Journal of Engineering and Natural Sciences
Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergisi

Sigma
2004/3

THE VIBRATION ANALYSIS OF A SIX WHEELED VEHICLE

Cihan DEMİR*

Yıldız Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Yıldız-İSTANBUL

Geliş/Received: 22.04.2004 Kabul/Accepted: 02.09.2004

ABSTRACT

Calculation of resonance frequencies of a six-wheeled vehicle has been propesed in this work by means of computational and experimental methods. In modelling vehicle, elastic body and rigid body techniques were used in computational methods. Therefore a three – dimensional finite element model was generated using beam elements and shell elements. The components of the experiment vehicle such as gas tank, main engine etc. have been modelled as lumped masses on original location at experiment vehicle. The other approach in modelling of a vehicle is discrete mass model as rigid body. Tires were modelled as spring and dashpot elements.

The excitation with an electrodynamic shaker driven by a sinusoidal signal were used to measure the frequency response of the system(sine-sweept method). Vibration measurements were taken from several places (driver seat location etc.) by B&K 2515 vibration analyser. The results obtained from experiment were compared with the calculated ones and a good aggrement between these results were obtained. The vehicle vibration on road was studied experimentally.The vibration level of vehicle was high on road. Wavelet filtration was applied to the vibration measurements for defining the resource of vibration.

Keywords : Six-wheeled vehicle, resonance frequency, vibration, analysis, FEM

ALTI TEKERLEKLİ BİR TAŞITIN TİTREŞİM ANALİZİ

ÖZET

Altı tekerleğinden tahrikli bir taşıtın rezonans frekansları sayısal ve deneysel olarak elde edilmiştir. Taşıtın dinamik modellenmesinde elastik gövde ve rijit gövde modelleme yaklaşımı kullanılmıştır. Elastik gövde yaklaşımında, üç boyutlu sonlu eleman modeli, kabuk ve çubuk elemanlar kullanılarak oluşturulmuştur. Taşıt parçaları kütle eleman olarak, orjinal yerlerine konulmuştur. Rijit gövdeli model yaklaşımında "Tam Taşıt" esas alınarak matematik modellemeler gerçekleştirilmiştir.Tekerlekler, yay ve sönüm elemanı kullanılarak modellenmiştir.

Deneysel çalışmalarda, elektrodinamik bir titreşim üretici ile tahrik sağlanmış ve frekans değerleri elde edilmiştir(sinüs-süpürme yöntemi). Ayrıca seyir durumu için testler yapılmıştır. Ölçümler B&K 2515 Vibration Analyser cihazıyla gerçekleştirilmiştir. Sayısal ve deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Seyir durumu için yapılan deneysel çalışmalarda taşıt titreşim ivme değerlerinin büyük olduğu görülmüştür. Wavelet filtreleme yöntemi ile titreşim kaynağı belirlenmiştir ve çözüm önerileri getirilmiştir..

Anahtar Sözcükler: Altı tekerlekli taşıt, rezonans frekansı, titreşim, analiz, sonlu elemanlar

* e-mail: cdemir@yildiz.edu.tr , Tel: (0212) 259 7070/2505

1. GİRİŞ

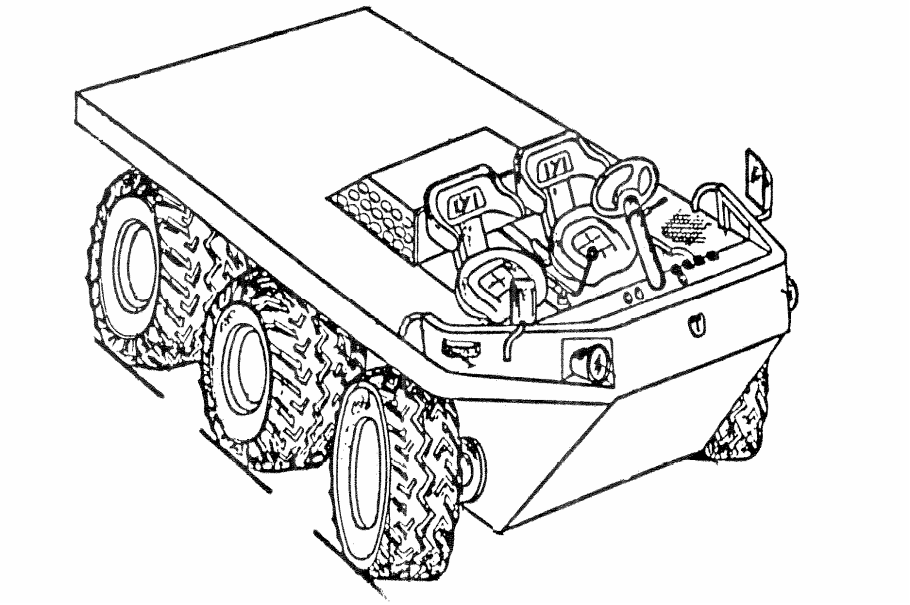
Bir dinamik sistemin doğal frekanslarının ve mod şekillerinin bulunması veya diğer adıyla frekans analizi, yapının dinamik karakteristiklerini ortaya koyması, dinamik yükler altında nasıl bir cevap vereceğinin belirlenmesi açısından önemlidir. Karmaşık bir dinamik sistem olan taşıtların, günlük hayatımızda ayrı bir önemi vardır. Arazi taşıtları, motorlu taşıtlar içinde, yol şartları ve kullanım şekli olarak, en zor şartlara maruz kalırlar. Altı tekerleğinden tahrik edilen (6x6) taşıtların arazi seyir yeteneği ve performansı çok iyidir. Sahip olduğu avantajlardan dolayı, askeri amaçlı, hafif savaş aracı ve silahlı personel taşıyıcı olarak kullanılmaktadır. Bu tip taşıtlar ağır silahlı taşıtlara ve orduya destek açısından giderek artan bir öneme sahiptirler. Taşıt özel maksatlı veya askeri amaçlarla kullanılacaksa (havan topu atışı ve zor arazi şartları gibi), taşıt yapısı ve dinamik davranışlarının teorik ve deneysel olarak incelenmesi daha da önem kazanmaktadır.

Taşıt dinamik analizinin yapılmasıyla elde edilecek yararlar aşağıdaki gibi verilebilir;

- Taşıtın yapısal zayıflıklarını belirlemek ve bunların giderilmesi yönünde çalışmalar yapmak
- Taşıt performansını arttırmak
- Taşıt ömrünü gerçek işletme şartlarına göre hesaplamak
- Taşıtlarda oluşabilecek hasarları önlemek
- İhtiyaca uygun olarak taşıt kütlesini azaltmak
- Taşıtın tasarım ve geliştirme aşamalarına yardımcı olmak
- Taşıt bakım masraflarını azaltmak

Frekans analizinin önemi aşağıdaki gibi sıralanabilir:

a) Analitik modeli doğrulamak; eğer fiziksel modelle uygun sonuçlar çıkarsa, bu analitik model daha sonraki değişiklikler ve analizler için kullanılabilir.
b) Sorun giderme; yapının her bir rezonans frekansında, dinamik olarak nasıl hareket edeceğini anlayarak yapısal zayıflıkları bulmada yararlı olur.
c) Gerekli düzeltmelerin değerlendirilmesi; gürültü ve titreşim problemlerinin giderilmesi



Şekil 1. Araç görünüşü

(6x6) Taşıtların sahip oldukları avantajlara rağmen kaynaklarda yapısal ve dinamik analizleri üzerine yayınlanmış çalışma yok denecek kadar azdır. Kaynaklarda genel olarak dört tekerlekli taşıtların dinamik durumları analitik ve deneysel olarak incelenmektedir.
Taşıtların dinamik analizlerini yapmak için kaynaklarda iki yaklaşım tipi vardır. Bunlar:

a) Analitik yöntemler :

Klasik analizlerde lineer olmayan elemanlar çözüm zorlukları sebebiyle ihmal edilir veya bazı lineerleştirme yöntemleri kullanılarak çözüme gidilir. Seyir konforunu etkileyen ve lineer olmayan elemanların en başında süspansiyon gelir. Süspansiyondaki kuru sürtünme, boşluk ve yayların lineer olmayıp sert olduğu düşünülerek gerçeğe daha yakın çözümler elde edilir.
Sistemin matematik modelini elde etmek esasına dayanır ve iki yöntem kullanılır;

1- Taşıt, yay ve sönüm elemanlarıyla birbirlerine bağlı ayrık kütlelerden oluşmaktadır. Bu sistem adi diferansiyel denklemlerle ifade edilebilir. Sistemin hareket denklemlerinin elde edilmesinde Enerji yöntemi, Lagrange yöntemi ve Bond Graf metodu gibi çeşitli metodlar kullanılabilmektedir.
2- Taşıt gövdesi elastik olarak kabul edilir ve sistem kısmi türevli diferansiyel denklemlerle veya sonlu elemanlarla gösterilebilir.

b) Deneysel yöntemler:

1- Frekans Analizi (Modal Analiz); sistemin dinamik karakteristiklerini deneysel olarak bulabilmek için çeşitli metodlar vardır. Yapıyı tahrik etmek için, darbe (impulse) ve elektromagnetik titreşim üretici kullanılabilmektedir. Elektromagnetik titreşim üreticisini tahrik etmek için; Pseudo-random veya sinüs sinyali kullanılabilmektedir. Sinüs süpürmesi yönteminde(sine-sweept), değişken frekans değerlerinde harmonik kuvvet uygulayan titreşim üretici (shaker) sisteme bağlanarak, sistemin titreşim cevapları belirli frekans aralıklarında ölçülür. Darbe yönteminde ise çekiç ile darbe verilen sistemin cevabı titreşim analizörü ile frekans düzleminde ölçülerek yapılır.
Yapının dinamik davranışlarını görmek için, çeşitli yol fonksiyonları karşısındaki titreşim cevapları frekans veya zaman düzleminde titreşim analizörüyle ölçülür.

Bir çok araştırmacı taşıtı; rijit gövde, aks, süspansiyon elemanları ve lastiklerden oluşan dinamik bir model olarak ele almıştır.[1] Titreşime neden olan dış etkilerin de, yol düzgünsüzlüğünden kaynaklandığını kabul etmişler ve yol modelini oluşturmuşlardır[2]. Bugüne kadar yapılan araştırmaların çoğunda taşıt, simetrik olduğundan dörtte bir olarak modellenmiştir.[1,3] Bu modelleme yaklaşımı (çeyrek taşıt modeli) çok basit olması ve taşıt titreşimleri hakkında yeterli bilgiyi verdiği için önemli bir yere sahiptir.
Altı tekerinden tahrikli (6x6) özel amaçlı taşıt için bulunan tek çalışma da ise Huh ve Hong özel amaçlı, altı tekerleğinden tahrikli bir taşıtın kullanım performansını incelemişlerdir. Taşıt ayrık kütlelerden oluşturulmuş ve 18 serbestlik dereceli olarak modellenmiştir. Bu çalışmada taşıtın arazideki manevra karakteristikleri incelenmiştir. Tekerlek modelini oluşturmada nonlineer ve kinematik etkileri gözönüne almışlardır. Taşıtın simülasyonu MATLAB / SIMULINK de hazırlanarak giriş ve çıkış parametrelerinin kolaylıkla kontrol edilmesi sağlanmıştır. Taşıtta manevra sırasında, orta tekerlek etkisinin ihmal edilemeyeceğini göstermişlerdir. [4]

Miroslave, taşıt titreşimlerini parametrik olarak incelemiştir. Bu amaçla oluşturduğu yedi serbestlik dereceli rijit gövdeli taşıt modelinde, yer değiştirmeleri, kütle ve atalet momentlerini parametrik olarak kabul ederek pratikde de kullanılabilecek bir yöntem geliştirmiştir.[5]

Süspansiyon sisteminin ana görevi, taşıt gövdesini yoldan gelen etkilere karşı izole etmektir. Elbeheiry ve diğerleri taşıtı kaynaklarde, çeyrek model olarak bilinen yaklaşımla rastgele titreşimler karşısında taşıt titreşimlerini minimize edecek, optimum süspansiyon deplasmanını bulmuşlardır. [6] Bazı taşıtlar da (otobüs, vagon vb.) klasik rijit gövde analizi çoğu dinamik problemlerin çözümü için yetersiz kalmaktadır. Bu gibi yapılarda, karkas yapı kiriş elemanlardan oluştuğu için modellemeler de gövde elastikliği ihmal edilemez boyuttadır. Elastik gövde modelleme yaklaşımı bu gibi durumlarda kaçınılmazdır. Bu modelleme de iki yaklaşım

vardır. Birinci yaklaşımda, gövde elastik alt parçalara ayrılarak çözüme gidilir (sonlu elemanlar vb. yöntemler kullanılır). İkinci yaklaşım da ise gövde elastik homojen bir çubuk gibi düşünülerek çözüm yapılır. Elastik gövde yaklaşımı çok sayıda kısmi türevli diferansiyel denklemin çözümünü gerektirmektedir. Bu da çözümü zorlaştırmaktadır. Sonlu elemanlar metodu (SEM) homojen olmayan fiziksel özelliklere sahip kompleks yapılara uygulanabilmesiyle ve gelişen bilgisayar teknolojisi sayesinde, elastik gövde modelleme yaklaşımı için avantajlar sağlamaktadır.

Ramamurti ve Sujatha bir otobüs için, iki farklı sonlu elemanlar modeli geliştirmişlerdir. Bu modeller için Lanczos iterasyon metoduyla 0-50 Hz aralığında otuz tane doğal frekans değeri bulmuşlardır. İlk model, şasi elemanlarını, aksları, süspansiyon ve tekerleklerden oluşmaktadır. Üst yapıyı, uygun düğüm noktalarına kütleler olarak yerleştirmişlerdir. İkinci model daha kapsamlı olup, üst yapının kiriş elemanlarını ve otobüs gövdesindeki plakları kapsamaktadır. Modellerde herbir düğüm noktasında altı serbestlik dereceli kiriş eleman kullanılmıştır. Yine otobüs gövdesi ve yer için her bir düğüm noktasında altı serbestlik dereceli düzlem üçgen elemanlar kullanılmıştır. Doğal frekans değerlerini iki model için de elde etmişler ve test sonuçları ile karşılaştırmışlardır. İlk iki doğal frekans değerini basitleştirilmiş iki serbestlik dereceli sistem için de ayrı olarak elde etmişler ve diğer sonuçlarla karşılaştırmışlardır.[7]

Szöke ve Horvath taşıtların ayrık damperle dinamik analizini, sonlu elemanlar metodu kullanılarak NASTRAN programında yapmışlardır. Takayuki ve diğerleri traktör şasisini parçalara ayırarak herbir parçanın titreşim karakteristikleri ve kabin içindeki gürültü karakteristiklerini ölçmüşlerdir. Bu parçaların sonlu elemanlar modeli oluşturularak, deney sonuçlarıyla karşılaştırmışlar ve modeli gerçeklemiştirler. Minimum kabin içi gürültü ve titreşim için yapıyı optimize etmişlerdir. [9] Quing-zu ve diğerleri seyir halindeki traktör kolu üzerinden titreşim değerlerini ölçerek değerlendirmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlardan titreşimlerin sürücü sağlığını etkilediğini görmüşlerdir. Titreşim kaynakları ve yapının dinamik davranışı arasındaki ilişkiyi analiz edebilmek için modal analiz yapılarak sonuçlardan ikinci doğal frekansın motor frekansı ile çakıştığını görmüşlerdir. Yapı üzerinde bazı değişiklikler yaparak bu durumu ortadan kaldırmışlar ve yeni taşıtın zorlanmış titreşimlerini simülasyonla elde etmişlerdir. [10] Gupta silahlı bir tankın doğal frekans analizini, deneysel ve sonlu elemanlar yöntemini kullanarak simülasyonla elde ettiği sonuçları karşılaştırmıştır. Model ana gövde, kule ve 105 mm (cannon model) namludan oluşmaktadır. Sonlu elemanlar modelinin oluşturulmasında, parçaların birleştirilmesi ve temas yüzeylerinin oluşturulması kısmı PATRAN , rijit bağlantıların oluşturulması kısmında ADINA programlarını kullanmıştır. Modelleme aşamasında motor ve aktarma organlarının toplam kütlesini, eşdeğer kütleli rijit blok olarak düşünmüştür ve bu rijit bloğu dört kütlesiz rijit kirişle gövdeye bağlamıştır.[11]

Demir, özel amaçlı altı tekerlekli taşıtın doğal frekanslarının teorik ve deneysel incelenmesiyle ilgili çalışmalar yapmıştır. Teorik çalışmalarda, çeşitli taşıt modelleri esas alınarak dinamik analizleri, elastik ve rijit gövde için ANSYS ve MATLAB de gerçekleştirilmiştir. Denklemlerde, akslar rijit, tekerleklerin yay ve sönüm değerleri gözönüne alınmıştır. Deneysel çalışmalarla doğruluğu ispatlanan taşıt modelinde silah atış durumları için gerilme ve titreşim analizleri yapılmıştır.[12]

2. GENEL OLARAK TAŞITLARIN MATEMATİK MODELLENMESİ

Kaynaklarda dört tekerlekli taşıtlar için uygulanan modelleme tipleri , tek , iki ve üç boyutlu ya da çeyrek, yarım ve tam taşıt modelleridir. Bu çalışmada "Tam taşıt" modeli altı tekerleğinden tahrikli taşıta uygulandı.

Kaynaklardaki modelleme tekniklerinde, tek boyutlu model (çeyrek model), gövde (1/4 gövde), aks ve tekerleklerden meydana gelmektedir. İki serbestlik derecelidir.

İki boyutlu model de; taşıt iki süspansiyonlu modellenir. Kaynaklarda yarım taşıt modeli veya iki boyutlu model olarak adlandırılır. Dört veya sürücü ile birlikte beş serbestlik derecelidir.

Üç boyutlu model de, taşıt tam olarak ele alınır. Yedi serbestlik dereceli veya sürücü ile sekiz serbestlik derecelidir.

Taşıt matematik modellemesinde, kaynaklardaki genel kabuller gözönünde tutularak:

a) Yay karakteristikleri lineer,
b) Vizkos sönümleyiciler lineer,
c) Tekerleklerin yol ile temas halinde oldukları ve Hooke kanununa uydukları,
d) Yoldan tekerleklere gelen kuvvetlerin etkime noktası temas yüzeyinin ortasında olduğu kabul edildi.

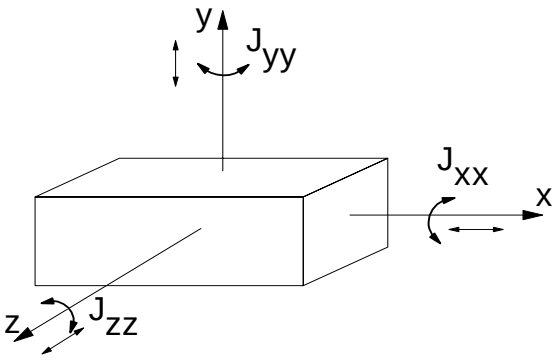
Taşıt gövdesi üç doğrusal ve üç açısal olmak üzere toplam altı hareket yapar. Bunlar:

a) Öteleme Hareketleri;

x - ekseni boyunca titreşim hareketi (ileri geri , frenleme esnasında ve düşük viteslerde aks kaynaklı olarak kendini gösterir)

y - ekseni boyunca titreşim hareketi (aşağı yukarı)

z -ekseni boyunca titreşim hareketi (yana kayma,yandan çarpma ve yan etkilerde ortaya çıkar).



Şekil 2. Koordinat eksenleri ve hareket yönleri

b) Dönme hareketleri;

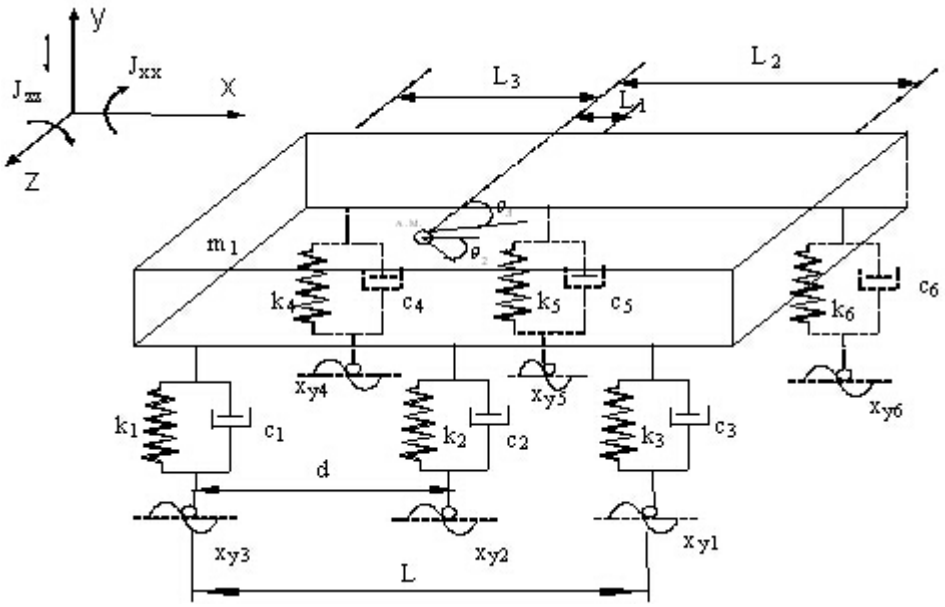
x - ekseni etrafında dönme (yalpa)

y- ekseni etrafında dönme (savrulma)

z - ekseni etrafında dönme (kafa vurma)

2.1. Altı Tekerlekli Taşıt İçin Üç Serbestlik Dereceli Model

Gövde rijit, tekerlekler elastik ve sönümlü, zemin rijit kabulüyle modelleme yapıldı. Altı tekerlekli taşıtın tam taşıt modelinin hareket denklemleri Lagrange yöntemi kullanılarak elde edildi. Zorlayıcı kuvvet olarak sadece yoldan gelen kuvvetler gözönüne alındı.Yol fonksiyonu sinüzoidal olarak kabul edildi. Taşıta ait resim Şekil 3. de görülmektedir.



Şekil 3. Taşıt tam modeli

$$x_{y1} = X_{y1}\sin(\omega t) \qquad x_{y4} = X_{y4}\sin(\omega(t+\frac{L}{V}))$$

$$x_{y2} = X_{y2}\sin(\omega(t+\frac{d}{V})) \qquad x_{y5} = X_{y5}\sin(\omega(t+\frac{d}{V})) \qquad (1)$$

$$x_{y3} = X_{y3}\sin(\omega(t+\frac{L}{V})) \qquad x_{y6} = X_{y6}\sin(\omega t)$$

x_{y1} , x_{y2}, x_{y3}, x_{y4}, x_{y5}, x_{y6} : yol profilleri
L: ön ve arka aks arası mesafe
d : ön ve orta aks arası mesafe
V: taşıt hızı

Lagrange yönteminde, sistemin enerji toplamları (2) nolu denklemde yerine konulur ve genelleştirilmiş koordinatlara göre türevleri alınarak hareket denklemleri elde edilir(3).

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}_j}\right) - \frac{\partial E_k}{\partial x_j} + \frac{\partial E_p}{\partial x_j} + \frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}_j} = Q_j \qquad (2)$$

E_k : Toplam kinetik enerji
E_p: Toplam potansiyel enerji
E_D: Toplam sönüm terimi
Q_j: Genelleştirilmiş kuvvet ve momentler
x_j:Genelleştirilmiş koordinatlar

$$[M]\ddot{x} + [C]\dot{x} + [K]x = [F_1]x_y + [F_2]\dot{x}_y \qquad (3)$$

M: Kütle katsayıları matrisi

C: Sönüm katsayıları matrisi
K: Yay katsayıları matrisi
x: Yer değiştirme vektörü
F_1, F_2: Kuvvet katsayılar matrisi

2.2. Denklemlerin Çözümü

Yol fonksiyonu sinüzoidal olarak kabul edildi. Bu yaklaşımla zorlanmış titreşimlerin frekans – genlik eğrileri taşıt için MATLAB'de hazırlanan programla çizdirildi. Model için elde edilen (3) numaralı denklemin sağ tarafını oluşturan zorlayıcı kuvvet yol düzgünsüzlüklerinden dolayı gelmiştir. En genel halde sinüzoidal olarak kabul edilirse;

$x_y = X_y \sin(\omega t + \alpha)$ (4)

$x_y = X_y \sin(\omega t)\cos(\alpha) + X_y \sin(\alpha)\cos(\omega t)$

$x_{ys} = X_y \cos(\alpha)$, $x_{yc} = X_y \sin(\alpha)$ (5)

$x_y = X_{ys} \sin(\omega t) + X_{yc} \cos(\omega t)$

Aynı şekilde taşıtın cevapları ($x_1, x_2, x_3, \ldots\ldots x_n$) aşağıdaki şekilde yazılırsa;

$x_i = X_{is} \sin(\omega t) + X_{ic} \cos(\omega t)$

ve bu denklemler uygun formlarda denklemlerde yerine yazılıp düzenlemeler yapılırsa;

$X = [Y]^{-1} F$ (6)

çözüm elde edilir.

$$[Y] = \begin{bmatrix} -\omega^2[M]+[K] & -\omega[C] \\ \omega[C] & -\omega^2[M]+[K] \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$F = \begin{bmatrix} f & 0 \\ 0 & f \end{bmatrix} \quad (8)$$

genlikler aşağıdaki formda elde edilir.

$$x = \begin{bmatrix} x_{is} \\ x_{ic} \end{bmatrix} \quad (9)$$

Elde edilen X_{is} ve X_{ic} değerlerinden her frekans değeri için maksimum yerdeğiştirme

$$X = \sqrt{x_{is}^{\,2} + x_{ic}^{\,2}} \quad (10)$$

olarak elde edilir.

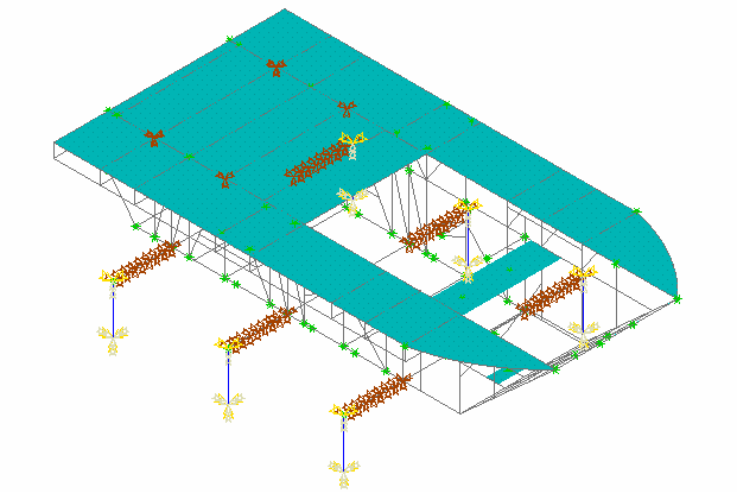
3. ALTI TEKERLEKLİ TAŞITIN SONLU ELEMANLAR MODELİNİN OLUŞTURULMASI

Taşıt titreşimleri konusunda yapılan çalışmaların büyük bir kısmında, karayolu taşıtları incelenmiş ve incelemelerde kullanılan modeller lineer elemanlardan oluştuğu kabul edilmiştir. Modellemede sürekli sistem yaklaşımı yerine ayrık kütleli modeller çözüm kolaylığı nedeniyle tercih edilmiştir. Taşıt titreşimlerinin incelenmesinde büyük bir çoğunlukla, konfor, süspansiyon sapması ve dinamik tekerlek basıncı incelemede amaç fonksiyonunu teşkil etmiştir. Bu amaçları gerçekleştirmek için gerekli süspansiyon sistemi tasarımı bir çok çalışmaya konu olmuştur. Karayolları için tasarlanan taşıtların başka amaçlarla kullanılması halinde performanslarının bozulacağı kesindir. Bu durumda taşıt tasarımı esnasında en önemli unsur taşıtın hangi amaçla kullanılacağının tespitidir. Bundan sonra yapılacak işlem bu amaçlarda kullanılacak sınır

şartlarının oluşturulmasıdır. Bu sınır şartlarını sağlayan ve amaç fonksiyonunu gerçekleştirebilecek tasarım ise araştırmacılara konu olmaktadır. Bunları gerçekleştirebilmek için yukarıda anlatılan teorik çalışmalarda en önemli husus modelin gerçeğe yakın olmasıdır. Gerçek sistemler nonlineer yapıda ve sürekli sistemlerdir. Nonlineer ve sürekli sistemlerin çözümlerinin kolay yapılamaması araştırmacıları sonlu elemanlar yaklaşımı kullanan ve sürekli sistemlerin çözümlerine imkan veren paket programları geliştirmeye yöneltmiştir. Geliştirilen programlardan Nastran, Ansys, Patran, Cosmos vs. dir. Bu paket programlarının diğer bir avantajı dinamik analiz yanında gerilme analizlerinin de yapılabilmesidir

Taşıtın sonlu elemanlar modeli Ansys hazır paket programında makro yazılarak oluşturuldu. Taşıt çeşitli profillerdeki kirişlerden ve bunları kaplayan plakalardan oluşmaktadır. Taşıtta taşıyıcı elemanlar, kirişler ve üst plaka olduğundan modellemede bunlar göz önüne alınmıştır. Kirişler için Beam188, plaka için Shell63 elemanı kullanıldı. Kiriş elemanlar parametrik olup, kiriş boyutları değişken olarak girilebilmektedir. Tekerlekler yay ve sönüm elemanı olarak, akslarda rijit olarak modellendi. Taşıtın uygun yerlerine, deneylerle elde edilen ağırlık merkezini verecek şekilde kütleler konuldu. Bu kütleler konulurken taşıt üzerine monte edilen parçaların asıl yerleri esas alındı(Akü,benzin deposu vb.).

Bu modeldeki kiriş eleman sayısı (Beam188) 12446, kabuk eleman sayısı (Shell63) 48940, tekerlekleri ifade eden yay eleman sayısı(Combin14) 6, kütleleri ifade eden eleman (Mass21) 163 adet olup sistem toplam olarak 368485 serbestlik derecesine sahiptir.



Şekil 4. Altı tekerlekli askeri anfibik taşıt sonlu eleman modeli

Beam188; ANSYS eleman kütüphanesinde bulunan bu eleman lineer olup iki düğüm noktasına sahiptir. Her bir düğüm noktasında altı serbestlik dereceli olup toplam oniki serbestlik derecelidir. Timeshenko kiriş teorisine dayanmaktadır ve parametrik kesitlidir. Kesme deformasyonları da hesaba katılmaktadır. Eleman için çeşitli profiller tanımlanabilmektedir(U profil, L profil vb.).

Shell63; elemanı dört düğüm noktasına sahip olup her bir düğüm noktasında x,y ve z yönlerinde eksen yönünde ve dönme olmak üzere altı serbestlik derecesine sahiptir. Düzlemdeki ve düşey yöndeki yükleri taşıyabilmektedir.

3.1. Altı Tekerlekli Askeri Anfibik Taşıt Frekans Analizi (Harmonik Analiz)

ANSYS'de hazırlanan sonlu elemanlar modeline 1-20 Hz frekans aralığında değişen harmonik kuvvet deneysel çalışmada titreşim üreticinin bağlandığı noktadan uygulanmıştır. Taşıtın frekans cevap spektrumu çizdirilerek sonuçlar bölümünde diğer sonuçlarla kaşılaştırılmıştır.
En genel halde çok serbestlik dereceli bir sistemin matematik modeli (11) no'lu denklemde ki gibi ifade edilir;

$$[M]\ddot{x}+[C]\dot{x}+[K]x=[F] \tag{11}$$

Çözüm olarak;

$$x = X_{\max} e^{i\phi} e^{i\varpi t} \tag{12}$$

$$x = (x_1 + ix_2)e^{i\omega t} \tag{13}$$

Uygulanan kuvvet;

$$F = F_{\max} e^{i\psi} e^{i\omega t} \tag{14}$$

Denklem (14) deki gibi düzenlenir;

$$F = F_{\max}(\cos\psi + i\sin\psi)e^{i\omega t} \tag{15}$$

(12) ve (14) no'lu denklemler düzenlenip (10) no'lu denklemde yerine yazılır;

$$(-\omega^2[M]+i\omega[C]+[K])(x_1+ix_2)e^{i\omega t} = (F_1+iF_2)e^{i\omega t}$$

$$([K]-\omega^2[M]+i\omega[C]x_1+ix_2) = F_1+iF_2 \tag{16}$$

Maksimum genlik ve faz açısı (17) ve (18) nolu denklemler ile elde edilir.

$$x_{\max} = \sqrt{{x_1}^2 + {x_2}^2} \tag{17}$$

$$\phi = \tan^{-1}\frac{x_2}{x_1} \tag{18}$$

3.2. Altı Tekerlekli Askeri Anfibik Taşıtın Deneysel Frekans Analizi

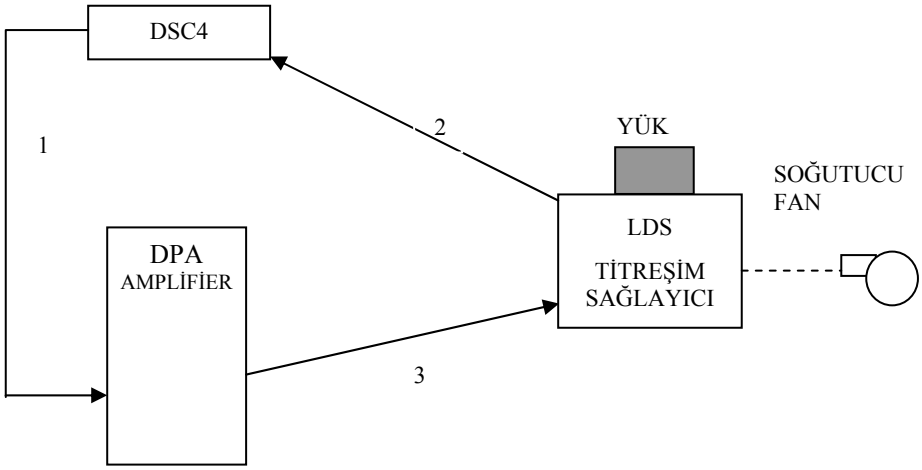
Deneysel çalışmalar çok pahalı olmakta ve herbir taşıt için ayrı ayrı yapılması gerekmektedir.

Gerçeğe yakın modellemenin mümkün olması durumunda deneysel çalışma yerine teorik analizlerin çok daha ucuza ve daha detaylı yapılacağı aşikardır.

Oluşturulan deney düzeneğiyle(Şekil.5,Şekil.6), sisteme 1-20 Hz frekansları arasında değişen harmonik kuvvet uygulanmıştır. Sistemin frekans düzleminde ve zaman düzleminde titreşim cevapları BK 2515 Titreşim analizörü ile kaydedilerek frekans spektrumu ve titreşim grafikleri elde edilmiştir(Şekil.7). Frekans düzlemindeki ölçümlerde ortalamalar alınarak dip gürültülerinden ve çevre gürültülerinin etkisi azaltılmıştır. Kuvvet üretimi 1-20 Hz aralığı gidiş – geliş olmak üzere dört defa yapılmıştır.

Tablo 1. Rijit gövdeli ve elastik gövdeli model frekans analiz sonuçlarının karşılaştırılması

Rijit gövde		Elastik gövde	
Matlab[Hz]		Teorik(Ansys)[Hz]	Deneysel[Hz]
3.99	Kafa vurma	3.754	3.2
5.66	Düşey yönde Aşağı-yukarı	5.0457	5.2-5.6
7.64	Yalpa	7.4765	7.2



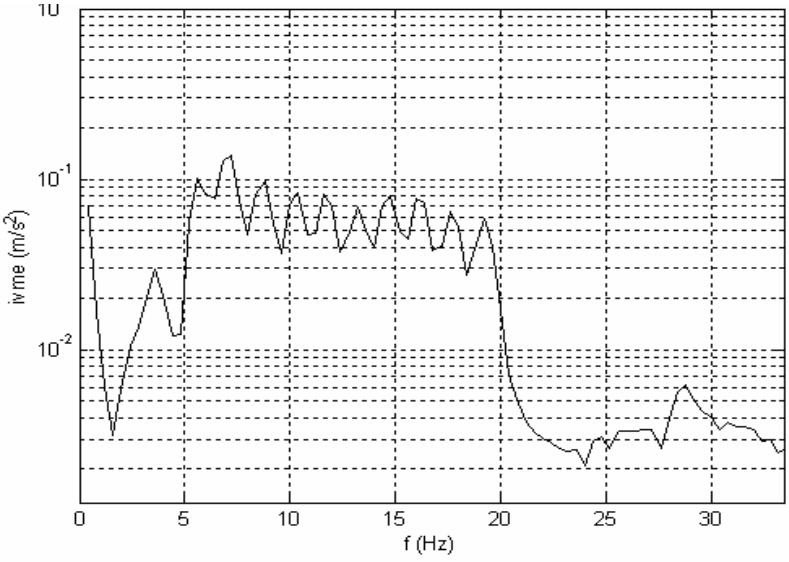
Şekil 5. Deney tesisatı

1: Güçlendirici giriş sinyali
2: Yük üzerindeki algılayıcıdan gelen tek kanal kontrol sinyali
3: Bağlantı sinyalleri

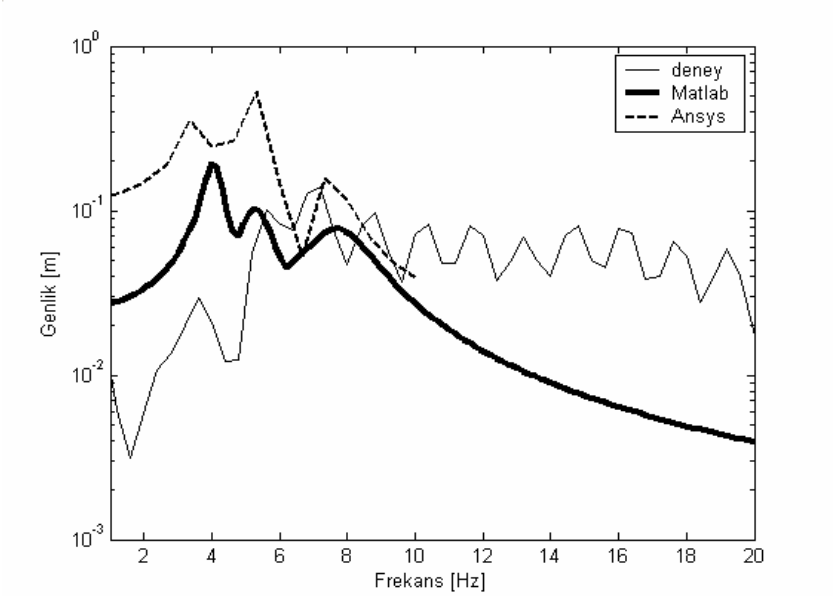


Şekil 6. Altı tekerlekli taşıt deney tesisatı

Deney sonucu elde edilen frekans cevabında(Şekil.7), ilk üç mod taşıta ait rijit modlar olup düşük frekanslarda ortaya çıkmaktadır. Daha yüksek frekanslardaki frekanslar araç taşıyıcı yapısına ve plaklara ait elastik modlardır.



Şekil 7. Altı tekerlekli taşıtın frekans cevabı(ölçüm yeri, karkas yapı arka kısmından, düşey yönde)



Şekil 8. Elastik göve,rijit gövde teorik ve deneysel sonuçların grafiksel karşılaştırması

Bu çalışmada, sürekli sistem modeli ile ayrık sistem modeli oluşturulmuş ve cevapları Tablo 1. ve Şekil 8. de karşılaştırılarak modelleme hatasının ne oranda olabileceği gösterilmiştir. Deneysel yaklaşımın gerçek sonuçları verdiği bilinmektedir. Deneysel olarak bulunan frekans değerleri ile oluşturulan teorik modellerden hesaplanan frekans değerleri karşılaştırılarak gerçek modelle teorik modeller arasındaki ilişki incelenmiştir. Sayısal çalışmalardan elde edilen rezonans

frekans değerlerinin aralarındaki ufak farklar modellemedeki kabullerden meydana gelmekte olup, elastik gövdeli model yaklaşımında, daha iyi kütle dağılımı bu farkı daha da azaltacaktır. Genliklerin arasındaki fark, taşıta uygulanan kuvvet ve yol profili girişinin aynı olmamasından kaynaklanmaktadır. Taşıtın ilk üç modunda rijit cisim hareketleri baskındır. Rijit cisim modlarından ilki, kafa vurma (pitch), ikincisi aşağı-yukarı (bounce), üçüncüsü ise yalpa (roll) hareketleridir. Sonlu elemanlar ile yapılan elastik gövdeli model, daha sonraki çalışmalarda (gerilme analizi, dinamik yapı geliştirme) kullanmaya uygundur.

4. ALTI TEKERLEKLİ TAŞITIN SEYİR HALİNDE TİTREŞİM CEVAPLARININ DENEYSEL OLARAK ELDE EDİLMESİ

Seyir durumunda taşıt titreşim cevabını çeşitli hızlarda (10,20 km/h) yapılmıştır. Bu esnada oluşan taşıt titreşimleri sürücü koltuğunun altında bulunan profilden, zaman düzleminde, B&K 2515 Titreşim Analizörü ile ölçülmüştür. Ölçümler sonucunda 10 km/h sabit hızda aşırı titreşimlerin oluştuğu görülmüştür. Ölçüm verilerine, wavelet filtrasyonu uygulanarak titreşim alt parçalarına ayrılıp titreşime neden olabilecek etkiler incelenmiştir. Motor kaynaklı titreşimlerin frekans düzlemindeki cevabı incelenmiştir. Bu incelemeler sonucunda motor alt harmoniklerinin düşey yöndeki rijit mod frekansıyla çakıştığı görülmüştür.

4.1. Wavelet Filtrasyonu

Filtreleme, frekans düzleminde istenilen frekansların geçirilmesi istenmeyen frekansların geçirilmemesi olarak tanımlanabilir. Wavelet quadratik mirror filtre takımları içermektedir. Dolayısıyla alçak frekans ile yüksek frekans filtreleri örtüşmeye neden olmadan çalışabilir. Diğer bir üstünlüğü işareti alt bantlara ayırmaya imkan tanımasıdır. Böylelikle işareti bir kaç filtreleme sonucunda incelemeye imkan tanır.

Wavelet(küçük dalgalar), sürekli zamandaki $W_{ab}(t)$ fonksiyonu, temel fonksiyonların bir kümesidir ve ana bir wavelet W(t) den oluşmuştur. Wavelet transformu herhangi bir x(t) sinyalini, alt fonksiyonlara ayırır.

$$\psi_{a,b}(t) = \frac{1}{\sqrt{a}}\psi\left(\frac{t-b}{a}\right) \tag{19}$$

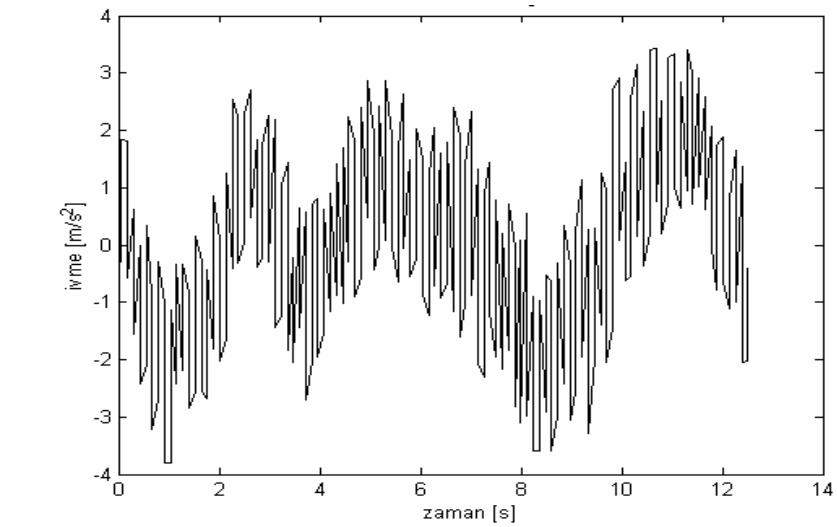
$$W(a,b) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)\psi_{a,b}(t)dt \tag{20}$$

ψ : wavelet fonksiyonu

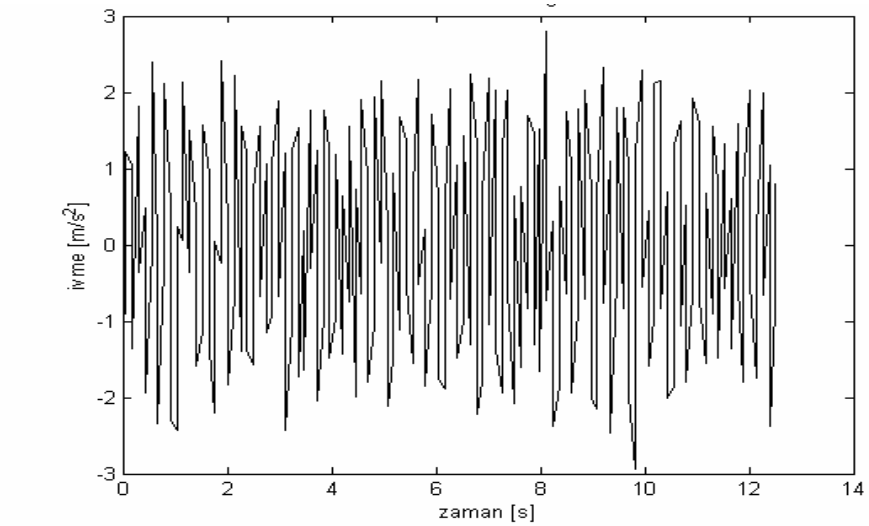
Taşıtın düz yolda 10 km\h sabit hızla seyir durumunda yapılan deneysel çalışmada, ölçülen titreşimlerin ivmeleri büyük olup, aşırı titreşimler söz konusudur(Şekil 9). Ayrıca bu titreşimin üstüne binmiş bir titreşim daha mevcut olup eğrinin ortasından geçirilen diyagram düzgün bir sinüs diyagramına yakındır. Bu sinüs diyagramının üstünde ve altında genliklerin oluşması üç sebepten ve bunların bileşkesi olarak ortaya çıktığı düşünülmektedir;

-Motor ve aktarma organlarının vermiş olduğu düzgün zorlanmış titreşimler.
-Taşıt arazi tekerleklerinin pençelerinin düzgün zorlanmış titreşimler oluşturması.
-Tekerleklerin birbirlerine intikal ettirdiği titreşimlerin meydana getirmiş olmasıdır.

Sistemin fft cevabına wavelet filtrasyonu uygulanmasıyla elde edilen Şekil 10.da, ivmenin maksimum değeri 2.5 m/s^2 dir.

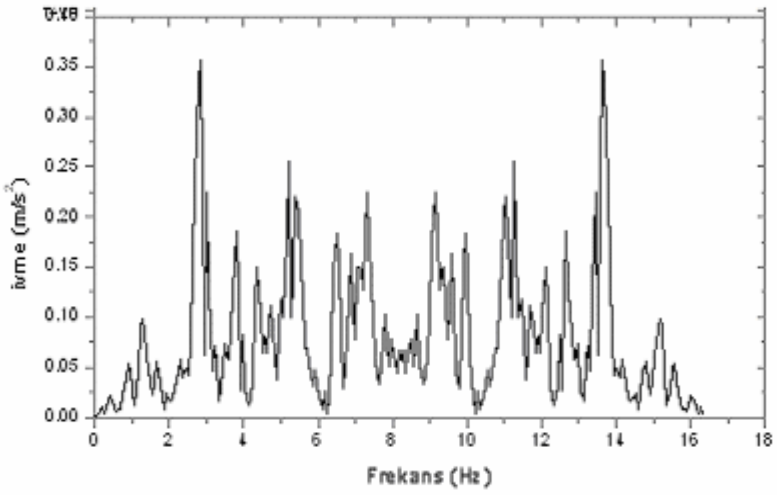


Şekil 9. 10 km/h sabit hızla harekette düz yolda ivme değişimi



Şekil 10. 10 km/h sabit hızla harekette düz yolda ivme değişimi (wavelet filtrasyonu uygulanmış hali)

Taşıtın "wavelet filtrasyonu" uygulanmış cevabına(Şekil 10) fft uygulanması sonucu elde edilen grafikde (Şekil 11.) 4-6 Hz ve 11-14 Hz civarındaki frekanslar, motor tarafından tahrik edilen ve motorun harmonik frekanslarına denk gelmektedir.Bu durumda motor alt harmoniği ile taşıt doğal frekansları çakışmaktadır. Dolayısıyla taşıt 10 km\h hız civarında aşağı-yukarı hareketi (düşey yönde titreşimler) nin baskın olduğu bir davranış sergilemektedir.



Şekil 11. 10 km/h sabit hızla harekette düz yolda ivme değişimi fft cevabı (wavelet filtrasyonu uygulanmış hali)

5. SONUÇLAR

Oluşan aşırı titreşimlerin azaltılabilmesi için çeşitli yöntemler mevcut olup, motorun taşıta bağlantı noktalarında sönümü arttırıcı elemanlar kullanmak yoluyla, akslar arası mesafeler, tekerlek iz genişliklerinde yapılacak değişiklikler ve dinamik absorber uygulamasıyla aşırı titreşimlerin genliklerinin azaltılması mümkündür.

Sonuç olarak, taşıtın frekans analizi ve seyir durumu için yapılan teorik ve deneysel çalışmalarda, titreşimlerin ivme değerleri yüksek ve düşük frekanslarda ortaya çıkan rezonanslar söz konusudur. Seyir konforunu arttırmak ve titreşim ivme değerlerini düşürmek için taşıta süspansiyon takılması durumunda titreşimlerin ivme değerleri düşmekle birlikte silah atış sonrası oluşan artık titreşimler bir sonraki atışı etkilemesi söz konusu olacaktır. Ayrıca rijit gövde modları daha aşağı düşmektedir. İnsan sağlığı için rahatsız edici bölge 3-7 Hz aralığında [13], [14] bulunan düşey ve kafa vurma modları için sisteme dinamik absorber takılması uygun olacaktır. Konstrüksiyon açısından uygun olan gövde içersindeki arka kısma yerleştirilebilir. Böylece ana gövde titreşimlerinde sönümlenme sağlanmış olur ve rijit modlar yukarı ötelenir.
Taşıt konforunun arttırılması için alınabilecek önlemler aşağıdaki gibi sıralanabilir;
1) Dinamik absorber ekleme; düşey yöndeki aşırı titreşimlerin sönümlenmesinde iyi sonuç vermekte olup maliyet açısından oldukça ucuzdur. Düşey yönde aşırı titreşimlerin oluştuğu 5-7 Hz aralığındaki rezonans bölgesi ortadan kaldırılabilir. Bununla birlikte, dinamik absorberin kütlesine bağlı olarak düşük frekanslarda rezonans ortaya çıkması söz konusu olacaktır. Dinamik absorberin kütle, yay ve sönüm değerlerinin uygun seçilmesiyle dinamik absorbere ve taşıta ait frekans bölgeleri birleştirilmesi daha uygun olacaktır.
2) Sönümleyici(absorber) eklenebilir.
3) Yaylar yumuşatılabilir.
4) Taşıtın 10 km/h sabit hızla hareketinde görülen düşey yönlü aşırı titreşimi, motorun alt harmonikleriyle ikinci doğal frekansın çakışmasından kaynaklanmaktadır. Motorun ana gövdeye bağlantı noktalarına sönümleme elemanları konularak bu durumun önüne geçilebilir.
5)Süspansiyonlara kontrolcu eklemek ekonomik açıdan pahalıdır ve ek enerji harcamayı gerektirir. Bu yüzden daha ucuz çözüm olan sürücü koltuğu altına kontrolcu eklemek

mümkündür. Bundan sonraki çalışmaların seyir konforunu geliştirme yönünde ilerletilmesi tavsiye edilir.

8. KAYNAKLAR

[1] Demic, M., "Idendification of Vibration Parameters for Motor vehicles" Vehicle System Dynamics, 27:68-88, 1997.

[2] Dodds,C. J. ve Robson, J. D., "The Description of road surface roughness", Journal of Sound and Vibration, 31(2):175-183, 1973.

[3] Gobbi, M. ve Mastinu, G., "Expected Fatigue Damage of Road Vehicles due to Road excitation "Vehicle System Dynamics Supplement, 28:778-788, 1998.

[4] K Huh, J. Kim, J. Hong, "Handling and Driving Characteristics For Six-Wheeled Vehicles", Imech,214(2):159-170, 2000.

[5] Miroslave, DEMIC, "Idendification of Vibration Parameters for Motor vehicles" Vehicle System Dynamics, 27:68-88, 1997.

[6] E. M. Elbeheiry , D. C. Karnopp, "Optimal Control Of Vehicle Random Vibration With Constrained Suspension Deflection" Journal of Sound and Vibration, 189 (5): 547-564, 1996.

[7] V. Ramumurti, C. Sujatha, "Bus Vibration Study – finite Element Modelling and Determination of the Eigenpairs", Int. J. Of Vehicle Design, 11 (4/5): 20, 35, 1990.

[8] S. Horvath, P. Michelberger, D. Szöke, "Influence of payload on the dynamic stress in vehicle structures" Int. J. Of Vehicle Design, 5 (4), 1984.

[9] Takayuki Koizumi, Nobutaka Tsujiuchi, Shigeyuki Sawabe, Isamu Kubomoto, Eichi Ishido,"Structural Optimization of Tractor Frame For Noise Reduction, Proceedings of the 4th International Conference on Motion and Vibration Control (MOVIC), ETH Zurich, Swirzerland, 1998,45-49.

[10] Quing-zu Su, Qiong-he XU, Zhun ZHANG , Yue-li ZHANG(1988), "Dynamic Modification Aplplied to the Design of the Handle of a Walking Tractor", Vehicle System Dynamics, 17:367-378.

[11] A. D. Gupta, "Evaluation of a Fully Assebled Armored Vehicle Hull-Turret Model Using Computational and Experimental Modal Analyses", Computers&Structures, 72: 177-183, 1999.

[12] Demir C., "Altı Tahrikli (6x6) Askeri Bir Aracın Silah Atış Pozisyonlarında ve Arazide Seyir Halinde Dinamik Durumunun İncelenmesi", YTÜ, Doktora Tezi, Tez Danışmanı: Necati Tahralı, İstanbul, 2003.

[13] Griffin M. J., "Handbook of Human Vibration", 1. Baskı, Acedemic Press, California, 1990, 99-123.

[14] Gillespie, T. D., "Fundamentals of Vehicle Dynamics", 1. Baskı, Society of Automotive Engineers, c1992 125-193.