



Çeyrek Taşıt Aktif Süspansiyon Sistemi için LQR ve LQI Denetleyicilerinin Karşılaştırılması

Yusuf ALTUN^{1,*}

¹Düzce Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Bilgisayar Mühendisliği Bölümü, 81620, Konuralp Kampüsü Merkez/DÜZCE

Öz

Bu çalışma kara araçları için yol tutuşu ve yolcu konforu bakımından çok önemli bir yere sahip olan aktif süspansiyon sisteminin kontrolünü sunar. Kontrol sistemi için literatürde çeyrek taşıt modeli olarak bilinen ve aracın dörtte bir kütleyle tek teker sisteminden oluşan model kullanılmıştır. Öncelikle pasif ve aktif süspansiyon sistemlerinin matematiksel modelleri ortaya konulmuş ve aktif süspansiyon sistemi için kontrolörler tasarlanmıştır. Kontrolör tasarımları lineer matris eşitsizlikleri (LMI) ile optimizasyon yapılarak elde edilmiştir. Çalışmada lineer kvadratik regülatör (LQR) kontrol ile lineer kvadratik integral (LQI) kontrol tasarımları yapılmış ve yol bozucularına karşı performansları kıyaslanmıştır.

Makale Bilgisi

Başvuru: 10/02/2017

Düzeltilme: 13/06/2017

Kabul: 13/06/2017

Anahtar Kelimeler

Aktif Süspansiyon Sistemi

Çeyrek Taşıt Modeli

Kontrol Tasarımı

LQR

LQI

Keywords

Active Suspension System

Quarter Car Model

Control Design

LQR

LQI

The Comparisons of LQR and LQI Controllers for Quarter Car Active Suspension System

Abstract

This paper presents the control of the suspension system, which has a very important place in terms of road handling and passenger comfort for land vehicles. For the control system, the model consisting of a single wheel system with one-fourth mass of vehicle is used, which is known as a quarter-car model in the literature. Firstly, the mathematical models of passive and active suspension systems have been presented, and the controllers have been designed for the active suspension system. The controller designs have been obtained by optimization with linear matrix inequalities (LMI). In the study, linear quadratic regulator (LQR) control and linear quadratic integral (LQI) control have been designed, and their performances have been compared against the road disturbances.

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Taşıt süspansiyon sistemi arabanın tekerlerinden gövdesini fiziksel olarak ayıran sistemdir. Özellikler yolcu konforu sürüş güvenliği gibi taşıtın kabiliyetini direkt olarak etkilediğinden dolayı süspansiyon sisteminin performansının iyi olması arzu edilir. Literatürde iyi bir süspansiyon sistemi tasarımı üzerine birçok çalışma yapılmıştır [1–14]. Süspansiyon sistemi yay, amortisör ve tekeri araca bağlayan bağlantı elemanlarından oluşur. Ana işlevi dikey yönde yolcuya aktarılan ivmeyi elimine etmektir. Bununla beraber, genel olarak otomotiv süspansiyon tasarımı üç amaç için yapılır: yol tutuşu, yük taşıma ve yolcu konforu.

Süspansiyon sistemi genel olarak pasif, yarı aktif ve aktif olmak üzere üç çeşittir. Klasik süspansiyon sistemi (enerji depolayan) yay, (mevcut enerjiyi sönmülendiren) amortisör elemanlarından oluşur ve pasif süspansiyon olarak isimlendirilir. Parametreleri çoğunlukla sabittir. Açık çevrim bir kontrol sistemidir ve sadece belirli bir düzeyde yol tutuşu, yük taşıma ve yolcu konforu için tasarlanır ve parametreleri değişmez. Bu yüzden, karakteristiği ayarlanamaz ve çok farklı yol koşulları olduğunda arzu edilen performansı sağlayamaz.

Eğer süspansiyon sistemi harici olarak kontrol edilebiliyorsa, ya yarı aktif ya da aktif süspansiyon olarak isimlendirilir. Aktif ya da yarı aktif bir süspansiyon sistemi yay, amortisör haricinde ek enerji oluşturma

*İletişim yazarı, e-mail: yusufaltun@duzce.edu.tr

yeteneklerine sahiptir ve davranışı çalışma koşullarına göre değişebilir. Yarı aktif süspansiyon sisteminde kontrol edilebilen amortisör sistemi eklenir ve Magneto-Rheological (MR) sıvı özellikleri (viskozitesi) kontrol akımı ile değiştirilerek amortisör (damper) sönüm özellikleri değiştirilebilir. Aktif süspansiyonda ise genellikle aktüatör (ki genellikle lineer bir motor) ilave edilerek dikey yönde kuvvet eklenmiş olur ve dikey ivme kontrol edilir. Böylece aktif ve yarı aktif süspansiyon sisteminde ekstra kuvvet uygulanarak daha iyi bir performans sağlanır.

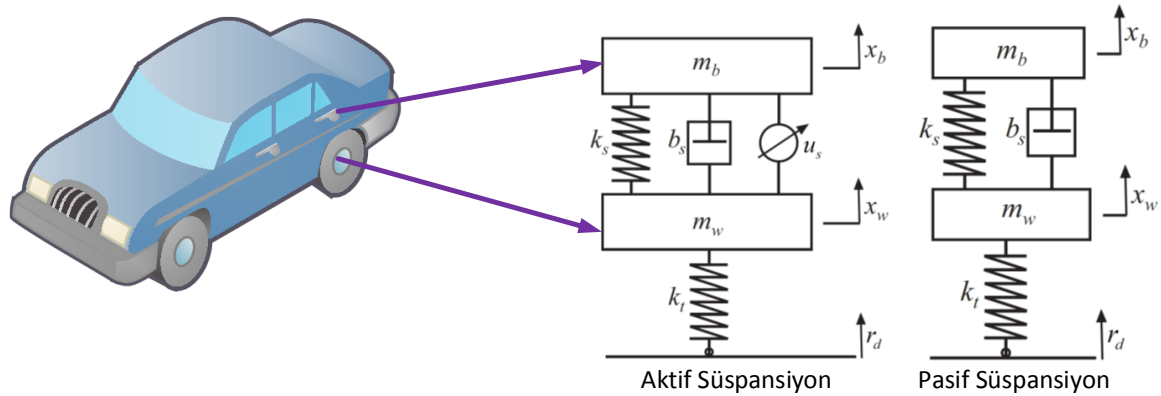
Literatürde taşıtların süspansiyon sistemi için farklı kontrol tasarımları ele alınmıştır. Foda tarafından yapılan çalışmada, çeyrek taşıt aktif süspansiyon sistemi için bulanık mantık ile PID denetleyici karşılaştırılmış ve bulanık mantık denetleyicinin daha üstün olduğu ortaya konulmuştur [1]. Yao ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, MR damper için yeni model geliştirilmiş ve damper sıvısı ayarlanarak yarı aktif kontrolü yapılmıştır [2]. Yapılan deneysel çalışma ile pasif süspansiyona göre daha başarılı sonuçlar elde edilmiştir. Basari ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, lineer olmayan aktif süspansiyon modeli için geri adımlamalı kontrol tasarlanmış ve pasif olana göre başarılı sonuçlar ortaya konulmuştur [3]. Lauwerys ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, klasik süspansiyon sistemlerinden farklı bir süspansiyon modeli önerilmiş ve gürbüz dinamik kontrol tasarlanmıştır [4]. Bu çalışmada ayrıca parametrik belirsizlikler de dikkate alınarak kontrol tasarımı yapılmış ve klasik olana göre üstün sonuçlar elde edilmiştir. Yüksek dereceli kontrolör elde edildiğinden derecesi düşürülmeye çalışılmıştır. Sun ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, genetik algoritma kullanılarak optimum düzeyde pasif süspansiyon sistemi tasarımı üzerinde durulmuştur [5]. Poussot-Vassal ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, yarı aktif süspansiyon sistemi için doğrusal parametre değişimli kontrol tasarlanmış ve (model öngörülü kontrol) MPC gibi bazı kontrol tekniklerinden üstünlüğü ortaya konulmuştur [6]. Fateh ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, süspansiyon sistemindeki hidrolik sistemin empedansı kontrol edilerek kontrol sağlanmıştır [8]. Yolcu konforu ve sürüş güvenliği bakımından başarılı bir formül geliştirilmiş ve pasif süspansiyona göre başarılı sonuçlar sunulmuştur. Gysen ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, farklı elektromanyetik aktif bir süspansiyon sistemi için ileri ve geri beslemeli kontrol yapılmıştır [9]. Buna göre sürüş konforu ve güvenliği için iyi bir referans takibi sağlanmıştır. Zeinali ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, yarı aktif kontrol sistemi için bulanık PID kontrolü yapılmıştır [12]. Bu çalışmada pasif süspansiyon sistemine göre şase yer değişimi oldukça azaltılmıştır. Alvarez-Sánchez tarafından yapılan çalışmada, hidrolik süspansiyon sistemi için kayan kip kontrol tasarlanmıştır [13]. Ayrıca araç gövde kütlelerini tahmin eden bir gözlemleyici tasarımı yapılmıştır. Elde edilen sonuca göre yolcu konforu artırılmıştır. Van Der Sande ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, aktif süspansiyon sistemi için gürbüz H_∞ dinamik çıkış geri beslemeli kontrol tasarlanmış ve yaklaşık %40 konfor artışı sağlanmıştır [14].

Yukarıda bahsi geçen çalışmalarda tasarlanan kontrolörler genel olarak ya yüksek derecelidir ya da aşırı bozucuların üstesinden gelemeyebilir. Örneğin, aşırı bozucu içeren sistemler için PI benzeri kontrollere istenen cevabı vermesi zordur. Bu yüzden bu çalışmada statik durum geri beslemeli kontrol tasarımı ele alınmış ve optimal kontrol teorisi kullanılmıştır. Statik durum geri beslemeli kontrol tasarımlarında tüm durumların ölçülmesi gerekse bile tasarım, maliyet ve uygulanabilirlik bakımından ön plandadır. Bunun için aktif süspansiyon sistemi için optimal kontrol tekniklerinden olan lineer kvadratik regülatör (LQR) ile lineer kvadratik integral (LQI) kontrolleri tasarlanmış ve yol bozucularına karşı performansları karşılaştırılmıştır. Agharkakli ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, aktif süspansiyon sistemi için LQR tasarımı hazır MATLAB lqr komutu kullanılarak tasarlanmış fakat LMI kullanılmamış ve LQI kontrolöre değinilmemiştir [19]. Bazı parametre seçimlerinin zor olduğu ve kısıtlı kullanımı olan klasik MATLAB lqr komutu aksine daha avantajlı olan LMI ile optimizasyon yapılarak tasarlanmıştır

2. AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN MATEMATİKSEL MODELİ (THE MATHEMATICAL MODEL of ACTIVE SUSPENSION SYSTEM)

Aktif ve pasif süspansiyon sistemleri Şekil 1'de gösterilmektedir. Şekil 1'de gösterilen pasif süspansiyon sisteminin performansını artırmak için kuvvet sağlayan aktif eleman (aktüatör) eklenerek aktif süspansiyon sistemi elde edilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi aktüatör ya sistemdeki enerjiyi söndürmeye yönelik ya da

sisteme eklemeye yönelik gerekli olan dikey kuvveti sağlayacaktır. Dikey hareketler sensörlerden alınır ve kontrolör tasarımı için kullanılır.



Şekil 1. Aktif ve pasif süspansiyon sistemleri (Active and passive suspension systems)

Bu modelde taşıt simetrik olarak düşünülmüş olup dört parçaya ayrılmıştır. Model, şasinin ve tekerleğin yunuslama (pitch) ve yuvarlanma (roll) hareketini dikkate almaksızın yalnız dikey titreşim hareketini içerir. Lagrange denklemi ya da Newton ikinci yasası kullanarak Aktif süspansiyon sisteminin diferansiyel denklemleri Denklem (1) ve (2)'deki gibi elde edilebilir. Burada m_b taşıt gövdesinin dörtte birinin kütleini, m_w teker düzeneğinin kütleini, k_s süspansiyon sisteminin yay katsayısını, b_s süspansiyon sisteminin damper (sönüm) katsayısını, k_t lastiğin yay katsayısını göstermektedir. Ayrıca durum değişkenleri x_w , x_b gövdenin ve teker düzeneğinin yer değişim hareketlerini gösterirken, giriş değişkenleri r_d yol pürüzlülüğünü (bozucusunu) ve u_s gövde ile teker arasında uygulanan aktif elemanın uyguladığı kontrol kuvvetini göstermektedir.

$$m_b \ddot{x}_b + b_s (\dot{x}_b - \dot{x}_w) + k_s (x_b - x_w) - u_s = 0 \quad (1)$$

$$m_w \ddot{x}_w + k_t x_w - b_s (\dot{x}_b - \dot{x}_w) - k_s (x_b - x_w) + u_s - k_t r_d = 0 \quad (2)$$

Denklem (1) ve (2) aşağıdaki gibi yeniden düzenlenebilir.

$$\ddot{x}_b = \frac{-1}{m_b} (b_s (\dot{x}_b - \dot{x}_w) + k_s (x_b - x_w) - u_s) \quad (3)$$

$$\ddot{x}_w = \frac{-1}{m_w} (k_t x_w - b_s (\dot{x}_b - \dot{x}_w) - k_s (x_b - x_w) + u_s - k_t r_d) \quad (4)$$

Gövdenin yer değiştirme hareketi x_b ve gövdenin yer değiştirme ivmesi \ddot{x}_b yolcu konforunu etkilerken $(x_w - r_d)$ azaltılması yol tutuşunu (güvenliği) etkilemektedir. Bu yüzden her ikisinin kontrolü sağlanması gerektiğinden durum uzay modeli elde edilirken $x_1 = x_b$, $x_2 = x_w - r_d$, $x_3 = \dot{x}_b$, $x_4 = \dot{x}_w$ durum değişken tanımları yapılmıştır. Buna göre Denklem (5) elde edilir.

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_3, \\ \dot{x}_2 &= x_4 - \dot{r}_d \\ \dot{x}_3 &= \ddot{x}_b, \\ \dot{x}_4 &= \ddot{x}_w \end{aligned} \quad (5)$$

Denklem (5) kullanılarak durum uzay modeli Denklem (6)'daki gibi elde edilir. Buradaki durum uzay matrisleri Eşitlik (7)'deki gibidir. Burada r parametresi bozucu yol girişini (r_d) ve bunun türevini (\dot{r}_d) göstermektedir.

$$\dot{x} = Ax + B_1 r + B_2 \dot{u}_s \quad (6)$$

$$y = Cx$$

$$A = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{-k_s}{m_b} & \frac{k_s}{m_b} & \frac{-b_s}{m_b} & \frac{b_s}{m_b} \\ \frac{k_s}{m_w} & \frac{-(k_t + k_s)}{m_w} & \frac{b_s}{m_w} & \frac{-b_s}{m_w} \end{pmatrix}, B_1 = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ -1 & 0 \\ 0 & \frac{k_s}{m_b} \\ 0 & \frac{-k_s}{m_w} \end{pmatrix}, B_2 = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{m_b} \\ \frac{-1}{m_w} \end{pmatrix}, C = (1 \ 0 \ 0 \ 0) \quad (7)$$

3. KONTROL TASARIMLARI (CONTROL DESIGNS)

LQR kontrol durum geri beslemeli optimal kontrol tasarımı için kullanılmaktadır. Kontrol edilecek olan sistem Denklem (8)'de tanımlanan lineer sürekli zamanla değişmeyen bir sistemdir. Durum geri beslemeli optimal kontrolör $u(t) = -Kx(t)$ tasarımı için Denklem (9)'daki performans indeksi (maliyet fonksiyonu) tanımlanmış olsun. Burada $Q^{n \times n}$ pozitif yarı tanımlı matrisi ve $R^{m \times m}$ simetrik pozitif tanımlı matrisi göstermektedir. Buradaki amaç J performans indeksini minimize edecek ve sistemi kararlı kılabilecek durum geri beslemeli $u(t) = -Kx(t)$ kontrolörünü tasarlamaktır.

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t), \quad x(0) = x_0 \quad (8)$$

$$J(t) = \int_0^{\infty} [x^T(t)Qx(t) + u^T(t)Ru(t)] dt \quad (9)$$

Asimptotik kararlılık için Lyapunov kararlılık kriteri Lyapunov fonksiyonu $V = x^T Px$ için uygulandığında şu şartı sağlaması gerekir [15] :

Eğer kontrolör $u(t) = -Kx(t)$, $\frac{dV}{dt} \leq 0$ şartını sağlarsa lineer sistem kararlıdır ve Denklem (10)'daki eşitlik elde edilir. Burada $V = x^T Px$ yerine yazıldığında Denklem (11)'deki optimal kontrolör elde edilir.

$$\frac{dV}{dt} + x^T(t)Qx(t) + u^T(t)Ru(t) = 0 \quad (10)$$

$$u = -R^{-1}B^T Px = -Kx \quad (11)$$

Bu durumda cebirsel Riccati matris eşitliği Denklem (12)'deki gibi olur.

$$A^T P + PA - PBR^{-1}B^T P + Q = 0 \quad (12)$$

Elde edilen bu matris eşitliği çözülerek kontrolör matrisleri elde edilir. Bu problemin çözümü bilgisayar yazılımı ile elde edilebilir. Bu çalışmada ise, matris eşitliğinde bazı matrislerin tanımlanması gerektiğinden çözümü daha uzun ve tekrar gerektirebilir. Bu yüzden, LMI kullanılarak optimizasyon ile çözülecektir.

Başlangıç koşulları dikkate alındığında performans indeksinin minimum değeri için aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$J_{\min}(t) = \min \int_0^{\infty} [x^T(t)Qx(t) + u^T(t)Ru(t)] dt \quad (13)$$

$$= x_0^T(t)Px_0(t)$$

Denklem (12)'de elde edilen matris eşitsizliği başlangıç koşulları da dikkate alınarak LMI formuna aşağıdaki teorem yardımıyla dönüştürülebilir.

Teorem 1, LMI formu elde etmek için literatürde yaygınca kullanılmaktadır.

Teorem 1 [16]: Simetrik bir $M = \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} \\ M_{12}^T & M_{22} \end{bmatrix}$ matrisi için eğer $M < 0$ ise gerek ve yeter koşul $M_{22} < 0$ ve

$$M_{11} - M_{12}M_{22}^{-1}M_{12}^T < 0 \text{ şeklindedir.}$$

Buna göre, Denklem (12) sağdan ve soldan $P^{-1} = X$ ile çarpıldıktan sonra LMI formunda aşağıdaki gibi yazılabilir. Daha sonra Teorem 1 uygulandığında Denklem (15) elde edilir.

$$AX + XA^T - BR^{-1}B^T + XQX < 0 \quad (14)$$

$$\begin{bmatrix} AX + XA^T - BR^{-1}B^T & X \\ X & Q^{-1} \end{bmatrix} < 0 \quad (15)$$

Minimum performans indeksini elde etmek için, $P(P^{-1} = X)$ matrisinin minimize edilmesi gerekmektedir. Bu yüzden γ değeri tanımlayarak $\gamma > x_0^T Px_0$ eşitsizliği yazılabilir. Buradan $x_0^T Px_0 - \gamma < 0$ yazılarak Teorem 1 uygulandığında Denklem (16) elde edilir.

$$\begin{bmatrix} -\gamma & x_0^T \\ x_0 & -X \end{bmatrix} < 0 \quad (16)$$

Böylece minimum performans indeksini sağlayan durum geri beslemeli kontrolör $u(t) = -Kx(t)$ (17)'deki optimizasyon problemi çözülerek elde edilir.

min γ , öyleki

$$\begin{bmatrix} AX + XA^T - BR^{-1}B^T & X \\ X & Q^{-1} \end{bmatrix} < 0 \quad (17)$$

$$\begin{bmatrix} -\gamma & x_0^T \\ x_0 & -X \end{bmatrix} < 0$$

$$K_{lqr} = R^{-1}B^T X^{-1}$$

LQR kontrol kalıcı durum hatalarının üstesinden gelemez. Çünkü integral etkisi yoktur. Kontrol sistemine bir de integral etkisi eklediğimizde LQI (lineer quadratik integral) kontrolör elde edilebilir. Ayrıca integral etkisi çıkış hatasına ekleneceğinden kalıcı durum hataları oluşmaz. Özellikle sabit bozuculara karşı daha performanslı olacaktır. Bu yüzden LQR yerine referans takibi kontrol tasarımlarında sıklıkla kullanılır.

Aktif süspansiyon sisteminin çıkışlarının sıfır olması arzu edildiğinden sistem hatası çıkış olarak aşağıdaki gibi tanımlanabilir ve bunun türevi alınabilir.

$$e(t) = y(t), \quad \dot{e}(t) = \dot{y}(t) = C\dot{x}(t)$$

Buna göre genişletilmiş sistem aşağıdaki gibi olacaktır.

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}(t) \\ \dot{e}(t) \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} A & B \\ C & 0 \end{bmatrix}}_{\hat{A}} \underbrace{\begin{bmatrix} \dot{x}(t) \\ e(t) \end{bmatrix}}_{\hat{x}} + \underbrace{\begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix}}_{\hat{B}} \dot{u}(t)$$

Buna göre kontrolör

$$K_{lqi} \hat{x}(t) = [K_1 \quad K_2] \begin{bmatrix} x(t) \\ \int_0^t y(t) \end{bmatrix} \text{ şeklinde elde edilir.}$$

Burada elde edilen yeni durum uzay matrisleri LQR tasarımında kullanılacak olan (17)'deki optimizasyon problemiyle çözümlür.

4. SİMÜLASYON SONUÇLARI (SIMULATION RESULTS)

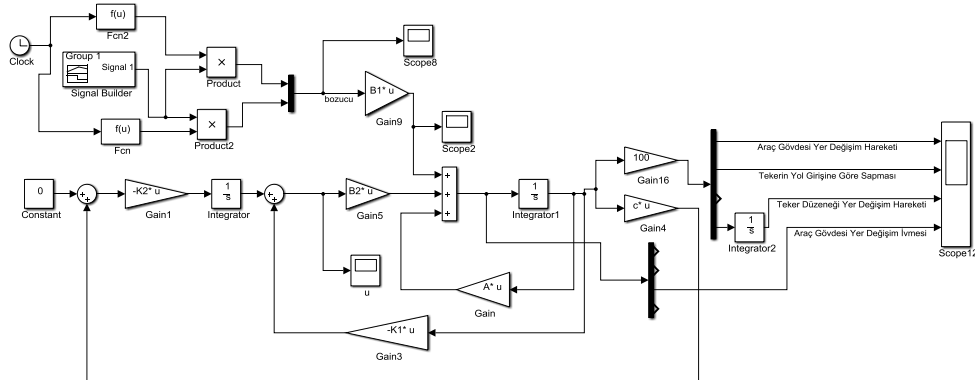
Optimizasyon çözümü için Yalmip ve Sedumi [17,18] kullanılmıştır. Simülasyon çalışmaları için ise Matlab kullanılmıştır. Kontrol edilecek aktif süspansiyon sisteminin parametreleri Tablo 1'de gösterilmiştir.

Tablo 1. Aktif süspansiyon sistemin parametreleri (The parameters of active suspension system)

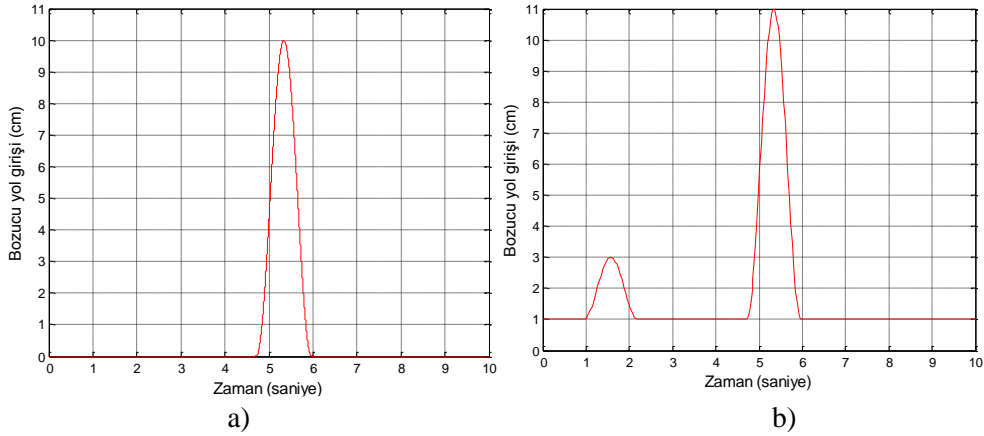
m_b	290
m_w	59
k_s	1000
b_s	16812
k_t	190000

(17)'deki optimizasyon probleminde Q matrisinin ve R matrisinin belirlenmesi önem arz etmektedir. Q matrisi genellikle köşegen matris seçilir. Ayrıca bu matris her bir durumun ağırlığını tanımladığı için tasarımcı kendi de seçebilir. Buna göre çok sayıda farklı kontrolör elde edilebilir.

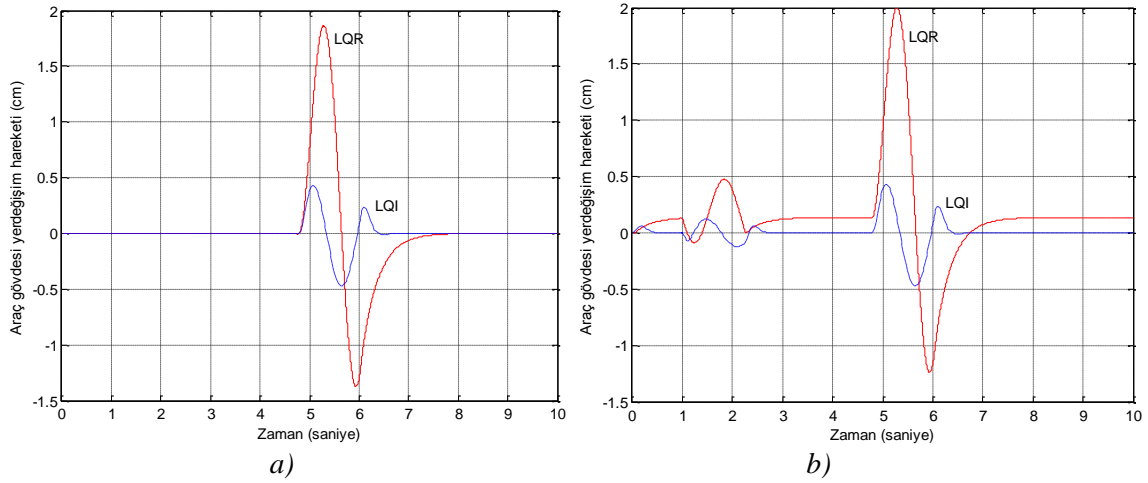
LQI kontrol sistemi için oluşturulan simülasyon blok diyagramı Şekil 2'deki gibidir. Burada K_{lqi} yerine tasarlanan K_{lqr} konulduğunda ve integral etkisi çıkarıldığında LQR kontrol yapılmış olmaktadır. Kontrolör başarımlarını test etmek için yapılan simülasyonda Şekil 3'teki yol bozucuları sırasıyla sisteme uygulanmış ve çıkışlar gözlemlenmiştir. Şekil 3'te uygulanan yol bozucusu için elde edilen çıkışlar Şekil 4, Şekil 5 ve Şekil 6'da sunulmaktadır. Ayrıca simülasyon boyunca kontrolörlerin ürettiği işaretler Şekil 7'de sunulmaktadır.



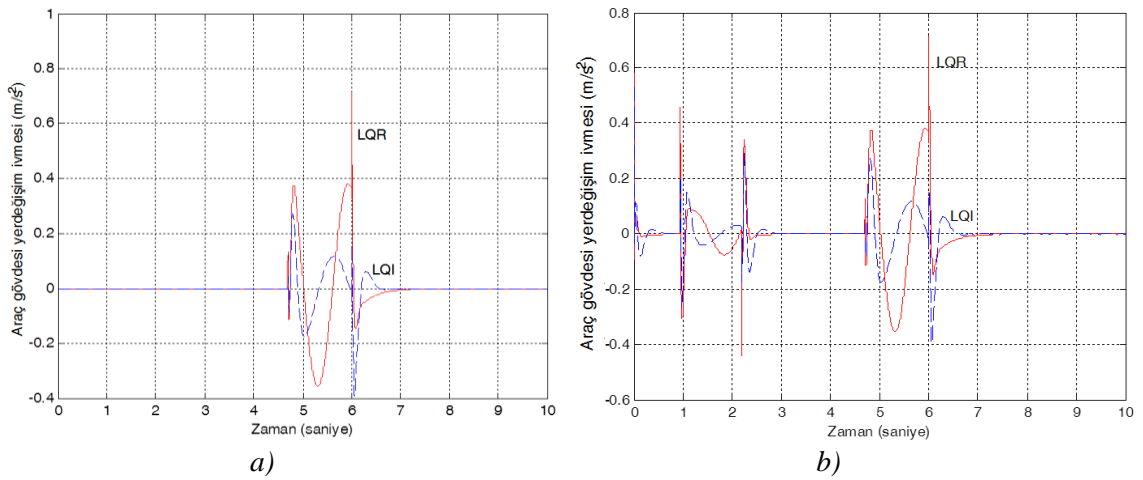
Şekil 2. LQI kontrol için Simulink modeli (The Simulink model for LQI control)



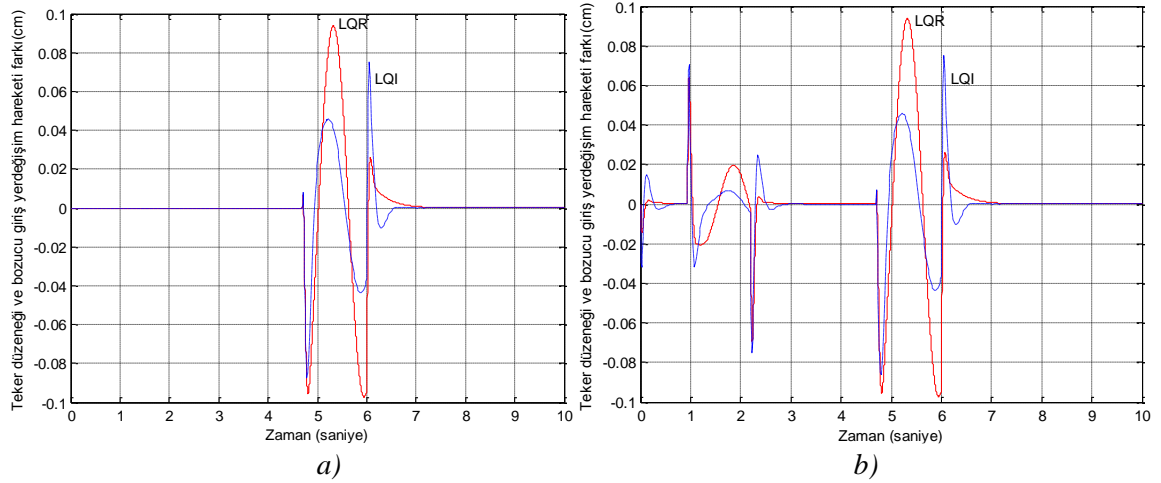
Şekil 3. Bozucu girişler: a) bozucu giriş 1 b) bozucu giriş 2
(The disturbance inputs: a) disturbance input 1 b) disturbance input 2)



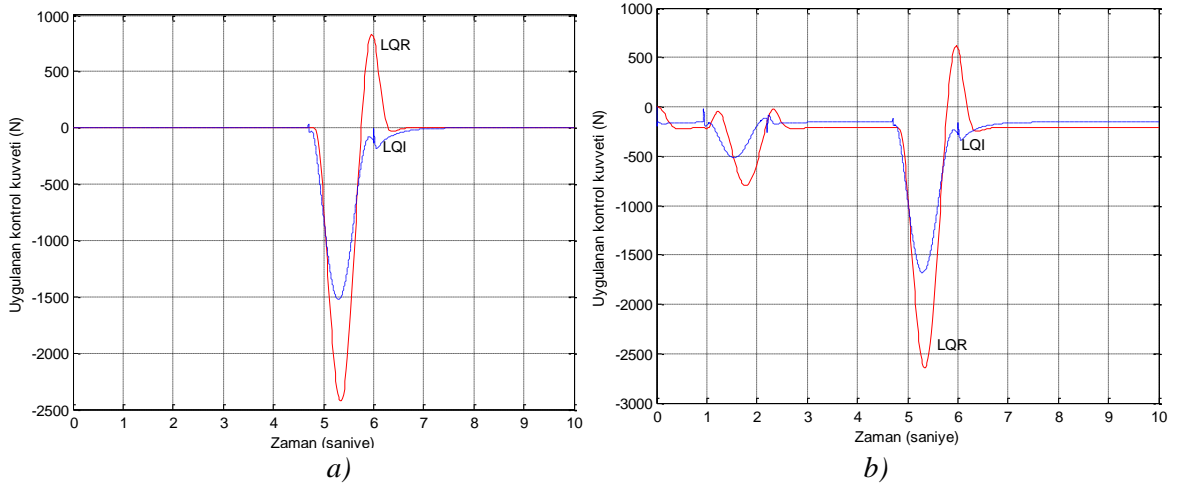
Şekil 4. Araç gövdesinin yer değişimi: a) bozucu giriş 1 için b) bozucu giriş 2 için
(The vehicle body displacement a) for disturbance input 1 b) for disturbance input 2)



Şekil 5. Araç gövdesi yer değişim ivmesi: a) bozucu giriş 1 için b) bozucu giriş 2 için
(The vehicle body acceleration: a) for disturbance input 1 b) for disturbance input 2)



Şekil 6. Tekerin yol girişine göre sapması a) bozucu giriş 1 için b) bozucu giriş 2 için
(The wheel deflection: a) for disturbance input 1 b) for disturbance input 2)



Şekil 7. Uygulanan kontrol kuvvetleri a) bozucu giriş 1 için b) bozucu giriş 2 için
(The applied control forces: a) for disturbance input 1 b) for disturbance input 2)

Şekil 4a'da görüldüğü gibi Şekil 3a'daki yol yüzeyi için LQR kontrolör LQI kontrolöre göre daha düşük performansa sahiptir. Çıkış (araç gövdesi yer değışim hareketi) LQR için en yüksek yaklaşık 1.8 cm olurken LQI için yaklaşık 0.4 cm olmaktadır. Şekil 3b'deki sabit bozucu da içeren yol yüzeyi için ise LQR denetleyici LQI'ya göre oldukça başarısızdır. Hem kalıcı durum hatasının üstesinden tam olarak gelememiş hem de aşım miktarı bir önceki sonuçlara göre daha da artmıştır. Bunun nedeni LQI denetleyici sisteme integral etkisi eklediğinden sabit bozucuların oluşturduğu kalıcı durum hatasını ortadan kaldırmaktadır. Görüldüğü üzere LQR denetleyici yaklaşık 6.8 saniye sonra sabit bozucudan dolayı oluşan kalıcı durum hatasının üstesinden gelememektedir. Böylece LQI kontrolör içeren sistemde yolcuya bozucu giriş daha az etki etmektedir. Buna ek olarak, Şekil 5'te görüldüğü gibi, yolcu konforunu etkileyen bir diğer çıkış (araç gövde ivmesi) için LQI kontrolör anlık değışimlerin etkisini azaltmış ve bastırmıştır. Ayrıca, Agharkakli ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada elde edilen LQR kontrol sonuçlarına göre tasarlanan LQI kontrolör daha başarılıdır [19]. Örneğın, bu çalışmada uygulanan bozucu genliğı ile aynı olmasına rağmen, o çalışmada uygulanan kontrol işareti yol bozucusu 1 için yaklaşık -1500N ile 600N arasında değışirken bu çalışmada yaklaşık -1500N ile 0N aralığında değışmektedir. Araç gövde yer değışim hareketi yaklaşık pik değeri 7cm iken bu çalışmada yaklaşık 0.5cm olmaktadır. Araç gövde ivmesi o çalışmada yaklaşık -0.3 m/s ile +0.3m/s arasında değışirken, bu çalışmada -0.38 m/s ile +0.25 m/s arasında değışmektedir. Buna göre tasarlanan LQI kontrolör, Agharkakli ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmadaki LQR sonuçlarına göre daha başarılıdır.

Yolcu konforundan başka önemli bir faktör olan sürüş güvenliği (teker sapması) çıkışıdır. Şekil 6’da görüldüğü üzere, her iki yol bozucu girişleri için LQI denetleyici daha başarılı bir sonuç üretmiş ve daha güvenli bir sürüş sağlamaktadır. Genlik değerleri ve dalgalanmalar dikkate alındığında LQR denetleyici LQI denetleyiciye göre daha yüksek genliklere ve dalgalanmalara sahiptir. Buna ek olarak Agharkakli ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmadaki teker sapma değeri yaklaşık -1.7 cm ile +1cm arasında değişirken bu çalışmada -0.8mm ile +0.8mm arasında değişmektedir. Böylece, hem yolcu konforu bakımından hem de sürüş güvenliği bakımından tasarlanan LQI kontrolör, o çalışmadaki LQR sonuçlarına göre daha başarılıdır.

Bu başarımlar için LQR ve LQI denetleyicilerin ürettiği kontrol işaretleri Şekil 7’de verilmiştir. Burada görüldüğü üzere, bozucu yol girişini bastırmak için LQI kontrolör daha az kuvvet uygulamaktadır. LQR ise daha yüksek ve zıt yönde işaretler üretmektedir. Uygulanan kuvvet bakımından da LQI denetleyici daha başarılıdır. Sonuç olarak, sürüş konforu ve sürüş güvenliği bakımından LQI denetleyici integral etkisinin de sayesinde LQR denetleyiciye göre daha üstün sonuçlar üretmektedir.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER (CONCLUSION AND SUGGESTIONS)

Bu çalışmada, optimal kontrolör tasarımları ele alınmıştır. Optimal kontrolde önemli bir yere sahip olan durum geri beslemeli LQR kontrolör tasarlanmış ve aktif süspansiyon sistemine sürüş güvenliği ve yolcu konforu için uygulanmıştır. LQR kontrolörün özellikle bozuculara tam cevap verebilmesi için çıkışla ilişkilendirilen LQI kontrolör tasarımı yapılmış ve her iki kontrolörün performansı farklı yol yüzeyi için karşılaştırılmıştır. Yapılan tasarım ve simülasyon sonuçlarına göre LQI kontrolör, LQR kontrolöre göre yolcu konforu ve sürüş güvenliği bakımından daha yüksek başarıma sahip olduğu görülmüştür. Buna ek olarak, bu çalışmada çıkışa etkiyen bozucuları daha da minimize etmek için H_2 kontrol yaklaşımı da uygulanabilir. Ayrıca, parametre değişimlerine karşı yeni yaklaşımlarla gürbüz kontrol tasarımları ele alınarak karşılaştırmalar yapılabilir.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- [1] Foda, S. G., 2000, “Fuzzy control of a quarter-car suspension system,” Proceedings of the International Conference on Microelectronics, ICM, pp. 231–234.
- [2] Yao, G. Z., Yap, F. F., Chen, G., Li, W. H., and Yeo, S. H., 2002, “MR damper and its application for semi-active control of vehicle suspension system,” *Mechatronics*, **12**(7), pp. 963–973.
- [3] Basari, A. A., and Saat, M. S. M., 2007, “Control of a quarter car nonlinear active suspension system,” 2007 Asia-Pacific Conference on Applied Electromagnetics Proceedings, APACE2007.
- [4] Lauwerys, C., Swevers, J., and Sas, P., 2005, “Robust linear control of an active suspension on a quarter car test-rig,” *Control Engineering Practice*, **13**(5), pp. 577–586.
- [5] Sun, L., Cai, X., and Yang, J., 2007, “Genetic algorithm-based optimum vehicle suspension design using minimum dynamic pavement load as a design criterion,” *Journal of Sound and Vibration*, **301**(1–2), pp. 18–27.
- [6] Poussot-Vassal, C., Sename, O., Dugard, L., Gáspár, P., Szabó, Z., and Bokor, J., 2008, “A new semi-active suspension control strategy through LPV technique,” *Control Engineering Practice*, **16**(12), pp. 1519–1534.
- [7] Wang, F. C., and Chan, H. A., 2008, “Mechatronic suspension design and its applications to vehicle suspension control,” Proceedings of the IEEE Conference on Decision and Control, pp. 3769–3774.
- [8] Fateh, M. M., and Alavi, S. S., 2009, “Impedance control of an active suspension system,” *Mechatronics*, **19**(1), pp. 134–140.

- [9] Gysen, B. L. J., Paulides, J. J. H., Janssen, J. L. G., and Lomonova, E. A., 2010, "Active electromagnetic suspension system for improved vehicle dynamics," *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, **59**(3), pp. 1156–1163.
- [10] Shim, T., and Velusamy, P. C., 2011, "Improvement of vehicle roll stability by varying suspension properties," *Vehicle System Dynamics*, **49**(1–2), pp. 129–152.
- [11] Cao, D., Song, X., and Ahmadian, M., 2011, "Editors' perspectives: road vehicle suspension design, dynamics, and control," *Vehicle System Dynamics*, **49**(1–2), pp. 3–28.
- [12] Zeinali, M., and Darus, I. Z. M., 2012, "Fuzzy PID controller simulation for a quarter-car semi-active suspension system using Magnetorheological damper," *2012 IEEE Conference on Control, Systems & Industrial Informatics*, pp. 104–108.
- [13] Alvarez-Sánchez, E., 2013, "A Quarter-Car Suspension System: Car Body Mass Estimator and Sliding Mode Control," *Procedia Technology*, **7**, pp. 208–214.
- [14] Van Der Sande, T. P. J., Gysen, B. L. J., Besselink, I. J. M., Paulides, J. J. H., Lomonova, E. A., and Nijmeijer, H., 2013, "Robust control of an electromagnetic active suspension system: Simulations and measurements," *Mechatronics*, **23**(2), pp. 204–212.
- [15] Datta, A., Bhattacharyya, S. P., and Keel, L. H., 2009, *Linear Control Theory*.
- [16] Boyd, S., El Ghaoui, L., Feron, E., and Balakrishnan, V., 1994, *Linear Matrix Inequalities in System and Control Theory*.
- [17] Labit, Y., Peaucelle, D., and Henrion, D., 2002, "SEDUMI INTERFACE 1.02: A tool for solving LMI problems with SEDUMI," *2002 IEEE International Symposium on Computer Aided Control System Design, CACSD 2002 - Proceedings*, pp. 272–277.
- [18] Löfberg, J., 2012, "Automatic robust convex programming," *Optimization Methods and Software*, **27**(1), pp. 115–129.
- [19] Agharkakli, A., Sabet, G. S., and Barouz, A., 2012, "Simulation and Analysis of Passive and Active Suspension System Using Quarter Car Model for Different Road Profile," *International Journal of Engineering Trends and Technology*, **3**(5), pp. 636–644.