

AKTİF SÜSPANSİYONLU ÇEYREK TAŞIT MODELİNİN İVME GERİBESLEMELİ KONTROLÜ

Hakan KÖYLÜ¹

H.Metin ERTUNÇ²

¹ Kocaeli Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Otomotiv Öğretmenliği, 41100 Kocaeli

² Kocaeli Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Mekatronik Mühendisliği Bölümü, Kocaeli.

¹e – posta: hkoylu@kou.edu.tr

²e-posta: hmertunc@kou.edu.tr

Anahtar sözcükler: Aktif Süspansiyon sistemi, Taşıt gövdesi ivmesinin geri beslemeli kontrolü

ABSTRACT

This paper presents the sprung mass acceleration feedback control concept for a suspension system with a quarter car model. Sprung mass acceleration determines ride comfort in an automobile. For a passive suspension system, the parameters representing ride comfort are suspension stiffness (c) and damping coefficient (k). Damping ratio and natural frequency determine effects of the suspension system on ride comfort of the vehicle. Ride comfort can be improved by a control strategy instead of continuously changing spring and damping coefficient. In this study, the quarter car model with two degrees of freedom was employed to analyze the effects of the controlled active suspension system. The control signal was calculated by using previous measured sprung mass acceleration. In this analysis, the model is considered to be subjected to an external force signal that is sinusoidal associated with white noise from a road surface. As a result of this analysis, the amplitude of sprung mass acceleration was considerably reduced to small interval.

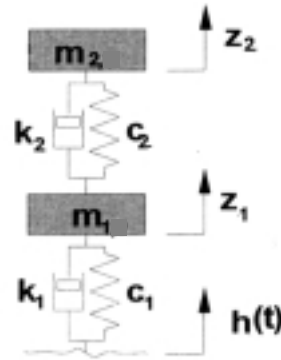
1. GİRİŞ

Taşıtlarda süspansiyon kontrolü bir çok araştırmaya literatürde konu olmuştur. Yarı-aktif süspansiyon sistemlerinde yay sertliğindeki değişimin hızlı olması nedeniyle taşıt konforunu düzeltmek amacıyla aktif süspansiyon sistemleri kullanılmalıdır [1]. Aktif süspansiyon sistemi için düşünülen kontrol kanunları pasif süspansiyon sistemlerinden daha fazla parametre gerektirir. Bunun yanısıra aktif sistemde parametre değerleri daha az kısıtlıdır [2]. Bu nedenle iyi bir kontrol kanunu bulmak için doğrudan metotlar kullanılabilir. Optimum kontrol, kuvveti tekerlek hızındaki değişimden daha çok gövde ivmesine bağlı olan aktüatörler gerektirir. Bunun yanında optimum kontrol, asılı gövdenin ivmesini geri besleyerek elde edilebilir [3]. Optimum taşıt konforu için asılı gövdenin ölçülmüş ivmesine dayalı olan kontrol, asılı

kütlenin yerdeğiştirme ve hızına bağlı olan kontrolden daha çok etkilidir [4,5]. Bu çalışmada, taşıt konforunu iyileştirmek amacıyla asılı gövdenin maruz kaldığı ivmenin geribeslenmesine dayalı olarak asılı kütlenin bir sonraki ivmesini tahmin eden kontrol metodu kullanılmıştır. Bu kontrol metodunda geri beslemeli kontrollör kullanıldığı için aktif süspansiyon sistemi için bu ivme değeri kontrol sinyali olarak kullanılmalıdır.

2. TAŞIT MODELİ

Şekil-1’de görülen matematiksel model pasif süspansiyon sistemi için kullanılan çeyrek taşıt modelidir. Bu modeldeki iki serbestlik derecesi asılı ve asılı olmayan kütle olan (m_1 ve m_2)’nin düşey yer değiştirmeleri (z_1 ve z_2)’yi ifade etmektedir. Bu model dört tekerlekli bir taşıtın tek tekerleğini simüle etmektedir. Şekil 1 ve 2’de görülen her iki modelde de profili sinüs eğrisi şeklinde olan ve açısal frekansı ω ile gösterilen bir yol üzerinde hareket ettiği kabul edilmiştir. Ayrıca, harmonik yol düzgünsüzlüğünün uyardığı tekerlek yayının üzerindeki kuvvete eşit olan ($c_1h(t)$) çarpımı, bu modelleri harekete geçiren kuvvettir.



Şekil 1. Pasif süspansiyon sistemi için iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli

3. HAREKET DENKLEMLERİ

Şekil 1’de görülen iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli için dinamik hareket denklemleri aşağıdaki gibidir.

$$m_2 \ddot{z}_2 + k_2 \dot{z}_2 + c_2 z_2 - k_2 \dot{z}_1 - c_2 z_1 = 0 \quad (1)$$

$$m_1 \ddot{z}_1 - k_2 \dot{z}_2 - c_2 z_2 - (k_1 + k_2) \dot{z}_1 - (c_1 + c_2) z_1 = c_1 h(t) \quad (2)$$

Tüm sistem göz önüne alındığında, enerji denklemlerinden faydalanarak Lagrange denklemleri veya tek bir kütle göz önüne alındığında Newton’un lineer momentum denklemleri ile yukarıda görülen ikinci dereceden lineer diferansiyel denklemler türetilir. Lagrange denklemi için z_1 ve z_2 genelleştirilmiş koordinat olarak kabul edilebilir. Newton’un lineer momentum denklemi de çeyrek taşıt modeline etkiyen kuvvetlerin dengesinden elde edilebilir. Denklem 2’de görüldüğü gibi diferansiyel denklemin sağ tarafında görülen zamana bağlı $h(t)$ fonksiyonu sistemi salınıma zorladığından “uyarı fonksiyonu” diye adlandırılır. Taşıt titreşimleri için bu fonksiyon yukarıda ifade edildiği gibi yol pürüzlülüğünü ifade etmektedir.

4. HAREKET DENKLEMİNİN ÇÖZÜMÜ

Denklem 2’de verilen diferansiyel denklemin genel ifadesi denklem 3’de görülmektedir.

$$m \ddot{z} + k \dot{z} + cz = ch \quad (3)$$

Denklem 3’de görülen diferansiyel denklemin sağ tarafındaki uyarı fonksiyonu $h(t) = b \sin \omega t$ olduğu için tek serbestlik dereceli sistem için bu diferansiyel denklemlerin çözümü yol uyarısının fonksiyonu olan $z = A \cos \omega t + B \sin \omega t$ ’dir. Taşıt titreşimlerinde ikinci dereceden lineer diferansiyel denklemin genel çözümü olan $z = A \cos \omega t + B \sin \omega t$ fonksiyonu, asılı ve asılı olmayan kütlelerin yer değiştirmesini ifade etmektedir. Harmonik uyarılarla zorlanan lineer sistemlerin hareket ve kuvvetleri de harmoniktir. Bu harmonik fonksiyonun sinüslü ifadesi imajiner ve kosinüslü ifadesi de gerçel bileşeni göstermektedir. Böylece, toplam yer değiştirme, $z = z_{im} + z_g$ şeklinde ifade edilmektedir.

Asılı ve asılı olmayan kütlelerin düşey yer değiştirmesini ifade eden fonksiyonun uyarı frekansına göre birinci ve ikinci türevi aşağıdaki gibidir.

$$\dot{z} = -A\omega \sin \omega t + B\omega \cos \omega t \quad (4)$$

$$\ddot{z} = -A\omega^2 \cos \omega t + B\omega^2 \sin \omega t \quad (5)$$

Denklem 4 ve 5’ de görülen birinci ve ikinci türeve ait fonksiyonlar denklem 3’de yerine konulduğunda, denklem 6 elde edilmektedir. Bu denklemin yol

uyarısının açısal frekansının fonksiyonu olduğuna dikkat etmeliyiz.

$$[(-m\omega^2 + k)A + (\omega k)B] \cos \omega t + [(-m\omega^2 + k)B - (\omega k)A] \sin \omega t = cb \sin \omega t \quad (6)$$

Denklem 6’da görülen sinüs ve kosinüslü katsayılar eşitlendiğinde aşağıdaki cebirsel denklemler elde edilmektedir.

$$\begin{aligned} (-m\omega^2 + c) A + \omega k B &= 0 \\ -\omega k A + (-m\omega^2 + c) B &= cb \sin \omega t \end{aligned}$$

Bu denklemler iki bilinmeyenli lineer denklem sistemi şeklinde düşünülebilir. Denklem sisteminde bilinmeyenler asılı ve asılı olmayan kütlelerin yer değiştirme genliği olan A ve B’dir. Bu denklem sistemi aşağıdaki gibi matris formda gösterilebilir.

$$\begin{bmatrix} -\omega^2 m + c & -\omega k \\ \omega k & -\omega^2 m + c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_g \\ z_{im} \end{bmatrix} = c \begin{bmatrix} h_g \\ h_{im} \end{bmatrix} \quad (7)$$

Bu çalışmada kullanılan çeyrek taşıt modeli iki serbestlik derecesine sahip olduğundan yer değiştirme fonksiyonları da iki tane olacaktır. Bu yer değiştirme fonksiyonları denklem 8 ve 9’da görülmektedir.

$$z_1 = z_{1,g} + z_{1,im} = C \cos \omega t + D \sin \omega t \quad (8)$$

$$z_2 = z_{2,g} + z_{2,im} = A \cos \omega t + B \sin \omega t \quad (9)$$

Çok serbestlik dereceli sistemlerde denklem 7’de görülen matrisin elemanları olan m, c ve k katsayıları matris formuna sahiptir. Böylece iki serbestlik dereceli bir sistem için denklem 10’da görülen kütle [M], yay sertliği [C] ve sönüm [K] matrisleri 2x2 boyutundadır ve elde edilen sonuç matris, denklem 11’de görülmektedir.

$$\begin{bmatrix} -\omega^2 M + C & -\omega K \\ \omega K & -\omega^2 M + C \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_r \\ z_{im} \end{bmatrix} = c \begin{bmatrix} h_r \\ h_{im} \end{bmatrix} \quad (10)$$

$$\begin{bmatrix} -\omega^2 \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1+c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{bmatrix} & -\omega \begin{bmatrix} k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \\ \omega \begin{bmatrix} k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} & -\omega^2 \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1+c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{bmatrix} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_{1r} \\ z_{2r} \\ z_{1im} \\ z_{2im} \end{bmatrix} = c \begin{bmatrix} h_r \\ 0 \\ h_{im} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (11)$$

Denklem 11’in çözümü ile denklem 8 ve 9’da görülen A, B, C ve D katsayıları hesaplanmaktadır. Böylece, asılı kütlelerin yer değiştirme miktarları denklem 12 ile bulunabilir. Asılı olmayan kütlelerin yer değiştirme miktarı da aynı şekilde bulunabilir.

$$z_2 = \sqrt{A^2 + B^2} \quad (12)$$

Asılı kütle için ivme genliği aşağıdaki denklem ile elde edilmektedir.

$$|\ddot{z}_2| = \omega^2 z_2 = \omega^2 \sqrt{A^2 + B^2} \quad (13)$$

Bu çalışmada taşıtın titreşim özelliklerini veya taşıtın konforunu iyileştirmek amacıyla, bu hesaplanan ivme genliğini kullanarak asılı gövdenin bir sonraki ivmesi tahmin edilebilmektedir.

5. KONTROL METODU

Bu çalışmada kontrol metodu asılı kütle için ivme genliğinin geribeslemesine dayalı olmaktadır. Bu teori bir önceki ivme genliğinin ölçülmesini gerektirir ve uygun bir ivme genliği ölçümü için asılı gövdeye bağlanmış bir ivmeölçer kullanılmalıdır. Bu ivmeölçer ile ölçülen veya denklem 13 ile hesaplanan ivme genliği, ivme geribeslemeli kontrol sistemi için kontrolöre giriş sinyali olacaktır. Bu sinyal ile yol düzgünlüklerine bağlı olarak bir sonraki asılı gövdenin ivme genliği tahmin edilebilir. Taşıt sisteminin çıkışındaki ivme genliği geribeslenip ivmeölçerle ölçüldükten sonra denklem 16'da görüldüğü gibi asılı kütle (m_2) ile çarpılarak elde edilen sinyal, kontrol sistemindeki geribeslemeli kontrolörün çıkış sinyali olacaktır. Yol düzgünlüklerinin meydana getirdiği dış kuvvet ($U_{dış}$) ile uyarılan asılı gövdenin titreşimlerini bastırmak amacıyla kontrol kuvveti (U_{kont}), denklem 16'da görüldüğü gibi bir önceki ölçülmüş ivme genliğine göre hesaplanır. Böylece asılı gövde ivme genliğini kontrol etmek için sisteme etkiyen net kuvvet, denklem 14'de görüldüğü gibi tekerlek üzerine etkiyen dış kuvvet ile kontrol kuvveti arasındaki farka eşittir. Bu kontrol metodunda asılı gövdenin ivme genliği sürekli ölçüldüğü için gövdenin maruz kaldığı ivme genliği giderek daha küçük değerlere çekilebilmektedir. Kontrol edilen süspansiyon sistemi için hareket denklemi aşağıdaki gibidir.

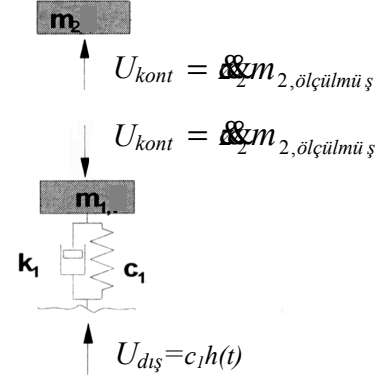
$$m_2 \ddot{z}_2 + k_2 z_2 + c_2 \dot{z}_2 = U_{dış} - U_{kont} = F_{net} \quad (14)$$

Asılı olmayan kütle (aks kütesine) etkiyen dış kuvvet ve kontrol kuvveti aşağıdaki gibidir.

$$U_{dış} = c_1 h(t) \quad (15)$$

$$U_{kont} = \ddot{z}_2 \cdot m_2 \cdot \text{ölçülmüş} \quad (16)$$

Aktif süspansiyon sistemi için asılı ve asılı olmayan kütlelere etkiyen kuvvetler aşağıdaki gibidir.

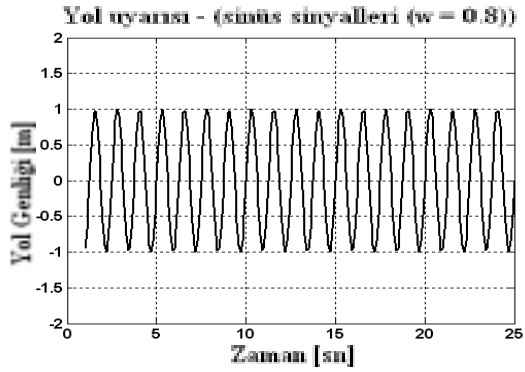


Şekil 2 . Aktif süspansiyon sistemi için çeyrek taşıt modeli

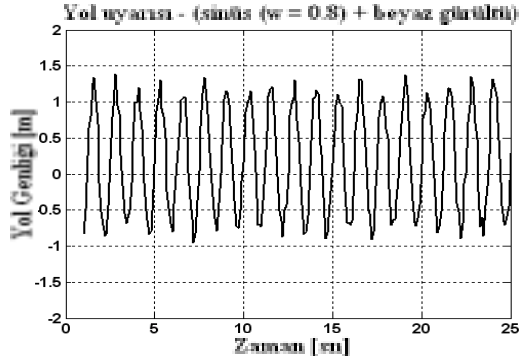
6. SİMÜLASYON

Bu simülasyon çalışmasında kontrol edilen aktif süspansiyon sistemi ile kontrol edilmeyen pasif süspansiyon sistemi için asılı gövde ivme genlikleri, uyarı frekansına göre farklı yol şartlarında karşılaştırılmıştır. Yol düzgünlüklerini temsil eden uyarılar sırasıyla frekansı $\omega = 0.8$ olan sinüs, frekansı $\omega = 0.8$ olan sinüs + beyaz gürültü ve rasgele sinyaller şeklindedir. Beyaz gürültü uyarı sinyali olarak göz önüne alındığında, dışardan gelen bozucu etkilerin taşıt konforuna etkileri de incelenebilmektedir. Şekil-3'de görüldüğü gibi bu yol düzgünlüklerine ait genliklerin zamana göre simülasyonu yapılmıştır. Ayrıca, şekil-4 (c) 'de görüldüğü gibi çeyrek taşıt modelinin rasgele yol uyarıları ile simülasyonu yapıldığında elde edilen sonuçların ne kadar güvenli olduğu tespit edilmektedir. Taşıt konforunu incelemek için de ilk olarak kontrol edilmeyen sistemin ivme genlikleri daha sonra da kontrol edilen sistemin ivme genliklerinin simülasyonu yapıldı. Şekil-4'de görüldüğü gibi aynı yol düzgünlüğü için ivme genliği cevapları yol uyarısının frekansına göre karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma sonucunda kontrol edilmeyen sisteme ait iki tane rezonans tepesi bulunmaktadır. Düşük uyarı frekansında meydana gelen rezonans tepesi asılı kütle ve yüksek uyarı frekansında meydana gelen rezonans tepesi de asılı olmayan kütle aittir. Bu rezonans frekansları sırasıyla asılı ve asılı olmayan kütlelerin doğal frekanslarına eşittir. Şekil-4'de görüldüğü gibi asılı kütle için doğal frekans civarında meydana gelen genlikle asılı olmayan kütle için doğal frekans civarındaki genlik arasında fark vardır. Asılı ve asılı olmayan kütle için doğal frekans civarında meydana gelen bu ivme genlikleri azaltılmalı ve rezonans tepeleri yok edilmelidir. Bunun için süspansiyon sistemi belirli bir kontrol metodu ile kontrol edilmelidir. Bunun için bu çalışmada asılı gövdenin ivme genliğinin geri beslenmesine dayalı olan bir kontrol metodu ile kontrol edilen sistemin ivme genliklerinin simülasyonu yapılmıştır.

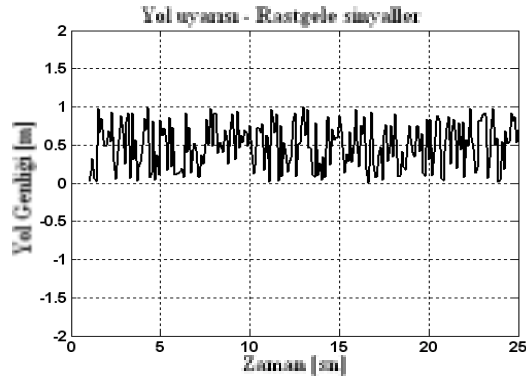
Bu simülasyon sonucunda kontrol edilmeyen sistemde görülen rezonans tepeleri kontrol metodu ile yok edilmiş olup asılı kütlelerin ivme genlikleri de azaltılmıştır. Farklı yol uyarıları için ivme genlikleri de farklılık göstermektedir. Kontrol edilmeyen sistem için taşıt rastgele yol uyarılarına maruz kaldığında sadece taşıtın titreşim özellikleri ile ivme genlikleri daha çok azaltılabilmektedir. Yani kontrol edilmeyen sistem rastgele yol uyarılarında daha etkindir. Kontrol edilen sistem için de hem sinus hem de rastgele yol uyarılarında daha etkin olduğu Şekil-4 (a) ve (c)'de görülmektedir. Sonuç olarak, pasif süspansiyon sistemi için tasarlanmış kontrol metodu taşıt konforunu iyileştirmede çok daha etkilidir. Ayrıca elde edilen sonuçların ne kadar güvenilir olduğu Şekil-4(c)'de görülmektedir.



(a)

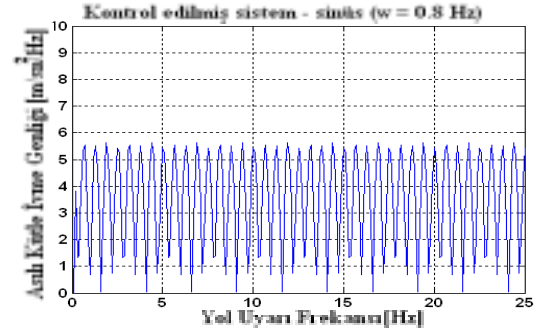
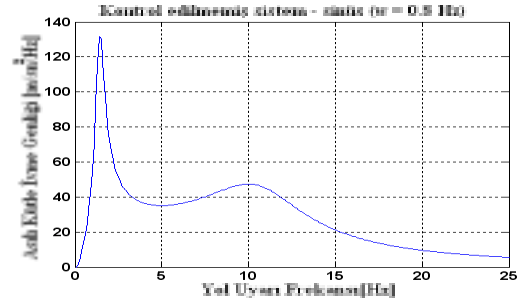


(b)

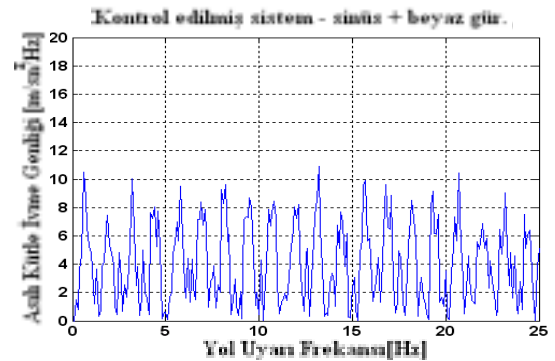
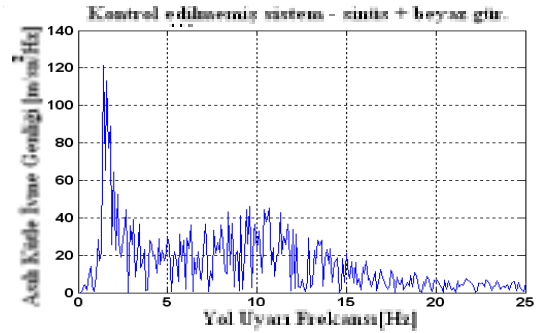


(c)

Şekil-4 (a), (b) ve (c)'de kontrol edilen ve edilmeyen sistemlerin ivme genliği cevapları karşılaştırılmıştır. Kontrol edilen sistem ile asılı gövdenin ivme genliği asılı kütlelerin doğal frekansında $120 [m / sn^2 / Hz]$ 'den $6-10 [m / sn^2 / Hz]$ 'e kadar azaltılabilmektedir. Asılı olmayan kütlelerin doğal frekansındaki ivme genliği de $40 [m / sn^2 / Hz]$ 'den $6 - 10 [m / sn^2 / Hz]$ 'e kadar azaltılabilmektedir. Sonuç olarak, kontrol metodu ile yoldan gelen uyarının frekansı asılı kütlelerin doğal frekansına eşit olduğunda sistem daha iyi kontrol edilmektedir.

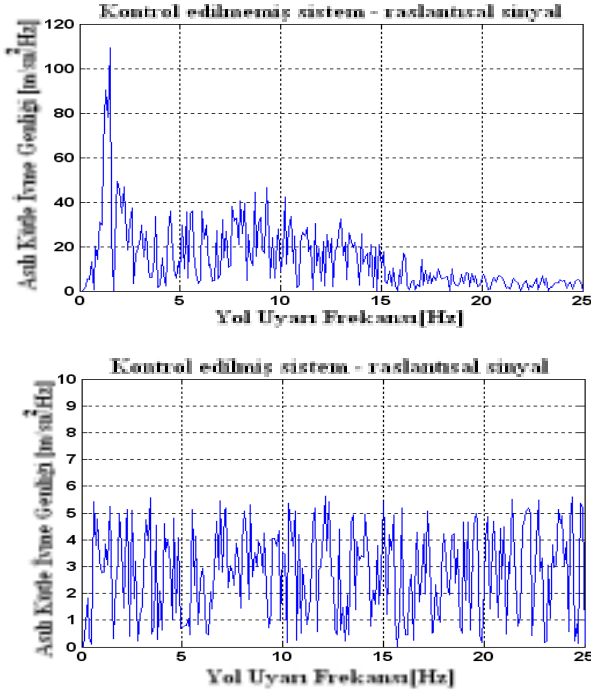


(a)



(b)

Şekil 3. Taşıt modellerine uygulanan yol uyarıları



(c)

Şekil 4. Farklı yol uyarı sinyalleri için kontrol edilmiş ve edilmemiş sistemlerin asılı kütlelerin ivme genliğine göre karşılaştırılması

7. SONUÇ

Bu çalışmada bir çeyrek taşıt modeli için asılı gövdenin ölçülmüş ivmesinin geri beslenmesine dayalı olan bir kontrolcü tasarlanmış ve simülasyon sonuçları elde edilmiştir. Bu kontrolcuyu kullanmaktaki temel neden sadece asılı gövdenin ivmesini ölçerek taşıtın sonradan karşılaşacağı ivme genliğinin tahmin edilebilmesidir. Bu tahmin edilen ivme genliği titreşimi sönmölemek için kullanılan kontrolcunun ürettiği kuvvet için kullanılmıştır. Kontrol edilen sistemin kontrol edilmeyen sisteme göre üstün olduğu bu çalışmada gösterilmiştir. Özellikle asılı ve asılı olmayan kütlelerin doğal frekanslarında meydana gelen rezonans tepeliklerini yok etmede dikkate değer bir başarı vardır. Bu çalışma, diğer tahmin metotlarının taşıtın konforunu iyileştirme işlemlerinde kullanılmasına önderlik edecektir.

KAYNAKLAR

- [1] Genta, G., 1992. MOTOR VEHICLE DYNAMIC ,World Scientific, USA
- [2] R,S, Sharp and D,A, Crolla., Road Vehicle Suspension System – A Review, VEHICLE SYSTEM DYNAMICS, Vol 38, pp 103-125, 1987.
- [3] Hrovat,D., and Hubbard, M., A Comparison Between Jerk Optimal and Acceleration Optimal Vibration Isolation, VEHICLE SYSTEM DYNAMICS, Vol 21, pp 361-384, 1992.
- [4] Chalasani, R,M., Ride Performance Potential Active Suspension Systems.' ASME MONOGRAPH, AMD – vol. 80, DSC – vol 2, pp 206-234, 1986.
- [5] Yue, C., Butsuen, T., Hedrick, J,K., Alternative Control Laws for Automotive Active Suspensions.' ASME J OF DYNAMIC SYSTEMS, MEASUREMENT AND CONTROL, Vol 111, pp 386-291, 1989.

SEMBOLLER

m_1	asılı olmayan kütle, kg
m_2	asılı gövde kütlesi, kg
c_1	tekerleğin yay katsayısı, N/m
c_2	süspansiyon yayının yay katsayısı, N/m
k_1	tekerleğin sönmö katsayısı, Ns/m
k_2	amortisörün sönmö katsayısı, Ns/m
z_1	asılı olmayan kütlelerin yer değıştirmesi, m
z_2	asılı kütlelerin yer değıştirmesi, m
h	yol uyarısı fonksiyonu, m