

39608

BİR YOLCU VAGONUNUN DİNAMİK TASARIMI VE TİTREŞİM

KONFORUNUN ANALİZİ ÜZERİNE BİR YAKLAŞIM

DOKTORA TEZİ

Y. Müh. Erdal ABA

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 28 Eylül 1994

Tezin Savunulduğu Tarih : 22 Aralık 1994

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Vedat KARADAĞ

Diğer Jüri Üyeleri : Doç. Dr. Metin GÜRGÖZE

Doç. Dr. Osman S. TÜRKAY

**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMENTASYON MERKEZİ**

ARALIK 1994

ÖNSÖZ

Yolcu taşımak için üretilen araçlar gelişimini tamamlamış gibi görünse de, tasarımcılar estetik, titreşim, gürültü, emniyet gibi konularda araştırmalarını sürdürmektedirler.

Mekanik bir yapının üretimi, tasarım-prototip üretimi-test ve ıslah çalışmaları gibi aşamaları içine alır. Tasarım ve analiz gibi mühendislik çalışmalarının güvenli yöntemlerle bilgisayar desteğinde yapılması ise, projeye üretimden önce çok etkin ve hassas bir ön çalışma sunmakta ve daha sonra çıkabilecek bazı problemlerin boyutlarını küçültmektedir. Bu çalışmada, proje tasarım aşamasında, aracın dinamik davranışını etkileyen sistem parametrelerinin etkilerini önceden tahmin etmek amaçlanmıştır.

Çalışmam süresince yardımlarını esirgemeyen ve beni her konuda en iyi şekilde yönlendiren hocam Doç.Dr.Vedat KARADAĞ'a, çalışmalarında yakın ilgisini gördüğüm ve değişik konularda kendilerinden faydalandığım Yrd. Doç.Dr. Ö. Kadir MORGÜL, Dr. Ümit KOCABIÇAK, Yük.Müh. Zeki ÖZCAN, Yrd.Doç.Dr. Recep KAZAN, yayın desteği ile yardımcı olan Prof.Dr. H. Temel BELEK'e ve ayrıca fiziki imkanlarından faydalandığım Türkiye Vagon Sanayi A.Ş' ne teşekkür ederim.

Yol gösterici eleştirileri için, Doç. Dr. Metin GÜRGÖZE ve Doç. Dr. Osman S. TÜRKAY' a ayrıca teşekkür ederim.

Ocak-1995
Adapazarı

Erdal ABA
Mak.Yük. Mühendisi

İÇİNDEKİLER

SEMBOLLER LİSTESİ.....	VI
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	VIII
TABLolar LİSTESİ.....	XI
ÖZET.....	XIV
SUMMARY.....	XV
BÖLÜM 1.GİRİŞ VE KONUNUN TANITILMASI.....	1
1.1.Giriş.....	1
1.2.Bir Yolcu Vagonunun Tanıtılması.....	4
1.3.Dinamik Tasarımın Anlamı ve Genel Konfor Anlayışı.....	5
1.4.Titreşimlerin İnsan Üzerindeki Etkileri ve Performans Kriterleri.....	9
1.4.1.Sperling Konfor Katsayısı (Wz) Yöntemi.....	13
1.4.2.ISO 2631 Yöntemi.....	16
BÖLÜM 2.YAKIN GEÇMİŞTE KONUYLA İLGİLİ YAPILAN ARAŞTIRMALAR.....	19
BÖLÜM 3.GENEL FORMÜLASYON VE ÇÖZÜM MODELLERİ.....	32
3.1.Sistem Çözüm Modelinin Geliştirilmesi.....	32
3.2.Kullanılan Koordinat Takımı.....	37
3.2.1.Toplu Kütleli Sistem Modeli	37
3.2.2.Sürekli Elastik Çubuk Sistem Modeli	37
3.3.Aerodinamik Etkiler.....	38
3.4.Enerji Formülleri.....	40
3.5.Vagona Etki Eden Kuvvetler ve Raydan Gelen Etkiler....	43
3.6.Çözüm Modelinde Kullanılan Parametreler.....	47
BÖLÜM 4.HAREKET DENKLEMLERİNİN ELDE EDİLMESİ VE SONLU ELEMENLAR YÖNTEMİ YAKLAŞIMI.....	49
4.1.Hareket Denklemlerinin Elde Edilmesi.....	49
4.2.Vagon Gövdesinin Sonlu Elemanlara Ayrılması ve ve İnterpolasyon Fonsiyonu Seçimi.....	50

4.3.Sonlu Eleman Matrislerinin Bulunması.....	52
4.4.Vagon Gövdesine Ait Sistem Matrislerinin Elde Edilmesi.	52
4.5.Tüm Sistem Matrislerinin Elde Edilmesi.....	54
BÖLÜM 5.SONLU ELEMAN RİJİTLİK MATRİSİNİN ELDE EDİLMESİ.....	55
5.1.Eğilme Rijitliği.....	55
5.2.Eksenel Aerodinamik Kuvvetlerin Etkisi.....	56
BÖLÜM 6.SONLU ELEMAN KÜTLE MATRİSİNİN ELDE EDİLMESİ.....	57
6.1.Eğilme Yer Değışimlerinin Etkisi	57
6.2.Dönme Ataleti Etkisi.....	58
6.3.Rüzgarın Eklenen Kütle Etkisi.....	59
BÖLÜM 7.VAGON GÖVDESİNE AİT SNUM MATRİSİ.....	60
BÖLÜM 8.HAREKET DENKLEMLERİNİN ÇÖZÜMÜ.....	61
8.1.Modal Analiz Yöntemiyle Sönümsüz Halde Geçiđi Sistem Davranışının Hesaplanması.....	62
8.1.1.Sayısal Sonuçların Değerlendirilmesi.....	65
8.1.2.Sönümsüz Sistem Davranış Hesabı İçin Kullanılan Bilgisayar Programının Açıklanması.....	77
8.2.Modal Analiz Yöntemiyle Sönümlü Halde Geçiđi Sistem Davranışının Hesaplanması.....	78
8.2.1.Sayısal Sonuçlar ve Konfor Katsayısı.....	81
8.2.2.Deneysel Sonuçlar ve Konfor Katsayısı.....	88
8.2.3.Sönümlü Sistem Davranış Hesabı İçin Kullanılan Bilgisayar Programının Açıklanması.....	92
BÖLÜM 9.TİTREŞİM KONFORU İÇİN BİR UYGULAMA.....	93
BÖLÜM 10.AERODİNAMİK ETKİLER.....	100
10.1.Eksenel Sürükleme Kuvvetinin Etkisi.....	100
10.2.Rüzgar Kuvvetinin Eklenen Kütle Etkisi.....	103
BÖLÜM 11.SİSTEMİN FREKANS CEVABI, HARMONİK TAHRİK HALİ.....	106
11.1.Sönümsüz Halde Frekans Cevabı.....	104
11.2.Sönümlü Halde Frekans Cevabı.....	107
11.3.Sayısal Sonuçların Değerlendirilmesi.....	108

BÖLÜM 12. RASTGELE TİTREŞİMLER HALİNDE SİSTEM DAVRANIŞININ HESAPLANMASI.....	111
12.1.Zorlayıcı Kuvvetin Beyaz Gürültü Olması Halinde Sistem Davranışının Hesaplanması.....	112
12.2.Sayısal Sonuçların Değerlendirilmesi.....	117
BÖLÜM 13.SONUÇ VE ÖNERİLER.....	121
13.1.Sonuçların Değerlendirilmesi.....	121
13.2.Konuyla İlgili Olarak Yapılabilecek Diğer Çalışmalar.	124
KAYNAKLAR.....	126
EKLER.....	132
EK A: Sönümsüz Halde Sistem Davranışı Hesabı İçin Yazılmış Bilgisayar Programı.....	132
EK B: Sönümlü Halde Sistem Davranışı Hesabı İçin Yazılmış Bilgisayar Programı.....	139
EK C: Sürekli Sönümsüz Sistem İçin Vagonun Doğal Frekansları Ve Özvektörleri.....	144
EK C1: Vagon Gövdesinin Birinci, İkinci Ve Üçüncü Elastik Modlarının Çizimleri.....	147
ÖZGEÇMİŞ	

SEMBOLLER LİSTESİ

a = İvme

A = Vagon gövdesinin dinamik eşdeğer kesit alanı

b_0, b_1, b_2, b_3 = İnterpolasyon fonksiyon katsayıları

B = Frekans ağırlık faktörü

c = Sönüm katsayısı

$[c], [C]$ = Sonlu çubuk eleman ve sistem sönüm matrisleri

C_p, C_D = Aerodinamik basınç ve sürüklenme katsayısı

D = Vagon genişliği

E = Elastisite modülü

EI = Vagon gövdesinin eğilme rijitliği

f = Frekans

$F(f)$ = Frekans bağımlı faktör

F_a = Eksenel aerodinamik kuvvet

$\{F(t)\}$ = Dış aktif kuvvet vektörü

$H(\omega), H^*(\omega)$ = Frekans davranışı ve eşleniği

I = Kesit atalet momenti

J = Kütleesel atalet momenti

k = Rijitlik katsayısı

$[k], [K]$ = Sonlu çubuk eleman rijitlik ve sistem rijitlik matrisi

ℓ = Sonlu çubuk eleman boyu

L_1 = Vagon sandık boyu

m = Kütle katsayısı

m_{py} = Rüzgarın eklenen kütle etkisi

$[m], [M]$ = Sonlu çubuk eleman ve sistem kütle matrisleri

$[N]$ = Şekil fonksiyonları matrisi

NC = Yorulma zamanı

P_y = Yayılı yük

ΔP = Basınç farkı

p = Modal koordinatlarda yer değişimi

r = Vagon gövdesi atalet yarıçapı

$[R_z(\tau)]$ = Otokorelasyon fonksiyonu matrisi

$[R_z(0)]$ = Ortalama karesel değer fonksiyonu matrisi

S_o = Beyaz gürültü tahrik güç yoğunluğu

t, τ = Zaman değişkeni

T = Kinetik enerji

U = Potansiyel enerji

X, Y, Z = Referans koordinat takımı

x, y, z = Eleman koordinat takımı

v = Sonlu eleman eğilme yer değişimi

W_z = Sperling Konfor Katsayısı

α = Rüzgar sapma açısı

β_1, β_2 = Sönüm matrisi orantı katsayıları

δ = Doğal frekansın gerçel kısmı

$\varepsilon = x/\ell$

$[\phi], [\psi]$ = Sönümsüz ve sönümlü halde modal matris

ξ = Sönüm oranı

ρ = Malzeme yoğunluğu

θ = Sonlu eleman kesit dönmesi

ω_1 = Sönümsüz doğal frekans

ω_d = Sönümlü doğal frekans

γ_1 = Sönümlü kompleks doğal frekans

$[]^T$ = Matrisin transpozesi

$(\bar{})$ = Karekök ortalama değer

ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa No
Şekil 1.1. Bir Yolcu Vagonu Prensip Resmi.....	6
Şekil 1.2. Bir Yolcu Vagonu Bojisi.....	6
Şekil 1.3. Parçalarına Ayrılmış Halde Vagon Gövdesi Elemanları.....	7
Şekil 1.4. Vagon Gövdesi Enine Kesiti.....	7
Şekil 1.5. Tavsiye Edilen Frekans Seviyeleri.....	8
Şekil 1.6. Dinamik Tasarımın Anlamı.....	10
Şekil 1.7. İnsan Vücudunun Biomekanik Modeli.....	12
Şekil 1.8. Alman Demiryolları Tarafından Kullanılan Frekans Ağırlık Eğrileri.....	15
Şekil 1.9. Boyuna Titreşimler İçin Çalışma Verimliliği Sınırı Eğrileri.....	17
Şekil 1.10. Düşey Titreşimler İçin Çalışma Verimliliği Sınırı Eğrileri.....	17
Şekil 2.1. Hubert Modeli.....	22
Şekil 2.2. Richard Modeli.....	24
Şekil 2.3. Miyamoto Modeli.....	25
Şekil 3.1. Bir Yolcu Vagonu Modeli.....	34
Şekil 3.2. Toplu Kütleli Sistem Modeli Halinde Koordinat Takımı..	37
Şekil 3.3. Sürekli Elastik Çubuk Sistem Modeli Halinde Koordinat Takımı.....	38
Şekil 3.4. İdealize Edilmiş Tren Modeli.....	40
Şekil 3.5-a. Tren Üzerinde Yüzey Basınç Katsayısı Değişimi.....	41
Şekil 3.5-b. Tren Modeli Üzerinde Uç Boyutlu Basınç Katsayısı Değişimi.....	41

Şekil 3.6.	Vagona Etki Eden Kuvvetler	44
Şekil 4.1.	Vagon Gövdesine Ait Sistem Matrisinin Elde Edilmesi..	53
Şekil 8.1.	Toplu Kütleli Sistem Modeli Halinde Kütle Matrisi....	65
Şekil 8.2.	Toplu Kütleli Sistem Modeli Halinde Rijitlik Matrisi.	66
Şekil 8.3.	Toplu Kütleli Sistem Modeli Halinde Sönüm Matrisi...	66
Şekil 8.4.	Sönümsüz Toplu Kütleli Modelleme Halinde Vagon Gövdesinin Dinamik Davranışı (z_1), Boş Araç.....	75
Şekil 8.5.	Sönümsüz Toplu Kütleli Modelleme Halinde Vagon Gövdesinin Dinamik Davranış (z_1), Dolu Araç.....	75
Şekil 8.6.	Sönümsüz Sürekli Sistem Modellemesi Halinde Vagon Gövdesinin Dinamik Davranışı (z_3), Boji Mesnet Noktası, Boş Araç.....	76
Şekil 8.7.	Sönümsüz Sürekli Sistem Modellemesi Halinde Vagon Gövdesinin Dinamik Davranışı (z_3), Boji Mesnet Noktası, Dolu araç.....	76
Şekil 8.8.	Sönümlü Toplu Kütleli Sistem Modeli İçin Vagon Gövdesinin Dinamik Davranışı (z_1), Boş Araç.....	86
Şekil 8.9.	Sönümlü Toplu Kütleli Sistem Modeli İçin Vagon Gövdesinin Dinamik Davranışı (z_1), Dolu Araç, ...	87
Şekil 8.10.	Sönümlü Sürekli Sistem Modeli İçin Vagon Gövdesinin Dinamik Dav., Boji Mesnet Noktası (z_3), Boş Araç.....	87
Şekil 8.11.	Sönümlü Sürekli Sistem Modeli İçin Vagon Gövdesinin Dinamik Dav., Boji Mesnet Noktası (z_3), Dolu Araç....	88
Şekil 8.12.	Atölyede Yapılmış Frekans Analizi Test Kaydı, Ölçüm Noktası : Boji Mesnet Nok., z_3 koordinatı.....	89
Şekil 8.13.	Yol Şartlarında Yapılmış Frekans Analizi Test Kaydı, Ölçüm Noktası : Boji Mesnet Nok. z koordinatı.....	89
Şekil 9.1.	Yüzer Taban Uygulaması.....	94
Şekil 10.1.	Eksenel Aerodinamik Sürüklenme Kuvvetinin Vagon Gövdesinin Dinamik Davranışına Etkisi, Boji Mesnet Noktası (z_3), Dolu Araç.....	102
Şekil 10.2.	Rüzgarın Eklenen Kütle Etkisi Halinde Vagonun Dina- mik Davranışı, Boji Mesnet Nok., (z_3), Dolu Araç.....	105
Şekil 11.1.	Sönümsüz Toplu Kütleli Sistem Modeli Halinde Vagon Gövdesinin Frekans Cevabı, (z_1 koordinatı).....	109

Şekil 11.2. Sönümsüz Sürekli Sistem Modeli Halinde Vagon Gövdesinin Frekans Cevabı,Boji Mesnet Noktası, z_3 koordinatı.....	109
Şekil 11.3. Sönümlü Toplu Kütleli Sistem Modeli Halinde Vagon Gövdesinin Frekans Cevabı, z_1 koordinatı.....	110
Şekil 11.4. Sönümlü Sürekli Sistem Modeli Halinde Vagon Gövdesinin Frekans Cevabı, Boji Mesnet Noktası z_3 koordinatı.....	110



TABLOLAR LİSTESİ

	Sayfa No
Tablo 1.1. İnsan Vücudunun Duyarlı Olduğu Frekanslar.....	12
Tablo 1.2. Konfor Değerlendirme Tablosu.....	14
Tablo 3.1. Vagon Gövdesi İçin Birleştirilmiş Kuvvet Vektörü.....	46
Tablo 8.1. Toplu Kütleli Sistem Modellemesi Halinde Doğal Frekanslar, (rad/s).....	67
Tablo 8.2. Sürekli Sistem Modellemesi Halinde Doğal Frekanslar, (rad/s).....	67
Tablo 8.3. Değişik EI Değerleri İçin Vagon Gövdesinin Doğal Frekansları.....	67
Tablo 8.4. Vagon Gövdesinin Serbest Cisim Hali İçin Doğal Frekansları.....	68
Tablo 8.5. Boji Elastik Mesnetlerinin ($k_1/2$) Değeri İçin Vagon Gövdesinin Doğal Frekansları.....	69
Tablo 8.6. Boji Elastik Mesnetlerinin ($k_1/4$) Değeri İçin Vagon Gövdesinin Doğal Frekansları.....	69
Tablo 8.7. Basit-Basit Mesnetlenmiş Kiriş Hali.....	70
Tablo 8.8. İki Adet Elastik Mesnet Üzerindeki Kiriş Hali.....	70
Tablo 8.9. Vagon Halinde Doğal Frekanslar.....	70
Tablo 8.10. İki Adet Elastik Mesnet Üzerindeki Kiriş Hali.....	71
Tablo 8.11. Vagon Halinde Doğal Frekanslar.....	71

Tablo 8.12. Sönümsüz Toplu Kütleli Sistem Modellemesi Halinde Parametrelerin Sistem Davranışına Etkisi, (Şekil 3.2'ye bakınız)	72
Tablo 8.13. Sönümsüz Sürekli Sistem Modellemesi Halinde Parametrelerin Sistem Davranışına Etkisi, (Şekil 3.1'e bakınız).....	73
Tablo 8.14. Toplu Kütleli Sistem Modellemesi Halinde Sönümlü Doğal Frekanslar, (δ , ω_d), ω_d (rad/s).....	81
Tablo 8.15. Sürekli Sistem Modellemesi Halinde Sönümlü Doğal Frekanslar, (δ , ω_d), ω_d (rad/s).....	82
Tablo 8.16. Sönümlü Toplu Kütleli Sistem Modellemesi Halinde Parametrelerin Sistem Davranışına Etkisi, (Şekil 3.2'ye bakınız).....	83
Tablo 8.17. Sönümlü Sürekli Sistem Modellemesi Halinde Parametrelerin Sistem Davranışına Etkisi, (Şekil 3.1'e bakınız).....	84
Tablo 8.18. Hesaplanan ve Ölçülen Frekanslar, (Hz).....	90
Tablo 9.1. Yüzer Taban Uygulaması Parametrelerin Vagonun Dinamik Davranışına Etkisi, (k) Değişimi, (Bak. Şekil 9.1)....	97
Tablo 9.2. Yüzer Taban Uygulaması Parametrelerin Vagonun Dinamik Davranışına Etkisi, (c) Değişimi, (Bak. Şekil.9.1)....	98
Tablo 9.3. Sönümlü Sürekli Sistem Modellemesi Halinde Parametrelerin Dinamik Davranışa Etkisi, (Bak. Şekil 3.1).....	99
Tablo 10.1. Eksenel Aerodinamik Kuvvetin Doğal Frekansla Üzerindeki Etkisi, ω_n (rad/s).....	101
Tablo 10.2. Rüzgarın Eklenen Kütle (Added Mass) Etkisinin Doğal Frekanslar Üzerindeki Etkisi, ω_n (rad/s).....	104

Tablo 12.1. Beyaz Gürültü Tahrik Halinde Rastgele Sistem Davranışı Sürekli Sis. Mod., EI Değişimi, (Bak. Şekil 3.1).....	118
Tablo 12.2. Beyaz Gürültü Tahrik Halinde Rastgele Sistem Davranışı Sürekli Sis. Mod., k_1 Değişimi, (Bak. Şekil 3.1).....	118
Tablo 12.3. Beyaz Gürültü Tahrik Halinde Rastgele Sistem Davranışı Sürekli Sis. Mod., k_2 Değişimi, (Bak. Şekil 3.1).....	119
Tablo 12.4. Beyaz Gürültü Tahrik Halinde Rastgele Sistem Davranışı Sürekli Sis. Mod., c Değişimi, (Bak. Şekil 3.1).....	119
Tablo 12.5. Beyaz Gürültü Tahrik Halinde Rastgele Sistem Davranışı Sürekli Sis. Mod., c_2 Değişimi, (Bak. Şekil 3.1).....	120



ÖZET

Raylı araç dinamiğinin matematik modellemesindeki gelişmeler, tasarım mühendisine gerçek çalışma şartlarına yakın şartlar altında aracın dinamik davranışını inceleme imkanı verir. Daha henüz ürünün ortada olmadığı imalattan önceki proje tasarım aşamasında, bir yolcu vagonunun araç seyir kalitesini ve yolcu konforu kalitesini optimize edebilmek için değişik etkileri de gözönüne alarak, aracın dinamik davranışını etkileyen sistem parametrelerinin önceden hesaplanmasının amaçlandığı bu çalışmada sistem davranışı hesabı için Modal Analiz-Sonlu Elemanlar kombine yöntemi kullanılmıştır.

Süspansiyon tasarımı olarak da isimlendirilen bu çalışmada, aracın düşey titreşimlerini inceleyebilmek için gerçek sistemin özelliklerini en iyi şekilde yansıtacak bir dinamik eşdeğer sistem modeli geliştirilerek, toplu kütleli ve sürekli elastik çubuk sistem modelleri sönümlü ve sönümsüz haller için incelenmiştir. Literatürde belirtilen dinamik tasarım kriterleri ve standartlarda belirtilen konfor değerlerini elde edebilmek için geliştirilen etkin bilgisayar programları ile sistem davranışı hesaplanmış, sistemin fiziksel parametrelerinin sistem davranışı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Akslardan harmonik tahrik halinde geçici rejim titreşimleri de dahil sistem davranışı sönümlü ve sönümsüz haller için hesaplanmıştır. Ayrıca istatistikî kuvvetlerle tahrik halinde aracın rastgele sistem davranışı da hesaplanmıştır. Sürekli elastik çubuk sistem modellemesi halinde, vagon gövdesi eşit boyda sonlu elemanlara bölünerek, düğüm noktalarının yer değişimleri ve kesit dönmeleri hesaplanmıştır. Bu hal için sistem matrisleri sonlu elemanlar yöntemi yaklaşımı kullanılarak elde edilmiştir. Problemin sönümlü olarak ele alınışında dış viskoz sönüm elemanları yanısıra, vagon gövdesine kütle ve rijitlik matrisiyle orantılı iç sönüm uygulanmıştır. Boji ve akslar toplu kütleler olarak modellenmiştir. Vagon gövdesi dört adet elastik mesnet üzerinde boji şasilerine ve her boji şasisi dört adet yay ve dört adet amortisör ile iki aksa bağlanır. Hesaplarda ince çubuk etkileri yanısıra, dönme ataleti etkileri de gözönüne alınmıştır. Ayrıca aerodinamik kuvvetlerin sistem davranışı üzerindeki etkileri de incelenmiştir.

Vagon gövdesinin birinci eğilme modu doğal frekansı $f_1 \geq 10$ Hz şartı sağlanmıştır. Hesaplanan ve ölçülen ivme değerleri konfor şartlarını sağlamaktadır. Sistemin doğal frekansları sönüm değerleri ile çok fazla değişmemektedir. Vagon gövdesinin yüksek eğilme rijitliğine sahip olması halinde, toplu kütleli sistem modelleri ile sürekli sistem modelleri yaklaşık aynı sonuçları vermektedir. Daha düşük eğilme rijitliği halinde vagon orta noktası ile uç noktalar arasında farklı değerler elde edilmektedir. Boji elastik mesnetlerinin daha yumuşak halleri için vagon gövdesi serbest çubuk gibi davranmaktadır. Aerodinamik etkiler süspansiyon tasarımı açısından ihmal edilebilecek düzeydedir.

SUMMARY

DYNAMIC DESIGN VERIFICATION AND VIBRATORY COMFORT ANALYSIS OF A PASSENGER COACH BY USING THE LUMPED AND THE CONTINUOUS SYSTEM MODELS

In this thesis, the transient response of a passenger coach due to harmonic excitations in finding the optimum solution of the vehicle riding quality and the passenger comfort is analyzed using both the lumped and the continuous vehicle models with damping employing combined Finite Element-Modal Analysis method. Determination of the white noise response due to railway excitation conditions, also, is incorporated into the analysis. Effectiveness of the use of the continuous system models in comparison with the lumped models, particularly, is discussed by using improved railway vehicle models as a new aspect of research on the area. Guidelines for the better vehicle riding quality and the passenger comfort and the dynamic design criteria are established. A real system example of a new generation passenger coach is used in the analysis. The displacements, the velocities and the accelerations of the system are calculated in the case of excitation by harmonic forces. A mean square response analysis of the displacements is carried out in the case of excitation by stochastic forces. Also, the effects of aerodynamic drag forces and crosswinds at large yaw angles on the transient response of the passenger coaches are included into the analysis.

The dynamic behaviour of a passenger coach, especially, vertical vibrations, transverse vibrations, wheel-rail contact problems ..etc., is a subject of extensive research for an half of century in the literature. The results obtained from the analysis give some explanatory information associated with the vibration character of the vehicle body and the coefficients of the vehicle suspension elements.

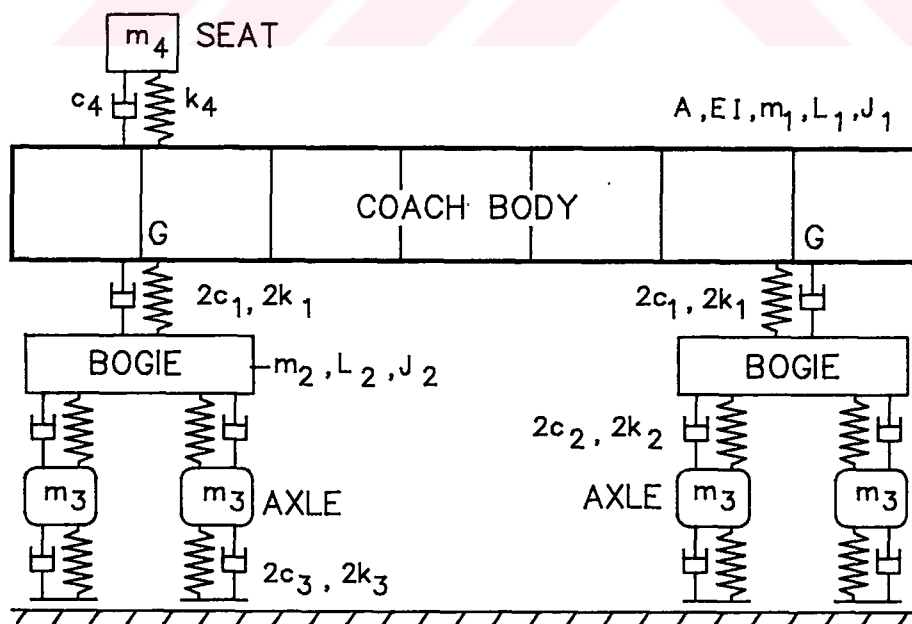
Advances in the mathematical modelling of the railway vehicle dynamics enables design engineers to simulate vehicle behaviour for a variety of real world conditions. In this thesis, it is aimed to predict variations in design parameters to evaluate the sensitivity of these parameters in the design phase before manufacturing. For this purpose, several computer programs have been developed for vehicle behaviour evaluation both to assist in the design and the development phase as well as evaluate undesired behaviour in testing or in service.

In the field of guided transports various criteria must be checked during the design phase of a vehicle in order to implement the requirements of the specifications. Among these criteria , the two of the most important criteria from the vibratory point of view

are the dynamic behaviour of the body structure and the passenger comfort. For this reason, it is often necessary to develop the specific models and the computer programs to evaluate and solve these problems. Numerous solution models have been developed to estimate the vibratory behaviour of the vehicle body which was represented by a continuous, isotropic uniform beam with a constant cross section. Most of these models were an Euler-Bernoulli beam. Nowadays, the calculations codes by the finite element methods have been already proved highly efficient.

In this thesis, the coach body is modeled as a deep beam which is represented by a continuous isotropic uniform beam with a constant cross section which is equivalent of actual system with respect to bending stiffness and mass per length. Both the properties of Euler-Bernoulli beam and the rotary inertia of the beam are incorporated into the analysis. This approach has not been used by researchers in the past due to difficulties to obtain the mathematical solutions. The effects of aerodynamic forces on the vehicle response has been also discussed in the analysis.

The system dynamic model is shown below. The seats and the passengers can be modeled as a single degree of freedom system which vibrates independently each other on the vehicle body. The vehicle body is placed on two elastic supports situated at the same level with the bogies. Each bogie frames and axles are considered as a lumped mass. Each bogie frame is linked to the two axles by four springs and four dampers. The springs and the dampers are assumed to be linear. The rail can be modeled as a beam which is supported by the sleepers. The axle-track junction has a stiffness and a damping which represents the presence of load-carrying tires.



Dynamic Modelling Of A Passenger Coach.

In the present analysis, the rail effects are taken into account as harmonic forces in the case of deterministic excitation and white noise excitation in the case of stationary stochastic excitation.

In the case of usual passenger train, it can be demonstrated very easily that the connection between vehicles, constituted by the screw coupling and the side buffers, have little influence on the vibratory comfort of passengers. In these conditions, it is possible to isolate a coach and to study its vibratory behaviour with regard to the external stresses to which it is subjected. In the case of an articulated set, the high rigidities of the connections at the end of the coach bodies produce tight coupling between their vertical movements, which it is impossible to ignore. In this case, to construct a good model which is sufficiently representative of reality, it is essential to take into account these elasticities which have a great influence on the vertical comfort of passenger.

Because of that the whole system in the case of seated coach is to be completely symmetrical about longitudinal axis and according to parameters of inertia, stiffness and damping, it can be possible to uncouple transversal dynamic motions from the vertical dynamic motions. The most important element in the model is the mathematical modeling of the body. For this purpose, a multi degrees of freedom deep beam model is developed.

In the present analysis, the vertical bending displacements of the body and the bending slopes of its cross sections, the vertical displacements of the lumped bogies mass and its rotational angles, the vertical displacements of the lumped axle masses are considered as degrees of freedom of the system. In the case of the continuous system model, an example of a complete system (a seat + body + two bogies + four axles) in the 7 finite element solution of the coach body comprises a total of 25 degrees of freedom in undamped case and the dimensions of matrices become 50 in the damped case. In the case of lumped mass model, the complete system comprises of a total of 10 DOF's in the undamped case and the matrices dimensions become 20 in the damped case.

The system dynamic equations of motion are derived by using the potential and the kinetic energy equations and the elements of the system matrices are calculated by the Lagrange's equations which have found widespread applications in various field of science and engineering.

In the analysis, the coach body is divided by the finite elements of equal length. For each finite element, vertical bending displacements and bending slopes of the coach body and the rotary inertia effects are considered. Thus, the strain energy stored in each of the beam finite element is the energy due to bending, which is given by,

$$U_1 = \frac{1}{2} \int_0^{\ell} EI_y \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right)^2 dx \quad (1)$$

Under the effects of aerodynamic drag forces, the coach body is stiffened due to additional stresses created by drag forces. These forces create normal stresses in the cross section of coach body. The strain energy stored in the element due to aerodynamic drag forces is as follows,

$$U_2 = \frac{1}{2} \int_0^{\ell} F_a \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 dx \quad (2)$$

The kinetic energy of the beam finite element consists of the kinetic energy due to the bending deformation and the bending slopes which are expressed as,

$$T_1 = \frac{1}{2} \int_0^{\ell} \rho A \left(\frac{\partial v}{\partial t} \right)^2 dx, \quad T_2 = \frac{1}{2} \int_0^{\ell} \rho I_y \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x \partial t} \right)^2 dx \quad (3)$$

In the case of crosswinds at large yaw angles, pressure distribution around the coach body due to crosswinds far from the nose of the train set tend to acquire an approximately constant value. For this reason, the crosswinds effects on the coach body can be modelled as a constant distributed load. Hence, it is taken into account as added-mass effect of the crosswinds in the analysis as follows,

$$T_3 = \frac{1}{2} \int_0^{\ell} m_{py} \dot{v}^2 dx \quad (4)$$

The stiffness and the mass matrices of the beam are determined as in the following form by making use of above equations in FEM processes as,

$$[k_1] = \frac{EI}{\ell^3} \begin{bmatrix} 12 & & & \\ 6\ell & 4\ell^2 & & \text{Sym.} \\ -12 & -6\ell & 12 & \\ 6\ell & 2\ell^2 & -6\ell & 4\ell^2 \end{bmatrix}, \quad [k_2] = F_a \begin{bmatrix} \frac{6}{5\ell} & & & \\ \frac{1}{10} & \frac{2\ell}{15} & & \text{Sym.} \\ -\frac{6}{5\ell} & -\frac{1}{10} & \frac{6}{5\ell} & \\ \frac{1}{10} & -\frac{\ell}{30} & -\frac{1}{10} & \frac{2\ell}{15} \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$[m_1] = \frac{\rho A \ell}{420} \begin{bmatrix} 156 & & & \\ & 22\ell & 4\ell^2 & \text{Sym.} \\ & 54 & 13\ell & 156 \\ & -13\ell & -3\ell^2 & 22\ell & 4\ell^2 \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$[m_2] = \frac{\rho A \ell}{30} \left(\frac{r}{\ell}\right)^2 \begin{bmatrix} 36 & & & \\ & 3\ell & 4\ell^2 & \text{Sym.} \\ & -36 & -3\ell & 36 \\ & 3\ell & -\ell^2 & -3\ell & 4\ell^2 \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$[m_3] = \frac{m_{py} \ell}{420} \begin{bmatrix} 156 & & & \\ & 22\ell & 4\ell^2 & \text{Sym.} \\ & 54 & 13\ell & 156 \\ & -13\ell & -3\ell^2 & 22\ell & 4\ell^2 \end{bmatrix} \quad (8)$$

Element stiffness matrices and mass matrices are obtained by summing up the individual matrices, that is,

$$[k] = [k_1] + [k_2] \quad (9)$$

$$[m] = [m_1] + [m_2] + [m_3] \quad (10)$$

After determination of the element stiffness and mass matrices, the global stiffness and mass matrices of the beam are formed by using a computer code. The next step is to obtain the global system matrices of the whole system by using the proper boundary conditions. For this case the mass, the stiffness and the damping matrices are given by the following form,

$$[M] = \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} M_1 \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} M_2 \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} M_3 \end{bmatrix} \end{bmatrix} \quad [C] = \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} C_1 \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} C_2 \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} C_3 \end{bmatrix} \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} K_1 \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} K_2 \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} K_3 \end{bmatrix} \end{bmatrix} \quad (12)$$

In equations (11) and (12), subscript (1) represents the parameters of seats, while subscript (2) represents the parameters of coach body, subscript (3) represents the parameters of bogies and axles. The proportional damping matrix $[C_2]$ in eq. (11) represents the damping of the coach body which is defined by linear combination of the mass matrix $[M_2]$ and the stiffness matrix $[K_2]$ and is given as,

$$[C_2] = \beta_1 [M_2] + \beta_2 [K_2] \quad (13)$$

In which the coefficients β_1 and β_2 are constants. The modal damping ratio is finally represented by the following expression,

$$\xi_r = \frac{1}{2} \left(\beta_1 \frac{1}{\omega_r} + \beta_2 \omega_r \right), \quad (r=1 \dots n) \quad (14)$$

The modal damping ratios are obtained from a vibration test experimentally. The modal damping ratios are chosen only for the first and the second modes from the literature in this work. β_1 and β_2 coefficients can be obtained from the damping ratio.

The general equations of motion for a multi degree of freedom system with n degrees of freedom can be written as,

$$[M]\{\ddot{z}\} + [C]\{\dot{z}\} + [K]\{z\} = \{F(t)\} \quad (15)$$

The response $\{z\}$ of eq.(15) consists of two parts: the first part, $\{z_h\}$ is the transient response, i.e., the complementary solution of the equations of motion, and the second part $\{z_p\}$ is forced response, i.e., the particular solution of the equations of motion.

In the case of undamped systems, The general equations of motion for an undamped multi degrees of freedom system in matrix form are,

$$[M]\{\ddot{z}\} + [K]\{z\} = \{F(t)\} \quad (16)$$

By using a linear transformation together with the initial conditions to replace $\{z\}$ by

$$\{z\} = [\phi]\{p\} \text{ or } \{p\} = [\phi]^{-1}\{z\} \quad (17)$$

The uncoupled equations of motion of the system in the modal coordinates are obtained by using the orthogonality condition of the modal vectors in the following form,

$$\ddot{p}_i + \omega_i^2 p_i = N_i, \quad (i = 1, 2 \dots n) \quad (18)$$

The solutions of eq.(18) are obtained by using the initial conditions and the transient response is found by transforming the solutions from the modal coordinates to the generalized coordinates. In the present study, the eigenvalue problem which appears in the

case of modal analysis has been solved by QR method which results in good accuracy in multi degrees of freedom systems.

In the case of damped system, the general equations of motion for a damped multi degree of freedom system in matrix form are like in eq. (15). We define a vector as follows,

$$\{q\} = \{\dot{z} \ z\}^T \quad (19)$$

and use an identity $([M]\{\ddot{z}\} - [M]\{\dot{z}\} = 0)$ to obtain

$$[E]\{\dot{q}\} + [B]\{q\} = \{Q(t)\} \quad (20)$$

We use a linear transformation together with the initial conditions to replace $\{q\}$ by

$$\{q\} = [\psi]\{p\} \quad \text{or} \quad \{p\} = [\psi]^{-1}\{q\} \quad (21)$$

The uncoupled equations of motion of the system in the modal coordinates are obtained by using the orthogonality condition of the modal vectors in the following form,

$$\dot{p}_i + \gamma_i p_i = F_{N_i} \quad , \quad (i = 1, 2, \dots, 2n) \quad (22)$$

The solution of eq.(22) is obtained by using the initial conditions and the transient response is found by transforming the solutions from the modal coordinates to the generalized coordinates. In the present study, the eigenvalue problem which appears in the case of damped modal analysis has been solved by QR methods. The QR method results in good accuracy in the cases of reasonably high multi degrees of freedom damped systems.

In the case of random vibrations, the excitation is not deterministic but a random process, therefore the question arises as to how to calculate the response of the system. In addition, there remains the question as to how to interpret the results. Hence, a more efficient and more meaningful way of describing the excitation and response random process appears highly desirable in the vehicle dynamic analysis. In this work, a consistent approach given by Meirovitch [1] and Dukkipati [2] are discussed to calculate the mean square response to the white noise excitation associated with two random processes by the modal analysis.

The stochastic response of a damped multi-degree-of-freedom system due to white noise excitation can be obtained by using the modal analysis. But, the difficulty lies in the fact that the modal analysis can not generally be used to uncouple the system of equations. However, in the special case in which the damping matrix is a linear combination of the inertia and the stiffness matrices, the modal matrix associated with the undamped linear system can be used as a linear transformation in uncoupling of the system equations. Similarly, when damping is light, a reasonable approximation can be obtained by simply ignoring the coupling terms in the transformed equation. For simplicity, we shall confine ourselves to the case in which the modal matrix associated with the

undamped system can be used as a transformation matrix in uncoupling the set of equations of motion, either exactly or approximately.

By using the orthogonality condition of the modal vectors, the set of independent equations of motion in the modal coordinates are obtained in the following form,

$$\ddot{p}_i + 2\xi_i \omega_i \dot{p}_i + \omega_i^2 p_i = [\phi]^T \{F(t)\} \quad , \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (23)$$

To this end, let us consider a vehicle moving at constant speed in order to compute its response due to white noise excitation. The response correlation matrix $[R_z(\tau)]$ of the system between the two response process $z_i(t)$ and $z_j(t)$ is given as,

$$[R_z(\tau)] = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} \{z(t)\} \{z(t+\tau)\}^T dt \quad (24)$$

The response vectors $\{z(t)\}$ and $\{p(t)\}$ are related by Eq.(17). Moreover, we can write,

$$\{z(t+\tau)\}^T = \{p(t+\tau)\}^T [\phi]^T \quad (25)$$

so that, inserting Eqs.(17) and (25) into Eq.(24), and after some elementary manipulations, the mean square value matrix of the system is obtained in matrix form as follows,

$$[R_z(0)] = \frac{1}{2\pi} [\phi] \int_{-\infty}^{\infty} [H^*(\omega)] [\phi] [S_F(\omega)] [\phi]^T [H(\omega)] d\omega [\phi]^T \quad (26)$$

where, the excitation spectral matrix associated with the actual coordinates $[S_F(\omega)]$ is taken into account as ideal white noise power spectral density of the wheels-track interaction. Ideal white noise is a uniform power density spectrum, corresponding to a sample function in which all the frequencies are equally represented.

In Eq.(26), the matrix $[H(\omega)]$ is the frequency response function matrix associated with the natural modes. The r th member of $[H(\omega)]$ is as follows,

$$|H_i(\omega)|^2 = \{(\omega_i^2 - \omega^2)^2 + (2\xi_i \omega_i \omega)^2\}^{-1} \quad , \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (27)$$

$[H^*(\omega)]$ is the complex conjugate of the $[H(\omega)]$. This procedure can be employed to obtain the response of a multi degrees of freedom system to a random input.

In this thesis, the numerical results were calculated associated with the transient response in the case of harmonic excitation in which the axles are subject to sine wave excitation of

amplitude 0.02 m and the stochastic response in the case of white noise excitation. The results obtained from analysis for the lumped and the continuous system models compared with each other in damped and undamped vehicle models cases.

A brief survey of the literature shows that the only two of the important dynamic design criteria are mostly used in the design phase of a passenger coach.

The first criterion is to design the natural frequency of first bending mode of a passenger coach body as $f_1 \geq 10$ Hz and the second is the necessity of not exceeding the safe value of acceleration level to satisfy the passenger comfort and the riding quality. Because of that the vertical suspension elements of the vehicle and the bending stiffness of the body had to be designed with care.

It is seen that the damping effects have a little influence on the natural frequencies of the system. Approximately same results were obtained in the cases of the different values of the dampings. For a high value of the coach body bending stiffness EI, the continuous system model gives the same results of the lumped model.

It was also calculated that the coach body vibrates like a free-free beam in the case of soft vertical suspension. In addition, it can be said that the bending stiffness of coach body have a greater influence than vertical suspension elements of the vehicle on the natural frequencies of the coach body. It was calculated that aerodynamic drag force effects can be neglected in scope of vehicle suspension design. The lumped and the continuous system models give approximately same results in the case of high bending stiffness of the coach body. Damping effects have a very little influence on system natural frequencies.

BÖLÜM 1. GİRİŞ VE KONUNUN TANITILMASI

1.1. Giriş

Karmaşık modern mekanik yapıların tasarımı oldukça zor bir işlem olup, nadiren optimum bir çözümle sonuçlanır. Raylı araç tasarımı buna tipik bir örnektir. Yolcu taşımak için üretilen araçlar gelişimini tamamlamış gibi görünse de, kamuoyunda çevre konularına karşı oluşan hassasiyet ve bu konuda keskinleşen kurallar, titreşim konforu, gürültü konforu, güvenilirlik ve estetik gibi çözüm bekliyen potansiyel dinamik problemleri tasarım mühendisi ile tanıştırmıştır.

Mekanik bir yapının üretimi, tasarım-prototip üretimi-test ve ıslah çalışmaları gibi aşamaları içine alır. Günümlüz yapı tasarımlarında, başlangıçta yapı daha önce gerçekleştirilmiş benzer yapılar örnek alınarak ve bazı basit analitik hesaplar kullanılarak tasarlanır. Daha sonra, yapı nümerik yöntemler kullanılarak detaylı olarak analiz edilir ve elde edilen analiz sonuçlarına göre yapı tasarımcı tarafından yeniden gözden geçirilir. Islah edilen yapı tekrar analiz edilerek, analiz sonuçlarına göre yapı tekrar iyileştirilir. Bu işlemler emniyetli bir yapı tasarımı elde edilinceye kadar devam eder. Özellikle mekanik yapıların dinamik tasarımında, her aşama geri dönüşlü bazı işlemleri içine alır.

Tasarım ve analiz gibi mühendislik çalışmalarının güvenli yöntemlerle bilgisayar desteğinde yapılması ise, projeye üretimden önce çok etkin ve hassas bir ön çalışma sunmakta ve daha sonra çıkabilecek bazı problemlerin boyutlarını küçültmektedir.

Raylı araç dinamiğinin matematik modellemesindeki gelişmeler, tasarım mühendisine gerçek çalışma şartları altında aracın dinamik davranışını inceleme imkanı verir. İşte bu çalışmada, daha henüz ürünün ortada olmadığı imalattan önceki proje tasarım aşamasında, bir yolcu vagonunun araç seyir kalitesini ve yolcu konforu kalitesini optimize edebilmek için değişik etkileri de gözönüne

olarak, aracın dinamik davranışını etkileyen sistem parametrelerinin önceden hesaplanması amaçlanmıştır.

Demiryolları ve raylı araçlar niçin inşa edildi ? Demiryolu ve raylı araç mühendisliğinin prensiplerini anlamak için yukarıdaki basit soruya verilen cevabı iyi kavramak gerekir. Bu soruya kısa bir cevap vermek gerekirse, demiryolları ve raylı araçların çok değişik amaçlar için inşa edildiği söylenebilir.

Önceleri, genellikle demiryolları ekonomik nedenlerden dolayı inşa edilmiştir. Fakat bazen, Fransa ve Almanya'da olduğu gibi, ülkenin askeri tesislerinin bir parçası olarak, askeri birliklerin ülke sınırlarına taşınması amacıyla inşa edilmiştir. Kore demiryolları ürünlerin Mancurya'dan Kore'nin Pusan limanına ve oradan da deniz yoluyla Japonya'ya taşındığı bir köprü olarak hizmet vermiştir. Amerika'da ülkeyi bir baştan öteki başa kadar kateden hatlar, ulusal birliği sağlamak ve Mississippi nehrinin batısındaki ulaşılamamış bölgelerin gelişmesi ve yeni yerleşim merkezlerine ulaşmak amacıyla inşa edilmiştir. Bunların dışında, ülkelerde demiryolları, ormanlar, kömür rezervleri, petrol bölgeleri, bakır ve demir cevherleri gibi ham madde depolarına ulaşmak için inşa edilmiştir.

Günümüzde, yeni demiryolları inşası sınırlandırılmıştır. Genelde, demiryol hattı ıslah çalışmaları yapılmakta ve yeni endüstri ve ham madde bölgelerine giriş için ana hattan ayrılan kısa tali hatlar veya bağımsız hatlar inşa edilmektedir. Günümüzdeki eğilim, demiryolu ağlarının rasyonelleştirilmesi, yani verimsiz hatların azaltılması veya terk edilmesi ve daha yüksek hız ve aks yüklerine ve artan trafik yoğunluğuna cevap verecek şekilde geciktirilmiş bakım çalışmalarının yapılması ile demiryolu hatlarının rehabilitasyonunun gerçekleştirilmesi şeklindedir.

Raylar lokomotifin ortaya çıkışından çok önce, daha XVI. yy'dan itibaren, insanların ittiği veya atların çektiği maden vagonlarıyla yük taşımada kullanılmıştır. Yani demir tekerleklerin endüstrideki kullanımı pnömatik lastik tekerlekten çok eskidir. Bu yıllarda madencilerin geliştirdiği ray üzerinde hareket eden demir tekerlekli

at arabaları belkide raylı taşımacılığın başlangıcı olarak kabul edilebilir. Ancak 1700'lü yılların sonuna kadar önemli bir gelişme göstermeyen raylı taşımacılık, 1800'lü yılların başında buharlı lokomotiflerin bulunması ile esas gelişme çizgisine gelmiştir. Demir çubuklar üzerinde çok az bir güce sahip buharlı lokomotifler ile yapılan deneme taşımacılık, 1830'lu yıllarda ters T kesitli rayların kullanılması ve çeki güçlerinin artırılması ile raylı taşımacılık 1870 yılına kadar bütün ülkelerde uygulanmaya başlanmıştır. İlk buharlı lokomotif 1804'de İngiltere'de denenmiştir. Halka açık seferlere imkan sağlayan ilk demiryolu 1825'te gene İngiltere'de Stocton-Darlington arasında hizmete girdi. Bu hat üzerinde yolcu trenlerini atlar, kömür trenlerini buharlı lokomotifler çekiyordu. Gerçekten de XIX. yy'ın başlangıcında inşa edilen demiryollarının çoğu, bir maden veya taş ocağını bir akarsu veya deniz limanına bağlayan kısa mesafeli hatlardı.

Demiryolu ağı kavramı, Brüksel-Malines hattının 1835'te açılmasıyla Belçika'da doğdu. Ülke kısa sürede, hem ekonomik amaçla, hem de ulusal birliği güçlendirmek niyetiyle yeni Belçika devletince gerçekleştirilen, 560 km'lik demiryolu ağının merkezine dönüştü.

1840'tan itibaren Avrupa'da, önceden inşa edilmiş hatları da içine alan ulusal demiryolu ağları kurulmaya başladı. Amerika'da ise 1827'de 6 km demiryolu hattı varken, bu rakam 1837'de 2000 km'yi aşmıştır. 1869'dan itibaren Atlas Okyanusu ve Büyük Okyanus kıyılarından başlayan hatlar Utah'daki Promontry'de birleşti. Böylece bir kıtayı baştan başa kateden ilk demir yolu hattı gerçekleşti. Böyle ikinci bir hat 1886'da Kanada'da işletmeye açıldı. Eski kıta'daysa, 1916 yılında, Moskova'dan Vladivostok'a 9000 km'den uzun Transsibirya hattı açıldı. Ülkemizde ise Osmanlı İmparatorluğu döneminde ilk defa 1856'da bir İngiliz şirketi tarafından İzmir-Aydın demiryolu yapıldı. 1923 İzmir iktisat kongresinden sonra önemle ele alındı ve demiryolları, 1950 lerde karayolları ön plana çıkıncaya kadar en fazla gelişen ulaşım kolu oldu. Bugün ülkemizde yaklaşık 8500 km uzunluğunda demiryolu ağı vardır.

İlk yolcu vagonları 1850 yıllarında ortaya çıkmıştır. Vagon gövdesi başlangıçta ahşap malzemeden yapılmıştır.

Metallurjinin gelişmesiyle ahşap bir çerçeve üzeri ince saçla kaplanarak vagon gövdesi imal edilmeye başlandı. İlk yolcu vagonları yaklaşık 10 m boylarında ve iki dingilli olarak imal edilmekteydi. Taşınan yolcu başına ölü ağırlığı azaltmak için vagonların uzunluğu artırıldı ve taşıtın dengesini iyileştirmek ve kurbaları daha iyi alabilmesini sağlamak için boji kullanıldı. Tümüyle metalden 26 m boyunda bugünkü anlamda perçinli tipten ilk yolcu vagonları 1900'e doğru Amerika'da yapıldı. Günümüzde yumuşak çelik, paslanmaz çelik veya alüminyum'dan vagon gövdeleri tamamen kaynaklı olarak yapılmaktadır. Cam elyaf takviyeli polyester malzemeden vagon gövdesi imal etme çalışmaları sürdürülmektedir.

Günümüzde, klasik demiryollarında hızlı tren olarak isimlendirilen yolcu trenleri ile işletme şartlarında 250-300 km/h hızla yolculuk etmek mümkündür. Test şartlarında ise, Fransız'ların ulusal treni TGV ile Paris-Lyon arasında 515.3 km/h hıza, Alman'ların hızlı treni ICE ile Hannover-Würzburg ve Mannheim-Stuttgart arasında 406 km/h hıza ulaşılmıştır. Ayrıca, 1 milyar ton cevher taşıyabilen yük treni örneklerini göstermek mümkündür. Bir yolcu otobüsünün 100 km/h hızla, bir yolcu uçağının 1000 km/h hızla seyahat edebildiğine, güçlü bir kamyonun 20 ton civarında yük taşıdığı düşünülürse demiryollarında hız ve yük taşımacılığı açısından ulaşılan nokta küçümsenmeyecek seviyededir.

1.2. Bir Yolcu Vagonunun Tanıtılması

Bir yolcu vagonunun genel olarak iki ana gruptan meydana geldiği söylenebilir. Bunlar vagon gövdesi ve bojilerdir. Vagon gövdesi, (3x3x26.4) m boyutlarında içinde yolcuların taşındığı kendi kendini taşıyabilen tüp kesitli bir giriş biçimindedir. Klasik yolcu vagonlarında vagon gövdesi 4 adet elastik mesnet vasıtasıyla 2 adet boji üzerine oturtulur. Klasik yolcu vagonlarından oluşan bir tren setinde vagonlar arası bağlantı vidalı kavramalar ile sağlanır. Hızlı tren setlerinde ise, her iki vagonun baş kısımları bir boji üzerine oturtulur. Bu tren setlerinde vagonlar arasındaki bağlantı klasik yolcu vagonlarına göre daha rijittir. Kaba ölçüler ve iç yerleşim düzeni Şekil 1.1' deki prensip resminde gösterilmiştir.

Bojiler (Şekil 1.2.) bir yolcu vagonunun en önemli kısımlarından olup yol tarafından üretilen titreşimlerin azaltılarak vagon gövdesine geçmesini ve ayrıca hareket esnasında vagonun virajları daha kolay almasını ve yönlenmesini sağlayan mekanik bir sistemdir. Boji şasisi akslar üzerine, vagon gövdeside boji şasisi üzerine helis yay ve amortisörler vasıtasıyla oturtulur. Yay ve amortisörler birbiri ile paralel çalışacak şekilde tasarlanırlar. Son zamanlarda boji şasisi ile vagon gövdesi arasına yay yerine hava yastığı uygulamaları da yapılmaktadır. Düşey yönde çalışan bütün yay ve amortisör elemanları vagon ve boji eksenine göre simetrik olarak yerleştirilmiştir.

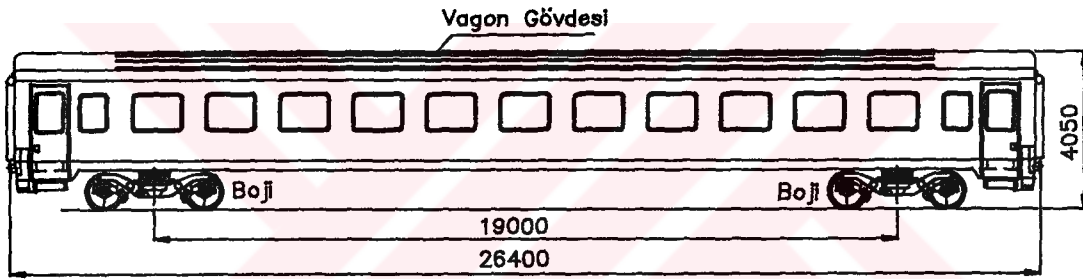
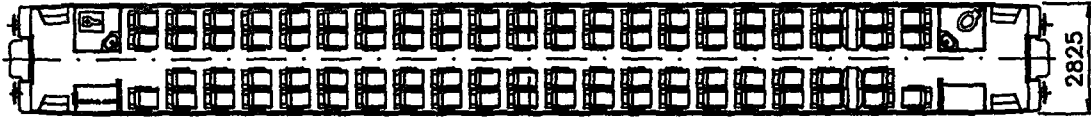
Vagon gövdeleri günümüzde, yumuşak çelik, paslanmaz çelik ve alüminyumdan tamamen kaynaklı olarak üretilmektedir. Cam elyaf takviyeli polyester malzemeden vagon gövdesi imalatı araştırma aşamasındadır. Yumuşak çelik ve paslanmaz çelik malzemeden vagon gövdesi üretilmesi halinde, bağımsız olarak hazırlanmış plaka ve kiriş elemanlar ile dam, şasi, yan duvarlar gibi alt kompleler hazırlanır (Şekil 1.3.) ve daha sonra bu alt kompleler birbiri ile kaynatılarak vagon gövdesi (Şekil 1.4) elde edilir. Vagon gövdesini kendi kendini taşıyacak tipte tüp kesitli bir kirişe benzetmek mümkündür. Parça sayısını azaltarak işçilik saatini düşürmek, korrozyona karşı dayanımı artırmak, vagonu hafifletmek ve imalat kolaylığı sağlamak gibi nedenlerle ince etli fakat yüksek ataletli alüminyum ekstrüzyon profillerden de vagon gövdesi üretilmektedir.

1.3. Dinamik Tasarımın Anlamı ve Genel Konfor Anlayışı

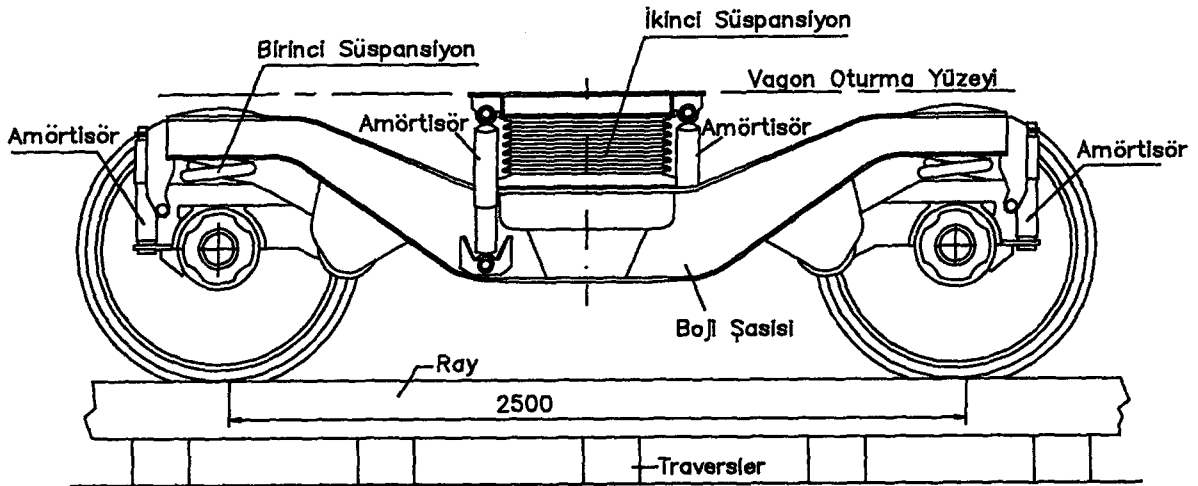
Deneyimler yeni bir raylı aracın tasarımında aşağıdaki noktaların önemli olduğunu göstermiştir. Bu sıralamada bir kavramın herhangi bir diğerine göre öncelik taşımadığına dikkat etmek gerekir.

- Yapının tasarlanması ve imalatı,
- Konfor,
- Emniyet, çarpışma ve raydan çıkmaya karşı yolcu, sürücü ve elektrik ekipmanlarının korunması için alınan tedbirler,

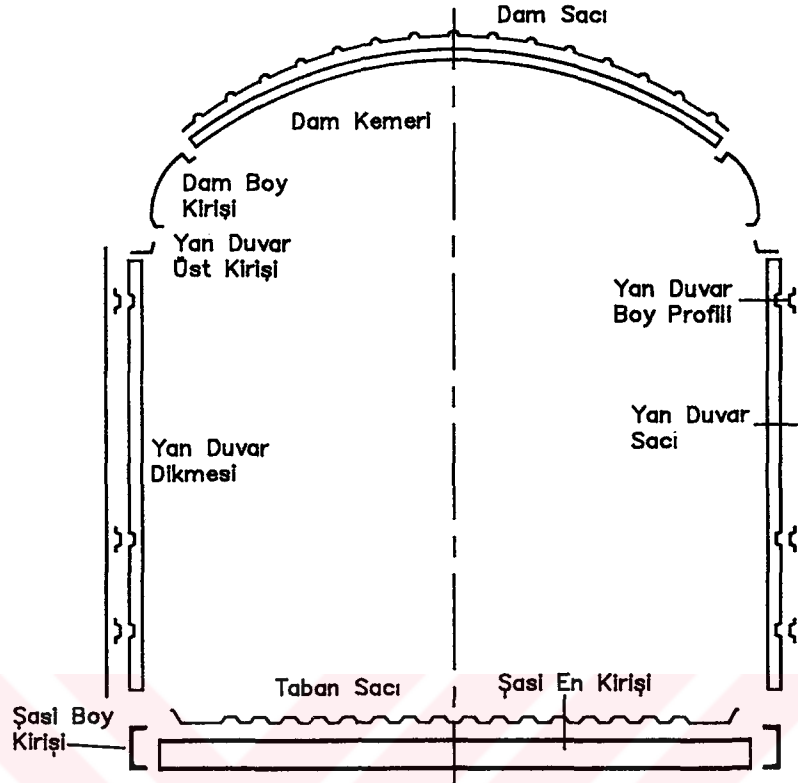
- Estetik, iç ve dış görüntü tasarımı,
- Bakım kolaylığı,
- Ömür,
- Düşük imalat maliyeti,



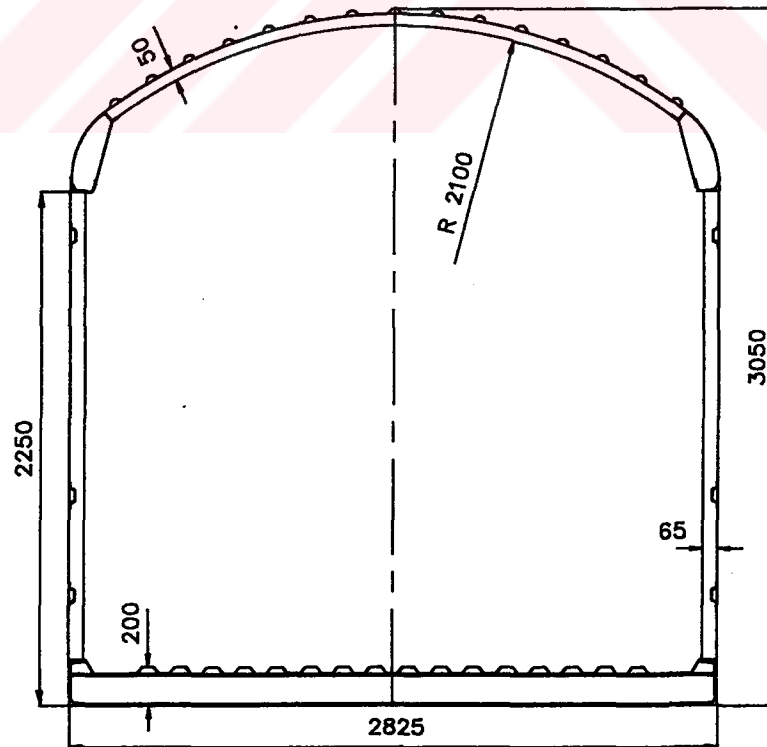
Şekil 1.1. Bir Yolcu Vagonu Prensip Resmi.



Şekil 1.2. Bir Yolcu Vagonu Bojisi.



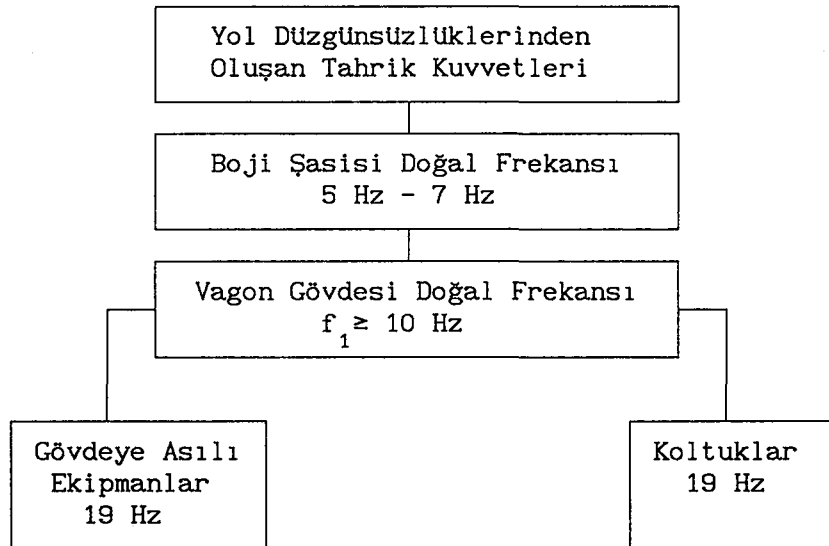
Şekil 1.3. Parçalarına Ayrılmış Halde Vagon Gövdesi Elemanları.



Şekil 1.4. Vagon Gövdesi Enine Kesiti.

Yapının tasarlanması ve imalatı, tüm projenin bu parçasına, projelerin çizilmesi, statik hesapların yapılması, uygun imalat yöntemlerinin seçilmesi, kaynak yöntemleri ve alt grupların birbirine montajı ile ilgili düşünülen kolaylık aparatlarının çizim dökümanlarına dahil edilmesi...vb. çalışmalar dahil edilebilir.

Konfor, araç dinamiği ve titreşim konforu, gürültü konforu, ısı konforla ilgili çalışmaları içine alır. Konfor kavramı kısaca yolcu ve sürücü için doğru seçilmiş çevre olarak özetlenebilir. Günümüzde konfor kavramı araç dinamiğini de içine almıştır ve belkide en önemli faktörlerden birini oluşturmaktadır. Burada araç dinamiği ve titreşim konforundan kasıt kritik yapı titreşimlerini kontrol altında tutmaktır. Günümüzde inşa edilen araçlarda, araç içine kadar yayılan gürültü üreten frekansları da içinde bulunduran titreşimleri azaltan boji üzerinde ikinci bir süspansiyon tasarlanır. Yol düzgünsüzlükleri ile üretilen bojiler üzerinden vagon gövdesine transfer edilen titreşimleri azaltmak için boji süspansiyon elemanları ve araç gövsesinin rijitliği iyi analiz edilmelidir. Literatürde tavsiye edilen ve yapıyı rezonansa götürmeyecek bir düzenleme Şekil 1.5' de gösterilmiştir. Öncelikle her yapı biriminin frekansları hesaplanmalıdır. Eğer Şekil 1.5'de tavsiye edilen düzenlemedeki gibi frekans seviyeleri ayrılamazsa [22], istenmeyen ivme değerlerinin ortaya çıkacağı açıktır.



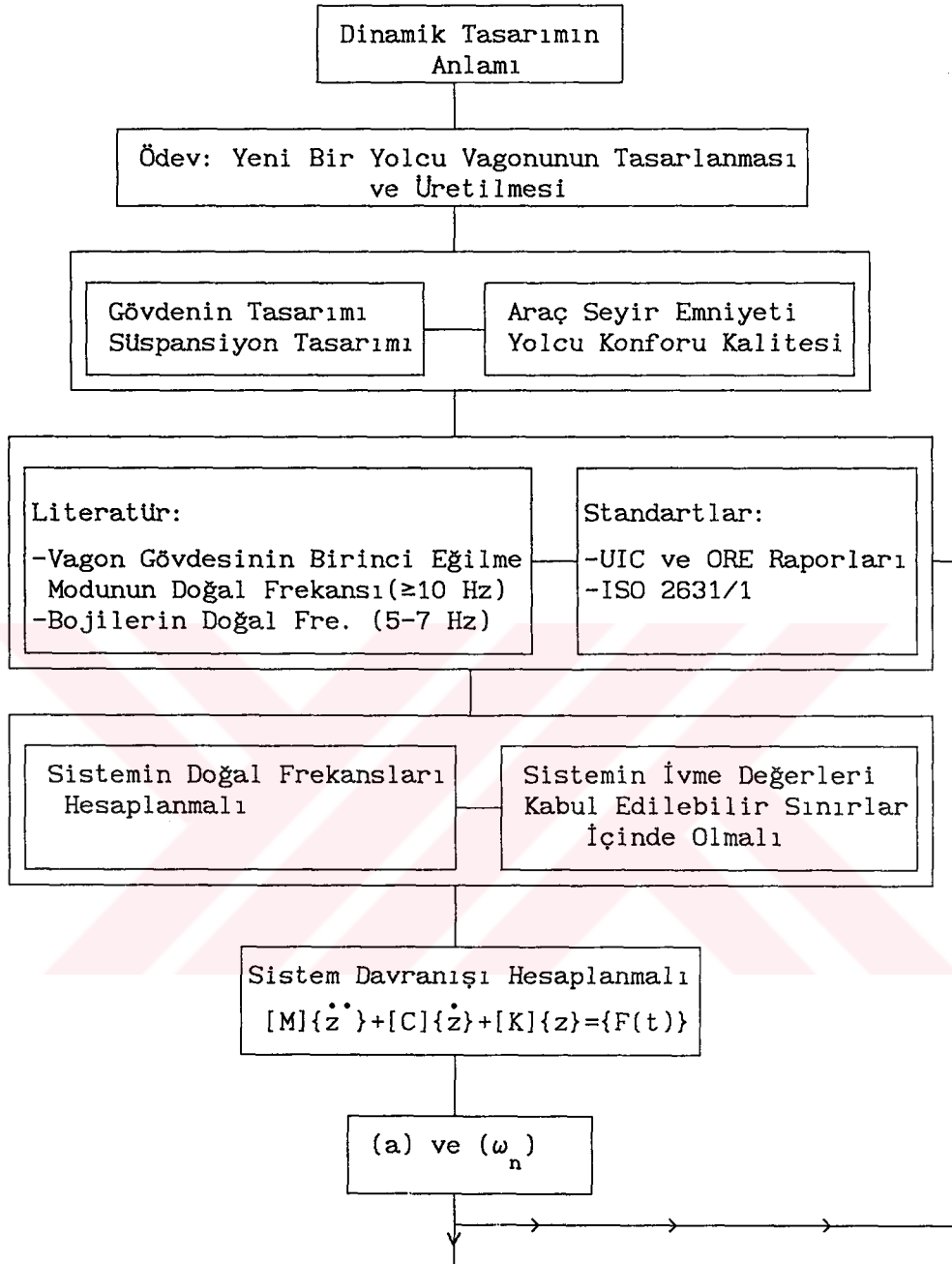
Şekil 1.5. Tavsiye Edilen Frekans Seviyeleri.

Literatürün kısa bir incelenmesinden [22],[23], vagon gövdesi-
nin birinci eğilme modunun doğal frekansının $f_1 \geq 10$ Hz olacak şekil-
de tasarlanması ve standartların incelenmesi sonucu yolcu konforu ve
araç seyir emniyeti açısından ivme değerlerinin emniyetli bir değeri
aşmaması gerekliliği dinamik tasarım kriteri olarak karşımıza
çıkılmaktadır [2],[13],[17],[18]. Buna göre dinamik tasarımın anlamı
Şekil 1.6' daki gibi açıklanabilir. Yeni bir yolcu vagonunun üretil-
mesini ödev olarak kabul edersek, gövdenin birinci eğilme modunun
dogal frekansının $f_1 \geq 10$ Hz olacak şekilde gövdenin rijitliğinin ve
boji süspansiyon elemanlarının hesaplanması, yolcu konforu ve araç
seyir emniyeti açısından sistemin ivme değerlerinin kabul edilebilir
sınırlar içinde olması gerekmektedir. Bu da sistemin hareketine ait
diferansiyel denklemlerin çözülmesi anlamına gelmektedir.

1.4. Titreşimlerin İnsan Üzerindeki Etkileri ve Performans Kriterleri

Demiryolu ve karayolu taşıtları, uçaklar, gemiler ve hem de
endüstri ve tarımda kullanılan makinalar konfora, çalışma
verimliliğine ve bazı durumlarda sağlık ve emniyete mani olacak
şekilde insanı mekanik titreşimlere maruz bırakırlar. Bu nedenle
titreşimlerin insan üzerindeki etkileri ve insanın titreşimlere
tepkisi çok sayıda araştırmaya konu olmuştur. İlk araştırmalar,
özellikle insanın çalışma çevresinde, titreşimlerin insan üzerindeki
etkilerini içine aldı ve uçak pilotları, ağır iş makinaları
operatörleri ve el aletleri kullanan operatörler üzerinde yapıldı.
Günümüzdeki çalışmalar ise, çalışma çevresi yanı sıra, aynı zamanda
titreşimlerin değerlendirilmesini sağlayan uluslararası standart-
ların oluşturulması ile ilgili olarak yürütüldü [13],[17],[18],[20].
Genelde insan üzerinde etkili olan titreşimleri aşağıdaki gibi üç
ana grupta toplamak mümkündür,

a) İnsan vücudunun tümüne aynı zamanda iletilen titreşimler: Bu
durum vücut bir titreşim ortamı tarafından çevrelendiği zaman
oluşur. Örnek olarak, hava içinde yüksek yoğunluklu bir sesin etkisi
veya suya batmış bir insan vücudunun maruz kaldığı etkiler.



Şekil 1.6. Dinamik Tasarımın Anlamı.

b) Ayakta duran bir insan, koltukta oturan bir insan da olduğu gibi insan vücuduna temas noktalarından iletilen titreşimler: Bu tür titreşimler araçlarda, titreşen binalarda ve çalışan makinelerin yakınında oluşur. Bu tür titreşimlere tüm vücut titreşimleri adı verilir.

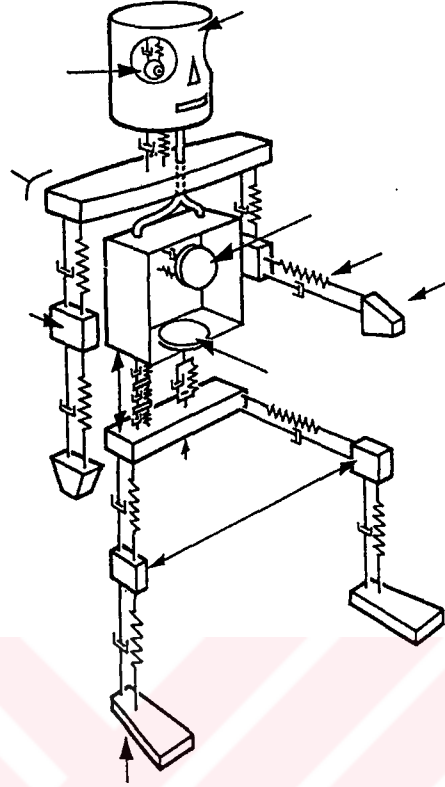
c) Kol, bacak, baş gibi vücudun özel kısımlarına uygulanan titreşimler: Örnek olarak, elektrikli el aletleri kullananların

maruz kaldığı titreşimler..v.b.. gibi. Bu tür titreşimlere el-kol titreşimleri adı verilir.

Tüm vücut titreşimleri ve el-kol titreşimleri mekanik olarak farklıdır ve bu yüzden ayrı ayrı incelenirler. Sürekli titreşimlere maruz kalan kişilerde kalıcı fiziksel zararlar, sinir sistemi bozuklukları, omurilik hastalıkları, yorgunluk, baş ağrısı, uykusuzluk ve adele ağrıları gibi etkiler belirlenmiştir. Söz konusu demiryolları olunca, problemin araç seyir emniyeti, yolcu ve sürücü konforu açısından tüm vücut titreşimlerine göre incelenmesi gereklidir. Bir makinanın mekanik titreşimleri makinanın hareketli parçaları tarafından üretilir. Her hareketli parça kendi hareketiyle ilgili belli bir frekansa sahiptir ve bu yüzden makina ile temasta olan insan vücuduna iletilen toplam titreşim aynı anda oluşan farklı frekanslı titreşimlerden oluşur. Bu durum, insan vücudu bütün titreşim frekanslarına karşı eşit duyarlılıkta olmadığı için göz önünde bulundurulması gerekli bir gerçektir. İnsan vücudunun bazı frekanslara karşı diğerlerinden niçin daha duyarlı olduğunu anlamak için, insan vücudunu mekanik bir model olarak düşünmek faydalı olacaktır. Aşağıdaki gerçeklerden dolayı insan vücudu oldukça karmaşıktır,

- a) Vücudun her parçası farklı frekans aralıklarında en yüksek duyarlılığa sahiptir.
- b) İnsan vücudu simetrik değildir.
- c) Farklı iki insan titreşimlere karşı aynı şekilde tepki göstermezler.

Bununla beraber insan vücudunun titreşimlere karşı davranışını simüle etmek için uygun biomekanik modeller geliştirilmiştir. Şekil 1.7’de insanın her bir uzvunun bir yay-kütle-sönüm elemanlarıyla ifade edildiği biomekanik modeli gösterilmiştir [18]. İnsan vücudu oldukça yüksek sönüme sahip bir sistemdir. Diğer taraftan insan vücudu simetrik olmadığı için, vücudun titreşimlere karşı davranışı ayrıca titreşimin uygulandığı yöne de bağlıdır. İnsan vücudunun değişik uzuvlarının rezonans frekans aralığı Tablo 1.1’de verilmiştir [18].



Şekil 1.7. İnsan Vücudunun Biomekanik Modeli [18].

Tablo 1.1. İnsan Vücudunun Duyarlı Olduğu Frekanslar.

Kafa Tası.....	20-30 Hz	,	Kol.....	5-10 Hz
Göz Bebeği.....	20-90 Hz	,	El.....	30-50 Hz
Omuz.....	4-5 Hz	,	Omurga.....	10-12 Hz
Göğüs Duvarı.....	50-100 Hz	,	Karın.....	4-8 Hz
Alt Kol.....	16-30 Hz	,	Bacaklar.....	2-20 Hz

Raylı araçların performansı çok defa emniyet ve verimlilik kavramları ile açıklanır. Tekerlek-ray sistemi ile ilgili emniyet kavramı aracın raydan çıkma şartları ile açıklanır. Aracın raydan çıkması, ray yapısındaki kalite bozukluğundan, trenin sürücü tarafından uygun kullanılmayışından, kullanılan ekipman hatalarından, uygun olarak imal edilmemiş tekerlek profili ve sinüs hareketinden kaynaklanan anormal dinamik şartlar gibi değişik sebeplerden dolayı meydana gelebilir. Raydan çıkmayı önlemek ve

emniyeti sağlamak için, tekerlek ve ray profili şekli, iki ray arası açıklık şartlarını standardize eden belli katsayılarla ifade edilen limitler vardır. En çok kullanılan limitlerden bir tanesi yanal tekerlek kuvvetlerinin düşey kuvvetlere oranı olarak ifade edilir.

Bir raylı aracın verimliliği ise, işletme ve bakım maliyetleri ile değerlendirilir. Emniyet kavramı ile ilgili olarak bir raylı aracın dinamik performansı seyir kalitesi, araç stabilitesi ve ray-tekerlek profilinin uygunluğu gibi kantitatif ölçümleri içine alan özel performans katsayıları ile değerlendirilir.

Normal şartlarda, seyir emniyeti insan konforu açısından araç süspansiyon sisteminin kapasitesi olarak yorumlanır. Bir raylı aracın seyir kalitesi yer değişimi, ivme, ivmenin değişim oranı , gürültü, toz, nem, sıcaklık gibi faktörlere bağlıdır. Genelde, bir aracın seyir kalitesini değerlendirmek için iki yaklaşım kullanılır. Bunlar yorulma zamanı ve konfor katsayısı yöntemleridir.

1.4.1. Sperling Konfor Katsayısı (Wz) Yöntemi

Wz konfor katsayısı ilk defa Sperling tarafından tanıtılan ve raylı araçların seyir kalitesini ve yolcu konforu kalitesini değerlendirmek için kullanılan bir katsayıdır [2], [13], [16]. Seyir kalitesi, aracın dış tahriklerin etkisi altında raydan çıkmadan emniyetli bir biçimde ilerleyebilmesi anlamındadır. Yolcu konforu kalitesi , yolcular üzerindeki mekanik titreşimlerin etkilerine göre aracın fiziksel parametrelerinin hesaplanması anlamındadır. Seyir kalitesi ve Yolcu konforu kalitesini ifade eden Wz katsayısı için orijinal eşitlik aşağıdaki gibi yazılabilir,

$$Wz = 0.896 (a^3/f)^{1/10} \quad (\text{Seyir kalitesi için}) \quad (1.1)$$

$$Wz = 0.896 ((a^3/f) F(f))^{1/10} \quad (\text{Yolcu konforu için}) \quad (1.2)$$

Burada a , (cm/s^2) olarak ortalama ivmeyi, f (Hz) olarak titreşim frekansını ve $F(f)$ insanın titreşimlere karşı duyarlılığını ifade eden frekans bağımlı faktörü ifade eder. $F(f)$ frekans bağımlı faktör düşey ve boyuna titreşimler için farklıdır. İnsanlar üzerinde yapılan testlere ve diğer testlere dayandırılarak tesis edilen Wz

konfor katsayısı ile ilgili bir değerlendirme tablosu Tablo 1.2 'de verilmiştir.

Tablo 1.2. Konfor Değerlendirme Tablosu.

Wz Konfor Katsayısı	Seyir Kalitesi
1	Çok İyi
2	İyi
3	Emniyetli
4	Seyir İçin Kabul Edilebilir
4.5	Seyir İçin Kabul Edilemez
5	Tehlikeli
Wz Konfor Katsayısı	Yolcu Konforu
1	Hafif Hissedilebilir
2	Açıkça Hissedilir
2.5	Bariz fakat rahatsız etmez
3	Düzensiz fakat tahammül edilir
3.25	Çok düzensiz
3.5	Aşırı Düzensiz,Rahatsız edici
4	Uzun süreli tahammül edilemez
	Aşırı rahatsız edici,Uzun süreli maruz kalmak zararlı

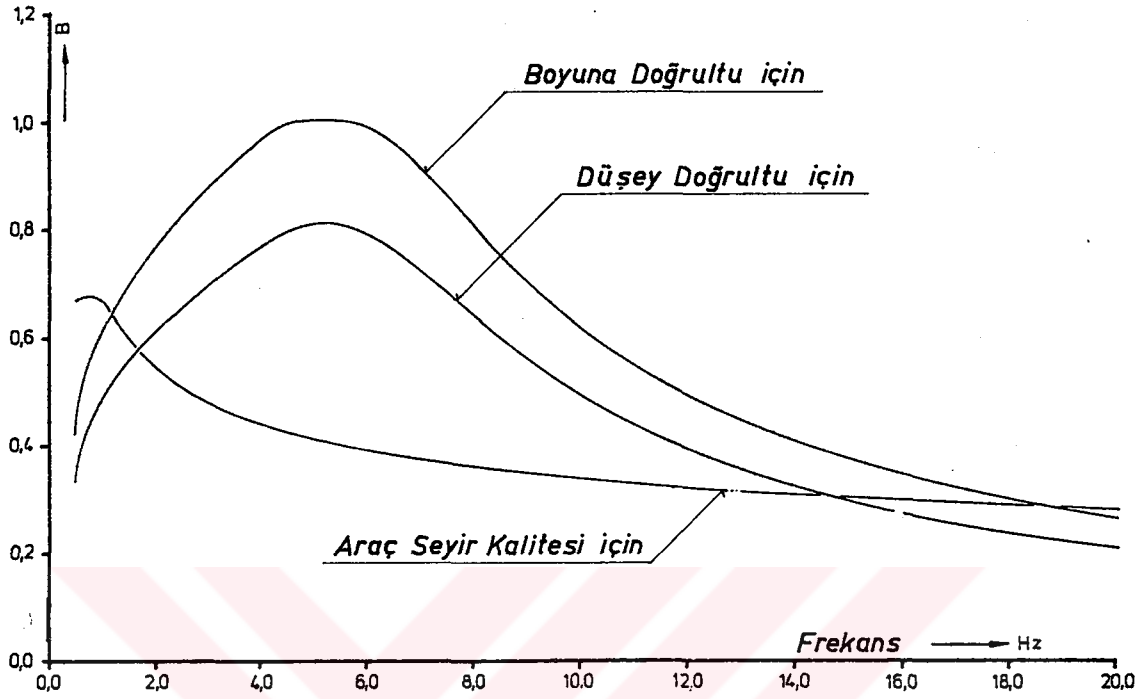
Elektronik ölçüm aletlerinin gelişmesiyle konfor kalitesi eşitlikleri kullanılan ölçüm aleti özelliklerine göre içerik değiştirerek aşağıdaki şekli almıştır,

$$Wz = (a^2 B^2)^{1/6.67} \quad (1.3)$$

Burada a ivmenin genliği, B frekans ağırlık faktörüdür. Alman Demiryolları tarafından kullanılan frekans ağırlık eğrileri Şekil 1.8 'de gösterilmiştir [13].

Araç Üzerinde ölçülen ivme değerleri tek bir frekansa sahip olmayıp, aracın doğal frekanslarını içine alan bir spektrum şeklindedir. Bu yüzden, konforun değerlendirilmesinde ivme değerleri bir spektrum şeklinde ölçülmelidir. Her bir tekil frekans için Wz konfor katsayısı eşitlik (1.3) vasıtasıyla belirlenir ve toplam Wz konfor katsayısı aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$Wz = (Wz_1^{6.67} + Wz_2^{6.67} + Wz_3^{6.67} + \dots + Wz_n^{6.67})^{1/6.67} \quad (1.4)$$



Şekil 1.8. Alman Demiryolları Tarafından Kullanılan Frekans Ağırlık Eğrileri.

Titreşim spektrumu ayrık bir fonksiyon olmayıp, frekansın sürekli bir fonksiyonudur. Bu yüzden W_z 'de frekansın sürekli bir fonksiyonudur. Bu durumda toplam W_z konfor katsayısı, belli bir frekans aralığında integrasyon vasıtasıyla elde edilir, yani,

$$W_z = \left(\int_{0.5}^{30} a^2 B^2 df \right)^{1/6.67} \quad (1.5)$$

Burada integrasyon frekans domeninde gerçekleştirilir, yani, $a=a(f)$ dir. Ayrıca integrasyon belli bir zaman aralığında gerçekleştirilebilir, yani,

$$W_z = \left(\frac{1}{T} \int_t^{t+T} a^2 B^2 dt \right)^{1/6.67} \quad (1.6)$$

Bu durumda, ivme zamana bağlıdır, yani, $a=a(t)$ dir. (1.5) ve (1.6) eşitlikleri basit elektronik aletler vasıtasıyla W_z konfor katsayısının hesaplanmasını sağlarlar.

1.4.2. ISO 2631 Yöntemi

Uluslar Arası Standartlar Birliğine (ISO) göre, titreşimlerin insan üzerindeki etkisi bir yorulma zamanı ile ifade edilir. İnsanın titreşimlere karşı davranışını belirlemede öncelikle önemli dört fiziksel faktör vardır. Bunlar, titreşimin yoğunluğu, frekansı, yönü, ve etkilenim süresidir. Burada bahsedilen faktörlerle fiziksel olarak tanımlanabilecek herhangi bir titreşimin pratik değerlendirilmesinde, insanla ilgili uç ana kriterden bahsedilebilir [17],

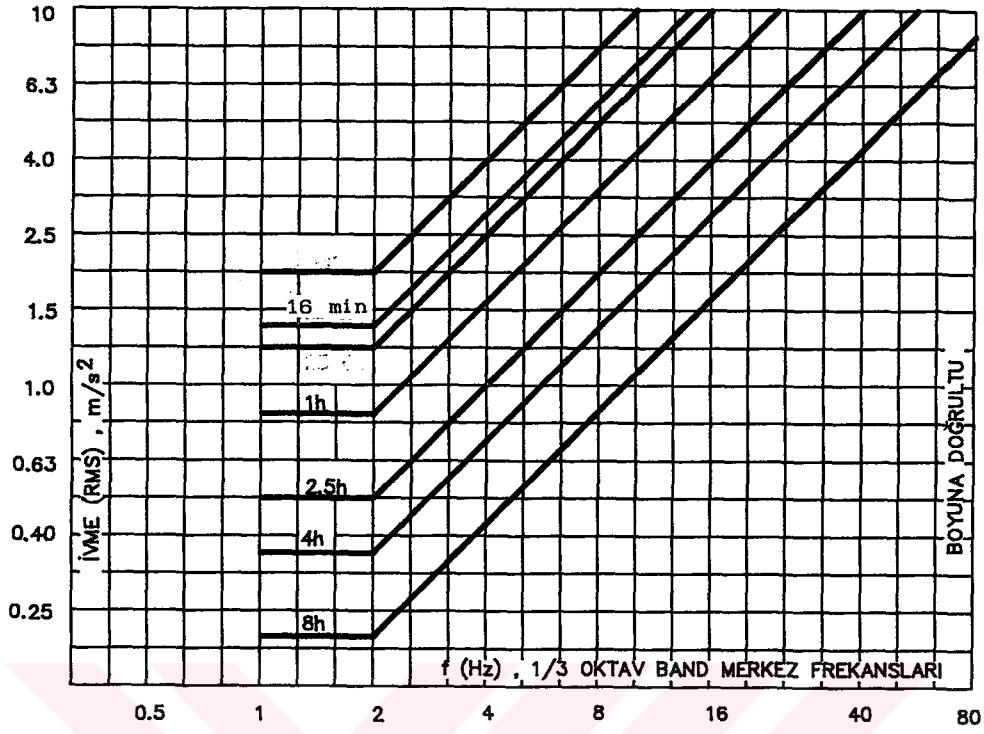
- a) Çalışma Verimliliğinin Korunması Sınırı,
- b) Sağlık veya Emniyetin Korunması Sınırı,
- c) Konforun Korunması Sınırı,

Çalışma verimliliğinin korunması sınırı, eğer bir insan sürekli olarak mekanik titreşimlere maruz kalırsa, belli bir süre sonra yorulmadan dolayı onun iş yapma kabiliyeti azalır. Frekansın bir fonksiyonu olarak çalışma verimliliği sınırı boyuna titreşimler için Şekil 1.9 'da ve düşey titreşimler için Şekil 1.10'da (1) dakikadan..(8) saat'a kadar günlük etkilenim süresi için verilmiştir. Bir limiti belirten sınır değerinin ötesinde titreşimlere maruz kalmanın, bir çok işlerde, özellikle araç sürücülerinde olduğu gibi zaman bağımlı işlerde, çalışma verimliliğinin bozulmasının önemli bir risk taşıdığı kabul edilir.

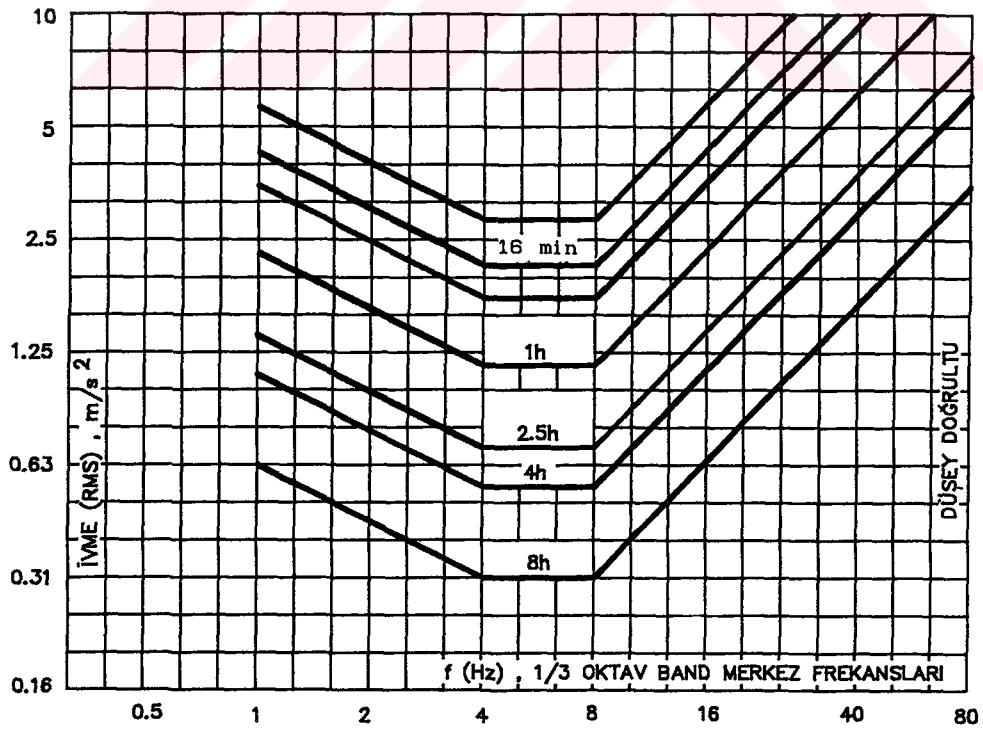
Şekil 1.9 ve 1.10'da verilen eğriler uçak pilotları ve araç sürücülerini üzerinde yapılan incelemelerden elde edilmiştir.

Sağlık ve emniyetin korunması sınırı, frekansın bir fonksiyonu olarak etkilenim süresi, çalışma verimliliği sınırı gibi aynı karakterdedir, fakat ivme değerlerine karşı gelen değerler (2) ile çarpılmalıdır. Kişi herhangi bir iş yapmasa bile, özel tedbirler olmaksızın sağlık ve emniyetin korunması limitlerinin aşılması tavsiye edilmez.

Konforun korunması sınırı değerleri de çalışma verimliliği sınırı gibi aynı karakterdedir, fakat ivme değerleri (3.15) faktörü



Şekil 1.9. Boyuna Titreşimler İçin Çalışma Verimliliği Sınırı Eğrileri.



Şekil 1.10. Düşey Titreşimler İçin Çalışma Verimliliği Sınırı Eğrileri.

ile bölünmelidir. Konforun korunması sınırı limitleri değişik transport araçları için yapılan çok sayıda araştırmadan elde edilmiştir. Konforun korunması sınırı, yolculuk sırasında yeme, içme, okuma, yazma gibi aktivitelerin yolcular tarafından yerine getirilmesinin zorluğu ile ilgilidir.

Yorulma zamanının belirlenmesinde kullanılan ölçüm yöntemlerinden birisi 1/3 oktav bant analizidir. 1/3 oktav bant analizinde toplam frekans aralığı 1/3 oktav aralıklara bölünür. 1/3 oktav analizörü vasıtasıyla, 1/3 oktav bant aralıklarında ivmenin ortalama karasel değeri ölçülür. Farklı frekanslardaki ivme değerlerinin insanlar üzerindeki etkilerinin farklılık gösterdiği varsayılırsa, özel aralıklar farklı olarak değerlendirilebilir. Her 1/3 oktav bant için bir yorulma zamanı belirlenir. Bu şekilde belirlenen en kısa yorulma zamanı insan geriliminin belirlenmesinde kriter olarak kullanılır.

ISO/SNCF yönteminde değerlendirme ölçüsü yorulma zamanı (NC) ile ifade edilmektedir. Buna göre, yorulma zamanı NC ,

$$NC = 10^{Z_2} \quad (1.7)$$

olarak verilir. Burada (Z_2) parametresi,

$$Z_2 = \frac{-0.6667 Z_1 + 1.6667 Z_1 - 0.084396}{Z_1 - 0.7033} \quad (1.8)$$

ve parametre Z_1 , (a_{rms}) ivmelerin ortalama değerini ifade etmek üzere,

$$Z_1 = \text{Log}(a_{rms}) \quad (1.9)$$

olarak verilmektedir. Burada a (m/s^2), NC (h) birimindedir.

Burada bahsedilen değerlendirme yöntemlerinin dışında Fransız Demiryolları (SNCF) ve İngiliz Demiryolları (BR) tarafından geliştirilen başka değerlendirme yöntemleri ve ISO (International Standards Organization) tarafından teklif edilen başka ölçme yöntemleri de vardır. Bu yöntemlerden burada daha fazla bahsedilmeyecektir. Daha geniş bilgi ilgili literatürden temin edilebilir.

BÖLÜM 2. YAKIN GEÇMİŞTE KONUYLA İLGİLİ YAPILAN ARAŞTIRMALAR

Raylı ulaşım araçlarının diğer kara ulaşım sistemleri ile rekabette kalabilmek için yakın geçmişte başvurduğu en önemli yöntem hızlarını artırmak olmuştur. Bu çabanın yanında konforun yükselmesi de aranılan bir faktör olmuştur. Hız ve konfor bir taraftan üst yapının özelliklerinin bir taraftan da taşıtların yeteneklerinin bir fonksiyonudur. Üst yapının özelliklerini iyileştirmek, örnek olarak dönemeç yarıçaplarını büyütmek veya ray düzgünlüklerini daha düşük bir düzeye indirmek çok pahalı bir işlemdir. Hatta bazı işletmelerde, örnek olarak şehir içi işletmelerde dönemeç yarıçaplarını değiştirmek pratik olarak mümkün olmayabilir. Bu nedenle bazı işletmeler taşıtların yeteneklerini yükselterek hız ve konfor problemini çözmeye çalışmaktadırlar. Bunun yanında yol iyileştirmesine katlanılsa bile taşıt yeteneğini artırmak şüphesiz daha iyi sonuçlar alınmasını sağlamaktadır. Bu yüzden bir yolcu vagonunun dinamik davranışı çok sayıda araştırmaya konu olmuş, özellikle vagonun yanıl titreşimleri, düşey titreşimleri, dönemeçteki davranışı, ray-tekerlek ilişkileri, aerodinamik kuvvetlerin raylı araçlar üzerindeki etkileri....vs... gibi konular araştırmacıların ilgisini çekmiştir. Bu araştırmalar ile elde edilen sonuçlar gerek aracın titreşim karakteristiklerine, süspansiyon karakteristiklerine ve gerekse de ray-tekerlek temasının aracın dinamik davranışı üzerindeki etkilerine ilişkin konularda açıklayıcı bilgiler vermiştir.

Örnek olarak, raylı araç dinamiğinin temel konularından biri olan ray-tekerlek teması ile ilgili profilin bugünkü yapısına tesadüfen gelinmemiştir. Bugünkü profillerden başka profiller de, örnek olarak yuvarlanma yüzeyinin silindirik olduğu profiller de düşünülmüş ve hatta uygulanmıştır. Ancak silindirik hatta bir ölçüde düşük koniklikli profillerin sorunu tek taraflı aşınmalardır. Bu şekildeki tekerlek takımları kendiliklerinden orta konuma gelmediklerinden veya çok yavaş geldiklerinden bir tekerlek üzerinde başlayabilecek aşınmalar aşınmanın hep o noktada yoğunlaşmasına yol

açmakta ve erken yeni profil verme zorunluğu meydana gelmektedir. Bu nedenle uzun araştırmalar sonucu belirlenmiş günümüzde uygulanan profilli tekerleklerin sürekli değişik noktalardan temas etmeleri ve kendi kendilerini ortalamaları büyük bir üstünlük oluşturmaktadır.

Genelde yapıların mekanik titreşimlerini de içine alan yapı dinamiği ile ilgili konular [1]... den ...[12] ye kadar olan literatürde elemanter olarak ele alınmıştır.

Garg ve Dukkipati [2], raylı araçların dinamiği ile ilgili konuları özel olarak ele almıştır.

Petyt [3], sonlu elemanlar yönteminin titreşim analizinde nasıl kullanıldığını kitabında geniş olarak açıklamıştır.

Tse, Morse ve Hinkle [7] ve Craig [8], kitaplarında yapı dinamiği ve yapıların mekanik titreşimleri ile ilgili konularda bilgisayar uygulamaları ile ilgili örnekler vermişlerdir. Özellikle Tse, Morse ve Hinkle [7], modal analiz yöntemiyle çok serbestlik dereceli bir sistemin dinamik davranışının hesaplanmasını örnek bilgisayar programları ile göstermiştir. Tse, Morse ve Hinkle modal analiz yöntemiyle sistem davranışının hesaplanmasında karşılaşılan özdeğer probleminin çözümü için Faddeev-Leverrier yöntemini kullanmışlardır.

Meirovitch [1], Garg ve Dukkipati [2], Clough ve Penzien [5], Thomson [6], Steidel [9], Bendat ve Piersol [10], Bolotin [11], Kumbasar ve Celep [12] yapıların rastgele titreşimlerinin analizi ile ilgili konulara kitaplarında geniş yer vermişlerdir. Özellikle Meirovitch [1], Garg ve Dukkipati [2], Bolotin [11], Kumbasar ve Celep [12] çok serbestlik dereceli sistemlerin beyaz gürültü tahrik halinde rastgele sistem davranışının hesaplanmasını kitaplarında özel olarak incelemişlerdir.

[13], [17] ve [18] nolu kaynaklarda yolcu araçlarının konfor kalitesinin belirlenmesinde kullanılan yöntemlerden bahsedilmiştir.

[14] ve [15] nolu kaynaklarda ISO 2631 nolu standardın demiryol araçlarına uygulanması konu edinilmiştir.

[16] nolu kaynakta, geleneksel konfor değerlendirme yöntemlerine değinilmiş ve bunun yanısıra yeni bir ortak konfor değerlendirme katsayısı tarif edilmiştir. Ayrıca bu raporda SNCF, DB, FS demiryollarında yapılan test sonuçları ile geleneksel yöntemler ve yeni konfor katsayısı arasındaki ilişki araştırılmıştır.

Göksel [19], insanın mekanik titreşimler karşısındaki hisleri ile titreşim ivmesi arasındaki psikolojik ilişkinin araştırıldığı deneyleri konu edinmiş ve Haydarpasa-Adapazarı arasında çalışan bir elektrikli trenin konfor katsayısını deneysel olarak belirlemiştir.

Bayhan [20], şok ve titreşimlerin etkilerinin bulunması için yöntem ve tanımlamaları ve bir takım ölçümleri içine alan çalışmasında, mekanik şokun insanlar ve hayvanlar üzerindeki etkilerini ve şok ve titreşimlere maruz kalan insanın korunması yöntemleri üzerinde durmuştur.

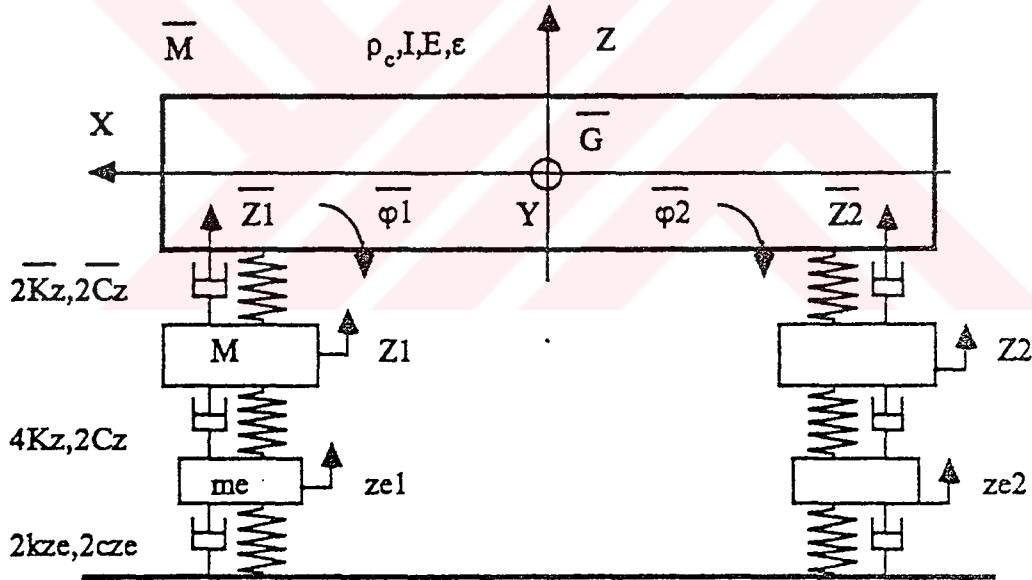
Çakır, Güney ve Dağsöz [21], sıcaklık, titreşim, gürültü gibi konforu birinci dereceden etkileyen faktörlerin sınır değerlerini belirtmiş ve tasarım aşamasında alınması gerekli tedbirler üzerinde durmuştur.

Marcusson [22], vagon gövdesi, bojiler ve vagon gövdesine bağlanan ekipmanların tavsiye edilen frekans seviyeleri için bir düzenleme vermiştir. Marcusson, tavsiye edilen frekans seviyelerinin elde edilememesi halinde istenmeyen ivme değerlerinin oluşabileceğini bildirmiş, vagon gövdesini oluşturan elemanların vagon gövdesinin toplam rijitliği üzerindeki etkilerini incelemiş, vagon gövdesinin dik kesit alanı ile bazı önemli kirişlerin alanı arasında bağıntı kurarak üreticiye tavsiyelerde bulunmuştur.

[23] nolu kaynakta deneysel modal testin tanıtımı yapılmıştır. Modal testin amacının yeni bir demiryolu aracının tasarımı sırasında gövdenin birinci eğilme modunun doğal frekansının incelenmesi olarak ifade edilmiştir. İki prototip araç üzerinde ve benzer eski iki araç üzerinde yapılan ölçümlerden bahsedilmiş, bir ek olarak da modal

analiz teorisinin kısa bir tanıtımı ile bir prototip hızlı trenin dinamik tasarımı için, FRF yöntem vasıtasıyla modal analizin kullanımı gösterilmiştir.

Hubert [24] ve Hubert, Weyenberg, Ravalard [25], Şekil 2.1'de gösterilen modeli kullanarak VAL 1 adını verdikleri tek akslı metro aracının, dinamik davranışının incelenmesi ve konfor katsayısının hesaplanması için sonlu elemanlar yöntemini kullanmışlardır. Hubert sonlu elemanlar yönteminin kullanılmasıyla elde edilebilen, konfor katsayısının bir yüzey ile ifadesi anlamına gelen " General Spatial Function " adını verdiği yeni bir analitik model tanımlamıştır. Hubert, gövdenin modellenmesinde SYSTUS [68] sonlu eleman bilgisayar kodu kullanmıştır. Hareket eşitliklerinin çözümü için NEWMARK'ın sayısal integrasyon yöntemini kullanmıştır. Hubert gövdenin değişik noktaları için konfor katsayısını hesaplamıştır.



Şekil 2.1. Hubert Modeli.

Coutellier, Ravalard [26], raylı taşıt alanında bir aracın tasarımı aşamasında değişik kriterlerin kontrol edilmesi gerekliliğini ifade etmiş, bu kriterlerden en önemli iki tanesinin araç gövdesinin dinamik davranışı ve konfor problemi olduğunu vurgulamıştır. Bunun için Valenciennes Üniversitesi Makina Mühendisliği Laboratuvarında çok sayıda hesaplama yöntemi geliştirmişlerdir. Bunlardan bir tanesinde Coutellier ve Ravalard,

vagon gövdesi üzerinde farklı noktaların konforun grafik gösterimini gerçekleştirmiş, bu gösterimde , bir araç içindeki konfor seviyesinin hesaplanması ve hesaplamalar için gerekli dataların sağlanması için kullanıcılar tarafından geliştirilen hesap yöntemleri ile ANSYS paket programının nasıl iletişim kurduğu gösterilmiştir. Ayrıca, bir raylı aracın gövdesinin dinamik davranışını karakterize etmeyi sağlayan yöntemlerden biri olan "Modal Sentez" tanıtılmıştır. Yeni bir aracın tasarım aşamasında yapının modal özelliklerinin hesaplanmasında bu yöntemin önemini göstermiştir. Bu yüzden geliştirilen hesap modülüne ANSYS paket programına bağlayan bir ara işlemci (interface) geliştirmiştir.

Joly [27], bir raylı aracın yanal stabilitesini incelemiştir. Kinetik enerji eşitlikleri ve Lagrange Formülasyonunun kullanıldığı araştırmada, gövde ve boji arasındaki açısal rijitliğin, boji şasisi ve akslar arasındaki yay katsayılarının, vagon gövdesi ve boji şasisi kütlelerinin, aks eksenleri arasındaki mesafenin, ray-tekerlek geometrisinin, ray-tekerlek temasından oluşan kuvvetlerin aracın kritik hızı üzerindeki etkilerini incelemiştir.

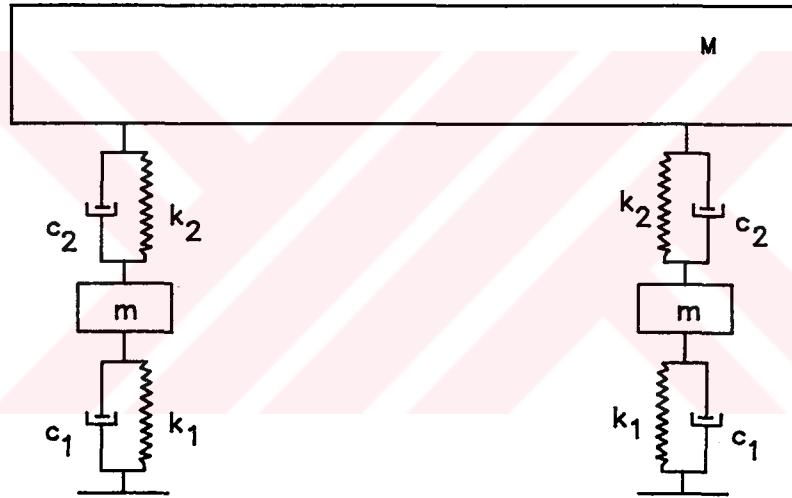
Joly [28], bir raylı aracın kısa radyüslü bir dönemeçteki davranışını incelemiştir.

Joly [29], bir raylı aracın düşey ve boyuna konfor problemini incelediği araştırmasında vagon gövdesini sabit kesitli, izotrop malzemeden oluşan bir kiriş olarak modellemiştir. Vagon gövdesi iki elastik mesnet üzerine oturtulmuş, boji şasisi de yaylar vasıtası ile akslar üzerine oturtulmuştur. Hareket denklemi kirişin elastik eğrisinin diferansiyel denkleminin kullanılmasıyla elde edilmiştir. Hareket denklemlerinin çözümü sınır şartlarının sağlanması ile gerçekleştirilir. Joly, akslardan sinüs tahrik halinde gövdenin rijit veya elastik olması halleri için frekans analizi yapmış ve sistemin doğal frekanslarını hesaplamıştır. Gövdenin eğilme rijitliğinin sistemin doğal frekanslarını nasıl etkilediğini hesaplamıştır.

Hempelman, Ripke, Dietz [30], ray titreşimlerini incelemiştir. Rayların dikey ve boyuna titreşimlerinin incelendiği çalışmada

raylar bir Timoshenko kirişı olarak modellenmiş, hareket denklemlerinin çözümü için Transfer Matrisi-Sonlu Elemanlar kombine yöntemi kullanılmıştır.

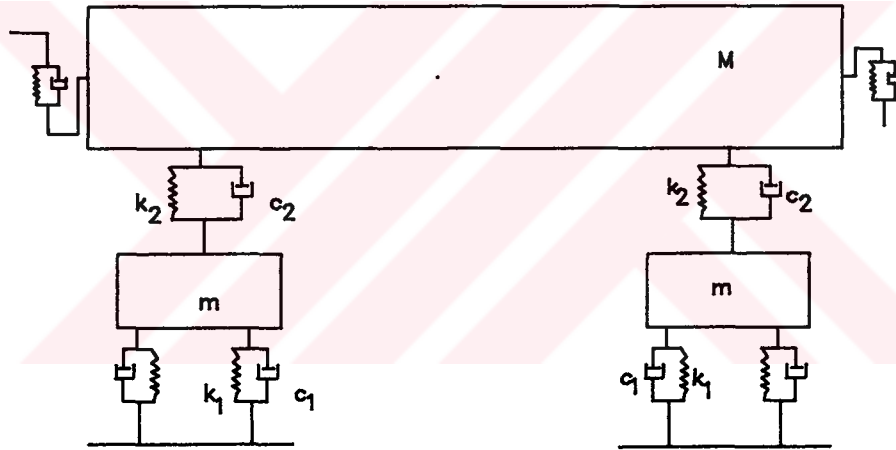
Richard [31], Şekil 2.2'de gösterilen modelle bir raylı aracın dinamik davranışını incelemiştir. Richard, vagon gövdesini bir Euler-Bernoulli kirişı olarak modellemiştir. Gövdenin düşey hareketini kirişin elastik eğri denklemi ile ifade etmiş, hareket eşitliğinin çözümü için Laplace transformasyonlarını kullanmıştır. Söz konusu çalışmada vagon gövdesinin üzerine oturduğu elastik sportların farklı parametrelerinin gövdenin doğal frekansları üzerindeki etkileri incelenmiştir.



Şekil 2.2. Richard Modeli.

Elmaraghy [32], bilgisayar simülasyonu vasıtasıyla raylı araçların dinamik davranışının hesaplanması üzerinde çalışmıştır. Bilgisayar simülasyonunun amacı, araç seyir kalitesi üzerinde ray kalitesi ve ray pürüzlüklerinin etkilerini görmek ve sistemin dinamik stabilitesini incelemek için seyir kalitesini önceden tahmin etmek olarak açıklamıştır. Elmaraghy, yolcu vagonunu 9 adet rijit kütle ile modelleyerek aracın kritik hızını ve araç gövdesi üzerindeki bazı noktaların ivme değerleri hesaplanmıştır. Ayrıca söz konusu kaynakta ray pürüzlüklerinin analitik ifadesi verilmiştir.

Miyamoto ve Fujimoto [33], Şekil 2.3' de gösterilen model ile bir tren setindeki bir yolcu vagonunun düşey frekans davranışını analiz etmiştir. Araştırmacılar, vagon gövdesinin düşey hareketini, ağırlık merkezi etrafındaki dönmesini ve bojilerin düşey hareketlerini serbestlik derecesi olarak ele almış, vagon uçlarındaki elastiklikleri de analizine dahil etmiştir. Söz konusu araştırmada, tek araç modeli, eşdeğer tek araç modeli, 5 vagonluk sette 3 vagonun davranışları incelenerek, vagon gövdeleri arasındaki elastiklikler ile vagon gövdesinin ivme değerlerinin önemli ölçüde etkilendiği ifade edilmiştir. Ayrıca bu araştırmada, mafsallı vagonların dinamik davranışı da incelenmiş, klasik yolcu vagonları ile mafsallı vagonların frekans davranışının karşılaştırılması yapılmıştır.



Şekil 2.3. Miyamoto Modeli.

Richard [34], klasik bir yolcu vagonunu rijit kütlelerle modellediği çalışmada stabilite problemini incelemiştir. Söz konusu araştırmada aracın stabilitesinin bozulduğu araç kritik hızı üzerinde eşdeğer ray konikliğinin ve süspansiyon elemanlarının etkileri incelenmiştir.

[35] nolu kaynakta Modal Analiz teorisi detaylı olarak anlatılmıştır.

Petit [36], bojilerin yapısı, fonksiyonu ve gelişiminden

bahsetmiştir. Söz konusu kaynakta, yanal stabiliteyi iyileştirici tedbirler üzerinde durulmuş, özellikle eşdeğer konikliğın kritik hız üzerindeki etkisi, aks-boji şasisi arasındaki boyuna rijitliğin ve dönemeç yarı çaplarının yanal stabilite üzerindeki etkileri açıklanmıştır.

Hans ve Haigermoser [37], boji performansı ile ilgili konulara değinmiş, tekerlek takımının boyuna ve yanal rijitlikleri ile araç kritik hızı arasındaki ilgi verilmiş, düşük boyuna rijitlik ve yüksek yanal rijitlik halinde daha yüksek hızlara ulaşıldığı ifade edilmiştir. Ayrıca değişik süspansiyon sistemine sahip bojilerin, dönemeç yarıçapına göre tekerlek aşınması konusu işlenmiştir.

Daffos [38], eşdeğer tekerlek konikliğının ve akslar ile boji şasisi arasındaki rijitliklerin araç kritik hızı arasındaki ilişkiyi incelemiştir.

Chudzikiewicz [39], RSVD sistem olarak isimlendirdiği, ray-arac sisteminin dinamiğının incelenmesi ile ilgili bir algoritma sunmuştur ve teklif ettiğı algoritmaların uygulanabilirliğini Y25CS bojisine sahip bir kömür vagonunun dinamiğının incelenmesi için kullanmıştır.

Detwiler ve Nagurka [40], raylı araç dinamiğini incelemek için ray geometrisinin modellenmesi üzerinde çalışmışlardır.

Tidbury, Lyon ve Tunna [41], değişik raylı araç tipleri ve araç uzunluğuna göre araç gövdesinin doğal frekansları hakkında bilgi vermiş, düşey eğilme titreşimlerini minimize etmek için değişik süspansiyon sistemleri teklif etmiştir.

Donk, Sankar ve Dukkipati [42], ray pürüzlükleri veya tekerlek yapısındaki hatalardan dolayı tekerlek ve ray arasında oluşan temas kuvvetini ve dolayısıyla rayda oluşan gerilmeleri önceden hesaplayabilmek için tekerlek ray temasını simgeleyen bir model geliştirmişlerdir. Söz konusu modelde ray sistemi ayırık mesnetler üzerine oturtulmuş bir Timoshenko kirişi olarak modellenmiş hesaplanan kuvvet ve gerilmeler deneysel sonuçlarla

karşılaştırılmıştır.

Phee ve Anderson [43], hareket eşitliklerinin çözümünde Modal Analiz yönteminin kullanılması halinde, titreşim hareketinin çabuk sönen kısmına karşılık gelen geçici etkilerinin ihmal edildiği, "indirgenmiş yöntem" (a model reduction procedure), olarak isimlendirebileceğimiz yeni bir yöntem ileri sürmüştür. Phee ve Anderson, Modal Analizin bu yaklaşımı ile, nümerik sonuçların direkt integrasyon yönteminden bir kaç defa daha hızlı elde edilebileceğini ileri sürmüşlerdir ve hatta bu yöntemin kullanılmasıyla iki akslı bir bojinin hareket eşitlikleri direkt integrasyon yönteminden altı defa daha hızlı hesaplanmıştır.

Szczygielski ve Rimrott [44], uygun bir süspansiyon tasarımı ile raylı araçların seyir kalitesini artırmak ve gövde titreşimlerini azaltmak için kullanılan, titreşim izolasyonu olarakta bilinen, yaygın olarak kullanılan yöntemin aksine yeni bir yöntem teklif etmiştir. Dış yüklerin senkronizasyonu olarak isimlendirebileceğimiz yöntem araç gövde dinamiği üzerinde yoğunlaşmıştır. Araç gövdesinin kütle merkezi, gövdenin geometrik merkezinden bir miktar kaçık imal edildiği yöntemin karakteristik özelliği, aracın bazı fiziksel parametrelerinin ve araç gövdesine etki eden dış kuvvetlerin gövdenin kütle merkezi etrafındaki dönme hareketini minimum yapacak şekilde tasarlanmasıdır.

Schenk ve Sinapius [45], bir dinamik simülatör vasıtasıyla vagona gerçek çalışma şartlarının yaşatıldığı, Alman Demiryolları için üretilen bir hızlı tren vagonu (ICE-V) üzerinde yürütülen titreşim testleri ile ilgili, testin yapılış amacı ve yapılış şekli hakkında bilgi vermişlerdir.

Weeks ve Harwood [46], CLASS-58 olarak isimlendirilen yeni tasarlanmış bir yük lokomotifini için, ikinci bir süspansiyonun yapı titreşimleri üzerindeki etkilerini incelemişlerdir.

Hodgson ve Forsey [47], hafif yapılı vagonların tasarımları isimli çalışmalarında, standartlarda belirtilen statik mukavemet ve dinamik değerleri aynı anda sağlayacak araç gövdesi ağırlığını

hesaplamayı amaçlamışlardır. Araştırmanın önemli bir kısmı ise bazı alüminyum ve çelik alaşımları arasında yapılan karşılaştırmadır.

Sperber [48], raylı araç titreşimlerinin incelenmesinde Galerkin yaklaşımını kullanmıştır. Sperber, rayı kesme kuvveti etkilerinin de göz önüne alındığı elastik zemin üzerinde sonsuz boyda bir Timoshenko kirişi olarak, aracı da iki serbestlik dereceli lineer bir model olarak modellenmiş, harmonik kuvvetlerle tahrik halinde sistemin yer değişimlerini, istatistiki kuvvetlerle tahrik halinde yer değişimlerin kovaryanslarını hesaplamıştır.

Korkmaz ve Karadağ [49], bir aracın titreşimlerini sonlu elemanlar ve transfer matrisi yöntemi ile incelemişlerdir.

Karadağ ve Morgül [50], [51], katı cisimlerin dinamik davranışlarının incelenmesinde sonlu elemanlar yöntemi modellemesine uygun bir bilgisayar kodu kullanmışlardır.

Fang ve Wang [52], [53], kompleks modal analiz vasıtası ile, çok serbestlik dereceli sistemlerin bant-sınırlı beyaz gürültü halinde rastgele sistem davranışının hesaplanması üzerinde çalışmışlardır.

Sankar ve Samaha [54], [55], pürüzlüklerinin oluşturduğu rastgele tahrik etkilerinin beyaz gürültü olarak ele alındığı, özellikle düşük hızlarda önem kazanan, dokuz serbestlik dereceli, nonlineer istatistiki bir modelin kullanılmasıyla yüksek kapasiteli bir yük vagonunun beşik hareketi problemini incelemişlerdir. Lyapunov's denklemleri formunda elde edilen istatikselsel olarak lineer hale getirilmiş hareket eşitlikleri bilgisayar ortamında nümerik olarak çözülmüştür. Araç performansını iyileştirebilmek için, sistemin beşik hareketine ait (rocking response) karesel ortalama değer ve ona ait güç yoğunluğu spektrumu hesaplanmış, optimum sistem parametreleri elde edilmeye çalışılmıştır.

[56], [57], [58], nolu kaynaklarda titreşim modlarına ait sönüm oranının deneysel olarak nasıl elde edildiği izah edilmiştir.

Kaykayoğlu, Öztürk ve Bayar [59], [60], TÜVASAŞ'ın imal ettiği ilk Türk Ray Otobüsünün aerodinamik analizini, bu tür analizlerde son zamanlarda kullanılmaya başlanan "Panel Yöntem" ile bilgisayar ortamında gerçekleştirmişlerdir. Kaykayoğlu ve arkadaşları, gerçek sistem parametreleri kullanarak farklı hücum ve sapma açıları için ray otobüsüne ait aerodinamik basınç katsayılarını hesaplamışlardır.

Chiu ve Squire [61], idealize edilmiş bir tren modeli üzerinde gerçekleştirdikleri aerodinamik deneyler ile, yan rüzgarların 90^0 dereceye kadar varan sapma açıları için, bir tren üzerindeki akışı deneysel olarak incelemiş ve vagon boyunca basınç katsayısı değişimini incelemiştir.

Daloğlu [62], sürücü ve taşıt sisteminin yandan etkiyen değişken rüzgara karşı tepkisini incelemiştir. Ayrıca taşıtın aerodinamik özellikleri ve lastik özelliği değiştirilerek bunun taşıt stabilitesi üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Gittikçe artan araç hızları ve azalan araç ağırlıklarından dolayı, rüzgarın oluşturduğu kaza riskinin arttığını ve dolayısıyla tasarım öncesi aerodinamik analizin zorunlu hale geldiğini ifade etmiştir.

Baker ve Gavthorpe [63], değişik ölçekli tren modelleri üzerinde, rüzgar tüneline statik ve dinamik koşullarda bir dizi test gerçekleştirmiştir. Söz konusu testlerde, rüzgardan dolayı oluşan aerodinamik katsayılar hesaplanmıştır.

Baker [64], 3 kısımdan oluşan araştırmasının birinci kısmında, yüksek yan rüzgarlara maruz zeminde çalışan araçların aerodinamiği ile ilgili temel kavramları açıklamış ve literatürde konuyla ilgili olarak yapılan araştırmaları özetlemiştir. İkinci kısımda, rüzgarın kararsız hallerinden dolayı oluşan frekans domen etkileri, genlik domen etkileri, zaman domen etkilerini incelemek için analitik yaklaşımlar önermiştir. Üçüncü kısımda, araç ve kuvvetler arasındaki etkileşim tartışılmış, rüzgarın neden olduğu kaza riskinin hesaplanma yöntemleri belirtilmiştir.

Aba ve Karadağ [66], [67] ,sonlu elemanlar-modal analiz kombine yöntemini kullanarak bir yolcu vagonunun dinamik tasarımı ve titreşim konforunun analizini gerçekleştirmişlerdir. Söz konusu çalışmalar raylı araç dinamiği ile ilgili bütün dünyadaki çalışmaları içine alan literatür araştırmasında [68] yer almıştır.

Bu tez çalışmasında, daha henüz ürünün ortada olmadığı imalattan önceki proje tasarım aşamasında, bir yolcu vagonunun araç seyir kalitesini ve yolcu konforu kalitesini optimize edebilmek için değişik etkileri de gözönüne alarak, aracın dinamik davranışını etkileyen sistem parametrelerinin önceden hesaplanması amaçlanmıştır. Bu çalışmada sistem davranışı hesabı için Modal Analiz-Sonlu Elemanlar kombine yöntemi kullanılmıştır.

Literatürde süspansiyon tasarımı olarak da isimlendirilen çalışmada, aracın düşey titreşimlerini inceleyebilmek için gerçek sistemin özelliklerini en iyi şekilde yansıtacak bir dinamik eşdeğer sistem modeli geliştirilerek, toplu kütleli ve sürekli elastik çubuk sistem modelleri sönümlü ve sönümsüz haller için incelenmiştir. Literatürde belirtilen dinamik tasarım kriterleri ve standartlarda belirtilen konfor değerlerini elde edebilmek için geliştirilen etkin bilgisayar programları ile sistem davranışı hassas, doğru ve çabuk bir şekilde hesaplanmış, sistemin fiziksel parametrelerinin sistem davranışı üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Akslardan harmonik tahrik ve araç gövdesine aerodinamik kuvvetlerin etki etmesi halinde geçici rejim titreşimleri de dahil sistem davranışı sönümlü ve sönümsüz haller için hesaplanmıştır. Ayrıca istatistiki kuvvetlerle tahrik halinde aracın rastgele titreşimlerine ait sistem davranışı hesaplanmıştır. Sürekli elastik çubuk sistem modellemesi halinde, vagon gövdesi sürekli elastik bir çubuk olarak modellenmiştir. Vagon gövdesi eşit boyda sonlu elemanlara bölünerek, düğüm noktalarının yer değişimleri ve kesit dönmeleri hesaplanmıştır. Bu hal için sistem matrisleri sonlu elemanlar yöntemi yaklaşımı kullanılarak elde edilmiştir. Problemin sönümlü olarak ele alınışında dış viskoz sönüm elemanları yanısıra, vagon gövdesine kütle ve rijitlik matrisiyle orantılı iç

sönüm uygulanmıştır. Boji ve akslar toplu kütleler olarak modellenmiştir. Vagon gövdesi dört adet elastik mesnet üzerinde boji şasilerine ve her boji şasisi dört adet yay ve dört adet amortisör ile iki aksa bağlanır. Hesaplarda ince çubuk etkileri yanısıra, dönme ataleti etkileri de gözönüne alınmıştır. Ayrıca aerodinamik kuvvetlerin sistem davranışı üzerindeki etkileri de incelenmiştir.

Proje çalışmaları TÜVASAŞ tarafından yürütülen TVS-2000 yolcu vagonunun gerçek sistem parametreleri kullanılmıştır.



BÖLÜM 3. GENEL FORMÜLASYON VE ÇÖZÜM MODELLERİ

3.1. Sistem Çözüm Modelinin Geliştirilmesi

Literatürde raylı araçlarla ilgili çok sayıda araştırmaya rastlamak mümkündür. Özellikle,

- Ray titreşimleri,
- Ray-tekerlek temasının aracın dinamik davranışına etkileri,
- Araç gövdesinin titreşimleri,
- Raylı araçların virajdaki davranışı,
- Aerodinamik kuvvetlerin raylı araçlar üzerindeki etkileri

gibi konular araştırmacıların ilgisini çekmiştir. Bu araştırmalar ile elde edilen sonuçlar gerek aracın titreşim karakteristiklerine, ve gerekse de süspansiyon karakteristiklerine ilişkin konularda açıklayıcı bilgiler vermiştir.

Yolcu taşımak için üretilen araçlar gelişimini tamamlamış gibi görünse de, tasarım mühendisleri estetik, titreşim, gürültü, emniyet gibi konularda araştırmalarını sürdürmektedirler. Raylı araç dinamiğinin matematik modellemesindeki gelişmeler ise tasarım mühendisine gerçek çalışma şartları altında aracın dinamik davranışını inceleme imkanı verir.

Mekanik bir yapının üretimi, tasarım-prototip üretimi- test ve iyileştirme çalışmaları gibi aşamaları içine alır. Tasarım ve analiz gibi mühendislik çalışmalarının güvenli yöntemlerle bilgisayar desteğinde yapılması ise, projeye üretimden önce çok etkin ve hassas bir ön çalışma sunmakta ve daha sonra çıkabilecek bazı problemlerin boyutunu küçültmektedir.

Karmaşık mekanik yapıların tasarımı kolay bir iş olmayıp, nadiren optimum bir çözümle sonuçlanır. Yolcu vagonu tasarımı buna tipik bir örnektir. Literatürün kısa bir incelenmesinden, vagon

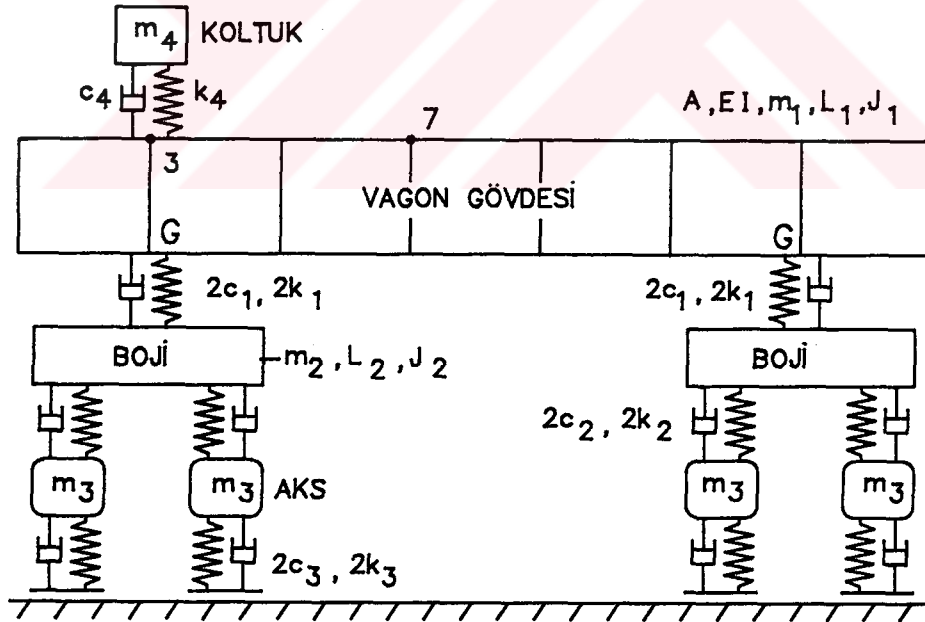
gövdesinin birinci eğilme modunun doğal frekansının $f_1 \geq 10$ Hz olacak şekilde tasarlanması, yolcu ve sürücü konforu açısından da ivme değerlerinin emniyetli bir değeri aşmaması gerekliliği dinamik tasarım kriteri olarak karşımıza çıkmaktadır. Ayrıca, demiryolu ile ilgili uluslararası standartlarda belirtilen vagon gövdesinin sahip olması gereken statik mukavemet değerleri ile aracın dinamik karakterinin optimize edilmesi vagon gibi karmaşık mekanik bir yapıda tasarım mühendisi için oldukça zor bir problemdir. Söz konusu vagonun dinamik tasarımı olunca, problemin araç seyir emniyeti, yolcu ve sürücü konforu açısından incelenmesi gerekmektedir. Bu çalışmada, proje tasarım aşamasında, bir yolcu vagonunun araç seyir kalitesini, yolcu ve sürücü konforu kalitesini optimize edecek, aracın dinamik davranışını etkileyen sistem parametrelerinin etkilerini önceden tahmin etmek amaçlanmıştır.

Bu nedenle, vagon gövdesinin düşey titreşimlerini incelemek ve süspansiyon elemanlarının dinamik katsayılarını hesaplamak amacıyla bir dinamik eşdeğer sistem modeli geliştirilmiştir. Literatürde, raylı araçların dinamik davranışını incelemek için geliştirilen 3 değişik tip çözüm modelinin kullanıldığı görülmektedir. Bunlar,

- **Toplu kütleli modeller**, idealize edilmiş rijit cisimlerden oluşan elemanların çok kaba parametre tanımı kullanarak ifade edilen modeller,
- **Sürekli modeller**, sınır şartları ve dalga eşitliklerinin kullanılmasıyla ifade edilen modeller,
- **Sonlu eleman modelleri**, sürekli elemanların detaylı parametre tanımı kullanılarak ifade edilen modeller,

Toplu kütleli modeller, pratik karmaşık yapılar için çok detaylı bilgi vermemekle birlikte literatürde en çok kullanılan model olarak karşımıza çıkmaktadır. Sürekli sistem modelleri raylı araçların dinamik davranışının incelenmesinde başarılı bir şekilde uzun yıllar kullanılmıştır. Son zamanlarda ise, sonlu elemanlar yöntemine uygun çözüm modelleri raylı araçların dinamik modellemesinde tercih edilmeye başlanmıştır.

Bu tez çalışmasında, vagon gövdesi fiziksel değerleri gerçek sisteme eşit, dinamik olarak eşdeğer sürekli elastik bir çubuk olarak düşünülmüştür. Dinamik olarak eşdeğer çubuk, eğilme rijitliği (EI) ve birim uzunluk başına kütle değeri ($\rho A = m_1/L_1$) gerçek sisteme eşit olan elastik çubuk anlamındadır. Bu çalışmada, vagon gövdesine ait sistem matrisleri sonlu elemanlar yöntemi yaklaşımı kullanarak elde edilmiştir. Sonlu elemanlar yönteminin daha çok statik analizlerde kullanılan şekli olan bütün yapıyı küçük elemanlara bölerek modelleme yöntemi tercih edilmemiştir. Çünkü vagon gövdesi şekil ve boyut açısından birbirinden çok farklı ve çok sayıda elemanlardan oluşan çok karmaşık mekanik bir sistemdir. Bu tür bir modelleme oldukça zor ve uzun zaman alan bir çalışmadır. Hata yapma ihtimali yüksek ve çok fazla bilgisayar zamanı gerektiren bir yöntemdir. Tercih edilen yöntemin bilgisayarla programlanabilir olması ve kısa sürede istenilen sonuçların elde edilmesi gibi bir üstünlüğü de vardır. Bu tez çalışmasında kullanılan sistem modeli Şekil 3.1'de gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Bir Yolcu Vagonu Modeli.

Şekil 3.1'deki yolcu vagonu modelinde, (A) vagon gövdesinin dinamik eşdeğer kesit alanını, (EI) vagon gövdesinin eğilme rijitliğini, (L) vagon gövdesi ve boji uzunluklarını, (J) vagon gövdesi ve bojinin kütlelesel atalet momentlerini ifade ederken, (m),

(c), (k) sırasıyla ilgili kütle, sönüm ve rijitlik katsayılarını ifade ederler.

Söz konusu model, Avrupa Demiryol Birliği (UIC) tarafından tanımlanan geleneksel demiryollarında çalışacak standart yolcu vagonları için geliştirilmiştir. Standart yolcu vagonlarından oluşan bir tren setinde, iki vagon arasındaki bağlantı vidalı kavrama ve yan tamponlar vasıtasıyla sağlanır. Vidalı kavramanın ve yan tamponların etkisinin küçük olduğu düşüncesiyle, vagonu tek başına maruz kaldığı dış etkilere göre incelemek mümkün olmaktadır. Yüksek hız trenlerinde kullanılan mafsallı vagonlarda ise, vagon uçlarındaki bağlantıların yüksek rijitliğe sahip olmasından dolayı, bu etkiler ihmal edilemeyecek mertebededir. Bir yolcu vagonu ağırlık merkezinden geçen eksen takımına göre tamamen simetrik olduğu için düşey ve yanal titreşimleri birbirinden bağımsız olarak incelemek mümkün olmaktadır.

Bu çalışmada, sürekli elastik çubuk sistem modellemesi halinde vagon gövdesi eşit boyda sonlu elemanlara bölünerek düğüm noktalarının düşey eğilme yer değişimleri (vertical displacements) ve kesit dönmeleri (bending slopes) hesaplanmıştır. Hesaplarda ince çubuk etkileri yanısıra dönme ataleti (rotary inertia) etkileri ve aerodinamik kuvvetlerin etkileri de gözönüne alınmıştır. Vagon gövdesi dört adet elastik mesnet üzerinde boji şasisine oturtulmuştur. Her boji şasisi dört adet yay ve dört adet amortisör ile iki aksa bağlanmıştır. Boji şasisleri ve akslar toplu kütleler olarak modellenmiş, bojilere ağırlık merkezi etrafında bir dönme ve düşey eksen doğrultusunda bir ötelenme hareketi verilmiştir. Koltuklar vagon gövdesi üzerinde tek serbestlik dereceli herbiri birbirinden bağımsız olarak hareket edebilen bir yay-kütle sistemi olarak modellenmiştir. Tekerlek-ray teması yük taşıyan bir tekerlek gibi düşünülmüş, dinamik olarak bir yay ve sönüm elemanı ile modellenmiştir. Bütün yay ve sönüm elemanları lineer karakterli olarak kabul edilmiştir. Sürekli elastik çubuk sistem modellemesinden farklı olarak, toplu kütleli sistem modellemesi halinde vagon gövdesine düşey eksen doğrultusunda bir yer değiştirme ve ağırlık merkezi etrafında bir dönme hareketi verilmiştir.

Bu çalışmada vagon gövdesinin dinamik davranışı üzerinde odaklaşmıştır. Ray etkileri çok detaylı olarak incelenmemiş, ancak rayların , vagon gövdesinin zamana bağlı zorlanmış titreşimlerinin (transient response) hesabında harmonik kuvvetler ürettiği ve vagon gövdesinin rastgele davranışının (random response) hesabında istatistikî kuvvetler, özel olarak beyaz gürültü tahrik, ürettiği kabul edilmiştir. Vagon gövdesinin düşey hareketine ait eğilme yer değişimleri ve gövdenin kesit dönmeleri, boji şasisinin düşey yer değişimleri ve dönme açıları, aksların düşey yer değişimleri serbestlik derecesi olarak kabul edilmiştir. Vagon gövdesinde gözönüne alınan sonlu eleman sayısına bağlı olarak sistemin serbestlik derecesi değişmektedir. Örnek olarak, vagon gövdesinde (7) sonlu elemanın gözönüne alındığı, sürekli elastik çubuk sistem modellemesi halinde bütün sistem (1 ad. koltuk + vagon gövdesi + Bojiler + akslar) (25) serbestlik dereceli olmaktadır. Toplu kütleli sistem modellemesi halinde ise bütün sistem (10) serbestlik dereceli olmaktadır. Koltukların hareketinin incelenmesi halinde, sistemin serbestlik derecesi koltukların serbestlik derecesi kadar artmaktadır. Problemin sönümlü olarak ele alınması durumunda ise sistemin matris boyutları iki misline çıkmaktadır.

Vagon gövdesi ve boji birleşme noktası elastik çöken mesnet olarak modellenmiştir. Buna göre, sadece vagon gövdesi ve boji elastik mesnetlerinin dikkate alınması halinde sistemin toplam potansiyel enerji ifadesi,

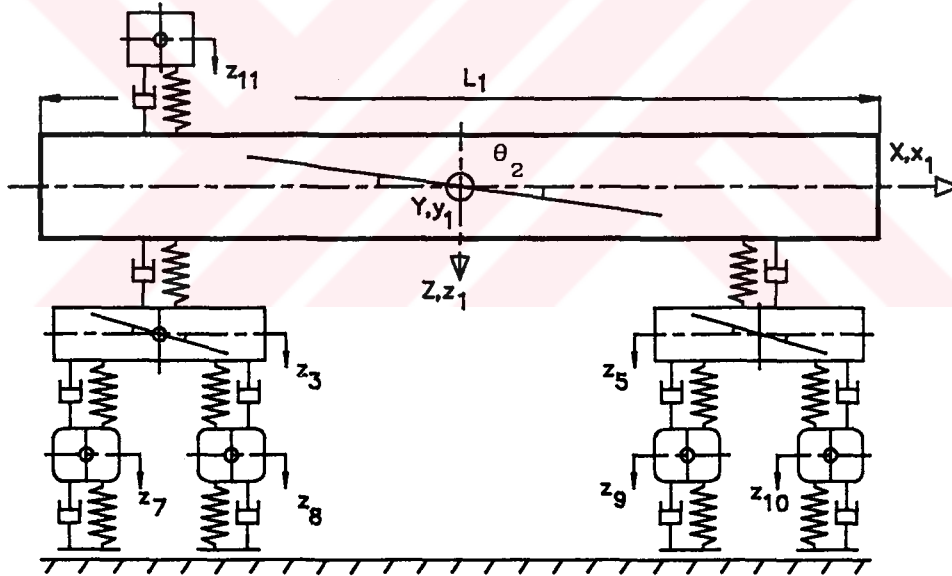
$$U = \frac{1}{2} \int_0^L EI_y \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right)^2 dx + \frac{1}{2} k \Delta z^2 \quad (3.1)$$

olarak yazılabilir. (3.1) formülündeki birinci terim vagon gövdesinin eğilme deformasyonları sonucu oluşan potansiyel enerjiyi ifade ederken ikinci terim ise boji elastik mesnetlerinin şekil değiştirmesi sonucu oluşan potansiyel enerjiyi ifade eder. Formülden de anlaşılmaktadır ki, sistemin enerjisi vagon gövdesinin potansiyel enerjisi ile boji elastik mesnetlerinin enerjisinin toplamıdır. Bu da vagon gövdesinin rijitliğinin boji elastik mesnetlerinin rijitliğinden belli oranda etkilendiğini göstermektedir.

3.2. Kullanılan Koordinat Takımı

3.2.1. Toplu Kütleli Sistem Modeli

Bu şekildeki modelleme halinde, sistemin dinamik davranışı toplu kütlelerin ağırlık merkezinden geçen eksen takımına göre incelenmiştir. Söz konusu eksen takımı Şekil 3.2'de gösterilmiştir. Vagon gövdesi ve boji şasisi eğilme hareketi yapmayan rijit cisimler olarak esas alınmıştır. Örnek olarak, vagon gövdesinin hareketinin incelenmesinde (x_1, y_1, z_1) eksen takımı kullanılmıştır. Vagonun (x_1, z_1) düzlemindeki titreşimleri incelenmiş, serbestlik derecesi olarak (z_1) eksenini doğrultusundaki yer değişimi ve (y_1) eksenini etrafındaki dönme (θ_2) gözönüne alınmıştır. Şekil'deki (z) koordinatı düşey eksen doğrultusundaki yer değiştirmeyi, (θ) kordinatı (y) eksenini etrafındaki dönmeleri ifade etmektedir.

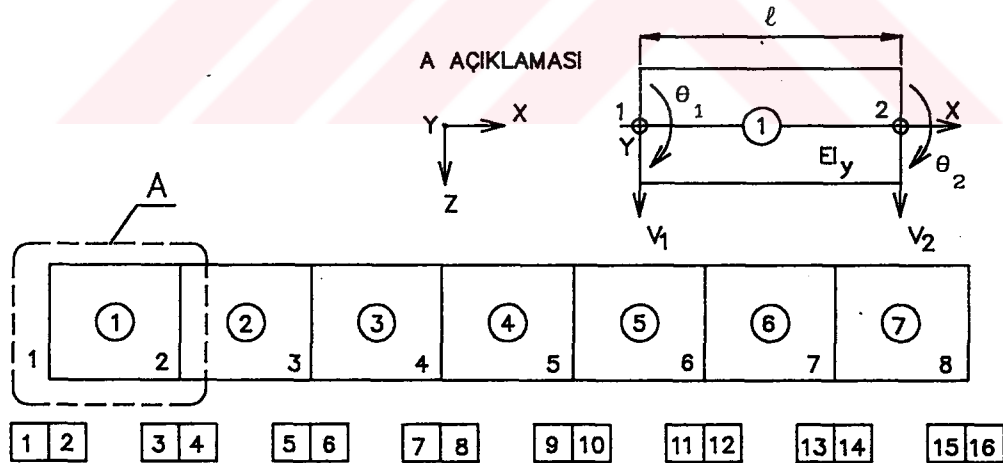


Şekil 3.2. Toplu Kütleli Sistem Modeli Halinde Koordinat Takımı

3.2.2. Sürekli Elastik Çubuk Sistem Modeli

Toplu kütleli sistem modellemesinden farklı olarak, sürekli sistem modellemesi halinde, vagon gövdesi fiziksel parametreleri gerçek sisteme eşit dinamik olarak eşdeğer (Bölüm 3.1'de açıklandığı gibi) elastik bir çubuk olarak modellenmiştir. Bu durumda, x_1 eksenini boyunca z_1 eksenini doğrultusundaki yer değişimlerinin ve y_1 eksenini

dönmelerinin ifade edilmesi gerekmektedir. Bunun için sonlu elemanlar yöntemi yaklaşımı kullanılmış ve vagon gövdesi eşit boyda çubuk sonlu elemanlarına ayrılmıştır. Böylece elastik çubuk ortamının sonsuz sayıda noktadaki bilinmeyenler, elemanın düğüm noktalarındaki sonlu sayıda bilinmeyenlerine indirgenmektedir. Daha çok sayıda eleman kullanarak daha hassas sonuçlar elde etmek mümkün olmaktadır. Şekil 3.3'de vagon gövdesinin sonlu elemanlara bölünmesi ve bir sonlu çubuk elemanın lokal koordinat sistemi ve alan değişkenleri gösterilmiştir. Şekil'de büyük kare içinde daire içindeki rakamlar eleman numaralarını, büyük karenin sağ alt köşesindeki rakamlar düğüm noktası numaralarını ve en altta ikişerli küçük kareler içindeki rakamlar bilgisayar için kod numaralarını göstermektedir. Kod numaraları sonlu çubuk eleman sistem matrislerinden global sistem matrislerinin bilgisayar vasıtasıyla elde edilmesi için kullanılır. (v) sembolü vagon gövdesinin düşey yer değiştirmelerini gösterirken, (θ) sembolü düğüm noktalarındaki kesit dönmelerini simgeler. (ℓ) toplam vagon boyunun gözönüne alınan eleman sayısına bölünmesiyle bulunan sonlu çubuk elemanın boyunu ve (EI_y) vagon gövdesinin eğilme rijitliğini ifade etmektedir.



Şekil 3.3. Sürekli Elastik Çubuk Modeli Halinde Koordinat Takımı.

3.3. Aerodinamik Etkiler

Malzeme bilimindeki son gelişmeler vagon imalatında hafif fakat daha mukavemetli malzemelerin kullanımını sağlamıştır. Son kuşak modern demiryolu araçlarının tasarımındaki genel eğilim, eski araçlara göre daha hafif, fakat daha hızlı araçlar üretmektir. Bu

durum, azalan çeki enerjisi tüketiminden dolayı işletme maliyetlerinin azalmasını sağlar, fakat aerodinamik analizi zorunlu hale getirir. Bir tren seti kuvvetli bir yan rüzgara maruz kaldığı zaman, rüzgar trenin devrilmesine veya raydan çıkmasına neden olabilir. Hatta, eğer belli bir titreşim modunda yeterli rüzgar enerjisi varsa, yüksek şiddetli yan rüzgarlar araç süspansiyon sistemine ait modları tahrik edebilir.

Bu çalışmada, vagonun hareket yönüne paralel olarak etki eden , aerodinamik sürüklenme kuvvetlerinin ve vagon dış yüzeyi etrafındaki aerodinamik basınç kuvvetlerinin vagon gövdesinin dinamik davranışı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Aerodinamik sürüklenme kuvveti F_a ,

$$F_a = (1/2) C_D \rho_H V_H^2 A_D \quad (3.2)$$

olarak verilir. Burada, (C_D) aerodinamik sürüklenme katsayısı, (ρ_H) havanın yoğunluğunu, (V_H) rüzgar hızını ve (A_D) cismin kesit alanını ifade eder. Vagon üzerindeki basınç sürüklemesinin, sürtünme sürüklemesi, vagonun arka iz bölgesinin etkisi ve tekerleklerin katkısının da gözönüne alındığı, TÜVASAŞ'ın ürettiği ray otobüsünün fiziksel parametrelerinin kullanıldığı çalışmada [59] , bir yolcu vagonu için aerodinamik sürüklenme kuvveti yaklaşık (8859 N) olarak hesaplanmıştır. Akışkan ortam ile cisim yüzeyi etrafındaki basınç katsayısı (C_p) ve cisim etrafındaki akışın oluşturduğu basınç farkı (ΔP) arasındaki ilişki [61],

$$\Delta P = (P - P_\infty) = (1/2) C_p \rho_H V_H^2 \quad (3.3)$$

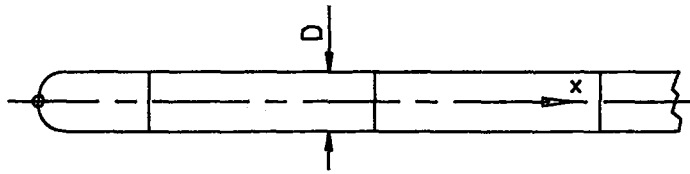
olarak verilmektedir. Buna göre, cisim etrafındaki akışın cisim yüzeyi üzerinde oluşturduğu yayılı yük (P_y), (D) cisim genişliğini ifade etmek üzere,

$$P_y = \Delta P D \quad (3.4)$$

olarak ifade edilebilir. Burada, (P) yüzey statik basıncını, (P_∞) rüzgar basıncını, (ρ_H) havanın yoğunluğunu, (V_H) rüzgar hızını, ifade etmektedir.

90° , ye kadar olan sapma açılarında, yan rüzgarların bir tren üzerindeki etkisinin deneysel olarak araştırıldığı araştırmada [61],

rüzgar tüneline idealize edilmiş bir tren modeli üzerinde bir dizi test gerçekleştirilmiştir. Tren modeli üzerinde yüzey basınç dağılımı ölçümlerinin yapıldığı araştırmada, tren setinin burun kısımlarında, basınç dağılım profillerinin mesafeyle çok hızlı değiştiği, fakat trenin burun kısmından uzaklaştıkça değişimin azaldığı ve bir kararlılığın başladığı gözlenmiştir. Ayrıca, yüksek sapma açılarında burun kısımlarına daha yakın bölgelerde kararlılığın başladığı, örnek olarak, sapma açısı ($\alpha=90^\circ$) için, $(x/D) = 3.5$ 'de kararlılık oluşurken, ($\alpha=60^\circ$) için, kararlılık $(x/D) = 6$ 'da oluşmaktadır. Burada (x) tren setinin burun kısmından itibaren mesafeyi, (D) ise trenin genişliğini (Şekil 3.4) ifade eder. Tren setinin tümü üzerindeki basınç değişiminin incelenmesiyle, basınç değişiminde küçük bölgesel değişimler gözlenirse de, genel eğilimin yanında bu değişimlerin önemsiz olduğu söylenebilir. Buna göre, aerodinamik kuvvetlerin trenin burun kısmından uzaklaştıkça, $(x/D) = 6$ değerinden sonra sabit bir değer kazandığı gözlenmektedir. Bu nedenle, tren setini oluşturan vagonlar üzerinde, yan rüzgarlardan dolayı sabit yayılı bir basınç dağılımından söz edilebilir. Şekil 3.5-a' da $(x/D) = 6.5$ ve sapma açısı ($\alpha = 60^\circ$) için vagon etrafındaki basınç katsayısı değişimi ve tren modelinin dik kesit alanı verilmiştir. Şekil 3.5-b' de ise sapma açısı $\alpha=90^\circ$ ve $\alpha=60^\circ$ için basınç katsayısı değişimi C_p , (x/D) ve çevre açısına göre üç boyutlu olarak verilmiştir [61].

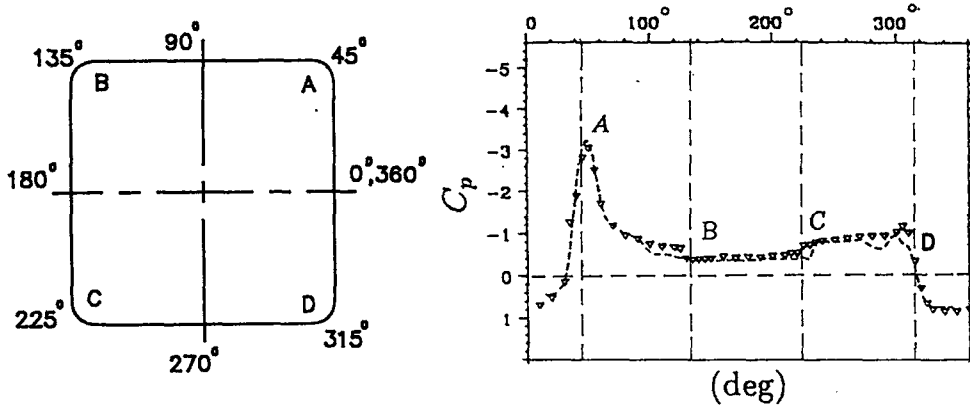


Şekil 3.4. İdealize Edilmiş Tren Modeli.

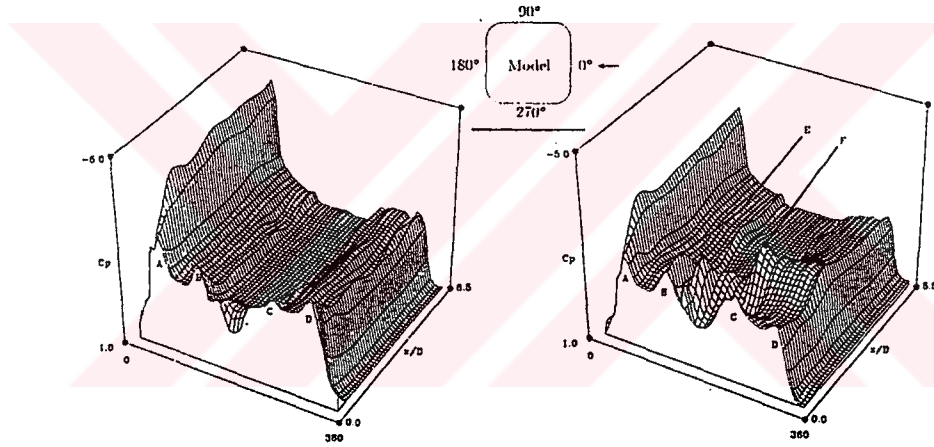
3.4. Enerji Formülleri

Sürekli elastik çubuk sistem modellemesi halinde, vagon gövdesine ait bir çubuk sonlu elemanında eğilme yerdeğişimleri sonucu ,elastik iç kuvvetlerin oluşturduğu potansiyel enerji aşağıdaki gibi ifade edilebilir,

$$U_1 = \frac{1}{2} \int_0^l EI_y \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right)^2 dx \quad (3.5)$$



Şekil 3.5-a. Tren Modeli Üzerinde Yüzey Basınç Katsayısı Değişimi
(Rüzgar Sapma Açısı $\alpha=60^\circ$) [61].



Şekil 3.5-b. Tren Modeli Üzerinde Üç Boyutlu Basınç Katsayısı
Değişimi, (Rüzgar Sapma Açısı $\alpha=90^\circ$ ve $\alpha=60^\circ$ İçin) [61].

Eksenel aerodinamik kuvvetlerin etkisi altında, vagon gövdesinde oluşan ilave gerilmelerden dolayı vagon gövdesinin rijitliği bir miktar artar. Bu nedenle çubuk sonlu elemanında depolanan potansiyel enerji aşağıdaki gibi ifade edilebilir,

$$U_2 = \frac{1}{2} \int_0^l F_a \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 dx \quad (3.6)$$

Vagon gövdesine ait çubuk sonlu elemanın kinetik enerjisi eğilme yer değişimleri ve kesit dönmeleri (rotary inertia) sonucu oluşan kinetik enerjiden meydana gelir. Buna göre kinetik enerji

ifadeleri,

$$T_1 = \frac{1}{2} \int_0^{\ell} \rho A \left(\frac{\partial v}{\partial t} \right)^2 dx \quad (3.7)$$

$$T_2 = \frac{1}{2} \int_0^{\ell} \rho I_y \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x \partial t} \right)^2 dx \quad (3.8)$$

şeklinde yazılabilir. (T_1) kinetik enerjisi, Euler-Bernoulli teorisinin kullanıldığı ince çubuk hali için, eğilme deformasyonları sonucu oluşan kinetik enerjiyi ifade eder. (T_2) ise, Euler-Bernoulli çubuk teorisinden farklı olarak, çubuk elemanın eğilme hareketinden gelen kinetik enerjisi yanında dönme hareketinden kaynaklanan kinetik enerji paylarının da gözönüne alındığı Rayleigh çubuğu halinde çubukta oluşan kinetik enerjiyi ifade eder [3], [50], [51].

Bölüm 3.3'de bahsedildiği gibi, geniş sapma açılı yan rüzgarların vagona etkimesi halinde, yan rüzgarlardan dolayı vagon üzerinde oluşan aerodinamik basınç dağılımı vagon üzerinde sabit yayılı bir yük olarak modellenenbilmektedir. Bu çalışmada, yan rüzgarlardan dolayı vagon üzerinde oluşan sabit yayılı yükün oluşturduğu eklenen kütle (added-mass) etkisi aşağıdaki gibi göz önüne alınmıştır [69],

$$T_3 = \frac{1}{2} \int_0^{\ell} m_{py} \dot{v}^2 dx \quad (3.9)$$

Burada, m_{py} rüzgarın eklenen kütle etkisini ifade etmektedir. D vagon genişliğini, ΔP vagon yüzeyi ile hava arasındaki basınç farkını ifade etmek üzere vagon gövdesi üzerindeki yayılı yük P_y ,

$$P_y = \Delta P D \quad (3.10)$$

olarak hesaplanır.

Rijit cisimler için kinetik enerji ifadesi ötelenme ve dönme kinetik enerjilerinin toplamı olarak üzere,

$$T = \frac{1}{2} m_1 \dot{z}_1^2 + \frac{1}{2} J_1 \dot{\theta}_1^2 \quad (3.11)$$

ve yay ve sönüm elemanları için potansiyel enerji ifadesi,

$$U = \frac{1}{2} k_1 \Delta z_1^2 + \frac{1}{2} c_1 \dot{\Delta z}_1^2 \quad (3.12)$$

şeklinde ifade edilir. Enerji ifadelerindeki parametreler, (EI) vagon gövdesinin eğilme rijitliğini, (ρ) malzeme yoğunluğunu, (F_a) eksenel aerodinamik kuvveti, (A) vagon gövdesinin kesit alanını, (J) kütleesel atalet momentini, (') zamana göre türevi, (θ) dönme açılarını, (Δz) yay sıkışma miktarını, (m), (c), (k) sırasıyla kütle, sönüm ve rijitlik katsayılarını ifade eder.

3.5. Vagona Etki Eden Kuvvetler ve Raydan Gelen Etkiler

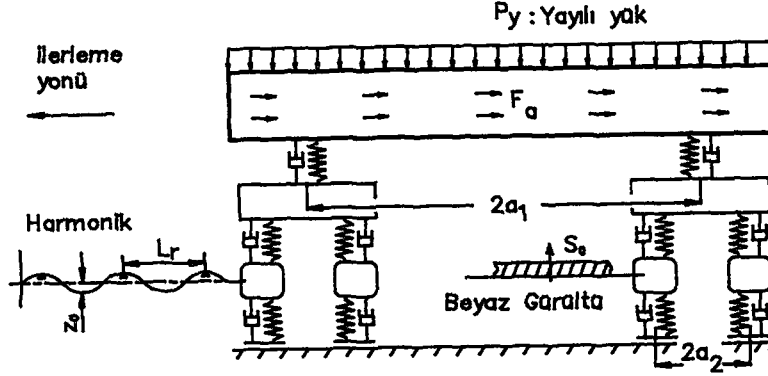
Raylı araçlarda yapıyı titreşime zorlayan en önemli bileşen rayların kendisi ve ray-tekerlek etkileşimi sonucu oluşan kuvvetlerdir. Demiryolu yapısındaki düzensizlikler, araç dinamik davranışına etki eden sistem girişini ifade eder. Ray-tekerlek etkileşimini inceleyebilmek, ve aracın dinamik davranışını önceden tahmin edebilmek için, demiryolu yapısının uygun bir analitik modelini kurmak gerekir. Vagonun karakteristik hareketlerine neden olan faktörleri aşağıdaki gibi sıralamak mümkündür,

- Rayların uygun monte edilmeyişinden kaynaklanan yol hataları,
- Ray elastikliği,
- Tekerleklerin imalat hataları,
- Rayların ek yerlerinin etkileri,
- Ray pürüzlülükleri,

Bu faktörlerin kısa bir incelenmesinde birbirinden çok farklı karakterde, yol hataları ve ray pürüzlülükleri gibi bazılarının rastgele (random) karakterli, ray ek yerleri ve tekerlek hataları gibi etkilerin periyodik karakterli, ray elastikliği gibi etkilerin de harmonik karakterli olduğunu görmekteyiz. Bu nedenle, bütün bu etkileri içine alan bütün ray sistemini ifade eden detaylı analitik bir ifadenin geliştirilmesi oldukça zor görünmektedir.

Bu çalışmada, vagon gövdesinin zamana bağlı sistem davranışının hesabında ray geometrisi Şekil 3.6'da gösterildiği gibi bir titreşim

hareketini en genel anlamda karakterize eden bir sinüs dalgası şeklinde simgelenmiş ve tekerleklerin bu şekilde hareket ettiği kabul edilmiştir. Yani,



Şekil 3.6. Vagona Etki Eden Kuvvetler.

$$z_t = z_0 \sin(\omega_s t) \quad (3.13)$$

$$\omega_s = 2\pi u/L_r \quad (3.14)$$

Burada, (z_0) yol profilinin genliğini, (L_r) dalga boyu uzunluğunu, (ω_s) yola ait dairesel frekansı ve (u) araç hızını ifade etmektedir.

Bölüm 3.3'de belirtildiği şekliyle, vagon üzerine geniş sapma açılı rüzgarların etkimesi halinde, bunun vagon üzerinde sabit yayılı bir yük olarak modellenebileceği ifade edilmiştir. Ayrıca, vagon içindeki yolcuların kütlesi de vagon üzerinde düzgün yayılı bir yük olarak modellenebilir. Bu durumda P_y yayılı yükü yolcuların ve rüzgarın toplam etkisi olarak alınabilir. Sürekli elastik çubuk sistem modellemesi ve sonlu elemanlar yönteminin kullanılması halinde Şekil 3.3'de gösterilen, çubuk sonlu elemanının her düğüm noktasında serbestlik derecesi olarak eğilme yer değişimleri ve kesit dönmeleri alınmıştır. Buna göre söz konusu eleman (2) düğüm noktasına ve (4) serbestlik derecesine sahiptir. Bu nedenle, sonlu eleman için şekil değiştirme fonksiyonu dört adet sabit içeren bir polinomla simgelenebilir. Bu durumda, sonlu elemanın düğüm noktalarına indirgenmiş kuvvet vektörü $\{f\}_e$, $[N]$ şekil değiştirme fonksiyonları matrisini ifade etmek üzere aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\{f\}_e = \int_0^{\ell} P_y [N]^T dx \quad (3.15)$$

Burada şekil değiştirme fonksiyonları matrisi $[N]$, $\epsilon=x/\ell$ ' yi ifade etmek üzere,

$$[N]^T = \begin{bmatrix} (1-3\epsilon^2+2\epsilon^3) \\ (\epsilon-2\epsilon^2+\epsilon^3)\ell \\ (3\epsilon^2-2\epsilon^3) \\ (-\epsilon^2+\epsilon^3)\ell \end{bmatrix} \quad (3.16)$$

olarak ifade edilir [1] , [3].

Şekil değiştirme fonksiyonlarının kullanılmasıyla 3.15'deki integralin icra edilmesi sonucu sonlu elemanın düğüm noktalarına etki eden kuvvet vektörü,

$$\{f\}_e = \frac{P_y \ell}{12} \begin{Bmatrix} 6 \\ \ell \\ 6 \\ -\ell \end{Bmatrix} \quad (3.17)$$

olarak bulunur. Daha sonraki işlem, tüm vagon gövdesi için kullanılacak birleştirilmiş kuvvet vektörünün elde edilmesidir. Bunun için bir sonlu eleman için bulunan kuvvet vektörü uygun bir şekilde tüm vagon gövdesi için birleştirilir. Birleştirme işlemi, sonlu eleman kuvvet vektörü satırları, (e) eleman numarasını göstermek üzere birleştirilmiş kuvvet vektörünün $(2e-1)$ nolu satırından $(2e+2)$ nolu satırlarına sırasıyla ilave edilir. Vagon gövdesinin (7) sonlu elemana bölüldüğü halde, birleştirilmiş kuvvet vektörü $\{F_{RZ}\}$ nin nasıl elde edildiği Tablo 3.1'de gösterilmiştir. Burada, 1'den 16'ya kadar olan düşey rakamlar eleman düğüm noktalarındaki serbestlik derecelerini, 1'den 7'ye kadar olan yatay rakamlar vagon gövdesindeki sonlu eleman numaralarını göstermektedir.

Gerçekte, rayların ürettiği zorlama deterministik olmayıp, rastgele (random) karakterlidir. Ray-tekerlek etkileşiminin gerçek durumunu formüle edecek analitik bir ifadenin geliştirilmesi, zorlayıcı kuvvetin kaynağını oluşturan çok sayıda değişik karakterli

Tablo 3.1. Vagon Gövdesi İçin Birleştirilmiş Kuvvet Vektörü.

	1	2	3	4	5	6	7		
1	6							6	
2	l							l	
3	6	6						12	
4	-l	l						0	
5		6	6					12	
6		-l	l					0	
7			6	6				12	
8			-l	l				0	
9				6	6			12	
10				-l	l			0	
11					6	6	...	12	
12					-l	l	..	0	
13						6	6	12	
14						-l	l	0	
15							6	6	
16							-l	-l	

$$\{F_{RZ1}\} = \begin{Bmatrix} 6 \\ l \\ 12 \\ 0 \\ 12 \\ 0 \\ 12 \\ 0 \\ 12 \\ 0 \\ 12 \\ 0 \\ 12 \\ 0 \\ 6 \\ -l \end{Bmatrix}, \quad \{F_{RZ}\} = \frac{P_y l}{12} \{F_{RZ1}\}$$

nedenlerden dolayı mümkün görülmemektedir. Bu nedenle mekanik yapıların rastgele (random) analizlerinde zorlayıcı kuvvetin güç yoğunluğunun (power spectral density) esas alınması alışılmış bir yoldur.

Güç yoğunluğu bir rastgele değişkenin frekans domenindeki özellikleri hakkında bilgi verir. Teorik analizlerde, ideal beyaz gürültü (ideal white noise) formunda istatistiki sistem girişi istenir. Beyaz gürültü, bütün frekansların eşit olarak temsil edildiği örnek bir fonksiyona karşı gelen üniform güç yoğunluğudur. Eğer frekans bandı sonsuz ise "ideal beyaz gürültü" kavramından bahsedilir. Böyle bir kavram, sonsuz bir karesel ortalama değeri ve bu yüzden sonsuz bir gücü ifade ettiği için fiziksel olarak mümkün değildir. Ancak, güç yoğunluğu kavramının doğru olarak kullanımı ile anlamlı sonuçlar elde edilebilir. İdeal beyaz gürültü işleminden daha realist rastgele bir işlem "bant sınırlı beyaz gürültü" (band limited white noise) işlemdir. Band sınırlı beyaz gürültü işlemde alt ve üst sınır frekansları (lower and upper cutoff frequencies) arasında güç yoğunluğunun sabit bir değerde olduğu kabul edilir. Bu çalışmada vagon gövdesinin rastgele sistem davranışının hesabında aksların ideal beyaz gürültü tahriğe maruz kaldığı (Şekil 3.6) kabul edilmiştir.

3.6. Çözüm Modelinde Kullanılan Parametreler

Bu çalışmada, proje çalışmaları TÜVASAŞ tarafından yürütülen TVS-2000 yolcu vagonunun gerçek parametreleri kullanılmıştır. Bu analizde kullanılan sayısal parametreler aşağıdaki gibidir,

$$\begin{aligned}
 m_1 &= 37500 \text{ Kg, vagon gövdesi kütlesi,} \\
 m_2 &= 2875 \text{ Kg, boji şasi kütlesi,} \\
 m_3 &= 1550 \text{ Kg, aks kütlesi,} \\
 m_p &= 10000 \text{ Kg, yolcuların kütlesi, (3787 N/m düzgün yayılı yüke karşılık gelmektedir)} \\
 L_1 &= 26.4 \text{ m, vagon gövdesi boyu,} \\
 L_2 &= 3.0 \text{ m, boji şasisi boyu,} \\
 2a_1 &= 19.0 \text{ m, boji eksenleri arası mesafe,} \\
 2a_2 &= 2.5 \text{ m, aks eksenleri arası mesafe,} \\
 k_1 &= 402 \times 10^3 \text{ N/m, vagon gövdesi- boji arası rijitlik katsayısı,} \\
 k_2 &= 830 \times 10^3 \text{ N/m, boji-aks arası rijitlik katsayısı,} \\
 2k_3 &= 0.95 \times 10^8 \text{ N/m, yolun rijitliği [29],} \\
 c_1 &= 15666 \text{ Ns/m, vagon gövdesi-boji arası sönüm katsayısı,} \\
 c_2 &= 3700 \text{ Ns/m, aks-boji arası sönüm katsayısı,} \\
 2c_3 &= 100 \text{ Ns/m, yolun sönüm katsayısı [29],} \\
 E &= 2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2, \text{ elastisite modülü,} \\
 \rho &= 7.85 \times 10^3 \text{ Kg/m}^3, \text{ malzeme yoğunluğu,} \\
 I_y &= 0.033 \text{ m}^4, \text{ Şekil 1.4'deki kesit için atalet momenti,} \\
 EI_y &= 0.693 \times 10^{10} \text{ Nm}^2, \text{ vagon gövdesinin eğilme rijitliği,} \\
 A &= 0.18 \text{ m}^2, (A = m_1/\rho L_1) \text{ olarak eşdeğer kesit alanı,} \\
 J_1 &= (1/12) m_1 L_1^2, \text{ kütleli atalet momentleri,} \\
 r &= (I_y / A)^{1/2} = 0.428 \text{ m, vagon gövdesinin atalet yarıçapı,} \\
 z_t &= z_0 \sin(\omega_s t), \text{ yol profili,} \\
 \omega_s &= 2\pi\omega/L_r, \text{ yol dairesel frekansı,} \\
 z_0 &= 0.02 \text{ m, yol profilinin genliği,} \\
 L_r &= 6.0 \text{ m, yol periyodu,} \\
 \lambda &= 12 \text{ m} = 39 \text{ ft, ray boyu}
 \end{aligned}$$

Aerodinamik sürükleme kuvveti F_a , (3.2) formülünün kullanılmasıyla,

$$F_a = (1/2) C_D \rho_H V_H^2 A_D$$

$$F_a = 0.50 \times 0.6 \times 1.23 \times 50^2 \times 10 = 8859 \text{ N}$$

olarak hesaplanmıştır [59].

Geniş sapma açılı yan rüzgarların, bir tren üzerindeki etkileri, idealize edilmiş bir tren modeli üzerinde yapılan deneysel çalışmalar ile, [61] nolu referansta verilmiştir. Söz konusu araştırmada tren modeli üzerindeki yüzey basınç dağılımı ölçümleri yapılmıştır. Buna göre, $\alpha=60^\circ$ de esen bir yan rüzgar için basınç katsayısı (C_p) değişimi Şekil 3.5-a' da verilmiştir. Şekilden görülmektedir ki , vagonun üst yüzeyi (AB) ve alt yüzeyi (CD) aerodinamik kuvvetler tarafından (z) eksenini doğrultusunda dışa doğru çekilmeye çalışılmaktadır. Düşey doğrultudaki toplam etki, her iki yüzeydeki etkinin toplamı şeklinde olacaktır. Şekil 3.5-a'nın incelenmesinden, yan rüzgarların oluşturduğu aerodinamik etkiden dolayı vagon gövdesinin yukarı doğru kaldırılmaya çalışıldığını gözlemliyoruz. Buna göre, vagon yüzeyi ile hava ortamı arasındaki basınç farkı, (3.3) denkleminin kullanılması ile,

$$\Delta P = (1/2) C_p \rho_H V_H^2$$

$$\Delta P = 0.5 \times (-1) \times 1.23 \times 50^2 = - 1537.5 \text{ N/m}^2$$

olarak ve vagon üzerindeki aerodinamik yayılı yük ise ,

$$P_y = 3 \times (-1537.5) = - 4612.5 \text{ N/m}$$

olarak hesaplanmıştır. Rüzgarın eklenen kütle etkisi m_{py} ise,

$$m_{py} = P_y / 9.81 = 470.18 \text{ Kg/m}$$

olarak alınmıştır.

BÖLÜM 4. HAREKET DENKLEMLERİNİN ELDE EDİLMESİ VE SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ YAKLAŞIMI

4.1. Hareket Denklemlerinin Elde Edilmesi

Herhangi bir mekanik yapının titreşim probleminin analizinde ilk aşama hareket denklemlerinin elde edilmesidir. Analizin başarısı hareket denklemlerinin doğru olarak elde edilmesine bağlı olduğu için, hareket denklemlerinin formülasyonu analizin önemli bir parçasını oluşturur. Bunun için , problemin çözümünde öncelikle hareket denklemlerini doğru olarak tanımlamak gerekir. Bölüm 3.4' de çözüm modelleriyle ilgili enerji tanımları verilmiştir. Bu çalışmada, enerji formüllerinden faydalanarak vagonun dinamik davranışını ifade eden hareket denklemlerini elde etmek için Lagrange denklemleri kullanılmıştır. Buna göre, Lagrange denklemleri, [1], [5], [6],

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}} \right) - \left(\frac{\partial L}{\partial q} \right) = \{F(t)\} \quad (4.1)$$

şeklinde ifade edilir. Burada $\{q\}$ genelleştirilmiş koordinatları içeren vektörü, (T) kinetik enerjiyi ve (U) potansiyel enerjiyi göstermek üzere $L=T-U$, $\{F(t)\}$ düğüm noktalarına ve sisteme etki eden genelleştirilmiş dış kuvvet vektörünü, (t) de zaman değişkenini ifade eder.

Bu yaklaşımın üstün bir tarafı hareket denklemlerinin elde edilmesinde vektörel büyüklükler yerine skaler büyüklüklerin kullanılmasıdır. Lagrange denklemleri ve enerji formüllerinin kullanılması ile, en genel halde mekanik bir sistemin dinamik davranışını ifade eden diferansiyel denklem takımı matris formunda,

$$[M]\{\ddot{z}\} + [C]\{\dot{z}\} + [K]\{z\} = \{F(t)\} \quad (4.2)$$

elde edilir. Burada, $[M]$, $[C]$, $[K]$ sırasıyla kütle, sönüm ve rijitlik matrislerini ve $\{F(t)\}$ sisteme etki eden genelleştirilmiş dış kuvvetleri ifade eder. Toplu kütleli sistem modellemesi halinde

(3.11) ve (3.12) formülleri ile tanımlanan enerji formülleri ve Lagrange denklemleri yardımıyla hareket denklemleri kolaylıkla elde edilir. Sürekli elastik çubuk sistem modellemesi halinde ise, vagon gövdesine ait sistem matrislerinin elde edilmesinde sonlu elemanlar yöntemi yaklaşımı kullanılmıştır. Sonlu eleman formülasyonu bu yaklaşımdaki $[M]$, $[C]$, $[K]$ sistem matrislerini enerji formüllerinden elde etmek için gerekli kolaylığı yeterli yaklaşımla sağlamaktadır. Bu yöntemin kullanılmasında şu sıranın izlenmesi teklif edilmektedir,

- Vagon gövdesinin sonlu elemanlara ayrılması ve interpolasyon fonksiyonunun seçimi,
- Eleman özelliklerinin bulunması,
- Eleman özelliklerinin birleştirilerek sistem matrislerinin elde edilmesi,

4.2. Vagon Gövdesinin Sonlu Elemanlara Ayrılması ve İnterpolasyon Fonksiyonu Seçimi

Bu çalışmada, vagon gövdesi sonlu sayıda, eşit boyda, Şekil 3.3'de gösterildiği şekliyle sonlu elemanlara ayrılmıştır. Her eleman içinde, alan değişkeni olarak elemanın (z) yönündeki eğilme yer değişimleri (v) ve (y) eksenini etrafındaki kesit dönmeleri $(\theta = \partial v / \partial x)$ seçilmiştir. Elemanın düğüm noktaları her iki ucunda seçilen iki nokta kabul edilirse, her eleman dört serbestlik dereceli olacağından, interpolasyon fonksiyonu üçüncü dereceden, dört sabit katsayılı bir polinom olarak aşağıdaki gibi seçilebilir,

$$v = b_0 + b_1 x + b_2 x^2 + b_3 x^3 \quad (4.3)$$

$$\theta = b_1 + 2 b_2 x + 3 b_3 x^2 \quad (4.4)$$

Böylece Şekil 3.3' deki elastik çubuk ortamının sonsuz sayıda noktalardaki bilinmeyenler, elemanın düğüm noktalarındaki sonlu sayıda bilinmeyene indirgenmiş olmaktadır. Şekil 3.3' de (1) nolu eleman için, düğüm noktalarında aşağıdaki sınır şartları geçerli olduğuna göre,

$$x = 0 \text{ için } v = v_1 \text{ ve } \theta = \theta_1 = (\partial v / \partial x)_{x=0} \quad (4.5)$$

$$x = \ell \text{ için } v = v_2 \text{ ve } \theta = \theta_2 = (\partial v / \partial x)_{x=\ell} \quad (4.6)$$

(4.5) ve (4.6) sınır şartlarının, (4.3) ve (4.4) denklemleriyle beraber kullanılması sonucu, eğilme yer değişimleri (v) için,

$$v = N_1 v_1 + N_2 \theta_1 + N_3 v_2 + N_4 \theta_2 \quad (4.7)$$

elde edilir. Burada, ($\epsilon = x/\ell$) olmak üzere,

$$N_1 = (1 - 3\epsilon^2 + 2\epsilon^3) \quad (4.8)$$

$$N_2 = (\epsilon - 2\epsilon^2 + \epsilon^3)\ell \quad (4.9)$$

$$N_3 = (3\epsilon^2 - 2\epsilon^3) \quad (4.10)$$

$$N_4 = (-\epsilon^2 + \epsilon^3)\ell \quad (4.11)$$

olarak şekil fonksiyonlarını ifade eder. Buna göre, sonlu eleman interpolasyon fonksiyonu vektörel formda,

$$v = [N_1 \quad N_2 \quad N_3 \quad N_4]_{1 \times 4} \begin{Bmatrix} v_1 \\ \theta_1 \\ v_2 \\ \theta_2 \end{Bmatrix}_{4 \times 1} \quad (4.12)$$

olarak bulunur. Kısa gösterimle,

$$v = [N]_{1 \times 4} \{q_e\}_{4 \times 1} \quad (4.13)$$

olarak ifade edilebilir. Burada $[N]$ şekil fonksiyonları matrisini ve $\{q_e\}$ sonlu çubuk elemanına ait genelleştirilmiş koordinatları ifade etmektedir. (i)'inci sonlu eleman için $\{q_e\}_i$,

$$\{q_e\}_i = \begin{Bmatrix} v_i \\ \theta_i \\ v_{i+1} \\ \theta_{i+1} \end{Bmatrix} \quad (4.14)$$

şeklindedir.

4.3. Sonlu Eleman Matrislerinin Bulunması

Vagon gövdesinin sürekli elastik çubuk sistem modellemesi halinde, vagon gövdesine ait sistem matrislerinin elde edilmesinde Bölüm 3.4' de tanımlanan enerji formüllerinden faydalanılır. Bunun için, (4.13) denklemi enerji formüllerinde yerine konup, enerji formülleri kuadratik forma sokulur. Bundan sonra gerekli matematik işlemlerin uygulanması sonucu vagon gövdesinin sonlu elemanına ait sistem matrisleri elde edilir.

Kuadratik formda kinetik ve potansiyel enerji formülleri,

$$T = (1/2) \{\dot{q}\}^T [m] \{\dot{q}\} \quad (4.15)$$

$$U = (1/2) \{q\}^T [k] \{q\} \quad (4.16)$$

şeklinde tanımlanabilir. Böylece bölüm 3.4' de tanımlanan enerji formüllerinden elde edilen her bir rijitlik $[k]$ ve kütle $[m]$ matrisleri süperpoze edilir. Buna göre, vagon gövdesine ait bir sonlu eleman için eleman rijitlik ve kütle matrisleri,

$$[k]_e = \sum_{i=1}^n [k]_i \quad (4.17)$$

$$[m]_e = \sum_{i=1}^n [m]_i \quad (4.18)$$

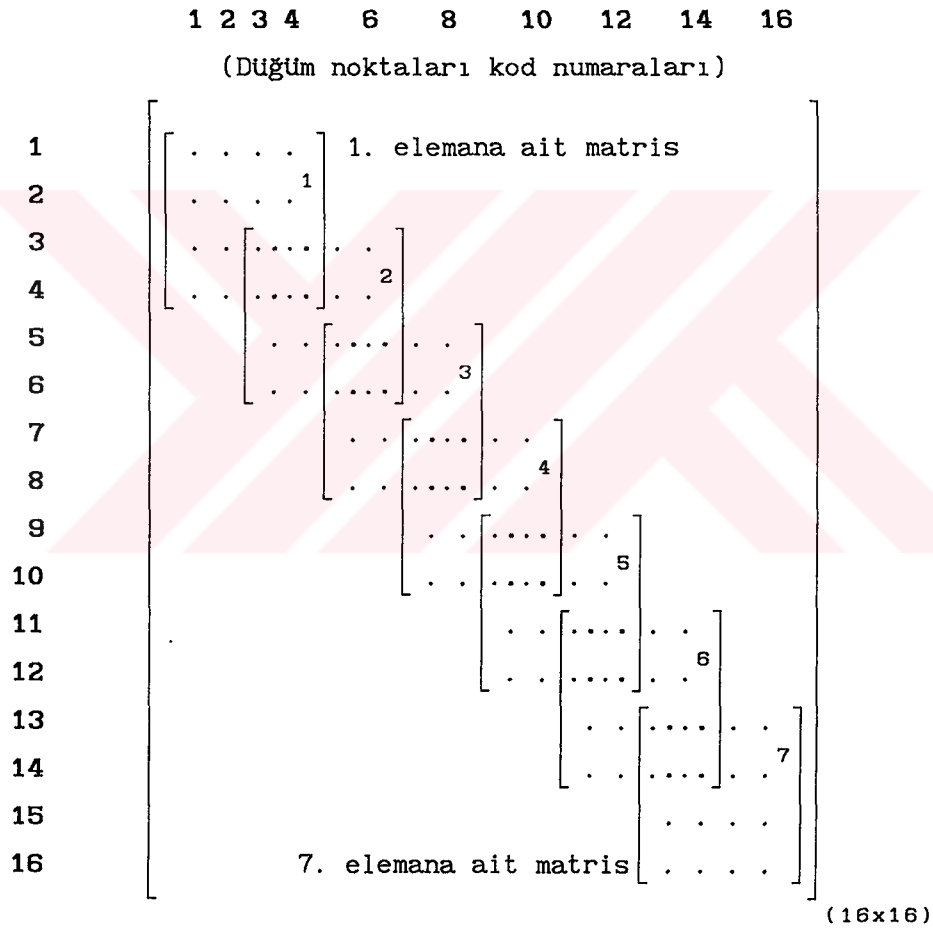
şeklinde elde edilir. Burada "i" indisli matrisler her bir enerji formülünden elde edilen matrisleri, "e" indisli matrisler ise sonlu eleman için süperpoze edilmiş matrisi ifade eder. Buna göre eleman rijitlik ve kütle matrisleri (4x4) boyutunda olmaktadır.

4.4. Vagon Gövdesine Ait Sistem Matrislerinin Elde Edilmesi

Analizin bu aşamasında sonlu elemana ait sistem matrislerinden faydalanarak vagon gövdesine ait global sistem matrislerinin elde edilmesi gereklidir. Bunun için, elemanın serbestlik dereceleri dikkate alınarak düğüm noktalarına kod numaraları (Şekil 3.3) verilir. Bu kod numaralarından faydalanarak, sonlu eleman matrisi

elemanları global sistem matrisindeki yerlerine uygun bir şekilde yerleştirilir. Bu birleştirme işlemi mekanik bir işlem olup kolaylıkla programlanarak bilgisayarda yaptırılabilir.

Vagon gövdesinin 7 adet sonlu elemandan oluşması halinde, sonlu eleman matrislerinden global sistem matrisinin elde edilişi Şekil 4.1 'de gösterilmiştir. Burada büyük matris vagon gövdesine ait global sistem matrisini, küçük matrisler ise sonlu eleman matrislerini göstermektedir. Buna göre global matrisin elemanlarının nasıl elde edildiği şekilden kolaylıkla anlaşılmaktadır.



Şekil 4.1. Vagon Gövdesine Ait Sistem Matrisinin Elde Edilmesi
(7 adet sonlu eleman için).

Bir kaç örnek olarak, (K) global matrisin elemanlarını ve (k) sonlu elemana ait matrisin elemanlarını göstermek üzere,

$$K_{33} = k_{11} + k_{33} \quad (4.19)$$

$$K_{34} = k_{12} + k_{34} \quad (4.20)$$

$$K_{88} = k_{22} + k_{44} \quad (4.21)$$

$$K_{87} = k_{21} + k_{43} \quad (4.22)$$

$$K_{11} = k_{11} \quad (4.23)$$

$$K_{16,16} = k_{44} \quad (4.24)$$

$$K_{58} = k_{14} \quad (4.25)$$

şeklinde verilebilir. Kütle matrisi [M] rijitlik matrisi [K] ile benzer yapıdadır.

4.5. Tüm Sistem Matrislerinin Elde Edilmesi

Tüm sisteme ait sistem matrisleri sistemin bütün elemanlarına ait enerji formülleri yazılıp ve Lagrange denklemlerinin kullanılmasıyla elde edilir. Buna göre tüm sistem matrisleri şu şekilde olmaktadır,

$$[M] = \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} M_1 \end{bmatrix} & & \\ & \begin{bmatrix} M_2 \end{bmatrix} & \\ & & \begin{bmatrix} M_3 \end{bmatrix} \end{bmatrix} \quad (4.26)$$

Burada [M] tüm sisteme ait kütle matrisini ifade etmektedir. Sistem matrisleri içindeki (1) indisli terimler koltuklardan gelen terimleri, (2) indisli terimler vagon gövdesine ait ve (3) indisli terimler boji ve akslardan gelen terimleri ifade eder. Boji-vagon gövdesi ve koltuk-vagon gövdesi arasında girişim terimlerinin olduğuna dikkat etmek gerekir. Bu pragrafta söylenen kurallar, sönüm matrisi [C] ve rijitlik matrisi [K] için de geçerlidir.

BÖLÜM 5. SONLU ELEMAN RİJİTLİK MATRİSİNİN ELDE EDİLMESİ

5.1. Eğilme Rijitliği

Vagon gövdesinin sürekli elastik çubuk sistem modellemesi halinde, vagon gövdesine ait bir çubuk sonlu elemanında eğilme yer değişimleri sonucu oluşan elastik iç kuvvetlerden dolayı meydana gelen potansiyel enerji, Euler teorisinin kullanıldığı ince çubuk hali için,

$$U_1 = \frac{1}{2} \int_0^l EI_y \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right)^2 dx \quad (5.1)$$

şeklinde ifade edilebilir. (4.13) denklemi x' 'e göre iki defa türetilip, (5.1) denkleminde yerine konursa, yani,

$$\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right) = \ddot{v} = [\ddot{N}] \{q\}_e \quad (5.2)$$

$$U_1 = (1/2) \{q\}_e^T EI_y \int_0^l [\ddot{N}]^T [\ddot{N}] dx \{q\}_e \quad (5.3)$$

$$U_1 = (1/2) \{q\}_e^T [k_1] \{q\}_e \quad (5.4)$$

elde edilir. Burada,

$$[k_1] = EI_y \int_0^l [\ddot{N}]^T [\ddot{N}] dx \quad (5.5)$$

şeklinde eğilme rijitlik matrisini ifade eder. İntegralin icra edilmesi sonucu,

$$[k_1] = \frac{EI_y}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & & & \\ 6l & 4l^2 & & \text{Sym.} \\ -12 & -6l & 12 & \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix} \quad (5.6)$$

olarak bulunur.

5.2. Eksenel Aerodinamik Kuvvetlerin Etkisi

Eksenel aerodinamik kuvvetlerin etkisi altında vagon gövdesinin rijitliği bir miktar artar. Bu yüzden vagon gövdesinde depolanan potansiyel enerji,

$$U_2 = \frac{1}{2} \int_0^{\ell} F_a \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 dx \quad (5.7)$$

şeklinde ifade edilir. Burada, F_a vagon gövdesine etki eden eksenel aerodinamik kuvvetleri ifade eder. (4.13) denklemi x 'e göre bir defa türetilip, (5.7) denkleminde yerine konursa, yani,

$$\left(\frac{\partial v}{\partial x} \right) = \dot{v} = [\dot{N}] \{q\}_e \quad (5.8)$$

$$U_2 = \frac{1}{2} \int_0^{\ell} \{q\}_e^T F_a [\dot{N}]^T [\dot{N}] dx \{q\}_e \quad (5.9)$$

$$U_2 = \frac{1}{2} \{q\}_e^T [k_2] \{q\}_e \quad (5.10)$$

elde edilir. Burada $[k_2]$,

$$[k_2] = \int_0^{\ell} F_a [\dot{N}]^T [\dot{N}] dx \quad (5.11)$$

tarzında eksenel aerodinamik kuvvetten dolayı vagon gövdesindeki rijitlik artışını ifade eder. İntegral işleminin icra edilmesi sonucu, $[k_2]$ matrisi,

$$[k_2] = F_a \begin{bmatrix} \frac{6}{5\ell} & & & \\ \frac{1}{10} & \frac{2\ell}{15} & \text{Sym.} & \\ \frac{-6}{5\ell} & \frac{-1}{10} & \frac{6}{5\ell} & \\ \frac{1}{10} & \frac{-\ell}{30} & \frac{-1}{10} & \frac{2\ell}{15} \end{bmatrix} \quad (5.12)$$

şeklinde elde edilir.

BÖLÜM 6. SONLU ELEMAN KÜTLE MATRİSİNİN ELDE EDİLMESİ

6.1. Eğilme Yer Değişimlerinin Etkisi

Kütle matrisinin bulunması için kinetik enerji formülünü kuadratik formda yazmak gerekir. Buna göre vagon gövdesine ait çubuk sonlu elemanın eğilme yer değişimleri sonucu oluşan kinetik enerjisi aşağıdaki gibi yazılabilir,

$$T_1 = \frac{1}{2} \int_0^l \rho A \left(\frac{\partial v}{\partial t} \right)^2 dx \quad (6.1)$$

şeklinde ifade edilir. (4.13) denklemi zamana göre türetilip (6.1) denkleminde yerine konursa, yani,

$$(\partial v / \partial t) = \dot{v} = [N] \{\dot{q}\}_e \quad (6.2)$$

$$T_1 = \frac{1}{2} \{\dot{q}\}_e^T \int_0^l \rho A [N]^T [N] dx \{\dot{q}\}_e \quad (6.3)$$

elde edilir. (6.3) denklemi,

$$T_1 = \frac{1}{2} \{\dot{q}\}_e^T [m_1] \{\dot{q}\}_e \quad (6.4)$$

şeklinde düzenlenebilir. Burada $[m_1]$ matrisi ,

$$[m_1] = \int_0^l \rho A [N]^T [N] dx \quad (6.5)$$

tarzında lineer eğilme titreşimi için kütle matrisini ifade eder. İntegral işleminin icra edilmesi sonunda $[m_1]$ matrisi aşağıdaki gibi elde edilir ,

$$[m_1] = \frac{\rho A l}{420} \begin{bmatrix} 156 & & & & \\ & 22l & 4l^2 & \text{Sym.} & \\ & 54 & 13l & 156 & \\ & -13l & -3l^2 & 22l & 4l^2 \end{bmatrix} \quad (6.6)$$

6.2. Dönme Ataleti (Rotary Inertia) Etkisi

Euler-Bernoulli çubuk teorisinden farklı olarak, çubuk elemanın eğilme hareketinden gelen kinetik enerjileri yanında, dönme hareketinden kaynaklanan kinetik enerji paylarının da gözönüne alındığı Rayleigh çubuğu halinde çubukta oluşan kinetik enerji,

$$T_2 = \frac{1}{2} \int_0^l \rho I_y \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x \partial t} \right)^2 dx \quad (6.7)$$

şeklinde ifade edilir [3], [50], [51]. (4.13) denkleminin (6.7) denkleminde yerine konması ile , yani,

$$\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x \partial t} \right) = (\dot{v})' = [\dot{N}] \{\dot{q}\}_e \quad (6.8)$$

$$T_2 = \frac{1}{2} \{\dot{q}\}_e^T \int_0^l \rho I_y [\dot{N}]^T [\dot{N}] dx \{\dot{q}\}_e \quad (6.9)$$

$$T_2 = \frac{1}{2} \{\dot{q}\}_e^T [m_2] \{\dot{q}\}_e \quad (6.10)$$

şeklinde ifade edilir. Burada $[m_2]$,

$$[m_2] = \int_0^l \rho I_y [\dot{N}]^T [\dot{N}] dx \quad (6.11)$$

olarak elde edilir. (6.11) integralinin icra edilmesi sonucu, dönme ataleti etkisinden dolayı oluşan kütle matrisi,

$$[m_2] = \frac{\rho A l}{30} \left(\frac{r}{l} \right)^2 \begin{bmatrix} 36 & & & \\ & 3l & 4l^2 & \text{Sym.} \\ & -36 & -3l & 36 \\ & 3l & -l^2 & -3l & 4l^2 \end{bmatrix} \quad (6.12)$$

şeklinde elde edilir. Burada $r = (I_y/A)^{1/2}$ olarak eleman jirasyon yarıçapını, (ρ) malzeme yoğunluğunu, (A) dinamik olarak eşdeğer kesit alanını ifade eder.

6.3. Rüzgarın Eklenen Kütle (Added-Mass) Etkisi

Yüksek rüzgar hızlarında yan rüzgarların etkisi önem kazanmaktadır. Rüzgarın eklenen kütle etkisi yayılı rüzgar kuvvetinin sanki vagonun kütlesiyle beraber etki etmesi gibi düşünülebilir. Buna göre rüzgarın eklenen kütle etkisi [69],

$$T_3 = \frac{1}{2} \int_0^l m_{py} \dot{v}^2 dx \quad (6.13)$$

kinetik enerji formülü ile simgelenebilir. (4.13) denklemi zamana göre türetilip (6.13) denkleminde yerine konursa, yani,

$$(\partial v / \partial t) = \dot{v} = [N] \{\dot{q}\}_e \quad (6.14)$$

$$T_3 = \frac{1}{2} \{\dot{q}\}_e^T m_{py} \int_0^l [N]^T [N] dx \{\dot{q}\}_e \quad (6.15)$$

$$T_3 = \frac{1}{2} \{\dot{q}\}_e^T [m_3] \{\dot{q}\}_e \quad (6.16)$$

şeklinde ifade edilir. Burada $[m_3]$,

$$[m_3] = m_{py} \int_0^l [N]^T [N] dx \quad (6.17)$$

şeklindedir. (6.17) deki integral işleminin icra edilmesi sonucu eklenen kütle etkisinden dolayı eleman kütle matrisi ,

$$[m_3] = \frac{m_{py} l}{420} \begin{bmatrix} 156 & 22l & 54 & -13l \\ 22l & 4l^2 & 13l & -3l^2 \\ 54 & 13l & 156 & 22l \\ -13l & -3l^2 & 22l & 4l^2 \end{bmatrix} \text{ Sym.} \quad (6.18)$$

olarak bulunur. Sonuç olarak, bir sonlu elemana ait kütle matrisi ayrı ayrı etkilerin toplanması ile aşağıdaki gibi elde edilir.

$$[m]_e = [m_1] + [m_2] + [m_3] \quad (6.19)$$

BÖLÜM 7. VAGON GÖVDESİNE AİT SÖNÜM MATRİSİ

Vagon gövdesinin sürekli elastik çubuk sistem modellenmesi halinde, vagon gövdesine ait orantılı sönüm matrisi kütle ve rijitlik matrislerinin lineer bir kombinasyonu olarak alınmıştır. Buna göre vagon gövdesine ait sönüm matrisi $[C_2]$ aşağıdaki gibidir,

$$[C_2] = \beta_1 [M_2] + \beta_2 [K_2] \quad (7.1)$$

Burada, $[M_2]$ ve $[K_2]$ vagon gövdesine ait kütle ve rijitlik matrislerini ifade eder. Literatürde orantılı sönüm matrisi olarak da geçen (7.1) denklemindeki (β_1) ve (β_2) katsayıları deneysel olarak bulunmaktadır. Modlara ait sönüm faktörü (ξ) ile (β_1) ve (β_2) katsayıları arasında ,

$$\xi_r = \frac{1}{2} \left(\beta_1 \frac{1}{\omega_r} + \beta_2 \omega_r \right) , \quad (r=1...n) \quad (7.2)$$

bağıntısı vardır. Burada (ω_r) sistemin doğal frekanslarını ifade etmektedir. Bir titreşim testi sonucunda elde edilen, yer değişimlerine ait bir rezonans eğrisinden faydalanılarak her rezonans frekansındaki sönüm oranları hesaplanır. Gerçekte (β_1) ve (β_2) katsayıları sabit olmayıp modların bir fonksiyonu olarak değişmektedir. Genelde teorik çalışmalarda (β_1) ve (β_2) katsayılarının bütün modlarda sabit olduğu kabul edilmektedir. Bu çalışmada, birinci ve ikinci modlara ait sönüm oranları ve doğal frekanslar literatürden [23], [24] seçilmiştir. Bu değerlere karşılık gelen (β_1) ve (β_2) katsayıları hesaplanarak, (β_1) ve (β_2) nın bütün modlarda sabit olduğu kabul edilmiştir. Buna göre,

$$f_1 = 11.2 \text{ Hz} \quad \xi_1 = 0.0012 , \quad f_2 = 14.6 \text{ Hz} \quad \xi_2 = 0.0010$$

olarak seçilmiş ve (7.2) denkleminin kullanılması ile $(\beta_1 = 0.14837)$, $(\beta_2 = 0.41615 \text{ E-7})$ olarak hesaplanmıştır.

BÖLÜM 8. HAREKET DENKLEMLERİNİN ÇÖZÜMÜ

Bölüm 4'de sistem matrislerinin ve harekete ait diferansiyel denklemlerin elde edilişinden bahsedilmiştir. Bu bölümde akslardan harmonik tahrik ve vagonun boş ve dolu olması halinde sistem davranışının hesaplanması üzerinde durulacaktır. Bu çalışmada hareket denklemlerinin çözümü için Modal Analiz yöntemi kullanılmıştır. Yöntemin çok serbestlik dereceli sistemlere uygulanmasına çok sayıda literatürde rastlamak mümkündür [1], [2], [23], [26], [52]. Modal Analiz yöntemiyle vagonun hareketine ait diferansiyel denklemlerin çözümünde aşağıdaki sıra izlenir,

- Hareket denklemlerinin elde edilmesi,
- Sistemin özdeğer probleminin çözülmesi, özdeğerlerin ve özvektörlerin hesaplanması, Modal matrisin bulunması,
- Özvektörlerin ortogonalite özelliğinden faydalanarak sistem denklemlerinin bağımsız hale getirilmesi,
- Bağımsız tek serbestlik dereceli denklemlerin modal koordinatlarda çözümü,
- Ters dönüşümle gerçek fiziksel koordinatlara geçiş,

Bunun için Fortran bilgisayar programlama diliyle etkin bilgisayar programları gerçekleştirilmiş ve sistem davranışı incelenmiştir. En genel halde, çok serbestlik dereceli bir sistem için hareket denklemleri matris formunda,

$$[M]\{\ddot{z}\} + [C]\{\dot{z}\} + [K]\{z\} = \{F(t)\} \quad (8.1)$$

şeklindedir. (8.1) denklemindeki toplam sistem davranışı $\{z\}$, iki parçadan oluşmaktadır. Bunlardan birincisi, sistemin geçici davranışına karşılık gelen hareket denklemlerinin homojen çözümü $\{z_h\}$ ve ikincisi sistemin zorlanmış titreşimlerine karşı gelen hareket denklemlerinin özel çözümü $\{z_p\}$ dir. Buna göre sistemin geçici rejim titreşimleri de dahil genel çözümü $\{z\}$ iki çözümün toplamı şeklindedir, yani,

$$\{z\} = \{z_h\} + \{z_p\} \quad (8.2)$$

dir.

8.1. Modal Analiz Yöntemiyle Sönümsüz Halde Geçici Sistem Davranışının Hesaplanması

Sönümsüz sistemlere ait hareket denklemleri en genel halde matris formunda,

$$[M]\{\ddot{z}\} + [K]\{z\} = \{F(t)\} \quad (8.3)$$

şeklinde yazılabilir. Burada $[M]$, $[K]$, $\{F(t)\}$, sırasıyla kütle matrisi, rijitlik matrisi ve dış zorlayıcı kuvvet vektörünü ifade eder. (n) sistemin serbestlik derecesi olmak üzere kütle ve rijitlik matrisi $(n \times n)$ ve zorlayıcı kuvvet vektörü $(n \times 1)$ boyutundadır.

Modal analiz yönteminin tercih edilmesi halinde, öncelikle, dış kuvvetlerin sıfır olduğu hal için sistemin özdeğerlerinin ve özvektörlerinin hesaplanması gerekmektedir. Özvektörler, yani sistemin titreşim modları, matematiksel olarak sistemin serbest titreşimlerinin özel çözümleri olarak nitelenebileceği gibi, fiziksel olarak modlar benzetilmiş deformasyon şekilleri ile beraber doğal frekansları simgeler. Modal matris ise, sistemin özvektörlerini sütun olarak kabul eden matris olarak tanımlanabilir.

Sistemde sönüm olmaması halinde, sönümsüz sistemlere ait Modal Matris, bir transfer matrisi olarak koordinat transformasyonu vasıtasıyla hareket denklemlerinin bağımsız hale getirilmesinde kullanılabilir. Zorlayıcı dış kuvvetlerin ve sönümün olmaması halinde sistemin hareket denklemi aşağıdaki şekildedir,

$$[M]\{\ddot{z}\} + [K]\{z\} = \{0\} \quad (8.4)$$

(8.4) denklemi (n) adet homojen simültane diferansiyel denklemi ifade eder. Fiziksel olarak, hareket esnasında herhangi iki genelleştirilmiş koordinat arasındaki oranın sabit kaldığı, genlik dışında hareketin genel karakterinin değişmediği senkronize hareketi ifade eden, matematik olarak,

$$\{z(t)\} = \{\phi\}_r \sin(\omega_r t + \varphi) \quad r=1, \dots, n \quad (8.5)$$

şeklinde ifade edilebilecek hareketlere ilgi duyuyoruz. (8.5) denkleminin (8.4)'de yerine konması ve bazı matematik işlemlerden sonra,

$$([K] - \omega_r^2 [M]) \{\phi\}_r = \{0\} \quad (r=1, \dots, n) \quad (8.6)$$

elde edilir. (8.6) denklemi, literatürde genel özdeğer problemi olarak isimlendirilir. Bu denklemdeki $\{\phi\}_r \neq \{0\}$ şartını sağlayan vektörler, karakteristik vektör, özvektör veya modal vektör olarak bilinir ve fiziksel olarak sistemin modlarına karşılık gelir. $\{\phi\}_r \neq \{0\}$ çözümünün olabilmesi için,

$$|[K] - \omega_r^2 [M]| = 0 \quad (r=1, \dots, n) \quad (8.7)$$

olması gerekir. (8.7) denkleminde karakteristik denklem veya frekans denklemi denir. (8.7) denkleminin çözümünden sistemin doğal frekansları (ω_r) elde edilir. Sistemin bütün titreşim modlarına ait modal vektörlerin kombinasyonundan da modal matris $[\phi]$ elde edilir.

Gerçek fiziksel koordinatlarla modal koordinatlar arasındaki ,

$$\{z\} = [\phi] \{p\} \quad (8.8)$$

$$\{p\} = [\phi]^{-1} \{z\} \quad (8.9)$$

dönüşümleri kullanılarak ve (8.8) nolu denklemin (8.3)'de yerine konması ve denklemin her iki tarafının $[\phi]^T$ ile çarpılması ile,

$$[\phi]^T [M] [\phi] \{\dot{p}\} + [\phi]^T [K] [\phi] \{p\} = [\phi]^T \{F(t)\} \quad (8.10)$$

elde edilir. Burada $[\phi]$, $[\phi]^T$ ve $\{p\}$ sırasıyla sönümsüz sisteme ait modal matrisi, modal matrisin transpozisini ve modal koordinatlarda yer değiştirme vektörünü ifade eder. Özvektörlerin ortogonalite özelliğinden dolayı (8.10) denklemi ,

$$[M_D] \{\dot{p}\} + [K_D] \{p\} = \{N(t)\} \quad (8.11)$$

şeklinde yazılabilir. Burada $[M_D]$ ve $[K_D]$ modal koordinatlarda diagonal kütle ve rijitlik matrislerini ve $\{N(t)\}$ ise modal

koordinatlardaki kuvvet vektörünü ifade eder. (8.11) denklemi açık formda yazılırsa,

$$m_{11} \ddot{p}_1 + k_{11} p_1 = N_1 \quad (i=1, \dots, n) \quad (8.12)$$

$$\omega_1^2 = (k_{11} / m_{11}) \quad (i=1, \dots, n) \quad (8.13)$$

$$\ddot{p}_1 + \omega_1^2 p_1 = (N_1 / m_{11}) = FN_1 \quad (i=1, \dots, n) \quad (8.14)$$

bulunur. Burada, ω_1 sistemin doğal frekanslarını ifade eder. (8.12) ve (8.14) denklemleri bağımsız tek serbestlik dereceli denklemler olup, tek başlarına ele alınabilirler. Söz konusu denklemler için bir çözüm önerilip, başlangıç şartlarının kullanılması ile beraber modal koordinatlarda yer değişimi (p), hız (Q) ve ivme (R) için sırasıyla,

$$p_1 = (p_{01} - \frac{FN_1}{\omega_1^2}) \cos \omega_1 t + \frac{Q_{01}}{\omega_1} \sin \omega_1 t + \frac{FN_1}{\omega_1^2} \quad (i=1, \dots, n) \quad (8.15)$$

$$Q_1 = Q_{01} \cos \omega_1 t - (p_{01} - \frac{FN_1}{\omega_1^2}) \omega_1 \sin \omega_1 t \quad (i=1, \dots, n) \quad (8.16)$$

$$R_1 = -Q_{01} \omega_1 \sin \omega_1 t - \omega_1^2 (p_{01} - \frac{FN_1}{\omega_1^2}) \cos \omega_1 t \quad (i=1, \dots, n) \quad (8.17)$$

ifadeleri bulunur. Yukarıdaki denklemlerde (p_0) ve (Q_0) büyüklükleri $t=0$ anındaki sistem büyüklüklerini, yani başlangıç şartlarını ifade eder. (8.15), (8.16) ve (8.17) denklemleri sönümsüz halde geçici rejim titreşimleri de dahil, modal koordinatlarda zorlanmış titreşimlere ait sistem davranışını ifade eder. Bundan sonra (8.8) dönüşümünün kullanılması ile gerçek fiziksel koordinatlardaki yer değişimi, hız ve ivme değerleri hesaplanır, örnek olarak yer değişimi,

$$\{z\} = [\phi] \{p\} \quad (8.18)$$

dir.

8.1.1. Sayısal Sonuçların Değerlendirilmesi

Toplu kütleli sistem modellemesi halinde, enerji formüllerinin kullanılması sonucu elde edilen sistem kütle, rijitlik ve sönüm matrisleri $[M]$, $[K]$ $[C]$ (Şekil 8.1), (Şekil 8.2) ve (Şekil 8.3)'de sırasıyla verilmiştir. Sürekli elastik çubuk sistem modellemesi halinde ise sistem matrislerinin nasıl elde edileceği Bölüm 4.4 ve 4.5'de açıklanmıştır.

$$[M] = \begin{bmatrix} m_1 & & & & & & & & & \\ & J_1 & & & & & & & & \\ & & m_2 & & & & & & & \\ & & & J_2 & & & & & & \\ & & & & m_2 & & & & & \\ & & & & & J_2 & & & & \\ & & & & & & m_3 & & & \\ & & 0 & & & & & m_3 & & \\ & & & & & & & & m_3 & \\ & & & & & & & & & m_3 \end{bmatrix} \quad [10 \times 10]$$

Şekil 8.1. Toplu Kütleli Sistem Modeli Halinde Kütle Matrisi.

Bölüm 3.6'daki sayısal parametrelerin kullanılması sonucu elde edilen sönümsüz sistemlere ait doğal frekanslar, toplu kütleli sistem modellemesi halinde Tablo 8.1'de verilmiştir. Sürekli sistem modellemesi halinde Tablo 8.2'de verilmiştir. Tablo 8.1'de verilen doğal frekanslar sistemin rijit cisim hareketlerine karşı gelen doğal frekansları ifade eder. Tablo 8.2'deki doğal frekanslar ise, sistemin rijit cisim hareketine karşı gelen doğal frekansları yanı sıra, vagon gövdesinin elastik modlarına ait doğal frekansları da içine alır. Burada vagon gövdesinin birinci eğilme moduna ait doğal frekansın literatürde belirtilen dinamik tasarım kriterini sağladığı görülmektedir ($\omega_1 = 70.46$ rad/s; $f_1 = 11.21$ Hz).

Değişik eğilme rijitlikleri için sistemin doğal frekansları hesaplanmış, eğilme rijitliklerinin artmasıyla sistemin rijit bir cisim gibi davrandığı gözlenmiştir. Tablo 8.3'de değişik eğilme

$$[K] = \begin{bmatrix} 2k_1 & 0 & -k_1 & 0 & -k_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2a_1^2 k_1 & a_1 k_1 & 0 & -a_1 k_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_1 & a_1 k_1 & k_1 + 2k_2 & 0 & 0 & 0 & -k_2 & -k_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2a_2^2 k_2 & 0 & 0 & a_2 k_2 & -a_2 k_2 & 0 & 0 \\ -k_1 & -a_1 k_1 & 0 & 0 & k_1 + 2k_2 & 0 & 0 & 0 & -k_2 & -k_2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2a_2^2 k_2 & 0 & 0 & a_2 k_2 & -a_2 k_2 \\ 0 & 0 & -k_2 & a_2 k_2 & 0 & 0 & k_2 + k_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_2 & -a_2 k_2 & 0 & 0 & 0 & k_2 + k_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_2 & a_2 k_2 & 0 & k_2 + k_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_2 & -a_2 k_2 & 0 & 0 & k_2 + k_3 \end{bmatrix}$$

Şekil 8.2. Toplu Kütleli Sistem Modeli Halinde Rijitlik Matrisi.

$$[C] = \begin{bmatrix} 2c_1 & 0 & -c_1 & 0 & -c_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2a_1^2 c_1 & a_1 c_1 & 0 & -a_1 c_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_1 & a_1 c_1 & c_1 + 2c_2 & 0 & 0 & 0 & -c_2 & -c_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2a_2^2 c_2 & 0 & 0 & a_2 c_2 & -a_2 c_2 & 0 & 0 \\ -c_1 & -a_1 c_1 & 0 & 0 & c_1 + 2c_2 & 0 & 0 & 0 & -c_2 & -c_2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2a_2^2 c_2 & 0 & 0 & a_2 c_2 & -a_2 c_2 \\ 0 & 0 & -c_2 & a_2 c_2 & 0 & 0 & c_2 + c_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_2 & -a_2 c_2 & 0 & 0 & 0 & c_2 + c_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_2 & a_2 c_2 & 0 & c_2 + c_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_2 & -a_2 c_2 & 0 & 0 & c_2 + c_3 \end{bmatrix}$$

Şekil 8.3. Toplu Kütleli Sistem Modeli Halinde Sönüm Matrisi.

rijitlikleri için birinci, ikinci ve üçüncü elastik modlara ait doğal frekanslar verilmiştir. $EI = 0.1 \times 10^{18} \text{ Nm}^2$ değerinden sonra vagon gövdesinin rijit bir cisim gibi davrandığı görülmektedir.

Tablo 8.1. Toplu Kütleli Sistem Modellemesi Halinde Doğal Frekanslar, (rad/s).

1-(5.84748)	2-(7.27642)	3-(37.7204)
4-(37.7866)	5-(48.6092)	6-(48.6092)
7-(249.763)	8-(249.763)	9-(249.808)
10-(249.808)		

Tablo 8.2. Sürekli Sistem Modellemesi Halinde Doğal Frekanslar, (rad/s).

1-(5.83732)	2-(7.21036)	3-(37.6972)
4-(37.7823)	5-(48.6092)	6-(48.6092)
7-(70.4620)	8-(192.495)	9-(249.763)
10-(249.763)	11-(249.808)	12-(249.808)
13-(374.597)	14-(614.651)	15-(911.234)
16-(1251.88)	17-(1787.22)	18-(2273.36)
19-(2884.21)	20-(3622.27)	21-(4500.73)
22-(5480.28)	23-(6549.24)	24-(6696.02)

Tablo 8.3. Değişik EI Değerleri İçin Vagon Gövdesinin Doğal Frekansları.

EI [Nm ²]	ω_1 [rad/s]	ω_2 [rad/s]	ω_3 [rad/s]
0.69×10^{10}	70.46	192.49	374.59
0.10×10^{12}	247.22	624.85	1117.29
0.10×10^{14}	600.41	1196.31	1826.28
0.10×10^{16}	615.35	1231.10	1850.07
0.10×10^{18}	615.50	1231.51	1850.32

Vagon gövdesinin, serbest bir cisim olarak gözönüne alınması, boji mesnet noktalarından basit-basit mesnetli ve yine boji mesnet noktalarından iki adet elastik mesnet üzerine oturtulması halleri için vagon gövdesinin doğal frekansları hesaplanmıştır. Tablo 8.4'de vagon gövdesinin serbest bir cisim olarak göz önüne alınması hali için doğal frekanslar verilmiştir.

Tablo 8.4. Vagon Gövdesinin Serbest Cisim Hali İçin Doğal Frekansları.

Serbest Cisim Halinde Doğal Frekanslar ω (rad/s)		
1-(0.61E-4)	2-(0.15E-4)	3-(70.3075)
4-(192.493)	5-(374.561)	6-(614.601)
7-(911.195)	8-(1251.86)	9-(1787.22)
10-(2273.36)	11-(2884.21)	12-(3622.27)
13-(4500.73)	14-(5480.28)	15-(6549.24)
16-(6696.02)		

Tablo 8.5 ve Tablo 8.6'da ise boji elastik mesnetlerinin değerleri ($k_1/2$) ve ($k_1/4$) halleri için, yani daha yumuşak mesnetler için, vagon gövdesinin doğal frekansları verilmiştir. Tablo 8.5 ve Tablo 8.6'nın incelenmesinden, bojiler ile vagon arasındaki elastik mesnetlerin rijitliklerinin daha yumuşak seçilmesi halinde rijit modlar dışında vagon gövdesinin serbest bir cisim gibi davrandığı görülmektedir. Bu aşamada, vagon gövdesinin boji mesnet noktalarından basit-basit mesnetlenmesi ve yine aynı noktalardan elastik mesnetler üzerine oturtulması halleri için doğal frekansları hesaplanmıştır. Tablo 8.7'de vagon gövdesinin boji mesnet noktalarından basit-basit olarak mesnetlenmesi hali için doğal frekanslar ve Tablo 8.8'de de boji mesnet noktalarından iki adet ($2 k_1$) rijitlik değerindeki elastik mesnetlerin üzerine oturtulması hali için doğal frekanslar verilmiştir. Tablo 8.9'da ise vagon halinde ve boji elastik mesnetlerinin değerinin ($2 k_1$) olması durumunda vagon gövdesinin doğal frekansları verilmiştir.

Tablo 8.5. Boji Elastik Mesnetlerinin ($k_1/2$) Değeri İçin Vagon Gövdesinin Doğal Frekansları.

Vagon Gövdesinin Doğal Frekansları $k_1 = (k_1/2)$, ω (rad/s)		
1-(4.36066)	2-(5.38872)	3-(70.3815)
4-(192.494)	5-(374.579)	6-(614.626)
7-(911.215)	8-(1251.87)	9-(1787.22)
10-(2273.36)	11-(2884.21)	12-(3622.27)
13-(4500.73)	14-(5480.28)	15-(6549.24)
16-(6696.02)		

Tablo 8.6. Boji Elastik Mesnetlerinin ($k_1/4$) Değeri İçin Vagon Gövdesinin Doğal Frekansları.

Vagon Gövdesinin Doğal Frekansları $k_1 = (k_1/4)$, ω (rad/s)		
1-(3.17523)	2-(3.92356)	3-(70.3437)
4-(192.494)	5-(374.570)	6-(614.614)
7-(911.205)	8-(1251.87)	9-(1787.22)
10-(2273.36)	11-(2884.21)	12-(3622.27)
13-(4500.73)	14-(5480.28)	15-(6549.24)
16-(6696.02)		

Tablo 8.7, Tablo 8.8 ve Tablo 8.9'un incelenmesinden boji elastik mesnetlerinin rijitlik değerinin artmasıyla, vagon gövdesi basit-basit mesnetli bir kiriş gibi davranmak yerine daha çok elastik mesnetler üzerinde oturtulmuş bir kiriş gibi davranmaktadır. Elastik mesnetlerin rijitlik değerinin ($1.0 \times 10^{15} k_1$) gibi çok yüksek bir değer alması durumunda iki adet elastik mesnet üzerindeki kiriş basit-basit mesnetli bir kiriş davranışı göstermektedir. Tablo 8.10'da ve Tablo 8.11'de elastik mesnetlerin ($1.0 \times 10^{15} k_1$) rijitlik değeri için iki adet elastik mesnet üzerindeki kiriş hali ve vagon hali için doğal frekanslar verilmiştir. Bu rijitlik değerinde iki adet elastik mesnet üzerindeki kirişin basit-basit

mesnetli kiriş davranışı gösterdiği görülmektedir. Vagon halinde ise, bu rijitlik değerinde vagon gövdesi serbest-serbest kiriş davranışından bir miktar uzaklaşmaktadır.

Tablo 8.7. Basit-Basit Mesnetlenmiş Kiriş Hali.

Vagon Gövdesinin Doğal Frekansları		
ω (rad/s)		
1-(57.8526)	2-(190.944)	3-(306.260)
4-(432.549)	5-(691.800)	6-(1096.12)
7-(1727.99)	8-(2273.29)	9-(2771.74)
10-(3272.28)	11-(4084.76)	12-(5229.54)
13-(6436.39)	14-(6642.40)	

Tablo 8.8. İki Adet Elastik Mesnet Üzerindeki Kiriş Hali.

Vagon Gövdesinin Doğal Frekansları		
$k_1 = (2k_1)$, ω (rad/s)		
1-(9.22005)	2-(11.4365)	3-(70.5959)
4-(192.498)	5-(374.633)	6-(614.700)
7-(911.273)	8-(1251.90)	9-(1787.23)
10-(2273.36)	11-(2884.21)	12-(3622.28)
13-(4500.74)	14-(5480.28)	15-(6549.24)
16-(6696.02)		

Tablo 8.9. Vagon Halinde Doğal Frekanslar.

Vagon Gövdesinin Doğal Frekansları		
$k_1 = (2k_1)$, ω (rad/s),		
1-(7.49352)	2-(9.23791)	3-(70.6457)
4-(192.498)	5-(374.634)	6-(614.700)
7-(911.273)	8-(1251.90)	9-(1787.23)
10-(2273.36)	11-(2884.21)	12-(3622.28)
13-(4500.74)	14-(5480.28)	15-(6549.24)
16-(6696.02)		

Tablo 8.10. İki Adet Elastik Mesnet Üzerindeki Kiriş Hali.

Vagon Gövdesinin Doğal Frekansları $k_1 = k_1 \times 10^{15}$, ω (rad/s)		
1-(57.8451)	2-(190.932)	3-(306.246)
4-(432.543)	5-(691.799)	6-(1096.12)
7-(1727.99)	8-(2273.29)	9-(2771.74)
10-(3272.28)	11-(4084.76)	12-(5229.54)
13-(6436.39)	14-(6642.40)	15-(0.489E9)
16-(0.489E9)		

Tablo 8.11. Vagon Halinde Doğal Frekanslar.

Vagon Gövdesinin Doğal Frekansları $k_1 = k_1 \times 10^{15}$, ω (rad/s)		
1-(11.9853)	2-(14.6089)	3-(68.6370)
4-(192.232)	5-(360.259)	6-(565.314)
7-(834.478)	8-(1189.31)	9-(1763.66)
10-(2273.34)	11-(2840.97)	12-(3476.70)
13-(4310.46)	14-(5358.67)	15-(6492.25)
16-(6667.89)		

Tablo 8.12’de sönümsüz toplu kütleli sistem modellemesi halinde ve Tablo 8.13’te ise sönümsüz sürekli elastik çubuk sistem modellemesi halinde, sistem parametrelerindeki değişimlerin vagon gövdesinin dinamik davranışı üzerindeki etkilerini görmek amacıyla boji mesnet noktası ve vagon orta noktası için hesaplanan yer değişimi ve ivme değerlerine ait kare kök ortalama değerleri verilmiştir. Tabloların incelenmesinden, toplu kütleli sistem modeli ile sürekli sistem modelinin ve boji elastik mesnet noktası ile vagon orta noktası için yaklaşık değerler hesaplandığı görülmektedir. Bu durum gövdenin eğilme rijitliğinin vagon gövdesinin rijit cisim hareketi yapacak şekilde seçilmiş olduğunu göstermektedir. Ayrıca, gövdenin eğilme rijitliğinin artmasıyla vagon gövdesinin rijit bir cisim gibi davrandığı hesaplanmıştır.

Daha elastik sistemlerde boji mesnet noktası ve vagon orta noktası için farklı yer değişimi ve ivme değerleri elde edilmektedir. Gövdenin eğilme rijitliğinin azalması, yani daha elastik sistemlerde vagon orta noktasında daha yüksek yer değişimi değerleri elde edilmiştir. Boji elastik mesnetlerinde ve akslarda rijitliği daha az yay kullanımı vagon gövdesindeki yer değişimlerini artırırken ivme değerlerini azaltma eğilimi oluşturmaktadır.

Tablo 8.12. Sönümsüz Toplu Kütleli Sistem Modellemesi Halinde Parametrelerin Sistem Davranışına Etkisi, (Şekil 3.2'ye bakınız).

300 iterasyon ve yol tahrik frekansı 4.63 Hz için	$\bar{z}_1$ (m)	$\bar{a}_1$ (m/s ²)
Boş Araç, Referans Değerler	0.707E-2	0.320
Dolu Araç, Referans Değerler	0.840E-2	0.311
Dolu Araç, $k_1 = k_1/10$	0.472E-1	0.119
Dolu Araç, $k_1 = k_1/8$	0.351E-1	0.109
Dolu Araç, $k_1 = k_1/2$	0.976E-2	0.159
Dolu Araç, $k_1 = 2k_1$	0.856E-2	0.512
Dolu Araç, $k_1 = 4k_1$	0.466E-2	0.524
Dolu Araç, $k_1 = 8k_1$	0.264E-2	0.906
Dolu Araç, $k_1 = 12k_1$	0.370E-2	0.860
Dolu Araç, $k_1 = 15k_1$	0.324E-2	0.880
Dolu Araç, $k_2 = k_2/10$	0.143E-1	0.156
Dolu Araç, $k_2 = k_2/8$	0.122E-1	0.123
Dolu Araç, $k_2 = k_2/4$	0.104E-1	0.182
Dolu Araç, $k_2 = k_2/2$	0.112E-1	0.308
Dolu Araç, $k_2 = 2k_2$	0.980E-2	0.407
Dolu Araç, $k_2 = 4k_2$	0.634E-2	0.245
Dolu Araç, $k_2 = 8k_2$	0.755E-2	0.418
Dolu Araç, $k_2 = 10k_2$	0.110E-1	0.457
Dolu Araç, $k_2 = 15k_2$	0.101E-1	0.584
Dolu Araç, $k_2 = 20k_2$	0.128E-1	0.551

$\bar{z}$: Karekök ortalama yerdeğişimi değeri

$\bar{a}$: Karekök ortalama ivme değeri

Tablo 8.13. Sönümsüz Sürekli Sistem Modellemesi Halinde Parametrelerin Sistem Davranışına Etkisi, (Şekil 3.1'e bakınız).

300 iterasyon ve yol tahrik frekansı 4.63 Hz. için	$\bar{z}_3$ (m)	$\bar{z}_7$ (m)	$\bar{a}_3$ (m/s ²)	$\bar{a}_7$ (m/s ²)
Boş Araç, Referans Değ.	0.731E-2	0.738E-2	0.284	0.336
Dolu Araç, Referans Değ.	0.108E-1	0.109E-1	0.361	0.407
Dolu Araç, EI=4EI	0.102E-1	0.102E-1	0.314	0.322
Dolu Araç, EI=2EI	0.100E-1	0.101E-1	0.309	0.318
Dolu Araç, EI=EI/2	0.666E-2	0.679E-2	0.273	0.959
Dolu araç, EI=EI/4	0.809E-2	0.834E-2	0.807	0.977
Dolu Araç, EI=EI/100	0.623E-2	0.128E-1	0.890	0.130
Dolu Araç, EI=EI/200	0.758E-2	0.165E-1	0.475	0.426
Dolu Araç, $k_1 = k_1/10$	0.476E-1	0.477E-1	0.120	0.122
Dolu Araç, $k_1 = k_1/8$	0.348E-1	0.348E-1	0.102	0.105
Dolu Araç, $k_1 = k_1/4$	0.159E-1	0.159E-1	0.077	0.096
Dolu Araç, $k_1 = k_1/2$	0.111E-1	0.111E-1	0.176	0.220
Dolu Araç, $k_1 = 2k_1$	0.857E-2	0.870E-2	0.504	0.642
Dolu Araç, $k_1 = 4k_1$	0.583E-2	0.593E-2	0.566	1.030
Dolu Araç, $k_1 = 8k_1$	0.420E-2	0.431E-2	0.824	1.940
Dolu Araç, $k_1 = 12k_1$	0.464E-2	0.481E-2	1.140	2.240
Dolu Araç, $k_1 = 16k_1$	0.476E-2	0.490E-2	1.790	1.660
Dolu Araç, $k_2 = k_2/10$	0.136E-1	0.137E-1	0.096	0.102
Dolu Araç, $k_2 = k_2/8$	0.118E-1	0.119E-1	0.119	0.127
Dolu Araç, $k_2 = k_2/4$	0.954E-2	0.960E-2	0.138	0.140
Dolu Araç, $k_2 = k_2/2$	0.869E-2	0.876E-2	0.230	0.252
Dolu Araç, $k_2 = 2k_2$	0.644E-2	0.651E-2	0.214	0.380
Dolu Araç, $k_2 = 4k_2$	0.488E-2	0.491E-2	1.820	3.350
Dolu Araç, $k_2 = 8k_2$	0.879E-2	0.890E-2	0.734	0.786
Dolu Araç, $k_2 = 12k_2$	0.109E-1	0.110E-1	0.643	0.566
Dolu Araç, $k_2 = 20k_2$	0.107E-1	0.108E-1	0.765	0.625

$\bar{z}$: Karekök ortalama yerdeğişimi değeri

$\bar{a}$: Karekök ortalama ivme değeri

Rijitliği yüksek yay kullanımı ise ivme değerlerini artırıcı yani konforu azaltıcı etki yapmaktadır. ($8k_1$) değerinden sonra (k_1) yayları oldukça rijit hale gelmekte ve vagon gövdesi sadece (k_2) yayları üzerinde titreşmektedir. ($10k_2$) değerinden sonra ise (k_2) yayları oldukça rijit bir hale gelmekte ve vagon gövdesi sadece (k_1) yayları üzerinde titreşmektedir. Sürekli sistem modeli referans araç için hesaplanan ortalama ivme değerinin kullanılması ile konfor katsayısı (W_z) ve yorulma zamanı (NC) formül 1.6 ve 1.7'nin kullanılması ile aşağıdaki gibi hesaplanmıştır,

Boji mesnet noktası (z_3 koordinatı) için,

$$W_z = (\bar{a})^{0.299} = (36.1)^{0.299} = 2.92$$

Vagon orta noktası (z_7 koordinatı) için,

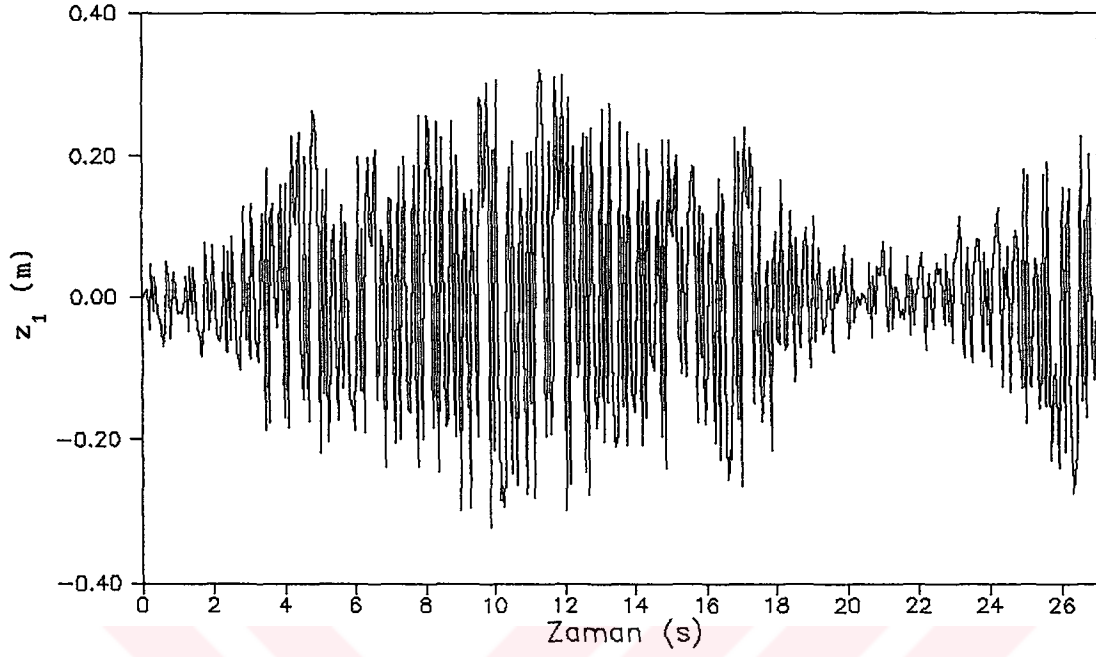
$$W_z = (\bar{a})^{0.299} = (40.7)^{0.299} = 3.02$$

Boji mesnet noktası (z_3 koordinatı) için, NC= 2.87 saat

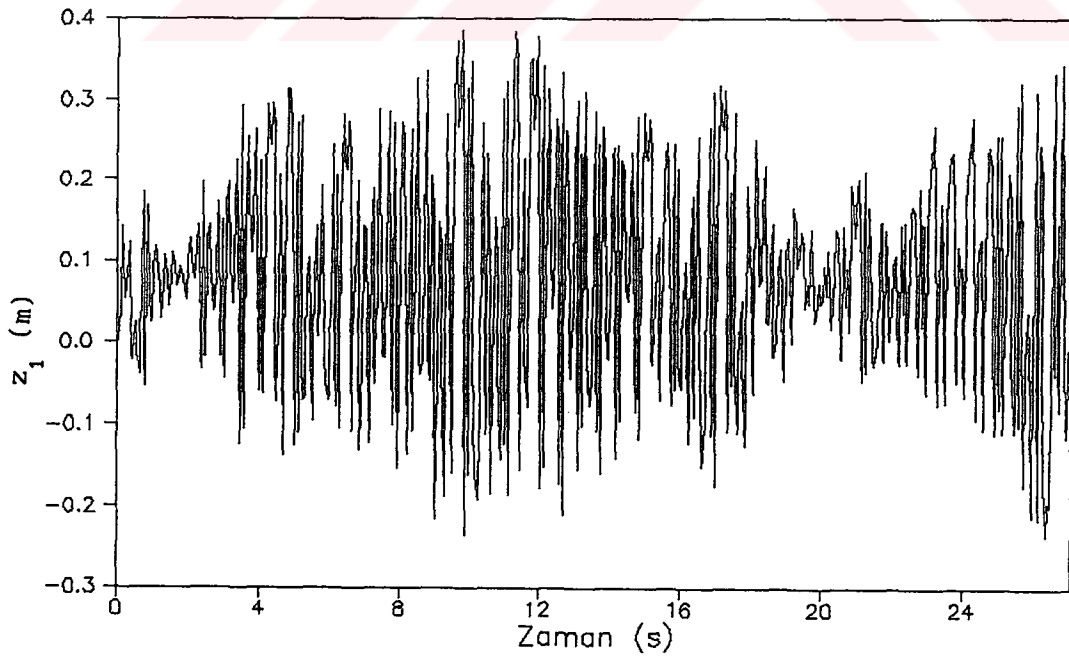
Vagon orta noktası (z_7 koordinatı) için, NC= 2.71 saat

Şekil 8.4 ve Şekil 8.5'te toplu kütleli sistem modellemesi halinde vagon gövdesinin yer değişimleri (z_1 koordinatı, Bakınız Şekil 3.2) grafik olarak boş ve dolu araç hali için gösterilmiştir. Şekil 8.6 ve Şekil 8.7'de ise sürekli sistem modellemesi halinde, sırasıyla boş ve dolu araç durumlarında boji mesnet noktasının yer değişimleri (z_3 koordinatı, Bakınız Şekil 3.1) grafik olarak verilmiştir.

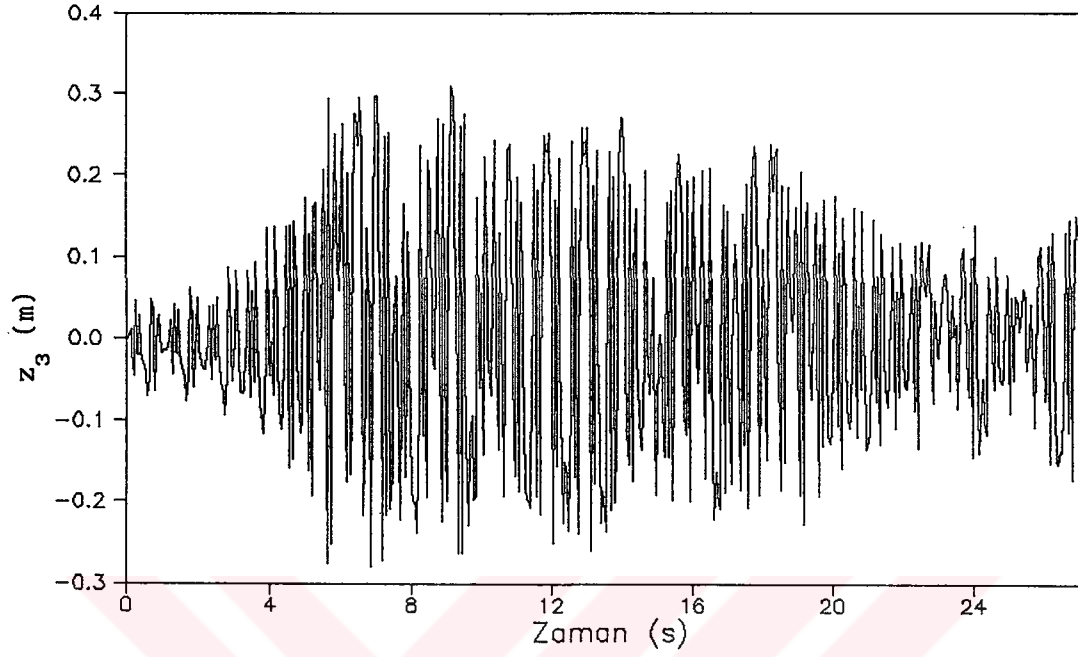
Sönümsüz haldeki sistem davranışına ait eğrilerin incelenmesinden, sistem davranışının belli bir süre sonra kararlı bir hale ulaşmadığı, zamanla yer değişimine ait genliklerin arttığı gözlenmiştir.



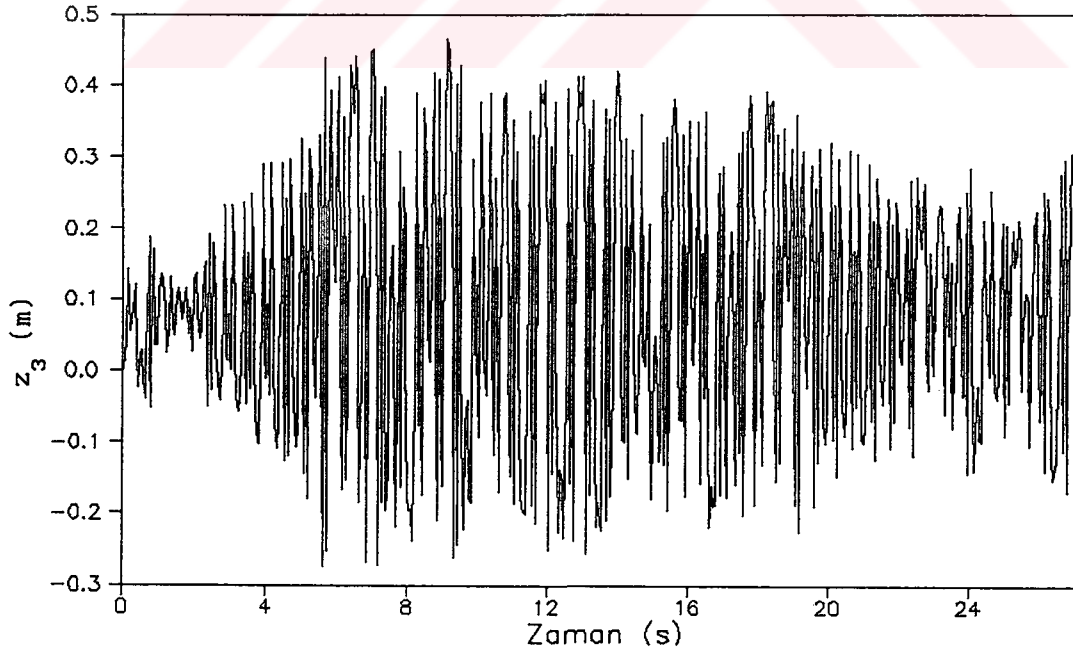
Şekil 8.4. Sönümsüz Toplu Kütleli Modelleme Halinde Vagon Gövdesinin Dinamik Davranışı (z_1), Boş Araç.



Şekil 8.5. Sönümsüz Toplu Kütleli Modelleme Halinde Vagon Gövdesinin Dinamik Davranışı (z_1), Dolu Araç.



Şekil 8.6. Sönümsüz Sürekli Sistem Modellemesi Halinde Vagon Gövdesinin Dinamik Davranışı (z_3), Boji Mesnet Noktası, Boş Araç.



Şekil 8.7. Sönümsüz Sürekli Sistem Modellemesi Halinde Vagon Gövdesinin Dinamik Davranışı (z_3), Boji Mesnet Noktası, Dolu Araç.

8.1.2. Sönümsüz Sistem Davranışı Hesabı İçin Kullanılan Bilgisayar Programının Açıklanması

FORTTRAN bilgisayar programlama diliyle yazılan ve Modal Analiz yöntemiyle sönümsüz sistemlerin geçici davranışını incelemek için geliştirilen bilgisayar programı (FL85.FOR) EK A'da verilmiştir. (FL85.FOR) bilgisayar programı, vagon gövdesinin 7 adet sonlu elemana bölündüğü, sürekli elastik çubuk sistem modellemesi halinde ve akslardan harmonik zorlama, aracın boş ve dolu olması durumları için sistemin ivme, hız ve yer değişimlerini hesaplar.

FL85.FOR bilgisayar programındaki, READ(5,*) NMAX, NDATA, V1 terimindeki, (NMAX) vagon gövdesinde gözönüne alınan sonlu eleman sayısını, (V1) araç hızını, (NDATA) iterasyon sayısını göstermek üzere sistem giriş büyüklüklerini ifade eder. ($FRQ=V1/RL$), araç hızının harmonik yol periyoduna bölümü ile elde edilen harmonik tahrik frekansını gösterir. (RL) yol periyodu gözlem sonucu 6m olarak kabul edilmiştir. (DT) iterasyon zaman aralığını, (N) ise sistemin serbestlik derecesini ifade eder. (DO 687) döngüsü gerçek fiziksel koordinatlarda başlangıç şartlarını ifade eder.

ESMAT (NMAX, N, AM, AK) alt programı sistemin kütle (AM) ve rijitlik (AK) matrislerini çağıran alt programdır. Eğilme rijitliği (EI), kütle ve rijitlik katsayıları, uzunluklar...vb.. gibi bazı sayısal parametreler bu alt program içinden programa verilir. (ESMAT) alt programı içindeki FORM1 (EK, EM, EL, EI, ROA, ELMO, RO) alt programı (6.6) denklemi ile verilen $[m_1]$ kütle matrisi ve (6.12) denklemi ile verilen $[m_2]$ kütle matrislerinin toplamı olan sonlu eleman kütle matrisini, ve (5.6) denklemi ile verilen sonlu eleman rijitlik matrisi $[k_1]$ 'i oluşturur. (ESMAT) alt programı içindeki ASSEM1 (EK, EM, NCODE, AK, AM) alt programı sonlu eleman matrislerinin kullanılması ile vagon gövdesine ait global sistem matrislerinin Şekil 4.1 gereğince oluşumunu sağlar.

UNFORC (FRQ, DT, N, NDATA, FORCE, NMAX) alt programı sisteme etki eden kuvvetleri hesaplar. Alt program içindeki (DO 70) döngüsü, yolcu ağırlığı ve rüzgar kuvvetleri gibi vagon gövdesine etki eden yayılı kuvvetlerin Tablo 3.1'e göre ve sonlu elemanlar yöntemine uygun olarak, (DO 60) döngüsü ise akslara etki eden

harmonik kuvvetleri hesaplar. Bu alt programda, (PYA) vagon gövdesi üzerindeki yayılı kuvvetleri, (AZO) yol profilinin genişliğini gösterir.

DO2AEF(BK, 24, BM, 24, 24, ROOT, U, 24, WKS1, WKS2, I) alt programı (8.6) formülü gereğince sönümsüz sistemlere ait özdeğer (ROOT) ve özvektörleri (U) hesaplar. Söz konusu program İ.T.Ü. EHBE algoritma grubu tarafından hazırlanmış olup, A'nın gerçel simetrik, B'nin gerçel simetrik pozitif definit olduğu $(A-\lambda B) x = 0$ şeklindeki sönümsüz sistemlere ait özdeğer problemini çözer.

(DO 225) ve (DO 44) döngüleri sistemin doğal frekanslarını (WN) hesaplar. Peşisıra dört adet (CMPLY) alt programları (8.11) denklemlerini hesaplar. (UINVS) alt programı modal matris (U)'nun tersini hesaplar. (DO 45) döngüsü (8.9) denklemine göre modal koordinatlarda başlangıç şartlarını hesaplar. (DO 47) döngüsü (8.11) denkleminin sağ tarafını, yani modal koordinatlarda kuvvet vektörünü hesaplar. (DO 49) döngüsü (8.15), (8.16) ve (8.17) denklemleri gereğince modal koordinatlarda yer değişimi, hız ve ivme değerlerini hesaplar. (DO 50) döngüsü (8.18) denklemi gereğince gerçek koordinatlardaki yer değişimi, hız ve ivme değerlerini hesaplar.

8.2. Modal Analiz Yöntemiyle Sönümlü Halde Geçici Sistem Davranışının Hesaplanması

Sönümlü sistemlerin hareketine ait diferansiyel denklemler en genel halde matris formunda,

$$[M]\{\ddot{z}\} + [C]\{\dot{z}\} + [K]\{z\} = \{F(t)\} \quad (8.19)$$

şeklinde yazılabilir. Burada [M], [C], [K], sırasıyla (n) sistemin serbestlik derecesini göstermek üzere (nxn) boyutunda kütle, sönüm ve rijitlik matrislerini, $\{F(t)\}$ ise (nx1) boyutunda zorlayıcı kuvvet vektörünü gösterir. (8.19) denklemi değişik bir düzenleme ile aşağıdaki forma sokulabilir, yani,

$$\begin{bmatrix} [0] & [M] \\ [M] & [C] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\dot{z}\} \\ \{z\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} -[M] & [0] \\ [0] & [K] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\dot{z}\} \\ \{z\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{0\} \\ \{F(t)\} \end{Bmatrix} \quad (8.20)$$

$$[A] \{\dot{q}\} + [B] \{q\} = \{E(t)\} \quad (8.21)$$

elde edilir. Burada $[A]$ ve $[B]$ $(2n \times 2n)$ boyutunda ara sistem matrislerini, $\{q\} = \{\dot{z} \ z\}^T$ ve $\{E(t)\} = \{0 \ F(t)\}^T$ şeklinde $(1 \times 2n)$ byutunda ara sistem büyüklüklerini ifade ederler.

Bu aşamada modal analizle çözümde karşılaşılan ve sistemin serbest titreşimlerine karşılık gelen, sönümlü sistemlere ait özdeğer probleminin çözülmesi, sistemin kompleks özdeğer ve özvektörlerinin bulunması gerekmektedir. Bunun için,

$$[A] \{\dot{q}\} + [B] \{q\} = 0 \quad (8.22)$$

yazılır. (8.22) denklemi, $-[G]$ matrisi aşağıdaki formda olmak üzere,

$$-[G] = \begin{bmatrix} -M^{-1}C & -M^{-1}K \\ I & 0 \end{bmatrix} \quad (2n \times 2n) \quad (8.23)$$

$$\{\dot{q}\} - [G] \{q\} = 0 \quad (8.24)$$

şekline indirgenebilir. (γ_i) sistemin kompleks köklerini, $\{\psi\}_i$ kompleks özvektörleri göstermek üzere, sistemin serbest titreşimleri için aşağıdaki çözüm önerilebilir.

$$\{q\} = \{\psi\}_i e^{(\gamma_i t)} \quad (i=1, \dots, 2n) \quad (8.25)$$

(8.25) denkleminin (8.24) denklemine yerine konmasıyla ,

$$|\gamma_i [I] - [G]| \{\psi\}_i = 0 \quad (i=1, \dots, 2n) \quad (8.26)$$

şeklinde sönümlü halde genel özdeğer problemi elde edilir. (8.26) denklemindeki $\{\psi\}_i \neq 0$ şartını sağlayan vektörler sistemin kompleks özvektörleri olarak bilinir. $\{\psi\}_i \neq 0$ çözümünün olabilmesi için ,

$$|\gamma_i [I] - [G]| = 0 \quad (i=1, \dots, 2n) \quad (8.27)$$

olması gerekir. (8.27) denkleminin karakteristik denklem veya frekans denklemi denir. Bu denklemin çözümünden sönümlü sistemlere ait kompleks özdeğerler elde edilir. Sistemin bütün titreşim modlarına

ait modal vektörlerin kombinasyonundan da sönümlü haldeki modal matris $[\psi]$, $(2n \times 2n)$ boyutunda elde edilir.

Modal analiz yönteminin kullanılması halinde modal koordinatlarla gerçek fiziksel koordinatlar arasındaki aşağıdaki lineer dönüşüm kullanılabilir, yani,

$$[q] = [\psi] \{p\} \quad (8.28)$$

$$\{p\} = [\psi]^{-1} \{q\} \quad (8.29)$$

(8.28) dönüşümü, (8.22) denkleminde yerine konur ve denklemin her iki tarafı $[\psi]^T$ ile çarpılırsa,

$$[\psi]^T [A] [\psi] \{\dot{p}\} + [\psi]^T [B] [\psi] \{p\} = [\psi]^T \{E(t)\} \quad (8.30)$$

$$[A_D] \{\dot{p}\} + [B_D] \{p\} = \{N(t)\} \quad (8.31)$$

elde edilir. Burada $[A_D]$ ve $[B_D]$ $(2n \times 2n)$ boyutunda diagonal matrisleri, $\{N(t)\} = [\psi]^T \{E(t)\}$ şeklinde modal koordinatlarda kuvvet vektörünü ifade eder. (8.31) denklemleri açık formda yazılırsa, modal koordinatlarda bağımsız tek serbestlik dereceli denklemler elde edilir, yani,

$$a_{ii} \dot{p}_i + b_{ii} p_i = N_i(t) \quad (i=1, \dots, 2n) \quad (8.32)$$

$$\dot{p}_i + (b_{ii} / a_{ii}) p_i = N_i(t) / a_{ii} = F_{N_i} \quad (i=1, \dots, 2n) \quad (8.33)$$

Burada ,

$$\gamma_i = (b_{ii} / a_{ii}) \quad (i=1, \dots, 2n) \quad (8.34)$$

olarak sistemin sönümlü halde kompleks özdeğerlerini, yani doğal frekanslarını ifade eder. (8.33) denklemleri için bir çözüm önerilip, başlangıç şartlarıyla beraber çözülmesi halinde sistemin yer değişimi, hız ve ivme değerleri için modal koordinatlarda,

$$p_i = (p_{0i} - \frac{F_{N_i}}{\gamma_i}) e^{-\gamma_i t} + \frac{F_{N_i}}{\gamma_i} \quad (i = 1, \dots, 2n) \quad (8.35)$$

$$\dot{p}_i = -\gamma_i (p_{0i} - \frac{F_{N_i}}{\gamma_i}) e^{-\gamma_i t} \quad (i = 1, \dots, 2n) \quad (8.36)$$

elde edilir. Burada p_0 değeri $t=0$ anındaki başlangıç şartlarını ifade eder. (8.35) ve (8.36) denklemleri sönümlü halde geçici rejim titreşimleri de dahil, modal koordinatlarda zorlanmış titreşimlere ait sistem davranışını ifade eder. Daha sonra, (8.28) dönüşümünün kullanılması ile gerçek fiziksel koordinatlardaki yer değişimi ve hız değerleri aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$[q] = [\psi] \{p\} \quad (8.37)$$

Bölüm 8.2.1. Sayısal Sonuçlar ve Konfor Katsayısı

Sönümlü toplu kütleli ve sürekli elastik çubuk sistem modelleri için sistemin kompleks doğal frekansları hesaplanmıştır. Sistemin özdeğer ve özvektörlerinin hesabı için, İTÜ EHBE algoritma grubu tarafından hazırlanan, QR yöntemi ile hesap yapan, çift duyarlıklı sayıların kullanıldığı bilgisayar programları kullanılmıştır. Söz konusu programlar katlı kökleri ve bunlara karşı gelen özdeğerleri hassas bir şekilde ayrıştırarak hesaplayabilmektedir. Tablo 8.14 'te toplu kütleli sistem modeli için, Tablo 8.15'te ise sürekli sistem modeli için doğal frekanslar verilmiştir. Tabloların incelenmesinden ve sönümsüz haldeki doğal frekanslarla (Tablo 8.1 ve Tablo 8.2) karşılaştırılması ile sönüm değerleriyle sistemin doğal frekanslarının çok fazla değişmediği görülmüştür. Değişik sönüm değerleri için doğal frekanslar hesaplanmış yaklaşık olarak aynı sonuçlar elde edilmiştir. Vagon gövdesinin birinci eğilme moduna ait (11) nolu doğal frekans (Tablo 8.15) 70.35 rad/s (11.19 Hz) olarak hesaplanmıştır. Literatürde belirtilen dinamik tasarım kriteri sağlanmaktadır.

Tablo 8.14. Toplu Kütleli Sistem Modellemesi Halinde Sönümlü Doğal Frekanslar, $(\delta, \omega_d), \omega_d$ (rad/s).

1-(-0.54597 , 5.84246)
2-(-0.84249 , 7.26878)
3-(-8.39003 , 36.6345)
4-(-8.22374 , 36.6868)
5-(-5.17360 , 48.3548)
6-(-5.17360 , 48.3548)
7-(-2.50811 , 249.696)
8-(-2.50810 , 249.696)
9-(-2.50811 , 249.696)
10-(-2.50810 , 249.696)

Tablo 8.15. Sürekli Sistem Modellemesi Halinde Sönümlü Doğal Frekanslar, $(\delta, \omega_d), \omega_d$ (rad/s).

1. (-0.54597 , 5.84246)	13. (-0.89101 , 374.578)
2. (-0.84249 , 7.26878)	14. (-2.04662 , 614.622)
3. (-8.39003 , 36.6345)	15. (-3.19096 , 911.207)
4. (-8.22374 , 36.6868)	16. (-4.22591 , 1251.86)
5. (-5.17360 , 48.3548)	17. (-6.95706 , 1787.21)
6. (-5.17360 , 48.3548)	18. (-10.8282 , 2273.34)
7. (-2.50811 , 249.696)	19. (-17.6456 , 2884.15)
8. (-2.50810 , 249.696)	20. (-28.1145 , 3622.16)
9. (-2.50811 , 249.696)	21. (-43.0598 , 4500.52)
10. (-2.50810 , 249.696)	22. (-63.0293 , 5479.92)
11. (-0.51213 , 70.3534)	23. (-89.5141 , 6548.62)
12. (-0.16980 , 192.494)	24. (-93.4646 , 6695.36)

Sönümlü halde vagon gövdesinin toplu kütleli ve sürekli elastik çubuk sistem modelleri için bazı parametrelerin araç dinamik davranışını nasıl etkilediği hesaplanmıştır. Hesaplarda 300 iterasyon göz önüne alınmış ve aracın 100 km/h sabit hızda ilerlediği kabul edilmiştir. Tablo 8.16'da sönümlü toplu kütleli sistem modellemesi halinde ve Tablo 8.17'de ise sönümlü sürekli elastik çubuk sistem modellemesi halinde sistem parametrelerindeki değişimin vagon gövdesinin dinamik davranışı üzerindeki etkilerini görmek amacıyla hesaplanan kare kök ortalama değerler verilmiştir. Hesaplarda Bölüm 3.6'daki sayısal parametreler kullanılmıştır.

Referans araç için toplu kütleli sistem modeli ile sürekli sistem modeli yaklaşık sonuçlar vermiştir. Sürekli sistem modelinde vagon orta noktası (z_7) ile boji mesnet noktası (z_3) için de yaklaşık değerler hesaplanmıştır. Bu durum vagon gövdesinin eğilme rijitliğinin vagon gövdesinin rijit cisim hareketi yapacak şekilde seçilmiş olduğunu göstermektedir. Vagon gövdesinin eğilme rijitliğinin artmasıyla vagon orta noktası (z_7) ile boji elastik mesnet noktası (z_3) için aynı değerler elde edilmektedir. Yani, vagon gövdesinin eğilme rijitliğinin artmasıyla vagon gövdesi rijit cisim

hareketi yapmaktadır. Vagon gövdesinin düşük eğilme rijitliklerinde ise, vagon orta noktası ile boji mesnet noktası için farklı değerler elde edilmiştir. Daha elastik sistemlerde vagon orta noktası daha yüksek yer değişimi ve ivme değerleri vermektedir.

Gövdede sönüm oranı yüksek malzeme kullanımı gövdenin yer değişimi ve ivme değerlerini düşürmektedir. Bu vagon gövdesinin sönüm oranı yüksek bir malzemeden üretilmesiyle sağlanabileceği gibi tüm gövdenin yine sönüm oranı yüksek bir malzemeyle kaplanmasıyla sağlanabilir.

Tablo 8.16. Sönümlü Toplu Kütleli Sistem Modellemesi Halinde Parametrelerin Sistem Davranışına Etkisi, (Şekil 3.2 'ye bakınız).

300 iterasyon ve yol tahrik frekansı 4.63 Hz için	$\bar{z}_1$ (m)	$\bar{a}_1$ (m/s ²)
Boş Araç, Referans Değerler	0.100E-2	0.815E-2
Dolu Araç, Referans Değerler	0.539E-2	0.327E-1
Dolu Araç, $k_1/2$	0.903E-2	0.326E-1
Dolu Araç, $2k_1$	0.335E-2	0.476E-1
Dolu Araç, $k_2/2$	0.771E-2	0.211E-1
Dolu Araç, $2k_2$	0.465E-2	0.150E-1
Dolu Araç, $c_1/2$	0.543E-2	0.453E-1
Dolu Araç, $2c_1$	0.484E-2	0.158E-1
Dolu Araç, $c_2/2$	0.523E-2	0.283E-1
Dolu Araç, $2c_2$	0.489E-2	0.256E-1
Dolu Araç, $m_1/2$	0.499E-2	0.246E-1
Dolu Araç, $2m_1$	0.493E-2	0.149E-1

$\bar{z}$: Karekök ortalama yer değişimi değeri

$\bar{a}$: Karekök ortalama ivme değeri

Tablo 8.17. Sönümlü Sürekli Sistem Modellemesi Halinde Parametrelerin Sistem Davranışına Etkisi, (Şekil 3.1'e bakınız).

300 iterasyon ve yol tahrik fre. 4.63 Hz	$\bar{z}_3$ (m)	$\bar{z}_7$ (m)	$\bar{a}_3$ (m/s ²)	$\bar{a}_7$ (m/s ²)
Boş Araç, Ref. Değ.	0.871E-3	0.872E-3	0.512E-2	0.673E-2
Dolu Araç, Ref. Değ.	0.466E-2	0.470E-2	0.224E-1	0.234E-1
Dolu Araç, 4EI	0.466E-2	0.466E-2	0.185E-1	0.185E-1
Dolu Araç, 2EI	0.466E-2	0.468E-2	0.193E-1	0.203E-1
Dolu Araç, EI/2	0.466E-2	0.474E-2	0.254E-1	0.261E-1
Dolu Araç, EI/4	0.466E-2	0.482E-2	0.180E-1	0.363E-1
Dolu Araç, EI/100	0.182E-1	0.167E-1	0.682E-1	0.135E+0
Dolu Araç, EI/200	0.733E-2	0.206E-1	0.865E-1	0.481E+0
Dolu Araç, k ₁ /8	0.291E-1	0.291E-1	0.111E-1	0.121E-1
Dolu Araç, k ₁ /4	0.152E-1	0.153E-1	0.148E-1	0.154E-1
Dolu Araç, k ₁ /2	0.823E-2	0.827E-2	0.172E-1	0.175E-1
Dolu Araç, 2k ₁	0.290E-2	0.294E-2	0.289E-1	0.295E-1
Dolu Araç, 4k ₁	0.205E-2	0.209E-2	0.320E-1	0.329E-1
Dolu Araç, 8k ₁	0.165E-2	0.169E-2	0.373E-1	0.384E-1
Dolu Araç, 10k ₁	0.158E-2	0.161E-2	0.383E-1	0.395E-1
Dolu Araç, k ₂ /8	0.110E-1	0.110E-1	0.309E-1	0.310E-1
Dolu Araç, k ₂ /4	0.740E-2	0.744E-2	0.269E-1	0.298E-1
Dolu Araç, k ₂ /2	0.557E-2	0.561E-2	0.244E-1	0.246E-1
Dolu Araç, 2k ₂	0.421E-2	0.425E-2	0.167E-1	0.195E-1
Dolu Araç, 4k ₂	0.397E-2	0.401E-2	0.507E-1	0.834E-1
Dolu Araç, 8k ₂	0.569E-2	0.475E-2	0.373E-1	0.553E-1
Dolu Araç, 10k ₂	0.386E-2	0.390E-2	0.304E-1	0.447E-1
Dolu Araç, c ₁ /10	0.496E-2	0.500E-2	0.695E-1	0.686E-1
Dolu Araç, c ₁ /8	0.494E-2	0.498E-2	0.640E-1	0.651E-1
Dolu Araç, c ₁ /4	0.483E-2	0.488E-2	0.507E-1	0.512E-1
Dolu Araç, c ₁ /2	0.474E-2	0.478E-2	0.344E-1	0.350E-1
Dolu Araç, 2c ₁	0.459E-2	0.463E-2	0.125E-1	0.126E-1
Dolu Araç, 4c ₁	0.452E-2	0.456E-2	0.866E-2	0.113E-1
Dolu Araç, 8c ₁	0.445E-2	0.449E-2	0.751E-2	0.123E-1
Dolu Araç, 10c ₁	0.442E-2	0.446E-2	0.880E-2	0.139E-1
Dolu Araç, c ₂ /10	0.464E-2	0.468E-2	0.363E-1	0.431E-1
Dolu Araç, c ₂ /8	0.464E-2	0.468E-2	0.253E-1	0.284E-1
Dolu Araç, c ₂ /4	0.464E-2	0.468E-2	0.217E-1	0.235E-1
Dolu Araç, c ₂ /2	0.485E-2	0.489E-2	0.201E-1	0.201E-1
Dolu Araç, 2c ₂	0.466E-2	0.470E-2	0.235E-1	0.241E-1
Dolu Araç, 4c ₂	0.469E-2	0.473E-2	0.237E-1	0.248E-1
Dolu Araç, 8c ₂	0.486E-2	0.499E-2	0.259E-1	0.306E-1
Dolu Araç, 10c ₂	0.499E-2	0.503E-2	0.272E-1	0.358E-1

$\bar{z}$: Karekök ortalama yer değişimi değeri

$\bar{a}$: Karekök ortalama ivme değeri

Boji elastik mesnetlerinde rijitlik katsayısı düşük yay kullanımı yer değişimlerini artırırken ivme değerlerini düşürmektedir. Bunun aksine rijitlik katsayısı yüksek yay kullanımı ise yer değişimlerini azaltırken ivme değerlerini artırmaktadır. $(8k_1)$ değerinden sonra, boji elastik mesnetleri oldukça rijit hale gelmekte ve vagon gövdesi sadece (k_2) yayları üzerinde titreşmektedir. Akslarda rijitlik katsayısı düşük yaylar yer değişimlerini artırmaktadır. Yumuşak yaylarda sert yaylara göre daha düşük ivme değerleri elde edilmektedir.

Bojilerde ve akslarda değişik sönüm katsayılı amortisörler genelde vagon gövdesinin yer değişimleri üzerinde çok fazla etkili olmamaktadırlar. Oldukça düşük sönüm katsayılı amortisörler ($c_1/10$ ve $c_2/10$ gibi) vagon gövdesini sadece yaylar üzerinde titreştirmektedir. Bu durumda sistem sönümsüz sistemlere yaklaşmakta ivme değerleri artmaktadır. Amortisörlerin sönüm katsayısı arttıkça ivme değerleri düşmektedir. Ancak, sönüm katsayısı oldukça yüksek seçilmiş amortisörler ($10c_1$ ve $10c_2$ gibi) vagon gövdesinin ivme değerlerini artırabilmektedir. Sönümlü sistemler sönümsüz sistemlere göre daha düşük ivme ve yer değişimi değerleri vermiştir.

Tablo 8.17'de harmonik tahrik halinde sürekli sistem modeli boji mesnet noktası (z_3 , Bakınız Şekil 3.1) ve vagon orta noktası (z_7 , Bakınız Şekil 3.1) için, 0.0224 m/s^2 ve 0.0234 m/s^2 olarak hesaplanmıştır.

Tablo 8.17'de verilen, sönümlü sürekli sistem modeli ve dolu araç, referans değerler için hesaplanan ivme değerlerinin kullanılması ile boji mesnet noktası (z_3) ve vagon orta noktası (z_7) için teorik konfor katsayısı (W_z) formül 1.6'nın kullanılması ile,

Boji mesnet nok. (z_3 koordinatı) için,

$$W_z = (\bar{a}_3)^{0.299} = (2.24)^{0.299} = 1.27$$

Vagon orta nok. (z_7 koordinatı) için,

$$W_z = (\bar{a}_7)^{0.299} = (2.34)^{0.299} = 1.28$$

olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler standartları sağlamaktadır (Bakınız Tablo 1.2).

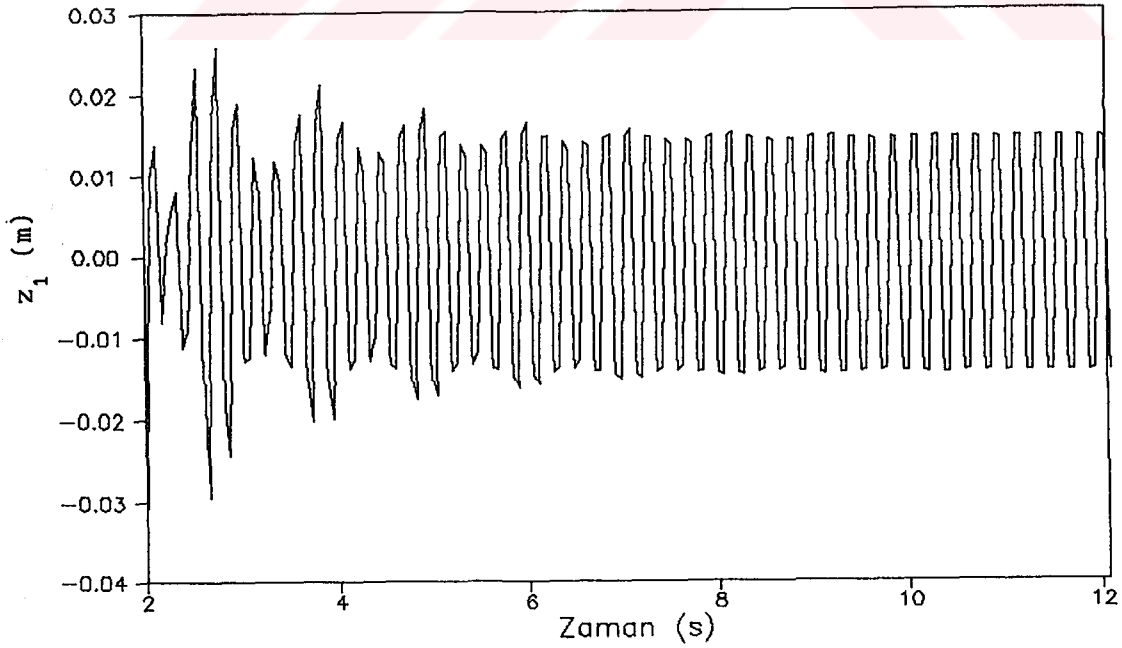
Yorulma zamanı (NC) ise, (1.7) formülünün kullanılması ile,

Boji mesnet noktası (z_3 koordinatı) için, NC = 5.46 saat

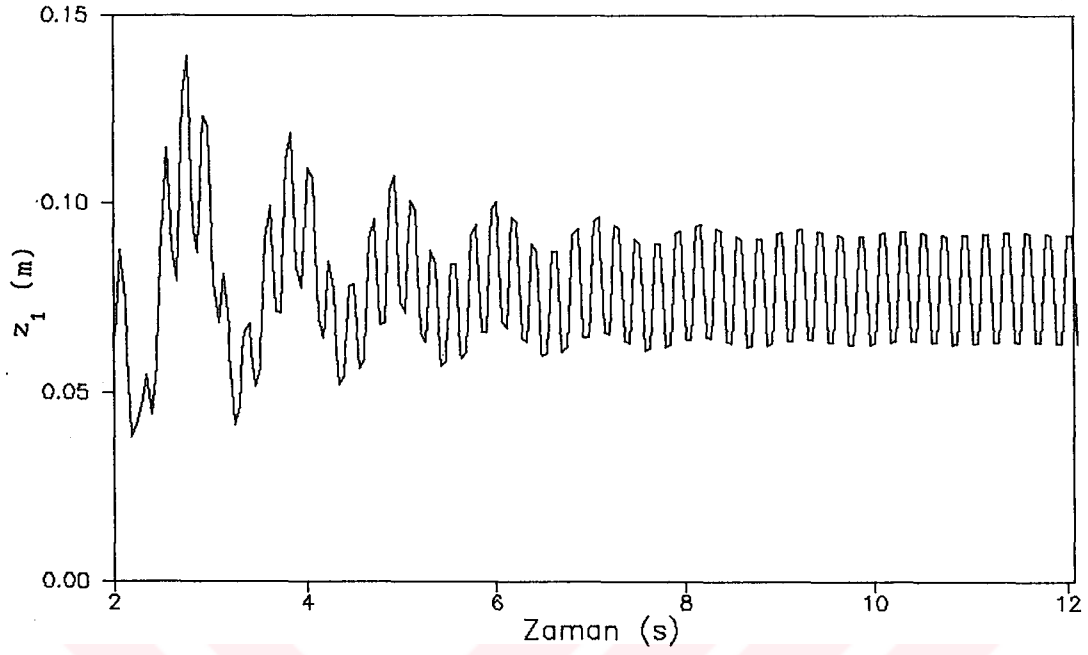
Vagon orta noktası (z_7 koordinatı) için , NC = 5.43 saat

olarak hesaplanmıştır.

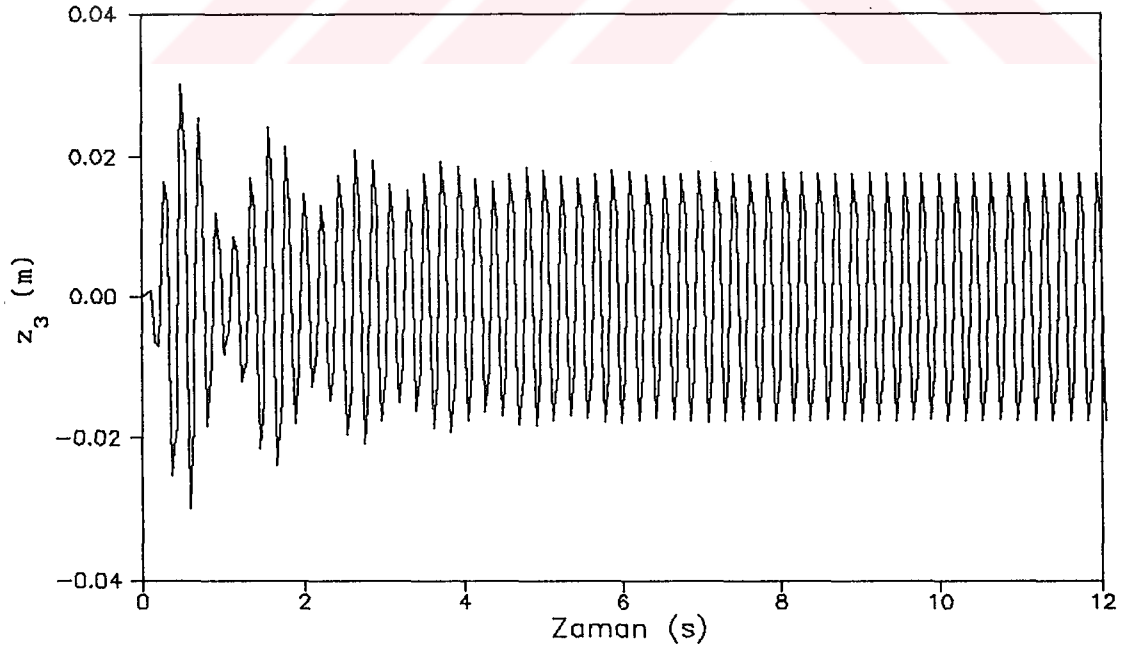
Şekil 8.8 ve Şekil 8.9 'da toplu kütleli sistem modellemesi halinde vagon gövdesinin yer değişimleri (z_1 koordinatı, Bakınız Şekil 3.2) boş ve dolu araç için grafik olarak verilmiştir. Şekil 8.10 ve Şekil 8.11'de ise sürekli sistem modellemesi halinde, sırasıyla boş ve dolu araç durumlarında boji mesnet noktasının yer değişimleri (z_3 koordinatı, Bakınız Şekil 3.1) grafik olarak gösterilmiştir. Eğrilerin incelenmesinden, sistem davranışının geçici titreşimlere ait kısmının zamanla etkisini kaybettiği ve genliklerin belli bir süre sonra kararlı bir hale geldiği gözlenmektedir.



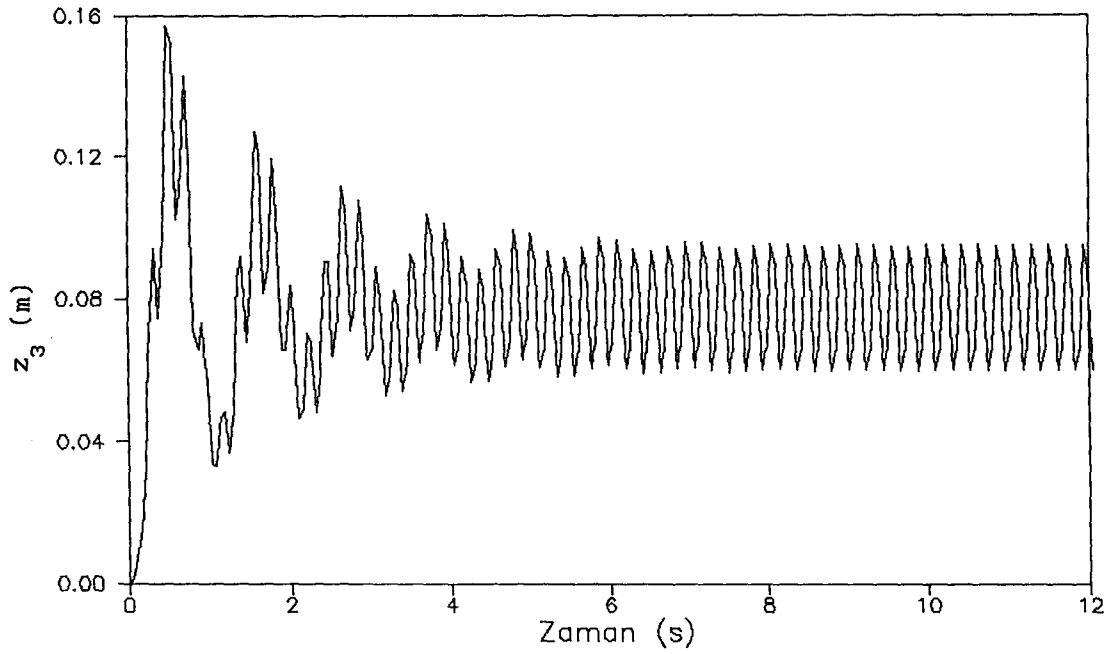
Şekil 8.8. Sönümlü Toplu Kütleli Sistem Modeli İçin Vagon Gövdesinin Dinamik Davranışı (z_1), Boş Araç.



Şekil 8.9. Sönümlü Toplu Kütleli Sistem Modeli İçin Vagon Gövdesinin Dinamik Davranışı (z_1), Dolu Araç.



Şekil 8.10. Sönümlü Sürekli Sistem Modeli İçin Vagon Gövdesinin Dinamik Davranışı, Boji Mesnet Noktası (z_3), Boş Araç.



Şekil 8.11. Sönümlü Sürekli Sistem Modeli İçin Vagon Gövdesinin Dinamik Davranışı, Boji Mesnet Noktası (z_3), Dolu Araç.

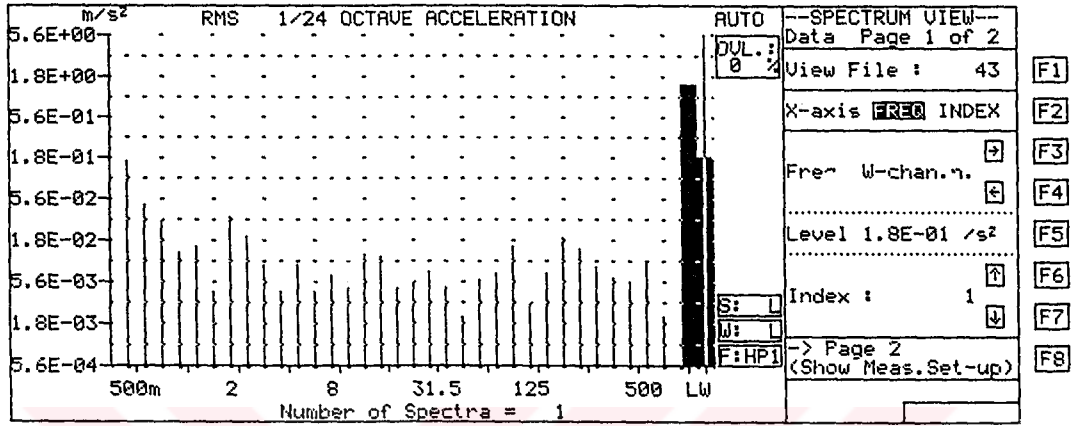
8.2.2. Deneysel Sonuçlar ve Konfor Katsayısı

Hesaplanan değerlerin gerçek değerlerle ne derece uyumlu olduğunu görmek için, **BRUEL&KJAER 2143** tipi Real Time Frequency Analyzer ile **TÜVASAŞ**'ın ürettiği **TVS-2000** serisi vagonlar üzerinde atölye şartlarında ve gerçek servis şartlarında bazı ölçümler yapılmıştır. Gerçek servis şartlarındaki testler Adapazarı-Eskişehir arasında kaynaklı ekli raylar üzerinde, ortalama araç hızı yaklaşık 80 km/h şartlarında yapılmıştır. Atölye şartlarında yapılan ölçümde ise, vagon gövdesinin doğal frekanslarını tahrik için araca darbe şeklinde tahrik verilmiştir. Atölye şartlarında boji mesnet noktası üzerinde darbe şeklinde tahrik verilerek yapılan frekans analizi test kaydı Şekil 8.12 'de ve gerçek servis şartlarında aynı noktadan yapılan frekans analizi test kaydı Şekil 8.13'da verilmiştir. Tablo 8.18'de ise teorik yaklaşım sonucu hesaplanan ve bu değere yakın olarak B&K 2143 analizöründen okunan frekanslar verilmiştir. Yapılan deney, bir deneysel modal analiz olmayıp bir frekans analizi olduğu için, sistemin doğal frekanslarından başka frekansları da ölçüm aletinden okumak mümkündür.



TYPE 2143

COPY TIME 19-SEP-1994 11:15:08

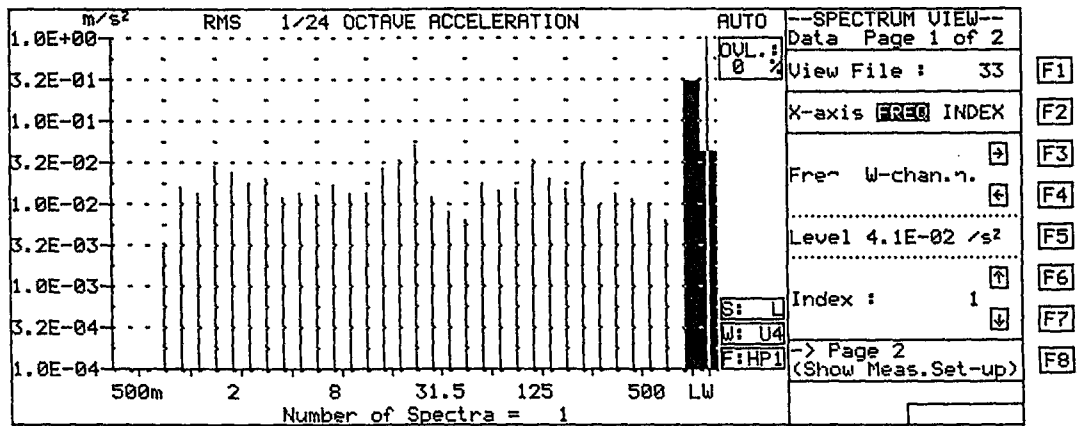


Şekil 8.12. Atölyede Yapılmış Frekans Analizi Test Kaydı

(Ölçüm Noktası: Boji Mesnet Nok., z_3 koordinatı).

TYPE 2143

COPY TIME 12-AUG-1994 09:43:35



Şekil 8.13. Yol Şartlarında Yapılmış Frekans Analizi Test Kaydı

(Ölçüm Noktası: Boji Mesnet Nok., z_3 koordinatı).

Tablo 8.18. Hesaplanan ve Ölçülen Frekanslar, (Hz).

Hesaplanan Frekanslar (Hz)	Ölçülen Frekanslar (Hz)	
	Atölyede Darbe Testi	Yol Şartlarında Yapılan Test
0.92	0.88	0.88
1.15	1.11 , 1.39 , 1.75	1.11 , 1.39 , 1.75
5.83	5.54 , 6.98	5.54 , 6.98
7.70	8.79	8.79
11.19	11.06	11.06
30.63	27.78 , 34.97	27.78 , 34.97
39.74	44.03	44.03
59.60	55.43	55.43
97.82	87.85 , 110.60	87.85 , 110.60
145.02	139.24	139.24
199.24	175.29 , 220.67	175.29 , 220.67
284.44	277.81	277.81

Değişik yol bölümlerinde B&K 2143 frekans analizörü ile yapılan ölçümlerde, vagon gövdesi üzerinde boji mesnet noktasında (yani z_3 koordinatı üzerinde, Bakınız Şekil 3.1) ortalama ivme değerleri 0.041 m/s^2 (Bakınız Şekil 8.13) ve ayrıca (şekil olarak gösterilmeyen) 0.018 m/s^2 , 0.056 m/s^2 , 0.021 m/s^2 gibi ölçülmüştür. Buna göre, deneysel olarak değişik yol bölümlerinde ölçülen ivme değerlerinin aritmetik ortalaması,

$$\bar{a} = \frac{0.041+0.018+0.056+0.021}{4} = 0.034 \text{ m/s}^2$$

olarak hesaplanır. Hesaplanan deneysel ortalama ivme değerinin kullanılması ile deneysel katsayısı (W_z) yaklaşık olarak,

Boji mesnet noktası (z_3) için,

$$W_z = (\bar{a})^{0.299} = (3.40)^{0.299} = 1.44$$

hesaplanmıştır. Hesaplanan değer standartları sağlamaktadır (Bakınız Tablo 1.2). Yorulma zamanı (NC) ise, (1.7) formülünün kullanılması ile,

Boji mesnet noktası (z_3 koordinatı) için,

$$NC = 5.18 \text{ saat}$$

olarak hesaplanmıştır. Buna göre, konfor katsayısı, teorik hesap sonucunda % 11.8 hata ile hesaplanmıştır. Yani, hata yüzdesi

$$\frac{(1.44 - 1.27) \times 100}{1.44} = \% 11.8$$

dir. Yorulma zamanı açısından yapılan hata ise,

$$\frac{(5.46 - 5.18) \times 100}{5.46} = \% 5.12$$

dir.

Bölüm 8.1 ve Bölüm 8.2’de sönümsüz ve sönümlü sistem modelleri için verilen çözüm yöntemleri ile hesaplanan ve gerçek servis şartlarında yolda yapılan ölçümlerde elde edilen ivme değerlerinin kullanılması ile konfor katsayısı W_z ve yorulma zamanı NC aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

Kullanılan sistem modeli	W_z (index)	NC (saat)
Sönümsüz sürekli sis., Boji mesnet nok., (z_3)	2.92	2.87
Sönümsüz sürekli sis., Vagon orta nok., (z_7)	3.02	2.71
Sönümlü sürekli sis., Boji mesnet nok., (z_3)	1.27	5.46
Sönümlü sürekli sis., Vagon orta nok., (z_7)	1.28	5.43
Vagon üzerinde, yolda yapılan ölçüm, (z_3)	1.44	5.18

Sönümlü sistemler için elde edilen değerler ile sönümsüz sistemler için elde edilen değerler arasında yaklaşık olarak yarı yarıya fark vardır. Bölüm 8.2’de sönümlü sistemlerin geçici davranışını elde etmek için önerilen yöntem gerçek değerlere daha yakın sonuçlar vermektedir. Bu yöntem ile konfor katsayısı W_z % 11.8 hata ile, yorulma zamanı NC ise % 5.12 hata ile hesaplanmıştır.

8.2.3. Sönümlü Sistem Davranışı Hesabı İçin Kullanılan Bilgisayar Programının Açıklanması

Problemin sönümlü olarak ele alınmasında, geçici rejim titreşimleri de dahil vagon gövdesinin dinamik davranışının hesabı için geliştirilen ve FORTRAN bilgisayar programlama diliyle yazılmış bilgisayar programı (QR85.FOR) EK B'de verilmiştir. (QR85.FOR)'da programlama mantığı açısından izlenen yol (FL85.FOR) ile aynıdır. Ancak problemin sönümlü olarak ele alınmasından ve uygulanan çözüm yönteminden dolayı matris boyutları 2 katına çıkmaktadır. Programda kullanılan (NT2) sembolü ($2 \times N$) olarak matris boyutlarını ifade etmektedir. (ESMAT) alt programı sönümlü halde sistemin kütle, rijitlik ve sönüm matrislerini çağırır. (DFORC) alt programı sönümlü halde kuvvet vektörünü hesaplar. CALL QRMODL (M, C, K, N, ER, EI, VR, VI) alt programı, İ.T.Ü EHBE Algoritma Grubu tarafından hazırlanmış olup, sistem matrislerinin verilmesi halinde sistemin sönümlü özdeğer ve özvektörlerini hesaplar. (DO 900) döngüsü gerçek fiziksel koordinatlarda başlangıç şartlarını hesaplar. (DO 44) döngüsü formül (8.21)'de belirtilen [A] ve [B] matrislerini elde eder. Peşisıra 4 Adet (CMPLY) alt programı formül (8.31)'de belirtilen diagonal matrisler [AD] ve [BD] yi elde eder. (DO 500) döngüsü sönümlü halde modal matrisi, (DO 506) döngüsü özdeğerleri oluşturur. (DO 45) döngüsü modal matrisin transpozisini, (CINVS) alt programı modal matrisin tersini hesaplar. (DO 46) döngüsü formül (8.34) gereğince sistemin kompleks özdeğerlerini hesaplar. (DO 47) döngüsü sistemin dinamik davranışını hesaplar. (DO 49) döngüsü (8.33) denklemindeki, modal koordinatlarda kuvvet vektörü F_N 'i hesaplar. CALL EXACT (FN, ZO, BDA, T, Z, NT2, IT, Z1) alt programı formül (8.35) ve (8.36) gereğince modal koordinatlarda sistem davranışını hesaplar. (DO 51), (DO 52) ve (DO 53) döngüleri (8.37) denklemi gereğince gerçek fiziksel koordinatlarda sistem davranışını hesaplar.

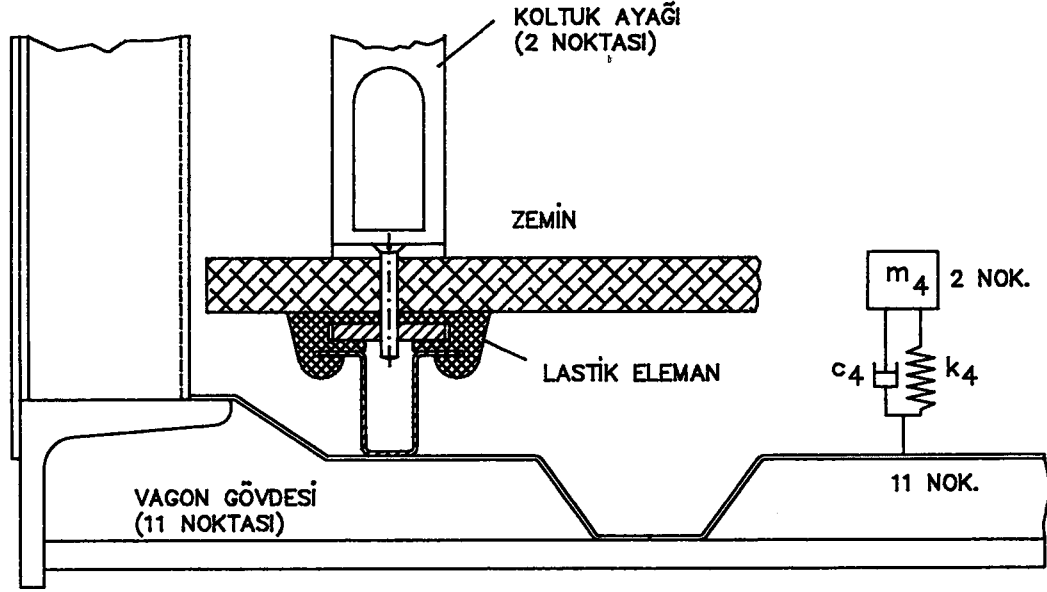
BÖLÜM 9. TİTREŞİM KONFORU İÇİN BİR UYGULAMA

Pratikte titreşimlerin azaltılması için ilk akla gelen yöntem, uygun titreşim yutucu elemanların kullanılması olmaktadır. Bu noktadan hareketle TVS-2000 yolcu vagonunda yüzer taban uygulaması gerçekleştirilmiştir. Endüstride yüzer taban uygulamaları genelde ses ve titreşim izolasyonu için yapılmaktadır. Yüzer taban uygulamasındaki ana prensip eğilme rijitliği fazla olan bir tabakanın veya rijit bir gövdenin daha yumuşak esnek bir tabaka üzerine yerleştirilmesidir. Şekil 9.1 ' de TVS-2000 yolcu vagonunda uygulanan yüzer taban şekli görülmektedir. Burada yolcuların bulunduğu bölme, yani koltuk ayakları lastik profiller üzerine oturtularak, vagon gövdesinden ayrılmıştır. Böylece vagon gövdesinde oluşan titreşimler, uygun dinamik karakterli bir lastik seçilmesi halinde, yolcu bölmesine azaltılarak verilecektir. Bunun için koltuk ayakları altındaki lastik elemanlar ile yolcu ve koltukların kütlesi tek serbestlik dereceli yay-kütle sistemi olarak modellenmiş (Şekil 3.1) , koltukların her birinin birbirinden bağımsız olarak hareket ettiği ve sonlu elemanlar yönteminin uygulanması halinde bağlantı noktasının sonlu eleman düğüm noktalarına geldiği kabul edilmiştir.

Sönüm matrisinin kütle ve rijitlik matrisinin lineer bir kombinasyonu olduğu bazı özel durumlarda, sönümsüz sistemlere ait modal matris gerçek sönümlü sistemlerin hareketine ait diferansiyel denklemlerin bağımsız hale getirilmesinde ve sönümlü sistemlerin dinamik davranışının hesabında kullanılır.

Sönümlü sistemlerin hareketine ait diferansiyel denklemler en genel halde matris formunda aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$[M]\{\ddot{z}\}+[C]\{\dot{z}\}+[K]\{z\}=\{F(t)\} \quad (9.1)$$



Şekil 9.1. Yüzer Taban Uygulaması.

Sönümsüz sistemlere ait modal matrisin kullanıldığı, modal koordinatlarla gerçek koordinatlar arasındaki,

$$\{z\} = [\phi] \{p\} \quad (9.2)$$

dönüşümünün (9.1) denkleminde yerine konması ve (9.1) denkleminin her iki tarafının soldan sönümsüz sistemlere ait modal matrisin transpozesi $[\phi]^T$ ile çarpılması sonucu, modal koordinatlarda, özvektörlerin ortagonallığı prensibinden dolayı, diagonal matrisler aşağıdaki gibi elde edilir,

$$[\phi]^T [M] [\phi] \{\dot{p}\} + [\phi]^T [C] [\phi] \{\dot{p}\} + [\phi]^T [K] [\phi] \{p\} = \dots \\ \dots = [\phi]^T \{F(t)\} \quad (9.3)$$

$$[M_d] \{\dot{p}\} + [C_d] \{\dot{p}\} + [K_d] \{p\} = \{N(t)\} \quad (9.4)$$

Burada, $[M_d]$, $[C_d]$ $[K_d]$ diagonal matrisler olup, $\{N(t)\}$ modal koordinatlarda kuvvet vektörünü ifade eder. (9.4) denklemleri açık formda yazılırsa, modal koordinatlarda bağımsız tek serbestlik dereceli denklemler aşağıdaki gibi elde edilir.

$$m_{1i} \ddot{p}_1 + c_{1i} \dot{p}_1 + k_{1i} p_1 = N_1 \quad (i=1, \dots, n) \quad (9.5)$$

$$\ddot{p}_1 + 2\xi_1 \omega_1 \dot{p}_1 + \omega_1^2 p_1 = (N_1/m_{1i}) = FN_1 \quad (i=1, \dots, n) \quad (9.6)$$

Burada, (ξ_1) sistemin modlarına ait sönüm faktörünü ve (ω_1) ise sistemin sönümsüz doğal frekanslarını ifade eder. Sönüm faktörü (ξ_1)

$$\xi_1 = \frac{c_{1i}}{2m_{1i}\omega_1} \quad (9.7)$$

olarak ifade edilir. Geçici rejim titreşimleri de dahil sistemin zorlanmış titreşimlerine ait dinamik davranışı, yani (9.6) denklemlerinin genel çözümü,

$$p_1(t) = Co_1 e^{(-\xi_1 \omega_1 t)} \sin(\omega_d t + \varphi_1) + \frac{FN_1}{\omega_1^2} \quad (i=1, \dots, n) \quad (9.8)$$

şeklinde önerilebilir. Burada,

$$\omega_d = (1 - \xi_1^2)^{1/2} \omega_1 \quad (d=1, \dots, n) \quad (9.9)$$

olarak sönümlü halde doğal frekansları ifade eder. $t=0$ anında $p=p_{0i}$ ve $\dot{p}=q_{0i}$ başlangıç şartlarının kullanılması ile (9.8) denklemindeki bilinmeyenler, faz açısı (φ_1) ve sabit katsayı (Co_1) ,

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \left[\frac{q_{0i}}{p_{0i} - (FN_1/\omega_1^2)} + \xi_1 \omega_1 \right]^{-1} \omega_d, \quad (i=1, \dots, n) \quad (9.10)$$

$$Co_1 = \frac{q_{0i}}{\omega_d \cos \varphi_1 + \xi_1 \omega_1 \sin \varphi_1} \quad (i=1, \dots, n) \quad (9.11)$$

olarak elde edilir. (9.8) denkleminin modal koordinatlarda çözümünden sonra, (9.2) dönüşümünün kullanılmasıyla gerçek fiziksel koordinatlardaki yer değişimi aşağıdaki gibi elde edilir, yani,

$$\{z\} = [\phi] \{p\} \quad (9.13)$$

dir.

Sistemin hız ve ivme denklemleri (9.8) denkleminin türetilmesiyle elde edilebilir.

Pratik uygulamalarda, prensip olarak genelde titreşim söndürücü olarak lastik elemanlar kullanılmakla beraber, bunların seçimi tasarım mühendisleri tarafından bilinçli olarak yapılmamaktadır. Lastik üreticileri 20 Shore'den 90 Shore'ye kadar çok değişik dinamik karakterde lastikler üretmesine karşın, pratikte kullanıcılar lastik seçimini herhangi bir hesap yöntemine dayanmadan, tamamen tecrübeye ve kişisel kanaatlara göre yapmaktadır. Ülkemizdeki lastik üreticileri ise, lastiği istenilen dinamik karakterde üretebilecek bilgi ve teknolojiye sahip değildirler. Söz konusu gerçeklerden dolayı, bazı durumlarda çözüm olarak uygulanan yöntemden arzulanan sonuç yerine, beklenmeyen sonuçlar elde edilmektedir. Şekil 9.1'de gösterilen söz konusu yüzer taban uygulaması Paris-Londra arasında Manş tüneline çalışacak trenlerde de uygulanmış ve vagon içindeki gürültü düzeyi 7.3 dB azaltılmıştır.

Bu bölümde yüzer taban uygulamasında kullanılan lastiğin dinamik karakterinin değiştirilmesi ile titreşim seviyesinin nasıl değiştiğinin gösterilmesi amaçlanmıştır. Bu nedenle yolcu kütlesi ve yüzer taban, sonlu eleman düğüm noktalarına indirgenmiş tek serbestlik dereceli yay-kütle-sönüm elemanları olarak modellenmiştir (Bakınız Şekil 9.1 ve Şekil 3.1). Tek serbestlik dereceli yay-kütle-sönüm sisteminin kütlesi yolcu ve koltuk kütlesini simgelemek üzere 1500 kg olarak alınmıştır. Yüzer taban lastiği için ise referans değerler olarak rijitlik katsayısı $k=3000$ N/m ve sönüm katsayısı $c=600$ Ns/m olarak seçilmiştir. Akslardan harmonik tahrik halinde, Tablo 9.1 ve Tablo 9.2'de yüzer tabanda kullanılan lastiğin farklı dinamik karakterli olması durumunda, yüzer taban üzerinde koltuğun (2 noktası) ve vagon sandığı üzerinde boji elastik mesnet noktasının (11 noktası) yer değişimi ve ivme değerleri ile ilgili kare kök ortalama değerler verilmiştir. Tablo 9.1'de seçilen sönüm katsayısı sabit tutulmuş ve rijitlik katsayısı değiştirilmiş, Tablo 9.2'de ise seçilen rijitlik katsayısı sabit tutulmuş sönüm katsayısı değiştirilerek koltuğun dinamik davranışı incelenmiştir.

Tablo 9.1'in incelenmesinden görülmektedir ki, yüzer tabanda rijitlik katsayısı yüksek lastik kullanımı, koltuk seviyesinde yer değişimi ve ivme değerlerini artırmaktadır. Ayrıca, oldukça yüksek rijitlik katsayılı lastik kullanımı, belli bir değerden sonra (50 k gibi) koltuk seviyesindeki yer değişimlerini vagon gövdesinin yer değişimlerine yaklaştırmaktadır. Hatta rijitlik katsayısı yüksek lastikler vagon gövdesinin dinamik davranışını da etkilemektedir. Rijitlik katsayısı düşük lastik elemanlar kullanımı yolcu konforu açısından daha iyi sonuçlar verecektir. (k/8) değerinde koltuk ivme ve yer değişimi değerleri vagon gövdesinin değerlerinin altına düşmektedir. Tablo 9.2 'nin incelenmesinden görülmektedir ki, yüzer tabanda sönüm katsayısı düşük lastik kullanımı yer değişimlerini artırırken koltuk seviyesinde ivme değerlerini düşürmektedir.

Tablo 9.1. Yüzer Taban Uygulaması Parametrelerin Vagonun Dinamik Davranışına Etkisi, (k) Değişimi, (Bakınız Şekil 9.1).

2:Koltuk 11:Gövde	$\bar{z}_2$ (m)	$\bar{z}_{11}$ (m)	$\bar{a}_2$ (m/s ²)	$\bar{a}_{11}$ (m/s ²)
100k	0.111E-2	0.112E-2	0.556E-1	0.338
50k	0.136E-2	0.134E-2	0.262E-1	0.327
10k	0.227E-2	0.159E-2	0.961E-2	0.318
8k	0.231E-2	0.159E-2	0.816E-2	0.317
6k	0.230E-2	0.159E-2	0.630E-2	0.317
4k	0.218E-2	0.158E-2	0.434E-2	0.317
2k	0.213E-2	0.160E-2	0.226E-2	0.317
m, c, k	0.201E-2	0.160E-2	0.122E-2	0.316
k/2	0.191E-2	0.160E-2	0.662E-3	0.316
k/4	0.172E-2	0.161E-2	0.398E-3	0.316
k/6	0.153E-2	0.161E-2	0.292E-3	0.316
k/8	0.134E-2	0.161E-2	0.222E-3	0.316

$\bar{z}$: Karekök ortalama yer değişimi değeri

$\bar{a}$: Karekök ortalama ivme değeri

Tablo 9.2. Yüzer Taban Uygulaması Parametrelerin Vagonun Dinamik Davranışına Etkisi, (c) Değişimi, (Bakınız Şekil 9.1).

2:Koltuk 11:Gövde	$\bar{z}_2$ (m)	$\bar{z}_{11}$ (m)	$\bar{a}_2$ (m/s ²)	$\bar{a}_{11}$ (m/s ²)
7c	0.113E-2	0.152E-2	0.257E-2	0.316
6c	0.120E-2	0.153E-2	0.188E-2	0.316
4c	0.137E-2	0.155E-2	0.179E-2	0.316
2c	0.167E-2	0.158E-2	0.151E-2	0.316
m, c, k	0.201E-2	0.160E-2	0.122E-2	0.316
c/2	0.245E-2	0.161E-2	0.102E-2	0.316
c/4	0.302E-2	0.161E-2	0.902E-3	0.317
c/6	0.341E-2	0.162E-2	0.859E-3	0.317

Orantılı sönüm matrislerinin kullanılması halinde, sönümsüz sistemlere ait modal matris gerçek sönümlü sistemlerin hareketine ait diferansiyel denklemlerin bağımsız hale getirilmesinde ve sönümlü sistemlerin dinamik davranışının hesabında belli bir yaklaşıkla kullanılabilir. Bu yöntemin kullanılması ile vagon gövdesinin sürekli elastik çubuk sistem modeli için bazı parametrelerin aracın dinamik davranışını nasıl etkilediği hesaplanmıştır. Hesaplarda 300 iterasyon gözönüne alınmış ve aracın 100 km/h sabit hızla gittiği kabul edilmiştir. Tablo 9.3'de sürekli elastik çubuk sistem modeli için boji mesnet noktası ve vagon orta noktasının yer değişimi ve ivme değerlerinin kare kök ortalama değerleri verilmiştir.

Yer değişimleri genelde Bölüm 8.2'de sönümlü sistemler için önerilen yöntemle hesaplanan değerlere yakın elde edilmiştir. İvme değerlerinde ise sönümsüz sistemler için hesaplanan ivme değerlerine daha yakın değerler elde edilmiştir.

Tablo 9.3. Sönümlü Sürekli Sistem Modellemesi Halinde Parametrelerin Dinamik Davranışa Etkisi, (Bakınız Şekil 3.1).

300 iterasyon ve yol tahrik fre. 4.63 Hz	$\bar{z}_3$ (m)	$\bar{z}_7$ (m)	$\bar{a}_3$ (m/s ²)	$\bar{a}_7$ (m/s ²)
Boş Araç, Ref. Değ.	0.883E-3	0.883E-3	0.103	0.169
Dolu Araç, Ref. Değ.	0.454E-2	0.458E-2	0.984E-1	0.162
Dolu Araç, 4EI	0.454E-2	0.455E-2	0.120	0.132
Dolu Araç, 2EI	0.454E-2	0.456E-2	0.113	0.141
Dolu Araç, EI/2	0.454E-2	0.462E-2	0.418E-1	0.240
Dolu Araç, EI/4	0.454E-2	0.470E-2	0.497	0.515
Dolu Araç, EI/100	0.453E-2	0.851E-2	0.130	0.124
Dolu Araç, EI/200	0.454E-2	0.125E-1	0.240	0.232
Dolu Araç, $k_1/2$	0.806E-2	0.810E-2	0.521E-1	0.812E-1
Dolu Araç, $2k_1$	0.283E-2	0.287E-2	0.160	0.307
Dolu Araç, $k_2/2$	0.539E-2	0.543E-2	0.817E-1	0.107
Dolu Araç, $2k_2$	0.412E-2	0.416E-2	0.540E-1	0.196
Dolu Araç, $c_1/2$	0.456E-2	0.460E-2	0.548E-1	0.900E-1
Dolu Araç, $2c_1$	0.453E-2	0.457E-2	0.195	0.327
Dolu Araç, $c_2/2$	0.454E-2	0.458E-2	0.703E-1	0.115
Dolu Araç, $2c_2$	0.455E-2	0.459E-2	0.182	0.301
Dolu Araç, $m_1/2$	0.454E-2	0.458E-2	0.231	0.288
Dolu Araç, $m_1/2, EI/100$	0.454E-2	0.853E-2	0.177	0.213
Dolu Araç, $2m_1$	0.454E-2	0.458E-2	0.214E-1	0.121

$\bar{z}$: Karekök ortalama yer değişimi değeri

$\bar{a}$: Karekök ortalama ivme değeri

BÖLÜM 10. AERODİNAMİK ETKİLER

Malzeme bilimindeki son gelişmeler vagon imalatında hafif fakat daha mukavemetli malzemelerin kullanımını sağlamıştır. Son kuşak modern demiryolu araçlarının tasarımıındaki genel eğilim, eski araçlara göre daha hafif, fakat daha hızlı araçlar üretmektir. Bu durum, azalan tahrik enerjisi tüketiminden dolayı işletme maliyetlerinin azalmasını sağlar, fakat aerodinamik analizi zorunlu hale getirir. Bir tren seti kuvvetli bir yan rüzgara maruz kaldığı zaman, rüzgar trenin devrilmesine veya raydan çıkmasına neden olabilir. Hatta, eğer belli bir titreşim modunda yeterli rüzgar enerjisi varsa, yüksek şiddetli yan rüzgarlar vagon gövdesine ait modları tahrik edebilir. Bu çalışmada eksenel aerodinamik sürüklenme kuvveti (F_a) ve yan rüzgarlardan dolayı vagon üzerinde oluşan yayılı yük (P_y)'nin etkileri incelenmiştir.

10.1 Eksenel Sürüklenme Kuvvetinin Etkisi

Eksenel aerodinamik kuvvetlerin etkisi altında, vagon gövdesinde oluşan ilave gerilmelerden dolayı vagon gövdesinin rijitliği bir miktar artar. Bu nedenle çubuk sonlu elemanında depolanan potansiyel enerji aşağıdaki gibi ifade edilebilir,

$$U_2 = \frac{1}{2} \int_0^l F_a \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 dx \quad (10.1)$$

Buna göre eksenel aerodinamik sürüklenme kuvvetinden dolayı vagon gövdesindeki rijitlik artışı Bölüm 5.2'de formül (10.2)'de verildiği gibi hesaplanmıştır. $[k_2]$ rijitlik matrisinin vagon gövdesine ait sonlu eleman matrisine ilave edilmesi halinde, yani toplam rijitlik matrisi $[k_e] = [k_1] + [k_2]$ alınması halinde hesaplanan sistemin doğal frekansları Tablo 10.1'de verilmiştir.

$$[k_2] = F_a \begin{bmatrix} \frac{6}{5l} & & & \\ & \frac{1}{10} & \frac{2l}{15} & \text{Sym.} \\ & \frac{-6}{5l} & \frac{-1}{10} & \frac{6}{5l} \\ & \frac{1}{10} & \frac{-l}{30} & \frac{-1}{10} & \frac{2l}{15} \end{bmatrix} \quad (10.2)$$

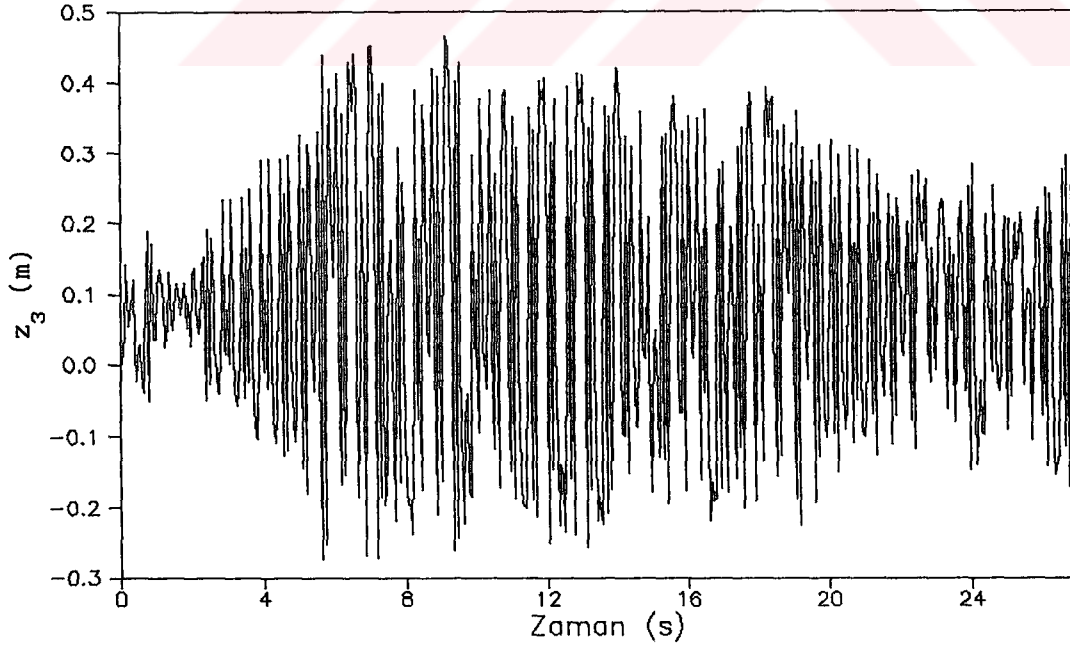
Tablo 10.1. Eksenel Aerodinamik Kuvvetin Doğal Frekanslar Üzerindeki Etkisi, ω_n (rad/s).

1-(5.83732)	2-(7.21771)	3-(37.6972)
4-(37.7823)	5-(48.6092)	6-(48.6092)
7-(70.4651)	8-(192.498)	9-(249.763)
10-(249.763)	11-(249.808)	12-(249.808)
13-(374.600)	14-(614.653)	15-(911.236)
16-(1251.88)	17-(1787.22)	18-(2273.36)
19-(2884.21)	20-(3622.28)	21-(4500.73)
22-(5480.28)	23-(6549.24)	24-(6696.02)

Tablo 10.1 ve Tablo 8.2'nin karşılaştırılmasından, eksenel aerodinamik kuvvetin sistemin doğal frekansları üzerinde çok fazla etkisi olmadığı görülmüştür. Ayrıca, sönümsüz sürekli elastik çubuk sistem modellemesi halinde vagonun dinamik davranışını hesaplamak için geliştirilen ve EK A' da verilen bilgisayar programı FL85.FOR ile, boji elastik mesnet noktası ve vagon orta noktasının dinamik davranışı hesaplanmıştır. Şekil 10.1 'de eksenel aerodinamik kuvvetten dolayı oluşan $[k_2]$ matrisinin gözönüne alınması halinde, boji elastik mesnet noktasının yer değişimleri grafik olarak gösterilmiştir. (100 km/h) araç hızı kabulü ve 300 iterasyon için dolu araç halinde hesaplanan kare kök ortalama değerler aşağıdaki gibidir,

	$\bar{z}_3$ (m)	$\bar{z}_7$ (m)	$\bar{a}_3$ (m/s ²)	$\bar{a}_7$ (m/s ²)	Rijit Modlar Doğal Frekansı (rad/s)	1.Elastik Mod Doğal Frekan. (rad/s)
0	0.01082	0.01092	0.361	0.407	5.837 7.210	70.462
F_a	0.01082	0.01092	0.361	0.408	5.837 7.217	70.465
$2F_a$	0.01082	0.01092	0.358	0.413	5.837 7.225	70.468
$3F_a$	0.01082	0.01092	0.363	0.407	5.837 7.232	70.471
$10F_a$	0.01082	0.01092	0.366	0.407	5.837 7.283	70.493
$20F_a$	0.01082	0.01092	0.361	0.407	5.837 7.356	70.524

Hesaplanan değerler Tablo 8.13'de verilen ve $[k_2]$ nin gözönüne alınmadığı referans dolu araç hali ile hemen hemen aynıdır. Hesaplarda eksenel kuvvet ($F_a = 8859$ N) [59] olarak alınmıştır. Elde edilen sonuçlar vagon süspansiyon tasarımı açısından eksenel aerodinamik kuvvetlerin etkisinin ihmal edilebilir seviyede olduğunu göstermiştir.



Şekil 10.1.Eksenel Aerodinamik Sürüklenme Kuvvetinin Vagon Gövdesinin Dinamik Davranışına Etkisi, Boji Mesnet Nok. (z_3), Dolu Araç.

10.2. Rüzgar Kuvvetinin Eklenen Kütle (Added Mass) Etkisi

Bölüm 3.3'de geniş açılı yan rüzgarların vagona etkimesi halinde, bunun etkisinin vagon üzerinde yayılı bir yük olarak modellenebileceği ifade edildi. Yüksek rüzgar hızlarında yan rüzgarların etkisi önem kazanmaktadır. Rüzgarın eklenen kütle etkisi yayılı rüzgar yükünün sanki vagonun kütlesiyle beraber etki etmesi gibi düşünülebilir. Bu durum, özellikle yüksek rüzgar hızlarında, rüzgar frekansının vagon gövdesinin titreşim modlarının frekansının birisiyle çakışması halinde önem kazanabilir. Bu durumda rüzgar enerjisi vagon gövdesinin enerjisini değiştirir. Buna göre rüzgarın eklenen kütle etkisi,

$$T_3 = \frac{1}{2} \int_0^{\ell} m_{py} \dot{v}^2 dx \quad (10.3)$$

kinetik enerji ifadesi ile [69] simgelenebilir. Buna göre, rüzgar kuvvetinin eklenen kütle etkisi, Bölüm 6.3'de aşağıdaki gibi hesaplanmıştır, yani,

$$[m_3] = \frac{m_{py} \ell}{420} \begin{bmatrix} 156 & & & \\ 22\ell & 4\ell^2 & & \text{Sym.} \\ 54 & 13\ell & 156 & \\ -13\ell & -3\ell^2 & 22\ell & 4\ell^2 \end{bmatrix} \quad (10.4)$$

$[m_3]$ kütle matrisinin vagon gövdesine ait sonlu eleman matrisine ilave edilmesi halinde, yani toplam kütle matrisi $[m_e]$, $[m]_e = [m_1] + [m_2] + [m_3]$ olarak alınması halinde hesaplanan sistemin doğal frekansları Tablo 10.2'de verilmiştir.

Tablo 10.2 ve Tablo 8.2'nin karşılaştırılmasından, rüzgarın eklenen kütle etkisinin sistemin doğal frekansları üzerinde önemli derecede etkili olduğu görülmektedir. Rüzgarın eklenen kütle etkisinin gözönüne önüne alınmadığı halde vagon gövdesinin birinci eğilme modunun doğal frekansı (70.462 rad/s , 11.21 Hz) olarak hesaplanırken, rüzgarın eklenen kütle etkisinin gözönüne alınması

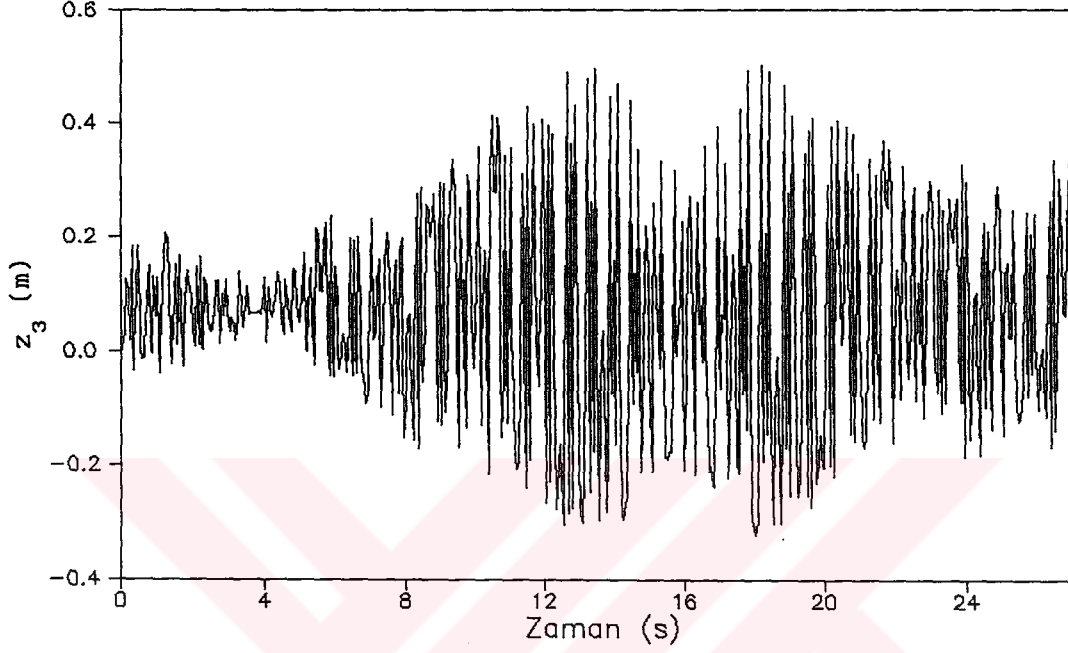
Tablo 10.2. Rüzgarın Eklenen Kütle (Added Mass) Etkisinin Doğal Frekanslar Üzerindeki Etkisi, ω_n (rad/s).

1-(5.06359)	2-(6.25976)	3-(37.6651)
4-(37.7370)	5-(48.6092)	6-(48.6092)
7-(61.1776)	8-(167.429)	9-(249.763)
10-(249.763)	11-(249.808)	12-(249.808)
11-(326.598)	14-(537.454)	15-(799.445)
14-(1101.81)	17-(1579.77)	18-(2019.71)
17-(2574.78)	20-(3250.40)	21-(4061.85)
20-(4975.80)	23-(6043.39)	24-(6166.61)

halinde ise (61.177 rad/s=9.73 Hz) olarak hesaplanmıştır. Rüzgar etkisinin artmasıyla sistemin doğal frekanslarının düştüğü, örnek olarak, rüzgar etkisinin 2 kat artması halinde vagon gövdesinin birinci eğilme modu (54.80 rad/s =8.72 Hz) olarak, rüzgar etkisinin 3 kat artması halinde ise birinci eğilme modu (50.08 rad/s=7.97 Hz) olarak hesaplanmıştır. Bu hesaplamada kullanılan rüzgar kuvveti Bölüm 3.6'da sayısal parametreler kısmında hesaplandığı şekliyle $P_y = 4612.5$ N/m olarak alınmıştır. Ayrıca, sönümsüz sürekli elastik çubuk sistem modellemesi halinde vagonun dinamik davranışını incelemek için geliştirilen ve EK A' de verilen bilgisayar programı FL85.FOR ile, boji elastik mesnet noktası ve vagon ortasının dinamik davranışı hesaplanmıştır. Şekil 10.2 'de rüzgarın eklenen kütle etkisinden dolayı oluşan $[m_3]$ matrisinin gözönüne alınması halinde, boji elastik mesnet noktasının yer değişimleri grafik olarak gösterilmiştir. (100 km/h) araç hızı kabulü ve 300 iterasyon için dolu araç halinde hesaplanan karekök ortalama değerler,

	$\bar{z}_3$ (m)	$\bar{z}_7$ (m)	$\bar{a}_3$ (m/s ²)	$\bar{a}_7$ (m/s ²)	1.Eğilme Modu Doğal Fre.(Hz)
0	0.0108	0.0109	0.3610	0.4070	11.21
m_{py}	0.0063	0.0064	0.1483	0.2217	9.73
$2m_{py}$	0.0085	0.0086	0.1773	0.3750	8.72
$3m_{py}$	0.0100	0.0100	0.1570	0.3046	7.97
$5m_{py}$	0.0075	0.0075	0.1220	0.3080	6.91
$10m_{py}$	0.0050	0.0051	0.1910	0.2210	5.41

şeklindedir. Rüzgarın eklenen kütle etkisinin artmasıyla sistemin doğal frekanslarının önemli ölçüde etkilendiği hesaplanmıştır.



Şekil 10.2. Rüzgarın Eklenen Kütle Etkisi Halinde Vagonun Dinamik Davranışı, Boji Mesnet Nok. (z_3 koordinatı), Dolu Araç.

BÖLÜM 11. SİSTEMİN FREKANS CEVABI, HARMONİK TAHRİK HALİ

Mekanik sistemlerin dinamik davranışının hesabında harmonik tahrik kabûlü çok sık başvurulmuş bir yoldur. Genel olarak harmonik tahrik dönen makina parçalarındaki dengesizlikten veya makinanın bizzat kendi hareketi vasıtasıyla üretilir. Eğer bir sistem harmonik zorlamaya maruz kalırsa, zorlama frekansında fakat farklı genlikte titreşime zorlanır. Bu kuvvetler eğer büyük titreşim genlikleri oluşturursa, çalışması zarar görecektir bazı ekipmanlar için veya yapının emniyeti için, bazı durumlarda, örnek olarak yolcu taşıyan araçlarda olduğu gibi yolcu ve sürücü konforu için istenmeyen durumlar oluşturabilir. Büyük genliklerin oluşmasını önlemek için çok defa rezonanstan kaçınılmalıdır. Bunun için pratikte sönüm elemanları kullanılmaktadır. Mutlak harmonik tahrik, periyodik veya diğer tip tahrik şekillerinden daha az oluşmasına karşın, harmonik tahriğe maruz bir sistemin davranışını anlamak, daha genel tip tahriklere karşı sistemin nasıl davranacağını kavramak için önemlidir. Harmonik tahrik sistemde bazı noktaların yer değişimi veya kuvvet formunda olabilir. Pratikte deneysel frekans analizi periyodik bakım ve hata kaynağının tespiti için uygulanmaktadır.

11.1. Sönümsüz Halde Frekans Cevabı

Sönümsüz sistemlere ait hareket denklemi en genel halde matris formunda,

$$[M]\{\ddot{z}\} + [K]\{z\} = \{F(t)\} \quad (11.1)$$

şeklinde verilebilir. Harmonik tahrik ve rejim halindeki sistem cevabı (steady-state response) için,

$$\{F(t)\} = \{F\} \sin \omega t \quad (11.2)$$

$$\{z(t)\} = \{Z\} \sin \omega t \quad (11.3)$$

şeklinde harmonik fonksiyonlar düşünelim. (11.2) ve (11.3) denklemlerinin (11.1) denkleminde yerine konması ile,

$$([K] - \omega^2 [M]) \{Z\} = \{F\} \quad (11.4)$$

$$[A1] \{Z\} = \{F\} \quad (11.5)$$

$$\{Z\} = [A1]^{-1} \{F\} \quad (11.6)$$

elde edilir. (11.6) denkleminin çözümü belli bir tahrik frekansı (ω) için sönümsüz halde sistemin rejim halindeki davranışının genliğini vermektedir ve çözüm vektörü $\{Z\}$ ye sistemin sönümsüz haldeki frekans cevabı denir.

11.2. Sönümlü Halde Frekans Cevabı

Sönümlü sistemlere ait hareket denklemi en genel halde matris formunda,

$$[M]\{\ddot{z}\} + [C]\{\dot{z}\} + [K]\{z\} = \{F(t)\} \quad (11.7)$$

şeklinde verilebilir. Harmonik tahrik ve buna karşı gelen rejim halindeki (steady-state response) sistem davranışı için,

$$\{F(t)\} = \{F\} e^{i\omega t} \quad (11.8)$$

$$\{z(t)\} = \{Z\} e^{i\omega t} \quad (11.9)$$

şeklinde harmonik fonksiyonlar düşünelim. (11.9) ve (11.8) denklemlerinin (11.7) denkleminde yerine konması ile,

$$[[K] - \omega^2 [M] + i\omega [C]] \{Z\} = \{F\} \quad (11.10)$$

$$[A2] \{Z\} = \{F\} \quad (11.11)$$

$$\{Z\} = [A2]^{-1} \{F\} \quad (11.12)$$

elde edilir. (11.12) denkleminin çözümü belli bir tahrik frekansı (ω) için sönümlü halde sistemin rejim halindeki kompleks genlik cevabını vermektedir. Fiziksel genlik ise, kompleks genliğin şiddetine eşittir, yani,

$$\{Z(\omega)\} = \{[Re(\omega)^2 + Im(\omega)^2]^{1/2}\} \quad (11.13)$$

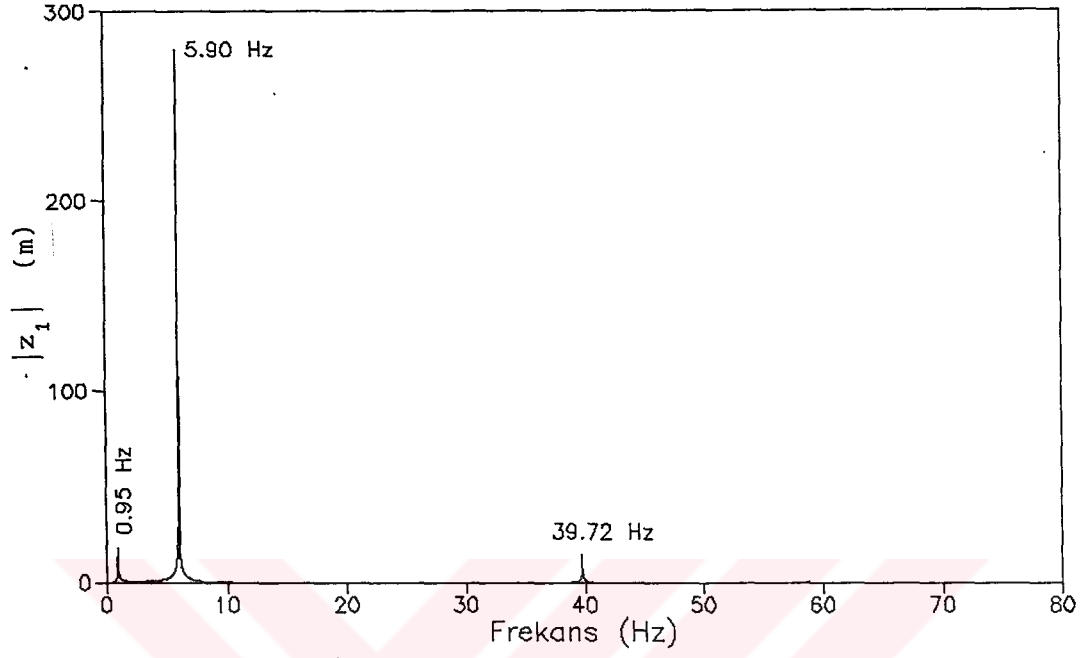
dir.

11.13 denkleminde görüldüğü üzere, $\text{Im}(\omega)=0$ olursa 11.13 denkleminin 11.6 denklemine dönüşeceği açıktır.

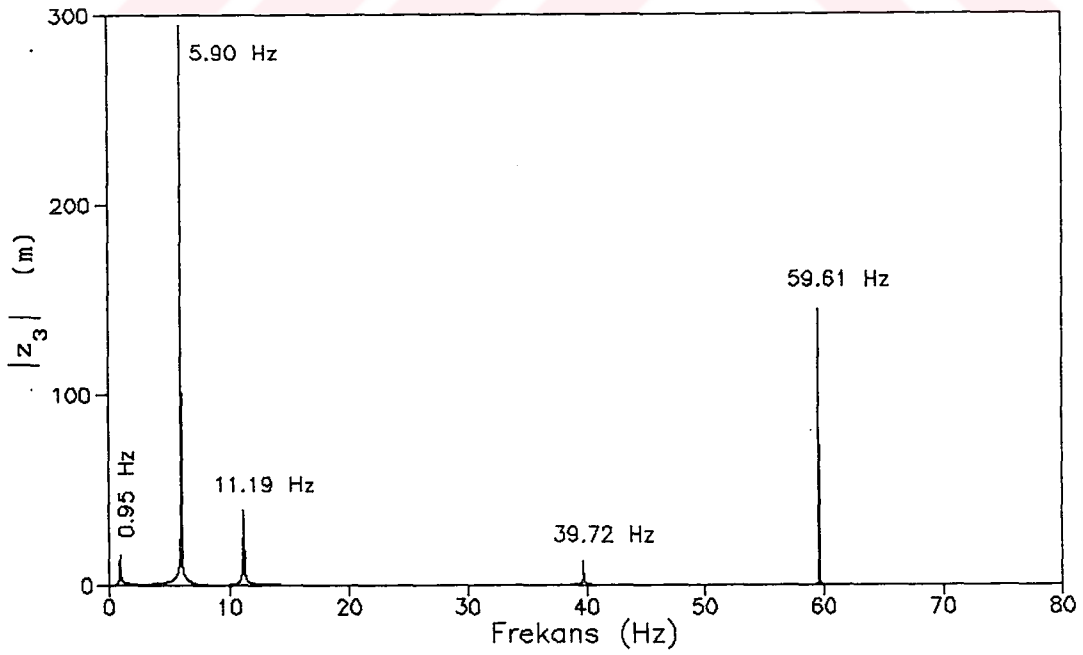
11.3. Sayısal Sonuçların Değerlendirilmesi

Bu bölümde verilen (11.6) ve (11.12) denklemlerinin çözümü için, yani sistemin sönümsüz ve sönümlü halde frekans cevabını hesaplayabilmek amacıyla Fortran 77 bilgisayar diliyle programlar yazılmıştır. Söz konusu bilgisayar programları sönümsüz ve sönümlü halde, (11.6) ve (11.12) denklemlerinin çözümünü Gauss-Jordan eliminasyon yöntemiyle belli bir tahrik frekansı için gerçekleştirir. Bu amaç için geliştirilen bilgisayar programlarının kullanılmasıyla, sistemin sönümsüz ve sönümlü halde, toplu kütleli ve sürekli sistem modelleri için frekans cevabı hesaplanmıştır. Şekil 11.1'de sönümsüz toplu kütleli sistem modeli halinde vagon gövdesinin (z_1) frekans cevabı eğrisi, Şekil 11.2'de ise sönümsüz sürekli sistem halinde boji mesnet noktasının (z_3) frekans cevabı eğrisi verilmiştir. Sönümlü sistem halinde aynı eğriler Şekil 11.3 ve Şekil 11.4'de verilmiştir. Eğrilerin incelenmesinden, beklendiği üzere sistemin doğal frekanslarında genliklerin arttığı görülmektedir. Toplu kütleli sistem modellemesi halinde, aksların düşey yer değişimine ait doğal frekans (39.75 Hz), boji şasisinin düşey yer değişimine ait doğal frekans (6.0 Hz) ve vagon gövdesinin rijit cisim hareketine ait doğal frekans (0.92 Hz) civarında sistem rezonansa girmektedir. Sürekli sistem modellemesi halinde ise, toplu kütleli sistem modeline ek olarak, vagon gövdesinin elastik modlarına ait doğal frekanslarda da (11.19 Hz, 59.6 Hz) sistem rezonansa girmektedir.

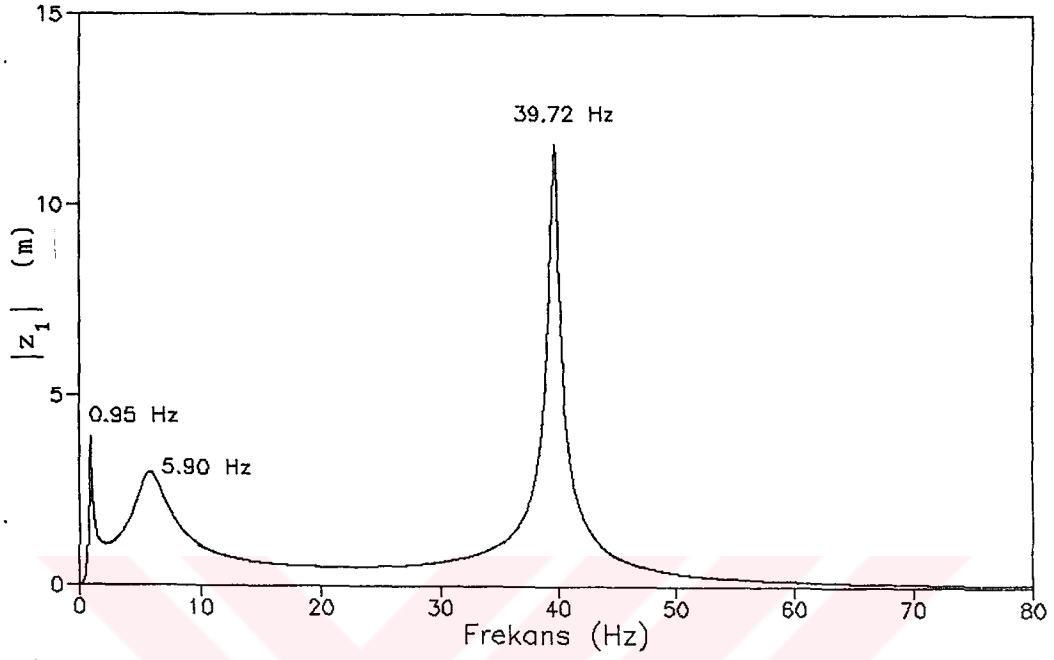
Vagon gövdesi ve boji şasisleri rijit cisim dönme hareketi yapmayıp, sadece ötelenme hareketi yapacak şekilde tasarlandıkları için, bu hareketlerle ilgili doğal frekanslarda (1.15 Hz ve 7.69 Hz) sistemde rezonans meydana gelmemektedir.



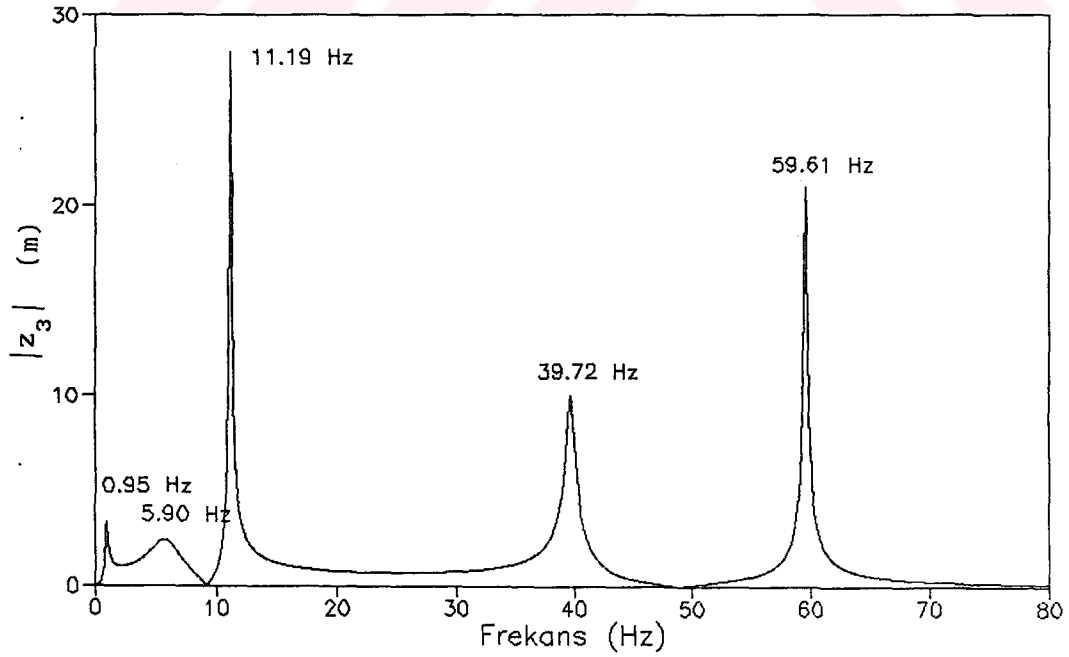
Şekil 11.1. Sönümsüz Toplu Kütleli Sistem Modeli Halinde Vagon Gövdesinin Frekans Cevabı (z_1 Koordinatı).



Şekil 11.2. Sönümsüz Sürekli Sistem Modeli Halinde Vagon Gövdesinin Frekans Cevabı, Boji Mesnet Noktası (z_3 Koordinatı).



Şekil 11.3. Sönümlü Toplu Kütleli Sistem Modeli Halinde Vagon Gövdesinin Frekans Cevabı (z_1 Koordinatı).



Şekil 11.4. Sönümlü Sürekli Sistem Modeli Halinde Vagon Gövdesinin Frekans Cevabı, Boji Mesnet Noktası (z_3 Koordinatı).

BÖLÜM 12. RASTGELE TİTREŞİMLER HALİNDE SİSTEM DAVRANIŞININ HESAPLANMASI

Mekanik bir sistemin dinamik davranışının incelenmesinde zorlayıcı kuvvet harmonik, periyodik veya aperiyojik olabilir. Bu tür zorlayıcı fonksiyonların ortak özelliği herhangi bir " t " anı için değerinin önceden bilinmesidir. Doğada öyle fiziksel olaylar vardır ki, zorlayıcı etkinin kabulündeki belirsizliklerden dolayı, zorlayıcı kuvvetin zamanla değişimi önceden tanımlanamaz. Örnek olarak, bir jet motorunun gürültüsü, dalgalı bir denizde dalgaların yüksekliği, rüzgar şiddeti, bir deprem dalgasının yoğunluğu, demiryolu ve karayolunun yapısındaki düzensizlikler verilebilir.

Şu bir gerçektir ki, sistemin dinamik davranışını belirleyen etkilerdeki belirsizliklerden dolayı sistemin dinamik davranışının önceden hesabında bazı zorluklara düşülür ve sistemin davranışını tanımlayan değişkenlerin herhangi bir andaki değeri önceden tahmin edilemez. Demiryolu ve karayolu taşıtlarının, gemilerin, uçakların , gökdelenlerin ve yüksek kulelerin maruz kaldığı etkiler bu türden olan etkilerdir. Verilen pürüzlü bir piste iniş yapan bir uçağın iniş takımlarının yer değiştirmesinin ölçülmesi ile ilgili bir deney düşünelim. Aynı uçağın ve aynı pistin kullanılması halinde ve benzer şartlar altında deney çok defa tekrar edilse , iniş takımlarının yer değişiminin zamana göre değişimlerinin her birisinin birbirinden farklı olacağı gözlenecektir. Çünkü, lastik basıncındaki küçük değişimler, rüzgar şartları ve yol şartları her defasında küçük değişiklikler gösterebilir. Buradan, iniş takımlarının zamana göre yer değişimlerinin zamanın bilinen bir fonksiyonuna göre açıkça ifade edilemeyeceği sonucu ortaya çıkar. Bu şartlar altında iniş takımlarının yer değiştirme hareketinden rastgele (random) bir olay olarak bahsedilebilir. Burada iniş takımlarının yer değiştirmesi uçak için zorlayıcı bir kuvvet oluşturur. Aynı zamanda, zorlayıcı kuvvet zamanın bilinen bir fonksiyonu olarak tanımlanamadığı için ,

söz konusu olay rastgele (random) bir olay olarak tanımlanır. Bu durumda haklı olarak sistemin dinamik davranışının nasıl hesaplanacağı sorusu akla gelir. En basit bir yaklaşım olarak, bir grubu oluşturan her örnek fonksiyonun tek tek dinamik davranışı hesaplanabilir. Zorlayıcı rastgele bir işlemde çok sayıda örnek fonksiyon olduğu ve çok sayıda data ile uğraşmak gerektiği için bu yaklaşım pek verimli olmayacaktır. Eğer zorlayıcı kuvvet rastgele karakterli ise sistem davranışı da rastgele karakterli olacaktır. Bu durumda aynı güçlük sistem davranışının değerlendirilmesinde karşımıza çıkacaktır. Bu nedenle, bir rastgele işlem için anlamlı ve verimli bir yöntemin tanımlanması oldukça gerekli görülmektedir. Bunun için, zorlayıcı kuvvet ve sistem davranışının zamana bağlı olarak ifadesinden vazgeçip, belli ortalamalara dayandırılan tanımlamalar literatürde favori bir çözüm olarak karşımıza çıkmaktadır.

12.1. Zorlayıcı Kuvvetin Beyaz Gürültü Olması Halinde Sistem Davranışının Hesaplanması

Bu bölümde öncelikle aralarında (τ) kadar zaman farkı olan herhangi iki sistem büyüklüğü arasındaki korelasyonun hesaplanması amaçlanmıştır. Buna göre, $z(t)$ ve $z(t+\tau)$ gibi sistem davranış vektörünün iki büyüklüğü arasındaki korelasyon fonksiyonu,

$$[R_z(\tau)] = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} \{z(t)\} \{z(t+\tau)\}^T dt \quad (12.1)$$

olarak tanımlanır. Sönümsüz sistemlere ait modal matrisin kullanılması halinde sönümlü sistemlere ait bağımsız tek serbestlik dereceli denklemler modal koordinatlarda aşağıdaki gibi elde edilir,

$$\ddot{p}_i + 2\xi_i \omega_i \dot{p}_i + \omega_i^2 p_i = F_{N_i} = f_i(t) \quad (i=1,2,\dots,n) \quad (12.2)$$

(12.2) denkleminin (9.6) denklemiyle aynı denklem olduğuna dikkat etmek gerekir. Bu aşamada, $p_i\{t\}$ ve $f_i\{t\}$ fonksiyonlarının Fourier transformları,

$$Q_1(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} p_1(t) e^{-i\omega t} dt \quad (12.3)$$

$$F_1(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} f_1(t) e^{-i\omega t} dt \quad (12.4)$$

olarak verilebilir. (12.3) ve (12.4) denklemlerinden faydalanarak (12.2) denkleminin her iki tarafının Fourier transformları alınır,

$$Q_1(\omega) = \frac{1}{(-\omega^2 + i 2\xi_1 \omega_1 \omega + \omega_1^2)} F_1(\omega) \quad (12.5)$$

$$Q_1(\omega) = H_1(\omega) F_1(\omega) \quad (12.6)$$

elde edilir. (12.5) nolu denklemdeki,

$$H_1(\omega) = \frac{1}{(-\omega^2 + i 2\xi_1 \omega_1 \omega + \omega_1^2)} \quad (12.7)$$

terimine (i) inci moda ait frekans davranışı denir. Denklem (9.2) nin kullanılması ile sistem davranış vektörünün herhangi iki elemanı $\{z(t)\}$ ve $\{z(t+\tau)\}$ aşağıdaki formda yazılabilir,

$$\{z(t)\} = [\phi] \{p\} \quad (12.8)$$

$$\{z(t+\tau)\}^T = \{p(t+\tau)\}^T [\phi]^T \quad (12.9)$$

(12.8) ve (12.9) denklemlerinin, (12.1) denkleminde yerine konulması ve bazı ara işlemlerden sonra sistem davranışı ile ilgili korelasyon matrisi (response correlation matrix) ,

$$[R_z(\tau)] = \frac{1}{2\pi} [\phi] \int_{-\infty}^{\infty} [H^*(\omega)] [\phi] [S_F(\omega)] [\phi]^T [H(\omega)] e^{i\omega\tau} d\omega [\phi]^T \quad (12.10)$$

olarak elde edilir. $\tau=0$ için korelasyon matrisi, karesel ortalama değeri (mean square response matrix) matrisine dönüşür, yani,

$$[R_z(0)] = \frac{1}{2\pi} [\phi] \int_{-\infty}^{\infty} [H^*(\omega)] [\phi] [S_F(\omega)] [\phi]^T [H(\omega)] d\omega [\phi]^T \quad (12.11)$$

Burada, $H(\omega)$ modlara ait frekans davranışı fonksiyonunu, $H^*(\omega)$ $H(\omega)$ 'nin eşleniğini, $[S_F(\omega)]$ zorlayıcı kuvvetle ilgili güç yoğunluğu (Power Spectral Density) matrisini ifade eder. $[S_F(\omega)]$,

$$[S_F(\omega)] = \int_{-\infty}^{\infty} [R_F(\tau)] e^{-i\omega\tau} d\tau \quad (12.12)$$

olarak verilir. Dış kuvvetlerle ilgili korelasyon matrisi $[R_F(\tau)]$ aşağıdaki gibidir,

$$[R_F(\tau)] = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} \{F(t)\} \{F(t+\tau)\} dt \quad (12.13)$$

Bu çalışmada zorlayıcı kuvvetle ilgili güç yoğunluğu matrisi $[S_F(\omega)]$,

$$[S_F(\omega)] = [S_0] \quad (12.14)$$

şeklinde beyaz gürültü (White Noise) güç yoğunluğu olarak alınmıştır.

Pratikte zorlayıcı kuvvetle ilgili güç yoğunluğu bu amaç için geliştirilmiş özel ölçüm cihazları ile (Analog Cross Spectral Density Analyzer) ölçülmektedir [1]. Gerçekten rayların ürettiği zorlama deterministik olmayıp rastgele karakterlidir. Ray-tekerlek etkileşiminin gerçek durumunu formüle edecek analitik bir ifadenin geliştirilmesi, zorlayıcı kuvvetin kaynağını oluşturan çok sayıda değişik karakterli nedenlerden dolayı mümkün görülmemektedir. Bu nedenle mekanik yapıların rastgele (random) analizlerinde zorlayıcı kuvvetin güç yoğunluğunun (power spectral density) esas alınması alışılabilir bir yoldur. Güç yoğunluğu bir rastgele değişkenin frekans domenindeki özellikleri hakkında bilgi verir. Teorik

analizlerde, ideal beyaz gürültü (ideal white noise) formunda istatistiki sistem girişi istenir. Beyaz gürültü, bütün frekansların eşit olarak temsil edildiği örnek bir fonksiyona karşı gelen Uniform güç yoğunluğudur. Eğer frekans bandı sonsuz ise "ideal beyaz gürültü" kavramından bahsedilir. Böyle bir kavram, sonsuz bir karesel ortalama değeri ve bu yüzden sonsuz bir gücü ifade ettiği için fiziksel olarak mümkün değildir. Ancak, güç yoğunluğu kavramının doğru olarak kullanımı ile anlamlı sonuçlar elde edilebilir.

Bu çalışmada, vagon gövdesinin rastgele sistem davranışının hesabında aksların beyaz gürültü tahriğe maruz kaldığı (Şekil 3.6) kabul edilmiştir. Buna göre zorlayıcı kuvvetle ilgili güç yoğunluğu matrisi, (n) sistemin serbestlik derecesi olmak üzere,

$$[S_F(\omega)] = \begin{bmatrix} 0 \\ \vdots \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ \vdots \\ \sqrt{S_0} \\ \sqrt{S_0} \\ \sqrt{S_0} \\ \sqrt{S_0} \end{bmatrix}_{(n \times 1)} \quad \left\{ 0 \dots 0 \dots 0 \dots \sqrt{S_0} \sqrt{S_0} \sqrt{S_0} \sqrt{S_0} \right\}_{(1 \times n)} \quad (12.15)$$

olarak tanımlanır. Burada S_0 , (N^2/Hz) olarak aksların maruz kaldığı beyaz gürültü güç yoğunluğunu ifade etmektedir.

(12.11) nolu denklemdeki,

$$\int_{-\infty}^{\infty} [H^*(\omega)] [\phi] [S_F(\omega)] [\phi]^T [H(\omega)] d\omega \quad (12.16)$$

teriminin icrası sonucu ortaya çıkan,

$$\int_{-\infty}^{\infty} H_r^* H_r d\omega = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{d\omega}{(\omega_r^2 - \omega^2)^2 + (2 \xi_r \omega_r \omega)^2} \quad r=(1, \dots, n) \quad (12.17)$$

$$\int_{-\infty}^{\infty} [(H_r^* H_k + H_r H_k^*)] d\omega = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{G_u d\omega}{G_A} \quad r, k=(1, \dots, n) \quad (12.18)$$

$$G_u = (\omega_r^2 - \omega^2)(\omega_k^2 - \omega^2) + 4 \xi_r \xi_k \omega_r \omega_k \omega^2 \quad (12.19)$$

$$G_A = [(\omega_r^2 + \omega^2)^2 + 4 \xi_r^2 \omega_r^2 \omega^2] [(\omega_k^2 + \omega^2)^2 + 4 \xi_k^2 \omega_k^2 \omega^2] \quad (12.20)$$

terimlerinin integralleri artık değerler (Residue) teoreminin kullanılması sonucu [1], [11],

$$\int_{-\infty}^{\infty} H_r^* H_r d\omega = \frac{\pi}{2 \xi_r \omega_r^3} \quad r=(1, \dots, n) \quad (12.21)$$

$$\int_{-\infty}^{\infty} [(H_r^* H_k + H_r H_k^*)] d\omega = \frac{4\pi (\xi_r \omega_r + \xi_k \omega_k)}{(\omega_r^2 - \omega_k^2)^2 + 4(\xi_r \omega_r + \xi_k \omega_k)(\xi_k \omega_k \omega_r^2 + \xi_r \omega_r \omega_k^2)}$$

$$(r, k=1, \dots, n) \quad (12.22)$$

olarak elde edilir.

12.2. Sayısal Sonuçların Değerlendirilmesi

Bu bölümde, akslardan birim beyaz gürültü tahrik halinde ve boş araç için vagon gövdesinin yer değişimleri hesaplanmıştır. Tablo 12.1'den...Tablo 12.5'e kadar olan tablolarda sönümlü sürekli sistem modeli için akslardan birim beyaz gürültü tahrik halinde, sistem parametrelerindeki değişimin vagon gövdesinin rastgele sistem davranışı üzerindeki etkileri verilmiştir. Tablo 12.1'de vagon gövdesinin eğilme rijitliğinin, Tablo 12.2'de boji şasisi ile vagon gövdesi arasındaki rijitlik katsayısının, Tablo 12.3'de akslar ile boji şasisi arasındaki rijitlik katsayısının, Tablo 12.4'de vagon gövdesi ile boji şasisi arasındaki sönüm katsayısının, Tablo 12.5'de ise akslar ile boji şasisi arasındaki sönüm katsayısının değişmesi halinde vagon gövdesinin rastgele sistem davranışı verilmiştir. Hesaplarda bir parametre değiştirilirken diğer parametreler sabit tutulmuştur. Boş araç, akslardan birim beyaz gürültü tahrik hali için ve Bölüm 3.6'da verilen sayısal parametrelerin kullanılmasıyla, boji mesnet noktası vagon orta noktasına göre daha yüksek yer değişimleri vermiştir. Vagon gövdesinin eğilme rijitliğinin artmasıyla yer değişimlerinde bir azalma görülmüştür. (200 EI) değerinden sonra sistem davranışı kararlı bir hale gelmekte, yani vagon gövdesi rijit bir cisim gibi davranmaktadır. Eğilme rijitliğinin daha düşük değerlerinde vagon orta noktasında boji mesnet noktasına göre daha yüksek yer değişimi değerleri elde edilmektedir. Boji mesnet noktası ile vagon gövdesi arasında rijitlik katsayısı daha yüksek yay kullanılması halinde vagon gövdesinde daha düşük yer değişimleri elde edilmektedir. Ancak, $(10k_1)$ değerinden sonra, yay eleman oldukça rijit bir hale gelmekte ve sistem (k_2) yayları üzerinde titreşmektedir. Daha yumuşak yaylar ise yer değişimlerini artırmaktadır. Akslar ve boji şasisi arasında da daha yumuşak yaylar yer değişimlerini artırmaktadır. $(15k_2)$ değerinden sonra (k_2) yay elemanları rijit bir hale gelmekte vagon sadece (k_1) yayları üzerinde titreşmektedir.

Akslarda ve boji şasisi ile vagon arasındaki viskoz sönüm elemanları, vagon gövdesinin yer değişimleri üzerinde genelde çok fazla etkili değildirler.

Tablo 12.1. Beyaz Gürültü Tahrik Halinde Rastgele Sistem Davranışı
Sürekli Sistem Modeli, EI Değişimi, (Bakınız Şekil 3.1).

$z \text{ (m) , } S_0 \text{ (N}^2\text{/Hz)}$		
	$(z_3 / \sqrt{S_0})$	$(z_7 / \sqrt{S_0})$
250 EI	2.454E-7	2.431E-7
200 EI	3.016E-6	3.012E-6
150 EI	3.115E-7	7.576E-8
50 EI	4.935E-7	1.497E-7
25 EI	7.469E-6	1.930E-6
15 EI	9.600E-6	2.755E-6
10 EI	1.172E-5	3.685E-6
2 EI	2.202E-5	9.550E-6
EI (Ref.)	2.464E-5	1.166E-5
EI/2	2.570E-5	1.295E-5
EI/10	2.378E-5	1.392E-5
EI/15	2.395E-5	1.486E-5
EI/25	8.786E-5	5.184E-5
EI/100	2.500E-5	3.378E-5
EI/150	2.518E-5	4.844E-5

Tablo 12.2. Beyaz Gürültü Tahrik Halinde Rastgele Sistem Davranışı
Sürekli Sistem Modeli, k_1 Değişimi, (Bakınız Şekil 3.1).

$z \text{ (m) , } S_0 \text{ (N}^2\text{/Hz)}$					
	$(z_3 / \sqrt{S_0})$	$(z_7 / \sqrt{S_0})$		$(z_3 / \sqrt{S_0})$	$(z_7 / \sqrt{S_0})$
20 k_1	2.614E-5	1.036E-5	$k_1/20$	8.209E-5	3.874E-5
15 k_1	2.727E-5	1.080E-5	$k_1/15$	3.423E-6	3.002E-6
10 k_1	2.909E-5	1.149E-5	$k_1/10$	9.173E-5	3.637E-5
8 k_1	9.311E-7	8.443E-7	$k_1/8$	3.185E-5	1.006E-5
4 k_1	1.006E-6	9.143E-7	$k_1/4$	2.349E-5	7.458E-6
2 k_1	2.199E-5	1.039E-5	$k_1/2$	3.012E-5	1.426E-5
k_1	2.464E-5	1.166E-5	k_1	2.464E-5	1.166E-5

Tablo 12.3. Beyaz Gürültü Tahrik Halinde Rastgele Sistem Davranışı
Sürekli Sistem Modeli, k_2 Değişimi, (Bakınız Şekil 3.1).

$z \text{ (m) , } S_0 \text{ (N}^2\text{/Hz)}$					
	$(z_3 / \sqrt{S_0})$	$(z_7 / \sqrt{S_0})$		$(z_3 / \sqrt{S_0})$	$(z_7 / \sqrt{S_0})$
20 k_2	1.847E-5	8.864E-6	$k_2/20$	1.148E-4	4.437E-5
15 k_2	1.857E-5	8.913E-6	$k_2/15$	1.039E-4	4.015E-5
10 k_2	1.122E-5	3.704E-6	$k_2/10$	9.065E-5	3.505E-5
8 k_2	2.942E-5	1.176E-5	$k_2/8$	2.532E-6	2.208E-6
4 k_2	3.066E-5	1.224E-5	$k_2/4$	1.952E-6	1.716E-6
2 k_2	2.136E-5	1.017E-5	$k_2/2$	3.097E-5	1.451E-5
k_2	2.464E-5	1.166E-5	k_2	2.464E-5	1.166E-5

Tablo 12.4. Beyaz Gürültü Tahrik Halinde Rastgele Sistem Davranışı
Sürekli Sistem Modeli, c_1 Değişimi, (Bakınız Şekil 3.1).

$z \text{ (m) , } S_0 \text{ (N}^2\text{/Hz)}$					
	$(z_3 / \sqrt{S_0})$	$(z_7 / \sqrt{S_0})$		$(z_3 / \sqrt{S_0})$	$(z_7 / \sqrt{S_0})$
10 c_1	8.234E-6	3.984E-6	$c_1/8$	5.187E-5	2.344E-5
8 c_1	9.191E-6	4.440E-6	$c_1/10$	5.462E-5	2.454E-5
4 c_1	1.289E-5	6.196E-6	$c_1/12$	5.670E-5	2.536E-5
2 c_1	1.795E-5	8.572E-6	$c_1/16$	5.974E-5	2.652E-5
c_1	2.464E-5	1.166E-5	$c_1/30$	6.491E-5	2.845E-5
$c_1/2$	3.299E-5	1.544E-5	$c_1/200$	7.149E-5	3.080E-5
$c_1/4$	4.247E-5	1.956E-5	$c_1/250$	7.176E-5	3.090E-5

Tablo 12.5. Beyaz Gürültü Tahrik Halinde Rastgele Sistem Davranışı
Sürekli Sistem Modeli, c_2 Değişimi, (Bakınız Şekil 3.1).

$z \text{ (m)} , S_o \text{ (N}^2\text{/Hz)}$					
	$(z_3 / \sqrt{S_o})$	$(z_7 / \sqrt{S_o})$		$(z_3 / \sqrt{S_o})$	$(z_7 / \sqrt{S_o})$
10 c_2	2.214E-5	1.054E-5	$c_2/10$	2.491E-5	1.179E-5
8 c_2	2.263E-5	1.076E-5	$c_2/8$	2.493E-5	1.179E-5
4 c_2	2.371E-5	1.125E-5	$c_2/4$	2.488E-5	1.178E-5
2 c_2	2.432E-5	1.152E-5	$c_2/2$	2.480E-5	1.174E-5
c_2	2.464E-5	1.166E-5	c_2	2.464E-5	1.166E-5

BÖLÜM 13. SONUÇ VE ÖNERİLER

13.1. Sonuçların Değerlendirilmesi

Tasarım ve analiz gibi mühendislik çalışmalarının güvenli yöntemlerle bilgisayar desteğinde yapılması, projeye üretimden önce çok etkin ve hasas bir ön çalışma sunmakta ve daha sonra çıkabilecek bazı problemlerin boyutlarını küçültmektedir. Bu çalışmada, proje tasarım aşamasında, aracın dinamik davranışını etkileyen sistem parametrelerinin etkilerini önceden tahmin etmek amaçlanmıştır. Sistem davranışı hesabı için Modal Analiz-Sonlu Elemanlar kombine yöntemi kullanılmıştır.

Literatürde süspansiyon tasarımı olarak da isimlendirilen çalışmada, aracın düşey titreşimlerini inceleyebilmek için gerçek sistemin özelliklerini en iyi şekilde yansıtacak bir dinamik eşdeğer sistem modeli geliştirilmiş, toplu kütleli ve sürekli elastik çubuk sistem modelleri sönümlü ve sönümsüz haller için incelenmiştir. Literatürde belirtilen dinamik tasarım kriterleri ve standartlarda belirtilen konfor değerlerini elde edebilmek için geliştirilen etkin bilgisayar programları ile sistem davranışı hesaplanmış, sistemin fiziksel parametrelerinin sistem davranışı üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Akslardan harmonik tahrik ve araç gövdesine aerodinamik kuvvetlerin etki etmesi halinde geçici rejim titreşimleri de dahil sistem davranışı sönümlü ve sönümsüz haller için hesaplanmıştır. Ayrıca istatistikî kuvvetlerle tahrik halinde vagonun rastgele titreşimlerine ait sistem davranışı da hesaplanmıştır. Elde edilen önemli sonuçlar aşağıdaki gibi sıralanabilir,

1- Vagonun doğal frekansları hesaplanmış ve literatürde belirtilen dinamik tasarım kriteri olan vagon gövdesinin birinci eğilme moduna ait doğal frekansının $f_1 \geq 10$ Hz şartının sağlandığı (11.21 Hz) görülmüştür.

2- Vagon gövdesinin birinci eğilme moduna ait doğal frekansı 11.21 Hz olarak hesaplanmış, B&K 2143 tipi frekans analizörü ile gerçek yol şartlarında tren hareketli halde ve atölyde yapılan darbe testinde bu civardaki frekans 11.06 Hz olarak elde edilmiştir.

3- Vagon gövdesinin yüksek eğilme rijitliğine sahip olması halinde gövdenin rijit cisim hareketi yaptığı, boji elastik mesnetlerinin daha düşük rijitlik katsayısına sahip olması halinde ise vagon gövdesinin serbest-serbest çubuk (free-free beam) gibi davrandığı hesaplanmıştır.

4- Genelde vagon orta noktası ile boji mesnet noktası için yaklaşık aynı yer değişimi değerleri elde edilmiştir. Bu da vagon gövdesinin eğilme rijitliğinin gövdenin rijit cisim hareketi yapacak şekilde seçildiğini göstermektedir. Bu durumda toplu kütleli sistem modelleri ile sürekli sistem modelleri yaklaşık aynı sonuçları vermektedir. Bu noktadan hareketle, vagon gövdesinin yeter derecede yüksek eğilme rijitliğine sahip olması halinde, toplu kütleli sistem modelleri dinamik analiz için yeterli olabilecektir.

5- Vagon gövdesinin daha düşük eğilme rijitliğine sahip olması halinde vagon orta noktası ile boji mesnet noktası için farklı yer değişimleri elde edilmiştir. Bu durumda toplu kütleli sistem modelleri sistem davranışının hesabı için yeterli olmamaktadır. Ayrıca, literatürde belirtilen vagon gövdesinin birinci eğilme modununun doğal frekansı $f_1 \geq 10$ Hz şartının kontrolü için mutlaka sürekli sistem modellerini kullanmak gerekecektir.

6- Eksenel aerodinamik sürüklenme kuvvetinin vagon gövdesinin düşey titreşimleri üzerinde çok fazla etkisi olmadığı, vagon süspansiyon tasarımı açısından bu etkilerin ihmal edilebilecek düzeyde olduğu hesaplanmıştır.

7- Yan rüzgarların vagon üzerinde oluşturduğu yayılı yükün eklenen kütle (added mass) etkisinin, özellikle yüksek rüzgar hızlarında, vagon gövdesinin doğal frekansları üzerinde önemli ölçüde etkili olabileceği hesaplanmıştır.

8- Bölüm 8.1 ve Bölüm 8.2'de sönümsüz ve sönümlü sistem modelleri için verilen çözüm yöntemleri ile hesaplanan ve gerçek servis şartlarında yolda yapılan ölçümlerde elde edilen ivme değerlerinin kullanılması ile konfor katsayısı W_z ve yorulma zamanı NC aşağıdaki gibi hesaplanmıştır,

Kullanılan sistem modeli	W_z (index)	NC (saat)
Sönümsüz sürekli sis., Boji mesnet nok., (z_3)	2.92	2.87
Sönümsüz sürekli sis., Vagon orta nok., (z_7)	3.02	2.71
Sönümlü sürekli sis., Boji mesnet nok., (z_3)	1.27	5.46
Sönümlü sürekli sis., Vagon orta nok., (z_7)	1.28	5.43
Vagon üzerinde, yolda yapılan ölçüm, (z_3)	1.44	5.18

Sönümlü sistemler için elde edilen değerler ile sönümsüz sistemler için elde edilen değerler arasında yaklaşık olarak yarı yarıya fark vardır. Bölüm 8.2'de sönümlü sistemlerin geçici davranışını elde etmek için önerilen yöntem gerçek değerlere daha yakın sonuçlar vermektedir. Bu yöntem ile konfor katsayısı W_z , %11.8 hata ile, yorulma zamanı NC ise % 5.12 hata ile hesaplanmıştır.

9- Bölüm 9'da verilen titreşim konforunun iyileştirilmesi için uygulanan yüzer taban uygulamasında (Şekil 9.1) uygun dinamik karakterli lastik kullanılmaması halinde beklenenin aksine titreşim konforunda düşme olabileceği sayısal olarak gösterilmiştir.

10- Mutlak harmonik tahrik halinde sistemin frekans cevabı hesaplanmış, sistemin doğal frekansları ile tahrik frekansının çakışması halinde beklendiği üzere genliklerin arttığı, yani rezonans durumunun ortaya çıktığı görülmüştür. (Bakınız Şekil 11.1.. den Şekil 11.4'e kadar)

11- Akslardan beyaz gürültü tahrik halinde sistemin rastgele sistem davranışı hesaplanmıştır. Boji mesnet noktası vagon orta noktasına göre daha yüksek yer değişimi değerleri vermiştir. Dış

viskoz sönüm elemanlarının vagon gövdesinin yer değişimleri üzerindeki etkisi genelde küçüktür. Vagon gövdesinin eğilme rijitliğinin artması halinde vagon gövdesi rijit cisim gibi davranmaktadır. Yüksek eğilme rijitliklerinde daha düşük yer değişimi değerleri elde edilmiştir.

12- Sönümlü halde de sistemin doğal frekansları hesaplanmış, sönüm değerleriyle sistemin doğal frekanslarının (Tablo 8.15) çok fazla değişmediği görülmüştür.

13.2. Konuyla İlgili Olarak Yapılabilecek Diğer Çalışmalar

Bu çalışmada, bir yolcu vagonunun düşey titreşimleri kapsamlı bir şekilde incelenmiştir. Bu çalışmanın devamı niteliğinde yapılabilecek bazı çalışmaları aşağıdaki gibi sıralayabiliriz,

- Bojilerde ve akslarda kullanılan titreşim yutucu elemanların lineer olmayan karakterleri de göz önüne alınarak sistem davranışı hesaplanabilir,

- Raydan gelen titreşimlerden başka, vagon gövdesine asılı titreşim üreten tekil bir kaynağın (klima kompresörü veya dizel motor gibi) düşey titreşimleri ne derece etkilediği hesaplanabilir,

- Bu çalışmada, boji şasisi rijit cisim olarak alınmıştır. Boji şasisinin sürekli elastik çubuk olarak alınması halinde düşey titreşimler hesaplanabilir,

- Bu çalışmada, bir parametrenin etkisi incelenirken diğerleri sabit tutulmuştur. Bir kaç parametreyi sabit tutarken diğerlerini aynı anda optimize eden yöntemler üzerinde çalışılabilir,

- İhtimal hesaplarıyla ilgili hesaplar geliştirilerek uygulanabilir,

- Lineer olmayan rüzgar etkileri hesaplara dahil edilebilir,

- Vagon gövdesinin lineer olmayan etkileri hesaplara dahil edilebilir,

- Hesaplarda dönme ataleti etkileri alınmakla beraber, daha kısa vagonlarda kesme kuvvetlerinden gelen deformasyon etkileri de hesaplara dahil edilebilir.



KAYNAKLAR

- [1] MEIROVITCH, L., Elements of Vibration Analysis , Mc Graw-Hill Book Company, First Edition, New-York,1975.
- [2] GARG, V., K., DUKKIPATI, R., V., Dynamics Of Railway Vehicle Systems, Academic Press, Toronto, New-York, London,1984.
- [3] PETYT, M., Introduction To Finite Element Vibration Analysis, Cambridge University Press, Cambridge, New-York, London,1990.
- [4] PRZEMIENIECKI, J., S., Theory Of Matrix Structural Analysis, Mc Graw-Hill Book Company, Sydney,1968.
- [5] CLOUGH, R., W., PENZIEN, J., Dynamics Of Structures,Mc Graw-Hill Book Company, Kogakusha Ltd., International Student Edition, Tokyo,1975.
- [6] THOMSON, W., T.,Theory Of Vibration With Applications , Third Editon, Allen & Unwin, London, Sydney,1988.
- [7] TSE, F., S., MORSE, I., E., HINKLE, R., T., Mechanical Vibrations, Theory And Applications, Second Edition, New-York, London,1978.
- [8] CRAIG, R., R., Structural Dynamics, An Introduction To Computer Methods, John Wiley & Sons, New-York, Toronto, Singapore, Chichester, Brisbane, 1981.
- [9] STEIDEL, R., F.,An Introduction To Mechanical Vibrations, Third Edition, Rewised Printing, John Wiley & Sons, New-York, Toronto,1989.
- [10] BENDAT, J., S.,PIERSOL, A., G., Random Data Analysis And Measurement Procedures , Second Edition, John Wiley & Sons, New-York, 1986.
- [11] BOLOTIN, V., V.,Random Vibrations Of Elastic Systems,Martinus Nijhoff Publishers, Boston, Lancaster,1984.
- [12] KUMBASAR, N., CELEP, Z., Örneklerle Yapı Dinamiği Ve Deprem Mühendisliğine Giriş ,İstanbul, 1992.
- [13] ORE, QUESTION C116, Methods For Assessing The Comfort Quality Of Passenger Vehicles ,Report No 8, C116/RP8/E, Utrecht, April 1977.
- [14] ORE, QUESTION B 153, Railway Aplication Of ISO Standart 2631 Report No 1, Utrecht, September 1981.

- [15] ORE, QUESTION B 153, Application Of The ISO 2631 Standart To Railway Vehicles , Report No 18 , Utrecht, April 1989.
- [16] ERRI, ERRI B153/RP21, Application Of ISO Standart 2631 To Railway Vehicles , European Rail Research Institute, Utrecht, March 1993.
- [17] ISO 2631/1, Evaluation Of Human Exposure To Whole Body Vibration , Part 1, General Requirements, Ref. No. ISO 2631/1-1985(E),1985.
- [18] BRUEL & KJAER, Human Vibrations , Aplications Notes, Revision November 1989, DK BR 0456-12,1989.
- [19] GÖKSEL, Ş., Titreşimlerin Trenlerde Konfora Etkisi ve Elektrikli Bir Trenin Konfor Katsayısının Saptanması , Yıldız Üniversitesi Doktora Tezi, İstanbul 1986.
- [20] BAYHAN, M., Taşıt Şok ve Titreşiminin İnsan Üzerine Etkileri, Makina ve Mühendis Dergisi, Sayı 402, Temmuz 1993.
- [21] ÇAKIR, K., GÜNEY, B., DAĞSÖZ, A., K., Raylı Taşımacılıkta Konfor , Mühendis ve Makina Dergisi, Sayı 408, OCAK 1994.
- [22] MARCUSSE, L., Comfort, Safety And Appearance Are Important Factors In The Designing Of Modern Railway Vehicles , ASEA TRACTION, ASEA Journal-1,1984, DK BR 0456-12, 1989.
- [23] BRUEL & KJAER, Dynamic Design Verification Of A Prototype Rapid Transit Train Using Modal Analysis Applications Notes, BO 111-11.
- [24] HUBERT, A., Caracterisation Du Compartiment Dynamique De Vehicules De Transport Par Des Fonctions Globales Spatiales, Application A la Caracterisation Du Confort De Vehicules Guides A Deux Niveaux , These De Doctorat De Genie Mecanique, Universite De Valenciennes, 5 Fevrier 1990, France,1990.
- [25] HUBERT, A., WEYENBERGH, E., RAVALARD, Y., Comfort Of Transport Vehicles Using General Spatial Function, GEC ALSTHOM Technical Review No 7, 1991.
- [26] COUTELLIER, D., RAVALARD, Y., Coupling Of User Module About ANSYS , ANSYS Engineering System User's Manual, For Revision 4.4, Swanson Analysis System Inc., Houston PA., 1992.

- [27] JOLY, R., Transverse Stability Of A Railway Vehicle Possibilities Of The Rail-Wheel Guided System, Rail International, July 1984.
- [28] JOLY, R., Traffic Of A Rail Transit Car On Short Radius Curves. Running Through Of Axles. Interaction Efforts. , Theoretical And Applied Mechanics, Vol.4, No 6, p.p. 813-832,1985.
- [29] JOLY, R., Vibratory Behaviour Of A Railway Vehicle Rail, International, March 1986.
- [30] HEMPELMANN, K., RIPKE, B., DIETZ, S., Modelling The Dynamic Interaction Of Wheelset And Track , Railway Gazette International, September 1992.
- [31] RICHARD, J., Natural Frequencies Of Euler-Bernoulli Beams Resting On Two Elastic Supports, Applications To Railway Vehicles, Vehicle System Dynamics, 9(1980), pp. 309-326,1980.
- [32] ELMARAGY, W., H., Ride Quality And Dynamics Of Rail Vehicle Models For Micro Computers, Vehicle System Dynamics, 16(1987), pp. 193-211,1987.
- [33] MIYAMOTO, M., FUJIMOTO, H., Vertical Riding Comfort Of Articulated Railway Vehicles , Vehicle Dynamic, 6(1987), pp. 203-220,1987.
- [34] RICHARD, J., Stability Of Railway Car Running At High Speed, Vehicle System Dynamics, pp.37-49,1987.
- [35] BRUEL & KJAER, Structural Testing, Part.1, Mechanical Mobility Measurements , BR 458-12, Part 2, Modal Analysis And Simulation, BR 507-11, 1988.
- [36] PETIT, J., M., Modern Bogy Design , Alsthom Review, No 11,1988.
- [37] HANS, H., HAIGERMOSER, A., High Performance Bogie Development, SGP Verketechnik, Budapest Bogie Conference, Budapest 1989.
- [38] DAFFOS, J., Confort et Stabilite a Grande Vitesse , La Mecanique Et La Construction Ferroviaire, Novembre 1986.
- [39] CHUDZIKIEWICZ, A., A System For Investigation Dynamic Phenomena In The Track-Railway Vehicle System The 1989 ASME Design Technical Conferences, 12th Biennial Conferences On Mech. Vib. and Noise, Montreal, Quebec, CANADA, September 1989.
- [40] DETWILER, P., O., NAGURKA, M., L., Track Geometry Modeling For Rail Vehicle Studies , The Winner Annual Meeting Of ASME, Miami Beach, Florida, 1985.

- [41] TIDBURY, G., H., LYON, D., TUNNA, J., M., The Effects Of Structural Dynamics On The Strength And Behaviour Of Road And Rail Vehicles , Vehicle System Dynamics, 14(1985), pp. 285-317, 1985.
- [42] DONG, R., SANKAR, S., DUKKIPATI, R., V., Impact Load Prediction In Railway Vehicle-Track System Using FEM , Proceedings 14th Canadian Congress Of Applied Mechanics, Queen's University, Kingston, Ontario, Canada, 1993.
- [43] PHEE, J., J., ANDERSON, R., J., A Model Reduction Procedure For Dynamic Analyses Of Rail Vehicles , Proceedings 14th Canadian Congress Of Applied Mechanics, Queen's University, Kingston, Ontario, Canada, 1993.
- [44] SZCZYGIELSKI, W., M., RIMROTT, F., P., J., Effects Of Synchronized External Load Due To Rail Ondulation On Railcar Ride Performance , Proceedings 14th Canadian Congress Of Applied Mechanics, Queen's University, Kingston, Ontario, Canada, 1993.
- [45] SCHENK, A., SINAPIUS, M., Identification Of Operational Vibrations In Rail Vehicle Structures, Proceedings Of 8th International Modal Analysis Conference, Hyatt Orlando, Kissimme, Florida, 1990.
- [46] WEEKS, R., J., Suspension Design For A Locomotive With Low Structural Frequencies , Railway Vehicle Body Structures, IMECH Conference Publications, 1985-10, Derby, October 1985.
- [47] HODGSON, P., J., FORSEY, D., The Design Of Light Weight Intercity Coach Structures , IMECH Conference Publications, 1985-10, Derby, October 1985.
- [48] SPERBER, A., Deterministic and Stochastic Vibrations Of Train-Track Systems , The 1989 ASME Design Tecnical Conference On Mechanical Vibration And Noise, Montreal, Quebec, Canada, September 1989.
- [49] KORKMAZ, S., KARADAĞ, V., Bir Aracın Titreşimlerinin Sonlu Elemanlar-Transfer Matrisi Tekniği İle Çözümü, 4. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu, Yalova, İstanbul, Eylül 1990.
- [50] MORGÜL, Ö., K., KARADAĞ, V., Ani Sıcaklık Değişimi Altında Dönen Türbin Kanadı Titreşimleri, 4. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu, Yalova-İstanbul, 1990.

- [51] KARADAĞ, V., MORGÜL, Ö., K., Nonlinear Vibrations Of Rotating Turbine Blades Subjected To Transient Heat Flux And Thermal Gradient , Pd-Vol.47-5, Engineering Systems Desing And Analysis, Volume 5, ASME 1992.
- [52] FANG, T., WANG, Z., Complex Modal Analysis Of Random Vibrations , AIAA Journal, Vol.24, No.2 , Jan. 1986.
- [53] FANG, T., WANG, Z., Mean Square Response To Band-Limited White Noise Excitation , AIAA Journal, Vol.24, No 5, May 1986.
- [54] SANKAR, T., S., SAMAHA, M., Stochastic Analysis Of Railroad Freight Car Rocking Problem, Part I: Spectral Characterisation of Track Input And System Analysis, Mechanical System And Signal Processing (1987) 1(1), 41-54, Academic Press Inc. Ltd., London, 1987.
- [55] SANKAR, T., S., SAMAHA, M., Stochastic Analysis Of Railroad Freight Car Rocking Problem, Part II: Stochastic Response and Optimisation Of The Track Suspension, Mechanical System And Signal Processing (1987) 1(1), 55-73, Academic Press Inc. Ltd., London, 1987.
- [56] BRUEL & KJAER, How To Determine The Modal Parameters Of Simple Structures , Applications Notes, BO 177-11.
- [57] INOU, K., TOWNSEND, D., P., COY, J., J., Minimization Of The Vibration Energy Of Thin-Plate Structure , NASA Technical Memorandum 105654, Prepared For the 1992 Design Automation Conference Sponsored by ASME, Phoenix, Arizona, September 1992.
- [58] INOU, K., Comment On The Evaluation Of Alpha And Beta For Proportional Damping, Tohoku University, Department Of Machine Intelligence And Systems Engineering, Anamaki- Aoba, Sendai, Japan, 1980.
- [59] KAYKAYOĞLU, C., R., ÖZTÜRK, İ., BAYAR, K., C., İlk Türk Ray Otobüsünün Aerodinamik Tasarımı-I, TÜBİTAK, Kocaeli, Ocak 1990.
- [60] KAYKAYOĞLU, C., R., ÖZTÜRK, İ., BAYAR, K., C., TÜVASAŞ Ray Otobüsünün Aerodinamik Tasarımı-II, Aerodinamik Yüklerin Analizi , TÜBİTAK, Eylül 1990.
- [61] CHIU, T., W., SQUIRE, L., C., An Experimental Study Of The Flow Over A Train In A Crosswind At Large Yaw Angles Up To 90°, Journal Of Wind Engineering And Industrial Aerodynamics, 47-74, 1992.
- [62] DALOĞLU, A., C., Taşıt Kontrolunda Rüzgar Etkisi , 6. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu, Trabzon, Eylül 1993.

- [63] BAKER, C., J., GAWTHORPE, R., G., The Effect Of Turbulance Simulation On The Wind-Induced Loads On Ground Vehicles ,Transactions Of The ASME, Aerodynamic Of Transportation, 1989.
- [64] BAKER, C., J., Ground Vehicles In High Crosswinds, Part I: Steady Aerodynamic Forces , pp. 69-90, Part II:Unsteady Aerodynamic Forces, pp. 91-111, Part III : The Interaction Of Aerodynamic Forces And The Vehicle System, pp. 221-241 ,Journal Of Fluids And Structures (1991)5, 1991.
- [65] COUTELLIER, D., LEVEL, P., RAVALARD, Y., Optimisation de la conception dynamique du VAL , Rapport de fin d'etude pour le G.R.R.T., Fevrier 1986.
- [66] ABA, E., KARADAĞ, V., Bir Yolcu Vagonunun Dinamik Tasarımı Ve Titreşim Konforunun Analizi Üzerine Bir Yaklaşım, 6. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu, Trabzon, Sayfa 567-576, Eylül 1993.
- [67] ABA, E., KARADAĞ, V., Transient And White Noise Response Of Railway Vehicles By Lumped And Continuous System Models, PD-Vol.63,Structural Dynamics And Vibration-1994,ASME 1994, pp. 19-27, 1994.
- [68] SIMS, R., D., REESE, N., J., Mathematical Modeling Of Railcar Dynamics ,1994 Mini Conference Of The Heavy Haul Association In Omaha, Nebraska On June 1994.
- [69] BLEVINS,R.,D.,Flow-Induced Vibrations, Van Nostrand Reinhold Company,1977.

EK A

C FL85.FOR

C Sönümsüz Sistemlerin Geçici Davranışı İçin Bilgisayar Programı

C Sürekli Elastik Çubuk Modellemesi

```
      IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-H,O-Z)
      DIMENSION DUM(24,24),FN(24),FORCE(24,500),AK(24,24),R(24)
      .,AM(24,24),P(24),PO(24),Q(24),QO(24),ROOT(24),U(24,24)
      DATA FN,P,PO,Q,QO,R,VM,G1,G2,G3,G4,T/2169*0.0D0/
      READ(5,*) NMAX,NDATA,V1
      RL=6.0D0
      FRQ=V1/RL
      DT=1.0/(8.0D0*FRQ)
      N=(2*NMAX+2)+8
      CALL ESMAT(NMAX,N,AM,AK)
      CALL UNFORC(FRQ,DT,N,NDATA,FORCE,NMAX)
      DO 687 I=1,N
      XO(I)=0.0D0
687  YO(I)=0.0D0
      DO 133 I=1,N
      DO 133 J=1,N
      BK(I,J)=AK(I,J)
133  BM(I,J)=AM(I,J)
      I=1
      CALL D02AEF(BK,24,BM,24,24,ROOT,U,24,WKS1,WKS2,I)
      IF(I.EQ.0)GO TO 100
      WRITE(6,200)I
200  FORMAT(1H0,'FAILURE,IFAIL=',I5)
      STOP
100  CONTINUE
      DO 225 I=1,N
225  ROOT(I)=DSQRT((ROOT(I)))
```

```

      DO 159 I=1,N
      DO 159 J=1,N
159  UT(I,J)=0.0D0
      DO 43 I=1,N
      DO 43 J=1,N
43  UT(I,J)=U(J,I)
      CALL MPLY (UT,AM,DUM,N)
      CALL MPLY (DUM,U,AM,N)
      CALL MPLY (UT,AK,DUM,N)
      CALL MPLY (DUM,U,AK,N)
      DO 44 I=1,N
44  WN(I)=DSQRT(AK(I,I)/AM(I,I))
      CALL INVS (U,UINVS,N,AA,BB)
      DO 45 I=1,N
      DO 45 J=1,N
      PO(I)=PO(I)+UINVS(I,J)*XO(J)
45  QO(I)=QO(I)+UINVS(I,J)*YO(J)
      DO 46 IT=1,NDATA
      G1(IT)=XO(3)
      G2(IT)=XO(7)
      G3(IT)=VM(3)
      G4(IT)=VM(7)
      DO 47 I=1,N
      FN(I)=0.0D0
      DO 48 J=1,N
48  FN(I)=FN(I)+UT(I,J)*FORCE(J,IT)
47  FN(I)=FN(I)/AM(I,I)
      DO 49 I=1,N
      S1(I)=FN(I)/(WN(I)*WN(I))
      S2(I)=QO(I)/WN(I)
      P(I)=(PO(I)-S1(I))*DCOS(WN(I)*T)+S2(I)*DSIN(WN(I)*T)+S1(I)
      Q(I)=- (PO(I)-S1(I))*WN(I)*DSIN(WN(I)*T)+QO(I)*DCOS(WN(I)*T)
      R(I)=-QO(I)*WN(I)*DSIN(WN(I)*T)-(WN(I)*WN(I))*(PO(I)-S1(I))*
      .DCOS(WN(I)*T)
      PO(I)=P(I)
      QO(I)=Q(I)
49  CONTINUE

```

```

DO 50 I=1,N
XO(I)=0.0D0
YO(I)=0.0D0
VM(I)=0.0D0
DO 50 J=1,N
XO(I)=XO(I)+U(I,J)*PO(J)
YO(I)=YO(I)+U(I,J)*QO(J)
50 VM(I)=VM(I)+U(I,J)*R(J)
46 T=T+DT
DO 66 I=1,NDATA
RMS1=RMS1+G1(I)**2
RMS2=RMS2+G2(I)**2
RMS3=RMS3+G3(I)**2
66 RMS4=RMS4+G4(I)**2
RMS1=DSQRT(RMS1)/DFLOAT(NDATA)
RMS2=DSQRT(RMS2)/DFLOAT(NDATA)
RMS3=DSQRT(RMS3)/DFLOAT(NDATA)
RMS4=DSQRT(RMS4)/DFLOAT(NDATA)
STOP
END

```

C Sönümsüz Sistemlere Ait Kuvvet Matrisi Alt Programı

```

SUBROUTINE UNFORC(FRQ,DT,N,NDATA,FORCE,NMAX)
IMPLICIT DOUBLE PRECISION(A-H,O-Z)
DIMENSION FORCE(24,500),FRUZ(16)
N3=N-3
AK2=8.3D05*2.0D0
AK3=0.95D+08
AZ0=0.02D0
W=6.2831853D0*FRQ
PYA=3787.0D0
AL1=26.4D0
EL=AL1/DFLOAT(NMAX)
FRUZ(1)=6.0D0
FRUZ(2)=EL
FRUZ(3)=12.0D0
FRUZ(4)=0.0D0

```

```

FRUZ(5)=12.0D0
FRUZ(6)=0.0D0
FRUZ(7)=12.0D0
FRUZ(8)=0.0D0
FRUZ(9)=12.0D0
FRUZ(10)=0.0D0
FRUZ(11)=12.0D0
FRUZ(12)=0.0D0
FRUZ(13)=12.0D0
FRUZ(14)=0.0D0
FRUZ(15)=6.0D0
FRUZ(16)=-EL
DO 70 K=1,16
70 FRUZ(K)=FRUZ(K)*(PYA*EL/12.0D0)
DO 75 J=1,NDATA
DO 75 I=1,16
75 FORCE(I,J)=FRUZ(I)
T1=0.0D0
DO 55 J=1,NDATA
DO 60 I=N3,N
60 FORCE(I,J)=(AK3+AK2)*AZO*DSIN(W*T1)
T1=T1+DT
55 CONTINUE
RETURN
END

```

C Sönümsüz Sistemlere Ait Matrisleri Çağırın Alt Program

```

SUBROUTINE ESMAT(NMAX,N,AM,AK)
REAL*8 AK(24,24),AM(24,24),AC(24,24),EK(4,4),EM(4,4)
!,NCODE(4),AM1,AM2,AM3,AK1,AK2,AK3,AC1,AC2,AC3,TT(24)
EI=0.690D+10
ROA=1420.5D0
ELMO=2.10D+11
RO=7.85D+3
AM1=37500.0D0
AM2=2875.0D0
AM3=1550.0D0

```

```

AK1=4.02D05*2.0D0
AK2=8.30D+05*2.0D0
AK3=0.950D+08
AL1=26.4D0
AL2=3.0D0
A1=9.5D0
A2=1.25D0
AJ1=(AM1*AL1*AL1)/12.0D0
AJ2=(AM2*AL2*AL2)/12.0D0
EL=AL1/FLOAT(NMAX)
CALL FORM1(EK, EM, EL, EI, ROA, ELMO, RO)
DO 13 III=1, NMAX
DO 11 IQ=1, 4
11 NCODE(IQ)=2*III+IQ-2
CALL ASSEM1(EK, EM, NCODE, AK, AM)
13 CONTINUE
AM(17,17)=AM2
AM(18,18)=AJ2
AM(19,19)=AM2
AM(20,20)=AJ2
AM(21,21)=AM3
AM(22,22)=AM3
AM(23,23)=AM3
AM(24,24)=AM3
AK(3,3)=AK(3,3)+AK1
AK(13,13)=AK(13,13)+AK1
AK(17,17)=(AK1+2*AK2)
AK(18,18)=(2*AK2*(A2**2))
AK(19,19)=AK(17,17)
AK(20,20)=AK(18,18)
AK(21,21)=(AK2+AK3)
AK(22,22)=(AK2+AK3)
AK(23,23)=(AK2+AK3)
AK(24,24)=(AK2+AK3)
AK(3,17)=-AK1
AK(13,19)=-AK1
AK(17,21)=-AK2
AK(17,22)=-AK2

```

```

AK(18,21)=(A2*AK2)
AK(18,22)=(-A2*AK2)
AK(19,23)=-AK2
AK(19,24)=-AK2
AK(20,23)=(A2*AK2)
AK(20,24)=(-A2*AK2)
AK(17,3)=AK(3,17)
AK(19,13)=AK(13,19)
AK(21,17)=AK(17,21)
AK(21,18)=AK(18,21)
AK(22,17)=AK(17,22)
AK(22,18)=AK(18,22)
AK(23,19)=AK(19,23)
AK(23,20)=AK(20,23)
AK(24,19)=AK(19,24)
AK(24,20)=AK(20,24)
RETURN
END

```

```

C      subroutine form1(ek,em,e1,EI,ROA,ELMO,RO)
      real*8 ek(4,4),em(4,4),em1(4,4),em2(4,4),e1,EI,ROA,ELMO,RO
      ek(1,1)=12.0d0
      ek(1,2)=6.0d0*e1
      ek(1,3)=-12.0d0
      ek(1,4)=6.0d0*e1
      ek(2,2)=4.0d0*e1*e1
      ek(2,3)=-6.0d0*e1
      ek(2,4)=2.0d0*e1*e1
      ek(3,3)=12.0d0
      ek(3,4)=-6.0d0*e1
      ek(4,4)=4.0d0*e1*e1
      do 8 i=1,4
      do 8 j=1,4
8      ek(j,i)=ek(i,j)
      do 9 i=1,4
      do 9 j=1,4
9      ek(i,j)=ek(i,j)*(ei/(e1**3))
      em1(1,1)=156.0d0

```

```

em1(1,2)=22.0d0*el
em1(1,3)=54.0d0
em1(1,4)=-13.0d0*el
em1(2,2)=4.0d0*el*el
em1(2,3)=13.0d0*el
em1(2,4)=-3.0d0*el*el
em1(3,3)=156.0d0
em1(3,4)=-22.0d0*el
em1(4,4)=4.0d0*el*el
do 6 i=1,4
do 6 j=1,4
6 em1(j,i)=em1(i,j)
do 7 i=1,4
do 7 j=1,4
7 em1(i,j)=em1(i,j)*((roa*el)/420.0d0)
r=dsqrt((ei/elmo)/(roa/ro))
em2(1,1)=36.0d0
em2(1,2)=3.0d0*el
em2(1,3)=-36.0d0
em2(1,4)=3.0d0*el
em2(2,2)=4.0d0*el*el
em2(2,3)=-3.0d0*el
em2(2,4)=-el*el
em2(3,3)=36.0d0
em2(3,4)=-3.0d0*el
em2(4,4)=4.0d0*el*el
do 16 i=1,4
do 16 j=1,4
16 em2(j,i)=em2(i,j)
do 17 i=1,4
do 17 j=1,4
17 em2(i,j)=em2(i,j)*((roa*el)/30.0d0)*(r/el)*(r/el)
do 18 i=1,4
do 18 j=1,4
18 em(j,i)=em1(i,j)+em2(i,j)
return
end

```

EK B

C QR85.FOR

C Sönümlü Sistemlerin Geçici Davranışı İçin Bilgisayar Programı

C Sürekli Elastik Çubuk Sistem Modeli

```
REAL*8 DT,C(24,24),ERROR,FORCE(48,1000),K(24,24),M(24,24),RMS3,  
!T,V(24),X(24),ZRO,FRQ,VR(48,48),VI(48,48),ER(48),EI(48),RMS4,
```

```
COMPLEX*16 A(48,48),B(48,48),DUM(48,48),FN(48),BDA(48),S1(48),  
!U(48,48),UINVS(48,48),UT(48,48),Y(48),Z(48),ZO(48),ROOT(48),
```

```
OPEN(UNIT=5,FILE='QR85.DAT')  
OPEN(UNIT=6,FILE='QR85.SON')  
DATA A,B,Y,ZO /4704*(0.0,0.0)/  
DATA T, ZRO,VM,G1,G2,G3,G4/4026*0.0/  
READ(5,*) NMAX,NDATA,V1  
RL=6.0D0  
FRQ=V1/RL  
N=(2*NMAX+2)+8  
NT2=2*N  
DT=1.0D0/(8.0D0*FRQ)  
CALL ESMAT(NMAX,N,M,C,K)  
CALL DFORC(FRQ,DT,N,NDATA,FORCE,NMAX)  
DO 900 I=1,N  
X(I)=0.0D0  
900 V(I)=0.0D0
```

```
CALL QRMODL (M,C,K,N,ER,EI,VR,VI)
```

```
DO 500 I=1,NT2  
DO 500 J=1,NT2  
500 U(I,J)=DCMLPX(VR(I,J),VI(I,J))  
DO 506 I=1,NT2  
506 ROOT(I)=DCMLPX(ER(I),EI(I))
```

```

DO 44 I=1,N
DO 44 J=1,N
A(I+N,J)=M(I,J)
A(I,N+J)=M(I,J)
A(I+N,J+N)=C(I,J)
B(I,J)=-M(I,J)
44 B(I+N,J+N)=K(I,J)
DO 45 I=1,NT2
DO 45 J=1,NT2
45 UT(I,J)=U(J,I)
CALL CMPLY (UT,A,DUM,NT2)
CALL CMPLY (DUM,U,A,NT2)
CALL CMPLY (UT,B,DUM,NT2)
CALL CMPLY (DUM,U,B,NT2)
DO 46 I=1,NT2
46 BDA(I)=B(I,I)/A(I,I)
CALL CINVS (U,UINVS,NT2)
DO 47 IT=1,NDATA
G1(IT)=X(3)
G2(IT)=X(7)
G3(IT)=VM(3)
G4(IT)=VM(7)
DO 48 I=1,N
Y(I)=V(I)
48 Y(N+I)=X(I)
DO 49 I=1,NT2
ZO(I)=DCMPLX(ZRO,ZRO)
FN(I)=ZO(I)
DO 50 J=1,NT2
ZO(I)=ZO(I)+UINVS(I,J)*Y(J)
50 FN(I)=FN(I)+UT(I,J)*FORCE(J,IT)
49 FN(I)=FN(I)/A(I,I)

CALL EXACT (FN,ZO,BDA,T,Z,NT2,IT,Z1)

DO 51 I=1,NT2
51 ZO(I)=Z(I)
DO 52 I=1,NT2

```

```

Y(I)=DCMLX(ZRO,ZRO)
Y1(I)=DCMLX(ZRO,ZRO)
DO 52 J=1,NT2
Y(I)=Y(I)+U(I,J)*ZO(J)
52 Y1(I)=Y1(I)+U(I,J)*Z1(J)
DO 53 I=1,N
V(I)=Y(I)
X(I)=Y(N+I)
53 VM(I)=Y1(I)
47 T=T+DT
RMS1=0.0
RMS2=0.0
RMS3=0.0
RMS4=0.0
DO 66 I=1,NDATA
RMS1=RMS1+G1(I)**2
RMS2=RMS2+G2(I)**2
RMS3=RMS3+G3(I)**2
66 RMS4=RMS4+G4(I)**2
RMS1=DSQRT(RMS1)/DFLOAT(NDATA)
RMS2=DSQRT(RMS2)/DFLOAT(NDATA)
RMS3=DSQRT(RMS3)/DFLOAT(NDATA)
RMS4=DSQRT(RMS4)/DFLOAT(NDATA)
STOP
END

```

C Sönümlü Halde Kuvvet Matrisi

```

SUBROUTINE DFORC(FRQ,DT,N,NDATA,FORCE,NMAX)
REAL*8 FORCE(48,1000),AK3,AC3,API,AZO,W,DT,FRQ,T1,
!EL,PYA,AL1,AK2,AC2,FRUZ(16)
NT2=2*N
N3=NT2-3
AK2=8.3D05*2.0D0
AC2=3.7D05*2.0D0
AK3=0.95D08
AC3=1.00D02
AZO=0.02D0

```

```

W=6.2831853D0*FRQ
AL1=26.4D0
EL=AL1/DFLOAT(NMAX)
PYA=3787.0D0
DO 50 I=1,NT2
DO 50 J=1,NDATA
50 FORCE(I,J)=0.0D0
FRUZ(1)=6.0D0
FRUZ(2)=EL
FRUZ(3)=12.0D0
FRUZ(4)=0.0D0
FRUZ(5)=12.0D0
FRUZ(6)=0.0D0
FRUZ(7)=12.0D0
FRUZ(8)=0.0D0
FRUZ(9)=12.0D0
FRUZ(10)=0.0D0
FRUZ(11)=12.0D0
FRUZ(12)=0.0D0
FRUZ(13)=12.0D0
FRUZ(14)=0.0D0
FRUZ(15)=6.0D0
FRUZ(16)=-EL
DO 70 K=1,16
70 FRUZ(K)=FRUZ(K)*(PYA*EL/12.0D0)
DO 75 I=N+1,NT2-8
K=I-24
DO 75 J=1,NDATA
75 FORCE(I,J)=FRUZ(K)
T1=0.0D0
DO 55 J=1,NDATA
DO 60 I=N3,NT2
60 FORCE(I,J)=AZO*(W*(AC2+AC3)*DCOS(W*T1)+(AK2+AK3)*DSIN(W*T1))
T1=T1+DT
55 CONTINUE
RETURN
END

```

C Modal Koordinatlarda Çözüm Alt Programı

```
SUBROUTINE EXACT(FN,ZO,BDA,T,Z,NT2,IT,Z1)
REAL*8 T
COMPLEX*16 FN(48),ZO(48),BDA(48),Z(48),S1(48),Z1(48)
DO 600 I=1,NT2
S1(I)=FN(I)/BDA(I)
Z(I)=(ZO(I)-S1(I))*EXP(-BDA(I)*T)+S1(I)
Z1(I)=-BDA(I)*(ZO(I)-S1(I))*EXP(-BDA(I)*T)
600 CONTINUE
RETURN
END
```



EK C

Sürekli Sönümsüz Sistem İçin Vagonun Doğal Frekansları Ve Özvektörleri

Her özvektör toplam 24 terimden oluşmaktadır. İlk dört satırdaki 16 eleman vagon gövdesine ait terimleri ifade etmektedir. Buna göre birinci satırın ilk iki terimi vagon gövdesinin birinci düğüm noktasına ait yer değişimi ve kesit dönmesini ifade ederken, dördüncü satırın son iki elemanı vagon gövdesinin sekizinci düğüm noktasına ait yer değişimi ve kesit dönmesini ifade eder. Beşinci satır bojilerin yer değişimi ve kesit dönmesini ifade ederken altıncı satır aksların yer değişimlerini ifade eder.

Frekans = 0.5837E+01 rad/s, 0.9290E+00 Hz

özvektör

-0.5102E-02	-0.7404E-05	-0.5130E-02	-0.7724E-05
-0.5158E-02	-0.6580E-05	-0.5176E-02	-0.2518E-05
-0.5176E-02	0.2518E-05	-0.5158E-02	0.6580E-05
-0.5130E-02	0.7724E-05	-0.5102E-02	0.7404E-05
-0.1039E-02	0.3806E-14	-0.1039E-02	0.1500E-14
-0.1786E-04	-0.1786E-04	-0.1786E-04	-0.1786E-04

Frekans = 0.7210E+01 rad/s, 0.1147E+01 Hz

özvektör

-0.8890E-02	0.6746E-03	-0.6346E-02	0.6738E-03
-0.3808E-02	0.6729E-03	-0.1269E-02	0.6732E-03
0.1269E-02	0.6732E-03	0.3808E-02	0.6729E-03
0.6346E-02	0.6738E-03	0.8890E-02	0.6746E-03
-0.1303E-02	-0.1062E-14	0.1303E-02	-0.2124E-14
-0.2239E-04	-0.2239E-04	0.2239E-04	0.2239E-04

Frekans = 0.3770E+02 rad/s, 0.5999E+01 Hz

özvektör

-0.1919E-03	-0.3542E-04	-0.3261E-03	-0.3600E-04
-0.4547E-03	-0.2963E-04	-0.5344E-03	-0.1128E-04
-0.5344E-03	0.1128E-04	-0.4547E-03	0.2963E-04
-0.3261E-03	0.3600E-04	-0.1919E-03	0.3542E-04
0.1314E-01	-0.2309E-14	0.1314E-01	-0.5548E-14
0.2309E-03	0.2309E-03	0.2309E-03	0.2309E-03

Frekans = 0.3778E+02 rad/s, 0.6013E+01 Hz

özevektör

0.8912E-03	-0.7059E-04	0.6271E-03	-0.6839E-04
0.3758E-03	-0.6592E-04	0.1259E-03	-0.6667E-04
-0.1259E-03	-0.6667E-04	-0.3758E-03	-0.6592E-04
-0.6271E-03	-0.6839E-04	-0.8912E-03	-0.7059E-04
-0.1312E-01	-0.5479E-14	0.1312E-01	-0.1764E-13
-0.2306E-03	-0.2306E-03	0.2306E-03	0.2306E-03

Frekans = 0.4861E+02 rad/s, 0.7736E+01 Hz

özevektör

-0.1138E-14	0.1524E-15	-0.5648E-15	0.1484E-15
-0.5021E-16	0.1181E-15	0.2686E-15	0.4575E-16
0.2392E-15	-0.6766E-16	-0.1448E-15	-0.1355E-15
-0.7926E-15	-0.1994E-15	-0.1582E-14	-0.2139E-15
0.7572E-14	-0.1742E-02	-0.1468E-13	-0.2146E-01
0.3888E-04	-0.3888E-04	0.4788E-03	-0.4788E-03

Frekans = 0.4861E+02 rad/s, 0.7736E+01 Hz

özevektör

-0.2418E-14	0.2661E-15	-0.1412E-14	0.2632E-15
-0.4429E-15	0.2418E-15	0.2675E-15	0.1150E-15
0.3150E-15	-0.1003E-15	-0.4611E-15	-0.2891E-15
-0.1694E-14	-0.3497E-15	-0.3035E-14	-0.3578E-15
0.1254E-14	-0.2146E-01	-0.3771E-14	0.1742E-02
0.4788E-03	-0.4788E-03	-0.3888E-04	0.3888E-04

Frekans = 0.7046E+02 rad/s, 0.1121E+02 Hz

özevektör

0.1030E-01	-0.1810E-02	0.3557E-02	-0.1729E-02
-0.2283E-02	-0.1298E-02	-0.5740E-02	-0.4854E-03
-0.5740E-02	0.4854E-03	-0.2283E-02	0.1298E-02
0.3557E-02	0.1729E-02	0.1030E-01	0.1810E-02
-0.2800E-03	-0.4223E-14	-0.2800E-03	-0.1709E-14
-0.5225E-05	-0.5225E-05	-0.5225E-05	-0.5225E-05

Frekans = 0.1925E+03 rad/s, 0.3063E+02 Hz

özevektör

0.1019E-01	-0.3049E-02	-0.7658E-03	-0.2520E-02
-0.6661E-02	-0.3991E-03	-0.3718E-02	0.1748E-02
0.3718E-02	0.1748E-02	0.6661E-02	-0.3991E-03
0.7658E-03	-0.2520E-02	-0.1019E-01	-0.3049E-02
0.6004E-05	0.2523E-15	-0.6004E-05	0.7313E-16
0.2541E-06	0.2541E-06	-0.2541E-06	-0.2541E-06

Frekans = 0.2498E+03 rad/s, 0.3975E+02 Hz

özvektör

0.6483E-06	-0.1504E-06	0.1420E-06	-0.8976E-07
0.3539E-07	0.1439E-07	0.1248E-06	0.1943E-07
0.1248E-06	-0.1942E-07	0.3541E-07	-0.1440E-07
0.1421E-06	0.8976E-07	0.6483E-06	0.1504E-06
-0.2406E-03	-0.1373E-12	-0.2406E-03	0.3605E-11
0.1270E-01	0.1270E-01	0.1270E-01	0.1270E-01

Frekans = 0.2498E+03 rad/s, 0.3975E+02 Hz

özvektör

0.3205E-06	-0.3871E-07	0.2068E-06	-0.5487E-08
0.2469E-06	0.1532E-08	0.1306E-06	-0.6137E-07
-0.1306E-06	-0.6137E-07	-0.2469E-06	0.1530E-08
-0.2068E-06	-0.5479E-08	-0.3205E-06	-0.3870E-07
-0.2406E-03	-0.1529E-12	0.2406E-03	0.3583E-11
0.1270E-01	0.1270E-01	-0.1270E-01	-0.1270E-01

Frekans = 0.2498E+03 rad/s, 0.3975E+02 Hz

özvektör

0.6006E-14	-0.1166E-14	0.2182E-14	-0.5869E-15
0.1783E-14	0.9949E-16	0.1616E-14	-0.2616E-15
-0.6892E-17	-0.4924E-15	-0.1292E-14	-0.8645E-16
-0.3757E-15	0.5339E-15	0.2123E-14	0.7130E-15
-0.3004E-11	0.9591E-05	-0.8739E-14	-0.5759E-03
0.2990E-03	-0.2990E-03	-0.1795E-01	0.1795E-01

Frekans = 0.2498E+03 rad/s, 0.3975E+02 Hz

özvektör

-0.9677E-16	0.4356E-16	0.4020E-16	0.2062E-16
0.3991E-16	-0.1370E-16	-0.2368E-16	-0.1430E-16
-0.6278E-16	-0.9664E-17	-0.3909E-16	0.2638E-16
0.1211E-15	0.4381E-16	0.2241E-15	0.2171E-16
0.7143E-13	-0.5759E-03	-0.6445E-14	-0.9591E-05
-0.1795E-01	0.1795E-01	-0.2990E-03	0.2990E-03

Frekans = 0.3746E+03 rad/s, 0.5961E+02 Hz

özvektör

0.1010E-01	-0.4261E-02	-0.4088E-02	-0.2525E-02
-0.4808E-02	0.2041E-02	0.5178E-02	0.2090E-02
0.5178E-02	-0.2090E-02	-0.4808E-02	-0.2041E-02
-0.4088E-02	0.2525E-02	0.1010E-01	0.4261E-02
0.8232E-05	0.1740E-15	0.8232E-05	-0.1506E-16
-0.1131E-06	-0.1131E-06	-0.1131E-06	-0.1131E-06

Frekans = 0.6147E+03 rad/s, 0.9782E+02 Hz

özvektör

-0.1001E-01	0.5493E-02	0.6151E-02	0.1524E-02
-0.1048E-02	-0.3740E-02	-0.6092E-02	0.2065E-02
0.6092E-02	0.2065E-02	0.1048E-02	-0.3740E-02
-0.6151E-02	0.1524E-02	0.1001E-01	0.5493E-02
-0.4570E-05	0.2163E-16	0.4570E-05	-0.2783E-16
0.1552E-07	0.1552E-07	-0.1552E-07	-0.1552E-07

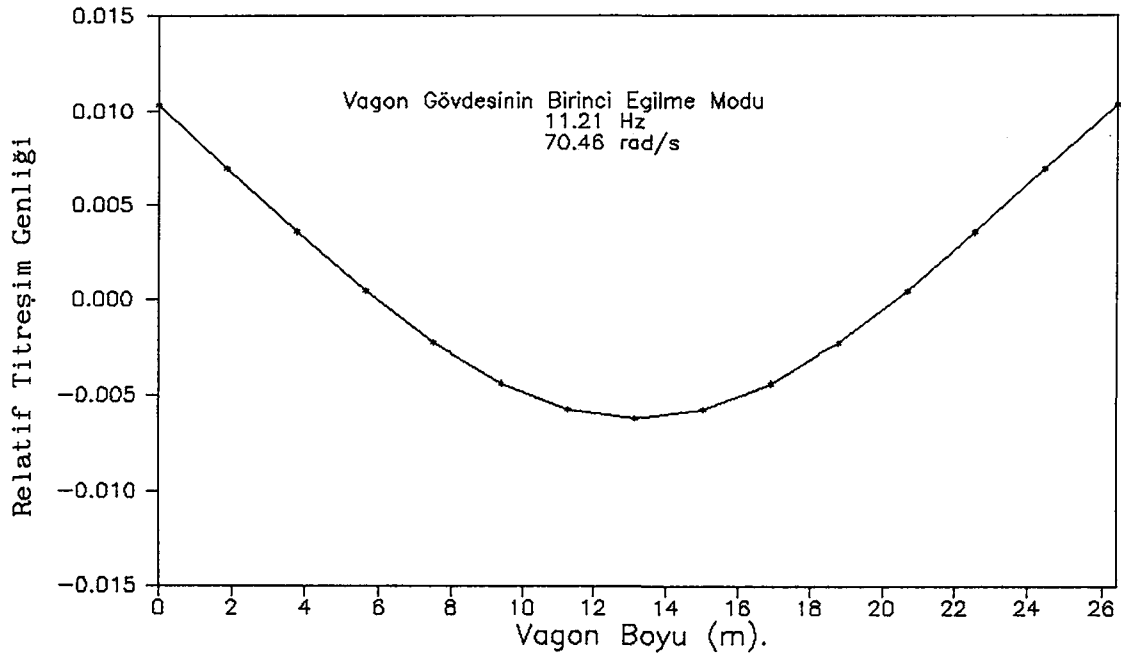
Frekans = 0.9112E+03 rad/s, 0.1450E+03 Hz

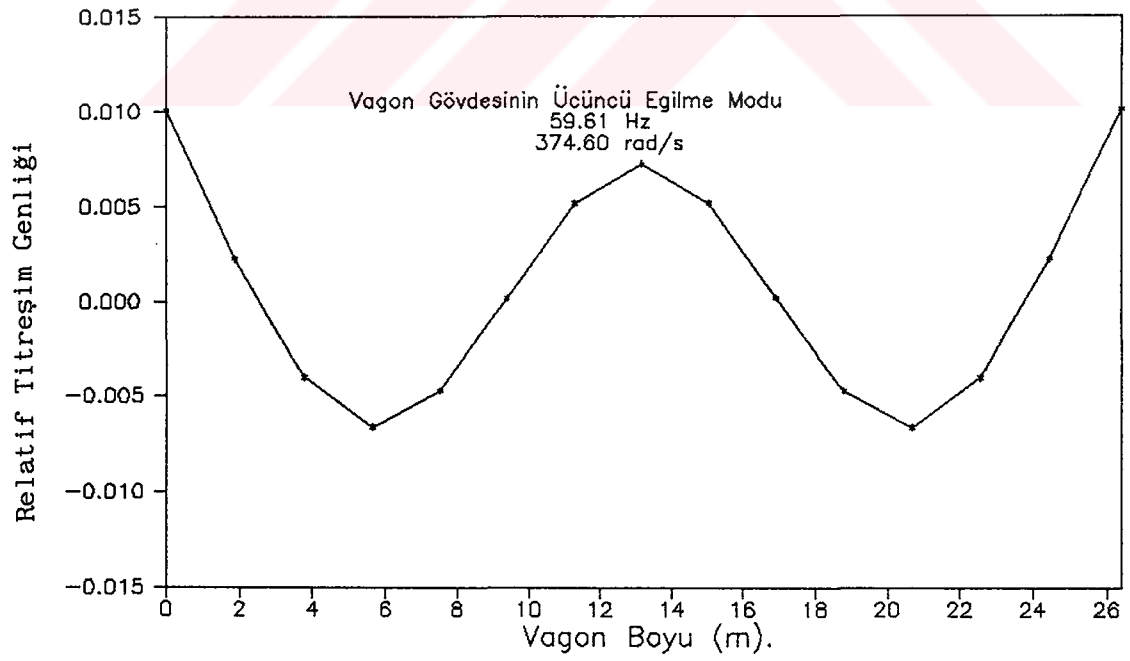
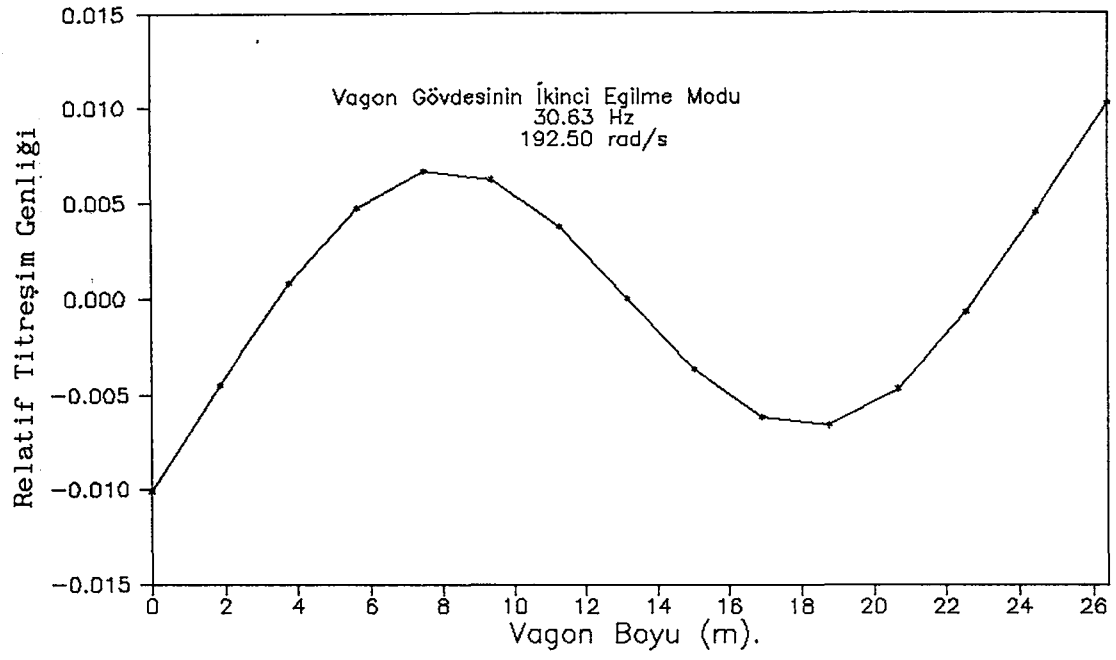
özvektör

-0.9843E-02	0.6731E-02	0.6657E-02	-0.4822E-03
-0.6321E-02	-0.2289E-02	0.2471E-02	0.4345E-02
0.2471E-02	-0.4345E-02	-0.6321E-02	0.2289E-02
0.6657E-02	0.4822E-03	-0.9843E-02	-0.6731E-02
-0.2246E-05	0.1004E-16	-0.2246E-05	0.1315E-16
0.3132E-08	0.3132E-08	0.3132E-08	0.3132E-08

EK C1

Vagon Gövdesinin Birinci, İkinci Ve Üçüncü Elastik Modlarının Çizimleri





ÖZGEÇMİŞ

1960 yılında Gediz'de doğdu. İlk ve Orta öğrenimini Gediz'de tamamladı. Haziran 1981'de İ.T.Ü. Sakarya Mühendislik Fakültesi Makina Bölümünü ikinci dereceyle bitirdi. 1981-1982 öğretim yılında İ.T.Ü. Yabancı Diller Okulunda İngilizce Hazırlık sınıfına devam etti. Haziran 1984 yılında İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Ana Bilim Dalı Konstrüksiyon İmalat Biriminde master öğrenimini tamamladı. 1982-1987 yılları arasında Sakarya Mühendislik Fakültesi Makina Bölümünde araştırma görevlisi olarak, 1987-1988 yılları arasında Milli Savunma Bakanlığı Ankara İnşaat Emlak Dairesinde kontrol mühendisi olarak görev yaptı. Halen, Türkiye Vagon Sanayi Araştırma ve Geliştirme Dairesinde tasarım baş mühendisi olarak görev yapmaktadır. Evli ve bir çocuk babasıdır.

