

T.C.
MUSTAFA KEMAL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

TİTREŞİM ESASLI TAŞIT TASARIM PARAMETRELERİNİN
BELİRLENMESİ

İBRAHİM KELEŞ

114514

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM BAKANLIĞI
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ANTAKYA
TEMMUZ-2001

T.C.
Mustafa Kemal Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğüne

Prof. Dr. Ertuğrul BALTACIOĞLU danışmanlığında, İbrahim KELEŞ tarafından hazırlanan bu çalışma 03 / 07 / 2001 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Prof. Dr. Ertuğrul BALTACIOĞLU

İmza :

Üye : Yrd. Doç. Dr. Emin ÜNAL

İmza :

Üye : Yrd. Doç. Dr. Hakan YAVUZ

İmza :

Yukarıdaki imzaların adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylarım.

Kod No: 75

İmza :

03 / 07 / 2001

Enstitü Müdürü

Prof. Dr. Mustafa KAPLANKIRAN



Bu çalışma Araştırma Fonu tarafından desteklenmiştir.

Proje No:

Not: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaktan yapılan bildirişlerin, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak gösterilmeden kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri kanunundaki hükümlere tabidir.

ÖZET

Motorlu taşıtlarda yol pürüzlülüğü ve transmisyon elemanlarından kaynaklanan titreşimler, seyir konforu açısından rahatsızlıklar vermekle beraber büyük ölçüde malzeme tahribatına, görevlerini yapamamalarına neden olmaktadır.

Titreşim sorununun uygun bir çözüm bulunabilmesi ancak, motorlu taşıtlardaki titreşimlerin nedenlerinin detaylı analiz edilmesiyle mümkündür. Bilindiği gibi motorlu taşıtlarda, motordan alınan güç çeşitli iletim elemanları vasıtasıyla yararlı hale dönüştürülmektedir. Araçlarda, motor elemanları dahil diğer transmisyon elemanlarındaki yüksek devir sayısı ve kütle dengesizliğinden dolayı titreşimler meydana gelmektedir. Bu titreşimlerin boyutları küçük dahi olsa, dönel elemanların belirli bir kullanım süresinden sonra tahribatına veya sistem dışı kalmasına neden olmaktadır. Diğer taraftan araçların seyir güzergahındaki pürüzlülüklerden dolayı da göz önüne alınmayan olumsuz etkiler titreşimi arttırmakta, elemanların işletme ömründen önce deformasyona uğramasına sebep olmaktadır.

Çalışmada ilk olarak titreşim ve insanın titreşime olan duyarlılığının üzerinde durulmuş; yoldan gelen titreşimlerin ne şekilde ortaya çıktığı incelendikten sonra oluşan titreşimlerin mekanik sisteme ve insanlara en az zarar verecek şekilde nasıl sönümlenmesi gerektiği araştırılmıştır.

Bu çalışmada CARSIMED simülasyon programında sedan tipi bir otomobilin yoldan kaynaklanan titreşimlerin seyir konforuna göre standart bir seçilmiş yol kullanılarak taşıtın hızının sönüm katsayılarının artırılması ve titreşimin az olduğu özel bir yol üzerinde taşıt titreşim parametreleri incelenmiştir.

2001, 86 sayfa

Anahtar kelimeler: Taşıt, Titreşim, Seyir Konforu, Yol Pürüzlülüğü

ABSTRACT

Both the vibrations arising from the road and transmission elements and the engine of the vehicles cause trouble in terms of driving comfort and material damage and consequently resulting in failure of the vehicle components.

Finding a suitable solution for such vibration related problems could only be possible by detailed analysis of the cause of the vibrations in the vehicles. As widely known, in engine power vehicles, the power obtained from engine is converted into useful power by means of various transmission elements. In such vehicles, the vibrations are mainly caused by unbalanced mass in high-speed transmission elements including the engine components. Even if the amplitude of the vibrations is small, after a certain period of time it causes damage to the rotating parts and renders them defunct. On the other hand, the negative effects of the small road roughness that are not normally considered increase the vibration level and cause deformation of the elements before their life span is completed.

In the present study, it is first dealt with the vibration and the drivers' sensitivity to such vibrations which is followed by studying the reason of the vibrations and it was dealt with how to best absorb these vibrations with the least possible disruption to people and to the mechanic systems.

In this work, a sedan type of car is used in the CARSIMED simulation program. The vibration parameters of the vehicle have been studied for different speeds of the car, and increments of the damping coefficients using two types of roads (a standard road used in the simulation program and the road designed by the author of this thesis) chosen to investigate the driving comfort under road related vibrations.

2001, 86 pages

Key Words: Vehicle, Vibration, Driving Comfort, Road Roughness

ÖNSÖZ

Motorlu taşıtlarda yol pürüzlülüğünden ve transmisyon elemanlarından kaynaklanan titreşimler, seyir konforu bakımından fizyolojik ve psikolojik bozukluklara neden olmaktadır. Taşıttaki mevcut elemanlar açısından ise malzeme yorulması, dinamik gerilme ve işletme ömründen evvel devre dışı kalmalarına sebebiyet vermektedir. Bu gibi olumsuz nedenleri önlemek için taşıtta meydana gelen titreşimlerin iyi analiz edilmesi ve ortaya konan matematiksel modelin mevcut şartlara tam uyum sağlayamamasından dolayı çözüm getirilemeyen problemlerin, uygun tasarım parametrelerinin belirlenmesi gereklidir. Bu çalışmayla elde edilecek olan parametreler ışığı altında titreşimlerin yok edilmesi veya istenilen sınırlar dahilinde olması sağlanacaktır.

Bu çalışmada carsimed simülasyon programında sedan tipi bir otomobilin yoldan kaynaklanan titreşimlerin seyir konforuna göre seçilmiş yol kullanılarak taşıtın hızının sönüm katsayılarının arttırılması ve değişik bir yol üzerinde taşıt titreşim parametreleri incelenmiştir. Önceki çalışmalar incelenip yorumlanarak daha sonraki çalışmalarda yapılması gerekenlere ışık tutulmaya çalışılmıştır.

Yüksek lisans tez konumun belirlenmesinde değerli fikirleriyle bu çalışmayı yönlendiren danışman hocam Prof. Dr. Ertuğrul BALTACIOĞLU 'na (Mustafa Kemal Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi), Prof. Dr. İbrahim UZMAY 'a (Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi) ve çalışmamın her aşamasında yardımlarını esirgemeyen Yrd. Doç. Dr. Menderes KALKAT 'a (Niğde Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi) ve yardımlarını gördüğüm tüm öğretim üyesi ve arkadaşlarıma teşekkür ederim. Ayrıca bütün tez çalışmam boyunca sabırla her türlü desteğini esirgemeyen aileme sevgi ve saygılarımı sunarım.

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ.....	iii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	iv
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
SİMGELER DİZİNİ.....	xi
1. GİRİŞ.....	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....	2
2.1. Titreşim Ve İnsan Üzerine Olan Etkileri.....	3
2.1.1. Genel anlamda taşıt titreşimleri.....	3
2.2. Ergonomik Açıdan Titreşimler.....	3
2.3. Sürücü ve Çevre Koşulları.....	4
2.3.1. Sıcaklık.....	5
2.3.2. Gürültü.....	5
2.3.3. Mekanik titreşimler.....	7
2.3.4. Kişinin titreşime duyarlılık kriterleri.....	10
2.4. Koltuk Üzerindeki Düşey Titreşim Hassasiyeti.....	11
2.4.1. El ve kolların düşey titreşim hassasiyeti.....	12
2.4.2. Ayakların düşey titreşim hassasiyeti.....	12
2.4.3. Vücudun dönme hassasiyeti.....	12
2.5. Taşıt Titreşimlerinin İnsan Sağlığına Olan Etkileri.....	12
2.6. Taşıt Titreşim Fonksiyonları Ve Sönümlleme Elemanları.....	13
2.6.1. Taşıtlardaki şok ve titreşimlerin nedenleri.....	13
2.6.2. Dış kaynaklar.....	14
2.7. Yol Pürüzlülüğü.....	14
2.7.1. Harmonik fonksiyon.....	14
2.7.2. Periyodik fonksiyon.....	16

2.7.3.	Rastlantısal fonksiyon.....	17
2.8.	İç Kaynaklar.....	20
2.8.1.	Motor titreşimi.....	20
2.8.2.	Güç iletim sistemlerinden kaynaklanan titreşimler.....	20
2.8.3.	Tekerlek-lastik tertibatı.....	21
2.8.4.	Tekerlek askı sistemleri ve taşıtta yalpa hareketi.....	22
2.9.	Taşıt Titreşimlerini Sönümleme Elemanları.....	22
2.9.1.	Stabilizatörler.....	23
2.9.2.	Yaylar.....	24
2.10.	Amortisörler.....	27
2.10.1.	Sürtünmeli sönümleyiciler.....	27
2.10.2.	Manivela tipi sönümleyici.....	27
2.10.3.	Yay takviyeli sönümleyici.....	27
2.10.4.	Teleskopik hidrolik amortisörler.....	28
2.10.5.	McPherson süspansiyonu.....	28
2.11.	Amortisörlerin Hidrolik Sistemleri.....	28
2.11.1.	Çift tüplü amortisör.....	28
2.11.2.	Tek tüplü amortisör.....	29
2.11.3.	Tek tüplü gazlı amortisör.....	29
3.	MATERYAL VE YÖNTEM.....	31
3.1.	Materyal.....	31
3.2.	Yöntem.....	31
3.3.	Tek Serbeslik Dereceli Sistemlerin İncelenmesi.....	31
3.3.1.	Fiziksel model.....	31
3.3.2.	Matematiksel model.....	33
3.4.	İki Serbestlik Dereceli Sistemlerin İncelenmesi.....	35
3.4.1.	Fiziksel model.....	35
3.4.2.	Matematiksel model.....	35
3.5.	Üç Serbestlik Dereceli Sistemlerin İncelenmesi.....	37

3.5.1. Fiziksel model.....	37
3.5.2. Matematiksel model.....	38
3.6. CARSIMED Paket Programı.....	41
3.6.1. 3D frenleme ve kontrol etme modeli.....	41
3.6.2. 2D sürüş modeli.....	42
3.6.3. 3D süspansiyon modeli.....	43
3.6.4. CARSIMED 'in avantajları.....	43
3.6.5. CARSIMED 'in dezavantajları.....	44
3.7. Taşıt Süspansiyon Sistemleri.....	45
3.7.1. Pasif süspansiyon sistemleri.....	46
3.7.2. Yarı aktif süspansiyon sistemleri.....	47
3.7.3. Aktif süspansiyon sistemleri.....	48
3.7.4. Yarı aktif ve aktif sistemlerin mukayesesi.....	50
3.7.5. Taşıt titreşimlerinde optimizasyonun önemi.....	51
4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA.....	52
5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	81
KAYNAKLAR.....	83
ÖZGEÇMİŞ.....	86

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1.	Sıcaklığın insan üzerine etkisi.....	5
Çizelge 2.2.	Gürültü seviyesi ve tanımı.....	6
Çizelge 2.3.	Düşey yönde etkiyen çeşitli frekans değerlerinin insan üzerine etkileri...	8
Çizelge 2.4.	Farklı çalışan kişilerde görülen belkemiği deformasyonları.....	10
Çizelge 2.5.	Yol pürüzlülüğü sınıflandırma tasarısı.....	18
Çizelge 2.6.	Yol Pürüzlülüğü sınıflandırma tasarısı.....	19



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1.	Düşey yönde düşük frekanslı titreşime maruz kalan, ayakta dik duran bir insanın vücudunun basitleştirilmiş mekanik sistem tasarımı	7
Şekil 2.2.	İnsan vücudunun doğal frekansları	10
Şekil 2.3.	Titreşim hassasiyeti eğrileri	11
Şekil 2.4.	Harmonik hareketin grafiği	15
Şekil 2.5.	Periyodik fonksiyon	16
Şekil 2.6.	Yol pürüzlülüğü spektrum yoğunluğu	17
Şekil 2.7.	Taşıtlar için basitleştirilmiş dinamik model.....	21
Şekil 2.8.	Yalpa titreşimlerine karşı stabilizatörler.....	24
Şekil 2.9.	Başvurma titreşimlerine karşı mekanik düzen.....	25
Şekil 2.10.	Taşıtta kullanılan yaylar.....	27
Şekil 2.11.	Otomobil amortisörü kesit görünüşü.....	30
Şekil 2.12.	Değişik tip otomobil amortisörleri.....	30
Şekil 3.1.	Sistemin fiziksel modeli.....	32
Şekil 3.2.	Tek kütleli sistem.....	32
Şekil 3.3.a	Traktöre ait fiziksel model	32
Şekil 3.3.b	Demiryolu taşıtına ait fiziksel model	32
Şekil 3.4.	Traktöre ait yol üzerindeki fiziksel modeli	33
Şekil 3.5.	İki serbestlik dereceli sistemin fiziksel modeli.....	35
Şekil 3.6.	Üç serbestlik dereceli sistemin fiziksel modeli.....	38
Şekil 3.7.	Yarı aktif kontrol şeması.....	48
Şekil 3.8.	Yarı aktif ve aktif sistemlerin mukayesesi.....	50
Şekil 4.1.	40 km/h hızdaki taşıtın düşey ivmelenmesinde zamanın fonksiyonu.....	55
Şekil 4.2.	50 km/h hızdaki taşıtın düşey ivmelenmesinde zamanın fonksiyonu.....	55
Şekil 4.3.	60 km/h hızdaki taşıtın düşey ivmelenmesinde zamanın fonksiyonu.....	56
Şekil 4.4.	70 km/h hızdaki taşıtın düşey ivmelenmesinde zamanın fonksiyonu.....	56

Şekil 4.5.	80 km/h hızdaki taşıtın düşey ivmelenmesinde zamanın fonksiyonu.....	57
Şekil 4.6.	90 km/h hızdaki taşıtın düşey ivmelenmesinde zamanın fonksiyonu.....	57
Şekil 4.7.	100 km/h hızdaki taşıtın düşey ivmelenmesinde zamanın fonksiyonu...	58
Şekil 4.8.	40 km/h hızda taşıttaki yay kuvveti ile zamanın ilişkisi.....	58
Şekil 4.9.	50 km/h hızda taşıttaki yay kuvveti ile zamanın ilişkisi.....	59
Şekil 4.10.	60 km/h hızda taşıttaki yay kuvveti ile zamanın ilişkisi.....	59
Şekil 4.11.	70 km/h hızda taşıttaki yay kuvveti ile zamanın ilişkisi.....	60
Şekil 4.12.	80 km/h hızda taşıttaki yay kuvveti ile zamanın ilişkisi.....	60
Şekil 4.13.	90 km/h hızda taşıttaki yay kuvveti ile zamanın ilişkisi.....	61
Şekil 4.14.	100 km/h hızda taşıttaki yay kuvveti ile zamanın ilişkisi.....	61
Şekil 4.15.	40 km/h hızda taşıtta zamana bağlı lastik düşey yüklemesi.....	62
Şekil 4.16.	50 km/h hızda taşıtta zamana bağlı lastik düşey yüklemesi.....	62
Şekil 4.17.	60 km/h hızda taşıtta zamana bağlı lastik düşey yüklemesi.....	63
Şekil 4.18.	70 km/h hızda taşıtta zamana bağlı lastik düşey yüklemesi.....	63
Şekil 4.19.	80 km/h hızda taşıtta zamana bağlı lastik düşey yüklemesi.....	64
Şekil 4.20.	90 km/h hızda taşıtta zamana bağlı lastik düşey yüklemesi.....	64
Şekil 4.21.	100 km/h hızda taşıtta zamana bağlı lastik düşey yüklemesi.....	65
Şekil 4.22.	40 km/h hızdaki taşıtta zamana bağlı viskoz sönüm kuvveti.....	65
Şekil 4.23.	50 km/h hızdaki taşıtta zamana bağlı viskoz sönüm kuvveti.....	66
Şekil 4.24.	60 km/h hızdaki taşıtta zamana bağlı viskoz sönüm kuvveti.....	66
Şekil 4.25.	70 km/h hızdaki taşıtta zamana bağlı viskoz sönüm kuvveti.....	67
Şekil 4.26.	80 km/h hızdaki taşıtta zamana bağlı viskoz sönüm kuvveti.....	67
Şekil 4.27.	90 km/h hızdaki taşıtta zamana bağlı viskoz sönüm kuvveti.....	68
Şekil 4.28.	100 km/h hızdaki taşıtta zamana bağlı viskoz sönüm kuvveti.....	68
Şekil 4.29.	Viskoz sönüm oranı 0.25 N-s/mm olan taşıtın düşey ivmelenmesinde zamanın fonksiyonu.....	69
Şekil 4.30.	Viskoz sönüm oranı 0.50 N-s/mm olan taşıtın düşey ivmelenmesinde zamanın fonksiyonu.....	69
Şekil 4.31.	Viskoz sönüm oranı 0.75 N-s/mm olan taşıtın düşey ivmelenmesinde zamanın fonksiyonu.....	70
Şekil 4.32.	Viskoz sönüm oranı 1.00 N-s/mm olan taşıtın düşey ivmelenmesinde zamanın fonksiyonu.....	70
Şekil 4.33.	Viskoz sönüm oranı 0.25 N-s/mm olan taşıttaki yay kuvveti ile zamanın ilişkisi.....	71

Şekil 4.34	Viskoz sönüm oranı 0.50 N-s/mm olan taşıttaki yay kuvveti ile zamanın ilişkisi.....	71
Şekil 4.35	Viskoz sönüm oranı 0.75 N-s/mm olan taşıttaki yay kuvveti ile zamanın ilişkisi.....	72
Şekil 4.36	Viskoz sönüm oranı 1.00 N-s/mm olan taşıttaki yay kuvveti ile zamanın ilişkisi.....	72
Şekil 4.37	Viskoz sönüm oranı 0.25 N-s/mm olan taşıtta zamana bağlı lastik düşey yüklemesi.....	73
Şekil 4.38	Viskoz sönüm oranı 0.50 N-s/mm olan taşıtta zamana bağlı lastik düşey yüklemesi.....	73
Şekil 4.39	Viskoz sönüm oranı 0.75 N-s/mm olan taşıtta zamana bağlı lastik düşey yüklemesi.....	74
Şekil 4.40	Viskoz sönüm oranı 1.00 N-s/mm olan taşıtta zamana bağlı lastik düşey yüklemesi.....	74
Şekil 4.41	Viskoz sönüm oranı 0.25 N-s/mm olan taşıtta zamana bağlı viskoz sönüm kuvveti.....	75
Şekil 4.42	Viskoz sönüm oranı 0.50 N-s/mm olan taşıtta zamana bağlı viskoz sönüm kuvveti.....	75
Şekil 4.43	Viskoz sönüm oranı 0.75 N-s/mm olan taşıtta zamana bağlı viskoz sönüm kuvveti.....	76
Şekil 4.44	Viskoz sönüm oranı 1.00 N-s/mm olan taşıtta zamana bağlı viskoz sönüm kuvveti.....	76
Şekil 4.45	Yeni yol profilinde taşıttın düşey ivmelenmesinde zamanın fonksiyonu.	77
Şekil 4.46	Yeni yol profilinde taşıttaki yay kuvveti ile zamanın ilişkisi.....	78
Şekil 4.47	Yeni yol profilinde taşıtta zamana bağlı lastik düşey yüklemesi.....	79
Şekil 4.48	Yeni yol profilinde taşıtta zamana bağlı viskoz sönüm kuvveti.....	80

SİMGELER DİZİNİ

a	: İvme (m/s^2)
a_0	: Maksimum İvme (m/s^2)
a_1, a_2, b_2	: Belirsiz Titreşimde Yola Bağlı Deneysel Olarak Tespit Edilmiş Yol Parametreleri (m^{-1})
b	: Belirli Titreşimde Sabit
c	: Sönüm Katsayısı (Ns/m)
$C(s), X(s)$	: Çıkış Sinyali
f	: Frekans (Hz)
h	: Uyarı fonksiyonu
k	: Yay katsayısı (N/m)
L	: Yol Parçası (cm, m)
m	: Kütle (kg)
M	: Ana Kütle (kg)
$R(s), F(s)$	: Giriş Sinyali
r	: Frekans Oranı
S	: Laplace Domeni
S_1, S_2	: Laplace Domeninde Kökler
t	: Zaman (t)
T	: Peryot (S)
W	: Belirli Titreşimde Açısal Hız (Rad/s)
w	: Tahrik Frekansı 1/S
w_n	: Tabii Frekans (1/S)
x	: Yer değişimi (Genlik) (m)
x_0	: Maksimum yer değişimi (m)
V	: Doğrusal Hız, Taşıt Hızı (m/s)
ϕ	: Faz Açısı (Rad)
ξ	: Sönüm Oranı
$\phi_h(\Omega_0)$	: Ω_0 Bağlı, Yol Pürüzlülüğü Spektrum Yoğunluğu (cm^3)
$\phi_h(w)$	: w Bağlı, Yol Pürüzlülüğü Spektrum Yoğunluğu (cm^3)
Ω	: Yolun Dairesel Frekansı (m^{-1})

İNDİSLER

1	Lastiğe ait büyüklükler
2	Dingile ait büyüklükler
3	Koltuğa ait büyüklükler
(.)	Birinci türev
(..)	İkinci türev

1. GİRİŞ

Günümüzde, uzun yol seyahatlerinde olsun şehir içi ulaşımında olsun insanlar genelde karayolu taşıtlarını tercih etmektedirler. Motorlu taşıtlar adı altında toplayabileceğimiz, otobüs, kamyon, traktör, otomobil gibi nakil araçlarında seyahatlerini gerçekleştiren insanlar bazen oldukça uzun sürelerde bu taşıtların içinde kalmak zorundadırlar. Böyle durumlarda insanların rahatını ve emniyetini bir arada, optimum düzeyde sağlamak mühendislik biliminin bir görevidir. Hem konforun, hem de emniyetin birlikte sağlanması, günümüzde taşıt ergonomisi ile ilgilenenlerin en büyük çalışma alanlarından birini oluşturmaktadır.

Taşıtta oluşan titreşimlerin iki ana kaynağından biri olan motor ve iletim organlarından gelen titreşimler, başarılı bir şekilde yok edilebilmektedir. İkinci ve esas kaynak olan yol pürüzlülüğü, bu konudaki çalışmaları; yoldan gelen uyarıların anlaşılıp sonra en uygun şekilde sönümlenmesine doğru kaydırmaktadır. Çalışmada da böyle bir işleyiş kabul edilmiştir.

Yoldan gelen uyarılar çok az olduğundan otomobil ve otobüslerde titreşim problemi, bozuk arazi şartlarında çalışan traktör, kamyon ve yol-dışı taşıtlara nazaran çok daha azdır. Bu yüzden araştırmaların da traktör ve kamyonlar üzerinde yoğunlaşması doğaldır.

Çalışmada ilk olarak titreşim ve insanın titreşime olan duyarlılığının üzerinde durulmuş; yoldan gelen titreşimlerin ne şekilde ortaya çıktığı incelendikten sonra oluşan titreşimlerin insanlara en az zarar verecek şekilde nasıl sönümlenmesi gerektiği araştırılmıştır. Bu arada çalışmada, genel anlamda taşıt titreşimleri ve teorik analizi ile titreşim yalıtım elemanları hakkında geniş bilgi verilmiştir. Teorik kısmı desteklemek amacı ile de bir bilgisayar modellenmesi, kamyon örneği için yapılmamış ve programdan elde edilen çıktılar genel taşıt titreşimi teorisine uygulanarak, yorum yapıp öneriler getirilmiştir.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Haziran 1986 İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsüne Makine Mühendisliği Anabilim Dalında doktora tezi olarak sunulan İ.Ahmet Güney'e ait çalışmada tekerlek asılış sistemlerinin taşıt titreşimlerine etkisinin analizi yapılmıştır. Bu çalışmada, çeşitli tekerlek asılış sistemlerinin , taşıtın titreşim konforuna, seyir emniyetine, yol ve taşıt parçalarının yıpranmalarına etkileri olan titreşimler açısından, incelenmesi yapılmıştır. Bu amaçla ilk olarak titreşime sebep olan uyarılar araştırılmış ve iki izli yol teorisi açıklamıştır. Burada yol pürüzlüğü rastlantısal bir fonksiyon olarak ele alınarak, her bir tekerleğe yoldan dikey uyarılar geldiği gibi, yolun çapraz eğiminden de kamber uyarıları gelmektedir.

Şubat 1986 tarihinde Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Makine Mühendisliği Anabilim Dalında yüksek lisans tezi olarak sunulan Mustafa Korkut Baytaç'a ait çalışmada taşıtların yol pürüzlüğüne bağlı olarak düşey titreşimlerinin analizi yapılmıştır. Bu çalışmada taşıtların düşey yöndeki titreşimlerinin, yolun belirli bir profilde olması yada yol pürüzlülüğünün rasgele dağılması haline göre çeşitli parametrelere bağlı olarak değişimi incelenmiştir. Çalışmada ayrıca, taşıt titreşimlerinin minimuma indirilebilmesi ve buna bağlı olarak konforun geliştirilmesiyle titreşimin insan ve taşıt üzerindeki kötü etkilerin azaltılması yönünde optimum sönüm değeri araştırılmıştır.

Ağustos 1996 tarihinde Celal Bayar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsüne Makine Mühendisliği Anabilim Dalında yüksek lisans tezi olarak sunulan H. Alper Özyiğit'e ait çalışmada aktif süspansiyon sistemlerinin yapay sinir ağları ile kontrolü analizi yapılmıştır. Bu çalışmada, aktif ve pasif süspansiyon sistemleri incelenmiştir. Hesaplamalarda, iki serbestlik dereceli taşıt $\frac{1}{4}$ gövde modeli kullanılmıştır. Yolcu konforu esas alınarak, meydana gelen titreşimlerden yalnız gövdenin titreşimi üzerinde durulmuş ve bu titreşimi ortadan kaldıracak bir aktif süspansiyon dizaynı geliştirmeye çalışılmıştır.

2.1. Titreşim Ve İnsan Üzerine Olan Etkileri

2.1.1. Genel anlamda taşıt titreşimleri

Oldukça karmaşık dinamik bir sisteme sahip olan motorlu taşıtlar, sürücüsü ve içinde bulunan diğer yolcu ve taşınan eşyalar ile sürekli etkileşim halindedir. Özellikle uzun süreli yapılan yolculuklarda ve bozuk yol şartlarında taşıt kullanma, seyir konforunu ve can güvenliğini ön plana çıkarmaktadır. Taşıt titreşimleri esas olarak yoldan gelen uyarılarla oluşur. Bu titreşimler genelde 0 Hz 'ile 20 Hz frekans aralığında olmaktadır. Taşıt dinamik sisteminin titreşim analizi üzerine bugüne kadar pek çok araştırma yapılmış olsa da; titreşim konforu ve seyir emniyeti açısından insanın duyarlılık ve beklentilerinin artması, standartların yükselmesi, enerji tasarrufu sağlamak amacı ile taşıt dizaynında hafif yapıya yer verilmesinin titreşime yatkın bir ortam doğurması ve yol pürüzlülüklerinin istenilen seviyede giderilemiyor olmasından dolayı önemini korumaktadır.

ÖZLÜ' ye (1994) göre taşıt süspansiyon sisteminin istenilen bu özellikleri sağlaması amacı ile yapılan çalışmalarda göz önünde bulundurulması gereken kriterlerin başında her ne kadar sürücünün seyir konforu ön planda tutulsa da, seyir emniyeti iyileştirilirken ortaya çıkan taşıt titreşimlerinin rahatsız edici etkileri özellikle kamyonlarda, traktörlerde ve yol dışı arazi taşıtlarında kendini belirgin bir şekilde hissettirmektedir. Bunun da bir yol yıpranması, titreşimden etkilenen taşıtın diğer elemanlarının ömrü, gürültü, maliyet gibi unsurlar da önemlidir. İşte tüm bu kriterleri değerlendirmek ve en uygun olanı bulmak da optimizasyon ile başarılabilir. Bu çalışmada sedan tipi bir otomobil için yoldan kaynaklanan titreşimlerin seyir konforuna göre optimizasyonu yolu seçilmiş, bunun içinde, sadece koltuk ve gövde yerdeğişimleri tek unsur olarak ele alınıp, önceden yapılmış olan çalışmalarla mukayese edilmiştir.

2.2. Ergonomik Açıdan Titreşimler

Günümüzde insan, seyahat sırasında çeşitli nedenlerden kaynaklanan mekanik titreşimlere maruz kalmaktadır. İnsan açısından rahatsızlık verici bu durumun

iyileştirilmesi amacı ile son yıllarda pek çok araştırma yapılmıştır. Bazı araştırmalardan birisini gerçekleştiren RAKHEJA ile SANKAR' a (1983) göre; sürekli olarak bozuk arazilerde geniş spektrumlu düşük frekansa maruz kalan kamyonlarda, traktörlerde ve diğer arazi taşıtlarında çalışan kişilerde; hem fiziksel sağlık sorunlarına hem de psikolojik rahatsızlıklara rastlanmaktadır.

Çalışan kişiler açısından, ortaya çıkan bu sorunların giderilmesi son derece önemlidir. Ergonomi bilimi veya diğer adıyla insan mühendisliği bu gibi tüm sorunların çözümünü kendisine görev kabul etmiştir. Ergonomi, işçilerin çalışma alanları ve kullandıkları aletlerin, en uygun şekilde dizayn edilmesi çalışmalarını yönlendiren bir bilim dalıdır (WEAVER 1991) . Yine WEAVER' a göre ergonomi araştırmacıları insana has yetenek, güç, kabiliyet, optimal fiziksel ve anatomik ölçüler ile istekler gibi bazı özellikleri analiz ederler. Böylece bu kriterler kullanılarak, çalışan kişinin çevresini kuşatan çalışma alanı ile daha uyumlu olması sağlanması amaçlanır.

İşçi sağlığını ve verimliliğini ön planda tutan ergonominin uğraş alanlarından biri de titreşim konusudur. Traktör, kamyon ve diğer yol dışı taşıtlarda çalışanların titreşimden çok fazla etkilenmelerinin sebebi taşıt-oturak-sürücü sisteminin bağımsız doğal titreşim frekanslarının birbirlerine çok yakın değerlerde olmasından (2-8 Hz) kaynaklanmaktadır (BÖLÜKOĞLU ve KUNST 1988). Belirlenen bu zıt titreşimlerin kaynağı motor veya hareket iletim sistemleri değil lastik ile yol arasındaki uyumsuzluktan kaynaklanmaktadır. Otomobiller genelde düzgün yollarda kullanıldığından, titreşim probleminden daha çok, sürekli artan hızlardan kaynaklanan sorunlar vardır. Hız arttıkça lastik ile yol arasındaki teması hem emniyetli ve aynı anda hem de konforlu hale getirmek önemlidir. Bu da süspansiyon sisteminin çok iyi ayarlanmasını gerektirmektedir. Aktif sönümleme sistemleri henüz araştırma safhasında olduğundan uygulamaya geçilememiştir. Bunun yerine yarı aktif ve pasif sönümleme sistemleri yaygın olarak kullanılmaktadır.

2.3. Sürücü ve Çevre Koşulları

Kamyon, traktör ve diğer yol dışı taşıtları kullanan sürücülerin en çok şikayetçi oldukları sorunlar toz, sıcaklık, gürültü ve mekanik titreşimlerdir. Sürücü için çevre

koşullarını oluşturan bu konuların incelenmesi ve insan sağlığı açısından en uygun koşulların sağlanması gerekmektedir. Uygun olmayan koşullarda çalışan kişilerde bir süre sonra yorgunluk bıkkınlık gibi sorunlar ortaya çıkmaktadır. Böyle şartlarda çok daha uzun süre çalışması halinde ise, ciddi sağlık problemi ve ruhsal dengesizliklerin ortaya çıkması kaçınılmaz olmaktadır (ÖZEMİR 1981). Aşırı tozlu bir ortamda çalışan sürücünün bundan en az etkilenmesi için, kabin içerisine verilecek havanın mutlaka filtrelerden geçirilmesi gerekir. Ayrıca, sürücü kabini kapı ve motor birleşim yerlerinin iyi izole edilmesi de toza karşı iyi bir önlemdir.

2.3.1. Sıcaklık

Sürücü kabini, sürücünün yağışlardan korunmasını sağlasa da, içerisindeki sıcaklığın iyi ayarlanması konusunda tam başarılı değildir. İnsanın sıcaklığa olan dayanıklılığı Çizelge 2.1. de verilmiştir.

Çizelge 2.1. Sıcaklığın insan üzerine etkisi

Sıcaklık	İNSAN ÜZERİNE ETKİLERİ
50 °C	Yaklaşık bir saat dayanabilir
30 °C	Ruhsal etkinlik yavaşlar, cevap verme yavaşlar, hatalar başlar
24 °C	Fiziksel yorgunluk başlar
18 - 24 °C	Yaz konfor bölgesi
10 °C	Parmak uçları katılaşmaya başlar

Çalışma ortamının sıcaklık değerlerinin yaz konfor bölgesi değerleri gibi olması istenir.

2.3.2. Gürültü

Bir sürücü, bulunduğu ortamda aşırı derecede gürültü olması halinde daha fazla enerji harcar. Gürültü aynı zamanda kişide istenmeyen ruhsal tepkilere, sinirliliğe ve

yorgunluğa da yol açabilir. Uzun süre aşırı gürültülü yerlerde çalışanlarda, işitme kaybı gibi somut hasarlara da rastlanır. Çizelge 2.2.'de bu durum açıkça görülmektedir.

Çizelge 2.2. Gürültü seviyesi ve tanımı

GÜRÜLTÜ SEVİYESİ(dB)	GÜRÜLTÜNÜN TANIMI
130	Sesin acı vermeye başlaması
115	10 m kadar ileride perçinlenmesi
95-110	Ağır vasıta kullanılan kişinin duyduğu azami taşıt gürültüsü
100	3m kadar yakında pnömatik tabanca ile çalışma
80	Çok yoğun trafik

DIN 2058 normuna göre bir insanın rahatlıkla çalışabilmesi için gürültü üst sınır değerleri zihni faaliyet gerektiren işlerde 50 dB, normal büro işlerinde 70 dB ve diğer işlerde ise en fazla 90 dB olarak özetlenebilir.

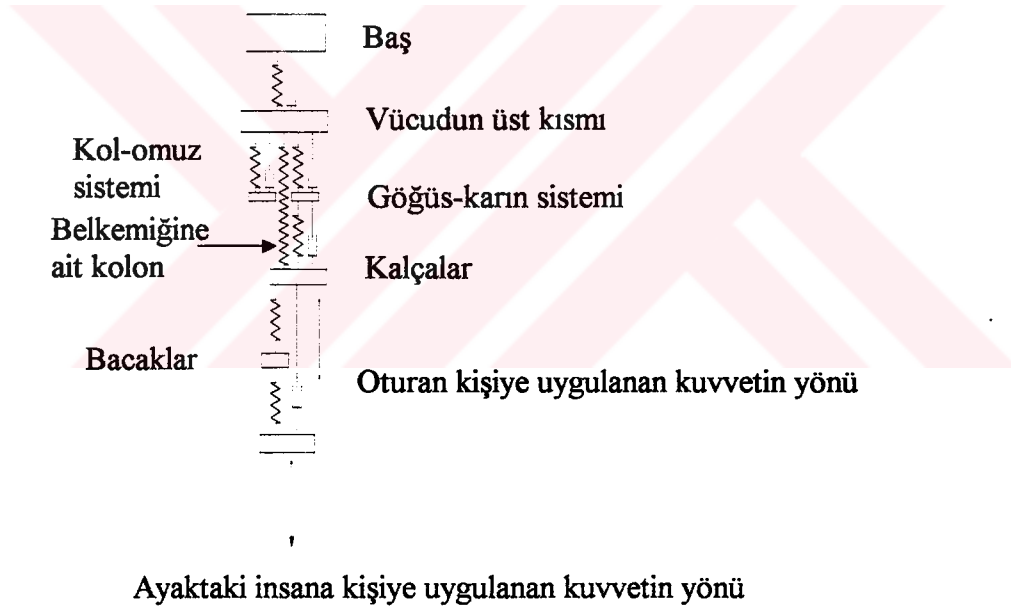
100 dB'in üstündeki değerlerin insan açısından çok sakıncalı olduğu bir gerçektir. LİLJEDAH ve arkadaşlarının (1989) çalışmasında 110 dB seviyesindeki gürültünün sağlık için yıkıcı etkileri olduğu söylenilmekte, bununla birlikte devamlı 85 dB gürültüye maruz kalmanın bile güvenli seviyenin üstünde olduğu belirtilmektedir. Ağır vasıta, iş makinası kullanıcıları ve traktör sürücülerinin bu değerler civarında çalıştığı da yapılan ölçümlerle anlaşılmıştır. Bunun önüne geçilmesi içinde ses yalıtımının yapılması son derece önemlidir. Motordan gelen sesler motor kaputunda yalıtılmalı, sürücünün içinde bulunduğu kabinde sesi en aza indirecek şekilde düzenlenmelidir.

Ses de bir titreşimdir ve sönümlenebilir. Bu konuda yapılan bir çalışmada; alüminyum yerine onunla aynı ölçülerde VD-nylon-A isimli plastik kullanıldığında 4 dB'lik bir iyileştirme sağlanmıştır (SASAKİ 1990). Buna benzer diğer bir araştırma da, SATO ve arkadaşlarının (1991) yaptığı araştırmadır. Burada taşıtlarda kullanılan çelik sacların, kompozit hale getirilerek, bazı özelliklerinin iyileştirilmesi düşünülmüştür. İki çelik levha arasına reçine ve reçinenin içine de demir parçacıklarının konulmasıyla elde edilen bu kompozit malzemenin en büyük faydası gürültü ve titreşimi az da olsa

sönümlemesidir. İleride zamanla yeni teknoloji ürünü malzemelerin motorda ve taşıtın diğer yerlerinde kullanılmasıyla gürültünün önüne geçilebilecektir.

2.3.3. Mekanik titreşimler

Mekanik titreşimler oturma yeri, vites, pedallar ve direksiyon üzerinden sürücüye intikal eder. Bu titreşimlerin yoğunluğu, frekansı kadar süresi de önemlidir. Burada baz olarak ele alınan insanın kendisi olduğuna göre; öncelikle insan vücudunun bazı özelliklerini bilmemize ihtiyaç vardır. Vücut hiç bir zaman katı bir kütle olarak düşünülemez. Vücut, oldukça karmaşık, farklı kütlelerin oluşturduğu, yaylanma etkisi, sönümleme etkisi ve doğal frekansları farklı olan elastik bir sistemdir.



Şekil 2.1. Düşey yönde düşük frekanslı titreşime maruz kalan, ayakta dik duran bir insanın vücudunun basitleştirilmiş mekanik sistem modeli.

Şekil 2.1.'de gösterilen sistem düşük frekanslı titreşimlere maruz kalan insanın bu titreşimlere karşı olan cevabının tanımlanması için yeterlidir. Bununla beraber, sistemdeki elemanlara sayısal değer vermek zordur. Çünkü ele alınan kişinin vücut tipi,

durumu, kas kuvveti ve uyarılara karşı tepkileri genelde farklıdır. (GOLDMAN ve GIERGE 1961).

Yapılan bir çok araştırmadan çıkarılan ortak sonuç: Özellikle düşük frekans aralığında uzun süreli ve düşey yönde etkiyen taşıt titreşimlerinin insan üzerinde olumsuz etkilerinin olduğudur. Bu olumsuz etkilerin ortadan kaldırılması için sönümleme sistemleri iyileştirilmeli; ayrıca sürücü koltuğundaki zararlı etkilerin en aza indirilmesi sağlanmalıdır.

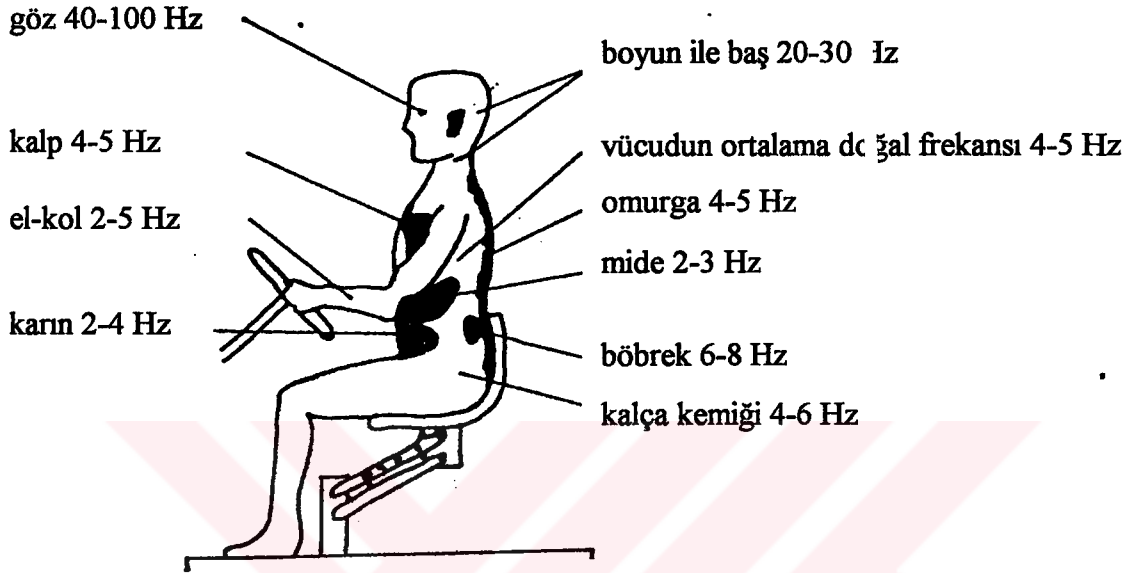
Bozuk yol şartlarında çalışan sürücülerin hem konforunu hem de emniyetini etkileyen, yoldan kaynaklanan taşıt titreşimlerinin, kişilere olan etkileri bir çok araştırmacı tarafından araştırılmıştır. Çizelge 2.3.'de çeşitli frekans değerlerindeki titreşimlerin insan sağlığı üzerindeki etkileri verilmiştir.

Çizelge 2.3. Düşey yönde etkiyen çeşitli frekans değerlerinin insan üzerine etkileri

RAHATSIZLIK TÜRÜ → Frekans ↓	Karın ağrısı	Göğüs ağrısı	Baş ağrısı	Genel anlamda rahatsızlık
1 dev/s				XXX
2 dev/s				XXXX
3 dev/s	XX	XX		XXXXXX
4 dev/s	XX	XX	XX	XXXXXX
5 dev/s		XXXX		XXXXXXX
6 dev/s	XXX	XXXX	X	XXXX
7 dev/s	XX	XXXXXX	X	X
8 dev/s	X	XXXX	X	XXX
9 dev/s	XX	XXXX		XXXXXX
10 dev/s	X	X	XX	

Bu çizelgeden de görüldüğü üzere 3-10 Hz arasında titreşime maruz kalan bir insan, ciddi sağlık problemleri ile karşı karşıyadır. Özellikle bu aralıktaki titreşimlerin bu kadar etkili olmasının sebebi, insan vücudunun doğal frekans değerlerinin de bu aralıkta olmasındandır. Şekil 2.2.'de insan vücudunun doğal frekansları belirtilmiştir.

Taşıt sürücüsü oturma pozisyonundadır. BÖLÜKOĞLU (1988) tarafından yapılan araştırmaya göre; insan omurları üzerindeki yük, oturma pozisyonunda, ayakta dikilme pozisyonuna göre daha yüksektir. Çizelge 2.4.'de çeşitli taşıt sürücülerinde ve diğer işlerde çalışan kişilerdeki belkemiği deformasyonlarının yüzdesi, ele alınan deneklerin ortalama yaşları da verilerek hesaplanmıştır.



Şekil 2.2. İnsan vücudunun değişik bölümlerinin doğal frekansları

Çizelge 2.4. Farklı mesleklerde çalışan kişilerde görülen belkemiği deformasyonları

MESLEK	% olarak Belkemiği Deformasyonu	Ele alınan deneklerin ortalama yaşları
Kamyon sürücüsü	80	...
Traktör sürücüsü	71.3	26
Madenci	70	51
Otobüs sürücüsü	43.6	40
Fabrika işçisi	43	45
Yapı işçileri	37	51

Kamyon ve traktör sürücülerinin ciddi bir şekilde belkemiği rahatsızlığı ile karşı karşıya oldukları görülmektedir. Ergonomik açıdan düşünüldüğünde sürücü koltuğunun önemi daha da net bir şekilde ortaya çıkmaktadır.

İdeal bir koltuk;

- Her türlü çalışma ve işletme şartında sürücüye en iyi desteği sağlayacak tasarımda olmalıdır,
- Koltuğun tasarımı ve pozisyonu, taşıt işletim elemanlarına emniyetle ve kolayca ulaşılabilir olmalıdır,
- Koltuğun boyutları, şekli ve üzerinde kullanılan döşeme malzemesi anatomik, ortopedik ve fizyolojik koşullara uygun olmalıdır,
- Koltuk süspansiyonu ve sönümlemesinin sürücünün konforunu ve emniyetini optimum düzeyde sağlayacak şekilde olması gereklidir.

2.3.4. Kişinin titreşime duyarlılık kriterleri

Kişinin titreşime duyarlılığı üzerine pek çok çalışma yapılmış ve bunların sonucunda çeşitli hassasiyet eğrileri ortaya çıkarılmıştır. Özellikle LEE ve PRADKO'nun (1968) askerlerle yaptıkları bir çalışma kayda değerdir ve çalışma günümüzde kabul gören ISO 2631 ve VDI 2057 standartlarına ışık tutmuştur (GÜNEY 1998). Bu standart ve kriterlerin hiçbirisi, taşıttaki bir kişiye etki eden bütün titreşimleri inceleyebilecek kadar kapsamlı değildir. Bu yüzden, bunların eksikliklerini birbirleri ile tamamlayarak taşıt konforunun bulunması için yeni kriterler uyarlamak gerekir.

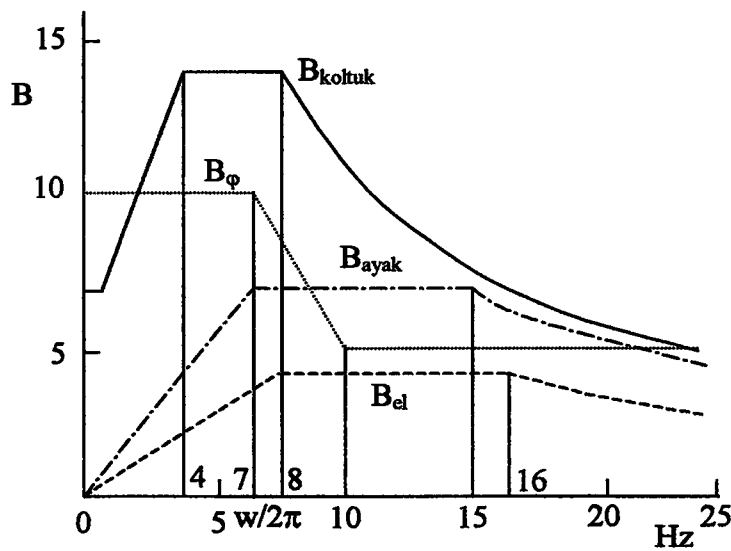
İnsana dışarıdan etki eden titreşimler genlik, frekans, süre, yön ve etki noktası olarak bir bütün halinde tesir ederler. İnsan vücuduna etkiyen titreşimlerin toplam tesirinin anlaşılabilmesi için, etkilenen her bir vücut parçasının ayrı ayrı araştırılması ve sonunda vücuttaki çeşitli etkiler bir bütün olarak göz önüne alınması gereklidir.

2.4. Koltuk Üzerindeki Düşey Titreşim Hassasiyeti

Taşıt içinde oturan kişiye titreşim etkisi, en çok oturduğu koltuk tarafından, koltuğun üzerinde kalan vücut kısmına yani belkemiğine olur. Bu hassasiyetin bulunması için, birçok denek bir salınım sehпасına oturtulur, belirli frekans ve genliklerde sinüs titreşimlerine tabi tutulur. Deneklerin algıladıkları titreşimler değerlendirilir. Bu yapılan araştırmada, oturan kişi için şu sonuçlara varılmıştır (GÜNEY 1988).

- 1 ...4 Hz arasında, artan frekansla, aynı algılama şiddeti için, ivme genliğinin azaltılması gerekir.
- 4...8 Hz arasında titreşime en hassas olunmaktadır.
- 8 Hz'den sonra ivme genliğini yeniden artırmak gerekir.

ISO 2631 ve VDI 2057'de 1...100 Hz arasında buna uygun eğriler verilmiştir. Ancak 1 Hz'den küçük titreşim frekanslarına duyarlılık ile ilgili değerler verilmemiştir. Taşıtlarda gövdenin doğal frekansı 1.5 Hz civarında olduğundan bu aralıkta hesap yapmak gerekir. Düşük frekanslarda titreşim hassasiyeti çok subjektif olduğundan (deniz tutması gibi) kişiler farklı duyarlılık göstermektedir. Hesapların yapılabilmesi için bu bölgenin doldurulması gerekmektedir. Şekil 2.3.'de teklif edilen eğride bu kısım sabit alınmıştır.



Şekil 2.3 . Titreşim hassasiyeti eğrileri

2.4.1. El ve kolların düşey titreşim hassasiyeti

GÜNEY' e (1988) göre el ve kolların ön kısımlarının titreşime hassasiyeti VDI 2057'de incelenmiş ve 8...16 Hz arası en duyarlı frekans aralığı olarak bulunmuştur. Ellerin hassasiyeti vücutunkinden daha azdır. Bu standartta yine düşük frekanslar göz önüne alınmamıştır. Bu bölge Şekil 2.3.'de teklif edilen eğride 0.0 noktasında lineer olarak başlamıştır.

2.4.2. Ayakların düşey titreşim hassasiyeti

Ayakların ve bacakların alt kısımlarının titreşim hassasiyeti LEE-PRADKO (1968) tarafından incelenmiş ve emilen güç diye adlandırdıkları bir kritere göre eğrileri hazırlanmıştır. Bu eğrileri (B) titreşim hassasiyeti eğrileri gibi kullanabilmek için, LEE-PRADKO'nun vücut titreşimi için buldukları eğri ile karşılaştırma yapılmış ve bunlardan Şekil 2.3.'de verilen ayak titreşim hassasiyeti eğrisi türetilmiştir (GÜNEY 1988). Buna göre insanın ayakları en çok 7...15 Hz titreşim duyarlıdır ve bu hassasiyet ellerinkinden daha fazladır.

2.4.3. Vücudun dönme hassasiyeti

Taşıtın hareketlerinden dolayı taşıt içindeki kişinin vücudu, dönme titreşimlerine de uğrar. Bu dönme titreşimlerine hassasiyet başka araştırmacılar tarafından da incelenmiş ve sonuçta etkilenmenin en çok 0...7 Hz arasında olduğu saptanmıştır ve bu da Şekil 2.3.'de verilmiştir.

2.5. Taşıt Titreşimlerinin İnsan Sağlığına Olan Etkileri

Mekanik titreşimler bölümünde çeşitli araştırmacıların yaptığı bazı çalışmalar geniş olarak açıklanmıştır. Bu çalışmalardan birisini yapan GOLDMAN ve GIERGE (1961) ayrıca titreşimin etkilerini fareler üzerinde de araştırmışlar ve farelerde de düşük

frekanslı titreşimlerin çok zararlı; hatta ölüme kadar götüren etkilerini bulmuşlardır. Özellikle düşük frekans aralığındaki titreşimlerin bu kadar zararlı olmasının sebebi, insanın doğal frekans değerlerinin de bu aralıkta bulunmasından kaynaklanmaktadır. Bu olay rezonans deyimi ile tarif edilir. Seto' ya (1964) göre rezonansın tanımı şu şekildedir: Tatbik edilen dış kuvvetin frekansının, sistemin doğal frekansına eşit olduğu zaman, sistemin genliği sınırsız olarak artacak ve bu olay ancak, sistemde sönüm olması halinde kontrol edilebilecektir. Bu yüzden sistemin tabi frekansı bilinmeli ve ona göre kontrol edilmelidir. Bu tanım bize düşük frekanslı taşıt titreşimlerinin neden sönümlenmesi gerektiğini açıklamaya yeterlidir.

2.6. Taşıt Titreşim Fonksiyonları Ve Sönümleme Elemanları

2.6.1. Taşıtlardaki şok ve titreşimlerin nedenleri

Taşıtlardaki şok ve titreşimlerin iki ana kaynağı vardır. Birincisi iç kaynaklar, ikincisi de dış kaynaklardır. Taşıtta titreşime neden olan iç kaynaklar; motor, güç iletim sistemleri (vites mekanizması, debriyaj, diferansiyel) ve tekerlek-lastik tertibatıdır. Bu mekanik sistemler her ne kadar titreşim yaratsalar da günümüz teknolojisi ile çok iyi sönümlenebilmişler ve taşıt içindeki kişilere ve taşınanlara zararsız hale indirgenmişlerdir. Kişileri rahatsız eden taşıt titreşimlerinin esas kaynağı dış kaynaklı olanlardır. Genelde yol pürüzlülüğünden kaynaklanan bu titreşimlerin iyileştirilmesi ana problemi oluşturmaktadır. Yoldan gelen uyarılar, tekerleklerden gövdeye, yay ve sönüm elemanları üzerinden geçerler. Tekerlekler, düşey hareketlere ilaveten taşıt düz seyretse bile; tekerlekler asılış sistemlerine bağlı olarak, kambar açısı hareketleri yapıp, yan kuvvetler doğurabilirler. Taşıtların gövdeleri düşey, yatay, ve yalpa titreşimleri yaparlar. Taşıt içinde oturan kişi ile taşıt gövdesi arasında da yine yay ve sönüm elemanlarından oluşan koltuk sistemi bulunmaktadır.

2.6.2. Dış kaynaklar

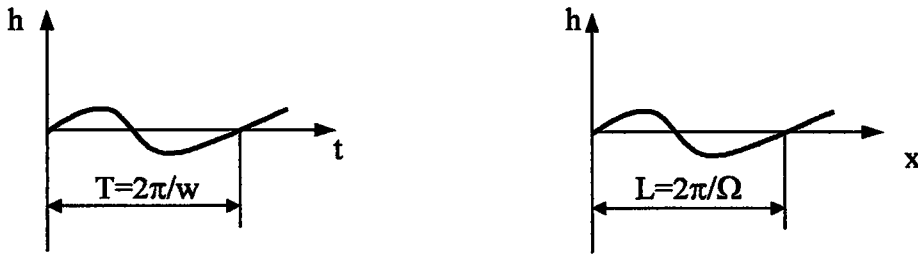
Şok ve titreşimlere en çok sebep olan dış kaynaklar, yol ve zeminin düzensizliğidir. Yol pürüzlülüğü ismi altında topladığımız bu zeminden kaynaklanan düzensizlikler, taşıtın hızının artması ile etkilerini daha fazla hissettirmektedirler. Taşıtlardaki şok ve titreşime sebebiyet veren diğer dış kaynaklı etkenler ise rüzgar, frenleme ve rampalardır.

2.7. Yol Pürüzlülüğü

Taşıtlar için en önemli titreşim kaynağı, yoldan kaynaklanan titreşimlerdir. Yolun nasıl bir uyarı fonksiyonu yarattığını, en basit şeklinden, gerçek şekline yaklaşılarak sıra ile incelemek gerekir.

2.7.1. Harmonik fonksiyon

Uyarı fonksiyonunun tek bir sinüs şekilli ve harmonik olduğunu kabul edildiğinde bu fonksiyonlar aşağıda verilen şekilde tanımlanabilir.



Şekil 2.4. Harmonik hareketin grafiği

olarak tanımlanır.

Bu fonksiyon zamana bağlı olarak aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$h = \hat{h} \sin wt = \hat{h} e^{j\omega t} \quad (2.1)$$

Taşıtın bu yolda, sabit bir V hızı ile seyrettiği düşünülürse, t zamanında aldığı X yolu,

$$X = V t \text{ olur.} \quad (2.2)$$

w, zamana bağlı dairesel frekanstan, S2 yolun dairesel frekansına geçmek için $\Omega X = w.t$ eşitliğinden

$$w = V.\Omega \quad (2.3)$$

yazılır. L dalga boyu olmak üzere,

$$\Omega = 2\pi / L \quad (2.4)$$

olur ve,

$$w = 2\pi V/L \quad (2.5)$$

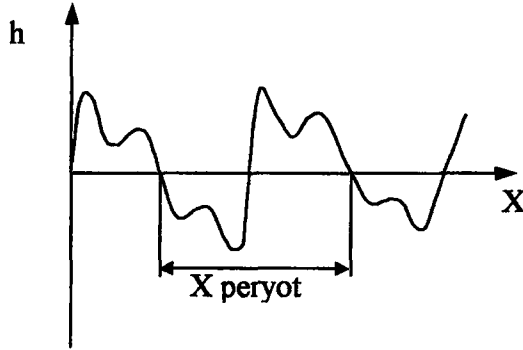
şeklinde yazılabilir. (2.1) nolu zamana bağlı harmonik fonksiyon ifadesi, yola bağlı olarak da şöyle yazılabilir:

$$h = \hat{h} \sin wt = \hat{h} e^{j\Omega t} \quad (2.6)$$

Taşıt titreşimleri için önemli olan seyir hızları $V=36...180$ km/lı ve dalga boyları $L=0.3 \dots 100$ m arasında olduğundan önemli uyarı frekans aralığı da $w/2\pi = 0.5 \dots 30$ Hz arasında olacaktır (GÜNEY 1989 (a)).

2.7.2. Periyodik fonksiyon

İlk önce tek bir sinüs fonksiyonu olarak kabul ettiğimiz yol profilini, gerçeğe daha yakın olarak inceleyebilmek için, birden fazla sinüs fonksiyonunun toplamı ile oluşan periyodik fonksiyon olarak ele alınırsa (Şekil 2.5.).



Şekil 2.5. Periyodik fonksiyon

Periyodik fonksiyon, Fourier serisi açılımı ile yazılmak istenirse,

$$h(X) = h_0 + \hat{h}_1 \sin(\Omega X + \varepsilon_1) + \hat{h}_2 \sin(2\Omega X + \varepsilon_2) + \dots + \hat{h}_n \sin(n\Omega X + \varepsilon_n) \quad (2.7)$$

şeklinde olur.

(1.7) nolu fonksiyonu kompleks halinde yazılırsa ;

$$h(X) = \sum_{i=1}^n \hat{h}_i e^{ji\Omega x} \quad (2.8)$$

durumunu alır. Aynı fonksiyon zaman boyutunda yazılırsa,

$$h(X) = \sum_{i=1}^n \hat{h}_i e^{ji\omega x} \quad (2.9)$$

şeklinde olur.

2.7.3. Rastlantısal fonksiyon

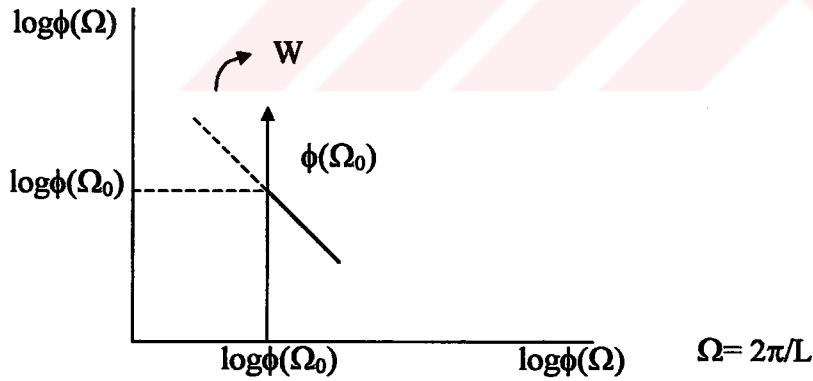
Hareket halindeki bir taşıta, titreşim uyarısı esas olarak yoldan gelir. Yol pürüzlülüğünden dolayı oluşan titreşimler rastlantısal titreşimlerdir. Rastlantısal titreşimlerde ancak istatistiksel kavramlarla tanımlanabilirler. Bu sebepten yol pürüzlülüğü spektrum yoğunluğu ile tarif edilir (GÜNEY 1989 (b)).

GÜNEY ve EREKE' nin 1990 yılında yaptıkları ortak çalışmalara göre yol pürüzlülüğü alçak frekanslarda yani büyük dalga boylarında büyük genlikler, yüksek frekanslarda ise küçük genlikler gösterir ve bu özellik yol pürüzlülük spektrum yoğunluğunun, çift logaritmik eksenler üzerine çizilmesi halinde frekansla azalan doğrularla temsil edilmesine olanak sağlamıştır. Şekil 2.6. bunu göstermektedir.

Bu doğru, matematiksel olarak aşağıdaki denklemle basit olarak ifade edilebilir.

$$\phi_h(\Omega) = \phi_h(\Omega_0) (\Omega/\Omega_0)^{-W} \quad (2.10)$$

Burada, $\phi_h(\Omega_0)$, Ω_0 yol açısal frekansına bağlı yol pürüzlülüğü spektrum yoğunluğudur ve yolun pürüzlülük derecesini gösterir.



Şekil 2.6. Yol pürüzlülüğü spektrum yoğunluğu

W ise dalgalık faktörü olup, bu doğrunun temel frekans etrafındaki eğimini tayin eder. Ω_0 , temel frekans 1 m^{-1} alındığında, $\phi_h(\Omega_0)$ yaklaşık olarak, asfalt yollarda 1 cm^3 değerlerinden başlar ve kötü yollarda 500 cm^3 gibi yüksek değerlere çıkabilir. W

dalgalık faktörü ise genelde 2 değeri civarında değişip, asfaltta 2.2 ile parke yolda 1.75 arasındadır dalgalık faktörünün ve ona bağlı $\phi_h(\Omega_0)$ ifadesinin çeşitli yol şartları aldığı değerleri göstermektedir.

Çizelge 2.5. W=2 için yol pürüzlülüğü sınıflandırma tasarısı

YOL CİNSİ	Yol Durumu	W	$\phi_h(\Omega_0)$ (cm ³)
Beton	Çok iyi	2.29	0.6
	İyi	1.97	4.5
	Orta	1.97	8.7
	Kötü	1.72	56.0
Asfalt	Çok iyi	2.20	1.3
	İyi	2.18	6.0
	Orta	2.18	22.0
Mıcır asfalt(Makadam)	İyi	2.26	9.0
	Orta	2.26	21.0
	Kötü	2.15	43.0
	Çok kötü	2.15	158.0
Parke	İyi	1.75	14.0
	Orta	1.75	23.0
	Kötü	1.81	36.0
	Çok kötü	1.81	323.0
Stabilize edilmemiş yol	İyi	2.25	32.0
	Orta	2.25	155.0
	Kötü	2.14	602.0
	Çok kötü	2.14	16300.0

Çizelge 2.6. Yol Pürüzlülüğü sınıflandırma tasarısı

Sınıf	Pürüzlülük	Alt sınır	Ortalama değer	Üst sınır
A				... <u>0.25</u> ...0.5
B	Çok iyi	...1...2		0.25...1...2
C	İyi	2...	<u>4</u>	...8
D	Orta	8...	<u>16</u>	...32
E	Kötü	32...	<u>64</u>	...128
F	Çok kötü	128		128... <u>256</u> ...512
G				512... <u>1024</u> ...2048
H				2048

Zamansal frekans w 'ya bağlı yol pürüzlülüğü, spektrum yoğunluğu olarak hesaplarda kullanılacağından, V hızı ve Ω yol açısal frekansından w 'ya aşağıdaki ilişki ile geçilir.

$$\phi_h(w) = \phi_h(\Omega)/V \quad (2.11)$$

(2.3) ve (2.11) nolu denklemlerle frekansa bağlı yol pürüzlülüğü spektrum yoğunluğu için aşağıdaki ifade bulunur.

$$\phi_h(w) = V^{w-1} \phi_h(\Omega_0) (\Omega_0/w)^w \quad (2.12)$$

Bu son ifadeden de görüldüğü gibi efektif değer, hızın karekökü ile artar.

2.8. İç Kaynaklar

Taşıtın kendisinden kaynaklanan titreşimler; sürücü üzerinde her ne kadar etkili olmasa da sönümlleme elemanları iyi ayarlanamadığı takdirde az da olsa etkili olmaktadır. Taşıtta titreşime neden olan iç kaynaklar: motorun titreşimi, güç iletim sistemlerinin titreşimi, tekerlek asılış sistemlerinden kaynaklanan titreşimler ve yalpa hareketidir.

2.8.1. Motor titreşimi

Balans ayarı iyi yapılmamış motorda, motor hızı arttıkça titreşimlerin frekansı artmaya ve etkili olmaya başlar. Ayrıca duran bir taşıtta da böyle bir motorun düşük frekans üretmesi halinde de yine arzu edilmeyen titreşimlere maruz kalmak kaçınılmazdır. Motor titreşimlerinin etkisiz hale getirilebilmesi için balans ayarının iyi yapılması yeterlidir.

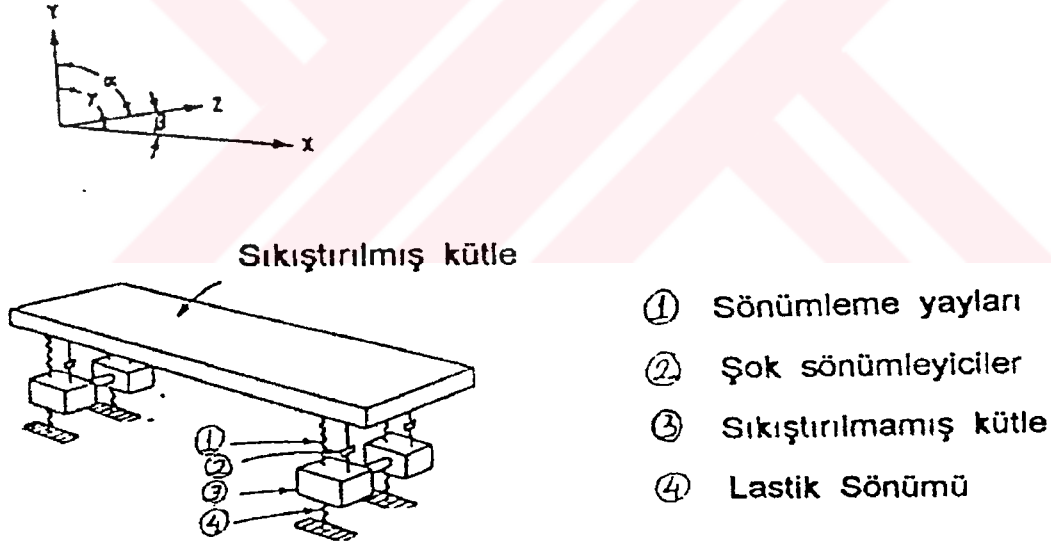
2.8.2. Güç iletim sistemlerinden kaynaklanan titreşimler

Ayarsızlıktan dolayı işletme milinde ufak yerdeğiştirme, silkinme hareketleri oluşur. Bunun sonucunda transmisyon oranına bağlı olarak motor hızının düzgün şekilde artması ile bu uyarımlar bir frekans halini alır.

Giriş mili ile çıkış mili sabit hızda dönmesi gerekirken bazı kardan mafsalları ile bağlı döner millerde açı farkından dolayı bu mümkün olmaz. Miller arasındaki bu açı farkından dolayı fonksiyonel olarak çıkış milindeki hız farklılıkları gösterir. Bu hız farklılığı sonuçta hareket iletim sistemleri de transmisyon oranına bağlı olarak motor hızının artması ile iki kat daha fazla frekansa sahip zorlanmış titreşimlere sebep olur (ENGELHARDT ET. AL. Ve Arkadaşları 1961).

2.8.3. Tekerlek-lastik tertibatı

Tekerlek-lastik tertibatının titreşim analizinin tam olarak yapılması oldukça karmaşık bir işlemdir. Normal sürüş şartları için, eğer tekerleklerin balans ayarı çok iyi yapılmışsa; lastik, tekerlek ve aksın (sıkıştırılmış kütleli) sadece düşey yönde hareket ettiği kabul edilir. Yüksek hızlanma (ilk kalkış anı) veya yavaşlama (frenleme) şartları altında, tork değişimlerinin etkisi ile aks, Z yönü boyunca çepeçevre genişleme eğilimi gösterecektir (Şekil 2.7.). Bu dönme hareketlerinin kombinasyonları sonuçta, aks etrafında, özellikle de merkezinde ve merkezine yakın yerlerde, baştan sona kadar bir titreşime ve de düşey yönde titreşime sebebiyet verecektir. Bu titreşim hareketlerinin frekansı ve genliği, süspansiyon sisteminin karakteristik değerlerine, hızlanma oranlarının değerlerine, zemin şartlarına ve araç hızına bağlıdır. Hızlanma anında titreşim genliği biraz daha fazladır. Bazı ender görülen durumlarda ise, tekerleklerin yerden kesilmesi halinde, sürüş kontrolü kaybedilir (ENGELHARDT ET. AL. 1961).



Şekil 2.7. Taşıtlar için basitleştirilmiş dinamik model

Sıkıştırılmış kütle şasi ve taşıt; sıkıştırılmamış kütle ise tekerlekleri ve aksları temsil etmektedir.

2.8.4. Tekerlek askı sistemleri ve taşıtta yalpa hareketi

Motorlu taşıtların normal şartlar altında hareketi genel olarak üç ayrı titreşime sebep olur. Bunlar, aşağı-yukarı, başvurma ve yalpa titreşimleridir. Taşıtın aşağı-yukarı ve başvurma titreşimleri daima birlikte ortaya çıktığı halde, yalpa titreşimleri daima bu hareketlere bağlı olmaksızın ortaya çıkarlar. Yalpa titreşimlerinin incelenmesinde basitleştirmeyi temin için bu hareketin, taşıt ağırlık merkezinden geçen bir boyuna eksen etrafında olduğu kabul edilir. Gerçekte ise, bugün kullanılan çok çeşitli tekerlek askı sistemleri göz önünde tutularak her taşıt için yalpa ekseninin tayin edilmesini gerektirmektedir. Eskiden kullanılan rijit aksların hızlı giden taşıtta ihtiyaca cevap verememesi üzerine; özellikle ön tekerlekleri bağımsız olarak ön aksa bağlamak ve böylece de taşıtın hareket emniyetini düzeltmek yoluna gidilmiştir. Bir tekerlek askı sistemi hakkında karar verebilmek için şu noktalar göz önünde tutulmalıdır (İPEK 1969):

- a) Taşıt bir engeli aşarken veya bir virajı dönerken askı mekanizmasının taşıt dengesi üzerine etkisi ,
- b) Yan kuvvetlerin tesiri altında taşıtın durumu,
- c) Yaylanmanın taşıt kumandasına ve tekerlek açılarına etkisi,
- d) İvmeli harekette başvurma titreşimleri.

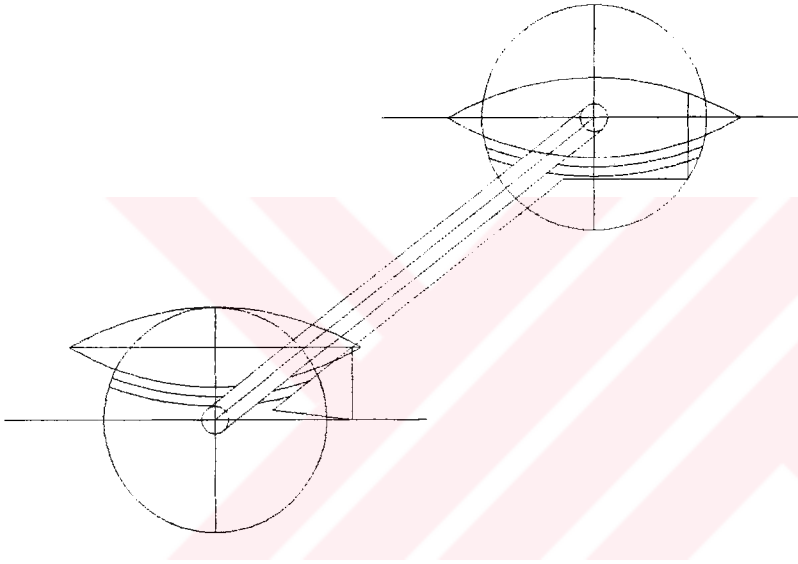
2.9. Taşıt Titreşimlerini Sönümleme Elemanları

Bozuk yol şartlarında kullanılan kamyon, traktör ve diğer arazi taşıtlarında yoldan gelen uyarıların kişileri rahatsız edici boyutlarda olmalarından dolayı, titreşim sönümleme elemanları konfor açısından bu taşıtlarda büyük önem kazanmaktadır. Ayrıca düzgün yollarda kullanılan otomobillerde de azalan taşıt ağırlıkları, artan hızlar ve geniş iç hacim gereksinimi bu tip taşıtlarda da sönümleme elemanlarının önemini bir kez daha ortaya çıkarmaktadır. Kısacası titreşimlerin önlenmesi ve karayollarında çok daha iyi seyir konforunun sağlanması titreşim sönümleme elemanlarının görevidir

denilebilir. Stabilizatörler, yaylar ve amortisörler diye üç guruba ayrılan taşıt titreşimlerini sönümleyici elemanlar sırası ile aşağıda açıklanmıştır.

2.9.1. Stabilizatörler

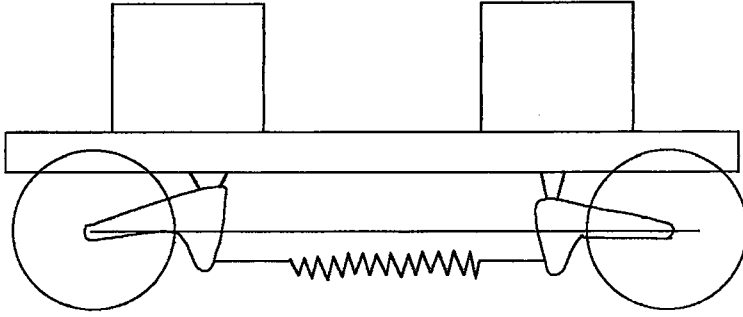
Motorlu taşıtların normal şartlar altında aşağı-yukarı, başvurma ve yalpa titreşimleri yaptığı daha önce belirtilmişti. Bunlardan aşağı-yukarı titreşim hareketini söndürmek için amortisörlerden faydalanılır. Yalpa ve başvurma titreşimlerine karşı ise stabilizatörler kullanılır.



Şekil 2.8. Yalpa titreşimlerine karşı stabilizatörler

Şekil 2.8.'den de görüldüğü gibi yalpa titreşimlerine karşı kullanılan stabilizatörde sadece bir burulma yayı vardır ve bu yay, taşıtın aksı tek taraflı olarak yoldan ayrıldığı zaman veya taşıtta yana doğru bir eğim meydana geldiği zaman oluşan bu hareketleri bastırıcı bir etki yaratır. Fakat her iki tekerlekte aynı anda yükselirse stabilizatörde etkisiz kalır. Aks titreşimlerine de mani olan ve taşıtın viraj dengesini artıran stabilizatörler hemen hemen tüm taşıtlarda kullanılırlar.

Taşıtta başvurma titreşimlerini azaltmak için ise taşıt ağırlığı ön ve arka aksa eşit olarak dağıtılır ve ayrıca aks uzaklığı da kısa tutulur. Ancak aks uzaklığının kısaltılması taşıtın kumandasını güçleştirir. İPEK' e (1969) göre kumandayı düzeltmek için aks uzaklığını artırılırsa başvurma titreşiminin frekansı artar, bu mahsurları gidermek için Şekil 2.9.'da gösterilen tertipler kullanılabilir. Bu halde taşıt ağırlığı akslara eşit olarak dağıtılmış, aks uzaklığı artırılmış ön ve arka akslar mekanik olarak birleştirilmiştir.



Şekil 2.9. Başvurma titreşimlerine karşı mekanik düzen

Bu mekanik düzen taşıtın daha iyi idare edilmesini sağlar ve başvurma titreşimlerini sıfıra yaklaştırır. Şasi ile tekerlekler arasında ayrı ayrı düşey yayların da konulması ile başvurma frekansı arzu edilen düzeye getirilebilir.

2.9.2. Yaylar

Şekil 2.10.'da taşıt aksları ile gövde arasına yerleştirilen çeşitli yaylar gösterilmiştir. Yaylar elastikliği sağlayan malzemelere göre madeni yaylar, lastik yaylar ve hava yayları olmak üzere üç gruba ayrılırlar.

Madeni yaylar genel olarak taşıtlarda, eliptik yaprak yayı, helisel yaylar ve torsiyon yayları olarak kullanılmaktadırlar.

Yaprak yaylar taşıtlarda ilk ve en çok kullanılan yaylardır. Kötü tarafı ağır olmalarıdır. Yay yaprakları arasındaki sürtünme belirli bir sönüm yaratır. Taşıtlardaki

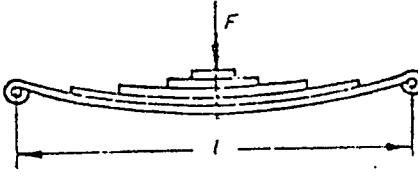
helisel yaylar ise mafsallara ihtiyaç göstermemeleri ve hafif olmalarından dolayı gittikçe artan ölçüde kullanılmaktadırlar. Torsiyon yayları da hafif olmaları ve özel bir bakıma ihtiyaç göstermemeleri sebebi ile tercih edilirler.

Lastik yayların maliyeti ucuzdur ve titreşimler ile darbelere karşı sönüm tesiri yaparlar. Bu tip yayların özellikleri, çok değişik faktörlere bağlıdır. Örneğin, lastik bileşimi, üst yüzey yapısı, yükün tatbik şekli gibi (İPEK 1969). Şekil 1.10.'da taşıtlarda kullanılan lastik bir yaya ait yay sabitleri verilmiştir. Lastiklerin bu özellikleri (kreep), bu tip

yaylar kullanılırken dikkate alınmalıdır. Bu özellik, lastiğin sabit yük altındaki sehiminin zamana bağlı olmasıdır. Yani tatbik edilen sabit bir çeki kuvveti tesir ettiği sürece lastiğin uzaması artar (CREDE ve RUŽICKA 1961).

İpeğe göre 1969 , hava yaylanması elde edilmesi taşıt gövdesi ile aks arasına hava yastıklarının yerleştirilmesi ile olur. Hava yayları taşıtlar için en uygun karakteristiğe sahiptir. Ayrıca uygun sübaplar ve kontrol mekanizmaları kullanılarak, statik yük altındaki yay sehimini arzu edilen değere getirilebilir.

YAPRAK YAY



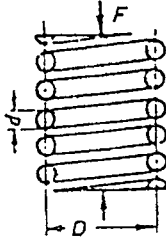
$$k = \frac{8.E.n.b.l^3}{3.L^3}$$

b: yaprak genişliği
l : yaprak kalınlığı
L: maksimum uzunluk

n: yaprak sayısı

E: elastise modülü

HELİSEL YAY



$$k = \frac{d^4.G}{8.n.D^3}$$

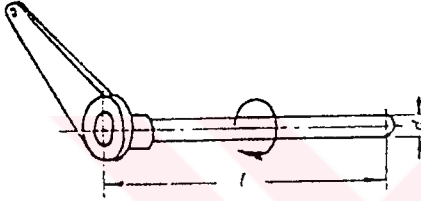
G: kayma modülü

d: tel çapı

D: helezon çapı

n: halka adedi

BURULMA YAYI

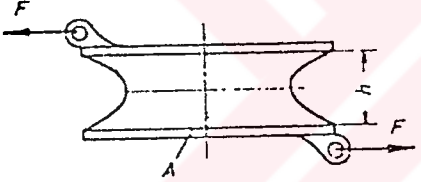


$$k = \frac{G.I}{l} \quad I = \frac{\pi.d^4}{32}$$

G: kayma modülü

l: yay boyu

LASTİK



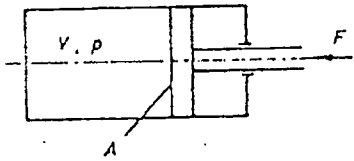
$$k = \frac{G.A}{h}$$

G: lastiğin kayma modülü

h: yükseklik

A: lastikle madenin yapışma alanı

HAVA YAYI



$$k = \frac{p.\pi.\pi^2}{V}$$

A: piston alanı

x=1 izotermal

x= 1.4 adyabatik

Şekil 2.10. Taşıtta kullanılan yaylar

2.10. Amortisörler

Yaylar ve lastikler gibi yük taşıyan elastik elemanlar, istenilen düzeyde titreşim ve darbe söndürücü etki göstermezlerse; taşıtta bu elemanlara paralel olarak ayrı bir söndürücü eleman (amortisör) kullanmak gerekir. Titreşimleri söndürmek üzere çeşitli metotlar kullanılabilir, bunlar (YÜKSEL 1988) ;

2.10.1. Sürtünmeli sönümleyiciler :

Taşıtların ilk süspansiyon sistemlerinde, sönümleme kuvveti için bir dizi yaylı, birbiriyle sürtünen diskler arasında üretilen sürtünmeli darbe önleyiciler kullanılmıştır. Sürücü bu sistemlerde yay kuvvetini bir vida ile değiştirerek ayarlayabilmektedir. Sönüm kuvveti düz ve kasisli yolda hep sabittir. Bu yüzden bu tip sönümleyiciler son 30 yıldan beri artık taşıtlarda kullanılmamaktadır.

2.10.2. Manivela tipi sönümleyici :

Bu sistemde sönümleme kuvveti, ayarlanabilir bir valfta hidrolik sıvı pistonla sıkıştırılarak oluşturulur ve sadece tepki yönünde çalışır. Ayrıca taşıt kaportasına ayrı bir bağlantı yapımını gerektirir. Bu yüzden bunlar hafif modern taşıtlar için uygun değildir.

2.10.3. Yay takviyeli sönümleyici :

Bu süspansiyon tipi, günümüzde önden tahrikli küçük yapılı taşıtların arka dingilinde kullanılmaktadır. Bunların kaportaya monte edilmesi çok kolay olduğu gibi dar bir alana yerleştirilmeleri mümkündür. Ayrıca viskoz sönüm kuvvetlerine ilaveten yay kuvveti de süspansiyon sistemini takviye etmektedir.

2.10.4. Teleskopik hidrolik amortisörler :

Günümüzün motorlu taşıtları için geliştirilmiş en son süspansiyon dizaynları olup; sadece dingilin düşey hareketlerini önlemekte kullanılmaktadır. Bu tip teleskopik amortisörlerde, şasi ve dingile bağlama kauçuğu desteklerindeki saplamalardan meydana gelen yan kuvvetler haricinde hiçbir kuvvet yoktur.

2.10.5. McPherson süspansiyonu :

Modern, hafif otomobillerin pek çoğu, ön dingillerinde McPherson süspansiyon sistemi yapısına sahiptir. Bu yapı çok az yer işgal eder ve daha az montaj bağlantı noktaları gerektirir. Tekerlek miline sabitlendiklerinden yüksek frekanslı darbelere ve çok yüksek hızlara dayanıklıdır. Ayrıca yayların, tekerlerin, frenlerin, tahrik milinin, bağlama rotunun sapması gibi birçok kuvvetleri de karşılamak zorunda kaldıklarından bilinen darbe-sönümleyicilere göre çok daha sağlam yapılıdır.

2.11. Amortisörlerin Hidrolik Sistemleri

Şekil 2.11.'de üç değişik tipte (A-B-C) otomobil amortisörleri görülmektedir. Yine YÜKSEL'e (1988) göre:

2.11.1. Çift tüplü amortisör

Çift tüplü yapıdaki A tipi amortisör genellikle otomobilin arka dingilinde sönümleyici ve taşıyıcı olarak kullanılır. Sönümleme kuvveti, tüp içerisinde hareket eden pistonun karşı tarafındaki basınç farklarından oluşur ve yağ mil kılavuzundan akarak kanallar vasıtası ile yağ haznesine aktığından keçeyle fazla basınç gelmez.

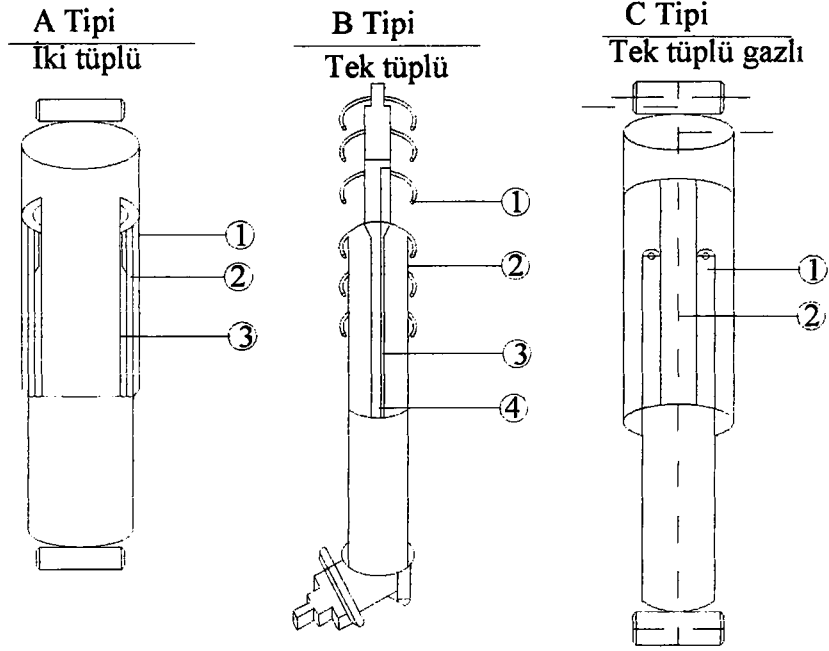
2.11.2. Tek tüplü amortisör;

B tipi hidrolik amortisör, otomobil süspansiyon sistemlerinin ön dingillerinde yayla birlikte destekleyici olarak kullanılır. Bu tip amortisörler A tipinde olduğu gibi tüp içerisindeki viskoz akışkanın direncinden yararlanarak dışarıdan gelen titreşimleri ısı enerjisine dönüştüren absorbe edici bir yapıya sahiptir.

2.11.3. Tek tüplü gazlı amortisör :

C tipi amortisör, bir tüp içerisinde serbest hareket eden piston hem yağ, hem de iç gazla çevrelenmiş durumdadır. Sistem 20-30 bar'lık bir statik nitrojen gaz basıncına sahiptir. Bu gaz basıncı çok yüksek hızlarda yağ köpüğünün oluşmasını önler. Ayrıca silindir içerisine havanın emildiği üst çalışma yuvasındaki hava boşluğunu yok eder. Fakat çalışma anındaki gaz basıncı (5.5-80 bar) yağ keçesine tatbik edilir. Bu yüzden özel keçe tipleri ve piston mil yüzeyinin özel bir şekilde işlenmesi gereklidir. Bu nedenle sistem daha pahalıdır ve genellikle spor araba ve yüksek konforlu otomobillerde uygulama alanı bulurlar.

Genel anlamda otomobil amortisörleri Şekil 2.12'de görüldüğü gibidir.

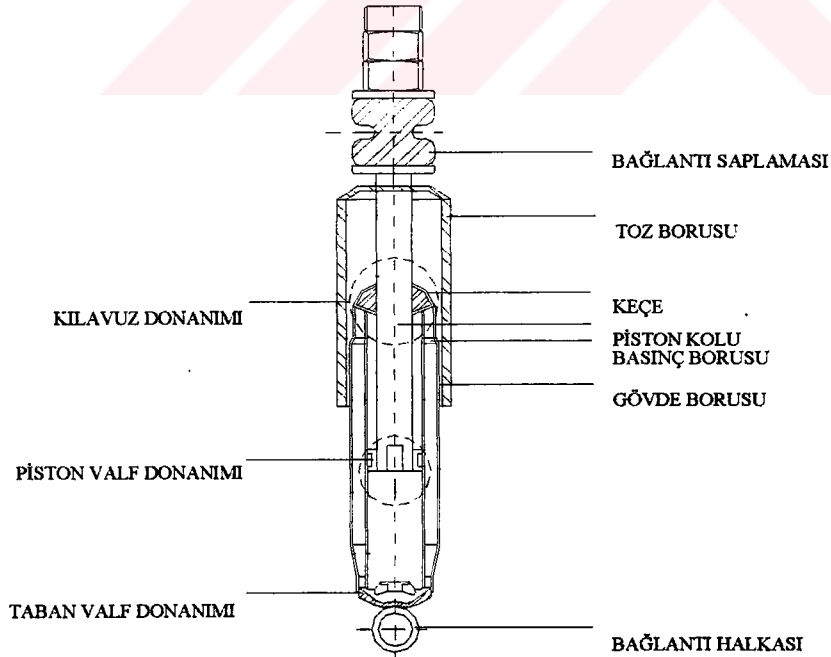


1- Mil kılavuzu
2- Piston mili
3- Tüp

1- Yay
2- Mil kılavuzu
3- Piston mili
4- Tüp

1- Mil kılavuzu
2- Piston mili

Şekil 2.11 Değişik tip otomobil amortisörleri



Şekil 2.12 Otomobil amortisörü kesit görünüşü

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Materyal

Bu çalışmada, titreşim kaynağı olarak motorlu aracın tahrik ve güç iletim mekanizmasını oluşturan transmisyon elemanlarının etkileri, yol pürüzlülüğü ve yataklama şartları dikkate alınarak aracın dinamik cevabı araştırılmıştır.

Taşıt titreşimlerini araştırmak amacıyla teorik yaklaşımda tanımlı matematik model kurularak, belirli titreşim teorisi ve belirsiz (random) titreşim teorisinin çözüm tekniği uygulanmıştır .

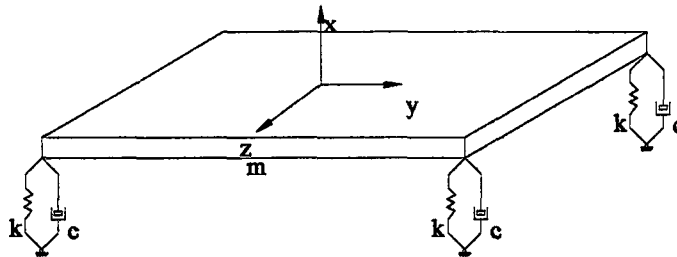
3.2. Yöntem

Çözüm tekniğinde, aracın farklı devir sayılarındaki mevcut elemanlarından kaynaklanan titreşimler, CARSIMED simülasyon programında araştırılmıştır. CARSIMED simülasyon programında alınan sonuçlara göre mümkün olan dengeleme ve eleman değişimleri yapılarak, çeşitli tasarım parametreleri belirlenmiştir. Bilinen belirli titreşim modelleri aşağıda ifade edilmiştir.

3.3. Tek Serbestlik Dereceli Sistemlerin İncelenmesi

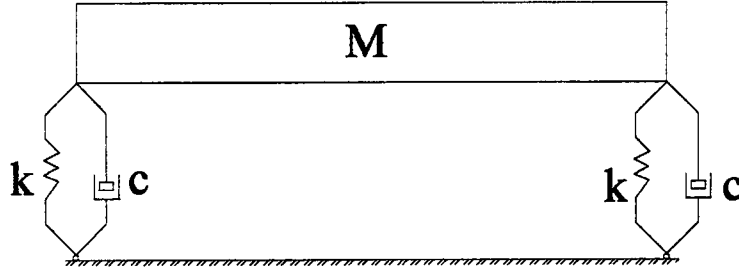
3.3.1. Fiziksel model

Taşıtı titreşim yapabilen bir sistem olarak temsil eden model Şekil – 3.1. de gösterilmiştir.



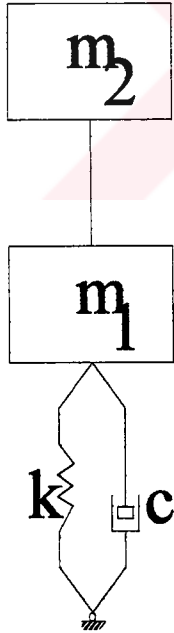
Şekil 3.1 Sistemin fiziksel modeli

Taşıtın x eksenı boyunca aşığı yukarı titreşimi inceleneyeğinden gözönüne alınan sistemi simetri ekseninden keserek tek tarafı incelenir. Şekil 3.2.

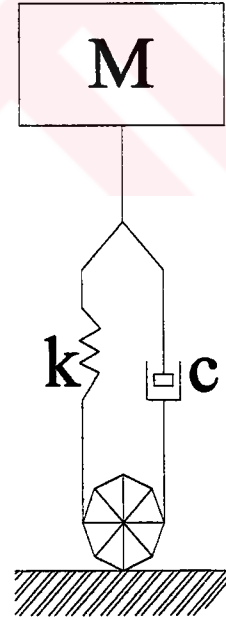


Şekil 3.2. Tek kütleli sistem

Aşığıdaki modelde tek serbestlik dereceli sistemlerden olan traktör için Şekil 3.3.a, demiryolu taşıtı için Şekil 3.3.b haline gelmiş olur.



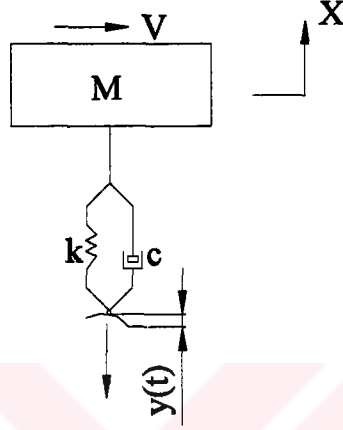
Şekil 3.3.a Traktöre ait fiziksel model



Şekil 3.3.b Demiryolu taşıtına ait fiziksel model

3.3.2. Matematiksel model

Araştırma Şekil 3.4.'de görülen sistem gibi bir traktör modeli üzerinde yapıldığında,



Şekil 3.4. Traktöre ait yol üzerindeki fiziksel modeli

Newton kanunundan

$$\sum F = m \cdot \ddot{x} \quad (3.1)$$

$$m\ddot{x} + k(x - y(t)) - c(\dot{x} - \dot{y}(t)) = ky(t) + c\dot{y}(t) \quad (3.2)$$

$$\ddot{x} + 2\xi\omega_n \dot{x} + \omega_n^2 x = \omega_n^2 y(t) + 2\xi\omega_n \dot{y}(t) \quad (3.3)$$

Şeklinde sistemin hareket denklemi elde edilir. Bu diferansiyel denklemi mekanik impedans metodunu kullanarak,

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= x_1 \cdot e^{i\omega t}, \dot{x}_1 = x_1 i\omega e^{i\omega t}, \ddot{x}_1 = -x_1 \omega^2 e^{i\omega t} \\ y(t) &= b \sin \omega t = b e^{i\omega t}, \dot{y} = (t) b i\omega e^{i\omega t} \end{aligned} \right\} \quad (3.4)$$

yazılmak suretiyle

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad \frac{\omega}{\omega_n} = r, \quad \xi = \frac{c}{2\omega_n m} \quad (3.5)$$

olarak çözüm yapılırsa hareketin genliği için

$$x = b \sqrt{\frac{1 + 4\xi^2 r^2}{(1 - r^2)^2 + 4\xi^2 r^2}} \quad (3.6)$$

elde edilir.

Bu ifade ana denklemde yerine konulursa;

$$\left| \frac{\ddot{x}}{\omega_n^2 b} \right| = -r^2 \sqrt{\frac{1 + 4\xi^2 r^2}{(1 - r^2)^2 + 4\xi^2 r^2}} \cdot \sin(\omega t + \varphi) \quad (3.7)$$

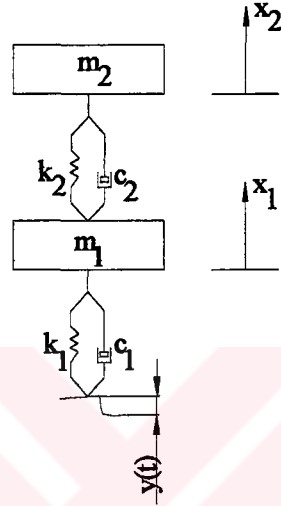
ivmenin genliği elde edilmiş olur.

3.4. İki Serbestlik Dereceli Sistemlerin İncelenmesi

3.4.1. Fiziksel model

Burada serbestlikler lastik ve amortisördür. Kütleler dingil ve gövdedir. Şekil

3.5.'de incelenecek olan modeldir.



Şekil 3.5. İki serbestlik dereceli sistemin fiziksel modeli

3.4.2. Matematiksel model

$$m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 + (k_1 + k_2)x_1 - c_2 \dot{x}_2 - k_2 x_2 = k_1 y(t) + c_1 \dot{y}(t) \quad (3.8)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 x_2 + c_2 \dot{x}_2 - c_2 \dot{x}_1 - k_2 x_1 = 0 \quad (3.9)$$

$$\begin{aligned} x_1 &= x_1 e^{i\omega t}, \dot{x}_1 = x_1 i\omega e^{i\omega t}, \ddot{x}_1 = -x_1 \omega^2 e^{i\omega t} \\ x_2 &= x_2 e^{i\omega t}, \dot{x}_2 = x_2 i\omega e^{i\omega t}, \ddot{x}_2 = -x_2 \omega^2 e^{i\omega t} \\ y(t) &= b \sin \omega t = b e^{i\omega t}, \dot{y}(t) = b i \omega e^{i\omega t} \end{aligned} \quad (3.10)$$

yerlerine konulduğunda denklemler;

$$-m_1 x_1 w^2 e^{i\omega t} + (c_1 + c_2) x_1 i \omega e^{i\omega t} + (k_1 + k_2) x_1 e^{i\omega t} - c_2 x_2 i \omega e^{i\omega t} - k_2 x_2 e^{i\omega t} = k_1 b e^{i\omega t} + c_1 b i \omega e^{i\omega t} \quad (3.11)$$

$$-m_2 x_2 w^2 e^{i\omega t} + k_2 b e^{i\omega t} + c_2 x_2 i \omega e^{i\omega t} - c_2 i \omega x_1 e^{i\omega t} - k_2 x_1 e^{i\omega t} = 0 \quad (3.12)$$

$$x_1 = \frac{\begin{vmatrix} k_1 b + c_1 b i \omega & -(c_2 i \omega + k_2) \\ 0 & -(m_2 w^2 - k_2 - c_2 i \omega) \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} -m_1 w^2 + (c_1 + c_2) i \omega + (k_1 + k_2) & -(c_2 i \omega + k_2) \\ -(c_2 i \omega + k_2) & -(m_2 w^2 - k_2 - c_2 i \omega) \end{vmatrix}} \quad (3.13)$$

$$x_1 = \frac{b(-k_1 m_2 w^2 + k_1 k_2 - c_1 c_2 w^2) + (c_2 k_1 w - c_1 m_2 w^3 + c_1 k_2 w) i b}{(m_1 m_2 w^4 - m_1 w^2 k_2 - k_1 m_2 w^2 - k_2 m_2 w^2 - k_2 m_2 w^2 - c_1 c_2 w^2 + k_1 k_2) + (-m_1 c_2 w^3 - c_1 m_2 w^3 - c_2 m_2 w^3 + c_1 w k_2 + c_2 w k_1) i} \quad (3.14)$$

haline dönüşür. Devamında her tarafı $m_1.m_2$ ile bölüp, (3.4) deki eşitlikleri (14) denkleminde yerine yazılırsa;

$$x_1 = \frac{b(-w_{n_1} w^2 + w_{n_1}^2 w_{n_2}^2 - 4 w_{n_1} \xi_1 \xi_2 w_2 w^2) + i b(2 \xi_2 w_{n_2} w_{n_1}^2 w - 2 \xi_1 w_{n_1} w^3 + 2 \xi_1 w_{n_1} w_{n_2}^2 w)}{(w^4 - w_{n_2}^2 w^2 - w_{n_1}^2 w^2 - w_{n_2}^2 \frac{m_2}{m_1} w^2 - 4 \xi_1 \xi_2 w_{n_1} w_{n_2} w^2 w_{n_2}^2) + (-2 \xi_2 w_{n_2} w^3 - 2 \xi_1 w_{n_1} w^3 + \frac{m_2}{m_1} 2 \xi_2 w_{n_2} w^3 + 2 \xi_1 w_{n_1} w_{n_2}^2 w + 2 \xi_2 w_{n_2} w_{n_1}^2 w)} \quad (3.15)$$

elde edilir. Yine her tarafı $w_{n_1}^2, w_{n_2}^2$ ile çarpıp bölünürse

$$x_1 = \frac{b(1 - r_2^2 - 4 \xi_1 \xi_2 r_1 r_2) + i b(2 b \xi_2 r_2 - 2 \xi_1 r_2^2 + 2 \xi_1 r_1)}{(r_1 r_2^2 - r_1^2 - r_2^2 - \frac{m_2}{m_1} r_1^2 - 4 \xi_1 \xi_2 r_1 r_2 + 1) + (-2 \xi_2 r_1^2 r_2 - 2 \xi_1 r_1 r_2^2 - \frac{m_2}{m_1} \xi_2 r_1^2 r_2 + 2 \xi_1 r_1 + 2 \xi_2 r_2)} \quad (3.15a)$$

$$\frac{x_1}{b} = \sqrt{\frac{(1-r_2^2-4\xi_1\xi_2r_1r_2)^2 + (2\xi_2r_2-2\xi_1r_1r_2^2+2\xi_1r_1)^2}{(r_1r_2^2-r_1^2-r_2^2-\frac{m_2}{m_1}r_1^2-4\xi_1\xi_2r_1r_2+1)^2 + (-2\xi_2r_1^2r_2-2\xi_1r_1r_2^2-\frac{m_2}{m_1}\xi_2r_1^2r_2+2\xi_1r_1+2\xi_2r_2)^2}} \quad (3.15b)$$

bulunur.

Aynı işlemler x_2 için yapılırsa

$$\frac{x_2}{b} = \sqrt{\frac{(1-4\xi_1\xi_2r_1r_2)^2 + (2\xi_1r_1+2\xi_2r_2)^2}{(r_1r_2^2-r_1^2-r_2^2-\frac{m_2}{m_1}r_1^2-4\xi_1\xi_2r_1r_2+1)^2 + (-2\xi_2r_1^2r_2-2\xi_1r_1r_2^2-\frac{m_2}{m_1}\xi_2r_1^2r_2+2\xi_1r_1+2\xi_2r_2)^2}}$$

$$\begin{aligned} \xi_1r_1 &= a \quad ; \quad \xi_2r_2 = b \quad ; \quad \xi_3r_3 = c \\ r_1^2 - 1 &= d \quad ; \quad r_2^2 - 1 = e \quad ; \quad r_3^2 - 1 = f \end{aligned} \quad (3.16)$$

$$\left| \frac{\ddot{x}_1}{b} \right| = w^2 \sqrt{\frac{(e+4ab)^2 + 2(b-ae)^2}{\left[r_2^2d - r_1^2\left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right) - 4ab + 1 \right]^2 + \left[2b \left[1 - r_1^2\left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right) \right] - 2ae \right]^2}} \quad (3.17)$$

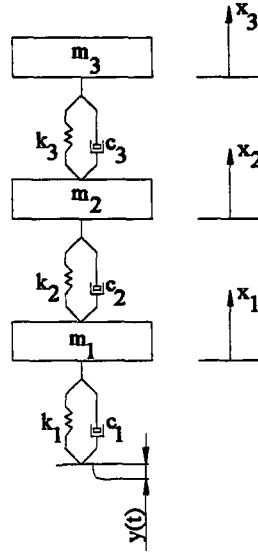
$$\left| \frac{\ddot{x}_2}{b} \right| = w^2 \sqrt{\frac{(1-4ab)^2 + 2(a+b)^2}{\left[r_2^2d - r_1^2\left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right) - 4ab + 1 \right]^2 + \left[2b \left[1 - r_1^2\left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right) \right] - 2ae \right]^2}} \quad (3.18)$$

bulunur.

3.5. Üç Serbestlik Dereceli Sistemlerin İncelenmesi

3.5.1. Fiziksel model

Üç serbestlik dereceli sistemlerde göz önüne alınan serbestlikler lastik, amortisör ve koltuktur (Şekil 3.6.).



Şekil 3.6. Üç serbestlik dereceli sistemin fiziksel modeli

3.5.2. Matematiksel model

$$m_1 \ddot{x}_1 - k_2(x_2 - x_1) - c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 = k_1 y(t) + c_1 \dot{y}(t) \quad (3.19a)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - k_3(x_3 - x_2) - c_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + k_2(x_2 - x_1) + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \quad (3.19b)$$

$$m_3 \ddot{x}_3 - k_3(x_3 - x_2) + c_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) = 0 \quad (3.19c)$$

(3.19.a)da $m_3 \ddot{x}_3$ ün karşılığı (3.19.b) de yerine konulursa,

$$m_2 \ddot{x}_2 + m_3 \ddot{x}_3 + k_2(x_2 - x_1) + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \quad (3.20)$$

olur.

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= x_1 e^{i\omega t}, \dot{x}_1 = x_1 i\omega e^{i\omega t}, \ddot{x}_1 = -x_1 \omega^2 e^{i\omega t} \\ x_2 &= x_2 e^{i\omega t}, \dot{x}_2 = x_2 i\omega e^{i\omega t}, \ddot{x}_2 = -x_2 \omega^2 e^{i\omega t} \\ x_3 &= x_3 e^{i\omega t}, \dot{x}_3 = x_3 i\omega e^{i\omega t}, \ddot{x}_3 = -x_3 \omega^2 e^{i\omega t} \\ y(t) &= b e^{i\omega t}, \dot{y}(t) = b i\omega e^{i\omega t} \end{aligned} \right\} \quad (3.21)$$

(3.21) sırasıyla (3.19a),(3.19b),(3.20) denklemlerinde yerine konulup matrisyel halde yazılırsa,

$$x_1 = \begin{vmatrix} k_1 b + c_1 i\omega & -k_2 - c_2 i\omega & 0 \\ 0 & -m_2 \omega^2 + k_2 + c_2 i\omega & -m_3 \omega^2 \\ 0 & -k_3 - c_3 i\omega & -m_3 \omega^2 + k_3 + c_3 i\omega \end{vmatrix} \quad (3.22)$$

$$\begin{vmatrix} -m_1 \omega^2 + k_2 + c_2 i\omega + k_1 + c_1 i\omega & -k_2 c_2 i\omega & 0 \\ -k_2 - c_2 i\omega & -m_2 \omega^2 + k_2 + c_2 i\omega & -m_3 \omega^2 \\ 0 & -k_3 - c_3 i\omega & -m_3 \omega^2 + k_3 + c_3 i\omega \end{vmatrix}$$

Bu matris çözülüp (3.4) deki eşitlikler denkleminde yerine konur. Daha sonra (3.16)'daki eşitlikler denkleme uygulanır.

x_2 ve x_3 de x_1 gibi hesaplanarak ve x_1 'in payını U ile,

$$U = U_1^2 + U_2^2 \quad (3.23)$$

x_2 'nin payını V ile,

$$V = V_1^2 + V_2^2 \quad (3.24)$$

x_3 'ün payını Z ile,

$$Z = Z_1^2 + Z_2^2 \quad (3.25)$$

Paydayı P ile göstermek suretiyle,

$$P = P_1^2 + P_2^2 \quad (3.26)$$

şekillerinde yazılır. Böylece,

$$U_1 = r_2^2 \left[f + 4ac \left(1 + \frac{m_3}{m_2} \right) + \frac{m_3}{m_2} \right] - 4ac + bc + ab + r_3^2 (4ab - 1) + 1 \quad (3.27)$$

$$U_2 = 2 \left\{ r_2^2 \left[af - \frac{m_3}{m_2} (a + c) \right] - r_3^2 (a + 2b) + a + b + c - 4ab \right\}$$

$$V_1 = r_3^2 (4ab - 1) + 4(bc - ac - ab) + 1 \quad (3.28)$$

$$V_2 = 2 \left[a + b + c - 4abc - r_3^2 (a + b) \right]$$

$$Z_1 = 1 - 4(ab + ac + bc) \quad (3.29)$$

$$Z_2 = 2(a + b + c - 4abc)$$

$$P_1 = r_1^2 \left[(f + 4bc) \left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) - r_2^2 \left(f - \frac{m_3}{m_2} \right) \right] + r_2^2 \left[f + (4ac - 1) \left(1 + \frac{m_3}{m_2} \right) \right] + r_3^2 (4ab - 1) - 4a(b + c)bc + 1 \quad (3.30)$$

$$P_2 = 2 \left\{ r_1^2 \left[c \left(e + \frac{m_2}{m_1} \right) + bf \left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) + \frac{m_3}{m_1} (b - c) \right] + r_2^2 \left[af - c + \frac{m_3}{m_2} (cd - a) \right] - r_3^2 (a + b) + a + b + c - 4abc \right\} \quad (3.31)$$

elde edilir. Bu denklemler,

$$x_1 = \frac{U}{P}, \quad x_2 = \frac{V}{P}, \quad x_3 = \frac{Z}{P} \quad (3.32)$$

de yerine konularak ivmenin genliği bulunur.

3.6. CARSIMED Paket Programı

CARSIMED, mekanik simülasyon şirketi (MSC) yazılım koleksiyonundan alınan bir simülasyon programıdır.

Program, dört tekerli bağımsız amortisörlü (süspansiyon) araçların frenleme ve idare etme davranışlarının simülasyonu ve analizi için kullanımı kolay bir yazılım paketidir. CARSIMED ölçü cihazlarıyla donatılmış test aracını bir bilgisayar modeliyle değiştirilerek deneyler sağlar. Birkaç tane ayrı simülasyon programına sahiptir. Her biri aracın davranışını tahmin etmek için tasarlanmış matematiksel modeli hareket denklemlerini sayısal olarak çözer. Bunlar;

1. Yönlendirme, frenleme ve kısma(gaz pedalı) kelebek girişlerinin tepki zamanın zarfını hesap eden kapsamlı 3 boyutlu kullanım modeli
2. Basitleştirilmiş sürüş analizleri için iki boyutlu adımsal düzlem modeli
3. Beş hatlı süspansiyonun 3 boyutlu kinematik modeli (dinamik veya uyum yok.)

Simülasyon sonuçları çerçeveli animasyonlar olarak veya çıkış değişkenlerinin grafikleri şeklinde görülebilir. Bu grafikler simülasyon sırasında hesap edilen bir çok değişkenin herhangi kombinasyonu için otomatik olarak üretilebilir.

Simülasyonlar böyle detaylı modeller için beklenilenden çok daha hızlı çalışır. Hemen hemen herhangi bir pentium bilgisayarlar da programlar gerçek zamandan daha hızlı çalışır. Yeni (1998) pentium masa üstü bilgisayarlar da en detaylı modeller gerçek zamandan yaklaşık on kat daha hızlı çalışır. Diğer deyişle 100 sn.lik bir testin simülasyonunun çalıştırılması 10 sn den daha kısa bir zamanda biter.

3.6.1. 3D frenleme ve kontrol etme modeli

CARSIMED içerisindeki ana simülasyon programı, mekanik sistemde 18 derecelik serbestlik içeren 31 durum değişkenli bir kumanda modelidir. Kinematik ve dinamik denklemler katı cisimlerin doğrusal tam olamayan 3D hareketleri için

geçerlidir. Simülasyon doğrusal olmayan lastik modeli kullanır ve yolcu araçlarındaki süspansiyonların ve yönlendirme (direksiyon) sistemlerindeki ana kinematik ve uyum etkilerini içerir.

Kontrol girişleri için CARSIMED fren girişinin, kısma girişinin ve direksiyon simidi açısının (açık çevrim kontrol) zaman geçmişlerini alır. CARSIMED aynı zamanda frenleme girişlerinin olmadığı durumda sabit hız sağlayacak bir kapalı çevrim kontrolüne sahiptir.

3D kontrol (elle)etme modelinin üç sürümü vardır :

- 1- Orjinal CARSIMED programı; bu yalnız başına bir EXE dosyası olup çalışmak için başka yazılıma ihtiyaç duyulmaz. Hareket ve okunan parametreleri girdi olarak içeren tamamen parametrik bir modeldir.
- 2- Mathworks şirketinden lisanslı temin edilebilecek simülasyon ortamı SUMULINK altında çalışan bir C-MEX sunumu. CMEX versiyonu SUMULINK olmadan çalışmaz.
- 3- Lastik tak ve çalıştır versiyonu.(PNP) Bu diğer bir EXE dosyası olup ROBERTSON VE ROBERTSON..... (RRCI) şirketi tarafından sağlanan EXE dosyasıdır. Aynı araç dinamik denklemlerine sahiptir. Ancak takılı lastik modeli yerine tak çalıştır yeteneğe sahiptir ve böylece kullanıcılara çalışma sırasında yeni lastik denklemlerine girmesine izin verir.

3.6.2. 2D sürüş modeli

Sürüş modeli daha detaylı 3D model için gereken giriş parametrelerinin bir alt kümesini kullanır. Yuvarlanma ve yalpalanma hareketiyle ilgili bilgiler ihmal edilir. Bu model temel sürüş parametrelerinin (lastik tabanı, kütle merkezi, yay ve titreşim sönüm oranları v.s.) tümsek üzerinde giden bir aracın davranışını nasıl etkilediğini belirlemek için kullanılabilir.

3.6.3. 3D süspansiyon modeli

Süspansiyon modeli beş bağlantılı bir tasarımdır. Model kısa kollu (SLA) wishbone (lades kemiği) süspansiyonu ve aynı zamanda beş hatlı daimler benzinli otomobillerin bazılarında kullanılan arka süspansiyonları modelleyebilir.

3.6.4. CARSIMED 'in avantajları

CARSIMED , ölçüm araçları taşıyan bir aracın fiziksel testlerle yapılabilecek ölçümleri ile aynı cinsten çıktılar üreterek deneyleri bilgisayar üzerinde gösterir. Araç tasarım parametrelerini aracın davranışı üzerindeki etkilerini öğrenmek için kullanılabilir.

CARSIMED ile gerçek teknik donanımla bir araç dinamiği problemine yapılan yaklaşımla aynı şekilde çalışırsınız. Öncelikle test edeceğiniz araca takılacak olan parçaların (yaylar, lastikler vs.) seçimini içeren tanımlamayı yaparsınız. Sonra analiz edilecek davranış şeklini üretecek bir test manevrası tasarlırsınız. Fiziksel “test” yerine simülasyon programını çalıştırırsınız. İlgili bütün değişkenlerin zaman tarihleri çıkış dosyalarında kaydedilir. Çıkış dosyalarındaki sonuçları animasyon veya hareketlerin, kuvvetlerin, vs. grafikleri ile kontrol edebilirsiniz.

CARSIMED içindeki süspansiyon kinematikleri modelini kullanarak süspansiyon geometrisindeki değişiklikler, süspansiyon sapması ile, direksiyon ve kamberin değişimini nasıl belirlediğini görmek için kullanabilirsiniz.

CARSIMED 'in temel çalışması aşağıdaki sıradaki gibidir.

- 1- Araç parametrelerini değiştirmek (boyutları, kütle özellikleri vs.) ve araç parçalarının (fren sistemi, direksiyon sistemi, amortisörler, yaylar vs.) parametrelerinin (boyutları,sertlik katsayıları, vs.) istendiği gibi değiştirilmesi
- 2- Direksiyon, frenleme ve kısıma (kelebek) için kontrol girişlerinin belirlenmesi
- 3- Simülasyonun çalıştırılması

- 4- Simülasyon çıktısını, araç davranışının genel bir görünümünü elde etmek için canlandırılması (animasyon)
- 5- Davranışın analizinin daha detaylı yapılabilmesi için grafik çizdirilmesi.

Pratikte parçanın ve araç tasarımlarının yönlendirme kararlılığı, yük iletimi ve kayma gibi davranışın kritik yönlerini nasıl etkilediği değerlendirilebilir.

3.6.5. CARSIMED 'in dezavantajları

CARSIMED genel amaçlı bir simülasyon aracı değildir. Yukarıda açıklanan simülasyon çeşitleri için özel olarak yapılmıştır. Diğer modeller için simülasyonlar program eklemeksizin mümkün değildir.

CARSIMED 'in bazı sınırlamaları:

- Kontrol modeli ne önceden belirlenmiş bir yolu takip eden kapalı çevrim yönlendirme kontrolünü destekler ne de değişken hızlar için kapalı çevrim hız kontrolü sağlar.
- Süspansiyon yayları, damperleri (sönümleyici) , uyum ve kinematikler lineer katsayılarla modellendirilmiştir.
- Kontrol modeli sabit direksiyon oranlarını kabul eder. (Ackerman etkisi yoktur)
- Frenler, fren torku ve fren girişi arasında lineer kazançlar olarak modellendirilmiştir.
- Standart lastik modeli geniş kayma açıları için kuvvetlerin ve momentlerin tanımlanmasına izin vermez. Geniş kayma eklenmiş fonksiyonları kullanarak kontrol edebilir. Fakat kullanıcı tarafından değiştirilemez (Ancak PNP versiyonunda hemen hemen sınırsız lastik modelleme kapasitesi vardır).
- Yol yüzeyi düzgündür ve sabit sürtünme katsayısı seviyesindedir.
- CARSIMED sürüş hattı dinamiklerine sahip değildir. Kısmi girişleri sürüş torkuna sabit katsayılar ile bağlıdır. Sürüş modeli daima sabit hızda çalışır.
- Araç modelleri aerodinamik etkilere sahip değildir.

- Beş hatlı süspansiyon modeli uyumluluğu içermez.

Programın daha geniş modellemelerle ticari sürümü mevcuttur. Frenleme ve kumanda modeli doğrusal olmayan direksiyon geometrisi, doğrusal olmayan fren torkuna karşı basınç, doğrusal olmayan süspansiyon geometrisi (Too ve Kamber) doğrusal olmayan yaylar ve doğrusal olmayan sönümleyiciler içerir. Daha detaylı bir lastik modeli programın içine eklenmiş olup, ve bu çok farklı şartları kapsayan deneysel verilere uyar. Aerodinamik etkiler içermektedir ve belirli bir yolu takip edebilmek için yönlendirme ve değişken hız için kapalı çevrim kontrolü mevcuttur.

3D yol yüzeyi değişken yüzey sürtünmesi ile geliştirme aşamasındadır. Aynı zamanda detaylı sürüş hattı modeli geliştirilmektedir.

3.7. Taşıt Süspansiyon Sistemleri

Lastikler, tekerlek asılış tipleri, fren ve direksiyon donanımları taşıtın hareket mekaniğine etki ederler. Bununla birlikte, titreşim açısından birbirleri üzerinde de olumlu veya olumsuz etkileri olmaktadır. Lastik, titreşimi ilk alan elastik elemandır. Fren ve direksiyon donanımları, tekerleklerdeki ivme ve kuvvet dağılımı üzerinde etkilidir. Tekerlek asılışları ise, yay ve sönümleyicinin çalışmalarına sınırlar getirirler. Bütün bu sebepler, bu elemanların ana süspansiyon elemanları üzerinde dolaylı yoldan da olsa etkili olduğunu göstermektedir. Bu yüzden, yürüyüş düzeneklerinde yapılan incelemelerde, söz konusu elemanlar üzerinde etkisi olan diğer donanımları ve bunların gelişimini de gözden uzak tutmamakta yarar vardır.

Günümüzde taşıt süspansiyon sistemleri şu temel guruplarda incelenmektedir.

- Pasif süspansiyon sistemleri
- Yarı aktif süspansiyon sistemleri
- Aktif süspansiyon sistemleri

3.7.1. Pasif süspansiyon sistemleri

Pasif süspansiyon sistemleri, günümüz otomobil teknolojisinde hala en yaygın biçimde kullanılmaktadır. İlave enerji gerektirmeyen, yay ve sönüm elemanından oluşan klasik süspansiyon sistemleridir. Kullanılan yay tipine göre, helezon, makas, hava yastıklı süspansiyon sistemleri diye bölümlere ayrılabilirler. Ayrıca kullanılan amortisör yapısına göre de teleskopik, çift cidarlı gazlı, yağlı vb. şeklinde isimlendirilirler. Yay ve sönüm elemanının gövdeyle aks arasındaki bağlantısını gerçekleştiren konstrüksiyon şekline göre de şöyle sınıflandırılabilirler (YÜKSEK 1995).

- McPherson A-tipi alt kollu asılış (Mc Pherson strut A-arm)
- Katı aks (Hotchkiss)
- Çift lades kollu asılış
- McPherson H-tipi alt kollu asılış (Mc Pherson strut H-arm)
- Kısa pendül kollu asılış (Semi-trailing arm)

Tüm tekerlek askı tiplerinde, istekler doğrultusunda seçilen sabit katsayılı yay ve sönüm elemanları kullanılmıştır. Pasif süspansiyon sistemi, dizaynı üzerinde tartışılması gereken durumlar içerir. Bu konuda yapılan çoğu çalışmalar çeyrek araba modeli (Quarter Car Model) diye anılan ve taşıtın tek aksı ve 1/4 gövdesi göz önünde bulundurarak oluşturulan basit bir model üzerinde yapılmıştır. Bu sistemde iyileştirmeye gitmek için yapılabilecek şey, uygun yay elastikliği ve sönüm değerleri seçmektir. Bunlar gövdenin ivmesi, süspansiyon sistemi çalışma aralığı ve tekerlekle yol arasındaki temas kuvveti göz önüne alınarak seçilir. Yumuşak yay, gövdenin ivmelenmesini azaltır dolayısı ile ani ve sert sarsıntılar giderilmiş olur. Fakat titreşimlerin genlikleri büyüdüğünden taşıtın kontrolü güçleşir. Katı yay ile tekerlek yol teması iyileşmekte ve kontrol kolaylaşmaktadır.

Son yıllarda taşıt ağırlıklarındaki azalma ve taşınan yük ve yolcu miktarında fazla bir değişiklik olmaması, süspansiyon sistemlerinde dizayn değişikliğini gündeme getirmiştir. Buna bağlı olarak yük ve yolcu sayısındaki değişime cevap verebilecek

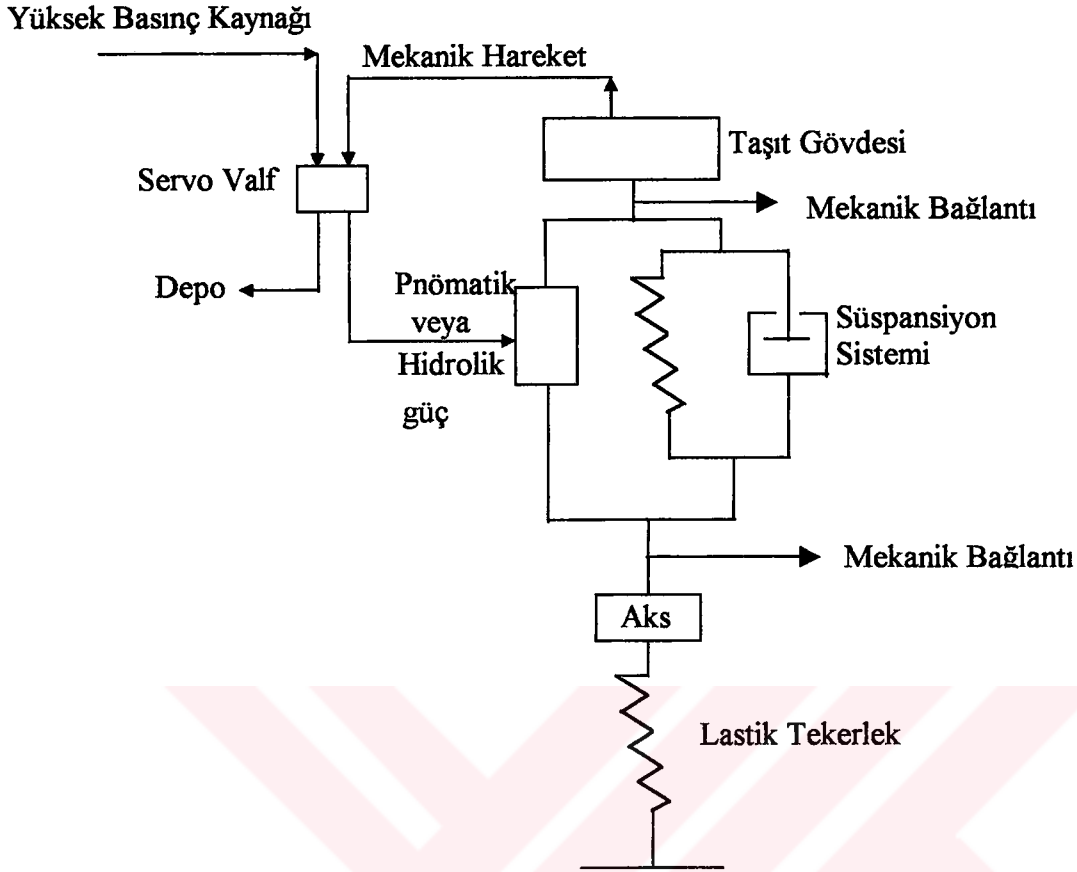
süspansiyon elemanları araştırma konularının gündemine girmiştir. Yük altında ve yüksüz durumdaki süspansiyon performanslarının farklı olduğu açıktır. Artan yük, süspansiyon çalışma aralığını küçülteceğinden, performans azalacaktır. Bu nedenle süspansiyon çalışma aralığının sabit tutulması gündeme gelmiştir. Bu da ancak sisteme dışarıdan bir enerji vermekle mümkün olabilir.

Yay ve sönüm elemanından oluşan süspansiyon sistemi, yukarıda belirtilen performans kriterlerini yerine getirememektedir. Bu nedenle sisteme dışarıdan enerji verilerek veya alınarak müdahale etmek suretiyle konforu iyileştirmek mümkün ve gereklidir.

3.7.2. Yarı aktif süspansiyon sistemleri

Pasif süspansiyon sistemi elemanlarına, dışarıdan enerji aktarabilen (aktüatör) elemanların ilavesi ile oluşan süspansiyon sistemine yarı aktif süspansiyon sistemi denmektedir. Amaç, pasif süspansiyon sisteminde ortaya çıkan çelişkili durumların (konfor ile yol tutma ve taşıtın kontrolü arasındaki dengeyi sağlamadaki güçlük) bir optimum kontrol kullanarak en aza indirilmesidir. Dışarıdan sisteme verilen enerji süreklilik arzetmediği için gerek duyulan zaman ve şartlarda, gerek duyulan miktarda enerji verilerek süspansiyon sisteminin davranışları optimize edilir.

Yarı aktif sistemlerin en önemli karakteristiği sönüm kuvvetinin kontrol edilebilmesidir. Pasif sistemden farkı, sabit katsayılı sönüm elemanının yerine değişken katsayılı bir sönümleyicinin mevcut olmasıdır. Bu da, yukarıda bahsedilen aktüatörden başka bir şey değildir. Açma kapama (on-off şeklinde çalışan servo-valflerin kullanıldığı bir yarı aktif süspansiyon sistemi Şekil 3.7.'de görülmektedir.



Şekil 3.7. Yarı aktif kontrol şeması

3.7.3. Aktif süspansiyon sistemleri

Aktif süspansiyon sisteminde, süspansiyon elemanlarının yerini kuvvet oluşturunca (aktüatör) almakta veya süspansiyon sistemiyle paralel çalışabilmektedir. Aktüatör sisteme enerji verebildiği gibi sistemden enerji de çekebilmektedir. Bu sistemin etkili çalışabilmesi için taşıtın ana parçalarından bazı bilgilerin alınması ve bir bilgisayar yardımıyla bulunan duruma göre uygun aktüatör kuvvetlerinin hesaplanması gerekmektedir. Bu bilgisayar mikroişlemci vasıtasıyla aktüatör tahrik edilerek uygun kontrol kuvvetleri sisteme verilebilir. Pasif ve yarı aktif süspansiyon sistemiyle elde edilemeyen performans teorik olarak tam aktif sistemle sağlanabilmektedir. Tam aktif

bir sistem konfor ve seyir emniyetine olumlu yönde büyük bir katkı yapmaktadır. Süspansiyon elemanı olarak kullanılan dört hidrolik silindirin, (aktüatörün) yay ve sönüm katsayılarının değiştirilmesi için silindir basıncının sürekli oynaması gerekmektedir. Bu da büyük enerji gereksinimi demektir. Bu sebeple, bu sistemlerin teknolojik ve maliyet açısından uygulanabilirliği sınırlı kalmaktadır.

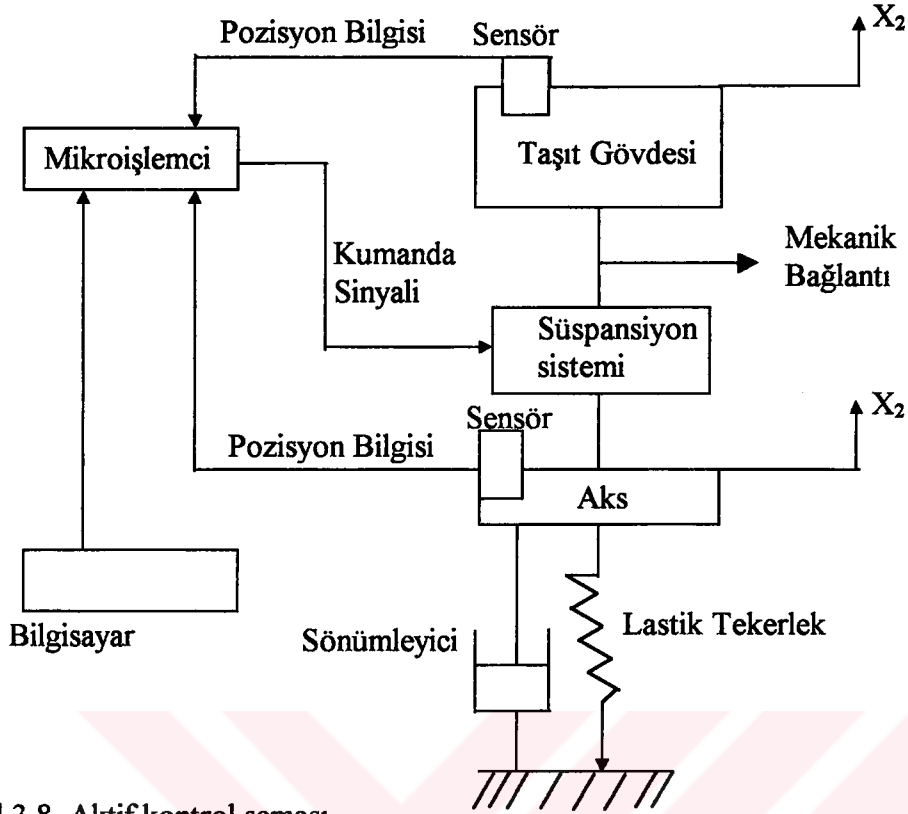
Bu konularda yapılan bazı çalışmalarda oldukça değişik kontrol teknikleri kullanılmıştır. Cherry ve Jones, taşıt süspansiyon sisteminin fuzzy kontrolü ile incelenmesini yapmış, fuzzy lojik tekniklerinin değişken sönümlemeli süspansiyon sisteminin kontrolündeki uygulamasını göstermiştir (CHERRY 1995) .

YEH ve TSAO (1994) 'nun çalışmasında ise, araç önüne yerleştirilmiş bir sensör ile random (gelişigüzel) yol durumunda, yol eğrisi mikroişlemciye bildirilmiştir. Fuzzy kontrol teknikleri ile söz konusu yol durumuna uygun bir referans eğri oluşturulmuş ve titreşimleri bir aktif süspansiyon ile azaltma yoluna gidilmiştir.

PROKOP ve SHARP (1995), yol bilgisinin önceden alınmasıyla, sınırlandırılmış bant-genişlikli aktif süspansiyonları performansını iyileştirme çalışması yapmış, yol tutmanın hızlı aktüatöre ve fakat konforu yavaş aktüatöre ihtiyaç gösterdiğini tespit etmiştir.

İyi bir aktif kontrol için aşağıdaki hususlar sağlanmalıdır.

- Performans kriteri oluşturulmalı (Amaç fonksiyon belirlenmeli)
- Dıştan gelen etki (yol pürüzlülüğü modellemeli)
- Taşıt modelinin formülasyonu yapılmalı
- Performans kriteri ve taşıt formülasyonuna optimum kontrol kanunları uygulanmalı.



Şekil 3.8. Aktif kontrol şeması

3.7.4. Yarı aktif ve aktif sistemlerin mukayesesi

Her iki sistemin de bazı avantajları olduğu gibi dezavantajları da vardır. Bu konularda yapılan bir çalışmada SHARP ve HASSAN (1986), pasif, aktif ve yarı aktif sistemlerin performans özelliklerini sayısallaştırıp bir çok yönüyle mukayeseye gitmiştir. Yarı aktif bir aktüatörün, tanı aktif bir sistemin iyi bir kontrolle sağlayabileceği kuvvete eşit bir kuvvet verebilecek bir değişken sönümleyici olduğunu belirtmiş, fakat bununla beraber aktif sistemin bir enerji verici olarak çalıştığını da yarı aktifin devre dışı kaldığını belirtmiştir .

BURTON (1995), kendi yüksekliğini ayarlayan prototip bir yarı aktif süspansiyon sisteminin, analiz, modelleme ve kontrolünü yapmış ve bu sistemin yüksek maliyet ve yakıt tüketimi getiren tam aktif sistemlere oldukça yakın bir performans gösterdiğini tespit etmiştir .

Bu sistemler üzerinde yapılan çalışmaların çoğu teorik olup, pratik uygulamalara ve taşıt üretimine çok sınırlı olarak aktarılabilmektedir. Çoğu üretici için aktif veya yarı aktif süspansiyonun benimsenmesi, esaslı bir yeni dizayn gerektirmektedir. Aynı zamanda, bu sistemlerde çok sayıda sensöre ve öngörü tekniklerine ihtiyaç duyulacağından maliyetler artacaktır. Bu yüksek maliyete katlanmak, ancak müşterilerin zaten iyi performans veren klasik sisteme kıyasla aktif sistemin çok daha üstün olduğunu idrak etmeleriyle mümkün olabilecektir.

3.7.5. Taşıt titreşimlerinde optimizasyonun önemi

Taşıt titreşim sistemi kompleks bir yapıya sahiptir. Taşıtı oluşturan elemanlar ve bu elemanlardan beklenenler bir arada düşünüldüğünde, konfor ve yol tutma açısından çelişkili durumlar oluşmaktadır. Optimizasyon terimi en genel anlamda ekonomik ve teknik açıdan en uygun çalışma şartlarının oluşturulmasıdır. Taşıt titreşimlerinde optimizasyon, arzu edilen şartlara yaklaşmak için sınırlayıcı şartları da göz önünde tutarak en uygun sistemi oluşturmaktır. Taşıtta optimizasyonun önemi, süspansiyon sistemi elemanlarının dinamik karakteristiği, konstrüksiyonu, taşıta bağlanma durumu ve maliyet olarak ortaya çıkar. Optimizasyon için, çeşitli kontrol kanunları ve algoritmalar geliştirilmiştir (YÜKSEK 1995).

4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

CARSIMED programının yardımıyla, üç değişik şekilde taşıtlarda meydana gelen titreşim parametrelerinin belirlenmesine çalışılmıştır.

Yuvarlanma ve yalpalanma hareketiyle ilgili bilgiler ihmal edilerek oluşturulan bu model, temel sürüş parametrelerinin (lastik tabanı, kütle merkezi, yay ve titreşim kesici oranları v.s.) tümsek üzerinde giden bir aracın davranışını nasıl etkilediğini belirlemek amacıyla programının 2D boyutlu sürüş şeklinden faydalanmıştır.

Şekil 4.1, 4.2, 4.3, 4.4, 4.5, 4.6, 4.7 taşıtın düşey ivmelenmesi zamanın fonksiyonu olarak gösterilmiştir. Bu şekillerde durma 10s, ön yay rijitliği 40 N/mm , arka yay rijitliği 20 N/mm , viskoz sönüm oranı 0.75 N-s/mm olarak alınmıştır. Hız ise artırılarak sırasıyla 40,50,60,70,80,90,100 km/h hızlarında simülasyon gerçekleştirilmiştir. Bu şekillerden de görüldüğü gibi yapılan simülasyonda 40 km/h 'de maksimum düşey ivmelenme değeri 1.25 g's 'den başlayarak 80 km/h 'e kadar artmaktadır. 80 km/h 'den sonra ise neredeyse sabit olarak kalmaktadır. Ayrıca bu sırada hız arttıkça taşıtın maksimum düşey ivmelenme anı değerleri 80 km/h 'e kadar yüksek aralıklarda (2,0 : 2,0 : 1,0) buradan sonra ise daha düşük aralıklarda değişim göstermektedir.

Şekil 4.8, 4.9, 4.10, 4.11, 4.12, 4.13, 4.14 taşıttaki yay kuvveti ile zamanın ilişkisi gösterilmiştir. Bu şekillerde durma 10s, ön yay rijitliği 40 N/mm, arka yay rijitliği 20 N/mm, viskoz oranı 0.75 N-s/mm olarak alınmıştır. Şekillerde hız 40 km/h 'den başlayarak 10 km/h artırılarak sırasıyla 40,50,60,70,80,90,100 km/h hızlarında simülasyon işlemi gerçekleştirilmiştir. Buradaki şekillerde sol ön tekerlekteki maksimum yay kuvveti 12500 N 'luk, arka tekerlekte ise 8800 N 'dan başlayarak 90 km/h 'e kadar sabit olarak kalmaktadır. 100 km/h 'de ise çok az miktarda bir azalma görülmektedir. Ayrıca bu sırada hız arttıkça taşıtın maksimum yay kuvvetinin olduğu noktadaki taşıtın titreşimlerinin sönümlenme zamanında ise 40 km/h için sol ön tekerlek için 6.1 s, arka tekerlekte ise 6.3 s 'den başlayarak 100 km/h 'e geldiğinde ise 2.5 ve 2.6 s olarak azaldığı görülmektedir.

Şekil 4.15, 4.16, 4.16, 4.17, 4.18, 4.19, 4.20, 4.21 taşıttaki zaman bağlı lastik düşey yüklenmesi gösterilmiştir. Yine burada da hız değerleri artırılarak, diğer

parametreler sabit alınarak simülasyon işlemi gerçekleştirilmiştir. Burada şekillerden de görüleceği gibi 40 km/h 'de sol ön tekerlekteki maksimum lastik düşey yüklenmesi değeri 100 km/h 'e kadar sabit değerde kalmaktadır. Sol arka tekerlekte ise 40-50 km/h hızları için lastik düşey yüklenmesi (10800 N) sabit olup, 60 km/h 'den sonraki hız değerleri için ise 10500 N 'e düşerek sabit bir şekilde devam ettiği görülmektedir. Bunların yanı sıra hız değerinin artmasına rağmen taşıttaki maksimum lastik düşey yüklenmesinin meydana geldiği noktadaki taşıt titreşimlerinin sönümleme zamanlarında ise gözle görülür bir azalma oluşmaktadır.

Şekil 4.22, 4.23, 4.24, 4.25, 4.26, 4.27, 4.28 taşıtta zamana bağlı viskoz sönüm kuvveti gösterilmiştir. Burada hız değerleri yine 10 km/h 'lik aralıklarla artırılarak, diğer parametreler sabit alınarak simülasyon işlemi gerçekleştirilmiştir. Buradaki şekillerden görüleceği gibi hız değerleri artmasına rağmen taşıtın sol ön ve arka tekerlerindeki maksimum viskoz sönüm kuvvetinin olduğu noktadaki taşıtın titreşimlerinin sönümleme zamanlarında ise azalma görülmüştür.

Şekil 4.29, 4.30, 4.31, 4.32 kritik altı sönüm değerleri olan 0.25, 0.50, 0.75, 1.00 N-s/mm viskoz sönüm oranlarına göre 80 km/h 'deki taşıtın düşey ivmelenmesinde zamanın fonksiyonu gösterilmiştir. Burada diğer taşıt titreşim parametreleri sabit alınarak simülasyon işlemi gerçekleştirilmiştir. Şekillerden de görüleceği gibi sönüm oranı değerleri artmasına rağmen taşıtın maksimum düşey ivmelenmesi azalmaktadır. Ayrıca sönüm oranı 0.25 ve 0.50 N-s/mm için maksimum taşıt düşey ivmelenmesinin olduğu noktadaki sönümleme zamanı 2.8 s, 0.75 ve 1.00 N-s/mm için ise 3.0 s olduğu görülmektedir.

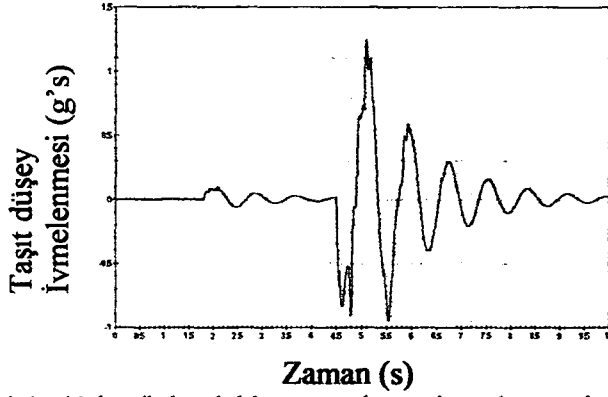
Şekil 4.33, 4.34, 4.35, 4.36 kritik altı sönüm değerleri olan 0.25, 0.50, 0.75, 1.00 N-s/mm viskoz sönüm oranlarına göre 80 km/h 'deki taşıttaki zamana bağlı lastik düşey ivmelenmesi gösterilmiştir ve diğer parametreler sabit alınarak simülasyon işlemi gerçekleştirilmiştir. Şekillerden de görüldüğü gibi sönüm oranı değerleri arttıkça taşıtın sol ön ve arka tekerleğindeki maksimum yay kuvveti 1500-1550 N 'dan 1200-800 N 'a kadar azalmaktadır. Ayrıca sönüm oranı artmasına rağmen sol ön ve arka tekerlekteki maksimum yay kuvvetinin olduğu sönümleme zamanlarında ise bir sabitlik söz konusudur.

Şekil 4.37, 4.38, 4.39, 4.40 kritik altı sönüm değerleri olan 0.25, 0.50, 0.75, 1.00 N-s/mm viskoz sönüm oranlarına göre 80 km/h 'deki taşıttaki zamana bağlı lastik düşey

ivmelenmesi gösterilmiştir ve diğer parametreler sabit alınarak simülasyon işlemi gerçekleştirilmiştir. Şekillerden de görüleceği gibi yapılan simülasyon 0.25 N-s/mm 'de maksimum lastik düşey yüklenmesi sol ön tekerlek için 2000 N ve arka tekerlek için 14500 N 'dan başlayarak 1.00 N-s/mm gelindiğinde ise azalma görülmektedir. Ayrıca viskoz sönüm oranı değerleri artırılmasına rağmen maksimum lastik yüklenmesi meydana geldiği noktalardaki sönümleme zamanı sabit kaldığı görülmektedir.

Şekil 4.41, 4.42, 4.43, 4.44 40 kritik altı sönüm değerleri olan 0.25, 0.50, 0.75, 1.00 N-s/mm viskoz sönüm oranlarına göre 80 km/h 'deki taşıttaki zamana bağlı lastik düşey ivmelenmesi gösterilmiştir ve diğer parametreler sabit alınarak simülasyon işlemi gerçekleştirilmiştir. Burada şekillerden de görüleceği gibi 0.25 N-s/mm 'de maksimum viskoz sönüm kuvveti sol ön tekerlek için 14000 N ve arka tekerlek için 10100 N 'dan başlamaktadır. Daha sonra 0.50 N-s/mm değerine gelindiğinde ise çok yüksek bir aralıkta azalma (2380,2485) meydana gelmektedir. 0.50 ve 0.75 N-s/mm sönüm oranlarına geldiğimizde ise küçük aralıklarla 0.25 N-s/mm 'e göre artma meydana geldiği görülmektedir. Ayrıca maksimum viskoz sönüm kuvvetinin meydana geldiği noktalardaki sönüm zamanları ise sabit yakın olmaktadır.

Şekil 4.45, 4.46, 4.47, 4.48 'de ise yeni oluşturulmuş bir yol profilindeki 80km/h hızda, durma 10s, ön yay rijitliği 40 N/mm, arka yay rijitliği 20 N/mm, viskoz sönüm oranı 0.75 N-s/mm olarak alınarak simülasyon işlemi gerçekleştirilmiştir. Bu şekiller sırasıyla yeni oluşturulan yol profiline göre taşıttın düşey ivmelenmesinde zamanın fonksiyonu, yay kuvveti ile zamanın ilişkisi, lastik düşey yüklenmesi ve zamana bağlı viskoz sönüm kuvvetini göstermektedir. Şekillerde programın standart yoluna göre kıyaslama yapıldığında taşıttın maksimum düşey ivmelenmesi 1.4 g's değerinden 1.8 g's e çıkmıştır. Maksimum yay kuvveti ise sol ön tekerlek için 2980 N 'dan 8900 N 'a artmıştır. Yine maksimum lastik düşey yüklenmesi değeri sol ön tekerlek için 10900 N 'dan 15800 N 'a, arka tekerlek de ise 8100 N 'dan 10500 N değerine kadar yükselmiştir. Taşıttaki maksimum viskoz sönüm kuvveti sol ön tekerlekte 7100 N 'dan 3200 N'a, arka tekerlekteki 8700 N 'dan 3380 N 'a kadar azaldığı görülmektedir.



Şekil 4.1. 40 km/h hızdaki taşıtın düşey ivmelenmesinde zamanın fonksiyonu

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

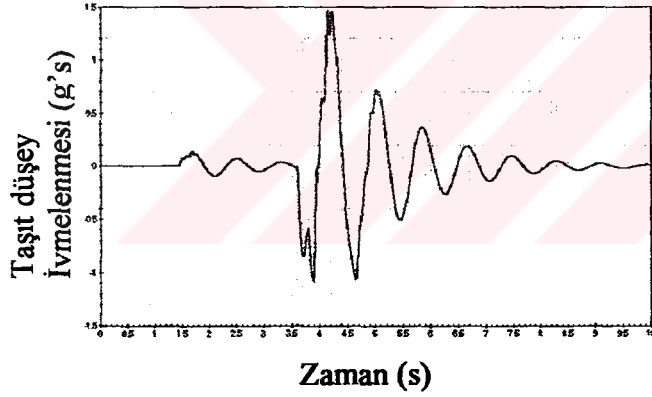
Yol tipi : Rampa, Hız : 40 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm



Şekil 4.2. 50 km/h hızdaki taşıtın düşey ivmelenmesinde zamanın fonksiyonu

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

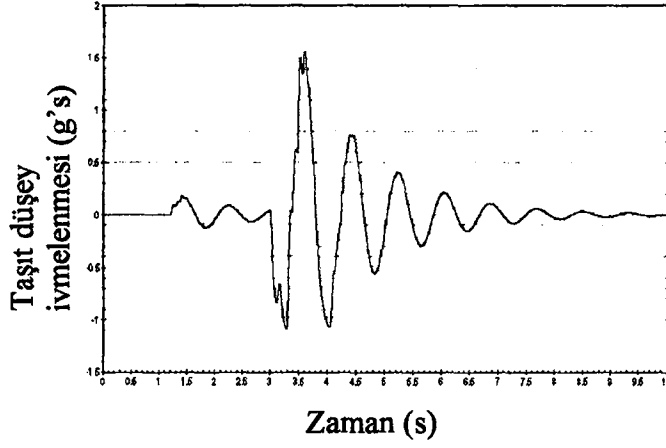
Yol tipi : Rampa, Hız : 50 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm



Şekil 4.3. 60 km/h hızdaki taşıtın düşey ivmelenmesinde zamanın fonksiyonu

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

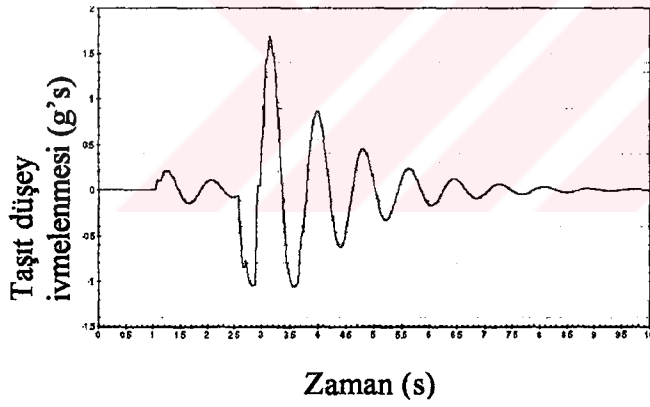
Yol tipi : Rampa, Hız : 60 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm



Şekil 4.4. 70 km/h hızdaki taşıtın düşey ivmelenmesinde zamanın fonksiyonu

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

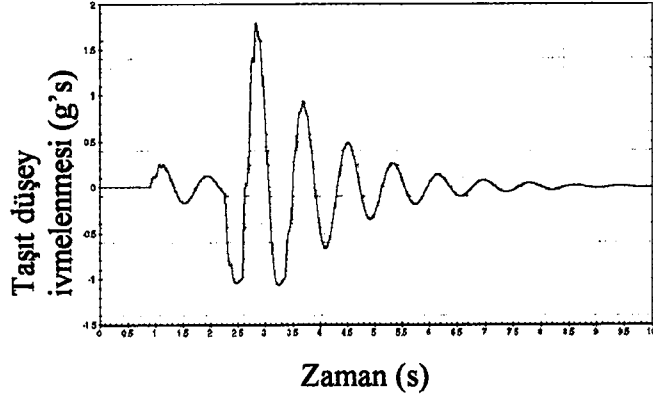
Yol tipi : Rampa, Hız : 70 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm



Şekil 4.5. 80 km/h hızdaki taşıtın düşey ivmelenmesinde zamanın fonksiyonu

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

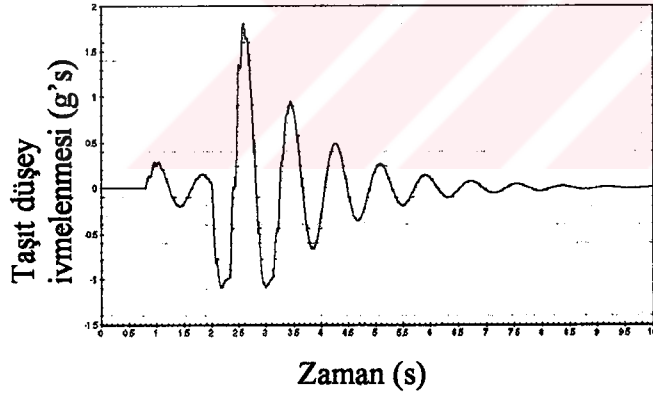
Yol tipi : Rampa, Hız : 80 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm



Şekil 4.6. 90 km/h hızda taşıtın düşey ivmelenmesinde zamanın fonksiyonu

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

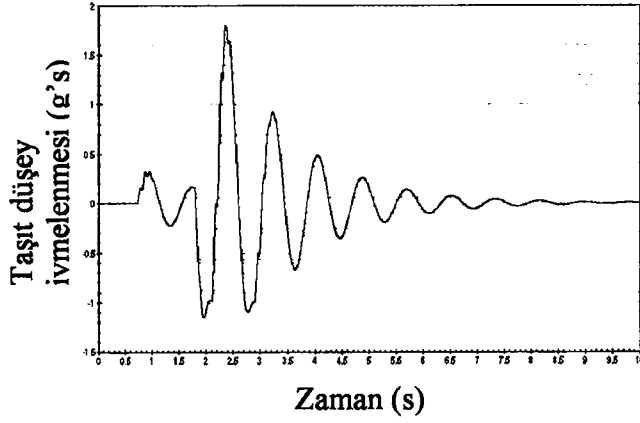
Yol tipi : Rampa, Hız : 90 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği: 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm



Şekil 4.7. 100 km/h hızda taşıtın düşey ivmelenmesinde zamanın fonksiyonu

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

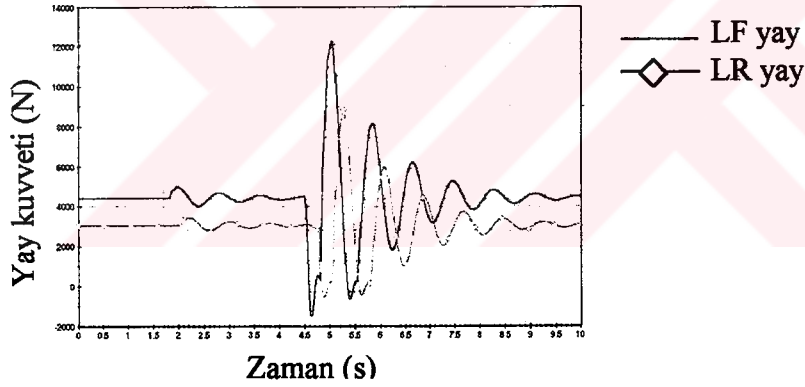
Yol tipi : Rampa, Hız : 100 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm



Şekil 4.8. 40 km/h hızda taşıttaki yay kuvveti ile zamanın ilişkisi

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

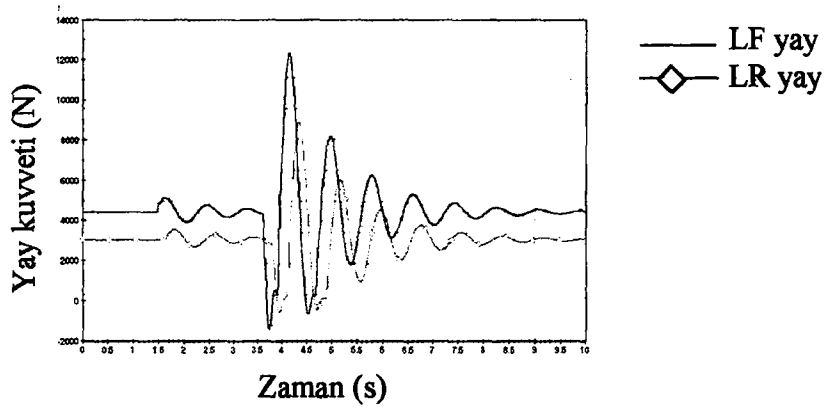
Yol tipi : Rampa, Hız : 40 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm



Şekil 4.9. 50 km/h hızda taşıttaki yay kuvveti ile zamanın ilişkisi

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

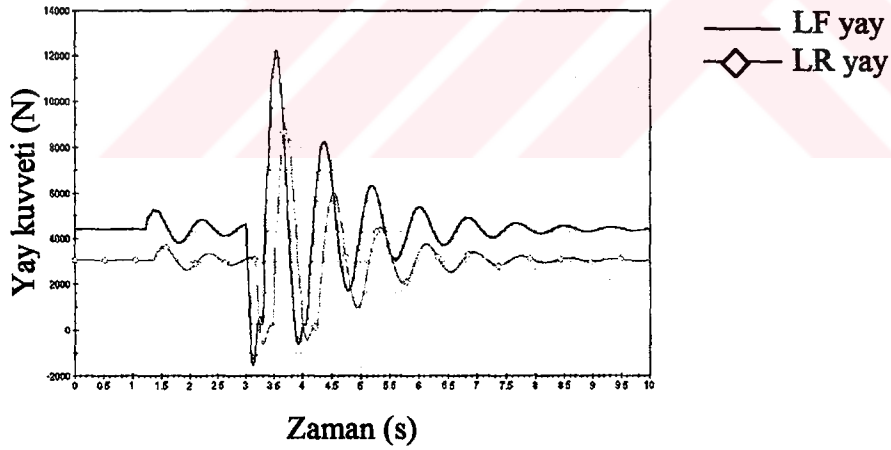
Yol tipi : Rampa, Hız : 50 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm



Şekil 4.10. 60 km/h hızda taşıttaki yay kuvveti ile zamanın ilişkisi

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

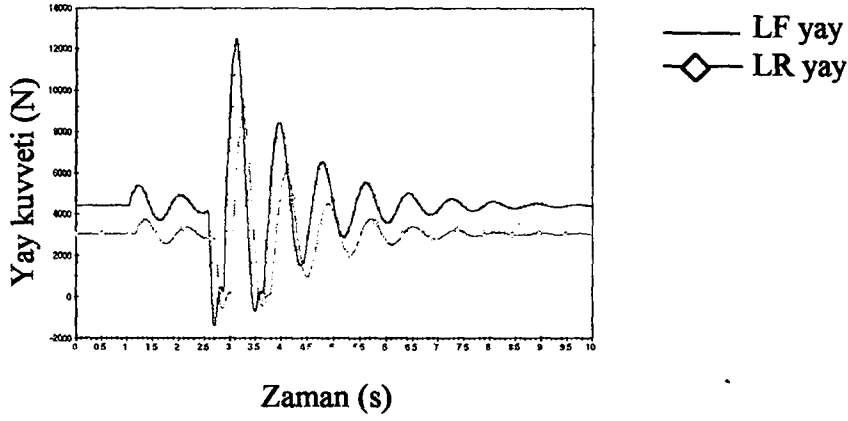
Yol tipi : Rampa, Hız : 60 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm



Şekil 4.11. 70 km/h hızda taşıttaki yay kuvveti ile zamanın ilişkisi

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

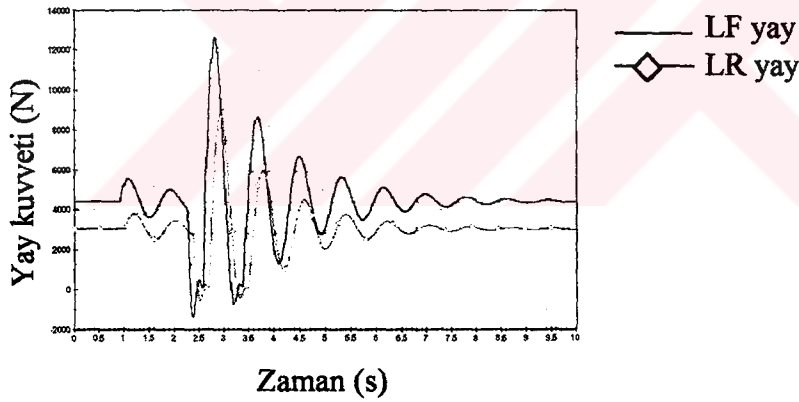
Yol tipi : Rampa, Hız : 70 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm



Şekil 4.12. 80 km/h hızda taşıtta yay kuvveti ile zamanın ilişkisi

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

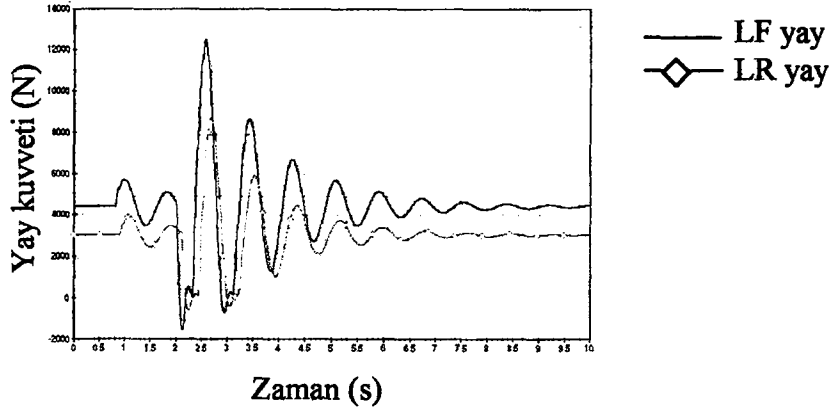
Yol tipi : Rampa, Hız : 80 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği: 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm



Şekil 4.13. 90 km/h hızda taşıttaki yay kuvveti ile zamanın ilişkisi

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

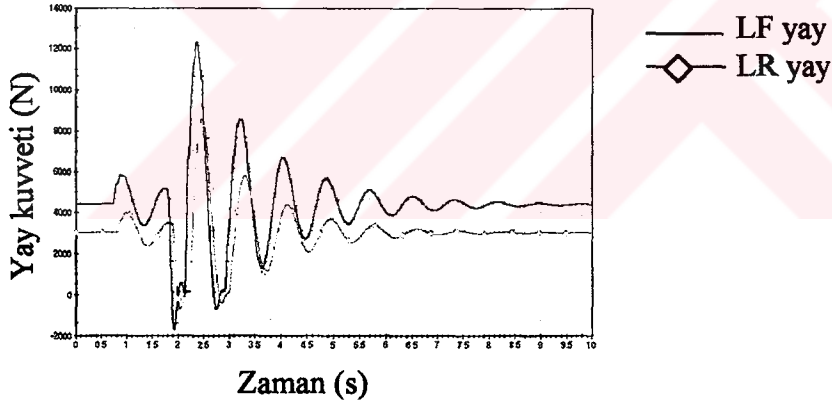
Yol tipi : Rampa, Hız : 90 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm



Şekil 4.14. 100 km/h hızda taşıttaki yay kuvveti ile zamanın ilişkisi

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

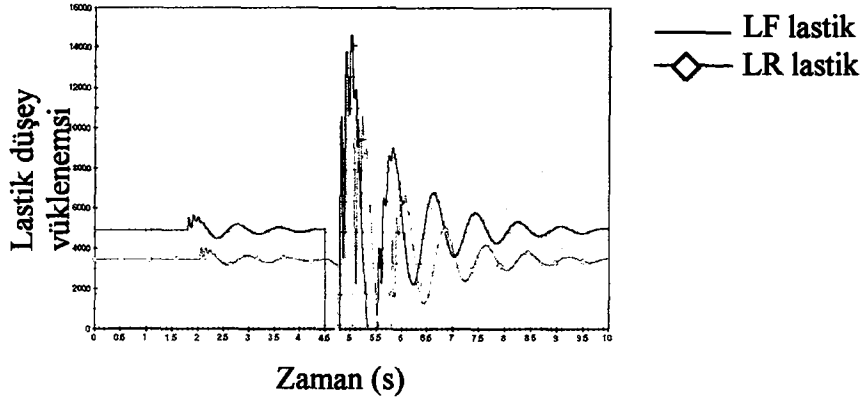
Yol tipi : Rampa, Hız : 100 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm



Şekil 4.15. 40 km/h hızda taşıtta zamana bağlı lastik düşey yüklemesi

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

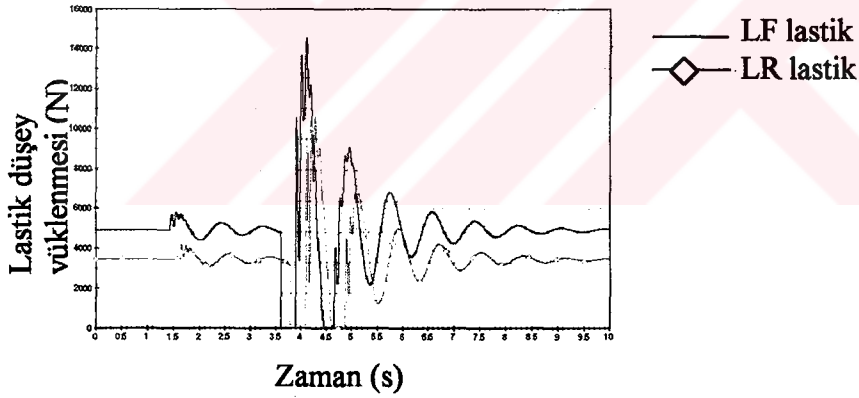
Yol tipi : Rampa, Hız : 40 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm



Şekil 4.16. 50 km/h hızdaki taşıttın düşey ivmelenmesinde zamanın fonksiyonu

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

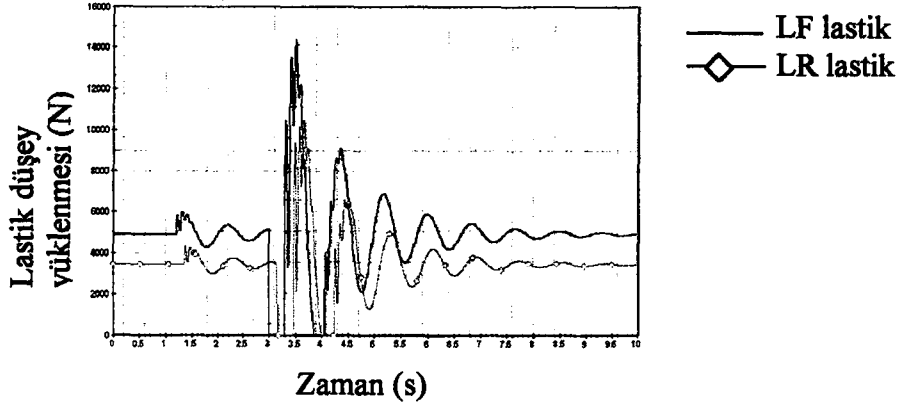
Yol tipi : Rampa, Hız : 50 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm



Şekil 4.17. 60 km/h hızda taşıtta zamana bağlı lastik düşey yüklemesi

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

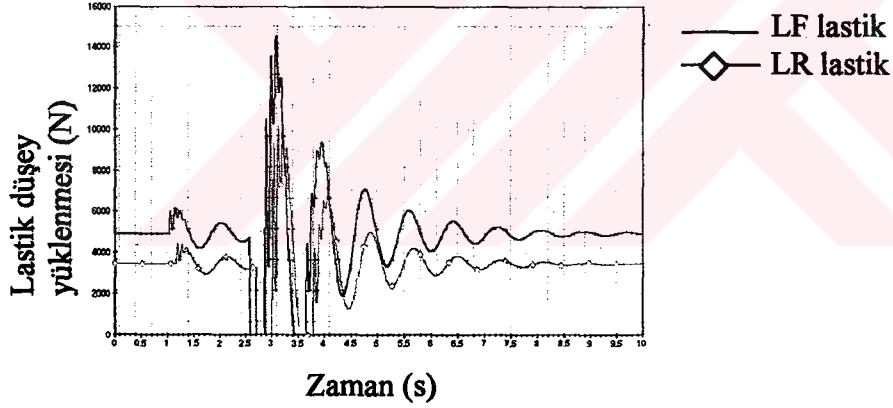
Yol tipi : Rampa, Hız : 60 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm



Şekil 4.18. 70 km/h hızda taşıtta zamana bağlı lastik düşey yüklemesi

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

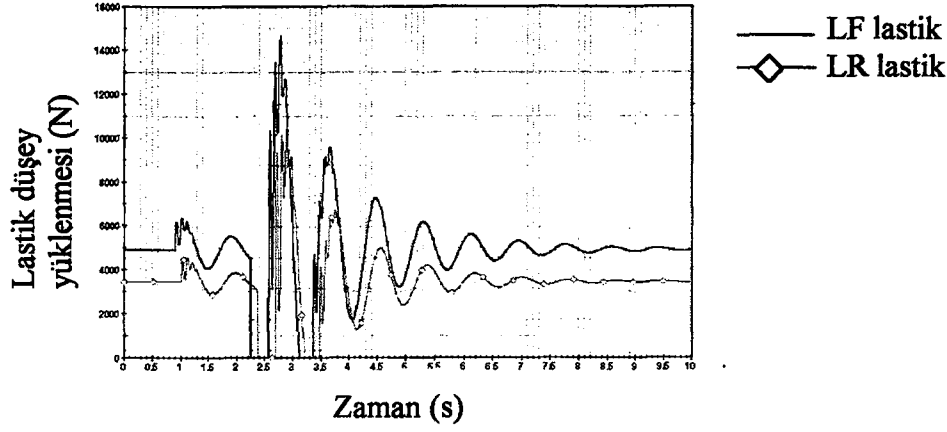
Yol tipi : Rampa, Hız : 70 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm



Şekil 4.19. 80 km/h hızda taşıttaki zamana bağlı lastik düşey yüklemesi

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

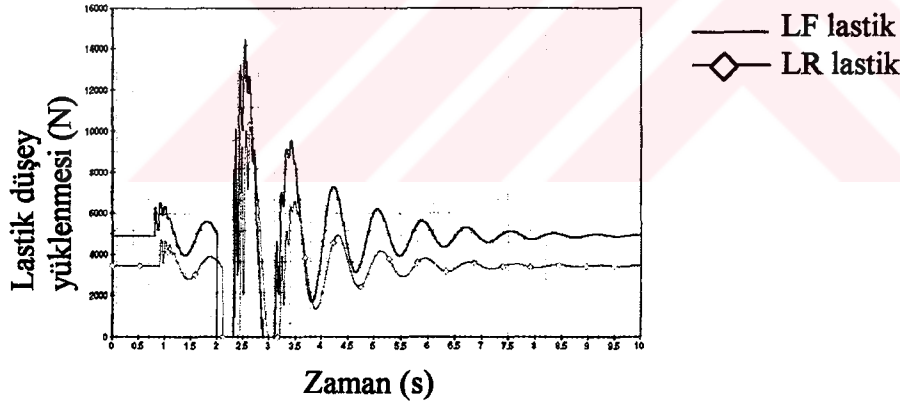
Yol tipi : Rampa, Hız : 80 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm



Şekil 4.20. 90 km/h hızda taşıtta zamana bağlı lastik düşey yüklemesi

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

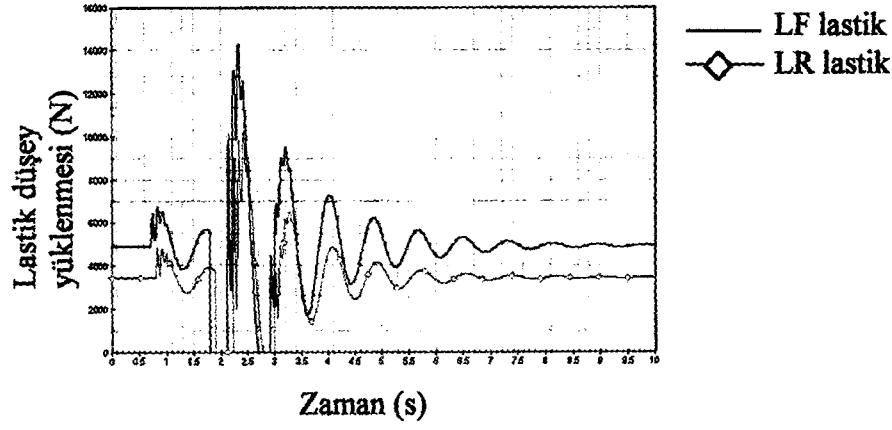
Yol tipi : Rampa, Hız : 90 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm



Şekil 4.21. 100 km/h hızda taşıtta zamana bağlı lastik düşey yüklemesi

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

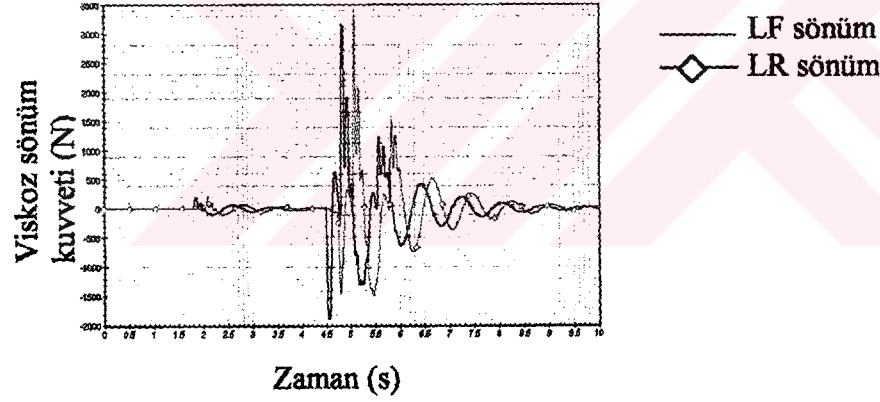
Yol tipi : Rampa, Hız : 100 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm



Şekil 4.22. 40 km/h hızdaki taşıtta zamana bağlı viskoz sönüm kuvveti

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

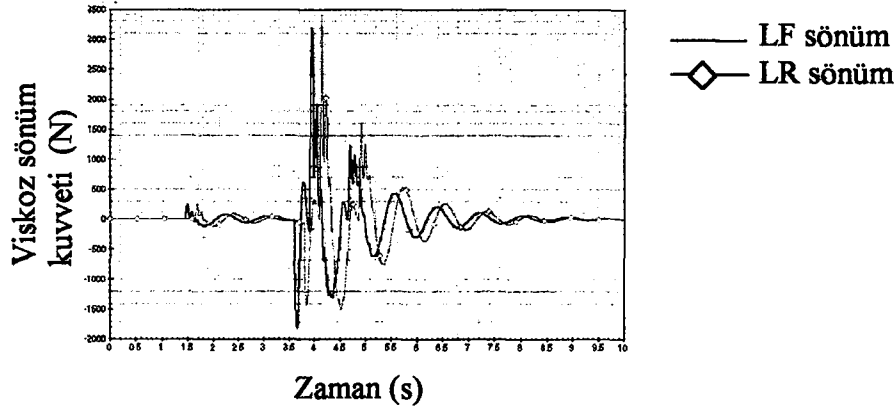
Yol tipi : Rampa, Hız : 40 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm



Şekil 4.23. 50 km/h hızdaki taşıtta zamana bağlı viskoz sönüm kuvveti

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

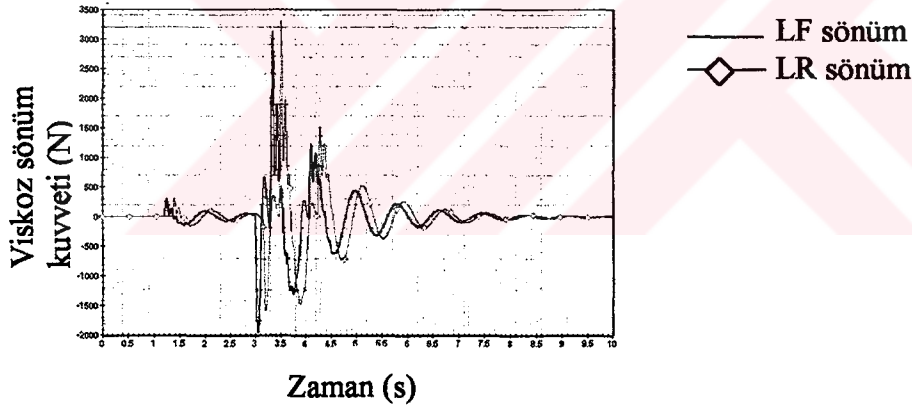
Yol tipi : Rampa, Hız : 50 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm



Şekil 4.24. 60 km/h hızdaki taşıtta zamana bağlı viskoz sönüm kuvveti

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

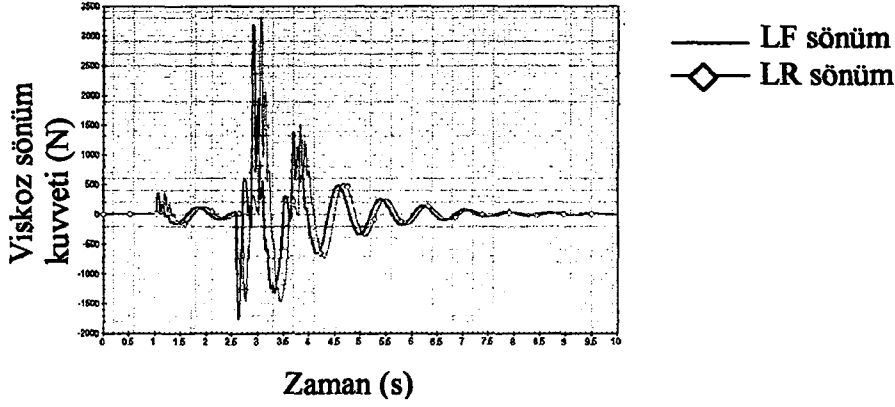
Yol tipi : Rampa, Hız : 60 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm



Şekil 4.25. 70 km/h hızdaki taşıtta zamana bağlı viskoz sönüm kuvveti

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

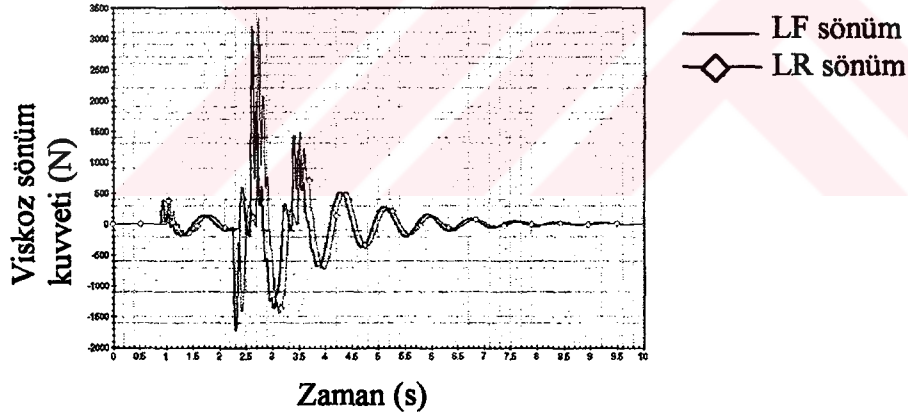
Yol tipi : Rampa, Hız : 70 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm



Şekil 4.26. 80 km/h hızdaki taşıtta zamana bağlı viskoz sönüm kuvveti

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

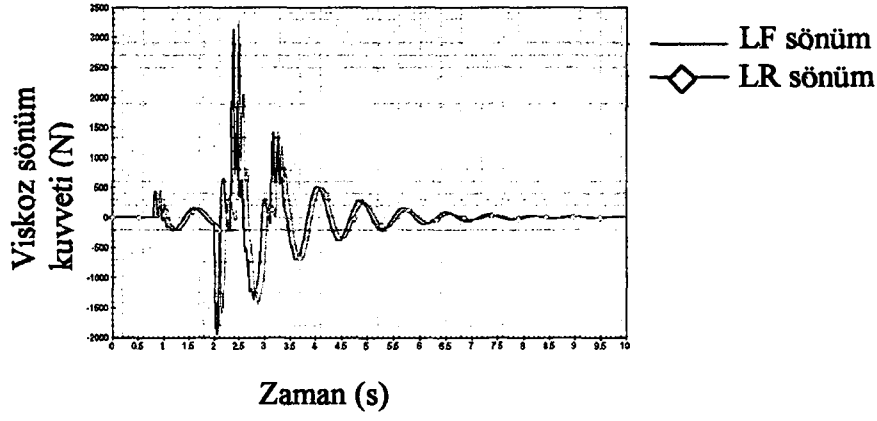
Yol tipi : Rampa, Hız : 80 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm



Şekil 4.27. 90 km/h hızdaki taşıtta zamana bağlı viskoz sönüm kuvveti

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

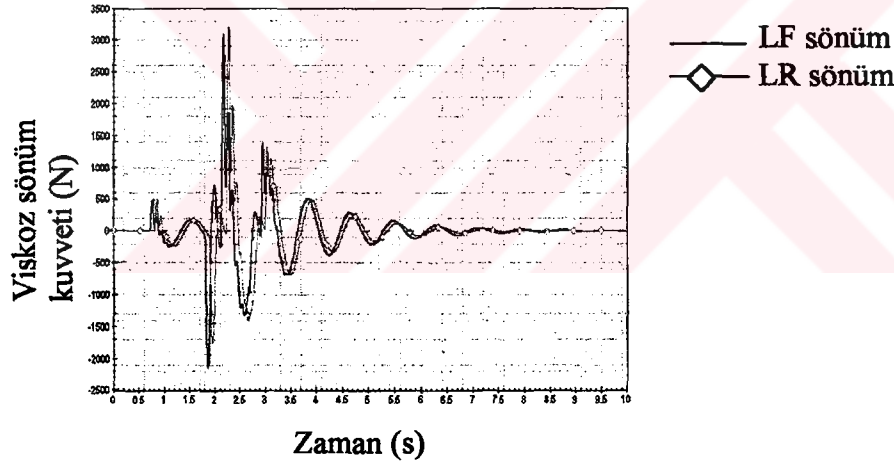
Yol tipi : Rampa, Hız : 90 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm



Şekil 4.28. 100 km/h hızdaki taşıtta zamana bağlı viskoz sönüm kuvveti

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

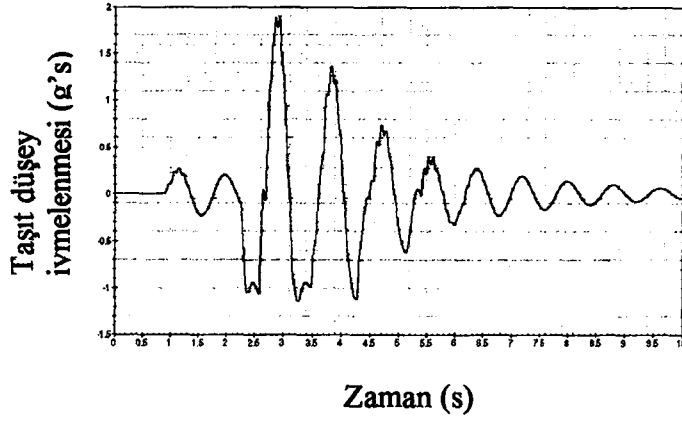
Yol tipi : Rampa, Hız : 100 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm



Şekil 4.29. Viskoz sönüm oranı : 0.25 N-s/mm olan taşıtın düşey ivmelenmesinde

zamanın fonksiyonu

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

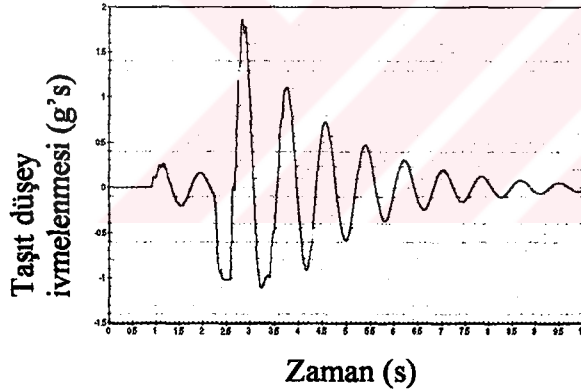
Yol tipi : Rampa, Hız : 80 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.25 N-s/mm



Şekil 4.30. Viskoz sönüm oranı : 0.50 N-s/mm olan taşıtın düşey ivmelenmesinde

zamanın fonksiyonu

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

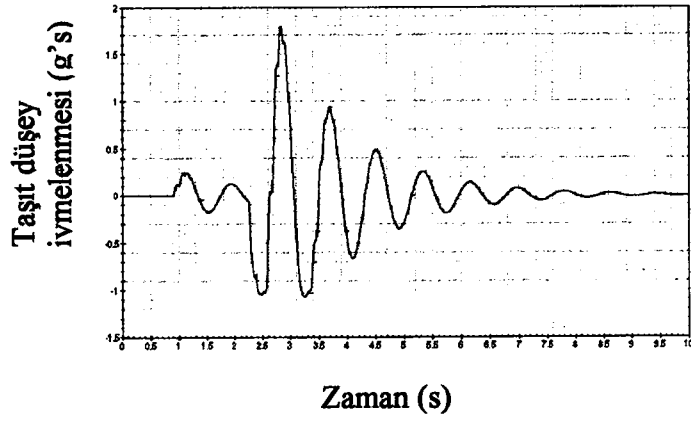
Yol tipi : Rampa, Hız : 80 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.50 N-s/mm



Şekil 4.31. Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm olan taşıtın düşey ivmelenmesinde zamanın fonksiyonu

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

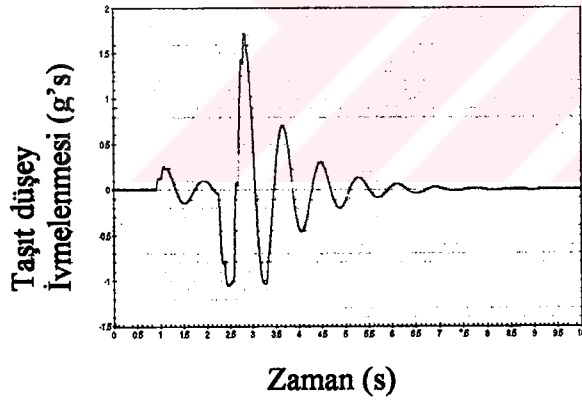
Yol tipi : Rampa, Hız : 80 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm



Şekil 4.32. Viskoz sönüm oranı : 1.0 N-s/mm olan taşıtın düşey ivmelenmesinde zamanın fonksiyonu

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

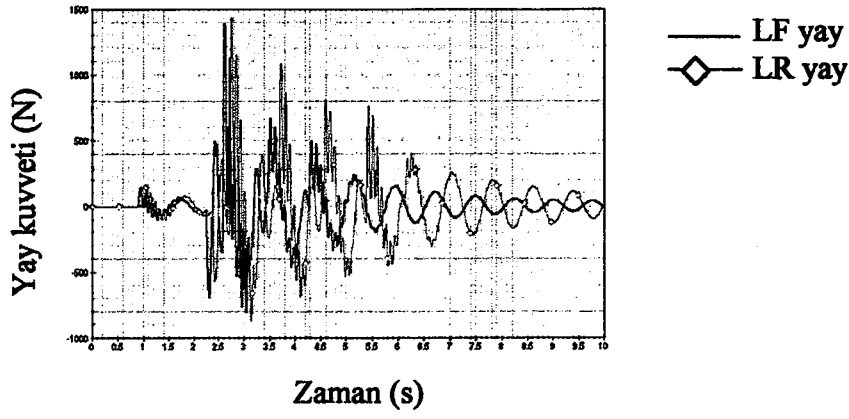
Yol tipi : Rampa, Hız : 80 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 1.0 N-s/mm



Şekil 4.33. Viskoz sönüm oranı : 0.25 N-s/mm olan taşıttaki yay kuvveti ile zamanın ilişkisi

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

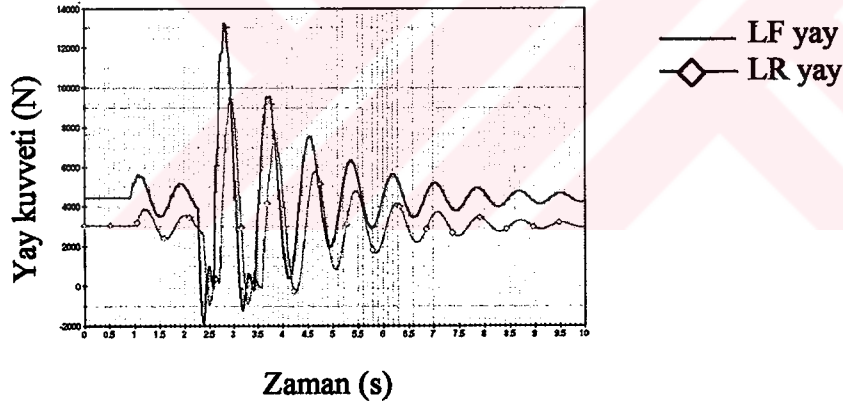
Yol tipi : Rampa, Hız : 80 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.25 N-s/mm



Şekil 4.34. Viskoz sönüm oranı : 0.50 N-s/mm olan taşıttaki yay kuvveti ile zamanın ilişkisi

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

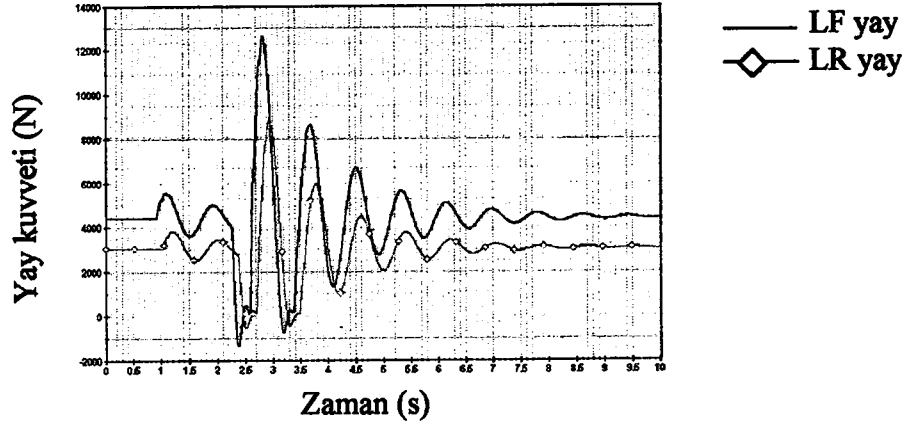
Yol tipi : Rampa, Hız : 80 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.50 N-s/mm



Şekil 4.35. Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm olan taşıttaki yay kuvveti ile zamanın ilişkisi

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

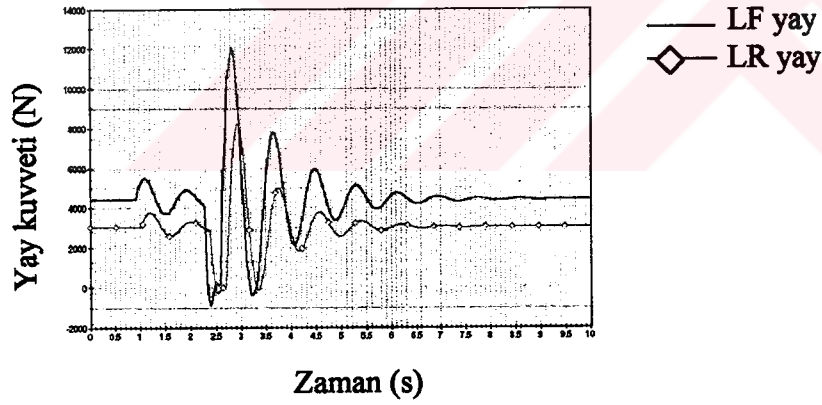
Yol tipi : Rampa, Hız : 80 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm



Şekil 4.36. Viskoz sönüm oranı : 1.0 N-s/mm olan taşıttaki yay kuvveti ile zamanın ilişkisi

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

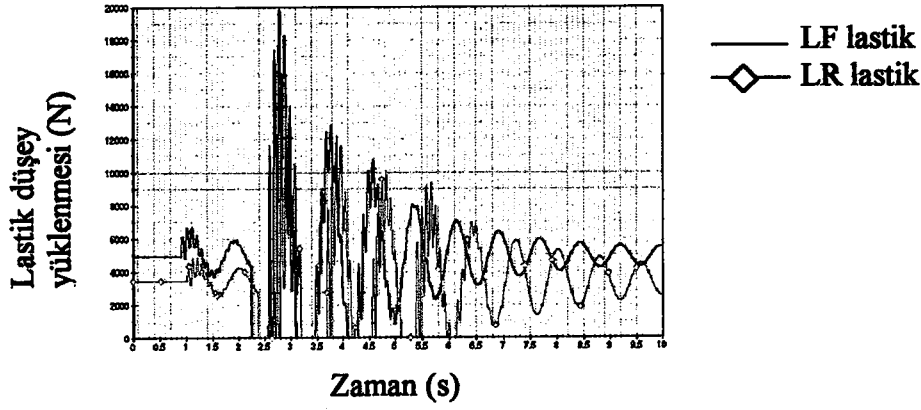
Yol tipi : Rampa, Hız : 80 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 1.0 N-s/mm



Şekil 4.37. Viskoz sönüm oranı : 0.25 N-s/mm olan taşıtta zamana bağlı lastik düşey yükleme

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

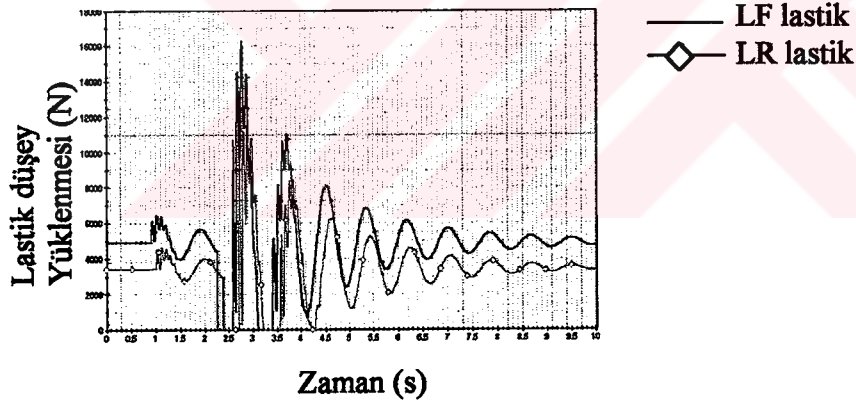
Yol tipi : Rampa, Hız : 80 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.25 N-s/mm



Şekil 4.38. Viskoz sönüm oranı : 0.50 N-s/mm olan taşıtta zamana bağlı lastik düşey yükleme

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

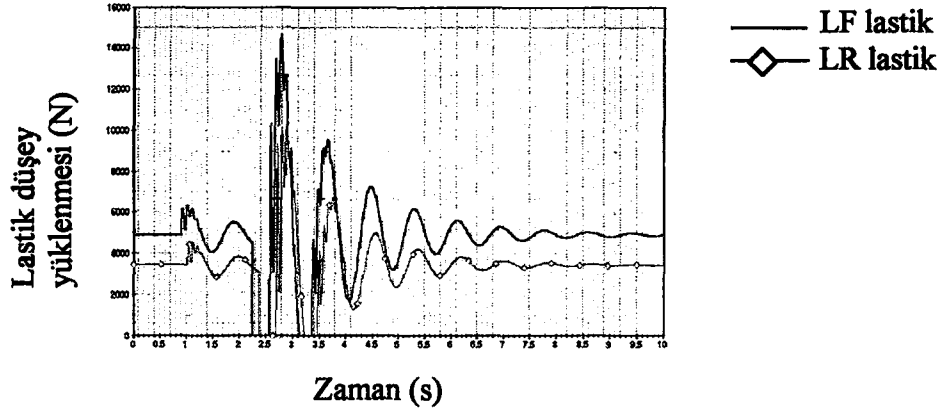
Yol tipi : Rampa, Hız : 80 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.50 N-s/mm



Şekil 4.39. Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm olan taşıtta zamana bağlı lastik düşey yüklemesi

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

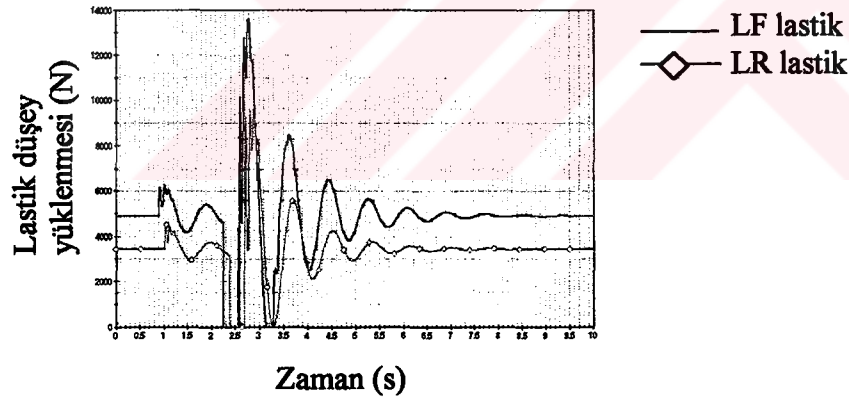
Yol tipi : Rampa, Hız : 80 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm



Şekil 4.40. Viskoz sönüm oranı : 1.0 N-s/mm olan taşıttaki zamana bağlı lastik düşey yüklemesi

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

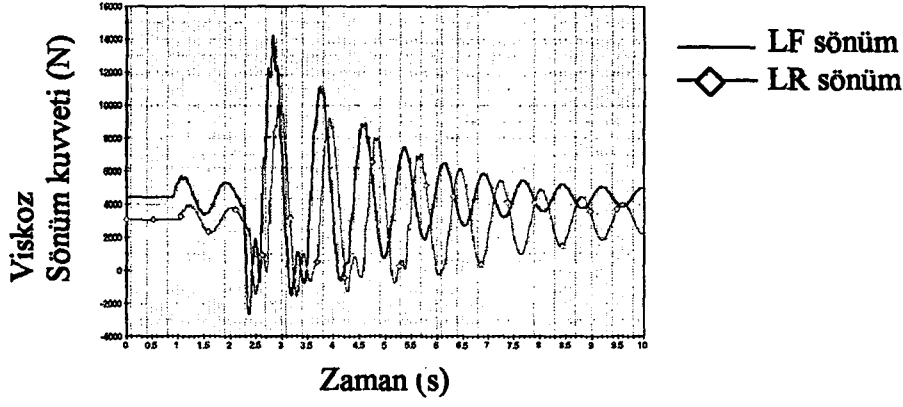
Yol tipi : Rampa, Hız : 80 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 1.0 N-s/mm



Şekil 4.41. Viskoz sönüm oranı : 0.25 N-s/mm olan taşıtta zamana bağlı viskoz

sönüm kuvveti

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

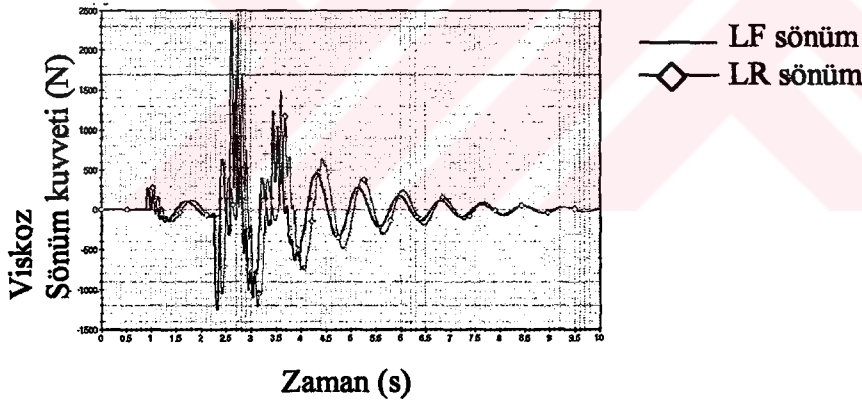
Yol tipi : Rampa, Hız : 80 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.25 N-s/mm



Şekil 4.42. Viskoz sönüm oranı : 0.50 N-s/mm olan taşıtta zamana bağlı viskoz

sönüm kuvveti

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

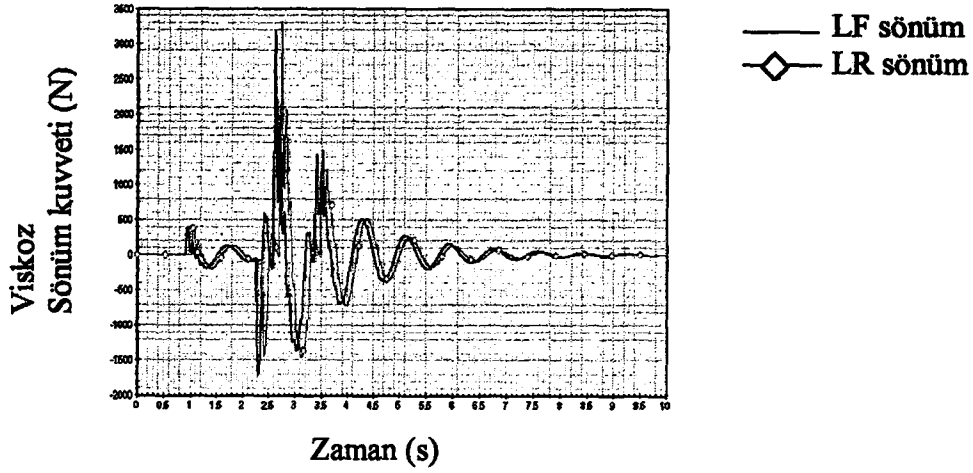
Yol tipi : Rampa, Hız : 80 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.50 N-s/mm



Şekil 4.43. Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm olan taşıtta zamana bağlı viskoz sönüm kuvveti

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

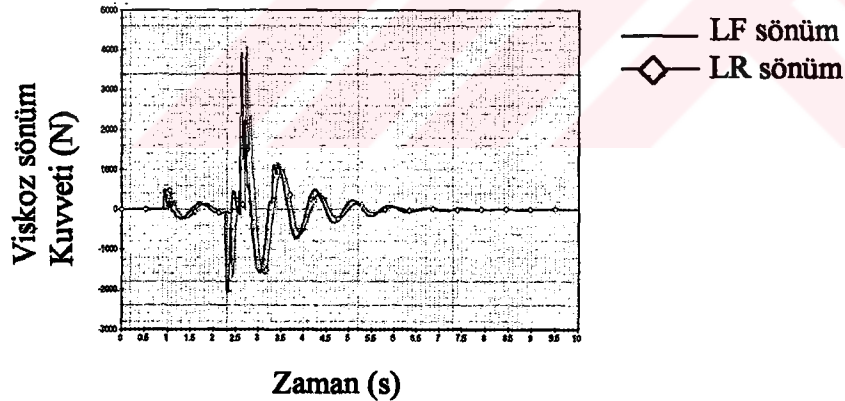
Yol tipi : Rampa, Hız : 80 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği : 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm



Şekil 4.44. Viskoz sönüm oranı : 1.0 N-s/mm olan taşıtta zamana bağlı viskoz sönüm kuvveti

2D

Taşıt : Klasik otomobil 2D

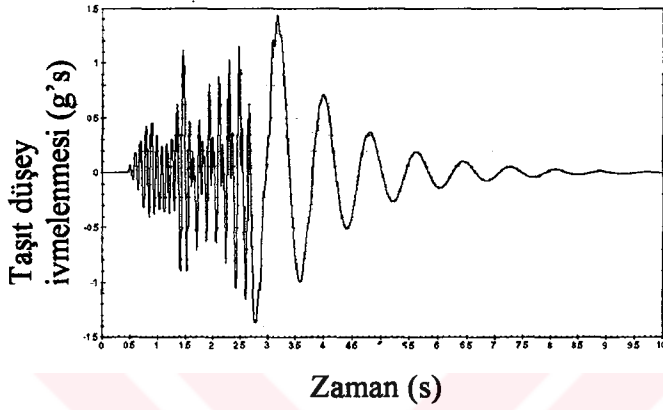
Yol tipi : Rampa, Hız : 80 km/h,

Durma : 10 s

Ön yay rijitliği: 40 N/mm

Arka yay rijitliği : 20 N/mm

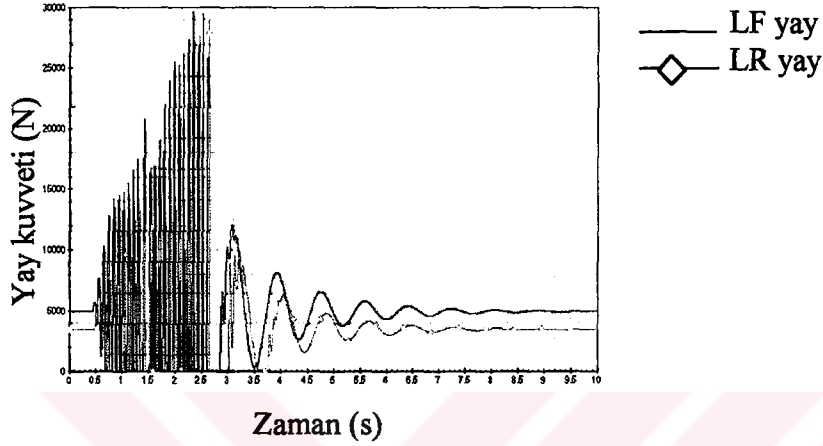
Viskoz sönüm oranı : 1.0 N-s/mm



Şekil 4.45. Yeni yol profilinde taşıtın düşey ivmelenmesinde zamanın fonksiyonu

2DTaşıt : Klasik otomobil 2D ;Yol tipi : Rampa, Hız : 80 km/h,
 Durma : 10 s; Ön yay rijitliği : 40 N/mm ; Arka yay rijitliği : 20
 N/mm; Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm
 Yol profili :m-m

0, 0 : 10, 0 : 11, .01 : 12, .0 : 13, .02 : 14, .0 : 15, .03 : 16, .0 :
 17, .04 : 18, 0 : 19, .05 : 20, 0 : 21, .06 : 22, 0 : 23, .07 : 24, 0 :
 25, .08 : 26, 0 : 27, .09 : 28, 0 : 29, .1 : 30, .11 : 31, 0 : 32, .12 :
 33, 0 : 34, .13 : 35, 0 : 36, .14 : 37, 0 : 38, .15 : 39, 0 : 40, .18 :
 41, 0 : 42, .20 : 43, 0 : 44, .22 : 45, 0 : 46, .24 : 47, 0 : 48, .26 :
 49, 0 : 50, .30 : 51, 0 : 52, .34 : 53, 0 : 54, .36 : 55, 0 : 56, .38 :
 57, 0 : 58, .40 : 59, 0 : 60, 0

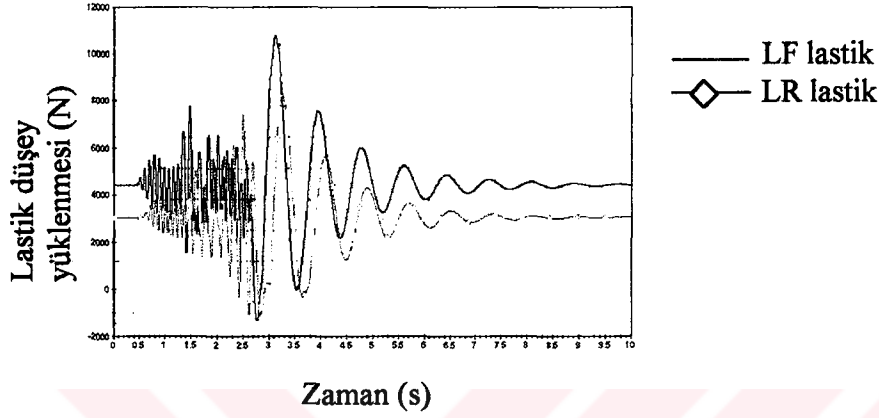


Şekil 4.46. Yeni yol profilinde taşıttaki yay kuvveti ile zamanın ilişkisi

2D Taşıt : Klasik otomobil 2D; Yol tipi : Rampa, Hız : 80 km/h,
Durma : 10 s; Ön yay rijitliği : 40 N/mm ; Arka yay rijitliği : 20
N/mm; Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm

Yol profili :m-m

0, 0 : 10, 0 : 11, .01 : 12, .0 : 13, .02 : 14, .0 : 15, .03 : 16, .0 :
17, .04 : 18, 0 : 19, .05 : 20, 0 : 21, .06 : 22, 0 : 23, .07 : 24, 0 :
25, .08 : 26, 0 : 27, .09 : 28, 0 : 29, .1 : 30, .11 : 31, 0 : 32, .12 :
33, 0 : 34, .13 : 35, 0 : 36, .14 : 37, 0 : 38, .15 : 39, 0 : 40,
18:41, 0 : 42, .20 : 43, 0 : 44, .22 : 45, 0 : 46, .24 : 47, 0 : 48,
.26 : 49, 0 : 50, 0 : 51, 0 : 52, .34 : 53, 0 : 54, .36 : 55, 0 : 56,
.38 : 57, 0 : 58, .40 : 59, 0 : 60, 0

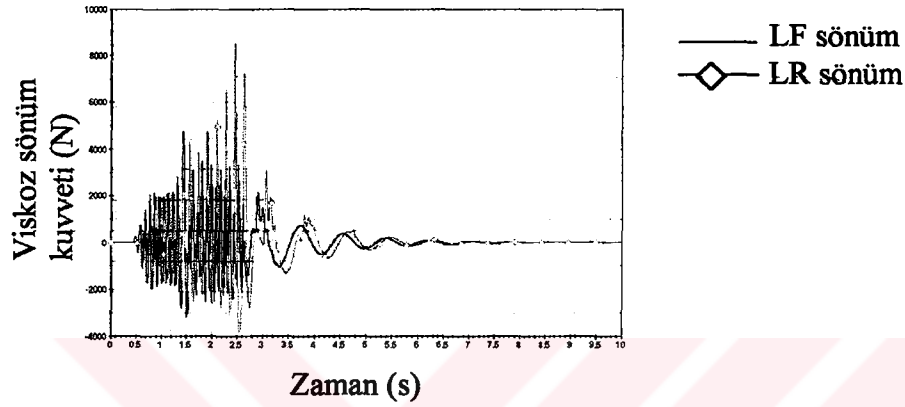


Şekil 4.47. Yeni yol profilinde taşıtta zamana bağlı lastik düşey yüklemesi

2DTaşıt : Klasik otomobil 2D;Yol tipi : Rampa, Hız : 80 km/h,
Durma : 10 s;Ön yay rijitliği : 40 N/mm ;Arka yay rijitliği : 20
N/mm;Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm

Yol profili :m-m

0, 0:10, 0: 11,.01:12,.0:13,.02:14,.0:15,.03:16,.0:17,.04 :
18,0:19,.05:20,0:21,.06:22, 0:23,.07:24,0:25,.08:26, 0:
27,.09:28,0:29,.1:30,.11:31,0:32,.12:33,0:34,.13:35, 0 :
36,.14:37,0:38,.15:39,0:40,.18:41,0:42,.20:43,0:44, .22 :
45,0:46,.24:47,0:48,.26:49,0:50,.30:51,0:52,.34:53,0 : 54, .36 :
55, 0 : 56, .38 : 57, 0 : 58, .40 : 59, 0 : 60, 0



Şekil 4.48. Yeni yol profilinde taşıtta zamana bağlı viskoz sönüm kuvveti

2DTaşıt : Klasik otomobil 2D;Yol tipi : Rampa, Hız : 80 km/h,
Durma : 10 s;Ön yay rijitliği : 40 N/mm ;Arka yay rijitliği : 20
N/mm;Viskoz sönüm oranı : 0.75 N-s/mm

Yol profili :m-m

0,0:10,0:11,.01:12,.0:13,.02:14,.0:15,.03:16,.0:17,.04 : 18,
0:19,.05:20,0:21,.06:22,0:23,.07:24,0:25,.08:26, 0 :
27,.09:28,0:29,.1:30,.11:31,0:32,.12:33,0:34,.13:35,0 :
36,.14:37,0:38,.15 :39,0:40,.18:41,0:42,.20:43, 0:44,.22 :
45,0:46,.24:47,0:48,.26:49,0:50,.30:51,0:52,.34:53,0 :
54,.36:55,0:56,.38:57,0:58,.40:59,0:60, 0

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan bu çalışma sonunda şu sonuçlar çıkarılabilir;

1. İlk durumda hız arttıkça taşıt düşey ivmelenmesinde artma meydana gelmektedir. Ayrıca taşıtın ilk hareketinden durduğu ana kadar meydana gelen titreşimlerin sönümleme zamanlarının da azaldığı görülmektedir. Taşıtın yay kuvveti değerlerinde ise sol ön ve arka tekerleklerde sabit olarak kalmaktadır. Taşıttaki titreşimlerin sönümleme zamanları 40 km/h ve 50 km/h değerlerinde düşme diğer hız değerleri için sabit olarak kalmaktadır. Taşıttaki zamana bağlı lastik düşey yüklenmesi sol ön tekerlek için sabit, arka tekerlekte 60 km/h hızdan sonra azalma göstermektedir. Sönümleme zamanı ise hız arttıkça başlangıçtaki hıza göre bu zamanın daha kısa bir sürede titreşimlerin sönümlendiği görülmektedir.
2. İkinci durumda viskoz sönüm oranları değiştirildiğinde, sönüm oranı artmasına rağmen taşıt düşey ivmelenmesi azalmaktadır. Titreşimlerin sönümleme zamanları 0.25-0.50 N-s/mm için aynı, diğerlerinde azalma meydana gelmektedir. Taşıttaki yay kuvvetlerinde sönüm oranı arttıkça azalma meydana gelmektedir. Sönümleme zamanı değerinde ise 0.25-0.50 N-s/mm için sol ön ve arka tekerlekte aynı, diğer değerlerde ise azalma meydana gelmektedir. Taşıttaki düşey lastik yüklenme değerlerinde sönüm oranı arttıkça farklılıklar göstermektedir. 0.25 N-s/mm 'de 20000 N iken 1.00 N-s/mm gelindiğinde 14500 N düşmektedir. Sönümleme zamanı da çok küçük aralıkta değişim göstermektedir. Viskoz sönüm kuvveti değerlerinde çok yüksek bir azalma meydana gelmektedir. Sönümleme zamanında ilk üç değer için sabitlik, son olan 1.00 N-s/mm değerinde bir azalma meydana gelmektedir.
3. Aktif süspansiyon sistemindeki maliyet problemi aşıl原因 olarak taşıtlarda uygulanmasıyla koltuğa etkiyen doğal frekans değeri 1 Hz değerine indirilerek, sürücünün aynı yol şartlarında daha az etkilenmesi ve daha iyi bir konfor içinde yol

seyri sağlanacaktır. Sönüm oranının arttırılmasında daha yüksek sönümleme kabiliyetine sahip amortisörler kullanılmalıdır.

4. Yol profilinin değiştirilmesinde, düşey ivmelenmesinde, yay kuvveti ve lastik düşey yüklenmesinde artma, viskoz sönüm oranında ise azalma olduğu gözlenmiştir.

Sonuç olarak taşıtı kullanan kişinin, daha çok düşey yönlü yolda kaynaklanan düşey yönlü titreşimlerden etkilendiği, bunun sebebinin de bozuk yol şartlarından olduğu gözlenmektedir.

Yoldan kaynaklanan titreşimlerin etkisinin sınırlanabilmesi ve taşıtın farklı hızlarda kullanım durumlarında konfor şartlarının sağlanabilmesi için, süspansiyon sisteminin davranışını belirleyen parametreler olan yay rijitliği ve viskoz sönüm sabitinin aracın hızına ve yoldan kaynaklanan titreşime göre ayarlanabilmesi gerekmektedir. Bu sebeple, süspansiyon sisteminin belirtilen parametrelerinin kontrol edilebilmesi durumunda, sistemin farklı titreşim şartlarına adapte olabilmesi ve ihtiyaç duyulan konfor şartlarını sağlaması mümkün olacaktır. Buda ancak ve ancak söz konusu parametrelerin aktif olarak değerlerinin ayarlanabilmesi ile mümkün olacaktır. Bu durumda, yapılan çalışma sonucuna göre elde edilen veriler ışığında, aktif süspansiyon sisteminin sürücüye ulaşan yol kaynaklı titreşimin 1 Hz ve altı değerlerde kalması sağlanabilecektir. Bu durum göstermektedir ki, aktif süspansiyon sistemlerine ihtiyaç duyulmaktadır ve bundan sonra yapılacak çalışmalar bu yönde olmalıdır.

Bundan sonraki çalışmalarda seyir halindeki bir taşıt üzerinde gerekli deney düzenekleri hazırlanarak CARSİMED simülasyon programından alınan sonuçlar ile karşılaştırmalar yapılabilir.

KAYNAKLAR

ANONYMOUS, 1998. Carsim Educational User Reference Manual.
<http://www.trucksim.com/>

BÖLÜKOĞLU, H. ve Kunts, O., 1998, Traktör Koltuklarının Tasarımında Titreşimin Önemi, II. Ergonomi Konferansı Bülteni, 432-432.

BURTON, A.w., Truscott, A.J., Wrllstead, P.E., 1995, “Analysis,Modelling and Control of An Advaced Automotive Self Levelling Suspension System”, IEE Proc-Control Theory Appl., Vol, No: 2, March.

CHERY, A. S., Jones R. P., 1995, “Fuzy Logic of An Automotive Suspension System”, IEE Proc-Control Theory Appl., Vol. 142, No: 2, March.

CREDE, E.C., and Ruzickai E. J., 1961, Shock and Vibration Handbook (Theory of Vibration Isolation), Mc-Graw Hill Book Company Inc. 520 p.

ENGELHARDT, E. R., Mills, D. K. and Schneider, K., 1961, Shock and Vibration Handbook, (Shock and Vibration in Road and Rail Vehicles), Mc-Graw Hill Book Company Inc. 520 p.

EREKE, M. Ve Güney, A., 1990, Devrilebilir Sürücü Kabini Askı Elemanlarının Titreşim Konforuna Etkisi, Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu Bildirisi, 233-243.

GOLDMAN, E. D. And Gierge, E. H., 1961, Shock and Vibration Handbook (Effects of Shock and Vibration on Man), Mc-Graw Hill Book Company Inc., 520 p.

GÜNEY, A., 1989 (a), Taşıt titreşimleri ve İrdelenmesi, Yıldız Üniversitesi Seminer Notları, 35 s.

GÜNEY, A., 1989 (b), Taşıt Titreşimlerinde Frekansa Bağlı Optimum Sönüm Karakteri Tasarımı, İ. T. Ü. Seminer Notları, 15 s.

GÜNEY, A., 1988, **Taşıt Titreşimlerinin Konfora Etkisinin İncelenmesi**, I. Balıkesir Mühendislik Sempozyumu Bildirisi, 612-621.

İpek, Ş., 1969, **Taşıt Mekaniği**, O.D.T.Ü. Basımevi No: 23, 203 s.

Lee, R. and Pradko, F., 1968, **Analytical Analysis of Human Vibrations**, SEA Transactions, 6800091, 91-97.

Lijedahl, J. B., Turnquist, P. K., Smith, D. W. And Hoki, M., 1989, **Tractors and Their Power Units**, AVI Book Corporation, 350 p.

Özemir, Y., 1981, **Traktörler**, Teknik Üniversite Matbaası, 244 s.

Özlü, F., 1994, **Taşıt Titreşim Analizi**, Doktora Tezi, İ.T.Ü., 145 s.

Prokop, G., Sharp, R. S., 1995, “ **Performance Enhancement of Limited-Bandwidth Active Automotive Suspensions by Road Preview**”, IEE Proc.-Control Theory Appl., Vol 142, No:2, March.

Rakheja, S. and Sankar, S., 1983, **An Optimum Seat-Suspension for Off-Road Vehicles**, The Shock And Vibration Bulletin, 53, 19-34.

Sasaki, K., Okumoto, T. and Koizumi, J., 1990, **New Vibration Damping Plastic Alloys for Engine Parts**, SAE Transactions, 900833, 879-875.

Sato, M., Tanaka, Y., Yūtori, Y., Nishikawa, H. And Miyahara, M., 1991, **Development of Conductible Type Vibration Damping Composite Steel Sheet for Automotive Use**, SAE Transactions, 910294, 309-316.

Seto, W.W., 1964, **Mekanik Titreşim**, (Çev.T.Toprak), Birsen Kitapevi, 319 s.

Sharp, R.S., Hassan, S.A., 1986, **“The Relative Performance Capabilities of Passive, Active and Sem Active Car Suspension System”**, Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol. 200, No: D3, Imech pp. 129-229,.

Weaver, B., 1991, **Ergonomics**, Pit Quarry, 20-22.

Yeh, C., Tsao, Y. J., 1995, **“A Fuzzy Control Scheme of An Active Suspension for Rough Road”**, Vol 142, No: 2, March.

Yüksek, İ., **“Taşıt Titreşimlerinin Optimizasyonu”**, Doktora Tezi, Y.T.Ü., 1995.

Yüksel, H., 1998, **Taşıt Amortisörlerinin Sızdırmazlık Elemanları**, I. Balıkesir Mühendislik Sempozyumu Bildirisi, 656-670.



ÖZGEÇMİŞ

1974 yılında İzmir ilinde doğdu. İlk ve orta öğrenimini Samsun 'da tamamladı. 1993 yılında girdiği Ankara Üniversitesi Kastamonu Meslek Yüksekokulu Makina Bölümünde iki yıl okuduktan sonra dikey geçiş yaparak Erciyes Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünü 1998 Haziran döneminde bitirdi. Aynı yıl Mustafa Kemal Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makina Teorisi ve Dinamiği Anabilim dalında araştırma görevlisi olarak göreve başladı, halen aynı bölümde çalışmalarını sürdürmektedir.



**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**