İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

PASİF VE YARI-AKTİF KAMYON KABİNİ SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ TASARIMI VE OPTİMİZASYONU

YÜKSEK LiSANS TEZİ
Mak. Müh. Çağatay ÇAKIR
(518041008)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 8 Mayıs 2006
Tezin Savunulduğu Tarih : 27 Haziran 2006

Tez Danışmanı :	**Doç.Dr. Ata MUĞAN**
Diğer Jüri Üyeleri	**Doç.Dr. Şeniz ERTUĞRUL (İTÜ)**
	Doç.Dr. Hakan TEMELTAŞ (İTÜ)

HAZİRAN 2006

ÖNSÖZ

Önce Anneme,

Bu tezin hazırlanması süresince destek olduğun ve beni hep ama hep sevdiğin için...

Tüm aileme...

Her zaman yanımda olan sevgili Hocam Doç. Dr. Ata MUĞAN´a…

Moral desteklerini hiç esirgemeyen Gizem Öztimur ve Sena Cimilli`ye, İlker Altay ve Mesut Acar`a, İbrahim Günal ve Özgür Uyar`a

Mesut Kırca`ya...

Bu tezi yazarken yardımlarından dolayı, bir defa az olduğu için Gizem`e bir kez daha...

Anadolu Üniversitesinden Prof. Dr. Hüseyin Akçay ve Semiha Türkay`a...

Otosandaki çalışma arkadaşlarım Dilek Bayrak, Serdar Güngör, Uğur Hasdedeoğlu, Bülent Keşli, Ahmet Kanbolat ve sevgili Emre Çetin`e...

Teknisyen Gökhan ve Ahmet abi`ye...

Ve daha sayamadığım nice dostlarıma...

Herşey için teşekkürler...

Mayıs 2006 Çağatay Çakır

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR vi

TABLO LİSTESİ vii

ŞEKİL LİSTESİ viii

SEMBOL LİSTESİ xi

ÖZET xiii

SUMMARY xiv

1.GİRİŞ 1

2. İNSAN VÜCUDUNUN MEKANİK TİTREŞİMLERE CEVABI 2

2.1 ISO İnsan Titreşimleri Standartları Parametreleri ve Titreşim Seviyeleri 2

2.2 İnsan Vücudunun Frekans Cevabı 5
2.2.1 Ağırlıklandırılmış frekanslar 6
2.2.2 Vücut-frekans ağırlık eğrisi ve referans ekseni 7

3. DOĞRUSAL OLMAYAN KAMYON KABİNİ HAREKET DENKLEMLERİ 9

3.1 Kabin Modeli için Kinetik ve Potansiyel Enerji Denklemlerinin Çıkarımı 10

3.2 Lagrange Denklemindeki Terimlerin Hesabı 12

3.3 Sistemin Hareket Denklemleri 14
3.3.1 Pasif ve aktif hal için hareket denklemlerinin sağ tarafı 15

4. AKTİF, YARI-AKTİF VE PASİF SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ 17

4.1 Aktif Süspansiyon Sistemleri 17

4.2 Yarı-Aktif Süspansiyon 17

4.3 Pasif Süspansiyon Sistemleri **18**

4.4 Aktif mi, Pasif mi, Yarı-aktif mi? **18**

5. ALTERNATİF PASİF SÜSPANSİYON MEKANİZMALARI **19**

5.1 Tam Tandem Mekanizması **19**

5.2 Yarı-tandem Mekanizması: **21**

5.3 Tandem Mekanizma Uyarlamaları **22**
5.3.1 Uyarlanmış yarı tandem 22
5.3.2 Uyarlanmış tam tandem 23

5.4 Adams Modelleri **24**
5.4.1 Bağımsız salıncak kollu 6 yaylı tasarım 25
5.4.2 Çubuksuz yarı tandem 25
5.4.3 Çubuklu yarı tandem 26
5.4.4 Çubuksuz tam tandem 27
5.4.5 Çubuklu tam tandem 28

5.5 Adams Simulasyon ve Sonuçları **28**
5.5.1 Üç modelin performans karşılaştırması 29
5.5.2 Düşey ve yatay ivmeler yönünden iki modelin karşılaştırılmaları 32
5.5.2.1 0.5 Oranlı çubuksuz yarı tandem: 32
5.5.2.2 Bağımsız salıncaklı 6 yaylı mekanizma: 33
5.5.2.3 Genel karşılaştırma ve sonuçlar: 34

6. HESAPLAMALI KUVVET KONTROLCÜSÜ VE YARI AKTİF KONTROL **35**

6.1 Matematiksel Model ve Kontrol Denklemleri **35**
6.1.2 Ön süspansiyon 36
6.1.2.1 Salıncak kolu kuvveti 37
6.1.2.2 Ön sağ parça 37
6.1.2.3 Ön sol parça 38
6.1.3 Arka süspansiyon 38
6.1.3.1 Sağ arka parça 39
6.1.3.2 Sol arka parça 41

6.2 Adams-Simulink Eş Zamanlı Kontrol Benzeşimleri **42**

7. PROTOTİP KAMYON **47**

7.1 Algılayıcılar **47**
7.1.1 Konum ölçer 48
7.1.2 İvme ölçer 49

7.2 Yarı Aktif Damperler **51**

7.3 Elektronik Kontrol Sistemi **54**
7.3.1 RapidPro için seçilen koşullandırma ve güç modülleri 56
7.3.1.1 Algılayıcı modülü (SC-Al 4/1) 56
7.3.1.2 Güç modülü (PS-FBD 2/1) 57
7.3.2 Elektronik kontrol biriminin programlanması 58
7.3.2.1 Simulinkde giriş çıkış ve kontrol algoritmasının oluşturulması 59
7.3.2.2 Algılayıcıların statik denge sıfırlaması 60
7.3.2.3 MR damper akım değeri ve uygulama 61
7.3.2.4 Alt akım kontrol sistemi 62
7.3.2.5 İvme ölçerler için filtre tasarımı 65

8.YOL TESTLERİ **67**

8.1 Simetrik Engel Testleri **68**
8.1.1 50 km/saat hız için simetrik engel testi 68
8.1.2 70 km/saat hız için simetrik engel testi 70

8.2 Asimetrik Engel Testleri **72**
8.2.1 40 km/saat hız için asimetrik engel testi 72
8.2.2 50 km/saat hız için asimetrik engel testi 74
8.2.1 70 km/saat hız için asimetrik engel testi 76

9.SONUÇLAR VE TARTIŞMA **79**

KAYNAKLAR **81**

EKLER **83**

ÖZGEÇMİŞ **113**

KISALTMALAR

EKB: Elektronik Kontrol Birimi
DGM: Dalga Genişlik Modülasyonu
PWM: Pulse Width Modulation
KOD: Karesel Ortalama Değer
ER: Elektroreolojik
MR: Magnetoreolojik
ISO: International Organization for Standardization

TABLO LİSTESİ

Sayfa No

Tablo 5. 1: Uyarı-Tepki Şiddeti. 30
Tablo 5. 2: Modifiye edilmiş sonuçlar. 30
Tablo 5. 3: Referans kabin modeline göre performans iyileşmesi 31
Tablo 5. 4: Referans kabin modeline göre performans iyileşmesi 31
Tablo 5. 5: Karşılaştırma tablosu. 31

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 2. 2: Sinüzoidal bir titreşim için konum değişimi, hız ve ivme arasındaki ilişki. 3
Şekil 2. 3: Farklı titreşim büyüklükleri. 4
Şekil 2. 4: İnsan vücudunun matematiksel modeli. 5
Şekil 2. 5: İnsan vücudu için ağırlıklandırılmış frekans eğrileri. 6
Şekil 2. 6: İnsan vücudu için frekans eğrisi ve referans koordinat takımı....7

Şekil 3. 1: Kabin matematiksel modeli,....9

Şekil 5. 1: Tam tandem süspansiyon modeli. 19
Şekil 5. 2: Yarı tandem süspansiyon modeli....21
Şekil 5. 3: Kabine uyarlanmış yarı tandem....22
Şekil 5. 4: Kabine uyarlanmış çubuksuz tam tandem. 23
Şekil 5. 5: Kabine uyarlanmış çubuklu tam tandem (kabinin arka tarafındaki mekanizma). 23
Şekil 5. 6: Bağımsız salıncaklı 6 yaylı model....25
Şekil 5. 7: Yarı tandem mekanizması ADAMS modeli. 26
Şekil 5. 8: Yarı tandem mekanizmalı kabin 26
Şekil 5. 9: Çubuklu yarı tandem mekanizması. 27
Şekil 5. 10: Tam tandem mekanizmalı kabin modeli 27
Şekil 5. 11: Tam tandem mekanizmalı Adams kabin modeli....28
Şekil 5. 12: Kullanılan uyarıların örnek ADAMS kodu ve grafiği. 29
Şekil 5. 13: 0.5 oranlı çubuksuz yarı tandem düşey ivmelenme grafiği. 32
Şekil 5. 14: 0.5 Oranlı çubuksuz yarı tandem yatay ivmelenme grafiği....33
Şekil 5. 15: Optimize edilmiş ve edilmemiş, 6 yaylı model düşey ivmelenme grafiği. ..33
Şekil 5. 16: Optimize edilmiş ve edilmemiş, 6 yaylı model yatay ivmelenme grafiği. ...33

Şekil 6. 1: Modellenen kabinin ön süspansiyon mekanizması 36
Şekil 6. 2: Şematik ön süspansiyon mekanizması. 36
Şekil 6. 3: Ön süspansiyon sağ parça. 37
Şekil 6. 4: Ön süspansiyon sol parça. 38
Şekil 6. 5: Modellenen kabinin arka süspansiyon mekanizması 38
Şekil 6. 6: Sağ arka süspansiyon şematik görünüşü 39
Şekil 6. 7: Ara parçanın şasi bağlantı noktası etrafında göre α kadar dönmüş hali. 39
Şekil 6. 8: Ara parça cisim diagramı. 40

Şekil 6. 9: Sol arka süspansiyon şematik görünüşü. 41
Şekil 6. 10: Model ve durum değişkenleri. 42
Şekil 6. 11: Üretilen Adams blokları. 43
Şekil 6. 12: Oluşturulan Adams bloğunun detaylı yapısı. 43
Şekil 6. 13: Adams Fonksiyon Bloğu 44
Şekil 6. 14: Simulinkte tasarlanan kontrolcü ve ADAMS modellerinin birleştirilmesi 44
Şekil 6. 15: Kontrolcü giriş çıkışları 45
Şekil 6. 16: Uyarı sinyali 45
Şekil 6. 17: Kontrollü ve pasif cevabın karşılaştırılması 46

Şekil 7. 1: Prototip kamyon bileşenleri. 47
Şekil 7. 2: Konum algılayıcı Isaac Senlin101 48
Şekil 7. 3: Arka kabin konum algılayıcı paketlemesi. 49
Şekil 7. 4: Arka akslardaki konum algılayıcıları. 49
Şekil 7. 5: İvme ölçer Crossbow LP 50
Şekil 7. 6: Ön kabin yay-damper bağlantı noktasındaki ivme ölçer ve konum ölçer 50
Şekil 7. 7: Arka süspansiyon ivme ve konum ölçerler 50
Şekil 7. 8: Bir MR damperin iç yapısı. 51
Şekil 7. 9: Magnetoreolojik damper 52
Şekil 7. 10: MR damper için akım-hız ve sönüm (damper) katsayısı grafiği 53
Şekil 7. 11: MR damper kumanda akımını bulmak için oluşturulan enterpolasyonlu dinamik veri tablosu. 54
Şekil 7. 12: Otomotiv uygulamaları için geliştirilen MikroAutoBox 55
Şekil 7. 13: Kontrol sistemi birleşim şeması 55
Şekil 7. 14: MikroAutoBox ve Rapidpro sistemleri 56
Şekil 7. 15: SC-Al 4/1 modülünün şematik iç yapısı. 57
Şekil 7. 16: Güç modülü şematik yapısı ve MR damperin modüle bağlanması. 58
Şekil 7. 17: ControlDesk programında hazırlanan bir arayüz ve yol testi sonuçları. 59
Şekil 7. 18: Dspace RapidPro ve MicroAutoBox blokları. 59
Şekil 7. 19: Simulinkde oluşturulup, EKB´ye yüklenmeye hazırlanan giriş-çıkış ve kontrol algoritması 60
Şekil 7. 20: Analog girişlerden alınan sinyaller ve koşullandırma. 60
Şekil 7. 21: MR damperlere gönderilecek akım değerlerinin bulunması. 61
Şekil 7. 22: MR damper akım değerlerinin bulunması için oluşturulan atomik alt sistem içeriği 62
Şekil 7. 23: Değişik görev çevrimleri için DGM sinyalleri. 63
Şekil 7. 24: Alt akım kontrol çevrimi. 63
Şekil 7. 25: DGM dalga kırpılma tipleri. 64
Şekil 7. 26: Filtreli ve filtresiz İvme ölçer sinyali 65
Şekil 7. 27: Fdatool filtre arayüzü ve tasarlanan filtrenin frekans cevabı 66
Şekil 7. 28: Tasarlanan filtrelerin karşılaştırılması için kullanılan simulink diagramı 66

Şekil 8. 1: Prototip kamyon ile yol testi 67
Şekil 8. 2 : Test alanı 67
Şekil 8. 3: Simetrik engel testi 68
Şekil 8. 4 : 50 km/saat hızda kontrol sistemi kapalı simetrik engel testi 68
Şekil 8. 5 : 50 km/saat hızda kontrol sistemi açıkken simetrik engel testi 69

Şekil 8. 6 : 50 km/saat hızda simetrik engel, kontrollü ve pasif hal karşılaştırması.....69
Şekil 8. 7 : 50 km/saat hızda simetrik engel, kontrollü ve pasif hal KOD karşılaştırması 70
Şekil 8. 8: 70 km/saat hızda kontrol sistemi kapalı simetrik engel testi.....70
Şekil 8. 9: 70 km/saat hızda kontrol sistemi açıkken simetrik engel testi 71
Şekil 8. 10: 70 km/saat hızda simetrik engel, kontrollü ve pasif hal karşılaştırması.....71
Şekil 8. 11 : 70 km/saat hızda simetrik engel, kontrollü ve pasif hal KOD karşılaştırması 72
Şekil 8. 12 : 40 km/saat hızda kontrol sistemi kapalı asimetrik engel testi.....72
Şekil 8. 13 : 40 km/saat hızda kontrol sistemi açıkken asimetrik engel testi 73
Şekil 8. 14 : 40 km/saat hızda asimetrik engel, kontrollü ve pasif hal karşılaştırması....73
Şekil 8. 15 : 40 km/saat hızda asimetrik engel, kontrollü ve pasif hal KOD karşılaştırması 74
Şekil 8. 16 : 50 km/saat hızda kontrol sistemi kapalı asimetrik engel testi.....74
Şekil 8. 17 : 50 km/saat hızda kontrol sistemi açıkken asimetrik engel testi 75
Şekil 8. 18 : 50 km/saat hızda asimetrik engel, kontrollü ve pasif hal karşılaştırması....75
Şekil 8. 19 : 50 km/saat hızda asimetrik engel, kontrollü ve pasif hal KOD karşılaştırması 76
Şekil 8. 20 : 70 km/saat hızda kontrol sistemi kapalı asimetrik engel testi.....76
Şekil 8. 21 : 70 km/saat hızda kontrol sistemi açıkken asimetrik engel testi 77
Şekil 8. 22 : 70 km/saat hızda asimetrik engel, kontrollü ve pasif hal karşılaştırması....77
Şekil 8. 23 : 70 km/saat hızda asimetrik engel, kontrollü ve pasif hal KOD karşılaştırması 78

SEMBOL LİSTESİ

$\mathbf{a_{eq}}$: Eşdeğer ivme değeri
$\mathbf{L_{eq}}$: Eşdeğer ivme seviyesi
$\mathbf{L_d}$: Desibel olarak titreşim seviyesi
$\mathbf{a_{ref}}$: Referans seviyesi
$\mathbf{z_A}$: Sağ ön kabin – yay/damper bağlantı noktası düşey koordinatı
$\mathbf{z_{A0}}$: Sağ ön şasi – yay/damper bağlantı noktası düşey koordinatı
$\mathbf{z_B}$: Sol ön kabin – yay/damper bağlantı noktası düşey koordinatı
$\mathbf{z_{B0}}$: Sol ön şasi – yay/damper bağlantı noktası düşey koordinatı
$\mathbf{z_C}$: Sağ arka kabin – yay/damper bağlantı noktası düşey koordinatı
$\mathbf{z_{C0}}$: Sağ arka şasi – yay/damper bağlantı noktası düşey koordinatı
$\mathbf{z_D}$: Sol arka kabin – yay/damper bağlantı noktası düşey koordinatı
$\mathbf{z_{D0}}$: Sol arka şasi – yay/damper bağlantı noktası düşey koordinatı
$\mathbf{l_1}$: Ön kabin bağlantı noktalarının y ekseni boyunca kütle merkezine mesafesi
$\mathbf{l_2}$: Arka kabin bağlantı noktalarının y ekseni boyunca kütle merkezine mesafesi
$\mathbf{n_1}$: Sağ arka kabin bağlantı noktasının x ekseni boyunca kütle merkezine mesafesi
$\mathbf{n_2}$: Sol arka kabin bağlantı noktasının x ekseni boyunca kütle merkezine mesafesi
$\mathbf{n_3}$: Sol ön kabin bağlantı noktasının x ekseni boyunca kütle merkezine mesafesi
$\mathbf{n_4}$: Sağ ön kabin bağlantı noktasının x ekseni boyunca kütle merkezine mesafesi
$\mathbf{G}$: Kabin kütle merkezi
$\mathbf{H_G}$: Kabin kütle merkezi yüksekliği
$\mathbf{z_G}$: Kabin kütle merkezi düşey koordinatı
θ : Kabin yunuslama (pitch) açısı
ϕ : Kabin yalpalama (roll) açısı
$\mathbf{T}$: Kinetik enerji
$\mathbf{U}$: Potansiyel enerji
$\mathbf{L}$: Lagrange değişkeni
$\mathbf{k_Ö}$: Ön yay katsayısı
$\mathbf{k_A}$: Arka yay katsayısı
$\mathbf{k_b}$: Burulma çubuğu yay katsayısı
$\mathbf{F_A}$: Sağ ön damper kuvveti
$\mathbf{F_B}$: Sol ön damper kuvveti
$\mathbf{F_C}$: Sağ arka damper kuvveti

$\mathbf{F_D}$: Sol arka damper kuvveti

f_{xG} : x_G değişkeni için genelleştirilmiş kuvvet
f_{yG} : y_G değişkeni için genelleştirilmiş kuvvet
f_{zG} : z_G değişkeni için genelleştirilmiş kuvvet
f_θ : θ değişkeni için genelleştirilmiş kuvvet
f_ϕ : ϕ değişkeni için genelleştirilmiş kuvvet

ÖZET

Bu çalışmada, uzun yol taşımacılığında önemli bir ihtiyaç olan sürücü rahatlığı ve konforunu arttırmak üzere Ford Cargo kamyon için önce yeni pasif kabin süspansyonu tasarımları ve optimizasyonları yapılmıştır. Bu amaçla, mevcut kamyon kabin süspansiyon mekanizmaları ile birlikte tandem mekanizmaları incelenmiş ve bu araştırmalar sonucu yeni tasarımlar geliştirilmiştir. Bu tasarımlardan yola çıkılarak ADAMS modelleri oluşturulmuş, hazırlanan ADAMS modellerine şasi esnekliği de düşünülerek dört ayrı noktadan uygulanan darbe fonksiyonları ile tasarlanan mekanizmalar arasında performans karşılaştırmaları yapılmış ve bu mekanizmalar optimize edilmiştir. Daha sonra yarı aktif bir kabin süspansiyon tasarımı gerçekleştirilip, modelleme, kontrol ve bilgisayar benzetimleri yapılmıştır. Son olarak algılayıcılar, magnetoreolojik damperler ve elektronik kontrol birimi ile donatılmış yarı aktif kabin süspansiyonlu bir prototip kamyon hazırlanmıştır. Hazırlanan bu prototip araç ile yol testleri yapılmış ve tasarlanan hesaplamalı kuvvet kontrolcüsünün gerçek performansı ölçülmüştür.

SUMMARY

In this research, to improve ride comfort, new truck cab suspension designs are made and optimizations are completed. Current cab suspension designs are investigated and new suspension designs including tandem and semi tandem suspensions are applied to the cab suspension systems. Then designed mechanisms are modeled on ADAMS, tested for performance evaluations. Following, a semi-active cab suspension is designed for a Ford Cargo truck and a prototype truck with semi active suspension system is prepared. Experiments are completed by using this prototype truck.

1.GİRİŞ

Konfor arayışı günümüzde daha önce hiçbir zaman olmadığı kadar önem kazanmıştır. Daha hızlının, daha güçlünün yanında "daha konforlu ve rahat" sıfatı da müşteri için önemli bir seçim kriteri haline gelmiştir. Özellikle otomotiv sanayi bu konfor arayışının çok yoğunlaştığı bir sektördür. Firmalar performans yüksekliği, güç, hız ve maliyet kriterleri ile beraber konfor ve rahatlık içinde Ar-Ge çalışmaları yapmaktadırlar.

Yurdumuzda uzun mesafeli taşımacılığın ve ulaşımın büyük ölçüde karayolu ile gerçekleştirildiği düşünülecek olursa bizim için konforun araç performansından daha önemli bir kriter olduğu pekala söylenebilir. Hele uzun yol taşımacılığı yapan ağır vasıta sürücülerimizin kendilerini yormayacak rahat ve konforlu bir araç ihtiyacı inkar edilemez.

Uzun yol taşımacılığında önemli bir ihtiyaç olan sürücü rahatlığı ve konforu gerçekleştirmek üzere Ford Cargo kamyon için alternatif pasif kabin süspansiyonu mekanizmaları ile yarı aktif kabin süspansyonu tasarımı ve kontrolü projemizin amacıdır.

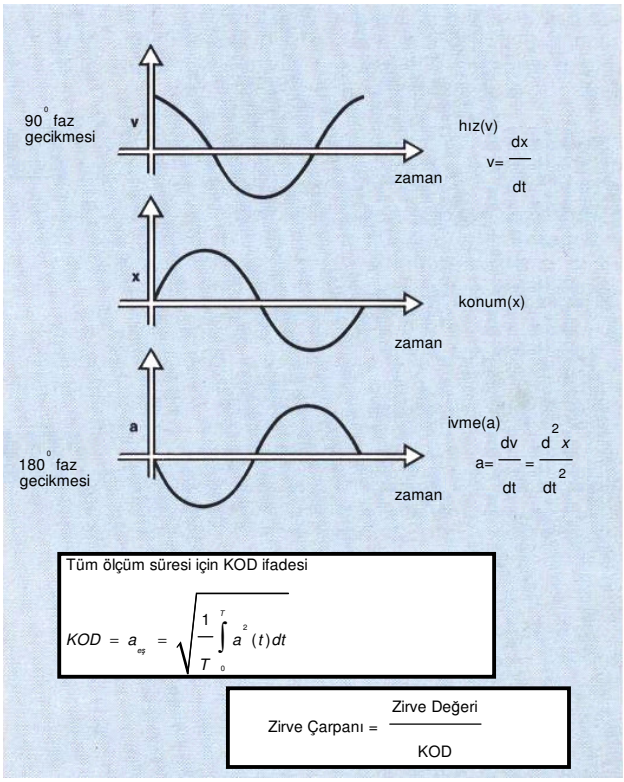
Bu amaçla, önce insan vücudunun titreşimlere duyarlılığı incelendi, daha sonra sürücü konforunu sağlamak üzere yeni pasif mekanizmalar, matematik modeler ve yarı-aktif bir süspansiyon sistemi tasarlandı. Son olarak yarı aktif süspansiyonlu bir prototip kamyon sistemi inşaa edildi ve yol testleri yapıldı.

2. İNSAN VÜCUDUNUN MEKANİK TİTREŞİMLERE CEVABI

İnsan vücudu günlük hayatta otobüs, minibüs, tren gibi taşıma araçlarını kullanırken uzun yada kısa süreli meknik titreşimlere maruz kalır. Ayrıca birçok insan çalışma saatleri içerisinde el aletleri, makinalar ve ağır vasıtaların ürettiği mekanik titreşimlere maruz kalmaktadır. Tıpkı ses titreşimleri dinlemekten zevk duyduğumuz müzik veya rahatsız edici gürültü olabileceği gibi, mekanik titreşimlerde rahatlatıcı veya rahatsız edici olabilir. Devamlı surette kuvvetli ve uzun süreli mekanik titreşimler insan vücuduna kalıcı zararlar dahi verebilir. Bu sebeblerden dolayı insan vücudunun mekanik titreşimlere verdiği cevapların bilimsel olarak araştırılma ihtiyacı ortaya çıkmıştır. Bu amaçla yapılan çalışmalar neticesinde ISO insan titreşimleri standartları geliştirilmiştir.

2.1 ISO İnsan Titreşimleri Standartları Parametreleri ve Titreşim Seviyeleri

İnsan vücudu titreşim üreten bir mekanik aletle temas ettiğinde, sabit bir referansa göre titreşimin etkisiyle konumu değişir. Bu konum değişikliği titreşimin şiddetinin bir ölçüsü olarak kullanılabilir. Titreşimler ayrıca hız ve ivme parametreleriyle de tanımlanabilirler. Konum değişimi, hız ve ivme arasındaki ilişki sinüzoidal bir titreşim için şekil 2.1 de verilmiştir.



Şekil 2. 1: Sinüzoidal bir titreşim için konum değişimi, hız ve ivme arasındaki ilişki.

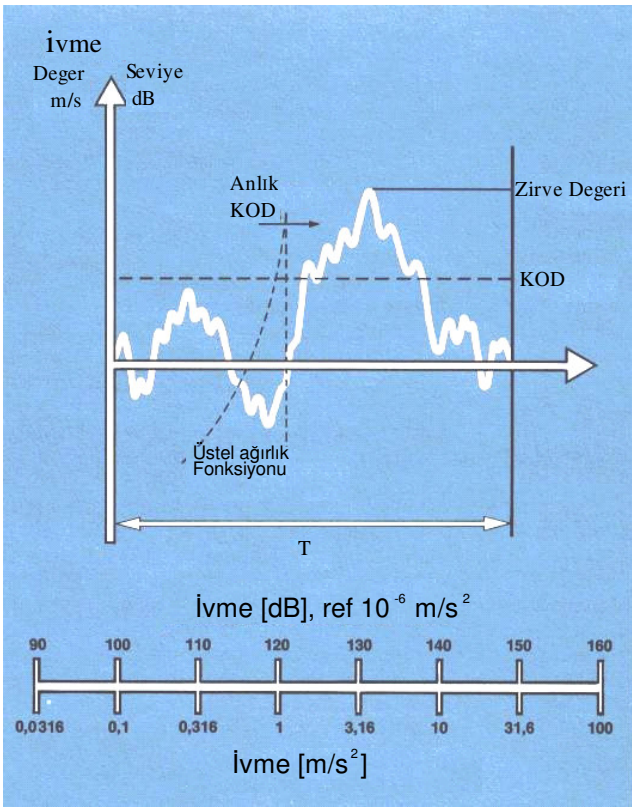
ISO standartlarının uygulanması için ivme değerleri titreşim mertebelerini belirleyici faktör olarak ölçülür. T ölçüm zamanı olmak üzere birkaç farklı büyüklük titreşimi tanımlamak için kullanılabilir.

Zirve Değeri: İvmenin ölçüm zamanı T içindeki anlık maksimum değeridir. Özellikle ani şokların şiddetlerinin tanımlanmasında iyi bir ayraçtır.

İvmenin Karesel Ortalama Değeri (KOD): Anlık ivme değerlerinin karelerinin ortalama değerinin karekökünе eşittir. KOD nispeten uzun bir zaman aralığında hesaplanır ve titreşimin enerji içeriği ile ilintili bir ivme değeri verir. Bu yüzden çoğu zaman eşdeğer ivme değeri $\mathbf{a_{eq}}(m/s^2)$ veya eşdeğer ivme seviyesi $\mathbf{L_{eq}}$ (desibel). olarak adlandırılır.

Anlık Karesel Ortalama: Eğer KOD ölçüm süresine göre düşük bir zaman aralığında hesaplanırsa buna Anlık Karesel Ortalama denir. Bu değer hesaplanırken ivmeler üstel olarak ağırlıklandırılır. Bunun anlamı son ölçülen değerlere öncekilere göre daha fazla ağırlık verilmesidir (Bkz. şekil 2.2).

Zirve Çarpanı: Zirve değeri ile tüm ölçüm süresi içerisinde hesaplanan KOD arasındaki orandır. Bir titreşim ne kadar ani (impulsive) ise zirve çarpanı değeri o kadar yüksektir. Anlık titreşimler, anlık olmayan titreşimlere nazaran daha tehlikeli kabul edilirler ve zirve çarpanı değeri bu zararlı titreşim içeriklerinin belirlenmesinde iyi bir ayraçtır.



Şekil 2. 2: Farklı titreşim büyüklükleri.

İvme değeri m/s^2 -ki bu durumda **a** ile gösterelim- veya ivme seviyesi ($\mathbf{L_d}$ ile gösterelim), desibel (dB) olarak ölçülebilir. Bu ikisi arasında $10^{-6} m/s^2$ = 0 dB gibi bir

referans düzeyi tanımlandığı takdirde bir **a** ivmesi aşağıdaki gibi bir $\mathbf{L_d}$ seviyesi olarak gösterilebilir:

$$L_d\ (dB) = 20 \log_{10} [a/a_{ref}] \qquad \textbf{(2.1)}$$

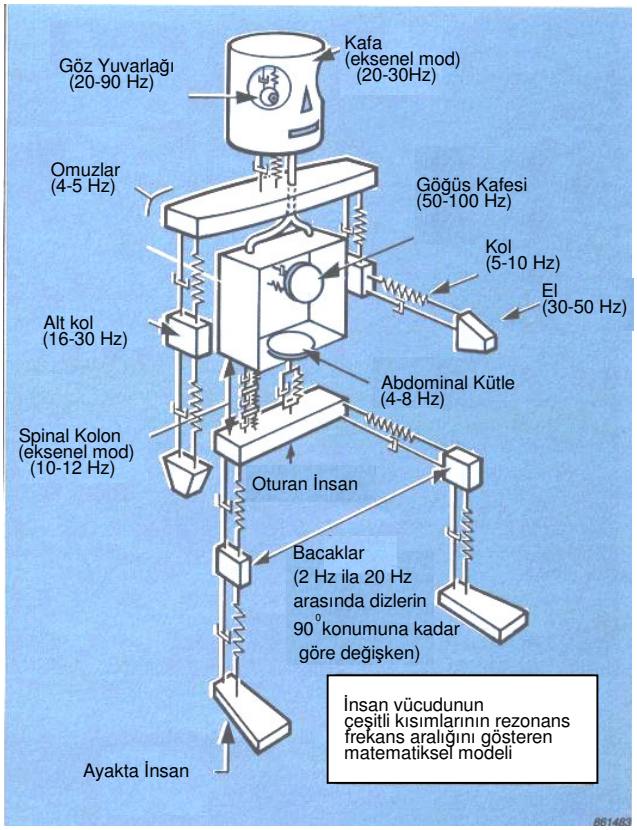
Burada, L_d = Desibel olarak titreşim seviyesi

a = m/s^2 cinsinden ölçülen ivme

a_{ref} = referans seviyesi= $10^{-6} m/s^2$ ´dir.

2.2 İnsan Vücudunun Frekans Cevabı

Bir makinanın mekanik titreşimi, makinanın çalışan parçalarından kaynaklanır. Makinanın her parçasının hareketiyle ilişkili belli bir frekansı vardır ve insan vücuduna iletilen genel titreşim bunların bileşimidir. İnsan vücudu ise her frekanstaki titreşimlere eşit şekilde duyarlılık göstermediği için bu husus büyük önem arzetmektedir.



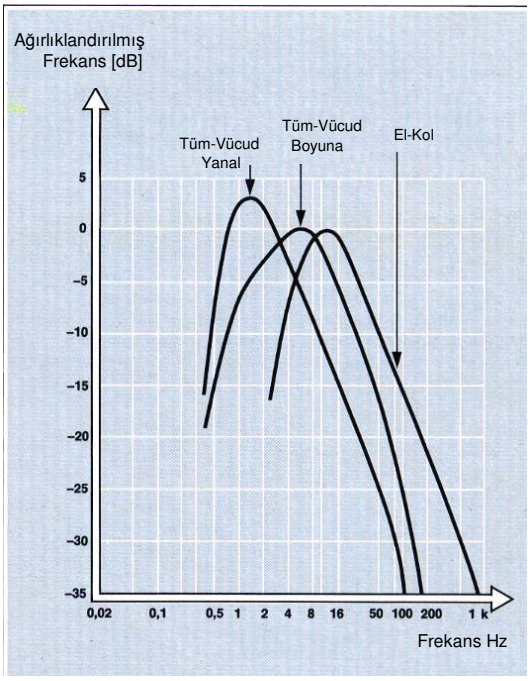
Şekil 2. 3: İnsan vücudunun matematiksel modeli.

İnsanların niçin bazı frekanslara daha duyarlı olduğunu anlamak için insan vücudunu mekanik bir sistem gibi düşünebiliriz. Aynen bir mekanizma gibi insan vücudununda ayrı parçalarının ayrı frekanslara hassasiyeti vardır. Ayrıca insan vücudunun tümüyle simetrik olmaması işleri daha da karmaşıklaştırmaktadır, ve şunu da unutmamak gerekir ki aynı titreşime tamamen aynı tepkiyi gösteren iki insan yoktur. Buna rağmen insan vücudunun titreşim cevabını simule edebilen yeterli bio-mekanik modeller geliştirilmiştir.

Şekilde büyük ölçüde basitleştirilmiş, her bölümün ayrı ayrı kütle ve yay-damper ikilileri ile temsil edildiği bir model görülüyor.

2.2.1 Ağırlıklandırılmış frekanslar

İnsan vücudu farklı frekans ve yönlerden gelen mekanik titreşimlere farklı hassasiyet gösterir. Bir titreşimin zararlı etkilerini belirlerken bu faktörler dikkate alınmalıdır. ISO (International Standards Organizations) bu amaçla üç ağırlıklı eğri önermektedir.

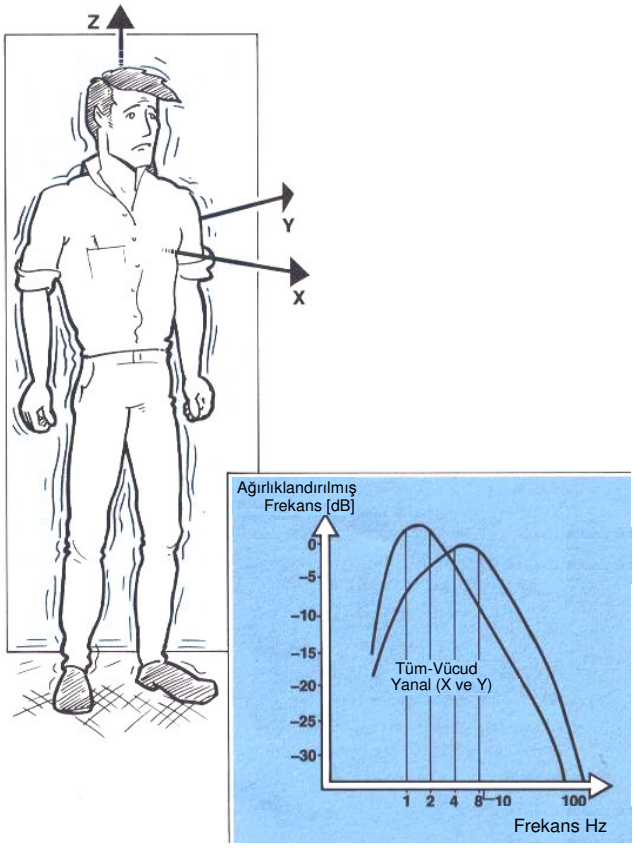


Şekil 2. 4: İnsan vücudu için ağırlıklandırılmış frekans eğrileri.

Belli bir yöndeki titreşim, insanın duyarlılık frekansı aralığındaki tüm frekanslarda ölçülür, ve insan vücudunun daha duyarlı olduğu frekanslara diğer frekanslara nazaran daha fazla önem (ağırlık) verilir. Bu ağırlıklandırma, ölçülen titreşim seviyesi ile nesnel rahatsızlık ve darbe duygusu arasında iyi bir korelasyon sağlar.

2.2.2 Vücut-frekans ağırlık eğrisi ve referans ekseni

Vücut titreşimleri, merkezi insan kalbinde olan dik bir eksen takımının tüm doğrultuları boyunca ölçülmelidir (Bkz Şekil 2.5). Düşey yön Z ile belirtilen doğrultudur. İnsan bu doğrultuda en çok 4-8 Hz frekans aralığındaki titreşimlere duyarlıdır. İnsanın X ve Y doğrultularındaki titreşimlere olan duyarlılığı birbirlerinden pek farklı olmayıp, bu doğrultularda ençok 1-2 Hz arasındaki titreşimlere karşı hassasdır.



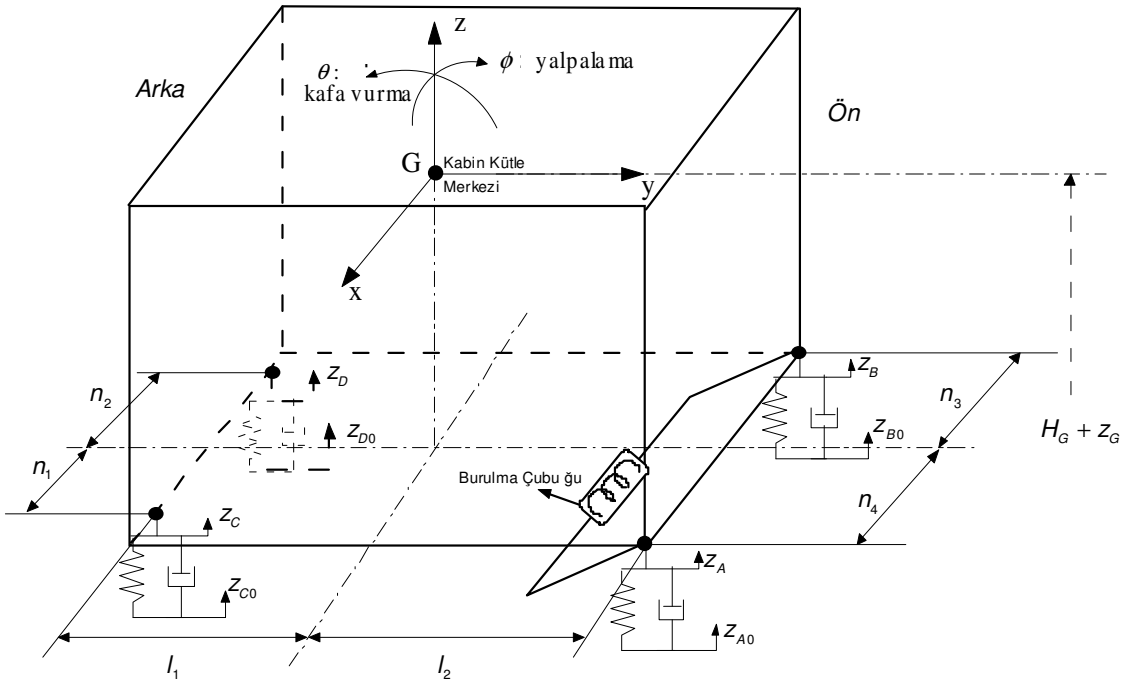
Şekil 2. 5: İnsan vücudu için frekans eğrisi ve referans koordinat takımı

0.1 Hz- 0.63 Hz frekans aralığı genelde mide bulantısı, deniz veya araba tutması duygusunun nedeni olarak kabul edilir. Ancak, bu frekans aralığındaki titreşimlere

maruz kalan insanların verdikleri cevap yalnızca titreşimin kendisine bağlı değil, aynı zamanda görüş, kokular, yaş gibi faktörlere de bağlıdır ve bu durum insan üzerindeki titreşim çalışmalarını zorlaştırmaktadır. [1]

3. DOĞRUSAL OLMAYAN KAMYON KABİNİ HAREKET DENKLEMLERİ

Üzerinde çalışılan kamyon kabini için detaylı bir matematiksel modelini elde etmek için Lagrange yöntemi ile kabin için doğrusal olmayan hareket denklemleri çıkarıldı.



Şekil 3. 1: Kabin matematiksel modeli,

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\lambda}_i}\right) - \left(\frac{\partial L}{\partial \lambda_i}\right) = F_i \qquad \textbf{(3.1)}$$

Burada $L = T - U$ Lagrange değişkeni, sistemin kinetik enerjisi T ve potansiyel enerjisi U arasındaki farka eşittir. λ_i genelleştirilmiş koordinatlar ve F_i genelleştirilmiş kuvvettir.

3.1 Kabin Modeli için Kinetik ve Potansiyel Enerji Denklemlerinin Çıkarımı

Kinetik enerji denklemi:

$$T = \frac{1}{2} m(\dot{x}_G{}^2 + \dot{y}_G{}^2 + \dot{z}_G{}^2) + \frac{1}{2} I_x \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} I_y \dot{\phi}^2 \quad \textbf{(3.2)}$$

Potansiyel enerji denklemi ise aşağıdaki gibidir :

$$U = mg(H_G + z_G) + \frac{1}{2} k_{\ddot{O}} (z_A - z_{A0})^2 + \frac{1}{2} k_{\ddot{O}} (z_B - z_{B0})^2 + \frac{1}{2} k_b (\frac{\delta_{kot}}{l_b})^2 + \frac{1}{2} k_A [(z_C - z_{C0})^2 + (z_D - z_{D0})^2] \quad \textbf{(3.3)}$$

Burada z_A, z_B, z_C, z_D ve δ_{kot} ifadeleri aşağıdaki gibidir :

$$z_A = z_G + l_2 \sin\theta + n_4 \sin\phi \quad \textbf{(3.4)}$$

$$z_B = z_G + l_2 \sin\theta - n_3 \sin\phi \quad \textbf{(3.5)}$$

$$z_C = z_G - l_1 \sin\theta + n_1 \sin\phi \quad \textbf{(3.5)}$$

$$z_D = z_G - l_1 \sin\theta - n_2 \sin\phi \quad \textbf{(3.6)}$$

$$\delta_{kot} = [(z_A - z_{A0}) - (z_B - z_{B0})] \quad \textbf{(3.7)}$$

Potansiyel enerji denklemini kolaylık açısından parçalara ayıralım.

$$U = mg(H_G + z_G) + P + R + S \quad \textbf{(3.8)}$$

Bu durumda P, R ve S ifadeleri aşağıdaki gibi olur:

$$P = \frac{1}{2} k_{\ddot{O}} (z_A - z_{A0})^2 + \frac{1}{2} k_{\ddot{O}} (z_B - z_{B0})^2 \quad \textbf{(3.9)}$$

$$R = \frac{1}{2} k_b (\frac{\delta_{kot}}{l_b})^2 \quad \textbf{(3.10)}$$

$$S = \frac{1}{2} k_A [(z_C - z_{C0})^2 + (z_D - z_{D0})^2] \quad \textbf{(3.11)}$$

z_A, z_B, z_C, z_D ve δ_{kot} ifadelerini P, R ve S ifadelerinde yerlerine koyalım ve ifadeleri açalım.

Bu takdirde, P ifadesi:

$$P = \frac{1}{2}k_{\ddot{O}}(z_G + l_2\sin\theta + n_4\sin\phi - z_{A0})^2 + \frac{1}{2}k_{\ddot{O}}(z_G + l_2\sin\theta - n_3\sin\phi - z_{B0})^2$$

$$= \frac{1}{2}k_{\ddot{O}}[z_G{}^2 + l_2{}^2\sin^2\theta + n_4{}^2\sin^2\phi + z_{A0}{}^2 + 2z_G l_2\sin\theta + 2z_G n_4\sin\phi$$
$$-2z_G z_{A0} + 2l_2\sin\theta n_4\sin\phi - 2l_2\sin\theta z_{A0} - 2n_4\sin\phi z_{A0}] + \frac{1}{2}k_{\ddot{O}}[z_G{}^2$$
$$+l_2{}^2\sin^2\theta - n_3{}^2\sin^2\phi - z_{B0}{}^2 + 2z_G l_2\sin\theta - 2z_G n_3\sin\phi - 2z_G z_{B0}$$
$$-2l_2\sin\theta n_3\sin\phi - 2l_2\sin\theta z_{B0} + 2n_3\sin\phi z_{B0}] \qquad \textbf{(3.12)}$$

$$= \frac{1}{2}k_{\ddot{O}}[2z_G{}^2 + 2l_2{}^2\sin^2\theta + n_4{}^2\sin^2\phi + n_3{}^2\sin^2\phi + z_{A0}{}^2 + z_{B0}{}^2$$
$$+4z_G l_2\sin\theta + 2z_G n_4\sin\phi - 2n_3 z_G\sin\phi - 2z_G z_{A0} - 2z_G z_{B0}$$
$$+2l_2 n_4\sin\theta\sin\phi - 2l_2 n_3\sin\theta\sin\phi - 2l_2 z_{A0}\sin\theta - 2l_2 z_{B0}\sin\theta$$
$$-2n_4\sin\phi z_{A0} + 2n_3\sin\phi z_{B0}]$$

$$\text{veya } P = k_{\ddot{O}}z_G{}^2 + k_{\ddot{O}}l_2{}^2\sin^2\theta + \frac{1}{2}k_{\ddot{O}}n_4{}^2\sin^2\phi + \frac{1}{2}k_{\ddot{O}}n_3{}^2\sin^2\phi + \frac{1}{2}k_{\ddot{O}}z_{A0}{}^2$$
$$+\frac{1}{2}k_{\ddot{O}}z_{B0}{}^2 + 2k_{\ddot{O}}z_G l_2\sin\theta + k_{\ddot{O}}z_G n_4\sin\phi - k_{\ddot{O}}n_3 z_G\sin\phi - k_{\ddot{O}}z_G z_{A0} - k_{\ddot{O}}z_G z_{B0} \qquad \textbf{(3.13)}$$
$$+k_{\ddot{O}}l_2 n_4\sin\theta\sin\phi - k_{\ddot{O}}l_2 n_3\sin\theta\sin\phi - k_{\ddot{O}}l_2 z_{A0}\sin\theta - k_{\ddot{O}}l_2 z_{B0}\sin\theta$$
$$-k_{\ddot{O}}n_4\sin\phi z_{A0} + k_{\ddot{O}}n_3\sin\phi z_{B0}]$$

R ifadesi:

$$R = \frac{1}{2}k_b[\frac{(z_A - z_{A0}) - (z_B - z_{B0})}{l_b}]^2 = \frac{1}{2}k_b[\frac{z_A - z_B + z_{B0} - z_{A0}}{l_b}]^2$$
$$= \frac{1}{2}k_b[\frac{(n_4 + n_3)\sin\phi + z_{B0} - z_{A0})}{l_b}]^2 = \frac{1}{2}\frac{k_b}{l_b{}^2}[(n_4 + n_3)^2\sin^2\theta \qquad \textbf{(3.14)}$$
$$+z_{B0}{}^2 + z_{A0}{}^2 + 2(n_4 + n_3)\sin\phi z_{B0} - 2(n_4 + n_3)\sin\phi z_{A0} - 2z_{A0}z_{B0}]$$

$$\text{veya } R = \frac{1}{2}\frac{k_b}{l_b{}^2}(n_4 + n_3)^2\sin^2\theta + \frac{1}{2}\frac{k_b}{l_b{}^2}z_{B0}{}^2 + \frac{1}{2}\frac{k_b}{l_b{}^2}z_{A0}{}^2 + \frac{k_b}{l_b{}^2}(n_4 + n_3)\sin\phi z_{B0} \qquad \textbf{(3.15)}$$
$$-\frac{k_b}{l_b{}^2}(n_4 + n_3)\sin\phi z_{A0} - \frac{k_b}{l_b{}^2}z_{A0}z_{B0}]$$

S ifadesi:

$$S=\frac{1}{2}k_A[(z_C-z_{C0})^2+(z_D-z_{D0})^2]=\frac{1}{2}k_A[z_G{}^2+l_1{}^2\sin^2\theta+n_1{}^2\sin^2\phi+z_{C0}{}^2$$
$$-2l_1z_G\sin\theta+2n_1z_G\sin\phi-2z_{C0}z_G-2l_1n_1\sin\theta\sin\phi+2l_1z_{C0}\sin\theta \quad \textbf{(3.16)}$$
$$-2n_1z_{C0}\sin\phi+z_G{}^2+l_1{}^2\sin^2\theta+n_2{}^2\sin^2\phi+z_{D0}{}^2-2l_1z_G\sin\theta-2n_2z_G\sin\phi$$
$$-2z_{D0}z_G+2l_1n_2\sin\theta\sin\phi+2l_1z_{D0}\sin\theta+2n_2z_{D0}\sin\phi]$$

$$\text{veya } S=k_Az_G{}^2+k_Al_1{}^2\sin^2\theta+\frac{1}{2}k_An_1{}^2\sin^2\phi+\frac{1}{2}k_An_2{}^2\sin^2\phi+\frac{1}{2}k_Az_{C0}{}^2$$
$$+\frac{1}{2}k_Az_{D0}{}^2-2k_Al_1z_G\sin\theta+k_An_1z_G\sin\phi-k_An_2z_G\sin\theta-k_Az_{C0}z_G \quad \textbf{(3.17)}$$
$$-k_Az_{D0}z_G-k_Al_1n_1\sin\theta\sin\phi+k_Al_1n_2\sin\theta\sin\phi+k_Al_1z_{C0}\sin\theta$$
$$+k_Al_1z_{D0}\sin\theta-k_An_1z_{C0}\sin\phi+k_An_2z_{D0}\sin\phi$$

3.2 Lagrange Denklemindeki Terimlerin Hesabı

Bulduğumuz bu ifadeleri birleştirip L için genel bir ifade bulalım.

$$L=T-U\Rightarrow L=T-mgH_G-mgz_G-P-S-R \quad \textbf{(3.18)}$$

Bu ifadeyi açarsak

$$
\begin{aligned}
L = T = {} & \frac{1}{2} m(\dot{x}_G{}^2 + \dot{y}_G{}^2 + \dot{z}_G{}^2) + \frac{1}{2} I_x \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} I_y \dot{\phi}^2 - k_{\ddot{O}} z_G{}^2 - k_{\ddot{O}} l_2{}^2 \sin^2\theta \\
& - \frac{1}{2} k_{\ddot{O}} n_4{}^2 \sin^2\phi - \frac{1}{2} k_{\ddot{O}} n_3{}^2 \sin^2\phi - \frac{1}{2} k_{\ddot{O}} z_{A0}{}^2 - \frac{1}{2} k_{\ddot{O}} z_{B0}{}^2 - 2 k_{\ddot{O}} z_G l_2 \sin\theta \\
& - k_{\ddot{O}} z_G n_4 \sin\phi + k_{\ddot{O}} n_3 z_G \sin\phi + k_{\ddot{O}} z_G z_{A0} + k_{\ddot{O}} z_G z_{B0} - k_{\ddot{O}} l_2 n_4 \sin\theta \sin\phi \\
& + k_{\ddot{O}} l_2 n_3 \sin\theta \sin\phi + k_{\ddot{O}} l_2 z_{A0} \sin\theta + k_{\ddot{O}} l_2 z_{B0} \sin\theta + k_{\ddot{O}} n_4 \sin\phi z_{A0} \\
& - k_{\ddot{O}} n_3 \sin\phi z_{B0} - k_A z_G{}^2 - k_A l_1{}^2 \sin^2\theta - \frac{1}{2} k_A n_1{}^2 \sin^2\phi - \frac{1}{2} k_A n_2{}^2 \sin^2\phi \\
& - \frac{1}{2} k_A z_{C0}{}^2 - \frac{1}{2} k_A z_{D0}{}^2 + 2 k_A l_1 z_G \sin\theta - k_A n_1 z_G \sin\phi + k_A n_2 z_G \sin\theta \\
& + k_A z_{C0} z_G + k_A z_{D0} z_G + k_A l_1 n_1 \sin\theta \sin\phi - k_A l_1 n_2 \sin\theta \sin\phi - k_A l_1 z_{C0} \sin\theta \\
& - k_A l_1 z_{D0} \sin\theta + k_A n_1 z_{C0} \sin\phi - k_A n_2 z_{D0} \sin\phi - \frac{1}{2} \frac{k_b}{l_b{}^2} (n_4 + n_3)^2 \sin^2\theta \\
& - \frac{1}{2} \frac{k_b}{l_b{}^2} z_{B0}{}^2 - \frac{1}{2} \frac{k_b}{l_b{}^2} z_{A0}{}^2 - \frac{k_b}{l_b{}^2} (n_4 + n_3) \sin\phi z_{B0} + \frac{k_b}{l_b{}^2} (n_4 + n_3) \sin\phi z_{A0} \\
& + \frac{k_b}{l_b{}^2} z_{A0} z_{B0}
\end{aligned}
\qquad \textbf{(3.19)}
$$

elde edilir.

Lagrange denklemindeki terimleri yukarıdaki L ifadesine göre hesaplayalım.

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\lambda}_i}\right) - \left(\frac{\partial L}{\partial \lambda_i}\right) = F_i \qquad \textbf{(3.20)}$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{x}_G} = m\dot{x}_G \qquad \textbf{(3.21)}$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{y}_G} = m\dot{y}_G \qquad \textbf{(3.22)}$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{z}_G} = m\dot{z}_G \qquad \textbf{(3.23)}$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} = I_x \dot{\theta} \qquad \textbf{(3.24)}$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{\phi}} = I_y \dot{\phi} \qquad \textbf{(3.25)}$$

$$\frac{\partial L}{\partial x_G} = 0 \tag{3.26}$$

$$\frac{\partial L}{\partial y_G} = 0 \tag{3.27}$$

$$\frac{\partial L}{\partial z_G} = -mg - 2k_{\ddot{O}} z_G - 2k_{\ddot{O}} l_2 \sin\theta - k_{\ddot{O}} n_4 \sin\phi + k_{\ddot{O}} n_3 \sin\phi + k_{\ddot{O}} z_{A0} + k_{\ddot{O}} z_{B0} \\ -2k_A z_G + 2k_A l_1 \sin\theta - k_A n_1 \sin\phi + k_A n_2 \sin\phi + k_A z_{C0} + k_A z_{D0} \tag{3.28}$$

$$\frac{\partial L}{\partial \theta} = -2k_{\ddot{O}} l_2^{\,2} \sin\theta\cos\theta - 2k_{\ddot{O}} l_2 z_G \cos\theta - k_{\ddot{O}} l_2 n_4 \sin\phi\cos\theta \\ +k_{\ddot{O}} l_2 n_3 \sin\phi\cos\theta + k_{\ddot{O}} l_2 z_{A0} \cos\theta + k_{\ddot{O}} l_2 z_{B0} \cos\theta - 2k_A l_1^{\,2} \sin\theta\cos\theta \\ +2k_A l_1 z_G \cos\theta + k_A l_1 n_1 \sin\phi\cos\theta - k_A l_1 n_2 \sin\phi\cos\theta - k_A l_1 z_{C0} \cos\theta \\ -k_A l_1 z_{D0} \cos\theta \tag{3.29}$$

$$\frac{\partial L}{\partial \phi} = -k_{\ddot{O}} n_4^{\,2} \sin\phi\cos\phi - k_{\ddot{O}} n_3^{\,2} \sin\phi\cos\phi - k_{\ddot{O}} n_4 z_G \cos\phi + k_{\ddot{O}} n_3 z_G \cos\phi \\ -k_{\ddot{O}} l_2 n_4 \sin\theta\cos\phi + k_{\ddot{O}} l_2 n_3 \sin\theta\cos\phi + k_{\ddot{O}} n_4 z_{A0} \cos\phi - k_{\ddot{O}} n_3 z_{B0} \cos\phi \\ -k_A n_1^{\,2} \sin\phi\cos\phi - k_A n_2^{\,2} \sin\phi\cos\phi - k_A n_1 z_G \cos\phi + k_A n_2 z_G \cos\phi \\ +k_A l_1 n_1 \sin\theta\cos\phi - k_A l_1 n_2 \sin\theta\cos\phi + k_A n_1 z_{C0} \cos\phi - k_A n_2 z_{D0} \cos\phi \\ -\frac{k_b}{l_b^{\,2}}(n_4 + n_3)^2 \sin\phi\cos\phi - \frac{k_b}{l_b^{\,2}}(n_4 + n_3) z_{B0} \cos\phi + \frac{k_b}{l_b^{\,2}}(n_4 + n_3) z_{A0} \cos\phi \tag{3.30}$$

3.3 Sistemin Hareket Denklemleri

Yukarıdaki terimler Lagrange denkleminde yerlerine konulursa sisteme ait aşağıdaki hareket denklemleri türetilir:

$$x_G : \\ m\ddot{x}_G = f_{xG} = 0 \tag{3.31}$$

$$y_G : \\ m\ddot{y}_G = f_{yG} = 0 \tag{3.32}$$

$$z_G : \\ m\ddot{z}_G + mg + 2k_{\ddot{O}} z_G + 2k_{\ddot{O}} l_2 \sin\theta + k_{\ddot{O}} n_4 \sin\phi - k_{\ddot{O}} n_3 \sin\phi - k_{\ddot{O}} z_{A0} - k_{\ddot{O}} z_{B0} \\ +2k_A z_G - 2k_A l_1 \sin\theta + k_A n_1 \sin\phi - k_A n_2 \sin\phi - k_A z_{C0} - k_A z_{D0} = f_{zG} \tag{3.33}$$

θ :

$$I_x\ddot{\theta} + 2k_{\ddot{O}}l_2^{\,2}\sin\theta\cos\theta + 2k_{\ddot{O}}l_2 z_G\cos\theta - k_{\ddot{O}}l_2 n_4\sin\phi\cos\theta$$
$$-k_{\ddot{O}}l_2 n_3\sin\phi\cos\theta - k_{\ddot{O}}l_2 z_{A0}\cos\theta - k_{\ddot{O}}l_2 z_{B0}\cos\theta + 2k_A l_1^{\,2}\sin\theta\cos\theta \quad \textbf{(3.34)}$$
$$-2k_A l_1 z_G\cos\theta - k_A l_1 n_1\sin\phi\cos\theta + k_A l_1 n_2\sin\phi\cos\theta + k_A l_1 z_{C0}\cos\theta$$
$$+k_A l_1 z_{D0}\cos\theta = f_\theta$$

ϕ :

$$I_y\ddot{\phi} + k_{\ddot{O}}n_4^{\,2}\sin\phi\cos\phi + k_{\ddot{O}}n_3^{\,2}\sin\phi\cos\phi + k_{\ddot{O}}n_4 z_G\cos\phi - k_{\ddot{O}}n_3 z_G\cos\phi$$
$$+k_{\ddot{O}}l_2 n_4\sin\theta\cos\phi - k_{\ddot{O}}l_2 n_3\sin\theta\cos\phi - k_{\ddot{O}}n_4 z_{A0}\cos\phi + k_{\ddot{O}}n_3 z_{B0}\cos\phi \quad \textbf{(3.35)}$$
$$+k_A n_1^{\,2}\sin\phi\cos\phi + k_A n_2^{\,2}\sin\phi\cos\phi + k_A n_1 z_G\cos\phi - k_A n_2 z_G\cos\phi$$
$$+\frac{k_b}{l_b^{\,2}}(n_4+n_3)z_{B0}\cos\phi - \frac{k_b}{l_b^{\,2}}(n_4+n_3)z_{A0}\cos\phi = f_\phi$$

3.3.1 Pasif ve aktif hal için hareket denklemlerinin sağ tarafı

Hareket denklemlerinin sağ tarafları yani f_{zG}, f_θ ve f_ϕ ifadeleri (f_{xG} ve f_{yG} sıfır değerindedir.) pasif süspansiyon ve aktif süspansiyon için birbirlerinden farklıdır. Her iki durum içinde denklemleri yazalım:

$$f_{zG} = -F_A - F_B - F_C - F_D \quad \textbf{(3.36)}$$

$$f_\theta = F_A l_2 + F_B l_2 - F_C l_1 - F_D l_1 \quad \textbf{(3.37)}$$

$$f_\phi = F_B n_3 + F_D n_2 - F_A n_4 - F_C n_1 \quad \textbf{(3.38)}$$

Burada F_A, F_B, F_C ve F_D kuvvetleri aşağıda verilmiştir:

$$F_A = c_A(\dot{z}_A - \dot{z}_{A0}) \quad \textbf{(3.39)}$$

$$F_B = c_B(\dot{z}_B - \dot{z}_{B0}) \quad \textbf{(3.40)}$$

$$F_C = c_C(\dot{z}_C - \dot{z}_{C0}) \quad \textbf{(3.41)}$$

$$F_D = c_D(\dot{z}_D - \dot{z}_{D0}) \quad \textbf{(3.42)}$$

Kuvvet ifadelerindeki $\dot{z}_A$, $\dot{z}_B$, $\dot{z}_C$ ve $\dot{z}_D$ ifadeleri aşağıda verildiği gibidir.

$$\dot{z}_A = \dot{z}_G + l_2\cos\theta\dot{\theta} + n_4\cos\phi\dot{\phi} \quad \textbf{(3.43)}$$

$$\dot{z}_B = \dot{z}_G + l_2\cos\theta\dot{\theta} - n_3\cos\phi\dot{\phi} \quad \textbf{(3.44)}$$

$$\dot{z}_C = \dot{z}_G - l_1\cos\theta\dot{\theta} + n_1\cos\phi\dot{\phi} \quad \textbf{(3.45)}$$

$$z_D = \dot{z}_G - l_1\cos\theta\dot{\theta} - n_2\cos\phi\dot{\phi} \quad \textbf{(3.46)}$$

Aktif (veya yarı-aktif) bir süspansiyon sistemi için ise denklemler F_{ac_i} eyleyici (aktüatör) kuvvetini göstermek üzere aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$f_{zG} = -F_A - F_B - F_C - F_D - F_{ac_A} - F_{ac_B} - F_{ac_C} - F_{ac_D} \quad \textbf{(3.47)}$$

$$f_\theta = F_A l_2 + F_B l_2 - F_C l_1 - F_D l_1 + F_{ac_A} l_2 + F_{ac_B} l_2 - F_{ac_C} l_1 - F_{ac_D} l_1 \quad \textbf{(3.48)}$$

$$f_\phi = F_B n_3 + F_D n_2 - F_A n_4 - F_C n_1 + F_{ac_B} n_3 + F_{ac_D} n_2 - F_{ac_A} n_4 - F_{ac_C} n_1 \quad \textbf{(3.49)}$$

Yarı aktif bir sistemde eyleyici (aktüator) kuvveti, c değişken sönüm faktörü ve v_i damper açılma (veya kapanma) hızı olmak üzere, $F_{ac_i} = cv_i$ şeklindedir.

4. AKTİF, YARI-AKTİF VE PASİF SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ

4.1 Aktif Süspansiyon Sistemleri

Aktif süspansiyon sistemleri etki tepki prensibine göre çalışır. Yani titreşimi (ve dolayısıyla ivmeyi) meydana getiren yoldan gelen kuvvete karşı onunla eş zaman ve şiddette kuvvet uygulayabilirseniz titreşimi önleyebilirsiniz. Bunun için aktif sistemler, hidrolik veya elektriksel eyleyiciler (aktüatörler) kullanırlar. Bu sistemlerde çeşitli algılayıcılar ve bir kontrol mekanizması bulunması zorunludur.

4.2 Yarı-Aktif Süspansiyon

Yarı-Aktif süspansiyon sistemleri aktif sistemlere benzer şekilde çalışır. Ancak burada uygulanması gereken kuvvet bir eyleyici ile sağlanmaz. Bunun yerine süspansiyonun mekanik sistemindeki damperin sönüm katsayısı değiştirilerek, damperin hızı ile orantılı bir tepki kuvveti meydana getirilir ve titreşim bu kuvvet yardımı ile azaltılmaya çalışılır. Yine bu sistemlerde bir algılayıcı ağı ve bir kontrol mekanizması bulunması zorunludur. Ayrıca sistemde kullanılacak damperlerin özel olacağıda açıktır. Bu çerçevede, böyle bir sistem için kullanılabilinecek, ana çalışma prensibine göre iki damper çeşidi vardır. Bunlar sönüm katsayısı elektrik ile değişen elektroreolojik damperler ve manyetik alan ile değişen magnetoreolojik damperlerdir.

4.3 Pasif Süspansiyon Sistemleri

Pasif süspansiyon sistemleri konvansiyonel (alışılageldik) yay ve damperlerden oluşan mekanizmalardır. Titreşim sönümlemesi bu pasif elemanlaın ve mekanizmanın karakteristiğine bağlıdır.

4.4 Aktif mi, Pasif mi, Yarı-aktif mi?

Performans açısından aktif süspansiyon sistemleri diğer alternatifler arasında en iyi sistemlerdir. Ancak ilk yatırım maliyeti kadar işletme maliyetini de (yakıt tüketimi) artırdıkları için ancak lüks taşıtlarda kullanım alanı bulmaktadır.

Yarı-aktif süspansiyon sistemleri performans açısından aktif sistemler kadar iyi olmasalar da iyi bir tasarımla titreşim seviyelesinde büyük iyileşmeler meydana getirebilirler. Bunu sağlarken de aktif sistemlerde olduğu gibi yakıt tüketimini çok arttırmazlar. Sistem bu özellikleri ile ileride daha geniş kullanım alanları ve yoğunluğu vaadetmektedir.

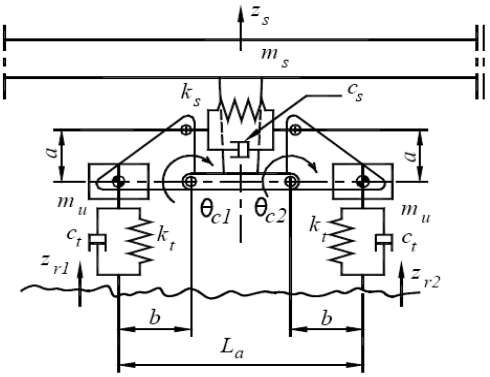
Pasif sistemler, aktif ve yarı-aktif sistemlere göre performans açısından daha kötü olmakla beraber maliyet ve çalışma prensibi bakımından her ikisinden de ucuz ve basittir. Bunun yanında iyi tasarlanan bir pasif sistem, aktif ve yarı-aktif sistemleri aratmayacak kadar ihtiyaca cevap verebilir.

Literatürde aktif süspansiyon sistemleri ile ilave olarak %80, yarı-aktif süspansiyon sistemleri ile ilave olarak %50 civarında titreşim genliği azalması sağlandığı bildirilmektedir.

5. ALTERNATİF PASİF SÜSPANSİYON MEKANİZMALARI

Bu çalışmada incelenen alternatif mekanizmalardan çoğu temelde iki ana mekanizmaya dayanmaktadır. Bunlar tam tandem ve yarı tandem denilen ve ilk kez M.O.A. Mokhtar, I.M. Ibrahim ve A.M. El-Butch`ın makalesinde [2] ağır yük kamyonlarının tekerlek süspansiyonu için önerilen mekanizmalardır. Bu çalışmada sözkonusu mekanizmalar ilk defa kabin süspansiyonuna uyarlanmış ve optimize edilerek ADAMS modelleri üzerinden performans karşılaştırmaları yapılmıştır.

5.1 Tam Tandem Mekanizması



Şekil 5. 1: Tam tandem süspansiyon modeli.

Burada mekanizma şasiye göre dönebilen ve birbirlerine bir yay-damper çifti ile bağlı iki ara parçadan müteşekkildir. Aslında mekanizma yoldan gelen deplasmanın yönünü ve şiddetini değiştirmektedir. Çalışma prensibini anlamak bakımından, şayet şasiyi yere göre hareketsiz varsayarsak ara parçaya gelen deplasmanın yönü tam yatayda şiddeti b/a olacak şekilde değişmekte olarak kabul edilebilir. Ancak şaside yola gore hareketlidir ve

mekanizmanın en iyi cevabı için b, a değerleri ile yay-damper karakteristikleri optimize edilmelidir.

Sistemin hareket denklemlerini aşağıda ifade edilen Lagrange eşitliğini kullanarak çıkarabiliriz:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial KE}{\partial \dot{z}_j}\right) + \frac{\partial DF}{\partial \dot{z}_j} + \frac{\partial PE}{\partial z_j} = F_j \qquad \textbf{(5.1)}$$

Burada KE ve PE kinetik ve potansiyel enerjiler, DF sönüm fonksiyonu z_j genelleştirilmiş koordinat ve F_j genelleştirilmiş kuvveti göstermektedir [2].

Lagrange eşitliğinin bu formulasyonu için (sönüm fonksyonu ifadesi ile), sistem yalnızca yoldan gelen uyarılara göre hareket ettiğinden genelleştirilmiş kuvvetler sıfıra eşittir.

Sistem için potansiyel enerji, kinetic enerji ve sönüm fonksiyonları aşağıdaki gibi ifade edilirler [2]:

$$KE = \frac{1}{2}m_s\dot{z}_s^2 + \frac{1}{2}I_c\dot{\theta}_{c1}^2 + \frac{1}{2}m_u(\dot{z}_s + b\dot{\theta}_{c1})^2 + \frac{1}{2}I_c\dot{\theta}_{c2}^2 + \frac{1}{2}m_u(\dot{z}_s + b\dot{\theta}_{c2})^2 \qquad \textbf{(5.2)}$$

$$PE = \frac{1}{2}k_t[z_{r1} - (z_s + b\theta_{c1})]^2 + \frac{1}{2}k_t[z_{r2} - (z_s + b\theta_{c2})]^2 + k_s(a\theta_{c1} - a\theta_{c2})^2 \qquad \textbf{(5.3)}$$

$$DF = \frac{1}{2}c_t[\dot{z}_{r1} - (\dot{z}_s + b\dot{\theta}_{c1})]^2 + \frac{1}{2}c_t[\dot{z}_{r2} - (\dot{z}_s + b\dot{\theta}_{c2})]^2 + c_s(a\dot{\theta}_{c1} - a\dot{\theta}_{c2})^2 \qquad \textbf{(5.4)}$$

Hesaplanan Değişkenler:

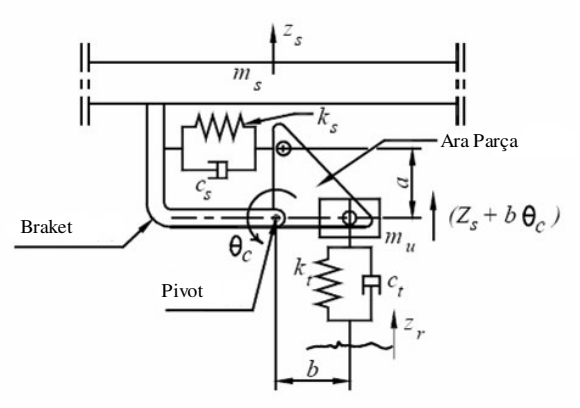
Gövde düşey ivmesi : $\ddot{z}_s$

Süspansiyon çalışma mesafesi: $a\theta_{c1} - a\theta_{c2}$ **(5.5)**

Ön lastik kuvveti $k_t[z_{r1} - (z_s + b\theta_{c1})] + c_t[\dot{z}_{r1} - (\dot{z}_s + b\dot{\theta}_{c1})]$ **(5.6)**

Arka lastik kuvveti: $k_t[z_{r2} - (z_s + b\theta_{c2})] + c_t[\dot{z}_{r2} - (\dot{z}_s + b\dot{\theta}_{c2})]$ **(5.7)**

5.2 Yarı-tandem Mekanizması:



Şekil 5. 2: Yarı tandem süspansiyon modeli.

Sistemin hareket denklemlerini elde etmek için yine Lagrange denklemi kullanalım:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial KE}{\partial \dot{z}_j}\right) + \frac{\partial DF}{\partial \dot{z}_j} + \frac{\partial PE}{\partial z_j} = F_j \qquad \textbf{(5.8)}$$

Sistem için potansiyel enerji, kinetic enerji ve sönüm fonksiyonları aşağıdaki gibi ifade edilirler [2]:

$$KE = \frac{1}{2} m_s \dot{z}_s^2 + \frac{1}{2} I_c \dot{\theta}_c^2 + \frac{1}{2} m_u (\dot{z}_s + b\dot{\theta}_c)^2 \qquad \textbf{(5.9)}$$

$$PE = \frac{1}{2} k_t [z_r - (z_s + b\theta_c)]^2 + \frac{1}{2} k_s (a\theta_c)^2 \qquad \textbf{(5.10)}$$

$$DF = \frac{1}{2} c_t [\dot{z}_r - (\dot{z}_s + b\dot{\theta}_c)]^2 + \frac{1}{2} c_s (a\dot{\theta}_c)^2 \qquad \textbf{(5.11)}$$

Hesaplanan Değişkenler

Gövde düşey ivmesi : $\ddot{z}_s$

Süspansiyon çalışma mesafesi: $a\theta_c$ **(5.12)**

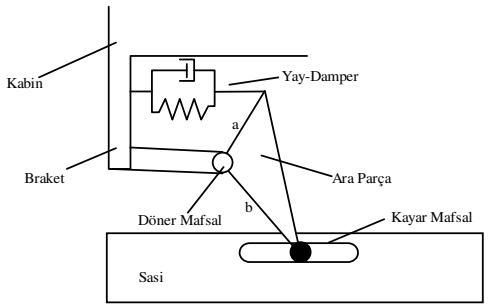
Lastik kuvveti: $k_t[z_r - (z_s + b\theta_c)] + c_t[\dot{z}_r - (\dot{z}_s + b\dot{\theta}_c)]$ **(5.13)**

5.3 Tandem Mekanizma Uyarlamaları

Orjinalinden farklı olarak burada mekanizma kabine göre dönebilen ve birbirlerine bir yay-damper çifti ile bağlı iki ara parçadan müteşekkildir.

Mekanizmanın en iyi cevabı için yine ara parçalar üzerindeki şasi ve yay-damper bağlantılarının kabine göre dönme noktasına olan uzaklıkları (b ve a) ile yay-damper karakteristikleri optimize edilmelidir.

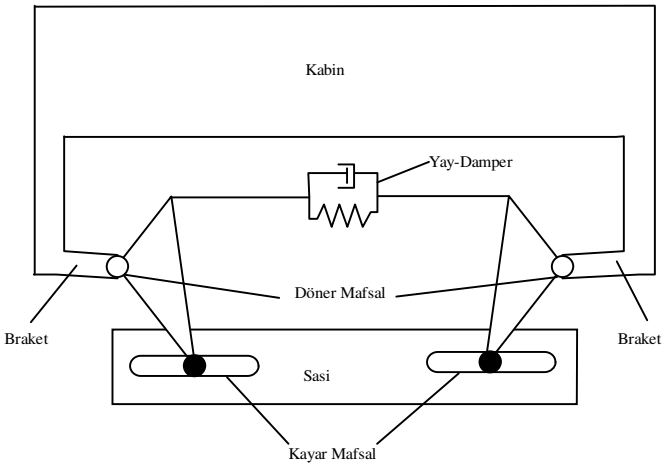
5.3.1 Uyarlanmış yarı tandem



Şekil 5. 3: Kabine uyarlanmış yarı tandem

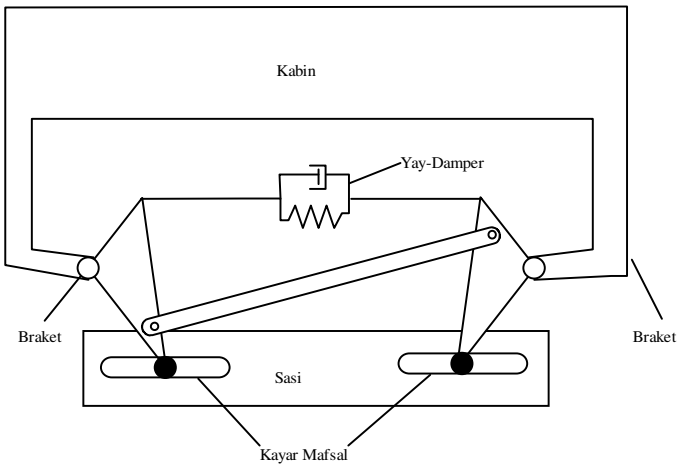
Kabin süspansiyonu olarak uyarlanan yarı tandem mekanizmasında ara parça şekilde görüldüğü üzere bir döner mafsalla kabine, bir kayar mafsalla şasiye ve bir yay-damper ikilisi ile yine kabine bağlanmıştır.

5.3.2 Uyarlanmış tam tandem



Şekil 5. 4: Kabine uyarlanmış çubuksuz tam tandem.

Kabin süspansiyonu olarak uyarlanan tam tandem mekanizmasında ara parçalar şekilde görüldüğü üzere bir döner mafsalla kabine, bir kayar mafsalla şasiye ve bir yay-damper ikilisi ile birbirlerine bağlanmışlardır.



Şekil 5. 5: Kabine uyarlanmış çubuklu tam tandem (kabinin arka tarafındaki mekanizma).

Tam tandem mekanizmasının diğer bir uyarlaması ise çapraz çubuklu sistemdir. Şekil

5.5 de görüldüğü üzere ara parçaları çapraz şekilde birbirlerine bağlayan bir çubuk tasarıma ilave edilmiştir. Bu çubuğun ilave edilmesinin amacı kamyon hızla bir viraja girdiğinde yanal savrulmayı engellemektir. Yani merkezkaç kuvveti etkisiyle kabin bir yana yatarken aradaki bağlantı sayesinde kabin bir yana savrulmak yerine öteki süspansiyon parçası da harekete geçerek, kabinin şasi üzerine çökmesini sağlamaktır.

5.4 Adams Modelleri

MSC.Adams dünyanın en çok kullanılan mekanik sistem benzetim yazılımıdır. Kullanıcıların gerçek prototipleri hızlı bir biçimde modellemesine ve karmaşık mekanik sistemlerin kinematik ve dinamik karakteristiğini doğru bir biçimde görebilmesine olanak sağlar ve aynı zamanda tanımlanan mekanizma parametreleri için optimizasyon çalışmalarına olanak tanır. Bu özellikleri ile fiziksel prototip sayısını azaltır, tasarım kalitesini yükseltir ve ürün geliştirme maliyetini ve zamanını çarpıcı bir biçimde azaltır [3].

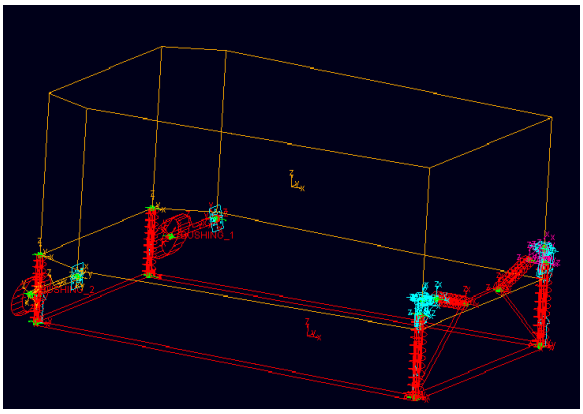
Bu çalışmada, prensip olarak 6, geometrik olarak 13 farklı mekanizma için ADAMS modelleri oluşturulmuştur.

- 4 noktadan bağımsız burulma çubuklu kabin mekanizması
- Bağımsız salıncak kollu 6 yaylı tasarım
- 0.5 tandem oranlı çapraz çubuksuz yarı tandem
- 0.7 tandem oranlı çapraz çubuksuz yarı tandem
- 0.877 tandem oranlı çapraz çubuksuz yarı tandem
- 0.5 tandem oranlı çapraz çubuklu yarı tandem
- 0.7 tandem oranlı çapraz çubuklu yarı tandem
- 0.877 tandem oranlı çapraz çubuksuz yarı tandem
- 0.5 tandem oranlı çapraz çubuklu tam tandem
- 0.7 tandem oranlı çapraz çubuklu tam tandem
- 0.877 tandem oranlı çapraz çubuklu tam tandem
- 0.7 tandem oranlı çapraz çubuksuz tam tandem
- 0.877 tandem oranlı çapraz çubuksuz tam tandem

Bu mekanizmalardan bazıları aşağıda anlatılmaktadır.

5.4.1 Bağımsız salıncak kollu 6 yaylı tasarım

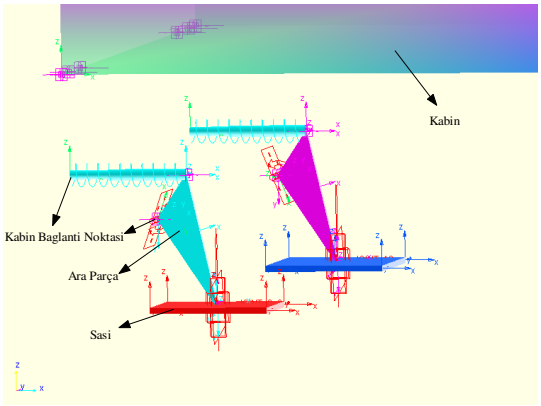
Bu tasarımda aradaki burulma çubuğu kaldırılmış, ön mekanizmaya şasi ile kabini birbirine bağlayan salıncak kollar konuldu. Bu kolların uzunlukları da yay-damper karakteristikleri ile birer tasarım parametresi olarak kullanıldı ve optimizasyonlarda kullanıldı. Ayrıca arka kısımda yanal salınımlar ve istenen ek esneklik ve kararlılık için çapraz yanal yaylar ihtiva eden bir mekanizma düşünüldü.



Şekil 5. 6: Bağımsız salıncaklı 6 yaylı model

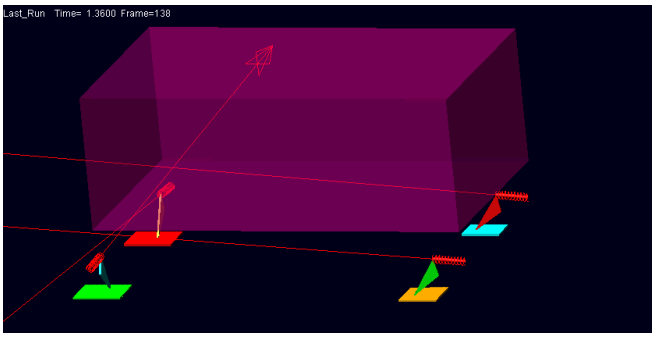
5.4.2 Çubuksuz yarı tandem

Yarı tandem mekanizmasının kabin süspansyonuna uyarlanması ile geliştirilmiş bir mekanizmadır. Bir ara parka, şasi ve kabini birbirine bağlar. Şasi bağlantısı bir kayar ve döner mafsaldan oluşurken kabin bağlantı noktası bir dönel mafsal veya burç bağlantısı ile sağlanır ve uç noktadan ara parça ile kabin bir yay-damper ikilisi ile birbirine bağlanmaktadır.



Şekil 5. 7: Yarı tandem mekanizması ADAMS modeli.

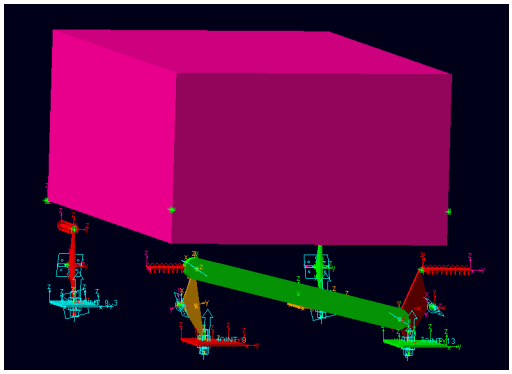
Öndeki yarı tandem bağlantıları kabinle aynı yönlüyken arka mekanizmada kabin kilidi düşünülerek yarı tandemin yönü değiştirilmiştir. (Bkz Şekil 5.8).



Şekil 5. 8: Yarı tandem mekanizmalı kabin

5.4.3 Çubuklu yarı tandem

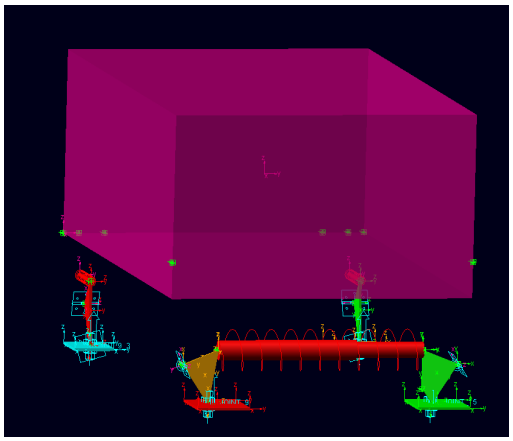
Bu mekanizmada virajlarda oluşacak merkez kaç kuvvetine karşı kabinin yana doğru savrulması yerine şasi üzerine yapşmasını sağlamak için çapraz bir çubuk tasarıma eklenmiştir. (Bkz Şekil 5.9).



Şekil 5. 9: Çubuklu yarı tandem mekanizması.

5.4.4 Çubuksuz tam tandem

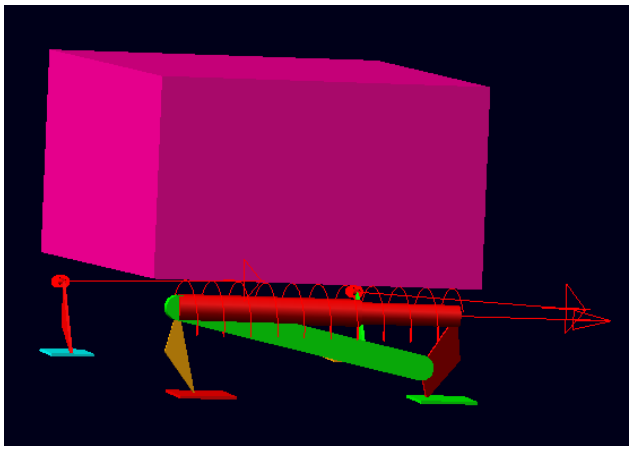
Bu modelde daha önce anlatılan tam tandem mekanizması kabine uyarlanmıştır. Kabinin arka kilit mekanizmasından açılıp öne yatmasıda düşünüldüğünden, kabinin ön süspansiyon mekanizması yarı tandem olarak tasarlanmıştır.



Şekil 5. 10: Tam tandem mekanizmalı kabin modeli

5.4.5 Çubuklu tam tandem

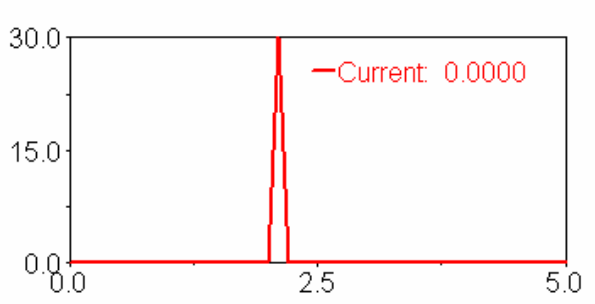
Tam tandem mekanizmasına viraj dengelemesi amacı ile çapraz çubuk konulmuştur.



Şekil 5. 11: Tam tandem mekanizmalı Adams kabin modeli

5.5 Adams Simulasyon ve Sonuçları

13 ayrı model için Adams simulasyonları yapılmış ve ekte ayrıntılı sonuç dosyaları verilmiştir. Benzeşimler (simulasyonlar) yapılırken şasinin esnekliği de düşünüldüğünden modellerdeki şasi, süspansyonların bağlantı noktalarına göre dört ayrı parça olarak tasarlanmıştır. Bu modelleme, burada anlatılan pasif süspansiyon mekanizmaları haricinde aktif veya yarı-aktif bir süspansiyon sistemi tasarımı için oluşturulan Adams modellerinin Simulink ile birlikte çalıştırılması ile kontrolcü tasarımlarını sanal ortamda test ederken her süspansiyona ayrı yol dataları girilmesi durumunda da gerekli bir uyarlamadır . Şekil 5.13`de Adams simulasyonlarında kullanılan tüm uyarı noktalarına uygulanan darbe fonksiyonu görülmektedir.



STEP(time , 2 , 0 , 2.1 , 30)-STEP(time , 2.1 , 0 , 2.2 , 30)

Şekil 5. 12: Kullanılan uyarıların örnek ADAMS kodu ve grafiği.

Benzeşim sonuçlarını değerlendirirken dikkat edilmesi gereken bir husus, tablolarda verilen ivme değerlerinin yalnızca düşey ivme değerleri olmayıp tüm eksenlerdeki ivme değerinin toplam şiddeti olduğudur.

5.5.1 Üç modelin performans karşılaştırması

Yapılan benzeşimler dikkate alındığında 2 mekanizma (6 yaylı mekanizma ve 0.5 tandem oranlı çubuksuz yarı tandem mekanizması) diğerlerine gore daha iyi sonuç verdi.

Benzetim sonuçları incelendiğinde referans mekanizmalı kabine nazaran tüm yeni tasarımların performansı iyileştirdiği gözlenmiştir. Yapılan denemeler neticesinde, en iyi performansı çapraz çubuksuz yarı tandem mekanizmasının gösterdiği görülmüştür. Bu mekanizma ile 6 yaylı mekanizma için aşağıdaki Uyarı-Tepki Şiddeti (Kabin kütle merkezi toplam ivmesi [mm/sn^2]) tablosu incelenebilir.

Tablo 5. 1: Uyarı-Tepki Şiddeti.

Uyarı Yeri	**Referans Mekanizma (mm/sn^2)**	**6 Yaylı Tasarım (mm/sn^2)**	**Çubuksuz 0.5 Oranlı Yari Tandem (mm/sn^2)**
Önden tek nokta	~10000	~3500	~700
Önden iki nokta	~12500	~7000	~1150
Arkasan tek nokta	~6800	~1900	~700
Bütün noktalar	~19000	~11000	~1300

Not: 1) Uyarı sinyali ivmesinin zirve değeri (17993 mm/sn^2) civarındadır.

2) Tablodaki değerler ivme vektörünün şiddetidir.

Daha sonra, doğal frekanslar incelendiğinde 0.5 oranlı yarı tandem mekanizması için birinci modun 0.8454 Hz ve ikinci modun 1.38 Hz civarında olduğu hesaplanmıştır. Benzeşimlerde baskın olarak yaklaşık 3.5 Hz.'lük kabin kütle merkezinin düşey sönümlü salınımları görülmektedir. Buna rağmen, doğal frekansların 1 Hz nin altına inmesi istenmediğinden yay sabitleri ayarlanarak model (doğal frekanslar göz önünde bulundurularak) tekrar modifiye edilmiş ve 1.28 Hz ile 1.95 Hz`lik rezonans frekans değerleri için aşağıdaki yeni ivme değerleri elde edilmiştir.

Tablo 5. 2: Modifiye edilmiş sonuçlar.

Uyarı Yeri	**Modifiye Çubuksuz 0.5 Yari Tandem (mm/s^2)**
Önden tek nokta	~1250
Önden iki nokta	~2500
Arka tek nokta	~1350
Bütün noktalar	~5400

Tablo 5. 3: Referans kabin modeline göre performans iyileşmesi

Uyarı Yeri	6-Yaylı Tasarım Performans İyileşmesi	Modifiye Çubuksuz 0.5 Oranlı Yarı Tandem Performans İyileşmesi
Önden tek nokta	~%65	~%87.5
Önden iki nokta	~%44	~%80
Arka tek nokta	~%72	~%80
Bütün noktalar	~%42	~%71.5

Not: Her model için simulasyon sonuçlarını ayrı ayrı görmek için lütfen EKLER kısmına bakınız.

Daha sonraki çalışmalarımız da 6 yaylı tasarım için (yay-damper sabitleri, salıncak kolu ve doğal frekans kriterlerine göre) yapılan optimizasyon sonuçları ve karşılaştırma tablosu aşağıdaki gibidir.

Tablo 5. 4: Referans kabin modeline göre performans iyileşmesi

Uyarı Yeri	Modifiye 6 Yaylı Tasarım (mm/s^2)
Önden tek nokta	~1600
Önden iki nokta	~3100
Arka tek nokta	~1000
Bütün noktalar	~4900

Tablo 5. 5: Karşılaştırma tablosu**.**

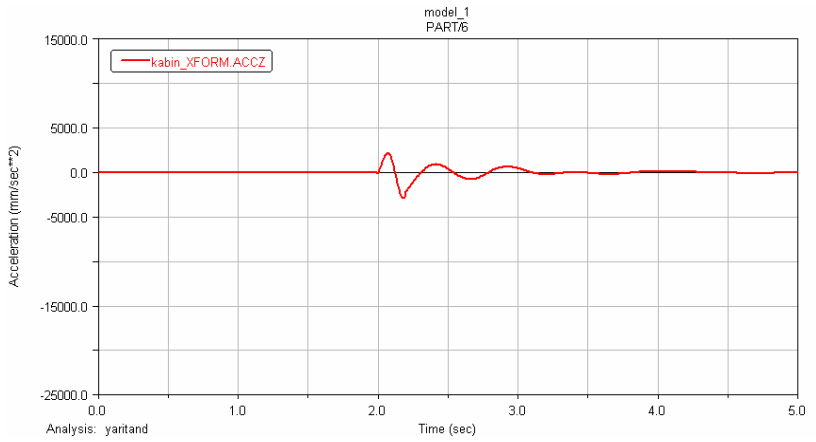
Uyarı Yeri	Modifiye 6 Yaylı Tasarım Performans İyileşmesi	Modifiye Çubuksuz 0.5 Yari Tandem Performans İyileşmesi
Önden tek nokta	~%84	~%87.5
Önden iki nokta	~%75	~%80
Arka tek nokta	~%85	~%80
Bütün noktalar	~%74	~%71.5

Optimizasyon koşullarında 6 yaylı tasarımın ilk iki doğal frekansı 1.37 ve 7.87Hz bulunmuştur.

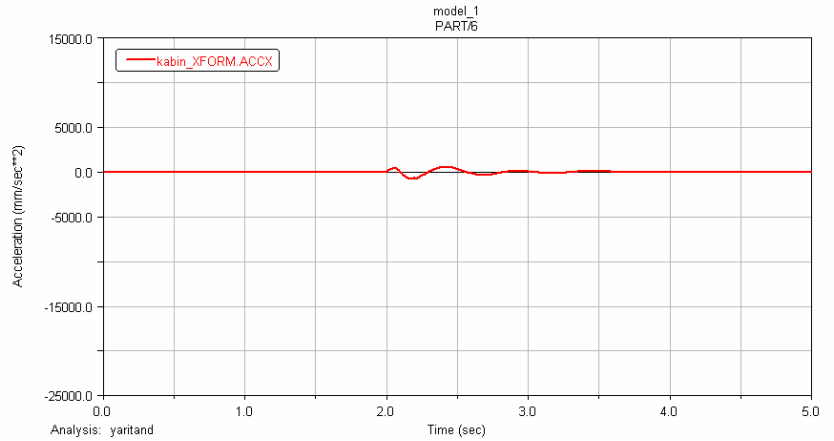
5.5.2 Düşey ve yatay ivmeler yönünden iki modelin karşılaştırılmaları

Düşey ivme yoldan gelen ve sürücüyü rahatsız eden ana etken iken, yatay ivme ise sürücüye camdan fırlama hissini veren ivmelerdir. Şimdi verilen sonuç grafikleri aynı uyarı için bu iki ivme değerinin 0.5 oranlı yarı tandem ve 6 yaylı model arasında karşılaştırılmasıdır.

5.5.2.1 0.5 Oranlı çubuksuz yarı tandem:

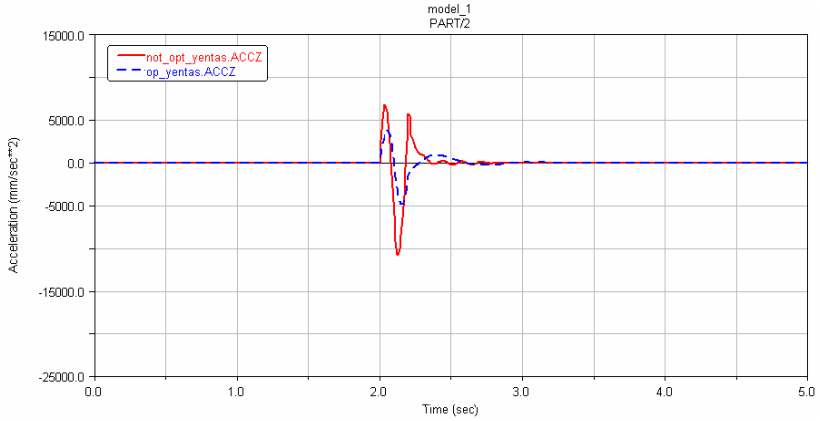


Şekil 5. 13: 0.5 oranlı çubuksuz yarı tandem düşey ivmelenme grafiği.

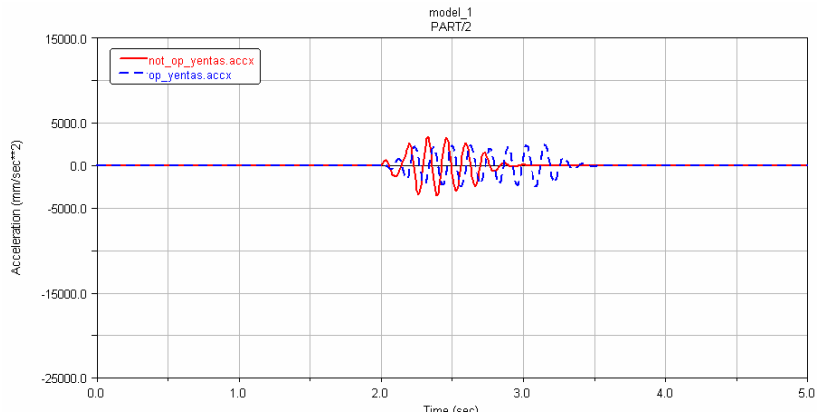


Şekil 5. 14: 0.5 Oranlı çubuksuz yarı tandem yatay ivmelenme grafiği.

5.5.2.2 Bağımsız salıncaklı 6 yaylı mekanizma:



Şekil 5. 15: Optimize edilmiş ve edilmemiş, 6 yaylı model düşey ivmelenme grafiği.



Şekil 5. 16: Optimize edilmiş ve edilmemiş, 6 yaylı model yatay ivmelenme grafiği.

5.5.2.3 Genel karşılaştırma ve sonuçlar:

Grafiklerde görüleceği üzere en iyi sonuç 0.5 tandem oranlı yarı tandem mekanizması ile alınmıştır. Diğer tasarım parametreleri düşünümediği takdirde yarı tandem mekanizmasının 6 yaylı modele tercih edilmesi gerektiği açıktır. Ancak çarpışma testleri ve konstrüktif sınırlamalar söz konusuysa her iki modelde bu parametreler açısından yeniden incelenmeli ve gerekirse tekrar şekillendirilmelidirler.

6. HESAPLAMALI KUVVET KONTROLCÜSÜ VE YARI AKTİF KONTROL

Hesaplamalı kuvvet kontrolcüsü özellikle robotik uygulamalarında sıklıkla kullanılan hesaplamalı moment yönteminin bir benzeridir. Sistem üzerine etkiyen kuvvetler (biliniyorsa bozucular da dahil) hesaplanıp, sistemin istenilen referans değerine ulaşması için gerekli kumanda değerinin bulunması esasına dayanır.

Bizim sistemimizde istenilen referans değeri sıfır ivmedir (a=0), ve bu değeri sağlamak için elimizde bulunan yegane kumanda aracı (eyleyici) yarı-aktif (magnetoreolojik veya elektroreolojik) damperdir. Bu damperin sönüm katsayısının değişimi ile kontrol sağlanmaktadır. Ancak dikkat edilmesi gereken bir husus, bu katsayının asla negatif olamayacağı ve ortaya çıkan sistem üzerinde etkili olan kumanda kuvvetinin aynı zamanda sistemin hızına da bağlı olacağıdır [4]. Zaten yarı-aktif kontrolcüyü aktif kontrolcüden ayıran özellik sistem üzerine uygulanması gerekli kumanda kuvvetini doğrudan uygulamak yerine bu kumanda kuvvetini oluşturan etmenleri kontrol edip genel kontrolü sağlayabilmektir.

Bir yarı aktif sistemde kontrol değeri aşağıdaki eşitlikle sağlanır.

$$F_k = cV$$

$$0 < c_{\min} < c < c_{maks}$$

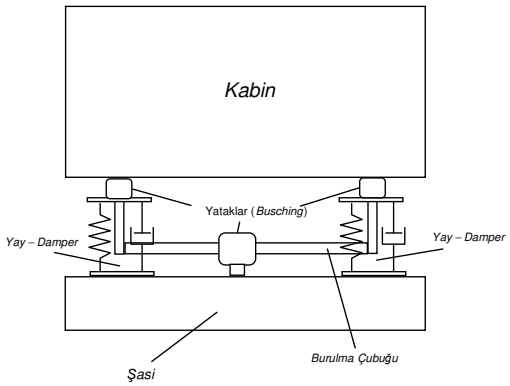
Burada F_k kumanda kuvveti, c sönüm katsayısı ve V sistem hızıdır.

6.1 Matematiksel Model ve Kontrol Denklemleri

Kontrol sistemi, burulma çubuklu dört noktadan bağımsız süspansiyon mekanizması üzerine uygulandı. Kontrolcü tasarımında mekanizma için bir matematiksel modele

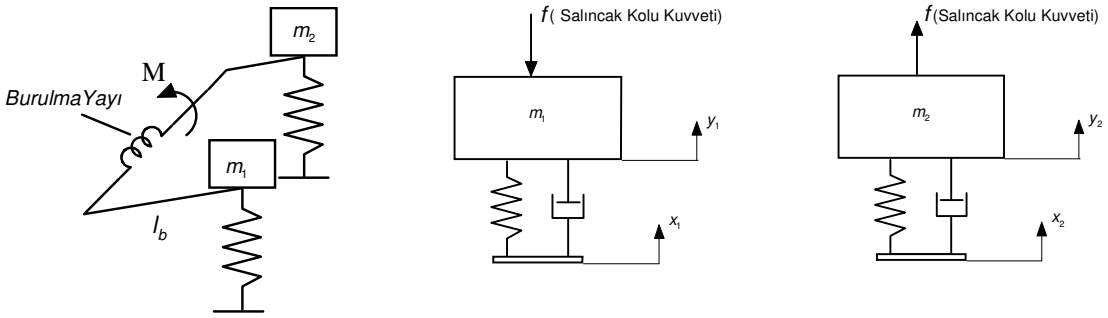
ihtiyaç duyulmaktadır ve bu modelin sistemin çalışmasını yeterince temsil etmesi gerekir. Ancak doğrusal olmayan modeller oldukça karmaşık denklemler ihtiva etmektedir ve bir kontrolcü tasarımında kullanılması hayli zordur. Bu amaçla kabin mekanizması için nispeten basit doğrusal bir modelleme yapılacak ve kontrolcü bu modelleme üzerine kurulacaktır.

6.1.2 Ön süspansiyon



Şekil 6. 1: Modellenen kabinin ön süspansiyon mekanizması

Şekilde görülen kabinin ön süspansiyon mekanizması aşağıda görüldüğü gibi daha basit bir hale getirilebilir.



Şekil 6. 2: Şematik ön süspansiyon mekanizması.

Ön süspansiyon mekanizmasının taşıdığı kabin kütlesi iki parça olarak düşünülüp, burulma çubuğununda etkisi gözönüne alınırsa aşağıdaki denklemlere ulaşılır.

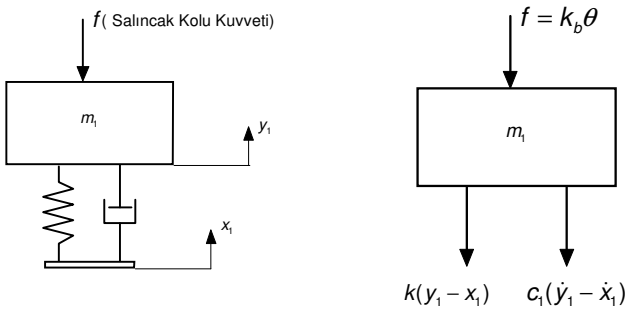
6.1.2.1 Salıncak kolu kuvveti

Burulma çubuğundan dolayı salıncak kolları kabine kuvvet uygularlar.

$$\theta = \frac{y_1 - y_2}{l_b} \quad \text{ve} \quad f = k_b\theta \tag{6.1}$$

Burada θ burulma açısı, k_b burulma çubuğunun yay katsayısı, l_b salıncak kolu uzunluğu, f ise salıncak kolu kuvvetidir.

6.1.2.2 Ön sağ parça



Şekil 6. 3: Ön süspansiyon sağ parça.

Sistem hareket denklemi:

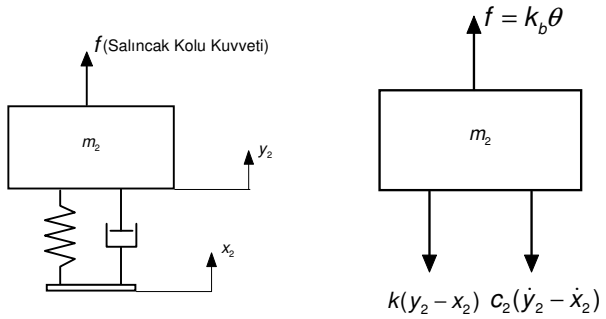
$$m_1\ddot{y} = -f - k_1(y_1 - x_1) - c_1(\dot{y}_1 - \dot{x}_1) \tag{6.2}$$

Hareket denkleminden ivmenin sıfır değeri için hesaplanan sönüm katsayısı:

$$\ddot{y} = 0 \Rightarrow \; c_1 = -\frac{f + k_1(y_1 - x_1)}{(\dot{y}_1 - \dot{x}_1)} \tag{6.3}$$

Burada x_i şasi, y_i çeyrek kabin deplasmanları, $\dot{x}_i$ şasi ve $\dot{y}_i$ çeyrek kabin hızları, k_i yay katsayısı ve c_i kumanda edilen sönüm katsayısıdır.

6.1.2.3 Ön sol parça



Şekil 6. 4: Ön süspansiyon sol parça.

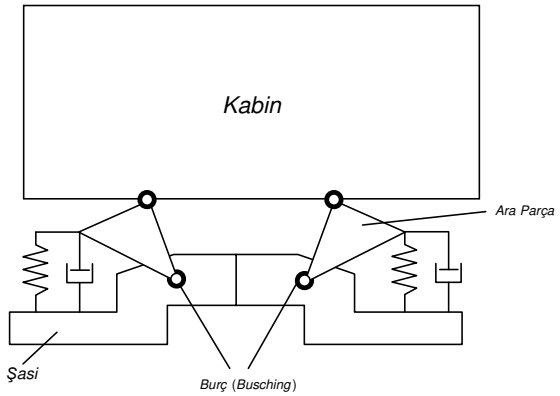
Sistem denklemi:

$$m_2\ddot{y} = f - k_2(y_2 - x_2) - c_2(\dot{y}_2 - \dot{x}_2) \quad \textbf{(6.4)}$$

Hareket denkleminden ivmenin sıfır değeri için hesaplanan sönüm katsayısı:

$$\ddot{y} = 0 \Rightarrow c_2 = -\frac{k_2(y_2 - x_2) - f}{(\dot{y}_2 - \dot{x}_2)} \quad \textbf{(6.5)}$$

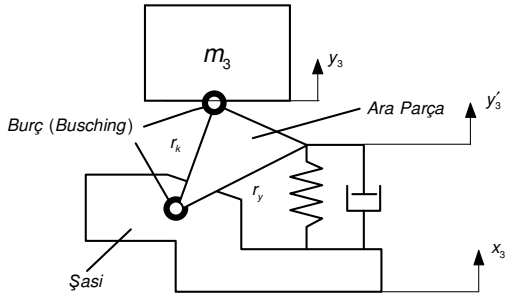
6.1.3 Arka süspansiyon



Şekil 6. 5: Modellenen kabinin arka süspansiyon mekanizması

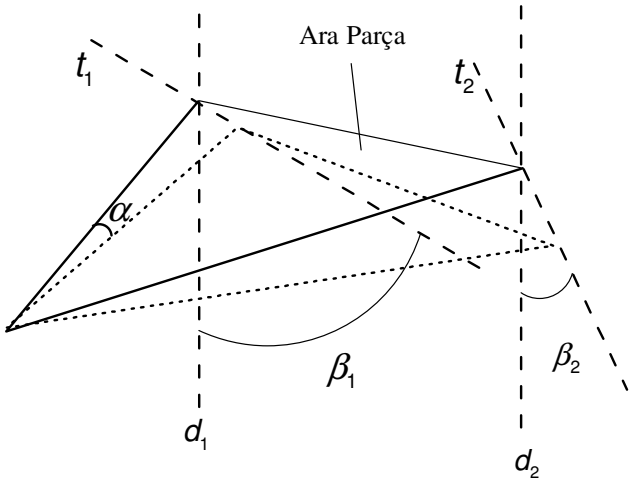
Kabin arka süspansiyonu da iki kısma ayrılarak modellenebilir.

6.1.3.1 Sağ arka parça



Şekil 6. 6: Sağ arka süspansiyon şematik görünüşü

Burada dikkat edilmesi gerekli husus şasi ve kabine burçlarla bağlı olan ara parçanın şekli dolayısı ile y_3 ve y'_3 gibi iki farklı düşey deplasman değerinin karşımıza çıkmasıdır. y'_3 yay damper ikilisinin yaklaşık deplasmanını karakterize ederken, y_3 yaklaşık çeyrek kabin deplasmanıdır. Öncelikli olarak bunlar arasındaki ilişki bulunmalıdır.



Şekil 6. 7: Ara parçanın şasi bağlantı noktası etrafında göre α kadar dönmüş hali.

Burada d_1 ve d_2 düşey dikmeler, t_1 ve t_2 ara parça kenar dikmeler, β_1, d_1 ile t_1, β_2, d_2 ile t_2 arasındaki açılardır. Burada araparça uç noktalarının diferansiyel yerdeğişimi t1 ve t2 dikmeleri üzerinde olmaktadır. Bize gerekli olan yerdeğiştirmeler ise düşey eksen üzerinde olan (y_3 ve y'_3) yerdeğiştirmeleridir ve şu şekilde ifade edilebilirler:

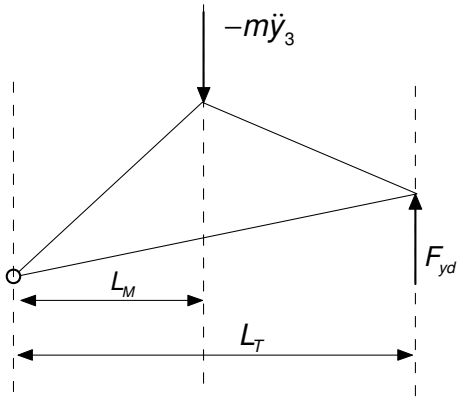
$$y_3 = r_k \alpha \cos\beta_1 \quad \textbf{(6.6)}$$

$$y_3' = r_y \alpha \cos\beta_2 \quad \textbf{(6.7)}$$

Buradan hareketle arka parça üzerinde y_3 ve y_3' arasında küçük yerdeğiştirmeler için şu denklemi yazalım :

$$\frac{y_3}{y_3'} = \frac{r_k \alpha \cos\beta_1}{r_y \alpha \cos\beta_2} \Rightarrow \frac{r_k \cos\beta_1}{r_y \cos\beta_2} = a \Rightarrow y_3' = a y_3 \quad \textbf{(6.8)}$$

Burada r_y ara parça üzerindeki şasi bağlantısı ile yay-damper ikilisinin bağlantı noktası arasındaki, r_k yine ara parça üzerindeki kabin ve şasi bağlantı noktaları arasındaki doğrusal mesafelerdir.



Şekil 6. 8: Ara parça cisim diagramı.

Küçük yerdeğiştirmeler için genel hareket denklemi:

$$-I_P \ddot{\alpha} - m\ddot{y}_3 L_M = L_T[k_3(y_3' - x_3) + c(\dot{y}_3' - \dot{x}_3)] \quad \textbf{(6.9)}$$

Burada I_P ara parçanın kütlesel atalet momenti, L_M ve L_T sırasıyla atalet kuvveti ve yay-damper kuvveti tesir noktalarının şasi bağlantı noktasına uzaklığıdır.

Kabin eylemsizliği yanında ara parçanın eylemsizliğini ihmal edersek,

$$-m\ddot{y}_3 L_M = L_T[k_3(y_3' - x_3) + c(\dot{y}_3' - \dot{x}_3)] \quad \textbf{(6.10)}$$

Burada yukarıda bulunan $y_3' = a y_3$ eşitliğini kullanırsak:

$$-m\ddot{y}_3 L_M = L_T[k_3(a y_3 - x_3) + c(a\dot{y}_3 - \dot{x}_3)] \quad \textbf{(6.11)}$$

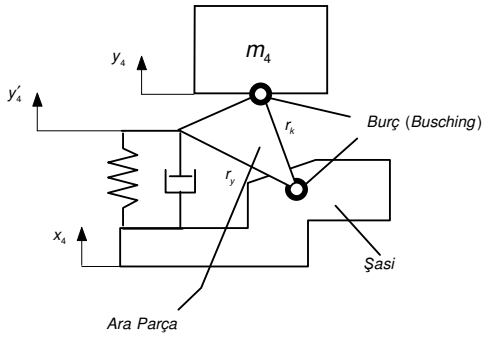
Hareket denkleminden ivmenin sıfır değeri için hesaplanan sönüm katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\ddot{y} = 0 \Rightarrow c_3 = -\frac{k_3(ay_3 - x_3)}{(\dot{y}_3 - \dot{x}_3)} \tag{6.12}$$

Denklem $a = \frac{r_k \cos\beta_1}{r_y \cos\beta_2}$ değeri yeine konularak daha genel yazılabilir:

$$c_3 = -\frac{k_3(y_3 r_k \cos\beta_1 - x_3 r_y \cos\beta_2)}{r_y \cos\beta_2 (\dot{y}_3 - \dot{x}_3)} \tag{6.13}$$

6.1.3.2 Sol arka parça



Şekil 6. 9: Sol arka süspansiyon şematik görünüşü.

Sağ arka süspansiyon mekanizması ile aynı şekilde denklemler çıkarılabilir.

Mekanizma için genel hareket denklemi:

$$-I_P\ddot{\alpha} - m\ddot{y}_4 L_M = L_T[k_4(y'_4 - x_4) + c(\dot{y}'_4 - \dot{x}_4)] \tag{6.14}$$

Ara parça eylemsizliği ihmal edilirse:

$$-m\ddot{y}_4 L_M = L_T[k_4(y'_4 - x_4) + c(\dot{y}'_4 - \dot{x}_4)] \tag{6.15}$$

Hareket denkleminden ivmenin sıfır değeri için hesaplanan sönüm katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\ddot{y} = 0 \Rightarrow c_4 = -\frac{k_4(ay_4 - x_4)}{(\dot{y}_4 - \dot{x}_4)} \tag{6.16}$$

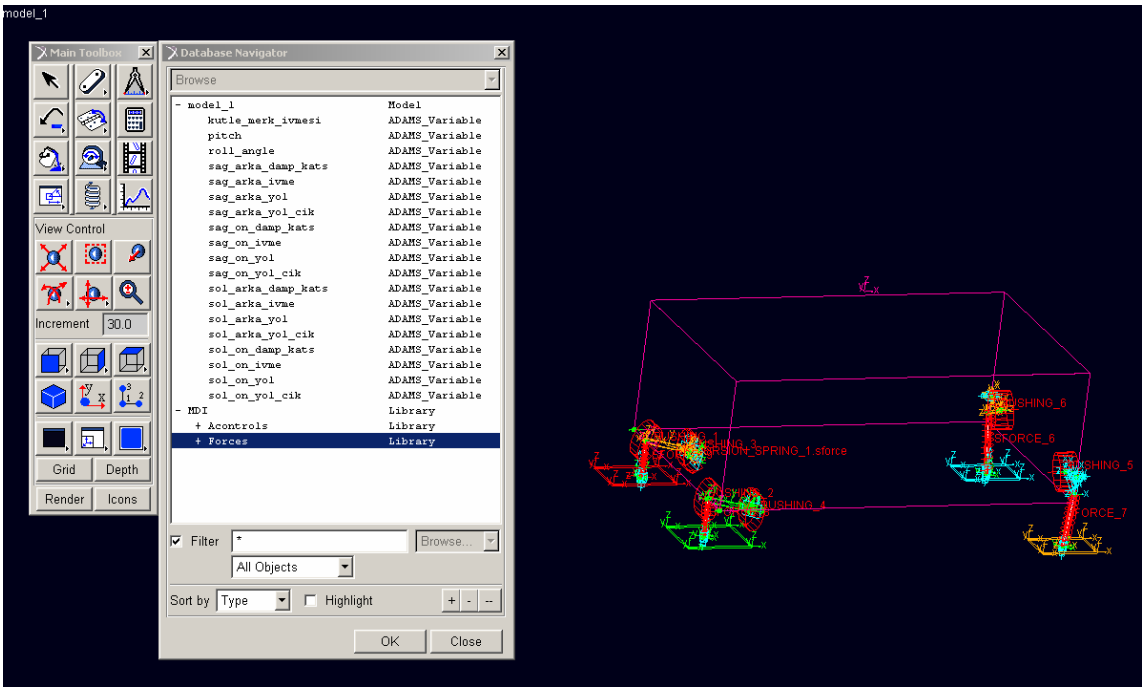
Bu denklemde, $a = \dfrac{r_k \cos\beta_1}{r_y \cos\beta_2}$ değeri yerine konularak düzenlersek:

$$c_4 = -\frac{k_4(y_4 r_k \cos\beta_1 - x_4 r_y \cos\beta_2)}{r_y \cos\beta_2 (\dot{y}_4 - \dot{x}_4)} \qquad \textbf{(6.17)}$$

6.2 Adams-Simulink Eş Zamanlı Kontrol Benzeşimleri

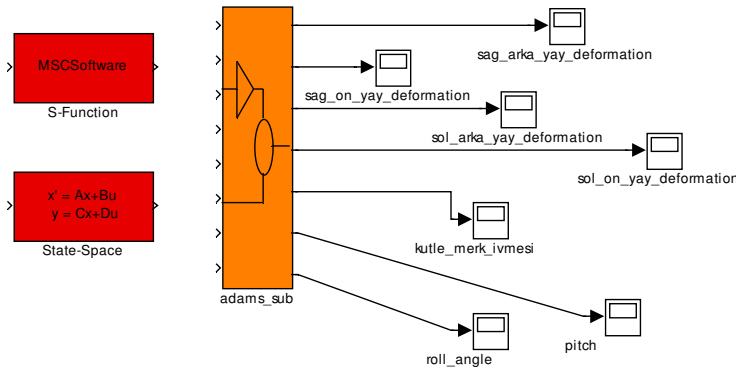
Doğrusal model üzerinden geliştirilen kontrolcünün doğrusal olmayan model üzerinde göstereceği performansı belirlemek için ADAMS/View`de yapılan model üzerine MATLAB/Simulink ortamında oluşturulan kontrol algoritması uygulandı.

Bunun için öncelikle Adams/View modulü içerisinde sistem için gerekli durum değişkenleri tanımlandı. Bunlar modele uygulanacak şasi üzerinde dört noktadan uygulanacak yol girişleri, şasi ivme cevapları, kabin ağırlık merkezi ivmesi, kafa vurma (pitch) ve yalpalama (roll) açıları ile yay deplasmanları olarak belirlendi.

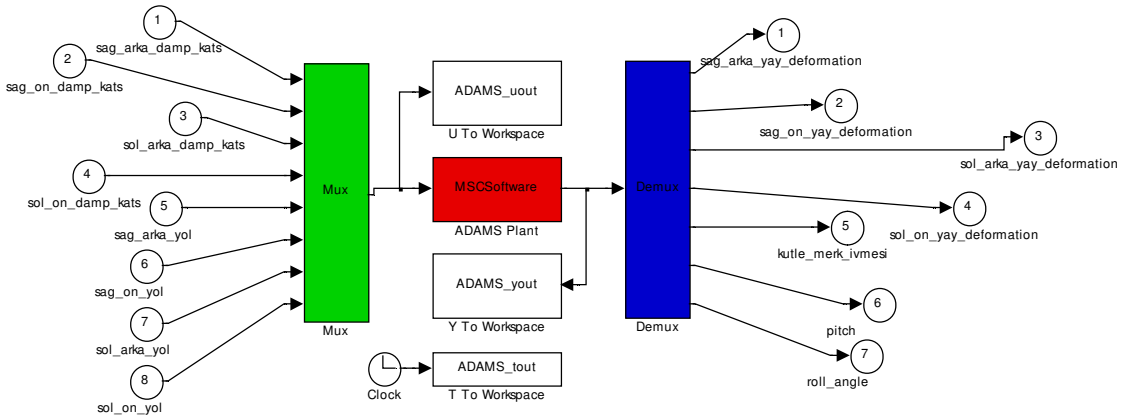


Şekil 6. 10: Model ve durum değişkenleri.

Adams/Controls modülü kullanılarak model için C++ dili ile Matlab için "S-functionlar" üretildi ve sistemin giriş-çıkışları istenilen durum değişkenlerine göre ayarlanmış sistemin Simulink için blok diagramları oluşturuldu.

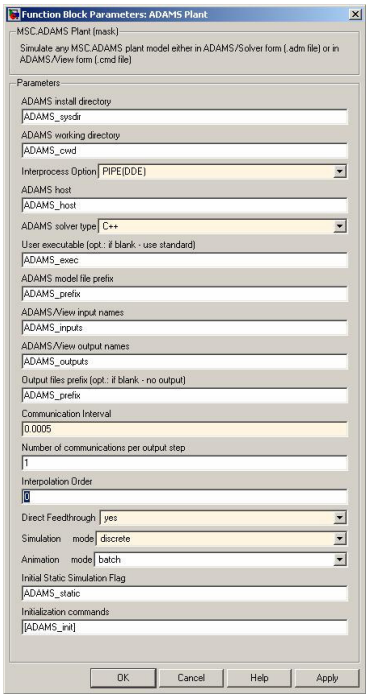


Şekil 6. 11: Üretilen Adams blokları.

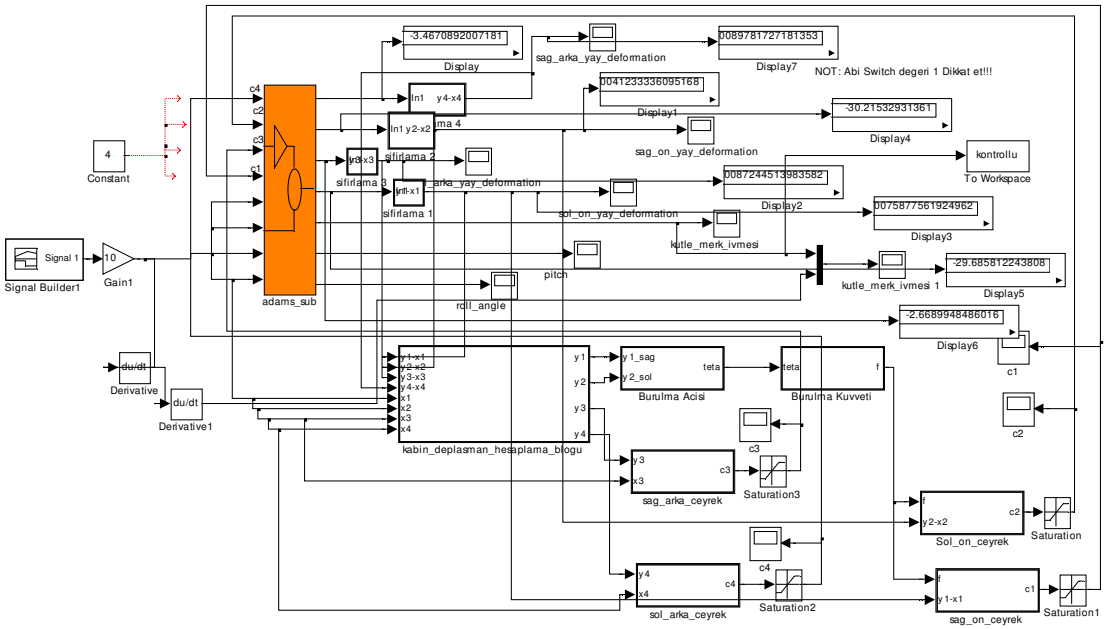


Şekil 6. 12: Oluşturulan Adams bloğunun detaylı yapısı.

"Matlab Simulation Parameters" ve Adams fonksiyon bloğu değişkenlerinde gerekli ayarlamalar yapıldıktan sonra kabinin matematiksel modeline göre Simulink ortamında tasarlanan "Hesaplamalı Kuvvet Kontrolcü" algoritması ile Adams model bloğu birleştirildi.



Şekil 6. 13: Adams Fonksiyon Bloğu



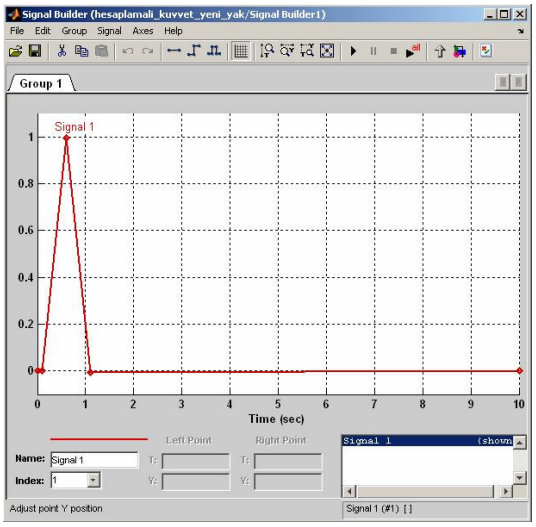
Şekil 6. 14: Simulinkte tasarlanan kontrolcü ve ADAMS modellerinin birleştirilmesi



Şekil 6. 15: Kontrolcü giriş çıkışları

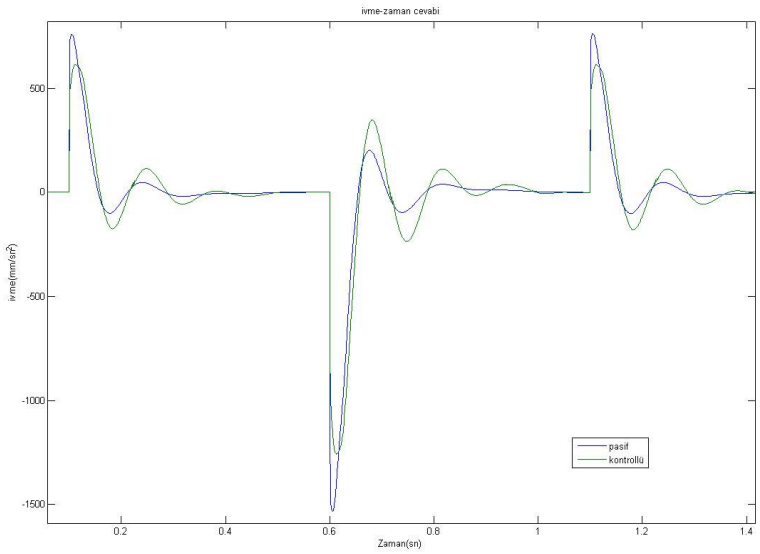
Şekil 6.14 de Simulink diagramı ve tasarımı verilen kontrolcü için giriş çıkışları daha açık ifade etmek bakımından yukarıda (Şekil 6.15) kontrolcünün şematik bir gösterimi verilmiştir. Burada gerçekte prototip kamyon üzerinde algılayıcılardan, benzetim aşamasında ise Adams modelinden gelen büyükleri girdi olarak alan kontrolcü, kamyon kabininin dört süspansiyon noktasına montajlı MR damperler için kumanda değerlerini hesaplamaktadır.

Pasif ve yarı-aktif hali temsil etmek üzere iki ayrı simulink modeli hazırlandı. Hazırlanan bu modeller için yol üzerindeki ani bir engelin benzeşimi amacıyla Adams modeline "Signal Generator" bloğu ile hazırlanan ve şiddeti 10 ile çarpılan şekildeki sinyal her şasi girişinden uygulandı.



Şekil 6. 16: Uyarı sinyali

Kontrollü ve pasif hal için simulasyonlar ayrı ayrı yapıldı ve kabin kütle merkezi ivmesi baz alınarak kontrolcü performansı hesaplandı. Şekil 6.16´da görüldüğü üzere kontrollü hal pasif duruma göre en büyük ivme değerlerinde %20 dolaylarında bir iyileşme sağladı.



Şekil 6. 17: Kontrollü ve pasif cevabın karşılaştırılması

Sonuçları incelerken iyileşme miktarının kontrolcü tasarımı ile olduğu kadar kabin mekanizması ile de ilgili olduğu da unutulmamalıdır. Yani farklı mekanizma sınırlamaları altında aynı prensipler ile tasarlanan kontrolcünün farklı sonuçlar vereceği açıktır.

7. PROTOTİP KAMYON

Önceki bölümlerde anlatılan modelleri ve geliştirilen kontrolcüleri doğrulamak için üzerinde denemeler yapabilecek prototip bir kamyon oluşturulmak istendi. Bu çalışma kapsamında dünyanın ilk yarı aktif kabin süspansiyonlu kamyonu hazırlandı.



Şekil 7. 1: Prototip kamyon bileşenleri.

Hazırlanan prototip kısaca kabin yer değiştirmelerini ölçmek için konum algılayıcıları, kabin süspansiyon bağlantılarındaki ve şoför koltuğundaki ivme değerleri için ivmeölçerler, kontrol algoritmasının yükleneceği elektronik kontrol ve sürücü kartları ile kumanda sinyalleri ile kabin titreşimlerini kontrol etmek üzere sönümleme katsayısı değişken magneterolojik damperlerden oluşmaktadır.

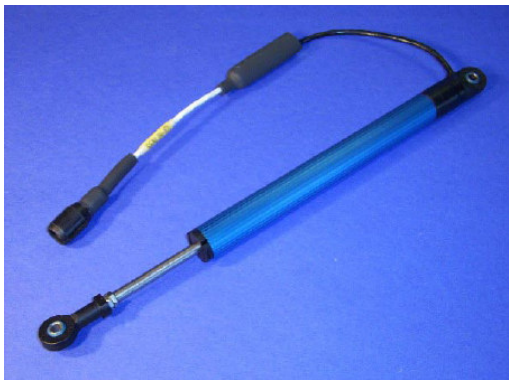
7.1 Algılayıcılar

Kontrol sisteminin düzgün çalışabilmesi için dış ortam ile gerekli ölçme değerlerini algılayıcılar sağlar. Bir anlamda insandaki duyu organlarına benzeyen bu cihazlar doğru seçilmediği taktirde sistemin genel işleyişinde olumsuzluklara yol açabilirler. Uygulama için yeterince hassas, mekanik veya elektriksel olarak kolay ve doğru bağlantılara sahip

olmaları gerekir. Ayrıca bir agılayıcı dış ortam veya kendi içindeki etkilerle ölçme sinyaline çok fazla gürültü katmamalıdır. Bir diğer önemli ve yanlış yapılma ihtimalinin büyük olduğu husus ise algılayıcının kesim frekansının ölçülmek istenen sinyalin frekans değerinin altında seçilmesi ve ölçülen sinyaldeki filtrelemeden dolayı doğru sonuçların okunamamasıdır.

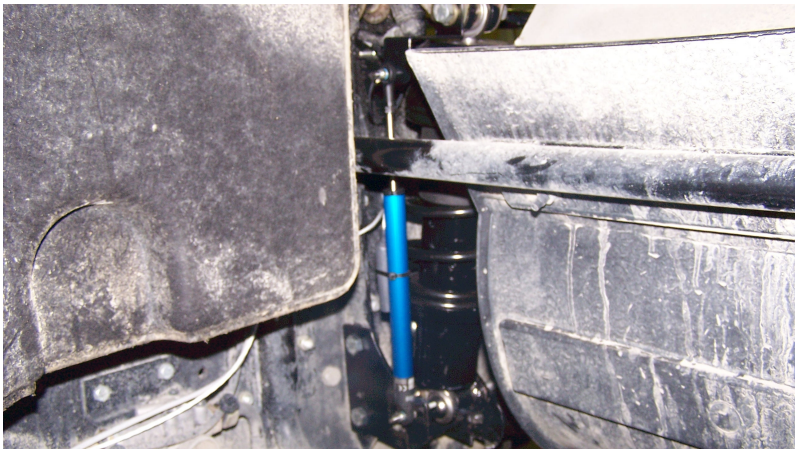
7.1.1 Konum ölçer

Kabin yerdeğiştirmeleri için, mekanik sınırlar ve bağlantılar dikkate alınarak küresel mafsallı, ölçüm aralığı 100mm olan Isaac Senlin101 konum ölçer seçildi. Besleme voltajının 11-18 V arası olması da ileride daha detaylı anlatılacak elektronik kontrol kartının 12 V luk besleme voltajı ile sağlanabileceği için önemli bir seçim kriteriydi. Ayrıca kablolama doğru yapılırsa bu algılayıcılardaki gürültü seviyeside yok denecek kadar azdır. Çözünürlük ise teorik olarak sonsuzdur.

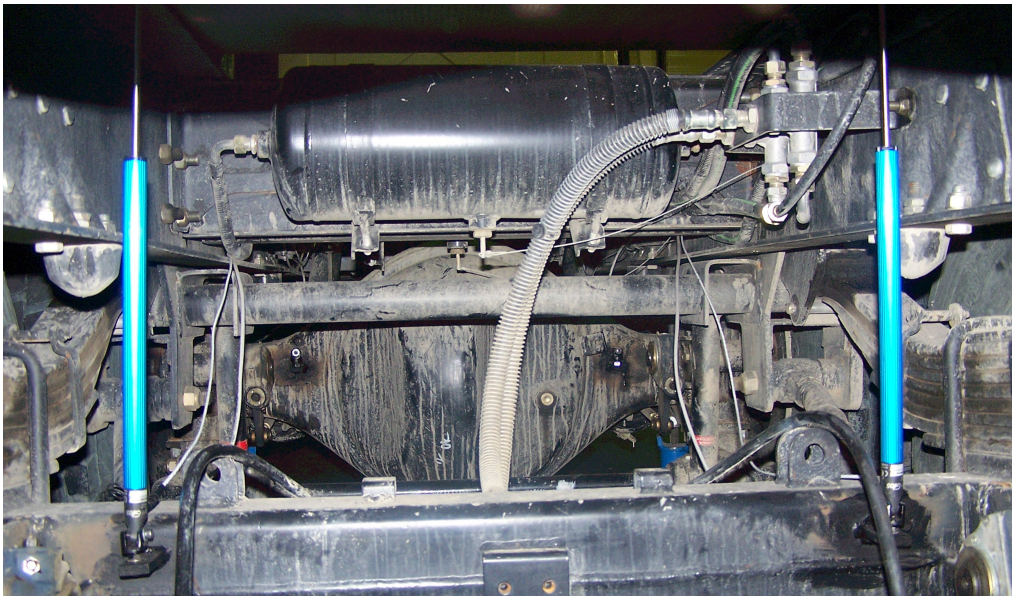


Şekil 7. 2: Konum algılayıcı Isaac Senlin101

Kamyon üzerine ileride yol tahmini (road estimation) algoritmalarında da kullanılması planlandığından bu sensörlerden 4 tanesi kabin ile şasi arasına ve 6 tanesi ise tekerlekler ile şasi arasına olmak üzere 10 adet kullanıldı. Bağlantılar için ara braketler tasarlandı.



Şekil 7. 3: Arka kabin konum algılayıcı paketlemesi.



Şekil 7. 4: Arka akslardaki konum algılayıcıları.

7.1.2 İvme ölçer

Kabin üzerindeki süspansiyon bağlantı noktaları ve şoför koltuğundaki ivmeleri ölçmek amacı ile Crossbow LP Serisi tek eksenli ivme ölçerler seçildi. Bu algılayıcının kesim frekansı 100Hz ve ölçüm aralığının $\pm 10g$´dir. Yoldan gelen titreşimlerin frekansları 0-50 Hz aralığında olduğundan ve ayrıca kabin ile şasi modları da 100Hz lik frekansın çok altında bulunduğundan bu sinyallerin ölçülebimesi için bu kesim frekansı yeterlidir [5]. Bu algılayıcının 5 V gibi yine kontrol kartından kolaylıkla sağlanabilecek bir besleme potansiyeli gerektirmesi, ve çektiği akımın mA mertebelerinde olması bu algılayıcının seçiminde etkili kriterdi.

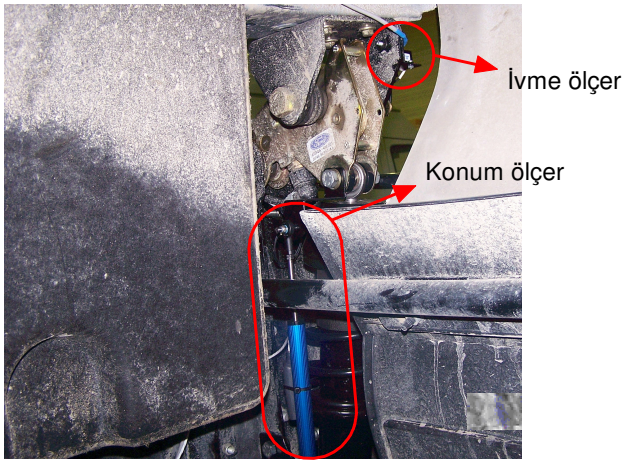


Şekil 7. 5: İvme ölçer Crossbow LP

Deneylerde yol tahmin ve yeni kontrolcü algoritmalarında kullanılmak üzere kabin ve şoför koltuğu için 5, tekerlekler için 6 adet olmak üzere toplam 11 algılayıcı kamyon üzerine yerleştirildi.



Şekil 7. 6: Ön kabin yay-damper bağlantı noktasındaki ivme ölçer ve konum ölçer

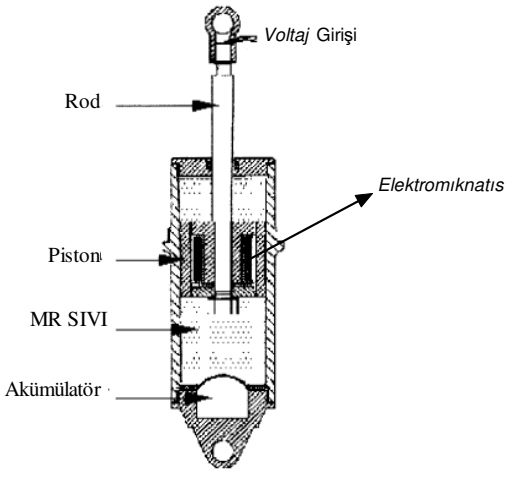


Şekil 7. 7: Arka süspansiyon ivme ve konum ölçerler

7.2 Yarı Aktif Damperler

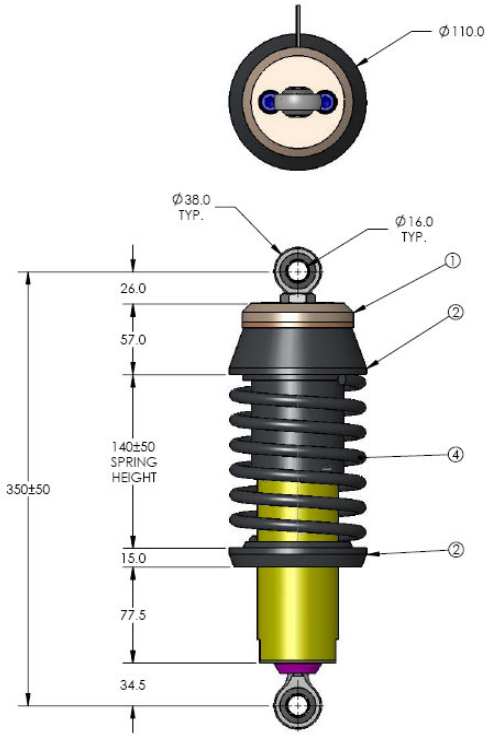
Yarı-aktif damperler veya bir başka deyişle ile değişken sönüm faktörlü damperler ilk defa 1970`li yıllarda düşünülmeye başlanmıştır. İlk örneklerinde sönüm faktörü değişimi damper içerisindeki bir delik alanının değişimi ile sağlanıyordu. Daha sonra birçok araştırmacının elektroreolojik (**ER**) ve magnetoreolojik (**MR**) sıvıların bu tür bir uygulamada kullanılması üzerine çalışmaları olmuştur. ER ve MR sıvılar düşük vizkositeli bir sıvı içerisine karıştırılmış parçacıklardan oluşan, akıllı malzemeler diye tarif edebileceğimiz bileşimlerdir. Bu parçacıklar, yüksek elektrik veya manyetik alan altında zincir benzeri fiber yapılar meydana getirirler. Elektrik veya manyetik alan belli değerlere ulaştığında süspansiyon katılaşır ve yüksek bir kayma gerilmesi değerine ulaşır. Aynı şekilde alan ortadan kalktığında yumuşar. İşlem genellikle çok hızlıdır ve cevap süresi birkaç milisaniyeyi geçmez. Enerji tüketimi ise çok düşüktür ancak birkaç Watt düzeyindedir.

Bu sıvılar üzerinde yapılan ilk araştırmalarda daha çok ER sıvılar üzerinde durulmuştur. Ancak ilerleyen çalışmalarda ilk durumda her iki sıvının da viskozitesi hemen hemen aynı iken MR sıvıların maksimum kayma gerilmesinin 100kPa gibi daha yüksek değerlere çıkabildiği ER sıvılarda bunun 10kPa civarında kaldığı görülmüş ve birçok uygulama için MR sıvılar tercih edilmeye başlanmıştır [6].



Şekil 7. 8: Bir MR damperin iç yapısı.

Araçta kullanılan MR damper, LORD firmasının özel yapım RD-1125 numaralı damperleridir. Bu firma ağır vasıtalar için kademeli MR koltuk damper sistemleri yapmaktadır. Standart üretimleri olan RD 1005-3 kodlu damperin çalışma aralığı yeterli olmadığı için istek üzerine bu damper üretilmiştir.



Şekil 7. 9: Magnetoreolojik damper

Katologda bu damper için az sayıda veri bulunmaktadır. Firma, standart olarak 0, 0.5 ve 1A akımlarda ve çeşitli hızlarda deney ölçümleri sağladı. Ancak kurulacak kontrol sisteminin hassasiyeti açısından ara akım ve hız kademeleri için de deney verilerine ihtiyaç vardı ve daha sonra yine Lord firması laboratuarlarında gerekli olan ara kademeler için bu testler yapıldı.

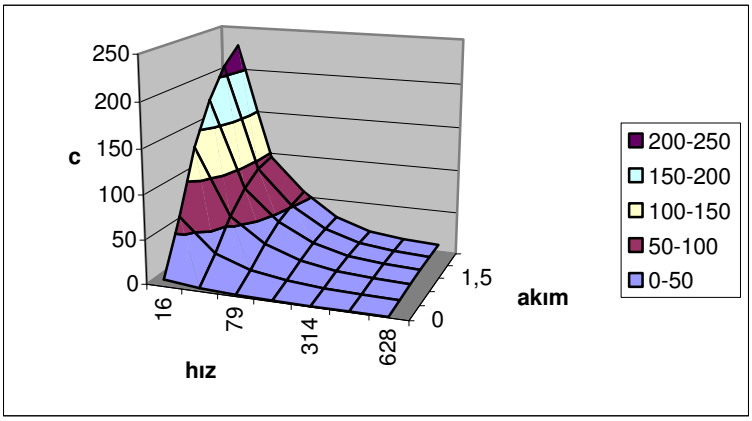
Tablo 7.1: MR damper deney sonuçları (damper kuvveti).

	hız(m/s)							
akım(A)	0,016	0,039	0,079	0,157	0,314	0,471	0,628	
0	0,13	0,15	0,16	0,17	0,27	0,42	0,62	
0,5	1,05	1,11	1,17	1,33	1,55	1,7	1,86	Kuvvet
1	2,14	2,27	2,44	2,62	2,95	3,15	3,34	(kN)
1,5	2,86	3,08	3,44	3,66	3,96	4,18	4,4	
2	3,36	3,55	4,03	4,22	4,55	4,78	4,99	
2,5	3,65	3,72	4,42	4,53	4,87	5,07	5,29	

Tablo 7.2: MR damper deney sonuçları (sönüm katsayısı).

	hız(m/s)							
akım(A)	16	39	79	157	314	471	628	
0	8,125	3,846154	2,025316	1,082803	0,859873	0,89172	0,987261	
0,5	65,625	28,46154	14,81013	8,471338	4,936306	3,609342	2,961783	Damper
1	133,75	58,20513	30,88608	16,6879	9,394904	6,687898	5,318471	Katsayısı
1,5	178,75	78,97436	43,5443	23,3121	12,61146	8,874735	7,006369	(Ns/mm)
2	210	91,02564	51,01266	26,87898	14,49045	10,14862	7,94586	
2,5	228,125	95,38462	55,94937	28,8535	15,50955	10,76433	8,423567	

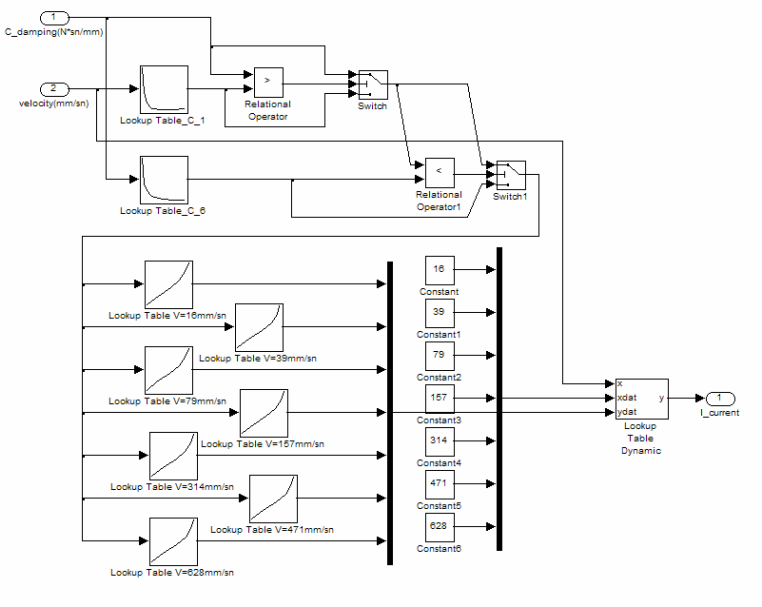
Görüldüğü üzere MR damperin çıkış olarak verdiği sönüm katsayısı yalnızca uygulanan akımın değil damperin kapanma ve açılma hızlarına da bağlıdır. Bu tablodan akım-hız ve sönüm (damper) katsayısı arasında üç boyutlu bir yüzey grafiği elde edildi.



Şekil 7. 10: MR damper için akım-hız ve sönüm (damper) katsayısı grafiği

Kumanda değerleri sönüm katsayısı olarak hesaplanıp, damperlere ise buna karşılık akım sinyali gönderilir. Bu sönüm katsayısı aynı zamanda hıza bağlı olduğu için kontrol

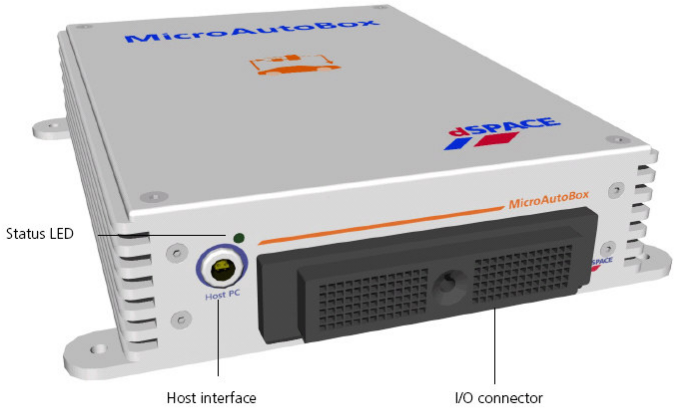
kartına dampere hangi hızdayken doğru sönüm katsayısını elde etmek için hangi akımın uygulanması gerektiğini belirleyen iyi bir modelin yüklenmesi gerekliliği ortaya çıkar. Bu sorunu çözmek için akla ilk gelen çözüm interpolasyonlu dinamik veri tabloları kulanıldı(dynamic lookup tables).



Şekil 7. 11: MR damper kumanda akımını bulmak için oluşturulan enterpolasyonlu dinamik veri tablosu.

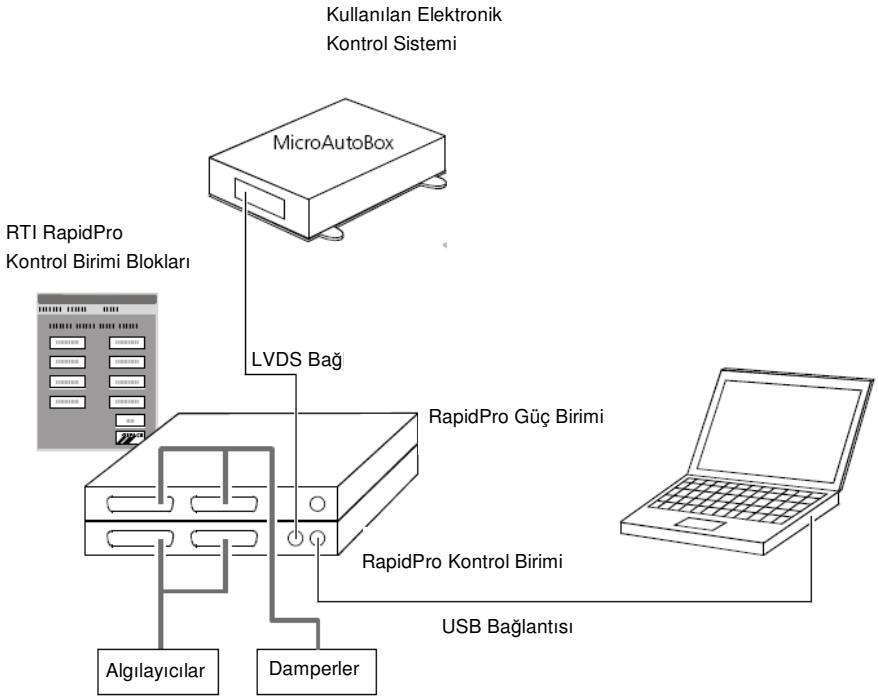
7.3 Elektronik Kontrol Sistemi

Algılayıcıların bağlandığı ve onlardan gelen bilgilerin üzerine yüklenen algoritmaya göre değerlendirilip, eyleyicilere kumanda sinyallerinin gönderildiği, bir anlamda tüm sistemin beyni durumundaki yer elektronik kontrol birimidir. Bu çalışmada elektronik kontrol birimi olarak MATLAB/Simulink blokları ile hızlı bir biçimde modellerimizi yükleyeyip kulanabileceğimiz Dspace tarafından özellikle otomotiv uygulamaları için geliştirilen MikroAutoBox ve RapidPro sistemi seçilmiştir [7,8].



Şekil 7. 12: Otomotiv uygulamaları için geliştirilen MikroAutoBox

MikroAutoBox ve RapidPro sistem aslında ayrı ayrı kullanılabilen iki ayrı elektronik kontrol birimidir (EKB). Ancak damperlerin sürülmesi için bir güç modülüne ve sensör sayısının fazlalığı nedeni ile de ek giriş kanalına ihtiyaç duyulduğundan bu iki sistem birarada kullanıldı [9, 10].



Şekil 7. 13: Kontrol sistemi birleşim şeması

MikroAutobox 1401/1501 16 adet 12 bit analog giriş 8 adet 12 bit analog çıkış gibi sabit giriş-çıkış parametrelerine ve kanallara sahipken, Rapidpro sistemi seçilebilir birimler ve alt modüllerden oluşmaktadır [9].



Şekil 7. 14: MikroAutoBox ve Rapidpro sistemleri

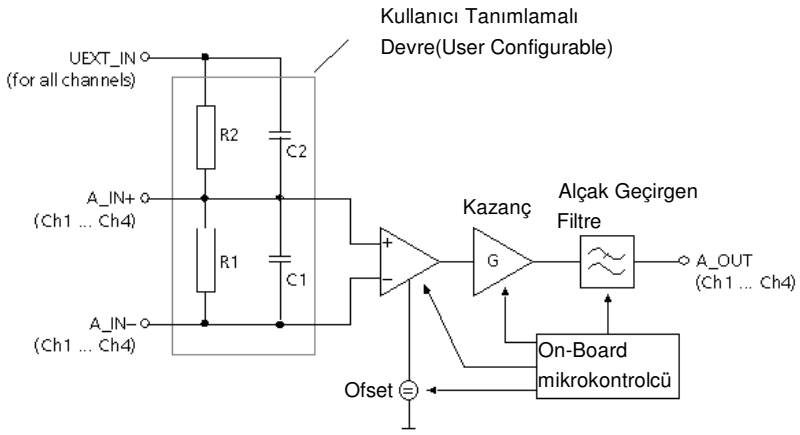
Çalışmada kullanılan RapidPro sistemi bir kontrol birimi (RapidPro Control Unit) ve damperleri sürmek için bir güç biriminden (RapidPro Power Unit) oluşmaktadır. Kontrol birimine 6 adet sinyal koşullandırma modülü takılabilmektedir. Güç birimine ise yine 6 adede kadar sürücü (eyleyici) modülü takılabilmektedir.

7.3.1 RapidPro için seçilen koşullandırma ve güç modülleri

Rapidpro sistemi için iki çeşit modül seçilmiştir. Bunlar sırasıyla algılayıcılardan gelen sinyalleri işlemek için 3 adet SC-Al 4/1 ve MR damperlere kumanda akımı göndermek için sürücü olarak 2 adet PS-FBD 2/1 güç modülleridir.

7.3.1.1 Algılayıcı modülü (SC-Al 4/1)

Algılayıcılardan gelen sinyallerin doğru bir şekilde işlenmesini koşullandırma modülleri sağlamaktadır. Bu amaçla RapidPro kontrol birimine eklenmek üzere SC-Al 4/1 modülü seçilmiştir. Dört analog girişi olan bu modülün çıkış voltajı yazılım ile $\pm 5V$, $0-5V$, $\pm 10V$ $0-10V$ arasında ayarlanabilmektedir.



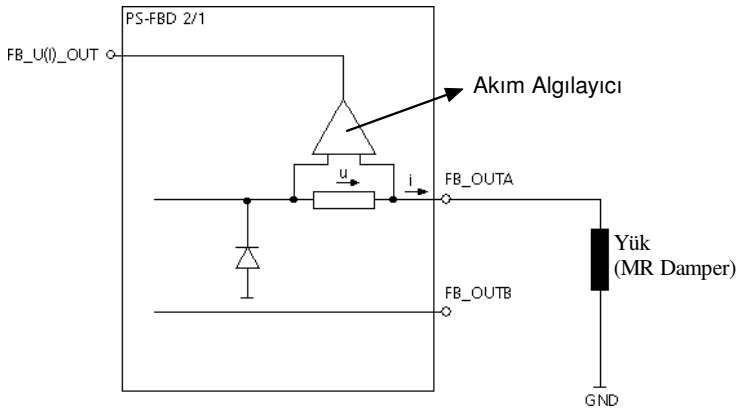
Şekil 7. 15: SC-Al 4/1 modülünün şematik iç yapısı.

Şekilde bu modülün bir kanalının iç yapısı görülmektedir. Modül aslında A_IN+ ve A_IN- arasındaki voltaj farkını ölçmektedir. Bu yüzden algılayıcıyı bağlarken toprağı genel toprakla beraber bu portlardan birine (tercihen A_IN- ´ye), sinyal kablosunu da diğerine bağlamak gereklidir. Aksi halde algılayıcıdan alınan sinyal doğru olmayacaktır. Modül üzerinde yazılım kotrollü 10Hz-1kHz arası bir filtre de bulunmaktadır. Ayrıca aşırı yüklenme durumlarında önlem amaçlı, modül sıcaklığını ölçen birde termal algılayıcısı bulunmaktadır.

Farklı algılayıcı tiplerine uyum sağlamak amacı ile modülün kulanıcı tanımlı kısmı vardır. R2 direnci ve C2 kondansatörü normalde lehimli değildir ve eğer aksi birşey belirtilmemişse $R1=1M\Omega$ ve $C1=1nf$ değerindedir. Bu değerler çalışmada kullanılan algılayıcılarla uyumlu olduğu için ek bir tanımlamaya gidilmemiştir.

7.3.1.2 Güç modülü (PS-FBD 2/1)

Damperlere kumanda sinyali gönderebilmek için bu modüller kullanılmaktadır. Sürekli halde maksimum 5A´e kadar akım gönderebilir. Bu eğer MR damperlerimizin maksimum değeri olan 3A´den daha büyüktür. Ayrıca, akımın kapalı çevrim denetiminin sağlanmasında kullanılabilecek bir iç akım algılayıcısı ihtiva etmektedir [9].



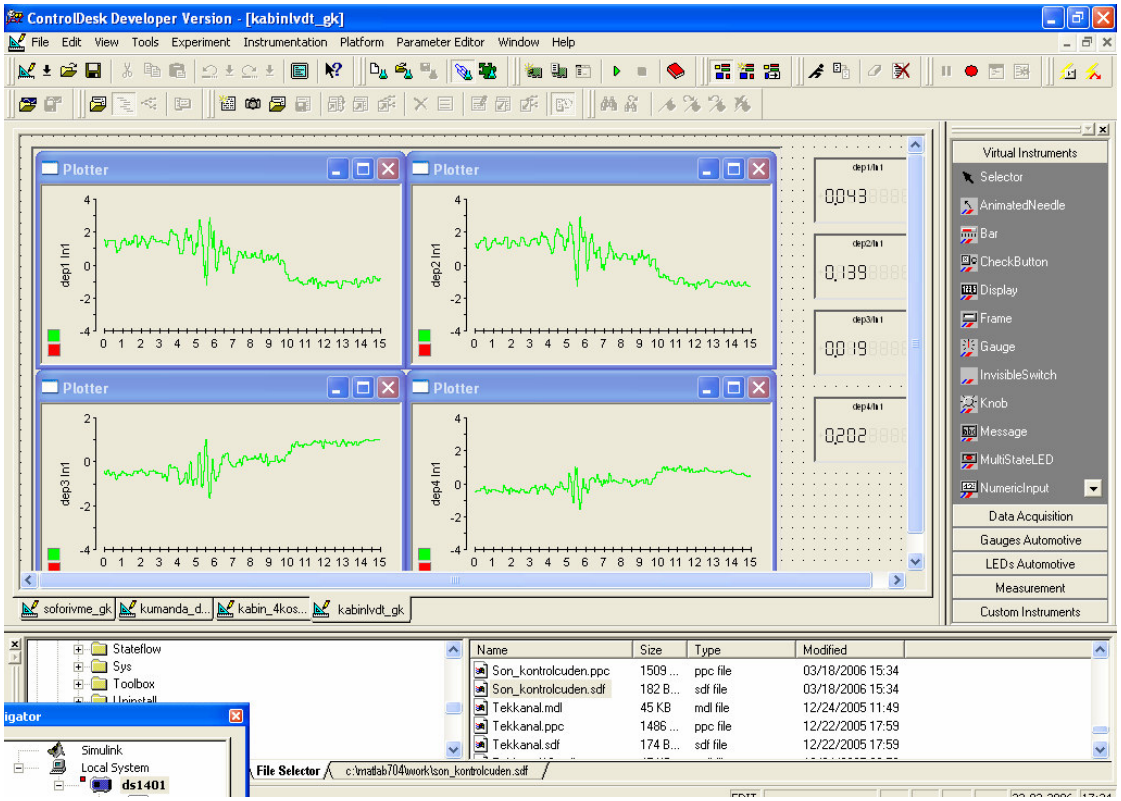
Şekil 7. 16: Güç modülü şematik yapısı ve MR damperin modüle bağlanması.

7.3.2 Elektronik kontrol biriminin programlanması

Tüm algılayıcılar, MR damperler ve EKB doğru bir şekilde birbirlerine bağlandıktan sonra sistemin nihayi amacına uygun olarak tasarlanan kontrolcünün EKB ye yüklenmesi gerekir. Bunun için öncelikle Dspace´in EKB için hazırladığı yazılım ve derleyiciler bilgisayara yüklenir. Bunlar, Matlab`a bir eklenti olarak gelen Dspace için gerçek zaman arayüz derleyicisi ve blokları (RTI compiler) haricinde, ConfigurationDesk ve ControlDesk adlı iki yazılımdan oluşmaktadır [11-13].

ConfigurationDesk yazılımı Rapidpro sisteminin halihazırdaki çalışan modüllerini görebileceğiniz ve pin bilgilerini alabileceğiniz bir arayüzüdür. Burada kanal isimleri, modül özellikleri, giriş çıkış değerleri, filtre geçirgenlikleri ayarlanabilir. Ayrıca gerçek zamanlı testlere geçerken MicroAutoBox ile RapidPro´nun sorunsuz çalışabilmesi için gerekli modül tanımlama dosyası da burada hazırlanır.

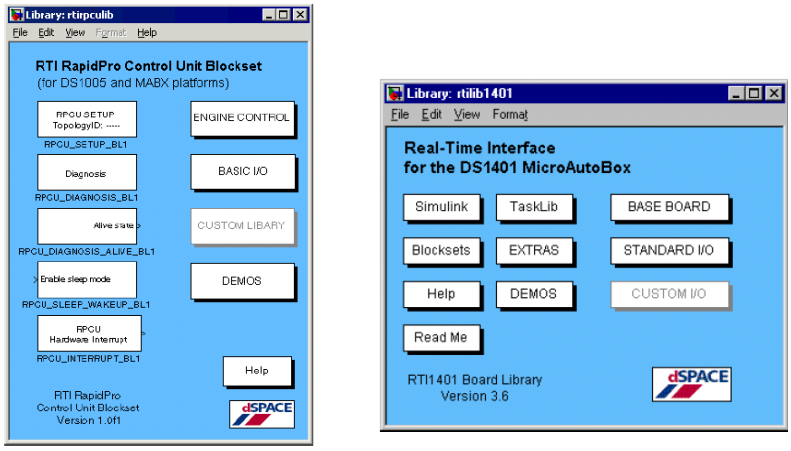
ControlDesk Programı ise hazırlanan Simulink diagramlarının derlendikten sonra MicroAutoBox´a ve RapidPro´ya yüklenmesi ve gerçek zamanlı testleri yaparken anlık sonuçları, hazırladığımız arayüzlerde görmek, kaydetmek ve gerekirse deney parametrelerini deney devam ederken değiştirmek için kullanılır.



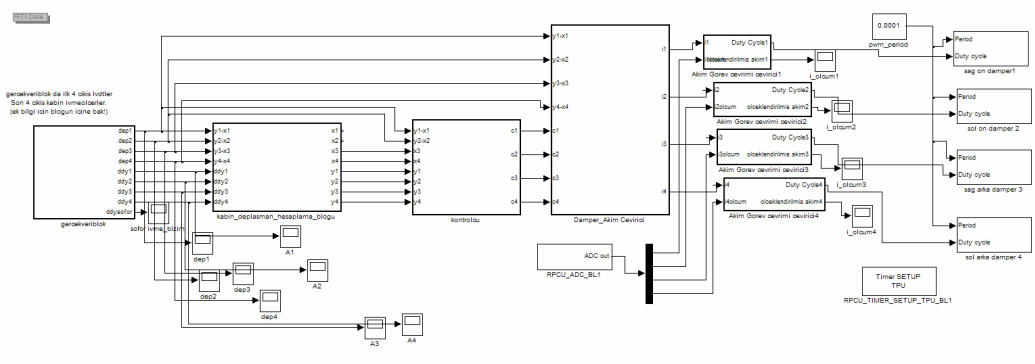
Şekil 7. 17: ControlDesk programında hazırlanan bir arayüz ve yol testi sonuçları.

7.3.2.1 Simulinkde giriş çıkış ve kontrol algoritmasının oluşturulması

Matlab ortamında Simulink blokları ile birlikte Dspace Rapidpro ve MicroAutobox blokları kullanılarak kontrol algoritması oluşturuldu.



Şekil 7. 18: Dspace RapidPro ve MicroAutoBox blokları.

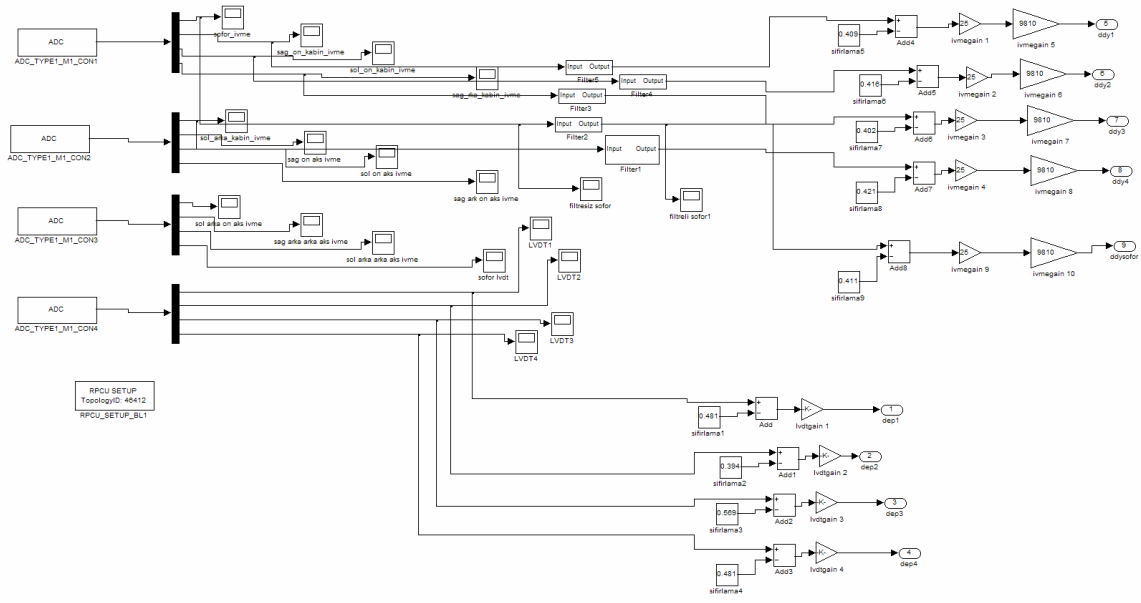


Şekil 7. 19: Simulinkde oluşturulup, EKB´ye yüklenmeye hazırlanan giriş-çıkış ve kontrol algoritması

Kontrol algoritmasının hazırlanmasında "Atomic Subsystem" blokları kullanılarak modüler bir yöntem izlendi. Böylece hem blok diagramındaki karmaşıklık önlendi hemde algoritmaya müdahale edebilmek kolaylaştı.

7.3.2.2 Algılayıcıların statik denge sıfırlaması

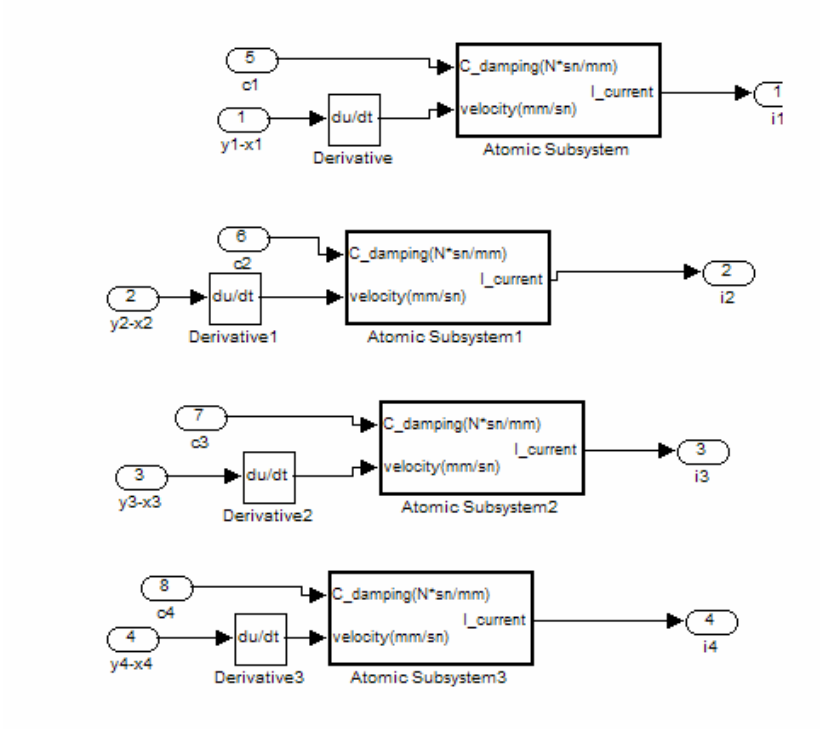
Sistemde öncelikli olarak yapılması gereken algılayıcılardan gelen sinyallerin ilk statik denge konumu için sıfırlanması ve kontrol algoritmasının tasarım birimlerine uygun hale getirilmesiydi. Bunun için algılayıcı sinyallerden statik denge değerleri çıkarıldı ve gereken koşullandırma yapıldı.



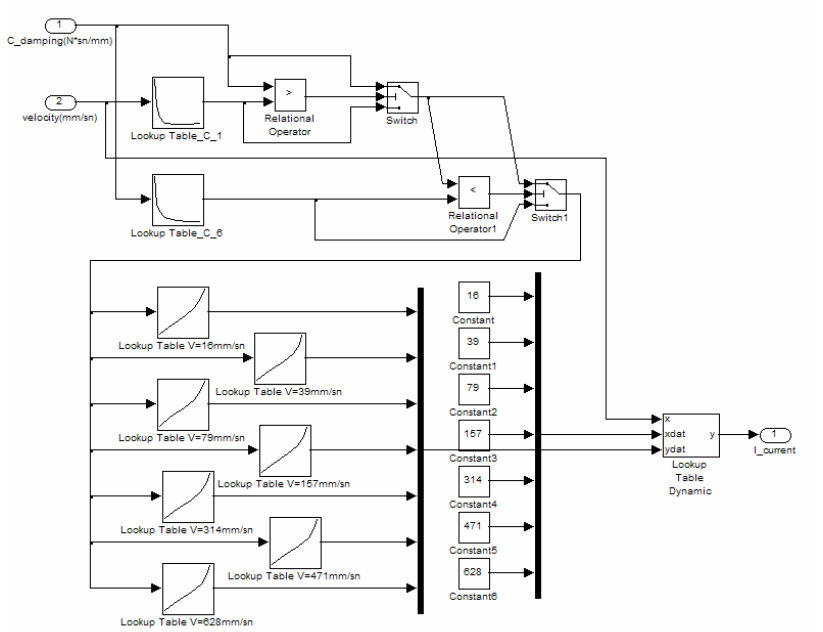
Şekil 7. 20: Analog girişlerden alınan sinyaller ve koşullandırma.

7.3.2.3 MR damper akım değeri ve uygulama

Daha önce MR damper kısmında bahsedildiği üzere dinamik veri tabloları kullanılarak damperler modellendi. Hazırlanan tablolar giriş olarak c (damper katsayısı) ve v (damper hızı), çıkışı I (akım) olan atomik alt sistemlere yerleştirildi. Buradan kontrol algoritmasından gelen c (damper katsayısı) ve veri olarak algılayıcılardan alınan v (damper hızı) için MR damperlere gönderilecek akım hesaplandı.



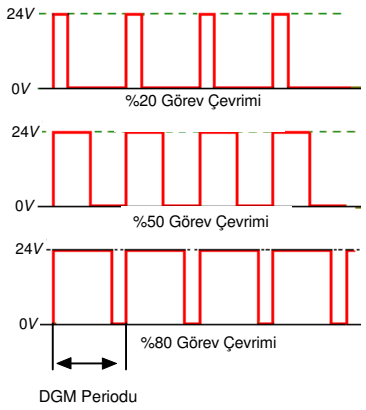
Şekil 7. 21: MR damperlere gönderilecek akım değerlerinin bulunması.



Şekil 7. 22: MR damper akım değerlerinin bulunması için oluşturulan atomik alt sistem içeriği.

7.3.2.4 Alt akım kontrol sistemi

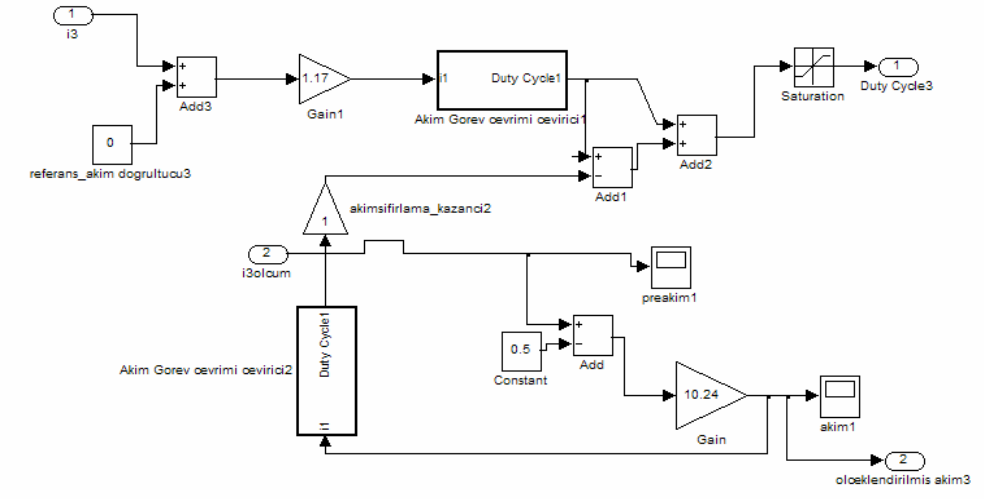
Bir başka konu ise magnetik damperlere gitmesi gerekli teorik akımın Darbe Genişlik Modülasyonu(PWM - Pulse Width Modulation) yöntemi ile gönderilmesidir. DGM belli bir period içerisinde uygulanan darbelerin ortalama değerinin, istenilen analog sinyale eşitlenmesinden ibarettir. Mikroişlemci bazlı dijital kontrol sistemlerinde çok sık uygulanan bir metoddur. Böyle bir uygulama ile dijital sinyali analog sinyale dönüştürmek için herhangi bir ara donanıma (dijital analog dönüştürücü) ihtiyaç kalmadan hassas bir biçimde kumanda sinyali üretilebilir.



Şekil 7. 23: Değişik görev çevrimleri için DGM sinyalleri.

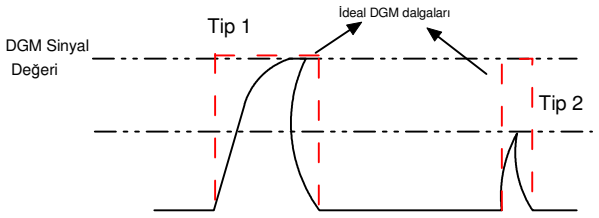
DGM yönteminde önemli iki kavram vardır. DGM periodu ve görev çevrimi (duty cycle) genişliği. DGM periodu kontrol edilecek sistemin kesme frekansının üzerinde seçilmelidir ki sistem gelen sinyali birebir değil, ancak ortalamasını takip edebilsin. MR damperlerin cevap süresinin 25ms civarında olduğu gözönüne alınacak olursa DGM periodu için 0.0001 saniye (veya 0.1ms) civarında seçilmesi yeterlidir.

Görev çevrimi ise bir DGM periodu içerisinde gönderilecek sinyal süresinin yüzdesini temsil etmektedir. Bu değer değiştirilerek dampere giden akım ayarlanmaktadır. Algoritmadan gelen teorik akım değeri küçük bir algoritma ile görev çevrimine dönüştürülmekte ve bu değer referans olarak alt akım kontrol çevrimine girmektedir.



Şekil 7. 24: Alt akım kontrol çevrimi.

Böyle bir kontrol çevrimine gerek duyulmasının nedeni, DGM sinyallerinin kırpılmaya uğramasından dolayıdır. Osiloskop sinyallerine bakıldığında iki tip kırpılma görülmüştür.



Şekil 7. 25: DGM dalga kırpılma tipleri.

Her iki kırpılma tipide açma kapama görevi yapan elemanların (transistörlerin) karakteristiklerinden kaynaklanmaktadır.

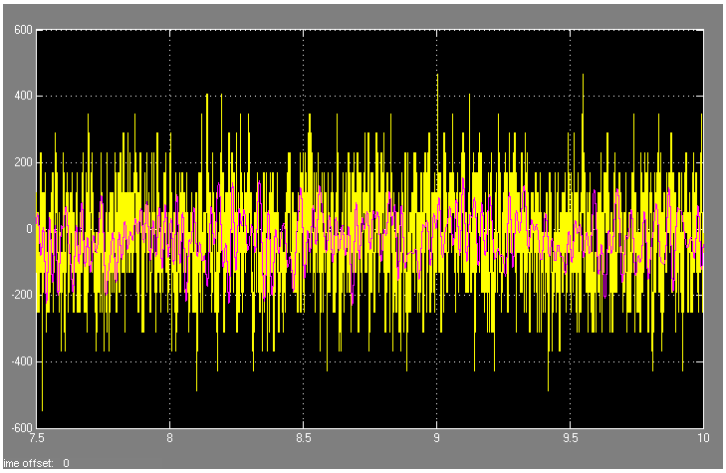
Birinci tip kırpılmada sinyalin yükseliş ve düşüş karakteristiği ideal olan tam dik doğrular değil, zaman sabiti ile değişen karakterde olduğu için, kare dalga yerine Şekil 7.25´de görülen testere benzeri sinyal elde edilmektedir. Aradaki alanların farkı sinyal hatasını vermektedir.

İkinci tip kırpılmada görev çevriminin kısalığı yüzünden sinyal daha maksimum değerine ulaşamadan kesilmektedir. Bu hata anahtarlama elemanındaki zaman geçikmesi dolayısı ile ortaya çıkmaktadır.

DGM dalgalarındaki bu tür kırpılmalardan dolayı bir iç akım kontrol çevrimi oluşturulması kaçınılmaz olmuştur. Geri besleme olarak güç modülü üzerindeki akım algılayıcısı kullanılmıştır. İlk düşünülen kotrolcü bir PID kompanzatörü [14] olmuş, ancak akım algılayıcısının örnekleme zamanının ve hassasiyetinin düşüklüğü nedeniyle pek başarılı sonuçlar alınamamıştır. Bunun yerine şekilde görülen alt kontrol sistemi kurulmuştur. Bu kontrol sistemi ile akım, %1-2 mertebesinde hata payları ile kontrol edilebilmektedir.

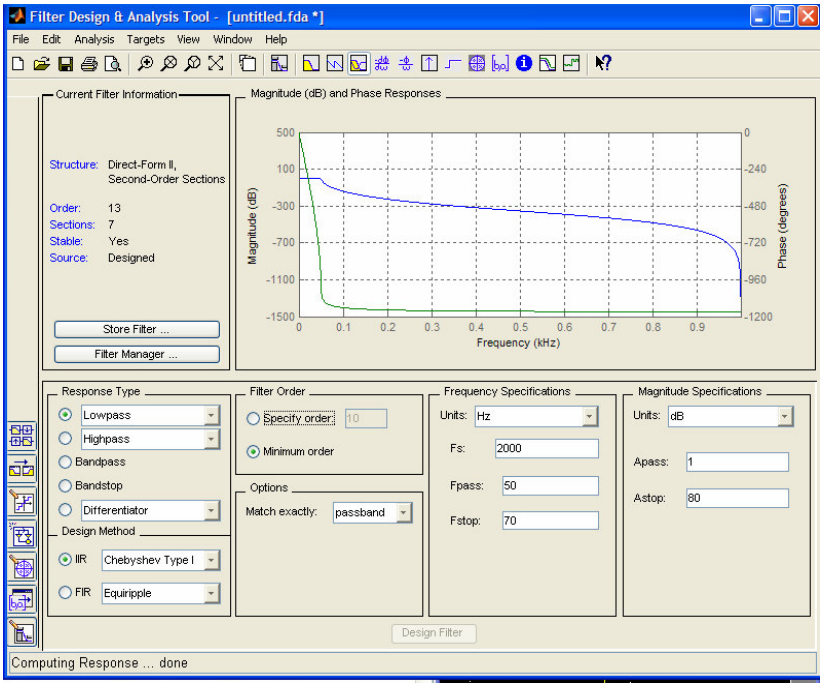
7.3.2.5 İvme ölçerler için filtre tasarımı

Özellikle piezoelektrik prensipli ivme ölçerlerin iç yapısı nedeni ile olan iç gürültü ile beraber dış elektriksel ve manyetik alanlar yüzünden kablolarda oluşan parazitlerin filtrelenmesi amacı ile alçak geçirgen bir filtre tasarımı yapıldı.

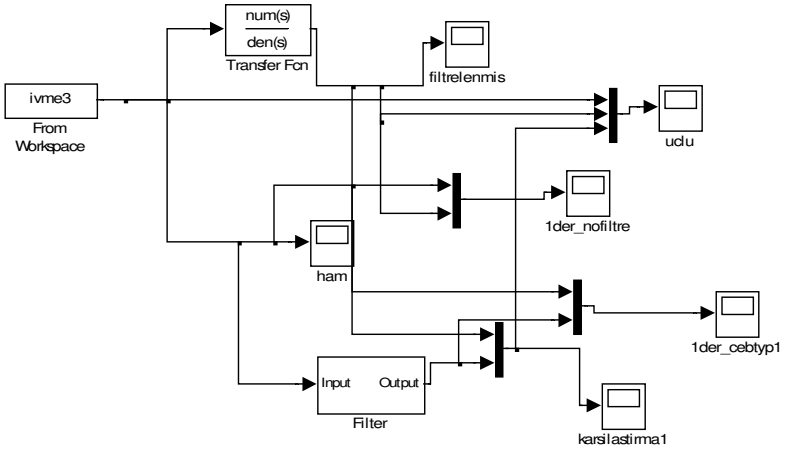


Şekil 7. 26: Filtreli ve filtresiz İvme ölçer sinyali

Filtrenin tasarlanmasında Matlab içindeki "Filter Design Toolbox" kullanıldı. Fdatool isimli filtre tasarımı arayüzü ile 50 Hz´lik kesim frekansına sahip bir Chebyshev tip 1 alçak geçirgen filtre tasarımı yapıldı ve blok diagramına çevrilerek ivme ölçer sinyallerine uygulandı (bkz Şekil 7.26)



Şekil 7. 27: Fdatool filtre arayüzü ve tasarlanan filtrenin frekans cevabı



Şekil 7. 28: Tasarlanan filtrelerin karşılaştırılması için kullanılan simulink diagramı

8.YOL TESTLERİ

Tüm teçhizat hazırlandıktan ve prototip kamyonumuza kontrol algoritması yüklendikten sonra yol testleri yapıldı. Testlerde yüksekliği takriben 15 cm olan bir engel kullanıldı. Prototip kamyonumuz değişik hızlar da her iki teker aynı anda (Simetrik) ve yalnızca bir teker engel üzerinden (Asimetrik) geçirilerek, magnetorolojik damperlerimizin kontrollü ve pasif hali için deneye tabi tutuldu.



Şekil 8. 1: Prototip kamyon ile yol testi

Daha sonra toplanan deney verileri inceleme için bilgisayar ortamında işlendi ve grafik haline getirildi. İnceleme esnasında kontrollü ve pasif hal için maksimum ivme azalması ile beraber deney süresince ivmenin karesel ortalamasıda incelendi. Bu iki kritere göre performans değerlendirmesi yapıldı.



Şekil 8. 2 : Test alanı

8.1 Simetrik Engel Testleri

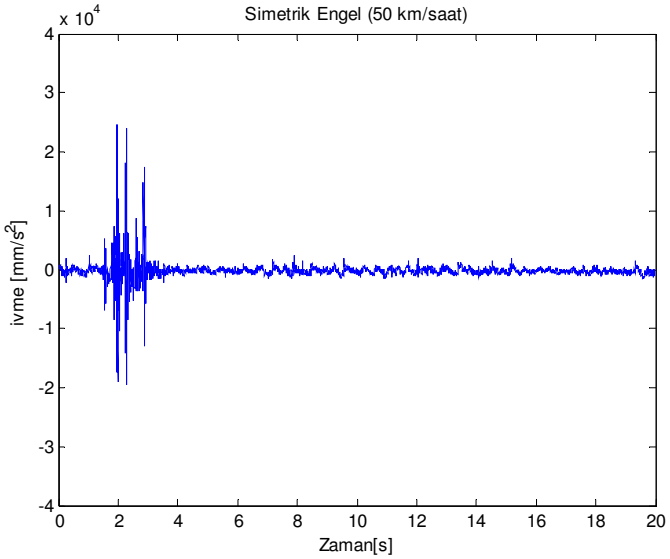
Kamyonun hızına bağlı belli bir zaman gecikmesi ile kamyonun üç çift tekerinin ikişer ikişer engel üzerinden geçmesi ile kontrol sisteminin bu uyarıya cevabı incelendi.



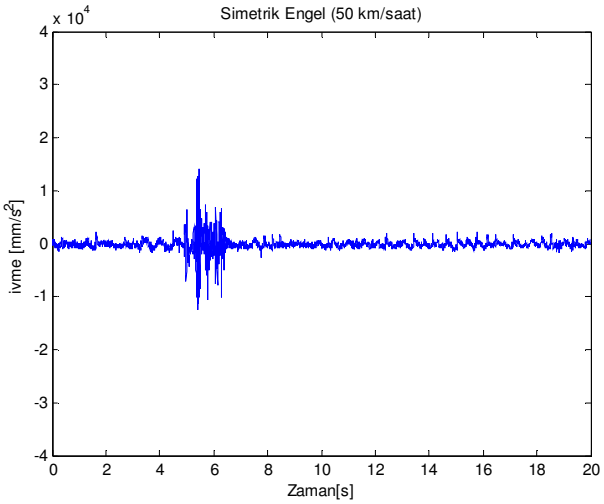
Şekil 8. 3: Simetrik engel testi

8.1.1 50 km/saat hız için simetrik engel testi

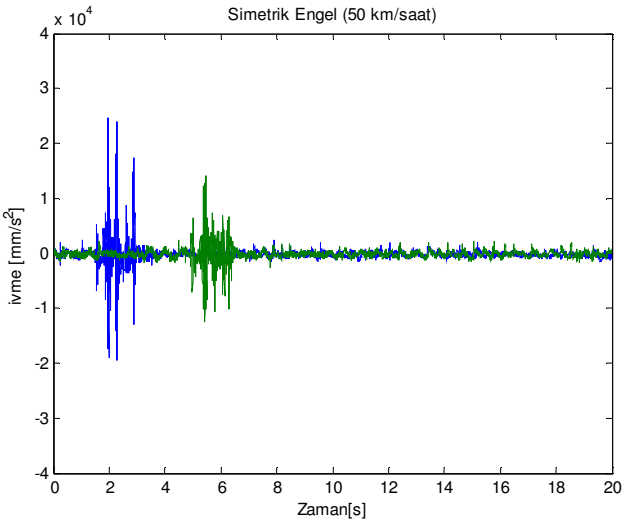
Takometreden ölçülen hız verisine göre 50 km/saat hızda, kontrol sistemi kapalıyken ve açıkken testler yapılmıştır. Sonuç grafikleri ve performans hesapları aşağıdadır.



Şekil 8. 4 : 50 km/saat hızda kontrol sistemi kapalı simetrik engel testi



Şekil 8. 5 : 50 km/saat hızda kontrol sistemi açıkken simetrik engel testi



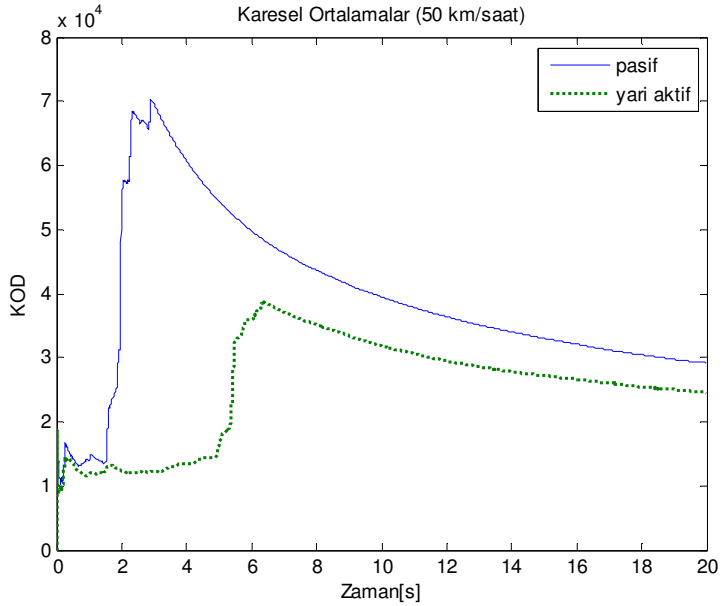
Şekil 8. 6 : 50 km/saat hızda simetrik engel, kontrollü ve pasif hal karşılaştırması

Pasif Hal En Yüksek İvme Şiddeti: $2.471x10^4\ mm/s^2$
Aktif Hal En Yüksek İvme Şiddeti: $1.411x10^4\ mm/s^2$

İvme şiddeti azalması:

$$\frac{2.471x10^4 - 1.411x10^4}{2.471x10^4} x100 = \%42.9$$

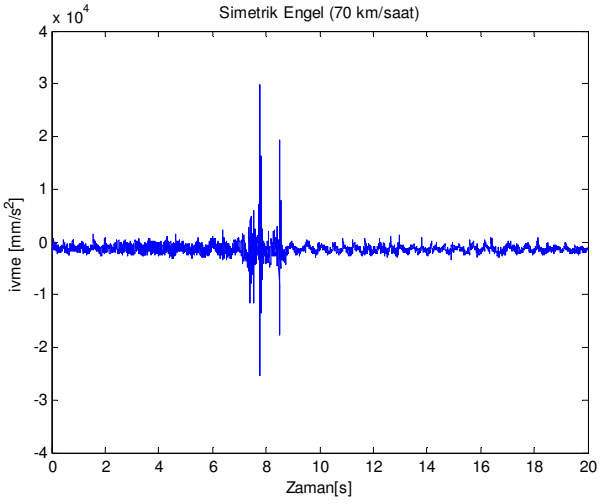
En yüksek ivme Şiddetindeki azalma dışında bir başka performans kriteri ise ivmelerin karesel ortalamalarıdır. Şekil 8.6 da 50 km simetrik engel testinde pasif (kontrolsüz) ve yarı aktif (kontrollü) hal için karesel ortalamalar görülmektedir.



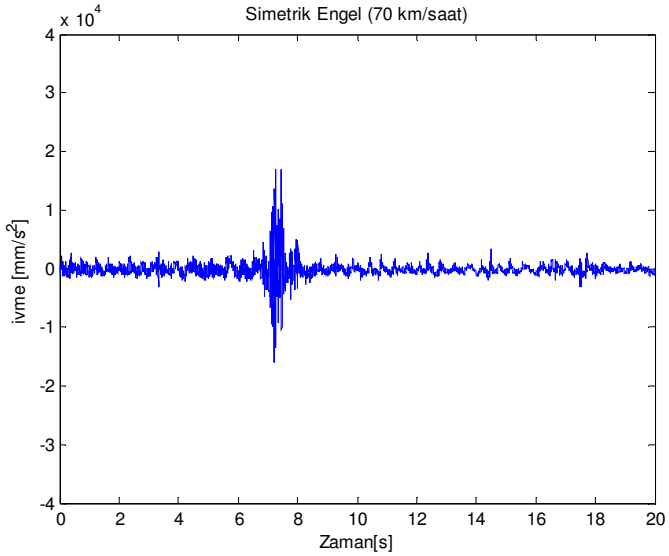
Şekil 8. 7 : 50 km/saat hızda simetrik engel, kontrollü ve pasif hal KOD karşılaştırması

8.1.2 70 km/saat hız için simetrik engel testi

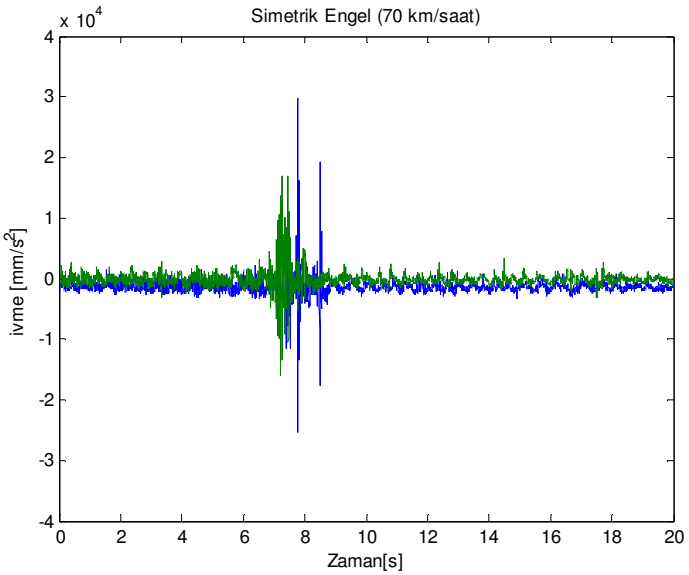
Takometreden ölçülen hız verisine göre 70 km/saat hızda, kontrol sistemi kapalıyken ve açıkken testler yapılmıştır. Sonuç grafikleri ve performans hesapları aşağıdadır.



Şekil 8. 8: 70 km/saat hızda kontrol sistemi kapalı simetrik engel testi



Şekil 8. 9: 70 km/saat hızda kontrol sistemi açıkken simetrik engel testi



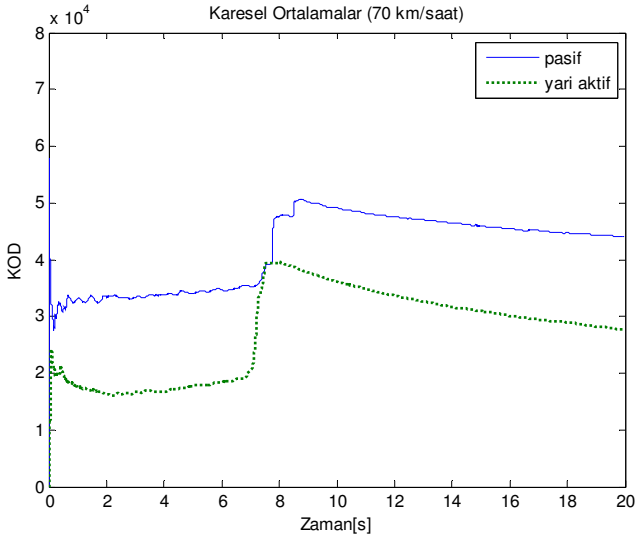
Şekil 8. 10: 70 km/saat hızda simetrik engel, kontrollü ve pasif hal karşılaştırması

Pasif Hal En Yüksek İvme Şiddeti: $2.991x10^4\ mm/s^2$

Aktif Hal En Yüksek İvme Şiddeti: $1.705x10^4\ mm/s^2$

İvme şiddeti azalması:

$$\frac{2.911x10^4 - 1.705x10^4}{2.911x10^4} x100 = \%42.81$$



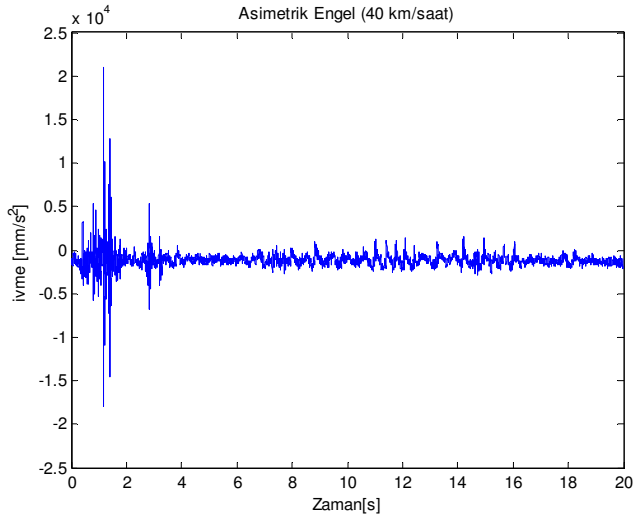
Şekil 8. 11 : 70 km/saat hızda simetrik engel, kontrollü ve pasif hal KOD karşılaştırması

8.2 Asimetrik Engel Testleri

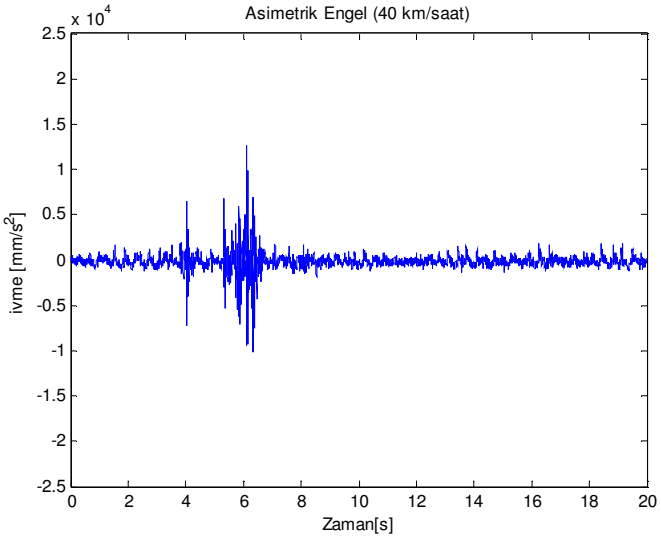
Kamyonun yalnızca tek tarafının engel üzerinden geçirilmesi ile bu testler yapıldı. Simetrik testlerde baskın olan kafa vurma veya yunuslama diye tabir edilen pitch hareketi iken burada ise yalpalama (roll) hareketi baskındır. Kontrolcünün yalpalama yönündeki titreşimlere cevabı incelenmiştir.

8.2.1 40 km/saat hız için asimetrik engel testi

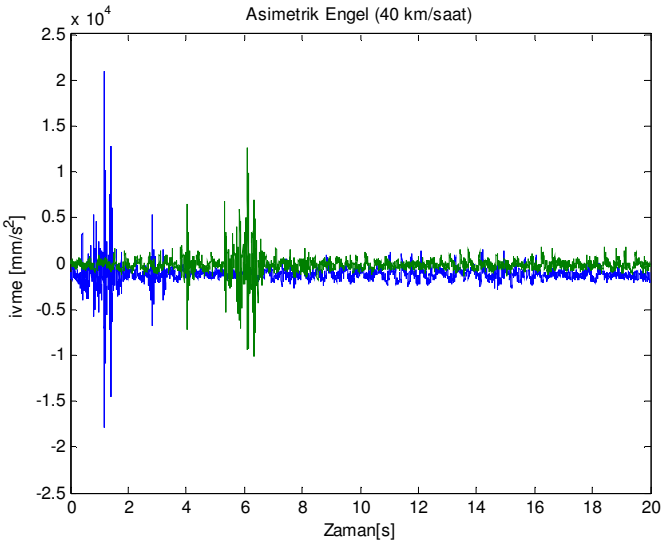
Takometreden ölçülen hız verisine göre 40 km/saat hızda, kontrol sistemi kapalıyken ve açıkken testler yapılmıştır. Sonuç grafikleri ve performans hesapları aşağıdadır.



Şekil 8. 12 : 40 km/saat hızda kontrol sistemi kapalı asimetrik engel testi



Şekil 8. 13 : 40 km/saat hızda kontrol sistemi açıkken asimetrik engel testi

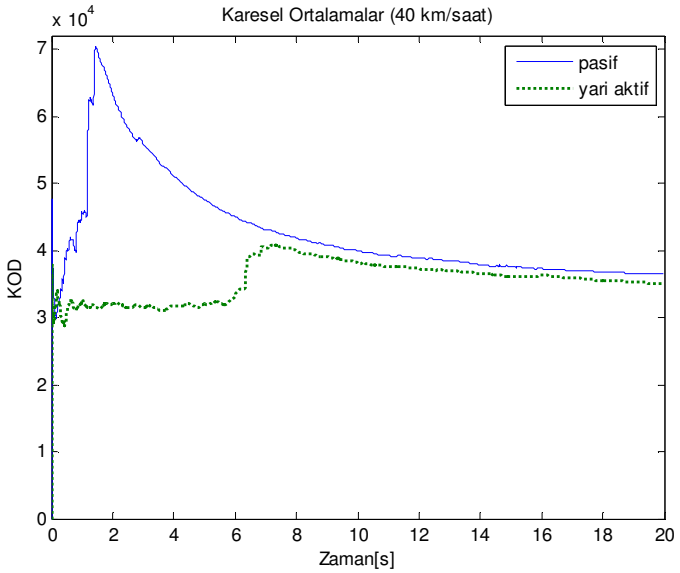


Şekil 8. 14 : 40 km/saat hızda asimetrik engel, kontrollü ve pasif hal karşılaştırması

Pasif Hal En Yüksek İvme Şiddeti: $2.095x10^4\ mm/s^2$
Aktif Hal En Yüksek İvme Şiddeti: $1.248x10^4\ mm/s^2$

İvme şiddeti azalması:

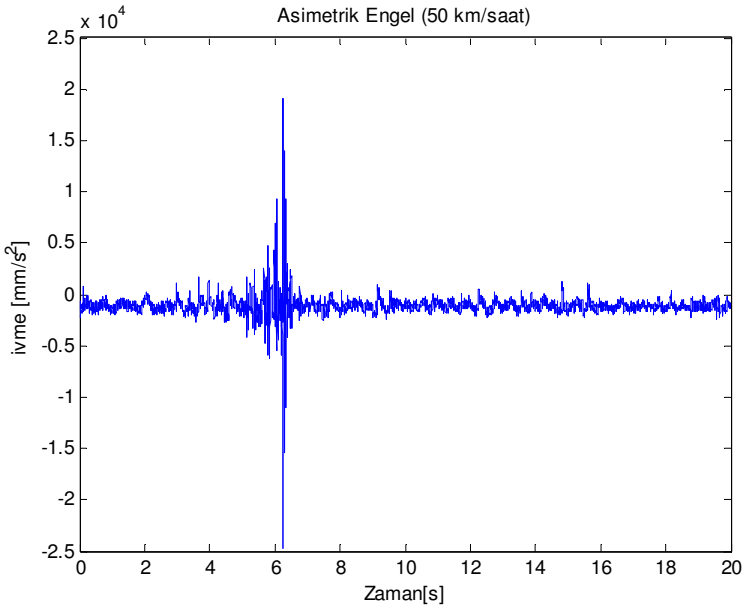
$$\frac{2.095x10^4 - 1.248x10^4}{2.095x10^4} x100 = \%40.43$$



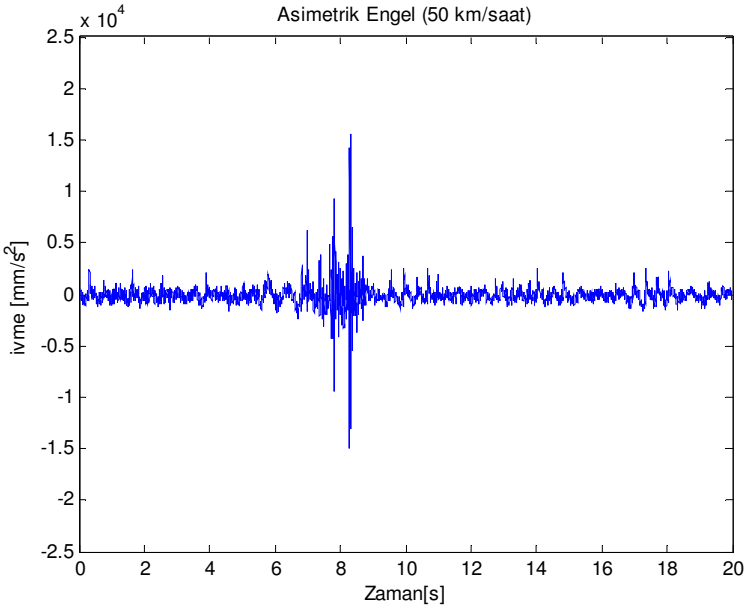
Şekil 8. 15 : 40 km/saat hızda asimetrik engel, kontrollü ve pasif hal KOD karşılaştırması

8.2.2 50 km/saat hız için asimetrik engel testi

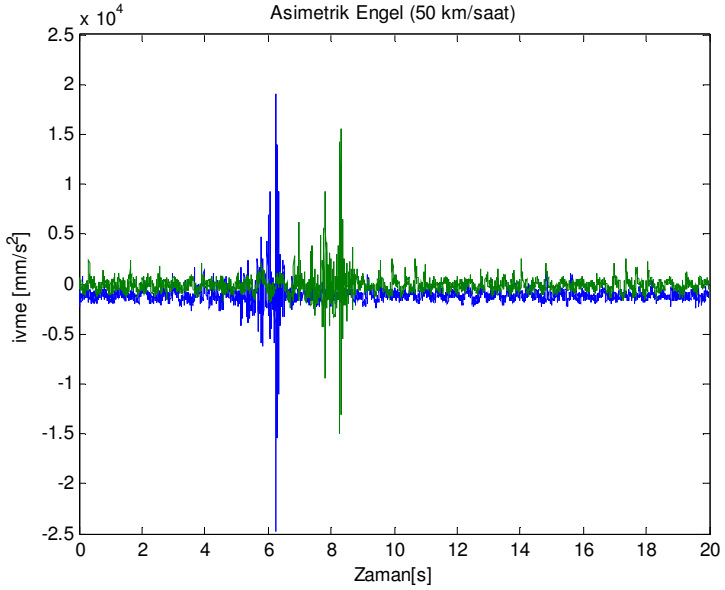
Takometreden ölçülen hız verisine göre 50 km/saat hızda, kontrol sistemi kapalıyken ve açıkken testler yapılmıştır. Sonuç grafikleri ve performans hesapları aşağıdadır.



Şekil 8. 16 : 50 km/saat hızda kontrol sistemi kapalı asimetrik engel testi



Şekil 8. 17 : 50 km/saat hızda kontrol sistemi açıkken asimetrik engel testi

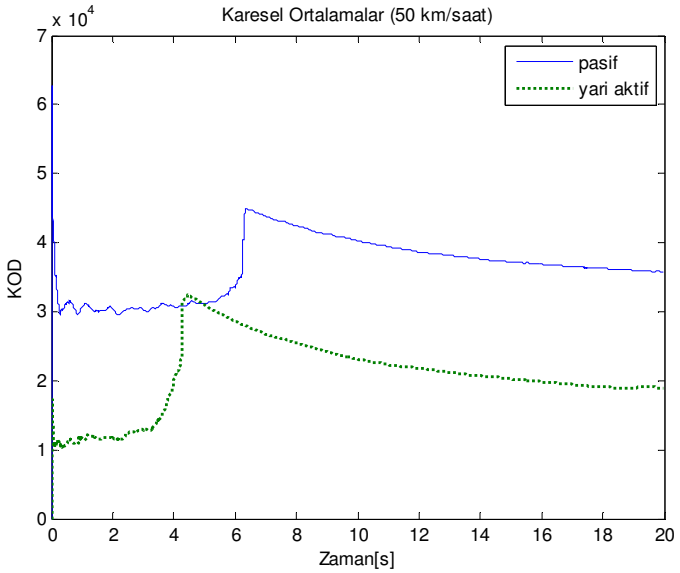


Şekil 8. 18 : 50 km/saat hızda asimetrik engel, kontrollü ve pasif hal karşılaştırması

Pasif Hal En Yüksek İvme Şiddeti: $2.473x10^4\ mm/s^2$
Aktif Hal En Yüksek İvme Şiddeti: $1.55x10^4\ mm/s^2$

İvme şiddeti azalması:

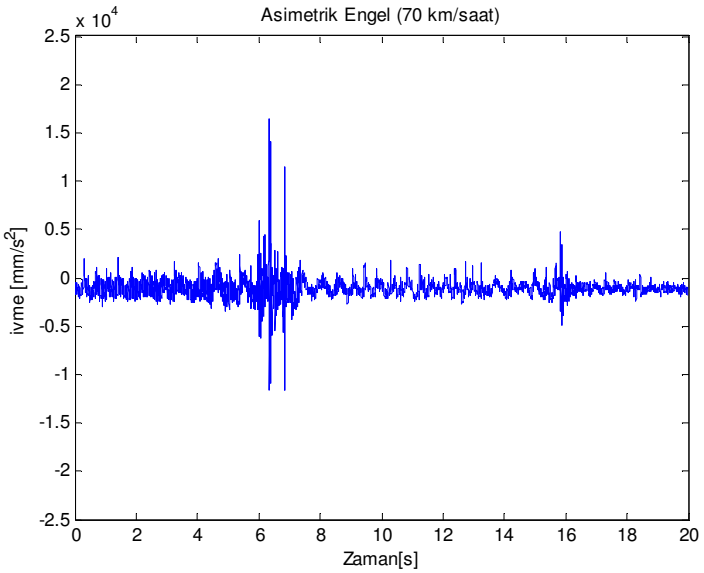
$$\frac{2.473x10^4 - 1.55x10^4}{2.473x10^4} x100 = \%37.32$$



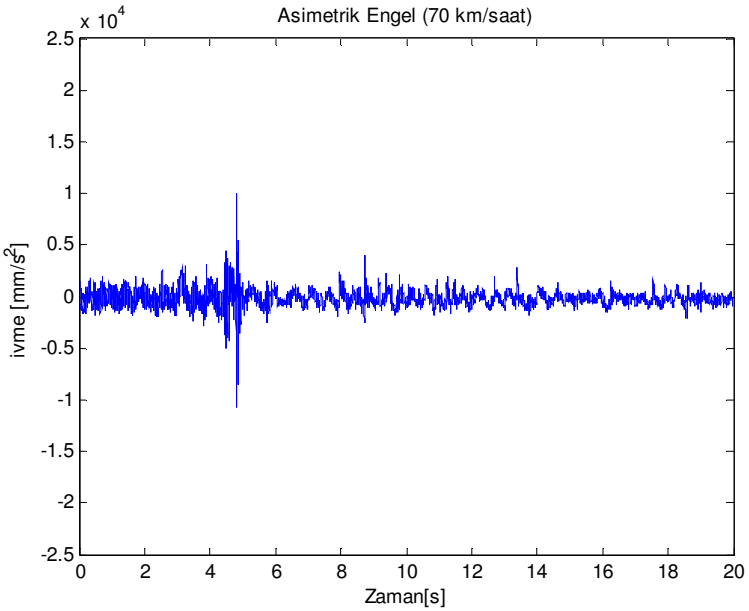
Şekil 8. 19 : 50 km/saat hızda asimetrik engel, kontrollü ve pasif hal KOD karşılaştırması

8.2.1 70 km/saat hız için asimetrik engel testi

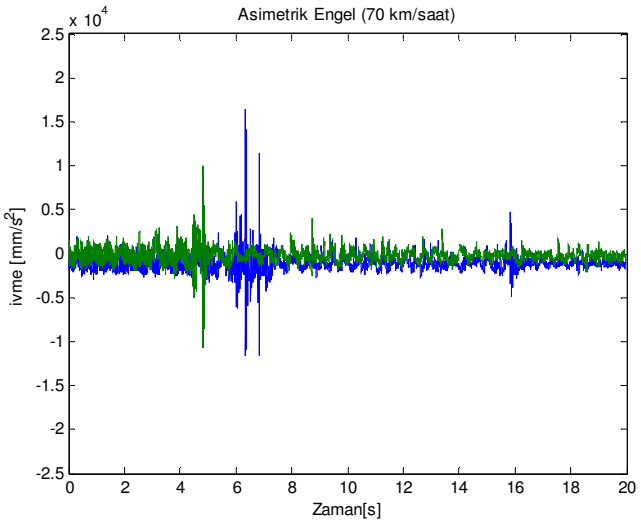
Takometreden ölçülen hız verisine göre 70 km/saat hızda, kontrol sistemi kapalıyken ve açıkken testler yapılmıştır. Sonuç grafikleri ve performans hesapları aşağıdadır.



Şekil 8. 20 : 70 km/saat hızda kontrol sistemi kapalı asimetrik engel testi



Şekil 8. 21 : 70 km/saat hızda kontrol sistemi açıkken asimetrik engel testi



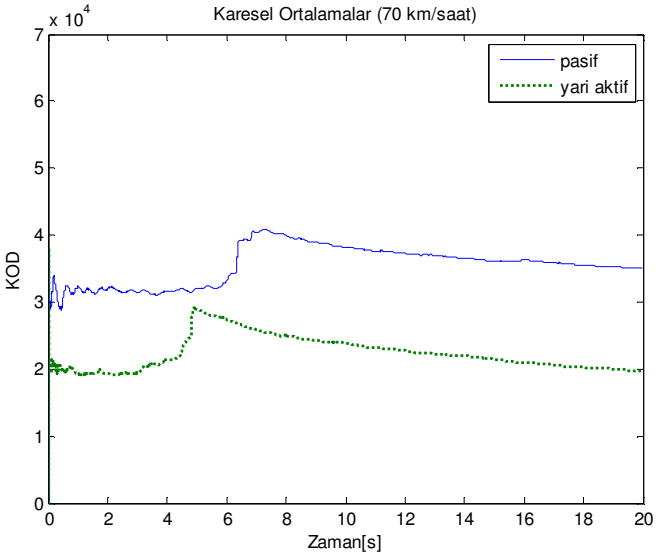
Şekil 8. 22 : 70 km/saat hızda asimetrik engel, kontrollü ve pasif hal karşılaştırması

Pasif Hal En Yüksek İvme Şiddeti: $1.651x10^4\, mm/s^2$

Aktif Hal En Yüksek İvme Şiddeti: $1.074x10^4\, mm/s^2$

İvme şiddeti azalması:

$$\frac{1.651x10^4 - 1.0.74x10^4}{1.651x10^4} x100 = \%34.95$$



Şekil 8. 23 : 70 km/saat hızda asimetrik engel, kontrollü ve pasif hal KOD karşılaştırması

9.SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada prensip olarak 5, geometri olarak 12 farklı pasif süspansiyon mekanizması tasarlanıp Adams modelleri yapıldı. Bu mekanizmalar düşey ivme değerleri ve doğal frekansları itibari ile birbirleri ile karşılaştırıldı. Daha sonra referans mekanizma (dört noktadan bağımsız süspansiyonlu burulma çubuklu mekanizma) için yarı aktif bir süspansiyon tasarımı gerçekleştirildi. Modelleme, kontrol ve bilgisayar simulasyonları yapıldı. Algılayıcılar , MR damperler ve EKB ile donatılmış dünyanın ilk yarı aktif kabin süspansiyonlu prototip kamyonu toplandı.

İncelenen pasif süspansiyon mekanizmalarında, 0.5 oranlı yarı tandem ve 6 yaylı bağımsız salıncaklı model için en büyük ivme değerleri için referans mekanizmasına göre (dört noktadan bağımsız süspansiyonlu burulma çubuklu mekanizma) %65 ila %87.5 gibi azalmalar sağlandı.

Bu pasif süspansiyon mekanizmaları tasarlanırken mümkün mertebe pratikte kolay uygulanabilecek mekanizmalar olması yönünde çalışıldı, ancak çarpma testleri gibi güvenlik standartları ve paketleme (konstrüksyon) problemlerini aşmak için gerçekte uygulanırken mekanizmaların parametrelerinin veya yapısının bir parça değiştirilmesi gerekebilir ki bu da performans değişikliğini beraberinde getirecektir.

Yarı aktif süspansiyon uygulamasında ise referans mekanizması baz alınarak tasarlanan kontrolcü ile doğrusal olmayan Adams-Simulink modelleri üzerinde yapılan simulasyonlar da pasif süspansiyona göre zirve ivme değerlerinde %20 azalma sağlandı.

Yapılan yol testlerinde ise gerçek veriler gözönüne alındığında maksimum ivme genlikleri açısından kontrolcü çalışırken pasif hale göre %40 civarında iyileşmeler

gözlendi. Ayrıca başka bir konfor kriteri olan ivmelerin karesel ortalamalarının da oldukça düştüğü görüldü (Bazı hallerde yine %40 dolaylarında). Gerçek testlerin bilgisayar simulasyonundan daha iyi netice vermesinin birkaç nedeni olduğu düşünülebilir. Öncelikle kabin mekanizmasında kullanılan burçların katılık ve damper katsayı değerleri ancak sınırlı miktarda temin edilebildi ve her burç için 6 parametre ihtiyacı varken ancak 1 veya 2 parametre üretici firmalardan alınabildi. Bilinmeyen değerler belirli bir aralık için öngörülerek kullanıldı.

Benzetimlerde kullanılan yay damper ikilileri gerçek pasif elemanlardır. Prototip kamyonda ise yeni yarı aktif damperler uyarısız olarak kullanılmıştır. Genelde yapılan diğer çalışmalardan ve eldeki verilerden edinilen izlenim bir çok halde, yarı aktif damperlerin uyarısız hali dahi, pasif elemanlardan daha iyi performans göstereceği yönünde ise de (yani aslında performansın gerçek pasif elemanlar kullanıldığında çok daha yüksek olması gerekir) pasif hal testlerinin birde modifiye edilmemiş bir kamyon üzerinde tekrar yapılması düşünülebilir.

Referans Mekanizmasındaki mekanik kısıtlamalardan dolayı, yarı tandem veya 6 yaylı mekanizmaya için tasarlanacak bir hesaplamalı kuvvet kontrolcüsü ile daha yüksek peformans artışları beklenebilir.

İleride yapılacak çalışmalarda burada anlatılan farklı mekanizmalar üzerine yarı aktif sistem uygulanabilir, Bulanık mantık tabanlı veya H_∞ gibi farklı kontrol algoritmaları sistemler üzerinde denenebilir ve yol tahmin algoritmaları hesaplamalı kuvvet kontrolcüsüne veya bu farklı kontrol algoritmalarına eklenebilir [14-16]. Ayrıca mevcut kontrolcü kabin parametrelerindeki değişmelere karşı adaptif hale getirilebilir. “

KAYNAKLAR

[1] **Human Vibration**, 2004. *Bruel & Kjaer Company Lecture Notes*

[2] **M. O. A. Mokhtar, I. M. Ibrahim ve A. M. El-Butch,** 2000. New Suspension Design for Heavy Duty Trucks: Dynamic Considerations, *SAE Technical Paper Series*, 01, 34 - 47

[3] **ADAMS Manuals**, 2004. MSC.Software Corporation.

[4] **Mohamed Bouazara, Marc J. Richard,** 2001. An optimization method designed to improve 3-D vehicle comfort and road holding capability through the use of active and semi-active suspensions, *Eur. J. Mech. A/Solids* 20 509-520

[5] **Åström, Karl J. and Wittenmark Björn**, 1997. Computer-Controlled Systems Theory and Design, Prentice-Hall International, USA.

[6] **G.Z Yao, F.F Yap, G. Chen, W.H. Li, S.H. Yeo,** 2002. MR damper and its application for semi-active control of vehicle suspension system, *Mechatronics* 12 963-973

[7] **dSpace GmbH,** 2005. *RTI Reference For MicroAutoBox 1401/1501, 1401/1504 and 1401/1505/1506*, Release 4.2.

[8] **dSpace GmbH,** 2005. *RapidPro System Installation and Configuration Reference*, Release 4.2.

[9] **dSpace GmbH,** 2005. *RapidPro System Hardware installation Guide,* Release 4.2,

[10] **dSpace GmbH,** 2005. *MicroAutoBox Features For MicroAutoBox 1401/1501, 1401/1504 and 1401/1505/1506,* Release 4.2.

[11] **dSpace GmbH,** 2005. *ConfigurationDesk Configuration Guide*, Release 4.2.

[12] **dSpace GmbH,** 2005. **ControlDesk Automation Guide**, Release 4.2.

[13] **dSpace GmbH,** 2005. *Real-Time Interface Implementation Guide*, Release 4.2.

[14] **Satoru Ohsaku, Tomomi Nakayama, Ichisei Kamimura, Yoshikazu Motozono,** 1999. Nonlinear H_∞ control for semi-active suspension, *JSAE Review,* 20 447-452

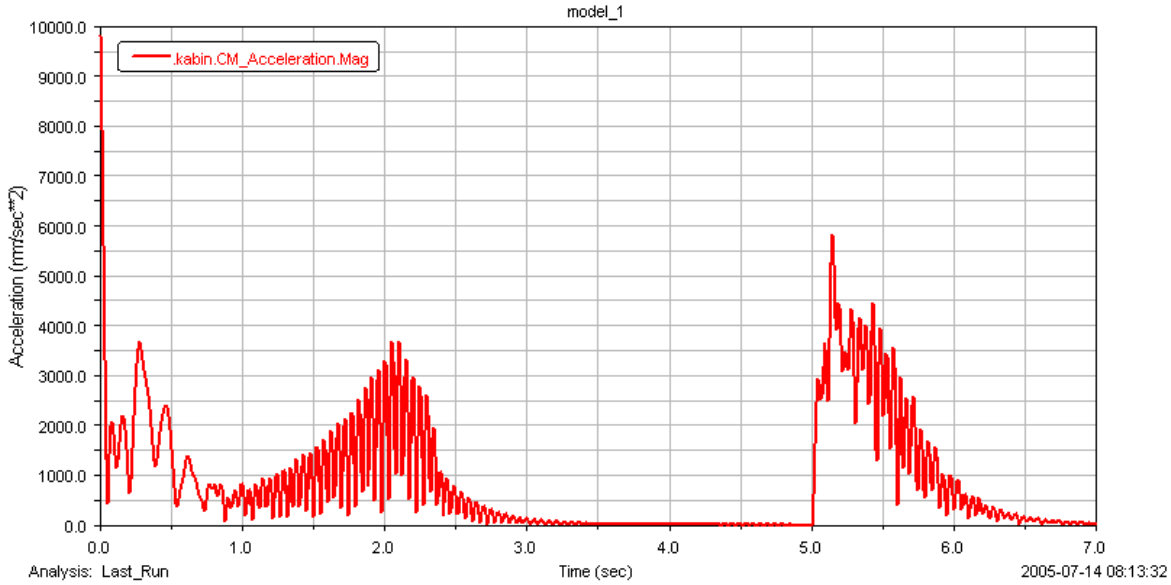
[15] **Franklin Gene F., Powell J. David and Naeini, Abbas Emami**, 1994. Feedback Control of Dynamic Systems, Addison-Wesley Publishing Company, USA.

[16] **Haiping Du, Kam Yim Sze, James Lam**, 2005. Semiactive H_∞ controlof vehicle suspension with magneto-rheological dampers, *Journal of Sound and Vibration*, Volume 283, Issues 3-5, Pages 981-996

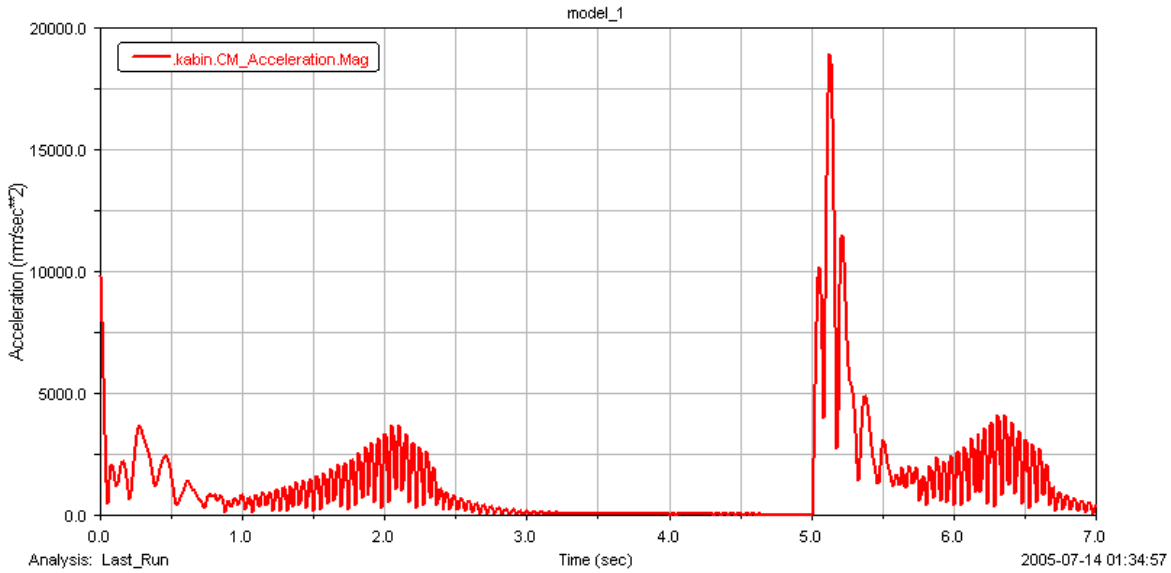
EKLER

ADAMS PASİF SÜSPANSİYON MEKANİZMALARI SİMULASYON SONUÇLARI

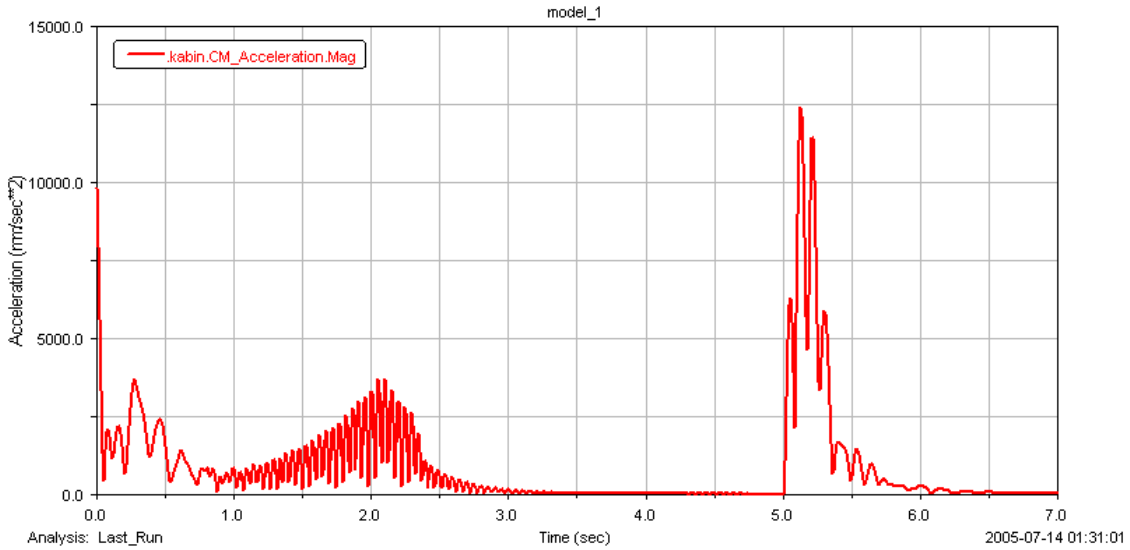
Dört noktadan bağımsız burulma çubuklu kabin mekanizması



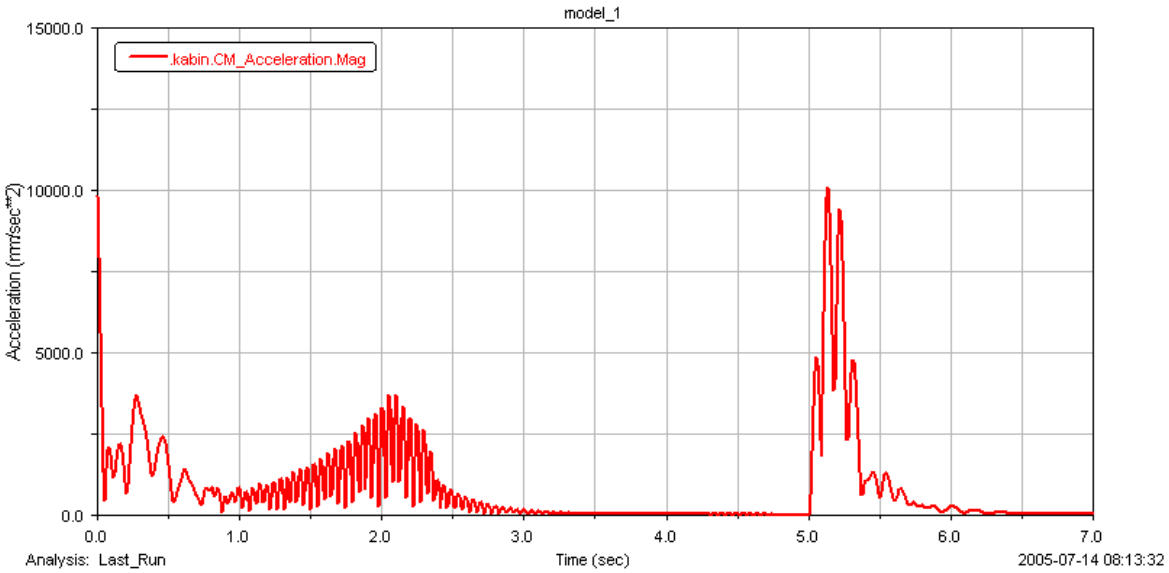
Şekil 1: Arkadan tek süspansiyondan darbe



Şekil 2: Tüm süspansiyonlardan aynı anda darbe

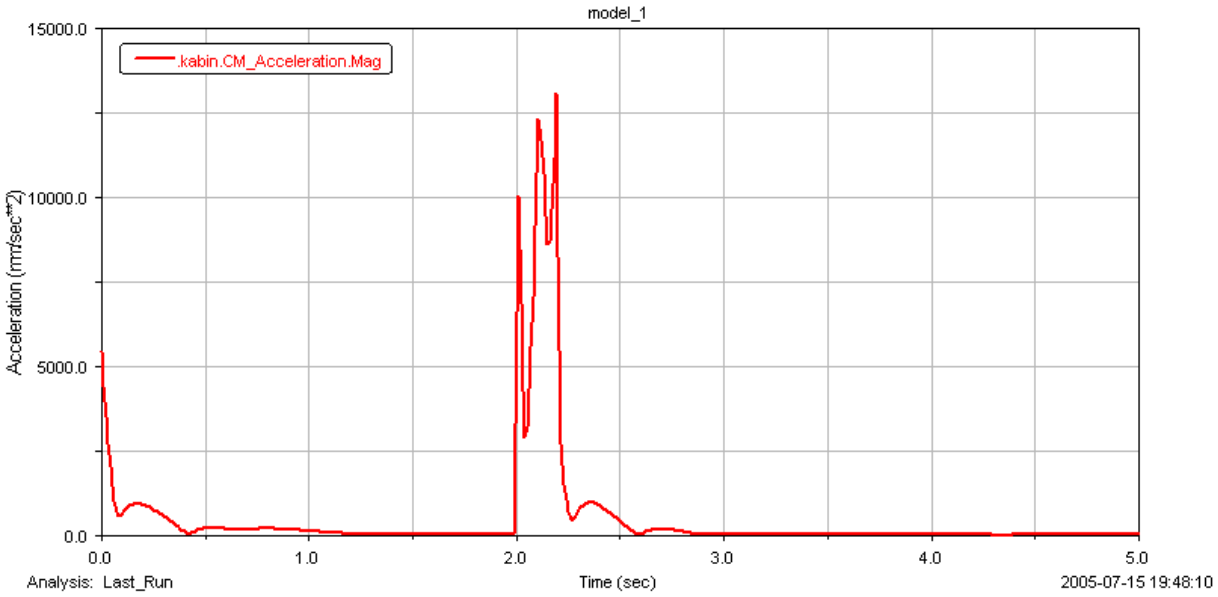


Şekil 3: Önden çift süspansiyondan darbe

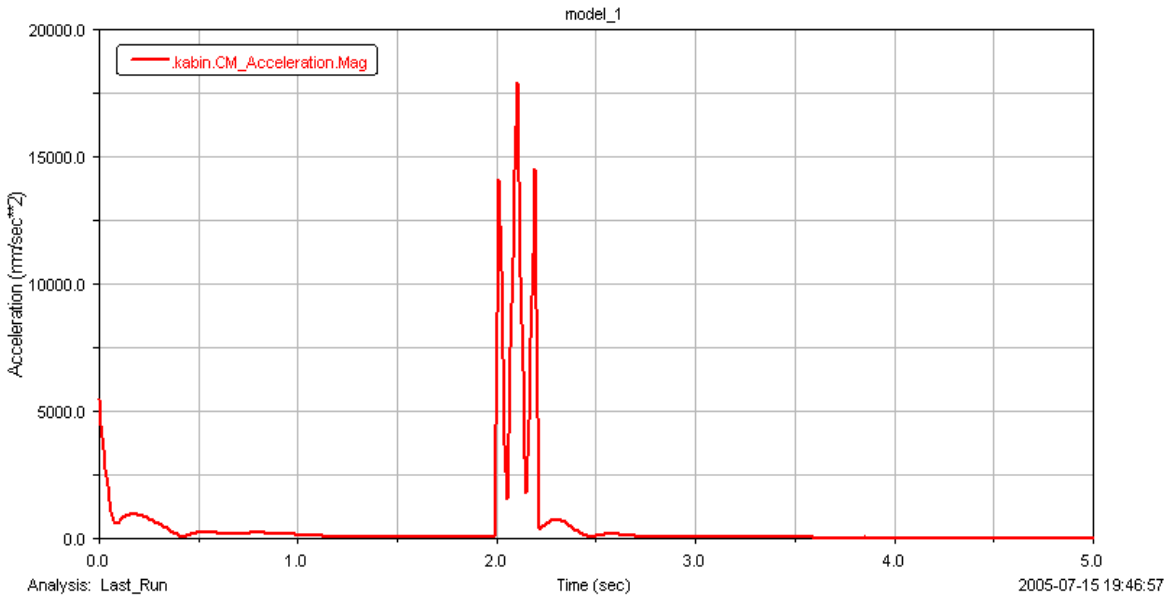


Şekil 4: Önden tek süspansiyondan darbe

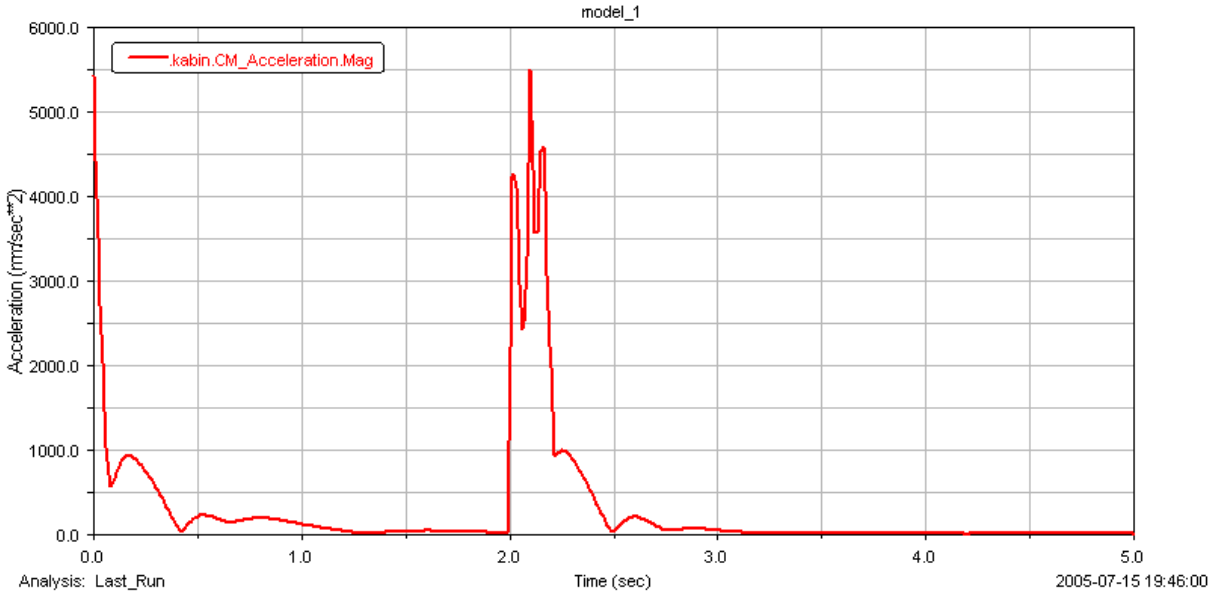
0.5 tandem oranlı çapraz çubuklu tam tandem



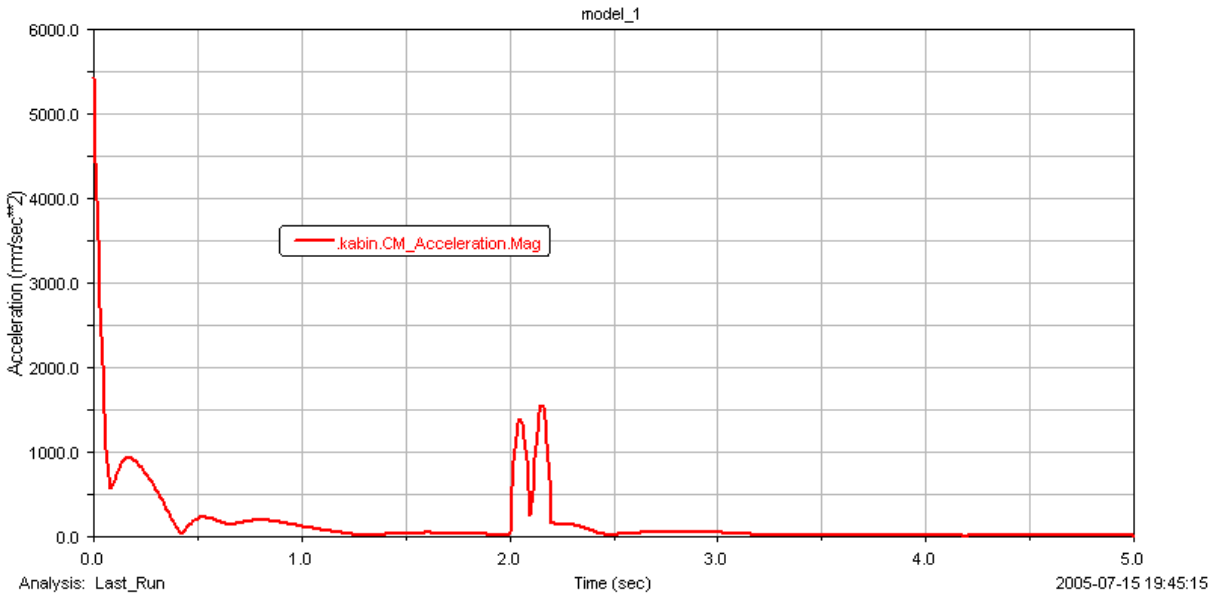
Şekil 1: Sağ arka süspansiyondan tek darbe



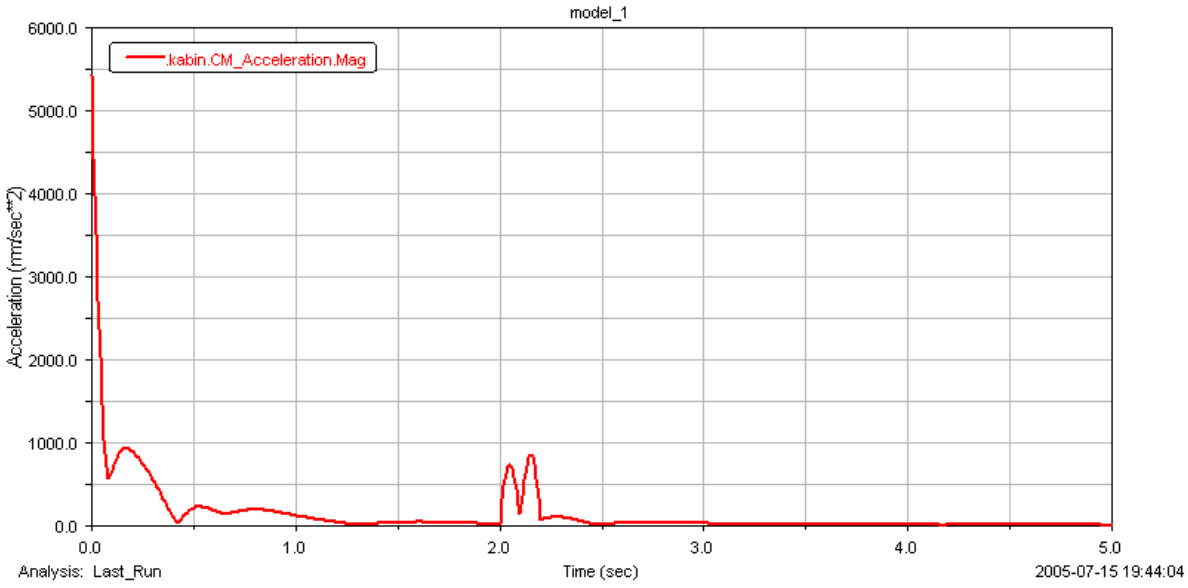
Şekil 2: Sol arka süspansiyondan tek darbe



Şekil 3: Tüm süspansiyonlardan aynı anda darbe

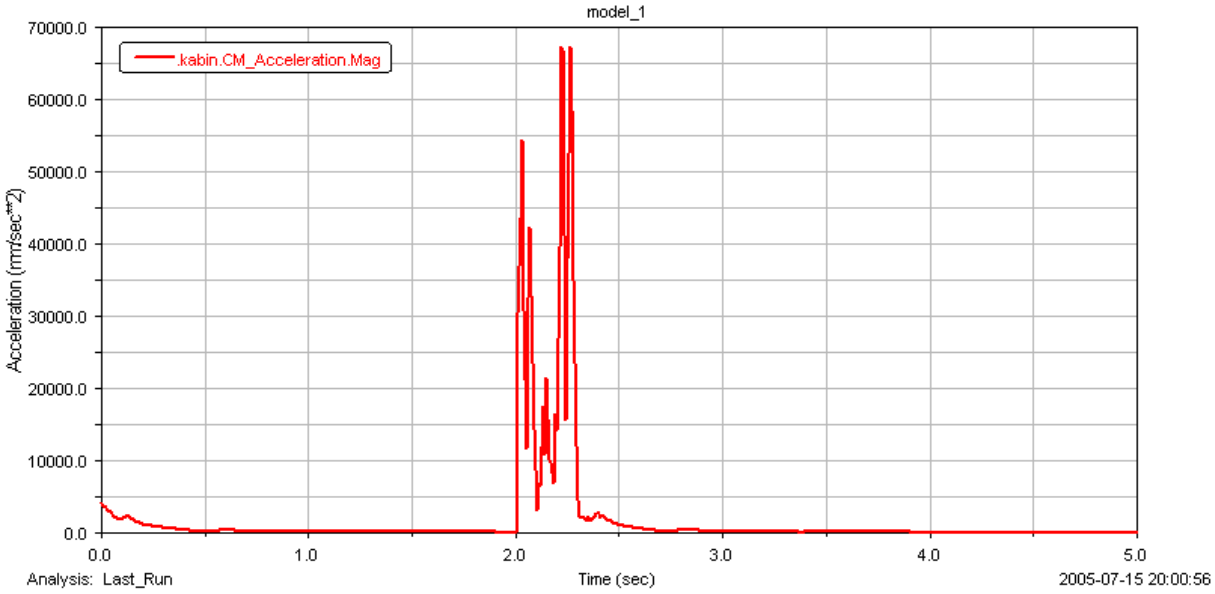


Şekil 4: Önden çift süspansiyondan darbe

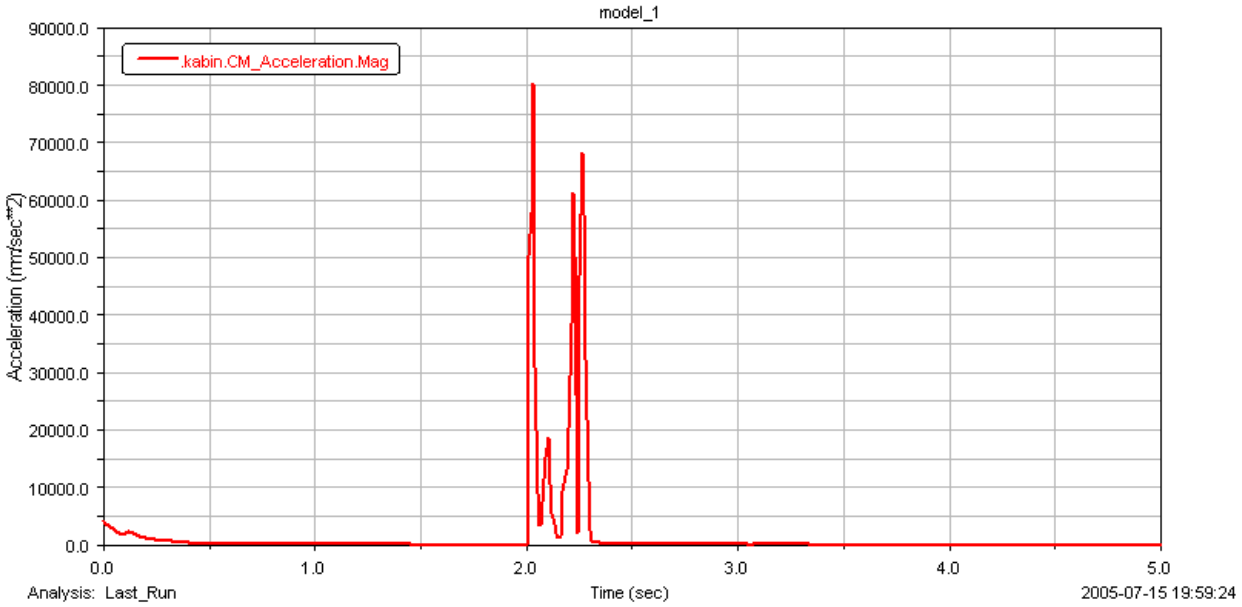


Şekil 5: Önden tek süspansiyondan darbe

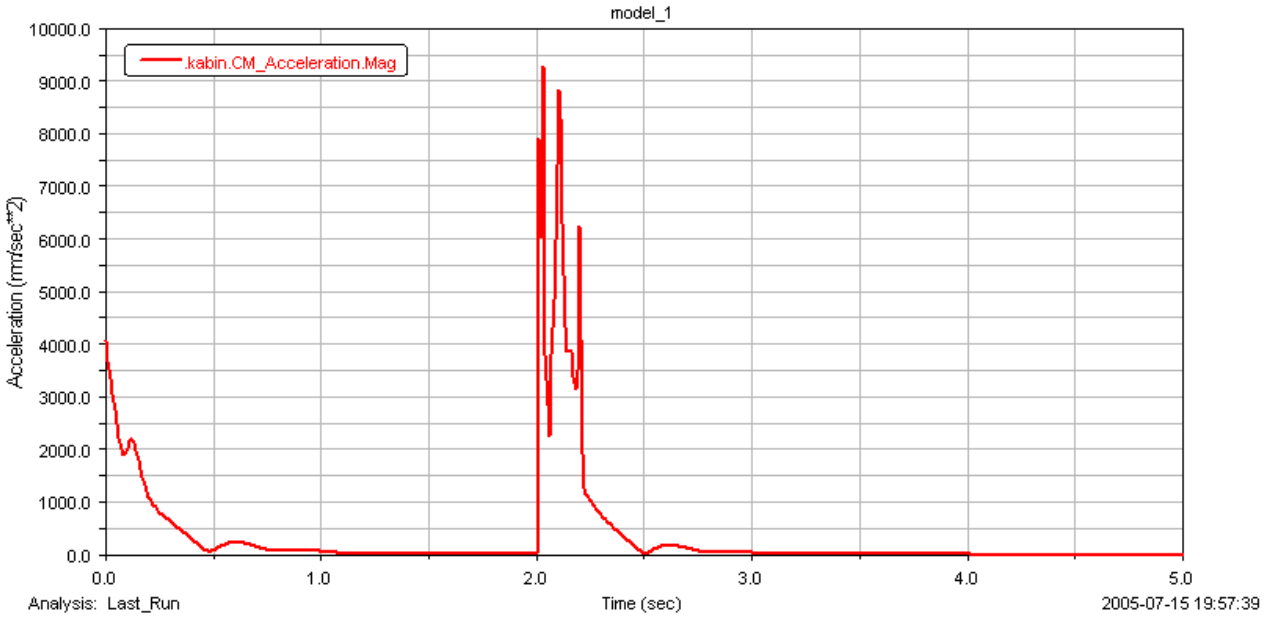
0.7 tandem oranlı çapraz çubuklu tam tandem



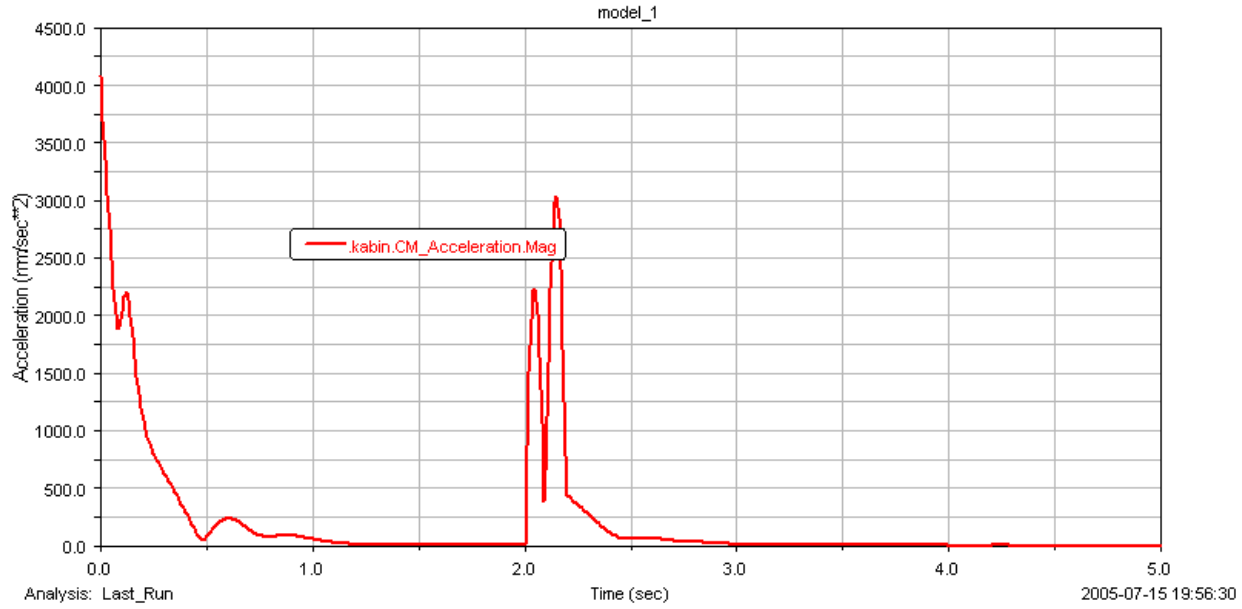
Şekil 1: Sağ arka süspansiyondan tek darbe



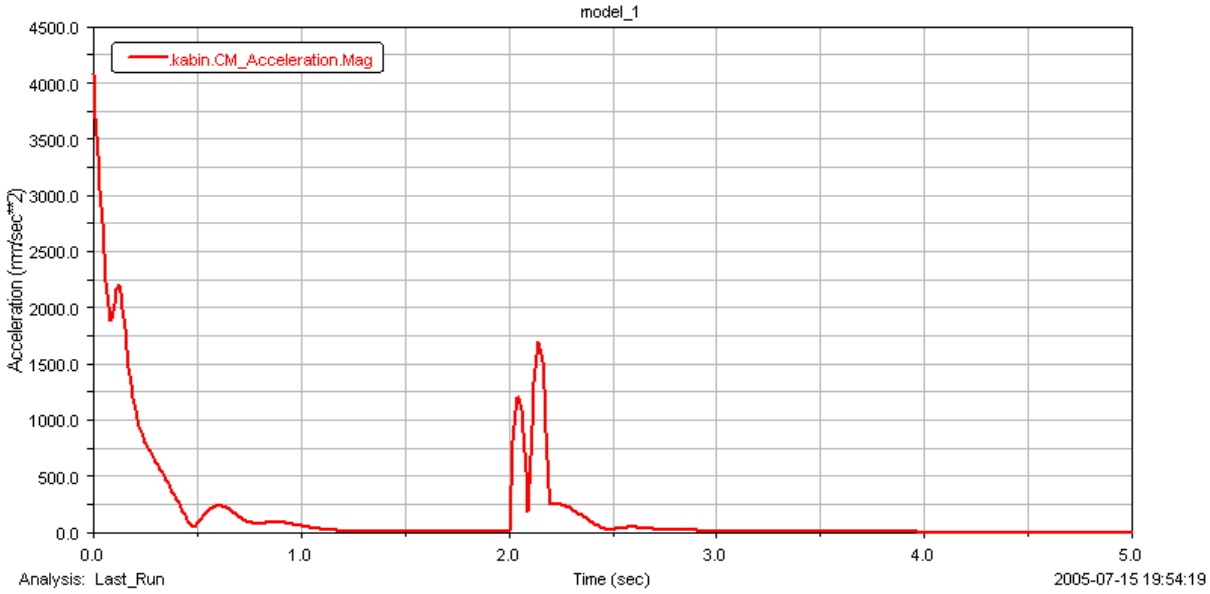
Şekil 2: Sol arka süspansiyondan tek darbe



Şekil 3: Tüm süspansiyonlardan aynı anda darbe

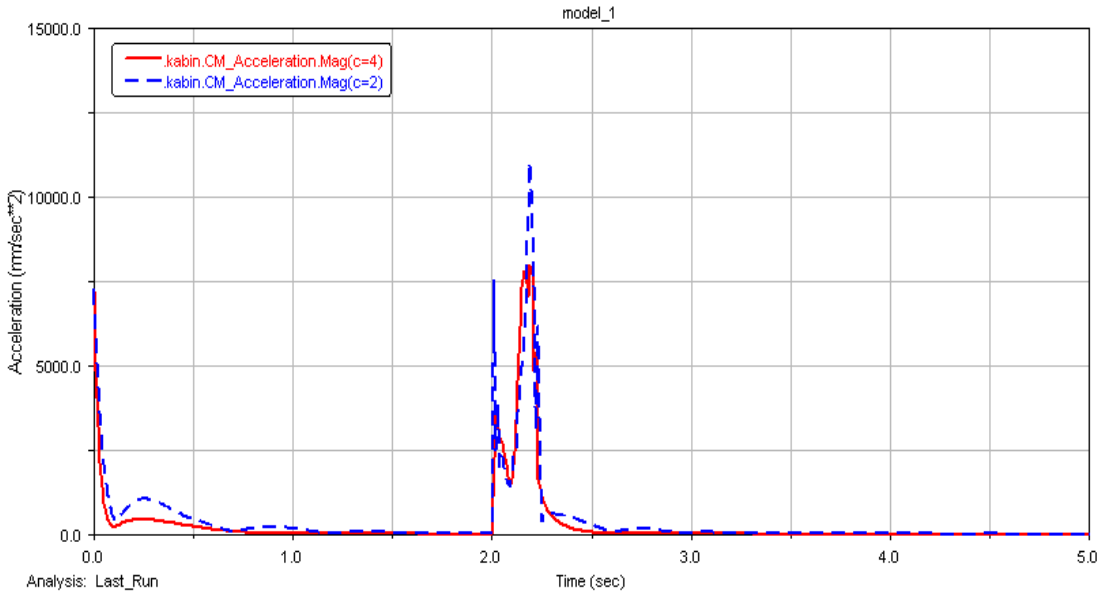


Şekil 4: Önden çift süspansiyondan darbe

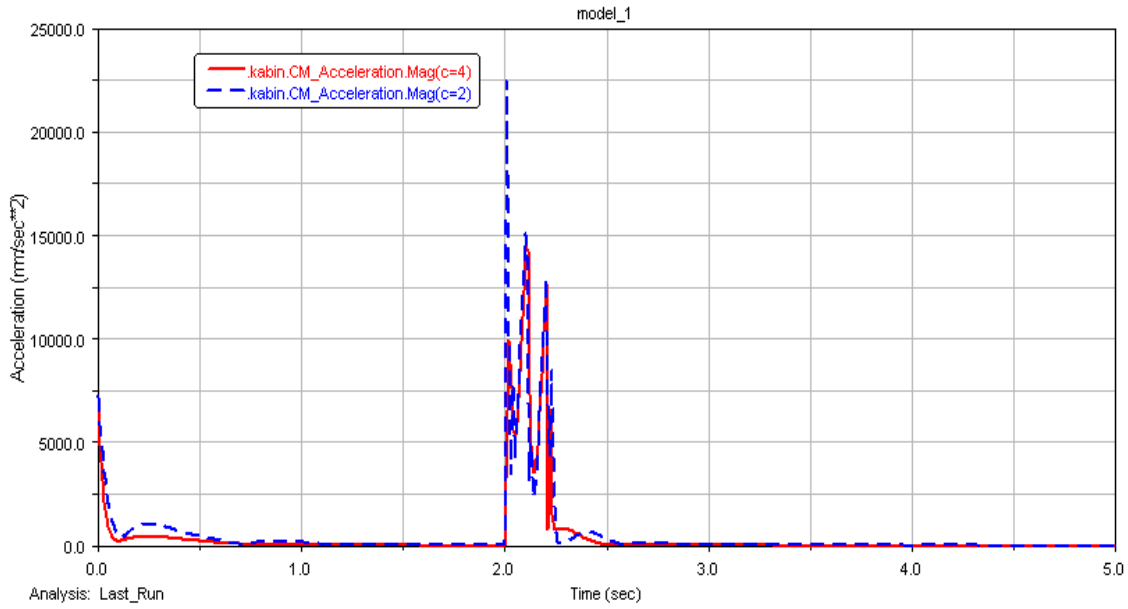


Şekil 5: Önden tek süspansiyondan darbe

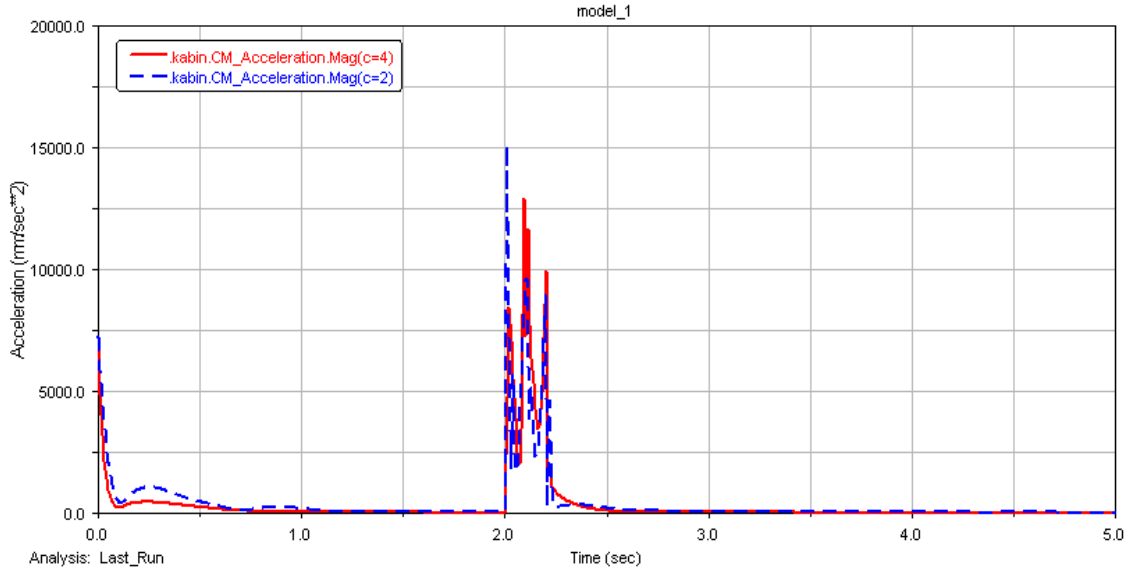
0.877 tandem oranlı çapraz çubuklu tam tandem



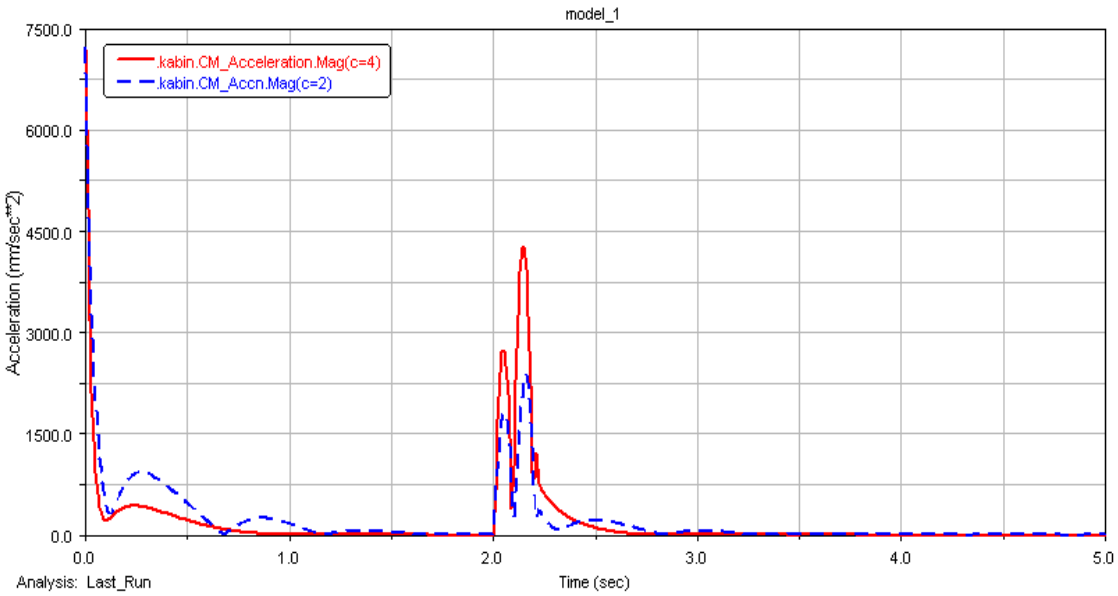
Şekil 1: Sağ arka süspansiyondan tek darbe



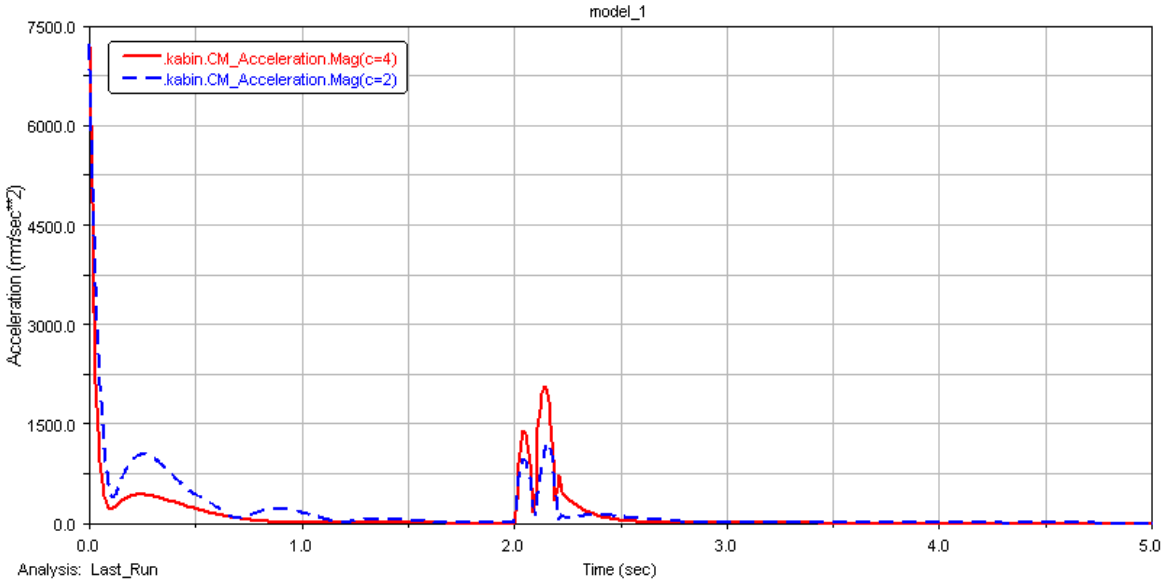
Şekil 2: Sol arka süspansiyondan tek darbe



Şekil 3: Tüm süspansiyonlardan aynı anda darbe

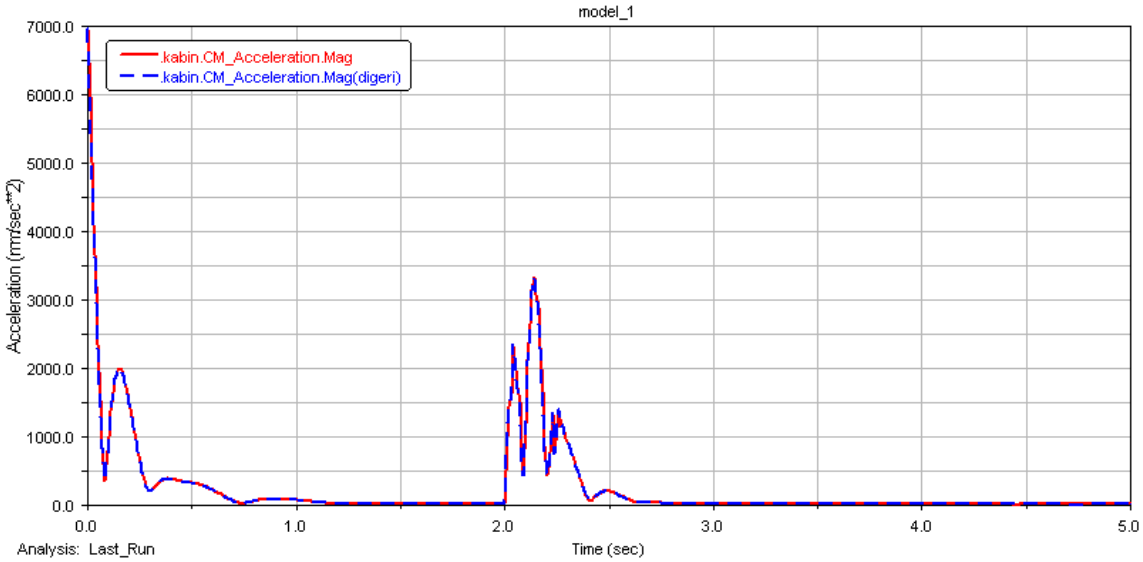


Şekil 4: Önden çift süspansiyondan darbe

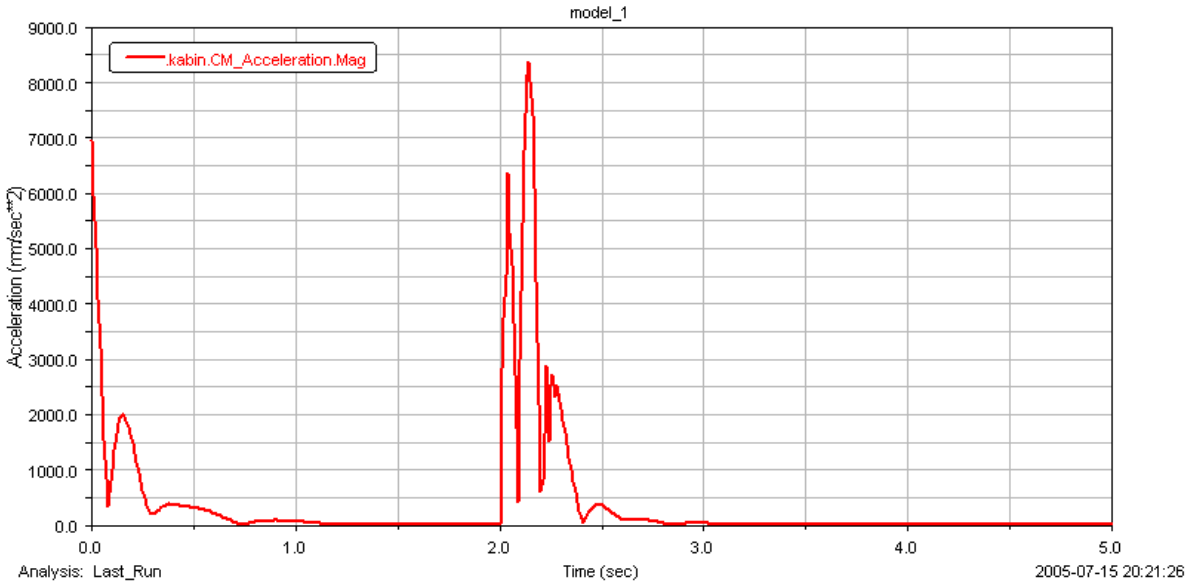


Şekil 5: Önden tek süspansiyondan darbe

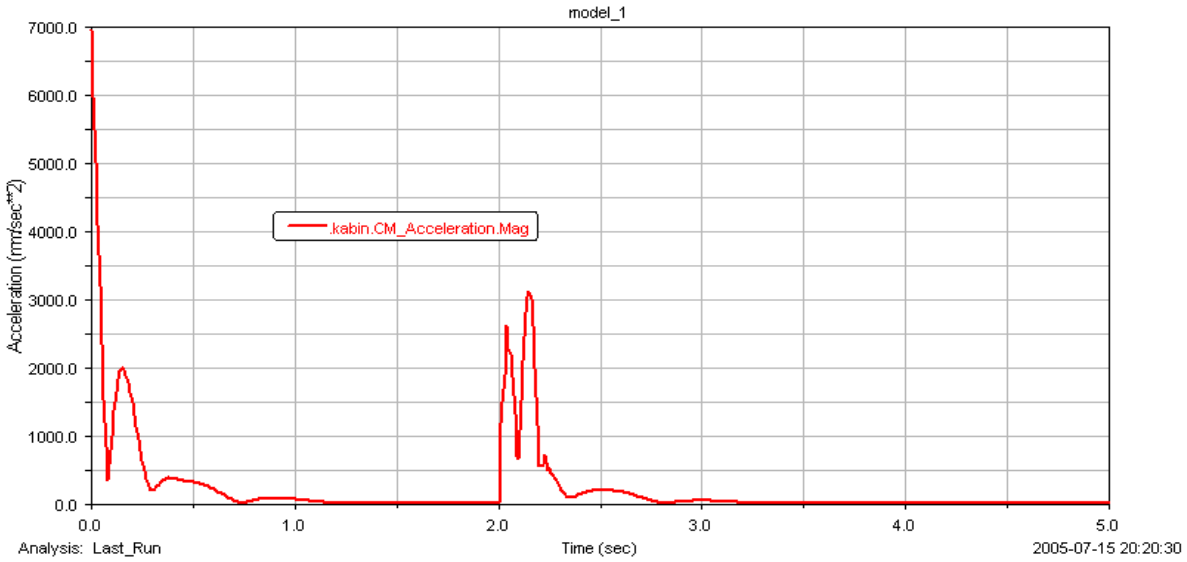
0.7 tandem oranlı çapraz çubuksuz tam tandem



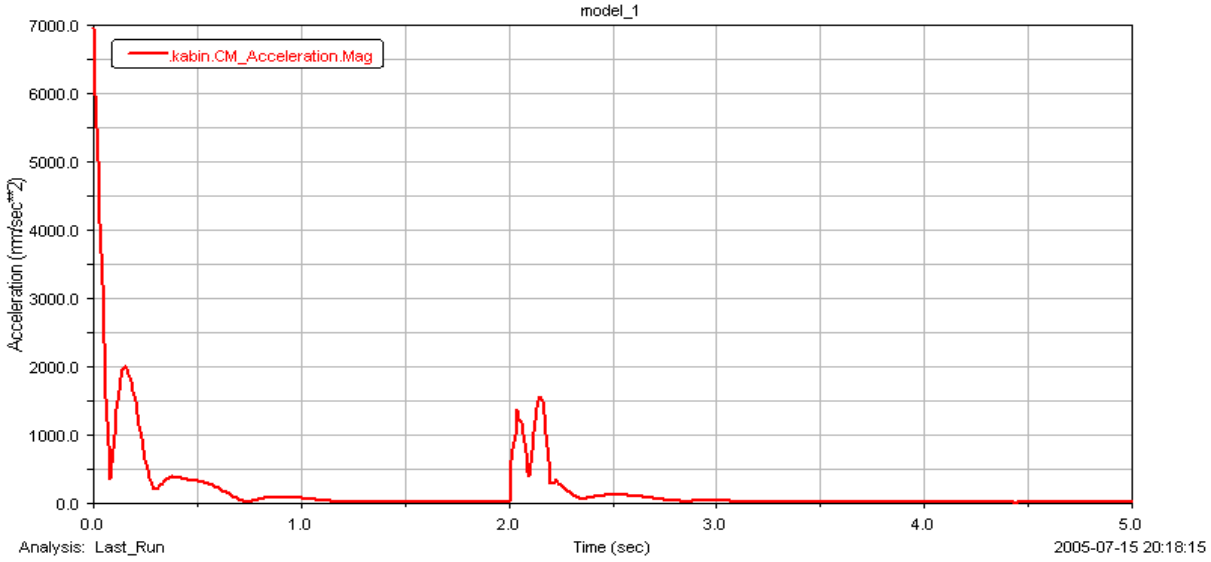
Şekil 1: Arkadan tek süspansiyondan darbe



Şekil 2: Tüm süspansiyonlardan aynı anda darbe

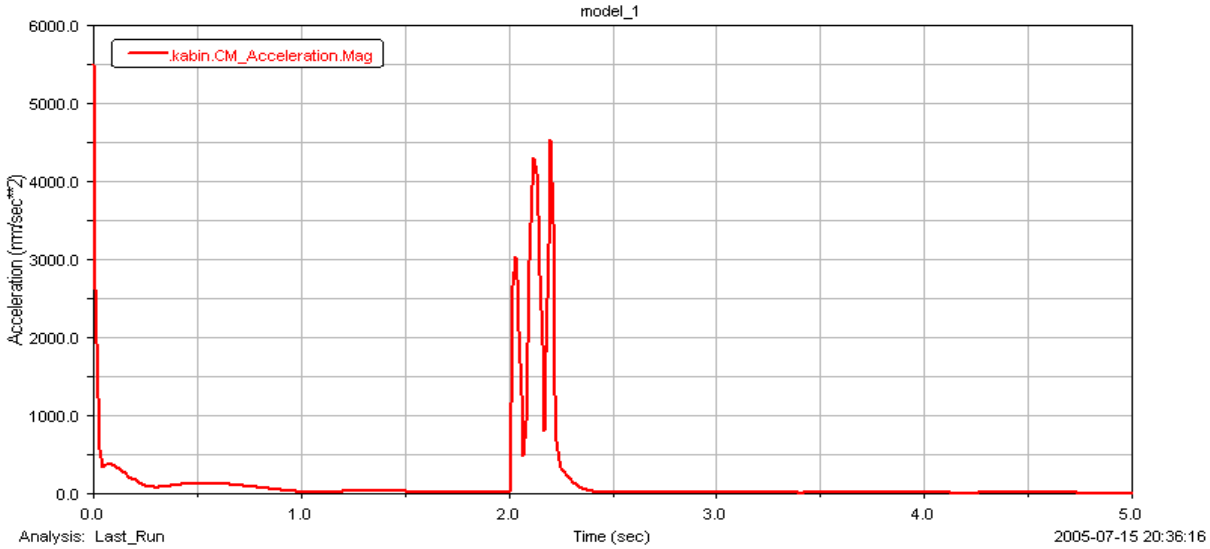


Şekil 3: Önden çift süspansiyondan darbe

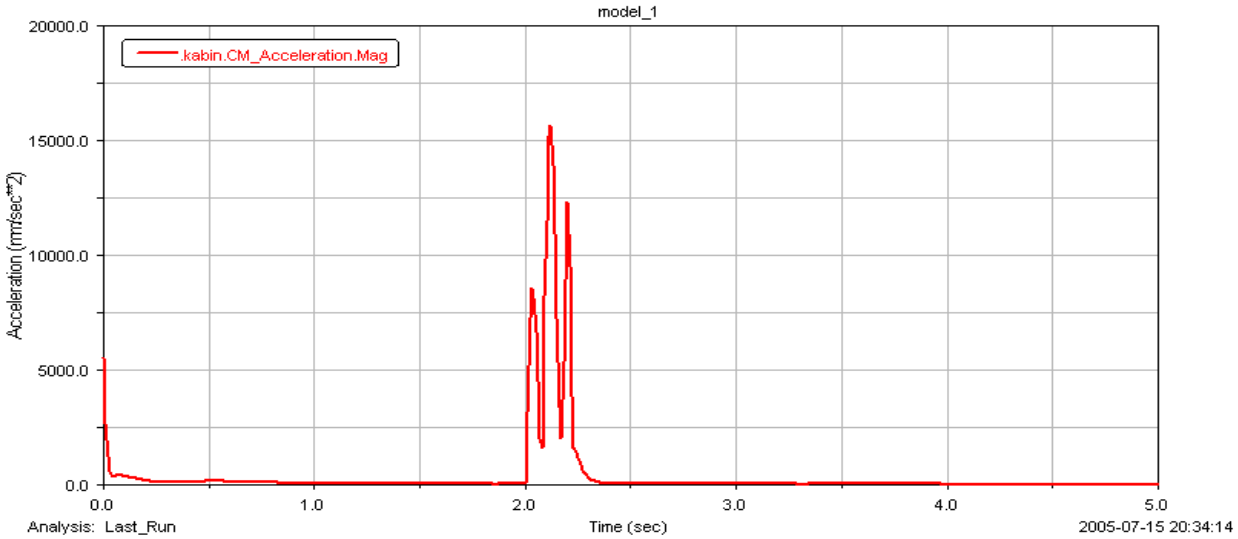


Şekil 4: Önden tek süspansiyondan darbe

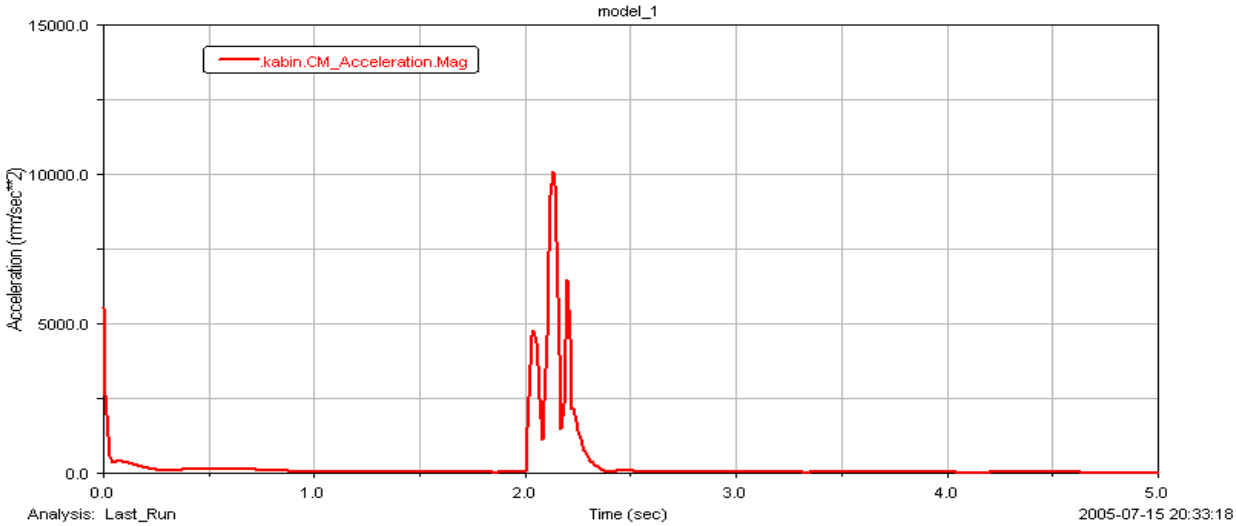
0.877 tandem oranlı çapraz çubuksuz tam tandem



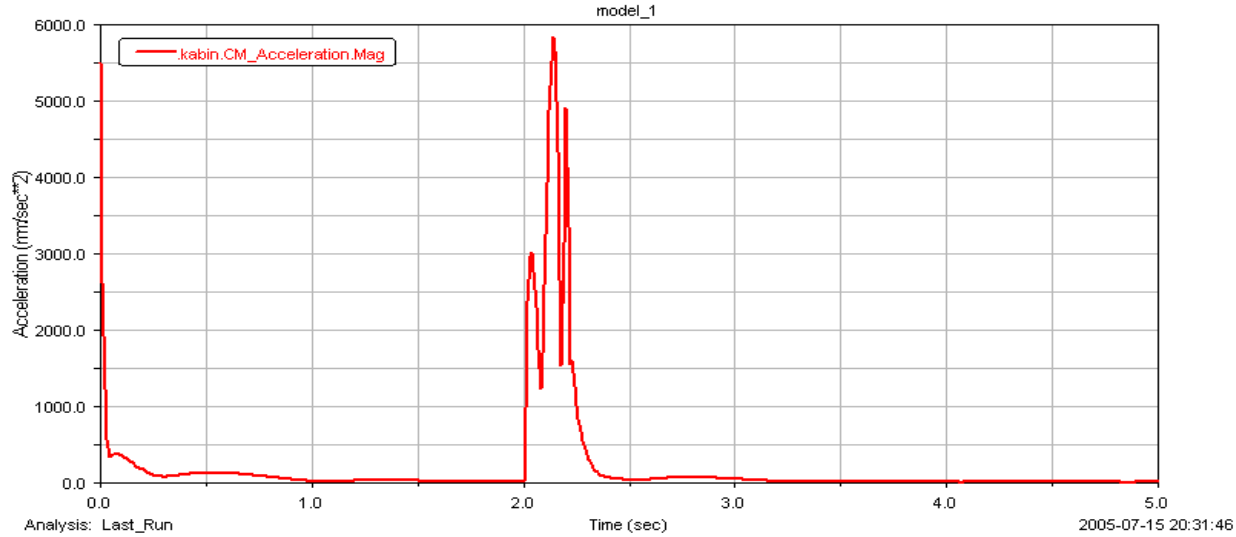
Şekil 1: Arkadan tek süspansiyondan darbe



Şekil 2: Tüm süspansiyonlardan aynı anda darbe

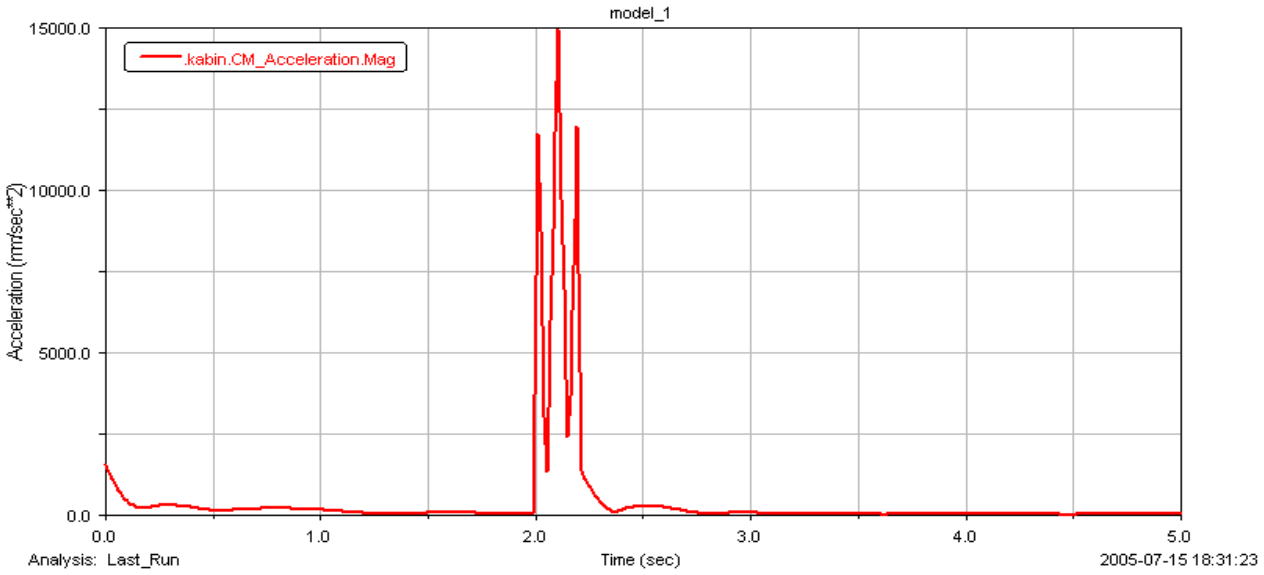


Şekil 3: Önden çift süspansiyondan darbe

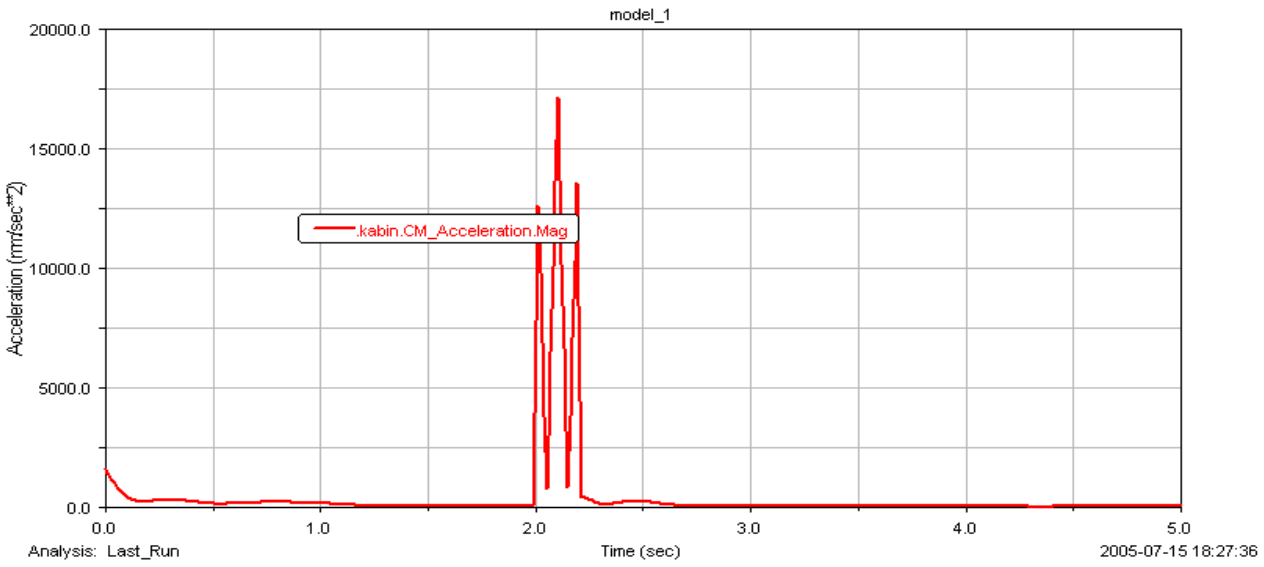


Şekil 4: Önden tek süspansiyondan darbe

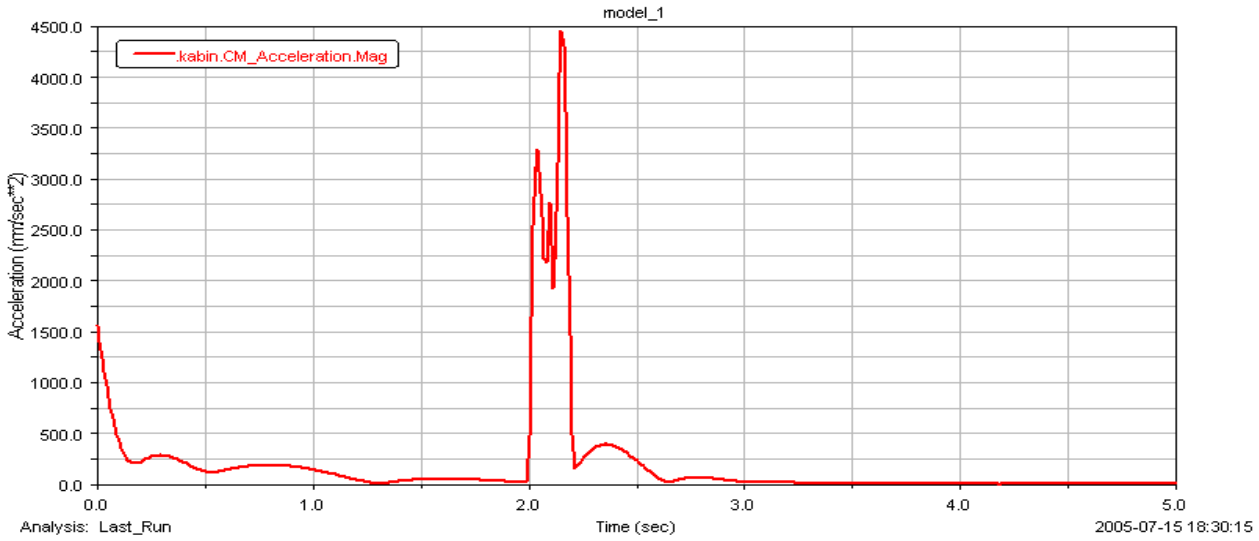
0.5 tandem oranlı çapraz çubuklu yarı tandem



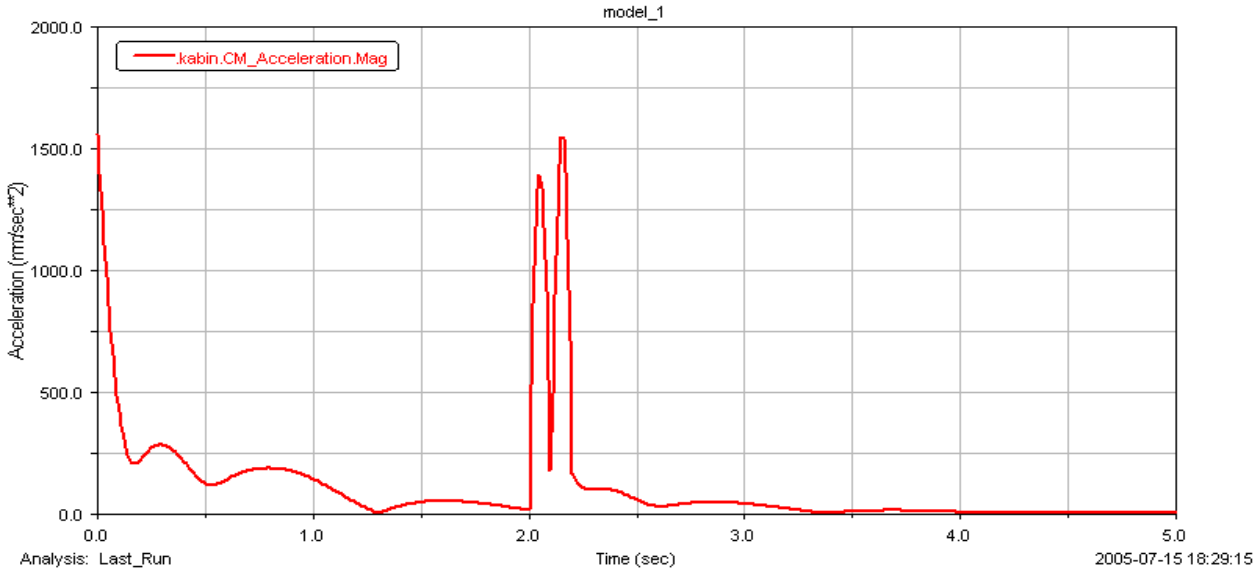
Şekil 1: Sağ arka süspansiyondan tek darbe



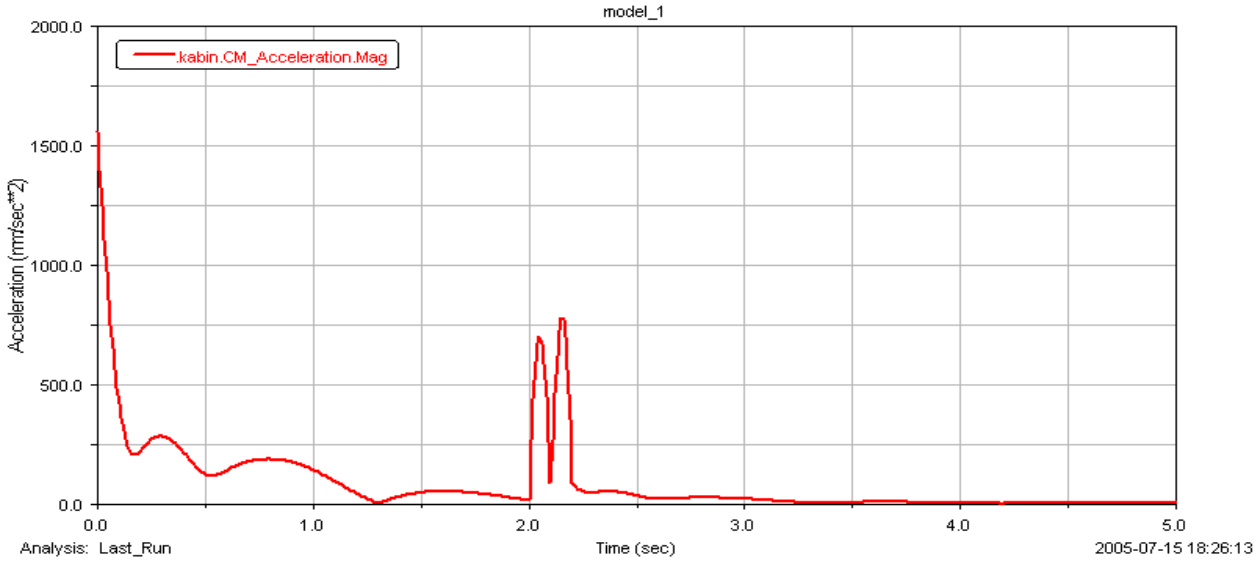
Şekil 2: Sol arka süspansiyondan tek darbe



Şekil 3: Tüm süspansiyonlardan aynı anda darbe

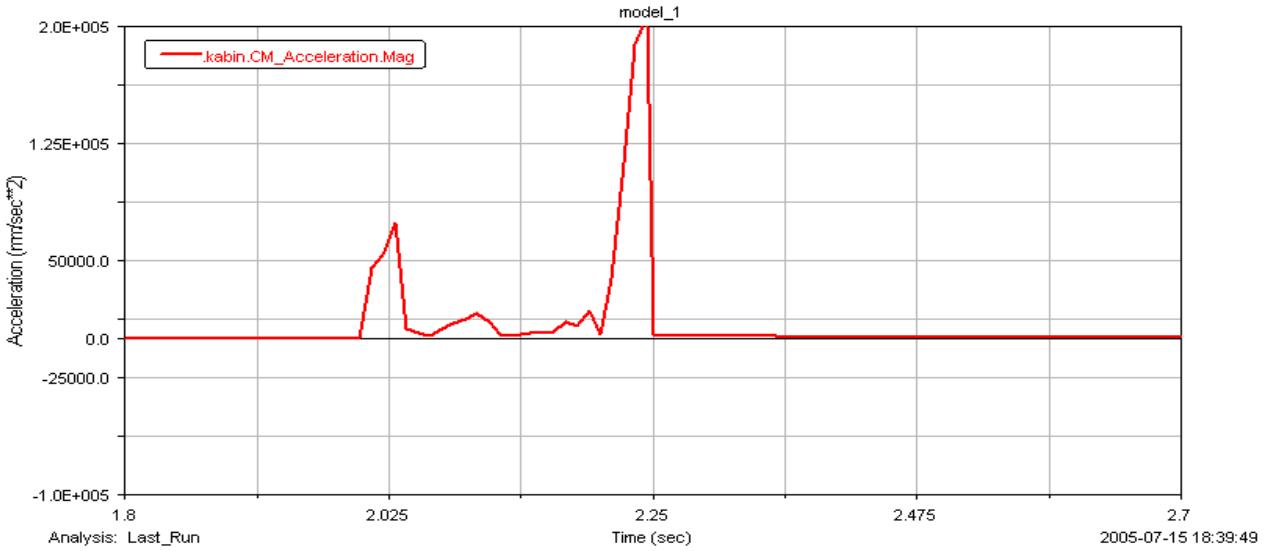


Şekil 4: Önden çift süspansiyondan darbe

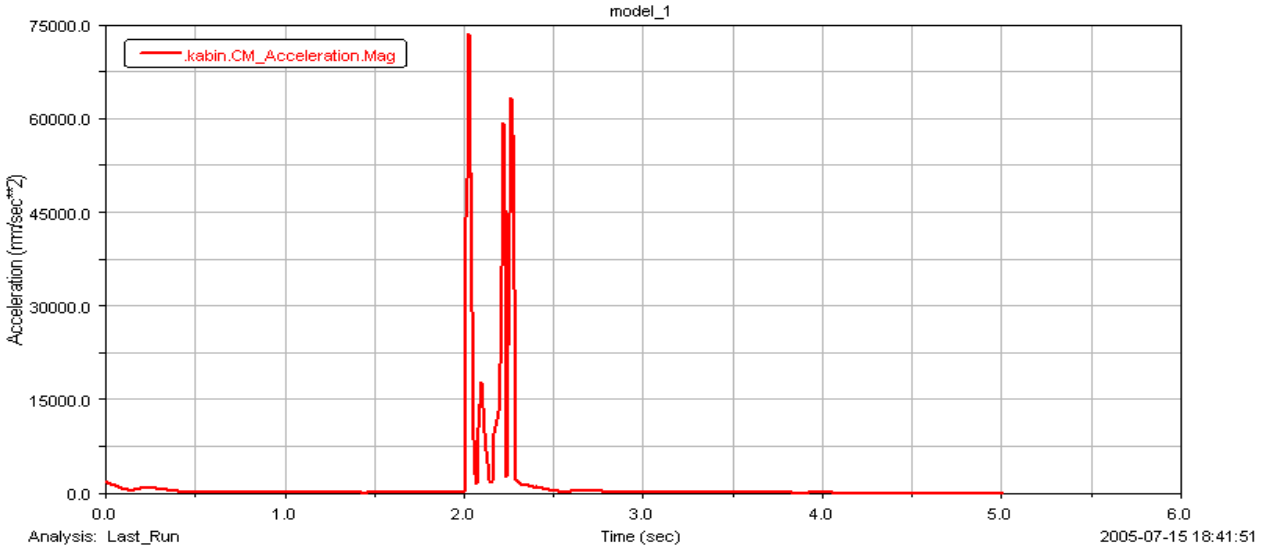


Şekil 5: Önden tek süspansiyondan darbe

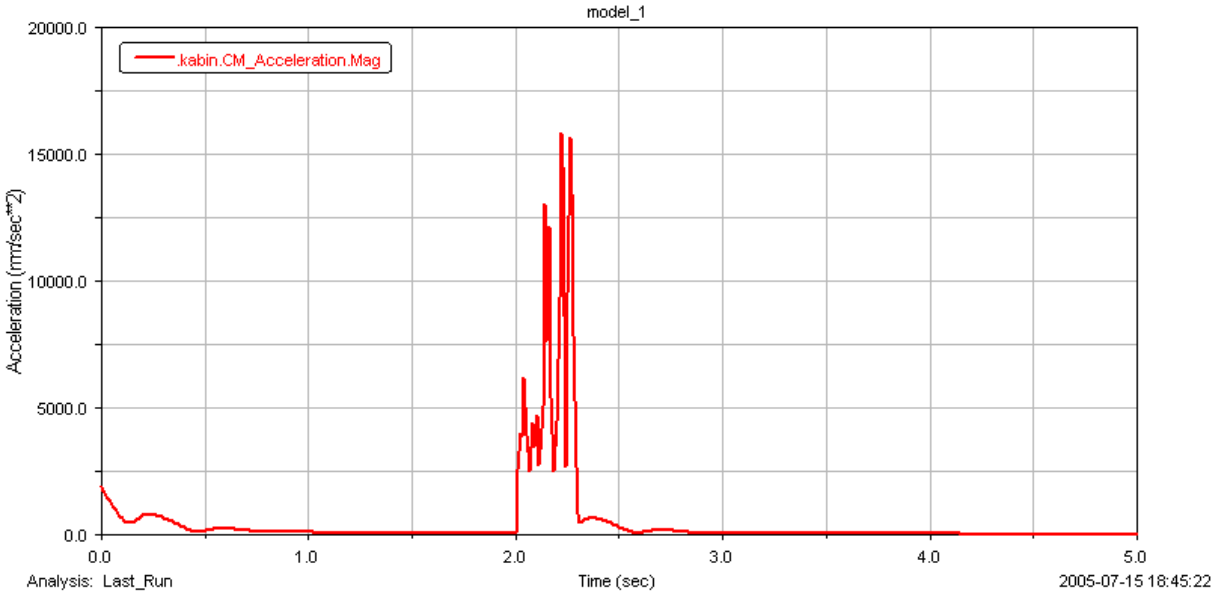
0.7 tandem oranlı çapraz çubuklu yarı tandem



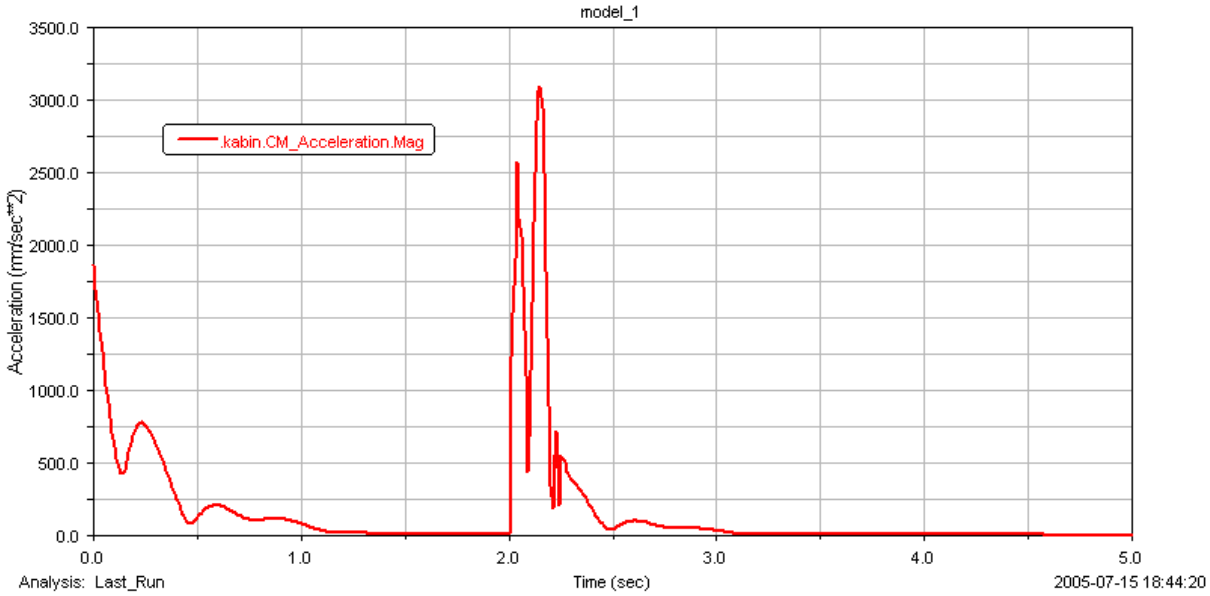
Şekil 1: Sağ arka süspansiyondan tek darbe



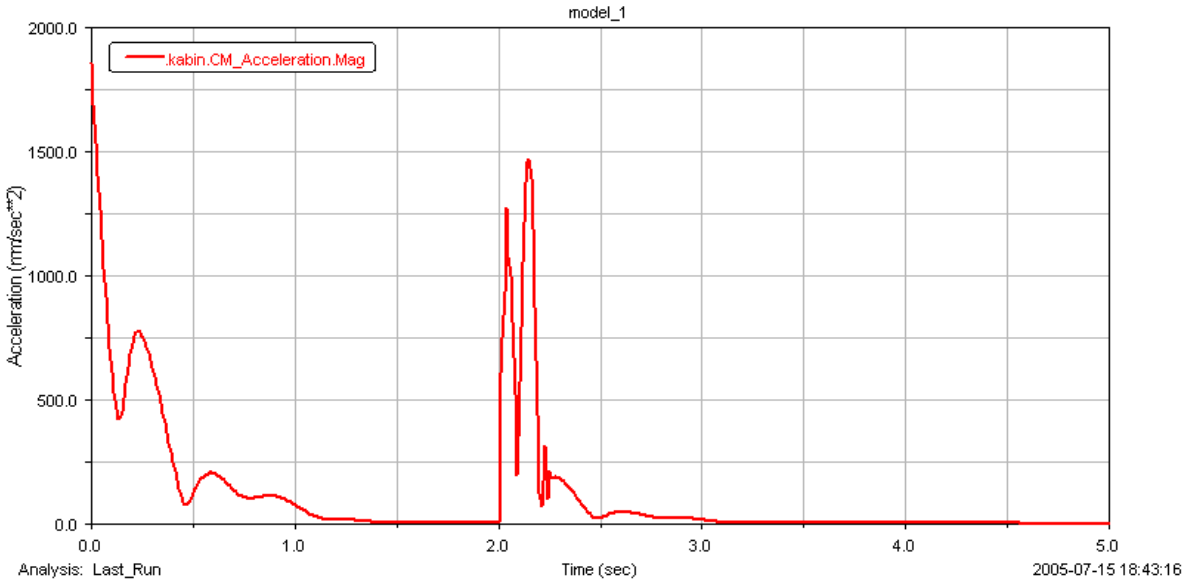
Şekil 2: Sol arka süspansiyondan tek darbe



Şekil 3: Tüm süspansiyonlardan aynı anda darbe

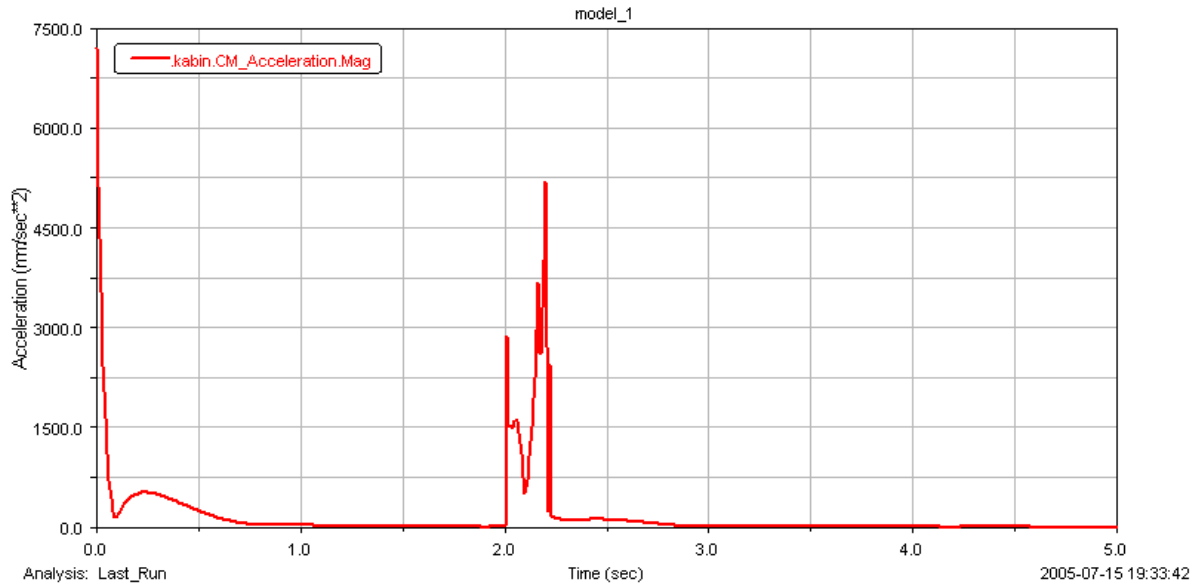


Şekil 4: Önden çift süspansiyondan darbe

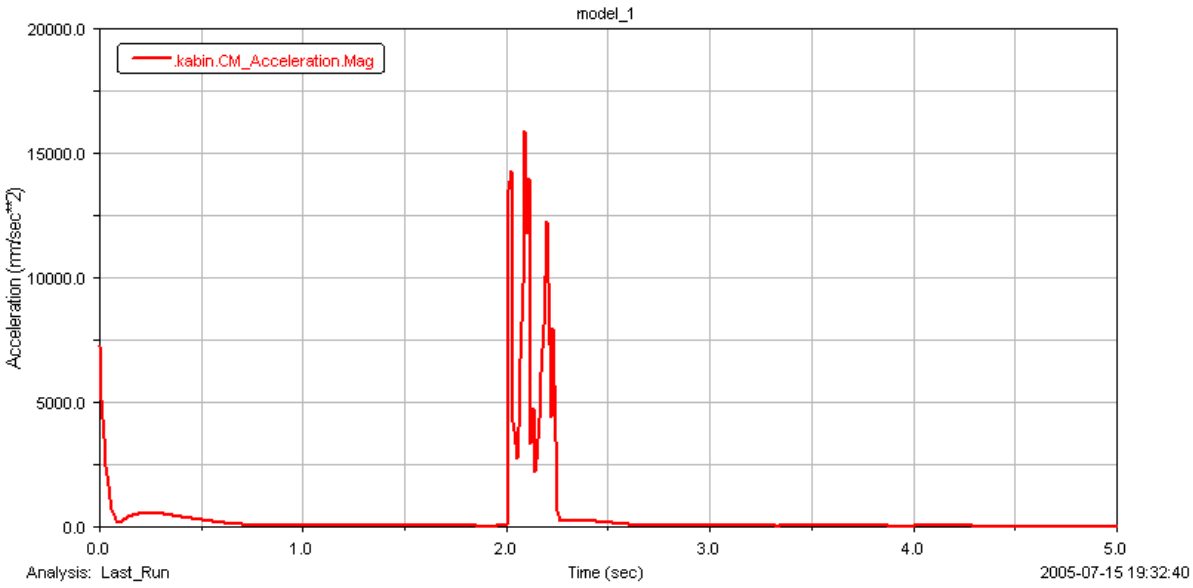


Şekil 5: Önden tek süspansiyondan darbe

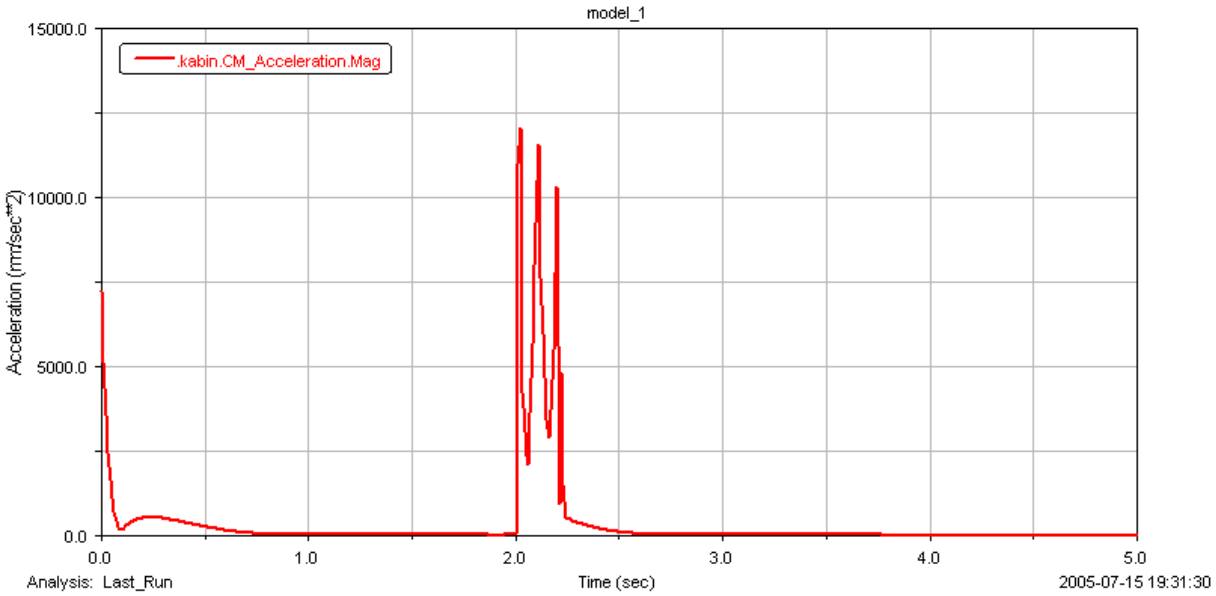
0.877 tandem oranlı çapraz çubuklu yarı tandem



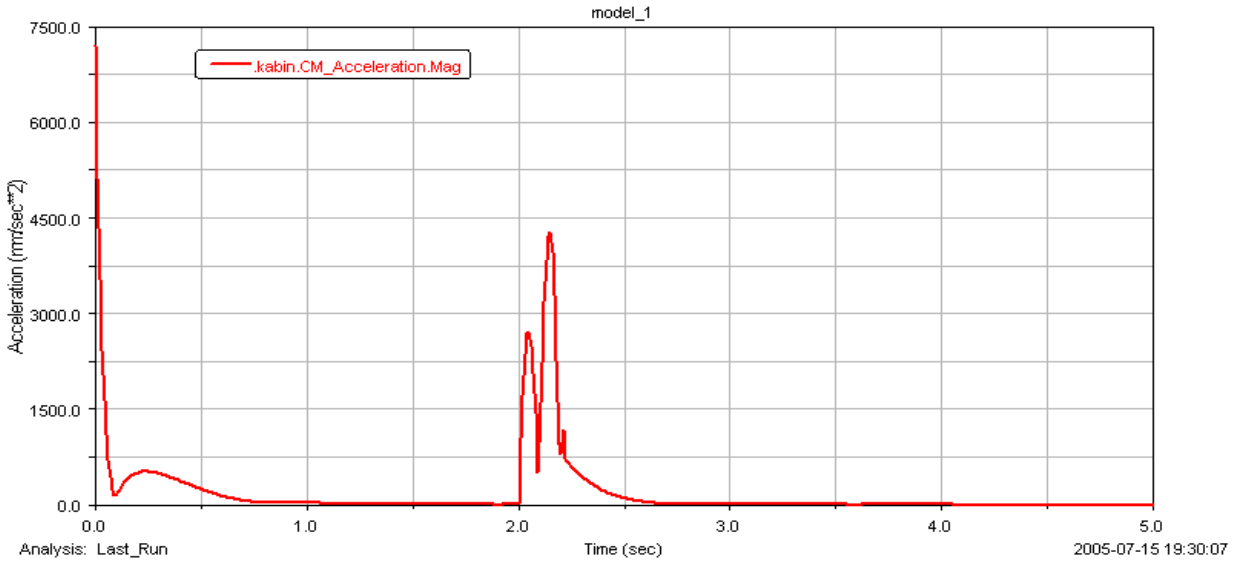
Şekil 1: Sağ arka süspansiyondan tek darbe



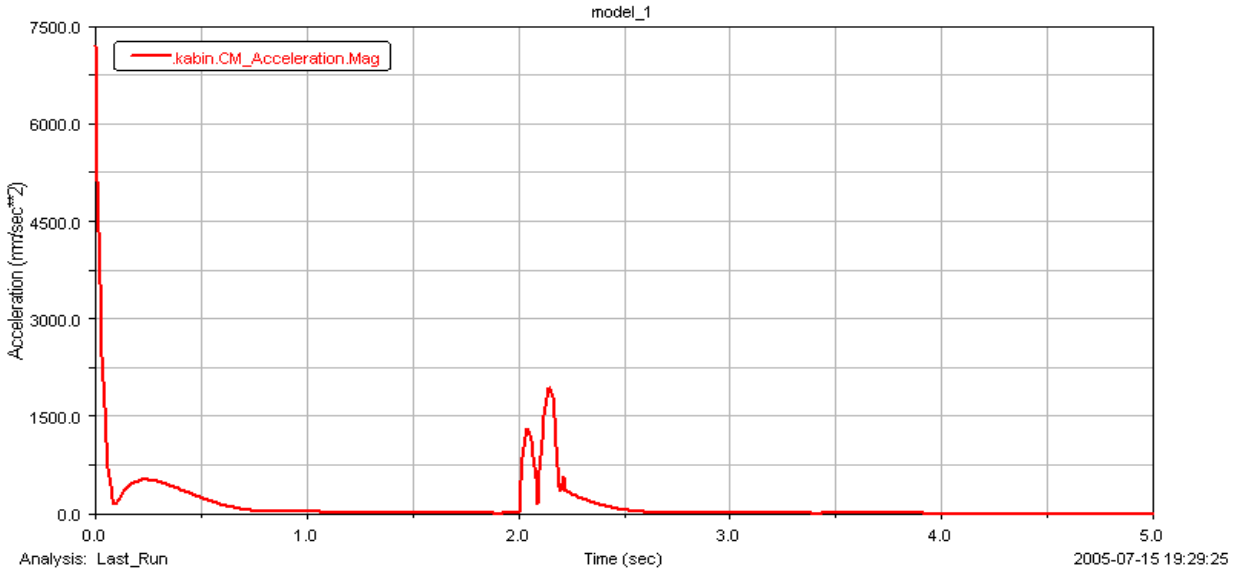
Şekil 2: Sol arka süspansiyondan tek darbe



Şekil 3: Tüm süspansiyonlardan aynı anda darbe

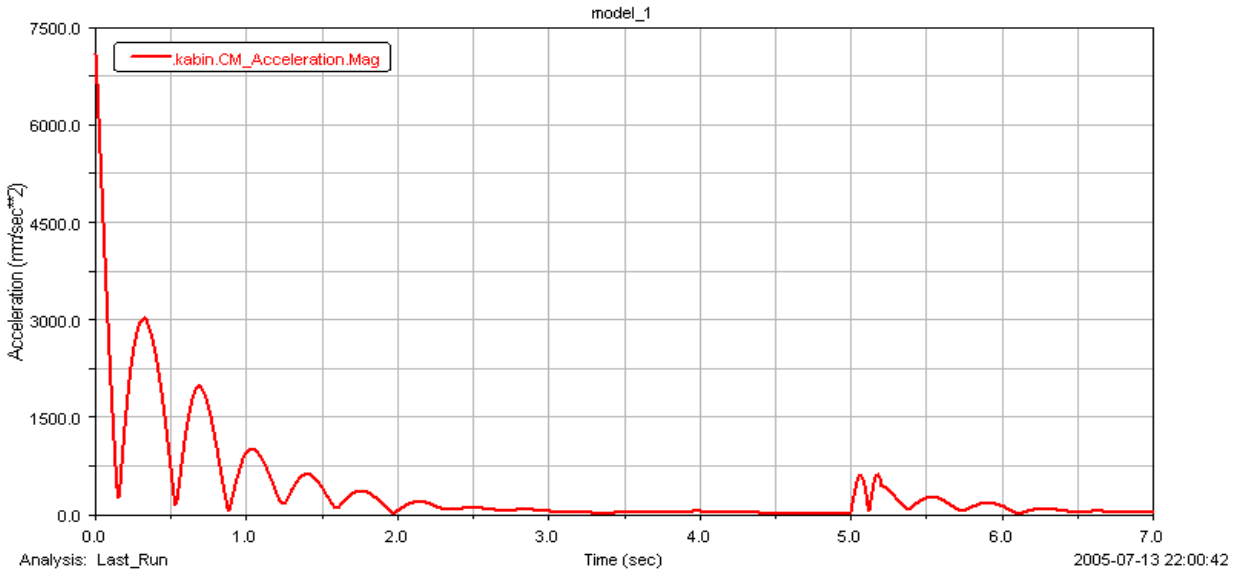


Şekil 4: Önden çift süspansiyondan darbe

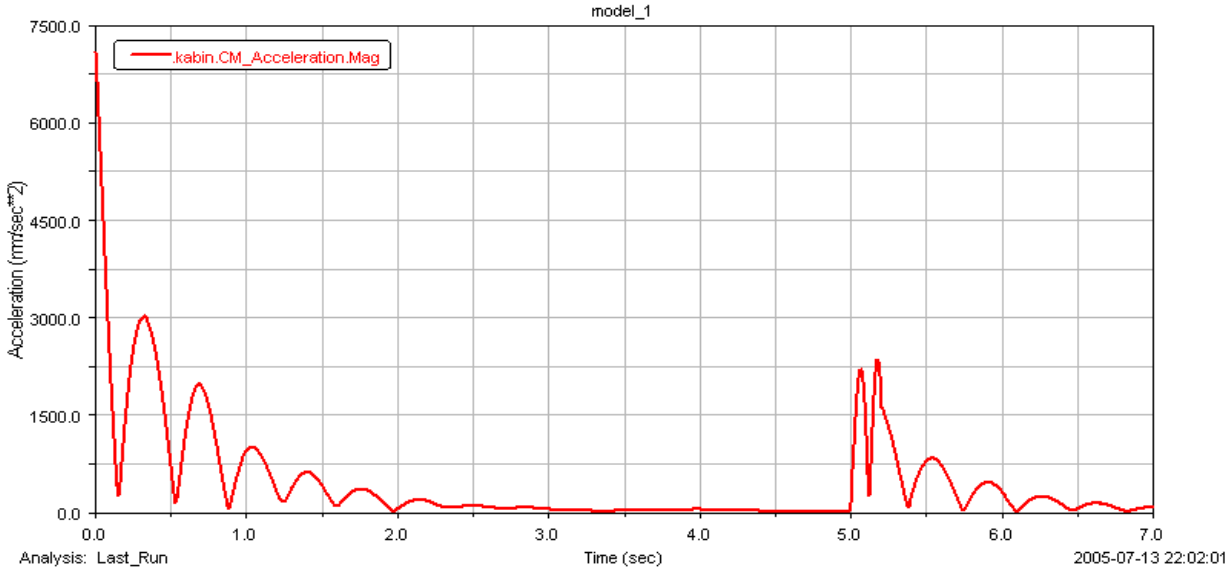


Şekil 5: Önden tek süspansiyondan darbe

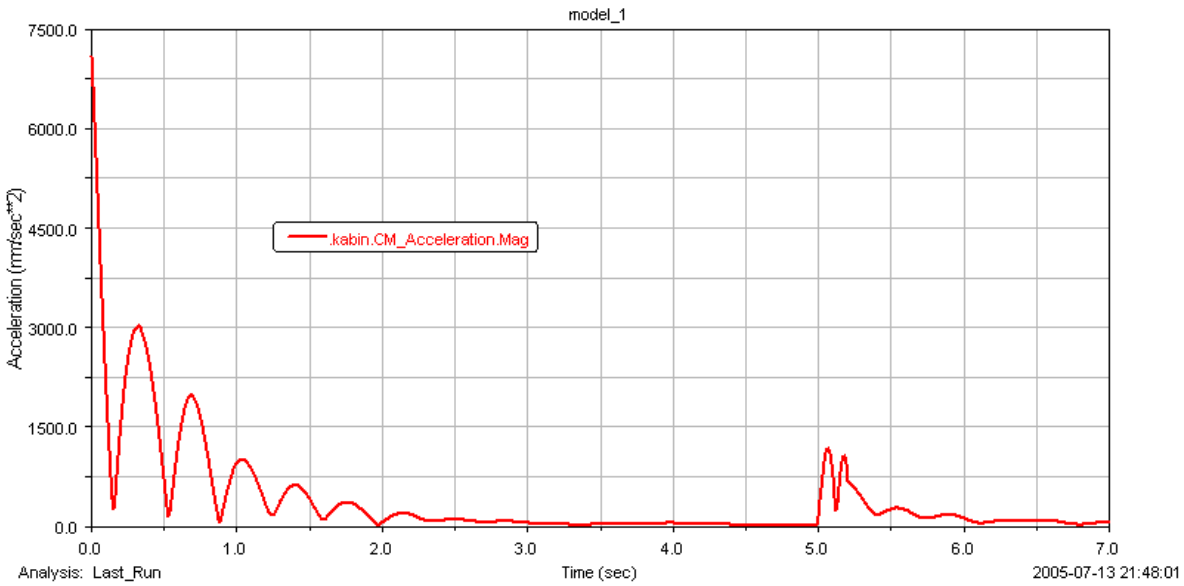
0.5 tandem oranlı çapraz çubuksuz yarı tandem



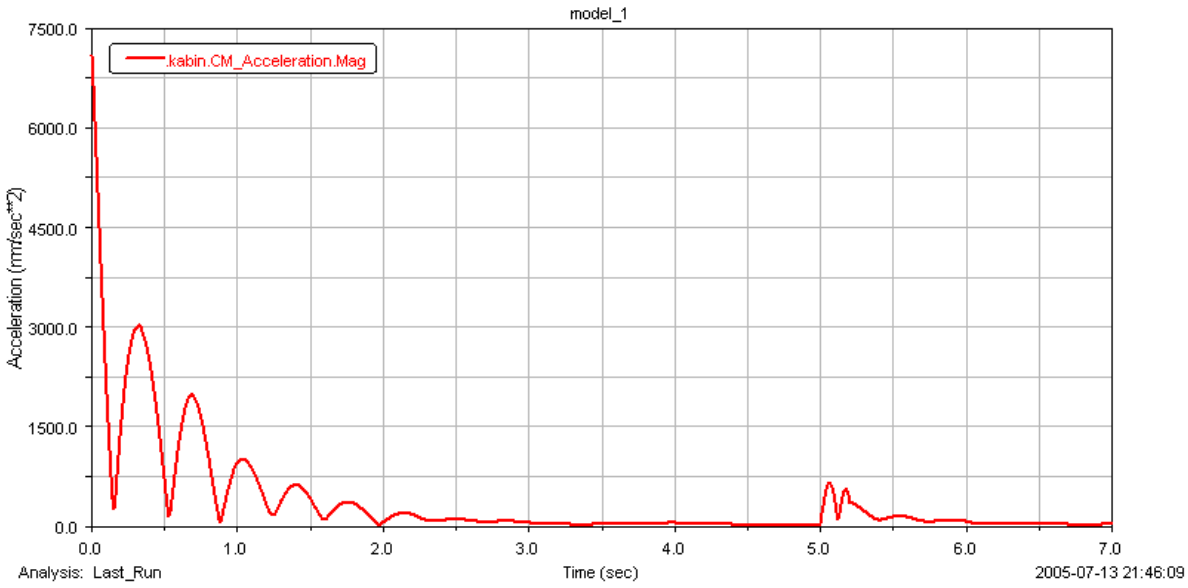
Şekil 1: Arkadan tek süspansiyondan darbe



Şekil 2: Tüm süspansiyonlardan aynı anda darbe

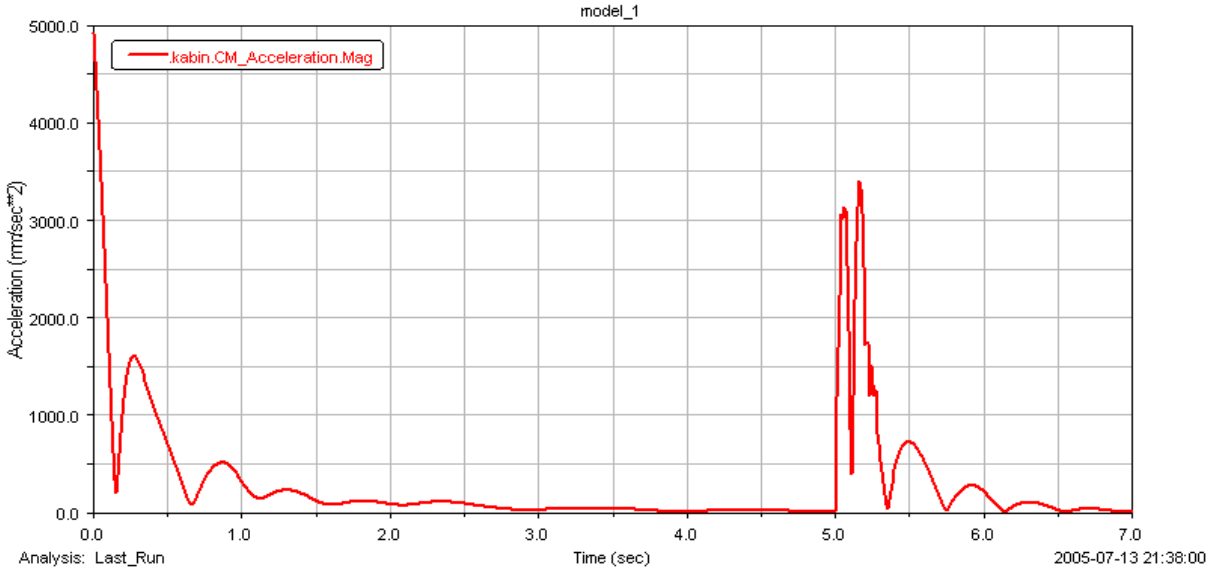


Şekil 3: Önden çift süspansiyondan darbe

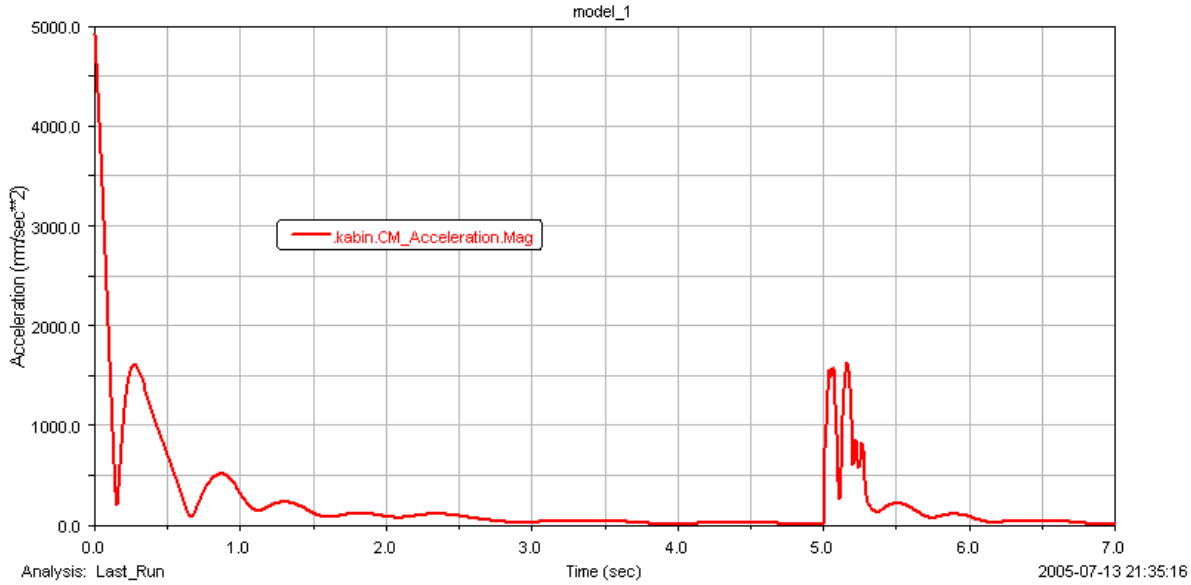


Şekil 4: Önden tek süspansiyondan darbe

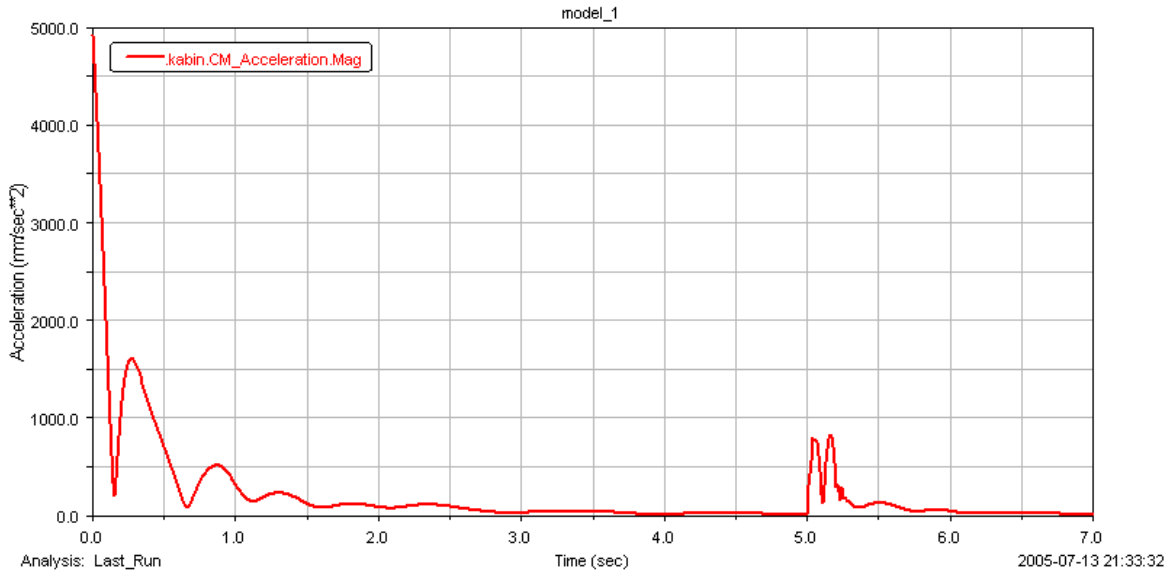
0.7 tandem oranlı çapraz çubuksuz yarı tandem



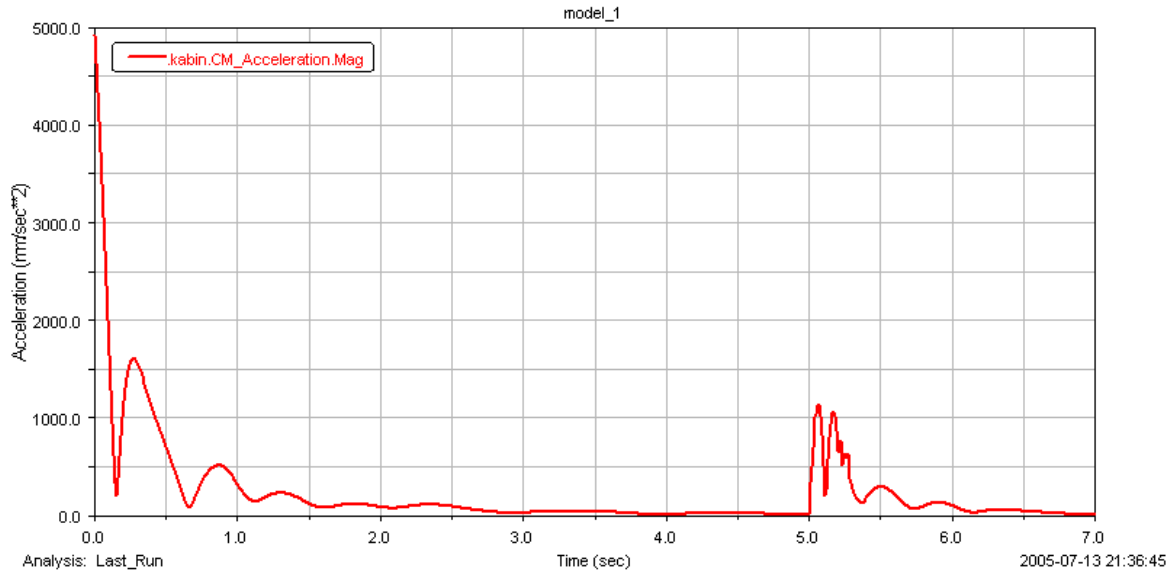
Şekil 1: Tüm süspansiyonlardan aynı anda darbe



Şekil 2: Önden çift süspansiyondan darbe

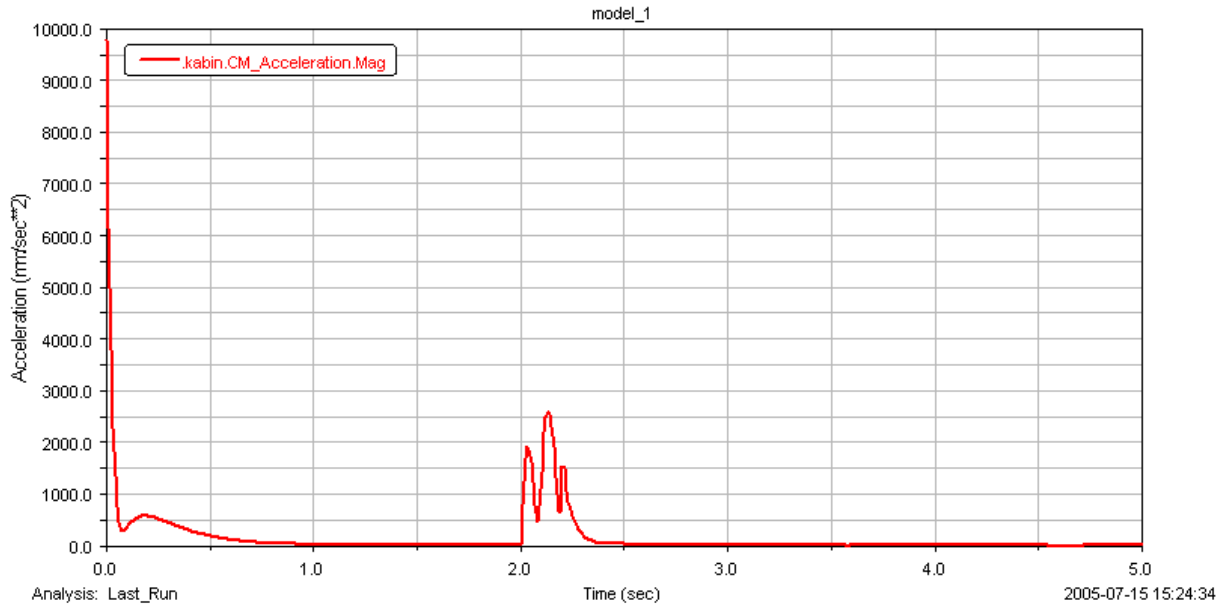


Şekil 3: Önden tek süspansiyondan darbe

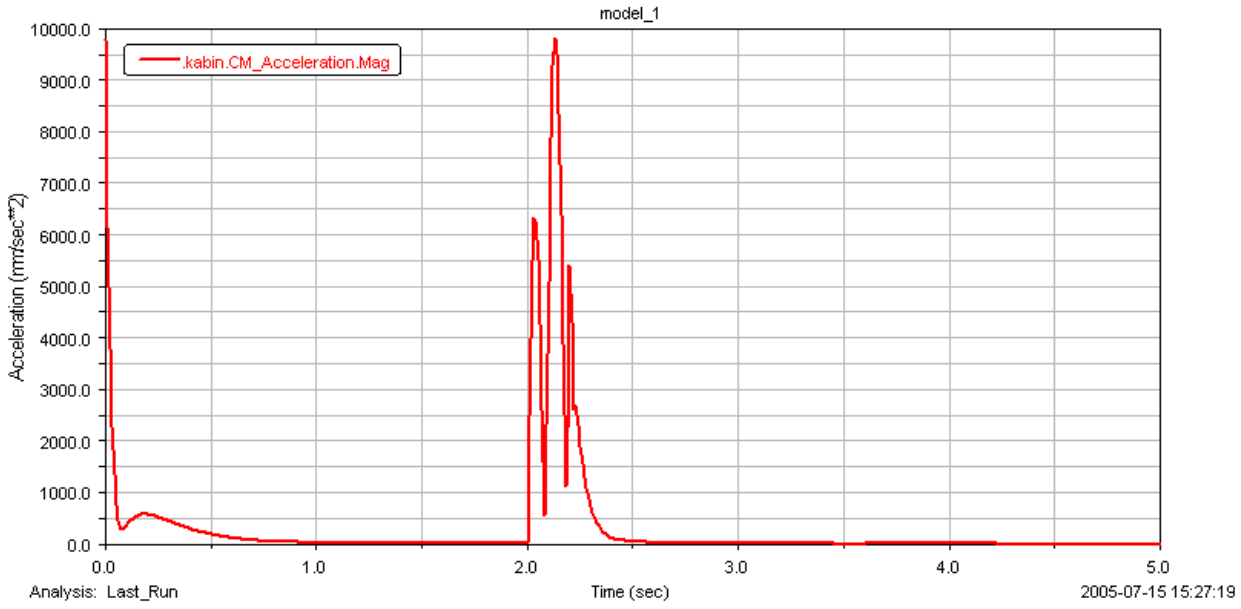


Şekil 4: Arka süspansiyondan tek darbe

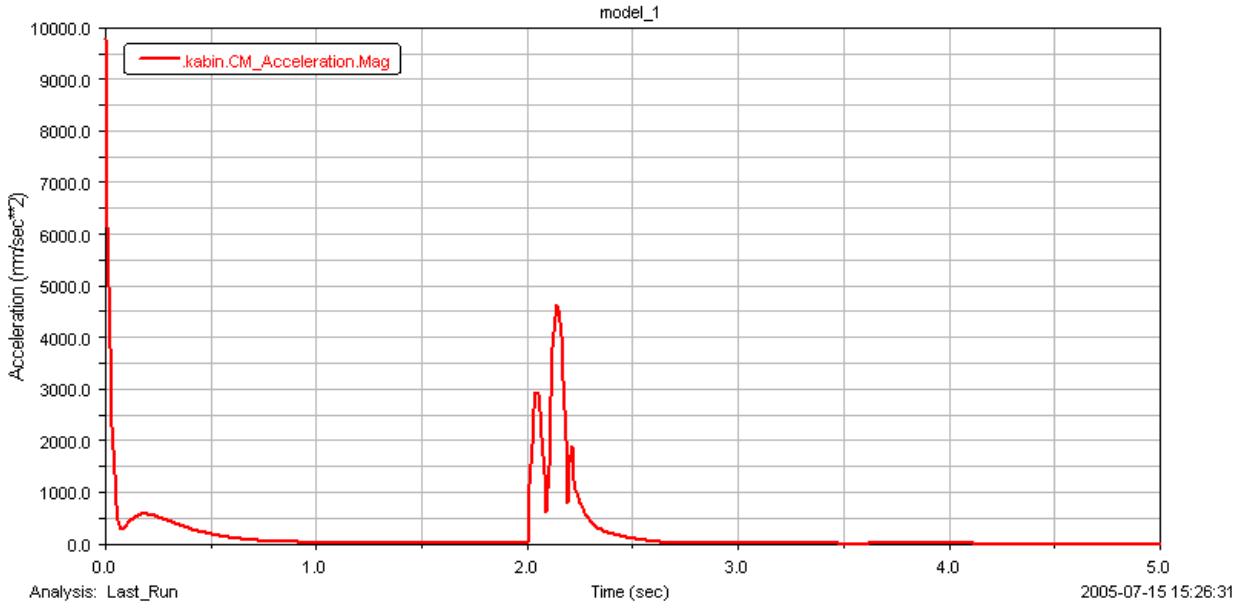
0.877 tandem oranlı çapraz çubuksuz yarı tandem



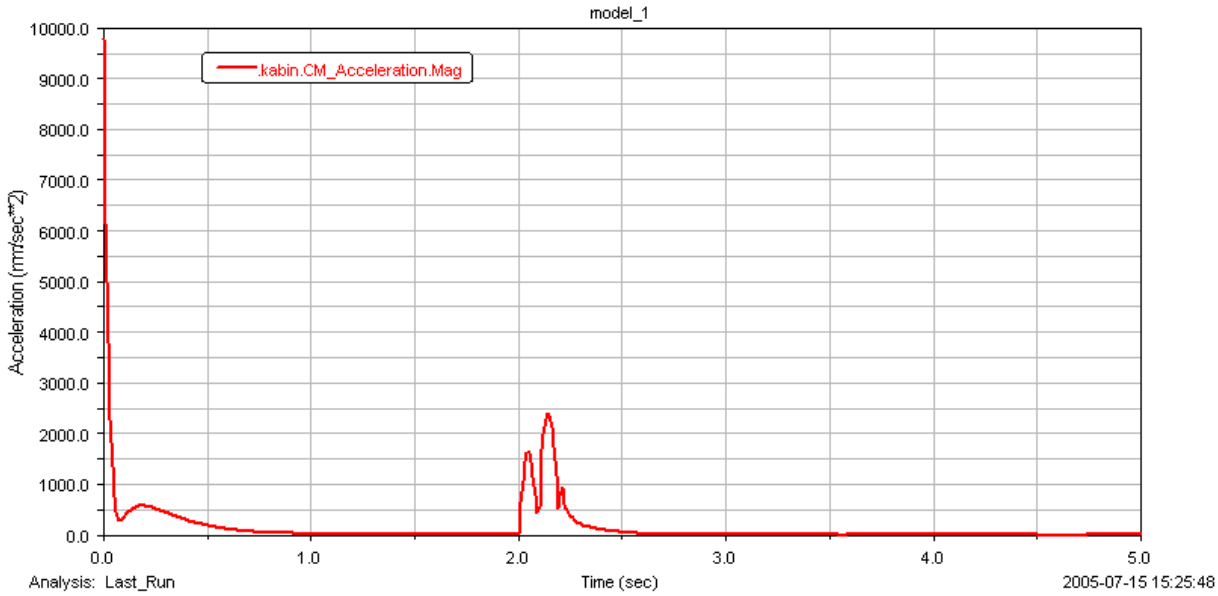
Şekil 1: Arka süspansiyondan tek darbe



Şekil 2: Tüm süspansiyonlardan aynı anda darbe

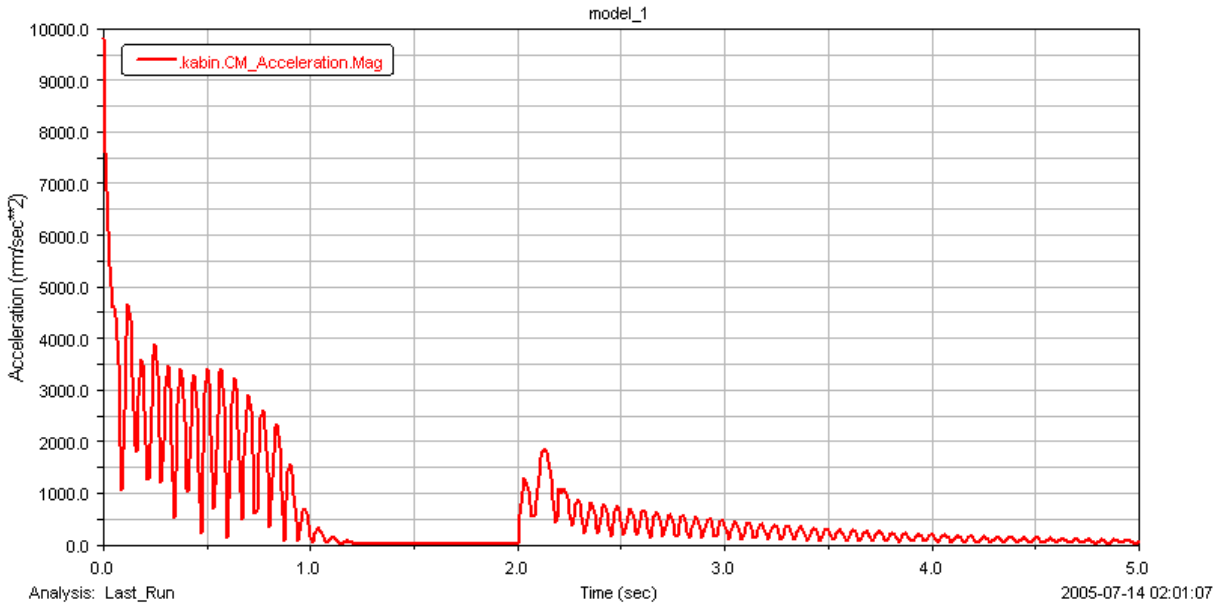


Şekil 3: Önden çift süspansiyondan darbe

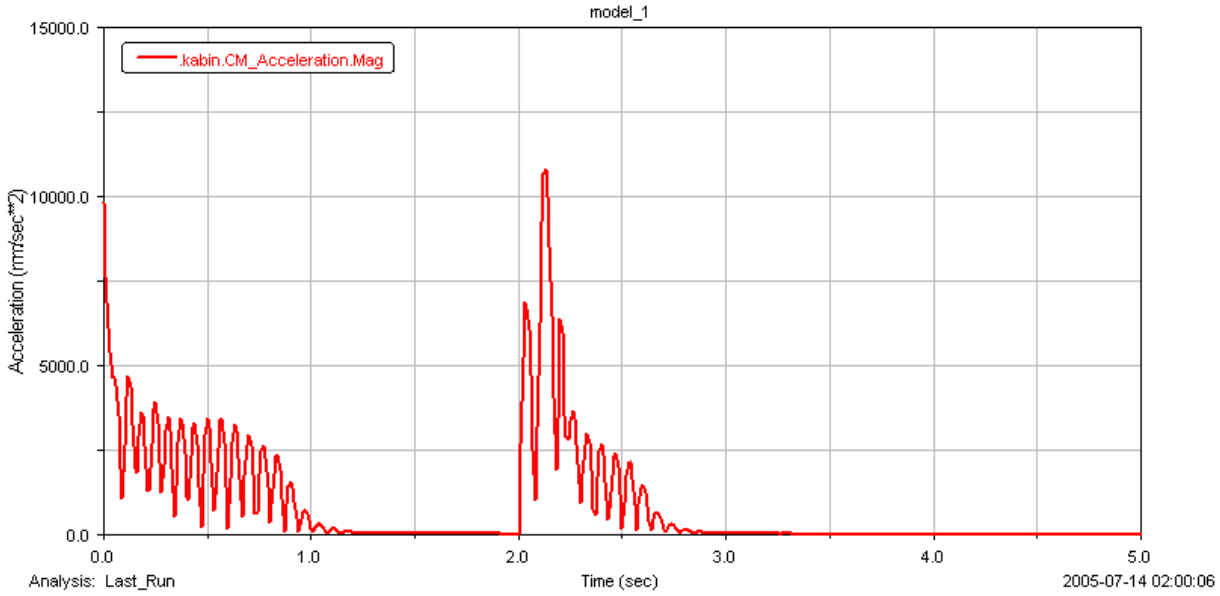


Şekil 4: Önden tek süspansiyondan darbe

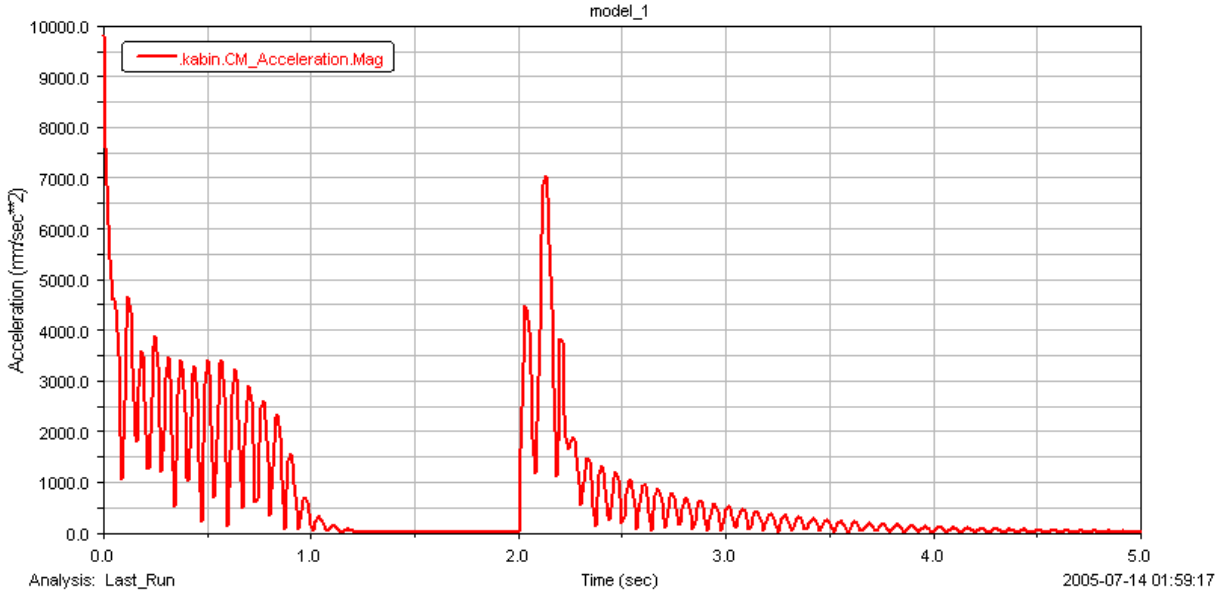
Bağımsız Salıncak Kollu 6 Yaylı Tasarım



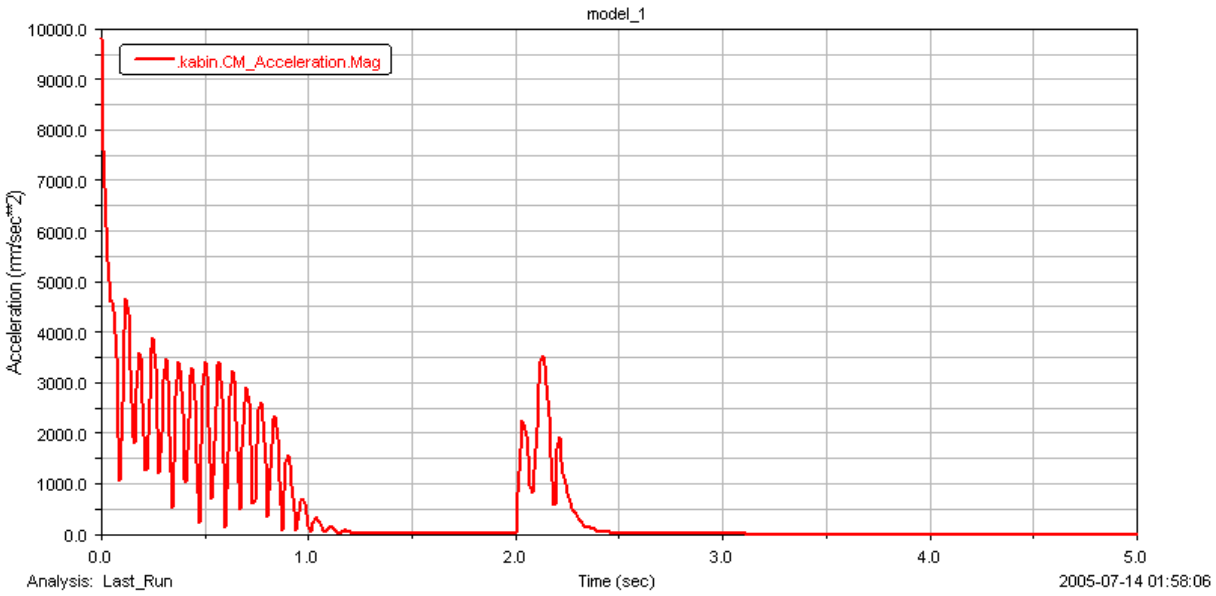
Şekil 1: Arka süspansiyondan tek darbe



Şekil 2: Tüm süspansiyonlardan aynı anda darbe



Şekil 3: Önden çift süspansiyondan darbe



Şekil 4: Önden tek süspansiyondan darbe

ÖZGEÇMİŞ

Çağatay ÇAKIR 1979 yılında İstanbul`da doğdu. İlkokulu Ahmet Rasim İlkokulu`nda tamamladı. Ortaöğretimini Burak Bora Anadolu Lisesinde tamamladıktan sonra 1998 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi (İ.T.Ü) Makina Fakültesi`nde yüksek öğrenim hayatına başladı. 2004 yılında makina mühendisi ünvanı ile üniversiteden mezun oldu. 2004 senesinde İ.T.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü, Mekatronik Mühendisliği programında yüksek lisans öğrenimine kabul edildi. 2005 senesinde İTÜ Makina Fakültesi, Mekanik Ana Bilim Dalında araştırma görevlisi oldu.