



## Active control of quarter-car and bridge vibrations using the sliding mode control

Mustafa Eroğlu<sup>1\*</sup>, Mehmet Akif Koç<sup>2</sup>, Recep Kozan<sup>1</sup>, İsmail Esen<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Sakarya University, Engineering Faculty, Department of Mechanical Engineering, 54050, Sakarya, Turkey

<sup>2</sup>Sakarya Applied Science University, Technology Faculty, Department of Mechatronics Engineering, 54050, Sakarya, Turkey

<sup>3</sup>Karabük University, Engineering Faculty, Department of Mechanical Engineering, 78050, Karabük, Turkey

### Highlights:

- The equation of motion of the quarter car and bridge is calculated using the Lagrange equation.
- The motion equations have been solved with the fourth degree Runge-Kutta method.
- The performance of the active suspension controllers has been studied in detail considering the road profile and car speed.

### Graphical/Tabular Abstract

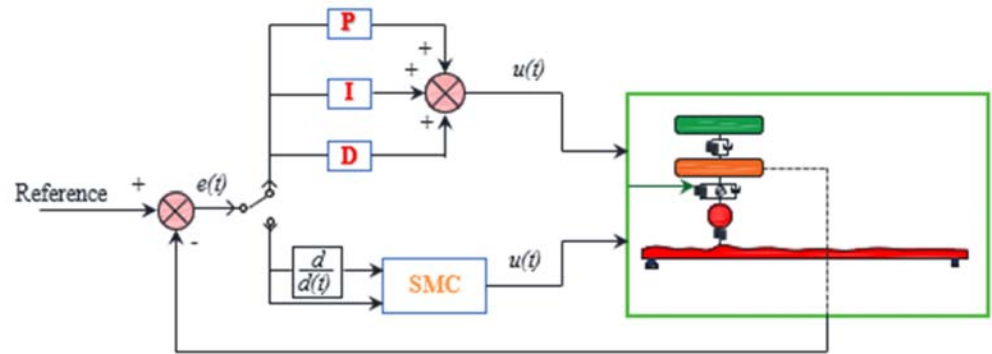


Figure A. The algorithm of PID and SMC controller

### Keywords:

- Quarter car model
- Active suspension system
- PID control
- Sliding mode control
- Passenger comfort

### Article Info:

Research Article  
Received: 20.08.2021  
Accepted: 14.11.2021

### DOI:

10.17341/gazimmfd.985449

### Correspondence:

Author: Mustafa Eroğlu  
e-mail:  
mustafaeroglu@sakarya.edu.tr  
phone: +90 264 295 5587

**Purpose:** The aim of this study is to model the active suspension system using conventional PID and sliding mode control, which is a robust control method, in order to increase the road holding and passenger comfort (Figure A).

### Theory and Methods:

The equations of motion of the 3-degree-of-freedom quarter-car and bridge model examined in this study were obtained by the Lagrangian method. A total of 7 second-order differential equations were obtained, including 3 equations of motion of the car and 4 equations of motion of the bridge beam. These equations are reduced to 14 first-order differential equations with the help of state space forms. Then, the Runge-Kutta method was used to solve these equations. The dynamic responses of the quarter car while passing over the bridge were analyzed with the commercial analysis program MATLAB.

### Results:

As a result of the study, it was understood that the displacement and acceleration values of the passenger seat take their maximum values at the critical speeds of the car-bridge and car-road system. In addition, it is understood that the dynamic responses acting on the car change at some speed value of the car according to the profile of the road.

### Conclusion:

In this study, the vertical displacement and acceleration of the passenger seat were controlled using conventional PID and sliding mode control. In addition, the dynamic interaction between the any flexible foundation and the multi-degree-of-freedom car model can be examined in more detail by using the controllers and solution method used in this study.



## Kayan kipli kontrol kullanılarak çeyrek araç ve köprü titreşimlerinin aktif kontrolü

Mustafa Eroğlu<sup>1\*</sup>, Mehmet Akif Koç<sup>2</sup>, Recep Kozan<sup>1</sup>, İsmail Esen<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Sakarya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 54050, Sakarya, Türkiye

<sup>2</sup>Sakarya Uygulamalı Bilimler Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Mekatronik Mühendisliği Bölümü, 54050, Sakarya, Türkiye

<sup>3</sup>Karabük Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 78050, Karabük, Türkiye

### ÖNEÇIKANLAR

- Çeyrek araç ve köprünün hareket denklemleri Lagrange yöntemi kullanılarak elde edilmiştir
- Hareket denklemleri dördüncü dereceden Runge-Kutta yöntemi kullanılarak çözülmüştür
- Aktif süspansiyon denetleyicilerinin performansı yol profili ve araç hızı dikkate alınarak detaylıca incelenmiştir

### Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi

Geliş: 20.08.2021

Kabul: 14.11.2021

### DOI:

10.17341/gazimmfd.985449

### Anahtar Kelimeler:

Çeyrek araç modeli,  
aktif süspansiyon sistemi,  
PID kontrol,  
kayan kipli kontrol,  
yolcu konforu

### ÖZ

Bu çalışmada Euler-Bernoulli kirişi olarak modellenebilen köprü üzerinden geçen üç serbestlik dereceli çeyrek araç süspansiyon sisteminin aktif kontrolü üzerine çalışılmıştır. Köprü ve aracın matematik modeli belirlenip Lagrange yöntemi kullanılarak hareket denklemleri çıkarılmıştır. Elde edilen hareket denklemleri dördüncü dereceden Runge-Kutta yöntemi kullanılarak Matlab ortamında çözdürülmüştür. Tekerleklerle köprü girişinin salınımlarıyla birlikte iki farklı yol profili verilerek aracın yol tutuşunun ve yolcu konforunun klasik PID ve Kayan kipli kontrol (SMC) yöntemi kullanılarak en optimum olması sağlanmıştır. Çalışmada önerilen yöntemin doğruluğu literatürde bulunan diğer çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Simülasyon sonuçları göstermiştir ki aktif süspansiyon denetleyicileri sayesinde yolcu deplasmanının ve ivmelenme değerlerinin sonucu pasif olana göre yüksek oranda iyileşme sağlamıştır.

## Active control of quarter-car and bridge vibrations using the sliding mode control

### HIGHLIGHTS

- The equation of motion of the quarter car and bridge is calculated using the Lagrange equation
- The motion equations have been solved with the fourth degree Runge-Kutta method
- The performance of the active suspension controllers has been studied in detail considering the road profile and car speed

### Article Info

Research Article

Received: 20.08.2021

Accepted: 14.11.2021

### DOI:

10.17341/gazimmfd.985449

### Keywords:

Quarter car model,  
active suspension system,  
PID control,  
sliding mode control,  
passenger comfort

### ABSTRACT

In this study, the active control of the three-degree-of-freedom quarter-car suspension system passing over the bridge, which can be modeled as an Euler-Bernoulli beam, is studied. The mathematical model of the bridge and the vehicle was determined and the equations of motion were derived using the Lagrangian method. The obtained equations of motion were solved in Matlab using the fourth-order Runge-Kutta method. By giving the wheels two different road profiles along with the oscillations of the bridge beam, the vehicle's handling and passenger comfort are ensured to be optimal by using the classical PID and Sliding mode control (SMC) method. The accuracy of the proposed method in the study was compared with other studies in the literature. The simulation results showed that thanks to the active suspension controllers, the result of the passenger displacement and acceleration values improved significantly compared to the passive one.

## 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Titreşim karayolu taşıtlarında gürültü oluşturmakla beraber, araçlarda bulunan mekanik ekipmanlara ve yolcu konforuna zarar vermektedir. Gelişen endüstriyle birlikte otomobillerde araç kabinine iletilen titreşimlerin minimize edilmesi için kapsamlı çalışmalar yapılmaktadır. Seyir esnasında yoldan araca gelen bozucu ve rahatsız etkileri azaltmak ve otomobillerin yol tutuşunu artırmak için süspansiyon sistemleri kullanılır. Süspansiyon sistemleri genel olarak yay ve sönüm elemanlarından oluşmaktadır. Otomobillerde kullanılan süspansiyon sistemlerinin en önemli görevi aracın yol tutuşunu ve yolcu konforunu sağlamaktır [1]. Makul bir yol tutuşu için araç tekerleklerinin yol ile temasının kesilmemesi, yolcu konforu için ise seyahat eden insanların araç hareketini hissetmemesi gerekmektedir. Bu iki parametrenin iyileştirilmesi için süspansiyon sistemlerinde pasif [2], yarı-aktif [3–5] ve aktif süspansiyon [6–9] elemanları kullanılmaktadır. Bazı çalışmalarda pasif, yarı aktif ve aktif süspansiyon sistemleri birbirleri ile kıyaslama amacıyla kullanılmıştır [10]. Sabit yay ve sönüm elemanı katsayısından dolayı titreşimlerin sönümlenmesinde pasif süspansiyon sistemleri sınırlı performans sağlamaktadırlar. Yarı aktif kontrolde ise sönüm katsayısı değiştirilebilmektedir. Bu konuda MR damper [3, 5], skyhook [11] ve groundhook [12] çalışmaları bulunmaktadır. Süspansiyon sisteminde sönüm elemanında bulunan sıvılara manyetik alan uygulayarak sönüm katsayısının değiştirilmesi suretiyle yarı aktif kontrol yapılmaktadır. Pasif süspansiyon sistemlerine kuvvet sağlayan doğrusal aktüatörler eklenmesiyle oluşan aktif süspansiyon sistemleri yol tutuşu ve yolcu konforu açısından diğer süspansiyon sistemlerine göre daha etkilidir. Aktif titreşim kontrolünde sistemin gerekli kuvveti istenilen performansı sağlaması amacıyla denetleyici tarafından belirlenir.

Matematik modelleme araç titreşim kontrolü yapılması için önemli bir aşamadır. Araç modelleri genellikle çeyrek, yarım ve tam model olarak modellenirler. Bu modeller kullanılarak aktif titreşim kontrolünün performansını geliştirmek için sayısız denetleyici kullanılmıştır. Son yüzyılda, birçok araştırmacı kullanım kolaylığı ve uygulanabilir olmasından dolayı Oransal-İntegral-Türevsel denetleyicisi (Proportional-Integral-Derivative (PID)) kullanmıştır. Referans [8]'de doğrusal ve doğrusal olmayan olarak modellenen tam araç modelinde sürücü konforunu artırmak amacıyla PID denetleyici kullanılmıştır. Bir diğer çalışmada insan modeli dâhil edilen çeyrek araç modelinde PID denetleyici kullanarak insan başına etkileyen ivmelenme değerlerini azaltmışlardır [13]. Titreşimlerin aktif kontrolü üzerine yapılan çalışmalarda bulanık mantık denetleyicileri sıkça görülmektedir. Güçlü ve Metin, 22 serbestlik dereceli hafif raylı araç modelinde aracın deplasman ve ivmelenme değerlerini minimize etmek için bulanık mantık denetleyicisini kullanmıştır [14]. Bulanık mantık denetleyicisi kullanılarak titreşimleri azaltmak amacıyla modellenen 3 serbestlik dereceli [5], 4 serbestlik dereceli [15], modeller de bulunmaktadır. İncelenen çalışmaların

ekseriyetinde PID ve bulanık mantık denetleyicileri tek başına kullanılmamıştır. PID denetleyicisinde kontrol kazançlarının sabit olmasından dolayı performansı yeterli olamamaktadır. Bundan dolayı kontrol kazançlarının çalışmanın ihtiyacı kapsamında değiştirilmesine olanak sağlayan kendinden uyarlamalı bulanık mantık denetleyicileri bulunmaktadır [3, 6, 16]. Bazı çalışmalarda ise süspansiyon sistemi kontrolünde hibrit Bulanık-PID denetleyicisi kullanılmıştır [4, 9]. Bir başka kontrol yöntemi ise Doğrusal Kuadratik regülatör (LQR)'dür. Bir optimal kontrol teorisi olan LQR kontrolde temel amaç minimum maliyetle dinamik sistemin maksimum performansını sağlanmasıdır. Ben vd. LQR denetleyicisi kullanarak yarım araç modelinde sürüş güvenliği ve yolcu konforunu açısından pasif, yarı-aktif ve aktif süspansiyon sistemlerini birbirleri ile kıyaslamıştır [10]. Sever vd. sürücü modeli içeren 5 serbestlik dereceli araç modelinde bozucu yol girdisinden dolayı aracın aktif titreşim kontrolünü sağlamak amacıyla LQR denetleyicisi kullanmıştır [17]. Altun çalışmasında çeyrek araç modelinde sadece iki farklı tümseği dikkate alarak LQR ve LQI denetleyicilerini kullanmış ve yol tutuşu ve yolcu konforu bakımında performansını incelemiştir [18]. Süspansiyon kontrolünün yanı sıra LQR kontrol kullanılarak akıllı esnek konsol kirişlerin optimum performanslı titreşim kontrolü [19] ve ana muharebe tankının silah salınımlarının azaltılması [20] üzerine çalışmalar da mevcuttur. Aktif titreşim kontrolü çalışmalarında dikkat çeken bir diğer denetleyici tipi ise Kayan kipli kontroldür (Sliding mode control (SMC)). Bu denetleyici sistemde harici ve belirsiz olan bozucu etkilere karşı gürbüz bir kontrol sağlar. Kayan kipli kontrol yaklaşımında sistem, seçilmiş ve kısıtlarla belirlenmiş bir bölgede tutulmaktadır, diğer bir deyişle yüksek frekanslı anahtarlama ile kontrol gerçekleştirilmektedir. Referans [21]'de aracın yol tutuşunu etkilemeden yolcu konforunu artırmak amacıyla çeyrek araç modelinde SMC kullanılmıştır. Referans [22]'de 3 serbestlik dereceli çeyrek araç modelinin farklı yol şartlarındaki simülasyon çalışmalarında kontrolünü SMC ile gerçekleştirmiş ve yolcu koltuğunun deplasman ve ivmelenme değerlerini pasif kontrole göre kıyaslamıştır. Diğer referanslarda [23, 24] hidrolik aktüatör kullanılarak süspansiyon kuvveti sağlanan çeyrek araç aktif süspansiyon modeli üzerine çalışılmıştır. Her iki çalışmada da SMC kullanılmış olup pasif süspansiyona kıyasla önerdikleri kontrol daha etkili ve performanslı olmuştur. SMC kullanılarak tam araç modelleri de yapılmıştır. Du vd. tam araç aktif süspansiyon sisteminde yolcu konforu ve yol tutuşu geliştirmek amacıyla terminal SMC yaklaşımı önermişlerdir [25]. SMC kullanılarak birçok çalışmada çeyrek araç modeli üzerine çalışılmış olup, SMC ile birlikte bulanık mantık [7], yapay sinir ağları [1], uyarlamalı sinirsel bulanık mantık çıkarım sistemi (adaptive neuro-fuzzy inference system (ANFIS)) [26] ve derin öğrenme [27] kullanılmış çalışmalar da mevcuttur.

Bu çalışmada aracın yol tutuşunun ve yolcu konforunun artırılması amacıyla aktif süspansiyon sistemi modellenmiştir. Literatür incelendiğinde araç modellerinin

dinamik cevaplarının belirlenmesi amacıyla gerçekleştirilen çalışmalarda aracın geçtiği zeminin esnekliği genellikle ihmal edilmektedir. Ancak bu çalışmada ise aracın geçtiği köprünün esnekliği ve yoldan araca etkileyen bozucu etkiler dikkate alınmıştır. Bu bağlamda 3 serbestlik dereceli çeyrek araç modeli ile Euler-Bernoulli kiriş teoremine göre modellenebilen köprü kirişinin matematik modeli oluşturulmuş ve daha sonra köprü kirişinin titreşim mod şekilleri ve ilk iki doğal frekansı belirlenmiştir. Bu doğal frekansa karşılık gelen araç-köprü ve araç-yol sisteminin kritik hızları tespit edilmiştir. İncelenen modelin diferansiyel denklemleri elde edildikten sonra bu denklemler Runge-Kutta yöntemi kullanılarak çözdürülmüştür. Aktif süspansiyon denetleyicilerinin performansı bozucu yol girdisi ve araç hızı dikkate alınarak detaylıca incelenmiştir. Bu çalışmada önerilen çözüm yöntemi sayesinde esnek köprü kirişi ve araç arasındaki dinamik etkileşim maliyetli ve zaman gerektiren deneysel çalışmalara ihtiyaç kalmadan gerçekleştirilebilmektedir.

Bu çalışmanın içeriği şu şekildedir: Bölüm 2’de hem köprü hem de aktif süspansiyonlu çeyrek aracın matematik modeli oluşturulup tüm sistemin hareket denklemleri elde edilmiştir. Köprü kirişinin titreşim modları belirlenip aracın kritik hız ifadeleri hesaplanmıştır. Bölüm 3’te bu çalışmada kullanılan Runge-Kutta çözüm yönteminin doğruluğunu sağlamak amacıyla literatürdeki bir başka çalışma ile karşılaştırılmıştır. Bölüm 4’te aktif süspansiyon kontrolünde kullanılmak için sırasıyla PID ve SMC denetleyici tasarımları yapıp aktüatörün sisteme uygulaması gereken denetleyici kuvvetinin ifadesi belirlenmiştir. Bölüm 5’te iki farklı yol girdisi ve iki farklı araç hızı dikkate alınarak denetleyicilerinin performansları köprüden sadece bir araç geçmesi durumunda ve çoklu araç geçmesi durumunda incelenmiştir. Bölüm 6’te ise bu çalışma da önerilen yöntemin sonucu verilmiştir.

## 2. ÇEYREK ARAÇ VE KÖPRÜNÜN MATEMATİK MODELLEMESİ (MATHEMATICAL MODELING OF QUARTER CAR AND BRIDGE)

Bu çalışmada 3 serbestlik dereceli çeyrek araç ile köprü kirişi arasındaki dinamik etkileşim üzerine çalışılmıştır. Bu modelde aracın kafa vurma ve dönme hareketi dikkate alınmadığından çeyrek araç modeli tercih edilmiş olup sadece dikey yöndeki hareketler incelenmiştir. Çeyrek araç modeli teker, araç gövdesi ve yolcu koltuğu olmak üzere 3 parçadan oluşmaktadır. Şekil 1’de gösterilen  $m_p$ ,  $m_v$  ve  $m_w$  parametreleri sırasıyla yolcu koltuğu kütlesi, araç gövde kütlesi ve teker kütlesini temsil etmektedir. Yolcu koltuğu ve araç gövdesi arasındaki süspansiyonun rijitlik katsayısı  $k_p$  ile temsil edilirken sönüm katsayısı  $c_p$  ile temsil edilmektedir. Araç gövdesi ve teker arasındaki süspansiyonun rijitlik ve sönüm katsayısı sırasıyla  $k_v$  ve  $c_v$  ile gösterilmiştir. Tekerlekle zemin arasındaki Hertz kontak yayı ise  $k_h$  olarak temsil edilmiştir. Yolcu koltuğunun, araç gövdesinin ve tekerin dikey yer değiştirmesi sırasıyla  $r_p$ ,  $r_v$  ve  $r_w$  olarak tanımlanmıştır. Araca etki eden yol profili ise  $r_d$  ile temsil

edilmektedir. Ayrıca yoldan araca etki eden bozucu girişlere ek olarak köprü kirişinin salınımları da eklenmiştir. Köprü kirişinin dikey yer değiştirmesi olan  $w_b(x,t)$  ifadesi aracın köprüye girdiği noktaya göre herhangi bir  $t$  zamanında köprünün herhangi bir  $x$  noktasındaki deplasmanını temsil etmektedir.  $v$  parametresi aracın sabit hızını temsil etmektedir. Modelde yolcu konforu ve sürüş güvenliği artırmak amacıyla teker ve araç gövdesi arasına eklenebilen dikey yönde kuvvet uygulayabilen bir aktüatör bulunmaktadır. Denetleyici  $u$  olarak gösterilen bu aktüatör kuvvetini belirlemektedir.

Şekil 1’de gösterilen esnek köprü kirişi için titreşim modlarının doğal frekansları Eş. 1’deki gibi verilmiştir [28].

$$\omega_j^2 = \frac{j^4 \pi^4 EI}{\mu L^4} \text{ (rad/s)} \quad (1)$$

Eş. 1’de  $\omega_j$  parametresi köprü kirişinin dairesel doğal frekansını,  $j$  mod sayısını,  $E$  kirişin elastikite modülünü,  $I$  kirişin alan atalet momentini temsil etmektedir. Eş. 1 kullanılarak, basit mesnetli kirişin frekansı aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$f_j = \frac{\omega_j}{2\pi} = \frac{j^2 \pi}{2L^2} \left( \frac{EI}{\mu} \right)^{1/2} \text{ (Hz)}, \quad (2)$$

Köprü kirişi üzerinde hareket eden aracın uyarma frekansı Eş. 3’teki gibi olmaktadır ve  $\omega_j = \omega$  olması durumunda rezonans meydana gelmektedir ve aracın titreşim salınımları oldukça artmaktadır. Eş. 2 kullanılarak araç-köprü sisteminin kritik hız Eş. 4’teki gibi belirlenebilir.

$$\omega = \frac{\pi v}{L} \quad (3)$$

$$v_{(cr)j} = 2f_j L = \frac{j^2 \pi}{L} \left( \frac{EI}{\mu} \right)^{1/2}, \quad (4)$$

**Tablo 1.** Araç ve köprü parametreleri  
(The parameters of car and bridge)

Araç parametreleri	
Yolcu koltuğu kütlesi ( $m_p$ )	80 kg
Araç kütlesi ( $m_v$ )	350 kg
Teker kütlesi ( $m_w$ )	40 kg
Birincil süspansiyon rijitlik katsayısı ( $k_p$ )	8000 N/m
İkincil süspansiyon rijitlik katsayısı ( $k_v$ )	20000 N/m
Lastik rijitliği ( $k_w$ )	180000 N/m
Birincil süspansiyon sönüm katsayısı ( $c_p$ )	800 Ns/m
İkincil süspansiyon sönüm katsayısı ( $c_v$ )	1550 Ns/m
İki araç arası mesafe ( $d_w$ )	5 m
Köprü parametreleri	
Elastikite modülü ( $E$ )	2,07 GPa
Köprü uzunluğu ( $L$ )	60 m
Alan atalet momenti ( $I$ )	0,17 m <sup>4</sup>
Birim uzunluğunun kütlesi ( $\mu$ )	2000 kg/m
Eşdeğer sönüm katsayısı ( $c$ )	1750 Ns/m

Tablo 1’de verilen parametreler kullanılarak Euler-Bernoulli kirişi olarak modellenen köprünün ilk iki titreşim modu  $f_1=0,1852$  Hz,  $f_2=0,7407$  Hz. olarak belirlenir. Diğer yandan bu frekanslara denk gelen araç-köprü sisteminin kritik hızları  $v_{cr1}=22,22$  m/s,  $v_{cr2}=88,88$  m/s olarak hesaplanabilir. Çeyrek araç ve köprü etkileşim analizi için aşağıda verilen varsayımlar kabul edilmiştir.

- Köprü kirişi Euler-Bernoulli kiriş teorisine göre basit mesnetli kiriş olarak modellenmiştir.
- Çeyrek araç 3 serbestlik dereceli olarak modellenmiştir.
- Araç köprü üzerinden sabit  $v$  hızında geçmektedir.
- Araç tekeri daima köprü kirişi ile temas halindedir ve zıplama yapmamaktadır.

Bu varsayımlarla birlikte Şekil 1’de görülen çeyrek araç ve köprü etkileşiminin kinetik enerjisi, potansiyel enerjisi ve sönüm fonksiyonu aşağıdaki denklemlerde verilmiştir (Eş. 5-Eş. 7).

$$E_k = \frac{1}{2} \int_0^L \mu [\dot{w}_b^2(x, t)] dx + \frac{1}{2} m_p \dot{r}_p^2 + \frac{1}{2} m_v \dot{r}_v^2 + \frac{1}{2} m_w \dot{r}_w^2 \quad (5)$$

$$E_p = \frac{1}{2} \int_0^L EI [w_b''^2(x, t)] dx + \frac{1}{2} k_p (r_p - r_c)^2 + \frac{1}{2} k_v (r_c - r_w)^2 + \frac{1}{2} k_h (r_w - w_b - r_d)^2 \quad (6)$$

$$D = \frac{1}{2} \int_0^L c \dot{w}_b^2(x, t) dx + \frac{1}{2} c_p (\dot{r}_p - \dot{r}_c)^2 + \frac{1}{2} c_v (\dot{r}_c - \dot{r}_w)^2 \quad (7)$$

Eş. 5 ve Eş. 7’de  $\mu$  kirişin birim uzunluğunun kütesini,  $EI$  ise kirişin eğilme dayanımını temsil etmektedir. Herhangi  $t$  zamanında kiriş üzerinde  $x$  noktasının deplasmanını tanımlayan Galerkin ifadesi,  $w_b(x, t)$ , Eş. 8’de verilmiştir.

Verilen denklemlerde  $q_i$  köprü kirişinin yer değiştirmesini temsil eden genelleştirilmiş koordinatı,  $\varphi_i$  köprü kirişinin sınır şartları ile elde edilen salınım şeklini ve  $\delta_{ij}$  Kronecker deltayı temsil etmektedir. Bu salınım şekilleri arasındaki ortogonalite şartları Eş. 9’da verilmiştir. Köprü ve araç modeline ait Rayleigh sönüm fonksiyonu ise Eş. 7’de verilmiştir. Burada  $c$  köprü kirişinin eşdeğer viskoz

sönümleme katsayısını temsil etmektedir. Lagrange ifadesi, ( $L=E_k-E_p$ ), Eş. 5 ve Eş. 6’da verilen kinetik ve potansiyel enerjilerin arasındaki farka eşittir ve Lagrange denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir. (Eş. 10-Eş. 11)

$$\begin{aligned} \omega_b(x, t) &= \sum_{i=1}^n \varphi_i(x) q_i, \\ \dot{\omega}_b(x, t) &= \sum_{i=1}^n \varphi_i(x) \dot{q}_i, \\ \omega_b''(x, t) &= \sum_{i=1}^n \varphi_i''(x) \dot{q}_i, \end{aligned} \quad (8)$$

$$\varphi_i(x) = \sqrt{\frac{2}{L}} \sin\left(\frac{i\pi x}{L}\right), i = 1, 2, \dots, n.$$

$$\int_0^L \mu \varphi_i(x) \varphi_j(x) dx = N_i \delta_{ij}, \quad \int_0^L EI \varphi_i''(x) \varphi_j''(x) dx = P_{ij} \delta_{ij} \quad (9)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\eta}_k(t)} \right) - \frac{\partial L}{\partial \eta_k(t)} + \frac{\partial D}{\partial \dot{\eta}_k(t)} = 0, k = 1, 2, 3, \quad (10)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i(t)} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i(t)} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i(t)} = Q_i, i = 1, 2, 3, 4, \quad (11)$$

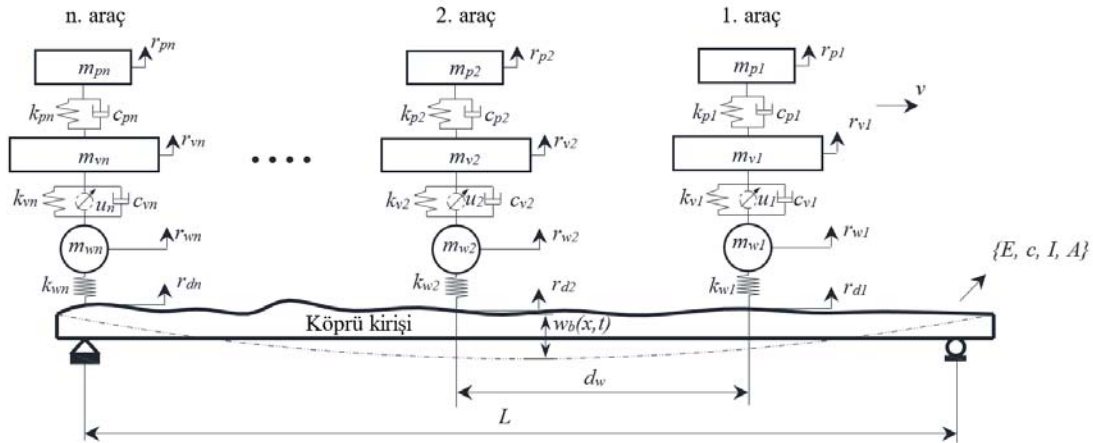
Genelleştirilmiş koordinatlar Eş. 12-Eş. 13’teki gibi verilmiştir.

$$\eta(t) = \{r_p, r_v, r_w\}^T, \quad (12)$$

$$q(t) = \{q_1(t), q_2(t), q_3(t), q_4(t)\}^T, \quad (13)$$

Eş. 11’de tanımlanan  $Q_i$  ifadesi Eş. 14’te verilmiştir.

$$Q_i = \int_0^L \varphi_i(x) f_{ci}(x, t) dx, i=1, \dots, 4 \quad (14)$$



Şekil 1. Köprü ve 3 serbestlik dereceli çoklu araç modeli (The bridge and 3-degree-of-freedom multiple quarter car model)

Şekil 1’de görülen 3 serbestlik dereceli çeyrek araç modelinin hareket denklemi Eş. 9’da verilen ortagonallik şartları ve Eş. 8’de ifade edilen kiriş çökmesinin Galerkin yaklaşımı kullanılarak elde edilmiştir. Eş. 15-Eş. 18’de yolcu koltuğu, araç gövdesi, teker ve köprünün diferansiyel denklemi verilmiştir.

$$m_p \ddot{r}_p + c_p(\dot{r}_p - \dot{r}_v) + k_p(r_p - r_v) = 0 \quad (15)$$

$$m_v \ddot{r}_v + c_v(\dot{r}_v - \dot{r}_w) - c_p(\dot{r}_p - \dot{r}_v) + k_v(r_v - r_w) - k_p(r_p - r_v) + u_{act} = 0 \quad (16)$$

$$m_w \ddot{r}_w - c_v(\dot{r}_v - \dot{r}_w) - k_v(r_v - r_w) - k_h(r_w - \varphi_i(x, t)q_i - r_d) - u_{act} = 0 \quad (17)$$

$$N\ddot{q}_i(t) + c\dot{q}_i(t) + Sq_i(t) - k_h\varphi_i(x, t)(r_w - \sum_{i=1}^n \varphi_i(x, t)q_i - r_d) = fg\varphi_i(x, t) \quad (18)$$

Eş. 18’de köprü kirişinin ikinci dereceden hareket denklemi verilmiştir. Burada  $f_g$  ifadesi araçtan köprü kirişine uygulanan statik kuvveti temsil etmektedir ve Eş. 19’da ki gibi verilmiştir.

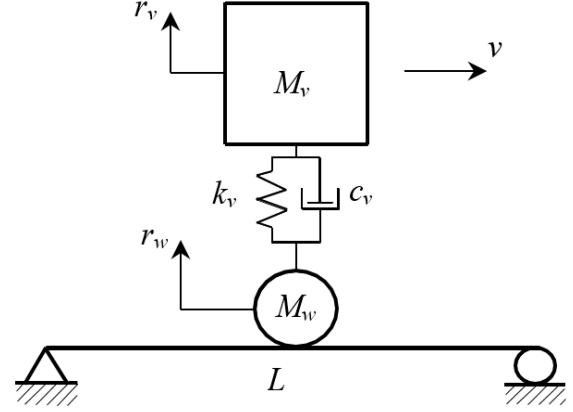
$$f_g = (m_p + m_v + m_w)g \quad (19)$$

Bu çalışmada incelenen çeyrek araç ve köprü modelinin hareket denklemleri Eş. 10-Eş. 11’de verilen Lagrange yöntemiyle elde edilmiştir. Araca ait 3 hareket denklemi ve köprü kirişine ait 4 hareket denklemi olmak üzere toplamda 7 adet 2. dereceden diferansiyel denklem elde edilmiştir. Bu denklemler durum uzay formları yardımıyla 14 adet 1. dereceden diferansiyel denkleme indirgenmiştir. Daha sonra bu denklemleri çözmek için Runge-Kutta yöntemi kullanılmıştır. Çeyrek aracın köprü üzerinden geçerken oluşan dinamik cevaplar ticari analiz programı olan MATLAB ile analiz edilmiştir. Analiz için araç ve köprüye ait gerekli parametreler Tablo 1’de verilmiştir. Bu çalışmada yol pürüzlülüğünden dolayı olumsuz etkilenen yolcu konforunu artırmak için aktif süspansiyon sistemi kullanılmıştır. Aracı olumsuz etkileyen yol bozuklukları farklı geometrik şekillerde olabilmektedir. Bu çalışmada iki farklı yol bozukluğu sisteme girdi olarak eklenmiştir.

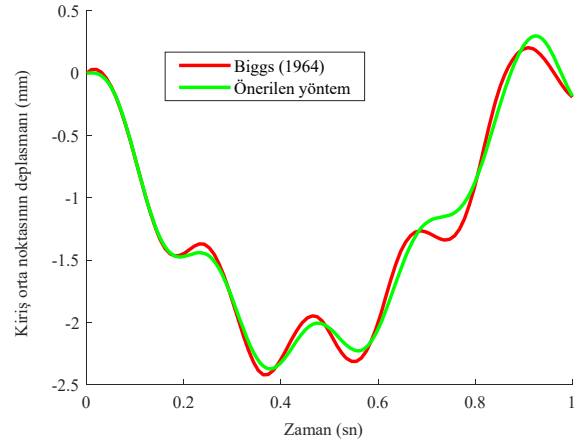
### 3. ÖNERİLEN YÖNTEMİN DOĞRULANMASI (VERIFICATION OF PROPOSED METHOD)

Bu çalışma da önerilen çözme yönteminin doğrulanması amacıyla literatürde bulunan ve Biggs tarafından yapılan bir çalışma ile kıyaslanmıştır. İncelenen doğrulama modeli ile tüm parametreler aynı seçilmiş olup sadece teker ve araç gövdesinden oluşan araç modeli ile köprü etkileşimi ele alınmıştır. Literatürdeki modelin hareket denklemi Newmark yöntemine göre elde edilmiştir [29]. Verilen örnekte kirişin elastikiyet modülü  $E=2,87$  GPa, kirişin alan atalet momenti  $I=2,9$  m<sup>4</sup>, kirişin birim uzunluğunun kütlesi  $\mu=2303$  kg/m, kiriş uzunluğu  $L=25$  m, yaylı kütle  $M_v=5,75$  ton, teker kütlesi  $M_p=0$ , yayın rijitlik katsayısı  $k_v=1595$  kN/m ve sistem sönümsüz ( $c_v=0$ ) olarak belirtilmiştir.

Şekil 2’de verilen 2 serbestlik dereceli model kullanılarak bu çalışmada kullanılan yöntemin dinamik davranışlarının belirlenmesinden sonra doğrulama için literatürde sunulan sonuçlar Şekil 3’te kıyaslanmıştır. Literatürde incelenen yöntem ve bu çalışmada önerilen yöntemin sonuçlarına göre köprü orta noktasının zamana göre yer değiştirme grafiğinin hemen hemen aynı olduğu görülmektedir.



Şekil 2. Çalışmada kullanılan doğrulama modeli (The verification model used in this study)



Şekil 3. Doğrulama için kiriş orta noktasının deplasmanı (Displacement of beam midpoint for verification)

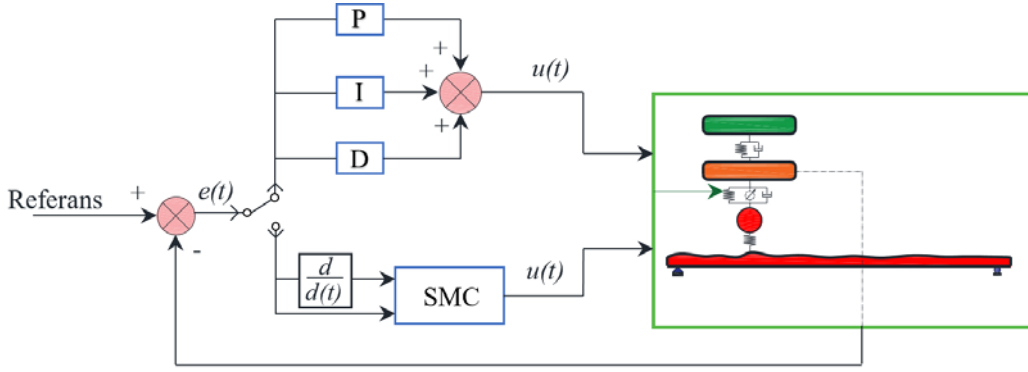
## 4. DENETLEYİCİ TASARIMI (DESIGN OF CONTROLLER)

### 4.1. PID denetleyici tasarımı (Design of PID controller)

Literatürde en geniş kullanım alanına sahip ve çalışma algoritması Şekil 4’te gösterilen denetleyici türü (Proportional-Integral-Derivative) PID tip denetleyicidir. PID denetleyici sistemin hata sinyalini kullanarak kontrol sinyali üretir. PID denetleyici aşağıda verilen Eş. 20 ile ifade edilir.

$$u = k_p e(t) + k_i \int_0^t e(t) dt + k_d \frac{de(t)}{dt} \quad (20)$$

$$e(t) = r_r(t) - r_v(t)$$



Şekil 4. PID ve SMC denetleyicilerinin algoritması (The algorithm of PID and SMC controller)

Yukarıda verilen eşitlikte  $u$  denetleyici kuvvetini,  $e$  hata sinyalinin,  $r_r$  referans değerini,  $r_v$  ise araç gövde hareketini temsil etmektedir.  $k_p$ ,  $k_i$  ve  $k_d$  katsayıları sırasıyla PID denetleyicinin oransal kazanç, integral ve türev kazancını temsil etmektedir. PID kontrolör tasarlarken bu katsayıları belirlemek için birkaç yöntem mevcuttur. Bu yöntemlerden en çok kullanılan Ziegler-Nichols yöntemidir. Bu çalışmada istenilen yerleşme zamanı ve sistemin kalıcı davranışını sağlamak için  $k_p=5 \times 10^4$ ,  $k_i=1 \times 10^4$ ,  $k_d=0,5 \times 10^4$  parametreleri seçilmiştir.

PID kontrol sisteminde oransal kazanç sistemin yükselme zamanını azaltır fakat kalıcı durum hatası oluşturabilir. İntegral kontrol kalıcı durum hatasını yok ederken geçici rejim cevabını olumsuz etkiler. Türevsel kontrol ise sistemin gelecekteki durumunu tahmin edip geçici rejim cevabını düzeltebilir. Bu denetleyiciler tek başlarına kullanılabilirken genelde sistem kararlılığını artırmak için birlikte kullanılır.

#### 4.2. Kayan kipli denetleyici tasarımı (Design of SMC controller)

Bu bölümde Şekil 1 'de görülen doğrusal aktüatörün kontrolü SMC kullanılarak yapılmıştır. SMC Şekil 4'te ki gibi geri besleme ve bir takım karar kuralı ile oluşturulan değişken yapıyla sistem türüdür. Bu kontrol yönteminde temel amaç sistemin kontrol değişkeninde gerçek değer ile referans değer arasındaki hata ile bu hatanın türevi kullanılarak bir kayma manifoldu oluşturulmasıdır. Daha sonra sistemin durum değişkenleri önce kayma manifoldu üzerine getirilir ve burada belirlenen referans değer üzerinde tutulur. Bahsedilen bu ifadeler SMC yapısının eşdeğer kontrol sinyali ve anahtarlama kontrol sinyali olmak üzere iki aşamadan oluştuğunu göstermektedir.

Aktif süspansiyon sistemleri, pasif süspansiyon sistemlerine aktüatör eklenmesiyle oluşturulurlar. Şekil 1'de  $u_{act}$  ile temsil edilen aktüatör sisteme gerekli olan dikey kuvveti tayin etmektedir. Bu çalışmada araç gövdesinin yer değiştirmesi istenilen performansı sağlaması amacıyla sistemin geri beslemesinde kullanılmaktadır. Burada araç gövdesinin yer değiştirmesinin sıfır olması beklenmektedir. Toplam dinamik SMC çıkışı  $u$  Eş. 21'de belirtilir. Burada  $u_{eq}$  eşdeğer kontrol sinyalinin,  $u_{sw}$  ise anahtarlama kontrol sinyalinin temsil etmektedir.

$$u = u_{eq} + u_{sw} \quad (21)$$

Kayma yüzeyi oluşturmak için oluşturulan hata sinyali ve hatanın değişimi aşağıdaki denklemlerde verilmiştir. Burada  $r_v$  aracın dikey yer değiştirmesini,  $r_d$  ise istenilen değeri temsil etmektedir.

$$e = r_d - r_v \quad (22a)$$

$$\dot{e} = \dot{r}_d - \dot{r}_v \quad (22b)$$

$$\ddot{e} = \ddot{r}_d - \ddot{r}_v \quad (22c)$$

Kayma yüzeyi  $s$  aşağıdaki gibi tanımlanmıştır. Burada  $\alpha$  kayma yüzeyi katsayıdır.

$$s = e \left( \alpha + \frac{d}{dt} \right), s = \alpha e + \dot{e}, \dot{s} = \alpha \dot{e} + \ddot{e} \quad (23)$$

Eş. 22 kullanılarak kayma yüzeyinin zamana göre türevi alınır aşağıdaki denklem elde edilir (Eş. 24).

$$\dot{s} = \alpha(\dot{r}_d - \dot{r}_v) + \ddot{r}_d + \frac{c_v}{m_v}(\dot{r}_v - \dot{r}_w) - \frac{c_p}{m_v}(\dot{r}_p - \dot{r}_v) + \frac{k_v}{m_v}(r_v - r_w) - \frac{k_p}{m_v}(r_p - r_v) + \frac{u_{act}}{m_v} \quad (24)$$

Eş. 25'te verilen denetleyici kuvvetinin amacı hata değerinin sıfır olmasını sağlamaktır. Bu durumda durum değişkenlerini kayma yüzeyi üzerine getirmek için belirlenen denetleyici sinyali Eş. 25'teki gibi hesaplanır.

$$u_{eq} = -m_v \alpha(\dot{r}_d - \dot{r}_v) - m_v \ddot{r}_d - c_v(\dot{r}_v - \dot{r}_w) + c_p(\dot{r}_p - \dot{r}_v) - k_v(r_v - r_w) + k_p(r_p - r_v) \quad (25)$$

$$u_{sw} = k \operatorname{sgn}(s) \quad (26)$$

Anahtarlama kontrol sinyali Eş. 26'daki gibi verilebilir. Burada  $k$  anahtarlama sinyal katsayısıdır. Böylece toplam SMC sinyali Eş. 27'deki gibi oluşturulur.

$$u = -m_v \alpha(\dot{r}_d - \dot{r}_v) - m_v \ddot{r}_d - c_v(\dot{r}_v - \dot{r}_w) + c_p(\dot{r}_p - \dot{r}_v) - k_v(r_v - r_w) + k_p(r_p - r_v) + k \operatorname{sgn}(s) \quad (27)$$

Lyapunov fonksiyonu aşağıdaki gibi verilmiştir. Verilen Lyapunov fonksiyonu pozitif tanımlı olmalı ve zamana göre türevinin negatif yarı tanımlı olması gerekmektedir [18].

$$V = \frac{1}{2}s^2 \quad (28)$$

The Lyapunov fonksiyonunun türevi aşağıdakiler gibi yazılabilir.

$$\dot{V} = s\dot{s} \quad (29)$$

$$\dot{V} = s \begin{bmatrix} \alpha(\dot{r}_d - \dot{r}_v) + \ddot{r}_d + \frac{c_v}{m_v}(\dot{r}_v - \dot{r}_w) \\ -\frac{c_p}{m_v}(\dot{r}_p - \dot{r}_v) + \frac{k_v}{m_v}(r_v - r_w) \\ -\frac{k_p}{m_v}(r_p - r_v) + \frac{u_{act}}{m_v} \end{bmatrix} \quad (30)$$

Burada  $u_{act}$  SMC tarafından üretilen kontrol sinyali olduğu için Eş. 27 dikkate alınarak tekrar düzenleme yapılırsa aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\begin{aligned} \dot{V} &= s \left[ \frac{k}{m_v} \text{sgn}(s) \right] \\ &= |s| \left[ \frac{k}{m_v} \right] \end{aligned} \quad (31)$$

Eğer  $k$  anahtarlama sinyal katsayısı  $k < 0$  olacak şekilde seçilirse Lyapunov fonksiyonunun türevi negatif tanımlı olur ve dolayısıyla sistem kayma yüzeyine erişmeye zorlanır.

## 5. SİMÜLASYON SONUÇLARI (SIMULATION RESULTS)

Bu bölümde denetleyicilerin gürbüzlüğünü ve etkinliğini görmek amacıyla 3 serbestlik dereceli çeyrek araç ile basit mesnetli Euler-Bernoulli giriş teoremine göre modellenebilen köprü arasındaki etkileşim incelenmiştir. Aktif süspansiyon ile pasif süspansiyonun performansı kıyaslanmıştır. Çeyrek araç modeline bozucu girdi olarak iki farklı yol profiliyle birlikte köprünün salınımları da eklenmiştir. Şekil 5'te görüldüğü gibi araç köprü üzerinden

geçerken genlikleri 0,01 m dalga boyları sırasıyla 10 m ve 20 m olmak üzere iki farklı sinüs girdi etki ettirilmiştir. Bu girdilerin denklemleri aracın hızı, genlik ve dalga boyuna göre belirlenmektedir ve Eş. 32'deki gibi yazılmaktadır.

Burada  $r_d$  ifadesi  $t$  zamanındaki girdinin değerini,  $v$  aracın hızını,  $\lambda$  girdinin dalga boyunu ve  $T$  ise aracın köprüyü geçtiği zamanı temsil etmektedir.

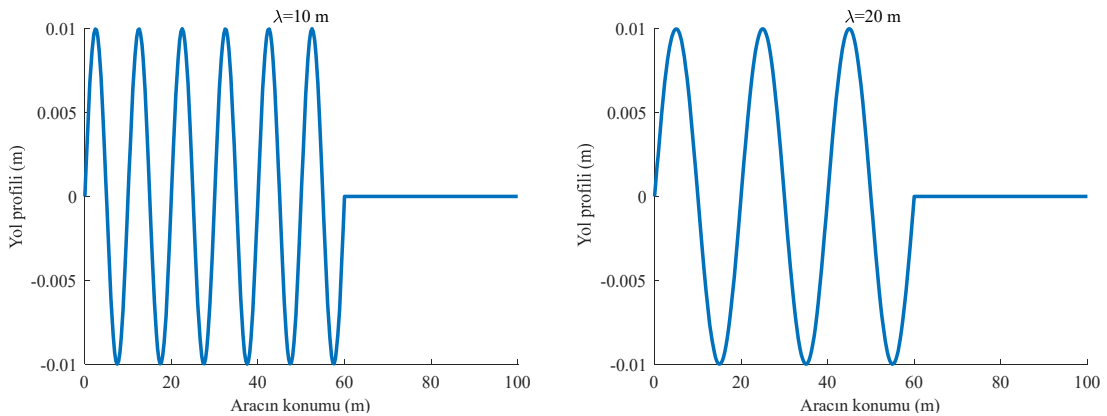
$$r_d = 0,01 \sin(2\pi \frac{vt}{\lambda}), \quad 0 \leq t \leq T, \quad T = \frac{L}{v} \quad (32)$$

Bu durumda girdi için verilen sinüs dalgasının frekansı ve aracın bu frekansa denk gelen kritik hız denklemi aşağıda verilmiştir.

$$\omega = \frac{2\pi v}{\lambda}, \quad v_{cr} = \frac{\omega \lambda}{2\pi} \quad (33)$$

İncelenen model 3 serbestlik dereceli olduğundan 0,98 Hz, 1,86 Hz. ve 11,26 Hz. olmak üzere 3 adet rezonans frekansı mevcuttur. Belirlenen bu rezonans frekanslarına karşılık gelen araç-yol sisteminin kritik hızları Eş. 33 kullanılarak hesaplanabilir. Buna göre bu kritik hızlar dalga boyunun 10 m olması durumunda 9,76 m/s, 18,6 m/s ve 112,6 m/s'lerde, dalga boyunun 20 m olması durumunda 19,52 m/s, 37,2 m/s ve 225,2 m/s'lerde oluşmaktadır.

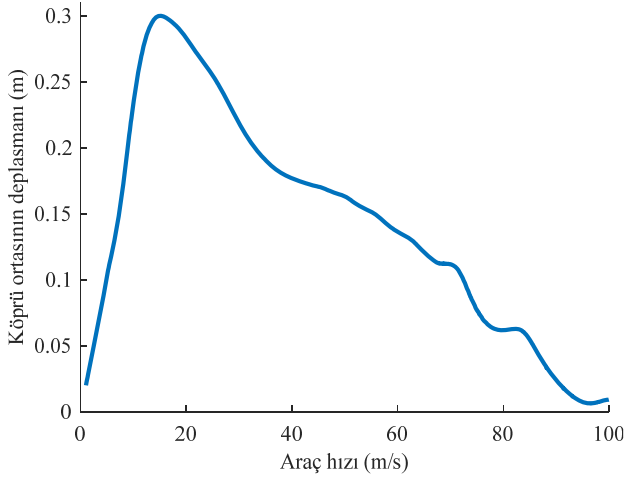
Şekil 6'da araç hızının 1 m/s'den 100 m/s'ye 1'er m/s hızlarda değişmesi durumunda köprü kirişi ortasının deplasmanı verilmektedir. Grafiğe göre araç hızının 15 m/s olması durumunda köprü ortasının deplasman değeri 0,3 m olmuştur. Tespit edilen bu hız değeri birinci bölümde belirlenen araç-köprü sisteminin kritik hızına oldukça yakındır. Şekil 7'de yolcu koltuğunun dikey yer değiştirmesi ile dikey ivmelenme değerleri farklı dalga boylarına sahip yol girdileri için verilmiştir. Grafik incelendiğinde hem ivmelenme değeri hem de deplasman değerleri belirli hızlarda maksimum değerini almıştır. Burada yolcu koltuğunun rezonans frekansı 0,98 Hz. olduğu bilindiğinden bu frekansa denk gelen kritik hızlarda maksimum genlikler meydana geldiği görülmektedir. Örneğin dalga boyunun 10 m ve 20 m olduğu durumda yolcu koltuğunun dikey yer değiştirmesi sırasıyla araç hızının 9,9 m/s ve 21,7 m/s olması



Şekil 5. Yol profil modelleri (Road profile models)



durumunda meydana gelmiştir. Bu hızlar da yolcu koltuğunun rezonans frekansına oldukça yakındır. Ayrıca Şekil 7b dikkatle incelendiğinde bozucu yol girdisinin dalga boyunun 20 m olması halinde yolcu koltuğunun dikey ivmelenme değeri araç hızının 23 m/s ve 37,7 m/s olduğu iki yerde maksimum değerini almıştır. Bu iki hızlar araç-yol sisteminin ilk iki kritik hızına oldukça yakındır. Fakat grafikte belirtilen bu hızların kritik hızlardan az da olsa farklı olmasının sebebi aracın köprü üzerinden geçmesi sebebiyle araç-köprü ve araç-yol etkileşiminin birlikte gerçekleşmesi ve dolayısıyla gerçek kritik hızların bir miktar değişmesindedir. Şekil 8'de yolcu koltuğunun yer değiştirme ve ivmelenme değerleri dalga boyunun 10 m olması durumu için verilmişken, Şekil 9'da bu değerler dalga boyunun 20 m olması durumu için verilmiştir. Her iki şekilde pasif süspansiyon ile aktif süspansiyonlu denetleyicilerin çıktılarını kıyaslanmıştır.



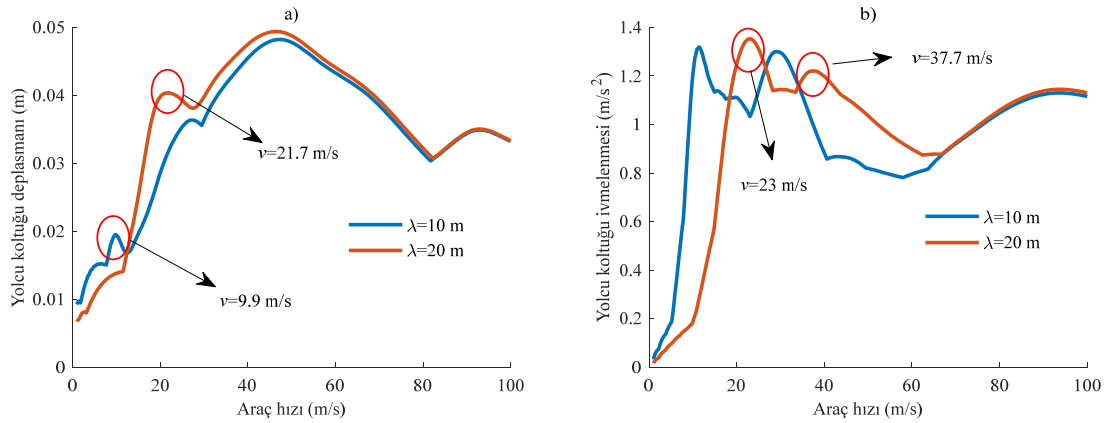
**Şekil 6.** Köprü orta noktasının deplasmanına araç hızının etkisi (Effect of car speed on the displacement of the bridge midpoint)

Şekil 8a ve Şekil 9a'da yolcu koltuğu yer değiştirme değerleri araç hızının 10 m/s olması durumunda verilmiştir. Şekil 8a'da yolcu koltuğu maksimum yer değiştirme değeri

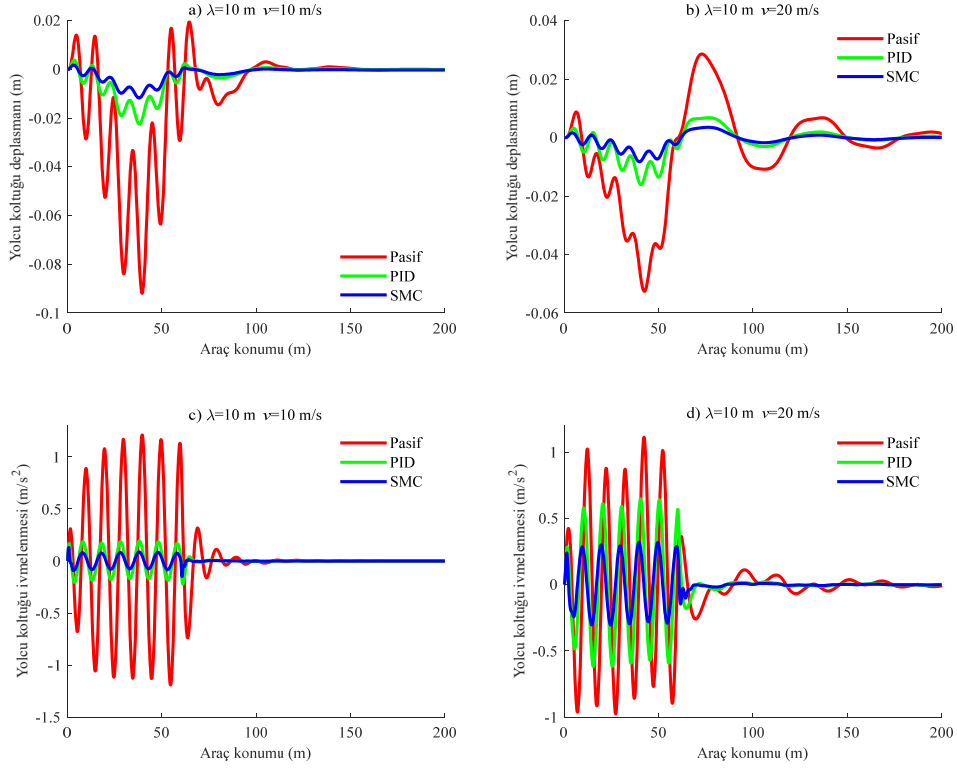
0,092 m olurken, Şekil 9a'da bu değer 0,078 m olmaktadır. Şekil 8b ve Şekil 9b'de yolcu koltuğu yer değiştirme değerleri araç hızının 20 m/s olması durumunda verilmiştir. Şekil 8b'de yolcu koltuğu maksimum yer değiştirme değeri 0,052 m olurken, Şekil 9b'de bu değer 0,072 m olmaktadır. Elde edilen bu sonuçlara dikkatli bakılırsa dalga boyunun 10 m olması durumunda maksimum yer değiştirme değeri araç hızının 10 m/s olduğu grafikte meydana gelirken, dalga boyunun 20 m olması durumunda ise maksimum yer değiştirme değeri araç hızının 20 m/s olduğu grafikte olmaktadır. Bu durumun başlıca sebebi Eş. 33'da verilen kritik hız değerinin bu dalga boylarına denk gelmesidir. Yani dalga boyunun 10 m olması durumunda kritik hız 10 m/s'lere çok yakınken, dalga boyunun 20 m olması durumunda kritik hız 20 m/s'ye oldukça yakın olduğu bilinmektedir.

Şekil 8c ve Şekil 9c'de araç hızının 10 m/s olması durumunda yolcu koltuğu ivmelenme değerleri verilmiştir. Bu iki grafik karşılaştırıldığında Şekil 8c'de ivmelenme değerleri Şekil 9c'dekine göre oldukça fazladır. Bu durumun temel sebebi Şekil 8c'de dalga boyunun 10 m olması ve bu durumda kritik araç hızının 9,76 m/s olmasından kaynaklanmaktadır. Benzer durum yine Şekil 8d ve Şekil 9d'de karşımıza çıkmaktadır. Bu iki grafikte yolcu koltuğunun maksimum ivmelenme değeri Şekil 9d'de olmaktadır çünkü dalga boyunun 20 m olması durumunda aracın kritik hızı 19,52 m/s olmaktadır.

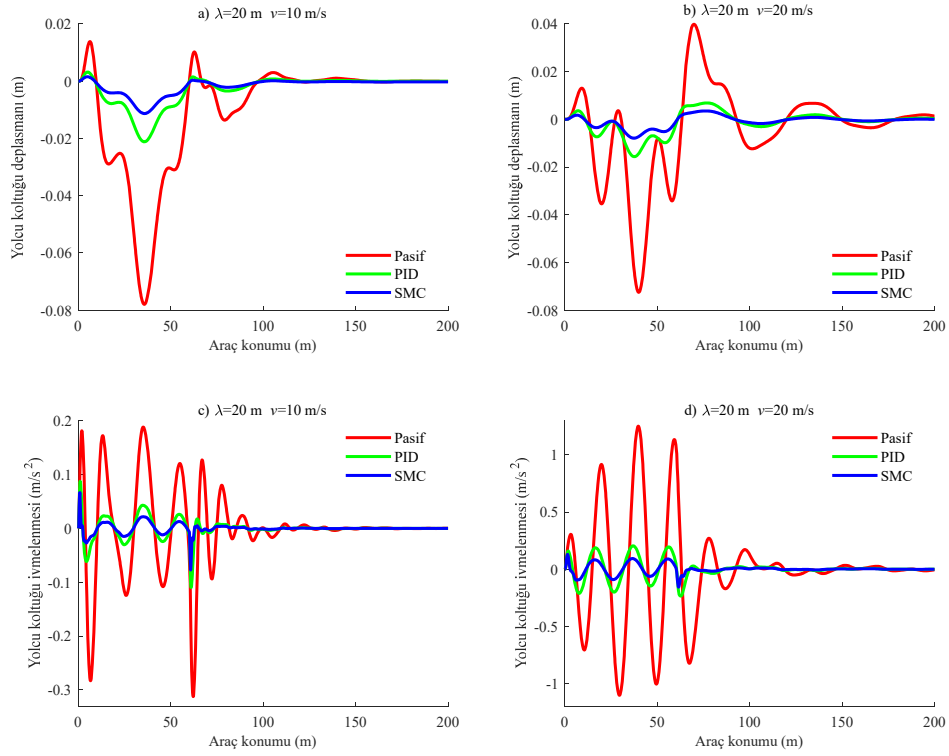
Şekil 10'da PID ve SMC denetleyicileri tarafından üretilen kontrol kuvvetleri her iki araç hızı ve dalga boyları için verilmiştir. Üretilen kontrol kuvvetlerinin karekök ortalaması (Root mean square (RMS)) Tablo 2'de verilmiştir. Tablo ve grafik incelendiğinde PID ve SMC tarafından üretilen denetleyici kuvvetleri araç hızının 10 m/s olması durumunda daha fazla olduğu görülmektedir. Ayrıca simülasyon sonuçlarına bakıldığında SMC'nin performansı PID denetleyicinin performansına göre oldukça iyi olmuştur. Bunun temel sebebi araç gövdesinin dikey yer değiştirmesinin sıfır olması için SMC'nin ürettiği kontrol kuvvetinin yaklaşık %15 daha fazla olmasından kaynaklanmaktadır.



**Şekil 7.** Yolcu koltuğu deplasman ve ivmelenmesine araç hızının etkisi (Effect of vehicle speed on passenger seat displacement and acceleration)



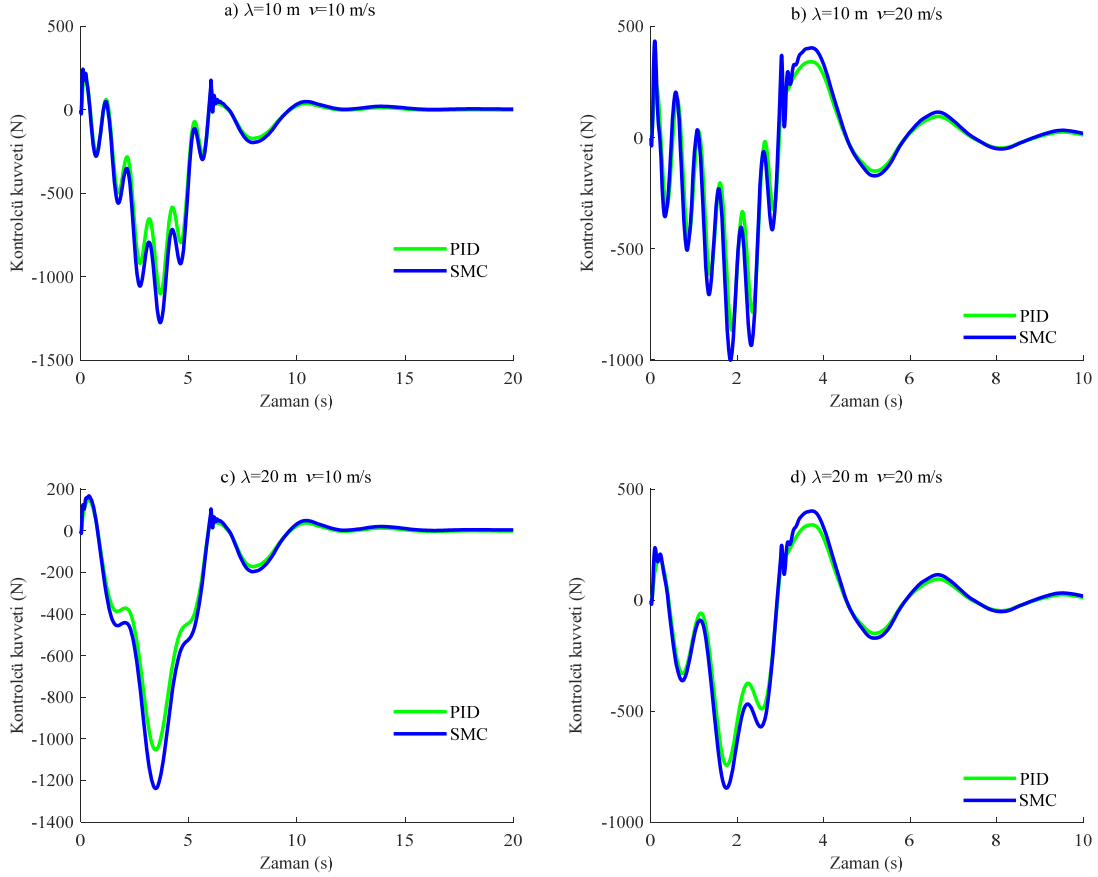
**Şekil 8.**  $\lambda=10$  m için yolcu koltuğunun deplasman ve ivmelenme cevabı  
(Response of displacement and acceleration of passenger seat for  $\lambda=10$  m)



**Şekil 9.**  $\lambda=20$  m için yolcu koltuğunun deplasman ve ivmelenme cevabı  
(Response of displacement and acceleration of passenger seat for  $\lambda=20$  m)

**Tablo 2.** Denetleyiciler tarafından üretilen kontrol kuvvetlerinin RMS değeri (RMS value of control forces produced by controllers)

Kontrol kuvveti (N)	$\lambda=10$ m		$\lambda=20$ m		Ortalama bağıl fark
	$v=10$ m/s	$v=20$ m/s	$v=10$ m/s	$v=20$ m/s	
<i>Pasif</i>	-	-	-	-	-
<i>PID</i>	251	201	247	193	-
<i>SMC</i>	294	236	291	225	%14,73

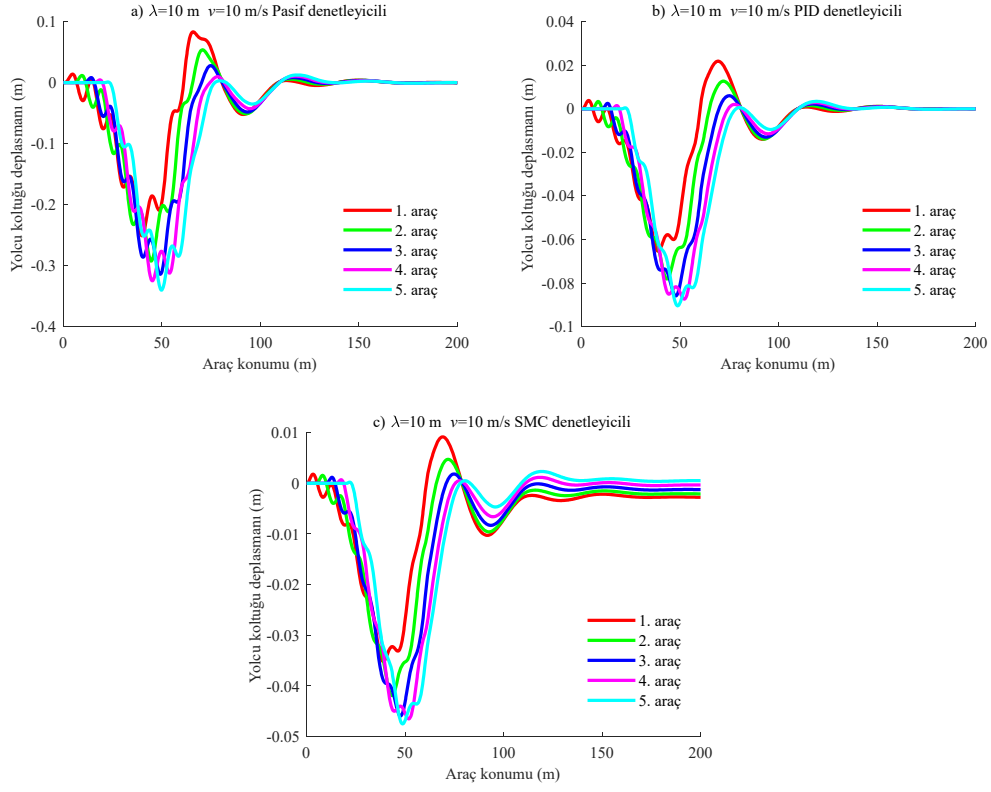
**Şekil 10.** PID ve SMC tarafından üretilen kontrol kuvvetleri (The generated control force by PID and SMC)

Yukarıda verilen simülasyon sonuçlarında köprü üzerinden sadece bir araç geçmesi durumu incelenmiştir. Sadece bir araç geçmesi durumunda denetleyicinin performansı bundan önceki grafiklerde verilmiştir. Fakat Şekil 11-Şekil 13'te köprü üzerinden artarda beş araç geçmesi durumunda her bir araçtaki yolcu koltuğunun deplasman ve ivmelenme değerleri ile araç sayısına göre köprü ortanoktasının deplasman grafikleri verilmiştir. İncelenen çoklu araç geçişlerinde her bir aracın parametreleri Tablo 1'deki gibi ve özdeş alınmıştır. Ayrıca her bir araç modelinde pasif ve aktif denetleyicilere de ayrı ayrı yer verilmiştir.

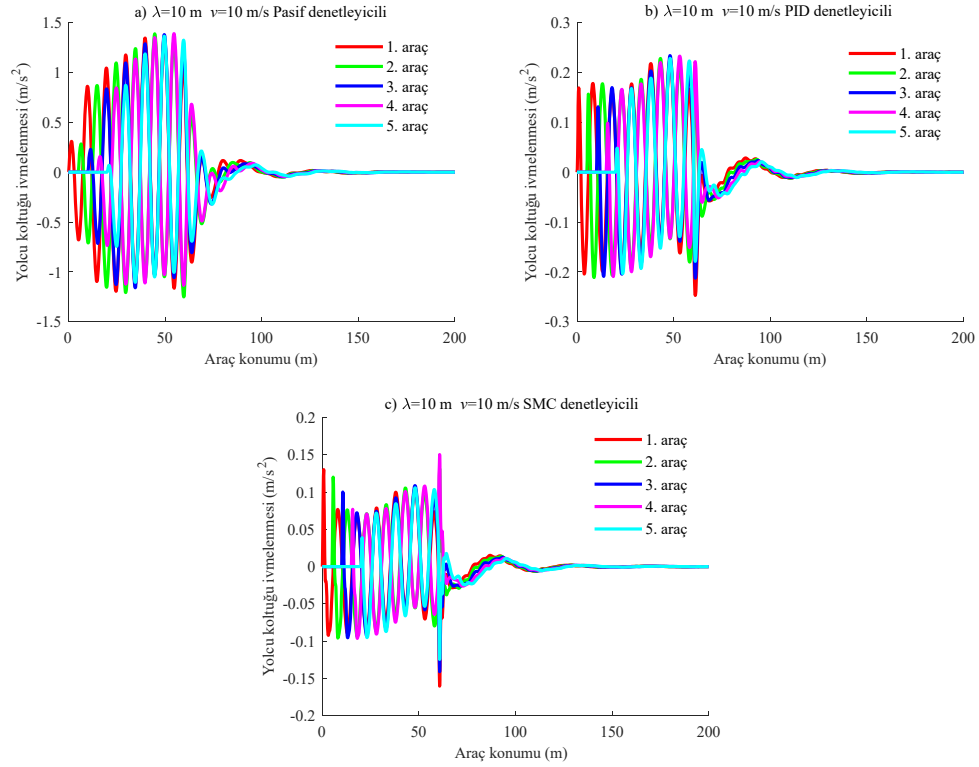
Şekil 11'de  $\lambda=10$  m ve  $v=10$  m/s olması halinde ilk beş aracın yolcu koltuğunun deplasman grafikleri pasif, PID denetleyicili ve SMC denetleyicili cevapları verilmiştir. Daha önceki grafiklerde de anlatıldığı gibi denetleyicili sistemlerde yolcu koltuğunun maksimum deplasman değeri oldukça azalmaktadır. Şekil 11 incelendiğinde görülmektedir ki araç sayısı arttıkça o aracın deplasman

değeri de artmaktadır. Örneğin pasif kontrollü sistemde köprüden geçen birinci aracın maksimum deplasman değeri 0,25 m olurken daha sonra gelen araçların maksimum deplasman değeri sırasıyla 0,29 m, 0,31 m, 0,32 m ve 0,34 m olmaktadır. Burada dikkat çeken bir diğer ayrıntı ise araç sayısı 3 ve daha fazla olması halinde maksimum deplasman ve ivmelenme genlikleri çok fazla artmamaktadır.

Şekil 12'de ise yolcu koltuğunun ivmelenme grafikleri beş farklı araç ve farklı denetleyiciler olması halinde verilmiştir. Daha önce belirtildiği gibi denetleyicili sistemlerde ivmelenme değerleri oldukça azalmaktadır. Bu grafiklerden de anlaşılacağı üzere köprü üzerinden geçen araç sayısı fark etmeksizin her bir aracın ivmelenme değerleri hemen hemen birbirleri ile aynı olmaktadır. Şekil 13'te araç sayısına ve araç hızına göre köprü'nün orta noktasının dinamik yer değiştirmesi verilmiştir. Köprü üzerinden geçen araç sayısı arttıkça köprüye gelen dinamik yükler artacağından dolayı köprü'nün deplasman değerleri de artmaktadır. Ayrıca araç



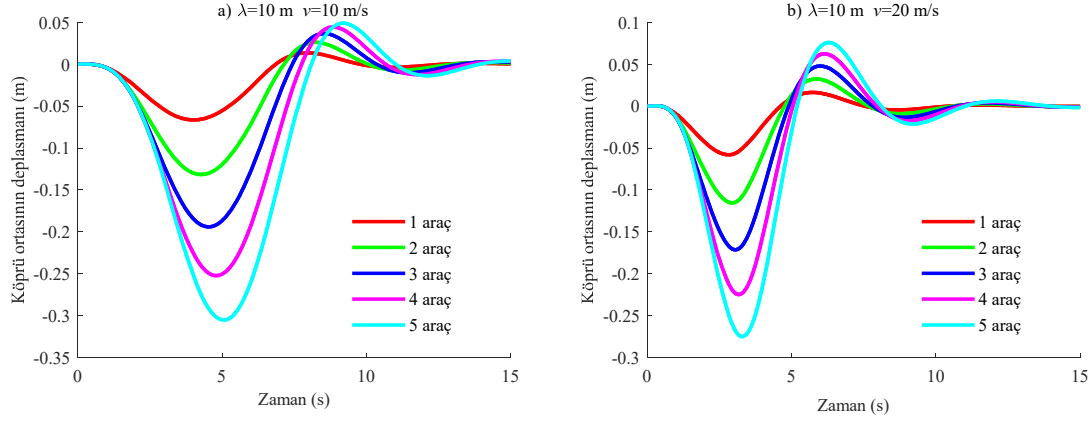
Şekil 11. Araç sayısının yolcu koltuğu deplasmanına etkisi (Effect of number of car on passenger seat displacement)



Şekil 12. Araç sayısının yolcu koltuğu ivmelenmesine etkisi (Effect of number of car on passenger seat acceleration)

sayısı arttıkça köprü orta noktasının maksimum deplasmanının oluştuğu zamanda artmaktadır. Örneğin Şekil 1968

13a'da sadece bir araç geçmesi halinde maksimum deplasman değeri 4 s'de olurken araç sayısı artmasıyla



Şekil 13. Araç sayısının köprü ortanoktasının deplasmanına etkisi (Effect of number of car on bridge midpoint displacement)

Tablo 3. Yolcu koltuğu deplasman değerlerinin RMS sonuçları (RMS results of passenger seat displacement values)

Denetleyici	$\lambda = 10$ m		$\lambda = 20$ m		Ortalama bağlı iyileşme
	$v=10$ m/s	$v=20$ m/s	$v=10$ m/s	$v=20$ m/s	
Pasif	0,01930 m	0,01377 m	0,01768 m	0,01608 m	-
PID	0,00505 m	0,00388 m	0,00494 m	0,00395 m	%73,27
SMC	0,00272 m	0,00204 m	0,00269 m	0,00206 m	%46,75

Tablo 4. Yolcu koltuğu ivmelenme değerlerinin RMS sonuçları (RMS results of passenger seat acceleration values)

Denetleyici	$\lambda = 10$ m		$\lambda = 20$ m		Ortalama bağlı iyileşme
	$v=10$ m/s	$v=20$ m/s	$v=10$ m/s	$v=20$ m/s	
Pasif	0,3502 m/s <sup>2</sup>	0,2945 m/s <sup>2</sup>	0,0609 m/s <sup>2</sup>	0,343 m/s <sup>2</sup>	-
PID	0,0597 m/s <sup>2</sup>	0,1879 m/s <sup>2</sup>	0,0141 m/s <sup>2</sup>	0,066 m/s <sup>2</sup>	%69,21
SMC	0,0271 m/s <sup>2</sup>	0,0943 m/s <sup>2</sup>	0,0071 m/s <sup>2</sup>	0,030 m/s <sup>2</sup>	%51,84

birlikte sırasıyla 4,28 s, 4,52 s, 4,78 s ve 5,06 s'de meydana gelmiştir. Benzer durum Şekil 13b'de de görülmektedir. Fakat Şekil 13b'de araç hızı 20 m/s olduğundan dolayı maksimum deplasmanların meydana gelme süreleri daha kısa sürede olmaktadır.

## 6. SONUÇLAR (CONCLUSION)

Bu çalışmada, çeyrek araç modelinin sürüş güvenliği ve yolcu konfor parametrelerini olumsuz etkileyen rahatsız edici yol düzensizliklerinin aktif süspansiyon sistemi tarafından absorbe edilip edilmeyeceği araştırılmıştır. Modellenen üç serbestlik dereceli araç modeli denetleyicisiz, PID ve SMC ile incelenmiştir. Denetleyicisiz ve denetleyicili süspansiyon sistemleri, farklı bozucu girdileri kullanılarak birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Bu bağlamda Tablo 3 ve Tablo 4'te farklı hızlarda ve bozucu girdi karşısında sırasıyla yolcu koltuğu deplasman ve ivmelenme değerleri karşılaştırılmıştır. Pasif denetleyicinin ve aktif denetleyicinin sonuçlarının RMS değeri kıyaslama için Tabloda verilmiştir. Simülasyon sonuçları göstermiştir ki yolcu koltuğu deplasmanının RMS değeri PID denetleyici kullanılarak pasif süspansiyon sonucuna göre yaklaşık %73 iyileşme sağlarken, SMC kullanılması halinde PID denetleyicine nazaran %46 iyileşme sağlamıştır. Benzer şekilde yolcu koltuğunun ivmelenmesinin RMS değeri pasif süspansiyona göre PID denetleyici kullanılması durumunda

%69 iyileşme sağlarken, SMC kontrol kullanılması halinde PID denetleyicinin sonuçlarına göre %51 daha iyi performans sağlamıştır. Ayrıca bu çalışmada birden fazla araç geçişleri dikkate alınarak her bir aracın dinamik davranışları da incelenmiştir. Köprü üzerinden birden fazla araç geçmesi halinde sonraki gelen aracın maksimum deplasman değeri artmaktadır. Ayrıca araç sayısının fazla olmasıyla birlikte köprünün maksimum yerdeğiştirme değerleri de artmaktadır.

## KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Kalaivani R., Sudhagar K., Lakshmi P., Neural Network based Vibration Control for Vehicle Active Suspension System, Indian J Sci Technol, 9, 18–21, 2016.
2. Yıldırım E., Esen I., Dynamic Behavior and Force Analysis of the Full Vehicle Model using Newmark Average Acceleration Method, Eng Technol Appl Sci Res, 10, 5330–5339, 2020.
3. Paksoy M., Guclu R., Cetin S., Semiactive self-tuning fuzzy logic control of full vehicle model with MR damper, Adv Mech Eng, 2014.
4. Singh D., Aggarwal ML., Passenger seat vibration control of a semi-active quarter car system with hybrid Fuzzy–PID approach, Int J Dyn Control, 5 (2), 287–296, 2017.

5. Aggarwal ML., Fuzzy control of passenger ride performance using MR shock absorber suspension in quarter car model, *Int J Dyn Control*, 3 (4), 463–469, 2015.
6. Khodadadi H., Ghadiri H., Self-tuning PID controller design using fuzzy logic for half car active suspension system, *Int J Dyn Control*, 6 (1), 224–232, 2018.
7. Zhang YQ., Zhao YS., Yang J., Chen LP., A dynamic sliding-mode controller with fuzzy adaptive tuning for an active suspension system, *Proc Inst Mech Eng Part D J Automob Eng*, 221 (4), 417–428, 2007.
8. Güçlü R., Active control of seat vibrations of a vehicle model using various suspension alternatives, *Turkish J Eng Environ Sci*, 27 (6), 361–373, 2003.
9. Demir O., Keskin I., Cetin S., Modeling and control of a nonlinear half-vehicle suspension system: A hybrid fuzzy logic approach, *Nonlinear Dyn*, 67 (3), 2139–2151, 2012.
10. Ben LZ., Hasbullah F., Faris FW., A comparative ride performance of passive, semi-active and active suspension systems for off-road vehicles using half car model, *Int J Heavy Veh Syst*, 21 (1), 26–41, 2014.
11. Leblebici AS., Türkay S., An  $H_\infty$  and Skyhook Controller Design for a High Speed Railway Vehicle, *IFAC-PapersOnLine*, 51 (9), 156–161, 2018.
12. Kieneke R., Graf C., Maas J., Active seat suspension with two degrees of freedom for military vehicles, *IFAC Proc*, 46 (5), 523–529, 2013.
13. Nagarkar M., Bhalerao Y., Patil GV., Patil RZ., Multi-Objective Optimization of Nonlinear Quarter Car Suspension System - PID and LQR Control, *Procedia Manuf*, 20, 420–427, 2018.
14. Guclu R., Metin M., Fuzzy logic control of vibrations of a light rail transport vehicle in use in Istanbul traffic, *JVC/Journal Vib Control*, 15 (9), 1423–1440, 2009.
15. Yoshimura T., Nakaminami K., Kurimoto M., Hino J., Active suspension of passenger cars using linear and fuzzy-logic controls, *Control Eng Pract*, 7 (1), 41–47, 1999.
16. Emam AS., Fuzzy Self Tuning of PID Controller for Active Suspension System, *Adv Powertrains Automotives*, 1 (1), 34–41, 2015.
17. Sever M., Şendur HS., Yazıcı H., Arslan MS., Active vibration control of a vehicle suspension system having biodynamic driver model with state derivative feedback LQR, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 34 (3), 1573–1572, 2019.
18. Altun Y., Çeyrek Taşıt Aktif Süspansiyon Sistemi için LQR ve LQİ Denetleyicilerinin Karşılaştırılması, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part C: Tasarım ve Teknoloji*, 5, 61–70, 2017.
19. Aktas KG., Esen I., State-Space Modeling and Active Vibration Control of Smart Flexible Cantilever Beam with the Use of Finite Element Method, *Eng Technol Appl Sci Res*, 10, 6549–56, 2020.
20. Cakir MF., Bayraktar M., Modelling of main battle tank and designing LQR controller to decrease weapon oscillations, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 35 (4), 1861–1876, 2020.
21. Ozer HO., Hacıoğlu Y., Yagiz N., High order sliding mode control with estimation for vehicle active suspensions, *Trans Inst Meas Control*, 40, 1457–70, 2018.
22. Singh D., Active Vibration Control of Passenger Seat in Quarter Car Model using Supertwisting Controller, *Int J Control Autom*, 10, 83–94, 2017.
23. Rath JJ., Defoort M., Karimi HR., Veluvolu KC., Output Feedback Active Suspension Control with Higher Order Terminal Sliding Mode, *IEEE Trans Ind Electron*, 64, 1392–1403, 2017.
24. Bai R., Guo D., Sliding-mode control of the active suspension system with the dynamics of a hydraulic actuator, *Complexity*, 2018.
25. Du M., Zhao D., Yang B., Wang L., Terminal sliding mode control for full vehicle active suspension systems, *J Mech Sci Technol*, 32, 2851–2866, 2018.
26. Khan L., Qamar S., Khan MU., Comparative analysis of adaptive neurofuzzy control techniques for full car active suspension system, *Arab J Sci Eng*, 39, 2045–2069, 2012.
27. Konoiko A., Kadhem A., Saiful I., Ghorbanian N., Zweiri Y., Sahinkaya MN., Deep learning framework for controlling an active suspension system, *JVC/Journal Vib Control*, 25, 2316–2329, 2019.
28. Frýba L., *Vibration of Solids and Structures under Moving Loads*, Thomas Telford House, 1999.
29. Biggs JM., *Introduction to Structural Dynamics*, McGraw- Hill, 1964.