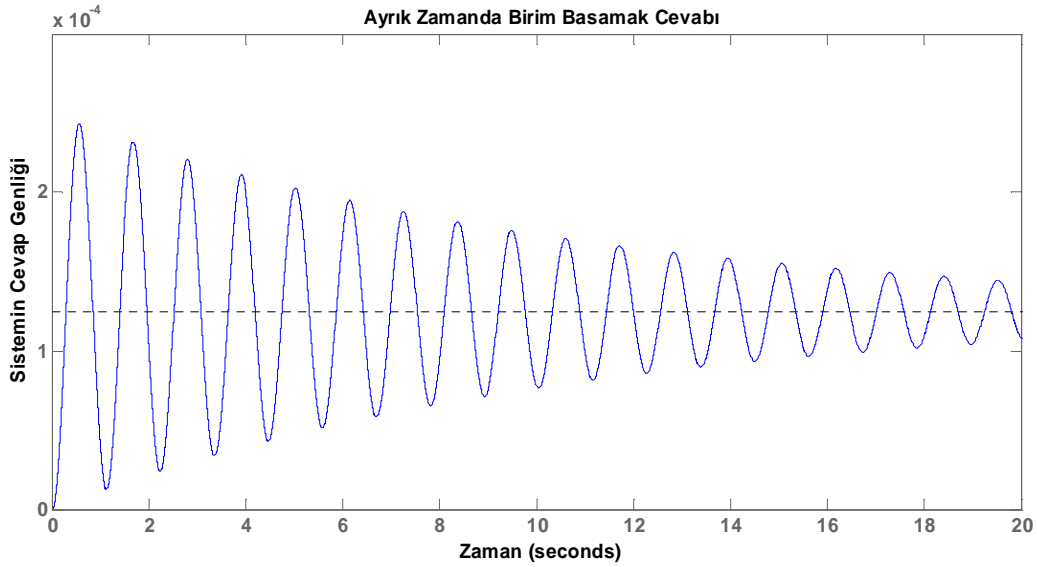


Şekil 3.6. Bir sistemin ayrık zaman formuna geçiş şeması



Şekil 3.7. Sıfır dereceden tutucu örnek sinyali

Sistemin T örnekleme periyodunu 0,006 saniye olarak ayırık durum uzayı matrisleri elde edildikten sonra sisteme tekrar birin basamak girişi verilmiş ve sistemin cevabı incelenmiştir. Şekil 3.8’de bu birim basamak yanıtı ayırık olarak görülmektedir.



Şekil 3.8. Ayrık birim basamak cevabı

Bu aşamadan sonra daha önce elde edilen A matrisi G matrisine; B matrisi ise H matrisine dönüşmüştür. Bu matrislerin değerleri aşağıda verilmiştir.

$$G = \begin{bmatrix} 0,917 & 0,0058 & 0,0039 & 3,48e-5 \\ -27,1 & 0,9093 & 1,2898 & 0,0120 \\ 5,567e-4 & 4,872e-6 & 0,9994 & 0,006 \\ 0,1771 & 0,0018 & -0,1988 & 0,9982 \end{bmatrix} \quad \text{ve} \quad H = \begin{bmatrix} -4,914e-7 \\ -1,612e-4 \\ 7,47e-8 \\ 2,484e-5 \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

olarak bulunur.

BÖLÜM 4. KONTROL SİSTEMLERİ VE UYGULANMALARI

Taşıtlarda yolcu konforu ve sürüş güvenliği iki ayrı önemli kavramdır. Ancak bu kavramlar birbirine ters etki edecek sınırlara ulaşabilirler. Örneğin aracın zemindeki pürüzlülüğten izole edilmesi için yumuşak süspansiyonlar tercih edilebilirler. Ancak yüksek hızlarda virajlarda savrulmanın önlenmesi ve hakim bir yol tutuş için sert süspansiyonlar gereklidir. Bu iki durumu en iyi şekilde belirleyecek süspansiyon sistemleri için duruma göre karar verebilen otomatik kontrol sistemleri gerekmektedir. Aktif süspansiyon sistemi modeli kullandığımız bu çalışmada şase ile aks arasına yerleştirilmiş bir süspansiyon sisteminin mevcut konumunun analizi ile adeta bir konum sensörü varmış gibi sistem çıkışları ölçümü gerçekleştirilerek ve araç gövdesinin hareketinin sıfır olmasını sağlamak amacıyla Şekil 4.1'deki referans girişin sıfır olduğu kabul edilecektir. Aynı şekilde gösterilen bozucu girişi olarak ise yol pürüzlülüğü kabul edilecektir.

4.1. Kontrol Kavramı

Kontrol, incelenen davranışların belirli istenen değerler etrafında tutulması veya istenen değişimleri göstermesi için yapılanlar, başka bir deyişle sistem elemanlarının belli bir amaca yönlendirilmesi genel anlamda kontrol işlemlerini tanımlar.

Otomatik kontrol, kontrol işlemlerinin, kontrol edilmek istenen olay etrafında bir karar mekanizması tarafından, doğrudan insan girişimi olmaksızın gerçekleştirilebilmesidir. Otomatik kontrol, insanları monoton tekrarlanan

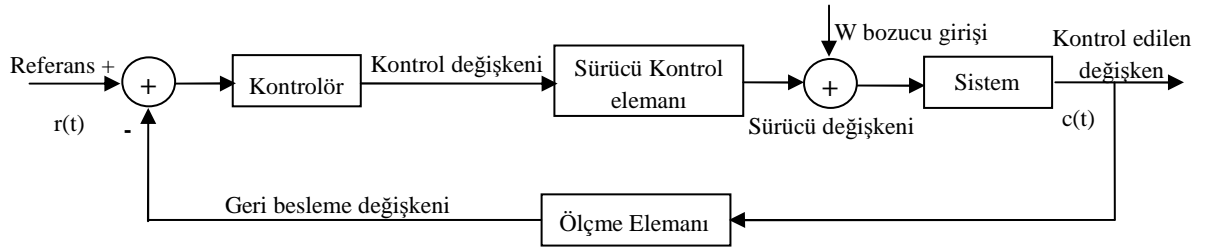
işlerden kurtarmak, küçük etkilerle büyük kuvvetler gerektiren uygulamalarda hâkimiyeti kolaylaştırmak gibi nedenlerle mühendislik sistemlerine girerek daha çok önem kazanmıştır. Bilgisayar kullanımının artması da kontrol ve otomatik kontrol yöntemlerinin mühendislikte daha etkin olarak uygulanmasına yol açmıştır.

Bir otomatik kontrol sisteminde giriş büyüklükleri değiştikçe çıkış büyüklüklerinin de mümkün olduğu kadar kısa bir surede ayar değerlerine ulaşması ve bozucu büyüklükler tarafından meydana gelen değişimlerin sistem tarafından kendi kendine giderilmesi arzu edilir. Eğer kurulu bir düzende bu özellikler sağlanmıyorsa, sisteme kontrol cihazı eklenerek arzu edilen koşulların gerçekleşmesine çalışılır. Bir kontrol sisteminin başarısı şu üç özelliği gerçekleştirme oranı ile ölçülür;

- Sistemde meydana gelen herhangi bir bozucu büyüklükten sonra normal çalışma şartlarından minimum sapma,
- Bozulan çalışma şartlarını en kısa zamanda normale dönüştürmek,
- Çalışma şartlarında meydana gelen değişimlerden ötürü sistemde minimum kalıcı hatanın oluşması.

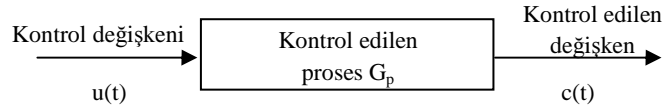
Tipik bir kontrol sistemi Şekil 4.1'deki gibi gösterilebilir. Kontrol edilen sistem, devamlı olarak bir bozucu büyüklüğün veya sistemin dışında meydana gelen bazı etkenlerin tesiri altındadır. Söz konusu büyüklüğe karşı düzeltme yapabilmek için çıkış büyüklüğünün yani kontrol edilen değişkenin ölçülmesi gerekir. Bu ise ölçme elemanı tarafından yapılır. Kontrol cihazı, ölçme elemanından kontroledilen değişkenin gerçek değerini alır ve sistemin ne kadar iyi çalıştığına karar verir.

Kontrol organı üzerinde istenen değer ayar edildiği bir kısım vardır. Eğer herhangi bir fark söz konusu ise kontrol organı düzeltme hareketini başlatacak olan kontrol işaretini üretir. Ayar değeri elle sabit bir değere ayarlanabileceği gibi, otomatik olarak kontrol sistemi tarafından şartlara göre değiştirildiği durumlar da olabilir. Sürücü kontrol elemanı aldığı kontrol işaretinin değerine göre gerekli ayarlamaları yapan elemandır. Sürücü değişken, kontrol edilen değişkende istenen düzeltmeyi sağlamak üzere otomatik kontrol sistemini etkiler.



Şekil 4.1. Basit bir kontrol sistemi blok diyagramı

Şekil 4.2’de blok diyagramında gösterilen bir proses için kontrol sistem tasarımı aşağıda üç aşamada gerçekleştirilir.



Şekil 4.2. Kontrol edilen sistem

- 1) Sistemin neyi, nasıl yapması gerektiğinin belirlenmesi (tasarım kriterleri)
- 2) Kontrolör yâda kompanzantörün kontrol edilen procese nasıl bağlanacağını belirlenmesi.
- 3) Tasarım amaçlarına ulaşmak için kontrolör parametre değerlerinin nasıl seçileceğidir.

4.2. Kontrol Sistem Türleri

4.2.1. Açık çevrim kontrol sistemi

Açık çevrim kontrol sistemlerinde, sistem çıkışının, kontrol işleyişine hiçbir etkisi yoktur. Herhangi bir bozucu sistem çıkışının kötü yönde etkilendiğinde kontrolör bu etkiye kayıtsız kalacaktır. Bu nedenle bu tür sistemler ekonomik olmalarına rağmen hassas bir kontrol temin edemediklerinden, sadece karmaşık olmayan uygulamalarda kullanılırlar. En genel haliyle Şekil 4.2'deki yapı örnek olarak gösterilebilir.

4.2.2. Kapalı çevrim kontrol sistemi

En genel halleriyle Şekil 4.1'de verilen kapalı çevrim kontrol sistemlerinde çıkış bilgisi giriş sinyaline aktarılır. Sistem çıkışı istenen çıkış değerini sağlayacak şekilde giriş niceliği üzerine etki eder. Çıkış bilgisi girişe genellikle negatif olarak verilir. Ancak pozitif olarak aktarıldığı durumlar da vardır. Geri besleme ile kazanç ve frekans ilişkisi değiştirilebilir. Kararsız bir sistem kararlı hale getirilebileceği gibi kararlı bir sistemi kararsızlığa getirebilir. Sistemin dinamik davranışını etkileyen transfer fonksiyonu payda kökleri kapalı çevrim transfer fonksiyonundan elde edilirler.

4.2.3. Transfer fonksiyonu analizi

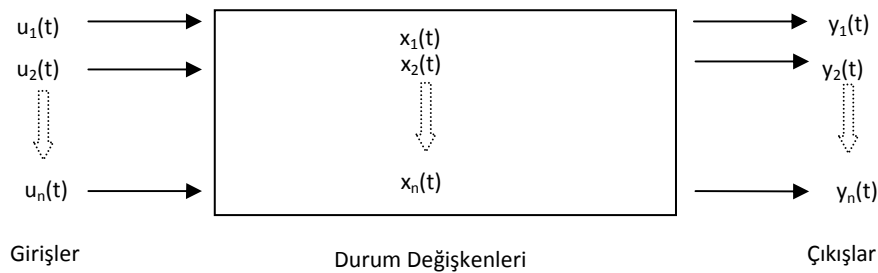
Kontrol kavramında transfer fonksiyonu doğrusal ve zamanla değişmeyen sistemlerde giriş ile çıkış arasındaki ilişkiyi karakterize etmekte kullanılırlar. Tüm başlangıç koşullarının sıfır olduğu kabul edilerek çıkış fonksiyonunun Laplace dönüşümünün giriş fonksiyonunun Laplace dönüşümüne oranı olarak elde edilirler. Transfer fonksiyonları sistem giriş ve çıkışlarından bağımsızdır. Bir sisteme ait transfer fonksiyonu sistemin o andaki girişine uygulanan birim darbe (delta dirac)

fonksiyonunun cevabıdır. Sistemin kararlılığı için transfer fonksiyonlarının paydasının kökleri karmaşık sayılar ekseninin sol yarısında olmalıdır. Transfer fonksiyonları ayırık olarak z domeninde de elde edilebilirler. Bu şekilde yazılan transfer fonksiyonlarında paydanın kökleri yarıçapı bir birim olan ve merkezi iki boyutlu koordinat sisteminin orjinine yerleştirilmiş birim çember içerisinde olursa kararlılık sağlanmış olur. Örnek bir transfer fonksiyonu aşağıda verilmiştir.

$$G(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{b_m s^m + b_{m-1} s^{m-1} + \dots + b_1 s + b_0}{a_n s^n + a_{n-1} s^{n-1} + \dots + a_1 s + a_0} \quad (4.2)$$

4.2.4. Durum uzayı analizi ve modelleme

Çok girişli ve çok çıkışlı doğrusal ve dinamik sistemlerde her bir giriş ve çıkışa ilişkin yüksek mertebeden türevsel eşitlikleri, seçtiğimiz x_i durum değişkenleri cinsinden 1. mertebeden türevsel eşitlikler biçiminde yazarak matrisel formda düzenlersek sisteme dair durum denklemlerini elde etmiş oluruz. Şekil 4.3'te gösterilen durum değişkenleri sistemin dinamik davranışını belirleyen en az sayıdaki değişkenlerdir. Eğer sayı gereğinden fazla ise bu değişkenler arasında doğrusal bağımlılık olduğundan söz edilebilir. Sonra sistemin çıkışlarını bu durum değişkenleri cinsinden matrisel formda yazarsak sistemin çıkış denklemlerini elde etmiş oluruz.

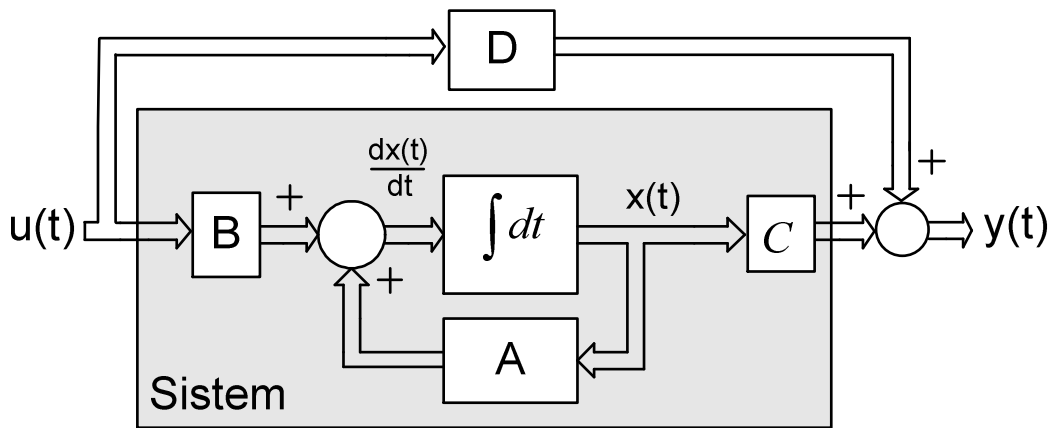


Şekil 4.3. Çok girişli ve çok çıkışlı sistemlerde durum uzayı gösterimi

Doğrusal sistemler için genel durum ve çıkış denklemleri ise,

$$\left. \begin{aligned} \frac{dx(t)}{dt} &= A(t)x(t) + B(t)u(t) && \text{durum denklemi} \\ y(t) &= C(t)x(t) + D(t)u(t) && \text{çıkış denklemi} \end{aligned} \right\} \text{Sürekli zaman sistemleri}$$

Bağıntıları ile verilebilir. Doğrusal sistemlere ilişkin durum uzayı gösteriminin simülasyon diyagramı aşağıdaki gibidir.



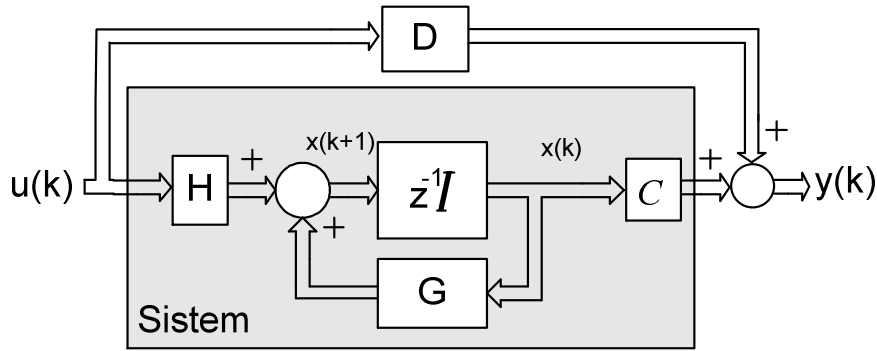
Şekil 4.4. Sistemlerin durum uzay formu

Ayrık zamanlı sistemlerde bilindiği üzere türevsel eşitlikler fark denklemleri şeklinde ifade edilmektedir. Aynı şekilde ayrıklaştırılmış sistemlerin durum uzayı analizi yapılırken matrisel form aşağıdaki gibidir.

$$x(k+1) = Gx(k) + Hu(k) \quad (4.3)$$

$$y(k) = Cx(k) + Du(k) \quad (4.4)$$

Ayrık-zaman zamanla değişmeyen sistemin durum uzay blok diyagram gösterimi; aşağıdaki gibidir.



Şekil 4.5. Ayrık sistemlerde durum uzayı analizi

Değişkenler ve katsayı matrisleri aşağıda açıklanmıştır.

- $x(k)$ =n-vektör (durum vektörü)
- $y(k)$ =m-vektör (çıkış vektörü)
- $u(k)$ =r-vektör (giriş vektörü)
- $A(t), G(k)$ =nxn matris (durum matris)
- $B(t), H(k)$ =nrx matris (giriş matris)
- $C(t), C(k)$ =mxn matris (çıkış matris)
- $D(t), D(k)$ =mrx matris (doğrudan iletim matrisi) olmak üzere

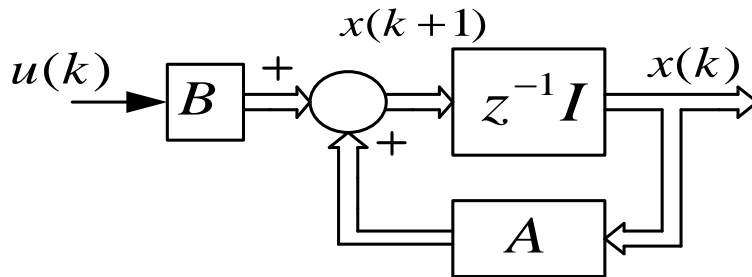
Klasik kontrol sistemlerinde söz konusu olduğunda analiz, modelleme, sentez ve tasarımda transfer fonksiyonu kullanılmaktadır. Transfer fonksiyonu, lineer zamanla değişmeyen (sabit katsayılı) kontrol sistemlerine ilişkin dinamiği sadece giriş ve çıkış büyüklükleri ile (aracılığı ile) verir. Sistemin giriş ve çıkış işaretleri belli koşullar altında kontrol edilirken sistemin durum değişkenleri hiçbir şekilde kontrol edilememektedir. Örneğin, çıkışında kararlı değişim özelliği gösteren bir kontrol sisteminde, içinde bulunan bir elemanın gerilimi, akımı, basıncı ve hızı, mekanik dayanımı vb. elemanın dayanabileceği büyüklükleri üzerine çıkararak sistemin çalışamaz duruma gelmesine yol açabilir.

Çözümü kolay sayısal analiz yöntemlerinin oluşu, zamanla değişen sistemlere kolayca genelleştirilebilir oluşu, ayrık zamanlı sistemlerde de kullanılabilirliği bu yöntemi avantajlı kılmaktadır. Bundan başka, transfer fonksiyonu ile analiz ve tasarımda bütün ilk koşullar ihmal edilmekte böylece sistemin geçmiş ve başlangıç durumuna ilişkin bilgidен yararlanılmış olunmamaktadır. Transfer fonksiyonu basitliği nedeni ile hala kullanılmaktadır ve kullanılmaya devam edecektir.

Böylelikle her bir durum değişkeninin gözlenerek ve referans alınarak elde edilen yaklaşımlar kontrol sistemlerinde daha modern bir çözümdür.

4.3. Durum Geri Besleme ve Durum Geçiş Matrisleri Kavramı

Lineer zamanla değişmeyen ayrık-zaman sistemin $x(k+1)=Ax(k)+Bu(k)$ ile verildiği; bütün $x(k)$, durumlarının bilindiği ve erişildiği kabul edilirse



Şekil 4.6. Durum geri beslemeli sistem

4.3.1. Sürekli zamanda durum geçiş matrisinin elde edilmesi

Sistemin durum geçiş matrisi sadece serbest davranışı ile ilgilidir. Çözümde $u(t)=0$ alınır.

$$\dot{x}(t) = Ax(t) \Rightarrow sx(s) - x(0) = Ax(s) \Rightarrow sx(s) - Ax(s) = x(0) \Rightarrow$$

$$x(s) = [sI - A]^{-1} x(0) \text{ elde edilir. Ters Laplace alınır ise,}$$

$$x(t) = \ell^{-1} \{x(s)\} \Rightarrow x(t) = \ell^{-1} \left[[sI - A]^{-1} \right] x(0) \quad (4.5)$$

serbest davranış için elde edilen çözüm $x(t)$ ile $u(t)=0$ için genel çözüm için elde edilen $x(t)$ karşılaştırılır ise,

$$x(t) = \phi(t)x(0) \text{ olduğu görülür.}$$

Sürekli zaman durum geçiş matrisi, Denklem (4.7)' deki gibi elde edilir.

$$\phi(t) = \ell^{-1} \left\{ [sI - A]^{-1} \right\} = e^{At} \quad (4.7)$$

Sürekli zaman sistem durum geçiş matrisinden ayrık zaman sistem matrisi $\phi(T)$,

Ayrık zaman durum geçiş matrisi Denklem (4.8)' deki gibidir.

$$\phi(T) = \phi(t) \Big|_{t=T} \quad (4.8)$$

4.3.2. Ayrık zamanda durum geçiş matrisinin elde edilmesi

İlk durumlar $x(0)$ ve $u(j)$ $j=0,1,2,\dots$ biliniyor ise, iki örnekleme zaman aralığını $kT \leq t < kT + T$ düşünülür. Bu amaç için $t_0 = kT$ ve $t = kT + T$ alınır ve bu aralıkta kontrol işareti $u(\tau) = u(kT)$ sabit kabul ederek (ZOH' lu yaklaşım)

$$x(k+1) = Ax(k) + Bu(k) \quad (4.9)$$

$$y(k) = Cx(k) + Du(k) \quad (4.10)$$

Şekil 4.4'te verilen durum uzayı matrisleri de eğer belirlenmişse lineer-zamanla değişmeyen durum denklemlerinin çözümünü elde edilebilir.

Çözüm elde edilirken sırası ile $k=0,1,2,\dots$ değerlerinin verildiği kabul edilerek aşağıdaki ayrık zaman işlemleri yapılır.

$$k=0 \quad x(1) = Ax(0) + Bu(0)$$

$$k=1 \quad x(2) = Ax(1) + Bu(1)$$

$$\vdots \quad = A^2x(0) + ABu(0) + Bu(1)$$

$$k=2 \quad x(3) = A^3x(0) + A^2Bu(0) + ABu(1) + Bu(2)$$

Çözüme devam edilirse, k . terim için devam edildiği takdirde aşağıdaki Denklem (4.11) elde edilir.

$$x(k) = A^k x(0) + \sum_{j=0}^{k-1} A^{(k-1-j)} Bu(j) \quad (4.11)$$

eğer $A^k = \phi(k)$ olarak tanımlanırsa, $\phi(k)$ Durum geçiş matrisi olarak adlandırılır ve (4.12) denklemindeki yapıya ulaşılır.

$$x(k) = \phi(k) x(0) + \sum_{j=0}^{k-1} \phi(k-1-j) Bu(j)$$

(4.12)

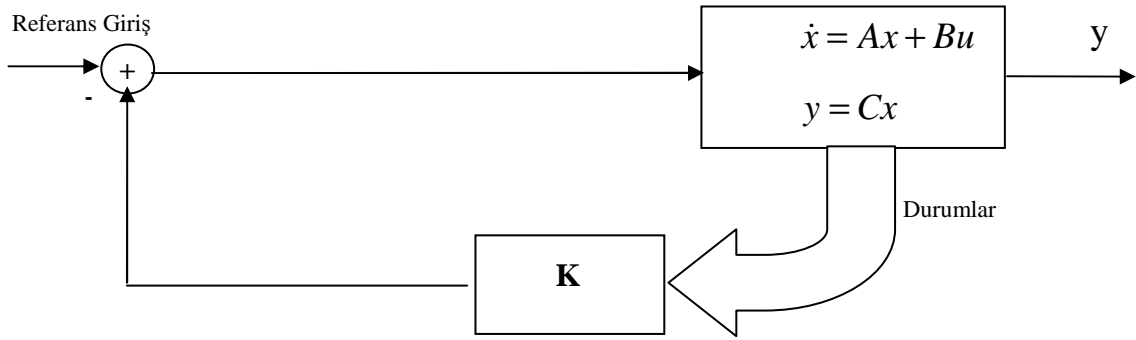
Bu ifade $y(k)$ 'da yerine koyulur ise, çıkış ifadesi (4.13) denklemindeki gibi bulunur.

$$y(k) = C \phi(k) x(0) + \sum_{j=0}^{k-1} C \phi(k-1-j) B u(j) + D u(k) \quad (4.13)$$

4.4 Lineer Durum Geri Besleme Metodu

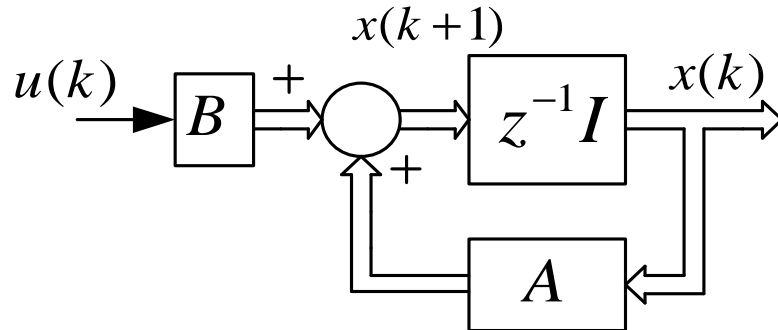
Durum uzayı yöntemlerinin doğrusal sistemlere ilk uygulamalarından biri, verilen bir sistemin özdeğerlerini gelişigüzel bir şekilde yerleştirebilmek için kullanılması idi. 1962 yılında Rosenbrock en iyi cevap karakteristiğini elde edebilecek biçimde sistemin özdeğerlerini yerleştirebilmek için geri beslemenin kullanımını ortaya koymuş fakat tam bir analiz elde edememiştir.

Kararsız bir sistem kaskat bir şekilde önüne veya arkasına kompensator ilave edilerek elde edilen çarpımsal durumun kararlı hale getirilebilir. Ancak böyle durumlarda kararlılık başlangıç değerlerine bağlıdır. Genelde başlangıç değerleri sıfır olmayan sistemler kararsızlık gösterebilmektedir. En genel haliyle Şekil 4.8'de gösterilen durum geri beslemeli sistemlerde amaçlanan sistem derecesi adedince durum değişkeni üzerinden kazanç katsayıları ile çarpılıp sistem girişine negatif geri besleme yapılarak sistemin dinamik davranışı tamamen değiştirilebilir. Eğer sistem kararsız ise kararlı hale getirilebildiği gibi kendi belirlediğimiz kontrolcü performansına göre karmaşık sayılar ekseninde seçilen kök değerlerine sistem getirilebilir. Burada K durum geri besleme matrisi olan bir vektör matrisidir ve bulunuşu için aşağıda bahsedilen yöntemler kullanılmıştır. Bu çalışma için Ackerman yöntemi kullanılmıştır [24].



Şekil 4.7. Durum geri beslemeli sistem şeması

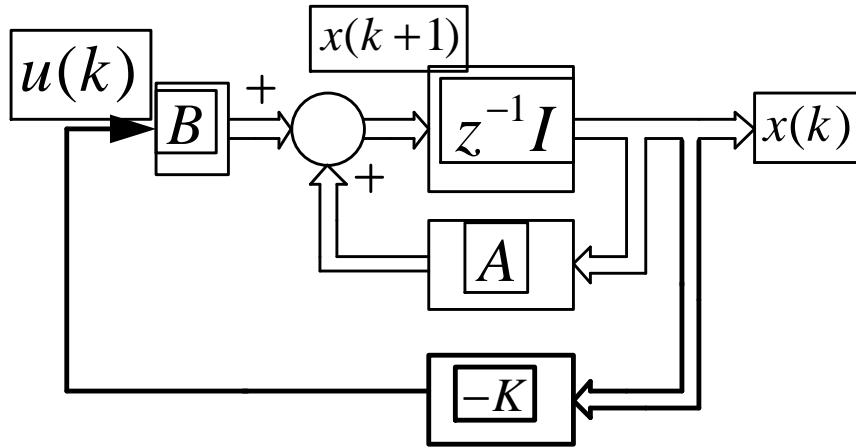
Lineer zamanla değişmeyen ayrık-zaman sistem, $x(k+1)=Ax(k)+Bu(k)$ ile verilir ve bütün $x(k)$, durumlarının bilindiği ve erişilebilindiği kabul edilerek aşağıdaki işlemler takip edilir.



Şekil 4.8 . Durum geri besleme

Bu sisteme, lineer durum geri-besleme kontrol kuralı olarak $u(k) = -Kx(k)$ uygulansın ve kapalı-çevrim sistem

$$x(k+1) = Ax(k) + B(-Kx(k)) \Rightarrow x(k+1) = (A - BK)x(k) \text{ olur.}$$



Şekil 4.9. Lineer durum geri-besleme kuralı ile kapalı çevrim sistem

Kontrolör matrisi (statik durum geri-besleme katsayı matrisi) K , kapalı-çevrim sisteminin performansını iyileştirecek şekilde seçilebilir. Performansı iyileştirme yollarından biri kutup yerleştirme yöntemidir.

Bu metod kullanılarak, açık çevrim sisteminin davranışı önemli ölçüde iyileştirilebilir. Bu metod kararsız bir sistemi kararlı yapabilir, cevap hızını arttırabilir veya azaltabilir, sürekli hal hatasını arttırabilir, azaltabilir, sistem bant genişliğini daraltabilir, genişletebilir. Tüm bu nedenlerden dolayı, kutup yerleştirme yöntemi pratikte yaygın olarak kullanılmaktadır.

$\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$ 'ler açık-çevrim sisteminin öz-değerleri olsun $x(k+1) = Ax(k) + Bu(k)$ 'nın

ve

$\hat{\lambda}_1, \hat{\lambda}_2, \dots, \hat{\lambda}_n$ 'ler ise $(A - BK)$ kapalı-çevrim sistem matrisinin istenen öz-değerleri olsun. Kompleks özdeğerler, kompleks eşlenik çiftler halindedir.

Aynı zamanda, $p(z)$ ve $\hat{p}(z)$ sırası ile karakteristik polinomlar (karakteristik denklem) olsun.

Açık çevrim sisteminin karakteristik denklemi;

$$p(z) = \prod_{i=1}^n (z - \lambda_i) = |zI - A| = z^n + a_1 z^{n-1} + \dots + a_{n-1} z + a_n = 0 \quad (4.14)$$

Kapalı çevrim sisteminin (durum geri-beslemeli) karakteristik denklemi;

$$\hat{p}(z) = \prod_{i=1}^n (z - \hat{\lambda}_i) = |zI - A + BK| = z^n + \hat{a}_1 z^{n-1} + \dots + \hat{a}_{n-1} z + \hat{a}_n = 0 \quad (4.15)$$

$\hat{p}(z)$ denklemini sağlayacak olan K matrisinin bulunması gerekmektedir.

Açık-çevrim sisteminin tüm durum vektörleri kontrol edilebilir ise kapalı-çevrim sistem $(A - BK)$ matrisinin öz-değerlerini herhangi bir $\hat{\lambda}_1, \hat{\lambda}_2, \dots, \hat{\lambda}_n$ öz-değerlerine atayan bir durum geri-besleme matrisi, K , vardır.

$$S = \begin{bmatrix} B & AB & A^2B & \dots & A^{n-1}B \end{bmatrix} \quad \text{Tüm durumların kontrol edilebilmesi için ,}$$

Kontrol edilebilirlik matrisinde, $\text{rank}[S]=n$ olmalıdır.

Bu teoreme göre, açık-çevrim sisteminin Tüm durumlarının kontrol edilemediği durumlarda, durum geri besleme kuralı ile A matrisinin en az bir tane öz-değeri değiştirilemez olarak kalır. Bu gibi durumlarda, bütün öz değerlerin atanabilmesi için, geri-besleme kuralı olarak dinamik kontrolör uygulanmalıdır. Türev ve integral terimleri ihtiva eden dinamik kontrolörler sistemin derecesini arttırdıklarından dezavantaja sahiptirler.

Tek girişli sistem ele alınsın. B matrisi kolon vektör b , K matrisi satır vektör K^T ye dönüşür.

$$\hat{p}(z) = \prod_{i=1}^n (z - \hat{\lambda}_i) = |zI - A + Bk^T| = z^n + \hat{a}_1 z^{n-1} + \dots + \hat{a}_{n-1} z + \hat{a}_n = 0 \quad (4.16)$$

Denkleminin K' ya göre çözümü tektir. K nın belirlenmesinde birçok yöntem amaçlanmıştır. En popüler yöntemler Klasik denklem eşitleme, Bass -Gura ve Ackerman yöntemidir.

Bu çalışmada öncelikle sistemin öz değerleri belirlenerek yukarıda bahsedilen S matrisi yardımıyla kontrol edilebilir bir sistem olup olmadığı test edilmiştir. Sistemin öz değerleri tablo (4.1) de verilmiştir.

Tablo 4.1. Sistem öz değerleri

-0.7042 +68.3191i
-0.7042 -68.3191i
-0.0944 + 5.6328i
-0.0944 - 5.6328i

Daha önce verilen A ve B matrisleri MATLAB' da $S=ctrb(A,B)$ komutu yardımıyla bulunan S matrisi $rank(S)$ komutuyla test edilmiş ve sonuç sistem derecesi olan dört olarak bulunmuş ve sistemin kontrol edilebilir olduğu gözlenmiştir. Sistemin getirilmek istendiği kök değerleri Tablo 4.2.' de verilmiş ve sistemin cevapları sonuçlar kısmında verilmiştir. Bu durumda oluşacak sistemin geri besleme kazanç matrisi aşağıdaki gibidir.

$$K=[-427257,983578324 \quad 508,106475733075 \quad 1103304,38359681 \\ 51249,8885101637];$$

Tablo 4.2. Sistemin ulaşması istenen kökler

-200
-200
-40+40j
-40-40j

4.4.1. Ackerman yöntemi

K matrisinin hesaplanmasında diğer bir yöntem Ackerman tarafından önerilmiştir.

$k^T = e^T s^{-1} \hat{p}(A)$ $S = [B \ AB \ A^2B \ \dots \ A^{n-1}B]$ kontrol edilebilirlik matrisi,

$$e^T = [0 \ 0 \ \dots \ 0 \ 1]$$

$\hat{p}(A) \Rightarrow \hat{p}(z)$ karakteristik denkleminde $z = A$ koyularak elde edilir.

$$\hat{p}(z) = A^n + \hat{a}_1 A^{n-1} + \dots + \hat{a}_{n-1} A + \hat{a}_n I \quad (4.18)$$

Genel olarak, çok girişli sistem durumunda K matrisinin belirlenmesi biraz karışıktır(zordur).

$K = qp^T$ olarak q ve p n-boyutlu matrisler olmak üzere,

$A - BK = A - Bqp^T = A - \beta p^T$, $\beta = Bq$ çok girişli sistem tek girişli sisteme indirgenmiş olur.

4.5. Durum Gözleyici (Kestiriciler)

Bir sistemin durum uzayı matrisleri (A,B) durum denetlenebilir olmak üzere geri besleme ile özdeğerler normal bir şekilde yerleştirilebilmektedir. Ancak durum geribesleme için sistemin durum değişkenlerine ihtiyaç duyulmaktadır. Uygulamalarda sistemlerin durum değişkenleri her zaman ölçülemeyebileceğinden; giriş ile çıkış değişkenlerinin ölçümü dahilinde durum değişkenleri hesaplanabilir.

$$\begin{aligned} x(k+1) &= Ax(k) + Bu(k) \\ y(k) &= Cx(k) \end{aligned}$$

Verilen sistemin herhangi bilinmeyen ilk $x(0)$ durumları için, N adet sonlu $y(0)$, $y(1)$, $y(N-1)$ ölçümünden tüm $x(0)$ durum değişkenleri hesaplanabiliyor ise,

sistem tümüyle gözlenebilir denir. Sistemin tüm durumlarının gözlenebilmesi için

$$\text{Gözlenebilirlik matrisi, } O = \begin{bmatrix} C \\ CA \\ \dots \\ CA^{N-1} \end{bmatrix}, \text{ rank}(O) = n \text{ olmalıdır, } A_{n \times n}$$

sistem matrisidir [24].

4.5.1 Luenberger gözleyici

Durum vektörleri gözlenecek olan sistem modeli,

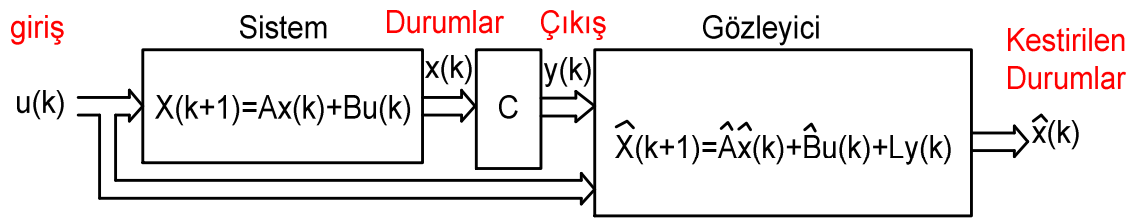
$$\begin{aligned} x(k+1) &= Ax(k) + Bu(k) \\ y(k) &= Cx(k) \end{aligned} \quad x \in R^n, y \in R^p \text{ ve } u \in R^m \text{ olarak}$$

verilsin. Durum vektörü $x(k)$ 'nin, yaklaşık değeri $\hat{x}(k)$ ile verilsin. Gözleyici modeline ait durum denklemi, (4.19) denkleminde verilmiştir.

$$\hat{x}(k+1) = \hat{A}\hat{x}(k) + \hat{B}u(k) + Ly(k) \quad (4.19)$$

$\hat{x}(k) \in R^n$ ve \hat{A} , \hat{B} ve L bilinmeyen matrisleridir.

Gözleyici, $u(k)$ giriş vektörü ve $y(k)$ çıkış vektörü, girişlerin den oluşan iki girişli bir dinamik sistemdir. $\hat{x}(k)$ ve $x(k)$ aynı boyutlu ise gözleyici tam dereceli/ tüm dereceli (full-order) gözleyici olarak adlandırılır. $\hat{x}(k)$ 'nin derecesi $x(k)$ 'dan küçük ise düşük-dereceli gözleyici olarak adlandırılır.



Şekil 4.10. Sistem ve gözleyicinin basitleştirilmiş gösterimi

Hata vektörü, $e(k) = x(k) - \hat{x}(k)$ olarak tanımlansın.

Gözleyici tasarlama probleminin tanımı, mümkün olan en yüksek hızda $e(k)$ 'yi sıfır yapacak olan \hat{A} , \hat{B} ve L matrislerinin belirlenmesidir.

$e(k) = x(k) - \hat{x}(k) \Rightarrow \hat{x}(k) = x(k) - e(k)$ olduğu göz önüne alınır ise,

Hata dinamiği, Denklem (4.20) deki gibi bulunabilir

$$e(k+1) = \hat{A}e(k) + [A - \hat{A} - LC]x(k) + [B - \hat{B}]u(k) \quad (4.20)$$

$e(k)$ 'nin $x(k)$ ve $u(k)$ 'dan bağımsız olarak sifıra gidebilmesi için aşağıda verilen 3 şart sağlanmalıdır;

- 1- $\hat{A} = A - LC$
- 2- $\hat{B} = B$
- 3- \hat{A} matrisi kararlı olmalıdır.

1 ve 2 ifadeleri yerlerine koyulur ise,

$$\hat{x}(k+1) = (A - LC)\hat{x}(k) + Bu(k) + Ly(k) = A\hat{x}(k) + Bu(k) + Ly(k) - LC\hat{x}(k) \quad (4.21)$$

$$\hat{x}(k+1) = \underbrace{A\hat{x}(k) + Bu(k)}_{\text{Kestirici}} + \underbrace{L[y(k) - C\hat{x}(k)]}_{\text{Düzeltilici terim}} \quad \text{Gözleyici durum denklemi}$$

Düzeltilici terim, genellikle rezidüel olarak adlandırılır (artık kalan, artan)

Bu sonuçlardan $e(k)$ aşağıda verilen fark denklemi ile yazılır.

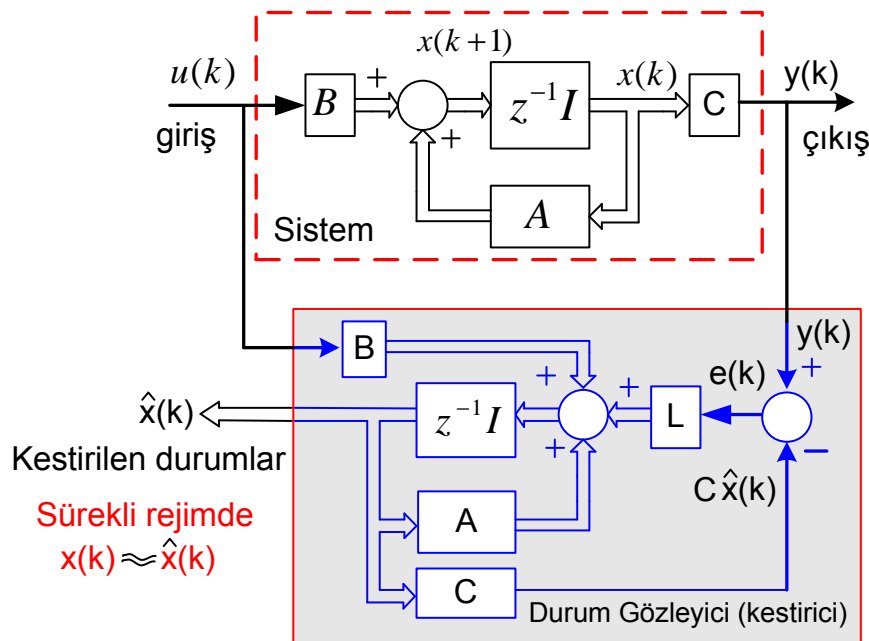
$$e(k+1) = \hat{A}e(k) \quad e(k+1) = (A - LC)e(k) \quad (4.22)$$

$$\hat{x}(k+1) = \underbrace{A\hat{x}(k) + Bu(k)}_{\text{Kestirici}} + \underbrace{L[y(k) - C\hat{x}(k)]}_{\text{Düzeltilici terim}} \quad \text{Gözleyici durum denklemine}$$

ait sayısal gerçekleştirme diyagramını aşağıda verilmiştir.

Gözleyici durum denklemi (4.23) denklemindeki halini alır.

$$\hat{x}(k+1) = (A - LC)\hat{x}(k) + Bu(k) + Ly(k) \quad (4.23)$$



Şekil 4.11. Gözleyici durum denklemine ait sayısal diyagram.

Gözleyici' de durum geri besleme matrisi L 'nin belirlenmesi için aşağıdaki işlemler uygulanır.

$\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$ Gözlenecek sistem matrisi A 'nın özdeğerleri, $P(z)$ gözlenecek sistem karakteristik denklemi olsun.

$$P(z) = |zI - A| = \prod_{i=1}^n (z - \lambda_i) = z^n + a_1 z^{n-1} + \dots + a_n = 0 \quad \text{olarak yazılabilir.}$$

$\hat{\lambda}_1, \hat{\lambda}_2, \dots, \hat{\lambda}_n$ gözleyici sistem matrisi $\hat{A} = A - LC$ 'nin istenen özdeğerleri ve $\hat{P}(z)$ ise gözleyici karakteristik denklemi olsun.

$$\hat{P}(z) = |zI - \hat{A}| = \prod_{i=1}^n (z - \hat{\lambda}_i) = z^n + \hat{a}_1 z^{n-1} + \dots + \hat{a}_n = 0 \quad (4.24)$$

olarak yazılabilir.

$\hat{P}(z)$ gözleyici karakteristik denklem seçiminde, gözleyici cevap hızı durum değişkenleri kestirilecek sistem cevap hızından 3 ile 10 kat daha hızlı olacak şekilde seçilmesi tavsiye edilir. Bu çalışmada 5 kat civarı bir yaklaşım yapılmıştır. Ayrık zamanlı olarak tasarladığımız gözleyicinin kökleri ise birim çemberde sıfıra 5 kat daha yakın olacak şekilde küçültülmüştür. L matrisinin tayini için Bass-Gura ve Ackerman yöntemleri kullanılabilir. Bu çalışmada Bass-Gura yaklaşımı kullanılmıştır. Sistemin gözlenebilir olma şartı yukarıda bahsedilmiştir. Bunu araştırmak için MATLAB'ın `obsv(A,C)` komutuyla sistemin gözlenebilir olup olmadığı araştırılmıştır. Durum gözlenebilirlik matrisinin rankı araştırılmış ve sistem derecesi dörde eşit bulunmuştur. Böylece sistemin gözlenebilir olduğuna karar verilmiştir.

4.5.2. Bass-Gura yöntemi

Gözlenecek sistem karakteristik denklemi, $P(z) = z^n + a_1 z^{n-1} + \dots + a_n = 0$ olmak üzere,

$$w = \begin{bmatrix} 1 & a_1 & \dots & a_{n-1} \\ 0 & 1 & \dots & a_{n-2} \\ \cdot & \cdot & \dots & \cdot \\ 0 & 0 & \dots & 1 \end{bmatrix} \text{ ve } a = \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ \dots \\ a_n \end{bmatrix} \text{ Karakteristik denklem katsayılarından elde edilir.}$$

$$O = \begin{bmatrix} C \\ CA \\ \dots \\ CA^{N-1} \end{bmatrix} \text{ Gözlenebilirlik matrisi,}$$

Gözleyici karakteristik denklem $\hat{P}(z) = z^n + \hat{a}_1 z^{n-1} + \dots + \hat{a}_n = 0$ katsayılarından

$$\hat{a} = \begin{bmatrix} \hat{a}_1 \\ \hat{a}_2 \\ \dots \\ \hat{a}_n \end{bmatrix} \text{ elde edilir.}$$

$$\text{Gözleyici katsayı matrisi } L = \left[w^T O^T \right]^{-1} (\hat{a} - a) \quad (4.25)$$

ifadesi ile hesaplanır [24].

4.6. Lineer Quadratik Regülatör Tasarımı ve Optimal Kontrol

Geleneksel kontrol sistemlerinde tasarımcı kullanıcının öngördüğü kriterlere uygun bir kontrol sistemini deneme sınama yöntemlerinden yararlanarak tasarlar. Optimal kontrolde ise sisteme uygun bir davranış ölçütü tanımlanarak belirli bir sistem için en uygun çözüm bulunmaya çalışılır. Modern teknolojilerde kurumsal optimal kontrol gün geçtikçe önem kazanmakta ve çeşitli endüstriyel sistemlerde uygulama alanı bulmaktadır.

LQR optimal kontrol teorisi içindeki önemli yöntemlerdendir. Bu teori iki versiyona sahiptir. Bunlar açık düğüm ve kapalı düğüm optimal kontrol problemleridir. Bunun dışında ilk koşul yerleştirmek için zamanın açık fonksiyonu olarak optimal kontrol verilir.Sadece ikinci hal hesaplanır (kapalı düğüm). Lineer kuadratik sonlu boyutunun asıl sonucu en uygun varsayımlar altında lineerdir.Optimal geri besleme kontrolü durumla ve zamanla sabit olarak lineerdir.

Tipik karesel performans fonksiyon formu aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$J(u) = \frac{1}{2} \int_0^{T_k} [x^T(t)Qx(t) + u^T(t)Ru(t)]dt \quad (4.27)$$

- Q matrisi $Q \geq 0$ ise kesin yarı artı matris
- R matrisi $R > 0$ ise kesin artı matris
- A, B (sistemin durum matrisleri) çifti denetlenebilir.

Ağırlıklandırma matrisleri olan R ve Q kontrol sistemi tasarımcısı tarafından seçilir; fakat bu matrisler yukarıdaki durumları karşılamak zorundadır. Q matrisi diagonal elemanlarının sıfır veya pozitif olması ile diagonal olur. Bazı pozitif bileşenler ($|R| \neq 0$) kontrol tarafından seçilir; aksi takdirde çözüm sonsuz kontrol kazancı içine girer.

R ve Q matrislerinin elemanlarının değeri performansı belirlemede yeterli derecede rol oynamazlar. Hatayı bulabilmek için simülasyon programları gereklidir; böylece meselenin ana noktaları aydınlatılmış olur.

4.6.1. Kuadratik kazanç faktörü

LQR problemlerinde sistemin K geri besleme kazanç matrisi J performans ölçütüne bağlı olarak bulunur. Bölüm 4.4.' te anlatılan lineer durum geri besleme kavramında bahsedilen K geri besleme kazanç matrislerinin önceden seçilen köklere rastgele yerleşimi kontrolörün performansı açısından her zaman iyi sonuçlar vermeyebilir. Bu yüzden sistem giriş ve çıkışına bağlı J performans ölçütü minimize edilecek şekilde Q ve R matrisleri belirlenir.

$$J_{\min} = \frac{1}{2} \sum_{k=k_0}^{\infty} [X^T(k)QX(k) + U^T(k)RU(k)] \text{ olarak ifade edilebilir.}$$

Kuadratik kazanç faktörü içinde tanımlanan $Q(k)$ ve $R(k)$ simetriktir ve sonludur.

Lineer sistemlerde;

$$X(k+1) = G(k)x(k) + H(k)U(k) \quad (4.28)$$

$y(k) = c(k)x(k)$ olsun. Burada G , A matrisinin ayrıklaştırılmış hali; H ise B matrisinin ayrık zamanlı halidir. Bu bağlamda Denklem (4.29)' da J ' yi minimum yapan kontrol işaretinin nasıl olacağı formülle ifade edilmiştir.

$$U(k) = -K_{op}X(k) \quad (4.29)$$

K_{op} optimal kazanç katsayılarının elde edilişi ise (4.30) denkleminde verilmiştir.

$$K_{op} = [R + H^T P H]^{-1} H^T P G \quad (4.30)$$

Burada verilen P kesin pozitif tanımlı bir matris olmalıdır [3]. Bu P matrisinin bulunuşu ise (4.31) Riccati diferansiyel eşitliğinin çözümünden elde edilir. J

performans indeksini birçok P matrisi minimum yapabilir yalnızca kesin pozitif tanımlı olan matris doğru sonucu verir.

$$P=Q+G^{-1}PG-G^T P H [R+H^T P H]^{-1} H^T P G \quad (4.31)$$

Q ve R ağırlıklandırma matrisleridir. Q matrisi $C^T \times C$ çıkış matrisinin transpozesi ile

çarpımı şeklindedir. Sistemin Q matrisi bu durumda $Q = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$ şeklinde

bulunmuş olur. Yani çıkışı temsil eden üçüncü durum değişkenini verecek şekilde seçilmiş olur. Sistemin çıkış ağırlığı artırılarak performans indeksi minimizasyonu yapılmıştır. Bu çalışmada seçilen ağırlık faktörleri aşağıdaki gibidir. Q ve R' nin seçiminde Bryson kuralı olarak bilinen optimum koşullar geçerlidir. Bu koşullar aşağıdaki eşitliklerde verilmişlerdir.

Q' nun seçimi için geçerli kural

$Q = 1/ [\text{Maksimum kabul edilebilir durum değişkenlerinin karesel toplamları}]$

$$Q = \frac{1}{\sum_{i=1}^n Z_{i \max}^2} \quad (4.32)$$

R' nin seçimi için geçerli kural

$$R = \sum_{i=1}^n U_{i \max}^2 \quad (4.33)$$

$R = 1/ [\text{Maksimum kabul edilebilir kontrol sinyallerinin karesel toplamı}]$

Bu koşullar altında bu çalışma için baz alacağımız Q ve R değerleri aşağıdaki eşitlikler olarak belirlendi

$$- R=[0,1]$$

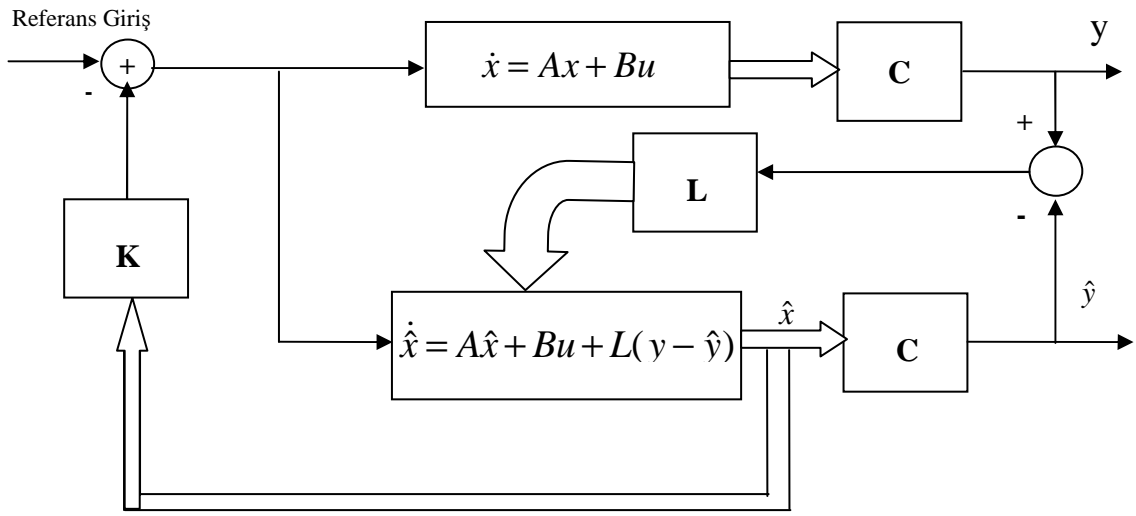
$$- Q = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 10000 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Bu durumda sistemin geri besleme kazanç matrisi K aşağıdaki gibidir.

$$K = \begin{bmatrix} 1248,32782045862 & 131,506808767706 & 992031,999483018 \\ 22226,4791751419 \end{bmatrix}$$

4.7. Optimal Gözlemleyici Kontrolör Tasarımı

Bölüm 4.5.' te bahsedilen gözlemleyici yapısı sistemin ölçülmesi zor olan veya mümkün olmayan bazı durum değişkenlerini sistemin doğal çalışma hızından üç ile on kat arasında daha hızlı işlem yapabilen sayısal işlemci vasıtasıyla hesaplanabilmektedir. Şekil 4.12'da ana hatlarıyla gösterilen gözlemleyici kontrolörün hesaplanan durum değişkenlerini bir geri besleme kazanç katsayıları matrisiyle çarparak giriş vermesiyle bir Bölüm 4.4. ' te verilen bir geri besleme kontrolcü gibi çalışabileceği bilinmektedir.



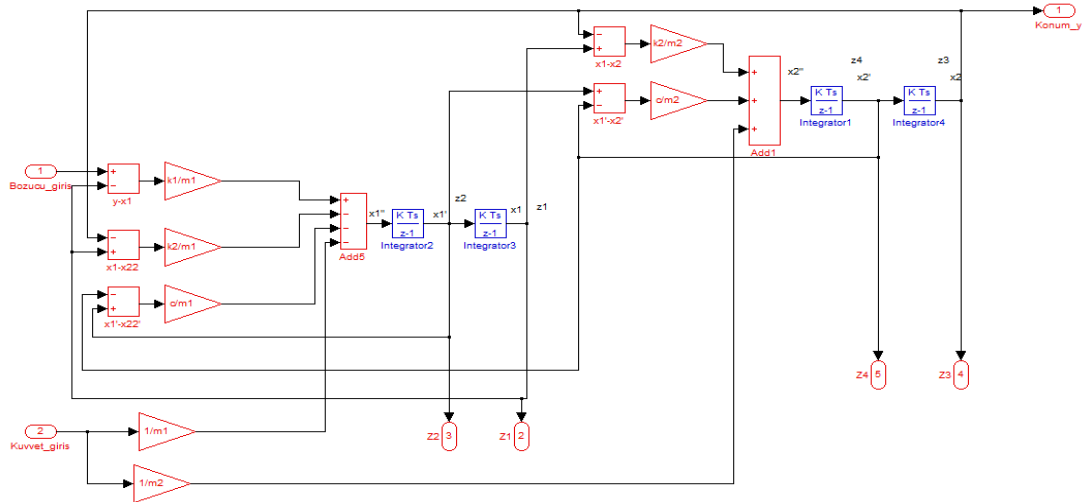
Şekil 4.12. Gözlemleyici kontrolör şeması

Yukarıdaki şekil incelendiğinde K geri besleme kazanç matrisinin yeri görülmektedir. Bu çalışma kapsamında optimal lineer regülatör kullanılarak buradaki K geri besleme kazanç katsayıları iyileştirilmiş ve sistemin simülasyon modeline bozucu yol girişi uygulanarak modelin cevabı incelenmiştir. Ayrıntılı sonuçlar Bölüm 5.' te ele alınmıştır.

BÖLÜM 5. SİMÜLASYON SONUÇLARI VE ANALİZİ

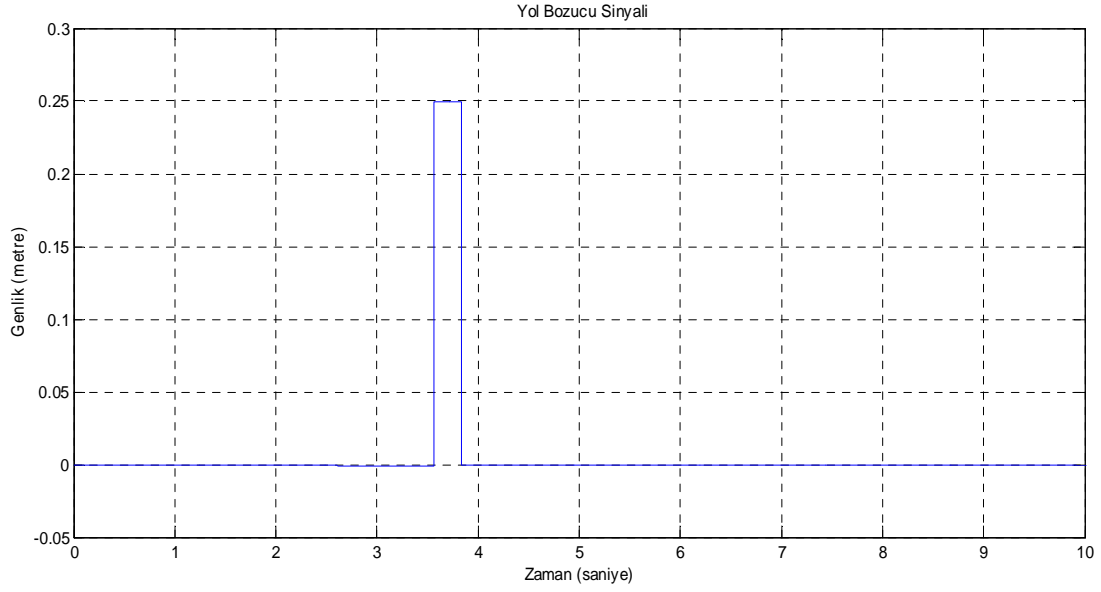
5.1. Simülasyon Parametrelerinin Belirlenmesi

Simülasyon modelinde aktif süspansiyon kontrolünün parametrelerinin belirlenebilmesi için bir araç donanımı kurulmalı ve test için çeşitli yol şartları baz alınmalıdır. Bu çalışmanın kapsamında böyle bir yaklaşım olmadığından sistem MATLAB/SIMULINK ortamında modellenmiş ve sistemin çıkışı grafiksel olarak gözlenmiştir. Bölüm 3.' te değinilen durum uzayı yaklaşımıyla sistemin simülasyon diyagramının aynı yol girdisine karşı verdiği cevaplar karşılaştırılmış Şekil 5.1'de verilen simülasyon şemasının doğru kurgulanıp kurgulanmadığı sonucuna araştırılmıştır. Bozucu yol girişi Şekil 5.2'de sistemin simülasyon diyagramı cevabı şekil 5.3.' te durum uzayı cevabı ise gösterilmiştir. Şekil 5.1'de daha önceden verilen Şekil 3.4' ün ayrıklaştırılmış halidir.



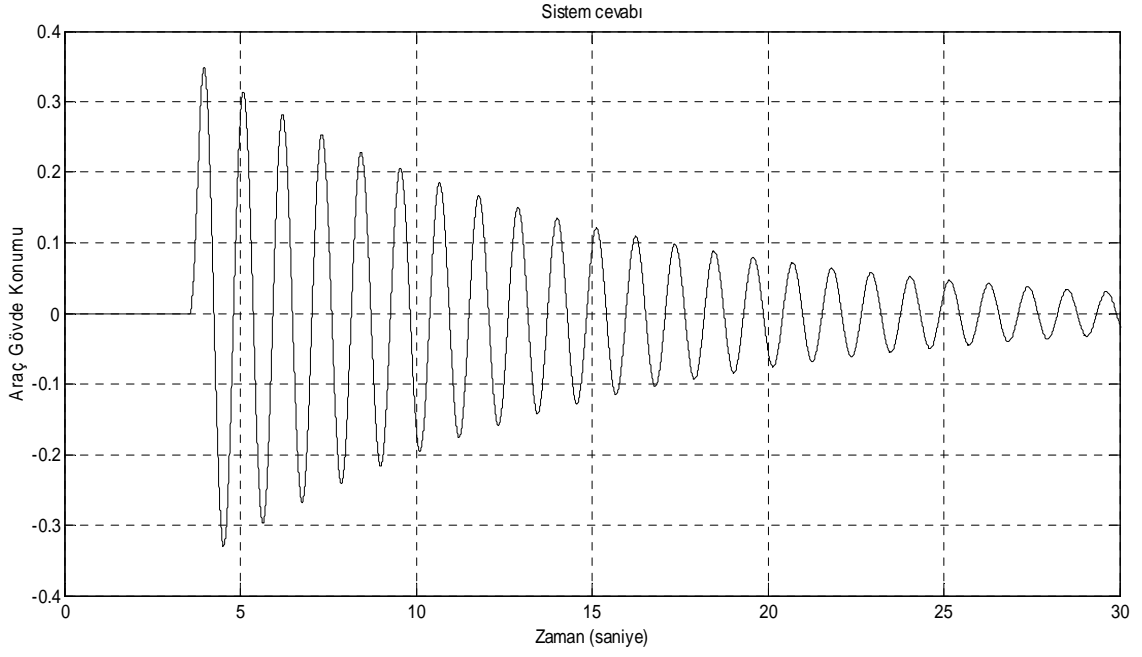
Şekil 5.1. Sistemin ayrık zaman simülasyon diyagramı

Yol bozucu giriş sinyali olarak Bölüm 3.' te yer verilen sistem parametreleri incelendiğinde sinyalin biriminin metre cinsinden bir konum olması gerekmektedir. Bozucu sinyal olarak 0,25m yüksekliğinde dikdörtgen bir tümsek olduğu varsayımı yapılmıştır.

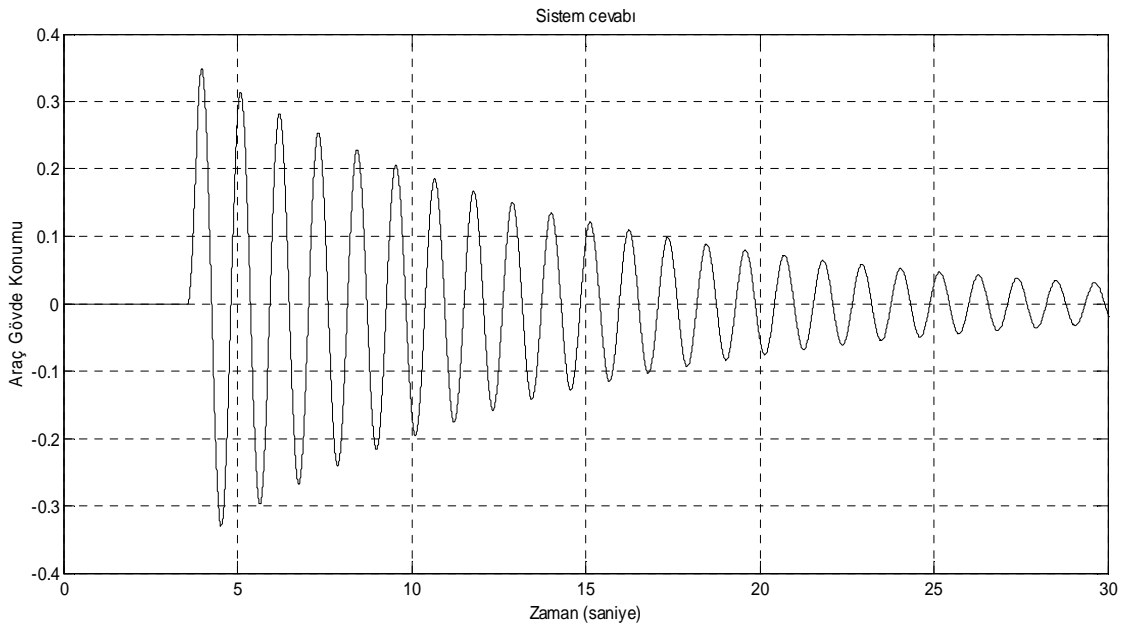


Şekil 5.2. Yol bozucu girişi

Sistemin yol bozucu girişine vereceği yanıt grafiği aşağıda verilmiştir.



Şekil 5.3. Simülasyon diyagramı cevabı

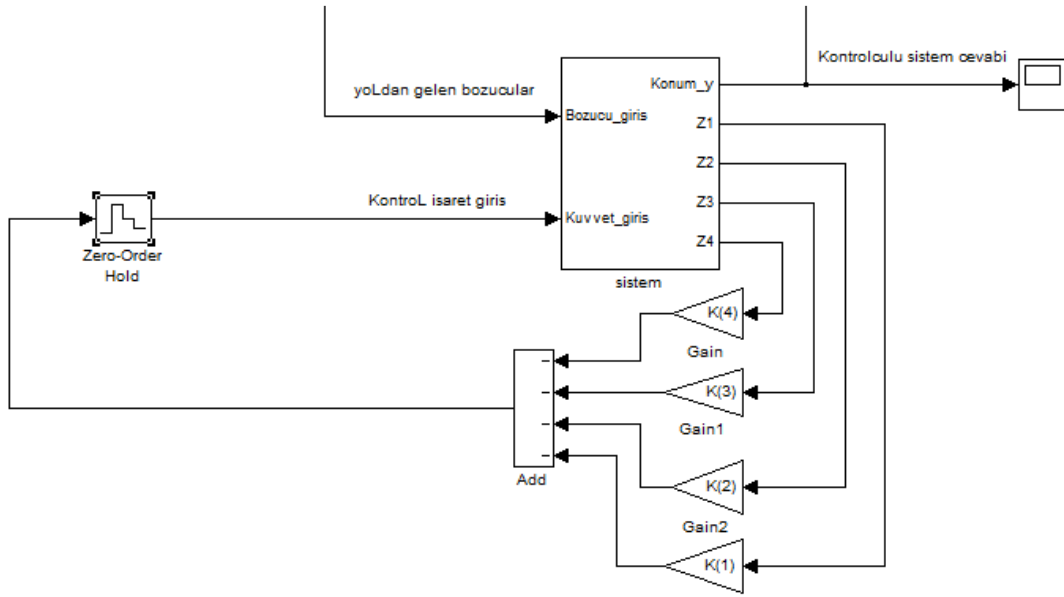


Şekil 5.4. Durum uzayı cevabı

Şekil 5.3. ve Şekil 5.4. cevapları aynı olduğundan simülasyon diyagramının doğru kurgulandığına kanaat getirilmiştir.

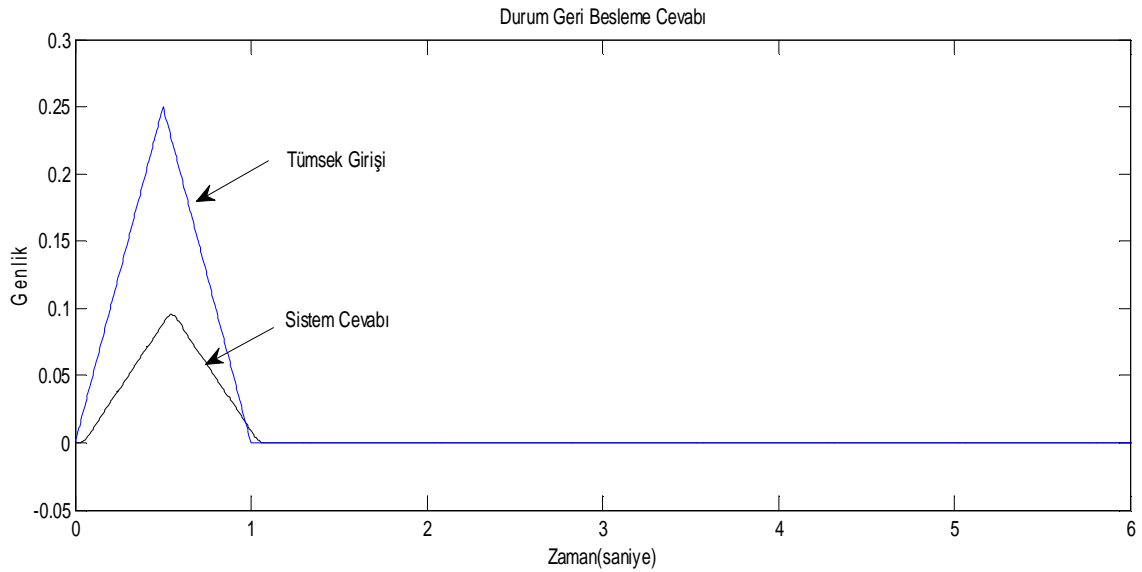
5.2. Durum Geri Besleme Kontrolcü Simülasyonu

Bölüm 3' te detaylı bir şekilde anlatılan durum geri besleme kontrolü için Şekil 5.5' te simülasyon sistemine nasıl durum geri besleme yapıldığı gösterilmiş ve sistemin cevabı yol bozucu ile aynı eksen de nasıl cevap verdiği Şekil 5.6' da verilmiştir.



Şekil 5.5. Durum geri besleme simülasyon diyagramı

Sistemin simülasyonu yapılırken tepe noktası 0,25m olacak şekilde bir tümsek girişi varsayımı yapılmıştır.



Şekil 5.6. Yol girişi ve sistem cevabı

K durum geri besleme kazanç matrisi aşağıdaki gibidir.

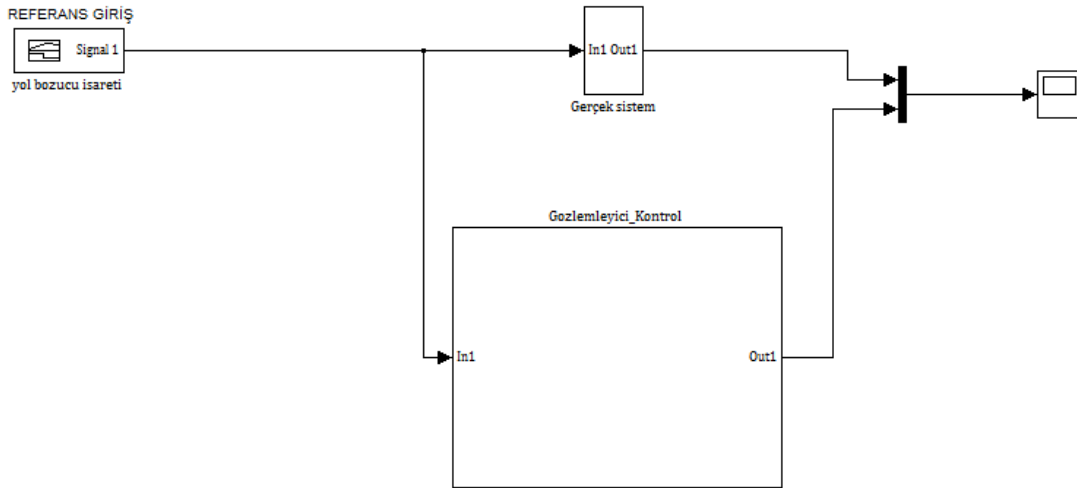
$$K = \begin{bmatrix} -427257,983578324 & 508,106475733075 & 1103304,38359681 \\ 51249,8885101637 \end{bmatrix};$$

Simülasyon yapılırken ulaşılması hedeflenen kökler $[-200, -200, -40+40j, -40-40j]$ dir. Cevap incelendiğinde yol bozucu girişinden daha az genlikle bir hareket gösterilmektedir. Bu durum iyi bir kontrol yapıldığının göstergesidir.

5.3. Durum Gözleyici Simülasyonu ve Cevabı

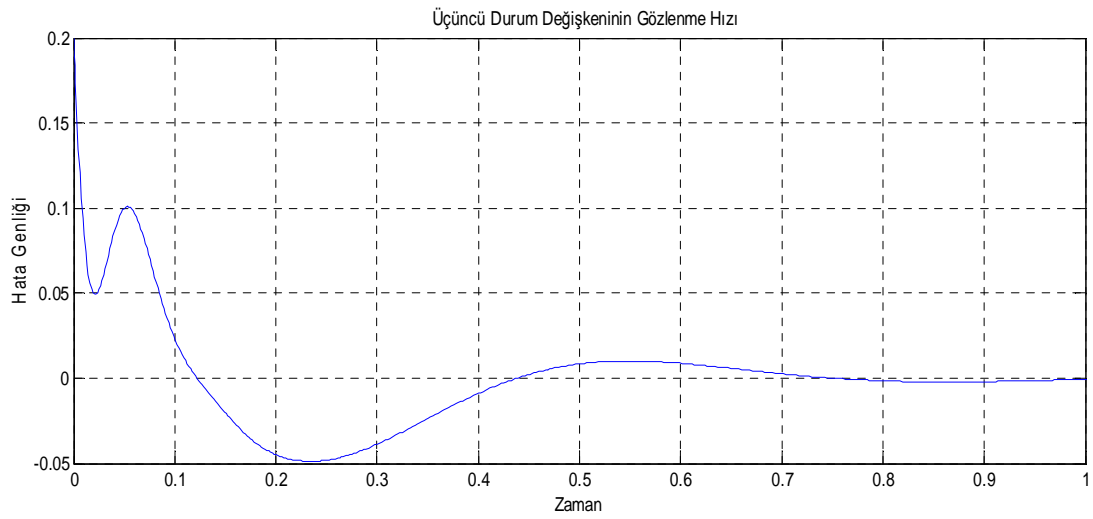
Her ne kadar Bölüm 5.2.' de iyi bir kontrol yapılmış olursa dahi Bölüm 4.' te bahsedilen durum geri besleme yapılması için durum değişkenlerinin ölçülmesi gerekmektedir. Bu durumun her zaman mümkün olmayacağı için kısmen ölçülebilenlerle modeli bilinen bir sistemin tüm durum değişkenleri hesaplanarak sistemi izleyecek olan yapı gerçekleştirilmelidir. Şekil 5.7' de yapısı verilen gözleyicinin sistemi gerçekten iyi bir şekilde izleyip izlemediği gerçek sistemin

modeli ile gözleyici modelinin girişine benzer bir bozucu işaret uygulanarak aynı çıkışı verip vermediği gözlenmiştir. Şekil 5.9'de gözleyici ve Şekil 5.10'da gerçek sistem cevapları görülmektedir.

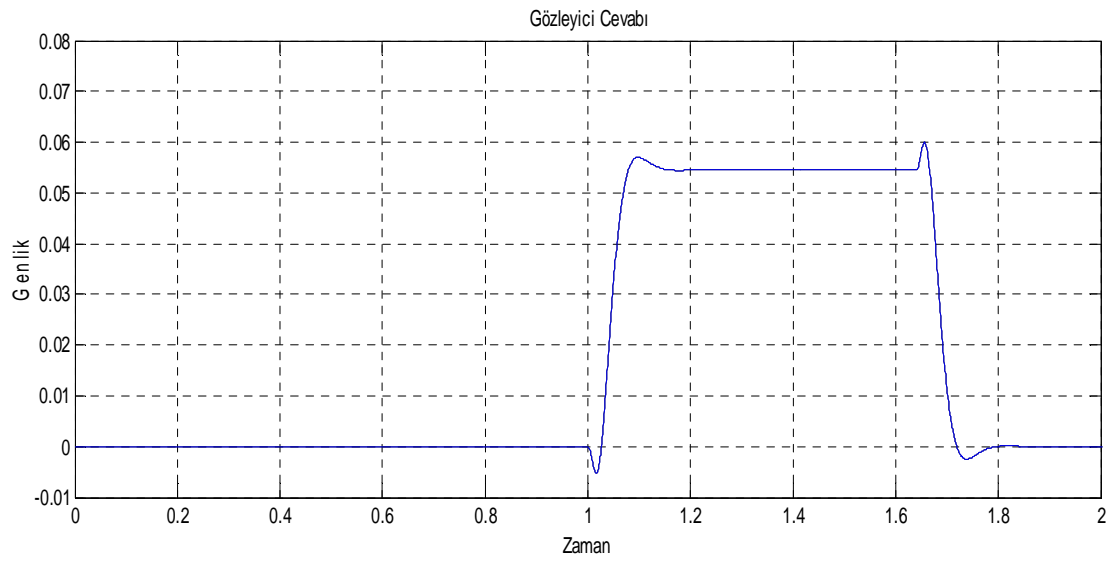


Şekil 5.7. Gerçek sistemle gözleyicinin aynı anda modellenmesi

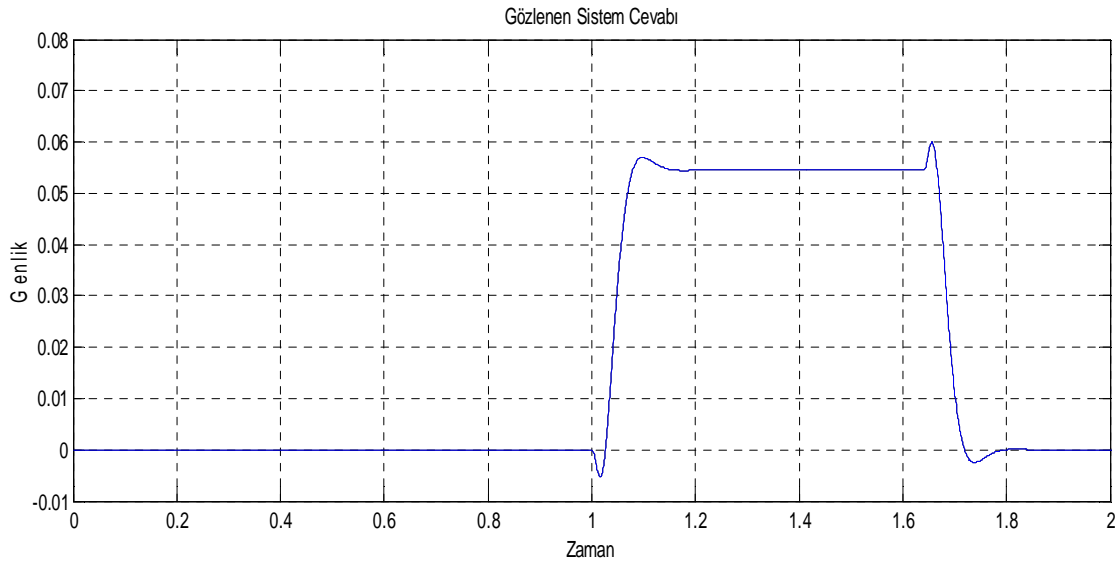
Sistemin luenberger gözleyici katsayıları yaklaşık karmaşık sayılar ekseninde 5 kat daha solda seçilerek sistemi izleyip izlemediği test edilmiştir. Bir gözlemleyiciden beklenen sıfır giriş sistemin durum değişkeninde başlangıç değerleri mevcut kabul edilerek gerçek sistemin durum değişkeniyle arasındaki farkın ne kadar kısa sürede sıfıra gittiği gözlemlenmiştir. Bu durumu test etmek için gözleyici sisteme sıfır giriş uygulayarak $Z_1=0$, $Z_2=0$, $Z_3=0,2$ ve $Z_4=0$ başlangıç değerleriyle simülasyonu başlatıp Z_3 durumunun ne kadar kısa sürede sıfıra gittiği Şekil 5.8'deki grafikte gözlenmiştir.



Şekil 5.8. Üçüncü durum değişkeninin gözlenme hızı



Şekil 5.9. Gözleyici cevabı



Şekil 5.10. Gözlenen sistem cevabı

Şekil 5.8’ de hatanın hızlıca azalmış olması; Şekil 5.9. ve Şekil 5.10’ da aynı giriş karşılığında neredeyse aynı cevabı veriyor olmaları gözlemleyicinin doğru çalıştığını göstermektedir.

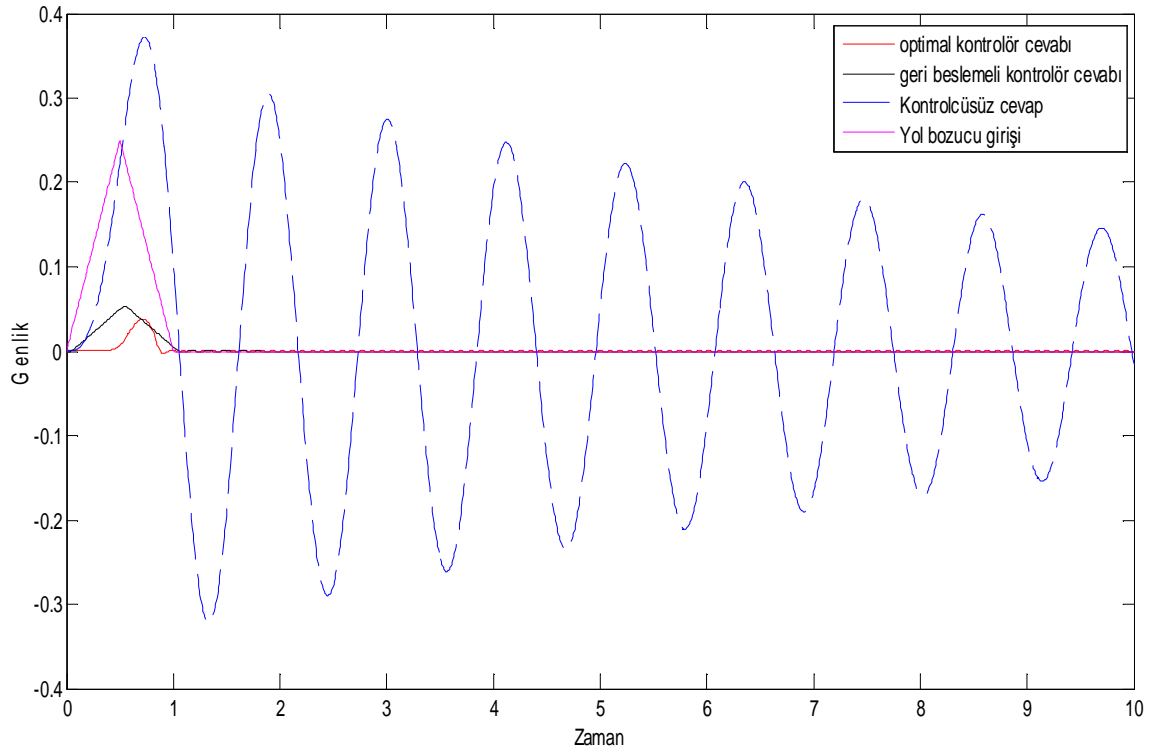
5.4. Optimal Gözleyici Kontrolcü Modellenmesi

Bölüm 5.3’te modellenerek doğru çalıştığına kanaat getirdiğimiz gözlemleyici modelinin Şekil 4.9’da gösterilen geri besleme kazanç katsayılar matrisi Bölüm 4.6 da detaylı bir şekilde anlatılan optimizasyon stratejisiyle iyileştirilerek modelleme yapılmış ve Şekil 5.11’de modelin cevabı grafiksel olarak gözlemlenmiştir.

Elde edilen K optimal geri besleme kazanç katsayıları aşağıdaki gibidir.

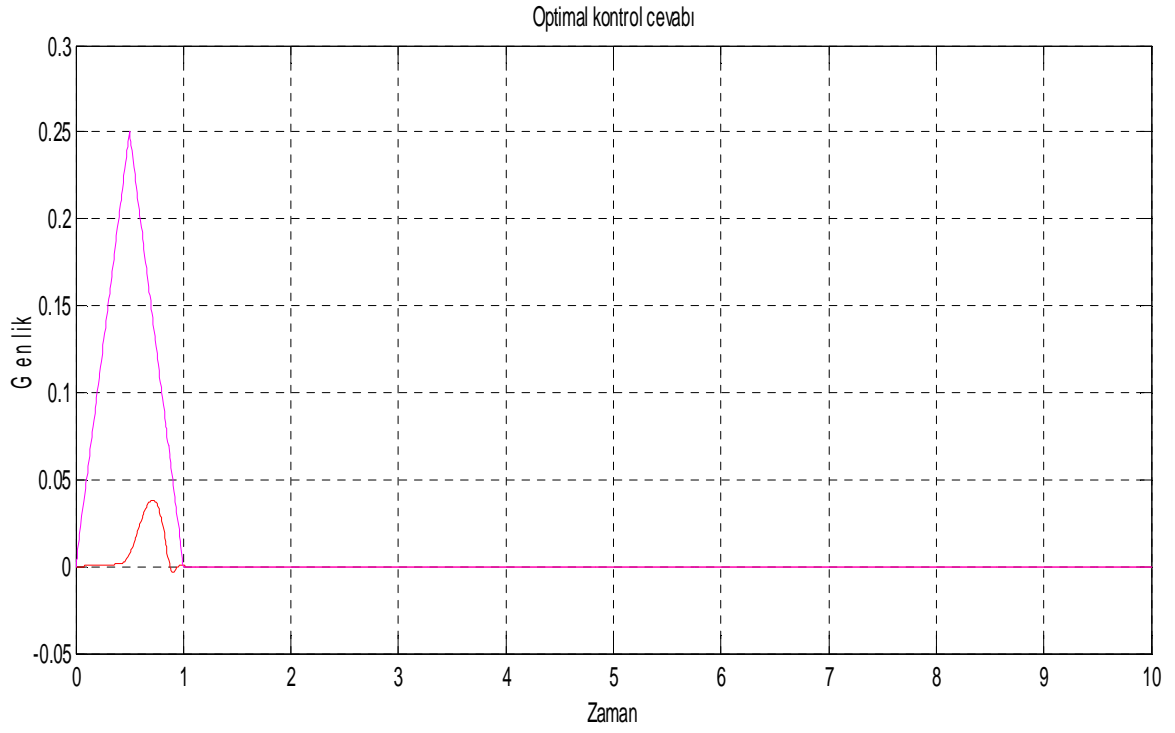
$$K = [1248,32782045862 \quad 131,506808767706 \quad 992031,999483018 \\ 22226,4791751419]$$

Gözleyici sisteme ait Optimal kontrol cevabı, geri beslemeli kontrol cevabı, Kontrolcüsüz sistem ve yüksekliği 0,25m olan yol tümseği aynı eksen de Şekil 5.1' de gösterilmiştir.



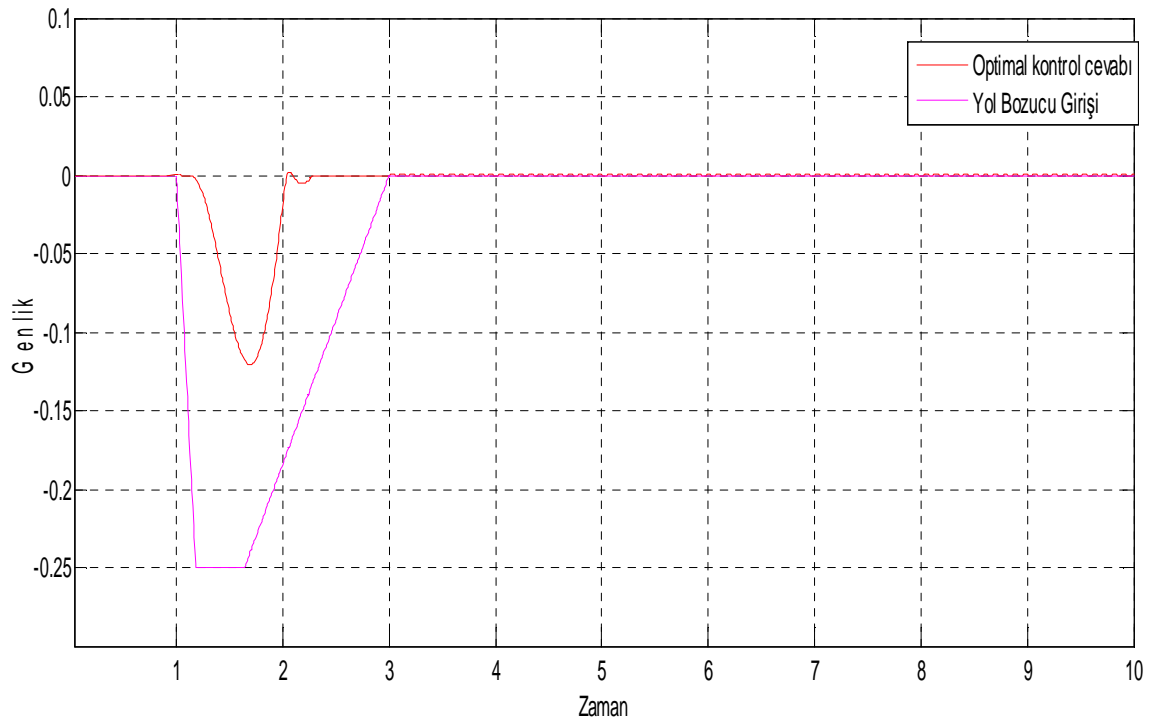
Şekil 5.11. Optimal gözleyici kontrol ve diğerlerinin cevabı

Daha sade olarak optimal gözleyici kontrolör ile yol giriş sinyalinin aynı eksen takımında gösterimi aşağıda Şekil 5.12' de gösterilmiştir.



Şekil 5.12. Optimal gözleyici cevabı ve yol giriş sinyali

Benzer şekilde aracın yolda giderken sadece tümseğe değil çukura da rastlayabileceği göz önüne alınarak bir simülasyon yapılmış ve cevap grafiği Şekil 5.13' te gösterilmiştir.



Şekil 5.13. Optimal gözleyici çukurlu yol cevabı

BÖLÜM 6. DEĞERLENDİRME VE SONUÇLAR

Bu çalışma kapsamında bir araç süspansiyon sisteminin matematiksel modeli çeyrek araç için incelenmiş ve doğrulukları gözlemlenmiştir. Çeyrek araç modelinin dinamik durum denklemleri durum uzayı analizi formuna getirildikten sonra kurgulanan model gözlemleyici kontrol sistemi olduğu için gözlenebilirlik ve kontrol edilebilirlik testleri uygulanmıştır. Hem durum gözlenebilir hem de durum kontrol edilebilir bir sistem olduğu ortaya konulmuş ve modern kontrol sistemlerinin gerekliliği ve kullanışlılığı görülmüştür. Sistem parametreleri belirli bir lineer kabul çerçevesinde seçilmiştir. Araç için konfor ve güvenlik parametrelerinin birbirinden taviz vermeksizin aktif süspansiyon ve kontrolü gerekmektedir.

Gözlemleyici optimal kontrol için optimize edilmiş geri besleme kazanç katsayıları ile düzenlenerek sistemin paralelinde modellenmiştir. Bu şekilde Bölüm 5'te gösterilen tümsek ve çukur gibi farklı yol şartlarının modeli bozucu giriş sinyali olarak modele aktarılmış ve tüm yol şartlarında araç gövdesinin konumu fazla aşım yapmaksızın ve hızlı bir şekilde referans değere ulaşmıştır. Bu durum modelimizin başarılı bir şekilde optimal gözlemleyici kontrol işlemini gerçekleştirdiğini kanıtlamıştır.

Bu şekilde kurgulanan gözlemleyici kontrol modeli simülasyon ortamında oldukça iyi sonuçlar üretmesine karşın gerçek bir donanım üzerinde yayların sertleşmesinin sabit kabul edilmesi, teleskopik amortisör yapısında sıvının viskozitesinin daima sabit kaldığı varsayımları bu kadar ideal sonuçlar üretmeyebilir.

Bu çalışmada elde edilen başarılı sonuç başka sistemlerin kontrolü için konvansiyonel kontrolörler yerine kullanılabilir. Ayrıca çeyrek araç üzerinde amortisör içerisindeki sıvının akışkanlığı elektromanyetik alanla değiştirildiği yarı aktif süspansiyon sisteminin kontrolü üzerinde uygulanabilir. Kontrol edilen aktif süspansiyonlarda süspansiyon daralması diye literatürde adı geçen bir problemle karşılaşılır. Bunun anlamı örneğin taşıt bir basamak çıktığı zaman kontrolcü basamak değere eşdeğer büyüklükte olarak sistemi çekmeye çalışacaktır. Çalışma bu problemin modellenerek çözümüne de temel teşkil edebilir.

KAYNAKLAR

- [1] EKREM, D., Doktora Tezi, Taşıtlar için aktif süspansiyonların iyileştirilmesi, Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2007
- [2] OKAN, A., Yüksek Lisans Tezi, MR damperli süspansiyon sisteminin skyhook kontrolü, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2009
- [3] OGATA, K., Modern Control Engineering, Fourth Edition, Prentice Hall, pp: 964, New Jersey, USA, 2002
- [4] DORF, R., BISHOP, R., Modern Control Systems, Tenth Edition, Prentice Hall, pp: 881, New Jersey, USA, 2005
- [1] JANEWAY, R.N., Human Vibration Tolerance Criteria and Applications to Ride Evaluation,. SAE Technical Papers, Warrendale, PA, USA, pp:750166. 1975
- [6] YANG, B.,. Theory of Vibration. In: S. Braun, D. Ewins, S.S. Rao (Editors), Encyclopedia of Vibration (2002). Academic Press, San Diego, USA. Vol.3, pp:1290-1333. 2001
- [7] GRIFFIN, M.J., Whole-Body Vibration. In: S. Braun, D. Ewins, S.S. Rao (Editors), Encyclopedia of Vibration (2002). Academic Press, San Diego, USA. Vol.3, p.1570-1578, 2001
- [8] YAGIZ, N., YÜKSEK, İ., Robust control of active suspensions using sliding modes., Turk J. Engin Environ Sci – TÜBİTAK., 25, sayfa 79-87, 2001
- [9] AHMADIAN, M., Active Control of Vehicle Vibration. In: S. Braun, D. Ewins, S.S. Rao (Editors), Encyclopedia of Vibration (2002). Academic Press, San Diego, USA. vol.1, p.37-45, 2001
- [10] TERAMURA, E., HASEDA S., SHIMOYAMA Y., ABE T., MATSUOKA K.,. Semi-Active Damping Control System with Smart Actuator. New Technologies and New Cars (1997):529-535,1997
- [11] WANG, D.H., LIAO, W.H., Neural networks modeling and controllers for Manytorheological dampers., IEEE International Fuzzy Systems Conference., pp. 1323- 1326, 2001
- [22] GANG, J., MICHAEL, K.S., SPENCER, B.F.JR., Nonlinear Blackbox Modeling of MR-Dampers for Civil Structural Control., IEEE Transactions

- On Control Systems Technology., Vol. 13, No. 3, pp. 345-355, May 2005
- [13] YAO, G.Z., et al., MR Damper and Its Application for Semi-Active Control of Vehicle Suspension System, *Mechatronics*, 12, 963–973, 2002
- [14] CHOI, S.B., KIM, W.K., Vibration Control of a Semi-Active Suspension Featuring Electrorheological Fluid Dampers, *Journal of Sound and Vibration*, 234 (3), 537-546, 2000
- [15] TÜRKOĞRU, G.,N.,Yüksek Lisans Tezi, Aktif Süspansiyon Sistemlerinde Hata Tespiti ve Analizi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2008
- [16] DEMERDASH, S.M., Performance of Limited Bandwith Active Suspension Based on a Half Car Model, 981118. In: R.K.Jurgen (Editor), *Electronic Steering and Suspension Systems (1999)*, Society of Automotive Engineers, Warrendale-PA, USA, p. 251-259, 1998
- [17] CHEN, H.Y., HUANG, S.J., Adaptive Sliding Controller for Active Suspension System, 2005 International Conference on Control andAutomation (ICCA2005), Hungary, 282-287, June 27-29, 2005
- [18] YOSHIMURA, T., Et Al., 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, 2001
- [19] KUO, Y.P., T.H.S. LI, GA-Based Fuzzy PI/PD Controller for Automotive Active Suspension System. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol.46, no.6, pp:1051-1056, 1999
- [20] DONAHUE, M.D., Implementation of an Active Suspension Preview Controller for Improved Ride Comfort, The University of California, Berkeley, April 2001
- [21] ESKİ, İ., Doktora Tezi, Yapay Sinir Ağı Denetim Organi Kullanarak, Taşıtlarda Aktif Süspansiyon Sistemi Kontrolü, Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2007
- [22] BİLGİÇ, B., Yüksek Lisans Tezi, Taşıt Süspansiyon Sistemlerinin MR Sönümleyici Kullanarak Kontrolü, İstanbul Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2007
- [23] PALM, W., J., *System Dynamics Second Edition*, McGraw-Hill,NewYork, USA, pp: 807, 2010
- [24] ÖZDEMİR, A., Otomatik Kontrol Sistemleri Ders Notları, Sakarya Üniversitesi,2011

ÖZGEÇMİŞ

Dinçer MADEN, 03.08.1984'de Erzurum'da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Erzurum'da tamamladı. 2003 yılında Özel Aziziye Erkek Kolejinden mezun oldu. 2005 yılında başladığı Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Elektrik-Elektronik Mühendisliği bölümünü 2009 yılında bitirdi. 2009 yılında kısa bir dönem Çoruh Elektrik Dağıtım A.Ş.'de çalışmıştır. Daha sonra 2010 yılında Düzce Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Elektrik-Elektronik Mühendisliği Bölümüne araştırma görevlisi olarak girmiş ve halen çalışmaktadır.