T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR AĞIR TİCARİ ARACIN KABİN YÜKLERİNİN ÇOKLU CİSİMLER DİNAMİĞİ İLE HESAPLANMASI

EREN AYDEMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MEKATRONİK MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
MEKATRONİK MÜHENDİSLİĞİ PROGRAMI

DANIŞMAN
YRD. DOÇ. DR. MEHMET SELÇUK ARSLAN

İSTANBUL, 2016

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR AĞIR TİCARİ ARACIN KABİN YÜKLERİNİN ÇOKLU CİSİMLER DİNAMİĞİ İLE HESAPLANMASI

Eren AYDEMİR tarafından hazırlanan tez çalışması 27.07.2016 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Yard. Doç. Dr. Mehmet Selçuk ARSLAN

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Yrd. Doç. Dr. Mehmet Selçuk ARSLAN

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Vasfi Emre ÖMÜRLÜ

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Yrd. Doç. Dr. Erdal BULĞAN

İstanbul Teknik Üniversitesi _____

ÖNSÖZ

Bu çalışmam boyunca bana desteklerini esirgemeyen ailem ve arkadaşlarım ile çalışmanın tamamlanabilmesinde bana yön göstererek yardımcı olan tez danışmanım Yrd. Doç Dr. Mehmet Selçuk Arslan ve Dr. Polat Şendur'a teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Temmuz, 2016

Eren AYDEMİR

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ vii

KISALTMA LİSTESİ viii

ŞEKİL LİSTESİ ix

ÇİZELGE LİSTESİ xi

ÖZET xii

ABSTRACT xiii

BÖLÜM 1

GİRİŞ 1

1.1 Literatür Özeti 1
1.2 Tezin Amacı 10
1.3 Hipotez 11

BÖLÜM 2

TAŞIT YÜKLERİNİN BELİRLENMESİ 12

2.1 Fiziksel Ölçüm Yükleri 13
2.2 Analitik Olarak Belirlenmiş Yükler 13
2.2.1 Yarı Analitik Yük Belirleme Yöntemleri 13
i. Yer değiştirme verileri uygulanarak serbest – serbest yaklaşımı . 14
ii. Geri hesaplanmış yer değiştirme verileri uygulanarak yapılan yaklaşım 14
iii. Kuvvet ve moment verileri uygulanarak serbest – serbest yaklaşım 14
iv. Kuvvet ve moment verileri uygulanarak gövdeden kilitli yaklaşım 15
v. Kontrolcü temelli yaklaşımlar 15
2.2.2. Tam Analitik Yük Belirleme Yöntemleri 16

2.2.3. Genelleştirilmiş Yükleme Senaryoları ile Yük Belirleme Yöntemleri 16
2.2.4. Özelleştirilmiş Alt-Sistem Yük Belirleme Yöntemleri 16
2.3 Bölüm Sonucu....17

BÖLÜM 3

KABİN SİSTEMİNİN MODELLENMESİ 18

3.1 Çok Cisimli Sistemler Dinamiği Tekniği ile Sistemlerin Modellenmesi....19
3.1.1 Çok Cisimli Sistemler Dinamiğinin Gelişimi....21
3.1.2 Bir Serbestlikli Bir Sistemin Çok Cisimli Sistemler Dinamiği Denklemleri 22
3.1.2.1 Genelleştirilmiş Koordinat Düzlemleri, Gövdelerin Yer Değiştirme ve Hız Bilgileri 22
3.1.2.2 Rijit gövdelerin Kinetik Enerji İfadeleri....25
3.1.2.3 Çok Cisimli Sistemlerin Hareket ve Kısıt Koşul Denklemleri....27
3.2 Elastomer Bağlantı Elemanları....29
3.2.1 Elastomer Malzemelerin Özellikleri....31
3.2.1.1 Statik Test Sonuçlarında Karşılaşılan Özellikler....31
3.2.1.2 Dinamik Test Sonuçlarında Karşılaşılan Özellikler....33
3.2.2 Burç Modelleri....35
3.2.2.1 Kelvin - Voigt burç modeli....35
3.2.2.2 Maxwell burç modeli 37
3.2.2.3 Bouc – Wen Histerezis Modeli....38
3.2.2.4 Hibrit Modeller 39
i. Pfeffer burç modeli....39
ii. Bouc – Wen histerezis model 41
iii. Spencer magneto-rheological (MR) damper modeli....41
iv. Ok, Yoo ve Sohn modeli 42
v. Transfer fonksiyonu modelleri....43
3.3 Titreşim Dinamiğinin Temelleri 44
3.3.1 Sönümsüz Serbest Titreşim 44
3.3.2 Modal Test ve Analiz Yöntemleri....47
3.3.2.1 Modal Test Yöntemleri 47
i. Darbe Çekici 47
ii. Modal Sarsıcı....48
iii. Hidrolik Piston....48
3.3.2.2 Frekans Cevap Fonksiyonları ve Modal Analiz 49
3.4 Bölüm Sonucu....54

BÖLÜM 4

BİR TİCARİ ARAÇ DİNAMİK KABİN YÜKLERİNİN BELİRLENMESİ 55

4.1 Çalışmaya Konu Edilen Test Aracı Hakkında Bilgiler 55
4.2 Araç Üzerinden Toplanan Veri Kanalları....56
4.3 Hareket Denklemleri ve Modelleme Yaklaşımı....59
4.4 Kabin Kütle, Ağırlık Merkezi ve Atalet bilgileri....62

4.5 Sistem Yaylanma Karakteristiğinin Modellenmesi 62
4.6 Sistem Sönüm Karakteristiğinin Modellenmesi 65
4.7 Önerilen Sistem Modeli ve Model Çalışma Çevrimi 68
4.8 Deney Sonucu 69

BÖLÜM 5

SONUÇ VE ÖNERİLER 71

5.1 Elde Edilen Sonuçlar 72
5.2 Öneriler 73

EK A

LİTERATÜR ÇALIŞMALARINA İLİŞKİN SONUÇLAR 76

KAYNAKLAR 91

SİMGE LİSTESİ

R^i	i gövdesi için gövde referansının ilerleme yönündeki koordinat takımı
Θ^i	i gövdesi için gövde referansının dönme yönündeki koordinat takımı
r^i	i gövdesi üzerindeki P^i noktasının genelleştirilmiş koordinat takımı
A^i	i gövdesi koordinatlarının ataletsel düzleme dönüşüm matrisi
$\bar{u}^i$	P^i noktasının gövde referans eksenine göre konumu
ϕ, θ, ψ	Euler açıları
w^i	i gövdesinin açısal hız vektörü
G^i	Euler açıları ile yapılan gösterime göre i gövdesi koordinatlarının ataletsel düzleme dönüşüm matrisi
ρ^i	i gövdesinin yoğunluğu
V^i	i gövdesinin hacmi
T^i	i gövdesinin kinetik enerjisi
M^i	i gövdesinin kütle matrisi
I^i	i gövdesinin atalet tensörü
$C^T_{q_r^i}$	Kısıt koşullar matrisi
λ	Lagrange çarpanları matrisi
Q_e^i	Harici olarak uygulanan kuvvetler matrisi
Q_v^i	Karesel hız vektörü
c^i	Sisteme ait eşdeğer sönümleme oranı
k^i	Sisteme ait eşdeğer yaylanma oranı
σ	Gerilme
ε	Gerinim
E	Elastisite oranı
A, n, β, γ	Histerizis karakterizasyon parametreleri
q(t)	Sönümsüz serbest titreşim kütlesinin zamana bağlı pozisyonu
w_n	Açısal hız
f_n	Doğal frekans

KISALTMA LİSTESİ

CAD	Bilgisayar destekli tasarım
FE	Sonlu elemanlar metotu
FRF	Frekans cevap fonksiyonu
HCV	Ağır ticari araç
LTI	Doğrusal zamanla değişen sistemler
MR	Magneto-rheological damper
SUV	Sportif arazi aracı

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 Araç Dayanım Özelliği Ürün Geliştirme Akış Şeması 4
Şekil 1.2 Hedef belirleme ve doğrulama akış şemas 5
Şekil 1.3 Cruz J. M. ve arkadaşlarının geliştiridiği analiz modeli 7
Şekil 1.4 Motor takozu sistemi serbest cisim diyagramı 9
Şekil 2.1 Tekerlek Kuvvetleri Sensörü 13
Şekil 3.1 Örnek çok cisimli sisteme ait mafsal - gövde şeması 19
Şekil 3.2 Bir çok cisimli sistem örneği 20
Şekil 3.3 Gövde Koordinat Sistemi 22
Şekil 3.4 Sistem diyagramı 29
Şekil 3.5 Elastomer bağlantı elemanı 29
Şekil 3.6 Bir ağır ticari araçta yer alan elastomer bağlantı elemanları 30
Şekil 3.7 Ağır ticari araç burcuna ait elastomer malzemenin farklı tahrik genliklerine olan tepkisi 32
Şekil 3.8 Ağır ticari araç burcuna ait elastomer malzemenin enerji kaybı ve histerisiz özelliği 32
Şekil 3.9 Elastomer malzemenin frekansa olan bağımlılığı – yaylanma özelliği 34
Şekil 3.10 Elastomer malzemenin frekansa olan bağımlılığı – yaylanma özelliği 34
Şekil 3.11 Elastomer malzemenin frekansa olan bağımlılığı – yaylanma özelliği 35
Şekil 3.12 Kelvin - Voigt modeli 35
Şekil 3.13 Gerinim denkleminin zamanla değişim grafiği 36
Şekil 3.14 Maxwell modeli 37
Şekil 3.15 Gerinim denkleminin zamanla değişim grafiği 38
Şekil 3.16 Bouc-Wen parametrelerinin sonuçlara etkileri 39
Şekil 3.17 Pfeffer burç modeli 40
Şekil 3.18 Bouc – Wen histerezis model 41
Şekil 3.19 Spencer magneto-rheological (MR) damper modeli 42
Şekil 3.20 Ok, Yoo ve Sohn modeli 42
Şekil 3.21 Sönümsüz serbest titreşim 45
Şekil 3.22 Modal test darbe çekici 47
Şekil 3.23 Modal sarsıcı 48
Şekil 3.24 Dört-poster üzerindeki test edilen bir otomobil 49
Şekil 3.25 Açık döngü sistem akış diyagramı 50
Şekil 3.26 Tek serbestlik dereceli sistem 51

Şekil 3.27 Kabin modal frekans cevap testi 53
Şekil 3.28 Kabin modal frekans cevap testi z-öteleme modu.....53
Şekil 4.1 Çalışmaya konu edilen ağır ticari araç sınıfındaki taşıt.....56
Şekil 4.2 Aracın verilerinin edinildiği test parkuru.....56
Şekil 4.3 Veri kanalları şeması yandan görünüş.....58
Şekil 4.4 Veri kanalları arkadan görünüş 58
Şekil 4.5 Modellenen kabin ve kabin süspansiyon sistemi 59
Şekil 4.6 Serbest Cisim Diyagramı (kabin cisminin üstten görünüşü).....61
Şekil 4.7 Ağır ticari kabini kritik olarak seçilen rijit gövde modları 64
Şekil 4.8 Sönümsüz analitik model - saha verisi karşılaştırması. 64
Şekil 4.9 Ağır ticari araç kabin burcu sönüm oranı - frekans eğrisi.....65
Şekil 4.10 Ağır ticari araç kabin burcu yay oranı - frekans eğrisi 66
Şekil 4.11 Band geçiren filtre transfer fonksiyonu yapısı 66
Şekil 4.12 Doğrusal yay oranı ve doğrusal sönüm oranı uygulanması durumu 67
Şekil 4.13 Önerilen kabin sistemine ait diyagram 68
Şekil 4.14 Sistem çalışma çevrimi 69
Şekil 4.15 Frekans alanı ön sol ivme sinyali analitik model ve fiziksel araç kıyaslaması .69
Şekil 4.16 Zaman alanı ön sol ivme sinyalı analitik model ve fiziksel araç kıyaslaması...70
Şekil A.1 Sol süspansiyon yay yükleri.....77
Şekil A.2 Sağ süspansiyon yay yükleri.....77
Şekil A.3 Sol süspansiyon drop kolu yükleri.....78
Şekil A.4 Sağ süspansiyon drop kolu yükleri.....78
Şekil A.5 Sol direksiyon sistemi bağlantı kolu yükleri 79
Şekil A.6 Sağ direksiyon sistemi bağlantı kolu yükleri 79
Şekil A.7 Direksiyon bağlama çubuğu eksenel yük verisi (simülasyon ve test) – SOL.....80
Şekil A.8 Amörtisör eksenel yer değiştirme verisi (simülasyon ve test) – SOL 81
Şekil A.9 Üst kontrol çubuğu eksenel yük verisi (simülasyon ve test) – SOL 81
Şekil A.10 Süspansiyon yay yer değiştirmesi 82
Şekil A.11 Teker merkezi dikey eksen ivmeleri.....82
Şekil A.12 Sol süspansiyon drop kolu yükleri.....83
Şekil A.13 Boylamasına eksen yükleri.....83
Şekil A.14 Yanal eksen yükleri 84
Şekil A.15 Sol gövde - şasi bağlantı noktası genlik ve tekrarlanma sayıları karşılaştırması 85
Şekil A.16 Sağ gövde - şasi bağlantı noktası genlik ve tekrarlanma sayıları karşılaştırması 85
Şekil A.17 Ön hava körüğü braketi yükleri frekans alanı karşılaştırması 86
Şekil A.18 Arka hava körüğü braketi yükleri frekans alanı karşılaştırması.....87
Şekil A.19 Ön amörtisör yer değiştirmesi frekans alanı karşılaştırması.....87
Şekil A.20 Arka amörtisör yer değiştirmesi frekans alanı karşılaştırması 88
Şekil A.21 1-nolu ivmeölçerin karşılaştırma grafiği 89
Şekil A.22 Sol motor takozu kuvvet sinyali karşılaştırması 89

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1 Çok cisimli sistemler dinamiği uygulamalarına ait sektörler ve uygulama örnekleri 20
Çizelge 3.2 FRF özel isimleri 50
Çizelge 4.1 Araç üzerinden alınmış saha kanalları 57
Çizelge 4.2 Sistem tahrik alternatifleri 60
Çizelge 4.3 Kabin Rijit Gövde Modları 63
Çizelge A.1 Relatif hata karşılaştırma Çizelgesi 90

ÖZET

BİR AĞIR TİCARİ ARACIN KABİN YÜKLERİNİN ÇOKLU CİSİMLER DİNAMİĞİ İLE HESAPLANMASI

Eren AYDEMİR

Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Yard. Doç. Dr. Mehmet Selçuk ARSLAN

Yeni geliştirilen taşıt dizaynlarının yorulma analizlerinin yüksek doğruluklarla hesaplanmış yol yükleri kullanılarak yapılması optimum dizaynların oluşturulabilmesi için çok önemlidir. Bu çalışmada bir ağır ticari aracın sürücü kabininin bağlantı noktalarına gelen tüm yönlerdeki kuvvet ve momentlerin yüksek doğrulukla hesaplanması amaçlanmıştır. Bu amaçla bir ağır ticari aracın sürücü kabini MSC.ADAMS yazılımında frekansa bağlı sönüm elemanı ve doğrusal yay elemanı kullanılarak modellenmiş, saha verilerinden faydalanılarak hesaplanmış ataletsel yüklerle sistem tahrik edilmiş ve elde edilen sonuçlar kabin ivmelerinin ve simülasyon sonuçlarının arasındaki korelasyon katsayısı ile ortalama karekök hata değerleri karşılaştırılarak incelenmiştir. Elde edilmiş sonuçlara göre kabul edilebilir seviyenin üzerinde doğrulukların incelenen parametrelerde alınabildiği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: çok cisimli sistemler dinamiği, frekansa bağlı sönümlenme, doğal frekans analizi, ağır ticari araç mekanik tasarım

ABSTRACT

PREDICTION OF A FREQUENCY DEPENDENT HEAVY COMMERCIAL VEHICLE CABIN LOADS BY USING ACCELERATION SIGNALS

Eren AYDEMİR

Department of Mechatronics Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assist. Prof. Dr. Mehmet Selçuk ARSLAN

In the process of durability load cascading, predicting the vehicle loads accurately is very crucial for accurate fatigue assesments of new designs. In this study, cab attachment loads in all directions of a heavy commercial vehicle aimed to be predicted in a high correlation with field data. For this purpose, a heavy commercial vehicle cabin modeled in MSC.ADAMS by using frequency-dependent damper and linear spring elements. The modeled cab system has been actuated by inertial loads which are calculated from field acceleration signals. At the end, determination of correlation and root mean squares are compared between field data and simulation results. As a result, acceptable correlation between them achieved.

Keywords: multibody dynamics, frequency-dependent bushing modelling, natural frequency analysis, heavy commercial vehicles mechanical design

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Bu bölümde, otomotiv sektöründe ürün geliştirme faaliyetleri ve ürün geliştirme süreçlerinde araç dayanım özelliğinin nasıl geliştirildiğine değinilerek okuyucu bilgilendirilecektir. Araç dayanım özelliği geliştirme adımlarından araç yüklerinin belirlenmesi konusu üzerine yapılan literatür araştırması paylaşılarak tezin amacı paylaşılacaktır.

1.1 Literatür Özeti

Otomotiv sektörü; yüksek ürün satış rakamları elde edilen, yüksek ciro değerlerine ulaşılan, sektörel olarak devamlı büyüme ve değişme beklentisi içeren rekabetçi bir sektördür. Değişen müşteri ihtiyaçlarına, pazar beklentilerine hızla karşılık bulabilmek ve pazarda rakipler ile rekabetçi ürünler ortaya koyabilmek sektörün ürün geliştirme süreçlerinin temel amacıdır.

Buna göre otomotiv sektörü pazar eğilimlerini ve müşterilerinin ondan beklentilerini tanımladıktan sonra ürün geliştirme süreçlerinde temelde şu üç ana aşamayı takip eder;

- Ürün özellik hedeflerinin belirlenmesi
- Ürün özellik hedeflerine uygun tasarımların oluşturulması
- Tasarımların doğrulanması ve gerekli koşullara göre tasarımların iyileştirilmeleri

Süreç ilk olarak müşteri beklentilerine göre ve pazar taleplerine göre, rekabetçi bir ürün ortaya koyabilmek için gerekli araç seviyesi, sistem seviyesi ve parça seviyesi araç

özelliklerinin hedeflerinin belirlenmesi adımı başlar. Burada hedefleri belirlenen temel araç özellikleri; araç dayanımı, sürüş dinamiği, gürültü ve titreşim, performans, ağırlık, yakıt ekonomisi gibi örneklendirilebilir. Müşteri istekleri, rakip ürünlerin mevcut durumu ve üretici firmanın gelecekte konumlanmak istediği pozisyona göre her bir özelliğe ait hedefler geliştirilebilir.

Sürecin ikinci adımında bu hedeflere uygun ürünler tasarlanır. Bu aşamadaki tasarımlar, hedefleri karşılayacağı düşünülen yeni fikirlerle veya üreticinin geçmiş tasarımlarının biraraya getirilmesi ile başlatılabilir.

Son adımda ise tasarlanan ürünlerin sanal ve fiziksel prototipleri analiz yöntemleri veya fiziksel testler ile tasarım doğrulama aşamasından geçirilir. Tasarım doğrulama aşamasında görülen tasarım eksiklikleri ürün hedeflerine göre geliştirilerek tasarımlar iyileştirilir. Araç, sistem ve parça seviyesi analitik, laboratuvar ve saha testlerine tabii tutulup başarı ile testlerini tamamlayan ürünler müşterileri ile buluşturulur. Tüm bu aşamalar uzun ve maliyetli çalışmalara gereksinim duymaktadır.

Ürün geliştirme aşamalarındaki çalışmaların maliyetlerinde ve sürelerinde yapılabilecek iyileştirme olanakları Türkiye'de ve dünyadaki tüm üreticilerin daha rekabetçi olabilmek adına ilgilendikleri ana parametreler olmaktadır. Tüm bu nedenlerle doğruluğu yüksek, kolay uygulanabilir, süresi kısa ve maliyeti düşük geliştirme faaliyetleri bir ürün geliştirme sürecinde arzulanan tipte çalışmalar olmaktadır.

Araçların yapısal dayanım özelliği aracı oluşturan her bir parçaya ait tasarımların yeterli ömrü göstermesini isteyen ve bu ömür içerisinde her bir parçanın fonksiyonunu doğru olarak müşteriye sunabilmesini takip eden bir özelliktir.

Geliştirilmek istenen aracın olası müşterilerinin gerçek koşullardaki kullanımlarının incelenmesi her bir parçanın ömrünün belirlenmesindeki temel çalışma olmaktadır. Araç dayanım özelliği burada müşterilerinin araçları hangi yol yüzeylerinde, yükleme koşullarında, hangi alışkanlıklara göre kullandığı bilgisinden faydalanarak araç tekerleğine gelen etkilerin toplam miktarını bilerek pazarın tasarımları ne kadar zorlayacağını öğrenir.

Otomotiv sektörünün tüm ürün geliştirme süreçlerinden beklediği kısa sürede geliştirilmiş, maliyeti düşük ürün beklentisi, araç dayanım özelliğinin de bu beklentileri karşılamak üzere kendini adapte etmesine olanak tanımıştır. Bu amaçla araç dayanım özelliği hafif, optimum dayanım performansı sergileyen, ucuz ürünler geliştirilmesini sağlayacak tasarım doğrulama süreçleri içermektedir. Tüm tasarım doğrulama süreçlerinde müşterilerinden edindiği tasarımların ne kadar zorlanacağı bilgisi ile onları test ve analiz eder.

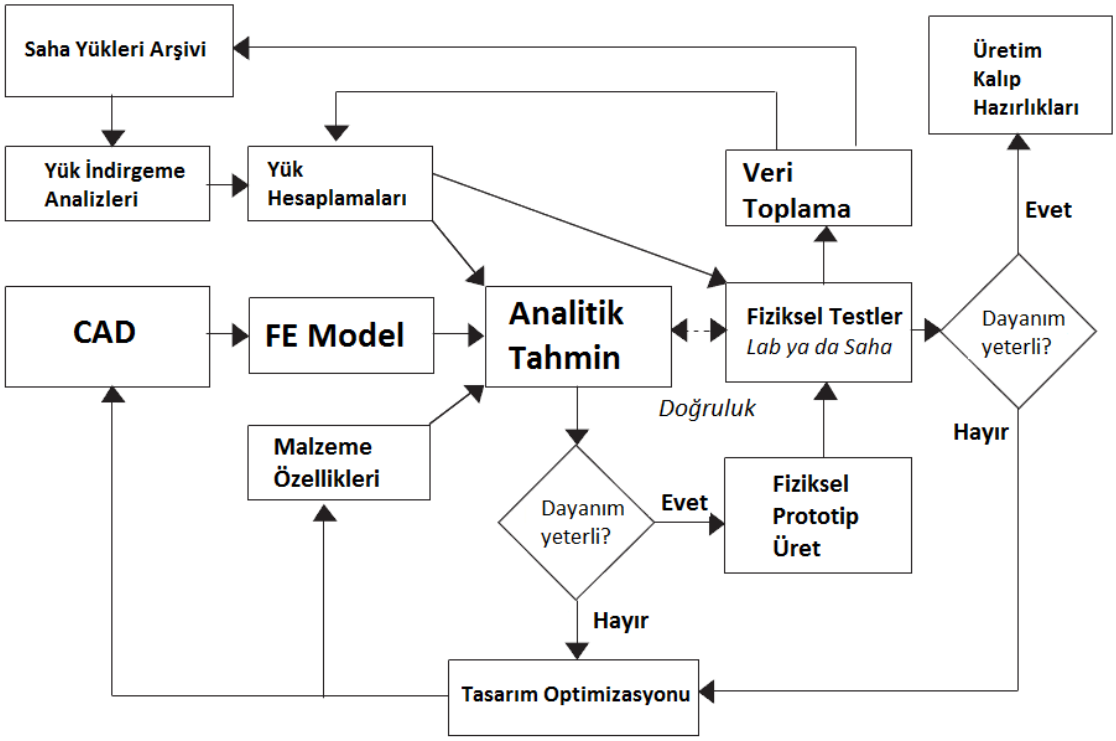
Tasarımların müşterilerle buluşturulmadan önce hedeflere uygunluğunun kontrol edilmesi, ürün geliştirme aşamalarının erken safhalarında muhtemel sorunların tespit edilerek giderilmesini hedefleyen çeşitli çalışmaları içermektedir. Bu çalışmalar kullandıkları yöntemlere göre temelde iki adımda gösterilmektedir;

- Fiziksel yöntemler
- Analitik yöntemler

Fiziksel yöntemler genellikle tasarımların son olarak doğrulanması istenen aşamalarda kullanılırlar. Prototip üretim ihtiyaçları, uzun test süreleri, tekrarlanabilirlik problemleri sebebiyle fiziksel yöntemler analitik yöntemlere göre bazı dezavantajlar içerirler. Kabul veya modelleme gibi hataya açık süreçler içermemesi, gerçek koşulu fiziksel olarak yansıtmaları sebebiyle araç dayanım geliştirme süreçlerinde her zaman uygulanan testlerdir. Araç seviyesi olarak saha testleri ile, sistem seviyesi olarak ya da parça seviyesi olarak laboratuvar testleri ile gerçekleştirilebilirler.

Analitik yöntemler ise kısa sürelerde tamamlanabilmesi, erken safhalarda bilgi verebilmesi, iteratif tasarım deneme çalışmalarına olanak sağlaması gibi özellikleri ile birçok avantaj sağlamaktadırlar.

Fiziksel saha testleri güncel araç dayanım geliştirme süreçlerinde son adım olarak yerini almayı sürdürse de analitik geliştirme metotları sağladığı avantajlarla araç dayanım özelliğinin geliştirme süreçlerinin merkezinde yer almaktadır. Şekil 1.1‘de de görülebileceği üzere yorulma ömrünün analitik olarak tahmini tasarımın geliştirme safhaları içerisinde ürünün optimum olmasını sağlayacak alt yapı oluşturur.

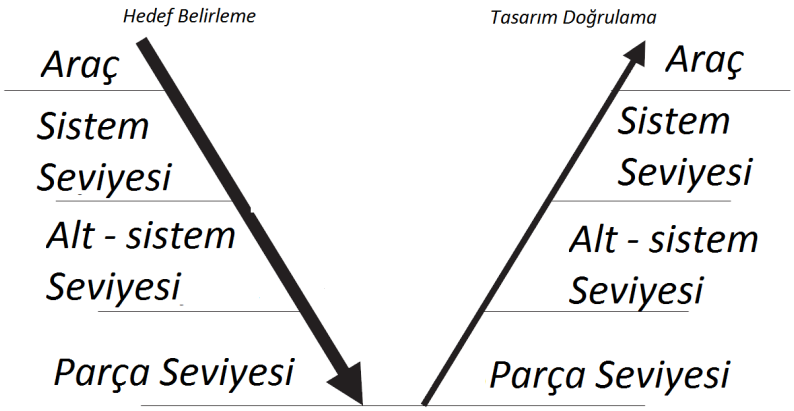


Şekil 1.1 Araç Dayanım Özelliği Ürün Geliştirme Akış Şeması [1]

Yorulma ömrünün analitik olarak tahmini üç temel geliştirme adımı sonucunda elde edilmektedir;

- Yüklerin tahmini
- Yapının gerilme ve gerinim cevaplarının hesaplanması
- Yorulma ömrünün tahmini

Bu üç ana adım içerisinde en kritik olan ve müşteri hedeflerinin indirgenmesini sağlayan yüklerin belirlenmesi adımıdır. Araç seviyesi olarak belirlenmiş, müşteri kullanımını temsil eden yük verilerinin her bir parça ve sistem için indirgenmesine ihtiyaç duyulmaktadır. Bir araç dayanım özelliğinin geliştirme süreçlerindeki hedeflerinin belirlenmesi ve onların doğrulanması süreçleri Şekil 1.2'de gösterildiği gibi araç seviyesi hedeflerin parça seviyesine indirgenmesi ve parça seviyesi doğrulamalarının araç seviyesi doğrulama çalışmalarına doğru akması gerekmektedir.



Şekil 1.2 Hedef belirleme ve doğrulama akış şeması [1]

Şekil 1.2'de gösterilmiş geliştirme akış şeması yüklerin belirlenmesi süreçleri için de aynı şekilde uygulanmaktadır. Buna göre günümüzde, verilen akışa uygun araç, sistem, alt-sistem ve parça seviyesi yüklerin elde edilebileceği dört ana metot literatürde gözlemlenmektedir.

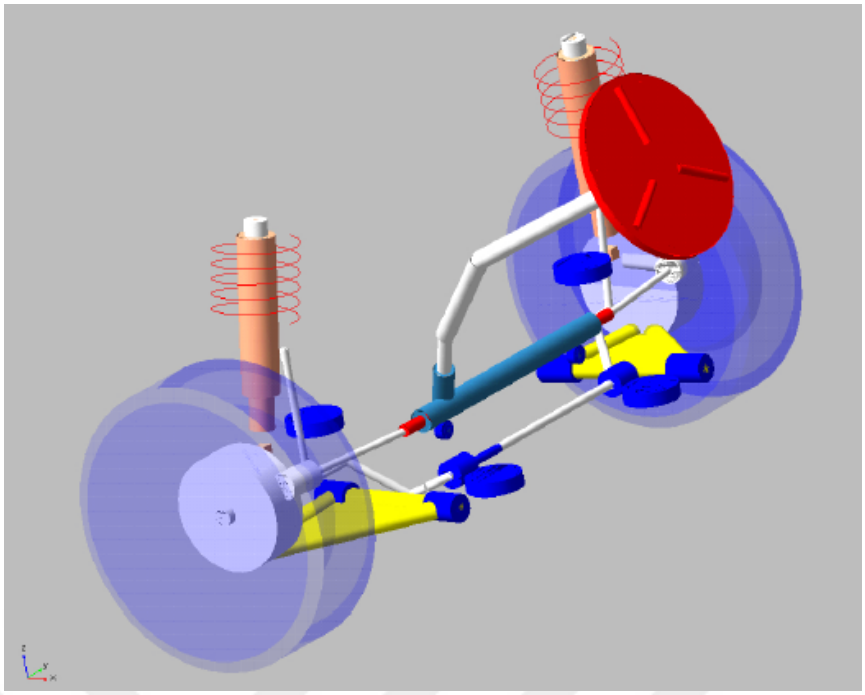
Araç yapısal dayanım özelliğinin geliştirilmesinde faydalanılan yük indirgeme kapsamındaki analitik yöntemler incelendiğinde çok cisimli sistemler dinamiği alanına ait birçok çalışma ve çeşitli çok cisimli sistemler dinamiği çözücüleri ile yapılmış farklı modelleme teknikleri ile karşılaşılmaktadır. Bu kısımda genel pencereyi görebilmek açısından bu farklı tekniklerin kullanıldığı çalışmalar incelenecektir. Ayrıca bu tekniklere ait sonuç görselleri ise Ek-A'da ne kadar fiziksel veriler ile uyumlu sonuçlar verebildiğine dair yorumlar paylaşılmıştır.

Geri hesaplanmış yer değiştirme yaklaşımı kullanarak yapılmış bir yarı analitik yük indirgeme yaklaşımı Backer M. ve arkadaşları tarafından gerçekleştirilmiştir [4]. Backer ve arkadaşları dört adet yer değiştirme verisine karşılık gelecek şekilde dört adet tekerlek yükü verisinden faydalanmışlardır. Bu veri arasında elde ettikleri frekans cevap fonksiyonları (FRF) gerekli yer değiştirme verilerinin hesaplanabilmesine olanak tanımıştır. Ayrıca yazarlar gerçek sistemin doğrusal olmayan karakter de içermesi, FRF'lerin ise doğrusal koşulu temsil etmesi nedeniyle oluşacak sapmayı giderebilmek adına süreçlerine iterasyon adımları eklemişler bu eksikliklerinin düzeltilebilmesini sağlamışlardır. Bu yöntemleri ile toplanmış tekrarlanma sayıları grafiğinde yaklaşık yakın sonuçlar elde etmişlerdir.

Wang ve arkadaşları [5] ise yine geri hesaplanmış tekerlek yüklerinden faydalanarak bir yük indirgeme çalışması gerçekleştirmişlerdir. Sanal iterasyon adı verdikleri bu yöntem ile ticari araç kabin yüklerini bir kesiti alınmış beş yönlü yük uygulaması gerçekleştiren şasi parçasından kabine uygulamışlardır. Farklı yöntemlerle elde edilen sonuçlarla kıyaslandığında rekabet edebilecek sonuçlar elde ettiklerini paylaşmışlardır.

Kao B. G. ve arkadaşları [6] yaptıkları çalışma ile dikey eksendeki hareketi yer değiştirme verileri ile kısıtlayıp kalan eksenleri kuvvet ve moment verileri uygulamışlardır. Yaptıkları bu çalışma daha çok dikey yönde uygulanan yere göre yer değiştirme verisinin elde edilebilme yöntemi hakkındadır. Kao ve arkadaşları iki kez integre etme adını verdikleri yöntemle elde etmişlerdir. Yere göre fiziksel olarak ölçülebilen ivme verisini iki kez integre ederek ve başlangıç koşul değerlerini iteratif olarak deneyerek yere göre yer değiştirme verilerini elde etmişlerdir. Burada başlangıç koşul değerlerinin sıfır olması gerektiği noktaları kendilerine doğrulama zamanları olarak seçip elde ettikleri yere göre yer değiştirmelerin yol profiline denk olmasını kontrol etmişlerdir.

Ayrıca bu metotu kullanarak Cruz J. M. ve arkadaşları [7] SUV tipte bir araca ait parça seviyesi yükleri hesap edebilmişlerdir. Yazar ve arkadaşları ilgilendikleri aracı yarım süspansiyon modeli olarak Şekil 1.3'deki gibi yere bağlantılı yaklaşım ile modellemişlerdir. Modellerinin içerdiği sıkışabilen tüm elemanlarının kuvvet – sıkışma eğrileri ile modellerine yansıtmışlardır. Bu elemanlara ait sönümleme katsayısını ise genelleştirdikleri bir kurala göre sistemlerine dâhil etmişlerdir. Yaptıkları analizlerinin sonuçlarına göre yaklaşım olarak test verilerine benzer sonuçlar elde etmişlerdir.



Şekil 1.3 Cruz J. M. ve arkadaşlarının geliştiridiği analiz modeli

Kuvvet ve moment verileri uygulanarak gövdeden kilitli yaklaşımı kullanarak Liu L. ve arkadaşları [8] bir otomobil üzerinde yarı analitik yük belirleme yöntemi ile araç bağlantılarına gelen eksenel yükleri hesaplamışlardır. Yazar ve arkadaşları yaptıkları modellemenin doğruluğunu kontrol edebilmek amacıyla süspansiyon drop kolu, süpansiyon yayı ve direksiyon sistemi bağlantı kolu üzerinen fiziksel tek yönlü kuvvet verileri toplamışlardır. Bu toplanmış veriler analiz sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Yapılan karşılaştırma neticesinde oluşturdukları simülasyon modelinin yanal yüklerde yetersiz olduğu, diğer yönlerin ise başarılı sonuç verdiğini görmüşlerdir. Yanal yüklerin iyileştirilmesi için direksiyon açı girdilerininde modelde yer alması gerektiğini paylaşmışlardır.

Bu yaklaşımdan faydalanılarak yapılan bir diğer çalışma Zhang L. [9] ve arkadaşlarına ait çalışmadır. Yazar doğrulama verileri olarak kendilerine teker merkezi dikey ivmeleri, süspansiyon yay yer değiştirmeleri, süspansiyon drop kolu yükleri ile yanal ve uzunlamasına eksen yüklerini seçmişlerdir. Direksiyon açı girdilerinin modelde temsil edilmemesinden dolayı yanal eksende düşük doğruluk, kalan verileride ise yüksek doğruluk yakaladıklarını paylaşmışlardır.

Tebbe J. C. ve arkadaşları [10] kontrolcü gerbeslemeli yaklaşımı kullanarak elde ettikleri sonuçları gelen yük genliklerinin tekrarlanma sayılarına göre karşılaştırmışlardır. Yaptıkları karşılaştırma gövdeden kilitli, tam analitik ve yarı analitik kontrolcü geribeslemeli yöntemlerini kapsamaktadır. Elde ettikleri sonuçlara göre tam analitik yöntem ve kontrolcü temelli yöntemin birbirine benzer sonuçlar verdiği anlaşılmaktadır.

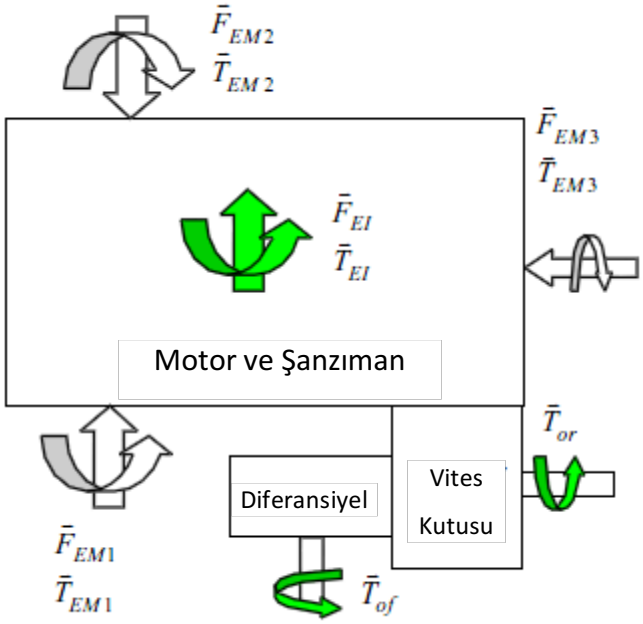
Tam analitik yöntemi kullanarak yapılan bir çalışma More R. [11] ve arkadaşları tarafından gerçekleştirilmiştir. More ve arkadaşları seçtikleri otobüs tasarımını tam analitik olarak çok cisimli sistem dinamiği yazılımında modellemişlerdir. Seçtikleri hava körüğü braketi yükleri ve amörtisör yer değiştirmesi verilerini frekans alanında karşılaştırmışlardır. Frekans alanında aldıkları sonuçların yeterli doğruluğu sağlayabildiğini paylaşmışlardır.

Bu yöntemlerin yanısıra özelleştirilmiş alt-sistemlere ait modellemelere de literatürde rastlanmaktadır. Kumar S. ve arkadaşları [12] yeni tasarlanan bir ağır ticari araç kabininin yüklerini özelleştirilmiş bir metot ile belirlemişleridir. Hesapladıkları bu yükler ile daha sonrasında sonlu elemanlar analizleri yapmışlar ve prototip bir aracı fiziksel olarak test etmişlerdir. Sonuç olarak yaptıkları çalışma ile analitik sonuçların fiziksel sonuçlarla uyumlu olduğunu farketmişleridir.

Yazar ve arkadaşları [12] ağır ticari araç kabin yüklerini belirlemek için MSC.Adams yazılımında sadece kabin süspansiyon ve kabin alt-sisteminden meydana gelen bir model oluşturmuşlardır. Test araçlarından edindikleri kabin üzeri ve şasi üzeri ivme sinyallerini uygun şekilde filtre ederek relatif yer değiştirme sinyalini oluşturmuşlardır. Ayrıca kabin süspansiyon yay elemanından edindikleri yer değiştirme sinyali ile ivme sinyallerinden hesapladıkları sinyalleri birbirleri ile eşleştirebilmişlerdir.

Bir diğer özelleştirilmiş yöntem yaklaşımı motor takozları için Yang X. ve arkadaşları [13] tarafından geliştirilmiştir. Geliştirdikleri metot ile motor takozlarına gelen çok eksenli yükleri hesaplayabilmişlerdir.

Yazar ve arkadaşları çalışmaya sisteme girdi olarak alınması gereken ve çıktı olarak üretilecek yükleri belirleyerek başlamışlardır. Buna göre statik denge denklemleri ile sistem eşitliklerini kurmuşlardır. Daha sonrasında bu denklemleri çözebilmek için çok cisimli sistem dinamiği çözücüsünden faydalanmışlardır. Şekil 1.4'de de görülebilecek serbest cisim diyagramına göre oluşturulan metotun ataletsel yüklere ve diferansiyele aktarılan tork ile vites kutusunda çıkan tork miktarının hesaplanmasına ihtiyaçları vardır. Tork bilgilerini kullandıkları motor ve aktarma organları fiziksel modelinin çevrim oranlarından faydalanarak hesaplamışlardır. Ataletsel yükleri hesaplamak için geri hesaplama yöntemi olarak isimlendirdikleri bir denklemden faydalanmışlardır.



Şekil 1.4 Motor takozu sistemi serbest cisim diyagramı

Yazar ve arkadaşları burada yaptıkları hesaplamaların doğruluğunu genel kabüllerinin sonuçlarına etkisini görebilmek için serbest cisim diyagramında belirttikleri basitleştirilmiş sistemin çok cisimli sistem dinamiği modeli kurmuş ve fiziksel olarak ölçülmüş ivme sinyalleri ile atalet merkezine taşınmış tekrar ölçüm noktalarına dağıtılmış ivme sinyallerini karşılaştırmışlardır. Elde ettikleri sonuçlar aşağıdaki şekillerde verilmiştir.

1.2 Tezin Amacı

Araç dayanım özelliğinin ürün tasarımı ve tasarımların doğrulanması aşamaları fiziksel ve analitik olmak üzere uzun ve maliyetli çalışmalara ihtiyaç duymaktadır. Bu çalışmalardan fiziksel olarak gerçekleştirilen saha testlerinin doğruluğu ve güvenilirliğinin diğer yöntemlere göre daha yüksek olduğu bilinmektedir. Ancak bu testlerin prototip ürün üretimine ihtiyaç duyması, uzun sürelerde tamamlanabilmeleri, maliyetinin yüksekliği analitik çalışmalara olan ihtiyacı arttırmaktadır. Bu nedenlerle ürün geliştirme süreçlerinde tekrarlanabilirliği yüksek, doğruluğu yüksek ve maliyeti düşük, sonuç verme süresi kısa analitik çalışmalara olan ihtiyaç giderek artmaktadır.

Araç dayanım özelliğinin ürün geliştirme süreçlerinde kullandığı analitik yöntemler çok cisimli sistemler dinamiğinden faydalanılarak ilgilenen sisteme etki eden kullanım yüklerinin belirlenmesi ve bu yükler ile parçaların sonlu elemanlar analizlerinin gerçekleştirilmesi olarak bilinmektedir. Bu çalışmalar sırasında sonuçlara direkt etki etmesi ve tasarımların malzeme seçimi, boyutların belirlenmesi ve geometrilerin optimize edilmesi aşamalarına direkt olarak etki etmeleri nedeniyle yüksek doğruluklu hesap edilmiş yol yükleri çok önemlidir.

Yol yüklerinin hesaplanabilmesi için geliştirilmiş çeşitli yöntemler literatürden bilinmektedir. Bu yöntemler ilgilenilen alt-sistemlerin yüklerinin doğruluğu için uygundur, ancak süspanse edilen kütle arttıkça simülasyon doğruluklarında azalmalar olduğu görülmüştür. Bu tez çalışmasında iki süspanse edilen kütleli bir ağır ticari araç kabininin yüklerinin yüksek doğrulukla hesap edilmesi amaçlanmaktadır. Bunun için özelleştirilmiş alt-sistem yük belirleme yaklaşımı uygulanacak ve elastomer malzemelerin dinamik karakteristikleri de modellenerek yeni bir özelleştirilmiş yaklaşım oluşturulacaktır.

1.3 Hipotez

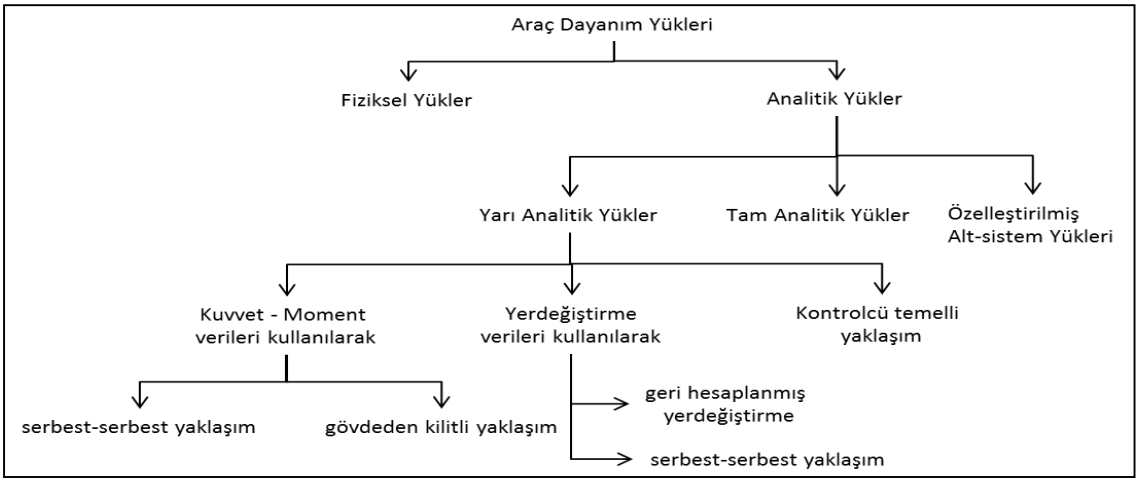
Yapılan literatür araştırmasından ve araç dayanımı geliştirme faaliyetleri kapsamında yapılan tasarımların kullanım ömürlerinin incelendiği yük indirgeme çalışmalarından ihtiyaç olduğu üzere ağır ticari bir aracın sürücü kabini iki kütleli bir sistemden tek serbestliği olan bir sisteme basitleştirilebilir, kabine etki eden hareketler ile sisteme ataletsel yükler olarak girilerek sisteme ait yay ve sönüm elemanları fiziksel ölçümler ve analitik iterasyonlar yardımı ile hesaplanarak model oluşturulabilir. Bu amaçla bu tez kapsamında bir deney aracı seçilerek bu hipotezin doğruluğu araştırılacaktır.

BÖLÜM 2

TAŞIT YÜKLERİNİN BELİRLENMESİ

Bu bölümde, taşıt yüklerinin belirlenmesi için faydalanılabilecek yöntemler modelleme yaklaşımlarına göre sınıflandırılacaktır. Sınıflandırılmış her bir yaklaşım sırası ile açıklanarak bu tezde anlatılan problemin hangi sınıflandırma içerisindeki kalan yaklaşıma göre ele alınacağına karar verilecektir.

Araç dayanım yükleri, Bölüm 1.3'te de paylaşılmış çalışmaların kullandıkları yöntemlere göre Şekil 2.1'de görülebileceği gibi fiziksel ve analitik olmak üzere iki ana gruba ayrılabilirler. Fiziksel yükler ölçüm metotlarından faydalanılarak direkt olarak prototip araçlar üzerinden çeşitli yükölçerlerle elde edilirlerken, analitik yükler ise dinamik hesaplama modelleri ya da genel kabuller yardımı ile elde edilirler. Bu bölümün gelecek başlıklarında fiziksel ve analitik yüklerin elde edildiği yaklaşım metotlara ait detaylar bulunabilir.



Şekil **Hata! Başvuru kaynağı bulunamadı.** Araç dayanım yüklerinin sınıflandırılması

2.1 Fiziksel Ölçüm Yükleri

Fiziksel ölçüm yükleri fiziksel prototipler üzerinde, markette kullanıma hazır olarak bulunabilen yükölçerler yardımı ile veya özel olarak parçalar üzerine tasarlanmış yükölçerler ile gerçekleştirilir.

Markette sıklıkla kullanımına rastlanan hazır yükölçer örneği tekerlek kuvvetleri sensörüdür *("wheel force transducer*", WFT). Şekil 2.1'de görülebilecek bu sensörler yerleştirildikleri tekerlek merkezine ait tüm yönlerdeki kuvvet ve moment bilgilerini genel araç referans sistemine göre hesaplayabilmektedirler. Otomobil geliştirme faaliyetlerinden ağır ticari araç geliştirme faaliyetlerine tüm ebat ve kullanım zorluğuna uygulanabilen çeşitli WFT'ler markette kolaylıkla rastlanabilir.



Şekil 2.1 Tekerlek Kuvvetleri Sensörü (WFT) [2]

2.2 Analitik Olarak Belirlenmiş Yükler

2.2.1 Yarı Analitik Yük Belirleme Yöntemleri

Hibrit yöntem olarak da bilinen bu yük belirleme yönteminde simülasyon araçları bir simülasyon test düzeneğine yerleştirilirler. Böylece tekerlek, test parkuru ve sürücü gibi modellenmesi karmaşık sistemler simülasyon modelinden hariç tutularak basitlik sağlanmış olur. Çok cisimli sistem dinamiği simülasyonları ile modellenen tüm araç sistemleri ve onun parçalarına ait yükler tahmin edilir.

Yarı analitik yük belirleme yöntemi, modelleme tekniğinde kullandığı farklılıklar ve sistemin tahrik edildiği veri tiplerine göre kendi içerisinde beş ana yaklaşıma sahiptir.

Aşağıda bu yaklaşımlar açıklanmıştır.

i. Yer değiştirme verileri uygulanarak serbest – serbest yaklaşımı

Bu yaklaşım fiziksel araç üzerinden edinilmiş yer değiştirme verilerinin modele sınır koşul uygulanması prensibine dayanır. Metodun yaklaşımı nedeni ile hareketin uygulandığı noktaya ait hareketin doğruluğu garanti edilirken bağıl hareketin doğruluğu hakkında yorum yapılamaz. Fiziksel araç ile analitik aracın arasındaki doğruluk farklılıkları buradaki hata payını oluşturacaktır. Bir diğer dezavantaj ise modelin ancak bir eksende serbest bırakılabilip kalan beş yönünün kısıtlanmasından dolayı gerçek koşullara göre hareketlerin tamamen yansıtılamamış olmasıdır.

ii. Geri hesaplanmış yer değiştirme verileri uygulanarak yapılan yaklaşım

Bu yaklaşımda sistem direkt olarak yer değiştirme verileri ile beslenir. Burada WFT sensörünün verileri, uygulanacak yer değiştirme verilerinin hesaplanmasında kullanılır. Bu yaklaşım ilk olarak gürültü tahriki kullanarak sistem tanımlama aşamasında gerekli transfer fonksiyonlarını hesap eder. İterasyon aşamasında ise gerekli yer değiştirmeleri deneme – yanılma yöntemi ile elde eder. Bu yöntem sanal iterasyon yöntemi olarak da bilinmektedir. Bu yöntemin bir avantajı olarak sistem fiziksel araçtan edinilmiş kuvvet verilerinin araca aktardığı enerji kadar tahrik edilmiş olur, böylece yer değiştirme verilerinin sağlanabilmesi amacıyla gerekenden daha fazla enerjinin sisteme yönlendirilmesi engellenmiş olacaktır.

iii. Kuvvet ve moment verileri uygulanarak serbest – serbest yaklaşım

Bu yaklaşım ise fiziksel araç üzerinden edinilmiş tüm yönlerdeki kuvvet ve moment verilerinin direkt olarak uygulanması yöntemini benimsemektedir. İlgili modelin sadece kuvvet elemanları ile beslenmesi genellikle modelde gerçekte bulunmayan bir kayma

ve devrilme problemini oluşturur. Bu problem ise genellikle aşağıdaki nedenlerden dolayı oluşmaktadır;

- Fiziksel ve analitik araç modelleri arasındaki uyumsuzluk
- Ölçüm gürültüleri ve hataları sebebiyle sisteme verilen fazladan enerjinin dengesizlik problemi meydana getirmesi
- Sistemin hareketini temsil edecek yeteri kadar model girdisinin modele yansıtılmaması
- Kullanılan çok cisimli sistemler dinamiği çözücüsünün integrasyon hataları

Tüm bu problemleri azaltmak amacıyla sistemler bir eksende hareket ile tahrik edilerek diğer yönlerde direkt olarak kuvvet ve moment verilerinin uygulanması istenebilir. Kayma veya yuvarlanma hataları böylece ortadan kaldırılmış olacaktır.

iv. Kuvvet ve moment verileri uygulanarak gövdeden kilitli yaklaşım

Modelde rastlanabilecek veya modelleme tekniği nedeniyle oluşabilecek kararlı olmayan durumları ortadan kaldırmak amacıyla kullanılan bir yöntemdir. Bu yöntemde simüle edilmek istenen yapının gövdesi sanal bir burç elemanı ile yere kısıtlanır. Böylece dengesizlik ve kararsızlık durumları giderilmektedir. Bu yöntemin getirdiği dezavantaj ise gövdenin ataletsel kuvvetlerinin ortadan kaldırılması olmaktadır. Yapının uzaydaki serbest hareketi kısıtlandığından ataletsel kuvvetinin yapıya etkisi azalacaktır.

v. Kontrolcü temelli yaklaşımlar

Diğer yaklaşımların sahip olduğu kararsızlıklar, karalılık sağlanması adına modelin sanal burç elemanları ile kısıtlanması, ataletsel etkilerin yeterince simüle edilememesi gibi dezavantajları ortadan kaldırmak amacıyla geliştirilmiş bir yaklaşımdır. Bu yaklaşımda model kararlılığını sağlayabilmek ve arzu edilen hareket rotasının başarılabilmesini sağlamak amacıyla model her yönde uygulanan kuvvet ve momentlerin yanı sıra geribesleme kontrolcüleri ile desteklenmektedir.

Tasarlanan kontrolcülerin fiziksel yüklerin yanısıra modele uygulanmasından dolayı kontrolcü sisteme ekleyeceği kuvvetin mertebesinin düşük ve istenen rotanın başarı ile tamamlanması arzu edilmektedir. Burada kontrolcü kuvvetinin mertebesel büyüklüğü analitik araç ile fiziksel aracın arasındaki farkı yansıtacaktır.

2.2.2. Tam Analitik Yük Belirleme Yöntemleri

Tam analitik yöntem; fiziksel teker merkezi girdisine ihtiyaç duymayan, sanal test yollarının dijitalleştirildiği, esnek tekerlek modellerinin kullanıldığı ve sürücü modellerinin gerekli olduğu çok cisimli sistem dinamiği simülasyonu yaklaşımıdır. Belirlenen kriterlere göre doğrulanmış modeller ile yapılacak ileri parça ve alt-sistem seviyesi geliştirmelerin tamamlanma sürelerinde iyileştirilme sağlayan bir yöntemdir. Aracın tekerleğinin ve test parkurunun da modellenmesi sebebi ile model kararsızlıkları, dengesizlik problemleri ortadan kalkar. Direksiyon açısı, ağır ticari araçlardaki 5. tekerlek elemanı gibi harici yük girdi noktalarının modelde yansıtılması gerekliliğini ortadan kaldırır.

2.2.3. Genelleştirilmiş Yükleme Senaryoları ile Yük Belirleme Yöntemleri

Geliştirme safhalarının başlangıcında kullanılan basit ve yararlı bir metottur. Aracın aks ağırlıkları, süspansiyon geometrisi gibi temel bilgileri ile standart çok cisimli sistem dinamiği yazılımlarının standart yükleme senaryolarını kullanarak yapılmaktadır. Dikey eksen, uzunlamasına eksen ve yanal eksenden belirlenen viraj alma, frenleme, hızlanma, burulma, tümsek geçme gibi senaryolar simüle edilir. Araç modeli gövdeden yere kısıtlanır ve yerçekimi uygulanmaz. Genellikle bu metodun kullanım amacı süspansiyon parçalarına gelen yüklerin temel tasarım aşamasında kullanılmasıdır.

2.2.4. Özelleştirilmiş Alt-Sistem Yük Belirleme Yöntemleri

Tam analitik yaklaşım ve yarı analitik yaklaşımların doğruluk olarak yetersiz kaldığı alt-sistemlerin yüksek doğrulukla simüle edilebilmesi amacıyla geliştirilmiş yaklaşımlardır.

- Elastomer malzemelerin modellenmesindeki zorluklar,

- Geometrik olarak hesaplanması zor büyük kütlelerin atalet merkezlerinin ve ataletlerinin yeterince doğru ölçülememesi,

- Yapıların yapısal esneklik ve sönümle modellerindeki karmaşıklık

- Modellenen yapılardaki istenerek eklenmiş kilit ve benzeri elemanlar veya fiziksel prototiplerde istenmeden ortaya çıkan boşluklu bağlantıların modellenememesi

- Yapısal parçaların üzerinden kuvvet ölçümü yapılamaması, bu nedenle model doğrulamanın tam araç seviyesi yapılamaması

gibi hataların birikerek özellikle araştırılan bir alt-sistemin doğruluğunda istenilen sonuçların alınamaması özel metotların geliştirilmesine neden olur. Motor ve aktarma organlarına gelen yükler, ağır ticari araç kabin kütleleri bu durumlara örnek olarak gösterilebilir. Bu tip özelleştirilmiş modellerde sistemdeki cisim sayısı ve bağlantı noktası indirgenir, sistemin ilgilenilen frekans bölgesinde katı cisim olarak çalıştığı varsayılarak yük giriş noktalarında indirgeme yapılabilir.

2.3 Bölüm Sonucu

Ağır ticari araç kabin yüklerinin berlirlenebilmesinde yüksek doğrulukların elde edilebilmesi, probleme ilişkin modelleme karmaşıklığı yaratacak, ölçümü mümkün olamayacak parametrelerin etkilerini en aza indirgeyebilmek istenmektedir. Bu nedenlerle Kumar [12] ve Yang'a [13] ait çalışmalarda olduğu gibi özelleştirilmiş analitik yük belirleme yaklaşımından faydalanılacaktır. Tüm araç sistemi sürücü kabini alt-sistemi özelinde tek kütleli olarak kabul edilerek genel sistemin belirsizlikleri basitleştirilecektir.

BÖLÜM 3

KABİN SİSTEMİNİN MODELLENMESİ

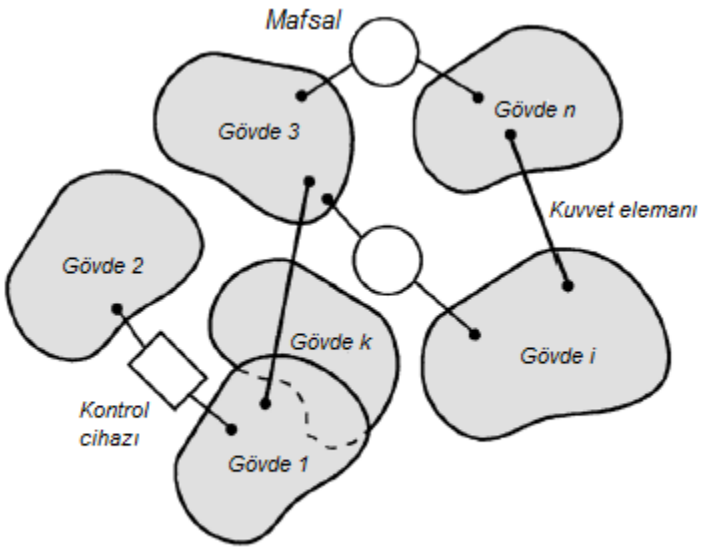
Bu bölümde ilk olarak, nümerik yöntemler kullanarak modellenmiş sistemlere ait hareket ve sınır koşul yöntemlerini çözebilen çok cisimli sistemler dinamiği çözücülerinin mevcut problemin (tek kütleli bir sistem olarak kabul edilen ağır ticari araç kabin sistemi) çözümünde elde edeceği ilgili denklerin çıkarılması sağlanacaktır. Bu amaçla ilk olarak çok cisimli sistemler dinamiği tekniğinin tanımı ve gelişimi paylaşılacaktır. Ardından Euler-Lagrange denklemleri yardımı ile hareket denklemleri elde edilecek ve sınır koşullar tanımlanacaktır.

Bu bölümün ikinci kısmında ise günümüz taşıtlarının mafsallarında kulanılan elastomerik malzemeden imal edilmiş burç elemanlarının hareket denklemlerinin içerdiği yaylanma, sönümleme gibi parametrelere etki genliği, frekansı ve ön yükleme gibi değişkenlere karşı gösterdiği cevaplar incelenecektir. Karşılaşılan cevapları yansıtabilecek literatürde yer alan burç modelleri açıklanarak yeni bir model önerilecektir.

Bölümün son kısmında ise hareket denklemlerini oluşturan parametrelerin tespitinde fiziksel ölçümler aracılığıyla yön gösterici olan taşıt titreşimi denklemlerinden ve frekans cevap fonksiyonlarından yararlanılacaktır.

3.1 Çok Cisimli Sistemler Dinamiği Tekniği ile Sistemlerin Modellenmesi

Birbirine bağlı rijit veya deforme olabilen komponentler içeren, büyük ilerleme ve öteleme hareketlerine maruz kalan sistemlere çok cisimli sistemler adı verilir. Taşıtlar, uzay araçları, robotik uygulamalar, mekanizmlar çok cisimli sistemlere örnek gösterilebilirler. Şekil 3.1'den de görülebileceği gibi çok cisimli sistemler; gövdeler, komponentler ve alt-sistemlerden meydana gelmektedir. Alt-sistemlerin hareketleri, hareketlerin gerçekleştiği mafsallar nedeniyle kinematik olarak kısıtlanmıştır.



Şekil 3.1 Örnek çok cisimli sisteme ait mafsal - gövde şeması [15]

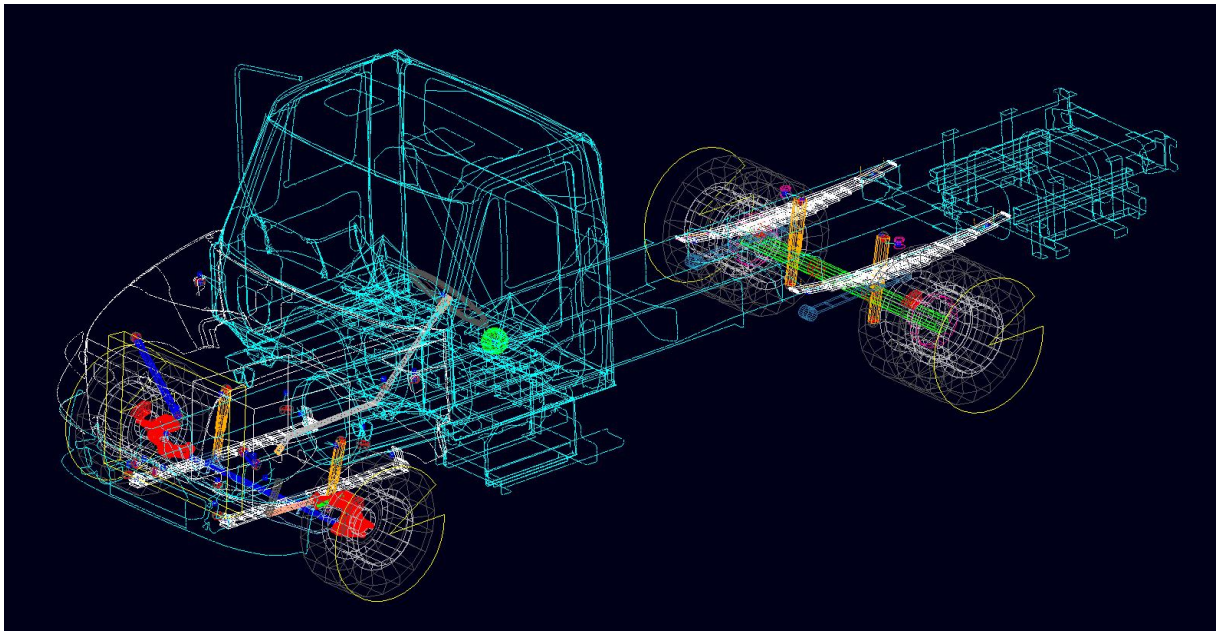
Çok cisimli sistemler dinamiği, bir önceki paragrafta tanımlanmış birçok cisimli sisteme uygulanan bir haraket etkisi altında sisteme ait kinematik kısıtlarında etkisiyle sistemi oluşturan gövdelerin hareketlerini ve mafsallarında oluşan yükleri ve momentleri inceleyen dinamik biliminin bir alanıdır.

Çok cisimli sistemler dinamiği konusu endüstride geniş uygulama alanı bulmaktadır. Otomotiv, uzay, havacılık, savunma gibi sektörlerdeki ürün geliştirme faaliyetlerinde sıkça faydalanılmaktadır. MSC.ADAMS, SIMPACK, LMS Virtual.Lab Motion gibi ticari yazılımlar bu sektördeki uygulamları gerçekleştirme modelleme ve çok cisimli sistem

dinamiği çözücüleri olarak sıklıkla kullanılmaktadır. Çok cisimli sistemler dinamiği çözücülerinin kullanıldığı alanlar ve uygulama örnekleri Çizelge 3.1'de verilmiştir. Şekil 3.2'de ise MSC.ADAMS yazılımı ile modellenmiş örnek bir ticari araç modeli yer almaktadır.

Çizelge 3.1 Çok cisimli sistemler dinamiği uygulamalarına ait sektörler ve uygulama örnekleri

Uzay ve Havacılık	Uzay aracı motorları, uzay taşıtları, iniş takımları, helikopter iskeletleri, ağır silah sistemleri, uçuş simülatörleri
Otomotiv	Süspansiyon sistemleri, güç aktarım organları, fren sistemleri, direksiyon sistemleri, motor ve şanzıman aksamları, şasi yapıları
Üretim	Robotik manipulatörler, konveyor bantlar, paketleme ekipmanları, dişliler
İş makineleri	Ekskavatörler, ziraai ekipmanlar, hidrolik kontrol sistemleri
Medikal	Ortopedik uygulamalar, insani hareket kabiliyeti, biodinamik, ergonomik analizler, robotik uzuvlar
Enerji	Rüzgâr türbinleri, güneş panelleri



Şekil 3.2 Bir çok cisimli sistem örneği (MSC.ADAMS yazılımda modellenmiştir)

3.1.1 Çok Cisimli Sistemler Dinamiğinin Gelişimi

Dinamik bilimi üzerine ilk büyük keşif Isaac Newton tarafından hareket durumlarının ve kanunlarının tanımlandığı Principia Mathematica eserinde olmuştur. Newton böylelikle günümüze kadar gelen tüm dinamik problemlerini genelleştirebilen ve formülize eden hareket kanunlarını tanımlamıştır. Ondan bir asır sonra Lagrange kısıtlanmış çok cisimli sistemlerin dinamiğini ile ilgilenmiş ve onları formülize etmeyi başarmıştır. Lagrange bu çalışmalarına Mecanique Analytique adlı eserinde yer vermiştir. Lagrange'a ait bu çalışma ile karmaşık ve günümüze ait mekanizmaların çok cisimli sistemler dinamiği analizlerinin yapılabilmesine olanak tanınmıştır. Lagrange'a ait bu formulasyon methodu güvenilir ve genelleştirilebilir olması nedeniyle Lagrangesal dinamik olarak tanınmış ve Coulomb sürtünmesi, Euler kiriş esnekliği, Hertz kontakt esnekliği gibi pratik uygulamalara ait modelleme tekniklerinin dahil edilebilmesi ile modern makinelerin ve mekanizmaların da karmaşık analizlerinin yapılabilmesine olanak tanınmıştır.

İlerleyen dönemlerde artan hesaplama gücü sayesinde, pratik çok cisimli sistemler dinamiği problemleri çözülebilir hale gelmiştir. Lagrange'a ait çalışmanın 200 yıl sonrasında geliştirilen Denavit-Hertenberg matris manipülasyon tekniği ve nümerik integrasyon alanında Gear, Petzold, Ascher ve Petzold'a ait çalışmalar ile geliştirilen "stiff" sistemler teorileri ile ilk olarak çok silindirli otomobil motorlarının ve tam araç sürüş ve yol tutuşu analizlerinin kolaylıkla çözülebilmesi mümkün olmuştur.

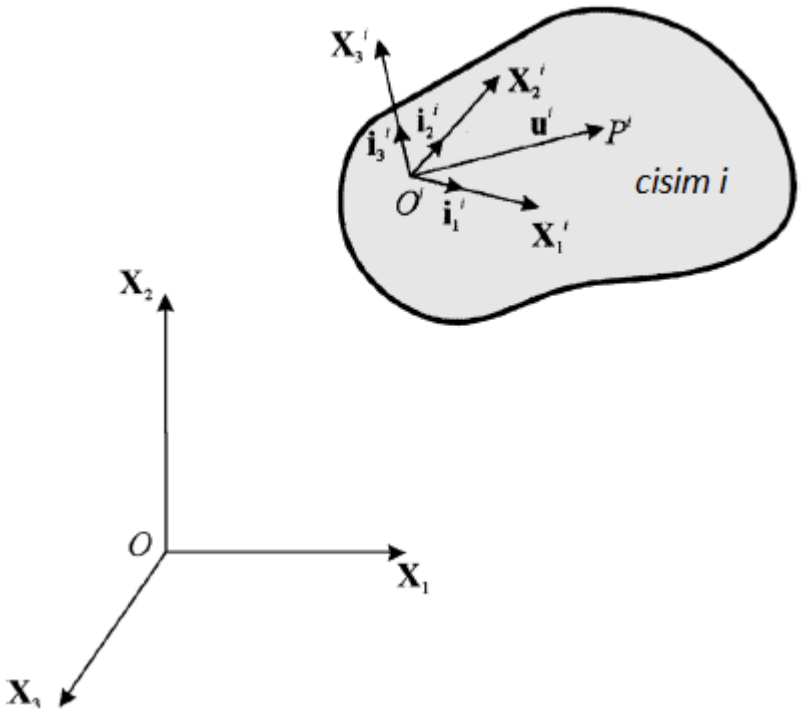
1977 yılında Orlandea ve arkadaşları [26], hareketi kısıtlanmış sistemlerin Lagrangesal dinamik kanunlarını kullanarak çok cisimli dinamik sistemlerin ilk uygulamaya yönelik çözümü gerçekleştiren çözüm yöntemini sunmuşlardır. Yaptıkları çalışmalar son olarak ADAMS olarak kısaltılan "automatic dynamic analysis of mechanical systems" bilgisayar yazılımında derlenmiştir. ADAMS yazılımı sonrasında endüstride yaygın ve her geçen gün kullanımı artan bir yazılım olarak birçok geliştirme projesinin içeriğinde yer almıştır. [14]

3.1.2 Bir Serbestlikli Bir Sistemin Çok Cisimli Sistemler Dinamiği Denklemleri

Bu bölümde tek kütleli basitleştirilmiş bir sistem olarak kabul edilen ağır ticari araç kabin sistemine ait çok cisimli sistem dinamiği denklemleri elde edilecektir.

3.1.2.1 Genelleştirilmiş Koordinat Düzlemleri, Gövdelerin Yer Değiştirme ve Hız Bilgileri

Çok cisimli sistemlerde hesap edilecek yer değiştirme, hız, ivme, kuvvet gibi bilgilerin seçilen bir referansa göre hesap edilmesi önemlidir. Bu kısımda, global referans olarak isimlendirilen genel bir koordinat takımına göre cisim koordinat takımının nasıl dönüştürüleceği ve yer değiştirme dönüşüm matrisi ile hız dönüşüm matrisinin eldesi anlatılacaktır. Şekil 3.3, problemimizi görselleştiren ve genel koordinat takımı ile cisim koordinat takımını göstermektedir.



Şekil 3.3 Gövde Koordinat Sistemi

i ile gösterilen bir gövde için R^i ve Θ^i sırasıyla, gövde referansının ilerleme yönündeki koordinat takımını ve bu referansın ataletsel eksen takımına göre dönme yönündeki

koordinat takımını göstermektedir. Buna göre i gövdesi üzerindeki bir P^i noktasının genelleştirilmiş koordinat takımındaki gösterimi şu şekilde olmaktadır:

$$r^i = R^i + A^i \bar{u}^i \tag{3.1}$$

Burada R^i, i gövde referansının atalet merkezine göre olan lokasyonunu, A^i, i gövdesinin gövde koordinatlarını ataletsel düzleme dönüştüren dönüşüm matrisini, $\bar{u}^i$ ise P^i noktasının gövde referans eksenine göre konumunu göstermektedir.

Düzlemsel koordinat analizlerine göre R^i ve $\bar{u}^i$ vektörleri aşağıdaki gibi olmaktadır:

$$R^i = [\, R_1^i \quad R_2^i \quad 0 \,]^T \tag{3.2}$$

$$\bar{u}^i = [\, \bar{u}_1^i \quad \bar{u}_2^i \quad 0 \,]^T = [\, x_1^i \quad x_2^i \quad 0 \,]^T \tag{3.3}$$

Bu durumda örnek olarak i gövdesinin X_3 ekseni etrafında θ^i kadar dönmesi durumunda dönüşüm matrisi A^i şe şekilde olmaktadır:

$$A^i = \begin{bmatrix} cos\theta^i & -sin\theta^i & 0 \\ sin\theta^i & cos\theta^i & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{3.4}$$

3 boyutlu koordinat analizlerinde ise R^i ve $\bar{u}^i$ vektörleri aşağıdaki gibi olmaktadır:

$$R^i = [\, R_1^i \quad R_2^i \quad R_3^i \,]^T \tag{3.5}$$

$$\bar{u}^i = [\, \bar{u}_1^i \quad \bar{u}_2^i \quad \bar{u}_3^i \,]^T = [\, x_1^i \quad x_2^i \quad x_3^i \,]^T \tag{3.6}$$

Bu durumda dönüşüm matrisi A^i 'nin formüle edilebileceği 3 alternatif gösterim şekli bulunmaktadır. Bunlar, Euler parametreleri, Euler açıları ve Rodriguez parametreleridir.

Örnek olarak Euler açıları ϕ, θ, ψ ile sırasıyla X_1, X_2, X_3 eksenlerindeki gösterim şu şekilde olmaktadır:

$$A^i = \begin{bmatrix} cos\psi\cos\phi - \cos\theta\sin\phi\sin\psi & -sin\psi\cos\phi - \cos\theta\sin\phi\cos\psi & \sin\theta\sin\phi \\ cos\psi\sin\phi + \cos\theta\cos\phi\sin\psi & -sin\psi\sin\phi + \cos\theta\cos\phi\cos\psi & -\sin\theta\sin\phi \\ \sin\theta\sin\phi & \sin\theta\sin\psi & \cos\theta \end{bmatrix} \tag{3.7}$$

Hız vektörü ise aşağıdaki gibi türevi alınarak elde edilmektedir:

$$\dot{r}^i = \dot{R}^i + \dot{A}^i \bar{u}^i \tag{3.8}$$

Burada $\dot{A}^i \bar{u}^i$ aşağıdaki gibi tekrar düzenlenebilir:

$$\dot{A}^i \bar{u}^i = A^i(\bar{w}^i \; x \; \bar{u}^i) \tag{3.9}$$

Bu denklemde $\bar{w}^i$ açısal hız vektörüdür ve i gövde koordinat sistemine göre gösterilmektedir.

$$\bar{w}^i \; x \; \bar{u}^i = \widetilde{\bar{w}}^i \widetilde{\bar{u}}^i = -\widetilde{\bar{u}}^i \widetilde{\bar{w}}^i \tag{3.10}$$

Bu denklemde tilda işareti matrislerin “skew” ters simetrik olduğunu göstermektedir.

$$\dot{r}^i = \dot{R}^i + \dot{A}^i \bar{u}^i \tag{3.11}$$

denklemi yeniden düzenlenirse:

$$\dot{r}^i = \dot{R}^i - A^i \widetilde{\bar{u}}^i \widetilde{\bar{w}}^i \tag{3.12}$$

$\bar{w}^i$ açısal hız vektörü gövde referansının dönme koordinatlarına göre tekrar düzenlenirse:

$$\bar{w}^i = \bar{G}^i \dot{\theta}^i \tag{3.13}$$

Bu denklemde $\bar{G}^i$ matrisi seçilen dönme koordinatına göre değişmektedir. Ayrıca matrisin boyutu 2 ya da 3 boyutlu analizlerde farklılık göstermektedir. Örnek olarak Euler açıları ile yapılan gösterimde $\bar{G}^i$ matrisi şu şekilde ifade edilmektedir:

$$\bar{G}^i = \begin{bmatrix} sin\theta^i sin\psi^i & cos\psi^i & 0 \\ sin\theta^i cos\psi^i & -sin\psi^i & 0 \\ cos\theta^i & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{3.14}$$

3.1.2.2 Rijit gövdelerin Kinetik Enerji İfadeleri

Bir önceki kısımda hareket denklemlerini ve dinamik eşitlikleri ortak bir referansa göre yazabilmek adına cisimlerin genelleştirilmiş koordinatlarının nasıl yazılacağı anlatılmıştır. Bu kısımda ise bu ifadelerden yola çıkarak sistemlerin enerji eşitlikleri ve Euler – Lagrange ifadesi anlatılacaktır. Ayrıca bu kısımda teze konu edilen probleme ait Euler – Lagrange ifadesi de çıkarılacaktır.

$$\dot{r}^i = \dot{R}^i - A^i \widetilde{\bar{u}}^i \bar{G}^i \dot{\theta}^i \tag{3.15}$$

$$\dot{r}^i = \begin{bmatrix} I & -A^i \widetilde{\bar{u}}^i \bar{G}^i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{R}^i \\ \dot{\theta}^i \end{bmatrix} \tag{3.16}$$

i rijit gövdesinin kinetik enerjisi:

$$T^i = \frac{1}{2} \int \rho^i \, \dot{r}^{i^T} \dot{r}^i dV^i \tag{3.17}$$

İle gösterilir ve bu denklemde ρ^i kütlenin yoğunluğunu V^i ise hacmini göstermektedir. Bunlara göre kinetik enerji ifadesi yeniden düzenlenirse:

$$T^i = \frac{1}{2} \int \rho^i \begin{bmatrix} \dot{R}^{i^T} & \dot{\theta}^{i^T} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I \\ -A^i \widetilde{\bar{u}}^i \bar{G}^i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I & -A^i \widetilde{\bar{u}}^i \bar{G}^i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{R}^i \\ \dot{\theta}^i \end{bmatrix} dV^i \tag{3.18}$$

Gerekli matris çarpımları ve dönüşüm matrisinin ortogonallik özelliğinin uygulanması ile kinetik enerji denklemi aşağıdaki gibi elde edilir:

$$T^i = \frac{1}{2} \dot{q}_r^{i^T} M^i \dot{q}_r^i \tag{3.19}$$

Bu denklemde $q_r^i = \begin{bmatrix} R^{i^T} & \theta^{i^T} \end{bmatrix}^T$ i gövdesine ait genelleştirilmiş koordinat vektörüdür. Kütle matrisi M^i ise şu şekilde ifade edilir:

$$M^i = \begin{bmatrix} m_{RR}^i & m_{R\theta}^i \\ symmetric & m_{\theta\theta}^i \end{bmatrix} \tag{3.20}$$

$$m_{RR}^i = \int \rho^i \, I dV^i = m^i I_{3x3} \tag{3.21}$$

$$m_{R\theta}^{i} = -\int \rho^{i} A^{i} \tilde{\bar{u}}^{i} \bar{G}^{i} dV^{i} = -A^{i} \tilde{\bar{U}}^{i} \bar{G}^{i} \tag{3.22}$$

$$m_{\theta\theta}^{i} = \int \rho^{i} \bar{G}^{i^{T}} \tilde{\bar{u}}^{i^{T}} \tilde{\bar{u}}^{i} \bar{G}^{i} dV^{i} = \bar{G}^{i^{T}} \bar{I}_{\theta\theta}^{i} \bar{G}^{i} \tag{3.23}$$

m_{RR}^{i} ifadesi gövdenin ilerleme yönündeki kütlesi, $m_{R\theta}^{i}$ ifadesi ilerleme ve dönme referansları arasındaki kütle ("inertia coupling") ve son olarak $m_{\theta\theta}^{i}$ ifadesi ise gövdenin dönme yönündeki kütlesidir. $\bar{I}_{\theta\theta}^{i}$ ifadesi atalet tensorü olarak tanınır.

$$\bar{I}_{\theta\theta}^{i} = \int \rho^{i} \tilde{\bar{u}}^{i^{T}} \tilde{\bar{u}}^{i} dV^{i} \tag{3.24}$$

Bu durumda i rijit gövdesi için kinetik enerji gövdenin genelleştirilmiş koordinatlarının parçalanması ile tekrar yazılırsa:

$$T^{i} = T_{RR}^{i} + T_{R\theta}^{i} + T_{\theta\theta}^{i} \tag{3.25}$$

$$T^{i} = \frac{1}{2} \dot{R}^{i^{T}} m_{RR}^{i} \dot{R}^{i} + \frac{1}{2} \dot{R}^{i^{T}} m_{R\theta}^{i} \dot{\theta}^{i} + \frac{1}{2} \dot{\theta}^{i^{T}} m_{\theta\theta}^{i} \dot{\theta}^{i} \tag{3.26}$$

Gövde referansının merkezi ile gövdenin kütle merkezi aynı noktada konumlandırılmış ise $T_{R\theta}^{i}$ kinetik enerjisinin sıfır olacağı bilinmelidir. Ayrıca $T_{\theta\theta}^{i}$ ifadesi atalet tensorü ile aşağıdaki gibi de ifade edilebilir:

$$T_{\theta\theta}^{i} = \frac{1}{2} \dot{\bar{w}}^{i^{T}} \bar{I}_{\theta\theta}^{i} \dot{\bar{w}}^{i} \tag{3.27}$$

Buna göre ayrı ayrı elde edilmiş kinetik enerji ifadeleri bir araya getirilir ve gövde referansının merkezi ile gövdenin kütle merkezinin aynı noktada olduğu kabul edilirse kinetik enerjisi ifadesi:

$$T^{i} = \frac{1}{2} \dot{R}^{i^{T}} m_{RR}^{i} \dot{R}^{i} + \frac{1}{2} \dot{\bar{w}}^{i^{T}} \bar{I}_{\theta\theta}^{i} \dot{\bar{w}}^{i} \tag{3.28}$$

olarak elde edilir.

3.1.2.3 Çok Cisimli Sistemlerin Hareket ve Kısıt Koşul Denklemleri

Birçok cisimli sistem elemanı olan i rijit gövdesine ait hareket denklemleri Lagrange eşitliği kullanılarak şu şekilde gösterilmektedir:

$$\frac{d}{dt}\left[\left(\frac{\partial T^i}{\partial \dot{q}}\right)^T\right] - \left(\frac{\partial T^i}{\partial q}\right)^T + C_{q_r^i}^T \lambda = Q_e^i + Q_v^i \tag{3.28}$$

Bu denklemde M^i kütle matrisi, $C_{q_r^i}^T$ kısıt matrisi, λ Lagrange çarpanlarını içeren matris, Q_e^i harici olarak uygulanan kuvvetler matrisi, son olarak Q_v^i karesel hız vektörüdür. Kütle matrisi şu şekilde ifade edilir:

$$M^i = \begin{bmatrix} m_{RR}^i & 0 \\ 0 & m_{\theta\theta}^i \end{bmatrix} \tag{3.29}$$

$C_{q_r^i}^T$ kısıt matrisi ise herhangi bir başlangıç kısıtı olmadığı durumlar için:

$$C_{q_r^i}^T(q,t) = 0 \tag{3.30}$$

olacaktır. Karesel hız ifadesi:

$$Q_v^i = -\dot{M}^i \dot{q}_r^i + \left(\frac{\partial T^i}{\partial q_r^i}\right)^T = \left[\left(Q_R^i\right)_v^T \quad \left(Q_\theta^i\right)_v^T\right]^T = \left[0 \quad -2\overline{w}^{iT} \bar{I}_{\theta\theta}^i \dot{\bar{G}}^i\right]^T \tag{3.31}$$

Şeklinde gösterilir. (3.28) diferansiyel denklemi ve (3.30)'deki kinematik kısıt denklemleri, çeşitli mafsallar ile kısıtlanmış çok cisimli sistemin diferansiyel eşitliklerini ve cebirsel eşitliklerini oluşturmaktadır. Son olarak Jacobian kısıt matrisinin iki defa türevi alınarak elde edilmiş Q_c^i ifadesi şu şekilde olur:

$$Q_c^i = C_q \ddot{q} \tag{3.32}$$

Bu diferansiyel denklemler aşağıdaki yapıda organize edilirse:

$$\begin{bmatrix} M & C_{q_r^i}^T \\ C_{q_r^i} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_e^i + Q_v^i \\ Q_c^i \end{bmatrix} \tag{3.33}$$

olarak matrissel ifade haline getirilirler. Buradaki parametreleri yeniden düzenlersek:

$$\begin{bmatrix} m_{RR}^i & 0 \\ 0 & \bar{I}_{\theta\theta}^i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{R}^i \\ \bar{\alpha}^i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{Q}_R^i \\ \bar{F}_\theta^i - \bar{w}^i \, x \, (\bar{I}_{\theta\theta}^i \bar{w}^i) \end{bmatrix} \tag{3.34}$$

olur. Bu denklemlerde $\bar{\alpha}^i$ rijit gövdenin açısal ivmesini gösterir. $\bar{F}_\theta^i$ ifadesi gövdeye etki eden momentlerin toplamını gösteren bir vektördür ve:

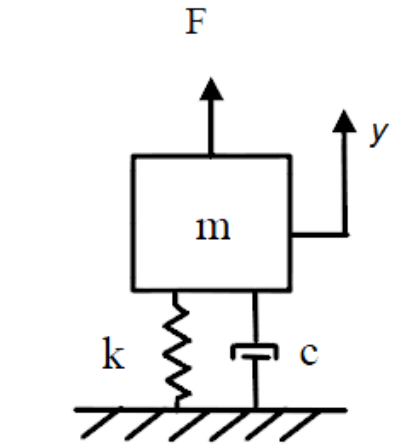
$$\bar{F}_\theta^i = \frac{1}{4} \bar{G}^i \bar{Q}_\theta^i \tag{3.35}$$

ile ifade edilir. [15]

Bu tez içerisinde tanıtılan, Şekil 3.4'de görülebilecek, tek kütleli olarak çözülecek ağır ticari araç kabin sistemine ait çok cisimli sistem dinamiği hareket ve kısıt denklemeleri ise genelleştirilmiş (3.34) denklemi ve onun elde ediliş yönteminden faydalanılarak aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\begin{bmatrix} m_{RR}^i & 0 & 0 \\ 0 & m_{RR}^i & 0 \\ 0 & 0 & \bar{I}_{\theta\theta}^i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{\theta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ m_{RR}^i \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \lambda_1 (c_x^i \dot{x} + k_x^i x) \\ \lambda_2 (c_y^i \dot{y} + k_y^i y) \\ \lambda_3 (c_\theta^i \dot{\theta} + k_\theta^i \theta) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{F}_x^i \\ \bar{F}_y^i \\ \bar{F}_\theta^i \end{bmatrix} \tag{3.36}$$

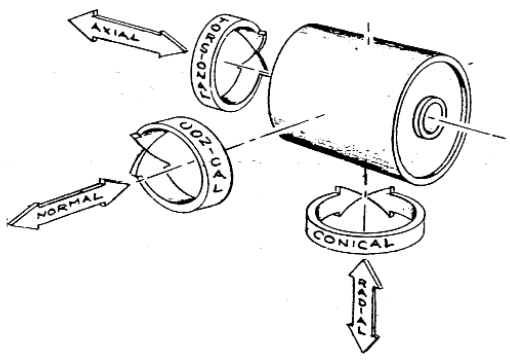
Fiziki sistemin üç ilerleme serbestliği, üç dönme serbestliği düşünüldüğünde altı yönde hareket denklemi elde edilecektir. Sistem mafsal ya da eyleyici ile kısıtlanmadığından kısıt denklemi yazılamaz. Bu tez boyunca ortaya konan ağır ticari araç kabin modellenmesi sonucu ortaya çıkan dinamik eşitlikler bir çok cisimli sistemler dinamiği çözücüsü olan MSC.Adams ile çözdürülmüştür.



Şekil 3.4 Sistem diyagramı

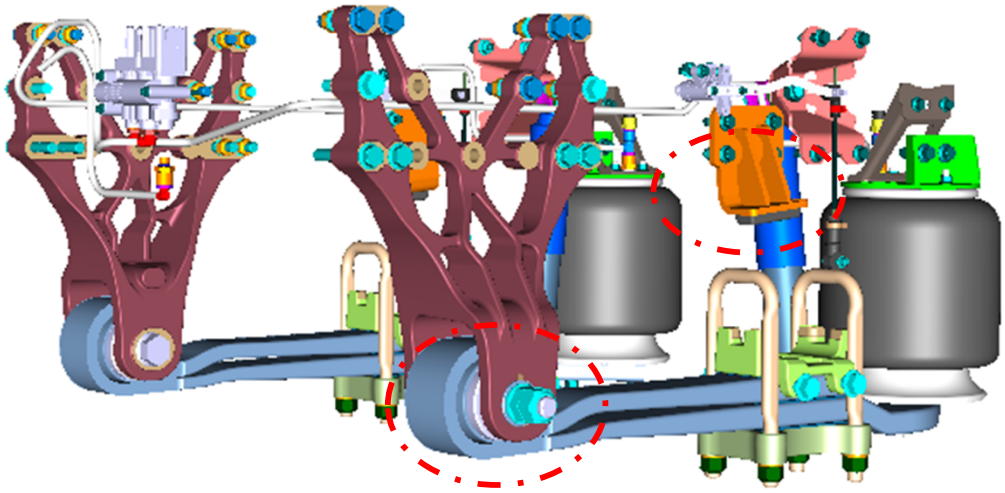
3.2 Elastomer Bağlantı Elemanları

Elastomerler araçların yapısal parçaları arasında titreşimleri izole etmek, aracın sürüş dinamiklerini iyileştirmek ve tekerleklerin yola temas noktasından aracın süspansiyon sistemlerine ve gövdesine akan yol yükünü süspanse etmek amacıyla kullanılan bağlantı elemanlarıdır. Otomotivde süspansiyon elemanlarının bağlantılarında, burçlarda, Şekil 3.5'deki gibi sıklıkla kullanılmaktadırlar. Araç süspansiyon sistemlerinin doğru modellenmesinde elastomerik burçlarının doğru modellenebilmesinin etkisi büyüktür. Doğru modellenebilmiş süspansiyon sistemleri yorulma hasar analizi sonuçlarına olan güveni arttıracaktır. Bir araç süspansiyon sistemindeki burçların dağılımı Şekil 3.5'da görülebilir.



Şekil 3.5 Elastomer bağlantı elemanı

Mevcut çok cisimli sistemlerin dinamiği kodlarında burçlar Kelvin - Voigt modeli ile modellenebilmektedir. Kelvin - Voigt modelleri yay elemanı ve ona paralel viskos damper elemanından oluşmaktadır. Elastomer burçalara ait karmaşık malzeme özellikleri, burçların Kelvin - Voigt modeli ile modellenmesini doğru bir çok cisimli sistemlerin dinağimi hesapları için yetersiz kılmaktadır. Bu nedenle literatürde daha gerçekçi bir model oluşturabilmek için çok sayıda uygulama ve geliştirilmiş model bulunmaktadır.



Şekil 3.6 Bir ağır ticari araçta yer alan elastomer bağlantı elemanları

Elastomer kauçuk malzemelerin yaylanma katsayıları neredeyse-statik tahrik edilmiş testlerde genellikle doğrusal değildir. Ayrıca farklı yer değiştirmelerin tahrik edildiği sabit frekanslı test sonuçlarının gösterdiği histerezis sonuç nedeniyle bir sönümleme karaketeri de göstermektedir. Sabit tahrik genliğinde değişken frekans tarama testlerinde ise hem yaylanma ve hem de sönümleme karakterinin farklı frekanslarda farklı değerler ürettiği de gözlemlenmiştir. Hatta dinamik yaylanmanın düşük frekanslarda statik yaylanma katsayısından yüksek olduğu bilinmektedir. Buradaki frekans ile yaylanmanın azalması Payne etkisi ile açıklanmaktadır. Ayrıca Mullin etkisi nedeniyle ölçümlerin alınmasından önce ön şartlandırma işlemine tabii tutulması

gerekmektedir. Bu etkinin elastomer malzemenin yük altındaki ilk tekrarlarında yaylanma katsayısında düşüş yaşanmasından dolayı olduğu bilinmektedir. Ayrıca son olarak elastomer malzeme karakterinin yaşlanma ve sıcaklığa da bağlı olduğu bilinmektedir.

Tüm bu nedenlerle doğru bir dayanım ve sürüş dinamiği simülasyonu için sistemin barındırdığı elastomer malzemelerin doğaları gereği oluşan doğrusal olmayan etkilerin doğru incelenip matematiksel olarak gerekli simülasyon modellerine taşınmaları gerekmektedir.

3.2.1 Elastomer Malzemelerin Özellikleri

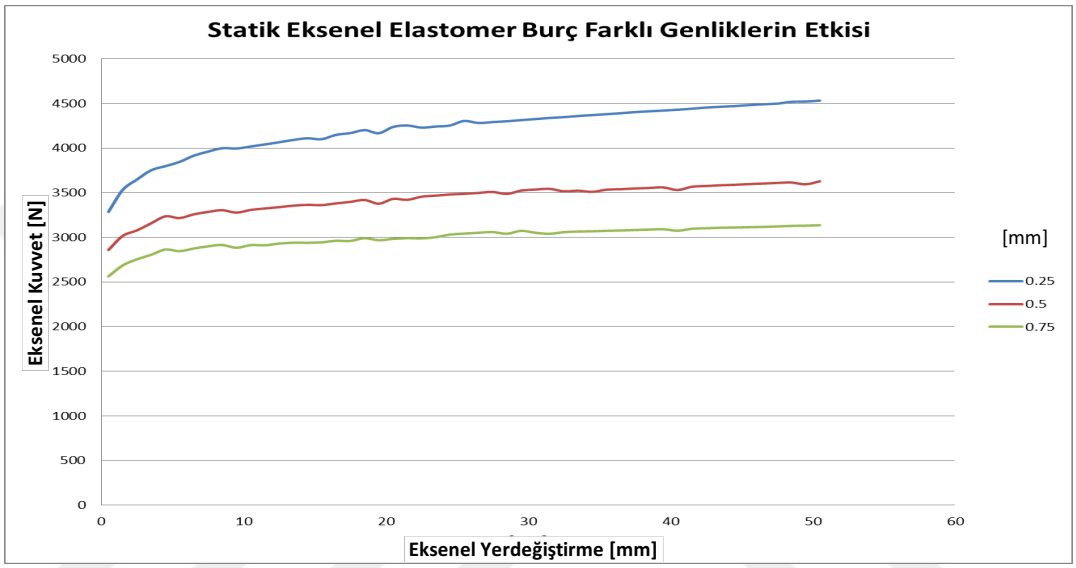
Genel itibari ile elastomerik malzemelerin doğrusal olmayan karakterlerinin aşağıdaki başlıklarda toparlanmış etkiler nedeniyle oluştuğu literatürde verilmektedir;

- Tahrik genliğine olan doğrusal olmayan bağımlılık.
- Viskoelastik özellikleri nedeniyle etkinin frekansına olan doğrusal olmayan bağımlılık.
- Enerji kayıpları nedeniyle histerisiz özelliği

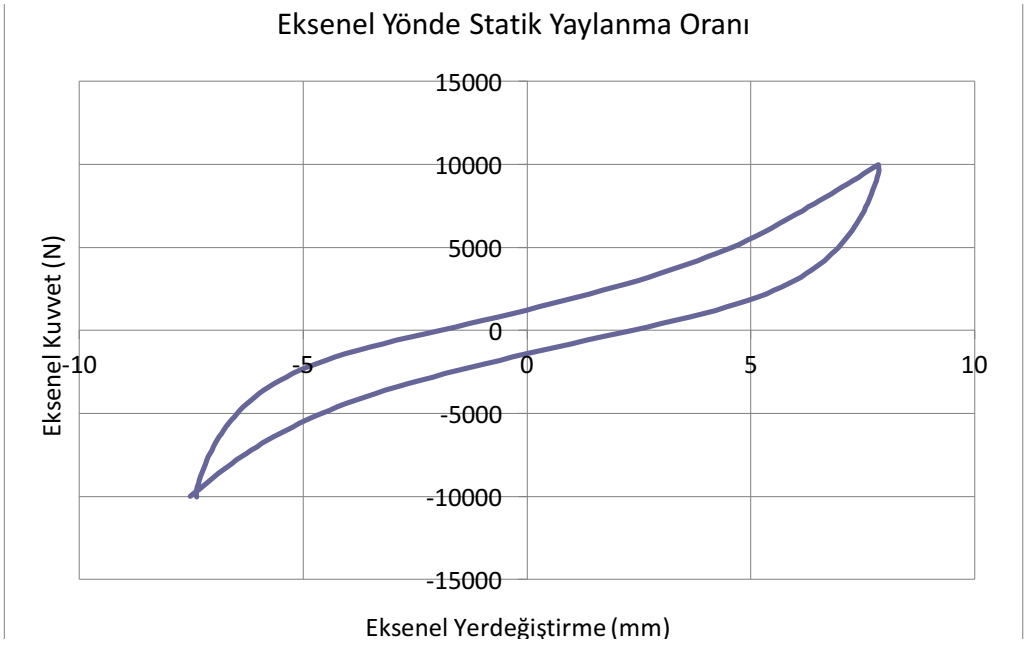
3.2.1.1 Statik Test Sonuçlarında Karşılaşılan Özellikler

Literatürde yapılmış çalışmalar incelendiğinde hem neredeyse-statik test sonuçlarına ve hem de harmonik yüklemeli test sonuçlarına göre (tahrik genliğinin değişken olduğu yüklemeler) enerji kayıplarının bulunduğu, dolayısıyla malzemenin kuvvet – deplasman eğrilerinin histerezis bir eğri çizdiği ve bu nedenle malzemenin bir sönüm etkisinin de bulundurduğu Sjöberg [16] ve arkadaşları tarafından görülmüştür. Bu nedenle viskoz teorilere ait modellemelerin bu etkiyi simüle edebilmek için yetersiz olduğu anlaşılmıştır. Literatürde Payne [17] ve Mullins [18] etkisi olarak tanımlanan bu doğrusal olmayan durumun mevcut modellerde temsil edilmesi gerekmektedir.

Literatürde bu etkileri simüle edebilmek için viskoz damper elemanın sürtünme elemanları ile ya da Coulomb damperleri ile yer değiştirildiği görülmüştür. Bunların yanı sıra histerezis etkilerin doğru modellenebilmesi isin Bouc-Wen modeli de kullanılmıştır [19]. Şekil 3.7 ve Şekil 3.8'ten de görülebileceği üzere bir ağır ticari araca ait örnek bir burçta da literatürde anlatılmış doğrusal olmayan özelliklere rastlanmaktadır. Bu etkilerin uygun bir burç modeli ile modellenmesi gerekmektedir.



Şekil 3.7 Ağır ticari araç burcuna ait elastomer malzemenin farklı tahrik genliklerine olan tepkisi

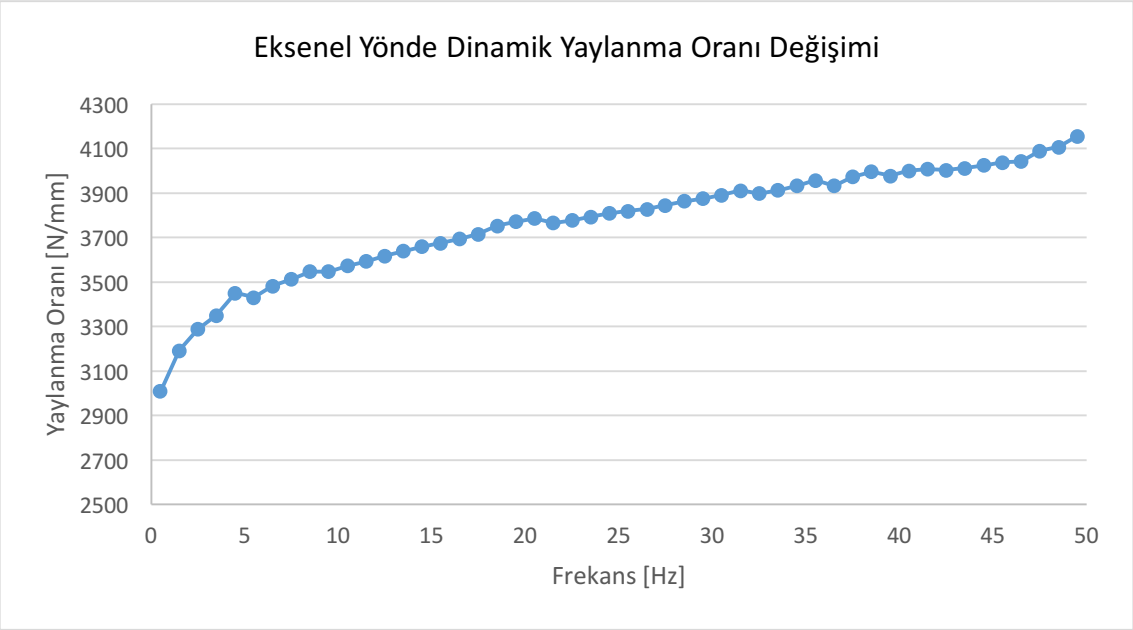


Şekil 3.8 Ağır ticari araç burcuna ait elastomer malzemenin enerji kaybı ve histerisiz özelliği

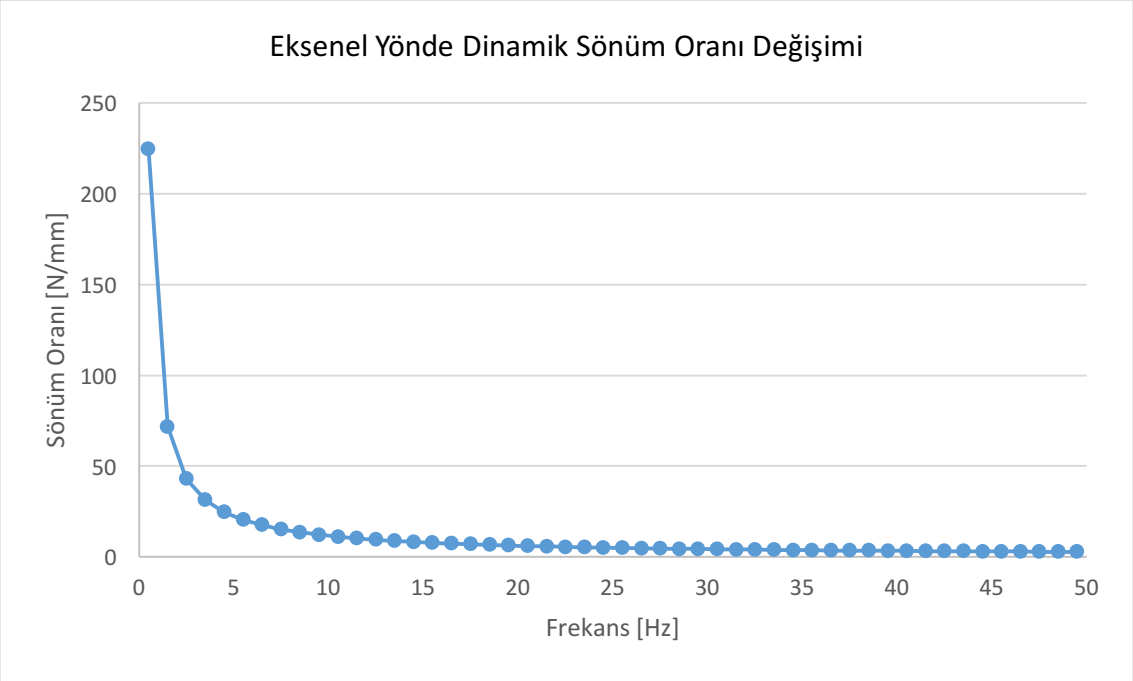
3.2.1.2 Dinamik Test Sonuçlarında Karşılaşılan Özellikler

Hem elastik hem de viskoz özellikleri kapsayan literatürdeki en basit kauçuk modeli Kelvin – Voigt modelidir. Bu model doğrusal elastik frekanstan bağımsız yay elemanı ile ona paralel viskoz damperden meydana gelmektedir. Kelvin – Voigt modeli tahrik genliğine olan bağımlılığı tamamen yok sayar ve kauçuğun yüksek frekans kayıplarını olması gerekenden yüksek hesaplar. Ayrıca bu model birim basamak girdisine sonsuz kuvvet çıktısı olarak cevap verir. Bu modelde yer alan viskoz damper elemanı Maxwell elemanı ile veya Wiechert modeli ile yer değiştirilerek ve parametre sayısı arttırılarak kayıp faktöründe ve yüksek frekans cevabında iyileştirmeler sağlanabilir.

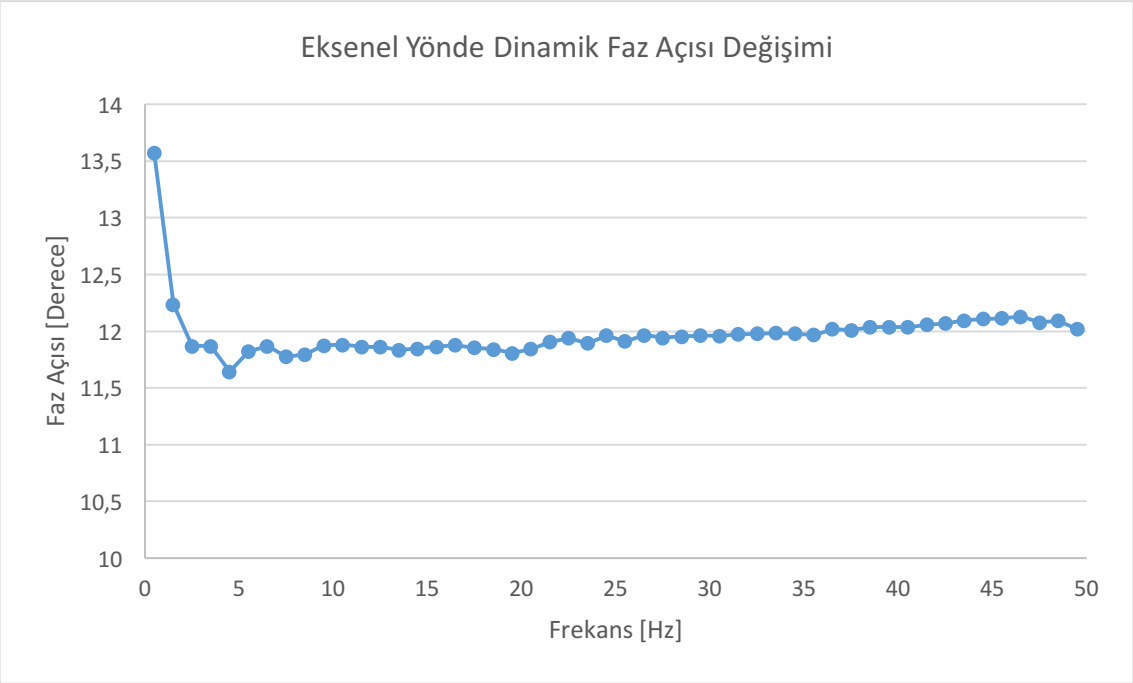
Tüm bunların haricinde literatürde mini-osilatör modeli, arttırılmış Hooke yasası modeli ve elastik olmayan deplasman alanları modelleri de yer almaktadır. Şekil 3.9'dan da görülebileceği gibi bir ağır ticari araç burca etki eden etkinin frekans değişimi ile yaylanma katsayısında da artış olmaktadır. Aynı şekilde ölçülmüş Şekil 3.10'daki sönümle sonuçlarında ise yüksek bir sönüm ile başlayan grafik artan frekas değerlerinde giderek daha az değişim gösteren bir karakter göstermeye başlamaktadır. Şekil 3.11'deki sönümleme oranı ile paralellik göstermesi beklenen faz açısı grafiği ise çok fazla değişmemektedir. Bu iki grafik düşünüldüğünde sönümleme oranı grafiğindeki başlangıca ait yüksek sönümlemenin Coloumb sürtünmesinden kaynaklandığı ve kurulacak burç modeline yansıtılması gerektiği anlaşılmaktadır.



Şekil 3.9 Elastomer malzemenin frekansa olan bağımlılığı – yaylanma özelliği



Şekil 3.10 Elastomer malzemenin frekansa olan bağımlılığı – yaylanma özelliği

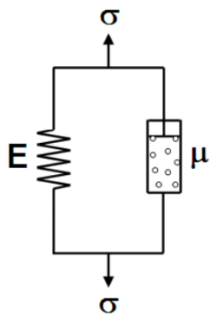


Şekil 3.11 Elastomer malzemenin frekansa olan bağımlılığı – yaylanma özelliği

3.2.2 Burç Modelleri

3.2.2.1 Kelvin - Voigt burç modeli

Kelvin - Voigt modeli, Şekil 3.12'deki gibi yay elemanı ve ona paralel viskoz damper elemanından oluşmaktadır. Yay kuvveti burç deformasyonunun doğrusal olmayan fonksiyonu ve damper kuvveti rölatif hızın doğrusal fonksiyonu ile ifade edilir. Bu burç modeli kolay modellenebilir ve parametrik hale getirilebilir. Ancak burcun histerezis ve viskoelastik özelliklerinin yansıtılabilmesinde başarısızdır.



Şekil 3.12 Kelvin - Voigt modeli

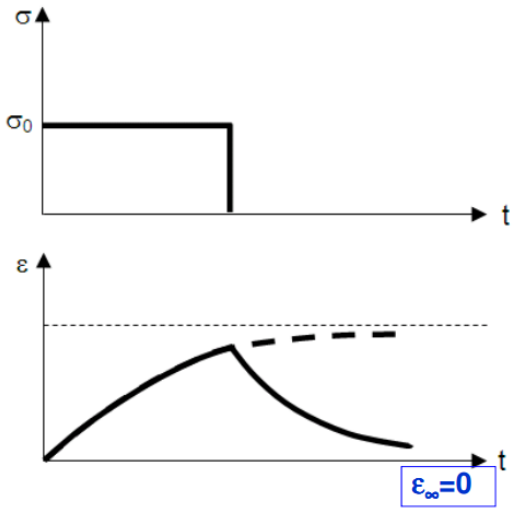
Bu model genel itibari ile dinamik yaylanma karakterini yansıtabilir ancak sönümleme karakterinde başarısızdır. Payne etkisi tahrik genliği arttıkça arttığından bu model ancak küçük tahrik genliklerinde doğru modelleme sağlar. Bu gibi dezavantajlarından dolayı ağır ticari araç burç modellemesinde eksik kalacağı düşünülmüştür. Bu modele ait verilen denklemlerden de görülebileceği gibi σ gerilmesi yay gerilmesi ve damper gerilmesinin toplamı kadardır. Toplam gerçekleşen gerinim, ε, ise her iki komponentte eşit miktarda oluşacaktır. Gerinim denkleminin zamanla değişimi Şekil 3.13'de görülebilir.

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 \tag{3.36}$$

$$\sigma = E\varepsilon + \mu\dot{\varepsilon} \tag{3.37}$$

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} - \frac{\mu}{E}\dot{\varepsilon} \tag{3.38}$$

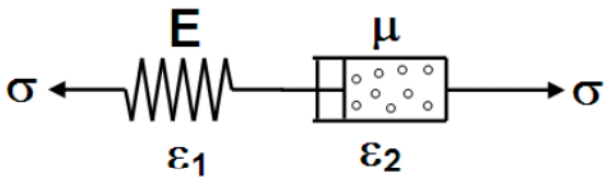
$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E}\left(1 - e^{-\frac{Et}{\mu}}\right) \tag{3.39}$$



Şekil 3.13 Gerinim denkleminin zamanla değişim grafiği

3.2.2.2 Maxwell burç modeli

Maxwell modeli, Şekil 3.14'daki gibi birbirine seri olarak bağlanmış yay ve damper elemanlarından oluşmaktadır. Bu model genel itibari ile dinamik yaylanma karakterini yansıtabilir ancak sönümleme karakterinde başarısızdır. Payne etkisi tahrik genliği arttıkça arttığından bu model ancak küçük tahrik genliklerinde doğru modelleme sağlar. Bu gibi dezavantajlarından dolayı ağır ticari araç burç modellemesinde eksik kalacağı düşünülmüştür. Bu modele ait verilen denklemlerden de görülebileceği gibi σ gerilmesi yay gerilmesi ve damper gerilmesinde birbirine eşittir. Toplam gerçekleşen gerinim, ε, ise her iki komponenttin gerinimlerinin toplamı kadardır.



Şekil 3.14 Maxwell modeli

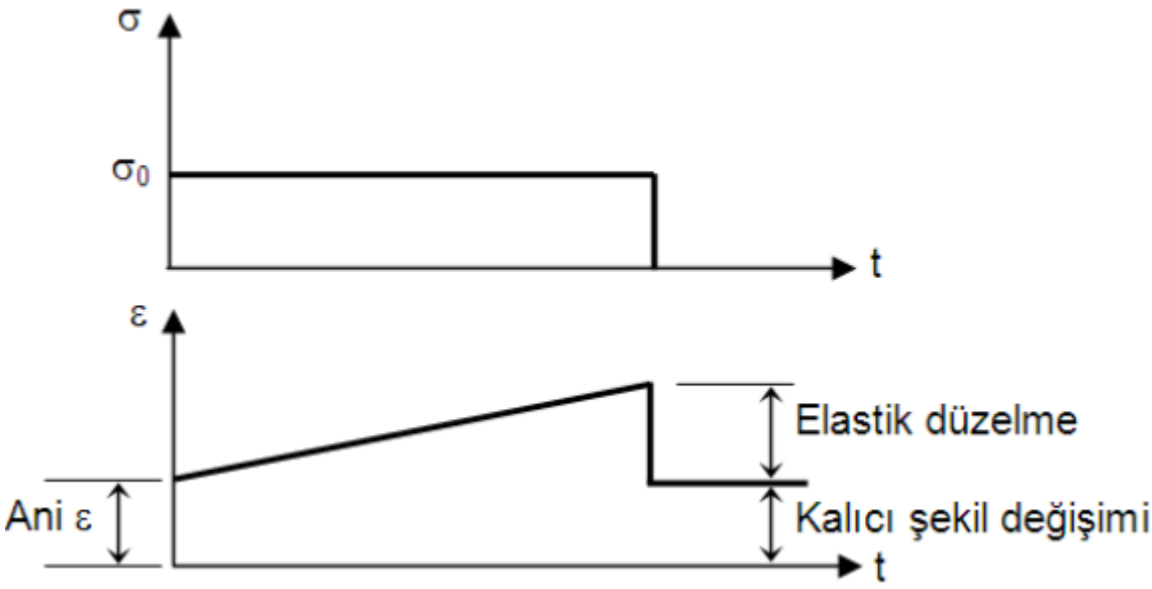
$$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 \tag{3.40}$$

$$\sigma = E\varepsilon_1 = \mu\dot{\varepsilon}_2 \tag{3.41}$$

$$\dot{\varepsilon_1} = \frac{\sigma}{\mu}, \quad \dot{\varepsilon}_2 = \frac{\dot{\sigma}}{E} \tag{3.42}$$

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{\mu}t + \frac{\sigma}{E} \tag{3.43}$$

Model gerinim denkleminin zamanla değişimi Şekil 3.15'de verilmiştir.



Şekil 3.15 Gerinim denkleminin zamanla değişim grafiği

3.2.2.3 Bouc – Wen Histerezis Modeli

Histerezis bir çok sistemde rastlanan doğrusal olmayan ve geçmişe bağımlı bir etkidir. Elastomer malzemeli burçlarda histerezis genellikle görülen bir durumdur.

Literatürde rastlanan burç histerezis özelliği için modellemede kullanılan en yaygın model Bouc-Wen histerezis modelidir. Bu model Bouc tarafından 1971'de oluşturulmuş ve Wen tarafından 1976'da geliştirilmiştir.

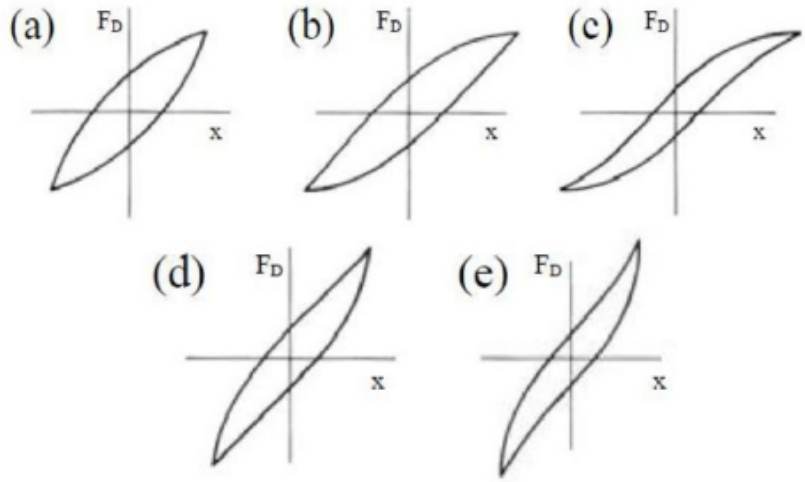
Genel itibari ile literatürde kullanılan aşağıdaki iki yapısı bulunmaktadır;

$$\dot{z} = -\gamma|\dot{x}|z|z|^{n-1} - \beta\dot{x}|z|^{n} + A\dot{x} \tag{3.44}$$

ve

$$\dot{z} = \dot{x}\{A - [\gamma + \beta sgn(\dot{x})sgn(z)](|z|^{n})\} \tag{3.45}$$

Bu tanımlamalarda z histerezis yer değiştirmeyi, x girdi yer değiştirmesini $\dot{x}$ ve $\dot{z}$ ise onların zamana bağlı hızlarıdır. Verilmiş denklemlere göre A, n, β ve γ parametrelerinin burca göre hesaplanması gerekmektedir. Bu parametrelerin değişimlerinin kuvvet-yerdeğiştirme eğrilerine ait sonuçlara etkisi Şekil 3.16'deki gibi olmaktadır.



(a) $\beta+\gamma>0$, $\beta-\gamma<0$, (b) $\beta+\gamma>0$, $\beta-\gamma=0$, (c) $\beta+\gamma>\beta-\gamma>0$,
(d) $\beta+\gamma=0$, $\beta-\gamma<0$, (e) $\beta-\gamma<\beta+\gamma<0$

Şekil 3.16 Bouc-Wen parametrelerinin sonuçlara etkileri [27]

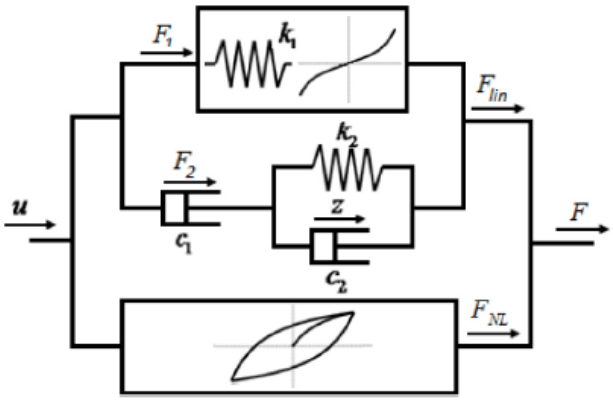
3.2.2.4 Hibrit Modeller

Kelvin – Voigt ve Maxwell model çiftlerinin paralel ya da seri kombinasyonları ile elde edilen daha fazla parametreli ve farklı karakterlerin de elde edilebildiği modellerdir. Elde edilmiş burç ölçüm eğrilerinin karakterlerini yansıtmada Kelvin – Voigt ve Maxwell modelleri yetersiz kalabilmektedir. Bu eksiklikleri ve histerezis özellikler gibi farklı doğrusal olmayan etkileri modellemekte daha fazla parametre daha iyi bir eğri uydurma doğruluğunun elde edilmesinde fayda sağladığı görülmüştür. Bu nedenle literartürde başarılı sonuçlar alındığı görülmüş bir takım hibrit modellere de rastlanmaktadır [20]. Bu kısımda hibrit modeller incelenecektir.

i. Pfeffer burç modeli

Pfeffer ve arkadaşları [20] tarafından ortaya konumuş bu burç modeli Kelvin – Voigt ve Maxwell modellerinin seri ve sonrasında paralel bağlanması ile kurulmuş, geniş tahrik

aralığında ve geniş frekans aralığında doğru sonuç almayı hedefleyen ayrıca histerezis özelliği de modele yansıtabilmek için Bouc-Wen modelinden de faydalanan hibrit bir model tipidir. Frekansa bağımlılığı yansıtan doğrusal parça, tahrik genliğine bağımlılığı yansıtan sürtünme elemanlarından faydalanılarak modellenmiş doğrusal olmayan parça ve histerezis modelden meydana gelmektedir [20]. Modele ilişkin toplam kuvveti gösteren ifade ve onu oluşturan terimler denklem (3.46), (3.47), (3.48), (3.49), (3.50), (3.51)'de verilmiştir. Model Şekil 3.17'de görülebilir.



Şekil 3.17 Pfeffer burç modeli [20]

$$\alpha = \frac{k_2}{k_1} \tag{3.46}$$

$$\beta = \frac{c_2}{c_1} \tag{3.47}$$

$$\gamma = \frac{c_1}{k_1} \tag{3.48}$$

$$F = F_{LIN} + F_{NL} \tag{3.49}$$

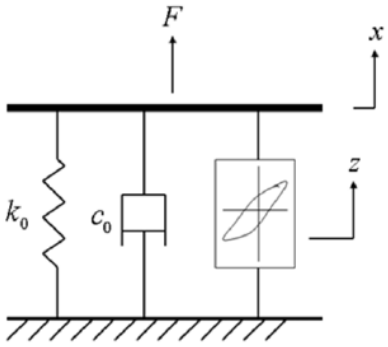
$$F_{LIN} = k_1\left(u + \frac{c_1}{k_1}(\dot{u} - \dot{z})\right) = k_1(u + \gamma(\dot{u} - \dot{z})) \tag{3.50}$$

$$F_{NL} = RDL \ln(1 + \rho u) \tag{3.51}$$

Bu ifadelerde RDL hedeflenen yaylanma değerini, ρ ise tahrik şiddeti ile azalan yaylanma değerini ifade etmek amacıyla kullanılmaktadır.

ii. Bouc – Wen histerezis model

Bu model bir Kelvin-Voigt modeline paralel yerleştirilmiş Bouc-Wen histerezis modelinden oluşmaktadır. [19] Model Şekil 3.18'de gösterilmiştir.

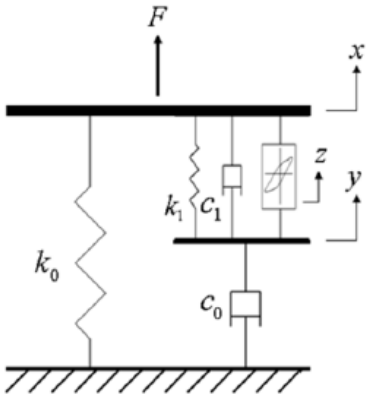


Şekil 3.18 Bouc – Wen histerezis model [27]

$$F = k_0 x + c_0 \dot{x} + az \tag{3.52}$$

iii. Spencer magneto-rheological (MR) damper modeli

Spencer ve arkadaşlarının önerdiği bu modelde bir Bouc-Wen histerezis modelden faydalanılarak onu doğrusal dampere seri ve bu ikiliyi doğrusal yaya paralel yerleştirerek bir model oluşturulmuştur. Spencer ve arkadaşları bu modeli magneto-rheological (MR) damperler için kullanmışlardır. Bu model MR damperlerin ayarlanabilir damper özelliğinin yansıtılabilmesine olanak sağlamıştır. [21] Model Şekil 3.19'de verilmiştir.



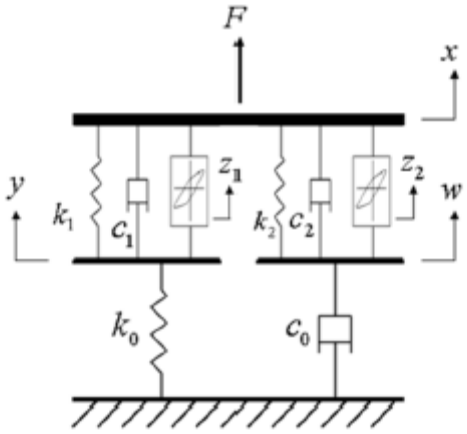
Şekil 3.19 Spencer magneto-rheological (MR) damper modeli [27]

$$F = k_0 x + c_0 \dot{y} \tag{3.53}$$

$$c_0 \dot{y} = c_1(\dot{x} - \dot{y}) + k_1(x - y) + az \tag{3.54}$$

iv. Ok, Yoo ve Sohn modeli

Bu model Spencer ve arkadaşlarının geliştirdiği modele bir w terimi eklemiş ve Spencer modelindeki yaya ekstra olarak Bouc-Wen histerezis modelin eklenmesinden meydana gelmiştir [22]. Bu modele ilişkin ilgili toplam kuvvet ifadeleri denklem (3.55), (3.56) ve (3.57) de yer almaktadır. Ayrıca model Şekil 3.20'da görülebilir.



Şekil 3.20 Ok, Yoo ve Sohn modeli [27]

$$F = k_0 y + c_0 \dot{w} \tag{3.55}$$

$$c_0 \dot{w} = c_2(\dot{x} - \dot{w}) + k_2(x - w) + a_2 z_2 \tag{3.56}$$

$$k_0 y = c_1(\dot{x} - \dot{y}) + k_1(x - y) + a_1 z_1 \tag{3.57}$$

v. Transfer fonksiyonu modelleri

Transfer fonksiyonları doğrusal zamana bağımlı sistemlerin ("*linear time invariant*", LTI) girdiler ile çıktılar arasındaki doğrusal ilişkiinin temsilinde kullanılan bir metottur. Sistemlerin diferansiyel denklemlerinden elde edilerek sistemin temsilini sağlayan giriş – çıkış ilişkisi ile elde edilirler. Laplace bölgesinde ifade edilmektedirler. Denklemin payının kökleri sıfır, paydasının kökleri kutup olarak isimlendirilir.

Transfer fonksiyonu gösterimlerinin doğrusal sistemlerde kullanımlarının sağladığı avantaj tüm frekans aralığının genelleştirilmiş tek bir s parametresi ile ifade edilebilirliğidir. İfadenin sıfırları sistemin sıfırdaki tepkisini, kutupları ise sonsuzdaki tepkisini karakterize etmektedir. İstenen sayıda atanabilecek sıfırlar ve kutuplar sayesinde arzu edilen sistem istenilen doğrulukta doğrusal olarak karakterize edilebilmektedir. Buradaki tek kısıt sıfır sayısının kutup sayısından eşit ya da küçük olmasıdır.

Literatürde yer alan birçok burç modeli, burç malzemesinin doğasından kaynaklanan doğrusal olmayan etkilerin tespiti, bu etkilerin bir çok Kelvin-Voigt ile Maxwell model çiftlerinin birleşiminden meydana gelen modeller ile temsil edilmesi, oluşturulmuş modelin parametrik olarak ifadesi ve hesaplanması üzerine yapılmıştır. En son olarak bu modellerin Laplace bölgesinde temsil edilebilirliği, burç modellerinin frekans bölgesindeki davranışlarının transfer fonksiyonları ile de gösterilebilirliği "transfer fonksiyonu modellerinin" geliştirilmesine olanak sağlamıştır.

Transfer fonksiyonu modelleri önceden yapılmış burç dinamik ve statik ölçümlerinin eğrilerinden faydalanmaktadır. Ölçüm eğrilerinin uydurulmuş eğri ile olan eşleşme doğruluğu beklenen seviyeye ulaşıncaya kadar transfer fonksiyonu parametreleri

değiştirilerek transfer fonksiyonu belirlenir. Bu yöntemin sağladığı kolaylık, kullanılacak transfer fonksiyonunun serbestlik derecesi doğruluk sağlanıncaya kadar istenildiği ölçüde arttırılabilmesidir.

Transfer fonksiyonu modellerinin bir diğer avantajı ticari paket programlarına olan uygulanabilme kolaylığıdır. Karmaşık burç modellerinin içerdiği bir çok yay, damper, histerezis eleman tanımları yerine sistem elemanı (MSC.Adams) ya da "transfer function" (MATLAB) adı verilen elemanlar ile modelleme kolaylıkla yapılabilmektedir.

Transfer fonksiyonunun genel yapısı aşağıdaki denklemdeki, (3.58), gibi olmaktadır. Literatürde görülmüş örnek çalışmalarda numeratör ve denumaratörün 4. serbestlik derecesinde olduğu örnek çalışmada başarılı sonuçlar alınabilmiştir [23].

$$G(s) = \frac{F(s)}{X(s)} = \frac{a_n s^n + a_{n-1} s^{n-1} + \cdots + a_1 s + a_0}{s^m + b_{m-1} s^{m-1} + \cdots + b_1 s + b_0} \tag{3.58}$$

Transfer fonksiyonu modellerinin genelleştirilmiş formüllerinin iteratif çalışmalara izin verebilmesi ve ağır ticari araç burçlarına ilişkin doğrusal olmayan durumlar tek bir fonksiyon içerisinde gösterilebilmesi gibi kolaylıklardan dolayı bu çalışmada doğrusal olmayan durumları modelleyebilmek için bu model tipinden faydalanılmaya karar verilmiştir.

3.3 Titreşim Dinamiğinin Temelleri

Yapıların başlangıç koşullarının etkisiyle, onu harekete geçirecek harici bir kuvveti dahil etmeyerek ve sönümleme yapılmadığı durumdaki titreşim karakteristiğini incelemek yapının kütle, yaylanma katsayısı gibi parametrelerini tespit etmekte etkili bir yol olmaktadır. Bu nedenlerle bu bölümde sönümsüz serbest titreşim konusu incelenecektir.

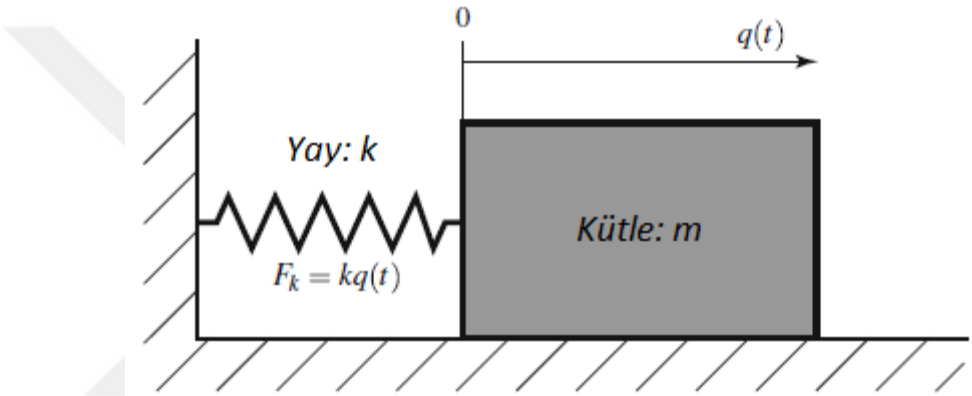
3.3.1 Sönümsüz Serbest Titreşim

Tek serbestlik dereceli noktasal bir kütlenin salınımı bu konu içerisindeki en basitleştirilmiş problem olmaktadır. Bu örneğe göre sönüm yok varsayılacak kadar

küçük ve yapı harici bir kuvvet ile tahrik edilmemektedir. Böyle bir yapı eylemsizlik kuvveti nedeni ile basit harmonik hareket yapacaktır. Burada noktasal kuvvetin zamana bağlı pozisyon koordinatı q(t) ile gösterildiği takdirde yapının eylemsizlik kuvveti şu şekilde olacaktır;

$$F_m = m\frac{d^2q}{dt^2} = m\ddot{q}(t) \tag{3.59}$$

Bu denklemde m noktasal elemanın kütlesidir. Kütle ve yaya ait diyagram Şekil 3.21'de verilmiştir.



Şekil 3.21 Sönümsüz serbest titreşim

Ayrıca sistemdeki yay elemanı nedeniyle oluşacak bir diğer kuvvet yaylanma kuvveti ise;

$$F_k = kq(t) \tag{3.60}$$

Bu denklem k yay elemanın yaylanma katsayısıdır.

Sisteme başka bir enerji girdi ve çıktısı sağlayacak eleman yer almadığından sistemin diferansiyel denklemi;

$$m\ddot{q}(t) + kq(t) = 0 \tag{3.61}$$

olacaktır. Yapı üzerine dışardan bir kuvvet ile hareket uygulanmadığından dolayı böyle bir sistem kendi doğal frekansında salınacak şekilde bir harmonik yapar. Diğer bir dille sistemin sönümleme gibi enerji kaybı oluşturacak bir elemanı olmadığından böyle bir hareket $\tilde{q}$ şiddetinde ϕ kadarlık bir faz farkıyla devam edecektir. O halde kütlenin zamana bağlı hareket denklemi şu şekilde elde edilmiş olur;

$$q(t) = \tilde{q}\sin(w_n t + \phi)w_n \tag{3.62}$$

Bu denklemde w_n ifadesi sistemin doğal frekansını belirtmektedir. Şimdi zamana göre tanımlanmış q(t) terimini sistemin diferansiyel denkleminde yerine koyar isek;

$$-m{w_n}^2(\tilde{q}\sin(w_n t + \phi)) + k(\tilde{q}\sin(w_n t + \phi)) = 0 \tag{3.63}$$

olmaktadır. Bu denkleme göre w_n ifadesini elde edersek;

$$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \tag{3.64}$$

İfadesi elde edilecektir.

Böyle bir açısal hızın titreşim frekansı olan yapının doğal frekansı o halde şu şekilde olacaktır;

$$f_n = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k}{m}} \tag{3.65}$$

Bu ifadeye göre, herhangi bir harici etkiye maruz kalmayan bir sistem sönüm elemanı olmadan incelendiğinde titreşim frekansı olan f_n doğal frekansı yapının kütlesi ve yaylanma katsayısından etkilenecek şekilde bir frekansta titreşir. O halde sistemin karakteristik değerlerinden olan yaylanma katsayısı bilinen kütle ve doğal frekans bilgisi için hesaplanabilir olacaktır. Doğal frekansın böyle bir matematiksel denklem haricindeki bir metot ile tespit edilmesi sonucunda yaylanma katsayı bu denkleme göre hesap edilebilir.

Literatürde ve çeşitli kaynak kitaplarda sistemlerin doğal frekansını tespit edebilmek için çeşitli yöntemler olduğu bilinmektedir [24]. Bu yöntemlerden modal test bir sonraki kısımda anlatılacaktır.

3.3.2 Modal Test ve Analiz Yöntemleri

Sistemlerin doğal frekanslarını tespit ederek sisteme ilişkin karakteristik özelliklerin hesaplanmasında faydalanılan bir test ve analiz yöntemidir. Bu kısımda ayrı başlıklar halinde modal test yöntemlerinden ve analiz yönteminden bahsedilecektir.

3.3.2.1 Modal Test Yöntemleri

i. Darbe Çekici

Harici olarak test görevlisi tarafından yapıya geniş bir frekans bandını uygulatacak biçimde Şekil 3.22'deki gibi bir çekiç ile etki verilir. Yapı üzerinde belirlenmiş noktalardan girdi etkisinin yapıda oluşturduğu cevapları toplamak amacıyla ivmeölçer kullanılır. Çekicin uyguladığı kuvvet verisi ile çıktı noktasındaki ivme verisinin arasında elde edilen frekans cevap fonksiyonunun ("frequency response function", FRF) incelenmesi ile yapı modları tespit edilmeye çalışılır. Bu yöntem yay sabiti yüksek sistemlerin rijit gövde modlarını tespit etmekte zorlanabilir. Çekiç ile uygulanan kuvvet yapının yay elamanlarının ön yüklemelerini yenmekte yetersiz kalabilmektedir.



Şekil 3.22 Modal test darbe çekici

ii. Modal Sarsıcı

Bu yöntem ilgilenilen bölgede sinüs tarama etkisi uygulayan Şekil 3.23'deki gibi bir elektrodinamik sarsıcının girdi kuvvetlerini oluşturduğu ve yine ilgilenilen yapının bölgelerine yerleştirilmiş ivmeölçer verileri ile arasındaki FRF incelenmesi ile genellikle yapıların deforme olabilen modlarının hesaplandığı yöntemdir.



Şekil 3.23 Modal sarsıcı

iii. Hidrolik Piston

Bu yöntemde yapıları daha yüksek kuvvetlerle ve tahrik genlikleri ile tahik etme ihtiyacının duyulduğu durumda otomotiv yapısal dayanım testlerinde kullanılan Şekil 3.24'deki gibi dört adet hidrolik pistondan oluşan "4-poster" adı verilen tahrik elemanlarının kullanıldığı yöntemdir. Bu yöntem ilk iki yönteme göre yapının yay elemanlarının ön yüklemelerini aşabilecek girdileri sisteme sağlayabilir. Böylece yapıların deforme olabilen modları ile birlikte rijit modlarıda tespit edilebilir. Yine bu yöntem de cevap alınması istenen ivmeölçer verileri ile girdi noktası arasında FRF'den faydalanmaktadır.

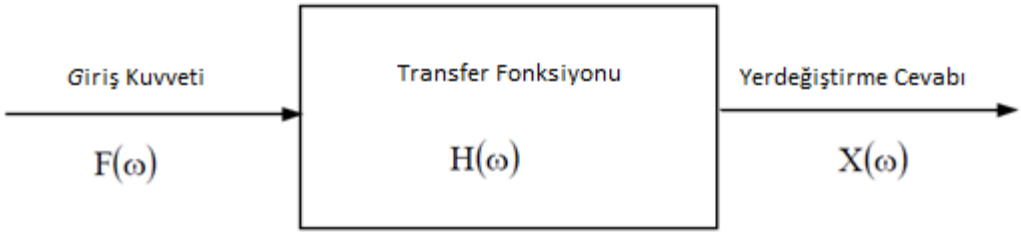


Şekil 3.24 Dört-poster üzerindeki test edilen bir otomobil (Model 320 Tire-Coupled Road Simulators)

3.3.2.2 Frekans Cevap Fonksiyonları ve Modal Analiz

Yapının ya da sistemin dinamik karakteristiğini elde etmek amacıyla kullanılan bir transfer fonksiyonu biçimidir. Frekans bölgesinde ifade edilirler ve genellikle modal test veya titreşim analizi çalışmaları ile elde edilirler. Yapının ya da sistemin uygulanan kuvvete gösterdiği titreşimden verileri kullanılarak hesap edilmektedirler. Bu nedenle uygulama noktasındaki kuvvetin zamana bağlı sinyali ile tahrik edilmiş gövdenin üzerindeki titreşimin zamana bağlı sinyallerine ihtiyaç duyulmaktadır.

Frekans cevap fonksiyonları şiddet – faz grafikleri ile ifade edilebileceği gibi reel ve imajiner kısımlardan oluşabilen kompleks fonksiyonlarlada gösterilebilir. Aşağıdaki şekilde, Şekil 3.25, açık döngü bir sisteme ait giriş ile çıkış arasındaki ilişkiyi gösteren transfer fonksiyonu ya da frekans cevap fonksiyonu diyagramsal olarak gösterilmiştir.



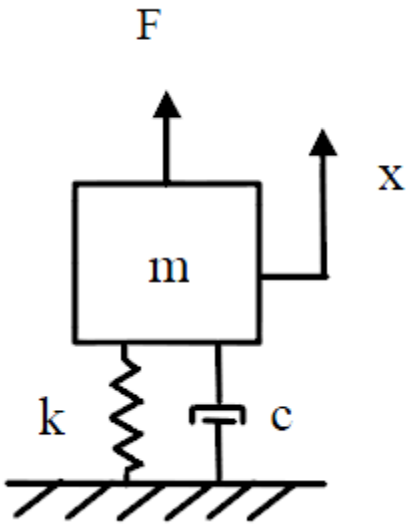
Şekil 3.25 Açık döngü sistem akış diyagramı

Frekans cevap fonksiyonları kullanılan girdi ve çıktı verilerinin tiplerine göre farklı isimlerle adlandırılmaktadırlar. Aşağıdaki Çizelgeda, Çizelge 3.2, veri tipleri ve onların özel isimleri görülebilir.

Çizelge 3.2 FRF özel isimleri

Fonksiyon	$\frac{Kuvvet}{Yerdeğiştirme}$	$\frac{Kuvvet}{Hız}$	$\frac{Kuvvet}{\text{İ}vme}$
İsmi	Dinamik Yaylanma	Mekanik Empedans	Görünen Kütle / Dinamik kütle

Fonksiyon	$\frac{Yerdeğiştirme}{Kuvvet}$	$\frac{Hız}{Kuvvet}$	$\frac{\text{İ}vme}{Kuvvet}$
İsmi	Admittans	Mobilite	Akselerans



Şekil 3.26 Tek serbestlik dereceli sistem

Şekil 3.26'daki tek serbestlik dereceli sistem için dinamik yaylanma, mekanik empedans ve görünen kütle FRF'lerini matematiksel olarak elde edersek ilk olarak sistemin hareket denklemini elde etmemiz gerekir. Buna göre sistemin hareket denklemi şöyle verilir;

$$\ddot{x} + \frac{c}{m}\dot{x} + \frac{k}{m}x = \frac{F}{m} \tag{3.66}$$

Bu ifadede ;

$$\frac{c}{m} = 2\zeta w_n \tag{3.67}$$

$$\frac{k}{m} = w_n^2 \tag{3.68}$$

Dönüşümleri uygulanırsa;

$$\ddot{x} + 2\zeta w_n \dot{x} + w_n^2 x = w_n^2 \frac{F}{k} \tag{3.69}$$

olarak da ifade edilebilir. (3.69) ifadesinde denklemin her iki tarafında Fourier dönüşümü gerçekleştirilirse;

$$\frac{X(w)}{F(w)} = \frac{1}{k}\left[\frac{w_n^2}{w_n^2 - w^2 + j(2\zeta w w_n)}\right] \quad (3.70)$$

Elde edilir. Bu ifadeye özel olarak dinamik yaylanma olarak adlandırılır. Dinamik yaylanma faz açısı ifadesi ise buna göre;

$$\phi = arctan\left[\frac{2\zeta w w_n}{w_n^2 - w^2}\right] \quad (3.71)$$

olmaktadır. Ayrıca mobilite fonksiyonu ise şu şekilde hesaplanır:

$$\frac{V(w)}{F(w)} = \frac{1}{k}\left[\frac{w w_n^2}{w_n^2 - w^2 + j(2\zeta w w_n)}\right] \quad (3.72)$$

olarak ifade edilmektedir. Mobilite faz açısı buna göre;

$$\vartheta = arctan\left[\frac{-w_n^2 + w^2}{2\zeta w_n}\right] \quad (3.73)$$

olarak gösterilir. Akseptans fonksiyonu ayrıca aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$\frac{A(w)}{F(w)} = \frac{1}{k}\left[\frac{-w^2 w_n^2}{w_n^2 - w^2 + j(2\zeta w w_n)}\right] \quad (3.74)$$

Akseptans faz açısı;

$$\alpha = -\pi + arctan\left[\frac{2\zeta w_n}{w_n^2 - w^2}\right] \quad (3.75)$$

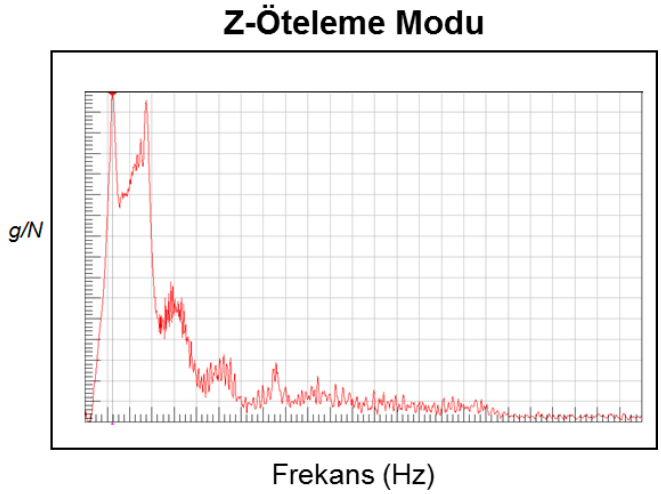
şeklinde ifade edilmektedir.

Tüm bu FRF ifadelerinin tahrik frekans eksenine göre çizilmiş grafikleri tek serbestlik dereceli bir sistem için bir noktada tepe yapacaktır. Ya da tüm bu ifadelere ait faz açısı ifadelerinin tahrik frekansına göre çizdirilmiş grafikleri bir noktada 180 derecelik bir geçiş gösterecektir. İşte bu tepe noktasına ya da 180 derecelik değişimin görüldüğü noktalara yapının o serbestlik ekseninde doğal frekansı adı verilmektedir. [25]

Tüm bu bilgilerden faydalanılarak teze ilişkin probleme konu olan kabin hidrolik piston yardımı ile 0 – 10 Hz aralığında sinüoidal sinyal ile tahrik edilmiştir. Bu esnada kabin üzerine yerleştirilmiş ivmeölçer yardımı veri kaydedilmiştir Z-ilerleme yönüne ait kabinin doğal frekansını bulmak amacıyla yapılan bu test neticesinde uygulanan piston kuvvetleri ve kabin üzerindeki ivme sinyali arasındaki frekans cevap fonksiyonuna ait grafik Şekil 3.28'deki gibi elde edilmiştir. İlgili teste ilişkin görsel ise Şekil 3.27'de görülebilir. Bu test neticesinde elde edilen en yüksek genliğe sahip frekans değeri sonraki aşamada sistemin yaylanma karakterinin ayarlanmasında faydalanılacaktır.



Şekil 3.27 Kabin modal frekans cevap testi



Şekil 3.28 Kabin modal frekans cevap testi z-öteleme modu

3.4 Bölüm Sonucu

Bu bölüm neticesinde Bölüm 2'de ortaya konan ve basitleştirilen probleme ilişkin hareket denklemlerinin elde edilmesi sağlanmıştır. Denklem (3.36)'da yer alan hareket denklemlerinin çözümünde MSC.Adams çok cisimli sistemler dinamiği çözücüsünden faydalanılacaktır. Bu hareket denklemlerinin parametrelerinin tespitini yapabilmek ve doğrusal olmayan durumları inceleyebilmek amacıyla ayrıca burç modelleri üzerine çalışılmış ve modal analiz yöntemlerinden faydalanılmıştır. Sonuç olarak elde edilen hareket denklemlerini beslemek amacıyla tahrik genliği, histerisiz, frekans ile değişen sönümleme ve yaylanma karakterlerini modele yansıtacak transfer fonksiyonu burç modeli seçilmiştir. Ayrıca modelin yaylanma özelliğinin tespiti aşamasında kullanılmak üzere hidrolik piston yardımı ile kabin sisteminin z-ilerleme yönü doğal frekansı yine bu bölüm içerisinde elde edilmiştir.

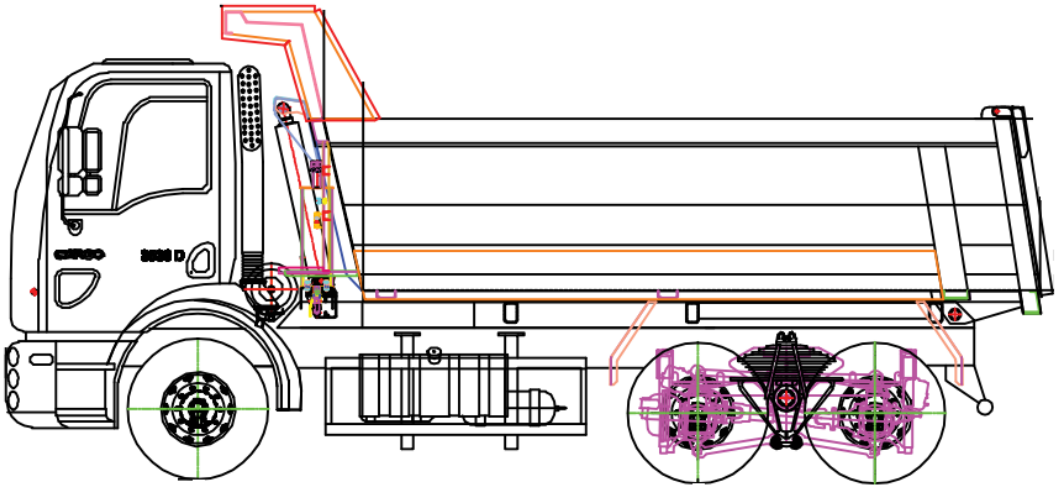
BÖLÜM 4

BİR TİCARİ ARAÇ DİNAMİK KABİN YÜKLERİNİN BELİRLENMESİ

Bu bölümde bir ağır ticari araç kabin bağlantı noktalarına gelen yüklerin doğru olarak belirlenebilmesi için izlenmiş yöntem ve elde edilen sonuçlar üzerine durulacaktır. İlk olarak bu çalışmanın gerçekleştirilebilmesi için faydalanılan araç ve toplanan veri kanalları ve parkur özelliklerinden bahsedilecektir. Devamında ise modelleme için gerekli karakteristik özelliklerin nasıl tespit edildiği üzerinde durularak elde edilen sonuçlar paylaşılacaktır.

4.1 Çalışmaya Konu Edilen Test Aracı Hakkında Bilgiler

Çalışmanın gerçekleştiği araç, ikisi güç alan toplam üç akslı bir araçtır. Aracın son iki aksı tandem tipi mekanik süspansiyonludur. Ön aksında da yine mekanik süspansiyon bulunmaktadır. Araç kabini toplamda dört noktadan kabine bağlantı sağlamaktadır. Araç kabini ile şasisi arasında bir süspansiyon sistemi daha bulunmaktadır. İlgili araca ait benzer görsel Şekil 4.1'de verilmiştir.



Şekil 4.1 Çalışmaya konu edilen ağır ticari araç sınıfındaki taşıt

4.2 Araç Üzerinden Toplanan Veri Kanalları

Seçilen test aracının hareketi esnasındaki tepkilerinin elde edilebilmesi için çeşitli çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmalar esnasında araç, yapısal dayanım test prosedürlerine uygun olarak müşteri kullanımı yansıtacak şekilde hızlandırılmış test parkurunda sürülmektedir. Şekil 4.2'de böyle bir teste ait bir görsel görülebilir.

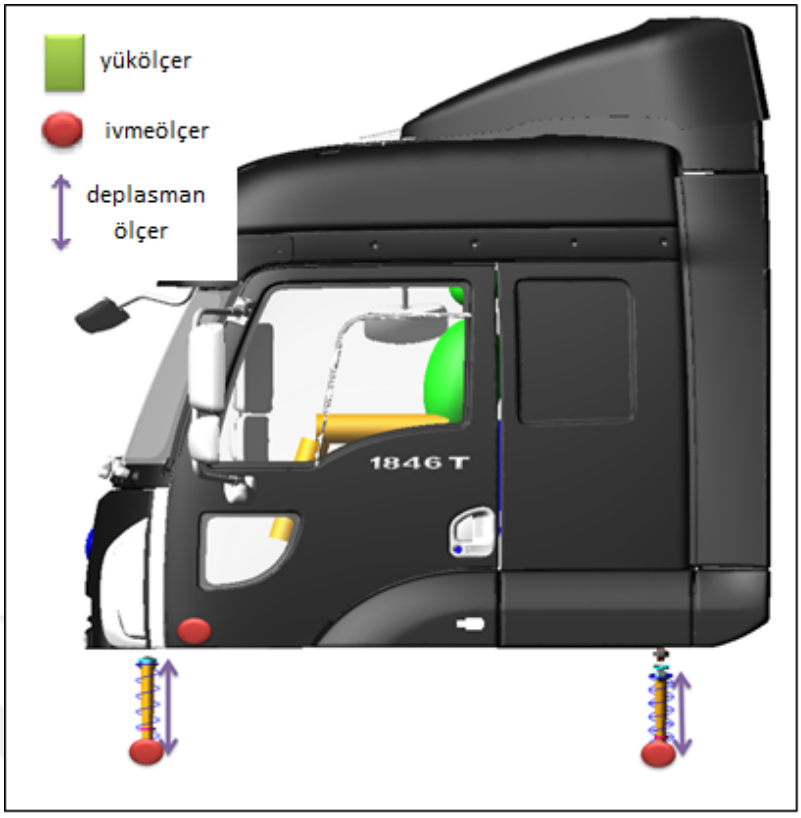


Şekil 4.2 Aracın verilerinin edinildiği test parkuru

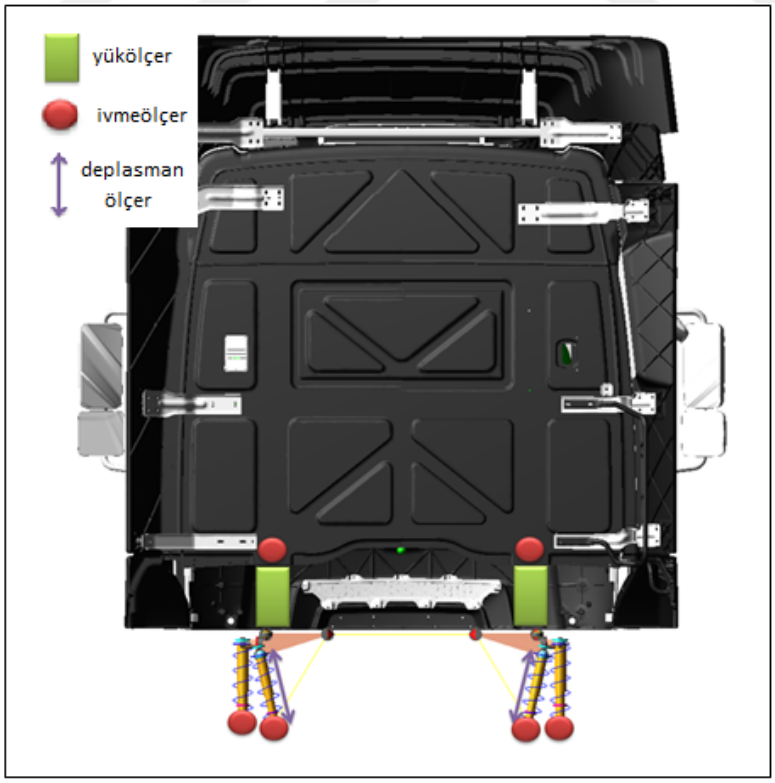
Veri toplama çalışmaları sırasında araç çeşitli sensörler ile donatılmış ve test parkurundan geçirilerek bu esnadaki sensör bilgileri kaydedilmiştir. Kaydedilen tüm bilgiler çalışmanın ilerleyen safhalarında model girdileri ya da model çıktılarını doğrulayacak bilgiler olarak faydalanılacaktır. Aşağıdaki Çizelgeda, Çizelge 4.1, elde edilen verilerin listesi görülebilmektedir.

Çizelge 4.1 Araç üzerinden alınmış saha kanalları

Veri Tipi	**Pozisyonu**	**Eksen Sayısı**
İvme	Kabin Ön Sol	3
İvme	Kabin Ön Sağ	3
İvme	Kabin Arka Sol	3
İvme	Kabin Arka Sağ	3
Deplasman	Kabin Ön Sol	1 (dikey)
Deplasman	Kabin Ön Sağ	1 (dikey)
Deplasman	Kabin Arka Sol	1 (dikey)
Deplasman	Kabin Arka Sağ	1 (dikey)
Kuvvet	Kabin Arka Sağ	1 (dikey)



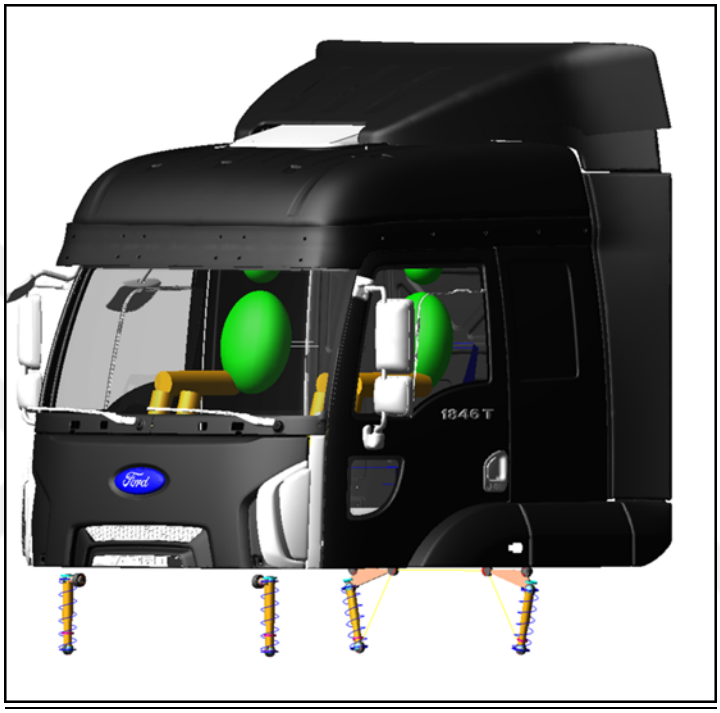
Şekil 4.3 Veri kanalları şeması yandan görünüş



Şekil 4.4 Veri kanalları arkadan görünüş

4.3 Hareket Denklemleri ve Modelleme Yaklaşımı

Literatürde tespit edilmiş ağır ticari araç kabinlerinin tam araç modelleri ile istenilen doğruluklarda yüklerinin tespitinin mümkün olamaması nedeniyle sistem küçültülerek modelleme de basitleştirme yapılmıştır. Daha az sayıda sistem parametresi girilerek doğrulama çalışmalarında kolaylık elde edilebilecektir. Basitleştirilmiş sadece kabin kütlesi ve kabin süspansiyonunu gösteren sistem görseli Şekil 4.5'teki gibidir.



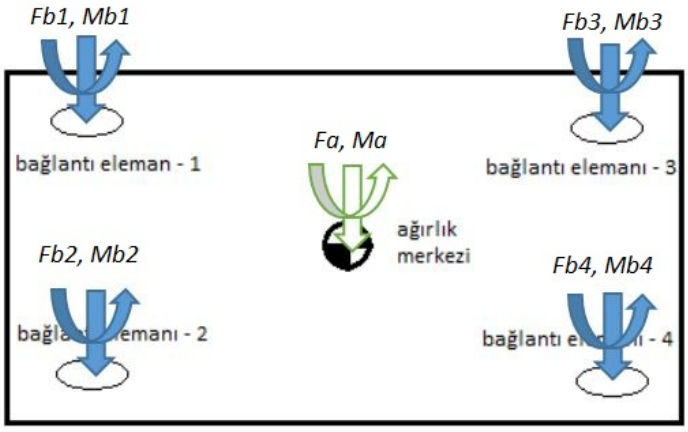
Şekil 4.5 Modellenen kabin ve kabin süspansiyon sistemi

Basitleştirilmiş bu sistem artık fiziksel dünyadaki gibi yol yüzeyinden yük girdisi almayacağı için bu durumu oluşturabilecek iki ayrı alternatif incelenmiştir. Çizelge 4.2'deki alternatiflere ait avantaj ve dezavantajlar incelendiğinde sistemin kuvvet girdisi ile tahrik edilmesi daha uygun bulunmuştur.

Çizelge 4.2 Sistem tahrik alternatifleri

Tahrik Tipi	**Doğrulama Sinyal Tipi**	**Avantajları**	**Dezavantajları**
Kuvvet	Hareket (ivme gibi)	- sisteme kısıtlama getirilmemiş olur - çok yönlü girdiler verilebilir - istenilen sayıda doğrulama kanalı toplanabilir	- tahrik girdi hesaplamaları cisimin rijit olduğu kabulünü yapar
Hareket	Kuvvet	- sisteme istenilen doğruluktaki hareketi vermek kolaylıkla mümkündür	- doğrulama sinyallerinin edinilmesi oldukça zordur - sadece tek yönde girdi verilebilir

Seçilen tahrik tipine göre sisteme girdi oluşturan yükün fiziksel karşılığı kütlenin hareketinden kaynaklanan ataletsel kuvvet ve moment vektörleridir. Yol girdileri ile yere göre çeşitli ivmelenmeler gerçekleştiren bu kütle atalet kuvveti nedeniyle bağlantı noktalarında çeşitli yüklerin oluşmasına neden olacaktır. Buna göre sisteme girdi ve çıktı olarak etkiyen kuvvetler Şekil 4.6'deki serbest cisim diyagramında gösterilmiş ve kuvvet eşitlikleri verilmiştir. Burada kabin süspansiyon sistemi tüm yönlerde yay ve sönüm elemanını temsil edecek burç elemanı olarak modellenmiştir.



Şekil 4.6 Serbest Cisim Diyagramı (kabin cisminin üstten görünüşü)

$$\vec{F}_{b1} + \vec{F}_{b2} + \vec{F}_{b3} + \vec{F}_{b4} = \vec{F}_a \tag{4.1}$$

$$\vec{M}_{b1} + \vec{M}_{b2} + \vec{M}_{b3} + \vec{M}_{b4} = \vec{M}_a \tag{4.2}$$

$$\begin{bmatrix} M & C_{q_r^i}^T \\ C_{q_r^i} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_e^i + Q_v^i \\ Q_c^i \end{bmatrix} \tag{4.3}$$

Bu eşitliklerde arzu edilen, her bir bağlantı noktasında oluşacak $\vec{F}_{b1}$, $\vec{F}_{b2}$, $\vec{F}_{b3}$ ile $\vec{F}_{b4}$ kuvvet vektörlerinin ve $\vec{M}_{b1}$, $\vec{M}_{b2}$, $\vec{M}_{b3}$ ile $\vec{M}_{b4}$ momentlerinin hesaplanabilmesidir. Bu denklemdeki bilinen kuvvetler $\vec{F}_a$ ve $\vec{M}_a$ ise şu şekilde hesaplanmaktadır;

$$\vec{F}_a = M_a \vec{A}_a \tag{4.4}$$

$$\vec{M}_a = J_a \vec{\beta}_a \tag{4.5}$$

$$A_{cg} = \begin{bmatrix} \vec{A}_a & \vec{\beta}_a \end{bmatrix} \tag{4.6}$$

$$A_{cg} = B^{-1} A_m \tag{4.7}$$

$$B = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & -z_1 & -y_1 \\ 0 & 1 & 0 & -z_1 & 0 & x_1 \\ 0 & 0 & 1 & y_1 & -x_1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & y_2 & -x_2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & y_3 & -x_3 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -z_2 & 0 & x_2 \end{bmatrix} \quad (4.8)$$

Dönüşüm matrisi B, fiziksel olarak ölçülmesi mümkün olmayan atalet merkezindeki ivmelerin hesaplanabilmesi için fiziksel olarak ölçülebilen noktlardaki ivmelerin taşınması amacıyla kullanılmaktadır. Bu yaklaşım doğru bir sonuç verebilmesi için ölçülebilen noktaların koordinatlarının, ağırlık merkezinin konumunun ve cisim ataletinin yüksek hassasiyette bilinmesini gerektirmektedir.

Ayrıca hareket verilerinden yola çıkılarak hesaplanan ataletsel kuvvetlerin dağıldığı noktalarda ölçülmüş verileri ile aynı sonucu verebilmesi için sistemin dinamik karakterinin fiziksel durum ile paralellik göstermesi gerekmektedir. Bu eşleştirilmesi gereken dinamik karakteri oluşturacak parametreler sistem yaylanma oranları ile sönüm oranları olmaktadır.

4.4 Kabin Kütle, Ağırlık Merkezi ve Atalet bilgileri

Çalışmaya konu olan ağır ticari araç kabininin ağırlığı ve ağırlık merkezi baskül ile ölçülerek hesaplanmıştır. Atalet matrisi ise kabine ait tüm geometri, parça ve malzeme bilgilerinin girildiği sonlu elemanlar modelinden alınmıştır.

4.5 Sistem Yaylanma Karakteristiğinin Modellenmesi

Sistemin yaylanma oranının fiziksel araç ile eş hale getirlmesi bu kısıma ait hedefi oluşturmaktadır. Sistemlerin sönümsüz serbest titreşimleri sırasındaki titreşim frekansları, doğal frekansları, yapıların yaylanma oranları ve kütleleri ile ilişkili olarak değişmektedir. Kabin kütlesi ölçülerek modellendiği için bu kısımda araç doğal frekansları elde edilerek analitik modelinde bu frekanslarda salınması arzu edilmektedir. Burada ilgilenilen frekans bölgesi sistemin rijit cisim modlarını kapsadığı için altı adet rijit cisim modları ile ilgilenilmektedir.

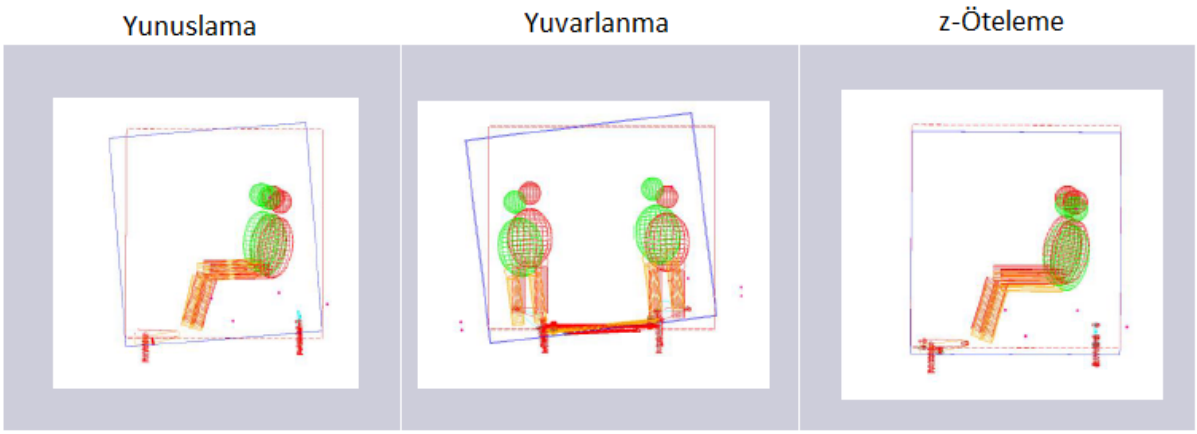
Fiziksel araca ait rijit cisim modları analitik model destekli olarak ve fiziksel test ile doğrulanarak bulunmuştur. Tam araç modelinden elde edilmiş Çizelge 4.3'te gösterilen mod değerleri en kritik ve baskın hareket olduğu bilinen z – öteleme için karşılaştırılmıştır.

Çizelge 4.3 Kabin Rijit Gövde Modları (Tam Araç MSC.ADAMS Modeli)

1	A Hz	yuvarlanma
2	B Hz	yunuslama
3	C Hz	z-öteleme
4	D Hz	Sapma
5	E Hz	y-öteleme
6	F Hz	x-öteleme

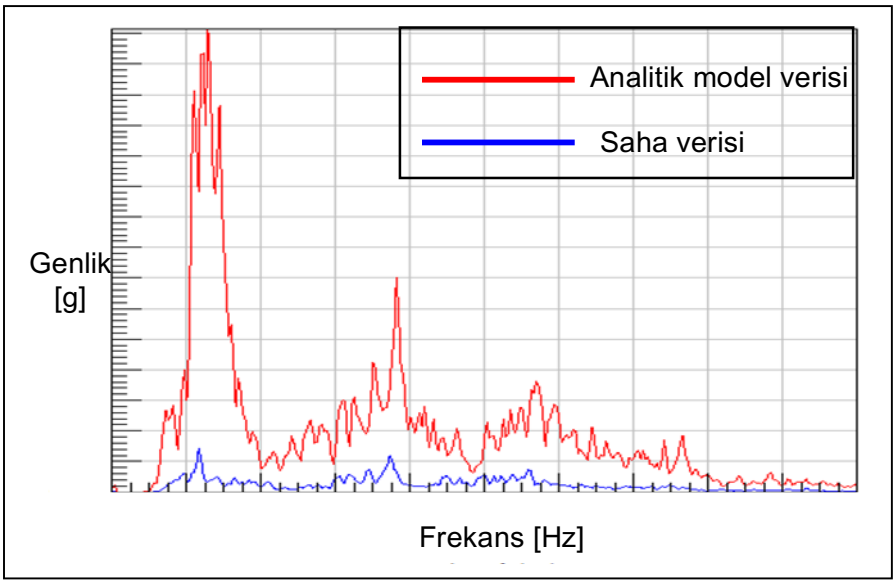
Karşılaştırma çalışması araç kabin süspansiyonu ile birlikte dört adet hidrolik piston üzerine yerleştirilmiş frekans tarama girdisine karşılık kabin üzerine yerleştirilmiş ivme sinyallerinin cevaplarından faydalanılarak yapılmıştır. Buna göre modal frekans cevap testinden elde edilen z-öteleme modu ile analitik model z-öteleme modu arasında %12'lik bir sapma görülmüş, bu sapma miktarının kabul edilebilir olacağı düşünülmüştür. Bu karşılaştırmadan yola çıkılarak analitik rijit cisim modları Çizelgesu referans olarak alınmıştır.

Referans alınan Çizelgedaki rijit cisim modları kullanılarak modeldeki bağlantı noktalarını temsil eden burç elemanlarının yay parametrelerinin iteratif hesaplanmasında kullanılmıştır. Özellikle Şekil 4.7'de verilmiş en kritik hareket modları yüksek doğruluk ile sağlanmıştır.



Şekil 4.7 Ağır ticari kabini kritik olarak seçilen rijit gövde modları

Bu noktada elde edilen hareket şekillerinin gerçek durum ile olan uyumu fiziksel araç ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma frekans alanında gerçekleştirilmiş ve sahadan elde edilen kabin ön sol tarafındaki ivme sinyalinden faydalanılmıştır. Bu karşılaştırmada hedef, frekans genliği yüksek olan frekans değerlerinin aynı frekans değerlerini gösterecek olmasıdır. Karşılaştırma analitik model için sönümsüz olarak gerçekleştirilmiştir.

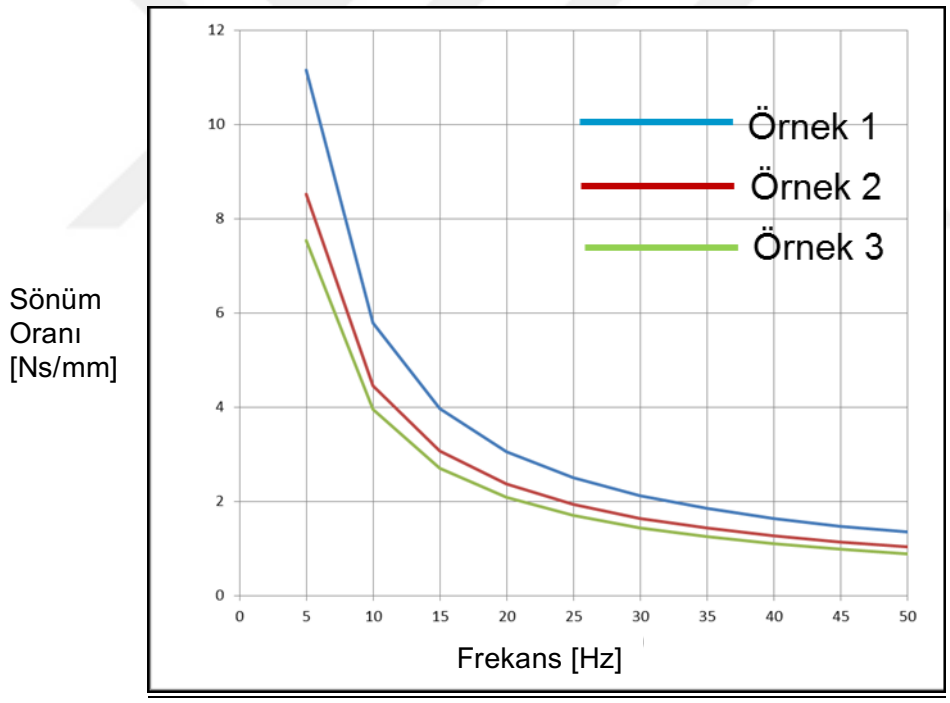


Şekil 4.8 Sönümsüz analitik model - saha verisi karşılaştırması.

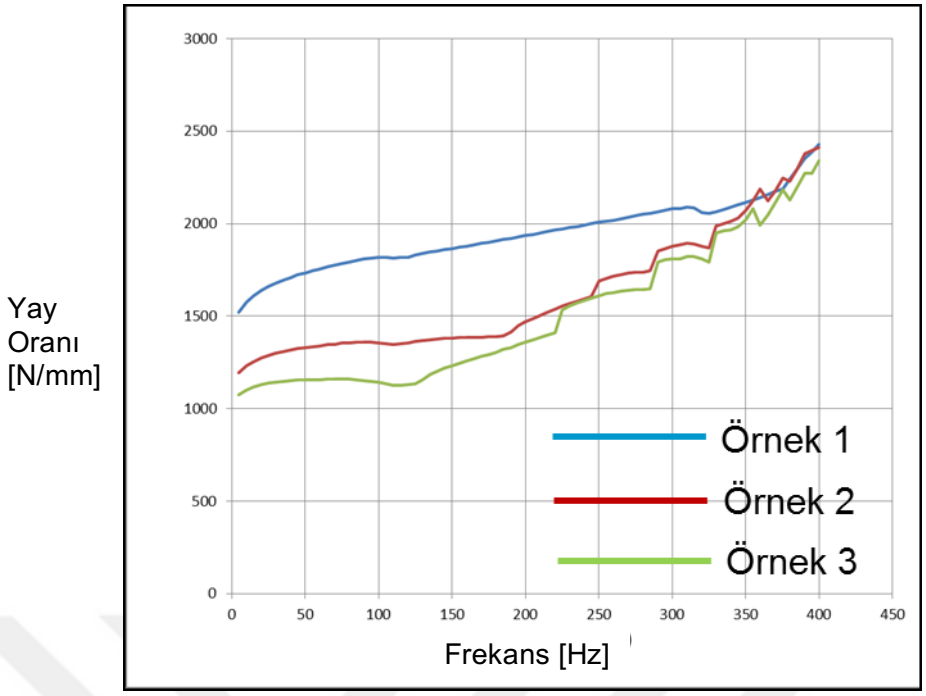
Şekil 4.8'de görülen sonuçlara göre frekans değerlerinde paralellik farkedilmektedir.

4.6 Sistem Sönüm Karakteristiğinin Modellenmesi

Bir önceki bölümde elde edilmiş sonuçlardaki tepe genliklerinin saha verileri ile uyumluluğunun sağlanabilmesi için bu bölümde sönüm oranları modellenecek ve fiziksel durum ile eşleştirilecektir. Bu amaçla kurulacak sönüm modelinin karaketeri araştırılmalıdır. Kabin süspansiyon sistemleri içerdikleri damper elemanları ve çok sayıda burç elemanları ile doğrusal olmayan, frekansa bağlı olarak sönüm oranı değişen bir karakter göstermektedir. Bu durum Şekil 4.9 ve Şekil 4.10'da da gösterilmiş örnek bir burcun eksenel dinamik test sonuçlarından da anlaşılmaktadır. Sonuçlara göre 5 Hz ile 50 Hz aralığında sönümleme 11 kat değişmektedir. Aynı zamanda bu değişim doğrusal olmayan şekilde gerçekleşmektedir.

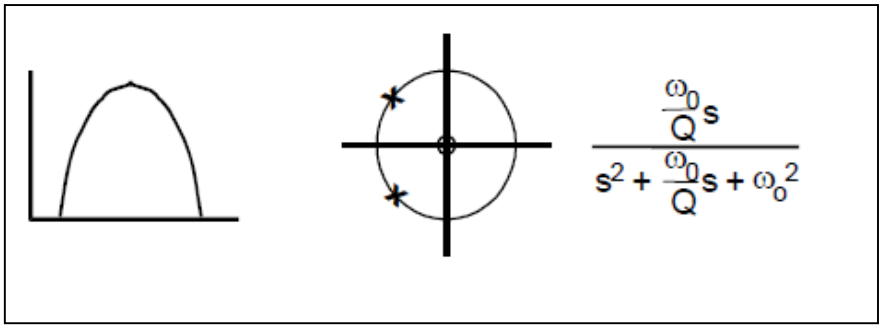


Şekil 4.9 Ağır ticari araç kabin burcu sönüm oranı - frekans eğrisi



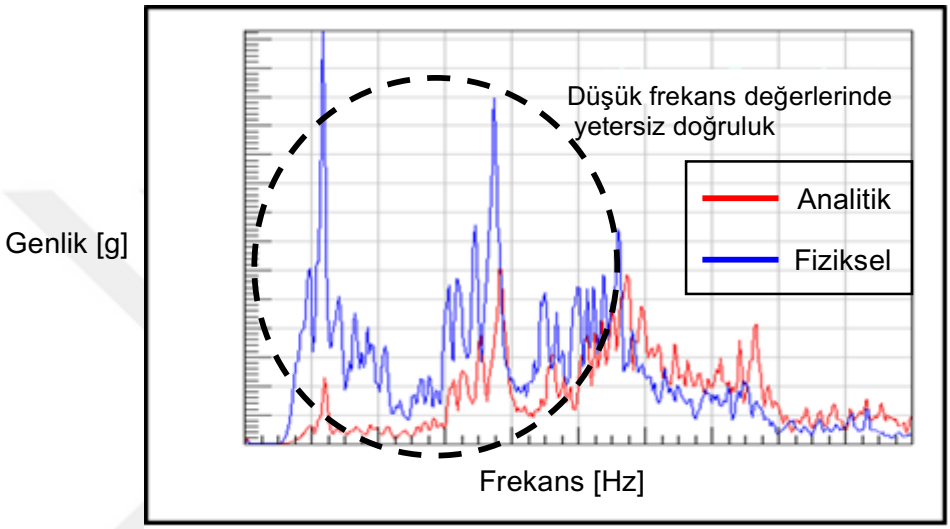
Şekil 4.10 Ağır ticari araç kabin burcu yay oranı - frekans eğrisi

Örnek olarak seçilmiş bir burç elemanı üzerinde görülmüş özellikler incelendiğinde Şekil 4.9'in 5 Hz ve öncesinde tepe yaptığı görülmektedir. Frekansa bağlı değişken bu karakterin bir transfer fonksiyonu modeli ile modellenmesi düşünülmüştür. Sönüm oranı grafiğinin frekansa karşı gösterdiği cevap grafiği, band geçiren filtre cevap grafiğine form olarak benzerlik göstermektedir. Bu nedenle sönüm oranı transfer fonksiyonu genel yapısı band geçiren filtre yapısı gibi alınmıştır. Şekil 4.11'de bu yapı gösterilmiştir.



Şekil 4.11 Band geçiren filtre transfer fonksiyonu yapısı

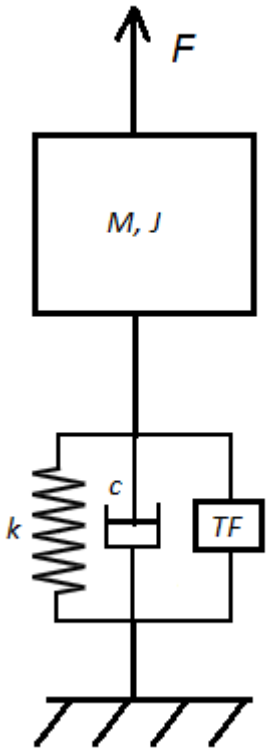
Bu genel yapıya göre doğal frekans parametresi sönümün tepe yapacağı frekans değeri olarak, kalite faktörü Q değeri ise yüksek doğruluklu fitin gerçekleşeceği iteratif değer olarak atanmıştır. Burada sönümleme bir yakınsama sağlayabilmek adına yüksek frekanslarda uyum sağlayacak sönümleme oranı frekanstan bağımsız doğrusal değer olarak ayarlanmıştır. Örnek olarak Şekil 4.12'te sadece doğrusal yay oranı ve doğrusal sönüm oranı uygulanması durumunda analitik model ile fiziksel araç verisinin uyumunu gösteren grafik paylaşılmıştır.



Şekil 4.12 Doğrusal yay oranı ve doğrusal sönüm oranı uygulanması durumu

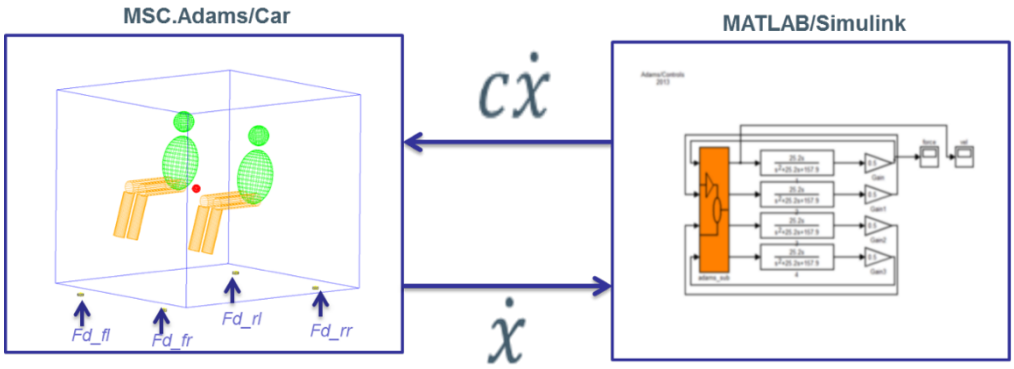
4.7 Önerilen Sistem Modeli ve Model Çalışma Çevrimi

Bu kısıma ulaşılana kadar yapılan çalışmalar neticesinde önerilen sistem analitik modeli çeyrek taşıt modelinde Şekil 4.13'deki gibi elde edilmiştir. Buna göre kabin kütlesi ataletsel girdileri ile tahrik edilerek doğrusal yay, doğrusal damper ve transfer fonksiyonu biçiminde damper elemanı ile modellenmiştir.



Şekil 4.13 Önerilen kabin sistemine ait diyagram

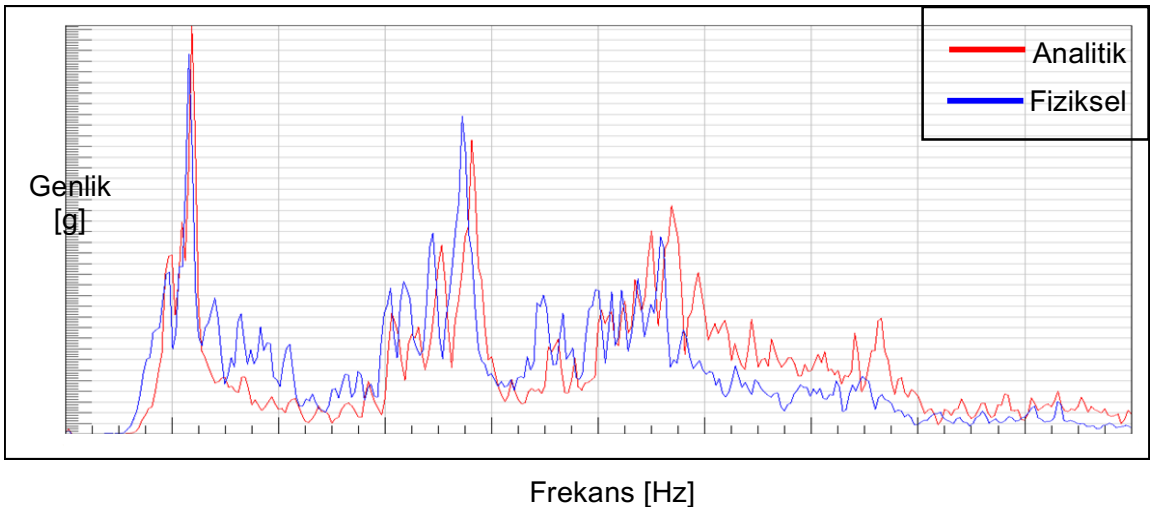
Önerilen bu sistemin modellenmesi MSC.ADAMS/Car yazılımında gerçekleştirilmiştir. Kabin kütlesi doğrusal çok yönlü burç elemanları ile yere bağlanmıştır. Sistem kabin kütlesinin atalet merkezinden tahrik edilmiştir. Bu noktada transfer fonksiyonu yardımı ile elde edilen frekansa bağlı burç sönüm karakteri eş simülasyon yöntemi ile MATLAB/Simulink ortamında modellenerek her bir analiz çözüm adımında sönüm kuvveti olarak MSC.ADAMS/Car ortamını geri iletilmiştir. MSC.ADAMS/Car ortamında hesaplanan kütle hızı MATLAB/Simulink ortamında transfer fonksiyonu ile çarpılarak kuvvet hesaplanabilmiştir. Bu çevrimi gösteren görsel Şekil 4.14'de görülebilir.



Şekil 4.14 Sistem çalışma çevrimi

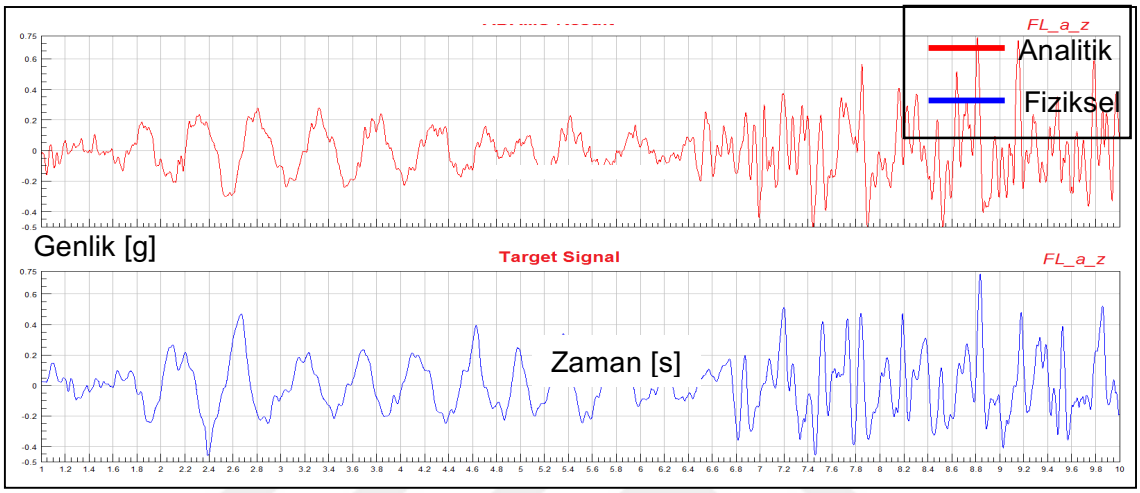
4.8 Deney Sonucu

Önerilen yeni modelleme yaklaşımı geri hesaplanmış ivme değerleri olarak grafikleştirilmiştir. Burada karşılaştırmaya tabii tutulan sinyaller ortalama karekök hatası ve korelasyon faktörü terimleri cinsinden kıyaslanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, Şekil 4.15'den de görülebileceği üzere frekans alanındaki sonuca bakıldığında, iki sinyal arasında 52 birimlik karekök hatası ve %94'lük korelasyon faktörü hesaplanmıştır. Raval ve arkadaşlarının [11] kıyaslamalarında kullandığı gibi kıyaslama frekans alanında yapılarak iyileştirilmesi gerekli frekans değerlerinin gözlemlenebilmesi hedeflenmiştir.



Şekil 4.15 Frekans alanı ön sol ivme sinyali analitik model ve fiziksel araç kıyaslaması

Frekans alanında yakalanan bu uyum ayrıca zaman alanında da kıyaslanarak benzerlik görsel olarak incelenmiştir. Şekil 4.16'de olduğu gibi zaman alanındaki sonuçlarda beklenmeyen yüksek genlikli veriler görülmemektedir. Frekans alanındaki yüksek genliklere sahip frekansların eşleştirilmesi sayesinde zaman alanında da görsel benzerlik yakalanabilmiştir.



Şekil 4.16 Zaman alanı ön sol ivme sinyalı analitik model ve fiziksel araç kıyaslaması

BÖLÜM 5

SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan literatür araştırmaları sonucunda elde edilen sonuçlara göre ağır ticari araçların kabin süspansiyon sistemlerine ait yüklerin hesaplanması problemine ilişkin sınırlı sayıda çalışmanın yapıldığı anlaşılmaktadır. Bu nedenle probleme ilişkin cevaplanması ve ilerletilmesi gereken birçok noktanın olduğu çıkarımı yapılabilir. Bu tez kapsamında bu alandaki aşağıdaki soruya cevap verecek bir çalışma gerçekleştirilmesi amaçlanmıştır:

"Çift süspansiyon sistemli ağır ticari bir aracın, kabin hareketlerini fiziksel araç ile aynı şekilde simülr edebilecek ve kabin süspansiyon sisteminin kabin ile bağlantı noktasında oluşan kuvvet ile momentlerin yüksek doğruluk ile tahmin edilebilmesini sağlayacak bir metot oluşturulabilir mi? "

Bu sorunu cevaplanabilmesi için aşağıda listelenmiş araştırma amaçları belirlenmiştir:

- Ağır ticari araç kabin süspansiyon sistemini simüle edebilecek uygun çok cisimli sistemler dinamiği yöntemi belirlemek;
- Seçilen çok cisimli sistemler dinamiği yöntemine ilişkin modeli oluşturmak;
- Kurulan modele doğrusal olmayan etkiler ekliyebilecek parametreleri incelemek, bu parametreler için de uygun modelleler oluşturmak;

- Geliştirilen modeli, seçilen bir fiziksel deney aracı üzerinden elde edilmiş veri ile test etmek, modeli buna uygun şekilde geliştirme ve modelin yeterliliğini doğrulamak.

Özetle, ağır ticari araçların kabin bağlantı elemanlarında oluşan kuvvet ve momentlerin tahmin edilebilmesi için belirlenmiş yaklaşımın problemin çözümü için önemli bir potansiyeli mevcuttur. Gelecek konu başlıkları altında bu araştırma amaçları sonucunda elde edilmiş tez sonuçları ve öneriler paylaşılacaktır.

5.1 Elde Edilen Sonuçlar

Çalışma kapsamında ele alınmış fiziksel deney aracının süspansiyon parametrelerini hesaplamalarında kullanarak, onun kabin hareketlerini ve bağlantı noktası yüklerini doğru tahmin edebilen bir simülasyon modeli geliştirilmiştir. Bu simülasyon modeli MSC.Adams yazılımında oluşturularak hem çok cisimli sistemler dinamiği denklemlerinin yazılımın çözücüsü tarafından hesaplanabilmesi hem de MATLAB/Simulink gibi transfer fonksiyonu, kontrolcü gibi tanımlamalara izin veren bir yazılım ile her simülasyon adımında haberleşebilen bir ortam kurulmuştur.

Kurulan model ve onun parametreleri fiziksel deney aracından elde edilmiş test verileri ile doğrulanmıştır. Bozuk bir test yolundan aracın geçişi sırasında elde edilen ivmeölçer verileri sistemin hem tahrik elemanı hem de simülasyon hareketleri ile doğrulama verileri olarak kullanılmıştır. Bu verilerin simülasyon sonuçları ile yapılan karşılaştırmalarına göre elde edilen sonucun yeterliliği kıyaslanabilmiştir. Sonuçların yetersiz kalması durumunda ise model parametreleri ve onların doğrusal olmayan etkileri araştırılmıştır.

Sonuç olarak ağır ticari araçların mafsallarında kullanılan burç elemanlarının doğrusal kabul edilemeyecek kadar önemli bir frekans davranışı gözlemlenmiştir. Buna göre burçların neredeyse-statik test sonuçlarından elde edilen yaylanma katsayısı ve sönümleme oranı davranışlarının dinamik simülasyonlar için yetersiz olduğu kanısına ulaşılmıştır.

Bu noktada mevcut problemde burçların daha detaylı modellenebilmesi için literatürde yer alan elastomer malzeme modelleri üzerine araştırmalar yapılmıştır. Ağır ticari araç

burçlarının hem tahrik genliği ile değişen, hem de frekans ile değişen ve yüksek enerji kayıpları bulunduran doğrusal olmayan etkilerinin bir transfer fonksiyonu modelinde çözülebileceği düşünülerek ikinci dereceden bir transfer fonksiyonu mevcut saha verileri kullanılarak tasarlanmıştır.

Frekans ile değişen davranışların incelenmesi sonucunda Coloumb sürtünmesi nedeniyle özellikle sönümleme sonuçlarının çok ciddi değişim gösterdiği fark edilmiştir. Tasarlanan transfer fonksiyonlarının burçların sönümleme elemanının oluşturduğu kuvvetler olarak sisteme aktarılması hedeflenmiştir. Bu nedenle modeli ilgili koordinatlarındaki kabin hareketleri bu transfer fonksiyonu ile çarpılarak kuvvet ve moment hesaplanmıştır.

Modele ait yaylanma oranlarının hesaplanması ve modele girilmesi noktasında ise bilinen rijit cisim modları Çizelgesundan doğrulama amacıyla faydalanılımştır. Altı adet rijit cisim mod Çizelgesu ile uyumlu olacak şekilde tüm yönlerdeki yaylanma oranları modele girilebilmiştir.

Tüm bu iyileştirmelerin sonucunda simülasyon MSC.Adams ve MATLAB/Simulink yazılımlarının haberleşmesi ile doğrusal olmayan burç davranışlarını da dahil ederek yüksek doğruluk ile aracın hareketlerini ve bağlantı elemanlarında oluşan kuvvet ve momentlerini tahmin edebilir hale getirilmiştir.

5.2 Öneriler

Tüm bu elde edilen sonuçlar ışığında, mevcut çalışmanın gerçekleştirilmesi sırasında anlaşılan özellikle önem gösterilmesi gereken noktalar şu şekilde özetlenebilir:

- Mekanik tasarımlara ait modellerin yüksek doğrulukta sonuç verebilmesi için model parameterlerinin davranışları doğru tayin edilmelidir. Parametrelerin hem zaman bölgesindeki hem de frekans bölgesindeki değişimleri gözlemlenmelidir;
- Davranış tayinleri neticesinde doğrusal olmadığı anlaşılan parametrelerin genel sonuca ne kadar etki ettikleri araştırılmalıdır. Hassasiyet analizleri ile hesaplanan parametrelerin genel etki oranları neticesinde yüksek etki

derecesine sahip doğrusal olmayan parametrelerin modellenmesi detaylandırılmalıdır. Doğru olmayan etmenler genel modele yansıtılmalıdır;

- Ağır ticari araç kabinlerine ilişkin simülasyonlarda yüksek etki oranına sahip doğrusal olmayan etkileri olan elemanların burçlar olduğu anlaşılmıştır. Bu nedenle burçlar genel modellerde detaylı modellenmeli ve ölçülmelidir. Bu çalışma kapsamında burçların doğrusal olmayan etkilerinin yapılan ölçümler neticesinde hem tahrik genliği, hem önyükleme hem de frekans değişkenleri olduğu görülmüştür. Genel modellere transfer fonksiyonu olarak tanımlanan burç modellerinin dahil edilmesi benzer çalışmalar için önerilmektedir.

Bu çalışmayı ileriye götürmek, mevcut sonuçları daha fazla iyileştirmek için odaklanabilinecek çalışma önerileri ise şu şekilde listelenebilir;

- Bu çalışma kapsamında kurulmuş mevcut simülasyon modeli kabin bağlantıları mafsalları ve kabin cismini içermektedir. Kabin süspasniyon sistemi ise bu modelde yer almamaktadır. Kabin süspansiyon sisteminde yer alabilecek kütle ve koordinat dengesizlikleri modellenemediği için bu etkiler sonuçlara yansıtılamamaktadır. Ayrıca kabin süspansiyonun yansıtılmaması onun parametrelerinde bir takım değişiklikler yapıp, sonrasında tasarım karşılaştırması yapma gibi ihtiyaçların karşılanamamasına neden olmaktadır. Mevcut yönteme kabin süspansiyon sistemi de eklenerek doğrulamalar tekrarlanmalıdır;
- Mevcut yönteme kabin süspansiyon sistemi modellenmeside eklenmesi durumunda sisteme ait her bir burç için bir burç modelinin geliştirilmesi gerekmektedir. Bunun amaçla çalışan market hazır paket yazılımları mevcuttur ancak bu paketler ağır ticari araçların yüksek coloumb sürtünmelerini modellerine dahil etmemektedirler. Bu nedenle sistemdeki her bir burç elemanın tanımlı olduğu koordinata bir de kuvvet elemanları tanımlanmalı bu etkiler dahil edilerek her burcun yüksek doğrulukta dinamik simülasyonu mümkün olmalıdır;

- Mevcut modelde kullanılan kabin ağırlık merkezi ve kabin ataleti gibi parametreler sonlu elemanlar modeli simülasyonlarının hesaplamalarından alınmıştır. Bu parametrelerin düşük doğrukta girilmesi aslında burç transfer fonksiyonuna bu etkinin dahil edilmesi ve doğru burç modelinde sapma olarak yansımaktadır. Bu nedenle kabin ağırlık merkezi, kabin ataleti gibi parametrelere ilişkin değerler yapılan fiziksel ölçümler neticesinde alınan sonuçlara göre girilmelidir;
- Mevcut simülasyon modeline kabin tahrikini sağlayan harici kuvvet elemanı toplanan ivme verilerinin dönüşüm matrisi ile kabin ağırlık merkezine transferini sağlamaktadır. Transfer edilmiş hareketler sonrasında kuvvet cinsine dönüştürülerek tahrik kuvvetinin verilerini oluşturmaktadır. Ancak bu hesaplama kabinin rijit olduğu kabulü ile gerçekleştirilebilmektedir. Bu nedenle mevcut yöntem sıfır ile kabinin son doğal frekansı aralığında doğru sonuç üretebilmektedir. Daha yüksek frekanslarda da çalışabilmek için kabin deforme olabilir olarak modellenmeli ve kabini tahrik eden kuvvet elemanını hesaplayacak başka bir yöntem üzerine çalışılmalıdır;
- Son olarak elde edilen kuvvet ve moment sonuçlarının doğruluğunu kontrol etmek için fiziksel deney aracında kuvvetölçerler kullanılmalıdır. Bu durumda ise mevcut tasarım koordinatlarında değişiklik yapmamak için markette hazır bulunan sensörler kullanılamaz. Bu engeli aşabilmek için araç parçalarının üzerine strain-gage yapıştırılarak parçalar yükölçerlere dönüştürülmelidir. Bu nedenle parçaların yükölçerlere dönüştürülmesi konusuna önem verilerek ayrıca çalışılmalıdır.

EK A

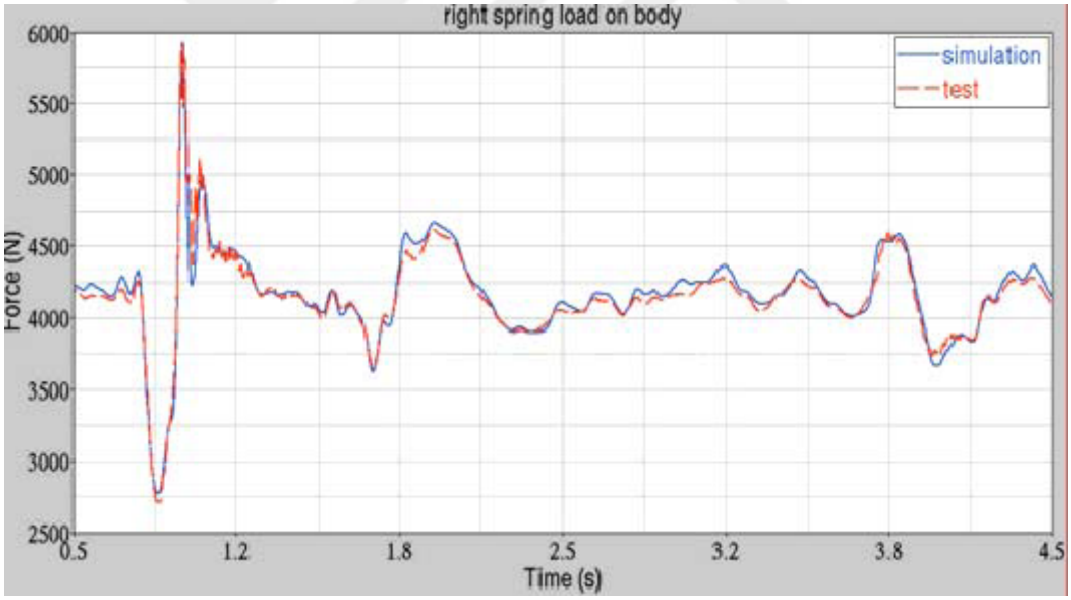
LİTERATÜR ÇALIŞMALARINA İLİŞKİN SONUÇLAR

Bu bölümde, literatür özeti kısmında anlatılmış çalışmalarda elde edilmiş sonuçlar grafikleri ile paylaşılacaktır. Yöntemsel olarak sınıflandırılmış bu çalışmalardan elde edilen doğrulukların karşılaştırılabilmesi amaçlanmıştır. Literatür incelemeleri sonucunda oluşturulmuş yöntem sınıflandırması aşağıdaki şekildeki gibidir. Çalışmalara ait sonuçlar yine bu sınıflandırmaya göre paylaşılacaktır.

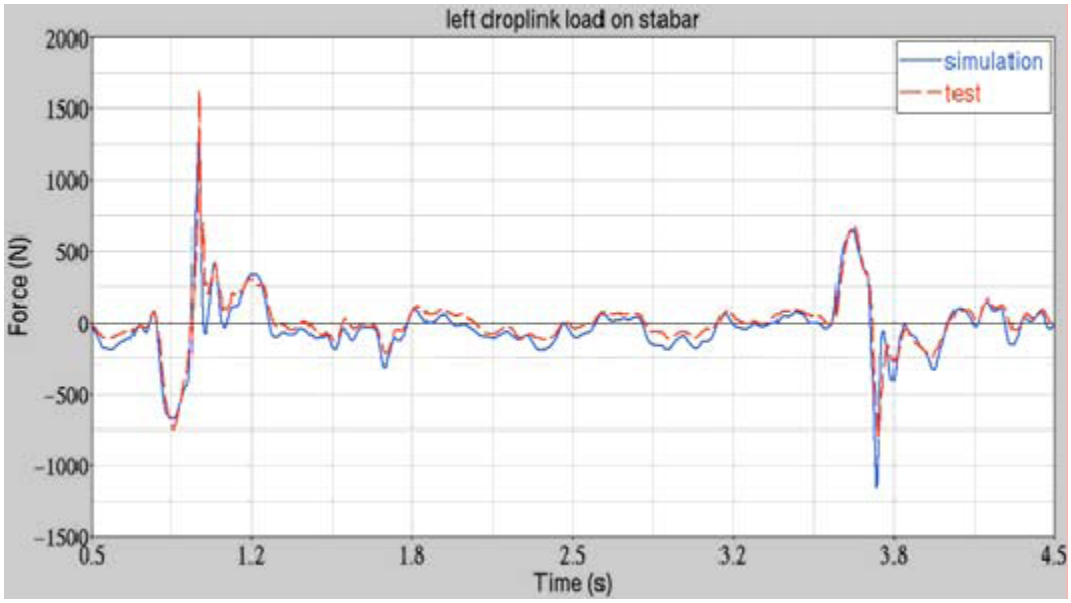
İlk olarak gövdeden kilitli yaklaşım ile yapılmış çalışma hakkındaki sonuçlara ait yorumlar paylaşılacaktır. Burada yazar ve arkadaşları [8] süspansiyon sistemine ait yay, drop kolu parçalarına ait sonuçları paylaşmışlardır. Elde edilen sonuçlara göre, Şekil A.1, Şekil A.2, Şekil A.2 ve Şekil A.4 incelendiğinde bu yaklaşımın süspansiyon parçaları için yeterli sonucu verebildiği paylaşılmaktadır. Yazar ve arkadaşları ayrıca Şekil A.5 ve Şekil A.6'de de görülebileceği üzere direksiyon sistemindeki bağlantı kolu eleman yüklerini de paylaşmışlardır. Buradaki uyumsuzluğu gidermek için yazar ve arkadaşları simülasyonlarına direksiyon sistemi girdisininde dahil edilmesi gerektiğini paylaşmışlardır.



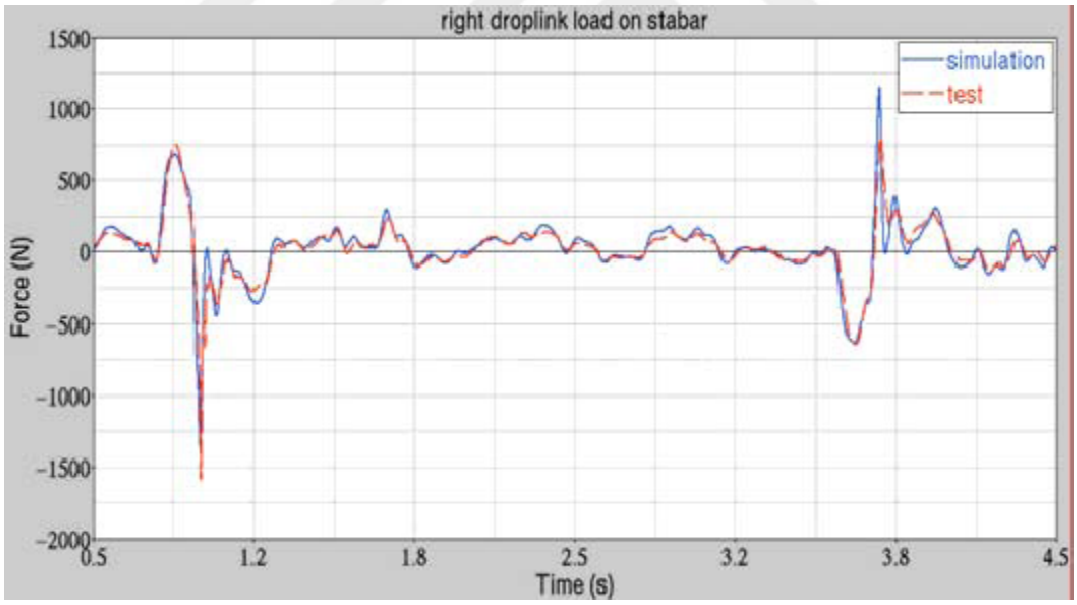
Şekil A.1 Sol süspansiyon yay yükleri [8]



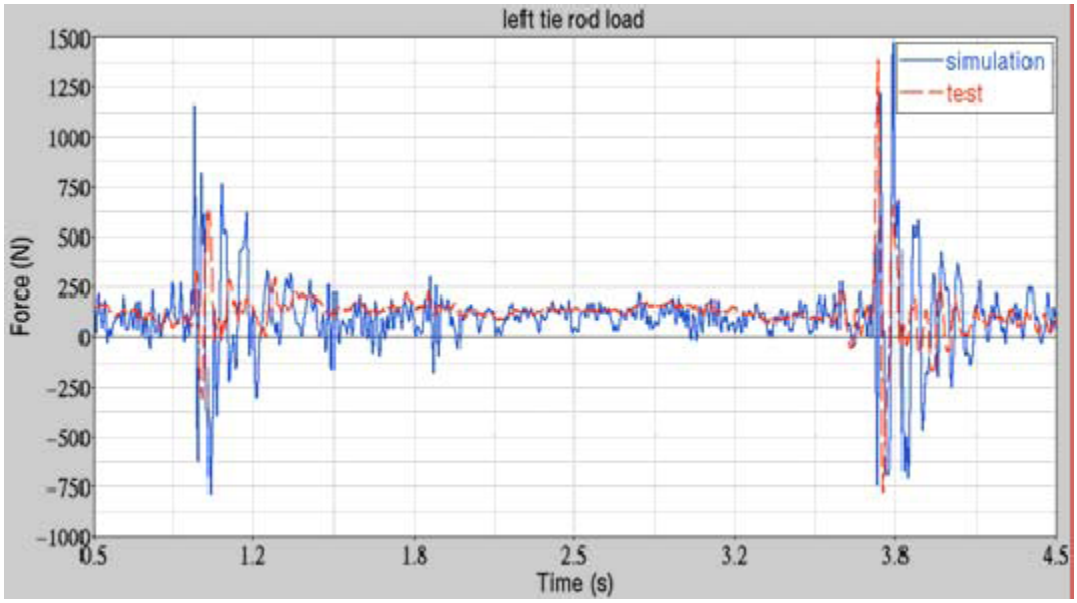
Şekil A.2 Sağ süspansiyon yay yükleri [8]



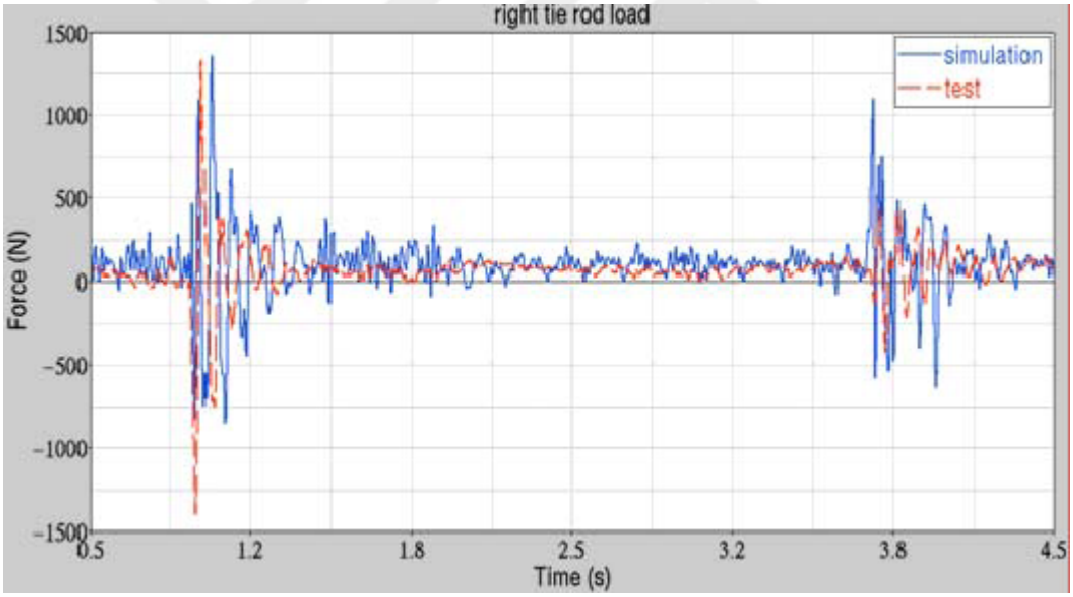
Şekil A.3 Sol süspansiyon drop kolu yükleri [8]



Şekil A.4 Sağ süspansiyon drop kolu yükleri [8]

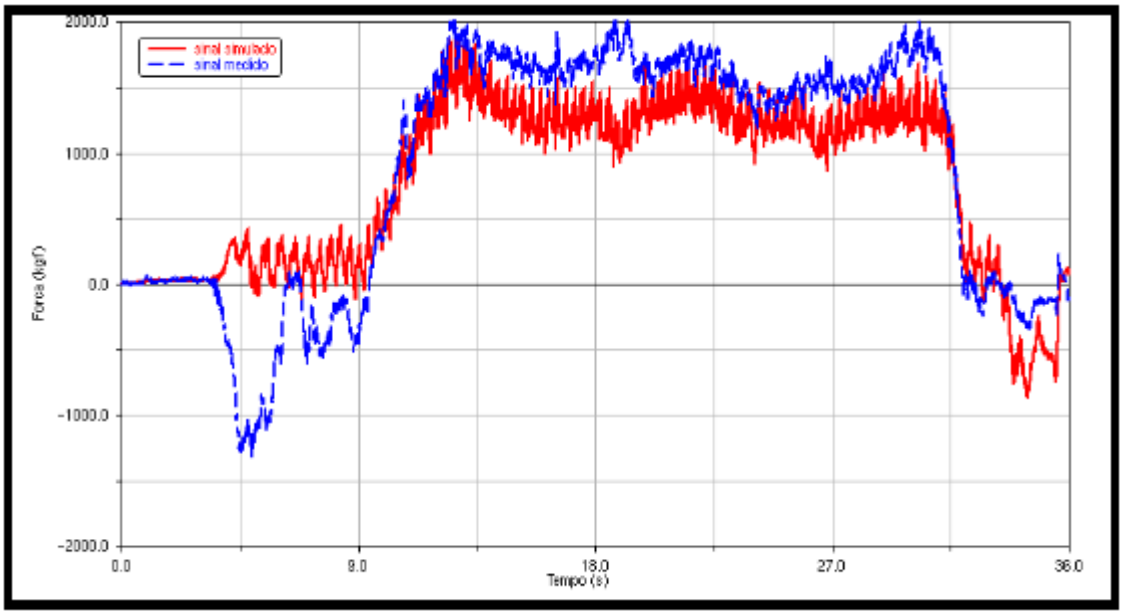


Şekil A.5 Sol direksiyon sistemi bağlantı kolu yükleri [8]

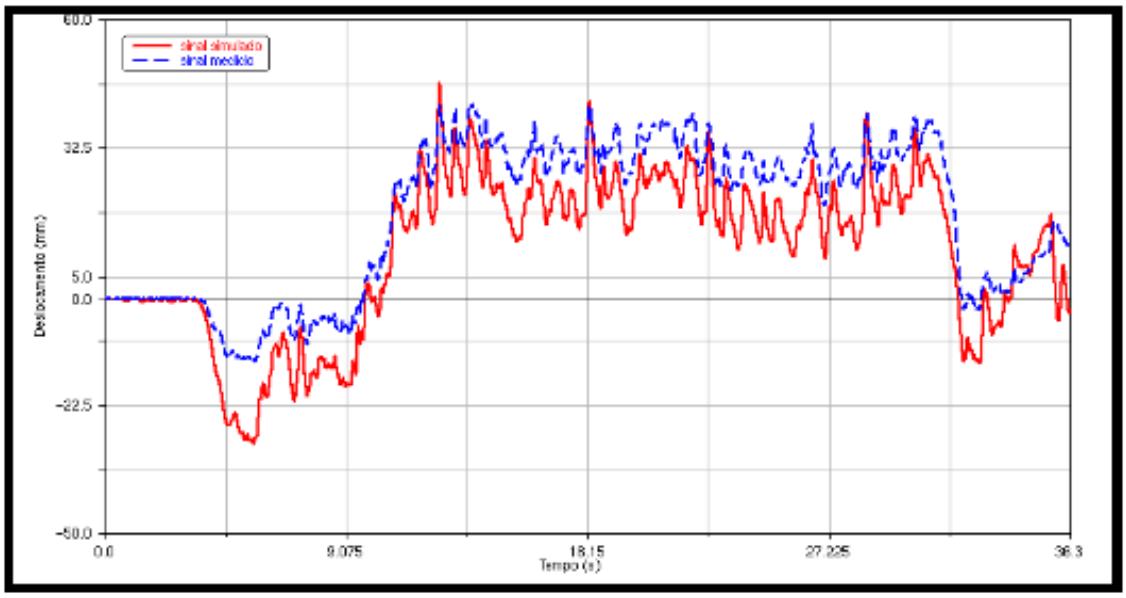


Şekil A.6 Sağ direksiyon sistemi bağlantı kolu yükleri [8]

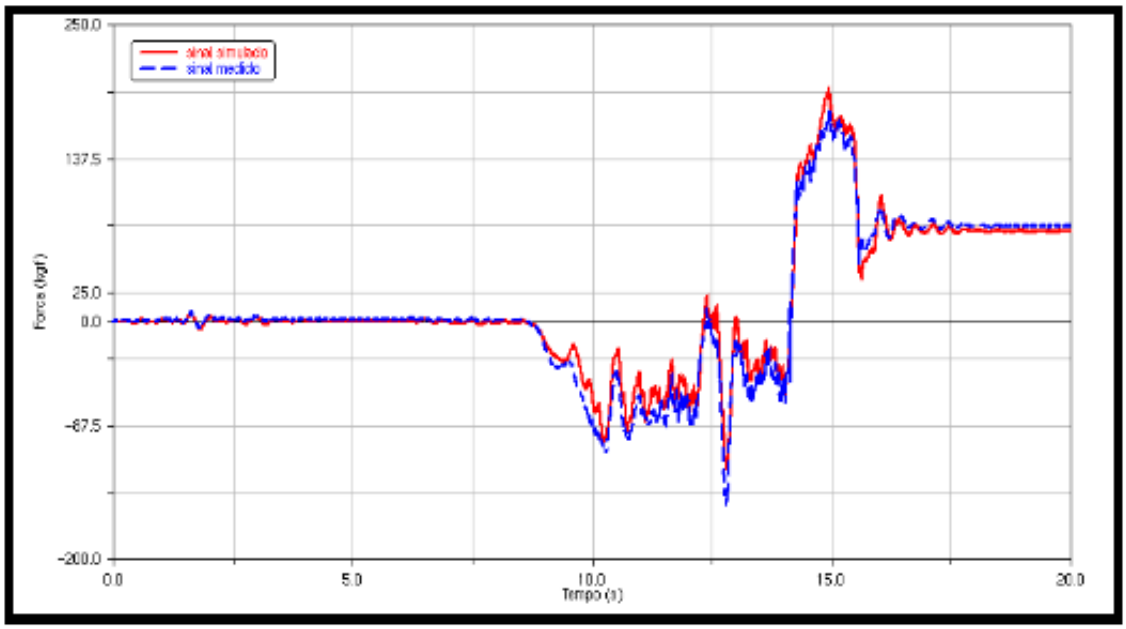
Gövdeden kilitli yaklaşımın kullanıldığı bir başka yaklaşım olan yazar ve arkadaşlarına [9] ait çalışmada simülasyon aracı gövde merkezinden bir burç yardımı ile sabitlenmiştir. Araca yalnızca tekerler girdileri uygulanmış ve direksiyon sisteminden bir girdi uygulanmamıştır. Bu yaklaşımın uygulanması sonucunda ise amörtisör, yay, üst kontrol kolu, süspansiyon drop kolu gibi parçalara ait sonuçlar sırasıyla Şekil A.8, Şekil A.9, Şekil A.10, Şekil A.11, Şekil A.12'lerdeki gibi parçaların dikey eksende yük almaları ve uygulanan girdinin de yine dikey eksende verilmesi nedeniyle başarılı sonuç verdiği anlaşılmaktadır. Buna karşın girdi uygulanmayan direksiyon sistemine ait Şekil A.7.'deki sonuca göre simülasyon sonucunda bazı serbest titreşimler fark edilmektedir. Ayrıca yine girdi uygulanmayan boylamasına eksen sonucu Şekil A.13 ve Şekil A.14'deki yanal eksen sonuçlarında bir benzerlik olmadığı fark edilmektedir. Son olarak Şekil A.15'deki dikey eksen tekerlek merkezi sonucu girdinin bir kısıt olarak tekerlek merkezinden uygulanmasından dolayı oldukça başarılıdır.



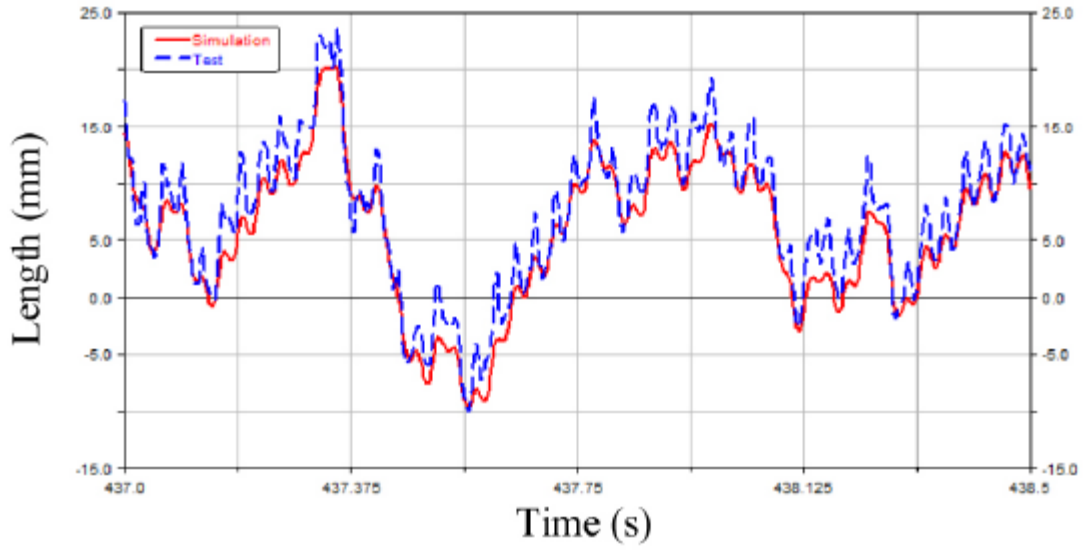
Şekil A.7 Direksiyon bağlama çubuğu eksenel yük verisi (simülasyon ve test) – SOL [9]



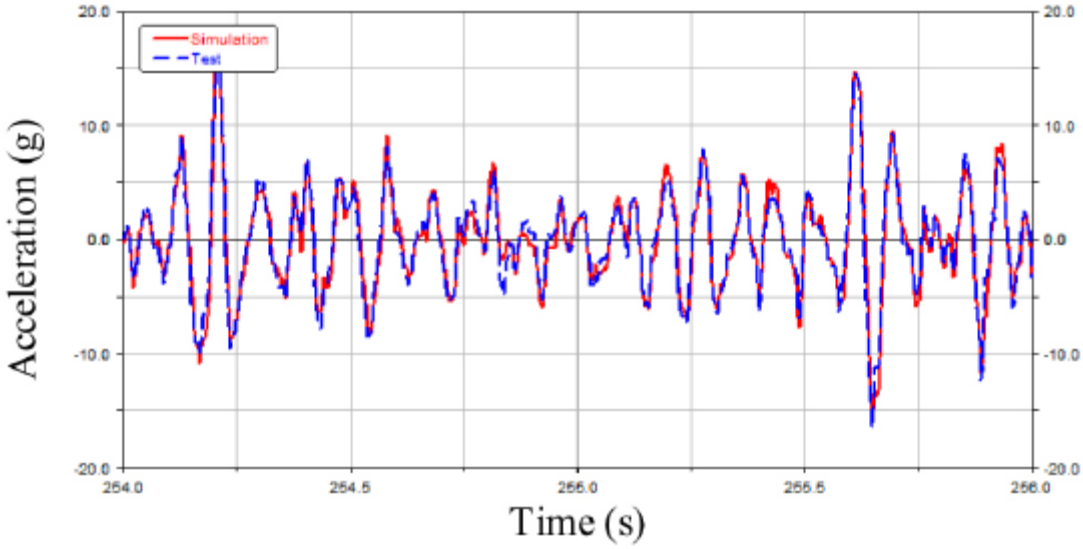
Şekil A.8 Amörtisör eksenel yer değiştirme verisi (simülasyon ve test) – SOL [9]



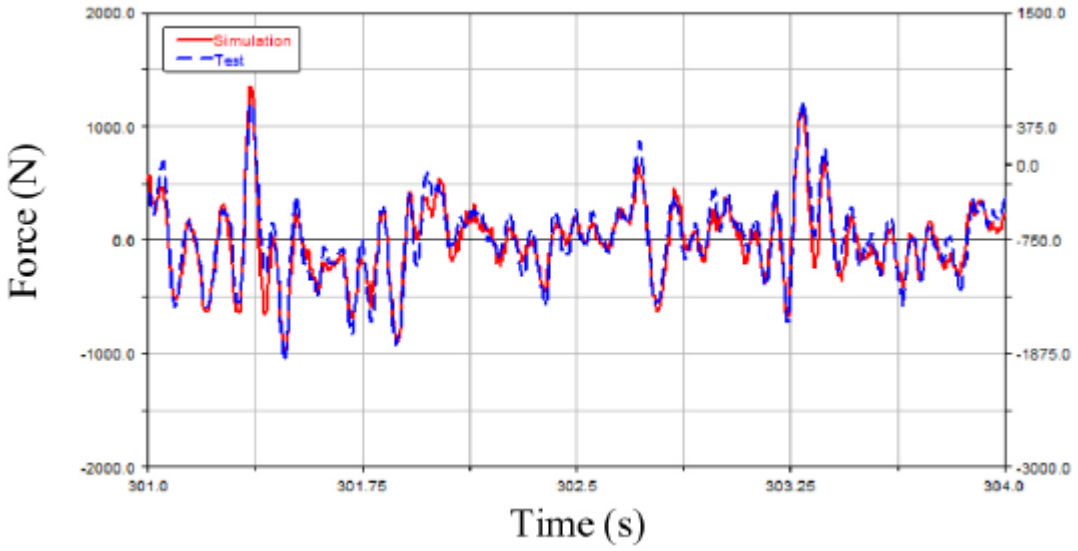
Şekil A.9 Üst kontrol çubuğu eksenel yük verisi (simülasyon ve test) – SOL [9]



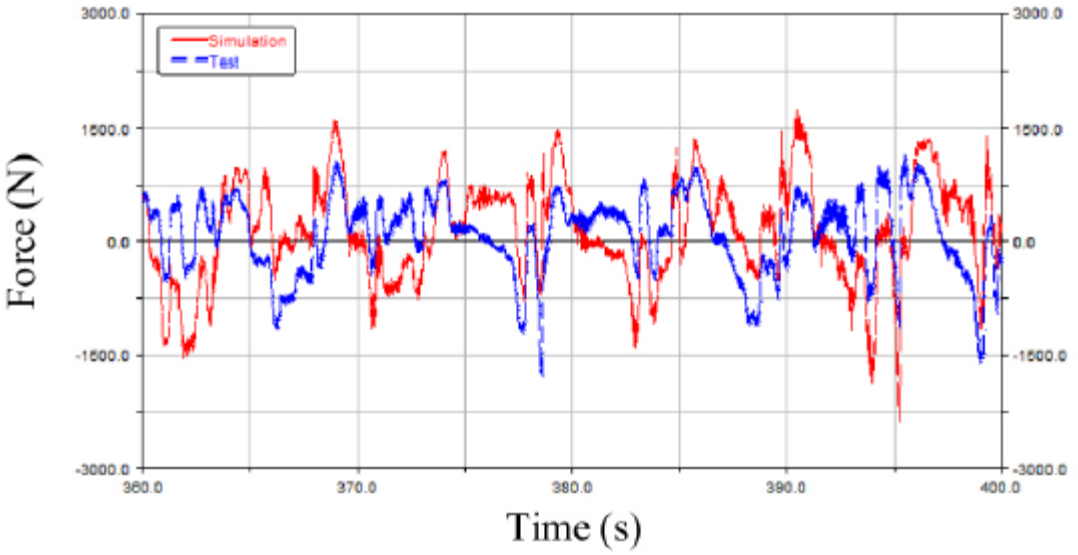
Şekil A.10 Süspansiyon yay yer değiştirmesi [9]



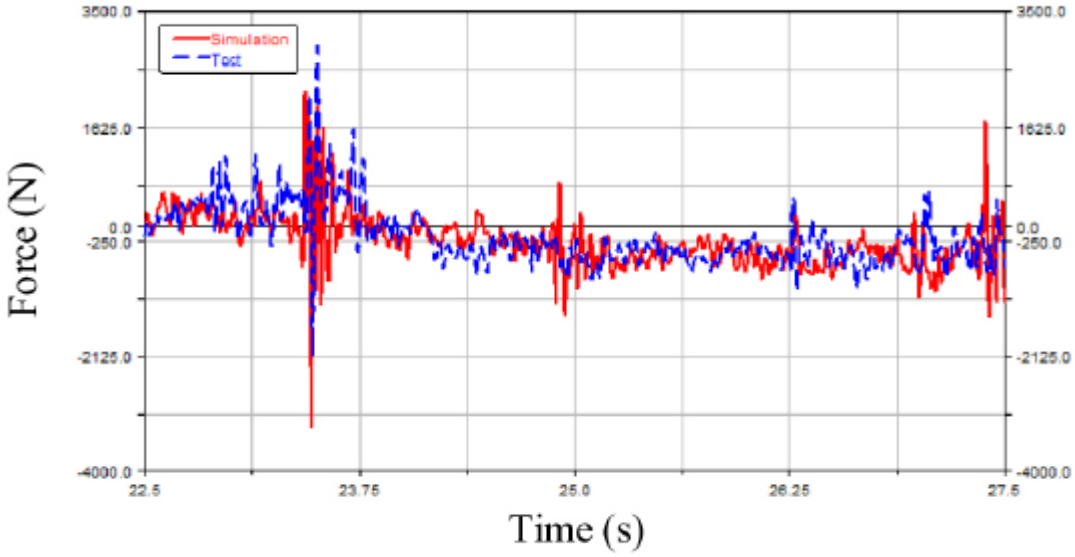
Şekil A.11 Teker merkezi dikey eksen ivmeleri [9]



Şekil A.12 Sol süspansiyon drop kolu yükleri [9]

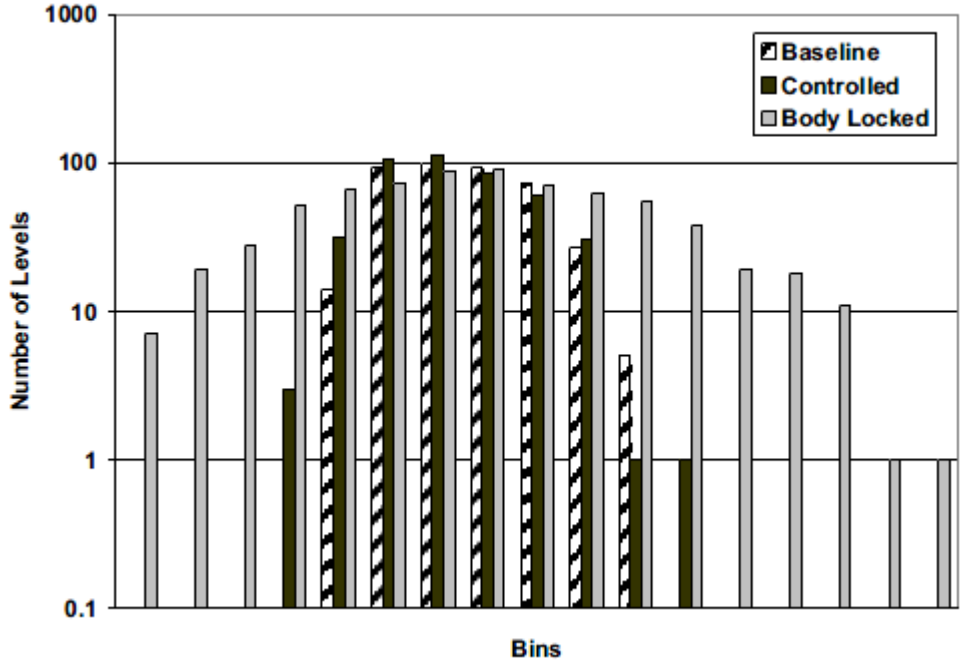


Şekil A.13 Boylamasına eksen yükleri [9]

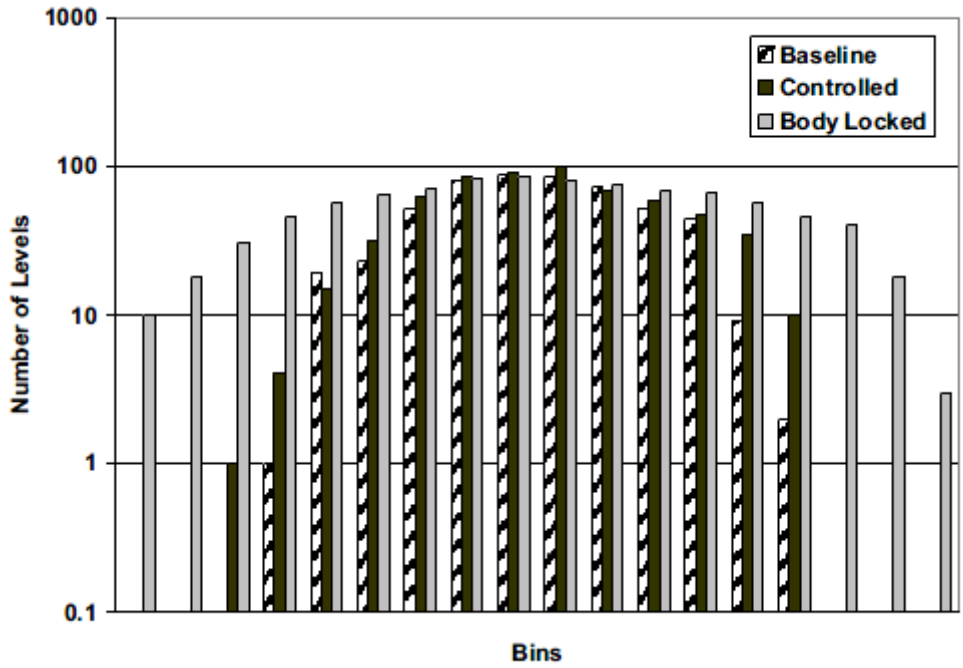


Şekil A.14 Yanal eksen yükleri [9]

Kontrolcü geribeslemeli yaklaşım ile yapılan çalışmada yazar ve arkadaşları [10] şasi-gövde bağlantı noktasında hesapladıkları yükleri gövdeden kısıtlanmış yaklaşım ile hesaplanmmış yükler ile kıyaslamışlardır. Bu iki çalışmadan hangisinin doğruluğunun daha iyi olduğunu tayin etmek için ise yerdeğiştirmelerin uygulandığı yöntemi değerlendirmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlara bakıldığında Şekil A.15 ve Şekil A.16'dan da görülebileceği üzere gövdeden kilitli yaklaşımın hesap ettiği yükler ataletsel etkilerin yok sayılmasından dolayı daha yüksek genliklerde ve tekrar sayılarında çıktığı anlaşılmaktadır.

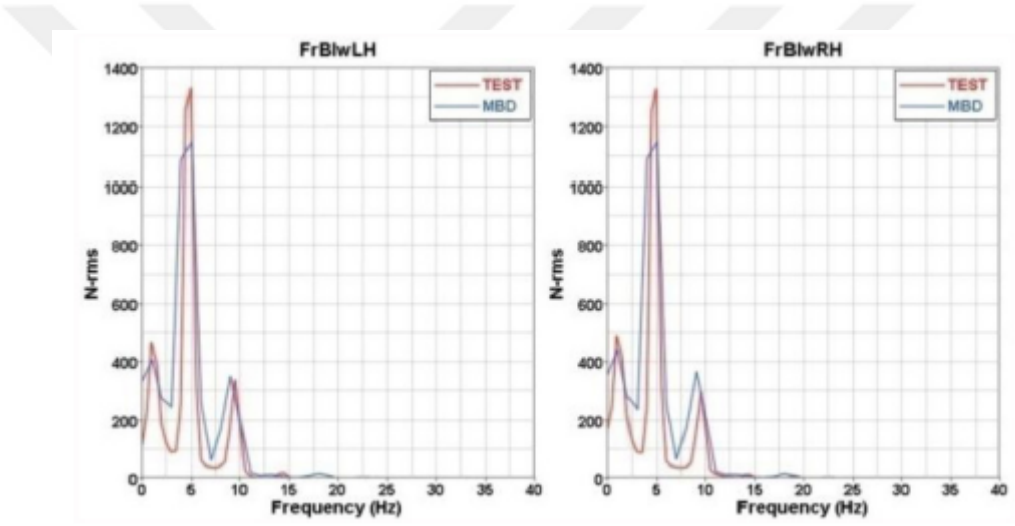


Şekil A.15 Sol gövde - şasi bağlantı noktası genlik ve tekrarlanma sayıları karşılaştırması [10]

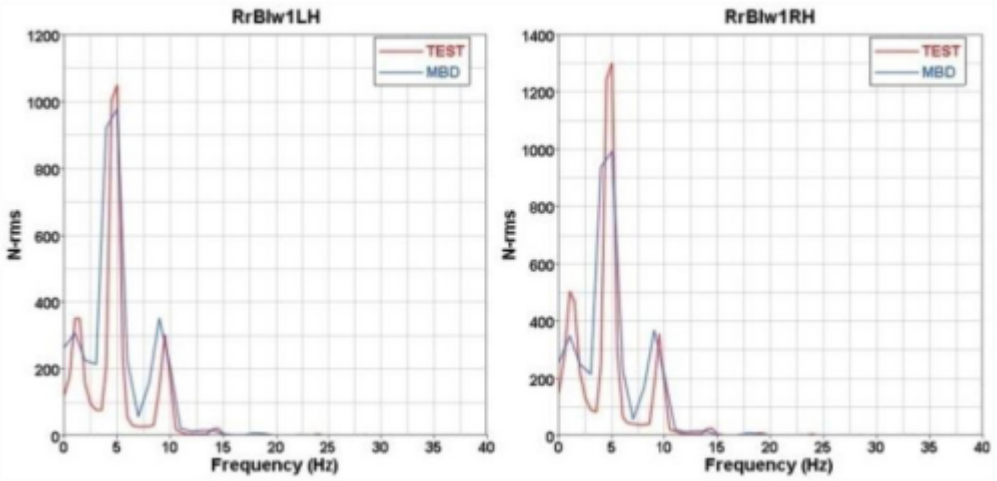


Şekil A.16 Sağ gövde - şasi bağlantı noktası genlik ve tekrarlanma sayıları karşılaştırması [10]

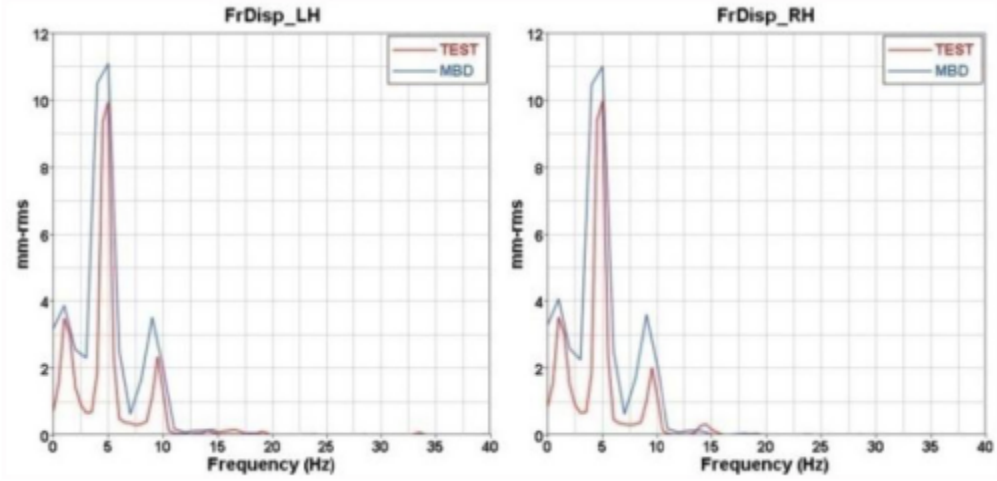
Tam analitik yaklaşım ile yapılan çalışmada yazar ve arkadaşları [11] ön ve arkada bulanan hava körüğü ve amörtisör parçalarında hesaplanmış yükleri saha verileri ile kıyaslamışlardır. Seçtikleri kıyaslama parçaları referans olarak alma adına gelecek çalışmalar için örnek teşkil edebilir. Ayrıca elde ettikleri sonuç frekans alanında incelemişlerdir. Bu inceleme yaklaşımı modeli doğrulama noktasında iyileştirilmesi gereken frekans bölgelerini göstereceği için uygun bir yaklaşımdır. Şekil A.17, Şekil A.18, Şekil A.19, Şekil A.20'de de görüleceği üzere çalışmada önemli frekans alanı uyumu sağlanmıştır.



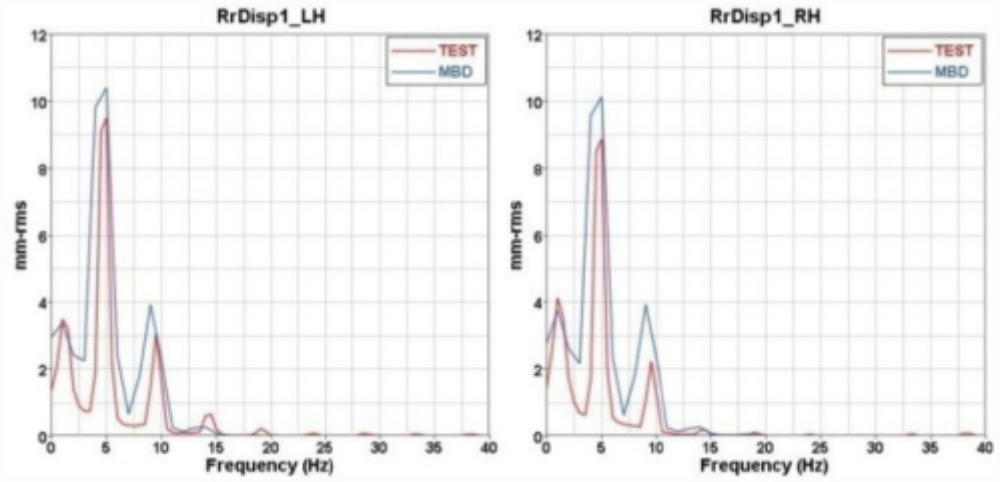
Şekil A.17 Ön hava körüğü braketi yükleri frekans alanı karşılaştırması [11]



Şekil A.18 Arka hava körüğü braketi yükleri frekans alanı karşılaştırması [11]



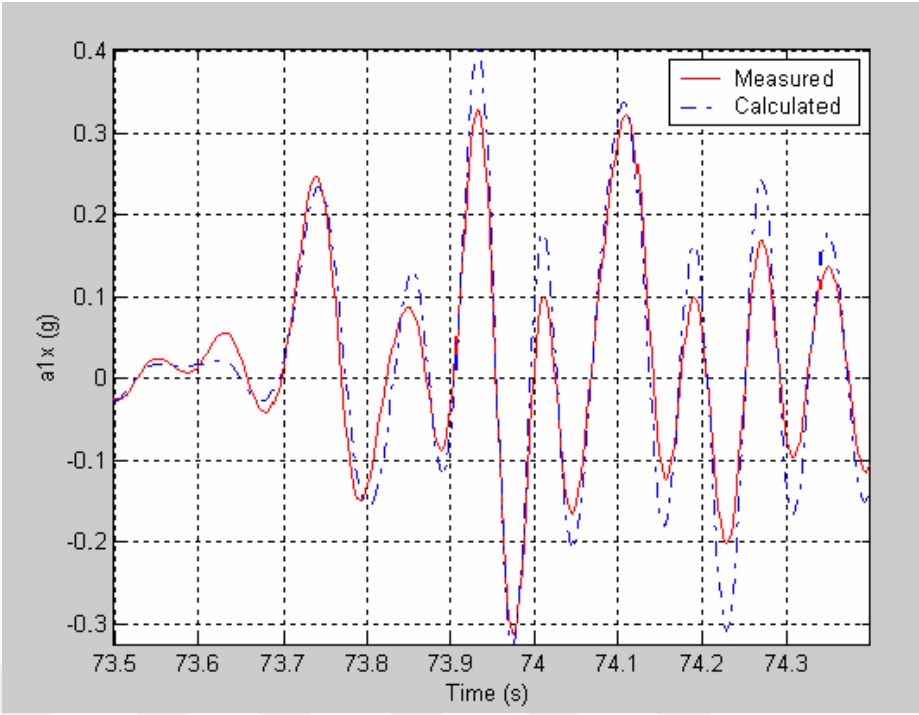
Şekil A.19 Ön amörtisör yer değiştirmesi frekans alanı karşılaştırması [11]



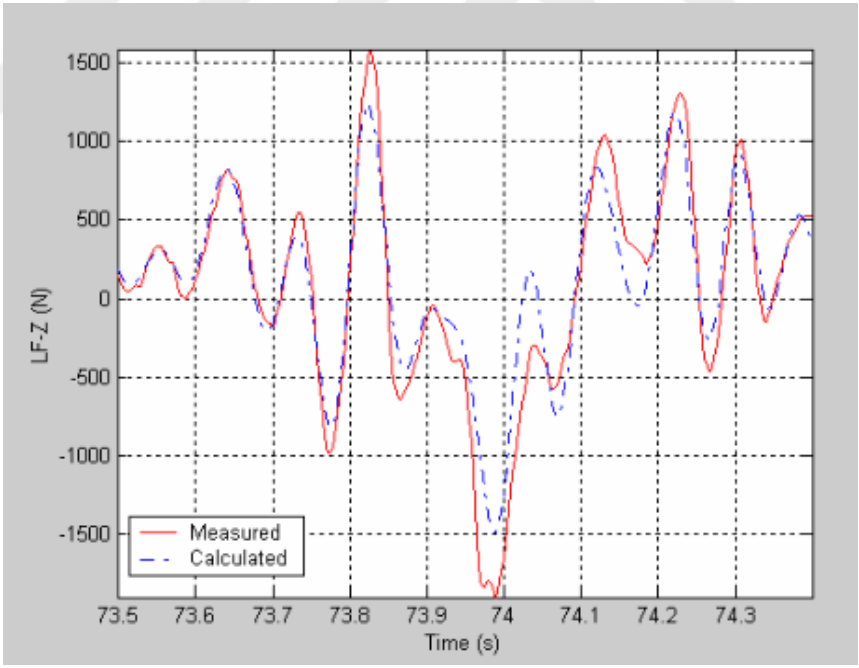
Şekil A.20 Arka amörtisör yer değiştirmesi frekans alanı karşılaştırması [11]

Özelleştirilmiş metot kullanarak yapılan çalışmada yazar ve arkadaşları [12] hesaplanan yükler ile yaptıkları sonlu elemanlar modeli sonuçlarını fiziksel test sonuçları ile kıyaslamışlardır. Elde edilen sonuçlara göre kabin bağlantı noktasında görülen iki adet problem hem sahada hem de simülasyon sonucunda benzerdir.

Özelleştirilmiş yaklaşım ile yapılan bir diğer çalışmada yazar ve arkadaşları [13] ivme sinyallerinin yanı sıra ayrıca fiziksel olarak bir yükölçer ile topladıkları kuvvet sinyallerini de kıyaslamışlardır. Elde edilen sonuçlara göre simülasyon sonuçlarının tepe noktalarını yakalayamadığı noktalar bulunduğu anlaşılmaktadır. Bu sonuçlara ait görseller Şekil A.21 ve Şekil A.22'da bulunmaktadır.



Şekil A.21 1-nolu ivmeölçerin karşılaştırma grafiği [13]



Şekil A.22 Sol motor takozu kuvvet sinyali karşılaştırması [13]

Kıyaslamalarını zaman alanında grafikle ve ayrıca en yüksek değerleri Çizelge A.1'da göstermişlerdir. Bu çizelge hasar sonuçlarını direkt olarak etkileyen yük genliğinin ne kadar hata yapabileceğini yansıtmaktadır. Bu hatalar ile benzer oranlarda ömür hesaplamalarında hatalar yapılabilir.

Çizelge A.1 Relatif hata karşılaştırma Çizelgesi [13]

Location/Direction		Calculated	Measured	Relative Error (%)
LF (N)	Fx	113.4	100.0	13.4
	Fy	132.7	133.9	-0.9
	Fz	300.7	358.0	-16.0
RF (N)	Fx	105.0	85.2	23.3
	Fy	137.7	134.7	2.2
	Fz	293.8	369.8	-20.6
TM (N)	Fx	70.7	69.8	1.3
	Fy	155.4	95.2	63.4
	Fz	333.0	293.1	13.6

KAYNAKLAR

[1] Dakin, J., Heyes, P., Fermér, M., ve Minen, D. (2001). Analytical Methods for Durability in the Automotive Industry – The Engineering Process, Past, Present and Future.

[2] Kistler RoaDyn® S6XT nsp System 2000 user manuel

[3] MSC.ADAMS/Car 701 user guide

[4] Bäcker, M., Langthaler, T., Olbrich, M., ve Oppermann, H. (2005). The Hybrid Road Approach for Durability Loads Prediction, (724). http://doi.org/10.4271/2005-01-0628

[5] Wang, T., Wang, L., Wang, C., Liu, T., Yuan, L., ve Zhang, T. (2014). Development in the Acquisition of Vehicle Loads Integrated with a Rigid and Flexible Multi-Body Model. SAE International Journal of Commercial Vehicles, 7(1), 2014–01–0856. http://doi.org/10.4271/2014-01-0856

[6] Kao, B., G., Perumalswami P., R., Dhir, A., K. (1997). A Hybrid Road Loads Prediction Method with Full Vehicle Dynamic Simulation. http://doi.org/10.4271/971513

[7] Menezes, J., ve Paulo, S. (2003). A Semi-Analytical Method to Generate Load Cases For CAE Durability Using Virtual Vehicle Prototypes A Semi-Analytical Method to Generate Load Cases For CAE.

[8] Liu, L., Ran, X., ve Li, L. (2007). Simulation and Correlation, 2007(724), http://doi.org/10.4271/2007-01-1202

[9] Zhang, L., Liu, H., Zhang, H., ve Xu, Y. (2011). Component Load Predication from Wheel Force Transducer Measurements. http://doi.org/10.4271/2011-01-0737

[10] Tebbe, J. C., Chidambaram, V., Kline, J. T., Jr, S. S., Shah, M. P., Tasci, M., ve Zheng, D. (2006). Chassis Loads Prediction using Measurements as Input to an Unconstrained Multi-Body Dynamics Model. Automotive Engineering, (724). http://doi.org/10.4271/2006-01-0992

[11] More, R., Vachhani, D., ve Raval, C. (2015). Durability Prediction of Rear Engine Bus Using Virtual Proving Ground Road Loads. SAE Technical Papers 2015-26-0237, 1–5. http://doi.org/10.4271/2015-26-0237

[12] P, S., M, M., ve N, M., "Virtual Durability Analysis of Heavy Commercial Truck Cabin for Proving Ground Inputs," SAE Technical Paper 2013-01-2788, 2013, http://doi.org/10.4271/2013-01-2788.

[13] Yang, X., Muthukrishnan, G., Seo, Y., ve Medepalli, S. (2004). Powertrain Mount Loads Prediction and Sensitivity Analyses, (724). http://doi.org/10.4271/2004-01-1691

[14] Rahnejat, H., (2000). Multi-body dynamics: historical evolution and application. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, PartC: Journal of Mechanical Engineering Science, 214 (1), pp. 149-173

[15] Shabana, A., A., (2005). Dynamics of Multibody Systems. [Online]. 3rd ed. Cambridge: Cambridge University Press. http://dx.doi.org/10.1017/CBO9780511610523

[16] Sjöberg, M., Kari, L., Nonlinear behavior of a rubber isolator system using fractional derivatives. Vehicle System Dynamics, 2002(37): 217-236

[17] Payne, AR., Whittaker, RE. (1971). Low strain dynamic properties of filled rubbers. Rubber Chemistry and Technology 44, 440–478.

[18] Mullins, L. (1969). Softening of rubber by deformation. Rubber Chemistry and Technology 42, 339–362.

[19] Ismail, M., Ikhouane, F., ve Rodellar, J. (2009). The Hysteresis Bouc-Wen Model , a Survey, 161–188. http://doi.org/10.1007/s11831-009-9031-8

[20] Scheiblegger, C. ., Roy, N. ., Silva Parez, O. ., Hillis, A. ., Pfeffer, P. ., ve Darling, J. . (2014). Non-linear modeling of bushings and cab mounts for calculation of durability loads. SAE Technical Papers, 1. http://doi.org/10.4271/2014-01-0880

[21] Spencer, B. F., Jr., Dyke, S. J., Sain, M. K., Carlson, J. D., 1996, “Phenomenological Model of a Magneto-rheological Damper”. ASCE Journal of Engineering Mechanics

[22] Ok, J. K., Yoo, W. S., ve Sohn, J. H. (2008). New nonlinear bushing model for general excitations using Bouc-Wen hysteretic model. International Journal of Automotive Technology, 9(2), 183–190. http://doi.org/10.1007/s12239-008-0023-8

[23] Lee, J. H., Kim, K. J., Lee, U. K., ve Song, C. (2000). Treatment of Frequency Dependent Complex Stiffness of Rubber Bushings in Transmission by Commercial Multi-body Dynamics Programs. The 29th International Congress and Exhibition on Noise Control Engineering, 1–4.

[24] Piersol, A. G., ve Paez, T. L. (2010). BASIC VIBRATION THEORY. Harris’ Shock and Vibration Handbook, Sixth Edition. McGraw Hill Professional,

[25] Irvine T., The Steady-state Response of a Single-degree-of-freedom System Subjected to a Harmonic Force, Vibrationdata.com Publications, 1999.

[26] Orlandea, N., Chace, M. A., ve Calahan, D. A. (1977). A sparsity-oriented approach to the dynamic analysis and design of mechanical systems—Part 1. Journal of Engineering for Industry, 99(3), 773-779.

[27] Li, Sida, "Development of a Bushing Model for Vehicle Durability Simulation" (2014). Electronic Theses and Dissertations. Paper 5184.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Eren AYDEMİR

Doğum Tarihi ve Yeri : 18.02.1992, İstanbul

Yabancı Dili : İngilizce

E-posta : eren.aydemir@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	**Alan**	**Okul/Üniversite**	**Mezuniyet Yılı**
Lisans	Mekatronik Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2013
Lise		Elazığ Anadolu Lisesi	2009

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	**Firma/Kurum**	**Görevi**
2013 – devam ediyor	Ford Otomotiv A.Ş.	Ürün Geliştirme Mühendisi