Demiryolu Mühendisliği **Railway Engineering**
Temmuz 2025 July 2025
Sayı:22, Sayfa: 1-9 Issue:22, Page: 1-9
Araştırma Makalesi Research Article
doi: 10.47072/demiryolu.1616100
http://dergipark.org.tr/demiryolu
e-ISSN: 2687-2463, ISSN: 2149-1607

Demiryolu Araçlarında Aktif Süspansiyon Sistemi için Kontrolcü Tasarımı

S. Mert ÖZER

Uçak Mühendisliği Bölümü, Eskişehir Teknik Üniversitesi, Eskişehir, Türkiye

smozer@eskisehir.edu.tr

(Alınış/Received: 08.01.2025, Kabul/Accepted: 25.04.2025, Yayımlama/Published: 31.07.2025)

Öz: Bu çalışmada, demiryolu araçlarında yolcu konforunu artırmak amacıyla aktif süspansiyon sistemi için bir kontrolcü tasarımı gerçekleştirilmiştir. Konvansiyonel pasif süspansiyon sistemleri belirli yol ve hız koşullarında yeterli performans sağlayamamakta ve özellikle yüksek hızlı tren uygulamalarında titreşim bastırma açısından yetersiz kalmaktadır. Bu nedenle çalışmada, çeyrek araç modeli temel alınarak, lineer kuadratik regülatör yaklaşımıyla bir durum geri beslemeli kontrolcü tasarlanmış ve etkinliği 5 cm'lik yanal bozulma girdisi altında test edilmiştir. Kontrolsüz sistem marjinal kararlı davranış sergilerken, tasarlanan kontrolcü sayesinde sistem asimptotik kararlılığa ulaşmış ve gövde sapması ile gövde ivmesi önemli ölçüde azaltılarak konfor seviyesinde belirgin bir iyileşme sağlanmıştır. Elde edilen sonuçlar, aktif süspansiyon sistemlerinin demiryolu araçlarında konfor artırımı açısından etkili bir çözüm sunduğunu göstermektedir.

***Anahtar kelimeler**:* Demiryolu aracı, Aktif süspansiyon, Geri beslemeli kontrol, LQR

Controller Design for Active Suspension System in Railway Vehicles

Abstract: In this study, a controller is designed for an active suspension system in railway vehicles to improve passenger comfort. Conventional passive suspension systems may not provide adequate performance under varying track and speed conditions, and are particularly insufficient in suppressing vibrations in high-speed train applications. Therefore, a state feedback controller based on the linear quadratic regulator approach is designed using a quarter vehicle model and tested under a 5 cm lateral disturbance input. While the uncontrolled system exhibits marginally stable behavior, the proposed controller ensures asymptotic stability and significantly reduces body displacement and acceleration, leading to a noticeable improvement in ride comfort. The results demonstrate that active suspension systems offer an effective solution for enhancing comfort in railway vehicles.

***Keywords**:* Railway vehicle, Active suspension, Feedback control, LQR

1. Giriş

Demiryolu sistemleri, güvenli, ekonomik ve çevre dostu ulaşım imkânı sunmaları nedeniyle modern toplumların vazgeçilmez altyapı unsurlarından biridir. Özellikle şehirlerarası yük ve yolcu taşımacılığında yüksek taşıma kapasitesi, düşük enerji tüketimi ve sürdürülebilirlik avantajlarıyla öne çıkar [1]. Aynı zamanda trafik yoğunluğunu azaltarak karayolu sistemlerinin yükünü hafifletir ve karbon salımını düşürerek çevresel etkileri minimize eder. Bu nedenle demiryolu taşımacılığının geliştirilmesi, hem ekonomik kalkınma hem de çevresel sorumluluk açısından büyük önem taşımaktadır.

Demiryolu taşıtlarında süspansiyon sistemleri, yolcu konforunu artırmak ve ray-yol etkileşiminden kaynaklanan titreşimleri azaltmak amacıyla kullanılır [2]. Pasif süspansiyon sistemleri, sabit özelliklere sahip yay ve sönümleyicilerden oluşur ve düşük bakım maliyeti ile basit yapıları sayesinde yaygın olarak kullanılır. Ancak bu sistemler, farklı yol ve hız koşullarına uyum sağlamakta sınırlı kalır. Bu nedenle, aktif süspansiyon sistemleri, sensörler ve kontrol algoritmaları yardımıyla anlık olarak süspansiyon kuvvetini değiştirebilerek daha yüksek konfor

Atıf için/Cite as: S. Mert Özer, "Demiryolu araçlarında aktif süspansiyon sistemi için kontrolcü tasarımı," *Demiryolu Mühendisliği*, sy. 22, ss. 1-9, Temmuz 2025. doi: 10.47072/demiryolu.1616100

ve güvenlik sağlar. Özellikle yüksek hızlı trenlerde aktif sistemler, yolcu konforunun iyileştirilmesi ve raydan çıkma riskinin azaltılması açısından büyük önem taşımaktadır.

Örneğin, [3]'de H∞ kontrol yöntemiyle tasarlanan aktif ikincil süspansiyon sisteminin, tam ölçekli raylı taşıt modeli üzerinde yanal titreşimleri önemli ölçüde azalttığı gösterilmiştir. Benzer şekilde [4]'de değişken sertlik ve sönümleme özelliklerine sahip magnetoreolojik elemanlar içeren yarı aktif süspansiyon sistemi geliştirilmiş, hem harmonik hem de rassal uyarımlar altında yolcu konforunu artırdığı ortaya konulmuştur. Aktif kontrol stratejileri arasında lineer kuadratik regülatör (LQR), lineer kuadratik Gaussian (LQG), bulanık mantık ve adaptif yöntemler öne çıkmaktadır. Örneğin, [5]'de çeyrek araç modeline uygulanan LQR tabanlı aktif süspansiyon sistemi, pasif yapıya kıyasla gövde ivmesini azaltarak konforu önemli ölçüde artırmıştır. Ayrıca [6] ve [7] gibi çalışmalar, parametre uyarlamalı proportional-integral-derivative (PID) ve bulanık denetleyicilerle titreşim kontrolünde yüksek performans elde edildiğini göstermektedir. Diğer yandan, [8]'de LQG kontrolü ile hem yolcu konforu hem de hunting kararlılığı hedeflenmiş, bu doğrultuda birincil ve ikincil süspansiyon sistemleri birlikte kontrol edilmiştir. Kontrolcü tasarımında maliyet ve uygulama kolaylığı da önemli faktörlerdir. Bu doğrultuda [9]'da, yalnızca iki aktüatör ve bir çift ivmeölçer içeren düşük maliyetli bir aktif süspansiyon sistemi önerilmiş, rezonant kontrol yöntemiyle LQG ve H∞ kontrolörlere benzer performans elde edilmiştir. Öte yandan, [10]'da önerilen yanal-düşey birleşik aktif süspansiyon sisteminde yalnızca iki aktüatör kullanılarak her iki yönde titreşim kontrolü sağlanmış, bu konfigürasyonun düşük maliyetli bir alternatif olabileceği vurgulanmıştır. [11]'de ise yüksek hızlı demiryolu araçlarında düşey titreşimler, doğrusal olmayan uyarlamalı kontrol yöntemiyle yarı aktif süspansiyon sistemi kullanılarak etkin şekilde bastırılmıştır.

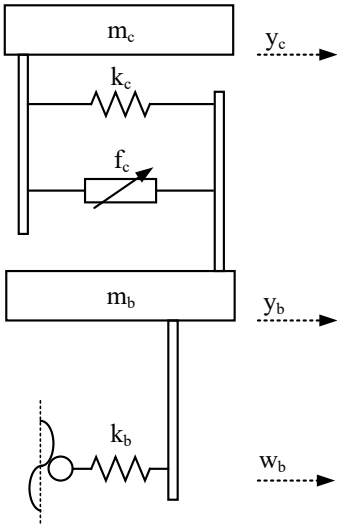
Sonuç olarak, literatürdeki çalışmalar aktif ve yarı aktif süspansiyon sistemlerinin, yolcu konforunu ve taşıt dinamik performansını geliştirme açısından büyük bir potansiyele sahip olduğunu ortaya koymaktadır. Bu bağlamda, çalışmamızda biz de LQR tabanlı bir kontrolcü tasarımı gerçekleştirerek, çeyrek taşıt modeline uygulanacak aktif süspansiyon sisteminin performansını değerlendirmeyi hedefliyoruz.

Makalenin Metot bölümünde, ilk olarak Bölüm 2.1'de bir çeyrek araç modelinin matematiksel gösterimi elde edilecektir. Bunu takiben, Bölüm 2.2'de literatürde yer alan gerçekçi sistem parametreleri kullanılarak modelin kararlılık ve performans analizi gerçekleştirilecektir. Sistemin dinamik davranışını iyileştirmek amacıyla, Bölüm 2.3'te durum geri beslemeli bir kontrolcü tasarlanacak ve elde edilen kapalı çevrim sistemin kararlılık ve performansı değerlendirilecektir. Elde edilen sonuçlar, kontrolsüz sistemle karşılaştırmalı olarak incelenecektir. Son olarak, Sonuç bölümünde önerilen yöntemin güçlü ve sınırlı yönleri tartışılacak, çalışmanın temel bulguları özetlenecek ve gelecekte yapılacak araştırmalara yönelik önerilere yer verilecektir.

2. Metot

Sistem dinamiğini doğru bir şekilde analiz etmek ve etkin bir kontrol tasarlamak için güvenilir bir matematiksel model gereklidir. Bu bağlamda, ilk öncelik süspansiyon sistemi olarak ele aldığımız ve Şekil 1.'de gösterilen çeyrek araç modelinin matematiksel modeli Newton yasaları kullanılarak diferansiyel denklemlerle ifade edilmesi gerekmektedir.

2.1. Sistem tanımı



Şekil 1. Sistem modeli

Şekil 1.'de gösterilen çeyrek araç modeli, demiryolu bozukluklarının neden olduğu titreşimleri analiz etmek için kullanılan yaygın ve basit bir araç dinamik titreşim modelidir. Ele aldığımız model gövdeyi ve bojiyi temsil eden iki kütleden oluşmaktadır. Gövde ve bojinin kütleleri, sırasıyla, m_c ve m_b ile ifade edilmiştir. Gövdenin ve bojinin yanal yer değişimleri ise, sırasıyla, y_c ve y_b ile gösterilmiştir. Şekil 1.'de w ile ifade edilen ise tekerlek-ray arayüzündeki yanal yer değişimlerini temsil eden bozucu girdidir. Ceyrek araç modelinde pasif elemanlar olan birincil gerginlik elemanı k_c ile ikincil gerginlik elemanı ise k_b ile ifade edilmektedir. Bu elemanların değerleri [3]'de verildiği gibi kabul edilmiştir ve Tablo 1.'de gösterilmiştir. Son olarak, f_c ise sistemdeki aktif süspansiyon sisteminin uyguladığı kuvveti temsil etmektedir. Belirtmemiz gerekir ki, ele aldığımız sistemde tekerlek, ray düzensizliklerine entegre olduğundan kütlesiz kabul edilmiştir. Dolayısıyla modeli basitleştirmek için sistemin dinamik davranışlarına katkısı yok kabul edilecektir.

Tablo 1. Sistem parametrelerini değerleri [3]

Parametre	Değer	Açıklama
m_c	10,300 kg	Gövde kütlesi
m_b	2500 kg	Boji kütlesi
k_c	200 kN/m	İkincil gerginlik
k_b	4,000 kM/m	Birincil gerginlik

Şekil 1.'de verilem sistem

$$m_c\ddot{y}_c = k_c(y_b - y_c) + f_s \tag{1a}$$
$$m_b\ddot{y}_b = k_p(w - y_b) - k_c(y_b - y_c) - f_s \tag{1b}$$

ile ifade edilen basit diferansiyel denklemler ile tanımlanabilir. Durum vektörü

$$x := [x_1\ x_2\ x_3\ x_4] = [y_c\ \dot{y}_c\ y_b\ \dot{y}_b]$$

olarak tanımlandığında, (1a)-(1b) ile ifade edilen sistem dinamiği

$$\dot{x}_1 = x_2 \tag{2a}$$
$$\dot{x}_2 = \frac{1}{m_c}(k_c(x_3 - x_1) + f_s) \tag{2b}$$
$$\dot{x}_3 = x_4 \tag{2c}$$
$$\dot{x}_4 = \frac{1}{m_b}\left(k_p(w - x_3) - k_s(x_3 - x_1) - f_s\right) \tag{2d}$$

durum değişkenleriyle tanımlanabilir. Ayrıca, sistem çıktıları da durum değişkenleri ile

$$y_1 = y_c - y_b = x_1 - x_3 \tag{3a}$$
$$y_2 = \ddot{y}_c = \dot{x}_2 \tag{3b}$$

gibi tanımlanmaktadır. (3a) denklemi ile tanımlanan y_1 çıktısı gövdenin göreceli yer değiştirmesini (sapma); (3b) denklemi ile tanımlanan y_2 çıktısı ise gövdenin ivmesini ifade etmektedir. Dolayısıyla, sistemin çıktıları sürüş konforuyla direkt ilişkilidir. Ayrıca, kontrol girdisini de u := f_s olarak tanımlayalım. Kontrol girdisi ve (2)-(3) denklemlerini durum uzayında ifade etmek gerekirse

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + B_u u(t) + B_w w(t) \tag{4a}$$
$$y(t) = Cx(t) + Du(t) \tag{4b}$$

ve

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_c}{m_c} & 0 & \frac{k_c}{m_c} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_c}{m_b} & 0 & -\frac{k_c+k_p}{m_b} & 0 \end{bmatrix}, \quad B_u = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m_c} \\ 0 \\ -\frac{1}{m_b} \end{bmatrix}, \quad B_w = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{k_p}{m_b} \end{bmatrix},$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 \\ -\frac{k_c}{m_c} & 0 & \frac{k_c}{m_c} & 0 \end{bmatrix}, \qquad D = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m_c} \end{bmatrix}.$$

Sonraki kısımlarda, Şekil 1.'de gösterilen ve (4) ile ifade edilen sistemin nümerik analizini yapmak için Tablo 1.'de verilen parametre değeleri kabul edilmiştir.

2.2. Sistem analizi

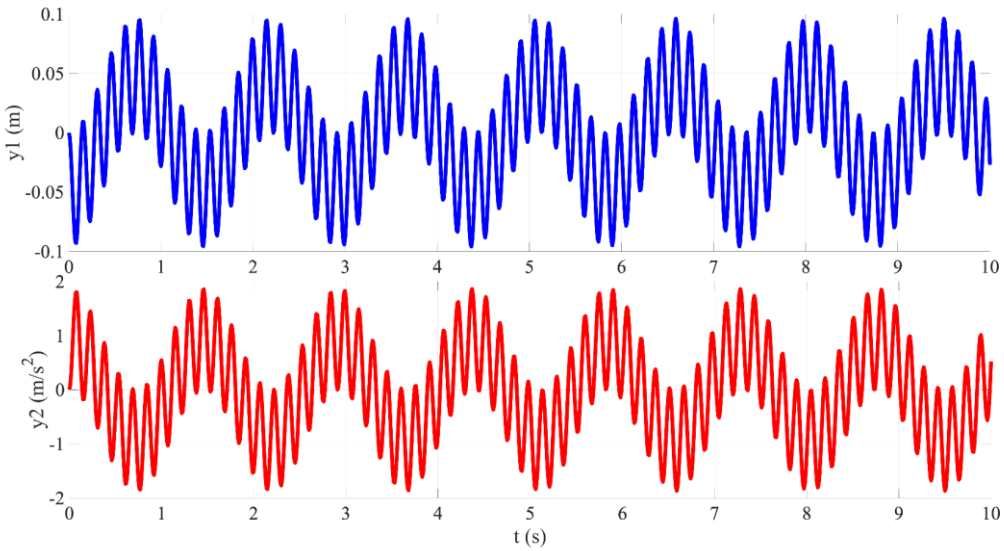
Kararlılık, dinamik bir sistemin tasarımında ve analizinde en temel gereksinimdir. Çünkü, kararsız bir sistem pratikte uygulanamaz. Böyle bir durumda, sistem çıktıları kısa sürede çok büyük değerlere ulaşarak fiziksel sınırları aşar. Ayrıca, kararsız sistemler tehlikeli davranışlar sergileyebilirler (aşırı ısınma, patlama, mekanik hasar gibi). İlaveten, kararsız bir sistem için performans ölçütleri anlamsızdır ve analiz edilemez. Bu sebeplerle, öncelikle sistemin kararlılık analizinin yapılması gereklidir.

Durum uzay gösterimi (4) gibi ifade edilen doğrusal zamanla değişmeyen bir sistemin başlangıç koşullarına verdiği yanıt zamanla sıfıra yakınsıyorsa o sistem asimtotik kararlıdır. Burada, sistemin dinamik denklemindeki A matrisin özdeğerleri kararlılığı belirler. Tüm özdeğerlerin reel kısımları negatifse sistem asimtotik kararlı; en az bir özdeğerin reel kısmı pozitifse sistem kararsız; sanal eksen üzerinde tekrarlanmayan özdeğerler varsa sistem marjinal kararlıdır.

Sistemin A matrisinin özdeğerlerlerini Tablo 1.'de verilen parametre değerleri için hesaplattığımızda, i karmaşık sayıyı ifade etmek üzere, karmaşık eşlenik çiftlerden ikisinin $\lambda_{1,2} = \pm 40{,}99i$; diğer ikisinin ise $\lambda_{3,4} = \pm 4{,}29i$ olduğu görülmektedir. Bu sebeple sistemimiz marjinal kararlıdır. Her ne kadar çıktıların zamanla büyümesi beklenmese de sanal eksen üzerindeki özdeğelerden dolayı sistem çıktıları yüksek salınıma sahip olacaktır ki bu ele aldığımız sistem için istenmeyen bir özelliktir.

Sistemin benzetim sonuçlarını incelemeden önce, Tablo 1.'deki gibi gerçekçi demiryolu ölçeğinde parametrelere sahip bir çeyrek araç süspansiyon modeli için neyin anlamlı bir yanal bozulma büyüklüğü (örneğin, 1 cm veya daha fazla) oluşturduğunu tartışalım. Böyle bir bozulamaya (ya da sistem tanımında ifade edildiği gibi yer değişimine) şunlar neden olabilir: Rayların yanlış hizalanması, makaslar, düzensiz virajlar veya araç sapmasıyla yan rüzgar bağlantısı. Uluslararası standartlara göre, kremayer yanlış hizalaması tekerlek başına 1 ile 10mm arasında yanal yer değişimine neden olabilir. Daha kötü ve ekstrem durumlarda (örneğin dar virajlarda veya makas değişimlerinde) bu miktar artmaktadır. Bu çalışmada, konfor için bir stress testi benzetimi yapmak için 5cm yanal sapmaya karşılık gelen bozulma girdisini ele alacağız.

Şekil 1.'deki sistemde boji 5cm'lik bir yanal yer değiştirmeye neden olan bir bozulma girdisine maruz kaldığında sistemin çıktı sinyalleri Şekil 2.'deki gibi elde edilmektedir. Görüldüğü üzere sistem marjinal kararlı olduğu için, iki çıktı sinyalinin de genliği zamanla azalmamaktadır. Diğer bir taraftan, sistemin özdeğerleri sanal eksen üzerinde ve sanal kısımları görece büyük olduğundan iki çıktı sinyali de yüksek salınıma sahiptir. Sistem performansını çıktı sinyallerinin root-mean-square (RMS) ve maksimum değerleri ile ifade etmek gerekirse Tablo 2.'de hesaplanan değerlere bakmak gerekir. Bu değerler, uluslararası standartlara göre yolcu konforu açısından kabul edilebilir değerler olmamakla birlikte sistemin güvenli operasyonu için de kabul edilemez.



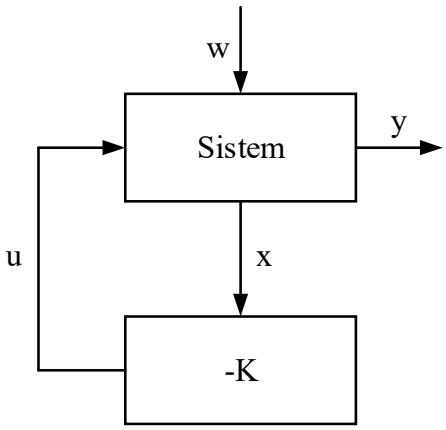
Şekil 2. Kontrolsüz sistemin çıktı sinyalleri

Tablo 2. Benzetim sonuçları

Performans Metriği	Kontrolsüz Sistem	Kontrollü Sistem
RMS gövde sapması	0,0479 m	0,0164 m
Maksimum gövde sapması	0,0962 m	0,0942 m
RMS gövde ivmesi	0,9303 m/s^2	0,2770 m/s^2
Maksimum gövde ivmesi	1,8673 m/s^2	1,3592 m/s^2

2.3. Kontrolcü tasarımı

Bu şartlar altında, sistemi asimtotik kararlı yapmak ve sistemin performansını iyileştirerek çıktı sinyallerini sistemin güvenli operasyonu ve yolcu konforu açısından makul ölçülere getirmek için bir geri beslemeli kontrol mekanizması kullanmak gerekmektedir. Bu amaçla, Şekil 3.'de gösterilen durum geri beslemeli kontrol mekanizması uygulanacaktır. Bu mekanizmada, kontrolcü olarak ifade ettiğimiz sistem elemanı sistemin durum değişkenlerini bir katsayı ile çarparak sisteme girdi olarak f_c kuvvetinin uygulanmasını sağlayacaktır. Daha sonra, kontrol altındaki sistem, kontrol edilmeyen sistemde olduğu gibi öncelikle kararlılık analizine daha sonra ise w olarak ifade edilen bozucu sinyalin çıktı sinyallerine etkisini gözlemelemek için benzetim çalışmasına tabi tutulacaktır.



Şekil 3. Durum geri beslemeli kontrol sistemi

Durum geri beslemli kontrolcünün uygulayacağı kontrol sinyali

$$u(t) = -Kx(t) \tag{5}$$

olarak verilmiştir. Bu çalışmada, geri beslemeli kontrolcüyü tasarlamak için LQR metodu kullanılmıştır. LQR, lineer sistemler için optimal kontrol tasarımında yaygın olarak kullanılmaktadır [12]. Temel amacı,

$$J = \int_0^\infty (x^T Q x + u^T R u) dt$$

olarak tanımlanan maliyet fonksiyonunu minimize edecek şekil 4 ile tanımlanan geri beslemeli kontrol kuramının kazanç matrisi olan K'yı hesaplamaktır. Maliyet fonksiyonunda, Q pozitif yarı-tanımlı durum ağırlık matrisini, R ise pozitif yarı-tanımlı kontrol ağırlık matrisini göstermektedir. Kontrol kazancı

$$K = R^{-1} B^T P$$

ve P ise

$$A^T P + PA - PBR^{-1} B^T P + Q = 0$$

olarak verilen Ricatti cebirsel denkleminin çözümüdür. LQR metodunda Q ve R ağırlık matrislerinin seçimi oldukça kritiktir. Q matrisi tipik olarak köşegen formda seçilir ve diyagonal elemanlar ilgili durum değişkenlerinin göreli önemini yansıtır. Q matrisindeki değerler ne kadar

büyükse, ilgili durum değişkeninin sıfıra yakınsaması o kadar hızlı olur [13]. Diğer bir taraftan, R değerinin (sistemimizde tek bir kontrol girdisi olduğundan, R matris değil skaler bir değerdir) büyük seçilmesi kontrol girdisinin küçük kalmasını sağlarken; küçük R değerleri daha agresif bir kontrol yasası elde edilmesine olanak verir. Özellikle, uygulayıcı kapasiteleri sınırlıysa veya enerji tasarrufu önemliyse, R değerleri daha büyük seçilmelidir. Dolayısıyla, Q ve R değerlerinin göreceli büyüklükleri sistem davranışını önemli ölçüde etkiler. Pratikte, Q ve R'nin optimal değerleri genellikle iteratif bir süreçle belirlenir [14]. Alternatif olarak, takip ve gürültü giderme performanslarını ifade eden performans indekslerinin optimizasyonuna dayanan bir yöntemle de Q ve R'nin optimal değerleri seçilebilir.

Bu çalışmada, Q ve R'nin değerleri başlangıç değerleri seçilerek benzetim sonuçlarının performansları değerlendirilmiş ve istenen davranış elde edilene kadar ağırlık ayarlaması yapılmıştır. Sonuç olarak,

$$Q = \begin{bmatrix} 10^5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 10^7 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 10^4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 10^3 \end{bmatrix}$$

ve

$$R = 10^{-3}$$

değeleri uygun bulunmuştur. Bu değerler için Ricatti cebirsel denkleminin çözümü MATLAB'ın *lqr* komutu kullanılarak elde edilmiş ve kontrolcü kazançları

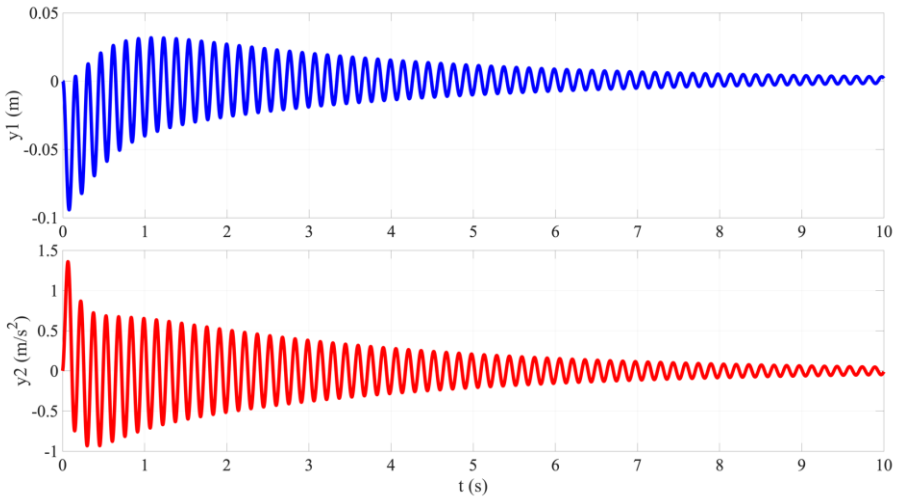
$$K = [249 \quad 10^5 \quad -3450 \quad -370] \tag{6}$$

olarak hesaplanmıştır [15]. Daha sonra kararlılık analizi ve performans hesaplaması yapabilmek için durum geri beslemeli kontrol altındaki kapalı döngü sistem (4)-(5) denklemleri kullanılarak

$$\dot{x}(t) = (A - B_u K)x(t) + B_w w(t) \tag{7a}$$
$$y(t) = (C - DK)x(t) \tag{7b}$$

olarak elde edilmiştir.

(7) ile ifade edilen kontrollü sistemin $(A - B_u K)$ matrisinin özdeğerlerlerini Tablo 1.'de verilen parametre değerleri ve (6)'da verilen kontrolcü kazançları ile hesaplattığımızda, karmaşık eşlenik çiftlerden ikisinin $\lambda_{1,2} = -0{,}29 \pm 40{,}99i$; diğer iki reel özdeğerin ise $\lambda_3 = -2{,}93$ ve $\lambda_4 = -6{,}33$ olduğu görülmektedir. Hesaplanan özdeğerlere göre, sistemimiz asimtotik kararlıdır. Bu durumda sistemin çıktılarının zamanla küçülmesi beklenmektedir. Şekil 1.'deki sistemde boji 5cm'lik bir yanal yer değiştirmeye neden olan bir bozulma girdisine maruz kaldığında kontrollü sistemin çıktı sinyalleri Şekil 4.'deki gibi elde edilmektedir. Özdeğerlerin dağılımına uygun olarak çıktı sinyallerinin genliklerinin zamanla sönümlendiği görülmektedir.



Şekil 4. Kontrollü sistemin çıktı sinyalleri

Ayrıca, kontrollü sistemin performansını, kontrolsüz sistemde olduğu gibi çıktı sinyallerinin RMS ve maksimum değerleri ile ifade etmek gerekirse Tablo 2.'de hesaplanan değelere bakmak gerekir. Görüldüğü üzere geri beslemeli kontrol mekanizması, RMS gövde sapması değerinde ve yolcu konforunda öncelikli öneme sahip RMS gövde ivmesi değerinde ciddi ölçüde iyileşme yaratmıştır.

Fakat not etmemiz gerekir ki, Q ve R'nin değerleri değiştirilerek kararlılık ve performans değerleri daha da iyileştirilebilir yada kontrol girdisinin büyüklüğü (yani aktif süspansiyon sisteminin uyguladığı kuvvet) optimize edilebilir.

3. Sonuç

Bu çalışmada, demiryolu araçlarında yolcu konforunu artırmaya yönelik olarak aktif süspansiyon sistemleri için durum geri beslemeli bir kontrolcü tasarımı gerçekleştirilmiştir. Çeyrek araç modeli kullanılarak oluşturulan sistem üzerinde, LQR temelli bir durum geri beslemeli kontrolcü geliştirilmiş ve sistemin 5cm'lik yatay bozulma girdisine verdiği tepkiler analiz edilmiştir. Yapılan benzetim çalışmaları, aktif süspansiyon sisteminin pasif sisteme kıyasla gövde ivmesini ve süspansiyon sapmasını önemli ölçüde azalttığını göstermektedir. Ayrıca kontrol kuvveti sınırlı tutulmasına rağmen performansın anlamlı ölçüde iyileştiği görülmüştür. Elde edilen bulgular, aktif süspansiyon sistemlerinin demiryolu araçlarında konforu artırmak ve titreşimleri azaltmak için etkili bir çözüm sunduğunu ortaya koymaktadır.

Bu çalışmanın sunduğu olumlu sonuçların yanı sıra bazı sınırlamaları da bulunmaktadır. Ele alınan problem, uygulama sırasında sistem ve kontrolcü parametrelerindeki değişimlere karşı duyarlılık gösterdiğinden, [14]'de önerilen H∞ optimizasyonu gibi gürbüz kontrol yaklaşımlarının değerlendirilmesi önerilmektedir. Ayrıca, sensör kaynaklı ölçüm gürültüleri göz önüne alındığında, bu çalışmada sunulan LQR temelli tasarımın Linear Quadratic Gaussian (LQG) yöntemine genişletilmesi faydalı olabilir.

Gelecek çalışmalarda, bu çalışmada elde edilen teorik bulguların tam ölçekli araç modelleri üzerinde, gerçekçi yol profilleri altında gerçekleştirilecek deneysel çalışmalarla doğrulanması önem arz etmektedir. Bu doğrultuda, mevcut çalışmada yapılan bazı basitleştirici varsayımların (örneğin kütlesiz tekerlek modeli ve uygulayıcıların sınırsız kapasitede kabul edilmesi) gerçekçi sistem modellemesi ve kontrolcü tasarımı açısından yeniden değerlendirilmesi ve daha gerçekçi kabullerle revize edilmesi önerilmektedir.

Kaynakça

[1] D. Pamučar, M. Ćirović, and S. Ćirović, "Railway Vehicle Energy Efficiency as a Key Factor in Creating Sustainable Transport Systems," *Energies*, vol. 14, no. 16, p. 5211, Aug. 2021.

[2] B. Fu, R. L. Giossi, R. Persson, S. Stichel, S. Bruni, and R. Goodall, "Active suspension in railway vehicles: a literature survey," *Railway Engineering Science*, vol. 28, no. 1, pp. 3–35, Mar. 2020, doi: 10.1007/s40534-020-00207-w.

[3] A. Orvnäs, S. Stichel, and R. Persson, "Active lateral secondary suspension with H∞ control to improve ride comfort: Simulations on a full-scale model," *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 49, no. 9, pp. 1409–1422, Sep. 2011, doi: 10.1080/00423114.2010.527011.

[4] T. Jin, Z. Liu, S. Sun, Z. Ren, L. Deng, B. Yang, M. D. Christie, and W. Li, "Development and evaluation of a versatile semi-active suspension system for high-speed railway vehicles," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 135, p. 106338, 2020, doi: 10.1016/j.ymssp.2019.106338.

[5] A. Urooj and A.-W. A. Saif, "Modeling of a rail vehicle's active suspension system to reduce vibrations using an LQR," in *Proc. 21st Int. Multi-Conf. on Systems, Signals & Devices (SSD)*, 2024, pp. 457–464, doi: 10.1109/SSD61670.2024.10548734.

[6] M. Metin and R. Güçlü, "Vibrations control of light rail transportation vehicle via PID type fuzzy controller using parameters adaptive method," *Turk. J. Electr. Eng. Comput. Sci.*, vol. 19, no. 5, pp. 807–816, 2011, doi: 10.3906/elk-1001-394.

[7] M. Metin and R. Güçlü, "Rail vehicle vibrations control using parameters adaptive PID controller," *Math. Probl. Eng.*, vol. 2014, Article ID 728946, 10 pages, Apr. 2014, doi: 10.1155/2014/728946.

[8] Q. Zhu, J.-J. Ding, and M.-L. Yang, "LQG control based lateral active secondary and primary suspensions of high-speed train for ride quality and hunting stability," *IET Control Theory Appl.*, vol. 12, no. 10, pp. 1497–1504, Oct. 2018, doi: 10.1049/iet-cta.2017.0529.

[9] Q. Zhu, L. Li, C.-J. Chen, C.-Z. Liu, and G.-D. Hu, "A low-cost lateral active suspension system of the high-speed train for ride quality based on the resonant control method," *IEEE Trans. Ind. Electron.*, vol. 65, no. 5, pp. 4187–4196, May 2018, doi: 10.1109/TIE.2017.2767547.

[10] Y. C. Zeng, W. H. Zhang, and D. L. Song, "Lateral-vertical coupled active suspension on railway vehicle and optimal control methods," *Veh. Syst. Dyn.*, pp. 1–23, Sep. 2020, doi: 10.1080/00423114.2020.1814358.

[11] M. Metin and F. C. Yılmaz, "Yüksek hızlı demiryolu araçlarında düşey titreşimlerin doğrusal olmayan uyarlamalı kontrol ile yarı aktif kontrolü," *Mühendis ve Makina*, vol. 62, no. 703, pp. 350–371, Apr.–Jun. 2021, doi: 10.46399/muhendismakina.849808.

[12] G. F. Franklin, J. D. Powell, and A. Emami-Naeini, *Feedback control of dynamic systems*. 6th ed. Upper Saddle River, NJ, USA: Pearson Education, 2010.

[13] K. Ogata, *Modern control engineering*. 5th ed. Upper Saddle River, NJ, USA: Prentice Hall, 2010.

[14] K. Zhou, J. C. Doyle, and K. Glover, *Robust and optimal control*. Englewood Cliffs, NJ, USA: Prentice Hall, 1996.

[15] MathWorks, Natick, MA, USA, *Control System Toolbox User's Guide*, R2024a ed., 2024. Accessed: Apr. 14, 2025. [Online]. Available: https://www.mathworks.com/products/control.html.

Özgeçmiş

S. Mert ÖZER

S. Mert Özer, lisans ve yüksek lisans eğitimini 2013 ve 2016 yıllarında Anadolu Üniversitesi; doktora eğitimini ise 2022 yılında Eskişehir Teknik Üniversitesi Elektrik-Elektronik Mühendisliği bölümünde tamamlamıştır. Halen Eskişehir Teknik Üniversitesi Uçak Mühendisliği bölümünde öğretim üyesi olarak görev yapmaktadır. Araştırma alanları arasında geri beslemeli kontrol sistemleri, optimizasyon, makine öğrenmesi tabanlı modelleme ve MATLAB tabanlı mühendislik uygulamaları yer almaktadır.

E-Posta: smozer@eskisehir.edu.tr

Beyanlar:

Bu makalede bilimsel araştırma ve yayın etiğine uyulmuştur.