

ARAŞTIRMA MAKALESİ

FARKLI AKS MODELLERİNİN TAŞIT TİTREŞİMLERİNE ETKİSİ

Fuat ALARÇİN(*) İsmail YÜKSEK(**)

(*) Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı Mühendisliği Bölümü, 80750 Beşiktaş

(**) Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 80750 Beşiktaş

Geliş Tarihi: 22.02.2000

THE EFFECT OF DIFFERENT AXLE MODELS ON VEHICLE VIBRATION

SUMMARY

Vibrations generated by a vehicle body depend on the road roughness. These oscillations are conveyed to the main body of the vehicle and passengers via wheels, springs and dampers. One of the important criteria in investigating vehicle vibrations is passengers' discomfort due to the vibration. In this study, the vibration analyses of free, rigid rear and rigid front/rear axles vehicle models are performed by using a computer program. Suspension is formed by springs and dampers. Coefficients of those are changed for analysis for the different model types. The results obtained from each of the model are compared with each other. It can be concluded in this work that modification coefficient of springs and dampers can provide high passenger comfort.

ÖZET

Seyir halindeki taşıtlar esas olarak yoldan gelen uyarılarla titreşim yaparlar. Bu uyarılar teker, yay ve sönüm elemanları üzerinden gövde ve yolculara geçer. Taşıtların titreşimlerinin incelenmesinde en önemli kriterlerden biri yolcuların titreşimlerden duyduğu rahatsızlıktır. Bu çalışmada, bağımsız, bağımlı ve arka bağımlı akslı taşıtların titreşimleri incelendi. Süspansiyonu oluşturan yay ve sönüm elemanlarının katsayıları değiştirilerek, üç farklı modelin analizi yapıldı. Daha sonra bu üç model birbirleri ile karşılaştırıldı. Çalışmanın sonunda süspansiyon sisteminde kullanılan yay ve sönümleme elemanlarının dinamik özellikleri yolcu konforunu sağlayacak şekilde düzenlendi.

1.GİRİŞ

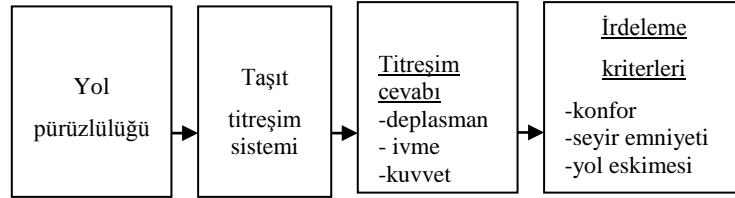
Dinamik sistem olan taşıtların, titreşim analizi üzerinde bugüne kadar çok sayıda araştırma yapılmıştır [1,2,5]. Buna rağmen taşıtların titreşim analizi; titreşim konforu ve seyir emniyeti açısından insanların duyarlılık ve beklentilerinin artması, artan taşıtların hızları gibi sebeplerle önemini korumaktadır. Süspansiyon sistemi tasarımında süspansiyon çalışma aralığı ve gövde titreşim seviyeleri önemli faktörlerdir. Bu faktörler süspansiyon performansını sınırlar. Süspansiyon sisteminin performansına etki eden en önemli parametreler, yay ve sönüm elemanlarının katsayılarıdır. Yumuşak yay, gövde ivmelenme seviyesini azaltırken, katı yay ile tekerlek yol teması iyileşmekte ve taşıtların kontrolü daha kolay sağlanmaktadır [1,2]. Yay ve sönüm değerleri uygun şekilde ayarlanarak süspansiyon sisteminin performansı artırılabilir [3,5,6]. 7 serbestlik

derecesine sahip taşıtın süspansiyon elemanlarının değerleri belli sınırlar içerisinde değiştirilebilir [7]. Süspansiyonun tasarımı konusunda son yıllarda yapılan araştırmalar kapsamlı bir şekilde referans [8]'de , aks sistemleri ile ilgili çalışmalar da referans [4,9]'da bulunabilir.

Taşıt titreşimleri üzerindeki araştırmaların hedefi, titreşimlerin yolcu ve gövde elemanları üzerindeki zararlı etkilerini yok etmek veya azaltmanın yollarını aramaktır. Bu çalışmada, 7 serbestlik derecesine sahip farklı üç taşıt modeli kurularak, yay ve sönüm katsayılarının değişiminin sisteme etkileri incelenmiştir. Gövdenin düşey , yalpa ve kafa vurma titreşimleri göz önünde tutularak uygun yay ve sönüm katsayıları bulunmaya çalışıldı.

2. SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ

Süspansiyon sistemleri, titreşimlerin gövdede oluşturduğu gerilmeleri, ivmeleri, tekerlek yükü salınımlarını ve çeşitli şekilde oluşan titreşimleri azaltmaya yarar. Taşıt titreşim sistemi için genel bir blok şeması Şekil 1' de gösterilmiştir.



Şekil 1. Taşıt titreşim sistemi blok şeması

Günümüzde taşıt süspansiyon sistemleri üç grupta incelenmektedir.

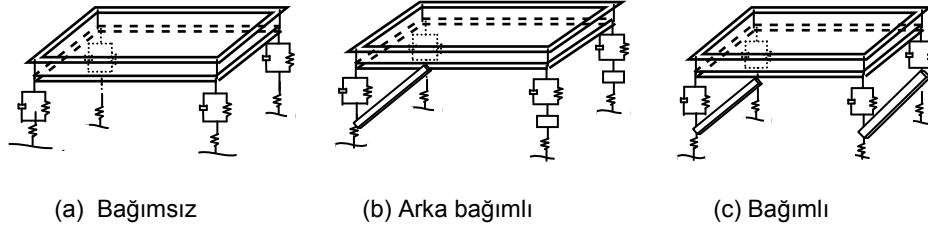
- 1- Pasif süspansiyon sistemleri
- 2- Yarı aktif süspansiyon sistemleri
- 3- Aktif süspansiyon sistemleri

Bu çalışmada günümüz taşıt teknolojisinde kullanılmakta olan pasif süspansiyon sistemi gözönüne alınmış ve farklı üç model kurularak bu modellerin gövde titreşimlerine olan etkisi araştırılmıştır.

Pasif süspansiyonlar yay ve sönüm elemanlarından oluşan, ilave enerji gerektirmeyen süspansiyon sistemleridir. Yaylar enerji depolayan, şoför-araç-tekerlek arasındaki yük değişimini dengeleyen elemanlardır. Sönüm elemanı ise, yay üzerinde biriken potansiyel enerjiyi ısı enerjisine dönüştürerek sistemden dışarı atar.

Bu incelemede tekerlek asılış sistemlerine bağlı olarak taşıt modelleri kuruldu. Bu modellerin şematik görünüşü Şekil 2'deki gibidir.

- 1- Bağımsız aks taşıt modeli
- 2- Ön bağımsız arka katı aks taşıt modeli
- 3- Bağımlı aks taşıt modeli.

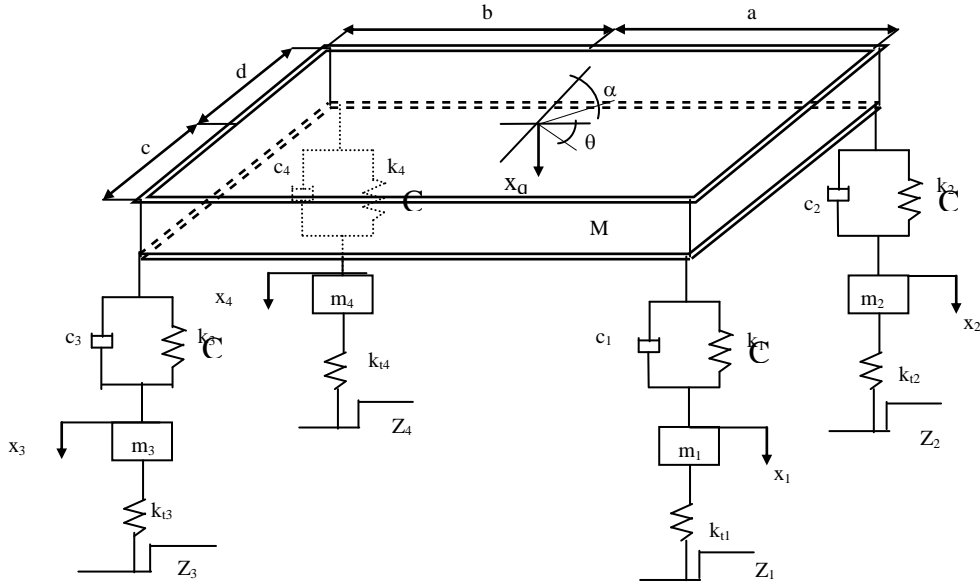


Şekil 2. Değişik aks sistemlerine sahip taşıt modelleri

Titreşim hareketinin diferansiyel denklemlerini elde etmek için "Lagrange" yöntemi kullanıldı. Şekil 3' de gösterilen model literatürde, tam taşıt modeli veya üç boyutlu model olarak bilinir. Model, dört adet bağımsız aks ve gövdeden oluşur. Her bir aks, gövdeye yay ve sönüm elemanları ile bağlanmıştır. Lagrange denklemlerinin en genel ifadesi aşağıdaki gibidir.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{x}_j} \right) - \frac{\partial E_K}{\partial x_j} + \frac{\partial E_P}{\partial x_j} + \frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}_j} = Q_j \quad (1)$$

Burada; E_K toplam kinetik enerji, E_P toplam potansiyel enerji, E_D toplam sönüm enerji, Q_j genelleştirilmiş kuvvetler, x_j genelleştirilmiş koordinatları göstermektedir.



Şekil 3. Bağımsız aks sistemine sahip taşıt modeli

M	: Taşıt gövdesinin kütlesi	I	: Kütlesel atalet momenti
α	: Yalpa açısı	θ	: Kafa vurma açısı
$m_{1,2,3,4}$: Ön ,arka aks ve tekerlek kütleleri		
$k_{1,2}; k_{3,4}$: Ön ve arka süspansiyon sistemlerine ait yay katsayıları		
$k_{t1,t2}; k_{t3,t4}$: Ön ve arka lastik tekerleklerin yay katsayıları		
$c_{1,2}; c_{3,4}$: Ön ve arka süspansiyon sistemleri sönüm katsayıları		
b	: Arka aks ile ağırlık merkezi arasındaki yatay mesafe		
a	: Ön aks ile ağırlık merkezi arasındaki yatay mesafe		
c	: Arka sağ aks ile ağırlık merkezi arasındaki yatay mesafe		
d	: Arka sol aks ile ağırlık merkezi arasındaki yatay mesafe		
$z_{1,2,3,4}$: Yol pürüzlülüğü (ön tekerlerde)		
v	: Taşıt hızı (m/s)		

Gövdenin toplam kinetik enerji ifadesi;

$$E_k = \frac{1}{2} \left[M\dot{x}_q^2 + I\dot{\alpha}^2 + I\dot{\theta}^2 + m_1\dot{x}_1^2 + m_2\dot{x}_2^2 + m_3\dot{x}_3^2 + m_4\dot{x}_4^2 \right], \quad (2)$$

yayların toplam potansiyel enerji ifadesi;

$$E_p = \frac{1}{2} \left[k_1(x_q - c\alpha + a\theta - x_1)^2 + k_2(x_q + d\alpha + a\theta - x_2)^2 \right] \\ + \frac{1}{2} \left[k_3(x_q - c\alpha - b\theta - x_2)^2 + k_4(x_q + d\alpha - b\theta - x_4)^2 \right] \\ + \frac{1}{2} \left[k_{t1}(x_1 - z_1)^2 + k_{t2}(x_2 - z_2)^2 + k_{t3}(x_3 - z_3)^2 + k_{t4}(x_4 - z_4)^2 \right] \quad (3)$$

sönüm elemanlarının toplam sönüm enerji ifadesi;

$$E_D = \frac{1}{2} \left[c_1(\dot{x}_q - c\dot{\alpha} + a\dot{\theta} - \dot{x}_1)^2 + c_2(\dot{x}_q + d\dot{\alpha} + a\dot{\theta} - \dot{x}_2)^2 \right] \\ + \frac{1}{2} \left[c_3(\dot{x}_q - c\dot{\alpha} - b\dot{\theta} - \dot{x}_3)^2 + c_4(\dot{x}_q + d\dot{\alpha} - b\dot{\theta} - \dot{x}_4)^2 \right] \quad (4)$$

şeklinde hesaplanabilir. Yukarıdaki enerji ifadeleri Lagrange denkleminde (1) yerleştirilip matris formunda yazılırsa aşağıdaki ifade elde edilir.

$$[M]\ddot{\underline{x}} + [C]\dot{\underline{x}} + [K]\underline{x} = \underline{F} \quad (5)$$

Bilgisayar uygulanması açısından kolaylık olsun diye üç taşıt modeli için ayrı ayrı hareket denklemleri matris formunda ifade edildi. Burada sadece bağımsız taşıt modeli için M,C,K matrisleri verilmiştir.

$$M = \begin{bmatrix} M & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_\alpha & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_\theta & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_4 \end{bmatrix}$$

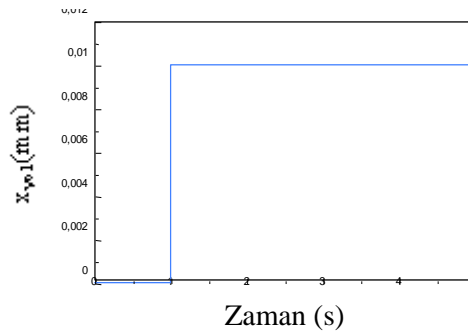
$$[\ddot{x}] = \begin{bmatrix} \ddot{x}_q \\ \ddot{\alpha} \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \\ \ddot{x}_4 \end{bmatrix}, \quad [\dot{x}] = \begin{bmatrix} \dot{x}_q \\ \dot{\alpha} \\ \dot{\theta} \\ \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix}, \quad [x] = \begin{bmatrix} x_q \\ \alpha \\ \theta \\ x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} (c_1 + c_2 + c_3 + c_4) & (-cc_1 + dc_2 - cc_3 + dc_4) & (ac_1 + ac_2 - bc_3 - bc_4) & (-c_1) & (-c_2) & (-c_3) & (-c_4) \\ (-cc_1 + dc_2 - cc_3 + dc_4) & (c^2c_1 + d^2c_2 + c^2c_3 + d^2c_4) & (-acc_1 + adc_2 + bcc_3 - dbc_4) & cc_1 & -dc_2 & cc_3 & -dc_4 \\ (ac_1 + ac_2 - bc_3 - bc_4) & (-acc_1 + adc_2 + bcc_3 - dbc_4) & (a^2c_1 + a^2c_2 + b^2c_3 + b^2c_4) & (-ac_1) & (-ac_2) & (bc_3) & (bc_4) \\ (-c_1) & (cc_1) & (-ac_1) & (c_1) & 0 & 0 & 0 \\ (-c_2) & (-dc_2) & (-ac_2) & 0 & (c_2) & 0 & 0 \\ (-c_3) & (cc_3) & (bc_3) & 0 & 0 & (c_3) & 0 \\ (-c_4) & (-dc_4) & (bc_4) & 0 & 0 & 0 & (c_4) \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} (k_1 + k_2 + k_3 + k_4) & (-ck_1 + dk_2 - ck_3 + dk_4) & (ak_1 + ak_2 - bk_3 - bk_4) & (-k_1) & (-k_2) & (-k_3) & (-k_4) \\ (-ck_1 + dk_2 - ck_3 + dk_4) & (c^2k_1 + d^2k_2 + c^2k_3 + d^2k_4) & (-ack_1 + adk_2 + bck_3 - dbk_4) & ck_1 & -dk_2 & ck_3 & -dk_4 \\ (ak_1 + ak_2 - bk_3 - bk_4) & (-ack_1 + adk_2 + bck_3 - dbk_4) & (a^2k_1 + a^2k_2 + b^2k_3 + b^2k_4) & (-ak_1) & (-ak_2) & (bk_3) & (bk_4) \\ (-k_1) & (ck_1) & (-ak_1) & (k_1 + k_{i1}) & 0 & 0 & 0 \\ (-k_2) & (-dk_2) & (-ak_2) & 0 & (k_2 + k_{i2}) & 0 & 0 \\ (-k_3) & (ck_3) & (bk_3) & 0 & 0 & (k_3 + k_{i3}) & 0 \\ (-k_4) & (-dk_4) & (bk_4) & 0 & 0 & 0 & (k_4) \end{bmatrix}$$

3. SİMÜLASYONLAR

Her üç model için ayrı ayrı oluşturulan simülasyon programı ile taşıtın titreşim analizi yapıldı. Simülasyonlar esnasında taşıtın basamak şeklinde bir yoldan geçtiği düşünülmüştür. Şekil 4'de basamak fonksiyonunun değişimi gösterilmiştir.



Şekil 4. Basamak Fonksiyonu

Her bir model için yay ve sönüm değerlerinin etkilerini görmek amacıyla aşağıdaki işlemler yapıldı:

i) Simülasyonda öncelikle 'c' sönüm katsayısı sabit tutularak yay katsayılarındaki değişimin gövde yer değiştirmeleri (düşey, yalpa, kafa vurma) üzerindeki etkileri incelendi. Tablo 1'de yay katsayılarının değişimi görülmektedir.

ii) Simülasyonda yay katsayısı 'k' sabit tutularak sönüm katsayılarının değişimin gövde yer değiştirmeleri üzerindeki etkileri incelendi. Tablo 2'de sönüm katsayılarının değişimi görülmektedir.

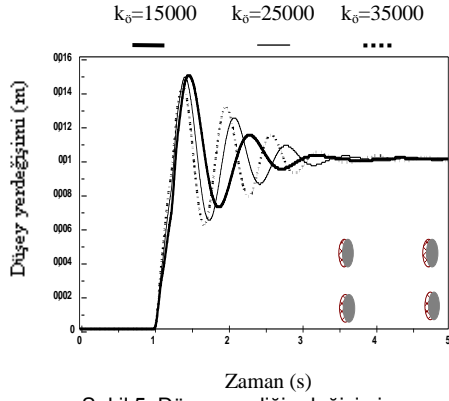
Tablo 1. Süspansiyon yay katsayılarının konumlarına göre değerleri

Haller	Süspansiyon Konumu	Katsayılar
1. Hal	Ön süspansiyon yay katsayısı	$k_{1,2} = 15000$ N/m
	Arka süspansiyon yay katsayısı	$k_{3,4} = 20000$ N/m
2. Hal	Ön süspansiyon yay katsayısı	$k_{1,2} = 25000$ N/m
	Arka süspansiyon yay katsayısı	$k_{3,4} = 30000$ N/m
3. Hal	Ön süspansiyon yay katsayısı	$k_{1,2} = 35000$ N/m
	Arka süspansiyon yay katsayısı	$k_{3,4} = 40000$ N/m
Sönüm katsayısı 'c' sabit alındı.	Ön süspansiyon sönüm katsayısı	$c_{1,2} = 1000$ Ns/m
	Arka süspansiyon sönüm katsayısı	$c_{3,4} = 1200$ Ns/m

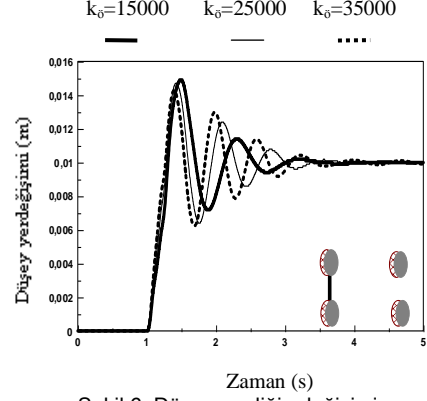
Tablo 2. Süspansiyon sönüm katsayılarının konumlarına göre değerleri

Haller	Süspansiyon Konumu	Katsayılar
1. Hal	Ön süspansiyon sönüm katsayısı	$c_{1,2} = 1000$ Ns/m
	Arka süspansiyon sönüm Katsay.	$c_{3,4} = 1200$ Ns/m
2. Hal	Ön süspansiyon sönüm katsayısı	$c_{1,2} = 1300$ Ns/m
	Arka süspansiyon sönüm katsay.	$c_{3,4} = 1500$ Ns/m
3. Hal	Ön süspansiyon sönüm katsayısı	$c_{1,2} = 1600$ Ns/m
	Arka süspansiyon sönüm katsay.	$c_{3,4} = 1800$ Ns/m
Yay katsayısı 'k' sabit alındı.	Ön süspansiyon yay katsayısı	$k_{1,2} = 15000$ N/m
	Arka süspansiyon yay katsay.	$k_{3,4} = 25000$ N/m

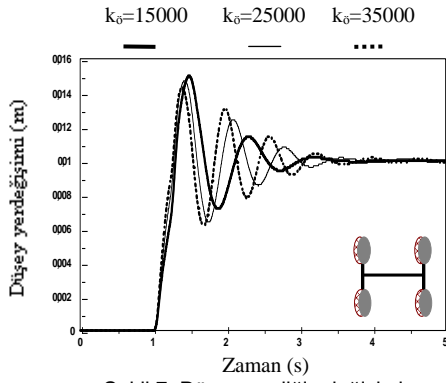
1.simülasyonda gövdenin, düşey, yalpa ve kafa vurma titreşimlerinin sabit bir sönüm katsayısına karşılık, farklı yay katsayılarının etkisindeki cevabı incelenmiştir. Modellerin düşey genliğinin değişimi Şekil [5,6,7,8]' de, kafa vurma hareketi Şekil [9,10,11,12]'de ve son olarak da yalpa hareketi Şekil [13,14,15,16]'da görülmektedir. Düşük yay katsayılarına sahip sistemlerde sistemin titreşim cevapları daha iyi olmaktadır. Düşey ve kafa vurma hareketlerinde, aks sistemindeki farklılıklar sonuca fazla etki yapmaktadır. Aks sisteminin farklı olması, yalpa hareketini etkilemektedir. Bağımsız aksa sahip sistemin cevaplarının daha iyi olduğu Şekil 16 da görülmektedir



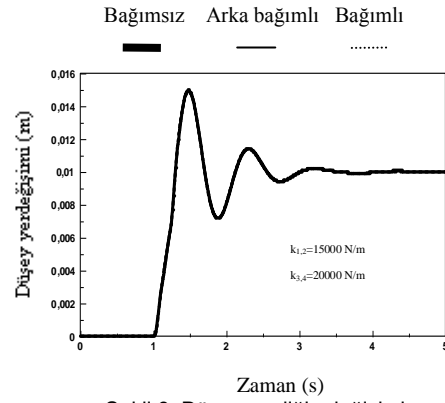
Şekil 5. Düşey genliğin değişimi (Bağımsız)



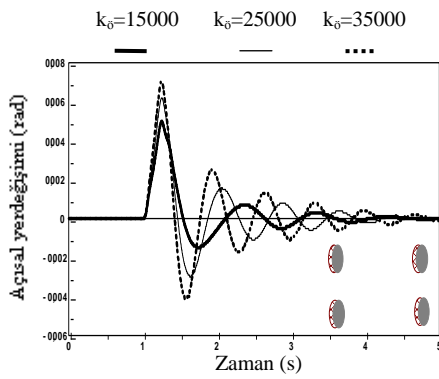
Şekil 6. Düşey genliğin değişimi (Arka Bağımlı)



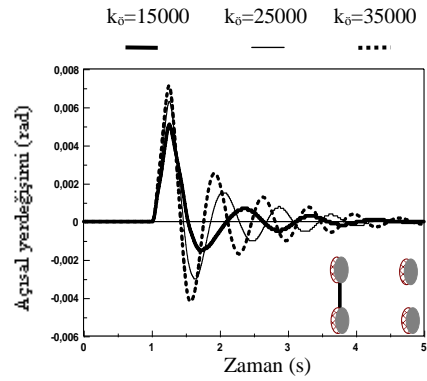
Şekil 7. Düşey genliğin değişimi (Arka bağımlı)



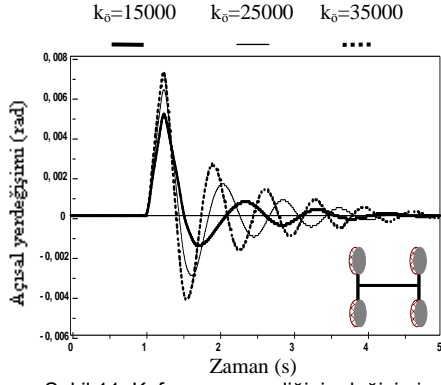
Şekil 8. Düşey genliğin değişimi



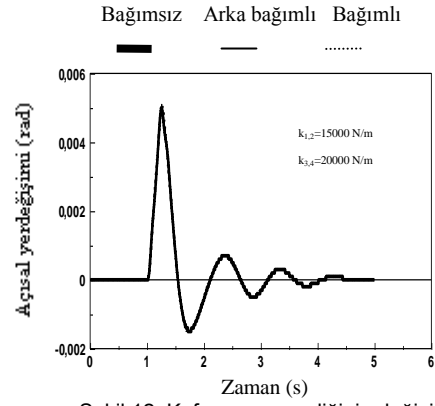
Şekil 9. Kafa vurma genliğinin değişimi (Bağımsız)



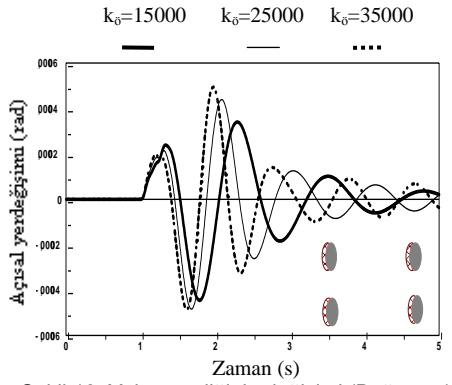
Şekil 10. Kafa vurma genliğinin (Arka Bağımlı)



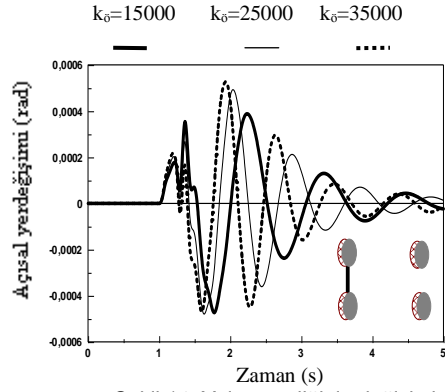
Şekil 11. Kafa vurma genliğinin değişimi (Arka bağımlı)



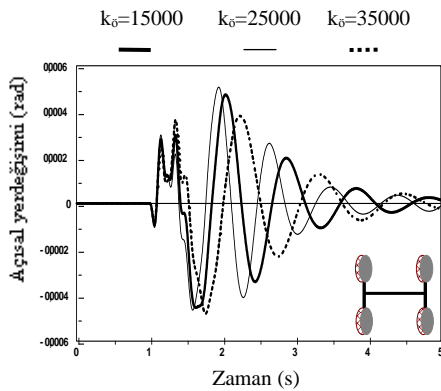
Şekil 12. Kafa vurma genliğinin değişimi



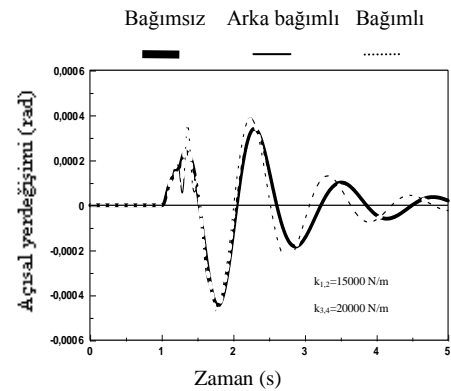
Şekil 13. Yalpa genliğinin değişimi (Bağımsız)



Şekil 14. Yalpa genliğinin değişimi (Arka Bağımlı)

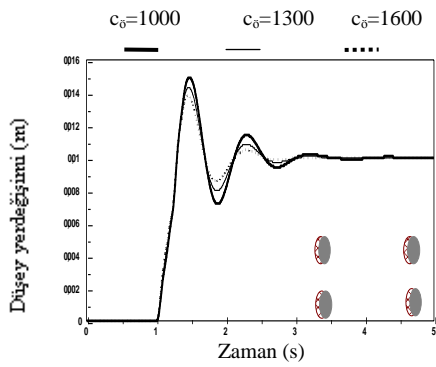


Şekil 15. Yalpa genliğinin değişimi (Bağımlı)

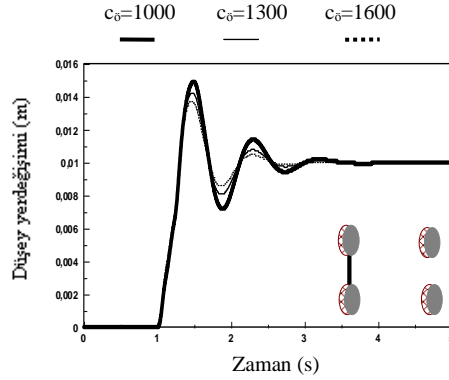


Şekil 16. Yalpa genliğinin değişimi

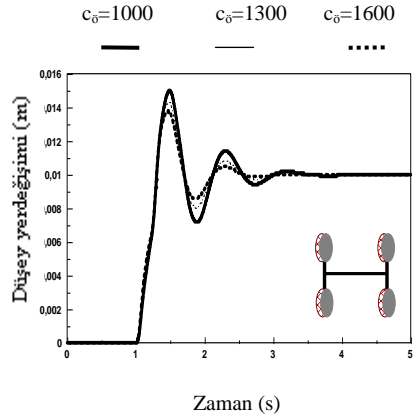
2. simülasyon değerlendirmesinde sabit bir yay katsayısına karşılık farklı sönüm katsayılarının etkileri incelenmiştir. Modellerin düşey genişliğinin değişimi şekil [17,18,19] da, kafa vurma genliklerin değişimi şekil [20,21,22]'de ve son olarak da yalpa genişliğinin değişimleri şekil [23,24,25]'de görülmektedir.



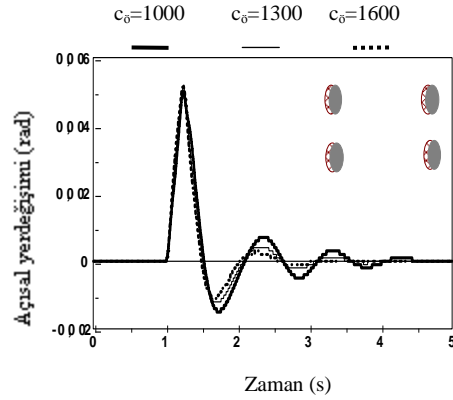
Şekil 17. Düşey genişliğin değişimi (Bağımsız)



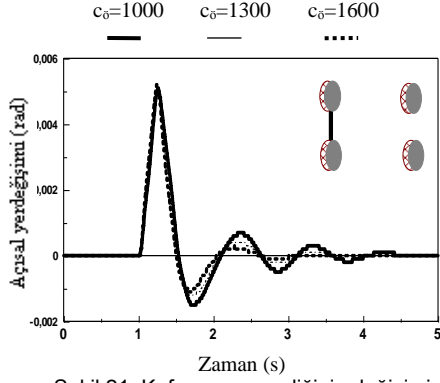
Şekil 18. Düşey genişliğin değişimi (Arka Bağımlı)



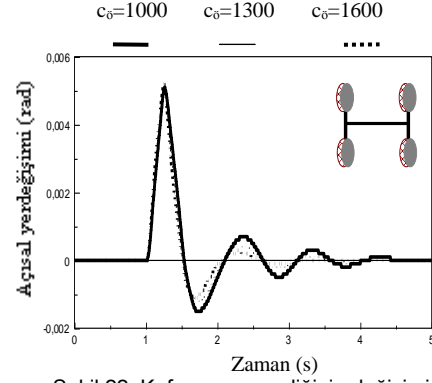
Şekil 19. Düşey genişliğin değişimi (Bağımlı)



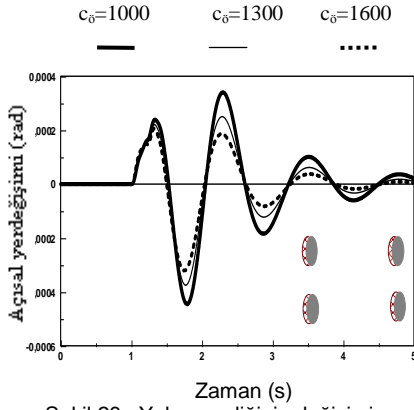
Şekil 20. Kafa vurma genliğinin değişimi (Bağımsız)



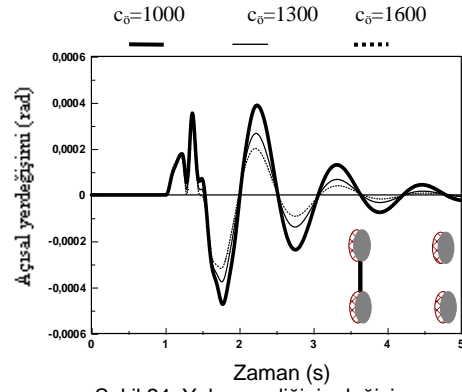
Şekil 21. Kafa vurma genliğinin değişimi (Arka Bağımlı)



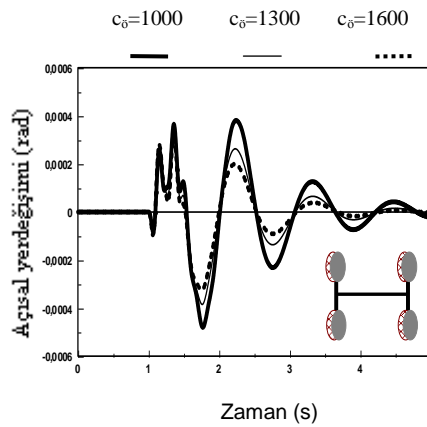
Şekil 22. Kafa vurma genliğinin değişimi (Bağımlı)



Şekil 23. Yalpa genliğinin değişimi (Bağımsız)

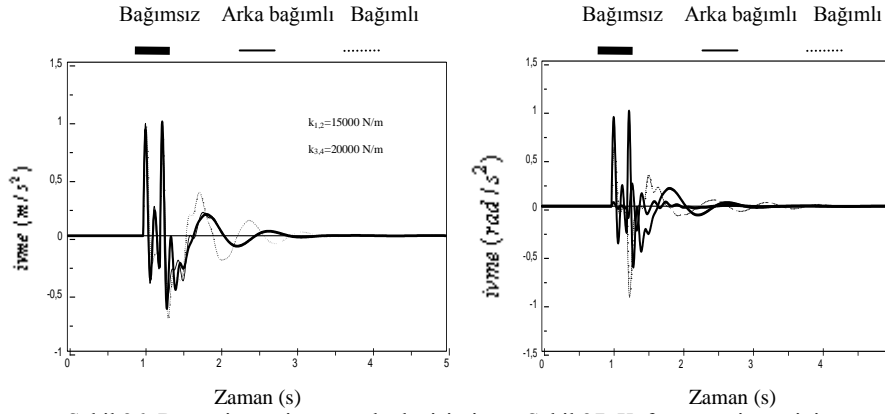


Şekil 24. Yalpa genliğinin değişim (Arka Bağımlı)



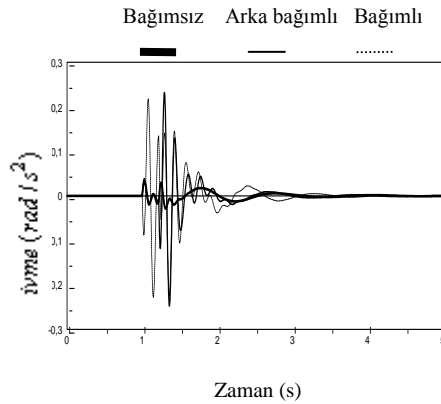
Şekil 25. Yalpa genliğinin değişimi (Bağımlı)

3. simülasyonda sistemi konfor açısından incelemek için ivme değerlerine bakıldı. Aynı yay katsayısına sahip modellerde Şekil [26,27,28]'de görüldüğü gibi bağımsız ile arka bağımlı modelin ivmeler açısından hemen hemen aynı davranışı gösterirken bağımsız akslı sistemin sönümlenmesi diğerlerine göre daha iyidir.



Şekil 26. Düşey ivmenin zamanla değişimi

Şekil 27. Kafa vurma ivmesinin zamanla değişimi



Şekil 28. Yalpa ivmesinin zamanla değişimi

4. SONUÇLAR

Bu çalışmada, bir taşıt için farklı aks modeller tasarlanarak, bunların titreşimler üzerine etkisi incelendi. Yapılan simülasyonlar, aks sistemindeki farklılıkların beklendiği gibi titreşimler üzerinde çok etkili olmadığını göstermektedir. Gövde ve kafa vurma titreşimleri incelendiğinde hemen hemen hiç farklılık gözükmemektedir. Yalpa titreşimlerinde ise bağımsız aksın üstünlüğü görülmektedir. İvme eğrileri incelendiğinde, bağımsız aksa sahip modelin daha iyi sonuçlar verdiği görülmektedir. Özellikle yalpa hareketinde bariz üstünlük kendini göstermektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Elbehery E.M., Karnoop D.C., Elaraby M.E., and et.al “Suboptimal Control Design of Active and Passive Suspensions Based on a Full Car Model”, Vehicle System Dynamics, V.26, p.p. 197-222, 1996
- [2] Esmailzadeh E.; and Fahimi F. “Optimal Adaptive Active Suspensions for a Full Car Model”, Vehicle System Dynamics, V.27, p.p. 89-107
- [3] Güneş A., “Taşıtlarda Titreşim ve Gürültü”, İstanbul Teknik Üniversitesi
- [4] Demirsoy,M., “Motorlu Araçalar Cilt 2”, Birsen Yayınevi,1989
- [5] Sharp R.S., Crolla D.A. “ Road Vehicle Suspension System Design-a Review”, Vehicle System Dynamics, V.16, p.p. 167-192, 1987
- [6] Yüksek İ., “Taşıt Titreşimlerinin Optimizasyonu” , Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, 1995
- [7] Yüksek,İ., Yiğit, F., ve Kaya F.; “Aktif ve Pasif Süspansiyon Sistemlerinin Performanslarının Karşılaştırılması”,II. Ulusal Hesaplamalı Mekanik Konferansı, 1996
- [8] Williams, R.A., “Automotive Active Suspensions, Basic Principles”, Proc. Instn. Mech. Engrs., V.211, Part D, 1997
- [9] William, H.,” Automotive Mechanics”, Volume1,1987