EJONS International Journal on Mathematic, Engineering and Natural Sciences ISSN 2602 - 4136

Article Arrival Date 9.05.2020 | Article Type Research Article | Article Published Date 12.06.2020

Doi Number: http://dx.doi.org/10.38063/ejons.240

HIZ TÜMSEĞİ PROFİLLERİ İÇİN YARIM TAŞIT MODELİ YAKLAŞIMI KULLANILARAK AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN MODELLENMESİ VE SİMÜLASYONU

Dr. Öğr. Üyesi Sinan BAŞARAN

Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü,

Bilecik, 11230, Türkiye,

E-posta: sinan.basaran@bilecik.edu.tr, ORCİD: 0000-0002-3783-2260

ÖZET

Sürüş konforu ve güvenliği mühendislikte önemli araştırma alanlarıdır ve birçok çalışmanın konusu olmuştur. Bu çalışmanın amacı, araç süspansiyon sistemi için yoldan gelen bozucu etkilerin modellenmesi ve simülasyonudur. Yoldan gelen bozucu etkiler, hız tuzağını temsil eden tümsek geometrisi olarak modellenmiştir. Süspansiyon kontrol sistemlerinde farklı araç modelleme yaklaşımları kullanılmaktadır. Aracın ön ve arka aksın dikey hareketleri, araç gövdesinin eğimi ve dikey hareketlerini içeren dört serbestlik derecesine sahip olan yarım taşıt modeli bu çalışmada kullanılmıştır. Süspansiyon sistemi, yol etkilerini azaltarak sürüş güvenliğini ve yolcu konforunu artıran aracın en önemli parçasıdır. Aktif olarak kontrol edilen süspansiyon sistemi hem akademik araştırmalarda hem de endüstriyel uygulamalarda popüler olan bir tür titreşim kontrol problemidir. Kontrol tasarımı olarak, doğrusal karesel regülatör (Linear Quadratic Regulator - LQR) kontrolörü yarım taşıt aktif süspansiyon sistemi için tasarlanmıştır. Tasarlanan kontrolörün performansını göstermek için süspansiyon sisteminin aktif ve pasif durumları için bir karşılaştırma yapılmıştır. Tasarlanan kontrolör, Matlab-Simulink ortamında modellenen araç modelinin aktif süspansiyon kontrolüne uygulanmıştır. Tümsek tipinde hız tuzağı profili sistemin girişi olarak modellenmiştir. Simülasyon sonuçları, aktif süspansiyon etkinleştirildiğinde yoldan kaynaklanan bozucu etkilerin etkili bir şekilde azaltıldığını göstermektedir.

Anahtar kelimeler: Aktif süspansiyon sistemi; Doğrusal karesel regülatör tasarımı, Yarım taşıt modeli.

MODELING AND SIMULATION OF ACTIVE SUSPENSION SYSTEM USING A HALF-CAR MODEL APPROACH FOR SPEED BUMP PROFILES

ABSTRACT

Driving comfort and safety are important research areas in engineering and have been the subject of many studies. The objective of this work is modeling and simulation of the disruptive effects coming from the road for the car suspension system. Disruptive effects from the road are modeled as bump

geometry which represents the speed trap. There are different vehicle models used in suspension control systems. The half-car model is selected in this study which has four degrees of freedom; the vertical movements of the front and rear axle, pitch, and vertical motions of the vehicle body. The suspension system is the most important part of the vehicle that increases driving safety and passenger comfort by reducing road effects. The actively controlled suspension system is a type of vibration suspension structure popular in both the academic researches and industrial applications. As the control design, the Linear Quadratic Regulator (LQR) controller is designed for half car active suspension system. In order to demonstrate the performance of the designed controller, a comparison has been made for the active and passive states for the suspension system. The designed controller was implemented to the active suspension control of the vehicle model which modeled in Matlab-Simulink environment. The bump type speed trap profile is modeled as an input of the system. Simulation results show that the disruptive effects from the road are effectively damped when the active suspension is activated.

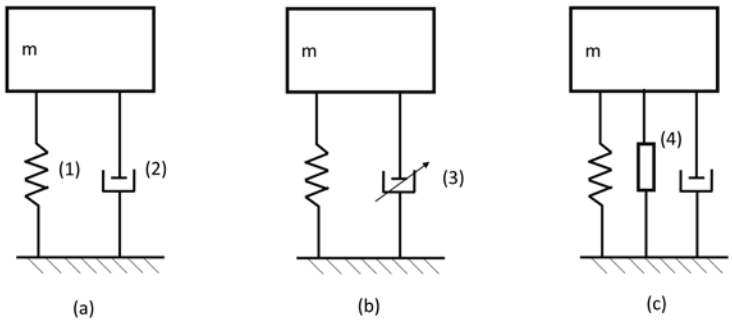
Key words: Active suspension system; Linear quadratic regulator design; Half car model.

1. GİRİŞ

Teknolojinin gelişmesiyle otomotiv endüstrisi sürücülerin ve yolcuların güvenliğine ve aracın yol tutuşunun arttırılmasına yönelik çalışmalara odaklanmıştır. Araç süspansiyon sistemi, olası yol bozukluklarını izole ederek bu ektilerin araç içerisindeki yolculara ulaşmasını önlemede hayati bir rol oynamaktadır. Süspansiyon sisteminin en önemli iki elamanı yay ve amortisördür. Bu elemanlar üzerinde taşıt gövdesinin statik yükü bulunmaktadır. Yoldan gelen bozucu etkiler yaylar üzerinden taşıta dolayısı ile yolculara aktarılmaktadır. Süspansiyon sisteminde sönümleme elamın ise amortisördür. Şok sönümleyici damper olarak da isimlendirilen bu elamanlar genellikle viskoz sönümleyici tipindedirler. İçerisinde yer alan akışkanın viskozitesi ve akış hareketinin gerçekleştiği deliklerin yapısı sayesinde sönümleme kuvveti oluştururlar. Literatürde bu tipteki bir süspansiyon sistem pasif süspansiyon olarak geçmektedir. Pasif süspansiyonların en belirleyici özelliği sabit katsayılı yay ve sönüm elemanına sahip olmalarıdır dolayısı aracın konforu ve sürüş karakteristikleri değiştirilemez. Örneğin, aile arabalarında sürüş konforunu artırmak için daha yumuşak süspansiyonlar kullanılabilirken, spor araçlarda araba kullanımını iyileştirmek için daha sert süspansiyonlar kullanılabilir (Hasbullah & Faris, 2010). Teknolojideki gelişmelerle birlikte sensör ve aktüatör teknolojileri de otomotiv endüstrisinde gelişme göstermiştir. Sürüş güvenliğini ve konforu arttıracak şekilde yeni tipte aktif süspansiyon tasarımları geliştirilmektedir.

Aktif süspansiyon sistemlerinde klasik süspansiyon sistemine ek olarak aracın sürüş ve konfor karakteristiklerini değiştirecek aktif bir eleman kullanılmaktadır (Thompson, 1976). Bu aktif eleman genellikle hidrolik, pnömatik, ya da lineer motor teknolojisi kullanan bir aktüatör elemanıdır. Bunun haricinde aktif bir eleman kullanmayarak süspansiyon sisteminin damper elemanı üzerinde karakteristiğini değiştirildiği bir diğer süspansiyon yapısı bulunmaktadır. Bu yapı yarı aktif süspansiyon olarak literatürde geçmektedir. Yarı aktif süspansiyon sistemi aktif süspansiyon sistemine göre araç dinamikleri ve sürüş konforu üzerinde daha sınırlı bir etkiye sahiptir. Yarı aktif süspansiyon sisteminin popüler biçimi, elektroheolojik (ER) ve manyetoreolojik (MR) sıvıların kullanıldığı süspansiyon tipidir (Yao ve ark, 2002). Yıldız ve Sivrioğlu (2020), manyetolojik bir damper ile donatılmış çeyrek taşıt otomobil deneysel süspansiyon düzeneğinin yol girişlerini baskılanması için yeni bir kısıtlamalı adaptif geri adım atma kontrol yaklaşımı tasarlamışlardır. Ryba (1993), sabit mıknatıslı senkron motor ile birlikte uygulanan pasif ve yarı aktif süspansiyon üzerinde çalışmıştır. Süspansiyon sisteminin aktif kontrolü,

hem akademik araştırmalarda hem de endüstriyel uygulamalarda popüler olan başka bir titreşim süspansiyon yapısı türüdür. Aktif kuvvet üreten bir ekipmanın avantajları zaten birçok araştırmada çalışılmıştır (Alleyne ve Hedrick 1995, Hrovat 1997, Yağız ve Hacioğlu 2008). Aktif süspansiyon kuvveti üretimi, kompresörler, hidrolik pompalar vb. gibi aktif güç kaynakları tarafından sağlanmaktadır. Aktif süspansiyonların uygun şekilde uygulanması, tasarlanacak uygun kontrolcüye bağlıdır. Bu üç ayrı süspansiyon sisteminin şematik görünüşleri Şekil 1'de gösterilmiştir. Burada sırası ile (1) pasif yay elemanını, (2) pasif damper elemanını, (3) kontrol edilebilen damperi ve (4) aktif aktüatör elemanı göstermektedir. Ayrıca şekilde süspansiyon elemanı üzerinde kalan kütle (m) gösterilmiştir. Taşıt dinamiğinde askılanmış kütle (sprung mass) olarak geçen bu kütle süspansiyon üzerindeki aracın toplam kütlesinin bir kısmıdır. Bu kütle gövde iç parçalarını, sürücü ve yolcuların kütlesini ihtiva eder fakat süspansiyon altında kalan tekerlek, tekerlek yatakları, aks elemanları ve fren gibi elemanların kütlesini ihtiva etmez.



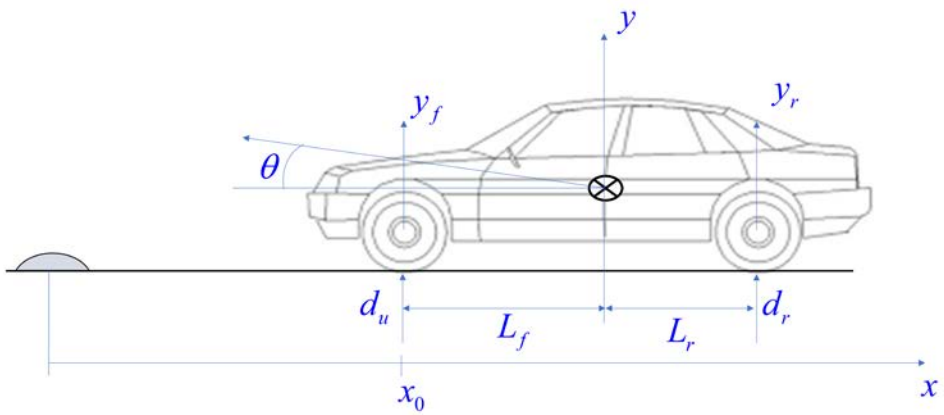
Şekil 1. Araç süspansiyon sistemi elemanları

Taşıt modelleme yaklaşımında aracın tekerlekleri çoğu zaman bir yay elemanı gibi düşünülerek modele dahil edilmektedir. Bazı modellemelerde tekerleğin sahip olduğu malzeme veya iç sönümü viskoz sönüm olarak ele alınabilir ve tekerler yay-sönüm elemanı olarak düşünülebilir. Ama tekerleği sadece yay elemanı olarak alarak kontrol modeli için geliştirilen denklemler daha basite indirgenebilir. Aktif süspansiyon yapısının araştırılması için, çeşitli araştırmacılar tarafından farklı tipte araç modelleri oluşturulmuştur (Yoshimura ve ark. 2001, Thompson 1970). Süspansiyon kontrol sistemlerinde üç farklı araç modeli kullanılmaktadır. Bunlar çeyrek taşıt modeli, yarım taşıt modeli ve tam taşıt modelidir. Çeyrek taşıt modeli şasinin ve tekerleğin baş vurma (pitch) ve yuvarlanma (roll) hareketini dikkate almadan sadece düşey titreşim hareketini modeller. Genel olarak, araçların sol tarafı ve sağ tarafı simetriktir, bu nedenle aracın matematiği yarı araba modeli olarak özelleştirilebilir. Çeyrek araba sisteminden ziyade, yarım araba modeli aracın hem dikey hem de eğimli yer değiştirmelerini ifade edebilir. Bir aracın tam modeli yedi serbestlik derecesinde modellenebilir. Literatürde tam araç modeli ile yapılabilecek çalışmalar vardır (Hassen 2019). Uygulama kolaylığı düşünüldüğünde ve aracın dikey ve eğim hareketlerini içeren yarım araç modelinin birçok uygulamada kullanıldığı görülmektedir (Margolis 1982 ve Lin 2004). Bu çalışmada yarım taşıt model yaklaşımı ile süspansiyon kontrol sistemi için LQR kontrol tasarımı gerçekleştirilmiştir.

Bu çalışmanın ikinci bölümünde yarım taşıt modelleme yaklaşımından bahsedilmektedir. Yine bu bölümde çalışmadaki kontrol sistemine konu olan yarım taşıt yaklaşımı için yoldan gelen hız tümseği profillerinin modellenmesi sunulmuştur. Üçüncü bölümde doğrusal karesel regülatör kontrol tasarımı, dördüncü bölümde ise simülasyon çalışmaları verilmiştir. Son olarak sonuçlar değerlendirilerek çalışma sonlandırılmıştır.

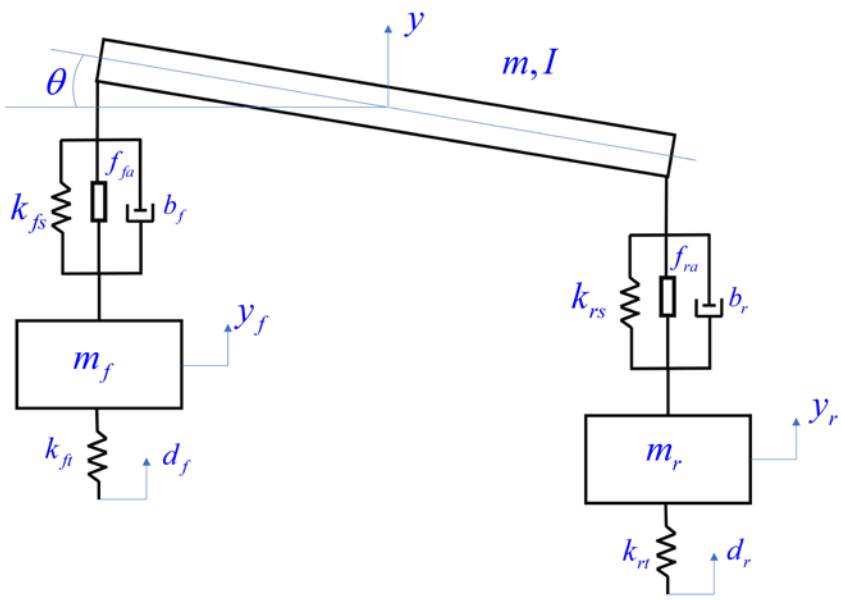
2. YARIM TAŞIT AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMİ MODELİ

Şekil 2'de çalışma konumuza model olan yarım taşıt şematik görünüşü verilmektedir. Bu şekilde araç kütle merkezinin dikey yöndeki yer değiştirmesi (y), kütle merkezinin dönme ekseni (θ), ön tekerlek sisteminin kütle merkezinin yer değiştirmesi (y_f), ve son olarak arka tekerlek sisteminin kütle merkezinin yer değiştirmesi (y_r) olarak verilmiştir. Sabit bir v_0 hızı ile düz bir yol boyunca ilerleyen bir otomobil, şekildeki gibi gösterilen bir hız tümseği ile karşılaştığı düşünülmektedir.



Şekil 2. Kullanılan yarım taşıt modeli durum değişkenleri ve temel ölçüleri

Aracın süspansiyon sistemi (ön ve arka yaylar ve amortisörler) lineer yay ve damper elemanı olarak modellenmiştir. aracın üzerindeki lastikler ise ön ve arka yay elemanı olarak modele dahil edilmiştir. Kontrol tasarımına esas kullanılan yarım taşıt modeli Şekil 2'de gösterilmiştir. Ayrıca modellemede lastiklerin her zaman yol yüzeyi ile temas halinde kaldığı varsayılmaktadır. Dört serbestlik derecesine sahip olan yarım taşıt modelinin tüm parametreleri ve sahip olduğu değerler Tablo 1'de verilmiştir. Modelleme esnasında taşıt gövdesinin baş vurma hareketini küçük açılarda hareket ettiği kabul edilerek küçük açı yaklaşımı uygulanmıştır. Şekil 3'de gösterilen f_{fa} ve f_{ra} ön ve arka süspansiyon noktasında aktif aktüatörün oluşturduğu kontrol kuvvetini göstermektedir. Bu çalışmada sistem modeline aktüatör dinamiği dahil edilmemiştir. Tasarlanan LQR kontrolcü sayesinde ön ve arka süspansiyon noktalarındaki kontrol küvetleri hesaplanacaktır. Ayrıca sistem dinamik modelinde $f_{fa} = 0$ [N] ve $f_{ra} = 0$ [N] alınarak sistemin sanki aktif kontrolün olmadığı pasif klasik süspansiyon sistemi olarak modelleme yapmak mümkündür. Bu sayede kontrolün olmadığı pasif durum ve kontrolün devrede olduğu aktif durum ayrı ayrı incelenerek tasarlanan kontrolcünün performansı gösterilecektir.



Şekil 3. Modellemeye esas yarım taşıt sistemi

Tablo1. Sistem parametreleri

Sembol	Açıklama	Değeri
m	Taşıt kütlesi	1904 [kg]
I	Taşıt kütle merkezine göre atalet momenti	460.9 [kgm^2]
m_f	Ön süspansiyon kütlesi	54.43 [kg]
m_r	Arka süspansiyon kütlesi	56.69 [kg]
k_{fs}	Ön süspansiyon katılık değeri	2143 [N/m]
k_{rs}	Arka süspansiyon katılık değeri	3214 [N/m]
b_f	Ön süspansiyon sönüm değeri	446.4 [Ns/m]
b_r	Arka süspansiyon sönüm değeri	625 [Ns/m]
k_{ft}	Ön tekerlek katılık değeri	19644 [N/m]
k_{rt}	Arka tekerlek katılık değeri	19644 [N/m]
L_f	Ön süspansiyon ile taşıt kütle merkezi arası mesafe	1.397 [m]
L_r	Arka süspansiyon ile taşıt kütle merkezi arası mesafe	1.651 [m]

Yarım taşıt modelinin dinamik davranışını tanımlayan hareket denklemleri Newton yaklaşımı ile bulunmuştur. Araç kütle merkezinin düşey doğrultudaki hareketinin diferansiyel denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$m\ddot{y} = -k_{fs}\left[\left(y + L_f\theta\right) - y_f\right] - b_f\left[\left(\dot{y} + L_f\dot{\theta}\right) - \dot{y}_f\right] - k_{rs}\left[\left(y - L_r\theta\right) - y_r\right] - b_r\left[\left(\dot{y} - L_r\dot{\theta}\right) - \dot{y}_r\right] - f_{fa} - f_{ra} \quad (1)$$

Sistemin ikinci hareket denklemi ön süspansiyon tekerinin düşey doğrultudaki hareketinin diferansiyel denklemidir:

$$m_f\ddot{y}_f = -k_{fs}\left[y_f - \left(y + L_f\theta\right)\right] - b_f\left[\dot{y}_f - \left(\dot{y} + L_f\dot{\theta}\right)\right] - k_{ft}\left(y_f - d_f\right) + f_{fa} \quad (2)$$

Benzer şekilde arka süspansiyon tekerinin düşey doğrultudaki hareketinin diferansiyel denklemi:

$$m_r\ddot{y}_r = -k_{rs}\left[y_r - \left(y - L_f\theta\right)\right] - b_r\left[\dot{y}_r - \left(\dot{y} - L_r\dot{\theta}\right)\right] - k_{rt}(y_r - d_r) + f_{ra} \tag{3}$$

ve son olarak sistemin son hareket denklemi ise araç gövdesinin kütle merkezinin baş vurma (pitching) hareketinin diferansiyel denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\begin{aligned} I\ddot{\theta} = -k_{fs}\left[\left(y + L_f\theta\right) - y_f\right]L_f - b_f\left[\left(\dot{y} + L_f\dot{\theta}\right) - \dot{y}_f\right]L_f + k_{rs}[(y - L_r\theta) - y_r]L_r \\ + b_r\left[\left(\dot{y} - L_r\dot{\theta}\right) - \dot{y}_r\right]L_r - f_{fa}L_f + f_{ra}L_r \end{aligned} \tag{4}$$

Verilen bu hareket denklemlerini kontrol tasarımında kullanmak için sistemin durum denklem vektörünü elde etmek gerekir.

$$[x_1 \quad x_2 \quad x_3 \quad x_4 \quad x_5 \quad x_6 \quad x_7 \quad x_8]^T = \left[y \quad \dot{y} \quad y_f \quad \dot{y}_f \quad y_r \quad \dot{y}_r \quad \theta \quad \dot{\theta}\right]^T \tag{5}$$

Verilen durum değişkenlerini kullanarak sistemi durum-uzayı formatına getirmek için durum denklemleri sırası ile (6)-(13) yazılabilir.

$$\dot{x}_1 = x_2 \tag{6}$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_2 = \frac{-\left(k_{fs} + k_{rs}\right)}{m}x_1 - \frac{\left(b_f + b_r\right)}{m}x_2 + \frac{k_{fs}}{m}x_3 + \frac{b_f}{m}x_4 + \frac{k_{rs}}{m}x_5 + \frac{b_r}{m}x_6 \\ + \frac{\left(k_{rs}L_r - k_{fs}L_f\right)}{m}x_7 + \frac{\left(b_rL_r - b_fL_f\right)}{m}x_8 - \frac{f_{fa}}{m} - \frac{f_{ra}}{m} \end{aligned} \tag{7}$$

$$\dot{x}_3 = x_4 \tag{8}$$

$$\dot{x}_4 = \frac{k_{fs}}{m_f}x_1 + \frac{b_f}{m_f}x_2 - \frac{\left(k_{fs} + k_{ft}\right)}{m_f}x_3 - \frac{b_f}{m_f}x_4 + \frac{k_{fs}L_f}{m_f}x_7 + \frac{b_fL_f}{m_f}x_8 + \frac{k_{ft}}{m_f}d_f - \frac{f_{fa}}{m_f} \tag{9}$$

$$\dot{x}_5 = x_6 \tag{10}$$

$$\dot{x}_6 = \frac{k_{rs}}{m_r}x_1 + \frac{b_r}{m_r}x_2 - \frac{(k_{rs} + k_{rt})}{m_r}x_5 - \frac{b_r}{m_r}x_6 - \frac{k_{rs}L_r}{m_r}x_7 - \frac{b_rL_r}{m_r}x_8 + \frac{k_{rt}}{m_r}d_r - \frac{f_{ra}}{m_f} \tag{11}$$

$$\dot{x}_7 = x_8 \tag{12}$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_8 = \frac{\left(k_{rs}L_r - k_{fs}L_f\right)}{I}x_1 + \frac{\left(b_rL_r - b_fL_f\right)}{I}x_2 + \frac{k_{fs}L_f}{I}x_3 + \frac{b_fL_f}{I}x_4 - \frac{k_{rs}L_r}{I}x_5 - \frac{b_rL_r}{I}x_6 \\ - \frac{\left(k_{fs}L_f^2 + k_{rs}L_r^2\right)}{I}x_7 - \frac{\left(b_fL_f^2 + b_rL_r^2\right)}{I}x_8 - \frac{f_{fa}L_f}{I} + \frac{f_{ra}L_r}{I} \end{aligned} \tag{13}$$

Durum uzayı denklemini $\dot{x} = Ax + Bu$ olduğu düşünülerse durum denklemleri yardımı ile sistemin A ve B matrisleri sırasıyla (14) ve (15)'te verilen matrisler gibi yazılabilir. Burada verilen B matrisi sistemin pasif süspansiyon olması durumu için yazılmıştır. Yani sistemde aktüatör tarafından uygulanacak kuvvetler $f_{fa} = 0$ [N] ve $f_{ra} = 0$ [N] olacak şekilde alınmıştır.

$$\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-(k_{fs}+k_{rs})}{m} & \frac{-(b_f+b_r)}{m} & \frac{k_{fs}}{m} & \frac{b_f}{m} & \frac{k_{rs}}{m} & \frac{b_r}{m} & \frac{(k_{rs}L_r-k_{fs}L_f)}{m} & \frac{(b_rL_r-b_fL_f)}{m} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_{fs}}{m_f} & \frac{b_f}{m_f} & \frac{-(k_{fs}+k_{ft})}{m_f} & \frac{-b_f}{m_f} & 0 & 0 & \frac{k_{fs}L_f}{m_f} & \frac{b_fL_f}{m_f} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{k_{rs}}{m_r} & \frac{b_r}{m_r} & 0 & 0 & \frac{-(k_{rs}+k_{rt})}{m_r} & \frac{-b_r}{m_r} & \frac{-k_{rs}L_r}{m_r} & \frac{-b_rL_r}{m_r} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{(k_{rs}L_r-k_{fs}L_f)}{I} & \frac{(b_rL_r-b_fL_f)}{I} & \frac{k_{fs}L_f}{I} & \frac{b_fL_f}{I} & \frac{-k_{rs}L_r}{I} & \frac{-b_rL_r}{I} & \frac{-(k_{fs}L_f^2+k_{rs}L_r^2)}{I} & \frac{-(b_fL_f^2+b_rL_r^2)}{I} \end{bmatrix} \quad (14)$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{k_{ft}}{m_f} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{k_{rt}}{m_r} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (15)$$

Bu durumda sistemin giriş vektörü $u = \begin{bmatrix} d_f \\ d_r \end{bmatrix}$ formunda elde edilebilir. Fakat kontrol sistemi aktif olduğu durumda ise aktüatörlerdeki kontrol kuvveti de sisteme ilave edilmelidir. Yeni durumdaki sistem giriş vektörü ve sistem B matrisi (16) ve (17)'de sırası ile verilmiştir.

$$u = \begin{bmatrix} d_f \\ d_r \\ f_{fa} \\ f_{ra} \end{bmatrix} \quad (16)$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{-1}{m} & \frac{-1}{m} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_{ft}}{m_f} & 0 & \frac{1}{m_f} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{k_{rt}}{m_r} & 0 & \frac{1}{m_r} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{-L_f}{I} & \frac{L_r}{I} \end{bmatrix} \quad (17)$$

Sistem çıkışında ölçülen durumlar $y = [y \quad y_f \quad y_r \quad y_r]^T$ olarak alınmıştır. Durum uzayı denkleminin çıkış denklemi $y = Cx + Du$ olarak verilmektedir. Çıkış matrisi C ve doğrudan iletim matrisi D aşağıdaki gibi sırası ile (18) ve (19)'da yazılabilir.

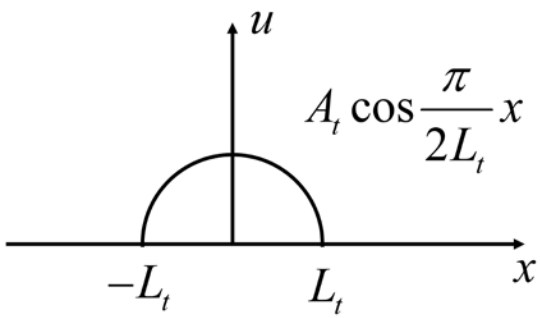
$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \tag{18}$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \tag{19}$$

Dikkat edilirse burada verilen D matrisi 4×2 boyutlarında bir boş matristir. Eğer kontrol sistemi aktif olduğu durumda işlemler yapılacaksa boyutsal uyumluluk sağlanması açısından D martisi 8×2 boyutunda sıfır matris olacak şekilde alınmalıdır.

2.1. Hız tümseği profilinin modellenmesi

Modelleme çalışmalarında yerden gelen bozucu girişler ön tekerlek için d_f arka tekerlek için ise d_r olarak ifade edilmiştir. Bu girişler durum uzayı denkleminde çalışmanın kolaylığı olması sebebiyle sistem giriş elemanları olarak tanımlanmaktadır. Şekil 4'de çalışmada kullanılan hız tümseği profili gösterilmektedir. Zamana bağlı olarak ifade edilecek nu tümsek profilinde A_t tümsek yüksekliğini L_t tümsek yarı genişliğini temsil etmektedir.



Şekil 4. Modellemeye esas kullanılan tümsek profili

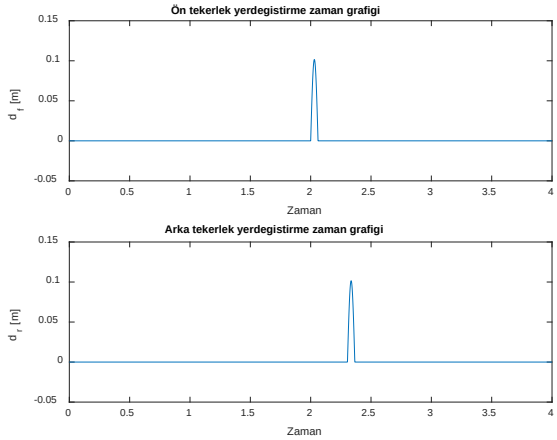
Ön tekerlek için verilen sitem bozucu girişi d_f aşağıdaki gibi zamana bağlı olarak tanımlanabilir.

$$d_f = \begin{cases} 0 \rightarrow \quad t < \dfrac{x_0 - L_t}{v_0} \\ A_t cos \dfrac{\pi}{2L_t}(x_0 - v_0 t) \rightarrow \quad \dfrac{x_0 - L_t}{v_0} \leq t \leq \dfrac{x_0 + L_t}{v_0} \\ 0 \rightarrow \quad t > \dfrac{x_0 + L_t}{v_0} \end{cases} \tag{20}$$

Benzer şekilde arka tekerlek için verilen sitem bozucu girişi d_r aşağıdaki gibi zamana bağlı olarak tanımlanabilir.

$$d_r = \begin{cases} 0 \rightarrow \quad t < \dfrac{x_0 + L_f + L_r - L_t}{v_0} \\ A_t cos \dfrac{\pi}{2L_t}\left(x_0 + L_f + L_r - v_0 t\right) \rightarrow \quad \dfrac{x_0 + L_f + L_r - L_t}{v_0} \leq t \leq \dfrac{x_0 + L_f + L_r + L_t}{v_0} \\ 0 \rightarrow \quad t > \dfrac{x_0 + L_f + L_r + L_t}{v_0} \end{cases} \quad (21)$$

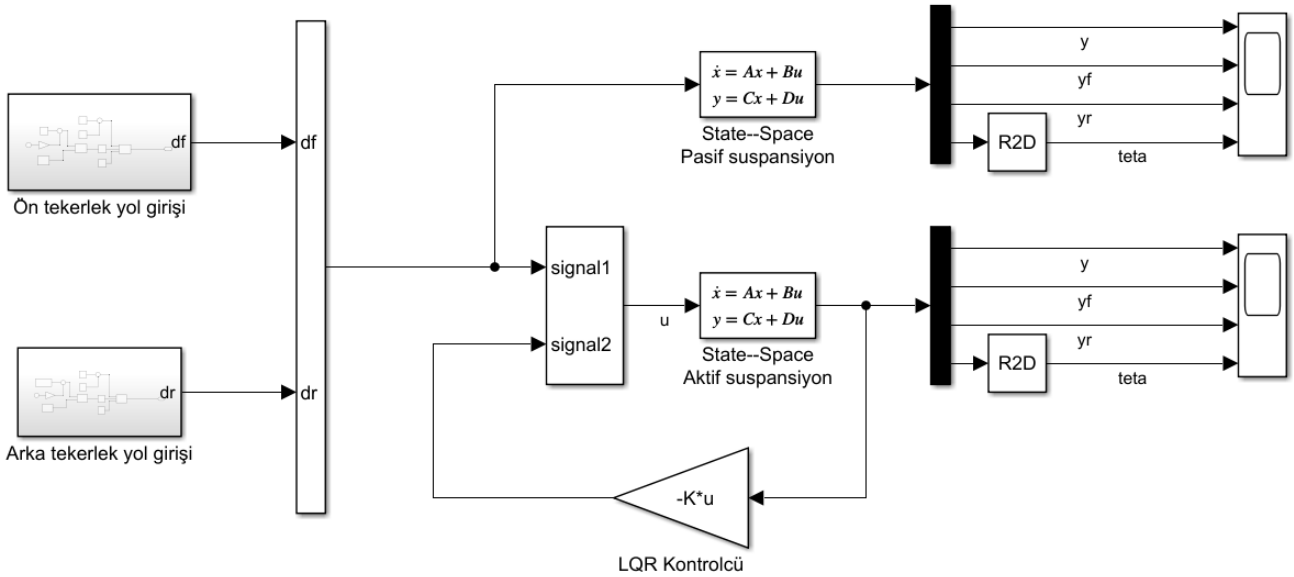
Bu denklemlerde verilen v_0 aracın hızını temsil etmektedir. Burada denklemleri verilen hız tümseği profilleri sayesinde istenilen araç hızı kullanılarak aynı tümseğin farklı hızlardaki etkisini görmek mümkün olmaktadır. Ayrıca denklemlerde verilen x_o ise Şekil 2'de gösterilen ön tekerleğin tümseğin kütle merkezine olan uzaklığını göstermektedir. Bu değerin büyük yada küçük almak tümsek profili zamana bağlı yazıldığı için simülasyon süresini etkilemektedir. Şekil 5'de verilen denklemler (20,21) sayesinde elde edilen ön ve arka tekerleğe yoldan gelen yerdeğiştirme bozucu girişleri verilmektedir.



Şekil 5. Tekerlek tümsek girişleri

2.2. Simülasyon modeli

Sistemin elde edilen matematiksel modeli, ön ve arka tekerleğe yoldan gelen yerdeğiştirme bozucu girişleri için simülasyon modeli kurularak kontrol tasarımı gerçekleştirilmiştir. Şekil 6'da simülasyon çalışmalarında kullanılan blok yapısı gösterilmektedir. Burada iki ayrı durum uzayı bloğu kullanılarak kontrolün devre dışı olduğu pasif durum ve kontrolcünün etkin olduğu aktif durum aynı blokta gerçeklemiştir. Dolayısı ile tasarlana aktif süspansiyon kontrol sisteminin, kontrolün devre dışı olduğu durumlar kıyas edilebilmesi mümkündür.



Şekil 6. Matlab-Simulink simülasyon bloğu

3. KONTROL TASARIMI

Genel olarak durum değişkeni geri beslemeli kontrolde tüm durum değişkenlerinin elde edilebilir olduğu varsayılmaktadır. Bu kontrolün pratikte uygulanabilmesi için tüm durum değişkenlerinin ölçülmesi gerekmektedir. Durum değişkeni kontrolü uygulamanın en temel yöntemi optimum kontrol veya LQR kontroldür. LQR kontrol problemi denklem (22)'de ifade edilen performans indeksini minimize edecek $u(t)$ optimal kontrol girişini bulmayı hedefler. Burada J maliyet fonksiyonunu, Q ve R kontrol ağırlık matrisini temsil etmektedir.

$$J(x,t) = \int_{t}^{t_f} (x^T Q x + u^T R u) d\tau \tag{22}$$

Burada Q ve R sırası ile durum değişkenleri ve kontrol girişi üzerindeki ağırlıklardır. Eğer çok hassas bir izleme istiyorsak Q büyük değere sahip olmalıdır. Eğer yapılan kontrol tasarımında enerjiden tasarruf etmeyi hedefliyorsak bu sefer R büyük değer seçilmelidir. Optimum kontrolcünün var olması için bazı şartların sağlanması gerekmektedir. Sonsuz aralıkta LQR problemi için sistemin kararlı olması gerekmektedir. Bir başka değişle eğer sistem durumları $x(t) \neq 0$ ise;

$$J(x,t) = \int_{0}^{\infty} (x^T Q x + u^T R u) d\tau \rightarrow \infty \tag{23}$$

olur, yanı optimum kontrolcü bulunamaz.

3.1. Teorem

Eğer $Q = Q^T \geq 0$, $R = R^T > 0$, ve (24)'te verilen durum uzayı denklemi matrisler A ve B karalı ise optimum kontrol probleminin çözümü vardır.

$$\dot{x} = Ax + Bu \tag{24}$$

Verilen çözümde optimum kontrol aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$u = -RB^T Px \tag{25}$$

Buradaki P aşağıda tanımlanan cebirsel Riccati denkleminin pozitif tanımlı çözümünden gelmektedir.

$$PA + A^T P + Q - PBR^{-1}B^T P = 0 \tag{26}$$

Bir sonraki bölümde verilen simülasyon sonuçları için (14) ve (17) nolu denklemlerde verilen A ve B matrisleri ve Q ve R durum değişkeni ve kontrol üzerindeki ağırlık matrisleri yardımı ile MATLAB programında LQR kontrolcünün kontrol kazanç matrisi $K = lqr(A, B, Q, R)$ komutu yardımı ile hesaplatılmıştır.

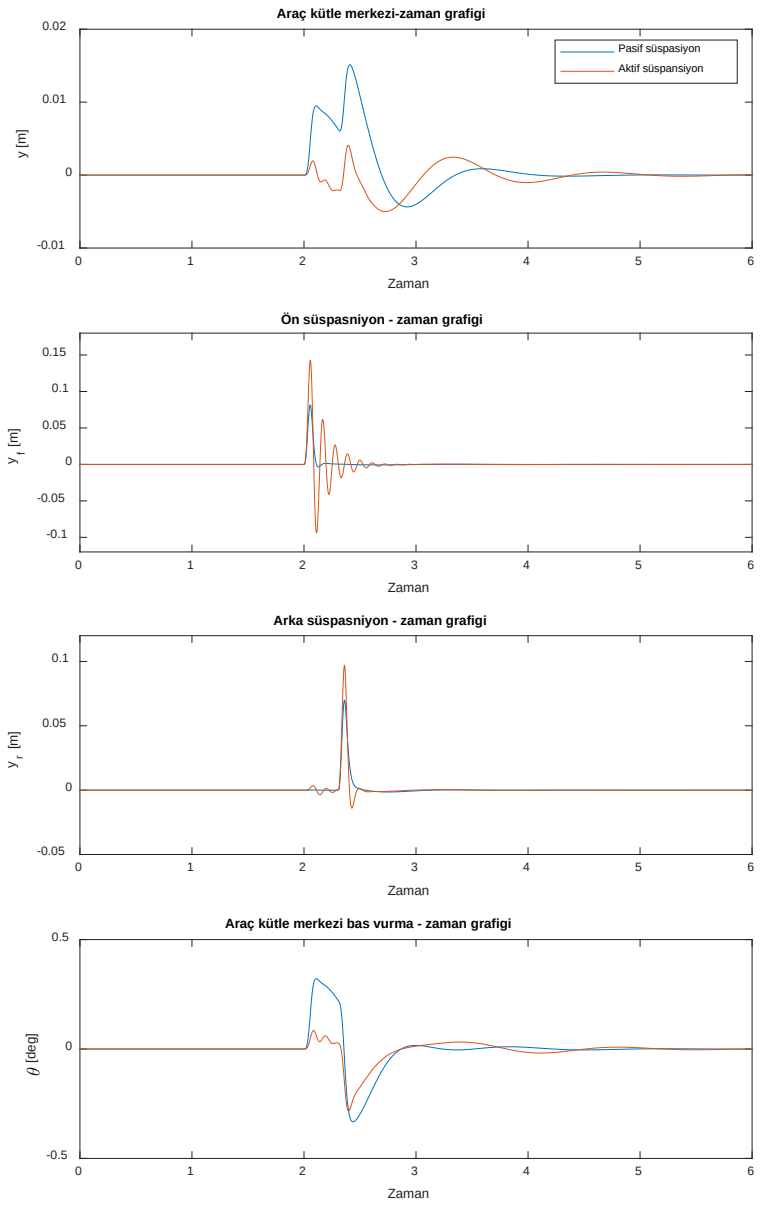
4. SİMÜLASYON SONUÇLARI

Simülasyon çalışmalarında LQR kontrolcüsünün ağırlık kazanç katsayıları ve Q ve R değerleri birer kontrol parametresi gibi ayarlanarak istenilen performansın elde edilmesi sağlanmıştır. Simülasyonda arabanın hızı $v_0 = 10$ [m/s] (36 [km/s]) olarak alınmıştır. Simülasyon çalışmalarında kullanılan denklem (20) ve (21)'de tanımlanan zamana bağlı tümsek girişleri yardımı ile farklı hızlarda sonuçlarda kolaylıkla elde edilebilir. Simülasyon çalışmalarında kullanılan Q ve R durum değişkeni ve kontrol üzerindeki ağırlık matrisleri aşağıdaki gibi seçilmiştir.

$$Q = eye(8) * 100000 \tag{27}$$

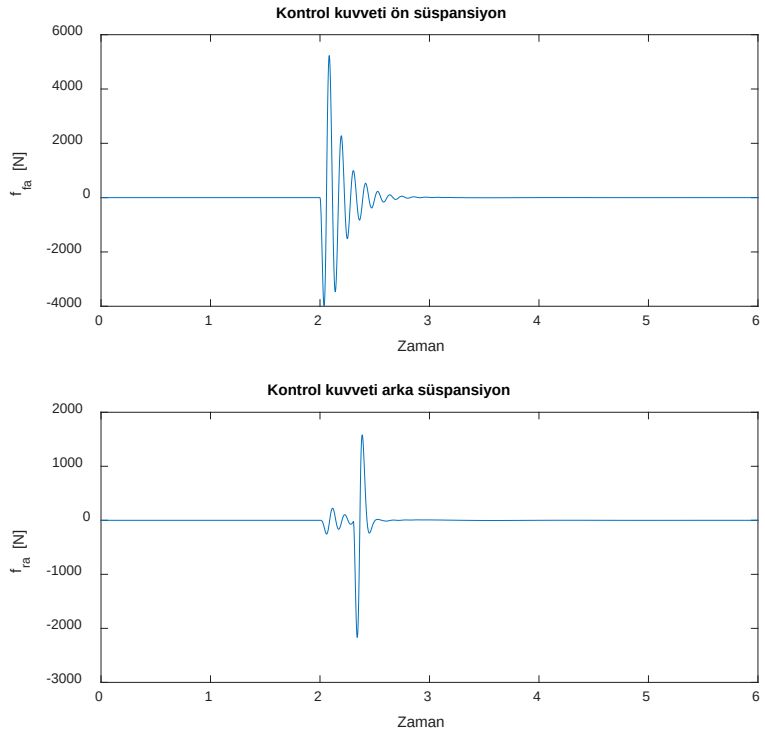
$$R = eye(2) * 70 \tag{28}$$

Burada '$eye(\cdot)$' ifadesi birim matrisi temsil etmektedir. Şekil 7'de ise sistemin ölçülen durumları $y = [y \quad y_f \quad y_r \quad y_r]^T$ sırası ile verilmiştir. Bu grafiklerde mavi renkle gösterilen pasif kontrol durumu yani $f_{fa} = 0$ [N] ve $f_{ra} = 0$ [N] olması durumunu göstermektedir. Kırmızı renkle verilen sonuçlar ise LQR kontrolcüsü ile çalışan aktif süspansiyon sisteminin sonuçlarıdır. Şekilde görüldüğü gibi araç kütle merkezi dikey yönlü yerdeğiştirmesi ve araç kütle merkezi başvurma hareketi aktif durumda belirgin ölçüde sönümlenmiştir. Buda tasarlanan aktif süspansiyon kontrol sistemi sayesinde yolcu konforu ve araç yol tutuşu üzerine olumlu etki yaratmıştır. Aynı grafik üzerinde verirken ön ve arka süspansiyon grafiklerinde ise yerdeğiştirme miktarlarının aktif durumda pasif duruma göre arttığı gözlenmektedir. Bu sonuç beklenen bir sonuçtur, kontrolün etkin olduğu durumda sistemdeki aktüatör sayesinde ekstra bir hareket yaratılarak araç kütle merkezi yerdeğiştirmeleri azaltılmaktadır.



Şekil 7. Ölçülen sistem çıkışları

Son olarak Şekil 8'de kontrolcü tarafından hesaplanan ön ve arka süspansiyon sitemi için oluşturulan kontrol kuvvetleri verilmiştir. Hesaplanan kontrol kuvvetleri ön ve araka süspansiyon için elde edilebilir mertebelerdedir. Araç tümseğe önce ön tekerlekleri üzerinde ulaşmaktadır dolayısıyla, ön süspansiyon için elde edilen kontrol kuvveti-zaman grafiği daha fazla salınıma sahiptir. Ön süspansiyondaki kontrol etkisi aktif olduğu zaman aralığında arka süspansiyon üzerindeki eskisi de grafik üzerinde görülmektedir.



Şekil 8. Ön ve arka süspansiyon kontrol kuvvetleri

5. SONUÇLAR

Sonuçlar bir araç dinamiği üzerinde aktif süspansiyon performansının konfor ve sürüş kalitesi açısından pasif süspansiyondan daha iyi olduğunu göstermektedir. Araç kütle merkezi dikey ve açısal yerdeğiştirmesi üzerinde kontrolör etkisi ile sönümleme gözlenmektedir, böylelikle sürüş konforu geliştirilerek araç güvenliği arttırılmaktadır. Ayrıca bu çalışmada verilen doğrusal karesel regülatör kontrolcü (LQR) dinamik denklemlerinin çıkarılışı verilen yarım taşıt üzerinde uygulanarak bir referans kaynak olması hedeflenmiştir. Ayrıca, gelecekte, yarım taşıt modeli ile bir aracın doğrusal olmayan süspansiyon modeli veya tam taşıt yaklaşımı ile aktif süspansiyon modeli, bu çalışmada verilen hız tümseği profili modellemesi ve kontrol algoritması ile analiz edilebilir.

KAYNAKLAR

Alleyne, A., & Hedrick, J. K. (1995). Nonlinear adaptive control of active suspensions. IEEE transactions on control systems technology, 3(1), 94-101.

Hasbullah, F., & Faris, W. F. (2010, December). A comparative analysis of LQR and fuzzy logic controller for active suspension using half car model. In 2010 11th International Conference on Control Automation Robotics & Vision (pp. 2415-2420). IEEE.

Hassen, D. B., Miladi, M., Abbes, M. S., Baslamisli, S. C., Chaari, F., & Haddar, M. (2019). Road profile estimation using the dynamic responses of the full vehicle model. Applied Acoustics, 147, 87-99.

Hrovat, D. (1997). Survey of advanced suspension developments and related optimal control applications. Automatica, 33(10), 1781-1817.

Lin, J. S., & Huang, C. J. (2004). Nonlinear backstepping active suspension design applied to a half-car model. Vehicle system dynamics, 42(6), 373-393.

Margolis, D. L. (1982). Semi-active heave and pitch control for ground vehicles. Vehicle System Dynamics, 11(1), 31-42.

Ryba, D. (1993). Semi-active damping with an electromagnetic force generator. Vehicle System Dynamics, 22(2), 79-95.

Thompson, A. G. (1970). Design of active suspensions. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 185(1), 553-563.

Thompson, A. G. (1976). An active suspension with optimal linear state feedback. Vehicle system dynamics, 5(4), 187-203.

Yagiz, N., & Hacioglu, Y. (2008). Backstepping control of a vehicle with active suspensions. Control Engineering Practice, 16(12), 1457-1467.

Yao, G. Z., Yap, F. F., Chen, G., Li, W., & Yeo, S. H. (2002). MR damper and its application for semi-active control of vehicle suspension system. Mechatronics, 12(7), 963-973.

Yıldız, A. S., & Sivrioğlu, S. (2020). Constrained adaptive backstepping control of a semi-active suspension considering suspension travel limits. Asian Journal of Control.

Yoshimura, T., Kume, A., Kurimoto, M., & Hino, J. (2001). Construction of an active suspension system of a quarter car model using the concept of sliding mode control. Journal of Sound and Vibration, 239(2), 187-199.