

GERÇEK YOL GİRDİSİNE MARUZ İKİ SERBESTLİK DERECELİ ÇEYREK TAŞIT MODELİNİN SÜRÜŞ KARAKTERİSTİĞİNİN İNCELENMESİ

Tuncay KARAÇAY, Mehmet EROĞLU ve Nizami AKTÜRK

Makina Mühendisliği Bölümü, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Gazi Üniversitesi
Maltepe 06570 Ankara, karacay@gazi.edu.tr, nakturk@gazi.edu.tr

ÖZET

Bu makalede düzgün olmayan bir yolda hızı değişerek seyahat eden bir taşıtın sürüş karakteristiği analiz edilmiştir. Problemin durağan olmayan yapısından kaynaklanan çözüm zorluğunu aşmak için yeni bir yöntem geliştirilmiş ve bu yöntemle hızı değişen bir taşıtın sürüş karakteristiği zaman/frekans bölgesinde analiz edilmiştir. Kullanılan bu yeni tekniğin durağan olmayan süreçlerin bir seri durağan cevaptan elde edilmesinde başarılı bir şekilde uygulanabileceği iki serbestlik dereceli bir çeyrek taşıt modeli kullanılarak gösterilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Sürüş karakteristiği, durağan olmayan, istatistiksel analiz

AN INVESTIGATION INTO RIDE CHARACTERISTICS OF TWO DEGREE OF FREEDOM SYSTEM QUARTER CAR MOVING ON A ROUGH SURFACE

ABSTRACT

Ride characteristic of a vehicle moving on a rough ground with changing travel velocity is analyzed in this paper. Solution is difficult due to the non-stationary characteristic of the problem, so a new technique has been developed to analyze ride characteristic of a vehicle with changing velocity in time/frequency domain. This new technique is shown to give successful results in modeling non-stationary responses in terms of a series of stationary responses using a two degree of freedom system quarter car model.

Keywords: Ride characteristic, non-stationary, stochastic analysis

1. GİRİŞ

Süspansiyon tasarımında iki hedef vardır; bunlardan birincisi yolcunun fiziksel ve ruhsal yapısında etkilenmeyi en aza indirecek konfor sağlanması, diğeri ise taşıtın yol ile olan temas kuvvetinin değişmemesi, yani seyir karakteristiğinin iyi olmasıdır. Bu iki özellik birbirine bağlıdır ve genel anlamda birinin iyileşmesi diğerrinin kötüleşmesi anlamına gelmektedir. Son zamanlarda süspansiyon sistemleri konusundaki çalışmaları artmış olmasına rağmen, pasif süspansiyonlar güncelliğini korumaktadır. Pasif süspansiyon sistemlerinin ucuzluğu, taşıta ek bir ağırlık getirmemesi, sistem güç kaynaklarını kullanan elemanlarının olmayışı, basitliği ve güvenilirliğini kanıtlamış olması en önemli avantajlarıdır.

İyi bir süspansiyon sistemi tasarlamak için sistemin, temel parametrelerin değişimine verdiği cevaplar iyi bilinmelidir. Taşıtın kütlesi, süspansiyon katılığı ve sönüm oranının konfor ve seyir karakteristiğine olan etkileri konusunda yapılmış çalışmalar mevcut [1-3] olmakla birlikte, araç ve yol şartlarının değişiminin sürüş ve seyir karakteristiği üzerine etkileri konusunda çalışmalara olan ihtiyaç devam etmektedir.

Taşıtın sürüş karakteristiğinde en etkili titreşim kaynağı taşıtın ilerlediği yolun pürüzlülüğüdür. Bu pürüzlülük yol üzerindeki çukurlar, kasisler, yapım hataları ve yol malzemelerinin karakteristik özelliklerinden oluşmaktadır [4, 5]. Pürüzlülük *geniş bant gelişigüzel sinyaller* şeklinde bir girdi olarak, ya doğrudan kendi kendileriyle ya da istatistiksel özellikleriyle tanımlanabilirler [5, 6].

Yol ve taşıt özelliklerinin sürüş karakteristiğine etkileri konusunda yapılan ilk önemli çalışma Mitschke'ye [1] aittir. Daha sonra Healey vd. [7] yol pürüzlülüğünden kaynaklanan taşıtın dikey yöndeki titreşimi üzerine teorik ve deneysel çalışmalar yapmışlar ve teori ile deneysel sonuçlar arasındaki hatanın yol pürüzlülüğünün istatistiksel özelliklerinin karmaşıklığı nedeniyle araştırmacıların yol pürüzlülüğünü basit bir şekilde modellemelerinden kaynaklandığını göstermişlerdir.

Sürüş karakteristiğinin istatistiksel incelenmesinde genellikle problemin karmaşıklığını azaltmak için taşıt hızı sabit tutulmuş, böylece gelişigüzel titreşim problemi zamana göre değişmeyen -durağan- hale getirilmiştir [6, 8]. Durağan olmayan problemin zaman/frekans olarak analitik çözümü yapılmaya çalışılmıştır. Bu çalışmaların sonucunda elde edilen denklemler ise nümerik olarak çözülmüştür [9, 10].

Durağan olmayan zemin zorlamasına maruz taşıtların cevabının bulunması için diğerr bir yöntem zaman/frekans spektral analizidir. Harrison ve Hammond [10] düzgün olmayan yolu ifade etmek için "uzaysal" şekil filtresi kullanarak herhangi bir serbestlik derecesine sahip doğrusal taşıt modelinin cevabının varyansını

hesaplamışlardır. Zaman/frekans spektral analizinde yeni olan bu yöntem aynı yazarlar tarafından kullanılarak birden çok tekeri olan taşıtların durağan olmayan cevaplarının bulunmasında ve doğrusal olmayan taşıt modelinin durağan olmayan istatistiksel zorlamalara olan yaklaşık cevabının zaman bölgesinde analizinde de kullanılmıştır [11, 12]. “Frekans modülasyonu yapılmış” süreçler olarak adlandırılan bu tür durağan olmayan problemlerin çözümünde zaman/frekans spektral analizinin kullanılamayacağı belirtilmiş olmasına rağmen Harrison ve Hammond [13] “kovaryans eşitliği” olarak adlandırılan yeni bir yöntemle bu sınıf problemlerin çözümünde de zaman/frekans analizini kullanılabilir hale getirmişler ve prosedürü düzgün olmayan yolda ilerleyen bir taşıtı üzerinde vermişlerdir. Zaman/frekans spektral analizinin bu sınıf problemlere nasıl uygulanacağı da Hammond ve White [14] ve Dalianis ve Hammond [15] tarafından incelenmiştir. Özellikle trafikteki hız değişimlerinden dolayı taşıtın değişen sürüş cevabını incelemek için Peter ve Bellay [16] yol profilinin spektrasını hıza göre bozmayı önermişlerdir. Böylece hesaplamalarda kullanılmak üzere yeni bir entegral dönüşümü önermişlerdir. Bu makalede de aynı şekilde yol profilinin spektrası zamana göre değiştirilmiş ve daha önceki çalışmalar ışığında taşıtın durağan olmayan sürüş cevabını bulmak için farklı bir zaman/frekans analiz yöntemi önerilmiştir.

2. SİSTEMİN STOKASTİK MODELİ

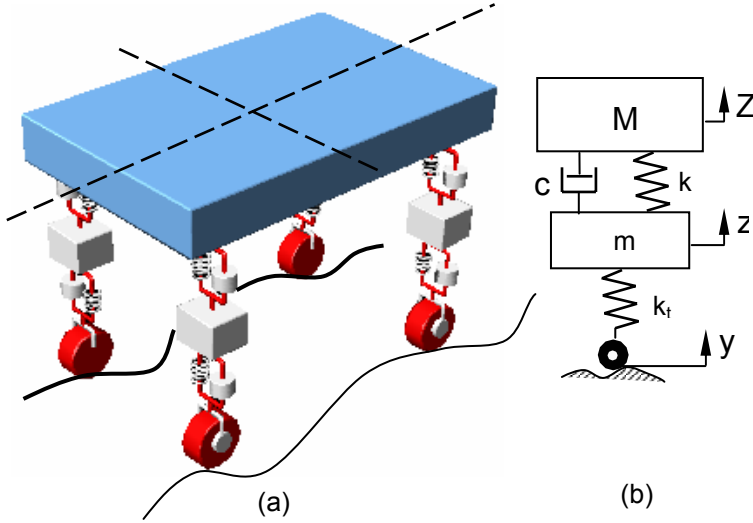
Taşıtların sürüş karakteristiklerinin incelenmesinde değişik taşıt modelleri kullanılmaktadır. Bu modeller genellikle 1-13 arası serbestlik derecesine (SD) sahip çeyrek, yarım ve tüm taşıt modelleridir. Serbestlik derecesinin artması çalışmayı oldukça karmaşık hale getireceğinden serbestlik derecesi çalışmanın özelliği göz önünde bulundurularak sadece dikey yöndeki titreşimlerin (sürüş titreşimleri) incelendiği çeyrek taşıt modeline kadar indirgenebilmektedir [1, 2, 17].

Süspansiyon sistemlerinin tasarımında ve analizinde fazla serbestlik derecesine ihtiyaç olmadığından çeşitli kabullerle serbestlik derecesi azaltılarak kullanılmaktadır [1-3]. Bu çalışmada Şekil 1.a’da görülen model bilinen kabuller ve yöntemler [1-3, 17] yardımıyla Şekil 1.b’deki modele indirgenmiştir. Bu model gerçek problemin birçok özelliğini içermekte, hız değişimini tanımlayabilmekte ve yol pürüzlülüğünden kaynaklanan titreşimin temel özelliklerini de barındırmaktadır [1, 2, 4, 17]. Bu model için hareket denklemleri aşağıdaki gibidir:

$$M\ddot{Z} + c(\dot{Z} - \dot{y}) + k(Z - y) = 0 \quad (1)$$

$$m\ddot{z} - c(\dot{Z} - \dot{y}) - k(Z - y) + k_r(z - y) = 0$$

Taşıt modelinin cevabı taşıt gövdesinin dikey doğrultudaki ivmesi \ddot{Z} dir. Sürüş rahatsızlığı bu ivmeden yola çıkılarak hesaplanabilir. Taşıt modelinin, yol pürüzlülüğü (y) ile taşıt gövdesinin konumu (Z) arasındaki transfer fonksiyonu;



Şekil 1. Taşıt modelleri

$$H(j\omega) = \frac{k_1 k_2 + j\omega k_1 C}{\left[\chi \omega^4 - (k_1 + k_2 \chi + k_2) \omega^2 + k_1 k_2 \right] + j \left[k_1 C \omega - (1 + \chi) C \omega^3 \right]} \quad (2)$$

burada:

$\chi = m/M =$ aks ağırlığı ve taşıt gövdesi kütlelerinin oranı

$C = c/M$

$k_1 = k_t/M$

$k_2 = k/M$

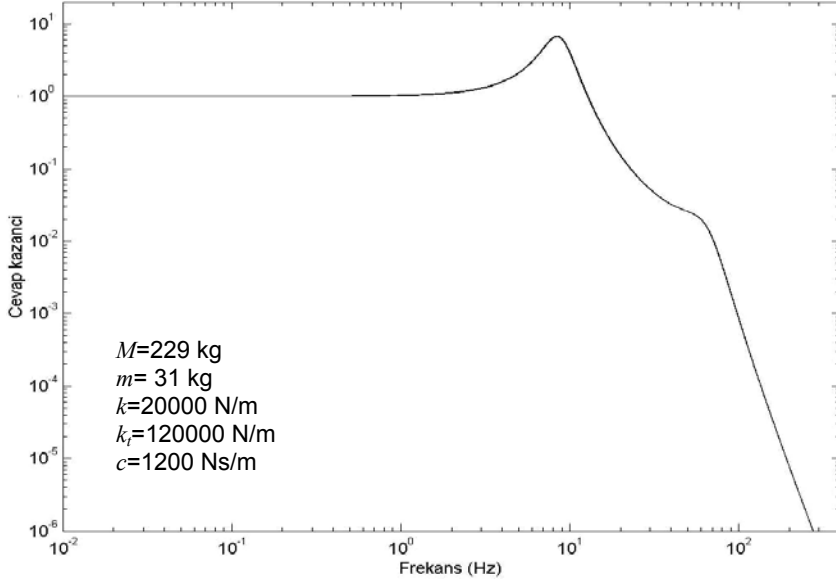
$j = \sqrt{-1}$, kompleks operatördür.

Eşitlik 2 gerçek ve sanal kısımlardan oluşan kompleks bir yapıdadır. Genlik oranlarını elde etmek için pay ve paydaları çalışılan frekansta ayrı ayrı elde edilmelidir. Daha sonra payın büyüklüğü gerçek ve sanal kısımlarının karelerinin toplamının karekökü alınarak hesaplanır. Paydanın büyüklüğü de aynı şekilde hesaplandıktan sonra oran elde edilebilir. Çalışılan frekans aralığı için bu oranın tipik grafiği Şekil 2'de verilmiştir.

Gerçek durumda zorlama sinüsoidal değil gelişigüzeledir. Gelişigüzel zorlamaya maruz doğrusal sistemlerde cevap güç spektral yoğunluğu tek giriş ve tek çıkış için

$$S_y(\omega) = |H(\omega)|^2 S_x(\omega) \quad (3)$$

şeklindedir [6, 18].



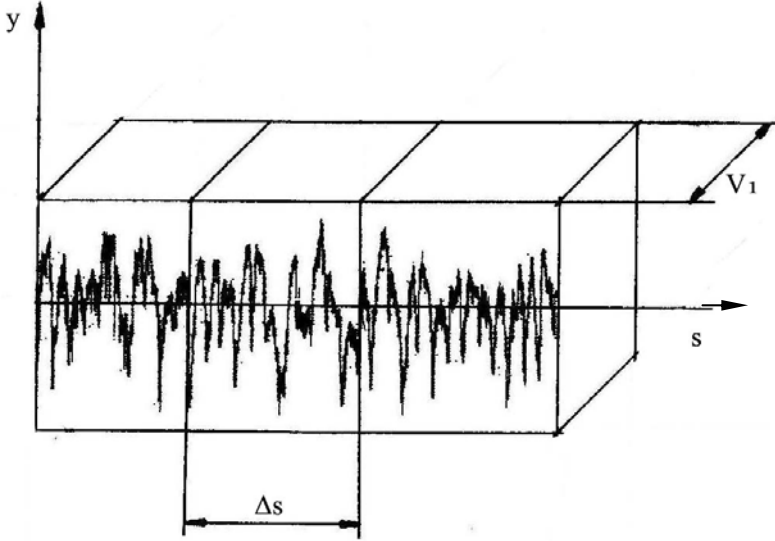
Şekil 2. İki serbestlik dereceli taşıt modelinin tipik frekans cevabı

3. DURAĞAN OLMAYAN CEVABIN ELDESİ

Seyahat hızının sabit olması durumunda istatistiksel yol profili süreci ikinci dereceye kadar durağan bir Gauss süreci olarak düşünülebilir [16] ve sistem Eşitlik 3 yardımıyla kolaylıkla çözülebilir. Fakat durağan olmayan durumun incelenebilmesi için giriş bölümünde belirtildiği gibi değişik yöntemler uygulanmaktadır. Bu çalışmada mevcut yöntemlerden farklı bir analiz yöntemi önerilmektedir. Bu yöntem durağan olmayan sürecin, durağan olan süreçler şeklinde parçalanmasına dayanmaktadır ve temelleri Michelberger [19] tarafından *lastik bant modeli* olarak ortaya atılmıştır. Daha sonra Michelberger [19] in bu tekniği Peter ve Bellay [16] tarafından geliştirilmiştir.

Lastik bant modelini tanımlamak için taşıt tekerinin üzerinde sabit V_1 hızıyla ilerlediği bir yol profili ele alınır. Şekil 3'deki üçüncü boyut taşıtın hızını göstermektedir. İlk durumda taşıt sabit V_1 hızı ile hareket ettiğinden bu boyutta herhangi bir değişim söz konusu değildir. Bu profil üzerinde Δs uzunluğunda bir aralık ele alınır ve taşıtın tanımlanmış Δs aralığında farklı bir V_2 hızıyla ilerlediğini ve diğer kısımlarda yine V_1 hızıyla ilerlediği düşünülür. Fakat V_1 'den V_2 'ye olan sürekli hız değişimini ihmal edilecektir.

Δs uzunluğundaki aralığı geçmek için birinci durumda gerekli süre $t_1 = \Delta s / V_1$ ve ikinci durumda $t_2 = \Delta s / V_2$ 'dir. İkinci durumda Δs aralığındaki yol pürüzlülüğünü



Şekil 3. V_1 hızında ilerleyen taşıt için lastik bant üzerine kaydedilmiş yol profili geçmek için gerekli süre hızlar oranı cinsinden

$$t_2 = \frac{V_1}{V_2} t_1 \quad (4)$$

şeklinde olacaktır. Her yerde sabit bir V hızıyla (bu hız V_1 'de olabilir) hareket eden bir taşıt kabul edilirse bu taşıtın aldığı yol iki değişik hız için sırasıyla $\Delta s = V t_1$ ve $\Delta s' = V t_2$ olacaktır. Yani

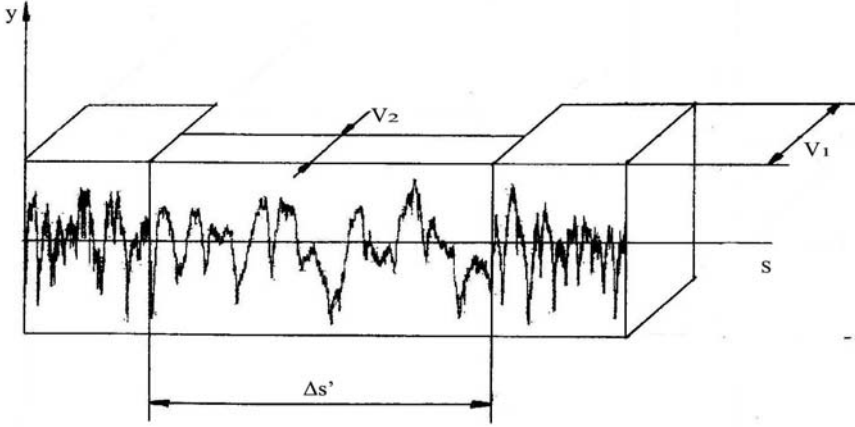
$$\Delta s' = V \left(\frac{V_1}{V_2} \right) t_1 \quad (5)$$

ya da

$$\Delta s' = \frac{V_1}{V_2} \Delta s \quad (6)$$

olacaktır. Bu durum Şekil 4'te görülmektedir. $\Delta s'$ aralığında aynı yol profili biraz uzatılmış olduğundan aynı yol profilinde farklı iki hızda seyahat eden taşıt tekerleği zaman boyutunda aynı zorlamayı hissedecektir [16]. Başka bir deyişle aynı yoldan birincisinde yavaş ikincisinde hızlı geçilmiş olacaktır.

Bu olay lastik bant modeli olarak adlandırılmıştır ve sabit V_1 hızında ölçülmüş yol profili verilerinin lastik bant üzerine yazılması prensibinden ortaya çıkartılmıştır. Orijinal lastik bant üzerinde belirtilmiş Δs aralığında taşıtın $V_2 < V_1$ hızında seyahati sırasında bu aralık $\Delta s'$ olacak şekilde südürülmelidir (Şekil 4) [16]. Böylece herhangi bir hızda alınmış yol profili kullanılarak bütün hızlar için ölçüm yapmaya gerek kalmadan inceleme gerçekleştirilebilir.



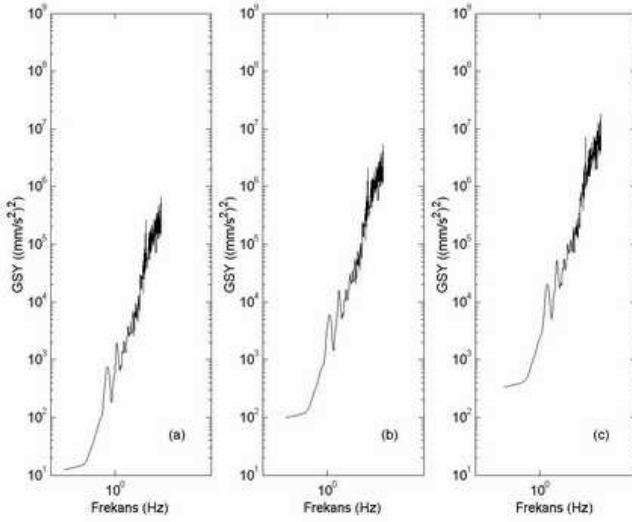
Şekil 4. Lastik bant modeli (V_1 ve V_2 hızları için)

Aynı tür bir yaklaşımla her bir zaman aralığı için hızlanan bir taşıtın sürüş karakteristiğini oluşturacak yol profili verileri elde edilebilir ve bu veriler kullanılarak taşıtın sürüş karakteristiğinin zamana göre değişimini veren yüzey grafikleri elde edilebilir. Böylece durağan olmayan istatistiksel bir süreç durağan hale getirilebilir.

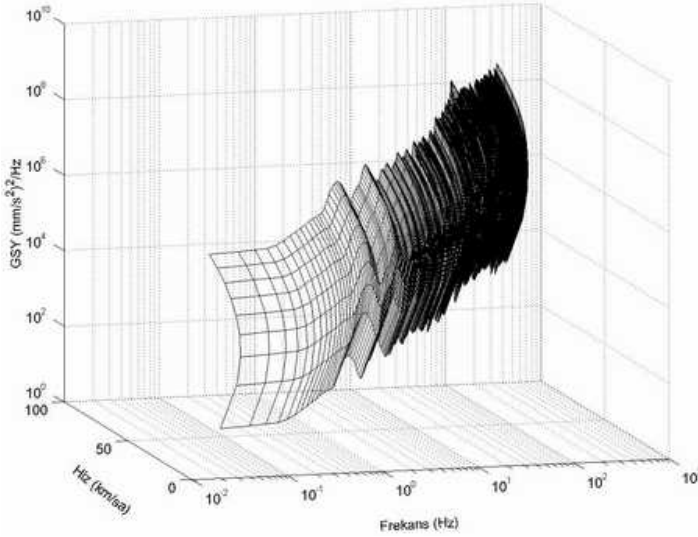
Yukarıda anlatılan tekniğin UMTRI'den [20] elde edilen bir yol profiline değişik sabit hız geçişleri için uygulanması sonucu hesaplanan ivme güç spektral yoğunlukları (GSY) Şekil 5'te verilmiştir. Görüldüğü gibi aynı yol profili değişik hızlarda değişik istatistiksel zorlama anlamına gelmektedir.

Yukarıda 10, 20 ve 30 km/saat örnek hızlar için hesaplanan GSY'ları 10-90 km/saat arasındaki taşıt hızları için 10 km/saat'lik artışlarla hesaplanıp arka arkaya yerleştirilerek yolun GSY'nun hızla değişen yüzey şekli elde edilir (Şekil 6).

GSY'nun hızla değişiminin daha iyi görülebilmesi için hız aralıkları 1 km/saat olacak şekilde daraltılırsa Şekil 7 elde edilir. Daha detaylı bir yüzey elde etmek amacıyla daha da dar hız aralıkları kullanılabilir. Fakat, Şekil 7'de de görüldüğü gibi seçilen 1 km/saat hız aralıkları yüzeyi ifade etmek için yeterlidir. Daha dar hız aralıklarıyla çalışmak bilgisayar işlem zamanının artmasına neden olmasına karşın

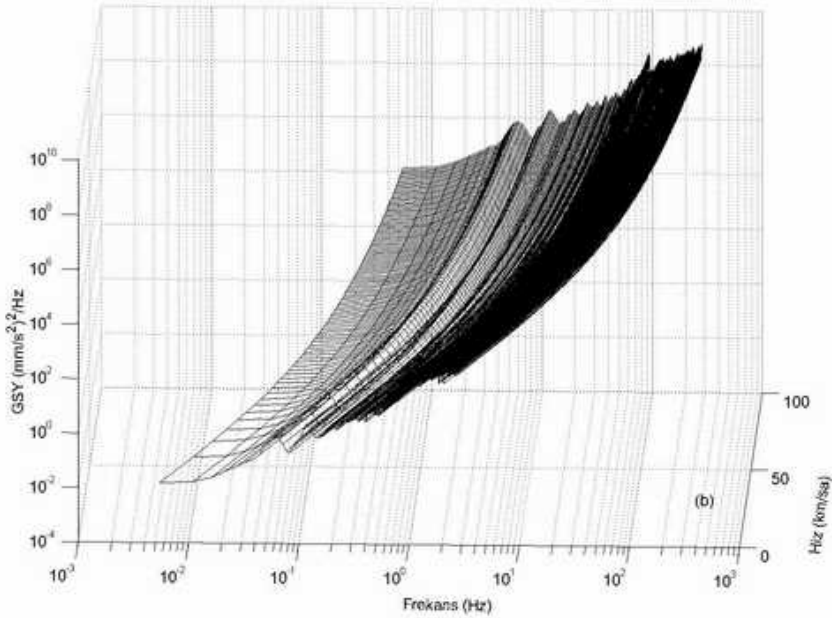


Şekil 5. Sabit taşıt hızı için yolun ivme güç spektral yoğunlukları; (a) 10 km/saat, (b) 20 km/saat, (c) 30 km/saat



Şekil 6. Yolun ivme GSY'nun hızla değişimi (10-90 km/saat)

sonuçlarda göreceli olarak çok az bir iyileşmeye neden olacaktır. Dolayısıyla bu çalışmada 1 km/saat hız aralığı yeterli görülmüştür. Şekil 7'de verilen yolun ivme GSY durağan olmayan süreçlerin 1 km/saat aralıklarda durağan kabul edilmesiyle elde edilmiştir. Başka bir deyişle durağan olmayan süreç ayırık hale getirilerek



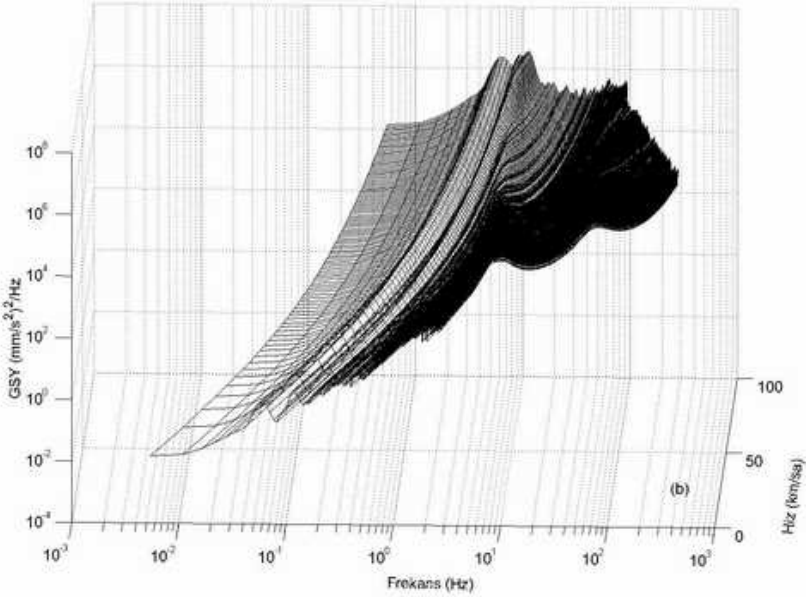
Şekil 7. Yolun ivme GSY'nun hızla değişimi (1-100 km/saat)

durağanlaştırılmıştır. Böylece analitik ve nümerik olarak oldukça zor olan durağan olmayan süreç incelemesi göreceli olarak kolay bir şekilde indirgenmiştir.

Güç spektral yoğunlukları her bir sabit hız için hesaplanırken başlangıç olarak 1 km/saat hız seçilmiştir, çünkü problemin matematiksel çözümünde 0 km/saat hızda süreksizlik söz konusudur. Bu durumda çözüm durağan halden harekete geçen bir taşıt için değil de 1 km/saat sabit hızla ilerlerken hızlanmaya başlayan bir taşıt içindir. Fakat taşıt hareketsiz haldeyken yoldan hiçbir zorlama gelmeyeceği için GSY'nun her frekans noktasında sıfır değerini alacağı açıktır. Bu nedenle GSY'nun hızla değişimini ifade eden yüzey grafiklerinin 0 km/saat hız kısımları sıfırlarla doldurularak bu çözüme de ulaşılabilir.

4. BULGULAR, YORUMLAR VE TARTIŞMA

Geliştirilen teknik ile sürekli bir süreç olan durağan olmayan durum, bir seri ayırık süreç yardımıyla elde edilmiştir. Eşitlik 3 kullanılarak bu ayırık süreçlerden taşıt cevapları elde edilebilir. Elde edilen bu cevaplar aynı şekilde arka arkaya yerleştirilerek taşıtın durağan olmayan cevabı elde edilmiş olur (Şekil 8). Kullanılan iki serbestlik dereceli taşıt transfer fonksiyonunun parametreleri Gillespie [4] ve Gobbi ve Mastuni [17]'nin çalışmaları örnek alınarak seçilmiştir. Bu parametreler; taşıt kütlesi $M=229$ kg, aks sistemi kütlesi $m=31$ kg, süspansiyon yay katlılığı $k=20000$ N/m, lastik yay katlılığı $k_r=120000$ N/m ve sönüm sabiti $c=1200$ Ns/m'dir.

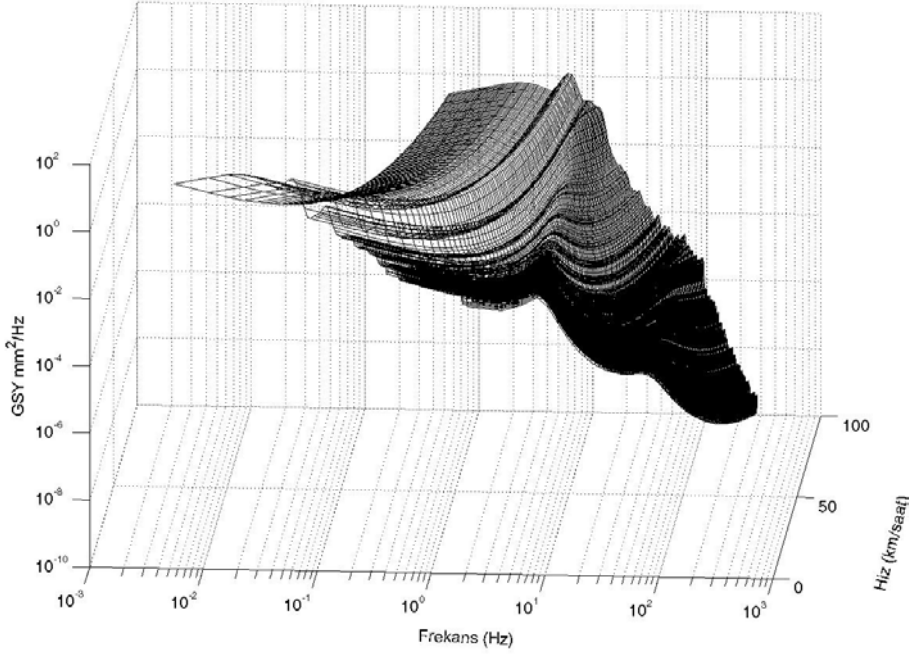


Şekil 8. İki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli ivme cevabı hızla değişen GSY

GSY grafikleri incelendiğinde hıza bağlı frekanslar ve hızdan bağımsız sabit rezonans frekansları görülmektedir. Hıza bağlı frekanslar kalıp arası uzaklıklar, kaplama tane boyutu gibi yol ile ilgili frekanslardır. Hızdan bağımsız frekanslar ise doğal frekanslar gibi taşıtla ilgili frekanslardır.

Geliştirilen bu teknik sadece taşıtın ivme cevabı GSY için değil karelerin ortalamasının karekökü (KOK) ve yerdeğiştirme cevabı GSY'ları gibi cevapların hesaplanmasında da kullanılabilir (Şekil 9-10). Standartlardaki konfor eğrileri genellikle GSY cinsinden değil, KOK cinsinden verildiğinden dolayı bu çalışmada da bir örnek olarak çalışılan model için KOK eğrisi Şekil 10'da verilmiştir.

Şekil 7'de görüldüğü gibi yol zorlamasının GSY artan frekans ve artan hızla birlikte belirgin bir şekilde yükselmektedir. Buna karşın taşıtın transfer fonksiyonu Şekil 2'de görüldüğü gibi frekansın artımıyla göreceli olarak daha hızlı bir düşüş göstermektedir. Bu nedenle taşıtın ivme cevabı GSY (Şekil 8) artan frekansla tipik değişimini devam ettirirken artan hızla birlikte yükselişine devam etmektedir. Uçak ve yarış otomobilleri gibi hızlı taşıtların süspansiyon sistemlerinin kritik olması ve yol üzerinde yüksek hızla seyahat sırasında konforun kötü olması oldukça açıktır. Düşük frekanslardaki sürüş karakteristiğini inceleyebilmek için taşıtın yerdeğiştirme cevabı GSY'nun incelenmesi gerekir. Şekil 9'da da açıkça görüldüğü üzere taşıtın yerdeğiştirme cevabı GSY düşük hızlarda ve düşük frekanslarda yüksek olup sürüş



Şekil 9. İki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli yerdeğiştirme cevabı GSY

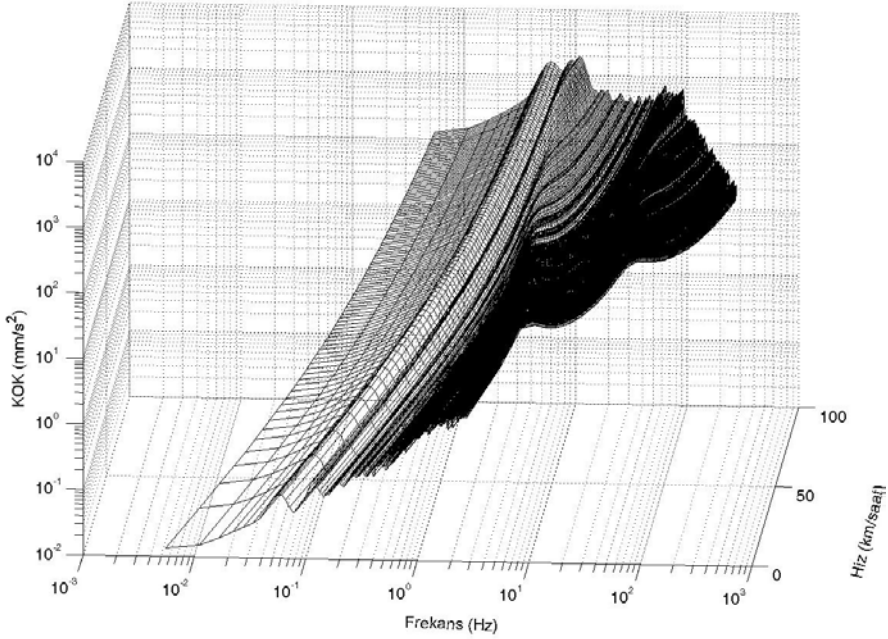
konforunda olumsuz etki gösterirken, yerdeğiştirme cevabı GSY artan hızla düşmekte ve etkisini yitirmektedir. Fakat diğer taraftan konfor ve zarar görme açısından genelde ivme cevabı GSY'nun önemli olduğu ve taşıt gövdesine aktarılan kuvvetin doğrudan ivme ile ilgili olduğu akıldan çıkarılmamalıdır.

Çalışmada kullanılan yol profilleri yukarıda belirtildiği gibi Amerika Birleşik Devletleri'ne ait veriler olduğu ve bu çalışmanın Türkiye'ye ait yol verileriyle tekrar incelenerek ülkemizde üretilen veya kullanılan taşıtların süspansiyon parametrelerinin yeniden ayarlanmasının gerekli olduğu gözden kaçırılmamalıdır.

6. SONUÇLAR

Bu makalede lastik bant modeli kullanılarak durağan olmayan gelişigüzel süreçlerin analizi ve çözümü için yazarlar tarafından geliştirilmiş yeni zaman/frekans tekniği kullanılarak iki serbestlik dereceli bir taşıtın sürüş karakteristiğinin durağan olmayan cevabı elde edilmiştir.

Çalışmada GSY'larının frekans ve hız ile olan ilişkileri incelenmiş ve frekans ile olan ilişkinin taşıtın taşıt ve dolayısıyla süspansiyon parametrelerine bağlı olmasına karşın, GSY değerlerinin artan seyahat hızıyla belirgin bir şekilde değiştiği



Şekil 10. İki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli ivme cevabı KOK

gözlenmiştir. Bu değişim yerdeğiştirme cevabında azalma, hız cevabında göreceli olarak etkisiz ve ivme cevabında artma şeklindedir.

Geliştirilen bu yöntem sadece taşıtların titreşim ve sürüş karakteristiğiyle ilgili çalışmalarda değil, durağan olmayan gelişigüzel süreçlerin tamamında kullanılabilir.

KAYNAKLAR

1. Mitschke, M., "Influence of Road and Vehicle Dimensions on the Amplitude of Body Motions and Dynamic Wheel Loads (Theoretical and Experimental Vibration Investigations)", **SAE Transactions**, 70, 434-447, 1962.
2. Sharp, R.S. and Crolla, D.A., "Road Vehicle Suspension System Design- A Review", **VSD**, 16, 167-192, 1987.
3. Elbeheiry, E.M., Karnopp, D.C., Elaraby, M.E., Abdelraaouf, A.M., "Advanced Ground Vehicle Suspension System- A Classified Bibliography", **VSD**, 24, 231-258, 1995.
4. Gillespie, T.D., **Fundamentals of Vehicle Dynamics**, SAE, USA, 1992.
5. Newland, D.E., **An Introduction to Random Vibrations, Spectral & Wavelet Analysis**, Longman, UK, 1997.

6. Sayers, M.W. and Karamihas, S.M., “Interpretation of Road Roughness Profile Data”, **University of Michigan Transportation Research Institute Report 96-19**, Michigan, USA, 1996.
7. Healey, A.J., Nathman, E., Smith, C.C., “An Analytical and Experimental Study of Automobile Dynamics with Random Roadway Inputs”, **J. Dynamic System, Measurement, and Control**, Dec 1977, 284-292, 1977.
8. Tamboli, J.A., and Joshi, S.G., “Optimum Design of a Passive Suspension System of a Vehicle Subjected to Actual Random Road Excitations”, **JSV**, 219, 2, 193-205, 1999.
9. Hammond, J.K. and Harrison, R.F., “Nonstationary Response of Vehicles on Rough Ground- A State Space Approach”, **J. Dynamic System, Measurement, and Control**, 103, 245-250, 1981.
10. Harrison, R.F. and Hammond, J.K., “Approximate, Time Domain, Non-stationary Analysis of Stochastically Excited, Non-linear System with Particular Reference to the Motion of Vehicles on Rough Ground”, **JSV**, 105, 3, 361-371, 1986.
11. Harrison, R.F. and Hammond, J.K., “Analysis of the Nonstationary Response of Vehicles with Multiple Wheels”, **J. Dynamic System, Measurement, and Control**, 108, 69-73, 1986.
12. Harrison, R.F., “Optimal Control of Vehicle Suspension Dynamics Incorporating Front-to-Rear Excitation Delays: An Approximate Solution”, **JSV**, 168, 2, 339-354, 1993.
13. Harrison, R.F. and Hammond, J.K., “Evolutionary (Frequency/Time) Spectral Analysis of the Response of Vehicles Moving on Rough Ground by Using “Covariance Equivalent” Modeling”, **JSV**, 107, 1, 29-38, 1986.
14. Hammond, J.K. and White, P.R., “The Analysis of Non-stationary Signals Using Time-Frequency Methods”, **JSV**, 190, 3, 419-447, 1996.
15. Dalianis, S.A. and Hammond J.K., “Time-Frequency Spectra for Frequency-Modulated Processes”, **MSSP**, 11, 4, 621-635, 1997.
16. Peter, T. and Bellay, A., “Integral Transformations of Road Profile Excitation Spectra for Variable Vehicle Speeds”, **VSD**, 15, 19-40, 1986.
17. Gobbi, M., and Mastinu, G., “Analytical Description and Optimization of the Dynamic Behaviors of Passively Suspended Road Vehicles”, **JSV**, 245, 3, 457-481, 2001.
18. Bendat, J.S., Piersol, A.G., **Random Data Analysis and Measurement Procedures**, John Wiley& Sons, Inc., USA, 1986.
19. Farkas, M., Fritz, J. and Michelberger, P., “On the Effect of Stochastic Road Profiles on Vehicles Travelling at Varying Speed”, **Acta Technica Academiae Scientiarum Hungaricae**, 91 (3-4), 309-319, 1980.
20. University of Michigan Transportation Research Institute (UMTRI) internet sitesi, www.umtri.umich.edu, **University of Michigan, Ann Arbor**.