

Referans İvme Sinyal Takibi için Doğrusal Olmayan Kontrol Algoritmasına Sahip Yol Simülatörü

Road Simulator with Nonlinear Control Algorithm for the Reference Acceleration Signal Tracking

Fırat Can Yılmaz¹, Muzaffer Metin², Göktürk Taşağıl³, Timuçin Bayram³

¹Makine Mühendisliği Bölümü
Gebze Teknik Üniversitesi, Kocaeli
fcyilmaz@gtu.edu.tr

²Makine Mühendisliği Bölümü
Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul
mmetin@yildiz.edu.tr

³Mert Teknik Fabrika Malzemeleri Ticaret ve Sanayi A.Ş. Ar-Ge Merkezi, İstanbul
gokturk.tasagil@mert.com
timucin.bayram@mert.com

Özetçe

Araç yorulma testlerinde kullanılan yol simülatörlerinde yoldan araca etkiyen ivmelerin doğru bir şekilde araca uygulanması gerekmektedir. Bu çalışmada, hidrolik pistonlarla tahrik edilen bir yol simülatörü için hareketin ivme kontrolü gerçekleştirilerek yol etkilerini araç üzerine doğru bir şekilde uygulayabilen bir yöntem geliştirilmiştir. Yol etkilerinin araç üzerinden ölçüldüğü varsayılarak geliştirilen geri adımalmalı doğrusal olmayan kontrol algoritması vasıtasıyla hidrolik pistonların araç tekerleklerine uygulayacağı tahrik sinyalleri kontrol edilmiş ve bu şekilde ölçüldüğü varsayılan gövde ivme sinyallerinin takibi amaçlanmıştır. Geliştirilen yöntemin performansını incelemek için araç dinamik karakteristik testlerinde kullanılacak üç farklı simülasyon senaryosu oluşturulmuştur. Üç farklı senaryo için araç gövdesi üzerinde gerçek yol şartından ölçüldüğü varsayılan ivme sinyalleri ve simülatörün araç gövdesi üzerinde oluşturduğu ivme sinyalleri zaman ve frekans alanında karşılaştırılarak incelenmiştir.

Abstract

In the road simulators used for vehicle fatigue tests, acceleration that effects from road to vehicle should be applied to vehicle correctly. In this study, a method that can accurately apply road effects on the vehicle by acceleration control of the motion, has been developed for a road simulator driven by hydraulic pistons. The drive signals to be applied by the hydraulic pistons to the vehicle wheels were controlled by the back-stepping nonlinear control algorithm which was developed to track the reference vehicle body acceleration. In order to examine the performance of the developed method, three different simulation scenarios were created that can be used in vehicle dynamic characteristic tests. For each scenario, the acceleration signals assumed to be measured from the real road condition on the vehicle body and the acceleration signals generated by the road simulator on the vehicle body were compared in the time and frequency domains.

1. Giriş

Taşıtlar, hareket halinde oldukları süre boyunca çeşitli dinamik zorlanmalara maruz kalmaktadırlar. Bu dinamik zorlanmalar bir deniz taşıtında dalgaların etkisiyle taşıt üzerinde meydana gelirken bir kara aracında ise tekerlek vasıtasıyla taşıt üzerine etkileri aktarılan yol bozuklukları nedeniyle meydana gelir. Dinamik zorlanmalara maruz kalan taşıtların dayanımlarının ve bozucu etkiler altındaki davranışlarının incelenmesi gerekmektedir. Yoldan taşıta gelen dinamik etkilerin zaman içinde oluşturacağı hasarı tahmin etmek için taşıtların gerçek yolda uzun zaman dilimleri içerisinde test edilmesi yerine laboratuvarda simülatörler vasıtasıyla yol etkilerinin taşıta uygulanması daha pratik bir yöntem olarak benimsenmiştir. Laboratuvar ortamında dinamik testlerin yapılmasına ilişkin literatürde çeşitli çalışmalar bulunmaktadır. Raath ve Van Waveren tarafından yapılan çalışmada simülatörlerin geleneksel kontrolünde, sistemin transfer fonksiyonunun elde edilmesini zorunlu kılan frekans alanı üzerinden tasarım gerekmektedir. Bu durum Hızlı Fourier Dönüşümünü (FRR) zorunlu kılmaktadır. Yazarlar tarafından önerilen tasarımda geleneksel transfer fonksiyonu tasarımı durum-uzay gösterimi ile değiştirilmiştir. Önerilen yapının uygunluğu kamyonetin dayanıklılık ömrü için kullanılan four-poster yol simülatöründe kullanılmıştır. Tasarım neticesinde, frekans alanı temelli tasarımla karşılaştırıldığında önerilen metottan uygulama kolaylığına sahip olmakla birlikte simülatör tarafından yol fonksiyonu başarılı bir şekilde çalışabilmiştir [1]. Anthonis ve arkadaşları tarafından düşük maliyetli bir sarsma tablası tasarımı önerilmiştir. Önerilen tabla tasarımında ağır vasıtalar üzerinde modal analiz yapılması amaçlanmıştır [2]. Zhidong ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada hidrolik silindir temelli kurulan yol simülatörü için Frekans Cevap Fonksiyonu'na (FRF) göre sürücüyü ayarlayacak iteratif bir yaklaşım kullanılmıştır [3]. Four-poster sistemleri üzerine yapılan bir başka çalışma Dursun ve arkadaşları tarafından yapılmıştır. Mevcut çalışmanın amacı yakınsama hızını geliştirmek ve model-temelli iteratif öğrenme kontrolü (ILC) için hata oranının azaltılmasıdır [4]. Dursun ve Bayram tarafından yol simülatörleri üzerine yapılan çalışmada, 2-poster sistemi üzerinde model-temelli iteratif öğrenme kontrolü

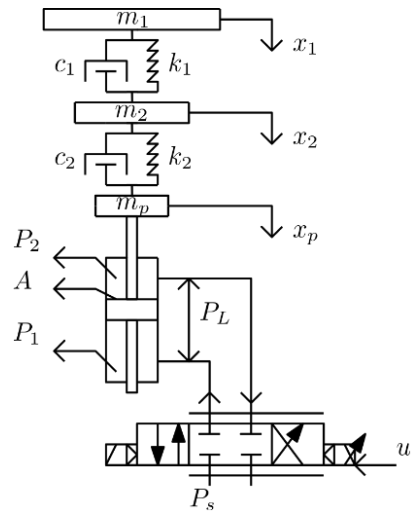
incelenmiştir [5]. Chindamo ve arkadaşları tarafından yapılan four-poster üzerine olan çalışmada, iteratif temelli kontrol algoritması içeren bir four-poster teçhizatında yol profili üretilmiştir. Çalışma neticesinde, yol ve test sistemi tarafından oluşturulan yol profili arasındaki yüksek hata seviyesi %1 civarında elde edilmiştir [6]. Chindamo ve arkadaşları tarafından yapılan bir çalışmada ise 2-poster tasarımı üzerine incelemelerde bulunulmuştur. Bu çalışmada detaylı 2-poster tasarımı ele alınmıştır [7]. Parametrik belirsizliklerin varlığında 3-eksenli bir yol simülator çalışması Kim ve arkadaşları tarafından gerçekleştirilmiştir. Çalışmada Quantitative Feedback Theory (QFD) tasarımı kullanılmıştır [8]. Statik ve dinamik karakterizasyon testleri için hidrolik test sistemlerinin modellenmesine dair bir çalışma Taşağıl ve arkadaşları tarafından gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada elastomer malzeme barındıran makine parçaları özelinde inceleme gerçekleştirilmiştir [9]. Shen ve arkadaşlarının sarsma tablası için önerdiği kontrol algoritması üç parçadan oluşmaktadır. Referans takibinin gerçekleştirilmesi amacıyla geri-beslemeli kontrol tasarımı, sistem belirsizliklerinin etkilerinin en aza indirilebilmesi amacıyla bir iç model kontrolcü tasarımı (IMC) ve sistemin ters modelinin tahmini üzerinden oluşmaktadır. Önerilen kontrolcüyle birlikte sistemin çalışma frekans bant-genişliği artırılmış ve referans takibi geliştirilmiştir [10]. Sarsma tablalarında kullanılan elektro-hidrolik sistemlerde meydana gelebilecek olan iç belirsizlikler ve dış bozucuların varlığından kaynaklı olarak uyarlamalı kontrolcü tasarımları incelenmiştir [11]. Gizatullin ve Edge tarafından 6 serbestlik dereceli olan bir test sisteminin kontrolü üzerine yapılan çalışmada uyarlamalı kontrol tasarımı gerçekleştirilmiştir [12].

Taşıtların dinamik karakterizasyonu testlerinin gerçekleştirilmesi için tasarımları gerçekleştirilen sistemlerin kontrolü önemli bir adım olmaktadır. Kontrol algoritma tasarımı taşıt dinamik karakterizasyonunda gerçek yol koşullarının laboratuvar ortamına entegrasyonunu sağlamaktadır. Dinamik karakterizasyon test sistemlerinden poster dizaynında hidrolik sistemlerin kullanıldığı görülmektedir. Bu bağlamda hidrolik sistemlerin kontrolü yol fonksiyonları veyahut dinamik karakterizasyonda çalışması gereken sinyalin izlenmesinde gereklidir. Literatürde, hidrolik sistemlerin kontrolüne dair çeşitli tasarımlar bulunmaktadır. Dao ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada aktif hata toleranslı bir kontrol tasarımı hidrolik manipulator için önerilmiştir [13]. Literatürdeki bir başka uyarlamalı kontrolcü tasarımı da Ahn ve arkadaşları tarafından elektrohidrolik aktüatörler için yapılmıştır [14]. Yang ve Yao tarafından yapılan bir çalışmada ise uyarlamalı çıkış geri beslemeli dayanıklı kontrolcü tasarımı önerilmiştir [15]. Hidrolik sistem parametresi olan Bulk modülünün değişken olarak tanımlandığı PID-bulanık PID hibrit kontrolcü tasarımı ise Çetin ve Akkaya tarafından önerilmiştir [16].

Poster adı verilen dinamik yol simülatorlarında karşılaşılan en büyük problem ölçülen yol datasının yüksek doğrulukla laboratuvar ortamından yeniden oluşturulmasıdır. Bunun nedeni, gerçek yol şartında ölçülen yol datasının esasen araç tekerleğinden ya da gövdesinden ölçülen data olmasıdır. Uzun testler için yolun gerçek profilini ölçmek neredeyse imkansızdır. Bu nedenler, araç üzerinden ölçülen dataların simülatorde de aynen araç üzerinde elde edilebilmesi için hidrolik pistonların araca uygulayacağı yol profil etkisini kontrol etmek gerekmektedir. Yolun araç üzerinde oluşturacağı yorulma yer değiştirme etkisinden çok ivme etkisine bağlı olduğu için konum kontrollü simülatorler gerçek yorulma

etkisini araca uygulamayabilir. Bu çalışmada, taşıt dinamik karakterizasyon testlerinde kullanılması öngörülen yüksek doğrulukla çalışacak ivme kontrollü bir algoritma tasarımı üzerinde durulmuştur. Çalışmanın yenilikçi yönü hidrolik piston sisteminde konum referans sinyalinin izlenmesi yerine, araç gövdesi üzerindeki yorulmaların daha doğru analizinin gerçekleştirilebilmesi amacıyla araç gövdesinde ivme sinyalini yüksek doğrulukla çalabilen doğrusal olmayan bir kontrol tasarımının gerçekleştirilmesidir.

2. Matematiksel Model



Şekil 2.1: Hidrolik-Piston Entegreli Çeyrek Taşıt Modelinin Fiziksel Görünümü

Çalışmada, hidrolik-piston sistemi tarafından tahrik edilen bir çeyrek taşıt modeli incelenecektir. Kontrol giriş sinyali olarak tasarlanacak olan elektrik akımı, Şekil 2.1'de gösterildiği üzere hidrolik piston bölmeleri arasındaki basınç farkının değişimine sebep olmaktadır. Basınç farkı P_L 'in zamana bağlı değişimi, hidrolik piston yapısının düşey yönde deplasmanına sebep olmaktadır. Taşıt modelinin yerleştirildiği hidrolik piston hareketiyle birlikte taşıt üzerinde titreşim meydana getirilmektedir. Şekil 2.1'deki sistem gösterimi 4 farklı genelleştirilmiş koordinat üzerinden gösterilmektedir. Şekil 2.1'de fiziksel gösterimi belirtilen sistemin matematiksel gösterimi Denklem (2.1) ile Denklem (2.4) arasında gösterilmiştir [17].

$$m_1 \ddot{x}_1 = -k_1(x_1 - x_2) - c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \quad (2.1)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = -k_1(x_2 - x_1) - c_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - k_2(x_2 - x_p) - c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_p) \quad (2.2)$$

$$m_p \ddot{x}_p = -k_2(x_p - x_2) + A_p x_7 \quad (2.3)$$

$$\dot{x}_7 = f_1 \dot{x}_p + f_2 x_7 + f_3 \sqrt{P_s - \text{sign}(u) x_7} u$$

$$f_1 = -\frac{4\beta A_p}{V}, f_2 = -\frac{4\beta C_{tl}}{V}, f_3 = \frac{4\beta C_d w k_i}{V\sqrt{\rho}} \quad (2.4)$$

Denklem (2.1)-(2.4)'te ifade edilen x_1, x_2, x_p ve x_7 sırasıyla araç gövde yer değiştirmesi, tekerlek-aks sisteminin

düsey yer değiştirmesi, piston düsey yer değiştirmesi ve hidrolik-piston sistemindeki basınç farkıdır. Parametre listesi Tablo 2.1’de gösterilmiştir.

Tablo 2.1: Parametre Listesi

Sembol	Tanım	Değer	Birim
$m_{1,2,p}$	Taşıt gövdesi; aks ; piston kütlesi	973; 114; 4	kg
$k_{1,2}$	Rijitlik katsayısı	42720; 101115	N/m
$c_{1,2}$	Sönüm katsayısı	1095; 14.6	Ns/m
A_p	Piston alanı	9.45×10^{-4}	m^2
β_e	Yağ bulk modülü	1.4×10^9	N/m^2
V_t	Toplam silindir hacmi	9.45×10^{-5}	m^3
C_{tl}	Hidrolik silindirin toplam sızdırma katsayısı	3.0×10^{-11}	-
C_d	Tahliye katsayısı	0.62	-
w	Servo valf sürgüsünün gradyeni	0.024	-
k_i	Elektrik kazanç katsayısı	$3e-4$	-
ρ	Hidrolik yağ yoğunluğu	850	kg/m^3
P_s	Kaynak basıncı	2.1×10^7	Pa

Taşıt parametrelerine ait değerler Jing ve arkadaşlarının yaptığı çalışma üzerinden alınmıştır [18].

3. Kontrolör Tasarımı

Referans ivme sinyalinin araç gövdesinde takibinin gerçekleştirilebilmesi amacıyla doğrusal-olamayan kontrolcü tasarımı gerçekleştirilecektir. İncelenen sistemde referans sinyalinin takip etmesi amaçlanan araç gövde ivme sinyaliyle hidrolik sistem içindeki kontrol giriş arasında doğrudan bir bağlantı olmadığından geri-adımlamalı kontrol algoritması dizaynı gerçekleştirilmiştir.

Kontrol tasarımındaki gayemiz taşıtların dinamik karakter testlerine uygulanabilmesi amacıyla aracın gövdesi üzerindeki ivme sinyalinin hidrolik-piston sistemi tarafından tahrikle referans ivme sinyaliyle eşleştirilmesidir. Bu amaçla aday Lyapunov fonksiyonu referans ivme sinyali ve taşıt gövde ivme sinyali arasında kurgulanan hata sinyali üzerinden kurulacaktır. Denklem (3.1)’de hata fonksiyonu gösterilmiştir.

$$e = x_r - \dot{x}_1 \quad (3.1)$$

Denklem (3.1)’de ifade edilen x_r ifadesi referans ivme sinyalinin belirlenmesidir. Takip eden denklemde aday Lyapunov fonksiyonu ifade edilmiştir.

$$V_1 = \frac{1}{2}e^2 \quad (3.2)$$

$$\dot{V}_1 = \frac{1}{2}e \left(\dot{x}_r + \frac{k_1}{m_1}(x_1 - x_2) + \frac{c_1}{m_1}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \right) \quad (3.3)$$

Denklem (3.2)’nin türevi alınır.

$$\dot{V}_1 = e \left(\dot{x}_r + \frac{k_1}{m_1}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + \frac{c_1}{m_1}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \right) \quad (3.4)$$

$$\begin{aligned} \dot{V}_1 = e \left(\dot{x}_r + \frac{k_1}{m_1}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \right. \\ \left. + \frac{c_1}{m_1} \left(-\frac{k_1}{m_1}(x_1 - x_2) \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{c_1}{m_1}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{k_1}{m_2}(x_2 - x_1) \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{c_1}{m_2}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{k_2}{m_2}(x_2 - x_p) \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{c_2}{m_2}(\dot{x}_2 - \dot{x}_p) \right) \right) \quad (3.5) \end{aligned}$$

Denklem (3.5) üzerinden sistem kontrolcü giriş sinyaline (u) erişim gerçekleştirilemediğinden kaynaklı olarak sanal kontrol giriş sinyali eklenerek z_1 yeni durum değişkeni tanımlaması gerçekleştirilmiştir. Bu adım kontrol algoritmasındaki *geri-adımlama* kısmını oluşturmaktadır. Kontrol giriş sinyaline *geri-adımlama* gerçekleştirmek amacıyla yeni durum değişkeni z_1 , sanal kontrol giriş sinyali ve \dot{x}_p üzerinden dizayn edilmiştir.

$$\begin{aligned} \dot{V}_1 = e \left(\dot{x}_r + \frac{k_1}{m_1}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \right. \\ \left. + \frac{c_1}{m_1} \left(-\frac{k_1}{m_1}(x_1 - x_2) \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{c_1}{m_1}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{k_1}{m_2}(x_2 - x_1) \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{c_1}{m_2}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{k_2}{m_2}(x_2 - x_p) \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{c_2}{m_2}(\dot{x}_2 - \dot{x}_p) \right) \right) \\ \pm \frac{c_1 c_2}{m_1 m_2} \phi_1 \quad (3.6) \end{aligned}$$

$$z_1 = \phi_1 - \dot{x}_p \quad (3.7)$$

Denklem (3.6) ve (3.7) düzenlendikten sonra sanal kontrolör yapısı ve \dot{V}_1 Denklem (3.9)'da gösterildiği gibi elde edilmektedir.

$$\begin{aligned} \phi_1 = & \frac{m_1 m_2}{c_1 c_2} \left(k_{t1} e + \dot{x}_r + \frac{k_1}{m_1} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + \right. \\ & \frac{c_1}{m_1} \left(-\frac{k_1}{m_1} (x_1 - x_2) - \frac{c_1}{m_1} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + \frac{k_1}{m_2} (x_2 - \right. \\ & \left. x_1) + \frac{c_1}{m_2} (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \frac{k_2}{m_2} (x_2 - x_p) + \frac{c_2}{m_2} (\dot{x}_2) \right) \left. \right) \end{aligned} \quad (3.8)$$

$$\dot{V}_1 = -k_{t1} e^2 + \frac{c_1 c_2}{m_1 m_2} e z_1 \quad (3.9)$$

Denklem (3.8) ve (3.9)'da yer alan k_{t1} ifadesi tasarımcı tarafından belirlenen kazanç katsayısıdır. Kontrol giriş sinyalinin tasarımı için aday Lyapunov tasarımına devam edilir.

$$V_2 = V_1 + \frac{1}{2} z_1^2 \quad (3.10)$$

Denklem (3.10)'un türevi alınır.

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 + z_1 (\dot{\phi}_1 - \ddot{x}_p) \quad (3.11)$$

Denklem (3.11) açık bir şekilde ifade edilirse

$$\begin{aligned} \dot{\phi}_1 = & \frac{m_1 m_2}{c_1 c_2} \left(k_{t1} \dot{e} + \ddot{x}_r + \frac{k_1}{m_1} (\ddot{x}_1 - \ddot{x}_2) \right. \\ & + \frac{c_1}{m_1} \left(-\frac{k_1}{m_1} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \right. \\ & - \frac{c_1}{m_1} (\ddot{x}_1 - \ddot{x}_2) \\ & + \frac{k_1}{m_2} (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \\ & + \frac{c_1}{m_2} (\ddot{x}_2 - \ddot{x}_1) \\ & \left. \left. + \frac{k_2}{m_2} (\dot{x}_2 - \dot{x}_p) + \frac{c_2}{m_2} (\ddot{x}_2) \right) \right) \end{aligned} \quad (3.12)$$

$$\begin{aligned} \dot{V}_2 = & -k_{t1} e^2 + \frac{c_1 c_2}{m_1 m_2} e z_1 + z_1 \left(\frac{m_1 m_2}{c_1 c_2} \left(k_{t1} \dot{e} + \right. \right. \\ & \ddot{x}_r + \frac{k_1}{m_1} (\ddot{x}_1 - \ddot{x}_2) + \frac{c_1}{m_1} \left(-\frac{k_1}{m_1} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - \right. \\ & \frac{c_1}{m_1} (\ddot{x}_1 - \ddot{x}_2) + \frac{k_1}{m_2} (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \frac{c_1}{m_2} (\ddot{x}_2 - \ddot{x}_1) + \\ & \left. \left. \frac{k_2}{m_2} (\dot{x}_2 - \dot{x}_p) + \frac{c_2}{m_2} (\ddot{x}_2) \right) \right) + \frac{k_2}{m_p} (x_p - x_2) - \left. \frac{A_p}{m_p} x_7 \right) \end{aligned} \quad (3.13)$$

Denklem (3.11) ve Denklem (3.12) içerisinde yer alan \star ifadeleri yerine Denklem (2.1) ve (2.2) konular. Kontrol giriş sinyalinin elde edebilmek amacıyla yeni sanal kontrol giriş sinyali ve yeni durum değişkeni ataması gerçekleştirilir.

$$\begin{aligned} \dot{V}_2 = & -k_{t1} e^2 + \frac{c_1 c_2}{m_1 m_2} e z_1 + z_1 \left(\frac{m_1 m_2}{c_1 c_2} \left(k_{t1} \dot{e} + \right. \right. \\ & \dot{x}_r + \frac{k_1}{m_1} (\ddot{x}_1 - \ddot{x}_2) + \frac{c_1}{m_1} \left(-\frac{k_1}{m_1} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - \right. \\ & \frac{c_1}{m_1} (\ddot{x}_1 - \ddot{x}_2) + \frac{k_1}{m_2} (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \frac{c_1}{m_2} (\ddot{x}_2 - \ddot{x}_1) + \\ & \left. \left. \frac{k_2}{m_2} (\dot{x}_2 - \dot{x}_p) + \frac{c_2}{m_2} (\ddot{x}_2) \right) \right) + \frac{k_2}{m_p (x_p - x_2)} - \frac{A_p}{m_p} x_7 \pm \left. \frac{A_p}{m_p} \phi_2 \right) \end{aligned} \quad (3.14)$$

$$z_2 = \phi_2 - x_7 \quad (3.15)$$

Denklem (3.13) ve (3.14) düzenlendikten sonra sanal kontrolör yapısı ve \dot{V}_2 Denklem (3.17)'de gösterildiği gibi elde edilmektedir.

$$\begin{aligned} \phi_2 = & \frac{m_p}{A_p} \left(\dot{\phi}_1 - \frac{k_2}{m_p} x_2 + \frac{k_2}{m_p} x_p + \frac{c_1 c_2}{m_1 m_2} e_1 \right. \\ & \left. + k_{t2} z_1 \right) \end{aligned} \quad (3.16)$$

$$\dot{V}_2 = -k_{t1} e^2 - k_{t2} z_1^2 + \frac{A_p}{m_p} z_1 z_2 \quad (3.17)$$

Denklem (3.18) ve (3.19)'da yer alan k_{t2} ifadesi tasarımcı tarafından belirlenen pozitif kontrol kazanç katsayısıdır. Kontrol giriş sinyalinin tasarımı için aday Lyapunov tasarımına devam edilir.

$$V_3 = V_2 + \frac{1}{2} z_2^2 \quad (3.18)$$

Denklem (3.18)'in türevi alınır.

$$\dot{V}_3 = \dot{V}_2 + z_2 (\dot{\phi}_2 - \dot{x}_7) \quad (3.19)$$

Denklem (3.19) açık bir şekilde ifade edilirse

$$\begin{aligned} \dot{V}_3 = & \dot{V}_2 + z_2 (\dot{\phi}_2 - f_1 \dot{x}_p - f_2 x_7 \\ & - f_3 \sqrt{P_s - \text{sign}(u) x_7} u) \end{aligned} \quad (3.20)$$

Denklem (3.20) üzerinden kontrol giriş sinyali elde edilir.

$$\begin{aligned} u = & \frac{1}{f_3 \sqrt{P_s - \text{sign}(u) x_7}} \left(\dot{\phi}_2 - f_1 \dot{x}_p - f_2 x_7 \right. \\ & \left. + \frac{A_p}{m_p} z_1 + k_{t3} z_2 \right) \end{aligned} \quad (3.21)$$

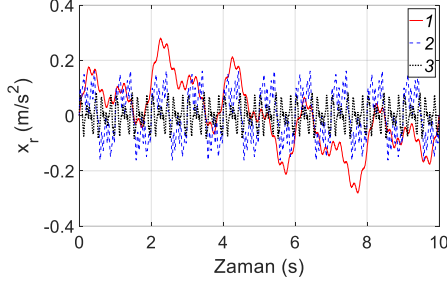
Denklem (3.21)'deki k_{t3} ifadesi tasarımcı tarafından seçilen pozitif kontrol kazanç katsayısıdır. Denklem (3.21) içerisinde yer alan $P_s - \text{sign}(u) x_7$ ifadesinde kaynak basıncı olan P_s , her zaman piston silindirleri arasındaki basınç farkından (x_7) yüksek olacağından dolayı, $P_s - \text{sign}(u) x_7$ ifadesi her zaman pozitiftir. Aday Lyapunov fonksiyonun türevi takip eden denklemde ifade edilmiştir.

$$\dot{V}_3 = -k_{t1} e^2 - k_{t2} z_1^2 - k_{t3} z_2^2 < 0 \quad (3.22)$$

Denklem (3.22) üzerinden önerilen kontrol algoritmasıyla sistemin kararlılığının garanti altına alındığı sonucu ortaya çıkmaktadır. Simülasyon çalışmalarında kullanılan k_{t1} , k_{t2} ve k_{t3} değerleri sırasıyla 100, 200 ve 100 alınmıştır.

4. Simülasyon Sonuçları

Tasarımı gerçekleştirilen doğrusal olmayan kontrol algoritmasının gövde üzerindeki ivme sinyalini takip etme performansını incelemek amacıyla 3 farklı referans giriş senaryosu oluşturulmuştur. MATLAB/Simulink ortamında kurulan simülasyon incelemelerinde kullanılacak olan senaryolara bağlı dominant frekans değerleri ve bu frekansların genlikleri Tablo 4.1'de ve zaman cevapları Şekil 4.1'de verilmiştir.



Şekil 4.1: Simülasyon Senaryo Sinyalleri

Tablo 4.1: Simülasyon Senaryoları

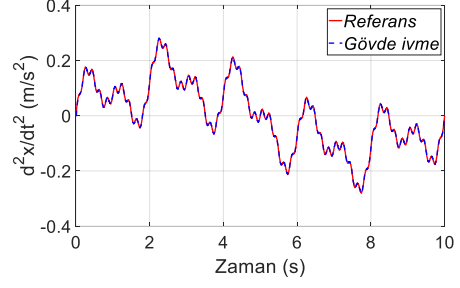
	Baskın Frekanslar	Frekans Genişliği
Senaryo 1	0.1 - 0.5 Hz	0.1 – 100 Hz
Senaryo 2	1 – 3 Hz	1 - 100 Hz
Senaryo 3	5 – 7 Hz	5 – 100 Hz

Oluşturulan 3 farklı referans ivme sinyaliyle birlikte taşıtın farklı frekans ağırlığına sahip yol etkileri altındaki davranışları ele alınmıştır. Oluşturulan referans ivme sinyallerinin baskın frekans değerleri arttıkça genliklerinde azalmaya gidilmiştir. Oluşturulan 3 farklı referans sinyaliyle birlikte oluşturulan kontrol algoritmasının farklı yoğunluktaki ivme referans karakteristiklerindeki başarısı da incelenmiştir. Tasarlanan kontrol algoritmasının etkinliği, sistem durumlarının zaman ve frekans alanındaki cevaplarının yanı sıra performans ölçütleri üzerinden gösterilecektir. Kullanılan performans ölçütleri hatanın karesinin integrali (ISE) ve hatanın karesinin zamanla çarpımının integralinin (ITSE) matematiksel denklemleri Denklem (4.1) ve Denklem (4.2)'de gösterilmiştir.

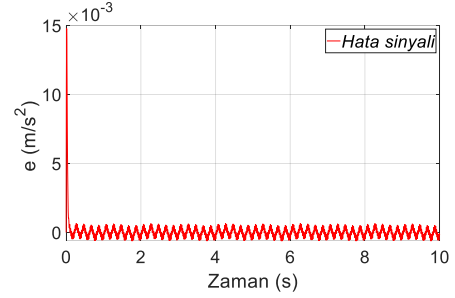
$$ISE = \int_{t_i}^{t_f} e^2(t) \quad (4.1)$$

$$ITSE = \int_{t_i}^{t_f} te^2(t) \quad (4.2)$$

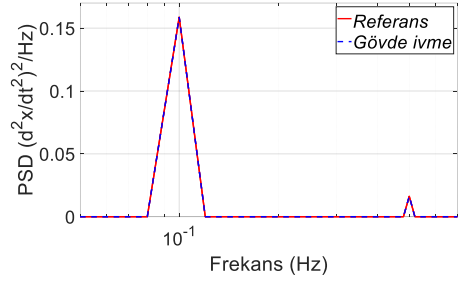
Denklem (4.1) ve Denklem (4.2)'deki e , referans ivme sinyali ve gövde üzerindeki ivme sinyali arasında oluşturulan hatayı, t zamanı, t_i başlangıç zamanını, t_f sonlandırma zamanını temsil etmektedir.



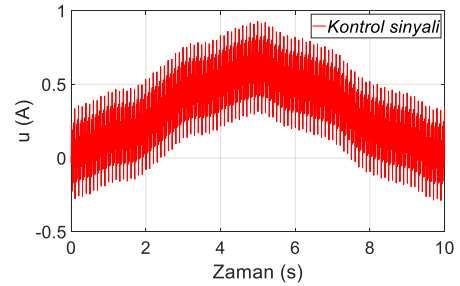
Şekil 4.2: Gövde İvme Sinyali – Senaryo 1



Şekil 4.3: Hata Sinyali Cevabı – Senaryo 1



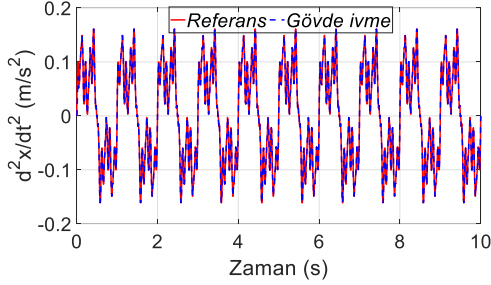
Şekil 4.4: Gövde İvme Frekans Cevabı – Senaryo 1



Şekil 4.5: Kontrol Giriş Sinyali – Senaryo 1

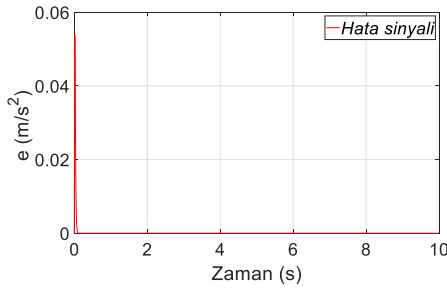
Şekil 4.2'de senaryo 1 kapsamında oluşturulan referans ivme sinyali altında araç gövdesi üzerindeki ivme sinyalinin zaman alanındaki cevabı gözlemlenmektedir. Şekil 4.2'de önerilen kontrol algoritmasının referans takibini oldukça başarılı bir şekilde gerçekleştirdiği görülmüştür. Şekil 4.3'te

referans ivme sinyali ve gövde ivme sinyali arasında oluşturulan hata sinyalinin zamana bağlı değişimi gösterilmiştir. En yüksek hata miktarı geçici durum süresince görülmüştür. Şekil 4.4'te referans giriş sinyali ve araç gövdesi üzerindeki ivme sinyalinin frekans alanındaki cevapları gösterilmiştir. Şekil 4.2 ve Şekil 4.3'teki zaman alanındaki yüksek takip performansının bir çıktısı olarak frekans alanında da tasarlanan kontrol algoritması entegreli sistem ile birlikte referans sinyalin frekans eşleştirilmesinin de araç gövdesi üzerindeki ivme sinyali üzerinde elde edildiği gösterilmiştir. Şekil 4.5'te hidrolik sisteme girişi gerçekleştirilecek olan kontrol giriş sinyalinin zaman alanındaki cevabı elde edilmiştir.

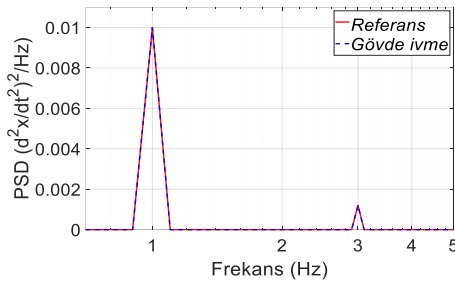


Şekil 4.6: Gövde İvme Sinyali – Senaryo 2

Şekil 4.6'da senaryo 2 kapsamında oluşturulan referans ivme sinyali altında araç gövdesi üzerindeki ivme sinyalinin zaman alanındaki cevabı gösterilmektedir.



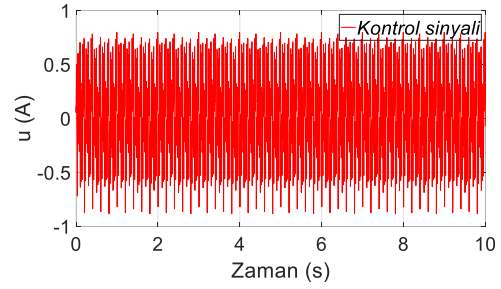
Şekil 4.7: Hata Sinyali Cevabı – Senaryo 2



Şekil 4.8: Gövde İvme Frekans Cevabı – Senaryo 2

Tasarlanan kontrol algoritmasıyla birlikte daha yüksek baskın frekans yoğunluğuna sahip olan senaryo 2 kapsamında referans sinyalinin araç gövdesi üzerinde ivme sinyali olarak elde edilmesinde algoritmanın yüksek bir performansa sahip olduğu gözlemlenmektedir. Bu sonucu Şekil 4.7 ve Şekil 4.8'de

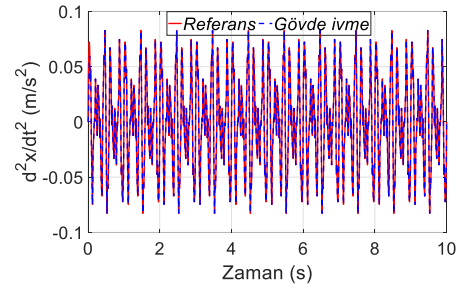
gösterilen hata sinyalinin zaman alanındaki cevabı ve referans sinyali ile gövde ivme sinyalinin frekans alanındaki cevapları desteklemektedir.



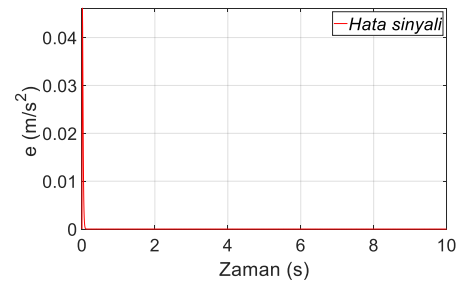
Şekil 4.9: Kontrol Giriş Sinyali – Senaryo 2

Şekil 4.9'da hidrolik sisteme girişi gerçekleştirilecek olan kontrol giriş sinyalinin zaman alanındaki cevabı belirtilmiştir.

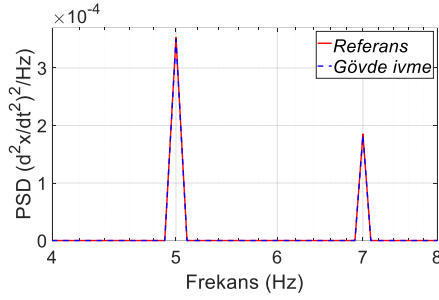
Şekil 4.10'da en yüksek frekans yoğunluğuna sahip olan referans giriş sinyali senaryo 3 kapsamındaki hidrolik sistem üzerinden tahrik edilen taşıtın gövdesinde meydana getirilen ivme sinyalinin zaman alanında referans sinyali takibi gösterilmiştir. Şekil 4.10 ve Şekil 4.11 üzerinde tasarımı gerçekleştirilen kontrol algoritmasının yüksek bir performans ile baskın frekansı 5-7 Hz olan referans sinyalini takip ettiği görülmektedir.



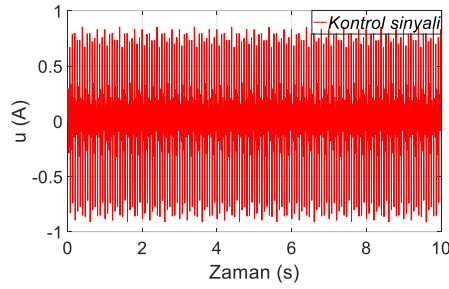
Şekil 4.10: Gövde İvme Sinyali – Senaryo 3



Şekil 4.11: Hata Sinyali Cevabı – Senaryo 3



Şekil 4.12: Gövde İvme Frekans Cevabı – Senaryo 3



Şekil 4.13: Kontrol Giriş Sinyali – Senaryo 3

Şekil 4.12’de referans giriş sinyali ve araç gövdesi üzerinden elde edilen ivme sinyallerinin frekans alanındaki cevapları gösterilmiştir. Şekil 4.10’daki iki sinyalin zaman alanındaki cevabına benzer şekilde frekans alanında da yüksek bir takip performansı elde edildiği görülmektedir. Şekil 4.13’te hidrolik sisteme girişi gerçekleştirilecek olan kontrol giriş sinyalinin zaman alanındaki cevabı elde edilmiştir. Kontrol giriş sinyalleri referans giriş sinyallerinin frekansına bağlı olarak yüksek frekansta elde edilmiştir.

Tablo 4.2: Performans İndeksleri

	ISE	ITSE
Senaryo 1	5.4e-6	4.5e-6
Senaryo 2	6.0e-5	1.1e-6
Senaryo 3	4.4e-5	7.8e-7

Simülasyon süresi 10 saniye alınmıştır

Şekil (4.2:4.13) ve Tablo 4.2 incelendiğinde önerilen kontrol algoritmasının referans ivme sinyalinin araç gövde ivme sinyali üzerinden takibinde zaman ve frekans alanında yüksek bir performansa sahip olduğu sonucu çıkarılmaktadır. Yapılan senaryo incelemelerinde önerilen kontrol algoritmasının farklı baskın frekans değerlerine sahip referans giriş sinyallerini araç gövde ivme sinyalinin takip etmesi amacıyla gerçekleştirilmiştir. Tablo 4.2’de referans giriş sinyali ve araç gövde ivme sinyalleri üzerinden kurulan hata sinyallerinden elde edilen performans indeksleriyle tasarımı gerçekleştirilen kontrol algoritmasının yüksek performansı belirtilmiştir.

4. Sonuçlar

Bu çalışmada, taşıt dinamik karakter testlerinin laboratuvar ortamında yapılmasına olanak sağlayacak kontrol algoritma dizaynı üzerinde durulmuştur. Taşıtların hareketleri süresince yol bozucu etkileri sebebiyle taşıt gövdesi üzerinde meydana gelen ivme sinyallerinin hidrolik-piston sistemi kontrolü ile laboratuvar ortamında kurulan test sistemlerinde araç gövdesi üzerinde tekrardan yüksek doğrulukla oluşturulması gerçekleştirilmiştir. Önerilen kontrol algoritmasının performansı zaman ve frekans alanlarında 3 farklı ivme referans sinyal takibi üzerinden kurgulanan senaryolar üzerinden incelendiğinde Şekil 4.2:4.13’te görüldüğü gibi yüksek oranda algoritmanın başarılı olduğu görülmektedir. Tablo 4.1’de hata sinyallerinin zaman alanındaki cevapları üzerinden oluşturulan performans indekslerinden elde edilen değerler de önerilen algoritmanın yüksek performansla çalıştığı sonucunu pekiştirmektedir. Sonuç olarak, önerilen kontrol algoritması yoldan gelebilecek farklı frekans yoğunluklarındaki girişler için sistem kararlılığını garanti ederken referans ivme sinyalinin takibini yüksek başarı oranıyla gerçekleştirmektedir.

İleriki çalışmalarda, parametrik belirsizliklerin, ölçüm hatalarının, ölçülemeyen parametrelerin mevcut olduğu sistem dizaynları için kontrol algoritması geliştirilebilir, tasarlanan farklı kontrol algoritmalarıyla performans karşılaştırması gerçekleştirilebilir.

Teşekkür

Bu çalışma, Mert Teknik Fabrika Malzemeleri Ticaret ve Sanayi A.Ş. Ar-Ge Merkezi tarafından desteklenmektedir.

Kaynakça

- [1] A. D. Raath, ve C. C. Van Waveren, “A Time Domain Approach to Load Reconstruction for Durability Testing,” *Engineering Failure Analysis*, Cilt: 5, No: 2, s: 113-119, 1998.
- [2] J. Anthonis, P. Kennes, ve H. Ramon, “Design and Evaluation of a Low-Power Mobile Shaker for Vibration Tests on Heavy Wheeled Vehicles,” *Journal of Terramechanics*, Cilt: 37, No: 4, s: 191-205, 2000.
- [3] Y. Zhidong, Z. Yanyan, C. Dacheng, ve Y. Yunjia, “Iterative Approach of Tire-Coupled Road Simulator Based on Singularity Threshold Criterion,” in 2015 International Conference on Fluid Power and Mechatronics (FPM), s: 444-447, 2015.
- [4] U. Dursun, G. Cansever, ve İ. Üstoğlu, “Neuro-Fuzzy Iterative Learning Control for 4-Poster Test Rig,” *Transactions of the Institute of Measurement and Control*, Cilt: 42, No: 12, s: 2262-2275, 2020.
- [5] U. Dursun, ve T. Bayram, “Tracking Control Solution for Road Simulators: Model-Based Iterative Learning Control Approach Improved by Time-Domain Modelling,” *Gazi University Journal of Science*, Cilt: 25, No: 2, s: 435-446, 2012.
- [6] D. Chindamo, M. Gadola, ve F. P. Marchesin, “Reproduction of Real-World Road Profiles on a Four-Poster Rig for Indoor Vehicle Chassis and Suspension Durability Testing,” *Advances in Mechanical Engineering*, Cilt: 9, No: 8, 2017.

- [7] D. Chindamo, M. Gadola, D. Armellin, ve F. Marchesin, "Design of a Road Simulator for Motorcycle Applications," *Applied Sciences*, Cilt: 7, No: 12, 2017.
- [8] J. W. Kim, D. J. Xuan, ve Y. B. Kim, "Robust Control Application for a Three-Axis Road Simulator," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Cilt: 25, s: 221-231, 2011.
- [9] G. Taşağıl, B. Başgöl, M. Metin, ve T. Bayram, "Elastomer Karakterizasyon Test Sistemlerinin Modellenmesi ve Parametrik Analizleri," *Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi*, Cilt: 20, s: 881-889, 2020.
- [10] G. Shen, G. M. Lv, Z. M. Ye, D. C. Cong, ve J. W. Han, "Feed-Forward Inverse Control for Transient Waveform Replication on Electro-Hydraulic Shaking Table," *Journal of Vibration and Control*, Cilt: 18, No: 10, s: 1474-1493, 2012.
- [11] W. Shen, J. Z. Wang, ve S. K. Wang, "The Control of the Electro-hydraulic Shaking Table Based on Dynamic Surface Adaptive Robust Control," *Transactions of the Institute of Measurement and Control*, Cilt: 39, No: 8, s: 1271-1280, 2017.
- [12] A. O. Gizatullin, ve K. A. Edge, "Adaptive Control for a Multi-Axis Hydraulic Test Rig," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, Cilt: 221, No: 2, s:183-198, 2007.
- [13] H. V. Dao, D. T. Tran, ve K. K. Ahn, "Active Fault Tolerant Control System Design for Hydraulic Manipulator with Internal Leakage Faults Based on Disturbance Observer And Online Adaptive Identification," *IEEE Access*, Cilt: 9, s:23850-23862, 2021.
- [14] K. K. Ahn, D. N. C. Nam, ve M. Jin, "Adaptive Backstepping Control of an Electrohydraulic Actuator," *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Cilt: 19, No: 3, s: 987-995, 2013.
- [15] G. Yang, ve J. Yao, "Nonlinear Adaptive Output Feedback Robust Control of Hydraulic Actuators with Largely Unknown Modeling Uncertainties," *Applied Mathematical Modelling*, Cilt: 79, s: 824-842, 2020.
- [16] Ş. Çetin, ve A. V. Akkaya, "Simulation and Hybrid Fuzzy-PID Control for Positioning of a Hydraulic System," *Nonlinear Dynamics*, Cilt: 61, s: 465-476, 2010.
- [17] J. Yao, "Model-Based Nonlinear Control Of Hydraulic Servo Systems: Challenges, Developments and Perspectives," *Frontiers of Mechanical Engineering*, Cilt: 13, s: 179-210, 2018.
- [18] H. Jing, X. Li, ve H. Karimi, "Output-Feedback Based H_∞ Control for Active Suspension Systems with Control Delay," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Cilt: 61, No: 1, s: 436-446, 2014.