

TEKERLEK İÇİ MOTORLU ELEKTRİKLİ BİR ARACIN AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN PID VE BULANIK MANTIK TABANLI KONTROLÜ

Mustafa Tayyip TOKSOY * 
Ahmet YILDIZ * 

Alınma: 01.09.2020; düzeltme: 11.10.2020; kabul: 27.10.2020

Öz: Bu çalışmada tekerlek içi motorlu elektrikli bir aracın aktif süspansiyon sistemleri PID ve Bulanık Mantık denetleyicileri ile kontrol edilmiş ve performansları karşılaştırılmıştır. Doğrusal olmayan süspansiyon yaylarının kullanıldığı ve sürücü modeli ile birlikte 14 serbestlik derecesine sahip modelin hareket denklemleri çıkarılarak Matlab/Simulink ortamında çözdürülmüştür. Daha sonra PID ve Bulanık Mantık yöntemleri yardımı ile tam taşıt modelinde aktif süspansiyon sistemlerinin kontrolü gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçları kontrolcü olmadan çıkan simülasyon sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Çalışmada kontrolcü tasarımına yönelik Bulanık Mantık yönteminin hesaplama metodu, buna ait hata oranı ve hata oranının grafikleri, PID kontrolcü tasarımı, hesaplamaları ve sonuçları sunulmuştur. Sonuçta, her iki kontrolcü ile elde edilen verilerin kontrolcü olmadan elde edilenlere göre titreşim genliğini büyük oranda düşürdüğü ve ayrıca Bulanık Mantık ile yapılan kontrolün daha iyi sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: PID, Bulanık, Mantık, Elektrikli, Araç, Süspansiyon

PID and Fuzzy Logic Based Control of the Active Suspension System of an Electric Vehicle with In-Wheel Motor

Abstract: In this study, active suspension systems of an electric vehicle with in-wheel motor are controlled with PID and Fuzzy Logic controllers and their performances are compared. The equations of motions are derived by using the 14 degrees of freedom model with nonlinear suspension springs and the driver model and solved in Matlab / Simulink environment. Then, control of active suspension systems in full vehicle model is performed with the help of PID and Fuzzy Logic methods and the obtained results are compared with the simulation outcomes without a controller. The calculation method of the Fuzzy Logic method for controller design, the related error rate and error rate graphs, PID controller design, calculations and results are presented. As a result, it is observed that the data obtained with both controllers decrease the vibration amplitude significantly compared to the ones obtained without the controller and also the control performed with Fuzzy Logic gives better results.

Keywords: PID, Fuzzy, Logic, Electrical, Vehicle, Suspension

* Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Görükle Kampüsü, 16059, Bursa, Türkiye.

İletişim Yazarı: Ahmet YILDIZ (ahmetyildiz@uludag.edu.tr)

1. GİRİŞ

Taşıt performansı üç başlıkta incelenebilir. Bu performans ölçütleri; yoldan gelen bozucu etkilerinin sönmülmesi, sürüş kabiliyeti ve güvenliğinin artırılmasıdır. Böylelikle araç içindeki yolcuların bu titreşimlerden etkilenmesi en aza indirgenmeye çalışılmaktadır (Güçlü, 2005). Titreşimleri azaltmak için birçok süspansiyon sistemi tasarlanmıştır. Süspansiyon sistemleri genellikle üç ana kategoriye ayrılır: Pasif süspansiyon, yarı aktif süspansiyon ve aktif süspansiyon sistemi (Gillespie, 1996, Jazar, 2017, Cao ve diğ., 2011). Bunlardan biri olan pasif süspansiyon sistemi basitlik, yüksek güvenilirlik ve düşük maliyet nedeniyle aktif veya yarı aktif süspansiyon sistemlerine göre yaygın olarak kullanılmaktadır. Son zamanlarda, pasif süspansiyon sistemlerinin parametrelerini daha iyi hale getirmek amacıyla yoğun çalışmalar yapılmaktadır. (Yıldız, 2019a, Yıldız, 2019b) Öte yandan aktif süspansiyon sistemlerinin kullanımı yol şartlarına uyum sağlama özelliği sayesinde üreticiler için iyi bir seçenektir. Aktif süspansiyon sistemleri sürekli olarak değişen yol koşullarına uyum sağlama özelliğine sahiptir. Bu sistemler taşıtın hareketlerini sürekli olarak takip eder ve bu takip sonucunda ulaştığı değerleri sistem parametresi olarak kontrol eder. Gelişmiş sensörler ve sürekli bilgi besleyen mikro işlemciler sayesinde istenen referans değerine göre geri besleme sağlar. Değişken yol koşullarına yanıt vermek için aktif süspansiyonlar üstün yol tutuşu, üstün yol hissi ve güvenlik sunar. Aktif süspansiyon sistemleri şu bileşenlerden oluşur: Ayarlanabilir damperler ve yaylar, her tekerlekte bir dizi sensör ve her damper ile yayın üstünde bir aktüatör veya servo bulunur. Gelişmiş aktif süspansiyon sistemlerinde yol yüzeyindeki pürüzlülükler algılanır ve geri besleme ile kontrol edilerek taşıt titreşimleri azaltılır. Bu bileşenler, sistemin performansını iyileştirmek, damper sertliğini ve yay oranını ayarlamak için kullanılır (Allen, 2008).

Sürüş kalitesini iyileştirmek için aktif süspansiyon sistemlerinde birçok kontrolcü kullanılmaktadır. Bulanık kontrol, H_∞ kontrolü, durum geri besleme yöntemi, yapay sinir ağları yöntemi ve kayar kip kontrol yöntemleri doğrusal olmayan sistemlerde uygulanan tekniklerdir (Rao ve Prahlad, 1997). Bu kontrol yöntemleri arasında, H_∞ kontrol yöntemi, araç süspansiyon sisteminde yaygın olarak meydana gelen model belirsizlikleri, aktüatör zaman gecikmesi ve arızalar gibi sistem sorunlarını çözebilmektedir. Aktif süspansiyon sistemleri için hatayı tespit etmek ve kontrol ile süspansiyon sisteminin daha iyi performans göstermesini sağlamak amacıyla hata tespiti ve hataya dayanıklı kontrol yöntemleri kullanılmıştır (Sun ve diğ., 2014). Takagi ve Sugeno (1985) bulanık mantık modeline göre aktüatör gecikmesi ve hataları bulunan aktif süspansiyon sistemleri için bulanık H_∞ denetleyicisi tasarlanmıştır. Bilinmeyen aktüatör arızaları ve sensör arızaları olduğunda çok girişli ve çok çıkışlı doğrusal olmayan sistemler için izleme kontrol yöntemi önermiştir. Aktüatörlerin pnömatik ve hidrolik özellikleri nedeniyle birçok kontrol sistemi uygulamasında meydana gelen aktüatör gecikmesi, kontrolör tasarımında dikkate alınmazsa kontrol performansını düşürebilir. Bunun neticesinde ortaya çıkan sonuçlar kontrol sistemlerinde kararsızlığa neden olabilir. Sistem sürtünmesi, sistem belirsizlikleri ve harici titreşimler gibi dış bozucu etkilerin kontrol sistemi performansı üzerinde olumsuz etkisi vardır. Dış bozuklukların etkisini tahmin etmek ve telafi etmek için bozulmaları takip eden kontrol yöntemleri kullanılabilir. Bununla birlikte, süspansiyon sistemlerinin gerekli durum değişkenlerinden bazıları ölçülemediğinde, yukarıda bahsedilen yöntemleri kullanmak mümkün değildir. Bu boşluğu gidermek için geri beslemenin çıkışına bağlı kontrol şemaları geliştirilmiştir. Aktif süspansiyon sistemi için dinamik geri beslemeli H_∞ kontrolörü önerilmiştir (Li ve diğ., 2014). Ayrıca taşıt titreşimlerinin azaltılması için süspansiyon sistemlerinin analizine yönelik optimizasyon yöntemleri bulunmaktadır (Doğan ve diğ., 2015, Özkop ve Altaş, 2007, Shirahatt ve diğ., 2008). Bu çalışmalarda farklı optimizasyon teknikleri kullanılarak süspansiyon parametreleri sürüş konforunu arttırmak amacıyla optimize edilmiştir. (Badran ve diğ., 2012). Diğer bir çalışmada koltuk üzerine insan vücudu eklenmiş ve titreşimi minimize etmeye yönelik yöntemler araç içerisindekileri de dikkate alarak yapılmıştır (Yokoyama ve diğ., 2001). Öte yandan, sürüş konforunu arttırmak için farklı optimizasyon yöntemleri de kullanılmaktadır.

Mehdizadeh (2015) parçacık sürü optimizasyonu, arı kolonisi algoritması ve evrim stratejisi yöntemlerini kullanarak bir optimizasyon gerçekleştirdi. Bu çalışmada, taşıtın süspansiyonu için optimize edilmiş parametreler, iletilen titreşimde önemli bir azalma ve sürüş konforunda da iyileşme sağlamıştır.

Son yıllarda elektrikli araçlar hızla geliştirilmekte ve otomobil endüstrisi bu yöne doğru kaymaktadır. Tekerlek içine yerleştirilecek olan motorun ağırlığı ve hacmi önemli çalışma konuları arasındadır. Elektrikli araçlarda tekerlek içine yerleştirilen motorun ağırlığını ve hacmini azaltmak için çalışmalar yapılmıştır. Nikam ve diğ. (2012) nihai sargı etkilerini en aza indirmek ve motor ağırlığını azaltmak için yoğunlaştırılmış sargı yöntemini kullanarak mıknatıslı fırçasız bir DC motor tasarladı. Takahashi ve diğ. (2017) kalıcı mıknatıs esashı, düşük maliyetli tekerlek içi eksenel boşluklu motor tasarımı sundular. Boyutu ve ağırlığı daha da azaltmak için, yarı kapalı bir yuva yapısı yerine açık bir yuva yapısı kullanmıştır. Deneysel sonuçlar, yarı kapalı yuva yapısının boyut ve ağırlıkta azalma sağlamak için daha etkili olduğunu göstermiştir. Tekerlek içi motorlar dinamik sönümleyici olarak da tasarlanabilir. Bir tekerlek içi motorun dikey yönde titreşimi arttırmak gibi araç konforuna olumsuz etkileri vardır ve bunları azaltmanın yöntemleri mevcuttur. Bununla ilgili Oliveira ve diğ. (2017) düşük titreşim genliği gereksinimlerini karşılamak için belirli bir aralıkta sürekli olarak ayarlanabilen bir tekerlek içi yarı aktif süspansiyon tasarladı. Jin ve diğ. (2016) tekerlek içi motorlu araçların titreşim genliğinin yükseldiği ve bunu azaltmak için PID denetleye dayalı bir manyeto-reolojik (MR) yarı aktif süspansiyon sistemi tasarlamıştır. Tasarlanan sistemin, aracın sürüş konforunu arttırdığı simülasyon sonuçları ile gösterilmiştir.

Yukarıda bahsedilen çalışmalardan farklı olarak, bu çalışmada on dört serbestlik dereceli ve doğrusal olmayan yay karakteristiğine sahip bir tam taşıt ve insan modelinin PID ve bulanık mantık tabanlı kontrolü karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Modelde tam taşıta ait yedi serbestlik derecesine ilave olarak, koltuk modeliyle birlikte dört serbestlik dereceli sürücü modeli ve iki serbestlik dereceli tekerlek içi motor esas alınmıştır. Aktif süspansiyon sisteminde bulanık mantık yönteminde kullanılan hata ve hatanın türevine karşılık gelen üyelik fonksiyonları belirlenmiştir ve bunlar kullanılarak titreşim genliği azaltılmıştır. Ayrıca PID kontrolcü tasarımı yapılmış ve simülasyon sonuçları sunulmuştur. Çalışmaların sonucunda, her iki kontrolcü ile elde edilen verilerin kontrolcü olmadan elde edilen grafiklere göre titreşim genliğini büyük oranda düşürdüğü ve ayrıca Bulanık Mantık ile yapılan kontrolün daha iyi sonuçlar verdiği, PID yöntemine göre referans değerine genelde daha erken ulaştığı gözlenmiştir.

2. DOĞRUSAL OLMAYAN TAM TAŞIT ve SÜRÜCÜ MODELİ

Tam taşıt modeli on dört serbestlik derecesine sahiptir: x_{wfl} , x_{wfr} , x_{wrr} , x_{wrl} , x_v , x_p , θ , Φ , x_{il} , x_{ir} , x_b , x_{lb} , x_u ve x_h . Bunlar sırasıyla sağ ön aksın hareketini, sol ön aksın hareketini, sağ arka aksın hareketini, sol arka aksın hareketini, yolcu koltuğunun sıçrama hareketini, araç gövdesinin sıçrama hareketini, taşıt gövdesinin kendi enine eksenini etrafında dönme (başvurma) hareketini, taşıt gövdesinin yalpa hareketini, sol arka tekerlek içi motor, sağ arka tekerlek içi motor, sürücünün baldır, uyluk, gövde ve baş kısmının deplasmanlarını göstermektedir.

Tam taşıt modelinin süspansiyon yer değiştirmeleri aşağıda verilen denklemler ile tanımlanır:

$$x_{sfrr} = x_{wfr} - x_v + L_f \theta + b_r \Phi \quad (1)$$

$$x_{sflt} = x_{wfl} - x_v + L_f \theta - b_l \Phi \quad (2)$$

$$x_{sr rt} = x_{wr r} - x_v - L_r \theta + b_r \phi \quad (3)$$

$$x_{sr lt} = x_{wr l} - x_v - L_r \theta - b_l \phi \quad (4)$$

$$x_{pt} = x_v - x_p - n \theta + m \phi \quad (5)$$

Denklem 1-5 ile verilen yer deđiřtirmelerin türevleri ise aşağıdaki gibidir:

$$\dot{x}_{sf rt} = \dot{x}_{wf r} - \dot{x}_v + L_f \dot{\theta} + b_r \dot{\phi} \quad (6)$$

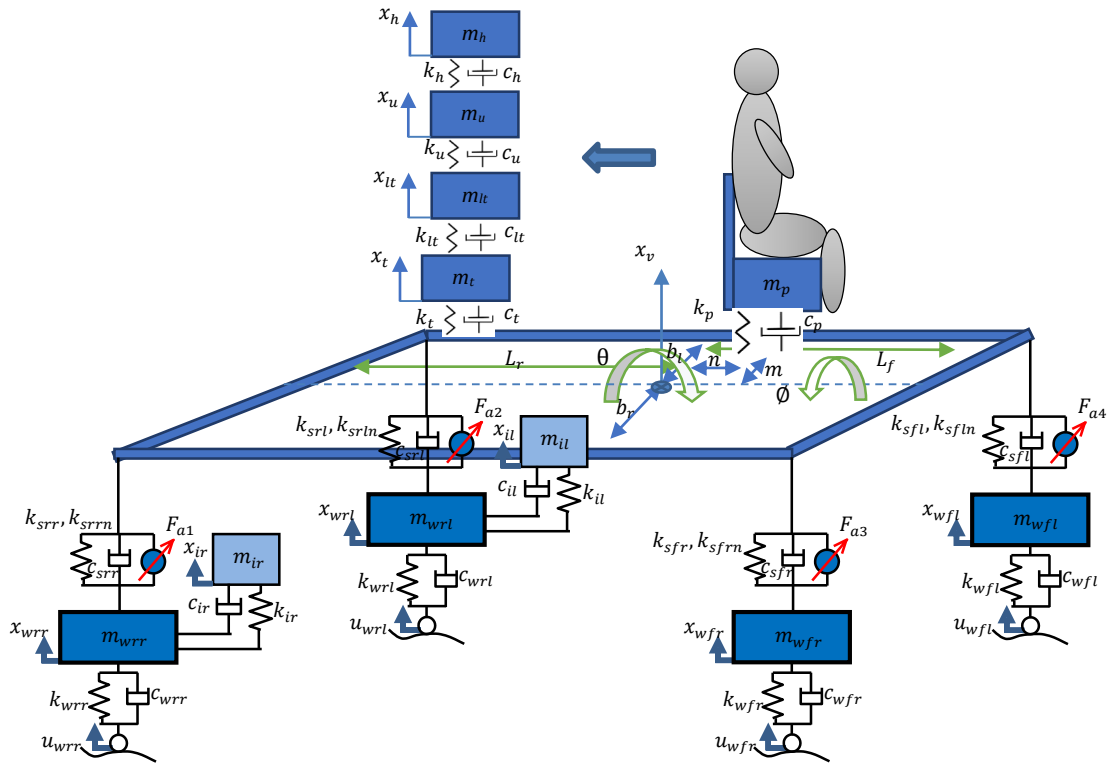
$$\dot{x}_{sf lt} = \dot{x}_{wf l} - \dot{x}_v + L_f \dot{\theta} - b_l \dot{\phi} \quad (7)$$

$$\dot{x}_{sr rt} = \dot{x}_{wr r} - \dot{x}_v - L_r \dot{\theta} + b_r \dot{\phi} \quad (8)$$

$$\dot{x}_{sr lt} = \dot{x}_{wr l} - \dot{x}_v - L_r \dot{\theta} - b_l \dot{\phi} \quad (9)$$

$$\dot{x}_{pt} = \dot{x}_v - \dot{x}_p - n \dot{\theta} + m \dot{\phi} \quad (10)$$

Yukarıdaki denklemlerde b_l ve b_r ağırlık merkezinin sola ve sağa olan mesafesi iken, m ve n koltuk bağlantı noktasının ağırlık merkezi eksenlerine olan uzaklıklarını göstermektedir.



Şekil 1:

Doğrusal Olmayan Tekerlek İçi Motorlu Elektrikli Aracın Tam Taşıtlı ve Sürücü Modeli

Ön sağ, ön sol, arka sağ ve arka sol süspansiyon kuvvetleri aşağıdaki gibidir:

$$F_{sfr} = k_{sfr}(x_{sfrt}) + k_{sfrn}(x_{sfrt})^3 + c_{sfr}\dot{x}_{sfrt} \quad (11)$$

$$F_{sfl} = k_{sfl}(x_{sflt}) + k_{sfln}(x_{sflt})^3 + c_{sfl}\dot{x}_{sflt} \quad (12)$$

$$F_{srr} = k_{srr}(x_{srrt}) + k_{srrn}(x_{srrt})^3 + c_{srr}\dot{x}_{srrt} \quad (13)$$

$$F_{srl} = k_{srl}(x_{srlt}) + k_{srln}(x_{srlt})^3 + c_{srl}\dot{x}_{srlt} \quad (14)$$

Benzer şekilde sürücü koltuğu süspansiyon sistemi kuvveti ile ön sağ, ön sol, arka sağ ve arka sol tekerlek kuvvetleri aşağıdaki gibi ifade edilebilirler.

$$F_p = k_p(x_{pt}) + k_{pn}(x_{pt})^3 + c_p\dot{x}_{pt} \quad (15)$$

$$F_{wfr} = k_{wfr}(u_{wfr} - x_{wfr}) + c_{wfr}(\dot{u}_{wfr} - \dot{x}_{wfr}) \quad (16)$$

$$F_{wfl} = k_{wfl}(u_{wfl} - x_{wfl}) + c_{wfl}(\dot{u}_{wfl} - \dot{x}_{wfl}) \quad (17)$$

$$F_{wrr} = k_{wrr}(u_{wrr} - x_{wrr}) + c_{wrr}(\dot{u}_{wrr} - \dot{x}_{wrr}) \quad (18)$$

$$F_{wrl} = k_{wrl}(u_{wrl} - x_{wrl}) + c_{wrl}(\dot{u}_{wrl} - \dot{x}_{wrl}) \quad (19)$$

$$F_{ir} = k_{ir}(x_{wrr} - x_{ir}) + c_{ir}(\dot{x}_{wrr} - \dot{x}_{ir}) \quad (20)$$

$$F_{il} = k_{il}(x_{wrl} - x_{il}) + c_{il}(\dot{x}_{wrl} - \dot{x}_{il}) \quad (21)$$

Yukarıdaki denklemlerde k ve c süspansiyon katılık ve sönüm katsayılarını, m sembolü ise kütlelere işaret eder. Alt indisler wfr ve wfl sağ ön tekerleri, wrr ve wrl sol ön tekerleri ve x_{wfr} , x_{wfl} , x_{wrr} , x_{wrl} ise bunlara ait yer değiştirmeleri göstermektedir.

$$m_{wfr}\ddot{x}_{wfr} = (F_{wfr} - F_{sfr} - F_{a3}) \quad (22)$$

$$m_{wfl}\ddot{x}_{wfl} = (F_{wfl} - F_{sfl} - F_{a4}) \quad (23)$$

$$m_{wrr}\ddot{x}_{wrr} = (F_{wrr} - F_{ir} - F_{srr} - F_{a1}) \quad (24)$$

$$m_{wrl}\ddot{x}_{wrl} = (F_{wrl} - F_{il} - F_{srl} - F_{a2}) \quad (25)$$

$$m_{ir}\ddot{x}_{ir} = (F_{ir}) \quad (26)$$

$$m_{il}\ddot{x}_{il}=(F_{il}) \quad (27)$$

$$m_v\ddot{x}_v = (-F_p + F_{sfr} + F_{sfl} + F_{srr} + F_{srl} + F_{a1} + F_{a2} + F_{a3} + F_{a4}) \quad (28)$$

$$m_p\ddot{x}_p = (F_p) - c_t(\dot{x}_p - \dot{x}_t) - k_t(x_p - x_t) \quad (29)$$

$$I_v \ddot{\theta} = \left((F_p n) + (-F_{sfr} - F_{a3})L_f + (-F_{sfl} - F_{a4})L_f + (F_{srr} + F_{a1})L_r + (F_{srl} + F_{a2})L_r \right) \quad (30)$$

$$I_y \ddot{\phi} = \left((-F_p m) + (-F_{sfr} - F_{a3})b_r + (-F_{srr} - F_{a1})b_r + (F_{sfl} + F_{a4})b_l + (F_{srl} + F_{a2})b_l \right) \quad (31)$$

$$m_h \ddot{x}_h = (c_h(\dot{x}_u - \dot{x}_h) + k_h(x_u - x_h)) \quad (32)$$

$$m_u \ddot{x}_u = (c_u(\dot{x}_{lt} - \dot{x}_u) + k_u(x_{lt} - x_u)) - c_h(\dot{x}_u - \dot{x}_h) - k_h(x_u - x_h) \quad (33)$$

$$m_{lt} \ddot{x}_{lt} = (c_{lt}(\dot{x}_t - \dot{x}_{lt}) + k_{lt}(x_t - x_{lt})) - c_u(\dot{x}_{lt} - \dot{x}_h) - k_u(x_{lt} - x_h) \quad (34)$$

$$m_t \ddot{x}_t = (c_t(\dot{x}_p - \dot{x}_t) + k_t(x_p - x_t)) - c_{lt}(\dot{x}_t - \dot{x}_{lt}) - k_{lt}(x_t - x_{lt}) \quad (35)$$

Dışarıdan yol girdisi ($u_{wfl}, u_{wfr}, u_{wrr}, u_{wrl}$) olarak ön tekerlere $0,075 \sin(\omega t)$, arka tekerlere $0,075 \sin(\omega(t - ss))$ verilmiştir. Araç hızı $V=22,22$ m/sn, aracın aldığı yol ise $\delta=11,11$ m olarak alınmıştır. Frekans olarak verilen ω değeri ($2\pi V / \delta$) olarak hesaplanmış ve yaklaşık olarak 6.28 rad/sn bulunmuştur. ss (ön ve arka tekerlekler arası gecikme) değeri aracın akslar arası mesafesi (L_f+L_r) ve aracın hızına bağımlı olarak $ss=(L_f+L_r)/V$ şeklinde formülize edilmiş, sonucunda ss değeri bu çalışmadaki değerler için 0,1350 sn olarak bulunmuştur. Alt indislerle verilen değerler dört tekere ait bilgileri göstermekte ve bunlar Şekil 1’de görülmektedir. Ayrıca yay katılığı $k_s(x_s) + k_s(x_s)^3$ şeklinde yer değiştirmenin küpüyle orantılı doğrusal olmayan bir terimi de içermektedir. Tanımlanan bu kuvvetler yardımıyla 14 serbestlik dereceli doğrusal olmayan sistemin denklemleri aşağıdaki gibi bulunurlar:

Tam taşıt ve sürücü modeline ait değerler Tablo 1’de verilmiştir.

Tablo 1. Tam taşıt modeline ait değerler

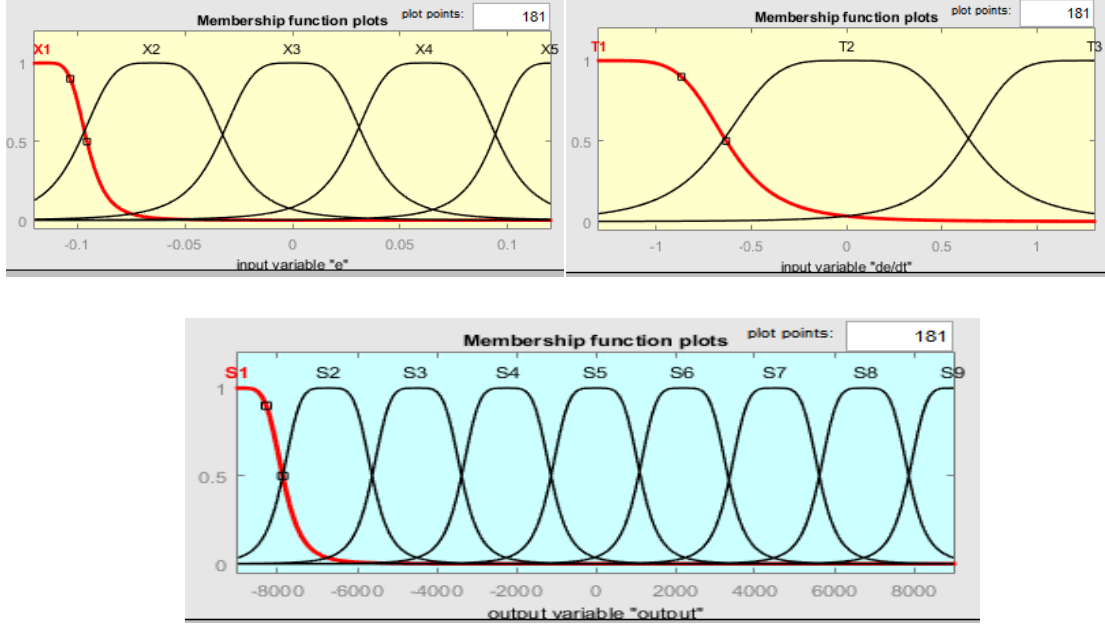
Parametre	Değeri	Parametre	Değeri	Parametre	Değeri	Parametre	Değeri
m_{wfr} [kg]	60	b_r	0,8	k_{wfr} [kN/m]	190	c_{wrr} [Ns/m]	10
m_{wfl} [kg]	60	b_l	0,8	k_{wfl} [kN/m]	190	c_{wrl} [Ns/m]	10
m_v [kg]	1460	I_v [kgm ²]	1450	k_{wrr} [kN/m]	190	c_p [Ns/m]	800
m_p [kg]	100	I_y [kgm ²]	311	k_{wrl} [kN/m]	190	c_{sfr} [Ns/m]	2012
m_t [kg]	36	k_t [kN/m]	20	k_p [kN/m]	10	c_{sfl} [Ns/m]	2012
m_{lt} [kg]	5,5	k_{lt} [kN/m]	144	k_{pn} [kN/m]	1000	c_{srr} [Ns/m]	1848
m_u [kg]	15	k_u [kN/m]	10	k_{sfr} [kN/m]	78,15	c_{srl} [Ns/m]	1848
m_h [kg]	4,17	k_h [kN/m]	166,9	k_{sfrn} [kN/m]	0,5	c_t [Ns/m]	330
m_{wrr} [kg]	70	k_{srr} [kN/m]	41,73	k_{sfl} [kN/m]	78,15	c_{it} [Ns/m]	909,1
m_{wrl} [kg]	70	k_{srrn} [kN/m]	0,01	k_{sfln} [kN/m]	0,5	c_u [Ns/m]	200
L_f	1,5	k_{srl} [kN/m]	41,73	c_{wfr} [Ns/m]	10	c_h [Ns/m]	310
L_r	1,5	k_{srln} [kN/m]	0,01	c_{wfl} [Ns/m]	10	c_{ir} [Ns/m]	1686
m_{ir} [kg]	30	k_{ir} [kN/m]	25	k_{il} [kN/m]	25	c_{il} [Ns/m]	1686
m_{il} [kg]	30	m [m]	0,234	n [m]	0,375		

3. KONTROLÇÜ TASARIMI

3.1. Bulanık Mantık Tabanlı Kontrol

Bulanık Mantık sistemi dört ana parçadan oluşur: bulanıklaştırma birimi, bilgi tabanı, karar üretme mantığı ve durulaştırma birimidir. Tam taşıt modelinin kararlı halde aktif süspansiyon

kontrolü için Bulanık Mantık denetleyicisi hata oranı (e) ile hata oranının türevi (de/dt) olarak Şekil 2'deki gibi tasarlanmıştır.



Şekil 2:
Bulanık Mantık Üyelik Fonksiyonları

Bu çalışmada bulanık mantık algoritması için geliştirilmiş çan şekilli üyelik fonksiyonu (İngilizce kısaltılmışı gbellmf) kullanılmış olup, bunun matematik ifadesi şöyledir:

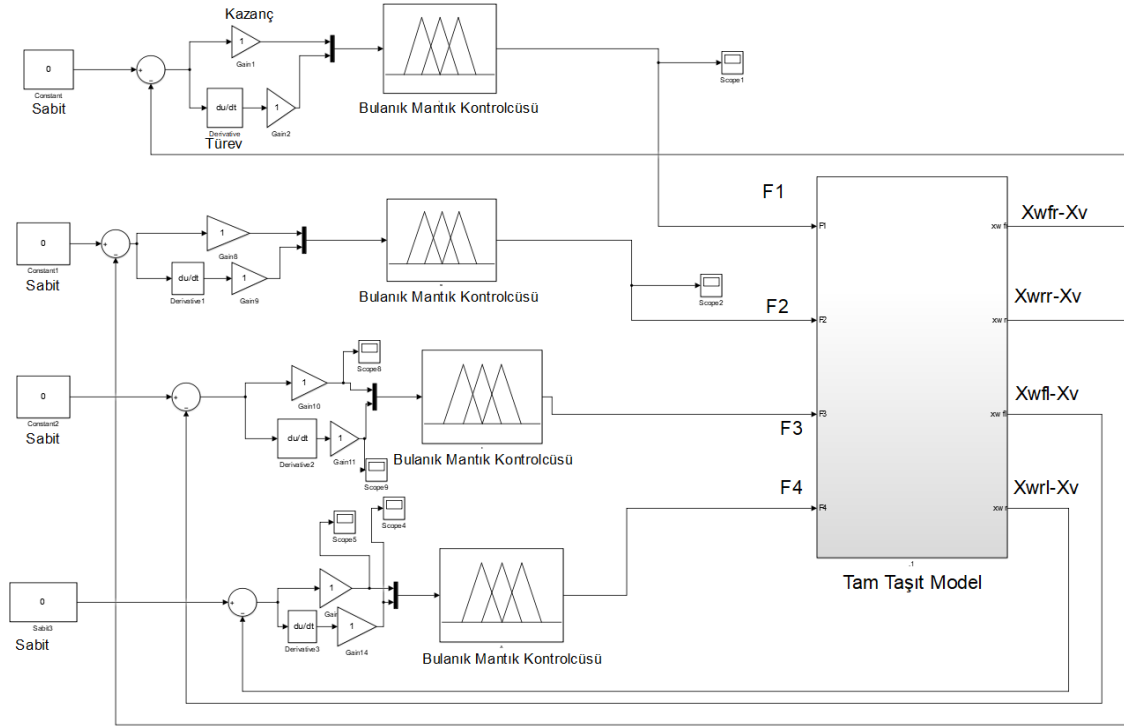
$$f(x, a, b, c) = \frac{1}{1 + \left| \frac{x - c}{a} \right|^{2b}} \quad (38)$$

Bu denklemde a , fonksiyonun yükselişe geçtiği nokta, b ; fonksiyonun yükselişteki orta noktası, c ; fonksiyonun en yüksek noktasıdır. Bulanık mantık kural tablosu Tablo 2'deki gibi Güçlü (2005) tarafından belirlenen değerlerden esinlenerek oluşturulmuştur.

Tablo 2. Bulanık Mantık Kural Tablosu

de/dt-e	X1	X2	X3	X4	X5
T1	S2	S3	S4	S5	S6
T2	S3	S4	S5	S6	S7
T3	S4	S5	S6	S7	S8

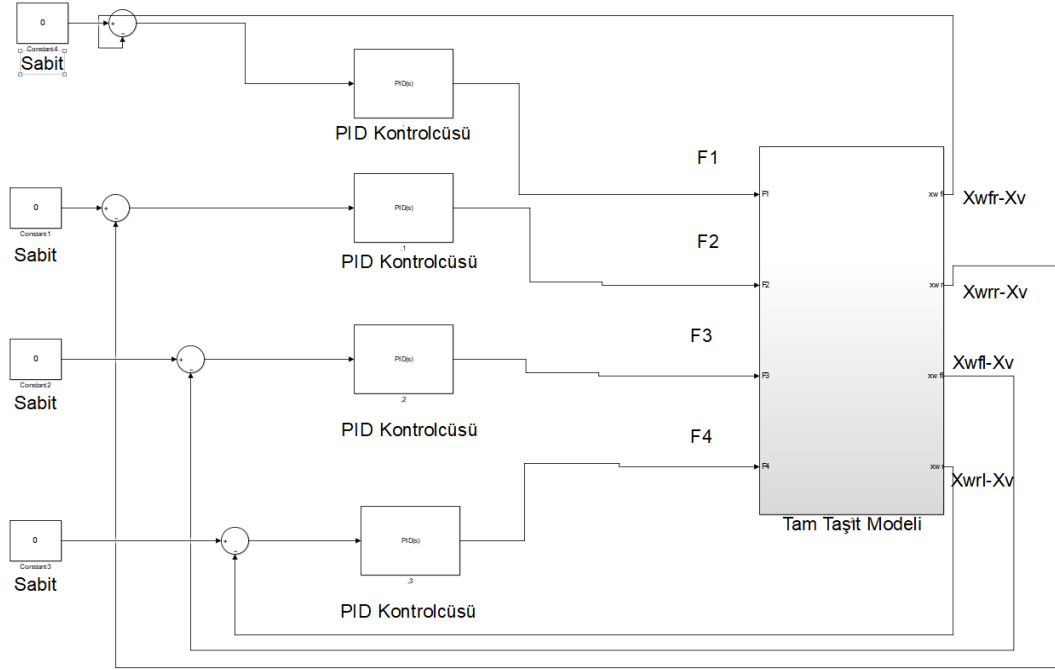
Tablo 2'de verilen X, T ve S değişkenleri Şekil 2'de verilen bulanık mantık üyelik fonksiyonlarında gösterilmiştir. Doğrusal olmayan tam taşıt modeli için geliştirilen bulanık mantık tabanlı geri beslemeli kontrolcünün Matlab/Simulink şeması Şekil 3'te verilmiştir. Burada verilen kontrol sisteminde taşıtın dört köşesinde oluşan ve Denklem 1-4 ile verilen yer değiştirmeler geri beslenerek kontrol gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3:
Bulanık mantık tabanlı geri beslemeli tam taşıt modeli kontrolü

3.2 PID Tabanlı Kontrol

Bir sistemde PID denetleyici ile sistemin giriş ve çıkış sinyalleri arasındaki fark geri beslenerek kontrol edilir. Bu işlemin yapılabilmesi için PID denetleyicinin davranışının ya da giriş çıkış fonksiyonları arasındaki ilişkinin bilinmesi gereklidir. Şekil 4'te birim geri beslemeli kontrol edilen bir sistemin blok diyagramı verilmiştir.



Şekil 4:
PID tabanlı Geri beslemeli tam taşıt modeli kontrolü

Bu sistemde PID kazanç katsayıları aşağıda belirtilen tablodan elde edilen değerler dikkate alınarak belirlenmiştir. Bunun için aşım ve oturma zamanı referans alınarak en iyi değerleri veren PID katsayıları seçilmiştir.

Tablo 3. K_p belirleme tablosu

K_p	K_i	K_d	Aşım	Oturma Zamanı
0-1000	100	100	%52,46	3,1568
1000-5000	100	100	%50,36	3,0053
5000-10000	100	100	%45,63	2,9124
10000-20000	100	100	%38,31	2,8602
20000-50000	100	100	%33,27	2,7516
50000-60000	100	100	%32,15	2,7509
60000-70000	100	100	%37,22	2,8573

Tablo 4. K_i belirleme tablosu

K_p	K_i	K_d	Aşım	Oturma Zamanı
53600	0-20	100	%34,46	2,7953
53600	20-50	100	%34,34	2,6215
53600	50-90	100	%33,86	2,5326
53600	90-140	100	%32,03	2,2217
53600	140-200	100	%33,25	2,4632
53600	200-500	100	%34,85	2,9135

Tablo 5. K_d belirleme tablosu

K_p	K_i	K_d	Aşım	Oturma Zamanı
53600	136	0-100	%32,79	2,8327
53600	136	100-500	%32,34	2,5215
53600	136	500-1000	%32,09	2,4225
53600	136	1000-1500	%31,18	2,4317
53600	136	1500-200	%31,86	2,7666

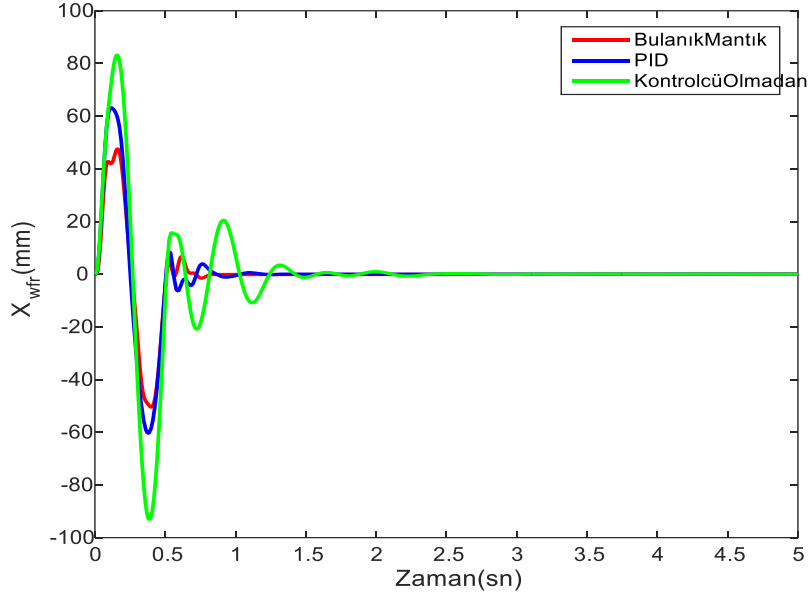
Burada amaç aşım oranını ve oturma zamanını optimize etmektir. Bu amaç doğrultusunda sistem için olabilecek en uygun değerler fiziksel sınırlara bağlı kalarak ve aşım ile oturma zamanını en minimal seviyeye çekebilecek biçimde oluşturulmuştur. Elde edilen en iyi değerler Tablo 3, Tablo 4 ve Tablo 5’de verilmiştir. Bu tabloların incelenmesinden ideal aşım yüzdesi ve ideal oturma zamanı değerleri sırasıyla %31,10 ve 2,22 sn olarak bulunmuş olup bu değerlere tekabül eden kazanç katsayıları Tablo 6’da verilmiştir.

Tablo 6. PID kazanç katsayıları değer tablosu

Katsayılar	Değerler
K_p	53600
K_i	136
K_d	1008

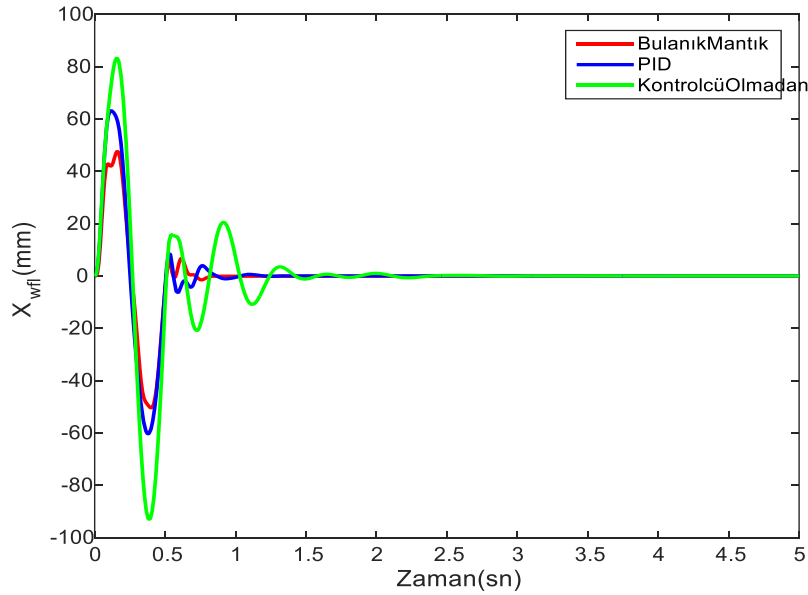
4. SİMULASYON SONUÇLARI

Bu bölümde yukarıda verilen PID ve bulanık mantık değerleri kullanılarak sistemin zaman cevabına ait simülasyon sonuçları, Hareket denklemlerinin dördüncü mertebeden Runge_Kutta yöntemiyle sayısal çözümünden elde edilmiştir. Grafiklerde kontrolcü kullanılması ve kullanılmaması haline ait eğriler mukayese amacıyla bir arada verilmiştir.

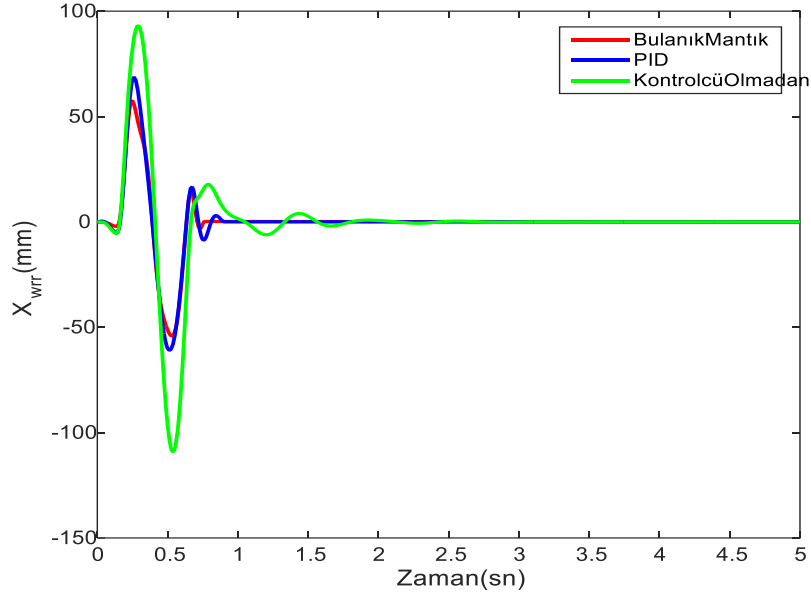


Şekil 5:
Sağ ön teker titreşim grafiği

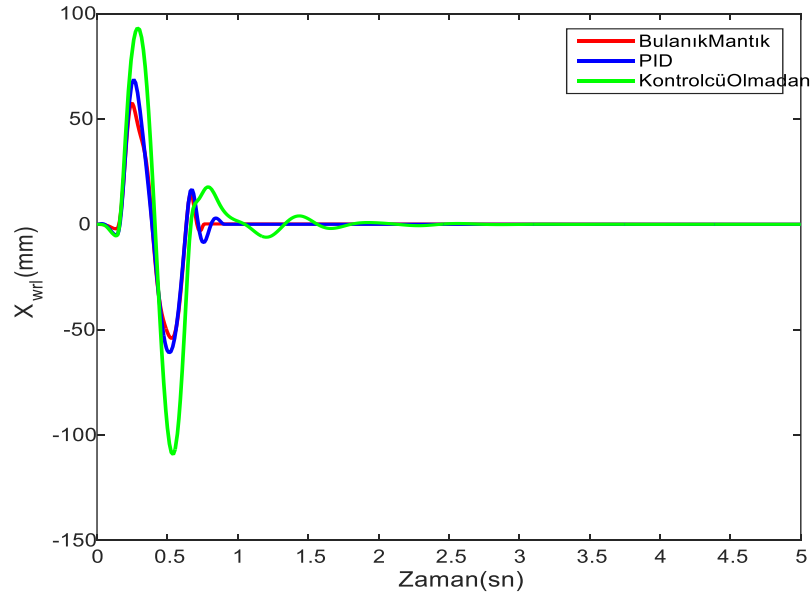
Sağ ve sol ön teker ile arka teker titreşim grafikleri sırasıyla Şekil 5, Şekil 6, Şekil 7 ve Şekil 8'de verilmiştir. Taşıtın koltuk, ana gövde ve başvurma hareketlerinin grafikleri de sırasıyla Şekil 9, Şekil 10 ve Şekil 11'de verilmiştir. Bu grafiklerden görüldüğü üzere en düşük titreşim genliği Bulanık Mantık tabanlı denetleyicisi daha sonra PID kontrolcü ile elde edilmiştir. Kontrolcü olmadan pasif süspansiyon sisteminde en büyük titreşim genlikleri gözlemlenmiştir.



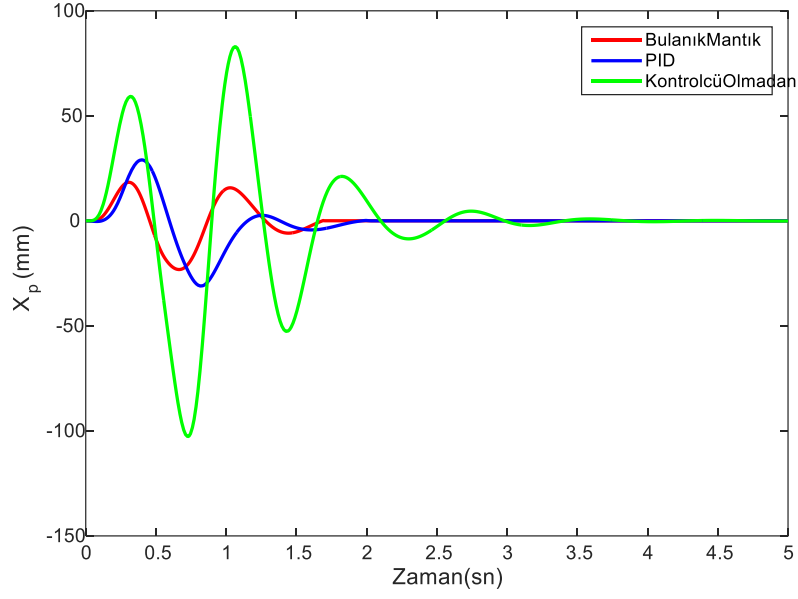
Şekil 6:
Sol ön teker titreşim grafiği



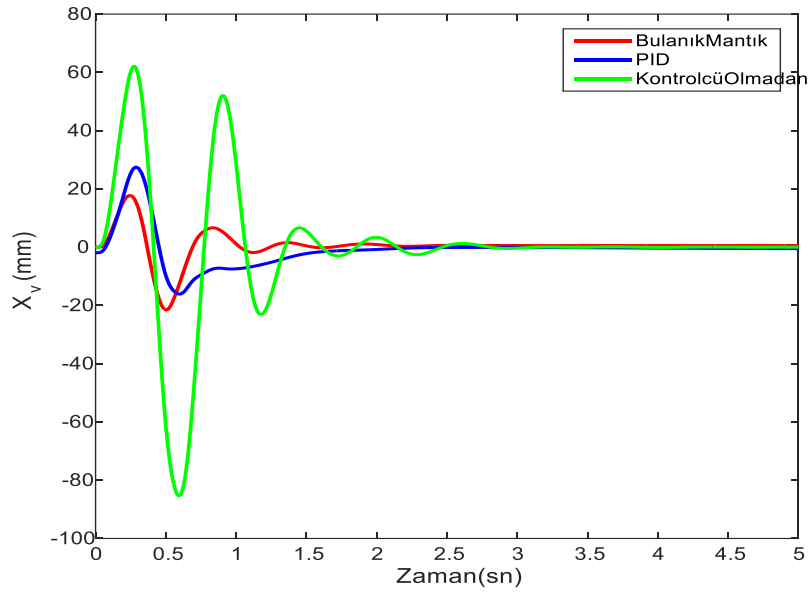
Şekil 7:
Sağ arka teker titreşim grafiği



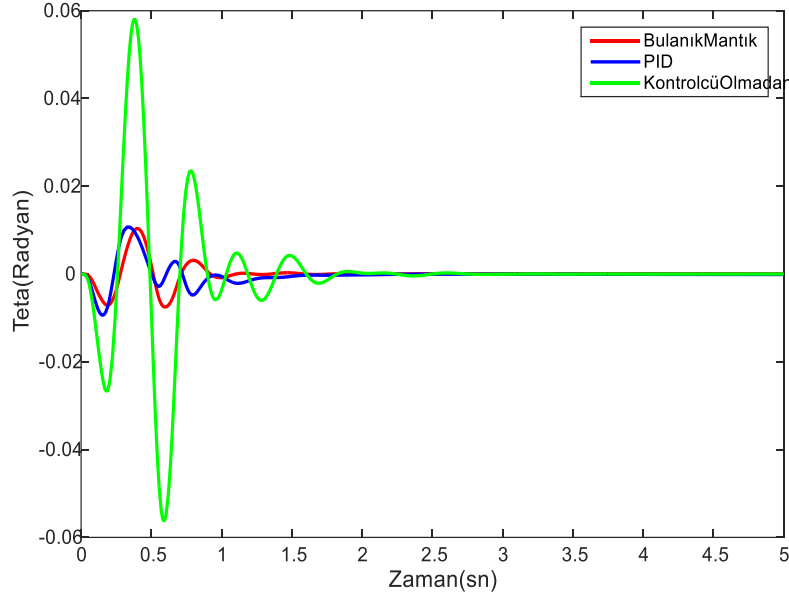
Şekil 8:
Sol arka teker titreşim grafiği



Şekil 9:
Taşıtın koltuk titreşim grafiği



Şekil 10:
Taşıt gövdesinin titreşim grafiği



Şekil 11:
Taşıt başvurma hareketi titreşim grafiği

5. DEĞERLENDİRME

Bu çalışma arkadan itişli ve tekerlek içi motorlu elektrikli bir aracın matematiksel modellenmesi ile aktif süspansiyon sistemlerinin farklı yöntemlerle karşılaştırmalı kontrolü incelenmiştir. Bunun için bulanık mantık ve PID tabanlı Matlab/Simulink ortamında hareket denklemleri yazılmış ve yukarıda anlatıldığı şekilde aracın titreşim hareketleri kontrol edilmiştir. Elde edilen sayısal sonuçlar aşım değeri ve oturma zamanı açısından bulanık mantık kontrol algoritmasının PID kontrole göre daha etkin olduğunu ortaya koymaktadır. Ayrıca kontrolcü olmadan yapılan testte genliklerin ve oturma zamanının oldukça yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Gelecek çalışmalarda daha hızlı ve etkin bir kontrol gerçekleştirebilmek için PID ve bulanık mantık denetleyicilerinin değerleri güncel ve efektif bir optimizasyon yöntemi ile tespit edilmesi planlanmıştır.

KAYNAKLAR

1. Allen, J.A. (2008) Design of active suspension control based upon use of tubular linear motor and quarter-car model, *Master Thesis*, Texas A&M University, Texas.
2. Badran, S., Salah, A., Abbas, W., Abouelatta, O.B. (2012) Design of Optimal Linear Suspension for Quarter Car with Human Model using Genetic Algorithms, *The Research Bulletin of Jordan ACM*, 2(2), 42-51.
3. Cao, D., Song, X., Ahmadian, M. (2011) Editors' perspectives: road vehicle suspension design, dynamics, and control, *Vehicle System Dynamics*, 49(1-2), 3-28. doi: 10.1080/00423114.2010.532223

4. Doğan, H., Kaplan, K., Kuncan, M., Ertunç, H.M. (2015) Araç Süspansiyon Sistemi Kontrolüne PID ve Bulanık Mantık Yaklaşımları, *Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı*, Denizli, 699-704.
5. Gillespie, T.D. (1996) *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, SAE International, Warrendale.
6. Güçlü, R. (2005) Fuzzy Logic Control of Seat Vibrations of a Non-Linear Full Vehicle Model, *Nonlinear Dynamics*, 40(2005), 21–34. doi: 10.1007/s11071-005-3815-7
7. Jazar, R. N. (2017) *Vehicle Dynamics: Theory and Application*, Springer International, New York.
8. Jin, L., Yu, Y., Fu, Y. (2016) Study on the ride comfort of vehicles driven by in-wheel motors, *Advanced Mechanical Engineering*, 8(3), 1–9. doi: 10.1177/1687814016633622
9. Li, H., Jing, X., Karimi, H.R. (2014) Output-feedback-based H_{∞} control for vehicle suspension systems with control delay, *IEEE Transactions on Industry Applications*, 61(1), 436–46. doi: 10.1109/TIE.2013.2242418
10. Mehdizadeh, S. A. (2015) Optimization of passive tractor cabin suspension system using ES, PSO and BA, *Journal of Agricultural Technology*, 11(3), 595-607.
11. Nikam, S., Vandana, R., Fernandes, B. A. (2012) High-Torque-Density Permanent-Magnet Free Motor for In-Wheel Electric Vehicle Application, *IEEE Transactions on Industry Applications*, 48(6), 2287–2295. doi: 10.1109/TIA.2012.2227053
12. Oliveira, K., Cesar, M., Goncalves, J. (2017) Fuzzy based Control of a Vehicle Suspension System using a MR Damper, *Proceedings of the 12th Portuguese Conference on Automatic Control*, Guimaraes, 14–16.
13. Özkop, E., Altaş, İ.H. (2007) Bulanık Mantık Denetleyici ile Aktif Otomobil Süspansiyon Denetimi, *12. Elektrik Elektronik Bilgisayar Biyomedikal Mühendisliği Ulusal Kongresi ve Fuarı*, Eskişehir, 14–18.
14. Rao, M.V.C., Prahlad, V. (1997) A tunable fuzzy logic controller for vehicle-active suspension systems, *Fuzzy Sets and Systems*, 85(1), 11-21. doi: 10.1016/0165-0114(95)00369-X
15. Shirahatt, A., Prasad, P.S.S., Panzade, P., Kulkarni, M.M. (2008) Optimal Design of Passenger Car Suspension for Ride and Road Holding, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 30(1), 67-68. doi: 10.1590/S1678-58782008000100010
16. Sun, W., Pan, H., Yu, J., Gao, H. (2014) Reliability control for uncertain half-car active suspension systems with possible actuator faults, *IET Control Theory & Applications*, 8(9), 746-754. doi: 10.1049/iet-cta.2013.0471
17. Takagi, T., Sugeno, M. (1985) Fuzzy identification of systems and its applications to modeling and control, *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics*, 15(1), 116-132. doi: 10.1109/TSMC.1985.6313399
18. Takahashi, T., Takemoto, M., Ogasawara, S., Hino, W., Takezaki, K.S. (2017) Size and weight Reduction of an In-wheel Axial-gap Motor Using Ferrite Permanent Magnets for Electric Commuter Cars, *IEEE Transactions on Industry Applications*, 53(4), 3927-3935. doi: 10.1109/TIA.2017.2684739.
19. Yokoyama, M., Hedrick, J.K., and Toyama, S. (2001) A model following sliding mode controller for semi-active suspension systems with MR dampers. *Proceedings of the American Control Conference*, Arlington, 25–27.

20. Yıldız, A. (2019a) Optimum suspension design for non-linear half vehicle model using particle swarm optimization (PSO) algorithm, *The 41st International JVE Conference Vibration*, Leipzig, 43-48. doi: 10.21595/vp.2019.21012
21. Yıldız, A. (2019b) A comparative study on the optimal non-linear seat and suspension design for an electric vehicle using different population-based optimisation algorithms, *International Journal of Vehicle Design*, 80(2/3/4), 241-256, doi: 10.1504/IJVD.2019.10031168.

