İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MODELLEME YOLUYLA SÜSPANSİYON PARAMETRELERİNİN OPTİMİZASYONU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Oğuz BATUKAN

Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Programı : OTOMOTİV

MAYIS 2005

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MODELLEME YOLUYLA SÜSPANSİYON PARAMETRELERİNİN OPTİMİZASYONU

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Oğuz BATUKAN
(503011198)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 9 Mayıs 2005
Tezin Savunulduğu Tarih : 31 Mayıs 2005

Tez Danışmanı : Prof.Dr. Ali G. GÖKTAN
Diğer Jüri Üyeleri Prof.Dr. Ahmet GÜNEY (İ.T.Ü.)
Prof.Dr. İrfan YAVAŞLIOL (Y.T.Ü.)

MAYIS 2005

ÖNSÖZ

Otomotiv sektöründeki rekabet, binek araçlarda olduğu gibi ticari araçlar için de gün geçtikçe daha da çetinleşmektedir. Özellikle şehirler arası yol alan ve günde ortalama sekiz ile dokuz saat arasında hareket halinde olan ticari araç tipleri için sürücülerin konfor beklentileri öne çıkmaktadır. Ticari araçlarda artan müşteri talepleri de bu gerçeklerle birleştiğinde söz konusu taşıtların standartlarının yükseltimesi noktasında üretici firmalar üzerindeki baskı artmaktadır.

Bu yüksek lisan tezinde şehirler arası nakliye sektörüne hizmet vermek amacıyla tasarlanmış tipik bir ağır ticari araç ele alınmıştır. Öncelikle aracın kabin süspansiyonu bilgisayar destekli simulasyon yardımı ile modellenmiştir. Hem modelleme hem de optimizasyon aşamalarında ADAMS programı kullanılmıştır. Daha sonra aracın halihazırda sunmuş olduğu konfor seviyesi belirlenmiş ve son aşamada da kabin süspansiyon parametreleri optimize edilerek konfor seviyesi arttırılmıştır.

Yüksek lisans tezim sırasında bana her zaman destek olan ve yardımlarını hiçbir zaman esirgemeyen çok sevgili aileme, katkılarından dolayı bu tezin ortaya çıkmasında öncülük eden ve gerçekleşmesini sağlayan Yüksek Lisans Tez Danışmanım Sn. Prof.Dr.Ali G.Göktan' a ve tüm Ford OTOSAN Ürün Geliştirme Departmanı' na teşekkürü bir borç bilirim.

Mayıs 2005 Oğuz BATUKAN

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR **iii**
TABLO LİSTESİ **iv**
ŞEKİL LİSTESİ **v**
SEMBOL LİSTESİ **viii**
ÖZET **ix**
SUMMARY **x**

1. GİRİŞ **1**

2. TEORİ **2**
2.1. Sönümlü Zorlanmış Titreşim 2
2.1.1. Hız ve İvme Cevabı 6
2.1.2. Kuvvet Geçirgenliği 7
2.1.3. Histerizis 9
2.1.4. Rezonans Frekansları 9
2.2. Taşıt Titreşimleri 10
2.2.1. Yol Düzgünsüzlükleri 10
2.2.1.1. Yol Düzgünsüzlüklerinin Matematiksel İfadesi 10
2.2.1.2. Güç Yoğunluğu Spektrumu Kavramı 11
2.2.1.3. Yolun Simule Edilmesi 12
2.2.2. Taşıt Modelleri 13
2.3. Cadde Taşıtlarında Konfor 15
2.3.1. Titreşimlerin Etkilerinin Değerlendirilmesi 16
2.3.1.1. Koltuk Yay Yolu 16
2.3.1.2. Tekerlek Yay Yolu 16
2.3.1.3. Titreşim Konforu 16
2.3.1.4. Titreşim Duyarlılığı 18
2.3.1.5. İyilik Sayısı 20
2.4 Titreşimin İnsan Üzerindeki Etkileri 20
2.4.1. Etki Süresi 21
2.4.2 Sağlık Etkilenmesi 21

3. KABİN SÜSPANSİYONU MODELİ **24**
3.1. Kabin Süspansiyonu Modellenmesi 24
3.2. ADAMS Kabin Süspansiyon Modeli Doğrulaması 31
3.3. Kabin Süspansiyon Parametreleri Optimizasyonu 51

4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA **68**

KAYNAKLAR **70**

ÖZGEÇMİŞ **71**

KISALTMALAR

RMS : Root Mean Square
OPT : Optimize Edilmiş

TABLO LİSTESİ

		Sayfa No
Tablo 2.1.	Ağırlık Fonksiyon Parametreleri …….....……...…..……	17
Tablo 2.2.	Titreşim Duyarlılığı Kareleri Değerleri …….....……	20
Tablo 3.1.	Kabin Süspansiyon Modeli Parçaları Boyutsal Detayları …..…….	27
Tablo 3.2.	ADAMS/ View modelindeki parça kütleleri……...……	27
Tablo 3.3.	Süspansiyon Elemanları Verileri…….....……	30
Tablo 3.4.	Amortisör Verisi……...……	30
Tablo 3.5.	Süspansiyon elemanı verileri…….……...	52
Tablo 3.6.	Kabin Modeli Yeni Boyutsal Özellikler……...……	56

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 2.1 : Sönümlü Tek Serbestlik Dereceli Sistem ve Kütleye Etkiyen Kuvvet..... 3
Şekil 2.2 : Viskoz Sönümlü Sistemin Cevap Faktörleri..... 4
Şekil 2.3 : Faz Açısı Değişimi..... 5
Şekil 2.4 : Cevap Faktörünün Faz İçi Bileşeni..... 5
Şekil 2.5 : Cevap Faktörünün Faz Dışı Bileşeni..... 6
Şekil 2.6 : Viskoz Sönümlü Sistemin Geçirgenliği..... 8
Şekil 2.7 : Kuvvet Geçirgenliği Faz Açısı Değişimi..... 8
Şekil 2.8 : Histerizis Eğrisi..... 9
Şekil 2.9 : Yolun Stokastik Olarak Kavranması..... 11
Şekil 2.10 : İki Katlı Yaylanmış Taşıt Modeli..... 14
Şekil 2.11 : Taşıt Titreşimleri İletim / Sönümleme Elemanları..... 15
Şekil 2.12 : Sürücüye Etki Eden Titreşimler..... 16
Şekil 2.13 : Eşdeğer Konfor Eğrileri..... 18
Şekil 2.14 : Titreşim duyarlılığının kareleri..... 19
Şekil 2.15 : Titreşimden Etkilenme..... 21
Şekil 2.16 : Temel Ağırlıklandırmalar İçin Frekans Ağırlıklandırma Eğrileri... 22
Şekil 2.17 : Sağlık Etkilenmesi (ISO 2631-1) Titreşim Duyarlılıkları..... 22
Şekil 2.18 : Titreşim Rahatsızlık Bölgeleri..... 23
Şekil 3.1 : Kabin Süspansiyonu İncelenen Aracın Arkadan Görünüşü..... 25
Şekil 3.2 : Şasi ve Kabin Süspansiyon Elemanları..... 25
Şekil 3.3 : Kabin Modeli ve Koordinat Sistemi..... 26
Şekil 3.4 : ADAMS/ View 11.0 Kabin Modeli..... 28
Şekil 3.5 : Bağlantı Detayları (sol) 29
Şekil 3.6 : Bağlantı Detayları (sağ) 29
Şekil 3.7 : Modelin Statik Dengesinin ADAMS ile Doğrulanması..... 31
Şekil 3.8 : Test Yolu Başlangıcı..... 32
Şekil 3.9 : Test Yolu I..... 32
Şekil 3.10 : Test Yolu II..... 32
Şekil 3.11 : Test Yolu Sonu..... 32
Şekil 3.12 : Kabin R1 Veri Toplama Noktası..... 33
Şekil 3.13 : Şasi R1 Veri Toplama Noktası..... 33
Şekil 3.14 : Yol Testi Sırasında Toplanmış Olan Şasi ve Kabin Düşey İvmeleri [g]..... 34
Şekil 3.15 : Şasi – Kabin Y Yönlü İvme Verisi, t= 12.1 – 12.2s..... 35
Şekil 3.16 : Şasi – Kabin Y Yönlü İvme Verisi, t= 12.4 – 12.65s..... 35
Şekil 3.17 : Şasi – Kabin Y Yönlü İvme Verisi, t= 31.0 – 32.0s..... 35
Şekil 3.18 : Şasi – Kabin Y Yönlü İvme Verisi, t= 13.0 – 13.5s..... 36
Şekil 3.19 : Şasi – Kabin Y Yönlü İvme Verisi, t= 15.0 – 16.0s..... 37
Şekil 3.20 : Şasi – Kabin Y Yönlü İvme Verisi RMS Değerleri, t= 17.0 – 19.0s..... 37

Şekil 3.21 : Şasi – Kabin Y Yönlü İvme Verisi RMS Değerleri, t= 31.0 – 32.0s..... 38
Şekil 3.22 : ADAMS Modeline Yol Verisinin Uygulanması..... 39
Şekil 3.23 : Yol Verileri - ADAMS Girdileri $a_{y,şasi}$ [m/s^2] 0-16s..... 40
Şekil 3.24 : Yol Verisi vs. ADAMS Girdileri $a_{y,şasi}$ [m/s^2] 0-4s..... 40
Şekil 3.25 : Yol Verisi vs. ADAMS Girdileri $a_{y,şasi}$ [m/s^2] 4-8s..... 40
Şekil 3.26 : Yol Verisi vs. ADAMS Girdileri $a_{y,şasi}$ [m/s^2] 8-12s..... 41
Şekil 3.27 : Yol Verisi vs. ADAMS Girdileri $a_{y,şasi}$ [m/s^2] 12-16s..... 41
Şekil 3.28 : Yol Verisi vs. ADAMS Girdileri $a_{y,şasi}$ [m/s^2] 12-16s..... 42
Şekil 3.29 : ADAMS Modeli Veri Girdi ve Toplama Noktaları..... 42
Şekil 3.30 : ADAMS Modeli $a_{y,kabin}$ [m/s^2]..... 43
Şekil 3.31 : ADAMS Modeli Şasi ve Kabin Düşey İvmeleri..... 43
Şekil 3.32 : Test - ADAMS Modeli $a_{y,kabin}$ [m/s^2] 0 – 16s..... 44
Şekil 3.33 : Test - ADAMS Modeli $a_{y,kabin}$ [m/s^2] 0 – 2s..... 45
Şekil 3.34 : Test - ADAMS Modeli $a_{y,kabin}$ [m/s^2] 0 – 4s..... 45
Şekil 3.35 : Test - ADAMS Modeli $a_{y,kabin}$ [m/s^2] 4 – 8s..... 46
Şekil 3.36 : Test - ADAMS Modeli $a_{y,kabin}$ [m/s^2] 8 – 12s..... 46
Şekil 3.37 : Test - ADAMS Modeli $a_{y,kabin}$ [m/s^2] 12 – 16s..... 46
Şekil 3.38 : Yol Verisi Şasi R1 ve Kabin R1 a_y [m/s^2] 16 – 32s..... 47
Şekil 3.39 : ADAMS Modeli Şasi ve Kabin a_y [m/s^2] 16 – 32s..... 47
Şekil 3.40 : Yol Verisi – ADAMS ($a_{y,şasi}$) 0 – 16s..... 48
Şekil 3.41 : Yol Verisi – ADAMS ($a_{y,şasi}$) 0 – 4s..... 48
Şekil 3.42 : Yol Verisi – ADAMS ($a_{y,şasi}$) 12 – 16s..... 49
Şekil 3.43 : Test – ADAMS Modeli $a_{y,kabin}$ [m/s^2] 16 – 32s..... 49
Şekil 3.44 : Test – ADAMS Modeli $a_{y,kabin}$ [m/s^2] 16 – 20s..... 49
Şekil 3.45 : Test – ADAMS Modeli $a_{y,kabin}$ [m/s^2] 20 – 24s..... 50
Şekil 3.46 : Test – ADAMS Modeli $a_{y,kabin}$ [m/s^2] 24 – 28s..... 50
Şekil 3.47 : Test – ADAMS Modeli $a_{y,kabin}$ [m/s^2] 28 – 32s..... 50
Şekil 3.48 : Hat Seviyesi – İlk optimizasyon $a_{y,kabin}$ Verileri Karşılaştırması…. 52
Şekil 3.49 : Hat Seviyesi – İlk optimizasyon $a_{y,kabin}$ Verileri Karşılaştırması…. 53
Şekil 3.50 : Hat Seviyesi – İlk optimizasyon $a_{y,kabin}$ Verileri Karşılaştırması…. 53
Şekil 3.51 : Kabin Modeli Yeni Asılış Şekli..... 54
Şekil 3.52 : Link Sol/ Sağ..... 55
Şekil 3.53 : Kabin Modeli Yeni Asılış Şekli Detayı..... 55
Şekil 3.54 : Kabin Modeli Yeni Asılış Şekli – Sol Süspansiyon Kulesi Detay.. 56
Şekil 3.55 : Sol Süspansiyon Kulesi..... 57
Şekil 3.56 : Sağ Süspansiyon Kulesi..... 57
Şekil 3.57 : Sağ Süspansiyon Kulesi..... 57
Şekil 3.58 : $a_{y,sağ\ süspansiyon\ kulesi} - a_{y,kabin,hat} - a_{y,kabin,opt}$ 0 – 16s Verileri..... 58
Şekil 3.59 : $a_{y,kabin,hat} - a_{y,kabin,opt}$ 0 – 16s Verileri..... 58
Şekil 3.60 : $a_{y,kabin,hat} - a_{y,kabin,opt}$ 0 – 4s Verileri..... 59
Şekil 3.61 : $a_{y,kabin,hat} - a_{y,kabin,opt}$ 0 – 4s Verileri Detayı..... 59
Şekil 3.62 : $a_{y,kabin,hat} - a_{y,kabin,opt}$ 4 – 8s Verileri..... 60
Şekil 3.63 : $a_{y,kabin,hat} - a_{y,kabin,opt}$ 8 – 12s Verileri..... 60
Şekil 3.64 : $a_{y,kabin,hat} - a_{y,kabin,opt}$ 12 – 16s Verileri..... 60
Şekil 3.65 : $a_{y,kabin}$ RMS Karşılaştırması..... 61
Şekil 3.66 : $a_{y,kabin}$ RMS Karşılaştırması Detay..... 61
Şekil 3.67 : $a_{y,kabin,hat} - a_{y,kabin,opt}$ 16 – 32s Verileri..... 62
Şekil 3.68 : $a_{y,kabin,hat} - a_{y,kabin,opt}$ 16 – 24s Verileri..... 63
Şekil 3.69 : $a_{y,kabin,hat} - a_{y,kabin,opt}$ 24 – 32s Verileri..... 63

Şekil 3.70 : $a_{y,kabin}$ RMS Karşılaştırması Detay..... 63
Şekil 3.71 : $a_{y,kabin,hat} - a_{y,kabin,opt}$ 0 – 80s Verileri..... 64
Şekil 3.72 : $a_{y,kabin,hat} - a_{y,kabin,opt}$ 0 – 40s Verileri..... 65
Şekil 3.73 : $a_{y,kabin,hat} - a_{y,kabin,opt}$ 40 – 80s Verileri..... 65
Şekil 3.74 : $a_{y,kabin}$ RMS Karşılaştırması Detay..... 66
Şekil 3.75 : Link Boyu – Toplam RMS Değeri..... 67

SEMBOL LİSTESİ

$\mathbf{k}$	: Yay sertliği katsayısı
$\mathbf{c}$, $\mathbf{c_c}$	: Sönüm ve kritik sönümleme katsayısı
$\boldsymbol{\omega}$, $\boldsymbol{\omega_n}$	: Doğal frekans ve sönümsüz doğal frekans
$\mathbf{F}$, $\mathbf{F_T}$, $\mathbf{F_o}$	: Kuvvet, İletilen kuvvet, Etkiyen kuvvet
$\boldsymbol{\zeta}$	: Kritik sönümleme oranı
$\boldsymbol{\theta}$	: Faz açısı
$\mathbf{R_d}$, $\mathbf{R_v}$, $\mathbf{R_a}$	: Boyutsuz cevap faktörü, Hız cevap faktörü, İvme cevap faktörü
$\mathbf{T}$	: Geçirgenlik
$\boldsymbol{\psi}$	: Faz açısı
$\mathbf{W}$	: Enerji
$\bar{h}^2$	: Karesel ortalama
$\mathbf{C_j}$	: Fourier katsayısı
$\boldsymbol{\varphi_j}$	: Faz açıları
$\boldsymbol{\Omega}$	: Birim uzunluk başına çevrim sayısı
$\mathbf{a_j}$	: Yol pürüzlülüğü güç yoğunluğu spekturumundan hesaplanacak katsayılar
$\boldsymbol{\Omega_j}$	: Frekanslar
$\boldsymbol{\varphi}_j$	: Frekanslara karşılık gelen ve rastgele seçilecek olan faz açıları
$\boldsymbol{\nu_1^2}$	: Aks doğal frekansı
$\boldsymbol{\nu_2^2}$	: Gövde doğal frekansı
$\mathbf{K}$	: Titreşim konforu
$\mathbf{z}$	: Titreşim genliği
$\mathbf{B}$	: Duyarlılık
$\boldsymbol{\Phi}$	: Spektrum yoğunluğu
$\mathbf{O^2}$	: İyilik katsayısı
$\mathbf{a_y}$	: Düşey ivme

MODELLEME YOLUYLA SÜSPANSİYON PARAMETRELERİNİN OPTİMİZASYONU

ÖZET

Müşteri beklentileri her sektörde olduğu gibi otomotiv sektöründe de her geçen gün artmaktadır. Sektördeki rekabet ve müşteri odaklı çalışma presibi otomotiv firmalarını bu beklentileri karşılamak ve beklentiler ötesinde performans sergilemek zorunda bırakmaktadır. Doğaldır ki müşteri taleplerindeki artış ilk olarak binek araçlarda ortaya çıkmakta ve bu araçların standartlarının yükselmesine neden olmaktadır. Bu da üretici firmaların daha kaliteli, daha konforlu ve daha ucuz araç üretilmesi üzerinde yoğunlaşmasını sağlamaktadır. Ancak günümüzde bu durum sadece binek araçlarla sınırlı kalmamakta ve ticari araçlar için de müşteri beklentileri hızla artmaktadır. Gün geçtikçe ticari araç müşterileri daha ekonomik, daha konforlu ve daha yüksek performanslı ticari araçlar talep etmektedir.

Yukarıdaki nedenlerden dolayı bu çalışmada sürücü konforu ele alınmış ve gerçek bir kamyon kabini kabin süspansiyon elemanları ile birlikte ADAMS programı kullanılarak modellenmiş, oluşturulan model gerçek yol testleri ile doğrulanmış ve süspansiyon parametreleri optimize edilerek aracın kabin titreşim konforunda belirgin bir iyileşme sağlanmıştır. Elde edilen yeni kabin süspansiyon parametreleri uygulanabilirlik açısından mümkün olmakla birlikte kabin modelinde sanayi uygulamasına hızla adapte edilebilecek, düşük maliyetli ancak konforu arttırmada yüksek etkiye sahip dizayn değişikliği yapılmıştır. Tasarım doğrulama ve optimizasyon aşamalarında test aracı ile yoldan toplanan gerçek zamanlı kabin ve şasi düşey ivme verileri kullanılmıştır. Süspansiyon parametrelerinde yapılan optimizasyon sonucunda kabin düşey ivmesi RMS değerinde elde edilen yaklaşık %35 lik azalma mühendislik açısından ve sürücü konfor beklentileri açısından yeterli seviyede olduğu kanısına varılmıştır.

OPTIMIZATION OF SUSPENSION PARAMETERS THROUGH MODELLING

SUMMARY

Standards in customer needs and claims are getting higher in automotive industry as well as any other industries. Competition in the industry and customer driven working procedures are forcing automotive companies not to only satisfy customer needs but to push it further. These phenomena arise in passenger cars first and set higher standards. This results in more comfortable, affordable, high quality vehicles. However commercial vehicles are affected by these phenomena as well. Nowadays commercial vehicle customers are expecting competitive quality, comfort and performance with reasonable prices.

Because of the reasons explained above, in this study driver comfort is chosen as an issue and a real truck cab with its suspension elements are modelled using ADAMS. The model is verified with the road data acquired from the truck cab itself and reasonably improved cab comfort is achieved by optimising suspension parameters. It is possible to implement the new cab suspension parameters on the current cab. Besides, a very low cost, easy to adapt design change is done on the cab suspension, which results in high increase of cab comfort. Real time road test data acquired from the truck cab and chassis are used both in verification and optimisation process. Due to optimised cab suspension parameters 35% lower cab vertical acceleration RMS figure is achieved. This improvement satisfies the customer needs in terms of comfort.

1. GİRİŞ

Otomotiv sektöründe müşteri beklentileri her geçen gün artmaktadır. Sektördeki rekabet ve müşteri odaklı çalışma presibi otomotiv firmalarını bu beklentileri karşılamak ve beklentiler ötesinde performans sergilemek zorunda bırakmaktadır. Doğaldır ki müşteri taleplerindeki artış ilk olarak binek araçlarda ortaya çıkmakta ve bu araçların standartlarının yükselmesine neden olmaktadır. Bu da üretici firmaların daha kaliteli, daha konforlu ve daha ucuz araç üretilmesi üzerinde yoğunlaşmasını sağlamaktadır. Ancak günümüzde bu durum sadece binek araçlarla sınırlı kalmamakta ve ticari araçlar için de müşteri beklentileri hızla artmaktadır. Gün geçtikçe ticari araç müşterileri daha ekonomik, daha konforlu ve daha yüksek performanslı ticari araçlar talep etmektedir. Bu nedenle de otomotiv firmaları ticari araçlar için de daha fazla yatırım yapmakta ve ürün geliştirme harcamalarını arttırmaktadırlar.

Bu yüksek lisans tezinde de bir kamyon kabini ele alınmış ve sürücü konforu açısından incelenmiştir. Tüm ticari araçların ama özellikle de kamyon, çekici gibi ağır vasıtaların neredeyse günün %70 ini yolda geçirdiği düşünülecek olursa aracın konforunun sürücü için ne kadar önemli olduğu ortaya çıkar. Bu tezde amaç, kabin süspansiyon parametrelerinin optimizasyonu ile sürücü konforunu maksimize etmektir. İzlenen metod, ADAMS/ View programında kamyon kabininin modellenmesi, bu modelin gerçek yol verilerileri ile doğrulanması ve kabin süspansiyonu parametrelerini ADAMS programı yardımı ile optimize edilerek düşey yönde oluşan toplam ivme değerlerinin minimize edilmesidir.

2. TEORİ

Bu bölümde temel titreşim bilgileri verilmiş, taşıt titreşimleri ve insan üzerindeki etkileri açıklanmıştır.

2.1 Sönümlü Zorlanmış Titreşim

Titreşim sistemleri potansiyel enerjinin depolanması (yay), kinetik enerjinin depolanması (kütle veya atalet) veya enerjinin kademeli olarak sönümlenmesini (damper) içerir. Bir sistemin titreşimi, enerjisinin potansiyel enerjiden kinetik enerjiye ya da kinetik enerjiden potansiyel enerjiye dönüşmesi ile sonuçlanır. Sönümlü bir sistemde her bir döngüde belli bir miktar enerji kaybolur. Bu nedenle kararlı bir titreşim amaçlanıyor ise mutlaka dış bir etken tarafından kaybolan enerji sisteme dahil edilmelidir.

Şekil 2.1' deki m kütlesine aşağıda belirtilmiş olan F kuvveti uygulanması durumunda sönümlü ve tek serbestlik dereceli sistemin diferansiyel denklemi şöyle olur;

$$F=F_o.sin(\omega t) \qquad \textbf{(2.1)}$$

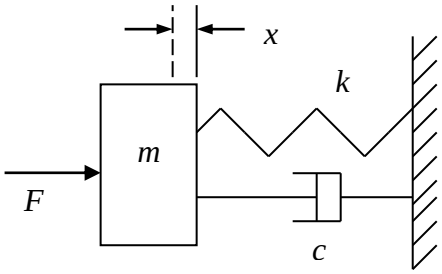
$$m.\ddot{x} + c.\dot{x} + k.x = F_o.\sin \omega.t \text{ dir.} \qquad \textbf{(2.2)}$$

Bu eşitliğin çözüm formu sönüm katsayısının kritik sönüm katsayısından düşük, bu katsayıya eşit yada kritik sönüm katsayısından büyük olmasına bağlıdır. Kritik sönüm katsayısı;

$$c_c = 2\sqrt{k.m} = 2m\omega_n \text{ dir.} \qquad \textbf{(2.3)}$$

$$\zeta = \frac{c}{c_c} \qquad \textbf{(2.3a)}$$

oranına ise kritik sönümleme oranı denir.



Şekil 2.1: Sönümlü Tek Serbestlik Dereceli Sistem ve Kütleye Etkiyen Kuvvet

Kütleye etkiyen ω frekanslı kuvvetin oluşturduğu titreşim hareketinde sönümleme katsayısı c sıfırdan büyük olduğunda kuvvet ile titreşim hareketi arasındaki faz sıfırdan farklı olur. Buna göre x deplasmanı aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$x = R.\sin(\omega.t - \theta) = A_1 \sin \omega.t + B_1 \cos \omega.t \qquad \textbf{(2.4)}$$

2.3 nolu eşitliği 2.2 noludan çıkartttığımızda aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\frac{x}{F_o / k} = \frac{\sin(\omega.t - \theta)}{\sqrt{(1 - \omega^2 / \omega_n^2)^2 + (2\zeta\omega / \omega_n)^2}} = R_d.\sin(\omega.t - \theta) \qquad \textbf{(2.5)}$$

burada

$$\theta = \tan^{-1}\left(\frac{2\zeta\omega / \omega_n}{1 - \omega^2 / \omega_n^2}\right) \quad \text{dir.} \qquad \textbf{(2.5a)}$$

R_d boyutsuz cevap faktörü olarak adlandırılır ve titreşim hareketi sonucu oluşan deplasmanın, F kuvvetinin statik şekilde uygulandığı durumdaki yay deplasmanına oranını tanımlar. Çok düşük frekanslarda R_d yaklaşık olarak 1' dir ve frekans ω_n e çok yakınken bir maksimum yapar ve ω çok büyük değerler aldıkça R_d de sıfıra yaklaşır. Deplasman cevabı bu frekans koşullarında şöyle ifade edilir;

$$x \cong \left(\frac{F_o}{k}\right) \sin \omega.t \qquad [\omega << \omega_n] \qquad \textbf{(2.6)}$$

$$x = \frac{F_o}{2k\zeta} \sin\left(\omega_n.t + \frac{\pi}{2}\right) = -\frac{F_o \cos(\omega.t)}{c\omega_n} \qquad [\omega = \omega_n] \qquad \textbf{(2.6a)}$$

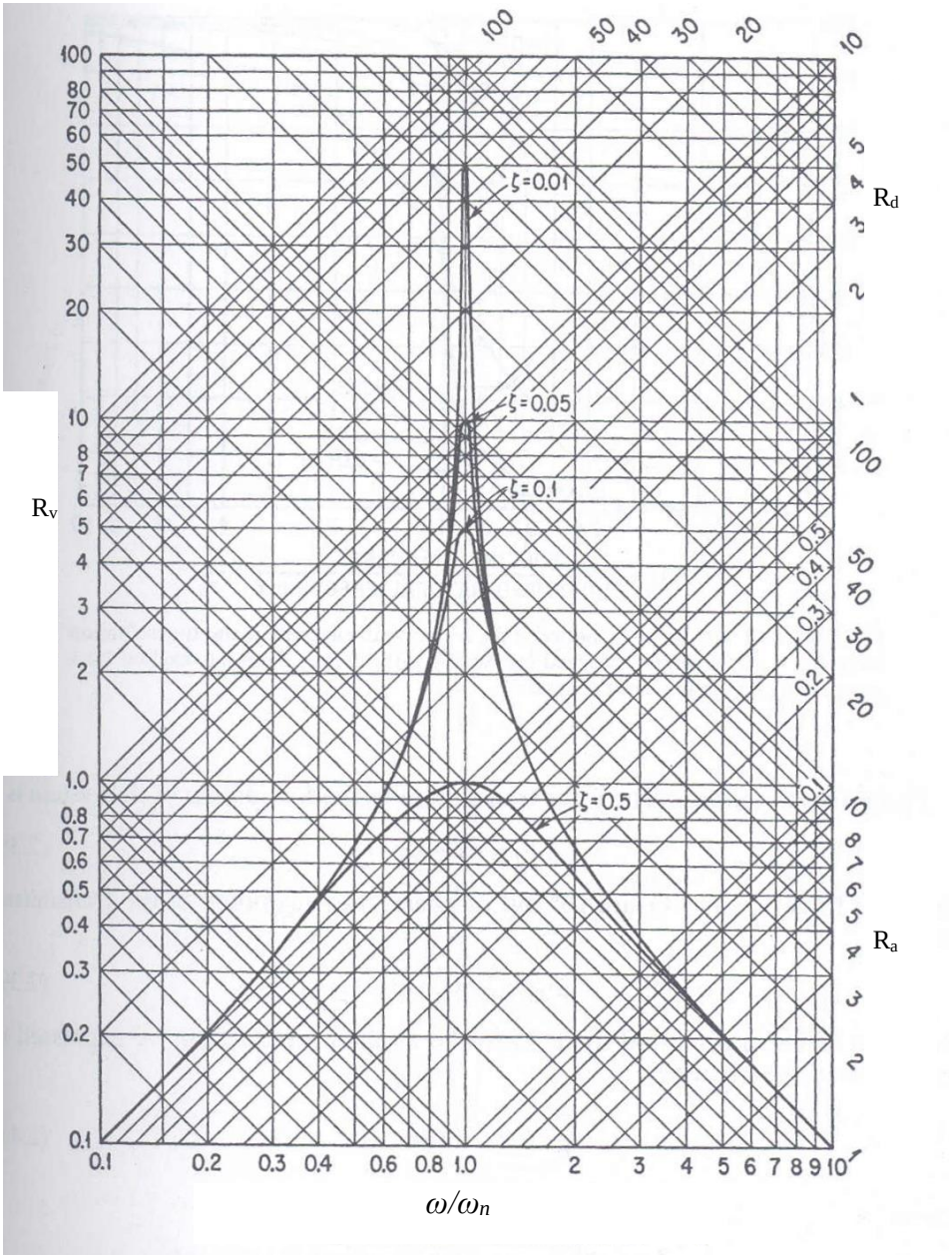
$$x \cong \frac{\omega_n^2 F_o}{\omega^2 k} \sin(\omega.t + \pi) = \frac{F_o}{m\omega^2} \sin \omega.t \qquad [\omega = \omega_n] \qquad \textbf{(2.6b)}$$

Şekil 2.2' de pozitif 45° lik açıyla çizilmiş olan eğriler boyutsuz cevap faktörünü (R_d) frekans oranının (ω/ω_n) bir fonksiyonu olarak göstermektedir. Faz açısı (θ) eğrileri ise Şekil 2.3' de gösterilmiştir.

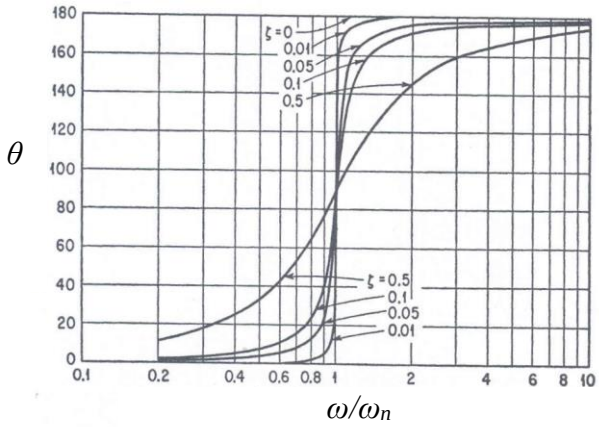
2.5 ve 2.6b nolu eşitlikler yerine aşağıdaki eşitlik de kullanılabilir.

$$\frac{x}{F_o/k} = \frac{(1-\omega^2/\omega_n^2)\sin\omega.t - 2\zeta(\omega/\omega_n)\cos\omega.t}{(1-\omega^2/\omega_n^2)^2 + (2\zeta\omega/\omega_n)^2} \qquad \textbf{(2.7)}$$

$$\frac{x}{F_o/k} = (R_d)_x \sin\omega.t + (R_d)_R \cos\omega.t \qquad \textbf{(2.7a)}$$

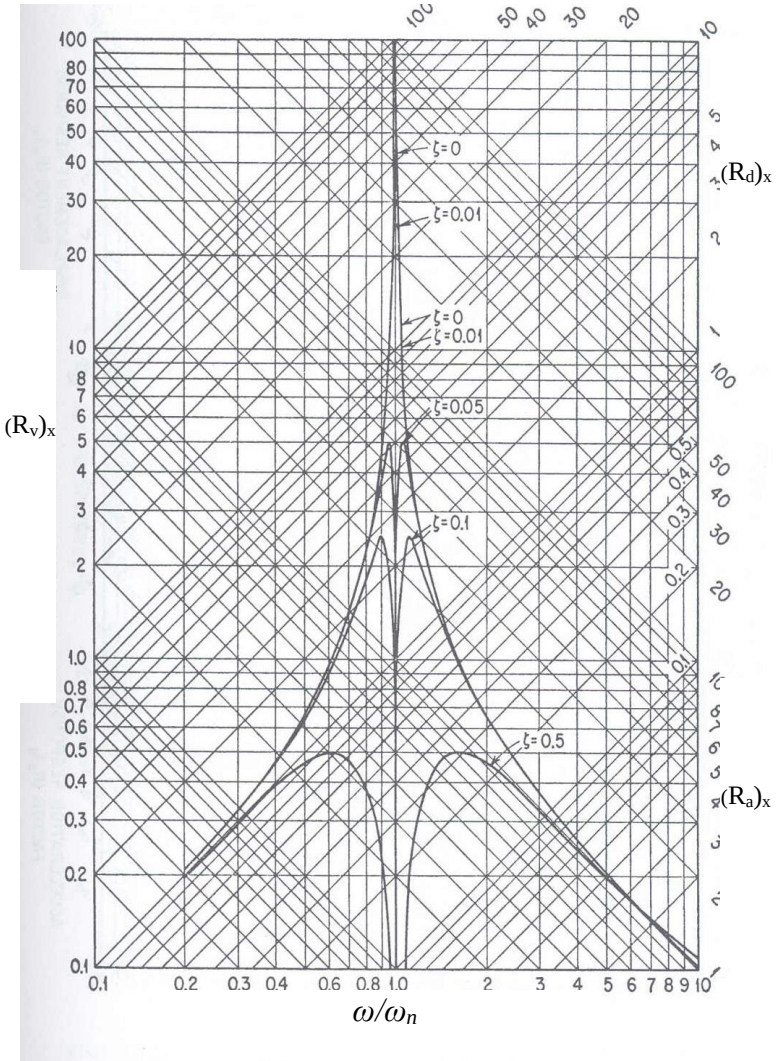


Şekil 2.2: Viskoz Sönümlü Sistemin Cevap Faktörleri

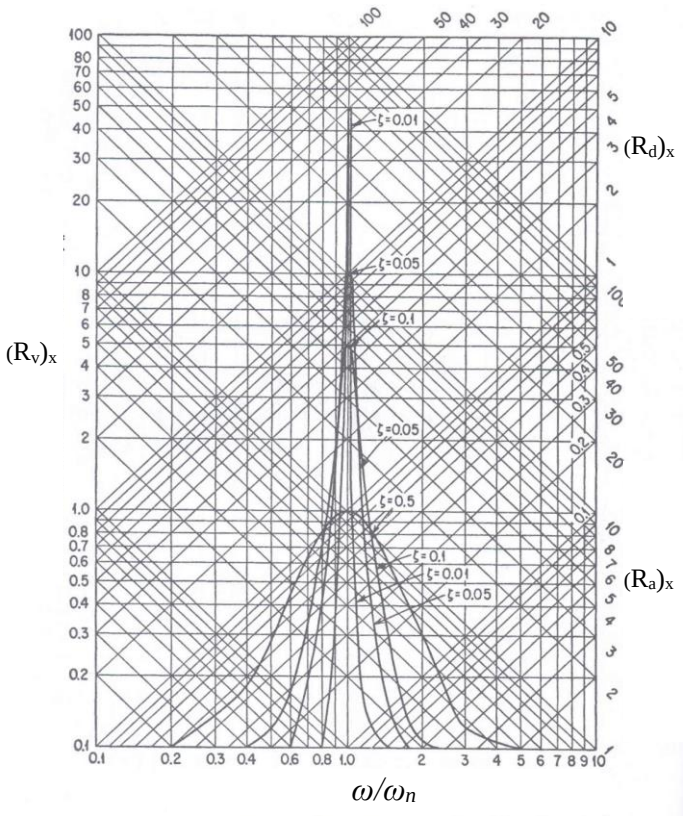


Şekil 2.3: Faz Açısı Değişimi

Bu eşitlik, kuvvetle aynı fazda [$(R_d)_x$.sin(ωt)] ve 90° fazın dışında [$(R_d)_R$.cos(ωt)] olan cevabın bileşenlerini göstermektedir. $(R_d)_x$ ve $(R_d)_R$ frekans oranının fonksiyonu olarak Şekil 2.4 ve Şekil 2.5' de gösterilmiştir. (Harris, 1996, 2.9,2.10)



Şekil 2.4: Cevap Faktörünün Faz İçi Bileşeni



Şekil 2.5: Cevap Faktörünün Faz Dışı Bileşeni

2.1.1 Hız ve İvme Cevabı

Deplasman (x) yerine hız ($\dot{x}$) veya ivme ($\ddot{x}$) çizilirse cevap eğrilerinin şekli belirgin bir şekilde değişiklik gösterir. 2.5 nolu eşitliğinin zamana göre türevi alınırsa sistemin hız cevabı aşağıdaki gibi elde edilir;

$$\frac{\dot{x}}{F_o / \sqrt{k.m}} = \frac{\omega}{\omega_n} R_d \cos(\omega.t - \theta) = R_v \cos(\omega.t - \theta) \qquad \textbf{(2.8)}$$

2.8 nolu eşitliğin zamana göre türevinin alınması ile de sistemin ivme cevabı elde edilir.

$$\frac{\ddot{x}}{F_o / m} = -\frac{\omega^2}{\omega_n^2} R_d \sin(\omega.t - \theta) = -R_a \sin(\omega.t - \theta) \qquad \textbf{(2.9)}$$

Sırasıyla 2.8 ve 2.9 da elde edilen sistemin hız ve ivme cevap faktörleri Şekil 2.2' de –45° eğimle çizilmiş eğriler ile gösterilmiştir. $\omega \rightarrow 0$ ve $\omega \rightarrow \infty$ iken hız cevap faktörü sıfıra yaklaşmaktadır. İvme cevap faktörü ise $\omega \rightarrow 0$ iken sıfıra, $\omega \rightarrow \infty$ iken ise 1 e yaklaşmaktadır. (Harris, 1996, 2.10, 2.11)

2.1.2 Kuvvet Geçirgenliği

Sistemin temeline iletilen kuvvet

$$F_T = c\dot{x} + kx \quad \text{dir.} \tag{2.10}$$

$c\dot{x}$ ve kx kuvvetleri arasında 90° lik bir faz farkı olduğundan iletilen F_T kuvvetinin şiddeti,

$$|F_T| = \sqrt{c^2\dot{x}^2 + k^2x^2} \quad \text{dir.} \tag{2.11}$$

İletilen F_T kuvvetinin kütleye etkiyen kuvvete (F_o) oranı geçirgenlik (T) cinsinden şu şekilde ifade edilebilir;

$$\frac{F_T}{F_o} = T\sin(\omega.t - \psi) \tag{2.12}$$

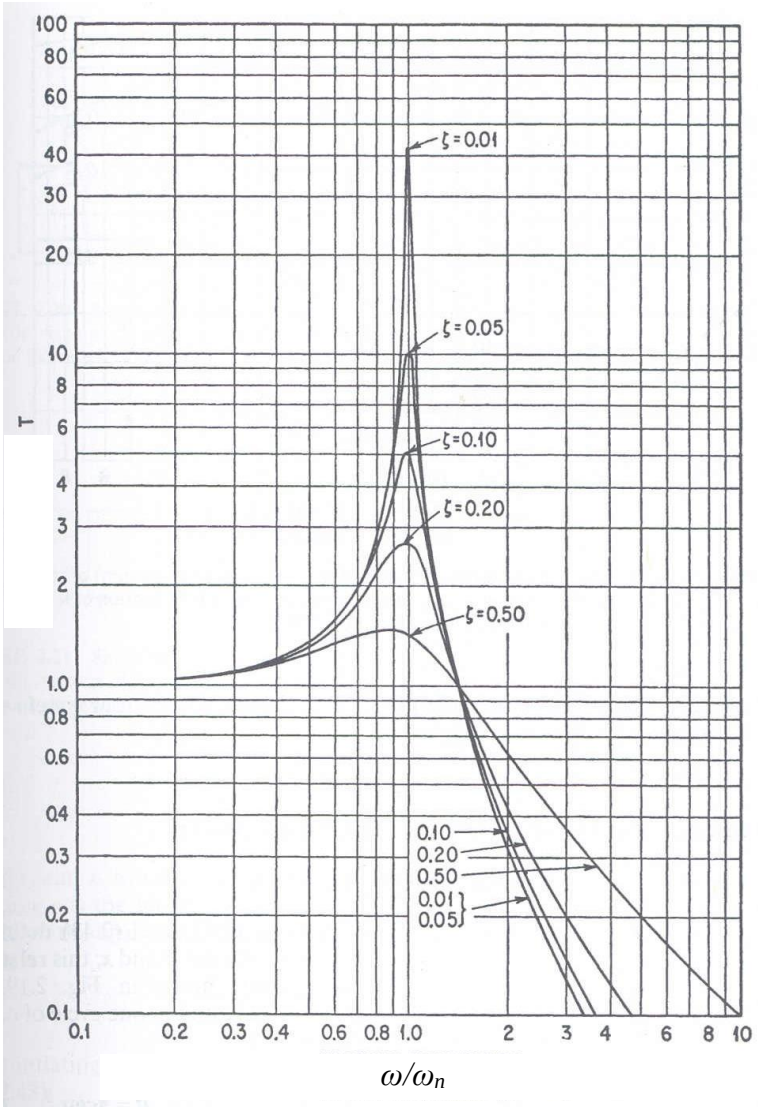
burada

$$T = \sqrt{\frac{1 + (2\zeta\omega/\omega_n)^2}{(1-\omega^2/\omega_n^2)^2 + (2\zeta\omega/\omega_n)^2}} \tag{2.13}$$

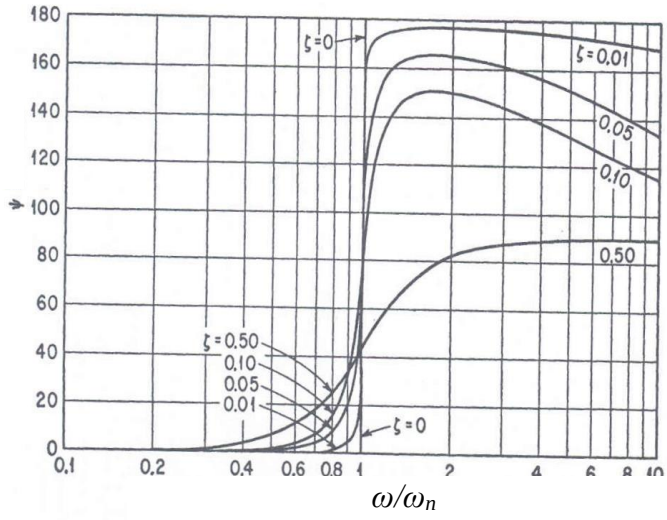
ve

$$\psi = \tan^{-1}\frac{2\zeta(\omega/\omega_n)^3}{1-\omega^2/\omega_n^2 + 4\zeta^2\omega^2/\omega_n^2} \tag{2.14}$$

Sırasıyla Şekil 2.6 ve Şekil 2.7' de geçirgenlik (T) ve faz açısı (ψ) çeşitli kritik sönümleme oranı (ζ) için frekans oranının (ω/ω_n) bir fonksiyonu olarak gösterilmektedir. (Harris, 1996, 2.12, 2.13, 2.14, 2.15)



Şekil 2.6: Viskoz Sönümlü Sistemin Geçirgenliği



Şekil 2.7: Kuvvet Geçirgenliği Faz Açısı Değişimi

2.1.3 Histerizis

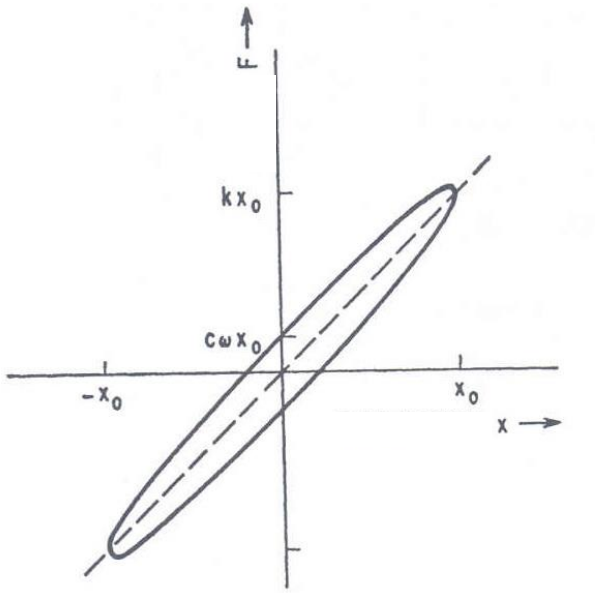
Şekil 2.1' de gösterilen viskoz sönümlü tek serbestlik dereceli sistem aşağıda belirtilen hareket fonksiyonu (2.15 nolu denklem) ile titreşim hareketine zorlanırsa yay ve sönümleyici tarafından kütleye iletilen kuvvet aşağıda belirtildiği gibi olur.

$$x = x_o \sin \omega.t \qquad \textbf{(2.15)}$$

$$F = k.x_o \sin \omega.t + c\omega.x_o \cos \omega.t \qquad \textbf{(2.16)}$$

2.15 ve 2.16 nolu eşitlikler kuvvet (F) ve deplasman (x) arasındaki ilişkiyi ortaya koymaktadır. Bu ilişki Şekil 2.8' de gösterilmiştir. Salınımın bir döngüsünde kaybolan enerji

$$W = \int_{T}^{T+2\pi/\omega} F \frac{dx}{dt} dt = \pi.c.\omega.x_o^2 \text{ dir.} \qquad \textbf{(2.15)}$$



Şekil 2.8: Histerizis Eğrisi

2.1.4 Rezonans Frekansları

Zorlanmış kararlı hal titreşimli bir sistemin deplasman, hız ve ivme cevaplarının maksimum olduğu çeşitli frekanslar vardır. Rezonans frekansı her nekadar cevabın maksimum olduğu frekans olarak tanımlansa da, basit bir sistem genel olarak 3 rezonans frekansına sahiptir. Çeşitli rezonans frekansları, sönümlü doğal frekans ve sönümsüz doğal frekans (ω_n) arasındaki ilişki şöyledir;

Deplasman rezonans frekansı : $\omega_n\sqrt{(1-2\zeta^2)}$ **(2.16)**

Hız rezonans frekansı: ω_n **(2.17)**

İvme rezonans frekansı: $\omega_n / \sqrt{(1-2\zeta^2)}$ **(2.18)**

Sönümlü doğal frekans: $\omega_n\sqrt{(1-\zeta^2)}$ **(2.19)**

Fiziksel sistemlerin içerdiği sönümleme derecesi göz önüne alındığında bu üç rezonans frekansı arasındaki fark ihmal edilebilir düzeydedir. (Harris, 1996, 2.16, 2.18)

2.2 Taşıt Titreşimleri

Taşıtların titreşimlerinin nedenleri kendi içindeki hareketli kısımlardan gelebileceği gibi hareket ettikleri ortamdan da gelebilir. Ortamdan gelen titreşimler hava hareketlerinden olabilse de kara taşıtları için daha çok yoldaki düzgünsüzlükler önemlidir. (Erzi, 2002, 1)

2.2.1 Yol Düzgünsüzlükleri

Yoldaki düzgünsüzlüklerin nedenleri inşaa yönteminden ve yapısal özelliklerinden kaynaklanabilir. Zamanla yolun yıpranması sonucu da düzgünsüzlükler ortaya çıkabilir. Bu son neden kaynak da olabilir, yani yoldaki bir düzgünsüzlük taşıtları titreşime zorla, bu titreşimler de dinamik tekerlek basıncı salınımlarını arttırarak yolun yıpranmasını ve düzgünsüzlüğünü arttırır. (Erzi, 2002, 1)

2.2.1.1 Yol Düzgünsüzlüklerinin Matematiksel İfadesi

Yolların düzgünsüzlüğünü matematiksel olarak kavramak için kullanılan yöntem bunları raslantı olayları olarak ele almaktır. Burada olay seçilecek herhangi bir referans düzeyinden itibaren ölçülecek yüksekliklerdir. Yol bir yüzey olduğundan uzunlamasına ve enine doğrultularda bu yükseklikleri ele almak gerekir. Bir basitleştirme yapılarak yol düzgünsüzlüğünün yolun genişliği boyunca değişmediği kabul edilebilir. Bu durumda Şekil 2.9' da gösterilen yol profilinin değerlendirilmesi belirli aralıklarla yükseklikler alınarak bunların ait olduğu aralıklar sayılabilir.

Yol düzgünsüzlüğünün tanımlanmasında kullanılabilecek bir kavram karesel ortalamadır ($\bar{h}^2$) ve

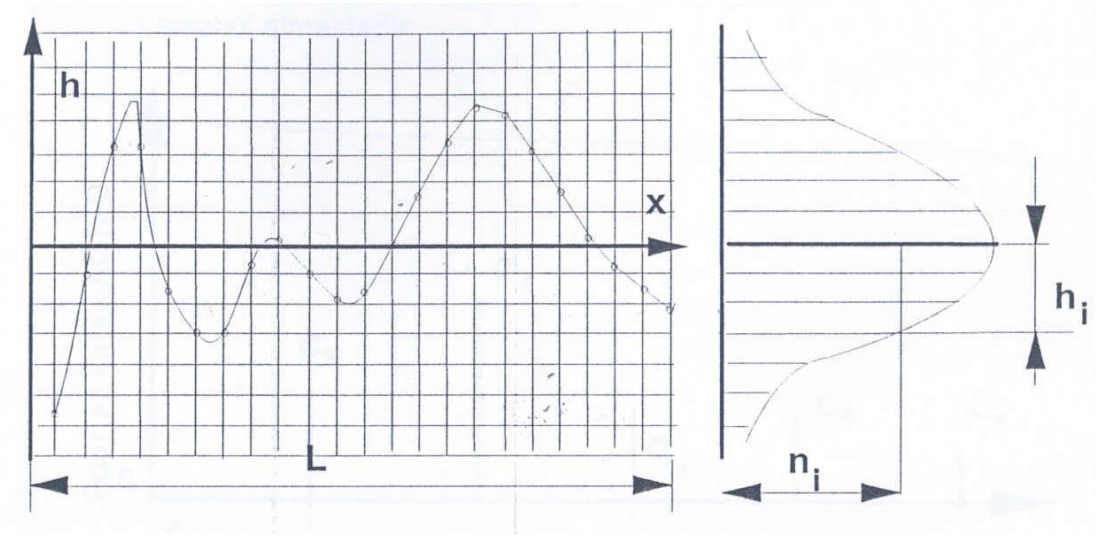
$$\bar{h}^2 = \frac{\sum n_j h_j^{\,2}}{\sum n_j} \qquad \textbf{(2.20)}$$

olarak tanımlanır.

Söz konusu yolun matematiksel ifadesi *h(x)* ise 2.20 nolu eşitlik

$$\bar{h}^2 = \frac{1}{L}\int_0^L h^2(x).dx \qquad \textbf{(2.21)}$$

şeklinde ifade edilebilir.



Şekil 2.9: Yolun Stokastik Olarak Kavranması

Karesel ortalama bir yolun düzgünsüzlüğü hakkında bir ilk fikir verebilecek büyüklüktür. Karesel ortalama ne kadar büyük ise yol da o kadar kötü demektir. (Erzi, 2002, 1, 2)

2.2.1.2 Güç Yoğunluğu Spektrumu Kavramı

Taşıt titreşimlerinin analizi için yolu sahip olduğu düzgünsüzlük profilini verebilecek bir harmonik fonksiyonlar toplamı olarak ifade etmek gerekmektedir. Yol düzgünsüzlüklerilerin periyodik olması durumunda belirli bir *L* boyuna Fourier analiz uygulanır ve yol örnek olarak

$$h(x) = \frac{C_o}{2} + \sum_{1}^{\infty} C_j \cos(2\pi\Omega_j x - \varphi_j); \qquad \Omega_j = j.\Omega_1 \qquad \textbf{(2.22)}$$

şeklinde ifade edilebir. C_j terimi Fourier katsayılarıdır. φ_j ise faz açılarını ifade etmektedir.

$$\Omega_1 = \frac{1}{L} \qquad \textbf{(2.23)}$$

olarak tanımlanan Ω nın boyutu 1/m olmakta, yani birim uzunluk başına çevrim sayısını ifade etmektedir. (Erzi, 2002, 2)

2.2.1.3 Yolun Simule Edilmesi

Yol düzgünsüzlüğü aşağıdaki şekilde tanımlanabilir.

$$h(t) = \sum_{j=1}^{j=n} a_j \sin(\Omega_j t - \varphi_j) \qquad \textbf{(2.24)}$$

Burada a_j yol pürüzlülüğü güç yoğunluğu spekturumundan hesaplanacak katsayılar, Ω_j' ler frekanslar, φ_j' ler de bu frekanslara karşılık gelen ve rastgele şeçilecek olan faz açılarıdır.

a_j' ler spektrum dilimlere bölünerek her dilimin alanı hesaplanmak ve bu alanın tekabül ettiği karesel ortalamayı sağlayacak harmonik titreşimlerin genliği olarak bulunur.

Kuramsal olarak sonsuz sayıda harmonik gerekmekle birlikte 40 adet harmoniğin yeterli olduğu iddia edilmektedir.

Fast Fourier Transformunu (FFT) ters yönde işletmekle de çok düşük bir hesap hacmi ile aynı sonuca varılabilir.(Erzi, 2002, 10)

Yolun matematiksel olarak ifade ve simule edilmesi yöntemi ile elde edilen kurs profilleri bilgisayarlı dinamik modellerde, çok aktüatörlü servo-hidrolik test sistemlerinde komple araç testleri sırasında kullanılmaktadır. Ancak ömür testlerinde kullanılması gereken kadar uzun yol modeli oluşturulamadığından, genellikle izlenen yöntem elde edilmiş olan yol profilinin tekrarı olmaktadır. Fakat ters Fast Fourier Transformunu (FFT) uygulayarak sınırsız sayıda yol verisi birleştiribilir ve yolun tamamı modellenebilir. (Steinwolf ve Connon III, 2005)

2.2.2 Taşıt Modelleri

Yoldaki düzgünsüzlüklerden dolayı taşıtta oluşan titreşimleri belirleyebilmek ve taşıt titreşimlerini analiz edebilmek için çeşitli taşıt modelleri kullanılabilir. Bu modeller az veya daha karmaşık olabilir.

Modelini oluşturmak istediğimiz sistemin özelliğine, modelin karmaşıklık düzeyine ve elde etmek istediğimiz sonuçların kesinliğine göre bir takım taşıt modelleri oluşturabiliriz.
Bunlar temel olarak;

- Dörtte bir (çeyrek) taşıt modeli

Bu modelde sadece bir tekerlek ve buna isabet eden taşıt kütlesi yer alır. Ancak modellenecek taşıtın ve istenilen ayrıntıya göre birçok çeşit çeyrek taşıt modeli sözkonusudur.

- Yarım taşıt modeli

Bu tip bir modelde taşıtın iki akslı olduğu göz alınmakla birlikte sağ ve solun özdeş olduğu ve aynı şekilde uyarıldığı varsayımı yapılmaktadır. Sonuç olarak aracın sadece bir yanı (sağ veya sol) modellenir.

- Bütün taşıt modeli

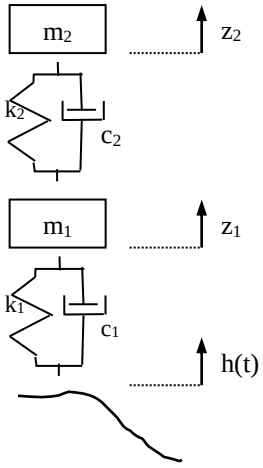
Modelin adından da anlaşılabileceği gibi bu modelde taşıtın iki akslı olduğu dikkate alınarak ve sağ/ sol ayrımı yapılmadan modellenmesi esastır. Bu modelde taşıtın dört noktasına da farklı yol düzgünsüzlüğüne denk gelen farklı titreşim fonksiyonları uygulanabilir. Bu çalışmada bütün taşıt modeli esas alınmıştır.

Bu çalışmada bütün taşıt modeli kullanılmış olsa da bu bütün taşıt modelini 4 adet ‘iki katlı yaylanmış taşıt modeli’ (Şekil 2.10) olarak ayırmak mümkündür. Bu nedenle aşağıda ‘iki katlı yaylanmış taşıt modeli’ ne ait hareket denklemleri ve frekans cevabının elde edilmesi verilmiştir.

$$m_2\ddot{z}_2 = -k_2(z_2 - z_1) - c_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \qquad \textbf{(2.25)}$$

$$m_1\ddot{z}_1 = +k_2(z_2 - z_1) + c_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) - k_1(z_1 - h(t)) - c_1(\dot{z}_1 - h(t)) \qquad \textbf{(2.26)}$$

Yukarıdaki hareket denklemleri ‘lastik tekerlekli ve asılışlı model’in hareket denklemleridir. Fakat kabin – süspansiyon modeli de ile benzerdir.



Şekil 2.10: İki Katlı Yaylanmış Taşıt Modeli

Bu denklemlerin düzenlenmesi ile;

$$m_2\ddot{z}_2 + c_2\dot{z}_2 + k_2 z_2 - c_2 z_1 - k_2 z_1 = 0 \qquad \textbf{(2.27)}$$

$$m_1\ddot{z}_1 - c_2\dot{z}_2 - k_2 z_2 + (k_2 + k_1)z_1 + (c_2 + c_1)\dot{z}_1 = k_1 h(t) + c_2 h(t) \qquad \textbf{(2.28)}$$

bulunur.

Sistemin doğal frekanslarını bulabilmek için 2.27 numaralı denklem ele alınır. Sönümlerin sıfır alınması ile formel olarak bir çözüm bulunabilir, ve

$$\nu_2^2 = \frac{k_2}{m_2} \qquad \textbf{(2.29)}$$

$$\nu_1^2 = \frac{k_2 + k_1}{m_1} \qquad \textbf{(2.30)}$$

olmak üzere,

$$\nu_{1,2}^2 = \frac{1}{2}(\nu_1^2 + \nu_2^2) \pm \frac{1}{2}(\nu_1^2 + \nu_2^2)\sqrt{1 - \frac{4k_1 k_2}{m_1 m_2 (\nu_1^2 + \nu_2^2)^2}} \qquad \textbf{(2.31)}$$

hesaplanabilir.

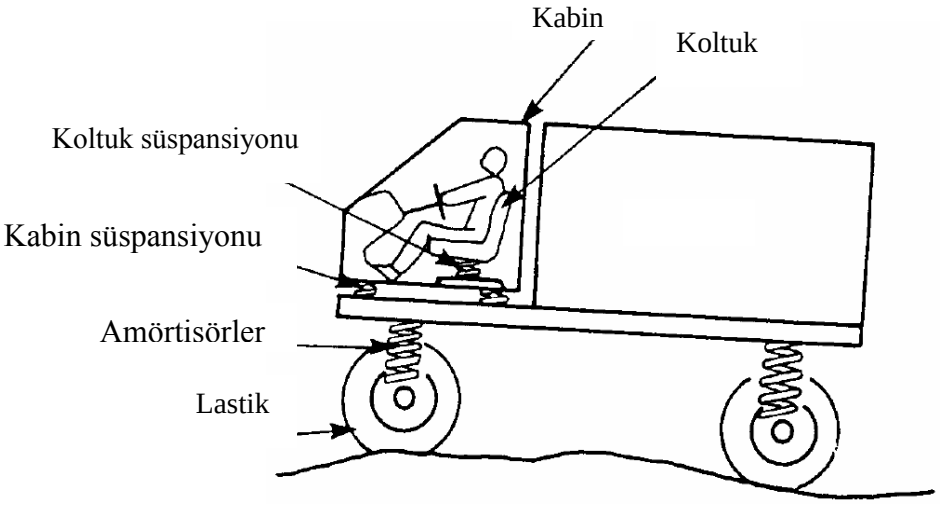
Bu frekanslardan 2.29 nolu frekans gövde frekansı, 2.30 nolu frekans ise aks frekansı adını alır. Gövde frekansı 0.8 Hz ve 2 Hz arasında, aks frekansı da 8 Hz ile 16 Hz arasında olur. (Erzi, 2002, 28, 29)

2.3 Cadde Taşıtlarında Konfor

Cadde taşıtlarında konfor aşağıdaki 5 başlık altında toplanabilir;

- Seyir konforu
- Kumanda konforu
- Transport konforu
- İklim konforu
- İç gürültü konforu

Bu tezde yukarıdaki başlıklardan sadece Seyir Konforu ele alınacak ve diğer konfor kriterleri incelenmeyecektir.



Şekil 2.11: Taşıt Titreşimleri İletim / Sönümleme Elemanları

Şekil 2.11' de taşıt titreşimlerinin iletimini ve sönümünü sağlayan elemanlar görülmektedir. Taşıttaki sürücüye ve yolcuya etkiyen titreşimler aşağıdaki kaynaklardan doğabilir;

- Yol pürüzlülüğü
- Taşıtın dönen elemanlarının düzgünsüzlüğü
- Motor titreşimleri
- Seyir hareketleri

Bu tezde kullanılacak olan titreşim modelleri gerçek zamanlı olarak toplanmış yol verilerine dayandığından bu modeller yukarıdaki tüm titreşim çeşitlerini içermektedir.

2.3.1 Titreşimlerin Etkilerinin Değerlendirilmesi

2.3.1.1 Koltuk Yay Yolu

Taşıtta bir koltuk üzerinde oturan sürücünün, kontrolu kaybetmemesi için, direksiyon ve pedallar ile arasındaki bağıl hareketin belli sınırları geçmemesi gerekir. Örneğin bazı araştırmalara göre direksiyon - sürücü bağıl hareketi için 15 cm sınır değeri tavsiye edilmektedir.

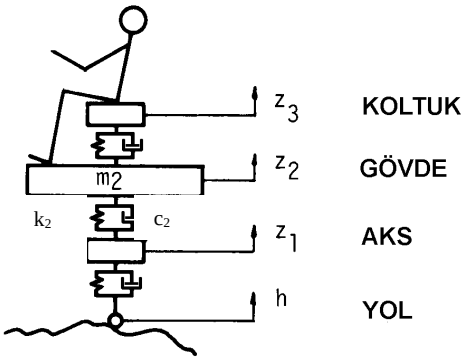
2.3.1.2 Tekerlek Yay Yolu

Diğer önemli bir yay yolu da tekerleğin gövdeye göre yaptığı harekettir. Bu hareketin büyüklüğü tekerlek için ayrılacak hacmi belirler. Burada boş ve dolu taşıtın yaylanmaları göz önüne alınmalıdır.

2.3.1.3 Titreşim Konforu

Taşıt titreşimlerinin irdelenmesinde en önemli kriterlerden biri taşıtın içinde bulunan kişilerin bu titreşimlerden duyduğu rahatsızlığı gösteren titreşim konforudur.

Kişi taşıt içinde genellikle oturur durumda bulunur (Şekil 2.12).



Şekil 2.12: Sürücüye Etki Eden Titreşimler

Cadde taşıtlarındaki artan konfor talepleri nedeniyle koltukta oturan sürücü ve yolcu için daha önce göz önüne alınmayan el ve ayak konforu gibi bazı parametreler için bazı kriterler getirilmiştir. Şekil 2.12' de cadde taşıtlarında konfor için ölçülen hareketler gösterilmiştir. Belirtilen bu hareketlerin kendisi değil ivmeler göz önüne alınmaktadır. Raslantısal titreşimler söz konusu olduğunda efektif değerler göz önüne alınmaktadır. (Erzi, 2002, 17)

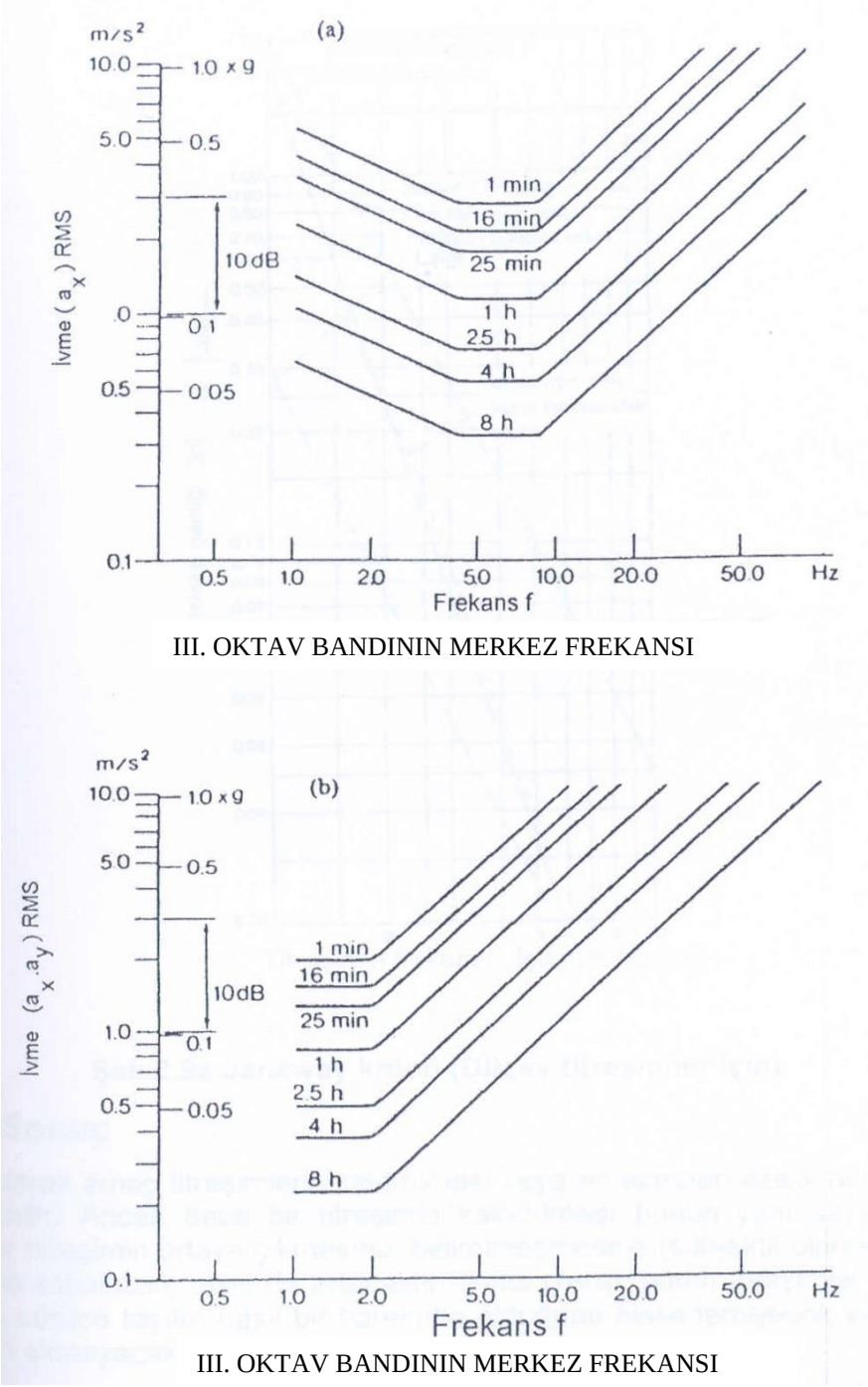
Tablo 2.1' de bu ağırlık fonksiyonları için önerilen ifadeler verilmiştir. İfadeler efektif değerler ile değerlendirme arasındaki bağlantılardır.

Şekil 2.13' de eşdeğer konfor eğrileri verilmiştir. Bu eğrilerden görülen düşük ivme efektif değerlerinde frekansa bağlılığın düşük olduğudur. Ancak yüksek ivme değerlerinde frekansa bağlılık ortaya çıkmaktadır. (Erzi, 2002, 18)

Tablo 2.1: Ağırlık Fonksiyon Parametreleri

	Frekans Aralığı			
Koltuk	0 – 0.2 Hz $0 < \omega < 0.4\pi$	0.2 – 4 Hz $0.4\pi < \omega < 8\pi$	4 – 8 Hz $8\pi < \omega < 16\pi$	> 8Hz $\omega > 16\pi$
Fonksiyon	4.48	$4\sqrt{\omega}$	20	$\frac{1000}{\omega}$
	Frekans Aralığı			
El ve Ayak	0 – 8 Hz $0 < \omega < 16\pi$	8 – 16 Hz $16\pi < \omega < 32\pi$	> 16 Hz $\omega > 32\pi$	
Fonksiyon	$0.125\ \omega$	6.3	$628 / \omega$	

	Frekans Aralığı				
Kafa Vurma ve Yalpa	0 – 0.3 Hz $0 < \omega < 0.6\pi$	0.3 – 1 Hz $0.6\pi < \omega < 2\pi$	1 – 7 Hz $2\pi < \omega < 14\pi$	7 – 10 Hz $20\pi < \omega < 14\pi$	> 10 Hz $\omega > 20\pi$
Fonksiyon	112	$400/ \omega^2$	10	$19345/ \omega^2$	5



Şekil 2.13: Eşdeğer Konfor Eğrileri

2.3.1.4 Titreşim Duyarlılığı

Oturan kişiye titreşimler, oturduğu koltuk üzerinden, ayaklarından ve ellerinden etki ederler. Burada dikkat edilecek husus, insan vücudunun çeşitli kısımlarının, değişik titreşimlere maruz kaldığıdır. Şöyle ki, koltuk üzerinde kalan vücut kısmı, koltuktan gelen titreşimlere, ayaklar ve bacakların alt kısımları, taşıt gövdesi titreşimlerine, sürücünün elleri ve kolları da direksiyon simidi titreşimlerine maruz kalırlar. Bu titreşimler farklı olduğu gibi, insan vücudunun bu değişik kısımlarının titreşime

duyarlılıkları da farklıdır. İnsana etkiyen titreşimlerin toplam tesiri, her bir vücut parçası için ayrı ayrı ele alınıp sonunda bir bütün halinde irdelenmelidir. Belli bir frekanstaki titreşim konforu (*K*), o frekanstaki titreşim genliği (*z*) ile duyarlılığın (*B*) çarpımı ile bulunur. (Mitschke, 1997, 57, 58)

$$K(\omega) = B.\ddot{z}(w) \tag{2.32}$$

Konfor sayısının bulunması için de bütün frekans alanı göz önüne alınmalıdır. Duyarlılık, büyütme fonksiyonu ve uyarı spektrum yoğunluğu yardımıyla, konfor sayılarının kareleri aşağıdaki şekilde bulunur:

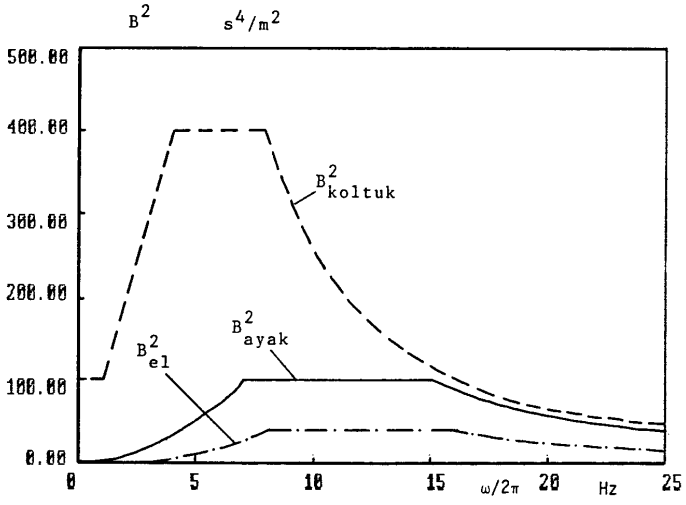
$$K_{koltuk}^2 = \int_0^\infty B_{koltuk}^2 \left| \frac{\hat{\ddot{z}}_{koltuk}}{\hat{h}} \right|^2 \Phi_h(\omega)\, d\omega \tag{2.33}$$

$$K_{el}^2 = \int_0^\infty B_{el}^2 \left| \frac{\hat{\ddot{z}}_{el}}{\hat{h}} \right|^2 \Phi_h(\omega)\, d\omega \tag{2.34}$$

$$K_{ayak}^2 = \int_0^\infty B_{ayak}^2 \left| \frac{\hat{\ddot{z}}_{ayak}}{\hat{h}} \right|^2 \Phi_h(\omega)\, d\omega \tag{2.35}$$

Toplam titreşim konforu değeri ise bu konfor sayılarının karesel toplamıyla elde edilir.

$$K = \sqrt{K_{koltuk}^2 + K_{el}^2 + K_{ayak}^2} \tag{2.36}$$



Şekil 2.14: Titreşim duyarlılığının kareleri

Kişinin duyarlılık eğrilerinin karesel şekli, Şekil 2.14'de gösterilmiştir. Bu eğrilerin hesabı için de, frekansa bağlı değerleri Tablo 2.2' de verilmiştir. (Güney, 1989, 30, 31)

Tablo 2.2: Titreşim Duyarlılığı Kareleri Değerleri

	Frekans $\omega/2\pi$	B^2
Koltuk	0 – 1	100
	1 – 4	16.ω
B^2_{koltuk}	4 – 8	400
	8	$(1000/\omega)^2$
El – kol	0 – 8	$(\omega/8)^2$
	8 – 16	40
B^2_{el}	16	$4.10^5/\omega^2$
Ayak	0 – 7	$\omega^2/20$
	7 – 15	100
B^2_{ayak}	15	$9.10^5/\omega^2$

2.3.1.5 İyilik Sayısı

Yukarıda gördüğümüz kriterlerle tek tek yapılan optimizasyonlar, bazen taşıt verilerının değişik yönlerde seçilmesini gerektirirler. Örneğin konfor için az sönüm gerekirken, seyir emniyeti için çok sönüm gerekebilir. Bu sebepten bu kriterlerden en önemlileri olan seyir emniyeti ve konfor kriterleri, ağırlık faktörleri yardımıyla tek bir iyilik sayısı altında toplanır.

$$O^2 = g_F\left(\frac{\sigma_F}{F_{z,st}}\right)^2 + g_K K^2 \qquad \textbf{(2.37)}$$

Ağırlık faktörleri, taşıtta konfora veya seyir emniyetine verilen öneme göre dengelenirler. Örneğin iki kritere de aynı oranda bağlı kalınmak istenirse, ağırlık faktörleri, 2.37 denklemindeki toplamın iki yanındaki ifadelerin, sayısal olarak eşit olacağı şekilde seçilmelidirler. Bu şekilde hesaplanan iyilik sayısı en ufak olacak şekilde taşıt verileri optimize edilebilirler. (Güney, 1989, 32)

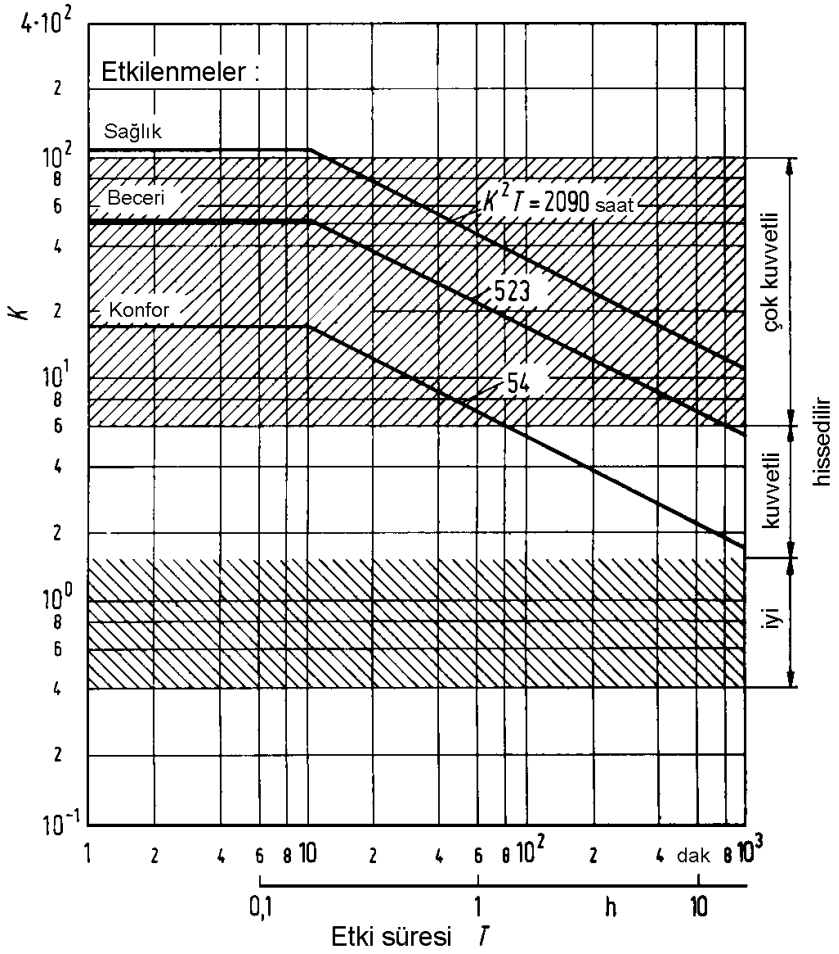
2.4 Titreşimin İnsan Üzerindeki Etkileri

Titreşimin insan üzerindeki etkileri etki süresi ve sağlık etkilenmeleri açısından incelenebilir.

2.4.1 Etki Süresi

Bir önceki bölümdeki 2.37 ifadesiyle bulunan konfor sayısı, Şekil 2.15' de verilen titreşimden etkilenme eğrileri ile değerlendirilir. (Mitschke, 1997, 95, 96)

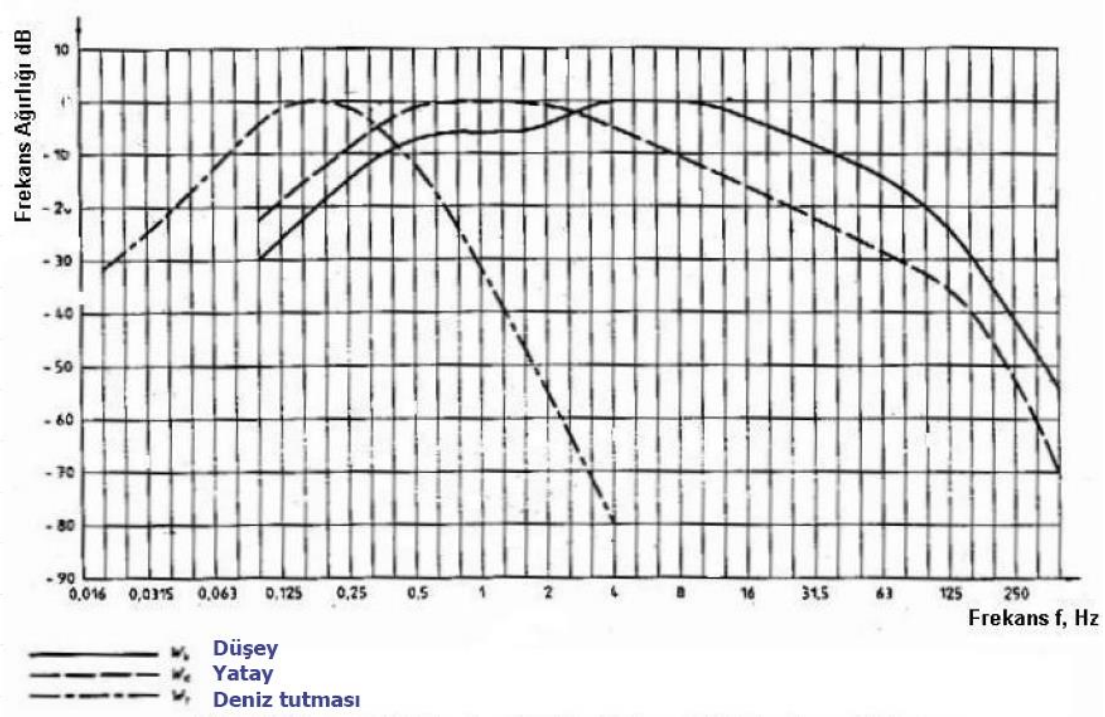
Etkilenme, titreşime maruz kalma süresiyle artar. Örneğin K = 12.5 olan bir konfor durumunda yaklaşık 4 saat sonra becerilerde bir etkilenme, 10 saat sonra ise sağlıkta bir etkilenme beklenir.



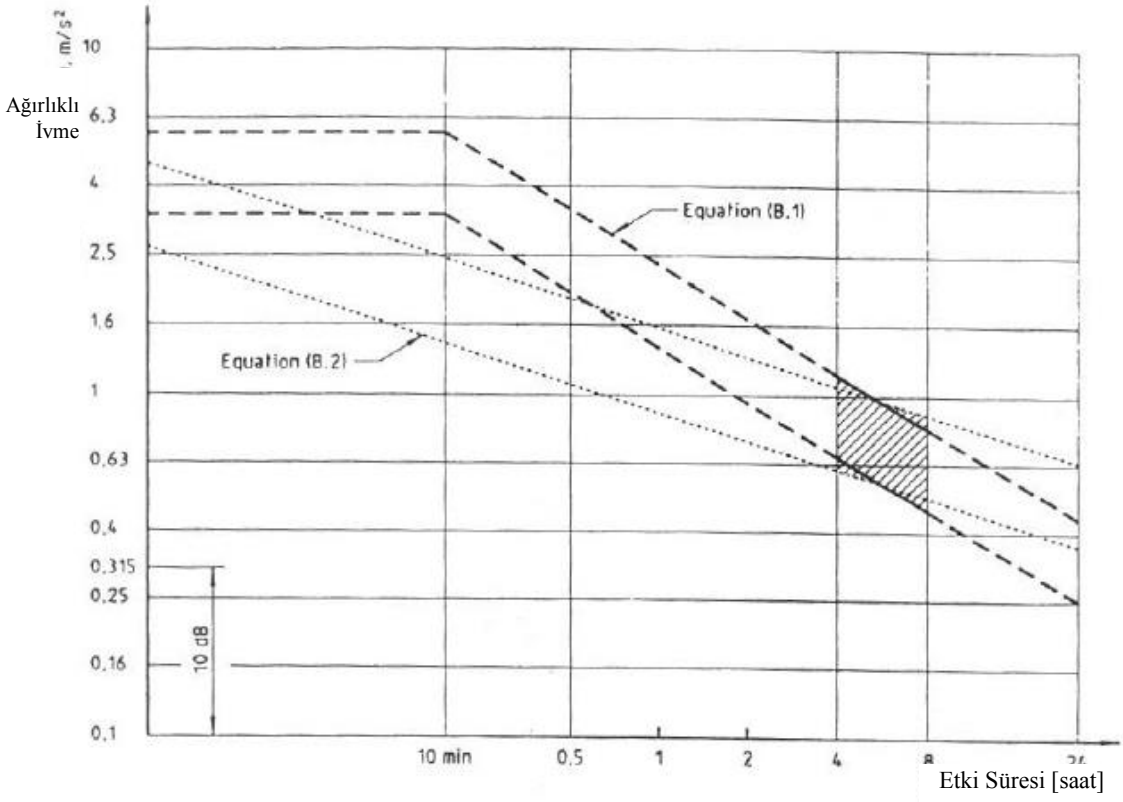
Şekil 2.15: Titreşimden Etkilenme

2.4.2 Sağlık Etkilenmesi

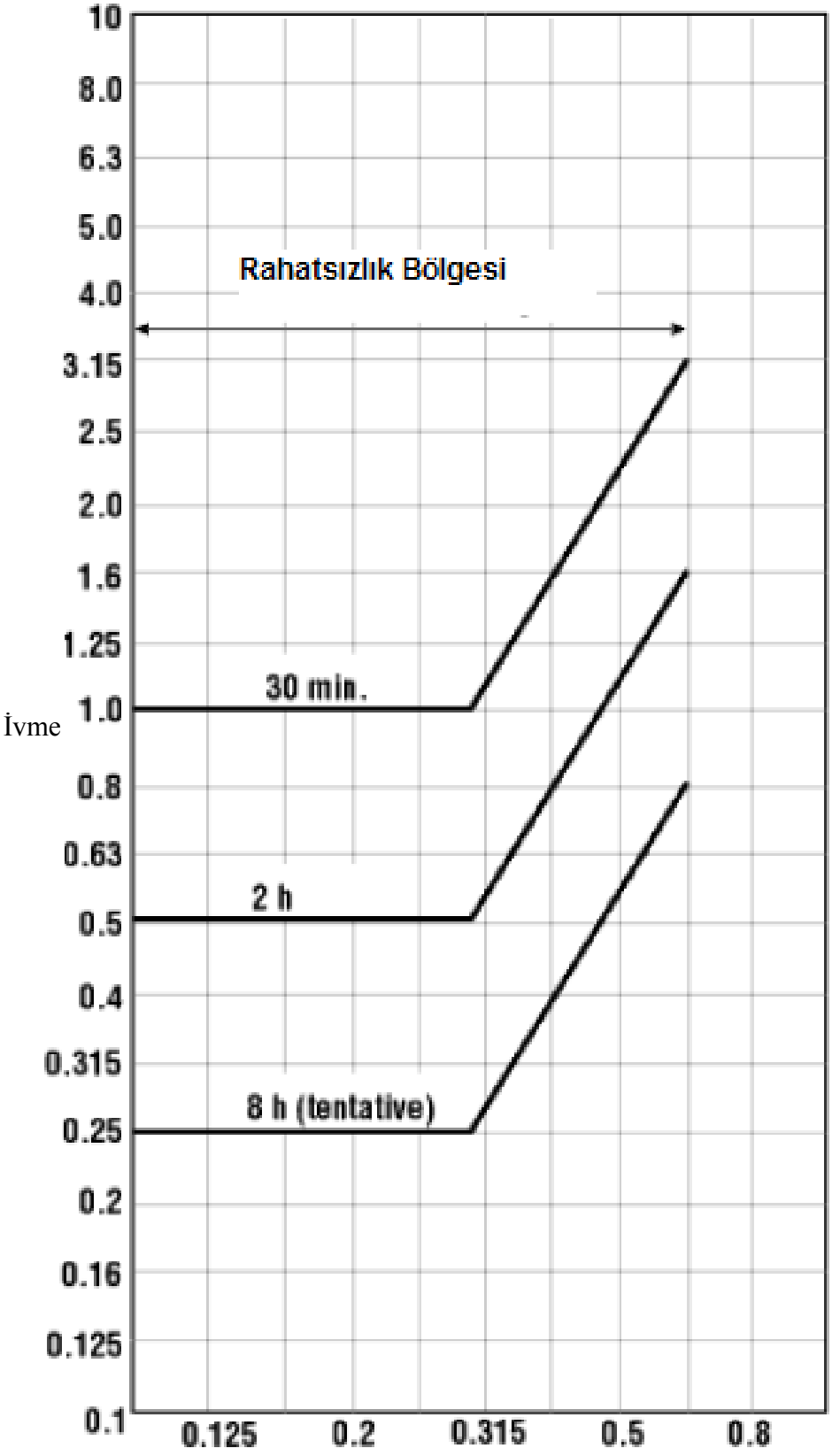
Şekil 2.16 – 2.18' de titreşimlerin frekansa bağlı olarak insan sağlık etkilenmesi üzerindeki etkileri gösterilmiştir.



Şekil 2.16: Temel Ağırlıklandırmalar İçin Frekans Ağırlıklandırma Eğrileri



Şekil 2.17: Sağlık Etkilenmesi (ISO 2631-1) Titreşim Duyarlılıkları



Şekil 2.18: Titreşim Rahatsızlık Bölgeleri

3. KABİN SÜSPANSİYONU MODELİ

Üçüncü bölüm boyunca incelenecek olan kabin süspansiyonu ADAMS/ View v11.0 programı kullanılarak modellenmiş, daha sonra toplanan yol verileri ile korelasyonu yapılmış ve son olarak da sürücü konforu açısından optimize edilmiştir. Bu bölümde kabin süspansiyonunun ADAMS/ View ile modellenmesiyle ilgili detaylar sunulacaktır. Bunlar gerçek kabinin boyutsal ve mekanik özelliklerinin hangi kabullerle ADAMS/ View ortamına aktarıldığını, modelin doğrulamasının nasıl yapıldığını ve optimizasyon aşamalarını içermektedir.

3.1 Kabin Süspansiyonu Modellenmesi

Ford Motor Company, ADAMS ile oluşturduğu tüm araç modellerini araç dinamiği analizlerinde ya da şasi parçalarında yapılan değişikliklerin aracın sürüş özelliklerine olan etkilerini analiz etmede aktif olarak kullanmaktadır. Oluşturulan ADAMS modellerinin gerçek yol verileri ile doğrulanması konusunda çalışan mühendis takımları bulunmaktadır. (McGuan ve Pintar, 1994)

Şekil 3.1' de görülen kabin süspansiyonu ADAMS/View modülünde temel olarak üç ana bölüme ayrılarak modellenmiştir. Bu bölümler;

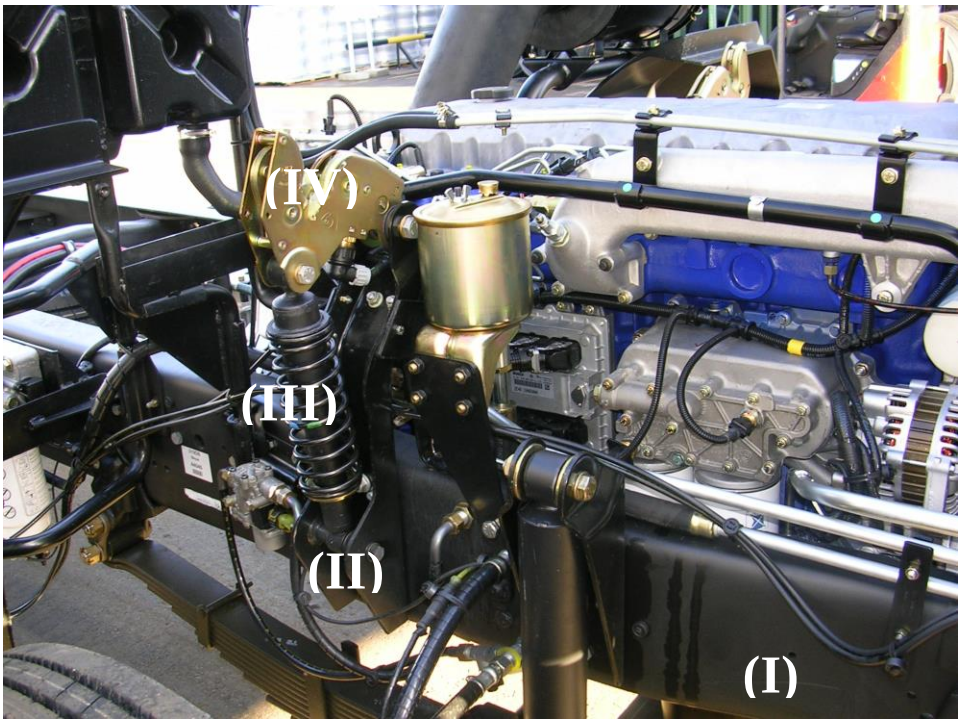
- Şasi (I)
- Kabin süspansiyon elemanları
  - Süspansiyon kulesi (II)
  - Yay ve amortisör (III)
  - Kabin kilidi (IV)
  - Kabin ön burcu
- Kabin (V)

Şasi ve kabin süspansiyon elemanları yukarıda belirtilmiş rakamlarla Şekil 3.1 ve Şekil 3.2' de gösterilmişlerdir.

Modelleme ve analizler sırasında ADAMS/ View programının kullandığı standart kartezyen koordinat sistemi ve MKS birimleri kullanılmıştır. Koordinat sisteminin detayı aşağıda açıklanmıştır. Bu noktadan itibaren tüm veriler bahsi geçen koordinat sistemine göre sunulacaktır. Bu sistemde; X: aracın enine eksen, Y: düşey eksen, Z: aracın boyuna eksendir.

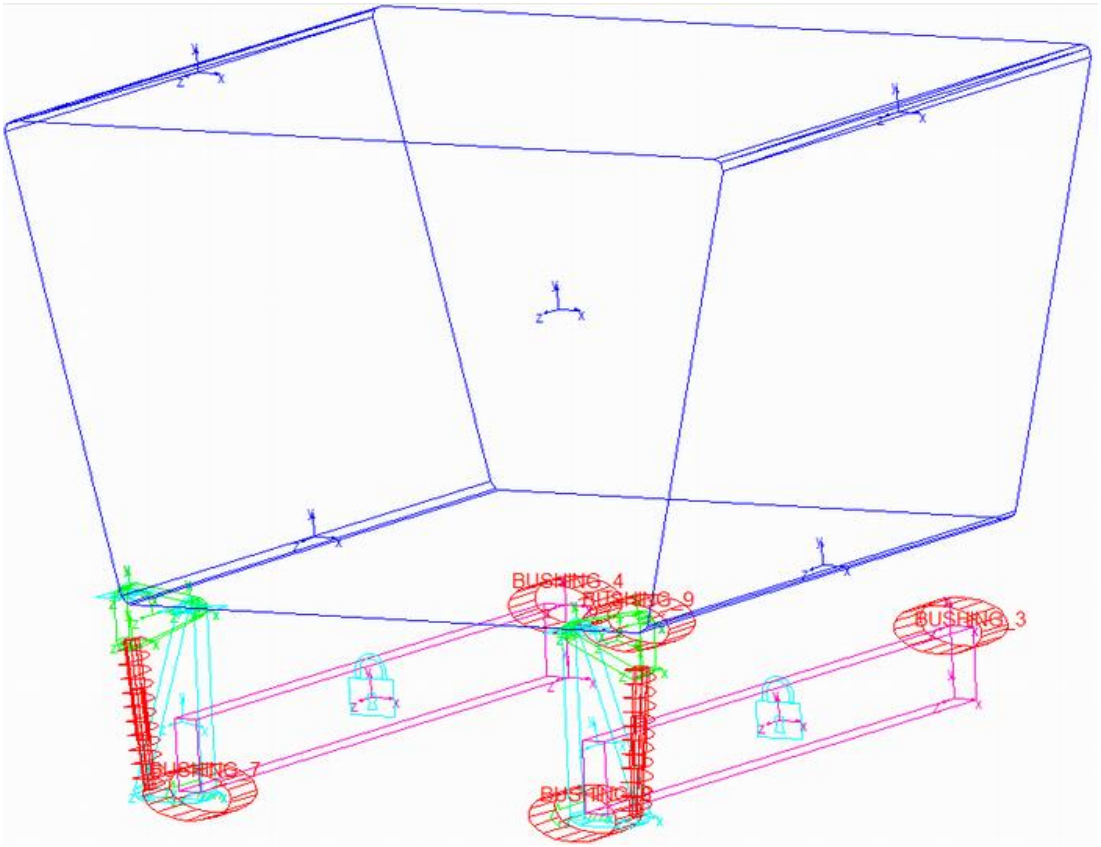


Şekil 3.1: Kabin Süspansiyonu İncelenen Aracın Arkadan Görünüşü



Şekil 3.2: Şasi ve Kabin Süspansiyon Elemanları

Koordinatlarla ilgili detaylar Şekil 3.3’ de de görülebilir. Burada +X aracın sağına doğru olan enine yönü, +Y yerçekimi ivmesinin tersi yönünü, +Z de aracın arkasına doğru olan boyuna yönü göstermektedir. Bu koordinatlara sistemine göre, modelin içerdiği parçaların boyutsal detayları ve bağlantı noktalarının koordinatları Tablo 3.1’ de verilmiştir.



Şekil 3.3: Kabin Modeli ve Koordinat Sistemi

Şasi kolları, süspansiyon kuleleri ve kabin kilitleri sağ ve sol olmak üzere simetrik olarak modellenmiştir. Bu parçalara kabin de eklendiğinde ADAMS modelindeki katı parça sayısı toplamda yedi olmuştur. Tablo 3.1’ de belirtilen parçaların modeldeki kütleleri ADAMS/ View tarafından otomatik olarak hesaplanmış ve analizlerde de bu kütleler kullanılmıştır. Ancak kabin için bu hesaplama sonucu ortaya çıkan kütle ile gerçek kabin kütlesi arasında büyük fark oluştuğundan hat seviyesi boş kabin kütlesi ADAMS/ View’ a elle girilmiştir. Parçalara ait kütleler Tablo 3.2’ de gösterilmiştir.

Tablo 3.1’ de belirtilen parçaların modeldeki kütleleri ADAMS/ View tarafından otomatik olarak hesaplanmış ve analizlerde de bu kütleler kullanılmıştır. Ancak kabin için bu hesaplama sonucu ortaya çıkan kütle ile gerçek kabin kütlesi arasında

büyük fark oluştuğundan hat seviyesi boş kabin kütlesi ADAMS/ View' a elle girilmiştir. Parçalara ait kütleler Tablo 3.2' de gösterilmiştir.

Tablo 3.1: Kabin Süspansiyon Modeli Parçaları Boyutsal Detayları

		Koordinatlar [mm]		
Parça	Bağlantı Noktası	X	Y	Z
Sol Şasi Kolu	Sol şasi cm	-465	1230,62	2683,90
	Sol şasi ön alt	-440	1155,62	1977,48
	Sol şasi ön üst	-440	1305,62	1977,48
Sağ Şasi Kolu	Sağ şasi cm	465	1230,62	2683,90
	Sağ şasi ön alt	440	1155,62	1977,48
	Sağ şasi ön üst	440	1305,62	1977,48
Sol Süspansiyon Kulesi	Sol kule alt	-440	1155,62	3390,32
	Sol kule üst	-440	1531,57	3390,32
	Sol kule sol	-554,62	1155,62	3390,32
Sağ Süspansiyon Kulesi	Sağ kule alt	440	1155,62	3390,32
	Sağ kule üst	440	1531,57	3390,32
	Sağ kule sağ	554,62	1155,62	3390,32
Sol Kabin Kilidi	Sol kilit alt	-580,85	1462,28	3390,32
	Sol kilit sol	-580	1554,57	3390,32
	Sol kilit sağ	-440	1531,57	3390,32
Sağ Kabin Kilidi	Sağ kilit alt	580,85	1462,28	3390,32
	Sağ kilit sol	440	1531,57	3390,32
	Sağ kilit sağ	580	1554,57	3390,32
Kabin	Kabin arka sol	-580	1554,57	3390,32
	Kabin arka sağ	580	1554,57	3390,32
	Kabin cm	0,00	2053,61	2683,90

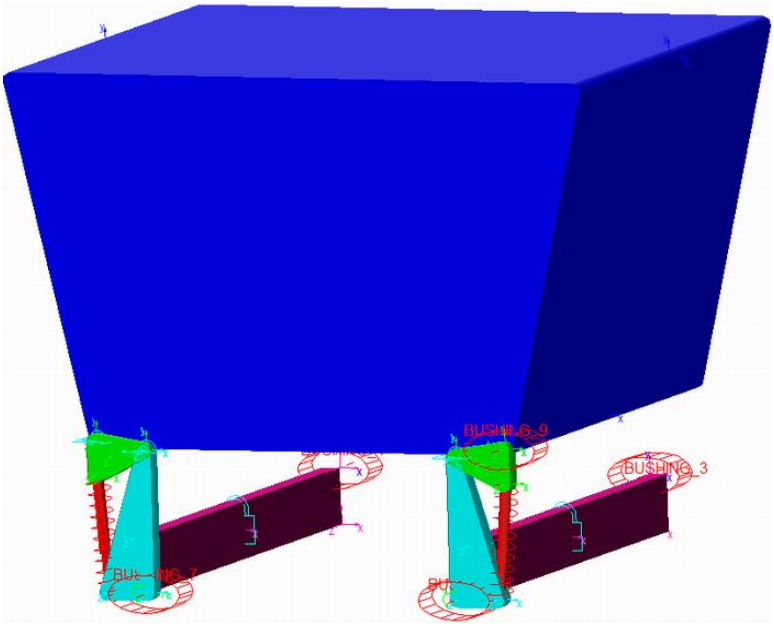
Tablo 3.2: ADAMS/ View modelindeki parça kütleleri

Parça	Kütle [g]
Sol Şasi Kolu	$82.66\ 10^3$
Sağ Şasi Kolu	$82.66\ 10^3$
Sol Süspansiyon Kulesi	$15.79\ 10^3$
Sağ Süspansiyon Kulesi	$15.79\ 10^3$
Sol Kabin Kilidi	$6.07\ 10^3$
Sağ Kabin Kilidi	$6.07\ 10^3$
Kabin	$655\ 10^3$

Kabin hariç diğer tüm parçaların malzemesi 7,801 g/cm^3 yoğunluğundaki çeliktir. Kabin kütle değeri elle girildiğinden bu parça için ADAMS tarafından herhangi bir malzeme ataması yapılmamıştır.

Şasi kollarının, süspansiyon kulelerinin, kabin kilitlerinin ve kabinin gerçekte sahip oldukları elastiklik ihmal edilmiş ve parçaların rijit davrandığı varsayımı yapılmıştır.

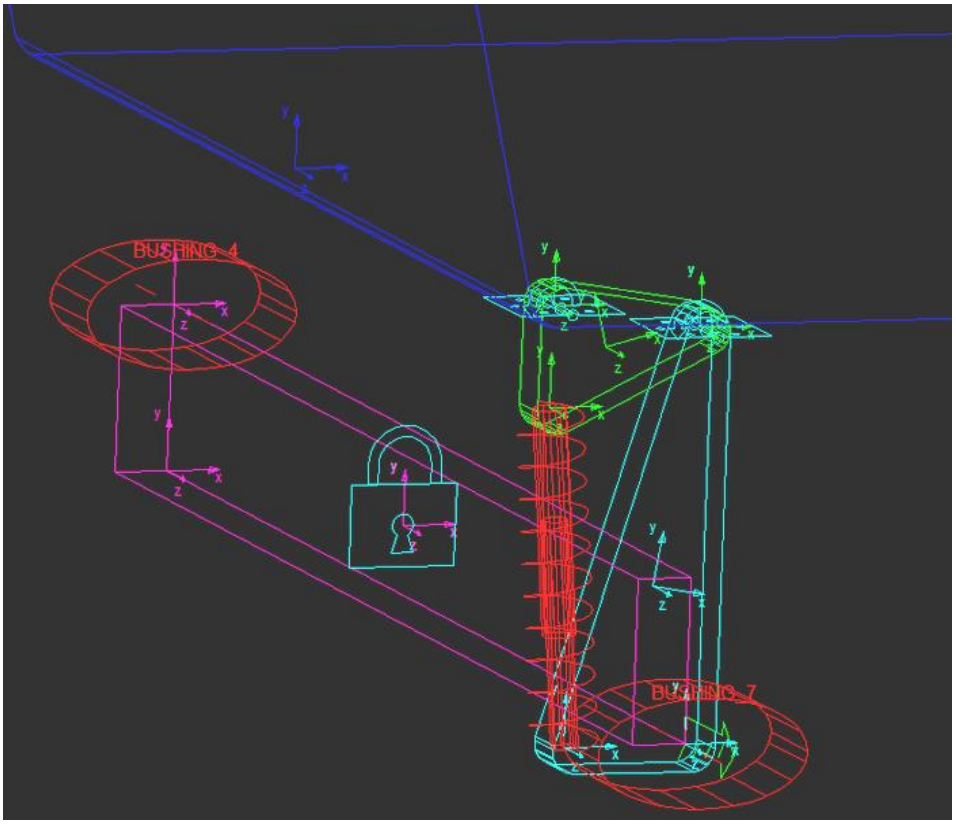
Bu parçalar ADAMS/View programında da rijit olarak modellenmişlerdir (Şekil 3.3 ve Şekil 3.4)



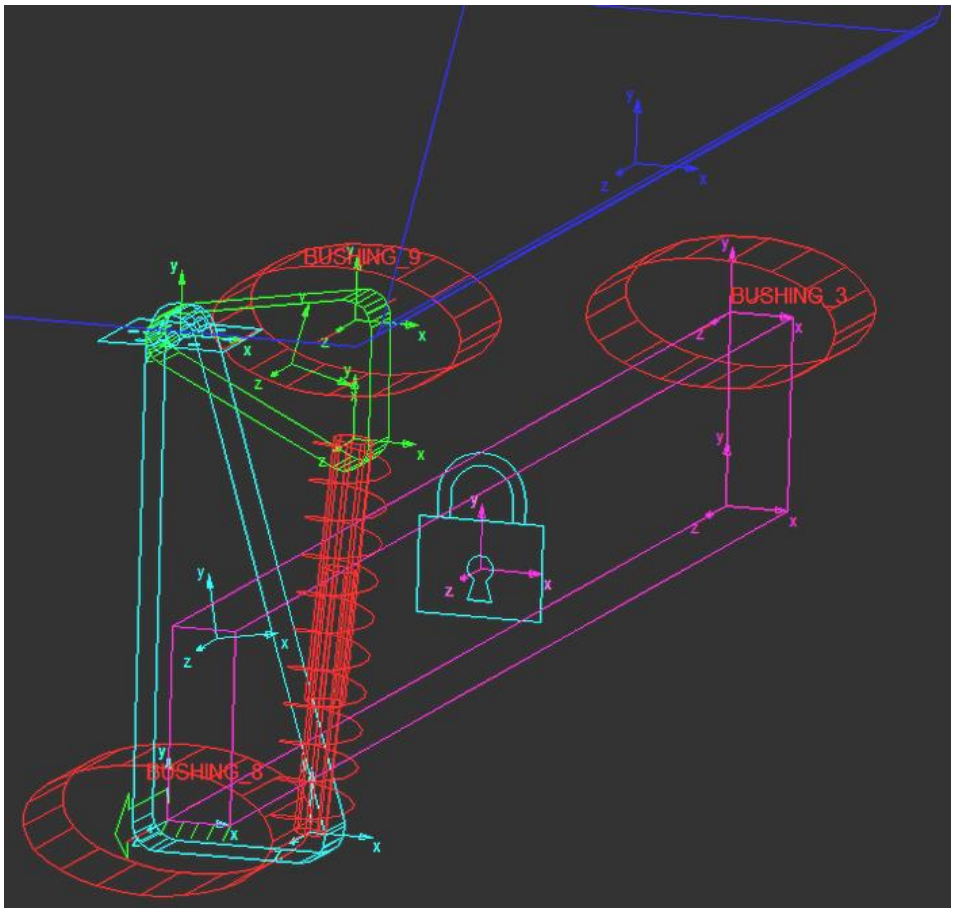
Şekil 3.4: ADAMS/ View 11.0 Kabin Modeli

Oluşturulan bu parçalar birbirlerine çeşitli bağlantı elemanları ile bağlanmışlardır. Sol şasi kolu sol süspansiyon kulesine katı mafsal ile bağlanmıştır. Sol/sağ süspansiyon kulesi sol/sağ kabin kilidine Sol Kule Sol/ Sağ Kule Sağ ve Sol Kilit Alt/ Sağ Kilit Alt noktalarından yay – amotisör komplesiyle, Sol Kule Üst/ Sağ Kule Üst ve Sol Kilit Sağ/ Sağ Kilit Sol noktalarından ise döner mafsal ile bağlanmıştır. Sol ve sağ süspansiyon kuleleri yere birer burç vasıtasıyla bağlanmıştır. Bu bağlantının katı yapılmamasının nedeni daha sonra süspansiyon kulelerine veya şasi kollarına uygulanacak ivmelerin yer tarafından karşılanmasını engellemek ve bu hareket fonksiyonlarının modele etki etmelerini sağlamaktır. Öte yandan uygulanan titreşimlerin sönümlenmemesi amacıyla bu bağlantıları mümkün olduğunca rijit kılmak için burçların sertlikleri ve sönümleme katsayıları ADAMS ın izin verdiği ölçüde yüksek seçilmiştir. Kabin önden sağ ve sol şasi kollarına birer burçla, arkada ise sol kabin kilidine döner mafsalla, sağ kabin kilidine ise bir burç ile bağlanmıştır.

Kabin-kabin kilidi bağlantılarındaki sertlikleri ve sürtünmeleri simule edebilmek için kabin, sağ kabin kilidine döner mafsalla değil, burçla bağlanmıştır. Böylece gerçekte kabin – kabin kilidi arasındaki pimli bağlantıdaki mafsal boşlukları da modele aktarılabilmiştir. Bu bağlantıların detayları Şekil 3.5 ve Şekil 3.6’ da verilmiştir.



Şekil 3.5: Bağlantı Detayları (sol)



Şekil 3.6: Bağlantı Detayları (sağ)

Süspansiyon elemanlarından yay, amortisör, kabin ön burcu ve mafsal noktalarındaki elastik burçlar hat seviyesi orjinal verilerine sadık kalınarak modellenmiştir. Bu süspansiyon elemanlarına ait verileri Tablo 3.3' de verilmiştir.

Tablo 3.3: Süspansiyon Elemanları Verileri

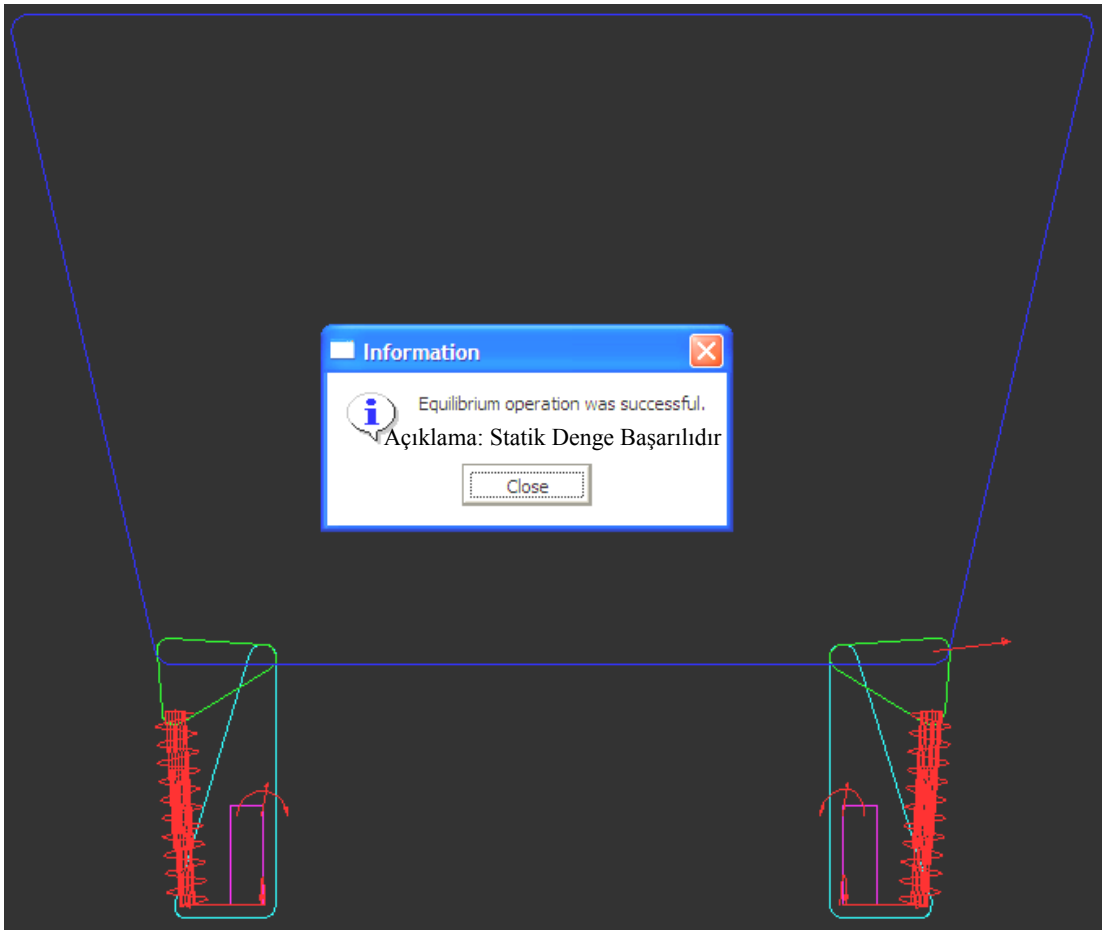
	Veri Cinsi	**Doğrusal Sertlik Katsayısı (X,Y,Z)**	**Doğrusal Sönümleme Katsayısı**	**Rotational Sertlik Katsayısı**	**Rotational Sönümleme Katsayısı**
Süspansiyon Elemanı	**Bağlandığı Parçalar**	[N/m]	[Ns/m]	[Nm/deg]	[Nms/deg]
Ön Burç	Kabin – Şasi	X: 348000 Y: 253000 Z: 348000	X: 5000 Y: 5000 Z: 5000	X: 8880000 Y: 4240000 Z: 8880000	X: 5000 Y: 5000 Z: 5000
Arka Burç	Sağ Kabin Kilidi – Kabin	X: 2600000 Y: 2600000 Z: 2600000	X: 66000 Y: 66000 Z: 66000	X: 10 Y: 10 Z: 10	X: 5 Y: 5 Z: 5

Yukarıdaki tabloda gösterilmeyen süspansiyon elemanlarından sol/ sağ süspansiyon kulesi – sol/ sağ kabin kilidi arasına bağlanan yayın sertliği 12000N/m dir. Amortisör verisi ise Tablo 3.4' de gösterilmektedir.

Tablo 3.4: Amortisör Verisi

	Veri Cinsi	**Hız**	**Kuvvet**
Süspansiyon Elemanı	**Bağlandığı Parçalar**	[m/s]	[N]
Amortisör	Süspansiyon kulesi – Kabin kilidi	-0.979	-1858.43
		-0.93	-1641.02
		-0.881	-1440.85
		-0.832	-1257.22
		-0.783	-1089.41
		-0.734	-936.722
		-0.685	-798.451
		-0.636	-673.889
		-0.587	-562.331
		-0.538	-463.07
		-0.489	-375.402
		-0.44	-298.62
		-0.39	-261
		-0.34	-196
		-0.3	-130
		-0.24	-65
		0	0
		0.5	65
		0.63	130
		0.7	196
		0.78	261
		0.88	290
		0.971	350.8647
		1.062	501.1409
		1.153	690.9341
		1.244	924.7656

Yukarıda detayları verildiği şekilde modellenen kabin süspansiyonunun statik dengesi ADAMS/ View ile kontrol edilmiş ve Şekil 3.7'de de görüldüğü gibi başarılı bir şekilde sağlanmıştır.



Şekil 3.7: Modelin Statik Dengesinin ADAMS ile Doğrulanması

3.2 ADAMS Kabin Süspansiyon Modeli Doğrulaması

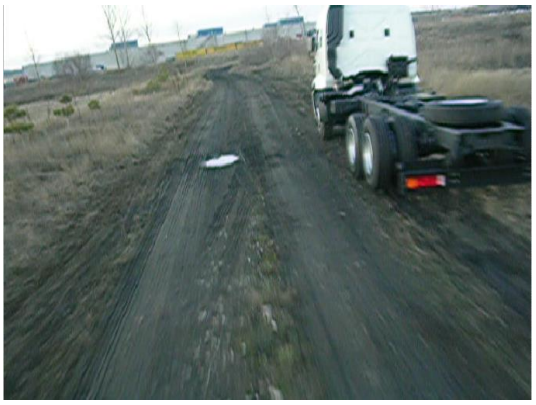
ADAMS/ View' da oluşturulan kabin süspansiyonunun optimizasyonuna geçmeden önce bu modelin gerçek kabin süspansiyonunu ne kadar temsil ettiğinin belirlenmesi ve test sonuçları ile korelasyonunun yapılması gerekmektedir. Bu amaçla gerçek araç ile bozuk yolda yapılmış olan yol testleri sonucunda toplanan şasi ve kabin ivmeleri ADAMS modeli çıktıları ile karşılaştırılmış ve korele edilmiştir. Bu bölümde modelin test sonuçları ile korelasyonu incelenecektir.

Yol verisi trafiğe kapalı olan rastgele yol pürüzlülüğüne sahip toprak bir yolda LMS Scadas III cihazı yardımıyla toplanmıştır. Veri örnekleme frekansı 800Hz, verinin birimi ise yerçekimi ivmesidir (g). Yol pürüzlülüğü hakkında fikir vermesi amacıyla Şekil 3.8 – 3.11' de yola ait bazı fotoğraflar verilmiştir. Araca ikisi kabine biri de

sağ şasi koluna olmak üzere 3 adet ivme ölçer bağlanmış ve bu ivme ölçerlerin topladığı veriler LMS Scadas tarafından kaydedilerek işlenmiştir. Test sırasında araç hızı ortalama 20km/h dir.



Şekil 3.8: Test Yolu Başlangıcı



Şekil 3.9: Test Yolu I

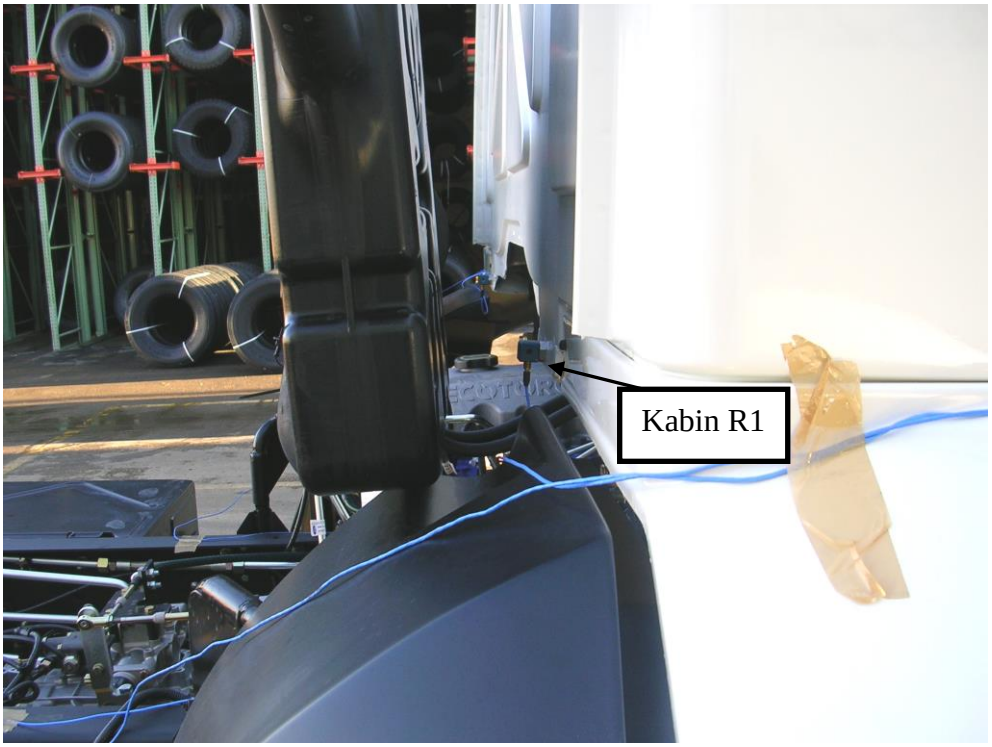


Şekil 3.10: Test Yolu II

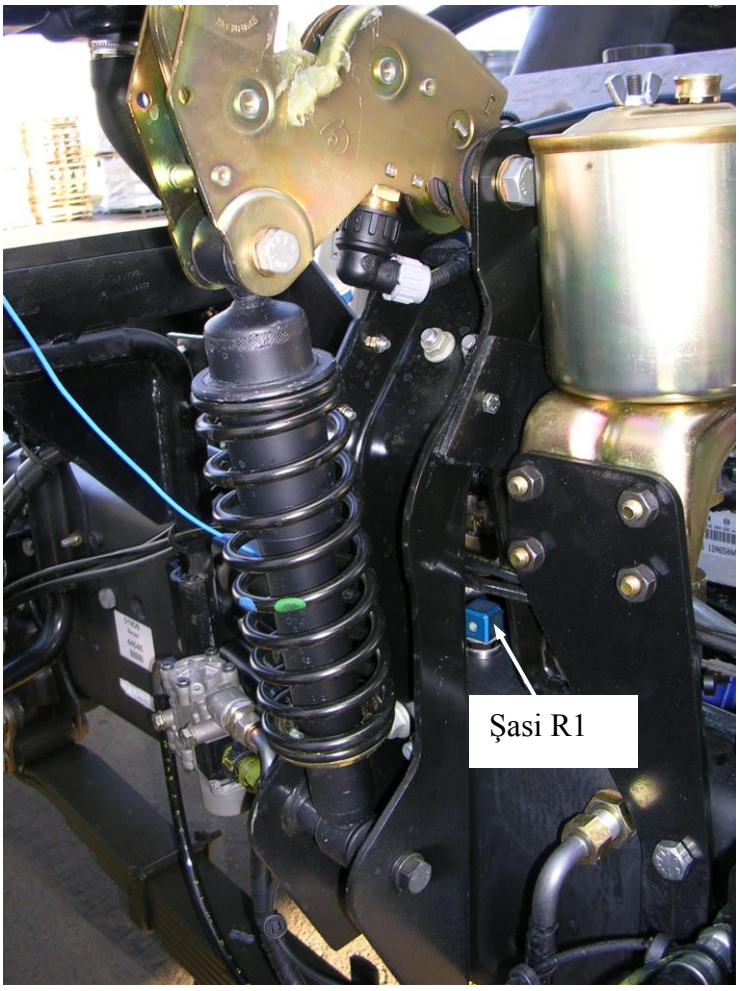


Şekil 3.11: Test Yolu Sonu

ADAMS modelinin korelasyonunda toplanan 120s lik yol verisinin 32 s lik kısmı; 0-16s ve 16-32s arasındaki veriler kullanılmıştır. İlk olarak toplanmış olan verinin ilk 16s lik kısmı değerlendirilmiştir, buna göre; Şekil 3.14' de yol testi sırasında toplanmış olan Y eksenindeki şasi ve kabin ivmeleri yerkeçimi ivmesi (g) cinsinden görülmektedir. Bu grafikte gösterilen veriler Şekil 3.12 ve 3.13' de görülen araç üzerindeki sağ kabin kilidi – kabin bağlantı noktası ile aynı düşey eksende bulunan Kabin R1 ve sağ süspansiyon kulesi – sağ şasi kolu bağlantı noktasındaki Şasi R1 noktalardan toplanmıştır. Korelasyon çalışması sırasında modeldeki kabin kütlesi yaklaşık test ağırlığı olan 865kg ye eşitlenmiştir. Bu değer kabinin boş ağırlığı 655kg ve araçta bulunan üç kişin yaklaşık ağırlığı olan 210kg nin toplamıdır.

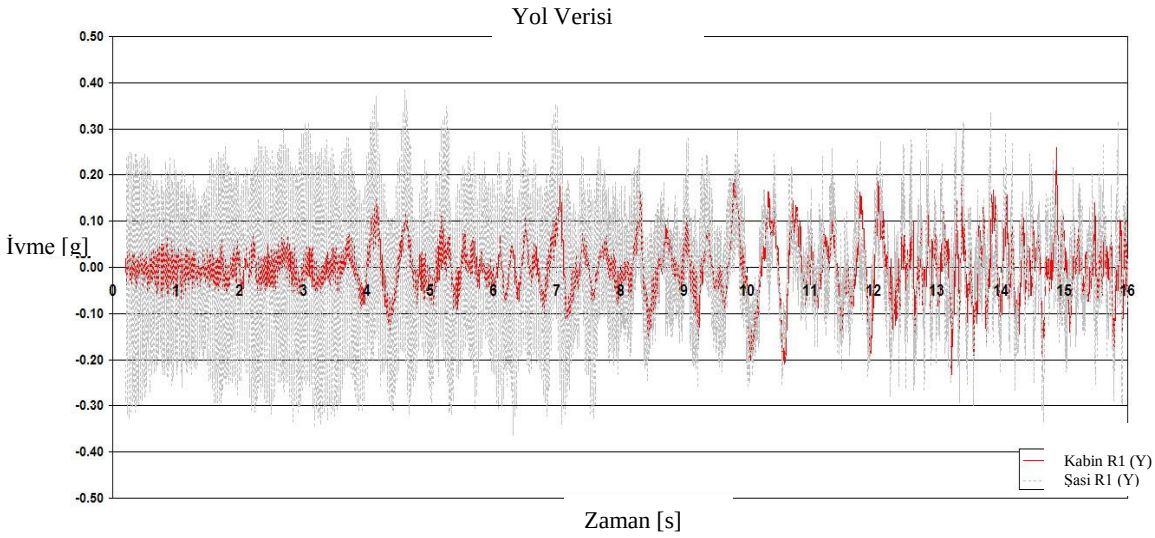


Şekil 3.12: Kabin R1 Veri Toplama Noktası



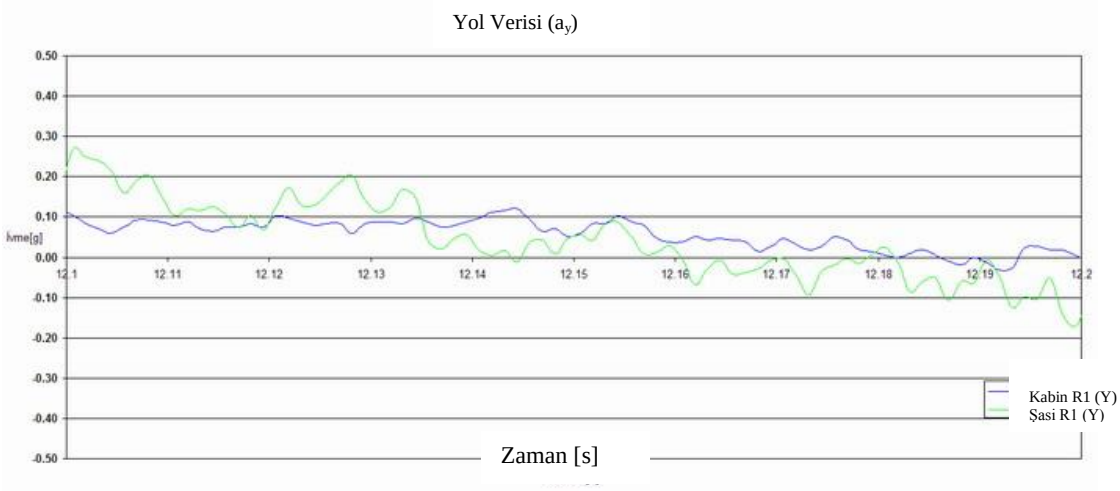
Şekil 3.13: Şasi R1 Veri Toplama Noktası

Şekil 3.14’ de de görülebileceği gibi 0-16s aralığındaki yol verisinin ilk 9s lik kısmında şaside oluşan düşey yönlü ivmeler kabine büyük ölçüde sönümlenerek aktarılmaktadır. Ancak 9-12s aralığında sönümle etkisi düşük kalmakta ve kabinde şaside oluşan ivme değerlerine çok yakın düşey titreşimler ölçülmektedir. Verinin 12-16s aralığında ise az da olsa sönümle etkisi görülmektedir.

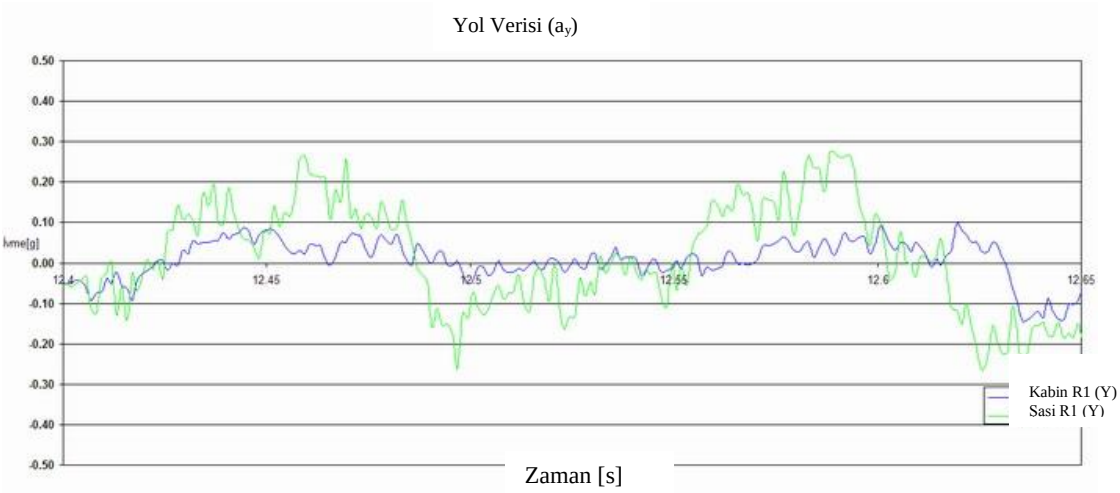


Şekil 3.14: Yol Testi Sırasında Toplanmış Olan Şasi ve Kabin Düşey İvmeleri [g]

Şaside oluşan düşey (Y) yönlü ivmeler kabin süspansiyonun etkisiyle kabine sönümlenerek iletilmektedir. Bu etki ilk olarak ivme verisi genlikleri arasındaki farklardan gözlemlenebilir. Şasi düşey ivmesi (Şasi R1 Y) t= 12.1s – 12.2s arasında +0.27g den -0.11g ye (Δ=0.38g) düşerken, aynı zaman aralığında kabin düşey ivmesi 0.10g den -0.01g ye (Δ=0.11g) gitmektedir (Şekil 3.15). Şasi düşey ivmesi (Şasi R1 Y) t=12.4s – 12.5s iken -0.05g – +2.67g – -0.07g arasında salınırken, aynı zaman aralığında kabin düşey ivmesi -0.05g den +0.98g ye oradan da -0.04g ye gitmektedir. 12.55s –12.65s arasındaki veri de şasi – kabin arasındaki ilişkiyi doğrulamaktadır. (Şekil 3.16)

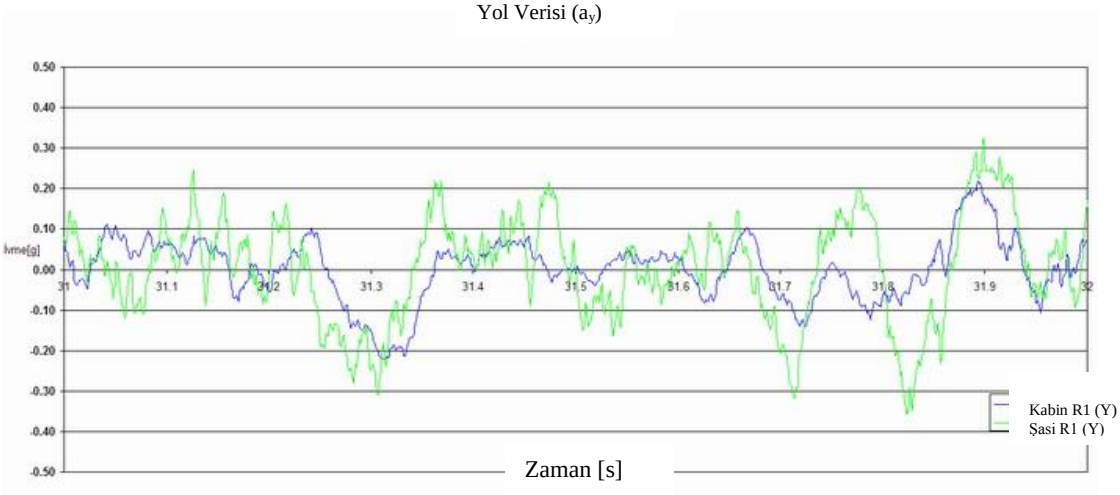


Şekil 3.15: Şasi – Kabin Y Yönlü İvme Verisi, t= 12.1 – 12.2s



Şekil 3.16: Şasi – Kabin Y Yönlü İvme Verisi, t= 12.4 – 12.65s

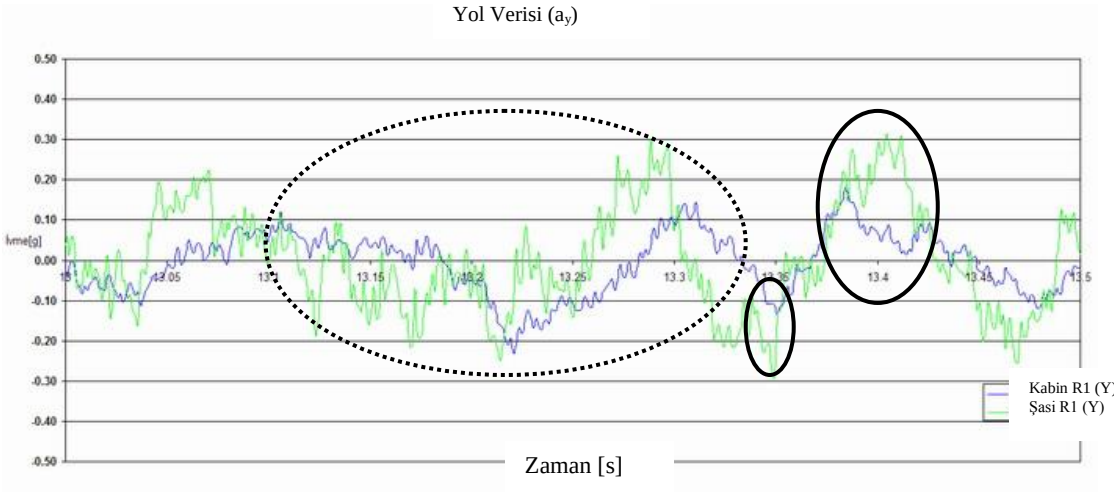
Yukarıdaki saptamalarda belirtilen düşey ivmeler arasındaki ilişkiye 120s lik yol verisinin çeşitli bölümlerinde rastlanmaktadır.



Şekil 3.17: Şasi – Kabin Y Yönlü İvme Verisi, t= 31.0 – 32.0s

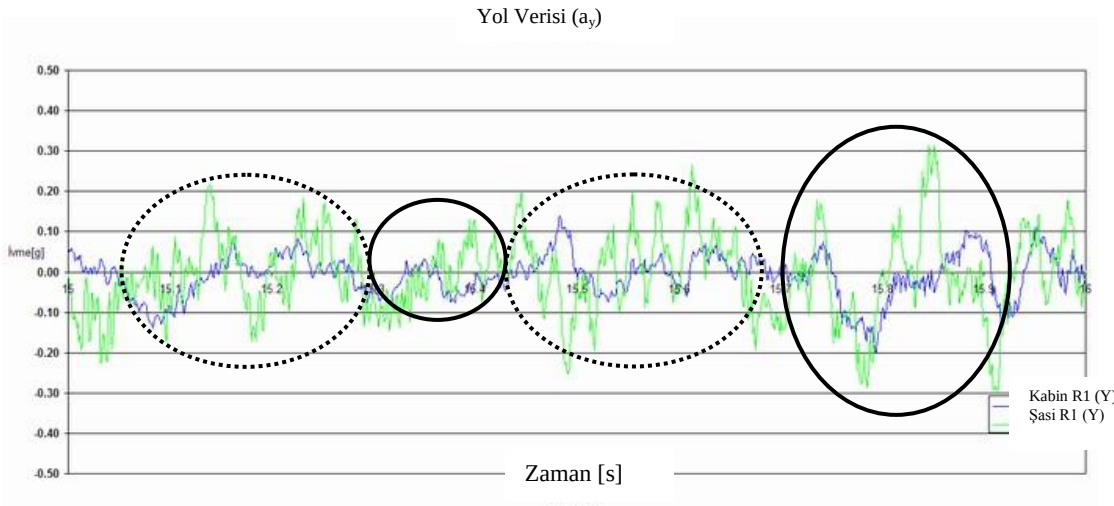
Ancak şasi ivmesi ±0.10g arasında salınırken Y yönlü ivmeler arasında daha önce belirtilen ilişki tam olarak geçerli olmamakta, kabin ivmesi de yaklaşık bu aralıkta (±0.10g) değişmektedir (Şekil 3.17). Fakat sonuçta toplanmış olan yol verisini dar zaman aralıklarında incelediğimizde şasi düşey ivmesi ile kabinde oluşan düşey ivmenin genlikleri arasında kabin süspansiyonu etkisinden ortaya çıkan bir fark oluştuğu, kabinin daha düşük genliklerdeki ivmelere maruz kaldığı görülmüştür.

Şasiden elde edilen ivme verisi ile kabin ivme verisi arasındaki diğer bir ilişkide verinin pozitif – negatif tepe noktaları arasında geçen zaman, yani ivmenin değişim hızıdır. Kabin süspansiyonun ve kabin kütlesinin etkisi bu değişiminde etkili olmaktadır. 13.0s – 13.1s aralığında şasi ivmesindeki ani yükseliş ve düşüşe kabin ivmesine verdiği yanıt daha yatay bir trenddir (Şekil 3.18). Aynı şekilde 13.2s – 13.5s arasındaki yol verisi da benzer ilişkiyi göstermektedir. Bu zaman aralığında da şasi ivmesi -0.24g den 0.30g ye 0.1s den daha kısa sürede ulaşırken kabin ivmesi -0.22g den 0.14g ye yaklaşık 0.1s de gitmektedir (Şekil 3.18).



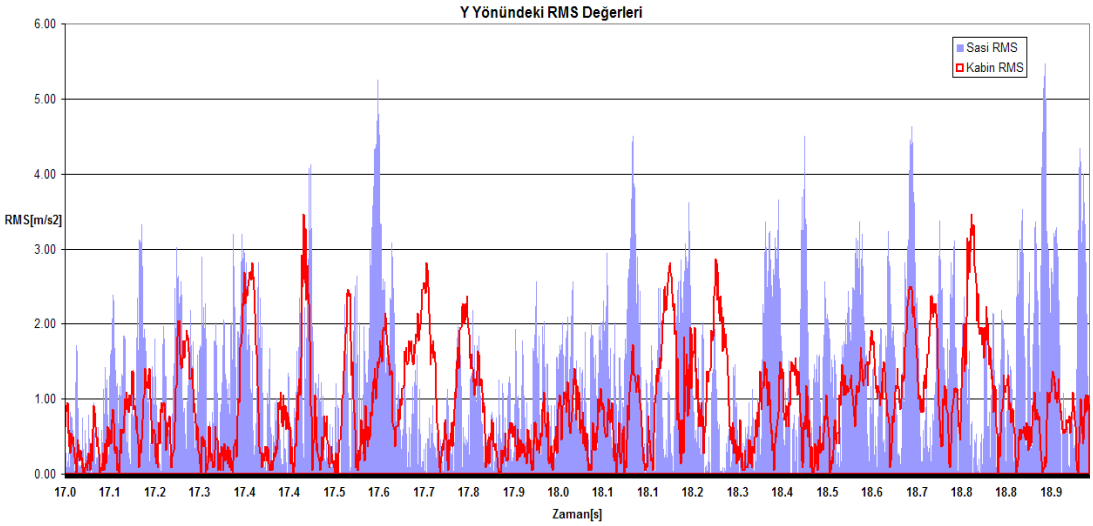
Şekil 3.18: Şasi – Kabin Y Yönlü İvme Verisi, t= 13.0 – 13.5s

Şekil 3.18 ve 3.19 da kesikli çizgilerle gösterilen bölgelerden de görüldüğü gibi şasi ivmesindeki salınımlar kabine aynı şiddette yansımamakta, hem genlikler düşmekte hem de ivme değişim hızı düşmektedir.



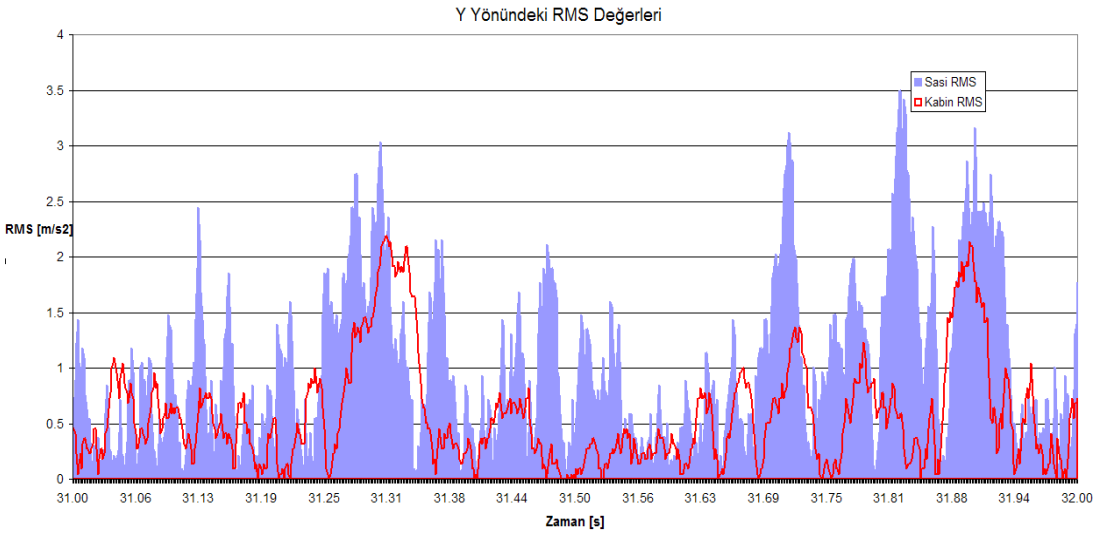
Şekil 3.19: Şasi – Kabin Y Yönlü İvme Verisi, t= 15.0 – 16.0s

Şasi ve kabin düşey ivme RMS değeri arasında genlik farklılıklarına bağlı olarak ortaya çıkan belirgin farklar aşağıdaki grafiklerle gösterilmiştir. 17.0 – 19.0s arasındaki verinin RMS değer değişimi Şekil 3.20' de gösterilmiştir. Şasinin belirgin biçimde daha yüksek ivmeye maruz kaldığı görülmektedir. Bu aralıktaki RMS değerinin toplamı şasi için 221.7m/s^2 iken kabin için 152.4m/s^2 dir. Kabin ivmesi RMS değerleri toplamı şasiye göre %31 daha düşüktür.



Şekil 3.20: Şasi – Kabin Y Yönlü İvme Verisi RMS Değerleri, t= 17.0 – 19.0s

Aynı şekilde 31.0 - 32.0s arasındaki RMS değerleri Şekil 3.21' de gösterilmektedir. Burada RMS değerinin toplamı şasi için 81.1m/s^2 iken kabin için 47.2m/s^2 dir. Kabin ivmesi RMS değerleri toplamı şasiye göre %42 daha düşüktür.



Şekil 3.21: Şasi – Kabin Y Yönlü İvme Verisi RMS Değerleri, t= 31.0 – 32.0s

Toplanan yol verisinin 0–82s lik kısmında oluşan RMS değerlerinin toplamı şöyledir:

Şasi sağ kolu: 83472 m/s^2

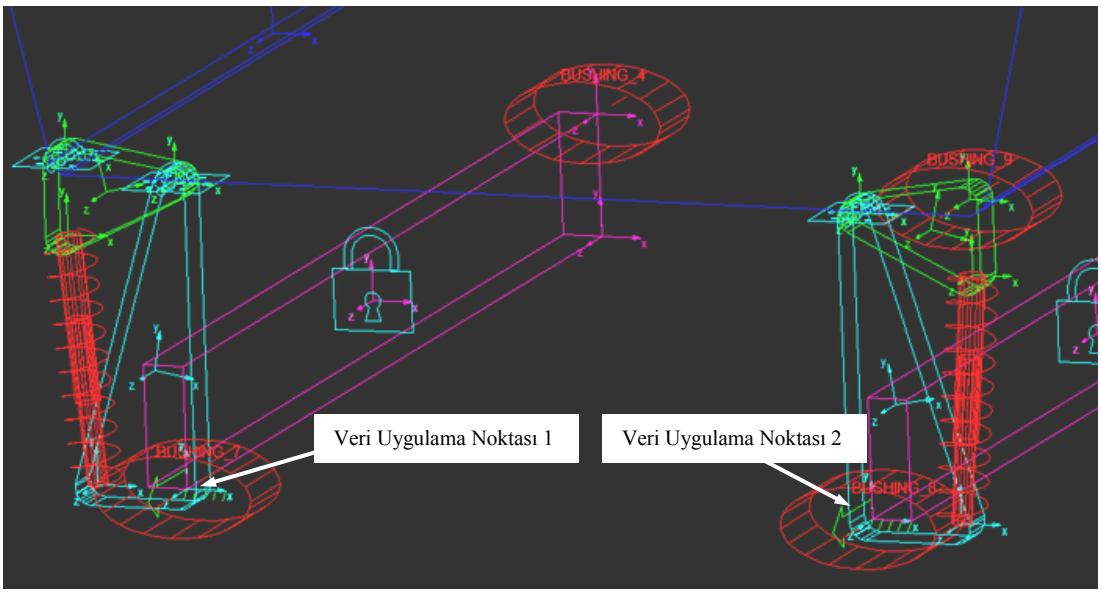
Kabin: 56265 m/s^2

Bu veri aralığında kabin RMS değeri şasi sağ kolunda oluşana göre %32,6 daha düşüktür. Sonuç olarak şasi Y yönlü ivmelerin RMS değerleri yol verisinin çeşitli bölümlerinde de tespit edilebildiği gibi kabin düşey ivmesi RMS değerinden daha yüksektir.

Şasi R1 noktasından toplanmış olan Y eksenli düşey ivme yol verisi ADAMS modelinde Şekil 3.22' de gösterilen sağ süspansiyon kulesi alt noktasından (Veri Uygulama Noktası 2) ve bunun X yönündeki simetriği olan sol süspansiyon kulesi alt noktasından (Veri Uygulama Noktası 1) uygulanmış ve gerçek yol şartları simule edilmiştir. Yol verileri ADAMS modeline ilk önce 'text' verisi olarak aktarılmış daha sonra ADAMS/ View modülünde yer alan spline fonksiyonlarından AKIMA Fitting Metodu kullanılarak 'spline' a çevrilmiştir. Böylece 'text' şeklindeki yol verisinde varolan kesintiler ortadan kaldırılmış ve ADAMS'ın kullanabileceği sürekli veri haline getirilmiştir.

Gerçek araç üzerinde sağ ve sol şasi kollarında oluşan düşey ivme değerlerinin birbirlerine eşit olmayacağı açıktır. Fakat ileri de açıklanacak ADAMS modeli – test verileri korelasyonu sonucundan dolayı sağ şasi kolu üzerinden toplanmış verinin sol

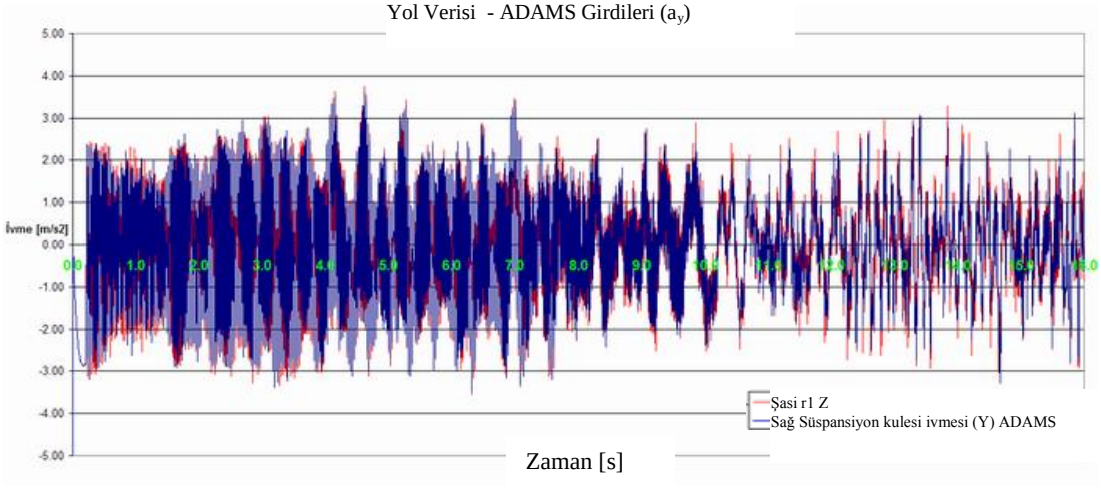
saşi kolu üzerine de uygulanabileceği bunun sonuçlar üzerinde belirgin bir etkisinin olmayacağı tespit edilmiştir.



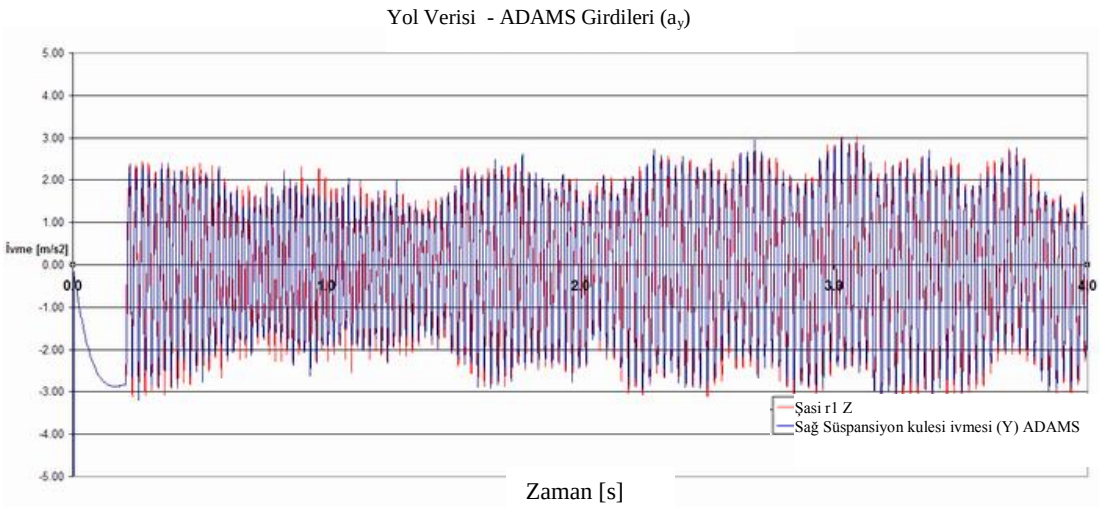
Şekil 3.22: ADAMS Modeline Yol Verisinin Uygulanması

Gerçek test aracından toplanan yol verisinin 0 – 16s aralığındaki kısmı ile ADAMS modeline uygulanan şasi düşey ivmeleri Şekil 3.23 – Şekil 3.28' de detaylı olarak gösterilmiştir. Şekil 3.23' de belirtilen bu verinin tümü görülmektedir. Analiz süresini kısaltmak için ADAMS modelinde kullanılan verinin frekansı 250Hz dir. Daha önce belirtildiği gibi yol verisinin örnekleme frekansı ise 800Hz dir. Şekil 3.23' de de görüldüğü gibi iki veri arasında çok az fark vardır. Bu ufak farklardan biri genlikler arasındadır; yol verisi genliklerinin 0.1 – 0.2 m/s^2 kadar ADAMS süspansiyon kulelerine uygulananankilerden büyük olduğu görülmektedir. Bunun bir nedeni örnekleme frekansı arasındaki belirgin farktır. Ancak analiz süresini kabul edilebilir seviyelerde (<60s) tutabilmek için, bu hassasiyet uygun bulunmuştur.

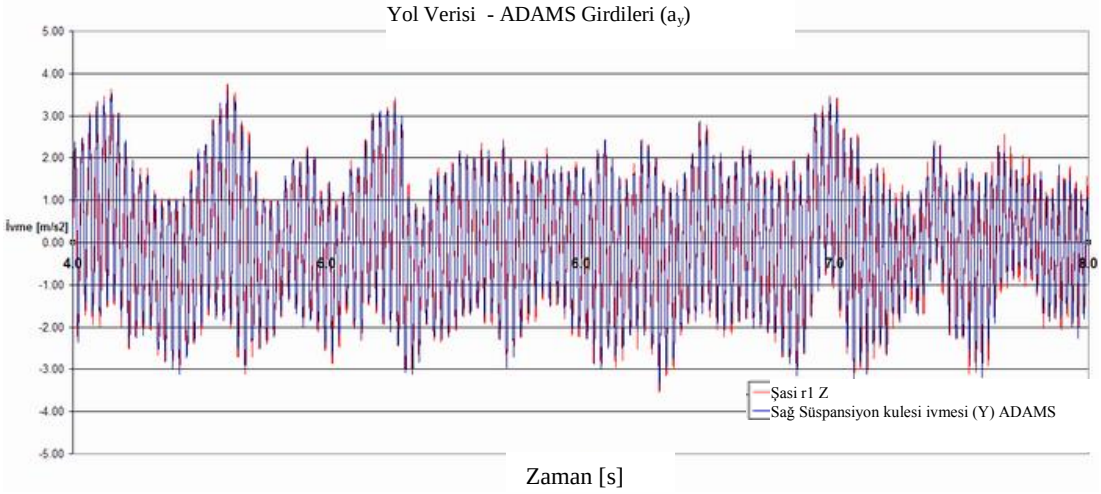
Şekil 3.24' de 0 – 16s lik verinin ilk 4s lik kısmı görülmektedir. Burada her iki veri arasındaki ilişki daha açık bir şekilde ifade edilmektedir. Verinin baş kısmındaki boşluk test verisinin t=0.21s iken kaydedilmeye başlamasından kaynaklanmaktadır. Fakat ADAMS' a girdi olarak oluşturulan ivme verisinin t=0 anından başlaması gerektiğinde bu fark yol verisinin elle düzeltilmesi ve t=0 anında Y yönündeki ivme değerinin sıfıra eşitlenmesi ile giderilmiştir. Sonuç olarak ADAMS sağ süspansiyon kulesi ivme verisinde 0.21s lik bir atlama gerçekleşmiştir. Yapılan bu ayarlamanın analiz sonuçları üzerinde hiçbir etkisi olmamıştır.



Şekil 3.23: Yol Verileri - ADAMS Girdileri $a_{y,şasi}$ [m/s^2] 0-16s



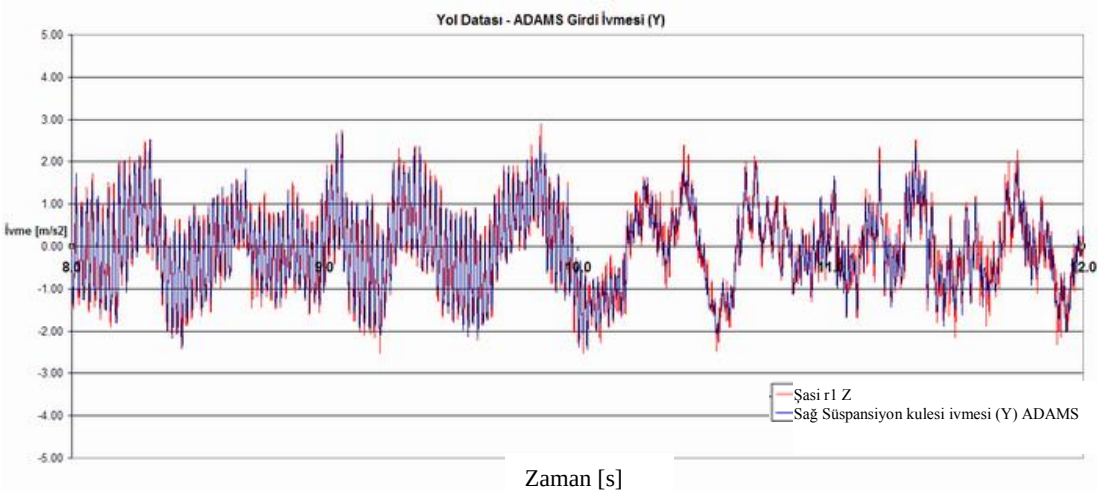
Şekil 3.24: Yol Verisi vs. ADAMS Girdileri $a_{y,şasi}$ [m/s^2] 0-4s



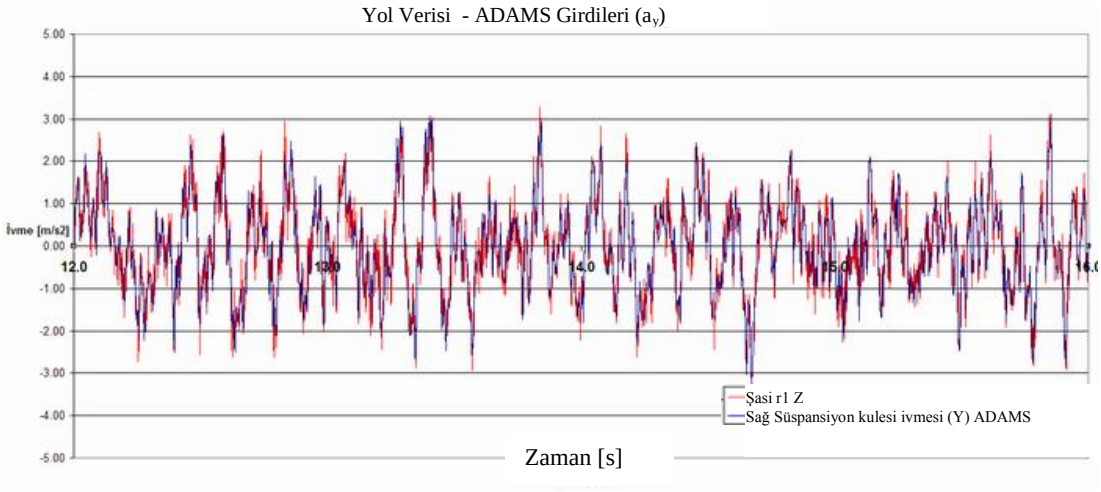
Şekil 3.25: Yol Verisi vs. ADAMS Girdileri $a_{y,şasi}$ [m/s^2] 4-8s

Şekil 3.25' de de yukarıda belirtilen benzer ilişki görülebilir. Şekil 3.23 – Şekil 3.27 arasında görülebilecek 0 – 10s lik veridaki ivmenin frekansı verinin geri kalan

kısmındakine göre çok daha yüksektir. Her nekadar genliklerde çok az bir fark oluşsa da titreşim frekansı düştükçe veriler arasındaki örnekleme frekansları farkından kaynaklanan değişiklik verinin 10 – 16s lik kısmında daha net görülebilir. Daha önce de belirtildiği gibi bu fark kabul edilebilir bir seviyededir ve analizler için yeterli görülmüştür.



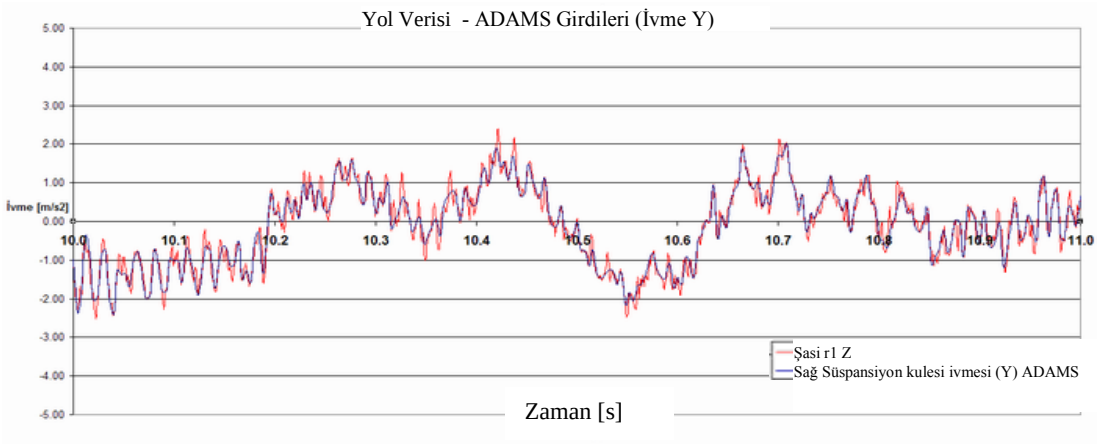
Şekil 3.26: Yol Verisi vs. ADAMS Girdileri $a_{y,şasi}$ [m/s^2] 8-12s



Şekil 3.27: Yol Verisi vs. ADAMS Girdileri $a_{y,şasi}$ [m/s^2] 12-16s

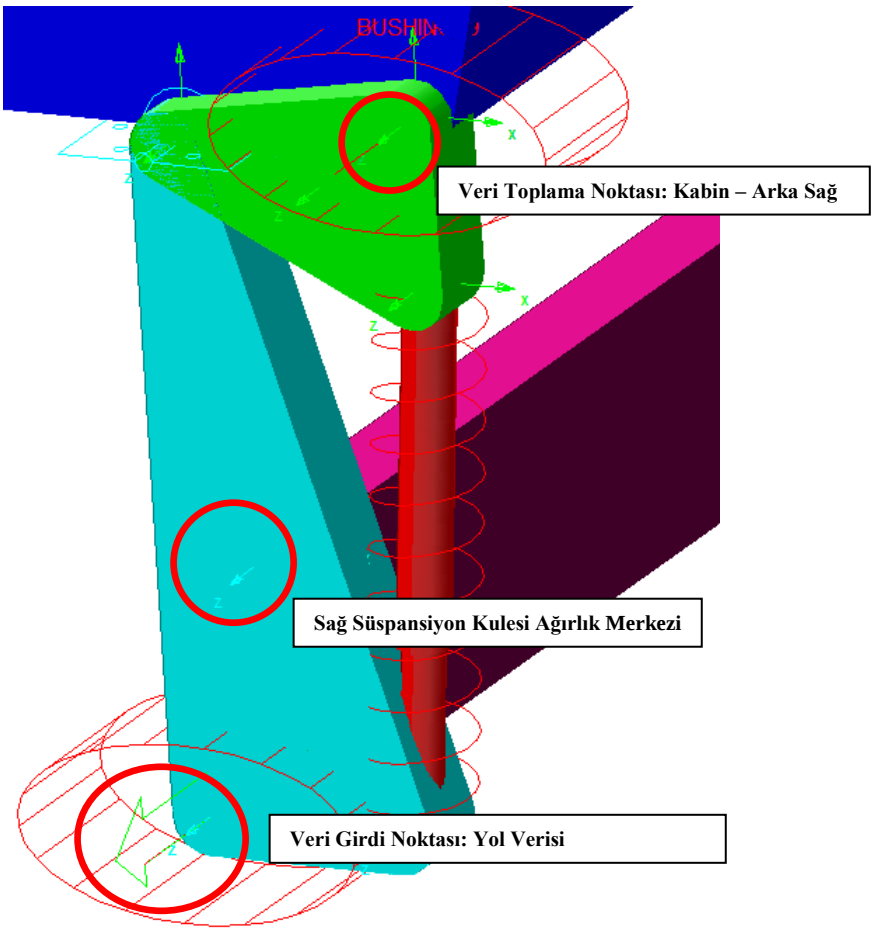
Şekil 3.28' de her iki verinin 1s lik bir kısmı 0.1s çözünürlükle incelenmiştir. Bu grafikte görülmektedir ki ADAMS modelinde oluşturalan sağ/sol süspansiyon kulesi ivmeleri gerçek araç üzerinden toplanan şasi ivmesi yol verisini temsil etmektedir.

ADAMS modeli, şasi ivmeleri olarak girilen yol verisinin 0 – 16s lik kısmı ile dinamik simule edilmiş ve gerçek yol testi sırasında kabin ivme verisinin ölçüldüğü 'Kabin R1' noktasına ADAMS modelinde karşılık gelen 'Kabin – Arka Sağ' (Şekil 3.29) noktasından ivme verileri okunmuştur.

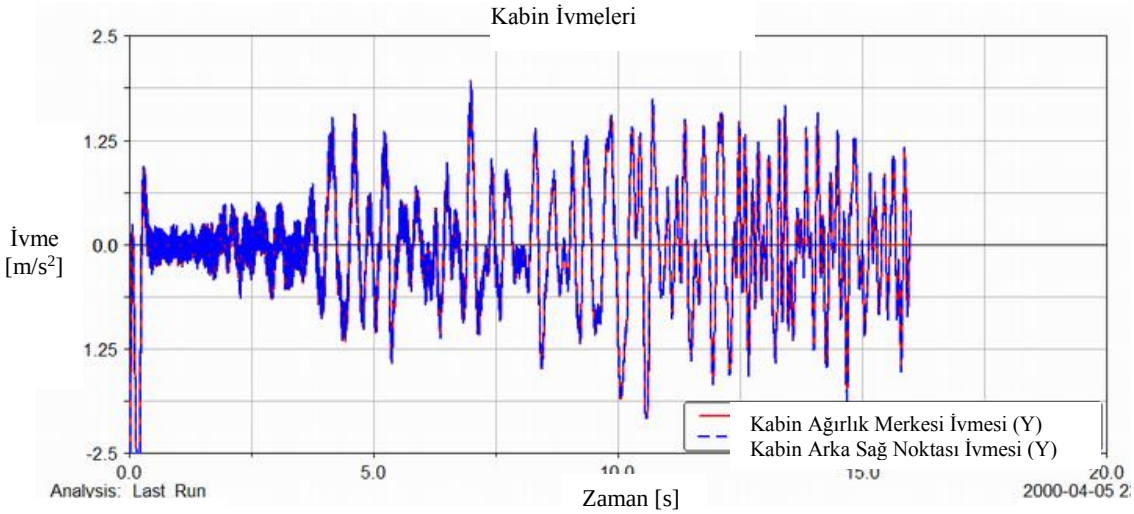


Şekil 3.28: Yol Verisi vs. ADAMS Girdileri $a_{y,şasi}$ [m/s^2] 12-16s

Şekil 3.30' da ADAMS modeli 'Kabin – Arka Sağ' noktasından elde edilen ivme verileri kabin ağırlık merkezinden elde edilen ivme verileri ile karşılaştırılmış, kabinin rijit modellenmesi nedeniyle, beklendiği gibi bu verilerin birbirine eşit olduğu görülmüştür. Bu nedenledir ki bu noktadan itibaren ADAMS modelinden okunan tüm kabin ivme değerleri, kabin ağırlık merkezinden alınmıştır. Şekil 3.29' da süspansiyon kulesi detayı ile veri girdi ve toplama noktaları gösterilmiştir.

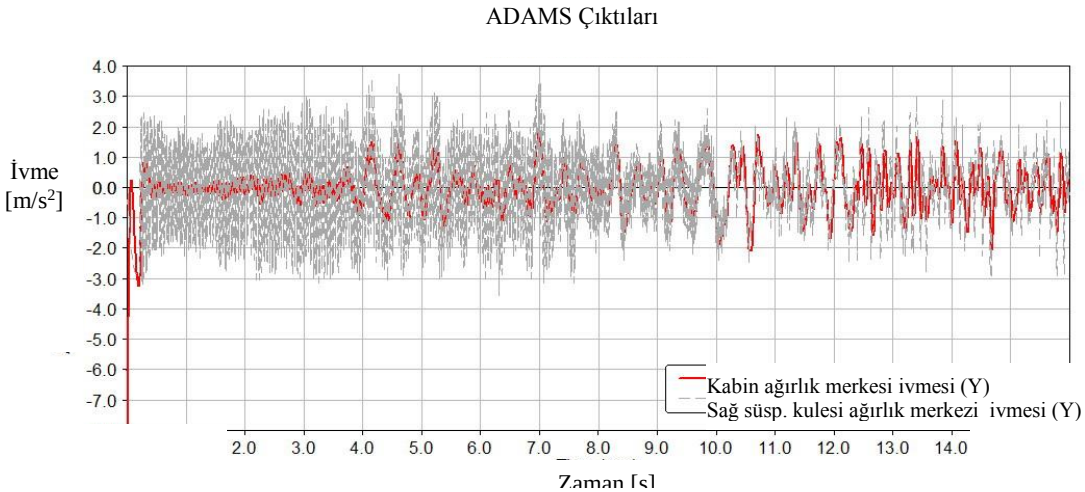


Şekil 3.29: ADAMS Modeli Veri Girdi ve Toplama Noktaları



Şekil 3.30: ADAMS Modeli $a_{y,kabin}$ [m/s^2]

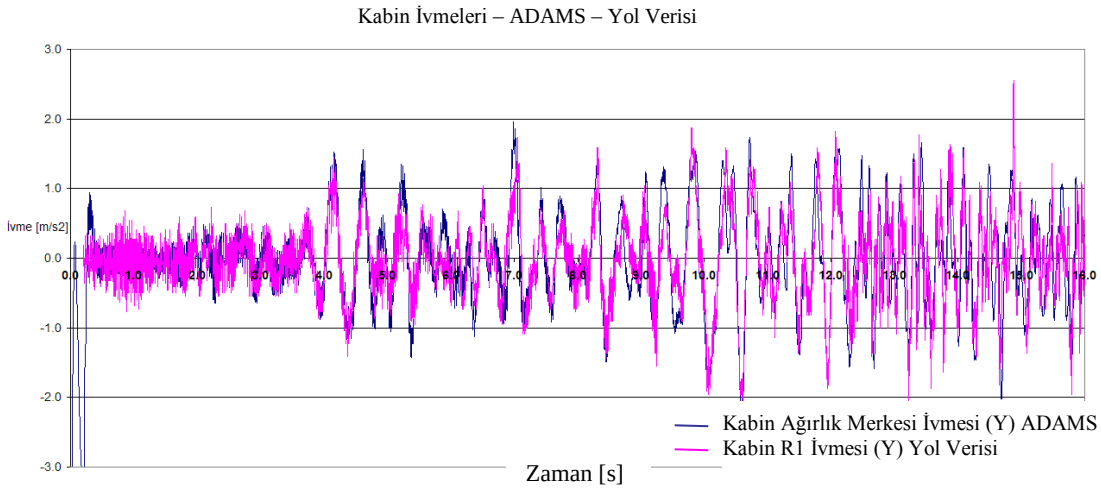
ADAMS sağ süspansiyon kulesi ağırlık merkezi ve kabin ağırlık merkezi ivme çıktıları 0 –16s lik veri kısmı için Şekil 3.31' de gösterilmiştir. Bu grafikten görülen şudur ki ADAMS modelinde oluşturulan kabin süspansiyonu tüm elemanları ile çalışmakta ve titreşim sönümleme işlevlerini yerine getirmektedir.



Şekil 3.31: ADAMS Modeli Şasi ve Kabin Düşey İvmeleri

Test sonuçlarından elde edilen kabin ivme değerleri ile ADAMS çıktıları Şekil 3.32 – Şekil 3.36 ile incelenebilir. Bu grafiklerde test veri toplama noktası Kabin R1 ile ADAMS kabin ağırlık merkezinden elde edilen kabin düşey ivme değerleri üst üste çizilmiştir. Yine ilk olarak 0 – 16s lik veri aralığında inceleme yapılmıştır.

Şekil 3.32' ye bakıldığında 0 – 16s arasındaki yoldan toplanan ve ADAMS ivme verileri genel olarak görülebilir. Bu bakış ile her iki veri takımının da birbirlerine çok yakın olduğu, genlik ve frekansları arasında çok ufak farklar olduğu görülebilir. Veriler Şekil 3.34 – Şekil 3.37' de detaylandırılmış ve derinlemesine incelenmiştir.



Şekil 3.32: Test - ADAMS Modeli $a_{y,kabin}$ [m/s^2] 0 – 16s

Verinin 0.3s lik kısmındaki ADAMS modeli çıktılarında büyük bir dalgalanma görülmektedir (Şekil 3.32). ADAMS modelindeki şasi ivmesinin bu aralıktaki değişimi;

$a_{y,t=0}$ =0 m/s^2

$a_{y,t=0.21}$ =–2.82 m/s^2

ve ivme değişim hızı

$$\frac{\Delta a_y}{\Delta t} = \frac{a_{y,t=0.21} - a_{y,t=0}}{t_{0.21} - t_0} = \frac{-2.82 m/s^2 - 0 m/s^2}{0.21s - 0s} = -13.43 m/s^3 \qquad \textbf{(3.1)}$$

ken, örnek olarak yol verisi t=0.5s – t=0.7s için

$$\frac{\Delta a_y}{\Delta t} = \frac{a_{y,t=0.7} - a_{y,t=0.5}}{t_{0.7} - t_{0.5}} = \frac{0.0344 m/s^2 - 0.2235 m/s^2}{0.7s - 0.5s} = -0.9455 m/s^3 \qquad \textbf{(3.2)}$$

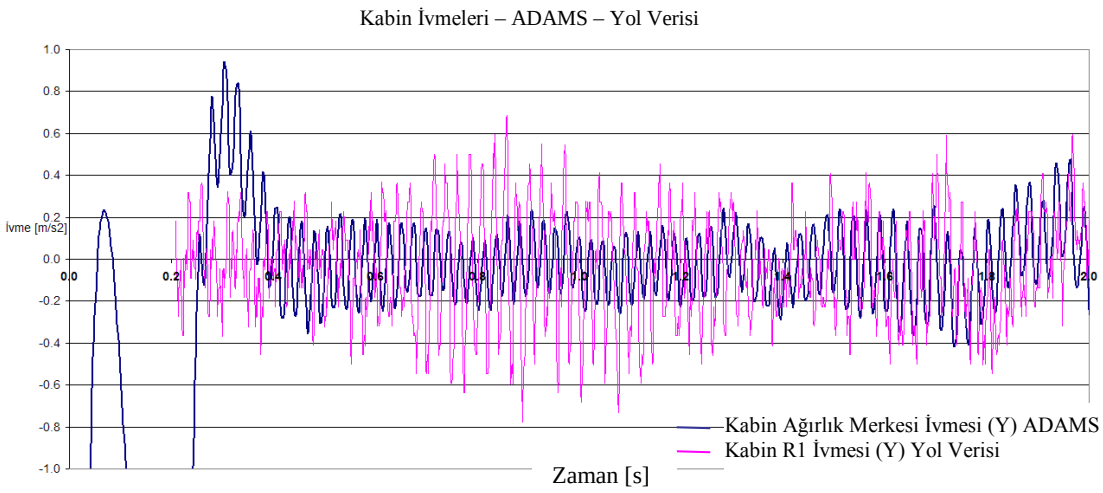
olmaktadır.

Benzer inceleme t=1.2s – t=1.4s arasındaki ivme verileri için yapılırsa

$$\frac{\Delta a_y}{\Delta t} = \frac{a_{y,t=1.4} - a_{y,t=1.2}}{t_{1.4} - t_{1.2}} = \frac{0.0645 m/s^2 - 0.1419 m/s^2}{1.4s - 1.2s} = -0.387 m/s^3 \qquad \textbf{(3.3)}$$

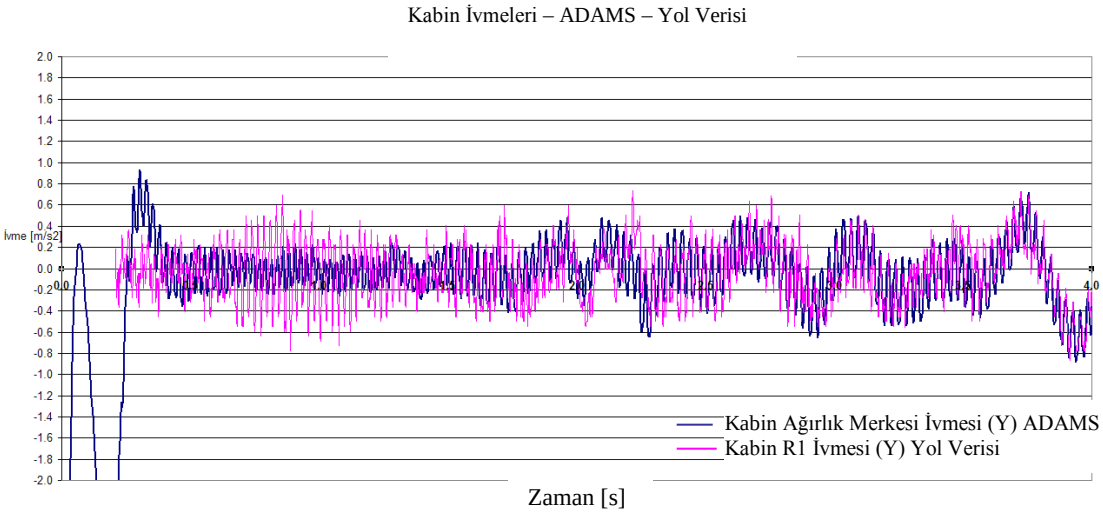
bulunur.

Analiz boyunca tüm modele şasi ivmesinin yanısıra yerçekimi ivmesinin (g) de uygulandığı düşünüldüğünde t=0s anında $a_{y,kabin}$= -9,8065 m/s^2 olduğu dikkate alınmalıdır. Düşey ivme (a_y) değişim hızının verinin ilk 0.21s lik kısmında genel ortalmaya göre çok daha yüksek olaması nedeniyle ADAMS modelinin rejime girmesi için yaklaşık 0.4s geçmiş ve t=1.6s de yol verisi ile yaklaşık aynı genlik değerlerinde salınmaya başlamış (Şekil 3.33) ve benzer çıktılar oluşturmuştur.

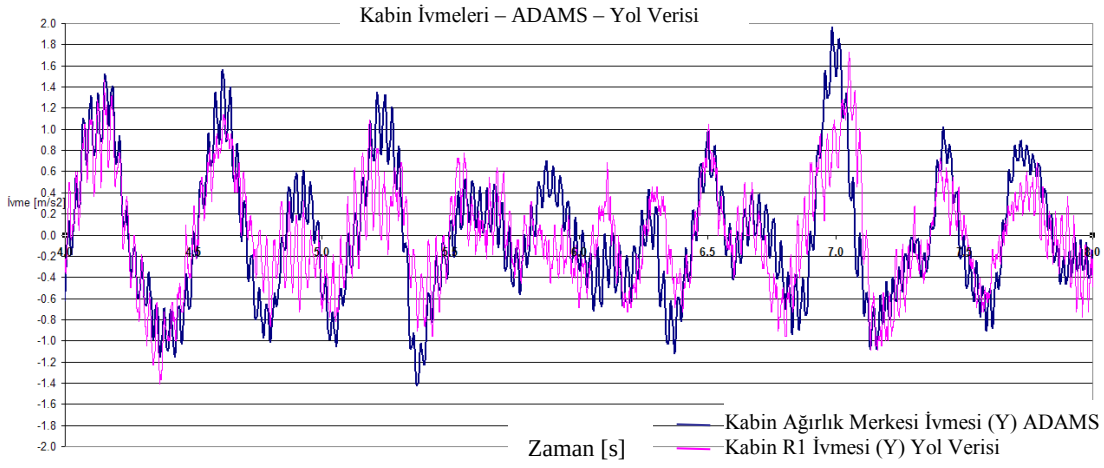


Şekil 3.33: Test - ADAMS Modeli $a_{y,kabin}$ [m/s^2] 0 – 2s

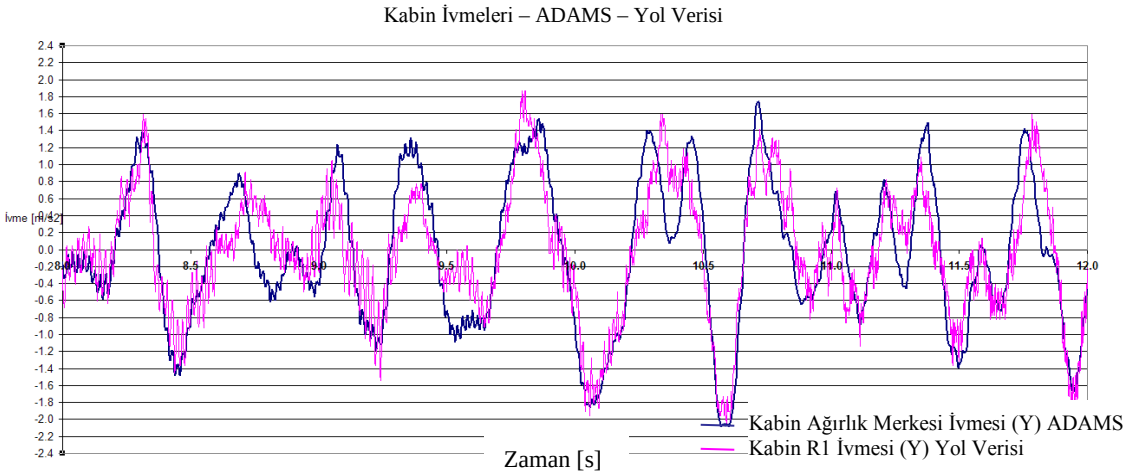
Her iki veri takımı arasındaki genlik farkı incelenen zaman aralığında yaklaşık 0.2 – 0.3 m/s^2 arasında salınmıştır. Bu fark ADAMS analizi iterasyon sıklığını arttırarak ufaltılabilir fakat analiz süresi çok uzayacağından bu yaklaşıklık yeterli bulmuştur. Ancak anlık olarak genlik farkının yüksek değerlere, örneğin 1.4m/s^2 ye ulaştığı da görülmesine rağmen (t=14.9s) bu fark sürekli olmadığından, ADAMS kabin modelinin gerçek araç kabinini temsil ettiği sonucuna varılmıştır.



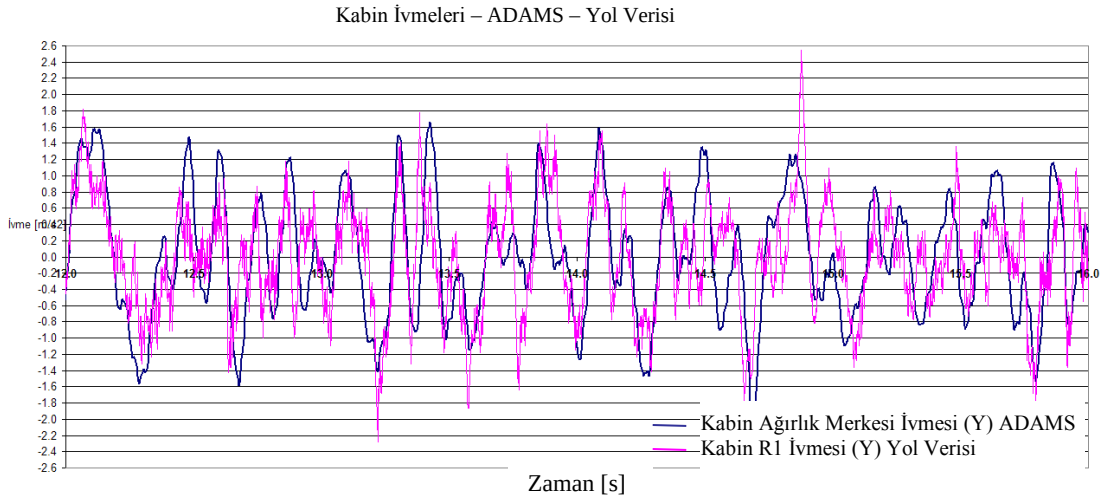
Şekil 3.34: Test - ADAMS Modeli $a_{y,kabin}$ [m/s^2] 0 – 4s



Şekil 3.35: Test - ADAMS Modeli $a_{y,kabin}$ [m/s^2] 4 – 8s



Şekil 3.36: Test - ADAMS Modeli $a_{y,kabin}$ [m/s^2] 8 – 12s

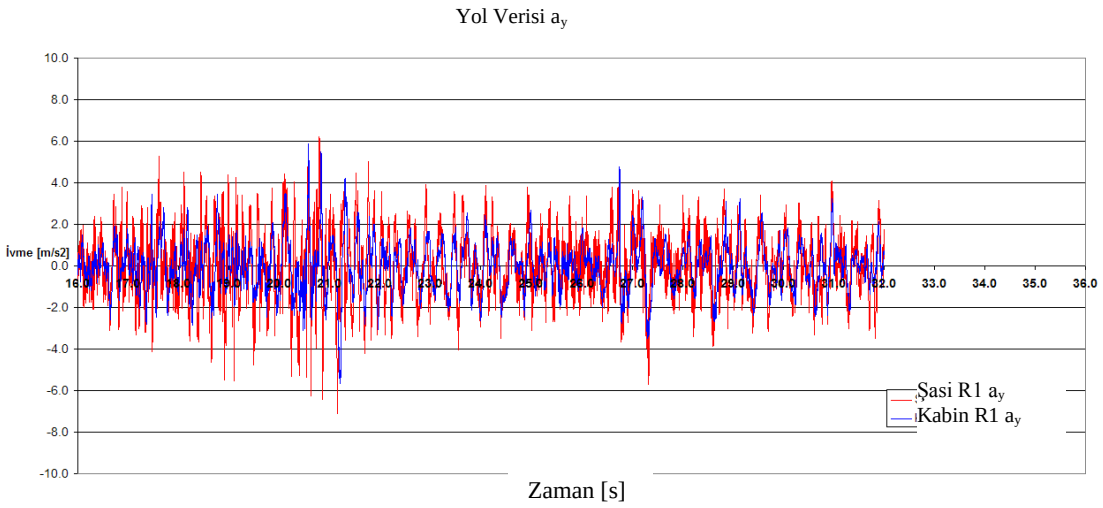


Şekil 3.37: Test - ADAMS Modeli $a_{y,kabin}$ [m/s^2] 12 – 16s

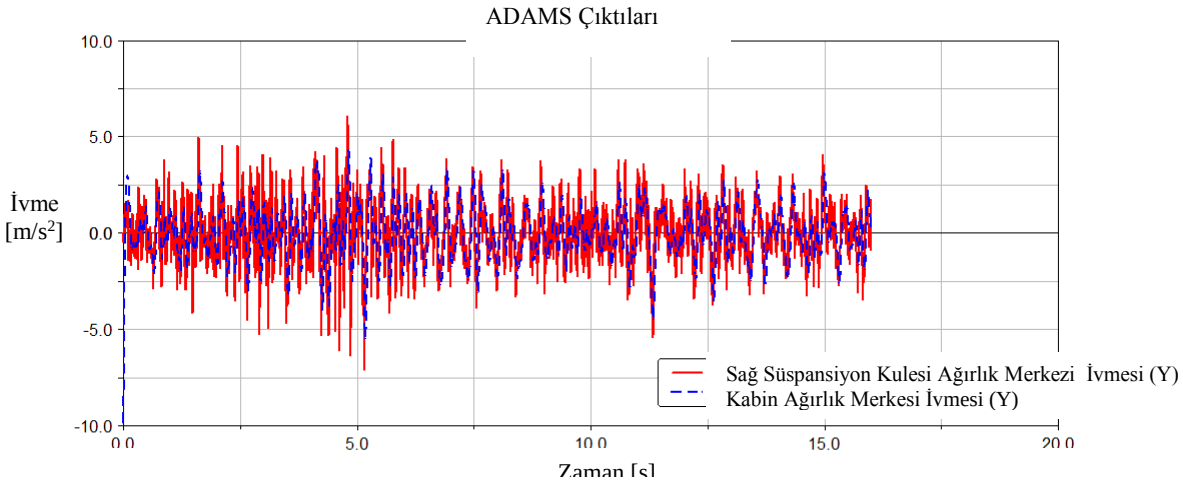
ADAMS modeli ile testten elde edilen $a_{y,kabin}$ verileri t=16 – 32s aralığında da irdelenmesi ile sonuçlar aşağıdaki grafiklerde gösterilmiştir. Grafiklerdeki zaman ekseninin 0 – 16s olarak gösterilmesinin nedeni, ADAMS modelinin analiz ve

simulasyona t=0s iken başlaması ve dolayısıyla şasiye uygulanan yol verisinin buna göre düzenlenlenerek gerçek yol verisinin zaman ekseninin t=16 – 32s den t=0 – 16s ye çevrilmesidir.

Şekil 3.38 ve 3.39'da sırasıyla yoldan toplanmış $a_{y,kabin}$, $a_{y,şasi}$ verisi ile ADAMS modeline uygulanmış olan $a_{y,şasi}$ verisi ve simulasyon sonucu elde edilmiş $a_{y,kabin}$ verisi gösterilmiştir. Daha önce irdelenen t=0 – 16s verileri gibi hem yoldan elde edilen hem ADAMS dan alınan ivme verilerinde kabin süspansiyonunun etkisi görülmektedir, şaside oluşan ivme kabine sönümlenerek iletilmektedir. Bu açıdan ADAMS modeli yine gerçek yol verileri ile büyük oranda benzerlikler göstermektedir. Detaylı incelemeler Şekil 3.40 – 3.44 üzerinde yapılmıştır.



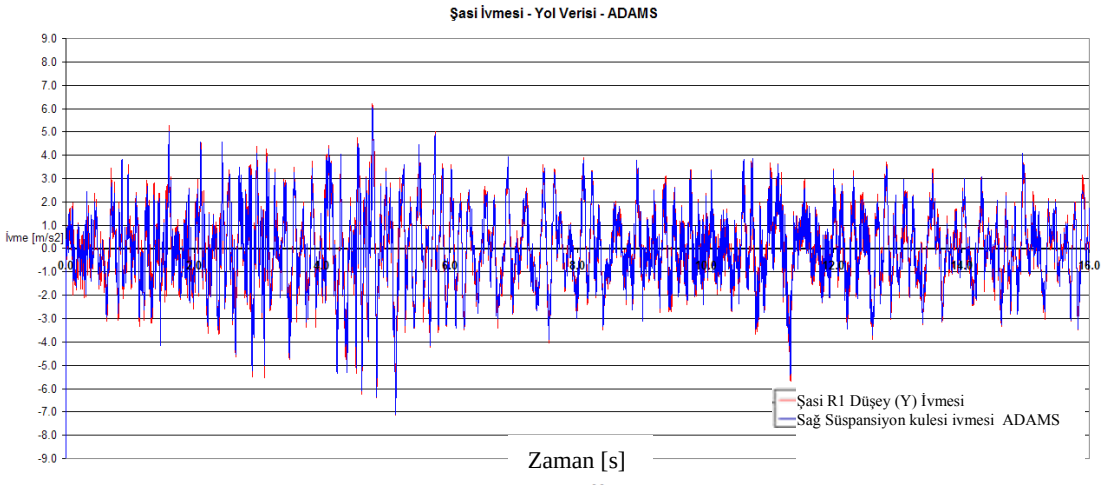
Şekil 3.38: Yol Verisi Şasi R1 ve Kabin R1 a_y [m/s^2] 16 – 32s



Şekil 3.39: ADAMS Modeli Şasi ve Kabin a_y [m/s^2] 16 – 32s

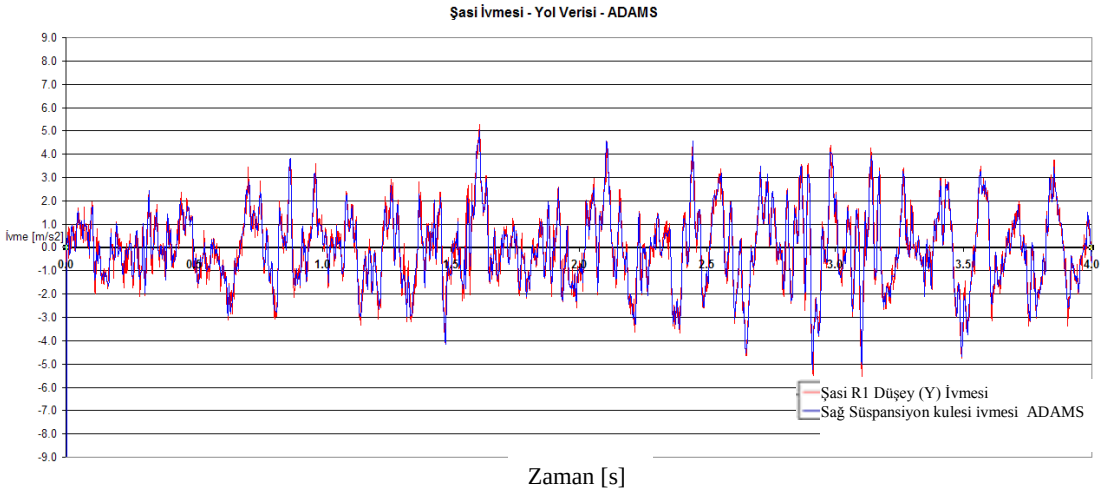
Şekil 3.43' de verinin 16s lik seyri görülmektedir. Burada ADAMS çıktılarının yol verileri ile uyumlu olduğunu, genlik ve frekans değerleri arasında birkaç nokta hariç

büyük farklar olmadığını söylenebilir. Özellikle verinin t=5s civarında genlikler arasında önemli farklar gözlemlenmektedir. Aynı şekilde t=10.5s yakınlarındaki $a_{y,kabin}$ genliklerinde önemli farklar oluşmuştur. Bu farkın nedenini incelemek için öncelikle ADAMS sağ süspansiyon kulesi ivmeleri ile yol verileri karşılaştırılmıştır.



Şekil 3.40: Yol Verisi – ADAMS ($a_{y,şasi}$) 0 – 16s

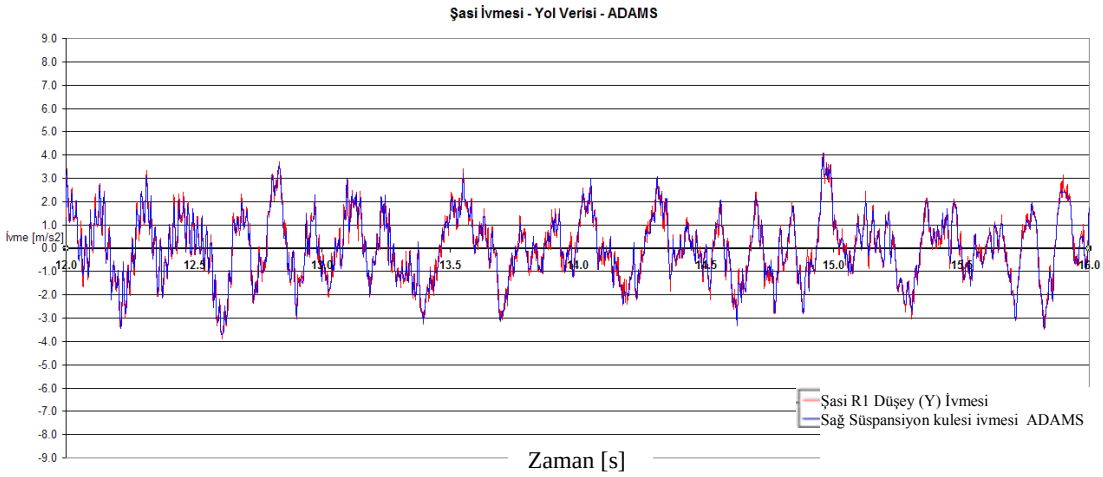
Her iki veri arasında yukarıdaki grafikte ufak da olsa bir fark olduğu görülse de veriler detaylandırıldığında görülmektedir ki ADAMS modeline uygulanan t=16 – 32s verisi yoldan toplanan ile aynıdır (Şekil 3.41, Şekil 3.42)



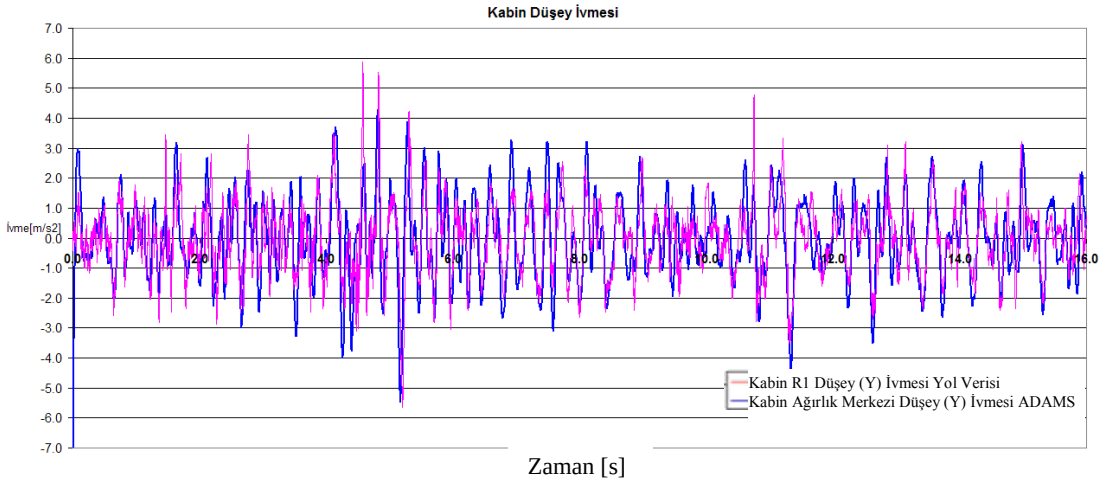
Şekil 3.41: Yol Verisi – ADAMS ($a_{y,şasi}$) 0 – 4s

Yukarıda detayı verilen $a_{y,şasi}$ girdisine cevap oluşturan $a_{y,kabin}$ değerleri incelendiğinde (Şekil 3.43), bazı kısa zaman aralıklarında yol verisi ile ADAMS çıktıları arasında büyük farklar olduğu gözlemlenmiştir. Her iki şart için de $a_{y,şasi}$ değerlerinin aynı olduğu hatırlatılırsa bu farkın girdi verilerinden kaynaklanmadığı sonucuna ulaşılır. Öte yandan kabin modelinin çok ani ivme değişikliklerine de

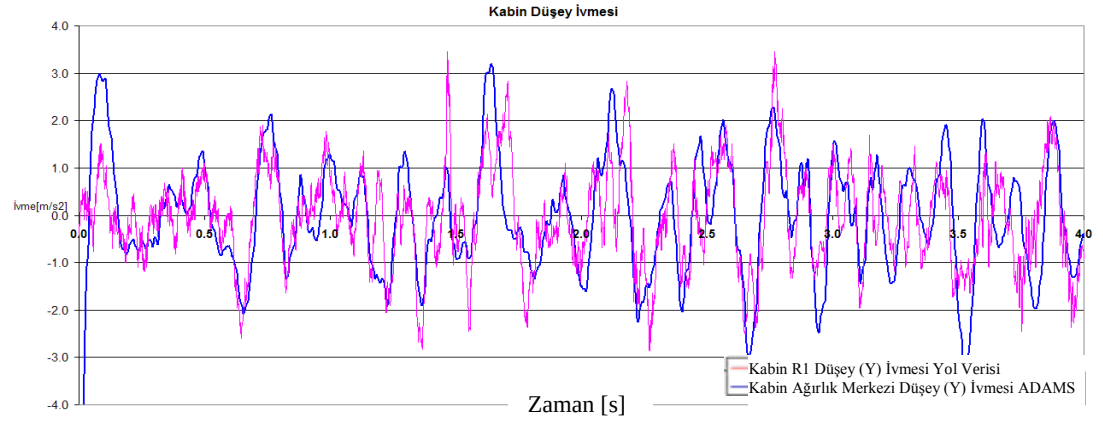
gerçek kabine çok yakın bir hızda cevap verebildiği Şekil 3.44' de t=1.7s, t=2.7s ve Şekil 3.45' deki t=5.3s anlarındaki değerlerden görülebilir. Kabin ivmeleri arasında bazı noktalarda oluşan farkın test sırasında oluşabilecek veri atlamalardan kaynaklanabildiği kabulü yapılabilir.



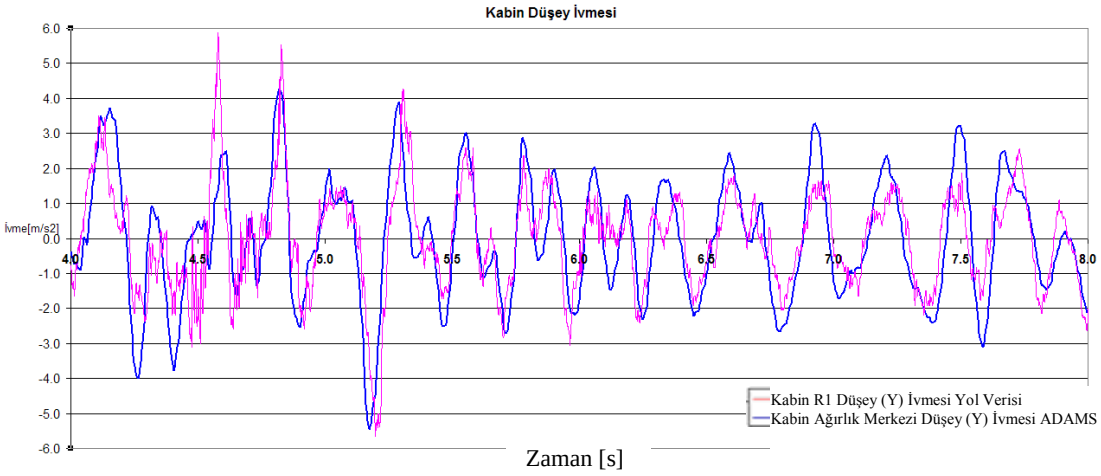
Şekil 3.42: Yol Verisi – ADAMS ($a_{y,şasi}$) 12 – 16s



Şekil 3.43: Test – ADAMS Modeli $a_{y,kabin}$ [m/s^2] 16 – 32s

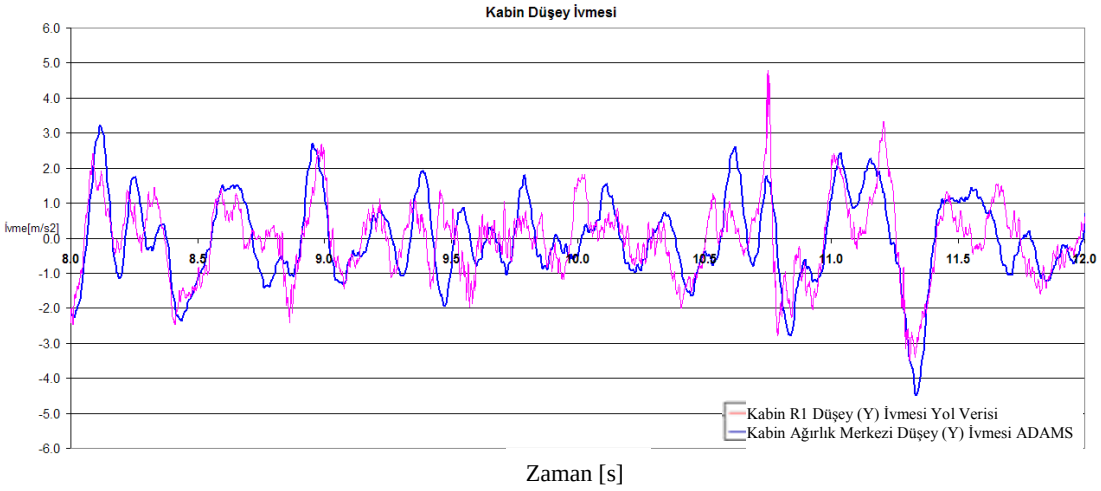


Şekil 3.44: Test – ADAMS Modeli $a_{y,kabin}$ [m/s^2] 16 – 20s

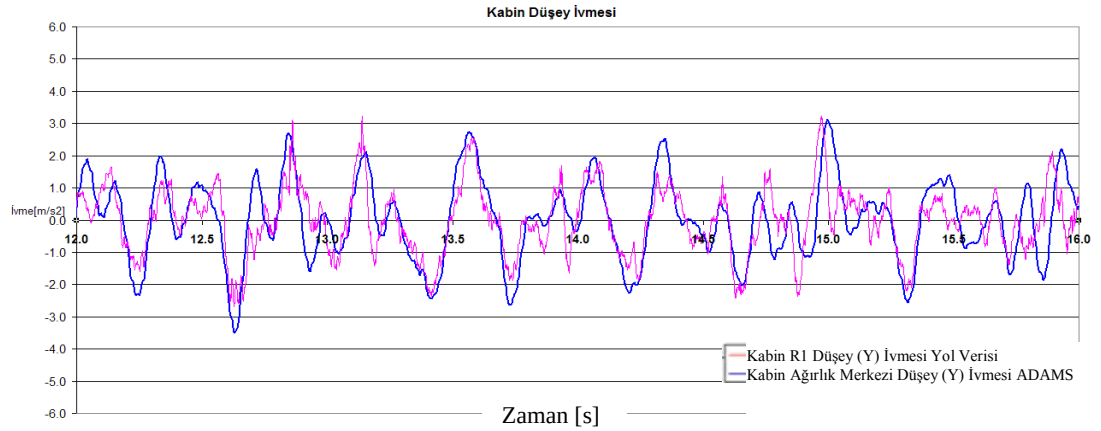


Şekil 3.45: Test – ADAMS Modeli $a_{y,kabin}$ [m/s^2] 20 – 24s

Yukarıdaki grafikte her iki veri takımının özellikle t=5 – 8s (t=21 – 24s) aralığında aynı genlik ve frekanslarda salındığı ve kabin modelinin gerçek araç kabinini temsil ettiği görülebilir. Benzer durum t=12 – 16s (t=28 – 32s) için de geçerli olup Şekil 3.47' de görülebilir.



Şekil 3.46: Test – ADAMS Modeli $a_{y,kabin}$ [m/s^2] 24 – 28s



Şekil 3.47: Test – ADAMS Modeli $a_{y,kabin}$ [m/s^2] 28 – 32s

Bu incelemer sonucunda ADAMS/ View 11.0 programında oluşturulan kabin modelinin gerçek araç kabinini temsil ettiği ve modelin test sonuçları ile aynı kabul edilebilir yakınlıkta uyuştuğunu ve aralarında bir korelasyon olduğu söylenebilir. Bu korelasyon kabinin konfor açısından optimizasyonun modelleme yolu ile yapılmasına izin vermekte ve sonuçların büyük bir yaklaşıkla güvenilir olacağına işaret etmektedir.

3.3 Kabin Süspansiyon Parametreleri Optimizasyonu

Kabin süspansiyonunun konfor açısıdan optimize edilmesinde ADAMS programı ile dinamik analiz metodu kullanılmıştır. ADAMS/ View 11.0 programında modeli oluşturulan kamyon kabininine ait çeşitli parametrelerin incelenmesiyle ve kabin ağırlık merkezinde oluşan düşey ivmelerin ve bu noktadaki $a_{y,kabin}$ RMS değerinin mümkün olduğunca küçültülmesi amaçlanmıştır. Toplanan yol verisi boyunca (t=0 – 80s) oluşacak toplam RMS değerinde %25 lik bir azalma hedef değer olarak belirlenmiştir.

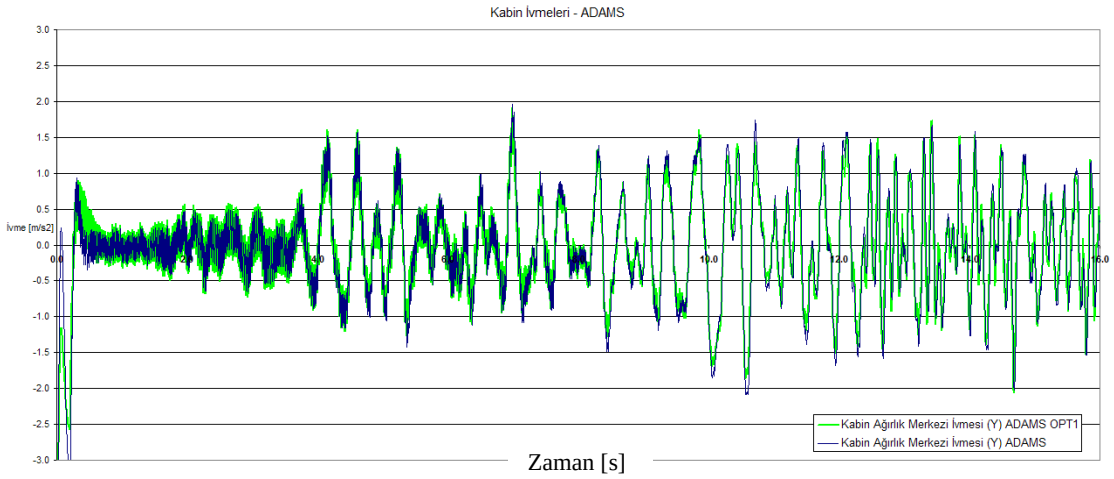
Süspansiyon parametrelerinin optimizasyonuna öncelikle ön kabin burcu ile arka amortisör – yay komplesinden başlanmıştır. Yapılan analizler sonucunda arka amortisörün sönüm katsayısında (c) yapılan iyileştirmenin $a_{y,kabin}$ üzerinde ölçülebilir bir değişiklik oluşturmadığı gözlemlenmiştir. Aynı şekilde yay katsayısının (k) küçültülmesi, yani yayın yumuşatılması da kabin konforunu iyileştirici katkı yapmamıştır. Bu nedenle optimizasyon sürecinde amortisör – yay komplesine ait hat seviyesi c ve k değerleri korunmuştur. Nedeni ileride açıklanacak olan kabin ön burcu sönüm katsayıları ve sertlik değerlerinde yapılan değişiklik ile $a_{y,kabin}$ genliğinde ve toplam RMS değerinde belirgin bir iyileşme sağlanmıştır. Tablo 3.5'de kabin parametrelerinin optimizasyonu sırasında kullanılmış olan veriler gösterilmiştir.

Tablo 3.3 ve Tablo 3.5 karşılaştırıldığında görülebilen ilk fark kabin kilidi (sol) – kabin bağlantısının döner mafsaldan elastik burca çevrildiğidir. Bu değişiklik ile optimizasyon sırasında modellemede ve simulasyonda karşılaşılan ADAMS programı hata ve uyarı mesajlarının ortadan kaldırılması ayrıca da kabin kilidinden kabine iletilen a_y nin düşürülmesi amaçlanmıştır. Tablolar arasındaki bir diğer önemli fark da kabin ön burcu özelliğinde yapılan değişiktir. Hat seviyesi doğrusal sertlik katsayısı (k_y) 253kN/m iken optimize edilen yeni değer 50kN/m dir. Bu

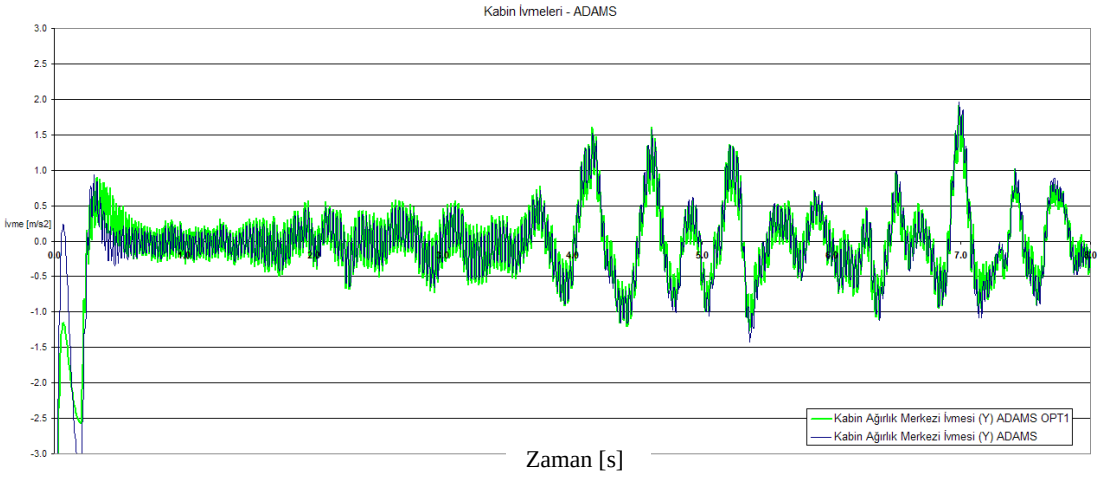
değişiklik ile kabin ön burcu Y yönünde %80 oranında yumuşatılmıştır. Benzer değişiklik kabin ön burcu doğrusal sönümleme katsayısında yapılmış, 5kNs/m olan c_y değeri 1kNs/m ye düşürülmüştür. Böylece c_y değeri de %80 oranında azaltılmıştır. Yapılan bu değişiklerle elde edilen kabin ağırlık merkezi düşey ivme verileriyle hat seviyesi kabin modelinden elde edilen ivme değerleri Şekil 3.48 – 3.50' de karşılaştırılmıştır.

Tablo 3.5: Süspansiyon elemanı verileri

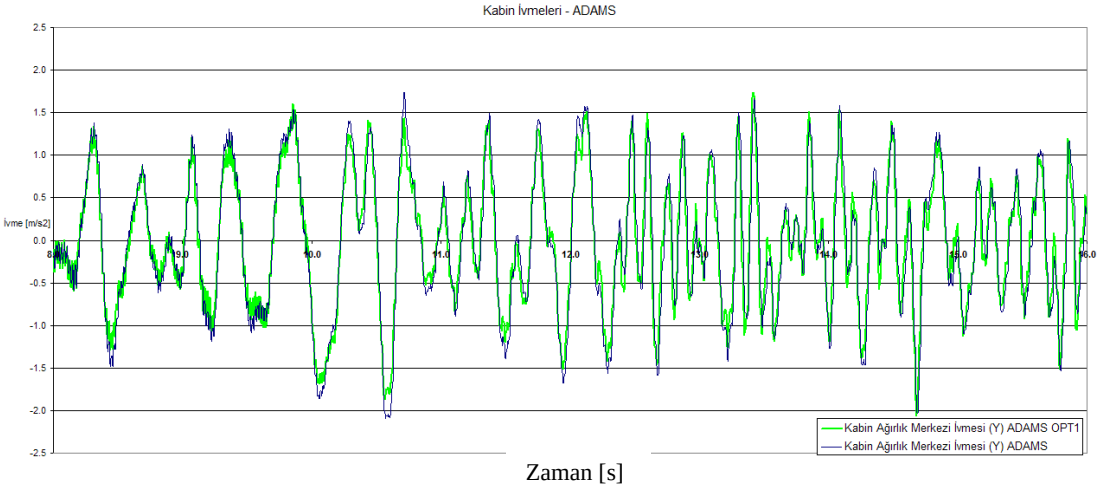
	Veri Cinsi	**Doğrusal Sertlik Katsayısı (X,Y,Z)**	**Doğrusal Sönümleme Katsayısı**	**Rotasyonel Sertlik Katsayısı**	**Rotasyonel Sönümleme Katsayısı**
Süspansiyon Elemanı	**Bağlandığı Parçalar**	[N/m]	[Ns/m]	[Nm/deg]	[Nms/deg]
Ön Burç	Kabin – Şasi	X: 348000 Y: 50000 Z: 348000	X: 5000 Y: 1000 Z: 5000	X: 8880000 Y: 4240000 Z: 8880000	X: 5000 Y: 5000 Z: 5000
Arka Burç	Sağ / Sol Kabin Kilidi – Kabin	X: 2600000 Y: 2600000 Z: 2600000	X: 66000 Y: 66000 Z: 66000	X: 10 Y: 10 Z: 10	X: 5 Y: 5 Z: 5



Şekil 3.48: Hat Seviyesi – İlk optimizasyon $a_{y,kabin}$ Verileri Karşılaştırması



Şekil 3.49: Hat Seviyesi – İlk optimizasyon $a_{y,kabin}$ Verileri Karşılaştırması

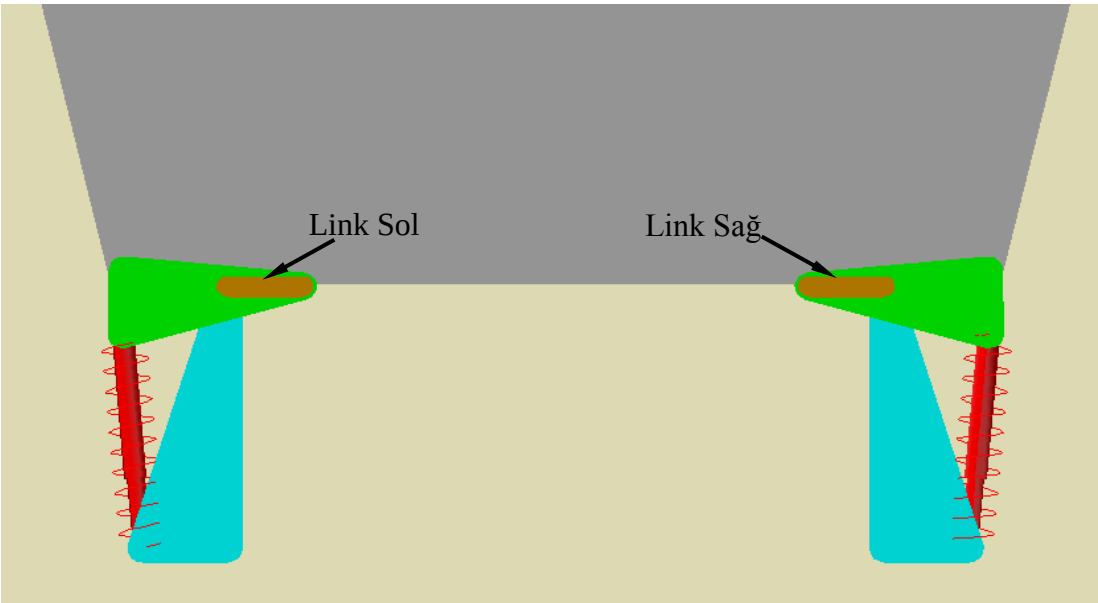


Şekil 3.50: Hat Seviyesi – İlk optimizasyon $a_{y,kabin}$ Verileri Karşılaştırması

Yukarıdaki üç grafikten de görüldüğü gibi, süspansiyon parametrelerinden kabin ön ve arka burçlarına yapılan değişiklikler $a_{y,kabin}$ genliğinde yaklaşık olarak ortalama $0.2m/s^2$ lik düşüş sağlamıştır. Ancak genlikteki bu azalma yüksek frekanstaki ilk 4s lik veri için geçerli olmamış (Şekil 3.49) ve $a_{y,kabin}$ hat seviyesi kabin modeline göre yaklaşık $0.1m/s^2$ yüksek değerlerde salınmıştır.

Amortisör ve yay parametrelerinde yapılan değişiklikler $a_{y,kabin}$ üzerinde görülebilir etkisinin olmamamış ve elastik burç parametrelerindeki yukarıda açıklanan optimizasyonun $a_{y,kabin}$ verilerinde hedeflenen %25 lik konfor iyileştirmesinden uzak kalmıştır. Bu nedenle kabin süspansiyonu dizaynının değiştirilerek hedeflenen konfor optimizasyonunun gerçekleştirilmesine çalışılmıştır. Sanayi uygulamasının mümkün olabilmesi ve kabin modelinin olabildiğince basit tutulması da göz önüne alınarak yapılacak olan dizayn değişikliğinin çok büyük boyutlarda olmaması hedeflenmiştir.

Yoldaki düzgünsüzlüklerinden kaynaklanan ve taşıt tekerleklerine deplasman ve dolayısıyla ivme olarak transfer edilen oradan da süspansiyon elemanları ile şasiye ulaşmaktadır. Süspansiyon kuleleri şasiye kaynaklandığından da şaside oluşan bu ivme ($a_{y,şasi}$) kabin kilidine kadar neredeyse sönümlenmeden transfer edilmektedir. Kabin süspansiyonu dizaynında yapılan değişiklikle süspansiyon kuleleri ile kabin kilitlerinin birbirlerine bağlanma şekli, bir başka değişle kabinin asılış biçimi değiştirilmiş ve $a_{y,süsp.kul}$ nin doğrudan kabin kilidine transferi önlenmiştir.

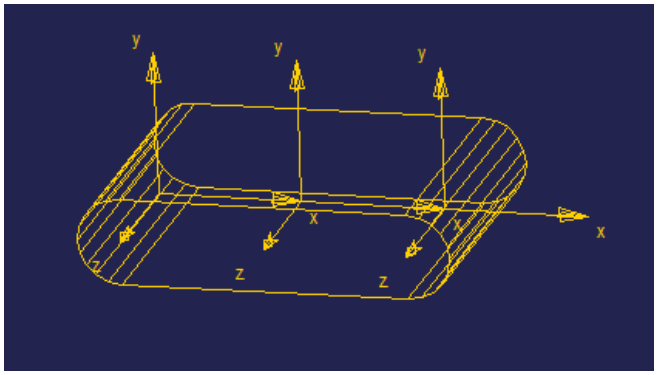


Şekil 3.51: Kabin Modeli Yeni Asılış Şekli

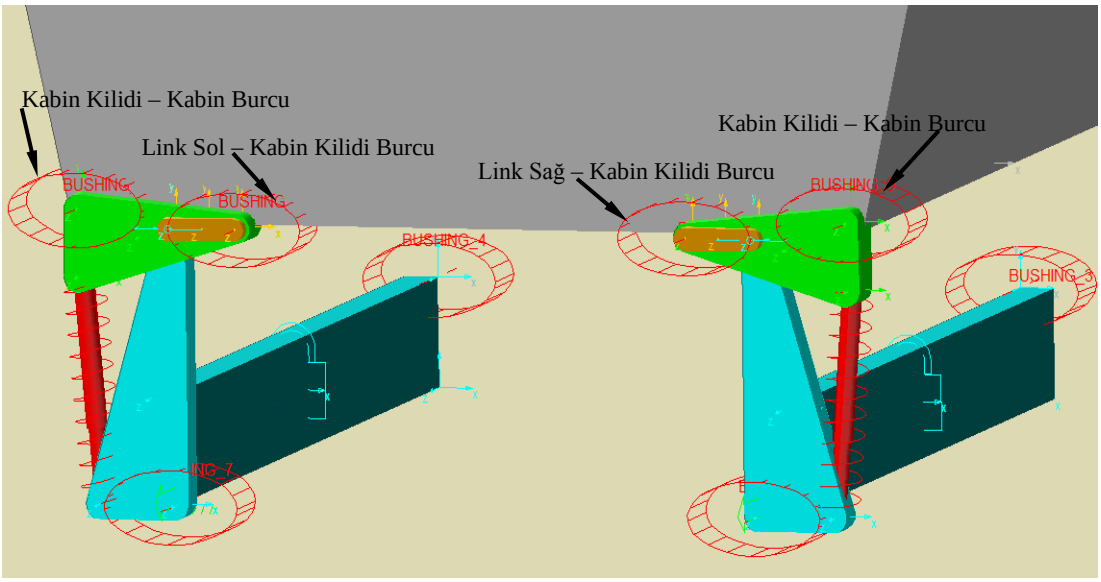
Şekil 3.51' de değiştirilmiş olan kabin asılış şekli görülmektedir. Hat seviyesi duruma göre modele eklenmiş iki adet parça sırasıyla Link Sol ve Link Sağ dır (Şekil 3.52). Link Sol adlı parçanın bir ucu sol süspansiyon kulesi üst noktasına diğer ucu da sol kabin kilidi sağ noktasına bağlanmıştır. Aynı şekilde link sağ da sağ süspansiyon kulesi üst noktası ile sağ kabin kilidi sol noktası arasına monte edilmiştir. Bu iki parçanın geometrik özellikleri şöyledir;

uzunluk: 100mm, genişlik: 30mm, derinlik: 20mm dir.

Ancak bu iki parçanın model üzerinde daha rahat gözlemlenebilmesi için derinlikleri aşağıdaki şekillerde 100mm olarak gösterilmektedir. Parça malzemesi 7801 kg/m^3 yoğunluktaki, 2.07 10^{11} N/m^2 Young Modülüne sahip çeliktir. Parça kütlesi 0.58kg dir. Şekil 3.53' de oluşturulan yeni kabin modeline ait detay verilmiştir.



Şekil 3.52: Link Sol/ Sağ



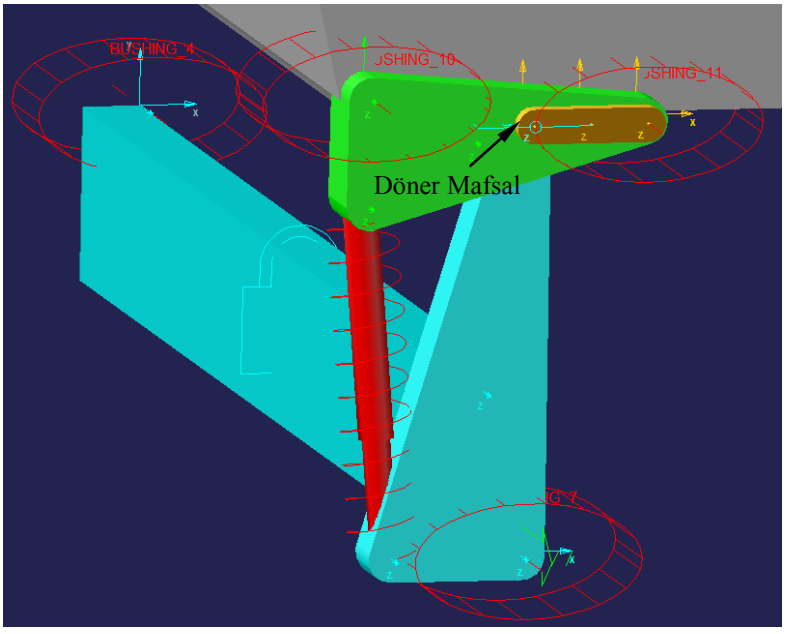
Şekil 3.53: Kabin Modeli Yeni Asılış Şekli Detayı

Modele eklenen bu iki parça ile tüm modele ait boyutsal detaylar Tablo 3.6' da verilmiştir. Hat seviyesi modele ait kordinatlara göre sadece sol kabin kilidi sağ ve sağ kabin kilidi sol noktaları 100mm merkeze yaklaştırılmıştır.

Tablo 3.6: Kabin Modeli Yeni Boyutsal Özellikler

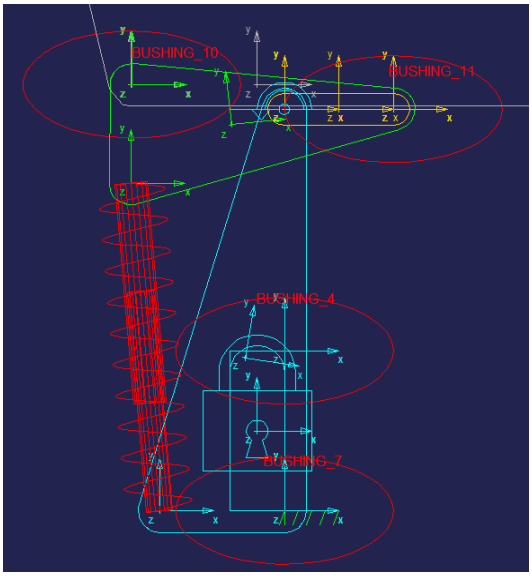
		Koordinatlar [mm]		
Parça	Bağlantı Noktası	X	Y	Z
Sol Şasi Kolu	Sol şasi cm	-465	1230,62	2683,90
	Sol şasi ön alt	-440	1155,62	1977,48
	Sol şasi ön üst	-440	1305,62	1977,48
Sağ Şasi Kolu	Sağ şasi cm	465	1230,62	2683,90
	Sağ şasi ön alt	440	1155,62	1977,48
	Sağ şasi ön üst	440	1305,62	1977,48
Sol Süspansiyon Kulesi	Sol kule alt	-440	1155,62	3390,32
	Sol kule üst	-440	1531,57	3390,32
	Sol kule sol	-554,62	1155,62	3390,32
Sağ Süspansiyon Kulesi	Sağ kule alt	440	1155,62	3390,32
	Sağ kule üst	440	1531,57	3390,32
	Sağ kule sağ	554,62	1155,62	3390,32
Sol Kabin Kilidi	Sol kilit alt	-580,85	1462,28	3390,32
	Sol kilit sol	-580	1554,57	3390,32
	Sol kilit sağ	-340	1531,57	3390,32
Sağ Kabin Kilidi	Sağ kilit alt	580,85	1462,28	3390,32
	Sağ kilit sol	340	1531,57	3390,32
	Sağ kilit sağ	580	1554,57	3390,32
Link Sol	Link sol	-440	1531,57	3390,32
	Link cm	-390	1531,57	3390,32
	Link sağ	-340	1531,57	3390,32
Link Sağ	Link sol	440	1531,57	3390,32
	Link cm	390	1531,57	3390,32
	Link sağ	340	1531,57	3390,32
Kabin	Kabin arka sol	-580	1554,57	3390,32
	Kabin arka sağ	580	1554,57	3390,32
	Kabin cm	0,00	2053,61	2683,90

Link sol / sağ parçaları sol / sağ süspansiyon kulesine döner mafsal ile bağlanmıştır (Şekil 3.54), böylece Z ekseni etrafında dönme hareketi serbestliği verilmiştir. Bu bağlantı noktasında elastik burç kullanılmamıştır.

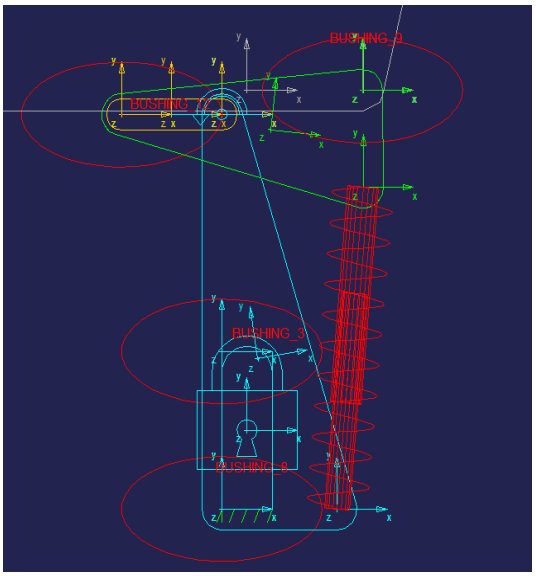


Şekil 3.54: Kabin Modeli Yeni Asılış Şekli – Sol Süspansiyon Kulesi Detay

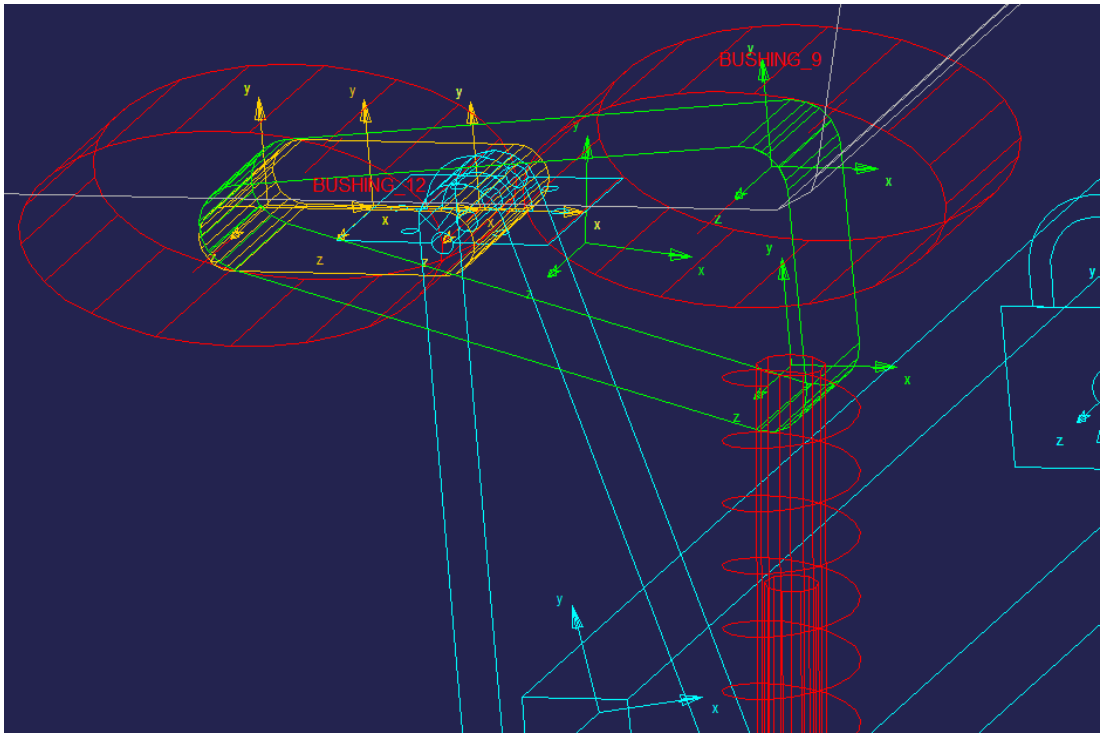
Şekil 3.55 – 3.57 arasında link sol / sağ parçalarının montaj detayları görülmektedir. Bu değişiklik hedeflendiği gibi kabin modelinde temel bir farklılığa sebep olmamış, sadece kabin kilitlerinde değişiklik yapılması yeterli olmuştur. Paketleme açısından sorun yaratabilecek kabin ön süspansiyon elemanlarında boyutsal değişikliğe gidilmemesi ve süspansiyon kulesi yüksekliklerinin değiştirilmemiş olması önemlidir.



Şekil 3.55: Sol Süspansiyon Kulesi

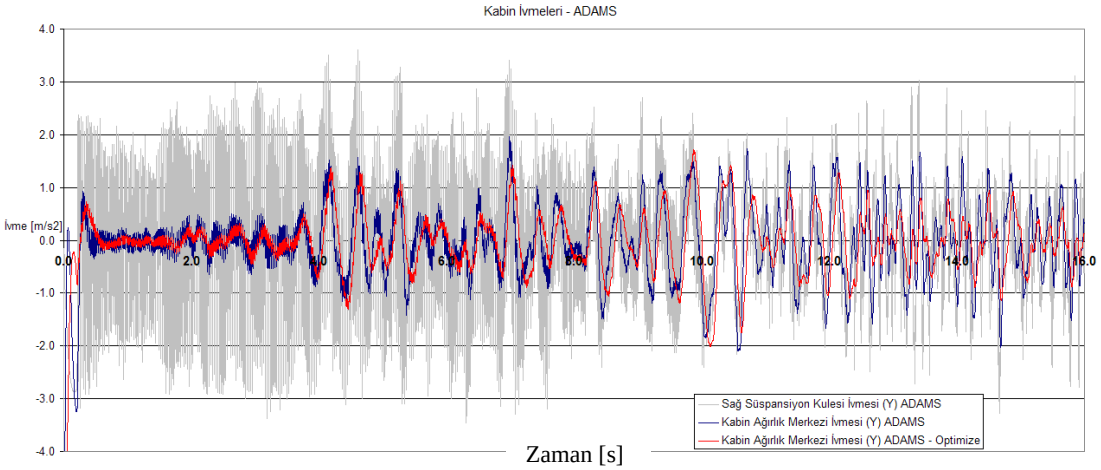


Şekil 3.56: Sağ Süspansiyon Kulesi

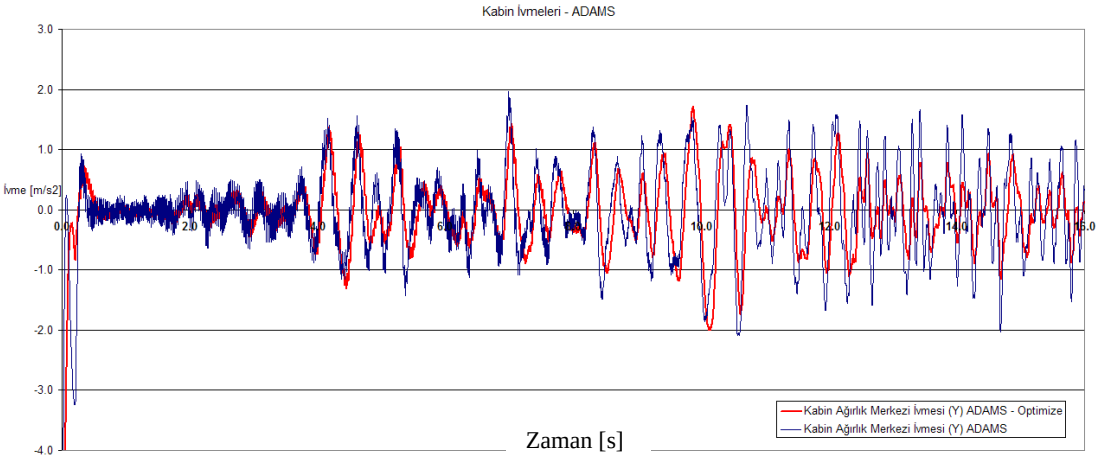


Şekil 3.57: Sağ Süspansiyon Kulesi

Oluşturulan bu yeni kabin modeline yoldan toplanmış olan $a_{y,şasi}$ verileri yine sağ ve sol süspansiyon kulelerine girdi olarak uygulanmış ve kabin ağırlık merkezindeki $a_{y,kabin}$ ADAMS çıktıları elde edilmiştir. Elde edilen yeni $a_{y,kabin,opt}$ verileriyle hat seviyesi kabine ait $a_{y,kabin}$ ADAMS çıktıları 0 – 16s veri takımı için Şekil 3.58 – 3.64 arasında karşılaştırılmıştır.

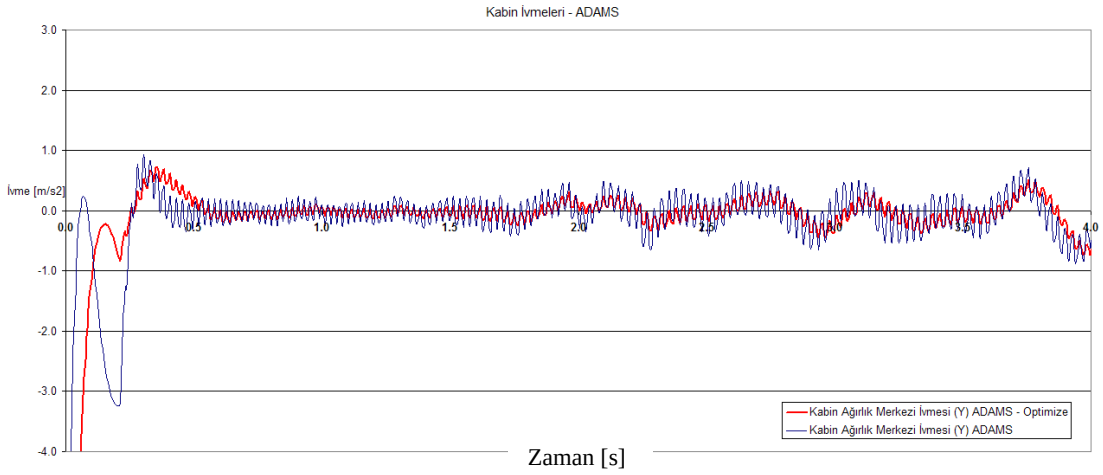


Şekil 3.58: $a_{y,sağ\ süspansiyon\ kulesi} - a_{y,kabin,hat} - a_{y,kabin,opt}$ 0 – 16s Verileri

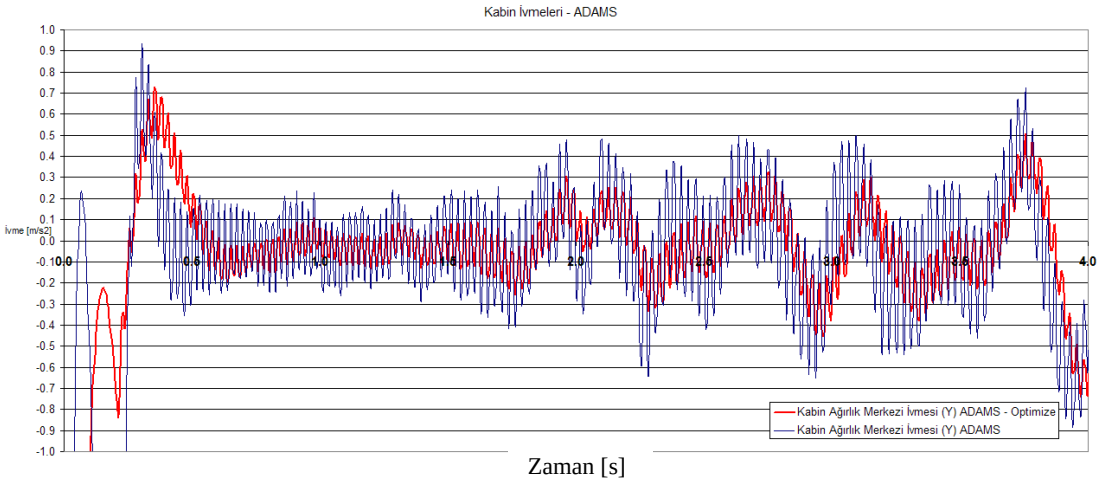


Şekil 3.59: $a_{y,kabin,hat} - a_{y,kabin,opt}$ 0 – 16s Verileri

Şekil 3.59 ve Şekil 3.48 karşılaştırıldığında modelde yapılan dizayn değişikliğinin $a_{y,kabin}$ üzerindeki etkisi açıkça görülmektedir. Verinin ilk 4s lik kısmında ivme genlikleri belirgin bir şekilde azaltıldığı gibi özellikle 8 – 16s aralığındaki $a_{y,kabin}$ genliklerinde %65 e varan düşme gözlemlenmiştir.



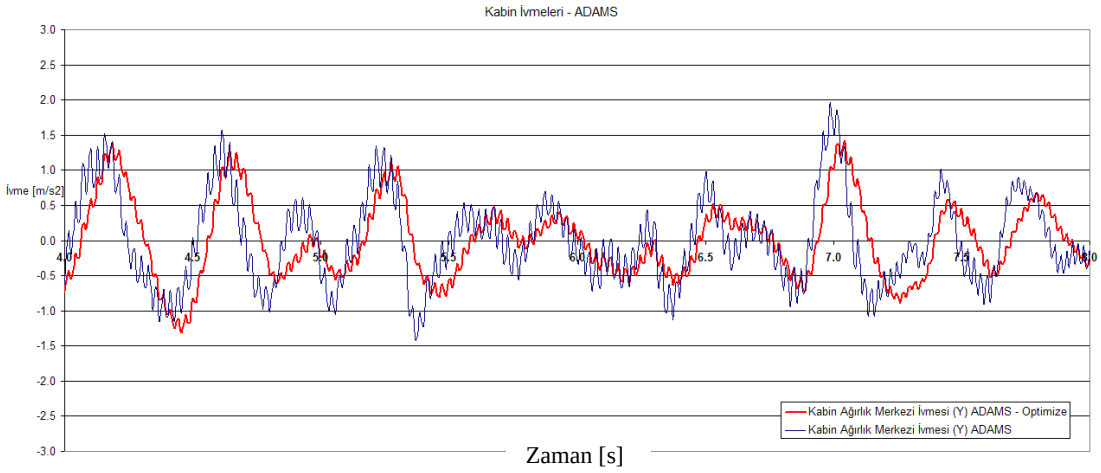
Şekil 3.60: $a_{y,kabin,hat} - a_{y,kabin,opt}$ 0 – 4s Verileri



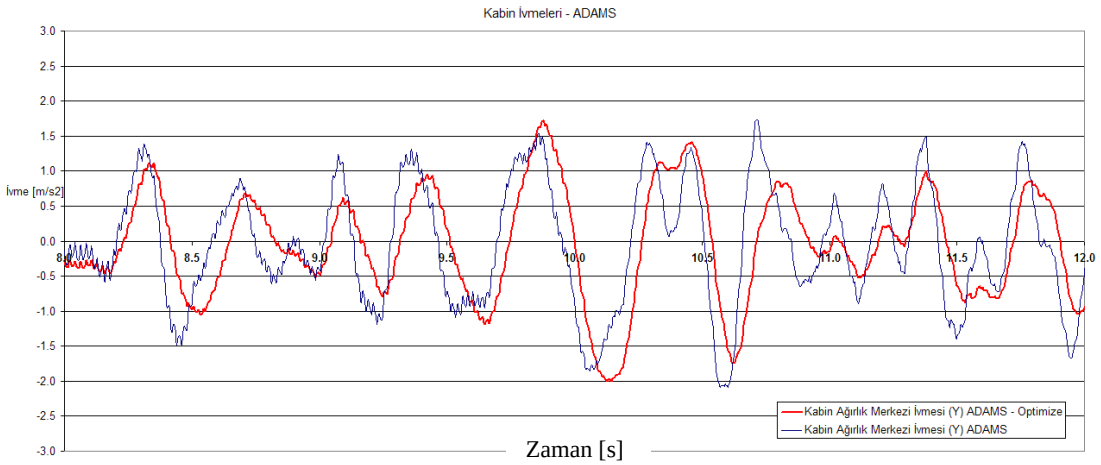
Şekil 3.61: $a_{y,kabin,hat} - a_{y,kabin,opt}$ 0 – 4s Verileri Detayı

Daha önce açıklanan nedenlerden dolayı ilk 0.21s de oluşan yüksek $a_{y,kabin}$ genliklerinde de iyileşme gözlemlenmiştir (Şekil 3.60). Yine 0 – 4s veri aralığı incelendiğinde $a_{y,kabin}$ genliğinde yaklaşık %50 düşüş oluştuğu görülebilir (Şekil 3.61). Bu değer yüksek frekanstaki $a_{y,şasi}$ değerlerine karşılık gelen veri aralığında oluşmuştur. Verinin t=5,5 – 6,5s kısmındaki $a_{y,kabin}$ genlikleri yaklaşık %50, t=7,0 – 8,0s için ise yaklaşık %25 oranında azaltılmıştır (Şekil 3.62).

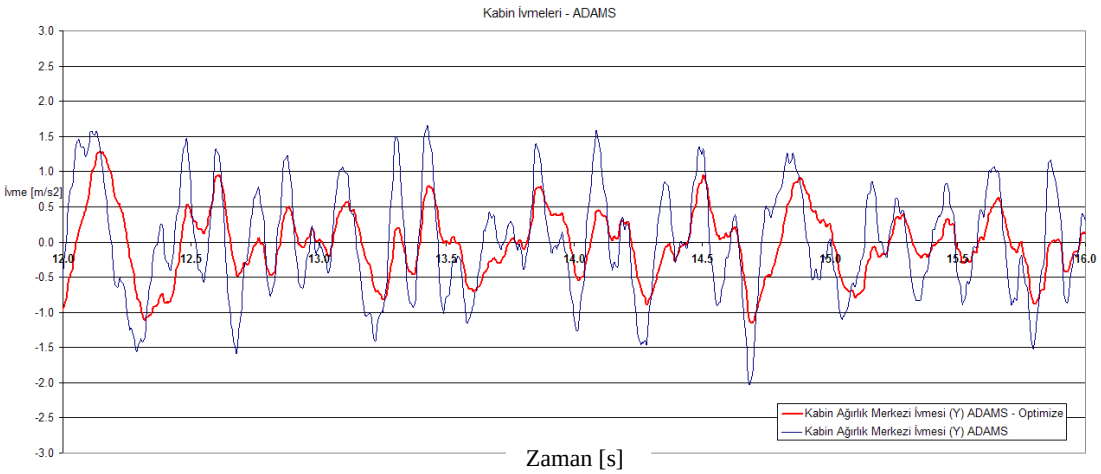
Verinin geri kalan 8s lik kısmında da genel olarak düşey kabin ivmesi genlikleri %25 - %50 oranında azaltılmıştır. Sadece t=9,5 – 10,7s için $a_{y,kabin,hat}$ genliklerine eşit veya daha yüksek genliğe sahip $a_{y,kabin,opt}$ değerleri oluşmuştur (Şekil 3.63). Kabin süspansiyon parametrelerinde ve dizaynında yapılan optimizasyonun $a_{y,kabin}$ üzerindeki etkisinin belirgin olarak görülebileceği diğer kısım ise t=12 –16s veri bölgesidir (Şekil 3.64).



Şekil 3.62: $a_{y,kabin,hat} - a_{y,kabin,opt}$ 4 – 8s Verileri



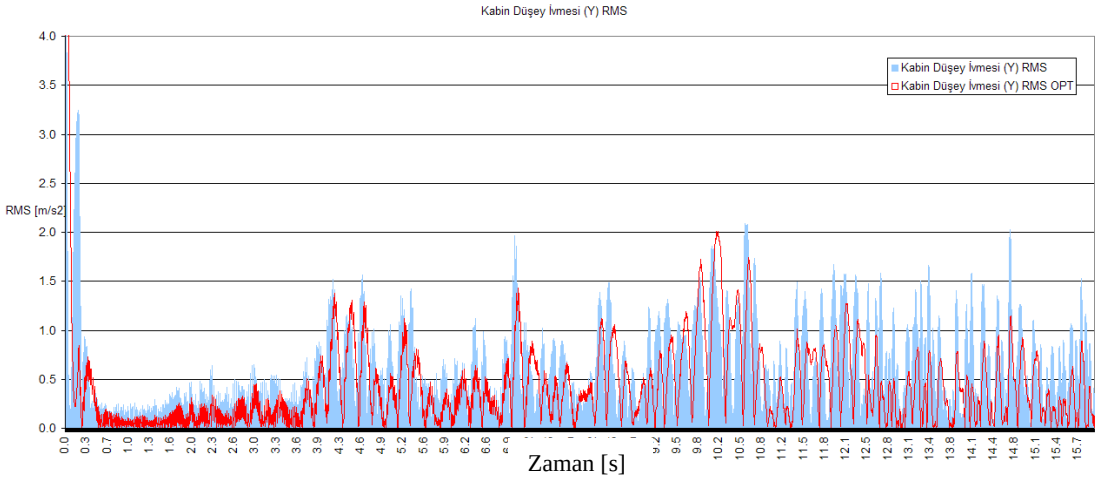
Şekil 3.63: $a_{y,kabin,hat} - a_{y,kabin,opt}$ 8 – 12s Verileri



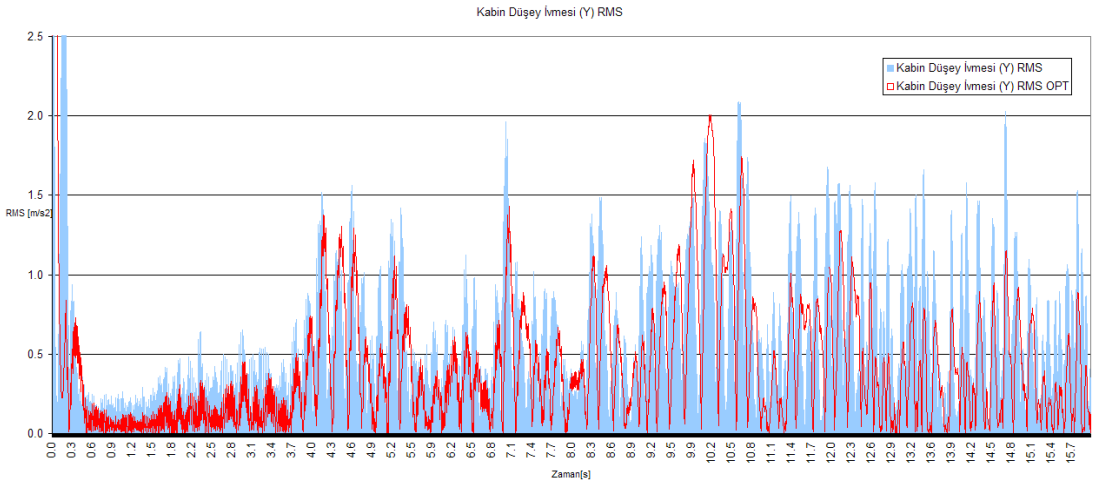
Şekil 3.64: $a_{y,kabin,hat} - a_{y,kabin,opt}$ 12 – 16s Verileri

Kabin dizaynında yapılan değişiklikler ve kabin parametrelerinin optimizasyonu ile düşey ivme genliklerinde elde edilen %25 – %50 oranındaki azalma, toplam RMS değerine benzer oranda yansımıştır. Şekil 3.65' de t=0 – 16s veri aralığı $a_{y,kabin}$ RMS

değerleri gösterilmiştir. Optimizasyon sonucu elde edilen RMS değeri ile hat seviyesi kabin modelinin ADAMS dinamik analizinden elde edilen RMS değerleri karşılaştırılmıştır. ADAMS dinamik analizi iterasyon basamağı sayısı ile yoldan elde edilen $a_{y,kabin}$ verisinin örnekleme frekansı birbirine eşit olmadığından RMS değerleri karşılaştırılamamıştır. Ancak önceki kısımlarda ortaya konduğu gibi ADAMS programında oluşturulan kabin modeli gerçek araç kabini test sonuçları ile korele edildiğinden, bu modele ait RMS çıktıları karşılaştırma yapmak için kullanılabilir. Şekil 3.65' de de her iki ADAMS modeline ait çıktıların karşılaştırılması görülmektedir.



Şekil 3.65: $a_{y,kabin}$ RMS Karşılaştırması



Şekil 3.66: $a_{y,kabin}$ RMS Karşılaştırması Detay

RMS değerleri karşılaştırıldığında beklendiği gibi optimize edilmiş kabin modeline ait $a_{y,kabin\ OPT,RMS}$ / $a_{y,kabin,RMS}$ oranının 0,75 – 0,50 olduğu görülmektedir (Şekil 3.66), bu da daha düşük RMS seviyelerine işaret etmektedir. Hedeflenen RMS iyileştirme oranının %25 olduğu hatırlanırsa elde edilen yeni $a_{y,kabin,RMS}$ değerlerindeki iyileşme

incelenmelidir. Yukarıdaki şekillerde incelenen veri aralığı (t=0 –16s) için her iki modele ait RMS değerlerinin toplamı ise şöyledir;

$$\sum_{t=0}^{16} a_{y,kabin,RMS} = 2{,}19.10^{3}\, m/s^{2} \qquad \textbf{(3.4)}$$

$$\sum_{t=0}^{16} a_{y,kabin,OPT,RMS} = 1{,}73.10^{3}\, m/s^{2} \qquad \textbf{(3.5)}$$

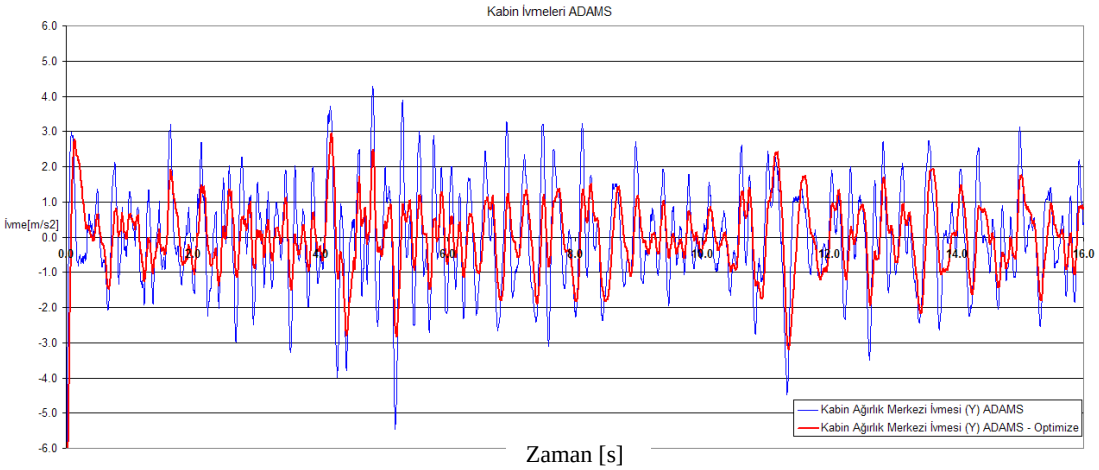
iki RMS toplamı arasındaki oran ise;

$$\frac{\sum_{t=0}^{16} a_{y,kabin,OPT,RMS}}{\sum_{t=0}^{16} a_{y,kabin,RMS}} = \frac{1{,}73.10^{3}}{2{,}19.10^{3}} = 0.79 \qquad \textbf{(3.6)}$$

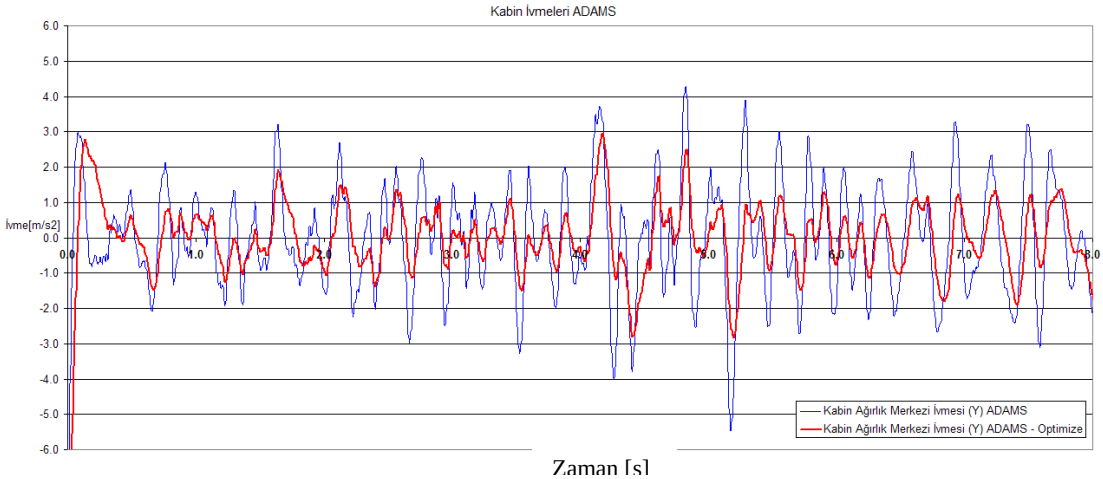
dir.

Yani bu veri aralığı için RMS değerinde %21 lik bir azalma elde edilmiştir. Hedeflenen iyileşme oranından sadece %4 uzakta kaldığı anlaşılmaktadır. Verinin diğer aralıkları ve tümü incelendiğinde ise aşağıdaki gözlemler elde edilir.

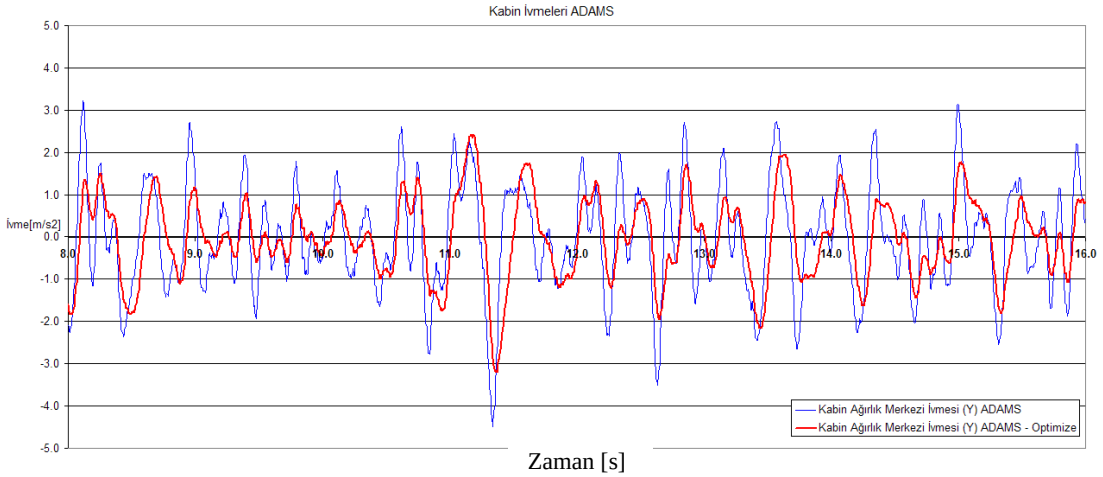
Toplanan yol verisinin 16 – 32s aralığı kabin süspansiyonu optimizasyonu açısından incelenirse, Şekil 3.67 – Şekil 3.69' dan da görüldüğü gibi oluşturulan yeni kabin modelinin hat seviyesine göre %10 ile %65 arasındaki oranlarda daha az $a_{y,kabin}$ genliklerine sahip olduğu sonucu elde edilir.



Şekil 3.67: $a_{y,kabin,hat} - a_{y,kabin,opt}$ 16 – 32s Verileri

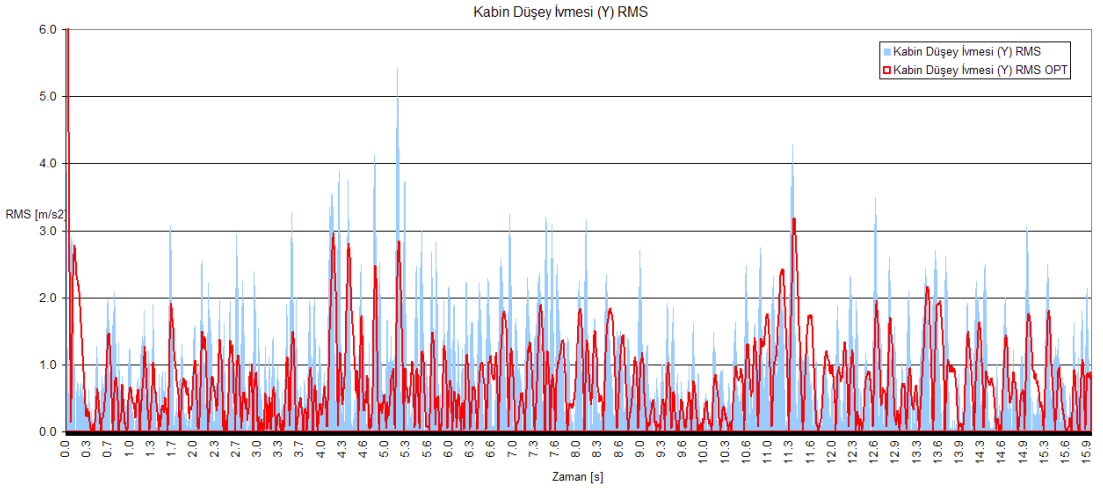


Şekil 3.68: $a_{y,kabin,hat} - a_{y,kabin,opt}$ 16 – 24s Verileri



Şekil 3.69: $a_{y,kabin,hat} - a_{y,kabin,opt}$ 24 – 32s Verileri

Belirtilen bu veri aralığında (16 – 32s) kabin ağırlık merkezinde oluşan RMS değerleri ise Şekil 3.70' de gösterilmiştir.



Şekil 3.70: $a_{y,kabin}$ RMS Karşılaştırması Detay

Şekil 3.70' de incelenen veri aralığı (t=0 –16s) için her iki modele ait RMS değerlerinin toplamı ise şöyledir;

$$\sum_{t=16}^{32} a_{y,kabin,RMS} = 4{,}44.10^{3}\, m/s^{2} \qquad \textbf{(3.7)}$$

$$\sum_{t=16}^{32} a_{y,kabin,OPT,RMS} = 3.04.10^{3}\, m/s^{2} \qquad \textbf{(3.8)}$$

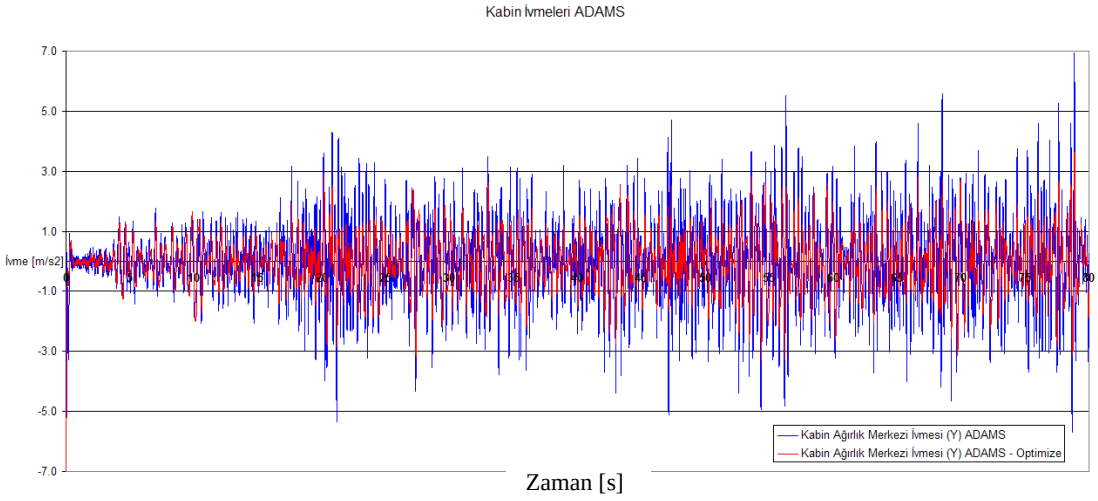
iki RMS toplamı arasındaki oran ise;

$$\frac{\sum_{t=16}^{32} a_{y,kabin,OPT,RMS}}{\sum_{t=16}^{32} a_{y,kabin,RMS}} = \frac{3{,}04.10^{3}}{4{,}44.10^{3}} = 0.68 \qquad \textbf{(3.9)}$$

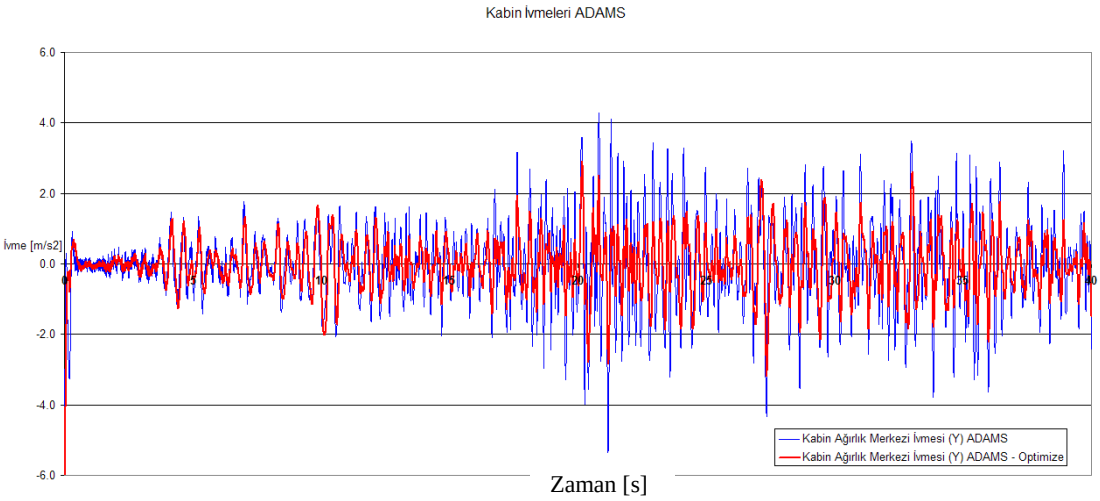
dir.

Bu veri aralığı için RMS değerinde %32 lik bir azalma elde edilmiştir. Hedeflenen oranından %7 daha fazla iyileşme kaydedilmiştir.

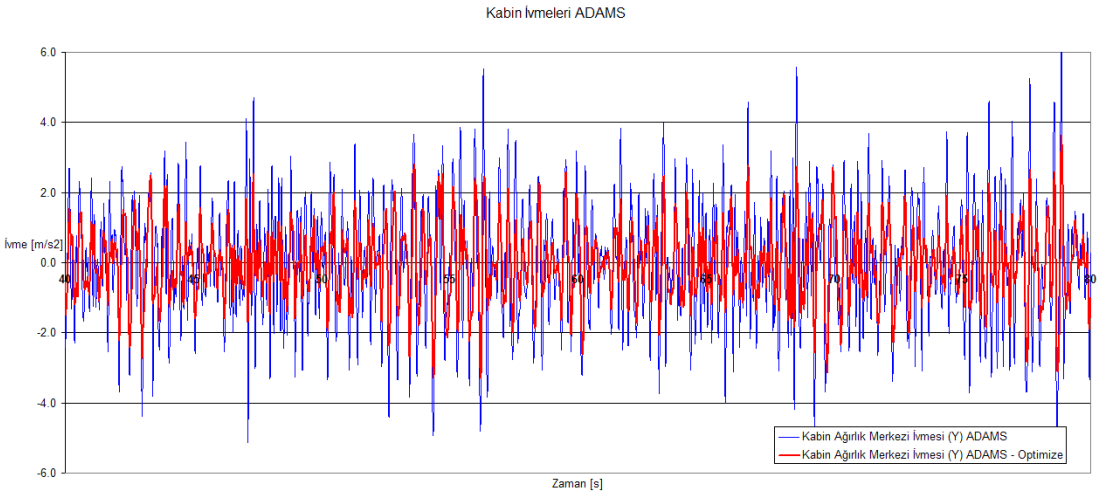
Yol verisinin tümü kabin süspansiyonu optimizasyonu açısından incelendiğinde (0 – 80s), Şekil 3.71 – Şekil 3.73' den de görüldüğü gibi oluşturulan yeni kabin modelinin hat seviyesine göre %10 ile %75 arasındaki oranlarda daha az $a_{y,kabin}$ genliklerine sahip olduğu sonucu elde edilir.



Şekil 3.71: $a_{y,kabin,hat} - a_{y,kabin,opt}$ 0 – 80s Verileri



Şekil 3.72: $a_{y,kabin,hat} - a_{y,kabin,opt}$ 0 – 40s Verileri



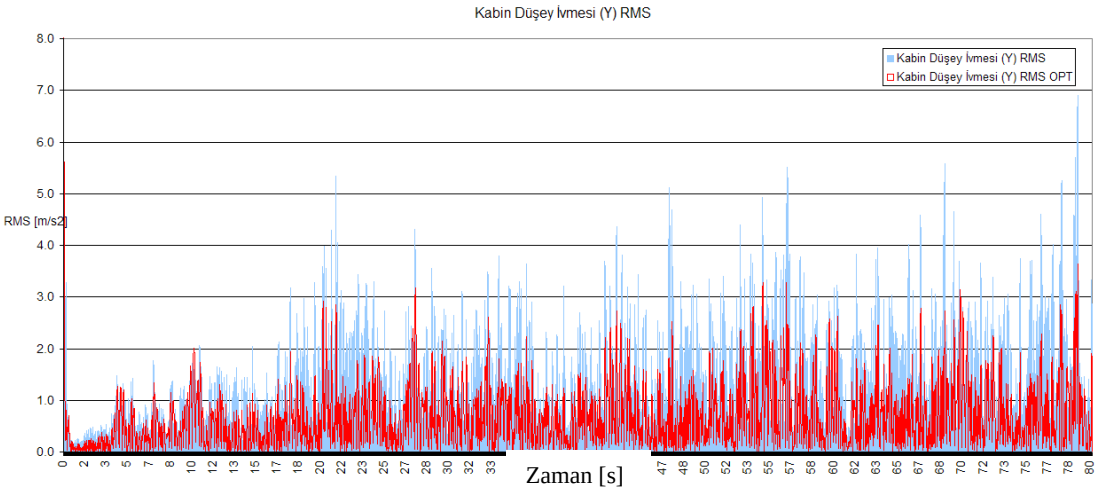
Şekil 3.73: $a_{y,kabin,hat} - a_{y,kabin,opt}$ 40 – 80s Verileri

Tüm bu veri aralığında kabin ağırlık merkezinde oluşan RMS değerleri ise Şekil 3.74' de gösterilmiştir. Hat seviyesi kabin süspansiyon modeli ile sürücü konforuna göre optimize edilmiş süspansiyon parametrelerine sahip kabin modeli arasında fark çok açık bir şekilde görülmektedir.

Şekil 3.74' de gösterilmiş veriler için her iki modele ait RMS değerlerinin toplamı ise şöyledir;

$$\sum_{t=0}^{80} a_{y,kabin,RMS} = 5{,}45.10^{3}\, m/s^{2} \qquad \textbf{(3.10)}$$

$$\sum_{t=0}^{80} a_{y,kabinOPT,RMS} = 3{,}53.10^{3}\, m/s^{2} \qquad \textbf{(3.11)}$$



Şekil 3.74: $a_{y,kabin}$ RMS Karşılaştırması Detay

İki RMS toplamı arasındaki oran ise;

$$\frac{\sum_{t=0}^{16} a_{y,kabin,OPT,RMS}}{\sum_{t=0}^{16} a_{y,kabin,RMS}} = \frac{3{,}53.10^{3}}{5{,}45.10^{3}} = 0.65 \qquad \textbf{(3.12)}$$

dir.

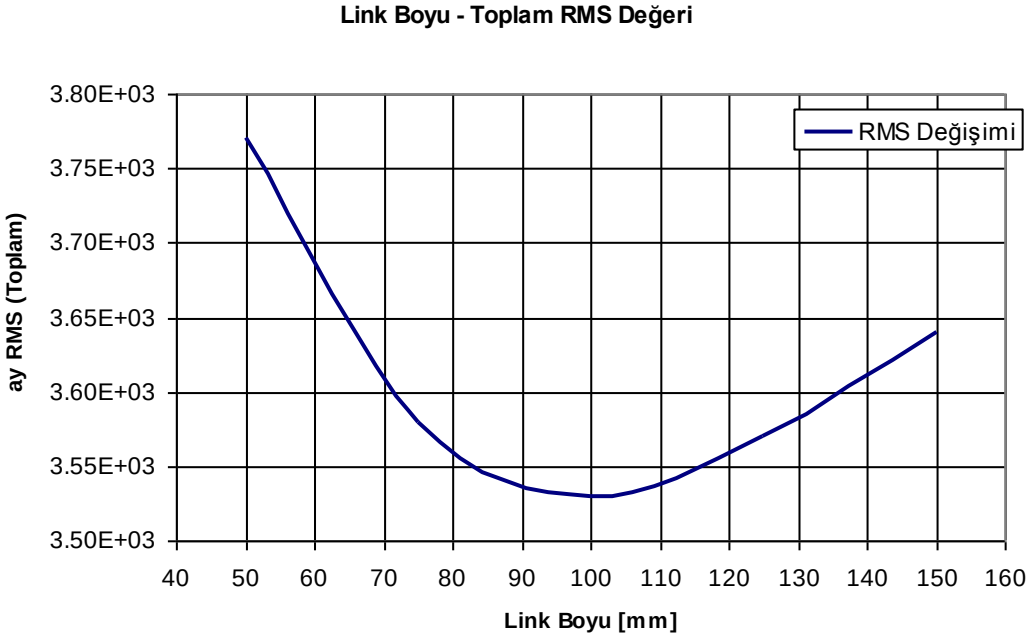
Tüm veri aralığı için RMS değerinde %35 lik bir azalma elde edilmiştir ki bu değer hedeflenen iyileşme oranından %10 daha iyi bir sonuçtur.

Şekil 3.75' de çeşitli uzunluklardaki Link Sol/Sağ parçaları ile 0 – 80s veri aralığında elde edilmiş toplam $a_{y,kabin}$ RMS değerleri arasındaki ilişki gösterilmiştir. Görüldüğü gibi 100mm boyundaki parçalarla bahsi geçen veri aralığında minimum toplam $a_{y,kabin}$ RMS değeri elde edilmektedir. Parçaların boyları uzadıkça veya kısaldıkça RMS değeri yükselmektedir. Örnek olarak parça boyları 50mm ve 150mm iken ortayan çıkan $a_{y,kabin}$ RMS değerleri aşağıda ayrı ayrı verilmiştir.

$$\sum_{t=0}^{80} a_{y,kabin,50mm,RMS} = 3{,}77.10^{3}\, m/s^{2} \qquad \textbf{(3.13)}$$

$$\sum_{t=0}^{80} a_{y,kabin,150mm,RMS} = 3{,}64.10^{3}\, m/s^{2} \qquad \textbf{(3.14)}$$

Link boyu 50mm iken toplam RMS değerinde %31, link boyu 150mm iken ise %33 lük bir azalma meydana gelmektedir.



Şekil 3.75: Link Boyu – Toplam RMS Değeri

İncelenmiş olan 0 –16s, 16 – 32s ve 0 – 80s veri aralıklarında elde edilen toplam RMS değerleri ADAMS $a_{y,kabin}$ çıktıları baz alınarak hesaplanmış ve sırasıyla 4000, 4000 ve 5000 iterasyon (veri noktasını) sonucunu içermektedir. O nedenledir ki 0 –16s ve 16 – 32s toplam RMS değerleri ile 0 – 80s aralığındaki toplam RMS değerleri arasında orantısal bir bağlantı yoktur. Böyle bir oran incelenmek istenirse 0 – 80s aralığı 5000 değil 20000 adımda incelenmeli ve toplam RMS değeri de bu yolla hesaplanmalıdır.

4. SONUÇLAR ve TARTIŞMA

Modelleme yoluyla süspansiyon parametrelerinin optimize edilmesi amacıyla, ADAMS programı kullanılarak gerçek bir kamyon kabininin kabin süspansiyon elemanları ile birlikte modeli oluşturulmuştur.

Modellenen kabinin halihazırda sahip olduğu kabin konforu gerçek yol testi sırasında subjektif olarak, elde edilen test verilerinin analizi sonucunda hesaplanan $a_{y,kabin}$ RMS değerleri ile de objektif olarak tespit edilmiştir. Subjektif konfor değerlendirmesinde bozuk yolda aracın sağladığı kabin konforunun artan müşteri beklentilerini karşılayabilecek seviyede olmadığı görülmüştür.

Oluşturulan model gerçek yol testleri ile Bölüm 3.2' de detaylı olarak belirtildiği gibi başarılı şekilde doğrulanmış, model çıktıları ile test verileri arasında korelasyon olduğu tespit edilmiştir. Daha sonra süspansiyon parametreleri optimize edilerek aracın kabin titreşim konforunda belirgin bir iyileşme sağlanmıştır. Optimazyon aşamasıyla ilgili detaylar Bölüm 3.3' de anlatılmıştır. Bu aşamada kabin – kabin kilidi bağlantıları ve kabin – şasi bağlatılarında kullanılan kabin süspansiyon elemanlarının sönümleme ve sertlikleri konfora göre optimize edilmiştir. Elde edilen yeni kabin süspansiyon parametreleri uygulanabilirlik açısından mümkün olmakla birlikte, kabin süspansiyonu dizaynında sanayi uygulamasına hızla adapte edilebilecek, düşük maliyetli ancak konforu arttırmada yüksek etkiye sahip değişiklik yapılmıştır. Bu dizayn değişikliğinde kabin kilidi ile kabin arasına (sol ve sağ) 100mm uzunluğunda, 30mm genişliğinde ve 20mm derinliğinde iki adet parça eklenmiştir. Bu parçaların uzunluğu maksimum konfor optimizasyonunu sağlayan değer olduğundan 100mm olarak seçilmiştir. Hem tasarım doğrulama ve hem de optimizasyon aşamalarında test aracı ile yoldan toplanan gerçek zamanlı kabin ve şasi düşey ivme verileri kullanılmıştır.

Bu çalışmada, kabin konforu optimizayon hedefi $a_{y,kabin}$ RMS değerlerini %25 oranında azalmak olarak belirlenmiştir. Süspansiyon parametrelerinde yapılan, detayları Bölüm 3.3' de belirtilmiş optimizasyon çalışmaları sonucunda, incelenen test verisinin 80s lik tüm aralığında kabin düşey ivmesi RMS değerinde %35 azalma

elde edilmiştir. Bu değer, hat seviyesi kabin ADAMS modelinin analizi sonucunda elde edilen $a_{y,kabin}$ RMS değerleri ile optimize edilmiş kabinin yine ADAMS modelinin analizinden ortaya çıkan $a_{y,kabin}$ RMS değerlerinin karşılaştırılması sonucunda ortaya çıkmıştır.

Bu çalışma sonucunda elde edilen konfor iyileşmesinin, başlangıçta ortaya konan %25 iyileştirme hedefini sağlamanın ötesinde sürücünün mekanik kabin süspansiyonunlu bir araçtan beklediği konfor seviyesine ulaştığı kanısına varılmıştır.

KAYNAKLAR

Erzi, A.I., 2002. Cadde ve Ray Taşıtları Titreşimleri 42088 Ders Notları, İ.T.Ü Makina Fakültesi Matbaası, İstanbul.

Güney, A., 1989. Taşıt Titreşimleri ve İrdelenmesi, İ.T.Ü Makina Fakültesi Matbaası, İstanbul.

Harris, C.M., 1996. Shock and Vibration Handbook, McGraw-Hill, New York.

McGuan, S.P. and Pintar, S.C., 1994. Modelling vehicle suspension structural compliance at Ford Motor Company using a coupling of ADAMS and MSC/NASTRAN, *45th Annual Earthmoving Industry Conference*, Peoria, Illinois,USA, April 12-13.

Mitschke, M., 1997. Dynamik Der Kraftfahrzeuge Band B:Schwingungen, Springer-Verlag, Berlin.

Steinwolf, A. and Connon III, W.H., 2005. Limitations of the Fourier transform for describing test course profiles, *Sound and Vibration,* February, 12-17.

ÖZGEÇMİŞ

Oğuz BATUKAN 1979 yılında İstanbul'da doğdu. İlköğrenimini Erenköy İlkokulu'nda tamamladı (1985-1990). Orta ve lise eğitimini Burak Bora Anadolu Lisesi'nde (1990-1997) tamamladıktan sonra, 1997 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Fakültesi, Makina Mühendisliği bölümünde lisans eğitimine başladı. 2001 yılında, dört senelik lisans eğitimini başarı ile tamamlayıp Makina Mühendisi olarak İ.T.Ü' den mezun oldu. Batukan, 2001 yılından bu yana İ.T.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Otomotiv Programı'nda yüksek lisans eğitimine devam etmektedir.